

**МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ
ДЛЯ ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ
ФЕРМ И КОМПЛЕКСОВ**

УДК 636:[631.171 + 631.336]

ББК 40.715

П27

Авторы:

Ужик В.Ф., Китаева О.В. Тетерядченко А.И. (ФГБОУ ВО Белгородский государственный аграрный университет им. В.Я. Горина)

Китун, А.В., Передня, В.И., Романюк Н.Н.(Белорусский государственный аграрный технический университет)

Ужик В.Ф., Китаева О.В., Тетерядченко А.И., Китун, А.В., Передня В.И., Романюк Н.Н. Машины и оборудование для животноводческих ферм и комплексов / Под общей ред. В.Ф. Ужик. – 2017. – 462 с.

В учебнике изложена теория наиболее распространенных механизированных технологических процессов животноводства, а также приведены методы расчета машин и оборудования, используемых в этих процессах.

Настоящее издание предназначено для студентов учреждений высшего и среднего специального образования, бакалавров, магистрантов и аспирантов, конструкторов сельскохозяйственной техники, инженеров и научных работников.

© ФГБОУ ВО «Белгородский государственный аграрный университет им. В.Я. Горина», 2017.

ВВЕДЕНИЕ

В рыночных условиях конкурентоспособной будет продукция, имеющая меньшую стоимость и лучшее качество. Такие показатели нельзя получить только за счет ресурсосбережения или энергосбережения. Необходимы комплексные сбережения, когда все показатели, характеризующие технологию, находятся на оптимальном уровне.

Отсюда следует, что надо создавать оптимизированные малозатратные механизированные операции и технологические процессы, которые позволят получать конкурентоспособную продукцию.

В литературе не достаточно полно освещены вопросы оптимизации схем, параметров машин и оборудования, а также эффективных методик оптимизации поточных технологических линий, комплектов машин для механизации животноводческих ферм и комплексов.

Так, при оптимизации комплектов машин для механизации животноводческих ферм математически оптимальное решение должно предопределяться, прежде всего, корректным выбором целевой функции, которая учитывала бы весь комплекс эксплуатационных и экологических параметров (рыночных требований). Только при такой стратегии можно добиться реализации потенциальных резервов, заложенных в разрабатываемых технологиях нового поколения.

Рост производства продукции животноводства, снижение затрат кормов и труда на единицу продукции немислимы без рационального использования кормов. Не просто скормить корма, а использовать их с максимальной отдачей возможно лишь тогда, когда в кормушку животного будет выдана сбалансированная по питательности кормосмесь с учетом продуктивности и физиологического состояния каждого или небольшой группы животных.

Поскольку приготовление сбалансированных кормосмесей является наиболее энергоемким и затратным процессом на животноводческих фермах и комплексах, значительное внимание уделено вопросам оптимизации параметров оборудования, входящего в поточные линии приготовления и раздачи кормов.

При комплексной механизации производственные процессы на ферме представляют собой систему инженерно-технических и связанных с ними организационно-технологических мероприятий.

В производстве продукции животноводства участвует большое количество разномарочных машин, каждая из которых, 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 их рассматривать 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.

Таким образом, следует в комплексе рассматривать все операции технологического процесса. При исследовании комплекта в целом целесообразно использовать системный подход задача которого состоит в том, чтобы дать целостную картину сложного объекта.

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

Исследование взаимодействия технологических процессов для каждого вида работ и оптимизация их параметров составляют подсистемы или второй уровень – технологический процесс. Его элементами являются технологические процессы подготовки кормов, их раздача, доение коров, первичная обработка молока, удаление навоза и т.д.

При выборе машин для производства продукции животноводства следует исходить из того, что число машин, входящих в каждую линию, должно быть минимальным. Опыт эксплуатации поточных линий показал, что чем меньше машин в линии, чем она короче, тем при прочих равных условиях она более надежна в эксплуатации.

Поэтому в учебнике рассмотрены конструктивные схемы машин и оборудования для приготовления и раздачи кормов, доения, первичной обработки мо-

лока, удаления навоза на животноводческой ферме, вопросы оптимизации их параметров. Значительное внимание уделено методики формирования поточных технологических линий.

Репозиторий БГАТУ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ ФЕРМАХ И КОМПЛЕКСАХ, КОРМАХ И СПОСОБАХ ПОДГОТОВКИ ИХ К СКАРМЛИВАНИЮ

1.1 Основные понятия и определения

Главными товарными отраслями в аграрном секторе являются скотоводство, свиноводство и птицеводство. 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 или птицеводческий комплекс, – это крупное специализированное сельскохозяйственное предприятие по производству высококачественной продукции с минимальными затратами труда и средств на базе энергосберегающей технологии и единого производственного ритма. Для промышленных комплексов характерны не только большие объемы получаемой продукции и высокий уровень механизации всех процессов, но и принципиально новая форма организации производства, которая требует подхода к решению всей совокупности технологических, организационных, технических, строительных и экономических проблем.

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

В скотоводстве, в зависимости от специализации, различают следующие типы животноводческих ферм и комплексов:

– молочные (производство молока);

- мясомолочные (производство говядины и молока);
- мясные (производство телятины и говядины);
- племенные (выращивание племенных бычков и нетелей).

В зависимости от конкретных организационно-экономических условий сельскохозяйственные предприятия применяют круглогодное стойловое, стойлово-пастбищное или стойлово-лагерное содержание скота, а по способу размещения – привязное и беспривязное или комбинированное (зимой – привязное, а летом – беспривязное).

Важное место в животноводстве занимает *свиноводство*. известны следующие виды ферм данного животноводческого направления:

- племенные фермы, снабжающие хозяйствующие субъекты племенным молодняком и свиноматками;
- товарные репродуктивные, которые выращивают поросят до 4-х месяцев и реализуют их другим хозяйствующим субъектам;
- фермы с законченным циклом производства, где имеются основные и разовые свиноматки, от которых получают поросят, доращивают их и откармливают до товарных кондиций поросят и выбракованных взрослых свиней;
- откормочные фермы хозяйства, которые приобретают поросят в возрасте 4-х месяцев, доращивают и откармливают их до 100÷120 кг живого веса и реализуют на мясо.

Птицеводство является одной из наиболее скороспелых и высокоэффективных отраслей. По скороспелости, плодовитости и эффективности оплаты корма птица значительно превосходит крупный рогатый скот и свиней. Товарной продукцией птицеводства является яйцо, мясо, пух и перо. Утиные, гусиные и индюшиные яйца из-за невысоких вкусовых качеств на пищевые цели практически используются только для инкубации.

Предприятия, занимающиеся разведением кур, бывают яичного, яично-мясного и мясного направления, а уток, гусей, индеек и индоуток – только мясного.

В птицеводстве применяют разные способы содержания птицы. Они зависят от вида птицы, назначения и интенсивности развития отрасли. Основными *способами содержания птицы* являются: клеточный; напольный; комбинированный; вольерный; выгульный; выгульно-пастбищный; на водоёме.

Производственные процессы в скотоводстве, свиноводстве и птицеводстве специфичны для каждой из этих отраслей и зависят от половозрастных групп и видов животных.

1.2 Характеристика кормов

Исходя из энергетической ценности, корма подразделяют на объемистые (в 1 кг. 0,6 к. ед. и менее) и концентрированные (в 1 кг. более 0,6 к. ед.). В практике кормоприготовления *принято следующее деление кормов:*

- стебельчатые (трава пастбищ, сено, солома, силос, сенаж);
- корнеклубнеплоды (свекла, морковь и др.);
- концентрированные (зерно, комбикорма, жмых, шроты и др.);
- корма животного происхождения (молоко, молочные продукты, отходы молочной и мясной промышленности);
- отходы технических производств (спиртовое, сахарное, консервное, пищевое, масложировое);
- корма микробиологического синтеза (дрожжи, микробный белок);
- минеральные и витаминные кормовые добавки.

Каждый вид используемых в скотоводстве кормов характеризуется физико-механическими свойствами. Знание свойств кормового сырья является основанием к расчету рабочих органов, снижению энерго- и металлоемкости кормоприготовительных машин, повышению качества кормов в процессе подготовки к скармливанию.

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

Механические свойства кормов включают коэффициенты внешнего и внутреннего трения, бокового распора, угол естественного откоса, характеристики сопротивляемости сжатию, резанию, разрушению ударом и т.д. В табл. 1.1 приведены некоторые физико-механические свойства кормов.

Таблица 1.1.

Физико-механические свойства кормов

Вид корма	Влажность, %	Объемная масса, т/м ³	Угол естественного откоса, град
Соломенная резка	14÷16	0,03÷0,05	50÷60
Травяная резка	12÷14	0,10÷0,12	–
Травяная мука	12÷14	0,18÷0,20	34÷65
Кормовая свекла измельченная	86÷88	0,67÷0,74	35÷40
Дерть:			
– ячменная	14÷15	0,46÷0,65	32÷36
– кукурузная	14÷15	0,68÷0,78	33÷36
– овсяная	14÷15	0,30÷0,36	45
Комбикорм рассыпной	14÷15	0,50÷0,55	32÷35
Комбикорм гранулированный	12÷14	0,60÷0,70	17÷22
Кормосмесь для крупного рогатого скота:			
– солома + силос	60÷64	0,15÷0,17	54÷58
– солома + силос + концкорма + раствор	65÷67	0,20÷0,35	55÷60

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.

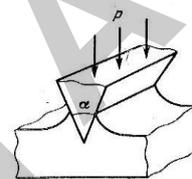
1.3 Способы подготовки и скармливания кормов

Корма подготавливают в целях:

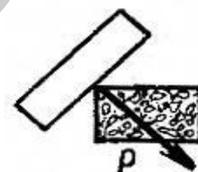
- повышения их переваримости и использования питательных веществ;
- улучшения технологических свойств;
- обеззараживания.

Среди известных способов подготовки кормов к скармливанию наиболее распространены механические:

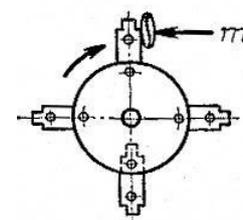
– *резание рубкой*, при котором угол резания равен нулю. В этом случае нож направлен вертикально на измельчаемый корм;



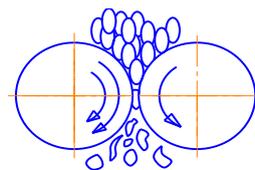
– *резание со скольжением*, при котором нож расположен по отношению к разрезаемой массе под углом $\alpha \approx 25 \div 30^\circ$. Этот процесс является наименее энергоемким;



– *дробление материала*, при котором процесс осуществляется быстровращающимися молотками (от 40–100 м/с);



– *плющение*, осуществляется вращающимися с разной скоростью навстречу друг другу вальцами;



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 отдельной, последовательной выдаче животным грубых, сочных и концентрированных кормов. Данный производственный процесс весьма энерго- и металлоёмок, так как для выдачи кормов необходимо

различное оборудование – от механизированных транспортных средств до ручных тележек. При данном способе выдача концентрированных кормов влажность до 14 % сопровождается выделением легкой фракции в окружающую среду, следствием чего являются потери части необходимых животным элементов питания. 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 [1, 2].

Скармливая корма в виде кормосмеси можно увеличить в рационе долю малоценных грубых кормов, которые в чистом виде поедаются неохотно. В состав кормосмеси можно вводить белковые, минеральные и витаминные добавки. В ряде исследований отмечается повышение на 6,4÷26,2 % продуктивности животных получавших кормосмеси по сравнению с отдельным кормлением теми же кормами. Кормосмесь значительно упрощает организацию процесса кормления. В этом случае разные по физико-механическим свойствам корма превращаются в однородную смесь, что позволяет механизировать её раздачу одним типом кормораздатчиков [3, 4].

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.

Однако кормосмесь не обеспечивает индивидуальное кормление животных, особенно высокоэнергетическими кормами. Такая неравномерность раздачи кормов снижает их энергетическую отдачу, а следовательно и рентабельность отрасли.

В этом случае повторному измельчению подвергались сенаж и силос, что увеличивает энергозатраты и металлоёмкость машин и оборудования.

При решении задачи *по повышению эффективности использования кормов* выделены два направления в нормированном кормлении животных:

- обеспечение индивидуального кормления на базе сложных автоматизированных систем;
- кормление группы животных.

Система индивидуального кормления животных включает в себя управляемый электронно-разрешающим устройством кормораздатчик. Данная система позволяет распознавать сигнал, идущий от закреплённого на каждом животном минипередатчика и организовать индивидуальное кормление и нормирование кормов в зависимости от продуктивности и физиологического состояния животного. Реализован рассмотренный способ кормления животных в механизированной *малозатратной* технологии. В этом случае, в качестве объемных компонентов, используются грубые и силосованные корма.

Предварительно подготовленные и измельченные корнеклубнеплоды, высокоэнергетические сыпучие корма (комбикорм) и различные кормовые добавки скармливаются в виде смеси, образующей многокомпонентную высокоэнергетическую добавку. В этом случае устраняется пылеобразование при раздаче комбикормов и потери питательного сока корнеклубнеплодов, исключается повторная подготовка силосованных стебельчатых кормов [5, 6]

Дозированные с учетом продуктивности животных объемные корма и высокоэнергетическая добавка смешиваются и выдаются животным в виде полнорационной кормовой смеси.

Скармливая корма данным способом, выполняются важные мероприятия по снижению энергоёмкости и металлоёмкости подготовки кормов к скармливанию:

- во-первых, повторному измельчению не подвергаются стебельчатые корма;
- во-вторых, обеспечивается скармливание дорогих высокоэнергетических кормов в зависимости от продуктивности животных.

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.

МЕХАНИЗАЦИЯ ПОДГОТОВКИ ЗЕРНОВЫХ КОРМОВ К СКАРМЛИВАНИЮ

2.1 Зоотехнические требования и 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.

Одна из широко известных технологий приготовления концентрированных кормов 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.

Показатель однородности состава измельченного зерна, обеспечивающий одинаковую кормовую ценность корма, должен быть не менее 90÷95 %. Зернофураж не должен содержать вредных примесей, земли, камней и солоmistых примесей.

Содержание целых зерен в измельченном продукте не должно превышать 0,3÷0,5 %, так как нарушение этих границ ведет к перерасходу кормов. Однако чрезмерное измельчение зерна до состояния пыли также снижает эффективность его использования. К тому же при переизмельчении увеличиваются затраты энергии на процесс дробления [7, 8].

В качестве критерия крупности продукта используют модуль помол. 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 дерти (100 г) просеивается 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. Исчисление средневзвешенного диаметра (т.е. модуля размола) проводят по формуле

$$M = \frac{d_1 m_1 + d_2 m_2 + \dots + d_{n_\phi} m_{n_\phi}}{100} = \frac{\sum_{i=1}^n d_i m_i}{100}, \quad (2.1)$$

где d_i – средний размер отверстий двух смежных сит, мм; m_i – массовый выход фракции, т.е. остаток на каждом сите, выраженный в процентах от массы всей навески, гр; n_ϕ – количество фракций, на которое разделилась навеска, шт.

Практическое определение площадей поверхности частиц проводят методом ситового анализа при помощи лабораторного рассева. В результате просеивания отобранного образца продукта получают классы частиц, отличающихся крупностью. Суммарную поверхность частиц (приближенно считая их кубической формы) всего образца подсчитывают по формуле

$$S = 6 \sum_{i=1}^n \frac{m_i}{\rho d_i}, \quad (2.2)$$

где m_i – масса i -го класса частиц, кг; ρ – плотность материала частиц, кг/м³.

Технология консервирования зерна на ранних стадиях спелости позволяет проводить уборку зерновых культур в начале восковой спелости зерна при влажности его от 14 до 40 % [9]. Перед закладкой на хранение предусматривается разрушение влажного зерна плющением, которое предусматривает разрушение зерна методом раздавливания (рекомендуемая толщина плющеного зерна злаковых культур должна быть не более 1,1÷1,8 мм) [9]. 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.

Заготовка на корм зерна, убранный 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.

Известен способ скармливания фуражного зерна влажностью от 14 до 40 %, в соответствии с которым зерно восковой спелости *необходимо измельчить* [10]. В данном случае целостность зерна нарушается путём разрезания на части его клеток, что сводит к минимуму выделение сока, наиболее богатого питательными веществами.

Измельчение зерна увеличивает его поверхность, что ведет к увеличению усвояемости корма. При измельчении зерна уменьшаются его геометрические размеры, что исключает восстановление прежней формы и снижает энергозатраты процесса уплотнения корма при закладе на хранение.

2.2 Классификация, устройство и процесс работы машин для подготовки зернофуража к скармливанию

Выбор способа приготовления концентрированных кормов определяется рядом факторов, в числе которых физико-механические свойства измельчаемого зерна.

В зависимости от характера и величины, приложенных к зерну внешних сил в зерне возникают деформации, которые могут быть *упругими* (обратимыми) и *пластическими* (необратимыми).

При упругой деформации, после снятия внешних сил, зерно под действием сил межзатомного взаимодействия возвращается в первоначальное состояние.

Пластические деформации проявляются при нагрузках, превышающих предел упругости. В отличие от других, пластические деформации развиваются

с очень маленькой скоростью. Увеличение пластической деформации зависит не только от величины приложенного напряжения (нагрузки), но и скорости и продолжительности нагружения.

Развитие упругих, а затем пластических деформаций в зерне при воздействии на него внешних сил заканчивается разрушением. Оно наступает при возникновении в нем напряжений, превышающих некоторый предел, называемый пределом прочности, или критическим напряжением:

$$\sigma^* = \sqrt{\frac{2E \lambda}{\pi l_m}}, \quad (2.3)$$

где E – модуль упругости материала; l_m – длина трещины в материале, м; λ – удельная работа разрушения на единицу приращения поверхности продукта (константа материала).

Если задача состоит в *хрупком измельчении зерна*, то усилие следует прилагать быстро, прежде чем успеют развиваться в зерне релаксационные процессы (рассасывание напряжений). При этом зерно претерпевает небольшую деформацию.

Если требуется *вязкое разрушение*, то усилие нужно прилагать медленно. В этом случае будет преобладать не хрупкое разрушение, а расплющивание зерна.

Для подготовки к скармливанию зернофуража *путем ударного воздействия* используются молотковые дробилки. В машинах этого типа кроме разрушения от ударов по зерну молотками, продукт дополнительно измельчается при ударах о рифленые деки.

По расположению рабочей камеры дробилки могут горизонтальные и вертикальные. Эти машины, *в зависимости от организации рабочего процесса*, подразделяются на:

– машины открытого типа, в которых материал не участвует в круговом вращении. В таких дробилках продукт быстро эвакуируется из рабочей камеры, а механическим фактором измельчения является свободный удар молотка по поступающему материалу. Технологическая схема рабочего процесса дробилки открытого типа представлена на рис. 2.1.

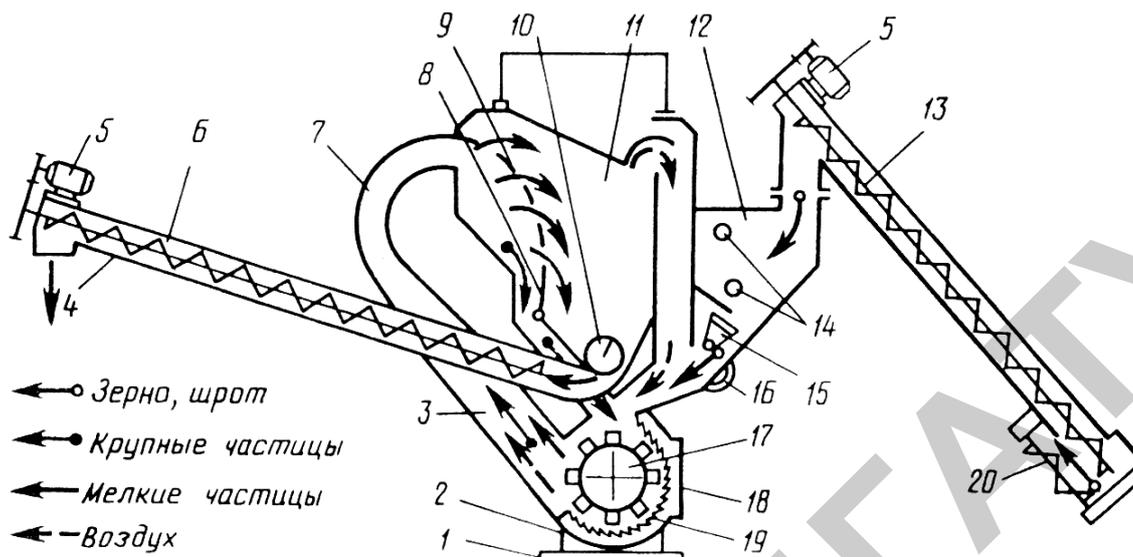


Рис. 2.1. Схема рабочего процесса дробилки открытого типа:

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

Дробильный барабан 17 расположен горизонтально и закреплен внутри корпуса 2, состоит из вала с набором дисков и шарнирно качающихся на осях молотков. На внутренней, цилиндрической, поверхности корпуса 2 установлены деки 19, положение которых относительно молотков регулируется. Снаружи, к корпусу 2 крепится разделительная камера 11 и кормопровод 7, бункер 12 для зерна.

Разделительная камера 11 служит емкостью в которой измельченный продукт разделяется на крупную и мелкую фракции. Перегородки в камере 11 образуют каналы – один для возврата воздуха в дробильную камеру, другой для возврата крупной фракции на доизмельчение. В нижней части камеры 11 установлен шнек 10 для выгрузки из нее готового продукта.

Крупность помола регулируют поворотом заслонки 8 в разделительной камере 11 и сменным сепаратором 9. Сепаратор 9 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. В дробилках закрытого типа решето и деки охватывают весь барабан. Технологическая схема рабочего процесса дробилки закрытого типа, ротор которой расположен горизонтально, представлена на рис. 2.2.

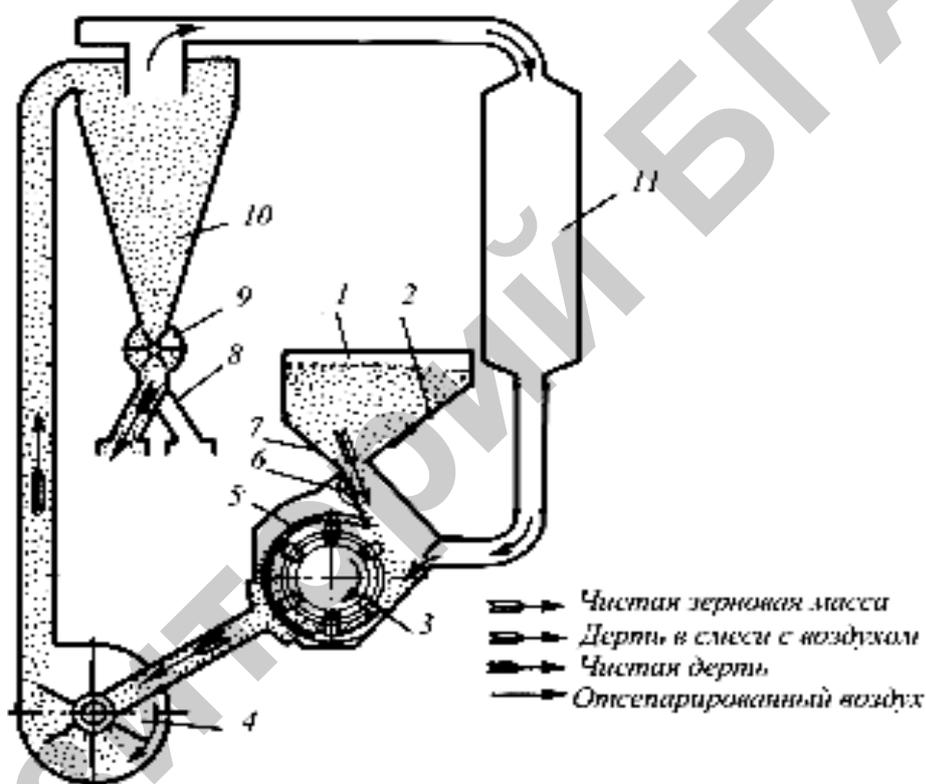


Рис. 2.2. Схема рабочего процесса дробилки закрытого типа

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.

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. Все узлы смонтированы на раме.

Загрузочный бункер для зерна имеет в нижней части заслонку, которая регулирует поступление сыпучих кормов в дробильную камеру.

Циклон 10 отделяет дробленое зерно от воздуха. Снизу к нему прикреплен шлюзовой затвор. Сверху находится цилиндрический патрубок с улиткообразным выбросным кожухом.

Шлюзовой затвор 9 предназначен для вывода муки из нижней части циклона 10 и состоит из чугунного корпуса, боковин и ротора с прорезиненными лопастями. Он препятствует выходу воздушного потока из циклона. Привод ротора осуществляется клиноременной передачей, червячным редуктором и гибкой муфтой. Снизу шлюзового затвора закреплен двух патрубковый растроб с перекидной заслонкой и мешкодержателями.

Пневмопроводы соединяют циклон с вентилятором, и через полотняный фильтр 9 с подводящим воздушным патрубком.

Дробильный аппарат состоит из чугунного корпуса 4, боковины 3, откидной крышки, двух рифленых дек 5, сменного решета и дробильного барабана (рис. 2.3).

При измельчении зерна, в камеру дробилки вставляют решето. Требуемая степень измельчения зерна обеспечивается с помощью сменных решет 5 с отверстиями требуемого размера, например 4; 6; 8 и 10 мм.

Дробильный барабан состоит из дисков 6, закрепленных на валу шпонкой 11. Расстояние между дисками зафиксировано распорными втулками 10. В выполненных на дисках 6 отверстиях крепятся оси 9, на которых установлены молотки 7. Расстояние между молотками отрегулировано распорными втулками 8.

Верхнее окно камеры дробильного аппарата соединено с загрузочным бункером 1, нижнее – с подводящим воздушным патрубком, имеющим продольную щель для направления воздушного потока в дробильную камеру. На задней стенке верхнего окна закреплен магнитный сепаратор 6.

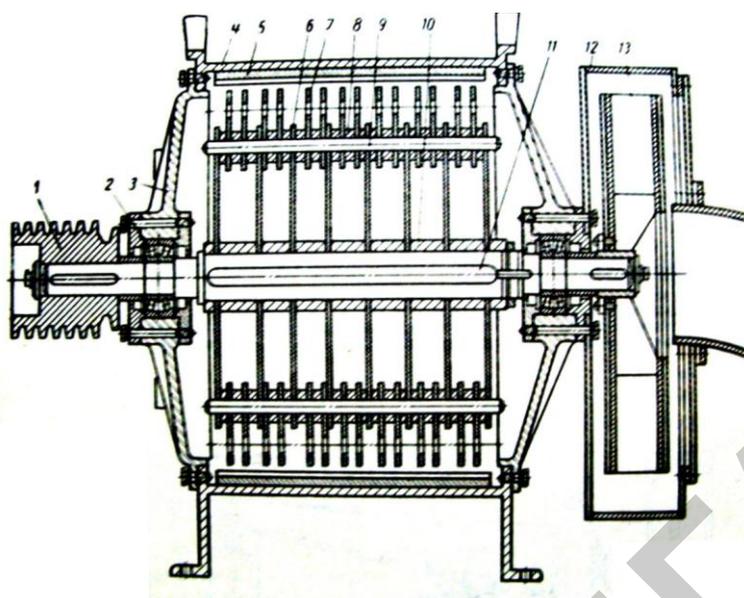


Рис. 2.3. Дробильный аппарат с вентилятором:

1 – шкив; 2 – двухрядный сферический подшипник; 3 – боковина; 4 – корпус; 5 – дека; 6 – диск; 7 – молоток; 8, 10 – распорные втулки; 9 – ось; 11 – шпонка; 12 – кожух вентилятора; 13 – вентилятор; 14 – всасывающий патрубок.

При дроблении зерновых кормов в крышку дробильной камеры устанавливают сменное решето. Нижнее окно крышки соединяют сменным всасывающим патрубком с вентилятором. Включают дробилку в работу и регулируют заслонкой зернового бункера степень загрузки.

Загружаемое в приемный бункер зерно очищается магнитным сепаратором от стальных предметов и попадает в дробильную камеру. 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 растроб поступает в тару, а воздух уходит через отводящий пневмопровод, фильтр и приемный воздушный патрубок снова в дробильную камеру.

Часть воздуха через фильтр выходит наружу. Этим создается некоторое разрежение при выходе в дробильную камеру, благодаря чему устраняется распыливание измельченного корма через неплотности дробильной камеры.

К специализированным дробилкам *закрытого типа* относятся машины с вертикально расположенной рабочей камерой (рис. 2.4).

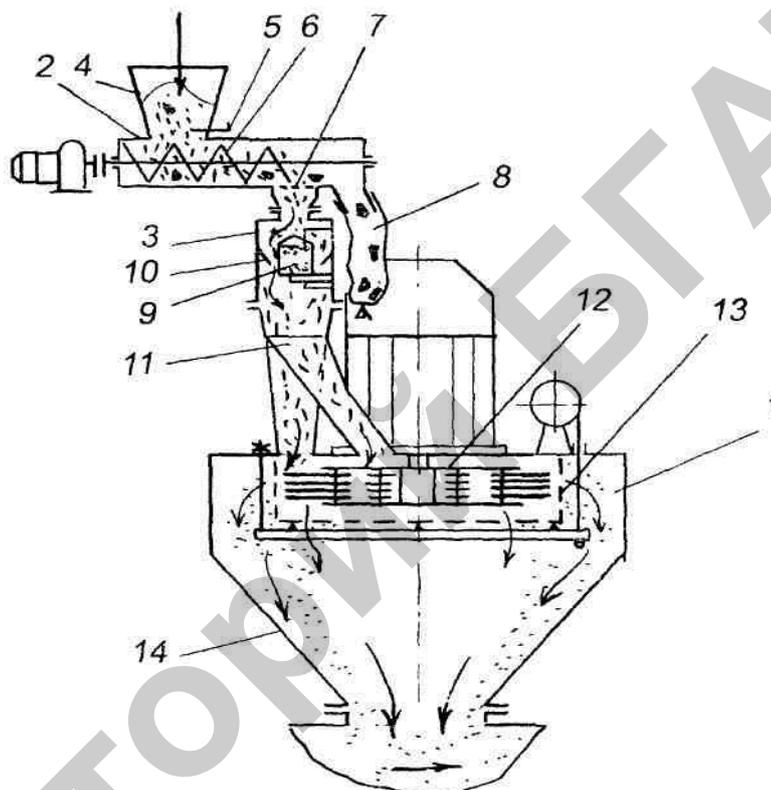


Рис. 2.4. Схема рабочего процесса дробилки закрытого типа с вертикально расположенной рабочей камерой:

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.

Внутри рабочей камеры 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.

Активным рабочим органом дробильных аппаратов является *молоток*. По форме поверхности молотки бывают (рис. 2.5):

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

Для крепления молотков выполнены отверстия. Изготавливают молотки из стали Ст 25, Ст 65. Толщина молотков может находиться в пределах от 2 до 5мм (наименьшее значение выбирается при измельчении зерна).

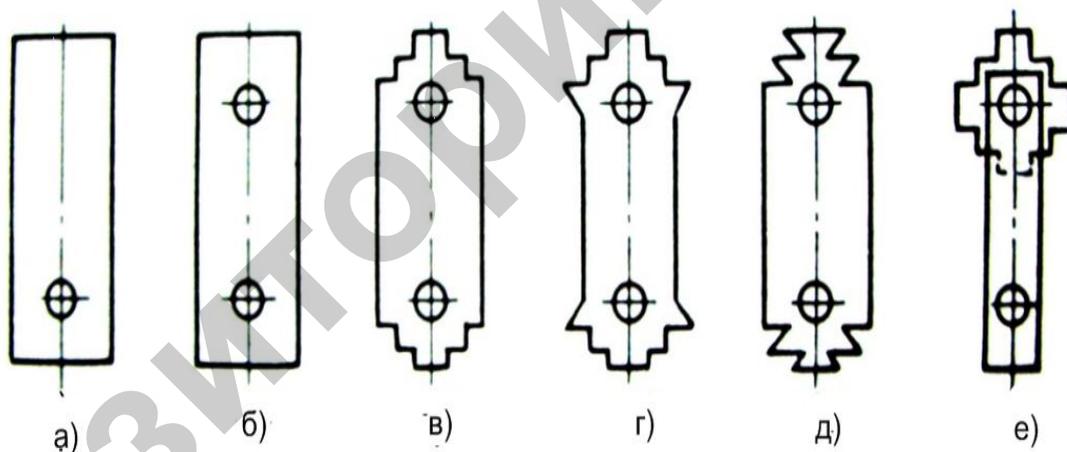
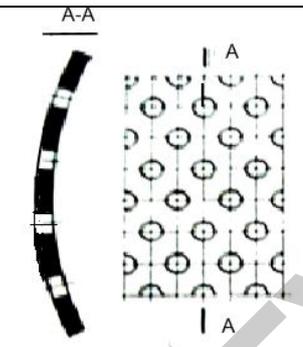
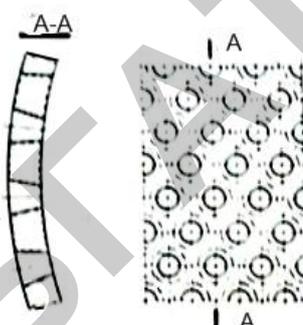
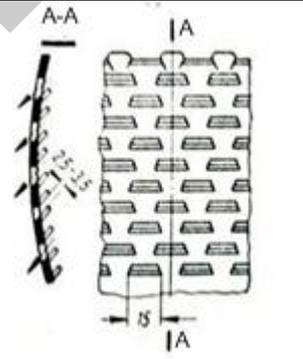


Рис. 2.5. Формы молотков

Решето дробилки предназначено для отделения измельченного зерна от не измельченного. По конструктивному исполнению решета могут быть с пробивными отверстиями:

<p>– с цилиндрической формой. Преимуществом решета с цилиндрическим отверстиям является простота в изготовлении, а недостатком относительно низкая производительность.</p>	
<p>– с конической формой отверстия. Преимуществом решета с конической формой отверстия является увеличение производительности дробилки, а недостатком сложность в изготовлении.</p>	
<p>– чешуйчатые, у которых, перед отверстиями, выполнены выступы.</p> <p>Преимуществом решета является увеличение производительности дробилки, а недостатком сложность в изготовлении и ограниченный срок эксплуатации.</p>	

Для активизации процесса дробления зерна, в качестве пассивных рабочих органов, по внутреннему периметру рабочей камеры устанавливаются *рифленные деки* – пластины, на поверхности которых выполнены рифы, 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.

Практически все рассмотренные молотковые дробилки зерна имеют существенный *недостаток*, выражающийся в неоднородности гранулометрического состава готового продукта. Если недоизмельченные частицы после просева можно вернуть на повторное измельчение, то с переизмельченными ничего нельзя поделать. Они являются мерой несовершенства процесса, вызывают излишние энергозатраты, вредят животному [11]. Этот недостаток можно устранить введением в технологическую схему измельчения контрольной операции просеивания, т.е. путем применения многоэтапного измельчения с промежуточной сепарацией.

Конструктивно измельчитель зерна *с промежуточной сепарацией продукта* (рис. 2.6) выполнен в виде вертикально расположенной рабочей камеры с двумя ярусами последовательно расположенных решёт. Диаметр отверстий в верхнем ярусе решет больше чем в нижнем. Над каждым ярусом решет закреплены активные рабочие органы [12, 13].

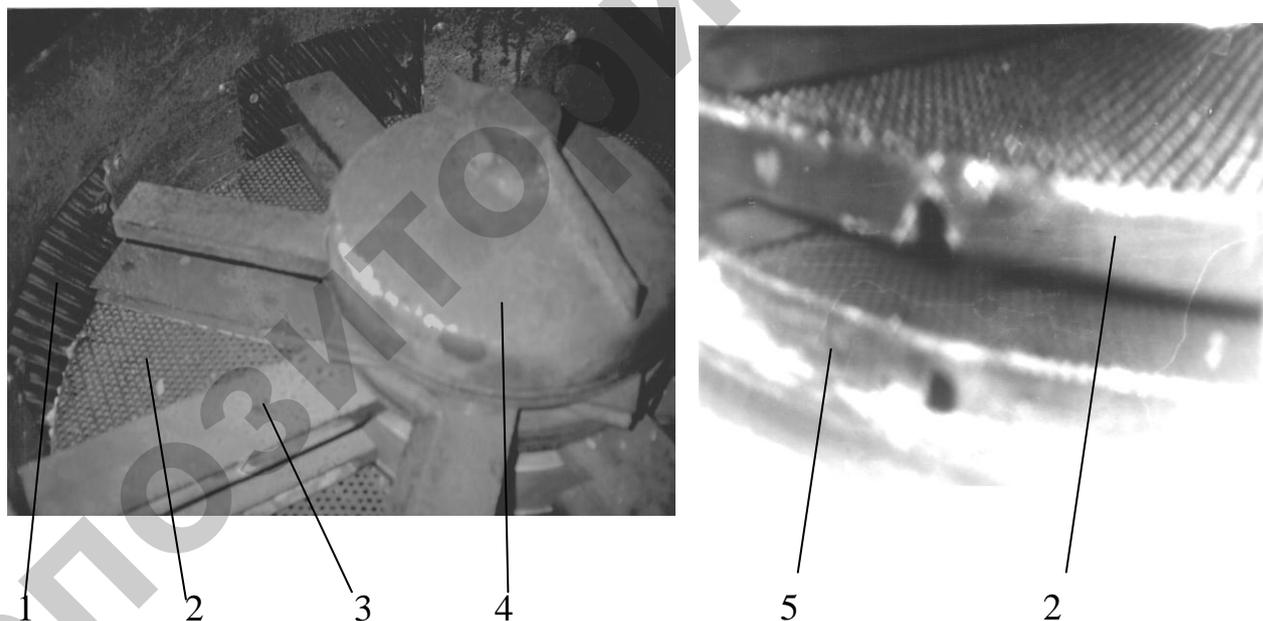


Рис. 2.6. Измельчитель зерна с промежуточной сепарацией продукта в рабочей камере:

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

Поскольку верхнее решето выполнено с большим диаметром отверстий, то обеспечивается предварительное измельчение зерна и выравнивание его фрак-

ционного 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.

В качестве пассивных рабочих органов используются установленные по внутреннему периметру рабочей камеры рифленые деки, рифы 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 энергоемкость 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 энергоемкость процесса измельчения зерна составила 8,19 кВт ч/т при производительности 2,68 т/ч /14,15/.

2.3 Определение затрат энергии на разрушение зерна в дробилках ударного действия

Величину работы на разрушение зерна в дробилках ударного действия, на основании закона о сохранении энергии при ударе, можно определить по формуле /16/

$$A_m = A_v + A_s + A_{раз}. \quad (2.4)$$

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; $A_{раз}$ – энергозатраты на разрушении зерна, Дж.

Кинетическая энергия движущего молотка до удара:

$$A_m = \frac{mv_m^2}{2}, \quad (2.5)$$

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:

$$A_V = \chi U_{max}, \quad (2.6)$$

где χ – коэффициент рассеяния энергии зерновкой.

Максимальная потенциальная энергия упругой деформации, запасенная в теле объемом V , как известно из теории упругости, равна:

$$U_{max} = \frac{\sigma^2 V}{2E}, \quad (2.7)$$

где σ – напряжение в зерновке, Н/м²; V – объем зерновки, м³; E – модуль упругости.

Кинетическая энергия движущего молотка после удара по зерну:

$$A_s = \frac{mv_{\text{ч}}^2}{2}, \quad (2.8)$$

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

Подставив в (2.4) значения составляющих, уравнение энергетического баланса при единичном ударе, достаточном для разрушения зерновки, имеет вид:

$$\frac{mv_m^2}{2} = \chi \frac{\sigma^2 V}{2E} + \frac{mv_{\text{ч}}^2}{2} + A_{\text{разр}}, \quad (2.9)$$

откуда с учетом числа ударов, величину затрачиваемой энергии на разрушение зерна можно определить по формуле

$$A_{\text{разр}} = \left[\frac{mv_m^2}{2} - \left(\chi \frac{\sigma_n^2 V}{2E} + \frac{mv_{\text{ч}}^2}{2} \right) \right] n, \quad (2.10)$$

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.

Игнорирование этих диапазонов ведет к увеличению энергоемкости процесса измельчения.

Затраты энергии на измельчение 1 кг ячменя (средний размол) при $v_m = 130$ м/с равны 2,3 кВт ч/т. Однако в настоящее время лучшие образцы измельчителей зерна ударного действия имеют удельную энергоемкость не менее $5,0 \div 5,5$ кВт·ч/т. Это значит, что около половины энергозатрат имеют непродуцируемый характер и связаны с генерированием сопутствующего воздушного потока, трением частиц материала друг о друга и рабочие органы (что повышает нагрев тех и других), неоптимальным числом ударов для разрушения и т.д.

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 %.

Из данных, полученных Л.А. Глебовым, следует, что гарантированное разрушение всех без исключения зерен ячменя наблюдается при скорости удара 130 м/с и выше, пшеницы – 115 м/с и выше, овса 105 м/с и выше. Это скорости, обуславливают напряженный динамический режим работающих на принципе удара измельчителей.

Потребная мощность на измельчение корма определяется по формуле

$$N = N_{\dot{E}Q} + N_{\dot{O}} + N_{X.X}; \quad (2.11)$$

где $N_{ИЗМ}$ – мощность, затрачиваемая на разрушение материала, кВт; $N_{Ц}$ – мощность, затрачиваемая на циркуляцию корма в рабочей камере, кВт; $N_{X.X}$ – мощность холостого хода дробилки, кВт.

Мощность, затрачиваемая на разрушение материала, определяется по формуле:

$$N_{изм} = P_{изм} v_m, \quad (2.12)$$

где v_m – скорость молотков, м/с; $P_{изм}$ – сила, затрачиваемая на разрушение, Н.

Сила, затрачиваемая на разрушение:

$$P_{изм} = S \cdot \sigma_{разр}, \quad (2.13)$$

где S – рабочая площадь молотка, м².

Рабочая площадь молотка определяется по формуле:

$$S = l_{м. раб} h_m, \quad (2.14)$$

где $l_{м. раб}$ – рабочая длина молотка, м; h_m – толщина молотка, м; $\sigma_{разр}$ – разрушающее контактное напряжение, Н/м².

Для зерновых $\sigma_{разр} = (70 \pm 20) \cdot 10^5$ Н/м². Для стебельчатых $\sigma_{разр} = (100,4 \pm 20) \cdot 10^5$ Н/м².

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

$$N_{ц} + N_{хх} = (0,15 - 0,20) N_{изм} \quad (2.15)$$

2.3.1 Определение параметров дробилки

Важным показателем, характеризующим дробилку кормов, является ее производительность. Этот показатель во многом зависит от просеиваемости ситовой поверхности. Для определения этого параметра решета проанализируем рабочий процесс, протекающий в камере измельчения.

Зерновой корм, поступая в рабочую камеру измельчителя, подвергается воздействию вращающихся рабочих органов, 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 [17]. В этом случае *пропускную способность решета* можно определить по формуле

$$Q_{pl} = S_{cen} \rho v_{np}, \quad (2.16)$$

где S_{cen} – площадь сепарирующей поверхности, m^2 ; ρ – плотность корма, kg/m^3 ; v_{np} – скорость прохождения измельченного продукта через отверстия в решетке, m/c .

Площадь сепарирующей поверхности можно определить по формуле

$$S_{cen} = S_{решета} - S_{отв}, \quad (2.17)$$

где $S_{решета}$ – площадь решета, m^2 .

Площадь решета определяется по формуле

$$S_{решета} = DL \frac{\alpha}{360^0}, \quad (2.18)$$

где D – диаметр рабочей камеры дробилки, m ; L – длина рабочей камеры дробилки, m ; α – угол охвата решетом дробильной камеры, град; $S_{отв}$ – площадь отверстий в решетке, m^2 .

Площадь отверстий в решетке определяется по формуле

$$S_{отв} = \frac{\pi d_{отв}^2}{4} Z_{отв}, \quad (2.19)$$

где $d_{отв}$ – диаметр отверстия в решетке, mm ; $Z_{отв}$ – число отверстий на сите, шт.

Тогда площадь сепарирующей поверхности:

$$S_{cen} = DL \frac{\alpha}{360^0} - \frac{\pi d_{отв}^2}{4} Z_{отв}. \quad (2.20)$$

Таким образом, пропускная способность решета зависит от скорости продвижения измельченного продукта через отверстия в сите.

Из схемы скоростей просеиваемого продукта через отверстия в решетке (рис. 2.7) видно, что частицы перемещаются в зарешетное пространство в направлении вектора абсолютной скорости, которая и определяет скорость прохождения измельченного продукта через отверстия в решетке, т.е. $v_{np} = v_{абс}$.

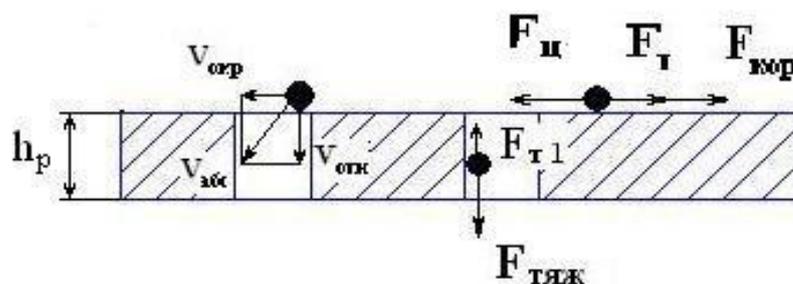


Рис. 2.7. Схема для определения пропускной способности решета

Определить абсолютную скорость можно по формуле

$$v_{abc} = \sqrt{v_{окр}^2 + v_{отн}^2} \quad (2.21)$$

Для определения окружной скорости частицы корма $v_{окр}$, перемещающейся по ситовой поверхности, рассмотрим действующие на нее силы. На частицы зернофуража при измельчении действует центробежная сила $F_{ц}$, Кориолисова сила $F_{к}$ и сила трения $F_{т}$, определить которые можно по формулам:

Сила трения частицы о поверхность решета, возникающая от силы тяжести:

$$F_{т} = f_{к} m_{к} g, \quad (2.22)$$

где $f_{к}$ – коэффициент трения корма по стали; $m_{к}$ – масса частицы, кг;

Центробежная сила:

$$F_{ц} = m_{н} \omega_p^2 r_{н}, \quad (2.23)$$

где ω_p – угловая скорость ротора измельчителя, c^{-1} ; $r_{н}$ – расстояние от оси крепления молотка до частицы, м; $m_{н}$ – масса молотка, кг;

Кориолисова сила:

$$F_{кор} = 2 m_{к} \omega_p v_{окр}, \quad (2.24)$$

где $v_{окр}$ – окружная скорость движения частицы зернофуража, м/с.

Тогда можно записать уравнение движения частицы по поверхности решета:

$$m_n \omega_p^2 r_n = f_k m_k g + 2 m_k \omega_p v_{окр}.$$

Откуда

$$v_{окр} = \frac{m_n \omega_p^2 r_n - f_k m_k g}{2 m_k \omega_p}. \quad (2.25)$$

Для определения относительной скорости частицы корма, перемещающейся по отверстию в сите, рассмотрим действующие на нее силы. На частицы зернофуража действует сила тяжести $F_{тяж}$ и сила трения частицы зерна о поверхность отверстия сита F_{m1} , определить которые можно по формулам.

Сила тяжести:

$$F_{тяж} = \frac{m_k v_{отн}^2}{h_p}, \quad (2.26)$$

где $v_{отн}$ – относительная скорость движения частицы зернофуража, м/с; h_p – толщина решета, м.

Сила трения частицы о поверхность отверстия сита:

$$F_{m1} = f_k m_k g, \quad (2.27)$$

где f_k – коэффициент трения корма по стали; m_k – масса частицы, кг.

Тогда уравнение движения частицы по отверстию сита:

$$\frac{m_k v_{отн}^2}{h_p} - f_k m_k g = 0.$$

Откуда:

$$v_{i\delta i}^2 = f_k h_p g. \quad (2.28)$$

Абсолютную скорость движения частицы через отверстие решета определим по формуле

$$v_{abc} = \sqrt{\left(\frac{m_n \omega_p^2 r_n - f_k m_k g}{2 m_k \omega_p}\right)^2 + f_k h_p g}. \quad (2.29)$$

Тогда пропускную способность решета можно определить по формуле

$$Q_{pl} = \left(DL \frac{\alpha}{360^0} - \frac{\pi d_{oms}^2}{4} Z_{oms} \right) \rho \sqrt{\left(\frac{m_n \omega_p^2 r_n - f_k m_k g}{2 m_k \omega_p}\right)^2 + f_k h_p g}. \quad (2.30)$$

Пропускная способность решета в установившемся режиме работы измельчителя зависит от ряда факторов. Так, с положительным увеличением отношения геометрических размеров рабочей камеры и ротора измельчителя производительность будет возрастать [18–20].

При максимально возможной площади решета, площадь его живого сечения зависит от диаметра отверстий и их числа, приходящегося на единицу поверхности. С целью увеличения пропускной способности следует выбирать наибольший диаметр отверстия. Увеличение диаметра отверстий снижает и затраты энергии на выполняемый процесс. Однако увеличение этого параметра решета влечет за собой рост крупности измельчаемого материала, что при определенных условиях лишает смысла эксплуатацию измельчителя. Диаметр отверстий в решете следует выбирать в зависимости от требований к конечному продукту. Максимальное их число в единице площади определяется конструктивно с учетом прочности решета.

Диаметр рабочей камеры определим по формуле (рис. 2.8):

$$D = (l + R_n + \Delta h + \Delta h_1) \times 2; \quad (2.31)$$

где l – расстояние от оси крепления молотка до его торцевой грани, м. Определяем из соотношения:

$$a = 1,5l, \rightarrow l = \frac{a}{1,5}, \quad (2.32)$$

a – длина молотка, м; R_n – расстояние от оси барабана до оси подвеса молотка, м;

$$l = \frac{4}{9} R_n \rightarrow R_n = 2,25 \times l, \quad (2.33)$$

где Δh – зазор между торцами молотка и декой, м; Δh_l – толщина деки или сита, м.

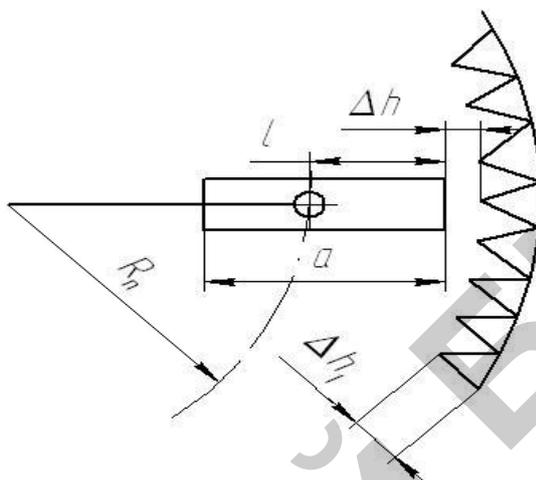


Рис. 2.8. Схема к расчету диаметра молотковой дробилки

Число молотков в дробильной камере можно определить по формуле

$$Z = \frac{LK_z}{\delta}, \quad (2.34)$$

где L – длина дробильного барабана, м; K_z – число молотков идущих по следу, $K_z = (1 \div 6)$; δ – толщина молотка, м.

Для активизации процесса дробления зерна по внутреннему периметру рабочей камеры устанавливаются рифленные деки. В этом случае за счет разности скоростей между вращающимися рабочими органами и кормом происходит его разрушение.

Параметры риф должны обеспечивать эффективные условия для осуществления перечисленных видов разрушений. Из схемы на рис. 2.9, а видно, что для обеспечения прямого центрального удара фронтальная грань должна располагаться под углом α_p к радиусу рабочей камеры. Наиболее эффективней располагать фронтальную грань под углом α_p исходя из условия [18]:

$$\arccos(1 - l_g/R_H) \leq \alpha_p \leq \pi - 2(\varphi_1 + \varphi_2), \quad (2.35)$$

где l_g – расстояние от точки вылета частицы до деки, м; R_H – радиус, описываемый активными рабочими органами, м; φ_1, φ_2 – углы трения корма, соответственно, по поверхности деки и активного рабочего органа, град.

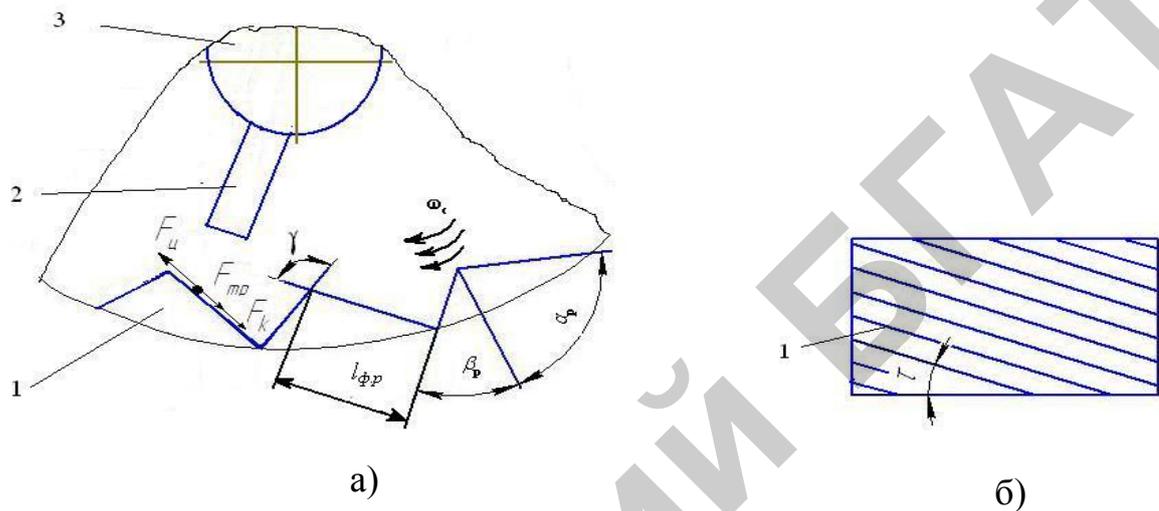


Рис. 2.9. Схемы к определению геометрических параметров риф:
 а) фрагмент рабочей камеры измельчителя: 1 – риф; 2 – нож; 3 – ротор измельчителя; б) дека: 1 – рифы

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

$$\gamma_{min} > 2\varphi. \quad (2.36)$$

Для рационального числа рифов на деке значение угла γ должно находиться в диапазоне 80÷100 градусов.

Забивание впадин между смежными рифами происходит из-за постоянного смещения частиц корма вдоль радиуса активного рабочего органа к внутренней поверхности рабочей камеры. Грань выступа рифа, расположенная за его фронтальной гранью, ограничивает перемещение частиц между рифами и приводит к их залипанию. Устранение данного недостатка возможно при замене трения покоя на трение движения. Для этого рифы на деке должны располагаться под

углом τ к горизонтальной плоскости (рисунок 2.9б), значение которого должно быть в пределах:

$$65^{\circ} \div 75^{\circ} \geq \tau \geq 40^{\circ} \div 58^{\circ}. \quad (2.37)$$

При известных углах наклона рифа, неизвестной величиной является длина фронтальной грани рифа, по которой перемещается измельчаемый материал. Для определения данного параметра рассмотрим силы, действующие на частицу корма при перемещении ее по фронтальной плоскости рифа.

При измельчении зернофуража частицы корма, поступающие в рабочую камеру, подвергаются воздействию активных рабочих органов. В этом случае кормовой поток меняет свое направление движения. Частицы корма начинают двигаться с относительной скоростью к внутренней поверхности рабочей камеры. Одновременно они приобретают переносную скорость, действием которой увлекаются в круговое движение. При этом на частицу корма, перемещающуюся по фронтальной плоскости рифа, действуют следующие силы:

– сила трения частицы о поверхность рифа:

$$F_m = f_k m_k g, \quad (2.38)$$

где f_k – коэффициент трения по металлу; m_k – масса частицы, кг;

– центробежная сила:

$$F_u = m_k \omega_c^2 l_{\phi.p}, \quad (2.39)$$

где ω_c – частота вращения слоя корма внутри рабочей камеры, s^{-1} ; $l_{\phi.p}$ – длина фронтальной плоскости рифа, м;

– Кориолисова сила:

$$F_{кор} = 2m_k \omega_c \frac{dl_{\phi.p}}{dt}, \quad (2.40)$$

где $dl_{\phi.p} / dt$ – скорость движения частицы зернофуража, м/с.

Тогда можно записать дифференциальное уравнение движения частицы относительно ножа в следующем виде:

$$m_{\kappa} \frac{d^2 l_{\phi,p}}{dt^2} - m_{\kappa} \omega_c^2 l_{\phi,p} + 2 f m_{\kappa} \omega_c \frac{dl_{\phi,p}}{dt} = -f_{\kappa} m_{\kappa} g. \quad (2.41)$$

Полученное уравнение является линейно-неоднородным 2-го порядка, общее решение его складывается из общего решения однородного линейного уравнения.

При начальных условиях $t=0$, $l_{\phi,p} = 0$, $dl_{\phi,p}/dt=0$ и при известных значениях коэффициентов решение уравнения (2.41) будет иметь вид:

$$l_{\phi,p} = \frac{f_{\kappa} g}{\omega_c^2} \left[\left(\frac{f_{\kappa} + \sqrt{f_{\kappa}^2 + 1}}{2\sqrt{f_{\kappa}^2 + 1}} \right) e^{(f_{\kappa} \omega_c + \omega_c \sqrt{f_{\kappa}^2 + 1})t} - \left(\frac{f_{\kappa} + \sqrt{f_{\kappa}^2 + 1}}{2\omega_c^2 \sqrt{f_{\kappa}^2 + 1}} \right) e^{(f_{\kappa} \omega_c - \omega_c \sqrt{f_{\kappa}^2 + 1})t} + 1 \right]. \quad (2.42)$$

Чтобы исключить забивание измельчаемым зернофуражом впадин между смежными рифами, фронтальная грань рифа на деке располагается под углом τ к горизонтальной плоскости (рис. 2.9, б). Тогда уравнение для определения длины фронтальной грани рифа будет иметь вид:

$$l_{\phi,p} = tg \tau \frac{f_{\kappa} g}{\omega_c^2} \left[\left(\frac{f_{\kappa} + \sqrt{f_{\kappa}^2 + 1}}{2\sqrt{f_{\kappa}^2 + 1}} \right) e^{(f_{\kappa} \omega_c + \omega_c \sqrt{f_{\kappa}^2 + 1})t} - \left(\frac{f_{\kappa} + \sqrt{f_{\kappa}^2 + 1}}{2\omega_c^2 \sqrt{f_{\kappa}^2 + 1}} \right) e^{(f_{\kappa} \omega_c - \omega_c \sqrt{f_{\kappa}^2 + 1})t} + 1 \right]. \quad (2.43)$$

Из формулы (2.43) видно, что при определении длины фронтальной поверхности рифа необходимо учитывать динамический характер процессов, происходящих при измельчении зернофуража в рабочей камере измельчителя.

Практическое занятие. Рассчитать длину фронтальной грани рифа.

Первоначально определим длину фронтальной поверхности рифа по формуле (2.42):

$$l_{\phi,p} = \frac{0,4 \times 9,8}{42,1^2} \left[\left(\frac{0,4 + 1,077}{2 \times 1,077} \right) \times 2,7^{(0,4 \times 42,1 + 42,1 \times 1,077) \times 0,024} - \left(\frac{0,4 + 1,077}{2 \times 42,1^2 \times 1,077} \right) 2,7^{(0,4 \times 42,1 - 42,1 \times 1,077) \times 0,024} + 1 \right] =$$

$$= 0,0023 \left[(0,68) \times 2,7^{1,43} - (0,0003) \times 2,7^{-0,68} + 1 \right] = 0,0087 \text{ м.}$$

По формуле (2.43) определим длину фронтальной грани рифа. Приняв угол наклона рифа равным 50 градусов $l_{\phi,p} = 1,1918 \cdot 0,0087 = 0,01$ м. Полученное значение длины фронтальной поверхности рифа принято при изготовлении деки к экспериментальному модулю для измельчения зернофуража.

2.4 Машины для подготовки к скармливанию зерна молочно восковой спелости и определение их основных параметров

Для заготовки к скармливанию влажного зерна применяется *два способа*:

- разрушение зерна плющением;
- разрушение зерна резанием.

Процесс плющения предусматривает разрушение зерна методом раздавливания для превращения зерна в хлопья.

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

Технологический процесс протекает следующим образом. Зерно направляется на валцы плющилки (рис. 2.10).

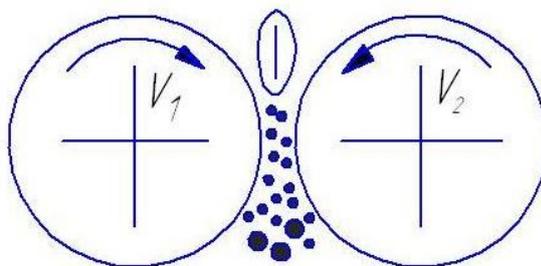


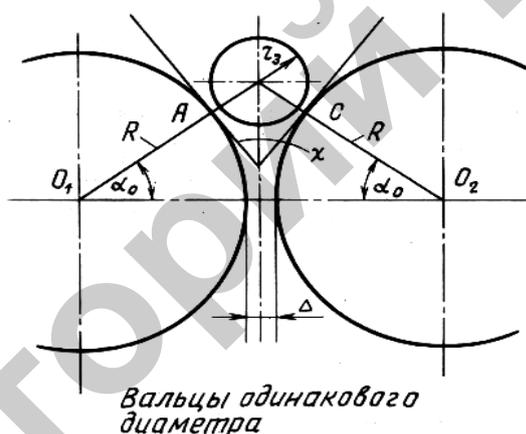
Рис. 2.10. Рабочий процесс плющильного аппарата

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 валцов. Величина зазора между вальцами изменяется от 0,03 до 1,5 мм, малое изменение которого приводит к существенному изменению в процессе плющения.

По конструкции исполнения рабочих валцов плющилки могут быть:

– с внешним контактом рабочих плоскостей и одинаковым размером рабочих органов.

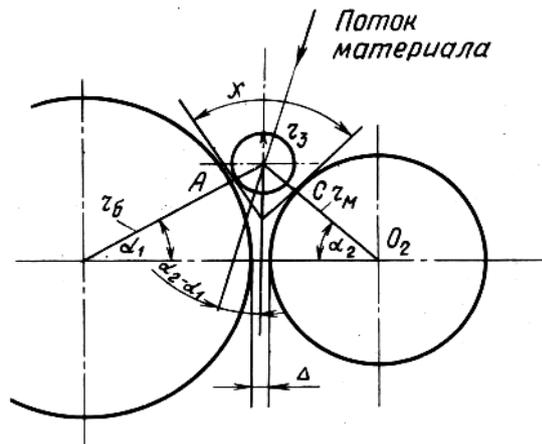


Угол захвата для плющилок данного типа определяется по формуле

$$\chi = \arccos \left[\frac{(2R + \Delta)^2}{2(R + r_3)} - 1 \right], \quad (2.44)$$

где R – радиус вальца, м; Δ – зазор между смежными вальцами, м; r_3 – радиус зерна, м.

– с внешним контактом рабочих плоскостей и разным размером рабочих органов.



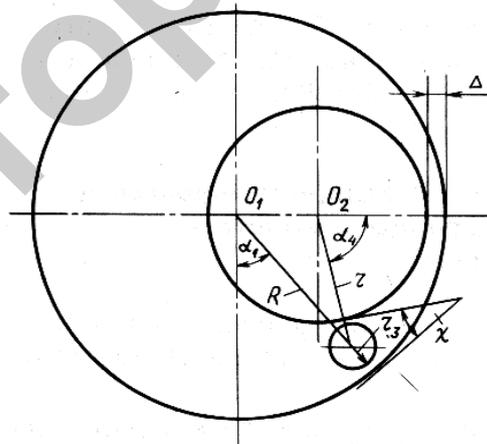
Вальцы разного диаметра

Угол захвата для валцов с разными диаметрами:

$$\chi = \arccos \frac{(R_\delta + r_M + \Delta)^2 + (R_\delta - r_3)^2 - (R_M - r_3)^2}{2(R_\delta + r_3)(r_M + r_3)}, \quad (2.45)$$

где R_δ – радиус большого вальца, м; r_M – радиус малого вальца, м.

– с внутренним контактом рабочих плоскостей валцов.



Для плющилок с внутренним контактом угол захвата определяется по формуле

$$\chi = \arccos \frac{(R - r_3)^2 + (r - r_3)^2 - (R - r - \Delta)^2}{2(R + r_3)(r + r_3)}. \quad (2.46)$$

Важным показателем, обеспечивающим рабочий процесс плющилок, является угол захвата зерна вальцами. Условие затягивания продукта в зазор

между вальцами выполняется, если угол захвата меньше, или равен $\chi \leq 2\varphi$, где φ – коэффициент трения.

На рис. 2.11 показана принципиальная схема зерноплющилки.

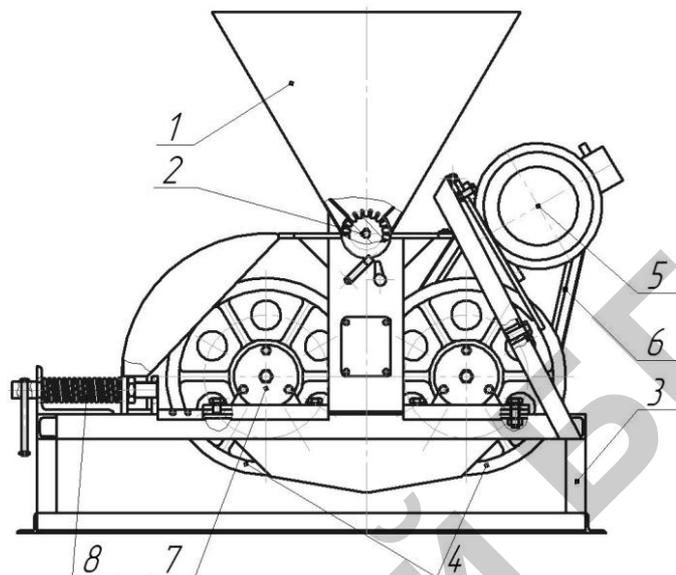


Рис. 2.11. Принципиальная схема зерноплющилки

Зерноплющилка состоит из бункера 1 для загрузки зерна различных видов. В нижней части бункера 1 имеется дозатор 2. Рамы 3, на которой крепятся составные гладкие вальцы 4 на подшипниках. Один из валцов крепится на раме неподвижно и соединен приводом с электродвигателем 5. Второй валец 7 может перемещаться по раме горизонтально, и он подпружинен специальным механизмом 8 для пропуска 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.

Вал отбора мощности и карданная передача трактора могут быть заменены гидромотором, работающем от гидросистемы этого же трактора или посторонней гидростанции.

Конструкция вальцовой плющилки модели «*Murska 700S Россия*» отличается от других вальцовых мельниц тем, что поверхность вальцовых цилиндров имеет точечное рифление. Рифление валцов помогает захватывать мокрые и скользкие зерна, что невозможно сделать на мельницах с гладкими вальцами.

Другой особенностью является то, что оба вальца являются ведущими.

Зерновые плющилки марки «Grinder Bagger» имеют рельеф поверхности вальцов в виде канавок вместо 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.

Плющилки зерна от компании «Био Микс» с тремя рабочими вальцами позволяет одновременно плющить мелкие и крупные зерна, например, кукурузу, бобы, горох, одновременно с овсом, ячменем, пшеницей. Ширина первой щели постоянна, ширина второй щели регулируется для получения необходимой фракции.

2.4.1 Определение параметров плющильного аппарата

Основными конструктивными параметрами плющильного аппарата являются: диаметр и длина вальцов, окружная скорость вальцов, давление пружин на валец.

Диаметр вальцов определяется размером частиц B продукта, величиной установленного зазора между вальцами B_1 и величиной угла трения j продукта по рабочей поверхности вальцов (рис. 2.12).

Значение радиуса вальцов можно определить так. Пусть мы имеем два гладких вальца радиусом R (рис. 2.12, а). В момент вхождения в щель частица давит на вальцы в точках соприкосновения n с силой P . Возникающая при этом сила трения $T = Pf$ направлена по касательной (на рисунке приведено разложение сил для одной половины частицы).

Разложим силы P и T на горизонтальные и вертикальные составляющие. Горизонтальные силы, действующие на правую и левые стороны частиц, взаимно уравновешиваются. Вертикальная составляющая силы трения направлена вниз. Она затягивает частицу продукта в рабочее пространство и равна:

$$T \cos \alpha = fP \cos \alpha, \quad (2.47)$$

где α – угол захвата, составленный направлением реакции силы P и линией центров OO_1 , град.

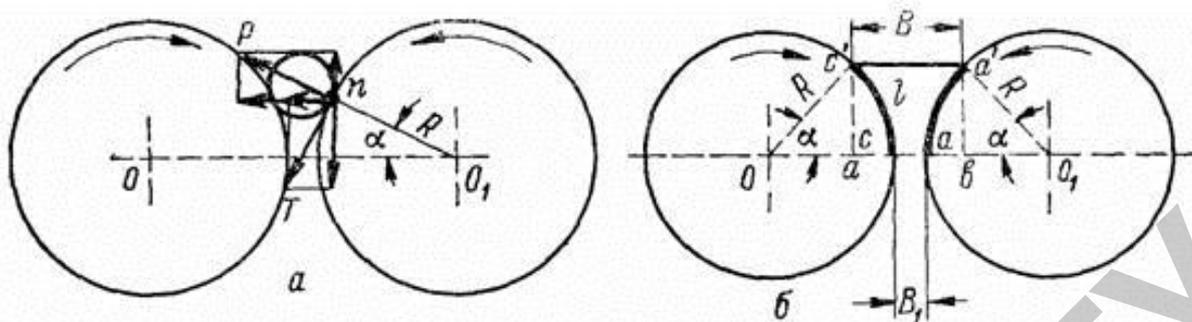


Рис. 2.12. К анализу рабочего процесса вальцов

Вертикальная слагаемая силы P направлена вверх и выталкивает частицу из рабочего пространства. Она равна $P \sin \alpha$.

Очевидно, что для захвата частицы вальцами необходимо условие:

$$2fP \cos \alpha > P \sin \alpha, \quad (2.48)$$

откуда $f \cos \alpha > \sin \alpha$ или $f > \operatorname{tg} \alpha$. Так как $f = \operatorname{tg} \varphi$, то можно записать

$$\operatorname{tg} \varphi > \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.49)$$

Следовательно, для обеспечения захватывания продукта поверхностями вальцов необходимо, чтобы угол, называемый углом захвата, был меньше угла трения между частицей и вальцом.

Зависимость между размерами частиц продукта, радиусом вальцов и углом трения может быть определена следующим образом (рисунок 2.12 б).

Обозначим начальный размер частицы продукта через B , а зазор между вальцами B_1 . Тогда можно написать, что

$$OO_1 = R \cos \alpha + R \cos \alpha + B = R + R + B. \quad (2.50)$$

Из этого уравнения находим радиус вальцов:

$$R = \frac{B - B_1}{2(1 - \cos \alpha)}. \quad (2.51)$$

Но так как угол α не должен превышать угла трения φ , т.е. в пределе будет $\alpha = \varphi$, получим минимально необходимый диаметр вальцов:

$$D_{min} = \frac{B - B_1}{1 - \cos \alpha}. \quad (2.52)$$

Из формулы видно, что чем больше размер частиц B , тем больше должен быть D_{min} вальцов. Влияние же зазора Δ между вальцами B_1 и угла трения φ частиц продукта обратное, т.е. чем больше эти величины, тем меньше может быть радиус вальцов.

Отношение окружных скоростей вальцов – это соотношение между сдвигающими и сжимающими усилиями в вальцовой паре. Это соотношение принято обозначать буквой K :

$$K = \frac{v_{\delta}}{v_M}, \quad (2.53)$$

где v_{δ} , v_M – скорости быстро- и медленно- вращающихся вальцов, м/с.

Установлено, что оптимальной, с точки зрения качества измельчения и энергетики процесса, является скорость быстровращающегося вальца, равная $5 \div 6$ м/с.

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

Усилия в деталях вальцовой плющилки, определяются нагрузкой, которая создается пружинами предохранительного устройства.

Площадь, на которой будет действовать это усилие:

$$S_{\epsilon} = L_{\epsilon} l_{\epsilon}, \quad (2.54)$$

где L_{ϵ} – длина вальцов, м; l_{ϵ} – длина дуги на участке измельчения материала, м, $l_{\epsilon} = R \alpha = D\alpha/2$ (R – радиус вальца, м; α – угол дуги, рад.).

Среднее усилие разрушения зерна:

$$P_{cp} = \sigma_{сж} S_{\epsilon} \mu = \sigma_{сж} L_{\epsilon} l_{\epsilon} \mu, \quad (2.55)$$

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

Сила нажатия пружин подвижного вальца должна обеспечивать указанные значения усилия разрушения зерна.

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 станка зазор приходится регулировать, поскольку сам валец изнашивается, а физико-механические свойства зерна изменяются от партии к партии.

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. 2.13). 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 ($30\div 40^\circ$) и β – угол спинки ($60\div 70^\circ$).

Расстояние h между окружностью впадин и окружностью выступов, замеренное по радиусу вальца, называют *высотой рифли*, а расстояние t по окружности между двумя вершинами рифлей – *шагом*.

Рифли располагают под углом γ к образующей цилиндра, что смягчает работу вальцов. В противном случае ощущались бы микроудары при набегании на материал каждой рифли. При вращении вальцов навстречу друг другу рифли пересекаются по образующей в постоянном количестве точек и под углом, равным двойному углу наклона рифлей.

Величину отклонения линии рифли от образующей цилиндра (уклон) принято измерять в процентах. Для кормовых помолов зерновых культур рекомендуется угол наклона $\gamma = 6\div 10\%$.

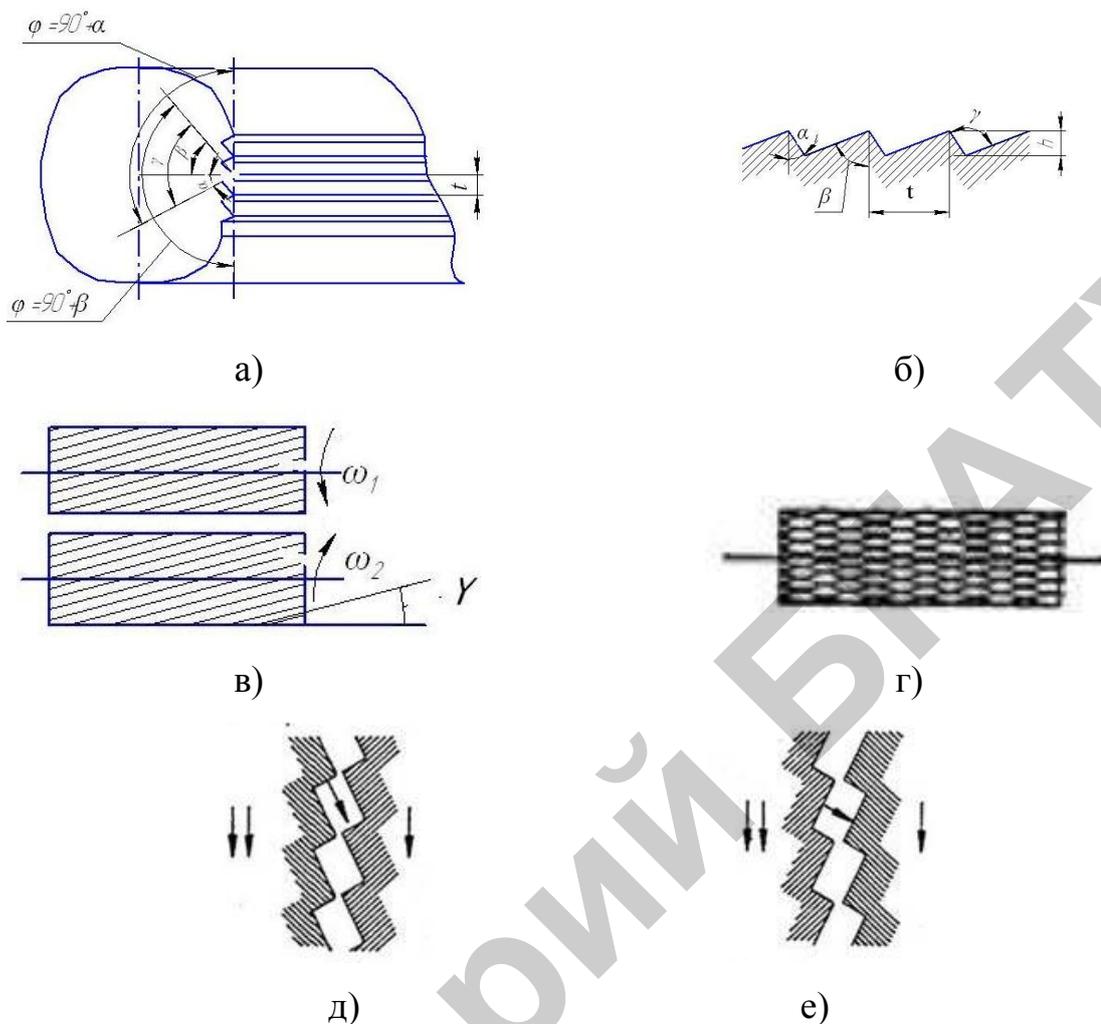


Рис. 2.13. Профиль и расположение рифлей вальцов:
а, б – поперечное сечение рифлей вальцов; в – уклон рифлей; г – пересечение рифлей парноработающих вальцов; д, е – взаиморасположение рифлей

Рифли на парноработающих вальцах располагают обычно по двум вариантам – «острие по острию» и «тупое по тупому». 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. При расположении рифлей «тупое по тупому» частицы разрушаются в более мелкие фракции. То или иное взаимное расположение рифлей парноработающих вальцов достигается соответствующим их разворотом при укладке в вальцовый станок. Очевидно, что для приготовления кормов необходимо применять первый вари-

ант расположения рифлей. Плотность нарезки рифлей R составляет обычно $4 \div 12$. Чем больше R , тем мельче по гранулометрическому составу получается продукт.

Производительность вальцовых плющилок можно вычислить, если представить процесс дробления как движение ленты материала шириной, равной длине вальца L , и толщиной, равной зазору Δ между 2-мя смежными вальцами. Тогда за один оборот вала, объем материала, прошедший через зазор:

$$V = \pi RL\Delta. \quad (2.56)$$

Тогда производительность плющилки можно определить по формуле

$$Q = \pi DL\Delta\rho h, \quad (2.57)$$

где n – частота вращения вальца, мин^{-1} ; ρ – плотность зерна, кг/м^3 .

Так вальцы раздвигаются на ширину b , зависящую от фактических усилий дробления и степени жесткости предохранительных пружин, то фактически производительность равна

$$Q = \pi DL(\Delta + b)n. \quad (2.58)$$

Производительность плющилок с рифлеными вальцами определяется по формуле

$$Q = (\Delta + h)Lv_{\text{ср}}\rho, \quad (2.59)$$

где h – высота рифа, м; $v_{\text{ср}}$ – средняя скорость вращения вальцов, м/с.

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

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_1 + N_2}{\eta}, \quad (2.60)$$

где N_1 – мощность, расходуемая на дробление с учетом трения материалов о валец, кВт; N_2 – мощность, расходуемая на трение подшипников, кВт; η – КПД передачи, $\eta = 0,90 \div 0,95$.

Мощность двигателя N_1 необходимая для разрушения зерна:

$$N_1 = 2\pi n \sigma_{свс} L l \mu \Delta f \quad (2.61)$$

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

$$N_2 = 2\pi n d_{ш} f_1 G \quad (2.62)$$

где $d_{ш}$ – диаметр шейки вала, м; f_1 – коэффициент трения качения, приведенный к валу, $f_1 = 0,001$; G – нагрузка на подшипники, Н.

2.4.2 Устройство и определение параметров измельчителя зерна молочновосковой спелости

Для измельчения зерна влажностью от 14 до 40 % разработан измельчитель с вертикально расположенной рабочей камерой, рис. 2.14. 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.

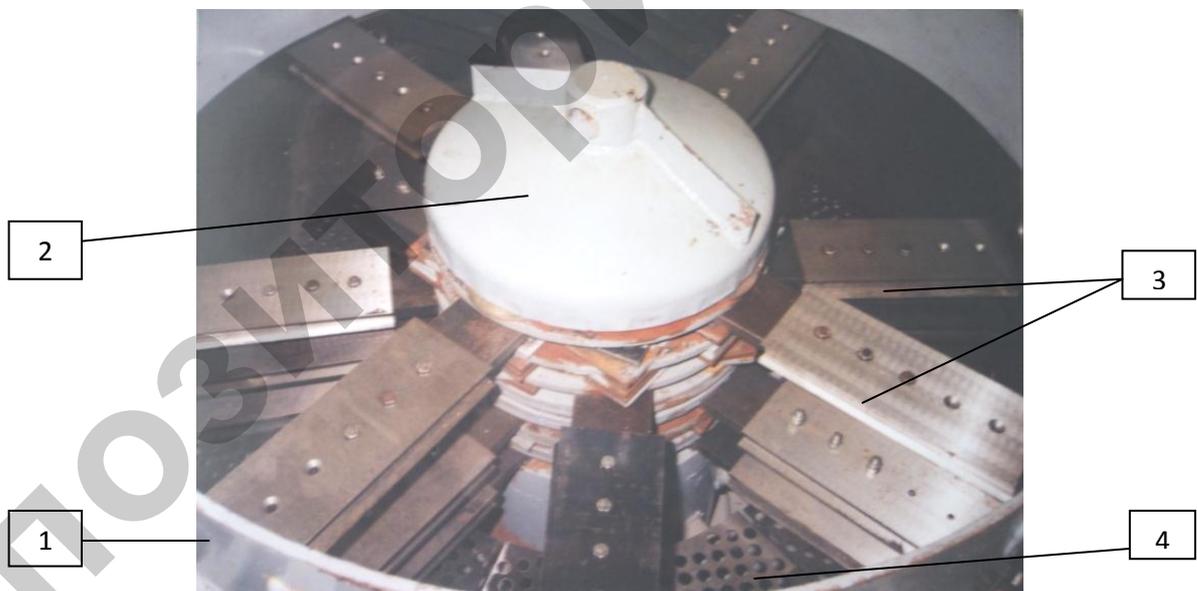


Рис. 2.14. Измельчитель зерна влажностью более 14 %:

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 [21, 22].

В качестве пассивных рабочих органов используются установленные по внутреннему периметру рабочей камеры рифленые деки, рифы которых имеют треугольную форму. Рациональный угол заострения рифа должен находиться в пределах $800 \div 1000$, значение угла наклона грани выступа должно быть в пределах $650 \div 750 \geq \tau \geq 400 \div 580$.

Измельчитель зерна молочновосковой 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, разрушающему 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 снижает 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 [23].

Измельчение влажного зернофуража осуществляется при безпорном резании. В этом случае важным параметром, определяющим характер протекания

процесса, является угол заточки ножа. Для определения данного параметра рассмотрим клин, представляющий собой часть ножа, по поверхности которого со скольжением перемещается частица корма (рис. 2.15).

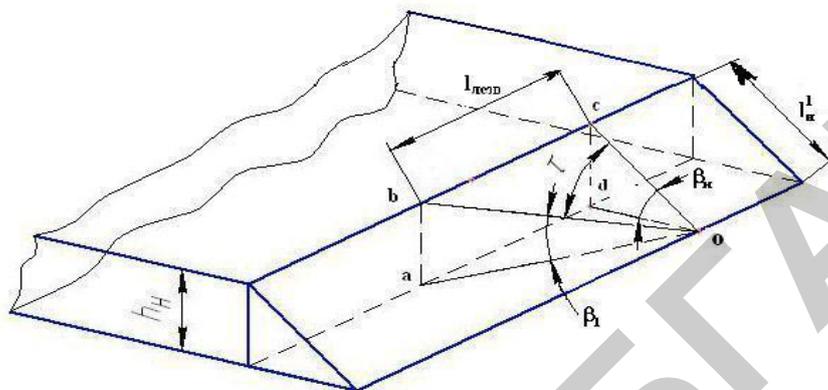


Рис. 2.15. Схема для определения угла заточки ножа

В этом случае угол заточки ножа можно определить по формуле

$$\operatorname{tg} \beta_n = \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\cos \tau} = \left(\frac{ab \operatorname{tg} \tau}{bc \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \tau}} \right) \left[\frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{ab \operatorname{tg} \tau}{bc \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \tau}} \right)^2}} \right], \quad (2.63)$$

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

Заменив символы параметрами ножа:

$$\operatorname{tg} \beta_n = \frac{h_n}{l_n^1 \left(1 - \frac{h_n}{l_n^1 + l_{\text{лез}}} \right) \cos \tau}. \quad (2.64)$$

Из формулы (2.64) видно, что угол заточки ножа зависит от его геометрических параметров и величины смещения частицы корма $l_{\text{лез}}$ по наклонной грани. Значение $l_{\text{лез}}$ соответствует длине лезвия ножа осуществляющего резание частицы корма. Этот процесс сопровождается взаимодействием лезвия ножа с материалом.

Работу, затрачиваемую на выполняемый процесс, можно определить по формуле

$$A_{рез} = P_{рез} 2r_ч = \delta_{лезв} l_{лезв} \sigma_p 2r_ч, \quad (2.65)$$

где $P_{рез}$ – сила резания, Н; $r_ч$ – радиус сечения частицы корма, м; $\delta_{лезв}$ – толщина лезвия ножа, м; $l_{лезв}$ – длина лезвия ножа, участвующая в резании, м.

В процессе резания, частицы корма перемещаются по лезвию ножа, преодолевая при этом силу трения. Затрачиваемую на преодоление этой силы работу определим по формуле

$$A_{тр} = F_{тр} l_{лезв}, \quad (2.66)$$

где $F_{тр}$ – сила трения, Н.

Тогда работу, затрачиваемую на резание частицы корма и преодоление силы трения при перемещении частицы корма по лезвию ножа, определим по формуле

$$A = A_{рез} + A_{тр}. \quad (2.67)$$

Откуда:

$$l_{лезв} = \frac{A}{\delta_{лезв} \sigma_p 2r_ч + F_{тр}}. \quad (2.68)$$

Работу на преодоление указанных сил можно также определить из выражения:

$$A = \frac{N_{рез}}{\omega_p}, \quad (2.69)$$

где $N_{рез}$ – мощность, затрачиваемая ножом на процесс резания, кВт; ω_p – угловая скорость ротора измельчителя, с⁻¹.

Подставив в формулу (2.68) значения, получим выражение, позволяющее определить длину пути резания частицы:

$$l_{лезв} = \frac{N_{рез}}{(\delta_{лезв} \sigma_p 2r_ч + F_{тр}) \omega_p}. \quad (2.70)$$

Формула (2.70) позволяет определить угол заточки ножа с учетом длины лезвия ножа, участвующей в резании частиц корма:

$$tg\beta_n = \frac{h_n}{l_n^l \left(1 - \frac{h_n}{N_{рез}} \right) \cos\tau} \quad (2.71)$$

$$l_n^l + \frac{h_n}{\left(\delta_{лезв} \sigma_p 2 r_c + F_{mp} \right) \omega_p}$$

Из формулы (2.71) видно, что при расчете угла заточки ножа необходимо учитывать и конструктивные параметры измельчителя кормов. В соответствии с уравнением (2.71) получена графическая зависимость угла заточки ножа от его толщины и затрачиваемой мощности на резание корма (рис. 2.16).

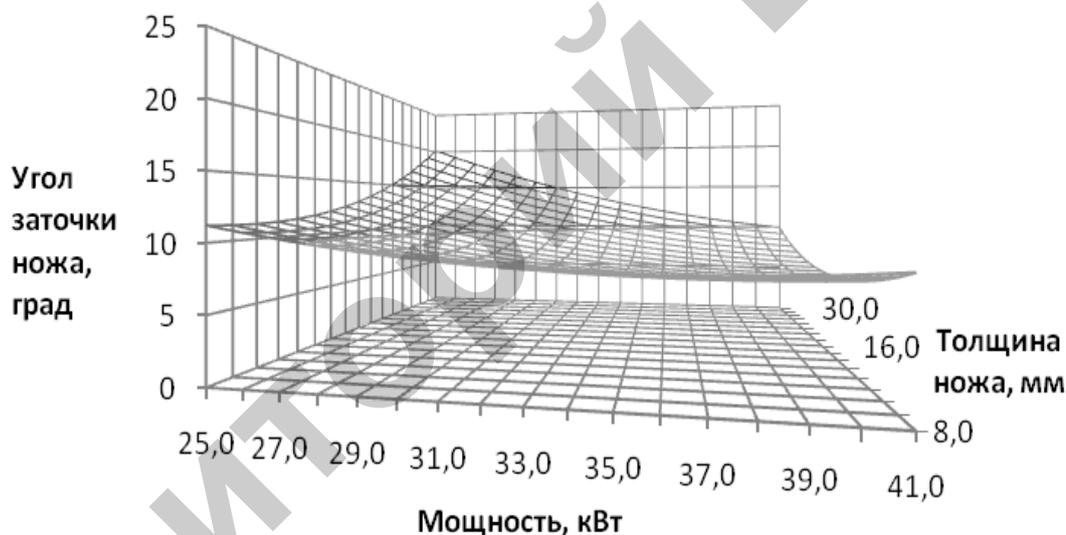


Рис. 2.16. Зависимость угла заточки ножа от его толщины и мощности на резание корма

Анализ полученной графической зависимости показывает, что с увеличением толщины ножа угол его заточки возрастает. С ростом мощности на резание корма угол заточки ножа уменьшается. На основании графической зависимости установлено, что для ножа толщиной 10 мм при мощности электродвигателя 39 кВт угол заточки ножа равен 8 градусам.

Глава 3
**МЕХАНИЗАЦИЯ ПОДГОТОВКИ К СКАРМЛИВАНИЮ
КОРНЕКЛУБНЕПЛОДОВ**

3.1. Устройство и рабочий процесс машин и оборудования для подготовки к скармливанию корнеклубнеплодов

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

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

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

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. Это время складывается из времени отмокания ($\tau_{om} = 60\div 90$ с), т.е. пребывание корнеклубнеплодов в загрузочной ванне, и времени мойки ($\tau_m = 30\div 40$ с), т.е. пребывание в желобе шнека. По опытным данным 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 часа до скармливания, так как в нарезанном виде они

быстро портятся. Толщина резки корнеплодов при скармливании крупному рогатому скоту должна быть 10÷15 мм, телятам - 5÷10 мм /24/.

Физико-механические свойства корнеклубнеплодов представлены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Физико-механические свойства корнеклубнеплодов

Показатели	Картофель	Свёкла	Морковь
Диаметр (ширина), мм	65÷100	150÷180	40÷60
Длина, мм.	75÷100	150÷200	150÷200
Влагосодержание, %	75	80	85
Объёмная масса, кг/см ³	700	650	580
Модуль упругости, МПа	34÷54	54÷83	69÷83
Предел прочности при сжатии, МПа	10÷18	13÷24	13÷25

Величина удельного сопротивления резанию корнеклубнеплодов колеблется в пределах 1,48÷1,96 кН/м.

Для отделения примесей от корнеклубнеплодов, применяются *два основных способа*:

1. Выделение примесей с массы при использовании воды.

Преимущество:

- высокая эффективность очистки корнеклубнеплодов;
- достаточно простой способ выделения твёрдых примесей;
- большая универсальность использования машин для мойки различных корнеклубнеплодов (морковь, картофель, бураки);
- 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).

2. Сухая очистка корнеклубнеплодов.

Недостатки:

- большая энергоёмкость процесса;
- наличие пыли при выполнении технологического процесса.

Преимущество:

- нет расхода воды.

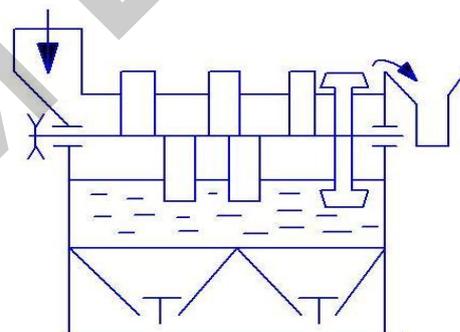
Корнеклубнемойки подразделяются на следующие типы машин:

В зависимости от технологии мойки корнеклубнеплодов их различают:

- периодического;
- непрерывного действия.

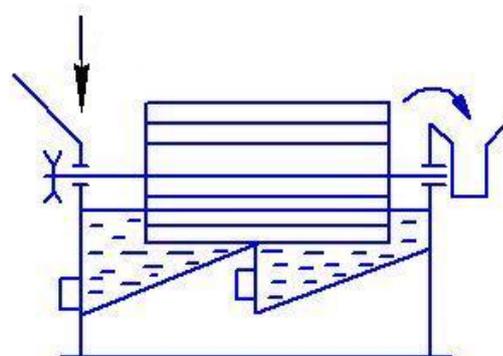
По конструкции рабочих органов корнеклубнемойки разделяются на:

- кулачковые. Кулачковая корнеклубнемойка имеет ванну с решёткой и рабочий орган - вал с укрепленными на нём по винтовой линии кулаками. У выходного торца на валу установлены выгрузные лопасти, которые переносят клубни за пределы ванны.



Ванна представляет собой желоб, перегороденный по длине на секции, в которых устроены камнеуловитель и люки для удаления камней и грязи. Расход воды на обработку обычно не превышает $0,6 \div 0,8$ л/кг.

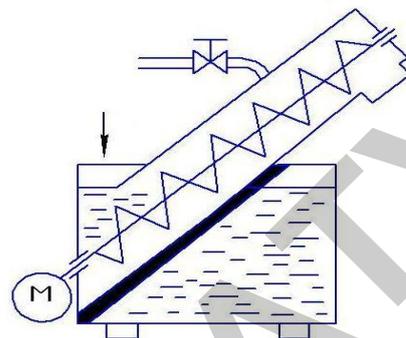
- барабанные. Барабанная корнеклубнемойка имеет рабочий орган в виде пластинчатого барабана, вращающегося в ванне с водой. Корнеплоды, поступая с торца ванны и перемещаясь вдоль барабана, проходят путь, во время которого освобождаются от загрязнений.



Последние оседают на дно ванны, а вымытые корнеплоды выбрасываются из барабана лопастью, укрепленной на его внутренней стенке у выгрузного

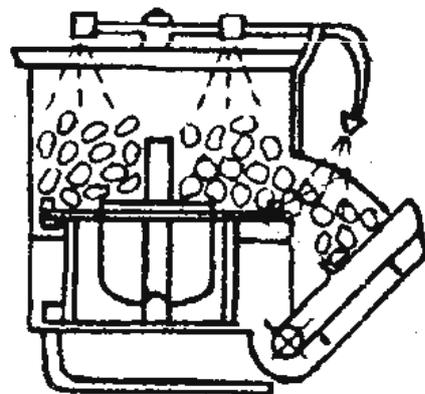
торца. Машины этого типа используют также для сухой очистки (без применения воды).

– шнековая корнеклубнемойка представляет собой шнек, установленный в ванне. Шнек уложен в трубе, имеющей наклон к горизонту $25 \div 90^\circ$. 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, которые периодически удаляются через специальный люк. Преимуществом шнековых моек является их высокая производительность (от 3 до 6 кг/с) и простота устройства.

– дисковая клубнемойка имеет мощный 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 клубнемойки не имеют камнеотделителя и отличаются повышенным расходом воды на обработку продукции. Основным параметром мойки, является *производительность*, определить которую можно по формуле

$$Q = V \rho \frac{\varphi}{\tau_M}, \quad (3.2)$$

где V – объём моечной камеры, м^3 ; ρ – плотность корма, $\text{кг}/\text{м}^3$; φ – коэффициент заполнения ванны (0,3–0,4); τ_M – время пребывания клубнеплодов в моечной камере ($\tau_M=60\text{--}90\text{с}$)

Объём моечной камеры:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} H, \quad (3.3)$$

где H – высота моечной камеры, м.

Диаметр моечной камеры:

$$D = \sqrt{\frac{Q\tau_M}{\pi H \rho \varphi}}. \quad (3.4)$$

Важным показателем центробежной мойки, является определение *минимальной угловой скорости моечного диска*. Для ее определения рассмотрим схему сил, действующих на клубнеплоды на крылаче (рисунок 3.2).

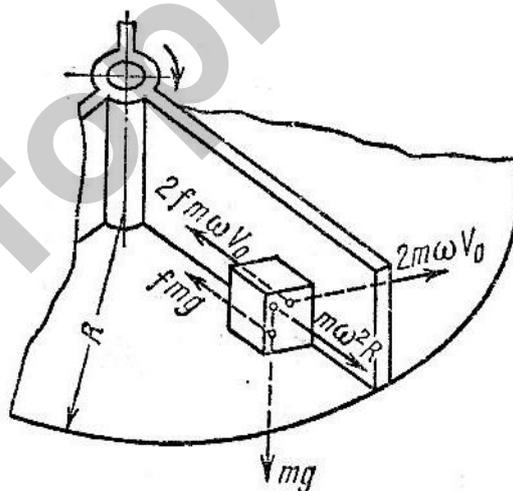


Рис. 3.2. Схема сил, действующих на клубни на крылаче

Перемещению клубня по плоскости крылача препятствует сила трения $F_{тр}$, вызванная действием его силы тяжести $F_{тяж}$:

$$F_{тр} = F_{тяж} f,$$

Условие, при котором клубень будет перемещаться крылачом, имеет вид:

$$m g f \leq F_{ц},$$

где $F_{ц}$ – центробежная сила, Н. Определяется по формуле

$$F_{ц} = m \omega^2 R. \quad (3.5)$$

Тогда

$$m g f = m \omega^2 R, \quad (3.6)$$

откуда

$$\omega = \sqrt{\frac{g f}{R}}.$$

Перемещению клубня по плоскости крылача препятствует сила трения $F_{тр}$, вызванная действием его силы тяжести $F_{тяж}$:

$$F_{тр} = F_{тяж} f,$$

Условие, при котором клубень будет перемещаться крылачом, имеет вид:

$$m g f \leq F_{ц},$$

где $F_{ц}$ – центробежная сила, Н. Определяется по формуле

$$F_{ц} = m \omega^2 R. \quad (3.5)$$

Тогда

$$m g f = m \omega^2 R, \quad (3.6)$$

откуда минимальная угловая скорость моечного диска

$$\omega = \sqrt{\frac{g f}{R}}. \quad (3.7)$$

Измельчители корнеплодов различают: дисковые с вертикальным валом (рис. 3.3 а), дисковые (рис. 3.3 б), барабанные (рис. 3.3 в) и с неподвижными ножами (рис. 3.3 г). К измельчителям корнеклубнеплодов относятся корнерезки, корнетёрки и различные измельчители, отличающиеся друг от друга устройством рабочих органов и степенью измельчения материала.

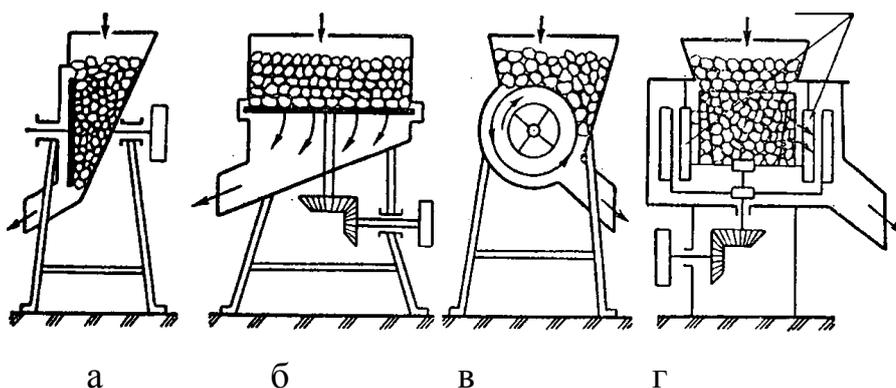


Рис. 3.3 Измельчители корнеплодов

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 определённых ёмкостях машины.

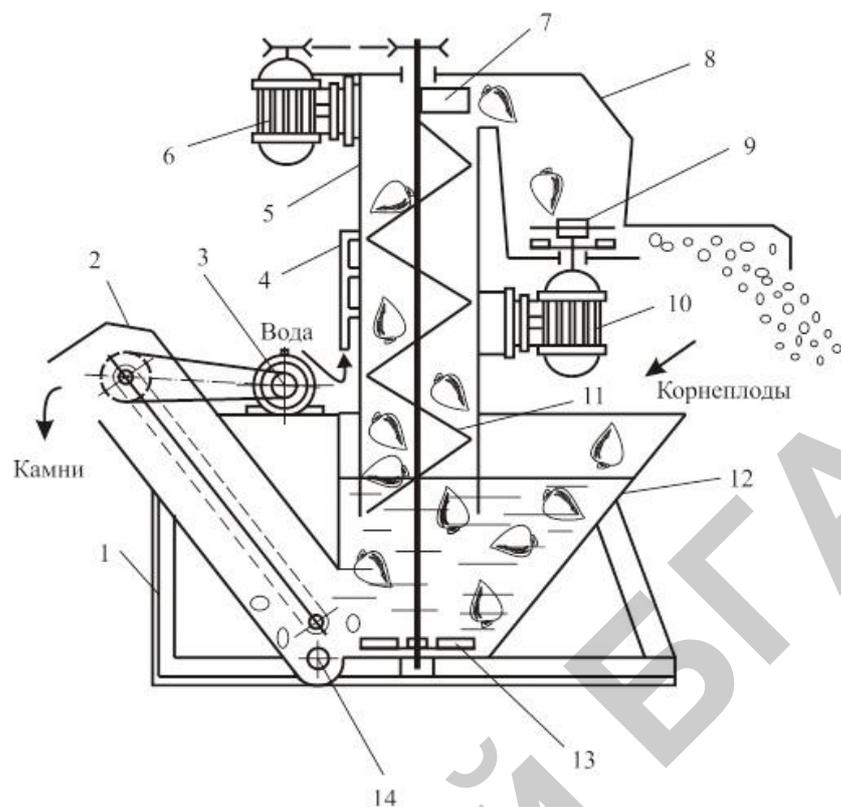
Корнеклубнемойка-измельчитель (рис. 3.4) состоит из ванны 12, вертикального шнека 11 с диском-активатором 13, измельчителя 9, скребкового транспортера 2 для выгрузки камней, электрооборудования и привода.

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 пятю и имеет крылач-активатор 13.

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

Верхний диск служит для первоначального измельчения корнеклубнеплодов. К нему специальным болтом крепят два горизонтальных ножа (рис. 3.5)

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.3.6).



**Рис. 3.4. Технологическая схема работы
корнеклубнемойки-измельчителя:**

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

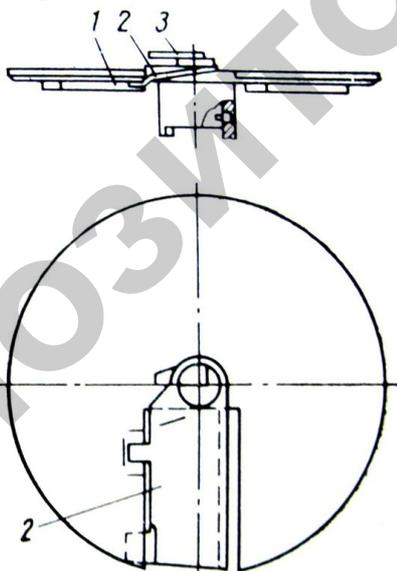


Рис. 3.5 Верхний диск:

1 – диск; 2 – нож; 3 – болт крепления
ножа

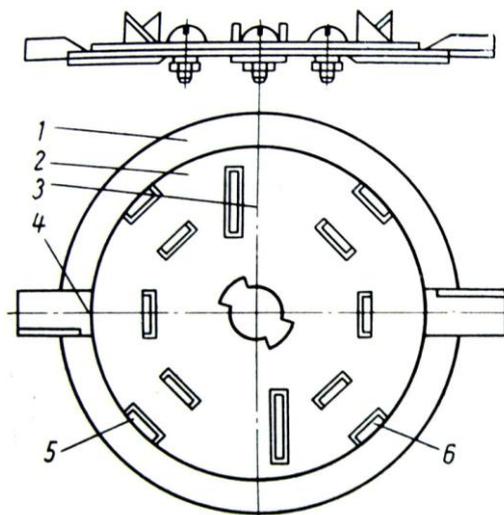


Рис. 3.6 Нижний диск:

1 – нижний диск; 2 – верхний диск;
3 – лопасть; 4 – внешняя лопасть;
5, 6 – нож

Все рабочие органы измельчителя последовательно насажены на вал электродвигателя и зафиксированы. Измельчитель имеет также съемную деку (рис. 3.7).

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

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

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



Рис. 3.7 – Дека:

1 – корпус; 2 – дека; 3 – диск; 4 – нож

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. В этом случае 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.

Перед пуском корнеклубнемойки-измельчителя в работу нужно убедиться в том, что в нем нет посторонних предметов, после чего открывают кран и запол-

няют моечную ванну водой до уровня переливной трубки. После этого последовательно включают измельчитель, шнек и транспортер для выгрузки камней.

Электродвигатель шнека включают только при включенном электродвигателе измельчителя. Это обеспечивает подачу корнеклубнеплодов на вращающийся режущий диск, не допускает забивания измельчителя в момент пуска. Включение скребкового транспортера производится независимо от работы других механизмов. Загрузку корнеклубнеплодов в ванну производится при наличии воды в ванне и при работающем шнеке. Нормальная работа измельчителя обеспечивается при непрерывной подаче корнеклубнеплодов.

Когда все механизмы работают, корнеклубнеплоды с транспортера загрузки поступают в моечную ванну 12, где под действием водного потока, создаваемого крылачом 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.

По окончании работы корнеклубнемойки-измельчителя необходимо очистить измельчитель от грязи и измельченной массы, а также фильтр сетки на всасывающей магистрали насоса.

С целью переработки крупных корнеплодов корнеклубнемойка-измельчитель может оборудоваться безвальным шнеком, который состоит из

винтовой спирали с шагом 380 мм (рис. 3.8). Применение безвального шнека (винтового конвейера) позволяет перерабатывать более крупные корнеплоды – диаметром до 350 мм.

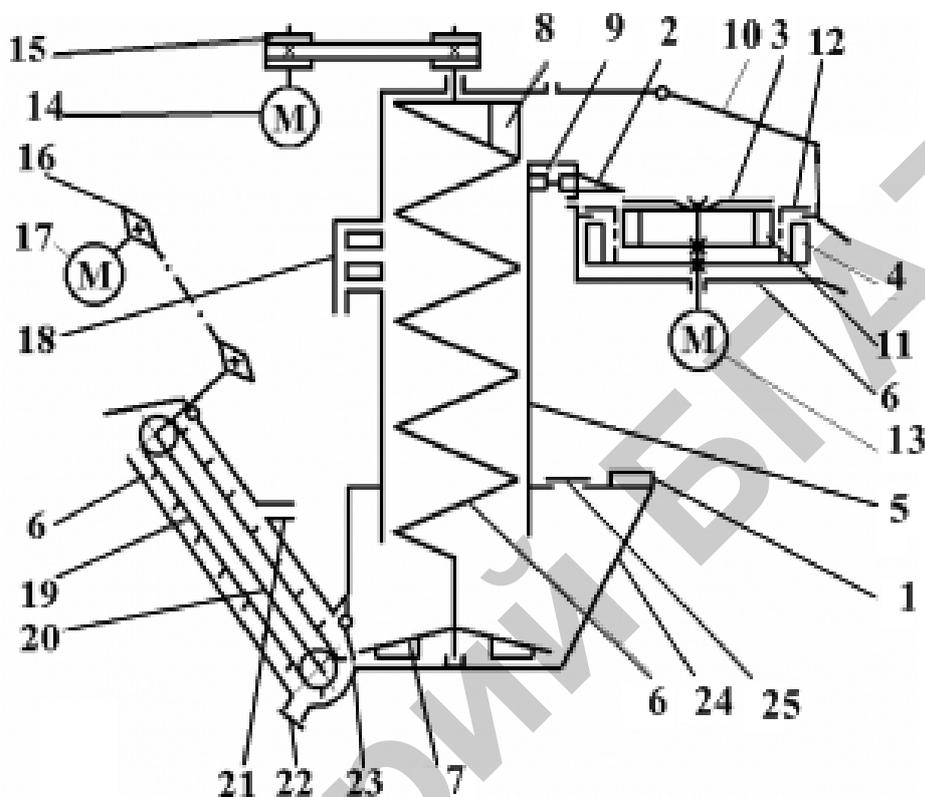


Рис. 3.8. Схема корнеклубнемойки-измельчителя с безвальным шнеком:

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. 3.9) 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 клино-

вых 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.

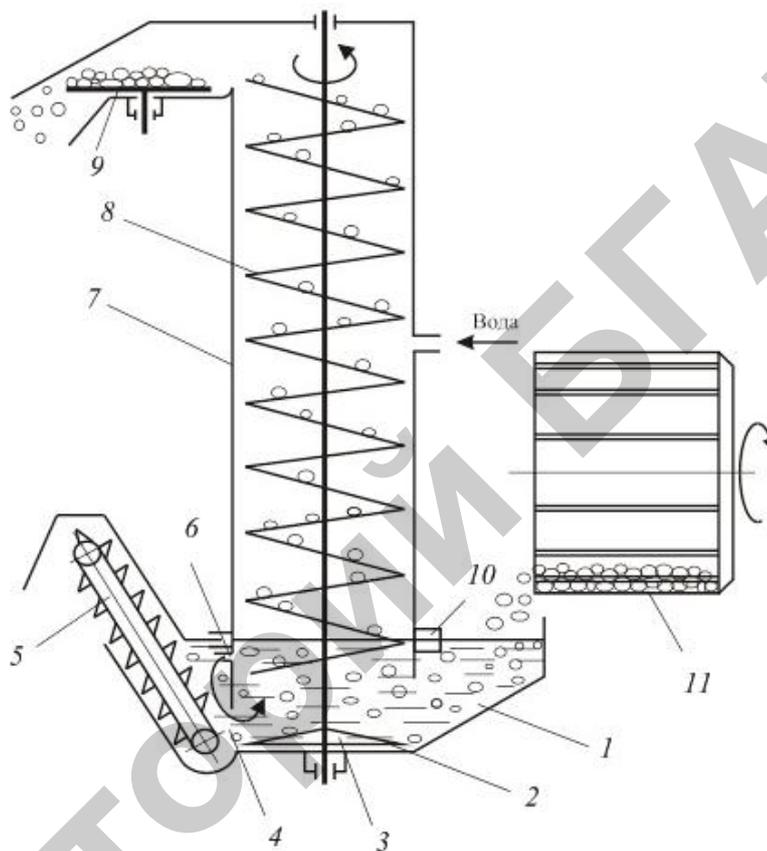


Рис. 3.9. Технологическая схема агрегата:

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, установленного с зазором относительно загрузочного лотка, 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 приме-

си отделяются от корнеклубнеплодов еще на наклонной стенке лотка мойки, а попадая на лопасть колеса, отбрасываются к наклонному транспортеру.

Мойка-измельчитель корнеклубнеплодов (рис. 3.10) 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.

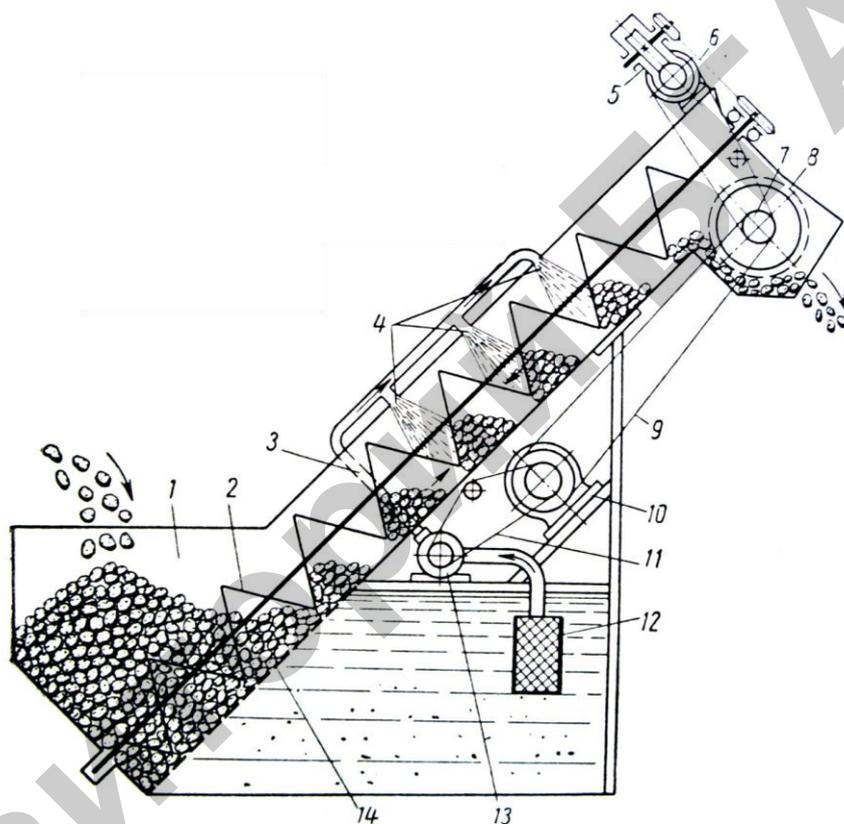


Рис. 3.10. Схема рабочего процесса измельчителя

корнеплодов 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 – передача; 12 – фильтр; 13 – центробежный насос; 14 – раструб с решеткой

3.2 Расчет параметров мойки-измельчителя корнеклубнеплодов

Для транспортировки корнеклубнеплодов в мойках используются шнек. При определении частоты вращения шнека мойки, расположенного под углом φ

к вертикальной плоскости, рассмотрим силы, действующие на корнеплод витком шнека (рис. 3.11).

Перемещение клубня препятствует сила трения:

$$F_{mp} = f m g \sin \varphi, \quad (3.2)$$

где f – коэффициент трения; φ – угол между плоскостью витка шнека и вертикально действующей силой тяжести, град.

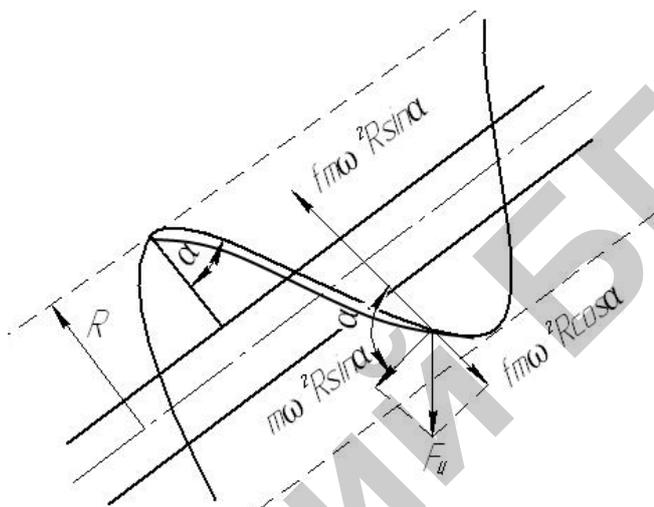


Рис. 3.11. Схема к определению параметров шнековой мойки

Разложим силу тяжести на силу нормального давления $mg \sin \varphi$ и касательную $mg \cos \varphi$. Центробежную силу разложим на силу нормального давления на плоском витке:

$$F_y = m \omega^2 R \sin \alpha, \quad (3.3)$$

и силу нормального давления на конце шнека:

$$F_y = m \omega^2 R \cos \alpha, \quad (3.4)$$

Перемещению клубня по плоскости витка шнека препятствует сила вызванная действием центробежной силы:

$$F_y = f m \omega^2 R \sin \alpha, \quad (3.5)$$

где R – радиус витка шнека, м; α – угол наклона витка шнека, град; ω – угловая скорость витка шнека, c^{-1} .

Тогда максимально допустимую угловую скорость можно определить из выражения:

$$f m g \cos \varphi = f m g \sin \varphi + f m \omega^2 R \sin \alpha, \quad (3.6)$$

откуда

$$\omega = \sqrt{\frac{2g \cos(1 - f \operatorname{tg} \varphi)}{D \sin \alpha}}, \quad (3.7)$$

Частота вращения шнека:

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{2g \cos(1 - f \operatorname{tg} \varphi)}{D \sin \alpha}}. \quad (3.8)$$

где D – диаметр витка шнека, м.

Производительность можно определить зная диаметр шнека мойки и заданную массу корма, проходящую в единицу времени:

$$Q = (D^2 - d^2) S \rho \omega K_1 K_2, \quad (3.9)$$

где D – диаметр шнека, м; d – диаметр вала шнека, м; S – шаг витков шнека, м; ρ – плотность корма, кг/м³; K_1 – коэффициент заполнения рабочего пространства шнека, принимается равным $K_1 = 0,3 \div 0,4$; K_2 – коэффициент заполнения шнека принимается равным от $0,25 \div 0,35$. Для случая, если шнек установлен под углом к горизонтальной плоскости, то $0,45 \div 0,65$.

Длина шнека:

$$L_{ш} = S t_m \omega / 2\pi, \quad (3.10)$$

где t_m – время пребывания продукта в мойке, ($t_m = 60 \div 120$ с).

При массовой доле загрязнений корнеклубнеплодов $\delta_3 = 6 \div 7$ % длина шнека должна быть $2,5 \div 3$ м, при загрязнённости 20 % требуется шнек длиной до 6 м, что конструктивно выполнить трудно. В таких случаях корнеплоды последовательно пропускают через две моечные машины.

Объём моечной камеры:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} H \varphi, \quad (3.11)$$

где H – высота моечной камеры, м; φ – коэффициент заполнения ванны (0,3÷0,4.)

Высота моечной камеры:

$$H_m = (0,85 \div 0,95) D. \quad (3.12)$$

Мощность, необходимая на привод шнека мойки затрачивается на:

– подъём продукта:

$$N_1 = Q v_k^2 = Q H^2 \omega^2, \quad (3.13)$$

где Q – производительность мойки, кг/с; v_k – скорость подъёма клубней, м/с; H

– высота подъёма продукта, м; ω – угловая скорость шнека, с⁻¹.

– преодоление трения о внутреннюю поверхность кожуха шнека:

$$N_2 = F_{ц} v_k f, \quad (3.14)$$

где $F_{ц}$ – центробежная сила перемещающая клубни по внутренней поверхности кожуха, Н.

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

– преодоление силы трения о винтовую поверхность шнека:

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

где $F_{тяж}$ – сила тяжести корма, Н,

$$F_{тяж} = m g. \quad (3.17)$$

Сложив составляющие, определим мощность на привод шнека мойки.

Практическое занятие. Определим диаметр шнека для транспортировки корнеплодов исходя из максимального их диаметра, $d_k = 220$ мм. Расстояние от вала шнека до кожуха:

$$B = d_k + d_c = 220 + 15 = 235 \text{ мм},$$

где d_c – толщина слоя загрязнений на корнеплодах, мм. Во избежание заклинивания корнеплодов в шнековом рабочем органе мойки принимаем $d_c = 15$ мм.

Тогда диаметр кожуха шнека мойки:

$$D_k = 2B + d = 2 \cdot 235 + 80 = 550 \text{ мм.}$$

где d – вал шнека, мм. Из условия прочности и устойчивости вала шнека принимаем $d = 80$ мм.

Наружный диаметр шнека

$$D_{ш} = D_k - d = 550 - 20 = 530 \text{ мм,}$$

где d – радиальный зазор между кожухом и шнеком, мм. Принимается равным $d = 20$ мм.

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

Условие непроскальзывания можно записать:

$$\alpha < \arctg f_m,$$

где α – угол подъема винтовой линии, град.; f_m – коэффициент трения скольжения корнеклубнеплодов по мокрой поверхности черной стали, $f_m = (0,7 \div 0,9)f_o$; f_o – коэффициент трения покоя корнеклубнеплодов по мокрой поверхности черной стали. Для картофеля $f_o = 0,64 \div 0,68$, для сахарной свеклы $f_o = 0,80 \div 0,84$.

Таким образом, исходя из условия непроскальзывания корнеклубнеплодов по ленте шнека в момент их соприкосновения, шаг винта определится:

$$S < \pi D_{ш} f_m = 3,14 \cdot 0,53 \cdot 0,45 = 0,75 \text{ м}$$

При захватывании корнеклубнеплодов нижним витком шнека они всегда распределяются на его ленте в один слой. Кроме того, поскольку с увеличением шага винта повышаются затраты энергии на транспортирование, получим:

$$S = d_k + \Delta = 220 + 30 = 250 \text{ мм,}$$

где Δ – зазор между верхним, смежным, витком шнека и корнеплодом, мм.
Принимаем $\Delta = 30$ мм.

С учетом этого принимаем $S = 250$ мм для транспортировки крупнокусковых продуктов, в частности корнеплодов, принимаем соотношение $S/D_u = 0,50 \div 0,53$. В этом случае наиболее полно используется межвитковое пространство шнека и минимальны, для случая транспортировки корнеплодов с максимальным диаметром ($d_k = 220$ мм), затраты энергии на транспортировку продукта, что очевидно, поскольку затраты энергии прямо пропорциональны шагу S шнека.

Длину заборного устройства принимаем равной $1,5 S$. Такое заборное устройство сможет захватывать корнеплоды при любой их ориентации в воде.

Два водораспределителя необходимо устанавливать диаметрально противоположно друг другу по всей длине кожуха шнека, с относительным смещением в вертикальной плоскости $S/2$, а направление струй моющей жидкости перпендикулярно винтовой поверхности шнека.

3.3. Тепловая обработка кормов

Тепловой обработке подвергаются картофель, пищевые отходы, грубые и концентрированные корма. Цель обработки – повышение усвояемости и обеззараживание. Установки для тепловой обработки кормов можно *классифицировать по следующим признакам:*

- по конструктивным – запарочные чаны, запарники-мялки, запарники-смесители, картофелезапарочные агрегаты;
- по способу действия – периодического и непрерывного;
- по виду использования – стационарные и передвижные;
- по режимам обработки – при атмосферном давлении и повышенном (котлы для обработки пищевых отходов, баротермокамеры для соломы);
- по 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, а в случае топочных газов, то и засорение обрабатываемого материала продуктами сгорания топлива. Поэтому газы практически не используются для тепловой обработки кормовых материалов.

Из двух других видов теплоносителей использование *водяного пара* имеет следующие *преимущества* перед водой:

- теплосодержание насыщенного пара при атмосферном давлении почти в 6 раз больше теплосодержания воды, нагретой до температуры 100 °С;
- возможность организовать непрерывный процесс запаривания;
- не нужно многократно греть воду, а для осуществления процесса необходимо значительно меньшее количество воды, которую обычно после цикла запаривания сливают;
- возможность организовать процесс тепловой обработки при повышенных параметрах пара, не снижая безопасности работы;
- устройство запарников проще, чем варочных котлов;
- подогрев кормовых смесей водой невозможно осуществить, если зоотехнические требования не позволяют сильного увлажнения кормосмеси.

В настоящее время наибольшее распространение получили устройства, использующие в качестве теплоносителя пар. Для его производства промышленность выпускает котлы - парообразователи, работающие на жидком и твердом топливе. Все котлы работают *при низком давлении*, не превышающем 0,07 МПа, а температура пара составляет 110÷115 °С.

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.

Технологические схемы, по которым осуществляется тепловая обработка кормов, могут быть самыми разнообразными и зависят как от назначения агрегата, так и от зоотехнических требований на конечный вид продукта. Если тепловой обработке необходимо подвергать сухой корм (солома, мякина, концентраты), его предварительно замачивают для повышения теплопроводности и ускорения процесса нагрева до заданной температуры.

Повышение влажности корма связано с увеличением расхода тепловой энергии на его обработку, поскольку нагревать до заданной температуры нужно будет не только продукт, а еще и массу воды. Поэтому увлажнение кормов должно быть минимальным.

Солому лучше всего пропаривать в рыхлом состоянии. Тогда пар свободно достигает каждой соломины и быстро ее нагреет. Выдерживать нагретую солому лучше в уплотненном виде, чтобы она не остывала быстро.

Концентрированные корма лучше запаривать с непрерывным перемешиванием. При этом будет происходить быстрое и равномерное его прогревание.

Картофель имеет достаточную пористость для прохода пара, поэтому его запаривают в чанах, заполненных доверху. Образовавшийся при запаривании картофеля конденсат удаляют, так как он содержит вредное для здоровья животных вещество – соланин.

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

Картофелезапарочный агрегат (рис. 3.12) предназначен для мойки, отделения легких и тяжелых примесей, запаривания, измельчения и выгрузки картофеля. Работает в циклическом режиме.

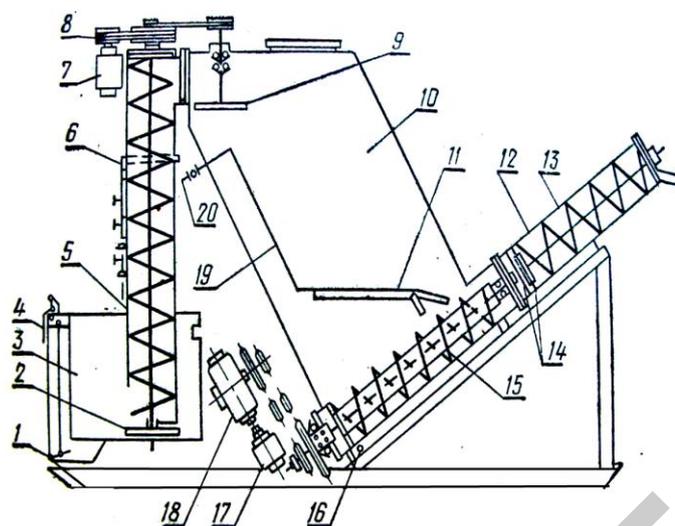


Рис. 3.12. Принципиальная технологическая схема картофелезапарочного агрегата:

1 – камнесборник; 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 – кожух 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 шести измельчающих ножей 14. Вал мяльного шнека проходит внутри полого вала выгрузного и имеет более высокую частоту вращения.

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.

Смесители 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) на свиноводческих и других фермах. Приготавливать корма можно с запариванием или без него. Смеситель данного типа (рис. 3.13) состоит из следующих узлов и агрегатов: корпуса 1, мешалки 3, установленной внутри корпуса, выгрузного шнека 9, системы управления задвижкой выгрузной горловины 7, системы парораспределения 11, рамы привода, электродвигателя 12, редуктора 13, клиноременной передачи, муфты оросителя 15, указателя температуры, мотор-редуктора 10 и муфты.

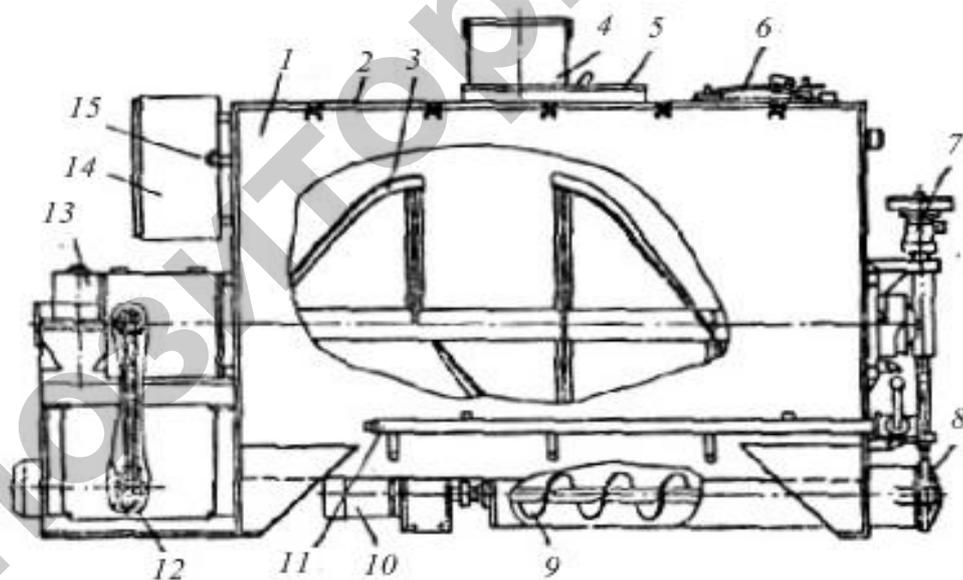


Рис. 3.13. Схема смесителя периодического действия:

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

Корпус смесителя 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 мешалка 3, перемешивающая корм и подающая его в зону выгрузки. Мешалка приводится в движение от электродвигателя 12 через клиноременную передачу и редуктор 13.

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

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

Система управления (рис. 3.14) состоит из электродвигателя 3, винта 2, штока 1, верхнего и нижнего концевых выключателей 8, 6 и рычага 7.

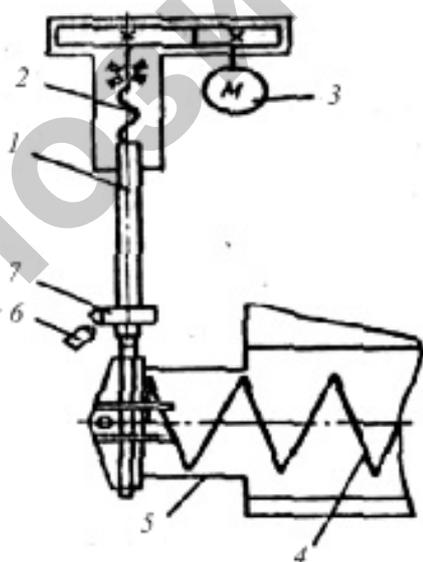


Рис. 3.14. Схема привода шибера выгрузного шнека смесителя

1 – шток; 2 – винт; 3 – электродвигатель; 4 – шнек; 5 – корпус шнека; 6, 8 – концевые выключатели; 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.

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 мин готовую кормосмесь выгружают.

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.

Крайние положения задвижки регулируют в такой последовательности: полностью закрывают или открывают выгрузную горловину, конечный выключатель закрепляют так, чтобы рычаг 7 на штоке имел запас хода вниз или вверх 1,5÷2 мм.

Для проверки выключения привода задвижки при открытии выгрузной горловины, вращением рукоятки вала редуктора отводят шиббер вверх на величину рабочего хода, при этом шток нажимает на концевой выключатель 8, отключает электродвигатель привода задвижки и включает привод выгрузного шнека.

Конечный выключатель, установленный возле смотрового люка на крышке корпуса смесителя, при открытии крышки люка должен отключать электрические цепи управления смесителем.

3.3.1. Расчет расхода тепла для запаривания кормов

Факторами, обеспечивающими технологический процесс запаривания кормов, являются параметры пара, теплоемкость, начальная и конечная температура продукта, время запаривания, температура окружающей среды и параметры запарочного чана.

Общее количество теплоты, необходимое на тепловую обработку продукта, расходуется на нагрев продукта, нагрев запарника и потерь в окружающую среду:

$$Q_{\delta} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \quad (3.18)$$

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:

$$Q_1 = M_1 c_1 (t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}), \quad (3.19)$$

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

Удельный расход, отнесенный к единице продукта:

$$p_1 = \frac{Q_1}{M_1}, \quad (3.20)$$

Для корнеклубнеплодов $p_1 = 0,14 \div 0,16$ кг/кг;

– соломы - $0,35 \div 0,50$ кг/кг;

– воды - $0,2$ кг/кг.

Количество тепла на нагрев стенок запарника

$$Q_2 = M_r c_r (t_r - t_{or}) \text{ Дж}, \quad (3.21)$$

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, град; t_0 – температура, до которой успеет охладиться чан за время загрузки и выгрузки очередной порции продукта, град. Если происходит разовое запаривание, то $t_r = t_0$.

Удельный расход

$$p_2 = \frac{Q_2}{\dot{I}_1}. \quad (3.22)$$

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

Расход тепла на потери в окружающую среду определяем по формуле

$$Q_3 = S\beta(t_{стен} - t_г)T, \quad (3.23)$$

где S – площадь поверхности запарника, м²; β – суммарный коэффициент теплопередачи, Вт/м² град; $t_{стен}$ – температура наружных стен запарника, град; $t_г$ – температура окружающего воздуха, град; T – время процесса, час.

Удельный расход

$$p_3 = \frac{Q_3}{M_1}, \quad (3.24)$$

Для наиболее распространенных конструкций $p_3 = 0,01 \div 0,015$ кг/кг. При наличии изоляции p_3 превышает 0,005 кг/кг и дает экономию пара 2÷5 %.

Значение коэффициента теплопередачи β составляет:

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

где Δt – разница температур между стенками запарника и окружающего воздуха, град, $\Delta t = t_{стен} - t_г$.

Значение коэффициентов теплопроводности и теплоемкости

Продукт	Значения	
	Вт/м ² град	кДж/кг град
Комбикорм	0,4	
Картофель	0,85	3,6
Зерно	0,55	2,3
Свекла	0,90	3,8
Солома	0,55	2,3
Дерево	0,57÷0,65	2,5
Сталь	0,115	0,48
Вода	1,0	4,2
Кирпич	0,22	0,92

Количество тепла, уходящее с конденсатом:

$$Q_4 = V \rho \varphi_r U_{y\partial} c_b (t_k - t_e), \quad (3.25)$$

где V – объем запарочного чана, м³; c_e – теплоемкость конденсата (воды), $c_e = 4,19$ КДж/кг; t_e – температура воды, поступающей в парообразователь, град; t_k – средняя температура конденсата, в начале запаривания $t_k = t_0$, в конце запаривания $t_k = t_2$, град; $U_{y\partial}$ – удельный расход пара на запаривание, для существующих картофелезапарочных агрегатов $U_{y\partial} = 0,17 \div 0,22$ кг/кг.

Расчетным путем удельный расход пара определяется по формуле

$$U_{уд} = \frac{Q_4}{V \rho \varphi_r i}, \quad (3.26)$$

где i – теплосодержание пара, Дж/кг.

Коэффициент полезного действия использования тепла запарником

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_4} 100, \% . \quad (3.27)$$

3.3.2 Расчет запарников периодического действия

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

$$Q = \frac{V \rho \varphi_3}{T}, \quad (3.28)$$

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

$$T = \tau_{загр} + \tau_{запар} + \tau_{выгр}, \quad (3.29)$$

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

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

$$\tau_{загр} = \frac{V \rho \varphi_3}{Q_2} = \frac{F H \rho \varphi_3}{Q_2}, \quad (3.30)$$

Производительность вертикального шнека:

$$Q_2 = v_{оср} \pi \frac{D^2 - d^2}{4} \rho k_3, \quad (3.31)$$

где D – диаметр шнека, м; d – диаметр вала, м; k_3 – коэффициент заполнения шнека (0,3÷0,4); $v_{оср}$ – средняя скорость материала вдоль оси шнека, по экспериментальным данным Куцына Л.М.:

$$v_{оср} = \frac{S n}{60} \left[1 - \frac{2S^2}{\pi^2 (D^2 - d^2)} - \frac{4D d k_0}{(D + d) \left(\frac{S^2}{\pi^2} + dD \right)} \right], \quad (3.32)$$

где S – шаг шнека, м; n – частота вращения шнека, мин⁻¹; k_0 – опытный коэффициент, при $S/D = 0,5 \div 0,6$ и $n = 200 \div 300$ мин⁻¹, $k_0 = 1,5 \div 1,8$. Большим значениям S и n соответствуют меньшие значения k_0 .

Продолжительность запаривания клубней зависит от их теплофизических характеристик, начальной и конечной температур клубня. Особенность

процесса запаривания картофеля состоит в том, что пар, проходя в порах между клубнями, конденсируется на их поверхности и скорость его продвижения уменьшается. Таким образом, клубень, находящийся возле парораспределителя, начинает нагреваться сразу после пуска пара в чан, а находящийся в отдаленной точке чана – по прошествии определенного времени. При этом скорость распространения пара зависит от типа парового насадка (точечный, линейный или плоскостной), расхода пара и начальной температуры клубней.

Поэтому готовность массы картофеля определяется по готовности самого удаленного от места пуска пара клубня. Тогда общая продолжительность запаривания:

$$t_{\text{запар}} = \tau' + \tau'' \quad (3.33)$$

где τ' – продолжительность распространения пара, час; τ'' – продолжительность нагревания клубней, час.

Продолжительность распространения пара на расстояние h при пуске из *плоскостного насадка* (фронт распространения пара – плоскость):

$$\tau' = \frac{hF\rho}{G} \quad (3.34)$$

Продолжительность нагревания клубней от начальной t_0 до заданной t_r температуры

$$\tau'' = 0,75 \frac{R_k^2}{\pi^2 a} \ln \left(\frac{2(t_n - t_0)}{(t_n - t_r)} \right), \quad (3.35)$$

где F – поперечное сечение чана, м^2 ; $h = H$ – длина (высота) запарочного чана при расположении парового насадка в его нижней части, м; ρ – насыпная плотность корнеклубнеплодов, $\text{кг}/\text{м}^3$; t_n – температура пара, $^{\circ}\text{C}$; G – расход пара, $\text{кг}/\text{с}$; R_k – средний эквивалентный по объему радиус клубня, м; a – коэффициент температуропроводности клубня картофеля, $a = (0,10 \div 0,12) \cdot 10^{-6}$, $\text{м}^2/\text{с}$; t_0 – начальная температура клубней, град; t_r – температура готовности клубней, обычно равна $94 \div 98$ $^{\circ}\text{C}$.

Продолжительность выгрузки запаренного картофеля:

$$\tau_3 = \frac{V\rho\varphi_r}{Q_3}, \quad (3.36)$$

где Q_3 – производительность выгрузного транспортера, кг/с:

$$Q_3 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} Sn\varphi\rho, \quad (3.37)$$

где φ – коэффициент наполнения поперечного сечения шнека, при выгрузке запаренного картофеля из чана $\varphi=1$.

Как видно из формул производительность процесса запаривания можно *увеличить* за счет сокращения времени заполнения паром чана τ' , что возможно за счет увеличения производительности парообразователя, поскольку τ'' зависит только от свойств клубней и температуры насыщенного пара.

Производительность *загрузочного и выгрузного шнеков* можно *увеличить* за счет частоты их вращения или изменения конструктивных параметров.

При разработке новых картофелезапарочных агрегатов необходимо стремиться, чтобы удельная поверхность чана, отнесенная к единице объема, была минимальной. При этом будут и минимальные потери тепла через стенки чана. Для цилиндрического чана этому соответствует отношение:

$$\frac{D}{H} = 0,8 \div 1,3$$

Тогда объем запарочного чана:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot H = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{D}{0,8 \div 1,3} = \frac{\pi D^3}{4(0,8 \div 1,3)}. \quad (3.38)$$

С другой стороны из уравнения производительности объем запарочного чана должен быть:

$$V = \frac{QT}{\rho \varphi_3}$$

Решая эти два уравнения, определим диаметр чана:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4QT(0,8 \div 1,3)}{\pi\rho\varphi_3}}. \quad (3.39)$$

3.3.3 Расчет запарников 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. Скорость фронта распространения пара, выходящего из парового насадка, должна быть равна скорости продвижения клубней. В этом случае установится строго постоянная «горячая» зона, неизменная по размерам, что обеспечит качественное выполнение процесса.

Таким образом, продолжительность движения клубня картофеля от загрузочного к выгрузному люку должна быть равна продолжительности нагревания клубня до готовности:

$$\tau = 0,75 \frac{R_k^2}{\pi^2 a} \ln\left(2 \frac{t_i - t_o}{t_i - t_a}\right). \quad (3.40)$$

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

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot v\rho\varphi_3, \quad (3.41)$$

где v – скорость движения продукта в запарнике, м/с; D – диаметр запарника, м; ρ – объемная масса продукта, кг/м³; φ_3 – коэффициент заполнения запарочного чана, $\varphi_3 = 0,85 \div 0,9$.

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

$$v = \frac{H}{T}. \quad (3.42)$$

С учетом этого

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \rho \varphi_3 \frac{H}{T}. \quad (3.43)$$

Отсюда определяем диаметр запарочного чана

$$D = \sqrt{\frac{4QT}{\pi H \rho \varphi_3}}. \quad (3.44)$$

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

$$P = Qc(t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}). \quad (3.45)$$

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

$$P = \frac{\pi D^2 \rho \varphi_3 H}{4T} \cdot c(t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}) = \frac{\pi D^2 \rho \varphi_3 H c(t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}})}{4T}. \quad (3.46)$$

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

$$\frac{\pi D^2}{4} v_n \rho_n k = \frac{\pi D^2 \rho \varphi_3 H c(t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}})}{4T}. \quad (3.47)$$

Решая это уравнение относительно H , получаем:

$$H = \frac{v_n \rho_n k T}{\rho \varphi_3 c(t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}})}. \quad (3.48)$$

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.

3.3.4 Определение основных параметров парораспределителя

Большое значение на равномерность прогрева продукта в запарнике имеет конструкция распределительного паропровода, который представляет собой трубу с выполненными на ней отверстиями. При выполнении технического процесса пар подаётся в паропровод (в трубу) и под давлением выходит через отверстие, запаривая кормовую массу.

Распределительный паропровод должен обеспечить равномерное распределение подаваемого пара в запариваемом корме. Для выполнения данного условия необходимо, чтобы суммарное сечение отверстий на парораспределителе было равно внутреннему диаметру паропровода. Следовательно, условие равномерного распределения пара запишется следующим образом:

$$\frac{\pi D_n^2}{4} = \frac{\pi d^2 n}{4} z, \quad (3.49)$$

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:

$$P_0 = \frac{\pi D_n^2}{4} \cdot v_n \cdot \rho_n, \quad (3.50)$$

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

Подставив значение расхода пара, определяем диаметр паропровода:

$$D_n = \sqrt{\frac{4P_0}{\pi v_n \rho_n}}. \quad (3.51)$$

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

Количество отверстий в ряду (рис. 3.15) зависит от длины L распределительного паропровода и шага отверстий S :

$$n = \frac{L}{S}.$$

Шаг отверстий равен $S = 2l + d$,

где l – расстояние между смежными каналами, м; d – диаметр отверстия, м.

Величина l определяется через высоту h сплошного слоя и угол α выхода пара $l = h / \operatorname{tg} \alpha$. Тогда $S = (2h / \operatorname{tg} \alpha) + d$.

Подставляя значения n и S в уравнение условия равномерного распределения пара (В) и решая его относительно d , получаем

$$d = \frac{D_i}{2Lz} \left(D_i + \sqrt{D_i^2 + \frac{8Lhz}{\operatorname{tg} \alpha}} \right). \quad (3.52)$$

Угол a зависит от угла зенкования. Если последний равен 120° , то $a = 30^\circ$.

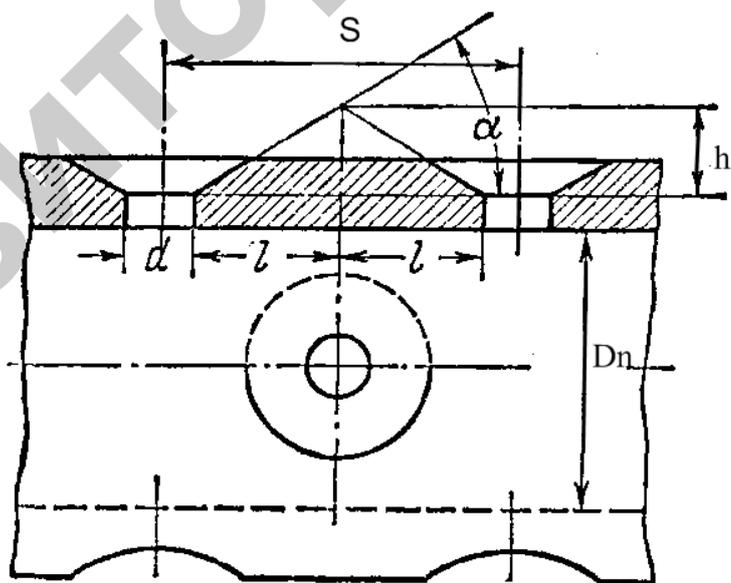


Рис. 3.15. Схема определения параметров отверстий в паропроводе

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

Диаметр патрубка для выхода конденсата может быть определен по формуле

$$d_{\kappa} = 2 \sqrt{\frac{q Q_o}{\pi v_{\kappa} \rho_{\kappa}}}, \quad (3.53)$$

где q – удельный расход пара; Q_o – производительность запарника; v_{κ} – средняя скорость выхода конденсата, $v_{\kappa} = 1,2 \div 1,5$ м/с; ρ_{κ} – плотность конденсата, кг/м³.

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.

МЕХАНИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ СТЕБЕЛЬЧАТЫХ КОРМОВ И КОРНЕКЛУБНЕПЛОДОВ

4.1 Типы измельчающих аппаратов стебельчатым кормов и корнеклубнеплодов, основные закономерности резания лезвием

К стебельчатым кормам относят сено и солому. Эти корма содержат не более 22 % влаги и 0,65 к. ед. в 1 кг сухого вещества.

Поедаемость соломы жвачными выше при условии ее расщепления вдоль волокон не менее 85 % и при длине частиц не менее 10÷15 мм. Более мелкое измельчение соломы вредно, так как переваримость ее жвачными животными не увеличивается, а жирность молока снижается.

Измельченную солому можно скармливать животным в составе кормосмеси и выдавать кормораздатчиками общего назначения.

Сено измельчают для повышения поедаемости и улучшения его технологических свойств. Измельченное сено может быть использовано для приготовления полнорационных кормовых смесей.

Средние значения удельного сопротивления резанию сена колеблются в пределах 5,7÷12,0 кН/м. Если сопротивление сена принять за 100 %, то сопротивление травы составляет 80÷90 %, соломы 55÷60 %. Скорость разрушения стебельных кормов ударом составляет 50÷60 м/с.

Силосуемый корм является источником легкопереваримых протеина и углеводов. На качество конечного продукта оказывает влияние и степень измельчения зеленой массы – длина резки должна быть не менее 20 мм [25]. Измельчение зеленой массы позволяет выдавать его в кормушки кормораздатчиками общего назначения.

Для измельчения корнеклубнеплодов и стебельчатых кормов используются ножевые и молотковые рабочие органы (рис. 4.1).

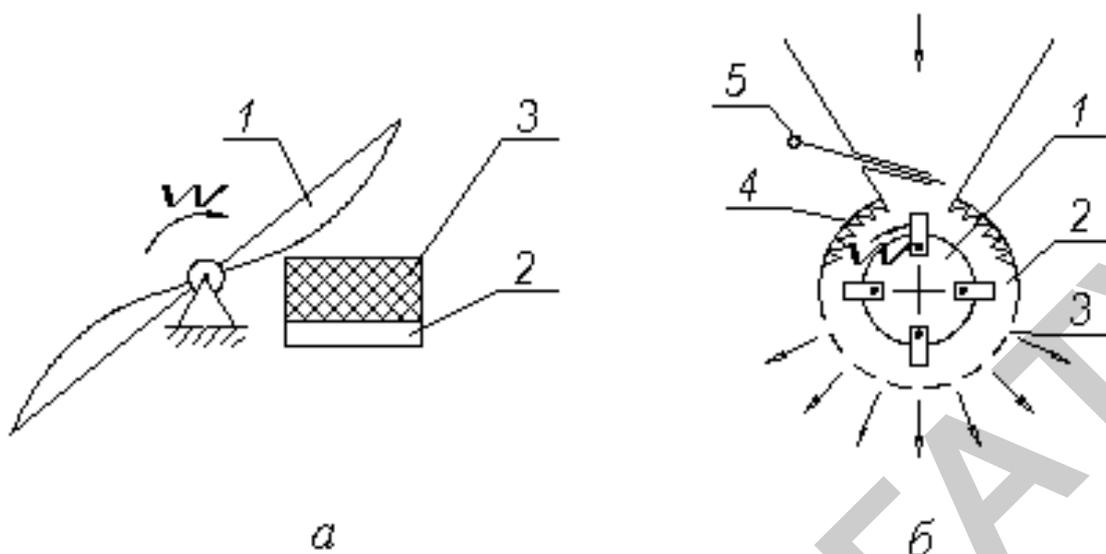


Рис. 4.1. Рабочие органы измельчителей корнеклубнеплодов и стебельчатых кормов:

- а) – ножевые: 1 – нож; 2 – противорезущая пластина; 3 – измельчаемый материал;
- б) – молотковые: 1 – диск; 2 – молоток; 3 – решето; 4 – дека; 5 – регулирующая заслонка

Молотковые рабочие органы являются универсальными, они могут измельчать все виды кормов и незаменимы при производстве травяной, сеной или соломенной муки, когда требуется размер частиц не более $1\div 3$ 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 [24].

Достоинствами ножевых рабочих органов являются малый удельный расход энергии при лучшем качестве измельчения, возможность измельчать корма любой влажности [26].

Перечисленные преимущества предопределили наибольшее применение для измельчения корнеклубнеплодов и стебельчатых кормов *ножевых* рабочих органов.

Для измельчения кормов любой влажности, доизмельчения других компонентов и их смешивания при приготовлении кормовых смесей применяется

измельчитель-смеситель кормов с вертикально расположенной рабочей камерой содержащий **ножевой** измельчающий аппарат (рис. 4.2).

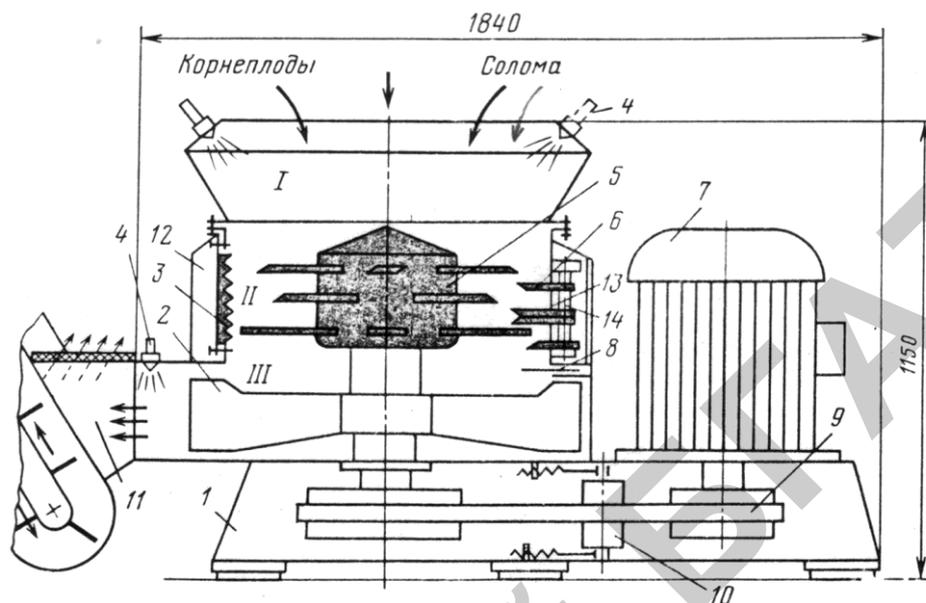


Рис. 4.2. Измельчитель-смеситель с вертикально расположенной рабочей камерой:

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 – противорез; 14 – вал

Машина состоит из приемной I, рабочей II и выгрузной III камер, расположенных одна над другой, ножевого ротора 5, бункера 11 выгрузного транспортера, пакетов противорезов, зубчатых дек 3, электродвигателя 7 и клиноременной передачи 9.

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

В стенках рабочей камеры имеется шесть окон, в которых устанавливают пакеты ножей-противорезов и зубчатые деки. Окна закрывают с наружной стороны кожухами 12 (рис. 4.3).

На роторе размещены ярусами ножи измельчителя, выполняющие также роль смесителей. В нижней части ротора, расположенной в выгрузной камере, находится швырляка.

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

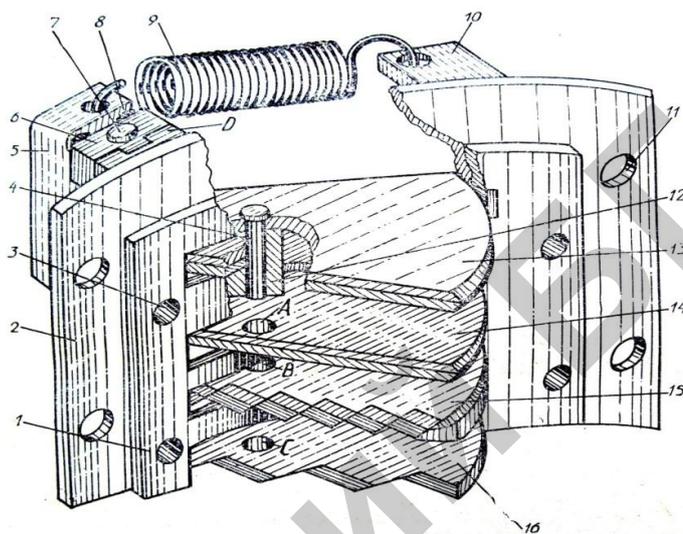


Рис. 4.3. Измельчитель-смеситель с вертикально расположенной рабочей камерой:

1 – внутренняя плита; 2 – наружная плита; 2 – болт; 4 – стопор; 5 – кронштейн; 6 – крышка; 7 – вал; 8 – винт; 9 – пружина; 10 – кронштейн; 11 – отверстие под болт крепления плиты к рабочей камере; 12 – верхняя втулка; 13, 14 – ножи с прямыми лезвиями; 15, 16 – ножи с зубчатыми лезвиями; D – кронштейн верхний; A, B, C – отверстия ножей

При работе измельчителя-смесителя, корма загружаются в камеру 1 и попадают в зону взаимодействия противорезающих 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 встречаются 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.

При измельчении одного вида корма или нескольких компонентов, подлежащих измельчению и смешиванию, в окна 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.

На роторе размещены ярусами ножи измельчителя, выполняющие также роль смесителей. В нижней части ротора, расположенной в выгрузной камере, находится швырялка.

Машина может комплектоваться лопастной швырялкой (рис. 4.2) или пальцевой (рис. 4.4). Преимуществом пальцевой швырялки является снижение затрат энергии на транспортировку кормов в рабочую зону выгрузного окна и минимальный воздушно-кормовой поток, что исключает расслоение кормосмеси.

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 /27/.



Рис. 4.4. Измельчитель-смеситель с пальцевой швырялкой:

1 – камера измельчения и смешивания; 2 – выгрузная камера; 3 – ротор; 4 – нож; 5 – пальцевая швырялка; 6 – противорез

Степень измельчения регулируют, изменяя число ножей на роторе, число противорезов и время нахождения продукта в рабочей камере (при помощи кольцевого шибера, установленного над швырялкой).

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

Для измельчения всех видов грубых и сочных кормов может использоваться измельчающий аппарат барабанного типа (рис. 4.5.), который состоит из противорезущей пластины и барабана с ножами, которые могут иметь прямую или спиральную форму.

Спиральные ножи барабана в сечении имеют Г-образную форму. На барабане диаметром 450 мм установлено установлено 6 ножей с углом заточки $35^{\circ}40'$ и углом подъема винтовой линии 70° . Угол заточки противорезущей пластины 75° . Зазор между лезвием ножей и противорезущей пластиной устанавливают в пределах $0,5 \div 1$ мм и регулируют перемещением барабана с ножами упорными винтами (рис. 4.6).

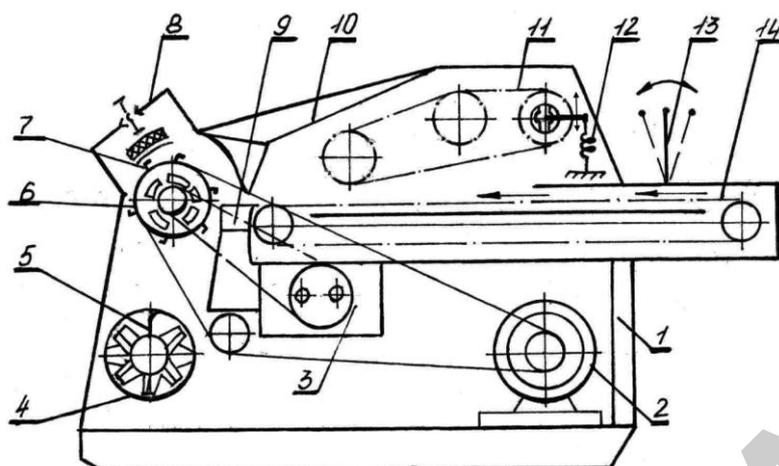


Рис. 4.5 Схема устройства и технологический процесс работы измельчителя кормов с измельчающим аппаратом барабанного типа
 1 – рама; 2 – электродвигатель; 3 – редуктор; 4 – аппарат вторичного резания; 5 – шнек; 6 – аппарат первичного резания; 7 – ножи; 8 – заточное устройство; 9 – противорежущая пластина; 10 – крышка; 11 – нажимной транспортер; 12 – натяжное устройство; 13 – скоба; 14 – подающий транспортер



Рис. 4.6 Измельчающий аппарат барабанного типа с механизмом регулировки зазора между ножами и противорежущей пластины:
 1 – барабан с ножами; 2 – корпус подшипника вала барабана с ножами; 3 – винт крепления корпуса; 4 – регулировочный винт перемещения корпуса подшипника вала барабана с ножами

Длину резки можно изменять передаточным числом приводной передачи (заменой звездочек на валу ножевого барабана) и числом установленных на барабане ножей (длина резки возрастает с уменьшением их числа). Предельный износ режущей кромки ножей 10÷12 мм, противорежущей пластины – до 5 мм.

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

Известны два типа подающих механизмов подачи кормов в рабочую зону измельчающего аппарата. Один из них состоит из подающего 1 и прижимного 2 транспортеров (рис 4.7).

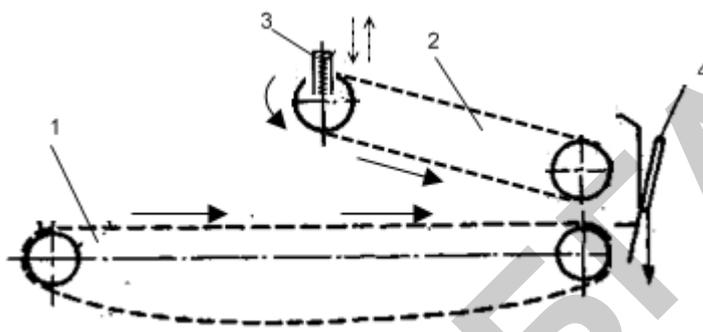


Рис. 4.7 – Схема питающего аппарата грубых кормов с прижимным транспортером

1 – транспортер подающий; 2 – прижимной транспортер; 3 – пружина; 4 – нож

Прижимной транспортер 2 является плавающего типа, у которого 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.

На подающий 1 и нажимной 2 транспортеры вращение передается цепными передачами с использованием редуктора, который обеспечивает их движение «вперед» и «назад».

Вращательное движение оба транспортера получают от электродвигателя.

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

Для предотвращения затягивания корма в зазор между противорежущей пластиной и лентой подающего транспортера, за счет перемещения пластины, зазор устанавливают минимальным.

Питающие транспортеры обеспечивают равномерное уплотнение стебельчатых кормов, что уменьшается явление расширения уплотненного слоя корма на выходе с питающего аппарата.

Однако рассмотренный питающий аппарат наиболее сложен по конструкции и менее надежен в эксплуатации.

В машиностроении, для уплотнения стебельчатых кормов используется питающий аппарат, состоящий из подающего транспортера и верхнего и нижнего питающих валцов (рис. 4.8).

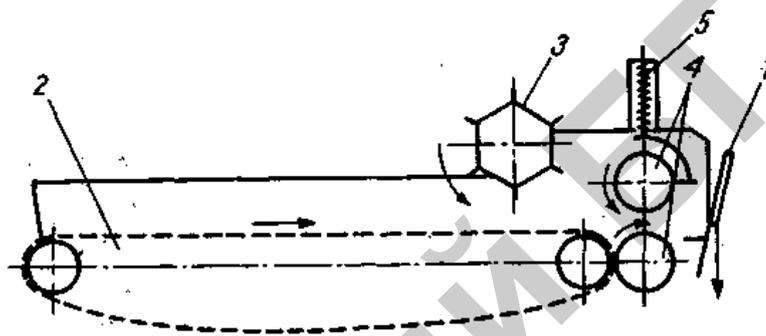


Рис. 4.8. Схема питающего аппарата грубых кормов с вальцами:
 1 – нож; 2 – транспортер подающий; 3 – валец прижимной;
 4 – валец питающий; 5 – пружина

Вальцы выполняют зубчатыми или рифлеными (рис. 4.9). В этом случае сила трения заменяется силой сцепления между материалом и вальцом.

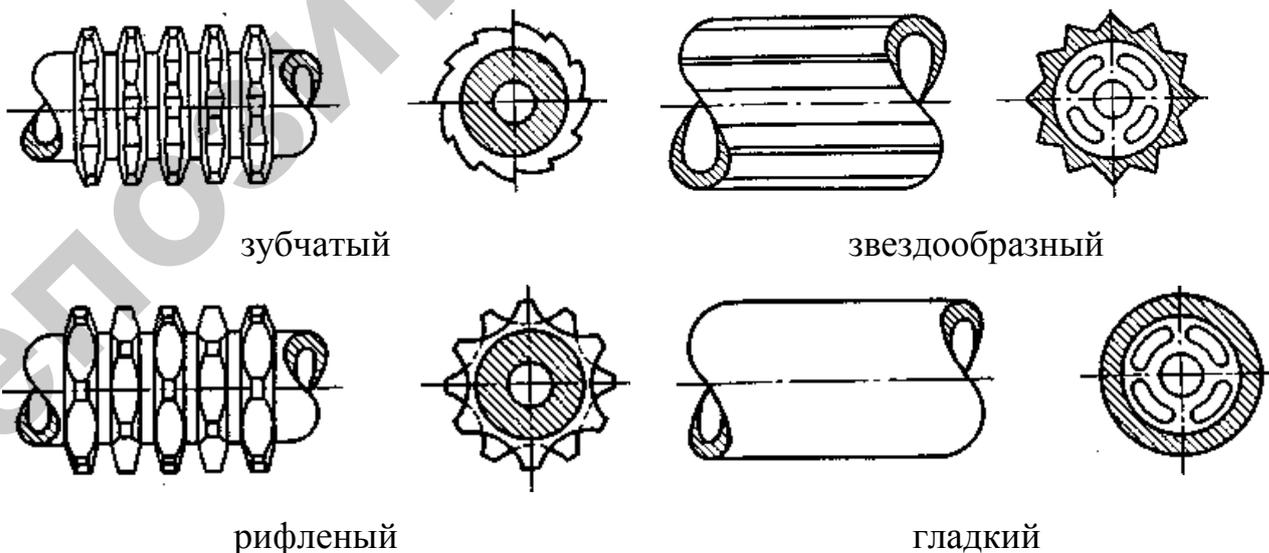


Рис. 4.9. Виды вальцов

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 уплотняет массу до коэффициента уплотнения $0,7 \div 0,8$. Однако при выходе с его рабочей зоны масса снова расширяется, приобретая состояние при котором коэффициент уплотнения равен $0,4 \div 0,5$. Данное состояние слоя корма снова требует его уплотнения, поэтому корм направляется к питающим вальцам 4 из которых поступает в измельчающий аппарат.

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

4.2 Основы теории резания лезвием

Резание – один из видов измельчения, связанный с применением лезвия. При резании уменьшается линейный размер материала, увеличиваются число новых частиц и их суммарная площадь поверхности. Для резания характерно образование плоских поверхностей.

Процесс резания лезвием представляет собой частный вид измельчения и потому подчинен общим законам измельчения материалов под действием внешних сил. Однако этот процесс имеет и свои особенности. Важное значение имеет характер движения ножа относительно перерезаемого продукта. В зависимости от характера движения ножа относительно перерезаемого продукта резание разделяют на *рубящее и скользящее*.

При *рубящем резании* вектор скорости внедрения ножа в материал перпендикулярен кромке лезвия [28] Резанию материала на части под воздействием ножа предшествует предварительное сжатие материала. Величина сжатия определяется разрушающим контактным напряжением в результате приложения к ножу силы $F_{кр}$, называемой критической. При достижении ее процесс сжатия заканчивается и начинается процесс резания.

Таким образом, критическая сила – это максимальная сила перед началом резания и для ее определения рассмотрим процесс взаимодействия ножа и противореза с материалом в момент начала резания.

При взаимодействии ножа и режущего противореза в момент начала резания слоя толщиной h (рис. 4.10), 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.

В момент начала резания на нож действуют следующие силы:

$$F_{кр} = F_{рез} + T_1^r + T_2, \quad (4.1)$$

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.

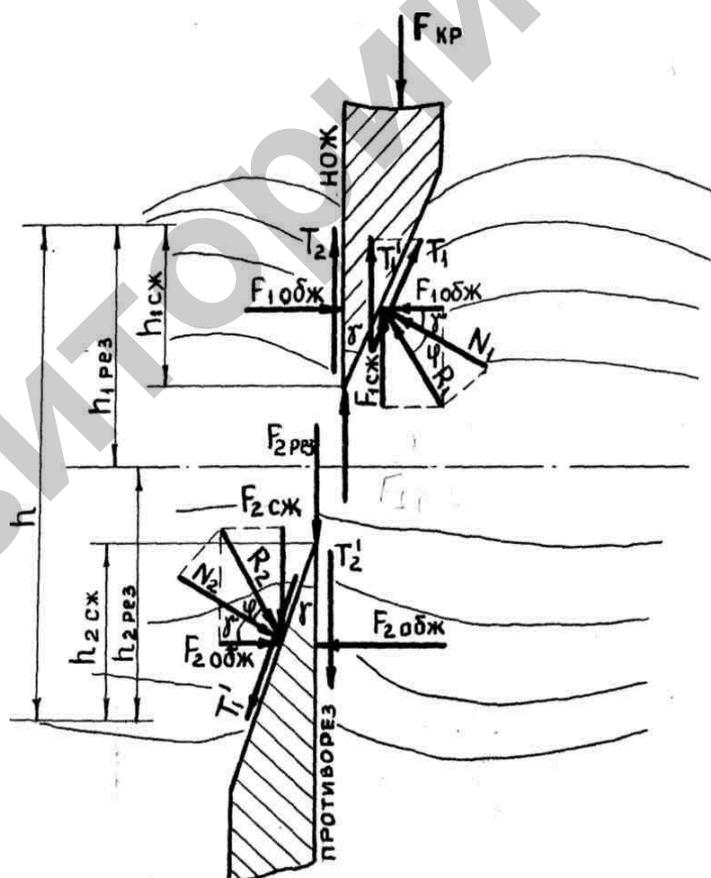


Рис. 4.10. Силовое взаимодействие ножа и противореза с материалом в момент начала резания

Сопротивление резанию $F_{рез}$ состоит из силы, связанной с преодолением сопротивления слоя материала сжатию $F_{1сж}$, силы непосредственного резания $F_{1рез}$, т.е. $F_{рез} = F_{1рез} + F_{1сж}$.

Сопротивление разрушению Н.Е. Резник рекомендует определять по формуле

$$F_{1рез} = \delta \Delta l \sigma_p, \quad (4.2)$$

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

Сила трения на грани ножа (рисунок 4.6):

$$T_2 = F_{1обж} f_n, \quad (4.3)$$

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

Сила трения на фаске ножа:

$$T'_1 = T_1 \cos \gamma, \quad (4.4)$$

с учетом нормальной силы N_1 :

$$T''_1 = N_1 f_n \cos \gamma. \quad (4.5)$$

где γ – угол заточки ножа, град.

Силу N_1 можно выразить через угол трения:

$$N_1 = R_1 \cos \gamma, \quad (4.6)$$

где

$$R_1 = \sqrt{F_{1обж}^2 + F_{1сж}^2}. \quad (4.7)$$

Для определения сопротивления материала сжатию $F_{1сж}$ рассмотрим действие элементарной приложенной к ножу силы $dF_{1сж}$ (рис. 4.11), которая вызовет сжатие материала на величину $dh_{сж}$.

Поскольку есть сила и перемещение, совершается работа

$$dW_{1сж} = F_{1сж} dh_{сж}. \quad (4.8)$$

Известно, что $F_{1сж} = \sigma A_n$ и $\sigma = E \varepsilon_{сж}$,

где A_n – площадь лезвия ножа, участвующая в сжатии, м².

Тогда с учетом сказанного формула (4.8) примет вид:

$$dW_{1сж} = E\varepsilon_{сж} A_n dh_{сж} . \quad (4.9)$$

Кроме того, относительное сжатие, как известно, равно отношению сжатого материала $h_{сж}$ к его общей высоте h :

$$\varepsilon_{сж} = \frac{h_{сж}}{h/2} , \quad (4.10)$$

Подставляя значение $\varepsilon_{сж}$ из формулы (4.10) в (4.9), получим:

$$dW_{1сж} = \frac{2EA_n}{h} h_{сж} dh_{сж} . \quad (4.11)$$

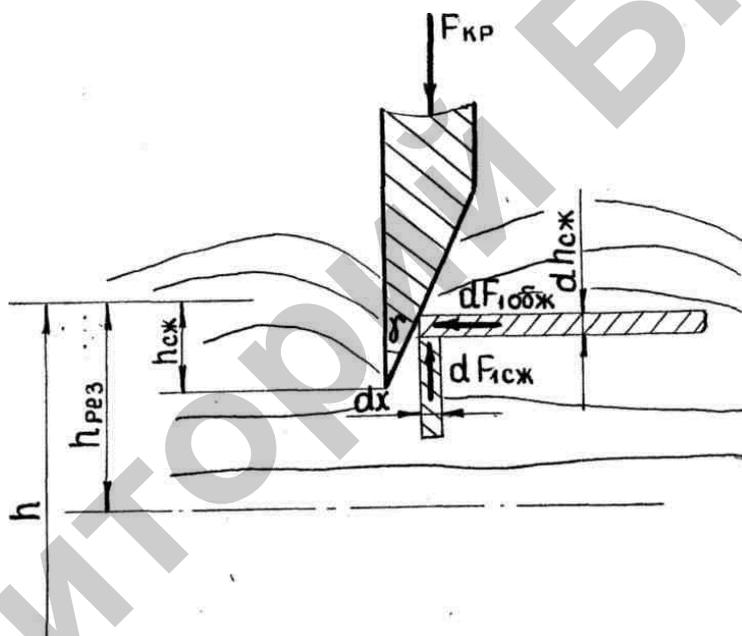


Рис. 4.11. Схема к определению силы сжатия

Полную величину работы $W_{1сж}$ можно получить, проинтегрировав формулу (4.11):

$$W_{1сж} = \frac{EA_n h_{сж}^2}{h} , \quad (4.12)$$

откуда сила сжатия, которая выполнила работу,

$$F_{1сж} = \frac{EA_n h_{сж}}{h} . \quad (4.13)$$

Выражение (4.13) позволяет аналитически рассчитать силу, необходимую для сжатия материала перед резанием – она зависит от площади лезвия ножа и физико-механических свойств материала. В формулу можно закладывать конкретные физико-механические свойства того или другого материала (корма) при конкретных геометрических параметрах ножа, можно определить также силу обжатия.

Сила обжатия, исходя из теории упругих деформаций и исследований Н.Е. Резника, равна

$$F_{\text{обж}} = \varepsilon_1 EA_n, \quad (4.14)$$

где ε_1 – относительная деформация грубого корма в горизонтальном направлении, которую можно выразить через относительную деформацию в вертикальном направлении посредством коэффициента Пуассона μ :

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_{\text{сж}} \mu. \quad (4.15)$$

Тогда выражение (4.14) примет вид:

$$F_{\text{обж}} = F_{\text{1сж}} \mu, \quad (4.16)$$

или

$$F_{\text{обж}} = \frac{A\sigma}{2} \mu. \quad (4.17)$$

Таким образом, формулу (4.1) представим в таком виде:

$$F_{\text{кр}} = (F_{\text{рез}} + F_{\text{сж}}) + (T_1 + T_2). \quad (4.18)$$

Из уравнения (4.18) видно, что первые две силы сжимают материал до начала резания и осуществляют резание, и согласно третьему закону Ньютона, вызывают такие же силы на противорезе. Две другие силы уравнения (4.18) вызывают на ноже силы трения.

Подставив в уравнение (4.18) значение получим:

$$F_{\text{кр}} = F_{\text{рез}} + F_{\text{1сж}} + F_{\text{обж}} f_n + f_n \sqrt{F_{\text{1обж}}^2 + F_{\text{1сж}}^2} \cos\varphi \cos\gamma. \quad (4.19)$$

Выразим $F_{\text{1обж}}$ через $F_{\text{1сж}}$. Уравнение (4.19) примет вид:

$$F_{кр} = F_{Iрез} + F_{Iсж} (1 + f_n \mu + \sqrt{\mu^2 + 1} \cos\varphi \cos\gamma) . \quad (4.20)$$

Исходя из известной критической силы резания, можно определить работу, выполняемую измельчителем:

$$W_{Iрез} = \int_0^{h_{рез}} F_{кр} h_{рез} dh_{Iрез} = F_{кр} h_{Iрез} , \quad (4.21)$$

или, согласно рисунку 4.11,

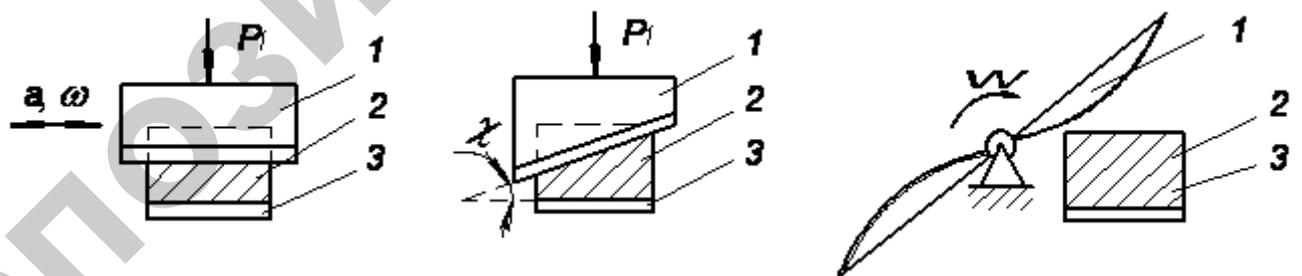
$$W_{Iрез} = F_{кр} \frac{h}{2} . \quad (4.22)$$

Такую же работу заодно и то же время выполнит и режущий противорез.

Значит, энергоемкость процесса резания *с режущим противорезом* должна быть теоретически в два раза меньше, чем без таких противорезов. Практически процесс резания с режущим противорезом несколько запаздывает, особенно при толстослойном резании, и работа, выполненная противорезом, несколько меньше, чем выполненная ножом.

4.3 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, которое может быть осуществлено различными способами (рис. 4.12):



а) при помощи вибраций ножа;

б) установкой ножа под углом χ к противорезущей пластине;

в) выполнением режущей кромки по некоторой кривой, что характерно для вращательных рабочих органов.

Рис. 4.12. Виды резания со скольжением:

1 – нож, 2 – перерезаемый материал; 3 – противорезущая пластина

В последних двух случаях 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 вырождаться в рубящее.

На рис. 4.13 показан клин, представляющий собой часть ножа с односторонней заточкой по поверхности которого со скольжением перемещается частица корма.

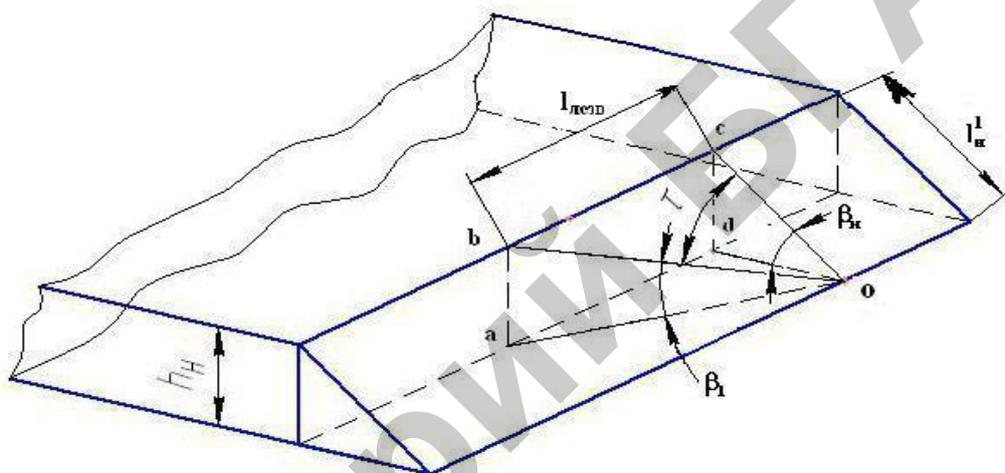


Рис. 4.13. Схема для определения угла заточки ножа

Из рис. 4.13 видно, что угол заточки ножа можно определить по формуле

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \beta'}{\cos \tau} \quad (4.23)$$

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

Используя тригонометрические формулы, определим величину трансформированного угла заточки ножа:

$$\operatorname{tg} \beta = \left(\frac{ab \operatorname{tg} \tau}{bc \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \tau}} \right) \left[\frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{ab \operatorname{tg} \tau}{bc \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \tau}} \right)^2}} \right]. \quad (4.24)$$

Полученное выражение (4.24) подставим в уравнение (4.23), заменив символы параметрами ножа:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{h_i}{l'_i \left(1 - \frac{h_i}{l'_i + l_{\text{дв}}} \right) \cos \tau} \quad (4.25)$$

Из формулы (4.25) видно, что угол заточки ножа зависит от его толщины h_n , длины наклонной грани l'_n и величины смещения частицы корма $l_{\text{лезв}}$ по наклонной грани. При известных параметрах ножа необходимо определить на какое расстояние $l_{\text{лезв}}$ сместиться частица, перемещаясь по наклонной грани ножа.

Значение $l_{\text{лезв}}$ соответствует длине лезвия ножа осуществляющего резание частицы корма. Этот процесс сопровождается взаимодействием лезвия ножа с материалом. Работу, затрачиваемую на выполняемый процесс, можно определить по формуле

$$A_{\text{рез}} = P_{\text{рез}} 2r_c, \quad (4.26)$$

где $P_{\text{рез}}$ – сила резания, Н; r_c – радиус сечения частицы корма, м.

Усилие резания можно определить как произведение площади кромки лезвия ножа на разрушающее контактное напряжение σ_p :

$$P_{\text{рез}} = \delta_{\text{лезв}} l_{\text{лезв}} \sigma_p, \quad (4.27)$$

где $\delta_{\text{лезв}}$ – толщина лезвия ножа, м; $l_{\text{лезв}}$ – длина лезвия ножа, участвующая в резании, м.

Тогда работу, затрачиваемую на разделение частицы силой резания, можно определить по формуле

$$A_{\text{рез}} = \delta_{\text{лезв}} l_{\text{лезв}} \sigma_p 2r_c. \quad (4.28)$$

В процессе резания, частицы корма перемещаются по лезвию ножа, преодолевая при этом силу трения. Затрачиваемую на преодоление этой силы работу определим по формуле

$$A_{тр} = F_{тр} l_{лезв}, \quad (4.29)$$

где $F_{тр}$ – сила трения, Н.

Тогда работу, затрачиваемую на резание частицы корма и преодоление силы трения при перемещении частицы корма по лезвию ножа, определим по формуле

$$A = A_{рез} + A_{тр}. \quad (4.30)$$

Откуда:

$$l_{лезв} = \frac{A}{\delta_{лезв} \sigma_p (2r_ч + F_{тр})}. \quad (4.31)$$

Работу на преодоление указанных сил можно также определить из выражения:

$$A = \frac{N_{рез}}{\omega_p}, \quad (4.32)$$

где $N_{рез}$ – мощность, затрачиваемая ножом на процесс резания, кВт; ω_p – угловая скорость ротора измельчителя, с⁻¹.

Подставив в формулу (4.31) значения рассмотренных сил, получим выражение, позволяющее определить длину пути резания частицы:

$$l_{лезв} = \frac{N_{рез}}{(\delta_{лезв} \sigma_p (2r_ч + F_{тр})) \omega_p}. \quad (4.33)$$

Формула (4.33) позволяет определить угол заточки ножа с учетом длины лезвия ножа, участвующей в резании частиц корма:

$$tg\beta_n = \frac{h_n}{l_n^1 \left(1 - \frac{h_n}{l_n^1 + \frac{N_{рез}}{(\delta_{лезв} \sigma_p (2r_ч + F_{тр})) \omega_p}} \right) \cos\tau}. \quad (4.34)$$

Из формулы (4.34) видно, что угол заточки ножа является одним из сложных параметров рабочего органа. Казалось бы, режущие аппараты нужно кон-

струировать с углами скольжения $\tau \rightarrow 90^\circ$. 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 $\tau = \arctg(V_\tau/V_n)$, что зачастую можно осуществить лишь снижением V_w , 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 различным экспериментальным данным оптимальное значения τ_{opt} угла скольжения предполагается в промежутке $20 \div 60^\circ$ /28/.

В соответствии с уравнением (4.34) получена графическая зависимость угла заточки ножа от его толщины и затрачиваемой мощности на резание корма (рис. 4.14).

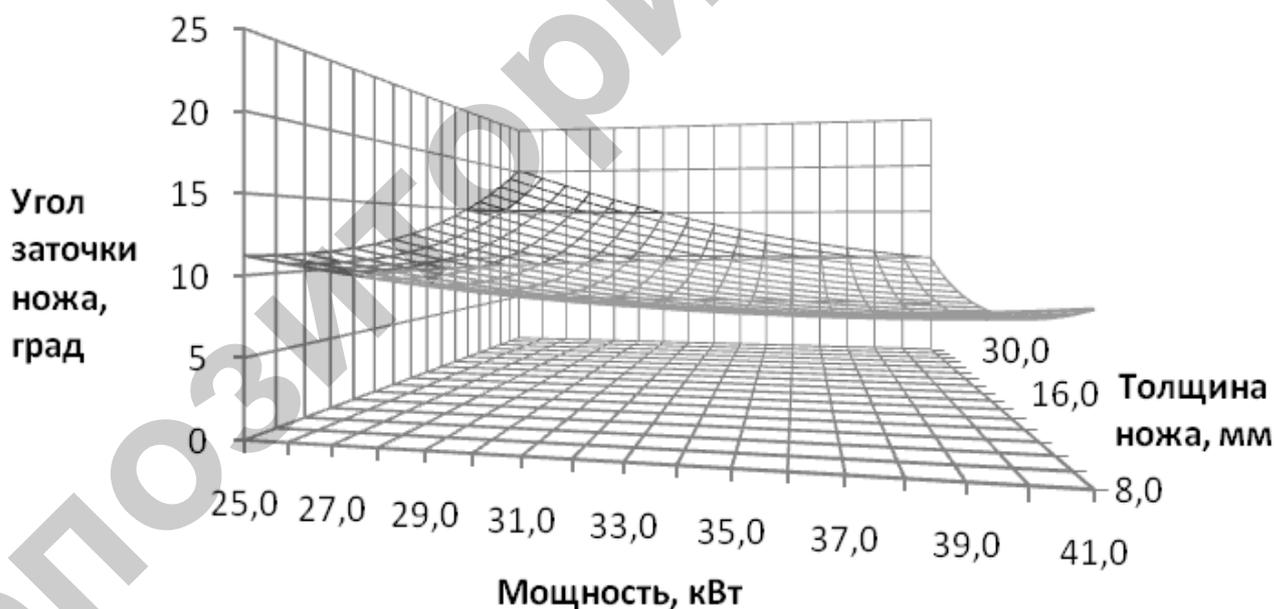


Рис. 4.14. Зависимость угла заточки ножа от его толщины и мощности на резание корма

Анализ полученной графической зависимости показывает, что с увеличением толщины ножа угол его заточки возрастает. С ростом мощности на резание корма угол заточки ножа уменьшается. На основании графической зави-

симости установлено, что для ножа толщиной 10 мм при мощности электродвигателя 39 кВт угол заточки ножа равен 8 градусов.

4.4 Обоснование выбора толщины ножа

Экспериментально установлено, что с увеличением толщины ножа возрастают затраты энергии на работу резания /29, 30/. Очевидно, что толщина режущего элемента должна быть наименьшей. Однако в этом случае он будет прогибаться в наименьшем сечении, что может быть причиной поломки ножа при встрече с противорежущим элементом.

Техническим решением, снижающим вероятность встречи ножа с противорежущей пластиной, является увеличение зазора между ними. Однако решая задачу надежности возникает проблема возрастания затрат энергии на выполняемый процесс. При значительном зазоре частицы корма будут просто перемещаться между плоскостями режущей пары. Для обоснования толщины ножа рассмотрим силы, возникающие в процессе перемещения корма в растворе режущей пары. В процессе работы измельчителя ножи движутся над противорежущими элементами (рис. 4.15). Так как между ними установлен зазор, то корм поступает в это пространство.

Величина сжимаемого слоя корма зависит от величины зазора между ножом и противорежущей пластиной, поэтому справедливо равенство. Тогда:

$$F_{обж} = \mu \frac{E}{2} \frac{h_{сж}^2}{\Delta_1}, \quad (4.35)$$

где Δ_1 – зазор между ножом и противорежущей пластиной, м; μ – коэффициент Пуассона; E – модуль деформации корма, Н/м²; $h_{сж}$ – величина сжатого слоя корма, м.

От силы обжатия возникает сила трения, которую можно определить по формуле

$$F_{трл} = F_{обж} f_k, \quad (4.36)$$

где f_k – коэффициент трения корма по металлу.

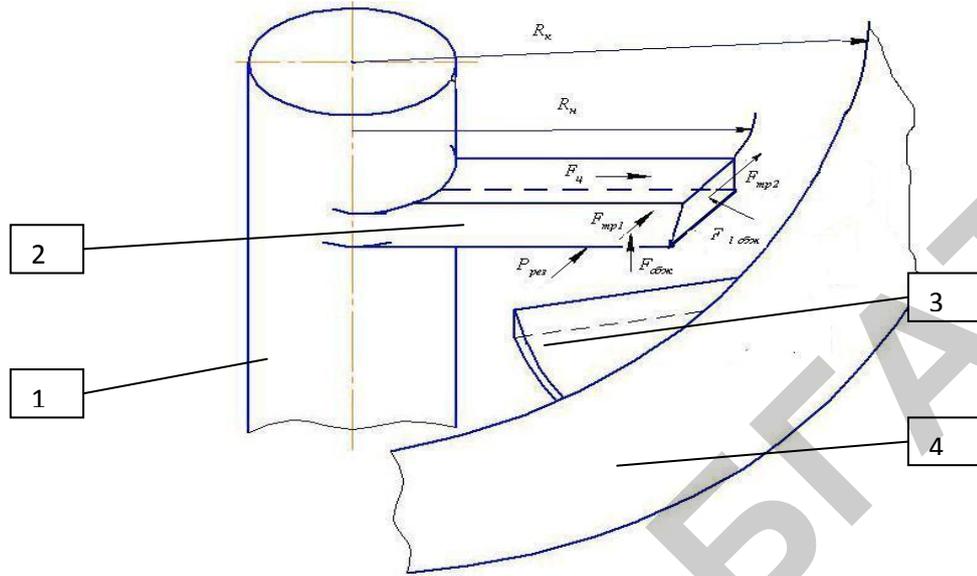


Рис. 4.15. Схема к обоснованию выбора толщины ножа:

1 – ротор; 2 – нож; 3 – противорезущий элемент; 4 – рабочая камера измельчителя

Работа, затрачиваемая на преодоление силы трения $F_{тр1}$, определяется по формуле

$$A_{тр1} = \mu \frac{E}{2} \frac{h_{сж}^2}{\Delta_1} f_k l_{н.пр}, \quad (4.37)$$

где $l_{н пр}$ – длина ножа, движущегося над плоскостью противорезущей пластины, 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

$$F_{1 обж} = \mu \frac{E}{2} \frac{h_{сж}^2}{\Delta_2}, \quad (4.38)$$

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

От силы обжатия возникает сила трения, которую можно определить по формуле

$$F_{mp2} = F_{1 \text{ обж}} f_k . \quad (4.39)$$

Работу, затрачиваемую на преодоление силы трения F_{mp2} , можно определить по формуле

$$A_{mp2} = \mu \frac{E}{2} \frac{h_{сж}^2}{\Delta_2} f_k b_n . \quad (4.40)$$

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

$$A_{кр.рез} = P_{рез} l_{лезв} , \quad (4.41)$$

где $P_{рез}$ – сила резания, Н; $l_{лезв}$ – длина активной части лезвия ножа, м.

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

$$A_{окр} = F_{окр} R_n = \frac{N_{дв}}{\omega_p} , \quad (4.42)$$

где $N_{дв}$ – мощность, передаваемая от электродвигателя на ротор измельчителя, кВт; ω_p – угловая скорость ротора измельчителя, с⁻¹.

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

$$A_{mp1} + A_{mp2} + A_{окр} + A_{кр.рез} = A_{изг} . \quad (4.43)$$

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 [28]

$$P_n = \frac{b_n h_n^2}{l_{кр}} \frac{\sigma_{\epsilon}}{6} , \quad (4.44)$$

где b_n – ширина ножа, м; h_n – толщина ножа, м; $l_{кр}$ – длина ножа от оси крепления до торца, м; σ_v – допустимый предел прочности, МПа.

Работу, затраченную на преодоление указанной силы можно определить по формуле

$$A_{изз} = P_n R_n, \quad (4.45)$$

где P_n – действующая на нож нагрузка, Н; R_n – радиус, описываемый ножами, м.

Подставив соответствующие составляющие в уравнение (4.43) получим:

$$\mu \frac{E}{2} \frac{h_{сж}^2}{\Delta_1} f_k l_{н.пр} + \mu \frac{E}{2} \frac{h_{сж}^2}{\Delta_2} f_k b_n + \frac{N_{дв}}{\omega_{рот}} + P_{рез} l_{лезв} = \frac{b_n h_n^2}{l_{кр}} \frac{\sigma_v}{6} R_n. \quad (4.46)$$

Из уравнения (4.46) определим толщину режущего элемента:

$$h_n = \sqrt{\frac{\left[\mu \frac{E}{2} h_{сж}^2 f_k \left(\frac{l_{н.пр}}{\Delta_1} + \frac{b_n}{\Delta_2} \right) + \frac{N_{дв}}{\omega_{рот}} + P_{рез} l_{лезв} \right] 6 l_{кр}}{b_n \sigma_v R_n}}. \quad (4.47)$$

Анализ формулы (4.47) показывает, что с увеличением передаваемой на нож мощности его толщина возрастает. При расчете необходимо учитывать физико-механические свойства кормов и конструктивные особенности измельчителя.

Практическое занятие. Рассчитать толщину ножа к измельчителя кормов вертикального типа.

Исходные данные: частота вращения ротора измельчителя $\omega_p = 94,2 \text{ с}^{-1}$; мощность, передаваемая от электродвигателя на ротор измельчителя, $N_{дв} = 39 \text{ кВт}$; ширина ножа, $b_n = 0,05 \text{ м}$; длина ножа от оси крепления до торца, $l_{кр} = R_n - r_{рот} = 0,4 - 0,01 = 0,39 \text{ м}$. Так как нож предназначен для измельчения и зернофуража то $\sigma_v = 12730 \text{ Па}$, радиус, описываемый ножами, $R_n = 0,4 \text{ м}$; коэффициент трения корма по металлу, для стебельчатых кормов $f = 0,58$; модуль деформации сте-

белчатых кормов, $E = 2$ Па; коэффициент Пуассона $\mu = 0,18 \text{ кг/мм}^2$; зазор между ножом и противорежущей пластиной, $\Delta_1 = 5$ мм; величина сжатого слоя корма, м. Определим из соотношения $\varepsilon = h_{сж} / h = 80/53 = 1,5$; зазор между внутренней поверхностью рабочей камеры и ножом, $\Delta_2 = 5$ мм; длина активной части ножа, $l_{лезв} = 150$ мм; сила резания $P_{рез} = 5,7$ Н.

$$h_n = \sqrt{\frac{\left[0,18 \frac{2}{2} 2,25 \times 0,58 \left(\frac{140}{5} + \frac{50}{5} \right) + \frac{39}{94,2} + 5,7 \times 150 \right] 6 \times 39}{50 \times 0,980 \times 40}} =$$

$$= \sqrt{\frac{202211,1}{1960}} = 10,1 \text{ мм.}$$

Расчетная толщина ножа, образующего режущую пару с противорежущим элементом измельчителя кормов вертикального типа, при потребляемой мощности 39 кВт, равна $h_n = 10$ мм.

4.5 Определение затрат энергии на привод измельчителя

Мощность, затрачиваемая на резание корма, является одним из основных параметров, определяющих выбор электродвигателя для привода измельчителя кормов. При проектировании машин для измельчения кормов необходимо учитывать параметры, определяющие величину затрат энергии на рабочий процесс машины. Величину этой мощности можно определить по формуле

$$N_{np} = \frac{W_{рез} z_m}{t_{рез} \omega_{pl}}, \quad (4.48)$$

где $W_{рез}$ – момент количества движения ножа при выполнении процесса резания, $\text{кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}$; z_m – число закрепленных на роторе ножей, шт; $t_{рез}$ – время, затраченное на процесс резания, с; ω_{pl} – угловая скорость ножа после процесса резания, с^{-1} .

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

$$W_{рез} = (m_n + m_l) r_{ин}^2 \omega_p, \quad (4.49)$$

где m_n – масса ножа, кг; m_d – масса корма на лезвии ножа, кг; $r_{ин}$ – расстояние от оси ротора до центра тяжести ножа, м.

Так как процесс резания происходит за определенный промежуток времени $t_{рез}$, то можно определить момент количества движения ножа:

$$M_n = M_{кр.рез.} \cdot t_{рез} \quad (4.50)$$

Момент количества движения при резании вращающимся вокруг оси ножом можно выразить зависимостью:

$$M_n = I_p (\omega_p - \omega_{p1}), \quad (4.51)$$

где I_p – момент инерции ротора, $I_p = m_n R_n^2 / 2$, кг м²; R_n – радиус, описываемый ножами, м; ω_p – угловая скорость ротора, с⁻¹.

Так как в уравнениях (4.50) и (4.51) левые части равны, то справедливо равенство:

$$I_p (\omega_p - \omega_{p1}) = M_{кр.рез.} \cdot t_{рез} \quad (4.52)$$

Явление резания материалов возникает в результате критической силы резания $P_{кр.рез.}$. Действием этой силы в период резания возникает момент, величину которого можно определить из выражения:

$$M_{кр.рез.} = P_{кр.рез.} l_{лезв} \quad (4.53)$$

где $P_{кр.рез.}$ – критическая сила резания, Н; $l_{лезв}$ – длина лезвия ножа, участвующая в резании корма, м.

Из уравнения (5.52) выразим угловую скорость ножа после процесса резания:

$$\omega_{p1} = \frac{I_p \omega_p - P_{кр.рез.} l_{лезв} t_{рез}}{I_p} \quad (4.54)$$

Величину мощности, расходуемую на резание, можно определить по формуле

$$N_{np} = \frac{(m_n + m_l) r_{ин}^2 \omega_p z_m}{t_{рез} \omega_{p1}}. \quad (4.55)$$

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

$$W'_к = (m_n + m_l) (r_{ин}^1)^2 \omega_p, \quad (4.56)$$

где $r_{ин}^1$ – расстояние от оси ротора до центра тяжести ножа при отклонении его от оси симметрии, м.

Так как нож закреплен шарнирно, то после среза он отклоняется от радиальной оси на угол α^1 . Для шарнирно закрепленного ножа расстояние от оси ротора до центра тяжести ножа при отклонении его от оси симметрии [34]:

$$r_{ин}^1 = R_{нод} + C - C \cos \alpha^1, \quad (4.57)$$

где α^1 – максимальный угол отклонения шарнирно закрепленного ножа от радиального положения, град; $R_{нод}$ – расстояние от оси ротора до оси крепления ножа, м; C – расстояние от оси крепления ножа до его центра тяжести, м.

Подставив в формулу (4.56) значение (4.57) получим:

$$W'_к = (m_n + m_l) (R_{нод} + C - C \cos \alpha^1)^2 \omega_l. \quad (4.58)$$

Анализ формул (4.57) и (4.58) 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 [31].

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.

Практическое занятие. Рассчитать мощность на привод измельчителя кормов.

Исходные данные: масса ножа, $m_n = 2$ кг; масса корма, $m_l = S_{\text{лезв.}} l_{\text{лезв.}} \rho_k = 4 \cdot 3,14 \cdot 0,000008 \cdot 1280 = 0,128$ кг; толщина лезвия ножа $\delta_{\text{лезв.}} = 0,000008$ м, плотность корма, для ржи $\rho_k = 1280$ кг/м³, радиус, описываемый ножами, $R_n = 0,4$ м; момент инерции ротора, $I_p = m_n R_n^2 / 2 = 2 \times 0,4^2 / 2 = 0,16$ кг м², время, затраченное на процесс резания $t_{\text{рез}} = l_n^1 / V_k = 0,025 / 0,4 = 0,06$ с, длина наклона передней грани $l_n^1 = 0,025$ м; время прохождения кормом рабочей камеры, $V_k = 0,4-0,8$.

Угловая скорость ножа после процесса резания:

$$\omega_{\text{р1}} = \frac{0,16 \times 94,2 - 811 \times 0,05 \times 0,1}{0,16} = 68,84, \text{ с}^{-1}.$$

Мощность, затрачиваемая на резание корма:

$$N_{\text{пр}} = \frac{(2 + 0,13) 0,2^2 \times 94,2 \times 16}{0,06 \times 68,84} = \frac{0,085 \times 94,2 \times 16}{0,06 \times 68,84} = \frac{128,11}{4,3} = 29,8 \text{ кВт}.$$

Расчетное значение равно 30 кВт.

4.6 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. 4.16 а) обусловлено кинематическим режимом работы и в данном случае зависит от соотношения поступательной скорости $v_{\text{сл}}$ слоя стеблей и горизонтальной составляющей $v_{\text{гор}}$ окружной скорости v_b барабана.

Из схемы (рис. 4.16 б) видно, что горизонтальная составляющая скорости лезвия при повороте барабана на 90° изменяет свое значение от $-v_b$ до 0 и при по-

вороте еще на 90° от 0 до $+v_6$. В то же время поступательная скорость v_{cl} подачи слоя остается постоянной по величине и направлению. При встрече лезвия со слоем в квадранте *I* частицы слоя будут отталкиваться ножом, что препятствует поступлению массы в барабан и нарушает процесс резания. При встрече в квадранте *II* лезвие будет способствовать втягиванию слоя в зазор режущей пары, обеспечивая этим более благоприятные условия работы аппарата. Следовательно, подача материала к ножу должна осуществляться в квадранте *II* барабана и именно около горизонтального диаметра барабана, так как далее результирующая скорость его будет направлена почти вдоль слоя, и условия рабочего процесса будут нарушены. В связи с этим горловину в данных аппаратах делают небольшой высоты, и материал в барабан подают тонким слоем.

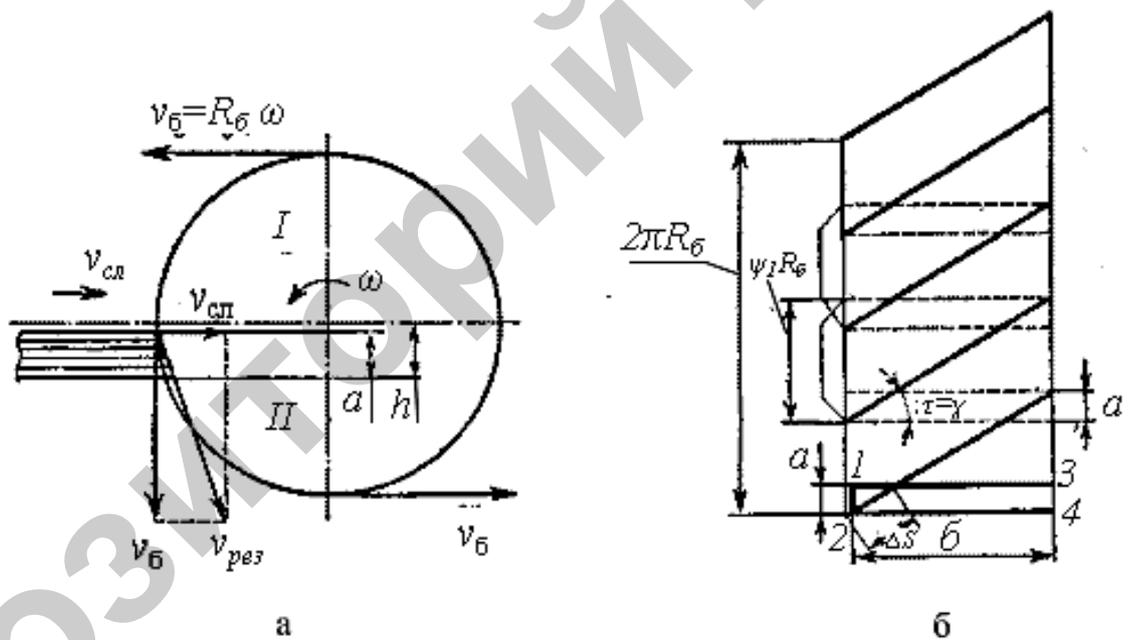


Рис. 4.16. Схема к обоснованию расположения горловины относительно оси барабана (а) и развертка ножевого барабана (б)

Н. Е. Резник рекомендует определять величину h возвышения оси вала барабана над противорежущей пластиной по формуле

$$h = a + \frac{Dv_{cl}}{2v_6} ; \quad (4.59)$$

где D – диаметр барабана, м; a – толщина слоя, равная высоте горловины, м.

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

$$u = \frac{h}{\operatorname{tg}\psi_n} ; \quad (4.60)$$

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. 4.16 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 $24 \div 30^\circ$).

При постоянном радиусе барабана нормальная составляющая $v_{рез}$ скорости резания также имеет постоянное значение.

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 равнобедренной трапеции.

Изменение длины нагруженного участка вызывает пропорциональное ему изменение суммарного сопротивления резанию. Чтобы выровнять нагрузку на вал, ножи на развертке барабана размещают с перекрытием. Перекрытие должно равняться толщине слоя, т. е. высоте горловины.

При этом длина дуги охвата, приходящейся на лезвие одного ножа, определится по формуле

$$R_o\psi_1 = \frac{2\pi R_o - za}{z} = l_o \operatorname{tg}\tau ; \quad (4.61)$$

где R_{δ} – радиус барабана, м; ψ_1 – угол охвата ножа, град; z – число ножей, шт; l_{δ} – длина барабана, м; a – высота горловины м.

Основным параметром барабанного режущего аппарата является радиус R_{δ} барабана, который можно найти по формуле

$$2\pi R_{\delta} = z(l_{\delta} \operatorname{tg} \tau + a) . \quad (4.62)$$

При значительной длине барабана l_{δ} ее можно приравнять к ширине b горловины, и тогда

$$R_{\delta} = \frac{z(l_{\delta} \operatorname{tg} \tau + a)}{2\pi} . \quad (4.63)$$

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

При наличии больших динамических преимуществ, обусловленных равномерностью нагрузки на вал и отсутствием необходимости иметь уравновешивающий 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.

4.6 Расчет питающих аппаратов измельчителей

В измельчителях грубых кормов с измельчающим аппаратом барабанного типа процессу резания предшествует операция подачи кормов в рабочую зону режущей пары нож – противорез, выполняемая питающим аппаратом. С целью снижения затрат энергии на процесс резания подаваемая масса подвергается предварительному уплотнению.

Как правило, прижимные элементы питающего аппарата нагружены пружиной, позволяющей перемещаться им в вертикальной плоскости. При выполнении рабочего процесса грубые корма ровным слоем укладываются на подающий транспортер и перемещаются в рабочую зону прижимного вальца (транс-

портера). Под действием прижимного элемента происходит уплотнение слоя массы и подача его в рабочую зону режущего аппарата, выполняющего резание корма. В соответствии с изложенным, степень уплотнения слоя и толщина подаваемого слоя зависят от параметров рабочих органов питающего аппарата.

Из известных конструкций питающих аппаратов наибольшее распространение нашли питающие аппараты следующих схем.

Питающий аппарат, состоящий из подающего транспортера и верхнего и нижнего питающих вальцов отличается простотой конструкции.

Для определения параметров питающего аппарата *с вальцами*, обеспечивающими уплотнение и подачу слоя корма, рассмотрим расчетную схему рабочего процесса (рис. 4.17).

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

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

– и горизонтальную $H = P \operatorname{tg} \alpha$,

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

Радиальная сила N вызывает силу трения на плоскости вальца $F = fN$. Разложив эти силы на вертикальные и горизонтальные следует, что вертикальная сила сжимает слой корма от начальной толщины h_1 до величины h_2 . При расчетах рекомендуется принимать соотношение $h_1/h_2 = 0,4 \div 0,6$.

Для выполнения условия затягивания корма между вальцами необходимо выполнение условия

$$fN \cos \alpha > N \sin \alpha, \quad (4.63)$$

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 .

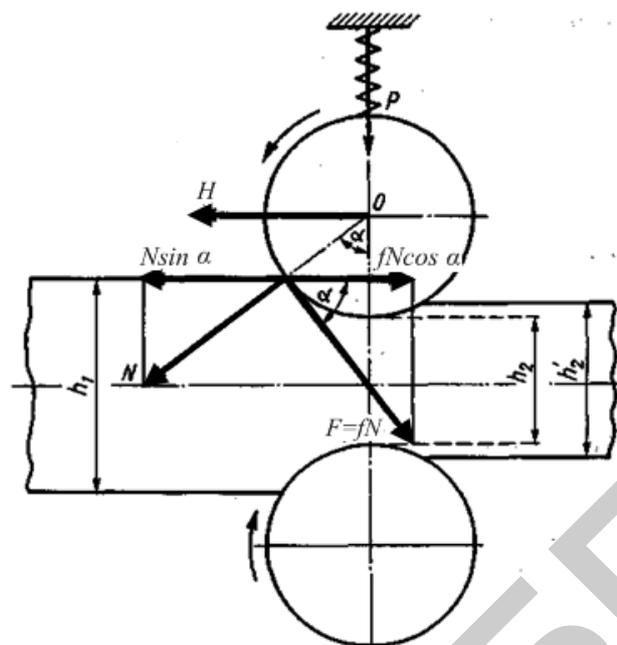


Рис. 4.17. Схема к расчету параметров питающих валцов

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

$$\frac{h_1 - h_2}{2} = \frac{D}{2} - \frac{D}{2} \cos \alpha. \quad (4.64)$$

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.

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

$$D \geq \frac{h_1 - h_2}{1 - \frac{1}{\sqrt{1 + f^2}}}. \quad (4.65)$$

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

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

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

Глава 5 МЕХАНИЗАЦИЯ ДОЗИРОВАНИЯ КОРМОВ

5.1 Зоотехнические требования и классификация дозаторов

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 рецептом.

К дозаторам предъявляются следующие *требования*:

– 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;

– регулирование нормы выдачи корма в заданных пределах;

– возможность работы с различными материалами;

– простота устройства, малая металло- и энергоёмкость;

– высокая производительность;

– возможность создания автоматических линий.

Качество дозирования проводится по таким параметрам, как технологический допуск, абсолютная погрешность дозирования, коэффициент вариации.

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

$$\Delta_T = Q_{\max} - Q_{\min} / Q_{\text{ср}}, \quad (5.1)$$

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:

$$Q_{\max} - Q_{\min} / Q_{\text{ср}} \leq \Delta_{\max} \leq \Delta_T. \quad (5.2)$$

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

$$\delta = \frac{\sum_{i=1}^n (Q_i - Q_p)}{n} \quad (5.3)$$

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

Оценочным показателем относительной погрешности служит коэффициент вариации:

$$v = \frac{1000}{Q_{cp}} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (Q_i - Q_{cp})^2}{n-1}} \quad (5.4)$$

Основными факторами, отрицательно влияющими на процесс дозирования, являются:

- забивание рабочих органов крупногабаритными включениями;
- различная степень уплотнения кормов в бункерах хранения кормов, зависящая от высоты заполнения;
- повышенная влажность компонентов, способствующая слеживанию, комкованию и сводообразованию;
- наличие в днищах и стенках наддозаторных бункеров выступов и других препятствий, тормозящих свободный выход продуктов.

В зависимости от способа дозирования (по объему или весу) дозаторы делятся на:

- по способу выдачи заданного количества вещества различают дозаторы порционные и непрерывного действия;
- объемные, для которых характерно периодическое повторение цикла выпуска дозы материала. Известны следующие типы объемного дозирования:

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

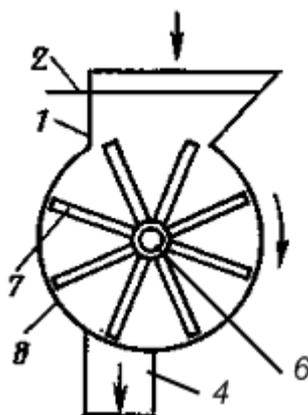


Рис. 5.1. Схема объемного дозата кормов барабанного типа:
 1 – бункер; 2 – заслонка с механизмом управления; 6 – вал привода барабана;
 4 – выгрузной патрубок; 7 – барабан; 8 – корпус.

Особенностью конструкции этого дозатора 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 (рис.5.2): А – для зерновых; Б – для мучнистых; В – для трудносыпучих; Г – для компонентов, входящих в рецепты в небольших количествах.

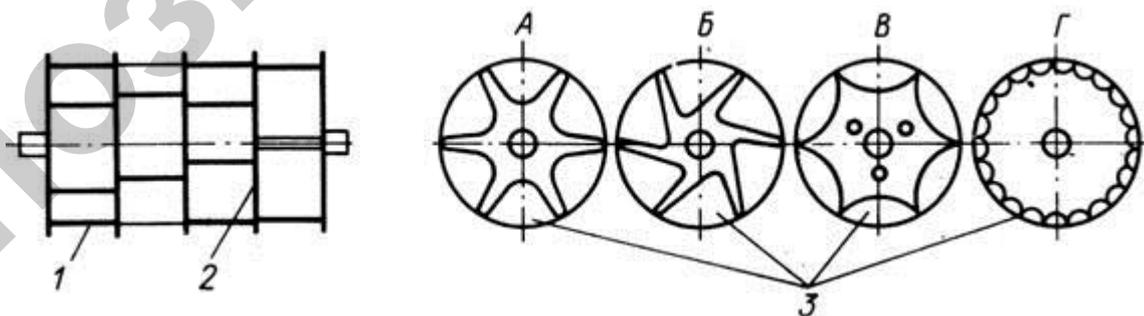


Рис. 5.2. Схема рабочего органа барабанного дозатора:
 1 – барабан; 2 – дозирующий диск; 3 – барабанны дозатора

Технологическая схема подачи продукта в дозатор барабанного типа следующая. Компоненты поступают в приемную часть дозатора, где равномерно заполняют ячейки барабана. Вращаясь, продукт высыпается из них и выводится из дозатора. Дозатор считается простым и надёжным. *Недостатком* его является относительно низкая производительность.

Корм поступает в приемный патрубок, разрыхляется и поступает в карманы барабана. Барабан, вращаясь, сбрасывает корм в выходное отверстие. Частота вращения не должна превышать $30 \div 40 \text{ мин}^{-1}$.

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

$$Q = \frac{\pi}{30} \omega z S_{жс} l_{жс} \rho \varphi, \quad (5.5)$$

где ω – угловая скорость барабана, с^{-1} ; Z – число лопаток, шт; $S_{жс}$ – площадь поперечного сечения одного жёлоба, м^2 ; $l_{жс}$ – длина жёлоба, м; ρ – плотность корма, $\text{кг}/\text{м}^3$; φ – коэффициент заполнения ячеек ($\varphi = 0,8 \div 0,9$).

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

$$P_{тр} = P_n S_{жс} f = \frac{F_{тяжс}}{S_k} S_{жс} f, \quad (5.6)$$

где P_n – давление корма на поверхность барабана, $\text{Н}/\text{м}^2$; $S_{жс}$ – площадь поперечного сечения одного жёлоба, м^2 ; S_k – площадь поперечного сечения горловины бункера над барабаном, м^2 ; f – коэффициент трения корма о корм; $F_{тяжс}$ – сила тяжести корма, Н.

Мощность для привода барабана дозатора можно определить по формуле

$$N = \frac{P_{тр} v K_1 K_2}{1000 \eta} = \frac{P_n S_{жс} f v K_1 K_2}{1000 \eta}, \quad (5.7)$$

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 ($K_2 = 1,1 \div 1,2$); η – КПД передачи.

Окружная скорость барабана:

$$v = \omega R_{\sigma}, \quad (5.8)$$

где R_{σ} – радиус барабана, м.

2. *Тарельчатый дозатор* предназначен для дозирования соли влажностью $3 \div 4$ %, мела влажностью не более $6 \div 8$ % и других компонентов комбикормов. Тарельчатые дозаторы отличаются высокой точностью и широким диапазоном регулирования производительности.

При работе дозируемый материал поступает из бункера 5, вращающийся горизонтальный диск 4, с которого компоненты сбрасываются неподвижным скребком 2 (рис. 5.3).

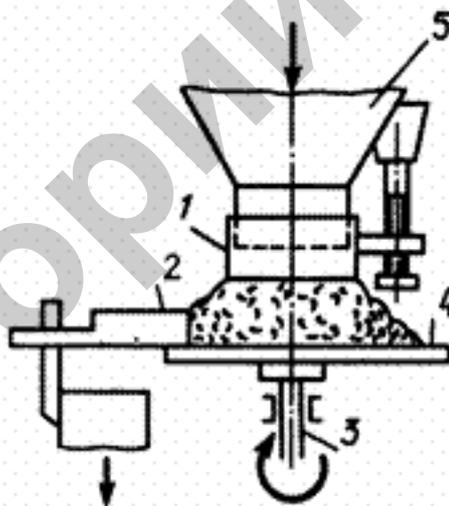


Рис. 5.3. Схема тарельчатого дозатора:

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.

Принципиальная и расчетная схемы показаны на рис. 5.4. За один оборот диска с него снимается порция материала, имеющая объем кольца с треугольным сечением.

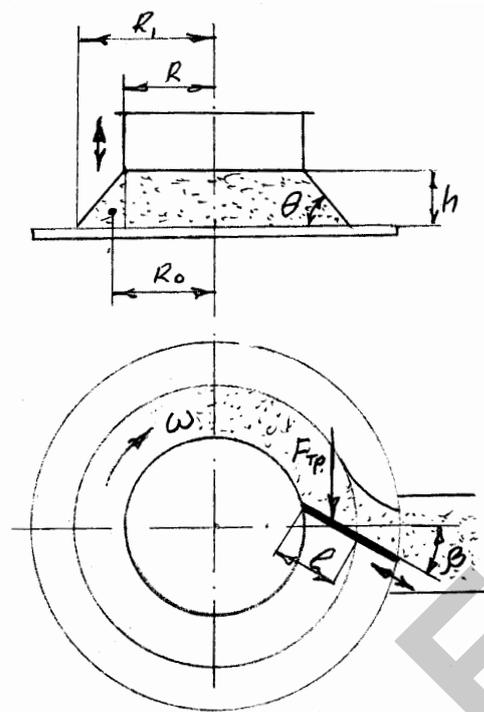


Рис. 5.4. Схема к расчету тарельчатого дозатора

Подача дозатора определяется по формуле

$$Q = V \rho n / 60, \quad (5.9)$$

где V – объем материала, сброшенного с диска за его один оборот, м^3 ; ρ – насыпная плотность корма, $\text{кг}/\text{м}^3$; n – частота вращения диска, мин^{-1} .

Величину объема V определим таким образом:

$$V = F 2\pi R_0, \quad (5.10)$$

где F – площадь поперечного сечения кольцевого слоя, м^2 ; R_0 – расстояние от оси вращения тарелки до центра тяжести сечения, м.

Величина R_0 равна:

$$R_0 = r + a' = r + \frac{h}{3 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (5.11)$$

Так как

$$a' = \frac{1}{3} a = \frac{h}{3 \operatorname{tg} \alpha}, \quad (5.12)$$

тогда

$$F = \frac{1}{2} a h = \frac{1}{2} \frac{h}{\operatorname{tg} \alpha} h = \frac{1}{2} \frac{h^2}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (5.13)$$

Таким образом

$$V = \frac{1}{2} \frac{h^2}{\operatorname{tg} \alpha} 2\pi \left(r + \frac{h}{3 \operatorname{tg} \alpha} \right). \quad (5.14)$$

Подача тарельчатого дозатора окончательно равна:

$$Q = \frac{60\pi h^2 \rho}{\operatorname{tg} \alpha} \left(r + \frac{h}{3 \operatorname{tg} \alpha} \right), \quad (5.15)$$

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

Предельная угловая скорость диска определяется из условия, что центробежная сила инерции должна быть меньше силы трения продукта о диск:

$$m \omega^2 R < m g f_1, \quad (5.16)$$

$$\omega \leq \sqrt{\frac{g f_1}{r}}, \quad (5.17)$$

где R – радиус нижнего основания конуса материала, м; f_1 – коэффициент трения материала о диск.

Мощность на привод тарельчатого дозатора:

$$N = N_1 + N_2 + N_{\text{хх}}, \quad (5.18)$$

где N_1 – мощность на преодоление сопротивления корма от трения его о тарелку, кВт; N_2 – мощность на преодоление сопротивления корма от трения его о скребок, кВт; $N_{\text{хх}}$ – мощность, потребляемая дозатором в режиме холостого хода, кВт.

Мощность на преодоление сопротивления корма от трения о тарелку:

$$N_1 = F_{TP} V, \quad (5.19)$$

где F_{TP} – сила трения, возникающая при движении корма по тарелке, Н,

$$F_{TP} = mg, \quad (5.20)$$

Скорость движения корма по тарелке, м/с.

$$V = \omega R_0 = \frac{n \pi R_0}{30} = \omega \left(r + \frac{h}{3 \operatorname{tg} \alpha} \right). \quad (5.21)$$

Предельная частота вращения тарелки:

$$n_{np} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g f}{R + \frac{h}{\operatorname{tg} j}}}, \quad (5.22)$$

где f – коэффициент трения о тарелку; φ – угол откоса дозирующего материала, град.

Мощность, расходуемая на преодоление трения корма о скребок:

$$N_2 = N_1 \cos \beta, \quad (5.23)$$

где β – угол установки скребка, град (при $\beta = 0$, $N_1 = N_2$).

Тогда:

$$N = F_{TP} V (1 + \cos \beta) N_{xx}, \quad (5.24)$$

3. *Шнековый дозатор* применяют для дозирования и подачи зерновых, мелкокусковых и мучнистых компонентов. Состоит из бункера 1, под которым расположен шнековый транспортёр 3. Благодаря вариатору скорости, который установлен в приводном устройстве, регулирует производительность дозатора, изменяя скорость вращения шнека 2 (рис. 5.5).

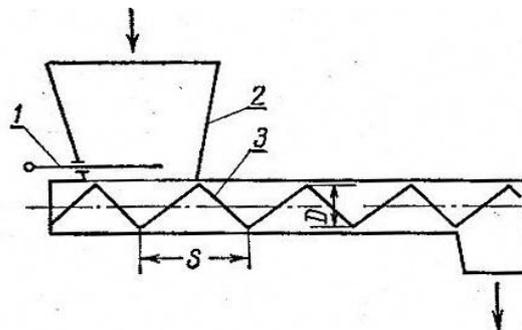


Рис. 5.5. Объемный шнековый дозатор:

1 – заслонка; 2 – бункер; 3 – шнек

Производительность дозатора можно определить по формуле

$$Q = \pi (D^2 - d^2) S \rho \varphi \omega, \quad (5.25)$$

где D – диаметр кожуха шнека, м; d – диаметр вала, м; S – шаг витков шнека, м; φ – коэффициент заполнения; ρ – плотность корма, кг/м³; ω – угловая скорость шнека, с⁻¹.

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

$$N = Q(L K \pm H) K_I, \quad (5.26)$$

где K – коэффициент учитывающий сопротивление перемещения; K_I – коэффициент, учитывающий потери мощности на трение подшипника.

4. *Ленточный дозатор* (рис. 5.6). Большой производительностью обладают ленточные дозаторы, состоят 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.

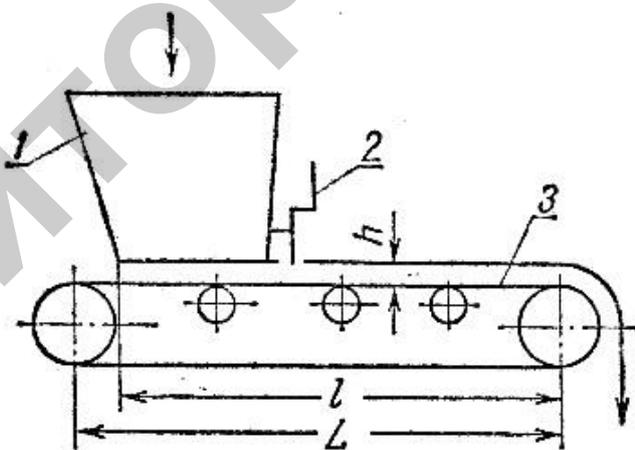


Рис. 5.6. Объемный ленточный дозатор:

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

$$Q = b h v \rho \psi, \quad (5.27)$$

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 ленточного дозатора

$$N_1 = K_1 (m_o v + QL) g \pm H Q g, \quad (5.28)$$

где m_o – масса ленты, м; L – длина транспортёра, м; H – высота подъема корма (учитывается для случая, когда транспортёр установлен под углом к горизонтальной плоскости), м; Q – производительность дозатора, т/ч; K_1 – коэффициент, учитывающий потери мощности на изгиб ленты транспортёра, находящейся на барабане.

Мощность, затрачиваемая на трение корма о желоб:

$$N_2 = P_n f v, \quad (5.29)$$

где f – коэффициент трения; P_n – сила нормального давления корма на желоб, Н.

$$P_n = mg \cos \theta, \quad (5.30)$$

где m – масса корма, кг; θ – угол естественного откоса корма.

Если ограждающие стенки желоба будут наклонены к горизонту под углом естественного откоса, то на них будет давить масса материала, ограниченная объемом $h^2 l / \text{tg} \theta$ (l – длина желоба, θ – угол естественного откоса).

Тогда мощность, затрачиваемую на трение корма о желоб:

$$N_2 = h^2 l \rho g f v \frac{\cos \theta}{\text{tg} \theta}, \quad (5.31)$$

где h – высота бортов, м;

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

$$N = \frac{N_1 + N_2}{\eta}, \quad (5.32)$$

где η – КПД передачи.

5. *Объемный порционный дозатор для сыпучих кормов* (рис. 5.7). Такие дозаторы, как правило, устанавливают под бункером. 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.

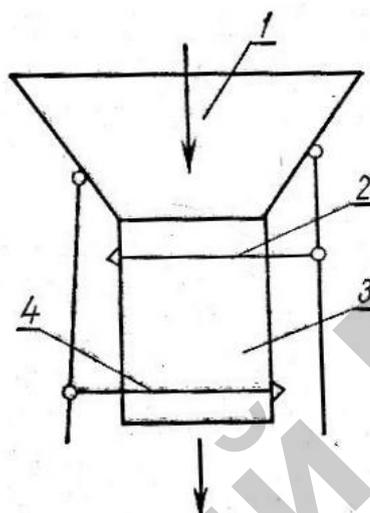


Рис. 5.7. Объемный порционный дозатор:

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

Производительность дозатора определяется по формуле:

$$Q = \frac{V\rho}{t_{\text{выд}}}, \quad (5.33)$$

где V – объем полости дозатора, м^3 ; $t_{\text{выд}}$ – время выдачи одной порции ($t_{\text{выд}} = 30 \div 120$ с).

Подобного вида дозаторы (шнековые, тарельчатые) могут дозировать также измельченные корнеплоды.

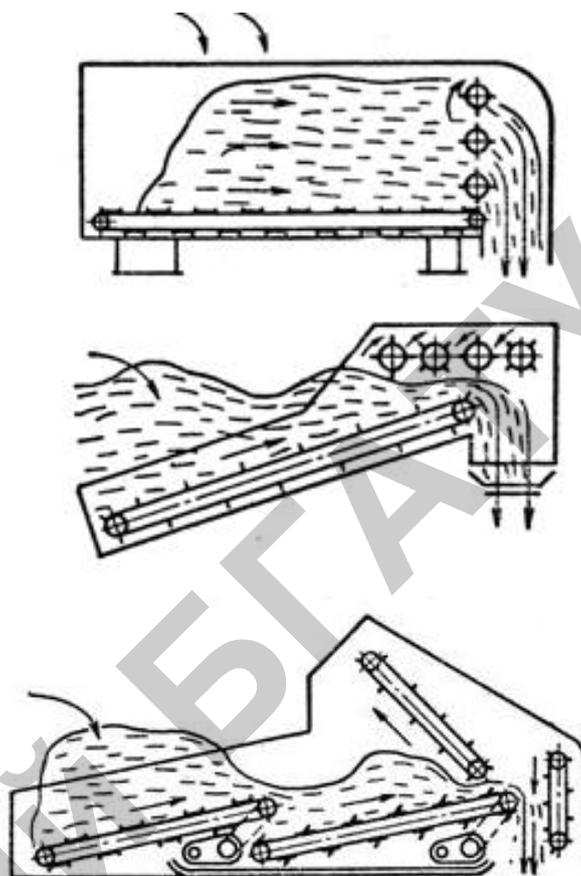
6. Наиболее трудно дозировать силос, сено, измельченные грубые корма (не измельченные вообще не поддаются дозированию). В качестве питателей-дозаторов для накопления и дозированной подачи стебельчатых материалов в технологических линиях кормоприготовления применяют *цепочно-планчатые питатели с битерными устройствами* различного конструктивного исполнения.

Различаются следующие конструкции:

– горизонтальный с вертикальным расположением битеров

– наклонный с горизонтальным расположением битеров

– ступенчатый со счесывающим планчатый конвейером



Технологический процесс дозированной подачи стебельчатых и других связных кормов происходит следующим образом. Находящийся в бункере питателя-дозатора монолит кормового материала подается цепочно-планчатый 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.

В любом случае пропускная способность битерной системы должна несколько превышать пропускную способность питателя, обеспечивающего подачу кормов к битерам. При этом условии система обеспечивает дозированную выдачу связных кормовых материалов с допустимыми отклонениями.

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.

По мере уменьшения объема кормовой массы в бункере начинается сдвиг, а затем обрушение верхних слоев массы. Количество выдаваемого корма при этом резко уменьшается и составляет 60÷70 % нормы установленной выдачи.

Массовые (весовые) дозаторы позволяют с большей, чем объемные, точностью (в условиях постоянного микроклимата) составлять рецепты смесей с погрешностью в пределах $\pm 0,1\div 1$ %, и поэтому применение их обязательно в линиях приготовления премиксов, белково-витаминных добавок и комбикормов повышенного качества с введением компонентов, составляющих менее 3 % смеси.

Применение массовых дозаторов в комбикормовой промышленности, как правило, сочетается с порционным смешиванием компонентов и автоматизацией управления линиями. По конструкции весовые дозаторы аналогичны, отличаются лишь количеством питателей и грузоподъемностью ковша.

Каждый отдельный компонент в соответствии с заданным рецептом подается на весы питателями, которые имеют индивидуальный привод от скоростных электродвигателей. Питатели переключают для последовательной подачи компонентов с бункеров автоматически, после получения порции заданной массы. 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. После этого начинается новый цикл взвешивания.

Массовое непрерывное дозирование затруднено из-за отсутствия надежных и простых по конструкции весовых дозаторов непрерывного действия. Имеющиеся системы уступают порционным по точности и экономическим показателям.

5.2 Оценка качества смешивания и виды смесителей кормов

Необходимость приготовления кормовых смесей определяется тем, что ни в одном виде корма нет полного набора питательных веществ. 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.

Смешиванием называется технологический процесс перемещения частиц материала, в результате которого в любом объеме смеси будет содержаться заданное количество ее составляющих. Кроме того, перемешивание кормов применяют для интенсификации процессов тепло- и массообмена. Машины, в которых происходит процесс смешивания, называются смесителями, а их рабочие органы – мешалками.

В динамике – смешивание это совокупность процессов направленного формирования однородных по составу, плотности и физико-механическим свойствам систем из набора требуемых компонентов. Иногда смешивание совмещают с измельчением компонентов.

В зависимости от вида и способа содержания животных или птиц, принятого типа кормления, а также наличия кормов в хозяйстве, кормовые смеси готовят разной консистенции:

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

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

1. Перемещение группы смежных частиц из одного места смеси в другое внедрением или скольжением слоев и постепенное перераспределение частиц различных компонентов через вновь образованные границы их раздела. В этом случае частицы при смешивании равномерно распределяются в смеси.

В начале процесса качество смеси улучшается в основном в результате перемещения частиц из одного места смеси в другое внедрением или скольжением слоев. Скорость процесса смешивания практически не зависит от физико-механических свойств компонентов, т. к. процесс идет на уровне больших объ-

емов. Наиболее важную роль в это время играет конструкция смесителя, придающая смеси определенный характер движения;

2. Сосредоточение частиц, имеющих близкие размеры, форму, массу в разных местах смесителя под действием сил тяжести (гравитационных сил). В этой фазе на эффективность смешивания начинают влиять плотность, форма и характер поверхности частиц, гранулометрический состав, влажность компонента, его сыпучесть. 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.

Последний процесс препятствует равномерному распределению частиц.

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.

Эффективность смешивания оценивается степенью неоднородности смеси:

$$Q = \frac{100}{B_t} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (B_t - B_o)^2}{n - 1}}, \quad (5.34)$$

где B_t – доля меньшего компонента в пробе; B_o – доля меньшего компонента в идеальной (расчетной) смеси; n – число проб.

Однородной считают такую смесь, в которой в любом малом объеме соотношение компонентов соответствует соотношению компонентов в целом для

смеси. Если $Q > 30\%$ – смеситель работает плохо. При идеальном смешивании $C_i = C_0$, поэтому $Q = 0$.

Качественной характеристикой процесса смешивания является неравномерность (неоднородность) смеси, оцениваемая посредством коэффициента вариаций C_x контролируемого или контрольного компонента, вводимых в количестве 1 % к массе всей смеси. Для подсчета коэффициента вариации контролируемого или контрольного компонента, отбирают 15÷20 проб через равные промежутки времени при выгрузке готовой смеси смесителем непрерывного действия либо из всего объема смеси в порционном смесителе. Масса пробы для комбикормовых смесей должна составлять:

- 5 г, влажных и жидких смесей для свиней;
- 100 г сухих смесей и для крупного рогатого скота;
- 300 г, влажных смесей для крупного рогатого скота

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

- среднеарифметическая концентрация контрольного компонента

$$X = \frac{\sum x_i}{n}, \quad (5.35)$$

где x_i – концентрация контролируемого или контрольного компонента в пробах (весовая, относительная, количество единиц); n – число отобранных проб.

- показатель изменчивости процесса

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum (x_i - x)^2}{n-1}}, \quad (5.36)$$

- коэффициент вариаций

$$C_x = \frac{\sigma_x}{x} 100\% \quad (5.37)$$

Для смесителей *периодического действия* более объективную оценку дает расчет показателей и C_x по формулам, где вместо среднего по всем пробам зна-

чения контрольного компонента применяется расчетное (теоретически ожидаемое) количество этого компонента в каждой пробе X_p :

– показатель изменчивости процесса

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum (x_i - x_p)^2}{n-1}}, \quad (5.38)$$

– коэффициент вариаций

$$C_x = \frac{\sigma_x}{x_p} 100\% \quad (5.39)$$

Однородность смеси θ связана с неоднородностью соотношением

$$\theta = 100 - C_x, \% \quad (5.40)$$

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.

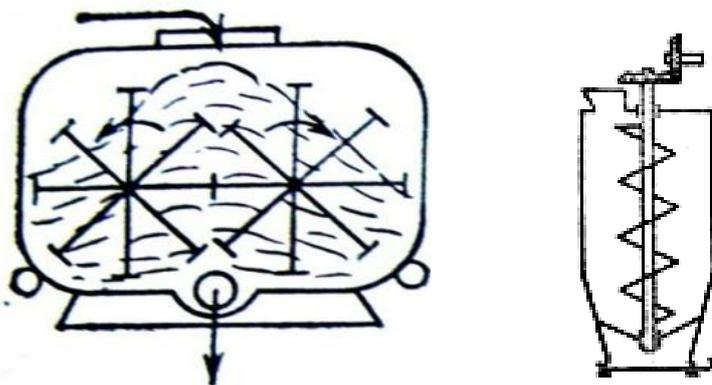
Независимо от типов смесителей и их конструктивных особенностей, в процессе смешивания обнаруживаются некоторые общие свойства показателей изменчивости $\sigma(t)$ и $C_x(t)$, а именно – по мере увеличения продолжительности смешивания в порционных смесителях и рабочей длины смесителей непрерывного действия уменьшение названных показателей идентично и приближается к некоторому пределу. Увеличение времени смешивания или длины смесителя не улучшает равномерности распределения компонентов.

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 %.

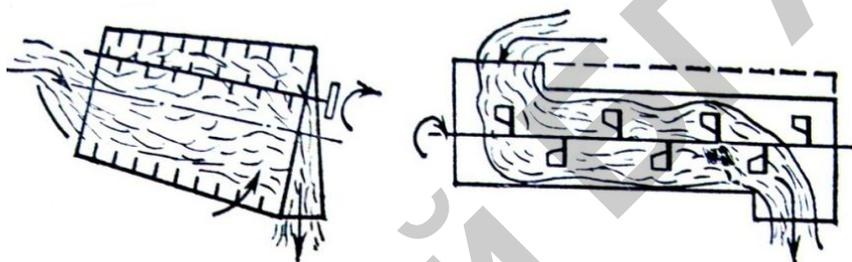
Применяемые в настоящее время смесители для подготовки кормовых смесей можно классифицировать следующим.

По характеру процесса различают смесители:

– порционного (периодического) действия;



– непрерывного действия.



По основному производственному назначению, в зависимости от вида смешиваемых кормов смесители могут быть предназначены для:

- приготовления сухих сыпучих (комбикормов),
- рассыпных влажных
- жидких (консистентных) кормов.

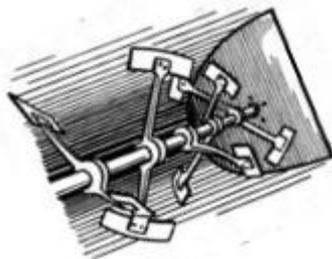
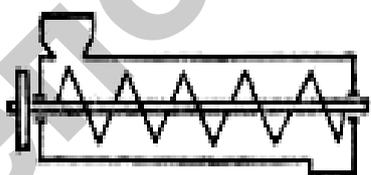
По конструкции рабочих органов (мешалок) применяют смесители:

- для сыпучих кормов

шнековые

лопастные

ленточные

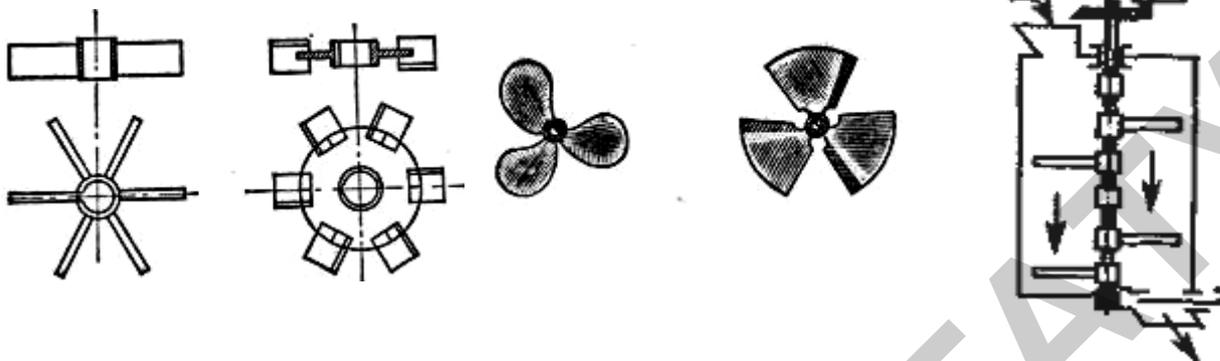


– для жидких

турбинные

пропеллерные

лопастные;



– для рассыпных влажных (стебельных) кормов – шнековые и 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, с^{-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:

– 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.

Жидкие компоненты смешивают, как правило, механическим способом в аппаратах с мешалками. Но в ряде случаев применяют циркуляцию насосом или пневматическое перемешивание.

Для механического способа применяют тихоходные лопастные мешалки или быстроходные – турбинные и пропеллерные. *Лопастные мешалки* используют для перемешивания в малых объемах жидкостей большой вязкости, пропеллерные – для жидкостей малой вязкости. *Турбинные мешалки* допускают широкий диапазон вязкостей.

К конструкции и режимам рабочих органов смесителей предъявляются требования:

- исключение застойных зон и сепарации смеси по гранулометрическому составу,
- обеспечение быстрой загрузки компонентов и выгрузки кормосмеси.

5.3 Расчет параметров смесителей

Шнековые смесители кормов предназначены для приготовления смеси из всех видов кормов, кроме жидких, хотя в незначительных количествах жидкие добавки допускаются, и состоят из загрузочной камеры, кожуха, шнека, выгрузной воронки и механизма привода.

Рабочий процесс сводится к тому, что непрерывно подаваемые в загрузочную камеру компоненты подвергаются интенсивному воздействию вращающегося внутри круглого кожуха шнека. В результате корма расслаиваются, отдельные слои получают различные окружные скорости, пересыпаются один относительно другого и выгружаются, постепенно передвигаясь к выгрузному окну.

Технологический расчет смесителей предусматривает определение подачи и мощности, необходимой для его привода, а также конструктивных параметров: размеров емкости и рабочих органов и частоту вращения шнека.

Теоретическая подача

$$Q_T = v_0 F \rho \varphi_H, \quad (5.41)$$

где v_0 – осевая скорость движения массы корма, м/с; F – площадь поперечного сечения шнека, м²; ρ – объемная масса, кг/м³; φ_H – коэффициент заполнения сечения шнека транспортируемой массой (для горизонтальных шнеков $\varphi_H = 0,3 \div 0,4$, для вертикальных – $\varphi_H = 0,7 \div 0,8$).

Для горизонтального шнека непрерывного действия эта формула будет иметь вид

$$Q_T = \frac{\pi(D^2 - d^2) S n_c \rho \varphi_H}{4}, \quad (5.42)$$

где D и d – диаметры шнека и его вала, м; S – шаг винта, м; n_c – частота вращения, мин⁻¹.

Заменяя n_c ее значением, получим:

$$Q_T = \frac{(D^2 - d^2)S\omega\rho\varphi_H}{8} . \quad (5.43)$$

При перемещении зернистых или пастообразных материалов осевая скорость будет значительно ниже теоретической, так как материал частично вращается вместе со шнеком. Это вызывает расслоение части потока и отставание некоторых частиц от массы, движущейся с максимально возможной скоростью:

$$v_{0max} = r\omega \operatorname{tg} \alpha, \quad (5.44)$$

где α – угол подъема винтовой линии, град.

Минимальная осевая скорость:

$$v_{0min} = r\omega \sin \alpha (\cos \alpha - f \sin \alpha) , \quad (5.45)$$

где f – коэффициент трения.

При этом минимальная подача горизонтального шнека:

$$Q_{min} = 0,25\pi(D^2 - d^2)\omega r_c \sin \alpha_c (\cos \alpha_c - f \sin \alpha_c) . \quad (5.46)$$

Действительная подача одношнековых смесителей будет лежать в пределах Q_{max} и Q_{min} . Подача двух- и многошнековых смесителей:

$$Q_D = z\varphi_1 Q_{расч} , \quad (5.47)$$

где z – число шнеков, шт; φ_1 – коэффициент, учитывающий перекрытие рабочими деталями свободного сечения шнека; $Q_{расч}$ – подача, найденная по формулам (5.46) или (5.47).

Мощность, необходимая для привода шнековых смесителей:

– горизонтального

$$N_{um} = 0,01kQL, \quad (5.48)$$

– вертикального

$$N_{um} = 0,01QL, \quad (5.49)$$

где k — приведенный коэффициент сопротивления движению корма по кожуху шнека (для зерна и комбикормов $k = 1,2$; соли $k = 2,5$; корнеплодов $k = 8-10$).

При расчете шнекового смесителя периодического действия пропускная способность смесителя определяется по формуле:

$$Q = M \left(\frac{60}{T_{\text{ц}}} \right), \quad (5.50)$$

где M – масса порции, загружаемая в смеситель, кг; $T_{\text{ц}}$ – время цикла, ч:

$$T_{\text{ц}} = T_{\text{загр}} + T_{\text{см}} + T_{\text{разгр}}, \quad (5.51)$$

Уменьшая $T_{\text{ц}}$ возрастает производительность. Обычно $T_{\text{см}} = 5 \div 8$ мин, $T_{\text{ц}} = 15 \div 12$ мин.

Полный объем смесительной камеры равен:

$$V = \frac{M}{\varphi \rho}, \quad (5.52)$$

где φ – коэффициент использования объема, $\varphi = 0,8 \div 0,85$; ρ – плотность корма, кг/м³.

Задавшись величиной диаметра D , определим H из соотношения

$$\frac{H}{D} = 2 \div 2,5. \quad (5.53)$$

Диаметр вала шнека $d = (0,25 \div 0,35) D$.

Шнек в процессе работы должен неоднократно перебрасывать массу вверх. Исходя из кратности перебрасывания материала k_n и его массы, определим требуемую часовую производительность шнека M :

$$Q = Mk_n \left(\frac{60}{T_u} \right), \quad (5.54)$$

где k_n – кратность перебрасывания материала, $k_n = 6 \div 10$.

Лопастные смесители бывают периодического и непрерывного действия и пригодны как для приготовления жидких, а так и густых кашеобразных смесей. В смесителях компоненты перемешиваются горизонтальными, вертикальными или наклонными лопастями, вращающимися вокруг вертикального или горизонтального вала (рис. 5.8).

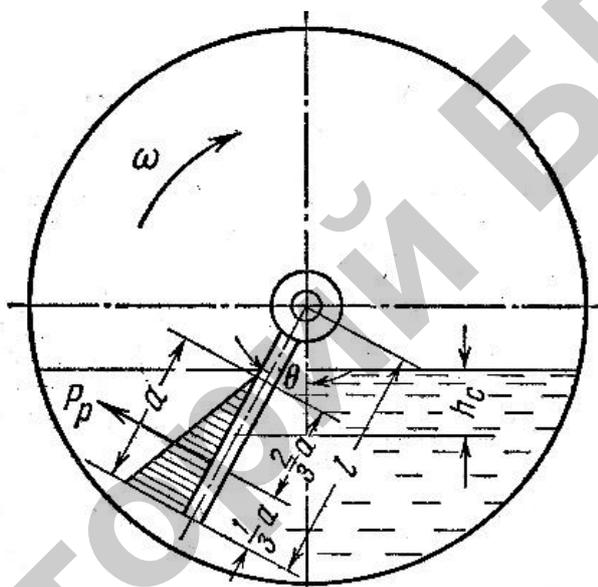


Рис. 5.8. Схема лопастного смесителя

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.

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.

$$m\omega^2 R \leq mg, \quad (5.55)$$

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:

$$n_{\max} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{R}} = \frac{30}{\sqrt{R}}. \quad (5.56)$$

Производительность лопастного смесителя непрерывного действия:

$$Q = 60 \frac{\pi D^2}{4} S n \rho \varphi = 15 \pi D^2 S n \rho \varphi. \quad (5.57)$$

где D – наружный диаметр лопастей, м; S – шаг лопастей, м; n – частота вращения вала смесителя, с^{-1} ; ρ – объемная масса продукта, $\text{кг}/\text{м}^3$; φ – коэффициент подачи, зависящий от конструкции лопастей и их расположения на вату ($\varphi = 0,6 \div 0,8$).

Мощность, потребная на привод лопастного смесителя

$$N_n = \frac{(P_p v_p + P_o v_o) z}{1000}, \quad (5.58)$$

где z – число работающих лопастей, шт; P_p – радиальная составляющая силы сопротивления продукта, действующая на лопасть, Н; v_p – окружная скорость точки приложения равнодействующей сил сопротивления корма, действующих на лопасть, м/с; P_o – осевая составляющая силы сопротивления продукта, действующая на лопасть, Н; v_o – осевая скорость движения точки приложения равнодействующей, м/с.

Скорости можно определить по формулам

$$v_p = (2l \cos \theta + b)\omega , \quad (5.59)$$

$$v_0 = v_p \cos \alpha \sin \alpha , \quad (5.60)$$

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

$$P_p = 9,81\rho h_c F t g^2 \left(45^\circ + \frac{\varphi}{2}\right) (\cos \alpha + f \sin \alpha) , \quad (5.61)$$

$$P_0 = 9,81\rho h_c F t g^2 \left(45^\circ + \frac{\varphi}{2}\right) (\sin \alpha + f \cos \alpha) , \quad (5.62)$$

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*:

$$m_n = V \varphi \rho_{см} , \quad (5.63)$$

где V – геометрический объем смесителя, m^3 ; $\rho_{см}$ – насыпная плотность смеси, $кг/м^3$; φ – коэффициент заполнения (определяется экспериментально). Для порционных смесителей, коэффициент заполнения φ , в зависимости от вида подготавливаемых смесей, колеблется от 0,6 до 0,8.

Для *смесителей непрерывного действия* емкость фактического перемешивания – величина переменная, численно всегда меньше вместимости смесителя и емкости, занимаемой находящимся в смесителе кормом.

Для приготовления влажных кормовых смесей из стебельных кормов и корнеклубнеплодов применяют одно- или двухвальные смесители порционного действия (рис. 5.9).

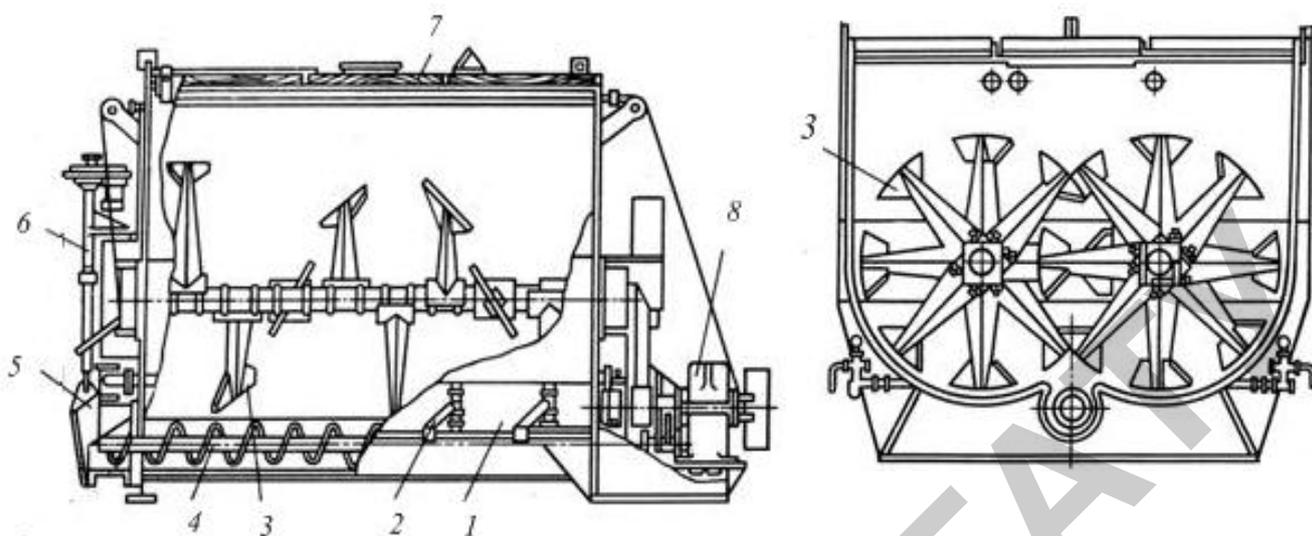


Рис. 5.9. Схема смесителя кормов:

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

Смеситель предназначен для приготовления сырых и запаренных кормовых смесей. 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 вварены три трубы, служащие для подачи воды и растворов.

Внутри корпуса установлены две 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 лопасты левой мешалки – в сторону выгрузной горловины, что обеспечивает хорошее перемешивание корма.

В нижней части смесителя расположен шнек диаметром 320 мм и шагом 250 мм, подающий перемешанную массу к выгрузному патрубку.

Сверху корпус герметически закрыт крышками. В одной из них имеется люк с шиберной задвижкой и тягой, а в другой – смотровой люк. Сбоку крыш-

ки 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, которые пятью муфтовыми кранами каждая соединяются с паропроводящими патрубками. Подачу пара регулируют при помощи переключателя. Чтобы корм не попадал 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 $0,6\div 0,7$ 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 $1\div 3$ ч. По окончании запаривания необходимо перекрыть муфтовые краны и вентили на паропроводе и в течение $40\div 60$ мин 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 мин, а при обогащении их карбамидными и другими химическими растворами – 15 мин.

Глава 6 МЕХАНИЗАЦИЯ УПЛОТНЕНИЯ КОРМОВ

6.1 Классификация способов уплотнения кормов

Известны два способа уплотнения кормов при заготовки их на хранение – гранулирование и брикетирование.

Гранулы – это спрессованные до плотности $800 \div 1300 \text{ кг/м}^3$ в цилиндрические или фигурные кусочки толщиной или диаметром до 25 мм кормовые компоненты или смеси, измельченные в муку.

Диаметр гранул для цыплят в возрасте $1 \div 7$ дней должен быть $1 \div 2$ мм, $7 \div 30$ дней – 2,2 мм, более 30 дней – 3 мм, для взрослой птицы – $4 \div 6$ мм; для поросят-отъемышей – 8 мм, молодняка свиней более 4 месяцев – 10 мм; для овец, телят – $5 \div 7$ мм; для крупного рогатого скота – $14 \div 20$ мм.

Брикеты – это спрессованные грубые корма (травяная или соломенная резка) и кормовые смеси, включающие грубые корма, размер частиц которых $20 \div 70$ мм, сформированные в цилиндрическую, диаметром до 65 мм, или другую форму с наибольшими размерами 80 мм, плотностью $500 \div 900 \text{ кг/м}^3$.

Диаметр брикетов для крупного рогатого скота $30 \div 65$ мм; размер брикетов прямоугольной формы 60×50 мм.

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 $90 \text{ }^\circ\text{C}$ для гранул и $70 \text{ }^\circ\text{C}$ 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 их плотностью, прочностью и крошимостью, которые зависят от влажности материала, гранулометрического или фракционного состава, температуры и давления прессования

Крошимость характеризует степень связанности частиц, составляющих гранулы или брикеты и определяемая из выражения

$$K = \frac{m}{M} 100 \%. \quad (6.1)$$

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÷0,4 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.

Приготавливать гранулы можно окатыванием мучнистых кормов в шарики при влажности массы 30÷35 %. Однако, так как компоненты должны быть тонкого размола, а полученные гранулы нужно сушить для снижения их влажности до 12÷14 %, то широкого распространения этот способ не получил.

Для уплотнения кормов наибольшее распространение получили штемпельные и кольцевые прессы.

Штемпельные рабочие органы осуществляют процесс по принципу порционной подачи. Они могут быть с закрытой (рисунок 6.1 а) или открытой (рис. 6.1 б, в) прессовальной камерами.

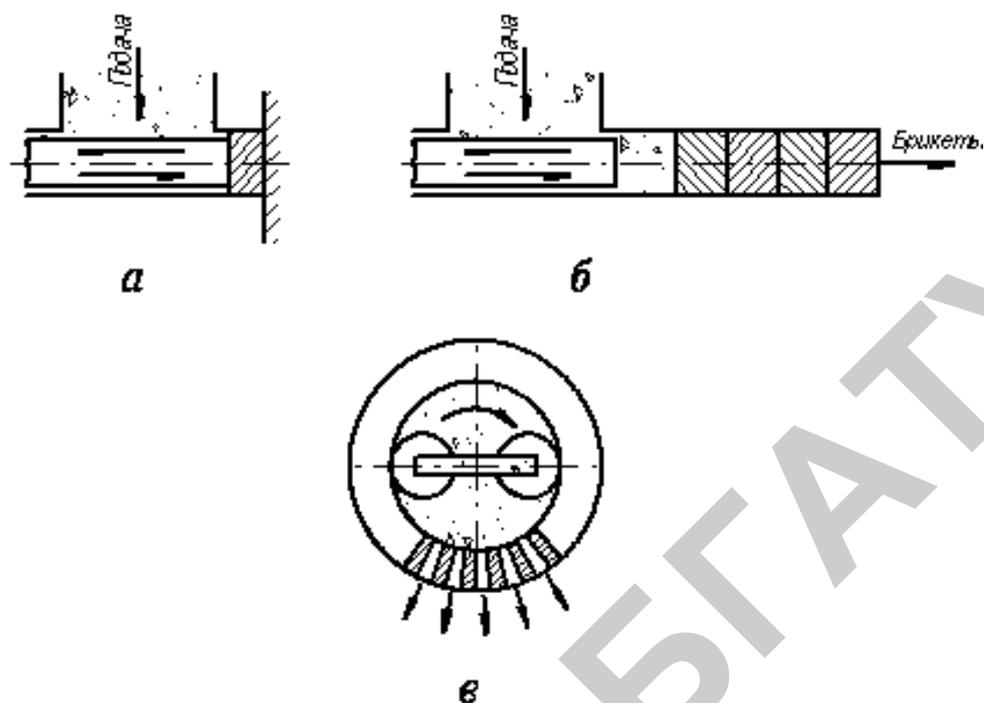


Рис. 6.1. Типы рабочих органов для уплотнения кормовых материалов:

а – штемпельный с закрытой камерой; б – штемпельный с открытой камерой; в – кольцевой с открытой камерой

В *открытой* камере противодействие создается трением спрессованного материала о стенки, при этом уплотнение и выталкивание выполняются за один ход штемпеля. В *закрытой* камере эти операции производятся отдельно, а противодействие создается неподвижным упором.

Рабочие органы с закрытой камерой менее энергоемки, чем с 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, получение брикетов большого диаметра, что важно для уменьшения поверхности корма, где развивается процесс окисления. Кроме того, устройство матричного канала позволяет регулировать давление прессования, и, следовательно, плот-

ность и прочность брикетов. Штемпельные прессы более универсальны, на них можно брикетировать разнообразное сырье.

Кольцевые прессы (рис. 6.1 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.

Другие рабочие органы: шнековые, рулонные, вальцовые - в силу тех или иных причин не нашли применения в практике кормоприготовления.

6.2 Основные закономерности рабочего процесса штемпельных прессов

Процесс образования брикета из сыпучего корма в *открытой* камере включает несколько стадий. При наложении давления на штемпель (рис. 6.2) 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.

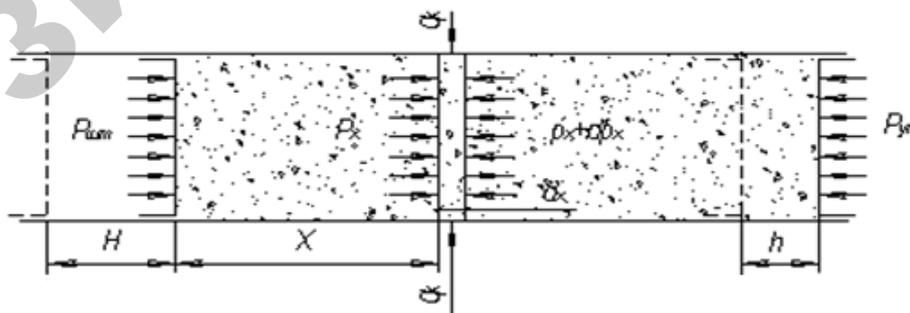


Рис. 6.2. Схема прессования корма в закрытой камере

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 пуска – 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 $P_{шт}$ составит величину

$$P_{шт} = P_x + P_F, \quad (6.2)$$

где P_F – давление, обусловленное внешним трением деформируемого материала; P_x – осевое давление на материал.

Давление P_F определяется соотношением:

$$P_F = \frac{F}{S}, \quad (6.3)$$

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:

$$q_x = \xi P_x \quad (6.4)$$

где q_x – боковое давление на корм; ξ – коэффициент бокового распора.

Осевое давление определим из выражения:

$$P_x = P_{ум} \exp(-f \xi \frac{l}{S} x), \quad (6.5)$$

где f – коэффициент трения; l – периметр поперечного сечения камеры; x – толщина сжимаемого материала.

Соответственно давление на упоре составит величину:

$$P_x = P_{um} \exp(-f \xi \frac{l}{S} x_{en}) . \quad (6.6)$$

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 бы релаксировали и он меньше бы расширялся после снятия нагрузки. Но это связано с потерей производительности брикетным прессом.

Удельные затраты рабочего процесса в *открытой* камере можно записать в виде следующего баланса:

$$A = A_{сж} - A_{уп} . \quad (6.7)$$

где $A_{сж}$ – энергия, затрачиваемая на сжатие материала; $A_{уп}$ – работа упругого расширения сжатого материала (возврат части энергии в механизм прессы в начале обратного хода штемпеля).

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.

Закономерности прессования в *закрытой* камере. Рабочий процесс в *открытой* камере состоит из двух стадий (рис. 6.3):

1. Сжатие очередной порции исходного материала. Это стадия ничем не отличается от сжатия в *закрытой* камере, только здесь упором служат ранее сжатые брикеты;
2. Проталкивание всего ряда ранее сжатых образцов и выталкивание из камеры одного из них.

В *открытой* камере противодействие создается на стадии проталкивания – только за счет сил трения.

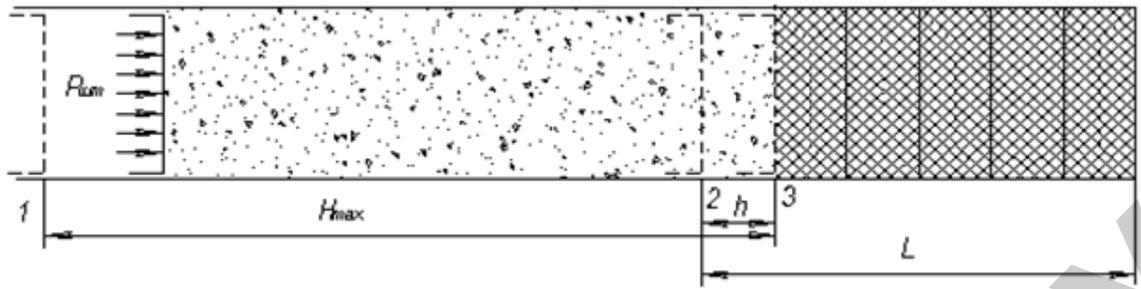


Рис. 6.3. Схема прессования корма в открытой камере

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:

$$A = A_{сж} + A_{np} - A_{у.р}, \quad (6.8)$$

где A_{np} – энергия, затрачиваемая на проталкивание брикетной ленты.

Так как в открытой прессовальной камере упором при формировании очередного брикета являются ранее спрессованные брикеты, удерживаемые в камере за счет сил трения, то актуальна задача по определению длины L камеры проталкивания.

Среднее по длине боковое давление можно определить по формуле:

$$q = \frac{P_{um}^{max} \xi}{2}. \quad (6.9)$$

Силу трения, возникающую между брикетной лентой и стенками камеры во время проталкивания, можно определить по выражению:

$$F = fqLl = \frac{1}{2} f \xi P_{um}^{max} Ll. \quad (6.10)$$

На стадии проталкивания корма штемпелем преодолевается сила трения:

$$F = P_{um}^{max} S. \quad (6.11)$$

Приравнивая значения силы трения, имеем:

$$S = \frac{1}{2} f \xi L l \quad (6.12)$$

Откуда длина камеры проталкивания:

$$L = \frac{2S}{f \xi l} \quad (6.13)$$

Для камеры круглого сечения имеем $l = \pi d$, $S = \frac{\pi d^2}{4}$. Тогда, формула (6.13) упростится:

$$L = \frac{d}{2 f \xi} \quad (6.14)$$

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:

$$v = \frac{L}{T_p}, \quad (6.15)$$

где T_p – время релаксации (по данным С. В. Мельникова: для грубостебельных кормов $T_p = 23 \div 25$ с; для травяной муки $T_p = 12 \div 17$ 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 валцов, прессуемый материал затягивается в клиновидный зазор между матрицей и валком и уплотняется при уменьшении зазора (рис. 6.4).

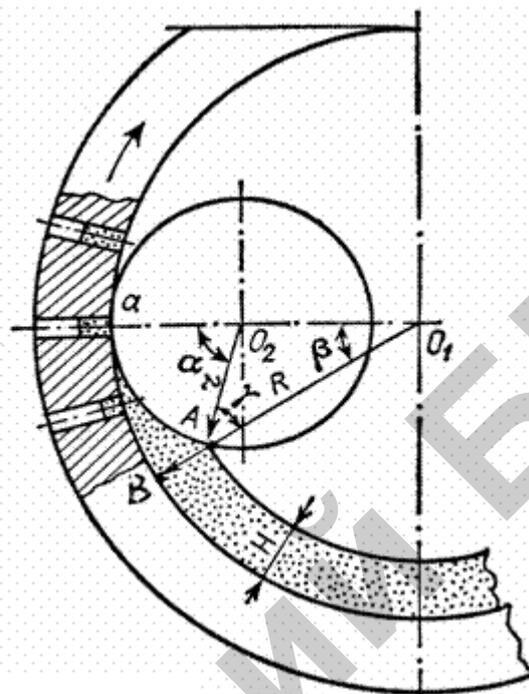


Рис. 6.4. Схема к расчету кольцевого пресса с вращающейся матрицей

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.

Определим теоретически параметры кольцевого пресса.

Из схемы на рис. 6.3 видно, что сторону A_1O треугольника AO_1O_2 можно выразить по теореме косинусов:

$$AO_1 = \sqrt{r^2 + (R-r)^2 - 2r(R-r)\cos(180-\alpha)}, \quad (6.16)$$

где r – радиус водила, м; R – радиус матрицы, м; α – угол прессования, град.

Отсюда

$$R - H = \sqrt{r^2 + (R - r)^2 - 2r(R - r)\cos\alpha} , \quad (6.17)$$

где H – толщина слоя исходного материала на матрице, который затягивается в кольцевой зазор (остальные порции корма сдвигаются вальцом).

Высоту слоя можно найти из формулы

$$H = R - \sqrt{r^2 + (R - r)^2 - 2r(R - r)\cos\alpha} . \quad (6.18)$$

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 вальца, 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 бы угла φ трения материала о поверхность вальца. Следовательно, должно быть выполнено условие:

$$\gamma \leq \varphi . \quad (6.19)$$

Тогда определим угол прессования:

$$\alpha \leq \frac{\varphi}{[1 - (r/R)]} . \quad (6.20)$$

Соотношение между радиусом вальца и матрицы строго ограничено: – при двух вальцах $r/R = 0,42 \div 0,45$; – при трех $r/R = 0,40 \div 0,42$.

Производительность пресса можно подсчитать по формуле:

$$Q = 2\pi \left(R - \frac{H}{2} \right) Hz \omega \delta \rho , \quad (6.21)$$

где z – число вальцов; ω – угловая скорость матрицы или водила вальцов, с^{-1} ; δ – коэффициент, учитывающий буксование рабочих органов и перфорацию матрицы.

Отношение суммарной площади фильер к общей внутренней поверхности матрицы составляет:

- для гранулирующих матриц – $0,4 \div 0,5$;
- для брикетирующих – $0,70 \div 0,75$.

Минимальная частота вращения матрицы определяется с учетом наилучших условий распределения материала на внутренней поверхности матрицы, например, чтобы он удерживался на поверхности вертикальной матрицы. Ю.В. Подколызин это условие записывает в виде:

$$\frac{\omega^2 R}{g} \geq \frac{1}{\sin \varphi} \quad (6.22)$$

откуда

$$\omega_{min} = \sqrt{\frac{g}{R \sin \varphi}} \quad (6.23)$$

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 по l отношению к их поперечному размеру d . Для гранул по зоотехническим нормам имеем длину

$$l = \theta d \quad (6.24)$$

где θ – отношение длины гранул к ее диаметру ($\theta = 1,5 \div 2,0$).

Отсюда имеем формулу для расчета максимальной частота вращения матрицы:

$$\omega_{max} = \sqrt{\frac{\sigma}{(R + L)\theta d \rho}} \quad (6.25)$$

где σ – допустимые напряжения разрыва (для гранул из травяной муки $\sigma=13\div 17$ 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:

$$A=A_{сж}+A_{пр}+A_{ст}-A_{ур}, \quad (6.26)$$

где $A_{ст}$ – работа на сталкивание материала с перемычек между фильерами матрицы.

В связи с наличием затрат энергии $A_{ст}$ 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.

6.3 Оборудование для гранулирования и брикетирования кормов

Для получения гранул сухим способом наибольшее распространение получили вальцовые прессы с кольцевой матрицей.

В оборудовании травяная мука из сушильных агрегатов поступает через заборник 1 (рис. 6.5) в циклон 2 и из него – в расходный бункер 4. Циклон 3 служит для улавливания пыли, уносимой с потоком воздуха из циклона 2. 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, так как он приводится в действие от автономного электродвигателя через клиноременный вариатор. 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.

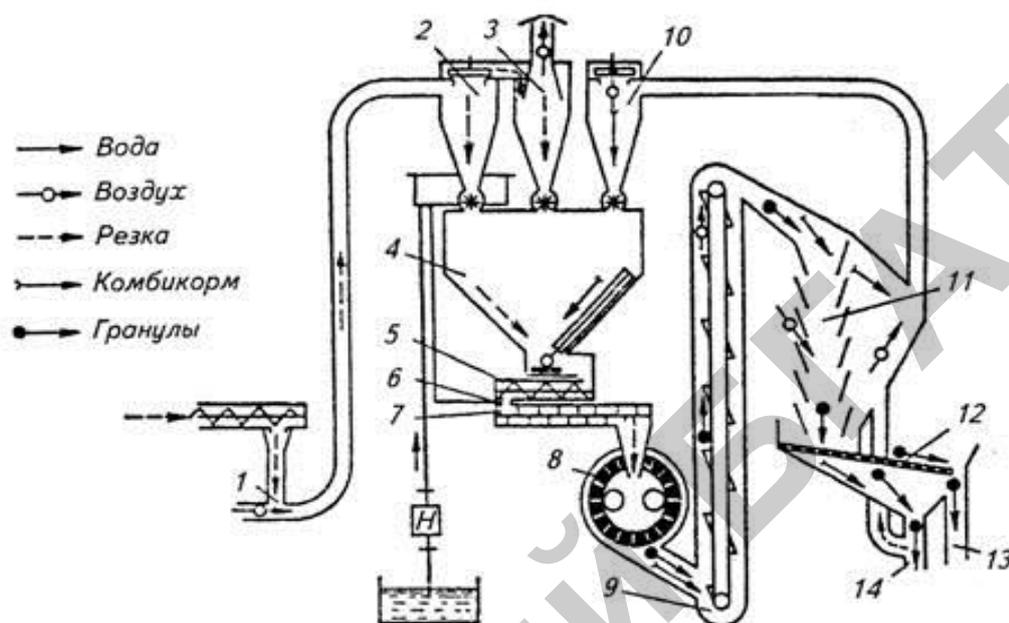


Рис. 6.5. Схема технологического процесса работы вальцового пресса с кольцевой матрицей

Из смесителя кондиционированная травяная мука самотеком поступает в приемник пресса 8, откуда направляющими лопатками подводится на внутреннюю поверхность матрицы. Выдавленные прессующими вальцами из рабочих отверстий матрицы монолиты спрессованного материала встречаются с неподвижными ножами и обламываются, образуя гранулы.

Выходящие из пресса гранулы имеют высокую температуру ($75\div 85\text{ }^{\circ}\text{C}$) 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 $5\div 7\%$). 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, который состоит из шнекового дозатора 5, лопастного смесителя 7, прессы 8, редуктора привода дозатора. Основа гранулятора – пресс (рис. 6.6), 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.

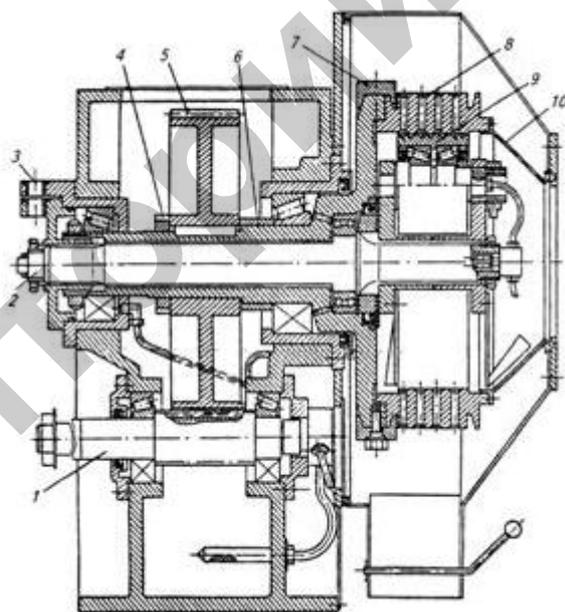


Рис. 6.5. Схема прессы-гранулятора:

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 $0,3 \pm 0,5$ мм, регулируют с помощью специальных рычагов и болтов на передней плите вальцов. На другом конце оси 2 на шлицах посажен фланец с лыской, 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 имеющейся на нем лыской нажмет на толкатель конечного выключателя, который отсоединит от сети все электродвигатели и остановит пресс, предохраняя его от поломки.

Глава 7 –МЕХАНИЗАЦИЯ РАЗДАЧИ КОРМОВ

7.1 Зоотехнические требования к кормораздающим устройствам

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 составляет: 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;

– кормораздатчики 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.

7.2 Устройство, процесс работы и расчет параметров стационарного ленточного кормораздатчика

Стационарные раздатчики – установки, смонтированные в одном или нескольких сблокированных помещениях и раздающие животным корм по фронту кормления.

Ленточный транспортер-раздатчик кормов (рис. 7.1) обеспечивает раздачу всех видов кормов (кроме жидких) при обслуживании крупного рогатого скота и овец. Кормораздатчик включает в себя кормушки 6, приводную и натяжную 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.

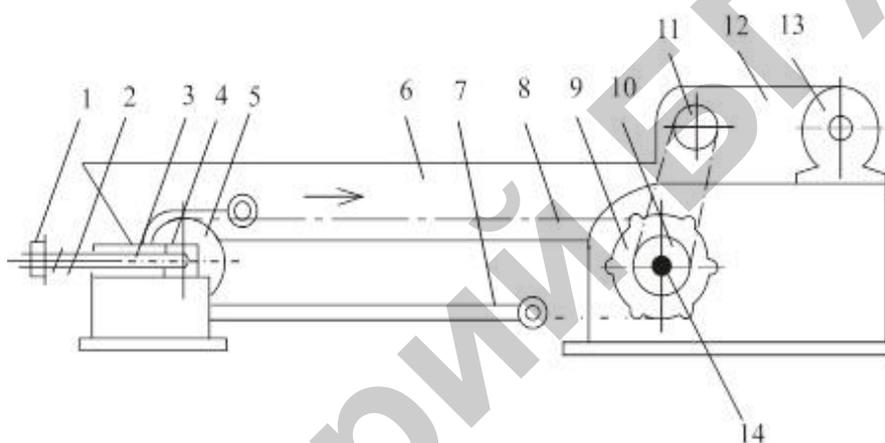


Рис. 7.1. Технологическая схема ленточного кормораздатчика:

1 – гайка; 2 – натяжная станция; 3 – винт натяжной; 4 – ползун; 5 – ведомый барабан; 6 – кормушка; 7 – лента; 8 – цепь; 9, 10, 11 – звездочки; 12 – редуктор; 13 – электродвигатель; 14 – ведущий вал

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 кормушками для животных, к которым крепятся кронштейны автопоилок.

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

$$Q_{л} = F_{л} V_{л} \rho, \quad (7.1)$$

где $F_{л}$ – площадь поперечного сечения корма на ленте во время его перемещения, м^2 ; $V_{л}$ – скорость ленты, м/с ; ρ – плотность корма, кг/м^3 .

На рис. 7.2 видно, что общую площадь поперечного сечения корма на ленте можно выразить как сумму:

$$F_{л} = F_1 + F_2. \quad (7.2)$$

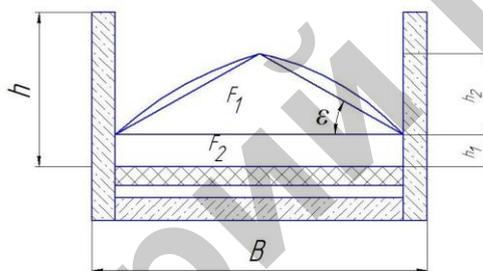


Рис. 7.2. К расчету параметров ленточного кормораздающего устройства

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:

$$F_1 = \frac{h_2 B}{2}. \quad (7.3)$$

При этом:

$$h_2 = \frac{B}{2} \operatorname{tg} \varepsilon. \quad (7.4)$$

Площадь F_2 с некоторым допущением можно выразить как площадь прямоугольника:

$$F_2 = h_1 B. \quad (7.5)$$

С учетом представленных выше уравнений общая площадь поперечного сечения корма на ленте:

$$F_{л} = B(0,25Btg\varepsilon + h_1). \quad (7.6)$$

Подставляя выражение (7.6) в формулу (7.1), получим уравнение для определения производительности (подачи) плоской ленты, размещенной в желобе кормораздатчика:

$$Q_{л} = BV_{л}\rho(0,25Btg\varepsilon + h_1). \quad (7.7)$$

7.3 Устройство и расчет основных показателей стационарных цепочно-скребковых кормораздающих устройств

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.

На фермах используют стационарный скребковый кормораздатчик (рис. 7.3) предназначен для транспортировки, группового дозирования и распределения кормовых продуктов по фронту кормления в помещениях для содержания молодняка крупного рогатого скота. Представляет собой горизонтальный цепочно-скребковый транспортер 2 открытого типа, смонтированный на дне желоба кормушки 1, состоящей из двух параллельных и закольцованных каналов.

Корм загружается вблизи привода и перемещается скребками по желобу кормушки до ее равномерного заполнения по всей длине. Производительность установки 15 т/ч.

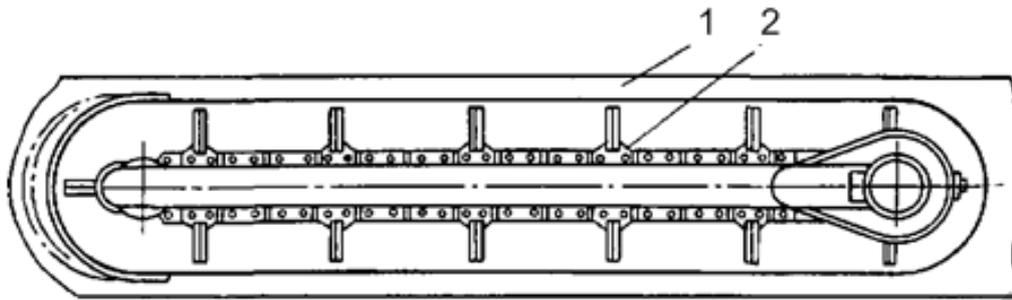


Рис. 7.3. Стационарный скребковый раздатчик кормов:

1 – кормушка; 2 – цепочно-скребковый транспортер

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. 8.4). Тогда объем порции корма:

$$V_{л} = \frac{l + l_1}{2} h_c b_c, \quad (7.8)$$

где h_c и b_c – высота и ширина скребка, м.

Тогда:

$$l = l_1 + h_c \operatorname{tg} \varepsilon, \quad (7.9)$$

где ε – угол обрушения (осыпания) транспортируемого корма, град.

Подставив значение l в уравнение (7.8), получим:

$$V_{л} = \left(l_1 + \frac{h_c \operatorname{ctg} \varepsilon}{2} \right) h_c b_c. \quad (7.10)$$

При расчетах значение угла ε принимают равным $0,7 \div 0,8$ угла естественного откоса корма, находящегося в покое.

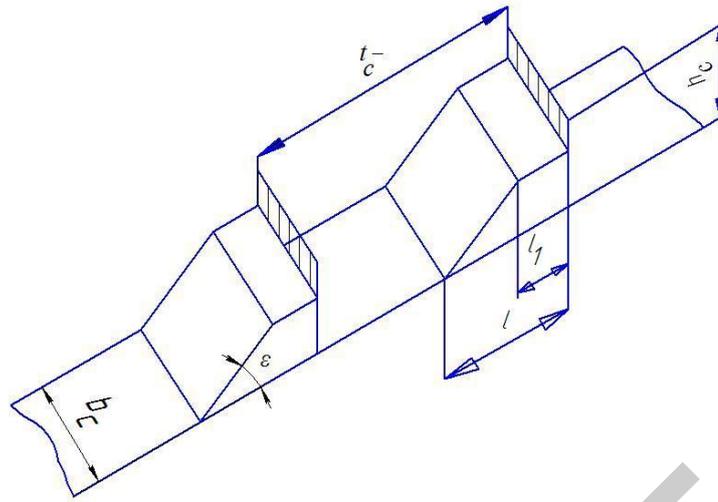


Рис. 7.4. К расчету параметров цепочно-скребкового кормораздающего устройства

Производительность цепочно-скребковых транспортеров:

$$Q_n = \frac{V_n v_u \rho}{l_c}, \quad (7.11)$$

где v_u – скорость движения цепи со скребками, м/с ($v_u = 0,25 \div 0,5$ 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 $l_c = (6 \div 8)/h_c$. Подставляя в формулу (7.11) выражение (7.10) и заменяя $l_1 = k_1 h_c$ и $b_c = k_2 h_c$ (k_1 и k_2 – коэффициенты пропорциональности), получим:

$$Q_n = \left(k_1 + \frac{ctg \varepsilon}{2} \right) k_2 \rho \frac{v_u}{l_c} h_c^3, \quad (7.12)$$

откуда расчетная высота скребка:

$$h_c = \sqrt[3]{\frac{Q_n}{\left(k_1 + \frac{ctg \varepsilon}{2} \right) k_2 \rho \frac{v_u}{l_c}}}. \quad (7.13)$$

В отдельных случаях, когда достаточно расчетов для подсчета производительности и параметров цепочно-скребкового транспортера, можно воспользоваться упрощенной формулой

$$Q_n = bhv_u \rho \psi k_n . \quad (7.14)$$

Учитывая далее, что $b = k_2 h$, можно записать:

$$h = \sqrt{\frac{Q_n}{k_2 k_n v_u \rho \psi}} ,$$

$$b = \sqrt{\frac{k_2 Q_n}{k_n v_u \rho \psi}} , \quad (7.15)$$

где h и b – высота и ширина желоба (по внутреннему обмеру), м; k_n – коэффициент учитывающий влияние угла подъема β транспортера, $k_n = 1 - (0,01 \div 0,02) \beta$; ψ – коэффициент заполнения желоба кормом (при открытом желобе $\psi < 0,5$, при закрытом $\psi = 0,9$).

Потребная мощность для привода цепочно-скребкового транспортера:

$$N = \frac{g}{\eta} (f_1 M L v_u \pm M H v_u + 2 \chi_1 M_{ц} L v_u) , \quad (7.16)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; η – к.п.д. 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 $\chi_1 = 0,15 \div 0,2$; для роликовых $\chi_1 = 0,1 \div 0,12$); $M_{ц}$ – масса одного метра цепи со скребками, кг/м.

В уравнении (7.16) *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.

Нередко цепочно-скребковые транспортеры работают в таких условиях, когда их скребки полностью погружены в транспортируемый кормовой продукт. Если высота корма превышает высоту скребков, то кормораздатчик работает как транспортер с погруженными скребками. Его производительность:

$$Q_{\bar{e}} = k_0 k_y k_r k_n h b \rho \psi , \quad (7.17)$$

где k_0 – скоростной коэффициент, учитывающий отставание транспортируемого корма от цепи со скребками (для зерновых измельченных кормов $K_0 = 0,45 \div 0,8$; для неизмельченных $k_0 = 0,6 \div 0,9$); k_y – коэффициент уплотнения перемещаемого материала в желобе под воздействием скребков (для зерновых измельченных кормов $k_y = 1,05 \div 1,1$); k_r – геометрический коэффициент производительности, учитывающий потери полезного объема желоба, занимаемого цепью и скребками ($k_r = 0,95$); k_n – коэффициент, учитывающий угол подъема транспортера ($k_n = 1 - (0,01 \div 0,02)M$).

7.4 Устройство и расчет основных показателей стационарных трубопроводных кормораздающих устройств.

На фермах для доставки и раздачи кормов используют трубопроводные устройства.

Существует 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 кормоцеха 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: компрессоры, ресиверы, продувочные котлы, магистральный кормопровод с отводами и устройством для автоматического изменения направления подачи кормов, кормоприемные бункера, кормопроводы-дозаторы с комплектом двусторонних кормушек.

Расчет установки выполняют в такой последовательности. Сначала выбирают диаметр кормопровода, который может быть рассчитан путем совместного анализа гидравлических сопротивлений при движении кормосмеси и капитальных затрат на устройство кормопроводной линии. Для кормопровода сравнительно небольшой длины (150÷200 м) при выборе его диаметра фактор снижения потерь напора следует считать основным, так как стоимость кормопровода невелика, а эксплуатационные расходы по обслуживанию не зависят от его диаметра.

Суммарные гидравлические потери в кормопроводе:

$$\sum \Delta h = \Delta h_n + \Delta h_m + \Delta h_g, \quad (7.18)$$

где $\Delta h_n = \Delta h_g \sum l_n$ – линейные потери напора на прямых участках кормопровода по всей длине, кН/м²; $\Delta h_m = \Delta h_g \sum l_m$ – потери напора в местных сопротивлениях, кН/м²;

$\Delta h_g = H \frac{\rho}{\rho_0}$ – 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 ρ_v – плотности кормосмеси и воды, кг/м³), кН/м².

Линейные потери напора определяют с помощью общеизвестной формулы Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta h_l = 9,81\lambda \frac{l_k v_{cp}^2}{2gd_k}, \quad (7.19)$$

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.

Коэффициент гидравлического сопротивления для структурного режима движения:

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (7.20)$$

где Re – обобщенный критерий Рейнольдса.

Потери напора в местных сопротивлениях принимают в пределах 10 % линейных, т. е.:

$$\Delta h_m = 0,1\Delta h_l. \quad (7.21)$$

Для обеспечения работы пневматической кормотранспортирующей установки в соответствии со временем, обусловленным рас порядком рабочего дня на ферме, необходимо, чтобы фактическая производительность (подача) установки была равна или больше ее потребной производительности, т. е. $Q_o \geq Q_i$.

Потребная производительность установки:

$$Q_n = \frac{q_H m_i}{\rho t_{yc}}, \quad (7.22)$$

где m_i – число обслуживаемых животных, шт; q_H – среднесуточное количество требуемого корма для одного животного, кг; t_{yc} – продолжительность работы установки в сутки согласно распорядку рабочего дня, ч.

Фактическая производительность установки при одном продувочном котле:

$$Q_{\phi} = \frac{60W_{нк}}{t_3 + t_{II} + t_0}, \quad (7.23)$$

где $W_{нк}$ – полезная вместимость продувочного котла (принимают $0,7 \div 0,8$ от полной вместимости котла K_k), м^3 ; t_3 – время загрузки котла, час; t_{II} – время подачи порции корма, находящейся в котле, в кормоприемный бункер, час; t_0 – потери времени на подготовительно-заключительные операции (открытие и закрытие кранов, задвижек, создание давления в ресивере и котле), час.

Вместимость продувочного котла должна быть равна вместимости кормоприемного бункера:

$$W_{кб} = \frac{m_i q_H}{a_k \rho \psi}, \quad (7.24)$$

где a_k – число кормлений животных в сутки, шт; 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:

$$t_{II} = \frac{60W_{нк}}{Q_k} + \frac{l_{cp}}{60v_{cp}}, \quad (7.25)$$

где Q_k – производительность кормопровода, $\text{м}^3/\text{ч}$; l_{cp} – средняя длина пути перемещения корма по кормопроводу от продувочного котла до кормоприемного бункера, м; v_{cp} – средняя скорость движения корма, м/ч.

Производительность кормопровода:

$$Q_k = 900\pi d^2 v_{cp}. \quad (7.26)$$

При использовании в установке двух продувочных котлов ее фактическая производительность:

$$Q_{cp} = \frac{60m_i q_H}{t_u \rho}, \quad (7.27)$$

где t_u – время цикла раздачи кормов в сутки, час.

Тогда

$$t_u = t_3 n + t_{II} n + t_0 n, \quad (7.28)$$

где n – число порций, подлежащих раздаче в течение суток, шт; t_0 – время, затрачиваемое в течение суток на подготовительно-заключительные операции по обслуживанию установки, час.

Число порций, подлежащих раздаче в течение суток:

$$n = \frac{m_i q_H}{W_{нк} \rho}, \quad (7.29)$$

Вместимость ресивера:

$$W_{рес} = W_{нк} + \frac{\pi d^2 l_{\max}}{4}, \quad (7.30)$$

где l_{\max} – длина ресивера, м.

Расход сжатого воздуха, или производительность компрессорной станции:

$$Q_{к.ст} = \frac{Q_\phi \varepsilon}{k_y}, \quad (7.31)$$

где Q_ϕ – фактическая подача установки, м³/ч; ε – степень сжатия воздуха в кормопроводе; k_y – коэффициент утечки сжатого воздуха ($k_y = 0,85$).

Степень сжатия воздуха:

$$\varepsilon = \frac{p_{раб}}{p_{ам}}, \quad (7.32)$$

где $p_{раб}$ – рабочее давление, необходимое для подачи кормов от продувочного котла в кормоприемный бункер, кН/м²; $p_{ам}$ – атмосферное давление ($p_{ам} = 98,1$ кН/м² или $p_{ам} = 1$ ат).

Расчетное рабочее давление в системе пневматической установки должно быть равно суммарным потерям напора в кормопроводе:

$$p_{раб} = \sum \Delta h. \quad (7.33)$$

При выходе корма из кормопровода необходимо, чтобы он выливался не свободно, а с некоторым скоростным напором ($30 \div 50$ кН/м²), что предупредит залегание кормовых масс в трубах. Вот почему для обеспечения запаса сжатого воздуха на поддержание давления в конце кормопровода давление в системе ресиверов p_p должно превышать давление $p_{раб}$ в системе пневматической установки. Таким образом:

$$p_p = p_{раб} + (30 \div 50). \quad (7.34)$$

Для раздачи полужидких кормов служат кормопроводы-дозаторы. Время цикла разовой выдачи кормов t_u складывается из времени, необходимого для заполнения кормопроводов-дозаторов t_3 , времени, затраченного на выгрузку кормовой массы из кормопроводов-дозаторов в кормушки, t_6 и времени на подготовительно-заключительные операции t_0 :

$$t_u = t_3 + t_6 + t_0. \quad (7.35)$$

Зная общее время цикла t_u разовой выдачи кормов и исходя из зоотехнических условий и конструктивных особенностей раздатчика, принимают значения составляющих этого времени t_3 , t_6 и t_0 .

С учетом времени t_3 и t_6 требуемая производительность при выгрузке корма из кормоприемного бункера и заполнении кормопроводов-дозаторов:

$$Q'_3 = \frac{G}{t_3 d_k}, \quad (7.36)$$

где G – суточное количество корма (согласно рациону), необходимое для обслуживаемых кормораздатчиком животных, кг; d_k – диаметр кормопроводов-дозаторов, м.

Требуемая производительность раздатчика на выгрузке кормов из кормопроводов-дозаторов в кормушки:

$$Q'_6 = \frac{G}{t_6 d_k}. \quad (7.37)$$

Производительность при истечении корма из кормоприемного бункера в кормопровод-дозатор:

$$Q_3 = \frac{\pi d_0^2}{4} v \rho, \quad (7.38)$$

где d_a – диаметр рукава, подводящего корм из кормоприемного бункера в кормопровод-дозатор, м; v – скорость истечения корма, м/с.

Учитывая, что $Q'_c \leq Q_c$ из уравнений (7.36) и (7.38) можно записать:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4G}{\pi v \rho t_3 d_\kappa}}.$$

Диаметр кормопроводов-дозаторов:

$$d_\kappa = \sqrt{\frac{4q_H n_i}{\pi L \Psi \rho d}}, \quad (7.39)$$

где n_i – число животных, обслуживаемых раздатчиком, шт; q_H – среднесуточное количество корма, требуемого одному животному, кг; L – общая рабочая длина кормопроводов-дозаторов, м; Ψ – коэффициент заполнения кормопроводов-дозаторов; d – диаметр дозатора, м.

Из-за малого диаметра трубы возможны большие потери напора, но требуются малые затраты на устройство кормопровода. С большим диаметром трубы потери в кормопроводе будут ниже, а затраты на его устройство увеличатся. 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.

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.

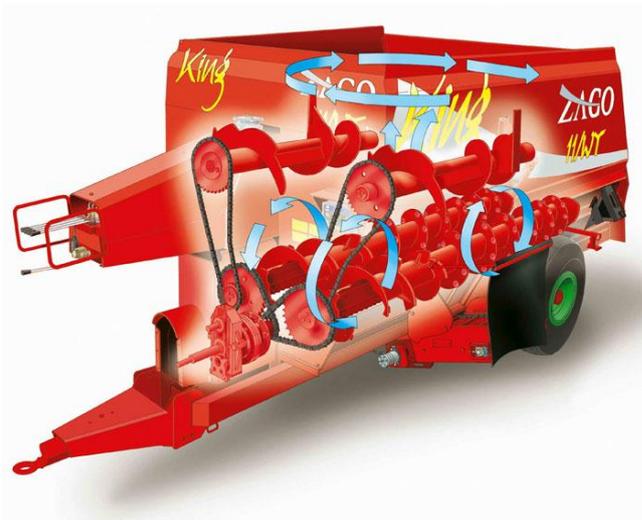
7.5 Устройство и процесс работы мобильных кормораздатчиков

На фермах крупного рогатого скота эксплуатируются мобильные бункерные кормораздатчики с приводом рабочих органов от ВОМ трактора. Преимуществом мобильных раздатчиков кормов машин является более низкая удельная стоимость этих машин в сравнении со стационарными /32/. 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. Повысить их эффективность использования можно за счет сокращения холостого хода и расширения функций.

Наибольшее распространение нашли прицепные смесители-раздатчики *периодического действия*. Большинство из них состоит 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 внутри бункера они могут в зависимости от схемы машины – горизонтально или вертикально (рис. 7.8). 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 днища меньше верхних.

Сменная производительность смесителей-раздатчиков составляет $3,2 \div 6,4$ т/ч, а удельный расход энергии $5,4 \div 9,04$ кВт ч/т /35/.

Объем бункера смесителей-раздатчиков находится в пределах $4 \div 36$ м³.



– с горизонтальным расположением шнеков



– с вертикальным расположением шнеков

Рис. 7.8. Измельчители-смесители-раздатчики кормов

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. Габаритные размеры машин с вертикально расположенным шнеком имеют большие размеры по высоте и ширине чем установки с горизонтальным шнеком той же вместимости.

Преимуществами эти машин также являются:

- простота конструкций;
- 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 переезда 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 до-

стигают 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 конструкций и надежности (рис. 7.9).



Рис. 7.9. 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 су-

ущественный недостаток при погрузке силоса (сенажа). Выполняя технологическую операцию, 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. 7.10).



Рис. 7.10. Измельчитель-смеситель-раздатчик с фрезерными барабанами

Рекомендуемая окружная скорость режущих барабанов на отборе силосованных кормов устанавливать равной $8 \div 12$ м/с, на грубых кормах этот показатель рекомендуется принимать равным $30 \div 35$ м/с, производительность загрузочного устройства с фрезерным барабаном зависит от числа животных и должна быть в пределах $14,4 \div 28,8$ т/ч. Верхнее значение желательно при работе агрегата на ферме вместимостью до 5000 голов. Привод фрезерного барабана осуществляется, как правило, гидромотором.

Иногда смешивание совмещают с измельчением компонентов. При приготовлении влажных кормосмесей применяют измельчители-смесители с ножевыми рабочими органами – шнек снабжен ножами, установленными на его вит-

ках (рис. 7.11, а, б). Такая конструкция машины позволяет совмещать две операции, измельчение кормов и образование кормосмеси.



Рис. 7.11. Смеситель-измельчитель кормов:

- а) с вертикальным конусообразным шнеком*
- б) с горизонтальными шнеками*

Самоходные смесители-кормораздатчики *Siloking* (рис. 7.12) содержат бункер вместимостью $10\div 30\text{ м}^3$ на $60\div 300$ коров, один или два шнека. Высокая манёвренность 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 трех точечное шасси. При этом поворотное устройство в задней части машины представляет собой поворачивающееся на 150 градусов сдвоенное колесо. В результате обеспечивается высокая манёвренность при крайне малом диаметре разворота. Кроме того, это позволяет избежать потерь корма при загрузке и обеспечить их выдачу в кормушки.



Рис. 7.12. Самоходный смеситель-кормораздатчик Siloking

Фреза, оснащенная ножами максимально сохраняет структуру кормов и оптимизирует качество кормосмеси. Транспортер подает компоненты кормосмеси в бункер для смешивания. В бункере перемешивание кормов обеспечивает шнек.

Технологический процесс подготовки кормосмеси мобильным смесителем-измельчителем-раздатчиком осуществляется по схеме, представленной на рис. 7.13.



Рис. 7.13. Схема приготовления кормосмеси мобильным измельчителем-смесителем-раздатчиком с весоизмерительным устройством и механизмом самозагрузки

Кормораздатчик-смеситель 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.

Однако, приготавливая данными машинами кормосмесь, не обеспечивает индивидуальное кормление животных, поскольку высокоэнергетические корма скармливаются животным без учета их продуктивности. 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.

7.6 Определение основных конструктивных параметров мобильных раздатчиков кормов

7.6.1 Определение площади выгрузного окна дозатора кормов

Важным элементом технологического процесса раздачи кормов животным является соблюдение заданной нормы выдачи их животным. Обеспечить беспрепятственную, дозированную, выдачу кормов можно только определив площадь выгрузного окна дозатора.

В общем виде площадь выгрузного окна можно определить по формуле

$$S_{ок} = \frac{Q_k}{v_k \rho}, \quad (7.40)$$

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

$$Q = \frac{v_{раз} m_k}{l_{раз}}, \quad (7.41)$$

где $v_{раз}$ – скорость движения агрегата при раздаче кормов, м/с; m_k – масса скармливаемых кормов, кг; $l_{раз}$ – длина фронта кормления одного животного, м.

Скорость движения корма в рабочей зоне выгрузного окна можно определить по формуле

$$v_k = l_q \omega_{mp}, \quad (7.42)$$

где l_q – расстояние от частицы корма до края выгрузного транспортера в рабочей зоне выгрузного окна, м; ω_{mp} – угловая скорость выгрузного транспортера, c^{-1} .

В формуле (7.42) неизвестной величиной является расстояние l_q . Для его определения рассмотрим силы, действующие на частицу корма в момент схода с выгрузного транспортера:

– сила тяжести:

$$F_m = m_k g, \quad (7.43)$$

где m_k – масса частицы корма, кг; g – ускорение свободного падения, m/c^2 ;

– сила трения корма о выгрузной транспортер:

$$F_{mp} = f m_k g, \quad (7.44)$$

где f – коэффициент трения частицы корма;

– центробежная сила:

$$F_q = m_k \omega_{mp}^2 l_q, \quad (7.45)$$

– Кориолисова сила:

$$F_{кор} = 2 m_k \omega_{mp} \frac{dl_q}{dt_q}, \quad (7.46)$$

где dl_q / dt_q – скорость перемещения частицы в радиальном направлении, м/с; t_q – время перемещения частицы корма в радиальном направлении, с.

Сила трения частицы:

$$F_{тр.л} = f (F_{кор} + F_{мп}). \quad (7.47)$$

Тогда с учетом перечисленных сил получим дифференциальное уравнение относительного движения частицы корма:

$$-m_k \frac{d^2 l_q}{dt_q^2} + m_k \omega_u^2 l_q - f m_k g - f (2 m_k \omega_u \frac{dl_q}{dt_q} + f m_k g) = 0. \quad (7.48)$$

После преобразования уравнение (7.48) имеет вид:

$$l_q = \frac{fg}{\omega_u^2} \left[\left(1 - \frac{f + \sqrt{f^2 + 1}}{2\sqrt{f^2 + 1}} \right) e^{t_q \omega_u (f + \sqrt{f^2 + 1})} + \left(\frac{f + \sqrt{f^2 + 1}}{2\sqrt{f^2 + 1}} \right) e^{t_q (f - \sqrt{f^2 + 1})} - 1 \right]. \quad (7.49)$$

Подставив значения (7.49) в уравнение (7.42) определим необходимую площадь выгрузного окна:

$$S_{ок} = \frac{v_{раз} m_k}{\omega_u \rho l_{разд} \left[R_{ш} - (C_1 e^{(f \omega_u + \omega_u \sqrt{f^2 + 1}) t_q} + C_2 e^{(f \omega_u - \omega_u \sqrt{f^2 + 1}) t_q} - \frac{fg}{\omega_u^2}) \right]}. \quad (7.50)$$

Таким образом, при определении размеров выгрузного окна, предназначенного для выгрузки кормов с бункера, необходимо учитывать от физико-механические свойства кормов, параметры выгрузного устройства, норму выдачи корма животным. Для изменения нормы скармливания кормов выгрузное окно перекрывается подвижной заслонкой.

7.6.2 Определение затрат энергии на привод шнека при смешивании кормов

Для приготовления животным кормосмеси используются шнеки. Эти рабочие органы, перемещая кормовые компоненты в бункере, обеспечивают за счет взаимного пересечения кормовых потоков, получение кормосмеси. 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. 7.14). В общем виде эту мощность можно определить по формуле

$$N_{mp} = F_{mp} v_{cm1}, \quad (7.51)$$

где F_{mp} – сила трения корма о днище бункера, Н; v_{cm1} – скорость перемещения корма вдоль оси днища бункера, м/с.

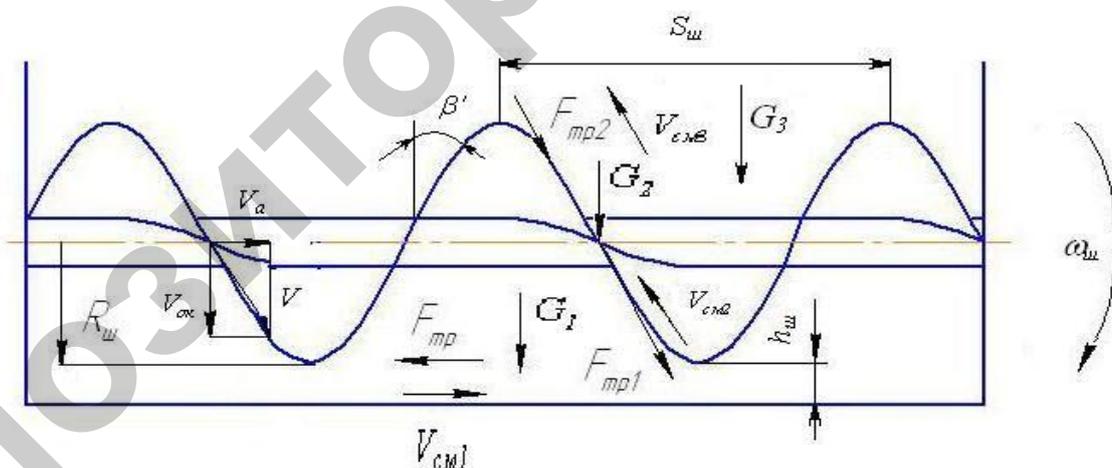


Рис. 7.14. Схема для определения мощности на привод шнека

Сила трения F_{mp} возникает под действием силы тяжести корма находящегося в рабочей части шнека. Тогда:

$$F_{mp} = m_{кор} g f, \quad (7.52)$$

где $m_{кор}$ – масса корма, перемещаемая шнеками по днищу бункера, кг,

$$m_{кор} = W_{\kappa} \rho,$$

W_{κ} – объем корма, м³; ρ – плотность корма, кг/м³.

Так как шнек охвачен только нижней стенкой бункера на ограниченном участке, то объем перемещаемого корма можно определить по формуле

$$W_{\kappa} = \frac{\pi R_{ш} h_{ш} \alpha_{ш1} L_{ш}}{360^{\circ}}, \quad (7.53)$$

где $R_{ш}$ – радиус шнека, м; $h_{ш}$ – зазор между витками шнека и нижней стенкой бункера, м; $\alpha_{ш1}$ – угол охвата шнека нижней стенкой бункера, град; $L_{ш}$ – длина шнека, м.

Скорость перемещения корма вдоль оси днища бункера ввиду малого зазора между витками шнека и стенкой будет равна осевой скорости, определяемой по формуле

$$v_{см1} = v_a = S_{ш} \omega_{ш}. \quad (7.54)$$

Тогда мощность на преодоление силы трения корма у днища бункера:

$$N_{мп} = \frac{\pi R_{ш} h_{ш} \alpha_{ш1} L_{ш} \rho}{360^{\circ}} g f S_{ш} \omega_{ш}. \quad (7.55)$$

где $S_{ш}$ – шаг витков шнека, м; $\omega_{ш}$ – частота вращения шнека, с⁻¹.

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

$$N_{мп1} = F_{мп1} v_{см2}, \quad (7.56)$$

где $F_{мп1}$ – сила трения корма о поверхность витков шнека, охваченных днищем бункера, Н.

Силу трения $F_{мп1}$ определим по формуле

$$F_{mp1} = m_{\kappa1} g f , \quad (7.57)$$

где $m_{\kappa1}$ – масса корма в межвитковом пространстве, кг,

$$m_{\kappa1} = W_1 \rho \frac{\alpha_{u2}}{360^\circ} ,$$

W_1 – объем корма в межвитковом пространстве, м³; α_{u2} – угол шнека не охваченный нижней стенкой бункера, град;

Объем корма в межвитковом пространстве на длине, равной одному шагу, определим по формуле

$$W_1 = (D_{u2}^2 - d_g^2) S_u K_V , \quad (7.58)$$

где D_{u2} – диаметр шнека, м; d_g – диаметр вала шнека, м; K_V – коэффициент, учитывающий использование межвиткового пространства.

Тогда силу трения F_{mp1} можно определить по формуле

$$F_{mp1} = (D_{u2}^2 - d_g^2) S_u K_V \rho \frac{\alpha_{u2}}{360^\circ} g f . \quad (7.59)$$

Так как витки шнека ограничены днищем бункера, то корма перемещаются преимущественно в осевом направлении. Тогда можно принять, что $V_{cm2} = V_a \cdot \cos \beta'$ и затраты энергии на перемещение кормов по виткам шнека определим по формуле

$$N_{mp1} = \frac{\alpha_{u2}}{360^\circ} (D_{u2}^2 - d_g^2) 2 S_u K_V \rho g f \omega_u \cos \beta' . \quad (7.60)$$

Для части шнека, не ограниченной днищем бункера, затраты энергии на перемещение кормов по виткам, можно определить по формуле

$$N_{mp2} = F_{mp2} v_{cm3} , \quad (7.61)$$

где F_{mp2} – сила трения, возникающая при перемещении корма по виткам шнека не ограниченного днищем бункера, Н.

Силу трения, вызванную силой тяжести, можно определить по формуле

$$F_{mp2} = (W_{\delta} - W_{uu}) \rho g f, \quad (7.62)$$

где W_{δ} – объем бункера, м³; W_{uu} – объем шнека, м³.

Так как верхняя часть шнека не ограничена вспомогательными плоскостями, то скорость перемещения корма по виткам будет равна сумме осевой и окружной скоростей:

$$v_{смз} = \sqrt{v_a^2 + v_{ок}^2}. \quad (7.63)$$

Величину окружной скорости можно определить из выражения:

$$v_{ок} = v_a \operatorname{tg}(\beta' + \varphi_{mp}) = S_{uu} \omega_{uu} \operatorname{tg}(\beta' + \varphi_{mp}). \quad (7.64)$$

где β' – угол подъема винтовой линии шнека, град; φ_{mp} – угол трения, град.

Тогда

$$v_{смз} = \sqrt{(S_{uu} \omega_{uu})^2 \left[1 + \operatorname{tg}(\beta' + \varphi_{mp})^2 \right]}. \quad (7.65)$$

Подставив в уравнение (7.61) значения (7.62) и (7.65) получим:

$$N_{mp2} = (W_{\delta} - W_{uu}) \rho g f \sqrt{(S_{uu} \omega_{uu})^2 \left[1 + \operatorname{tg}(\beta' + \varphi_{mp})^2 \right]}. \quad (7.66)$$

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.

7.7 Устройство и процесс работы мобильного модульного смесителя-раздатчика кормов

Уменьшить энергозатраты и металлоемкость процесса раздачи и формирования кормосмеси можно мобильным **модульным** смесителем-раздатчиком (рис. 7.15). Машина содержит два бункера – для объемных стебельчатых кормов и многокомпонентной высокоэнергетической добавки. Смешивание этих кормов животным производится в непрерывном потоке – при движении кормораздатчика вдоль кормушек.

Машина состоит из колесной базы, на которой закреплен бункер для стебельчатых кормов, по днищу которого, движется выгрузной цепочно-планчатый транспортер, перемещающий стебельчатые корма к выгрузному окну. Дозирование стебельчатых кормов осуществляется установленными перед выгрузным окном отбойными битерами.

Транспортировка, смешивание и выдача животным многокомпонентной высокоэнергетической добавки осуществляются в модуле, расположенном с противоположной стороны бункера стебельчатых кормов. Дозирование потока кормов через данное окно осуществляется регулировочной заслонкой.



Рис. 7.15. 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

Модуль (рис. 7.16) для многокомпонентной высокоэнергетической добавки представляет собой бункер 1, внутри которого, в одной горизонтальной плоскости, расположены два шнека 2, 3.

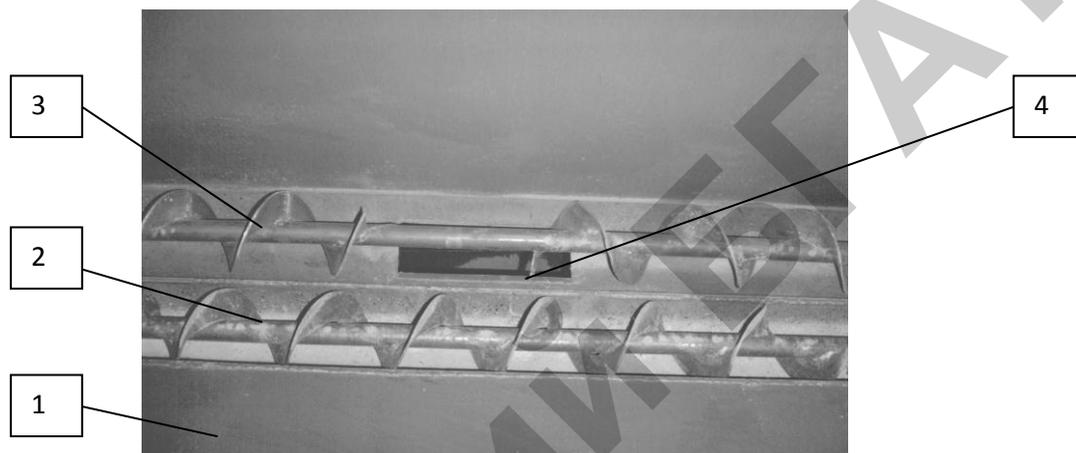


Рис. 7.16. Модуль для многокомпонентной добавки:

1 – бункер; 2, 3 – шнеки; 4 – выгрузной канал

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.

В соответствии со схемой мобильного модульного смесителя-раздатчика кормов составлена пооперационная технологическая схема рабочего процесса мобильного (рис. 7.17).

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.



Рис. 7.17. Пооперационная схема рабочего процесса мобильного модульного смесителя-раздатчика кормов

Кормосмесь формируется из пересекающихся в воздухе потоков силосованных стебельчатых и высокоэнергетических кормов [38, 39]. Реализованная в машине технология раздачи кормов животным снижает энергоёмкость процесса на 10,1 %.

7.7.1 Образование кормосмеси во взаимопересекающихся потоках кормовых компонентов

Процесс непрерывного формирования кормосмеси из пересекающихся в воздухе потоков силосованных стебельчатых и высокоэнергетических кормов, выгружаемых на транспортер кормораздатчика из соответствующих бункеров, показан на рис. 7.16.

Важным параметром, характеризующим качество кормосмеси, является определение дальности полета частиц многокомпонентной высокоэнергетической добавки $h_{доб}$. Данный параметр зависит от скорости движения частиц, определить которую можно разложив ее на два независимых – равномерное прямолинейное движение V_n и свободное падение с относительной скоростью V_{om} .

Тогда абсолютную скорость движения частиц стебельчатых кормов можно определить по формуле

$$v_c^2 = v_n^2 + v_{om}^2 \quad (7.67)$$

В формуле (7.67) $v_n = h_{гор} \varphi'$, где $\varphi' = d\varphi/dt$ – угловая скорость перемещения частицы многокомпонентной добавки в течение промежутка времени; c^{-1} ; $h_{гор}$ – расстояние перемещения частицы многокомпонентной добавки, м.

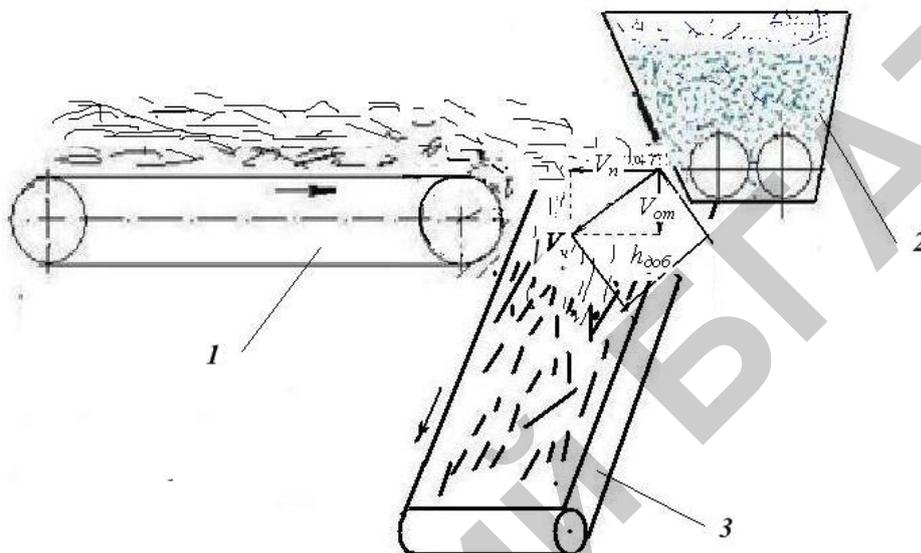


Рис. 7.16. Схема к расчету дальности полета

взаимопересекающихся во взвешенном состоянии потоков кормов:

1 – транспортер стебельчатых кормов; 2 – смеситель-дозатор многокомпонентной высокоэнергетической добавки; 3 – выгрузной транспортер кормосмеси

Относительную скорость перемещения частицы многокомпонентной высокоэнергетической добавки определим по формуле

$$v_{om} = dh_{вер} / dt, \quad (7.68)$$

где $h_{вер}$ – высота падения частицы многокомпонентной высокоэнергетической добавки, м.

Тогда абсолютную скорость перемещения частицы многокомпонентной высокоэнергетической добавки можно определить по формуле

$$v_c^2 = h_{гор}^2 \varphi'^2 + h'_{вер}^2 \quad (7.69)$$

Для решения уравнения (8.69) воспользуемся уравнениями Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_{доб}}{\partial h'_{вер}} \right) - \frac{\partial E_{доб}}{\partial h_{гор}} = Q_h ,$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_{доб}}{\partial \varphi} \right) - \frac{\partial E_{доб}}{\partial \varphi} = Q_\varphi , \quad (7.70)$$

где Q_h , Q_φ – обобщенные силы, действующие на частицу многокомпонентной высокоэнергетической добавки, Н; $E_{доб}$ – работа, затрачиваемая при перемещении частицы многокомпонентной высокоэнергетической добавки, кг м²/с².

Преобразив уравнения (7.70) определим работу, затрачиваемую при перемещении частицы корма на элементарном пути возможных перемещений, также можно определить по формулам

$$Q_h = m_u g - f N ,$$

$$Q_\varphi = (N - m_u g) h_{гор} . \quad (7.71)$$

где f – коэффициент трения многокомпонентной высокоэнергетической добавки по металлу; m_u – масса частицы многокомпонентной высокоэнергетической добавки, кг.

Так как в уравнениях (7.70) и (7.71) левые части равны, то приравняв их и после преобразования, получим линейное неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами.

$$h_{вер}'' + 2 f h_{вер}' \omega_{ш} - h_{гор} \omega_{ш}^2 = g(1 - f) . \quad (7.72)$$

Представив уравнение (7.72) как сумму частного и общего решения, определим дальность полета частицы многокомпонентной добавки в слой стебельчатых кормов по формуле

$$h_{\text{доб}} = \frac{g(1-f)}{\omega_u^2} \left(\left(1 - \frac{f + \sqrt{1+f^2}}{2\sqrt{1+f^2}} \right) e^{\omega_u t (f + \sqrt{f^2+1})} + \frac{(f + \sqrt{1+f^2})}{2\sqrt{1+f^2}} e^{\omega_u t (f - \sqrt{f^2+1})} - 1 \right). \quad (7.73)$$

На основании полученного уравнения установлено, что при времени полета частиц высокоэнергетических кормов, равном 2÷3 сек. и угловой скорости выгрузного шнека $\omega = 4,4 \text{ с}^{-1}$ дальность полета в слой стебельчатых кормов частицы многокомпонентной высокоэнергетической добавки равна 8 мм.

Процесс непрерывного формирования кормосмеси происходит на выгрузном транспортёре путем хаотичного поглощения частиц многокомпонентной высокоэнергетической добавки потоком силосованного стебельчатого корма. Частицы многокомпонентной высокоэнергетической добавки под действием силы тяжести $F_{\text{тяж.ч}}$ перемещаются в нижние слои силосованного стебельчатого корма высотой l_δ на глубину $l'_\text{ч}$:

$$F_{\text{тяж.ч}} = \frac{f_{\text{доб}} m_\text{к} g l'_\text{ч}}{l_\delta}, \quad (7.74)$$

где $m_\text{к}$ – масса частицы многокомпонентной высокоэнергетической добавки, кг; $l'_\text{ч}$ – глубина перемещения частицы многокомпонентной высокоэнергетической добавки, м; l_δ – высота слоя стебельчатых кормов на ленте транспортёра, м; $f_{\text{доб}}$ – коэффициент внутреннего трения частиц многокомпонентной высокоэнергетической добавки.

Перемещению частицы многокомпонентной высокоэнергетической добавки в слой стебельчатых кормов противодействует сила трения, величина которой зависит от вертикального давления частиц слоя стебельчатых кормов:

$$F_{\text{тр}} = P_\delta S, \quad (7.75)$$

где P_δ – вертикальное давление стебельчатых кормов на ленту транспортёра, Па; S – площадь стебельчатых кормов находящихся на ленте транспортёра, м^2 .

Величину вертикального давления можно определить по формуле:

$$P_{\delta} = \rho_{стеб} l_{\delta} g, \quad (7.76)$$

где $\rho_{стеб}$ – плотность стебельчатых кормов, кг/м³; l_{δ} – высота слоя стебельчатых кормов, м.

Тогда сила трения $F_{тр} = \rho_{стеб} l_{\delta} g S$. Так как $F_{тяж} - F_{тр} = 0$, то уравнения (7.74) и (7.73) позволяют определить глубину проникновения частицы многокомпонентной высокоэнергетической добавки в слой стебельчатых кормов:

$$l'_ч = \frac{f_{стеб} \rho_{стеб} l_{\delta}^2 k S}{f_{доб} m_k}. \quad (7.77)$$

Практическое занятие. Рассчитать глубину проникновения частиц многокомпонентной высокоэнергетической добавки в слой стебельчатых кормов.

Исходные данные: плотность кормосмеси силос, солома (для КРС) $\rho = 0,35$ т/м³; высота слоя стебельчатых кормов, $l_{\delta} = 0,15$ м; коэффициент подвижности материала, зависящий от его физических свойств, $k = (1 - \sin j_o) / (1 + \sin j_o) = 1 - 0,84 / 1 + 0,84 = 0,16 / 1,84 = 0,086$; угол естественного откоса корма в условиях покоя силос, солома, $j_o = 54-58$ (для КРС); площадь стебельчатых кормов на транспортере, м², $S = 0,15 \times 0,4 = 0,06$ м²; масса частицы многокомпонентной высокоэнергетической добавки, кг. для модуля помола 2,6 мм, $m_k = 0,0035 \times 0,8 = 0,0028$ кг.

Глубина частиц многокомпонентной высокоэнергетической добавки проникновения в слой стебельчатых кормов высотой 150 мм:

$$l'_ч = \frac{(1,42 \times 0,35 \times 0,15 \times 0,086 \times 0,06) 0,15}{0,8 \times 0,0028} = \frac{0,000058}{0,0022} = 0,026 \text{ м.}$$

Глубина частиц многокомпонентной высокоэнергетической добавки проникновения в слой стебельчатых кормов высотой 250 мм:

$$l'_ч = \frac{(1,42 \times 0,35 \times 0,25 \times 0,086 \times 0,1) 0,25}{0,8 \times 0,0028} = \frac{0,00027}{0,0022} = 0,122 \text{ м.}$$

Для частиц высокоэнергетических кормов с модулем помола 2,6 мм глубина их проникновения в слой стебельчатых кормов высотой 150 и 250 мм, со-

ответственно, равна 26 и 120 мм. Ограниченное перемещение в слой стебельчатых кормов частиц многокомпонентной высокоэнергетической добавки обеспечивает раздачу последних непосредственно на поверхность кормового стола животных. В данном случае при поедании кормосмеси нет потерь дорогих высокоэнергетических кормов.

7.8 Определение технологических параметров мобильных раздатчиков кормов

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.

$$G = q_n n_i n_{жс} \quad (7.78)$$

где q_n – количество корма, требуемого на одну голову, кг; n_i – число животных в одном ряду помещения, шт; $n_{жс}$ – число рядов животных, обслуживаемых при одноразовой загрузке бункера кормораздатчика, шт.

Поскольку на животноводческих фермах, особенно для дойного стада, раздачу кормов осуществляют два или три раза в день, то разовую массу кормов, которую необходимо раздать животным, можно вычислить по формуле:

$$G_p = \frac{\sum q_i n_j}{k}, \quad (7.79)$$

где k – кратность кормления животных на ферме.

Требуемое количество корма, размещаемое в бункере машины,

$$G_p = V_p \rho \psi, \quad (7.80)$$

где V_p – вместимость бункера, м³; ρ – плотность корма в бункере раздатчика, кг/м³; ψ – коэффициент заполнения бункера ($\psi = 0,8 \div 0,9$).

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

$$V_p = \frac{M_p}{\rho} = \frac{\sum q_i n_j}{k\rho}, \quad (7.81)$$

где ρ – плотность кормов, кг/м³.

Вместимость бункеров смесителей-раздатчиков кормов, обеспечивающих за одну раздачу кормами всех животных, представленная на рис. 7.17, показывает, что изготавливать бункера таких больших размеров нецелесообразно, поскольку машины будут в этом случае работать не более 1÷3 ч/сут., а затраты на их производство потребуются очень большие.

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.

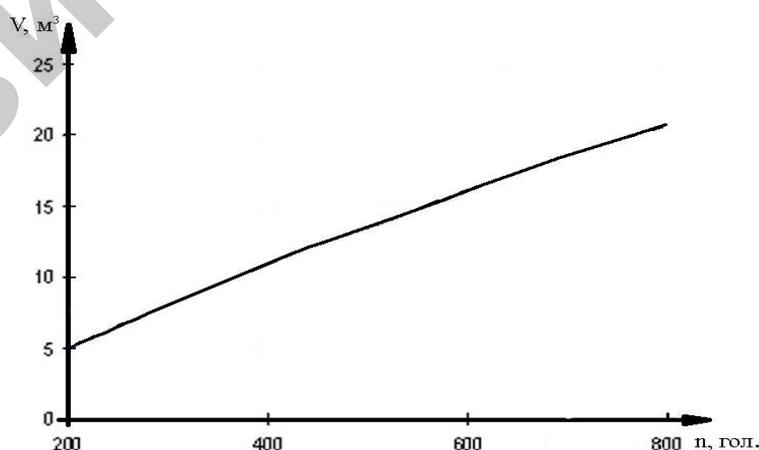


Рис. 7.17. Зависимость вместимости бункера смесителя-раздатчика от количества обслуживаемого поголовья

В этом случае вместимость бункера смесителя-раздатчика будет равна:

$$V_m = \frac{V_p}{n_y}, \quad (7.82)$$

где n_y – число циклов раздачи кормов животным, шт:

$$n_y = \frac{t_c}{\sum_{i=1}^n t_i},$$

где t_c – сменное время работы смесителя-раздатчика; $\sum_{i=1}^n t_i$ – время, необходимое для выполнения всех технологических операций за один цикл работы машины.

Приведенные рекомендации по выбору объема бункера смесителя-раздатчика применимы при эксплуатации однобункерных машин. При выдаче животным одной машиной двух различных по физико-механическим свойствам кормов, объем каждого бункера можно определить по формулам [40]:

– для стебельчатых кормов:

$$V_k = \frac{m_{об}}{K_{з}^{об} \rho_k k}, \quad (7.83)$$

– для многокомпонентной высокоэнергетической добавки:

$$V_d = \frac{m_d}{K_{з}^d \rho_d k}, \quad (7.84)$$

где $m_{об}$ – масса стебельчатых кормов, кг; m_d – масса многокомпонентной высокоэнергетической добавки, кг; $K_{з}^{об}$, $K_{з}^d$ – 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 [41]. Недостатком в данном случае является неполная загруженность смесителя-раздатчика при раздаче кормосмесей малой по чис-

ленности группе. Установив в раздатчике-смесителе надставные борта 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.

Для мобильного раздатчика количество корма, раздаваемое на 1 м фронта кормления на одну сторону, определяют так. Подающий конвейер (продольный транспортер) при определенной скорости перемещает к битерам за время t часть корма, приходящегося на 1 м кормушки, т. е.

$$q = q_0 v_n t \quad (7.85)$$

где q – количество корма, раздаваемого на 1 м длины кормушки, кг/м; q_0 – 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 прохождения агрегатом 1 м пути), с.

Тогда

$$t = l/v_a \quad (7.86)$$

где v_a – скорость кормораздаточного агрегата (скорость передвижения раздатчика вдоль кормушек), м/с.

Подставляя значение t в формулу (8.85), получим

$$q = q_0 v_n / v_a \quad (7.87)$$

Отсюда

$$v_n = q v_a / q_0 \quad (7.88)$$

Количество корма, раздаваемое на единицу длины кормушки, также может быть определено из выражения

$$q = B H_0 v_n \rho k_0 / (v_a K_\sigma), \quad (7.89)$$

где H_0 – высота кормового продукта в бункере, м; k_0 – коэффициент отставания корма в бункере от продольного транспортера ($k_0 = 0,94 \div 0,96$); K_δ – коэффициент снижения скорости трактора за счет пробуксовки колес ($K_\delta = 0,95 \div 1,0$).

Если кормораздатчик раздает одновременно корм на правую и левую стороны, то скорость подающего конвейера должна быть увеличена в 2 раза.

При непрерывной раздаче по фронту кормления (на одну сторону) заданного количества корма, производительность выгрузного транспортера должна быть равна производительности подающего конвейера и согласована с поступательной скоростью кормораздающего агрегата. Это условие для *ленточного* выгрузного транспортера можно записать так:

$$B h v_l \rho_l K_n = B H_0 v_n \rho k_0 = q v_a K_\delta, \quad (7.90)$$

где B – внутренняя ширина желоба выгрузного транспортера, м; h – высота слоя транспортируемой массы, м; v_l – скорость ленты транспортера, м/с; ρ_l и ρ – плотности массы корма на выгрузном транспортере и в бункере раздатчика, кг/м³; K_n – коэффициент, учитывающий снижение производительности за счет движения корма на ленте с некоторым проскальзыванием ($K_n = 0,94 \div 0,98$).

Количество корма, раздаваемое на 1 м длины кормушки основным рабочим органом – *скребковым* транспортером, можно представить следующей формулой

$$q = b h v_c \rho \varphi_c k_a / (V_a n_k), \quad (7.91)$$

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; n_k – число рядов кормушек, в которые индивидуально подается корм.

Производительность раздатчиков кормов с винтовыми дозирующе-выгрузными органами целесообразно рассчитывать по уточненной формуле профессора В.В.Красникова:

$$Q_g = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) S n_{ш} \rho K_n, \quad (7.92)$$

где K_n — дифференциальный коэффициент производительности; D и d — диаметры шнека и вала, м; S — шаг шнека, м; $n_{ш}$ — частота вращения шнека, c^{-1} ; ρ — коэффициент заполнения шнека.

Тогда

$$K_n = K_3 K_\beta K_v K_y \quad (7.93)$$

где K_3 — коэффициент, учитывающий влияние конструкции загрузочного устройства на производительность ($K_3 = 0,5 \div 1,0$); K_β — коэффициент, учитывающий влияние угла наклона шнека на производительность ($K_\beta = 0,3 \div 1,0$); K_v — коэффициент, учитывающий отставание средней осевой скорости продукта от окружной скорости шнека ($K_v = 0,9 \div 0,6$, большие значения выбирают для быстрходных шнеков); K_y — коэффициент использования межвиткового объема ($K_y = 0,2 \div 0,9$).

МЕХАНИЗАЦИЯ УДАЛЕНИЯ, ПЕРЕРАБОТКИ И ХРАНЕНИЯ НАВОЗА**8.1 Физико-механические свойства и способы уборки 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. Примерные нормы суточного расхода подстилки на одно животное приведены в табл. 8.1.

При расчетах машин для уборки навоза необходимо знать значения вязкости и предельного напряжения сдвига. Вязкость жидкого навоза, как и предельное напряжение сдвига, возрастает с уменьшением его влажности. Так, при снижении влажности навоза крупного рогатого скота с 94 до 82 % вязкость возрастает с 0,13 до 2,6 Па, а предельное напряжение сдвига с 1,5 до 100 Па.

Таблица 8.1

Нормы суточного расхода подстилки на одно животное

Способ содержания	Подстилка, кг	
	сухая солома	торф
Привязное:		
коровы молочные	2,2÷3	2÷3
молодняк старшего возраста	1,5÷2	1,2÷2
телята одного года	1,2÷1,8	1÷1,5
Привязное и свободновыгульное:		
коровы	4÷4	3÷5
молодняк	3÷5	2÷4

Для расчета машинного оборудования необходима характеристика физико-механических свойств навоза (табл. 8.2).

Таблица 8.2

Физико-механические свойства навоза

Показатели	Значения
Плотность соломистого навоза, кг/м ³ : при влажности от 75 до 85 % от 0 до 20 %	530÷890 1010÷4700
Плотность жидкого навоза, кг/м ³	1010÷1020
Коэффициент трения скольжения бесподстилочного навоза при критической влажности: 64,4 %, по стали 67,6 %, по бетону 0,4 % по доске из сосны	0,9 1,04 1,02;
Коэффициент трения скольжения при движении навоза с соломенной подстилкой при критической влажности: 71,4 %, по стали 73,4 %, по бетону 72,8 % по доске из сосны	0,67 0,68 0,77.

Основное влияние на свойства навоза оказывает влажность, значение которой обусловлено принятой системой его удаления. Так, влажность навоза крупного рогатого скота при механическом удалении и подстилочном содержании составляет 75÷90 %, при бесподстилочном - 88÷95 %, при самотечной системе - 94÷96 % и при смывной - 96÷98 %.

Уборку стойл и замену подстилки проводят утром и вечером (перед дойкой). В течение суток выход навоза неравномерен. Больше 30 % суточного вы-

хода у коров наблюдается в часы кормления. В стойловый период выделение экскрементов у них происходит до 10÷15 раз в сутки.

При стойлово-пастбищном содержании животных выход экскрементов в пастбищный период следует принимать в количестве 50 %, а при выгульном содержании - 85 % от расчетного значения. При ориентировочных расчетах массу экскрементов можно считать равной у молочных коров в среднем 8 % от массы животного.

Суточный выход навоза можно определить по формуле

$$Q_{\text{сут}} = \sum_{i=1}^n g_i \cdot m_i, \quad (8.1)$$

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.

8.2 Механические средства удаления навоза

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. 8.1). 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 каналы сбрасывается операторами вручную специальными скребками.

Горизонтальный транспортер состоит из:

- приводной станции 4, включающей электродвигатель, двухступенчатый редуктор, клиноременную передачу и ведущую звездочку,
- замкнутой круглозвеньеовой цепи 7 якорного типа, с закрепленными на ней с шагом 1,12 м скребками 9;
- самонатяжное устройство цепи 6, которое обеспечивает автоматическое натяжение цепи и своевременно компенсирует ее вытяжку и износ;
- два поворотных устройства 8.

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.

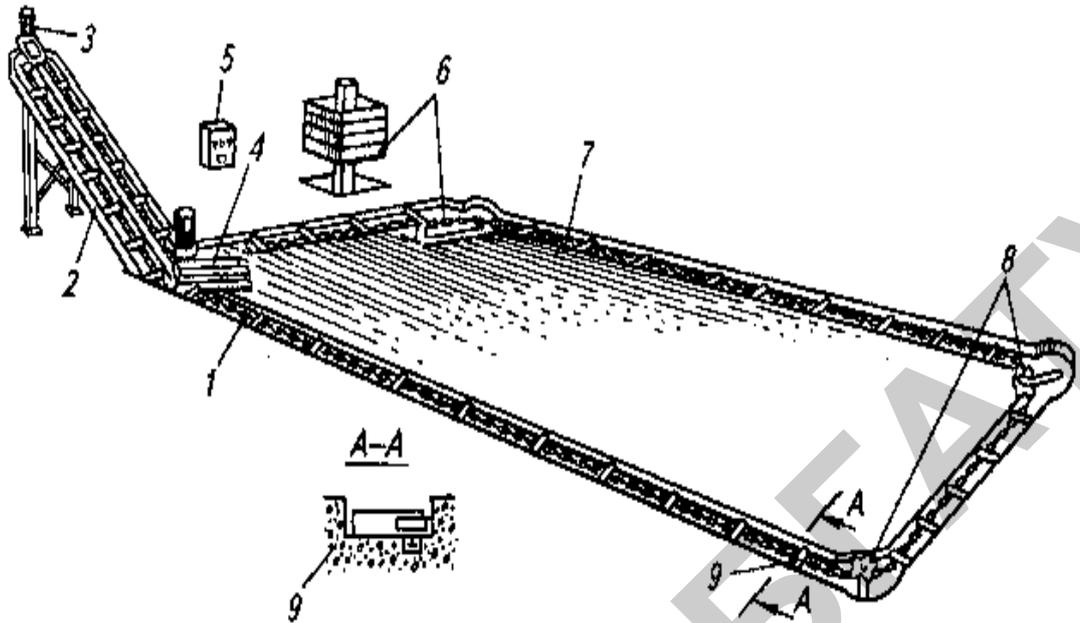


Рис. 8.1. Схема скребкового навозоуборочного транспортера:
 1 – горизонтальный транспортер; 2 – наклонный транспортер;
 3 – привод наклонного транспортера; 4 – привод горизонтального транспортера;
 5 – шкаф управления; 6 – натяжное устройство; 7 – цепь; 8 – поворотные устройства; 9 – скребок

При удалении навоза, первым включают наклонный транспортер и после – горизонтальный транспортер. Скребки горизонтального транспортера захватывают навоз и продвигают по дну навозного канала до места сброса навоза на наклонный транспортер.

Посредством цепи со скребками наклонного транспортера навоз перемещается вверх по его желобу и сбрасывается в транспортное средство. Скорость движения цепи наклонного транспортера значительно выше, чем горизонтального, что необходимо для обеспечения выгрузки жидкого навоза.

Подача или производительность горизонтального транспортера:

$$W_{mp} = b_c \cdot h_c \cdot V_{mp} \cdot \rho_{экс} \cdot \phi_n, \quad (8.2)$$

где φ_n – коэффициент заполнения межскребкового пространства, $\varphi_n = 0,75 \div 0,9$;
 b_c, h_c – соответственно длина и высота скребка, м; V_{mp} – средняя скорость
скребка, $V_{mp} = 0,72$ м/с; $\rho_{экс}$ – плотность навоза, кг/м³.

Продолжительность работы транспортера за сутки:

$$\tau_p = \frac{Q_{сут}}{W_{mp}}, \quad (8.3)$$

где $Q_{сут}$ – суточный выход навоза из определенного животноводческого помеще-
ния, кг.

Число включений транспортера за сутки:

$$K_{вкл} = \frac{Q_{сут}}{b_k h_k l \rho_{экс} \varphi_n}, \quad (8.4)$$

где b_k, h_k – соответственно ширина и высота навозного канала, м; l – длина
навозного канала, м.

2. *Скреперные установки с возвратно-поступательным движением рабо-
чих органов, именуемые дельтаскреперами, обеспечивают механическую
транспортировку навоза из животноводческих помещений и его подачу с по-
мощью специальных поперечных навозоуборочных конвейеров в навозосбор-
ники 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:

1) с вертикально расположенной осью, когда скребки разворачиваются в
горизонтальной плоскости параллельно дну желоба;

2) с горизонтально расположенной осью, когда скребки разворачиваются
в продольно-вертикальной плоскости.

Наиболее распространены транспортеры первой группы.

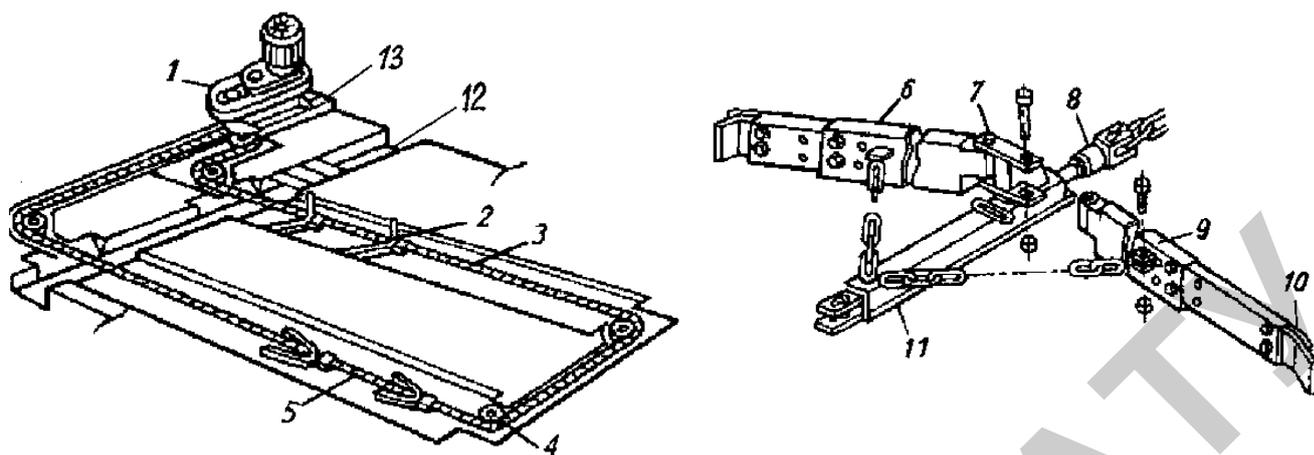
Скреперная установка с вертикально расположенной осью (рис. 8.2) предназначена для удаления бесподстилочного навоза из открытых продольных проходов в коровниках длиной до 80 м при боксовом и комбибоксовом содержании животных. Установка может работать в двух режимах – ручном и автоматическом.

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. 8.2, а). На цепи закреплены четыре дельтаскрепера 2. По углам цепного контура имеются поворотные устройства 4.

Имеется механизм реверсирования, предназначенный для автоматического реверсирования электродвигателя привода с целью обеспечения возвратно-поступательного движения цепного контура. Механизм реверсирования приводится в действие закрепленным на цепи упором.

Скрепер предназначен для перемещения навоза по каналу. Он состоит (рис. 8.2, б) 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.

Установка работает в автоматическом режиме при возвратно-поступательном движении дельтаскреперов. При включении в работу скрепер движется со скоростью 0,063 м/с, поэтому не беспокоит животных, то есть уборка навоза возможна в их присутствии. Если по одному проходу первая пара скреперов двигается в сторону поперечного канала 12, то скребки их за счет сил трения о пол раскладываются и перемещают навоз.



а – общий вид

б – скрепер

Рис. 8.2. Скреперная установка:

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

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.

Установка обслуживает коров, размещенных в двух групповых станках.

При двух- и четырехрядном расположении стойл коровников применяют *навозоуборочную установку* (рис. 8.4), в состав которой входят два горизонтальных штанговых транспортера возвратно-поступательного движения.

Такие транспортеры имеют преимущества перед скребковыми транспортерами кругового движения. Благодаря возвратно-поступательному движению штанги навоз подается к месту выгрузки наикратчайшим путем. При отсутствии на пути движения навоза направляющих блоков и звездочек повышается эксплуатационная надежность. Посредством направляющих и жесткой штанги предотвращается подъем скребков и обеспечивается устойчивая работа конвейера.

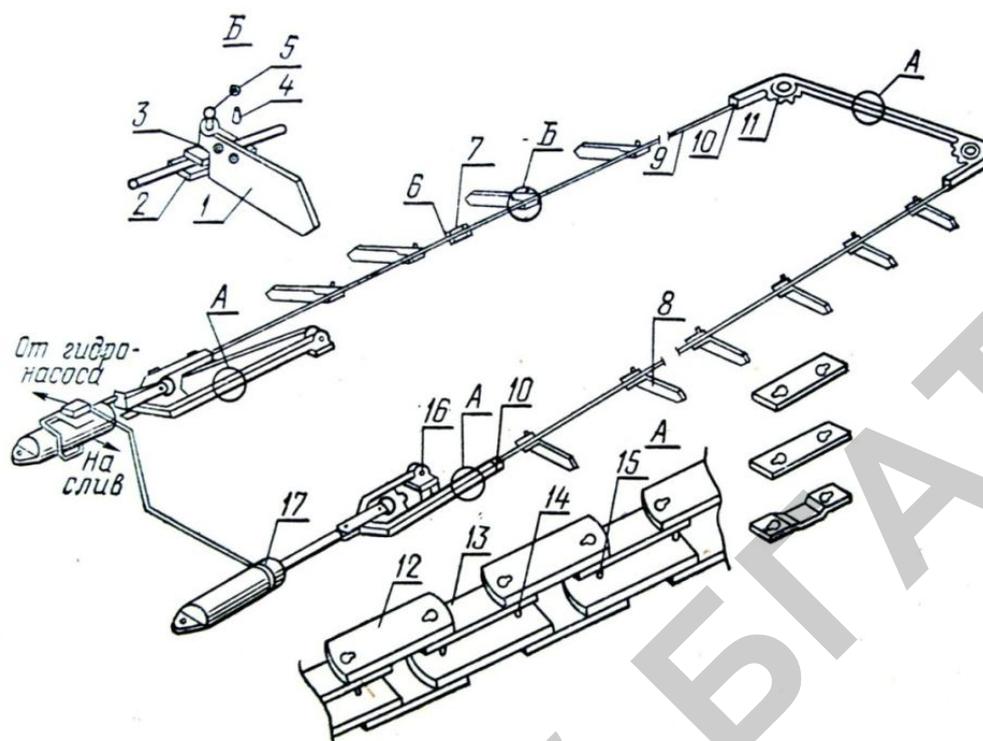


Рис. 8.4. Транспортер возвратно-поступательного движения:

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

Расчет штанговых скребковых транспортеров сводится к определению хода штанги, шага скребков и их размеров. Значения подачи и потребной мощности рассчитываются по аналогии с цепочно-скребковыми транспортерами.

Ход S штанги должен обеспечивать свободный разворот скребка в рабочее положение после того, как он пройдет мимо порции навоза, оставленной предыдущим скребком. Следовательно, должно выполняться условие

$$S \geq \Delta l, \quad (8.5)$$

где Δl – длина пути штанги, на котором скребок переходит из холостого положения в рабочее, м.

Известны следующие типы приводов транспортеров: цепочно-кулисный, цепочно-кривошипно-шатунный, гидравлический и с реверсированием электродвигателя. По результатам исследований наиболее надежным является цепной привод. Для его работы необходимо следующее условие:

$$S = A + 2r_H \geq t_c + B \quad (8.6)$$

где A – расстояние между центром ведущей и направляющей звездочек, м; r – радиус начальной окружности звездочек, м; t_c – расстояние между скребками (шаг), м; B – длина скребка, м.

Для кривошипно-шатунного привода это условие запишем так:

$$S = 2r_k \quad (8.7)$$

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 подачу транспортера (рис. 8.5).

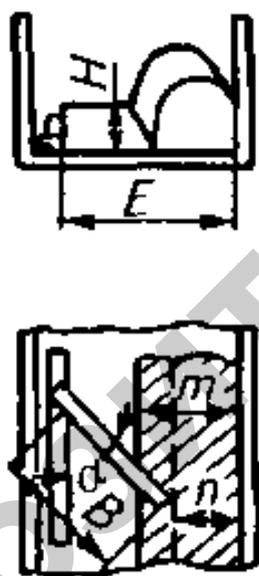


Рис. 8.5. Схема к расчету влияния угла прилегания скребка к штанге на процесс формирования тела волочения

Для этого 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:

$$m_{cp} = E - B \sin \alpha, \quad (8.8)$$

где α – угол наклона скребка к штанге при холостом положении, град; B – длина скребка, м.

Из выражения (8.8) видно, что увеличить m_{cp} , а в конечном итоге и несущую способность скребка можно за счет уменьшения угла α , оптимальное значение которого лежит в пределах $17\div 20^\circ$.

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. Для выбора шага скребков обратимся к рис. 8.6, который позволяет установить зависимость этой величины от длины l_1 нижнего основания тела волочения перед скребком. В результате получим:

$$l_2 = l_1 + h / \operatorname{tg} \varphi, \quad (8.9)$$

где l_1 – длина верхнего основания тела волочения, м; h – высота слоя тела волочения, м; φ_0 – угол естественного откоса грузов движений, град.

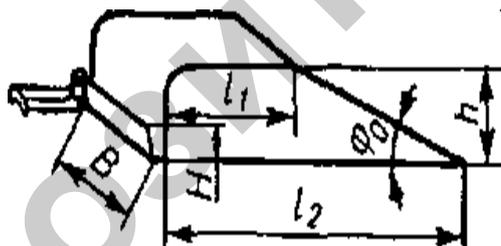
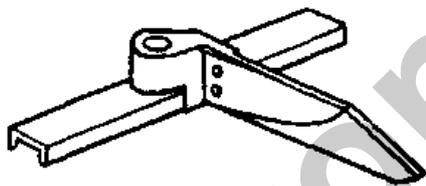


Рис. 8.6. Расчетная схема тела волочения связного груза (перед скребком)

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. Наибольшей транспортирующей способностью обладают скребки с отношением высоты к его длине H/B , т. е. $H/B = 0,2\div 0,25$, где H – высота скребка, м. Широкая, но мелкая навозная канава предпочтительнее, так как в этом случае сопротивление движению навоза будет меньше.

При увеличении отношения Н/В 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 $0,2 \div 0,4$ м/с.

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 выгаливания навоза в хранилище, расположенное вблизи фермы.

При уборке навоза бульдозером из помещений для боксового или комби-боксового 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 $150 \div 200$ 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

$$t_{\delta} = 1000 l_{\delta} / q_{\delta} \cdot v_{\delta}, \quad (8.9)$$

где t_{δ} – время, затрачиваемое на удаление бульдозером из коровника 1000 кг навоза, с; l_{δ} – средняя длина пути перемещения навоза, м; q_{δ} – количество навоза, убираемое за один рабочий ход бульдозера, кг; v_{δ} – средняя рабочая скорость трактора с бульдозером, м/с.

Следует заметить, что отношение $1000/q_{\delta}$ 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

$$P = 9,81 k_{\delta} f_{cm} M, \quad (8.10)$$

где k_{δ} – коэффициент, учитывающий угол постановки скребка (табл. 8.3); f_{cm} – коэффициент трения покоя; M – масса тела волочения, кг.

Таблица 8.3

Значения коэффициента К

Навоз	Угол постановки рабочего органа, град			
	0	15	30	45
Соломистый	1	0,85	0,75	0,65
Торфяной	1	0,95	0,85	0,70
Экскременты	1	0,95	0,90	0,80

Работа бульдозера во многом схожа с работой погрузчика напорного действия. Значения номинальной грузоподъемности последнего с ковшом для сыпучих материалов в зависимости от тягового класса трактора приведены ниже:

Производительность бульдозерной навески можно рассчитать по формуле

$$Q = P n, \quad (8.11)$$

где P – грузоподъемность бульдозера, кН; n – число рабочих циклов погрузчика за 1 ч.

Ее можно также представить в виде:

$$Q = \frac{V \rho \psi_{зал} 360}{t_{ц}} \quad (8.12)$$

где V – вместимость ковша, м³; ρ – насыпная плотность навоза, т/м³; $\psi_{зал}$ – коэффициент заполнения ковша (обычно $\psi_{зал} = 0,5 \div 0,9$); $t_{ц}$ – время цикла, включая время, затрачиваемое на зачерпывание груза, разворот трактора, переключение передач и выгрузку груза из ковша (как правило, определяется экспериментально), 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.

8.3 Гидравлические системы удаления навоза

На животноводческих фермах, для уборки навоза в помещениях, применяются гидравлические системы удаления навоза.

Известны следующие гидравлические системы удаления навоза:

Самотечная система непрерывного действия 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 (рис 8.7). Движение навоза

по каналам происходит под действием гравитационных сил (навоз сам течет по каналу под действием уклона).

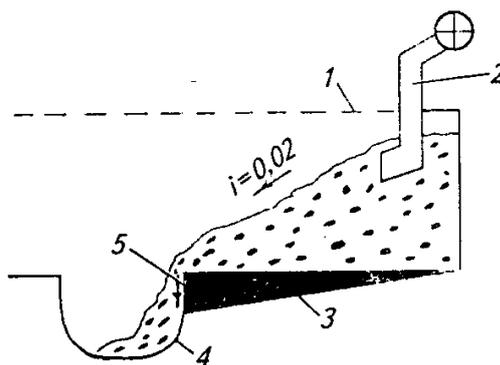


Рис. 8.7. – Схема самотечной системы непрерывного действия:
1 – решетчатый пол; 2 – система смыва; 3 и 4 – продольный и поперечный каналы; 5 – порожек; 6 – шибер

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.

Самотечная система удаления навоза непрерывного действия (рис. 8.8) состоит из продольных навозоприемных каналов 3, перекрытых решетчатым полом 7, внутрифермской насосной станции (на рисунке не показана), смывного водопровода оборотной 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.

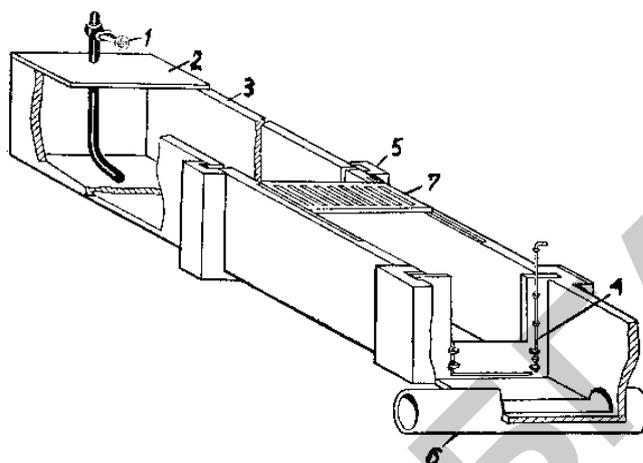


Рис. 8.8. Устройство продольного навозоприемного канала самотечной системы удаления навоза непрерывного действия:

1 – смывной водопровод; 2 – плита; 3 – навозоприемный канал; 4 – порожек; 5 – муфта; 6 – магистральный коллектор; 7 – решетка

При лотковой самотечной системы удаления навоза на каждый ряд станков или стойл предусматривается продольный канал с полукруглым дном $R = 15$ см и шириной по верху $60 \div 70$ см (для свиней) и $70 \div 80$ см (для КРС).

Длина навозного канала:

$$L_{\kappa} = n_i \cdot m \cdot b + \Delta L,$$

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:

$$h_{\min} = (h - z) + h_1 + h_2 + h_3,$$

где h – высота порожка, $h = 0,10 \div 0,12$ м; z – разность отметок начала и конца канала, $z = (0,005 \div 0,006) L_{\kappa}$, 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 порошком (при влажности навоза 86÷92 %, значение $h_2 = 0,05÷0,1$ 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:

$$Q = 3600 \cdot F \cdot V_{cp},$$

где F – площадь поперечного сечения слоя массы над порошком, m^2 ; V_{cp} – средняя скорость навозной массы в канале, $V_{cp} = (8,3÷30) \cdot 10^{-3}$ м/с.

Площадь поперечного сечения канала определяют:

$$F = b \cdot h_2,$$

где $b = 0,8÷1,2$ м - ширина канала самотечной системы.

Потребный объемный расход каналов:

$$Q_n = q n_i / (\rho \tau),$$

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; τ – продолжительность работы линий гидроудаления навоза.

Самосплавная система периодического действия (рис. 8.9) устроена аналогично системе непрерывного действия, но имеются отличия, в том числе:

– навозоприемный канал 3 выполнен с уклоном дна $0,005^\circ ÷ 0,007^\circ$. 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.

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.

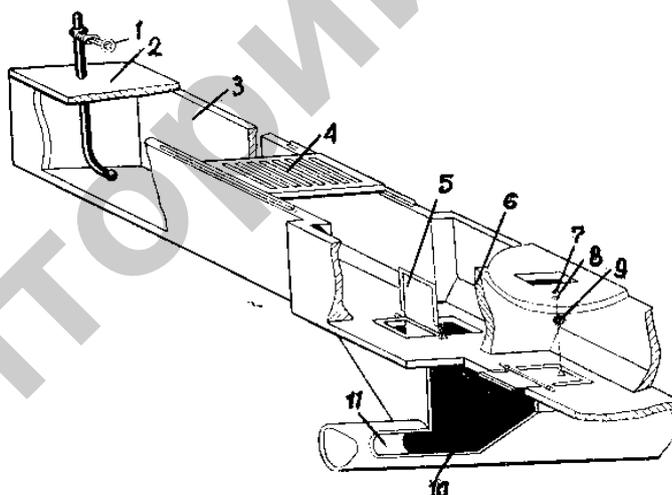


Рис. 8.9. Устройство навозоприемного канала самотечной системы удаления навоза периодического действия:

- 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

Для периодической очистки навозоприемных каналов от остатков навоза и осадка к началу их, как и при самотечной системе непрерывного действия, подводят в смывной водопровод обратную 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 котором он начинает течь. Минимальную (начальную) глубину потока навоза, при которой возможно движение вязкопластической массы по каналу единичной ширины, можно определить по формуле

$$h_0 = \sqrt{2\tau_0 L_K / (\rho g)}, \quad (8.13)$$

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. 8.10):

$$\begin{aligned} H_{Н.К.} &= \Delta h + h_0 + h_{сл} + h_{рез} \\ H_{К.К.} &= h_{пор} + h_{сл} + h_{рез} + h_0 \end{aligned} \quad (8.14)$$

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 $\Delta h = 0,05 \div 0,1$ м; z – разность отметок начала и конца канала, м; $h_{сл}$ – толщина жидкого слоя над порожком, $h_{сл} = 0,05 \div 0,1$ м; $h_{рез}$ – резервная глубина канала, м, т. е. минимально допустимое расстояние от наивысшего уровня массы в начале канала до решетчатого пола ($h_{рез} = 0,3 \div 0,35$ м).

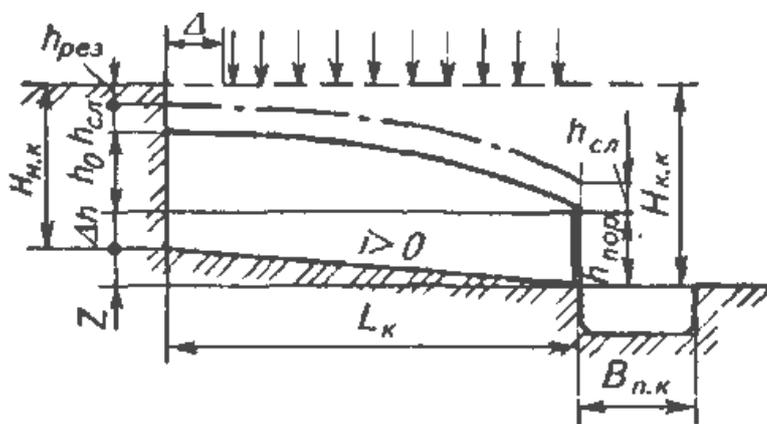


Рис. 8.10. Расчетная схема навозоуборочного канала

Система прямого гидросмыва навоза включает в себя продольные каналы с уклоном $0,007^\circ \div 0,01^\circ$, и поперечные – с уклоном $0,02^\circ \div 0,03^\circ$. 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 $0,2 \div 0,3$ МПа. На один объем экскрементов расходуется $6 \div 10$ объемов воды. Движение навоза по каналу происходит под действием внешних (принудительных) сил (смыв навоза в канале потоком воды) (Рис. 8.11).

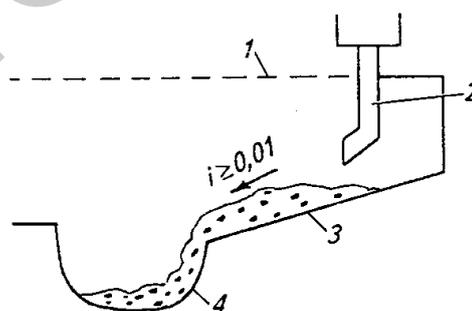


Рис. 8.11. – Схема смывная системы непрерывного действия:

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.

8.4 Технологические схемы транспортировки и хранения навоза, способы переработки

Для доставки навоза из животноводческих помещений в навозохранилища применяют:

– 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;

– ковшовые транспортеры. Для этого сооружают специальные утепленные навозосборники вместимостью до суточного выхода навозной массы, которая перегружается в транспортные средства планчатым 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. Транспортер приводится в работу от электродвигателя через редуктор и цепную передачу. Наибольший угол наклона транспортера 63° , подача до $30 \text{ м}^3/\text{ч}$;

– 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;

– скреперные. Скреперную установку можно использовать для транспортировки навоза, поступающего с навозоуборочных транспортеров, если навозохранилище расположено на расстоянии не более 50 м от коровника;

– 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.

– 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 м от фермы. Они бы-

вают котлованные и наземные. В районах с холодной продолжительной зимой навозохранилища делают закрытыми.

Для выбора навозохранилища необходимо иметь годовой выход экскрементов по животноводческому объекту Q . Необходимый объем навозохранилища:

$$V_{н-х} = \frac{Q_{год}}{H_{б} \cdot \rho_{экс}},$$

где $H_{б}$ – высота бурта навоза; $H_{б} = 1,5 \div 2,5$ 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 сут для выявления инфекции. Карантинные емкости должны быть приспособлены для дезинфекционной, химической или термиче-

ской обработки навоза. Число карантинных навозосборников должно быть не меньше двух. Вместимость каждого навозосборника равна десятидневному поступлению навоза при двух, пяти дневному 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:

– *химическим способом*. К химическим веществам, которыми можно обеззараживать навоз, относятся формальдегид, аммиак, хлор, гипохлорид натрия;

– *биологическим способом*. Из биологических методов обеззараживания жидкого навоза эффективны интенсивное окисление и термофильное сбраживание в метантенках;

– *термическим способом*. 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 мес 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 6 сут. 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 с *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 мес. используют в качестве удобрения.

Для хранения жидкой фракции можно использовать хранилища, которые нет необходимости оборудовать перемешивающими устройствами.

8.5 Способы разделения навоза на фракции и расчет линии уборки, 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 осаднения 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 x 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:

$$G_{сут} = n_i (q_n + q_m + q_v + q_n),$$

где 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_n – среднесуточная норма подстилки на одного животного, кг; n_i – количество животных на ферме.

Годовой выход навоза (т):

$$G_{год} = 1/1000 (G_{сут} \cdot \tau_{см}),$$

где $\tau_{см}$ – продолжительность стойлового периода.

Зная суточный выход навоза на ферме от всего поголовья и продолжительность его хранения, определяют площадь навозохранилища (м²):

$$F_x = (G_{сут} D_{xp} / \rho) / h,$$

где F_x – площадь навозохранилища, м²; h – высота укладки навоза, $h = 1,5 \div 2,5$ м; $G_{сут}$ – суточный выход навоза на ферме от всего поголовья, кг; D_{xp} – продолжительность хранения навоза в навозохранилище, сут; ρ – плотность навоза, т/м³.

МЕХАНИЗАЦИЯ ДОЕНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ЖИВОТНЫХ

9.1. Физиологические основы машинного доения коров и устройство доильной установки

Процесс доения – это извлечение молока из сосков различными способами: теленком, способом ручного выжимания или машинного доения.

Различают ручное и машинное доение коров.

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÷3,5 %. При ручном доении не требуется 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 условиях машинного доения необходимо устранять причины, тормозящие рефлекс молокоотдачи, так как реагирование на стимулы доения может быть прервано нервным состоянием животного, вызываемым нарушением распорядка на скотном дворе или внезапным внешним раздражением.

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.

Для сведения к минимуму вредного влияния на молочную железу доильных аппаратов их постоянно совершенствуют. Следует также учитывать индивидуальные особенности коров и их повадки. Подбор в группы коров, аналогичных по многим признакам и, в частности, по типу нервной дея-

тельности, является обязательным мероприятием и обеспечивает более рациональное и высокопроизводительное использование доильных площадок.

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.

Существуют различные типы доильных установок, однако в состав доильной машины (рис. 9.1) обязательно входит:

- вакуумная установка, включающая вакуумный насос 1 с электродвигателем, глушителем и предохранителем 2;
- вакуум-баллон 8;
- вакуум-провод с вакуумметром 3 и вакуум-регулятором 7;
- доильные аппараты 5, подключаемые к вакуумной линии через вакуумные краны 4.

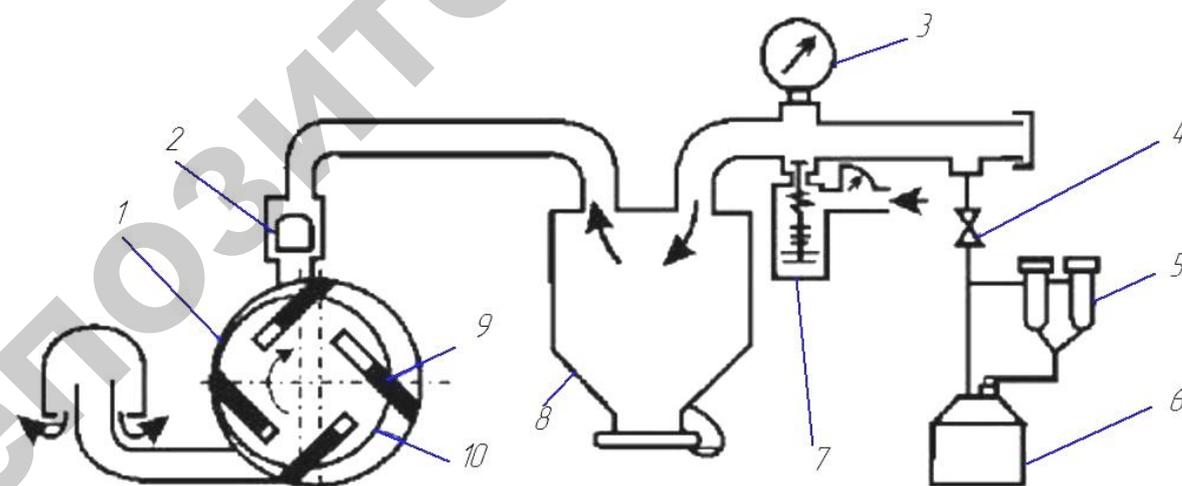


Рис. 9.1. Схема доильной машины

Технологический процесс работы доильной машины происходит следующим образом. Создаваемое вакуум-насосом разрежение распространяется через вакуум-баллон по вакуум-проводу в доильные аппараты, обеспечивающие процесс доения и сбора молока в доильном ведре 6. При работе доильных установок с молокопроводом молоко из доильного аппарата отсасывается в молокопровод, по которому воздушным потоком транспортируется в молокоприемник /42/.

Основными контролируемыми параметрами при работе доильных установок является:

1. Производительность вакуумных агрегатов или станций. Для отдельных вакуумных агрегатов производительность должна быть не менее $30\div 45$ м³/ч.

2. Уровень и стабильность рабочего вакуума. Уровень вакуума должен соответствовать номинальному рабочему вакууму используемых доильных аппаратов – 45, 46, 48, 50 КПа.

3. Соотношение вакуума в молокопроводе и вакуумпроводе для доильных установок с молокопроводом. Оптимальным считается превышение вакуума в молокопроводе на $1\div 2$ КПа над соответствующими значениями в вакуумпроводе. Допустимо равенство. При повышенном относительном вакууме в вакуумпроводе спадают стаканы, быстро изнашивается сосковая резина, доение становится опасным для здоровья животных. Продолжительность дойки одной коровы должна быть не более 7 мин.

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 доильных стаканов, коллектора, пульсатора, шлангов и патрубков их объединяющих и действует за счет разрежения, создаваемого вакуумным насосом в вакуум-проводе (магистральном трубопроводе) (рис. 9.2) /43/.

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.

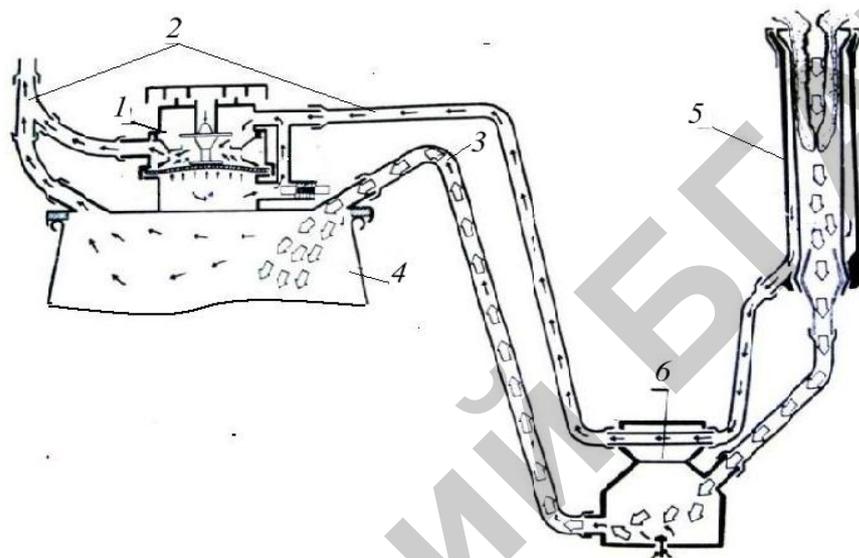


Рис. 9.2. Схема доильного аппарата:

1 – пульсатор; 2 – вакуумпровод; 3 – молочный шланг; 4 – доильное ведро или молокопровод; 5 – доильный стакан; 6 – коллектор

Трехтактный доильный аппарат осуществляет доение в три такта: сосание, сжатие и отдых. Во время такта сосания в подсосковой и в межстенной камерах - вакуум, а в межстенной атмосферное давление, происходит массаж соска. Во время такта отдыха как в подсосковой, так и в межстенной камерах - атмосферное давление. Все три такта вместе составляют пульсацию.

Трехтактные доильные аппараты оказывают щадящее действие на сосок вымени. В момент такта отдыха возникает одинаковое положительное давление, в результате чего в этот период ткани соска отдыхают, при этом восстанавливается кровообращение, нарушенное двумя предыдущими тактами. Самый длительный такт сосания – 64 %, такт сжатия – 14 %, такт отдыха – 22 %.

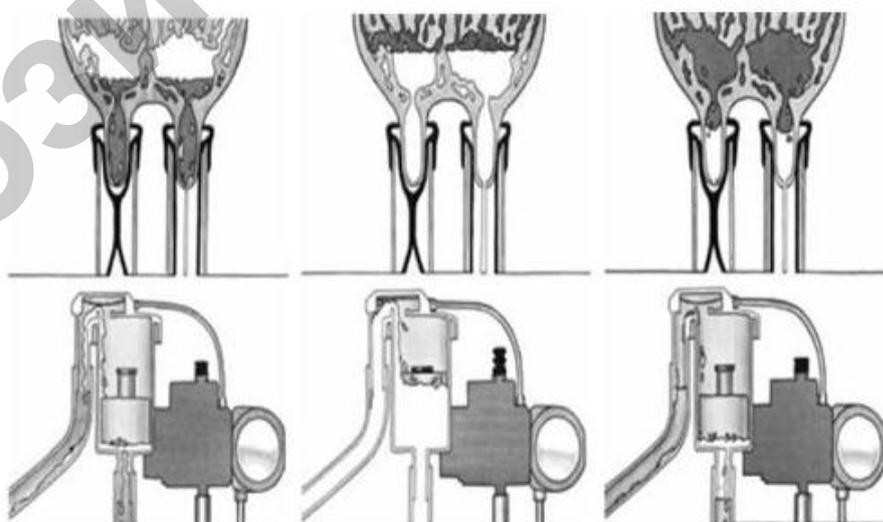
Двухтактный доильный аппарат осуществляет доение в два такта: сосание (67 %) и сжатие (33 %). В двухтактных аппаратах внутри доильных стаканов

(под сосками коров) при доении всегда сохраняется вакуум. К концу доения происходит наполнение доильных стаканов вверх к основанию соска. Отсасывание молока аппаратом замедляется или совсем прекращается. Для устранения этого необходимо доильные стаканы оттягивать за коллектор вниз.

Достоинством двухтактных доильных аппаратов является то, что они быстрее выдаивают коров. Однако постоянно действующее отрицательное давление под сосками оказывает неблагоприятное влияние на ткани вымени, особенно при их поддержке. В связи с этим при использовании двухтактных доильных аппаратов вероятность заболевания вымени маститом повышается.

Разработанный фирмой «Alfa-Laval» доильный аппарат «Дуовак 300» позволяет стимулировать вымя коровы с целью ослабления сдерживающих рефлексов животного (рис. 9.3, а). 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. 9.3, б), аппарат автоматически переходит к фазе доения. При этом осуществляется быстрое выдаивание молока при нормальном вакууме 380 мм рт. ст. и частоте пульсаций, равной 60 пульсаций в минуту. Доение продолжается лишь пока струя молока соответствует заданному уровню.



а – стимуляция; б – доение; в – додаивание

Рис. 9.3. Схема работы доильного аппарата «Дуовак 300»

При уменьшении потока молока ниже заданного уровня (рис. 9.3, 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.

Доильный аппарат «UNICO 1» фирмы «S.A.C.» применяется на фермах с привязным содержанием скота и доением в молокопровод. Стимулирует корову при молокоотдаче менее 400÷500 мл/мин. Автоъемник включается в работу если поток молока снижается до 230 мл/мин и после 15 сек задержки. Снятие аппарата происходит при открытом положении сосковой резины. Работает от аккумуляторной батареи.

Вакуумный насос предназначен для создания разряжения в вакуумных системах и обеспечивает быстрое восстановление заданной величины вакуума при попадании воздуха в систему.

Вакуумный баллон служит для выравнивания колебаний вакуума, предотвращает попадание влаги из вакуумпровода в насос и служит сливной емкостью при промывке вакуумной системы. Емкость отечественных вакуум-баллонов 0,02÷0,025 м³. Баллон при отсутствии вакуума в системе должен быть открытым.

Вакуум-регулятор предназначен для поддержания в вакуумной сети необходимого разрежения. Его действие основано на впуске в магистраль атмосферного воздуха, когда сила давления атмосферного воздуха на клапан при созданном насосном разрежении превышает вес груза регулятора. В зависимости от их типа вакуум может составлять 45÷58 кПа.

Вакуумметр – указатель дифференциального давления, служащий для определения величины вакуума в системе. Градуируется в мм. рт. ст., кг/см² или по системе СИ в Па.

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 изготавли-

ваться из материалов с антикоррозионным покрытием (например, из оцинкованных труб) и должны выдерживать вакуум до 700 мм. рт. ст. (93 кПа). Диаметр вакуумпровода обычно делают не менее 25 мм, чтобы потери давления по всей длине достигали не более 5 мм. рт. ст. (670 Па).

Уровень вакуума следует контролировать *манометром*. 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 см² (кгс/см²).

Молоко из стаканов через коллектор и молочный шланг поступает в молокопровод. *Молокопровод* должен обеспечивать спокойное прохождение по нему молока без чрезмерного перемешивания его с воздухом, который при определенных условиях может отрицательно повлиять на его состав и свойства. 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.

Молокоприемник (рис. 9.4) предназначен для разделения молоковоздушной смеси и выведения молока или моющего раствора из под вакуумметрического давления.

Молокоприемник состоит из рамы 20, к которой прикреплены молокосорборник 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 молокосорборника установлен распределитель 12. К верхнему штуцеру распределителя подсоединяется шланг для промывки предохранительной камеры и охладителя.

Воздух из молокосорборника отсасывается через предохранительную камеру и вакуумпровод. На нижней части молокосорборника 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.

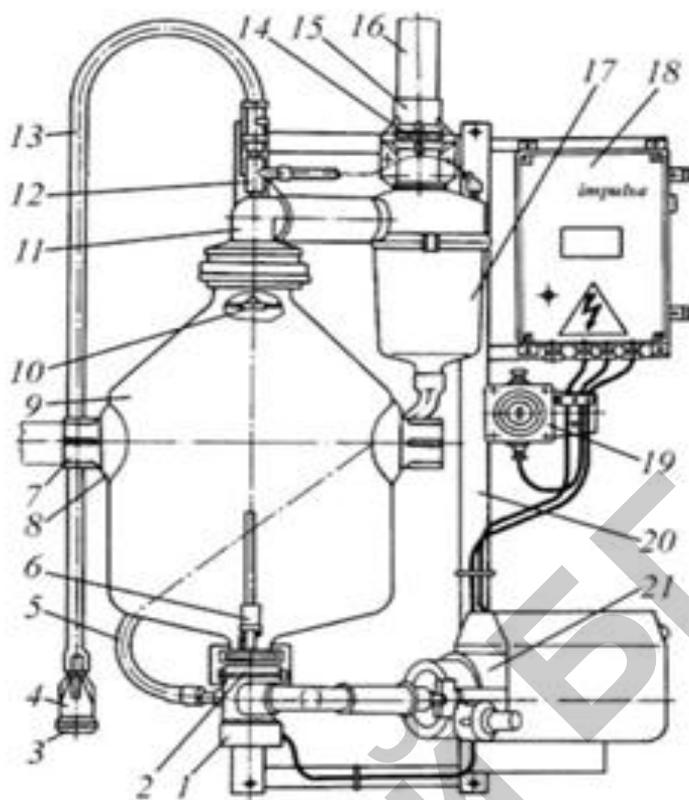


Рис. 9.4. Молокоприемник:

1 – поплавковый датчик; 2 – молокоотвод; 3 – колпачок защитный; 4 – переходник; 5 – шланг; 6 – поплавок; 7 – молокопровод; 8 – уплотнитель; 9 – молоко-сборник; 10 – разбрызгиватель; 11 – крышка; 12 – распределитель; 13 – шланг; 14 – кран; 15 – муфта; 16 – вакуумпровод; 17 – предохранительная камера; 18 – блок управления молочным насосом; 19 – переключатель; 20 – рама; 21 – молочный насос;

Во время доения и промывки вакуумный кран 14 открыт. Вакуум из вакуумпровода 16 распространяется в предохранительную камеру 17, молокосборник 9 и далее в молокопровод 7. Молоко при доении (моющий раствор при промывке) из молокопровода 7 поступает в молокосборник 9 и накапливается в нем. По мере заполнения молокосборника 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.

При аварии молочного насоса (переполнение молокоприемника) жидкость (молоко или моющий раствор) из молокосборника засасывается в *предохранительную камеру* (рис. 9.5).

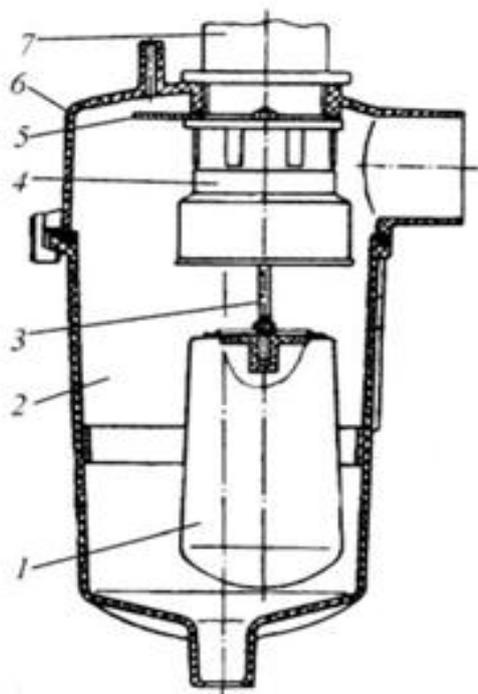


Рис. 9.5 – Предохранительная камера:

1 - поплавок; 2 - камера; 3 - шток; 4 - гнездо клапана; 5 - разбрызгиватель; 6 - крышка; 7 - вакуумпровод

При заполнении предохранительной камеры, имеющийся в ней поплавок *1* всплывает и через шток *3* перемещает в гнезде *4* клапан, прекращая доступ вакуума из вакуумпровода *7* в молокосборник, 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* (рис. 9.5) опускается и открывает вакуумпровод *7*.

9.2 Устройство и схемы работы доильного стакана

Доильный аппарат состоит из четырех доильных стаканов, которые имеют две стенки – внешнюю, изготовленную из твердого материала, и внутреннюю – из резины. На время доения их надевают на соски вымени коровы. При этом образуются две камеры – под соском и между стенками стакана, вокруг

соска. Эти камеры через коллектор и пульсатор шлангами соединяют с вакуум-проводом и доильным ведром или молокопроводом.

Наиболее распространенными являются *двухкамерные доильные стаканы*, состоящие (рис. 9.6) из гильзы 1 и сосковой резины 2 с присосками 3, которые образуют подсосковую камеру 4 и межстенное пространство 5, вакуумного 6 и молочного 7 шлангов.

Подсосковая камера 4 соединена с коллектором, а межстенное пространство 5 через вакуумный патрубок 6 с пульсатором.

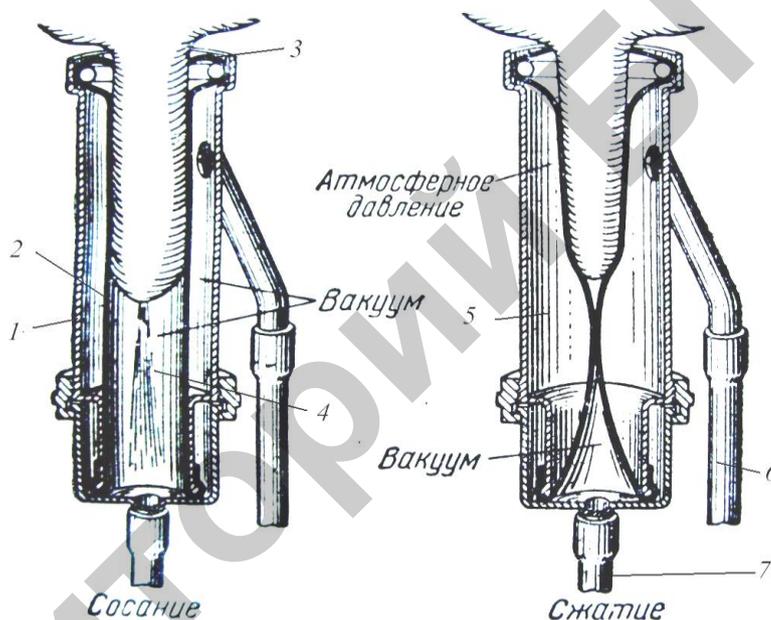


Рис. 9.6. Схема работы доильного стакана по тактам

В *двухтактных доильных машинах* при *такте сосания* в подсосковую камеру 4 и межстенное пространство 5 поступает рабочий вакуум. Под действием одинаковых распределенных усилий рабочего 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 подсосковую камеру 4 и далее стекает в коллектор, отсюда по молочному шлангу в доильное ведро или молокопровод. Поскольку этот такт не может быть длительным, то в межстенную камеру 5 подается воздух из пульсатора.

При взаимном действии рабочего вакуума в подсосковой камере 4 и воздуха в межстенном пространстве 5 сосковая резина 2 сжимается вокруг соска и происходит *такт сжатия*. 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, когда в обеих камерах образуется атмосферное давление (рис. 9.7). Это третий *такт отдыха*.

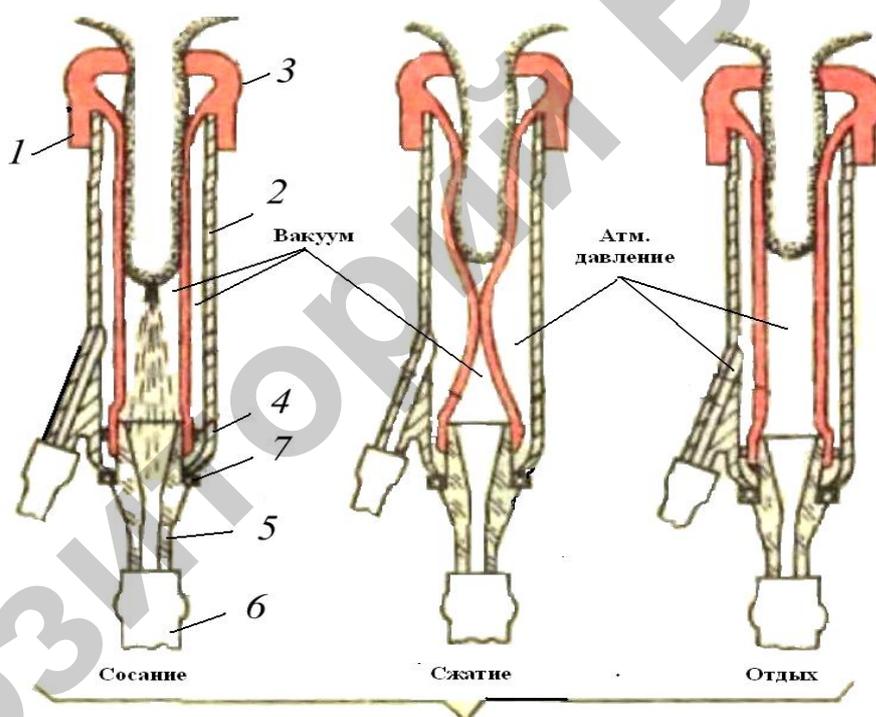
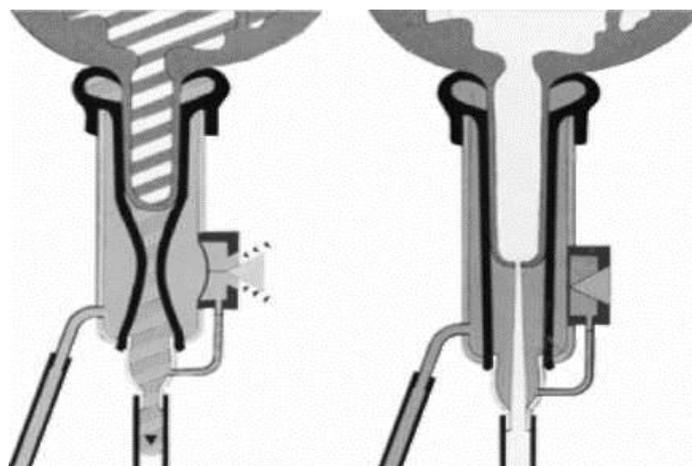


Рис. 9.7. Схема работы доильных стаканов при трехтактном доении:
 1 – резиновая манжета; 2 – корпус стакана; 3 – сосковая резина; 4 – соединительное кольцо; 5 – прозрачный смотровой патрубок; (конус); 6 – молочный резиновый патрубок; 7 – уплотнительное кольцо

Разработаны *четырёхтактные* доильные машины, в которых осуществляется следующая последовательность тактов – сжатие – сосание – сжатие – отдых.



a – стимуляция; *б* – молокоотдача

Рис. 9.8. Схема работы доильного стакана аппарата «BIOMILKER»

Особенностью конструкции доильного стакана аппарата «BIOMILKER» фирмы «Westfalia Separator» (рис. 9.8) является стимулирование процесса молокоотдачи у коров во время такта сжатия, позволяющего увеличить продуктивность коров на 5 %.

9.3 Виды и расчет параметров пульсатора

Пульсатор предназначен для преобразования постоянного по величине вакуума в переменный, необходимый для работы доильных стаканов.

Пульсатор гидравлический (рис. 9.9) 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. 9.10), на котором перемещается ползун, соединяющий при возвратно-поступательном движении камеру постоянного вакуума с рабочими камерами переменного вакуума. Механизм управления, состоящий из пружины и поворотного кулачка, приводится в движение ползуном и подключает одну управляющую камеру к атмосферному, а другую – к вакуумметрическому давлению.

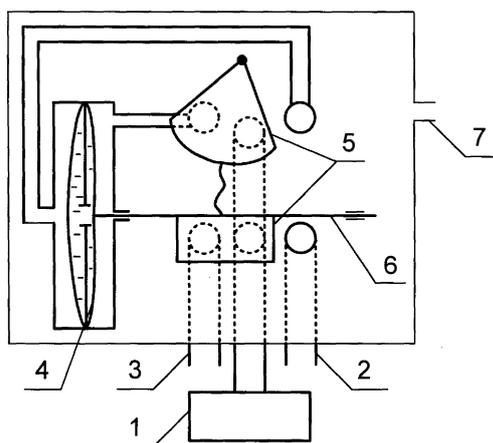


Рис. 9.9. Схема гидравлического пульсатора парного доения:
 1 – насос вакуумный; 2–3 – патрубки переменного вакуума; 4 – поршень; 5 – колпаки; 6 – стержень; 7 – патрубок атмосферный

Под действием атмосферного давления жидкость перемещается из одной гидравлической камеры поршня в другую.

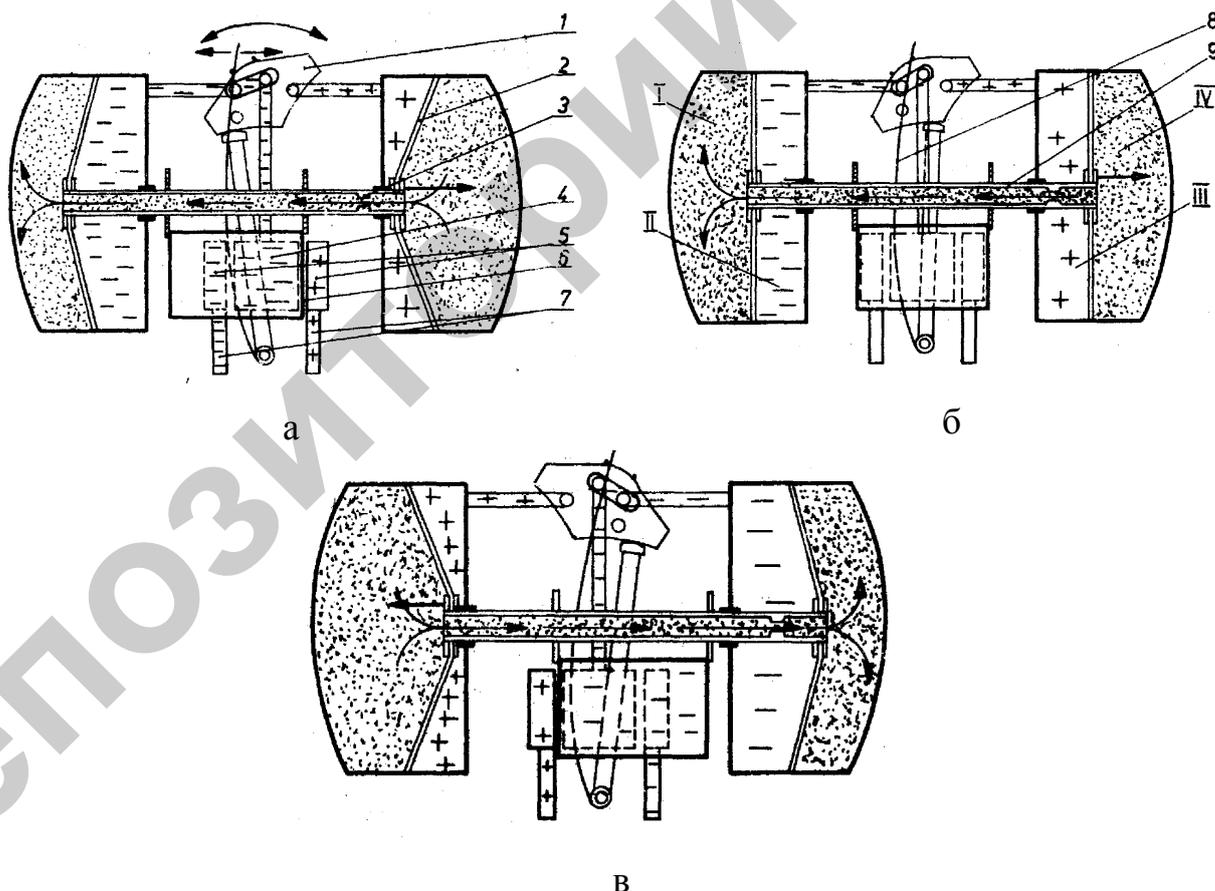


Рис. 9.10. Принцип работы гидравлического пульсатора попарного доения:
 1 – переключатель; 2 – мембрана; 3 – крышка; 4 – камера постоянного вакуума; 5 – камера переменного вакуума; 6 – ползунок; 7 – патрубок; 8 – пружина; 9 – трубка;

I–IV – камеры гидравлические; II–III – камеры воздушные

Схема работы пульсатора Альфа-Лаваль приведена на рис. 9.11.

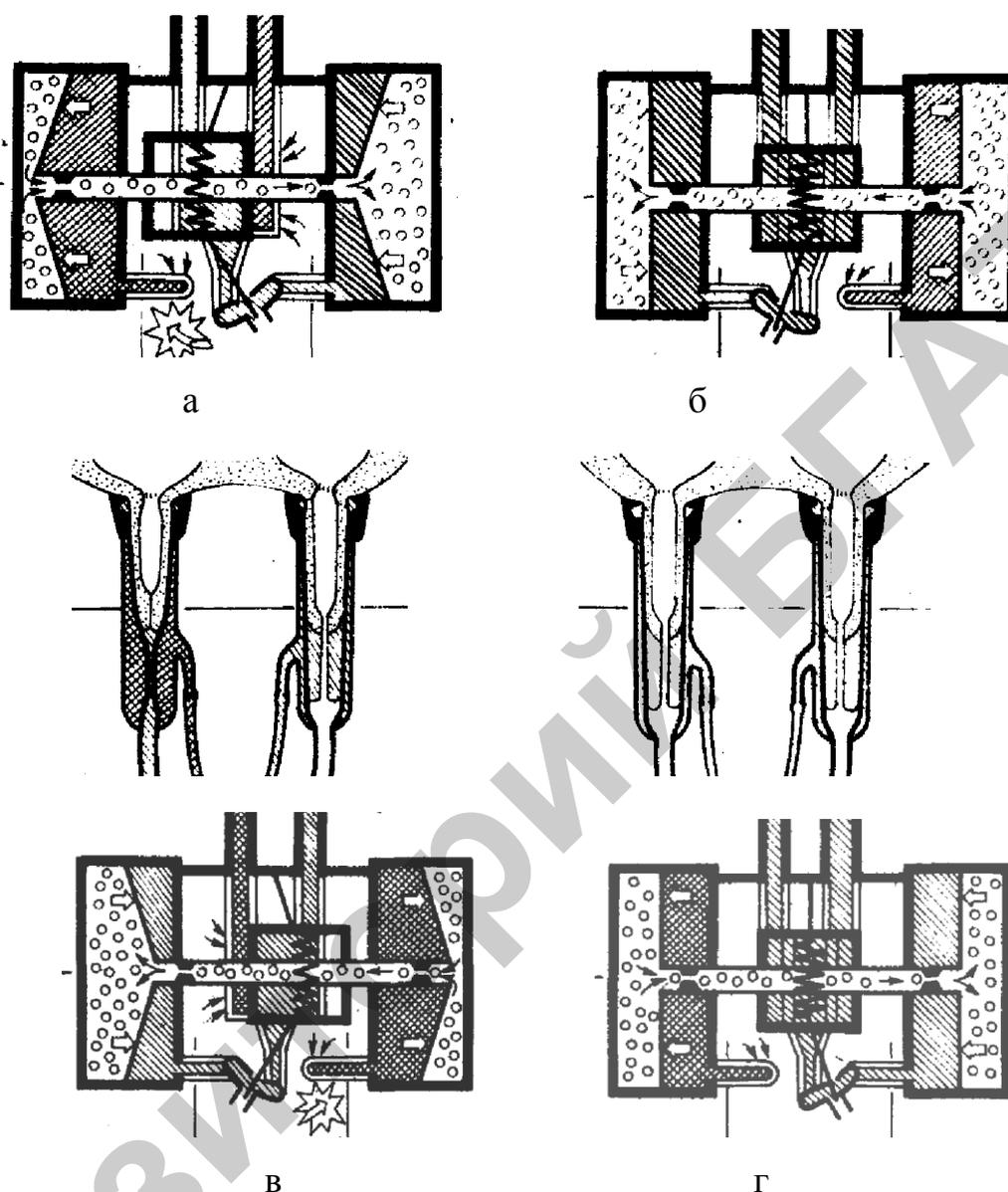


Рис. 9.11. Схема работы гидравлического пульсатора Альфа-Лаваль:
*а – такт сжатия в правом стакане; б – вакуум в межстенном пространстве
 обоих стаканов; в – такт сжатия в левом стакане; г – вакуум в межстенном
 пространстве обоих стаканов*

Распределение фаз в патрубках доильного аппарата попарного доения при-
 ведено на рис. 9.12. Если вакуум (рис. 9.12, а) создан в правом патрубке 1 пуль-
 сатора, то производится дойка правой половины вымени. Одновременно подает-
 ся воздух в левый патрубок 2 и осуществляется массаж левой половины вымени.
 Затем в оба патрубка (рис. 9.12, б) поставляется вакуум, и тем самым

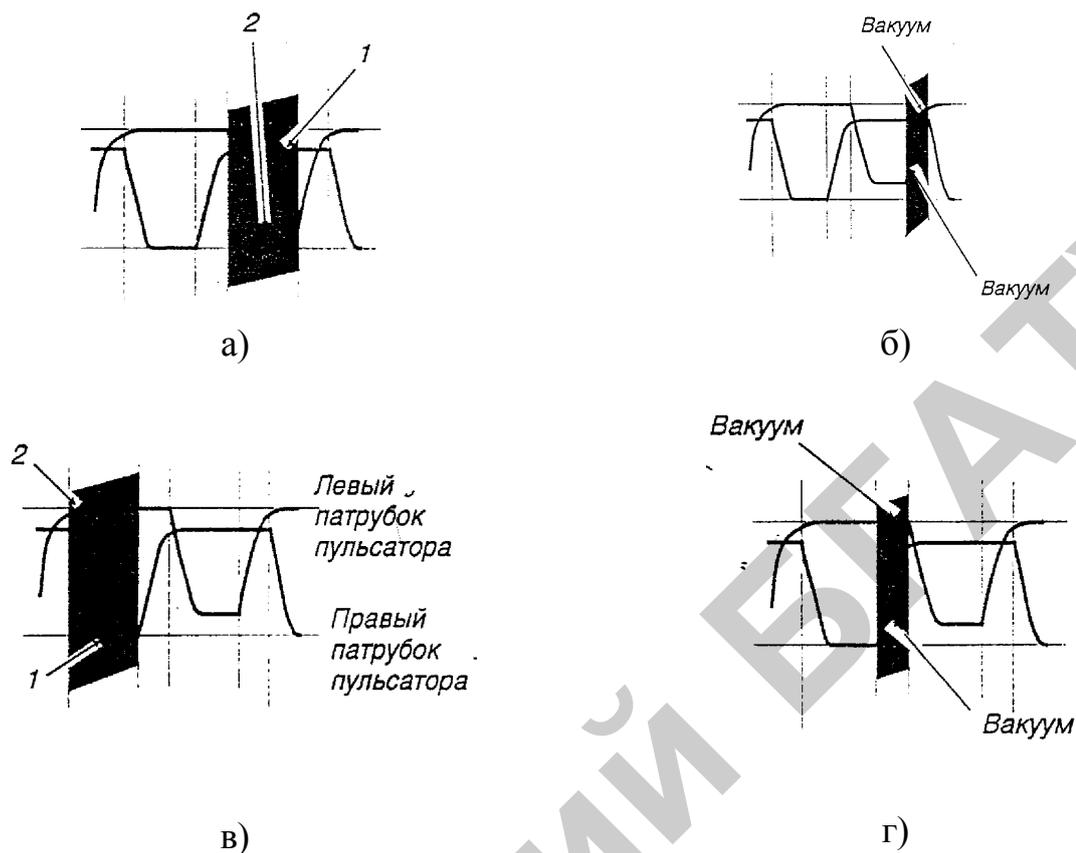


Рис. 9.12. Распределение фаз в патрубках гидравлического пульсатора парного доения:

1 – правый патрубок; 2 – левый патрубок

одновременно выдаиваются две половины вымени. Далее воздух подается в правый патрубок 1, производя массаж правой половины вымени, а вакуум (рис. 9.10, в) в левом патрубке 2 способствует дойке левой половины вымени. Затем в оба патрубках подается вакуум, и тем самым (рис. 9.12, г) обе половины вымени выдаиваются одновременно.

Изменение частоты пульсаций осуществляется путем изменения вакуумметрического давления питания пульсатора или напряжения питания соленоидов, управляющих магнитоуправляемой жидкостью, которой заполнен гидравлический контур пульсатора. А вот изменение соотношения тактов осуществляется только лишь подключением пульсатора с другими конструктивными параметрами коммутирующего устройства. Такое включение возможно в стационарных доильных установках типа «Елочка», «Тандем» и др. Для переносного вари-

анта доильного аппарата с управляемым режимом доения в зависимости от интенсивности потодимого из вымени молока можно использовать пульсатор, ползун коммутатора вакуумметрического давления которого содержит вкладыш, изменяющий ширину паза ползуна. Этим обеспечивается изменение соотношения тактов.

При математическом моделировании рабочего процесса коммутатора вакуумметрического давления исходили из того, что вне зависимости от частоты пульсаций пульсатора, т.е. временной характеристики его работы, соотношение тактов сосания и сжатия может характеризоваться расстоянием перемещения ползуна, на котором действует тот или иной такт цикла пульсатора:

$$f = \frac{S_{\text{сос}}}{S_{\text{сж}}}, \quad (9.1)$$

где: f – соотношение тактов;

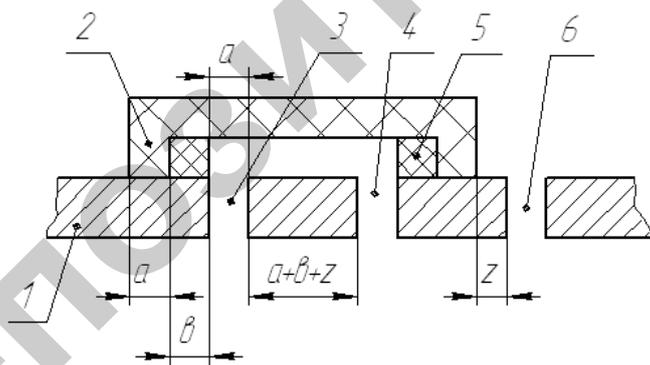
$S_{\text{сос}}$ – перемещение ползуна при такте сосания, м;

$S_{\text{сж}}$ – перемещение ползуна при такте сжатия, м.

Очевидно, что сумма перемещений ползуна при такте сосания и такте сжатия (рис. 2.7) составит двойной ход ползуна:

$$2L = S_{\text{сос}} + S_{\text{сж}}, \quad (9.2)$$

где L – ход ползуна пульсатора, м.



1 – основание; 2 – ползун; 3, 4, 6 – паз; 5 – вкладыш

Рис. 9.13. К расчету конструктивных параметров коммутатора

Откуда:

$$L = \frac{S_{\text{сос}} + S_{\text{сж}}}{2}. \quad (9.3)$$

Из рис. 9.13 следует, что в стимулирующем режиме доения перемещение $S_{\text{сос}1}$ ползуна при такте сосания:

$$S_{\text{сос}1} = a + a + b = 2a + b, \quad (9.4)$$

где: $S_{\text{сос1}}$ - перемещение ползуна при такте сосания, м;

a – ширина пазов 3, 4, 6 и опорной части ползуна, м;

b – ширина вкладыша, м;

а при такте сжатия:

$$S_{\text{сж1}} = a + z + z + a + b = 2(a + z) + b, \quad (9.5)$$

где: $S_{\text{сж1}}$ - перемещение ползуна при такте сжатия, м;

z – перебеж ползуна по перемычке между пазами 3-4 и 4-5, м.

При доении в номинальном режиме при отсутствии в ползуне 2 вкладыша 5 перемещение ползуна при такте сосания:

$$S_{\text{сос2}} = a + b + b + a = 2(a + b), \quad (9.6)$$

где: $S_{\text{сос2}}$ - перемещение ползуна при такте сосания, м;

а при такте сжатия:

$$S_{\text{сж2}} = a + z + z + a = 2(a + z), \quad (9.7)$$

где: $S_{\text{сж2}}$ - перемещение ползуна при такте сжатия, м.

С учетом уравнений (9.4), (9.5), (9.6) и (9.7) уравнение (9.3), описывающее ход ползуна, приобретает вид:

$$L = 2a + b + z, \quad (9.8)$$

Как правило, соотношение тактов пульсатора указывается как процентное соотношение долей тактов в цикле пульсатора, например 60:40. Это означает, что 60% времени цикла составляет такт сосания, а 40% - такт сжатия.

Для упрощения в своих выкладках мы будем использовать коэффициенты, характеризующие соотношения тактов:

$$K_1 = \frac{S_{\text{сос1}}}{S_{\text{сж1}}} \quad \text{и} \quad K_2 = \frac{S_{\text{сос2}}}{S_{\text{сж2}}}, \quad (9.9)$$

где: K_1 – коэффициент, характеризующий соотношение тактов пульсатора при доении в стимулирующем режиме;

K_2 – коэффициент, характеризующий соотношение тактов пульсатора, при доении в номинальном режиме.

Следует заметить, что при доении в стимулирующем режиме $K_1 < 1$, а при доении в номинальном – $K_2 > 1$.

Для стимулирующего режима доения мы можем записать:

$$\frac{S_{\text{сос1}}}{S_{\text{сж1}}} = \frac{2a+b}{2(a+z)+b} = K_1, \quad (9.10)$$

Из выражения (9.9) для принятых значений ширины пазов 3, 4, 6 и опорной части ползуна, а также ширины вкладыша, мы можем определить величину перебега ползуна по перемычкам между пазами 3-4 и 4-5:

$$z_1 = \frac{(2a+b)(1-K_1)}{2K_1}. \quad (9.11)$$

где z_1 - перебега ползуна по перемычкам между пазами 3-4 и 4-5 при доении в стимулирующем режиме, м.

Для номинального режима доения уравнение соотношения тактов имеет вид:

$$\frac{S_{\text{сос2}}}{S_{\text{сж2}}} = \frac{a+b}{a+z} = K_2, \quad (9.12)$$

а значение перебега может быть представлено выражением:

$$z_2 = \frac{a(1-K_2)+b}{K_2}. \quad (9.13)$$

где z_2 - перебега ползуна по перемычкам между пазами 3-4 и 4-5 при доении в номинальном режиме, м.

Но так как перебега ползуна конструктивно одинаков для обоих режимов доения, т.е.:

$$z_1 = z_2 \quad (9.14)$$

мы можем записать:

$$\frac{(2a+b)(1-K_1)}{2K_1} = \frac{a(1-K_2)+b}{K_2}. \quad (9.15)$$

Отсюда, задаваясь шириной пазов a , которая зависит от необходимой пропускной способности коммутируемых воздушных каналов, мы можем получить значение ширины вкладыша:

$$b = \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1 K_2 - K_2}, \quad (9.16)$$

и далее, подставив уравнение (9.16) в уравнение (9.11) или (9.13) (пусть будет уравнение (9.11)), определить значение перебега:

$$z = \frac{\left(2a + \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1K_3 - K_2}\right)(1 - K_1)}{2K_1}. \quad (9.17)$$

Ширина M перемычек между пазами 3-4 и 4-5 основания коммутатора:

$$M = a + b + z, \quad (9.18)$$

или также с учетом уравнений (9.16) и (9.17):

$$M = a + \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1K_3 - K_2} + \frac{\left(2a + \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1K_3 - K_2}\right)(1 - K_1)}{2K_1}, \quad (9.19)$$

Из рис. 9.7 следует, что ширина K паза ползуна равна:

$$K = 3a + 3b + z, \quad (9.20)$$

или с учетом уравнений (9.16) и (9.17):

$$K = 3a + 3 \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1K_3 - K_2} + \frac{\left(2a + \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1K_3 - K_2}\right)(1 - K_1)}{2K_1}. \quad (9.21)$$

С учетом уравнений (9.16) и (9.17) уравнение (9.8), характеризующее ход ползуна, при котором обеспечивается реализация заданного соотношения тактов пульсатора, можно представить в развернутом виде:

$$L = 2a + \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1K_3 - K_2} + \frac{\left(2a + \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1K_3 - K_2}\right)(1 - K_1)}{2K_1}, \quad (9.22)$$

Теоретические исследования полученных аналитических выражений, с их визуализацией путем представления в графическом виде, позволили установить интервалы варьирования изучаемых конструктивно-режимных параметров коммутатора вакуумметрического давления двухполупериодного пульсатора.

Так, нами установлено, что при ширине пазов коммутируемых воздушных каналов и опорной части ползуна $a=3$ мм и интервале варьирования K_1 – коэффициента, характеризующего соотношение тактов пульсатора при доении в стимулирующем режиме в интервале $1 \dots 0,6$, а K_2 – коэффициента, характеризующего соотношение тактов пульсатора при доении в номинальном режиме в интервале $1 \dots 3$ с шагом $0,1$, ширина вкладыша ползуна, характеризуемая уравнением (9.16), изменяется от 0 до 24,9 мм (Рис.9.14).

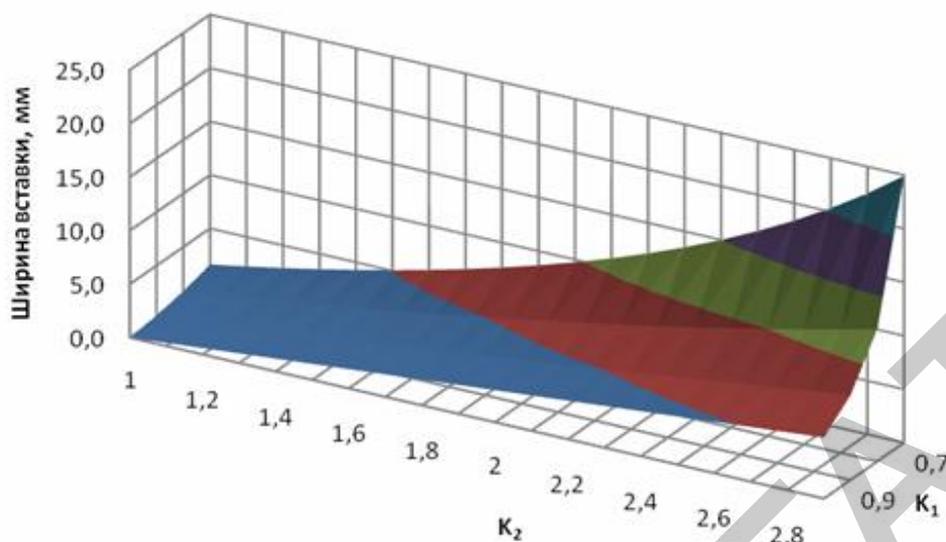


Рис. 9.14. Ширина вкладыша ползуна пульсатора в зависимости от соотношения тактов при доении в стимулирующем и номинальном режиме

При анализе уравнения (9.17) (Рис.9.15), характеризующего перебег ползуна по перемычкам между пазами, при тех же условиях, установлено, что перебег ползуна варьирует в пределах 0...3,2 мм, причем по мере увеличения коэффициента K_2 и уменьшения коэффициента K_1 его значение растет.

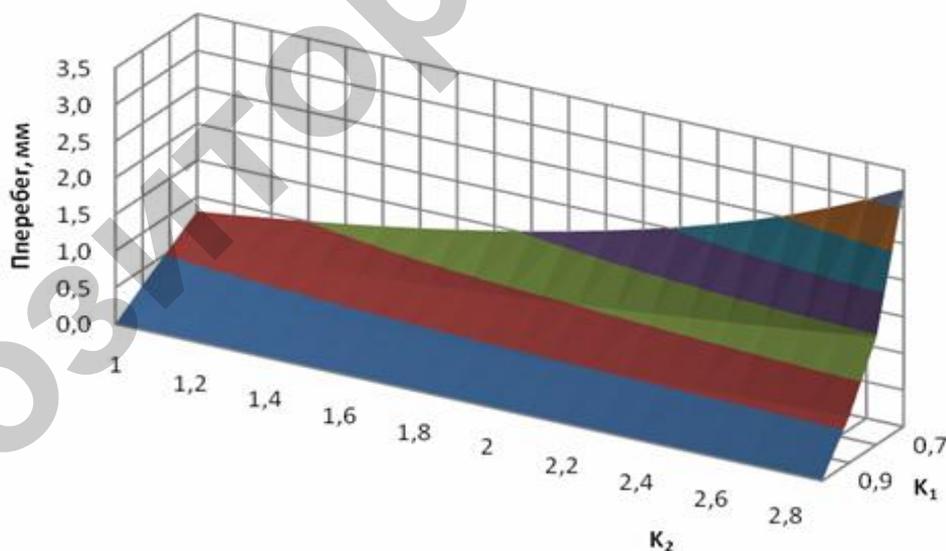


Рис. 9.15. Перебег ползуна пульсатора по перемычке между пазами основания коммутатора в зависимости от соотношения тактов при доении в стимулирующем и номинальном режиме

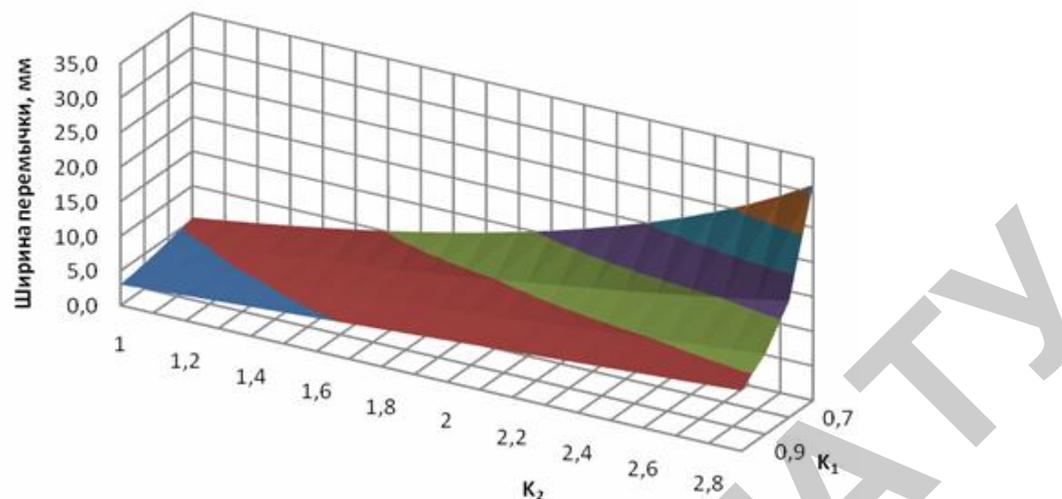


Рис. 9.16. Ширина перемычки между пазами основания коммутатора пульсатора в зависимости от соотношения тактов при доении в стимулирующем и номинальном режиме

Ширина перемычки между пазами основания коммутатора пульсатора в зависимости от соотношения тактов при доении в стимулирующем и номинальном режиме, описываемая уравнением (9.19) (рис.9.16), варьирует в пределах от 3,0 до 31,2 мм.

Ширина паза ползуна, уравнение (9.21), характер изменения которой представлен на рисунке 9.17, как и в предыдущих случаях, по мере увеличения коэффициента K_2 и уменьшения коэффициента K_1 увеличивается, причем ее изменение происходит от 9 до 87 мм.

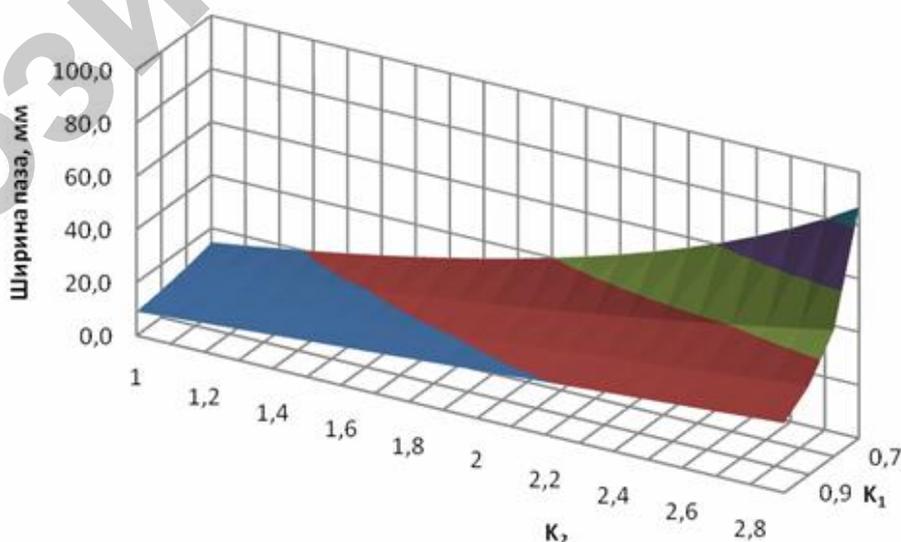


Рис. 9.17. Ширина паза ползуна пульсатора в зависимости от соотношения тактов при доении в стимулирующем и номинальном режиме

Как показал анализ уравнения (9.22), для обеспечения коммутации воздушных потоков в заданных пределах варьирования коэффициентов, характеризующих соотношения тактов пульсатора при различных режимах доения, выбор хода ползуна находится в интервале от 6,0 до 34,2 мм (рис.9.18).

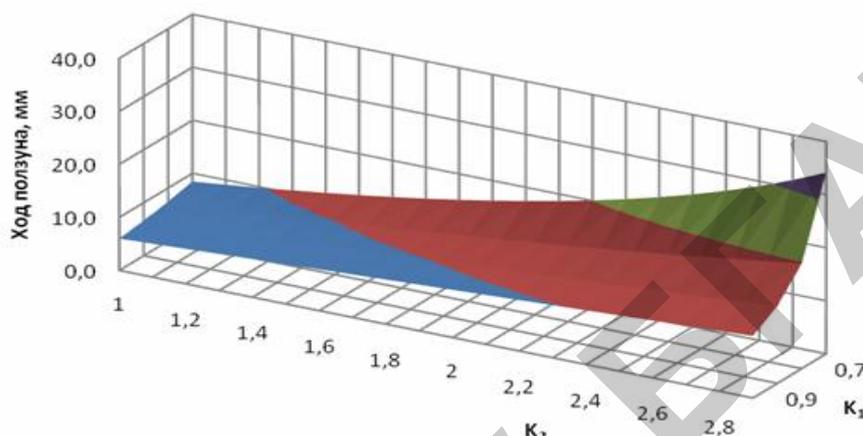


Рис. 9.18. Ход ползуна пульсатора в зависимости от соотношения тактов при доении в стимулирующем и номинальном режиме

Следует заметить, что при движении ползуна возникает сила трения скольжения, препятствующая его перемещению по основанию. Она зависит от нормальной силы давления на ползун, которая в свою очередь зависит от коммутируемого вакуумметрического давления в пазе ползуна и его площади поперечного сечения, и коэффициента трения ползуна по поверхности основания, значение которого зависит от применяемых материалов для их изготовления:

$$F_{\text{тр}} = k p_{\text{ком}} S_{\text{полз}}, \quad (9.23)$$

где: k – коэффициент трения;

$p_{\text{ком}}$ – коммутируемое вакуумметрическое давление, кПа ;

$S_{\text{полз}}$ – площадь поперечного сечения паза ползуна, м^2 .

Согласно уравнения (9.21) ширина паза ползуна зависит от ширины пазов воздушных каналов в основании коммутатора, а также коэффициентов соотношения тактов при доении в различных режимах. Тогда площадь поперечного сечения паза ползуна:

$$S_{\text{полз}} = l \left(3a + 3 \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1 K_2 - K_2} + \frac{\left(2a + \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1 K_2 - K_2} \right) (1 - K_1)}{2K_1} \right), \quad (9.24)$$

где l – длина паза ползуна, м.

В этом случае уравнение (2.23) приобретает вид:

$$F_{\text{тр}} = k p_{\text{ком}} l \left(3a + 3 \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1 K_2 - K_2} + \frac{(2a + \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1 K_2 - K_2})(1 - K_1)}{2K_1} \right), \quad (9.25)$$

Как установлено при анализе уравнения (2.25), характеризующего силу трения скольжения ползуна по основанию коммутатора, при ширине пазов коммутируемых воздушных каналов и опорной части ползуна $a=3$ мм и интервале варьирования K_1 – коэффициента, характеризующего соотношение тактов пульсатора при доении в стимулирующем режиме в интервале 0,6...0,9, а K_2 – коэффициента, характеризующего соотношение тактов пульсатора при доении в номинальном режиме в интервале 1,1...2 с шагом 0,1, коммутируемом вакуумметрическим давлением, равном 48 кПа, соответствующему доению в номинальном режиме, и материале, из которого изготовлены детали коммутатора, например, ползуна – текстолит, основания - бронза оловянистая (коэффициент трения скольжения k текстолит по бронзе оловянистой равен 0,23), сила трения скольжения изменяется в пределах от 1,65 до 10,83 Н (рис. 9.19), в то время как при коммутации вакуумметрического давления 33 кПа (при доении в стимулирующем режиме) сила трения скольжения варьирует в интервале 1,13...7,45 Н (рис. 9.20).

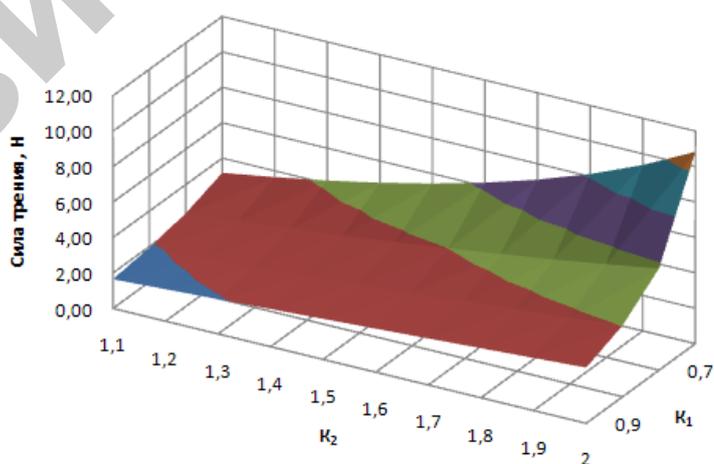


Рис. 9.19. Сила трения скольжения ползуна по основанию коммутатора пульсатора в зависимости от соотношения тактов при доении в номинальном режиме

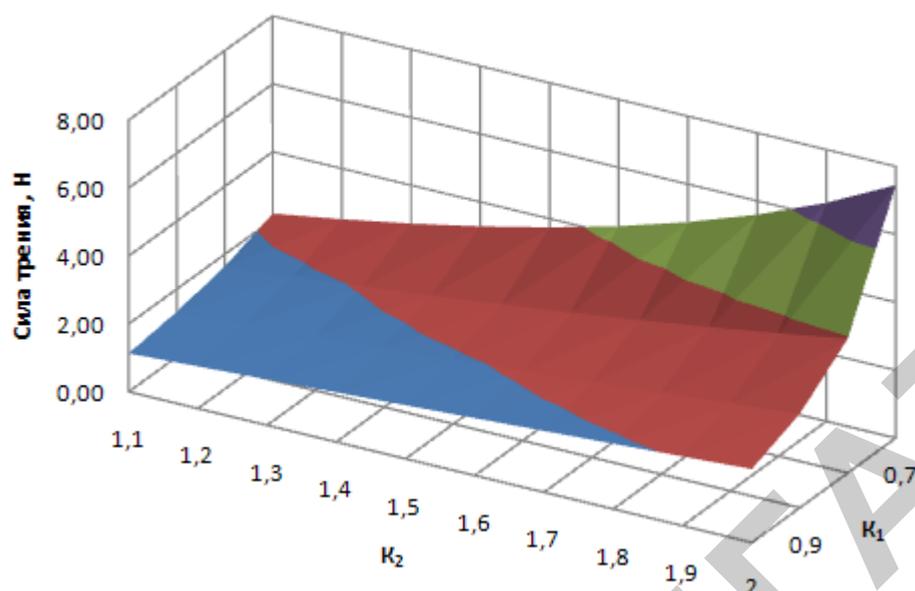


Рис. 9.20. Сила трения скольжения ползуна по основанию коммутатора пульсатора в зависимости от соотношения тактов при доении в стимулирующем режиме

Как следует из выполненного выше теоретического обоснования конструктивно-режимных параметров коммутатора вакуумметрического давления, для обеспечения заданного соотношения тактов необходимо подбирать ширину пазов воздушных каналов, ширину перемычек между пазами, перебеги ползуна по перемычкам между пазами, ширину паза ползуна, а также ход ползуна. И вот именно ход ползуна, а также усилие, развиваемое на нем для перемещения по основанию и выполнения коммутации воздушных потоков, ложатся в основу теоретического обоснования конструктивно-режимных параметров следующего узла пульсатора – гидравлического контура, схема которого приведена на рисунке 9.21.

Чередующееся в противофазе атмосферное и вакуумметрическое давление в правой и левой камерах 1 вызывает колебание правой и левой мембраны 3, соединяемых между собой трубкой 2 с жиклером 6, что приводит к ее возвратно-поступательному движению, тем самым обеспечивая перемещение ползуна коммутатора. Так как сообщаемые между собой трубкой 2 правая и левая камеры 4 заполнены жидкостью, то при подаче, например, в правую камеру 1 вакуумметрического давления, правая мембрана 3 отклоняется влево, тем самым

увеличивая объем правой камеры 4, перемещая трубку 2 влево и деформируя левую мембрану 3 и уменьшая объем левой камеры 4.

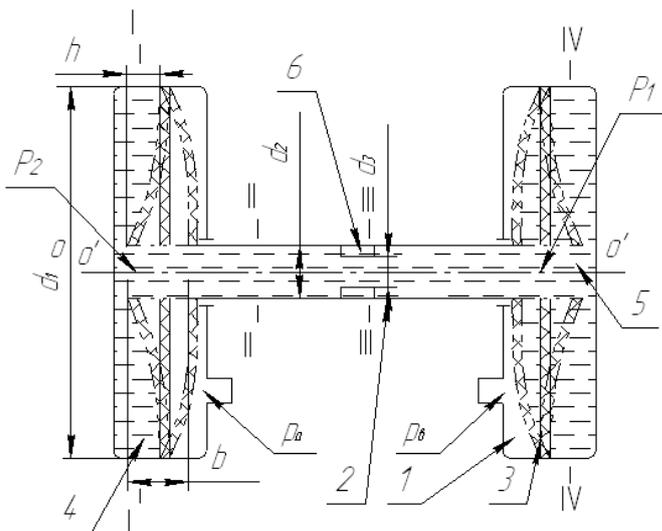


Рис. 9.21. Схема гидравлического контура пульсатора:

1, 4, 5 – камера; 2 – трубка; 3 – мембрана; 6 – жиклер.

При этом жидкость по трубке 2 перетекает из левой в правую камеру 4, обеспечивая плавное протекание процесса перемещения трубки с ползуном коммутатора, тем самым осуществляя коммутацию воздушных потоков. Затем происходит переключение подачи вакуумметрического давления в левую камеру 1, а правая сообщается с атмосферой. Происходит обратное перетекание жидкости и перемещение трубки 2 с ползуном. Цикл завершен.

Следует заметить, что изменение хода ползуна, а стало быть и трубки 2, вызванное необходимостью обеспечения заданного соотношения тактов, при одновременном изменении и других конструктивно-режимных параметров коммутатора, приводит к изменению частоты пульсаций пульсатора, если не будет изменена скорость его перемещения, которая, в свою очередь, зависит от количества жидкости, перекачиваемой из камеры в камеру гидравлического контура пульсатора, и скорости перетекания ее через трубку 2.

Очевидно, что длительность цикла пульсатора зависит от частоты пульсаций:

$$t = \frac{60}{n}, \quad (9.26)$$

где: t – длительность цикла пульсатора, с;

n – частота пульсаций пульсатора, пульс/мин.

Как следует из рисунка 2.21, в течение этого времени жидкость должна быть перекачана из одной камеры в другую и обратно. При этом ее расход будет равен:

$$Q = \frac{V}{t}, \quad (9.27)$$

где: Q – расход жидкости, $м^3/с$;

V – объем жидкости, $м^3$.

Как следует из рисунка 9.15, объем V перекачиваемой за цикл одного пульса пульсатора будет равен четырем объемам усеченного конуса, диаметром основания которого является наружный диаметр d_1 мембраны, диаметром при вершине – диаметр d_2 трубки 2, а высота составляет половину L хода ползуна, описываемого уравнением (9.22) (Рис. 9.18):

$$V = \frac{2\pi L}{3} (d_1^2 + d_2^2 + d_1 d_2). \quad (9.28)$$

В то же время расход жидкости можно представить как расход жидкости через трубку 2 с учетом скорости ее движения через жиклер 6 и площади его поперечного сечения. При этом расход жидкости через жиклер будем рассматривать как расход жидкости через затопленное отверстие:

$$Q = \mu \omega \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\rho}}, \quad (2.29)$$

где: μ – коэффициент расхода;

Δp – перепад давлений на жиклере, Па;

ρ – удельный вес жидкости, $Н/м^3$;

ω – площадь поперечного сечения жиклера, $м^2$.

В таком случае с учетом уравнения (9.24) мы можем записать:

$$\frac{V}{t} = \mu \omega \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\rho}}. \quad (9.30)$$

Или с учетом уравнения (9.23):

$$\frac{Vn}{60} = \mu \omega \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\rho}}. \quad (9.31)$$

Площадь отверстия жиклера можно представить как:

$$\omega = \frac{\pi d_3^2}{4}, \quad (9.32)$$

где d_3 – диаметр отверстия жиклера, m^2 .

Тогда подставив уравнение (9.32) в уравнение (9.31) и решив его относительно V , получим:

$$V = \mu \frac{15\pi d_3^2}{n} \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\rho}}. \quad (9.33)$$

И теперь, используя уравнения (9.25) и (9.33), мы можем получить уравнение, характеризующее возможное значение частоты пульсаций пульсатора при определенных конструктивных параметрах гидравлического контура и хода ползуна пульсатора:

$$n = \mu \frac{45d_3^2}{2L(d_1^2 + d_2^2 + d_1d_2)} \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\rho}}. \quad (9.34)$$

Как следует из рис. 9.21, давление p_1 , например, в левой камере 4 пульсатора, формируется в результате деформации левой мембраны 3 под воздействием трубки 2, получающей усилие перемещения от правой мембраны 3 под воздействием вакуумметрического давления, подаваемого в правую камеру 1. Однако при этом происходят потери усилия, направленные на преодоление $F_{тр}$ сопротивления скольжения ползуна коммутатора вакуумметрического давления, описываемого уравнением (9.25):

$$F_{м1} = F_{м2} - F_{тр}, \quad (9.35)$$

где: $F_{м1}$ – усилие на воспринимающей воздействию трубки мембране, H ;

$F_{м2}$ – усилие на мембране, воспринимающей вакуумметрическое давление, H .

Тогда мы можем записать:

$$p_1 = P_{\text{вак}} - \frac{4F_{тр}}{\pi(d_1^2 - d_2^2)}, \quad (9.36)$$

где $P_{\text{вак}}$ – вакуумметрическое давление, $Па$.

Или:

$$p_1 = P_{\text{вак}} - \frac{4klp_{\text{ком}} \left(3a + 3 \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1 K_2 - K_2} + \frac{(2a + \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1 K_2 - K_2})(1 - K_1)}{2K_1} \right)}{\pi(d_1^2 - d_2^2)}, \quad (9.37)$$

Как правило, движение жидкости достаточно точно описывается уравнением Бернулли. В нашем случае будем рассматривать движение жидкости в гидравлическом контуре пульсатора на четырех участках при горизонтально расположенной плоскости сравнения, как показано на рис. 9.21.

Давление p_1 , например, в левой камере 4 пульсатора, формируется в результате деформации левой мембраны 3 под воздействием трубки 2, получающей усилие перемещения от правой мембраны 3 под воздействием вакуумметрического давления $P_{\text{вак}}$, подаваемого в правую камеру 1, и напора столба жидкости в камере 4, равному половине диаметра мембраны 3. А давление p_2 равно напору столба жидкости в камере 5, равному половине диаметра мембраны 3. Известно, что общие потери напора состоят из потерь по длине трубопровода и местных потерь.

В таком случае мы можем записать:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{d_1}{2} + h_{w1} + h_{l1} = \frac{p_2}{\rho} + h_{\text{ж}} + h_{w2} + h_{l2}, \quad (9.38)$$

где p_1 - давление в камере 4 на уровне оси трубки 2, Па;

p_2 - давление в камере 5 на уровне оси трубки 2, Па;

h_{w1} - потери давления на входе в трубку 2 в камере 4, Па;

h_{l1} - потери давления по длине трубки со стороны камеры 4, Па;

$h_{\text{ж}}$ - потери давления на жиклере 6, Па;

h_{w2} - потери давления на выходе из трубки 2 в камере 5, Па;

h_{l2} - потери давления по длине трубки со стороны камеры 5, Па;

ρ - удельный вес жидкости, Н/м³.

Местные потери напора определяют с учетом скорости потока жидкости, а также коэффициента местного сопротивления. Так, уравнение для расчета местного сопротивления на входе в трубку 2 со стороны камеры 4:

$$h_{w1} = \xi_1 \frac{v_1^2}{2g}, \quad (9.39)$$

где ϑ_1 – скорость жидкости в камере 4 около входа в трубку 2, м/с;

ζ_1 - коэффициент местного сопротивления – вход в трубку.

Его определяют как:

$$\xi_1 = \left(\frac{d_1^2}{d_2^2} - 1 \right)^2. \quad (9.40)$$

где d_1 – диаметр мембраны, м;

d_2 – диаметр трубки, м.

Выход с трубки 2 в камере 5 характеризуется внезапным расширением потока:

$$h_{w2} = \xi_2 \frac{\vartheta_2^2}{2g}, \quad (9.41)$$

где ϑ_2 – скорость жидкости в камере 5 около выхода из трубки 2, м/с;

ζ_2 - коэффициент местного сопротивления – выход из трубки.

При этом коэффициент местного сопротивления имеет вид:

$$\xi_2 = \left(1 - \frac{d_2^2}{d_1^2} \right)^2, \quad (9.42)$$

Используя уравнение Пуазейля-Гагена определим потери напора по длине трубки со стороны камеры 4:

$$h_{l1} = \frac{32\nu}{gd_2^2} \vartheta_3 l_1, \quad (9.43)$$

где ν - кинематическая вязкость жидкости, м²/с;

ϑ_3 – скорость жидкости в трубке со стороны камеры 4, м/с;

l_1 - длина трубки от камеры 4 до жиклера 6, м;

а со стороны камеры 5:

$$h_{l2} = \frac{32\nu}{gd_2^2} \vartheta_4 l_2, \quad (9.44)$$

где ϑ_4 – скорость жидкости в трубке со стороны камеры 5, м/с;

l_2 - длина трубки от камеры 5 до жиклера 6, м.

Как отмечалось выше, давление p_1 , например, в левой камере 4 пульсатора, формируется в результате деформации левой мембраны 3 под воздействием трубки 2, получающей усилие перемещения от правой мембраны 3 под воздействием вакуумметрического давления, подаваемого в правую камеру 1. Однако

при этом происходят потери усилия, направленные на преодоление $F_{тр}$ сопротивления скольжения ползуна коммутатора вакуумметрического давления, описываемые уравнением (9.35).

В таком случае, с учетом уравнений (9.36), (9.39), (9.41), (9.43), (9.44) и (9.46) уравнение (9.38) приобретает вид:

$$\frac{P_{\text{вак}} - \frac{4F_{\text{тр}}}{\pi(d_1^2 - d_2^2)}}{\rho} + \frac{d_1}{2} + \xi_1 \frac{v_1^2}{2g} + \frac{32\nu}{gd_2^2} v_3 l_1 = \frac{d_1}{2} + h_{\text{ж}} + \xi_2 \frac{v_2^2}{2g} + \frac{32\nu}{gd_2^2} v_4 l_2, \quad (9.45)$$

Очевидно, что скорость v_3 жидкости в трубке 2 со стороны камеры 4 и скорость v_4 в трубке 2 со стороны камеры 5 равны:

$$v_3 = v_4. \quad (9.46)$$

Также одинаков напор столба жидкости в камере 4 и в камере 5. При симметричном расположении жиклера 6 относительно камер 4 и 5 также равны длины трубки l_1 и l_2 . Отсюда:

$$\frac{P_{\text{вак}} - \frac{4F_{\text{тр}}}{\pi(d_1^2 - d_2^2)}}{\rho} + \xi_1 \frac{v_1^2}{2g} = h_{\text{ж}} + \xi_2 \frac{v_2^2}{2g}, \quad (9.47)$$

или:

$$h_{\text{ж}} = \frac{P_{\text{вак}} - \frac{4F_{\text{тр}}}{\pi(d_1^2 - d_2^2)}}{\rho} + \frac{v_1^2}{2g} (\xi_1 - \xi_2), \quad (9.48)$$

А так как скорость жидкости в камере 4 и скорость жидкости в камере 5 стремится к нулю:

$$v_1 = v_2 \rightarrow 0, \quad (2.49)$$

то мы можем записать:

$$h_{\text{ж}} = \frac{P_{\text{вак}} - \frac{4F_{\text{тр}}}{\pi(d_1^2 - d_2^2)}}{\rho}. \quad (2.50)$$

В таком случае с учетом уравнения (9.50) равенство (9.34) приобретает вид:

$$n = \mu \frac{45d_3^2}{2L(d_1^2 + d_2^2 + d_1 d_2)} \sqrt{\frac{2g \left(P_{\text{вак}} - \frac{4F_{\text{тр}}}{\pi(d_1^2 - d_2^2)} \right)}{\rho}}. \quad (9.51)$$

Коэффициент расхода жидкости μ в значительной степени зависит от коэффициента сжатия и коэффициента скорости струи истекающей жидкости, а также от основного критерия гидродинамического подобия – числа Рейнольдса Re , один из вариантов расчета которого имеет вид:

$$Re = \frac{d_3}{\nu} \sqrt{\frac{2g}{\rho} \left(P_{\text{Вак}} - \frac{4F_{\text{тр}}}{\pi(d_1^2 - d_2^2)} \right)}, \quad (9.52)$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости, m^2/c .

И теперь, используя известные уравнения, мы можем определить коэффициент расхода жидкости:

$$\mu = \sqrt{\frac{Re}{(25.2 + Re)}}. \quad (9.53)$$

Или:

$$\mu = \frac{\frac{d_3}{\nu} \sqrt{\frac{2g}{\rho} \left(P_{\text{Вак}} - \frac{4F_{\text{тр}}}{\pi(d_1^2 - d_2^2)} \right)}}{\sqrt{\left(25.2 + \frac{d_3}{\nu} \sqrt{\frac{2g}{\rho} \left(P_{\text{Вак}} - \frac{4F_{\text{тр}}}{\pi(d_1^2 - d_2^2)} \right)} \right)}}. \quad (9.54)$$

Отсюда, с учетом уравнений (9.25) и (9.54), мы получим уравнение в развернутом виде для расчета частоты пульсаций пульсатора:

$$n = \frac{\frac{d_3}{\nu} \sqrt{\frac{8g^3}{\rho^3} \left(P_{\text{Вак}} - \frac{4k p_{\text{ком}} l}{\pi(d_1^2 - d_2^2)} \left(3a + 3 \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1 K_2 - K_2} + \frac{(2a + \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1 K_2 - K_2})(1 - K_1)}{2K_1} \right) \right)^3}}{\sqrt{\left(25.2 + \frac{d_3}{\nu} \sqrt{\frac{2g}{\rho} \left(P_{\text{Вак}} - \frac{4k p_{\text{ком}} l}{\pi(d_1^2 - d_2^2)} \left(3a + 3 \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1 K_2 - K_2} + \frac{(2a + \frac{2a(K_2 - K_1)}{2K_1 + K_1 K_2 - K_2})(1 - K_1)}{2K_1} \right) \right)} \right)}} \frac{45 d_3^2}{2L(d_1^2 + d_2^2 + d_1 d_2)} \quad (9.55)$$

Следует заметить, что если уравнение (9.22) характеризует зависимость хода ползуна от конструктивно-режимных параметров коммутатора воздушных потоков, то уравнение (9.55) характеризует зависимость частоты пульсаций пульсатора от конструктивно-режимных параметров гидравлического контура гидростабилизированного пульсатора, кинематической вязкости жидкости, за-

полняющей гидравлический контур, и хода ползуна. Теоретическое исследование полученного аналитического выражения выполним с его визуализацией путем представления в графическом виде, что позволит установить интервал варьирования частоты пульсаций в зависимости от изучаемых конструктивно-режимных параметров гидравлического контура двухполупериодного гидро-стабилизированного пульсатора.

Переменные величины:

1. Диаметр мембраны $d_1 - 40...60$, мм;
2. Диаметр отверстия жиклера $d_2 - 0,2...0,4$ мм.
3. Вакуумметрическое давление, $P_{\text{вак}} = 33; 48$ кПа.

В качестве жидкости, заполняющей гидравлический контур пульсатора принимаем глицерин с кинематической вязкостью при $t=20^{\circ}\text{C}$ $\nu=224,86 \times 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$.

Как показал анализ теоретических исследований уравнения (9.55), характеризующего зависимость частоты пульсаций пульсатора от его конструктивно-режимных параметров, и графическая интерпретация которых представлена на рис. 9.22, 9.23 и 9.24, по мере увеличения диаметра мембраны наблюдается уменьшение частоты пульсаций пульсатора, и, наоборот, с увеличением диаметра отверстия жиклера частота пульсаций растет.

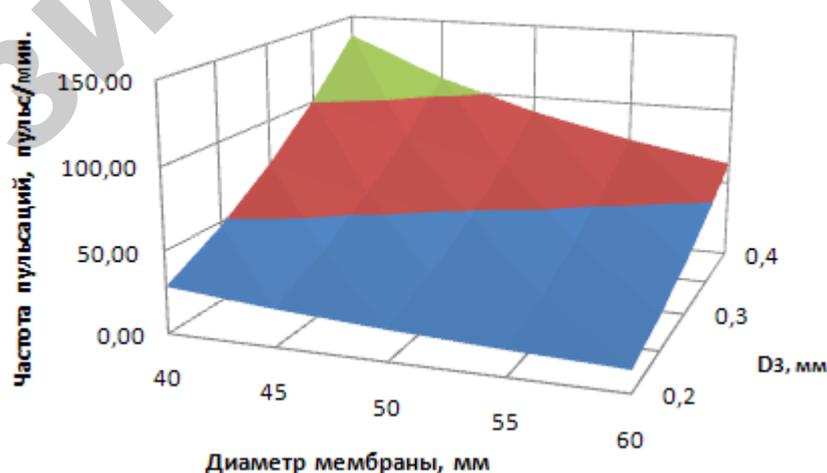


Рис. 9.22. Частота пульсаций пульсатора при вакуумметрическом давлении 48 кПа.

Так, при ходе ползуна пульсатора 9,43 мм, соответствующему конструктивным размерам элементов коммутатора, при которых обеспечивается соотношение тактов пульсатора $K_1=0,8$ при доении в стимулирующем режиме и $K_2=1,5$ при доении в номинальном режиме, вакуумметрическом давлении 48 кПа, интервале варьирования диаметра отверстия жиклера 0,2...0,4 мм и диаметра мембраны 40... 60 мм, наблюдается частота пульсаций пульсатора в интервале от 13,29 до 136,69 пульс./мин. (рис. 9.22). Причем, минимальное значение – при диаметре отверстия жиклера 0,2 мм и диаметре мембраны – 60 мм. А максимальная частота пульсаций обеспечивается при диаметре отверстия жиклера 0,4 мм и минимальном диаметре мембраны – 40 мм.

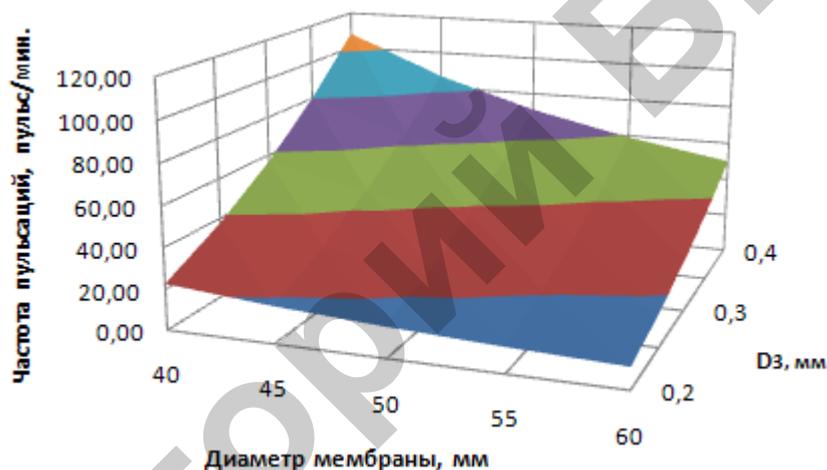


Рис. 2.23. Частота пульсаций пульсатора при вакуумметрическом давлении 33 кПа.

При вакуумметрическом давлении 33 кПа, интервале варьирования диаметра отверстия жиклера 0,2...0,4 мм и диаметра мембраны 40... 60 мм наблюдается частота пульсаций пульсатора в интервале от 10,51 до 108,15 пульс./мин. (рис. 9.23). Как и в предыдущем случае, минимальное значение частоты пульсаций пульсатора наблюдается при диаметре отверстия жиклера 0,2 мм и диаметре мембраны – 60 мм., а максимальное - при диаметре отверстия жиклера 0,4 мм и диаметре мембраны – 40 мм.

Изучением характера зависимости частоты пульсаций пульсатора, от варьирования вакуумметрического давления в пределах 30...50 кПа и диаметра отверстия жиклера в пределах 0,2...0,4 мм (Рис. 9.24), при диаметре мембраны 50

мм и тех же конструктивных параметрах элементов коммутатора воздушных потоков пульсатора, установлено, что по мере увеличения вакуумметрического давления и диаметра отверстия жиклера, частота пульсаций пульсатора возрастает.

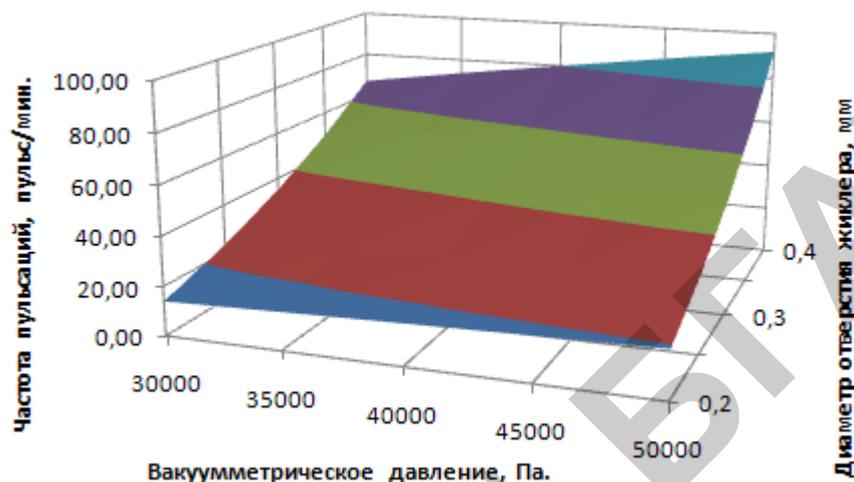


Рис. 9.24. Частота пульсаций пульсатора при варьировании вакуумметрического давления и диаметра отверстия жиклера

Так, при вакуумметрическом давлении 30 кПа и диаметре отверстия жиклера 0,2 мм, частота пульсаций пульсатора составляет 14,05 пульс./мин., в то время как при вакуумметрическом давлении 50 кПа и диаметре отверстия жиклера 0,4 мм она будет равна 91,96 пульс./мин.

Применяются также электромагнитные пульсаторы парного доения (рис. 9.25). Они действуют от постоянного или переменного электрического тока напряжением 12 В. При протекании электрического тока по обмотке пульсатора стерженек из ферромагнитного материала втягивается внутрь и закрывает отверстие в центре пульсатора, отключая камеру под электромагнитом от атмосферного воздуха и соединяя ее с постоянным вакуумом.

Конструкция электромагнитного пульсатора приведена на рис. 9.26, а. Пульсатор содержит сердечник 1 и катушку 6. 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.

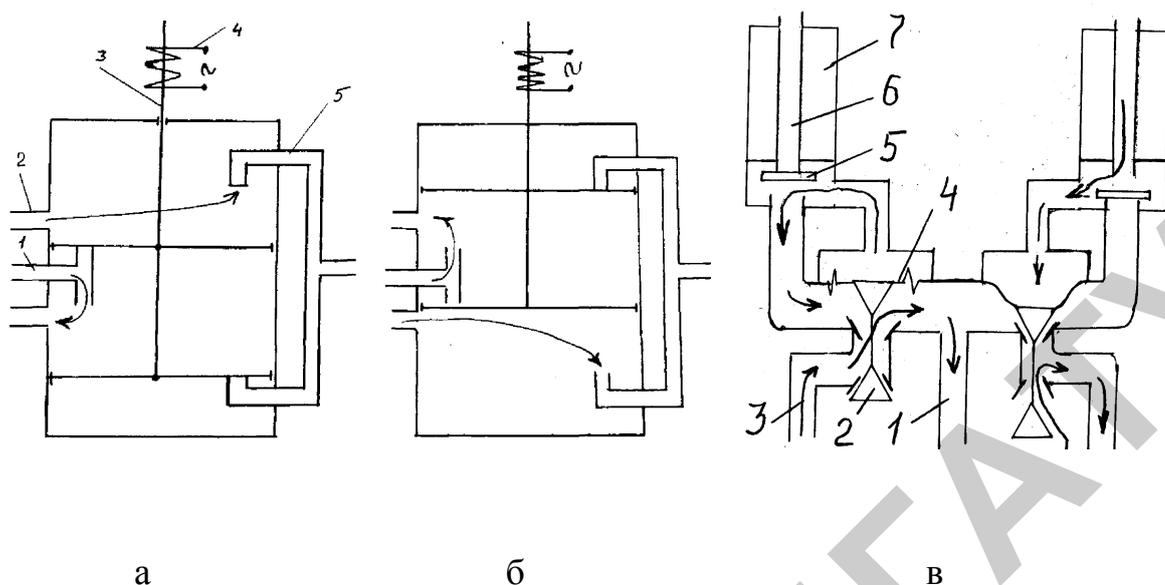


Рис. 9.25. Схема электромагнитного пульсатора парного доения сосков:

*а, б – одноклапанный (1 – патрубок атмосферного воздуха; 2 – патрубок пульсирующего вакуума; 3 – механизм клапанный; 4 – электромагнит; 5 – патрубок постоянного вакуума);
в – двухклапанный (1 – патрубок постоянного вакуума; 2 – клапан воздушный; 3 – патрубки переменного вакуума; 4 – мембраны; 5 – клапан электромагнитный; 6 – патрубок воздушный; 7 – корпус электромагнита)*

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 (такой электромагнит изображен на рис. 9.14, б). Два воздушных зазора образуются якорем и цилиндрическим сердечником, а также якорем и плоским торцом корпуса.

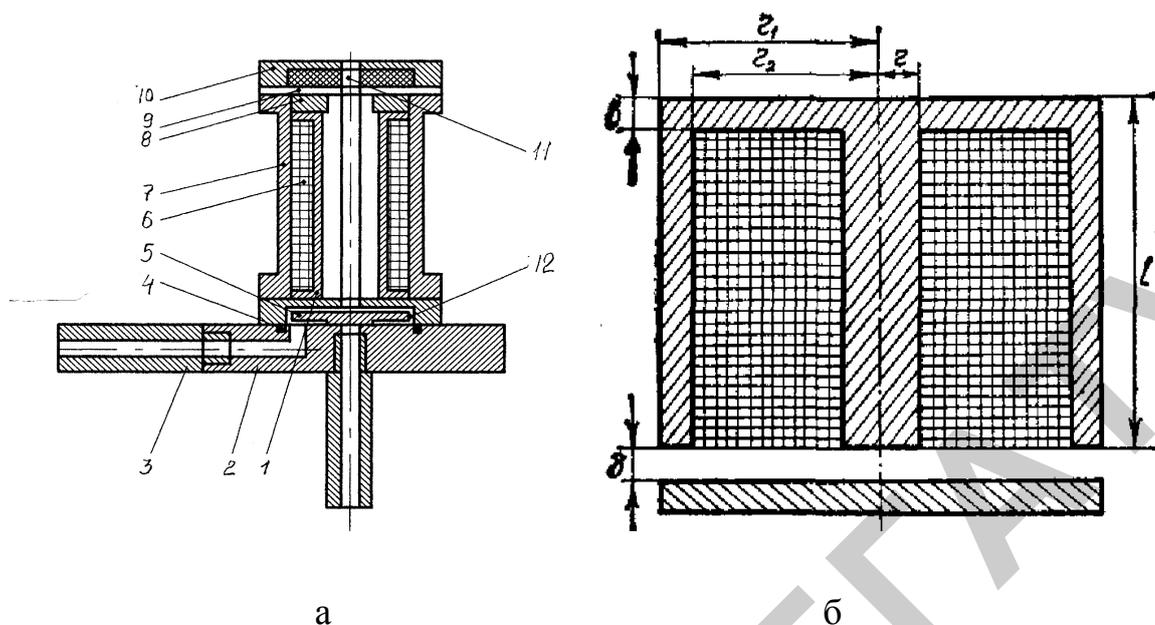


Рис. 9.26. Электромагнитный пульсатор:

а – общий вид (1 – сердечник; 2 – основание; 3 – штупцер; 4 – прокладка резино-вая; 5 – якорь; 6 – катушка; 7 – корпус электромагнита; 8 – шайба фиксиру-ющая; 9 – прокладка фиксирующая; 10 – крышка; 11 – отверстие; 12 – кла-пан); б – электромагнит

Пульсатор «LECTRON» фирмы «GASCOIGNE MELOTTE» имеет ско-рость пульсаций от 30 до 120 мин⁻¹, а также различные соотношения тактов для передних и задних сосков: 55/45 для передних сосков; 60/40 для задних. Испол-нение пульсаторов может быть как электронное, так и пневматическое.

Особенности пульсаторов «UNIPULS 2» и «UNIPULS ELEKTRONIC»: плавная регулировка частоты пульсаций и баланса от 30 до 120 мин⁻¹; малая за-висимость частоты пульсаций от температуры воздуха и уровня вакуума; работа от автономного источника питания; автоматическое включение при подклю-чении вакуума; уровень шума менее 70 дБ.

Фирма «Westfalia Separator» выпускает доильный аппарат, оснащенный электронным пульсатором «STIMOPULSC», предусматривающий использова-ние процесса стимуляции сосков вымени при доении и додаивании, с учетом процесса молокоотдачи коровы во время дойки, а также изменяющиеся инди-видуальные особенности животных в промежутке между отелами. Он осу-ществляет стимуляцию высокой частотой (300 мин⁻¹) пульсаций сосковой рези-

ны в начале доения (60 с) и отключение пульсаторов в такте сжатия в конце доения.

Расчет параметров пульсатора рассмотрим на примере *пульсатора трехтактного* доильного аппарата (рис. 9.27).

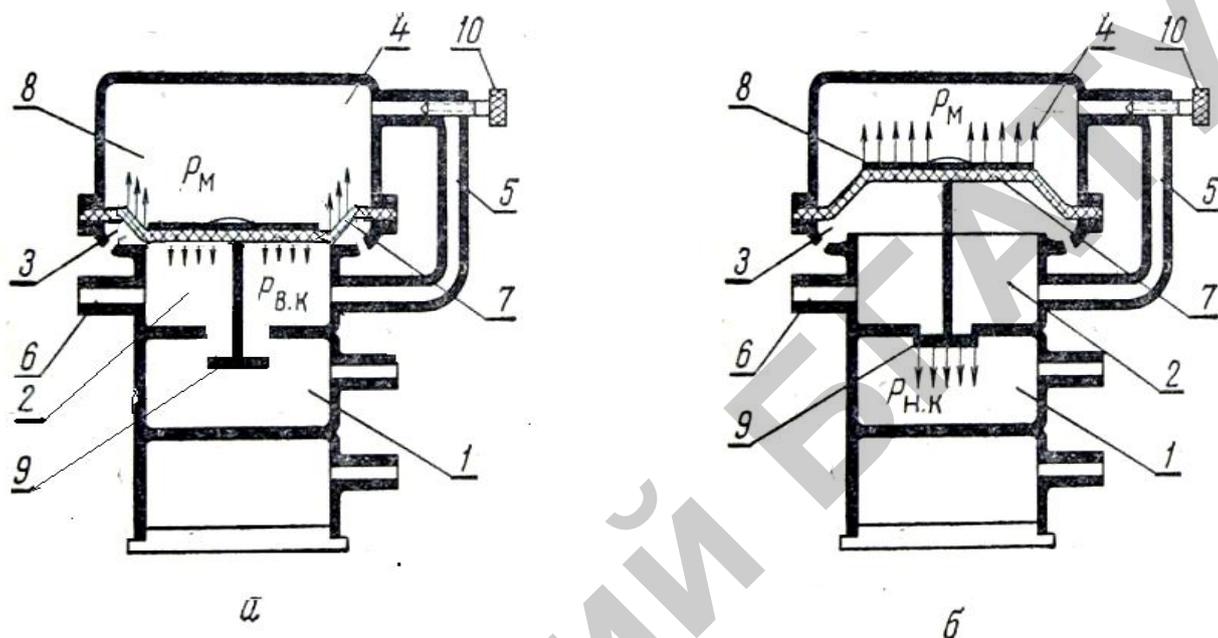


Рис. 9.27. Схема пульсатора трехтактного доильного аппарата:
а – в камере 2 вакуум; *б* – в камере 2 атмосферное давление;
 1 – камера постоянному вакуума; 2 – камера переменного вакуума; 3 – камера постоянного атмосферного давления; 4 – камера переменного вакуума (управляющая); 5 – воздушным канал; 6 – патрубок; 7 – резиновая мембрана; 8 – шайба; 9 – клапан; 10 – регулировочный винт

В пульсаторе *трехтактного* аппарата имеются четыре камеры:

- камера 1 постоянного вакуума присоединена через шланг к вакуум-магистрали;
- камера 2 переменного вакуума, отделена от камеры 1 нижним клапаном 9 клапанно-мембранного устройства пульсатора;
- кольцевая камера 3 постоянного атмосферного давления, сообщается с атмосферным воздухом через отверстия в корпусе пульсатора и отделена от камеры 2 кольцевым выступом, на который опускается верхний клапан 9;

– камера 4 (верхняя), управляющая работой пульсатора, отделена от камеры 3 резиновой мембраной 7, а с камерой 2 сообщается через канал, сечение которого регулирует винт 10.

Время, в течение которого на сосок вымени оказывают физиологически однородное воздействие доильным стаканом, **называется тактом**.

Время, в течение которого совершается совокупность разнородных тактов, называются **циклом или пульсом**.

Расчет пульсатора заключается в определении *длительности тактов и расхода воздуха*, который происходит через систему и вакуумный насос.

Время откачивания или такт сосания определяется по формуле

$$t_1 = V / (76 - k_d) \ln(\psi_1 - h_2 / h - h_1), \quad (9.56)$$

где h – номинальный вакуум, кН/м² (мм. рт. ст); ψ_1 – переменный коэффициент, учитывающий время на переключение клапанов в пульсаторе; V – объем камеры 1 постоянного вакуума, м³.

Время выпуска, или *такт разгрузки*:

$$t_2 = \frac{V_n}{76k_p} \ln\left(\psi_2 \frac{h_1}{h_2}\right), \quad (9.57)$$

где V_n – объем камеры 4 переменного вакуума пульсатора, м³; k_p – коэффициент Пуазейля, учитывающий размеры канала и вязкость воздуха. Этот коэффициент можно определить по формуле

$$k_p = \frac{\pi d_0^4}{128 l_0 \mu_s}, \quad (9.58)$$

где d_0 и l_0 – диаметр и длина канала, соединяющего камеры 2 и 4 пульсатора, м; μ_s – динамическая вязкость воздуха, которую можно принять равной $\mu_s = 0,000181$ г/см·с; ψ_2 – переменный коэффициент, учитывающий уровень вакуума в камерах. Эти коэффициенты находят по соотношениям:

$$\psi_1 = \frac{152 - (h - h_1)}{152 - (h - h_2)}, \quad (9.59)$$

$$\psi_2 = \frac{152 - h_2}{152 - h_1}, \quad (9.60)$$

где h_1 – наибольший вакуум в камере 4 переменного вакуума (управляющая) кН/м² (мм. рт. ст); h_2 – наибольший вакуум в камере постоянного вакуума 1, кН/м² (мм. рт. ст).

Разделив уравнение (9.56) на (9.57) найдем соотношение тактов:

$$\delta_c = \frac{t_1}{t_2} = \frac{76}{76 - h} \cdot \frac{\ln\left(\psi_1 \frac{h - h_2}{h - h_1}\right)}{\ln\left(\psi_2 \frac{h_2}{h_1}\right)}. \quad (9.61)$$

Число пульсаций $n = 1/t$.

Чтобы использовать полученные формулы (9.56), (9.57) и (9.61) для расчета длительности тактов, необходимо определить крайние пределы значений вакуума h_1 и h_2 в *управляющей камере*, зависящие от конструкции пульсатора. С этой целью, пользуясь расчетной схемой пульсатора, представленной на рис. 9.15, составим уравнение равновесия сил, действующих на клапаны и мембрану для двух моментов:

1-й, когда происходит переход от такта сосания к такту сжатия и клапан из нижнего положения переключается в верхнее;

2-й, когда происходит переход от такта сжатия к такту сосания и клапан опускается вниз, соединяя камеру 2 с постоянным вакуумом.

1-й случай (рис. 9.27, а), при котором действуют направленные вниз силы: $P_{вк}$ – давление воздуха на верхний клапан с площадью $F_{вк}$ и G – вес подвижных частей.

При работе пульсатора воздух из камеры 2 переходит в камеру 1, откуда непрерывно откачивается насосом. Камера 2 закрыта сверху мембраной 7 и шайбой 8 и тем самым отделена от концентрической камеры 3, связанной с ат-

мосферным давлением. Появляется сила $P_{вк}$, действующая сверху вниз на мембрану 7 и шайбу 8. Величина этой силы в этом случае:

$$P_{вк} = (h - h_1)F_{вк} k, \quad (9.62)$$

где $k = 1,033/76$ – переводной коэффициент; h – номинальный вакуум, при котором работает пульсатор, кН/м²; $F_{вк}$ – площадь верхнего клапана, м².

б) В камере 2 создается вакуум, который по патрубку 6 передается в коллектор. Одновременно воздух из камеры 4 переходит в камеру 2 по каналу 5, отчего вакуум в камере 4 повышается, но в камере 2 не изменяется, так как она соединена с камерой 1.

Так как в камере 3 атмосферное давление, а в камере 4 увеличивается вакуум, то сила $P_{вк}$, прижимающая мембрану 7 вниз, уменьшается и одновременно возникает и растет направленная вверх сила упругая сила P_m , мембраны 7.

Сила, действующая вверх это P_k – давление атмосферного воздуха из камеры 3 на кольцо мембраны площадью F_k и R_m – сила упругости мембраны, защемленной по периметру. По опытным данным упругая сила мембраны составляет $1 \div 3$ Н.

При этом

$$P_m = h_1 u F_m k, \quad (9.63)$$

где F_m – площадь мембраны, м²; h_1 – наибольший вакуум в камере 4 переменного вакуума, кН/м² (мм. рт. ст); u – коэффициент активности мембраны, учитывающий только ту часть нагрузки, которая от мембраны передается на стержень клапана;

Уравнение равновесия сил к моменту переключения клапана из нижнего положения в верхнее имеет вид:

$$P_{вк} + G = P_k + R_m, \quad (9.64)$$

или

$$(h - h_1) F_{вк} k + G - R_m = h_1 u F_k k,$$

откуда

$$h_1 = h \frac{F_{вк}}{F_{вк} + uF_{к}} + \frac{G - R_{м}}{k(F_{вк} + uF_{к})}, \quad (9.65)$$

где G – вес подвижных частей, кг; $R_{м}$ – сила упругости мембраны, Н.

Коэффициент активности мембраны,

$$u = \frac{\frac{1}{3} + \frac{d_{к}}{d_{м}} + \left(\frac{d_{к}}{d_{м}}\right)^2}{1 + 2 \cdot \frac{d_{к}}{d_{м}} + \left(\frac{d_{к}}{d_{м}}\right)^2}, \quad (9.66)$$

где $d_{м}$ – наружный диаметр мембраны, м; $d_{к}$ – внутренний диаметр кольцевой камеры, м.

Так как площадь мембраны меньше площади верхнего клапана, т.е. $F_{м} < F_{вк}$, то сила, действующая вверх, в некоторый момент выравнивается по величине с силой $P_{вк}$, а затем становится больше ее, и мембрана, увлекая за собой стержень, передвигается вверх. При этом нижний клапан 9 закрывает нижнее сечение камеры 2, и она быстро заполняется воздухом из камеры 3 до атмосферного давления. Воздух устремляется в коллектор по патрубку 6, а также по каналу 5 в камеру 4. В то же время возникает новая, небольшая сила $P_{нк}$, действующая на нижний клапан 9 вниз.

2-й случай (рис. 9.27, б).

а) Силы, действующие вниз, $P_{нк}$ – давление воздуха на нижний клапан площадью $F_{нк}$, G – вес подвижных частей, $R_{м}$ – упругая сила мембраны.

Для этого случая:

$$P_{нк} = hF_{нк}k, \quad (9.67)$$

где $F_{н.к}$ – площадь нижнего клапана, м²;

б) Силы, действующие вверх: $P_{ш}$ – давление на шайбу с площадью $F_{ш}$ и $P_{к}$ – давление на кольцо мембраны площадью $F_{к}$. При этом:

$$P_{и} = h_2 F_{и} k, \quad (9.68)$$

$$P_{к} = h_2 u F_{к} k. \quad (9.69)$$

Уравнение равновесия сил к моменту переключения клапана из верхнего положения в нижнее имеет вид:

$$P_{нк} + G + R_m = P_{и} + P_{к}, \quad (9.70)$$

или

$$h F_{нк} k + G + R_m = h_2 (F_{и} + u F_{к}) k,$$

откуда

$$h_2 = h \frac{F_{нк}}{F_{и} + u F_{к}} + \frac{G + R_m}{k (F_{и} + u F_{к})}. \quad (9.71)$$

Формулы (9.65) и (9.71) для расчета соотношения длительности тактов справедливы для любого мембранного пульсатора, имеющего управляющую камеру 4 постоянного объема.

Однако предельные значения вакуума h_1 и h_2 должны определяться с учетом особенностей конструктивной схемы и размеров пульсатора.

Постепенно воздух из камеры 2 поступает в камеру 4. Сила, действующая на мембрану 7 вверх, уменьшается до тех пор, пока не станет меньше силы, действующей на нижний клапан 9 вниз. Тогда нижний клапан, опустившись вниз, открывается, и одновременно камера 2 закрывается сверху мембраной. В камере 2 опять образуется вакуум, и весь процесс повторяется.

Уравнения (9.65) и (9.71) при равновесии сил дают возможность подсчитать пределы изменения вакуума в камере 4:

$$\frac{F_{в.к}}{F_{н.к}} = \frac{h_1}{h_2} = \frac{D_{в.к}^2}{D_{н.к}^2}. \quad (9.72)$$

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 пульса-

ций в минуту. Соотношение длительности тактов сосания и сжатия определяется размерами площадок давления клапанно-мембранного механизма.

9.4 Назначение и устройство коллектора

Коллектор позволяет распределить переменное давление по доильным стаканам, принять от них выдаиваемое молоко и направить его в молокоприемник (рис. 9.28), имеет две камеры – молокосорную и распределительную.

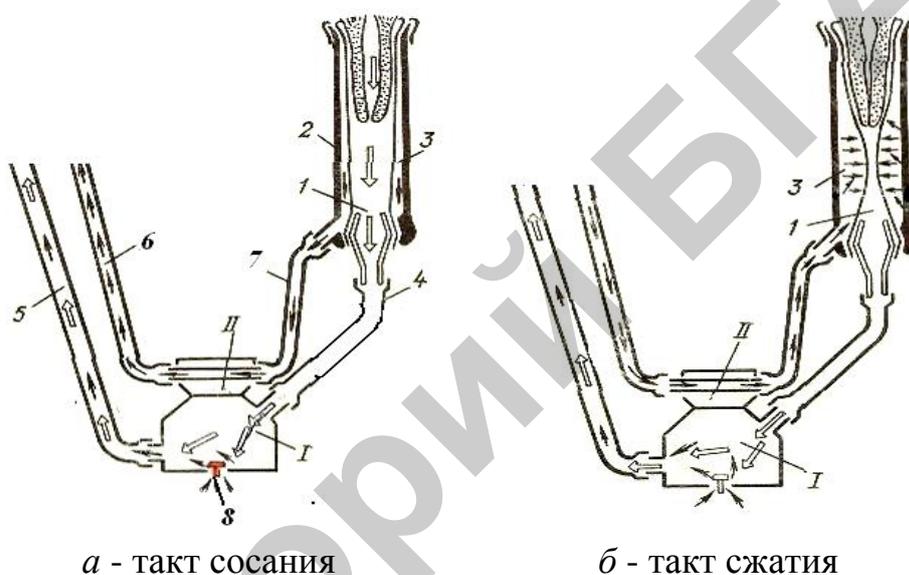


Рис. 9.28. Схема работы двухтактного доильного аппарата:

I – камера постоянного вакуума (молокосборная);

II – камера переменного вакуума (распределительная);

1 – подсосовая камера; 2 – доильный стакан; 3 – межстенная камера; 4, 5 – молочные шланги; 6; 7 – шланги переменного вакуума; 8 – клапан подсоса воздуха

В нижней части молокосорной камеры I (рис. 9.29) находится резиновая пробка 1, во втулке которой расположен штифтовой клапан. Через него при доении происходит подсос воздуха, благодаря чему обеспечивается быстрое освобождение молочного шланга – улучшается его транспортирующая способность. Камеры коллектора через патрубки соединены со стаканами, доильным ведром и пульсатором.



Рис. 9.29. Коллектор:

1 – камера постоянного вакуума (молокосборная); 2 – камера переменного вакуума (распределительная); 3 – пробка; 4 – молокопровод; 5 – вакуумпровод

Камера постоянного вакуума 1 коллектора изготовлена из прозрачной пластмассы для контроля молоковыделения. Введен клапан 3 отключения вакуума, исключающий применение зажима молочного шланга. Большой угол наклона от горизонтальной оси выходного штуцера коллектора, около 75° , улучшает отток молока и способствует более равномерному распределению массы подвесной части доильного аппарата на сосках вымени коровы. Вместимость молочной камеры от 58 см^3 до 76 см^3 .

Доильные аппараты «Эклипс» и «Мини-Орбит» (рис. 9.30) имеют коллектор объемом 305 и 640 см^3 , соответственно. Диаметры входного отверстия 9 мм , а выходного - 16 мм , обеспечивают свободный отток молока от сосков при минимальном вакууме, что снижает случаи заболевания маститом.

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. 9.31.



Рис. 9.30. Коллектор доильного аппарата «Эклипс»

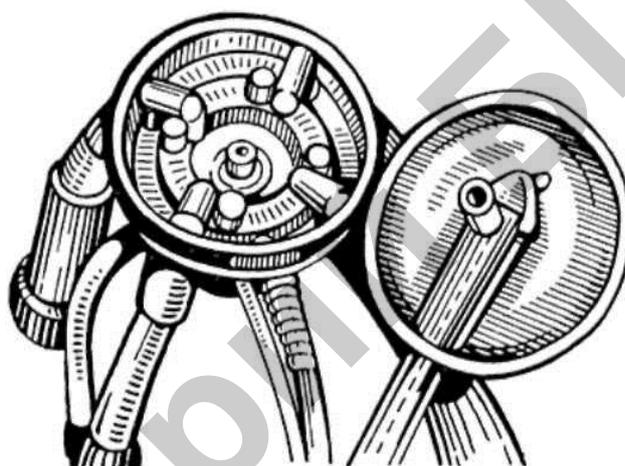


Рис. 9.31. Подвесная часть с маститным индикатором фирмы «S.A.C.»

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 (батарейка).

9.5 Определение расхода воздуха доильным аппаратом

Расчет, проводимый для обоснования потребной производительности вакуумного насоса, включает определение расхода воздуха доильными аппаратами и системой вакуумпровода.

Расход воздуха доильными аппаратами зависит от величины вакуума, частоты пульсаций, типа аппарата и емкости камер и трубок, в которых действует переменный вакуум.

Примем суммарную емкость камер доильных стаканов для одного аппарата, равной V_a . Тогда объем воздуха V_h после расширения, по закону Бойля-Мариотта:

$$V_h = \frac{P_0 V_a}{P_h}, \quad (9.73)$$

где V_a – начальный объем воздуха в камерах при атмосферном давлении, м^3 ; P_0 – барометрическое (атмосферное) давление, кН/м^2 (мм. рт. ст.); P_h – абсолютное давление в камерах после откачивания воздуха, кН/м^2 .

Абсолютное давление после откачивания:

$$P_h = P_0 - h, \quad (9.74)$$

где h – номинальный вакуум, кН/м^2 (мм. рт. ст.).

Следовательно, объем воздуха подлежащий откачиванию за один цикл работы аппарата, будет:

$$V_u = V_h - V_a. \quad (9.75)$$

Этот объем необходимо привести к нормальным условиям, т.е. к атмосферному давлению. Тогда приведенный объем $V_{ц.прив}$ можно найти из равенства:

$$V_{ц.прив} = \frac{V_u P_h}{P_0}. \quad (9.776)$$

Если в эту формулу подставить значение V_u из (9.20) и давления из (9.19), то объем воздуха, откачиваемый за одну пульсацию и приведенный к атмосферному давлению:

$$V_{ц.прив} = V_a \frac{h}{P_0}. \quad (9.77)$$

Из этой формулы следует, что при вакууме, равном 52 кН/м^2 (380 мм. рт. ст), необходимо откачивать половину всего воздуха, находящегося в камерах стаканов и шлангах переменного вакуума, соединяющих стаканы, коллектор и пульсатор.

При частоте пульсаций ν - расход воздуха доильным аппаратом:

$$Q_{\text{возд}} = V_{\text{ц.прив.}} \cdot \nu = V_{\text{а}} \frac{\nu h}{P_6} . \quad (9.78)$$

Производительность отдельных вакуумных агрегатов должна быть не менее $30 \text{ м}^3/\text{ч} \div 45 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Соотношение вакуума. Оптимальным считается превышение вакуума в молокопроводе на $1 \div 2$ КПа над соответствующими значениями в вакуумпроводе. Допустимо равенство. При повышенном относительном вакууме в вакуумпроводе спадают стаканы, быстро изнашивается сосковая резина, доение становится опасным для здоровья животных.

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.

9.6 Расчет ротационного вакуумного насоса

В настоящее время для создания вакуума на животноводческих фермах применяются насосы ротационного типа и водокольцевые вакуумные насосы.

Вакуумные ротационные насосы одинаковы по устройству и отличаются производительностью и расходом масла соответственно. Внутри неразъемного корпуса вращается ротор, расположенный эксцентрично относительно оси статора (рис. 9.32, а).

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.

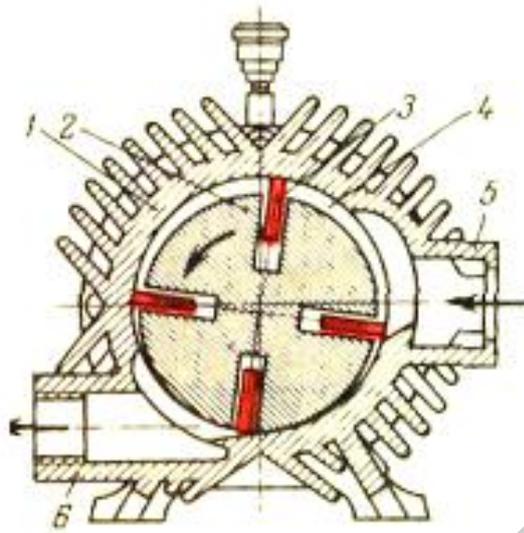


Рис. 9.32. Схема ротационного вакуумног насоса:

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. 9.33, пространство переменного объема образуется кольцевым потоком воды, вращающимся по внутренней поверхности статора и лопатками, выполненными заодно с ротором. Причем лопатки не касаются стенок статора, поэтому смазки не требуется.

Сжатый воздух вместе с небольшим количеством воды выбрасывается в выхлопную трубу и дальше в разделитель потока, откуда охлажденная вода дозировано опять подается в насос вместе с засасываемым в него воздухом.

Объемная подача ротационного насоса зависит от площади AA_1V_1V камеры всасывания, длины ротора и частоты его вращения (рис. 9.34). Площадь AA_1V_1V является переменной величиной, зависящей от угла поворота ротора $-\varphi$.

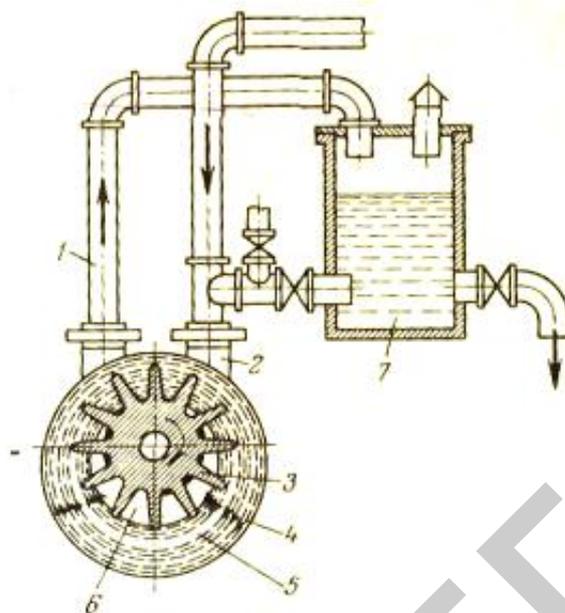


Рис. 9.33. Схема водокольцевого вакуумного насоса:

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

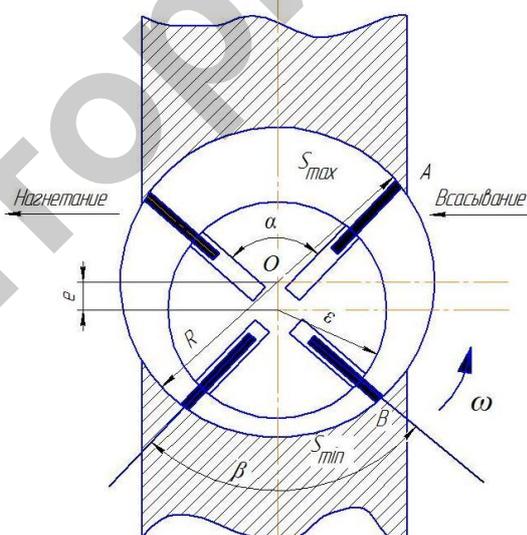


Рис. 9.34. Схема работы ротационного насоса

Роторные насосы, обычно, делают таким образом, чтобы в момент образования максимальной площади, она перекрывалась от всасывающего патрубка и открывалась в сторону нагнетания. Это происходит если длина дуги статора, перекрывающая межлопастное пространство, будет немногим больше угла между лопатками, а расстояние всасывающего и нагнетающего патрубков будет распола-

гаться по оси, перпендикулярной оси эксцентриситета. 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 площадями межлопаточного пространства. Определим данный параметр для четырех лопаточного насоса. Примем радиус статора при максимальном межлопаточном объеме равным:

$$R_1 = R + e, \quad (9.79)$$

где R – радиус (фактический) статора, м; e – эксцентриситет, м.

Тогда с некоторым превышением над фактической площадь сектора O_1CA можно определить по формуле

$$S_1 = \frac{\pi R_1^2 \beta}{2\pi}, \quad (9.80)$$

где β – угол между лопатками, град.

При четырех лопатках $\beta = \pi/2$, тогда:

$$S_1 = \frac{\pi (R + e)^2}{4}. \quad (9.81)$$

Площадь сектора ротора $O_1C_1A_1$ также можно определить по формуле

$$S_1 = \frac{\pi r \beta}{2\pi}, \quad (9.82)$$

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:

$$S_2 = \frac{\pi (R - e)^2}{4} \quad (9.83)$$

Тогда максимального межлопаточного объема:

$$\Delta S_{\max} = S_1 - S_2 = \frac{\pi (R + e)^2}{4} - \frac{\pi (R - e)^2}{4} = \pi R e. \quad (9.84)$$

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 :

$$S_3 = \pi R^2 / 4, \quad (9.85)$$

и площадь сектора с радиусом r_p :

$$S_4 = \frac{\pi r_p^2}{4} = \frac{\pi (R - e)^2}{4}. \quad (9.86)$$

Минимальная площадь между лопатками:

$$\Delta S_{\min} = S_3 - S_4 = \frac{\pi R^2}{4} - \frac{\pi (R - e)^2}{4} = \frac{\pi (2Re - e^2)}{4}. \quad (9.87)$$

Эффективность работы насоса определяется разностью максимальной и минимальной межлопаточной площади:

$$\Delta S = \Delta S_{\max} - \Delta S_{\min} = \pi \left(Re - \frac{(2Re - e^2)}{4} \right) = \frac{\pi}{4} (2Re + e^2) \approx 0.785e(D + e), \quad (9.88)$$

где D – диаметр статора, м.

Полезный объем межлопаточной камеры:

$$V_n = 0.785 e(D + e)L_{\text{рот}}, \quad (9.89)$$

где $L_{\text{рот}}$ – длина ротора, м.

При четырех лопатках и угловой скорости вращения ротора ω подача насоса составит:

$$Q_n = \frac{4V_n \omega_p}{2\pi} = 0,5e(D + e) L_{\text{рот}} \omega_p \quad . \quad (9.90)$$

Отсюда следует, что теоретическая подача воздушного насоса прямо пропорциональна его геометрическим размерам (e , D , L) и угловой скорости вращения ротора. Действительная производительность насоса:

$$Q_d = Q_n \eta_m \eta_n \quad (9.91)$$

где η_m – манометрический коэффициент, учитывающий условия вакуума:

$$\eta_m = \frac{p_a - h}{p_a} = \frac{p_h}{p_a} \quad , \quad (9.92)$$

в доильных установках разрежение составляет $h = 47,66$ кПа, тогда $\eta_m = 0,52 \div 0,32$.

η_n – коэффициент заполнения камеры, зависит от конструкции насоса и частоты его вращения. Он может колебаться в довольно широких пределах, $\eta_n = 0,3 \div 0,9$.

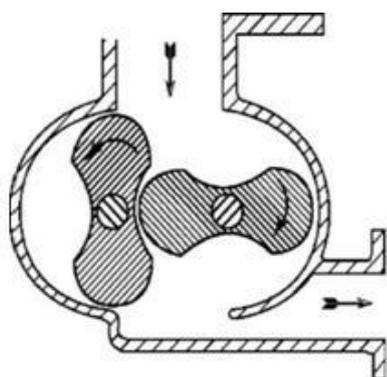
При известной подаче насоса и разрежении в доильных установках, мощность на привод насоса можно определить по формуле

$$N_n = \frac{Q_n h}{\eta} \quad . \quad (9.93)$$

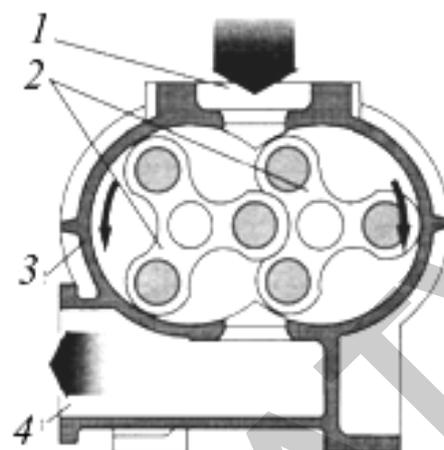
Таким образом, задав технологические условия можно рассчитать конструктивные параметры роторного насоса.

Для некоторых процессов требуется очень большая быстрота откачки и не при очень низких давлениях. Этим требованиям удовлетворяют двухроторные объемные насосы типа воздуходувки Рутса. Схема такого насоса представлена на рис. 9.35.

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.



двухкулачковый насос



трехкулачковый насос

Рис. 9.35. Схема двухроторного объемного насоса:

1 – вход; 2 – ротор; 3 – корпус; 4 – выход

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.

9.7. Классификация доильных установок и схемы доильных залов

Доильные установки подразделяются на следующие группы /46/:

1. Линейные доильные установки, которые применяют при привязном содержании дойного стада и в свою очередь подразделяются на две группы:

– доильные установки для доения в переносные ведра. При этом велика доля ручного труда (транспортировка молока в молочный блок) и низкая нагрузка на 1 доярку 20÷25 коров.

– доильные установки с длинным молокопроводом на 100 коров и на 200 коров. При этом норма обслуживания увеличивается в 2 раза (50 гол.), снижаются затраты ручного труда и автоматизируется учет молока от группы животных.

Доильная установка с молокопроводом предназначена для доения коров в стойлах коровников, транспортирования выдоенного молока по трубам в мо-

лочную, группового учета надоя, фильтрации, охлаждения и сбора его в емкости для хранения. Такая установка (рис. 9.36) с молокопроводом состоит из двух замкнутых систем – воздухопровода для создания в системе разрежения, необходимого для осуществления процесса машинного доения коров и молокопровода для сбора и транспортирования выдоенного молока.

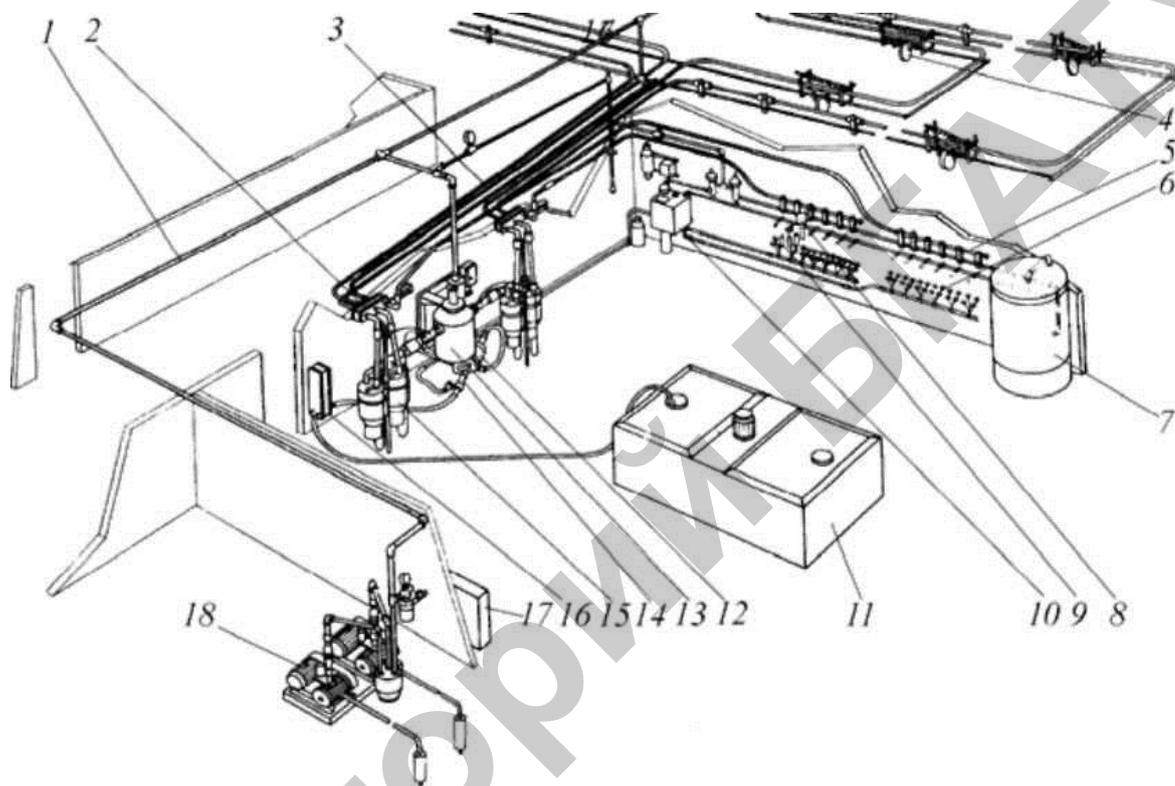


Рис. 9.36. Доильный агрегат:

1 - вакуумпровод; 2 - переключатель; 3 - молокопровод; 4 - устройство подъема; 5 - вакуумно-молочный кран; 6 - устройство промывки; 7 - электроводонагреватель; 8 - устройство учета молока; 9 - доильная аппаратура; 10 - автомат промывки; 11 - резервуар молока; 12 - молочный насос; 13 - молокоприемник; 14 - фильтр; 15 - дозатор молока; 16 - охладитель молока; 17 - шкаф запасных частей; 18 - установка вакуумная.

Установка, рассчитанная на 200 коров, состоит из двенадцати доильных аппаратов, двух унифицированных установок для создания разрежения с воздушными баллонами, с двумя регуляторами разрежения и системы воздухопровода. Молочная линия состоит из молокопровода из стеклянных труб диаметром 45 мм, группового счетчика молока, молокосборника (воздухоразделителя), молочного насоса, фильтра, пластинчатого двухпакетного охладителя молока,

автоматического устройства для циркуляционной промывки молокопровода и доильной аппаратуры, а также устройства для индивидуального (зоотехнического) учета надоев молока.

2. Доильные установки, устанавливаемые в специальных доильных залах. Применяются преимущественно при беспривязной системе содержания коров, но могут применяться и при привязной, в особенности, если имеется автоматическая групповая привязь.

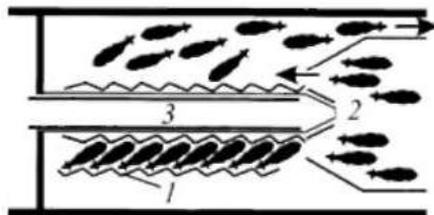
Установки этого типа состоят из доильных аппаратов, стационарно монтируемых в помещениях или перемещающимися на специальных платформах. На доение коров перегоняют от мест их содержания по очереди или группами, впускают в доильное помещение и размещают в станках. После окончания доения коровы возвращаются 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. Это позволяет повысить производительность труда операторов при машинном доении и получать молочную продукцию более высокого качества.

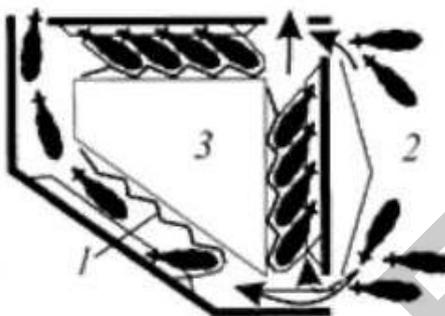
Доильные установки для доения коров в специальных залах подразделяют на группы: «Елочка»; «Тандем»; «Карусель».

Типа «Елочка» (рис. 9.27). Доильные установки для доения коров в специальных залах типа «Елочка» выпускаются *с групповыми продольными станками*. Установки *с групповыми станками* отличаются количеством мест в станках и их расположением:

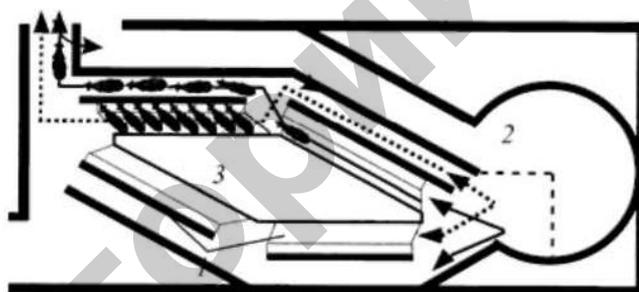
– «в линию» – с количеством скотомест 2x4, 2x6, 2x8 и т.д.;



– «Тригон» с количеством скотомест 3x4;



– «Полигон» с количеством скотомест 4x8;



– «Параллель» и «Европараллель».

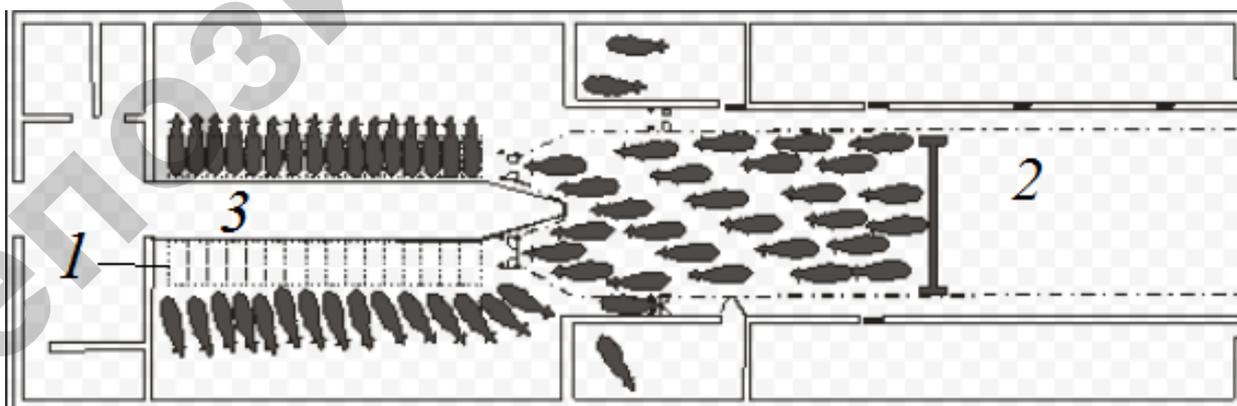


Рис. 9.37. Схемы доильных залов типа «Елочка»:

1 – станки; 2 – входные ворота; 3 – место оператора

В состав стационарной доильной установки «Елочка» входят два доильных станка на 8 мест каждый, расположенные по обеим сторонам рабочей траншеи под углом $30\div 35^{\circ}$, что позволяет оператору из траншеи проводить обработку вымени и доение

Технологическая линия включает молокопровод, вакуумпровод, устройство для подмывания вымени, а также системы первичной обработки молока.

Доильная установка может быть оборудована системой кормораздачи, состоящей из: цепочно-шайбового транспортера, бункеров, кормушек и дозаторов концентрированных кормов. Выдача корма – групповая со ступенчатой регулировкой порций.

На установках типа «Елочка» достигается производительность труда, равная $35\div 40$ гол/час за счет большего количества доильных аппаратов, особенно размещению коров и их групповому обслуживанию. Коровы располагаются под углом 30° к траншее и обращены головами от траншеи, что позволяет разместить их в групповом станке ближе друг к другу ($90\div 100$ см). Коровы поступают в доильный станок и выходят из него группой, а не по одной.

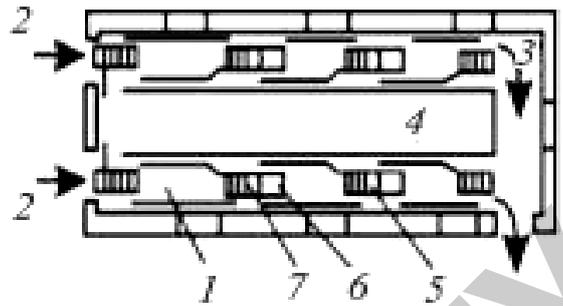
Характерными особенностями доильного зала типа «Полигон» своеобразная конфигурация доильного зала, который обычно имеет четырехугольную форму, и с каждой стороны расположено по шесть доильных станков типа «Елочка».

Процесс доения осуществляется следующим образом. Когда входные ворота открыты, то все кормушки, кроме самой дальней, закрыты. Когда первая корова достигает последней кормушки и касается ее, автоматически открывается вторая кормушка, вторая включает третью и т.д. по линии до последней, закрывающей входные ворота. Установку обслуживает один оператор.

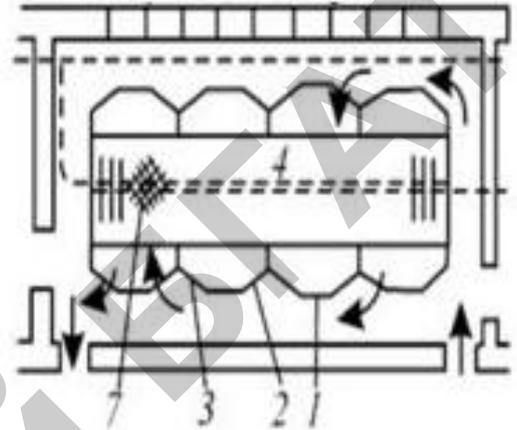
На установках типа «Тандем» в результате удобной организации рабочего места операторов более высокая производительность труда, чем при доении в молокопровод в стойлах коровников.

Типа «Тандем» (рис. 9.38) имеет следующие схемы доильных залов:

– с групповыми продольными станками «в линию» и двухсторонним (2x4, 2x3, 2x2) расположением станков



– с индивидуальными станками «в линию» и трехсторонним (3x4) расположением станков



– с индивидуальными станками «Тригон»

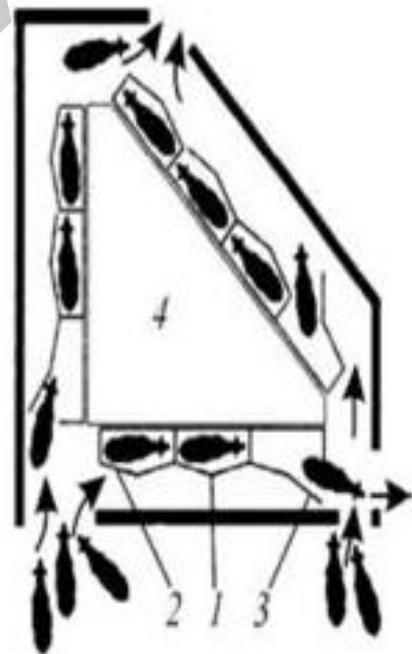


Рис. 9.26. Схемы доильных залов типа «Тандем»:

1 – станок; 2 – входные ворота; 3 – выходные ворота; 4 – место оператора; 5 – бункер с кормами; 6 – кормушка; 7 – решетка канализационная

Операторы находятся в траншее глубиной $0,6 \div 0,75$ м, по бокам и параллельно которой расположены индивидуальные станки для коров. В каждом станке имеется свой доильный аппарат.

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. *Главное преимущество* этой установки – возможность доить в станке коров любой продуктивности и имеющей разную продолжительность доения.

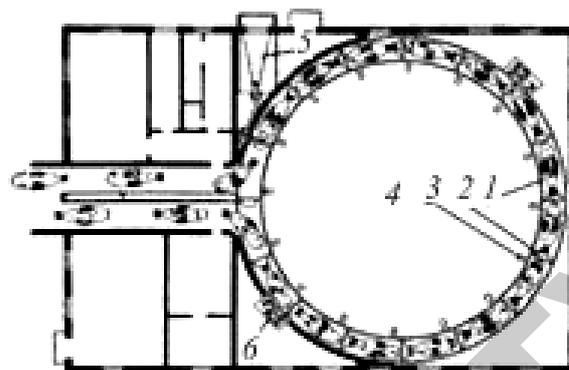
На установках с подвижными станками *типа «Карусель»* коровы непрерывно едут на платформе, а оператор находится на одном месте, надевает или снимает доильные стаканы. Такие конвейерные установки оборудуются индивидуальными станками. Доильная установка «Карусель» представляет собой вращающуюся платформу в виде кольцеобразного диска – внутренний диаметр 12 м, наружный 15 м, на которой смонтированы станки с кормушками типа «Елочка». Мощность привода платформы 4 кВт от моторредуктора с бесступенчатым вариатором, обеспечивающим частоту вращения платформы в пределах один оборот за $6 \div 14$ минут.

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. Операторы, обслуживающие поголовье находятся изнутри установки.

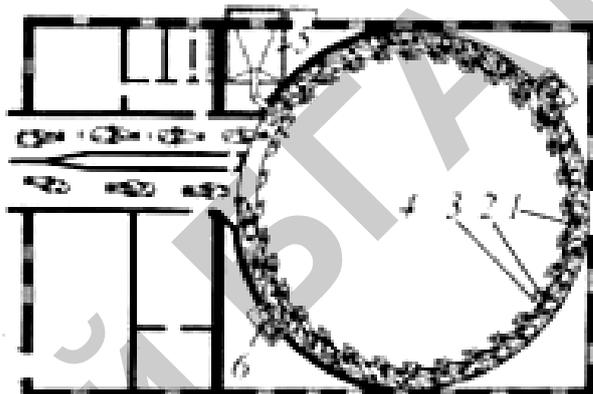
Наилучшие условия для применения установки – на фермах с беспривязным содержанием животных.

Известны следующие схемы доильных залов типа «Карусель» (рис. 9.39):

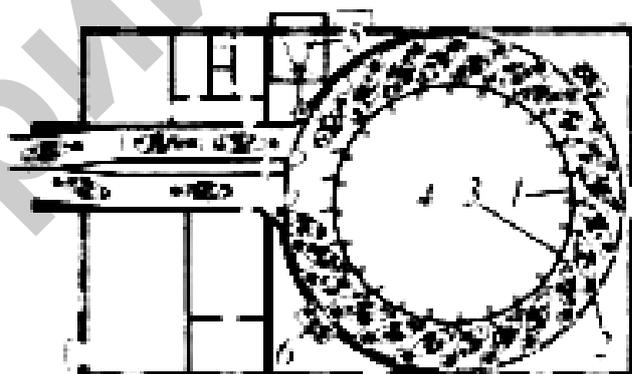
– со станками типа
«Тандем»



– со станками типа
«Елочка» головами внутрь



– со станками типа
«Елочка» головами наружу



– «бок о бок» головами
внутри

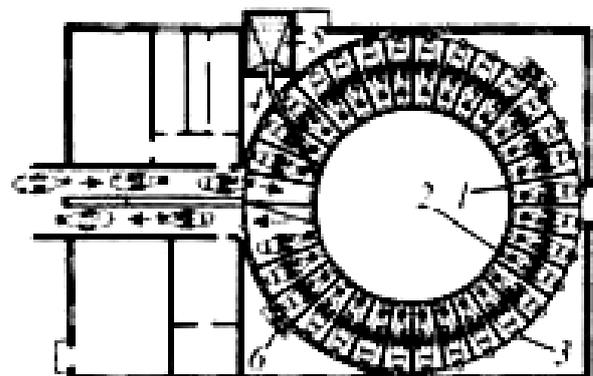


Рис. 9.39. Схемы доильных залов типа «Карусель»:

*1 – станок; 2 – кормушка; 3 – доильный аппарат; 4 – место оператора;
5 – бункер с кормами; 6 – приводная станция молока*

При доении молоко из доильного стакана аппарата через счетчик засасывается в воздухоразделитель. Далее молочным насосом оно через фильтр и пластинчатый охладитель подается в емкость для сбора и хранения. Санитарную обработку вымени коров производят из четырех разбрызгивателей, заполняющихся теплой водой, которая из водонагревателя подается через трубопровод. Разбрызгивателями пользуются только для обмывания вымени. Установка может эксплуатироваться в двух режимах: доения и промывки доильных аппаратов.

Воздушная система работает как во время доения, так и при автоматической циркуляционной промывке установки. Для уменьшения пульсаций в воздушной системе и защиты насоса от попадания в него воды и посторонних предметов между ним и магистральным воздухопроводом устанавливают воздушный баллон. Для предотвращения возможных поломок лопаток воздушного насоса при его вращении в обратную сторону (за счет разрежения в магистрали и воздушном баллоне при прекращении работы доильной установки) на воздушной линии перед насосом устанавливают предохранитель.

Во время функционирования установки в ее молокопроводе поддерживается постоянный уровень разрежения – 48 кПа, а в воздухопроводе – 45 кПа. Для обеспечения устойчивой работы установки молокопровод и воздухопровод объединяют в одну технологическую линию, которую прокладывают по краям траншеи. Регулировку воздушного режима производят регулятором разрежения.

3. Универсальные 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. 9.28), которая имеет две секции параллельно-проходных станков, установленных на полозьях. В разрывах, между станками, находятся бункера 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 вакуумсиловая установка с электродвигателем, карбюраторный двигатель, водяной и молочный насосы, генератор тока с осветительным оборудованием и установка горячей воды.

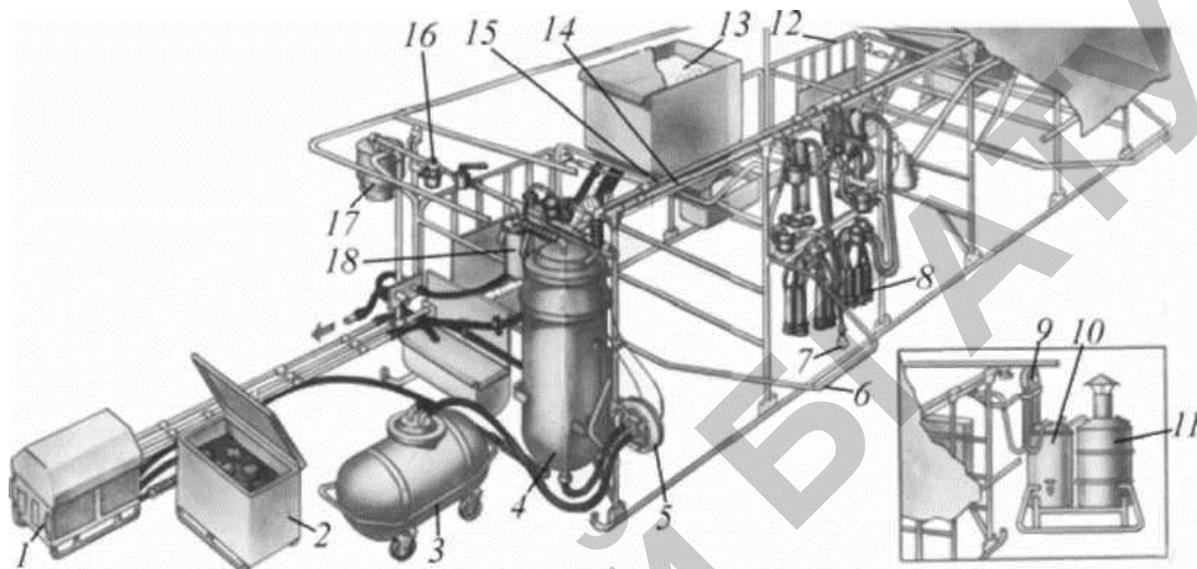


Рис. 9.40. Общий вид доильной установки:

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 – вакуумпровод; 15 – молокопровод; 16 – вакуумрегулятор; 17 – вакуумбаллон; 18 – предохранительная камера

На расстояние до 100 м установку можно транспортировать на полозьях со скоростью не более 8÷10 км/ч. При больших расстояниях доильные станки перевозят на специальных тележках, а остальное оборудование на других средствах транспорта.

Для машинного доения при беспривязном содержании коров фирма «Alfa-Laval» поставляет следующие типы доильных залов:

- «Елочка 30» (типоразмерный ряд: односторонние станки - от 1х3 до 1х6; двусторонние - от 2х3 до 2х12);
- «Европараллель» (типоразмерный ряд: односторонние станки от 1х4 до 1х12; двусторонние - от 2х4 до 2х20);

– «Карусель» (модификации «Елочка» от 16 до 40 стойломест и «Параллель»)).

Доильные залы имеют модульную структуру и позволяют варьировать количество скотомест от поголовья животных и размеров доильных залов.

В доильном зале «Европараллель» коровы размещаются параллельно друг другу, задней частью к доильной яме. Доильные аппараты подключаются между задними ногами. Группа коров покидает доильный зал одновременно, сразу после окончания доения. Это повышает производительность установки.

Для доения любого поголовья коров *при привязном содержании животных* фирмой «Alfa-Laval» поставляется доильная установка, имеющим модульную конструкцию. В комплект установки входят:

– вакуумпроводы (основной из пластиковых труб 50 и 75 мм и крановый из тонкостенных стальных труб 50 мм) и молокопроводы из нержавеющей стали 52 мм;

– вакуумная установка с регулятором уровня вакуума;

– доильные аппараты» MU 200 DeLaval – Duovac» (процесс доения регулируется потоком молока), «MU 100 DeLaval» или «MU 350 DeLaval – Милкмастер» (с электронным пульсатором, цифровым дисплеем с отображением потока молока, массы молока и времени основной фазы доения, автоматической системой выбора режима доения и автоматизированным снятием подвесной части аппарата с вымени животного);

– молокоприемник;

– устройства измерения надоя молока при контрольных дойках – «Милкскоп»;

– автоматическая система промывки доильного оборудования;

– оборудование охлаждения и хранения молока.

На автоматизированной доильной установке с молокопроводом «Milk Master» имеется подвесная дорога и передвижные доильные аппараты. Подвесная дорога исключает переноску доильных аппаратов и облегчает труд дояра. Дояр работает с четырьмя доильными аппаратами 10 (рис. 9.41, а), передвигаемыми на кронштейне 5 по подвесной магистрали 1.

С целью исключения простоев доильных аппаратов, для объезда одного доильного аппарата другим, предусмотрена внутренняя направляющая 4. Доеание коров осуществляется спереди.

Молочно-вакуумная линия монтируется на универсальной кронштейне 2 (рис. 9.29, б), который прикрепляется к подвешенному швеллеру 3. Молокопровод 7 располагается под вакуумпроводом 6. Доильный аппарат подсоединяется к молочно-вакуумной линии при помощи крана.

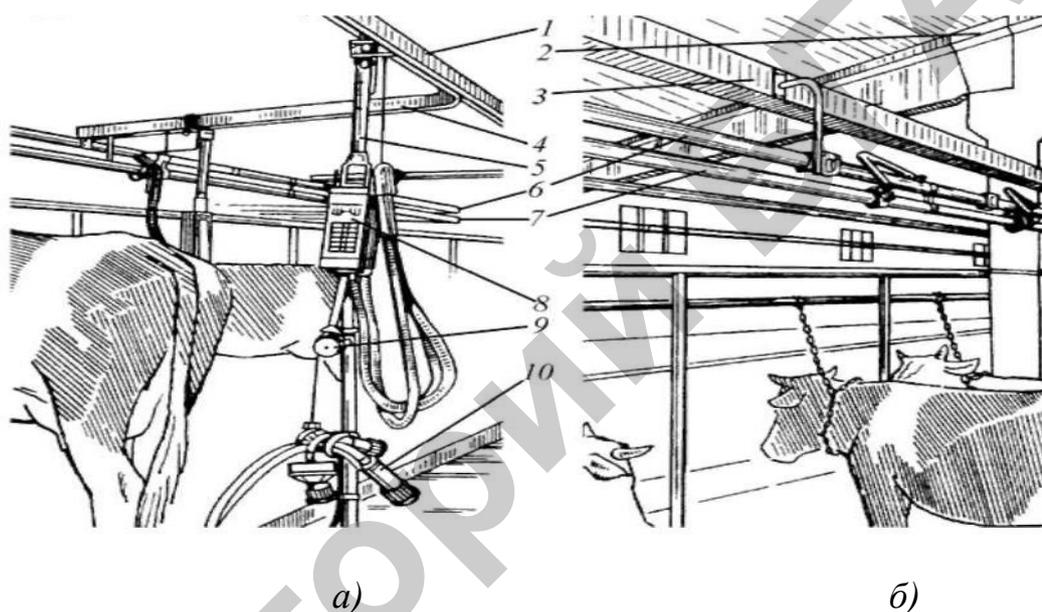


Рис. 9.41. Фрагменты доильных установок фирмы «Alfa-Laval Agri»:

а – с молокопроводом на кронштейнах; *б* – с молокопроводом «Milk Master»;
 1 – подвесная магистраль; 2, 5 – кронштейн; 3 – швеллер; 4 – направляющая;
 6 – вакуумпровод; 7 – молокопровод; 8 – блок управления; 9 – устройство снятия доильного аппарата; 10 – доильный аппарат

Доильный аппарат с электронным блоком управления 8 имеет встроенный потокомер электродного типа, который при снижении интенсивности молокоотдачи до 0,2 кг/мин подает сигнал устройству 9 снятия доильного аппарата.

Доильные установки могут комплектоваться стационарными кормораздатчиками, 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 (рис. 9.42) с приемным бункером 2, цепочно-шайбовый транспортер 8, размещенный в трубе, накопителей кормов 6, дозаторов 5, пульта управления дозаторами, системы пневмопровода, включающей в себя пульсоусилители 4 и вакуумпровода 3.

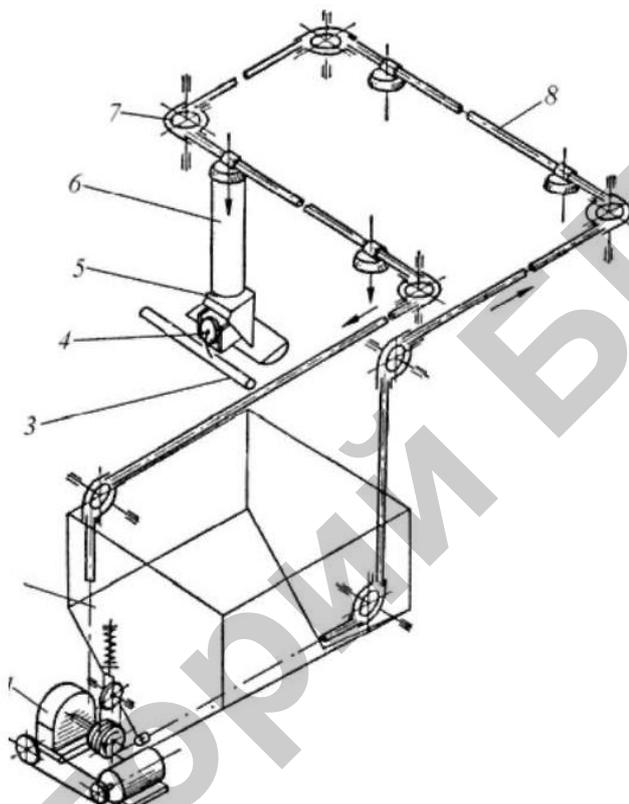


Рис. 9.42. Технологическая схема кормораздатчика сухих кормов:

1 – приводная станция; 2 – бункер; 3 - вакуумпровод; 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. Для определения степени заполнения накопителей кормом в них имеются смотровые щели.

9.8 Роботизированные доильные установки

Развитие автоматизированных систем доения идет в двух направлениях – один бокс с одной рукой робота и роботизированная система из нескольких доильных боксов, обслуживаемых одной рукой. Производительность однобоксовых доильных роботов до 60 коров в сутки. Для крупных молочных ферм могут быть использованы несколько однобоксовых роботов или одна многобоксовая роботизированная доильная система.

Использование роботов позволяет учитывать индивидуальные суточные ритмы каждой коровы. Корова сама идет для доения в бокс где ей, одновременно с доением, выдается суточная норма концентратов. Животные быстро привыкают к доению роботами и самостоятельно посещают бокс. При этом продуктивность коров возрастает до 15 %. Использование роботов позволяет в 4 раза снизить затраты труда на доение в сравнении с доильными установками типа «Карусель». Доильный робот «Astronaut» фирмы «Lely» состоит из доильного бокса с размерами 4,5x2,5x2,5 м (рис. 9.43).

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 сек 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.

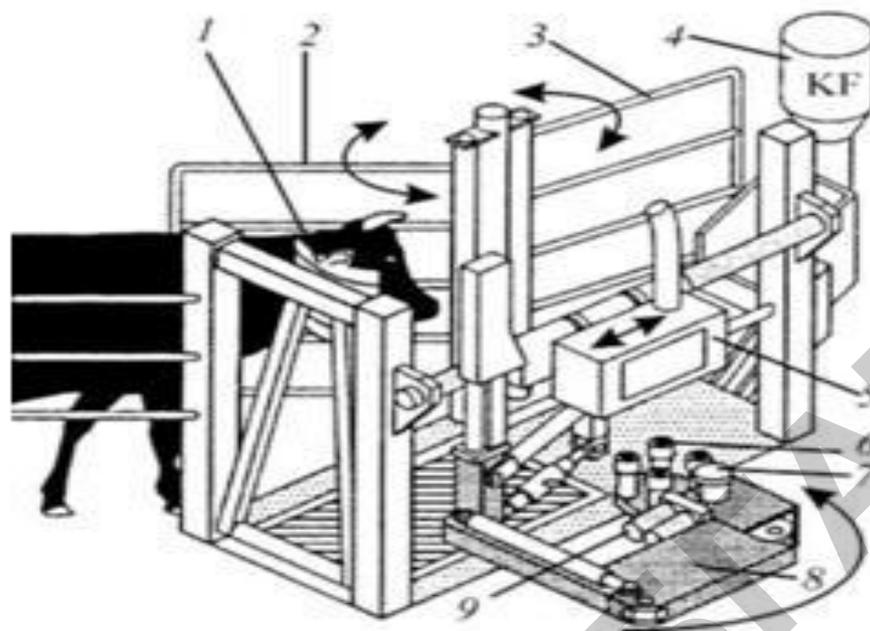


Рис. 9.43. Схема доильного робота «Astronaut»:

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

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 и его электропроводность 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-х боксов, обслуживаемых одной рукой. При входе коровы происходит ее идентификация и принимается решение о необходимости доения. При положительном решении в кормушку выдается соответствующая порция концентрированного корма. Предварительное позиционирование животного осуществляется за счет перемещения передней стенки с кормушкой (размеры животного занесены в компьютер). Затем рука робота перемещается в доильный бокс, захватывает боковой консоль с доильным аппаратом и подводит его под вымя животного. Места расположения сосков вымени определяются двумя ультразвуковыми датчиками. При этом относительной точкой отсчета является передний правый сосок, координаты которого определяет один из ультразвуковых датчиков. Другой датчик, перемещаясь сверху вниз, определяет расстояния между относительной точкой и другими сосками. При движении животного подвижный модуль соответственно изменяет свое положение.

При завершении позиционирования последовательно надеваются на соски доильные стаканы и начинается процесс обмыва сосков в стаканах струями воды. Использованная вода вместе с первыми струйками молока отводится в специальный бак. Через $8 \div 10$ сек. после этого начинается процесс доения. Количественные показатели контролируются по каждому соску.

После надевания доильных стаканов рука робота возвращается в исходное положение и может использоваться в других боксах. Под выменем животного доильный аппарат поддерживается при помощи специальной боковой консоли. По окончании доения доильные стаканы спадают с сосков вымени и консолем возвращаются в исходное положение. Передняя стенка с кормушкой отходит от коровы, открывается дверца, и корова выходит из бокса.

Однобоксовый доильный робот «Merlin», выпускаемый фирмой «Fullwood», ориентирован на робот «Astronaut» фирмы «Lely». Основными отличиями робота «Merlin» от робота «Astronaut» являются:

– идентификация и регистрация всех перемещений животного осуществляется с помощью шагомера, закрепленного на ноге коровы;

– наличие энергосберегающей системы шестиминутной промывки и дезинфекции доильного оборудования кипящей водой.

Доильный робот фирмы «Alfa-Laval Agri» марки «VMS» (Voluntary Milking System) имеет следующие отличительные особенности:

- использование пневматической системы для привода некоторых элементов робота (в том числе и механизмы надевания и съема доильных стаканов);
- применение четырехточечного механизма подвески доильных стаканов, обеспечивающих их перемещение в горизонтальной плоскости.

Роботизированная доильная система «Duvelsdorf» (фирма «Westfalia») включает 2÷4 бокса тандемного типа, установленных в ряд. К ним подключен дополнительный бокс мойки и селекции коров, благодаря чему увеличивается производительность всей установки в целом.

Система работает следующим образом. Для подготовки коровы к доению входящая в доильный зал корова удерживается в боксе, где промывается ее вымя. Рычаг робота с круглой щеткой выдвигается под корову. Для очистки сосков и вымени щетка с поступающей к ней промывочной водой вращается, движется вперед и назад. По истечении установленного заранее времени подача воды прекращается и щетка высушивает вымя. Затем корова входит в один из доильных станков, идентифицируется и компьютер принимает решение о необходимости доения животного. Затем рука этого робота захватывает доильный аппарат и перемещает под вымя, с помощью ультразвуковых и оптических датчиков определяет месторасположение сосков (при загрязнении оптических датчиков они автоматически промываются влажной губкой). Доильные стаканы надеваются последовательно. При этом если корова изменяет свое положение, то рука робота тоже перемещается. Одна рука робота обслуживает все доильные боксы, перемещаясь по специальной направляющей. Процесс доения, снятия доильных стаканов, контроль качества и количества молока осуществляется аналогично другим автоматизированным системам доения.

Фирма «Gascoigne Melotte» разработала роботизированную систему «Zenith», состоящую из одного доильного бокса, сконструированного в виде комби-

нированной секции для доения и раздачи концентрированных кормов. Доение ведется через задние ноги животного. Удары по доильному аппарату исключаются при помощи двух специальных скоб. Рука робота удерживает доильный аппарат во время всего процесса доения.

Применение роботов сдерживается их высокой стоимостью. Также для доения роботами необходим тщательный отбор коров при формировании стада.

9.9 Технологический расчет линии машинного доения коров

Организовать машинное доение – значит рационально обеспечить работу людей, правильно выбрать и технически правильно эксплуатировать оборудование, подобрать коров, наиболее соответствующих машинному доению и бережно использовать их уровень продуктивности.

Коровы хорошо запоминают распорядок дня и у них создается даже очередность выдаивания. Присутствие посторонних лиц при доении коров, изменение времени и порядка обработки и доения, грубое обращение (боль, испуг), различного рода шумы негативно действуют на животных и ведут к преждевременному угасанию рефлекса молокоотдачи.

Доить коров следует в следующем порядке: сначала молодых, затем старых здоровых, потом лечившихся и в последнюю очередь больных.

Технологический расчет линии машинного доения коров сводится к определению потребного количества аппаратов, количества операторов для обслуживания всего поголовья, количества доильных установок и их производительности.

В задачу расчета технологической линии входит установление зависимостей между заданным временем доения коров, необходимым количеством агрегатов и аппаратов, количеством доярок.

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 [47].

В *подготовительные операции* входят: обмывание вымени, вытирание его, сдаивание первых струек, массаж.

Обмывание вымени перед доением оно является мощным стимулятором рефлекса молокоотдачи, предотвращает перенос болезнетворных микробов от больных животных к здоровым и уменьшает вероятность их попадания в молоко во время доения.

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 ($40\div 50$ °С) должна быть постоянной, так как колебания ее могут привести не к стимуляции молокоотдачи, а к ее торможению. Особенно эффективна стимуляция молокоотдачи, если используют пульсирующий поток теплой воды.

После обмывания вымени любым способом его насухо вытирают бумажной или тканевой салфеткой или чистым, хорошо отжатым полотенцем.

Одновременно с обтиранием проводят энергичный массаж вымени, что в значительной степени способствует возникновению хорошо выраженного рефлекса молокоотдачи. При этом желательно также незначительно сжимать в кулаках соски и подталкивать ими основание вымени, как это делает теленок при сосании вымени. Дополнительный массаж можно осуществлять путем сжимания каждого соска у его основания – так называемое ложное доение (без выделения молока) в течение $4\div 5$ с. При этом обмывание, обтирание и массаж вымени должны длиться не более $35\div 40$ с.

Прежде чем приступить к надеванию доильных стаканов на соски вымени, необходимо первые струйки молока из каждого соска сдоить в отдельную

посуду. Появления в молоке коров творожистых сгустков, крови, гноя, указывает на то или иное заболевание вымени. Из больной четверти молоко сдаивают в отдельную посуду. 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. Только в этом случае рефлекс молокоотдачи будет использован с наибольшим эффектом.

На подготовленное вымя (обмывание, вытирание, массаж, сдаивание первых струек) сразу же надевают доильные стаканы, подогретые в ведре с горячей водой (45÷55 °С). *Холодные* стаканы тормозят рефлекс молокоотдачи.

В процессе доения необходимо следить за молокоотдачей. При спадании стаканов с сосков необходимо отключить вакуум, ополоснуть загрязненные стаканы водой и, слегка помассировав вымя коровы, снова надеть их на соски. Необходимо строго поддерживать постоянный вакуум и число пульсаций, не допуская передержки доильных аппаратов. *Продолжительность дойки* одной коровы должна быть не более 7 минут, но может быть разной.

Заключительные операции включают заключительный массаж и машинный додой, отключение аппарата. Заклучительный массаж и додой (в течение 15÷20 с) производят с целью извлечения последних, наиболее жирных доз молока из верхних отделов вымени. При эксплуатации пригодных коров к машинному доению с хорошим рефлексом молокоотдачи додой, как правило, не требуется. *Передержка доильных трехтактных аппаратов* не должна превышать 2 минут, а двухтактных - 1 минуту. Более длительное «холостое» доение вызывает раздражение цистерн сосков и вымени путем «наползания» сосков, что отрицательно сказывается на их состоянии, вызывает раздражение, а в дальнейшем и воспаление.

Контрольный ручной додой, определяемый сразу же после снятия доильных стаканов, должен быть не более 200 мл, причем из отдельной четверти не более 100 мл.

С целью профилактики заболевания коров маститом, после снятия доильных стаканов соски погружают на 2÷3 секунды в 1 %-ный раствор однохлористого йода или хлорные препараты.

Кратность доения устанавливают такой, чтобы в промежутках между дойками вымя заполнялось молоком и молокообразование не затормаживалось. 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 заболеванием мастита.

Для расчета процесса доения коровы необходимо задать поголовье коров животных. Время доения всего стада или отдельной группы коров при сменно-поточном оборудовании по зоотехническим требованиям составляет $T_{\delta} = 2$ часа. На крупных промышленных комплексах, где используется сменно-поточная система содержания животных, время доения всего стада достигает 5÷6 часов.

Количество доильных аппаратов, потребное для обслуживания всего стада:

$$Z_{an} = \frac{n_{ж} t_{маи}}{T_{\delta}}, \quad (9.94)$$

где $n_{ж}$ – число коров на ферме, гол; $t_{маи}$ – машинное время доения одной коровы, мин (паспортные данные аппарата), $t_{маи} = 240 \div 300$ с; T_{δ} – продолжительность доения всего стада, мин.

При получении дробного числа доильных аппаратов, полученное значение округляем в меньшую сторону.

Один аппарат за время дойки может обслужить коров:

$$n'_{жс} = \frac{T_{\partial}}{t_{\psi}}, \quad (9.95)$$

где t_{ψ} – время полного рабочего цикла доения, сек.

Количество коров, которое может обслужить один оператор за время дойки (загрузка оператора), определяется уравнением:

$$n''_{жс} = \frac{T_{\partial} - t_{\psi}}{t_{осн}} + 1.$$

Чтобы правильно организовать машинное доение коров, определяют количество обслуживающего персонала:

$$n_{обс} = \frac{n_{жс} t_p}{T_3 60}, \quad (9.96);$$

где n_e – поголовье коров на ферме с учетом планового развития; T_3 – допустимое время доения и обработки молока (1,5÷2 ч); t_p – время на выполнение ручных операций на одну корову около 1÷4 мин, или определяется по выражению $t_p = t_{осн} + t_{есн} + t_{тп}$; $t_{осн}$ – время на выполнение основных технологических операций, с; $t_{есн}$ – время на вспомогательные операции при доении одной коровы, с; $t_{тп}$ – время на транспортные операции, с.

Количество доильных аппаратов на одного оператора:

$$Z'_{ан} = \frac{t_{\psi}}{t_p} = \frac{t_{маш} - t_p}{t_p}, \quad (9.97)$$

где t_{ψ} – время полного рабочего цикла доения, с.

Расчетная производительность доильной установки определяется по формуле

$$Q_{\partial} = n_{жс} / T_{\partial}. \quad (9.98)$$

Определив требуемую производительность линии доения, выбираем тип доильной установки и определяем их количество:

$$Q_{dy} = Q_0 / Q_{dyч}, \quad (9.99)$$

где $Q_{dyч}$ – часовая производительность доильной установки.

Количество доильных установок:

$$Z_{an} = \frac{z_{an}^{общ}}{z_{an}^{учм}}, \quad (9.100)$$

где $z_{an}^{учм}$ – количество доильных аппаратов на одной установке, шт; $z_{an}^{общ}$ – общее количество аппаратов на всех коров, подлежащих выдаиванию, шт.

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. Важно чтобы не допускалось сухое доение. Это возможно при большой длительности доения коров (продуктивности) и при использовании двухрежимных аппаратов с низким уровнем вакуума на заключительных фазах доения. Оператор обязан выработать четкий ритм обслуживания аппаратов и выдерживать его в процессе доения.

Доильные агрегаты выбирают в зависимости от системы содержания коров. В группы отбирают коров по физиологическому состоянию: новотельные (1÷3 месяца после отела), первой половины лактации (3÷6 месяца), второй половины лактации (6 и более месяцев). Группы маток формируют по продолжительности времени выдаивания и скорости молокоотдачи. Порядок движения коров на дойку должен быть организован с учетом их физиологического состояния: в начале новотельные, затем первой половины лактации и после второй половины лактации [48].

Соблюдение правил техники доения коров способствует получению максимального удоя. 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.

Практическое занятие. Выбор доильной установки.

По условиям дано:

- поголовье доильных коров на ферме $n=400$ гол;
- время машинного доения 4 мин;
- время ручных операций 2мин;
- время доения одного животного (время цикла) $t=6$ мин.

Количество доильных аппаратов Z_{an} , потребное для обслуживания всего поголовья дойных коров на ферме, определяется по формуле

$$Z_{an} = \frac{n_{ж} t_{маш}}{T_{\delta}} = \frac{400 \times 6}{100} = 24 \text{ аппарата.}$$

где $n_{ж}$ – количество дойных коров на ферме, гол., $n_{ж} = 400$ гол.; $t_{ц}$ – среднее время доения одного животного, мин. (время цикла), $t_{ц} = 6$ мин; T_{δ} – общая продолжительность дойки, мин., $T_{\delta} = 90-135$ мин, принимаем $T_{\delta} = 100$ мин.

Оптимальное количество аппаратов $Z_{ф.ан}$, с которым может работать один дояр без простоев, можно определить, если допускать, что все ручные операции выполняются им за время t_p , кратное времени полного рабочего цикла (времени доения t одного животного).

Тогда
$$Z_{ф.ан} = \frac{6}{2} = 3 \text{ аппарата.}$$

Число дояров $n_{обс}$, необходимое для обслуживания указанного поголовья, определяется по формуле

$$n_{обс} = \frac{Z_{an}}{Z_{ф.ан}} = \frac{24}{3} = 8.$$

Пропускная способность W доильной установки за время $T_{\delta} = 100$ мин (на одного дояра) определяется по формуле

$$Q_{\delta} = \frac{T_{\delta} - t_p (Z_{ф.ан} - 1)}{t_{ц}} Z_{ф.ан} = \frac{100 - 2(3 - 1)}{6} 3 = 48 \text{ коров.}$$

Тогда общая пропускная способность доильной установки $Q_{общ}$ $W_{общ}$ на тринадцать дояров ($n_{обс} = 8$ дояров) будет равна:

$$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{д}} n_{\text{обс}} = 48 \times 8 = 384 \text{ коровы.}$$

Далее часовая производительность доильной установки $W_{\text{д}}$ (при работе восьми дояров) определяется из выражения

$$Q_{\text{д}} = \frac{Q_{\text{общ}} \times 60}{T_{\text{д}}} = \frac{384 \times 60}{100} = 230 \text{ коров / час.}$$

Часовая производительность $Q_{\text{д}}$ одного дояра определяется по формуле

$$Q_{\text{д}} = \frac{Q_{\text{д}}}{n_{\text{обс}}} = \frac{230}{8} = 28,8 = 29 \text{ коров / час.}$$

Зная по расчетам количество доильных аппаратов (24 аппарата), оптимальное количество доильных аппаратов для одного дояра (3 аппарата), число дояров, необходимых для обслуживания всего поголовья (8 человек), часовую производительность доильной установки (230 коров/ч), выбираем необходимое количество доильных установок (комплектов доильных установок).

Для подбора оборудования примем следующие данные: ферма крупного рогатого скота с поголовьем $n_{\text{жс}} = 400$ гол., среднегодовой надой на корову $Q_{\text{ср. год}} = 4900$ л/год, доение производится АД-100А, доение на ферме двухразовое.

Определяем средний суточный удой по формуле

$$Q_{\text{сут. ср}} = \frac{n_{\text{жс}} \times Q_{\text{ср. год}}}{365} = \frac{400 \times 4900}{365} = 5369,9 \text{ л/сут,}$$

где $Q_{\text{сут. ср}}$ – средний суточный удой на ферме, л/сут.; $n_{\text{жс}}$ – количество коров на ферме, $n_{\text{жс}} = 400$ гол.; $Q_{\text{ср. год}}$ – среднегодовой удой на корову, $Q_{\text{ср. год}} = 4900$ л/год.

Максимальный суточный удой суточной неравномерности n находится из выражения:

$$Q_{\text{сут. max}} = Q_{\text{сут. ср}} \times \alpha = 5369,9 \times 2,0 = 10739,7 \text{ л/сут.,}$$

$Q_{\text{сут. max}}$ – максимальный суточный удой на ферме, л/сут.; α – коэффициент суточной неравномерности удоя, $\alpha = 1,5 \div 2,5$; принимаем $\alpha = 2,0$.

Суточный удой на ферме поступает неравномерно. Определено, что при двухразовом доении утром поступает примерно 60 % суточного удоя, а в вечернюю дойку 40 % суточного удоя. Для подбора оборудования необходимо определить разовый удой (утренний, вечерний). Он учитывается коэффициентом неравномерности поступления молока и определяется по формуле

$$Q_{раз} = Q_{сут. макс} \beta,$$

где $Q_{раз}$ – разовый удой молока на ферме (утренний, вечерний), л; β – коэффициент неравномерности поступления молока в течение суток, $\beta_1 = 0,6$ и $\beta_2 = 0,4$ (при двухразовой дойке);

$$Q_{раз.утр} = Q_{сут. макс} \beta_1 = 10739,7 \times 0,6 = 6443,8 \text{ л.}$$

где $Q_{раз.утр}$ – утренний удой молока на ферме; β_1 – коэффициент неравномерности поступления молока на утренней дойки, $\beta_1 = 0,6$.

$$Q_{раз.веч} = Q_{сут. макс} \beta_2 = 10739,72 \times 0,4 = 4295,9 \text{ л.}$$

где $Q_{раз.веч}$ – вечерний удой на ферме, л; β_2 – коэффициент неравномерности поступления молока с вечерней дойки, $\beta_2 = 0,4$,

После расчетов имеем следующие данные:

$$Q_{сут. макс} = 10739,7, \text{ л/сут};$$

$$Q_{раз.утр} = 6443,8, \text{ л.};$$

$$Q_{раз.веч} = 4295,9, \text{ л.}$$

Определяем необходимые параметры машин технологической линии, подбираем машины по каталогу (справочнику) и пересчитывают работу машин на фактическое время по формуле

$$T_{ф} = \frac{Q_{макс.птл}}{Q_{маш}} = \frac{6443,8}{45000} = 0,14 \text{ ч.},$$

где $Q_{макс.птл}$ – максимальное расчетное количество продукта, подлежащего обработке на поточной технологической линии (или на машине) л; $Q_{маш}$ –

производительность вакуум-насоса доильной установки АД-100А, л/ч; T_{ϕ} – фактическое время работы линии (или машины), ч.

Установка АД-100А утром работает 0,14ч.=8,4мин.

Установка АД-100А вечером работает:

$$T_{\phi} = \frac{4295,88}{45000} = 0,095, \text{ ч.}$$

Энергетический расчет. Общая установленная мощность оборудования в молочной (включая освещение):

$$P_{\text{общ}} = P_{\text{осв}} + P_{\text{нас}}$$

где $P_{\text{нас}}$ – установленная мощность вакуум-насосов; $P_{\text{осв}}$ – установленная мощность освещения, кВт;

$$P_{\text{осв}} = q_{\text{осв}} S,$$

$q_{\text{осв}}$ – удельная величина освещения помещения, Вт/м²; $q_{\text{осв}} = 4$ Вт/м²; S – площадь молочной, м.

Площадь определяется умножением площади, занимаемой машинами и механизмами S' , на коэффициент увеличения площади $\kappa = 3-5$, принимаем $\kappa = 5$;

$$\text{Тогда } S = S' \kappa = 62 \times 5 = 310 \text{ м}^2,$$

где $S' = 62 \text{ м}^2$ – площадь, занимаемая машинами.

$$\text{Тогда } P_{\text{осв}} = 4 \times 310 = 1240 \text{ Вт} = 1,24 \text{ кВт.}$$

$P_{\text{нас}}$ – установленная мощность четырех вакуум-насосов УВУ-45 доильных установок АД-100А, $P_{\text{нас}} = 4 \times 3 = 12 \text{ кВт.}$

$$\text{Тогда } P_{\text{общ}} = 1,24 + 12 = 13,24 \text{ кВт.}$$

Далее находим общий расход электроэнергии за сутки по формуле

$$W_{\text{общ}} = P_{\text{осв}} t_{\text{осв}} + P_{\text{нас}} t_{\text{нас}}$$

где $t_{\text{осв}}$ – время работы освещения, ч. $t_{\text{осв}} = t_{\text{осв(утр)}} + t_{\text{осв(веч)}}$; $t_{\text{осв(утр)}}$ – время работы освещения в утреннюю дойку, $t_{\text{осв(утр)}} = 3 \text{ ч.}$; $t_{\text{осв(веч)}}$ – время работы освещения в вечернюю дойку, $t_{\text{осв(веч)}} = 3 \text{ ч.}$

$$\text{Тогда } t_{\text{осв}} = 3 + 3 = 6 \text{ ч.}$$

$t_{нас}$ – время работы вакуум-насосов, ч,

$$t_{нас} = t_{нас(утр)} + t_{нас(веч)},$$

где $t_{нас(утр)}$ – время работы вакуум-насосов УВУ-45 доильных установок АД-100А в утреннюю дойку, $t_{нас(утр)} = 1$ ч. 40мин; $t_{нас(веч)}$ – время работы вакуум-насосов УВУ-45 доильных установок АД-100А в вечернюю дойку, $t_{нас(веч)} = 1$ ч. 40мин..

Тогда $t_{нас} = 1$ ч. 40мин + 1 ч. 40мин = 3ч.20 мин. = 3,3 ч.

Далее подставляем расчетные данные и находим общий расход электроэнергии:

$$W_{общ} = 1,24 * 6 + 12 * 3,3 = 47,04 \text{ кВт*ч.}$$

Таким образом выбранного примера рассчитан общий расход электроэнергии доильной установки.

Глава 10
**МЕХАНИЗАЦИЯ ПЕРВИЧНОЙ ОБРАБОТКИ
И ПЕРЕРАБОТКИ МОЛОКА, ОБРАЗОВАНИЕ ХОЛОДА**

10.1 Операции первичной обработки и переработки молока

Качество молока во многом зависит от своевременности обработки и переработки, так как молоко является скоропортящимся продуктом. В целях сохранения молока в свежем виде его 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. Переработку молока осуществляют на молочнотоварных фермах, поставляющих молочную продукцию непосредственно в торговую сеть, а также на предприятия молочной промышленности [49, 50].

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 $t = 30^{\circ}\text{C}$ бактерицидная фаза равна 3 часам, при снижении температуры до 16°C – 76 ч, до $10\div 13^{\circ}\text{C}$ – 36 ч, до $4\div 5^{\circ}\text{C}$ – жизнедеятельность бактерий практически прекращается.

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 доении в ведра молоко фильтруют во время слива его во фляги. В качестве фильтрующих элементов используют ватные прокладки, марлю, лавсановую ткань, а также фильтры разового пользования. *Их недостатком* является сильное загрязнение. Лучшие результаты дает лавсановая ткань или энант, которую после использования стирают и дезинфицируют. Ватные прокладки меняют через 50÷60 литров отфильтрованного молока. Марля не обеспечивает полную очистку молока от мелких примесей.

В молочной промышленности применяют фильтры с металлической (сита) и тканевой перегородками. *Металлические* перегородки изготавливают плетеными и штампованными, с числом отверстий на одном квадратном сантиметре от 25 до 100 шт, размером от 0,5 до 1,5 мм. Живое сечение перегородок до 50 %. Для *тканевых перегородок* используют холст различной плотности, а также энанта и лавсана (на одном сантиметре от 2 до 255 ячеек). Наиболее высокая степень очистки получается при одновременном использовании металлической сетки и фильтровальной ткани.

Устройство пластинчатого закрытого фильтра показано на рис. 10.1. Фильтр состоит из двух секций 6. Каждая секция состоит из трех камер, представляющих собой раму 5 с сеткой и фильтровальной тканью 4. Молоко через патрубков 10 поочередно, через каждые 10÷30 мин, поступает в одну из камер и распределяется параллельно по камерам секций 6.

Подачу молока переключают трехходовым краном 9. Когда одна секция работает, другую очищают и готовят к работе (меняют фильтровальную ткань). Температура молока при фильтровании 30÷35 °С.

Для выпуска скопившегося во время работы воздуха периодически открывают краны 8. Просочившееся через неплотности молоко попадает в сборник 12. Туда же поступает оставшееся в секциях молоко при разборке секций.

Дисковый закрытый фильтр (рис. 10.2) 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.

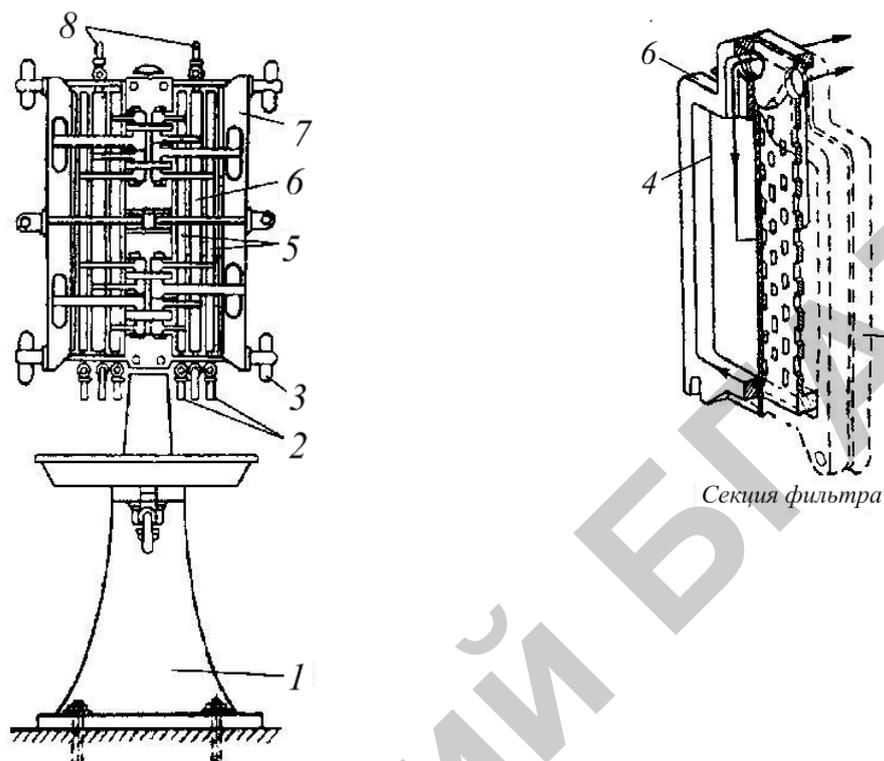


Рис. 10.1. Закрытый пластинчатый фильтр для молока:

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

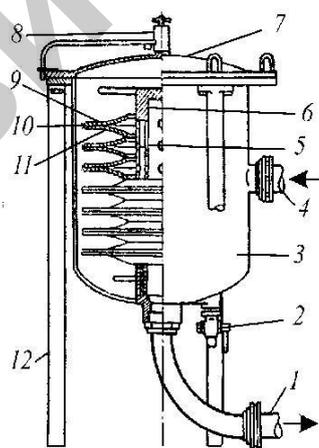


Рис. 10.2. Закрытый дисковый очиститель для молока

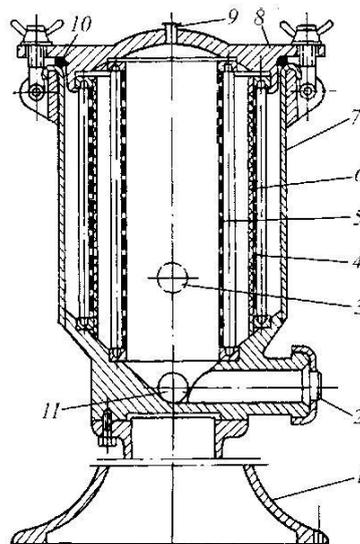


Рис. 10.3. Закрытый цилиндрический фильтр для молока

Цилиндрический закрытый фильтр для очистки молока показан на рис. 10.3. В цилиндрический фильтр молоко поступает под давлением 200 МПа, проходит фильтровальную ткань 6, натянутую на внутреннюю и наружные сетки 4 и 5. Через патрубок 3 молоко выходит из фильтра. Герметичность сборки фильтра достигается установкой под крышку 8 резиновой прокладки 10. Скопившийся воздух выходит через кран 9. На патрубке 11 установлен манометр, по которому контролируют давление. Перед фильтрацией молоко нагревают до температуры $30 \div 40$ °С. Фильтровальную ткань необходимо менять через $15 \div 30$ мин.

Оборудование для очистки молока, как правило, входит в состав современных доильных установок с молокопроводом. **Молочно-магистральный фильтр** (рис. 10.4) состоит из корпуса 1, фильтрующего элемента 2, уплотнительных колец 3, 6 и направляющей 7. Молоко, проходя под напором или разряжением через фильтрующий элемент 2, очищается от загрязнений. Последний разбирается для промывки и замены фильтрующих элементов (лавсан или энант).

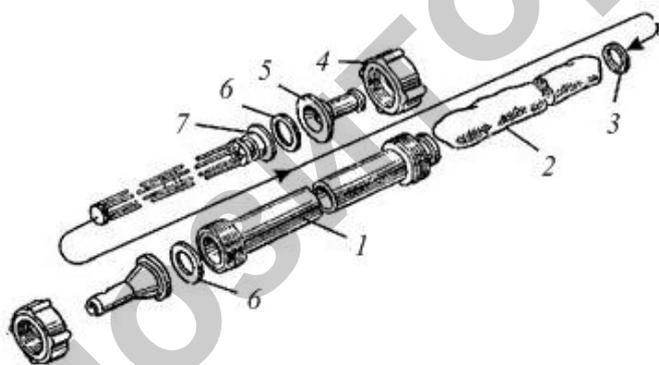


Рис. 10.4. Фильтр

молочно-магистральный:

1 – корпус; 2 – фильтрующий элемент; 3, 6 – уплотнительное кольцо; 4 – гайка; 5 – переходник; 7 – направляющая

Для непрерывной работы доильной установки их устанавливают параллельно и подключают через трехходовой кран.

Производительность фильтров определяют при известной рабочей поверхности. Количество продукта $V_{ц}$, которое можно пропустить через фильтр в течение одного рабочего цикла:

$$V_{ц} = qF, \quad (10.1)$$

где q – нагрузка на 1 м² фильтра в течение цикла работы, л; F – поверхность фильтра, м².

Производительность фильтра определяют по формуле

$$Q_{\phi} = qF/\Sigma\tau, \quad (10.2)$$

где $\Sigma\tau$ – длительность одного цикла работы фильтра, час;

$$\Sigma\tau = \tau_{\phi} + \tau_{np} + \tau_p, \quad (10.3)$$

где τ_{ϕ} – длительность фильтрации, час; τ_{np} – длительность промывки, час; τ_p – длительность разгрузки и подготовки фильтра, час.

Сопротивление перегородки

$$R = 0,16 R_0 \mu, \quad (10.4)$$

где R_0 – коэффициент сопротивления (для плотного холста $R_0 = (20 \div 30) 10^{10}$; для холста средней плотности $R_0 = (10 \div 20) 10^{10}$; для редкого холста $R_0 = (6 \div 10) 10^{10}$; для сита медного густого плетения $R_0 = (7 \div 12) 10^{10}$; для сита штампованного с живым сечением 50 % $R_0 = 5 10^{10}$).

Поверхность фильтрации рассчитывают по формуле

$$F = V_{ж}/Q_l, \quad (10.5)$$

где $V_{ж}$ – объем фильтруемой жидкости, м³; Q_l – производительность фильтруемой поверхности, м³/ч.

При заданной продолжительности работы фильтровальной установки поверхность фильтрации:

$$F = (V_{ж}/Q_l) T_{общ}/\tau_p, \quad (10.6)$$

где $T_{общ}$ – общая продолжительность цикла фильтрации, ч.

10.2 Рабочий процесс и расчет сепаратора-молокоочистителя

Сепараторы-молокоочистители применяют для очистки молока от посторонних примесей, удельный вес которых выше чем удельный вес плазмы молока /51, 52/. Посторонние твердые включения различной плотности выделяются с молока в поле центробежных сил. При этом более тяжелые составляющие перемещаются к периферии вращающегося ротора, более легкие – вытесняются ими к центру.

Барабан очистителей (рис. 10.5) отличается увеличенным грязевым пространством, его тарелки не имеют отверстий, нет верхней разделительной тарелки. Такой сепаратор состоит из станины 13, в горловине которой на веретене 12 находится барабан 10. Сверху барабан закрыт крышкой 7. Привод барабана осуществляется от электродвигателя через фрикционную муфту и червячную пару.

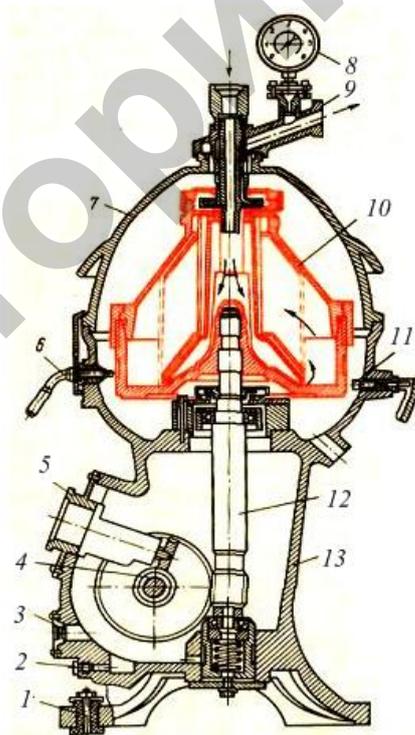


Рис. 10.5. Полугерметичный сепаратор:

1 – станина; 2 – канал для слива масла из опоры; 3 – указатель уровня масла; 4 – вал крепления червячного колеса; 5 – тахометр; 6 – прижим; 7 – верхняя тарелка; 8 – колпак; 9 – приемник молока; 10 – пакет тарелок; 11 – тормоз; 12 – вертикальный вал (веретено); 13 – станина

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. 10.6). Барабан очистителя вращается со скоростью около 8000 об./мин. Молоко дозировано, через дроссель молочного насоса поступает в приемную трубку 8. Отсюда перемещается под тарелкодержатель 9 и под давлением выходит на периферию барабана. 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 грязевого объема 10, где и накапливаются в виде так называемой сепарационной слизи. Очищенное таким образом молоко, под давление вновь поступающего в барабан, проходит в зазоры между конусными тарелками, подходит к напорному диску 11 и выводится из барабана. Далее молоко поступает на охлаждение.

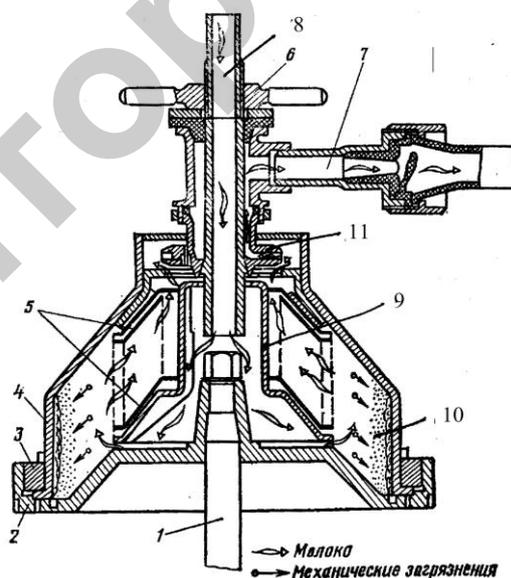


Рис. 10.6. Технологическая схема рабочего процесса сепаратора-очистителя:

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

В барабанах некоторых сепараторов-очистителей расстояние между тарелками 1–2 мм, в других же 8÷10 мм /51/.

В межтарелочном пространстве барабана сепаратора-очистителя условно можно разграничить зону выделения примесей осадок 1 и зону сброса их в продукт 2 (рис. 10.7).

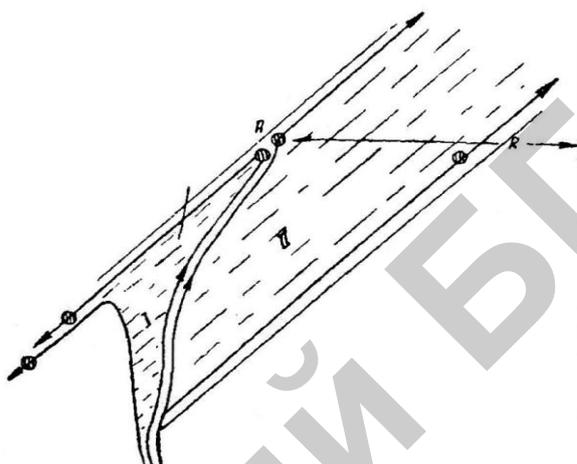


Рис. 10.7. Траектории потоков жидкости в межтарелочном пространстве сепаратора-молокоочистителя:

1 – зона выделения примесей в осадок; 2 – зона сброса примесей в продукт

Теоретическую производительность тарельчатого барабана молокоочистителя можно определить по формуле

$$Q_{cen} = 0,116\omega^2 z \operatorname{tg} \alpha (R_{max}^3 - R_{min}^3) \frac{(\rho_c - \rho_u)}{\mu_c} d_u, \quad (10.7)$$

где ω — угловая скорость барабана, с^{-1} ; z — число тарелок в барабане; 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, $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$; d_u — минимальный диаметр выделяемой дисперсной частицы, м; ρ_c — плотность дисперсионной среды (плазмы), $\text{кг}/\text{м}^3$; ρ_u — плотность частицы дисперсной фазы, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Эта формула дает хорошее совпадение теоретической производи-

тельности очистителя с паспортной лишь при расчетном диаметре частиц от 2 до 2,5 мк.

При расстоянии между тарелками, $\delta = 1 \div 2$ мм:

$$Q_{cen} = \frac{z V_{расч} \omega^2}{35 \cdot 10^6}, \quad (10.8)$$

где $V_{расч}$ – расчетный объем барабана, м³.

При расстоянии между тарелками $\delta = 8 \div 10$ мм:

$$Q_{cen} = \frac{z V_{расч} \omega^2}{11 \cdot 10^6}. \quad (10.9)$$

Теоретическая производительность молокоочистителя при условии несмывания выделенной грязевой частицы в очищенный продукт:

$$Q_{cen} = 0,116 \omega^2 R_{мин}^2 \delta^2 z \frac{(\rho_c - \rho_ч)}{\mu_c} d_ч \cos \alpha, \quad (10.10)$$

где δ – расстояние между тарелками, м.

Оптимальное расстояние между тарелками очистителя

$$\delta_{опт} = \frac{1,71}{R_{мин}} \sqrt[4]{\frac{Q_d \mu_c (R_{max}^3 - R_{мин}^3) \operatorname{tg} \alpha}{\omega^2 z (\rho_c - \rho_ч) \cos^2 \alpha}}, \quad (10.11)$$

где Q_d – секундный расход сепарируемой жидкости через барабан, м³/с.

Движение молока в межтарелочном пространстве определяется зависимостью:

$$Q'_{cen} = \frac{Q_{cen}}{z} < \frac{442}{\delta} + 64, \quad (10.12)$$

где Q'_{cen} – действительную среднюю нагрузку на межтарелочный канал, см³/с.

Поток молока, поступающий с периферии барабана в межтарелочное пространство, увлекает в него лишь такие частицы загрязнений, стоксова ско-

рость которых на границе тарелки оказывается менее скорости потока при входе в пакет тарелок.

Критический размер увлекаемых в пакет дисперсных частиц:

$$d_{кр} \leq \frac{1,69}{\omega R_{max}} \sqrt{\frac{Q_d \mu_c \cos \alpha}{\delta z (\rho_c - \rho_u)}}, \quad (10.13)$$

где R_{max} – наружный радиус тарелки, м.

Частицы крупнее $d_{кр}$ оседают на стенки барабана, не проникая в межтарелочные пространства.

Минимальный размер частиц, выделяемых очистителем в межтарелочном пространстве:

$$d_{min} = \frac{2,93}{\omega} \sqrt{\frac{Q_d \mu_c}{z (R_{max}^3 - R_{min}^3) (\rho_c - \rho_u) \operatorname{tg} \alpha}}. \quad (10.14)$$

Минимальный размер выделившихся частиц, *несмываемых потоком с грязевого слоя* в межтарелочном пространстве:

$$d'_{min} = \frac{8,58 Q_d \mu_c}{z \omega^2 R_{min}^2 \delta^2 (\rho_c - \rho_u) \cos \alpha}. \quad (10.15)$$

Время, необходимое для радиального перемещения расчетной частицы от R_{max} до R_{min} :

$$\tau_{расч} = 41,5 \frac{\mu_c}{d_u^2 \omega^2 (\rho_c - \rho_u)} \operatorname{lg} \frac{R_{max}}{R_{min}}. \quad (10.16)$$

Время пребывания молока в барабане:

$$\tau_{\bar{o}} = \frac{V_{\bar{o}}}{Q_d} = \frac{H}{v_{св}}, \quad (10.17)$$

где V_6 – объем барабана, м^3 ; H – рабочая высота кольца жидкости в барабане, м.

Критический размер выделяемой грязевой частицы из условия $\tau_6 = \tau_{\text{расч}}$:

$$d_{\text{кр}} = \frac{3,65}{\omega} \sqrt{\frac{Q_0 \mu_c l g \frac{R_{\text{макс}}}{R_{\text{мин}}}}{(R_{\text{макс}}^2 - R_{\text{мин}}^2) H (\rho_c - \rho_c)}} \quad (10.18)$$

Длительность непрерывной работы сепаратора-очистителя должна обеспечить обработку молока в течение одного времени доения t_0 без разборки сепаратора:

$$t_0 = V_{\text{сп}} \cdot 100 / P, \quad (10.19)$$

где $V_{\text{сп}}$ – объем грязевого пространства барабана, м^3 ; P – процент отложения сепараторной слизи от общего объема очищенного молока, $P = 0,03$ – $0,06$ %.

Расстояние между тарелками не должно приближаться к критическому, при котором возможна турбулизация потока. Объем грязевого пространства молокоочистителей принимают из расчета 1 л на 1000 л часовой производительности. Молокоочиститель может работать непрерывно 3÷4 часа. В этом случае отложения в грязевом пространстве достигают 0,03 % от объема пропущенного молока. Угол наклона образующей тарелок к горизонтали принимают равным $60 \div 50^\circ$.

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):

$$N_1 = \varphi_c Q_c r^2 \omega_6^2, \quad (10.20)$$

где Q_c – производительность сепаратора, кг/с; ω_δ – угловое ускорение барабана, c^{-1} ; r – расстояние от оси вращения до выходного отверстия, м; φ_c – коэффициент, учитывающий радиальную скорость струи ($\varphi_i = 1,1 \div 1,2$).

При расчёте мощности, необходимой для работы герметических и полугерметических сепараторов, вместо мощности на выбрасывание продуктов сепарирования из барабана учитывают потребляемую мощность для напорных дисков.

Мощность, потребную для преодоления трения барабана о воздух, рассчитывают по формуле

$$N_2 = \gamma_\delta F_{\delta ap} v_{\delta ap}^3, \quad (10.21)$$

где γ_δ – удельный вес воздуха, $кг/м^3$; $F_{\delta ap}$ – площадь боковой поверхности барабана, $м^2$; $v_{\delta ap}$ – окружная скорость барабана, $м/с$.

Мощность, используемую на преодоление трения в опорных подшипниках вала барабана, вычисляют по формуле

$$N_3 = \frac{C_{mp} G_i v_{\delta ap}^3}{d_i}, \quad (10.22)$$

где G_i – нагрузка на подшипники, $кг$; d_i – диаметр цапфы, $м$; C_{mp} – коэффициент ($C_{mp} = 0,002$).

Мощность на преодоление трения в редукторе определяют исходя из к.п.д. приводного механизма η .

При червячной передаче:

$$\eta = \frac{tg(\alpha_n + \varphi)}{tg\alpha} (1 - 0,26f)\eta_0, \quad (10.23)$$

где α_n – угол подъёма винтовой линии, град; φ – угол трения (для стального вала и бронзового колеса $\varphi = 4^\circ$); f – коэффициент трения ($f = 0,07$); η_0 – коэффициент, учитывающий потери на трение в опорах (при шарикоподшипниках $\eta_0 = 0,97$).

Общая потребляемая мощность:

$$N_{\text{общ}} = \frac{N_1 + N_2 + N_3}{\eta}. \quad (10.24)$$

Работу, необходимую для сообщения кинетической энергии барабану в период разгона сепаратора, определяют по формуле

$$A = \frac{I_{\text{бар}} \omega_{\text{бар}}^2}{2}, \quad (10.25)$$

где $I_{\text{бар}}$ – момент инерции барабана, кг/м с²,

$$I_{\text{бар}} = m r_{\text{ин}}^2,$$

или

$$I_{\text{бар}} = \frac{G_{\text{б}}}{g} r_{\text{ин}}^2, \quad (10.26)$$

где $r_{\text{ин}}$ – радиус инерции, м; $G_{\text{б}}$ – вес барабана, кг.

Если разгон барабана продолжается τ_1 секунд, то средняя потребность мощности на сообщение барабану кинетической энергии во время разгона:

$$N_{\text{ср}} = \frac{A}{102 \tau_1}. \quad (10.27)$$

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 приспособление поглощается около 40 % потребной мощности.

Мощность, потребная сепаратором в период рабочего хода, распределяется 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 12000 мин⁻¹ /53/. При наличии дебалансирующих масс (загрязнений), неправильной или некомплектной сборки, обязательно возникают значительные биения барабана, что может привести к аварии сепараторов.

Практическое занятие. Барабан молокоочистителя вращается со скоростью $n = 7200$ мин⁻¹ ($\omega_0 = 754$ с⁻¹). Число тарелок пакета $z = 28$; расчетные радиусы тарелок: $R_{max} = 95$ мм и $R_{min} = 39$ мм, угол наклона образующей конуса тарелки $\alpha = 55^\circ$ ($tg\alpha = 1,43$; $cos\alpha = 0,574$), расстояние между тарелками $\delta = 2$ мм. Производительность очистителя $Q_0 = 4000$ л/ч, температура молока $t = 40^\circ$ С.

Определить теоретический минимальный размер грязевой частицы, выделяемой в межтарелочном пространстве, и соотношение между разделяющим фактором молокоочистителя и сопротивляемостью молока выделению грязевой частицы наименьшего размера.

Решение. Секундная объемная производительность очистителя:

$$Q_0 = \frac{4000}{1000 \cdot 3600} = 0,00111 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Теоретический минимальный размер выделяемых очистителем грязевых частиц:

$$d_{кр} = \frac{2,93}{\omega_0} \sqrt{\frac{Q_0 \mu_c}{(R_{max}^3 - R_{min}^3)(\rho_c - \rho_l) tg\alpha}} =$$

$$= \frac{2,93}{754} \sqrt{\frac{0,00111}{28(0,095^3 - 0,039^3) 29200 \cdot 1,43}} = 1,33 \text{ мк},$$

где Q_0 – секундный расход сепарируемой жидкости через барабан, м³/с; ρ_l , ρ_c – плотности грязевой частицы и молока, кг/м³; μ_m – динамическая вязкость молока, Н·с/м².

Значения дисперсионной среды, дисперсной фазы и коэффициента динамической вязкости молока в зависимости от температуры при температуре молока 40° С:

$$\frac{\rho_c - \rho_q}{\mu_c} = 292000 \text{ с / м}^2,$$

где R_{max} и R_{min} – радиусы тарелки, м; α – угол наклона образующей тарелки к горизонту, град; ω_{δ} – угловая скорость барабана, с⁻¹.

Минимальный размер частиц, несмываемых потоком очищенного молока с грязевого слоя в межтарелочном пространстве, определим по формуле

$$d_2 = \frac{8,58 Q_0 \mu_c}{z_m \omega_{\delta}^2 R_{min}^2 \delta^2 (\rho_c - \rho_q) \cos \alpha} =$$

$$= \frac{8,58 \cdot 0,00111}{28 \cdot 754^2 \cdot 0,039^2 \cdot 0,002^2 \cdot 292000 \cdot 0,574} = 0,6 \text{ мк.}$$

где z_m – количество тарелок, шт; δ_m – расстояние между тарелками, мм.

Следовательно, выделяемая очистителем наименьшая грязевая частица $d_{min} = 1,33$ мк больше частицы $d_2 = 0,6$ мк, смываемой потоком. Это означает, что все частицы размером от 0,6 до 1,3 мк, оказавшиеся ближе к поверхности верхней тарелки и достигшие поверхности, не будут смываться и могут переместиться в грязевое пространство барабана.

Сопrotивляемость молока выделению частиц:

$$E = \frac{1}{\tau} = 18 \frac{\mu_c}{(\rho_c - \rho_q) d^2} = \frac{18}{292000 (1,33 \cdot 10^{-6})^2} = 35,8 \cdot 10^6 \text{ с}^{-1}.$$

Разделяющий фактор очистителя:

$$F = \frac{2\pi}{3} \frac{\omega_{\delta}^3}{Q_0} z (R_{max}^3 - R_{min}^3) \operatorname{tg} \alpha =$$

$$= \frac{2 \cdot 3,14}{3} \cdot \frac{754^2}{0,00111} 28 (0,095^3 - 0,039^3) 1,43 = 62,5 \cdot 10^6 \text{ с}^{-1}.$$

Разделяющий фактор сепаратора:

$$\frac{F}{E} = \frac{62,5 \cdot 10^6}{35,8 \cdot 10^6} = 1,75 \text{раза.}$$

Сопоставление факторов разделения молокоочистителя показывает, что разделяющий фактор ($F = 62,5 \cdot 10^6$) больше, сопротивляемости молока выделению частиц в 1,75 раза, а следовательно молокоочиститель с заданными параметрами работоспособен.

10.3 Рабочий процесс и расчет параметров сепаратора-сливкоотделителя

На некоторых молочнотоварных фермах, а также на предприятия молочной промышленности, осуществляют переработку молока, к которой относится разделение молока на сливки и обрат.

Молоко, как известно, представляет смесь жира плотностью $877 \div 961 \text{ кг/м}^3$ и плазмы (белки, вода, минеральные вещества) плотностью $1006 \div 1036 \text{ кг/м}^3$. 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. Разделение в поле центробежных сил интенсифицирует процесс. При этом появляется возможность регулирования качества разделения путем изменения силового поля. В связи с этим механическое разделение молока получило преимущественное применение при его обработке [50].

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. Предельная кислотность молока – 220 Т;

– крупности жировых шариков. Чем крупнее шарики, тем быстрее происходит сепарирование;

– жирности молока и сливок. С увеличением жирности молока подача его должна быть уменьшена. Максимальная жирность сливок ограничивается 30÷35 %, при этом остаточная жирность обезжиренного молока не превышает 0,05 %;

– частоты вращения барабана;

– температуры молока. Оптимальная температура молока 45÷50 °С.

Физическая сущность процесса сепарирования молока основана на осаждении дисперсной фазы под действием центробежной силы. Дисперсную фазу молока составляет плазма, а дисперсной является молочный жир в виде мельчайших шариков (диаметр 0,01÷0,1 мм). Условия, при которых достигается концентрация жировых шариков в плазме молока (сливки, высокожирные сливки) и возможно более полное обезжиривание остальной ее части, выявляют расчетным путем.

Сепараторы по конструктивным особенностям они могут быть:

– *открытыми* – поступление молока и отвод продуктов сепарации осуществляется в соприкосновении с окружающим воздухом. Подача их небольшая и не превышает 0,3 кг/с;

– *полузакрытыми* – подвод молока осуществляется в соприкосновении с воздухом, а отвод – без соприкосновения. Подача 0,5÷1,0 кг/с;

– *герметичными* – 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 молочнотоварных фермах применяют сепараторы *открытого* и *полузакрытого* типов.

Сепаратор-сливкоотделитель открытого типа показан на рисунке 10.8.

Его корпус установлен на одном основании с электродвигателем. Вращение от двигателя передается барабану, свободно посаженному на вертикальный вал (веретено), через клиноременную передачу, фрикционную муфту и червячную пару. Вал сепаратора помещается в станине на двух опорах. Верхняя упругая опора вертикального вала обеспечивает самоустановку барабана на высоких оборотах. Упругая опора веретена представляет собой шариковый подшипник, заключенный в обойму. С помощью регулировочного винта подпятника вер-

тено можно перемещать по высоте, добиваясь правильного расположения сливных отверстий барабана относительно молочной посуды. Неправильность в установке ведет к попаданию части сливок в обрат.

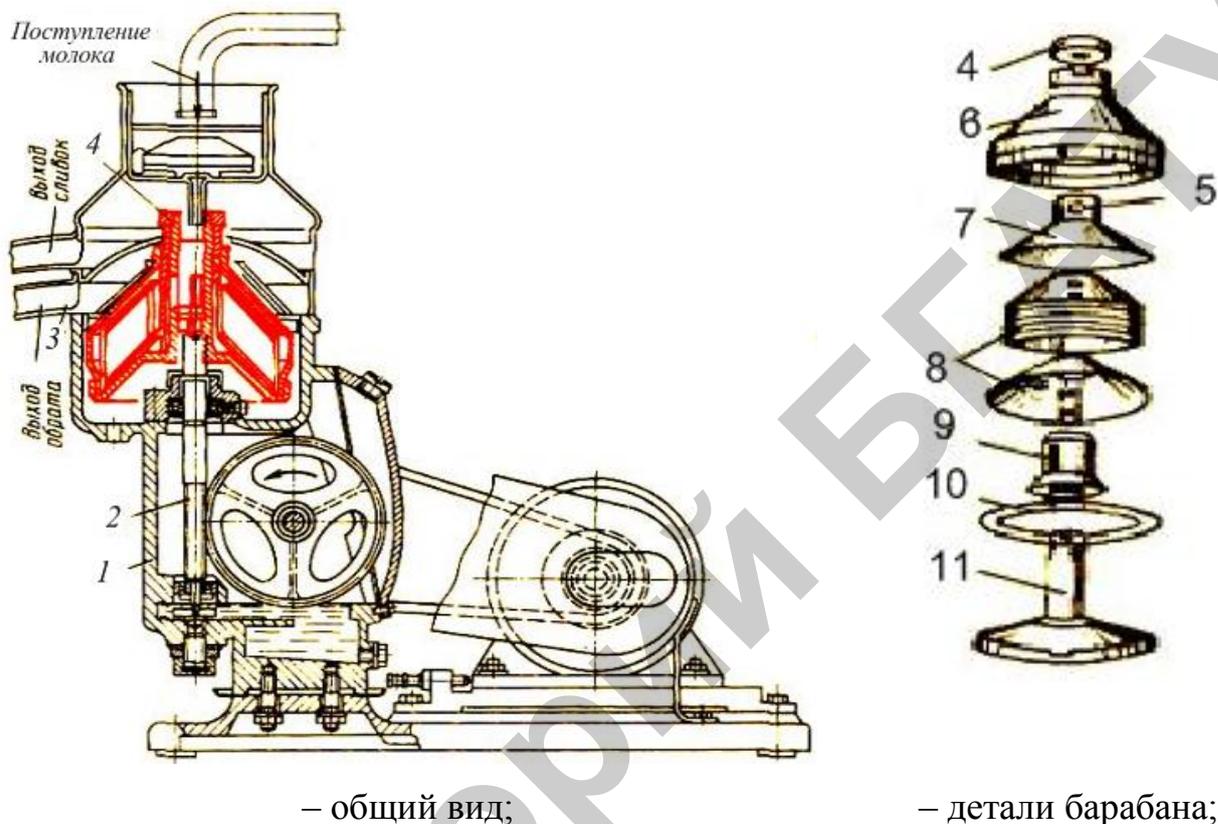


Рис. 10.8. Сепаратор-сливкоотделитель открытого типа:
 1 – станина; 2 – вертикальный вал (веретено); 3 – посуда; 4 – накидная гайка;
 5 – винт регулировки жирности сливок; 6 – корпус; 7 – верхняя тарелка; 8 – пакет разделительных тарелок; 9 – тарелкодержатель; 10 – уплотнительное кольцо; 11 – основание барабана с центральной трубкой

Сливкоотделительный барабан (рис. 10.9) состоит из корпуса, пакета разделительных тарельчатых вставок, тарелкодержателя, крышки, уплотнительного кольца и затяжной гайки [56]. 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.

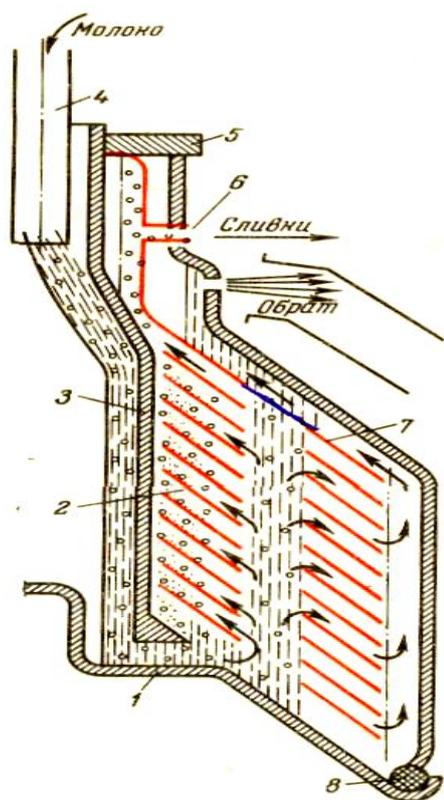


Рис. 10.9. Схема работы барабана сепаратора сливоотделителя:
 1 – дно; 2 – пакет тарелок, 3 – тарелкодержатель; 4 – калиброванная трубка поплавковой камеры; 5 – накидная гайка; 6 – винт регулировки жирности сливок; 7 – верхняя разделяющая тарелка; 8 – резиновое кольцо

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 $0,35 \div 0,5$ мм.

Из поплавковой камеры молоко 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 в грязевике 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. 10.10).

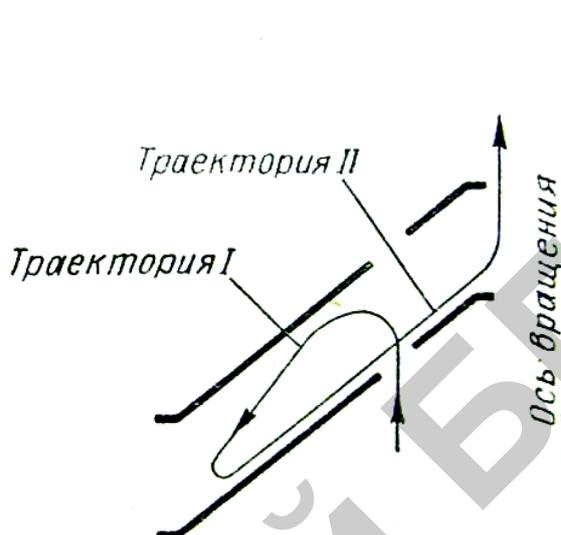


Рис. 10.10. Траектория движения частиц в межтарелочном пространстве сепаратора-сливкоотделителя

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 обрата. Жировые шарики, проникшие на поверхность тарелки, перемещаются по ней.

Очевидно, что если скорость потока обрата у поверхности тарелки больше скорости движения жировых шариков то они будут унесены потоком (рис. 10.11). Если же скорость потока обрата меньше скорости, вызываемой центробежной силой, то его частицы будут перемещаться к оси вращения и попадут в поток жировых шариков (сливки).

Радиальную скорость частиц в межтарелочном зазоре определим по формуле

$$v = \frac{1}{18} \omega^2 R d^2 \frac{(\rho_c - \rho_u)}{\mu_c} , \quad (10.28)$$

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), $\text{кг}/\text{м}^3$; ρ_u – плотность частицы обрата (дисперсной фазы), $\text{кг}/\text{м}^3$; μ_c – вязкость сливок, $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$.

Предельно минимальный размер выделяемых сепаратором жировых шариков:

$$d_{\min} = \frac{2,94}{\omega} \sqrt{\frac{Q_0 \mu_c}{\beta z \operatorname{tg} \alpha (R_{\max}^3 - R_{\min}^3) (\rho_c - \rho_u)}}. \quad (10.29)$$

Минимальный размер жирового шарика, который, достигнув слоя сливок в межтарелочном пространстве, не смывается потоком обрата в грязевое пространство барабана:

$$d'_{\min} = \frac{17,2 Q_0 \mu_c}{\omega^2 z \delta^2 R_{\max}^2 (\rho_c - \rho_u) \cos \alpha}. \quad (10.30)$$

Из равенства $d_{\min} = d'_{\min}$ определяется расстояние δ между тарелками

$$\delta = \frac{2,43}{R_{\max}} \sqrt[4]{\frac{Q_0 \mu_c \beta (R_{\max}^3 - R_{\min}^3) \operatorname{tg} \alpha}{\omega^2 z (\rho_c - \rho_u) \cos \alpha}}, \quad (10.31)$$

где 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.

Теоретическая производительность сепаратора определяется по Г. И. Бремеру.

$$Q_{\tau} = 0,116 \omega^2 z \operatorname{tg} \alpha (R_{\max}^3 - R_{\min}^3) \frac{(\rho_c - \rho_u)}{\mu_c} d_u^2, \quad (10.32)$$

где d_u – минимальный диаметр выделяемого жирового шарика. м.

Н.Н. Липатов предложил формулу производительности из условий

удержания частиц на периферии тарелки в виде:

$$Q_o = 0,058\omega^2\delta^2 R_{\max} z d_u \cos\alpha \frac{(\rho_c - \rho_u)}{\mu_c}, \quad (10.33)$$

где δ – межтарелочный зазор по нормали к образующей, м.

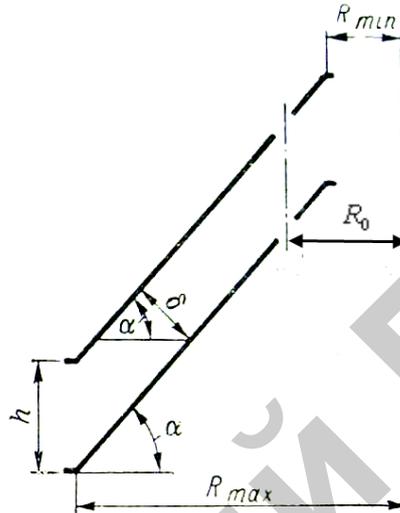


Рис. 10.11. Схема сечения межтарелочного пространства

Действительная производительность сепаратора меньше теоретической. Отношение действительной производительности к теоретической:

$$\frac{Q_o}{Q_\tau} = \beta = 0,5 \div 0,7 . \quad (10.34)$$

где β – технологический к. п. д. сепаратора.

Оптимальное расстояние между осью тарелки и осями отверстий в ней определяется по Г. Бремеру:

$$R_o = \sqrt{\frac{\varphi R_{\max}^2 + R_{\min}^2}{1 + \varphi}}, \quad (10.35)$$

где φ – объемное отношение легкой фракции к тяжелой.

Эффективность работы сепаратора-сливкоотделителя характеризуется степенью обезжиривания:

$$\sigma = 100 \frac{C_{сл} (C_m - C_{об})}{C_m (C_{сл} - C_{об})},$$

где $C_{об}$, $C_{сл}$ и C_m – жирность обрата, сливок и молока, %.

Количество сливок, выделенных сепаратором:

$$Q_{сл} = Q_m \frac{C_m - C_{об}}{C_{сл} - C_{об}}. \quad (10.36)$$

На качество сепарирования существенно влияют следующие конструктивно-механические факторы:

- 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. Расстояние между отверстиями должно обеспечивать беспрепятственный отток сливок;

- 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;

- угол наклона образующей тарелки и отгиб тарелок на периферии принимают от 40 до 60°. Он должен обеспечивать скольжение отлагающихся масс по поверхности тарелок;

- на процесс разделения молока существенно влияет кромка тарелок. Она обеспечивает необходимый подпор жидкости, которая у периферии тарелок должна растекаться по всей окружности их. Форма отгиба кромки тарелки не должна способствовать перемешиванию;

- 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;

- грязевое пространство барабана должно вмещать осадок, отлагающийся во время работы сепаратора [57].

Практическое занятие. Определить минимальные размеры жиро-

вых частиц, выделяемых сепаратором и проверить соответствие межтарелочного расстояния теоретически оптимальному, если барабан делает $n = 6500 \text{ мин}^{-1}$, максимальный расчетный радиус тарелки $R_{max} = 138 \text{ мм}$, а минимальный $R_{min} = 49 \text{ мм}$, угол наклона образующей тарелки $\alpha = 55^\circ$, величина межтарелочного зазора $\delta = 0,4 \text{ мм}$, число тарелок $z_m = 88$, производительность сепаратора $Q_o = 3000 \text{ л/ч}$, технологический к. п. д. $\beta = 0,461$, температура молока $t = 37^\circ \text{ С}$.

Решение. Угловая скорость барабана:

$$\omega_o = 0,1046 \cdot 6500 = 680, \text{ с}^{-1}.$$

Секундная производительность:

$$Q_o = \frac{3000}{1000 \cdot 3600} = 0,000834, \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Предельно-минимальный размер выделяемых жировых частиц:

$$\begin{aligned} d_{кр} &= \frac{2,94}{\omega_o} \sqrt{\frac{Q_o \mu_c}{\beta z_m \operatorname{tg} \alpha (R_{max}^3 - R_{min}^3) (\rho_c - \rho_v)}} = \\ &= \frac{2,94}{680} \sqrt{\frac{0,000834}{0,461 \cdot 88 \cdot 1,43 (0,137^3 - 0,049^3) 2900 \cdot 37}} = 1, \text{ мк}. \end{aligned}$$

Минимальный размер несмываемого в обрат жирового шарика:

$$\begin{aligned} d'_{кр} &= \frac{17,2 Q_o \mu_c}{\omega_o^2 R_{max}^2 \delta^2 z_m (\rho_c - \rho_v) \cos \alpha} = \\ &= \frac{17,2 \cdot 0,000834}{680^2 \cdot 0,138^2 \cdot 0,0004^2 \cdot 88 \cdot 2900 \cdot 37 \cdot 0,573} = 1,88, \text{ мк}. \end{aligned}$$

Как видно, $d_{min} < d'_{min}$ почти в два раза. Из этого следует, что часть жировых частиц (диаметром $d < 1,88 \text{ мк}$), успевших пересечь межтарелочное пространство и достичь слоя сливок, смывается с поверхности этого слоя в грязевую камеру барабана. Чтобы этого избежать (теоретически), необходимо изменить межтарелочный зазор до оптимальной величины.

Оптимальное расстояние между тарелками:

$$\delta_{opt} = \frac{2,43}{R_{max}} \sqrt{\frac{Q_d \mu_c \beta (R_{max}^3 - R_{min}^3) \operatorname{tg} \alpha}{\omega_0^2 z_m (\rho_c - \rho_l) \cos \alpha}} =$$

$$= \frac{2,43}{0,138} \sqrt{\frac{0,000834 \cdot 0,461 (0,138^3 - 0,0149^3) 1,43}{680^2 \cdot 88 \cdot 2900 \cdot 37 \cdot 0,573^2}} = 2,55, \text{ мм.}$$

Полученное значение расстояния между тарелками встречается в барабанах молокоочистителей. В барабанах сепараторов-сливкоотделителей межтарелочные зазоры не превосходят $0,6 \div 0,8$ мм.

Практическое занятие. Определить время пребывания молока в межтарелочном пространстве барабана и на какую оптимальную жирность сливок он рассчитан, если производительность сепаратора $Q_d = 5000$ л/ч, число тарелок $z_m = 124$, расчетные радиусы тарелок $R_{max} = 138$ мм и $R_{min} = 35$ мм, расстояние осей отверстий в тарелке до оси барабана $R_0 = 65$ мм, угол наклона образующей $\alpha = 55^\circ$, расстояние между тарелками $\delta = 0,52$ мм.

Решение. Секундная производительность сепаратора

$$Q_d = \frac{5000}{1000 \cdot 3600} = 0,00139, \text{ м}^3 / \text{с.}$$

Максимальное время пребывания молока между тарелками при движении от R_{min} до R_{max} :

$$t = \frac{\pi z_m \delta (R_{max}^2 - R_{min}^2)}{Q_d \cos \alpha} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 124 \cdot 0,00052 (0,138^2 - 0,035^2)}{0,00139 \cdot 0,574} = 4,65, \text{ с.}$$

Время перемещения молока между тарелками от отверстий R_0 до наружного края R_{max} :

$$t' = \frac{3,14 \cdot 124 \cdot 0,00052(0,138^2 - 0,065^2)}{0,00139 \cdot 0,574} = 3,87, \text{ с,}$$

т. е. 83 % от максимально возможного.

За время $t' = 3,87$ с жировая частица должна пройти в радиальном направлении путь:

$$\Delta R = \frac{\delta}{\sin \alpha} = 0,634, \text{ мм,}$$

перемещаясь со средней радиальной скоростью:

$$v = \frac{\Delta R}{t'} = \frac{0,634}{3,87} = 0,000164, \text{ м/с.}$$

Среднелогарифмическое радиальное расстояние от $R_{мин}$ до $R_{мак}$ при полученной скорости:

$$R_{cp} = \frac{R_{мак} - R_{мин}}{2,3lg \frac{R_{мак}}{R_{мин}}} = \frac{0,138 - 0,065}{2,3lg \frac{0,138}{0,065}} = 0,097, \text{ м.}$$

Минимальный диаметр жировых шариков:

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{18 \cdot 0,000164}{628^2 \cdot 0,097 \cdot 2900 \cdot 35}} = 0,875, \text{ мк.}$$

Как видно, теоретически барабан может выделять до 0,9 мк, создавая высокую остроту сепарирования.

Практическое занятие. Определить ориентировочную производительность сепаратора высокожирных сливок по следующим данным: скорость барабана $n = 7200$ об/мин, максимальный расчетный радиус тарелки $R_{мак} = 108$ мм, минимальный радиус $R_{мин} = 55$ мм, угол наклона образующей конуса $\alpha = 55^\circ$, число тарелок $z = 80$, минимальный диаметр выделяемой частицы жира $d = 1,0$ мк, температура сепарируемых сливок $t = 82^\circ \text{ С}$, жирность сливок $C_{нач} = 35\%$, жирность получаемых сливок $C_{кон} = 83\%$. Технологический к. п. д. сепаратора $\beta = 0,65$.

Решение. Определяем производительность сепаратора при выделении сливок из молока температурой в 35° С при угловой скорости

барабана 753 с^{-1} :

$$Q_{\partial} = 121 \cdot 10^4 \beta \omega_0^2 z_m \operatorname{tg} \alpha (R_{\max}^3 - R_{\min}^3) t d =$$
$$= 121 \cdot 10^4 \cdot 0,65 \cdot 753^2 \cdot 80 \cdot 1,43 (0,108^3 - 0,055^3) 35 \cdot 110^{-12} = 1,94, \text{ м}^3 / \text{ч},$$

где t – температура молока в $^{\circ}\text{C}$.

Производительность сепаратора при выделении высокожирных сливок по исходному сырью (сливки жирностью 35 %):

$$Q_{\text{в.жс}} = \frac{0,2 Q_{\partial}}{\lg \frac{C_{\max} - C_{\text{нач}}}{C_{\max} - C_{\text{кон}}}} = \frac{0,2 \cdot 1,94}{\lg \frac{90 - 35}{90 - 83}} = 0,436, \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

где C_{\max} – максимально возможная жирность, % ($C_{\max} = 90$ %); $C_{\text{нач}}$ – жирность исходных сливок, %; $C_{\text{кон}}$ – жирность высокожирных сливок, %.

Производительность по высокожирным сливкам:

$$Q_{\text{сл}} = Q_{\text{м}} \frac{C_{\text{м}} - C_{\text{об}}}{C_{\text{сл}} - C_{\text{об}}} = 0,436 \frac{35 - 0,05}{83 - 0,05} = 0,19, \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Получено значение близко к паспортной производительности сепаратора ОСД-М, равной 200 кг масла в час.

10.4 Назначение и классификация и расчет основных параметров пастеризаторов молока

С целью уничтожения находящихся в молоке бактерий его подвергают нагреванию до определенной температуры. Ко всем пастеризаторам предъявляются следующие *требования*:

- полное уничтожение микробов всех форм;
- обработка не должна ухудшать свойств молока;
- простота устройства и эксплуатации;
- поверхности, соприкасающиеся с молоком, должны быть стойкими к химическому воздействию молока и моющих жидкостей.

Пастеризаторы молока подразделяются:

– по источнику энергии на 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 на 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 они подразделяются на три типа:

– аппараты длительной пастеризации молока, в которых нагрев осуществляется до $63 \div 65$ °С с выдержкой при этой температуре в течение 30 минут;

– аппараты кратковременной пастеризации, в которых нагревание молока производится в тонком слое до температуры 76 ± 2 °С с выдержкой в течение 20 секунд;

– аппараты мгновенной пастеризации, в которых молоко в течение нескольких секунд нагревается до температуры $85 \div 87$ °С без его дальнейшей выдержки.

Аппараты длительной пастеризации применяют для подогрева молока перед сепарированием или его сквашиванием.

Длительная пастеризация оказывает наибольшее воздействие на физико-механические свойства молока, но обеспечивает надежное уничтожение всех видов микроорганизмов за исключением термостойких бактерий.

Длительная пастеризация молока осуществляется в ваннах длительной пастеризации, которые одинаковы по устройству, имеют водяную рубашку вокруг рабочей емкости и мешалку с приводом.

Ванна пастеризационная марки (рис. 10.12) состоит из выполненного из нержавеющей стали внутреннего корпуса, заключенного в двустенный наружный корпус. Под внутренним корпусом размещено паровое устройство, к выводу которого присоединяется коллектор. Патрубок для слива воды из межстенного пространства выведен вниз и присоединен к запорному вентилю.

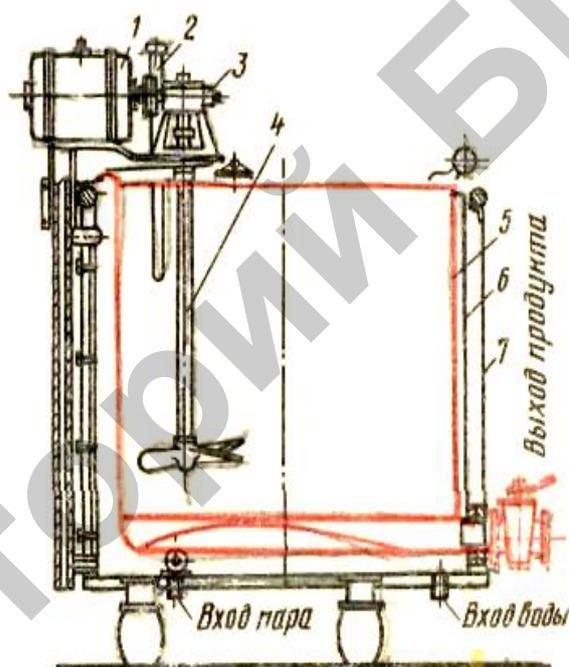


Рис. 10.12. Схема ванны длительной пастеризации:

1 – электродвигатель; 2 – термометр; 3 – редуктор; 4 – мешалка; 5 – внутренний резервуар; 6 – наружный резервуар; 7 – обшивка

Перемешивание продукта осуществляется мешалкой, вращающейся от электродвигателя, закрепленного на плите. Слив готового продукта производится через запорный. Контроль температуры продукта и воды в межстенном пространстве осуществляется термометрами.

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 увели-

чения 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.

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 автоматизированной пластинчатой пастеризационно-охладительной установке (рис. 10.13) *рабочий процесс* протекает в следующем порядке.

Из молокоборника молоко самотеком или при помощи насоса подается в уравнильный бак 4. Уровень молока должен быть не менее 300 мм во избежание подсоса воздуха в молочный насос. Насосом 3 молоко подается в секцию I пластинчатого аппарата (секцию регенерации), где оно нагревается за счет теплообмена с горячим молоком, идущим от секции пастеризации через выдерживатель 6. Нагретое до 37–40 °С молоко выходит из секции в молокоочиститель, а оттуда подается во вторую секцию регенерации, где происходит дополнительный его нагрев пастеризованным молоком, прошедшим предварительно теплообмен в секции I регенерации. Из секции II регенерации молоко переходит в секцию III пастеризации, где за счет теплообмена с горячей водой нагревается до температуры 76 °С или до 90 °С.

Пастеризованное молоко проходит через выдерживатель в I и II секции регенерации, где отдает часть тепла холодному молоку и его температура снижается до 20÷25 °С. Далее это молоко проходит последовательно секции охладителя, после чего его температура понижается до 5÷8 °С в зависимости от

начальной температуры охлаждающей воды или рассола. Холодное молоко поступает для хранения в танки.

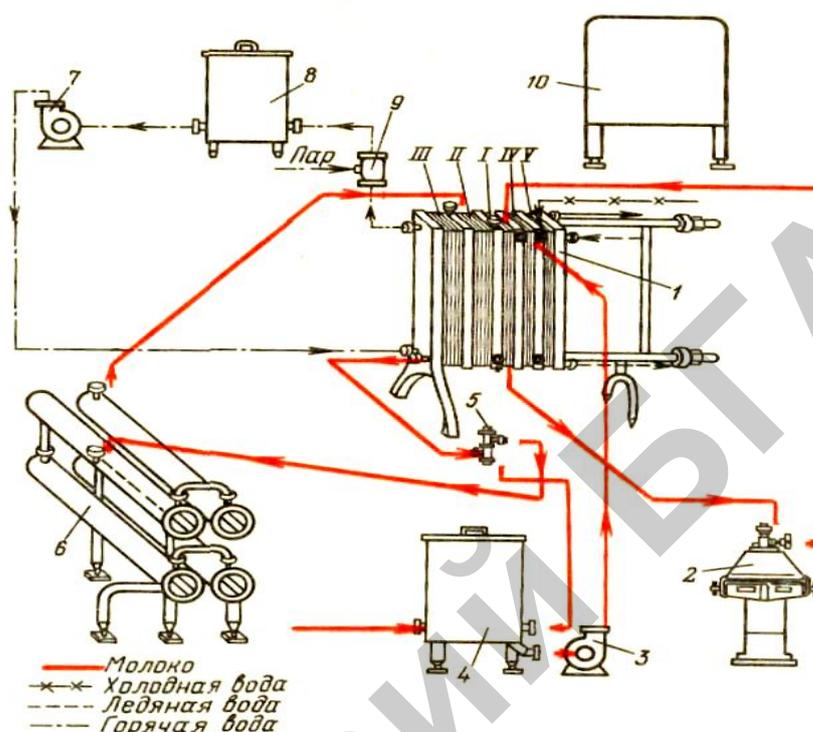


Рис. 10.13. Схема автоматизированной пластинчатой пастеризационно-охладительной установки:

I – секция первой регенерации; II – секция второй регенерации; III – секция пастеризации; IV – секция водяного охлаждения; V – секция рассольного охлаждения. 1 – пластинчатый аппарат; 2 – сепаратор-молокоочиститель; 3 – центробежный насос; 4 – уравнильный бак; 5 – перепускной клапан; 6 – выдерживатель; 7 – насос горячей воды; 8 – бойлер; 9 – инжектор; 10 – пульт управления

Гибельно на микроорганизмы действуют два фактора: температура нагрева и длительность выдержки при ней. При этом чем выше температура, тем меньше нужна выдержка. Существует верхний порог температуры до которого не происходит изменения физико-механических свойств молока. В связи с этим, чтобы обеспечить пастеризацию и не ухудшить качество молока, необходимо строго придерживаться границ между нижним и верхним пределами температур [52, 58].

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:

$$T_n = Q_M C_M (t_{KM} - t_{HM}) = k_{cm} F_{менл} \Delta t_{cp}, \quad (10.37)$$

где Q_M – подача молока, кг/с; C_M – теплоемкость молока, Дж/кг·град; t_{HM} и t_{KM} – начальная и конечная температуры молока, соответственно, град; k_{cm} – коэффициент теплопередачи через плоскую стенку, Вт/м²·град; $F_{менл}$ – общая теплообменная поверхность, м²; Δt_{cp} – средний градиент температур между теплообменными средами, град.

Тепловая производительность пастеризатора (ккал/ч) зависит от величины поверхности его нагрева $F_{менл}$, коэффициента теплопередачи k_{cm} и средней разности температур между паром в рубашке и продуктом Δt_{cp} и характеризуется уравнением:

$$\theta = F_{менл} k_{cm} \Delta t_{cp} = Q_{охл} C_M (t_{KM} - t_{HM}). \quad (10.38)$$

Для водяных пастеризаторов:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}}, \quad (10.39)$$

и для паровых:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{KM} - \Delta t_{HM}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}}. \quad (10.40)$$

Полная теплообменная площадь пастеризатора:

$$F_{менл} = \frac{Q_M C_M (t_{KM} - t_{HM})}{k \Delta t_{cp}}. \quad (10.41)$$

Для паровых пастеризаторов:

$$F_{\text{тепл}} = \frac{1}{k} Q_m C_m \ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}, \quad (10.42)$$

где для парового пастеризатора $k \approx 2500$ ккал/м².ч. град = 105 МДж/м².ч.град.

Мгновенная пастеризация молока осуществляется на аппаратах, в которых молоко в течение нескольких секунд нагревается до температуры 85÷87 °С без его дальнейшей выдержки

К таким относятся аппараты с вытеснительным барабаном. Молоко в них проходит в зазоре между стенками вытеснительного барабана и неподвижного резервуара, имеющего параболическую форму. Внутри барабана и снаружи резервуара пускается пар. Барабан приводится во вращение от электродвигателя.

В паровом пастеризаторе с двусторонним обогревом (рисунок 10.14) 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. Однако эти аппараты работают и как насосы.

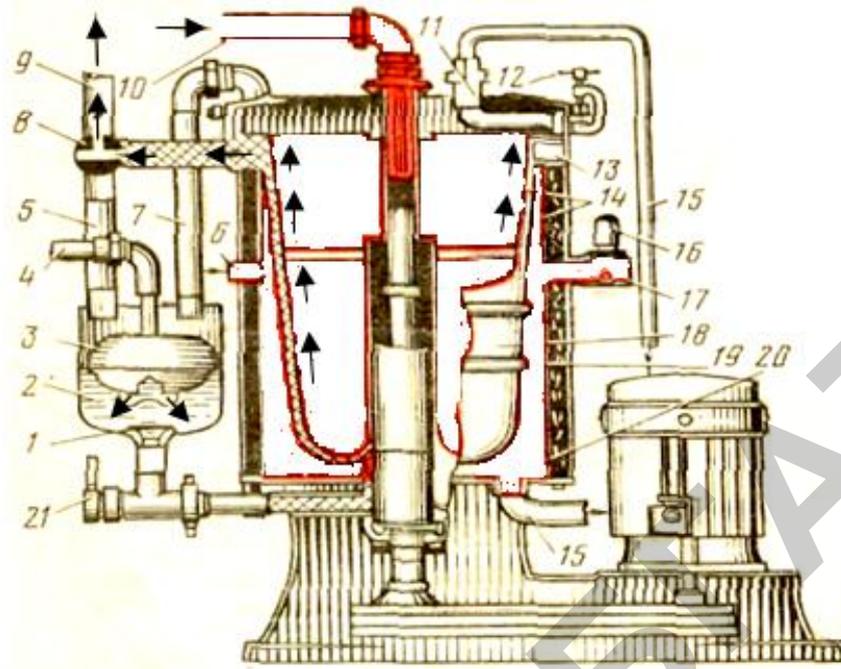


Рис. 10.14. Схема парового пастеризатора:

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 параболоид вращения. Глубину его определяют по формуле

$$h = \frac{v_{\text{выт}}^2}{2g} = \frac{4\pi R_{\text{мак}}^2 n_{\text{выт}}^2}{2g}, \quad (10.43)$$

где $n_{\text{выт}}$ – число оборотов вытеснителя, мин^{-1} ; $v_{\text{выт}}$ – окружная скорость вращения вытеснителя, м/с ; $R_{\text{мак}}$ – максимальный радиус лопастей вытеснителя в расширенной части, м .

Зная n и R можно вычислить высоту подъёма жидкости:

$$h_{\text{ж}} = \frac{\omega_{\text{ж}}^2 h_0^2}{2g} = (R_{\text{мак}}^2 - r_0^2), \quad (10.44)$$

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; h_0 – суммарное значение фактической высоты подъема и сопротивлений в трубопроводе, м; $\omega_{ж}$ – угловая скорость вращения жидкости, c^{-1} .

Вращающаяся жидкость оказывает значительное давление на крышку и стенки пастеризатора. Силу, приложенную к крышке пастеризатора со стороны жидкости, определяют по формуле

$$P_{\kappa} = \frac{\pi g h_0^2 \gamma}{\omega_{ж}^2} . \quad (10.45)$$

Давление достигает значительных величин, поэтому крепление и уплотнение между крышкой и корпусом пастеризатора должны быть надёжными.

Давление на стенки резервуара рассчитывают по формуле

$$p = \frac{\omega_{ж}^2 \gamma}{2g} (R_{мак}^2 - r_0^2) . \quad (10.46)$$

Толщину стенки определяют по уравнению:

$$\delta = \frac{pr}{\sigma} . \quad (10.47)$$

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 её 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.

$$k_{ст} F_{выт} \Delta t_{cp} = Q_{ан} C_c (t_{к.м} - t_{н.м}) , \quad (10.48)$$

где k_{cm} – коэффициент теплоотдачи от пара к стенке. При нагреве молока от 5 до 40 °С принимают равным $k_{cm} = 1800 \div 2000$ ккал/м² ч град, а при нагреве от 5 до 85 °С $k_{cm} = 2300 \div 2500$ ккал/м² ч град.; $F_{выт}$ – поверхность вытеснителя, м².
 Определяют по геометрическим формулам на основании данных обмеров; $\Delta t_{\text{ср}}$ – 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:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2, \quad (10.49)$$

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:

$$\tau_1 = \frac{3600V_1\gamma}{Q_n}; \quad (10.50)$$

$$\tau_2 = \frac{3600V_2\gamma}{Q_n}, \quad (10.51)$$

где V_1 – объём жидкости, находящийся в зазоре, м³; Q_n – производительность пастеризатора, кг/ч; V_2 – объём жидкости, находящийся в расширенной части пастеризатора, м³,

$$V_2 = \pi(R_{\text{мак}}^2 - r_0^2)H_p, \quad (10.52)$$

где H_p – высота расширенной части, м.

Производительность пастеризатора:

$$Q_n = \frac{k_{cm} F_{\text{выт}} \Delta t_{\text{ср}}}{C_m (t_{\text{к.м}} - t_{\text{н.м}})}. \quad (10.53)$$

Расход пара на пастеризацию определяют по уравнению теплового баланса:

$$Q_{\text{пара}} (C_n - C_{\text{к.конд}}) \eta = Q_{\text{расч}} C_m (t_{\text{к.м}} - t_{\text{н.м}}), \quad (10.54)$$

где $Q_{пара}$ – количество пара, кг; C_n – теплосодержание пара, ккал/кг; C_k – теплоёмкость конденсата, ккал/кг град; $t_{конд}$ – температура конденсата, град (температура конденсата на $4\div 6^0$ ниже температуры греющего пара); $t_{к.м}, t_{н.м}$ – конечная и начальная температуры молока, град; $Q_{расч}$ – количество молока подлежащего тепловой обработке, кг; C_m – теплоёмкость молока, ккал/кг град; η – тепловой коэффициент полезного действия аппарата (η принимают равным $0,8\div 0,95$).

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

$$H_n = \frac{v_{бар}^2}{2g}, \quad (10.55)$$

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 $v = 2\pi r n_б$, где r – радиус лопастей барабана, требуемую частоту вращения барабана для преодоления гидравлического сопротивления, равного H_n , можно определить по формуле

$$n_б = \sqrt{\frac{2gH_n}{4\pi^2 r^2}} = \frac{1}{2\pi r} \sqrt{2gH_n}. \quad (10.56)$$

Суммарная мощность на привод пастеризатора определится:

$$N = N_{бар} + N_{сomp}, \quad (10.57)$$

где $N_{сomp}$ – мощность на преодоление гидравлического сопротивления, равная $N_{сomp} = g Q_m H$, кВт; $N_{бар}$ – мощность на привод барабана, $N_{бар} = P_{окр} v_{бар}$, кВт; $P_{окр}$ – окружное усилие на привод барабана, при установившемся движении определяется силами трения в подшипниках, Н.

Обычно мощность на преодоление сил трения в подшипниках учитывается коэффициентом полезного действия:

$$N_{бар} = \frac{g H_l Q_m}{\eta_m} . \quad (10.58)$$

где η_i – механический к.п.д.

Практическое занятие. Рассчитать пастеризатор с вращающейся мешалкой. Барабанная мешалка имеет лопасти и спираль для усиления турбулизации потока молока. Внутренний диаметр резервуара $D = 0,51$ м, диаметр мешалки $d = 0,504$ м, число оборотов барабана $n = 314$ об/мин. Поверхность теплоотдачи при двухстороннем обогреве $F_{менл} = 1,5$ м².

Определить производительность аппарата, расход пара и высоту подъема молока при нагреве от $t_1 = 10^\circ$ С до $t_2 = 80^\circ$ С.

Решение. Средняя температура молока $t_{cp} = 45^\circ$ С. Теплофизические константы молока: $C = 3930$ Дж/кг·град, $\lambda = 0,567$ Вт/м·град; $\rho = 1019$ кг/м³, $\mu = 0,96 \cdot 10^{-3}$ Н·с/м², $Pr = 6,1$.

При определении коэффициента теплоотдачи от стенки к жидкости в аппаратах с мешалками пользуются формулой

$$Nu = 0,36 Pr^{0,33} Re^{0,67} .$$

Здесь в критерий Nu входит диаметр резервуара, а в критерий Re – диаметр мешалки:

$$Re = \frac{\rho n d^2}{\mu} = \frac{1019 \cdot 314 \cdot 0,504^2 \cdot 10^3}{60 \cdot 0,96} = 1,4 \cdot 10^6 .$$

Определим коэффициент теплоотдачи:

$$a_2 = \frac{0,36 \cdot 0,567 \cdot 14000000^{0,67} \cdot 6,1^{0,33}}{0,51} = 9400, \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{град.}$$

Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке примем $\alpha = 12000$ Вт/м² · град, тогда коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{12000} + \frac{0,001}{15} + \frac{1}{9400}} = 3900, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Для пастеризаторов с мешалкой, по справочным данным таких аппаратов, $k=3500 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$, что и примем для дальнейшего расчета.

Определим поверхность теплоотдачи:

$$F = \frac{5000 \cdot 3930}{3600 \cdot 3500} = 1,55.$$

Так как, по данным каталога, $F = 1,5 \text{ м}^2$, то для нормальной работы $k_T = 0,97$.
Определим температуру греющего пара:

$$k_T = 2,31g \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2},$$

$$0,97 = 2,31g \frac{t_n - 10}{t_n - 80},$$

откуда $t_n = 123^\circ \text{ С}$. Это высокая температура и может вызвать пригар молока к стенкам. Нормальная температура пара не должна превышать 105° С . Если принять такую температуру, то коэффициент теплоотдачи от пара к стенке:

$$k_T = 2,31g \frac{105 - 10}{105 - 80} = 1,335.$$

При этих условиях $F = 1,55 \cdot 1,335 = 2,06 \text{ м}^2$. Этот расчет показывает, что нельзя обеспечить такую производительность при заданной степени нагрева.

При заданном температурном режиме производительность аппарата будет равна:

$$m = \frac{1,5 \cdot 3500 \cdot 3600}{3930 \cdot 1,335} = 3620 \text{ кг / ч.}$$

Расход пара на пастеризацию молока:

$$m_n = \frac{mC(t_2 - t_1)}{(i_n - C_{\text{кон}} t_{\text{кон}}) \eta} = \frac{3620 \cdot 3940(80 - 10)}{(2,67 \cdot 10^6 - 4187 \cdot 103)0,97} = 456 \text{ кг / ч,}$$

где i_n – теплосодержание пара, Дж/кг; $t_{кон}$ – температура конденсата, °С; $C_{кон}$ – теплоемкость конденсата, Дж/кг·град; η – коэффициент использования тепла.

Температура конденсата взята на 2 градуса ниже температуры пара.

Определим высоту подъема молока за счет вращения мешалки. Очевидно, радиус полости под крышкой будет соответствовать радиусу окружности, описываемой лопастью. Радиус растрюба $R = 460$ мм. Подставляя эти величины в

$$\text{формулу имеем: } h = \frac{\omega^2(R^2 - r^2)}{2g} = \left(\frac{3,14 \cdot 314}{30}\right)^2 \cdot \frac{0,46^2 - 0,4^2}{19,6} = 2,9, \text{ м.}$$

10.5 Назначение и расчет регенераторов-теплообменников

Назначение регенератора состоит в том, чтобы использовать тепло пастеризованного молока для подогрева холодного молока, идущего на пастеризацию. При этом снижается расход теплоты на пастеризацию, поскольку в пастеризатор поступает молоко уже предварительно подогретое.

В пластинчатых пастеризационно-охладительных установках, в виде отдельных аппаратов, применяются *регенераторы-теплообменники* с параллельным током молока и с противотоком (рис. 10.15).



Рис. 10.15. Открытые регенераторы молока:

а – прамоточный («зигзаг»); *б* – противоточный

Коэффициент регенерации показывает отношение количества тепла, отданного на регенераторе горячим молоком холодному, к количеству тепла, ко-

торое необходимо для нагрева холодного молока до температуры пастеризации. 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 0,9÷0,93.

Количество теплоты, полученной молоком, идущим на пастеризацию:

$$G_p = Q_M C_M (t_{pm} - t_{nm}) . \quad (10.59)$$

Количество теплоты, необходимой для пастеризации молока, определяется уравнением:

$$G = Q_M C_M (t_{km} - t_{nm}) , \quad (10.60)$$

Отношение количества теплоты, полученной в регенераторе, к количеству теплоты, потребной для пастеризации, называется коэффициентом регенерации:

$$\xi = \frac{G_p}{G} = \frac{Q_M C_M (t_{pm} - t_{nm})}{Q_M C_M (t_{km} - t_{nm})} = \frac{t_{pm} - t_{nm}}{t_{km} - t_{nm}} . \quad (10.61)$$

Поскольку расход молока, идущего на пастеризацию и охлаждаемого после пастеризатора, одинаков, то в противоточном регенеративном теплообменнике температурный напор на всем пути движения молока можно определить по формуле:

$$t_n = t_{km} - t_{pm} = \Delta t_{cp} . \quad (10.62)$$

Откуда $t_{pm} = t_{km} - \Delta t_{cp}$.

Подставим это значение в коэффициент регенерации:

$$\xi = \frac{t_{pm} - \Delta t_{cp} - t_{nm}}{t_{km} - t_{nm}} , \quad (10.63)$$

откуда:

$$t_{cp} = (1 - \xi)(t_{km} - t_{nm}) . \quad (10.64)$$

Площадь теплообменной поверхности регенератора определяется по ранее приведенным формулам, исходя из уравнения баланса теплоты:

$$F_{\text{тепл}} = \frac{Q_M C_M [(t_{\text{км}} - t_{\text{нм}})] - (1 - \xi)(t_{\text{км}} - t_{\text{нм}})}{k(1 - \xi)(t_{\text{км}} - t_{\text{нм}})} = \frac{Q_M C_M \xi}{k(1 - \xi)} \quad (10.65)$$

Анализ формулы показывает, что с увеличением коэффициента регенерации площадь теплообменной поверхности увеличивается по гиперболе. Пастеризационные установки, как правило, снабжены теплообменниками, в которых, кроме пастеризации молока, т.е. доведения его до нужной температуры с последующей выдержкой, предусмотрены регенерация теплоты в одной-двух секциях и охлаждение молока в двух секциях водой и рассолом или ледяной водой.

Количество пластин в секции пластинчатого пастеризатора:

$$z_{\text{пл}} = \frac{F_{\text{тепл}}}{f_{\text{пл}}}, \quad (10.66)$$

где $f_{\text{пл}}$ – рабочая поверхность одной пластины, м².

Расход горячей воды или пара на пастеризацию (нагрев) молока определяется из условия теплового баланса:

$$Q_{\text{п.в}} = \frac{Q_M C_M (t_{\text{км}} - t_{\text{нм}})}{(C_{\text{зв}} - C_{\text{к}}) \eta}, \quad (10.67)$$

где $C_{\text{зв}}$ – теплосодержание горячей воды или пара, Дж/кг; $C_{\text{к}}$ – теплосодержание отработавшей воды или конденсата, Дж/кг; η – тепловой КПД пастеризатора.

10.6 Охладители молока

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.

10.6.1 Процесс работы и расчет оросительного охладителя открытого типа

На рис. 10.16 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.

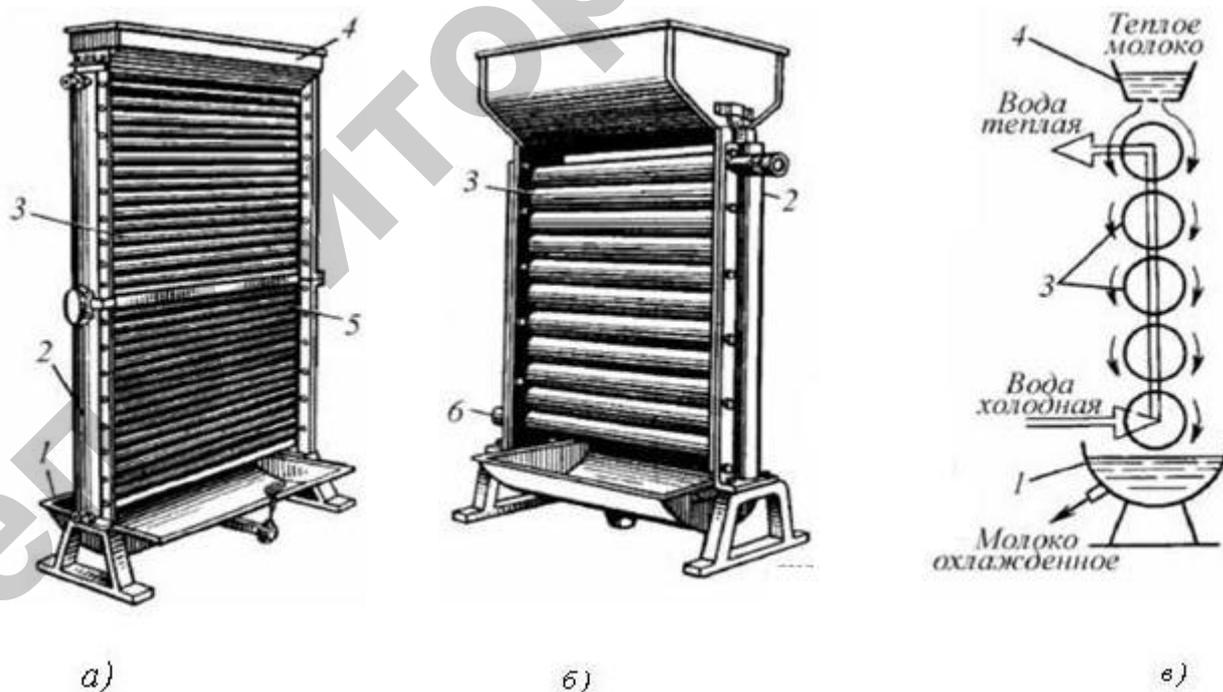


Рис. 10.16. Плоские оросительные противоточные охладители открытого типа:

а – двухсекционный; *б* – односекционный; *в* – схема работы охладителя;

1 – нижний желоб; 2 – коллектор; 3 – поверхность охлаждения; 4 – верхний желоб; 5 – рабочая поверхность рассольной секции; 6 – входной патрубок охлаждающей жидкости

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.

Профили наиболее распространенных рабочих частей поверхностей оросительных охладителей показаны на рис. 10.17.

– цилиндрический;

– трубчатый;

– фасонный.

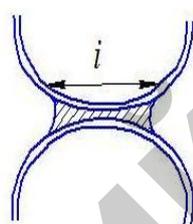
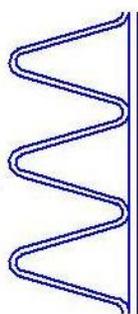


Рис. 10.17. Рабочие элементы оросительных охладителей

Толщину стекающей пленки можно определить по формуле (рис. 10.18) /54/

$$\delta_{nl} = \frac{K m}{\sqrt{r_{mp} 2g}} + \frac{l}{\sin \frac{\theta}{2}}, \quad (10.68)$$

где K – константа, определяемая экспериментально; r_{mp} – радиус трубы, м; θ – угол, отсчитываемый от вертикали, град.

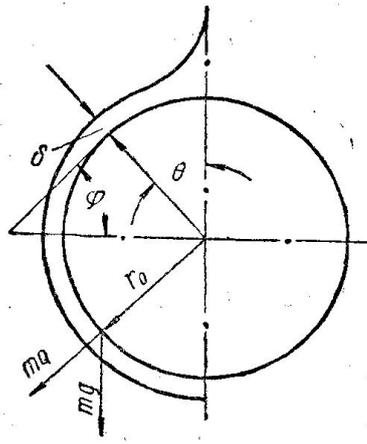


Рис. 10.18. Схема сил действующих на стекающую по трубе жидкость

С увеличением угла θ толщина стекающей пленки уменьшается. Для плоских охладителей толщина находится в пределах $0,3 \div 0,6$ мм. Чем меньше радиус труб, тем меньше толщина пленки жидкости, а следовательно, выше эффективность действия охладителя при условии равномерного стекания жидкости.

Тепловой поток, отбираемый хладоносителем от молока, определяется по формуле:

$$G_x = Q_M C_M (t_{н.м} - t_{к.м}), \quad (10.69)$$

где Q_M – подача молока, кг/с; C_M – теплоемкость молока, Дж/ кг град; $t_{н.м}$ и $t_{к.м}$ – начальная и конечная температуры молока, соответственно.

Если пренебречь потерями тепла в окружающую среду, то это же количество теплоты приобретает хладагент:

$$G_x = Q_x C_x (t_{н.х} - t_{к.х}), \quad (10.70)$$

где Q_x – подача хладагента, кг/с; C_x – теплоемкость хладагента, Дж/ кг град; $t_{н.х}$ и $t_{к.х}$ – начальная и конечная температуры хладагента, соответственно.

В пластинчатых охладителях подача молока и хладагента осуществляется непрерывно. Но в зависимости от температурного режима охлаждающей жидкости требуется больше, чем охлаждаемой. Отношение расхода хладагента к расходу охлаждаемой жидкости называют коэффициентом кратности расхода хладагента:

$$K_k = \frac{Q_x}{Q_m}, \quad \text{или} \quad Q_x = K_k Q_m. \quad (10.71)$$

Подставив в уравнение (10.71) и приравняв (10.69) и (10.70), можно определить коэффициент кратности:

$$K_k = \frac{C_m(t_{нм} - t_{км})}{C_x(t_{нх} - t_{кх})}. \quad (10.72)$$

Значение K_k для водяных секций охладителей находится в пределах 2,5÷3, для рассольных – 1,5÷2,5.

Если охладитель двухсекционный (водяной и рассольный), то общий поток тепла от молока к хладагентам:

$$G_{общ} = G_в + G_p, \quad (10.73)$$

где $G_в$ – поток тепла, получаемого водой, Вт; G_p – поток тепла, получаемого рассолом, Вт.

Поток тепла, проходящий через стенки охладителя, можно выразить уравнением Ньютона:

$$G_{охл} = k_{см} F \Delta t_{ср}, \quad (10.74)$$

где $k_{см}$ – коэффициент теплопередачи через плоскую стенку, Вт/м²·град; F – общая теплообменная поверхность, м; $\Delta t_{ср}$ – средний градиент температур между теплообменными средами, град.

Поверхность охлаждения определяют из соотношения:

$$F_{охл} = \frac{G C_m (t_n - t_k)}{k_{см} \Delta t_{ср}}, \quad (10.75)$$

где t_n, t_k – начальная и конечная температуры продукта соответственно, °С; C_m – теплоемкость молока, Дж/кг °С; $\Delta t_{ср}$ – средняя разность температур, °С.

Средний градиент температур или температурный напор определяется как среднее логарифмическое:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(\Delta t_{max} - \Delta t_{min})}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}}, \quad (10.76)$$

где Δt_{max} и Δt_{min} – максимальный и минимальный температурные режимы.

Коэффициент k_{cm} можно определить:

$$k_{cm} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (10.77)$$

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.

Ориентировочно можно принять, что при передаче от воды к воде $k_{\bar{w}} = 4,18$ МДж /м .ч.град.

Поверхность охлаждения, в зависимости от вида поверхности охладителя, можно определить по одной из формул:

– цилиндрический:

$$F_{охл} = \pi \frac{D_{max} + d_{min}}{2} S n + \frac{\pi}{4} (D_{max}^2 - d_{min}^2) + \pi D_{max} \frac{h_1 + h_2}{2}, \quad (10.78)$$

– плоский с круглыми трубами:

$$F_{охл} = (\pi D_{max} - 2h_i) n_g l, \quad (10.79)$$

– плоский с трубами фасонного сечения:

$$F_{охл} = 2 S n_g l_{охл}, \quad (10.80)$$

где S – внешняя образующая витка, м; n_g – число витков, шт; $\frac{h_1 + h_2}{2}$ – средняя высота нижней цилиндрической части, м; D_{max}, d_{min} – максимальный и минимальный диаметры, м; h_i – ширина припайки между трубами, м; $l_{охл}$ – 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.

В качестве хладоносителя у оросительных охладителей применяют артезианскую воду или рассол. Допускаемое давление хладоносителя у *цилиндрических* охладителей с каналами фасонного сечения не должно превышать 150 МПа, у *трубчатых* охладителей 150÷300 МПа.

Производительность охладителя должна соответствовать пропускной способности распределителя охлаждаемой жидкости:

$$\frac{G}{\rho} = \frac{k_{cm} F_{охл} \Delta t_{cp}}{C_m (t_n - t_k) \rho} \varphi f_0 \sqrt{2 g H_{жс}}, \quad (10.81)$$

где f_0 – площадь отверстия, м²; φ – коэффициент истечения; $H_{жс}$ – уровень жидкости в распределителе, м; ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Количество влаги, испаренной с поверхности оросительного охладителя, можно определить по формуле

$$K_e = FT_{охл} C_0 (p_{жс} - \varphi p_e) 760, \quad (10.82)$$

где $T_{ох}$ – продолжительность охлаждения, с; $p_{жс}$ – давление паров в состоянии насыщения при температуре жидкости, мм рт. ст.; p_e – давление паров при температуре окружающего воздуха, мм рт. ст.; C_0 – опытный коэффициент, зависящий от скорости движения воздуха, $C_0 = 0,0229 + 0,0174 v_e$, v_e – скорость движения воздуха, м/с.

Количество тепла, которое теряет жидкость вследствие испарения, рассчитывают по формуле

$$Q_m = K_e C_u \quad (10.83)$$

где C_u – теплота парообразования при температуре испарения, Дж/кг.

Расход воды или рассола устанавливают из уравнения теплового баланса:

$$m_{np} C_M (t_{к.в} - t_{к.м}) = G_в C_в (t_{н.в} - t_{н.м}), \quad (10.84)$$

где m_{np} – количество продукта, кг; C_M – теплоемкость продукта, Дж/кг °С; $G_в$ – количество воды, кг; $C_в$ – теплоемкость воды, Дж/кг °С.

Выразив через количество тепла, по формуле Ньютона определим время нахождения молока в охладителе:

$$t_{охл} = \frac{S_{нл} \Delta l z_{нл} \rho_M C_M (t_{нм} - t_{км})}{2 k_{см} F \Delta t_{cp}}, \quad (10.85)$$

это же время можно определить по скорости движения молока в охладителе:

$$t_{охл} = \frac{h}{v_M}. \quad (10.86)$$

Скорость движения молока v_i в охладителе определим:

$$v_M = \frac{2 k_{см} F \Delta t_{cp} h}{S_{нл} \Delta l z_{нл} \rho_M C_M (t_{нм} - t_{км})}. \quad (10.87)$$

Производительность охладителя:

$$Q_M = v_M S_{нл} C_M \Delta l \frac{z_{нл}}{2} = \frac{2 k_{см} F h \Delta t_{cp} S_{нл} \Delta l C_M z_{нл}}{2 S_{нл} \Delta l z_{нл} C_M C_M (t_{нм} - t_{км})} = \frac{k_{см} F h \Delta t_{cp}}{C_M (t_{нм} - t_{км})}. \quad (10.88)$$

При охлаждении водой или рассолом определяют выделяемое количество тепла (ккал):

$$\theta = m_{охл} C_M (t_{к.м} - t_{н.м}), \quad (10.89)$$

где $m_{охл}$ – 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, град.

Расход хладагента определяют по уравнению:

$$B = m_{\text{охл}} n_2, \quad (10.90)$$

где n_2 – коэффициент кратности расхода. Для рассола $1,5 \div 2,5$, для воды $2,5 \div 3$.

В общем случае работы охладителя получаем следующий тепловой баланс:

– при охлаждении водой:

$$\theta_{\text{м}} = \theta_{\text{в}} = m_{\text{охл}} C(t_{\text{к.м}} - t_{\text{н.м}}) = n_2 m_{\text{охл}} (t_{\text{к}}' - t_{\text{н}}') C_{\text{в}}, \quad (10.91)$$

– при охлаждении рассолом:

$$\theta_{\text{м}} = \theta_{\text{р}} = m_{\text{охл}} C(t_{\text{к.м}} - t_{\text{н.м}}) = n_2 m_{\text{охл}} (t_{\text{к}}'' - t_{\text{н}}'') C_{\text{р}}, \quad (10.92)$$

где $C_{\text{р}}$ – теплоемкость рассола, $C_{\text{р}} = 0,87$ ккал/кг·град.

Значения величины $t_{\text{к.м}}, t_{\text{н.м}}$ обычно известны или заданы, а конечную температуру воды $t_{\text{к}}'$ и рассола $t_{\text{к}}''$ рассчитывают по формулам

$$t_{\text{к}}' = \frac{C_{\text{м}}}{n_2} (t_{\text{к.м}} - t_{\text{н.м}}); \quad (10.93)$$

$$t_{\text{н}}'' = \frac{C_{\text{м}}}{C_{\text{р}} - n_2} (t_{\text{к.м}} - t_{\text{н.м}}) + t_{\text{н}}'. \quad (10.94)$$

Если охладитель многосекционный (водяные секции, рассольные), расчет производится для каждой секции отдельно. При этом конечная температура предыдущей секции является начальной для последующей.

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 $2 \div 3$, а для рассольных - $1,5 \div 2,5$ [55].

Практическое занятие. Рассчитать оросительный охладитель. Внутри труб циркулирует холодная вода или рассол, а наружная поверхность труб омывается тонким слоем молока.

Определить производительность охладителя при охлаждении молока от $t_H = 80^\circ \text{C}$, если поверхность охладителя $F = 9,5 \text{ м}^2$. Рабочая ширина охладителя $B = 2 \text{ м}$, диаметр труб 37 мм .

Решение. Предельная разность температур на оросительных охладителях принимается 3 градуса. Если применить ледяную воду с $t_0 = 0^\circ \text{C}$, то конечная температура молока $t_K = 0 + 3 = 3^\circ \text{C}$. Средняя температура молока $t_{cp} = 41,5^\circ \text{C}$. Теплофизические константы молока: $C_M = 3940 \text{ Дж/кг}\cdot\text{град}$, $\lambda = 0,56 \text{ Вт/м}\cdot\text{град}$, $\rho = 1020 \text{ кг/м}^3$, $\mu = 1 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$, $Pr = 7,2$.

Теплофизические константы при начальной температуре молока: $C_M = 3850$, $\lambda = 0,638$, $\mu = 0,58 \cdot 10^{-3}$, $\rho = 999,6$, $Pr = 3,43$.

Температура воды на выходе при кратности $n = 3$,

$$t_0 = \frac{3940}{3 \cdot 4187} (80 - 3) + 0 = 24^\circ \text{C}.$$

Средняя температура воды $t_{cp} = 12^\circ \text{C}$.

Теплофизические константы воды: $C_0 = 4187 \text{ Дж/кг}\cdot\text{град}$, $\lambda = 0,574 \text{ Вт/м}\cdot\text{град}$, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, $\mu = 1,33 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$, $Pr = 9$.

При небольшом нагреве воды вместо перекрестного тока принимаем противоток, тогда:

$$k_T = \frac{80 - 3}{(80 - 24) - 3} 2,31g \frac{56}{3} = 4,25.$$

Без учета температурного режима производительность легко определить из уравнения сплошности потока. Для открытого аппарата, по вертикальной стенке которого стекает тонким слоем молоко, уравнение сплошности:

$$2B\delta\omega\rho = m.$$

Толщина стекающей пленки определяется по формуле

$$\delta = 5\sqrt[3]{\nu^2} = 5\sqrt[3]{\frac{0,638^2}{10^{12}}} = 0,37\text{мм.}$$

Скорость течения пленки определяется по формуле

$$\omega_n = 80\sqrt[3]{\nu} = 80\sqrt[3]{\frac{0,638}{10^6}} = 0,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

В формулах кинематическая вязкость принимается по начальной температуре молока $\nu = 0,638 \cdot 10^{-6}$.

$$\omega_n = 80\sqrt[3]{\frac{0,638}{10^6}} = 0,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Определим расход молока по обе стороны стенки по уравнению сплошности потока:

$$Q = 2 \cdot 2 \cdot 0,00037 \cdot 0,6 \cdot 1019 \cdot 3600 = 3260 \text{ кг / ч.}$$

Для обеспечения заданного температурного режима надо проверить требуемую длину потока. Скорость течения воды в трубах:

$$\omega = \frac{3 \cdot 3260}{0,785 \cdot 0,035^2 \cdot 1000 \cdot 3600} = 2,82 \text{ с.}$$

Критерий Рейнольдса для воды:

$$Re = \frac{2,82 \cdot 0,035 \cdot 10^3}{1,38} = 74500.$$

Коэффициент теплоотдачи:

$$a_2 = \frac{0,052 \cdot 0,574 \cdot 74500^{0,72} \cdot 9^{0,48}}{0,035} = 7950 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{град.}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к молоку определяется по формуле

$$a_1 = \frac{1,89\lambda}{\sqrt[3]{\frac{3\mu t_{кр}}{\rho^2}}}.$$

Критическая нагрузка по средней температуре молока:

$$m_{кр} = 400 \mu = 400 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,4 \text{ кг / с.}$$

Тогда:

$$a_1 = \frac{1,89 \cdot 0,567}{\sqrt[3]{\frac{3 \cdot 0,96 \cdot 0,4}{10^3 \cdot 1019^2}}} = 1040 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{град.}$$

Общий коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{1040} + \frac{0,001}{15} + \frac{1}{7950}} = 860 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{град.}$$

Длина потока:

$$L = \frac{0,00037 \cdot 0,6 \cdot 1019 \cdot 3930 \cdot 4,25}{860} = 4,4 \text{ м.}$$

Полезная поверхность охладителя задана $F = 9,5 \text{ м}^2$. Трубы спаяны между собой через перемычки, поэтому часть образующей трубок выпадает из теплообменника. Длина образующей, занятая перемычками, приближенно $i = 5 \text{ мм}$. Число труб в охладителе с учетом перемычек:

$$n = \frac{F}{\pi(d - 2i)B} = \frac{9,5}{3,14(0,037 - 2 \cdot 0,005)2} = 56.$$

Рабочая длина площади теплообмена

$$L_p = 56 \cdot 3,14(0,037 - 0,005) = 4,75 \text{ м.}$$

В эту длину включены две стороны охладителя. Длина одной стороны $L = 2,375 \text{ м}$. Высота трубной части охладителя $H = 56 \cdot 0,037 = 2,07 \text{ м}$.

Сравнивая расчетную и фактическую длины, видим, что охлаждение молока до заданной температуры невозможно. Действительно возможная производительность:

$$Q = \frac{F k}{c k_\tau} = \frac{9,5 \cdot 860 \cdot 3600}{3940 \cdot 4,25} = 1760 \text{ кг / ч.}$$

Поданным каталога, производительность охладителя 2000 кг/ч, при этом нижняя часть труб охлаждается рассолом.

Из уравнения сплошности потока производительность в 1,85 раза больше, чем по тепловому расчету. При наличии рассольной секции можно увеличить конечную разность температур до 10 град, тогда конечная температура на водяной секции $t_K = 10^\circ \text{C}$.

Температура воды на выходе:

$$t_a = \frac{3940}{3 \cdot 4187} (80 - 10) + 0 = 22^\circ \text{C}.$$

Для водяной секции:

$$k_\tau = \frac{80 - 10}{(80 - 22) - 10} = 2,31 \text{г} \frac{58}{10} = 2,56.$$

Такое изменение температуры молока мало скажется на общем коэффициенте теплопередачи, и можно его оставить без изменения, тогда поверхность водяной секции:

$$F_s = \frac{m C k_\tau}{k} = \frac{2000 \cdot 3940 \cdot 2,56}{3600 \cdot 860} = 6,6 \text{ м}^2.$$

Поверхность рассольной секции:

$$F_p = 9,5 - 6,6 = 2,9 \text{ м}^2.$$

Начальная температура рассола обычно $t_p = -5^\circ \text{C}$. Тогда температура рассола на выходе при кратности $n = 3$

$$t_s = \frac{3940}{3 \cdot 3260} (10 - 4) + (-5) = -26^\circ \text{C}.$$

Средняя температура молока на рассольной секции $t_{cp} = 7^\circ \text{C}$. Теплофизические константы молока $\rho = 1030 \text{ кг/м}^3$; $\lambda = 0,45 \text{ Вт/м}\cdot\text{град}$, $\mu = 2,75 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$.

Нагрузка на 1 пог. м

$$m = \frac{2000}{3600 \cdot 4} = 0,139 \text{ кг / с.}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к молоку:

$$a_1 = \frac{1,89 \cdot 0,45}{\sqrt[3]{\frac{3 \cdot 2,75 \cdot 0,139}{10^3 \cdot 1030^2}}} = 735 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{град.}$$

Средняя температура рассола $t_{cp} = -4 \text{ }^\circ\text{C}$. Теплофизические константы рассола: $C = 3330 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$, $\rho = 1183 \text{ кг/м}^3$; $\lambda = 0,52 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$; $\mu = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{с/м}^2$, $Pr = 22$.

При кратности рассола $n = 3$ скорость течения его в трубах:

$$\omega_\rho = \frac{2000 \cdot 3}{1183 \cdot 3600 \cdot 0,785 \cdot 0,035^2} = 1,47 \text{ м / с.}$$

Критерий Рейнольдса для рассола:

$$Re = \frac{1,47 \cdot 0,035 \cdot 1183 \cdot 10^3}{3,5} = 17300.$$

Коэффициент теплоотдачи от рассола к стенке:

$$a_2 = \frac{0,052 \cdot 0,52 \cdot 17300^{0,72} \cdot 22^{0,48}}{0,035} = 3870 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{град.}$$

Общий коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{735} + \frac{0,001}{15} + \frac{1}{3870}} = 595 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{град.}$$

Температурный критерий на рассольной секции $k_\tau = 0,238$. Потребная поверхность теплообмена

$$F_p = \frac{2000 \cdot 3940 \cdot 0,238}{3600 \cdot 595} = 0,87 \text{ м}^2.$$

По данным каталога, $F_p = 2,9 \text{ м}^2$, следовательно, можно повысить начальную температуру рассола. Низкая температура рассола может вызвать примерзание молока на нижних трубах.

10.6.2 Рабочий процесс и расчет противоточного охладителя 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.

Закрытый вакуумный охладитель (рис. 10.19) производительностью применяются 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.

Трубчатый охладитель состоит из комплекта двойных труб, вставленных одна в другую и вальцованных в коллекторы (рис. 10.20). Коллекторы закрывают крышками, снабженными резиновыми прокладками. Охладитель имеет кожух с тепловой изоляцией.

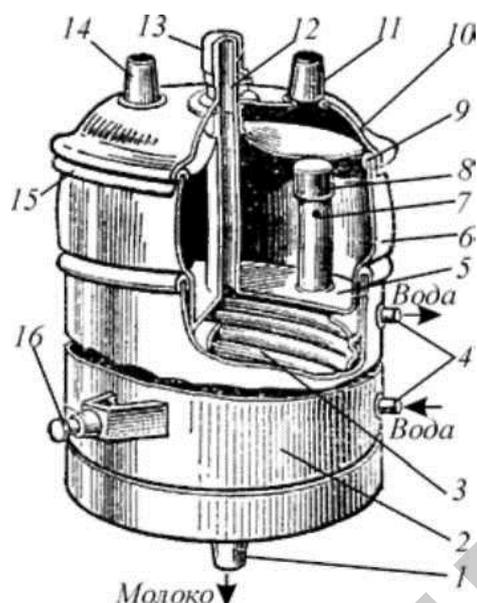


Рис. 10.19. Общий вид закрытого вакуумного оросителя:

1 – патрубок для отвода молока; 2 – корпус; 3 – цилиндр гофрированный; 4 – патрубок для воды; 5 – распределитель; 6 – приемник молока; 7 – патрубок переливной; 8, 13 – колпачок; 9 – прокладка; 10 – крышка; 11, 14 – патрубки с колпачком; 12 – патрубок вакуумный; 15 – марлевый фильтр, 16 – ось подвеса

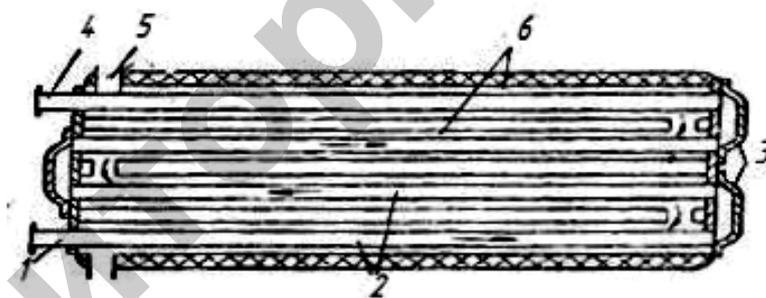


Рис. 10.20 Трубчатый закрытый охладитель

1 – патрубок для выхода молока; 2 – внутренние трубы; 3 – соединительные калачи; 4 – патрубок для выхода молока; 5 – труба для входа хладагента; 6 – наружные трубы

Молоко поступает через патрубок 1 во внутренние трубы 2, соединенные калачами 3. Последовательно пройдя все трубы, оно выходит через патрубок 4.

Хлодогент циркулирует по кольцевому пространству противопотоком сверху в низ.

Расход тепла и хладагента находится из уравнения теплового баланса:

$$QC(t_2 - t_1) = Fk\Delta t_{cp}, \quad (10.95)$$

где Q – производительность охладителя, кг/с; t_2, t_1 – конечная и начальная температура охлаждаемой жидкости (молока), град; C – теплоемкость молока, Дж/кг град; F – поверхность теплопередачи, м²; k – коэффициент теплопередачи, Вт/м²град; Δt – средняя разность температуры хладагента, град.

Обозначив степень охлаждения молока δt температурный критерий, в общем виде, определяется по формуле

$$k_\tau = \frac{t_2 - t_1}{\Delta t_{cp}} = \frac{\delta t}{\Delta t_{cp}}, \quad (10.96)$$

– при охлаждении холодной водой

$$k_\tau = 2,3 \lg \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0}, \quad (10.97)$$

– при противоточном движении двух жидкостей

$$k_\tau = \frac{t_2 - t_1}{(t_1 - t_6) - (t_2 - t_0)} 2,3 \lg \frac{t_1 - t_6}{t_2 - t_0}, \quad (10.98)$$

где t_0 – средняя температура хладагента, град; t_6 – конечная температура хладагента, град.

Тогда уравнение 10.95 можно представить в следующем виде

$$QmCk_\tau = Fk. \quad (10.99)$$

Коэффициент теплопередачи для плоской стенки тонкостенных труб определяется по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (10.100)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от среды к стенке, Вт/м² град; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к среде, Вт/м² град; λ – теплопроводность стенки трубы, Вт/м град; δ – толщина трубы, м; δ_1/λ_1 , δ_2/λ_2 – термическое сопротивление теплопроводящих слоев, м² град/Вт; δ/λ – термическое сопротивление стенки трубы, м² град/Вт.

Полученная формула (10.99) позволяет решить две задачи:

1. При известных параметрах теплообменного аппарата определить его производительность.
2. Определить площадь теплообменника при заданной производительности и температурном режиме.

Производительность поточного теплообменника определяется уравнением сплошности потока.

– для кольцевого аппарата

$$Q = \frac{\pi(D^2 - d^2)\omega\rho}{4}, \quad (10.101)$$

где D – диаметр кольца, м; d – диаметр трубы, м; ω – скорость движения молока в трубе, м/с; ρ – плотность молока, кг/м³.

– для параллельного пучка труб

$$Q = \frac{\pi d^2 \omega \rho z}{4}, \quad (10.102)$$

где z – число труб в пучке, шт.

Длина канала поточного аппарата

$$L = r' \omega \rho C \frac{k_\tau}{k}, \quad (10.103)$$

где r' – гидравлический радиус – отношение площади поперечного сечения канала к обогреваемому периметру, м.

Скорость течения охлаждаемой жидкости

$$\omega = \sqrt[3]{\frac{8k\Delta p}{k_c \rho^2 k_r C}}, \quad (10.104)$$

где k_c – коэффициент сопротивления движению жидкости; Δp – потеря напора движущейся жидкости, Н/м².

Наибольшее распространение в сельскохозяйственном производстве получили *закрытые проточные с противоточным движением молока и охладителя*, рабочим элементами которых являются теплообменные пластины (рис. 10.21).

Более современны штампованные аппараты с вертикальными или горизонтальными каналами. Штампованные пластины изготавливают из тонколистовой (толщиной около 1 мм) нержавеющей хромоникелевой или хромоникельмолибденовой стали, устойчивой к коррозии при высокой влажности, а также при использовании щелочных и кислотных моющих растворов. Теплопередающая (рабочая) поверхность одной пластины от 0,2÷0,25 до 0,3÷0,35 м².

– с вертикальными фрезеровальными каналами

– с горизонтальными штампованными каналами

– с вертикальными штампованными каналами

– штампованная однопоточная с волнистой поверхностью

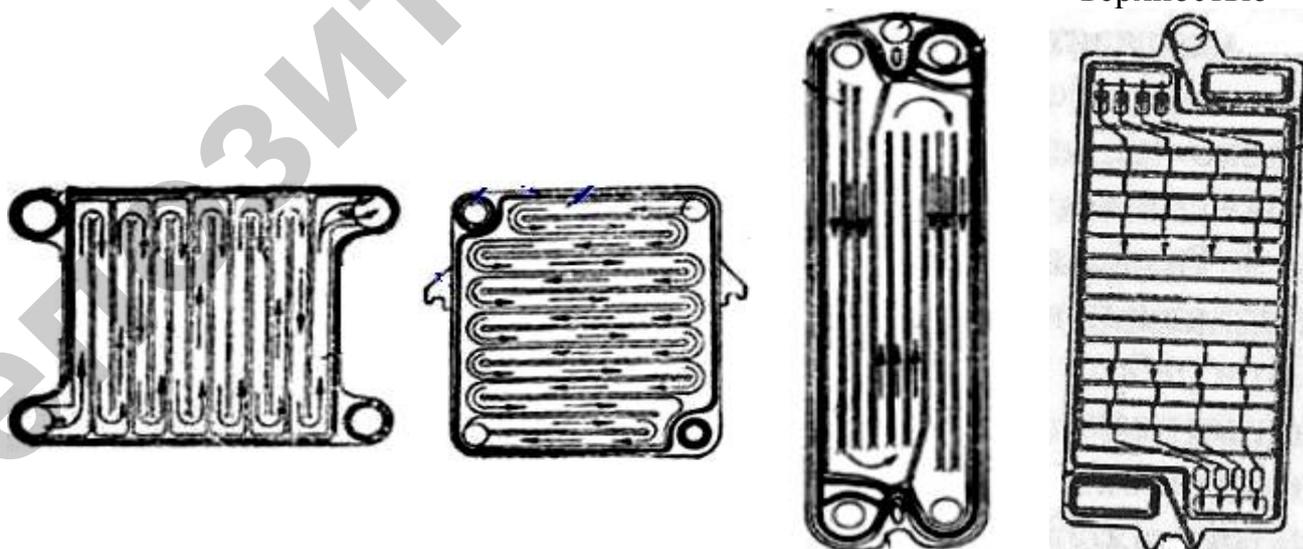


Рис. 10.21. Теплообменные пластины

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.

Охладитель представляет собой набор имеет теплообменных односторонних пластин, две разделительные пластины и одну крайнюю пластину, установленную у прижимной плиты. Разделительные и крайняя пластины, в отличие от остальных, имеют два отверстия. Каждая пластина, кроме крайней, имеет приклеенную уплотнительную прокладку (рис. 10.22).

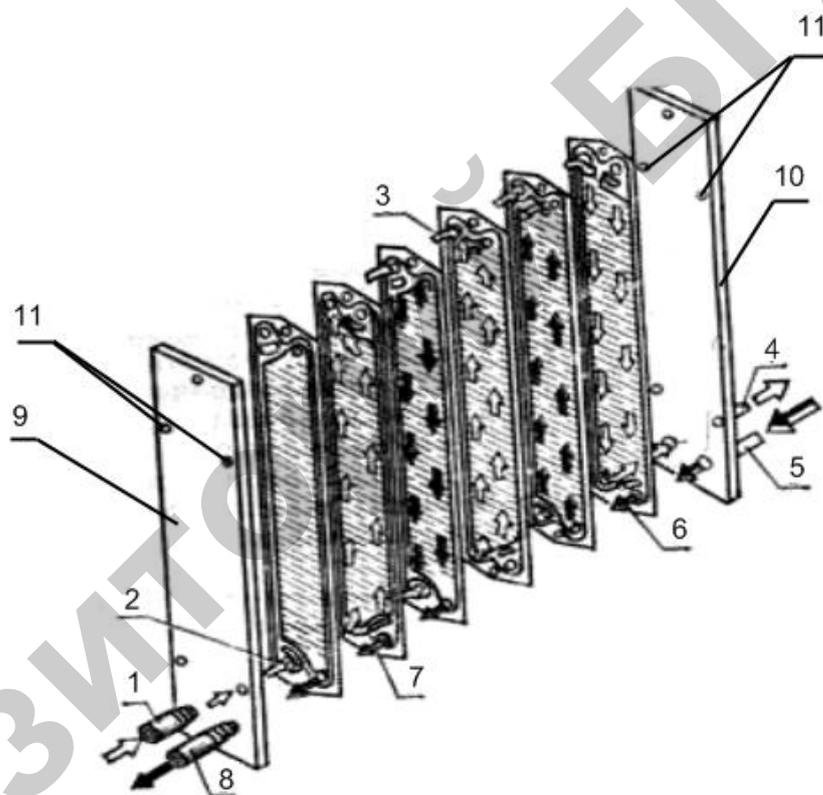


Рис. 10.22. Схема движения теплообменивающихся сред в пластинчатом холодильнике:

1 и 4 – патрубки для подвода и отвода молока, 2 и 3 – соответственно нижний и верхний продольные каналы движения молока, 5 и 8 – патрубки для подвода и отвода хладагента, 6 и 7 – нижние продольные каналы движения хладагента; 9 – нажимная плита; 10 – упорная плита; 11 – отверстия для стяжных болтов

Пластины зажаты между плитами стяжными болтами. В упорной плите установлены резиновые кольца, а в прижимной – уплотнительные. Сборку холодильника необходимо производить согласно схеме компоновки пластины. Все

нечётные пластины установить против штуцера "молоко" концами с клеймом А, а всё четные концами с клеймом «Б», за исключением крайней пластины, которую установить с клеймом «А». Разделительные пластины установить по порядку, как 1–ю и 22–ю. После сборки охладителя пластины стягиваются.

При работе молоко, подлежащее охлаждению, из сепаратора – молокоочистителя поступает в охладитель через штуцер упорной плиты и попадает в продольный коллектор, образованный отверстиями пластин.

Хладоноситель (вода) подается через штуцер прижимной плиты, движется в направлении, противоположном направлению движения молока и выходит из охладителя через штуцер упорной плиты.

Пакеты пластин образуют секции, расположение которых бывает одноярусным и двухъярусным, односторонним и двухсторонним. К массивным пластинам, разделяющим секции, а также к нажимной плите и станине аппарата присоединяют трубопроводы для молока и рабочих жидкостей.

Теплообмен между теплообменными средами в пластинчатых охладителях происходит через стенки, интенсивность которого зависит от разности температур охлаждающейся 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.

При движении хладоносителя внутри каналов возникают значительные гидравлические сопротивления. Необходимый напор перед аппаратом вычисляют по формуле

$$H_{an} = H_1 + \frac{v_{xl}^2}{2g} \left(1 + \lambda_{TP} \frac{l_{охл}}{d_{тр}} + \sum \lambda_{МС} \right), \quad (10.105)$$

где H_1 – высота установки приемника охладителя над уровнем насоса, подающего воду или рассол в охладитель, м; v_{xl} – скорость движения хладоносителя, м/с; $l_{охл}$ – длина труб охладителя, м; $d_{тр}$ – диаметр труб, м; λ_{TP} – коэффициент сопротивления трения; $\lambda_{МС}$ – коэффициент местных сопротивлений.

Для каналов некруглого сечения необходимо определять эквивалентный диаметр:

$$d_{\text{эkv}} = \frac{4F_{\kappa}}{P_{\kappa}}, \quad (10.106)$$

где F_{κ} – площадь поперечного сечения канала, м^2 ; P_{κ} – периметр поперечного сечения канала, м.

Число рабочих пластин в секции (теплообменных поверхностей):

$$z_{\text{пл}} = \frac{F}{S_{\text{пл}}}, \quad (10.107)$$

где $S_{\text{пл}}$ – площадь рабочей поверхности одной пластины, м^2 .

Чтобы молоко успело охладиться до заданной температуры, оно должно находиться в охладителе определенное время и это можно представить, как необходимое количество тепла для охлаждения молока, находящегося одновременно в охладителе (количество каналов для молока $Z_m / 2$):

$$\theta_m = S_{\text{пл}} \Delta l \frac{z_{\text{пл}}}{2} \rho_{\text{м}} C_{\text{м}} (t_{\text{нм}} - t_{\text{км}}). \quad (10.108)$$

Выразив через количество тепла по формуле Ньютона определим время нахождения молока в охладителе:

$$\tau = \frac{S_{\text{пл}} \Delta l z_{\text{пл}} \rho_{\text{м}} C_{\text{м}} (t_{\text{нм}} - t_{\text{км}})}{2 k_{\text{cm}} F \Delta t_{\text{cp}}}, \quad (10.109)$$

это же время можно определить по скорости движения молока в охладителе:

$$\tau = \frac{h}{v_{\text{м}}}. \quad (10.110)$$

Скорость движения молока в охладителе:

$$v_{\text{м}} = \frac{2 k_{\text{cm}} F \Delta t_{\text{cp}} h}{S_{\text{пл}} \Delta l z_{\text{пл}} \rho_{\text{м}} C_{\text{м}} (t_{\text{нм}} - t_{\text{км}})}. \quad (10.111)$$

Производительность охладителя:

$$Q_M = v_M S_{nl} C_M \Delta l \frac{z_{nl}}{2} = \frac{2 k_{cm} F h \Delta t_{cp} S_{nl} \Delta l C_M z_{nl}}{2 S_{nl} \Delta l z_{nl} C_M C_M (t_{нм} - t_{км})} = \frac{k_{cm} F h \Delta t_{cp}}{C_M (t_{нм} - t_{км})}. \quad (10.112)$$

Пользуясь приведенными формулами, по заданной производительности можно определить параметры охладителя. Если охладитель многосекционный (водяные секции, рассольные), расчет производится для каждой секции отдельно. При этом конечная температура предыдущей секции является начальной для последующей.

Производительность охладителя должна соответствовать пропускной способности распределителя охлаждаемой жидкости:

$$\frac{G}{\rho} = \frac{k_{cm} F_{охл} \Delta t_{cp}}{C_M (t_1 - t_2) \rho} \varphi f_0 \sqrt{2 g H_{жс}}, \quad (10.113)$$

где f_0 – площадь отверстия, м²; φ – коэффициент истечения; $H_{жс}$ – уровень жидкости в распределителе, м; ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Расход воды или рассола устанавливают из уравнения теплового баланса

$$G_{np} C_M (t_{к.в} - t_{к.м}) = G_в C_в (t_{н.в} - t_{н.м}), \quad (10.114)$$

где G_{np} – количество продукта, кг; $G_в$ – количество воды, кг.

Пример расчета. Рассчитать теплообменник, состоящий из двух труб – внутренней и наружной. Диаметр наружной трубы 35 мм. Внутренний диаметр трубы 25 мм, толщина трубы $\delta = 15$ мм, теплопроводность стали $\lambda = 12$ Вт/м град.

Начальная температура охлаждаемой жидкости (молока) $t_2 = 26$ °С, конечная температура охлаждаемой жидкости $t_1 = 10$ °С.

Начальная температура хладагента (воды) $t_в = 9$ °С, конечная температура $t_0 = 25$ °С.

Требуется определить потребную длину труб установки при производительности теплообменника 500 л/час.

Теплофизические константы воды и молока приведены в таблице 10.1.

Таблица 10.1.

Теплофизические константы воды и молока

Показатели	Обозначение	Теплофизические константы	
		воды	молока
Теплоемкость жидкости, Дж/кгград	C	4187	3940
Теплопроводность, Вт/м·град	λ	0,58	0,55
Плотность, кг/м ³	ρ	999	1022
Динамический коэффициент вязкости жидкости, Н·с/м ²	μ	$1,3 \cdot 10^{-3}$	$1,1 \cdot 10^{-3}$
Критерий Прандаля	Pr	9	7,5

Решение. Определим скорость движения молока

$$\omega_i = \frac{Q}{0,785d^2 \rho} = \frac{500}{0,785 \cdot 0,025^2 \cdot 1022 \cdot 3600} = 0,28, \text{ м/с.}$$

Определим скорость движения воды

$$\omega_a = \frac{Q}{0,785d^2 \rho} = \frac{500}{0,785 \cdot 0,035^2 \cdot 999 \cdot 3600} = 0,14, \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса для молока

$$Re_i = \frac{\omega d \rho 10^3}{\mu} = \frac{0,28 \cdot 0,025 \cdot 1022 \cdot 10^3}{1,1} = 6504.$$

Критерий Рейнольдса для воды

$$Re_a = \frac{0,14 \cdot 0,035 \cdot 999 \cdot 10^3}{1,3} = 3765.$$

Коэффициент теплоотдачи от молока к стенке трубы

$$\alpha_1 = \frac{0,052 \lambda Re Pr}{d} = \frac{0,052 \cdot 0,55 \cdot 6504^{0,72} \cdot 7,5^{0,48}}{0,025} = 1736, \text{ Вт / м}^2 \text{ град.}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы воде

$$\alpha_2 = \frac{0,052 \lambda Re Pr}{D} = \frac{0,052 \cdot 0,58 \cdot 3765^{0,72} \cdot 9^{0,48}}{0,035} = 938,1, \text{ Вт / м}^2 \text{ град.}$$

Коэффициент теплопередачи молока

$$k = \frac{1}{\frac{1}{1136} + \frac{0,0012}{15} + \frac{1}{938,1}} = 500, \text{ Вт} / \text{ м}^2 \text{ град.}$$

Температурный критерий при движении двух жидкостей

$$k_{\tau} = \frac{t_1 - t_2}{(t_1 - t_0) - (t_0 - t_a)} 2,3 \lg \frac{t_1 - t_0}{t_0 - t_a} = \frac{26 - 10}{(26 - 9) - (25 - 10)} 2,3 \lg \frac{(26 - 9)}{25 - 10} = 0,98$$

Потребная длина трубы для охлаждения молока

$$L_m = r' \omega \rho C \frac{k_{\tau}}{k} = \frac{0,01 \cdot 0,28 \cdot 1022 \cdot 3940 \cdot 0,98}{500} = 27,6 \text{ м.}$$

Потребная длина трубы для воды

$$L_6 = \frac{0,02 \cdot 0,15 \cdot 999 \cdot 4187 \cdot 0,98}{500} = 24,6 \text{ м.}$$

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.

10.7 Назначение и процесс работы холодильной установки

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.

Такие машины работают на принципе резкого охлаждения некоторых технических жидкостей при их испарении в процессе резкого перехода от состояния высокого давления к атмосферному. Такой жидкостью является хладон. При использовании охлажденной испарителем в ванне 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. В холодильной машине, кроме того, имеются термобаллон 2, конденсатор 3, теплообменник 4, термовентиль 5, испаритель 6, бак водяной 7, бак молочный 8, мешалка 9, термореле 10, реле давления 11, фильтр-осушитель 12, ресивер 13 и трубопроводы, соединяющие отдельные агрегаты в единую замкнутую систему (рис. 10.23).

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 $60\div 80$ °С.

В конденсаторе 3 последовательно происходят три процесса: охлаждение сжатых паров до состояния насыщения, их конденсация и переохлаждение жидкого холодильного агента.

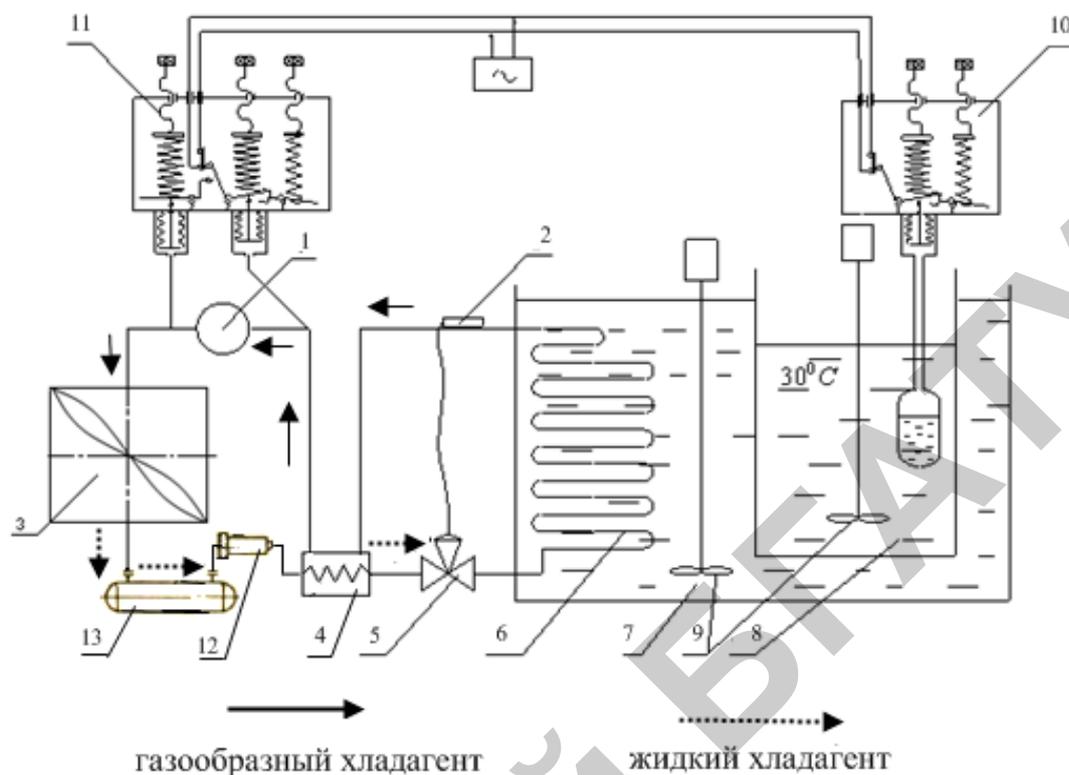


Рис. 10.23. Принципиальная схема холодильной установки:

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

Давление и температура конденсации зависят от температуры охлаждающей среды, величины теплопередающей поверхности конденсатора и интенсивности теплопередачи. Как правило, температура конденсации на $5 \div 20$ °С превышает температуру окружающей среды.

Жидкий холодильный агент из конденсатора 3 через ресивер 13, теплообменник 4 и фильтр-осушитель 12 поступает в термо регулирующий вентиль (ТРВ) 5, при прохождении которого, вследствие дросселирования давление хладагента резко падает до давления кипения. Хладагент в виде парожидкостной смеси поступает в испаритель 10, где кипит при низких температурах, отбирая тепло от хладонителя, орошающего испаритель.

Образовавшиеся при кипении пары хладагента отсасываются компрессором и холодильный цикл повторяется. Таким образом, холодильный агент, со-

вершая движение по замкнутому циклу, отнимает тепло от воды в аккумуляторе холода и отдает его воздуху, обдувающему конденсатор.

Количество холодильных установок для хранения молока на животноводческой ферме определяют по формуле

$$\dot{i} = \frac{V_{\text{од}}}{V_{\text{д}}}, \quad (10.115)$$

где V_{xp} – количество молока, предназначенного для хранения в течении заданного промежутка времени (смены или суток), м³; V_m – объем емкости молочного танка, м³.

Количество молока, предназначенного для хранения в течении заданного промежутка времени:

$$V_{xp} = \frac{M}{\rho_m} n_k, \quad (10.116)$$

где M – масса молока, поступающего от одного животного, кг; ρ_m – плотность молока, кг/м³; n_k – число дойных животных на ферме, шт.

10.7.1 Устройство холодильной установки

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.

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 и конструируют исключительно по непрямоточной схеме (рис. 10.24), когда всасывающий и нагнетательный клапаны расположены рядом в крышке и поток паров осуществляет поворот на 180°.

Это объясняется тем, что поршень непрямоточных компрессоров по сравнению с прямоточными существенно короче и, легче, что позволяет делать их более компактными и высокооборотными.

Известны следующие, основные, модификации поршневых компрессоров:

- герметичные компрессоры;
- полугерметичные компрессоры;
- открытые компрессоры.

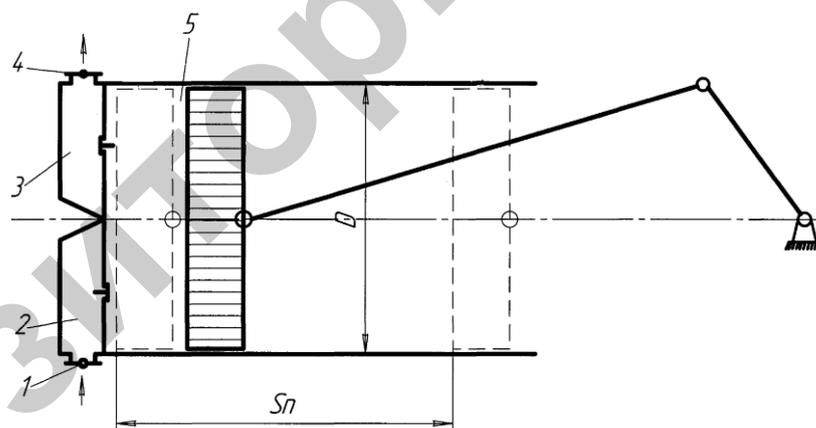


Рис. 10.24. Поршневой компрессор:

1 – стандартная точка всасывания; 2 – полость всасывания; 3 – полость нагнетания; 4 – стандартная точка нагнетания; 5 – рабочая полость цилиндра

Герметичные компрессоры: используются в холодильных машинах небольшой мощности (1,5÷35 кВт). Электродвигатель расположен внутри герметичного корпуса компрессора. Охлаждение электродвигателя производится самими всасываемым хладагентом.

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 др. части компрессора. Охлаждение электродвигателя производится самими всасываемым хладагентом.

Открытые компрессоры: имеют внешний электродвигатель, выведенный за пределы корпуса, и соединенный с компрессором напрямую или через трансмиссию.

Мощность многих холодильных установок может плавно регулироваться с помощью инверторов - специальных устройств, изменяющих скорость вращения компрессора.

В полугерметичных компрессорах возможен и другой способ регулировки мощности - перепуском пара с выхода на вход либо закрытием част всасывающих клапанов.

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. 10.25).

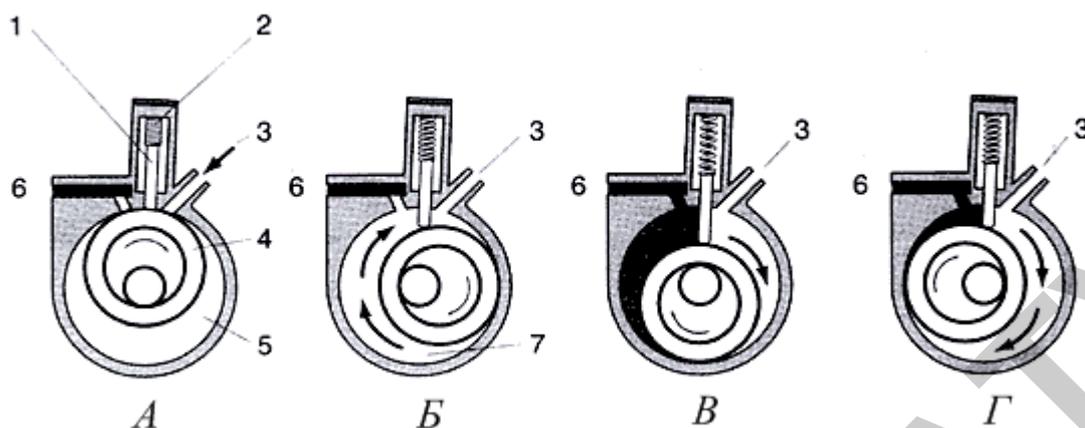


Рис. 10.25. Компрессор со стационарными пластинами:

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. 10.26). 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.

Пар заполняет имеющееся пространство. Начинается сжатие пара внутри компрессора и всасывание новой порции хладагента. Сжатие и всасывание завершается. Начинается новый цикл всасывания и сжатия.

Компрессора, на одном валу которых расположено два ротора, называют двуроторными.

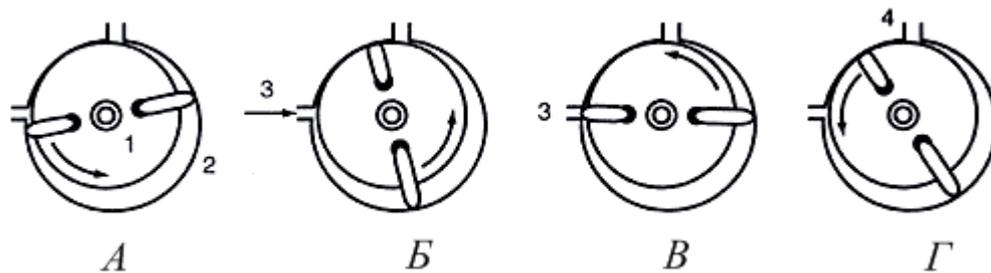


Рис. 10.26. Компрессор с вращающимися пластинами:

1 – ротор; 2 – рабочая камера; 3 – впускной канал; 4 – выпускной канал

Спиральные компрессоры применяются в холодильных машинах малой и средней мощности. Такой компрессор состоит из двух стальных спиралей (рисунки 10.27). Они вставлены одна в другую и расширяются от центра к краю цилиндра компрессора. Внутренняя спираль неподвижно закреплена, а внешняя вращается вокруг нее.

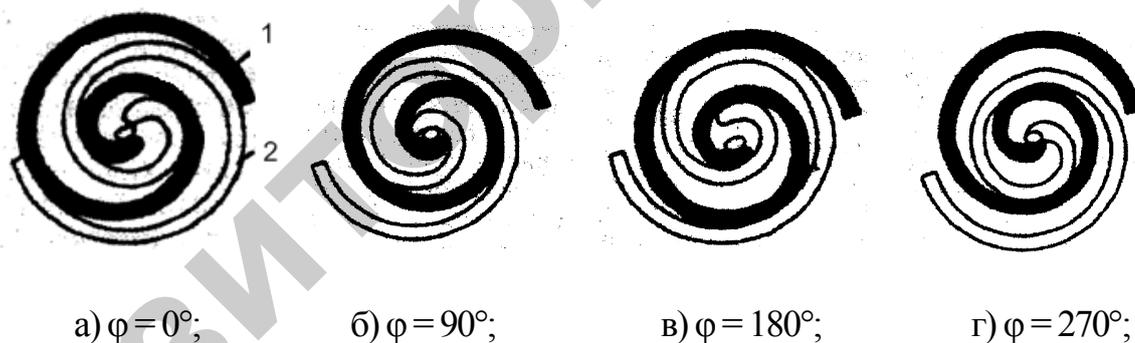


Рис. 10.27. Перемещение подвижной спирали по круговой орбите:

1 – неподвижная спираль; 2 – подвижная спираль

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 спиралей постепенно перемещается от края к центру. Пары хладагента, находящиеся перед линией касания, сжимаются, и выталкиваются в центральное отверстие в крышке компрессора. Точки касания расположены на каж-

дом 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.

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.

Они более надежны в эксплуатации, содержат на 40 % меньше деталей, чем поршневые, производят меньше шума и имеют больший ресурс эксплуатации.

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* 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.

Пары хладагента поступают через входное отверстие компрессора, охлаждают 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* 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.

Винтовые компрессоры позволяют плавно регулировать мощность холодильной машины с помощью изменения частоты оборотов двигателя.

Следующим за компрессором основным узлом холодильной установки является *конденсатор*. 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.

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.

Ресивер создает запас жидкого холодильного агента, необходимый для обеспечения равномерного питания им испарительной системы (рис. 10.28).

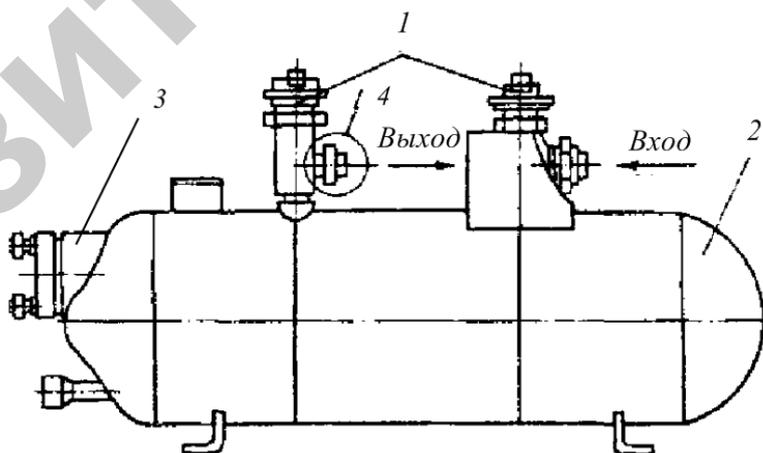


Рис. 10.28. Общий вид ресивера

1 – вентиль; 2 – сосуд; 3, – смотровое стекло; 4 – плавкая пробка

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.

При работе холодильной установки возможны утечки хладагента, что приводит к снижению холодопроизводительности. Благодаря объему ресивера количество хладагента, заправляемого в систему, увеличивается.

Цилиндрический ресивер холодильной машины включает стальной сосуд на котором, для выброса холодильного агента в случае аварийного повышения температуры выше 70 °С, установлена плавкая пробка.

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. 10.29. Сжиженный хладон из ресивера поступает в сетчатый фильтр, в котором улавливаются наиболее крупные механические примеси.

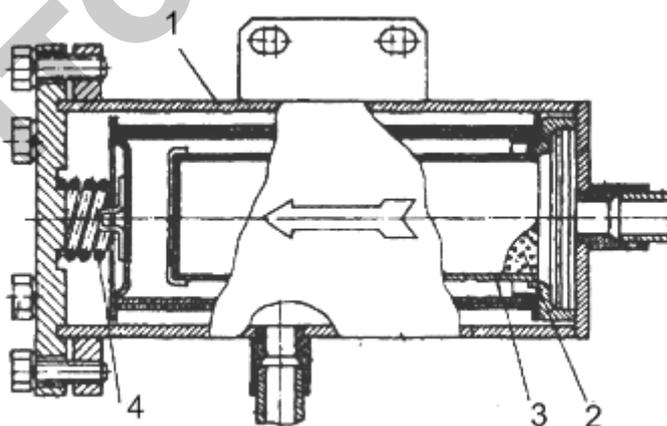


Рис. 10.29. Фильтр-осушитель:

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**, позволяющим увеличить холодопроизводительность на 12÷14 %. Он устанавливается после фильтра осушителя, перед терморегулирующим вентилем в линии высокого давления. Устройство и схема работы теплообменника холодильной машины представлены на рис. 10.30.

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.

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.

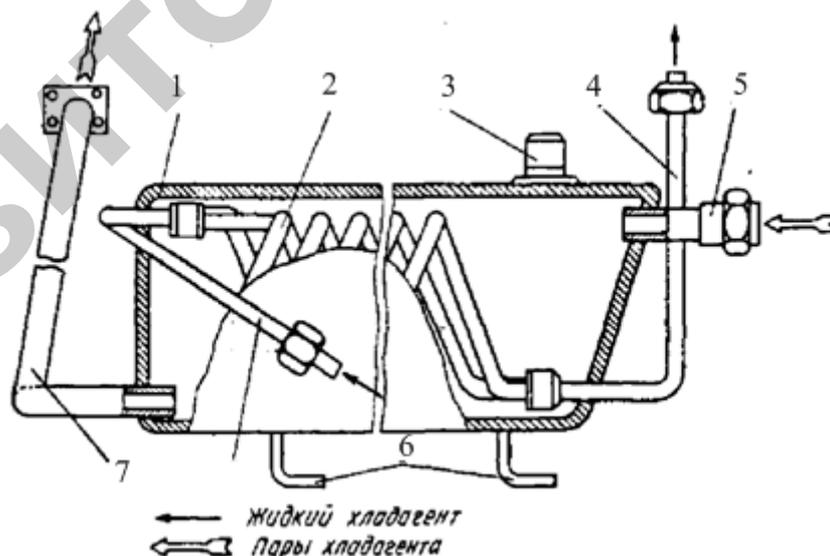


Рис. 10.30. Схема теплообменника:

1 – обечайка; 2 – змеевик; 3 – иштуцер; 4, 7 – трубка; 5, 8 – труба; 6 – лапы

Кроме того, для компрессоров, работающих на хладагонах, 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*, обеспечивающий дросселирование жидкого холодильного агента, поступающего в испаритель, и регулирования его расхода, т.е. подавая в единицу времени столько жидкости, сколько паров успевают за это время отсосать компрессор.

К вентилям с переменным гидравлическим сопротивлением относятся вентили с внутренним или внешним выравниванием.

Терморегулирующие вентили с внутренним выравниванием применяют в основном только в малых холодильных системах при температуре кипения выше $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, где сопротивление движению хладагента в приборе охлаждения невелико. В таких ventилях испаритель, как правило, короткий и давление от испарителя до компрессора почти одинаковое. Схема терморегулирующего вентиля и течение процесса регулирования степени заполнения испарителя хладагентом показаны на рис. 10.31.

О степени заполнения испарителей хладагентом, в которых движется парожидкостная смесь (сухой тип испарителей), судят по перегреву пара на выходе из испарителя. *Под перегревом* понимают разность между температурой перегретого пара на выходе из испарителя $t_{\text{вых}}$ и температурой кипения t_o , соответствующей давлению пара на выходе из испарителя.

Принцип действия TPV основан на сравнении температуры кипения хладагента в испарителе с температурой выходящих из него паров и поддержании постоянной разницы этих температур.

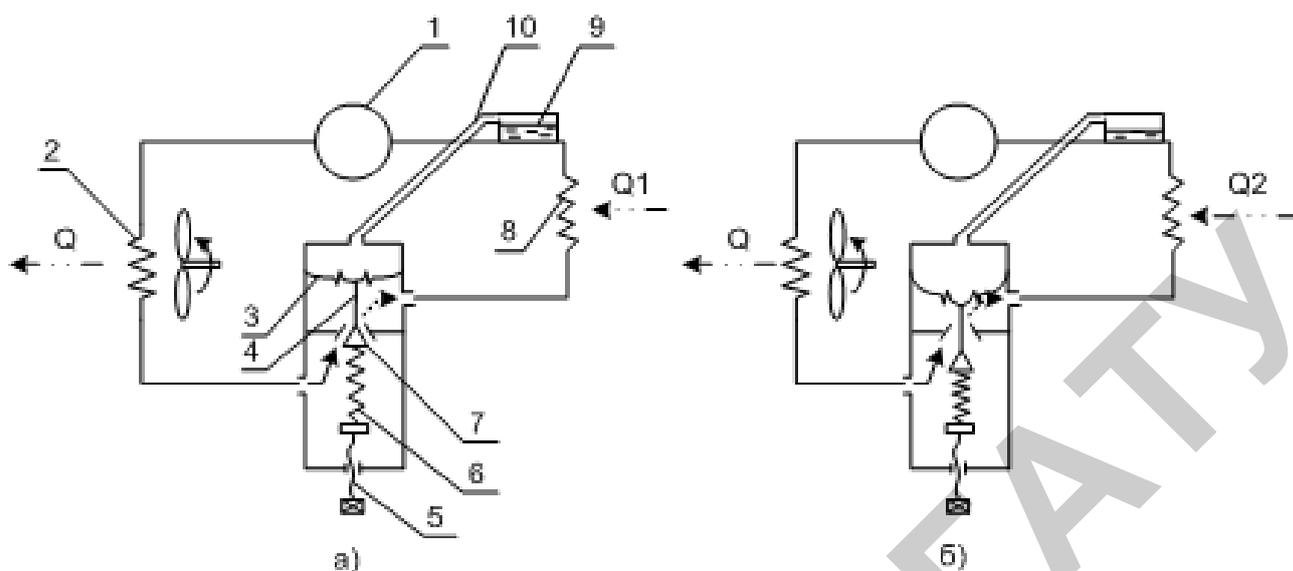


Рис. 10.31. Термовентиль с внутренним выравниванием:

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

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).

Термобаллон крепится к трубопроводу на выходе из испарителя. Мембрана посредством толкателей связана с иглодержателем клапана, перекрывающим проходное сечение седла термовентилия.

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. Так, если в случае перегрева паров хладона возникает разница давления в испарителе и давления, поддерживаемого компрессором. 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 парообразного хладагента сокращается и перегрев пара уменьшается. Теперь термобаллон воспринимает более низкую температуру и 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 хладона 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. 10.32).

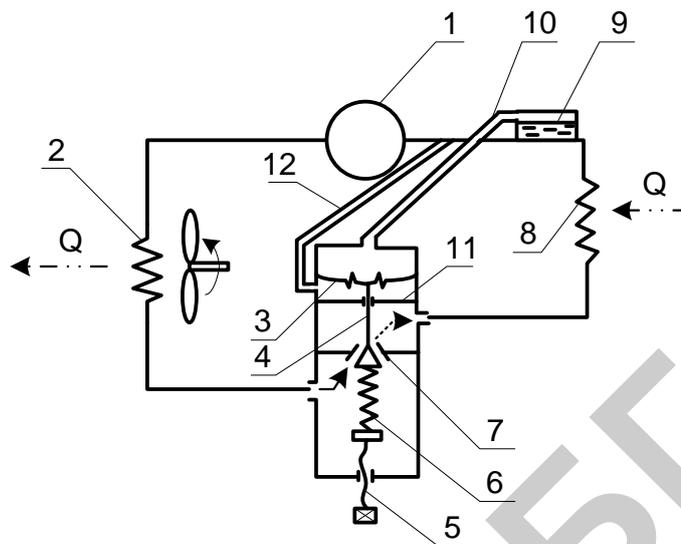


Рис. 10.32. Термовентиль с внешним выравниванием:

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 уравнивающей 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 (рис. 10.33) в зависимости от изменения температуры термобаллона.

Повышение температуры термобаллона вызывает соответствующий рост давления хладона и, воздействуя через капиллярную трубку на сильфон, сжимает его. Толкатель сильфона воздействует на основной рычаг, стремясь повернуть его по часовой стрелке. Этому препятствует сжатая пружина, воздействующая на рычаг сверху.

Поворот основного рычага по часовой стрелке замыкает контакты включения компрессора. Усилие сжатия пружины регулируется винтом. Настройка прибора контролируется по положению стрелки шкалы.

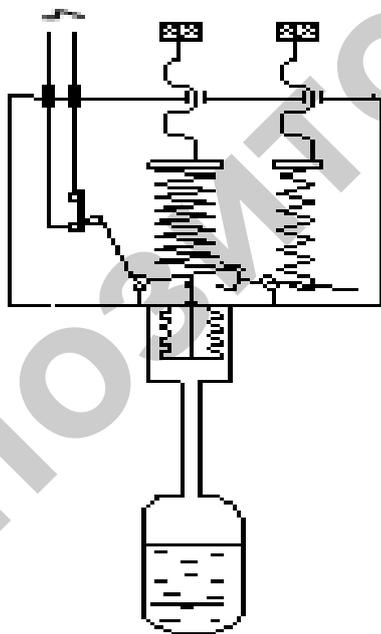


Рис. 10.33. Схема реле температуры

Сжатие пружины дифференциала усиливает противодействие повороту основного рычага по часовой стрелке, а следовательно, замыкание контактов прибора будет соответствовать большей температуре контролируемого объекта.

вышении 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.

При работе мешалки затрачивается мощность на преодоление сил трения в смешиваемой среде, определить которую можно по формуле

$$N_p = k_c d_l^5 \rho_{жс} n^3 z, \quad (10.117)$$

где k_c – коэффициент сопротивления движению жидкости; d_l – диаметр описываемой лопастью окружности, м; $\rho_{жс}$ – плотность перемешиваемой жидкости, кг/м³; n – число оборотов мешалки, с⁻¹; z – число лопастей мешалки, шт.

Коэффициент сопротивления движению жидкости при значительном погружении мешалки

$$k_c = \frac{A}{Re_m^k}, \quad (10.118)$$

где A, k – коэффициенты, зависящие от резервуара и мешалки. Представлены в таблице 10.2; Re_m – критерий Рейнольдса. Определяется по формуле

$$Re_m = \frac{nd_l^2}{k_с}, \quad (10.119)$$

где $k_с$ – коэффициент кинематической вязкости перемешиваемой жидкости, м²/с.

Потребная мощность электродвигателя на привод мешалки

$$N_{эл} = \beta \frac{N_p}{\eta_m}, \quad (10.120)$$

где β – коэффициент запаса мощности, $\beta \approx 1,1 \div 2$; η_m – механический к. п. д., $\eta_m = 0,6 \div 0,85$.

Таблица 10.2

Значения коэффициентов для различных типов мешалок

Тип мешалки	Основные соотношения		Значения коэффициентов	
	$\frac{D}{d_{\varepsilon}}$	$\frac{H}{d_{\varepsilon}}$	λ	k_c
Двухлопастная с прямыми лопастями	3	3	6,8	0,2
Двухлопастная с лопастями под углом 45°	3	3	4,05	0,2
Четырехлопастная с прямыми лопастями	3	3	8,52	0,2
Четырехлопастная с лопастями под углом 45° (вверх)	3	3	5,05	0,2
Пропеллерная двухлопастная с лопастями под углом $22,5^{\circ}$	3	3	0,985	0,15
Пропеллерная трехлопастная	3,8	3,5	1,19	0,15

* D, H – диаметр и высота молочного танка, м.

Пусковую мощность электродвигателя можно определить по формуле

$$N_n = N_p \left(\frac{k_u}{k_c} + 1 \right), \quad (10.121)$$

где k_u – коэффициент, учитывающий влияние инерционных сил при пуске электродвигателя, $k_u = 3,87 (h/d_n)$; h – высота лопасти мешалки, м.

Пусковая мощность примерно в 2÷4 раза больше потребной мощности.

Практическое занятие. Молочный танк имеет внутренний диаметр емкости 1,8 м, высоту 2,6 м. Диаметр мешалки 0,45 м, высота лопасти 0,06 м. Число оборотов мешалки 140 об/мин. Температура молока 5°C , кинематическая вязкость $0,278 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$, плотность $1033,3 \text{ кг/м}^3$.

Определить потребную мощность электродвигателя на привод трехлопастной двухрядной пропеллерной мешалки.

Решение. Определим критерий Рейнольдса:

$$Re_m = \frac{nd_n^2}{k_{\varepsilon}} = \frac{140 \cdot 0,45^2}{60 \times 0,0000278} = 171500.$$

Коэффициент сопротивления движению жидкости при значительном погружении мешалки. Из таблицы 10.2 выбираем значения коэффициентов для данного типа мешалки, $A=1,19$, $k=0,15$.

$$k_c = \frac{A}{Re_m^k} = \frac{1,19}{171500^{0,15}} = 0,1965.$$

Мощность на преодоление сил трения в смешиваемой среде

$$N_p = k_c d_l^5 \rho_{жс} n^3 z = 0,1965 \cdot 0,45^5 \cdot 1033,3 \left(\frac{140}{60} \right)^3 \cdot 2 = 95 \text{ Вт}.$$

Пусковая мощность

$$N_n = N_p \left(\frac{k_u}{k_c} + 1 \right) = 95 \left(\frac{0,516}{0,1965} + 1 \right) = 345 \text{ Вт}.$$

Коэффициент, учитывающий влияние инерционных сил при пуске электродвигателя, $k_u = 3,87 (0,06/0,45) = 0,516$.

Потребная мощность электродвигателя на привод мешалки:

$$N_{эл} = \beta \frac{N_p}{\eta_m} = 1,5 \frac{95}{0,8} = 178 \text{ Вт}.$$

Коэффициент запаса мощности, $\beta \approx 1,5$, механический к. п. д., $\eta_m = 0,8$.

Оборудование для охлаждения молока типа МТКО DIAN 2500/2 предназначено для охлаждения молока на животноводческих фермах, пунктах приема и сбора молока с целью его хранения до перевозки к месту дальнейшей переработки. Холодильная установка может быть укомплектована системой для нагрева производственной воды (рекуперации) парами хладагента, поступающего из компрессора в конденсатор.

Холодильный агрегат заправляется хладагентом R22 (температура кипения при атмосферном давлении $-40,8 \text{ }^\circ\text{C}$) в количестве 14,1 кг. Оборудование выполнено в виде закрытого молочного танка с косвенным охлаждением.

Охлаждение молока производится орошением наружных боковых стенок молочной емкости ледяной водой насосом через систему трубопроводов. Молочная емкость установлена в водяную ванну и находится выше уровня ледя-

ной воды. Охлаждение воды происходит за счет таяния льда, который образуется на змеевиковом испарителе системы охлаждения. Компрессорно-конденсатный агрегат устанавливается отдельно на фундамент. Используется компрессор GRNQ-050E-TFQ-552 фирмы Gopeland, установленная мощность которого 11,5 кВт. Принцип работы холодильной установки (рис. 10.35) заключается в следующем.

Газообразный хладагент компрессором 1 нагнетается в теплообменник 3, в котором часть тепла отдается холодной воде, проходящей между пластинами, и дальше поступает в конденсатор 5.

Конденсатор обеспечивает охлаждение сжатых паров хладагента окружающим воздухом и их конденсацию. Из конденсатора жидкий хладагент поступает в ресивер 6, фильтр-осушитель 7, где очищается от механических примесей и обезвоживается, и дальше через электромагнитный клапан 8 в терморегулирующий вентиль (ТРВ) 9.

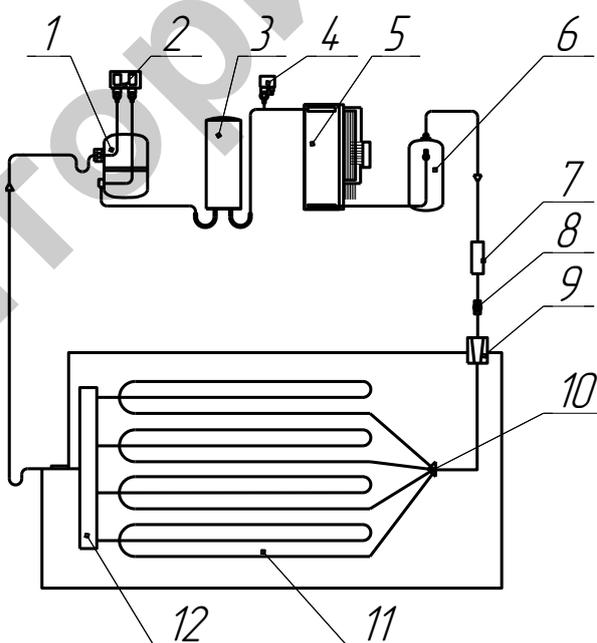


Рис. 10.35. Принципиальная схема системы охлаждения МТКО DIAN 2500/2:
 1 – компрессор; 2 – реле низкого и высокого давления; 3 – теплообменник; 4 – реле давления; 5 – конденсатор с вентиляторами; 6 – ресивер хладагента; 7 – фильтр-осушитель; 8 – смотровой глазок; 9 – терморегулирующий вентиль; 10 – распределитель хладагента; 11 – испаритель; 12 – коллектор

Ресивер создает запас жидкого хладагента, необходимый для обеспечения равномерного питания им испарительной системы, кроме того, он является дополнительной емкостью конденсатора, которая предотвращает переполнение последнего жидким хладагентом.

В ТРВ хладагент дросселируется. Дросселирование сопровождается понижением давления хладагента от давления конденсации до давления кипения. Часть жидкости, прошедшей через ТРВ, превращается в насыщенный пар, охлаждая при этом остальную часть хладагента до температуры кипения, т.е. из ТРВ выходит смесь жидкости и насыщенного пара (влажный пар).

Жидкий хладагент проходит распределитель 10, поступая в испаритель 11, кипит, поглощая тепло от стенок молочной емкости. Пары хладагента, отсасываемые компрессором 1, по мере прохождения по испарителю 11 дополнительно подогреваются в результате теплообмена через стенки последнего. Поэтому их температура на выходе из испарителя обычно выше температуры кипения. И цикл повторяется.

Для контроля и отображения температуры молока, а также для обеспечения автоматического режима охлаждения и поддержания температуры охлажденного молока служит блок управления.

Глава 11
НАСОСЫ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ МОЛОКА

11.1 Классификация и процесс работы центробежного насоса

Для перемещения молока и молочных продуктов по трубам применяют центробежные и роторные насосы [59].

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 к.п.д. ($0,4 \div 0,7$). В насосах, в которых нет направляющих, $\eta_{об} = 0,2 \div 0,4$.

Применяют *лопастные и дисковые центробежные насосы*.

Лопастные центробежные насосы делят на однолопастные с прямыми лопатками и многолопастные с лопатками, загнутыми назад (рис. 11.1 а, б).

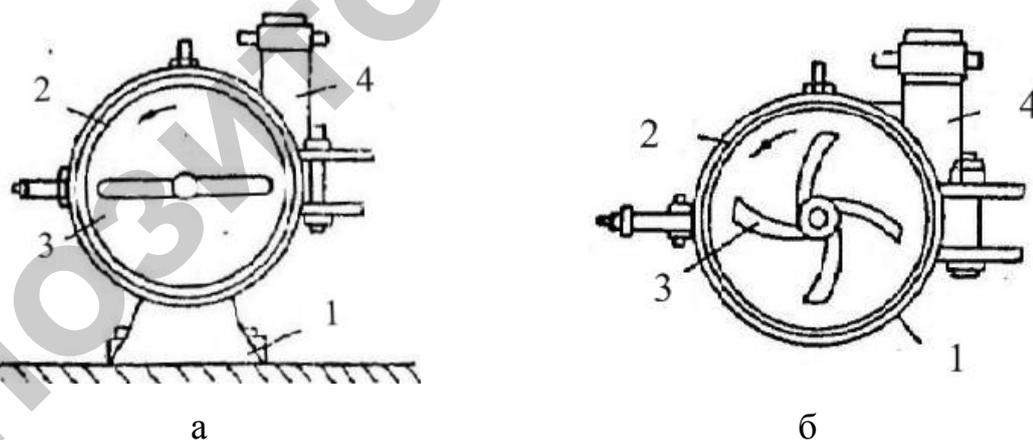


Рис. 11.1. Лопастной центробежный насос:

а – однолопастной; *б* – многолопастной;

1 – станина; *2* – камера насоса; *3* – рабочее колесо (лопасть); *4* – патрубок для выхода молока

Многолопастные центробежные насосы имеют более высокий коэффициент полезного действия; их применяют для нагнетания жидкости на относительно небольшую высоту. Напор, создаваемый ими, не превышает $5 \div 10$ м.

В тех случаях, когда необходимо преодолеть относительно большое сопротивление, для транспортировки молока применяют также *одноступенчатые и двухступенчатые дисковые центробежные насосы* (рис. 11.2 а, б).

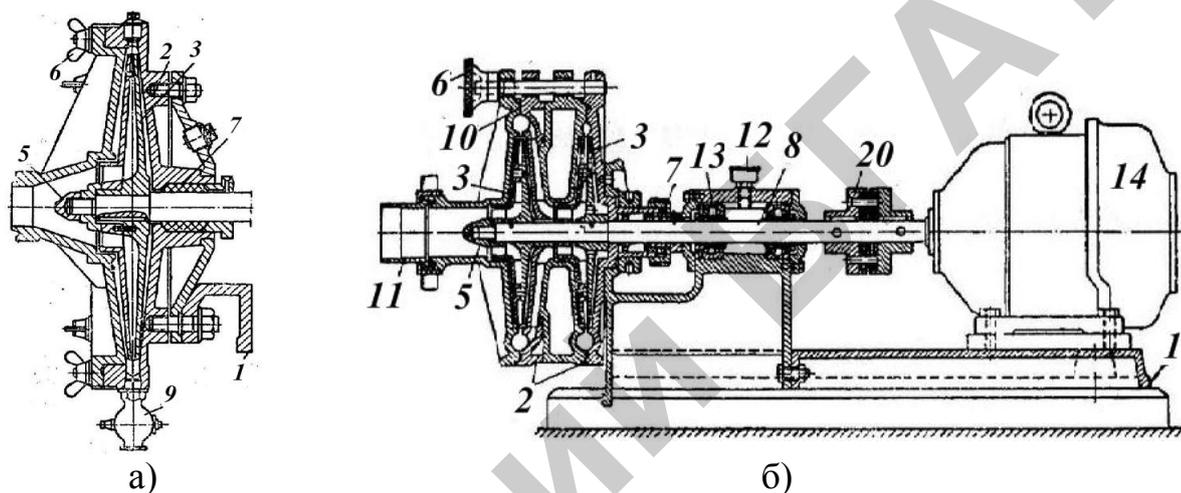


Рис. 11.2. Дисковые центробежные насосы:

а – одноступенчатый дисковый; *б* – двухступенчатый дисковый;
 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

Создаваемый ими напор достигает 30 м и более. Коэффициент полезного действия дисковых насосов выше, чем у лопастных и колеблется в пределах $0,3 \div 0,5$.

Центробежные насосы работают следующим образом. Через патрубок 11 молоко поступает в камеру насоса 2, где оно приобретает вращательное движение от рабочего колеса или лопастей 3. Рабочее колесо (лопасть) совершает в минуту $1000 \div 3000$ оборотов. Под действием центробежной силы молоко вытесняется в нагнетательный трубопровод, соединенный с камерой 2 через патрубок 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.

11.1.1 Расчет центробежного насоса

На рис. 11.3 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.

Из канала рабочего колеса жидкость выходит со скоростью ω_2 (относительно рабочего колеса). Абсолютная скорость выхода c_2 находится как диагональ параллелограмма.

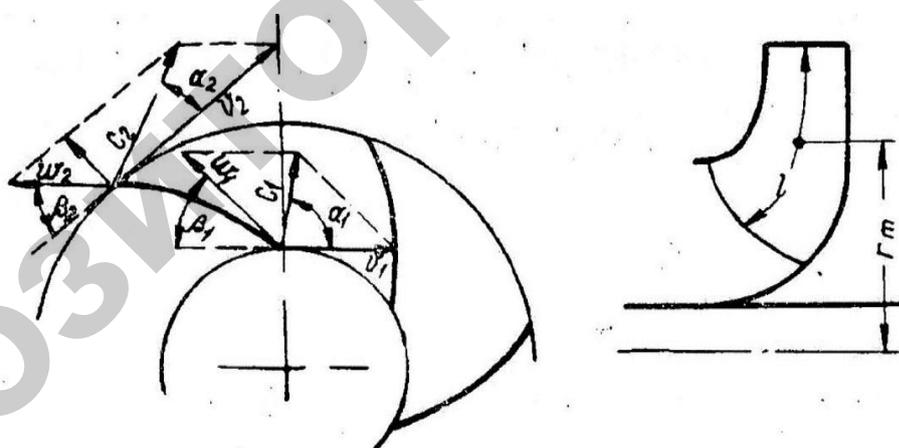


Рис. 11.3. К расчету скорости центробежного насоса

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 Пфлейдерера:

$$z_{л} = 2K' \frac{r_T}{l_{cp}} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}, \quad (11.1)$$

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

$$z_{л} = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}, \quad (11.2)$$

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 же напора наблюдается кавитация, при которой весьма вероятно изменение качества продукта, и в частности степени дисперсности жировой фазы.

Между параметрами центробежного насоса существует зависимость:

$$b_1(\tau D_1 - \delta z_{л})v_1\eta_{об} = b_2(\tau D_2 - \delta_{л}z_{л})v_2\eta_{об}, \quad (11.3)$$

где b_1 – ширина колеса на внутренней его окружности, м; b_2 – ширина колеса на внешней его окружности, м; $\delta_{л}$ – толщина лопаток колеса, м; $z_{л}$ – число лопаток в рабочем колесе, шт; v_1, v_2 – соответственно, скорость движения жидкости на внутренней и внешней стороне диска, м/мин; $\eta_{об}$ – объемный к.п.д. насоса, $\eta_{об} = (0,6 \div 0,8)$.

При радиальном расположении лопаток

$$v_1 = c_1 \sin \alpha_1 \quad \text{и} \quad v_2 = c_2 \sin \alpha_2, \quad (11.4)$$

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.

Напор H_n , создаваемый насосами, определяют по следующей формуле

$$\omega_2 c_2 \cos \alpha_2 = \frac{V_{жс} H_n}{\eta_r}, \quad (11.5)$$

где η_r – гидравлический к.п.д.; $V_{жс}$ – количество жидкости, подаваемой в секунду, $\text{м}^3/\text{с}$; H_n – высота подъема жидкости, м.

Практически создаваемый напор определяют по формуле

$$H_n = \varphi_H \frac{v_{ок}}{2g}, \quad (11.6)$$

где $v_{ок}$ – окружная скорость рабочего колеса, $\text{м}/\text{с}$; φ_H – коэффициент напора $\varphi_f = (0,8 \div 0,9)$.

Между производительностью, высотой подачи жидкости, потребляемой мощностью и числом оборотов существует следующая зависимость:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_{н1}}{H_{н2}} = \frac{n_1^2}{n_2^2}; \quad \frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}. \quad (11.7)$$

Критическое число оборотов рассчитывают по формуле

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} 4,76 \sqrt{\frac{EI_g g}{m_g l_g^3}}, \quad (11.8)$$

где E – модуль упругости материала, из которого изготовлен вал, $\text{кг}/\text{см}^2$; m_g – масса единицы длины вала, кг ; l_g – длина вала, м ; I_g – момент инерции вала, кг м^2 ; g – ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{с}^2$.

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.

11.2 Роторные насосы

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. 11.4) является 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.

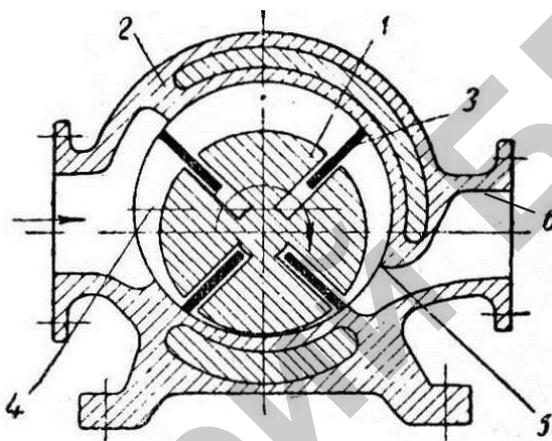


Рис. 11.4. Шиберный роторный насос:

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 $400 \div 1000 \text{ мин}^{-1}$. В зависимости от направления вращения ротора направление движения жидкости в насосе может изменяться. Шиберные насосы применяют для перемещения молока, пахты, сгущенного молока, сливок.

Самовсасывающие (типа водокольцевых) насосы (рис. 11.5) 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 во-

ронку 7 заливают жидкостью. При небольших перерывах в работе жидкость из насоса можно не удалять и не требуется повторного залива. Этим они отличаются от центробежных насосов.

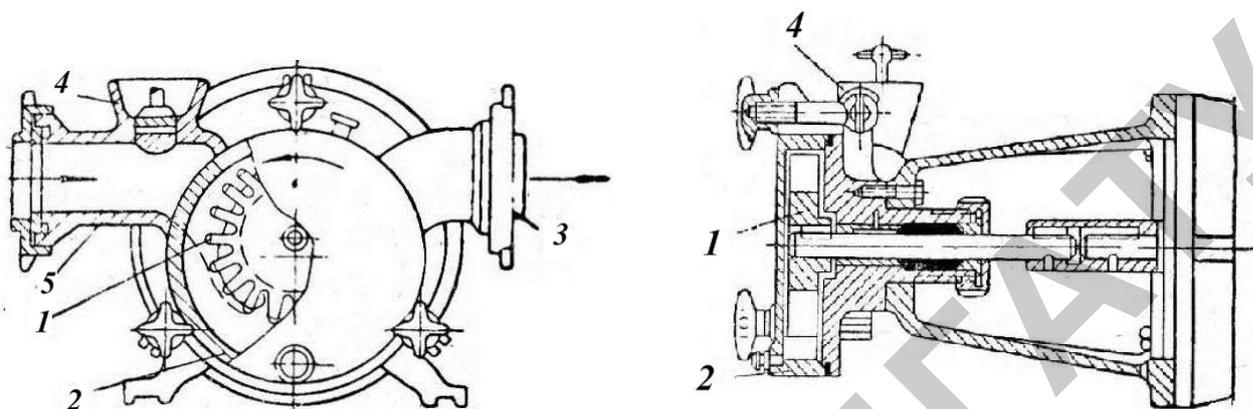


Рис. 11.5. Самовсасывающий роторный насос:

1 – ротор; 2 – корпус; 3 – замыкатель; 4 – приемная камера; 5 – напорная камера; 6 – патрубок для выхода молока; 7 – воронка для заполнения насоса молоком; 8 – патрубок для входа молока

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 $13 \text{ м}^3/\text{час}$ даже при температуре $80 \text{ }^\circ\text{C}$ может всасывать молоко на высоту 3 м и создавать напор $9 \div 11$ м вод. ст.

Зубчатые насосы называют также коловратными или шестеренчатыми. Их применяют главным образом для перекачивания цельного и обезжиренного мо-

лока, пахты, сыворотки, а также сливок и сгущенного молока. Различают зубчатые насосы с внешним и внутренним зацеплением. Зубчатый насос с внешним зацеплением (рис. 11.6) работает следующим образом. Ведущая шестерня 3, вращаясь против часовой стрелки, передает движение ведомой шестерне 4, которая вращается по часовой стрелке.

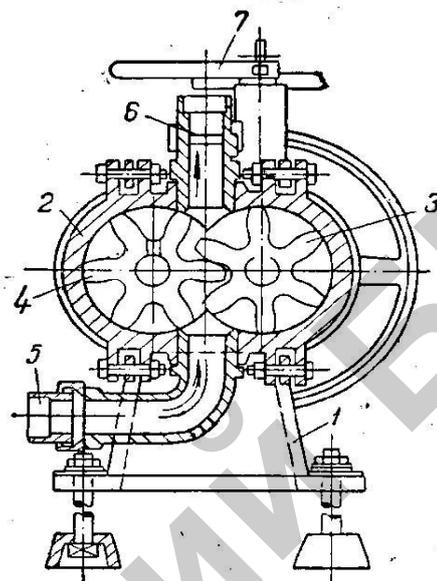


Рис. 11.6. Роторный зубчатый насос с внешним зацеплением:

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. 11.7) ведущим является зубчатый диск 2. Вращаясь, он приводит в движение внутренне 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.

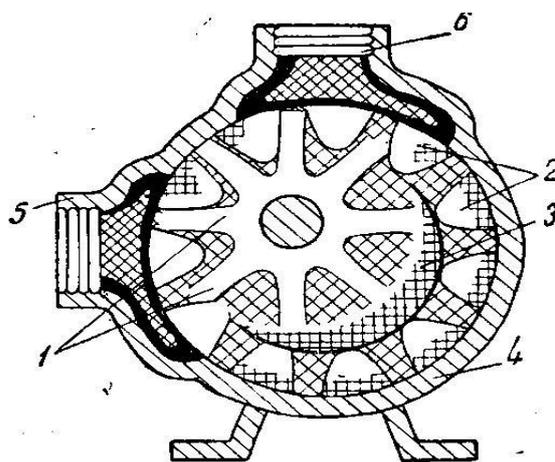


Рис. 11.7. Роторный насос с зубчатый с внутренним зацеплением:

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 оборотов в минуту, к.п.д. – 0,6÷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.

По принципу действия к зубчатым насосам примыкают *винтовые насосы* (рис. 11.8). 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.

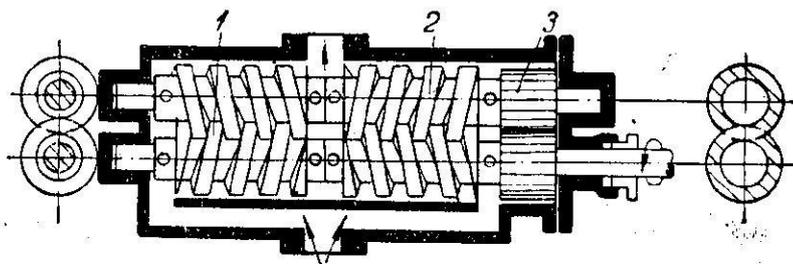


Рис. 11.8. Винтовой роторный насос:

1 – ведущий винт; 2 – ведомый винт; 3 – шестерни

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.

11.2.1 Основы расчета роторного насоса

Объемную производительность *шиберного* насоса определяют по формуле

$$V_n = 2l_n e n_n (\pi D_{ц} - \delta_n z_{пл}) 60, \quad (11.9)$$

где l_n – длина поршня, м; e – относительное смещение поршня и цилиндра, м; n_n – число оборотов поршня в минуту. Число оборотов поршня выбирают, исходя из допустимой (окружной) скорости ротора, которая не должна превышать 12÷15 м/с; $D_{ц}$ – внутренний диаметр цилиндра, м; $z_{пл}$ – число пластин, шт; δ_n – толщина пластин, м.

Объем подачи *самовсасывающих* насосов подсчитывают по формуле

$$V_n = \left\{ \frac{\pi}{4} [(D_a - h_l)^2 - D_{ц}^2] - z_{лон} (l_l - a) \delta_n \right\} b_l \frac{\pi}{60} n_{об}, \quad (11.10)$$

где D_a – диаметр ротора с лопастями, м; h_l – глубина погружения лопастей в нижней части жидкостного кольца, м; $z_{лон}$ – число лопастей, шт; l_l – длина ло-

пастей, м; b_n – ширина лопастей в осевом направлении, м; η_{ob} – объемный к.п.д. Для насосов с жидкостным кольцом $\eta_{ob} = 0,32 \div 0,4$.

Объемную производительность *зубчатого насоса с внешним зацеплением* с достаточной для практики точностью можно определить по формуле

$$V_n = 2\pi 60 D_H m_3 b_{ш} n_{ш} \eta_{ob}, \quad (11.11)$$

где D_H – диаметр начальной окружности шестерен, м; m_3 – модуль зацепления, м; $b_{ш}$ – ширина шестерен, м; $n_{ш}$ – число оборотов шестерен в минуту; η_{ob} – объемный к.п.д. ($\eta_{ob} = 0,7 \div 0,8$).

Объемную производительность *зубчатого насоса с внутренним зацеплением* рекомендуется определять по формуле

$$V_n = b_{ш} \frac{\omega_1}{2} \left[2r_{1ш} (h_{B1} + h_{B2}) + h_{B1}^2 - \frac{r_{1ш}}{r_{2ш}} h_{B2}^2 - \left(1 - \frac{r_{1ш}}{r_{2ш}} \right) \frac{l_3^2}{12} \right] \eta_{ob}, \quad (11.12)$$

где ω_1 – угловая скорость ведущей шестерни, c^{-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; η_{ob} – объемный к.п.д. насоса.

Объемную производительность *двухвинтового роторного насоса* приближенно можно подсчитать по формуле

$$V_n = \frac{3\pi t_e n_e}{16} (D_e^2 - d_e^2), \quad (11.13)$$

где t_e – шаг винта, м; D_e – внешний диаметр винта, м; d_e – внутренний диаметр винта, м;

Теоретическую производительность *трехвинтового насоса с циклоидальным профилем* определяют по формуле

$$V_n = 4n_g d_n^3, \quad (11.14)$$

где d_n – основной диаметр винтов (наружного ведомого винта), м; n_g – число оборотов винтов в минуту.

Мощность, необходимую для работы насосов, исходя из производительности V_n , высоты подачи жидкости H и суммы инерционных сил, сопротивления трения и местных сопротивлений определяют по формуле

$$N_n = \frac{V_n(H + h_0)}{3600\gamma_m}, \quad (11.15)$$

где γ_i – 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.

Неразрывность потока обеспечивается при условии:

$$\frac{P_{np}}{\gamma} \geq \frac{P_0}{\gamma} - l_{жс} - \frac{v_{жсум}^2}{2g} - h_0, \quad (11.16)$$

где P_{np} – предельное давление, соответствующее кипению жидкости при рассматриваемых температурах; мм вод. ст.; P_0 – давление жидкости на участке нулевой отметки (обычно наибольшее), мм вод. ст.; $l_{жс}$ – высота столба жидкости, м; $v_{жсум}$ – скорость потока, м/с; h_0 – гидравлические сопротивления на пути от нулевой отметки на выходе патрубка.

Разрыв потока возможен как на всасывающей линии, так и на нагнетательной. Однако, большая вероятность разрыва его на всасывающей линии. Поэтому должно соблюдаться соотношение:

$$H_{BC} \leq P_{атм} - h_t - \sum h_c - h_{кав} , \quad (11.17)$$

где $P_{атм}$ – 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.; $h_{кав}$ – поправка на кавитацию (уменьшение высоты всасывания во избежание кавитации), зависящая от производительности V и числа оборотов n насоса.

Для центробежного насоса:

$$h_{кав} = 0,00125(V_n n_p^2)^{0.67} . \quad (11.18)$$

Герметичность всех соединений насоса (особенно на всасывающей стороне) – крайне важное условие его работы.

Глава 12

ОПТИМИЗАЦИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ

12.1. Оптимизация числа машин и оборудования 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 принимать комплект машин и оборудования, расположенных 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 взаимоувязанных планов.

Перспективный подход по определению материальных потоков предусматривает определение их размеров и структуры на основе оптимизи-

рованного 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 взаимоувязанного 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, просчёты в планировании и т. д.

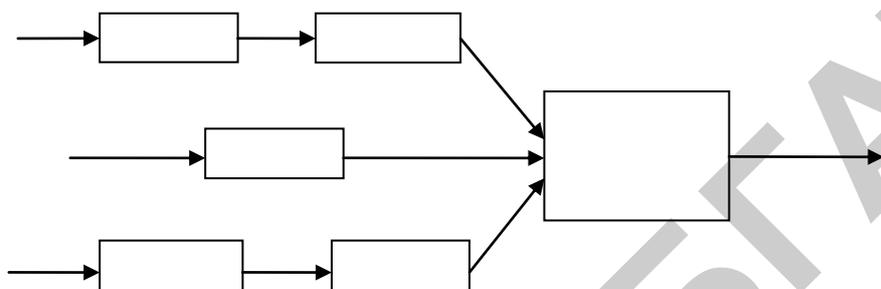
В результате всестороннего анализа материальных потоков получается гармонично согласованная материалопроводящая система с заданными параметрами на выходе. Эту систему отличает высокая степень согласованности входящих в ее производственных линий.

По структуре потока линии могут быть однопоточные, многопоточные и смешанные.

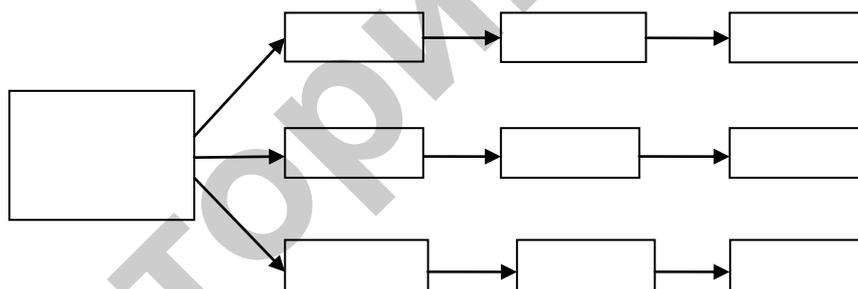
Однопоточные линии обрабатывают обычно один вид сырья и машины в них соединены последовательно друг за другом.

Многопоточные линии могут быть со сходящимися, расходящимися и параллельными потоками.

Сходящиеся потоки позволяют вырабатывать один вид изделия из нескольких видов сырья (например, готовить многокомпонентные кормовые смеси).



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:

– жесткая (рис. 12.1), когда все машины от первой до последней должны работать с производительностью, одинаковой или кратной основной машине комплекта машин, например, при приготовлении комбикормов или при раздаче кормов, удалении навоза и т.д.

$$Q_A = Q_1 \leq Q_2 \leq Q_3 \dots \leq Q_n;$$

При жесткой связи выход из строя любого механизма или устройства приводит к остановке сразу всей линии.



Рис. 12.1. Принципиальная схема жесткой связи соединения машин в поточных линиях

Учитывая низкую организацию технического обслуживания машин в животноводстве, малую надежность кормоприготовительных машин, а также обязательное соблюдение времени кормления, доения животных, поточные линии с жесткой связью машин не найдут широкого применения;

– гибкая (рис. 12.2), когда 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;



Рис. 12.2. Принципиальная схема гибкой связи соединения машин в поточных линиях

Линии с гибкой связью на практике громоздкие, металлоемкие и дорогостоящие. В их состав включены оперативные емкости больших объемов, вызывающие отказы линии;

– смешанная (рис. 12.3), когда 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.

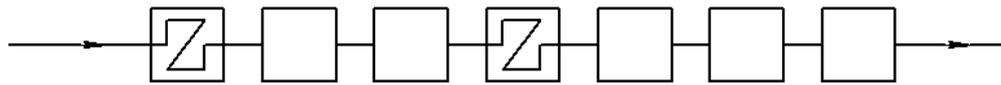


Рис. 12.3. Принципиальная схема смешанной связи соединения машин в поточных линиях

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 таких принципиальных вопросов, как:

- 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 /60/.

$$P_c = \prod_{i=1}^n P_i. \quad (12.1)$$

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:

$$Q(t) = 1 - P(t), \quad (12.2)$$

Вероятность безотказной работы комплекта машин:

$$P_c = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - P_i). \quad (12.3)$$

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

$$P(\tau) = \int_{\tau}^{\infty} f(\tau) d\tau. \quad (12.4)$$

Тогда среднее число хорошо работающих машин в комплекте

$$N(\tau) = N_0 P(\tau). \quad (12.5)$$

где N_0 – число машин в комплекте.

Через произвольно малый промежуток времени $\Delta\tau$ от момента τ до $\tau + \Delta\tau$ число отказов ΔN машин запишется в виде:

$$\Delta N = N_0 f(\tau) \Delta\tau. \quad (12.6)$$

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

$$\frac{\Delta N}{\Delta\tau} = N_0 f(\tau). \quad (12.7)$$

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.

12.2 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. $r_{ли} = t_{оп}/H_{оп}$ (здесь $H_{оп}$ – наработка за установленное операционное время $t_{оп}$).

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. Размер такта и ритма, установленный для звена, тождествен 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:

$$Q_{np} = \sum_{j=1}^{n_i} q_{ij} n_{ij} \leq \sum_{j=1}^{n_{i+1}} q_{(i+1)j} n_{(i+1)j}, \quad (12.8)$$

или в приведенном виде для расчета каждого звена потока получаем:

$$Q_{np} = n_m q \eta, \quad (12.9)$$

где n_m – число машин, шт; q – производительность машин, т/час; η – коэффициент использования рабочего времени машины.

Ритм поточной линии определяем из отношения:

$$R = \frac{1}{Q_{np}}. \quad (12.10)$$

Зная производительность поточной линии и машин звена потока, определяем потребность в них:

$$n_m = \frac{Q_{np}}{q\eta}. \quad (12.11)$$

Для вновь проектируемых поточных линий производительность машин находим из уравнения:

$$q = \frac{Q_{np}}{n_m \eta}. \quad (12.12)$$

Так как производительность машин в звеньях потока не всегда удается 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:

$$K_n = \frac{Q_{np}}{n_{ij} q_{ij} \eta_{ij}} \approx 1. \quad (12.13)$$

Используются так же 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**:

$$K_r = \frac{\tau}{\tau + \tau_g}, \quad (12.14)$$

где τ – наработка на отказ, час; τ_6 – среднее время вынужденных простоев на ремонт отказов, час.

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

$$\eta_m = \frac{\Sigma \tau_z}{\Sigma \tau_z + \tau_p + \tau_{об}}, \quad (12.15)$$

где $\Sigma \tau_z$ – суммарная наработка рассматриваемого промежутка времени, час; τ_p , $\tau_{об}$ – соответственно время на устранение простоев, связанных с ремонтом и техобслуживанием, час.

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 (12.15) с учетом средних простоев примет вид:

$$\eta_{т.и} = \frac{\Sigma \tau_z}{\Sigma \tau_z + N_m (\tau_{ср.пр} + \tau_{ср.об})}, \quad (12.16)$$

где $\tau_{ср.пр}$, $\tau_{ср.об}$ – соответственно, среднее время на устранение простоев по техническим причинам и техобслуживанию машин, входящих в комплект оборудования, час; 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:

$$\eta_{m.u} = \frac{\Sigma \tau_z}{\Sigma \tau_z + N_{m.жс} \tau_{ср.пр} + N_m \tau_{ср.об}}, \quad (12.17)$$

где $N_{m.жс}$ – количество машин с жесткой связью, шт.

Учитывая вышесказанное, фактическую производительность любого комплекта оборудования на стадии проектирования можно определить:

$$Q = \frac{B_\phi}{\tau} \cdot \eta_{m.u}, \quad (12.18)$$

где B_ϕ – объем продукции, полученной за смену; τ – сменное время.

Принимая это во внимание, условие непрерывности поточной линии можно записать так:

$$\frac{Q_i}{\sum_{j=1}^{n_i} q_{ij} \eta_{ij}} \geq \frac{Q_{i+1}}{\sum_{j=1}^{n_{i+1}} q(i+1)_j \eta(i+1)_j}, \quad (i = 1, 2, 3). \quad (12.19)$$

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.

12.3 Определение вместимости оперативной емкости

В условиях эксплуатации оборудование часто делает непредвиденные 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. 12.4, а): $Q_{заг} > Q_{выг}$;

Для случая $Q_{заг} > Q_{выг}$ минимальную вместимость емкости выбирают исходя из рис. 12.4, а и определяют из уравнения:

$$V_{min} = Q_{выг}(\tau_{выг} - \tau_{заг}), \quad (12.20)$$

где $\tau_{выг}$ – время выдачи компонента, час; $\tau_{заг}$ – время загрузки компонента, час.

б) производительность линии загрузки равна расходу: $Q_{заг} = Q_{выг}$;

в) производительность линии загрузки меньше расхода: $Q_{заг} < Q_{выг}$ (рис. 12.4, б).

Для случая $Q_{заг} < Q_{выг}$

$$V_{min} = Q_{заг}(\phi_{заг} - \phi_{выг}). \quad (12.21)$$

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.

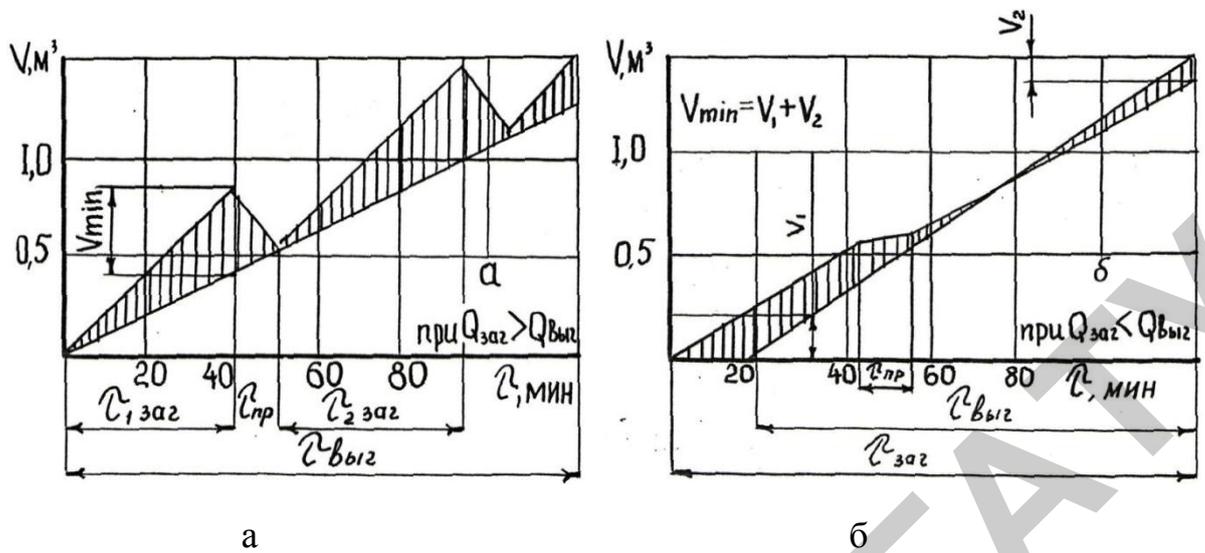


Рис. 12.4. К расчету вместимости бункера-дозатора

Для случая, когда $Q_{\text{заг}} > Q_{\text{выг}}$ (рис. 12.4, 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 $\Sigma \tau_{1пр}$ с соответственным числом простоев $N_{1пр}$, среднее время

$$\tau_{1ср} = \frac{\Sigma \tau_{1пр}}{N_{1пр}}. \quad (12.22)$$

Если остановился первый участок линии, то запас в бункере должен обеспечить работу второго участка в течение времени $\tau_{2ср}$. Для этого случая в бункере должен быть корм в количестве $G = Q_{\text{выг}} \tau_{2ср}$, или с учетом среднего времени простоев

$$V_g = \frac{Q_{\text{выг}} [\tau_{нсп} + (\tau_{\text{выг}} - \tau_{\text{заг}})]}{\rho_k K_3}, \quad (12.23)$$

где κ_3 – коэффициент загрузки бункера емкости.

При $Q_{заг} < Q_{выг}$ вместимость емкости с учетом среднего времени простоев

$$V_g = \frac{Q_{выг} (\tau_{заг} - \tau_{выг}) + \tau_{иср}}{\rho_k \kappa_3}. \quad (12.24)$$

Формулы (12.23) и (12.24) позволяют определить более рациональные значения вместимости бункеров, так как они учитывают и средние простои соответствующих линий.

12.4 Определение числа машин для транспортировки кормов

При определении числа машин для транспортировки от мест хранения кормов до мест подготовки их к скармливанию, в качестве руководящих материалов, используют нормы технологического проектирования животноводческих предприятий и зоотехнические требования.

Потребное число транспортных средств для перевозки кормов можно определить по формуле

$$n_T = \frac{Q_l T_u}{W_T \eta_T}, \quad (12.25)$$

где Q_l – часовая производительность технологической линии подготовки кормов к скармливанию, т/ч; T_u – длительность транспортного цикла, ч; W_T – грузоподъемность транспортного средства, т; η_T – коэффициент использования времени смены.

Транспортный цикл состоит из следующих основных частей:

$$T_u = T_1 + T_2 + T_3, \quad (12.26)$$

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

$$T_1 = \frac{2L}{V_{cp}}, \quad (12.27)$$

где L – длина пути, км; V_{cp} – средняя скорость движения транспортного средства, км/ч.

Максимум производительности транспортного средства достигнут когда

$$L = \frac{W_T V_{cp}}{Q_{3-6}}. \quad (12.28)$$

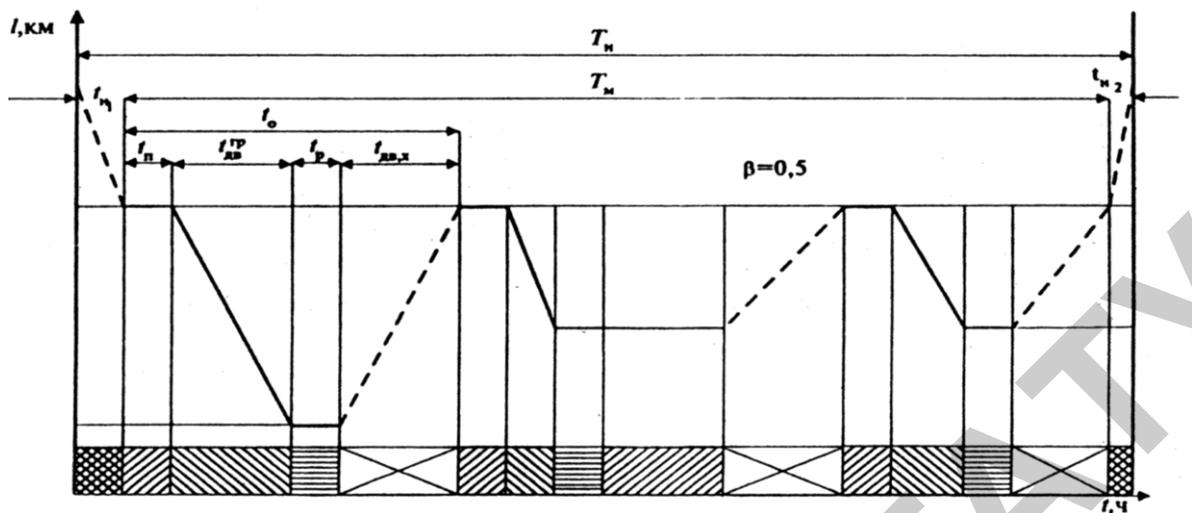
Из формулы (12.28) можно получить значение грузоподъемности транспортного средства, когда комплексный показатель производительности имеет максимум:

$$W_T = \frac{L Q_{3-6}}{V_{cp}}. \quad (12.29)$$

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. 12.5.

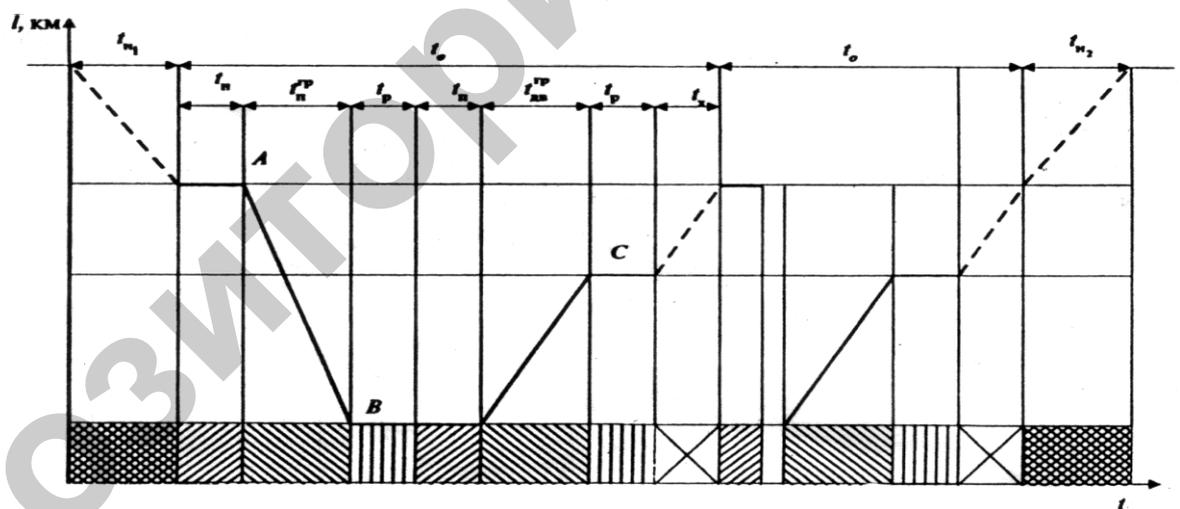
Из графика видно, что транспортное средство загружено наполовину.

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. 12.6.



-
-

Рис. 12.5. График работы транспортных средств с обратным загруженным пробегом



-
-

Рис. 12.6. График работы транспортных средств на маятниковом маршруте с неполным грузным пробегом

Из графика видно, что при расчете числа транспортных средств необходимо учитывать затраты времени на выполнение дополнительной транспортной работы.

Наиболее эффективно организовывать транспортный процесс с обратным полностью груженым транспортным средством (рис. 12.7).

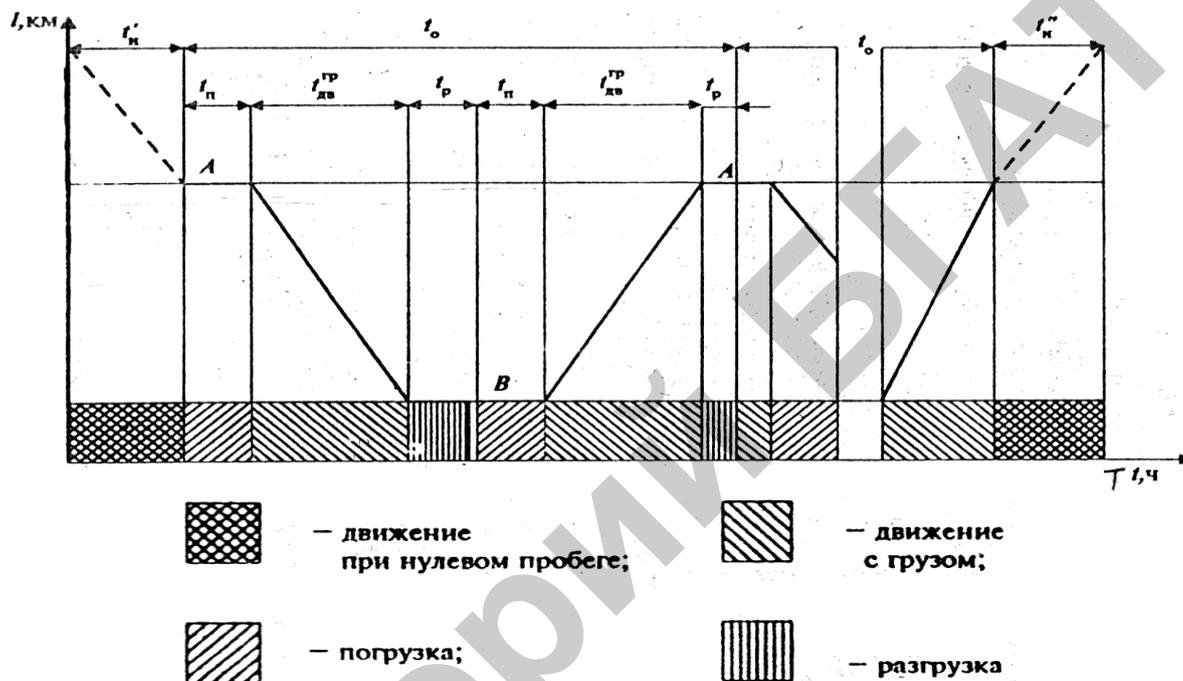


Рис. 12.7. График работы транспортных средств на маятниковом маршруте с груженым обратным пробегом

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. 12.8).

Таким образом, для транспортировки кормов могут быть составлены различные варианты маршрутов. Проблема планирования перевозок включает определение маршрута с минимумом холостого пробега транспортного сред-

ства, распределение подвижного состава и погрузочных средств по маршрутам работы, которые должны быть тесно увязаны с производительностью стационарных машин и оборудования.

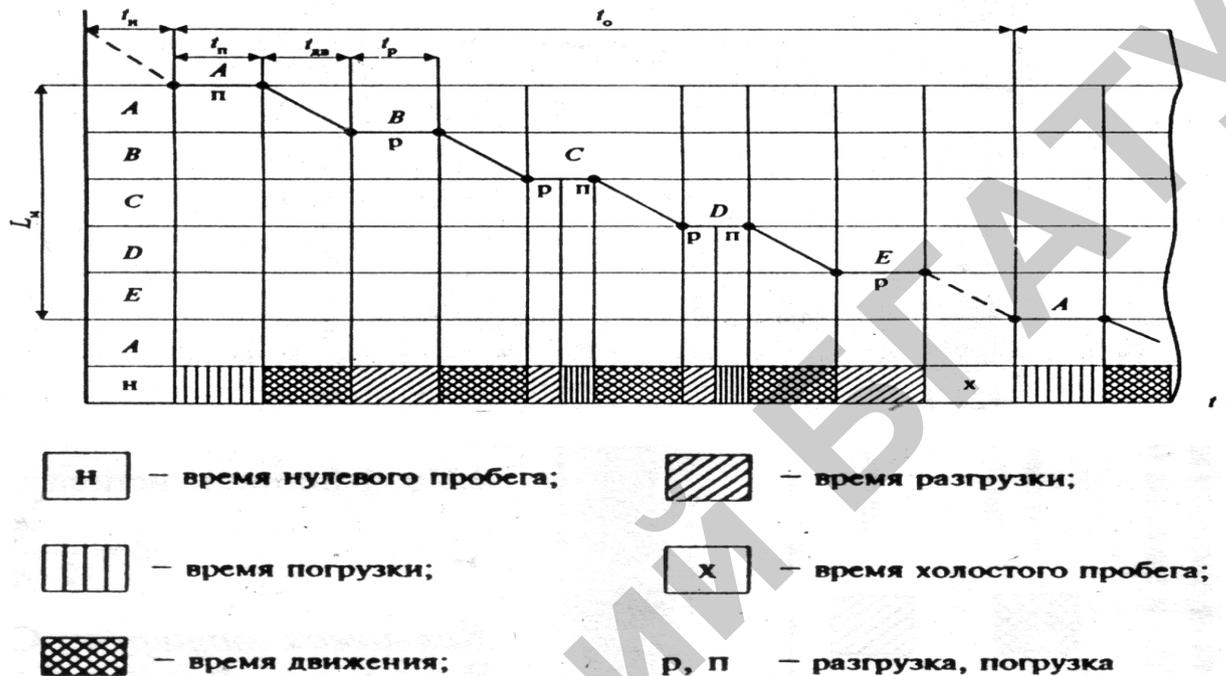


Рис. 12.8. График работы транспортного средства на кольцевом маршруте

При организации движения транспортного средства необходимо минимизировать формулу

$$L_x = \sum_{i=1}^{n_i} (L_x^i - L_{ep}) n_T, \quad (12.30)$$

где L_x^i — расстояние, преодолеваемое транспортным средством без груза, км; n_i — число маршрутов.

При решении задачи нумеруются маршруты в порядке возрастания разностей $(L_x^i - L_{эв})$. В этом случае справедлива формула

$$(L_{x1}^i - L_{ep1}) \leq (L_{x2}^i - L_{ep2}) \leq \dots \leq (L_{xn_i}^i - L_{epn_i}). \quad (12.31)$$

Тогда оптимальное решение будет иметь вид:

$$x_1 = \min(m_{к1}, n_T), \quad (12.32)$$

$$x_2 = \min(m_{к2}, n_T - x_1),$$

$$x_3 = \min(m_{к3}, n_T - x_1 - x_2),$$

$$x_n = \min(m_{км}, n_T - \sum_{i=1}^{n-1} x_i).$$

Для решения задачи исходные данные заносятся в табл. 12.1.

Решая задачу, получим данные, позволяющие определить наиболее рациональный маршрут движения транспортного средства. Наилучшее значение будет при минимальной разности $L_{xn} - L_{эпн}$.

Таблица 12.1

Исходные данные для определения рационального маятникового маршрута

Склад хранения кормов	Количество груженых ездов	Столбец разностей
B_1	L_{x1} m_{r1} $L_{эп1}$	$L_{x1} - L_{эп1}$
B_2	L_{x2} m_{r2} $L_{эп2}$	$L_{x2} - L_{эп2}$
B_3	L_{x3} m_{r3} $L_{эп3}$	$L_{x3} - L_{эп3}$
B_n	L_{xn} m_{rn} $L_{эпн}$	$L_{xn} - L_{эпн}$

Среднее значение скорости движения агрегата при транспортировке кормов рекомендует выбирать в зависимости от расстояния между местами их складирования [61]. При $l_k < 200\text{ м}$ скорость движения агрегата должна быть не более 7,2 км/ч. С увеличением расстояния транспортировки кормов ($l_k > 1000\text{ м}$) 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 [62, 63].

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.

12.5 Оптимизация числа мобильных транспортных средств для раздачи кормов

Число кормораздатчиков, необходимых для обслуживания поголовья животных,

$$n_p = \frac{m_{жс} q}{Q_c}, \quad (12.33)$$

где $m_{жс}$ – число животных на ферме; Q_c – производительность кормораздатчика за 1 ч сменного времени, кг/ч.

Производительность кормораздатчика за 1 ч сменного времени, кг/ч,

$$Q_c = Q k_p, \quad (12.34)$$

где Q – производительность кормораздатчика за 1 ч чистого времени, кг/ч;

$$Q = q v_a K_v,$$

k_p – коэффициент использования рабочего времени:

$$k_p = \frac{t}{t + t_0}, \quad (12.35)$$

где t – время, затрачиваемое на непосредственную раздачу корма, ч; t_0 – время, затрачиваемое на непроизводительные (вспомогательные) операции, ч.

Тогда:

$$t_0 = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7, \quad (12.36)$$

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, затра-

чиваемое 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

$$t_1 = \frac{2L}{v_{cp}}, \quad (12.37)$$

где L – длина пути, км; v_{cp} – средняя скорость движения транспортного средства, км/ч.

Время на выполнение погрузочно-разгрузочных работ определим по формуле

$$t_2 + t_3 = \frac{W_T K_T}{Q_{загр}} + \frac{W_T K_T}{Q_{выгр}} = \frac{2W_T K_T}{Q_{з-в}}, \quad (12.38)$$

где K_T – коэффициент использования грузоподъемности транспортного средства; $Q_{з-в}$ – средняя гармоническая производительность погрузочно-разгрузочного процесса, т/ч, $Q_{з-в} = \frac{2Q_{загр} Q_{выгр}}{Q_{загр} + Q_{выгр}}$.

Правильный выбор машин для погрузки кормов в значительной мере определяет эффективность работы животноводческой фермы. Производительность погрузчика можно определить по формуле

$$Q_{загр} = m_n n_{ц}, \quad (12.39)$$

где m_n – масса груза при подъеме, т; $n_{ц}$ – число циклов машины за 1ч непрерывной работы, зависит от продолжительности одного цикла, ч;

$$n_{ц} = \frac{3600}{T'_{ц}},$$

$T'_{ц}$ – время цикла работы, ч;

$$T'_{ц} = \sum_{i=1}^{n_n} t_{on},$$

t_{on} – время, затрачиваемое на выполнение отдельных операций при погрузке, час; n_n – число элементов работы погрузчика.

Время, затрачиваемое на раздачу кормов животным можно определить по формуле

$$t_{разд} = \frac{n_{жс} L_{разд}}{V_{разд}}, \quad (12.40)$$

где $n_{жс}$ – количество животных, обслуживаемых за один цикл, шт; $L_{разд}$ – длина фронта раздачи кормов, км; $V_{разд}$ – скорость движения агрегата при раздаче кормов, км/ч.

Согласно приведенной методике произведен технико-экономический расчет самоходных смесителей-раздатчиков (табл. 12.2) для различных размеров ферм.

Таблица 12.2

Технико-экономические характеристики самоходных смесителей-раздатчиков кормов при годовом удое 6000 л

Показатель	Вместимость бункеров смесителей-раздатчиков, м ³				
	6	10	12	14	20
1	2	3	4	5	6
<u>Ферма 200 коров</u>					
Удельные капитальные вложения, долл./т	1,46	2,23	3,86	4,36	8,62
Прямые затраты, долл./т	3,38	4,36	7,33	8,42	15,51
Приведенные затраты, долл./т	3,67	4,92	7,8	9,07	17,23
<u>Ферма 400 коров</u>					
Удельные капитальные вложения, долл./т	0,73	1,11	1,92	2,16	4,28
Прямые затраты, долл./т	2,33	2,74	4,14	4,43	7,22
Приведенные затраты, долл./т	2,47	2,96	4,52	4,86	8,08

1	2	3	4	5	6
Ферма 600 коров					
Удельные капитальные вложения, долл./т	0,97*	0,74	1,28	1,44	2,85
Прямые затраты, долл./т	4,52*	2,26	3,21	3,54	5,92
Приведенные затраты, долл./т	4,71*	2,41	3,47	3,83	6,49
Ферма 800 коров					
Удельные капитальные вложения, долл./т	-	1,11*	1,98*	2,30*	2,14
Прямые затраты, долл./т	-	2,94*	4,00*	4,74*	4,84
Приведенные затраты, долл./т	-	3,16*	4,40*	5,10*	5,27

* Показатели с применением двух смесителей-раздатчиков.

На основании данных таблицы 12.2 построен график (рис. 12.9) зависимости приведенных удельных затрат, из которого видно, что рациональная вместимость бункера смесителя-раздатчика для молочно-товарной фермы на 600 коров находится в пределах 11 м^3 .

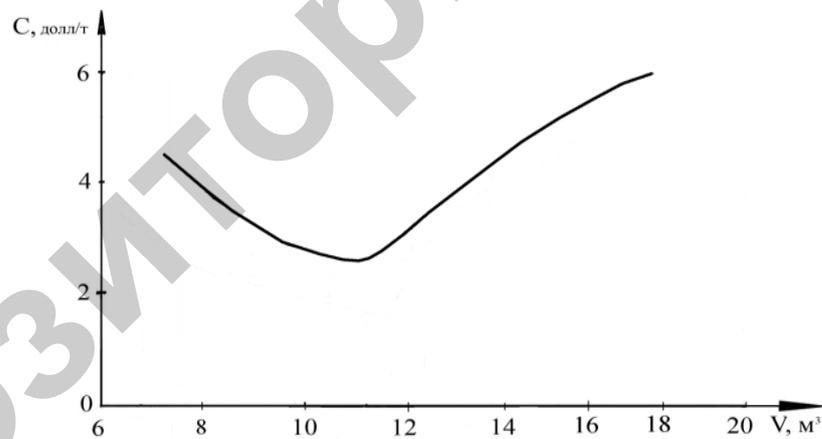


Рис. 12.9. Зависимость удельных приведенных затрат от вместимости бункера мобильного смесителя-раздатчика кормов

На основании вышеизложенного 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 м³ и 11 м³ позволит обслужить любые молочно-товарные фермы, имеющиеся в республике, с наименьшими эксплуатационными затратами.

12.6 Организация технологических процессов доения и первичной обработки молока на животноводческой ферме

При машинном доении следует выполнять ряд важных требований, определяющих успешное его применение и создающих благоприятные условия для деятельности молочных желез коров. Прежде всего, необходимо у животного выработать полный рефлекс молокоотдачи, т. е. активную ответную реакцию коровы на доение. Для этого вымя обмывают теплой водой и массируют. Раздражение (массаж) нервных окончаний в сосках перед дойкой способствует более полной молокоотдаче.

При каждом доении из вымени коровы должно быть извлечено все молоко, иначе нарушится секреторная деятельность молочной железы. Кроме того, неполное выдаивание вызывает преждевременный запуск коровы. Доить ее нужно регулярно и не менее двух раз в сутки. Доение должно быть быстрым – в течение 7 мин.

Быстрое доение и устранение ручного дооя заставляет корову полностью отдавать молоко; наоборот, после медленного доения ее приходится додаивать.

В условиях машинного доения необходимо устранять причины, тормозящие рефлекс молокоотдачи, так как реагирование на стимулы доения может быть прервано нервным состоянием животного.

Следует также учитывать индивидуальные особенности коров и их повадки. Подбор в группы коров, аналогичных по многим признакам и, в частности, по типу нервной деятельности, является обязательным мероприятием и обеспечивает более рациональное и высокопроизводительное использование доильных площадок.

Кратность доения устанавливают такой, чтобы в промежутках между дойками вымя заполнялось молоком и молокообразование не затормаживалось.

Обычно коров доят 2÷3 раза в день, высокопродуктивных и новотельных 3÷4 раза. Перед запуском число доений постепенно сокращают.

Производят двух и трехкратное доение коров в течение суток. При трехкратном доении в ряде случаев получают на 10 % больше молока, чем при двукратном. Но это характерно для коров с небольшой емкостью вымени. У коров с большой емкостью вымени удои в таких случаях не увеличиваются. При сокращении же 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 обработки 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. 12.10). Состав и последовательность операций выбирают с учетом зоотехнических требований к качеству конечных продуктов, новейших достижений науки и техники.

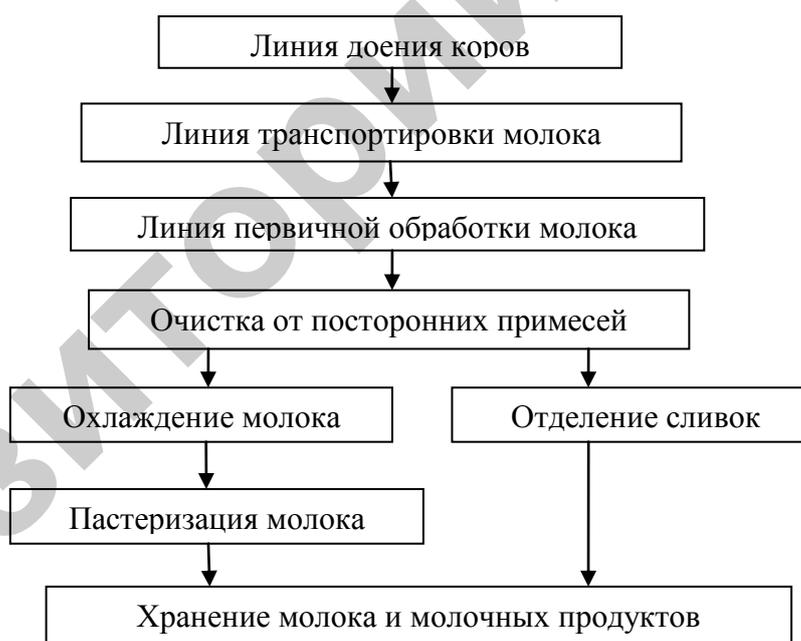


Рис. 12.10. Технологическая схема процесса доения коров и первичной обработки молока на молочной ферме

Конструктивно-технологические схемы отражают конкретный состав машин, включенных в ПТЛ, и представляются в проектной технической документации, отображающей типы машин и технологические процессы (рис. 12.11).



Рис. 12.11. Конструктивно-технологическая схема процесса производства молока и первичной обработки молока на молочной ферме

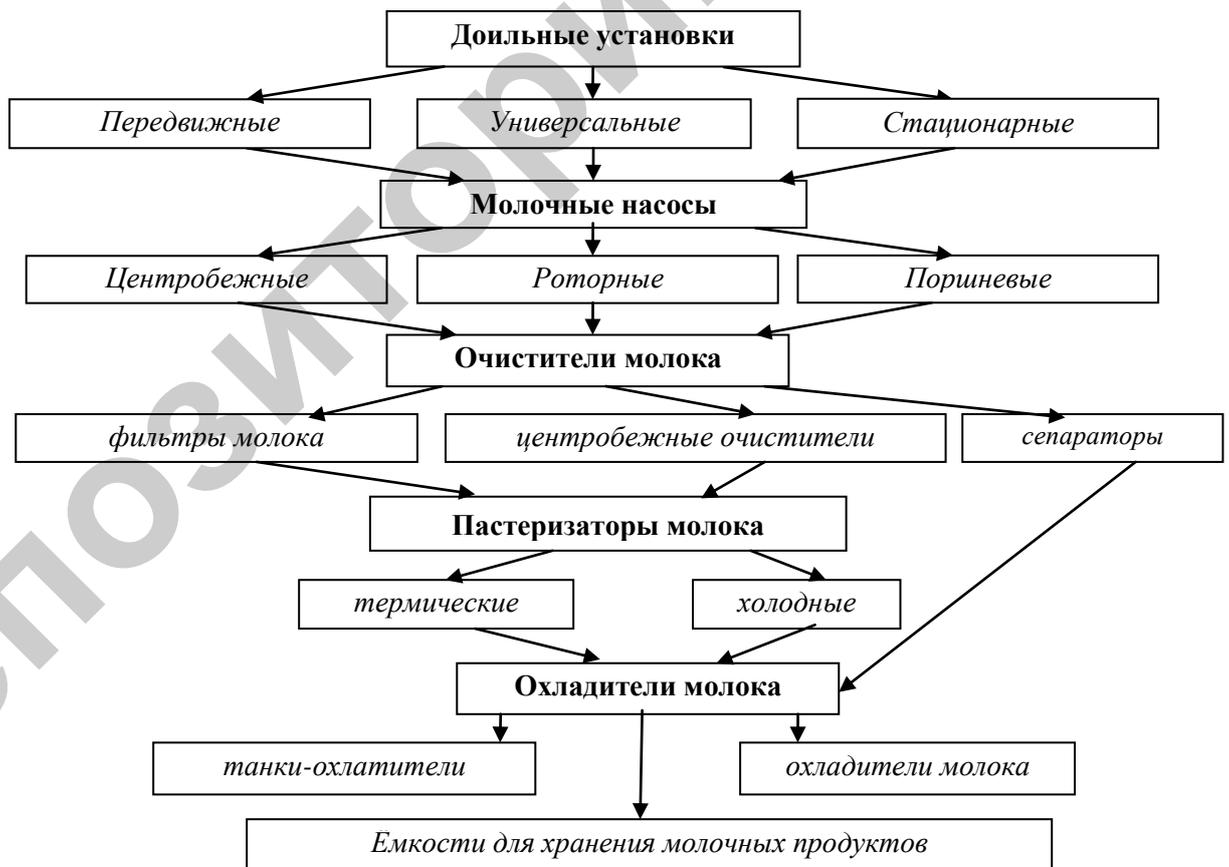


Рис. 12.12. Структурная схема поточной линии доения коров и первичной обработки молока

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. 12.12).

От правильности выбора структуры ПТЛ зависит, прежде всего, надежность работы всей линии и ее технико-экономические показатели.

12.7 Технологический расчет линии машинного доения коров и первичной обработки молока

Соблюдение правил техники доения коров способствует получению максимального удоя. Процесс доения состоит из основного процесса и вспомогательных операций. В основном процессе выдаивания молока оператор непосредственного участия не принимает. Вспомогательные операции подразделяются на подготовительные и заключительные, которые выполняются оператором на неавтоматизированных установках.

Подготовительных операций шесть: переход оператора с доильным аппаратом к очередной корове, обмывание вымени теплой водой $40\div 45$ °С, вытирание его полотенцем, массаж вымени, сдаивание первых струек молока и надевание доильных стаканов на соски. Заключительных операций также шесть: переход оператора к корове, машинное додаивание, отключение и снятие доильных стаканов с сосков, контроль состояния вымени, слив молока.

Особенно благотворно влияет на полноту выдаивания и содержание жира в молоке массаж вымени, при котором повышается удой на $8\div 12$ % и содержание жира в молоке до 1 %. Так, в первых порциях молока содержится $0,5\div 0,7$ % жира, а в последних $-8\div 12$ %.

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 другие;
- на пастбищах используют передвижные установки. В стационарных лагерях могут быть использованы и доильные установки, предназначенные для доильных залов.

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

$$Q_c = Q n_{жс} K_d, \quad (12.41)$$

где Q – разовое количество молока, получаемое от животных, кг; $n_{жс}$ – количество животных, шт; K_d – коэффициент суточной кратности потока (двукратное доение, трехкратное кормление и т. д.).

Производительность поточной линии в данном случае должна обработать определенное количество молока в единицу времени:

$$Q_{pc} = \frac{Q_c}{T_{cp}}, \quad (12.42)$$

где T_{cp} – среднее время доения одной коровы, мин.;

$$T_{cp} = \frac{t_{маиш} + t_{pp}}{n_{эс}}, \quad (12.43)$$

где $t_{маиш}$ – среднее машинное время доения одной коровы, мин (паспортные данные аппарата, $t_{маиш} = 240 \div 300$ с); t_{pp} – суммарное время ручных операций, мин. Зависит от типа доильной установки, от принятой на ферме организации труда, от квалификации операторов:

$$t_{pp} = t_{нк} + t_{н.см} + t_n + t_n^I + t_{зо} + (t_{сл} + t_{ом}) / 2, \quad (12.44)$$

где $t_{нк}$ – время подготовки, мин; $t_{см}$ – время постановки доильных стаканов, мин; t_n – время короткого перехода, мин; t_n^I – время большого перехода, мин; $t_{зо}$ – время заключительных операций, мин; $t_{сл} + t_{ом}$ – время слива и относа молока, мин.

В целом, время на выполнение ручных операций зависит от типа доильной установки. При доении в ведра $t_{pp} = 180 \div 240$ с, в молокопровод $t_{pp} = 120 \div 180$ с, при использовании установки «Елочка» $t_{pp} = 50 \div 60$ с.

Определим ритм потока:

$$R = \frac{1}{Q_p}. \quad (12.45)$$

Этому ритму должны удовлетворять все звенья поточной линии машинного доения коров. Число доильных аппаратов:

$$Z_{ан} = \frac{Q_p}{Q_о \eta}. \quad (12.46)$$

где η – коэффициент использования рабочего времени машины; $Q_о$ – производительность доильной установки.

Количество доильных аппаратов, потребное для обслуживания всего стада:

$$Z_{an} = n_{жс} \cdot t_{маи} / T_{\partial}, \quad (12.47)$$

где $n_{жс}$ – число коров на ферме, гол; $t_{маи}$ – среднее время доения одной коровы, мин (паспортные данные аппарата); T_{∂} – продолжительность доения всего стада, мин.

При получении дробного числа доильных аппаратов, полученное значение округляем в меньшую сторону.

Расчетная производительность доильной установки определяется по формуле

$$Q_{\partial} = n_{жс} / T_{\partial}. \quad (12.48)$$

Определив требуемую производительность линии доения, выбираем тип доильной установки и определяем их количество:

$$Q_{\partial y} = Q_{\partial} / Q_{\partial yч}, \quad (12.49)$$

где $Q_{\partial yч}$ – часовая производительность доильной установки.

Чтобы правильно организовать машинное доение коров, определяют количество обслуживающего персонала:

$$n_{обс} = \frac{n_{жс}^0 t_{pp}}{T_3 \cdot 60}, \quad (12.50)$$

где $n_{жс}^0$ – поголовье коров на ферме с учетом планового развития; T_3 – допустимое время доения и обработки молока; t_{pp} – время ручного труда на одну корову (1÷4 мин).

Производительность доярки определяют по формуле

$$T_{\partial} = \frac{60}{t_{pp}}. \quad (12.51)$$

Число аппаратов, необходимое одной доярке, рассчитывают по формуле

$$Z_{an} = \frac{T_3 + t_x}{t_{pp} + t_x}, \quad (12.52)$$

где t_x – длительность перехода доярки к соседней корове, мин.

Число станков (аппаратов), которое должна обслужить каждая доярка, определяют по формуле

$$Z_{an} = \frac{T_3}{t_{pp} + t_x} \quad (12.53)$$

Определив тип и выбрав марку доильной установки, необходимо выбрать оборудование для технологической линии первичной обработки молока.

Максимальная производительность ПТЛ:

$$Q_{птл} = \frac{K \cdot n_{ж} \cdot Q_2 \cdot K_2 \cdot K_c}{365 \cdot K_d \cdot T_d} \quad (12.54)$$

где Q_2 – среднегодовой удой на корову (продуктивность), кг; K_2 – коэффициент годовой неравномерности поступления молока, $K_2 = 1,2 \div 1,3$; K_c – коэффициент суточной неравномерности поступления молока: при двукратной дойке, $K_c = 1,8 \div 3,0$, при трехкратной дойке, $K_c = 1,2 \div 1,8$; K_d – кратность доения, $K_d = 2 \div 3$.

Первая операция, как правило, очистка. Для более *тонкой очистки молока* после дойки применяют центробежные молокоочистители. Их пропускную способность определяют по уравнению:

$$Q_{ц.о} = Q_{\max.час} = z_m R_{мин}^2 n_б^2 B_0^2 d_{ш} \frac{\Delta\rho}{\mu} \cos\alpha \quad (12.55)$$

где z_m – число тарелок очистительного барабана, шт; $R_{мин}$ – минимальный радиус тарелки, м; $n_б$ – 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 в зависимости от часовой производительности ПТЛ

$$\Pi_{ц.о} = \frac{Q_{птл}}{Q_{ц.о} \rho} \quad (12.56)$$

где ρ – плотность цельного молока, $\rho = 1,027 \div 1,034$ кг/м³.

Далее определяется длительность непрерывной работы сепаратора-очистителя. Она должна обеспечить обработку молока в течение одного времени доения T_δ без разборки сепаратора.

$$T_\delta = V_{sp} \cdot 100 / P, \quad (12.57)$$

где V_{sp} – объем грязевого пространства барабана, м³; P – процент отложения сепараторной слизи от общего объема очищенного молока, $P = 0,03 \div 0,06$ %.

Если $T_\delta > T_\delta$ то в технологическую линию устанавливают магистральный фильтр, уменьшающий загрязнение молока.

Охлаждение молока. При охлаждении водой или рассолом определяют выделяемое количество тепла (ккал):

$$\theta = M_\delta C_M (t_{к.м} - t_{н.м}), \quad (12.58)$$

где M_δ – 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.

Расход хладагента определяют по уравнению:

$$B = M_\delta n_2, \quad (12.59)$$

где n_2 – коэффициент кратности расхода. Для рассола 1,5 ÷ 2,5; для воды 2,5 ÷ 3.

В общем случае работы охладителя получаем следующий тепловой баланс:

– при охлаждении водой:

$$\theta_M = \theta_e = M_\delta C (t_{к.м} - t_{н.м}) = n_2 M_\delta (t'_к - t'_н) C_e, \quad (12.60)$$

– при охлаждении рассолом:

$$\theta_M = \theta_p = M_\delta C (t_{к.м} - t_{н.м}) = n_2 M_\delta (t''_к - t''_н) C_p, \quad (12.61)$$

где $C_p = 0,87$ ккал/(кг·град) – теплоемкость рассола.

Значения величины $t_{к.м}, t_{н.м}$ обычно известны или заданы, а конечную температуру воды $t'_к$ и рассола $t''_г$ рассчитывают по формулам:

$$t'_к = \frac{C_m}{n_2} (t_{к.м} - t_{н.м}); \quad (12.62)$$

$$t''_г = \frac{C_m}{C_p - n_2} (t_{к.м} - t_{н.м}) + t''_н. \quad (12.63)$$

Охладители для данных условий выбирают по поверхности охлаждения. Определяется необходимая рабочая поверхность водяной секции охладителя:

$$S_{охл.в} = \frac{П_ч C_m \cdot n_2 \cdot C_в}{k_{мен} (n_2 \cdot C_в - C_m)} \cdot \lg \frac{(C_в \cdot n_2 - C_m)(t_{н.м} - t_в) + C_m \cdot \Delta t_{ср}}{n_2 \cdot C_в}, \quad (12.64)$$

где C_m – удельная теплоемкость молока, $C_m = 3,95$ кДж/кг·град; $C_в$ – удельная теплоемкость воды, $C_в = 4,2$ кДж/кг·град; $k_{мен}$ – общий коэффициент теплопередачи водяной секции, $k_{мен} = 1730$ Вт/м² град; $t_{н.м}$ – начальная температура молока, $t_{н.м} = 32-34^\circ\text{C}$; $t_в$ – начальная температура воды, $t_в = 6-10^\circ\text{C}$; $\Delta t_{ср}$ – конечная разность температур молока и воды, $\tau_в = 3-8^\circ\text{C}$.

Определяется число пластин водяной секции:

$$n_{пл} = S_{охл.в} / S_{пл}, \quad (12.65)$$

где $S_{пл}$ – 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:

$$Q_{np} = \frac{\Pi_q}{3600} \cdot C_m \cdot n_2 \cdot (t_{к.м} - t_{н.м}), \quad (12.66)$$

где $t_{к.м}$ – температура охлажденного молока, град.

Необходимая производительность холодильной машины составит:

$$Q_{хол.маши} = K_x \cdot Q_{np}, \quad (12.67)$$

где $Q_{хол.маши}$ – секундная производительность холодильной машины, кВт; K_x – коэффициент, учитывающий потери в окружающую среду, $K_x = 1,05 \div 1,10$.

Необходимо подобрать холодильную машину по техническим характеристикам.

Пастеризация молока. Тепловая производительность пастеризатора (ккал/ч) зависит от величины поверхности его нагрева F , коэффициента теплопередачи K_m и средней логарифмической разности температур между паром в рубашке и продуктом Δt_{cp} и характеризуется уравнением:

$$\theta = FK_T \Delta t_{cp} = Q_{охл} C_m (t_{к.м} - t_{н.м}). \quad (12.68)$$

Для одного и того же пастеризатора величина θ может изменяться в больших пределах в зависимости от температурных условий. При пастеризации от $t_{н.м} = 35^\circ C$ до $t_{к.м} = 85^\circ C$:

Из этого уравнения можно вычислить любую искомую величину.

Расход пара на пастеризацию определяют по формуле

$$\Pi_n = \frac{M_\delta C_m (t_{наст} - t_{н.м})}{(C_{жс} + t_{пар} \chi - t_{конд}) \eta}, \quad (12.69)$$

где M_δ – количество молока, подлежащего обработке кг; $t_{н.м} = t_{наст} - t_{рег}$ – начальная температура пастеризуемого молока, град; $C_{жс}$ – теплосодержание жидкости, ккал кг; $t_{пар}$ – скрытая теплота парообразования, ккал кг; $\chi = 0,85 \div 0,95$ – степень сухости пара; $\eta = 0,900 \div 0,98$ – тепловой к. п. д. аппарата; $t_{конд} = 70 \div 90^\circ C$ – температура конденсата (берут по опытным данным).

Для пастеризации молока применяют пастеризатор, который устанавливают в поточной линии перед охладителем.

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

$$F_{pez} = \frac{M_{\partial} C_M E_{pez}}{\tau_{pez} (1 - E_{pez})}, \quad (12.70)$$

где $E_{pez} = \frac{Q_{охл} C_M (t_p - t_x)}{Q_{охл} C_M (t_{наст} - t_x)}$ – коэффициент регенерации;

$$t_{pez} = (1 - E)(t_{наст} - t_{н.м}), \quad (12.71)$$

$t_{наст}$ – температура пастеризации, град; $t_{н.м}$ – начальная температура молока, поступающего из молокоочистителя на регенератор для подогрева, град; t_p – температура регенерированного молока, град.

Регенератор экономит количество тепла, определить которое можно по формуле

$$Q_{тр} = Q_{охл} C_M (t_p - t_{н.м}), \quad (12.72)$$

и одновременно экономит следующее количество холода:

$$Q_{х.р} = Q_{охл} C_M (t_{наст} - t_{к.м}), \quad (12.73)$$

где $t_{к.м}$ – температура охлажденного молока град.

Сепаратор – сливкоотделитель. Производительность сепаратора:

$$Q_{cen} = \eta \cdot n_{рот}^2 \cdot z_m \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot (R_{мак}^3 - R_{мин}^3) \cdot d^2 [(\rho_n - \rho_{ж}) / \mu] d_{ж}^2, \quad (12.74)$$

где η – КПД сепаратора ($\eta = 0,5 \div 0,7$); $n_{рот}$ – частота вращения ротора, об/мин; z_m – количество тарелок, шт; α – угол наклона образующей конуса тарелки, ($\alpha = 45 \div 60^\circ$); $R_{мак}$ – большой радиус тарелки, м; $R_{мин}$ – меньший радиус тарелки, м; ρ_i – плотность дисперсионной среды (плазмы), кг/м³; $\rho_{ж}$ – плотность дисперсионной фазы (жира), кг/м³; μ – динамическая вязкость дисперсионной среды, Па·с; $d_{ж}$ – предельный диаметр жирового шарика, м.

Размер жировых шариков:

$$d_{\alpha} = (m / 0,04) + 0,05, \quad (12.75)$$

где m – массовая доля жира в обезжиренном молоке ($m = 0,01$ %).

Время непрерывной работы сепаратора между разгрузками:

$$\tau_{cen} = \frac{0,1 \cdot V}{Q_{cen} \cdot a_c}, \quad (12.76)$$

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.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Черкун, В. Я. Перспективы развития механизации приготовления кормов / В. Я. Черкун // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1980. – № 12. – С. 22 – 24.
2. Гершенгорен, Л. Р. Кормоцех для приготовления полнорационных кормосмесей / Л. Р. Гершенгорен, А. Н. Серов, В. Ф. Сичкар // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1988. – № 11. – С. 28 – 29.
3. Белявский, Ю. Эффективность кормления коров полнорационными кормосмесями / Ю. Белявский, В. Скоркин // Молочное и мясное скотоводство. – 1972. – № 3. – С. 5 – 6.
4. Краско, В. В. Полнорационные кормосмеси в кормлении коров / В. В. Краско, Г. И. Шведова // Научные труды ВАСХНИЛ. – М. : Колос, 1975. – С. 14–18.
5. Китун, А. В. Энергосберегающая технология использования кормов на фермах крупного рогатого скота / А. В. Китун // Агропанорама. – 2004. – № 4. – С. 27–29.
6. Способ приготовления кормосмеси : пат. 14472 Респ. Беларусь, МПК7 С 1 А23К 1/16 / В.Г. Самосюк, В.И. Передня, А.В. Китун, А.Л. Тимошук, А.М. Тарасевич, А.А. Романович; заявитель РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства. – № а 200881547; заявл. 04.12. 08; опубл. 10. 03.11. // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 20011. – № 1. – С. 74.
7. Передня, В. И. Малоэнергоемкий измельчитель зерна / В. И. Передня, А. И. Пунько // Агропанорама. – 1999. – № 1. – С. 25–27.
8. Пеев, Г. Д. Исследование безрешетной дробилки с вихревым сепаратором / Г. Д. Пеев // сб. науч. тр. / Механизация приготовления кормов: т.66. – М., 1986. – 100 с.
9. Рекомендации по заготовке и использованию плющеного зерна повышенной влажности. – Национальная академия наук Беларуси, – РУП «Научно-практический центр национальной академии наук Беларуси по животновод-

ству». – РУП «Научно-практический центр национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Жодино, 2007. – 15с.

10. Китун, А.В. Энергосберегающая технология заготовки на фуражные цели зерна влажностью до 40% и средства её механизации / А.В. Китун // Энергосберегающие технологии и технические средства в сельскохозяйственном производстве. Доклады международной научно-практической конференции, Минск, 12-13 июня 2008 г. / Белорус. гос. аграрный ун-т. Часть 2 – Минск : 2008. – С. 44–48.

11. Китун, А. В. К вопросу выбора схемы многофункционального измельчителя-смесителя кормов / А. В. Китун, В. И. Передня // Аграрная экономика. – 2005. – № 1. – С. 34–38.

12. Китун, А. В. Выбор конструктивной схемы многофункционального измельчителя-смесителя кормов/ А. В. Китун, В. И. Передня, Г. А. Радишевский, Н. Г. Радишевская // Известия Белорусской инженерной академии.– 2004. – № 2. – С. 56–62.

13. Измельчитель зерна : пат. 5099 Респ. Беларусь, МПК6 А 01 F 29/00 / А.В. Китун, В.И. Передня; заявитель Белорус. гос. аграрный ун-т. № и 20080608; заявл. 29.07.08; опубл. 28.02.09 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2009. – № 2. – С. 142.

14. Китун, А. В. Минимизация энергозатрат в кормоизмельчителе / А. В. Китун, В. И. Передня // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 9. – С. 31–32.

15. Perednia, V.I., Romaniuk, W., Kitun, A.V. Определение параметров универсального измельчителя кормов / V.I. Perednia, W. Romaniuk, A.V. Kitun // Problemy intensyfikacji produkcji zwierzecej z uwzględnieniem ochrony środowiska i przepisow UE. VII Międzynarodowa Konferencja Naukowa, Warszawa, 23-48 września 2001 r. / Instytut Budownictwa, Mechanizacji Rolnictwa; red. E. Bień [i dr.], – Warszawa. – 2001. – P. 391–398.

16. Мельников, С. В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм / С. В. Мельников. – М. : Колос, 1978. – 566 с.

17. Китун, А. В. Оптимизация пропускной способности решёт / А. В. Китун, В. И. Передня // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005. – № 6. – 47с.

18. Тарасенко, А. М. Влияние площади сита на работу молотковой дробилки при центральном и радиальном способах загрузки / А. М. Тарасенко, В. В. Спорихин // сб. науч. тр. Воронежского СХИ / Улучшение эксплуатации машинно-тракторного парка, совершенствование конструкции и ремонт сельскохозяйственной техники: т. 62. – 1974. – С. 127–130.

19. Гришин, М. Е. Влияние параметров решет дробилки на показатели процесса измельчения / М. Е. Гришин, П. М. Рошин // сб. науч. тр.: Механизация сельскохозяйственного производства: т. 149. – 1970. – С. 131–134.

20. Зеленев, А. А. О работе решета молотковой дробилки / А. А. Зеленев // Сельхозмашины. – 1953. – № 4. – С. 15–19.

21. Китун, А.В. Обоснование многофункционального измельчителя зернофуража влажностью более 14% / А.В. Китун, В.И. Передня, И.М. Швед // Перспективы развития сельского хозяйства: наука, образование и практика. Материалы российско-германской научно-практической конференции, Воронеж, 24-25 октября 2008 г. / ФГОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет им. К.Д. Глинки. – Воронеж: 2009. – С. 146–151.

22. Передня, В. И. Обоснование выбора конструкции измельчителя-смесителя влажного зерна / В. И. Передня, А. В. Китун, Ф. Д. Сапожников, В. М. Колончук, И. М. Швед, И. И. Скорб, В. Романюк // Инженерный Вестник. – 2009. – № 2. – С. 35–38.

23. Китун, А.В. Обоснование выбора конструкции измельчающего аппарата консервированного влажного зерна / А.В. Китун, В.И. Передня, И.М. Швед, В. Романюк // Доклады международной научно-практической конференции «Тракторы, автомобили, мобильные энергетические средства: проблемы и перспективы развития», Минск, 12-13 июня 2008 г. в 2 ч. / Белорус. гос. аграрный ун-т; редкол.: А.В. Кузьмицкий [и др.] – Минск : 2009. – С. 118–121.

24. Завражнов, А. И., Николаев, Д. И. Механизация приготовления и хранения кормов / А. И. Завражнов, Д. И. Николаев. – М. : ВО «Агропроимздат», 1990. С. 136 – 214.
25. Машков, Е. А. Операционная технология откорма крупного рогатого скота / Е. А. Машков. – М. : Росагропромиздат, 1988. – С. 90 – 91.
26. Кукта, Г. М. Машины и оборудование для приготовления кормов / Г. М. Кукта. – М. : Агропромиздат, – 1987. – 163 с.
27. Передня, В. И. Механизация приготовления полноценных кормосмесей в поточных линиях для эффективного использования кормов на скотоводческих фермах: дисс. докт. тех. наук. / В. И. Передня. – Минск : 1984. – 320 с.
28. Резник, Н. Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов / Н. Е. Резник. – М. : Машиностроение, 1975. – 87 с.
29. Резник, Н. Е. Силосоуборочные комбайны / Н. Е. Резник. – М. : Машиностроение, 1969, – 447 с.
30. Трудель, Н. В., Верхуша В. М. Энергоемкость резания стеблей вдоль волокон / Н. В. Трудель, В. М. Верхуша // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1969. – № 2. – С. 39–42.
31. Мельников, С. В. О движении системы «барабан-молоток» / С. В. Мельников, В. С. Панова // сб. науч. тр. / Механизация сельскохозяйственного производства. Зап. ЛСХИ. Т. 143. Вып. 2. – 1969. – С. 9–16.
32. Грошев, В. Н. Выбор системы раздачи кормов / В. Н. Грошев, Ю. Л. Муромцев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1979. – № 8. – 19 с.
33. Белявский, Ю. Эффективность кормления коров полнорационными кормосмесями / Ю. Белявский, В. Скоркин // е и мясное скотоводство. – 1972. – № 3. – С. 5 – 6.
34. Краско, В. В. Полнорационные кормосмеси в кормлении коров / В. В. Краско, Г. И. Шведова // Научные труды ВАСХНИЛ. – М. : Колос, 1975. – С. 14–18.
35. Милев, А. Д. «Agritechnica 99»: Современные средства для подготовки и раздачи кормов / А. Д. Милев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – № 5. – С. 48– 52.

36. Китун, А. В. Состояние систем для механизации процессов приготовления и раздачи кормов. / А. В. Китун, В. И. Передня // Агропанорама – 2004. – № 5. – С. 19–23.
37. Китун, А. В. Мобильные средства для раздачи кормов крупному рогатому скоту / А. В. Китун, В. И. Передня // Агропанорама – 2004. – № 6. – С. 22–26.
38. Смеситель-раздатчик кормов : пат. 1688 Респ. Беларусь МПК7 А 01 К 5/02 / В.И. Передня, А.В. Китун, А.А. Передня, А.А. Китун, В.М. Глецевич; заявитель Белорус. гос. аграрный ун-т. № и 20040176; заявл. 12.04.04; опубл. 30.12.04 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2004. – № 7. – С. 125.
39. Китун, А. В. Приготовление и раздача кормов крупному рогатому скоту многофункциональными машинами: дисс. докт. тех. наук. / А. В. Китун. – Минск : 2012. – 299 с
40. Китун, А. В. Определение рациональной вместимости бункера-питателя кормов / А. В. Китун, В. И. Передня // Вестник Белорусской Государственной Сельскохозяйственной Академии. – 2006. – № 3. – С. 132–135.
41. Китун, А. В. Методика расчёта числа транспортных средств для транспортировки кормов / А. В. Китун, Г. А. Радишевский, В. И. Передня, Н. Г. Радишевская // Инженерный вестник. – 2006. – № 2. – С. 31–34.
42. Велиток И.Г. Технология машинного доения коров.- М.: Колос,1975-с.248;
43. Беляевский Ю.И. Современная техника на молочных фермах и ее эксплуатация.- М.: Московский рабочий,1985 -с.164;
44. Карташов Л.П. Словарь – справочник оператора машинного доения.- М.: Россеьхозиздат,1980-с.156;
45. Рощин П.М. Механизация в животноводстве.- М.:Агропромиздат,1988 -с.284.
46. Карташов Л.П., Чугунов А.И., Аверкиев А.А. Механизация, электрификация и автоматизация животноводства.- М.: Колос,1997 -с.368;
47. Дерябин А., Брага С.С., Бородулин Е.М. Учебник оператора по обслуживанию дойного стада.- М.: Колос,1982 -с.256;
48. Бегучев, А.П. Справочник мастера машинного доения коров. Москва: Колос, 1983.

49. Богданова Е.А. Технология цельномолочных продуктов и молочно-белковых концентратов / Е.А. Богданов, Р.Н. Хандак, З.С. Зобкова, В.Ф. Сергеева, Л.И. Новосадова, А.П. Патратий, З.А. Бирюкова, Л.Н. Иванова, В.В. Василичина, В.Ф. Семенихина. – М.: Агропромиздат, 1989. – 311 с.

50. Бредихин С.А. Технология и техника переработки молока / С.А. Бредихин, Ю.В. Космодемьянский, В.Н. Юрин. – М.: Колос, 2003. – 400 с.

51. Ведищев С.М. Технология и механизация первичной обработки и переработки молока / С.М. Ведищев, А.В. Милованов. – Тамбов: Изд-во ТГТУ, 2005. – 152 с.

52. Оборудование и автоматизация перерабатывающих производств / А.А. Курочкин, Г.В. Шабурова, А.С. Гордеев, А.И. Завражнов. — М.: КолосС, 2007. — 591 с.

53. Притыко В.П. Машины и аппараты молочной промышленности / В.П. Притыко, В.Г. Лунгрэн. – М: Пищевая промышленность, 1979. – 320 с.

54. Лобанов В.И. Процессы и аппараты: методические указания к выполнению практических работ/ В.И. Лобанов, С.Ю. Бузоверов. – Барнаул: Изд-во АГАУ, 2010. – 52 с.

55. Оборудование и автоматизация перерабатывающих производств / А.А. Курочкин, Г.В. Шабурова, А.С. Гордеев, А.И. Завражнов. — М.: КолосС, 2007. — 591 с.

56. Сурков В.Д. Технологическое оборудование предприятий молочной промышленности: 2-е изд., перераб. и доп. / В.Д. Сурков, Н.Н. Липатов, Н.В. Барановский. – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 368 с.

57. Томбаев Н.И. Справочник по оборудованию предприятий молочной промышленности / Н.И. Томбаев. – М: Пищевая промышленность, 1982. – 545 с.

58. Крусъ Г.Н. Технология молока и молочных продуктов/ Г.Н. Крусъ, А.Г. Храмцов, З.В. Волокитина, С.В. Карпачев; Под ред. А.М. Шалыгиной. – М.: КолосС, 2006. – 445с.

59. Твердохлеб Г.В. Технология молока и молочных продуктов / Г.В. Твердохлеб, Г.Ю. Сажин, Р.И. Раманаускас. – М.: ДеЛипринт, 2006. – 616 с.

60. Передня, В. И. Малозатратные технологические процессы—основа получения конкурентоспособной продукции / В. И. Передня. – Минск : 2013. – 133

61. Тищенко, М. А. Обоснование параметров многофункционального агрегата на раздаче зеленых кормов и смесей / М. А. Тищенко, А. Н. Токарева // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2000. – № 7. – С. 24–28.

62. Кармановский, Л. П. Механико-технологические основы точных технологий приготовления и раздачи кормосмесей крупному рогатому скоту многофункциональными агрегатами / Л. П. Кармановский, М. А. Тищенко // – Черноград: ВНИИПТИМЭСХ – М., 2002. – С. 75–79.

63. Кармановский, Л. П., Тищенко М. А. Механико-технологические основы точных технологий приготовления и раздачи кормосмесей крупному рогатому скоту многофункциональными агрегатами / Л. П. Кармановский, М. А. Тищенко // – Черноград : ВНИИПТИМЭСХ, – 2002. – 344 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
Глава 1 – ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ ФЕРМАХ И КОМПЛЕКСАХ, КОРМАХ И СПОСОБАХ ПОДГОТОВКИ ИХ К СКАРМЛИВАНИЮ	6
1.1 Основные понятия и определения.....	6
1.2 Характеристика кормов	8
1.3 Способы подготовки и скармливания кормов	10
Глава 2 – МЕХАНИЗАЦИЯ ПОДГОТОВКИ ЗЕРНОВЫХ КОРМОВ К СКАРМЛИВАНИЮ	14
2.1 Зоотехнические требования и способы подготовки зерновых кормов к скармливанию	14
2.2 Классификация, устройство и процесс работы машин для подготовки зернофуража к скармливанию.....	16
2.3 Определение затрат энергии на разрушение зерна в дробилках ударного действия.....	26
2.3.1 Определение параметров дробилки	29
2.4 Машин для подготовки к скармливанию зерна молочно восковой спелости и определение их основных параметров.....	38
2.4.1 Определение параметров плющильного аппарата.....	42
2.4.2 Устройство и определение параметров измельчителя зерна молочно восковой спелости.....	48
Глава 3 – МЕХАНИЗАЦИЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ КОРНЕКЛУБНЕПЛОДОВ	53
3.1. Машин и оборудование для приготовления корнеклубнеплодов. Устройство и рабочий процесс.....	53
3.2 Расчет параметров мойки-измельчителя корнеклубнеплодов.....	65
3.3 Тепловая обработка кормов.....	70
3.3.1 Расчет расхода тепла для запаривания кормов.....	77
3.3.2 Расчет запарников периодического действия.....	80
3.3.3 Расчет запарников непрерывного действия.....	83
3.3.4 Определение основных параметров парораспределителя.....	85
Глава 4 – МЕХАНИЗАЦИЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ СТЕБЕЛЬЧАТЫХ КОРМОВ И КОРНЕКЛУБНЕПЛОДОВ	88
4.1 Типы измельчающих аппаратов стебельчатым кормов и корнеклубнеплодов, основные закономерности резания лезвием.....	88
4.2 Основы теории резания лезвием.....	97
4.3 Определение величины угла заточки ножа при скользящем резании.....	102
4.4. Обоснование выбора толщины ножа	107
4.5. Определение затрат энергии на привод измельчителя.....	111
4.6 Определение параметров режущего аппарата барабанного типа.....	114
4.7 Расчет питающих аппаратов измельчителей.....	117

Глава 5 – МЕХАНИЗАЦИЯ ДОЗИРОВАНИЯ КОРМОВ И ПРИГОТОВЛЕНИЯ КОРМОВЫХ СМЕСЕЙ	121
5.1 Зоотехнические требования, классификация и определение технологических параметров дозаторов	121
5.2 Оценка качества смешивания и виды смесителей кормов	133
5.3 Расчет параметров смесителей.....	140
Глава 6 – МЕХАНИЗАЦИЯ УПЛОТНЕНИЯ КОРМОВ.....	148
6.1 Классификация способов уплотнения кормов. Рабочие органы для гранулирования и брикетирования	148
6.2 Основные закономерности рабочего процесса штемпельных прессов.....	151
6.3 Оборудование для гранулирования и брикетирования кормов.....	159
Глава 7 –МЕХАНИЗАЦИЯ РАЗДАЧИ КОРМОВ.....	163
7.1 Зоотехнические требования к кормораздающим устройствам.....	163
7.2 Устройство, процесс работы и расчет параметров стационарного ленточного кормораздатчика.....	163
7.3 Устройство и расчет основных показателей стационарных цепочно-скребковых кормораздающих устройств.....	166
7.4 Устройство и расчет основных показателей стационарных трубопроводных кормораздающих устройств.....	170
7.5 Устройство и процесс работы мобильных кормораздатчиков.....	177
7.6 Определение основных конструктивных параметров мобильных раздатчиков кормов.....	183
7.6.1 Определение площади выгрузного окна дозатора кормов.....	183
7.6.2 Определение затрат энергии на привод шнека при смешивании кормов.....	186
7.7 Устройство и процесс работы мобильного модульного смесителя-раздатчика кормов.....	190
7.7.1 Образование кормосмеси во взаимопересекающихся потоках кормовых компонентов.....	192
7.8 Определение технологических параметров мобильных раздатчиков кормов	197
Глава 8 – МЕХАНИЗАЦИЯ УДАЛЕНИЯ, ПЕРЕРАБОТКИ И ХРАНЕНИЯ НАВОЗА	203
8.1 Физико-механические свойства и способы уборки навоза.....	203
8.2 Механические средства удаления навоза	205
8.3 Гидравлические системы удаления навоза.....	216
8.4 Технологические схемы транспортировки и хранения навоза, способы переработки	223
8.5 Способы разделения навоза на фракции и расчет линии уборки, удаления и утилизации навоза.....	228

Глава 9 – МЕХАНИЗАЦИЯ ДОЕНИЯ КРУПНОГО РОГАТОГО СКОТА.....	231
9.1. Физиологические основы машинного доения коров и устройство доильной установки.....	231
9.2 Устройство и схемы работы доильного стакана.....	239
9.3 Виды и расчет параметров пульсатора.....	242
9.4 Назначение и устройство коллектора.....	273
9.5 Определение расхода воздуха доильным аппаратом.....	275
9.6 Расчет ротационного вакуумного насоса.....	277
9.7 Классификация доильных установок и схемы доильных залов	283
9.8 Роботизированные доильные установки	296
9.9 Технологический расчет линии машинного доения коров	300
Глава 10 – МЕХАНИЗАЦИЯ ПЕРВИЧНОЙ ОБРАБОТКИ И ПЕРЕРАБОТКИ МОЛОКА, ОБРАЗОВАНИЕ ХОЛОДА.....	311
10.1 Операции первичной обработки и переработки молока.....	311
10.2 Рабочий процесс и расчет параметров сепаратора-молокоочистителя... ..	316
10.3 Рабочий процесс и расчет параметров сепаратора-сливкоотделителя....	326
10.4 Назначение и классификация и расчет основных параметров пастеризаторов молока.....	337
10.5 Назначение и расчет регенераторов-теплообменников.....	350
10.6 Охладители молока	352
10.6.1 Процесс работы и расчет оросительного охладителя открытого типа... ..	353
10.6.2 Рабочий процесс и расчет противоточного охладителя молока закрытого типа	366
10.7 Назначение и процесс работы холодильной установки.....	376
10.7.1 Устройство холодильной установки.....	379
Глава 11 – НАСОСЫ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ МОЛОКА.....	399
11.1. Классификация и процесс работы центробежного насоса.....	399
11.1.1 Расчет центробежного насоса.....	401
11.2 Роторные насосы.....	404
11.2.1 Основы расчета роторного насоса.....	408
Глава 12 – ОПТИМИЗАЦИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ.....	412
12.1 Оптимизация числа машин и оборудования поточных технологических линий.....	412
12.2 Определение условия непрерывности работы поточной линии.....	418
12.3 Определение вместимости оперативной емкости.....	424
12.4 Определение числа машин для транспортировки кормов.....	426
12.5 Оптимизация числа мобильных транспортных средств для раздачи кормов	432
12.6 Организация технологических процессов доения и первичной обработки молока на животноводческой ферме.....	436

12.7 Технологический расчет линии машинного доения коров и первичной обработки молока.....	440
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	450

Репозиторий БГАТУ

Ужик Владимир Федорович, д.т.н., профессор
Китаева Оксана Владимировна, д.т.н., доцент
Тетерядченко Алексей Иванович, инженер
(ФГБОУ ВО «Белгородский государственный аграрный университет им. В.Я. Горина)

Китун Антон Владимирович, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой технологий и механизации животноводства (Белорусский государственный аграрный технический университет)

Передня Владимир Иванович, д.т.н., профессор, главный научный сотрудник (РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»)

Романюк Николай Николаевич, к.т.н., доцент, первый проректор (Белорусский государственный аграрный технический университет)

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ ФЕРМ И КОМПЛЕКСОВ

На русском языке

Ответственный за выпуск _____

Компьютерный набор и верстка _____

Подписано к печати

Бумага тип №2.

Формат 60x84 1/16. усл. печатн. листов 11 Тираж 500 пр.

Издательство ФГОУ ВПО «Белгородская государственная
сельскохозяйственная академия»