Б А К А Л А В Р И А Т

Т.Н. Толстоухова
И.В. Назаров
А.Н. Глобин

ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ МАШИН И АППАРАТОВ ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ПРОИЗВОДСТВ

Рекомендовано
Экспертным советом УМО в системе ВО и СПО
в качестве **учебного пособия** для направлений подготовки бакалавриата
«Агроинженерия», «Продукты питания из растительного сырья»

BOOK.ru
ЧИТАТЬ ONLINE

КНОРУС • МОСКВА • 2025

УДК 631.36(075.8)
ББК 34.751я73
Т54

Рецензенты:
В.Ф. Хлыстунов, ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», д-р техн. наук, проф.,
В.В. Скидело, АО «Клевер», канд. техн. наук, ведущий инженер-испытатель

Авторы:
Т.Н. Толстоухова — **ФГБОУ ВО «**Российский государственный аграрный университет имени К.А. Тимирязева»,
И.В. Назаров, А.Н. Глобин — Азово-Черноморский инженерный институт

Толстоухова, Татьяна Николаевна.
Т54 Основы расчета и конструирования машин и аппаратов перерабатывающих производств : учебное пособие / Т.Н. Толстоухова, И.В. Назаров, А.Н. Глобин. — Москва : КНОРУС, 2025. — 272 с. — (Бакалавриат).

ISBN 978-5-406-14581-4

Изложены основные сведения об общих принципах проектирования и конструирования машин и аппаратов перерабатывающих производств. Освещены принципы оптимального проектирования технологического оборудования для первичной переработки сельскохозяйственной продукции. Приведены основные теоретические положения по расчету рабочих органов машин и аппаратов, применяемых для переработки сельскохозяйственной продукции.

Соответствует ФГОС ВО последнего поколения.

Для студентов бакалавриата, обучающихся по направлениям подготовки «Агроинженерия» и «Продукты питания из растительного сырья».

Ключевые слова: оптимальное проектирование; конструирование; машина; аппарат; рабочие органы.

УДК 631.36(075.8)
ББК 34.751я73

Толстоухова Татьяна Николаевна
Назаров Игорь Васильевич
Глобин Андрей Николаевич

ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ МАШИН И АППАРАТОВ ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ПРОИЗВОДСТВ

Изд. № 704399. Подписано в печать 24.02.2025. Формат 60×90/16.
Гарнитура «Newton». Печать офсетная.
Усл. печ. л. 17,0. Уч.-изд. л. 10,5. Тираж 500 (1-й завод 1–30) экз.

ООО «Издательство «КноРус».
117218, г. Москва, ул. Кедрова, д. 14, корп. 2.
Тел.: +7 (495) 741-46-28.
E-mail: welcome@knorus.ru www.knorus.ru

Отпечатано в полном соответствии с качеством
предоставленных материалов в ООО «Фотоэксперт».
109316, г. Москва, Волгоградский проспект, д. 42,
корп. 5, эт. 1, пом. I, ком. 6.3-23Н

© Толстоухова Т.Н., Назаров И.В., Глобин А.Н., 2025
© ООО «Издательство «КноРус», 2025

ISBN 978-5-406-14581-4

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 6

Глава 1
ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ КУРСА 7

Глава 2
ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ, УСТОЙЧИВОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ ОСНОВНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПЕРВИЧНОЙ ПЕРЕРАБОТКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПРОДУКЦИИ 9

Глава 3
СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ. ВИДЫ И КОМПЛЕКТНОСТЬ КОНСТРУКТОРСКИХ ДОКУМЕНТОВ 15

Глава 4
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МАШИНАХ И АППАРАТАХ ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПРОДУКЦИИ 18

Глава 5
ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ МАШИН ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ СЫПУЧИХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ 22

5.1. Основы расчета ситовых сепараторов 22
5.2. Воздушные сепараторы 29
5.3. Триеры 31

Глава 6
РАБОЧИЕ ОРГАНЫ МАШИН ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ ЖИДКИХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ 35

6.1. Основы теории разделения молока 36
6.2. Влияние параметров ротора на производительность сепаратора 45
6.3. Критическая частота вращения вала сепаратора 46
6.4. Основы механического расчета элементов сепараторов 51
6.5. Основы энергетического расчета сепараторов 55

Глава 7
РАБОЧИЕ ОРГАНЫ МАШИН ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ ГРУБОДИСПЕРСНЫХ ПИЩЕВЫХ СУСПЕНЗИЙ ... 58

7.1. Основы расчета процессов центрифугирования ... 60

7.2. Расчет мощности привода центрифуги любого типа ... 67

Глава 8
МАШИНЫ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ И ГОМОГЕНИЗАЦИИ ПИЩЕВЫХ ЭМУЛЬСИЙ ... 70

Глава 9
МАШИНЫ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ И ШЕЛУШЕНИЯ СЫПУЧИХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ ... 79

9.1. Основы теории вальцовых мельниц ... 80

9.2. Основы расчета вальцовых рабочих органов для шелушения продуктов ... 86

9.3. Дисковые мельницы ... 92

9.4. Молотковые дробилки ... 95

Глава 10
МАШИНЫ ДЛЯ РЕЗАНИЯ ПЛАСТИЧЕСКИХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ ... 108

10.1. Определение производительности и расхода энергии ... 110

10.2. Основы расчета режущего аппарата в машинах типа волчков ... 113

10.3. Основы расчета механизмов для разделения продукции на кусочки ... 115

10.4. Основы расчета рабочего органа куттера ... 118

Глава 11
ОСНОВЫ РАСЧЕТА МАШИН ДЛЯ РЕЗКИ ОВОЩЕЙ И ПЛОДОВ ... 120

11.1. Дисковые овощерезки ... 123

11.2. Расчет свеклорезательных машин ... 125

Глава 12
ОСНОВЫ РАСЧЕТА НАГНЕТАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ... 129

Глава 13
МАШИНЫ ДЛЯ ДОЗИРОВАНИЯ И СМЕШИВАНИЯ КОМПОНЕНТОВ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ ... 134

13.1. Назначение и область применения дозаторов ... 134

13.2. Дозаторы для сыпучих продуктов ... 134

13.3. Основы теории смешивания пищевых продуктов ... 147

13.4. Машины для смешивания сыпучих пищевых продуктов ... 149

Глава 14
МАШИНЫ ДЛЯ ПРЕССОВАНИЯ ПИЩЕВЫХ И КОРМОВЫХ ПРОДУКТОВ 171

14.1. Основные зависимости, характеризующие процесс брикетирования дисперсных продуктов 172

14.2. Винтовые прессы 178

14.3. Гидравлические прессы 186

Глава 15
ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ НА КОЛЕБАНИЯ И ВИБРАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ 190

Глава 16
ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ И ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ 207

16.1. Теплообменные аппараты 207

16.2. Выпарные аппараты 212

16.3. Машины и аппараты для охлаждения жидких пищевых продуктов 214

16.4. Противоточные пластинчатые охладители жидких продуктов 219

16.5. Расчет регенераторов тепла 222

16.6. Пастеризаторы жидких сельскохозяйственных продуктов 225

16.7. Расчет линии первичной обработки молока 230

16.8. Автоклавы 230

16.9. Емкостные теплообменники 233

Глава 17
ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ АВТОМАТОВ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ 238

Глава 18
МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА ИЗДЕЛИЙ 245

Глава 19
ОСНОВЫ СТАНДАРТИЗАЦИИ 250

Глава 20
СЕРТИФИКАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ 255

Тесты итогового контроля полученных знаний 264

Литература 268

Ключи к тестам 270

ВВЕДЕНИЕ

Главной задачей перерабатывающей промышленности агропромышленного комплекса (далее — АПК) является надежное обеспечение населения качественными продуктами питания, а промышленности — сырьем.

Для решения этой задачи необходимо обеспечивать перерабатывающие предприятия АПК эффективным технологическим оборудованием, отвечающим современным требованиям прогрессивных технологий, позволяющим выпускать качественную, экологически чистую продукцию, повысить производительность труда, сократить расход топливно-энергетических и материальных ресурсов.

В настоящее время технический уровень предприятий хранения и переработки продукции сельского хозяйства (далее — с/х) недостаточен. Около 64% оборудования имеет износ более 50% и лишь 19% отвечает современному техническому уровню.

Одной из важнейших проблем в развитии предприятий пищевой и перерабатывающей отраслей АПК является недостаточная их обеспеченность современным технологическим оборудованием, потребность в котором удовлетворяется лишь на 60–70%. Из 3000 наименований техники, предусмотренной системой машин, на предприятиях Российской Федерации выпускается лишь около 2300 видов. В результате этого примерно 27% технологического оборудования на предприятиях — импортного производства.

Удельный вес ручного труда в перерабатывающей отрасли составляет 40–50%, и лишь 8% действующего оборудования работает в режиме автоматических линий.

Обновление парка технологического оборудования в настоящее время не превышает 3–4% вместо необходимых 8–10% в год.

Общий уровень механизации производства пищевых и перерабатывающих отраслей АПК не превышает 44%.

Все это свидетельствует о необходимости реконструкции предприятий пищевых и перерабатывающих отраслей АПК, комплексной механизации всех технологических процессов по переработке продукции с/х на них и оснащения их современным оборудованием.

Для разработки нового, модернизации существующего технологического оборудования и эксплуатации его в условиях хозяйств требуются хорошо подготовленные инженерные кадры.

Материалы учебного пособия направлены на совершенствование их в этом направлении.

Глава 1
ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ КУРСА

Курс «Основы расчета и конструирования машин и аппаратов перерабатывающих производств» целесообразно рассматривать как переходящий от общеинженерных к специальным дисциплинам, увязывающий и объединяющий общетеоретические и общеинженерные знания студентов, способствующий осуществлению непосредственной подготовки к изучению специальных дисциплин и выполнению дипломного проектирования.

Целью его изучения является подготовка инженера-механика к созданию надежных рабочих органов и механизмов машин и аппаратов оптимальной материалоемкости, отвечающих требованиям качества перерабатываемой продукции, наибольшей производительности и управляемости.

В связи с этим основными задачами дисциплины являются:

- изучение общих положений расчета и конструирования узлов, машин и аппаратов на базе общеинженерных дисциплин;
- приобретение навыков выбора наиболее целесообразного варианта конструкции механизма, обеспечивающего эффективную эксплуатацию, ремонт и монтаж технологического оборудования;
- развитие творческих и исследовательских навыков у студентов;
- изучение последовательности проектирования и стадий оформления конструкторской документации в соответствии с Единым стандартом конструкторской документации (далее — ЕСКД) и отраслевыми нормами.

В результате изучения дисциплины студенты должны

знать:

- структуру, методы анализа и синтеза технологического оборудования,
- методы учета технологических и динамических нагрузок при расчете и конструировании рабочих органов машин и аппаратов, методы виброизоляции,

– методы расчета типовых рабочих органов машин для хранения и переработки продукции с/х,
– методы расчета и конструирования рабочих органов и исполнительных механизмов машин-автоматов,
– принципы и методы собственно конструирования, его стадии, виды документации и правила ее оформления,
– методы рациональной компоновки и внешнего оформления оборудования из отдельных узлов и механизмов;

уметь:

– осуществлять по заданным технологическим параметрам кинематические, динамические, прочностные и другие виды расчетов узлов и механизмов машин и аппаратов предприятий по хранению и переработке продукции с/х,
– конструировать специфические и базовые детали, сборочные единицы и механизмы оборудования предприятий по хранению и переработке продукции с/х,
– осуществлять общую компоновку технологической машины или аппарата из спроектированных или заимствованных деталей и сборочных единиц,
– оценивать технико-экономические показатели и технический уровень конструкторских разработок,
– оформлять конструкторскую документацию в соответствии с ЕСКД (ГОСТ-2.000–00),
– применять в практике конструирования принципы нормализации, унификации и технологичности.

Глава 2
ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ, УСТОЙЧИВОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ ОСНОВНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПЕРВИЧНОЙ ПЕРЕРАБОТКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПРОДУКЦИИ

Оптимальное проектирование отдельных узлов, машин и оборудования в пищевой промышленности, как и во всех отраслях народного хозяйства, — это комплекс методов, позволяющих выбирать из множества вариантов конструкций узлов, механизмов, деталей один вариант, наилучший с точки зрения заданного критерия оптимальности и определенных ограничений для создания впоследствии машины или аппарата.

В процессе проведения оптимального проектирования к разрабатываемым конструкциям деталей, узлов, механизмов и аппаратов предъявляют следующие требования: эксплуатационные, конструктивные, промышленной санитарии и технической эстетики.

Эксплуатационные требования

Основной характеристикой любого рабочего органа или аппарата в целом является его производительность, т.е. количество перерабатываемого сырья или получаемого продукта за единицу времени. Интенсивность процесса, или напряжение аппарата, выражается его производительностью, отнесенной к основной величине, характеризующей его работу. Например, напряжение барабанной сушилки выражается количеством влаги, удаляемой из материала в час и отнесенной к 1 $м^3$ объема сушилки, а напряжение выпарного аппарата — количеством воды, выпаренной в час с 1 $м^2$ поверхности нагрева. Производитель-

ность машины или аппарата можно повысить заменой периодических процессов непрерывными, проведением их с более высокими скоростями, применением новых технологических процессов с использованием (там, где это возможно) высоких температур и давлений, глубокого вакуума, а также комбинированных способов подвода тепла с применением токов высокой и промышленной частоты, ультразвука, использованием оптимальных рабочих органов и др.

Конструктивные требования

Конструктивные требования сводятся к тому, что создаваемый узел должен иметь небольшую массу, надлежащую прочность, стандартные и легко заменяемые детали и вместе с тем, чтобы его монтаж, обслуживание и чистка были удобными и нетрудоемкими.

Для уменьшения массы аппарата его выбирают такой формы, при которой отношение его боковой поверхности к объему будет минимальным. Такое отношение имеют аппараты шаровой формы, а для аппаратов цилиндрической формы с плоским днищем это условие выдерживается при соотношении высоты H к диаметру D: H: D = 2. Геометрические размеры аппарата непрерывного действия, в котором обрабатывается G (в кг/с) продукта, определяют по следующим формулам.

1. При известном времени пребывания τ_c (в с) продукта в аппарате его полезный объем $V_п$ будет равен:

$$V_П = \frac{G \cdot \tau_c}{\rho}, \text{ м}^3, \qquad (1.1)$$

где ρ — плотность продукта, кг/м^3.

С учетом коэффициента заполнения φ аппарата его полный объем V определяется по формуле

$$V = \frac{V_П}{\varphi}, \text{ м}^3. \qquad (1.2)$$

2. При известной скорости υ (в м/с) прохождения среды через аппарат площадь его поперечного сечения f равна:

$$f = \frac{G}{\rho\upsilon}, \text{м}^2. \qquad (1.3)$$

Длина или высота аппарата L для обеспечения пребывания в нем продукта в течение τ_c секунд равна:

$$L = \upsilon \cdot \tau_c \text{, м.} \qquad (1.4)$$

Для машин и аппаратов, в которых процессы не сопровождаются обильным вспениванием жидкости и парообразованием, коэффициент заполнения $\varphi = 0{,}8–0{,}85$, а для аппаратов с обильным пенообразованием и интенсивным испарением $\varphi = 0{,}5–0{,}6$. На предприятиях сахарной, бродильной и ферментной промышленности для повышения степени заполнения аппаратов, т.е. и для более эффективного использования их емкости производят гашение пены с помощью олеиновой кислоты, кашалотового жира, ультразвука, различных механических устройств и др. В последнее время на консервных, сахарных и других предприятиях для этой цели применяют кремнийорганические (силиконовые) жидкости А-154, КЭ-10–12 и др., обеспечивающие эффективное пеногашение (при расходе 0,01% от массы) и не оказывающие отрицательного влияния на продукты.

Требования техники безопасности и промышленной санитарии

Безопасность работы узлов и удобство их обслуживания являются важнейшими требованиями, предъявляемыми к аппаратам. Поэтому узлы и аппараты рассчитывают и изготовляют с надлежащим запасом прочности, оборудуют их предохранительными устройствами и ограждают их движущие части. В этом отношении наиболее безопасны герметически закрытые узлы непрерывного действия, в которых контроль и управление процессом автоматизированы.

Машины и аппараты пищевых предприятий, а также их рабочие органы должны отвечать санитарно-гигиеническим требованиям, при выполнении которых предотвращается порча получаемых продуктов питания. При этом аппараты должны быть герметичными, легко доступными для чистки и дезинфекции; для их изготовления следует применять такие материалы, которые при взаимодействии с продуктом не образуют вредных веществ.

Экономические требования

Экономические требования сводятся к тому, чтобы себестоимость проектирования, монтажа и эксплуатации узла, машины или аппарата была возможно низкой. При определении экономической целесообразности внедрения машины или аппарата, кроме их стоимости, учитывают производительность и качество получаемой продукции.

Требования технической эстетики

При разработке конструкции узлов, механизмов, машин и аппаратов необходимо соблюдать требования технической эстетики. К основным показателям, отвечающим требованиям технической эстетики, относятся: внешнее оформление, отделка, окраска, конструктивное исполнение, компоновка, композиция, пластика форм, пропорции, масштабность, выразительность, оригинальность, гармоничность, целостность, соответствие среде, стилю и т.д.

Динамика

Динамикой называется раздел механики, в котором изучаются законы движения материальных тел под действием приложенных к ним сил.

Основными понятиями динамики являются масса, количество движения, сила.

Прочность

Под прочностью понимают способность детали не разрушаться или не получать остаточных деформаций под влиянием действующих сил в течение требуемого срока службы. Повышение прочности материалов — важнейшая задача современной техники. Она решается термической и механической обработкой, внесением легирующих добавок в сплавы, применением композиционных материалов и др.

Устойчивость

Оптимальное проектирование предусматривает устойчивость узлов, механизмов и аппаратов при их работе по переработке продукции с/х. Она может возникать как в движении, так и в равновесии.

Устойчивость движения — это способность движущейся под действием приложенных сил механической системы (в том числе узлов и механизмов) почти не отклоняться от этого движения при каких-нибудь незначительных случайных воздействиях (легкие толчки, слабые порывы ветра и т.п.). Движение, не обладающее этой способностью, является неустойчивым. Условия, при которых имеет место устойчивость движения, называется критерием устойчивости. Устойчивостью движения должны обладать автомобиль, самолет, снаряд, ракета и другие используемые в технике движущиеся объекты. В перерабатывающей промышленности, например, это решета для разделения сыпучих материалов на фракции, вибрационные транспортеры и др.

Устойчивость равновесия — это способность механической системы, находящейся под действием сил в равновесии, после незначительного отклонения возвращаться в положение равновесия.

Все это надо учитывать при оптимальном проектировании.

Надежность

Надежность — это комплексное свойство технического объекта (механизма, машины), заключающееся в его способности выполнять заданные функции, сохраняя свои основные характеристики (при определенных условиях эксплуатации) в установленных пределах. Надежность включает в себя безотказность, долговечность, ремонтопригодность и сохраняемость.

Основными показателями надежности являются вероятность безотказной работы, наработка на отказ, технический ресурс, срок службы и др. Все это учитывается при оптимальном проектировании узлов и механизмов перерабатывающих машин.

Необходимо стремиться к повышению надежности конструкций, узлов, машин и аппаратов в перерабатывающем производстве.

Для этого существуют следующие пути:

- повышение жесткости конструкций;
- создание равнонагруженности опор;
- обеспечение самоустанавливаемости;
- улучшение работы центрирующих соединений и др.

Элементы теории надежности узлов и механизмов базируются на теории вероятности с использованием математической статистики.

Сведения о проектировании деталей и узлов

При проектировании узлов, механизмов, машин и аппаратов наиболее ответственным этапом является разработка их кинематических схем, которые в значительной степени определяют окончательно оптимальную конструкцию машины и ее эксплуатационные качества.

Кинематическая схема является исходным документом для кинематического и силового расчета всей машины.

Зная общие требования и исходные данные, предъявляемые к проектируемым механизмам или приводу, можно рассчитать и выбрать оптимальные типы рабочих органов и отдельных передач, из которых они должны состоять, а потом и в целом оптимальную конструкцию машины.

Чтобы рационально решить вопрос, какие передачи и узлы предпочтительнее, необходимо учесть ряд дополнительных требований: условия

работы, срок службы, материал, допустимые габариты, стоимость узлов и расходы на их эксплуатацию, пригодность рабочих органов с точки зрения технологического процесса переработки продукции с/х.

После разбивки кинематической схемы и расчетов ее элементов по известным исходным данным и рекомендациям, имеющимся в общетехнической литературе, приступают к эскизной и окончательной разработке рабочих органов, приводов и в целом всей машины.

Глава 3
СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ. ВИДЫ И КОМПЛЕКТНОСТЬ КОНСТРУКТОРСКИХ ДОКУМЕНТОВ

Проектирование — это процесс создания прообраза разрабатываемой конструкции.

При проектировании машин и аппаратов разрабатывают техническую документацию, необходимую для их изготовления, монтажа, испытания, эксплуатации, технического обслуживания и ремонта.

Стадии проектирования

Проектирование машин и аппаратов перерабатывающих производств в соответствии с ГОСТ 2.103–68 осуществляется в несколько стадий, которые включают в себя техническое задание (далее — ТЗ), техническое предложение, эскизный проект, технический проект и конструкторскую документацию.

Стадии разработки конструкторской документации изделия (узла) располагаются в следующей последовательности: техническое предложение (литер П), эскизный проект (Э), технический проект (Т), рабочая конструкторская документация, опытный образец (опытная партия) изделия, предназначенного для серийного (массового) или единичного производства (кроме разового изготовления), серийное (массовое) производство.

Техническое предложение — совокупность конструкторских документов, которые должны содержать технические и технико-экономические обоснования целесообразности разработки документации изделия на основании анализа ТЗ заказчика и различных вариантов возможных решений изделий, сравнительной оценки решений с учетом конструктивных и эксплуатационных особенностей разрабатываемого и существующего изделий и патентные исследования.

Техническое предложение разрабатывается в случае, если это предусмотрено ТЗ.

Техническое предложение разрабатывается с целью выявления дополнительных или уточненных требований к изделию (технических характеристик, показателей качества и др.), которые не могли быть указаны в ТЗ, и это целесообразно сделать на основе предварительной конструкторской проработки и анализа различных вариантов изделия.

Техническое предложение после согласования и утверждения в установленном порядке является основанием для разработки эскизного (технического) проекта.

Эскизный проект — совокупность конструкторских документов, которые должны содержать принципиальные конструкторские решения, дающие общее представление об устройстве и принципе работы изделия, а также данные, определяющие назначение, основные параметры и габариты изделия.

Технический проект — совокупность конструкторских документов, которые должны содержать окончательные технические решения, дающие полное представление об устройстве разрабатываемого изделия, и исходные данные для разработки рабочей документации.

Технический проект после согласования и утверждения в установленном порядке служит основанием для разработки рабочей конструкторской документации.

Виды конструкторских документов

К конструкторским документам относят графические и текстовые документы, которые в отдельности или в совокупности определяют состав изделия, контроля, приемки, эксплуатации и его ремонта.

Документы подразделяют на следующие виды: чертеж детали, сборочный чертеж, чертеж общего вида, технологический чертеж, электромонтажный и монтажный чертежи, упаковочный чертеж, схема, спецификация, ведомость спецификаций, ведомость ссылочных документов, ведомость покупных изделий, ведомость разрешения применения покупных изделий, ведомость держателей подлинников, ведомость технического предложения, ведомость эскизного проекта, пояснительная записка, технические условия, программа и методика испытаний, таблица расчетов, эксплуатационные документы, ремонтные документы и инструкция.

Документы в зависимости от стадии разработки подразделяются на проектные (техническое предложение, эскизный проект и технический проект) и рабочие (рабочая документация).

Наименование конструкторских документов зависит от способа их выполнения и характера использования: оригиналы, подлинники, дубликаты и копии.

Документы, предназначенные для разового использования в производстве (документы макета, стендов для лабораторных испытаний и др.), допускается выполнять в виде эскизных конструкторских материалов.

Комплектность конструкторских документов

При определении комплектности конструкторских документов на изделия следует различать:

- основной конструкторский документ;
- основной комплект конструкторских документов;
- полный комплект конструкторских документов.

Основной конструкторский документ изделия в отдельности или в совокупности с другими записанными в нем конструкторскими документами полностью и однозначно определяет данное изделие и его состав.

За основные конструкторские документы принимают:

- для деталей — чертеж детали;
- для сборочных единиц, комплексов и комплектов — спецификацию.

Изделие, примененное по конструкторским документам, выполненным в соответствии с ЕСКД, записывают в документы других изделий, в которых оно применено по своему основному конструкторскому документу.

Основной комплект конструкторских документов изделия объединяет конструкторские документы, относящиеся ко всему изделию (составленные на все изделие в целом): например, сборочный чертеж, принципиальная электрическая схема, технические условия, эксплуатационные документы.

Конструкторские документы составных частей в основной комплект документов изделия не входят.

Полный комплект конструкторских документов изделия состоит (в общем случае) из следующих документов:

- основного комплекта конструкторских документов на данное изделие;
- основных комплектов конструкторских документов на все составные части данного изделия, примененные по своим основным конструкторским документам.

В основной комплект конструкторских документов изделия могут входить также групповые конструкторские документы, если эти документы распространяются и на данное изделие: например, групповые технические условия.

Глава 4
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МАШИНАХ И АППАРАТАХ ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПРОДУКЦИИ

Структура машин и назначение их элементов. Классификация машин, аппаратов и их рабочих органов

Современная машина состоит из питающего, исполнительного, двигательного и передаточного механизмов, а также из механизмов управления, регулирования, защиты и блокировки.

Питающий механизм предназначен для непрерывной или периодической подачи сырья или исходного продукта в машину или аппарат. Одновременно он может обеспечивать количественное дозирование подаваемого продукта в зависимости от изменений условий работы.

Исполнительный механизм предназначен для приведения в действие рабочих органов машины.

Рабочие органы исполнительных механизмов оказывают непосредственное воздействие на обрабатываемый продукт или материал согласно заданному технологическому процессу.

Рабочие органы делятся на обрабатывающие и удерживающие. Удерживающие рабочие органы фиксируют продукт в процессе его обработки. К удерживающим рабочим органам относятся различные захваты, зажимы и т.д. При конструировании рабочих органов исполнительных механизмов необходимо учитывать режимы их работы в течение рабочего и холостого хода.

Двигательный механизм предназначен для привода в действие исполнительного механизма машины.

Взаимосвязь двигательного механизма с исполнительным осуществляется при помощи передаточного механизма.

Кинематическая система передаточного и исполнительного механизмов определяет закон движения рабочих органов, скорости и ускорения отдельных звеньев системы.

Для управления рабочим процессом машины или аппарата и их настройки на заданные технологические параметры служат системы управления, регулирования и настройки, защиты и блокировки.

Структурный анализ каждой машины позволяет построить ее технологическую и кинематическую схемы, определить динамические условия работы всех механизмов, узлов и деталей, что необходимо при расчете и конструировании машин.

Технологическое оборудование, узлы и механизмы для переработки продукции с/х можно классифицировать по ряду следующих обобщающих признаков:

а) по характеру воздействия на обрабатываемый продукт;
б) по структуре рабочего цикла;
в) по степени механизации и автоматизации;
г) по функциональному признаку.

По характеру воздействия на обрабатываемый продукт различают:

а) машины, в которых осуществляется механическое воздействие на продукты и материалы; в этих машинах продукты и материалы не изменяют своих свойств, а лишь могут изменять форму, размеры или другие механические параметры;
б) аппараты как особую категорию рабочих органов, в которых осуществляются такие воздействия на продукты, при которых изменяются их физические или химические свойства либо агрегатное состояние (физико-химические, биохимические, тепловые, электрические воздействия).

В некоторых случаях оборудование является комбинацией машины и аппарата.

По структуре рабочего цикла различают машины и аппараты периодического и непрерывного действия.

В машинах и аппаратах периодического действия обрабатываемый продукт или материал подвергается воздействию в течение определенного периода времени и готовый продукт или изделие выдаются из аппарата по истечении этого периода. После этого процесс возобновляется, повторяясь циклически.

В машинах и аппаратах непрерывного действия имеют место установившийся во времени рабочий процесс, а также единовременная загрузка исходного продукта и выход готовой продукции с помощью рабочих узлов.

Таким образом, рабочие органы и элементы машин и аппаратов периодического и непрерывного действия требуют различного подхода к их расчету и конструированию.

По степени механизации и автоматизации операций различают машины:

а) неавтоматические;

б) полуавтоматические;

в) автоматические.

В машинах неавтоматического действия вспомогательные операции (загрузка, выгрузка, перемещение, контроль) и некоторые технологические операции осуществляются при непосредственном участии человека. В таких машинах механизмы и орудия лишь облегчают труд человека, но не устраняют его.

В полуавтоматических машинах все основные технологические операции и процессы выполняются машиной; ручными остаются некоторые транспортные, контрольные и другие вспомогательные операции.

В автоматических машинах технологические операции и процессы, включая транспортные и контрольные, выполняются механизмами.

По функциональному признаку все технологическое оборудование, применяющееся в перерабатывающей промышленности, можно разделить на группы, принципиально одинаковые по их воздействию на продукт и конструктивному оформлению:

- для разделения сыпучих пищевых продуктов;
- для разделения жидких пищевых продуктов;
- для разделения грубодисперсных пищевых суспензий;
- для приготовления и гомогенизации пищевых эмульсий;
- для измельчения и шелушения сыпучих пищевых продуктов;
- для резания пластических пищевых продуктов;
- для дозирования компонентов пищевых продуктов;
- для смешивания сыпучих пищевых продуктов;
- для перемешивания жидких пищевых продуктов;
- для перемешивания пластических пищевых продуктов;
- для прессования пищевых продуктов;
- для упаковки и расфасовки пищевых продуктов;
- автоматические весоизмерительные механизмы для пищевых продуктов;
- теплообменные и выпарные аппараты для пищевых производств;
- диффузионные аппараты для пищевых производств.

Основные требования, предъявляемые к узлам, машинам и аппаратам перерабатывающих производств

Технологическое оборудование, применяемое в перерабатывающей промышленности, непосредственно контактирует с обрабатываемым

сырьем и оказывает влияние на качество готовой продукции. Поэтому при проектировании машин и аппаратов пищевых производств к ним предъявляют следующие требования.

1. Машины и аппараты должны, прежде всего, удовлетворять требованиям прогрессивной технологии производства, для которого они предназначены.
2. Рабочие органы машин и аппаратов должны обладать высокой стойкостью. При конструировании машин следует предусмотреть возможность статического или динамического уравновешивания быстровращающихся узлов и деталей.
3. Машины и аппараты должны состоять из отдельных соединительных блоков. Выполнение этого требования облегчает разборку машины, перемещение и ее сборку при монтаже и ремонте.
4. Конструкции деталей, рабочих органов и других узлов машины должны быть технологичными.
5. При конструировании машины следует учитывать требования унификации и нормализации деталей и узлов машин, что позволяет сократить в эксплуатационных условиях номенклатуру необходимых запасных деталей и облегчить ремонтные работы.

Машины и аппараты пищевых производств должны соответствовать требованиям техники безопасности, иметь гладкую и обтекаемую форму. Особое внимание при конструировании узла должно быть уделено автоматизации контроля и регулирования рабочих процессов. С этой целью необходимо предусмотреть автоблокировочные устройства.

Глава 5
ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ МАШИН ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ СЫПУЧИХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

5.1. ОСНОВЫ РАСЧЕТА СИТОВЫХ СЕПАРАТОРОВ

Для разделения сыпучих пищевых продуктов на фракции, отличающиеся величиной частиц, на различных пищевых производствах применяются машины, в которых рабочим органом является система движущихся сит (решет). В результате просеивания через одно сито исходный продукт делится на две фракции (части), различные по размерам содержащихся в них частиц.

Часть продукта, проходящую через отверстия сита, называют ***проходом***, а остальную часть, которая остается в сите и сходит с него, — ***сходом***.

Сита в машинах применяются и для отделения посторонних примесей из различного сырья, поступающего на предприятия перерабатывающей промышленности, а также для контроля готовой продукции.

Сита изготовляют из листовой стали, в которой штампуют отверстия разной формы, преимущественно круглой или продолговатой, а также плетеные из проволоки.

Для машин с возвратно-поступательным движением плоских сит определяют их скорость, ускорения и силы инерции.

Основным условием просеивания продукта через плоское сито является его скольжение по ситу. Рассмотрим условия относительного движения частицы на плоских ситах, получающих возвратно-поступательное движение от кривошипно-шатунного или эксцентрикового механизма.

Предположим, что сито В-В (рис. 5.1) совершает неравномерное движение с ускорением a, направленным вправо; при этом масса частицы А разовьет силу инерции $P_и = m \cdot a$, направленную против ускорения, т.е. влево. Эта сила инерции будет представлять собой кинетическую реакцию массы на сообщаемое ей ускорение.

Очевидно, при $P_u > f\,G$ сцепление частицы с ситом нарушено, а при $P_u < f{\cdot}G$ частица находится на сите в состоянии покоя и не будет перемещаться по нему (f — коэффициент трения частиц о плоскость решета; G — сила тяжести частиц).

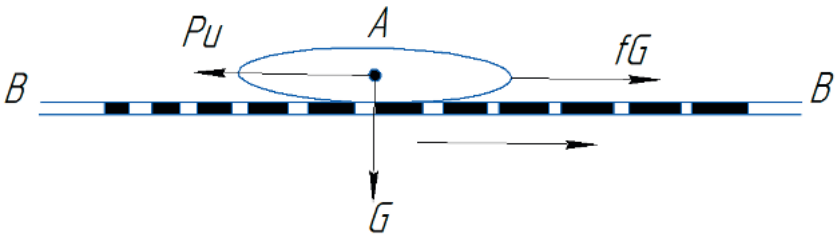


Рис. 5.1. Схема движения частицы по плоскому ситу

Заменив в последнем неравенстве $P_и$ на равное по абсолютному значению $m \cdot a$, получим:

$$m \le a\, f \le{\cdot}G \text{ или } a \le f \le{\cdot}g,\ м/с^2, \qquad (5.1)$$

где g — ускорение свободного падения, $м/с^2$.

Предельное ускорение, при котором сила инерции становится равной силе трения, называется критическим ускорением.

$$a_{кр} = f \le \cdot\, g,\ м/с^2. \qquad (5.2)$$

Можно определить критическое ускорение сита, после увеличения которого начнется относительное перемещение частицы и, следовательно, просеивание.

При шаровидной форме частиц вместо коэффициента трения скольжения в последнюю формулу нужно подставить отношение коэффициента трения качения к радиусу частицы, т.е. приведенный коэффициент трения качения.

Поэтому для шаровидных частиц:

$$a_{кр} = \frac{k}{r} \cdot g,\ м/с^2, \qquad (5.3)$$

где k — коэффициент трения качения, м;
r — радиус частицы, м.

На рис. 5.2 показана схема кривошипно-шатунного механизма для приведения в движение сита (*1*), подвешенного на одинаковых по длине подвесках (*2*). При вращении вала вокруг оси О кривошип описывает окружность радиусом r, а сито, соединенное с шатуном З, перемеща-

ется по дуге a — a_1. В просеивающих машинах длина подвесок, а также длина шатуна многократно (в 100–150 раз) превышают величину r, поэтому в дальнейших суждениях допускаем, что сито перемещается не по дуге a — a_1, а по горизонтальной линии.

Определим зависимость перемещения сита от движения кривошипа, а также направление скорости, ускорения и силы инерции.

На рис. 5.2 показано перемещение сита из положения a — a в a_1 — a_1 при повороте кривошипа по дуге A_1 — В.

Путь, пройденный ситом $S = aa_1 = A_1Б_1$, так как длина шатуна $L = a_1B = a_1Б_1$.

Проведя из точки В прямую ВГ^ OA_1, получим треугольники ⌊a_1ВГ и ⌊ОВГ; после совместного решения их путь будет равен:

$$S = A_1Г - Б_1Г = r\cdot(1-\cos\alpha) - L\left[1-\sqrt{1-\left(\frac{r}{L}\cdot\sin\alpha\right)^2}\right], \text{ м.} \qquad (5.4)$$

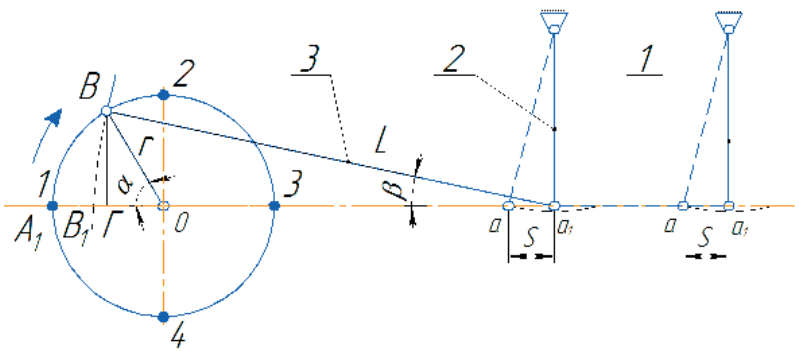


Рис. 5.2. Схема кривошипно-шатунного механизма

Поскольку $\frac{r}{L} < \frac{1}{100}$, то значение второго члена равенства будет незначительным и им можно пренебречь. Таким образом:

$$S = r\cdot(1-\cos\alpha) = r\cdot(1-\cos\omega t), \text{ м.} \qquad (5.5)$$

Скорость сита равна:

$$\upsilon = \frac{ds}{dt} = \omega\cdot r\cdot\sin\omega t, \text{ м/с,} \qquad (5.6)$$

где ω — угловая скорость кривошипа.

Ускорение сита

$$a = \frac{d\upsilon}{dt} = \omega^2 \cdot r \cdot \cos\omega t, \ м/с^2. \qquad (5.7)$$

Скорость сита будет максимальной, а его ускорение равно нулю, когда кривошип находится в точках 2 и 4.

Скорость сита равна нулю, когда конец кривошипа находится в точке 1 или 3, где cosw·t = 1 и ускорение имеет максимальное значение.

Силы инерции сита направлены в обратную сторону по отношению к направлению ускорения сита.

Для сообщения системе указанного колебательного движения потребную мощность можно, пренебрегая массой шатуна, выразить приближенно следующей формулой:

$$N = \frac{P_u \cdot \upsilon}{1020}, \ кВт, \qquad (5.8)$$

где $P_и$ — сила инерции сита, Н.

Сила инерции сита:

$$P_u = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos\alpha \ , \ Н, \qquad (5.9)$$

где m — масса сита с продуктом;

α — угол наклона плоскости сита к горизонту.

Следовательно,

$$N = \frac{m \cdot \omega^3 \cdot r^2 \cdot \cos\alpha \cdot \sin\omega \cdot t}{1020} \ , \ кВт. \qquad (5.10)$$

Наибольшее распространение имеют машины с наклонными ситами, совершающие колебания вдоль горизонтальной прямой (рис. 5.3).

Из рис. 5.3 видно, что при неравномерном движении сита В-В с ускорением a_1, направленным вправо, массой частицы разовьется сила инерции $P_и$, направленная против ускорения, т.е. влево. Кроме того, частица будет находиться под действием силы тяжести G и силы трения F ее о сито. Сила G≤sinα действует вниз по наклону сита, а G≤cosα — прижимает частицу к ситу.

Рассматривая уравнения действия сил на частицу и дифференциальные уравнения, характеризующие относительное движение частицы по плоскости сита, придем к выводу, что частота вращения кривошипа, при которой частица начнет перемещаться вверх, будет определяться по формуле

$$n_в = 30 \cdot \sqrt{\frac{tg(\varphi + \alpha)}{r}}. \qquad (5.11)$$

где φ — угол трения частицы;
α — угол наклона сита к горизонту;
г — радиус кривошипа, м.

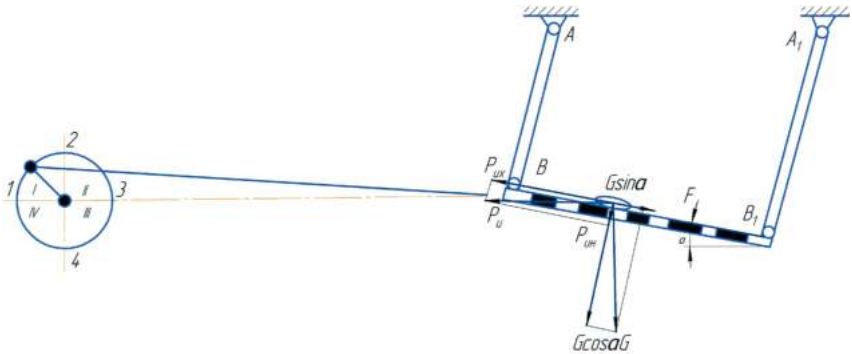


Рис. 5.3. Движение частицы продукта на наклонном сите с горизонтальными колебаниями

Частота вращения кривошипа, при которой частица перемещается вниз:

$$n_н = 30 \cdot \sqrt{\frac{tg \cdot (\varphi - \alpha)}{r}}. \qquad (5.12)$$

Условие, при котором частицы не отделяются от сита, а просеиваются через него, будет следующим:

$$G \cdot \cos a \geq P_и \cdot \sin\alpha.$$

Сделав в последнем неравенстве преобразования, найдем предельную частоту вращения кривошипа, при которой частица не будет отделяться от сита:

$$n_п = \frac{30}{\sqrt{r \cdot tg\alpha}}. \qquad (5.13)$$

Для просеивания необходимо, чтобы, например, зерновая масса скользила по ситу вверх и вниз, не отрываясь от него. Действительная частота вращения кривошипного вала должна быть ограничена пределами

$n_н > n_в$, т.к. $n_в$ всегда $> n_н$.

Установлено, что оптимальное ускорение сита $\omega^2 \cdot r$ в значительной степени зависит от формы и длины отверстий в нем. Ускорение сит с круглыми отверстиями рекомендуется в пределах 9–12 м/с^2, а для сит с прямоугольными отверстиями — 18–22 м/с^2.

Значение r принимают для зерновых и бобовых культур равными 5 мм, для проса 3,5–4,5 мм, гречихи — 12–12,5 мм, хлопковых семян 15–18 мм.

Уравновешивание корпусов ситовых сепараторов

При возвратно-поступательном движении ситовых корпусов, осуществляемом посредством кривошипно-шатунного или эксцентрикового механизма, возникают переменные по величине и знаку силы инерции, действующие по линии движения корпусов.

Полное уравновешивание таких машин представляет большие трудности, поэтому приходится ограничиваться лишь частичным уравновешиванием. Это вопрос особого рассмотрения.

Для примера приведем метод уравновешивания ситовых корпусов с кривошипно-шатунным механизмом посредством вращающихся балансиров (рис. 5.4).

Если длина шатуна L значительно больше радиуса кривошипа, то равнодействующая сила инерции поступательно движущегося корпуса, которую принимаем сосредоточенной в точке С, выражается формулой

$$P_{ик} = \frac{G_к}{g} \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos\alpha \,. \qquad (5.14)$$

Перенесем силу $P_{ик}$ параллельно самой себе в цапфу А кривошипа. Разлагая силу инерции $P_{иг}$ вращающегося груза по направлению движения корпуса и по нормали к нему, получим силу $P_а$, действующую в горизонтальном направлении, и силу $P_в$, действующую в вертикальном направлении.

$$P_а = P_{иг} \cdot \cos\alpha = \frac{G_г}{g} \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \cos\alpha, \qquad (5.15)$$

$$P_в = P_{иг} \cdot \sin\alpha = \frac{G_Г}{g} \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \cos\alpha \,. \qquad (5.16)$$

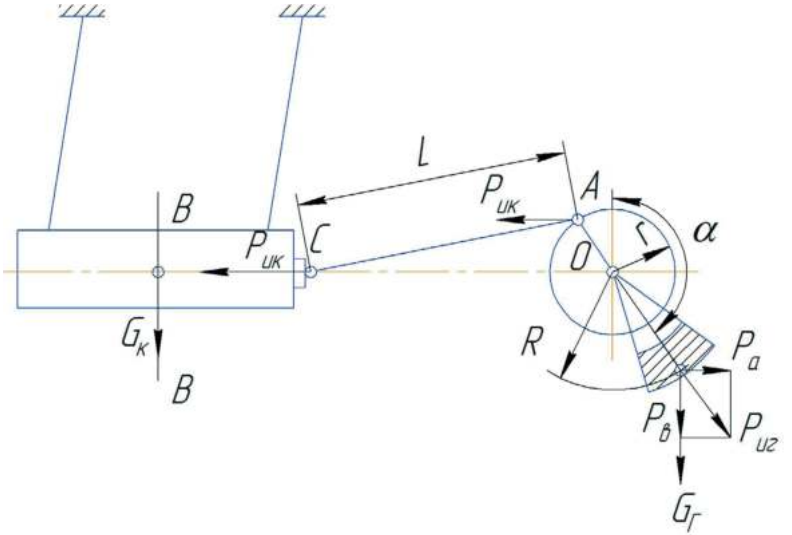


Рис. 5.4. Схема уравновешивания ситовых корпусов посредством балансира: R — радиус вращения центра груза; *r* — радиус вращения кривошипа; $P_{иг}$ – центробежная сила инерции вращающегося груза; $P_{ик}$ — сила инерции колеблющегося ситового корпуса; В-В — ось, на которой расположен центр тяжести корпуса; $G_г$ — сила тяжести груза; $G_к$ — сила тяжести корпуса

Пренебрегая массами шатуна и кривошипа, можно подобрать силу тяжести груза $G_г$ и радиус его вращения R такой величины, чтобы горизонтальная составляющая $P_а$ была равна силе инерции $P_{ин}$:

$$P_а = P_{ин}\,. \tag{5.17}$$

или

$$\frac{G_г}{g}\cdot\omega^2\cdot R\cdot\cos\alpha = \frac{G_к}{g}\cdot\omega^2\cdot R\cdot\cos\alpha\,, \tag{5.18}$$

откуда

$$G_г\cdot R = G_к\cdot r.$$

При таком уравновешивании, однако, неизбежно получение вертикальной составляющей $P_в$, которая достигнет наибольшей величины при вертикальном положении груза (а = 0; а = 180°):

$$P_{в\max} = \frac{G_г}{g}\cdot\omega^2\cdot R. \tag{5.19}$$

Чтобы избежать этого, нужно уравновешивать поступательно движущиеся массы не полностью, а частично. Силы инерции колеблющихся масс в таких механизмах обычно уравновешивают грузами на 50–60%.

5.2. ВОЗДУШНЫЕ СЕПАРАТОРЫ

Для разделения сыпучих продуктов по аэродинамическим свойствам на перерабатывающих предприятиях применяются воздушные сепараторы.

Если в вертикальный восходящий воздушный поток попадает несколько частиц сепарируемого материала (рис. 5.5), то на каждую из них будет действовать сила тяжести G_i и сопротивление среды R_i. Эти силы вертикальны и противоположно направлены. Каждая частица будет перемещаться в сторону равнодействующих этих сил. Если $R < G$, частица движется вниз; наоборот, частицы, у которых $R > G$, будут двигаться вверх. Таким образом, произойдет их разделение, т.е. осуществится процесс сепарации.

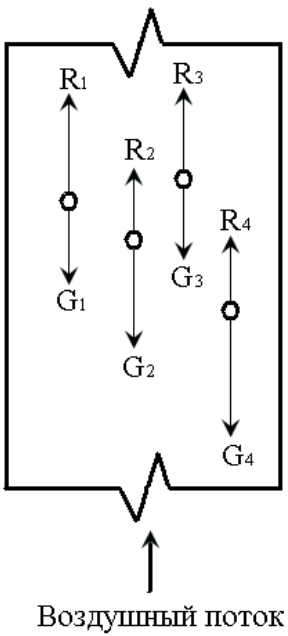


Рис. 5.5. Схема действия воздушного потока на частицы в вертикальной трубе

Чтобы определить возможность разделения продукта в зависимости от его аэродинамических свойств, необходимо знать величину сил, действующих на частицы в воздушном потоке. Величина G определяется силой тяжести частиц, а сопротивление среды может быть вычислено по следующей формуле:

$$R = \frac{k \cdot \rho \cdot F_M \cdot (\upsilon - u)^2}{2}, \qquad (5.20)$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м^3;
u — скорость движения частицы материала, м/с;
υ — скорость воздушного потока, м/с;
k — коэффициент аэродинамического сопротивления;
$(\upsilon - u)$ — относительная скорость воздушного потока, м/с.
$F_м$ — площадь миделева сечения, м^2.

Площадь миделева сечения — это площадь проекции частицы на плоскость, перпендикулярную вектору относительной скорости воздушного потока.

Коэффициент аэродинамического сопротивления главным образом зависит от формы и состояния поверхности частицы, а также от режима воздушного потока, обтекающего частицу. Для вычисления сопротивления среды R необходимо знать величину коэффициента сопротивления k и площадь миделева сечения $F_м$.

Величина коэффициента k зависит от формы тела, состояния его поверхности, положения тела по отношению к направлению воздушного потока. Коэффициент k можно определить экспериментально, если известно миделево сечение частиц.

Скорость потока воздуха, при которой тело удерживается в потоке во взвешенном состоянии, называется скоростью витания. Эта скорость может быть достаточно просто определена экспериментальным путем. Если частица взвешена в воздушном потоке, то ее скорость равна нулю, относительная скорость равна скорости воздушного потока, а сила тяжести G уравновешивается сопротивлением среды R и, следовательно,

$$R = \frac{k \cdot \rho \cdot F_M \cdot v_в^2}{2} = G, \qquad (5.21)$$

где υ_b — скорость витания.

Из последнего выражения:

$$\upsilon_в = \sqrt{\frac{2 \cdot G}{g \cdot k \cdot \rho \cdot F_м}}. \qquad (5.22)$$

В настоящее время воздушные сепараторы широко применяют на предприятиях, оснащенных внутрицеховым пневматическим транспортом, для отделения продукта от транспортирующего его воздуха.

Сопротивление пневматического сепаратора можно определить по следующей формуле:

$$H = k_1 \cdot Q^2, \qquad (5.23)$$

где Q — объем воздуха, проходящего через сепаратор, м³/мин;
k_1 _ коэффициент сопротивления сепаратора ($k_1 = 0{,}7–0{,}9$ Н · мин/(м² · м³).

5.3. ТРИЕРЫ

Для разделения сыпучих пищевых продуктов на фракции, отличающиеся по длине частиц, применяются триеры. По конструкции триеры делятся на цилиндрические и дисковые (рис. 5.6).

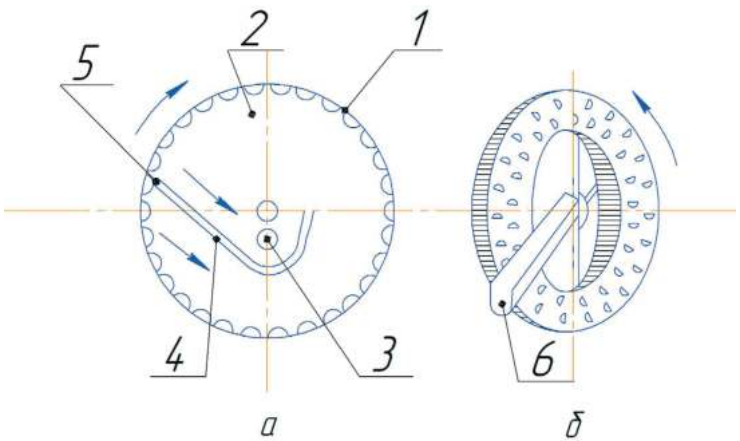


Рис. 5.6. Схема триеров: *а* — цилиндрического; *б* — дискового

Цилиндрический триер (рис. 5.6, а) состоит из стального цилиндра (*1*), на внутренней поверхности которого имеются ячеи (*2*), и шнека (*3*), расположенного в желобе (*4*). Когда цилиндр вращается, в ячеи попадают отдельные зерна, которые при повороте вместе с цилиндром на некоторый угол выпадают. Короткие зерна укладываются в ячеи глубже, чем длинные. Поэтому при вращении цилиндра первые выпадают из него позже, попадают в желоб и удаляются из машины шнеком.

Длинные зерна скользят по внутренней поверхности цилиндра вдоль его длины вследствие давления, поступающего в машину зерна. Степень

разделения зерновой смеси на фракции по длине зависит от уровня, на котором установлена верхняя грань желоба (*4*). В настоящее время цилиндры изготавливают из листовой стали, а ячеи диаметром 3 мм и более штампуют в специальных прессах. Ячеи диаметром менее 3 мм выполняются путем фрезерования стальных или цинковых листов.

На рис. 5.6, б показан принцип действия дискового триера. В нем ячеи выполнены на поверхности чугунных дисков. При вращении дисков в ячеи попадают короткие зерна, которые затем выпадают в желобки (*6*) и удаляются из машины.

На рис. 5.7 показано состояние равновесия зерна, находящегося в ячее, когда цилиндр находится в неподвижном состоянии. Движение зерна А из ячеи может начаться, когда угол наклона стенки ячеи к горизонту будет больше угла трения зерна, т.е. когда угол $\varphi > \varphi_0$, где φ_0 — угол трения зерна, находящегося в состоянии покоя.

Угол g связан с углами поворота цилиндра a, как внешний угол треугольника АВО:

$$\alpha = \gamma + \beta, \tag{5.24}$$

Тогда $\gamma = \alpha - \beta$ или $\varphi_0 < \alpha - \beta$.

Угол b, представляющий собой угол наклона радиуса ОА к элементу поверхности ячеи в точке А, может быть положительным или отрицательным, в зависимости от того, расположена точка А выше или ниже центра вращения цилиндра. Абсолютная величина угла b будет постоянной, она зависит от формы и глубины погружения пуансона при образовании ячеи.

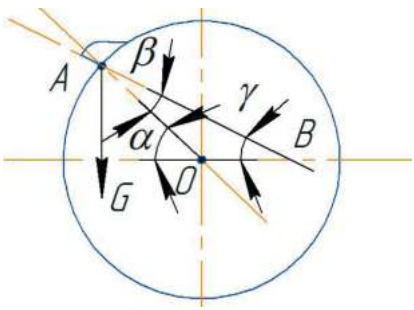


Рис. 5.7. Расчетная схема триера для определения угла подъема зерен, находящихся в ячейках (цилиндр неподвижен)

Когда цилиндр вращается, сказывается влияние центробежной силы инерции переносного движения, поэтому при всех прочих равных условиях зерна будут выпадать из ячеи, занимающей более высокое положение.

На рис. 5.8 показано состояние равновесия зерна в ячее вращающегося цилиндра триера, т.е. когда оно находится в состоянии относительного покоя при наивысшем положении.

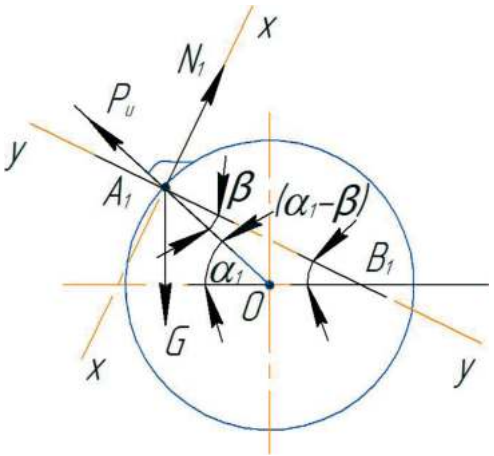


Рис. 5.8. Расчетная схема триера для определения положения частицы, находящейся в ячее цилиндра

Очевидно, это возможно при условии, если сумма проекций всех сил, приложенных к частице, а также сила инерции переносного движения будут взаимно уравновешены.

Начало подвижных координат поместим в точке A_1 и направим ось A_1x перпендикулярно стенке ячеи, а ось A_1y — по касательной к ней.

Равновесное положение частицы в ячее триерного цилиндра характеризуется суммой проекций сил на подвижные оси координат, равной нулю.

$$P_u \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right) - G \cdot \cos(\alpha_1 - \beta) + N_1 = 0, \qquad (5.25)$$

$$P_u \cdot \cos\beta + N_1 \cdot f - G \cdot \sin(\alpha_1 - \beta) = 0 \qquad (5.26)$$

где n_1 — сила реакции поверхности, направленная по нормали к ней.

Из первого равенства определим n_1:

$$N_1 = G \cdot \cos(\alpha_1 - \beta) - P_u \cdot \sin\beta. \qquad (5.27)$$

Это значение N_1 подставим во второе равенство:

$$P_u \cdot \cos\beta + G \cdot f \cdot \cos(\alpha_1 - \beta) - P_u \cdot f \cdot \sin\beta - G \cdot \sin(\alpha_1 - \beta) = 0,$$

или

$$P_u \cdot \left(\cos\beta - f \cdot \sin\beta - G \cdot \left[\sin(\alpha_1 - \beta) - \cos(\alpha_1 - \beta) \cdot tg\varphi\right]\right) = 0\,,$$

где j — угол трения частицы.

Так как

$$(\cos\beta - f \cdot \sin\beta) = \frac{\cos(\beta + \varphi)}{\cos\varphi}\,,$$

то

$$P_u \cdot \left[\frac{\cos(\beta + \varphi)}{\cos\varphi}\right] - G \cdot \left[\frac{\sin(\alpha_1 - \beta) \cdot \cos\varphi - \cos(\alpha_1 - \beta) \cdot \sin\varphi}{\cos\varphi}\right] = 0\,, \quad (5.28)$$

или

$$\frac{\omega^2 \cdot r}{g} \cos(\beta + \varphi) = \sin(\alpha_1 - \beta - \varphi). \quad (5.29)$$

С незначительной погрешностью можно считать $\varphi = \alpha - \beta$.

Здесь α — максимальный угол подъема частицы, находящейся на гладкой поверхности вращающегося цилиндра.

Тогда окончательно

$$\alpha_1 = \alpha + \arcsin\left(\frac{\omega^2 \cdot r}{g} \cdot \cos\right). \quad (5.30)$$

Определив α экспериментально, можно установить по формуле 5.29 значение α_1.

Экспериментальным путем определяют зоны скольжения длинных зерен по гладкой поверхности и зоны выпадения коротких зерен из ячей (углы к вертикальной оси цилиндра).

Полное разделение смеси возможно в том случае, если между обеими зонами будет свободный угол в пределах 15°.

Глава 6
РАБОЧИЕ ОРГАНЫ МАШИН ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ ЖИДКИХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Назначение и область применения

Для разделения жидких смесей по удельному весу в пищевых производствах, в особенности на предприятиях молочной промышленности, получили широкое распространение рабочие органы жидкостных сепараторов.

Эти машины применяются также для разделения или сгущения суспензий, дисперсной фазой которых являются твердые частицы (зерна крахмала, дрожжи, частицы белковой мути в пивном сусле и др.). Процесс разделения осуществляется в роторах, где создается центробежное поле, ускорение которого превышает земное ускорение в 2000–3000 раз.

В молочной промышленности сепараторы используются для разделения молока, содержащего 3–4% жира, на сливки и обезжиренное молоко (обрат), а также для обезжиривания сыворотки.

Посредством сепараторов 98% жира, содержащегося в молоке, переходит в сливки. При этом содержание жира в сливках может достигать 80–85%.

Широко применяются сепараторы для нормализации молока. Имеются также сепараторы-классификаторы для одновременной очистки и гомогенизации молока, сепараторы-очистители и сепараторы для бактериального обезвреживания молока (собраны из специальных механизмов).

В мясной промышленности сепараторы применяются на различных стадиях технологического процесса для очистки, обезвоживания и отбелки животных жиров. Сепараторы служат также для разделения крови животных на сыворотку и ферментные элементы.

В рыбной промышленности механизмы сепараторов получили распространение для выделения жира из бульона, для очистки и обезвоживания жира морских зверей, для извлечения жира из печени трески и для осветления медицинского рыбьего жира.

В дрожжевой промышленности сепаратор является основной машиной для разделения дрожжевого сусла.

В крахмалопаточной промышленности широко используются сепараторы для отделения протеиновой воды от зерен крахмала, для осветления глюкозного и паточного сиропа и для отделения мелкой мезги (с помощью специальных узлов).

В винодельческой промышленности сепараторы со специальным ротором применяются в первичном виноделии для удаления мути из молодого вина и из виноградного сусла; большое распространение они получили для осветления и обезвоживания готового вина перед розливом его в бутылки.

В пивоваренной промышленности они используются для осветления сусла и готового пива, в промышленности безалкогольных напитков — для осветления фруктовых соков.

Сепараторы применяются также в парфюмерной промышленности для получения эфирных масел из плодов цитрусовых растений.

Рассмотрим конструкцию жидкостных сепараторов.

Общий вид сепаратора представлен на рис. 6.1. Основными его частями являются станина, вертикальный и горизонтальный валы, тахометр (на рис. не показан), барабан, крышка с приемно-выводным устройством, стопор и тормозное устройство.

Роторы сепараторов могут быть классифицированы по следующим признакам.

По назначению:

а) для выделения дисперсной фазы более тяжелой, чем среда;

б) для выделения дисперсной фазы более легкой, чем среда.

По типу ротора:

а) тарельчатые;

б) камерные.

По способу подачи и отвода полученных продуктов сепараторы бывают: а) открытого типа; б) полугерметические (полузакрытые); в) герметические (закрытые).

По способу выгрузки осадка различают сепараторы с ручной и центробежной выгрузкой.

Выгрузка осадка может быть периодической, непрерывной и пульсирующей.

6.1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАЗДЕЛЕНИЯ МОЛОКА

Для освещения сущности процесса сепарирования воспользуемся теорией Г. И. Бремера [4].

Пусть в сосуде (рис. 6.2) находится жидкость с плотностью r_o. Масса ее в объеме V равна $\rho_o \cdot V$.

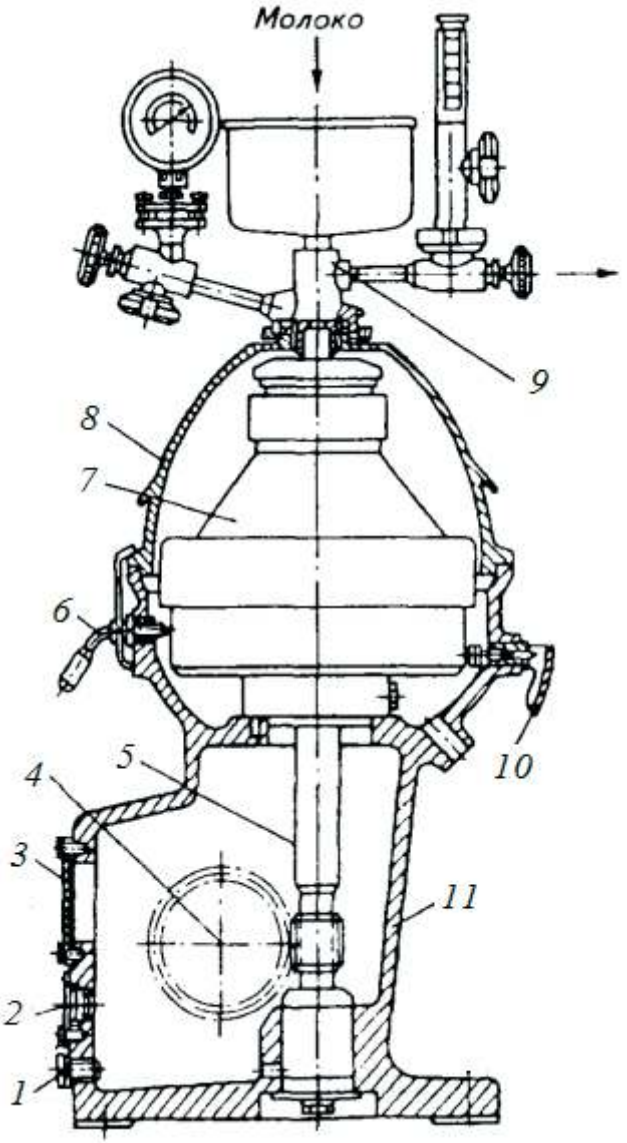


Рис. 6.1. Общий вид сепаратора: *1* — винт; *2* — смотровое окно; *3* — кожух; *4* — горизонтальный вал; *5* — вертикальный вал (веретено); *6* — стопор; *7* — барабан (ротор); *8* — крышка; *9* — приемно-выводное устройство; 10 — тормоз; *11* — станина

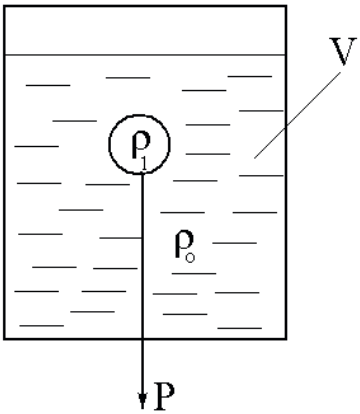


Рис. 6.2. Схема движения жирового шарика при естественном отстое

Если в объеме V эту жидкость заменим на другую с плотностью $r > r_o$, то ее масса будет $r \cdot V$. При этом остается неуравновешенной разность сил тяжести

$$P = g \cdot V \cdot (\rho - \rho_o). \qquad (6.1)$$

Это уравнение представляет собой закон Архимеда. Частица, на которую действует сила P, должна двигаться вниз, и если движению ее ничто не препятствует, то оно должно быть равномерно ускоренным. Однако в реальной жидкости имеет место трение между телом и средой. Очень скоро движущая сила и сила трения уравновесятся, тело будет двигаться равномерно.

Сила трения зависит от скорости движения частицы, от ее формы и размеров, а также от вязкости и плотности среды. Изучением законов равномерного движения шарообразной частицы в вязкой среде занимался Д. Г. Стокс.

Скорость выделения жировых шариков из плазмы молока при отстое по Стоксу определяется по формуле

$$\upsilon_c = \frac{2}{9} \cdot r^2 \cdot g \cdot \frac{(\rho_п - \rho_ж)}{\mu}, \text{ м/с}, \qquad (6.2)$$

где r — радиус жирового шарика, м;
g — ускорение свободного падения, м/с^2;
$\rho_п$ — плотность плазмы, кг/м^3;
$\rho_ж$ — плотность жира, кг/м^3;
μ — вязкость плазмы, Па · с.

При сепарировании также происходит процесс отстаивания, только в поле центростремительного ускорения, поэтому к нему также применимы зависимости Стокса.

Скорость выделения жировых шариков при сепарировании:

$$\upsilon_c = \frac{2}{9} \cdot r^2 \cdot a \cdot \left(\frac{\rho_п - \rho_ж}{\mu} \right), \ м/с, \qquad (6.3)$$

где a — центростремительное ускорение.

Так как

$$a = \omega^2 \cdot R = 4 \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot R, \qquad (6.4)$$

где ω — угловая скорость барабана сепаратора;

R — радиус, на котором находится рассматриваемый жировой шарик, см;

n — частота вращения барабана, с, то

$$\upsilon_c = \frac{2}{9} \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \left(\frac{\rho_м - \rho_ж}{\mu} \right) = \frac{8}{9} \cdot r^2 \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot R \cdot g \cdot \left(\frac{\rho_п - \rho_ж}{\mu} \right). \qquad (6.5)$$

Из формулы (6.5) следует, что скорость выделения жировых шариков из плазмы молока зависит от частоты вращения барабана, радиуса барабана, размера жирового шарика, разности в плотностях плазмы и жира и вязкости плазмы. Она растет с увеличением n, R, r, ($r_п$ — $r_ж$) и уменьшением m. Величины $r_м$, $r_ж$ и m не постоянны и зависят от температуры.

Экспериментально установлено, что в интервале температур t = 15–80 °C

$$\frac{\rho_п - \rho_ж}{\mu} = 0{,}29 \cdot t,$$

приняв это во внимание, формулы Стокса можно упростить и записать в следующем виде:

– для случая отстоя

$$\upsilon_c = 63{,}2 \cdot r^2 \cdot t, \qquad м/с,$$

– для случая сепарирования

$$\upsilon_c = 2{,}56 \cdot r^2 \cdot n^2 \cdot R \cdot t\ , \qquad м/с.$$

Рассмотрим движение жировых шариков в барабане при сепарировании молока (или первичной сельскохозяйственной продукции).

Жировые шарики вместе с потоком молока поступают в центральную трубку барабана, перемещаются вниз под распределительную тарелку, а затем по каналам, образованным сверлениями в тарелках, поднимаются вверх и распределяются по межтарелочным пространствам.

В межтарелочном зазоре (рис. 6.3) жировые шарики также движутся вместе с потоком молока вниз и к периферии тарелок со скоростью

$$\upsilon_{п} = \frac{Q}{2\pi \cdot R \cdot (h - s) \cdot \cos\alpha \cdot z}, \qquad (6.6)$$

где Q — производительность сепаратора;
R — радиус рассматриваемого сечения барабана;
h — расстояние между тарелками по вертикали;
s — толщина слоя сливок по вертикали;
z — число тарелок в барабане;
α — угол наклона тарелок.

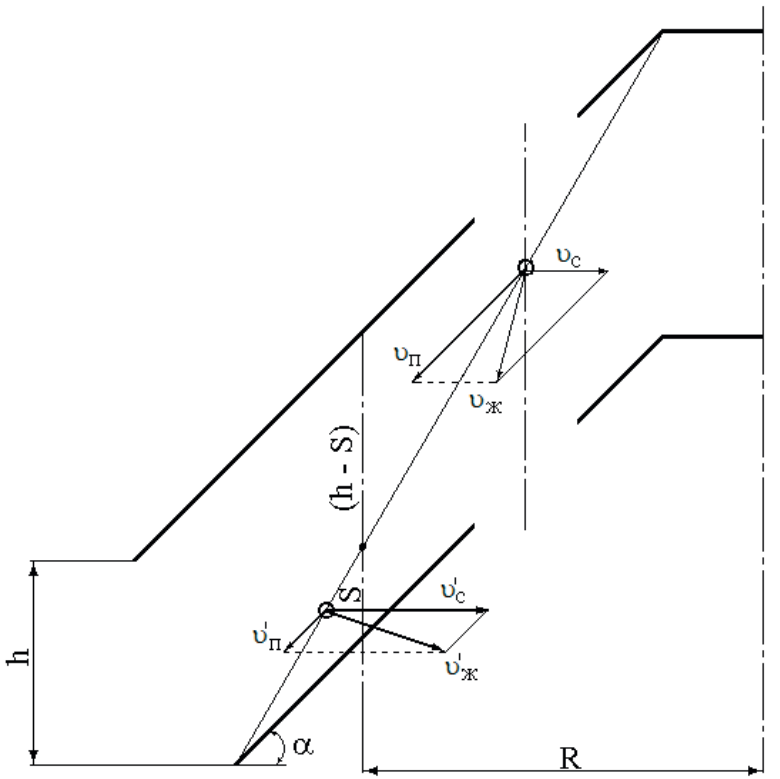


Рис. 6.3. План скоростей жировых шариков

Но одновременно под действием центростремительного ускорения оттесняемые более тяжелым обратом жировые шарики будут двигаться (всплывать) к оси вращения барабана со скоростью υ_c, определяемой по формуле Стокса.

Следовательно, абсолютная скорость движения жирового шарика будет равна их геометрической сумме, т.е.

$$\upsilon_ж = \upsilon_п + \upsilon_c .$$

По мере удаления жирового шарика от оси вращения скорости $\upsilon_п$ и υ_c будут изменяться, а с ними будет изменяться величина и направление абсолютной скорости $\upsilon_ж$.

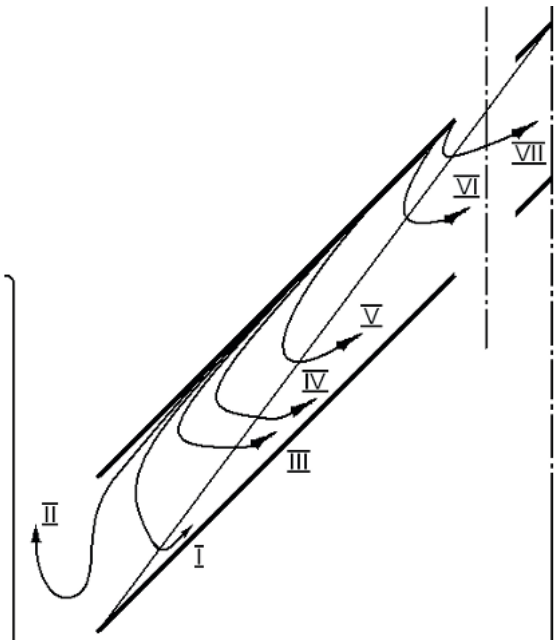


Рис. 6.4. Траектории движения жировых шариков

Скорость υ_c будет возрастать, так как R увеличивается, а скорость $\upsilon_п$ уменьшаться, так как с увеличением R увеличивается площадь поперечного сечения потока.

Следовательно, жировые шарики за время пребывания в межтарелочном пространстве, стремясь к оси вращения барабана, накапливаются на верхних поверхностях тарелок и, образуя наиболее легкую фракцию, непрерывно движутся по образующим тарелок вверх и к оси вращения.

Таков механизм разделения молока на сливки и обрат.

Жировые шарики различных размеров движутся по различным траекториям (рис. 6.4).

Если шарик жира критического размера (например, 1) еще успеет достигнуть нижней тарелки (траектория I), то шарик меньших размеров пройдет по траектории II и не выделится из разделяемой жидкости. Большие шарики перемещаются по траекториям III, IY, Y и т.д. и выделяются весьма близко от истока, питающего межтарелочные пространства.

Основы теории молочных сепараторов для первичной переработки молока

Возьмем положение жирового шарика на крае тарелки в момент, когда он может еще попасть на ее поверхность и не уйти с обратом. Кинематика процесса в этом положении показана на рис. 6.5, где am — длина образующей конуса тарелки; H — высота тарелки; h — просвет между тарелками по вертикали.

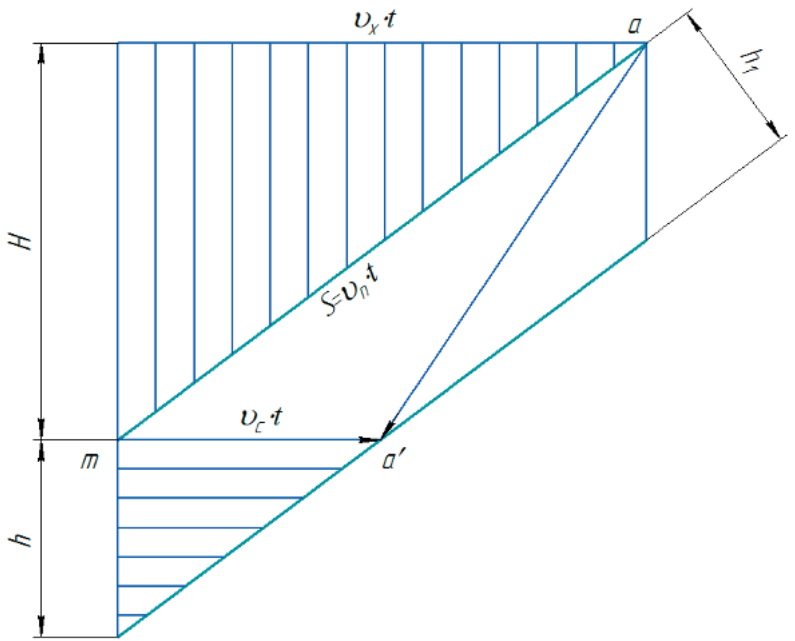


Рис. 6.5. Расчетная схема

Шарик в переносном движении переходит из положения *a* в положение *m*, на пути $S = \upsilon_п \cdot t$. Проекция этого пути $\upsilon_x \cdot t$. В относительном движении он перемещается из положения *m* в положение *a′* на пути $\upsilon_c \cdot t$.

Вектор $a — a'$ представляет собой путь абсолютного движения шарика со скоростью $\upsilon_ж$.

Из подобия заштрихованных треугольников имеем:

$$\frac{\upsilon_x}{\upsilon_c} = \frac{H}{h} \text{ и } \upsilon_x \cdot h = \upsilon_c \cdot H. \tag{6.7}$$

Определим скорости υ_x и υ_c:

$$\upsilon_x = \frac{Q}{z \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_x \cdot h}, \text{ м/с}, \tag{6.8}$$

где R_x — среднее логарифмическое расстояние жирового шарика от оси вращения барабана, м.

По формуле Стокса определим υ_c

$$\upsilon_c = \frac{2}{9}\omega^2 \cdot R_c \cdot r^2 \cdot g \cdot \frac{\rho_п - \rho_ж}{\mu}, \text{ м/с}. \tag{6.9}$$

Плотность плазмы равна $\rho_п = 1{,}03$ г/см^3, жира $\rho_ж = 0{,}92$ г/см^3, вязкость молока $\mu = 0{,}01$ г/(см·с) при $t = 35$ °С.

Подставляя значения υ_x и υ_c в формулу (6.7), получим

$$\frac{Q}{z \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_x \cdot h} \cdot h = \frac{2}{9} \cdot \omega^2 \cdot R_c \cdot \left(r^2 \cdot \frac{\rho_п - \rho_ж}{\mu} \right) \cdot H \tag{6.10}$$

или

$$\left(r^2 \cdot \frac{\rho_п - \rho_ж}{\mu} \right) \cdot \left(\frac{z \cdot \pi \cdot \omega^2 \cdot R_c \cdot R_x \cdot H}{Q} \right) = \frac{9}{4} = 2{,}25. \tag{6.11}$$

В этом уравнении примем:

$$r^2 \cdot \left(\frac{\rho_п - \rho_ж}{\mu} \right) = E,$$

и

$$\left(\frac{z \cdot \pi \cdot w^2 \cdot R_c \cdot R_x \cdot H}{Q} \right) = F,$$

тогда получим:

$$E \cdot F = 2{,}25 = \text{const}. \tag{6.12}$$

Множитель E характеризует физические свойства молока и является технологическим фактором. Множитель E прямо пропорционален разности плотностей и квадрату радиуса жирового шарика и обратно пропорционален вязкости. При уменьшении вязкости разделяемость увеличивается. Поэтому целесообразно перед сепарированием молоко нагревать.

Множитель F характеризует разделительную способность сепаратора, является конструктивным (механическим) фактором. Множитель F прямо пропорционален числу тарелок, квадрату угловой скорости, размерам барабана и обратно пропорционален производительности сепаратора. Следовательно, чем больше будет поступать в сепаратор молока, тем хуже будет происходить его разделение на жир и обрат. Формула сепарирования представляет собой уравнение разносторонней гиперболы (рис. 6.6).

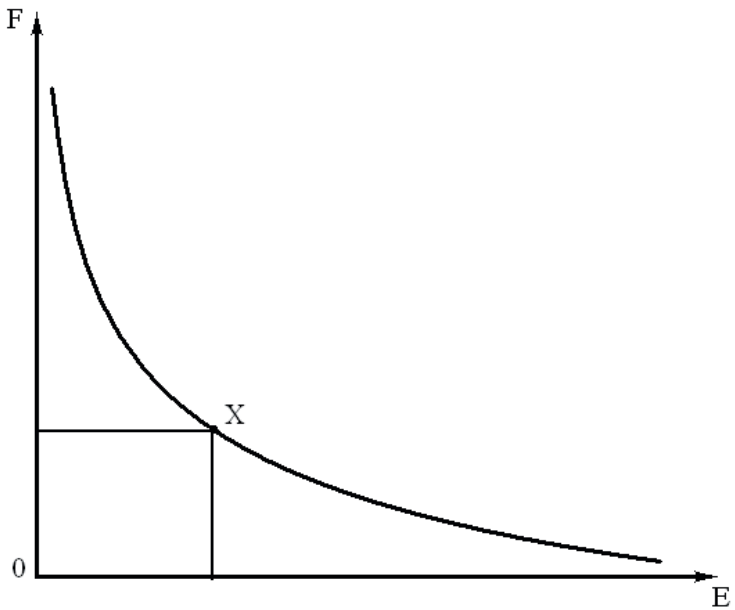


Рис. 6.6. Зависимость между факторами F и E

Если на этой кривой взять произвольную точку X и ее перемешать, то с увеличением E уменьшается F.

Для разделения более вязких жидкостей нужно иметь сепаратор с большей разделительной способностью. Поэтому для вторичного сепарирования сливок при получении масла требуется сепаратор с большим числом тарелок и с увеличенной высотой H.

Обозначая КПД процесса сепарирования через β и вводя его в формулу сепарирования (6.12), получим:

$$\beta \cdot E \cdot F = 2{,}25.$$

Эта формула представляет собою основное уравнение сепаратора.

КПД сепарирования принимается равным

$$\beta = \frac{Q_Д}{Q_Т} = 0{,}6...0{,}7,$$

где Qд — действительная производительность сепаратора;
QТ — теоретическая производительность сепаратора.

6.2. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ РОТОРА НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ СЕПАРАТОРА

Подставляем в формулу для определения F значения R_x и R_c. По характеру движения жидкости между тарелками находим:

$$R_x = \frac{R_{max} - R_{min}}{\ln \frac{R_{max}}{R_{min}}} \text{ и } R_c = \frac{R_{max} + R_{min}}{2},$$

где R_{max} и R_{min} — соответственно максимальный и минимальный радиусы тарелок;
R_x — средняя логарифмическая величина радиуса тарелки.

Проходное сечение не остается постоянным, а по мере удаления от центра непрерывно увеличивается (веером). Подставляя эти данные, получим:

$$F = \frac{z \cdot \pi \cdot \omega^2 \cdot H}{Q} R_c \cdot R_x = \frac{z \cdot \pi \cdot \omega^2 \cdot H}{Q} \cdot \frac{R_{max} - R_{min}}{\ln \frac{R_{max}}{R_{min}}} \cdot \frac{R_{max} + R_{min}}{2} =$$

$$= \frac{z \cdot \pi \cdot \omega^2 \cdot H}{Q} \cdot \frac{R_{max}^2 - R_{min}^2}{2 \cdot \ln \frac{R_{max}}{R_{min}}} = \frac{z \cdot \omega^2}{Q} \cdot \frac{\pi \cdot R_{max}^2 \cdot H - \pi \cdot R_{min}^2 \cdot H}{2 \cdot \ln \frac{R_{max}}{R_{min}}} \cdot \quad (6.13)$$

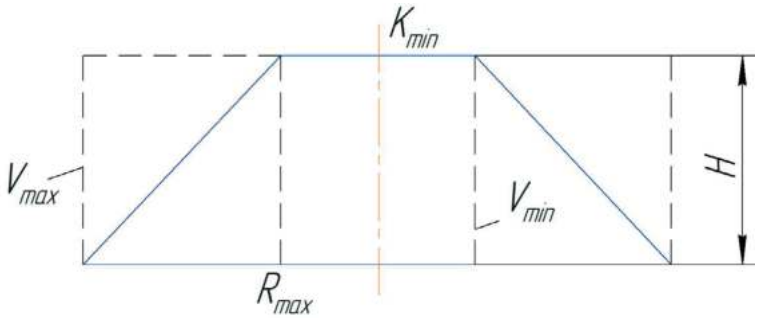


Рис. 6.7. Условные обозначения барабана

Пользуясь предельными значениями R_{min} и R_{max} из рис. 6.7, обозначим:

$$\pi \cdot R_{max}^2 \cdot H = V_{max},$$

$$\pi \cdot R_{min}^2 \cdot H = V_{min},$$

$$2 \cdot \ln \frac{R_{max}}{R_{min}} = K.$$

Подставляя эти данные в уравнение для F, получим:

$$F = \frac{z \cdot \omega^2}{Q} \cdot \frac{V_{max} - V_{min}}{K} = \frac{z \cdot \omega^2}{Q} \cdot V,$$

где V — приведенный объем сепарирующего барабана, см^3.

Подставляя F в основное уравнение сепаратора, получим:

$$\beta \cdot \frac{E \cdot z \cdot \omega^2 \cdot V}{Q} = 2{,}25. \qquad (6.14)$$

Тогда окончательно его производительность будет равна:

$$Q = \frac{\beta \cdot E \cdot z \cdot \omega^2 \cdot V}{2{,}25}. \qquad (6.15)$$

6.3. КРИТИЧЕСКАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА СЕПАРАТОРА

Самоцентрование вращающихся масс будет тем совершеннее, чем длиннее и тоньше вал сепаратора.

Но в некоторых случаях компактность конструкции требует короткого и, следовательно, жесткого вала. Его упругие свойства не могут быть в этом случае использованы в целях самоцентрирования. Тогда задача самоцентрирования разрешается установкой упругого подшипника, позволяющего оси вала несколько смещаться относительно своего нормального положения. К таким валам относится и вал барабана сепаратора. Он сравнительно короток, жесток и имеет горловой подшипник, предназначенный для самоцентрирования массы вращающегося барабана.

Рассмотрим установившийся режим работы сепаратора (рис. 6.8), когда угловая скорость ω вращения барабана постоянна, а угловой путь ω·t, где t — время.

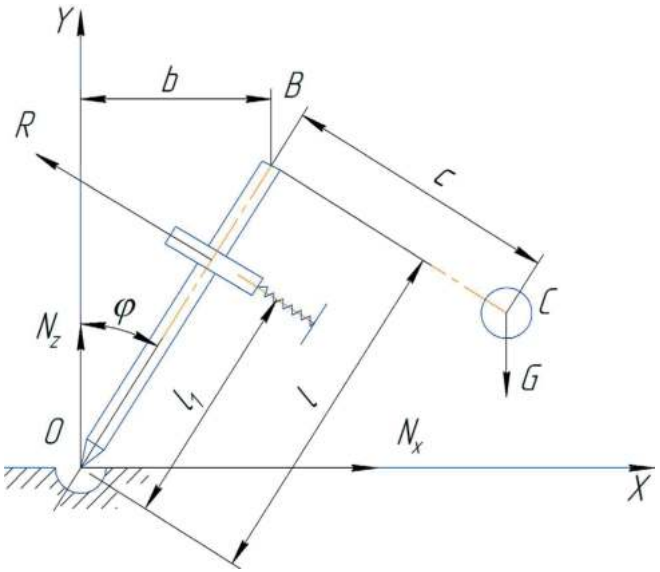


Рис. 6.8. Схема к определению критической частоты вращения вала сепаратора

Вследствие того, что центр тяжести C массы M не совпадает с осью вращения OB, вал отклоняется от вертикали на угол α.

Примем следующие допущения.

1. Ввиду малости угла α примем $\cos\alpha = 1$.
2. Вследствие значительности инерционных сил пренебрегаем окружным и осевым усилиями по червяку привода вала, а также силами полезных и вредных сопротивлений барабана.

Введем обозначения:

L — расстояние от центра тяжести барабана до нижнего подшипника;

l_1 — расстояние от нижнего подшипника до середины торцового подшипника;

c — эксцентриситет массы барабана;

b — отклонение точки B вала от вертикали;

R — реакция упругого подшипника;

k — коэффициент упругости горлового подшипника, т.е. сила, необходимая для деформации его пружин на 1 см;

G — сила тяжести барабана;

N — реакция нижнего подшипника.

Определим координаты точки B:

$$x_b = x_c - c \cdot \cos\varphi,$$

$$y_b = y_c - c \cdot \sin\varphi.$$

Реакция упругого подшипника равна:

$$R = b \cdot \frac{L_1}{L} \cdot k,$$

а ее составляющие по оси x и y

$$R_x = x_b \cdot \frac{L_1}{L} \cdot k = \left(x_c - c \cdot \cos\varphi\right) \cdot \frac{L_1}{L} \cdot k,$$

$$R_y = y_b \frac{L_1}{L} k = \left(y_c - c \cdot \sin\varphi\right) \cdot \frac{L_1}{L} \cdot k.$$

После дальнейших преобразований определим постоянную линейную величину r:

$$r = \frac{c\frac{L_1^2}{L^2}}{\frac{L_1^2}{L^2}k - M \cdot \omega^2 - \frac{G}{L}}. \qquad (6.16)$$

Это значит, что движение центра тяжести C происходит по окружности радиуса r.

Когда знаменатель уравнения обращается в нуль, радиус r = x, что соответствует критической угловой скорости

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{k}{M\frac{L^2}{L_1^2}} - \frac{G}{M \cdot L}}. \qquad (6.17)$$

Преобразовав последние уравнения, получим:

$$r = \frac{c\frac{L_1^2}{L^2} \cdot \frac{k}{M}}{\omega_{кр}^2 - \omega^2}. \qquad (6.18)$$

Отсюда видно, что с увеличением угловой скорости ω за пределы $\omega_{кр}$ радиус окружности будет уменьшаться, а при ω = ∞ обратится в нуль, т.е. произойдет абсолютное самоцентрирование.

Пути уменьшения критической скорости следующие.

1. Уменьшение упругости k горлового подшипника.
2. Укорочение участка l_1 вала между подшипниками.
3. Удаление центра тяжести барабана от горлового подшипника (L).
4. Увеличение массы барабана.

Для упругой опоры коэффициент упругости пружины определим выражением:

$$k_1 = \frac{d^4 \cdot G_1}{8 \cdot i \cdot D^3},$$

где d — диаметр горловины;
G_i — модуль упругости второго рода;
i — число витков пружины;
D — средний диаметр цилиндра пружины.

Определение оптимального расстояния h_1 между тарелками

Оптимальное расстояние между тарелками, т.е. расстояние, при котором происходит наилучшее разделение молока, соответствует условию: на поверхности тарелки должны оседать частицы возможно меньших размеров; оседая, они должны противостоять потоку во избежание их уноса за пределы тарелок.

На этом основании оптимальное расстояние между тарелками определяется условием:

$$r_1 = r_2,$$

где r_1 — радиус частиц, достигших поверхности тарелки;
r_2 — радиус частиц, удерживающихся на поверхности тарелки.

Если $r_1 > r_2$, то на поверхности удерживаются частицы предельного размера. Если $r_1 < r_2$, то, хотя мелкие частицы и достигнут поверхности нижележащей тарелки, часть их будет снесена в общий поток.

Предельное значение r_1 не зависит от расстояния между тарелками h_1 ($r_1 = \text{const}$); значение же r_2 находится в обратной зависимости от h_1 ($r_2 = \text{const}/h_1^2$).

Эти закономерности выражаются графически на рис. 6.9. Из графика ясно, что тарелки установлены на оптимальном расстоянии, если $r_1 = r_2$. В самом деле, для любого значения фактического расстояния между тарелками $h_{1факт} < h_{1A}$ возникают условия, при которых процесс лимитируется значением r_2. Если $h_{1\,факт} > h_{1A}$, то процесс лимитируется значением r_1.

Таким образом, оптимальные условия соответствуют уравнению:

$$0{,}235\sqrt{\frac{Q\cdot\mu}{z\cdot n^2\cdot tg\alpha\cdot(\rho_м-\rho_ж)\cdot\left(R_{max}^3-R_{min}^3\right)}}=0{,}218\frac{Q\cdot\mu}{z\cdot R_\sigma^2\cdot h_1^2\cdot n^2\cdot(\rho_м-\rho_ж)}, \qquad (6.19)$$

где Q — количество жидкости, поступающей в ротор, $м^3/с$;
R_{max} — максимальный радиус тарелки, м;
R_{min} — минимальный радиус тарелки в зоне разделения, м;
n — частота вращения ротора, с-1.

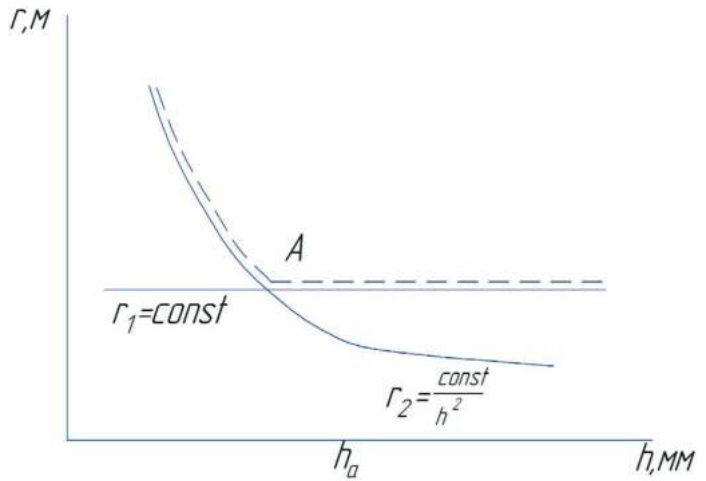


Рис. 6.9. Зависимость радиуса частиц эмульсии от расстояния между тарелками

Из этого уравнения определим расстояние между тарелками ($h_{1опт}$):

$$h_{1опт}^4 = 0{,}87\frac{Q\cdot\mu\cdot tg\alpha\cdot\left(R_{max}^3 - R_{min}^3\right)}{z\cdot R_{max}^4\cdot\left(\rho_м - \rho_ж\right)\cdot n^2}.$$

Обозначим Q/z через m, получим:

$$h_{1опт}^4 \approx 0{,}96\sqrt[4]{\frac{m\cdot tg\alpha\cdot\left(R_{max}^3 - R_{min}^3\right)}{R_{max}^4\cdot n^2}\cdot\frac{\mu}{\left(\rho_м - \rho_ж\right)}}.$$

Н. Н. Липатов [4] для определения оптимального расстояния между тарелками в молокоочистителях рекомендует весьма простое выражение:

$$h_{1опт} = \frac{1}{R_{min}}\cdot\sqrt{2{,}5\cdot\left(R_{max}^3 - R_{min}^3\right)\cdot d}, \qquad (6.20)$$

где d — внутренний диаметр питающего патрубка.

6.4. ОСНОВЫ МЕХАНИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ СЕПАРАТОРОВ

Ротор сепаратора

Ротор сепаратора работает при больших скоростях. Развиваемые при этом центробежные силы вызывают высокие напряжения в материале, из которого изготовлены отдельные части ротора. Наиболее напряженными деталями являются: корпус, крышки и соединительное (затяжное) кольцо в том случае, если оно применяется.

Корпус ротора. Для быстроходных машин цилиндрический корпус нужно рассчитывать как толстостенную трубу и быстровращающиеся диски. В этом случае наибольшее окружное суммарное напряжение σ_t равно:

$$\sigma_t = \frac{\rho\cdot\upsilon^2}{4\cdot a^2}\cdot\left(3{,}3 + 0{,}7\cdot a^2\right) + \frac{\rho_ж\cdot\upsilon^2}{2}\cdot\frac{1+a^2}{1-a^2}, \qquad (6.21)$$

где υ — окружная скорость на внутреннем радиусе стенки корпуса,

$$\upsilon = \omega\cdot r,\ м/с;$$

ω — угловая скорость, с-1;
ρ — плотность материал корпуса, кг/м^3;
a — отношение внутреннего радиуса r0 стенки корпуса к наружному R,

$$a = r_0 / R.$$

Толщину стенки корпуса можно рассчитать по формуле

$$h_o = \frac{r_o}{2} \cdot \frac{\lambda \cdot \psi \cdot \sigma_0}{([\sigma] - \sigma_0)}, \text{ м}, \qquad (6.22)$$

где λ — отношение плотностей сепарируемого продукта и материала корпуса ( );

ψ — степень заполнения ротора жидкостью ($\psi \approx 1$);

$[\sigma]$ — допускаемое напряжение, Па;

$\sigma 0$ — напряжение в стенке, возникающее в результате действия на металл центробежной силы, Па.

$$\sigma_0 = \frac{\rho \cdot \upsilon^2}{2g} = \frac{\rho}{g}\left(\frac{\pi \cdot n \cdot r_0}{30}\right)^2, \text{ Па}, \qquad (6.23)$$

где n — частота вращения ротора, мин$^{-1}$.

Это позволяет определить толщину корпуса ротора.

Крышка ротора. Крышка ротора обычно имеет коническую форму с переменной толщиной стенки, уменьшающейся к оси вращения ротора. Для расчета действующих напряжений могут быть использованы с достаточной для практики точностью некоторые формулы, полученные для конических оболочек постоянной толщины.

Определить толщину стенки крышки на различном расстоянии от оси вращения ротора можно по следующей формуле, принимая $\psi = 1$:

$$h_i = \frac{\lambda \cdot R_x}{2 \cdot \cos\alpha_1 \cdot \left(\frac{[\sigma]}{\sigma_0} - 1\right)}, \text{ м}, \qquad (6.24)$$

где Rx — расстояние от оси вращения, на котором определяется толщина стенки крышки, м;

α_1 — угол образующей стенки крышки с вертикалью.

Соединительное кольцо. При завинчивании захват соединительного кольца находится под действием следующих усилий: реакции опоры, создающейся при сборке ротора (барабана), и давления жидкости на крышку ротора в вертикальном направлении. В крупных роторах реакция опоры обычно составляет 2–3% от давления жидкости на крышку ротора, поэтому ее можно не учитывать.

Полное осевое давление жидкости на крышку определяется по формуле

$$P = \frac{\pi \cdot \rho_{ж} \cdot \omega^2}{4} \cdot \left(R^2 - r^2\right)^2, \text{ Па}, \qquad (6.25)$$

где R — максимальный радиус крышки, м;
r — минимальный радиус крышки, м.

Конструктивно приняв ширину захвата *b* и заменив распределенную нагрузку сосредоточенной, определяют толщину захвата *a* из расчета на изгиб в сечении А-А (рис. 6.10):

$$\sigma = \frac{M_{изг}}{W} = \frac{P \cdot b}{2} \cdot \frac{6}{2\pi \cdot R \cdot a^2} \le [\sigma]_{и}, \qquad {}_{п}a,$$

откуда

$$a \ge \sqrt{\frac{3 \cdot P \cdot b}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot [\sigma]_{и}}}, \text{м}, \qquad (6.26)$$

где Мизг — изгибающий момент, Н · м;
W — момент сопротивления, м^3.
$[\sigma]_{и}$ — допускаемое напряжение на изгиб, Н/м;
R — наружный радиус захвата, м;
P — полное осевое давление, Па;
b — ширина захвата, м.

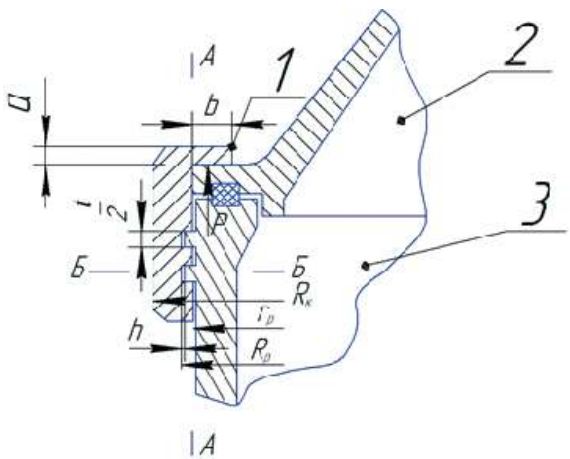


Рис. 6.10. Расчетная схема соединительного кольца: *1* — соединительное кольцо; *2* — крышка ротора; *3* — корпус ротора

Проверка на срез производится по следующей формуле:

$$a > \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot [\tau]_{ср}}, \text{ м}, \tag{6.27}$$

где $[\tau]_{ср}$ — допускаемое напряжение на срез, Н/м.

Наружный радиус кольца $R_к$ определяют из условий прочности на растяжение по сечению Б-Б, по формуле:

$$R_к > \sqrt{\frac{P}{\pi \cdot [\sigma_р]} + R_р}, \text{ м},$$

где Rр — наружный радиус резьбы кольца, м;
[σ]р — допускаемое напряжение на растяжение, Н/м.

Кроме того, в соединительном кольце в результате центробежной силы, создаваемой массой кольца, возникают напряжения в тангенциальном и радиальном направлениях. Последние очень малы, поэтому их в расчет не принимают. Величина напряжения в тангенциальном напряжении определяется формулой:

$$\sigma = \frac{\rho \cdot \omega^2}{4} \cdot \left[(3 + \mu) \cdot R_к^2 + (1 - \mu) \cdot R_р^2 \right] \le [\sigma]_р, \tag{6.28}$$

где μ — коэффициент Пуассона (для стали m = 0,3).

Приведем пример расчета резьбового зацепления. Так как угол подъема винтовой линии резьбы α_1 незначителен, резьбу рассматривают как закрепленную консольную балку длиной h (h — глубина резьбы); высотой t/2 (t — шаг резьбы) и шириной $2 \cdot \pi \cdot r_р \cdot z$ ($r_р$ — внутренний радиус резьбы кольца; z — число витков резьбы) с нагрузкой P на ее конце.

Условие прочности выразим уравнением:

$$\sigma = \frac{M}{W} = P \cdot h \cdot \frac{6}{2 \cdot \pi \cdot r_р \cdot z(t/2)^2} < [\sigma]_и, \tag{6.29}$$

откуда число витков резьбы

$$z = \frac{12 \cdot P \cdot h}{\pi \cdot r_р \cdot t^2 \cdot [\sigma]_и}. \tag{6.30}$$

Шаг резьбы определим по формуле

$$t = 2 \cdot \pi \cdot r_p \cdot tg\alpha_1 .$$

Считая, что вся нагрузка воспринимается одним витком, определим напряжение смятия, возникающее в резьбе

$$\sigma = \frac{P}{\pi \cdot \left(R_p^2 - r_p^2\right)} \le [\sigma]_{см}, \qquad (6.31)$$

где $[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение на смятие, Н/м^2.

6.5. ОСНОВЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА СЕПАРАТОРОВ

Энергия, подводимая к сепаратору, расходуется на:

1) сообщение кинетической энергии выбрасываемой жидкости;
2) преодоление трения ротора о воздух;
3) преодоление трения в подшипниках;
4) потери в редукторе.

Первую составляющую N_1 определяется по следующей формуле

$$N_1 = \varphi \frac{Q \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot r^2 \cdot \rho_ж}{900 \cdot 2g \cdot 102}, \text{ кВт}, \qquad (6.32)$$

где Q — производительность сепаратора, м^3/с;
n — частота вращения ротора, мин$^{-1}$;
r — расстояние от оси вращения до выходного отверстия, м;
φ — коэффициент учитывающий радиальную скорость струи (j = 1...1,2);
гж — плотность жидкости, кг/м^3.

Мощность N_2, необходимая для преодоления трения ротора о воздух:

$$N_2 = \frac{\beta^{\frac{4200}{F_1 \cdot n}} \cdot 10^{-6} \cdot \omega^3 \cdot \sum_{i=1}^{i=k} \left(F \cdot R_{ср}^3\right) \cdot \rho_в}{g}, \text{ кВт}, \qquad (6.33)$$

где b — эмпирический коэффициент (в среднем принимается b = 1,85);
F_1 — общая поверхность трения ротора, м^2;
ω — угловая скорость ротора, с$^{-1}$;
F — поверхность трения расчетного участка ротора, м^2;
$R_{ср}$ — средний радиус расчетного участка поверхности трения ротора, м;
$r_в$ — плотность воздуха при 20 °С, кг/м^3;

Мощность $N_з$, необходимая для преодоления трения в приводном механизме, сравнительно невелика.

Общий КПД винтовой пары с учетом трения в опорах равен:

$$\eta = \frac{tg(\alpha - \varphi)}{(1 - 0{,}26f)} \cdot \eta_o .$$

где α — угол подъема винтовой линии, град;
φ — угол трения, град;
f — коэффициент трения;
η_0 — коэффициент, учитывающий потери на трение в опорах (при установке подшипников качения $\eta_0 = 0{,}999$).

В период разгона сепаратора мощность расходуется также на сообщение кинетической энергии ротору, которая определяется по формуле:

$$A = \frac{J \cdot \omega^2}{2}, \text{ Дж}, \qquad (6.34)$$

где J — момент инерции ротора, кг · м^2;
ω — угловая скорость ротора, с$^{-1}$.

Момент инерции ротора равен:

$$J = \frac{G \cdot R_и^2}{g}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \qquad (6.35)$$

где G — сила тяжести ротора, Н;
$R_и$ — радиус инерции ротора, м.

Если разгон ротора продолжается τ секунд, то средняя потребная мощность на сообщение ротору кинетической энергии во время разгона

$$N_{ср} = \frac{A}{1000 \cdot \tau}, \text{ кВт}, \qquad (6.36)$$

где τ — продолжительность разгона сепаратора, с.

Кинетическая энергия ротора находится в прямой зависимости от угловой скорости, которая при фрикционном приводе постепенно увеличивается и достигает максимума к концу пускового периода.

Поэтому

$$N_{max} = 2N_{ср}. \quad (6.37)$$

В период пуска пусковым механизмом сепаратора в среднем поглощается до 40% потребной в период разгона энергии.

В период рабочего режима работы сепаратора мощность расходуется на:

- трение в приводном механизме — 25%;
- трение ротора о воздух — 50%;
- сообщение кинетической энергии ротору — 30%;
- трение в пусковом механизме — 40%;
- сообщение кинетической энергии выбрасываемой жидкости и преодоление гидравлических сопротивлений — 25% и др.

Как технологические, так и механические показатели работы сепаратора в значительной мере зависят от степени балансировки барабана сепаратора.

Глава 7
РАБОЧИЕ ОРГАНЫ МАШИН ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ ГРУБОДИСПЕРСНЫХ ПИЩЕВЫХ СУСПЕНЗИЙ

Назначение и область применения

Для первичного разделения грубодисперсных пищевых суспензий применяются центрифуги. В центрифугах происходит разделение неоднородных сред в центробежном поле.

Центрифуги применяются в следующих отраслях:

а) в сахарном производстве для разделения утфеля на патоку и сахар, а также для промывки сахара;

б) в крахмалопаточном производстве для отделения крахмала от соковой воды и обезвоживания крахмала;

в) в виноделии для отделения мезги от виноградного сусла и отжима сока от мякоти;

г) в мясной промышленности для отделения шквары от жировой смеси при вытопке жиров, для отжима жидкой фазы от кишок и яичного белка от яичной скорлупы;

д) в плодоовощной промышленности для обезвоживания свежих овощей (свежей капусты), для обработки томатной пульпы и т.д.

е) в молочном производстве для обезвоживания творога, извлечения казеина, а также для отжима молочного сахара;

ж) в пивоваренной промышленности для обработки пивного затора.

Центрифуги различают по максимальной напряженности динамического поля, создаваемого ротором, технологическому назначению, характеру проведения процесса (непрерывный или периодический), способу выгрузки осадка из барабана.

Конструктивными особенностями центрифуг являются: положение оси вращения ротора в пространстве, его устройство, устройство и расположение опор вала ротора.

Важным фактором, характеризующим центрифуги, является ускорение центробежного поля, создаваемого ротором. Однако на практике более удобно рассматривать не ускорение центробежного поля, а его безразмерное отношение к ускорению поля тяжести.

Это отношение называют фактором разделения F_r:

$$F_r = \frac{\omega^2 \cdot R}{g}, \qquad (7.1)$$

где ω — угловая скорость вращения ротора, $с^{-1}$;
R — радиус вращения центрифуги, м;
g — ускорение силы тяжести, $м/с^2$.

Умножив числитель и знаменатель выражения (7.1) на R получим:

$$F_r = \frac{\omega^2 \cdot R^2}{g \cdot R} = \frac{\upsilon^2}{g \cdot R}, \qquad (7.2)$$

где υ — линейная скорость ротора, м/с.

Максимальный фактор разделения может быть получен при увеличении угловой скорости ротора. В свою очередь, значения R и ω зависят от конструктивных особенностей центрифуг. При увеличении фактора разделения изменяются специальные требования к конструкции, связанные с условиями прочности, устойчивости и т.д.

По технологическому назначению центрифуги пищевой промышленности можно разделить на фильтрующие и отстойные (осадительные).

Фильтрующие центрифуги применяют для разделения суспензий, содержащих дисперсную фазу кристаллического или зернистого характера, а также для обезвоживания твердых, нетекучих материалов, содержащих жидкость в порах, заполняющую их полностью или частично. При помощи центрифуг можно достигнуть наименьшего содержания жидкой фазы в осадке и легко осуществить его промывку.

Отстойные центрифуги применяются для разделения плохо фильтрующихся суспензий, для осветления суспензий малой концентрации, а также для классификации суспензий по крупности содержащихся в них частиц.

По способу выгрузки осадка применяются центрифуги: с ручной выгрузкой, с выгрузкой при помощи шнеков, пульсирующими поршнями, ножами и скребками, под действием центробежных сил и сил тяжести.

В пищевых производствах наибольшее распространение получили висячие центрифуги и центрифуги, подвешенные на колоннах. Эти центрифуги малочувствительны к неравномерному распределению материала в роторе.

Висячие центрифуги удобны при нижней выгрузке (например, в сахарной промышленности). Подвешенные на колоннах центрифуги удобны при верхней выгрузке, применяемой при центрифугировании штучных материалов.

7.1. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ПРОЦЕССОВ ЦЕНТРИФУГИРОВАНИЯ

Промышленные способы центрифугирования суспензий и шлаков пищевых производств следует относить к одному из трех технических процессов:

а) центрифугальному осветлению;

б) отстойному центрифугированию;

в) центробежной фильтрации.

Центрифугальное осветление — это технологический процесс удаления из жидкостей загрязнений, содержащихся в небольших количествах, осуществляемый в сплошных роторах центрифуг. Этот процесс применяется главным образом при обработке тонких и коллоидных суспензий, поэтому для его осуществления необходимо создание мощного центробежного поля.

Центрифугальное осветление можно считать простейшим процессом центрифугирования. С физической точки зрения его можно рассматривать как свободное осаждение частиц твердой фазы под действием центробежного поля.

При рассмотрении центрифугального осветления необходимо различать скорость этого процесса и скорость осаждения частиц твердой фазы в обрабатываемой жидкости. Скорость центрифугального осветления выражается количеством твердой фазы, осаждающейся на единицу внутренней поверхности ротора в единицу времени. Она зависит от вязкости дисперсионной среды, разности между плотностями дисперсной фазы и дисперсионной среды, крупности частиц твердой фазы, ускорения поля центробежных сил, а также от концентрации твердой фазы суспензии и степени неравномерности дисперсного состава твердой фазы.

Скорость осаждения частиц твердой фазы характеризует быстроту радиального движения частицы в поле центробежных сил и выражается путем, пройденным в единицу времени.

Интересно, что с течением времени скорость центрифугального осветления уменьшается, а скорость осаждения увеличивается.

Эта скорость не зависит от степени неравномерности дисперсионного состава твердой фазы, а определяется на основании известного уравнения Стокса.

Уменьшение скорости центрифугального осветления вызывается следующими причинами:

1) в начале процесса осаждаются наиболее крупные частицы, а затем уже более мелкие;
2) при центрифугировании частицы движутся радиально, концентрация их в осаждающихся слоях уменьшается.

При центрифугировании скорость осаждения частиц твердой фазы увеличивается из-за увеличения действующей на частицу центробежной силы по мере удаления частицы от оси ротора.

Продолжительность пребывания суспензии в роторе определяется из общеизвестного равенства, применяемого при расчете обычных отстойников:

$$T = \frac{\Omega}{V}, \tag{7.3}$$

где Ω — полезный объем ротора, м^3;

V — производительность центрифуги при центрифугальном осветлении, м^3/с.

Продолжительность осаждения частиц в общем случае может быть найдена следующим образом. Сопротивление P, испытываемое телом при его движении в жидкости, по Ньютону определяется из уравнения:

$$P = C_x \cdot \omega^2 \cdot d^2 \cdot \rho_{ср}, \tag{7.4}$$

где P — лобовое сопротивление;

ω — скорость движения тела;

$\rho_{ср}$ — плотность среды;

C_x — коэффициент лобового сопротивления, являющийся функцией числа Рейнольдса Re, т.е.

$$C_x = f(Re),$$

так как

$$Re = \frac{\omega \cdot d \cdot \rho_{ср}}{\mu}, \tag{7.5}$$

то на основании уравнений (7.4) и (7.5)

$$P = \frac{C_x \cdot Re^2 \cdot \mu^2}{\rho_{ср}}, \tag{7.6}$$

где μ — вязкость среды.

Примем приближенно, что центробежная сила, действующая на частицу, равна силе сопротивления:

$$\frac{\pi \cdot d^3}{6} \cdot \Delta \cdot \omega^2 \cdot r = C_x \cdot Re^2 \cdot \frac{\mu^2}{\rho_{ср}}, \qquad (7.7)$$

где Δ — разность между плотностью дисперсной фазы и плотностью дисперсионной среды;

ω — угловая скорость вращения ротора;

ρ — расстояние от оси вращения до частицы.

Из этого уравнения получим:

$$C_x = Re^2 = \frac{\pi \cdot d^3}{6 \cdot \mu^2} \cdot \Delta \cdot \omega^3 \cdot r \cdot \rho_{ср}. \qquad (7.8)$$

Найдя величину C_xRe^2 по известной зависимости $C_xRe^2 = f(Re)$, легко найти число Рейнольдса, а затем по формуле (7.5) — скорость w.

Продолжительность осаждения частицы в поле центробежных сил определим путем графического интегрирования, так как

$$\omega = \frac{dr}{d\tau}, \qquad (7.9)$$

то

$$d\tau = \frac{dr}{\omega}. \qquad (7.10)$$

Интегрируя левую часть равенства (7.10) в пределах от 0 до T (T — продолжительность осаждения), а правую в пределах от r_0 до R (r_0 и R — внутренний и наружный радиусы слоя жидкости в роторе), получим:

$$T = \int_{r_0}^{R} \frac{dr}{\omega}. \qquad (7.11)$$

Для определения T нужно рассчитать несколько значений $1/\omega$, соответствующих величинам r в интервале $(R - r_0)$. По этим значениям строят график зависимости $1/\omega = f(r)$ и затем определяют площадь, ограниченную кривой, осью абсцисс и ординатами, соответствующими радиусам r_0 и R. Найденную площадь умножают на соответствующий масштаб и находят продолжительность осаждения.

Так устанавливается связь между характеристиками суспензии и характеристиками центрифуги, на основании которой можно строить режим работы центрифуги и выбирать размеры ротора.

С учетом всех действующих сил определим скорость потока на уровне центра тяжести частицы.

Условие равновесия частицы, достигшей стенки ротора и покоящейся на ней, имеет вид:

$$N - f \cdot (C - W) = 0, \tag{7.12}$$

где C — центробежная сила, действующая на частицу;
N — лобовое давление потока;
f — коэффициент трения;
W — подъемная сила.

Согласно закону Стокса, лобовое давление

$$N = 6 \cdot \pi \cdot \mu \cdot du, \tag{7.13}$$

где u — скорость потока, омывающего частицу.

Подъемная сила приближенно может быть принята пропорциональной N: aN = W, коэффициент пропорциональности a принимают равным 0,34.

Донную скорость u можно приближенно найти из известного в гидравлике уравнения, считая режим течения жидкости через ротор турбулентным:

$$u = \upsilon_{ср} \cdot \left(\frac{d}{H}\right)^{\frac{1}{7}}, \tag{7.14}$$

где $\upsilon_{ср}$ — средняя скорость потока по вертикали;
H — глубина потока, равная (R — r_0).

Подставляя в уравнение (7.12) значения N, C и W и принимая коэффициент трения равным 0,66, найдем критическую производительность, при которой исключается унос частиц, размер которых больше расчетного

$$V = \pi(R^2 - r_0^2) \cdot \left(\frac{R - r_0}{2 \cdot \rho}\right)^{\frac{1}{7}} \cdot \alpha \cdot \upsilon_0 \cdot \omega^2 \cdot R, \tag{7.15}$$

где υ_0 — скорость осаждения частиц по Стоксу в поле тяжести.

Отстойное или осадительное центрифугирование — это технологический процесс разделения суспензий со значительным содержанием твердой фазы, осуществляемый в сплошных роторах центрифуг.

В общем случае отстойное центрифугирование состоит из двух физических процессов:

1) осаждение твердой фазы, протекающего по аэродинамическим законам сопротивления среды движению находящегося в ней тела;
2) уплотнение осадка, происходящего по законам механики дисперсных систем.

Процесс отстойного центрифугирования нельзя характеризовать по аналогии с центрифугальным осветлением, т.е. с количеством осадка, образующегося на стенках ротора в единицу времени.

Поэтому под скоростью отстойного центрифугирования следует понимать скорость сгущения твердой фазы в роторе (под сгущением здесь понимается увеличение в единице объема твердого вещества суспензии).

Влажность осадка в большой степени зависит от дисперсности осадка. Наименьшая влажность наблюдается у стенки ротора и у свободной поверхности. Данное распределение влажности типично для грубодисперсных осадков и обусловлено тем, что у стенки ротора давление в слое наибольшее. В то же время у поверхности осадка условия благоприятны для фильтрации, так как здесь гидравлическое сопротивление осадка незначительно.

Центробежная фильтрация — это процесс разделения суспензий путем центрифугирования их в перфорированных роторах центрифуг.

С физической точки зрения центробежная фильтрация слагается из следующих процессов:

1) течения жидкости через дисперсный осадок;
2) уплотнения осадка;
3) удаления из него жидкости, удерживаемой в местах соприкосновения частиц и на их поверхности.

Процесс центробежной фильтрации можно разделить на три периода:

1) фильтрация с образованием осадка, когда частицы, взвешенные в жидкости, отделяются при прохождении последней через проницаемую стенку ротора центрифуги;
2) отжим жидкости из образовавшегося осадка, когда уплотняется осадок при практически неизменном объеме скелета осадка;
3) частичное удаление из осадка жидкости, удерживаемой молекулярными силами.

Расчет отстойной центрифуги

Процессы центрифугирования суспензий многообразны и подчиняются различным закономерностям. Покажем это на примере расчета отстойной центрифуги.

Среднее живое сечение потока в роторе:

$$K = 2 \cdot \pi \cdot R_{ср} \cdot h, \text{ м}^2, \quad (7.16)$$

где $R_{ср}$ — средний радиус слоя суспензии в роторе, м;
h — средняя глубина потока в роторе, м.

Продолжительность пребывания суспензии в роторе:

$$T = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{_p} \cdot h \cdot L}{Q}, \text{ с}, \quad (7.17)$$

где L — длина сливного участка, м;
Q — производительность центрифуги по поступающей суспензии, $м^3/с$.

В действительности продолжительность пребывания суспензии в роторе несколько больше, так как при центрифугировании объем суспензии уменьшается вследствие потери твердой фазы, выпадающей в осадок на стенки ротора. Этим обстоятельством во многих случаях можно пренебречь. Продолжительность осаждения частицы данной крупности

$$\tau = \frac{h}{\upsilon_{ср.о}}, \quad (7.18)$$

где $\upsilon_{ср.о}$ — средняя скорость осаждения частиц твердой фазы, м/с.

Если величина T должна быть равна t, то производительность центрифуги равна:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot r_{ср} \cdot L \cdot \upsilon_{ср.о}, \ м^3/с. \quad (7.19)$$

Глубина потока h пока не определена, поэтому принимаем наихудший случай, т.е. $r_{ср} = r_0$ и $\upsilon_{ср} = \upsilon_0$, где υ_0 — наименьшая скорость осаждения частиц в суспензии, подвергаемой центрифугированию (в поле центробежных сил), а r_0 — радиус свободной поверхности суспензии (обычно равный радиусу борта цилиндрического ротора).

Тогда вместо последнего уравнения получим приближенную формулу

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot r_0 \cdot L \cdot \upsilon_{ср,} \ м^3/с.$$

В последнем уравнении произведение $2 \cdot \pi \cdot r_0 \cdot L$ является свободной поверхностью слоя жидкости в роторе. Эту поверхность можно условно принять равной поверхности осаждения ротора. В действительности поверхность осаждения ротора — величина переменная, зависящая от радиуса данного слоя жидкости и лежащая в узких пределах значений:

$$2 \cdot \pi \cdot r_0 \cdot L < F_{oc} < 2 \cdot \pi \cdot R \cdot L,$$

где F_{oc} — поверхность осаждения ротора.

Приняв $F_{oc} = 2 \cdot p \cdot r_o \cdot L$, приводим формулу производительности к виду:

$$Q = F_{oc} \cdot \upsilon_0. \tag{7.20}$$

Скорость осаждения в поле центробежных сил

$$\upsilon_0 = \upsilon_m \cdot F_r, \tag{7.21}$$

где υ_m — скорость осаждения частицы твердой фазы в поле тяжести;
F_r — критерий Фруда для частиц.

Таким образом,

$$Q = \upsilon_m \cdot F_r \cdot F_{oc}. \tag{7.22}$$

Обозначив произведение $F_r \cdot F_{oc}$ через $\sum$ и назвав его «индексом производительности центрифуг», получим следующий окончательный вид для уравнения производительности:

$$Q = \upsilon_m \cdot \sum. \tag{7.23}$$

Можно показать, что при центробежной фильтрации с образованием осадка (первый период центробежной фильтрации) конечная скорость отхода фугата приближенно определяется по выражению:

$$\upsilon_ф \approx k_o \cdot \sum, \tag{7.24}$$

где $\upsilon_ф$ — скорость процесса в фильтрующем роторе в конце периода образования осадка;
k_o — характеристика фильтрационных свойств осадка суспензии;

$$\sum \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{ср} \cdot L \cdot Fr;\ r_o + R,$$

$$r_{ср} = \frac{r_{ср} + R}{2} \approx R, \tag{7.25}$$

здесь r_o — радиус борта цилиндрического ротора;
R — внутренний радиус ротора.

Итак, приходим к выводу, что величина $\sum$ является основной характеристикой центрифуг, определяющей их производительность и обусловливающей конструкцию центрифуги в каждом конкретном случае. По величине $\sum$ можно сравнивать различные конструкции центрифуг.

При конических отстойных роторах значение Σ определим приближенно по формуле:

$$\Sigma = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{-p} \cdot L}{2} \cdot \frac{\omega^2 \cdot r_{-p}}{g} = \frac{\pi \cdot r^2_{-p} \cdot \omega^2 \cdot L}{g}, \qquad (7.26)$$

где ω — угловая скорость ротора.

Для центрифуг с тарелками:

$$\Sigma = 2 \cdot \pi \cdot H \cdot r_{-p} \cdot \frac{\omega^2}{g} \cdot m, \qquad (7.27)$$

где m — число тарелок;
H — высота тарелки;
$r_{ср}$ — средний радиус тарелки,

$$r_{ср} = \sqrt{\frac{r^3_{max} - r^3_{min}}{8 \cdot (r_{max} - r_{min})}}, \qquad (7.28)$$

где r_{max}, r_{min} — соответственно максимальный и минимальный радиус тарелки.

Зная свойства продукта, обрабатываемого на центрифуге, и параметр центрифуги Σ, рассчитаем теоретическую производительность центрифуги.

Действительная производительность и скорость фильтрации несколько меньше теоретических значений из-за влияния факторов, снижающих эффективность процесса, поэтому следует принять:

$$\begin{aligned} Q &= \eta \cdot v_m \cdot \Sigma; \\ V_ф &= \eta \cdot k_0 \cdot \Sigma, \end{aligned} \qquad (7.29)$$

где η — показатель эффективности работы центрифуги.

Следует отметить, что производительность периодически и непрерывно действующих фильтрующих центрифуг определяется по своим выражениям, приведенным в специальной литературе.

7.2. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ЦЕНТРИФУГИ ЛЮБОГО ТИПА

Общая мощность N для привода центрифуги определяется по формуле

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4, \text{ кВт}, \qquad (7.30)$$

где N_1 — мощность, необходимая для вращения барабана, кВт;
N_2 — мощность, необходимая на сообщение суспензии кинетической энергии, кВт;
N_3 — мощность на преодоление трения в подшипниках, кВт;
N_4 — мощность, расходуемая на преодоление трения барабана о воздух, кВт.

Величины, входящие в эту формулу, определяются следующим образом:

$$N_1 = \frac{A_б}{1000 \cdot \tau}, \text{ кВт}, \tag{7.31}$$

где $A_б$ — работа, затрагиваемая на сообщение барабану необходимой скорости, Дж;

$$A_б = 0{,}5 \cdot G_б \cdot R^2 \cdot \omega^{2,}$$

где $G_б$ — масса вращающихся частей центрифуги, кг;
R — внутренний радиус барабана, м;
ω — угловая скорость барабана, рад/с;
τ — время разгона центрифуги, с;

$$N_2 = \frac{A_c}{1000 \cdot \tau \cdot \eta}, \text{ кВт}, \tag{7.32}$$

где A_c — работа, затрачиваемая на сообщение кинетической энергии суспензии, поступающей на разделение, Дж

$$A_c = 0{,}25\ G_c (R^2 + r^2_0)\ \omega^2, \tag{7.33}$$

где G_c — масса загруженной суспензии, кг;
r_0 — радиус верхнего отверстия барабана центрифуги (внутренний радиус кольца жидкости), м:

$$r_0 = \sqrt{R^2 - G_c / \rho_c \cdot \pi \cdot H}\ ,$$

где ρ_c — плотность материала, кг/м^3;
H — высота барабана, м;
η — коэффициент, учитывающий дополнительный расход энергии на перемешивании суспензии в барабане (для сахарных утфелей h = 0,8).

$$N_3 = G \cdot f \cdot \pi \cdot d_в \cdot n \cdot 10^{-3,} \text{ кВт}, \tag{7.34}$$

где G — масса вращающихся частей центрифуги и суспензии ($G = G_б + G_c$, кг), кг;
f — коэффициент трения (f = 0,3);
$d_в$ — диаметр шейки вала, м;
n — частота вращения вала, с$^{-1}$.

$$N_4 = 22{,}85 \cdot 10^{-4} \cdot Н \cdot Д^4 \cdot n^3, \text{ кВт},$$

где Д — диаметр барабана, м.

Мощность электродвигателя определяется по формуле:

$$N_{дв} = \frac{N}{\eta}, \qquad \text{кВт, (7.35)}$$

где η — КПД привода.

Глава 8
МАШИНЫ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ И ГОМОГЕНИЗАЦИИ ПИЩЕВЫХ ЭМУЛЬСИЙ

Назначение и область применения

В различных пищевых производствах зачастую требуется производить пищевые эмульсии. Эмульсиями называются однородные по внешнему виду смеси взаимно нерастворимых жидкостей, из которых одна распределена в другой в виде мелких капель. К эмульсиям относятся также пены, которые представляют собой концентрированные эмульсии газовых сред, диспергированных в жидкостях.

Многие эмульсии являются полуфабрикатами (например, эмульсия маргарина), другими готовыми продуктами (например, майонез).

Эмульсии встречаются как натуральные (молоко, сметана, сливки), так и полученные искусственным путем из различных составных частей.

Искусственные эмульсии приготовляют в эмульсаторах. В этих аппаратах жидкие компоненты, нерастворимые один в другом, подвергаются интенсивному механическому воздействию; в результате этого один из компонентов раздробляется на мелкие частицы, и они распределяются в другом компоненте.

Раздробленный компонент эмульсии называется дисперсной (или внутренней) фазой, а окружающий дисперсную фазу компонент — дисперсионной средой (или внешней фазой).

Степень раздробления дисперсной фазы характеризует дисперсность эмульсии: тонкая или высокодисперсная и грубая или грубодисперсная. В тонких эмульсиях диаметр наибольших частиц не превышает обычно 10 мкм, а средний диаметр менее 5 мкм. Целью механической обработки смесей в эмульсаторах является получение эмульсии с возможно более высокой дисперсностью, так как только такие эмульсии отличаются стойкостью и не расслаиваются в спокойном состоянии в течение продолжительного времени, несмотря на заметную разницу в удельном весе обеих жидкостей.

Чтобы определить дисперсность эмульсии, ее подвергают дисперсионному анализу, при котором устанавливают размер взвешенных частиц и относительное число их по категориям. Для проведения этого анализа используется микроскоп.

Если эмульсия состоит из частиц различного размера (например, молоко), то она называется полидисперсной; эмульсия, которая состоит из частиц одинакового размера, называется монодисперсной или гомогенной.

Гомогенизацией эмульсии называется раздробление дисперсной фазы и повышение степени дисперсности ее по сравнению с первоначальной.

Степень дисперсности эмульсии может характеризоваться средним диаметром частиц дисперсной фазы, который вычисляется по формуле:

$$d_{-p} = \sqrt{\frac{d_1^3 \cdot n_1 + d_2^3 \cdot n_2 + \ldots + d_n^3 \cdot n_n}{n_1 + n_2 + \ldots + n_n}}, \text{ мкм}, \qquad (8.1)$$

где $d_1, d_2, \ldots, d_n$ — средние диаметры для каждой фракции, мкм;
$n_1, n_2, \ldots, n_n$ — число шариков каждой фракции, мкм.

Для гомогенизации пищевых продуктов применяют специальные машины — гомогенизаторы, которые отличаются от эмульсаторов более интенсивным механическим действием.

Для диспергирования внутренней фазы смесь двух жидкостей нужно подвергнуть интенсивному механическому воздействию, при котором происходит быстрая деформация (вытягивание) частиц внутренней фазы и последующее раздробление их (рис. 8.1).

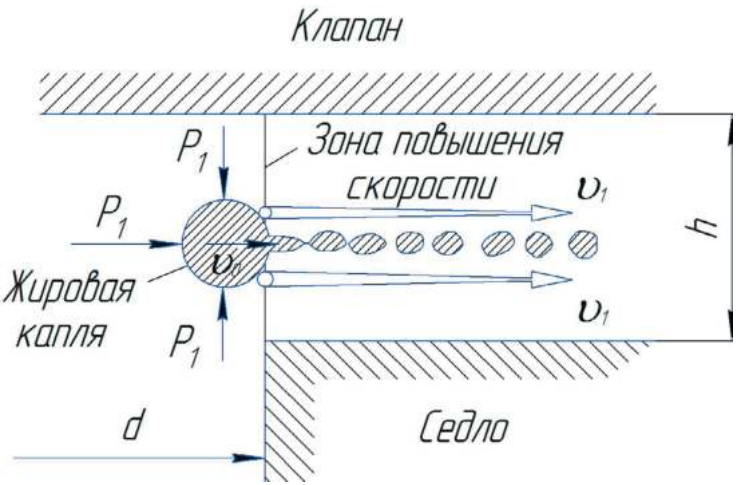


Рис. 8.1. Схема дробления жировой капли при гомогенизации

Для этой цели смесь подвергается в машинах механическому воздействию (например, в машинах с вращающимися лопастями или роторами), выбрасывается с большой скоростью из вращающихся дисков, проталкивается при большом давлении через узкие щели или подвергается действию колебаний.

Для эмульгирования и гомогенизации применяются эмульсаторы с мешалками, эмульсаторы ударного действия, эмульсаторы фрикционного действия, центробежно-распылительные эмульсаторы (рис. 8.2–8.4), клапанные гомогенизаторы, вибрационные эмульсаторы и гомогенизаторы.

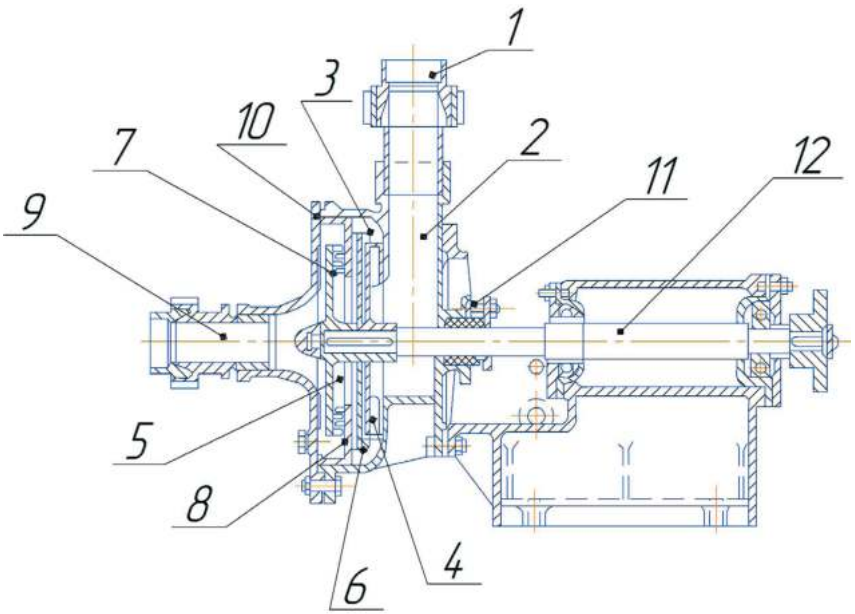


Рис. 8.2. Эмульсатор ударного действия: *1* — труба; *2* — канал; *3* — первая камера; *4* — лопастное колесо; *5* — рабочая камера; *6* — неподвижный диск; *7* — вращающийся диск; *8* — второй неподвижный диск; *9* — труба; *10* — крышка; *11* — сальник; *12* — вал

Приведем элементы расчета эмульсаторов и гомогенизаторов с различными рабочими органами.

Коллоидные мельницы ударного действия обеспечивают наиболее высокую степень диспергирования материала. Недостатками этих мельниц является повышенный расход энергии, так как ротор, погруженный в обрабатываемый материал, вращается с огромной скоростью, и происходит вспенивание продукта из-за проникновения воздуха

и образования трехфазной системы «воздух» — «жидкая дисперсная фаза» — «жидкая дисперсионная среда».

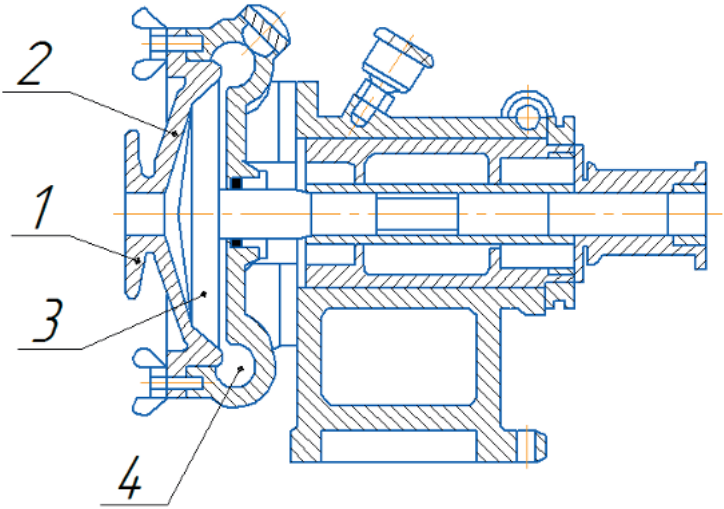


Рис. 8.3. Горизонтальный эмульсатор фрикционного действия: *1* — патрубок; *2* — статор; *3* — ротор; *4* — канал

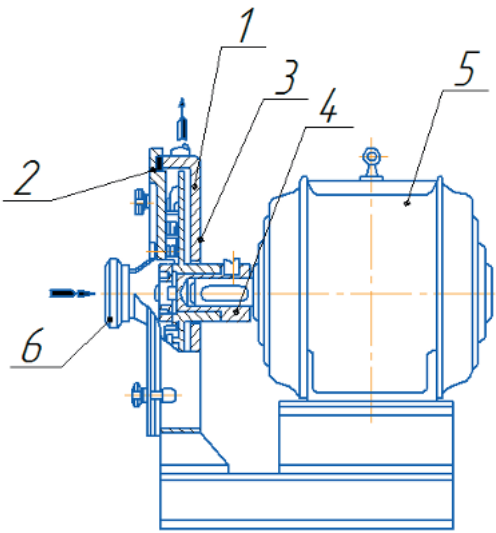


Рис. 8.4. Центробежный распылительный эмульсатор: *1* — корпус; *2* — крышка; *3* — диск; *4* — насадка; *5* — электродвигатель; *6* — гайка

Скорость и размеры ротора связаны между собой следующей зависимостью:

$$D = \frac{60 \cdot \upsilon}{\pi \cdot n}, \qquad (8.2)$$

где D — диаметр ротора;
n — частота вращения;
υ — необходимая окружная скорость, устанавливаемая опытным путем в каждом заданном случае.

Число ударов на единицу объема обрабатываемого продукта:

$$Z_1 = \frac{60 \cdot Z \cdot i \cdot n}{M}, \text{ шт}, \qquad (8.3)$$

где Z — число неподвижных бил расположенных по окружности корпуса, шт;
Z_1 — число бил расположенных по окружности ротора, шт;
n — частота вращения ротора в мин$^{-1}$;
i — число ударов, раз;
M — часовая производительность эмульсатора, м^3/ч.

Расход энергии для эмульсаторов нужно определять экспериментально.

В эмульсаторах фрикционного действия (рис. 8.5) величину зазора между конусами регулируют осевым перемещением статора. Положение статора фиксируется установленными кольцами с резьбой.

Ориентировочно в них связь между показателями работы и эффективностью диспергирования характеризуется следующей формулой:

$$Э = \frac{1}{r} - \frac{1}{R} = C \cdot \frac{n^2 \cdot \mu \cdot t}{h}, \qquad (8.4)$$

где Э — эффективность диспергирования;
R — средний начальный радиус частиц, см;
r — средний конечный радиус частиц, см;
C — эмпирический коэффициент, постоянный для данной машины;
n — частота вращения конуса, с$^{-1}$;
μ — коэффициент абсолютной вязкости материала, г/см · с;
t — продолжительность обработки единицы объема материала, с;
h — величина зазора, см.

Формула показывает, что эффект диспергирования прямо пропорционален квадрату частоты вращения конуса, вязкости, времени обработки и обратно пропорционален величине зазора.

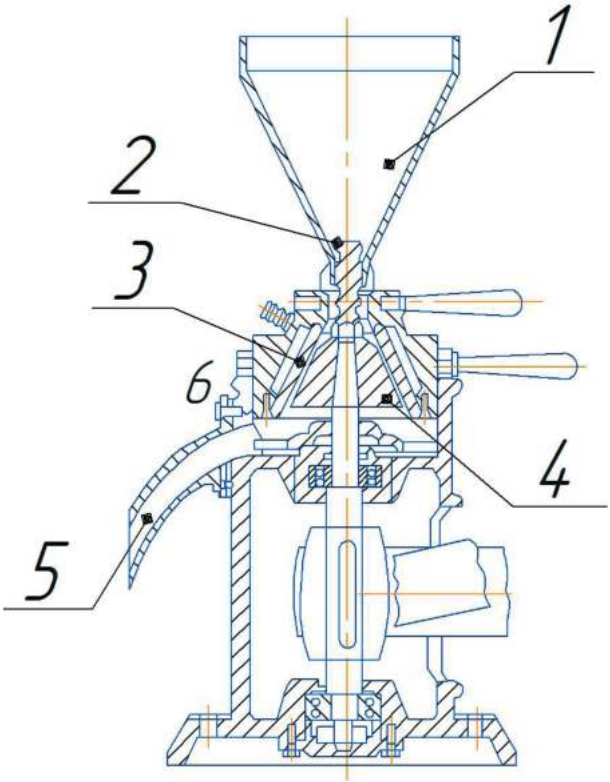


Рис. 8.5. Коллоидная мельница фрикционного действия:
1 — воронка; *2* — шнек; *3* — статор; *4* — ротор; *5* — рожок; *6* — корпус

Широкое распространение получили центробежно-распылительные эмульсаторы. Они состоят из корпуса с крышкой, распылительного диска, насадки и электродвигателя.

При расчете размеров распылительного эмульсатора следует исходить из окружной скорости и количества ступеней; эти показатели устанавливают экспериментально для перерабатываемых продуктов. Расчет эмульсатора на заданную производительность сводится к определению числа отверстий на кольцах распылительного диска. Зная окружную скорость и частоту вращения распылителя, определяют диаметр наружного кольца. Затем задаются толщиной слоя жидкости, вращающейся в наружном кольце, и диаметром отверстий. По этим данным рассчитывают давление жидкости на стенку по формуле:

$$P = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot \rho}{3600} \cdot (R^2 - r^2), \text{ Па}, \quad (8.5)$$

где P — давление, Па;
ρ — плотность продукта, кг/м^3;
n — частота вращения распылителя, мин$^{-1}$;
R — наружный радиус слоя вращающейся жидкости, м;
r — внутренний радиус слоя вращающейся жидкости, м.

Затем вычисляют скорость истечения жидкости из отверстий по формуле:

$$\upsilon = \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{P}{\rho}}. \quad (8.6)$$

Число отверстий в распылителе:

$$n_{o.p} = \frac{Q}{\upsilon \cdot f \cdot \mu}, \text{шт}, \quad (8.7)$$

где Q — производительность, см^3/с;
υ — скорость истечения жидкости из отверстий, см/с;
f — площадь отверстия, см^2;
μ — коэффициент истечения, m = 0,7–0,8.

Диаметр отверстия выбирается в пределах 1–2 мм.

В каждом гомогенизирующем клапане клапанного гомогенизатора в определенном месте резко изменяется сечение потока при переходе из канала седла в клапанную щель, следовательно, в этом месте резко меняется скорость. На подходе к щели скорость потока равна υ_0, а при входе в нее — υ_1, причем первая скорость составляет несколько метров в секунду, а вторая несколько сот метров в секунду.

Зависимость дисперсности от скорости υ_i объясняет связь, установленную практикой между эффектом гомогенизации и давлением, так как для любых данных условий скорость υ_1 определяется давлением гомогенизации.

Эффект гомогенизации зависит главным образом от гидравлической характеристики потока в зоне клапана, поэтому его нужно рассчитывать в основном на заданные гидравлические условия, которые при данной вязкости продукта и производительности машины зависят от высоты клапанной щели.

При заданной производительности Q и вязкости m решающее влияние на гидравлическую характеристику потока оказывает диаметр ка-

нала в седле d, равный внутреннему диаметру клапана. От него зависит удельный расход q через начальное сечение клапанной щели:

$$q = \frac{Q}{\pi \cdot d}. \tag{8.8}$$

Диаметр канала в седле оказывает большое влияние на степень открытия клапана при заданном давлении гомогенизации. Это видно из уравнения неразрывности потока жидкости через клапан:

$$h = \frac{q}{\mu \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{p_1 - p_2}{\rho}}}, \tag{8.9}$$

где h — высота клапанной щели;
q — удельный расход, приходящийся на единицу длины начальной окружности клапанной щели (диаметром d);
μ — коэффициент истечения;
g — ускорение силы тяжести;
$(p_1 - p_2) = \Delta p$ — перепад между давлением до и после клапана (давление гомогенизации);
ρ — плотность жидкости.

Коэффициент истечения m не является постоянной величиной, он зависит от высоты клапанной щели и вязкости жидкости:

$$\mu = 1 - C \cdot \left(\frac{r}{h}\right)^{0{,}0034 \cdot \sqrt{Re}} \tag{8.10}$$

где r — внутренний радиус клапана;
h — высота клапанной щели.

Коэффициент C зависит от числа Рейнольдса (Re) для потока в начале клапанной щели. Число Re определяется в зависимости от производительности по формуле:

$$Re = \frac{2 \cdot q}{\nu} = \frac{2 \cdot Q}{\pi \cdot d \cdot \nu}, \tag{8.11}$$

где ν — кинематическая вязкость продукта.

В последнее время широкое применение нашли вибрационные, ультразвуковые и другие гомогенизаторы. В этих машинах дисперги-

рование достигается благодаря колебательному волновому движению эмульсируемой среды, например, под действием ультразвука или обычных механических колебаний.

При новом способе гомогенизации удельный расход электроэнергии составляет только 0,8 кВт ч на 1000 кг молока, в то время как для обычных клапанных гомогенизаторов он равен 10 кВт · ч при давлении 20 кПа.

Ультразвуковая обработка открывает новые возможности в процессе гомогенизации молока, смесей для мороженого, плавленого сыра, сливок, майонезов, соусов, сиропов, маргарина и др.

Глава 9
МАШИНЫ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ И ШЕЛУШЕНИЯ СЫПУЧИХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Назначение и область применения измельчающих машин

Машины и аппараты для измельчения сыпучих пищевых продуктов применяются, например, в мукомольной промышленности — для размола зерен хлебных злаков в муку, в комбикормовой — для размола зерна и сена в муку и различных добавок (соль, мел) в порошок, а также для дробления жмыха; в производстве пищеконцентратов — для плющения зерен овса и кукурузы, измельчения сухих овощей, фруктов и различных добавок (сахар, соль и др.) в порошки; в кондитерском производстве — для размола жиросодержащих полуфабрикатов (какао-крупка, ядра орехов и миндаля и др.), сахарного песка, отходов шоколадного производства; в мясоперерабатывающем — для дробления костей, льда, шквары; в жиродобывающем — для измельчения масличных семян, а также для дробления жмыха; в бродильном — для дробления ячменя, зеленого солода, сухого пивоваренного солода и истирания картофеля; в рыбном — для получения рыбной муки; в соляном производстве — для измельчения соли.

В пищевых производствах применяются главным образом типы машин, указанные на рис. 9.1.

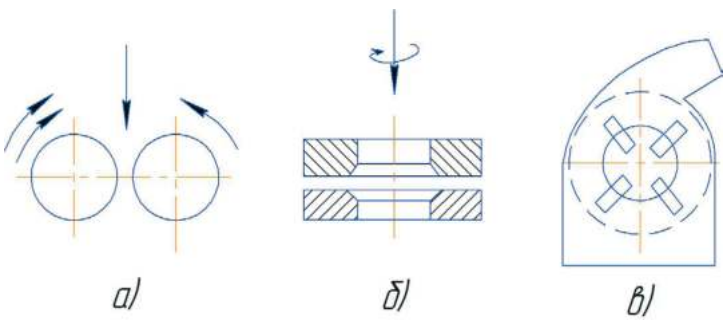


Рис. 9.1. Схемы рабочих органов машин для измельчения пищевых продуктов: *а* — вальцовые мельницы; *б* — дисковые мельницы; *в* — молотковые дробилки

1. ***Вальцовые мельницы.*** Эти машины кратковременно воздействуют на исходный продукт, который до разрушения подвергается деформациям сжатия и сдвига при сравнительно невысоких окружных скоростях (0,5–1,4 м/с) цилиндрических валков (диаметр вальцов 200–500 мм), вращающихся навстречу друг другу с различной линейной скоростью.
2. ***Дисковые мельницы.*** Эти машины относительно длительно воздействуют на исходный продукт также путем сжатия и сдвига, окружная скорость диска 10–68 м/с относительно другого неподвижного диска. К этим машинам относятся, например, жерновые постава (мельницы).
3. ***Молотковые дробилки.*** В этих машинах материал разрушается за счет ударов молотков при их окружной скорости 50–100 м/с и вследствие взаимодействия и трения измельчаемого продукта относительно внутренней поверхности кожуха машины.

Перейдем к основам расчета вальцовых мельниц.

9.1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ВАЛЬЦОВЫХ МЕЛЬНИЦ

Вальцовые мельницы различаются по следующим признакам:

- по числу пар вальцов — двухвальцовые, трехвальцовые, четырехвальцовые, пятивальцовые, восьмивальцовые;
- по размерам — различная длина и диаметр вальцов;
- по боковой поверхности вальцов — гладкие и рифленые.

Наибольшее распространение получили вальцовые мельницы с двумя вальцами и различной боковой поверхностью.

В основу работы таких мельниц положен принцип резания, раскалывания и раздавливания.

Оба вальца приводятся во вращение в противоположные стороны друг другу и с различной скоростью. Наряду с резанием рифлями имеет место частичное истирание продукта.

Путем регулировки ширины рабочей щели, а также путем подбора соотношения окружных скоростей вальцов и применения различной формы рифлей можно получить различную степень измельчения.

Эти мельницы хороши тем, что позволяют получить корм в виде крупки с малым количественным содержанием мучнистой пылевидной части.

К недостаткам их относят быструю залипаемость рифлей при дроблении влажных (более 18%) маслянистых кормов и нагревание продукта.

Рассмотрим поперечный разрез рифленого вальца и его элементы (рис. 9.2).

Рифли вальца характеризуются формой, уклоном, числом на единицу длины округлости вальца и углом резания.

В поперечном сечении рифли имеют две неравные грани: узкую грань острия (см. рис. 9.2) и широкую грань спинки. Угол g, заключенный между этими гранями, называется углом заострения и по стандарту принят 90°. Радиус, проведенный через вершину рифли, делит стандартный угол заострения на два угла: $\alpha = 20°$ — угол острия и $\beta = 70°$ — угол спинки. Тупой угол y, заключенный между гранью рифли и касательной к цилиндру, проведенный через вершину рифли, условно называют углом резания. В зависимости от выбранного режима работы вальцов угол резания будет разным ($90+\alpha$ или $90+\beta$).

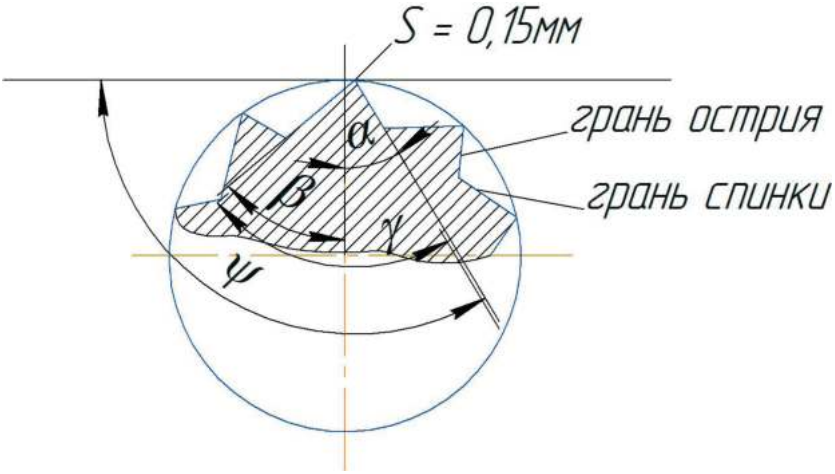


Рис. 9.2. Параметры рифленого вальца

На вершине рифли имеется площадка шириной S = 0,15 мм, необходимая для сохранения точной формы цилиндра после нарезки вальца. Шаг t рифлей по окружности и их высота h связаны определенным соотношением. Для его определения изобразим элементы рифли (рис. 9.3).

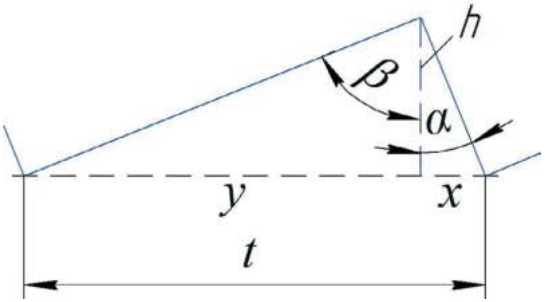


Рис. 9.3. Элементы рифли

Из левого прямоугольного треугольника имеем: $h = (t - x)/tg\beta$, а из правого: $x = h \cdot tg\,\alpha$, тогда

$$h = \frac{(t - h \cdot tg\alpha)}{ctg\alpha}, \qquad (9.1)$$

или

$$t = h(ctg\alpha + tg\alpha) = \frac{h}{\sin\alpha \cdot \cos\alpha}. \qquad (9.2)$$

Окончательно получим:

$$h = \frac{1}{2} \cdot t \cdot \sin 2\alpha. \qquad (9.3)$$

Число $n_р$ рифлей на 1 см длины окружности составляет $n_р = \frac{10}{t}$.

На вальцах для грубого помола принимают $n_р = 4–10$, а на вымольных вальцах $n_р = 12–15$.

Для устранения неравномерности нагрузки и вибрации вальцов рифли наносят под некоторым углом δ наклона к образующей цилиндра; при встрече они образуют угол с защемления. При этом $2\delta = \chi \le 2\phi$ (φ — угол трения зерна о грань рифли).

Для кинетики измельчения важное значение имеет взаимное расположение рифлей парно работающих вальцов. Из четырех возможных вариантов на мельницах в нашей стране принято устанавливать вальцы с рифлями в положение «острие по острию» или «спинка по спинке». В первом случае (рис. 9.4, а) имеет место наиболее интенсивное воздействие рифлей на зерно (грубый помол), во втором — самое «мягкое» (рис. 9.4, б).

Вальцы зерновых мельниц имеют одинаковые диаметры, но вращаются с различными скоростями (быстровращающийся и медленновращающийся вальцы) и подвергают зерно сложной деформации — сжатию и сдвигу.

Отношение окружной скорости $\upsilon_б$ быстровращающегося вальца к скорости $u_м$ медленновращающегося называется дифференциалом скорости и обозначается через K.

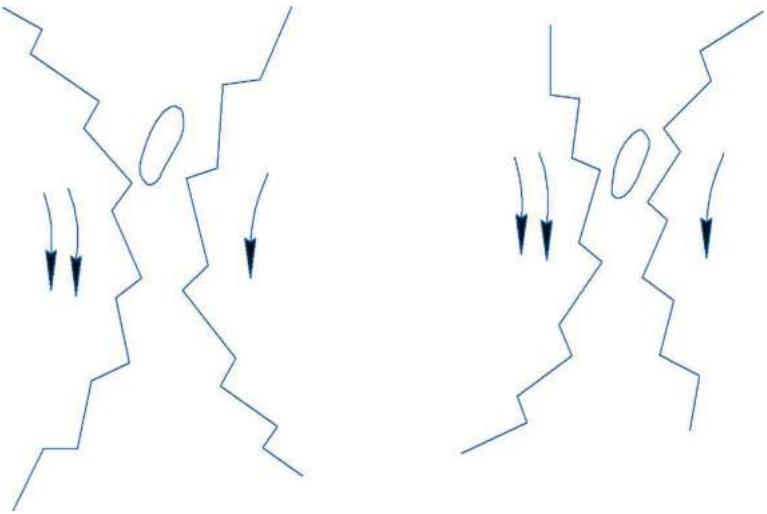
Для нарезных вальцов принимают K = 1,5–2,5; для гладких K = 1,25–1,5; для зерноплющилок K = 1.

Относительная скорость $\upsilon_о$, характеризующая интенсивность воздействия рабочих органов на материал, определяется по следующему выражению:

$$\upsilon_о = \upsilon_б - \upsilon_м = \upsilon_м \cdot (K - 1), \qquad (9.4)$$

а средняя скорость $\upsilon_з$ движения зерна в зоне измельчения будет равна:

$$\upsilon_з = \frac{(\upsilon_б + \upsilon_м)}{2}. \qquad (9.5)$$



а *б*

Рис. 9.4. Варианты взаимного расположения рифлей вальцов

Важно также знать условие захвата зерна вальцами. Пусть имеем два гладких вальца с радиусом R (рис. 9.5). В момент вхождения в щель частица воспринимает в точке n давление P вальца.

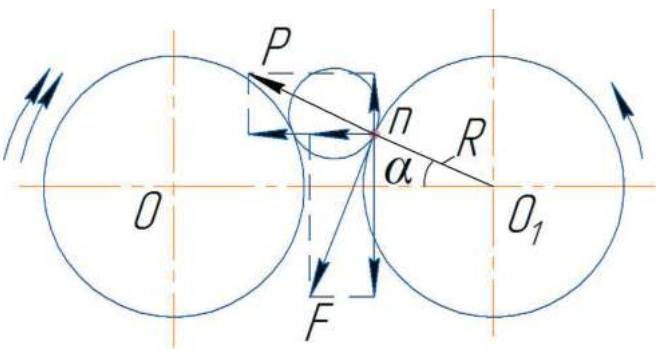


Рис. 9.5. Схема к определению условия захвата зерна вальцами

Между частицей (условно показанной в виде шара) и вальцом возникает сила трения $F = f \cdot P$.

Разложим силы P и F на горизонтальные и вертикальные составляющие (на рисунке приводим разложение сил, действующих только от одного вальца).

Горизонтальные силы взаимно уничтожаются. Вертикальная составляющая силы трения направлена вниз. Она затягивает частицу продукта в рабочее пространство. Вертикальная же слагающая силы P направлена вверх и препятствует вхождению частицы в рабочее пространство.

Условие захвата частицы вальцами с достаточной степенью точности в общем виде будет выглядеть так:

$$2 \cdot f \cdot P \cdot \cos a > 2 \cdot P \cdot \sin a, \tag{9.6}$$

где α — угол захвата,

отсюда

$$f = \operatorname{tg} \varphi > \operatorname{tg} \alpha, \qquad \alpha < \varphi. \tag{9.7}$$

Следовательно, для обеспечения захватывания продукта поверхностями вальцов необходимо, чтобы угол α был меньше угла трения φ между продуктом и вальцом.

Диаметр вальцов определяется размером частиц продукта и величиной угла трения (рис. 9.6). Видно, что межцентровое расстояние OO_1 равно:

$$OO_1 = Д + в = 2R \cos \alpha + B, \tag{9.8}$$

где B — размер частицы при выходе;
в — величина рабочего зазора;
Д — диаметр вальцов.

Минимальный диаметр вальца определяется по формуле:

$$Д_{min} = \frac{B - в}{1 - \cos\alpha}. \tag{9.9}$$

Так как предельное значение угла α равно углу трения φ, то окончательно получим:

$$Д_{min} = \frac{B - в}{1 - \cos\varphi}. \tag{9.10}$$

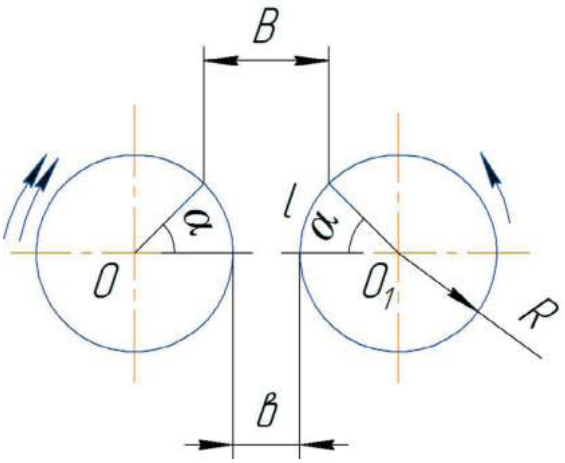


Рис. 9.6. Схема к расчету конструктивных параметров вальцов

В существующих конструкциях мельниц диаметр Д вальцов принимают в пределах 250–350 мм.

Интенсивность обработки продукта характеризуется длиной *l* пути (дуги) обработки (см. рис. 9.6). Чем больше *l*, тем интенсивнее происходит дробление или растирание продукта.

Определим *l*:

$$l = \mathrm{R} \cdot \mathrm{a}. \tag{9.11}$$

Из выражения $\frac{\mathrm{e} - \text{‰}}{2} = l \cdot \sin\frac{\alpha}{2} = l \cdot \frac{\alpha}{2}$ (так как угол, образованный касательной и хордой, измеряется половиной дуги, заключенной между ними) найдем α:

$$\alpha = (\mathrm{B} - \mathrm{в})/l. \tag{9.12}$$

Подставим в выражение для определения l значение a:

$$l = \mathrm{R} \cdot \frac{\mathrm{B} - \mathrm{в}}{l}, \tag{9.13}$$

из него $l = \sqrt{\mathrm{R} \cdot (\mathrm{B} - \mathrm{в})}$.

Таким образом, длина пути обработки тем больше, чем больше радиус и разность (В — в).

Теоретическая производительность одной пары вальцов определяется с учетом того, что через рабочий зазор в единицу времени проходит количество зерна, равное секундной производительности. При этом производительность Q (кг/с) мельницы определяется по формуле:

$$Q = в \cdot L \cdot \upsilon_з \cdot \rho \cdot \psi, \qquad (9.14)$$

где L — длина вальцов, м;
ρ — плотность материала, кг/м^3;
ψ — коэффициент, учитывающий степень заполнения материалом зоны измельчения (при размоле зерна у = 0,1–0,2).

Производительность в основном будет зависеть от размера «в», т.е. от степени помола:

- при мелком помоле в = 0,1–0,2 мм;
- при среднем помоле в = 0,2–0,3 мм;
- при крупном помоле в = 0,5–0,8 мм.

9.2. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ВАЛЬЦОВЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ДЛЯ ШЕЛУШЕНИЯ ПРОДУКТОВ

Если металлические вальцы в зерновых мельницах заменить резиновыми, то может получиться машина для шелушения крупяных культур (риса, проса). Внутри корпуса такой машины размещены два вращающихся на встречу друг другу с различной окружной скоростью резиновых вальца диаметром по 200 мм, привод и другие узлы. Зазор между вальцами регулируется специальным механизмом. Для резиновой поверхности вальцов применяется резина определенной рецептуры, благодаря ей резко снижается дробление семян при шелушении.

При поступлении в машину сырье из питателя попадает в зазор между вальцами. Так как характер силового воздействия на семена базируется на сочетании сил сжатия и сдвига и благодаря различному соотношению скоростей вальцов семена в рабочей зоне испытывают деформации и напряжения, которые приводят к разрушению наружных покровов, т.е. происходит шелушение зерна (семян).

В зависимости от вида перерабатываемого продукта рабочий зазор между вальцами можно регулировать от 0,35 до 1,0 мм. Окружная скорость быстро вращающегося вальца ($\upsilon_б$) составляет 12,5–15 м/с, а медленновращающегося ($\upsilon_м$) — 8,7–10,5 м/с.

Для эффективного хода процесса шелушения сырья в шелушилке с резиновыми вальцами весьма важно установить оптимальные силы сжатия семян в межвальцовой рабочей зоне, длину пути прохождения

частицей рабочей зоны, которая должна быть минимальной при высоком технологическом эффекте шелушения.

Рассмотрим (рис. 9.7) длину пути (L) межвальцовой рабочей зоны, на которой рабочие органы воздействуют на зерно. Если обозначить угол между линией центров и радиусом (угол захвата), проведенным через точку контакта зерна с поверхностью вальцов в месте поступления зерна в рабочую зону вальца, через а, а в месте выхода вальцов (угол входа) — через $а_1$, диаметр вальцов Д мм, расстояние между валками (рабочий зазор) d мм и размер семян (зерновки) d мм, то из рассмотренного прямоугольного треугольника АОС cosa = ОС/ОА.

Из схемы очевидно, что ОС = (Д+δ)/2, а ОА = ОВ+ВА = (Д+d) [2]. В настоящем выводе зерновка принимается шарообразной формы, следовательно,

$$\cos\alpha = \frac{ОС}{ОА} = \frac{(Д+\delta)/2}{(Д+d)/2} = \frac{Д+\delta}{Д+d}. \qquad (9.15)$$

Аналогичное положение существует и для $а_1$.

Длина рабочего участка сжатия $L_{сж}$ зерновки в рабочей межвалковой зоне будет равна:

$$\alpha = \arccos(Д+\delta)/(Д+d),$$

откуда

$$L_{сж} = 2\frac{\pi Д}{360}\arccos\frac{Д+\delta}{Д+d}, мм. \qquad (9.16)$$

Как видно из формулы, $L_{сж}$ не зависит от окружной скорости вальцов и их дифференциала.

Так как валки (вальцы) вращаются с различной окружной скоростью, то один из них (быстрый) опережает другой (медленный) на некоторую определенную величину на рабочем участке $L_{сж}$. Определим величину этого опережения, которую назовем длиной сдвига $L_{сдв}$ (рис. 9.8).

$$\frac{L_{сж} - L_{сдв}}{\upsilon_м} = \frac{L_{сж}}{\upsilon_б},$$

откуда

$$L_{сдв} = \frac{L_{сж}(\upsilon_б - \upsilon_м)}{\upsilon_м}, мм. \qquad (9.17)$$

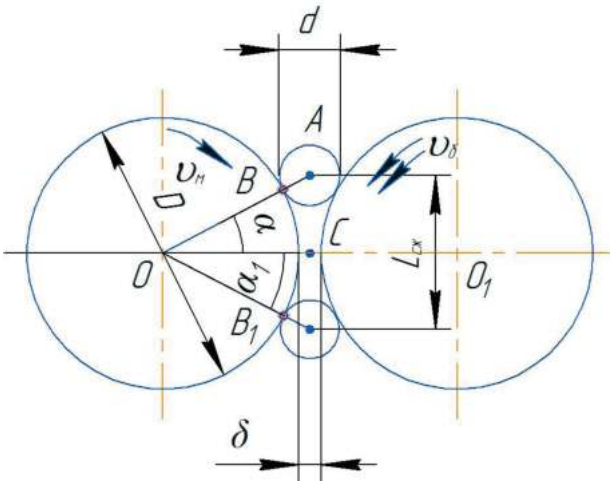


Рис. 9.7. Схема к определению длины участка сжатия $L_{сж}$

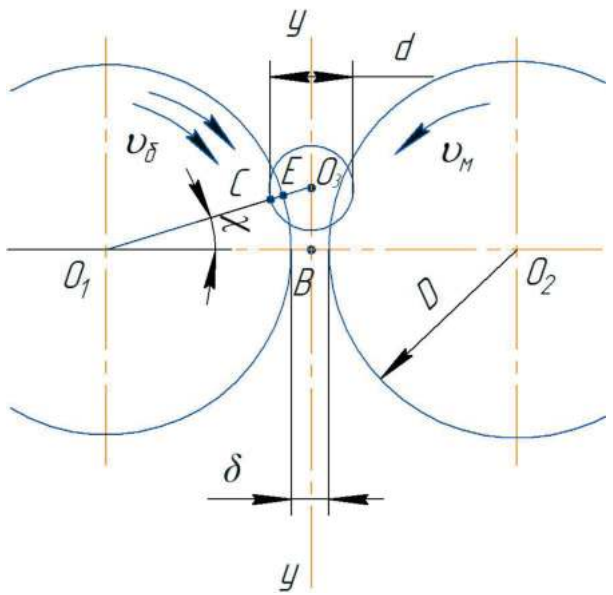


Рис. 9.8. Схема к определению величины опережения (сдвига) $L_{сдв}$ вальцов

При установившемся движении быстрый валец $\upsilon_б$ за определенный промежуток времени проходит путь от момента захвата (точка Е)

до момента выхода зерновки из рабочей зоны (точка Q), равный $L_{сж}$. На этом же участке медленно вращающийся валок проходит путь, равный E_1q_1 (за этот же промежуток времени). Из расчетной схемы (см. рис. 9.8) видно, что быстро вращающийся валок опережает медленно вращающийся валок на длину дуги qQ или $L_{сдв}$:

Исследования показали, что применение дифференциала выше K = 3 нецелесообразно, так как лишь незначительно может влиять на повышение коэффициента шелушения $K_{ш}$.

Как известно, одно из основных требований при шелушении зерна крупяных культур — это максимальное сохранение целостности ядра. Поэтому силы в рабочей зоне машины не должны вызывать разрушение самой зерновки при эффективном отделении пленки (оболочек).

После соприкосновения зерновки с резиновой поверхностью валков она продвигается в рабочей зоне, как показано на рис. 9.9, вдоль оси у-у. Соединим центр валка O_1 с центром зерновки O_3 и рассмотрим прямоугольный треугольник O_1O_3B, в котором с — текущее значение угла, определяющее положение зерновки в данный момент.

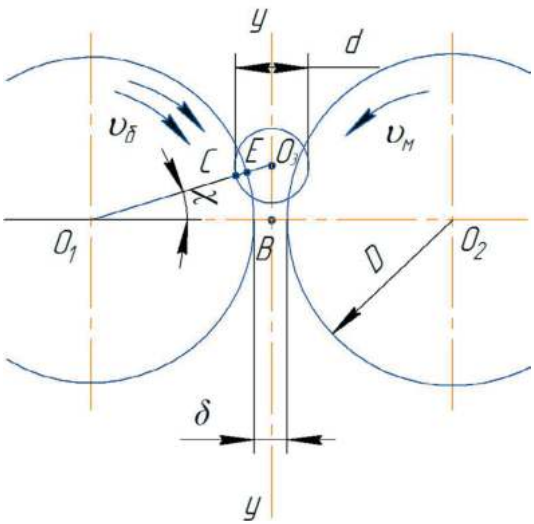


Рис. 9.9. Схема к определению величины абсолютной деформации резиновой поверхности валков

Отрезок

$$O_1O_3 = \frac{O_1B}{\cos x} = \frac{Д+\delta}{2\cos x},$$

где $O_1B = (Д+\delta)/2$.

Величина абсолютной деформации резиновой поверхности характеризуется отрезком CE, который определяется следующим путем.

Найдем предварительно отрезок $EO_3 = O_1O_3 - O_1E$, где $O_1O_3 = ((Д + \delta)/2)\cos x$, а $O_1E = Д/2$, т.е. радиус резинового валка

$$EO_3 = \frac{D+\delta}{\cos x} - \frac{D}{2},$$

откуда отрезок

$$CE = CO_3 - EO_3,$$

где $CO3 = d/2$ мм.

Тогда

$$CE = \frac{d}{2} - \frac{D+\delta}{2\cos x} + \frac{D}{2} = \Delta h_0. \qquad (9.18)$$

Угол χ может изменяться от нуля до $\chi = \alpha$.

Этот вывод верен и для случаев, когда зерновка находится ниже линии центров валков.

Когда зерновка находится на линии центров валков ($\chi = 0$), $\Delta h_0 = d - \delta/2$, т.е. наблюдается наибольшая абсолютная деформация резиновой поверхности валков.

Представим схему (рис. 9.10) взаимодействия валка и зерновки при прохождении ее через рабочую зону. В этой схеме сила P представляет собой действие второго валка на зерновку.

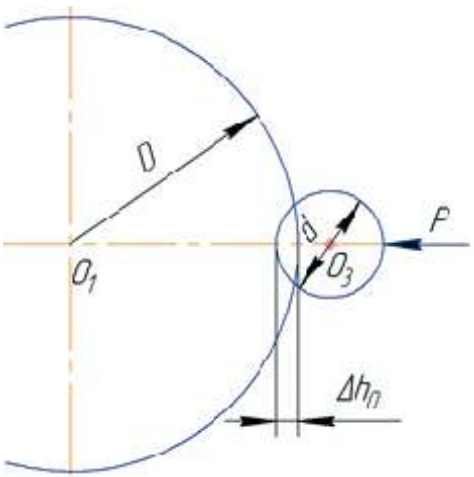


Рис. 9.10. Схема к определению силы сжатия зерновки в межвалковой зоне

Величина абсолютной деформации (Dh_0) резиновой поверхности валка определяется следующей зависимостью от приложенной силы:

$$\Delta h_0 = \sqrt[3]{\frac{9\pi^2 K_1^2}{32} \cdot \left(\frac{R_1 + 2R_2}{R_1 R_2]} \right) \cdot P^2} \ , \qquad (9.19)$$

где $K^1 = 1 - \mu^2 / pE$;

K^1 — характеризует механические свойства резины;

μ — коэффициент Пуассона, $\mu = 0{,}5$;

E — модуль упругости резины (равен 7,5–8,0 МПа), МПа;

$R_1 = d/2$ — радиус зерновки, м;

$R_2 = Д/2$ — радиус цилиндра резинового валка, м.

Зная Dh_0, определим величину силы P, сжимающей зерновку:

$$P = \frac{4}{3}\pi K_1 \cdot \sqrt{\frac{\left(\Delta h_0^3 \cdot R_1 \cdot R_2\right)}{\frac{R_1}{2 + R_2}}}, \text{ Н.} \qquad (9.20)$$

Количество зерновок (n), находящихся в рабочей межвалковой зоне, определяется по размерам ее толщины c (для зерновки эллипсовидной формы) или диаметра d (для шаровидной формы зерновки), а также длины валка ($L_в$):

$$n = L_в/d. \qquad (9.21)$$

В процессе снятия оболочек помимо сжимающих сил большое значение имеют силы сдвига. Быстрый валок опережает медленный на величину $L_{сдв}$. При этом в результате вдавливания зерновки в резиновую поверхность быстроходный валок не только разрушает оболочку сжатой зерновки, но и отделяет ее, т.е. производит шелушение.

На зерновку в межвалковой зоне действует равнодействующая сила

$$P_0 = P_б - P_м, \qquad (9.22)$$

где $P_б$ и $P_м$ — силы, с которыми действуют на зерновку соответственно быстрый и медленный валки.

Определим значение P_0 на основе количества движения:

$$m \cdot (\upsilon_1 - \upsilon_2) = P_0 t, \qquad (9.23)$$

где m — масса зерновки, кг;

$\upsilon_1 = (\upsilon_б + \upsilon_м)/2$ — скорость зерновки в точке, когда она покидает рабочую зону, м/с;

$\upsilon_2 = \sqrt{2gH}$ — скорость зерновки в момент соприкосновения с валками, м/с;

H — высота падения зерновки, м;

t — время прохождения зерновкой рабочей зоны, $t = 2L_{сж}/(\upsilon_1 + \upsilon_2)$, с.

Зная m и t, определим силу сдвига, необходимую для снятия наружных покровов с зерновки:

$$P_0 = m \cdot (\upsilon_1 - \upsilon_2)/t. \quad (9.24)$$

Установим энергетические затраты ($E_э$) на процесс шелушения. Так как быстрый валок опережает медленный на величину $L_{сдв}$, а $L_{сдв} = L_{сж} \cdot (к - 1/к)$, то на этом отрезке в межвалковой рабочей зоне затрачивается энергия на снятие и разрушение оболочек зерновки. Тогда работа, расходуемая на процесс шелушения, будет равна:

$$E_э = P_0 \cdot L_{сдв}, \text{ Дж}, \quad (9.25)$$

или с учетом работы сжатия ($E_{сж}$)

$$E_э = P_0 \cdot L_{сдв} + E_{сж}, \text{ Дж}.$$

Коэффициент шелушения зерна в шелушилке с резиновыми валками за однократный пропуск составляет $K_ш = 0{,}88–0{,}92$ при минимальном количестве дробленного ядра 0,3–0,5%.

9.3. ДИСКОВЫЕ МЕЛЬНИЦЫ

В пищевой промышленности дисковые мельницы используются в тех случаях, когда в одной ступени измельчения необходимо обеспечить многократное воздействие рабочих органов на разрушаемый продукт.

Дисковые мельницы по общему устройству могут быть подразделены на следующие четыре группы:

а) с вертикальной осью вращения и верхним вращающимся диском;
б) с вертикальной осью вращения и нижним вращающимся диском;
в) с горизонтальной осью вращения и с одним неподвижным, а другим вращающимся диском;
г) с горизонтальной осью вращения с обоими дисками, вращающимися навстречу друг другу.

В настоящее время описываемые мельницы изготовляют с абразивными дисками (жерновые постава) или с металлическими.

Дисковые машины применяются в пищеконцентратной, бродильной, кондитерской и мясной промышленности.

Рабочие или мелющие диски изготовляют из искусственных камней (в этом случае дисковые машины обычно называют жерновыми поставами) или из стальных (иногда чугунных) отливок, а также комбинированные, когда на металлическом диске укрепляется наждачная масса.

Металлические диски обычно изготовляют из износоустойчивой марганцовистой стали или из чугуна, отлитого в кокилях.

На рабочие поверхности дисков наносят бороздки треугольного профиля, назначение которых — усиление степени измельчения, вентилирование дисков и облегчение транспортирования измельченного продукта.

Рассмотрим условия, при которых возможно движение измельчаемой частицы m (рис. 9.11), если верхний вращающийся диск имеет бороздку *аб*, а нижний неподвижный диск имеет бороздку *вг*. Давление бороздок на измельчаемую частицу обозначим соответственно P и P_1 и коэффициент трения *f*. Движение частицы *m* к выходу вдоль бороздки *вг* неподвижного диска будет возможно в том случае, если:

а) сумма проекций всех сил, действующих на частицу в направлении касательной t_1t_1, будет больше нуля, т.е.

$$P\cos(\alpha - 90) + f\,P\cos(180 - \alpha) - f\,P_1 > 0;$$

или

$$P\sin\alpha - fP\cos\alpha - fP_1 > 0; \qquad (9.26)$$

б) сумма проекций всех сил, действующих на частицу m в направлении, перпендикулярном к касательной, т.е. по линии t_1t_1, будет равна нулю:

$$P_1 + P\cos(180 - \alpha) - f\,P\cos(\alpha - 90) = 0,$$

откуда

$$P_1 = P\cos\alpha + f\,P\sin\alpha. \qquad (9.27)$$

Подставим полученное значение для P_1 в выражение (9.27)

$$P\sin\alpha - 2fP\cos\alpha - f^2\,P\sin\alpha > 0, \qquad (9.28)$$

откуда

$$\sin\alpha - 2f\cos\alpha - f^2\sin\alpha > 0, \qquad (9.29)$$

$$\sin\alpha\,(1 - f^2) > 2f\cos\alpha, \qquad (9.30)$$

$$\operatorname{tg}\alpha > 2f/(1 - f^2). \qquad (9.31)$$

Если $f = \operatorname{tg}\varphi$, то

$$\operatorname{tg}\alpha > 2\operatorname{tg}\varphi\,/(1 + \operatorname{tg}^2 j)$$

или

$$\mathrm{tg}\alpha > \mathrm{tg}2\varphi.$$

Следовательно,

$$\angle\alpha > \angle 2\varphi.$$

Таким образом, получено условие движения частицы по бороздке дисков.

Для того чтобы вращающийся диск не создавал динамической нагрузки на его вал и подшипники, необходимо, чтобы центр тяжести диска лежал на оси вращения, которая должна быть его главной осью инерции. При соблюдении этих условий вращающийся диск будет уравновешен.

Дискам из искусственных камней сообщается окружная скорость до 10 м/с при вертикальной оси вращения и до 18 м/с — при горизонтальной. Литым чугунным дискам сообщается скорость до 28 м/с, а литым стальным — до 68 м/с.

Расчет дисков на прочность ведут исходя из их сопротивления разрыву под действием центробежных сил инерции массы вращающегося диска.

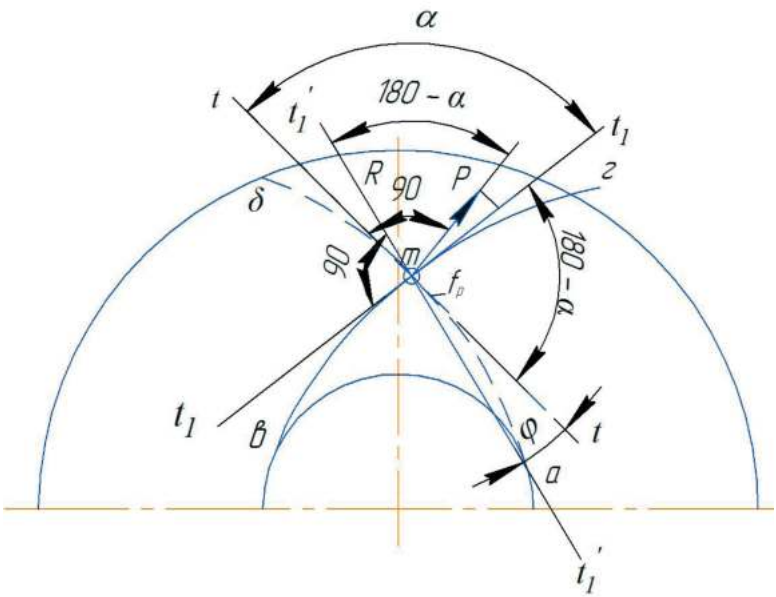


Рис. 9.11. Очертание бороздок на вращающемся и неподвижном дисках

Для сплошного диска максимальное напряжение в его центре равно:

$$\sigma_{max} = [(3 + \mu)/8] \cdot \rho\omega^2 R^2, \text{ Н/м}^2, \quad (9.32)$$

где μ — коэффициент Пуассона;
ρ — плотность материала диска, кг/м^3;
ω — угловая скорость диска, с$^{-1}$;
R — радиус окружности диска, м.

Для диска с центральным отверстием максимальное напряжение определяется по формуле:

$$\sigma_{max} = \frac{3+\mu}{4} \cdot \rho\omega^2 \cdot \left[1 + \frac{1-\mu}{3+\mu} \cdot \left(r_0 / R\right)^2\right], \text{ Н/м}^2, \quad (9.33)$$

где r_0 — радиус центрального отверстия в диске, м.

Должно соблюдаться условие $\sigma_{max} < [\sigma]$.

Пропускную способность дисковой мельницы можно определить по формуле:

$$Q = 60 \cdot K_1^2 \cdot K_2 \cdot j \cdot r \cdot Д^2 \cdot d \cdot n, \text{ кг/ч}, \quad (9.34)$$

где $K_1 = d/D$ — отношение диаметра центрального отверстия в диске d к наружному диаметру диска D (обычно принимают $K_1 = 0{,}7$);
K_2 — опытный коэффициент, показывающий, какую часть составляет скорость продукта в радиальном направлении от окружной скорости диска на расстоянии d/2 от оси вращения ($K_2 = 0{,}01$);
φ — коэффициент заполнения продуктом объема между дисками ($\varphi = 0{,}7–0{,}8$);
ρ — плотность измельчаемого продукта, кг/м^3;
n — частота вращения вращающегося диска, мин$^{-1}$;
δ — зазор между дисками, м.

9.4. МОЛОТКОВЫЕ ДРОБИЛКИ

В пищевых производствах молотковые дробилки применяются в тех случаях, когда в одной ступени измельчения без последующего сортирования продукта на ситах необходимо получить относительно высокодисперсную смесь измельченных частиц. Дробилки хорошо разрушают хрупкие материалы (сухое зерно, мел, кости, лед, соль, сахар) и менее эффективны при измельчении влажных продуктов или продуктов, содержащих большое количество жира (шоколадная масса). В этих машинах материал разрушается благодаря ударам по нему стальных молотков, ударом частиц о кожух дробилки и в результате истирания их о штампованные сита, являющиеся основной частью кожуха дробилки.

Наибольшее распространение получили молотковые дробилки со свободно подвешенными молотками.

Классификация процессов измельчения сыпучих материалов

Пищевые сыпучие продукты и корма (зерно, соль, мел, жмых и др.) для придания им более высокой технологичности и снижения затрат энергии при дальнейшей переработке подвергаются измельчению путем дробления. Дробить можно ударом, раскалыванием, раздавливанием и истиранием (рис. 9.12).

В твердых телах деформация распространяется относительно быстро, поэтому их лучше дробить ударом и раскалыванием. В вязких телах деформации распространяются медленнее, и истирающее воздействие или спокойное раздавливание в этом случае выгоднее.

Дробление, основанное на преимущественной роли раздавливания, называют плющением.

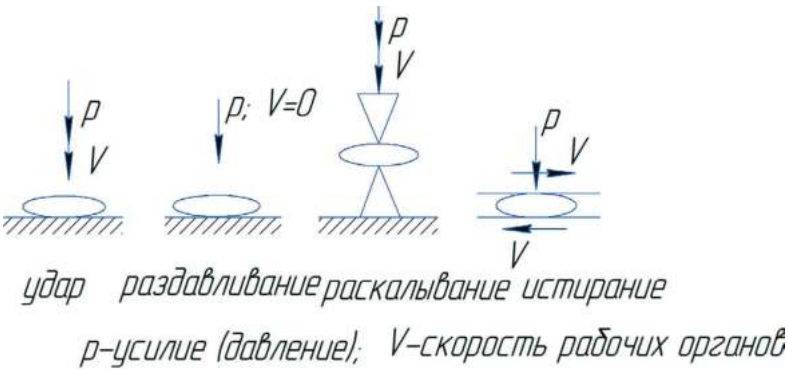


Рис. 9.12. Схемы процессов измельчения сыпучих хрупких продуктов

Степень измельчения частиц продукта

Для оценки качества измельчения с целью упрощения частицы продуктов неправильной формы рассматривают в виде куба или шара.

Степенью измельчения называют отношение линейных размеров частиц исходного и измельченного материала.

Для частиц кубической формы степень измельчения равна:

$$z = L/l, \qquad (9.35)$$

где L и *l* — линейные размеры (длина ребра) частиц до и после дробления.

Для частиц шарообразной формы

$$Z = Д/d, \tag{9.36}$$

где Д и d — диаметры частиц до и после дробления.

Дробление можно рассматривать как процесс увеличения поверхности частиц, а состояние измельченности целесообразно характеризовать размером удельной поверхности $p_{уд}$, т.е. отношением суммарной поверхности частиц к суммарному объему.

Для кубических частиц:

$$p_{уд} = \frac{6 \cdot l^2}{l^3} = \frac{6}{l}. \tag{9.37}$$

Для шарообразных частиц:

$$p_{уд} = \frac{4\pi R^2}{\frac{4}{3\pi R^3}} = \frac{6}{d}, \tag{9.38}$$

где R — радиус частиц, м.

Отсюда следует, что для кубических и сферических частиц удельная поверхность обратно пропорциональна линейным размерам тела.

Приемы определения z и $p_{уд}$ аналитическим и экспериментальным путем в производственных условиях сложны и кропотливы. Поэтому для практических целей часто используют менее точный, но более простой ситовой анализ.

В этом случае при помощи решетных классификаторов разделяют пробу материала на размерные фракции.

По этим данным легко определяется средневзвешенный диаметр частиц, называемый в мукомольном деле модулем помола М. Он определяется по формуле:

$$M = \frac{0{,}5 \cdot P_0 + 1{,}5 \cdot P_1 + 2{,}5 \cdot P_2 + 3{,}5 \cdot P_3}{100}, \tag{9.39}$$

где P_0 — остаток материала на дне классификатора,%;

P_1; P_2; P_3 — остатки материала соответственно на ситах с диаметром отверстий 1, 2, 3 мм,%.

Теория дробления

Дробление продукта осуществляется путем приложения внешних сил, превосходящих силы молекулярного сцепления частиц.

В силу того, что на процесс дробления влияет много факторов, он до сих пор недостаточно изучен, но тем не менее для подсчета работы, затрачиваемой на дробление, предложены две энергетические теории: поверхностная и объемная.

Поверхностная теория оказалась применима к более мелкому измельчению, а объемная — к крупному.

Поверхностная теория считает, что работа, необходимая для дробления тела, прямо пропорциональна вновь образовавшейся при дроблении поверхности.

Пусть дробятся кубические частицы с ребром длиной L. Их удельная поверхность $p_{уд} = 6/L$.

Если после дробления получены частицы кубической формы с ребром 1, то увеличение поверхности составит

$$\Delta p_{уд} = 6/l - 6/L = 6\,(1/l - 1/L). \qquad (9.40)$$

Расход энергии на дробление единицы объема данного материала пропорционален приросту поверхности, т.е.

$$A_{уд} = K(1/l - l/L) = K \cdot \Delta p_{уд}. \qquad (9.41)$$

Коэффициент пропорциональности K зависит от свойств материала, типа дробильного устройства и условий дробления. Он определяется экспериментально.

Поверхностная теория дробления разработана специалистом по обогатительной технике П. А. Ребиндером в 1867 г.

Практика показала, что подсчет энергии по поверхностной теории дает большие ошибки, особенно при крупном дроблении. В связи с этим Ф. Киком в 1885 г. разработана объемная теория дробления.

Объемная теория является прямым следствием установленного в 1874 г. профессором В. Я. Кирпичевым закона подобия деформации твердых тел.

В соответствии с этой теорией работа, затраченная на дробление, пропорциональна объему деформируемой части разрушаемого тела ΔV

$$A_{уд} = K_1 \cdot \Delta V, \qquad (9.42)$$

где K_1 — коэффициент пропорциональности, определяемый экспериментально.

Подсчеты энергии по этой теории дают большие погрешности при мелком дроблении.

Для производственных целей и поверхностная, и объемная теории дают возможность производить только сравнительные расчеты.

Обе теории, как видим, не противоречат, а дополняют друг друга, являясь приближенными теориями, охватывающими только частично действительную физическую картину сложного процесса.

Очевидно, общие затраты энергии на дробление равны сумме объемной энергии и энергии поверхности деформируемого тела, т.е.

$$\Sigma A_{уд} = K \cdot \Delta\rho_{уд} + K_1 \Delta V. \qquad (9.43)$$

Это уравнение является обобщенной формулой русского академика П. А. Ребиндера.

Если дробление относительно крупное, то удельная поверхность — величина относительно малая и первым слагаемым можно пренебречь, т.е. считать приложенной к процессу дробления объемную теорию.

При мелком дроблении удельная поверхность приобретает значительную величину, и пренебречь становится возможным вторым слагаемым ввиду его относительной малости, т.е. более справедливой оказывается поверхностная теория дробления.

Таким образом, обобщенная формула отличается универсальностью.

Разрушающая скорость при дроблении

При ударном действии рабочего органа дробилки в теле разрушаемого материала, обладающим достаточной упругостью, возникают колебания частиц. Волна сжатия, отразившись, идет обратно как волна растяжения. Скорость распространения волн чрезвычайно велика и равна скорости деформации, постоянной для каждого тела. Чтобы материал разрушился, удар должен произойти со скоростью, превышающей предельную скорость для упругих деформаций.

При ударе со скоростью υ и продолжительностью Dt величина упругой деформации (рис. 9.13):

$$\Delta a = \upsilon \cdot \Delta t. \qquad (9.44)$$

На эту величину рабочий орган внедряется в материал, уплотняя его (абсолютная деформация).

Колебания распространяются на длину

$$L = c \cdot \Delta t, \qquad (9.45)$$

где c — скорость распространения звука (колебаний).

В соответствии с законом Гука разрушающее напряжение $s_{разр}$

$$\sigma_{разр} = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{\Delta a}{l} = \frac{\upsilon}{c}, \qquad (9.46)$$

где ε — относительная деформация;
E — модуль упругости.

Отсюда

$$\upsilon_{разр} = \frac{c \cdot \sigma_{разр}}{E} = \frac{\sigma_{разр}}{E} = \frac{\sigma_{разр}}{\sqrt{E \cdot \rho}}, \qquad (9.47)$$

где ρ — плотность продукта.

Из формулы (9.47) видно, что предельная скорость удара определяется только физико-механическими свойствами материала. Однако, как показали исследования, она не может быть использована в качестве расчетной при определении разрушающей скорости.

В самом деле, по результатам статических испытаний прочностных свойств, например зерен ячменя, можно принять: $\sigma_{разр} = 7$ МПа; $E = 0{,}84 \cdot 10^3$ МПа; $\rho = 1800$ кг/м^3. При этих данных предельная скорость, вычисленная по полученной формуле, составляет около 7 м/с, что в 8–15 раз меньше значений рабочих скоростей молотков в дробилках.

Такое большое расхождение между расчетными и действительными значениями скоростей молотков объясняется тем, что используемая теория Герца рассматривает напряженные состояния тел лишь в пределах упругой области и не касается явлений, протекающих в материале за пределом упругости.

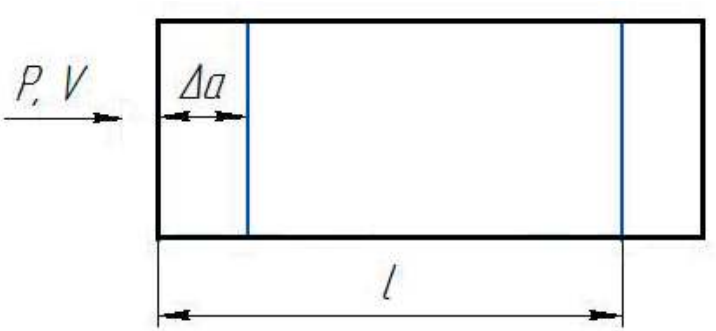


Рис. 9.13. Схема к определению разрушающей скорости при ударе по зерну

Для определения разрушающей скорости удара при измельчении хрупких продуктов (в частности зерна) необходимо использовать волновую теорию напряжений и динамические характеристики их физико-механических свойств.

По результатам динамических испытаний тех же зерен ячменя получено: E = 1060 МПа, c = 800–1000 м/с, коэффициент динамичности $K_д$ = 1,6–2,0.

На основании этого профессором Мельниковым предложено выражение для разрушающей скорости, при которой молоток дробилки способен разрушить зерно и другие сыпучие продукты одним свободным ударом.

Оно имеет вид:

$$\upsilon_{разр} = \sqrt{k_д \cdot \sigma_{разр} \cdot \ln\left(\frac{a}{\chi_1}\right) \cdot \rho}, \ \frac{м}{с}, \qquad (9.48)$$

где a — длина частицы, м;

χ_1 — длина недеформированной части зерна (оставшейся после удара), м.

В современных конструкциях дробилок скорости молотков находятся в пределах от 40 до 100 м/с и выше.

Чтобы получить в дробилке действительную рабочую скорость $\upsilon_м$ молотка, необходимо учесть скорость $\upsilon_{сл}$ циркуляции кольцевого продуктово-воздушного слоя в камере.

Таким образом, скорость молотков может быть определена по формуле:

$$\upsilon_м = \upsilon_{разр} + \upsilon_{сл}, \ м/с, \qquad (9.49)$$

или

$$\upsilon_м = \upsilon_{разр}\,(1 - \beta), \ м/с, \qquad (9.50)$$

где $\beta = \upsilon_{сл}/\upsilon_м$ = 0,4–0,5.

При многократном ударном воздействии молотков на материал $\upsilon_м$ можно принимать несколько меньшими.

Основы расчета молотковых дробилок

Данные технической экспертизы барабанов ряда дробилок показывают, что при расчете и проектировании дробилок следует учитывать наличие двух типов барабанов (рис. 9.14), отличающихся соотношени-

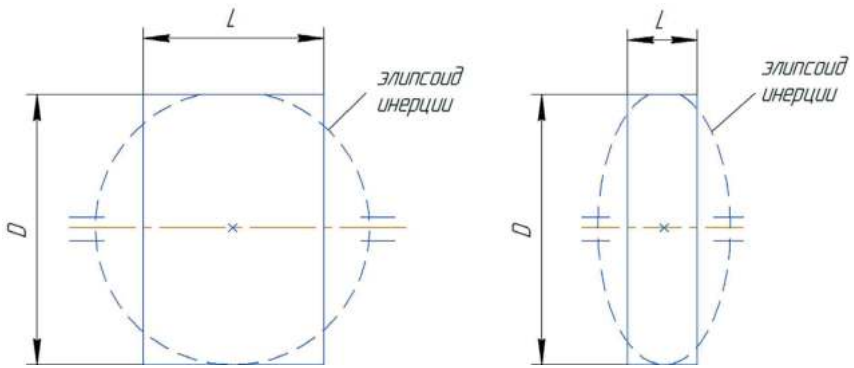
ем К размеров их диаметра Д и длины L. Эти соотношения колеблются в пределах: $K_1 = Д/L = 1\text{-}2$ и $K_2 = Д/L = 4–7$.

У барабанов первого типа (рис. 9.14, а) до 50% их массы сосредоточено в пакетах молотков, пальцев и шайб — близко от оси вращения барабана, в результате чего осевой момент инерции барабана относительно невелик. В конструктивном отношении эти барабаны характеризуются более высокой металлоемкостью.

Достоинством барабанов первого типа является то, что они легче поддаются динамическому уравновешиванию, так как имеют почти равноосный эллипсоид инерции, по форме близкий к шару. В данном случае достаточно обеспечить только статическое уравновешивание.

У барабанов второго типа (рис. 9.14, б) масса молотков с пальцами и шайбами составляет лишь 17–18% от всей массы барабана. Пакеты молотков удалены от оси вращения на значительное расстояние, в результате такие барабаны отличаются большими значениями осевых моментов инерции.

Барабаны такого типа имеют двухосные эллипсоиды инерции, сплюснутые в плоскости вращения. В конструктивном исполнении эти барабаны оказываются менее металлоемкими, но требуют тщательной балансировки.



а *б*

Рис. 9.14. Типы барабанов молотковых дробилок

Из анализа видно, что барабаны первого типа имеют преимущества.

Основными параметрами барабана дробилки, которые подлежат расчету, являются: размеры барабана, показатели кинематического режима, размеры молотков и порядок их размещения, а также энергетические и технико-экономические показатели.

Исходными данными, задаваемыми при проектировании, должны быть производительность дробилки, потребная степень измельчения материала, а также характеристика его физико-механических свойств.

Основные размеры барабана. Чтобы определить расчетную производительность дробилки, необходимо вначале найти основные размеры барабана — диаметр Д и длину L. Связь между размерами барабана и заданной производительностью выразим через показатель $q' = [кг/(см^2)]$ удельной нагрузки. Удельной нагрузкой дробилки будем называть отношение секундной расчетной производительности $q_р$ к площади диаметральной проекции Д·L барабана, т.е. $q' = q_р / (Д \cdot L)$.

В существующих дробилках величина удельной нагрузки $q' = 2–3$ кг/(см^2) при скоростях молотков 45–55 м/с или $q' = 3–6$ кг/(см^2) при $\upsilon_м = 70–80$ м/с и средней крупности измельченного материала.

Из ранее приведенной зависимости следует, что длина барабана L = Д/K. Учитывая это равенство, найдем диаметр барабана:

$$Д = \sqrt{K \cdot q \cdot p / q'}$$

или

$$Д = A\sqrt{q_р}\ . \qquad (9.51)$$

Значения коэффициента А находятся в пределах для барабанов: первого типа $A_1 = 0,7–0,9$; второго типа $A_2 = 1–1,9$.

Размеры и число молотков. В общем случае молоток любой формы не будет передавать удары на ось подвеса, если выполнено условие (рис. 9.15):

$$\rho_0^2 = c \cdot l, \qquad (9.52)$$

т.е. квадрат радиуса ρ_0 инерции молотка относительно оси подвеса должен быть равен произведению расстояния с от оси подвеса до центра тяжести на расстояние *l* от оси подвеса до конца молотка.

Для пластинчатых молотков прямоугольной формы с одним отверстием, расстояние с определим по формуле:

$$c = \frac{a^2 + в^2}{6 \cdot a}\ , \qquad (9.53)$$

где а — длина, м;

в — ширина молотка, м.

Для молотков такой же формы, но с двумя отверстиями диаметром d это расстояние равно:

$$c = -\frac{A}{2} + \sqrt{\frac{A^2}{4} + B}, \qquad (9.54)$$

где $A = \frac{a^2 \cdot в}{\pi \cdot d^2} - \frac{a}{2}$;

$$B = a \cdot в \cdot \frac{(a^2 \cdot в^2)}{6 \cdot \pi \cdot d} - \frac{a^2}{8}.$$

Расчет уравновешенных на удар молотков и дисков барабана производят в таком порядке. Сначала определяют размеры l и $R_п$ (радиус подвеса молотков). Так как $R_п = (Д/2) - l$, то $l = 4/9 \cdot R_п = 4/9 \cdot [(Д/2) - l]$, отсюда $l = 0{,}154 \cdot Д$ и $R_п = 0{,}346 \cdot Д$.

Длину *а* и ширину *в* молотка, уравновешенного на удар, ориентировочно выбирают по соотношениям $a = 1{,}5 \cdot l \approx 0{,}23 \cdot Д$ и $в = (0{,}4–0{,}5) \cdot a \approx 0{,}1 \cdot Д$.

Диаметр d отверстия под палец (ось) определяют из условий прочности пальца и принимают равным 18–20 мм.

При определении числа z молотков должны быть учтены два основных требования.

1. Молотковое поле должно быть полностью перекрыто молотками по ширине дробильной камеры. Однако у большинства дробилок пространство, занимаемое дисками барабана, молотками не перекрывается, в результате чего на развертке остаются узкие полоски, свободные от следов молотков.
2. Порядок размещения молотков не должен нарушать условий статической и динамической балансировки барабана. Поэтому часто применяют рядовое или шахматное размещение молотков на молотковом поле.

После выбора схемы развертки число z молотков определяют по формуле:

$$z = \frac{(L - \Delta L) \cdot K_z}{\delta}, \qquad (9.55)$$

где ΔL — суммарная толщина дисков, не перекрываемая молотками, м;
K_z — число молотков, идущих по одному следу ($K_z = 1–6$);
δ — толщина молотка, м.

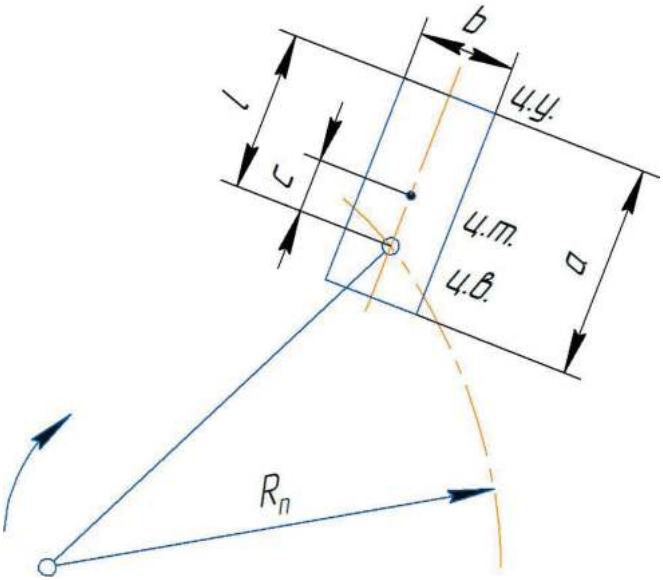


Рис. 9.15. Схема работы молотка

Расчетная секундная производительность дробилки может быть определена в зависимости от конструктивных размеров барабана по формуле:

$$q_р = K_{изм} \cdot Д \cdot L, \qquad (9.56)$$

где $K_{изм}$ — коэффициент пропорциональности, характеризующий выход готового продукта с 1 м² площади диаметрального сечения камеры, кг/(см²).

Для зерновых дробилок $K_{изм} = 2{,}4–2{,}6$; при измельчении сухой сечки $K_{изм} = 0{,}5–0{,}8$.

Производительность дробилки может быть определена и по следующему выражению:

$$Q_{сек} = A \cdot Д^2 \cdot L \cdot n, \qquad (9.57)$$

где A — опытный коэффициент.

При всех прочих равных условиях $Q_{сек}$ может быть увеличена примерно на 30%, если из-под сита дробилки отсасывать воздух.

Удельный расход энергии на измельчение определяют по следующему выражению:

$$\Delta A_{уд} = [N_{раб} - N_{х.х}]/ Q_{ч}, \text{ кВт·ч/т}, \quad (9.58)$$

где $N_{раб}$ — мощность электродвигателя дробилки при размоле продукта с производительностью Q, т/ч;

$N_{х.х}$ — мощность холостого хода, кВт.

Основные факторы, влияющие на изменение величин ΔN и степени измельчения, — физико-механические свойства измельчаемого продукта, окружная скорость ротора дробилки, размер отверстия решета и коэффициент его живого сечения, радиальный зазор между ротором и решетом. Аналитические зависимости, функционально связывающие указанные выше величины, пока не разработаны. Имеются лишь данные экспериментальных исследований, показывающие влияние перечисленных выше факторов на величину ΔN и степень измельчения.

Машины для шелушения сыпучих пищевых продуктов

Во многих пищевых производствах с сырья требуется удалять не усваиваемые человеческим организмом цветочные пленки, плодовые и семенные оболочки. Этот процесс называется шелушением или шлифованием. Такие процессы применяются, например, в масложировой промышленности при переработке подсолнечника, конопли, льна, сои, кунжутных и хлопковых семян в растительные и технические масла; в кондитерской — при производстве халвы; в спиртовой — при использовании различных пленчатых культур для выработки спирта; в пивоваренной — при переработке ячменя на пиво; в крахмально-паточной — при переработке кукурузы.

Для шелушения применяются машины, рабочие органы которых действуют на сырье многократным ударом или сжатием, или сдвигом, или скалыванием. Для шлифования рабочие органы действуют на продукт трением.

Весьма важно, чтобы усилия, вызывающие при шелушении разрушение наружных оболочек, не превышали предел упругости ядра; в противном случае разрушатся не только оболочки, но и эндосперм, что нежелательно, так как это приводит к потерям готовой продукции и ухудшению ее качества.

Технологическая эффективность работы шелушильной машины характеризуется особым показателем — эффектом шелушения при минимальном количестве дробленых частиц ядра.

Коэффициент шелушения $K_{ш}$ можно определить по следующей формуле:

$$K_{ш} = \frac{100 \cdot (K_1 - K_2)}{K_1} = \left[1 - \frac{K_2}{K_1}\right] \cdot 100, \qquad (9.59)$$

где K_1 — количество нешелушенных семян до поступления в машину,%;
K_2 — количество нешелушенных семян после однократного пропуска через машину,%.

В том случае, когда необходимо определить коэффициент $K_{пш}$ при частичном или полном возврате шелушенных семян в смеси с нешелушенными в последующую шелушильную или шлифовальную машину, можно воспользоваться формулой:

$$K_{пш} = \frac{(C + d + m) - C_1}{K_1 + C_1} \cdot 100,$$

где C — количество шелушенных семян, полученных после машины,%;
d — количество дробленного ядра,%;
m — количество мучки,%;
C_1 — количество шелушенных семян до повторного пропуска смеси,%;
K_1 — количество нешелушенных семян,%.

Глава 10
МАШИНЫ ДЛЯ РЕЗАНИЯ ПЛАСТИЧЕСКИХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Назначение и область применения

Процессы резания связаны с уменьшением линейных размеров и увеличением суммарной поверхности кусков обрабатываемой пищевой продукции.

Резание пищевой продукции осуществляется лезвием ножа, которое вклинивается в измельчаемый материал, вызывая в поверхности стыка удельные деления, достаточные для разрушения. Наличие на лезвии значительного количества заусениц, в особенности при наклонном резании, способствует лучшему разрушению.

Объясняется это тем, что заусеницы, передавая давление на ограниченную площадь, производят дополнительное разрушение и тем самым уменьшают объем материала, подвергаемого при этом пластическому деформированию.

Форма, заточка и движение ножей, применяемых для резания пищевой продукции, зависят от рода и физико-механических свойств измельчаемого продукта, от качества среза и формы продукта, получаемого вследствие резания. На рис. 10.1 показаны основные формы ножей, применяемых в резальных машинах различных пищевых производств.

Зубчатые пилы могут быть выполнены с разводкой зубцов для резания твердых и хрупких материалов, сопровождаемого образованием стружки или без нее, и для обработки пластичных материалов.

Для резания пластичных волокнистых продуктов применяют ножи со сплошным гладким лезвием, а для резания пластичных волокнистых материалов дисковые ножи снабжают неразведенными зубьями, каждый из которых заточен с двух сторон.

При резании продукции малой толщины дисковыми ножами со сплошным гладким лезвием чистота среза зависит от отношения скорости резания к скорости подачи. Если это отношение находится в пределах от 1:20 до 1:30, то срез получится чистым.

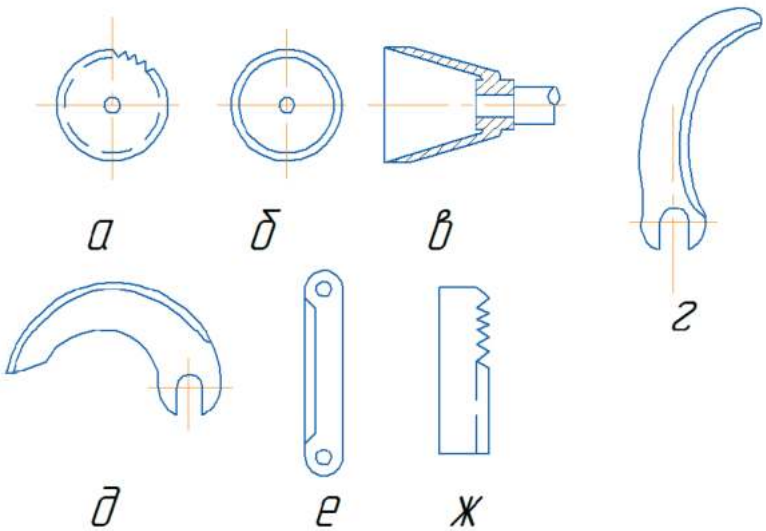


Рис. 10.1. Типы ножей, применяемых в резальных машинах:
а — дисковый нож с зубчатым лезвием; *б* — дисковый нож с гладким лезвием;
в — конический нож с гладким лезвием; *г* — серповидный нож с внутренней режущей кромкой; *д* — серповидный с внешней режущей кромкой;
е — плоский нож с гладким лезвием;
ж — плоский нож с зубчатым лезвием

Диаметр дискового ножа с зубьями можно определить по формуле:

$$Д \geq 2 \cdot (h + r + c), \qquad (10.1)$$

где h — максимальная толщина распиливаемого материала, мм;
r — радиус шайбы для крепления диска на валу, мм;
c — запас на толщину крышки стола или направляющих, на требуемые зазоры и высоту сегмента, выступающего над распиливаемым материалом, мм.

Диаметр диска с гладким сплошным лезвием определяется из условия затягивания продукции режущим ножом при самых неблагоприятных условиях; при этом

$$Д \geq \frac{2(h+c)}{1-\sin\rho}, \text{ мм}; \qquad (10.2)$$

где ρ — угол трения продукта о направляющие или о рабочее полотно транспортера, подающего продукцию под нож.

Толщина диска по условиям устойчивости и жесткости принимается в пределах b = (0,007÷0,01) Д.

Лезвие ножа может быть с односторонней или двусторонней заточкой; угол резания составляет 10–15°. Толщина ножа принимается по условиям работы в пределах 3–7 мм.

Винтовые ножи обычно изготовляют со сплошным гладким лезвием с прямым углом заточки и применяют их для обработки пластичных продуктов, обладающих значительной податливостью. Отношение скорости подачи к скорости резания для винтовых ножей принимается в пределах от 1:30 до 1:50.

Пластинчатые и ленточные ножи применяют как при резании пластичных, так и хрупких продуктов. В последнем случае на лезвии нарезают зубья. Пластинчатые ножи могут быть прямыми или изогнутыми.

Призматические ножи с сетками применяют в волчках, получивших широкое распространение в пищевых производствах для измельчения мясных, рыбных и овощных продуктов.

Серповидные ножи со сплошными гладкими или зубчатыми лезвиями, располагающимся по внешней и внутренней кромке ножей, применяются также для резания пластичных и пищевых продуктов.

В большинстве случаев резания должно соблюдаться скользящее резание и с защемлением разрезаемой сельскохозяйственной продукции между лезвием и противорезом.

10.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И РАСХОДА ЭНЕРГИИ

Производительность Q резальных машин непрерывного действия можно определить, исходя из режущей способности, т.е. из способности образования новых поверхностей в единицу времени:

$$Q = \frac{\varphi \cdot F}{F_1}, \text{ кг/ч}, \qquad (10.3)$$

где F — режущая способность данного механизма, см²/ч;
φ — коэффициент использования режущей способности механизма;
F_1 — площадь раздела, полученная при резании единицы массы, см²/кг:

$$F_1 = \frac{m_1 \cdot f_1 - m \cdot f}{2}, \text{ см}^2/\text{кг}, \qquad (10.4)$$

где m — число кусочков в 1 кг продукта до измельчения;
m_1 — тоже после измельчения;
f — поверхность данного куска до измельчения, см²;
f_1 — тоже после измельчения, см².

При значительной степени измельчения числовые значения произведения m·f существенного значения не имеют и ими можно пренебречь.

Производительность M периодически действующих резальных машин можно определить по формуле:

$$Q = \frac{G}{t + t_п} = \frac{G}{t + \alpha_0 t} = \frac{G}{t(1 + \alpha_0)}, \text{ кг/ч}, \qquad (10.5)$$

где G — масса единовременной загрузки машины, кг;

t — длительность процесса измельчения, ч;

$t_п$ — длительность подсобных операций, сопутствующих процессу измельчения, ч;

α_0 — доля подсобных операций, выраженная в длительности процесса измельчения:

$$\alpha_0 = t_п / t. \qquad (10.6)$$

Длительность измельчения может быть определена по формуле:

$$t = \frac{F_1 \cdot G}{\varphi \cdot F}, \text{ ч}. \qquad (10.7)$$

Подставляя это значение t в формулу (10.5), получим производительность периодически действующих резальных машин:

$$Q = \frac{\varphi \cdot F}{F_1 \cdot (1 + \alpha_0)}, \text{ кг/ч}. \qquad (10.8)$$

Режущая способность машины, состоящей из Z типов ножей, из которых x_j типов ножей за один оборот перерезывают площадь f_j см^2, определится по уравнению

$$F = 60 \cdot (f_1 \cdot x_1 \cdot n_1 + f_2 \cdot x_2 \cdot n_2 + \ldots + f_z \cdot x_z \cdot n_z), \text{ см}^2/\text{ч}, \qquad (10.9)$$

или

$$F = 60 \sum_{i=1}^{i=z} f_1 \cdot x_1 \cdot n_1 = 60 \sum_{i=1}^{i=z} a_i \cdot \upsilon_i \cdot x_i, \qquad (10.10)$$

где n_i — соответствующая частота оборотов ножей, об./мин;

a_i — соответствующая ширина резания ножами, см;

υ_i — соответствующая скорость подачи, см/мин.

Мощность N двигателя к резальным машинам определяется по удельному расходу энергии и режущей способности, если резание по всем направлениям имеет одинаковые сопротивления:

$$N = \omega \cdot \frac{\phi \cdot F \cdot \eta_a}{3600 \cdot 102 \cdot \eta \cdot \eta_l}, \text{ кВт}, \qquad (10.11)$$

если сопротивления и удельные расходы энергии отличаются по различным направлениям резания, то:

$$N = \frac{\sum_{i=1}^{i=z} \omega_i \cdot a_i \cdot \upsilon_i \cdot x_i}{60 \cdot 102 \cdot \eta \cdot \eta_l} \cdot \eta_a, \text{ кВт}, \qquad (10.12)$$

где ω — средний удельный расход энергии на резание, Н·м/см^2;
ω_i — соответствующий данным условиям удельный расход энергии, Н·м/см^2;
η — механический КПД, учитывающий потери энергии в передачах от двигателя к рабочим органам машины;
η_l — коэффициент, учитывающий потери энергии на подачу продукта в машину и на отвод ее из машины;
η_a — коэффициент запаса мощности двигателя.

В табл. 10.1 приведены средний расход энергии и среднее сопротивление при резании пищевых продуктов прямым лезвием.

Таблица 10.1

Средние сопротивления резанию и расходы энергии на резание

Продукт	Среднее сопротивление резанию, Н/см	Средний расход энергии на резание, Н·м/см^2
Морковь	14–16	0,14–0,16
Лук	17–18	0,17–0,18
Капуста	10–12	0,10–0,12
Свекла	9–10	0,09–0,12
Картофель	6–7	0,06–0,07
Мясо парное	50–80	0,50–0,80
Мясо мороженное	230–300	0,23–0,30
Мясо вареное	27–30	0,27–0,30
Сало	100–150	1,0–1,5

На удельное сопротивление и удельный расход энергии оказывают влияние: физико-механические свойства материала, скорость резания, угол резания, острота заточки лезвия ножа, толщина снимаемого слоя или стружки, направление волокон материала и др.

10.2. ОСНОВЫ РАСЧЕТА РЕЖУЩЕГО АППАРАТА В МАШИНАХ ТИПА ВОЛЧКОВ

Рабочие органы волчков включают в себя шнековый питатель и режущий механизм (рис. 10.2).

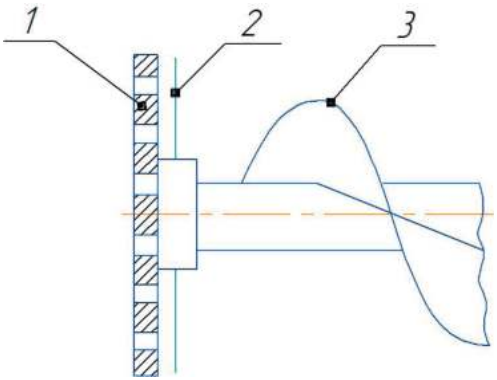


Рис. 10.2. Схема рабочего органа волчка: *1* — решетка; *2* — нож; *3* — шнек

Шнековый питатель обеспечивает подачу продукта к режущей части, состоящей из одной или нескольких неподвижных решеток и вращающихся ножей. Решетка и нож образуют режущую пару.

Производительность режущего механизма $Q_р$ зависит от суммарной площади отверстия решетки, числа ножей и скорости их вращения, от усилия продавливания массы через отверстия, плотности подпрессованной шнеком массы и определяется по формуле:

$$Q_р = 15 \cdot \pi \cdot (Д^2 - d^2) \cdot к \cdot z \cdot n \cdot \psi \cdot h \cdot \rho, \text{ кг/ч}, \qquad (10.13)$$

где Д — диаметр решетки или окружности, описываемой концами ножей, м;
d — диаметр основания лезвий ножей или вала (ступицы), м;
к — коэффициент живого сечения решетки;
z — количество ножей на ступице;
n — частота вращения вала ножей, мин$^{-1}$;
ψ — коэффициент использования длины лезвия;
h — величина продавливания массы в отверстия решетки, м;
ρ — плотность продукта, кг/м^3.

Коэффициент живого сечения решетки будет равен:

$$к = n_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} + n_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}, \qquad (10.14)$$

где n_1 — количество отверстий диаметром d_1, м;
n_2 — количество отверстий диаметром d_2, м.

Коэффициент использования длины лезвия определим по формуле

$$\psi = (Д - d)/Д.$$

Величина продавливания продукта в отверстия в зависимости от создаваемого давления P Н/м^2 будет равна:

$$h = k_1 \cdot P^{n_3}, \qquad (10.15)$$

где коэффициент k_1 и показатель степени n_3 определяются экспериментально для каждого вида продукта.

Плотность продукта изменяется по параболе вида:

$$\rho = A + B \cdot P^{n_4}, \qquad (10.16)$$

где A, B и n_4 — экспериментальные величины.

Мощность, необходимая для привода рабочих органов, учитывает затраты энергии на резание $N_н$ продукта измельчающим устройством и на перемещение с продавливанием этого продукта шнеком $N_ш$

$$N = (N_н + N_ш)/\eta, \text{ кВт}, \qquad (10.17)$$

где η — кпд привода.

Режущую способность механизма измельчения F определяют по следующей формуле:

$$F = 60 \cdot n \cdot \frac{n \cdot D^2}{4} \cdot \varphi \cdot z, \text{ см}^2/\text{ч}, \qquad (10.18)$$

где D — диаметр решетки, см;
n — частота вращения ножа, мин$^{-1}$;
φ — отношение площади отверстий в решетке ко всей ее площади (среднее значение $\varphi = 0{,}3...0{,}4$);
z — число лезвий ножа (обычно $z = 4$).

С учетом режущей способности механизма измельчения производительность волчка можно определить по следующей формуле:

$$Q = \frac{\alpha \cdot F}{F_1}, \text{ кг/ч}, \qquad (10.19)$$

где F — площадь поверхности, получаемая при измельчении 1кг продукта, см^2;
α — коэффициент использования режущей способности ножа.

Значения F и F_1 в основном зависят от вида перерабатываемого продукта и диаметра отверстий в решетке. Так, например, по опытным данным, удельная поверхность мясопродуктов после измельчения составляет при диаметре отверстий:

- 2 мм F_1 = 11000–12000 см²/кг;
- 3 мм F_1 = 6000–7000 см²/кг;
- 25 мм F_1 = 700–1000 см²/кг.

Расход энергии на работу волчка можно определить по удельному расходу энергии на разрезание 1 кг продукта:

$$N = Q \cdot q, \text{ кВт},$$

где Q — часовая производительность, кг/ч;
q — удельный расход энергии, кВт·ч/кг.

Удельный расход энергии W при измельчении мясопродуктов в волчках составляет

для свежих мясопродуктов

при диаметре отверстий:

- 3 мм q = 0,0025–0,0030 кВт·ч/кг;
- 2 мм q = 0,004–0,0055 кВт·ч/кг;
- 25 мм q = 0,0004 кВт·ч/кг

для мороженых мясопродуктов

при диаметре отверстий:

- 2 мм q = 0,019 кВт·ч/кг;
- 3 мм q = 0,010 кВт·ч/кг.

10.3. ОСНОВЫ РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ ПРОДУКЦИИ НА КУСОЧКИ

Такие механизмы применяют при измельчении исходной продукции на кусочки в виде ломтиков, пластин, кружочков, брусочков, лапши, соломки, кубиков и пр. В качестве рабочих органов таких механизмов служат вращающиеся диски, несущие ножи определенной формы, работающие совместно с неподвижными ножами или упорами, или плоские ножи, установленные в рамках или без них, серповидные и дисковые ножи и пр. Такие механизмы нарезают брусочки или ломтики.

Объемная производительность механизмов, разделяющих продукцию на куски определенной формы, определяется по формуле производительности непрерывно действующих машин:

$$Q = f_o \cdot \upsilon_п, \qquad (10.20)$$

где f_o — площадь живого сечения слоя продукта, движущегося через резательный механизм, м^2;
$\upsilon_п$ — скорость подачи продукции, м/с.

Численное значение f_o и $\upsilon_п$ определяется в зависимости от конструкции рабочих механизмов и организации подачи продукции через рабочую часть. Так, для дисковых резательных аппаратов с плоскими ножами (наподобие дисковой корнерезки)

$$\upsilon_п = a \cdot z \cdot \omega, м/с, \qquad (10.21)$$

где a — величина подачи продукции на один нож за один оборот диска, м;
z — число ножей, установленных на диске;
ω — угловая скорость диска, с$^{-1}$.

$$f_o = \varphi \cdot F, м^2, \qquad (10.22)$$

где F — площадь рабочей части диска, м^2;
φ — коэффициент использования рабочей части диска под отверстия для прохода продукции (φ = 0,2...0,4).

Для механизмов, нарезающих продукцию на ломтики (делают пластование) и имеющих пару подающих валиков, $\upsilon_п$ и f_o соответственно будут равны:

$$\upsilon_п = \phi_o \cdot \left(\frac{d}{2}\right) \cdot \omega \text{ , м/с,} \qquad (10.23)$$

$$f_0 = a \cdot l \text{ ,}$$

где d — диаметр подающего валика, м;
ω — угловая скорость подающего валика, с$^{-1}$;
a — толщина отрезаемого пласта, м;
l — ширина подаваемого пласта, м;
φ_o — коэффициент, учитывающий потери времени на возврат и заправку пласта.

Общие методы расчета резательных машин

Производительность резательных машин можно определить по кинематическому уравнению процесса или по пропускной способности рабочих или питающих механизмов и устройств. Второй метод был рассмотрен выше, однако в некоторых случаях предпочтительнее вести расчет по первому методу, который и рассмотрим.

В процессе работы любой резательной машины образуются новые поверхности обрабатываемого материала. Производительность ее определим так:

$$Q = \frac{\varphi \cdot F}{F_1(1+\alpha)},\ \text{кг/с}, \qquad (10.24)$$

где F — режущая способность ножей, м/с;
φ — коэффициент использования режущей способности ножей;
F_1 — поверхность раздела или половина вновь образованной поверхности при разрезании 1 кг продукта, м^2/кг;
α — отношение длительности подсобных операций к длительности измельчения (для непрерывно действующих машин $\alpha = 0$).

При проектировании машин размеры и число ножей, их скорость определяют по F, которая находится из формул:

– для многодисковых и многоленточных машин значение F равно:

$$F = h \cdot \upsilon_n \cdot z_н,\ м^2/с, \qquad (10.25)$$

где h — средняя толщина разрезаемой продукции, м;
$z_н$ — число ножей, шт;
υ_n — скорость подачи продукции, м/с.

– для машин с серповидными ножами значение F равно:

$$F = 60 \cdot S \cdot z_н \cdot n,\ м^2/с, \qquad (10.26)$$

где S — площадь разреза слоя продукта, находящегося в чаше или желобе машины, м^2;
$z_н$ — число ножей, шт;
n — частота вращения ножей, мин$^{-1}$.

Для машин с плоскими ножами, производящими поперечные разрезы продукции, движущейся со скоростью υ_n значение F равно:

$$F = а \cdot в \cdot \upsilon_n,\ м^2/с, \qquad (10.27)$$

где а, в-поперечные размеры сечения продукции, подаваемой на резание, м;
с — расстояние между ножами по длине продукции, м.

Для волчков значение F будет равно:

$$F = \frac{\pi \cdot Д^2}{4 \cdot 60} \cdot n \cdot \left(\varphi_1 \cdot K_1 + \varphi_2 \cdot K_2 + \ldots + \varphi_i \cdot K_i\right), м^2/с, \qquad (10.28)$$

где $\varphi_1, \varphi_2, \ldots, \varphi_i$, _ коэффициенты использования площади решетки под отверстия $(\varphi_{1\ldots i} = 0{,}2 \ldots 0{,}5)$;
Д — диаметр решетки, м;
n — частота вращения ножей, мин$^{-1}$;
$K_1, K_2, \ldots, K_i$ — число лезвий на каждом ноже.

Мощность двигателя к резательной машине определим по формуле:

$$N = W_p \cdot \frac{F_1 \cdot Q}{1000 \cdot \eta_м \cdot \eta_н}, \text{ кВт}, \qquad (10.29)$$

где W_p — лобовое сопротивление резанию, Н/м;
$\eta_м$ — механический кпд машины;
$\eta_н$ — кпд ножа.

Последний кпд зависит, главным образом, от затрат энергии на трение продукта о нож.

10.4. ОСНОВЫ РАСЧЕТА РАБОЧЕГО ОРГАНА КУТТЕРА

Куттеры применяются для тонкого измельчения мясного сырья без соблюдения формы кусков (рис. 10.3).

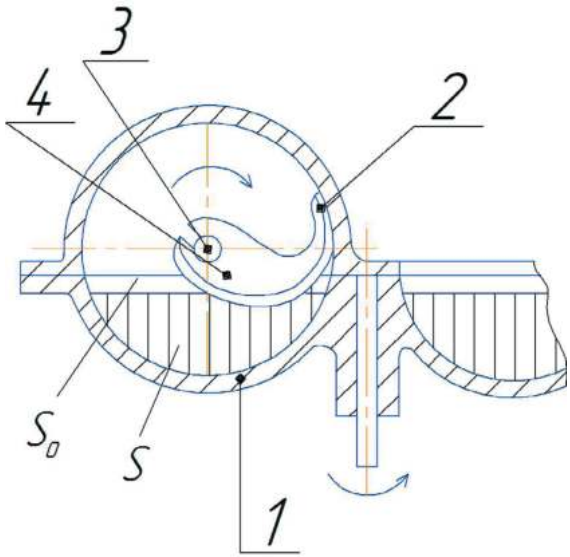


Рис. 10.3. Схема куттера: *1* — чаша; *2* — крышка; *3* — ножевой вал; *4* — нож; S — площадь разреза слоя продукта; S_o — площадь сегмента, при помощи которого образована чаша

Куттер относится к машинам периодического действия. Продукция, подвергаемая измельчению, подается во вращающуюся чашу (*1*), частично закрываемую откидной крышкой (*2*). В рабочей зоне смонтирован вал (*3*), на котором закреплены ножи (*4*). Частоту вращения но-

жевого вала принимают в пределах от 1000 до 3000 мин$^{-1}$, число ножей от 3 до 16, частота вращения чаши равна 6–20 мин$^{-1}$.

Куттеры характеризуются геометрическим объемом чаши $V_г$, представляющей собой тело вращения. Объем загрузки чаши $V_з$ составляет 0,5–0,6 от геометрического объема чаши.

$$V_з = \alpha \cdot V_г = \alpha \cdot \pi \cdot R \cdot S_о, м^3, \quad (10.30)$$

где R — расстояние от оси вращения чаши до оси ножевого вала;
α — коэффициент заполнения объема чаши продукцией;
$S_о$ — площадь сегмента, при помощи которого образована чаша.

Объемная производительность куттера равна:

$$Q = \frac{V_з}{\tau \cdot (1 + \varphi_0)}, м^3/с, \quad (10.31)$$

где $\varphi_0 = \tau_0 / \tau$;
τ — длительность процесса измельчения, с;
$\tau_о$ — длительность подсобных операций, с;

Глава 11
ОСНОВЫ РАСЧЕТА МАШИН ДЛЯ РЕЗКИ ОВОЩЕЙ И ПЛОДОВ

Рассмотрим простейшую схему, поясняющую, как работает режущий механизм с плоским ножом (рис. 11.1).

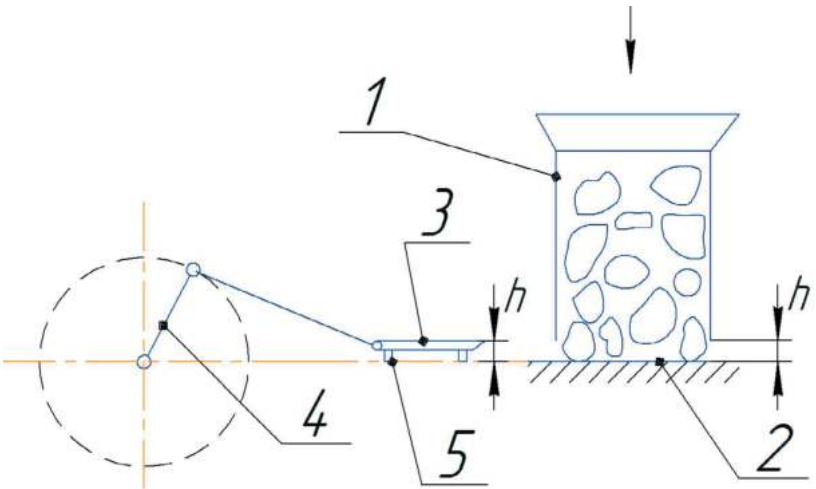


Рис. 11.1. Схема режущего механизма с плоским ножом: *1* — бункер; *2* — опорная плоскость; *3* — плоский нож; *4* — кривошипно-шатунный механизм; *5* — выступ

В бункере (*1*) находится нарезаемый продукт. Нижний край бункера находится на расстоянии h от неподвижной опорной плоскости (*2*). Плоский нож (*3*) совершает возвратно-поступательное движение с помощью кривошипно-шатунного механизма (*4*). При ходе ножа вправо он своим лезвием отрезает выступающий из бункера слой продукта толщиной h; после этого выступом (*5*) нож выталкивает этот слой из-под бункера. Затем нож возвращается в первоначальное положение и описанный процесс повторяется.

Недостатки механизма:

а) отделение слоя продукта производится рубкой;

б) возвратно-поступательное движение ножа лимитирует производительность;

в) разрезание производится только в одной плоскости и т.д.

Возвратно-поступательное движение ножа может быть заменено вращательным (рис. 11.2). Для этого нож (*1*) укрепляют на вращающемся диске (*2*) таким образом, чтобы его лезвие было расположено выше диска и при вращении последнего нож срезал бы слой продукта требуемой высоты h.

Режущий инструмент состоит из горизонтального лезвия (*1*) и гребенки с вертикально установленными тонкими лезвиями (*3*). Этим инструментом продукт разрезается сразу в двух плоскостях — горизонтальной и вертикальной. Нарезанный продукт будет иметь форму столбиков, размеры которых определятся высотой установки лезвия горизонтального ножа над диском и расстоянием между вертикальными лезвиями (*3*).

На диске можно закрепить несколько ножей. В зависимости от частоты вращения диска изменяется производительность режущего механизма. В общем виде производительность определим по формуле:

$$Q = \varphi \cdot F \cdot h \cdot \rho \cdot (\omega/2\pi) \cdot z, \text{ кг/с}, \qquad (11.1)$$

где F — площадь среза (при гравитационных питателях принимается равной площади нижнего сечения бункера), м^2;

φ — коэффициент использования режущей способности механизма;

ω — угловая скорость диска, рад/с;

z — число ножей, установленных на диске, шт.;

h — высота срезаемого слоя продукта, м;

ρ — плотность продукта, кг/м^3.

Частоту вращения диска с закрепленными на нем ножами нельзя выбирать произвольно, ее рассчитывают в зависимости от продолжительности свободного падения разрезаемого продукта с высоты, равной расстоянию между плоскостью диска и лезвием ножа. Как известно, путь свободного падения тела в безвоздушном пространстве, равен:

$$h = \frac{g \cdot \tau^2}{2}, \text{ м}, \qquad (11.2)$$

где τ — время падения, с.

Промежуток времени между проходом очередного ножа к месту среза слоя продукта будет равен:

$$\tau' = \frac{2 \cdot \pi}{\omega \cdot z}, \qquad \text{с.} \quad (11.3)$$

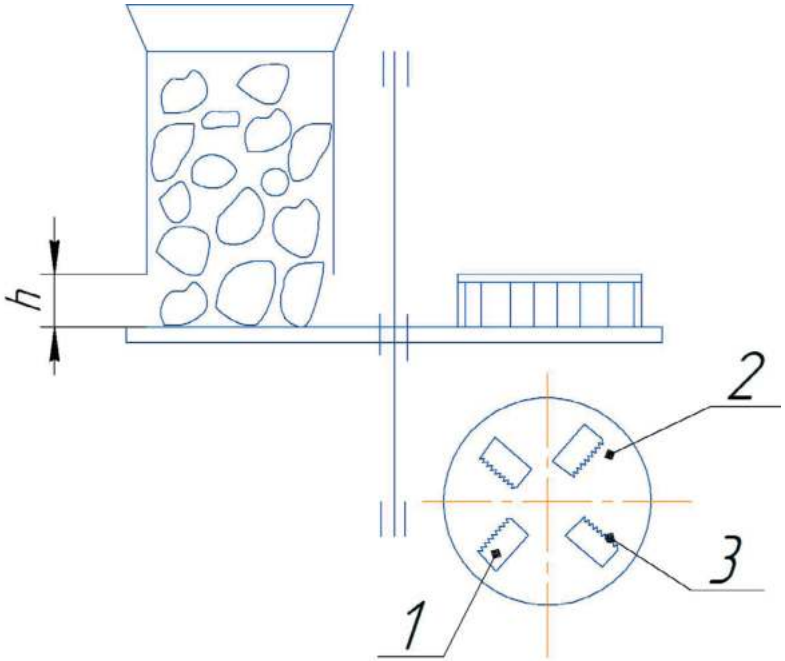


Рис. 11.2. Схема резание ножами дискового измельчителя:
1 — нож; *2* — диск; *3* — лезвие ножа

Для нормальной работы режущего механизма должно быть выполнено условие: $\tau' \geq \tau$

или

$$\frac{2 \cdot \pi}{\omega \cdot z} \geq \sqrt{\frac{2 \cdot h}{g}},$$

откуда

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{z\sqrt{\frac{g}{2 \cdot h}}}, \text{ рад/с.} \qquad (11.4)$$

Практически $\omega = \frac{\pi}{(2 \cdot z\sqrt{g/2 \cdot h})}$, $с^{-1}$ с учетом стесненного падения засыпанного в бункер продукта.

11.1. ДИСКОВЫЕ ОВОЩЕРЕЗКИ

Производительность дисковых овощерезок может быть определена по общей формуле для определения производительности машин непрерывного действия:

$$Q = F_o \upsilon_o \rho \varphi \text{ , кг/с,} \qquad (11.5)$$

где F_o — расчетная площадь среза (для гравитационных питателей площадь нижнего сечения бункера), м^2;
υ_o — скорость движения продукта, м/с;
ρ — плотность продукта, кг/м^3;
φ — коэффициент, учитывающий отклонение фактической производительности от расчетной (φ = 0,6–0,7).

Скорость продвижения продукта в направлении, перпендикулярном поверхности диска, м/с:

$$\upsilon_o = \frac{hnz_н}{60} \text{ , м/с,} \qquad (11.6)$$

где h — толщина отрезаемых ломтиком продукта м;
n — частота вращения опорного диска. мин$^{-1}$;
$z_н$ — число ножей, расположенных параллельно поверхности опорного диска, шт.

Частоту вращения диска с закрепленными на нем ножами рассчитывают в зависимости от продолжительности свободного падения разрезаемого продукта с высоты, равной расстоянию между плоскостью диска и лезвием ножа.

Путь свободно падающего тела в безвоздушном пространстве равен:

$$h = \frac{g\tau^2}{2} \text{ , м,} \qquad (11.7)$$

где g — ускорение свободного падения (g = 9,81 м/с^2), м/с^2;
τ — продолжительность падения, с.

Из уравнения (11.7) можно определить продолжительность падения отрезанного кусочка продукта:

$$\tau = \sqrt{\frac{2h}{g}} \text{ , с.} \qquad (11.8)$$

Промежуток времени между подходом очередного ножа к месту среза слоя продукта:

$$\tau' = \frac{2\pi}{\omega z}, \text{ с.} \tag{11.9}$$

С целью обеспечения нормальных условий работы режущего механизма должно соблюдаться следующее условие:

$$\tau' \geq \tau, \text{ или } \frac{2\pi}{\omega z} \geq \sqrt{\frac{2h}{g}}. \tag{11.10}$$

Из этого условия можно определить угловую скорость вращения диска с закрепленными на нем ножами:

$$\omega = \frac{2\pi}{z}\sqrt{\frac{g}{2h}}, \text{ рад/с.} \tag{11.11}$$

Мощность электродвигателя дисковых овощерезок затрачивается на разрезание продукта и преодоление трения продукта о ножевой диск. Ее можно определить по формулам:

$$N = \frac{N_1 + N_2}{\eta}, \text{ кВт,} \tag{11.12}$$

где N_1 — мощность, необходимая для разрезания продукта, кВт;
N_2 — мощность, необходимая для преодоления трения продукта о ножевой диск, кВт;
η — КПД приводной станции.

$$N_1 = \frac{p_1 \sum l \upsilon_{ср} k}{1000}, \text{ кВт,} \tag{11.13}$$

где p_1 — удельное сопротивление резанию продукта (для картофеля p_1 = 700 Н/м;
для моркови p_1 = 800 Н/м;
для свеклы p_1 = 750 Н/м [1, 2]);
Σl — общая длина лезвий ножей, м;
$\upsilon_{ср}$ — окружная скорость движения лезвий ножей, м/с;
k — коэффициент использования длины лезвий (k = 0,6–0,8 [1, 2]).

Окружная скорость движения лезвий ножей равна

$$\upsilon_{ср} = \pi n\left(r_{\max} - r_{\min}\right), \qquad (11.14)$$

где n — частота вращения ножей, $с^{-1}$;

$r_{\max}$ — максимальное расстояние от оси вращения до рабочих точек ножа, м;

$r_{\min}$ — минимальное расстояние от оси вращения до рабочих точек ножа, м.

Мощность, необходимая для преодоления трения продукта о ножевой диск, равна:

$$N_2 = \frac{M_{тр}\omega}{1000}, \text{ кВт}, \qquad (11.15)$$

где $M_{тр}$ — момент трения, Н·м;

ω — угловая скорость дисков, рад/с.

Момент трения продукта о поверхность диска можно определить по формуле:

$$M_{тр} = G_{пр} fr, \text{ Н·м}, \qquad (11.16)$$

где $G_{пр}$ — вес продукта, Н;

f — коэффициент трения продукта о ножевой диск (f = 0,3–0,4 [1, 2]);

r — расчетный радиус ($r = 0{,}75r_{\max}$), м.

11.2. РАСЧЕТ СВЕКЛОРЕЗАТЕЛЬНЫХ МАШИН

Производительность свеклорезательных машин с пластинчатыми ножами определяется по формуле:

$$Q = L_н \delta z \upsilon_р \rho k_1 k_2 k_3, \text{ кг/с}, \qquad (11.17)$$

где $L_н$ — длина режущей кромки ножа ($L_н$ = 0,330–0,335 м), м;

δ — средняя толщина стружки (толщину пластинчатой стружки принимают равной δ = 0,001–0,015 м), м;

z — число режущих устройств, шт.;

$\upsilon_р$ — скорость резания ($\upsilon_р$ = 3–12 м/с), м/с;

ρ — плотность свеклы (ρ = 1050 кг/м^3), кг/м^3;

k_1 — коэффициент объемного уплотнения свеклы;

k_2 — конструктивный коэффициент (для центробежных свеклорезательных машин k_2 = 0,9, для дисковых k_2 = 0,85, для барабанных k_2 = 0,5);

k_3 — эксплуатационный коэффициент (принимают равным отношению времени непрерывной работы машины в течение смены в часах к продолжительности смены в часах. При наличии резервной машины k_3 = 0,9, при ее отсутствии k_3 = 0,8).

Мощность, необходимая для привода свеклорезки, зависит от конструкции машины, количества и длины ножей, скорости резания, длины и формы стружки и скорости поступления свеклы на резку. Общая мощность привода свеклорезки равна

$$N = \frac{N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5 + N_6}{\eta_{пр}}, \text{ кВт}, \qquad (11.18)$$

где N_1 — мощность, необходимая для преодоления сил трения свёклы о внутреннюю поверхность корпуса машины, кВт;
N_2 — мощность, необходимая для преодоления сил сопротивления резанию свеклы, кВт;
N_3 — мощность, необходимая для сообщения массе свеклы в роторе скорости резания, кВт;
N_4 — мощность, необходимая для преодоления сил трения между корнями свеклы при поступлении их из бункера в ротор, кВт;
N_5 — мощность, необходимая для преодоления сил трения свеклы по днищу ротора, кВт;
N_6 — мощность, необходимая для преодоления сопротивления воздуха при вращении ротора ($N_6 = 0{,}3...1{,}0$ кВт), кВт;
$\eta_{пр}$ — КПД привода свеклорезки.

Определим составляющие, входящие в формулу (11.18):

$$N_1 = 2 \cdot 10^{-3} \pi \, p_р \, h \, \omega \, r_к^2 f \, k_2 \, k_3, \text{ кВт}, \qquad (11.19)$$

где $p_р$ — удельное усилие прижатия свеклы к корпусу, Па;
h — высота слоя свеклы (принимается равной длине режущей кромки ножа), м;
ω — угловая скорость вращения ротора, рад/с;
$r_к$ — внутренний радиус корпуса машины, м;
f — коэффициент трения свеклы о материал корпуса машины;
k_2 — конструктивный коэффициент;
k_3 — коэффициент поверхностной несплошности.

Для проектного расчета свеклорезательных машин рекомендуются следующие значения удельного усилия прижатия в зависимости от скорости резания (табл. 11.1).

Таблица 11.1

Значения удельного усилия прижатия от скорости резания

Скорость резания, м/с	5	7	9	11	12
Удельное усилие, кПа	10	21	38	59	74

Конструктивный коэффициент можно определить по формуле:

$$k_2 = 1 - \frac{Bz}{\pi D_1}, \qquad (11.20)$$

где B — ширина контрножа лопасти ротора, м;

z — число контрножей ротора, шт.;

D_1 — внутренний диаметр корпуса машины, м.

Коэффициент поверхностной несплошности для свежей свеклы при угловой скорости от 8 до 20 рад/с можно определить по эмпирической зависимости

$$k_3 = 0{,}23 \cdot 10^{-5} \omega^{3{,}9} + 0{,}68 \qquad (11.21)$$

$$N_2 = 10^{-3} q_x \; L \; z \; r_p \; \omega \; k_4 \; k_5, \qquad (11.22)$$

где q_x — удельная сила сопротивления резанию, Н/м;

L — длина режущих кромок ножей одного режущего устройства, м;

z — число режущих устройств;

r_p — радиус резания, равный расстоянию от центра вращения ротора до вершины ножа (для дисковых свеклорезок принимают радиус, проходящий через середину режущей кромки ножей), м;

k_4 — коэффициент линейной несплошности;

k_5 — коэффициент, учитывающий перекрытие части режущих устройств контрножами лопастей ротора.

Удельную силу резания можно определить по эмпирическому уравнению, предложенному Э. В. Островским:

$$q_x = 66 \upsilon_p^{0,2} \left(1 + 1{,}81 \upsilon_p^{0,36}\right), \qquad (11.23)$$

где υ_p — скорость резания, м/с.

Это уравнение справедливо при изменении скорости резания в пределах от 5 от 12 м/с и толщине пластинчатых ножей 1,5 мм. В зависимости от радиуса закругления режущей кромки ножа от 15 до 63 мкм повышаются силы резания — для свежей свеклы на 23%, для замороженной свеклы средние значения силы резания на 50% выше, чем свежей.

На величину усилия резания оказывают влияние качество свеклы, толщина и форма стружки, конструкция ножей и состояние режущей кромки.

Значения удельного усилия резания в зависимости от формы и длины стружки представлена в табл. 11.2.

Таблица 11.2

Зависимость удельного усилия резания в зависимости от формы и длины стружки

Форма стружки	Длина стружки, мм						
	7–8	9–10	11–13	14–16	17–21	22–27	28–34
Желобчатая	1770	1570	1420	1330	1230	–	–
Пластинчатая	–	–	–	1080	981	882	784

Для определения коэффициента линейной несплошности для свежей свеклы при изменении линейной скорости ротора от 8 до 20 рад/с и диаметре корпуса 1,2 м можно воспользоваться эмпирической формулой, полученной Э. В. Островским:

$$k_4 = 4 \cdot 10^{-4} \omega^{1,7} + 0,82 \qquad (11.24)$$

Значение коэффициента k_5 зависит от конструкции ротора (ширины контрножей и их количества), шага размещения режущих устройств и диаметра машины. Для трехлопастного ротора с шириной контрножа 0,13 м при размере корпуса 1,2 м и семи режущих устройствах $k_5 = 1$.

Мощность, необходимую для разгона массы свеклы, поступающей в ротор до скорости резания, можно определить по формуле:

$$N_3 = 0,5 \cdot 10^{-3} Q \omega^2 r_к^2 \text{, кВт} \qquad (11.25)$$

Мощность N_4, необходимая для преодоления сил трения между поступающими в ротор корнями свеклы, зависит от производительности машины (табл. 11.3).

Таблица 11.3

Значение мощности на преодоление сил трения от производительности машины

Производительность, тыс. т/сут	До 1,0	1,1–2,0	2,1–3,0	3,1–4,0
Мощность, кВт	8	7	6	5

Мощность, необходимая для преодоления сил трения свеклы по днищу ротора, равна:

$$N_5 = 10^{-3} f Q (r_н - r_в) \text{, кВт,} \qquad (11.26)$$

где f — коэффициент трения свеклы по материалу днища машины;

$r_н$, $r_в$ — наружный и внутренний радиусы ротора машины, м.

Доля мощности N_5 в общей мощности машины незначительна и ее можно не учитывать.

Значение мощности N_6 для типовых свеклорезательных машин находится в пределах от 0,3 до 1,0 кВт. При этом меньшее значение следует принимать для машины с радиусом ротора 0,6 м, а большее — с радиусом 0,8 м.

Глава 12
ОСНОВЫ РАСЧЕТА НАГНЕТАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

В машинах для разделения пластических пищевых продуктов (масло, сыр, тесто и др.) имеются, как правило, нагнетающие шнековые устройства или поршневые нагнетатели и режущий аппарат.

Приведем основы расчета шнековых нагнетающих устройств. В качестве примера рассмотрим рабочее пространство шнековой камеры для теста (рис. 12.1), которую можно разделить на следующие зоны: А — открытая часть камеры; Б — зона, в которой возрастает давление на продукт; В — зона прессования продукта; Г — зона формования продукта.

Для уяснения основных факторов, влияющих на работу шнековых нагнетателей, наиболее часто применяемых в пищевых производствах, рассмотрим модель, в которой продукт, заполняющий камеру шнекового нагнетателя, представляет собой несжимаемое тело.

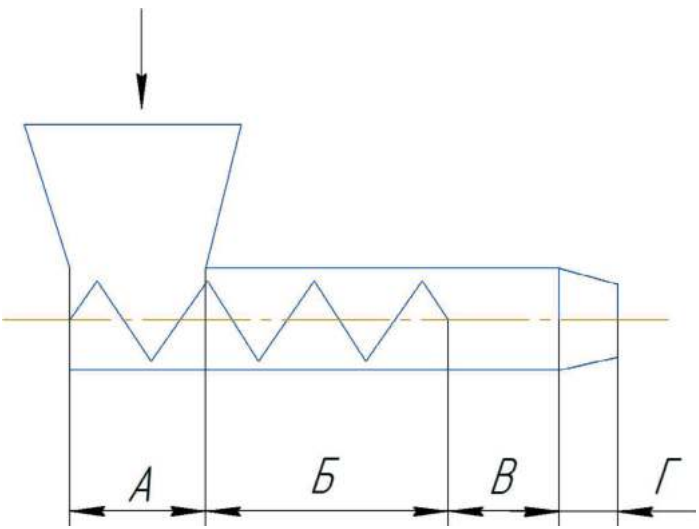


Рис. 12.1. Схема шнекового нагнетателя

Объем цилиндрической камеры на длине одного витка равен:

$$V = 0{,}785 \cdot Д^2 \cdot S,\ м^3, \tag{12.1}$$

где Д — диаметр камеры, м;
S — шаг витка, м.

Объем камеры, занятый шнеком, равен:

$$V_ш = (1 - \varphi) \cdot V,\ м^3, \tag{12.2}$$

Объем продукта в камере равен:

$$V_{пр} = V \cdot \varphi = 0{,}785 \cdot Д^2 \cdot S \cdot \phi,\ м^3, \tag{12.3}$$

где $\phi = \frac{V_{пр}}{V} < 1.$

При вращении шнека продукт может быть увлечен во вращение, и его угловая скорость вращения $\omega_{пр}$ может колебаться в пределах:

$$0 \le \omega_{пр} \le \omega, \tag{12.4}$$

где ω — угловая скорость шнека.

Если угловая скорость продукта $\omega_{пр} = 0$, то фактическая производительность шнекового нагнетателя равна теоретической ($Q_т$) и ее можно определить по формуле:

$$Q_т = \frac{0{,}785 \cdot Д^2 \cdot S \cdot n \cdot \varphi}{60},\ \frac{м^3}{с}. \tag{12.5}$$

Если продукт вращается вместе со шнеком и относительная скорость продукта $\omega_0 = 0$, то производительность машины также равна нулю, так как осевого перемещения продукта не будет.

При работе шнека моменты проворачивания продукта со шнеком могут чередоваться с моментами осевого перемещения продукта. В этом случае продукт имеет некоторую среднюю угловую скорость, отличную от скорости шнека. В этом случае производительность шнекового нагнетателя можно выразить равенством

$$Q = \eta_1 \cdot Q_т,\ м^3/с, \tag{12.6}$$

где $\eta = 1 - \omega_{пр}/\omega$ — объемный коэффициент подачи.

Полученный результат позволяет дать некоторые рекомендации для конструирования и изготовления шнековых нагнетателей. Так, для повышения производительности необходимо уменьшить проворачивание продукта со шнеком, а значит, форма и характер поверхности шнека должны обеспечивать наименьшее сцепление шнека с продуктом.

Поверхность шнековой камеры должна тормозить вращение продукта. Таким образом, необходимо обеспечить тщательную обработку шнека и специальную обработку внутренней поверхности камеры, при которой были бы созданы высокий коэффициент трения в кольцевом направлении и низкий коэффициент трения в меридиональном направлении, чтобы не препятствовать перемещению продукта вдоль оси. Длина шнека и число его витков определяются свойствами продукта и тем давлением, которое необходимо создать на стыке зон Б и В (см. рис. 12.1).

Потребную мощность двигателя для шнекового нагнетателя можно определить по следующей формуле:

$$N = K \cdot \frac{Q_т \cdot P}{1000 \cdot \eta_м} \text{ кВт}, \qquad (12.7)$$

где P — максимальное давление продукта в шнеке, Н/м^2;
η — кпд приводного механизма;
K — коэффициент, учитывающий неравномерность физических свойств продуктов, поступающих в машину (K = 1,5–1,8).

Давление P определяется экспериментальным путем.

Основы расчета поршневых пульсирующих нагнетающих устройств

При выборе поршневых нагнетающих устройств следует учитывать свойства продукта. В частности, хлебное тесто в тестоделительных машинах ведет себя (в определенном интервале давления) как сжимаемая пластично-вязкая жидкость. Объемная масса теста при его сжатии возрастает, а после снятия сжимающей нагрузки — в течение 1–2 с возвращается к значению, близкому к первоначальному.

Экспериментально доказано, что значительный рост степени уплотнения теста наблюдается лишь в пределах давления сжатия P = 0,3–0,4 МПа, при дальнейшем же повышении давления этот рост незначителен.

В результате обработки экспериментальных данных для степени уплотнения сжимаемого теста получено выражение:

$$\varphi = \frac{1+P}{1+\frac{P}{K_р}}, \qquad (12.8)$$

где $\varphi = \gamma_M / \gamma_T$ — коэффициент уплотнения (отношение объемной массы сжатого теста $\gamma_м$ к объемной массе теста до сжатия $\gamma_т$);
P — избыточное давление в камере нагнетания, МПа;
$K_р = \gamma_0/\gamma_м$ — коэффициент разрыхленности исходного теста, равный отношению объемной массы оболочек ячеистой структуры теста (γ_0) к объемной массе теста ($\gamma_м$).

После преобразования получим:

$$\frac{\gamma_М}{\gamma_0} = 1 - \frac{K_р - 1}{P + K_р}. \qquad (12.9)$$

Значение $(K_р - 1)$ невелико и, увеличивая P, можно второй член правой части формулы сделать весьма малым, а $\gamma_м$ — не зависящим от значения $K_р$.

В практике значительное распространение получили машины, в которых максимальное давление поддерживается постоянным или меняется незначительно. Для этих машин относительное отклонение в массе кусков теста ($\gamma_{м1}$ и $\gamma_{м2}$), определяемое изменением разрыхленности исходного продукта, будет

$$B = \frac{\gamma_{М2} - \gamma_{М1}}{\gamma_{М1}} \cdot 100\%. \qquad (12.10)$$

Величину B можно легко получить из предыдущей формулы:

$$B = \frac{(P + K_{р1} - P - K_{р2}) \cdot 100}{P + K_{р2}} = (\beta - 1)\frac{100}{(P / K_{р2}) + 1},\ \%, \qquad (12.11)$$

где $\beta = K_{р1}/K_{р2} = \gamma_{м1}/\gamma_{м2}$ — коэффициент изменения плотности исходного теста.

Обозначив $(\beta - 1)\cdot 100 = A\%$, получим:

$$B = A \cdot \frac{1}{(P / K_{р2}) + 1} \text{ или } B = \frac{A}{K_с}, \qquad (12.12)$$

где $K_с$ — коэффициент саморегулирующей способности машин, величина которого изменяется с изменением разрыхленности исходного теста ($K_{р2}$).

Для машин с P = const величину K_c в зависимости от K_{p2} определяют на основе экспериментальных данных по формуле:

$$K_c = 1 + \frac{P}{K_{p2}}. \qquad (12.13)$$

Если заданы максимальное отклонение в объемной массе исходного теста $A_{max}\%$ (или B_{max}) и соответствующие ему максимальные отклонения в объемной массе теста в мерниках — B%, то расчетное давление в камере нагнетания к концу сжатия определяется из предыдущего уравнения.

Таким образом, максимальный коэффициент саморегулирования можно определить из выражений:

$$K_{cmax} = A_{max}/B_{max} \text{ или } Kc = 1+\beta_{max}\cdot(P/K_{p1}). \qquad (12.14)$$

Энергетические затраты поршневых нагнетателей определяются в основном работой изотермического сжатия заключенного в нем продукта:

$$A_{уд} = 100\cdot\left[1-\frac{1}{K_p}\right]\cdot\ln\cdot\left[1+\frac{\phi-1}{1-\left(\phi/K_p\right)}\right], \text{ кДж/м}^3, \qquad (12.15)$$

Работа сжатия

$$A_{сж} = A_{уд}\cdot(W_к + W_м), \text{ кДж}, \qquad (12.16)$$

а мощность

$$N_{сж} = \frac{A_{сж}}{t}, \text{ КВт}, \qquad (12.17)$$

где $W_к$ — объем камеры, м^3;
$W_м$ — объем теста, м^3;
t — время сжатия теста, с;
$A_{сж}$ — определяется экспериментально.

Глава 13
МАШИНЫ ДЛЯ ДОЗИРОВАНИЯ И СМЕШИВАНИЯ КОМПОНЕНТОВ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

13.1. НАЗНАЧЕНИЕ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ДОЗАТОРОВ

В пищевых производствах большое значение имеет процесс дозирования сырья, вспомогательных материалов и готовой продукции.

На предприятиях отраслей пищевой промышленности дозируют материалы и продукты разной структуры и различных свойств: сыпучие, жидкие маловязкие, жидкие вязкие, густые, пластические пасто- и тестообразные. В связи с этим, а также из-за разных требований к точности дозирования его осуществляют различными методами и разнообразными дозирующими устройствами, которые отличаются по принципу действия, конструкции рабочих органов и производительности.

При конструировании дозирующих устройств необходимо учитывать в первую очередь физико-механические и гранулометрические свойства дозируемых продуктов.

Дозирование может быть непрерывным и порционным. Последний вид дозирования имеет место при фасовочных операциях.

По принципу дозирования все дозирующие устройства делятся на объемные и массовые. При массовом дозировании погрешность составляет около 0,1%, а при объемном — 2–3%.

13.2. ДОЗАТОРЫ ДЛЯ СЫПУЧИХ ПРОДУКТОВ

Для дозирования сыпучих продуктов применяются объемные и массовые дозаторы, порционные и непрерывного дозирования.

На многих пищевых производствах объемные дозаторы непрерывного действия используются также в качестве питающих механизмов для подачи продуктов или материалов в машины.

Дозаторы-питатели непрерывного действия подразделяются на барабанные, тарельчатые, шнековые, ленточные, лотковые качающиеся, плунжерные, встряхивающие и вибрационные, а также массовые полуавтоматического и автоматического действия.

Барабанные дозаторы

Барабанные дозаторы применяют двух типов: с цилиндрическими и гранеными барабанами (рис. 13.1) и секторные (ячейковые или лопастные). Первые предназначены для упорядочения потока продукта за счет сил трения и сцепления с поверхностью барабана. В секторных барабанах количество подаваемого продукта определяется числом и емкостью секторов; они могут представлять собой ячейки определенной формы либо быть составлены из лопастей барабанов.

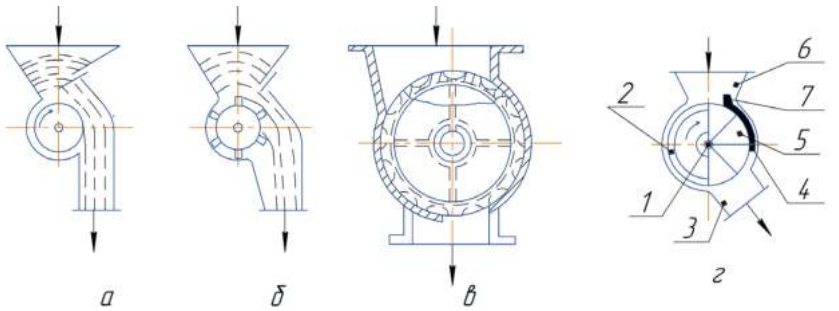


Рис. 13.1. Барабанные дозаторы: *а* — дозатор с цилиндрическим барабаном; *б* — дозатор с граненым барабаном; *в* — дозатор с ячейковым барабаном; *г* — лопастной дозатор; *1* — ось барабана; *2* — барабан; *3* — выгрузное отверстие; *4* — скребок для регулировки подачи материала; *5* — секция; *6* — горловина загрузочного бункера; *7* — ось скребка

Барабаны цилиндрические гладкие и мелкорифленые применяют для порошковых и мелкозернистых продуктов, граненые барабаны — для мелко- и среднекусковых продуктов.

Окружная скорость барабанов составляет от 0,025 до 1 м/с. Производительность барабанов может регулироваться заслонкой, изменяющей толщину слоя поступающего продукта, которая определяется по формуле:

$$Q = 3600 \cdot f \cdot \upsilon \cdot k \cdot \rho, \qquad \text{кг/ч, (13.1)}$$

где f — площадь поперечного сечения выходного отверстия бункера, м²;
υ — средняя скорость истечения продукта через отверстие, м/с;
k — коэффициент заполнения выходного отверстия;
ρ — плотность продукта, кг/м³.

Для расчетов средняя скорость истечения продукта υ может быть принята равной окружной скорости барабана.

Площадь сечения выходного отверстия бункера равна:

$$f = a \cdot b, м^2, \quad (13.2)$$

где a — ширина отверстия, м;
b — длина отверстия, м.

Ширина отверстия зависит от гранулометрического состава продукта и определяется по формуле:

$$a = k \cdot \frac{1 + n'}{2n'} \cdot k_0 \cdot (80 + Д) \cdot tg\varphi_0, \text{ мм}, \quad (13.3)$$

где $n' = b/a$ — отношение сторон отверстия;
k_0 — опытный коэффициент (для сортированного продукта $k_0 = 2{,}2$, для несортированного продукта $k_0 = 2{,}0$);
Д — размер максимальных кусков, мм;
φ_0 — угол естественного откоса продукта в состоянии покоя, градусов.

Для мелкосыпучих продуктов величина n' может колебаться в широких пределах, для кусковых продуктов $n' = 1–2$.

Коэффициент заполнения выходного отверстия k зависит от плотности и гранулометрического состава материала. В среднем k принимается равным 0,7. Чем больше плотность продукта и равномернее его состав, тем больше величина k.

Из уравнения

$$\upsilon = \frac{\pi \cdot D_б \cdot n}{60}, \text{ м/с}$$

определим диаметр барабана дозатора $D_б$, м.

Секторные дозаторы (ячейковые и лопастные) предназначены для подачи и дозирования порошковых, зернистых и мелкокусковых продуктов. Производительность такого дозатора равна:

$$Q = 60 \cdot f_1 \cdot l \cdot m \cdot \rho \cdot k_1 \cdot n, \text{ кг/ч}, \quad (13.4)$$

где f_1 — площадь поперечного сечения ячейки или секций, $м^2$;
l — длина барабана по оси (длина ячеек или секций), м;
m — число секций в барабане;
k_1 — коэффициент наполнения, равный в среднем 0,8;
n — частота вращения барабана, $мин^{-1}$.

Расход энергии на барабанные питатели (дозаторы) определяется в основном трением продукта, захватываемого барабаном, о выше лежащие слои материала.

Сила трения, развивающаяся при скольжении продукта по продукту:

$$F_{тр} = p_п \cdot f \cdot tg\varphi_0 \text{ , Н,} \qquad (13.5)$$

где $p_п$ — давление продукта на поверхность барабана, Н/м²;
φ_0' — угол естественного откоса продукта при движении, градусов.

Мощность на валу барабана равна:

$$N = \frac{F_{тр} \cdot \upsilon \cdot k_1}{1000}, \text{ кВт,} \qquad (13.6)$$

или

$$N = 0{,}0005 \cdot p_п \cdot f \cdot D_б \cdot tg\phi_0 \cdot k_1, \qquad \text{кВт, (13.7)}$$

где k_1 — коэффициент учитывающий сопротивление продукта дроблению (для порошкообразных и мелкозернистых продуктов $k_1 = 1{,}0$, для кусковых, легко распадающихся продуктов $k_1 = 2{,}0$).

Тарельчатые дозаторы

Тарельчатый или дисковый дозатор (рис. 13.2) представляет собой горизонтально вращающийся диск (*1*), установленный на валу (*4*). С диска продукт сбрасывается скребком (*2*); толщина слоя продукта регулируется передвижной манжетой (*3*), перекрывающей выходной патрубок бункера.

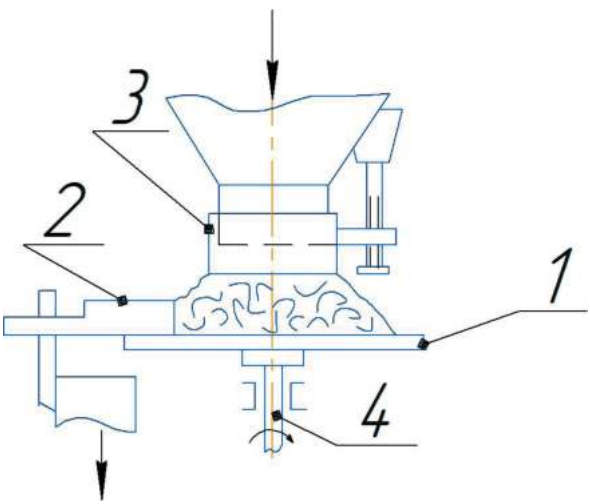


Рис. 13.2. Схема устройства тарельчатого дозатора

Продукт располагается на тарелке усеченным конусом, ширина которого зависит от высоты расположения манжеты. При вращении диска часть продукта снимается скребком. Производительность дозатора зависит от объема продукта на диске, от высоты и расположения скребка, а также от частоты вращения диска.

Тарельчатые дозаторы применяют для подачи и дозирования мелкозернистых и сухих порошковых материалов; при относительно небольшой производительности они обеспечивают достаточную точность подачи.

Производительность тарельчатого дозатора

$$Q = 60 \cdot V_0 \cdot n \text{ , м}^3/\text{ч}, \qquad (13.8)$$

где V_0 _ объем продукта, снимаемого за один оборот диска (рис. 13.3).

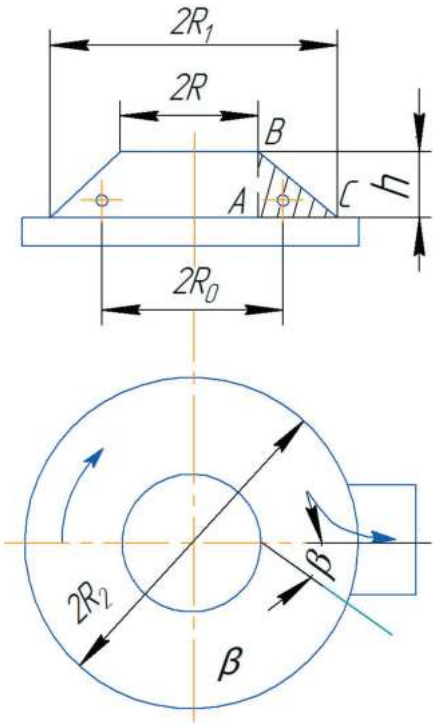


Рис. 13.3. Схема к расчету тарельчатого дозатора

Максимальный объем продукта, снимаемого за один оборот, представляет собой кольцо с треугольным сечением:

$$V_{0max} = 2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot F_к, \text{ м}^3, \quad (13.9)$$

где R_0 — расстояние между центром тяжести радиального сечения кольца и осью вращения, м;

$F_к$ — площадь поперечного сечения, м².

Расстояние между центром тяжести радиального сечения кольца и осью вращения можно определить по следующей формуле:

$$R_0 = R + \left(\frac{h}{3 \cdot tg\varphi_0'} \right), \text{ м}, \quad (13.10)$$

где R — радиус манжеты, м;

h — высота подъема манжеты над диском, м;

ϕ_0' — угол естественного откоса продукта при движении, град.

Площадь поперечного сечения кольца равна:

$$F_к = \frac{h^2}{2 \cdot tg\varphi_0'}, \text{ м}^2. \quad (13.11)$$

Подставляя значения R_0 и $F_к$ в формулу производительности, получим:

$$Q = 60 \cdot \frac{\pi \cdot h^2 \cdot n}{tg\varphi_0'} \cdot \left(R + \frac{h}{3 \cdot tg\varphi_0'} \right), \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (13.12)$$

Предельная частота вращения диска определяется из условия

$$n < 30 \cdot \sqrt{\frac{f_1 \cdot g}{\pi^2 \cdot R_1}}, \text{мин}^{-1}, \quad (13.13)$$

где f_1 — коэффициент трения продукта о диск в условиях движения;

R_1 — радиус основания конуса продукта, м;

g — ускорение свободного падения, м/с².

При определении расхода энергии на работу тарельчатого дозатора необходимо учесть сопротивление трения продукта о поверхность диска и скребка, сопротивление скручиванию столба продукта, опускающегося из воронки дозатора

$$N = \left(\frac{N_1}{\eta} \right) \cdot \left(1 + \cos\beta \cdot f_2\right) \cdot k, \text{ кВт}, \quad (13.14)$$

где N_1 _ мощность на преодоление сопротивления трения материала, кВт;
β — угол установки скребка к плоскости сечения кольца материала;
f_2 _ коэффициент трения материала о скребок;
k — коэффициент, учитывающий другие сопротивления (k = 1,5–2,0);
η — кпд приводного механизма дозатора.

Мощность на преодоление сопротивления трения материала равна:

$$N_1 = \frac{F_{тр} \cdot \upsilon_0}{102}, \quad \text{кВт, (13.15)}$$

где $F_{тр}$ — сила трения материала о диск, Н;
υ_0 — скорость движения материала, сбрасываемого с диска, м/с.

Сила трения при движении материала по диску равна:

$$F_{тр} = F_к \cdot S \cdot \rho \cdot f_1 \cdot g, \ Н, \quad (13.16)$$

где S — путь перемещения материала, м;
ρ — плотность материала, кг/м^3;
f_1 — коэффициент трения материала о диск.

Скорость движения материала, сбрасываемого с диска

$$\upsilon_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot n}{60}, \quad \text{м/с. (13.17)}$$

Шнековые дозаторы

Шнековые дозаторы (рис. 13.4) применяются для подачи зернистых, мелкокусковых и порошкообразных продуктов. В процессе перемещения дозируемого продукта возможно его частичное измельчение.

Допускается горизонтальное или наклонное расположение шнекового дозатора.

Производительность шнекового дозатора определяется по формуле:

$$Q = 47 \cdot Д_ш^2 \cdot S_ш \cdot k_з \cdot n_ш \cdot \rho, \ кг/ч, \quad (13.18)$$

где $Д_ш$ — диаметр шнека, м;
$S_ш$ — шаг витков шнека (обычно принимают $S_ш = (0{,}8...1{,}0) \cdot Д_ш$), м;
$k_з$ — коэффициент заполнения межвиткового пространства ($k_з = 0{,}8...1{,}0$);
$n_ш$ — частота вращения шнека (для подвижных продуктов $n_ш = 40...80$ мин$^{-1}$, при пониженной подвижности продуктов $n_ш = 20...40$ мин$^{-1}$), мин$^{-1}$;
ρ — плотность продукта, кг/м^3.

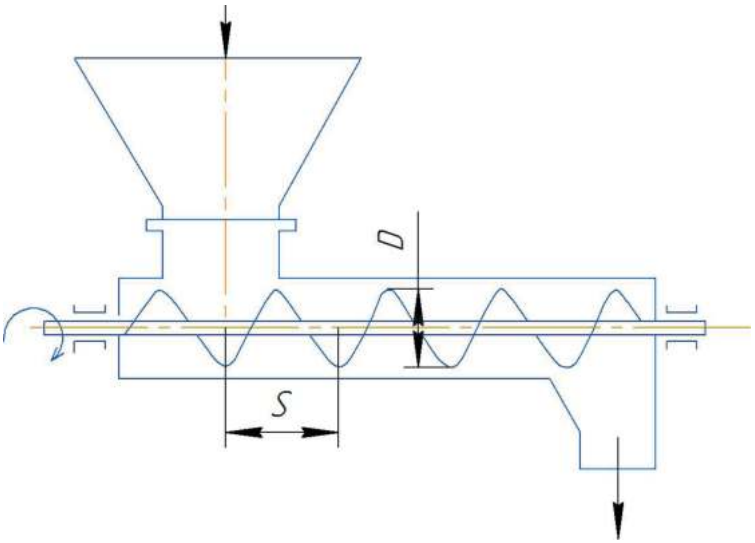


Рис. 13.4. Шнековый дозатор

Во избежание скопления продукта в шнековом дозаторе должно соблюдаться соотношение:

$$Д \geq (4...5) \cdot Д_к \text{, м,} \qquad (13.19)$$

где $Д_к$ — максимальный размер кусков продукта, м.

Мощность, необходимая для привода шнекового дозатора, равна

$$N = \frac{Q}{367 \cdot 10^3 \cdot \eta} \cdot (L_ш \cdot q_c + H) \cdot k_{тр} \text{, кВт,} \qquad (13.20)$$

где $L_ш$ — горизонтальная проекция пути перемещения, м;
q_c — коэффициент сопротивления перемещению продукта в корпусе дозатора (для муки $q_c = 1{,}2$, для поваренной соли $q_c = 2{,}5$);
H — высота подъема продукта, м;
$k_{тр}$ — коэффициент, учитывающий потери на трение в подшипниках ($k_{тр} = 1{,}1–1{,}2$).

Ленточные дозаторы

Ленточные дозаторы (рис. 13.5) служат для подачи и дозирования мелкосыпучих материалов, а также влажных слежавшихся материалов.

Ленточный дозатор может быть установлен горизонтально и наклонно.

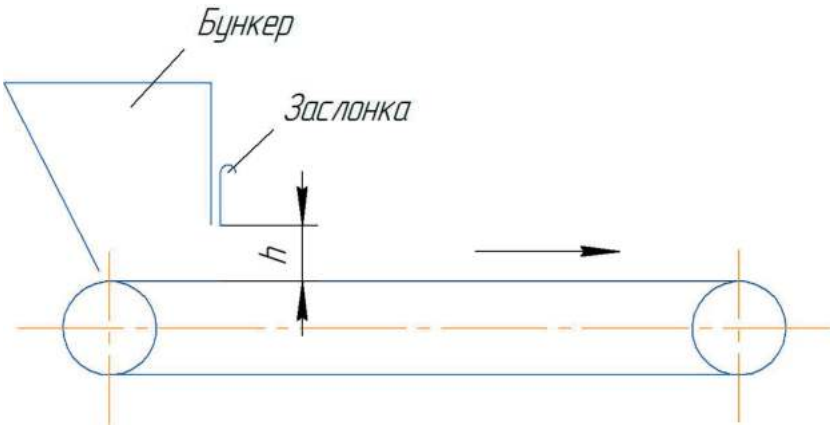


Рис. 13.5. Ленточный дозатор

Производительность ленточного дозатора равна:

$$Q = F_{п} \cdot \upsilon_{л} \cdot \rho \cdot k_{з.ж}\text{, кг/ч,} \qquad (13.21)$$

где $F_{п}$ — площадь поперечного сечения материала на ленте ($F_{п} = h \cdot в_{л}$), м²;
$в_{л}$ — ширина ленты, м;
h — высота слоя продукта в желобе, м;
$\upsilon_{л}$ — скорость движения ленты, м/с;
ρ — плотность дозируемого материала, кг/м³;
$k_{з.ж}$ — коэффициент заполнения желоба ($k_{з.ж} = 0{,}75–0{,}8$).

Потребная мощность на ведущем барабане

$$N^{/} = \left(N_1 + N_2\right) \cdot k_{тр.}\text{, кВт,} \qquad (13.22)$$

где N_1 — расход энергии на подачу продукта, кВт;
N_2 — расход энергии на преодоление трения продукта о стенки желоба, кВт;
$k_{тр}$ — коэффициент, учитывающий потери на трение ($k_{тр} = 1{,}1–1{,}15$).

$$N_1 = \frac{Q}{367 \cdot 10^3} \cdot \left(0{,}2 \cdot L_{д} + H\right) \cdot k_{c}\text{, кВт,} \qquad (13.23)$$

где $L_{д}$ — длина дозатора между осями барабанов, м;
H — высота подъема продукта (для наклонных дозаторов), м;
k_{c} — коэффициент, учитывающий сопротивление барабанов, перегибы ленты и др.
($k_{c} = 1{,}2$).

$$N_2 = \frac{W \cdot \upsilon_л}{1000} \approx 0{,}01 \cdot h^2 \cdot l_б \cdot \rho \cdot f \cdot k_п \cdot \upsilon_л, \text{ кВт}, \quad (13.24)$$

где W — тяговое усилие для преодоления сопротивления трения, Н;

$p_н = h \cdot \upsilon_л \cdot k_п \cdot g$ — нормальное давление на борта желоба, Па;

$l_б$ — длина бортов, м;

f — коэффициент трения материала о борта;

$k_п$ — коэффициент подвижности материала.

$$W = p_н \cdot h \cdot l_б \cdot f, \text{ Н}. \quad (13.25)$$

$$k_п = \frac{1 - \sin\varphi_0'}{1 + \sin\varphi_0'}, \quad (13.26)$$

где φ_0' — угол естественного откоса в движении, градусов.

Установленная мощность приводного электродвигателя будет равна:

$$N = \frac{N' \cdot k_{тр}}{\eta}, \text{ кВт}, \quad (13.27)$$

где η — кпд привода;

$k_{тр}$ — коэффициент, учитывающий потери на трение ($k_{тр} = 1{,}1–1{,}15$).

Дозаторы с возвратно-поступательным движением рабочего органа

Дозаторы с возвратно-поступательным движением рабочего органа (рис. 13.6) бывают кареточные и плунжерные. В кареточных дозаторах рабочим органом является подвижной (кареточный) стол, а в плунжерных — движущийся поршень, подающий продукт по неподвижному столу.

Разновидностью качающихся дозаторов являются встряхивающие и вибрационные дозаторы, которые рекомендуются при подаче пищевых продуктов малоподвижных, склонных к слеживанию, сводообразованию и т.п.

В вибрационных дозаторах амплитуда колебания желоба составляет 1–3 мм при числе колебаний 1500–3000 в мин.

Производительность кареточного дозатора можно приближенно определить по формуле:

$$Q = 60 \cdot B_ж \cdot h_ж \cdot S_{ст} \cdot n \cdot \rho \cdot k_п, \text{ кг/ч}, \quad (13.28)$$

где $B_ж$ — ширина желоба питателя, м;
$h_ж$ — высота желоба, м;
$S_{ст}$ — ход стола (двойной радиус кривошипа), м;
n — число колебаний (n = 10–60 мин$^{-1}$);
ρ — плотность продукта, кг/м;
$k_п$ — коэффициент подачи ($k_п$ = 0,7–1,0).

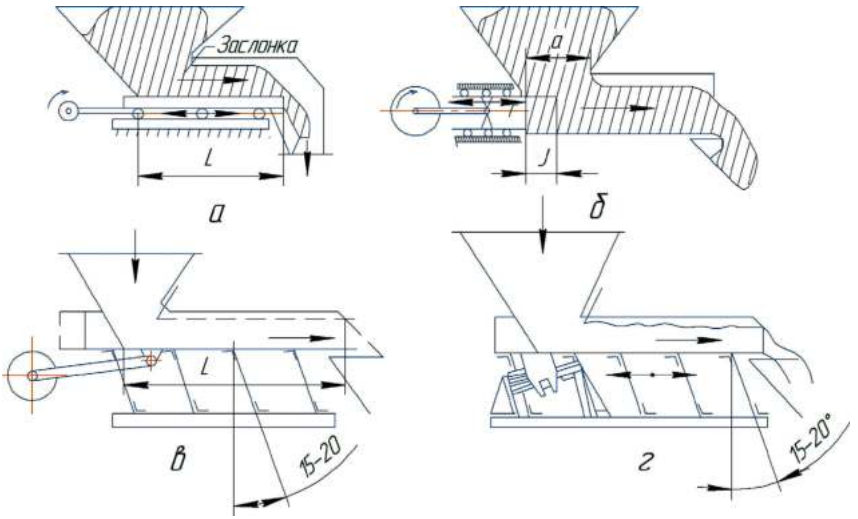


Рис. 13.6. Дозаторы с возвратно-поступательным движением рабочего органа:
а — качающийся кареточный дозатор;
б — плунжерный дозатор;
в — встряхивающий дозатор; *г* — вибрационный дозатор

Дозаторы для жидких продуктов рассматриваются в дисциплине «Технологическое оборудование для консервирования сельскохозяйственной продукции». В качестве примера рассмотрим случай объемного дозирования.

Расчет продолжительности наполнения консервной тары

Продолжительность наполнения консервной тары зависит от ее размеров, от скорости истечения жидкости, площади отверстия, через которое происходит истечение и коэффициента расхода. Последний показатель зависит от вязкости жидкости и формы отверстия. На рис. 13.7 показано объемное разливочное устройство для наполнения трехлитровых баллонов.

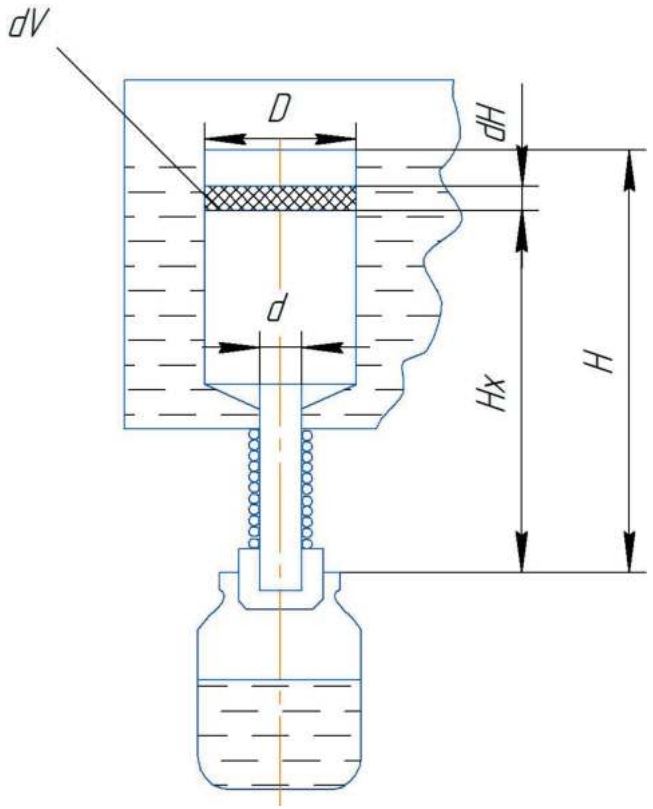


Рис. 13.7. Схема к расчету продолжительности наполнения тары

В этом устройстве в мерном сосуде непрерывно уменьшается высота уровня H жидкости.

Объем жидкости dV, вытекающей из мерного сосуда за бесконечно малый отрезок времени $d\tau$, определяется согласно законам гидравлики по формуле:

$$dV = \mu \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_x} \cdot d\tau,\ м^3, \qquad (13.29)$$

где μ — коэффициент расхода;

f — площадь сливного отверстия ($f = 0{,}785d^2$), $м^2$;

H_x — уровень жидкости в мерном сосуде в произвольно выбранный момент.

Элементарное количество вытекающей жидкости будет равно:

$$dV = F \cdot dH \text{, м}^3, \qquad (13.30)$$

где F — поверхность жидкости в мерном сосуде (для цилиндрических сосудов $F = 0{,}785 \cdot Д_в$), м²;

$Д_в$ — внутренний диаметр сосуда, м;

dH — бесконечно малое изменение уровня жидкости за время dτ, м.

Из равенств (13.29) и (13.30) определим величину dτ

$$d\tau = \frac{(F \cdot dH)}{\mu \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_x}}. \qquad (13.31)$$

Проинтегрируем правую часть последнего равенства в пределах от 0 до H — высоты сосуда и получим продолжительность истечения жидкости

$$\tau = \left[\frac{F}{\mu \cdot f \cdot \sqrt{2g}} \int_0^H \frac{dH}{\sqrt{H}} \right] = \frac{2 \cdot F \cdot \sqrt{H}}{\mu \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot g}} \text{, с}, \qquad (13.32)$$

где H — высота сосуда, м.

Числитель и знаменатель правой части этого уравнения умножим на $\sqrt{H}$

$$\tau = (2 \cdot F \cdot H) / \left(\mu \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \right),$$

поскольку $\mu \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = V_{max}$, а F·H представляют собой объем жидкости V в сосуде при полном его заполнении, то

$$\tau = \frac{2 \cdot V}{f \cdot V_{max}} \text{, с}. \qquad (13.33)$$

Определим продолжительность истечения жидкости объемом V при постоянном уровне (напоре), равному тому же значению H

$$\tau' = \frac{V}{\mu \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}} = \frac{F \cdot H}{\mu \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \text{, с}. \qquad (13.34)$$

Величина $\mu \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$ соответствует постоянной скорости истечения жидкости, так как H = const.

Выражения для продолжительности истечения одного и того же количества жидкости из одного и того же сосуда сопоставим для переменного (снижающегося) и постоянного уровней. Для этого τ разделим на τ′.

$$\frac{\tau}{\tau'} = 2. \qquad (13.35)$$

Таким образом, продолжительность истечения равных объемов жидкости из одного и того же сосуда при снижающемся уровне в 2 раза больше, чем при постоянном уровне. Коэффициент расхода равен $\mu = 0{,}6–0{,}7$.

13.3. ОСНОВЫ ТЕОРИИ СМЕШИВАНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Смешиванием называется процесс соединения объемов различных веществ с целью получения однородной смеси, т.е. создания равномерного распределения частиц каждого компонента во всем объеме смеси путем перегруппировки их под действием внешних сил. Смешивание применяют также для интенсификации процессов теплообмена и массообмена.

В общем технологическом процессе обработки сельскохозяйственной продукции операцией смешивания преследуется одна из четырех целей.

1. Получение простой физической смеси из нескольких видов продуктов. Такие смеси получают с целью придания продуктам желательных вкусовых и полезных качеств. Оценкой качества такой смеси служит показатель однородности конечного продукта.
2. Ускорение реакции при обработке продукции химическим, биологическим и другими способами.
3. Ускорение тепловых процессов (нагрева или охлаждения) при подготовке продуктов.
4. Растворение одного вещества в другом.

В технологических процессах приготовления различных продуктов применяют в основном механическое смешивание. Устройства, с помощью которых осуществляется этот процесс, называют смесителями, а их рабочие органы — мешалками. В зависимости от агрегатного состояния смешиваемых компонентов требуется различное аппаратурное оформление.

Наиболее просто получить систему «жидкость — жидкость» в виде раствора или однородной эмульсии. Несколько труднее получить устойчивую взвесь (суспензию), представляющую смесь жидкой фазы с твердой.

Трудности встречаются при смешивании твердых веществ; среди них легче смешиваются сыпучие, зернистые материалы. В этом случае большое значение имеют соотношения показателей их плотностей

и объемов. Чем это соотношение ближе к 1, тем быстрее и легче происходит процесс смешивания и достигается необходимая степень однородности смеси.

Чем меньше размеры частиц компонентов и чем более выровненным является их гранулометрический состав, тем легче получить заданную однородность смеси. Если средние размеры частиц одного компонента значительно отличаются от размеров частиц другого, то однородную смесь получить трудно.

Под термином «соотношение компонентов» понимается отношение количества большего компонента к меньшему. Чем меньше это соотношение (в пределе равно единице), тем быстрее при всех прочих равных условиях достигается заданная степень однородности.

Смешивание компонентов производят разными способами. В технике наиболее распространено смешивание при помощи:

1) движущихся лопастей и шнеков;
2) вращения камеры смесителя;
3) пропускания массы через сопла;
4) сжатого воздуха, пара или жидкости;
5) вибраций, ультразвуком, электрогидравлическим эффектом и пр.

Первые три способа называются механическими, четвертый — пневматическим, последние — кавитационными, или импульсными.

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

Степень однородности Θ_c принято выражать в% или долях единицы:

$$\Theta_c = \frac{1}{n} \cdot \sum \frac{B_t}{B_0} \text{ при } {}_{в}t < {}_{в}0; \qquad (13.36)$$

$$\Theta_c = \frac{1}{n} \cdot \sum \frac{2 \cdot B_0 - B_t}{B_o} \text{ при } Bt_{>в}0, \qquad (13.37)$$

где n — число проб;

B_t — доля меньшего компонента в пробе;

B_0 — доля меньшего компонента в идеальной (расчетной) смеси.

Степень однородности для комбикорма должна быть в пределах 90–95%.

Качество смеси можно также определить по степени неоднородности W_c:

$$W_c = \frac{100}{C_0} \cdot \sqrt{\frac{\sum (C_i - C_0)}{n-1}}, \qquad (13.38)$$

где C_0 — заданное содержание компонента в смеси;
C_i — фактическое его содержание.

Если $W_c > 30\%$, то смеситель работает плохо.

13.4. МАШИНЫ ДЛЯ СМЕШИВАНИЯ СЫПУЧИХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Для смешивания сыпучих продуктов в пищевой промышленности применяются смесители периодического и непрерывного действия.

В зависимости от метода смешивания и конструктивного оформления смесителей последние можно разделить на шнековые (рис. 13.8), лопастные и барабанные.

При смешивании сыпучих продуктов в шнековых смесителях путем их многократного перемешивания в бункере, после определенного количества циклов ухудшается качество смешивания, поскольку смесь как бы вновь сортируется на свои составные исходные части. В связи с этим для каждого продукта нужно экспериментально установить оптимальное число перемещений в бункере, при котором получается наилучший технологический эффект смешивания.

Время, необходимое для одного перемешивания в шнековом смесителе периодического действия:

$$\tau = \frac{60 \cdot V_б}{Q_{шн}}, \text{ мин}, \qquad (13.39)$$

где τ — время одного перемещения, мин;
$Q_{шн}$ — производительность шнека, $м^3/ч$;
$V_б$ — рабочая емкость бункера, $м^3$.

За время смешивания бункер должен один раз наполниться перемешиваемыми компонентами, перемешиваемые компоненты должны m раз переместиться в бункере и один раз бункер должен разгрузиться.

Таким образом, продолжительность всего процесса перемешивания будет равна:

$$\tau_{см} = \tau \cdot (m+2) = \frac{60 \cdot V_б \cdot (m+2)}{Q_{шн}}, \text{ мин}. \qquad (13.40)$$

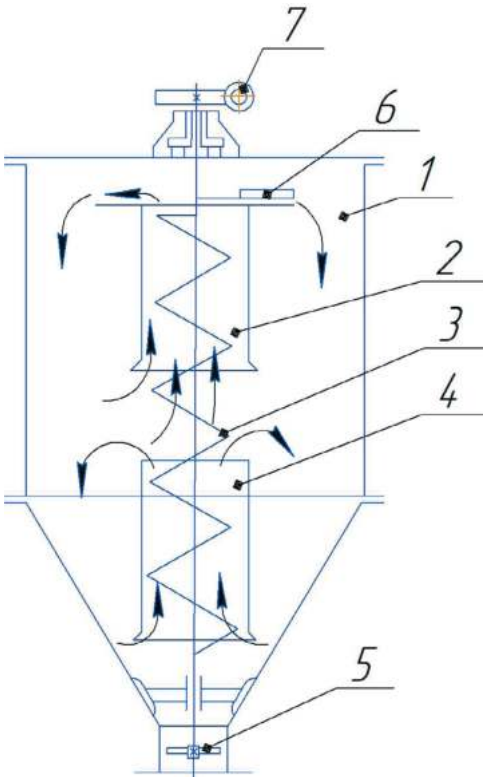


Рис. 13.8. Шнековый смеситель периодического действия с вертикальным шнеком: *1* — бункер; *2* — верхняя труба; *3* — шнек; *4* — нижняя труба; *5* — выпускной клапан; *6* — сбрасывающая лопасть; *7* — приводной механизм

Производительность смесителя с горизонтальными шнеками определяется по следующей формуле:

$$Q_{см} = \frac{Q_{шн} \cdot \rho}{m + 2}, \text{ кг/ч}, \qquad (13.41)$$

где ρ — плотность продукта, кг/м^3.

Производительность шнека равна:

$$Q_{шн} = \varphi \cdot 60 \cdot \frac{\pi \cdot \left(D^2 - d^2\right) \cdot S \cdot n}{4}, \text{ м}^3/\text{ч}, \qquad (13.42)$$

где D — наружный диаметр шнека, м;
d — внутренний диаметр шнека, м;
S — шаг шнека, м;
n — частота вращения, мин$^{-1}$;
φ — коэффициент наполнения шнека (для горизонтального шнека φ = 0,3–0,4, а для вертикального шнека φ = 0,75).

Производительность смесителя с вертикальным шнеком:

$$Q_{см} = \frac{Q_{шн} \cdot \rho}{m + \left(\tau_{зап} + \tau_{разгр}\right) \cdot \frac{Q_{шн}}{60 \cdot V_б}}, \text{ кг/ч}, \qquad (13.43)$$

где $\tau_{зап}$ — время заполнения бункера продуктом, мин;
$\tau_{разгр}$ — время разгрузки бункера, мин.

Мощность, потребная для привода шнековых смесителей, будет равна:

$$N = \frac{Q_{шн}}{367 \cdot \eta} \cdot \left(L_0 \cdot \omega_0 + H\right), \text{ кВт}, \qquad (13.44)$$

где L_0 — горизонтальная проекция рабочей длины шнека, м;
H — вертикальная проекция рабочей длины шнека, м;
ω_0 — коэффициент сопротивления движению продукта по желобу шнека (для муки и зерновых продуктов $\omega_0 = 1{,}2$, для сахара-рафинада и сырого солода $\omega_0 = 1{,}5$, для соды и соли $\omega_0 = 2{,}5$, для сырого сахарного песка $\omega_0 = 4{,}0$);
η — кпд привода.

В *лопастных смесителях* сыпучие пищевые продукты перемешиваются лопастями (радиальными или горизонтальными), вращающимися вокруг горизонтального вала.

На рис. 13.9 показана машина этого типа.

Горизонтальные била (*2*) и радиальные лопасти (*3*) вращаются с различными угловыми скоростями в корпусе (*1*). При этом била смешивают продукт, а лопасти смешивают и передвигают продукт вдоль корпуса смесителя.

Лопасти можно устанавливать под различными углами к оси вращения барабана для изменения скорости продвижения продукта.

Корпус смесителя заполняется продуктом до 30% от его полной емкости.

Производительность смесителя непрерывного действия с вращающимися лопастями может быть определена по формуле:

$$Q = 60 \cdot \varphi_1 \cdot \rho \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n \text{ , кг/ч,} \qquad (13.45)$$

где φ_1 — коэффициент подачи, зависящий от конструкции лопастей и их расположения на валу;
ρ — плотность смеси, кг/м^3;
D — наружный диаметр лопасти, м;
S — шаг лопасти, м;
n — частота вращения лопасти, мин$^{-1}$.

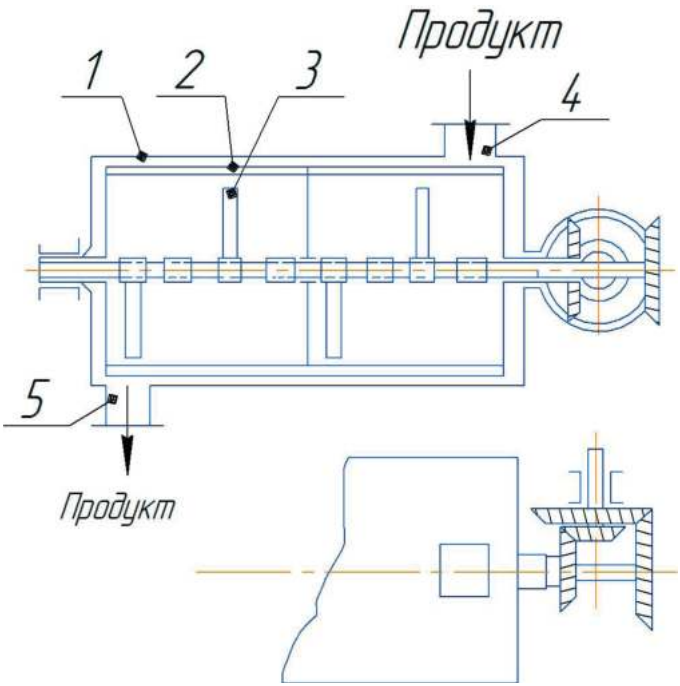


Рис. 13.9. Лопастной смеситель непрерывного действия:
1 — корпус; *2* — била; *3* — лопасти; *4* — подающая горловина;
5 — выгрузная горловина

Необходимая мощность для привода лопастного смесителя непрерывного действия складывается из мощности для привода горизонтальных лопастей N_1 и мощности для привода радиальных (вертикальных) лопастей N_2:

$$N = N_1 + N_2 \text{ , кВт.} \qquad (13.46)$$

Необходимая мощность для привода горизонтальных лопастей будет равна:

$$N_1 = \frac{(E_1 + E_2 + ... + E_z) \cdot \upsilon_1 \cdot z_1}{1000}, \text{ кВт}, \qquad (13.47)$$

где E — равнодействующая сил сопротивления продукта, действующих на погруженные в продукт горизонтальные била, Н;
z_1 — число горизонтальных бил, одновременно погруженных в продукт, шт.;
υ_1 — окружная скорость вращения горизонтальных бил, м/с.

При движении горизонтального била в продукте ему приходится преодолевать силу тяжести и внутреннее трение продукта. Величина равнодействующей сил сопротивлений E определяется по формуле

$$E = \rho \cdot h_{ср} \cdot f \cdot tg^2\left(45^0 + \frac{\phi_1}{2}\right) \cdot g, \text{ Н}, \qquad (13.48)$$

где f — площадь данной лопасти, погруженной в продукт, м^2;
ρ — насыпная плотность продукта, кг/м^3;
φ_1 — угол внутреннего трения продукта, градусов;
$h_{ср}$ — средняя глубина погружения данной лопасти в продукт, м.

Мощность N_2, необходимая для привода вертикальных лопастей, равна:

$$N_2 = \sum_{1}^{z_2} \frac{E_p \cdot \upsilon_p + E_o \cdot \upsilon_o}{1000}, \qquad \text{кВт}, \quad (13.49)$$

где E_p — радиальная составляющая равнодействующей сил сопротивления продукта, действующих на вертикальную лопасть, погруженную в продукт, Н;
E_o — осевая составляющая равнодействующей сил сопротивления продукта, действующих на вертикальную лопасть, погруженную в продукт, Н;
υ_p — радиальная скорость точки приложения равнодействующих сил сопротивления продукта, действующих на вертикальную лопасть погруженную в продукт, м/с;
υ_o — осевая скорость этой же точки, м/с;
z_2 — число вертикальных лопастей, одновременно погруженных в продукт, шт.

Составляющие этой формулы будут:

$$E_p = E \cdot \cos\alpha + E \cdot \mu \cdot \sin\alpha = \rho \cdot h_{ср} \cdot f \cdot tg^2\left(45^0 + \frac{\phi_1}{2}\right) \cdot g \cdot (\cos\alpha + \mu \cdot \sin\alpha), \text{ Н}, \quad (13.50)$$

где α — угол наклона лопасти к оси вращения, градусов;
μ — коэффициент трения продукта о лопасть.

$$E_0 = E \cdot \sin\alpha - E \cdot \mu \cdot \cos\alpha = \rho \cdot h_{ср} \cdot f \cdot tg^2\left(45 + \frac{\phi_1}{2}\right) \cdot g \cdot (\sin\alpha - \mu \cdot \cos\alpha). \quad (13.51)$$

Радиальная скорость:

$$\upsilon_р = \frac{(2 \cdot l \cdot \cos\Theta + в) \cdot \omega}{3 \cdot \cos\Theta}, \text{м/с}, \quad (13.52)$$

где l — длина лопасти, м;
Θ — угол поворота лопасти, град;
в-расстояние от оси вращения до уровня продукта, м;
ω — угловая скорость вращения лопасти, $с^{-1}$.

Осевая скорость:

$$\upsilon_о = \upsilon_р \cdot \cos\alpha \cdot \sin\alpha \text{ , м/с}. \quad (13.53)$$

Барабанные смесители применяются для получения однородных смесей сыпучих продуктов.

В зависимости от конструкции различают следующие разновидности смесительных барабанов:

1) цилиндро-биконические или биконические барабаны с горизонтальной осью вращения;
2) горизонтальные цилиндрические барабаны;
3) цилиндрические барабаны, вращающиеся вокруг оси, расположенной по диагонали.

Схема цилиндро-биконического смесителя изображена на рис. 13.10.

В пищевых производствах перемешивание сыпучих продуктов часто является составной частью, например, механической, химической или тепловой обработки продукта. Часто барабаны не только смешивают, но и производят сушку продуктов.

Эти машины получили широкое распространение для сушки, например, сахарного песка, табачной крошки, пивной дробины, хлебно-картофельной барды и свекловичного жома.

Предельная скорость вращения барабанов определяется по формуле

$$\upsilon_{пр} = \sqrt{g \cdot R_б}, \text{ м/с}, \quad (13.54)$$

где R — радиус барабана, м.

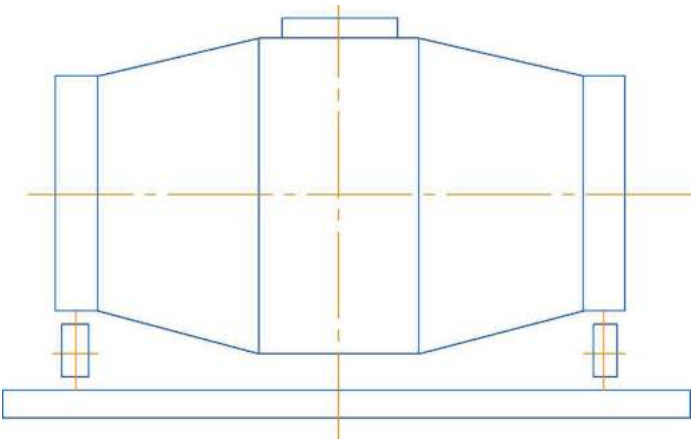


Рис. 13.10. Цилиндро-биконический смеситель

Частота вращения барабана, соответствующая этой скорости:

$$n_{пр} = \frac{42{,}3}{\sqrt{D_б}}, \text{ мин}^{-1}, \qquad (13.55)$$

где $D_б$ — диаметр барабана, м.

Для приведения во вращение барабана к зубьям венечной шестерни необходимо приложить силу, которая должна преодолеть все силы сопротивления вращению барабана. Работа этой силы за один оборот барабана равна:

$$T = \pi \cdot D_в \cdot P, \text{ Дж}, \qquad (13.56)$$

где $D_в$ — диаметр начальной окружности венечной шестерни, м;
P — сила, прикладываемая к зубьям шестерни, Н.

Сила трения качения бандажей по роликам горизонтально установленного барабана может быть выражена следующим образом:

$$P_{тр.к.} = \frac{\mu \cdot P_1}{R_р \cdot i}, \text{ Н}, \qquad (13.57)$$

где P_1 — реакция опорного ролика, Н;
μ — коэффициент трения качения, м;
$R_р = D_р/2$ — радиус ролика, м;
i — количество опорных роликов;
$D_р$ — диаметр ролика, м.

Реакцию опорного ролика можно найти по силе веса загруженного барабана G и по углу α, составляемому направлением действующей силы на датчик и вертикалью (рис. 13.11).

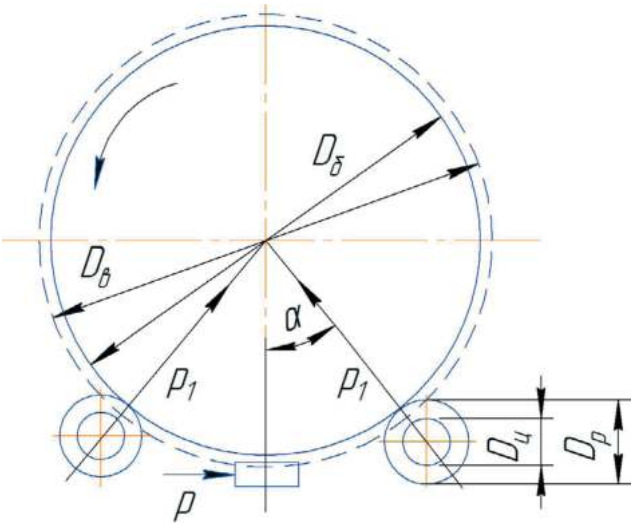


Рис. 13.11. Схема для определения реакции в опорных роликах барабана

Проектируя силы, действующие на вертикальную ось по рис. 13.11, можно написать

$$G - P_1 \cdot \cos\alpha = 0 . \qquad (13.58)$$

откуда

$$P_1 = \frac{G}{i \cdot \cos\alpha} = 0 \text{ , Н.} \qquad (13.59)$$

Работа трения качения за 1 оборот барабана равна:

$$T_1 = 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_б}{D_р} \right) \cdot P_1 \cdot \mu \cdot i \text{ , Дж.} \qquad (13.60)$$

Потребная мощность на преодоление трения качения равна:

$$N_1 = \frac{T_1 \cdot n}{102} \text{ , кВт,} \qquad (13.61)$$

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

Работа трения скольжения цапф опорных роликов в подшипниках за один оборот

$$T_2 = \pi \cdot D_ц \cdot \left(\frac{D_б}{D_р} \right) \cdot P_1 \cdot f \cdot i \text{ , Дж,} \qquad (13.62)$$

где $D_ц$ — диаметр цапф опорных роликов, м;
f — коэффициент трения скольжения.

Потребная мощность на преодоление трения скольжения:

$$N_2 = \frac{T_2 \cdot n}{102} \text{ , кВт,} \qquad (13.63)$$

Мощность, потребная на подъем продукта, непрерывно поступающего в барабан в количестве Q_1 кг/с до угла естественного откоса ψ определяется по формуле:

$$N_3 = \frac{Q_1 \cdot R_0 \cdot (1 - \cos\psi) \cdot \omega}{102 \cdot \psi} \text{, кВт,} \qquad (13.64)$$

где $R_0 \cdot (1 - \cos\psi)$ — высота подъема продукта в барабане, м;
R_0 — радиус центра тяжести массы продуктов, м;
ω — угловая скорость вращения барабана, $с^{-1}$.

Для определения потребной мощности на перемешивание продукта в барабане найдем работу по подъему его выше угла естественного откоса (рис. 13.12).

Допустим, что за время $d\tau$ барабан повернулся на угол $d\psi$; в этом случае центр тяжести продукта поднимется на высоту $dh = R_0 \cdot d\psi \cdot \sin\psi$, а элементарная работа подъема dL будет равна:

$$dL = Q_2 \cdot dh = Q_2 \cdot R_0 \cdot g \cdot \sin\psi d\psi \text{ ,} \qquad (13.65)$$

где Q_2 — масса продукта, находящегося в барабане, кг.

Так как $\frac{d\psi}{d\tau} = \omega$, то потребную мощность перемешивания определим следующим равенством:

$$\frac{dL}{d\tau} = N_4 = \frac{Q_2 \cdot R_0 \cdot \omega \cdot g \cdot \sin\psi}{1000} \text{, кВт.} \qquad (13.66)$$

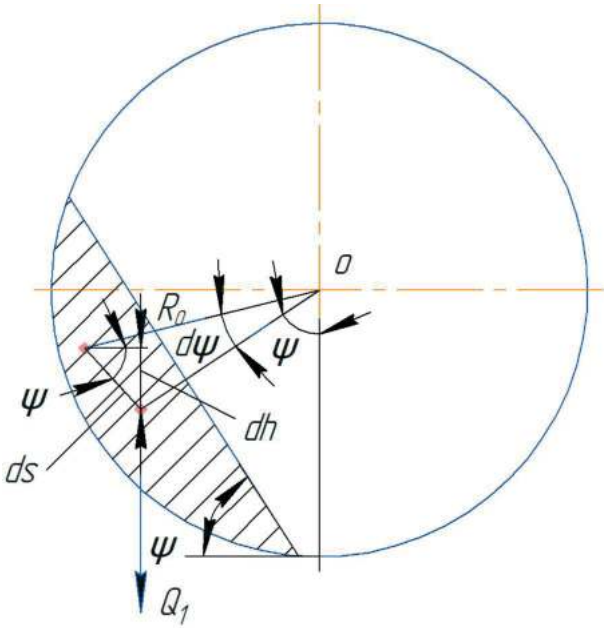


Рис. 13.12. Схема к определению потребной мощности на смешивание продуктов в барабане

Потребная мощность на перемешивание продукта возрастает пропорционально угловой скорости вращения барабана. Поэтому во всех случаях скорость вращения барабанов должна быть минимально возможной, соответствующей данному технологическому процессу.

Общая потребная мощность для работы смесительной машины будет равна

$$N = \frac{N_1 + N_2 + N_3 + N_4}{\eta}, \text{ кВт}, \qquad (13.67)$$

где η — кпд передач.

Найденную расчетом мощность нужно увеличить на 1,5–2% для компенсации возможных случайных, трудно учитываемых сопротивлений, возникающих, например, вследствие перекоса роликов, искривления оси барабана и т.п.

Для барабанов, наклоненных к горизонту, методика расчета несколько иная.

В смесителях, у которых ось вращения совпадает с диагоналями (т.е. с наклонными барабанами), при вращении барабана продукт перемещается как в радиальном, так и в осевом направлениях, причем изменяется положение его центра тяжести.

Рассмотрим положение центра тяжести продукта в таком барабане для ряда последовательных положений барабана, определяемых углом его поворота φ. Различное расположение продукта в барабане при различных углах поворота барабана φ_0, равных 0, $\pi/2$, π, $3/2\,\pi$.

Зная координаты центра тяжести продукта относительно осей симметрии барабана, определим расстояние от центра тяжести продукта до оси вращения барабана ρ. Рассмотрим два положения: при $\varphi_0 = 0$ (I) и $\varphi_0 = \pi/2$ (II).

На рис. 13.13 видно, что при положении барабана I:

$$\rho_1 = (R + x_0)\cdot\cos\alpha - z_0\cdot\sin\alpha\,, \qquad (13.68)$$

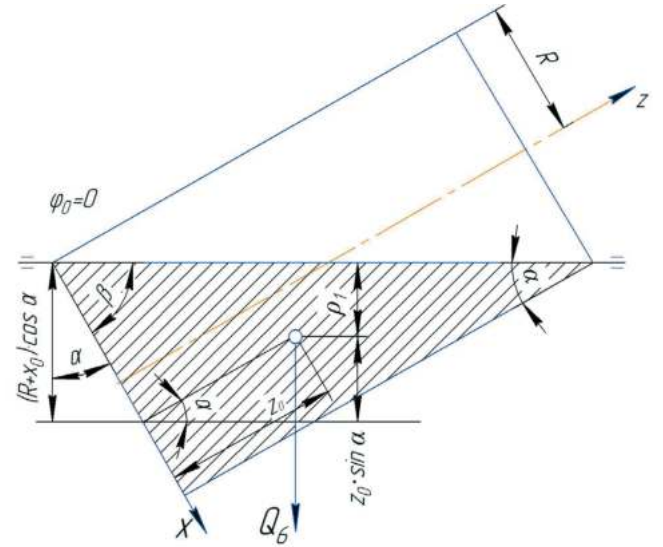
где ρ_1 и ρ_2 — расстояния от оси вращения до центра тяжести продукта, м;
x_0 и z_0 — координаты центра тяжести, м;
α — угол наклона барабана к горизонту, градусов;
R — радиус барабана, м.

При повороте барабана на угол $\pi/2$ из положения I в положение II координаты центра тяжести продукта изменятся. Так как продукт занимает половину объема барабана, то расстояние от оси симметрии барабана до центра тяжести продукта x_0 во II положении определяется как положение центра тяжести половины круга относительно этой оси, которое равно $x_0 = \dfrac{4\cdot R}{3\cdot\pi}$.

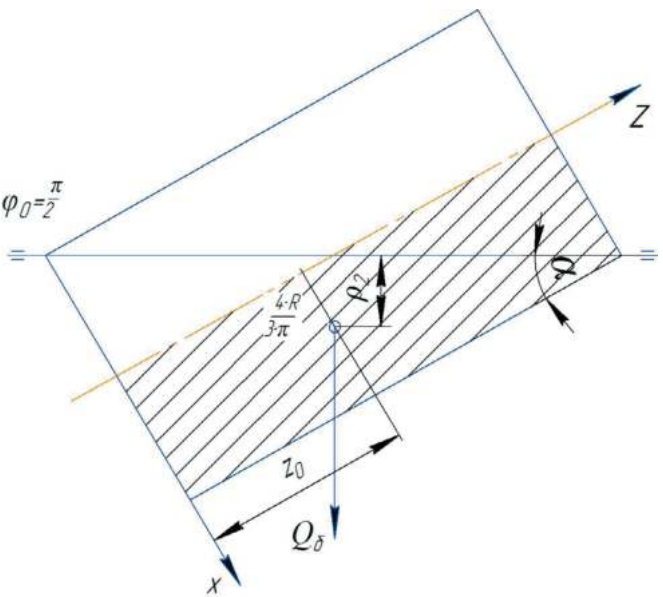
Зная центр тяжести продукта относительно осей симметрии барабана во II положении $\varphi = \pi/2$, найдем для него расстояние от центра тяжести продукта до оси вращения барабана ρ_2, которое, как видно из рис. 13.13, равно:

$$\rho_2 = x_0\cdot\cos\alpha = \frac{4\cdot R}{3\cdot\pi}\cdot\cos\alpha = 0{,}424\cdot R\cdot\cos\alpha\,. \qquad (13.69)$$

Во время вращения барабана продукт в нем непрерывно перемешивается: меняя свою конфигурацию и, следовательно, непрерывно меняется величина расстояния от центра тяжести продукта до оси вращения барабана ρ. При этом продукт не пересыпается в барабане до тех пор, пока барабан не повернется на угол, равный углу естественного откоса продукта (соответственно, до этого момента не изменяется и величина ρ).



а



б

Рис. 13.13. Расчетная схема для определения положения центра тяжести продукта в наклонном барабане относительно оси вращения

Следовательно, при повороте барабана от $\varphi_0 = 0$ до $\varphi_0 = \psi$ величина ρ не изменяется, а при дальнейшем повороте барабана от $\phi_0 = \psi$ до $\varphi_0 = \pi/2$ величина ρ меняется, принимая промежуточные значения от p_1 до p_2.

Исходя из уравнения прямой линии, изменение ρ можно выразить уравнением

$$\rho = \rho_1 + k \cdot \frac{\varphi_0 - \psi}{\frac{\pi}{2}}, \qquad (13.70)$$

где k — коэффициент пропорциональности:

$$k = \frac{(0{,}424 \cdot R \cdot \cos\alpha - \rho_1) \cdot \pi}{\pi - \varphi_0 \cdot \psi}.$$

После подстановки k и некоторых преобразований получим:

$$tg\phi_0 = \psi - \frac{\rho_1 \cdot (\pi - 2 \cdot \psi)}{2 \cdot (0{,}424 \cdot R \cdot \cos\alpha - \rho_1)} - \phi_0. \qquad (13.71)$$

Решая это уравнение, находим значение угла φ_0, при котором определим максимальную потребную мощность для перемешивания сыпучих продуктов

$$N_2 = \frac{Q_б \cdot \rho \cdot \sin\varphi_0 \cdot \omega}{1000}, \text{ кВт}, \qquad (13.72)$$

где $Q_б$ — масса продукта в барабане, кг.

Машины для перемешивания жидких пищевых продуктов

Машины для перемешивания жидких пищевых продуктов применяются для приготовления растворов, эмульсий, суспензий и интенсификации тепловых или химических процессов.

Описываемые машины получили распространение в кондитерской, хлебопекарной, консервной, мясной, винодельческой и других отраслях пищевой промышленности.

В зависимости от конструктивного оформления рабочих органов машины для перемешивания жидких пищевых продуктов могут быть разделены на лопастные, пропеллерные, турбинные, инжекторные (разбрызгивающие) и шнековые.

Лопастные мешалки могут быть с горизонтальными, вертикальными, наклонными и якорными лопастями.

На рис. 13.14 дана расчетная схема мешалки с вертикальным валом и вертикальными лопастями. На этом рисунке приняты следующие обозначения:

H — высота слоя жидкости в сосуде, м;

D — внутренний диаметр сосуда, м;

dH — диаметр окружности, описываемой лопастью, м;

dB — внутренний диаметр лопастей, м;

h — высота лопасти, м;

n — частота вращения мешалки, с-1.

Выделим бесконечно малую элементарную площадку лопасти df = h • dx на расстоянии x от оси вращения.

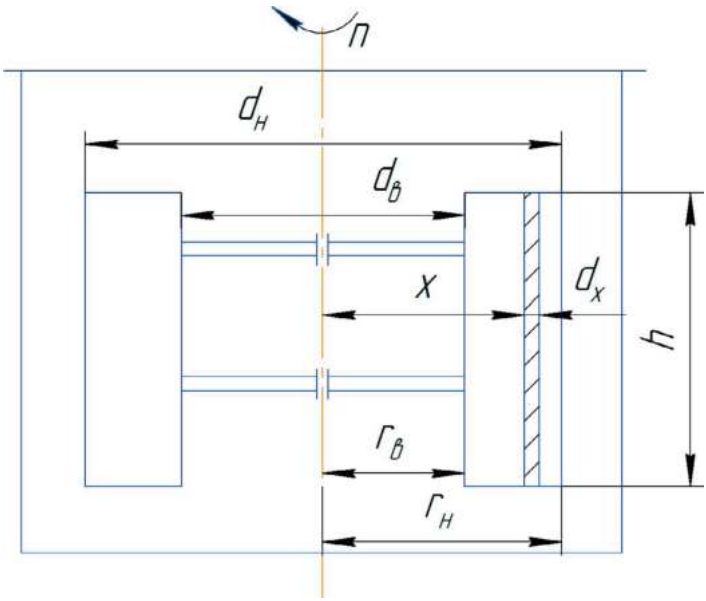


Рис. 13.14. Расчетная схема мешалки с вертикальными лопастями

При вращении этот элемент приведет в движение в 1 с объем жидкости, который будет равен:

$$dV = \psi \cdot df \cdot \omega, \text{ м}^3/\text{с}, \qquad (13.73)$$

где ω — окружная скорость элементарной площадки, м/с;

ψ — коэффициент, учитывающий увеличение сечения струи жидкости по отношению к элементарной площадке лопасти (ψ = 1,1–2,0).

Элементарная мощность, затрачиваемая на приведение указанного объема жидкости в движение, определится по формуле

$$dN = \frac{dV \cdot \gamma \cdot \omega^2}{2 \cdot g} = \frac{\psi \cdot df \cdot \omega \cdot \gamma \cdot \omega^2}{2 \cdot g}, \text{ Вт}, \qquad (13.74)$$

где γ — удельная сила тяжести жидкости, Н/м^3.

Подставляя в формулу $\omega = 2 \cdot \pi \cdot x \cdot n$ и $df = h \cdot dx$, получим:

$$dN = \frac{\psi \cdot (2\pi)^3 \cdot \gamma \cdot n^3 \cdot x^3 \cdot h \cdot dx}{2 \cdot g}, \text{ Вт}. \qquad (13.75)$$

Значение x изменяется в пределах от $r_н$ до $r_в$. Интегрируя полученное уравнение мощности для z пар вертикальных лопастей, получим:

$$N_z = 0{,}038 \cdot \psi \cdot \gamma \cdot h \cdot n^3 \cdot z \cdot \left(d_н^4 - d_и^4\right), \text{ Вт}. \qquad (13.76)$$

Таким же образом определяют необходимые мощности для остальных типов мешалок.

Мощность электродвигателя подбирается по рабочей мощности с учетом увеличения вращающего момента в период пуска.

Если в мешалке установлены неподвижные лопасти, змеевики, трубки термометров и т.д., то потребная мощность увеличивается за счет добавочных сопротивлений, создаваемых этими устройствами. Например, трубка термометра увеличивает потребную мощность приблизительно на 33%, а змеевик — в 3–4 раза, дополнительные неподвижные планки — в 2–3 раза.

Если для перемешивания жидкости необходимо m раз пропустить жидкость через рабочие органы, а объем жидкости в сосуде V м^3 и время перемешивания τ минут, то производительность мешалки будет равна:

$$V_{сек} = \frac{V \cdot m}{60 \cdot \tau}, \text{ м}^3/\text{с}. \qquad (13.77)$$

Расчет мешалок с наклонными лопастями аналогичен.

Расчетная схема *мешалки с горизонтальными лопастями* представлена на рис. 13.15.

При вращении лопасть мешалки приводит в движение некоторый объем жидкости. В связи с тем, что различные участки лопасти, наводящиеся на разном удалении от оси вращения, имеют различные

окружные скорости, они, следовательно, затрачивают различное количество энергии на приведение в движение жидкости. Рассмотрим воздействие на жидкость элементарной площадки лопасти, в пределах которой окружную скорость можно считать постоянной.

Выделим на горизонтальной лопасти (см. рис. 13.15) бесконечно малую элементарную площадку df на расстоянии x от оси вращения.

Величина этой площадки равна:

$$df = h \cdot dx, \ м^2. \qquad (13.78)$$

где h — высота лопасти, м.

При вращении лопасти элементарная площадка df приводит в движение в 1 с элементарный объем жидкости, который равен:

$$dV = \psi \cdot \omega \cdot df, \ м^3/с, \qquad (13.79)$$

где ω — окружная скорость элементарной площадки, м/с;

ψ — коэффициент, учитывающий увеличение площади сечения струи жидкости по отношению к величине площадки, зависящий от отношения радиуса лопасти к ее высоте r/h (значение ψ принимается в пределах ψ = 1,1–1,4.

При отношении r/h более 20, значение ψ = 2).

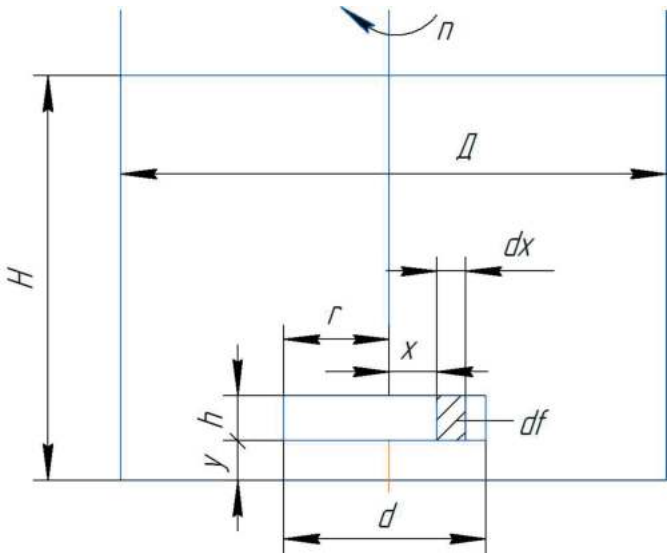


Рис. 13.15. Расчетная схема мешалки с горизонтальными лопастями

Элементарная работа в секунду, затрачиваемая на приведение элементарного объема жидкости dV в движение, может быть подсчитана как кинетическая энергия:

$$dN_n = \frac{dm \cdot \omega^2}{2}, \text{ Вт}, \qquad (13.80)$$

но

$$dm = \frac{dV \cdot \gamma}{g},$$

где γ — удельная сила тяжести жидкости, Н/м^3,
тогда

$$dN_n = \frac{dV \cdot \gamma \cdot \omega^2}{2 \cdot g}. \text{ Вт}. \qquad (13.81)$$

Окружная скорость элементарной площадки равна:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \cdot n \cdot x \text{ , м/с}, \qquad (13.82)$$

где n — частота вращения вала мешалки, с$^{-1}$.

Подставляя значения ω и df, имеем:

$$dN_n = \frac{\psi \cdot h \cdot dx \cdot \gamma \cdot (2\pi)^3 \cdot n^3 \cdot x^3}{2 \cdot g}, \text{ Вт}. \qquad (13.83)$$

Так как x изменяется от 0 до r, то, интегрируя уравнение (13.83) в пределах от x = 0 до x = r, получим необходимую работу в секунду для одной лопасти:

$$N = \frac{(2\pi)^3 \cdot \psi \cdot \gamma \cdot n^3 \cdot h \cdot r^4}{2 \cdot g}, \text{ Вт}. \qquad (13.84)$$

Обозначим $\frac{\gamma}{g} = \rho$, подставим $\frac{d}{2}$ вместо r и умножим на число пар лопастей z, получим потребную пусковую мощность:

$$N_n = 0{,}00387 \cdot \psi \cdot \rho \cdot n^3 \cdot h \cdot d^4 \cdot z, \qquad \text{кВт}. \qquad (13.85)$$

Машины для перемешивания пластических пищевых продуктов

Машины для перемешивания пластических пищевых продуктов получили широкое распространение. Они применяются в следующих отраслях пищевой промышленности: в хлебопекарной, макаронной и кондитерской — для замеса теста (тестомесильные машины), для перемешивания шоколадных масс, сбивания сливок, яиц, кремов и др. продуктов; в мясной — для перемешивания мясного фарша с добавочными ингредиентами; в консервной — для перемешивания различных продуктов.

Перемешивающие машины могут быть периодического и непрерывного действия. В зависимости от назначения их снабжают различными по форме рабочими органами.

Траектория движения рабочих органов, направление и скорости движения выбираются в соответствии с технологическим процессом, осуществляемым этой машиной. Рабочие органы машин для перемешивания пластических пищевых продуктов могут выполняться в виде качающегося рычага, вертикального или горизонтального вала с лопастями различной формы, двух зетобразных лопастей, вращающихся навстречу друг другу с различными скоростями, в виде винтообразной лопасти и т.д. Встречаются рабочие органы и исполнительные механизмы и других конструкций.

Производительность машины периодического действия определяют по формуле:

$$Q = 60 \cdot \frac{\lambda \cdot V \cdot \gamma}{t_п + t_д}, \text{ кг/ч}, \qquad (13.86)$$

где V — емкость сосуда (корыта или чана), л;
γ — плотность смеси продукта, кг/дм^3;
$t_п$ — время, затрачиваемое на перемешивание, мин;
$t_д$ — продолжительность (дополнительное время) заполнения и опорожнения сосуда и других операций, мин;
λ — коэффициент использования емкости сосуда.

Производительность смесителей непрерывного действия для перемешивания пластических масс может быть рассчитана таким же образом, как для смесителей сыпучих продуктов.

Приведем расчет смесителя, снабженного месильной лопастью (рис. 13.16).

Если лопасть имеет сложную форму, то силы сопротивления, действующие на лопасть, определяют путем разбивки лопасти на элементарные площадки, для которых вычисляют величины этих сил.

Например, для расчета потребной мощности для замеса ржаного теста месильным органом сложной конфигурации, представленным на рис. 13.16, целесообразно разбить часть лопасти, входящей в смесь, на элементарные площадки f_1, f_2, f_3, f_4, f_5, f_1' и f_5'.

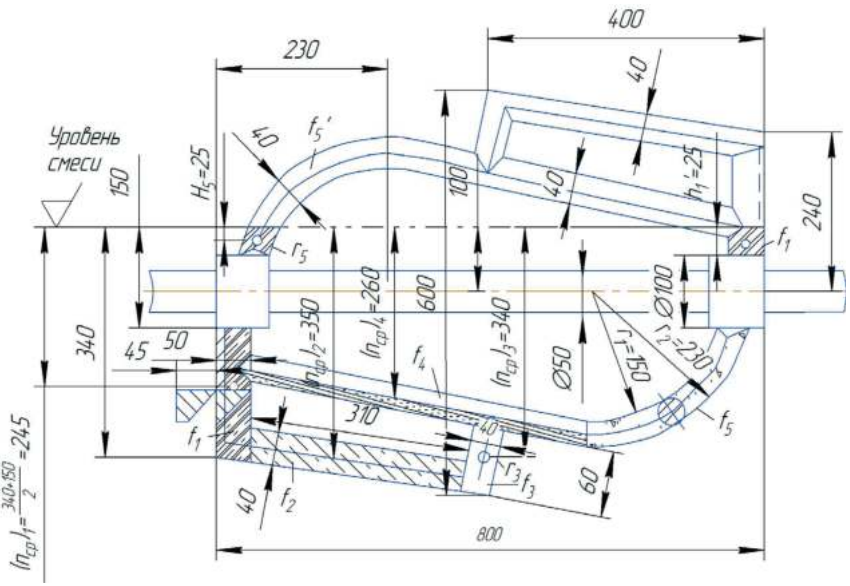


Рис. 13.16. Рабочий орган месильной машины

Для прямоугольных площадок f_1, f_2, f_3, f_4 и f_5' средняя глубина погружения может быть определена как полусумма максимальной и минимальной глубины погружения данной площадки. Сложнее определить среднюю глубину погружения криволинейного участка лопасти f_5. Эту величину можно найти следующим образом.

На участке лопасти f_5 выделим элементарную площадку df на радиусе, проведенном под углом α к оси вращения месильного органа, и найдем для нее элементарную силу гидравлического давления смеси.

На радиусе x на площадке df выделим площадку df_0 (рис. 13.17):

$$df_0 = xdxd\alpha\ .$$

Глубина погружения этой площадки равна:

$$h_0 = x \cdot \sin\alpha + a\ ,$$

где a — расстояние от уровня продукта до оси вращения лопасти.

Сила гидравлического давления на эту площадку

$$dp_0 = \tilde{a} \cdot h_0 df_0 = \tilde{a} \cdot (x \cdot \sin á + a) \cdot x dx dá \ .$$

Для получения величины давления на площадку f_5 нужно проинтегрировать это выражение сначала по x, а затем по α соответственно в пределах от r_1 до r_2 и от φ_1 до φ (см. рис. 13.17):

$$P_5 = \gamma \cdot \int_{\phi_1}^{\phi} d\alpha \cdot \left[\int_{r_1}^{r_2} x^2 \cdot \sin\alpha dx + \int_{r_2}^{r_2} a \cdot x dx \right]. \qquad (13.87)$$

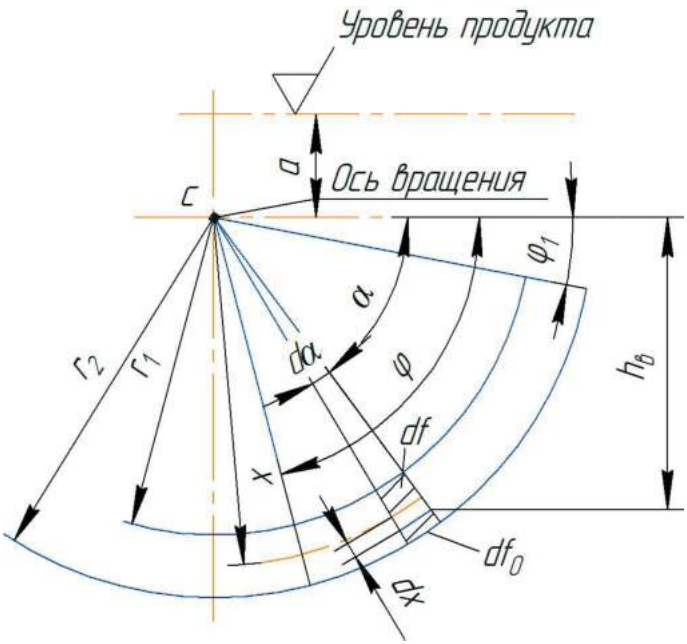


Рис. 13.17. Расчетная схема к определению средней глубины погружения криволинейного участка лопасти

После двойного интегрирования получим:

$$P_5 = \left[(\cos\varphi_1 - \cos\varphi) \cdot \frac{r_2^3 - r_2^3}{3} + a \cdot \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} \cdot (\varphi - \varphi_1) \right] \cdot \gamma \ . \qquad (13.88)$$

Разделим это выражение на произведение площади f_5 на плотность смеси γ, при этом получим:

$$f_5 \cdot \gamma = \frac{\pi \cdot \left(r_2^2 - r_1^2\right)}{2\pi}\left(\varphi - \varphi_1\right) = \gamma \frac{\left(r_2^2 - r_1^2\right)}{2}\left(\varphi - \varphi_1\right).$$

Тогда средняя глубина погружения площадки будет равна:

$$\left(h_5\right)_{ср} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\cos\varphi_1 - \cos\varphi}{\varphi - \varphi_1} \cdot \frac{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^3}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2} \cdot r_2 + a\,. \qquad (13.89)$$

Затем определяют радиальные составляющие сопротивлений, действующих на лопасть, $(E_p)_1 + (E_p)_5$ и подсчитывают мощность на ее привод (при найденных окружных скоростях).

В заключение следует сказать, что достаточно практически обоснованной методики расчета необходимой мощности при перемешивании масс с большой вязкостью, например, пшеничного теста, пока нет, поэтому, исходя из экспериментальных данных, считают, что вращающаяся лопасть захватывает одновременно около 2/3 теста, находящегося в месильном чане. Точку приложения этой силы следует считать на радиусе, равном 0,7 от максимального радиуса лопасти.

Кроме работы, совершаемой для подъема теста, лопасть производит работу для преодоления прилипания теста к стенке месильного чана. Потребная мощность для замеса пшеничного теста может быть ориентировочно рассчитана по формуле

$$N = \frac{\frac{2}{3} \cdot G_т \cdot 0{,}7 \cdot r_{max} \cdot g \cdot F \cdot C \cdot r_{max}}{102} \cdot \omega\,, \text{ кВт}, \qquad (13.90)$$

где $G_т$ — масса теста в месильном чане, кг;

r_{max} — максимальный радиус месильной лопасти, м;

F — площадь стенки чана, на которой преодолевается лопастью сопротивление прилипания, $см^2$;

C — удельное сопротивление прилипания, $Н/см^2$;

ω — угловая скорость вращения месильного органа.

Рассмотрим основные формулы для определения мощности других мешалок, применяемых в пищевой промышленности.

Мощность, потребляемая якорной мешалкой при перемешивании жидких продуктов в двутельных котлах, рассчитывается по формуле:

$$N = 0{,}005 \cdot \rho \cdot n^3 \cdot \left(d_н^5 - d_в^5\right), \text{ кВт}, \qquad (13.91)$$

где ρ — плотность перемешиваемой среды, кг/м^3;
n — число оборотов мешалки с$^{-1}$;
$d_н$ — наружный диаметр лопасти (якоря), м;
$d_в$ — внутренний диаметр лопасти (якоря), м.

Мощность, необходимую для привода мешалок с вертикальными лопастями, можно определить по формуле:

$$N = 0{,}038 \cdot \rho \cdot n^3 \cdot z \cdot h \cdot \left(d_н^4 - d_в^4\right), \text{ кВт}, \qquad (13.92)$$

где z — число пар вертикальных лопастей;
h — высота лопасти, м.

Глава 14
МАШИНЫ ДЛЯ ПРЕССОВАНИЯ ПИЩЕВЫХ И КОРМОВЫХ ПРОДУКТОВ

На пищевых производствах прессы применяются для:

а) отжима жидкой фазы;

б) придания продукту определенной формы;

в) уплотнения продукта в целях лучшей транспортабельности.

В зависимости от цели прессования отделение жидкости характеризуется полнотой выделения жидкой фракции из исходного продукта, заданными размерами, формой и качеством готовой продукции.

Жидкость в продуктах, подвергаемых прессованию, грубо можно подразделить на свободную и связанную. Свободная жидкость (вместе с воздухом) легко отделяется от сухого остатка.

Для отделения связанной (молекулярной) или адсорбированной жидкости требуется затрата энергии как на нарушение силы сцепления, так и на деформирование структуры и преодоление силы сопротивления при перемещении жидкости по каналам. При этом сопротивление увеличивается с возрастанием усилия сжатия вследствие уменьшения сечения каналов. Силы, вызывающие притяжение и создание жидкостной оболочки, называются молекулярными или адсорбционными силами.

Минимально возможное количество жидкой фракции, которое содержится в остатке после длительного изотермического прессования продукта при постоянном давлении, условно будем называть равновесной влажностью.

При обработке прессованием жиросодержащих продуктов отпрессованный жир перемещается по микропорам, преодолевая при этом сопротивления, возрастающие с увеличением давления прессования. При прочих равных условиях повышение температуры прессуемого материала приводит к более полному выделению жира.

Однако нельзя беспредельно повышать температуру и влажность прессуемого материала. Так, например, нагрев мясокостной шквары выше 80 °С приводит к ороговению массы, увеличению ее структурной прочности и повышению равновесной жирности.

14.1. ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ ПРОЦЕСС БРИКЕТИРОВАНИЯ ДИСПЕРСНЫХ ПРОДУКТОВ

Брикетированием называется упрочнение сыпучего тела путем его прессования (уплотнения) в замкнутом пространстве (прессовальной камере или в пресс-форме) под воздействием внешнего давления до плотности, при которой тело не может самопроизвольно разрушиться и превращается в монолит-брикет.

Полученный брикет должен иметь необходимые размеры, массу и прочность, достаточные для его последующей транспортировки и хранения.

Для возможности длительного хранения продукта часто приходится подвергать его дополнительной обработке: например, сушке.

Уплотнение продукта при прессовании происходит главным образом вследствие дробления и относительного смещения его частиц, а также благодаря пластической и упругой их деформации.

Перейдем к выводу основных зависимостей, характеризующих процесс образования брикетов.

В первую очередь рассмотрим зависимость между давлением прессования и плотностью пищевых продуктов.

В последнее время при исследовании напряженного и деформированного состояния многих материалов находят применение статистические методы. При этом материалы рассматриваются как дисперсные среды, образованные совокупностью бесконечного количества малых и различных по размеру и форме частиц.

Под дисперсной средой принято понимать тело, состоящее из отдельных соприкасающихся частиц (зерен). Объем его складывается из объема твердых частиц и пустот между ними, заполненных жидкостью или воздухом. Любая дисперсная среда является статистической. В силу имеющихся микронеровностей на поверхностях частиц напряженное состояние на контактах их носит статический характер. Эта среда по своим механическим свойствам занимает промежуточное состояние между твердыми телами и жидкостями.

Можно предположить, что пищевые продукты, предназначенные для прессования в брикеты, относятся к дисперсным или зернистым средам. Взаимное расположение и характер соединений частиц продукта друг с другом и заполнителя (жидкость, воздух) образуют структуру, которая является одним из важнейших факторов, определяющих механические свойства продуктов.

В пищевые продукты могут входить частицы различных форм и размеров. Если вероятность расположения отдельных частиц в простран-

стве не одинакова по всем направлениям, то эти частицы при прессовании, т.е. при образовании структуры прессовок, будут стремиться занять наиболее вероятное положение. Продукт, образованный такими частицами, является анизотропным телом.

Учет структуры продукта или его смеси по отдельным частицам и на базе этого установление общих математических соотношений для среды представляет чрезвычайные трудности. Поэтому есть смысл отказаться от точной фиксации отдельных элементарных свойств продукта и перейти к использованию общих статистических закономерностей для решения поставленной задачи. Если возьмем из прессуемого продукта ряд проб и исследуем в них ряд свойств, то окажется, что полученные результаты не постоянны; колебания их подчиняются простейшей статистической закономерности — Гауссовому распределению.

Так, если определить плотность продукта ρ и обозначить число образцов, имеющих плотность в интервале от $(\rho + \Delta\rho)$ до $(\rho - \Delta\rho)$ через N, то при условии, что $\Delta\rho$ мало по сравнению с интервалом, в котором происходит колебания ρ, можно написать:

$$N = A \cdot \left(e^{-B(\rho_{ср} - \rho)^2 \cdot} \right) \cdot \Delta\rho \,, \qquad (14.1)$$

где A и B — экспериментальные коэффициенты;
$\rho_{ср}$ — средняя арифметическая плотность.

Чем больше N, тем ближе к действительности (закон больших сил). Таким образом, если параметры, определяющие структуру, подчиняются определенному закону распределения, то этому же закону должно подчиняться распределение давления на материал и внутри его.

Рассмотрим самый общий случай деформации продукта, насыпанного в матрицу и сжимаемого пуансоном (рис. 14.1).

При действии давления прессования на продукт возникающая сила прессования передается от частицы к частице при помощи системы точек контакта. Очевидно, что чем больше их число, тем выше будет сопротивление среды действию силы.

При отсутствии внешнего давления P частицы прижимаются друг к другу за счет внутренних сил с давлением $P_в$, представляющих собой силы тяжести или силы сцепления. В свободном состоянии они постоянны для данной насыпки, значит, и $P_в = \text{const}$.

Процесс увеличения точек контакта приводит к увеличению приращения давления dP, необходимого для дальнейшего приращения относительной деформации $d\varepsilon$. С учетом внутреннего давления это можно выразить следующей зависимостью:

$$dP = a \cdot (P + P_в) \cdot d\varepsilon , \qquad (14.2)$$

где a — коэффициент пропорциональности, определяемый экспериментально для каждого вида продукта.

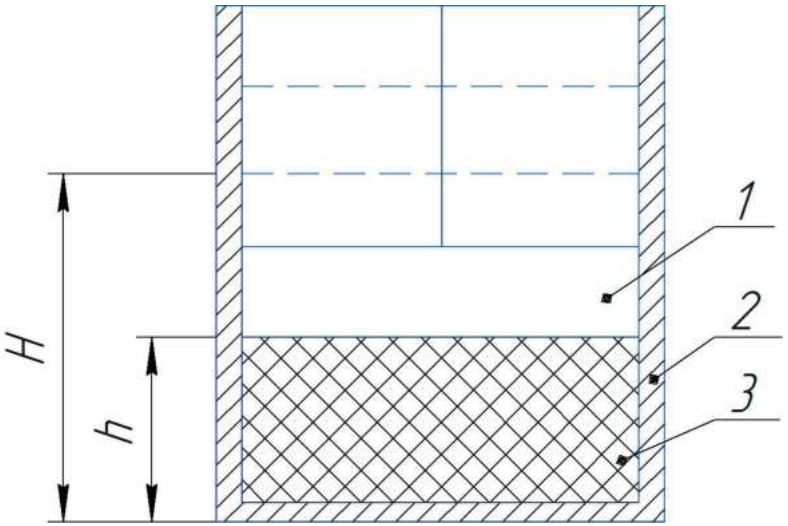


Рис. 14.1. Элементарная схема прессования продукта: *1* — пуансон; *2* — матрица; *3* — спрессованный продукт

Нетрудно доказать, что относительная деформация ε продукта будет равна относительной плотности ψ:

$$\psi = \varepsilon = \frac{H - h}{H} = \frac{\rho - \rho_0}{\rho} , \qquad (14.3)$$

тогда

$$ds = d\psi,$$

где ρ_0 — насыпная плотность продукта, кг/м^3;
ρ — плотность прессовки, кг/м^3;
H — уровень продукта до прессования, м;
h — уровень продукта после прессования, м.

Отсюда дифференциальное уравнение прессования примет вид:

$$dP = a \cdot (P + P_в) \cdot d\psi . \qquad (14.4)$$

Проинтегрируем это уравнение:

$$\ln(P + P_в) = a \cdot \psi + \ln A, \qquad (14.5)$$

или

$$P + P_В = A \cdot \left[e^{\alpha \cdot \psi} \right], \qquad (14.6)$$

где A — постоянная интегрирования, которая находится из начальных условий;
e — основание натурального логарифма.

При $\psi = 0$ давление $P = 0$, тогда $A = P_в$.

Окончательно получим зависимость между давлением и относительной плотностью в виде:

$$P = P_в \cdot \left[e^{a \cdot \psi} - 1 \right]. \qquad (14.7)$$

Графически изменение давления прессования в зависимости от относительной плотности выражается в виде экспоненты (рис. 14.2).

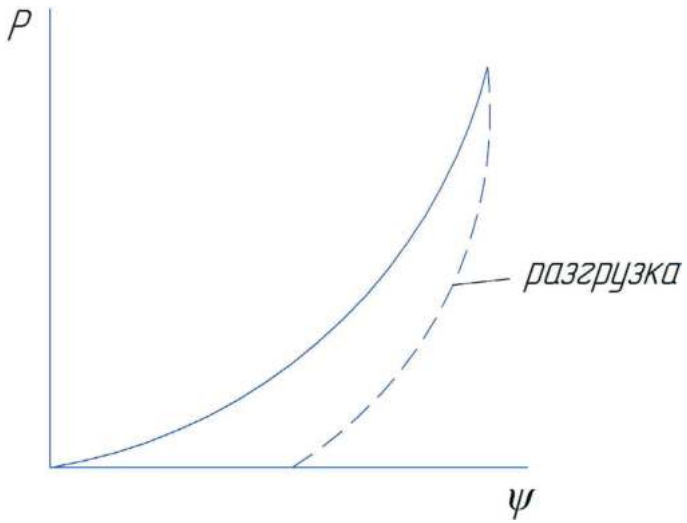


Рис. 14.2. Зависимость давления прессования от относительной плотности сжимаемого материала

Преобразуем последнюю формулу в следующий вид:

$$P = P_в \cdot \left[e^{a \cdot \left[1 - \left(\frac{\rho_0}{\rho} \right) \right]} - 1 \right]. \qquad (14.8)$$

Из этой зависимости можно получить связь между текущей или максимальной плотностью брикета (прессовки) и соответствующим давлением. Для этого поступим следующим образом:

$$\left(\frac{P}{P_в}\right)+1=\left[e^{a\cdot\left[1-\left(\frac{\rho_0}{\rho}\right)\right]}\right]. \qquad (14.9)$$

Прологарифмируем полученное выражение:

$$\ln\left[\frac{P}{P_в}+1\right]=a\cdot\left[1-\frac{\rho_0}{\rho}\right], \qquad (14.10)$$

отсюда

$$\rho=\frac{a\cdot\rho_0}{a-\ln\left(\frac{P}{P_в}+1\right)}. \qquad (14.11)$$

При разгрузке продукта после сжатия полученные соотношения будут несколько иными уже потому, что наступит упругое расширение, и деформация продукта не является обратимым процессом. Необратимость в данном случае сводится к тому, что при уменьшении P число контактов в простейшем случае вовсе не будет расти. Кривая разгрузки показана на рис. 14.2.

Далее рассмотрим работу, совершаемую при сжатии пищевых продуктов.

Элементарную работу dA, совершаемую в процессе прессования продуктов пуансоном в матрице, представим в дифференциальной форме:

$$dA = P\cdot dV, \qquad (14.12)$$

где dV — элементарное изменение объема брикета.

Заменим dV элементарным изменением относительной плотности. Известно, что объем V материала равен:

$$V=\frac{m}{\rho} \text{ или } V=\frac{m\cdot(1-\psi)}{\rho_0}, \qquad (14.13)$$

где m — масса насыпки продукта в матрицу.

Тогда дифференциал dV равен:

$$dV = -\left(m \cdot \rho_0\right) \cdot d\psi \,. \qquad (14.14)$$

Знак (–) указывает на уменьшение объема продукта в процессе прессования.

Подставим dV в значение dA:

$$dA = \frac{m}{\rho_0} \cdot P \cdot d\psi \cdot \frac{m \cdot P_в}{\rho_0} \cdot \left[e^{a \cdot \psi} - 1\right] \cdot d\psi \,. \qquad (14.15)$$

Интеграл dA в пределах от 0 до ψ будет выражать совершаемую работу A в процессе образования брикета:

$$A = \frac{m \cdot P_в}{\rho_0} \cdot \int_0^{\psi} e^{\psi} \cdot d\psi - \frac{m \cdot P_в}{\rho_0} \cdot \int_0^{\psi} d\psi - \frac{m \cdot P_в}{\rho_0 \cdot a} \cdot \left[e^{a \cdot \psi} - 1\right] - \frac{m \cdot P_в}{\rho_0} \cdot \psi \,. \qquad (14.16)$$

Окончательно получим:

$$A = \frac{m}{\rho_0} \cdot \left[\frac{P}{a} - P_B \cdot \psi\right]. \qquad (14.17)$$

Таким образом, получено простое математическое выражение, не требующее большого количества экспериментальных данных.

Это уравнение является основным уравнением реального процесса одностороннего уплотнения дисперсного вещества. Оно несколько приближенное, главным образом потому что коэффициент трения f и коэффициент бокового давления ξ были приняты постоянными (вдоль камеры), а торец пуансона — плоским. При одностороннем прессовании трение продукта о стенки матрицы приводит к неравномерной плотности брикета по его высоте, что снижает его качество.

Двухстороннее прессование имеет следующие преимущества по сравнению с односторонним:

- для получения брикетов с равными плотностями потребное давление на 10–20% менее, чем при одностороннем;
- брикет, полученный при двухстороннем сжатии, имеет более равномерное распределение плотностей по высоте, что улучшает его качество.

Для прессования различных продуктов используется множество конструкций прессов. Приведем основы расчета и конструирования некоторых из них.

14.2. ВИНТОВЫЕ ПРЕССЫ

Наиболее простым механическим прессом периодического действия является пресс с горизонтальным или вертикальным винтом и одной гайкой (рис. 14.3).

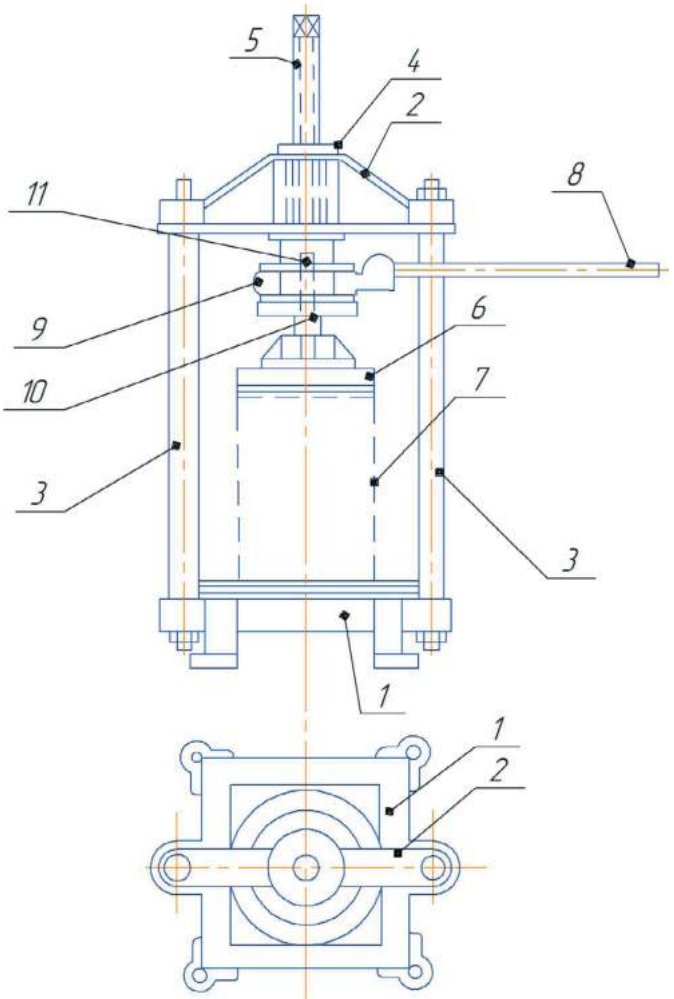


Рис. 14.3. Винтовой пресс с ручным приводом: *1*, *2* — неподвижные упоры; *3* — стойки; *4* — гайка; *5* — самотормозящий винт; *6* — плита; *7* — прессующий цилиндр; *8* — рукоятка; *9* — муфта; *10* — ступица; *11* — стопор

Если пресс предназначен для брикетирования материала, то прессующий цилиндр изготовлен со сплошными стенками, а при прессовании с отжатием жидкости стенки цилиндра перфорированы.

Усилие, прикладываемое на конце рукоятки (δ), определяется по удельному давлению p и площади прессования f, см^2. Сила прессования равна:

$$P = p \cdot f, \text{ Н}. \qquad (14.18)$$

Сила, действующая по средней линии нарезки винта:

$$P_0 = P \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_в), \qquad (14.19)$$

где α — угол подъема винтовой линии, градусов;
$\varphi_в$ — угол трения винта о гайку ($\varphi_в = 8{,}5...17^o$), градусов.

Сила, прикладываемая на конце рукоятки длиной l, определяется из условия равенства моментов действующих сил, т.е.

$$M = Q \cdot l = \frac{P_0 \cdot d}{2} + M_т = \frac{d \cdot P_0}{2} + \frac{P \cdot d_0}{2} \cdot f_1, \qquad (14.20)$$

где $M_т$ — момент трения в плоскости стыка гайки с неподвижной поперечиной;
f_1 — коэффициент трения;
d_0 — средний диаметр стыковой поверхности, см;
d — средний диаметр нарезки винта, см.

Винтовые прессы с ручным приводом используются лишь для периодической кратковременной работы. Для непрерывной работы применяются винтовые механические прессы с механическим приводом.

На рис. 14.4 дана схема рабочих органов *шнекового макаронного пресса*.

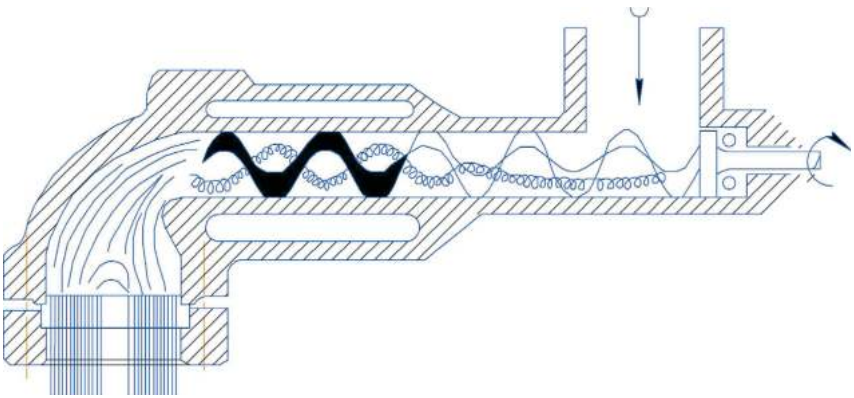


Рис. 14.4. Схема действия шнекового макаронного пресса

Рассмотрим условия перемещения элементарной частицы, находящейся вблизи поверхности шнекового канала (рис. 14.5).

Под влиянием сил сцепления между всеми частицами продукта, заполняющего рабочую полость шнека, на эту частицу при вращении шнека будет действовать тангенциальная сила T_1, стремящаяся переместить ее в направлении вращения винта. Силе t_1 должна оказывать противодействие реакция R_{T1}, направленная также тангенциально и действующая против силы T_1. В результате частица может проворачиваться вместе с винтом шнека и не получит полезного аксиального перемещения к матрице.

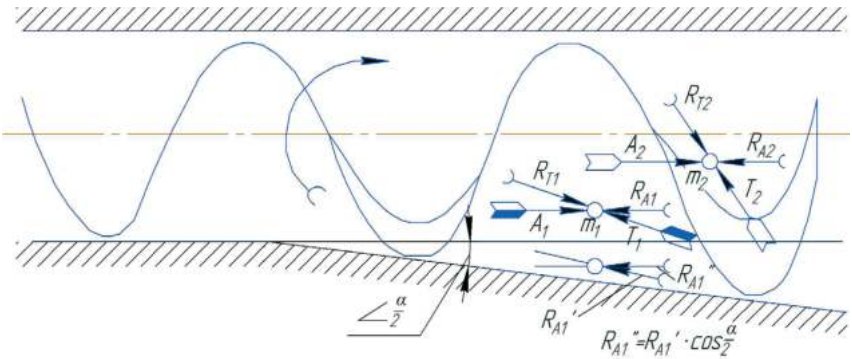


Рис. 14.5. Схема действующих сил для элементарных частиц теста вблизи шнека и у стенок шнековой камеры

Отсюда следует первое важное условие: для препятствия свободному проворачиванию всей массы продукта вместе с рабочим органом, тангенциальная составляющая силы сцепления (прилипания) частиц продукта с поверхностью шнекового канала должна превышать силы сцепления частиц продукта между собой.

Второе условие для частицы m_1: для уменьшения аксиальной реакции R_{a1}, тормозящей полезное перемещение продукта вдоль оси шнека, желательно, чтобы аксиальная составляющая сил сцепления частиц продукта с поверхностью шнекового канала была меньше сил сцепления частиц продукта между собой.

Для частицы, находящейся ближе к оси винта возникает третье условие (см. рис. 14.5): для уменьшения силы T_2 прилипание продукта к поверхности винта должно быть минимальным и значительно меньшим, чем сцепление частиц между собой.

Четвертое условие: не следует чрезмерно увеличивать шаг винта, а, наоборот, нужно стремиться сделать винтовую линию пологой; при

этом потери производительности шнеком компенсируются увеличением его окружной скорости.

Чтобы уменьшить силы сцепления продукта с винтовой поверхностью шнека, следует тщательно обрабатывать рабочие поверхности винта, подбирать под него покрытия или материалы, к которым продукт не прилипает, или предусмотреть устройство для искусственного подогрева шнека.

Механическая энергия, затрачиваемая на прессование, складывается из: расхода энергии на продавливание продукта через формирующие каналы матрицы и потерь энергии при нагнетании продукта винтом шнека.

Работу, совершаемую при продавливании продукта через формирующие каналы матрицы, нетрудно рассчитать, если известны:

а) давление прессования у входа в формирующие отверстия матрицы;
б) суммарная площадь живого сечения формирующих отверстий на матрице;
в) средняя секундная скорость выпрессовывания изделий υ и продолжительность выпрессовывания порции теста t (с).

Таким образом, работа T выпрессовывания порции теста через отверстия матрицы будет равна:

$$T = p_м \cdot \sum f_o \cdot \upsilon_{вып.} \cdot \tau \cdot g \text{ , Дж,} \qquad (14.21)$$

где $p_м$ — давление у матрицы, Н/см^2;
$\sum f_o$ — суммарная площадь живого сечения отверстий на матрице, см^2;
$\upsilon_{вып}$ — средняя скорость выпрессовывания изделий, м/с.

Секундная работа выпрессовывания через отверстия матрицы:

$$T_{сек} = q_{сек} \cdot p_м \cdot g, \ Н \cdot см / с, \qquad (14.22)$$

где $q_{сек} = \sum f_o \cdot \upsilon_{вып} \cdot 100$ — объем выпрессованных за 1 с сырых изделий, см^3/с.

Полезная мощность на выпрессовывание:

$$N_ш = \frac{q_{сек} \cdot p}{100 \cdot 102} = \frac{T_{сек}}{100 \cdot 102} \text{ , кВт.} \qquad (14.23)$$

Для определения полного расхода механической энергии нужно определить еще потери энергии или напора:

а) при движении теста в прессовой головке от выхода из полости нагнетающего шнека до матрицы;
б) при нагнетании теста шнеком.

Эти потери можно характеризовать кпд $h_ш$. Тогда полная мощность на валу шнекового пресса может быть представлена выражением:

$$N_ш = \frac{q_{сек} \cdot p_м}{100 \cdot \eta_ш \cdot 102}, кВт, \qquad (14.24)$$

где $\eta_ш$ — объемный кпд шнека, $\eta_ш = 0{,}25$.

Кроме рассмотренного пресса применяются и другие машины.

Так, шнековый маслоотжимной пресс получил широкое распространение в масложировой промышленности. Машина применяется для вторичного извлечения из растительного сырья масла после первого съема его на прессах предварительного отжима.

Шнековый пресс для отжима жира из мясной шквары применяется на мясокомбинатах.

На предприятиях винодельческой промышленности используют шнековый отжимной пресс с постоянным шагом витков для отжима сока из виноградной мезги.

Для отжатия воды из сильно разбавленных масс применяются (например, в макаронной промышленности) вальцовые прессы.

Получают брикеты также на штанговых прессах. Их прессуют в длинном формовочном канале, открытом с обеих сторон, особой штангой-пуансоном, совершающим возвратно-поступательные движения.

Рассмотрим более подробно работу самого шнека в шнековом (макаронном) прессе.

Теоретическая производительность шнека пресса определяется по формуле

$$Q_Т = 0{,}25 \cdot m_з \cdot \left(R_2^2 - R_1^2\right) \cdot \left[S - \frac{b_2 - b_1}{2\cos\alpha}\right] \cdot n \text{ , кг/ч}, \qquad (14.25)$$

где $m_з$ — число заходов шнека;

R_2 и R_1 — наружный и внутренний радиусы шнека, м;

b_2 и b_1 — ширина винтовой лопасти в ее нормальном сечении по наружному и внутреннему радиусам шнека, см;

S — шаг витков винтовой лопасти шнека, см ($S = m_з \cdot S_o$, где S_o — расстояние между смежными витками);

α — угол подъема винтовой линии лопасти по среднему диаметру шнека, град;

n — частота вращения шнека, $мин^{-1}$.

Формула получена исходя из предположения, что тестовая масса плотно заполняет межвитковый объем и перемещается при вращении шнека только поступательно на величину шага S.

Фактическая производительность учитывает факторы, уменьшающие подачу теста шнеком:

$$Q_ф = 0,25 \cdot m_з \cdot \left(R_2^2 - R_1^2\right) \cdot \left[S - \frac{b_2 - b_1}{2 \cdot \cos\alpha}\right] \cdot n \cdot K_н \cdot K_п \cdot K_с \text{, кг/ч,} \qquad (14.26)$$

где $K_н$ — коэффициент наполнения;
$K_п$ — коэффициент прессования теста;
$K_с$ — приведенный коэффициент.

Коэффициент наполнения ($K_н$) определяется по специальной номограмме; $K_п = 0,51–0,56$; $K_с$ не рекомендуется принимать меньше 0,9.

Определение расхода энергии на прессование макаронных изделий

Механизм нагнетающего шнека в процессе прессования можно уподобить винтовой паре с прямоугольной нарезкой, в которой нагнетающий шнек (винт) — твердое тело, а тестовая масса, перемещаемая им, — «пластическая гайка».

Если к шнеку приложить движущую силу Q, условно действующую по касательной к окружности по среднему диаметру ($d_с$) винтовой пары шнек — «пластическая гайка», то работа этой силы будет расходоваться на полезную работу формоизменения и подачи теста, а также работу трения.

Для определения потребной мощности прессования используем зависимость для винтовых механизмов между силой полного давления P (перед матрицей) и движущей силой $Q_{дв}$ [4]:

$$Q_{дв} = \frac{P \cdot tg(\alpha + \varphi)}{1 - tg\varphi \cdot tg\alpha}, \text{ Н,} \qquad (14.27)$$

где φ — угол трения между поверхностью лопасти и тестовой массой, градусов.

Сила полного давления P распределяется как суммарная нагрузка от давления прессования, приходящаяся на площадь поперечного сечения нагнетающего шнека:

$$P = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_п, \text{ Н,} \qquad (14.28)$$

где D — наружный диаметр шнека, м;
$p_п$ — давление прессования, Н/м^2.

Работа движущей силы W_o затрачивается на подачу теста W_1 и преодоление сил трения на витках шнека W_2.

Суммарная нагрузка P_1 от давления прессования, приходящаяся на поперечное сечение «пластической гайки», определяется по формуле:

$$P_1 = \frac{\pi \cdot \left(D^2 - d^2\right)}{4} \cdot p_п, \text{ Н}, \tag{14.29}$$

где d — внутренний диаметр шнека, м.

При перемещении теста по шнековой камере работа движущей силы затрачивается и на работу трения W_3 о внутреннюю поверхность шнековой камеры:

$$W_3 = P_3 \cdot f \cdot S = p \cdot D \cdot p_п \cdot \frac{L}{2} \cdot f \cdot S_1, \text{ Н·м}, \tag{14.30}$$

где P_3 — суммарная нагрузка на внутреннюю поверхность шнековой камеры, Н;
L — рабочая длина шнека, м.

Уравнение для работы движущей силы будет:

$$Q_{дв} \cdot \pi \cdot d_c = P \cdot S_1 + f \cdot \left(P_1 + Q \cdot tg\alpha\right) \cdot \pi \cdot d_c + \\ + P_3 \cdot f \cdot S_1 + \pi^2 \cdot f \cdot p_n^{/} \cdot \cos\beta \cdot \frac{\left(D^3 - d^3\right)}{6}. \tag{14.31}$$

Отсюда находится движущая сила $Q_{дв:}$

$$Q_{дв} = \frac{\left(P_1 + P_3 + f \cdot P_3\right) \cdot tg\alpha + f \cdot P_1 + \pi \cdot f \cdot p_n^{/} \cdot \cos\beta \cdot \left[\frac{\left(D^3 - d^3\right)}{3 \cdot (D + d)}\right]}{1 - f \cdot tg\alpha}, \text{ Н}, \tag{14.32}$$

где $P_2 = P - P_1$.

Величина действительного перемещения S_i тестовой массы по шнековой камере за один оборот определяется по формуле:

$$S_1 = \frac{Q_ф \cdot 2 \cdot \pi}{\varphi_2 \cdot \omega \cdot F_k}, \text{ м}, \tag{14.33}$$

где φ_2 — плотность выпрессованных сырых изделий, кг/м^3;
$F_к$ — площадь поперечного сечения шнековой камеры, м^2.

Если тестовая масса перед кольцевой шайбой находится под давлением p_n', то движущая сила преодолевает также работу трения на витках шнека и на поверхности шнековой камеры (перед шайбой). В этом случае вместо P_1 и P_3 подставляют значения P_1' и P_3':

$$P_1' = \frac{\pi \cdot \left(D^2 - d^2\right)}{4} \cdot \left(p_п + p_n'\right), \text{Н}; \tag{14.34}$$

$$P_3' = \frac{\pi \cdot D \cdot \left(p_n \cdot L + p_n' \cdot L'\right)}{2}, \text{Н}, \tag{14.35}$$

где L' — рабочая длина шнека перед кольцевой шайбой, м.

Потребную мощность на валу электродвигателя определяют по формуле

$$N = \frac{W_0 \cdot \omega}{1000 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \eta}, \text{кВт}, \tag{14.36}$$

где η — кпд передачи от вала электродвигателя к валу привода нагнетающего шнека.

Для шнеков без шайбы исключается значение $f \cdot P_3$ по зависимости (14.32).

Кроме того, здесь рассмотрен случай, когда нет перепускного канала. W_o определяется при известных значениях усилий и параметров шнека.

Определение осевой силы на валу нагнетающего шнека

Нагнетающий шнек в процессе прессования создает давление массы, действующее в сторону матрицы и реактивно в сторону загрузочной зоны. Этим давлением определяется мощность и осевая сила на валу шнека.

Исследованиями процесса перемещения тестовой массы по шнековой камере получены выражения для составляющих осевой силы [4]:

– от действий суммарной продольной нагрузки, приходящейся на площадь поперечного сечения шнека (шнековой камеры)

$$P_{o_1} = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot p_n, \text{Н}; \tag{14.37}$$

– от действия суммарной поперечной нагрузки на поверхность шнековой камеры на рабочей длине шнека

$$P_{o_2} = \pi \cdot D \cdot p_n \cdot f \cdot \left(\frac{1}{2}\right) \cdot tg\alpha,\ Н; \qquad (14.38)$$

– от действия дополнительной суммарной поперечной нагрузки на поверхность шнековой камеры на рабочей длине шнека перед кольцевой шайбой:

$$P_{o_3} = \pi \cdot D \cdot p'_n \cdot f \cdot \left(\frac{l'}{2}\right), Н. \qquad (14.39)$$

Поэтому осевая сила на валу шнека (воспринимается упорным подшипником) будет равна:

– для шнеков с непрерывной винтовой лопастью P_o

$$P_0 = P_{0_1} + P_{0_2} = \frac{\pi \cdot D \cdot p_n}{2} \cdot \left[\frac{D}{2} + 1 \cdot f \cdot \lambda \cdot tg\alpha\right], Н; \qquad (14.40)$$

– для шнеков с кольцевой шайбой P_o

$$P_0 = P_{0_1} + P_{0_2} + P_{0_3} = \frac{\pi \cdot D}{2} \cdot \left[\frac{D}{2} \cdot p_n + \left(p_n \cdot 1 + p'_n \cdot l'\right) \cdot f \cdot \lambda \cdot tg\alpha\right], Н. \qquad (14.41)$$

Значение коэффициента λ рекомендуется принимать равным единице для шнеков с отношением шага к диаметру до 0,8 и равным 0,4–0,5 для шнеков с отношением шага к диаметру от 0,8 до 1,2.

14.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРЕССЫ

Гидравлические прессы по принципу действия аналогичны прессам с ручным приводом. Они имеют плунжер гидравлического цилиндра, поршень, прессовальную камеру, матрицу и гидропривод.

При подаче жидкости в соответствующую полость цилиндра плунжер совершает рабочий ход, выдавливая продукт через отверстия матрицы. Обратный ход плунжера с поршнем совершается при помощи рабочего или вспомогательных цилиндров.

Они применяются в мукомольной (макаронной) промышленности, в винодельческой промышленности, при производстве брикетов, таблеток, масла-какао и др.

Полезное усилие прессования на продукт, находящийся в камере, будет равно:

$$P_п = q \cdot \frac{\pi \cdot D_к^2}{4 \cdot 10^{-4}}, \text{ Н}, \qquad (14.42)$$

где $D_{к_}$ диаметр камеры давления, м;
q — удельное давление на прессуемый продукт в конце прессования, выбираемое в зависимости от свойств исходного продукта (для тертого какао $q = 60 \cdot 10^{-4}$ Н/м², а для винограда — от $40 \cdot 10^{-4}$ Н/м² в зависимости от сорта изготавливаемого вина), Н/м².

Полезное усилие создается давлением рабочей жидкости на плунжер пресса будет равно:

$$P_п = p \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) - \sum G - p \cdot \beta \cdot \pi \cdot B, \qquad (14.43)$$

где p — удельное давление рабочей жидкости на плунжер пресса, Н/м²;
∑G — сумма масс всех подвижных частей, т.е. плунжера пресса, камеры с продуктом и др.;
β — коэффициент, характеризующий конструкцию уплотнения поршня;
B — ширина уплотнения;
D — диаметр плунжера.

Значения коэффициентов находятся экспериментально.
При совместном решении равенств (14.42) и (14.43) получим:

$$p = \frac{q \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_к^2}{4} \right) + \sum G}{\left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) - \beta \cdot f \cdot \pi \cdot D \cdot B}, \text{ Н/м}^2. \qquad (14.44)$$

Секундный расход рабочей жидкости будет равен:

$$Q = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \cdot \upsilon_п, \text{ л/с}, \qquad (14.45)$$

где $u_п$ — скорость подъема плунжера при прессовании, м/с.

Диаметр трубопроводов определяется по формуле:

$$d_т = D \cdot \sqrt{\frac{\delta \cdot \upsilon_п}{\upsilon_ж}}, \text{ мм}, \qquad (14.46)$$

где δ — отношение общего числа плунжеров в насосе к числу плунжеров, одновременно подающих жидкость при прессовании;
$u_ж$ — скорость рабочей жидкости в трубопроводах, м/с.

Толщина стенки рабочего цилиндра равна:

$$в = 0{,}5 \cdot D_в \cdot \left(\sqrt{\frac{R_z + 0{,}4 \cdot p}{R_z - 1{,}3 \cdot p}} - 1 \right), \qquad (14.47)$$

где $D_в$ — внутренний диаметр цилиндра (он на 10–15 мм больше наружного диаметра плунжера);
R_z — допускаемое напряжение, МПа.

Толщина днища цилиндра должна быть не менее 1,5·d.

Если цилиндрическая камера давления имеет диаметр $D_к$ и высоту H, то количество продукта в ней:

$$G = \rho \cdot \frac{\pi \cdot D_к^2}{4} \cdot H, \text{ кг}, \qquad (14.48)$$

где ρ — плотность продукта, например, кг/м^3;

Масса жидкой части продукта равна:

$$G_ж = \rho_ж \cdot \frac{\pi \cdot D_к^2}{4} \cdot h_ж, \text{ кг}, \qquad (14.49)$$

где $\rho_ж$ — плотность жидкой части, кг/м^3;
$h_ж$ — высота камеры, соответствующая отжатой жидкости, м.

Масса жмыха или твердого остатка равна:

$$G_{т.о} = \rho_{т.о} \cdot \frac{\pi \cdot D_к^2}{4} \cdot h_{т.о}, \text{ кг}, \qquad (14.50)$$

где $\rho_{т.о}$ — плотность твердого остатка, кг/м^3;
$h_{т.о}$ — толщина твердого остатка, м.

Обозначим через x отношение массы отжатой жидкости $G_ж$ к массе исходного продукта G:

$$x = \frac{G_ж}{G}. \qquad (14.51)$$

Тогда можно найти $h_ж$, подставим вместо $G_ж$ и G их значения:

$$h_ж = x \cdot \frac{\rho}{\rho_ж} \cdot H, \text{ м.} \quad (14.52)$$

Значение x находится из равенства:

$$x = \frac{M - ж}{100 - ж}, \quad (14.53)$$

где M — содержание жидкости в исходном продукте,%;
ж — содержание жидкости в твердом остатке,%.

Подставляя значение x в уравнение для определения $h_ж$, получим:

$$h_ж = \frac{M - ж}{100 - ж} \cdot \frac{\rho}{\rho_ж}. \quad (14.54)$$

Так можно определить, на какую глубину входит плунжер в камеру прессования.

Производительность пресса будет равна:

$$П = \frac{60 \cdot z \cdot G}{\tau_р + \tau_0}, \text{ кг/ч,} \quad (14.55)$$

где G — масса вещества в камере давления, кг;
z — число камер давления, работающих одновременно;
$\tau_р$ и $t_о$ — рабочее и вспомогательное время (их сумма составляет цикл прессования), мин.

Потребную мощность электродвигателя определим по формуле:

$$N = \frac{1000 \cdot p}{102 \cdot \eta_н} \cdot к_з, \text{ кВт,} \quad (14.56)$$

где $\eta_н$ — общий кпд насоса с приводом ($\eta_н$ = 0,6–0,85);
$к_з$ — коэффициент запаса мощности.

В зависимости от назначения и вида обрабатываемой первичной сельскохозяйственной продукции промышленность выпускает: шнековые прессы, для отжима жира из мясной шквары, вальцевые прессы, штанговые, карусельные прессы др.

Глава 15
ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ НА КОЛЕБАНИЯ И ВИБРАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Оборудование рассчитывают на колебания для того, чтобы определить вибрации, опасные для прочности машин, и разработать способы их устранения или ослабления. Этими расчетами выявляются условия, при которых резко увеличивается амплитуда колебаний, что может привести к авариям.

Формы колебаний машин и их элементов многообразны.

Периодические колебания любого вида можно разложить на конечное или бесконечное число колебаний одного основного вида, называемого гармоническим колебанием. График гармонического колебания точки в зависимости от времени представляет собой синусоиду.

Рассмотрим колебания груза, прикрепленного к одному концу пружины, другой конец которой жестко закреплен (рис. 15.1).

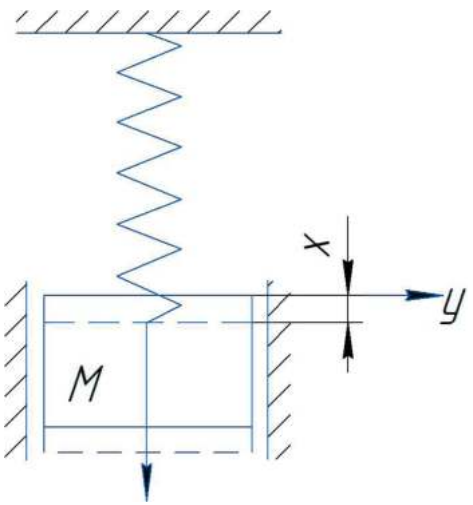


Рис. 15.1. Колебания груза, прикрепленного к пружине

Когда груз выведен из положения равновесия, пружина действует на него с силой, пропорциональной смещению и направленной в сторону, противоположную смещению x:

$$F = -c \cdot x, \ Н, \tag{15.1}$$

где x — перемещение груза, м;
c — жесткость пружины, Н/м.

Тело М, выведенное из положения равновесия, начнет совершать около этого положения простое гармоническое колебание; если внутреннее трение и сопротивление воздуха отсутствуют, то эти колебания будут продолжаться неограниченно долго. Энергия, сообщенная системе, будет периодически преобразовываться: потенциальная энергия упругодеформированной пружины будет переходить в кинетическую энергию движущегося груза и обратно.

Учитывая инерционную силу $\dot{J}$, развивающуюся вследствие колебательного движения массы m, составляем выражение, характеризующее растяжение пружины в направлении оси x, считая, что ось x направлена вниз:

$$x = \delta \cdot \dot{J}, \ м, \tag{15.2}$$

где δ — величина деформации, вызванной действием статической силы, равной 10 Н, действующей по направлению колебаний:

$$\dot{J} = m \cdot a_к, \ Н. \tag{15.3}$$

Зная известные зависимости, можем записать:

$$\dot{J} = m \cdot \omega^2 \cdot A \cdot \sin \varphi, \tag{15.4}$$

где ω — угловая скорость или круговая частота ($\omega = \frac{2\pi}{T}$, $с^{-1}$), $с^{-1}$;

T — период колебаний, с;
A — радиус движения точки тела, м;
φ — угол, характеризующий положение точек тела в любое мгновение, градусов.

С другой стороны,

$$\dot{J} = \frac{x}{\delta} = A \cdot \sin\frac{\varphi}{\delta}. \tag{15.5}$$

Приравнивая правые части двух последних выражений, получим:

$$\frac{A \cdot \sin\varphi}{\delta} = m \cdot \omega^2 \cdot A \cdot \sin\varphi,$$

откуда

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{\delta \cdot m}}. \qquad (15.6)$$

В дальнейшем ω — частота собственных колебаний системы, а Ω — частота вынужденных колебаний системы.

Из последнего уравнения и ранее полученных (f/T) определим круговую частоту собственных колебаний f системы, выраженную в рад/с:

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{1}{m \cdot \delta}}. \qquad (15.7)$$

Все сказанное действительно, если предположить, что в начальное мгновение (t = 0) колеблющаяся точка находилась в исходном положении и ее фаза была равна нулю.

Вынужденные колебания

Колебания, навязанные данной системе действием возмущающих сил, называются вынужденными колебаниями.

Система, возмущаемая внешней силой, совершает свои колебания с той частотой, с которой эта внешняя сила действует.

Рассмотрим вынужденные колебания при отсутствии сил сопротивления. Пусть на систему действует возмущающая внешняя сила P, изменяющаяся по закону синуса:

$$P = P_o \cdot \sin(\Omega \cdot t), \qquad (15.8)$$

где P_o — амплитуда внешней возмущающей силы;
Ω — частота внешней силы.

На колеблющуюся массу в данном случае действуют:

1) сила инерции:

$$\dot{J} = m_a \kappa; \text{ Н}$$

2) внешняя сила P, возбуждающая вынужденные колебания.

Если обозначить, как и раньше, через δ величину деформации, вызванной действием статической силы, равной 10 Н и действующей по направлению колебаний, то величину динамической деформации при колебаниях x можно выразить следующим образом:

$$x = \delta \cdot (\dot{J} + P),$$

или

$$x = \delta \cdot \left[m \cdot a_к + P_o \cdot \sin(\Omega \cdot t) \right]. \qquad (15.9)$$

С учетом того, что точка системы движется по окружности, найдем амплитуду вынужденных колебаний

$$A = \frac{P_0}{\frac{1}{\delta} - m \cdot \Omega^2}$$

или

$$A = \frac{\frac{P_0}{m}}{\frac{1}{\delta \cdot m} - \Omega^2}. \qquad (15.10)$$

Учитывая, что $\sqrt{\frac{1}{\delta \cdot m}} = \omega$, т.е. равна частоте собственных колебаний системы, будем иметь

$$A = \frac{\frac{P_0}{m}}{\omega^2 - \Omega^2}. \qquad (15.11)$$

Из последнего выражения видно, что если круговая частота возмущающей силы Q незначительно будет отличаться от круговой частоты собственных колебаний ω, то амплитуда вынужденных колебаний A станет равной бесконечности; это явление называется резонансом. Оно недопустимо, так как влечет за собою разрушение конструкции.

Последнее выражение можно преобразовать следующим образом:

$$A = \frac{P_0}{m \cdot \omega^2} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2}. \qquad (15.12)$$

В связи с тем, что $\omega^2 = \frac{1}{\delta \cdot m}$, то

$$A = \delta \cdot P_0 \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2}. \qquad (15.13)$$

Произведение $\delta \cdot P_0$ есть деформация, вызванная статической силой, равной максимальному значению гармонической силы P_0. Обозначим $\delta \cdot P_0 = A_{ст}$ и перепишем последнее уравнение в следующем виде:

$$A = A_{ст} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2}, \qquad (15.14)$$

или

$$A = A_{ст} \cdot \mu, , \qquad (15.15)$$

где μ — динамический коэффициент:

$$\mu = \frac{1}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2}. \qquad (15.16)$$

Из формулы (15.14) для определения A следует, что при $\frac{\Omega}{\omega} < 1$ амплитуды положительны (докритическая область), а при $\frac{\Omega}{\omega} > 1$ они отрицательны (закритическая область).

Для объяснения этого можем написать, что

$$-A \cdot \sin Ù \cdot t = A \cdot \sin(Ù \cdot t + \pi). \qquad (15.17)$$

Следовательно, отрицательная амплитуда равноценна положительной, сдвинутой по фазе на π.

Энергетический метод определения частоты собственных колебаний

Выше мы определяли частоту собственных колебаний при наличии одной сосредоточенной массы.

На практике часто приходится определять частоту собственных колебаний систем, имеющих несколько сосредоточенных масс. Если система работает в докритической области, то для этого весьма эффективным является энергетический метод определения частоты собственных колебаний. В основу этого метода положено соображение, основанное на законе сохранения энергии: в любое мгновение сумма кинетической энергии T и потенциальной энергии U, накапливаемой системой за счет динамической деформации, величина постоянная:

$$Э = T + U = \text{const}. \qquad (15.18)$$

На рис. 15.2 показана балка с двумя сосредоточенными массами m_1 и m_2 в двух положениях: когда $t = t_1$ при прохождении балкой через состояния статического равновесия, и когда $t = t_2$, при достижении максимальной динамической деформации балки ($y_1 = y_{1max}$; $y_2 = y_{2max}$).

При $t = t_1 \cdot U = 0$, следовательно, $Э_1 = T_1 + 0 = T_{max}$.

В момент $t = t_2 \cdot T_2 = 0$, и тогда $Э_2 = 0 + U_2 = U_{max}$.

Так как $Э = \text{const}$, то $Э_1 = Э_2$, следовательно, $T_{max} = U_{max}$.

Пусть балка несет n масс G_1, G_2, G_3...G_n; статические прогибы под действием сил тяжести этих грузов обозначим через y_1, y_2, y_3,...y_n.

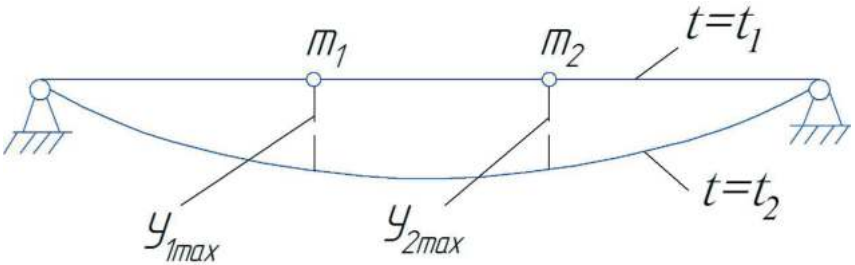


Рис. 15.2. Прогиб балки с двумя сосредоточенными массами

Как известно из курса «Сопротивление материалов», потенциальная энергия деформации балки при максимальном отклонении ее от положения равновесия будет равна:

$$U_1 = \frac{1}{2} \cdot (G_1 \cdot y_1 + G_2 \cdot y_2 + G_3 \cdot y_3). \qquad (15.19)$$

Так как действительная форма колебаний заранее неизвестна, то форму упругой линии принимают соответствующей статическим нагрузкам. В этом и заключается приближенность энергетического метода.

Расстояние между центрами тяжести масс и положениями равновесия в любой момент колебания равны:

$$A_1 \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_1); \quad A_2 \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_1); \quad A_3 \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_1). \qquad (15.20)$$

Следовательно, скорости центров тяжести масс будут равны:

$$\begin{aligned} \upsilon_1 &= A_1 \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_1); \\ \upsilon_2 &= A_2 \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_1); \\ \upsilon_3 &= A_3 \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_1). \end{aligned} \qquad (15.21)$$

Максимальные скорости составляют:

$$\upsilon_{1max} = A_1 \cdot \omega;\ \upsilon_{2max} = A_2 \cdot \omega;\ \upsilon_{3max} = A_3\omega. \qquad (15.22)$$

Когда массы проходят положение равновесия и, следовательно, когда скорости их достигают максимума, кинетическая энергия системы равна:

$$T_{max} = \frac{\omega^2}{2g} \cdot (G_1 \cdot A_1^2 + G_2 \cdot A_2^2 + G_3 \cdot A_3^2 + \ldots + G_n \cdot A_n^2)\,. \qquad (15.23)$$

Подставляя в это уравнение значения статических прогибов и приравнивая выражения для максимумов потенциальной и кинетической энергии, будем иметь:

$$\frac{1}{2} \cdot (G_1 \cdot y_1 + G_2 \cdot y_2 + G_3 \cdot y_3 + \ldots + G_n \cdot y_n) = \\ = \frac{\omega}{2g} \cdot (G_1 \cdot y_1^2 + G_2 \cdot y_2^2 + G_3 \cdot y_3^2 + \ldots + G_n \cdot y_n^2). \qquad (15.24)$$

Таким образом,

$$\omega_к = \sqrt{\frac{g \cdot \sum G_y}{\sum G_y^2}}. \qquad (15.25)$$

Для распределенной массы по длине балки:

$$\omega_к = \sqrt{\frac{g \cdot \int_0^l m_0 \cdot y \cdot dx}{\int_0^l m_0 \cdot y^2 \cdot dx}}, \qquad (15.26)$$

где m_0 — масса единицы длины в произвольном сечении балки, кг;
l — длина участка балки, м.

Вибрация валов при отсутствии сил сопротивления

Рассмотрим поперечные вибрации валов, представляющие наибольший интерес для оборудования пищевых производств. При обработке вала и деталей практически не удается достичь совпадения центров тяжести последних с геометрической осью вала.

В результате смещения центра тяжести детали от оси вала на величину e (рис. 15.3, а) при вращении вал будет изгибаться центробежной силой инерции

$$\dot{J} = \frac{G}{g} \cdot \Omega^2 \cdot (e + y), \tag{15.27}$$

где y — прогиб вала в сечении, где насажена деталь, м;
G — масса детали, кг;
Ω — угловая скорость вращения вала, $с^{-1}$;
g — ускорение силы тяжести, $м/с^2$.

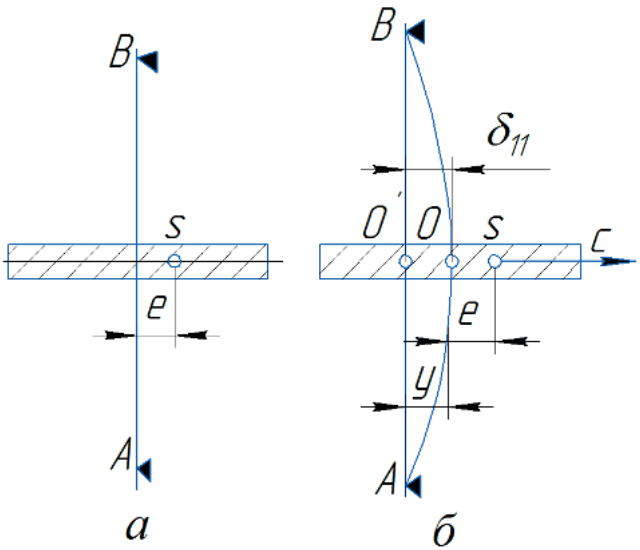


Рис. 15.3. Схема к определению понятия критической скорости вала

Обозначим через δ_{11} — прогиб вала в сечении, где насажена деталь, от единичной силы, приложенной там же.

Тогда динамический прогиб y (рис. 15.3, б), возникающий при вращении вала, найдем из выражения:

$$y = \delta_{11} \cdot \dot{J} = \delta_{11} \cdot G \cdot \Omega^2 \cdot (e + y), \tag{15.28}$$

отсюда

$$y = \frac{\Omega^2 \cdot e}{\delta_{11} \cdot G - \Omega^2}. \tag{15.29}$$

Прогиб может оказаться бесконечно большим, если знаменатель в этой формуле обратится в нуль.

Из уравнения

$$\frac{\dot{J}}{\delta_{11} \cdot G} - \Omega^2 = 0,$$

находим угловую скорость $\omega_к$, называемую критической,

$$\omega_к = \sqrt{\frac{\dot{J}}{\delta_{11} \cdot G}}. \qquad (15.30)$$

При этой скорости прогиб вала окажется бесконечно большим, вал должен сломаться.

Перепишем значение y в следующем виде:

$$y = \frac{e}{\left(\frac{\omega_к}{\Omega}\right)^2 - \dot{J}}. \qquad (15.31)$$

Данное выражение положительно при $\Omega < \omega_к$ и отрицательно при $\Omega > \omega_к$.

При угловых скоростях вала, величина которых меньше критической скорости сдвиг фаз отсутствует; в случае резонанса сдвиг составляет $\pi/2$ и в закритической области он равен π (случай отсутствия сопротивления).

Последнее уравнение перепишем следующим образом:

$$y = \frac{e}{\dot{J} - \left(\frac{\omega_к}{\Omega}\right)^2}. \qquad (15.32)$$

Эта формула показывает, что с увеличением угловой скорости Ω прогиб уменьшается, и при Ω равном бесконечности величина прогиба становится равной эксцентриситету e, при скорости, превышающей критическую, амплитуда колебаний вала уменьшается, и вал вращается тем спокойнее, чем больше его частота вращения.

Валы, работающие при частоте вращения, меньше критической, называются жесткими.

Общие сведения о виброизоляции и определение ее параметров

Работа ряда пищевых машин сопровождается вибрациями, вызываемыми конструктивными особенностями машин или характером технологического процесса. Предотвратить эти вибрации с помощью демпфирования, или уравновешивания, часто не предоставляется возможным.

В таких случаях полезно применение амортизирующих средств, при помощи которых можно уменьшить влияние вибраций машины на основание, или, наоборот, уменьшить влияние вибрации основания на машину.

Уменьшение вибраций достигается за счет установки между машиной и основанием упругих прокладок.

Случаи, когда на амортизаторах устанавливают агрегат, являющийся источником вибрации, относят к активной виброизоляции; когда же механизм защищается от внешних возмущений, то имеет место пассивная виброизоляция.

Обычно виброизоляторы устанавливают непосредственно под корпусом изолируемой машины или под жестким постаментом (или под заменяющим его фундаментом). На постаменте устанавливают изолируемую машину.

При конструировании постамента изолируемого агрегата необходимо по возможности сокращать расстояние между его центром тяжести и линией действия возмущающей силы; при этом уменьшается амплитуда вращательных колебаний машины.

Различного рода коммуникации, соединяющие изолируемый агрегат с другими агрегатами, должны быть гибкими, причем жесткость их должна быть значительно ниже жесткости виброизоляторов.

В тех случаях, когда в изолируемом агрегате преобладают горизонтальные возмущающие силы, иногда прибегают, помимо указанных способов, к подвешиванию машины на стержнях с шарнирными соединениями.

При конструировании виброизоляции необходимо учитывать требования монтажа и эксплуатации.

При расчете виброизоляции требуется:

1) установить основные параметры виброизоляции;
2) определить размеры упругих элементов в виброизоляторах;
3) проверить частоты собственных вращательных колебаний изолируемого агрегата;
4) проверить величины амплитуд вынужденных колебаний изолируемого агрегата и вычислить возмущающие силы, передающиеся на опорную конструкцию.

В связи с перечисленными задачами требуется определить моменты инерции масс J_{ox}, J_{oy}, J_{oz} изолируемого агрегата относительно его главных центральных осей инерции x_o, y_o, z_o (рис. 15.4).

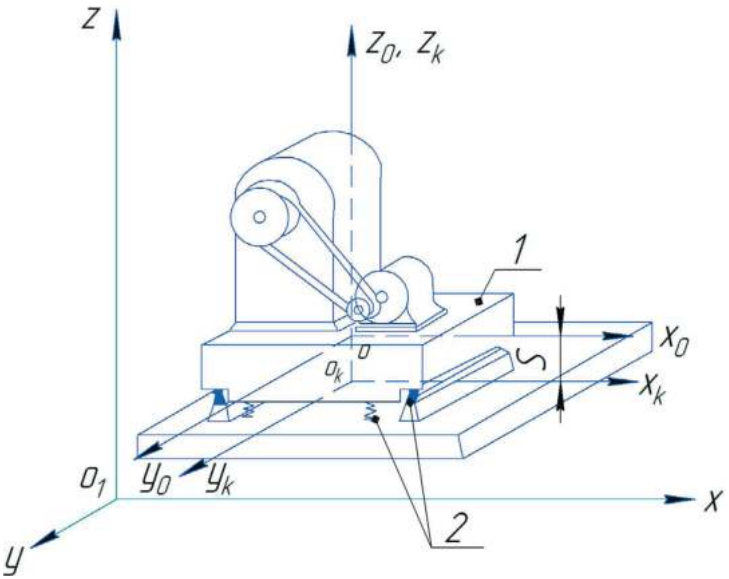


Рис. 15.4. Схема расположения осей координат, принимаемая при расчете виброизоляции

Приведенное ранее уравнение (15.13) для определения A применимо к расчету простейшей активной виброизоляции, когда вертикальная периодическая сила, возбуждающая вибрацию, проходит через центр тяжести объекта, подлежащего амортизации.

В данном случае, при расположении соответствующим образом амортизаторов, будут иметь место только вертикальные колебания. Предположим, что основание, на котором расположены амортизаторы, имеет весьма большую жесткость.

Применяя к этому случаю уравнение для A, мы должны поставить в него вместо P_o амплитуду возмущающей силы, вместо δ — податливость амортизатора, вместо ω — частоту собственных колебаний объекта на амортизаторах, причем

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{G \cdot \sigma}},$$

где G — масса объекта.

Из уравнения для определения амплитуды А следует, что в случае, когда частота собственных колебаний объекта, закрепленного на амортизаторах, значительно меньше частоты его вынужденных колебаний, амплитуда А может быть определена по уравнению:

$$A = \frac{P_o \cdot \delta \cdot \omega^2}{\Omega^2} = \frac{P_o}{m \cdot \Omega^2}. \qquad (15.33)$$

Из последней формулы следует, что амплитуда колебаний уменьшается с возрастанием частоты возмущающей силы и массы m.

Если амплитуда А превышает допускаемое значение, ее можно изменить путем установки дополнительного постамента.

В более сложных случаях необходимо определить амплитуды поступательных колебаний центра тяжести установки в направлениях осей x_0, y_0, z_0 и амплитуды вращательных колебаний установки относительно тех же осей.

Амплитуды вращательных колебаний по осям:

$$a_{ox} = \frac{P_x}{m \cdot \Omega^2}; \quad a_{oy} = \frac{P_y}{m \cdot \Omega^2}; \quad a_{oz} = \frac{P_z}{m \cdot \Omega^2}, \qquad (15.34)$$

где P_x, P_y, P_z — амплитуды возмущающей силы в направлении осей, Н;
m — масса всей установки с основанием, кг;
Ω — круговая частота возмущающей силы, $с^{-1}$.

Амплитуды вращательных колебаний агрегата можно определить по формулам, имеющим ту же структуру, что и последнее уравнение, и выводимыми теми же методами:

$$\varphi_{ox} = \frac{M_{ox}}{J_{ox} \cdot \Omega^2}, \quad \varphi_{oy} = \frac{M_{ox}}{J_{oy} \cdot \Omega^2}, \quad \varphi_{oz} = \frac{M_{ox}}{J_{oz} \cdot \Omega^2}, \qquad (15.35)$$

где M_{ox}, M_{oy}, M_{oz} — амплитуды возмущающих моментов относительно осей x_{ox}, y_{oy}, z_{oz}, Н·м;
J_{ox}, J_{oy}, J_{oz} — моменты инерции массы изолируемого агрегата соответственно относительно осей x_o, y_o, z_o, $Н·м/с^2$.

Во всех случаях необходимо соблюдать размерности измеряемых величин. Амплитуду горизонтальных колебаний i-ой точки агрегата, для которой задано допустимое значение этой амплитуды, определяют по одной из формул:

$$\bar{a}_x = a_{ox} + \varphi_{oy} v_{zi}, \qquad (15.36)$$

$$\bar{a}_y = a_{oy} + \varphi_{oz} v_{zi}, \tag{15.37}$$

где v_{zi} — координата в направлении оси z_0 i-ой точки.

Эффективность активной виброизоляции оценивается динамическим коэффициентом μ. Он показывает, во сколько раз амплитуда динамической силы, передающейся через виброизоляторы на поддерживающую конструкцию, меньше амплитуды возмущающей силы, воздействующей на изолируемую установку.

Известно также уравнение [4]:

$$A = P_к \cdot \delta, \tag{15.38}$$

где δ — коэффициент податливости виброизоляции;
$P_к$ — амплитуда динамической силы, передающейся через виброизоляторы на поддерживающую конструкцию;
A — амплитуда вынужденных колебаний.

Из последнего и более раннего уравнений получим:

$$P_o \cdot \delta \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_z}\right)^2} = P_к \cdot \delta, \tag{15.39}$$

где ω_2 — круговая частота собственных вертикальных колебаний, $с^{-1}$.

Из этой формулы имеем:

$$\frac{P_к}{P_o} = \frac{1}{1 - (\Omega - \omega_z)^2} = \mu. \tag{15.40}$$

Для случая, когда $\omega_z < \Omega$, последнее равенство принимает вид:

$$\mu = \frac{\quad}{\alpha \ -}, \tag{15.41}$$

$$\alpha = \frac{\Omega}{\omega_z}. \tag{15.42}$$

при условии, что $\alpha \geq 4$.

Необходимую общую жесткость K_z всех виброизоляторов в вертикальном направлении можно определить по уравнению:

$$K_z = \frac{1}{\delta_z} = m \cdot \omega_z^2. \qquad (15.43)$$

Чтобы уменьшить колебания изолируемого агрегата при пусках и остановках, виброизоляторы должны обладать необходимыми демпфирующими свойствами. Их определяют графически.

Виброизоляторы из пружин рассчитывают так же, как и пружины упругих опор валов.

Жесткость одной пружины

$$K_{zn} = \frac{K_z}{n}, \qquad (15.44)$$

где n — число пружин.

После этого определяют расчетную нагрузку на одну пружину:

$$P' = P'_{ст} + 1{,}5 \cdot P'_{дин},$$

$$P'_{ст} = \frac{Q}{n}, \qquad (15.45)$$

где Q — сила тяжести изолируемой установки;

$P'_{дин}$ — динамическая нагрузка, передаваемая на одну пружину при рабочем режиме изолируемого агрегата

$$P'_{дин} = a_{oz} \cdot K'_{zn},$$

где a_{oz} — амплитуда вертикальных колебаний агрегата при рабочей частоте вращения.

Жесткость пружины в горизонтальном направлении определяется по графику ее нагрузки.

При применении резиновых виброизоляторов подлежат определению их размеры и количество.

Рабочую высоту H_{l_p} их находят по формуле [4]:

$$H_{l_p} = \frac{E_{дин} \cdot F_p}{K_{zp}}, \qquad (15.46)$$

где $E_{дин}$ — динамический модуль упругости резины;

K_{zp} — общая жесткость всех виброизоляторов в вертикальном направлении;

F_p — площадь поперечного сечения всех резиновых виброизоляторов.

$$F_p = \frac{Q_p}{\sigma}, \tag{15.47}$$

где σ — расчетное статистическое напряжение в резине (подбирается по справочникам);

Q_p — нагрузка на все виброизоляторы.

Размеры сечений и число виброизоляторов устанавливают путем подбора:

а) для изолятора квадратного сечения

$$F = n \cdot b^2, \tag{15.48}$$

где b — сторона квадрата;

б) для изолятора круглого сечения

$$F = 0{,}785 \cdot n \cdot d^2, \tag{15.49}$$

где d — диаметр сечения.

Поперечный размер A виброизолятора должен находиться в следующих пределах:

$$H_{lp} << A >> 1,5 \cdot H_{lp}, \tag{15.50}$$

Коэффициент демпфирования для резины может приниматься равным 0,15–0,20.

Число виброизоляторов n должно находиться в пределах:

а) для изолятора квадратного сечения

$$\frac{F}{64 \cdot H_{l_p}^2} < n < \frac{F}{H_{l_p}^2}, \tag{15.51}$$

б) для изолятора круглого сечения

$$\frac{1{,}27 \cdot F}{64 \cdot H_{l_p}^2} < n < \frac{1{,}27}{H_{l_p}^2}. \tag{15.52}$$

Полная высота виброизолятора определяется по формуле:

$$H_p = H_{lp} + \frac{A}{8}. \tag{15.53}$$

Рассмотрим применение пассивной виброизоляции. Она применяется для защиты приборов от колебаний поддерживающей конструкции.

Пассивная виброизоляция осуществляется конструктивно так же, как и активная. Рассмотрим простейший случай пассивной виброизоляции, когда защищаемый объект совершает колебания в одном направлении. На рис. 15.5 защищаемый объект представлен грузом m, амортизатор изображен в виде пружины.

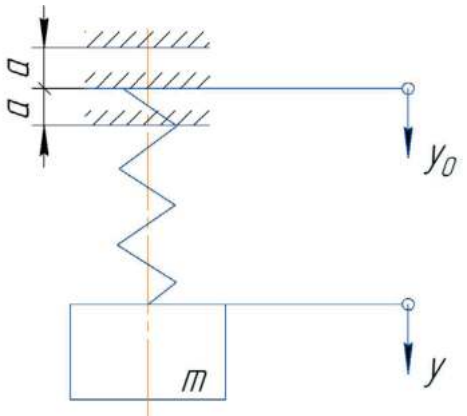


Рис. 15.5. Схема пассивной виброизоляции

Предположим, что точка крепления амортизатора совершает гармоническое колебание в вертикальном направлении с частотой Ω. Величина динамической деформации y при колебаниях выразится по аналогии с предыдущим:

$$y - a \cdot \sin\Omega \cdot t = \delta \cdot I = \delta \cdot m \cdot a_k, \qquad (15.54)$$

учитывая, что

$$y = A \cdot \sin\Omega \cdot t \text{ и } a_k = -A \cdot \Omega^2 \sin\Omega \cdot t, \qquad (15.55)$$

получим:

$$A \cdot \sin\Omega \cdot t - a \cdot \sin\Omega \cdot t = A \cdot \sin\Omega^2 \cdot t \sin\Omega \cdot t, \qquad (15.56)$$

где A — амплитуда колебаний.

Отсюда

$$A = \frac{a}{1 - \delta \cdot m \cdot \Omega^2}, \qquad (15.57)$$

так как критическая частота $\omega = \sqrt{\frac{1}{\delta \cdot m}}$, то последнее уравнение представим в виде:

$$A = \frac{a}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2}. \qquad (15.58)$$

Из полученного выражения следует, что амплитуда колебаний амортизируемого объекта может быть как угодно малой в том случае, если частота ω его собственных колебаний на виброизоляторах мала по сравнению с частотой Ω основной системы.

Следовательно, основным условием эффективности пассивной виброизоляции является

$$\omega < \Omega. \qquad (15.59)$$

Обычно пассивная виброизоляция должна удовлетворять следующему требованию:

$$\frac{\Omega}{\omega} >> 4. \qquad (15.60)$$

Отметим, что при пассивной виброизоляции амплитуда вынужденных колебаний зависит только от отношения Ω/ω в отличие от активной виброизоляции, когда амплитуда вынужденных колебаний практически не зависят от этого отношения и определяются величиной массы m.

Глава 16
ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ И ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

НАЗНАЧЕНИЕ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

На пищевых производствах расходуется большое количество тепловой энергии. Многие технологические процессы на этих производствах сопровождаются нагреванием или охлаждением продуктов. Для осуществления этих процессов на предприятиях применяют аппараты, различные по конструкции и назначению: теплообменники для нагревания жидкостей, выпарные установки, ректификационные (разделение на чистые компоненты) и перегонные аппараты для частичного испарения, пастеризаторы, стерилизаторы и др.

16.1. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

В зависимости от способа передачи тепла все теплообменники могут быть разделены на две группы: поверхностные аппараты и аппараты смешения. Поверхностные теплообменники можно разделить на рекуперативные и регенеративные. В рекуперативных теплообменниках теплообмен протекает между жидкостями через разделяющую их стенку. В регенеративных теплообменных аппаратах одна и та же поверхность омывается поочередно горячей и холодной жидкостью.

Наибольшее распространение получили рекуперативные теплообменники.

В специальных аппаратах обменивающиеся теплом вещества смешиваются между собой. Такие аппараты могут применяться в том случае, если технологические условия допускают подобное смешивание. Они являются наиболее простыми по конструкции и выгодными по использованию тепла.

Основные требования к теплообменным аппаратам сводятся к следующему.

В пищевых производствах приходится нагревать продукты, различные по своему химическому составу. В большинстве случаев эти продукты имеют кислую или щелочную реакцию. При переработке овощей и фруктов получаемые соки и другие продукты имеют кислую реакцию, поэтому для этих продуктов теплообменники изготавливают из нержавеющей стали или других антикоррозийных металлов.

В кукурузно-крахмальном и паточном производствах применяются серная или соляная кислоты в качестве катализаторов, ускоряющих технологический процесс. Вследствие этого продукты производства получаются химически агрессивными по отношению к металлам. Для подогревания таких продуктов аппаратуру следует изготовлять из кислотно-упорного чугуна, нержавеющей стали, меди и ее сплавов.

В молочной промышленности детали теплообменной аппаратуры, соприкасающиеся с продуктом, в большинстве случаев изготавливают из нержавеющей стали.

В свеклосахарном производстве диффузионный сок имеет слабокислую реакцию, а сатурационный сок — слабощелочную. Для этих продуктов теплообменники изготавливают из углеродистой стали.

Часто используется так называемый вторичный пар выпарных установок. Такой пар может усилить коррозию трубок. Поэтому из парового пространства необходимо удалять неконденсирующиеся газы.

По конструкции поверхностные теплообменные аппараты можно разделить на кожухотрубные, змеевиковые, пластинчатые и «труба в трубе».

Наибольшее распространение получила следующая конструкция трубной решетки (рис. 16.1).

Эта решетка приварена к кожуху аппарата и имеет отверстия для болтов; поэтому здесь не требуется соединительного фланца на корпусе. Однако такое устройство не позволяет вынимать трубчатку для осмотра и чистки, что является его существенным недостатком.

Диаметр фланца решетки $D_ф$ выбирают в зависимости от диаметра корпуса теплообменника D_1 по формуле:

$$D_ф = D_1 + (100 ...200), \text{ мм.} \qquad (16.1)$$

Диаметр окружности размещения болтов:

$$D_б = D_1 + (60 ...120), \text{ мм.} \qquad (16.2)$$

В трубных решетках трубки размещены по правильным шестиугольникам. Количество трубок в каждом шестиугольнике равно его порядковому номеру, умноженному на 6.

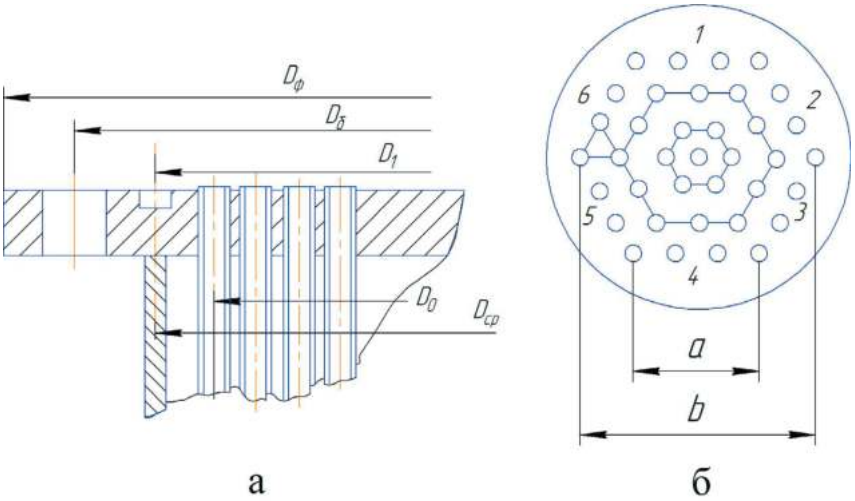


Рис. 16.1. Схема трубной решетки: *а* — трубная решетка; *б* — схема размещения трубок

Общее количество трубок можно определить по формуле

$$n = 3 \cdot a \cdot (a - 1) + 1, \text{ шт}, \qquad (16.3)$$

где a — число трубок, размещенных на стороне большего шестиугольника, шт.

Для определения диаметра теплообменника нужно знать количество трубок b, размещенных по диагонали на расстоянии x между их центрами:

$$b = 2 \cdot x + 1, \text{ шт}. \qquad (16.4)$$

По существующим нормам шаг между трубками в трубной решетке принимается в пределах:

$$t = d_н \cdot (1{,}23 - 1{,}28), \text{ м}, \qquad (16.5)$$

где $d_н$ — наружный диаметр трубки, м.

В спиртовой промышленности применяются комбинированные теплообменники для конденсации спиртовых паров и последующего охлаждения водоспиртовой жидкости. Первый процесс протекает в межтрубном пространстве кожухотрубного теплообменника; второй — в погружной змеевиковой поверхности нагрева.

Основы механических расчетов теплообменных аппаратов

Тип и схему теплообменника выбирают исходя из требований технологического процесса; конструктивные размеры аппарата определяют на основании результатов теплового расчета. Диаметр корпуса кожухотрубного теплообменника может быть определен из следующих соображений. Выделим четыре смежных трубки на плите (рис. 16.2).

Площадь плиты (решетки), приходящаяся на одну трубку,

$$f' = \frac{h \cdot b}{2}, \text{ м}^2, \tag{16.6}$$

где $h = b \cdot tg\alpha$,

тогда

$$f' = \frac{b^2}{2} \cdot tg\alpha .$$

Так как угол $\alpha = 60^\circ$, то

$$f' = 0{,}866 \cdot b^2, \text{ м}^2. \tag{16.7}$$

Теоретическая площадь плиты для размещения n трубок

$$F_o = n \cdot f'. \tag{16.8}$$

Отношение теоретической площади плиты F_0 к действительной F называется коэффициентом заполнения трубками плиты:

$$\frac{\psi}{g} = \frac{F_0}{F}. \tag{16.9}$$

Для одноходовых теплообменников при размещении трубок по шестиугольникам $\psi = 0{,}8–0{,}9$, для многоходовых теплообменников $\psi = 0{,}6–0{,}8$.

Диаметр корпуса теплообменника определяется из следующего равенства

$$\frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = \frac{n \cdot 0{,}866 \cdot b^2}{\psi}, \tag{16.10}$$

отсюда

$$D_1 = 1{,}05 \cdot b \cdot \sqrt{\frac{n}{\psi}}, \text{ м}. \tag{16.11}$$

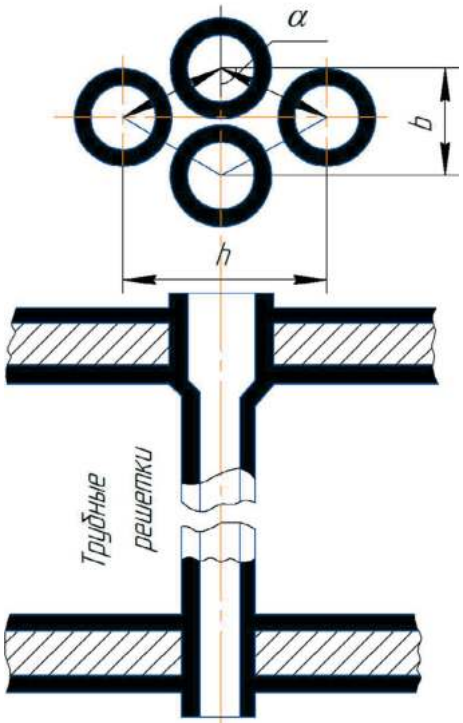


Рис. 16.2. Схема размещения трубок в кожухотрубном теплообменнике

Количество трубок:

$$n = \frac{f}{\pi \cdot d_р \cdot l}, \qquad (16.12)$$

где f — найденная поверхность нагрева из теплового расчета, м²;
$d_р$ — расчетный диаметр трубок, м;
l — рабочая длина трубки, м.

Расчетный диаметр трубок:

$$d_р = \frac{d_н + d_в}{2}, \quad м, \qquad (16.13)$$

где $d_н$ — наружный диаметр трубки, м;
$d_в$ — внутренний диаметр трубки, м.

Диаметр теплообменника «труба в трубе» определим по формуле:

$$d_р = \frac{f \cdot \pi}{l_1}, \text{ м}, \qquad (16.14)$$

где l_1 — рабочая длина внутренней трубки, м;
f — общая поверхность нагрева, м^2.

Поверхность нагрева определяется по уравнению:

$$f = 3{,}6 \cdot l_1 \cdot \sqrt{\frac{Q}{\upsilon_{пр}}}, \qquad (16.15)$$

где Q — производительность аппарата, м^3/с;
$\upsilon_{пр}$ — скорость движения продукта в нем, м/с.

Гидравлическое сопротивление в трубках подогревателя определим по формуле:

$$\Delta p = \left(\lambda \cdot \frac{l_1}{d_в} \pm \sum \zeta \right) \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \rho, \qquad (16.16)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения;
ζ — коэффициент местных сопротивлений;
ρ — плотность жидкости, кг/м^3;
v — скорость жидкости в трубке, м/с;
g — ускорение силы тяжести, м/с^2.

После вышеизложенного приступают к расчету на прочность трубок, корпуса, днища теплообменника в зависимости от способа течения жидкости: ламинарном ($R_e < 2300$) или турбулентном.

16.2. ВЫПАРНЫЕ АППАРАТЫ

В пищевых производствах выпарные аппараты применяются для сгущения полуфабрикатов и пищевых продуктов. Выпарные станции предназначены: в свеклосахарной промышленности для уваривания сахарного сока на сироп; в крахмально-паточной промышленности для выпаривания кукурузного экстракта, паточных и глюкозных соков и сиропов; в молочной промышленности для сгущения молока, сыворотки, сливок; в кондитерской и консервной промышленности для получения консервированных фруктовых и ягодных соков, повидла, начинки для

карамели и других продуктов. Наконец, выпарные установки встречаются в спиртовой промышленности для упаривания барды.

Встречаются различные конструкции выпарных аппаратов.

Большинство их конструкций состоят из таких же узлов и деталей, какие применяются в кожухотрубных теплообменниках. Поэтому такие детали в выпарных аппаратах, как трубные решетки, сферические и плоские днища, крышки, опорные лапы, рассчитывают так же, как и в теплообменниках.

Вакуум-аппараты работают под избыточным наружным давлением; поэтому цилиндрическая форма корпуса является неустойчивой. Следовательно, толщину стенки корпуса нужно рассчитывать не только на прочность при сжатии, но и на устойчивость.

Далее определяют критическое давление, при котором теряется устойчивость корпуса, и толщину стенки выпарного аппарата.

Для определения диаметров паровых патрубков скорость насыщенного пара следует принимать в пределах 25–30 м/с, а вторичного пара 30–35 м/с.

При проектировании выпарных аппаратов нужно учитывать величину свободного объема для вторичного пара. Величина этого объема сильно влияет на унос продукта вторичным паром.

Величину уноса определяют по напряжению парового объема, т.е. по количеству испарившейся воды за 1 ч на 1 м^3 свободного объема для вторичного пара в аппарате. Высоту парового пространства обычно принимают не менее 1,5 м, а при выпаривании пенящихся жидкостей — 2,5–3,0 м.

Чтобы уменьшить размеры парового пространства, устанавливаются специальные сепараторы, или, как их иногда называют, ловушки. Действие такого устройства основано на резком изменении направления движения вторичного пара и на центробежном разделении.

Напряжение объема сепарирующего устройства можно определить по формуле:

$$a = \frac{W \cdot v}{V},\ 1/ч, \qquad (16.17)$$

где W — количество испаренной влаги, кг/ч;
v — удельный объем вторичного пара, м^3/кг;
V — объем парового пространства, м^3;
a — допускаемое напряжение объема парового пространства.

Для центробежных сепараторов *a* можно принимать до 4500 1/ч, а для остальных конструкций — 12 000 1/ч.

16.3. МАШИНЫ И АППАРАТЫ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ЖИДКИХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Часто после нагрева необходимо жидкости охлаждать. Для этой цели применяются различные охладители. Рассмотрим методы расчета некоторых из них (на примере охлаждения молока).

Молочные охладители служат для охлаждения молока сразу после доения и пастеризации (или регенерации). По конструкции они бывают в виде:

1) водоохладительных ванн и охладительных камер для охлаждения во флягах;
2) охладителей поточного действия.

После охлаждения молоко должно иметь температуру 4–6 °С, а кислотность не выше 18 °Т.

Охлаждение молока может быть порционным и поточным. При порционном охлаждении (например, во флягах) молоко неподвижно (если не считать конвекции) и находится в среде с постоянной температурой t_0 = const (в охлаждающей ванне или в холодильнике). График такого процесса показан на рис. 16.3. Элементу времени dz соответствует приращение температуры dt.

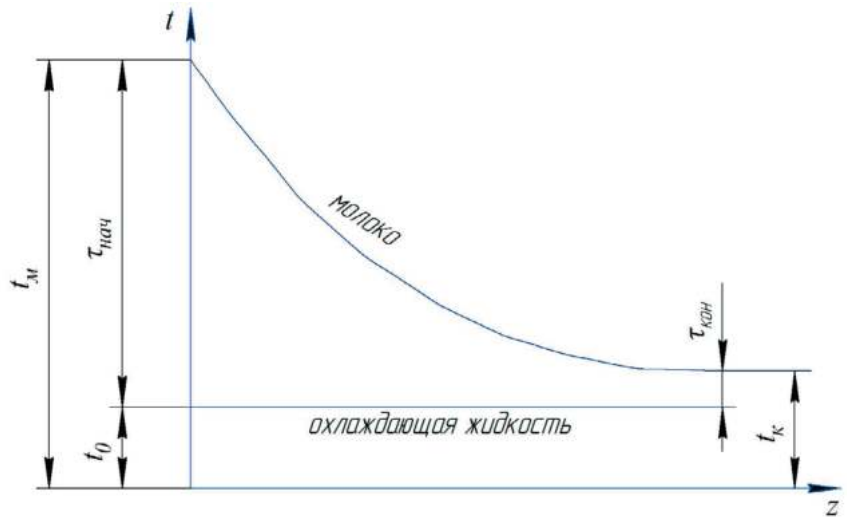


Рис. 16.3. График процесса охлаждения молока при температуре охлаждающей жидкости t_0 = const: $t_м$ — начальная температура молока; $t_к$ — конечная температура молока; $\tau_{нач}$ и $\tau_{кон}$ — соответственно начальная и конечная разность температур молока и охладителя

Количество тепла dQ_1, отдаваемое молоком будет равно:

$$dQ_1 = M \cdot c_м \cdot dt_м, \qquad (16.18)$$

где M — количество молока, кг;
$c_м$ — теплоемкость молока, кДж/(кг·°С);
$dt_м$ — элементарное изменение температуры молока, °С.

Количество тепла, передаваемого через стенку посуды, равно:

$$dQ_2 = F \cdot k \cdot \tau_н \cdot dz, \quad \tau_н = t_м - t_о, \qquad (16.19)$$

где F — поверхность охлаждения, м²;
k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К).

Тогда уравнение теплового баланса будет равно:

$$dQ_1 = dQ_2, \text{ или } M \cdot c_м \cdot dt = F \cdot k \cdot \tau_м \cdot dz. \qquad (16.20)$$

Подставляя значение $dt_м = d\tau_н$ и преобразуя уравнение (16.20), получим:

$$\frac{d\tau_н}{\tau_н} = \frac{F \cdot k}{M \cdot c_м} \cdot dz. \qquad (16.21)$$

Интегрируя это уравнение в пределах от $t_м$ до $t_к$, будем иметь:

$$\ln \frac{t_о - t_м}{t_о - t_к} = \frac{F \cdot k}{M \cdot c_м} \cdot z. \qquad (16.22)$$

Коэффициент теплопередачи при охлаждении молока во флягах в потоке холодной воды принимается в пределах k = 404–504 Дж/(м²·К). При помешивании молока k увеличивается на 40–50%, что повышает эффективность охлаждения.

Уравнение (16.22) называется характеристическим для данного способа охлаждения.

Теплообмен в поточных охладителях может осуществляться с параллельным током, когда два обменивающихся теплом продукта перемещаются в одном направлении, и противотоком, когда это движение происходит навстречу друг другу. Температурные графики этих процессов показаны на рис. 16.4.

В случае параллельного тока, например, молока и воды, молоко поступает на аппарат с температурой $t_м$ и отдает тепло в количестве

$$dQ = - M \cdot c_м \cdot dt, \text{ Дж}. \qquad (16.23)$$

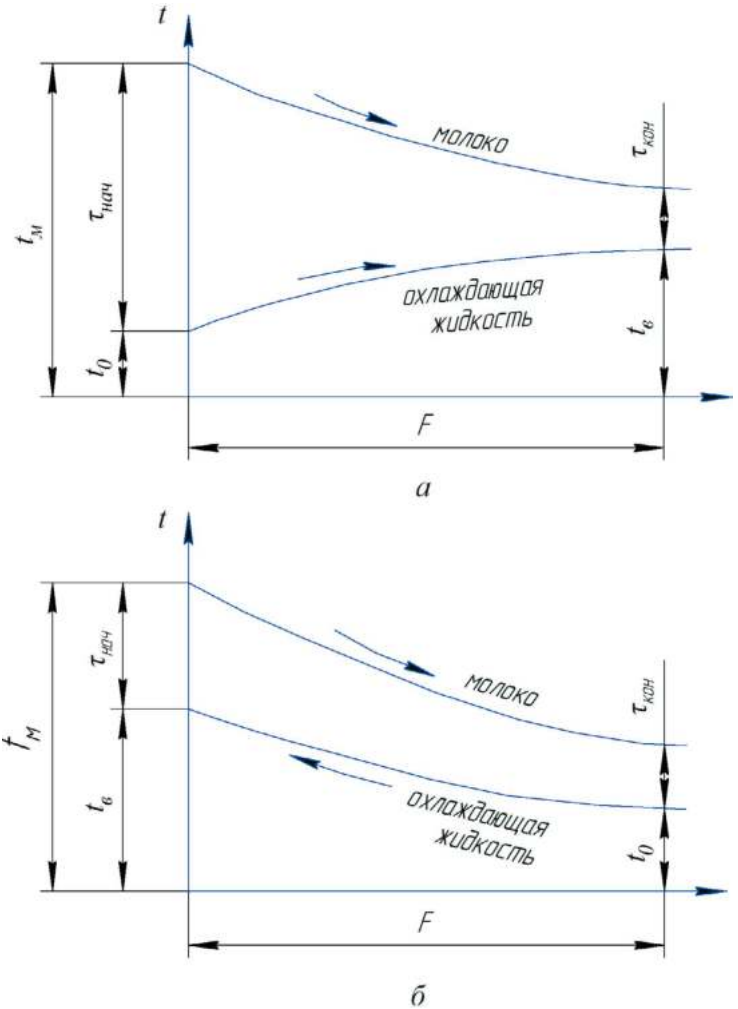


Рис. 16.4. Температурные графики теплообмена в различных охладителях: *а* — с параллельным током; *б* — с противотоком; F — поверхность охлаждения

Холодная жидкость (например, вода) поступает в аппарат с температурой $t_в$ и приобретает то же количество тепла:

$$dQ = B \cdot c_в \cdot dt_в, \qquad (16.24)$$

где B — массовое количество охлаждающей жидкости;
$c_в$ — теплоемкость этой жидкости, Дж/(кг·°С).

Из этих уравнений получим:

$$dt = \frac{dQ}{M \cdot c_м}, \quad dt_в = \frac{dQ}{M \cdot c_в}. \tag{16.25}$$

Если разность температур молока и воды будет τ, то

$$d\tau - dt - dt_в = d(t - t_в) = -dQ \cdot \left(\frac{1}{M \cdot c_м} + \frac{1}{B \cdot c_в} \right). \tag{16.26}$$

В случае противотока

$$d\tau = -dQ \cdot \left(\frac{1}{M \cdot c_м} - \frac{1}{B \cdot c_в} \right). \tag{16.27}$$

Величина в скобках имеет постоянное значение при заданных количествах молока и воды.

Для противотока возможен случай, когда

$$\frac{1}{M \cdot c_м} - \frac{1}{B \cdot c_в} = 0. \tag{16.28}$$

тогда

$$M \cdot c_м = B \cdot c_в;\ d\tau = 0,\ \text{а}\ \tau = \text{const}.$$

Следовательно, при определенном соотношении их количеств разность температур может быть постоянной на всем протяжении теплообмена. Это может быть, например, в регенераторах, где происходит теплообмен между одинаковыми количествами молока. При параллельном токе этого быть не может.

За отмеченным исключением величина в скобках имеет конечное значение, которое обозначим так:

$$\frac{1}{M \cdot c_м} \pm \frac{1}{B \cdot c_в} = A. \tag{16.29}$$

Тогда

$$d\tau = -\,dQ \cdot A.$$

При теплообмене через площадку

$$dQ = df \cdot k \cdot \tau, \tag{16.30}$$

где k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К).

Подставив в выражение для определения $d\tau$ вместо dQ его значение и разделив на $(-\tau)$ обе части уравнения, получим:

$$-\frac{d\tau}{\tau} = df \cdot k \cdot A. \tag{16.31}$$

Интегрируя его в пределах от начальной разности температур $\tau_н$ до конечной $\tau_{к,}$ получим:

$$A \cdot k \cdot f = \ln\frac{\tau_н}{\tau_k}. \tag{16.32}$$

Далее интегрируя уравнение $d\tau = — dQ \cdot A$, получим:

$$A \cdot Q = \tau_н - \tau_{k\,.} \tag{16.33}$$

Исключим из них A, разделив это уравнение на предпоследнее, получим:

$$\frac{Q}{k \cdot f} = \frac{\tau_н - \tau_k}{\ln\frac{\tau_н}{\tau_k}}. \tag{16.34}$$

Поэтому количество тепла, перешедшего от одной жидкости к другой в процессе теплообмена, будет равно:

$$Q = k \cdot f \cdot \frac{\tau_н - \tau_k}{\ln\frac{\tau_н}{\tau_k}} = k \cdot f \cdot \Delta t. \tag{16.35}$$

Перепишем его в следующем виде для всего охладителя:

$$\ln\frac{\tau_н}{\tau_k} = \frac{k \cdot f}{Q} \cdot (\tau_н - \tau_k). \tag{16.36}$$

Таким образом, получено характеристическое уравнение для поточных охладителей.

Расчеты показывают, что предельное снижение температуры молока на прямоточном охладителе крайне неудовлетворительно. Даже при бесконечной поверхности аппарата и при использовании ледяной воды температура молока может быть снижена только до 9 °С. Поэтому на практике их не применяют, а пользуются противоточными аппаратами.

Приведенные выше уравнения можно применить и для других жидких продуктов, подвергаемых процессу теплообмена.

В ряде отраслей пищевой промышленности получили распространение пластинчатые теплообменники, так как они обеспечивают более высокую интенсивность теплообмена, удобны в эксплуатации и ремонте. В молочной промышленности эти теплообменники применяются для тепловой обработки молока.

16.4. ПРОТИВОТОЧНЫЕ ПЛАСТИНЧАТЫЕ ОХЛАДИТЕЛИ ЖИДКИХ ПРОДУКТОВ

Поточные охладители, кроме пластинчатых, могут быть еще и трубчатые, одно- и многосекционные, одно- и многорядные (пакетные) и т.д.

Рассмотрим основы расчета противоточного пластинчатого охладителя молока. Предположим, что молоко охлаждается водой (рис. 16.5).

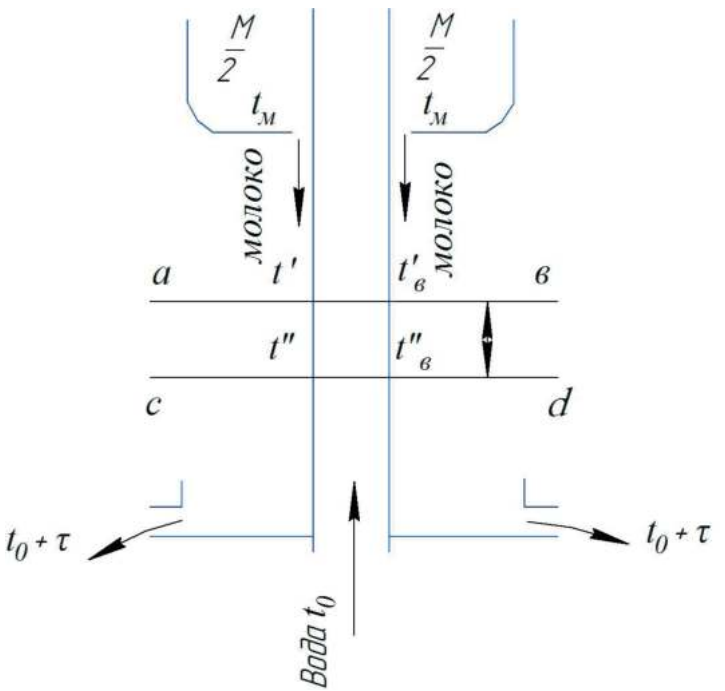


Рис. 16.5. Схема работы противоточного пластинчатого охладителя молока

При стекании молока от любого уровня ab до конца аппарата в нижней части, температура молока уменьшается от t' до ($t_0 + \tau$), где τ — конечная разность температур молока, сходящего с аппарата и воды, входящей в него (индекс «кон» здесь и в дальнейшем изложении опускаем).

Под τ принято понимать меру сближения температуры молока с температурой охлаждающей среды. Эта величина характеризует качество работы охладителя и в производственной практике имеет особое значение.

Вода движется навстречу молоку, и ее температура на уровне ab повышается от t_0 до $t'_в$.

При этом имеет место следующий баланс тепла:

$$M \cdot c_м \cdot \left[t' - (t_0 + \tau) \right] = n \cdot M \cdot (t'_в - t_0), \qquad (16.37)$$

где n — водяное число, показывающее, во сколько раз расход воды превышает пропускаемое количество молока, $n \cdot M = b$;

t' — температура молока в сечении ab, °C;

t_0 — начальная температура воды, °C;

$t'_в$ — температура воды в сечении ab, °C.

Из уравнения (16.37) получим:

$$t'_в = \frac{c_м \cdot (t' - t_0 - \tau) + n \cdot t_0}{n}, \qquad (16.38)$$

При этом разность температур молока и воды будет равна:

$$\tau_{ab} = t' - t_в = \frac{(t' - t_0) \cdot (n - c_м) + c_м \cdot \tau}{n}.$$

Эти зависимости показывают, что разность температур τ_{ab} молока и воды в любой точке охладителя является функцией температуры t′ молока в этой точке при заданных n, $c_м$, t_0 и τ.

Очевидно, в сечении cd, отстоящем на расстоянии x от сечения ab (см. рис. 16.5):

$$\tau_{cd} = t'' - t''_в = \frac{(t'' - t''_o) \cdot (n - c_м) + c_м \cdot \tau}{n}. \qquad (16.39)$$

Если охладитель имеет ширину L, то при двустороннем потоке молока площадь его между сечениями ab и cd $f = 2 \cdot L_x$.

Количество тепла, прошедшего через эту площадь за один час:

$$Q = M \cdot c_м \cdot (t' - t'') . \qquad (16.40)$$

Воспользуемся характеристическим уравнением для поточных теплообменников и, подставив в него значения τ_{ab}, τ_{cd} и Q, получим:

$$\ln\frac{(t'-t_0)\cdot(n-c_м)+c\cdot\tau}{(t''-t_0)\cdot(n-c_м)+c\cdot\tau}=\frac{2\cdot L\cdot x\cdot k\cdot(n-c_М)}{M\cdot c_м\cdot n}. \qquad (16.41)$$

Если примем, что $t' = t_м$, а $t'' = t_0 + \tau$, то подстановка этих величин дает

$$\ln\frac{(t_м-t_0)\cdot(n-c_м)+c\cdot\tau}{n\cdot\tau}=\frac{F\cdot k\cdot(n-c_м)}{M\cdot c_м\cdot n}, \qquad (16.42)$$

где F — полная площадь охладителя, м^2.

Последние две формулы дают основное соотношение между всеми элементами, определяющими работу охладителя на производстве и поэтому являются расчетными для исчисления всех параметров противоточного охладителя, независимо от формы, конструкции аппарата и вида охлаждаемой жидкости.

Площадь противоточного охладителя (водяная секция, например) определится из последнего выражения следующей формулой:

$$F=\frac{M\cdot c_м\cdot n}{k\cdot(n-c_м)}\cdot\ln\frac{(t_м-t_0)\cdot(n-c_м)+c_м\cdot\tau}{n\cdot\tau}. \qquad (16.43)$$

Если охлаждающей жидкостью служит не вода с теплоемкостью $c_в = 1$, а рассол с теплоемкостью $c_р$, то площадь рассольной секции будет равна:

$$F_р=\frac{M\cdot c_м\cdot n\cdot c_р}{k\cdot(n\cdot c_р-c_м)}\cdot\ln\frac{(t_м-t_0)\cdot(n\cdot c_р-c_м)+c_м\cdot\tau}{n\cdot c_р\cdot\tau}, \qquad (16.44)$$

где $t_м$ — начальная температура молока, °С;
t_0 — начальная температура охлаждающей жидкости, °С;
n — водяное или рассольное число;
t — разность температур, молока и охлаждающей жидкости в нижней части охладителя, °С;
$c_м$ и $c_р$ — удельная теплоемкость молока и рассола, Дж/(кг °С);
M — количество молока, охлаждаемого в час, кг;
k — средний коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К).

Так как температура молока и охлаждающей жидкости постоянно меняются, то и частные коэффициенты теплопередачи также непрерывно меняются; следовательно, и общий коэффициент теплопередачи

с изменением температуры меняется. Условно для конечных промежутков x можно принять некоторую среднюю величину k.

Величины $t_м$ и t_0, см и ср и M задаются производством. Величины F, n, τ могут изменяться.

Увеличение n ведет к уменьшению поверхности F (рис. 16.6, а). При заданном значении F увеличение n ведет к уменьшению τ (рис. 16.6, б).

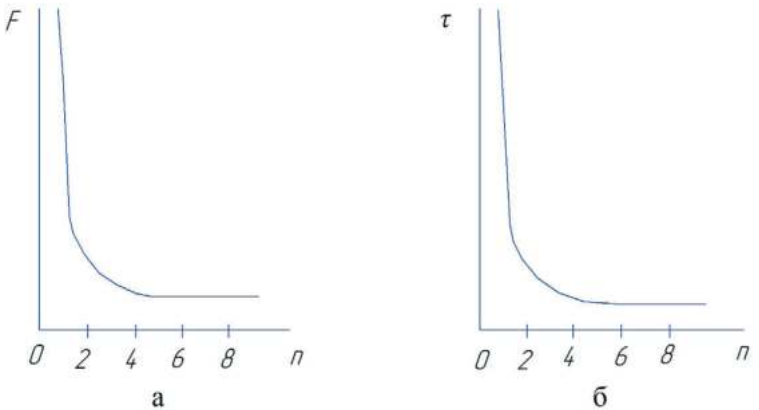


Рис. 16.6. Графики зависимостей поверхности охладителя F и конечной разности температур τ от водяного числа n

Как видно из этих графиков, увеличение расхода охлаждающей жидкости выше четырехкратного нецелесообразно, так как не ведет к значительному уменьшению размеров аппарата или к существенному снижению температуры охлаждающей жидкости.

Преобразуем характеристическое уравнение для случая, когда n равно бесконечности:

$$\ln\frac{t_м - t_o}{\tau} = \frac{F \cdot k}{M \cdot c_м}. \qquad (16.45)$$

По формуле (16.45) даже при бесконечном расходе воды можно добиться совпадения температур воды и молока ($\tau = 0$) только на аппаратах бесконечных размеров.

Эта формула пригодна для определения минимальных размеров охладителя.

16.5. РАСЧЕТ РЕГЕНЕРАТОРОВ ТЕПЛА

Известно, что во всех случаях пастеризации молока вслед за нагревом следует операция охлаждения.

С целью сокращения расхода тепла, а также уменьшения размеров охладителя и пастеризатора пользуются регенераторами. Регенераторы используют часть тепла охлаждаемого молока для предварительного подогрева холодного молока и дают экономию расхода тепла до 45% и более. Регенераторы часто бывают прямоточные и противоточные. Прямоточные регенераторы используются редко. Температурный график противоточного регенератор представлен на рис. 16.7.

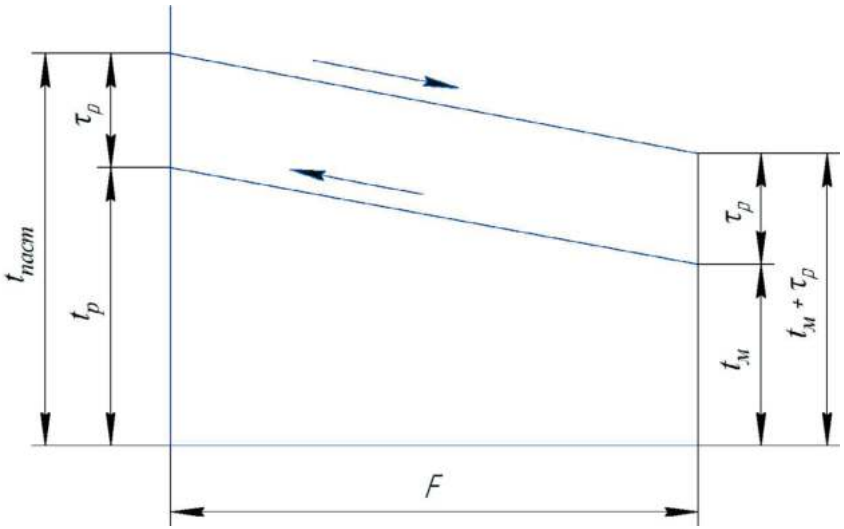


Рис. 16.7. Температурный график регенератора

Из графика видно, что тепло, возвращенное регенератором холодному молоку, будет определено таким образом:

$$Q_р = M \cdot c_м \cdot \left(t_р - t_м\right) = M \cdot c_м \cdot \left(t_{паст} - \tau_р - t_м\right). \qquad (16.46)$$

Тепло, затраченное на пастеризацию молока без регенерации равно:

$$Q_{паст} = M \cdot c_м \cdot \left(t_{паст} - t_м\right). \qquad (16.47)$$

Отношение тепла, возвращенного регенератором, к теплу, необходимому для пастеризации без регенератора, называется коэффициентом регенерации в и определяется по формуле

$$\varepsilon = \frac{Q_р}{Q_{паст}} = \frac{t_{паст} - \tau_р - t_м}{t_{паст} - t_м}, \qquad (16.48)$$

отсюда

$$t_р = (1 - \varepsilon)\cdot(t_п - t_м).$$

Для расчета поверхности нагрева регенератора имеем соотношение:

$$F \cdot k \cdot \tau_р = M \cdot c_м \cdot \left(t_{паст} - \tau_р - t_м\right), \qquad (16.49)$$

подставив сюда значение $\tau_р$, получим

$$\varepsilon = \frac{F \cdot k}{F \cdot k + M \cdot c_м}. \qquad (16.50)$$

Тогда рабочая поверхность регенератора будет равна

$$F = \frac{M \cdot c_м \cdot \varepsilon}{k \cdot (1 - \varepsilon)}, \text{ м}^2. \qquad (16.51)$$

Эта формула очень важна, так как дает соотношение между экономическим эффектом аппарата ε и его размером F; графически эта зависимость характеризуется кривой (рис. 16.8).

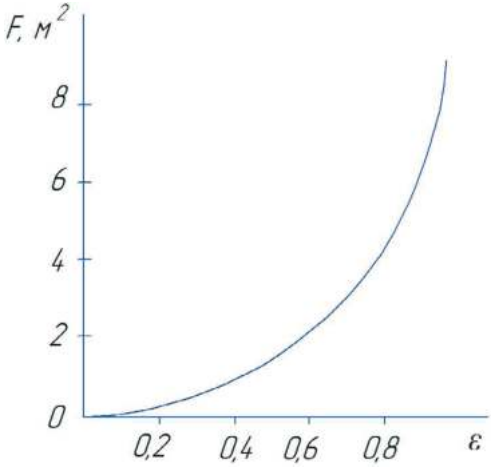


Рис. 16.8. Зависимость площади F регенератора от коэффициента ε регенерации

Как видим, она проходит через начало координат (при F = 0, ε = 0) и асимптотически приближается к ε = 1 в бесконечности (при F = ∞, ε = 1).

Непомерное возрастание F заставляет ограничивать до ε = 0,5–0,85.

16.6. ПАСТЕРИЗАТОРЫ ЖИДКИХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПРОДУКТОВ

В целях уничтожения находящихся в молоке и других жидких продуктах микроорганизмов их подвергают пастеризации. Этот процесс назван по имени выдающегося французского ученого — основателя микробиологии Луи Пастера. Аппараты, в которых ведут этот процесс, называются пастеризаторами.

Аппараты этой группы разделяют: по способу тепловой обработки жидкостей — на термические и холодные; по источнику использования энергии — паровые, электрические с омическим или индукционным нагревом; инфракрасной радиации, ультрафиолетовые облучатели и высокочастотные вибраторы; по характеру выполнения процесса — аппараты непрерывного и периодического действия.

Наиболее распространенными режимами термической пастеризации молока (к примеру) являются: длительная, кратковременная и мгновенная.

Длительную пастеризацию производят в ваннах длительной пастеризации (ВДП) с выдержкой молока в течение 30 мин при температуре 63–65 °С.

Кратковременную тонкослойную пастеризацию осуществляют на пластинчатых пастеризационно-охладительных установках с 20-секундной выдержкой молока, нагретого до 71–76 °С.

Мгновенную тонкослойную пастеризацию ведут в паровых пастеризаторах с вытеснительными барабанами при температуре 85–90 °С без выдержки.

Основы расчета пастеризаторов жидких продуктов

На перерабатывающих предприятиях, кроме пластинчатых пастеризационных секций для нагрева молока с выдержкой в кратковременном режиме, применяют и паровые пастеризаторы с вытеснительными барабанами. Расчет первых аналогичен теплообменникам жидкостей. Поэтому приведем методику расчета лишь пастеризаторов с вытеснительными барабанами.

Допустим, что такой пастеризатор не имеет крышки сверху, резервуар его достаточно высок, а молоко в последнем приводится в быстрое вращательное движение. Уровень молока в средней части понизится. Свободная поверхность молока примет форму чаши (рис. 16.9).

На частицу А (см. рис. 16.9) молока, находящуюся на образующей свободной поверхности, действует сила тяжести mg и центробежная

сила ma. Их равнодействующая R перпендикулярна к касательной KL (выбрано такое положение частицы A).

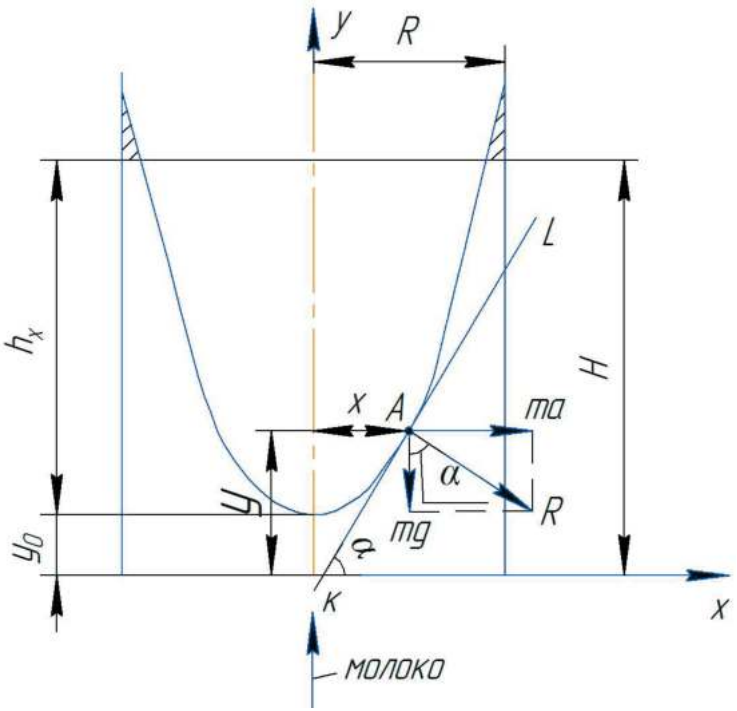


Рис. 16.9. Схема к расчету пастеризатора с вытеснительным барабаном

Угол α между касательной KL и осью абсцисс равен углу между направлениями сил mg и R,

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{dy}{dx} = \frac{m \cdot a}{m \cdot g} = \frac{a}{g}, \qquad (16.52)$$

где m — масса частицы, кг;
$a = \omega^2 x$ — центростремительное ускорение, м/с^2;
ω — угловая скорость молока или рабочего органа, приводящего его во вращение, с$^{-1}$;
g — ускорение свободного падения, м/с^2.

Это уравнение касательной.
Следовательно:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{\omega^2 \cdot x}{g}, \qquad (16.53)$$

$$dy = \frac{\omega^2}{g} \cdot x \cdot dx. \qquad (16.54)$$

Интегрируя это выражение в пределах от y_0 до y и от 0 до x, получим:

$$y - y_o = \frac{\omega^2 \cdot x^2}{2 \cdot g} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n^2 \cdot x^2}{g}, \qquad (16.55)$$

где $\omega = 2\pi r$;

n — частота вращения вытеснительного барабана, $с^{-1}$.

Таким образом, уравнение образующей такой поверхности является парабола, а свободная поверхность молока (поверхность вращения) — параболоид вращения.

Перепишем это уравнение в виде:

$$h_x = \frac{\omega^2 \cdot x^2}{2 \cdot g} = \frac{\upsilon^2}{2 \cdot g}, \qquad (16.56)$$

где $h_x = y - y_o$ — глубина воронки, м;

$u = \omega \cdot x$ — линейная скорость молока на высоте h_x над дном воронки;

$\frac{\upsilon^2}{2 \cdot g}$ — скоростной напор.

Как видим, пастеризатор может быть использован для подъема жидкости на известную высоту.

Скорость υ зависит от радиуса барабана, поэтому для увеличения высоты подъема молока часто прибегают к расширению аппарата в верхней части.

Ввиду параболической формы поверхности, образуемой жидкостью, естественно возникает мысль придать стенкам аппарата параболическую форму. Это позволило бы получить одинаковый слой молока на поверхности нагрева. Но данная форма может соответствовать только определенной частоте вращения n и определенной высоте подъема h_x. Чаще аппарату придают слегка коническую форму.

«Конус» аппарата может быть определен по формуле:

$$y_1 - y_2 = \frac{\omega^2}{2 \cdot g} \cdot \left(x_1^2 - x_2^2 \right). \qquad (16.57)$$

Задаваясь глубиной аппарата (y_1 — y_2) и угловой скоростью ω, для любого радиуса наверху получим соответствующий уменьшенный радиус внизу.

Толщина стенок барабана выбирается не по соображениям прочности (давление там невелико — 20–50 кПа), а произвольно, тем более при работе пастеризатора на стенку с внешней стороны производится давление пара примерно такой же величины (30 кПа).

Величина этого давления равна силе тяжести молока, «находящегося» над крышкой пастеризатора и занимающего объем между цилиндром радиуса R и свободной поверхностью жидкости (параболоидом вращения).

Этот объем (см. рис. 16.9) равен:

$$V = \frac{g \cdot h_x^2}{4 \cdot \pi \cdot n^2}, \qquad (16.58)$$

а сила тяжести в нем

$$G = \frac{g \cdot h_x^2 \cdot \rho}{4 \cdot \pi \cdot n^2}, \qquad (16.59)$$

где ρ — плотность молока, кг/м^3.

Формула выявляет любопытный факт, что этот объем не зависит от размеров аппарата, а лишь от угловой скорости и высоты подъема. При $h_x = 2$ м, $n = 3$ с$^{-1}$, $\rho = 1032$ кг/м^3 давление на крышку пастеризатора снизу $G = 3600$ Н.

Для удержания крышки нужны прочные скобы (струбцины), расчет на прочность которых ведут по теории кривого бруса.

Производительность и рабочая поверхность пастеризатора

Температура пара в пастеризаторе зависит от его давления, которое обычно колеблется в весьма узких пределах. Можно поэтому считать температуру $t_п$ окружающей среды (пара) постоянной. Температура молока в пастеризаторе меняется от $t_п$ до $t_к$, поэтому:

$$\begin{aligned} \tau_н &= t_п - t_н, \\ \tau_к &= t_п - t_к, \\ Q &= M \cdot c_м \cdot (t_п - t_к), \end{aligned} \qquad (16.60)$$

подставляя эти значения в характеристическое уравнение теплообмена (16.36), получим:

$$\ln\frac{t_п - t_н}{t_п - t_н} = \frac{F \cdot k}{M \cdot c_м}. \qquad (16.61)$$

Отсюда производительность пастеризатора:

$$M = \frac{F \cdot k}{c_м \cdot \ln\frac{t_п - t_н}{t_п - t_н}}, \qquad (16.62)$$

а его рабочая поверхность

$$F = \frac{M \cdot c_м \cdot \ln\frac{t_п - t_н}{t_п - t_н}}{k}, \qquad (16.63)$$

где k — общий коэффициент теплоотдачи, для пастеризаторов (k = 1600–2400 Дж/(м²/ч °С) ≈ 8,0–12,0 Дж/(м² °С)).

Как видим, при увеличении температуры $t_к$ количество пропускаемого молока падает, при $t_к = t_п \cdot M = 0$.

Количество тепла, пропускаемого пастеризатором $Q = M \cdot c_м \cdot (t_к - t_н)$, не остается постоянным и при увеличении $t_к$ стремится к минимуму.

При $t_к = t_н \cdot Q = 0$, так как M = 0.

Расход пара на пастеризацию

При теплопередаче от пара к жидкости насыщенный пар отдает тепло значительно лучше, чем перегретый. Поэтому в пастеризаторах лучше использовать насыщенный пар.

Расход пара $Q_п$ на пастеризацию определяется по балансу тепла в теплообменнике:

$$M \cdot c_м \cdot (t_п - t_н) = G_п \cdot (i - j) \cdot \nu, \qquad (16.64)$$

где $c_м$ — удельная теплоемкость молока ($c_м$ = 3,94 кДж/(кг·°С)), кДж/(кг·°С);
i — теплосодержание пара, кДж/кг;
j — теплосодержание конденсата, кДж/кг;
ν — тепловой кпд пастеризатора (для пастеризаторов с вытеснительным барабаном ν = 0,85–0,98).

Отсюда расход пара будет равен:

$$G_п = \frac{M \cdot c_м (t_п - t_к)}{(i - j) \cdot \nu} \text{ кг.} \qquad (16.65)$$

16.7. РАСЧЕТ ЛИНИИ ПЕРВИЧНОЙ ОБРАБОТКИ МОЛОКА

В том случае, если на животноводческой ферме в молочном отделении имеется линия для первичной переработки молока, то ее расчет сводится к следующему.

Сначала определяют производительность линии по формуле:

$$Q = \frac{H \cdot K_1}{T}, \text{ кг/ч,} \qquad (16.66)$$

где H — суточный надой молока, кг;
K_1 — коэффициент, учитывающий кратность доения (при трёхкратном доении $K_1 = 0{,}35$);
T — продолжительность процесса первичной переработки молока, (T = 1,2–2,6 ч), ч.

Количество машин в линии:

$$N_i = Q / Q_i, \qquad (16.67)$$

где Q_i — производительность i-ой выбранной машины в линии (например, охладительно-пастеризационной установки).

Необходимо иметь в виду, чтобы производительность предыдущей машины была меньше или равна производительности последующей, т.е. должно соблюдаться условие:

$$Q_1 < Q_2 < Q_3 < \ldots Q_i. \qquad (16.68)$$

16.8. АВТОКЛАВЫ

Для стерилизации консервов при давлении, превышающем атмосферное, паром или в воде применяют автоклавы, работающие периодически.

Автоклавы изготавливают двух типов: вертикальные и горизонтальные. Горизонтальные автоклавы применяют для стерилизации консервов в жестяной таре. Вертикальные автоклавы применяют для стерилизации всех видов консервов, поэтому они получили широкое распространение на консервных заводах.

Этим расчетом устанавливают производительность автоклава, затем определяют количество необходимых автоклавов и составляют график работы цеха. Количество банок, вмещаемых в одну сетку:

$$z = 0{,}785 \cdot \frac{d_c^2}{a \cdot d_б^2}, \qquad (16.69)$$

где d_c – диаметр сетки автоклава, м;
$d_б$ — наружный диаметр банки, м;
$a = h_c/h_б$ — отношение высоты сетки к высоте банки (принимается всегда ближайшее целое меньшее число);
h_c и $h_б$ — высота сетки и высота банки, м.

Время наполнения банками одной сетки будет равно:

$$\tau_a = \frac{z}{n}, \text{ с}, \qquad (16.70)$$

где n — производительность линии в банках, $с^{-1}$.

Количество сеток, загружаемых в один автоклав равно:

$$z_a = \frac{\tau_б}{\tau_a}, \qquad (16.71)$$

где $\tau_б$ — максимальная продолжительность выдержки (накопления) банок до их стерилизации после укупоривания (обычно $\tau_б$ не более 1800 с), с.

Принимают целое меньшее количество сеток. Количество банок, загружаемых в автоклав, равно:

$$n_б = z_б \cdot z, \text{ шт.} \qquad (16.72)$$

Производительность одного автоклава

$$Q = \frac{n_б}{\tau}, \text{ шт/с}, \qquad (16.73)$$

где τ — продолжительность полного цикла работы автоклава, с.

Количество необходимых автоклавов для стерилизации n банок в с:

$$n_a = \frac{n}{Q}. \qquad (16.74)$$

Интервал времени между загрузками очередных автоклавов:

$$\tau_1 = \frac{n_б}{n},\ с. \qquad (16.75)$$

По этим данным строится график работы стерилизационной станции на смену или на сутки.

Конструктивный расчет

Целью конструктивных расчетов является определение диаметра патрубков для подвода пара и воды в автоклав, толщины стенки корпуса автоклава и диаметра зажимного болта.

Диаметр патрубков для подачи пара и воды определяют по уравнению сплошности движения сред. Скорость движения пара принимают обычно 25...40 м/с, а скорость движения воды 1–3 м/с.

Толщину стенки корпуса автоклава 5 проверяют на прочность по уравнению:

$$\delta = \frac{p \cdot D_в}{2{,}3 \cdot \phi \cdot \delta_{доп} - p} + c\ ,\ м, \qquad (16.76)$$

где p — расчетное давление пара (избыточное), Па;
$D_в$ — внутренний диаметр автоклава, м;
φ — коэффициент прочности шва корпуса автоклава.

Коэффициент прочности сварного шва принимается в зависимости от формы швов и способа сварки.

Допускаемое напряжение в стенке [σ] принимается также по справочникам в зависимости от типа металла.

Прибавка к расчетной толщине стенки с учитывает коррозионное воздействие среды на металл автоклава. Значение с принимается в пределах с = 0,001–0,003 м.

Для определения диаметра зажимного болта автоклава, рабочую нагрузку P, приходящуюся на один болт, определим по формуле

$$P = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot z}\ ,\ Н, \qquad (16.77)$$

где z — число болтов.

Внутренний диаметр резьбы болтов равен:

$$d_р = \sqrt{\frac{2 \cdot P_{расч}}{\pi \cdot \sigma_{доп}}}, \text{ м}, \qquad (16.78)$$

где $P_{расч} = 3{,}5 \cdot P$, Па;

$\sigma_{доп}$ — допускаемое напряжение на разрыв, Па.

Для болтов из углеродистой стали

$$\sigma_{доп} < 0{,}4 \cdot \sigma_т,$$

где $\sigma_т$ — предел текучести стали.

16.9. ЕМКОСТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

В этих аппаратах технологический процесс может осуществляться под давлением (автоклавы), разрежением (вакуум-аппараты) и при атмосферном давлении (открытые варочные котлы).

В замкнутое пространство между аппаратом и рубашкой подают теплоносители. Обычно верхний край рубашки располагается выше уровня среды внутри аппарата. Пар обычно подают через верхний штуцер, а конденсат удаляют через нижний. При необходимости охлаждения среды в аппарате охлаждающий агент вводят снизу, а удаляют сверху. В этом случае обеспечивается постоянное заполнение рубашки жидкостью.

Крепление рубашки к аппарату может быть разъемным и неразъемным. Разъемное крепление применяют, когда необходим периодический осмотр наружной поверхности аппарата, а также когда сварка корпуса аппарата с рубашкой исключена (аппараты из чугуна или цветных металлов и сплавов). Наиболее предпочтительный вариант разъемного соединения рубашки с корпусом позволяет производить удобную сборку и разборку соединения.

Соединение стенок аппарата с рубашкой может быть выполнено с применением линзового компенсатора. В этом случае выводные патрубки выполняются длинными и нежесткими.

Обычно давление p_2 в рубашке превышает давление p_1 в аппарате, поэтому стенку корпуса аппарата следует не только рассчитывать на прочность, но и проверять на устойчивость. При необходимости осуществления неразъемного соединения корпуса с рубашкой соединение стенок должно быть выполнено в виде сварного шва с углом $\alpha = 45^o\text{-}60^o$. После определения меридиональных напряжений в стенке корпуса нужно найти коэффициент концентрации напряжений в месте соединения стенок.

Отношение толщин наружной (рубашки) h_2 и внутренней h_1 стенок должно составлять 0,7–1,1.

Общий коэффициент концентрации напряжений $\alpha_{\sigma c}$ необходимо определить с учетом влияния температурных напряжений, вызванных тепловым расширением стенок:

$$\alpha_{\sigma c} = \alpha_{\sigma h} + (\alpha_{\sigma t} - 1), \qquad (16.79)$$

где $\alpha_{\sigma t}$ – коэффициент концентрации напряжений, зависящий от разности температур стенок рубашки и аппарата, а также от типа конструкции;

$\alpha_{\sigma h}$ — коэффициент концентрации напряжений, зависящий от разности давлений в рубашке и внутри аппарата.

Когда днища корпуса и рубашки соединены жестко и исключается возможность свободного теплового расширения стенок (например, по длине рубашка меньше сосуда), необходимо учитывать влияние неодинакового теплового расширения обеих стенок. В этом случае коэффициент концентрации напряжений для стенки корпуса определяют по приближенной формуле:

$$(\alpha_{\sigma t} - 1) \approx 2{,}5 \cdot \frac{E \cdot \alpha \cdot \Delta t}{p} \cdot \left(\frac{h_2}{e}\right)^2 \cdot \frac{l}{D_1}, \qquad (16.80)$$

где $p = p_2 - p_1$, Па;

l — длина рубашки, м;

$e = \dfrac{D_2 - D_1}{2}$ — расстояние между стенками, м;

D_2 — диаметр наружной стенки, м;

Δt — разность температур стенок, град.;

α — относительный температурный коэффициент линейного расширения материала корпуса;

E — модуль продольной упругости материала корпуса, Па;

h_2 — толщина стенки рубашки, м.

При соединении стенок или днищ с применением линзового компенсатора, а также в случае, когда наружная стенка может выполнять функции температурного компенсатора, общий коэффициент концентрации определяют по формуле:

$$(\alpha_{\sigma c} - 1) \approx 0{,}025 \cdot E \cdot \alpha \cdot \frac{\Delta t}{p} \cdot \frac{l}{D_1} \cdot \frac{l}{D_1 \cdot \left(\dfrac{e}{h_2}\right)^2 + 4 \cdot \delta \cdot D_1 \cdot \dfrac{h_1}{e} \cdot E}, \qquad (16.81)$$

где δ — податливость температурного компенсатора или единичное перемещение наружной стенки (рубашки), м;

h_1 — толщина стенки корпуса, м.

Наружную стенку, как и внутреннюю, рассчитывают как цилиндрическую оболочку, сопряженную со сферической, известными методами; при этом учитывают действие давления p_2 в рубашке. Толщину цилиндрической части наружной стенки принимают равной толщине выпускной части.

Для определения коэффициента концентрации напряжений в месте соединения стенок с учетом ограниченного теплового расширения наружной стенки применяют уравнение:

$$\left(\alpha_{\sigma t} - 1\right) \approx 0{,}05 \frac{E \cdot \alpha \cdot \Delta t}{p_2} \cdot \frac{l}{D^2} \cdot \frac{1}{\left(\frac{e}{h_2}\right)^2 + 4 \cdot E \cdot \delta \cdot D_1 \cdot \frac{h_2}{e}}. \qquad (16.82)$$

Непосредственно на фундамент устанавливают только простые резервуары. Конструкция и размеры опор (лап) определяются массой аппарата, его расположением в пространстве, свойствами материала, из которого изготовлен аппарат, характером нагружения.

Наиболее распространенной конструкцией опор вертикальных сварных аппаратов являются лапы, сваренные из кусков листовой стали. Количество лап — от двух до четырех. Например, может быть поверхностный конденсатор, применяемый в молочной промышленности, к корпусу которого приварены лапы для установки аппарата на несущую конструкцию. Такие же лапы установлены и на бункере для приема и коугуляции крови и шлама. Чтобы избежать вмятия стенки аппарата и добиться распределения на большую площадь обечайки крупных или тонкостенных аппаратов, под лапой располагают подкладку. Рекомендуется к каждой лапе приваривать два ребра, а для легких аппаратов — одно ребро. В качестве лап для небольших аппаратов и бачков применяют отрезки прокатной стали без ребер.

При проектировании лап необходимо предусматривать достаточную величину их опорной поверхности, учитывая прочность кирпичного или бетонного фундамента (если они применяются).

Допускаемое напряжение при сжатии для бетонного фундамента $\sigma_ф = 2$ МН/м^2, для кирпичной кладки $\sigma_ф = 0{,}7–0{,}8$ МН/м^2. Если сила тяжести аппарата, заполненного водой (при испытаниях), равна G_{max}, то площадь опор

$$F \geq \frac{G_{max}}{\sigma_ф}. \qquad (16.83)$$

Дальнейший расчет аналогичен расчету выпарного аппарата. Расчет ребер лап является условным. Как известно, к условным (упрощенным) расчетам относятся расчеты заклепок, болтов, шпонок, сварных соединений и т.д. Эти элементы находятся обычно в сложном напряженном состоянии. Однако, учитывая условия работы этих элементов в конструкции и вводя дополнительные допущения, оправдываемые практикой, расчет сводят к элементарному.

Ребра испытывают сложное напряженное состояние, теоретическое исследование которого затруднено. Из-за необходимости разработки простых и надежных способов расчета этих деталей пользуются крайне упрощенными схемами, при помощи которых находят некоторые условные напряжения.

Расчет заключается в том, что эти условные напряжения сравнивают с условными допускаемыми напряжениями.

Ребро опорной лапы, имеющее форму треугольника или трапеции, условно заменяют стержнем прямоугольного сечения с размерами δ, $\frac{a}{b_1}$ (b_1 — коэффициент) и длиной 1, равной длине гипотенузы треугольника. Стержень рассчитывают на продольный изгиб, считая его концы шарнирно опертыми.

Напряжения сжатия в условном стержне определяют, полагая, что сила тяжести G_{max} действует вдоль осей стержней:

$$\sigma = \frac{G_{max} \cdot b}{k \cdot n \cdot \delta \cdot a}, \text{ Па}, \qquad (16.84)$$

где k — число опор;
n — число ребер в каждой опоре;
b — коэффициент, характеризующий действие неучтенных факторов.

Обычно принимают $b \approx 2{,}24$.

Приравнивая найденное напряжение допускаемому напряжению при продольном изгибе и подставляя значение b, находим толщину ребра:

$$\delta = \frac{2{,}24 \cdot G_{max}}{\varphi \cdot k \cdot n \cdot [\sigma] \cdot a}, \text{ м}, \qquad (16.85)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение, Па;
φ — коэффициент уменьшения допускаемых напряжений при продольном изгибе.

Величиной φ сначала задаются, затем проверяют ее. Для этого находят гибкость условного стержня:

$$\lambda = \frac{l}{i}, \tag{16.86}$$

где i — радиус инерции условного стержня, м.

Для стержня прямоугольного сечения

$$\left(\frac{a}{b_1} > \delta\right) \; i = 0{,}289 \cdot \delta. \tag{16.87}$$

Если коэффициент φ, найденный по графику, меньше принятого, то первоначальные размеры увеличивают, а расчет повторяют.

Глава 17
ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ АВТОМАТОВ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Основные понятия и определения

Автоматические производственные машины характеризуются тем, что после их пуска заданные технологические операции выполняются машинами без вмешательства человека.

Совокупность силовых промежуточных устройств управления составляет ту или иную систему автоматизации. В зависимости от типа средств управления и характера силового канала от двигателя к рабочим органам различают следующие системы автоматизации: механическую, гидравлическую, пневматическую, электрическую и комбинированную. Механическая система автоматизации получила наибольшее распространение.

По характеру действия автоматические машины делятся на непрерывно-поточные, перерабатывающие нештучную продукцию, и на циклические, для изготовления и обработки штучной продукции.

Непрерывно-поточные машины обладают непостоянными во времени кинематическими параметрами. Расчет таких машин сводится к определению по заданной технологической задаче их формы и размеры, потребной мощности двигателя, конструкции передач.

При проектировании циклических автоматов, образующих звенья ритмично пульсирующего потока, эти расчеты должны быть дополнены на согласованность (синхронность) между периодическими движениями механизмов рабочих органов и движениями других транспортных и вспомогательных устройств.

В автоматах для штучной продукции рабочие органы совершают перемещения периодически. Движение рабочего органа в направлении его технологического усилия называется рабочим ходом, и в обратном направлении — холостым.

Период времени между двумя исходными положениями рабочего органа называется кинематическим циклом механизма $T_к$.

Период времени, по истечении которого автомат выдает один готовый объект или одну порцию готовых объектов, называется рабочим, выпускным циклом (или тактом), и обозначается $T_р$.

В автоматах для штучной продукции обычно соблюдается равенство:

$$T_к = T_р. \qquad (17.1)$$

Полное время, в течение которого обрабатываемый объект находится внутри машины, называется технологическим циклом и обозначается T_m.

Кинематический цикл какого-либо механизма делят на интервалы: рабочий ход $t_{р.х}$, холостой ход $t_{х.х}$ и период остановки (выстой) $t_о$;

таким образом имеем:

$$T = t_{р.х} + t_{х.х} + t_о. \qquad (17.2)$$

Классификация машин-автоматов пищевых производств

Существенное значение для производительности автоматов имеет характер связи между движением объекта и движением обрабатывающего органа.

Машины 1-го класса. К этому классу автоматических и полуавтоматических машин относятся так называемые однопозиционные машины; в этих машинах обрабатываемый объект занимает в процессе обработки одну «позицию», а рабочие органы подводятся к нему.

Машина 1-го класса может осуществлять одну либо несколько операций. Число потоков, т.е. число объектов в одновременно загружаемой и одновременно выгружаемой порции, обозначим через ω.

Однопоточной машиной 1-го класса является, например, полуавтоматическая одношпиндельная машина для закатки консервных банок.

Машины 2-го класса. В этих машинах объект, находящийся обычно в специальном гнезде транспортера, периодически переносится последним от позиции к позиции; в каждой позиции объект подвергается обработке определенными рабочими органами в период стоянки. Иногда объект обрабатывается во время транспортирования от позиции к позиции.

Однопоточными машинами 2-го класса является большинство фасовочно-упаковочных и заверточных автоматов пищевой промышленности.

К автоматам 2-го класса относятся, например, карусельный автомат для расфасовки и упаковки плавленого сыра, ирисозаверточный автомат, бутылочно-моечные машины и др.

Машины 3-го класса. В этих машинах обрабатываемый материал (объект), транспортируется от позиции к позиции непрерывно, а рабочие операции выполняются рабочими органами по пути следования объекта.

К однопоточным машинам 3-го класса можно отнести, например, автомат для разделки рыбы, карусельный автомат для выпечки вафельных стаканчиков и др. К двухпоточным машинам 3-го класса можно отнести, например, двухроторный автоматический тестер для испытания герметичности консервных банок.

Машины 4-го класса. К этому классу отнесем машины, в которых обрабатываемый объект движется от входа в машину до выхода из нее непрерывно вместе с рабочими органами. Гнездо и рабочий орган машин представляет собой как бы один комплекс, непрерывно движущейся машины.

Эти машины в основном являются однопоточными, одно- или двухоперационными роторными.

Производительность машин разных классов

Машины 1-го класса. Из машин 1-го класса рассмотрим однопозиционную закаточную машину производительностью 15–20 банок в мин.

Машина предназначена для закатывания шва жестяной крышки, одетой на консервную банку. Уплотнение шва происходит в результате вращения закаточных роликов вокруг неподвижно укрепленной банки и радиального приближения их к оси банки.

Эта машина однопоточная, поскольку по истечении рабочего цикла выдается готовое изделие, т.е. $\omega = 1$, а $T_p = T_m$, что является характерным для всех машин 1-го класса. Закаточная машина является двухоперационной.

Если продолжительность одной операции или, точнее, интервал рабочего хода роликов предварительной закатки обозначить через t_{p1}, а интервал рабочего хода ролика окончательной закатки через t_{p2}, то

$$\sum t_p = t_{p1} + t_{p2} \ . \qquad (17.3)$$

В данном случае сумма будет равна: $\sum t_p = 2$ с.

В полуавтоматической закаточной машине нужно затратить время t_y на установку и t_c на съем банки, что производится вручную, причем $t_y + t_c = 2$ с.

Значит, $T_p = T_m = 4$ с, что соответствует производительности машины $60/4 = 15$ банок в мин.

В машинах, где все операции выполняются последовательно, соблюдается равенство:

$$T_p = T_m = t_y + \sum t_p + t_c \ , \qquad (17.4)$$

где $\sum t_p$ — суммарное время интервалов рабочих перемещений рабочих органов.

В некоторых машинах 1-го класса различные операции обработки объекта, закрепленного в одной позиции, начинаются параллельно. Тогда машинное время определится продолжительностью наиболее длительной операции.

В этом случае формула расчета рабочего времени будет выглядеть так:

$$T_p = T_m = t_y + t_{p.max} + t_c \ , \qquad (17.5)$$

где $t_{p.max}$ — время рабочего перемещения рабочего органа, выполняющего наиболее длительную операцию.

Если операции частично совмещены во времени и Δt_p есть время совмещения каждых двух последовательных операций, тогда расчет будет таков:

$$T_p = T_m = t_y + \sum t_p - \sum t_p + t_c \ . \qquad (17.6)$$

Производительность однопоточной машины

$$n = l/T_p, \qquad (17.7)$$

а производительность многопоточной машины

$$n = \omega/T_p, \qquad (17.8)$$

где ω — число потоков.

Для увеличения производительности следует уменьшить рабочий цикл машины. В машинах 1-го класса при последовательном выполнении всех операций это можно сделать за счет уменьшения t_y, t_c, t_p и за счет увеличения Δt_p, т.е. путем возможного совмещения операций. В машинах с параллельным выполнением всех операций необходимо уменьшить $t_{p.max}$.

Машины 2-го класса. В таких машинах обрабатываемый объект перемещается роторами, каруселями, цепными или иными транспортерами; они совершают движение с выстоями, во время которых рабочие органы производят те или иные рабочие операции.

Из машин 2-го класса рассмотрим фасовочный аппарат для плавленого сыра. Автомат состоит из вращающейся с выстоями десятигнездовой карусели и цикловых исполнительных механизмов.

Кинематический цикл машины $T_к = 1$ с; 0,7 с карусель находится в покое, и в течение этого времени происходят рабочие операции; 0,3 с карусель перемещается. Рабочий цикл этой машины равен 1 с. Производительность ее, следовательно, равна 3600 шт./ч.

Можно сделать следующие выводы относительно машин 2-го класса.

Рабочий цикл $T_р$ равен кинематическому циклу $T_к$ транспортера, движущегося с выстоями.

Кинематический цикл транспортера

$$T_к = T_{д.т.} + T_{ст.}, \tag{17.9}$$

где $T_{д.т.}$ — время движения транспортера;

$T_{ст.}$ — время его стояния.

Время стояния используется в машинах 2-го класса для совершения рабочих операций. Следовательно, $T_{ст}$ нужно выбрать таким, чтобы оно было не меньше времени t_{max}, необходимого для совершения наиболее длительной операции. В этом случае минимально возможный рабочий цикл машины определим так:

$$T_{р.min} = t_{max} + T_{д.т.}. \tag{17.10}$$

Если технологические условия позволяют, то можно, как это имеет место в бутыломоечных машинах, выполнение лимитирующей операции разделить между несколькими позициями. В этом случае рабочий цикл определим так:

$$T_{р.min} = \frac{t_{max}}{q} + T_{д.т.}, \tag{17.11}$$

где q — число позиций, в которых выполняется лимитирующая операция.

Время технологического цикла в машинах 2-го класса определим так:

$$T_т = T_р \cdot q_о, \tag{17.12}$$

где $q_о$ — число позиций, занимаемых обрабатываемым объектом от момента установки до момента снятия объекта с машины.

Производительность машин 2-го класса определяется по общей для всех классов формуле:

$$П_2 = \frac{60}{T_р} \cdot \omega, \qquad (17.13)$$

где ω — число параллельных потоков;
$T_р$ — рабочий цикл машины, мин.

Машины 3-го класса. Эти машины характеризуются непрерывным равномерным движением несущего органа, перемещающего обрабатываемые объекты от одного рабочего органа к другому. При этом рабочий орган производит обработку «на ходу»; однако в случае необходимости рабочий орган может переместиться на некоторое расстояние по пути движения транспортера, «сопровождая» обрабатываемый объект, или, наоборот, может несколько задержать объект.

Среди машин 3-го класса рассмотрим один из автоматов для разделки рыбы лососевых пород.

Автомат выполняет следующие операции: обрезает головы, хвосты и плавники; разрезает ножами брюшко рыбы; распластывает рыбу; извлекает икру; извлекает кровеносный сосуд (спинную аорту); очищает рыбу щеткой и промывает. Основные операции совершаются на равномерно вращающемся операционном барабане.

Машины-автоматы 3-го класса имеют устройства (гнезда), захватывающие изделие. Гнезда расположены равномерно по окружности карусели (ротора, барабана) или по длине его конвейера. Полное число гнезд на роторе обозначим через Z. Угол между радиусами, проведенными в два соседних гнезда, будет равен:

$$\alpha = 2\pi/Z. \qquad (17.14)$$

Автомат выдает одно готовое изделие каждый раз, когда очередное гнездо подойдет к устройству для съема готовых изделий. Следовательно, рабочий цикл автоматов этого класса должен быть равен времени поворота на угол α:

$$T_р = \frac{\alpha}{\omega} = \frac{2\pi}{Z \cdot \omega} = \frac{60}{Z \cdot n}, \qquad (17.15)$$

где ω — угловая скорость ротора, $с^{-1}$;
n — частота вращения ротора, $мин^{-1}$.

При проектировании автомата 3-го класса нужно исходить из того, что рабочий цикл $T_р$ должен быть не меньше продолжительности выполнения длительной операции:

$$T_{p.min} > t_{max}. \quad (17.16)$$

Если задано число операций и их продолжительность, тогда определим необходимое число гнезд Z и рабочий цикл $T_р$. Зная Z и $T_р$, можно определить необходимую скорость вращения ротора (карусели) или линейного движения транспортера.

Автоматы 3-го класса могут иметь не один, а два и больше роторов, и на каждом роторе можно выполнять несколько операций.

Машины 4-го класса. Типичными машинами 4-го класса являются бутылочно-разливочные машины карусельного типа. Разлив жидких пищевых продуктов происходит по объему или по уровню.

Резервуар с наполнителями и карусель со столиками-плунжерами, находящимися каждый под своим наполнителем, вращается. При вращении карусели нижние ролики плунжеров обегают кривую неподвижного кулака, поэтому поднимаются и опускаются. Поставленные на столики бутылки поднимают своими горлышками наполнители, и происходит розлив.

Рабочий цикл автомата 4-го класса, как и 3-го класса, равен времени поворота на угол a (в данном случае 30°) между радиусами, проведенными в два соседних гнезда. Определим по формуле:

$$T_р = 60/(z \cdot n). \quad (17.17)$$

Из этой формулы секундная производительность равна:

$$П = Z \cdot n. \quad (17.18)$$

В многооперационных автоматах 3-го класса число операций, а значит, и число гнезд задано технологическим процессом; в однооперационных разливочных автоматах 4-го класса конструктор может увеличить число гнезд, в которых совершаются операции, и этим увеличить производительность.

Время пребывания бутылки под розливом на карусели с числом гнезд Z равно времени одного оборота карусели 1/n, умноженному на $\varphi_р/360$ ($\varphi_р$ — угол вращения карусели, на которой происходит розлив).

Поэтому n = П/Z, и по заданной производительности и числу гнезд определим технологическое время T_m:

$$T_т = \frac{1}{n} \cdot \frac{\phi_р}{360} = \frac{Z}{n} \cdot \frac{\phi_р}{360}. \quad (17.19)$$

Для нормальной работы машины 4-го класса продолжительность пребывания изделия в машине должно быть не меньше времени, необходимого для совершения технологической операции. Для разливочной машины нужно, чтобы время $T_т$ было равно времени заполнения заданного объема разливаемой жидкостью; это время определим по известным формулам из гидравлики.

Глава 18
МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА ИЗДЕЛИЙ

Процесс познания в обобщенном виде можно представить себе как определенное исследование, заканчивающееся получением качественной или количественной информации. Последняя связана с метрологией.

Слово «метрология» в переводе с греческого означает «учение в мерах»; под мерой принято понимать вещественное воспроизведение единицы измерений.

В современном понимании: «Метрология — наука об измерениях, методах и средствах обеспечения их единства, способах достижения требуемой точности».

Измерение — процесс эмпирический и реализуется только при наличии единицы величины, т.е. величины фиксированного размера, применяемой для количественного выражения однородных величин. Мера величины представляет собой средство измерений, предназначенное для воспроизведения и хранения величины одного или нескольких заданных размеров, значения которых выражены в установленных единицах и известны с необходимой точностью. Это относится и к механизмам оборудования для переработки сельскохозяйственной продукции.

Измерение — совокупность операций, выполняемых с помощью технического средства, хранящего единицу величины, позволяющего сопоставить измеряемую величину с ее единицей и получить значение рассматриваемой величины. Это значение называют результатом измерения.

И все же значение погрешности измерений полностью не обеспечивает единство измерений. Необходимо, чтобы эти погрешности не превышали установленного предела, который выбирается с расчетом соблюдения точности и единства измерений.

Таким образом, «единство измерения» — это характеристика качества измерений, заключающаяся в том, что результаты измерений выражаются в указанных единицах, размеры которых в установленных пределах равны размерам воспроизведенных единиц, а погрешности

результатов измерений известны с заданной вероятностью и не выходят за установленные пределы.

Погрешность измерения — отклонение результата измерения от действительного (истинного) значения измеряемой величины. Оно не должно превышать установленный предел.

Для обеспечения единства измерений независимо о того, кем, когда, где, в каких условиях они проведены, значения погрешности измерений недостаточно. Необходимо иметь уверенность в том, что погрешность измерений не превысила пределов, установленных в соответствии с поставленной измерительной задачей. С этой целью пользуются понятием «достоверность измерений», представляющим искомую величину с заданной доверительной вероятностью.

В соответствии с решениями Генеральной конференции по мерам и весам (ГКМВ), принятым в разные годы, действуют следующие определения основных единиц СИ.

Единица длины — метр — длина пути, проходимого светом в вакууме за 1/299792458 доли секунды (решение XVII ГКМВ в 1983 г.).

Единица массы — килограмм — масса, равная массе международного прототипа килограмма (решение I ГКМВ в 1889 г.).

Единица времени — секунда — продолжительность 9192631770 периодов излучения, соответствующего переходу между двумя сверхтонкими уровнями основного состояния атома цезия — 133, не возмущенного внешними полям (решение XIII ГКМВ в 1967 г.).

Единица термодинамической температуры — кельвин (до 1967 г. имел наименование градус Кельвина) — 1/273,16 часть термодинамической температуры тройной точки воды. Допускается выражение термодинамической температуры в градусах Цельсия (резолюция XIII ГКМВ в 1967 г.).

Единица силы электрического тока — ампер — сила неизменяющегося тока, который при прохождении по двум параллельным проводникам бесконечной длины и ничтожно малого кругового сечения, расположенным на расстоянии 1 м один от другого в вакууме, создал бы между этими проводниками силу, равную $2 \cdot 10^{-7}$ Н на каждый метр длины (одобрено IX ГКМВ в 1948 г.).

Единица количества вещества — моль — количество вещества системы, содержащей столько же структурных элементов, сколько атомов содержится в нуклиде углерода — 12 массой 0,012 кг (резолюция XIV ГКМВ в 1971 г.).

Единица силы света — кандела — сила света в заданном направлении источника, испускающего монохроматическое излучение частотой

$540 \cdot 10^{12}$ Гц, энергетическая сила света которого в этом направлении составляет 1/283 Вт/ср (резолюция XVI ГКМВ в 1979 г.).

Кроме основных единиц в технике по переработке сельскохозяйственной продукции используют дополнительные, производные, кратные и дольные единицы системы СИ.

Основным характеристиками измерений являются: принцип, метод, погрешность измерений, точность, правильность, сходимость и воспроизводимость результатов измерений.

Для точных измерений величин в метрологии разработаны приемы использования принципов и средств измерений, применение которых позволяет исключить из результатов ряд систематических погрешностей, а в некоторых случаях вообще является предпосылкой получения сколько-нибудь достоверных результатов. Многие из этих приемов используют при измерении только определенных величин, однако существуют некоторые приемы, называемые методами измерений.

Средства измерения

В пищевой промышленности измерения машин и механизмов выполняются с помощью технических средств, которые имеют нормированные метрологические характеристики и называются средствами измерений. Они включают в себя меры, измерительные преобразователи и приборы, измерительные установки.

Точность измерений указана на приборах в эталонах, в паспортах и т.д. Если погрешность измерений меньше указанных данных, то механизм или машина изготовлены с высокой точностью и с соответствующими параметрами, необходимыми для выполнения технологического процесса с высоким качеством продукции.

Измерения выполняются с помощью технических средств, которые имеют нормированные метрологические характеристики и называются средствами измерений. Они включают в себя меры, измерительные преобразователи и приборы, измерительные установки и системы.

К мерам относятся средства измерений, предназначенные для воспроизведения физических величин заданного размера (гомогенизатора, волчка, куттера др.). Меры, воспроизводящие физические величины лишь одного размера, называются однозначными. К однозначным мерам относятся стандартные образцы и образцовые вещества. Многозначные меры могут воспроизводить ряд размеров физической величины. Наиболее распространенными многозначными мерами являются миллиметровая линейка, вариометр и конденсатор переменной емкости (они используются также для замеров в механизмах и машинах перерабатывающих производств).

Измерительные преобразователи — это средства измерений, служащие для выработки сигнала измерительной информации в форме, удобной для передачи, дальнейшего преобразования, обработки и (или) хранения, но поддающейся непосредственному восприятию наблюдателем (ГОСТ 1663–70 «ГСИ. Метрология. Термины и определения»).

Измерительные преобразователи представляют собой составные части более или менее сложных измерительных комплектов.

К измерительным приборам относятся средства измерений, предназначенные для получения измерительной информации о величине, подлежащей измерению, в форме, удобной для восприятия наблюдателем. Измерительные приборы делятся на приборы прямого действия (большинство манометров, термометров, амперметров и т.д.), приборы сравнения, предназначенные для сравнения измеряемых величин с величинами, значения которых известны (например, электрические компенсаторы, грузопоршневые и грузопружинные манометрические и вакуумметрические приборы).

По способу отсчета значений измеряемых величин приборы подразделяются на показывающие (в том числе на аналоговые и цифровые) и регистрирующие (печатающие и самопишущие). Все эти средства используются для улучшения качества изделий.

Все средства измерений обладают рядом общих свойств, необходимых для выполнения своего функционального назначения. Технические характеристики, описывающие эти свойства и оказывающие влияние на результаты и на погрешности измерений, называются метрологическими характеристиками. Комплекс нормируемых метрологических характеристик устанавливается так, чтобы с их помощью можно было выявить погрешность изменений приборов в известных рабочих условиях эксплуатации.

Для обеспечения единства измерений необходима тождественность единиц, в которых проградуированы все средства измерений одной и той же физической величины. Самым существенным средством поддержания измерений в стране является воспроизведение и хранение единиц величин с помощью этапов, которые являются высшим звеном в метрологической цепи.

Ответственность за нарушение законодательства по метрологии

Законом РФ № 102-ФЗ от 26.06.2008 «Об обеспечении единства измерения» предусмотрена юридическая ответственность нарушителей метрологических правил и норм. Ст. 20 устанавливает различные меры пресечения или предупреждения нарушений (запреты, обязательные

предписания и др.). Ст. 25 предусматривает возможность привлечения нарушителей к административной, гражданско-правовой или уголовной ответственности.

Меры пресечения или предупреждения — это разновидность административных взысканий, их применяют государственные инспекторы Госстандарта; наряду с этим действует ст. 170 Кодекса РСФСР об административных правонарушениях, устанавливающая денежные штрафы или предупреждения в отношении виновных в допущенных нарушениях должностных лиц.

Метрологические службы предприятия особое внимание должны уделять состоянию измерений, соблюдению метрологических правил и норм при испытаниях и контроле качества оборудования и выпускаемой продукции в целях определения соответствия их обязательным требованиям государственных стандартов РФ.

Специалисты метрологических служб предприятий должны принимать активное участие в аттестации испытательных подразделений и всего оборудования с целью наличия установленных размеров.

Глава 19
ОСНОВЫ СТАНДАРТИЗАЦИИ

Сущность стандартизации

В 1993 г. принята новая редакция комплекса государственных основополагающих стандартов «Государственная система стандартизации Российской Федерации (ГСС) ».

Стандартизация — это деятельность, направленная на разработку и установление требований, норм, правил, характеристик как обязательных для выполнения, так и рекомендуемых, обеспечивающая право потребителя на приобретение товаров надлежащего качества за приемлемую цену, а также право на безопасность и комфортность труда. Основными результатами деятельности по стандартизации должны быть повышение степени соответствия продукта (услуги), механизмов, процессов их функциональному назначению, устранение технических барьеров в международном товарообмене, содействие научно-техническому прогрессу и сотрудничеству в различных областях.

Руководство ИСО/МЭК (международная организация по стандартизации, международная электротехническая комиссия) рекомендует: стандарты, документы технических условий, своды правил, регламенты (технические регламенты).

Стандарт — это нормативный документ, разработанный на основе консенсуса, утвержденный признанным органом, направленный на достижение оптимальной степени упорядочения в определенной области. Стандарт должен быть основан на обобщенных результатах научных исследований, технических достижений и практического опыта, тогда его использование принесет оптимальную выгоду для общества.

В учебном пособии стандарт рассматривается как одна из разновидностей нормативных документов. Однако в практике термин «стандарт» может употребляться и по отношению к эталону, образцу или описанию продукта, механизма, машины. Это не ошибка, хотя эталон правильнее относить к области метрологии, а термин «стандарт» использовать применительно к нормативному документу.

Государственные стандарты разрабатывают на продукцию, машины, работы и услуги, потребности которых носят межотраслевой характер. Стандарты этой категории принимает Госстандарт России.

В этих стандартах к обязательным требованиям относятся: безопасность продукта (машины), услуги, процесса для здоровья человека, окружающей среды, имущества. Требования обязательного характера должны соблюдать государственные органы управления и все субъекты хозяйственной деятельности независимо от формы собственности.

К требованиям безопасности в стандартах относят в том числе безопасность при обслуживании машин и оборудования, требования к защитным средствам, ограждениям и т.д.

Разрабатываются и отраслевые стандарты применительно к продукции определенной отрасли. Принимают такие стандарты, например, министерства.

Объектами отраслевой стандартизации могут быть: продукция, процессы и услуги, применяемые в отрасли; правила касающиеся организации работ по отраслевой стандартизации; типовые конструкции изделий отраслевого применения (инструменты, крепежные детали и т.д.). Контроль за выполнением обязательных требований организует ведомство, принявшее данный стандарт.

Применяются также стандарты предприятий, которые разрабатываются и принимаются самими предприятиями. Объектами стандартизации в этом случае обычно объявляются составляющие организации и управления производством. Кроме того, стандартизация на предприятии может затрагивать производимую предприятием продукцию.

Рекомендуется использовать стандартизацию на предприятии для основания данным конкретным предприятием государственных, международных, региональных и других стандартов.

Аналогично происходит использование всех видов стандартов на предприятиях по переработке сельскохозяйственной продукции.

Ответственность за нарушение обязательных требований стандартов

В зарубежной практике требования стандартов обязательны для выполнения в соответствии с общим законом либо если на этот стандарт имеется обязательная ссылка в техническом регламенте. Ссылки могут носить разный характер:

– ссылка с твердой идентификацией;
– ссылка со скользящей идентификацией;

– ссылка общего характера, т.е. указание в регламенте всех стандартов, которые действуют в определенной области и (или) приняты конкретным органом. Идентификация каждого стандарта в отдельности отсутствует.

Ответственность существует за нарушение стандарта, на который имеется обязательная ссылка. Эта ссылка указывает, что соблюдение идентифицированных в ней стандартов — единственный путь достижения соответствия товара требованиям технического регламента.

Согласно Федеральному закону от 29.06.2015 № 162-ФЗ «О стандартизации в Российской Федерации» (далее — Закон № 162-ФЗ), ответственность за нарушение его положений несут юридические и физические лица, органы государственного управления. В соответствии с действующим в России законодательством ответственность носит уголовный, административный либо гражданско-правовой характер. Нарушения выявляются службами государственного контроля и надзора за соблюдением субъектами хозяйственной деятельности обязательных требований государственных стандартов.

Нарушение предпринимателями стандартов влечет наложение штрафа в размере от пяти до ста минимальных размеров оплаты труда.

С 1 января 1997 г. введена уголовная ответственность за обман потребителей в отношении качества механизмов и машин для переработки сельскохозяйственной продукции, установленного договором, а также за производство и реализацию товаров.

Правовые основы стандартизации и ее задачи

Правовые основы стандартизации в России установлены Законом № 162-ФЗ. Его положения обязательны к выполнению всеми государственными органами управления, субъектами хозяйственной деятельности независимо от формы собственности.

Сущность стандартизации в РФ Закон № 162-ФЗ толкует как деятельность, направленную на определение норм, правил, требований, характеристик, которые должны обеспечивать безопасность продукции, работ и услуг, их техническую и информационную совместимость, взаимозаменяемость, качество продукции с/х (в частности) в соответствии с достижениями научно-технического прогресса.

Органы и службы по стандартизации

Согласно руководству 2 ИСО/МЭК, деятельность по стандартизации осуществляют соответствующие органы и организации. Орган

рассматривается как юридическая или административная единица, имеющая конкретные задачи и структуру. Это могут быть органы власти, фирмы, учреждения, предприятия.

Под органом, занимающимся стандартизацией, подразумевается орган, деятельность которого в области стандартизации общепризнана на национальном, региональном или международном уровне. Основные функции такого органа — разработка и утверждение нормативных документов, доступных широкому кругу потребителей.

Государственный комитет Российской Федерации (далее — ГК РФ) по стандартизации и метрологии вместо национального органа по стандартизации в России стал специально уполномоченным федеральным органом исполнительной власти в области сертификации. Возглавляет его председатель ГК РФ по надзору за государственными стандартами и обеспечением единства измерений.

В ведении ГК РФ по стандартизации и метрологии находятся государственные инспекторы по надзору за государственными стандартами и обеспечением единства измерений, а также центры стандартизации, метрологии и сертификации, предприятия, учреждения, учебные заведения и иные организации.

Работы по государственной стандартизации планируются. Составление планов находится в ведении Госстандарта РФ, который является основным заказчиком по государственным основополагающим стандартам, стандартам общих технических условий в части их обязательных требований. Заказчиками могут быть также отраслевые ведомства, предприятия, научно-технические и другие общества по защите прав потребителей.

Государственный контроль и надзор за соблюдением обязательных требований стандартов

Государственный контроль и надзор за соблюдением обязательных требований государственных стандартов осуществляются в России на основании Закона № 162-ФЗ и составляют часть государственной системы стандартизации.

На современном этапе государственный контроль приобретает социально-экономическую ориентацию, поскольку основные его усилия направлены на проверку соблюдения всеми хозяйственными субъектами обязательных норм и правил, обеспечивающих интересы и права потребителя, защиту здоровья и имущества людей и среды обитания.

К основным задачам госнадзора можно отнести предупреждение и пресечение нарушений обязательных требований государственных

стандартов, правил обязательной сертификации, закона «О единстве измерений» всеми субъектами хозяйственной деятельности, представление информации органам исполнительной власти и общественным организациям по результатам проверок. Проводят госнадзор должностные лица Госстандарта подведомственных центров стандартизации и метрологии, получивших статус территориальных органов госнадзора — государственные инспекторы.

Главный государственный инспектор России — председатель Госстандарта РФ, а главные государственные инспекторы республик в составе РФ — руководители центров стандартизации и метрологии, т.е. территориальных органов госнадзора.

Поверкам в процессе госнадзора подвергаются:

- продукция (на всех стадиях ее жизненного цикла), в том числе подлежащая обязательной сертификации и импортируемая;
- услуги населению;
- виды работ, которые подлежат обязательной сертификации;
- техническая документация на продукцию;
- деятельность испытательных центров и лабораторий, производящих продукцию.

Права и обязанности государственных инспекторов определены Законом № 162-ФЗ. Им представлены достаточно широкие права как представителям государственных органов управления, в силу чего они находятся под защитой государства.

По результатам испытаний оборудования оформляется протокол испытаний, а проведенные проверки заканчиваются составлением акта. Акт проверки — весьма важный документ, так как на его основании госнадзор выдает проверяемому субъекту предписания или постановления о применении мер воздействия за нарушения, обнаруженные в ходе контрольных поверок. Акт подписывают и проверяющая, и проверяемые стороны, причем последняя имеет право отказаться признать результаты, а также изложить в письменной форме свое особое мнение.

Акт направляется руководству проверенной организации, в Ростест —для подготовки обобщенной информации, в Госстандарт РФ (в случае необходимости определения штрафных санкций).

Такая же работа проводится и в производстве продукции с/х на большинстве предприятий и заводов. В этой отрасли требования стандарта должны применяться как можно жестче, так как конечная продукция используется человеком.

Глава 20
СЕРТИФИКАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ

Обязательная сертификация оборудования в России, как и в зарубежных странах, распространяется, прежде всего на безопасность и экологичность. Как уже отмечено выше, продукция, подлежащая обязательной сертификации, включается в официальный перечень, который является важным документом для всех заинтересованных в сертификации.

Сертификация в переводе с латыни означает «сделано верно». Для этого надо знать, каким требованиям должны соответствовать продукция и оборудование, и каким образом возможно получить достоверные доказательства этого соответствия. Общепризнанным способом такого доказательства служит сертификация соответствия. Это процедура, в результате которой может быть представлено заявление, дающее уверенность в том, что продукция (процесс, услуга, механизм) соответствуют заданным требованиям.

Термин заявление поставщика о соответствии означает, что поставщик (изготовитель) под свою личную ответственность сообщает о том, что его продукция (механизмы, узлы, машины) соответствуют требованиям конкретного нормативного документа. Согласно Руководству 2 ИСО/МЭК, это является доказательством осознанной ответственности изготовителя и готовности потребителя сделать продуманный определенный заказ.

Заявление изготовителя, которое называют также заявлением-декларацией, содержит следующие сведения: адрес изготовителя, представляющего заявление-декларацию, обозначение изделия и дополнительную информацию о нем; наименование, номер и дату публикации стандарта, на которую ссылается изготовитель, указание о личной ответственности изготовителя за содержание заявления и др. Представляемая информация должна быть основана на результатах испытаний.

Подтверждение соответствия через сертификацию предполагает обязательное участие третьей стороны. Такое подтверждение соответствия — независимое, дающее гарантию соответствия заданным требованиям.

Сертификация считается основным достоверным способом доказательства соответствия продукции (машины, процесса, услуги) заданным требованиям.

Доказательство соответствия проводится по той или иной системе сертификации. В соответствии с указанным документом ИСО/МЭК — это система, которая осуществляет сертификацию по своим собственным правилам.

Систему сертификации составляет центральный орган, который управляет системой, проводит надзор за ее деятельность и может передавать право на проведение сертификации другим органам. Системы сертификации могут действовать на национальном, региональном и международном уровнях.

Системы сертификации пользуются услугами испытательных лабораторий. Испытательные лаборатории могут быть самостоятельными, быть составной частью органов по сертификации или других организаций.

Аккредитация испытательных лабораторий — это официальное признание права испытательной лаборатории осуществлять конкретные испытания. Термин «аккредитация лабораторий» применяется к признанию как технической компетентности и объективности, так и только технической компетентности.

Способы информирования о соответствии

Любая система сертификации использует стандарты, на соответствие требованиям которых проводятся испытания. В системах сертификации применяются два способа указания стандартам: сертификат соответствия и знак соответствия.

Сертификат соответствия — это документ, изданный по правилам системы сертификации, сообщающий, что обеспечивается необходимая уверенность в том, что должным образом идентифицированная продукция (процесс, механизм, услуга) соответствует конкретному стандарту или другому нормативному документу.

Знак соответствия — это защищенный в установленном порядке знак, применяемый в соответствии с правилами системы сертификации, указывающий, что обеспечивается необходимая уверенность в том, что данная продукция (процесс, услуга, механизмы) соответствует конкретному стандарту или другому нормативному документу. Знаком соответствия маркируется товар, в том случае, если он соответствует всем требованиям стандарта.

В целях обеспечения безопасности товаров (работ, услуг) Закон РФ от 07.02.1992 № 2300–1 «О защите прав потребителей» (ред.

от 08.08.2024) (далее — Закон «О защите прав потребителей») вводит обязательную сертификацию. Она подтверждает соответствие обязательным требованиям стандартов.

По такому пути идет в настоящее время перерабатывающая промышленность, в результате получается продукция, в основном в соответствии с сертификатом качества.

В связи с новой редакцией Закона «О защите прав потребителей» усилена государственная защита прав потребителей путем расширения полномочий таких федеральных органов управления, как Министерство РФ по антимонопольной политике и поддержке предпринимательства, Госстандарт РФ и др.

Ст. 41 Закона «О защите прав потребителей» устанавливает основания для применения санкций государственными органами. За нарушения правил сертификации органами, осуществляющими контроль, испытательными лабораториями установлен штраф в размере двукратной стоимости работ по сертификации. Ответственность за подобные нарушения несут также руководители предприятий — изготовителей и органов по сертификации. Все эти обязанности по координации деятельности федеральных органов Закон «О защите прав потребителей» возлагает на Госстандарт РФ.

Законом «О защите прав потребителей» предусмотрена обязательная добровольная сертификация.

Формы обязательной сертификации устанавливает Госстандарт.

Внесены изменения в положение закона добровольной сертификации. Отменены ограничения, которые запрещали добровольную сертификацию продукции, если она подлежала обязательной сертификации. Добровольная сертификация проводится на условиях договора между заявителем и органом по сертификации по инициативе заявителя. Однако Закон «О защите прав потребителей» предусматривает, что добровольная сертификация не заменяет обязательной сертификации.

Принципы проведения сертификации продукции

В начале 1990-х гг. российский внутренний рынок стремительно заполнялся различными товарами, в основном зарубежного производства. Нередко обнаруживались случаи несоответствия их качества российским требованиям и нормам, а также недоброкачественность. Такая ситуация потребовала действенных мер, поэтому была введена обязательная сертификация. Эта мера сыграла положительную роль, но и выявила немало недостатков российской системы сертификации.

На сегодняшний день сертификация охватывает более 75% наименований производимой в стране продукции.

По данным Госстандарта, номенклатура потенциально опасной продукции составляет 90%.

На сегодняшний день в номенклатуру продукции и услуг, подлежащих обязательной сертификации, включены только те объекты, которые в соответствии с законодательством проходят сертификацию в системе ГОСТ Р под руководством Госстандарта РФ. В номенклатуру входят товары для личных нужд граждан, продукция производственно-технического назначения и услуги тех же профилей.

Правила проведения сертификации

Правила устанавливают общие рекомендации, которые применяются при организации и проведении работ по обязательной и добровольной сертификации. Эти правила распространяются на все объекты сертификации российского и зарубежного происхождения, а также могут служить основой для организации систем сертификации однородной продукции.

Правила включают положения, касающиеся участников сертификации, проведения работ в области сертификации, систем сертификации однородной продукции.

Национальный орган по сертификации Госстандарт России формирует государственную политику в области сертификации и устанавливает общие правила сертификации, проводит государственную регистрацию систем сертификации, знаков соответствия, ведет их Государственный реестр. В ведении Госстандарта находятся все публикации, касающиеся официальной информации по всем вопросам сертификации.

Указанные выше государственные органы управления осуществляют и контрольные функции: в их ведении находятся организация и проведение государственного контроля и надзора, а также определение порядка инспекционного контроля за соблюдением правил сертификации и за сертификационной продукцией. Госстандарт России выполняет функции и по международным связям в области сертификации: готовит предложения о присоединении к международным (региональным) системам сертификации, имеет право заключать соглашение с международными организациями о взаимном признании результатов сертификации, а также сертификатов знаков соответствия, протоколов испытаний. Госстандарт, как уже говорилось, представляет Россий-

скую Федерацию в международных и региональных организациях, занимающихся вопросами сертификации.

Федеральные органы исполнительной власти, создавшие свои системы обязательной сертификации, имеют право выдавать сертификаты соответствия и лицензии на использование знаков соответствия.

Обязанности органа по сертификации включают:

- сертификацию продукции;
- выдачу сертификатов и лицензий на применение знака соответствия;
- выдачу знака соответствия;
- проведение инспекционного контроля за сертификационной продукцией;
- отмену (приостановление) действия выданных им сертификатов и лицензий;
- формирование и обновление фонда нормативных документов, на соответствие которым в системе сертифицируется продукция;
- предоставление заявителю запрашиваемой им информации.

Аккредитованная испытательная лаборатория занимается испытаниями конкретных видов продукции либо специализируется на проведении определенного типа испытаний, располагая для этого нужным оборудованием, а также оформлением и выдачей протоколов испытаний.

Изготовители продукции как участники сертификации также должны знать и выполнять свои функции: составление заявки на проведение сертификации, представление продукции и необходимой документации к ней в соответствии с правилами той системы, где будет проводиться сертификация. Основное требование к изготовителям — обеспечение соответствия реализуемой продукции требованиям нормативных документов, на соответствие которым она сертифицирована.

По истечении срока действия сертификата и знака соответствия изготовитель приостанавливает реализацию продукции, а если она не отвечает требованиям стандарта, прекращает ее производство.

Порядок проведения сертификации продукции

Порядок проведения сертификации в России установлен Постановлением Госстандарта РФ в 1994 г. по отношению к обязательной сертификации, но может применяться и при добровольной сертификации (при этом допускается разработка соответствующего порядка).

Порядок разъясняет, какие характеристики продукции проверяются, по каким критериям выбираются схемы сертификации, каким

требованиям должны отвечать нормативные документы, в какой последовательности осуществляются соответствующие процедуры сертификации и в чем их сущность.

Организуют сертификацию Госстандарт РФ и федеральные органы, на которые возложена ответственность за обязательную сертификацию. Непосредственную работу по сертификации ведут аккредитованные органы по сертификации и испытательные лаборатории. В России действуют около 80 органов по сертификации и примерно 1957 лабораторий. Существует следующий порядок проведения сертификации.

1. ***Подача заявки на сертификацию.*** Заявитель направляет заявку в соответствующий орган по сертификации, а при его отсутствии — в Госстандарт или другой федеральный орган управления. Орган по сертификации рассматривает заявку в установленный порядком сертификации однородной продукции срок (в среднем один месяц) и сообщает заявителю решение, которое в числе различных сведений, необходимых заявителю, указывает, какие органы и испытательные лаборатории может выбрать заявитель.
2. ***Отбор, идентификация образцов и их испытания.*** Образцы для испытаний отбирает, как правило, испытательная лаборатория или другая организация по ее поручению, в отдельных случаях этим занимается орган по сертификации. Образцы, прошедшие испытания, хранятся в течение срока, предусмотренного правилами сертификации конкретной продукции. Протоколы испытаний представляются заявителю и в орган по сертификации, их хранение соответствует сроку действия сертификата.
3. ***Оценка производства.*** В зависимости от выбранной схемы сертификации проводятся анализ состояния производства, сертификация производства либо сертификация системы управления качеством. Метод оценки производства указывается в сертификате соответствия продукции.
4. ***Выдача сертификата соответствия.*** Протоколы испытаний, результаты оценки производства, другие документы о соответствии продукции, поступившие в орган по сертификации, подвергаются анализу для окончательного заключения о соответствии продукции заданным требованиям.

По результатам оценки составляется заключение эксперта. Это главный документ, на основании которого орган по сертификации принимает решение о выдаче сертификата соответствия. При положительном решении оформляется сертификат, в котором указаны основания для его выдачи и регистрационный номер, без которого сертификат недействителен.

Если заключение эксперта отрицательное, орган по сертификации выдает заявителю решение об отказе с указанием причин.

Сертификат на такие виды продукции, на которые распространяется особые требования в области безопасности (например, санитарные, ветеринарные и т.п.), выдается только при наличии гигиенического, ветеринарного, фитосанитарного и других специальных сертификатов, доказывающих их безвредность и другие специфические качества. Средства измерений до получения сертификата соответствия должны пройти государственный метрологический контроль и проверку. Эти положения относятся как к отечественной, так и к импортной продукции.

Срок действия сертификата соответствия устанавливает орган по сертификации, но не более трех лет. Как правило, трехлетний срок действия имеют сертификаты, если применялась сертификация производства или сертификация системы качества.

Информация о том, что продукт сертифицирован, содержится в технической (техпаспорт, этикетка и т.п.) и товаросопроводительной документации.

5. ***Применение знака соответствия.*** Изготовитель получает право маркировки сертифицированной продукции знаком соответствия, получив лицензию от органа по сертификации.

Орган по сертификации и испытательные лаборатории

Орган сертификации — это официально признанная путем аккредитации на компетентность и независимость организация, которая имеет право выполнять сертификацию однородной продукции в определенной области аккредитации. Область аккредитации устанавливается в соответствии с номенклатурой сертифицируемой продукции нормативными документами, применяемыми при сертификации. Если орган относится к системе обязательной сертификации, то аккредитацию организует Госстандарт или другой федеральный орган управления. На аккредитацию в качестве органа по сертификации могут претендовать зарегистрированные организации любой формы собственности: частные, государственные, муниципальные и др.

В обязательной сертификации в качестве органов по сертификации могут участвовать некоммерческие организации, государственные и муниципальные предприятия при условии их аккредитации. Особое требование к подобным организациям — неделимость их имущества и невозможность его распространения по долям (паям), в том числе между собственным персоналом товарищества и общества, производственные кооперативы не могут претендовать на аккредитацию в качестве органов в сфере обязательной сертификации.

Процедура аккредитации протекает следующим образом.

1. Заявитель, претендующий на аккредитацию в качестве органа по сертификации, подает в аккредитующий орган заявку, в которой содержатся следующие сведения:
   - заявленная область аккредитации;
   - осведомленность о способе действия системы аккредитации;
   - подготовленность к выполнению своих обязанностей по процедуре аккредитации (принять комиссию по аттестации и оплатить расходы независимо от результата аккредитации) и готовность к последующему инспекционному контролю (к заявке прилагается комплект документов, перечень которых определяет ГОСТ Р 51000.6–96).
2. Документы подвергаются экспертизе одним или несколькими экспертами, результаты экспертизы отражаются в экспертном заключении.
3. При положительном заключении разрабатывается программа аттестации. Проводит аттестацию комиссия экспертов, назначенная аккредитующим органом.

Аттестация проходит непосредственно в органе по сертификации, где проверяются фактическое состояние заявителя и его соответствие представленным документам. Проверяется способность заявителя выполнять свои функции, что в некоторых случаях сопряжено с опытной сертификацией. По результатам аттестации комиссия составляет акт, который передается аккредитующему органу.

Для принятия решения об аккредитации аккредитующий орган рассматривает не только этот акт, но и заявку, информацию по экспертизе и аттестации и другие сведения, представленные ведущим экспертом, возглавляющим комиссию. При положительном решении аккредитующий орган выдает органу по сертификации аттестат аккредитации, срок действия которого не более пяти лет.

Аккредитация может быть отменена досрочно, если аккредитующий орган выявляет несоответствие органа по сертификации требованиям, обусловленным аккредитацией; если орган по сертификации сам принимает решение о досрочном прекращении действия аккредитации; при ликвидации органа по сертификации.

Орган по сертификации имеет право опротестовать решение о приостановлении его аккредитации и другие неприемлемые им действия аккредитующего органа путем подачи апелляции в соответствующую комиссию.

В период действия аттестата аккредитации осуществляется инспекционный контроль органа по сертификации со стороны аккредитующего органа. Условия и содержание инспекционного контроля определяются договором между органом сертификации и аккредитующим органом. Как правило, при инспекционном контроле проверяются:

соблюдение обязанностей и выполнение функций; своевременность актуализации фонда нормативных документов, квалификация штатных сотрудников, соблюдение правил приема и рассмотрение заявок и апелляций, правильность организации и проведения испытаний и др.

Требования к испытательным лабораториям в России регулируются государственными стандартами, положения которых разработаны с учетом соответствующих руководств ИСО/МЭК и европейских стандартов. Эти требования учитываются при создании, аккредитации и функционировании испытательной лаборатории; в процессе взаимодействия лабораторий с аккредитующим органом и с органами по сертификации; при заключении соглашений с зарубежными партнерами о признании протоколов испытаний; их также принимают во внимание эксперты, осуществляющие инспекционный контроль за работой аккредитованной лаборатории.

Большинство отечественных лабораторий отличается от зарубежных признанием их технической компетентности, в то время как зарубежные аккредитованы как независимые.

Испытательная лаборатория имеет право на субподряд другой аккредитованной лаборатории, если она не располагает каким-либо видом оборудования, необходимым для проведения испытаний конкретной продукции. Объем работ по субподряду не должен превышать 25% стоимости всех испытаний, а договор субподряда не является основанием для расширения области аккредитации. Любая лаборатория, которая удовлетворяет требованиям государственного стандарта ГОСТ Р 51000–96 и дополнительным требованиям конкретной отрасли по ее заявлению, имеет право на аккредитацию.

ТЕСТЫ ИТОГОВОГО КОНТРОЛЯ ПОЛУЧЕННЫХ ЗНАНИЙ

1. Расчет оптимальных размеров емкостей производится с целью:
   1) придания им нужной формы;
   2) определения расхода материала;
   3) увеличения прочности аппарата;
   4) снижения себестоимости изготовления аппарата.
2. Надежность в период нормальной работы машины (аппарата) описывается законом:
   1) нормального распределения;
   2) логарифмически нормального распределения;
   3) экспоненциального распределения;
   4) распределения Вейбулла.
3. В молотке дробилки в процессе ее работы отсутствует такой вид напряжения, как:
   1) кручение;
   2) сдвиг;
   3) смятие;
   4) растяжение.
4. На проворачивание транспортируемого в шнековом формователе материала в наибольшей степени оказывает влияние:
   1) уменьшение угловой скорости вращения шнека;
   2) увеличение толщины витка шнека;
   3) уменьшение угла подъема винтовой линии шнека;
   4) изготовление ребер или углублений на внутренней цилиндрической поверхности корпуса.
5. Опорные ролики барабанных сушилок изготавливают обычно из более мягкого, чем бандаж, материала для:
   1) снижения себестоимости опорных роликов;
   2) увеличения срока службы сушилок;
   3) предотвращения осевого перемещения барабана;
   4) достижения большего износа деталей, которые проще и экономичнее менять.

6. Уравновешивание решетных станов зерноочистительных сепараторов осуществляется:
   1) изменением угла наклона к горизонту;
   2) вращающимися грузами на двух параллельных валах;
   3) изменением массы решетных станов;
   4) заменой материала решетных станов.
7. Наиболее существенным при сравнении вертикальных цилиндрических тепловых аппаратов с горизонтальными является:
   1) их меньшая площадь;
   2) их большая производительность;
   3) исключение в них дополнительных напряжений при изгибе;
   4) возможность изготовления из менее качественных сталей.
8. Под удельной нагрузкой дробилки понимается отношение:
   1) секундной расчетной производительности к мощности привода;
   2) мощности привода дробилки к секундной расчетной производительности;
   3) секундной расчетной производительности к площади диаметральной проекции барабана;
   4) секундной расчетной производительности к диаметру барабана.
9. Дифференциалом скорости вальцов вальцовых зерновых мельниц называют отношение окружной скорости:
   1) быстро вращающегося вальца к скорости медленно вращающегося;
   2) медленно вращающегося вальца к скорости быстро вращающегося;
   3) быстро вращающегося вальца к скорости подачи продукта;
   4) медленно вращающегося вальца к скорости подачи продукта.
10. Повышение окружной скорости ротора сепаратора (центрифуги) в наибольшей степени ограничено:
    1) его прочностью;
    2) объемом ротора;
    3) плотностью обрабатываемой среды;
    4) ускорением свободного падения.
11. В формулу для определения теоретической производительности шнекового макаронного пресса не входит:
    1) число заходов шнека;
    2) наружный радиус шнека;
    3) длина шнека;
    4) частота вращения шнека.
12. Наличие второго отверстия в молотке дробилки позволяет:
    1) повысить надежность работы дробилки;
    2) использовать при работе еще одну рабочую плоскость молотка;
    3) уменьшить толщину молотка;
    4) значительно уменьшить металлоемкость дробилки.

13. Диаметр фланца трубной решетки ($Д_ф$) теплообменного аппарата определяют по формуле:
    1) $Д_ф = Д_1 + (10 – 20)$ мм;
    2) $Д_ф = Д_1 + (100–200)$ мм;
    3) $Д_ф = 1{,}1 \cdot Д_1$;
    4) $Д_ф = 1{,}2 \cdot Д_1$,

где $Д_1$ — диаметр корпуса теплообменника.

14. Эффективность активной виброизоляции оценивается:
    1) амплитудой возмущающей силы;
    2) амплитудой вращательных колебаний;
    3) амплитудой горизонтальных колебаний;
    4) динамическим коэффициентом.
15. Регенераторы тепла в пастеризационно-охладительных установках дают экономию расхода тепла:
    1) до 5%;
    2) до 25%;
    3) до 45%;
    4) до 85%.
16. Для определения диаметров паровых патрубков выпарных аппаратов скорость насыщенного пара следует принимать в пределах:
    1) 0,25–0,3 м/с;
    2) 2,5–3,0 м/с;
    3) 25–30 м/с;
    4) 250–300 м/с.
17. Общее количество трубок для теплообменного аппарата (n) определяется по формуле:
    1) $n = 2 \cdot a \cdot (a - 1) + 1$;
    2) $n = 4 \cdot a \cdot (a - 1)$;
    3) $n = 3 \cdot a \cdot (a - 1) + 1$;
    4) $n = 3 \cdot a \cdot (a - 1) + 3$,

где a — число трубок, размещенных на стороне большого шестиугольника.

18. Ускорение, создаваемое в роторах сепараторов для разделения жидких смесей по удельному весу, превышает земное ускорение в:
    1) 2000–3000 раз;
    2) 200–300 раз;
    3) 20–30 раз;
    4) 2–3 раза.
19. Оптимальное ускорение сита ситового сепаратора зависит в наибольшей степени от:
    1) количества отверстий;
    2) толщины сита;

3) формы и длины отверстий;
4) количества сит.

20. Прочность корпуса ... зависит от избыточного давления, внутреннего диаметра, коэффициента прочности шва корпуса и допускаемого напряжения в стенке:
1) аппарата для пароконтактного нагрева;
2) автоклава;
3) гидростатического стерилизатора;
4) варочного котла.

21. Удаление центра тяжести барабана от горлового (нижнего) подшипника сепаратора ведет к:
1) уменьшению критической скорости вращения вала сепаратора;
2) увеличению критической скорости вращения вала сепаратора;
3) увеличению жесткости вала;
4) уменьшению жесткости вала.

22. Формула сепарирования жидкостного сепаратора представляет собой уравнение:
1) прямой;
2) параболы;
3) равносторонней гиперболы;
4) разносторонней гиперболы.

23. Производительность режущего механизма ... зависит от суммарной площади отверстия решетки, числа ножей и скорости их вращения, от усилия продавливания массы в отверстия и плотности измельчаемой массы:
1) куттера;
2) мясорезательной машины;
3) коллоидной мельницы;
4) волчка.

24. Основное влияние на степень открытия клапана при заданном давлении гомогенизации оказывает:
1) плотность жидкости;
2) кинематическая вязкость жидкости;
3) диаметр канала в седле клапана;
4) коэффициент истечения.

25. Максимальный фактор разделения при конструировании центрифуги может быть получен за счет увеличения:
1) радиуса рабочего органа центрифуги;
2) угловой скорости ротора;
3) прочности вала ротора;
4) полезного объема ротора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Технологическое оборудование хлебопекарных и макаронных предприятий / Б. М. Азаров, А. Т. Лисовенко, С. А. Мачихин и др. — Москва: Агропромиздат, 1986. — 263 с.
2. Справочник по оборудованию зерноперерабатывающих предприятий / А. Б. Демский, М. А. Борискин, Е. В. Тамаров и др. — Москва: Колос, 1980. — 383 с.
3. **Казаков, Н. Ф.** Технология пищевого машиностроения: учебник / Н. Ф. Казаков, Г. А. Мартынов. — Москва: Машиностроение, 1982. — 296 с.
4. **Соколов, В. И.** Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. — Москва: Машиностроение, 1983. — 447 с.
5. Оборудование предприятий общественного питания: в 3 т. Т. 1. Механическое оборудование / В. Д. Елхина, А. А. Журин, Л. П. Проничкин и др. — Москва: Экономика, 1987. — 447 с.
6. **Чижикова, Т. В.** Машины для измельчения мяса и мясных продуктов; под ред. И. А. Рогова. — Москва: Легкая и пищевая промышленность, 1982. — 302 с.
7. **Сурков, В. Д.** Технологическое оборудование предприятий молочной промышленности / В. Д. Сурков, Н. Н. Липатов, Ю. П. Золотин. — 3-е изд., перераб. и доп. — Москва: Легкая и пищевая промышленность, 1983. — 430 с.
8. **Шувалов, В. Н.** Машины-автоматы и поточные линии пищевой промышленности. — Ленинград: Машиностроение, 1966. — 482 с.
9. **Федоткин, И. М.** Основы проектирования аппаратов пищевых производств: учеб. пособие. — Киев: Киевский технологический институт пищевой промышленности, 1976. — 101 с.
10. **Кононюк, А. Е.** Справочник конструктора оборудования пищевых производств / А. Е. Кононюк, В. А. Басанько. — Киев: Техніка, 1981. — 320 с.
11. **Харламов, С. В.** Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов пищевых производств: учеб. пособие. — Ленинград: Агропромиздат, 1991. — 255 с.

12. **Соколов, В. Н.** Основы расчета и конструирование деталей и узлов пищевого оборудования. — Москва: Машиностроение, 1970. — 424 с.
13. **Сысоев, И. В.** Исследование технологического процесса шнекового пастоприготовителя: автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Волгоград, 1965. — 156 с.
14. Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов перерабатывающих производств: учеб. пособие / В. М. Зимняков, И. В. Назаров, А. И. Удовкин, С. В. Щербина. — Пенза: Пензенская ГСХА, 2003. — 213 с.
15. Патент № 2688319 C1 Российская Федерация, МПК A01C1/06. Увлажнительная машина для семян: № 2018123406: заявлено 27.06.2018, опубликовано 21.05.2019 / И. Н. Краснов, И. А. Кравченко, А. В. Касьяненко [и др.]; заявитель ООО «Биоагротехнология». — EDN KQXFOM.

КЛЮЧИ К ТЕСТАМ

1.

4) снижения себестоимости изготовления аппарата

2.

3) экспоненциального распределения

3.

1) кручение

4.

4) изготовление ребер или углублений на внутренней цилиндрической поверхности корпуса

5.

4) достижения большего износа деталей, которые проще и экономичнее менять

6.

2) вращающимися грузами на двух параллельных валах

7.

3) исключение в них дополнительных напряжений при изгибе

8.

2) мощности привода дробилки к секундной расчетной производительности

9.

4) медленно вращающегося вальца к скорости подачи продукта

10.

1) его прочностью

11.

3) длина шнека

12.

2) использовать при работе еще одну рабочую плоскость молотка

13.

3) $Д_ф = 1{,}1 \cdot Д_1$

14.

4) динамическим коэффициентом

15.

4) до 85%

16.

3) 25–30 м/с

17.

3) $n = 3 \cdot a \cdot (a - 1) + 1$

18.

1) 2000–3000 раз

19.

3) формы и длины отверстий

20.

2) автоклава

21.

1) уменьшению критической скорости вращения вала сепаратора

22.

4) разносторонней гиперболы

23.

4) волчка

24.

3) диаметр канала в седле клапана

25.

3) прочности вала ротора