

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

В. Я. Груданов, А. А. Бренч

**МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ
ПРОЦЕССОВ ПЕРЕРАБОТКИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПРОДУКЦИИ**

Минск
БГАТУ
2017

УДК 664

Груданов, В. Я. Моделирование и оптимизация процессов переработки сельскохозяйственной продукции / В. Я. Груданов, А. А. Бренч. – Минск : БГАТУ, 2017. – 280 с.: ил. – ISBN 978-985-519-878-0.

В монографии рассмотрены актуальные вопросы моделирования и оптимизации процессов переработки сельскохозяйственной продукции и создания на их базе высокоэффективного технологического оборудования.

Для аспирантов, научных и инженерно-технических работников и студентов, занимающихся вопросами конструирования оборудования для переработки сельскохозяйственной продукции.

Табл. 29. Ил. 87. Библиогр.: 50 назв.

Рекомендовано к изданию научно-техническим советом
Учреждения образования «Белорусский государственный
аграрный технический университет»
(протокол № 1 от 10 февраля 2017 г.)

Рецензенты:

заведующий кафедрой машин и аппаратов
химических и силикатных производств БГТУ
доктор технических наук, профессор *П. Е. Войтехович*;
профессор кафедры торгового и рекламного оборудования БНТУ
доктор технических наук *А. Д. Маляренко*

ISBN 978-985-519-878-0

© БГАТУ, 2017

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	5
Глава I. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ ПЕРЕРАБОТКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПРОДУКЦИИ	
1.1. Числа. Предмет теории чисел. Классификация теории чисел.....	8
1.2. Предпочтительные числа. Ряды предпочтительных чисел. Классификация.....	11
1.3. «Золотое сечение» в новых геометрических фигурах. Построение математических моделей.....	18
1.3.1. «Золотое сечение» в площади круга.....	18
1.3.2. «Золотое сечение» в плоской перфорированной круглой пластине. Построение математической модели	19
1.3.3. «Золотое сечение» в логарифмической спирали. Метод построения и основные закономерности	24
1.4. Взаимосвязь «золотого сечения» с числами π , e и g	26
1.5. Множественность взаимосвязей констант π , Φ , e в представлении комплексного числа	30
Глава II. МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ	
2.1. Ножевая решетка. Построение математической модели....	34
2.2. Нож волчка. Построение математических моделей.....	37
2.3. Куттерные ножи. Построение математических моделей....	43
2.4. Матрицы для формования макаронных изделий. Построение математических моделей.....	53
2.5. Шнеки нагнетающего типа. Построение математических моделей.....	61
2.6. Составные плитные настилы. Построение математических моделей.....	69
2.7. Теплообменные аппараты. Построение математических моделей.....	75
2.8. Режущий механизм эмульсатора. Построение математической модели.....	92

Глава III. РАЗРАБОТКА ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПРОДУКЦИИ

3.1. Машины для первичного измельчения мясного сырья (волчки)	101
3.2. Прессы для механической обвалки мяса птицы	136
3.3. Аппараты для тепловой обработки молока и молочных продуктов.....	143
3.4. Установки и шприцы для производства соленых мясных изделий.....	158
3.5. Пароварочные камеры и парожарочные аппараты	168
3.6. Куттерные ножи	191

Глава IV. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ПРОМЫШЛЕННОЕ ВНЕДРЕНИЕ

4.1. Универсальный тепловой аппарат для объектов общественного питания.....	201
4.2. Экспериментальное исследование процесса обработки продуктов в среде перегретого водяного пара	210
4.3. Особенности теплообменных аппаратов для стерилизации молока	223
4.4. Экспериментальные исследования процесса первичного измельчения мясного сырья на волчках	232
4.5. Экспериментальные исследования процесса куттерования мясного сырья.....	244
4.6. Экспериментальные исследования процесса тонкого измельчения мясного сырья в эмульсаторах.....	261

Заключение.....	272
Библиографический список.....	273

ВВЕДЕНИЕ

На предприятиях пищевой промышленности перерабатывается, хранится, транспортируется и реализуется большое количество самых разнообразных пищевых продуктов и кулинарных изделий, что обуславливает создание и эксплуатацию разнотипного технологического оборудования, отличающегося между собой не только функциональным назначением, но и конструктивным оформлением рабочих органов. Рабочие органы технологического оборудования определяют такие основные его характеристики, как качество обработки сырья, производительность и энергетические затраты. Это значительно усложняет выработку единых подходов и методов конструирования технологического оборудования, затрудняет, а в ряде случаев и делает невозможным, создание единой взаимосвязанной системы машин и аппаратов, включающей в себя все виды основного и вспомогательного оборудования, в том числе функциональные емкости и оборотную тару, при этом новые энергетические, массовые и потребительские характеристики ряда машин и аппаратов не соответствуют требованиям международных стандартов. Актуальными остаются работы по созданию малоотходных и энергосберегающих технологий, разработке новых физических методов обработки пищевых продуктов и совершенствованию традиционных.

В целом отсутствует системный подход как единая методологическая основа для совершенствования важнейших параметров рабочих органов оборудования, определяющих в конечном счете такие главные показатели работы оборудования, как производительность, качество и энергозатраты на единицу обрабатываемой продукции.

Необходима новая концепция в подходах и принципах конструирования энергосберегающих, малоинерционных и компактных технологических машин и аппаратов, и для ее создания мы предлагаем использовать такие фундаментальные законы природы, как принцип «золотой пропорции» и закономерности системы предпочтительных чисел, основанной на свойствах ряда чисел Фибоначчи. При этом достигаются наилучшие массовые, габаритные и энергетические характеристики. Здесь же открываются широкие возможности для унификации и стандартизации узлов и деталей при их высокой компактности и интегрирования вновь создаваемого оборудования в мировую систему конструирования новой техники.

Использование человеком законов «золотого сечения» известно со времен древней цивилизации, цивилизации Древнего Востока и Древней Греции, эпохи Возрождения (XIV–XVI вв.), в области геометрии, скульптуры, археологии и др. Позднее проявление «золотого сечения» мы находим в поэзии, музыке, генетике, космосе и др. Появилось много научных публикаций и в последние десятилетия, в которых также исследуются закономерности «золотого сечения» в различных областях знаний.

Над философскими проблемами структурной гармонии систем работает в наши дни известный профессор Э. М. Сороко; по применению «золотого сечения» в природе и искусстве успешно творит научная школа профессора Н. Ф. Семенюты и профессора В. Л. Михаленко; проблемами философии красоты занимается В. Ф. Мартынов; мексиканскими пирамидами и их связью с «золотым сечением» занимается Г. Бубнов; проблемы гармонии природных и искусственных систем исследует В. И. Коробко; в 1994 г. петербургский ученый Б. И. Кузьмин открыл принцип «золотой симметрии» случайных величин; плодотворно работают в этой области украинские ученые А. П. Стахов и В. П. Шапоренко; в последние годы на базе Ставропольского университета проведено несколько международных конференций по циклам природы и общества, на которых также рассматривались вопросы, связанные с «золотой пропорцией» и проблемами гармонии систем. Значительный вклад в теорию «золотой пропорции» и чисел Фибоначчи внес известный ученый В. А. Васютинский, а также математик Н. Н. Воробьев.

Интерес к «золотому сечению» и числам Фибоначчи в последние годы возрос в США, Великобритании и Японии, и сегодня материалы по проблемам «золотого сечения» можно найти в научно-технических и философских журналах, опубликованных во всемирной компьютерной сети Интернет.

Однако, несмотря на значительное количество научных работ, связанных с «золотой пропорцией», практически отсутствуют исследования, связанные с применением этого закона природы в конкретных технических объектах. Из вышеизложенного следует актуальность и значимость данной научной работы – показать «золотую пропорцию» («золотое сечение») в неизвестных ее проявлениях применительно к различным техническим устройствам, открыть ее начала, взаимосвязь различных деталей и узлов в рамках единого

целого технического объекта, отвечающего эстетическим и техническим критериям совершенства красоты и гармонии (как в живой, так и в неживой природе), требованиям оптимального соотношения пропорций на пути к техническому совершенству и перспективы использования «золотого» сечения в научно-техническом прогрессе современного общества.

Необходимо отметить, что Природа – это лучший конструктор, поэтому проектировать и создавать новую технику и добиваться при этом технического совершенства можно только на основе самого широкого использования законов самой Природы.

Впервые предлагается единая теория для расчета и конструирования рабочих органов машин и механизмов, отличающихся устройством, принципом действия и функциональным назначением, на основе принципиально новых системных подходов к изучению, конструированию и проектированию новых типоразмерных рядов технических устройств с использованием фундаментальных законов природы, коренным образом меняющая представление о технике как о едином целом с живыми объектами.

ГЛАВА 1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ ПЕРЕРАБОТКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПРОДУКЦИИ

1.1. Числа. Предмет теории чисел. Классификация теории чисел

Значение чисел невозможно переоценить: человеческое общество не может существовать без чисел. С доисторических времен числа отражают и направляют человеческую деятельность – они являются фундаментальным инструментом цивилизации. Независимо от уровня цивилизации все числа имеют одни и те же функции: счет, упорядочивание, измерение и кодирование (шифрование). Все числа можно разделить на натуральные (рациональные), например 1, 2, 3, 4, 5... и иррациональные. «Золотое сечение» является числом иррациональным и обозначается греческой буквой Φ (фи). Это число было открыто древними греками и впервые опубликовано в одной из самых известных и многократно переиздаваемых книг всех времен и народов – «Началах» Евклида Александрийского (325–265 гг. до н. э.), написанной около 300 г. до н. э. Эта книга является научным бестселлером в истории, ее успех бесспорен, она оказала значительное влияние на развитие всех областей математики и сегодня служит учебником геометрии для средней школы. Известный математик и педагог XX в. Лусио Ломбардо Радис считает, что после Библии и работ Ленина «Начала» являются самой публикуемой и переводимой книгой.

Первоначальные элементы математики связаны с появлением навыков счета, возникших в примитивной форме на сравнительно ранних ступенях развития человеческого общества в процессе трудовой деятельности. Понятие натурального числа, появляющееся как результат постепенного абстрагирования, является основой всего дальнейшего развития математики.

Изучение свойств натуральных чисел, начатое в примитивной форме математиками давно ушедших поколений, занимает большое место в современной математике, составляя основное содержание одного из ее ведущих разделов, который мы называем теорией чисел. При рассмотрении натуральных чисел мы замечаем, что среди них встречаются числа с весьма разнообразными свойствами. Так, например, среди натуральных чисел мы выделяем

простые числа, и, естественно, возникает вопрос, как они распределены среди всех натуральных чисел. Мы можем также заметить, например, что среди натуральных чисел есть числа, которые нельзя представить в виде суммы двух квадратов натуральных чисел, и поставить вопрос о том, какие именно числа обладают этим свойством и как часто они встречаются.

В теории чисел, естественно, выделяются и рассматриваются в первую очередь те проблемы, которые напрямую связаны с изучаемыми объектами и важны для построения математики в целом. Некоторые теоретико-числовые задачи возникают уже в рамках школьного курса арифметики. Исторически теория чисел возникла как непосредственное развитие арифметики. В настоящее время в теорию чисел включают значительно более широкий круг вопросов, выходящих за рамки изучения натуральных чисел. В теории чисел рассматриваются не только натуральные числа, но и множество всех целых чисел, а также множество рациональных чисел.

Изучение свойств таких чисел составляет содержание одного из важнейших разделов современной теории чисел, называемого алгебраической теорией чисел. В теорию чисел включают также вопросы, связанные с приближением действительных чисел рациональными дробями. Такие приближения называют обычно диофантовыми, по имени великого греческого математика Диофанта.

Для современной теории чисел характерно применение весьма разнообразных методов исследований; так, например, многие проблемы теории чисел могут быть сформулированы в геометрической форме, и к решению такого рода задач применяют геометрические соображения (геометрическая теория чисел). В современной теории чисел широко пользуются методами математического анализа; в частности, при изучении вопросов, связанных с распределением простых чисел, особенно часто приходится применять теорию функций комплексного переменного. Теоретико-числовые исследования, в которых используются методы математического анализа, являются содержанием весьма значительного раздела теории чисел, получившего наименование «Аналитическая теория чисел».

Развитие теории чисел тесно связано с развитием целого ряда разделов математики.

Теория чисел не только широко использует методы, разработанные в смежных математических дисциплинах, но и сама влияет на формирование этих дисциплин. Так, например, начало глубоких исследований в теории алгебраических чисел было связано с так называемой проблемой Ферма о возможности существования целых положительных решений неопределенного уравнения $x^n + y^n = z^n$ при $n > 2$; дальнейшее развитие этой теории оказало решающее влияние на современную алгебру, а возникшие в теории чисел понятия «кольцо» и «идеал» являются одними из основных понятий всей математики нашего времени.

Наибольший след в дальнейшем развитии теории чисел оставили весьма значительные для этой эпохи работы Леонардо Пизанского и работы Региомонтини (1436–1476), который нашел труды Диофанта и впервые в Европе стал систематически их изучать. Большое влияние на дальнейшее развитие теории чисел оказали и работы А. Лежандра (1752–1833) по теории неопределенных уравнений высших степеней.

Работы Эйлера, ЛAGRANЖА и Лежандра создали базу для цельной теории, получившей позже у Гаусса название теории сравнений.

Большие успехи в XX в. были достигнуты в теории диофантовых приближений и в теории трансцендентных чисел. Новые методы доказательства трансцендентности широких классов чисел разработаны советским математиком А. О. Гельфондом и немецким ученым К. Зигелем.

К алгебраической теории чисел относятся работы советского математика И. Р. Шафаревича, а также работы Б. Н. Делоне по теории кубических форм.

На рис. 1.1 представлена современная классификация теории чисел, составленная с учетом научных достижений ученых XXI в.

Ряд вопросов теории чисел находят себе применение на практике, например в теории телефонных сетей (кабелей), в кристаллографии, при решении некоторых задач теории приближенных вычислений, однако наибольший интерес представляет геометрическая теория чисел и создание на ее основе системы рядов предпочтительных чисел. В дальнейшем мы покажем применение геометрической теории чисел конкретно в процессах и машинах по переработке сельскохозяйственной продукции.

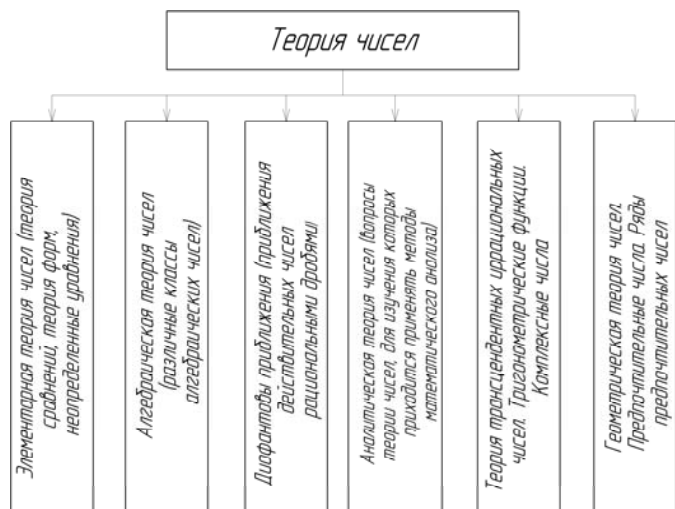


Рис. 1.1. Современные направления в развитии теории чисел

1.2. Предпочтительные числа.

Ряды предпочтительных чисел. Классификация

Предпочтительные числа – это тщательно и научно подобранные цифровые величины, которыми рекомендуется пользоваться при конструировании вновь создаваемых технических объектов и устройств в соответствии со стандартом ГОСТ 8032–84 (СТ СЭВ 3961–83).

Предпочтительные числа устанавливают взаимосвязь в параметрах деталей и узлов, размеры продукции и сооружений, мощность, грузоподъемность, массовые характеристики, геометрические размеры и т. п. [29].

Впервые в СССР общесоюзный стандарт на числа был разработан и издан в 1956 г. (ГОСТ 8032–56), а затем переиздан в 1984 г. (ГОСТ 8032–84) взамен стандарта Совета Экономической Взаимопомощи – СТ СЭВ 3981–83.

Предпочтительные числа получают на основе геометрической прогрессии, i -й член которой равен

$$g_i = \pm 10^{\frac{i}{R}} \text{ (знаменатель прогрессии } Q = \sqrt[R]{10^1} \text{),}$$

где $R = 5, 10, 20, 40, 80$ и 160 ;

i принимает целые значения в интервале от 0 до R .

Основные ряды предпочтительных чисел

В соответствии с данным стандартом обозначения и знаменатели основных рядов предпочтительных чисел устанавливаются по табл. 1.1.

Таблица 1.1

Обозначения и знаменатели основных рядов предпочтительных чисел

Обозначения основного ряда	Знаменатель ряда	
	Округленное значение Q_0	Точное значение Q_i
R5	1,6	$\sqrt[5]{10}$
R10	1,25	$\sqrt[10]{10}$
R20	1,12	$\sqrt[20]{10}$
R40	1,06	$\sqrt[40]{10}$
R80	1,03	$\sqrt[80]{10}$
R160	1,015	$\sqrt[160]{10}$

Среди свойств рядов предпочтительных чисел отметим три:

- в рядах, начиная с R10, находится число 3,15, приблизительно равное π , т. е. длина окружности и площадь круга примерно равны предпочтительным числам, если диаметр – предпочтительное число;
- ряд R40 включает предпочтительные числа 3000, 1500 и 375, представляющие собой синхронные частоты вращения валов электродвигателей в оборотах в минуту;
- ряд R80 ($Q_0 \approx 1,03$) использован в строительстве железных дорог. Так, например, предпочтительное число этого ряда 1430 является шириной (в мм) колеи железной дороги в европейских странах, а число 1520 – шириной колеи железных дорог в РФ.

Кроме основных рядов данным стандартом вводятся:

- дополнительные ряды предпочтительных чисел;
- выборочные ряды предпочтительных чисел;
- составные ряды предпочтительных чисел;
- приближенные предпочтительные числа;
- производные предпочтительные числа;
- специальные ряды чисел.

Рассмотрим более подробно свойства специальных рядов чисел, как представляющих наибольший интерес для практики.

Специальные ряды чисел и значений величины (параметра)

1. Двоичный ряд чисел.

i -й член ряда находится из выражения

$$\gamma_i = \alpha^i.$$

Применяется в вычислительной технике.

2. Форматные ряды стандартных значений линейного размера стороны листа.

Данный ряд линейного размера образуется из условия, что стороны формата листа связаны соотношением $a/b = 2b/a$, т. е. меньший формат получается путем разрезания большого формата при сохранении соотношения сторон.

Отсюда выражение для i -го члена ряда, определяющего размеры сторон листов различного формата, имеет вид:

$$\gamma_i = \frac{a}{\sqrt{2^i}},$$

где значение a выбирается из двух условий:

- площадь исходного листа равна 1 м^2 ;
- ряд должен содержать линейный размер 1 м .

В первом случае $a = 1/\sqrt[4]{2} = 0,841 \text{ м}$, во втором случае $a = 1 \text{ м}$.

Отсюда форматный ряд линейного размера (в мм) будет в первом случае: $F_e = 1189, 841, 594, 420, 297, 210, 148, 106, 74, 52, 37, 26, 18, 13, 9 \dots$

Во втором случае: $F_i = \dots 1414, 1000, 707, 500, 353, 250, 170, 125, 88, 62, 44, 31, 22, 15, 11 \dots$

*Ряды линейных размеров,
полученные на основе «золотого сечения»*

Значения линейных размеров прямоугольника с соотношением сторон на основе «золотого сечения» выбираются из соотношения

$$\frac{a}{b} - \frac{a+b}{a} = 1,618 \text{ или } \frac{a}{b} = 0,618.$$

Прямоугольник с таким соотношением сторон может быть составлен из квадратов или прямоугольников с таким же соотношением сторон.

Прямоугольники «золотого сечения» позволяют разместить наибольший объем информации, они обладают максимальной эстетической ценностью и могут быть рекомендованы, например, для линейных размеров книг, картин, плакатов, различного рода экранов, панно, витрин, фасадов строительных сооружений и т. д.

Выражение i -го члена ряда, определяющего размеры сторон прямоугольников, полученных из исходного на основе «золотого сечения», имеет вид:

$$\gamma_i = \frac{a}{1,618^i}.$$

Из свойств специальных рядов чисел мы видим, что они напрямую связаны с понятием числа, которое называется «золотым сечением» и обозначается греческой буквой Φ (фи).

Отметим, что число $\Phi = 1,618$ играет в математике выдающуюся роль, обладая удивительными свойствами и связями с творением природы и человека на протяжении всей истории человечества.

Система предпочтительных чисел широко используется в различных областях техники. Так, например, в машиностроении используются рядами линейных размеров при конструировании машин и механизмов. В соответствии с рядами предпочтительных чисел можно выбрать грузоподъемность транспортных средств, контейнеров, вместимость складов, производительность оборудования, установочную мощность, габаритные размеры и массу машин.

Применение системы предпочтительных чисел позволяет использовать определенную закономерность для построения параметрических рядов изделий, увязывать и унифицировать их параметры между собой, получать конструкцию машины, отличающейся высокой компактностью и оптимизацией основных технических и экономических характеристик. Предпочтительные числа представляют собой тщательно и научно подобранные цифровые величины, подчиняющиеся определенным закономерностям.

Известные ряды предпочтительных чисел основаны на принципе геометрической прогрессии. Согласно определению предпочтительные числа – система параметрических десятичных рядов чисел, построенных по геометрической прогрессии со знаменателем $q = \sqrt[n]{10}$, где $n = 5, 10, 20, 40, 80$ – номера рядов, безграничных как в большую, так и в меньшую сторону и обладающих свойствами,

которые позволяют применять их при выборе основных и базовых размеров, параметров и характеристик изделий.

В соответствии со стандартом ГОСТ 8032–84 ряды предпочтительных чисел подразделяются на основные, дополнительные, выборочные, составные, приближенные, производные и специальные. Однако определение знаменателей геометрических прогрессий по формуле $q_n = \sqrt[n]{10}$ не имеет достаточно полного научного обоснования. По этой причине некоторые ученые и специалисты считают использование рядов предпочтительных чисел в конструировании технических устройств неправомерным. Однако, если обратиться к научным трудам итальянского математика Леонардо Пизанского (Фибоначчи), мы увидим, что существует теоретическая взаимосвязь между основными рядами предпочтительных чисел, «золотой пропорцией» и последовательностью Фибоначчи, заключающаяся в том, что значение знаменателей геометрических прогрессий основных рядов можно определить по формуле

$$q_n = \sqrt[n]{\Phi},$$

где q_n – значение знаменателя геометрической прогрессии n -го основного ряда предпочтительных чисел;

Φ – 1,618... – значение «золотой пропорции» (сечения);

n – целые числа 1, 2, 4, 8 и 16.

При использовании формулы $q_n = \sqrt[n]{\Phi}$ мы получаем новый ряд предпочтительных чисел: 1, 2, 3, 5, 8, 13, 21, 34, 55, 89, 144, 233, 377, 610 и т. д., который совпадает с последовательностью Фибоначчи. Эта последовательность чисел, описанная итальянским математиком в XIII в., начинается с двух единиц, а каждое следующее число равно сумме двух предыдущих [5, 6, 33].

Частное от деления любого числа последовательности на предшествующее ему число будет стремиться к Φ , давая все более точное значение для каждого следующего числа последовательности: $1/1 = 1$; $2/1 = 2$; $3/2 = 1,5$; $5/3 = 1,666\dots$; $8/5 = 1,6$; $13/8 = 1,625$; $21/13 = 1,615348\dots$; $34/21 = 1,61904\dots$; $55/34 = 1,61764\dots$; $89/55 = 1,61818\dots$; $144/89 = 1,61747\dots$; $\Phi = 1,6180339887\dots$

Для практических расчетов приближенного значения Φ с точностью до пяти десятичных знаков после запятой вполне достаточно, т. е. $\Phi = 1,61803$. Отметим, что $\Phi^2 = 2,618$, $\sqrt{\Phi} = 1,272$, $\sqrt[4]{\Phi} = 1,128$ и т. д.

Определение новых основных рядов предпочтительных чисел по формуле $q_n = \sqrt[n]{\Phi}$ даст более точные значения знаменателей геометрической прогрессии основных рядов R5, R10, R20, R40 и R80 (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Новые основные ряды предпочтительных чисел

Ряды	$q_n = \sqrt[n]{\Phi}$, где $n = 1, 2, 4, 8, 16$
R1	1,618
R2	1,272
R4	1,128
R8	1,062
R16	1,031

В табл. 1.3 приведены значения знаменателей существующих рядов предпочтительных чисел.

Таблица 1.3

Существующие ряды предпочтительных чисел

Ряды	$q_n = \sqrt[n]{10}$, где $n = 5, 10, 20, 40, 80$
R5	1,585
R10	1,259
R20	1,122
R40	1,059
R80	1,029

Сравнение новых и известных значений рядов предпочтительных чисел показывает, что разница между ними составляет 1,5...1,7%, а именно в этих процентах и заключается достижение технического совершенства различных устройств, в частности их рабочих органов.

Новые значения являются наиболее точными, и прежде всего потому, что они определены на основе законов природы, а не чисто математически, как в существующих рядах.

С учетом данных табл. 1.2 современная классификация рядов предпочтительных чисел представлена на рис. 1.2.

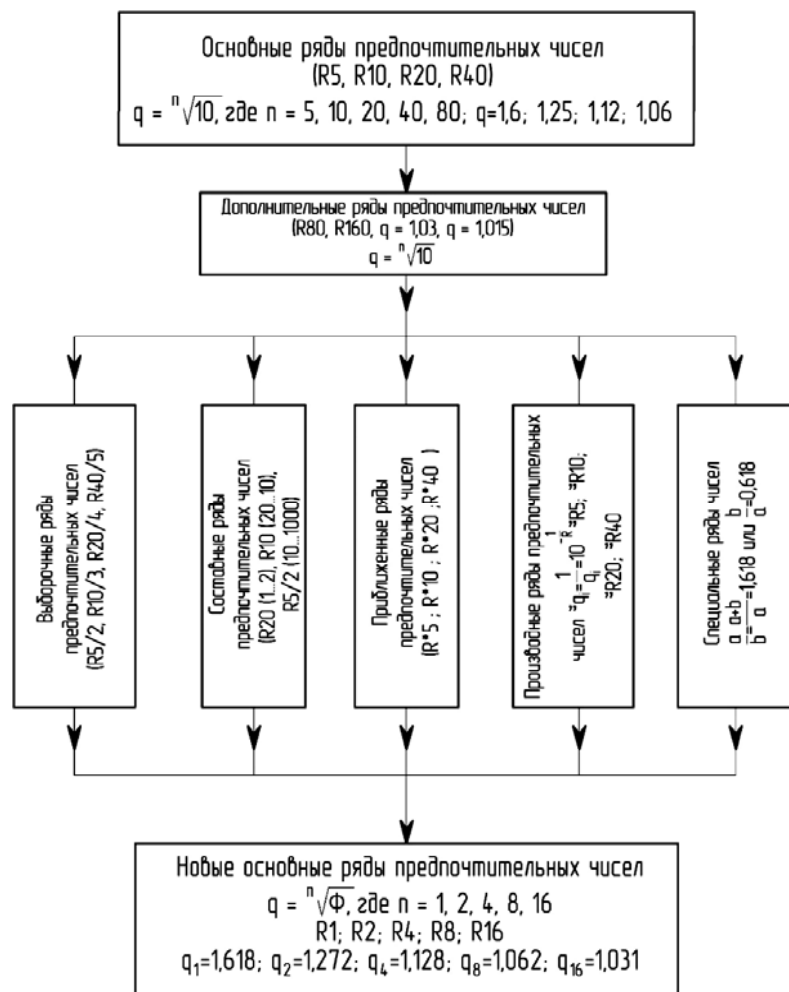


Рис. 1.2. Современная классификация рядов предпочтительных чисел

Из представленной классификации видно, что новые основные ряды предпочтительных чисел практически полностью совпадают с основными рядами предпочтительных чисел по стандарту ГОСТ 8032–84, но при этом значение знаменателей геометрических прогрессий является более точным, что и дает основание для достижения технического совершенства нового устройства.

1.3. «Золотое сечение» в новых геометрических фигурах. Построение математических моделей

В настоящее время о применении «золотого сечения» в геометрии накопилось достаточно много информации:

- деление отрезка «золотым сечением» в крайнем и среднем отношении;
- «золотые» прямоугольники;
- спирали и «золотое сечение»;
- «золотой» пятиугольник и треугольник;
- треугольник Паскаля и последовательность Фибоначчи;
- Пифагоровы тройки и «золотое сечение» и др.

Однако закономерности «золотого сечения» можно использовать при определении площади круга.

1.3.1. «Золотое сечение» в площади круга

Наиболее распространенная геометрическая фигура в технике – круг (окружность). В настоящее время известна только одна формула для определения площади круга $S_{кр}$, которой пользуются во всех странах мира и которая дошла до нас со времен Пифагора, а именно:

$$S_{кр} = \frac{\pi D^2}{4},$$

где D – диаметр круга, м.

В этой формуле площадь круга $S_{кр}$ определяется через число π , но само это число – трансцендентное, т. е. неточное, что было доказано в 1882 г. Ф. Линдеманом и другими учеными. По этой причине многие математики всего мира до сих пор проводят исследования по уточнению числа π и пытаются решить известную задачу о «квадратуре круга», при этом у инженеров и конструкторов нет до сих пор точной формулы для определения площади круга.

Предлагаем новую формулу для определения площади круга $S_{кр}$. Эта формула имеет простой вид и получена на основе «золотой пропорции», а именно:

$$S_{кр} = \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}},$$

где $\Phi = 1,618$ – значение «золотой пропорции» (сечения).

Сравнение новой формулы с известной показывает, что разница в конкретных вычислениях находится в пределах 0,7...1,0 %.

Покажем это на конкретных примерах, приняв $D = 50, 100$ и 150 мм (см. табл. 1.4).

Таблица 1.4

Определение площади круга

$D, \text{ мм}$	$S_1 = \frac{\pi D^2}{4}$, где $\pi = 3,1416\dots$	$S_2 = \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}}$, где $\Phi = 3,6180\dots$
50	1963,125 мм ²	1965,409 мм ²
100	7852,500 мм ²	7861,64 мм ²
150	17 668,125 мм ²	17 688,679 мм ²

Отсюда можно сделать вывод, что $S_1 \approx S_2$.

Новая формула особенно применима в том случае, если диаметр круга D – предпочтительное число, например $D = 55, 89, 144, 233, 377$ мм и т. д.

Таким образом, если геометрические параметры круга (диаметр, радиус, площадь) определяются через значение «золотого сечения», то такой круг называется «золотым».

1.3.2. «Золотое сечение» в плоской перфорированной круглой пластине. Построение математической модели

Предварительные сведения. Перфорированная пластина в качестве рабочего органа широко применяется в различных технических устройствах: в глушителях шума двигателей внутреннего сгорания; в механизмах для первичного, среднего и тонкого измельчения мясного сырья; в оросительных, распылительных, струйных и вихревых устройствах; при формовании различных макаронных изделий; в машинах для механической обвалки мяса и т. п., при этом перфорированные перегородки должны иметь одинаковую пропускную способность по всей рабочей поверхности и минимальное гидравлическое (аэродинамическое) сопротивление на прокачку рабочего тела.

Для решения этой проблемы используем свойства чисел, известных в литературе под названием ряда Фибоначчи: 1, 1, 2, 3, 5, 8, 13, 21... Как видно из этого ряда, в нем каждое последующее

число, начиная с третьего, равно сумме двух предыдущих. В общем виде эта закономерность может быть представлена формулой (1.1) – разностным уравнением второго порядка. Его общее решение имеет вид:

$$a_n = Aq_1^{n-1} + Bq_2^{n-1}, \quad (1.1)$$

где $q_1 = \frac{1+\sqrt{5}}{2}$; $q_2 = \frac{1-\sqrt{5}}{2}$; A и B – произвольные постоянные.

Т. к. $a_1 = a_2 = 1$, то $A = \frac{1+\sqrt{5}}{2\sqrt{5}}$ и $B = \frac{\sqrt{5}-1}{2\sqrt{5}}$.

Тогда:

$$a_n = \frac{1}{\sqrt{5}} \left[\left(\frac{1+\sqrt{5}}{2} \right)^n - \left(\frac{1-\sqrt{5}}{2} \right)^n \right] \text{ при } n \geq 1. \quad (1.2)$$

По определению «золотого сечения» («золотой пропорции») имеем:

$$a_n = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{a_{n+1}}{a_n} = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{\left(\frac{1+\sqrt{5}}{2} \right)^{n+1} - \left(\frac{1-\sqrt{5}}{2} \right)^{n+1}}{\left(\frac{1+\sqrt{5}}{2} \right)^n - \left(\frac{1-\sqrt{5}}{2} \right)^n} = \frac{1+\sqrt{5}}{2}. \quad (1.3)$$

Из (1.3) следует, что отношение двух соседних чисел ряда Фибоначчи в пределе составляет:

$$\alpha = \Phi = \frac{1+\sqrt{5}}{2} = 1,6180.$$

Легко проверить, что начиная с пятого члена ряда Фибоначчи это отношение достаточно близко к «золотому сечению»: $8/5 = 1,60000$; $13/8 = 1,62500$; $21/13 = 1,61528$; $34/21 = 1,61904$.

При этом оценка погрешности имеет вид:

$$\frac{a_{n+1}}{a_n} - \alpha \leq \frac{1}{a^n a_n}.$$

Из нее вытекает, что отношение $\frac{a_{n+1}}{a_n}$ монотонно и достаточно

быстро сходится к числу α с ростом n , т. к. $\frac{1}{a^{n+1}a_{n+1}} < \frac{1}{a^n a_n}$.

Следовательно, с достаточной точностью можно считать, что

$$\alpha \approx \frac{a_{n+1}}{a_n}, \quad n \geq 5.$$

Построение математической модели. Разобьем теперь перегородку (рис. 1.3) на условные концентрические окружности, радиусы которых определяются по формуле

$$R_n = (\sqrt{a})^n R_0, \quad n = 1, 2, 3, 4, \dots,$$

где R_0 – радиус центрального отверстия.

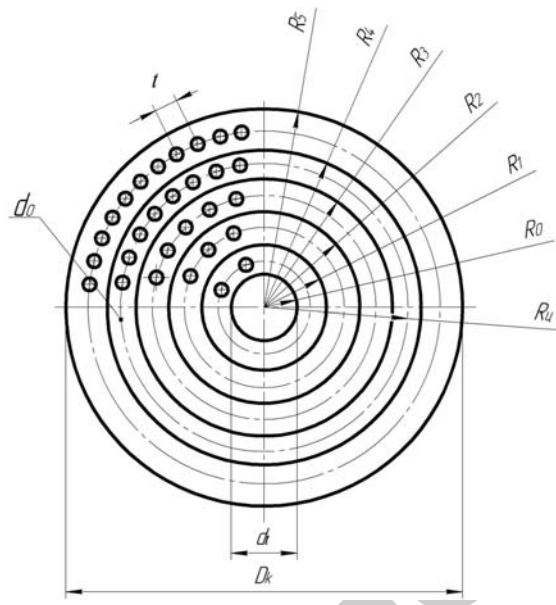


Рис. 1.3. Схема перегородки, перфорация которой рассчитана на основе соотношения «золотого сечения»: D_k – диаметр наружного корпуса перегородки; d_r – диаметр посадочного отверстия; d_0 – диаметр отверстия; R_0 – радиус посадочного отверстия; R_1 – радиус первого условного кольца; $R_{2...5}$ – радиусы второго...пятого условных колец; R_n – центральный радиус n -го условного кольца

Отметим, что отверстия в кольцах располагаются на центральных радиусах каждого кольца. При этом предположении нетрудно показать, что пропускная способность любого кольца будет примерно одинаковой, если выбирать количество отверстий в каждом кольце равным соответствующему числу Фибоначчи. Действительно, пропускная способность n -го кольца с числом отверстий α равна:

$$K_{i,n} = \frac{a_i f_0}{\pi(R_n^2 - R_{n-1}^2)},$$

где $f = \pi r_0^2$ – площадь отверстия.

Соответственно, для $(i+1)$ -го кольца с числом отверстий $(n+1)$ имеем:

$$K_{i+1,n+1} = \frac{a_{n+1} f_0}{\pi(R_{i+1}^2 - R_i^2)}.$$

По условию $K_{i,n} \approx K_{i+1,n+1}$, следовательно:

$$\frac{a_n f_0}{\pi(R_i^2 - R_{i+1}^2)} : \frac{a_{n+1} f_0}{\pi(R_{i+1}^2 - R_i^2)} = 1.$$

Отсюда получаем:

$$\frac{a_{n+1}}{a_n} \approx \frac{R_{i+1}^2 - R_i^2}{R_i^2 - R_{i-1}^2} = \frac{\alpha_{i+1} R_0^2 - \alpha_i R_0^2}{\alpha_{i+1} R_0^2 - \alpha_{i-1} R_0^2} = \alpha.$$

Таким образом, чем больше количество отверстий a_n в кольцах, тем точнее будет соблюдаться условие $K_{i,n} \approx K_{i+1,n+1}$ и тем самым будет уменьшаться аэродинамическое (гидравлическое) сопротивление перегородки. С другой стороны, число a_n ограничивается конструктивными характеристиками перегородки, в частности диаметром отверстия, которое не должно быть меньше 3,0 мм (для решеток волчков).

В качестве примера рассмотрим ножевую решетку режущего механизма волчка. Принимаем, что для данной решетки число колец $n = 5$, число отверстий в кольцах соответственно равно 13, 21, 34, 55, 89, радиус $R_0 = 35$ мм, диаметр отверстий $d = 5$ мм ($r_0 = 2,5$ мм). Отверстия располагаются на центральном радиусе R_n каждого кольца с равномер-

ным шагом t по длине окружности, при этом считаем, что радиус R_k корпуса равен наружному радиусу пятого кольца R_5 . Тогда:

$$R_1 = 1,272R_0 = 44,52 \text{ мм}; \quad R_2 = 1,272R_1 = 56,63 \text{ мм};$$

$$R_3 = 1,272R_2 = 72,03 \text{ мм}; \quad R_4 = 1,272R_3 = 91,62 \text{ мм};$$

$$R_5 = 1,272R_4 = 116,54 \text{ мм}.$$

Найдем пропускную способность каждого кольца:

$$K_{1,13} = \frac{13f_0}{\pi(R_1^2 - R_0^2)} \approx 0,107327; \quad K_{2,21} = \frac{21f_0}{\pi(R_5^2 - R_1^2)} \approx 0,107154;$$

$$K_{3,34} = \frac{34f_0}{\pi(R_3^2 - R_2^2)} \approx 0,107327; \quad K_{4,55} = \frac{55f_0}{\pi(R_4^2 - R_3^2)} \approx 0,107221;$$

$$K_{5,89} = \frac{89f_0}{\pi(R_5^2 - R_4^2)} \approx 0,107232.$$

Вычисляем пропускную способность всей решетки:

$$K_{0,212} = \frac{212f_0}{\pi(R_5^2 - R_0^2)} \approx 0,107233.$$

Таким образом, $K_{1,13} = K_{2,21} = K_{3,34} = K_{4,55} = K_{5,89} = K_{0,212}$.

Данная модель справедлива при любом диаметре отверстий и различных их количествах, но значения диаметров отверстий и их число должно быть принято из ряда чисел Фибоначчи [1, 8, 9, 32].

На основе вышеизложенного можно дать определение новым «золотым» геометрическим фигурам: кругу и перфорированной перегородке (пластине).

1. «Золотой» круг – круг, площадь которого определяется через значение «золотого сечения».

2. «Золотая» перфорированная пластина (перегородка) – перфорированная плоская круглая пластина (перегородка), геометрические параметры (диаметр отверстий, количество отверстий, наружный диаметр, радиусы расположения отверстий по концентрическим окружностям и т. п.) которой определяются «золотым сечением» с использованием предпочтительных чисел – чисел Фибоначчи.

1.3.3. «Золотое сечение» в логарифмической спирали.

Метод построения и основные закономерности

Самым удивительным образом Φ проявляется в спиралях. Предположим, что у нас «золотой» прямоугольник, от которого мы отсекаем квадраты, получая «золотые» прямоугольники (рис. 1.4).

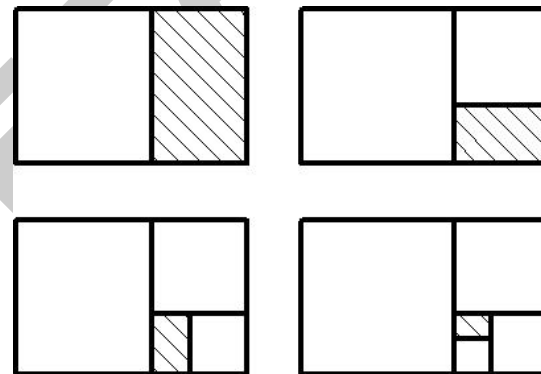


Рис. 1.4. Схема построения «золотых» прямоугольников

Затем мы проведем четверть дуги окружности в каждом из отсекаемых квадратов. Радиус каждой из окружностей равен длине стороны квадрата, а центром является вершина, общая со следующим «золотым» прямоугольником. Это будут точки 1, 2, 3, 4, 5... (рис. 1.5). Таким образом мы получим линию, называемую логарифмической спиралью.

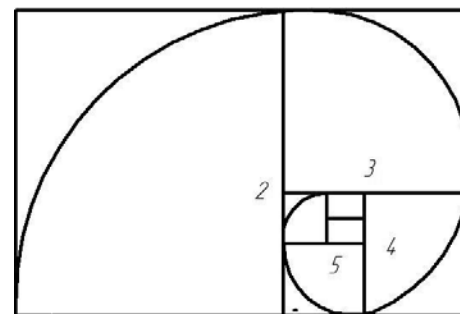


Рис. 1.5. Схема построения логарифмической спирали

Спираль является такой кривой линией, форма которой не меняется при изменении размера. Это свойство называется самоподобием.

Другим важным свойством спирали является равноугольность: если провести прямую линию от центра спирали, точки ее возникновения, к любой другой точке, углы пересечений с кривой всегда будут одинаковыми. Поэтому, если мы хотим наблюдать точку под постоянным углом, мы должны двигаться вокруг нее по траектории, которая является логарифмической спиралью. Она также известна как геометрическая спираль, т. к. длина радиус-вектора – отрезка, соединяющего центр с точкой на спирали, – увеличивается в геометрической прогрессии, в то время как угол, образованный радиус-вектором, увеличивается в арифметической прогрессии (рис. 1.6).

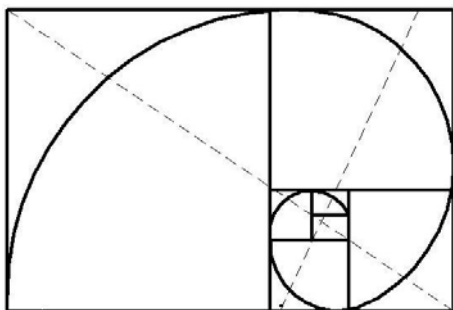


Рис. 1.6. Схема построения логарифмической спирали на основе квадратов и «золотых» прямоугольников

Строго говоря, кривая, которую мы только что построили в наших «золотых» прямоугольниках, не является спиралью, т. к. она образована дугами разных окружностей, соединенными между собой искусственно, но она приближена к логарифмической спирали. Спираль не касается четвертинок окружностей, а пересекает их, пусть и под очень малым углом. Настоящая логарифмическая спираль выглядит следующим образом (рис. 1.7).

Отметим, что данный вид спирали обладает уникальными свойствами: в точках *A*, *B*, *C* и др. коэффициент скольжения остается постоянной величиной, что весьма важно, например, при тонком измельчении мясного сырья в куттерах или при отрезании макаронных полуфабрикатов в макаронных прессах.

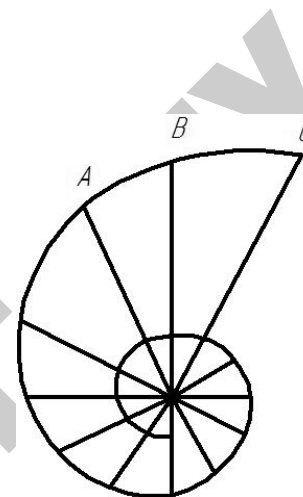


Рис. 7. Схема равноугольной логарифмической спирали самоподобного вида

Здесь необходимо отметить, что изложенный выше принцип построения логарифмической спирали позаимствован из книги Фернандо Корбалина «Золотое сечение». Математический язык красоты».

В заключение отметим, что «золотая пропорция» (сечение) лежит в основе «стержня» устойчивости всех мировых явлений. Движение планет, солнечная активность, строение ДНК, физические параметры воды и воздуха, строение атома, растительный мир, строение тела животных и человека, работа сердца и органов дыхания, функции зрения, состав крови и мн. др. – все это существует и развивается в устойчивых формах на основе «золотого сечения», которое является кирпичиком в фундаменте построения живого на Земле.

1.4. Взаимосвязь «золотого сечения» с числами π , e и g

В современном цивилизованном мире более, чем когда-либо, все основано на числах. Наиболее важные из чисел имеют даже собственные имена, например число π (пи), число e и число g , значения которых можно определить более точно с использованием числа «золотого сечения».

Число π является в математике одним из основополагающих, выражая отношение длины окружности к ее диаметру и равнясь бесконечной дроби $\pi = 3,14\dots$

Принято считать, что Архимед был первым человеком, кто предложил для числа π значение 3,14 (III в. до н. э.).

В Древнем Египте число π считалось равным дроби $(16/9)^2$, т. е. $\pi = 3,160\dots$

В священной книге джайнизма (одной из древнейших религий, существовавшей в Индии и возникшей в VI в. до н. э.) имеется указание, из которого следует, что число π в то время принимали равным $\sqrt{10}$, что дает дробь $3,162\dots$ Уточнение значения числа π продолжалось и на протяжении всех столетий уже нашей эры.

В 1882 г. немецкий математик Ф. Линдемман нашел строгое доказательство того, что это число не только иррационально, но и трансцендентно, т. е. не может быть корнем алгебраического уравнения. С последующим использованием методов дифференциальных и интегральных исчислений было найдено много формул, которые содержат число π , и подобные исследования продолжают и в настоящее время.

Однако число π можно определить через «золотую пропорцию» Φ , при этом значение числа π получается более точным. Покажем это на примере определения площади круга.

Площадь круга определяем по новой формуле. Если допустить, что при использовании новой формулы мы получаем более точное значение площади круга, то можно дать и более точное значение числа π :

$$S_{\text{кр}} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}}, \text{ или } \pi = 3,1446\dots$$

Т. е. можно утверждать, что число $\pi = 3,1446\dots$, а не $\pi = 3,1416\dots$

Число e – математическая константа, основание натурального логарифма, иррациональное число $e = 2,7182818284\dots$ Иногда число e называют числом Эйлера или неперовым числом (в честь шотландского ученого Джона Непера), и оно играет важную роль в дифференциальном и интегральном исчислении. Дробная часть числа e бесконечная и непериодическая. Оно является трансцендентным числом. Известно несколько способов определения числа e , однако до настоящего времени не удается получить его точное значение. Вместе с тем число e можно определить через значение «золотой пропорции» Φ .

Используя свойство «золотой пропорции», предлагаем также формулу для определения значения числа e :

$$e = 1,031\Phi^2, \text{ или } e = 2,6998\dots$$

Сравнивая новое значение $e = 2,6998$ с известным $e = 2,7183$, мы видим, что разница в конкретных вычислениях также составляет $0,8\dots1,0\%$, при этом мы утверждаем, что новое значение числа e более точное, т. к. вычислено на основе закона природы.

Число g – ускорение свободного падения. Все тела на Земле падают с одинаковым ускорением – основной вывод из опытов Галилея. Он же измерил и значение ускорения свободного падения, которое оказалось равным $9,8 \text{ м/с}^2$.

Эти факты были положены Ньютоном в основу закона всемирного тяготения.

Ускорение свободного падения одинаково для всех тел и так же, как и их вес, зависит от географической широты и высоты над уровнем моря. Поэтому ускорение свободного падения имеет неодинаковое значение для различных точек земной поверхности (см. табл. 1.5).

Таблица 1.5

Значение g в некоторых местах земной поверхности

Место	Широта	$g, \text{ м/с}^2$	Место	Широта	$g, \text{ м/с}^2$
Северный полюс	90°	9,832	Чикаго	42°	9,803
Гренландия	70°	9,825	Денвер	40°	9,796
Стокгольм	59°	9,818	Сан-Франциско	38°	9,800
Брюссель	51°	9,811	Зона Панамского канала	9°	9,782
Брант	51°	9,808	Ява	6° южн.	9,782
Нью-Йорк	41°	9,803	Новая Зеландия	37° южн.	9,800

Из табл. 1.5 следует, что значение g изменяется в пределах от $9,782$ до $9,832 \text{ м/с}^2$, при этом до настоящего времени нет формулы для теоретического определения чисел g , однако можно получить такую формулу, используя закон «золотой пропорции», а именно:

$$g = 1,4335\Phi^4, \text{ или } g = 9,82440 \text{ м/с}^2.$$

Можно утверждать, что если бы Земля была идеально круглой, то $g = 9,82440 \text{ м/с}^2$. Поэтому для инженерных расчетов мы рекомендуем принимать именно это значение.

Сегодня уже установлено, что окружающий нас растительный и животный мир основан на закономерностях ряда Фибоначчи и свойствах «золотой пропорции».

Ряд Фибоначчи был открыт в начале XIII в. и имеет вид: $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7 \dots a_n$, где a_n – целые числа: 1, 1, 2, 3, 5, 8, 13, 21, 34, 55, 89, 144...

Из этого ряда определяется значение «золотой пропорции» Φ :

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \frac{a_{n+1}}{a_n} \cong 1,618\dots = \Phi.$$

«Золотая пропорция» отражает форму объекта, а числа Фибоначчи – его содержание. «Золотая пропорция» и числа (коды) Фибоначчи – это два главных критерия, определяющие оптимальные параметры окружающей нас действительности на Земле и позволяющие достичь технического совершенства в конструкции растительного или животного мира.

Таким образом, используя фундаментальные законы природы, мы вывели новую формулу площади круга, определили новые (более точные) значения международных рядов предпочтительных чисел и дали более точные значения констант π , e и g , при этом в инженерных расчетах целесообразно использовать новые теоретические формулы ($\Phi = 1,618$):

1. Определение знаменателя рядов предпочтительных чисел:

$$q = \sqrt[n]{\Phi},$$

где $n = 1, 2, 4, 8, 16$.

2. Определение площади круга, m^2 :

$$S_{кр} = \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}},$$

где D – диаметр круга, м.

3. Определение константы $\pi = 3,1446$:

$$\pi = \frac{4}{\sqrt{\Phi}}.$$

4. Определение константы $e = 2,6991$:

$$e = 1,031\Phi^2.$$

5. Определение константы $g = 9,82506 \text{ м/с}^2$:

$$g = 1,4335\Phi^4.$$

Данное открытие прежде всего дает возможность глубже понять тайны создания окружающего нас животного мира; свидетельствует о едином генетическом коде животных. В частности, оно показывает, что никогда один вид не может превратиться в другой (по Ч. Дарвину): обезьяна не может превратиться в человека даже при интенсивной трудовой деятельности (по Ф. Энгельсу). Однако все виды животных сконструированы по одним и тем же принципам, в основу которых положены фундаментальные законы природы – «золотая пропорция» и числа ряда Фибоначчи.

Открытие позволяет по техническому уровню приблизить создаваемые человеком устройства к живым объектам, составляющим животный и растительный мир планеты Земля. Таким образом, создавать новую технику необходимо на основе максимального применения законов «золотой» пропорции и свойств ряда чисел Фибоначчи, что, как известно, является критериями гармонии и красоты в живой и неживой природе (в окружающем нас мире).

Использование новых, более точных значений рядов предпочтительных чисел, а также новых значений мировых констант π , e и g и новой формулы для определения площади круга обуславливает достижение технического совершенства конструкции объекта практически в любой области техники; создает единую теоретическую основу для расчета и конструирования рабочих органов машин и аппаратов, отличающихся устройством, принципом действия и функциональным назначением; закладывает основы принципиально новых системных подходов к изучению, конструированию и проектированию новых типоразмерных рядов технических устройств на основе фундаментальных законов природы.

1.5. Множественность взаимосвязей констант π , Φ , e в представлении комплексного числа

Попытки объединения одновременно трех известных констант π , Φ , e в одной формуле предпринимались неоднократно.

Выражение-интерпретация через значение «золотой пропорции» Φ известных фундаментальных констант π и e (аппроксимация одного другим) приводит к неточности таких представлений. Точность же выражения проблематична, поскольку π и e относятся к классу трансцендентных

иррациональных чисел, а Φ относится к классу алгебраических иррациональных чисел, т. е. таких, которые можно получить в результате решений алгебраических уравнений. Так что напрямую, т. е. в линейной зависимости, невозможно связать их так, чтобы соблюдались требования точности зависимостей. Однако такая взаимосвязь возможна на иной основе – на алгебраической, например посредством введения через тригонометрические функции, как это представлено в научных трудах (статьях) И. С. Ткаченко и его соавтора-однофамильца.

Вначале напомним о взаимосвязи π и e . Это тождество Л. Эйлера

$$e^{i\pi} = -1. \quad (1.4)$$

Здесь приведен точный результат представления комплексного числа в показательной и тригонометрической формах, полученный при $x = \pi$ из формулы Л. Эйлера

$$e^{ix} = \cos x + i \sin x. \quad (1.5)$$

Следует отметить, что при $x = 2\pi$ будем иметь $e^{i2\pi} = 1$, т. к. $\cos 2\pi = 1$, а $\sin 2\pi = 0$.

Используем теперь и мы формулу Л. Эйлера при следующих значениях:

$$1) x = \frac{\pi}{5}; 2) x = \frac{2\pi}{5}; 3) x = \frac{3\pi}{5}; 4) x = \frac{4\pi}{5}$$

для получения авторских соотношений, определяющих взаимосвязь констант π , ϕ , e :

$$1) e^{i\frac{\pi}{5}} = \cos \frac{\pi}{5} + i \sin \frac{\pi}{5},$$

но при этом учтем, что $2 \cos \frac{\pi}{5} = \phi = 1,618033989\dots$, а также, зная, что

$$2 \sin \frac{\pi}{5} = \pm 2 \sqrt{1 - \cos \frac{2\pi}{5}} = \pm \sqrt{4 - 4 \cos \frac{2\pi}{5}} = \pm \sqrt{4 - \phi^2} = \pm \sqrt{1 + \phi^2},$$

получим соответственно формулы взаимосвязей π , Φ , e :

$$2e^{i\frac{\pi}{5}} = \phi \pm i\sqrt{4 - \phi^2}; \quad (1.6)$$

$$2e^{i\frac{\pi}{5}} = \phi \pm i\sqrt{1 - \phi^2}; \quad (1.6')$$

$$2) e^{i\frac{2\pi}{5}} = \cos \frac{2\pi}{5} + i \sin \frac{2\pi}{5}.$$

В этом случае $2 \cos \frac{2\pi}{5} = \phi = 1,618033989\dots$, $2 \sin \frac{2\pi}{5} = \pm \sqrt{4 - \phi^2} = \pm \sqrt{3 + \phi} = \pm \sqrt{2 + \phi} = \pm \sqrt{1 + \phi^2}$, тогда получим, что взаимосвязи π , $\varphi(\phi)$, e определяются соотношениями

$$\begin{aligned} 2e^{i\frac{2\pi}{5}} &= \phi \pm i\sqrt{4 - \phi^2}; \\ 2e^{i\frac{2\pi}{5}} &= \phi \pm i\sqrt{3 + \phi}; \\ 2e^{i\frac{2\pi}{5}} &= \phi \pm i\sqrt{2 + \phi}; \\ 2e^{i\frac{2\pi}{5}} &= \phi \pm i\sqrt{1 + \phi^2}; \end{aligned} \quad (1.7)$$

$$3) e^{i\frac{3\pi}{5}} = \cos \frac{3\pi}{5} + i \sin \frac{3\pi}{5}.$$

Здесь $2 \cos \frac{3\pi}{5} = -\phi$, $2 \sin \frac{3\pi}{5} = \pm \sqrt{4 - \phi^2} = \pm \sqrt{3 + \phi} = \pm \sqrt{2 + \phi} = \pm \sqrt{1 + \phi^2}$, тогда имеем соотношения взаимосвязей такого вида:

$$\begin{aligned} 2e^{i\frac{3\pi}{5}} &= -\phi \pm i\sqrt{4 - \phi^2}; \\ 2e^{i\frac{3\pi}{5}} &= -\phi \pm i\sqrt{3 - \phi}; \\ 2e^{i\frac{3\pi}{5}} &= -\phi \pm i\sqrt{2 + \phi}; \\ 2e^{i\frac{3\pi}{5}} &= -\phi \pm i\sqrt{1 + \phi^2}; \end{aligned} \quad (1.8)$$

$$4) e^{i\frac{4\pi}{5}} = \cos \frac{4\pi}{5} + i \sin \frac{4\pi}{5}.$$

В этом случае оказывается, что $2 \cos \frac{4\pi}{5} = -\phi$, а значит, $2 \sin \frac{4\pi}{5} = \pm \sqrt{4 - \phi^2} = \pm \sqrt{1 + \phi^2}$, и тогда будут еще и такие соотношения взаимосвязей π , $\varphi(\phi)$, e :

$$2e^{i\frac{4\pi}{5}} = -\phi \pm i\sqrt{4-\phi^2};$$

$$2e^{i\frac{4\pi}{5}} = -\phi \pm i\sqrt{1+\phi^2}. \quad (1.9)$$

Далее могут быть найдены и соотношения для тех же численных значений x , но уже отрицательных, если возникает для этого практическая необходимость, однако это ничего особенно нового уже не дает.

Следует дополнить, что показательная и тригонометрическая форма представления комплексного числа обладает периодичностью, а значит, левая часть каждого из соотношений (1.5–1.9) может быть представлена как периодическая функция с периодом 2π . Например, для равенства (1.6) это будет

$$2e^{i\frac{\pi}{5}(1+10k)} = \phi \pm i\sqrt{4-\phi^2} = \phi \pm i\sqrt{1+\phi^2}, \quad k=0, 1, 2, \dots;$$

$$2\cos(1+10k)\frac{\pi}{5} + 2i\sin(1+10k)\frac{\pi}{5} = \phi \pm i\sqrt{4-\phi^2} =$$

$$= \phi \pm i\sqrt{1+\phi^2}, \quad k=0, 1, 2, \dots$$

Чтобы подтвердить взаимность связей констант π , ϕ (ϕ), e , преобразуем комплексное число, представленное в алгебраической форме в правой части равенства (1.6), в показательную форму. Для этого необходимо определить его модуль

$$\rho = \sqrt{\phi^2 + 4 - \phi^2} = \pm 2$$

и его аргумент

$$\Theta = \arg(\phi + i\sqrt{4-\phi^2}) = \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{4-\phi^2}}{\phi} = 0,628318533 = \frac{\pi}{5}.$$

Таким образом, доказано, что левая часть равенства (1.6) получается из правой, а правая – из левой, т. е. это и есть равенство, которое объединяет константы π , ϕ (ϕ), e . Остальные же соотношения (1.7–1.9) проверяются аналогично, в чем читатель может убедиться самостоятельно. Можно также сказать, что кроме основных констант π , ϕ (ϕ), e полученные соотношения включают в себя мнимую единицу i и действительные числа 1, 2, 3, 4, 5, 10.

ГЛАВА II. МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

2.1. Ножевая решетка. Построение математической модели

Предварительные сведения. В ряде машин и технических устройств пищевого и сельскохозяйственного назначения находят широкое применение перфорированные детали и узлы, например матрицы макаронных прессов, штампованные решета, перфорированные металлические ленты транспортеров, сетчатые обечайки шнековых прессов для отжатия жидкой фазы из обрабатываемого сырья, перфорированные барабаны и тарелки жидкостных сепараторов, перфорированные сепараторы обвалочных прессов, ножевые решетки машин для измельчения мясного сырья, глушители шума для двигателей внутреннего сгорания и т. д., при этом перфорированные детали целесообразно разделить на перфорированные пластины и перфорированные цилиндры.

В свою очередь, учитывая специфику расчета, перфорированные пластины необходимо разделить на пластины, нагруженные силами, действующими в их плоскости, и пластины, нагруженные силами, действующими перпендикулярно их плоскости.

Возможно также совместное сочетание действующих сил как в плоскости пластин, так и перпендикулярно их плоскости. Примером такого взаимодействия может служить система перфорации типового глушителя шума для двигателя внутреннего сгорания, состоящая из горизонтальной центральной жаровой трубы, разделенной перфорированными вертикальными перегородками на ряд резонансных камер. Наличие у перфорированных деталей большого числа отверстий, которые могут иметь различное расположение и форму, делает затруднительным получение точных решений. Одним из возможных приемов расчета густо перфорированных пластин является способ применения теории чисел. Его смысл заключается в использовании формул, полученных на основе рядов предпочтительных чисел, которые, в свою очередь, базируются на последовательности Фибоначчи и свойствах «золотого сечения». Покажем применение теории чисел в конструкциях режущего механизма машин для первичного измельчения мясного сырья (волчков), основными элементами которого являются перфорированные ножевые решетки.

Построение математической модели. Перфорированная плоская перегородка (ножевая решетка) является главным рабочим органом режущего механизма волчка. Основная характеристика перегородки – пропускная способность, которая определяется отношением площади живого (проходного) сечения всех отверстий к общей площади перегородки, при этом перегородка должна иметь одинаковую пропускную способность по всей рабочей поверхности независимо от радиуса расположения отверстий и минимально возможное гидравлическое сопротивление.

Для построения математической модели с целью оптимизации конструкции принимаем концентрическое расположение отверстий (рис. 2.1), при условии что площадь круга F будем определять не через π , а через Φ по формуле

$$F = \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}},$$

где D – диаметр круга, м.

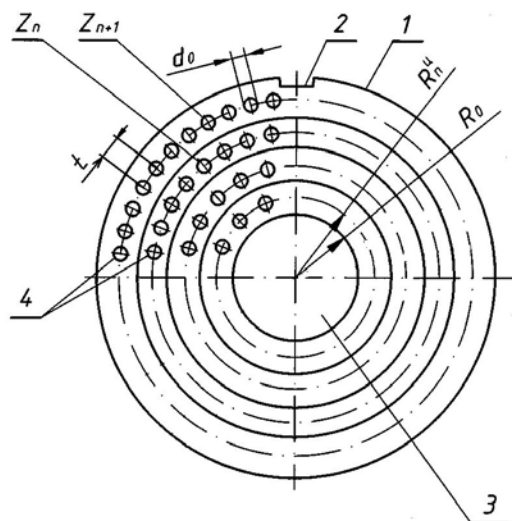


Рис. 2.1. Схема перфорированной перегородки (патент РФ № 2047368):
1 – корпус; 2 – шпоночный паз; 3 – центральное отверстие; 4 – отверстия перфорации; R_0 – радиус центрального отверстия; R_n^n – центральный радиус n -го условного кольца; t – шаг между отверстиями; d_0 – диаметр отверстий; Z_n – количество отверстий на n -м условном кольце

Для достижения максимальной пропускной способности перегородки и стабилизации потока мясного сырья ее рабочую поверхность делим на n -е количество условных колец. Отверстия располагаем на центральных радиусах каждого условного кольца, при этом диаметр отверстий и их количество на каждом условном кольце принимаем из ряда чисел Фибоначчи. Например, $d_0 = 3$ мм, а $Z_1 = 13$, $Z_2 = 21$, $Z_3 = 34$ и т. д.

Принимаем шаг между отверстиями $t = 1,272 d_0$. Тогда:

$$R_n^n = (\sqrt{\Phi})^n R_0 = 1,272^n R_0,$$

где R_n^n – центральный радиус n -го условного кольца, м;

Φ – значение «золотой пропорции»;

R_0 – радиус центрального посадочного отверстия, м.

Количество отверстий перфорации на условных кольцах увеличивается в направлении от центра к периферии и связано между собой соотношением

$$Z_{n+1} = [1,618^n Z_n],$$

где квадратные скобки обозначают целую часть числа;

$n = 1, 2, 3, 4, \dots$;

Z_{n+1} – количество отверстий перфорации на $(n + 1)$ -м условном кольце;

Z_n – количество отверстий перфорации на n -м условном кольце.

В результате получаем максимально возможную пропускную способность перегородки, равномерную по всей рабочей поверхности.

При этом наружный диаметр D перегородки определяем из формулы

$$F_n = \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}},$$

где F_n – общая площадь перегородки, м².

Отметим, что отверстия в кольцах располагаются на центральных радиусах каждого кольца. При этом предположении нетрудно показать, что пропускная способность любого кольца будет примерно одинаковой, если выбирать количество отверстий в каждом кольце,

равное соответствующему числу Фибоначчи. Действительно, пропускная способность n -го кольца с числом отверстий Z_n равна:

$$K_{i,n} = \frac{Z_n f_0}{\pi(R_n^2 - R_{n-1}^2)},$$

где $f_0 = \pi r_0^2$ – площадь отверстия.

Соответственно, для $(i + 1)$ -го кольца с числом отверстий $Z = (n + 1)$ имеем:

$$K_{i+1,n+1} = \frac{Z_{n+1} f_0}{\pi(R_{i+1}^2 - R_i^2)}.$$

По условию $K_{i,n} \approx K_{i+1,n+1}$, следовательно:

$$\frac{Z_{n+1} f_0}{\pi(R_i^2 - R_{i+1}^2)} \approx \frac{Z_{n+1} f_0}{\pi(R_{i+1}^2 - R_i^2)} = 1.$$

Отсюда получаем:

$$\frac{Z_{n+1}}{Z_n} \approx \frac{R_{i+1}^2 - R_i^2}{R_i^2 - R_{i-1}^2} = \frac{\alpha_{i+1} R_0^2 - \alpha_i R_0^2}{\alpha_{i+1} R_0^2 - \alpha_{i-1} R_0^2} = \alpha.$$

Таким образом, чем больше количество отверстий Z_n в кольцах, тем точнее будет соблюдаться условие $K_{i,n} \approx K_{i+1,n+1}$ и тем меньше будет аэродинамическое (гидравлическое) сопротивление перегородки. С другой стороны, число Z_n ограничивается конструктивными характеристиками перегородки, в частности диаметром отверстия, которое не должно быть меньше 3,0 мм (для решеток волчков).

2.2. Нож волчка. Построение математических моделей

Предварительные сведения. Одной из основных технологических операций при изготовлении колбасного фарша является его механическая обработка, т. е. измельчение мяса. Поэтому проблема повышения надежности и долговечности режущих инструментов является достаточно актуальной. Эффективность измельчения в значительной степени определяется применением наиболее

рациональной формы режущих инструментов с учетом первоначального состояния сырья и технологических требований к готовой продукции. Геометрические параметры режущих элементов, форма режущих кромок и витков шнека оказывают решающее влияние как на качество резания, так и на энергетические затраты.

Резание может осуществляться перемещением рабочего инструмента перпендикулярно лезвию и под острым углом к нему. В первом случае процесс называется рубкой, во втором – резкой (резанием со скольжением).

Рубка основана на том, что клин, перемещаясь перпендикулярно лезвию и проникая в толщу продукта, уплотняет его тонкий слой и создает в продукте контактные напряжения. По достижении определенного предела уплотнения и контактных напряжений (что зависит от прочности, структуры и других свойств продукта) происходит одно из двух возможных разрушений: у вязких продуктов – срез (или, как принято говорить, перерубание) уплотненных до предела стенок клеточек, у хрупких продуктов – скалывание, или раскалывание.

При срезе отрезанный или отрубленный слой продукта отгибается рабочей гранью клина и постепенно отделяется от основной части продукта, остающейся за опорной гранью ножа. Если разрезаемый продукт достаточно гибкий и мягкий (сырые овощи, фрукты, мясо, рыба), а угол заточки клина незначительный, происходят плавное отгибание отрубленного пласта и перемещение его по лицевой грани ножа.

Если же разрезаемый продукт недостаточно гибкий (вареные мясо, рыба, черствый хлеб) или если угол заточки клина слишком велик, то при отгибании отрубленного пласта лицевой гранью клина часто происходит дополнительное скалывание: у волокнистых продуктов по направлению волокон, у неволокнистых – под острым углом к плоскости среза. Поверхности среза при этом получаются зазубренными, и отрубленный пласт продукта не сохраняется целиком, а распадается на отдельные части. Скалывание наблюдается также при рубке волокнистых продуктов, когда движение лезвия направлено вдоль волокон продукта, и при рубке хрупких продуктов (костей, сухарей) даже при незначительных углах заточки. В первом случае уже при сравнительно небольшом проникновении клина в толщу продукта в последнем образуется трещина вдоль волокон. Поверхности скалывания

при этом получаются ровными, без зазубрин, но не плоскими, а повторяющими конфигурацию слоев обрабатываемого продукта [7].

Во втором случае при рубке хрупкого продукта происходит двойное скалывание: в направлении движения ножа и под некоторым углом к нему. Поверхности скалывания в обоих направлениях получаются неровными, ломаными. При рубке неоднородных по структуре продуктов скалывание часто происходит ниже опорной грани клина.

Резка основана на том, что нож, перемещаясь под острым углом к лезвию и проникая в толщу продукта, уплотняет его, как и при рубке, однако, в отличие от последней, одновременно перепиливает волокна и стенки клеточек продукта независимо от их расположения и структуры мельчайшими, незаметными для глаза зубцами лезвия. Благодаря этому при резке разрушение продукта наступает при значительно меньших контактных напряжениях, чем при рубке.

Построение математической модели. Величина первоначального проникновения лезвия в продукт при резке не должна превышать высоту зубцов лезвия, тогда как при рубке необходимо более глубокое проникновение лезвия, высокое уплотнение и контактные напряжения в продукте. Отрезаемый таким образом слой продукта плавно отгибается лицевой гранью клина и скользит по нему до полного отделения от основной части продукта. Поверхности продукта при резке почти всегда получаются гладкими независимо от структуры обрабатываемого продукта.

Общая сила резания равна геометрической сумме ее нормальной (к лезвию) P_n и касательной P_τ составляющих, а модуль ее

$$P = \sqrt{P_n^2 + P_\tau^2}. \quad (2.1)$$

Коэффициентом скольжения лезвия K_β называется отношение касательной и нормальной составляющих силы резания точки лезвия относительно продукта.

Угол β между нормалью к лезвию в некоторой его точке и силой резания называется углом скольжения лезвия. Тогда тангенс угла скольжения окажется численно равным коэффициенту скольжения:

$$K_\beta = \frac{P_\tau}{P_n} = \operatorname{tg} \beta. \quad (2.2)$$

Крайние значения указанных величин следующие: при чистой рубке угол и коэффициент скольжения равны нулю. При $\beta = 90^\circ$ $K_\beta = \infty$: лезвие только скользит по продукту, не разрезая его (чистое скольжение).

От величины коэффициента скольжения зависят расход энергии на резку и, как указывалось ранее, чистота поверхностей среза.

Нормальная к лезвию составляющая P_n усилия резания, которая в наибольшей степени вызывает смятие продукта, уменьшается с увеличением коэффициента скольжения.

Нормальная к лезвию составляющая сил трения продукта о грани ножа уменьшается при увеличении угла и коэффициента скольжения. Таким образом, и нормальная составляющая, и полная величина общего усилия P , действующего на инструмент, при резке значительно меньше, чем при рубке. Однако самое главное преимущество резки заключается в качественной обработке.

В настоящее время процесс резания в волчках отечественного и зарубежного производства осуществляется ножами, режущие кромки которых расположены на осях ножа, что обеспечивает в большей степени рубящее резание.

Для увеличения коэффициента скольжения, с тем чтобы перейти к скользящему резанию, режущие кромки 3 (рис. 2.2) были выполнены по касательной к основанию 1 ножа [3, 10, 11, 31].

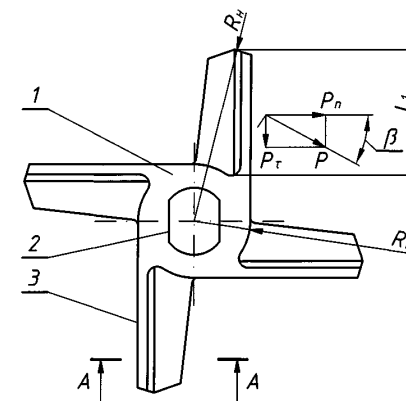


Рис. 2.2. Расчетная модель ножа: 1 – основание ножа; 2 – посадочное отверстие; 3 – режущая кромка (лезвие) ножа; R_n – радиус ножа; R_k – радиус кольца основания; β – угол скольжения; P – общая сила резания; P_n – нормальная составляющая силы резания; P_τ – касательная составляющая силы резания; L_1 – длина режущей кромки

При измельчении продукта нож испытывает ряд сопротивлений (рис. 2.3):

- P_1 – сопротивление измельчению;
- P_2 и P_3 – сопротивления проникновению в продукт лезвия ножа;
- T_2 и T_3 – трение на гранях ножа.

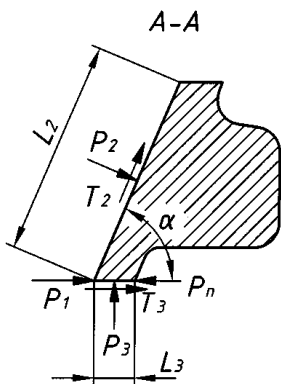


Рис. 2.3. Схема сил, действующих на нож при измельчении:
 P_1 – сила сопротивления измельчению; P_2 и P_3 – силы сопротивления проникновению в продукт лезвия ножа; L_2 и L_3 – длины граней лезвия; P_n – нормальная составляющая к общей силе резания; α – угол заточки; T_2 и T_3 – силы трения на гранях ножа

Активную силу, приложенную к ножу и вызывающую перечисленные реакции, обозначим P_n .

Считая движение ножа установившимся, можем применить к нему уравнения статики. Будем считать силу P_3 известной.

Проектируя все силы на направление опорной грани ножа, получим:

$$P_n - P_1 - P_2 \sin \alpha - T_2 \cos \alpha - T_3 = 0, \quad (2.3)$$

где α – угол заточки лезвия ножа.

Силы трения на гранях ножа равны:

$$T_2 = P_2 \mu, \quad T_3 = P_3 \mu, \quad (2.4)$$

где μ – коэффициент трения продукта о нож.

Подставляя их в уравнение проекций, получим:

$$P_n = P_1 + P_2 (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) + P_3 \mu. \quad (2.5)$$

Сумма проекций сил на ось, перпендикулярную первой:

$$P_2 \cos \alpha - P_3 - T_2 \sin \alpha = 0.$$

Подставим сюда значение T_2 :

$$P_2 = \frac{P_3}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha}. \quad (2.6)$$

Силу сопротивления измельчению продукта P_1 считаем равномерно распределенной по длине рабочего участка лезвия и направленной перпендикулярно к нему. При известной величине q – удельного сопротивления продукта резанию на единицу длины лезвия – сила P_1 определяется как произведение:

$$P_1 = qL_1,$$

где L_1 – длина рабочего участка лезвия.

Тогда активная сила (сила нормального давления на лезвие ножа) с учетом формулы (2.5)

$$P_n = qL_1 + P_3 \frac{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha} + P_3 \mu.$$

Общее усилие на резание (на данном прямолинейном участке лезвия ножа):

$$P = \frac{P_n}{\cos \beta} = \frac{qL_1 + P_3 \left(\frac{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha} + \mu \right)}{\cos \beta}. \quad (2.7)$$

Работа, совершаемая режущей гранью лезвия:

$$A_1 = PL_1 \sin \beta.$$

С учетом формулы (2.5):

$$A_1 = \left(qL_1 + P_3 \left(\frac{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha} + \mu \right) \right) L_1 \operatorname{tg} \beta. \quad (2.8)$$

Работа по преодолению сопротивления проникновению в продукт лезвия ножа

$$A_2 = T_2 L_2 + T_3 L_3.$$

С учетом вышеизложенного (см. формулы (2.4) и (2.6)):

$$A_2 = P_3 \mu \left(\frac{L_2}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha} + L_3 \right). \quad (2.9)$$

Тогда работа, совершаемая четырехлопастным ножом, с учетом двух режущих кромок каждого пера будет определяться по следующей формуле:

$$A = 8(A_1 + A_2) = \\ = 8 \left[\left(qL_1 + P_3 \left(\frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{\cos \alpha - f \sin \alpha} + f \right) \right) L_1 \operatorname{tg} \beta + P_3 f \left(\frac{L_2}{\cos \alpha - f \sin \alpha} + L_3 \right) \right].$$

Данная формула позволяет определить энергетические затраты на измельчение, если известны реологические характеристики измельчаемого продукта и геометрические параметры ножа, что дает возможность интенсифицировать процесс для создания оптимальных условий измельчения мясного сырья ножами всего типоразмерного ряда волчков.

2.3. Куттерные ножи. Построение математических моделей

Предварительные сведения. Для определения оптимальных режимов измельчения мяса в куттерах с различными геометрическими характеристиками конструкций ножей необходимо изучить зависимости реологических свойств продукта от влаго- и жиросодержания, степени измельчения, растворимости белков, дисперсного состава фарша, энергетические характеристики процесса, а также зависимость качества готовых изделий от продолжительности измельчения [3, 10, 12, 15, 27, 36].

Качество процесса измельчения колбасного фарша зависит от структурно-механических свойств, которые характеризуются величиной предельного напряжения сдвига, величиной поверхности частиц фарша, поверхностно-связанной влагой, пластической вязкостью и потерями жидкости при термообработке [34, 49].

В процессе куттерования колбасного фарша также изменяются дисперсный состав и эффективный диаметр частиц фарша, при этом постепенно исчезает поперечная исчерченность волокон, фарш уплотняется, а частицы трудно отличить друг от друга.

Во время куттерования изменяются и физико-химические свойства, в частности растворимость белков, водосвязывающая способность, реологические характеристики и прочность структурной сетки фарша. На качество измельчаемого сырья существенное влияние оказывают и конструктивные особенности рабочих органов куттеров и характер изменения угла скольжения β .

Особенностью обработки мяса в куттерах является совмещение процессов интенсивного резания и перемешивания мяса, находящегося в чаше. При воздействии куттерных ножей на мясное сырье значительно увеличивается поверхность контакта белков мышечной ткани и воды, что позволяет использовать (в отличие от других способов) естественную влагосвязывающую способность мяса, при этом происходит образование специфического водно-жиро-белкового геля, что и обеспечивает высокое качество колбасного фарша.

Таким образом, для повышения эффективности процесса куттерования важно рационально выбрать оптимальные режимы работы куттера и конструктивные параметры рабочих органов, обеспечивающие прежде всего постоянное значение угла скольжения β по всей длине лезвия ножа. Зная закономерности повышения температуры фарша и полезную мощность, расходуемую режущим механизмом, можно рассчитать энергетические характеристики процесса [18, 19].

Однако детальное изучение процесса куттерования, включающее влияние геометрических и конструктивных характеристик рабочих органов не только на качество измельчения и приготовления фарша, но и на энергетические характеристики куттеров, до настоящего времени не проводилось.

Построение математической модели. Процесс резания в куттерах отечественного и зарубежного производства осуществляется серповидными ножами, режущая кромка которых выполнена в виде кривой, построенной по определенной спирали, при этом были исследованы: спираль Архимеда, гиперболическая спираль, циклические кривые (циклоида, эпициклоида и гипоциклоида), эвольвента окружности и др.

При анализе вышеприведенных спиралей было выявлено, что постоянства β (угла скольжения) можно достичь, очертив лезвие только логарифмической спиралью с уравнением

$$R = a^\varphi, \quad (2.10)$$

где R – радиус-вектор спирали;
 a – постоянный коэффициент;
 φ – полярный угол.

На рис. 2.4 представлена логарифмическая спираль, построенная по уравнению (2.8). В этой спирали радиусы-векторы и касательная в любой точке кривой образуют постоянный угол β , при этом кривая пересекает все лучи, выходящие из полюса O , под одним и тем же углом [33].

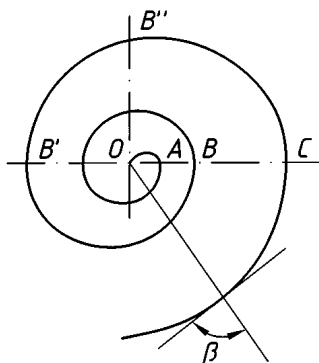


Рис. 2.4. Логарифмическая спираль

Здесь OA, OB, OC, \dots образуют геометрическую прогрессию со знаменателем Φ (постоянное число от выбранного радиус вектора), т. е.

$$\frac{OA}{OB} = \frac{OB}{OC} = \frac{1}{\Phi},$$

где Φ – значение знаменателя геометрической прогрессии.

Таким образом, логарифмическая спираль – это единственная кривая, дуги которой всегда подобны одна другой: они могут менять свои размеры, но не форму. При $\beta = 0^\circ$ и $\beta = 90^\circ$ логарифмическая спираль вырождается соответственно в прямую линию и окружность. Такая спираль подобна самой себе, остается инвариантной при геометрических преобразованиях, называется «золотой» логарифмической спиралью и положена в основу расчетной модели куттерного ножа,

т. к. в наибольшей степени отвечает требованиям, предъявляемым к конструкции рабочих органов куттеров.

Основным недостатком ножей, выполненных по спирали, является трудность заточки. Эта проблема решается путем выполнения лезвия в виде ломаной с m -м количеством прямолинейных участков по закону логарифмической спирали.

Модель куттерного ножа, выполненного по логарифмической спирали с ломаной режущей кромкой, представлена на рис. 2.5. При этом важно установить математическую зависимость работы A , затраченной на процесс измельчения, от длины лезвия и силы резания на каждом участке ломаной.

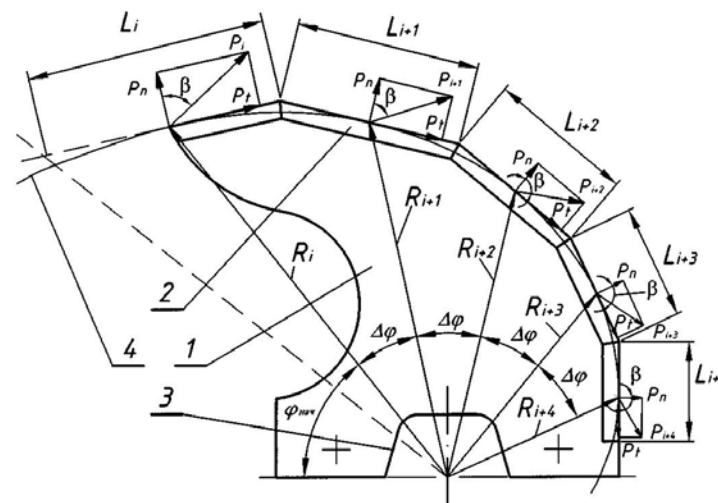


Рис. 2.5. Схема куттерного ножа: 1 – основание ножа; 2 – режущая кромка (лезвие) ножа; 3 – посадочное отверстие; 4 – логарифмическая спираль; P – общая сила резания; P_n – сила нормального давления на лезвие ножа; P_t – сила касательного давления на лезвие ножа; β – угол скольжения; $\Delta\varphi$ – угол, соответствующий i -му участку лезвия; $\varphi_{нач}$ – угол между осью посадочного отверстия и максимальным радиусом ножа (радиусом чаши); R_i – радиус-вектор, соответствующий i -му прямолинейному участку; L_i – длина i -го прямолинейного участка

После проведения необходимых расчетов было получено уравнение для определения длины i -го прямолинейного участка лезвия куттерного ножа:

$$L_1 = R_i \left(\frac{k \sin \beta - \sin(180 - \Delta\alpha - \beta)}{\sin \Delta\varphi} + \frac{\sin^2 \Delta\varphi - \sin^2 \beta}{\sin(180 - \Delta\varphi - \beta) \sin \Delta\varphi} + \frac{\sin \beta}{k \sin \Delta\varphi} \right), \quad (2.11)$$

где $\Delta\varphi$ – угол, соответствующий i -му участку лезвия куттерного ножа;
 β – угол скольжения ($\beta = \text{const}$);

R_i – радиус-вектор, соответствующий i -му прямолинейному участку лезвия ножа;

k – коэффициент пропорциональности, определяющийся из формулы

$$k = \frac{R_{i-1}}{R_i}. \quad (2.12)$$

Работа, совершаемая i -м прямолинейным участком лезвия:

$$A_i = P_i L_i \sin \beta = \left(q L_1 + P_3 \left(\frac{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha} + \mu \right) \right) L_i \operatorname{tg} \beta. \quad (2.13)$$

Известно, что с увеличением радиус-вектора R возрастает площадь вновь образованной лезвием ножа поверхности продукта. С учетом уменьшения длин прямолинейных участков лезвия ($L_1 > L_2 > L_3 > L_4 > L_5$) и после анализа формул (2.11) и (2.13) можно сделать вывод, что работа, затрачиваемая на резание, прямо пропорциональна радиус-вектору данного прямолинейного участка. Учитывая, что угол скольжения $\beta = \text{const}$, создаются наилучшие условия для измельчения продукта при оптимальных длинах участков лезвия ножа.

Разрезанию материала на части под воздействием лезвия предшествует процесс предварительного сжатия им материала до возникновения на его кромке разрушающего контактного напряжения σ_r . Момент возникновения последнего определяется значением усилия $P_{кр}$, прикладываемого к ножу и преодолевающего ряд сопротивлений в материале. При анализе силового воздействия лезвия на материал указанное усилие становится наиболее важным объектом исследований.

При углублении лезвия в слой материала толщиной h на величину $h_{сж}$, когда на его режущей кромке возникает разрушающее контактное

напряжение, начинается процесс резания. На нож действуют следующие силы: $P_{рез}$ – сопротивление разрушению материала под кромкой лезвия; N_n – нормальная сила, действующая на фаску лезвия, которая является суммой проекций сил $P_{об}$ (сила обжатия материала) и $P_{сж}$ (сила сопротивления слоя материала сжатию фаской лезвия); P_1 – сила давления измельчаемого продукта на боковую поверхность ножа.

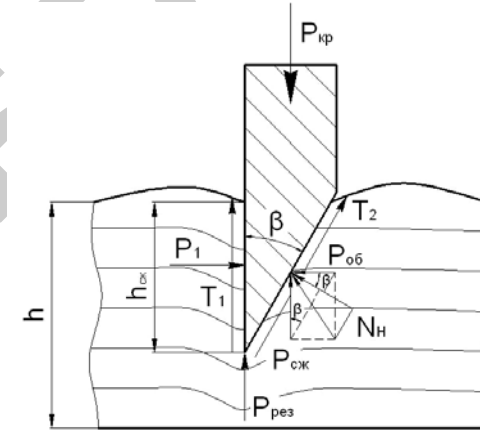


Рис. 2.6. Силы взаимодействия лезвия с продуктом

В момент начала резания критическая сила $P_{кр}$, приложенная к ножу, должна преодолеть сумму всех сил, действующих в вертикальном направлении:

$$P_{кр} = P_{рез} + P_{сж} + T_1 + T_2'. \quad (2.14)$$

Нормальная сила N_n , действующая на фаску лезвия, определяется из выражения

$$N_n = P_{сж} \sin \beta + P_{сж} \cos \beta, \quad (2.15)$$

где β – угол заточки лезвия, град.

От нормальной силы N_n на фаске лезвия возникает сила трения:

$$T_2 = N_n f, \quad (2.16)$$

где f – коэффициент трения продукта о лезвие.

Тогда вертикальная составляющая силы трения T_2

$$T'_2 = T_2 \cos \beta. \quad (2.17)$$

Подставив значение T_2 , получим:

$$T'_2 = (P_{\text{сж}} \sin \beta + P_{\text{об}} \cos \beta) f \cos \beta. \quad (2.18)$$

Преобразуем полученное выражение:

$$T'_2 = \left(P_{\text{сж}} \cdot \frac{1}{2} \sin 2\beta + P_{\text{об}} \cos^2 \beta \right) f. \quad (2.19)$$

От силы P_1 на грани лезвия возникает сила трения:

$$T_1 = P_1 f. \quad (2.20)$$

В методике определения силы давления измельчаемого продукта на боковую поверхность ножа P_1 Н. Е. Резник [31] не учитывает специфику измельчения сырья в куттерах (давление измельчаемого сырья на боковую поверхность ножа, создаваемое вращением чаши). Определение силы P_1 учитывает влияние кинетики чаши, а также площади контакта ножа с продуктом на силу давления измельчаемого продукта на боковую поверхность ножа:

$$P_1 = \frac{\pi^3 R_0^2 n_c^2 F_p \rho}{450}, \quad (2.21)$$

где R_0 – радиус центральной оси чаши, м;

n_c – частота вращения чаши, мин^{-1} ;

F_p – площадь боковой рабочей поверхности ножа, м^2 ;

ρ – плотность измельчаемого продукта, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Зависимость величин $P_{\text{сж}}$ и $P_{\text{об}}$, входящих в выражение (2.14), от других параметров процесса аналитически можно определить следующим способом.

Силу $P_{\text{рез}}$ можно представить как произведение площади кромки лезвия $F_{\text{кр}}$ на разрушающее контактное напряжение σ_p , которое является параметром, присущим данному виду материала:

$$P_{\text{рез}} = F_{\text{кр}} \sigma_p = \delta \Delta l \sigma_p, \quad (2.22)$$

где δ – толщина кромки лезвия, м;

Δl – длина лезвия, м.

Рассмотрим действие элементарных сил $dP_{\text{сж}}$ и $dP_{\text{об}}$ на фаску лезвия при внедрении ее в слой продукта со стороны элементарных вертикального и горизонтального столбиков, выделенных из слоя продукта (рис. 2.7).

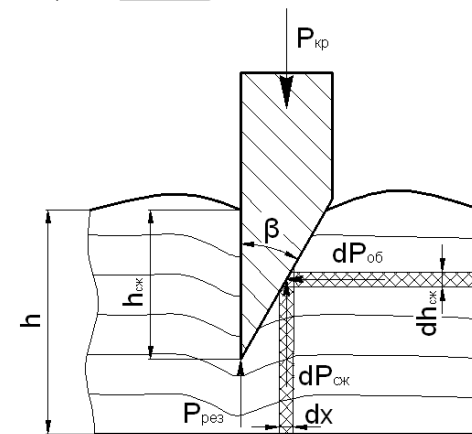


Рис. 2.7. Схема к определению усилий $P_{\text{сж}}$ и $P_{\text{об}}$

Элементарную силу сжатия $dP_{\text{сж}}$, действующую со стороны столбика площадью dF , длиной, равной единице, и шириной dx , можно представить в виде

$$dP_{\text{сж}} = \sigma dF, \quad (2.23)$$

где σ – напряжение сжатия, МПа.

Относительное сжатие $\epsilon_{\text{сж}}$ вертикального столбика в пределах фаски на расстоянии x от вершины лезвия

$$\epsilon_{\text{сж}} = \frac{h_{\text{сж}}}{h}. \quad (2.24)$$

Для упрощения задачи принимается:

$$\epsilon_{\text{сж}} = \frac{\sigma}{E},$$

где E – модуль упругости продукта, МПа.

Выразим напряжение сжатия σ :

$$\sigma = \epsilon_{\text{сж}} E. \quad (2.25)$$

Площадь dF можно представить в виде

$$dF = \Delta l dh_{\text{сж}} \operatorname{tg} \beta. \quad (2.26)$$

Подставив выражения (2.25) и (2.26) в выражение (2.23), получаем:

$$dP_{\text{сж}} = \varepsilon_{\text{сж}} E \Delta l dh_{\text{сж}} \operatorname{tg} \beta. \quad (2.27)$$

Подставив значение $\varepsilon_{\text{сж}}$ из выражения (2.24), получаем:

$$dP_{\text{сж}} = E \operatorname{tg} \beta \Delta l \frac{h_{\text{сж}}}{h} dh_{\text{сж}}.$$

Интегрируем полученное выражение:

$$P_{\text{сж}} = \frac{E \operatorname{tg} \beta \Delta l}{h} \int_0^{h_{\text{сж}}} h_{\text{сж}} dh_{\text{сж}} = \frac{E \operatorname{tg} \beta \Delta l}{2h} h_{\text{сж}}^2. \quad (2.28)$$

Если в горизонтальном направлении относительная деформация равна ε , то элементарная сила обжатия

$$dP_{\text{об}} = \varepsilon E \Delta l dh_{\text{сж}}. \quad (2.29)$$

Выразим относительную деформацию ε через относительную деформацию в вертикальном направлении:

$$\varepsilon = \varepsilon_{\text{сж}} \mu, \quad (2.30)$$

где μ – коэффициент Пуассона.

Подставляя значение $\varepsilon_{\text{сж}}$, получаем:

$$\varepsilon = \frac{h_{\text{сж}}}{h} \mu.$$

Элементарная сила, действующая со стороны горизонтального столбика:

$$dP_{\text{об}} = \mu \frac{h_{\text{сж}}}{h} E \Delta l dh_{\text{сж}}.$$

Сила, обжимающая фаску:

$$P_{\text{об}} = \frac{\mu E \Delta l}{h} \int_0^{h_{\text{сж}}} h_{\text{сж}} dh_{\text{сж}} = \frac{\mu E \Delta l}{2h} h_{\text{сж}}^2. \quad (2.31)$$

Подставив значения всех сил, противодействующих $P_{\text{кр}}$, получим значение последней для лезвия длиной $\Delta l = 1$:

$$P_{\text{кр}} = \delta \sigma_p + \frac{E \operatorname{tg} \beta}{h} h_{\text{сж}}^2 + \frac{\pi^3 R_0^2 n^2 F_p \rho}{450} f + \\ + f \left(\frac{1}{4} \sin 2\beta \frac{E \operatorname{tg} \beta}{h} h_{\text{сж}}^2 + \frac{\mu E}{2h} h_{\text{сж}}^2 \cos^2 \beta \right).$$

Преобразовав выражение, получим:

$$P_{\text{кр}} = \delta \sigma_p + \frac{\pi^3 R_0^2 n^2 F_p \rho f}{450} + \frac{E}{2h} h_{\text{сж}}^2 \left(\operatorname{tg} \beta + f \left(\sin^2 \beta + \mu \cos^2 \beta \right) \right). \quad (2.32)$$

Полученное выражение характеризует взаимодействие лезвия с продуктом в наиболее простом случае – при рубящем резании. При резании со скольжением, чтобы учесть влияние угла резания на силу $P_{\text{кр}}$, в выражении (2.32) перейдем к понятию трансформации угла заточки.

При движении лезвия нормально относительно его режущей кромки определение величины угла заточки β производится исходя из обычного представления о геометрии лезвия в статическом состоянии (рис. 2.8). Нетрудно убедиться, что в процессе резания со скольжением угол заточки в направлении резания меняет свое значение – уменьшается в зависимости от угла резания γ . Иными словами, переходя от представления о статической геометрии лезвия к представлению о его кинематической геометрии, мы сталкиваемся с явлением трансформации угла заточки.

На рис. 2.8 представлена схема лезвия с углом заточки β_0 , равным β . При проникновении лезвия в материал нормально, т. е. по направлению V_n , указанный угол будет равен замеренному статически. В случае, когда лезвие станет проникать в материал под некоторым углом γ к нормали, т. е. в направлении V , угол заточки должен быть замерен в плоскости, проходящей через это направление, т. е. угол $\beta_1 = \beta_0$.

Закономерность изменения угла заточки β_1 в зависимости от изменения угла γ может быть определена следующим образом:

$$\beta_1 = \arctg(\operatorname{tg} \beta \cos \gamma). \quad (2.33)$$

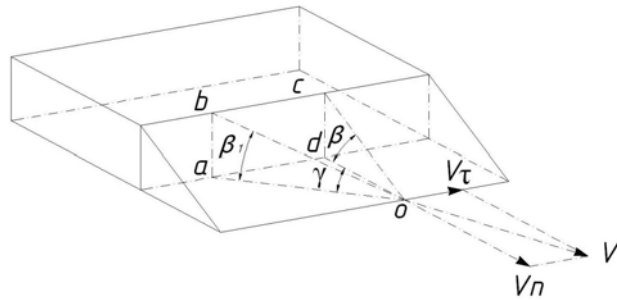


Рис. 2.8. Схема к определению трансформации угла заточки

Выражение (2.33) показывает закономерность изменения угла заточки в зависимости от изменения угла резания γ . Анализируя полученное выражение, можно сделать вывод: если, исходя из условий прочности лезвия, нам необходимо принять большую величину угла заточки β , а по условиям резания это делать нельзя, то с увеличением исходного угла заточки β необходимо увеличивать угол резания γ .

Подставим полученное выражение в выражение для нахождения $P_{кр}$:

$$P_{кр} = \delta \sigma_p + \frac{\pi^3 R_0^2 n_c^2 F_p \rho}{450} f + \frac{E}{2h} h_{сж}^2 \left[\operatorname{tg} \beta \cos \gamma + f \left(\sin^2 \left(\operatorname{arctg} (\operatorname{tg} \beta \cos \gamma) \right) \right) + \mu \cos^2 \left(\operatorname{arctg} (\operatorname{tg} \beta \cos \gamma) \right) \right]. \quad (2.34)$$

Полученное выражение характеризует основную взаимосвязь между наиболее важными конструктивными (γ , β , δ , F_p), физико-механическими (E , μ , ρ , f , σ_p) и некоторыми режимными (n_c) параметрами, управляющими процессом куттерования.

2.4. Матрицы для формования макаронных изделий. Построение математических моделей

Предварительные сведения. Использование в конструировании макаронных прессов законов, действующих в природе, позволяет создать формующий узел, отличающийся большей производительностью и высоким качеством получаемой продукции.

Макаронные изделия являются одним из самых популярных продуктов питания. Их потребление постоянно растет в большинстве стран мира. В связи с этим возникает необходимость создания новых видов оборудования для их производства, а также усовершенствования существующего.

Для производства макаронных изделий использовались различные виды прессов – вальцовые, пневматические, шнековые. Последние оказались наиболее приспособленными для данного производства, поэтому в настоящее время они внедрены во всех странах мира. Однако шнековые прессы имеют ряд недостатков, которые существенно ухудшают их работу.

Одной из главных проблем, которую не могут решить ученые на протяжении многих лет, является неравномерность выпрессовывания теста по площади матрицы. Неравномерная скорость выпрессовывания тестовых жгутов из отверстий матрицы ведет к снижению производительности прессы. Это обусловлено тем, что увеличиваются потери за счет обрезков и в готовой продукции повышается доля брака в связи с разной длиной макарон.

Современный макаронный пресс состоит из двух основных элементов: тестосмесителя и прессующего устройства. В тестосмесителе происходит предварительное смешивание муки и жидких компонентов до образования теста в виде мелких крошек и небольших крупинок. Полученное в смесительной камере тесто поступает в шнековый канал, где под воздействием винтовой лопасти уплотняется, пластифицируется и приобретает пластично-вязкую структуру. Далее тесто продавливается через формующие отверстия матрицы.

При прессовании теста через круглые матрицы отмечается несколько кольцевых зон с различными скоростями выхода теста из отверстий. Наибольшая скорость выпрессовывания наблюдается в центре матрицы и в ее периферийных областях. Высокая скорость прессования в центре обусловлена законом течения вязкой пластичной массы в канале круглого сечения (предматричная камера). Увеличение же скорости прессования у внутренних стенок предматричной камеры объясняется тем, что тесто в данном слое имеет более высокую температуру за счет трения о поверхность и механического воздействия шнека. Разогретое тесто обладает меньшей вязкостью, поэтому течет с большей скоростью. Кроме указанных причин существенное влияние на эффективность

процесса прессования оказывает и тот фактор, что пропускная способность матрицы неодинакова по всей площади рабочей поверхности.

Перечисленные недостатки свидетельствуют о том, что задача поиска оптимальной конструкции матрицы является очень актуальной на данном этапе.

Следует отметить, что попытки выравнивания скоростей выпрессовывания теста предпринимались неоднократно. Так, известно конусно-цилиндрическое устройство, которое устанавливается в предматричную камеру пресса соосно с матрицей и на некотором расстоянии от нее. При прессовании устройство резко изменяет условия течения теста. Тестовая масса направляется в зазор между нижней плоскостью этого устройства и поверхностью матрицы, и по мере продвижения к центру матрицы ее скорость постепенно выравнивается. Но добиться полного выравнивания скоростей выпрессовывания с помощью данного устройства можно только в случае равномерного распределения формирующих отверстий по всей поверхности матрицы. Существует также способ выравнивания скоростей, основанный на выравнивании сопротивлений на участках, где тесто проходит разную длину. Однако общим недостатком данных решений является усложнение конструкции пресса и увеличение сопротивления на пути движения теста к матрице, что требует дополнительных затрат энергии на прессование. Технологически проблема выравнивания скоростей может быть частично решена за счет понижения влажности теста (при твердом замесе скорость прессования в центре уменьшается, а по периферии увеличивается), однако это также увеличило бы затраты энергии. Но ни один из перечисленных способов не решает до конца проблему выравнивания скоростей.

Чтобы устранить указанные недостатки, мы разработали оригинальную методику расчета параметров макаронных матриц, которая основана на свойствах последовательности Фибоначчи и «золотого сечения» Φ .

Построение математической модели. Макаронная матрица представляет собой металлический диск с колодцами (отверстиями), в которые вставляются перфорированные фторопластовые вставки. Конфигурация отверстий вставок определяет окончательную форму изделий. В соответствии с нашей методикой колодцы в корпусе матрицы должны быть расположены на центральных

радиусах концентрических условных колец. Причем центральный радиус n -го условного кольца определяется по формуле

$$R_n = 0,786^n R_k, \quad (2.35)$$

где n – порядковый номер условного кольца, считая от наружного диаметра матрицы;

R_k – радиус корпуса матрицы;

0,786 – коэффициент пропорциональности, определяемый по формуле $\frac{1}{\sqrt{\Phi}}$, где $\Phi \approx 1,618$ – значение «золотого сечения».

Количество колодцев на каждом условном кольце определяется по формуле

$$Z_{n+1} = \left[\frac{Z_n}{1,618} \right], \quad (2.36)$$

где квадратные скобки обозначают целую часть числа;

Z_{n+1} – количество колодцев на $(n + 1)$ -м условном кольце;

Z_n – количество колодцев на n -м условном кольце.

На рис. 2.9 представлена расчетная схема усовершенствованной матрицы.

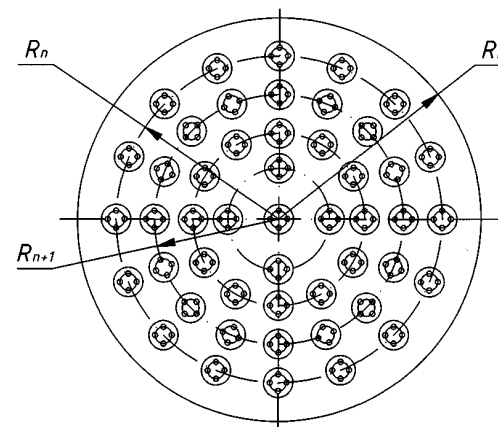


Рис. 2.9. Расчетная схема матрицы: R_k – радиус корпуса матрицы; R_n – радиус n -го условного кольца; R_{n+1} – радиус $(n + 1)$ -го условного кольца

Соблюдение указанных расчетных зависимостей при конструировании матрицы позволяет получить одинаковую пропускную способность каждого условного кольца по всей рабочей поверхности матрицы, что стабилизирует движение теста через матрицу и повышает тем самым качество формования и производительность матрицы, а следовательно, эффективность работы прессы в целом.

Следует отметить, что достижение указанного эффекта возможно только при соблюдении всех перечисленных условий. При отклонении хотя бы от одного условия нарушается равномерное распределение массы продукта на единицу площади рабочей поверхности матрицы, дестабилизируется движение теста через перфорированную поверхность, уменьшается производительность матрицы и ухудшается качество формования.

Есть все основания полагать, что предложенную нами методику расчета параметров перфорированных макаронных матриц можно успешно применять в целях повышения эффективности работы прессового оборудования. Покажем это на конкретных примерах. На рис. 2.10 представлена схема новой матрицы.

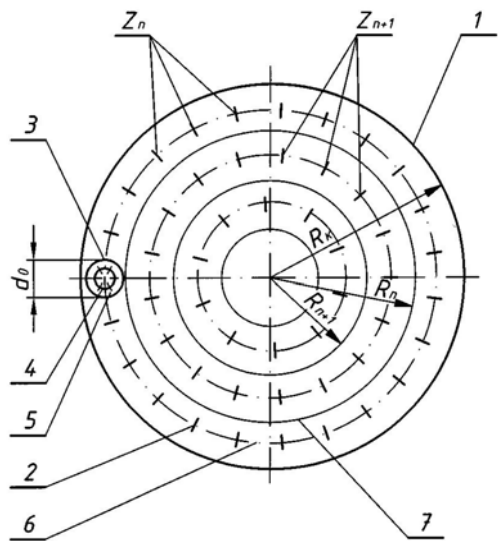


Рис. 2.10. Принципиальная схема новой конструкции матрицы:
1 – корпус; 2 – колодцы; 3 – вкладыши; 4 – отверстия формующие; 5 – гнездо;
6 – центральный радиус условного кольца; 7 – кольцо условное

Матрица для производства макаронных изделий содержит цилиндрический корпус 1 с колодцами 2, установленные внутри последних вкладыши 3 со сквозными формующими отверстиями 4, сгруппированными в гнезда 5. Колодцы по площади матрицы расположены на центральных радиусах b условных колец 7, наружные радиусы которых определены по формуле (2.35).

Устройство работает следующим образом. Тесто с помощью шнека, преодолевая сопротивление матрицы, продавливается сквозь формующие отверстия вкладышей матрицы посредством запрессовки. Происходит формование теста, т. е. получение сырых макаронных изделий заданной формы, которая определяется профилем формующих отверстий.

Расположение колодцев на центральных радиусах условных колец обеспечивает равномерное распределение массы теста на единицу площади рабочей поверхности условного кольца. Использование формулы (2.35) обеспечивает пропорциональное изменение площадей условных колец, а формулы (2.36) – пропорциональное изменение количества формующих отверстий.

Таким образом, в результате соблюдения всех отличительных признаков имеет место технический результат – одинаковое значение пропускной способности условных колец. Это приводит к увеличению производительности матрицы и улучшению качества готовой продукции.

Пример 1

Дано

D_k – диаметр корпуса матрицы, $D_k = 350$ мм ($R_k = 175$ мм);

r_0 – радиус кольца, $r_0 = 9$ мм;

Z_1 – количество колодцев на первом от оси корпуса матрицы условном кольце, $Z_1 = 34$.

Решение

Рабочую поверхность матрицы условно делим на четыре кольца, т. е. $n = 4$.

1. Определяем наружные радиусы условных колец:

$$R_1 = 0,786R_k = 0,786 \cdot 175 = 137,55 \text{ мм};$$

$$R_2 = 0,786^2 R_k = 108,114 \text{ мм};$$

$$R_3 = 0,786^3 R_k = 84,978 \text{ мм};$$

$$R_4 = 0,786^4 R_k = 66,793 \text{ мм}.$$

2. Определяем количество колодцев на каждом центральном радиусе каждого условного кольца:

$$Z_1 = 34;$$

$$Z_2 = \left[\frac{Z_1}{1,618} \right] = 21;$$

$$Z_3 = \left[\frac{Z_2}{1,618} \right] = 13;$$

$$Z_4 = \left[\frac{Z_3}{1,618} \right] = 8.$$

3. Определяем пропускную способность каждого условного кольца по формуле

$$K_n = \frac{f_0 Z_{n+1}}{\pi(R_n^2 - R_{n+1}^2)} = \frac{\pi r_0^2 Z_{n+1}}{\pi(R_n^2 - R_{n+1}^2)},$$

где f_0 – площадь колодца матрицы, мм²;

Z_{n+1} – количество колодцев на $(n + 1)$ -м условном кольце;

R_n – наружный радиус $(n + 1)$ -го условного кольца;

R_{n+1} – внутренний радиус $(n + 1)$ -го условного кольца;

r_0 – радиус кольца, мм.

$$K_1 = \frac{\pi r_0^2 Z_1}{\pi(R_1^2 - R_2^2)} = \frac{3,14 \cdot 81 \cdot 34}{175^2 - 137,55^2} = 0,7387;$$

$$K_2 = \frac{\pi r_0^2 Z_2}{\pi(R_2^2 - R_3^2)} = \frac{3,14 \cdot 81 \cdot 21}{137,55^2 - 108,12^2} = 0,7386;$$

$$K_3 = \frac{\pi r_0^2 Z_3}{\pi(R_3^2 - R_4^2)} = \frac{3,14 \cdot 81 \cdot 13}{108,12^2 - 84,97^2} = 0,7397;$$

$$K_4 = \frac{\pi r_0^2 Z_4}{\pi(R_4^2 - R_5^2)} = \frac{3,14 \cdot 81 \cdot 8}{84,97^2 - 66,79^2} = 0,7375.$$

Из расчетов следует, что $K_1 = K_2 = K_3 = K_4$, т. е. пропускная способность всех условных колец одинакова. Отсюда следует,

что и скорость движения отдельных слоев теста через матрицу одинакова. Следовательно, движение потока теста стабилизируется по всей площади матрицы, вследствие чего увеличивается производительность матрицы и улучшается качество готовой продукции.

Пример 2

Принимаем $Z_1 = 55$. Все остальные исходные данные остаются без изменений. Тогда:

$$Z_1 = 55; \quad K_1 = 1,1951;$$

$$Z_2 = \left[\frac{Z_1}{1,618} \right] = 34; \quad K_2 = 1,1961;$$

$$Z_3 = \left[\frac{Z_2}{1,618} \right] = 21; \quad K_3 = 1,1949;$$

$$Z_4 = \left[\frac{Z_3}{1,618} \right] = 13; \quad K_4 = 1,1984,$$

т. е. $K_1 = K_2 = K_3 = K_4$, что и требовалось доказать.

Однако нетрудно заметить, что если мы нарушим хотя бы один из расчетных признаков, то пропускные способности условных колец будут непропорциональны и эффективность работы матрицы резко ухудшится.

Пример 3

Принимаем, что $Z_1 = 34$, но $Z_{n+1} \neq \left[\frac{Z_n}{1,618} \right]$ при соблюдении всех

остальных отличительных признаков. Принимаем $Z_{n+1} = \left[\frac{Z_n}{1,5} \right]$.

$$Z_1 = 34; \quad K_1 = 0,7387;$$

$$Z_2 = 22; \quad K_2 = 0,774;$$

$$Z_3 = 15; \quad K_3 = 0,8535;$$

$$Z_4 = 10... \quad K_4 = 0,9218.$$

Из расчетов следует, что $K_1 \neq K_2 \neq K_3 \neq K_4$, т. е. пропускная способность условных колец непропорциональна по мере увеличения

радиуса расположения колодцев. Это дестабилизирует движение потока теста и тем самым снижает эффективность работы матрицы. Аналогичная картина имеет место при $R_n \neq 0,786^n R_k$.

Пример 4

Принимаем, что $R_n \neq 0,786^n R_k$ при соблюдении всех остальных расчетных признаков. Принимаем $R_n = 0,9^n R_k$.

$$R_1 = 0,9R_k = 0,9 \cdot 175 = 157,5 \text{ мм};$$

$$R_2 = 0,9^2 R_k = 141,75 \text{ мм};$$

$$R_3 = 0,9^3 R_k = 127,575 \text{ мм};$$

$$R_4 = 0,9^4 R_k = 114,82 \text{ мм}.$$

Получаем:

$$K_1 = 1,4861;$$

$$K_2 = 1,1332;$$

$$K_3 = 0,8661;$$

$$K_4 = 0,6581.$$

Таким образом, только соблюдение всех расчетных признаков позволяет повысить производительность матрицы и улучшить качество готовой продукции.

2.5. Шнеки нагнетающего типа.

Построение математических моделей

Предварительные сведения. В процессе измельчения сочных продуктов (сырые мясо, рыба) необходимо обеспечить сохранение качества исходного сырья. Качество измельчения улучшается, если проворачивание продукта относительно стенок рабочей камеры будет минимальным, а воздействие витков шнека и лопастей ножей на продукт будет направлено преимущественно вдоль оси. Для перемещения продукта вдоль рабочей камеры, подачи его к ножам и проталкивания через ножевые решетки служит вращающийся шнек нагнетающего типа с целью уплотнения сырья перед измельчением. Степень уплотнения сырья характеризуется коэффициентом уплотнения, представляющим собой отношение объемов межвитковых пространств

в местах расположения первого и последнего витков, при этом шаг витков уменьшается в сторону разгрузки.

Построение математической модели. Благодаря постепенному уменьшению шага витков шнека продукт постепенно уплотняется, однако, как показывает анализ конструктивных особенностей шнека, на практике имеет место неравномерное (скачкообразное) уплотнение сырья, что отрицательно сказывается на качестве готового продукта. Это объясняется тем, что геометрические размеры винтовых канавок шнека не взаимосвязаны между собой, и по этой причине конструкция шнека нуждается в существенной доработке. На рис. 2.11 представлена схема шнека волчка нового типа.

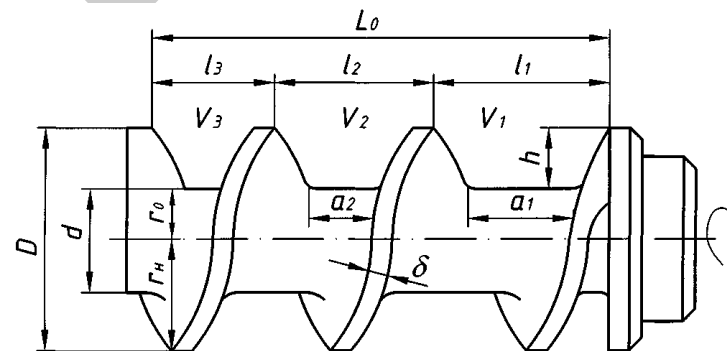


Рис. 2.11. Схема шнека нагнетающего типа: L_0 – длина рабочей части шнека; l_1, l_2, l_3 – ширина соответственно первой, второй и третьей винтовой канавки шнека по его наружному диаметру; h – глубина винтовой канавки; V_1, V_2, V_3 – объем соответственно первого, второго и третьего межвиткового пространства; δ – толщина витка шнека; d – диаметр вала шнека; r_0 – внутренний радиус шнека; r_n – наружный радиус шнека; D – наружный диаметр шнека; a_1, a_2 – ширина винтовых канавок по внутреннему диаметру шнека

Ширина l_1 первой винтовой канавки шнека по его наружному диаметру D определяется по формуле

$$l_1 = 0,416L_0, \quad (2.37)$$

где 0,416 – коэффициент пропорциональности.

Ширина l_2 второй винтовой канавки шнека по его наружному диаметру D определяется по формуле

$$l_2 = \frac{l_1}{1,272}, \quad (2.38)$$

где 1,272 – коэффициент пропорциональности.

Ширина l_3 третьей винтовой канавки шнека по его наружному диаметру D определяется по формуле

$$l_3 = \frac{l_1}{1,272^2} = \frac{l_1}{1,618}, \quad (2.39)$$

где 1,618 – коэффициент пропорциональности.

Формулы (2.37–2.39) могут быть объединены следующим уравнением:

$$l_n = \frac{l_1}{1,272^{n-1}}. \quad (2.40)$$

Благодаря постепенному уменьшению шага (ширины) витков шнека ($l_1 > l_2 > l_3$) продукт продвигается вдоль корпуса, постепенно и равномерно уплотняется и подходит к рабочим инструментам в виде сплошной плотной массы.

Последний виток шнека, имеющий наименьший шаг V_3 , нажимая на продукт, продавливает его в отверстие ножевой решетки, при этом часть продукта отрезается от основной массы режущими кромками вращающегося ножа, которые перемещаются по плоскости ножевой решетки.

На выходе из решетки продукт имеет вид сплошного потока в виде толстых нитей, состоящих из слипшихся между собой частиц.

Количество витков шнека оказывает существенное влияние на производительность машины. Чем длиннее шнек, тем меньше продукта вытесняется к загрузочному устройству и тем выше производительность волчка. Винтовые канавки образуют лабиринт, препятствующий тем самым вытеснению продукта из зоны расположения последнего витка к загрузочному устройству.

Однако качество измельчения и эффективность работы машины во многом зависят от степени и равномерности уплотнения и сжатия продукта по ходу его движения вдоль продольной оси шнека.

Особенностью работы шнека является создание им давления, достаточного для прохождения продукта через режущий механизм без отжима в нем жидкой фазы. Степень уплотнения продукта определяется

так называемым коэффициентом уплотнения (сжатия) K . Под коэффициентом уплотнения продукта понимается отношение объемов межвитковых пространств в местах расположения первого, второго и третьего витков (или первого и последнего).

Как показывает анализ, в серийных конструкциях волчков шнеки не обеспечивают постепенного равномерного уплотнения продукта по всей его рабочей длине: коэффициент уплотнения первых двух винтовых канавок (витков) $K_{1,2}$ значительно больше коэффициента уплотнения второго и третьего витков $K_{2,3}$, т. е. $K_{1,2} > K_{2,3}$, в результате чего продукт менее уплотнен перед входом в зону действия ножа и ножевой решетки, что отрицательно сказывается на качестве измельчения.

В случае применения вышеупомянутых формул имеет место равномерное уплотнение продукта, т. к. $K_{1,2} = K_{2,3}$, и, следовательно, имеет место более качественное измельчение сырья.

Однако предварительно отметим, что отношение объемов межвитковых пространств при определении коэффициента уплотнения двух соседних винтовых канавок (витков) можно без особой погрешности заменить отношением их шагов (ширины) по наружному диаметру шнека, тем более что все винтовые канавки имеют одинаковую глубину, т. е.

$$\frac{V_1}{V_2} \approx \frac{l_1}{l_2}, \quad \frac{V_2}{V_3} \approx \frac{l_2}{l_3} \quad \text{и} \quad \frac{V_1}{V_3} \approx \frac{l_1}{l_3}. \quad (2.41)$$

Пример

Размеры серийного шнека (паспортные данные): $L_0 = 140$ мм; $l_1 = 61$ мм; $l_2 = 44$ мм; $l_3 = 34$ мм.

Тогда $K_{1,2} = 1,38$, $K_{2,3} = 1,29$, т. е. $K_{1,2} \neq K_{2,3}$, что отрицательно сказывается на качестве измельчения плохо уплотненного сырья: в третьей винтовой канавке продукт уплотняется меньше, чем в первых двух, а должно быть наоборот.

Размеры нового шнека: $L_0 = 140$ мм; $l_1 = 58,2$ мм.

$$l_2 = \frac{l_1}{1,272} = \frac{58,2}{1,272} = 45,7 \text{ мм};$$

$$l_3 = \frac{l_1}{1,272^2} = \frac{58,2}{1,618} = 35,9 \text{ мм};$$

$$K_{1,2} = \frac{l_1}{l_2} = \frac{58,2}{45,7} = 1,272; K_{2,3} = \frac{l_2}{l_3} = \frac{45,7}{35,9} = 1,272,$$

т. е. $K_{1,2} = K_{2,3}$, что необходимо для качественного измельчения сырья и повышения эффективности работы мясорубки.

Вместе с тем, как уже отмечалось, в учебной и научной литературе отсутствуют данные об определении размеров канавок шнека и о вычислении геометрических параметров развертки шнека. В шнеках серийных конструкций площадь нормального сечения канавки винта имеет форму, близкую к трапеции, но не к параболическому сегменту.

На рис. 2.12 показана схема канавки первого витка серийного шнека, имеющей вид трапеции.

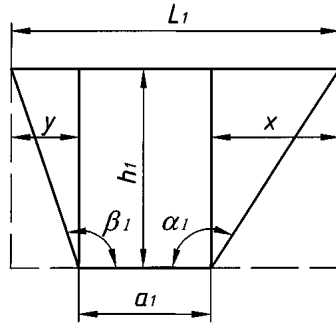


Рис. 2.12. Схема канавки первого витка шнека

Определение размеров канавок шнека

$$\left(\alpha_1 - \frac{\pi}{2}\right); \frac{X}{h_1} = \operatorname{tg}\left(\alpha_1 - \frac{\pi}{2}\right); X = h_1 \operatorname{tg}\left(\alpha_1 - \frac{\pi}{2}\right);$$

$$\pi h_1^2 h_1 \operatorname{tg}\left(\alpha_1 - \frac{\pi}{2}\right) = \pi h_1^3 \operatorname{tg}\left(\alpha_1 - \frac{\pi}{2}\right);$$

$$V_{\text{кон}} = \frac{1}{3} \pi h_1 h_1^2 \operatorname{tg}\left(\alpha_1 - \frac{\pi}{2}\right) = \frac{1}{3} \pi h_1^3 \operatorname{tg}\left(\alpha_1 - \frac{\pi}{2}\right);$$

$$V_{\text{пр}} = \frac{2}{3} \pi h_1^3 \operatorname{tg}\left(\alpha_1 - \frac{\pi}{2}\right); \frac{y}{h_1} = \operatorname{tg}\left(\beta_1 - \frac{\pi}{2}\right); y = h_1 \operatorname{tg}\left(\beta_1 - \frac{\pi}{2}\right);$$

$$V_{\text{лев}} = \frac{2}{3} \pi h_1^3 \operatorname{tg}\left(\beta_1 - \frac{\pi}{2}\right);$$

$$V = \pi h_1^2 a_1 + \frac{2}{3} \pi h_1^3 \left[\operatorname{tg}\left(\alpha_1 - \frac{\pi}{2}\right) - \operatorname{tg}\left(\beta_1 - \frac{\pi}{2}\right) \right].$$

Применительно к шнеку на рис. 2.11 получаем:

$$V_1 = \pi h_1^2 \frac{a_1 + 2l_1}{3}; V_2 = \pi h_1^2 \frac{a_2 + 2l_2}{3}; V_3 = \pi h_1^3 \frac{a_3 + 2l_3}{3};$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \sqrt{\Phi} = 1,272; \frac{V_1}{V_2} = \frac{a_1 + 2l_1}{a_2 + 2l_2} = \sqrt{\Phi} \rightarrow a_2 = \frac{a_1 + 2l_1}{\sqrt{\Phi}} - 2l_2;$$

$$\frac{V_2}{V_3} = \frac{a_2 + 2l_2}{a_3 + 2l_3} = \sqrt{\Phi};$$

$$a_3 = \frac{a_2 + 2l_2}{\sqrt{\Phi}} - 2l_3 = \frac{a_1 + 2l_1}{\Phi} - \frac{2l_2}{\sqrt{\Phi}} - 2l_3 = \frac{a_1 + 2l_1}{\sqrt{\Phi}} - 2l_3.$$

Окончательно имеем (при $h = \text{const}$):

$$a_2 = \frac{a_1 + 2l_1}{1,272} - 2l_2; \quad (2.42)$$

$$a_3 = \frac{a_1 + 2l_1}{1,618} - 2l_3. \quad (2.43)$$

Определение геометрических параметров развертки шнека

Геометрические параметры развертки нагнетающего шнека определяют характер распределения изменения рабочего давления по виткам винтовых канавок. Коэффициент повышения давления зависит от формы шнека, возрастает с уменьшением глубины винтовых канавок и шага по длине шнека, и его изменение носит нелинейный характер.

Чем равномернее нарастание рабочего давления на продукт, тем качественнее идет процесс его измельчения. На рис. 2.13 представлена расчетная схема развертки шнека.

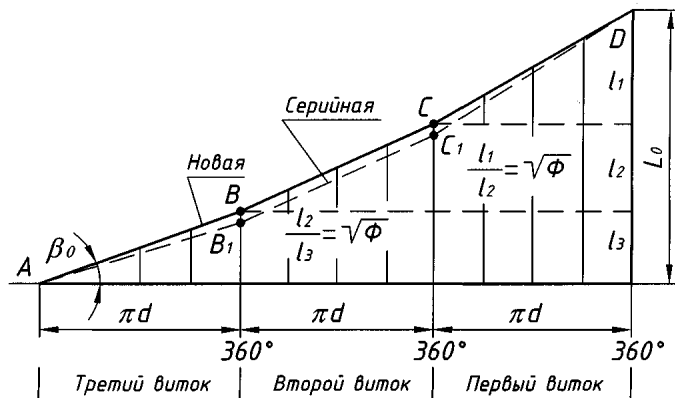


Рис. 2.13. Расчетная модель развертки шнека

Ломаная AD состоит из трех отрезков: AB , BC и CD .

Здесь $L_0 = l_1 + l_2 + l_3$. Угол β_0 – угол подъема (наклона) винтовой линии третьего (последнего) витка шнека.

Связывая геометрические размеры винтовых канавок через единый коэффициент пропорциональности Φ , получаем:

– уравнение развертки третьего витка шнека

$$\frac{l_3}{\pi d} X, \quad 0 < X < \pi d;$$

– уравнение развертки второго витка шнека

$$\frac{l_2 - l_3}{\pi d} X - l_2 + 2l_3, \quad \pi d < X < 2\pi d;$$

– уравнение развертки первого витка шнека

$$\frac{l_1 - l_3}{\pi d} X - 2l_2 + 3l_3, \quad 2\pi d < X < 3\pi d.$$

Таким образом, все основные геометрические характеристики шнека согласно данной модели определяются через единый коэффициент пропорциональности $\Phi = 1,618$. Это позволяет нам рекомендовать параметры шнеков в следующей взаимосвязи:

– наружный диаметр винта $D = 0,87D_p$, где D_p – наружный диаметр подрезной решетки;

- диаметр хвостовика винта $d = 0,265D$, м;
- длина винта $L_0 = 3,33D$, м;
- минимальный шаг винта $H_{\min} = 0,867D$, м;
- угол подъема последнего витка шнека 9° ;
- производительность проектируемого шнека Π_1 , кг/ч:

$$\Pi_1 = \Pi \left(\frac{D_1}{D} \right)^3,$$

- где Π – производительность шнека-прототипа, кг/ч;
- D – наружный диаметр проектируемого шнека, м;
- мощность проектируемого шнека N_1 , Вт:

$$N_1 = N \left(\frac{D_1}{D} \right)^3,$$

- где N – мощность шнека-прототипа, Вт;
- глубина винтовой канавки h_1 , м:

$$h_1 = h_0 \frac{D_1}{D},$$

- где h_0 – глубина винтовой канавки шнека-прототипа, м;
- объемная производительность шнека Π , м³/ч:

$$\Pi = F_3 \varphi v,$$

где F_3 – площадь нормального сечения винтовой канавки шнека последнего витка, м²;

φ – коэффициент заполнения винтовой канавки;

v – средняя скорость перемещения продукта вдоль канавки, м/с.

Для практических целей можно принять $F_3 = V_3$ – площадь осевого сечения винтовой канавки в последнем витке. Тогда:

$$\Pi = \pi h_1^2 \left(\frac{a_3 + 2l_3}{3} \right) \varphi v, \quad (2.44)$$

где $a_3 = \frac{a_1 + 2l_1}{1,618} - 2l_3$ – ширина канавки последнего витка шнека по низу.

Формула (2.44) более точно учитывает форму винтовой канавки в нормальном сечении – форму, близкую к трапеции, а не к параболическому сегменту.

Таким образом, формула (2.44) позволяет определить объемную производительность шнека наиболее точно, т. к. более полно учитывает геометрические особенности винтовой канавки (спирали).

2.6. Составные плитные настилы. Построение математических моделей

Предварительные сведения. Электрические плиты – основной вид теплового оборудования для всех типов предприятий общественного питания. На долю этих аппаратов приходится более 40 % общего потребления энергии. Главный конструктивный элемент плит – электроконфорки, как правило чугунные, массивные. У серийно выпускаемых конфорок ограниченный срок службы, они трудоемки в изготовлении (литейное производство и большая доля ручного труда), материалоемкие и энергоемкие, их конструкция не допускает ремонта в условиях столовой, а чугунный корпус не выдерживает большого количества так называемых термоударов и растрескивается, из-за чего преждевременно перегорают нихромовые спирали. Но, пожалуй, главный недостаток конфорок – их существенная инерционность, что обуславливает длительный период разогрева корпуса до стационарного режима и немалые потери времени при переключении плиты с сильного режима на слабый и наоборот. Из-за инерционности работу конфорки трудно автоматизировать и она часто работает в сильном режиме даже в том случае, когда на ее поверхности нет наплитной посуды. В связи с этим имеют место большие потери электроэнергии и высокие температуры в горячих цехах предприятий.

Не в полной мере решена названная проблема и в конструкции плит с использованием ТЭНов из нержавеющей стали, тонкого гофрированного листа.

Построение математической модели. Один из концептуальных путей решения проблемы мы видим в создании малоинерционных конфорок, имеющих составной плитный настил.

На рис. 2.14 изображена схема составного тонколистового плитного настила. Плитный настил содержит основание 1, выполненное в виде пластины прямоугольной формы площадью F , центральный

вкладыш 2, имеющий отверстие 3 и установленный с зазором 4 относительно основания, и ребра 5, выполненные на нижних нерабочих сторонах основания и вкладыша. Основание 1 выполнено составным в виде четырех равных частей А, Б, В и Г, установленных между собой с зазором 6 по осям симметрии прямоугольника.

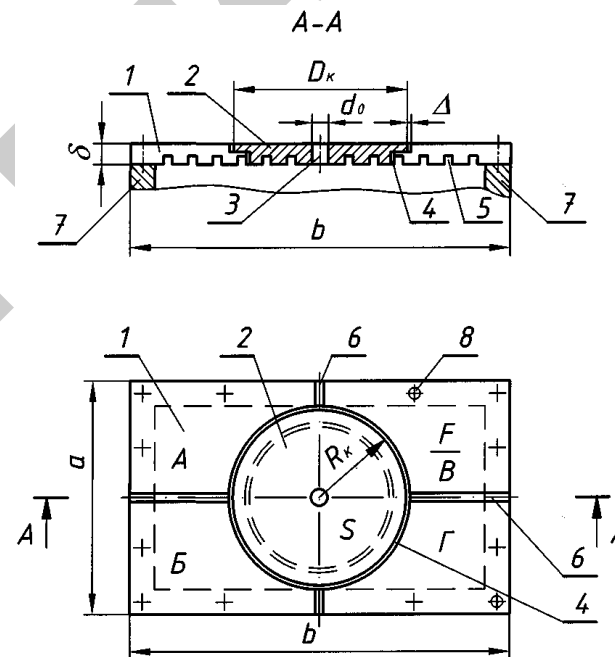


Рис. 2.14. Схема составного плитного настила: a – ширина настила; b – длина настила; δ – толщина настила; S – площадь круга; F – площадь основания (большей части); Δ – величина температурного зазора; D_k – диаметр вкладыша; d_0 – диаметр центрального отверстия

Для исключения опрокидывания отдельных составных частей плитного настила внутрь корпуса плиты под действием собственного веса или при установке на него теплоприемника составные элементы основания А, Б, В и Г крепятся к корпусу плиты с помощью винтов 8. Площади частей А, Б, В и Г равны между собой. Величина зазора 6 выбрана из условия исключения температурных деформаций основания 1.

Центральный вкладыш 2 выполнен в виде круга диаметром D_k и площадью S , при этом радиус круга определяется по формуле

$$R_k = \sqrt{\frac{S}{\pi}}, \quad (2.45)$$

где S – площадь вкладыша;

R_k – радиус центрального вкладыша.

Площадь S вкладыша 2 меньше площади F основания. Плитный настил разделен на две неравные части – основание 1 и вкладыш 2 – «золотым сечением», при этом площадь вкладыша 2 определяется по уравнению

$$S = 0,382Q, \quad (2.46)$$

где Q – площадь настила;

0,382 – коэффициент пропорциональности.

Отверстие 3 диаметром d_0 выполнено в центре вкладыша 2. Плитный настил имеет ширину a и длину b .

Принцип работы устройства заключается в следующем. Снизу к нерабочей поверхности настила подводится тепловая энергия от источника теплоты, например от трубчатых нагревательных элементов, газовых факельных горелок, жидкотопливных форсунок и т. д.

Плитный настил воспринимает тепловую энергию и передает ее наплитной посуде, размещаемой на его верхней гладкой рабочей поверхности и содержащей пищевые продукты (на рис. 2.14 не показано).

Тепловая энергия через настил в основном передается от источника теплоты наплитной посуде путем теплопроводности, однако в местах расположения зазоров имеется воздушная прослойка: целостность настила нарушена зазором между основанием и вкладышем и зазорами b между отдельными равными частями А, Б, В и Г основания. Т. к. вкладыш 2 выполнен в виде круга, то при нагревании он будет равномерно удлиняться во все стороны, а наличие отверстия 3 в его центре позволяет разгрузить (снять) часть максимальных температурных напряжений в его центральной части. В этом случае вкладыш имеет возможность равномерно расширяться как вовнутрь, так и наружу. Это позволяет получить минимально возможное коробление рабочей поверхности вкладыша.

Аналогичная картина наблюдается и с основанием 1. При нагревании основания максимальные температурные деформации согласно теории линейного расширения металлов концентрируются на осях симметрии прямоугольного основания, т. е. на расстоянии $a/2$ и $b/2$ от краев. Именно в этих местах наблюдается наибольшее коробление основания, что подтверждается и лабораторными испытаниями. Однако в данном случае основание 1 в местах наибольших концентраций температурных деформаций разделено на четыре равные части, края которых имеют возможность свободного перемещения. В результате этого величина коробления значительно снижается. Т. к. площади всех четырех частей равны между собой, а их размеры (ширина, длина, длина дуги) одинаковы, то и коробление всех четырех частей будет идентичным и при этом минимальным.

Таким образом, выполнение центрального вкладыша S в виде круга, расположение отверстия 3 в его центре и деление основания 1 на четыре равные части А, Б, В и Г позволяют получить минимальное коробление рабочей поверхности настила, что существенно повышает его эксплуатационную надежность. При этом радиус круга определяется по указанной формуле, что позволяет сохранить первоначальную (исходную) площадь вкладыша.

С целью унификации плитный настил разделен на две неравные части – основание и вкладыш – «золотым сечением», при этом площадь вкладыша определяется по уравнению $S = 0,382Q$.

Это позволяет определять размеры вкладыша и, соответственно, основания в зависимости от габаритных размеров настила. В этом случае согласно принципу «золотого сечения» (пропорции) имеем:

$$\frac{Q}{Q-S} = \frac{Q-S}{S} = \Phi, \text{ или } \frac{Q}{F} = \frac{F}{S} = \Phi,$$

где F – площадь основания;

$\Phi = 1,618$ – отношение двух соседних чисел Фибоначчи в пределе.

Напомним, что

$$F + S = Q; \quad Q = \Phi(Q - S);$$

$$\Phi S = \Phi Q - Q = Q(\Phi - 1).$$

Из уравнения имеем:

$$S = Q \left(1 - \frac{1}{\Phi} \right) = Q \left(1 - \frac{1}{1,618} \right) = Q(1 - 0,618);$$

$$S = Q \left(1 - \frac{1}{\Phi} \right) = 0,382Q.$$

Здесь уместно заметить, что деление настила на две неравные части «золотым сечением» позволяет улучшить и внешний вид настила: круг органично вписывается в общий контур настила, при этом независимо от размеров настила соблюдается следующая закономерность:

$$\frac{Q}{F} = \frac{F}{S} = 1,618.$$

Рассмотрим деление настила «золотым сечением» [28] на конкретном примере.

Пример 1

Размеры настила: длина $b = 417$ мм, ширина $a = 295$ мм. Такие размеры имеют электроконфорки типа КЭ по ОСТ 07162–74, которыми комплектуются кухонные плиты ПЭСМ-4Ш.

$$Q = ab = 0,123 \text{ м}^2;$$

$$S = 0,382Q = 0,0469 \text{ м}^2;$$

$$R_k = \sqrt{\frac{S}{\pi}} = 122 \text{ мм};$$

$$D_k = 244 \text{ мм};$$

$$F = Q - S = 0,0761 \text{ м}^2.$$

Тогда:

$$\frac{Q}{F} = \frac{0,123}{0,0761} = 1,618 \approx \Phi;$$

$$\frac{F}{S} = \frac{0,0761}{0,0469} = 1,622 \approx \Phi.$$

Пример 2

Размеры настила: длина $b = 530$ мм, ширина $a = 325$ мм. Такие размеры имеют электроконфорки, которыми оснащаются новые кухонные плиты типа ПЭ-0,17 и ПЭ-0,51 в соответствии с СТ СЭВ 764–77 «Оборудование секционное модульное» – стандарт «Гастро-норм».

$$Q = ab = 0,172 \text{ м}^2;$$

$$S = 0,382Q = 0,06570 \text{ м}^2;$$

$$R_k = \sqrt{\frac{S}{\pi}} = 144 \text{ мм};$$

$$D_k = 288 \text{ мм};$$

$$F = Q - S = 0,1062 \text{ м}^2.$$

Тогда:

$$\frac{Q}{F} = \frac{0,172}{0,1062} = 1,619 = \Phi;$$

$$\frac{F}{S} = \frac{0,1062}{0,06570} = 1,614 = \Phi.$$

Из приведенных примеров ясно, что независимо от размеров плитного настила имеет место унификация его составных элементов на единой основе.

Тепловая эффективность нового плитного настила повышается и тем, что на его нерабочей (нижней) стороне сделаны специальные ребра 5.

В заключение отметим, что отсутствие прямых углов у вкладыша и у основания в новом настиле существенно повышает эксплуатационную надежность и упрощает технологию изготовления настила, а расположение отверстия δ в центре вкладыша облегчает техническое обслуживание устройства.

Таким образом, предлагаемое устройство характеризуется следующими признаками:

- центральный вкладыш выполнен в виде круга, радиус которого определяется по формуле (2.45).

Отверстие расположено в центре вкладыша, а прямоугольное основание выполнено составным в виде четырех равных частей,

установленных между собой с зазором по осям симметрии прямоугольника. Это позволяет снять температурные деформации в местах их наибольшей концентрации: по длине окружности (периметра) вкладыша, в центре вкладыша, на осях симметрии прямоугольного основания;

- плитный настил разделен на две основные части не произвольно, а «золотым» сечением, при этом площадь вкладыша S (m^2) определяется по формуле (2.46).

Это позволяет определять размеры вкладыша в зависимости от размеров настила и унифицировать между собой элементы настила разной производительности. Кроме того, будет достигнута оптимальная пропорциональность (гармония) в размерах вкладыша и основания, что повышает техническую эстетику устройства.

В данном настиле

$$\frac{Q}{F} = \frac{F}{S} = 1,618 = q_5.$$

Значит, плитный настил разделен на основе ряда предпочтительных чисел R5, что соответствует, например, шведскому стандарту «Гастро-норм» на модульные размеры технологического оборудования.

Таким образом, унификация составных частей плитного настила осуществляется на основе действующих международных стандартов.

Результаты исследований нашли свое отражение в конструкции новой плиты ПЭМ-4Ш. Плита, оснащенная малоинерционными стальными конфорками, успешно прошла лабораторные и заводские испытания. С 2003 г. началось серийное производство таких плит на Барановичском заводе торгового машиностроения.

У новой плиты по всем параметрам улучшенные показатели, при этом ее конструкция ремонтпригодна в условиях столовой, а экономическая эффективность не вызывает сомнений.

2.7. Теплообменные аппараты.

Построение математических моделей

Предварительные сведения. На предприятиях пищевой промышленности широко применяются процессы нагревания, охлаждения или выпаривания многих видов сырья, полуфабрикатов и продукции.

Тепловая обработка пищевых продуктов осуществляется в теплообменных аппаратах, которые должны обеспечивать передачу требуемого количества теплоты от одной среды к другой с получением необходимых конечных температур при максимальной интенсивности теплообмена.

Тепловые аппараты должны обладать достаточной прочностью, наибольшей поверхностью нагрева, минимальным гидравлическим сопротивлением и иметь небольшие габаритные размеры и массу. В пищевой промышленности до 70 % теплообменных аппаратов применяют для тепловой обработки сред жидкость–жидкость и пар–жидкость при давлении до 1 МПа и температуре до 200 °С. Наибольшее распространение получили теплообменные аппараты кожухотрубного и спирального типов. Получили также распространение пластинчатые теплообменные аппараты общего назначения.

Важным преимуществом трубчатых теплообменных аппаратов является простота конструкции. Однако коэффициент унификации узлов и деталей размерного ряда этих аппаратов составляет около 0,13, в то время как этот коэффициент применительно к пластинчатым теплообменным аппаратам доходит до 0,9, при этом удельная металлоемкость кожухотрубных аппаратов в 2,0...2,5 раза больше металлоемкости пластинчатых. Вместе с тем, несмотря на указанные недостатки, в пищевой и смежных отраслях промышленности нашли широкое применение горизонтальные кожухотрубчатые теплообменники: по трубкам проходит греющая среда (теплоноситель), а по межтрубному пространству – нагреваемая.

Построение математических моделей. При конструировании теплообменных аппаратов необходимо учитывать, что для тепловой обработки продуктов важнейшими факторами являются температурный режим (равномерность нагрева) и общая продолжительность тепловой обработки. Конструкция теплообменных аппаратов зависит от тепловой нагрузки, параметров греющей и нагреваемой сред, их агрегатного состояния, физико-химических свойств теплоносителей, их расхода, степени загрязненности, направления греющих сред и др.

Однако в любом случае теплообменный аппарат должен иметь высокую удельную поверхность нагрева, минимальное гидравлическое сопротивление, незначительные габаритные размеры и массу при максимальной унификации узлов и деталей всего размерного ряда.

Один из путей совершенствования конструкций теплообменных аппаратов мы видим в использовании при их конструировании свойств чисел ряда Фибоначчи и закономерностей «золотой пропорции».

Теплообменники для нагрева жидких сред

На рис. 2.15 показана принципиально-конструктивная схема нового теплообменника типа «газ–жидкость».

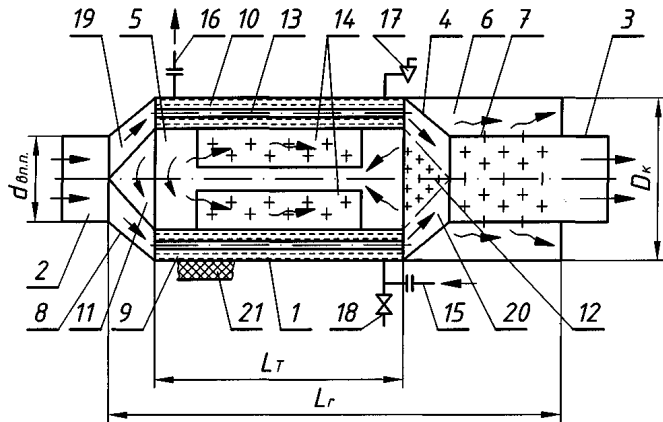


Рис. 2.15. Принципиально-конструктивная схема трубчатого теплообменника для нагрева жидких сред: $d_{в.п.}$ – диаметр впускного патрубка; D_k – диаметр корпуса; L_T – длина теплообменника

Теплообменник содержит цилиндрический корпус 1, впускной 2 и выпускной 3 соосные патрубки, наклонную поперечную перегородку 4, разделяющую корпус на впускную 5 и выпускную 6 камеры, центральную перфорированную трубу 7, соединяющую впускную камеру 5 с выпускной 6 и выпускным патрубком 3, коническую вставку 8, размещенную между впускным патрубком 2 и корпусом 1, теплообменник 9 с охлаждающей жидкостью 10, установленный во впускной камере 5 соосно корпусу и выполненный в виде «греющей рубашки», конические дефлекторы 11, 12, сопряженные с теплообменником 9 соответственно вершинами конусов в сторону впускного 2 и выпускного 3 патрубков (при этом дефлектор 12 выполнен перфорированным), и газоходы 13, представляющие собой отдельные трубы, расположенные внутри теплообменника 9 концентрично продольной оси. Теплообменник 9 снабжен

внутренними тепловыми радиальными ребрами 14, входным штуцером 15, выходным штуцером 16, краном выпуска воздуха 17 и краном слива 18. Тепловые ребра 14 приварены к внутренней стенке теплообменника 9. Коническая вставка 8 совместно с коническим дефлектором 11 образуют входной кольцевой газоход 19. Перегородка выполнена в виде усеченного конуса и в сочетании с перфорированным дефлектором 12 образует выходной кольцевой газоход 20. Корпус 1 снабжен тепловой изоляцией 21. Газоходы 13 представляют собой трубы, количество которых определяется одним из чисел ряда Фибоначчи, например 5, или 8, или 13, или 21, или 34.

Эквивалентный диаметр трубы газохода вычисляется по формуле

$$d_3 = d_{в.п.} \sqrt{\frac{1}{Z}}, \quad (2.47)$$

где Z – количество труб;

$d_{в.п.}$ – внутренний диаметр впускного патрубка.

Шаг между трубами находится по уравнению $t = 1,272d_3$. Трубы расположены на центральной окружности теплообменника 9, радиус которой определяется формулой

$$R_{ц} = \frac{Zt}{2\pi}.$$

Ширина «греющей рубашки» теплообменника 9, т. е. кольцевой зазор между внутренней и наружной его стенками, равна шагу t .

Суммарная площадь поперечного сечения газохода 13 равна площади впускного патрубка 2. Впускным патрубком теплообменник подключен к источнику пара (газа) (на рис. 2.15 не показан), а штуцерами 15, 16 – к источнику потребления теплоты газов (не показан). Газоходы 13 могут быть изготовлены из труб разной формы в поперечном сечении: цилиндр, квадрат, прямоугольник, эллипс.

Перед началом работы внутренняя полость теплообменника заполняется охлаждающей жидкостью 10, в качестве которой может быть использована вода или жидкие пищевые продукты. Через кран 17 из внутренней полости теплообменника 9 удаляется воздух в момент его заполнения, а с помощью крана 18 осуществляется слив охлаждающей жидкости [13, 20, 35].

Принцип работы устройства заключается в следующем. Греющая среда по впускному патрубку 2 через входной кольцевой газоход 19

входит в горизонтальные сквозные газоходы, в которых, соприкасаясь со стенками теплообменника, интенсивно охлаждается. Далее греющая среда попадает в выходной кольцевой газоход и через центральную трубу 7 по выпускному патрубку выбрасывается в атмосферу. Благодаря перфорации в коническом дефлекторе 12 и трубе 7 газы одновременно расширяются во впускную 5 и выпускную 6 камеры. В теплообменнике 9 отобранная от газов энергия воспринимается охлаждающей жидкостью 10, которая через штуцер 16 направляется к источнику потребления теплоты, например в мармит, водонагреватель, пищеварочный котел и т. п.

По штуцеру 15 в теплообменник 9 поступает уже остывшая охлаждающая жидкость, где она снова нагревается.

Одновременно данное устройство эффективно работает как глушитель шума. При этом общая эффективность заглушения шума складывается из трех составляющих:

- охлаждение газов в газоходах 13;
- расширение во впускной камере 5;
- расширение в выпускной камере 6.

Причем чем интенсивнее охлаждение газов в газоходах 13, тем эффективнее осуществляется процесс заглушения шума. Здесь имеет место так называемый в теории газовой динамики эффект теплового торможения потока в дозвуковой области его истечения при внешнем тепловом воздействии, обуславливающим увеличение плотности, снижение скорости и, как следствие, уменьшение уровня звукового давления. Отсюда следует, что эффективность заглушения шума в основном определяется тепловой эффективностью теплообменника, которая, в свою очередь, характеризуется величиной удельной поверхности нагрева, определяемой, как известно, по формуле

$$f = \frac{F_n}{G}, \quad (2.48)$$

где F_n – поверхность нагрева теплообменника, м²;

G – емкостное заполнение теплообменника, л (для воды 1 л = 1 кг).

Этому способствует и наличие перфорации на дополнительном дефлекторе 12. Через него газы, предварительно охладившись в газоходах 13, в дальнейшем расширяются во внутреннюю полость теплообменника 9 (она же расширительная впускная камера 5).

В камере 5 газы расширяются и дополнительно через тепловые ребра нагревают охлаждающую жидкость 10 в теплообменнике 9. Здесь весьма важно, что расширение наступает после предварительного охлаждения газов.

В рассматриваемой конструкции величина удельной поверхности нагрева наибольшая в расчете на единицу длины теплообменника.

Покажем это на примере, при этом рассмотрим три варианта.

Вариант 1

Газоходы 13 выполнены из цилиндрических труб. Количество труб Z принимаем равным 13, $d_{в.п} = 50$ мм.

$$d_3 = d_{в.п} \sqrt{\frac{1}{Z}} = 50 \sqrt{\frac{1}{13}} = 50 \cdot 0,2773 = 13,86 \text{ мм.}$$

Для цилиндрических труб $d_3 = d_T = 13,86$ мм.

Определяем шаг между трубами:

$$t = 1,272d_3 = 1,272 \cdot 13,86 = 17,639 \text{ мм.}$$

Вычисляем радиус центральной окружности, на которой расположены трубы:

$$R_{ц} = \frac{Zt}{2\pi} = \frac{13 \cdot 17,639}{2 \cdot 3,14} = 36,514 \text{ мм.}$$

По условию ширина «греющей рубашки» теплообменника равна шагу:

$$b = 17,639 \text{ мм.}$$

Определяем наружный радиус теплообменника:

$$R_n = R_{ц} + \frac{b}{2} = 45,33 \text{ мм.}$$

Определяем внутренний радиус теплообменника:

$$R_{в} = R_{ц} - \frac{b}{2} = 27,69 \text{ мм.}$$

Определяем поверхность нагрева теплообменника. Принимаем (условно) длину теплообменника $L = 1000$ мм = 1 м. Поверхность

нагрева в данном случае образована поверхностью труб. Поверхность нагрева одной трубы

$$F_n = 2\pi r_t L = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,00693 \cdot 1 = 0,04352 \text{ м}^2.$$

Поверхность нагрева всех газопроводов

$$F_n^{13} = 13 \cdot 0,04352 = 0,5657 \text{ мм}.$$

Определяем емкостное заполнение теплообменника. Определяем общий объем теплообменника при $L = 1000$ мм:

$$V_T = \pi(R_n^2 - R_b^2)L = 3,14(0,045^2 - 0,028^2) \cdot 1 = 4,044 \text{ л}.$$

Определяем объем, занимаемый трубами:

$$\sum V_{тр} = Z\pi r_t^2 L = 13 \cdot 3,14 \cdot 6,93^2 \cdot 1000 = 1,960 \text{ л}.$$

Определяем емкостное заполнение теплообменника:

$$G = V_T - \sum V_{тр} = 4,044 - 1,960 = 2,084 \text{ л}.$$

Определяем удельную поверхность нагрева:

$$f_1^{13} = \frac{F_n^{13}}{G} = \frac{0,5657}{2,084} = 0,271 \text{ м}^2/\text{л}.$$

Вариант 2

Принимаем количество труб $Z = 21$. Тогда $d_s = 10,9$ мм; $t = 13,86$ мм; $R_{ц} = 46,34$ мм; $b = 13,86$ мм (ширина «греющей рубашки» на свету); $R_n = 53,27$ мм; $R_b = 39,41$ мм; $F_n^{24} = 0,7187 \text{ м}^2$; $V_T = 4,045$ л; $V_{тр} = 1,958$ л; $G = 2,087$ л; $f_2^{21} = \frac{0,7187}{2,087} = 0,345 \text{ м}^2/\text{л}$.

Вариант 3

Принимаем количество труб $Z = 34$. Тогда $d_s = 8,57$ мм; $t = 10,9$ мм; $R_{ц} = 59$ мм; $b = 10,9$ мм; $R_n = 64,45$ мм; $R_b = 53,55$ мм; $F_n^{24} = 0,9138 \text{ м}^2$; $V_T = 4,046$ л; $\sum V_{тр} = 1,9556$ л; $G = 2,09$ л; $f_3^{34} = \frac{0,9138}{2,09} = 0,438 \text{ м}^2/\text{л}$.

Результаты расчетов по трем вариантам сводим в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Расчет геометрических размеров теплообменника

№ варианта	Z	d_s , мм	t (b), мм	$R_{ц}$, мм	R_n , мм	R_b , мм	F_n , м ²	V_T , л	$V_{тр}$, л	G, л	f, м ² /л
1	13	13,86	17,64	36,5	45,3	27,6	0,56	4,04	1,96	2,08	0,271
2	21	10,9	13,86	46,3	53,2	39,4	0,71	4,04	1,96	2,09	0,345
3	34	8,57	10,9	59,0	64,4	53,5	0,91	4,05	1,96	2,09	0,438

Из анализа данных табл. 2.1 можно вывести следующие закономерности:

- с увеличением числа труб (13, 21, 34) емкостное заполнение теплообменника остается постоянным ($G = 2,08$ л), объем, занимаемый трубами, не изменяется ($V_{тр} = 1,96$ л), общий объем теплообменника также не изменяется ($V_T = 4,04$ л);
- поверхность нагрева газопроводов с увеличением числа труб возрастает в 1,272 раза:

$$\frac{F_n^{13}}{F_n^{21}} = \frac{F_n^{21}}{F_n^{34}} = 1,272;$$

- удельная поверхность теплообменника с ростом числа труб увеличивается в 1,272 раза:

$$\frac{f_n^{34}}{f_n^{21}} = \frac{f_n^{21}}{f_n^{13}} = 1,272;$$

- однако в каждом из трех вариантов мы получаем наибольшую поверхность нагрева.

Понятно, что найденные закономерности сохраняются для всего ряда Фибоначчи.

Таким образом, используя принцип «золотого сечения», мы получаем оптимальные соотношения между поверхностью нагрева и емкостным заполнением, при этом конструкция теплообменника выгодно отличается своей компактностью. Из данных табл. 2.1 также следует, что здесь просто реализуется и требование унификации теплообменников.

Здесь необходимо подчеркнуть, что трубы могут быть цилиндрическими, квадратными, прямоугольными, эллипсовидными и др. В этом

случае целесообразно в расчетах оперировать эквивалентным диаметром трубы, который для конкретной трубы определяется формулой

$$d_3 = \frac{4F}{\Pi}, \quad (2.49)$$

где F – площадь поперечного сечения трубы, м^2 ;

Π – периметр трубы, м .

Для цилиндрической трубы $d_3 = d_r$, для квадратной $d_3 = a$ (стороне квадрата), для прямоугольной $d_3 = 2ab / (a + b)$ и т. д. Одновременно соотношение $t = 1,272d_3$ всегда сохраняет условие, при котором $R_{ц} = Zt / 2\pi$.

Если ширина «греющей рубашки» больше шага, то ее емкостное заполнение увеличивается, а поверхность нагрева труб не изменяется. Значит, удельная поверхность нагрева уменьшается, что нежелательно.

На рис. 2.16 представлена принципиально-конструктивная схема многофункционального теплообменника, обеспечивающего тепловой энергией одновременно несколько технологических аппаратов.

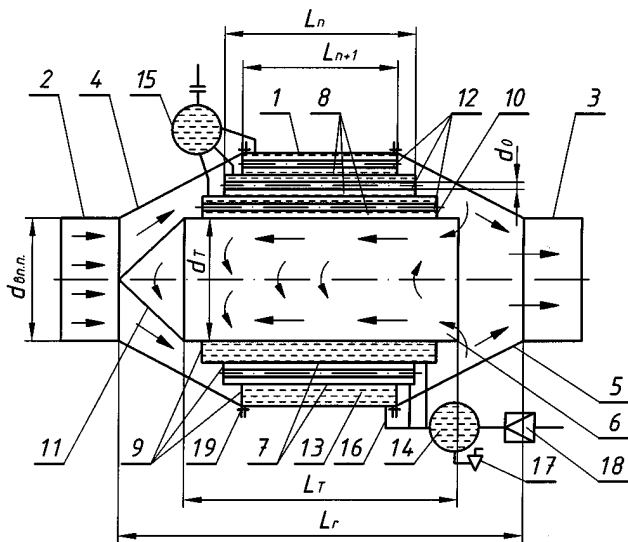


Рис. 2.16. Принципиально-конструктивная схема многофункционального унифицированного теплообменника типа «газ-жидкость»: d_3 – диаметр трубы газохода; $d_{в.п.}$ – внутренний диаметр впускного патрубка; d_r – диаметр центральной трубы; L_t – длина центральной трубы; L_0 – длина n -й продольной перегородки

Теплообменник содержит цилиндрический корпус 1, соосные впускной 4 и выпускной 5 патрубки в виде усеченного конуса вставки, соответственно впускной 2 и выпускной 3 патрубки с корпусом 1, соосные продольные цилиндрические перегородки, установленные коаксиально относительно трубы 6 с образованием кольцевых зазоров между собой и продольных кольцевых каналов 8, причем длины перегородок 7 по мере удаления их от оси корпуса 1 уменьшаются, идентичные кольцевые поперечные перфорированные перегородки 9 и 10, установленные на торцах перегородок 7 в начале и конце каждого кольцевого канала 8, конический дефлектор 11, сопряженный основанием с входным торцом центральной трубы 6, т. е. конусы, направленные вершиной в сторону впускного патрубка, и трубы, установленные в кольцевых каналах 8, соединяющие попарно отверстия в кольцевых поперечных перегородках 9 и 10 и установленные параллельно оси корпуса 1. Внутреннее пространство кольцевых каналов 8 заполнено охлаждающим рабочим телом (жидкостью 13). Диаметр центральной трубы 6 равен диаметру впускного патрубка $d_{в.п.}$. Перегородки 7 установлены на расстоянии от продольной оси корпуса 1, которое определяется по формуле

$$R_n = 1,272^n R_{в.п.} \rightarrow n = 1, 2, 3, 4, \dots, \quad (2.50)$$

где n – порядковый номер продольной перегородки 7;

R_n – радиус n -й продольной перегородки 7;

$R_{в.п.}$ – радиус впускного патрубка 2.

Длина перегородок 7 определяется по формуле

$$L_n = \frac{L_t}{1,272^n} \rightarrow n = 1, 2, 3, 4, \dots, \quad (2.51)$$

где L_n – длина n -й продольной перегородки 7;

L_t – длина центральной трубы 7.

Количество отверстий перфорации в поперечных перфорированных перегородках 9 и 10 определяется по формуле

$$Z_{n+1} = [1,618Z_n] \rightarrow n = 1, 2, 3, 4, \dots, \quad (2.52)$$

где квадратные скобки обозначают целую часть числа;

n – порядковый номер поперечной перфорированной перегородки 9 и 10;

Z_n – количество отверстий перфорации в n -й поперечной перфорированной перегородке 9 и 10.

Диаметр корпуса R_k равен диаметру последней от оси продольной цилиндрической перегородки 7, т. е. корпус 1 выполнен заодно с последней продольной цилиндрической перегородкой 7 и его длина равна ее длине. Количество труб 12 равно количеству отверстий в кольцевых поперечных перегородках 9 и 10. L_0 – общая длина теплообменника, включая длины вставок 4 и 5. Отверстия диаметром d_0 в смежных кольцевых перфорированных перегородках могут быть расположены в шахматном порядке на их центральных радиусах с шагом t . Диаметр труб 12 равен диаметру отверстий. Теплообменник снабжен входным 14 и выходным 15 коллекторами, которые трубами 16 подсоединены к кольцевым каналам 8. Коллектор имеет кран 17 слива и подключен к насосу 18.

Теплообменник имеет фланцы 19, что обеспечивает удобство при проведении профилактических работ, например очистки труб 12 от сажи. Через коллекторы 14 и 15 и насос 18 теплообменник подключен к источнику потребления энергии.

Количество отверстий в первой, считая от центральной трубы 6, перфорированной поперечной перегородке 9 (10) равно одному из чисел ряда Фибоначчи, начиная с его пятого числа, например 5, или 8, или 13 и т. д.

Теплообменник работает следующим образом. Перед началом работы он заполняется охлаждающей жидкостью 13, в качестве которой может быть использована вода или жидкие пищевые продукты.

По выпускному патрубку 2 газы (пар) поступают в корпус 1. Коническим дефлектором 11 поток газов равномерно и последовательно направляется в трубы 12, установленные в отверстиях перегородок 9 и 10 в среде охлаждающей жидкости 13, которой предварительно заполнены кольцевые каналы 8. Поток газов проходит по трубам 12, где они интенсивно охлаждаются. Затем газы расширяются внутри центральной трубы 6, одновременно по выпускному патрубку 3 выбрасываются в атмосферу. Благодаря интенсивному охлаждению в трубах 7 и последующему расширению в трубе шум выпуска значительно снижается. Трубы 12 в данном случае являются газоходами и формируют поверхность нагрева теплообменника. Эта поверхность нагрева, отнесенная к массе охлаждающей жидкости 13, определяет величину удельной поверхности нагрева теплообменника. Чем выше значение удельной поверхности, тем интенсивнее идет процесс теплообмена от газов к охлаждающей жидкости и тем эффективнее охлаждение газов.

Скорость движения газов, их температура и давление при этом падают, а шум выпуска снижается. Здесь наблюдается положительный эффект теплового торможения газов в области дозвукового их течения (согласно закону обращения воздействий Л. А. Вулиса).

Насос 18 начинает прокачивать охлаждающую жидкость 13 через все внутренние кольцевые каналы 8, где установлены трубы 12. Охлаждающая жидкость 13 проходит снизу вверх справа налево (противотоком) и от труб 12 одновременно нагревается. При этом имеет место равномерное нагревание охлаждающей жидкости 13 во всех кольцевых каналах в тонком слое. Благодаря коллекторам 14 и 15 и трубам 16 охлаждающая жидкость одновременно входит во все кольцевые каналы 8 и выходит из них. Т. к. поперечные 9 и 10, продольные 7 перегородки и трубы связаны между собой строго определенными соотношениями, в местах расположения каналов 8 имеет место одинаковая удельная поверхность нагрева, что обуславливает одинаковую интенсивность теплообмена во всех каналах 8 и стабилизирует тепловую эффективность устройства.

Количество продольных цилиндрических перегородок, формирующих кольцевые каналы 8, может быть различным. Оптимальным следует принять их количество 3, или 5, или 8 [20].

Унифицированные теплообменники для нагревания газообразных сред

На рис. 2.17 представлена принципиально-конструктивная схема унифицированного теплообменника, предназначенного для нагревания газообразных сред, например воздуха. Теплообменник содержит цилиндрический корпус 1, соосные впускной 2 и выпускной 3 патрубки, соединенные с корпусом при помощи вставок в виде усеченных конусов 4 и 5, центральную трубу 6 и соосные продольные цилиндрические перегородки 7, выполненные перфорированными, установленные коаксиально относительно центральной трубы с образованием кольцевых зазоров и выполненные с длиной, уменьшающейся от оси корпуса, и совмещением последней из них с корпусом, конические дефлекторы 8 и 9, сопряженные основанием с входным и выходным торцами центральной трубы, кольцевые поперечные перфорированные перегородки 10 и 11, установленные на торцах продольных перегородок с перекрытием кольцевых зазоров, трубы 12, установленные в противоположащих

отверстиям перфорации поперечных перегородок, входной 13 и выходной 14 коллекторы, установленные на боковой поверхности корпуса соосно между собой и соединяющие межтрубное пространство кольцевых зазоров, заполненное охлаждающим рабочим телом. Для повышения эффективности теплообменник имеет тепловую изоляцию 15. Диаметр центральной трубы d_T равен диаметру впускного патрубка $R_{в.п.}$. Диаметр корпуса теплообменника равен диаметру последней продольной цилиндрической перегородки, т. е. корпус совмещен с последней цилиндрической перегородкой.

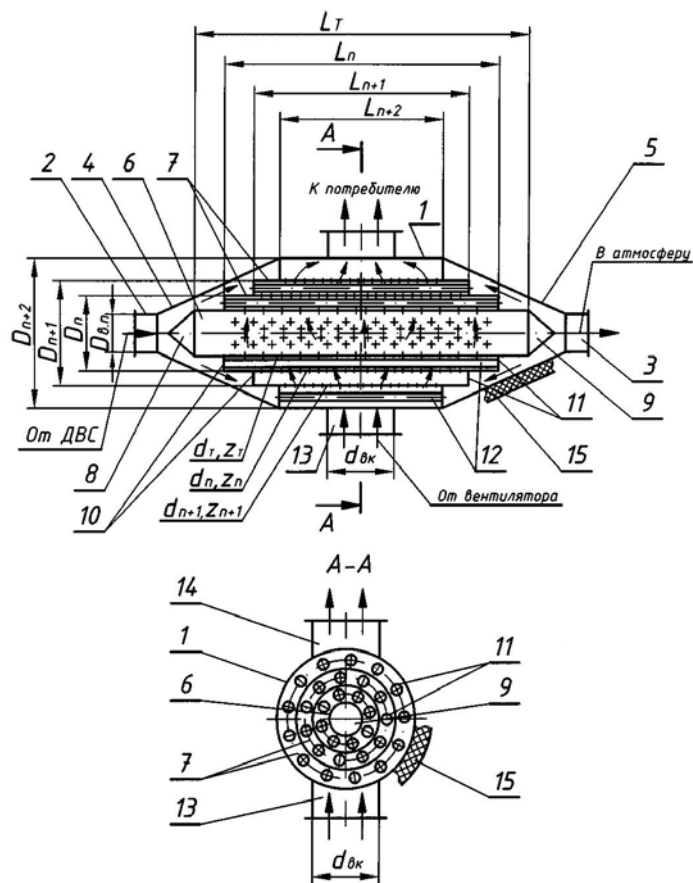


Рис. 2.17. Принципиально-конструктивная схема теплообменника для нагрева газообразных сред

Площади проходных сечений в перфорированных цилиндрических перегородках и в перфорированной центральной трубе равны между собой и в два раза больше площади поперечного сечения входного коллектора, при этом количество отверстий перфорации в центральной трубе определяется по формуле

$$Z_T = \left[2 \left(\frac{d_{в.к.}}{d_T} \right)^2 \right], \quad (2.53)$$

где квадратные скобки обозначают целую часть числа;

Z_T – количество отверстий перфорации в центральной трубе;

$d_{в.к.}$ – диаметр входного коллектора;

d_T – диаметр отверстий перфорации в центральной трубе.

Количество отверстий перфорации в цилиндрических перегородках уменьшается в направлении от центра к периферии и связано соотношением

$$Z_n = \left[\frac{Z_T}{1,618^n} \right], \quad n = 1, 2, 3, 4, \dots, \quad (2.54)$$

где квадратные скобки обозначают целую часть числа;

Z_n – количество отверстий перфорации n -й перегородки;

n – порядковый номер цилиндрической перегородки, считая от трубы.

Диаметры отверстий перфорации в перегородках увеличиваются в направлении от центра к периферии и связаны между собой соотношением

$$d_n = 1,272^n d_T, \quad n = 1, 2, 3, 4, \dots, \quad (2.55)$$

где d_n – диаметр отверстий перфорации n -й перегородки.

Длины перфорированных цилиндрических перегородок связаны между собой соотношением (2.51).

Диаметры продольных цилиндрических перегородок связаны между собой соотношением

$$D_n = 1,272^n D_{в.п.}, \quad n = 1, 2, 3, 4, \dots, \quad (2.56)$$

где D_n – диаметр n -й цилиндрической перегородки;

$D_{в.п.}$ – диаметр впускного патрубка.

Диаметр отверстий перфорации в центральной трубе принимается равным одному из чисел ряда Фибоначчи, начиная с пятого: 5, или 8, или 13 и т. д. Таким образом, образована достаточно компактная и простая теплообменная акустическая система, все внутренние элементы которой выполнены с учетом аэродинамического профилирования и законов теплоотдачи и связаны между собой строго определенными математическими соотношениями на основе закономерностей чисел Фибоначчи.

В трубах 12 газы интенсивно охлаждаются и далее по выпускному патрубку 3 выбрасываются в атмосферу.

При охлаждении скорость газов снижается и, следовательно, уровень шума уменьшается, причем чем интенсивнее охлаждение газов, тем эффективнее шумоглушение. В данной конструкции теплообменника имеет место интенсивное охлаждение газов по следующим причинам:

- все продольные перфорированные цилиндрические перегородки и центральная труба имеют одинаковую пропускную способность (коэффициент использования площади K), а следовательно, и равное аэродинамическое (гидравлическое) сопротивление (со стороны нагреваемой среды – воздуха). Это достигается тем, что все основные геометрические параметры перфорации связаны между собой через значение «золотой пропорции»;

- теплообменник имеет развитую конвективную и лучистую поверхность нагрева, практически все внутренние элементы конструкции участвуют в теплообмене;

- при движении охлаждаемого рабочего тела (воздуха) снизу вверх между входным 13 и выходным 14 коллекторами имеет место поперечное обтекание (смывание) элементов поверхности нагрева, в частности труб 12. А это, как известно, значительно интенсифицирует теплоотдачу;

- в данной конструкции практически отсутствуют застойные зоны, все его внутренние элементы хорошо продуваются воздухом, при этом сначала воздушный поток от входного коллектора 13 равномерно расширяется, заполняет внутренний объем центральной трубы 6, а затем равномерно сужается и через выходной коллектор 14 подается к потребителю энергии. А это, в свою очередь, также способствует интенсификации теплообмена между двумя средами;

- наличие у центральной трубы 6 конических дефлекторов 8 и 9 способствует снижению аэродинамического сопротивления при движении газов. При этом дефлекторы 8 и 9 интенсивно охлаждаются изнутри, что также способствует эффективному снижению шума;

- в центральной трубе 6 поток воздуха расширяется, и статическое давление в этом месте возрастает. Здесь создается запас давления, который необходим для преодоления последующих аэродинамических сопротивлений при прохождении воздуха через перфорацию. Это стабилизирует движение воздуха в выходном коллекторе 14 и повышает тем самым качество теплоты. Причем при движении воздуха снизу вверх через многослойную перфорацию внутренних элементов поток разделяется на все более мелкие струи и их аэродинамический шум при этом несколько снижается, что также положительно сказывается на общем эффекте заглушения шума выпуска;

- в данной конструкции все параметры продольных перфорированных перегородок 7 связаны между собой строго определенными математическими соотношениями на основе закономерностей чисел Фибоначчи, что приводит к стабилизации движения охлаждающего рабочего тела (воздуха) через многослойную перфорацию внутренних элементов и в конечном счете к повышению тепловой эффективности, эффективности шумоглушения и унификации.

Пример

Принимаем $D_T = D_{в.п} = 90$ мм, $L_T = 500$ мм, $d_{в.к} = 100$ мм, $d_T = 8$ мм.

Определяем количество отверстий перфорации в продольных перегородках:

$$Z_T = \left[2 \left(\frac{d_{в.к}}{d_T} \right)^2 \right] = \left[2 \left(\frac{100}{8} \right)^2 \right] = 312;$$

$$Z_1 = \left[\frac{Z_T}{1,618^1} \right] = \left[\frac{312}{1,618} \right] = 192;$$

$$Z_2 = \left[\frac{Z_T}{1,618^2} \right] = \left[\frac{312}{1,618^2} \right] = 118.$$

Определяем диаметр отверстий перфорации в продольных перегородках:

$$d_1 = 1,272^1 d_r = 1,272 \cdot 8 = 10,2 \text{ мм};$$

$$d_2 = 1,272^2 d_r = 1,272^2 \cdot 8 = 13 \text{ мм}.$$

Определяем длины продольных цилиндрических перегородок:

$$L_1 = \frac{L_r}{1,272^1} = \frac{500}{1,272} = 393 \text{ мм};$$

$$L_2 = \frac{L_r}{1,272^2} = \frac{500}{1,272^2} = 309 \text{ мм};$$

$$L_3 = L_k = \frac{L_r}{1,272^3} = \frac{500}{1,272^3} = 243 \text{ мм}.$$

Определяем диаметры продольных перегородок:

$$D_1 = 1,272^1 D_{в.п} = 1,272 \cdot 90 = 114,48 \text{ мм};$$

$$D_2 = 1,272^2 D_{в.п} = 1,272^2 \cdot 90 = 145,62 \text{ мм};$$

$$D_3 = D_k = 1,272^3 D_{в.п} = 1,272^3 \cdot 90 = 185 \text{ мм}.$$

Определяем пропускную способность каждой перфорированной продольной перегородки:

$$K_r = \frac{d_r^2 Z_r}{4 D_r L_r} = \frac{8^2 \cdot 312}{4 \cdot 90 \cdot 393} = 0,1411;$$

$$K_1 = \frac{d_1^2 Z_1}{4 D_1 L_1} = \frac{10,2^2 \cdot 192}{4 \cdot 114,48 \cdot 309} = 0,1411;$$

$$K_2 = \frac{d_2^2 Z_2}{4 D_2 L_2} = \frac{13^2 \cdot 118}{4 \cdot 145,62 \cdot 243} = 0,1409.$$

Из расчетов следует, что $K_r = K_1 = K_2$, т. е. пропускная способность всех продольных перфорированных перегородок и центральной трубы одинакова. В этом случае имеет место стабилизация потока охлаждающего рабочего тела при движении через кольцевые каналы [25, 26].

2.8. Режущий механизм эмульсатора. Построение математической модели

Предварительные сведения. На мясоперерабатывающих предприятиях широкое применение нашли эмульсаторы немецкой фирмы KARL SHNELL, получившей всемирную известность в пищевой промышленности.

Машины этого немецкого машиностроительного предприятия отличаются традиционной надежностью и постоянными инновациями с целью разработки и создания экономичных аппаратов высокого качества, адаптированных к конкретным технологическим задачам. В настоящее время фирма KS концентрирует свою деятельность на производстве машин и установок для промышленной переработки мясопродуктов, питания животных, деликатесных продуктов, изделий из плавленого сыра и кондитерских изделий.

Режущий механизм KS состоит из ножевой головки с двумя сменными лезвиями, вращающейся вместе с валом двигателя, и сменной измельчительной решетки, закрепленной неподвижно в режущем корпусе. Благодаря возможности осевой регулировки интервала между ножевыми вставками и измельчительной решеткой можно регулировать производительность, температуру и степень измельчения продукта. Применяются также ножевые головки с тремя и шестью сменными лезвиями (вставками).

В стандартные опции машины KS входят:

1) система резки: две ножевые головки (3- или 6-лучевые), две заменяемые решетки от 0,5 до 18 мм, регулировочная гайка, двухлопастной выбрасыватель;

2) микропроцессорное управление;

3) контроль температуры продукта;

4) откидная разгрузочная труба;

5) отдельный пульт управления;

6) откидная решетка на приемной воронке.

Дополнительно могут быть поставлены:

1) коллоидная головка;

2) металлоуловитель.

Технические данные эмульсаторов фирмы KARL SHNELL приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Технические данные эмульсаторов фирмы KS

Модель эмульсатора	Диаметр режущего блока, мм	Объем воронки, л	Число оборотов, об/мин	Мощность двигателя, кВт	Производительность, кг/ч	Масса, кг
FD 225/100	225	165	2975	74	3500	960
FD 225/130	225	165	2960	95	4500	1020
FD 225/140	225	165	2950	107	5500	1050
FV 175/30	175	30	1450/2900	7,5/10	*	500
FV 175/100	175	100	1450/2900	7,5/10	*	950
FV 175/160	175	160	1450/2900	7,5/10	*	1150
F28/F46/F75/F100/KBFG	200/248/320	80–150	2880	21–74	1800–4000	570–735
Настольный эмульсатор	86	30	5700	5,5	90–800	85
F/F18/F25	150/200	50	2880	7–18	800–1800	100–210

*Производительность зависит от вида сырья, степени измельчения и диаметра отверстий решеток.

Как видно из данных табл. 2.2, наружный диаметр ножевых решеток изменяется от 86 до 225 мм; диаметр отверстий перфорации ножевых решеток изменяется от 0,5 до 18 мм, а их количество – от 90 до 6000 шт., при этом ножевые головки могут иметь 2, 3 и 6 лезвий (вставок). Анализ конструкции режущего механизма фирмы KS и изучение опыта эксплуатации эмульсаторов этой фирмы на промышленных предприятиях, в частности на Ошмянском мясокомбинате, свидетельствуют о наличии существенных недостатков в конструкции ножа и ножевых решеток [2, 14, 39].

Определение оптимальной длины режущей кромки лезвия ножа

Построение математической модели. При скользящем резании сопротивление перерезанию волокон и стенок клеток продукта уменьшается с возрастанием угла скольжения – или, что то же самое, с увеличением коэффициента скольжения и длины режущей кромки лезвия. Поэтому в системе «нож–решетка» необходимо использовать не только законы скользящего резания, но и максимальную длину режущей кромки лезвия.

На рис. 2.18 представлена схема определения коэффициента скольжения по длине прямолинейного лезвия в трущейся паре «нож–решетка».

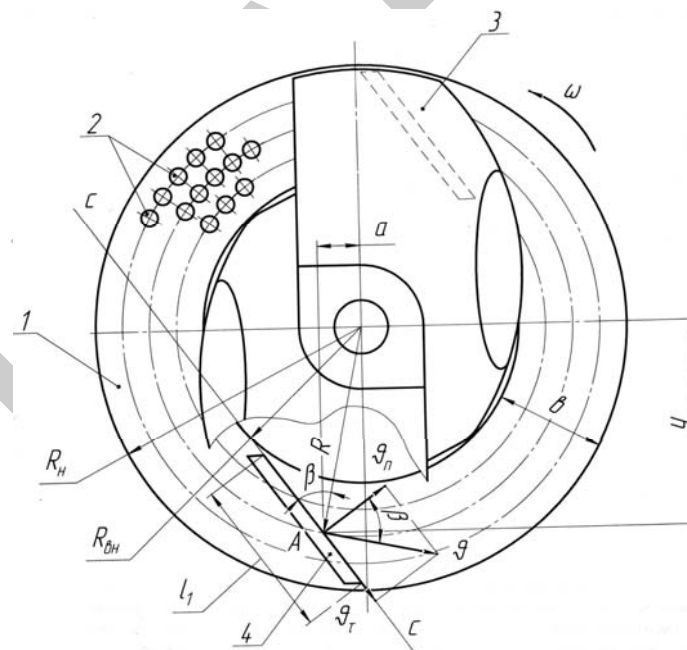


Рис. 2.18. Схема определения коэффициента скольжения по длине прямолинейного лезвия: 1 – ножевая решетка; 2 – отверстие перфорации; 3 – вращающийся нож; 4 – лезвие ножа; l – длина режущей кромки лезвия; R_n – наружный радиус решетки; $R_{вн}$ – внутренний радиус решетки; cc – касательная к внутренней окружности $R_{вн}$; V – линейная скорость произвольной точки A ; V_n , V_r – нормальная и касательная составляющие линейной скорости; β – угол скольжения; a , y – координаты точки A ; R – радиус вращения точки A ; b – ширина кольца

Как видно из рис. 2.18, коэффициент скольжения K_β определяется по формуле

$$K_\beta = \frac{V_r}{V_n} = \operatorname{tg} \beta \frac{\alpha}{y}. \quad (2.57)$$

Режущая кромка лезвия 4 вращающегося ножа 3 проходит по касательной cc к внутренней окружности $R_{вн}$, и в этом случае

длина l режущей кромки лезвия будет максимальной, а коэффициент скольжения K_β – наибольшим.

В точке Б ($y = 0$) $V_n = 0$ и $K_\beta = \infty$, т. е. резания не будет. При увеличении y K_β уменьшается. При $y = \text{const}$ K_β возрастает с увеличением a . Если $a = 0$, $K_\beta = 0$, имеет место рубящее резание.

Таким образом, режущая кромка лезвия наклонена по касательной cc к внутренней окружности $R_{\text{вн}}$ ножевой решетки, что позволяет получить наибольшую длину l лезвия и, как следствие, создать наилучшие условия для скользящего резания и процесса измельчения в целом.

С увеличением коэффициента скольжения K_β суммарная сила сопротивления перерезанию продукта P и ее нормальная составляющая P_n уменьшаются, что и приводит к снижению энергозатрат на процесс измельчения.

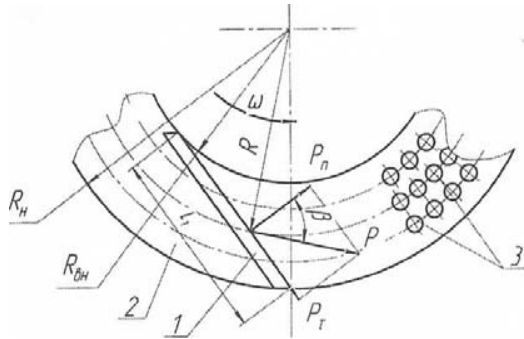


Рис. 2.19. Схема определения длины режущей кромки лезвия ножа: P – сила сопротивления перерезанию продукта; P_n – нормальная составляющая силы P ; P_τ – касательная составляющая силы P ; β – угол скольжения

Нормальная P_n и касательная P_τ составляющие сопротивления перерезанию P (рис. 2.19) определяются по формулам

$$P_n = P \cos \beta = ql \cos^2 \beta; \quad (2.58)$$

$$P_\tau = P \sin \beta = ql \sin \beta \cos \beta, \quad (2.59)$$

где q – удельное сопротивление продукта на единицу длины лезвия, Н/м;

l – длина режущей кромки лезвия ножа, участвующей в отрезании слоя продукта, м.

$$P = ql \frac{1}{\sqrt{1 + K_\beta^2}}; \quad (2.60)$$

$$P_n = ql \frac{1}{1 + K_\beta^2}; \quad (2.61)$$

$$P_\tau = ql \frac{K_\beta^2}{1 + K_\beta^2}. \quad (2.62)$$

Из формул (2.60–2.62) следует, что с увеличением коэффициента скольжения K_β суммарная сила сопротивления перерезания P и ее нормальная составляющая P_n уменьшаются, причем P_n более значительно, чем P . Касательная составляющая P_τ вначале возрастает, достигая максимума при $K_\beta = 1$, после чего убывает, приближаясь по величине к P .

Из рис. 2.19 определяем оптимальную длину режущей кромки лезвия ножа:

$$L = \sqrt{b^2 + 2R_n(R_n - b)}, \quad (2.63)$$

где b – ширина кольца (рабочей поверхности решетки).

Теоретическое определение мощности процесса измельчения в эмульситаторе

Рассмотрим сечение пера ножа (рис. 2.20) и силы, действующие в момент измельчения на его режущие кромки.

Силы трения, приложенные к режущему инструменту, при скользящем резании направлены в сторону, обратную направлению относительного движения ножа. Активную силу, приложенную к ножу и вызывающую перечисленные реакции, обозначим P_p . Считая движения ножа установившимися, можем применить к нему уравнения статики. Будем считать силу P_3 известной, зависящей от скорости вращения и геометрии ножа.

Проектируя все силы на направление опорной грани ножа, получим:

$$P_p - P_1 - P_2 \sin \alpha - T_2 \cos \alpha - T_3 = 0, \quad (2.64)$$

где α – угол заточки лезвия ножа.

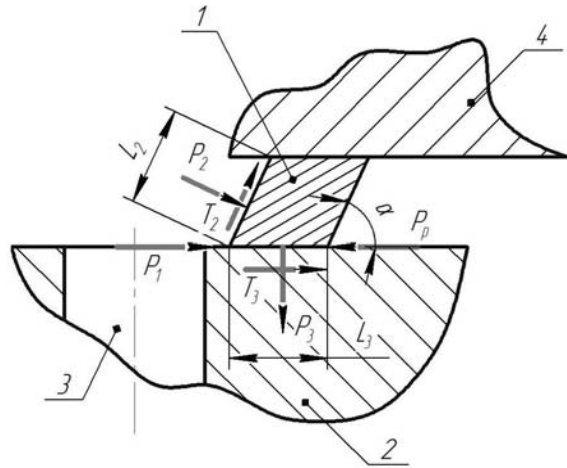


Рис. 2.20. Схема сил, действующих на режущую кромку ножа при измельчении:

1 – режущая кромка; 2 – ножевая решетка; 3 – отверстия перфорации; 4 – вращающийся нож; P_1 – сила сопротивления измельчению, Н; P_2 – сила сопротивления проникновению в продукт лезвия ножа, Н; P_3 – сила проталкивания продукта, создаваемая гранью ножа, Н; L_2 и L_3 – длины граней лезвия, м; P_p – нормальная составляющая к общей силе резания; α – угол заточки, рад; T_2 и T_3 – силы трения на гранях ножа, Н

Силы трения на гранях ножа

$$T_2 = P_2 f_2; \quad (2.65)$$

$$T_3 = P_3 f_3, \quad (2.66)$$

где f_2 – коэффициент трения продукта о нож;

f_3 – коэффициент трения между ножом и решеткой в присутствии продукта.

Подставив их в уравнение проекций, получим:

$$P_p = P_1 + P_2 \sin \alpha + P_2 f_2 \cos \alpha + P_3 f_3 = P_1 + P_2 (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha) + P_3 f_3. \quad (2.67)$$

Сумма проекций сил на ось, перпендикулярную первой:

$$P_2 \cos \alpha - P_3 - T_2 \sin \alpha = 0, \quad P_2 \cos \alpha - P_3 - P_2 f_2 \sin \alpha = 0. \quad (2.68)$$

Подставим сюда значение T_2 :

$$P_2 (\cos \alpha - f_2 \sin \alpha) = P_3; \quad (2.69)$$

$$P_2 = \frac{P_3}{\cos \alpha - f_2 \sin \alpha}. \quad (2.70)$$

Силу сопротивления измельчению продукта P_1 считаем равномерно распределенной. При известной величине q (удельное сопротивление продукта резанию на единицу длины лезвия, Н/м) сила P_1 определяется как произведение:

$$P_1 = q L_1, \quad (2.71)$$

где L_1 – длина лезвия, м.

Тогда активная сила (сила нормального давления на лезвие ножа) с учетом формулы (2.60)

$$P_p = q L_1 + P_3 \frac{\sin \alpha + f_2 \cos \alpha}{\cos \alpha - f_2 \sin \alpha} + P_3 f_3. \quad (2.72)$$

Общее усилие на резание с учетом двух режущих кромок

$$P_{\text{рез}} = \frac{2 P_p}{\cos \beta} = 2 \frac{q L_1 + P_3 \left(\frac{\sin \alpha + f_2 \cos \alpha}{\cos \alpha - f_2 \sin \alpha} + P_3 f_3 \right)}{\cos \beta}. \quad (2.73)$$

Плечо приложения силы $P_{\text{общ}}$ определим по выражению

$$R = \frac{R_{\text{н}} + R_{\text{вн}}}{2}. \quad (2.74)$$

Используя уравнения, получим выражение момента на лезвии ножа

$$M = P_{\text{рез}} R = \frac{q L_1 + P_3 \left(\frac{\sin \alpha + f_2 \cos \alpha}{\cos \alpha - f_2 \sin \alpha} + P_3 f_3 \right) (R_{\text{н}} + R_{\text{вн}})}{2 \cos \beta}. \quad (2.75)$$

Умножая M на угловую скорость ножа ω , получим мощность, затрачиваемую на общую мощность проталкивания и резания продукта ножом через отверстия решетки:

$$N_{\text{общ}} = M\omega = \frac{\pi n \left[qL_1 + P_3 \left(\frac{\sin \alpha + f_2 \cos \alpha}{\cos \alpha - f_2 \sin \alpha} + P_3 f_3 \right) (R_{\text{н}} + R_{\text{вн}}) \right]}{60 \cos \beta} \quad (2.76)$$

Подставляя уравнение (2.63) в формулу (2.76), окончательно получаем:

$$N_{\text{общ}} = \frac{\pi n \left[q\sqrt{b^2 + 2R_{\text{н}}(R_{\text{н}} - b)} + P_3 \left(\frac{\sin \alpha + f_2 \cos \alpha}{\cos \alpha - f_2 \sin \alpha} + P_3 f_3 \right) (R_{\text{н}} + R_{\text{вн}}) \right]}{60 \cos \beta} \quad (2.77)$$

Данная формула позволяет определить затраты мощности, зная реологические характеристики измельчаемого продукта и геометрические параметры режущей пары, что дает возможность интенсифицировать процесс для создания оптимальных условий тонкого измельчения мясного сырья в эмульсаторах.

В эмульсаторах разность давлений Δp может создаваться под вакуумом (от $5 \cdot 10^4$ до $9 \cdot 10^4$ Па), при подаче сырья поршневым или центробежным насосом (до $50 \cdot 10^4$ Па) или под гидростатическим давлением слоя продукта ($5 \cdot 10^4$ Па).

В последнем случае используем активную силу нормального давления на лезвие ножа, т. е.

$$\Delta p = \frac{P_{\text{рез}}}{F}, \quad (2.78)$$

где $P_{\text{рез}}$ – результирующая сила нормального давления на два лезвия ножа;

F – общая площадь ножевой решетки, м^2 .

$$P_{\text{рез}} = \frac{2P_{\text{р}}}{\cos \beta} = 2 \frac{qL_1 + P_3 \left(\frac{\sin \alpha + f_2 \cos \alpha}{\cos \alpha - f_2 \sin \alpha} + P_3 f_3 \right)}{\cos \beta} \quad (2.79)$$

Окончательно получаем, приняв $\Delta p = \frac{P_{\text{рез}}}{F}$:

$$Q = 2 \left(\frac{qL_1 + P_3 \left(\frac{\sin \alpha + f_2 \cos \alpha}{\cos \alpha - f_2 \sin \alpha} + P_3 f_3 \right)}{\cos \alpha} \right) \frac{\tau S}{\mu \left(r_0 X_0 \frac{Q}{F} + R_2 + R_3 \right)} \quad (2.80)$$

Из уравнения (2.73) следует, что при $\Delta p = \text{const}$ по мере увеличения готового продукта, а следовательно, и продолжительности процесса, скорость процесса измельчения уменьшается, а с увеличением проходного (живого) сечения S скорость процесса возрастает. Из уравнения (2.73) также видно, что с ростом гидравлического сопротивления ножевой решетки R_3 скорость процесса измельчения уменьшается.

ГЛАВА III. РАЗРАБОТКА ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПРОДУКЦИИ

3.1. Машины для первичного измельчения мясного сырья (волчки)

Особенности конструкций режущих механизмов

На мясоперерабатывающих предприятиях агропромышленного комплекса РБ широко эксплуатируются машины для измельчения мясного сырья: мясорубки типа МИМ, волчки типа МП и К6, а также измельчители типа МТИ-500 и ЯЗ-ФИД (ЯЗ-ФИБ-А) и др., при этом операции, связанные с измельчением (резанием) мяса, составляют более 70 % в технологическом процессе переработки животного сырья. Поэтому проблемы повышения надежности и долговечности режущих инструментов и узлов сегодня представляются наиболее актуальными.

В настоящее время наметилось в основном два направления в решении указанной проблемы. Первое связано с совершенствованием конструктивных элементов режущего механизма, второе – с поиском новых способов и методов повышения износостойкости рабочих поверхностей (поверхностей трения) с помощью термической, химико-термической и других видов обработки (наплавка, напыление и т. п.).

Значительное влияние на работоспособность рабочих органов машин оказывает выбор материала и обеспечение равнопрочности ножевых решеток и вращающихся ножей, а также их коррозионная стойкость, которая может быть повышена путем нанесения гальванических, химических, металлизационных и других покрытий.

Эксплуатационная надежность, эффективность работы и качество измельчения во многом определяются также правильным выбором конструктивных форм и геометрических параметров режущих элементов, при этом важно, чтобы размеры неподвижных ножевых решеток и вращающихся многоперых ножей были взаимосвязаны между собой и унифицированы для всего класса машин.

По данным Московского государственного университета прикладной биотехнологии, надежность различных элементов, входящих в стандартный набор режущего механизма промышленного

волчка, существенно различна, и согласно статистике поток отказов этих элементов находится в соотношении

$$\lambda_1 : \lambda_2 : \lambda_3 : \lambda_4 = 1 : 0,8 : 0,6 : 0,5, \quad (3.1)$$

где λ_1 – показатель числа отказов ножа;

λ_2 – показатель числа отказов подрезной ножевой решетки;

λ_3 – показатель числа отказов приемной ножевой решетки;

λ_4 – показатель числа отказов выходной ножевой решетки.

Из уравнения (3.1) следует, что показатели надежности режущих элементов отличаются вдвое и наименее надежным является вращающийся нож, а выходная ножевая решетка обладает повышенной надежностью. Таким образом, ресурс и надежность режущего механизма определяются по лимитирующему элементу (в данном случае по ресурсу ножа), в то время как ножевые решетки подвергаются преждевременному восстановлению (переточке) задолго до момента наступления их предельного износа. При создании многоэлементного режущего механизма необходимо достижение (обеспечение) равного или близкого ресурса элементов, входящих в комплект.

Вместе с тем выходная ножевая перфорированная решетка обладает наибольшим гидравлическим сопротивлением при движении через отверстия диаметром 3 мм измельчаемого сырья. Расчеты показывают, что величина гидравлического сопротивления ножевых решеток находится в следующем соотношении: $\Delta P_2 : \Delta P_3 : \Delta P_4 = 1 : 2 : 8$, т. е. гидравлическое сопротивление выходной решетки в 8 раз больше сопротивления подрезной и в 4 раза – приемной, а это напрямую связано с энергозатратами и перегрузкой электродвигателя. По этой причине волчки часто останавливаются, особенно это касается машин типа МП-160, и в этом случае измельчение мясного сырья осуществляется на решетках с диаметром отверстий 5 мм (в нарушение технологических требований). Это объясняется тем, что по ходу движения измельчаемого сырья диаметры отверстий уменьшаются, а их количество увеличивается, при этом площадь проходного (живого) сечения решеток уменьшается примерно в следующем соотношении: $F_2 : F_3 : F_4 = 1,0 : 1,5 : 2,0$, т. е. площадь проходного сечения выходной ножевой решетки F_4 в два раза меньше площади проходного сечения подрезной решетки F_2 .

На основании вышеизложенного можно констатировать, что серийный режущий механизм (стандартный комплект) обладает

рядом весьма существенных недостатков, к которым можно отнести следующие:

- ресурс и надежность вращающихся ножей значительно ниже ресурса и надежности работы ножевых решеток, особенно выходных;
- площадь проходного сечения выходной ножевой решетки значительно (в два раза) меньше площади проходного сечения подрезной решетки;
- гидравлическое сопротивление при движении измельчаемого сырья возрастает и достигает своего максимального значения в выходной ножевой решетке.

Кроме того, как показывают расчеты, коэффициент перфорации выходной ножевой решетки в области ее рабочей поверхности уменьшается от центрального посадочного отверстия к периферии, что также дестабилизирует движение измельчаемого сырья и увеличивает энергозатраты.

Перечисленные недостатки усугубляются еще и тем, что традиционно ножи к волчкам изготавливают четырехзубыми с прямыми передними гранями, которые при вращении перемещают продукт в радиальном направлении и тем самым тормозят продвижение сырья вдоль рабочей камеры.

С учетом вышеизложенного был проведен комплекс теоретических и экспериментальных исследований по совершенствованию конструкций вращающихся ножей и ножевых решеток с целью снижения удельных энергозатрат и повышения их эксплуатационной надежности и износостойкости.

В результате проведенных исследований была разработана новая конструкция вращающихся ножей, основное отличие которой состоит в том, что передние грани перьев ножа выполнены наклонными, причем угол наклона передних граней перьев второго ножа больше угла наклона передних граней первого ножа, а толщина ножей увеличена с 20 до 30 мм (для волчка типа К6-ФВЗП-200). Такая конструкция ножей позволяет им выполнять одновременно и функцию винтов, проталкивающих продукт через отверстия ножевых решеток (ножи работают как витки шнека).

Существенной модернизации подверглась и конструкция выходной ножевой решетки.

Традиционно в выходных ножевых решетках применяется ромбическое расположение отверстий (отверстия располагаются в вершинах

треугольников) в результате чего при вращении ножа на рабочей поверхности решетки образуются «мертвые зоны» и площадь проходного сечения уменьшается. Этого можно избежать, если располагать отверстия по концентрическим окружностям. Для достижения постоянного значения коэффициента перфорации по всей рабочей поверхности (поверхности трения) ножевой решетки была использована математическая модель перфорированной перегородки.

С целью снижения сопротивления при прохождении фарша через отверстия предлагается уменьшить толщину перфорированной части выходной ножевой решетки. Расчеты показывают, что уменьшение толщины решетки с 14 до 8 мм снижает ее гидравлическое сопротивление почти вдвое за счет уменьшения линейных потерь. Одновременно необходимо увеличить наружный диаметр ножевых решеток. Для достижения равного гидравлического сопротивления наружный диаметр приемной решетки должен быть в 1,272 раза больше диаметра подрезной, а наружный диаметр выходной решетки должен быть в 1,272 раза больше наружного диаметра приемной ножевой решетки. Кстати, данное положение частично реализовано в конструкции режущего механизма волчков типа РМ-300-2 чехословацкого производства: в комплект входят ножи и решетка диаметром 160 и 200 мм, а рабочая камера имеет ступенчатую конфигурацию.

В процессе резания мяса и взаимного трения наблюдается суммарный износ ножа и решетки, и здесь важно добиться эффекта самозатачивания ножа и решетки. Для получения эффекта самозатачивания и качественного резания следует упрочнить внутреннюю поверхность отверстий перфорации ножевых решеток, особенно выходной. Как правило, это достигается при прошивке мелких отверстий на электроэрозионных станках либо за счет применения термодиффузионной упрочняющей обработки борированием или хромированием. Частично этого можно достичь, если отверстия в выходной ножевой решетке выполнить наклонными к ее торцевой рабочей поверхности, режущими кромками в сторону, противоположную вращению ножа. В этом случае по мере износа величина округления режущей кромки в процессе резания остается минимальной и нож самозатачивается. Здесь также важно взаимоувязать между собой угол наклона отверстий в выходной ножевой решетке с углом наклона передних граней перьев второго вращающегося ножа.

Проведенные исследования позволили разработать новую инженерную методику для определения геометрических и конструктивных параметров режущего механизма, при этом удачно решены вопросы унификации режущего инструмента для всего класса отечественных мясорубок и волчков. Новая методика основана на широком использовании закономерностей «золотой пропорции», свойств ряда чисел Фибоначчи с применением системы международных рядов предпочтительных чисел.

В соответствии с новой методикой все основные геометрические размеры решеток и ножей взаимосвязаны между собой, при этом значения геометрических параметров определяются с точностью до третьего знака после запятой с использованием всего трех коэффициентов: 1,272, 1,618 и 2,618 (или $\sqrt{\Phi}$, Φ и Φ^2 , где $\Phi = 1,618...$ – значение «золотой пропорции»). В результате такого подхода режущий механизм работает слаженно, гармонично, бесшумно.

Расчетная модель выходной ножевой решетки

Неподвижная приемная и выходная ножевые решетки являются основными элементами в наборе режущих инструментов волчков и выполняют функции парных режущих деталей с вращающимися ножами. Ножевые решетки выполнены в виде перфорированных плоских дисков с круглыми отверстиями одинакового наружного диаметра, причем количество отверстий в решетках по ходу движения продукта увеличивается, а их диаметр уменьшается. В местах установки решеток продукт дополнительно уплотняется, сдавливается, из него выжимается сок, а сопротивление резанию резко возрастает. Этот отрицательный эффект усиливается также и тем, что ножевые решетки имеют разное гидравлическое сопротивление: у выходной решетки оно больше, чем у приемной. Это дополнительно дестабилизирует движение продукта, создает местное сдавливание, уплотнение и отделение питательного сока.

Кроме того, сама ножевая решетка, особенно выходная, представляет собой значительное гидравлическое сопротивление, при этом пропускная способность решетки уменьшается с увеличением радиуса расположения отверстий.

С целью создания ножевой решетки, имеющей постоянное значение пропускной способности и обеспечивающей минимальное гидравлическое сопротивление, была разработана ее расчетная модель.

Расчетная модель ножевой решетки разработана на основе закономерностей ряда чисел Фибоначчи и свойств «золотой пропорции» («золотого сечения»). На рис. 3.1 представлена принципиально-конструктивная схема решетки к измельчителю мясокостного сырья.

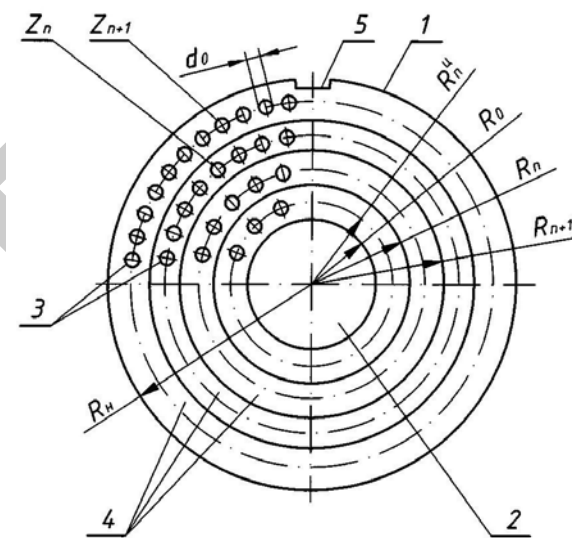


Рис. 3.1. Схема ножевой решетки: 1 – диск (пластина) постоянной толщины; 2 – центральное посадочное отверстие; 3 – отверстия круглые; 4 – условные концентрические кольца; 5 – паз шпоночный; R_0 – радиус центрального посадочного отверстия; $R_n^н$ – центральный радиус n -го условного кольца; R_n – наружный радиус ножевой решетки; d_0 – диаметр круглых отверстий; Z_n – количество круглых отверстий на n -м условном концентрическом кольце

Решетка к измельчителю мясокостного сырья выполнена в виде диска 1 постоянной толщины с плоской рабочей перфорированной поверхностью, с центральным посадочным отверстием 2 и круглыми отверстиями 3, расположенными рядами по концентрическим окружностям. Рабочая поверхность диска 1 решетки условно разбита на концентрические кольца 4, на центральных радиусах $R_n^н$, которых расположены круглые отверстия 3. На торцевой поверхности диска 1 выполнен шпоночный паз 5. Наружный радиус R_n диска 1 равен наружному радиусу последнего, считая от оси диска 1, условного кольца 4.

Радиусы концентрических условных колец 4 определяются по формуле

$$R_n = 1,272^n R_0, n = 1, 2, 3, 4, \dots \quad (3.2)$$

где n – порядковый номер условного кольца;

1,272 – коэффициент пропорциональности;

R_0 – радиус центрального посадочного отверстия 2, мм;

R_n – наружный радиус n -го условного кольца, мм.

В отличие от общепринятой методики, расчет параметров перфорации проводим, начиная от центра решетки, ее посадочного отверстия. Это позволяет определять наружный диаметр решетки в зависимости от заданного значения коэффициента использования площади решетки.

Количество отверстий 3 в каждом ряду определяется по формуле

$$Z_{n+1} = [1,618Z_n], n = 1, 2, 3, 4, \dots \quad (3.3)$$

где квадратные скобки обозначают целую часть числа;

Z_n – количество круглых отверстий перфорации на n -м условном кольце.

Количество круглых отверстий перфорации в первом, считая от оси диска 1, условном кольце равно одному из чисел ряда Фибоначчи, начиная с числа 5, или 8, или 13, или 21, или 34 и т. д.

Круглые отверстия 3 перфорации в смежных условных кольцах расположены в шахматном порядке. Шапочным пазом 5 решетка фиксируется в корпусе волчка.

Выполнение условия $R_n = 1,272^n R_0$ обеспечивает пропорциональное увеличение площади рабочей поверхности диска 1 решетки по мере увеличения радиуса расположения круглых отверстий 3. Выполнение условия, при котором $Z_{n+1} = [1,618Z_n]$, обеспечивает пропорциональное увеличение живого сечения рабочей поверхности диска 1 по мере увеличения радиуса расположения круглых отверстий 3 на центральных радиусах R_n^n условных колец 4.

Совмещение наружного радиуса диска 1 с наружным радиусом последнего, считая от оси диска 1, условным кольцом 4 позволяет исключить нежелательный избыток или недостаток площади рабочей поверхности на периферийной части диска 1.

Расположение круглых отверстий 3 на центральных радиусах каждого условного кольца 4 создает идентичные условия для прохождения продукта по всей площади рабочей поверхности диска 1 решетки, для его дополнительной стабилизации. Шахматное расположение круглых отверстий 3 в смежных условных кольцах 4 позволяет наиболее полно и равномерно использовать площадь рабочей поверхности диска 1 решетки.

Использование чисел Фибоначчи, начиная с его пятого числа, т. е. 5, или 8, или 13, или 21, или 34 и т. д., позволяет значительно упростить расчет параметров перфорации ножевых решеток и унифицировать последние [21, 41, 42, 43].

Таким образом, имеет место одинаковое значение пропускной способности решетки и одновременное выравнивание давления мясокостного сырья по всей площади рабочей поверхности диска. А это гарантирует более качественное измельчение сырья, снижение при этом потерь клеточного сока, уменьшение смятия волокон и усилий резания, увеличение производительности и, следовательно, повышение эффективности работы устройства.

Для подтверждения вышеизложенного приведем конкретные примеры, при этом будем исходить из того, что в серийно выпускаемых решетках количество круглых отверстий изменяется от 9 до 800 и более, диаметр этих отверстий может находиться в пределах от 3 до 30 мм, наружный диаметр диска решеток может изменяться от 60 до 300 мм, а диаметр посадочного центрального отверстия – от 20 до 50 мм, при этом расчет ведем от центра решетки к ее периферии.

Пример 1

D_0 – диаметр центрального посадочного отверстия, $D_0 = 50$ мм,
 $R_0 = 25$ мм;

d_0 – диаметр круглых отверстий, $d_0 = 4$ мм;

Z_1 – количество отверстий в первом от оси диска условном кольце, $Z_1 = 13$.

Рабочую поверхность диска решетки условно делим на четыре кольца, т. е. $n = 4$. Наружный диаметр диска решетки равен наружному диаметру последнего кольца, т. е. $D_n = D_4$ или $R_n = R_4$.

Определяем наружные радиусы условных колец:

$$R_1 = 1,272^1 R_0 = 1,272 \cdot 25,0 = 31,80 \text{ мм};$$

$$R_2 = 1,272^2 R_0 = 1,272^2 \cdot 25,0 = 40,45 \text{ мм};$$

$$R_3 = 1,272^3 R_0 = 1,272^3 \cdot 25,0 = 51,45 \text{ мм};$$

$$R_4 = 1,272^4 R_0 = 1,272^4 \cdot 25,0 = 65,44 \text{ мм};$$

$$R_n = R_4 = 65,44 \text{ мм}.$$

Определяем количество отверстий, расположенных рядами на центральных радиусах условных колец:

$$Z_1 = 13;$$

$$Z_2 = [1,618Z_1] = 21;$$

$$Z_3 = [1,618Z_2] = 34;$$

$$Z_4 = [1,618Z_3] = 55.$$

Определяем пропускную способность каждого условного кольца:

$$K_1 = \frac{f_0 z_{n+1}}{\pi(R_n^2 - R_{n-1}^2)} = \frac{\pi r_0^2 z_{n+1}}{\pi(R_{n+1}^2 - R_n^2)} = \frac{4 \cdot 13}{31,8^2 - 25,0^2} = 0,1346;$$

$$K_2 = \frac{4 \cdot 34}{51,45^2 - 40,45^2} = 0,1344;$$

$$K_3 = \frac{4 \cdot 34}{51,45^2 - 40,45^2} = 0,1344;$$

$$K_4 = \frac{4 \cdot 55}{65,44^2 - 51,45^2} = 0,1344.$$

Из расчетов следует, что $K_1 = K_2 = K_3 = K_4$, т. е. пропускная способность всех условных колец одинакова, т. к. увеличение площади живого сечения пропорционально увеличению общей площади рабочей поверхности диска решетки по мере увеличения радиуса расположения круглых отверстий.

Отсюда следует, что и скорости движения отдельных слоев сырья через решетку одинаковые. Следовательно, движение потока сырья стабилизируется по всей площади решетки и имеет место увеличение производительности и улучшение качества измельчения. Таким образом, эффективность работы такого устройства в целом повышается.

Пример 2

Принимаем $Z_1 = 21$. Все остальные исходные данные остаются без изменений. Тогда $K_1 = 0,21778$; $Z_2 = 34$, $K_2 = 0,21745$; $Z_3 = 55$, $K_3 = 0,21762$; $Z_4 = 89$, $K_4 = 0,21762$, что и требовалось доказать.

Однако нетрудно заметить, что если мы нарушим хотя бы одно из условий, то пропускная способность условных колец будет разной и эффективность работы решетки резко ухудшится. Покажем это на примере.

Пример 3

Принимаем $Z_1 = 13$, но $Z_{n+1} \neq [1,618Z_n]$ при соблюдении всех остальных условий. Принимаем $Z_{n+1} = 1,5Z_n$, тогда $Z_2 = 20$, $Z_3 = 30$, $Z_4 = 45$.

$$K_1 = \frac{4 \cdot 13}{31,8^2 - 25,0^2} = 0,13460; \quad K_2 = \frac{4 \cdot 20}{40,45^2 - 31,8^2} = 0,12800;$$

$$K_3 = \frac{4 \cdot 30}{51,45^2 - 40,45^2} = 0,11870; \quad K_4 = \frac{4 \cdot 45}{65,44^2 - 51,45^2} = 0,11007.$$

Из расчетов следует, что $K_1 \neq K_2 \neq K_3 \neq K_4$, т. е. пропускная способность условных колец неодинакова по мере увеличения радиуса расположения круглых отверстий. Это искусственно дестабилизирует движение потока сырья и тем самым снижает эффективность работы устройства.

Аналогичная картина имеет место при $R_n \neq 1,272^n R_0$ и при $R_n \neq R_4$, а также если отверстия будут располагаться не на центральных радиусах условных колец и при не шахматном их расположении в смежных рядах.

В заключение отметим, что ряд чисел Фибоначчи имеет вид: 1, 1, 2, 3, 5, 8, 13, 21, 34, 55, 89, 144, 233 и т. д. При этом начиная с пятого числа, т. е. с числа 5, $\lim_{n \rightarrow \infty} \frac{a_{n+1}}{a_n} \cong 1,618 = \Phi$. Заметим, что

$$\sqrt{1,618} = 1,272 = \sqrt{\Phi}.$$

Вместе с тем числа Фибоначчи, их свойства и принцип «золотой пропорции» («золотого сечения») являются научной основой теории предпочтительных чисел. Существующие международные стандарты, например фирмы «Гастро-норм» и отечественный

ГОСТ 8032–56, устанавливают четыре ряда предпочтительных чисел: R5, R10, R20, R40, при этом знаменатель их геометрической прогрессии $q = \sqrt[n]{10}$, где $n = 5, 10, 20$ и 40 . Тогда:

$$q_1 = 1,60 \text{ при } n = 5; \quad q_2 = 1,25 \text{ при } n = 10;$$

$$q_3 = 1,12 \text{ при } n = 20; \quad q_4 = 1,60 \text{ при } n = 40.$$

С другой стороны, значение «золотой пропорции», вытекающее из свойств чисел Фибоначчи:

$$\Phi = 1,618; \quad \sqrt{\Phi} = 1,272;$$

$$\sqrt[4]{\Phi} = 1,127; \quad \sqrt[8]{\Phi} = 1,062.$$

Таким образом, использование коэффициентов пропорциональности $1,618 = \Phi = q_1$ и $1,272 = \sqrt{\Phi} = q_2$ позволяет рассчитывать параметры перфорации ножевых решеток на основе двух первых рядов предпочтительных чисел R5 и R10, т. е. на основе действующих международных стандартов, и в этом случае достигается наибольший экономический выигрыш и желаемая цель – повышение эффективности работы путем стабилизации движения измельчаемого сырья через решетку по всей площади ее рабочей поверхности независимо от месторасположения отверстий перфорации.

Расчетное обоснование параметров приемной и выходной ножевых решеток

Режущий механизм мясорубки состоит из неподвижной подрезной решетки, вращающихся ножей и перфорированных приемной и выходной ножевых решеток, при этом наружные диаметры решеток равны между собой, диаметры отверстий перфорации по ходу движения продукта уменьшаются, а их количество увеличивается.

Анализ конструктивных особенностей режущего механизма показывает, что площадь проходного сечения подрезной решетки и вращающихся ножей примерно одинакова и значительно больше площади проходного сечения приемной и выходной решеток, при этом выходная решетка независимо от диаметра и количества отверстий имеет наименьшую площадь проходного сечения. По этой причине выходная решетка создает наибольшее гидравлическое

сопротивление на пути движения измельчаемого продукта. С другой стороны, для достижения высокого качества измельчения, увеличения производительности при стабильности энергозатрат проходное сечение отдельных элементов режущего инструмента должно быть одинаковым и постоянным по всей длине шнековой камеры, но прежде всего необходимо уравнивать проходные сечения приемной и выходной ножевых решеток.

На рис. 3.2 представлена схема такого устройства, на рис. 3.3 – схема выходной ножевой решетки, на рис. 3.4 – схема приемной ножевой решетки.

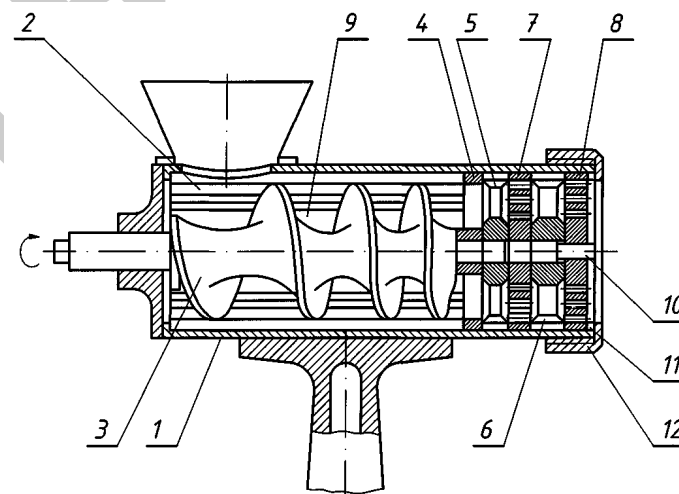


Рис. 3.2. Схема устройства для измельчения мясного сырья: 1 – корпус; 2 – рабочая камера; 3 – шнек; 4 – решетка подрезная; 5, 6 – ножи вращающиеся; 7 – решетка приемная; 8 – решетка выходная; 9 – ребра продольные; 10 – палец; 11 – кольцо упорное; 12 – гайка зажимная

Устройство для измельчения продуктов содержит корпус 1, в верхней части которого расположена рабочая камера 2 для обработки продукта, вращающийся шнек 3 с переменным по длине и уменьшающимся к выходу шагом и набор режущих инструментов, состоящий из неподвижной подрезной решетки 4, вращающихся ножей 5 и 6 и неподвижных перфорированных приемной 7 и выходной 8 ножевых решеток. На внутренней стенке рабочей камеры 2 выполнены продольные ребра 9. Ножи 5 и 6 выполнены

в виде крестовины, имеющей четыре пера (лезвия). Неподвижные приемная 7 и выходная 8 ножевые решетки выполнены в виде перфорированных дисков равного наружного диаметра и являются парными режущими деталями с вращающимися ножами 5 и 6. Ножи 5 и 6 и решетки 7 и 8 надеты на стальной палец 10 с параллельными лысками. Палец 10 ввинчен в торец шнека 3. Снаружи ножи 5 и 6 и решетки 7 и 8 плотно прижаты упорным кольцом 11 и зажимной гайкой 12. Решетки 7 и 8 свободно установлены на пальце 10, но предохранены от проворачивания специальной шпонкой, закрепленной в корпусе 1. Благодаря лыскам ножи 5 и 6 вращаются одновременно с пальцем 10 и, соответственно, со шнеком 3, который соединен с электродвигателем (не показан).

Отверстия в ножевых решетках 7 и 8 прямые цилиндрические. Диаметр отверстий в решетках 7 и 8 по ходу движения продукта уменьшается, а количество отверстий увеличивается.

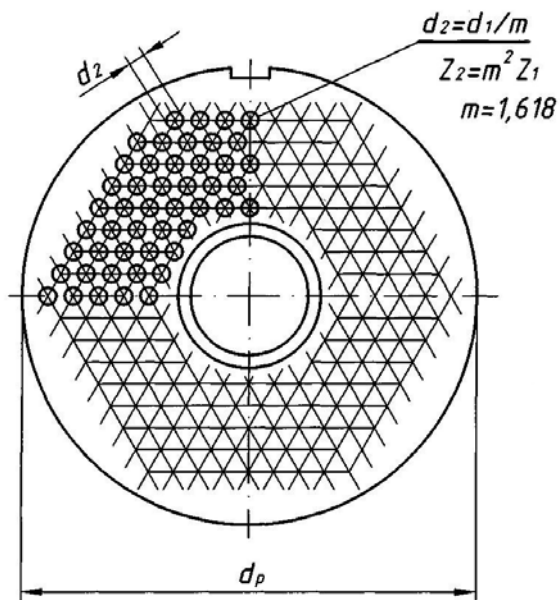


Рис. 3.3. Схема выходной ножевой решетки: d_1 – диаметр отверстий приемной ножевой решетки; d_2 – диаметр отверстий выходной ножевой решетки; Z_1 – количество отверстий в приемной ножевой решетке; Z_2 – количество отверстий в выходной ножевой решетке; $m = 1,618$ – коэффициент пропорциональности; d_p – наружный диаметр выходной решетки

Диаметры отверстий в приемной 7 и выходной 8 ножевых решетках связаны между собой соотношением

$$d_1 = 1,618d_2, \quad (3.4)$$

где d_1 – диаметр отверстий приемной ножевой решетки, мм;
 d_2 – диаметр отверстий выходной ножевой решетки, мм;
 1,618 – коэффициент пропорциональности.

Количество отверстий в приемной 7 и выходной 8 ножевых решетках связаны между собой зависимостью

$$Z_1 = \left[\frac{Z_2}{2,618} \right], \quad (3.5)$$

где квадратные скобки обозначают целую часть числа;

Z_1 – количество отверстий в приемной ножевой решетке;

Z_2 – количество отверстий в выходной ножевой решетке;

2,618 – коэффициент пропорциональности.

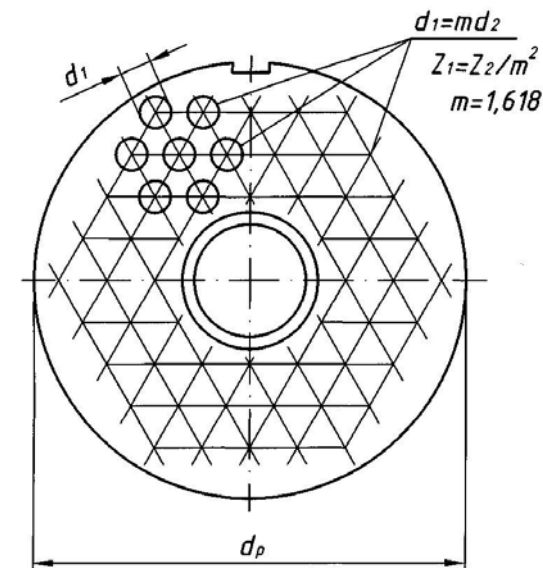


Рис. 3.4. Схема приемной ножевой решетки: d_1 – диаметр отверстий приемной ножевой решетки; d_2 – диаметр отверстий выходной ножевой решетки; Z_1 – количество отверстий в приемной ножевой решетке; Z_2 – количество отверстий в выходной ножевой решетке; $m = 1,618$ – коэффициент пропорциональности; d_p – наружный диаметр приемной решетки

Выполнение условий, при которых диаметры отверстий в ножевых решетках 7 и 8 и их количество связаны уравнениями (3.4) и (3.5), обуславливает одинаковую пропускную способность решеток и, соответственно, равное гидравлическое сопротивление при движении продукта через решетки.

Под пропускной способностью в данном случае понимается отношение площади всех отверстий к общей площади решетки.

Продукт, предварительно нарезанный кусками массой 50...200 г, подается в камеру 2, где захватывается вращающимся шнеком 3 и транспортируется им вдоль камеры 2 к режущим инструментам. По мере продвижения продукт за счет уменьшения шага витков шнека уплотняется и подходит к рабочим инструментам в виде сплошной массы, проходит через крупные отверстия (окна) подрезной решетки 4 и отрезается от основной массы ее режущими кромками и вращающимся ножом 5. Затем измельченный продукт вдавливаются в отверстия приемной ножевой решетки 7. При входе продукта в отверстия приемной решетки 7 и выходе из них происходит его разрезание режущими кромками второго двухстороннего ножа 6 и входными и выходными кромками отверстий приемной ножевой решетки 7. За счет постоянного подпора продукт прижимается к плоскости выходной ножевой решетки 8, где происходит дальнейшее его измельчение, аналогичное рассмотренному.

Таким образом, из рабочей камеры 2 готовый продукт выходит в виде непрерывного потока толстых нитей, размеры которых определяются диаметром отверстий выходной ножевой решетки 8.

Качество готового продукта и величина усилий резания во многом определяются гидравлическим сопротивлением режущего механизма, основу которого составляют неподвижные приемная 7 и выходная 8 ножевые решетки. От их пропускной способности зависят в итоге производительность машины, потребляемая при этом мощность и качество готового продукта. Особенно отрицательно на качество готового продукта сказываются местные гидравлические сопротивления по ходу его движения. В этих местах продукт дополнительно сдавливается, мнется, сок из него выжимается, а сопротивление резанию резко возрастает.

В рассматриваемой конструкции приемная 7 и выходная 8 ножевые решетки имеют одинаковую пропускную способность при равенстве местных и линейных гидравлических сопротивлений,

что и обуславливает повышение качества готового продукта. Это достигается тем, что конструктивные параметры ножевых решеток связаны между собой уравнениями (3.4) и (3.5).

Значения коэффициентов пропорциональности приняты на основе закономерностей математического ряда чисел Фибоначчи. Отношение двух соседних чисел ряда Фибоначчи в пределе составляет

$$m = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{a_{n+1}}{a_n} = \frac{1 + \sqrt{5}}{2} \approx 1,6180, \text{ что известно как «золотое отношение»}.$$

Начиная с 5-го числа ряда Фибоначчи, это отношение приближается к значению m , т. е. $8 / 5 = 1,600$; $13 / 8 = 1,6250$; $21 / 13 = 1,6153$; $34 / 21 = 1,6190$; $55 / 34 = 1,6176$ и т. д.

Значение $m = 1,618$ и принято в качестве коэффициента пропорциональности в уравнении (3.4), связывающем между собой значения диаметров решеток 7 и 8.

С другой стороны, $m^2 = 1,618^2 = 2,618$. Это значение и принято в качестве коэффициента пропорциональности в уравнении (3.5), связывающем между собой количество отверстий в решетках 7 и 8.

Использование в качестве коэффициентов пропорциональности чисел 1,618 и 2,618 позволяет получить такие геометрические характеристики ножевых решеток 7 и 8, при которых их пропускная способность становится одинаковой. Значит, на пути движения продукта через ножевые решетки 7 и 8 имеет место одинаковое гидравлическое сопротивление, что в конечном счете обуславливает повышение качества готового продукта.

С целью упрощения расчета геометрических параметров ножевых решеток 7 и 8 и унификации можно принимать значение диаметра и количество отверстий в одной из решеток из ряда чисел Фибоначчи, причем целесообразно выбирать числа Фибоначчи начиная с 5-го члена этого ряда. Так, например, диаметр отверстий в выходной решетке 8 можно принять равным 8, а количество отверстий в этой же решетке равным 89, т. е. $d_2 = 8$ мм, а $Z_2 = 89$.

Тогда получается:

$$d_1 = 1,618 \cdot 8 = 13 \text{ мм};$$

$$Z_1 = \frac{89}{2,618} = 34.$$

Эти же числа (8, 13, 34 и 89) входят в математический ряд чисел Фибоначчи.

Таким образом, благодаря коэффициентам пропорциональности 1,618 и 2,618 обеспечивается равенство гидравлических сопротивлений ножевых решеток 7 и 8 и тем самым повышается качество готового продукта, а использование чисел Фибоначчи в расчете перфорации решеток позволяет унифицировать геометрические параметры ножевых решеток мясорубок разной производительности.

Дальнейшее совершенствование конструкции режущего механизма целесообразно проводить с целью выравнивания проходных (живых) сечений приемной, выходной и подрезной ножевых решеток.

Расчетное обоснование параметров подрезной, приемной и выходной ножевых решеток

На рис. 3.5 представлена схема устройства (продольный разрез), на рис. 3.6 – схема отдельных элементов устройства: рабочей камеры, подрезной решетки, приемной ножевой решетки, выходной ножевой решетки.

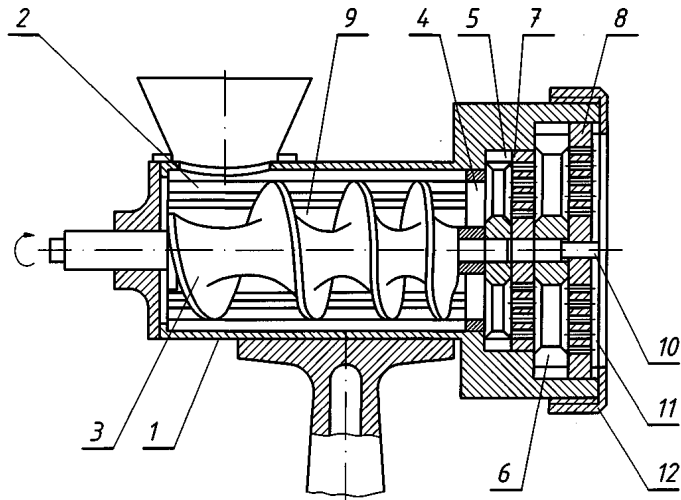


Рис. 3.5. Схема волчка с одинаковыми проходными сечениями приемной, выходной и подрезной ножевых решеток: 1 – корпус; 2 – рабочая камера; 3 – шнек; 4 – решетка подрезная; 5, 6 – ножи; 7 – решетка приемная; 8 – решетка выходная; 9 – ребра; 10 – палец; 11 – кольцо; 12 – гайка

Снаружи ножи 5 и 6 и решетки 4, 7 и 8 плотно прижаты упорным кольцом 11 и гайкой 12. Решетки 7 и 8 свободно установлены на пальце 10, но предохранены от проворачивания специальной шпонкой (не показана), закрепленной в корпусе 1. Благодаря лыскам ножи 5 и 6 вращаются одновременно с пальцем 10 и со шнеком 3 соответственно, который соединен с электродвигателем (не показан).

Отверстия в ножевых решетках 7 и 8 прямые цилиндрические. Диаметр отверстий в решетках 7 и 8 по ходу движения продукта уменьшается, а количество отверстий увеличивается.

Диаметры отверстий в приемной 7 и выходной 8 ножевых решетках связаны между собой формулой (3.4). Количество отверстий в приемной 7 и выходной 8 ножевых решетках связаны между собой формулой (3.5). Здесь всегда $Z_2 > Z_1$, а $d_2 < d_1$.

Параметры перфорации приемной ножевой решетки 7 связаны с параметрами отверстий подрезной решетки уравнением

$$Z_1 = \left[1,272 \frac{F_0}{d_1^2} \right], \quad (3.6)$$

где F_0 – площадь проходного сечения подрезной решетки, мм²; 1,272 – коэффициент пропорциональности.

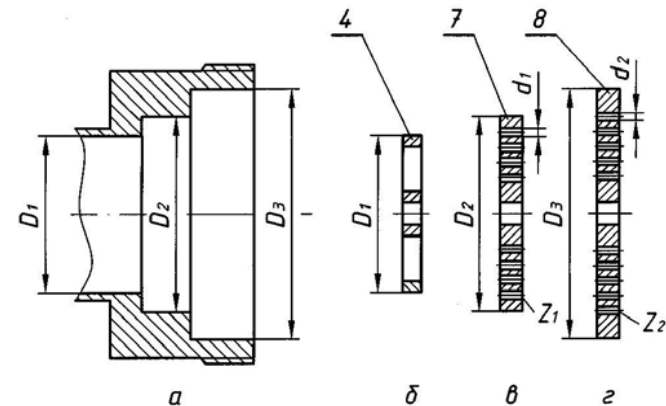


Рис. 3.6. Схемы отдельных элементов волчка: а – схема рабочей камеры; б – схема подрезной решетки; в – схема приемной решетки; з – схема выходной решетки; 4 – решетка подрезная; 7 – решетка приемная; 8 – решетка выходная; D_1 – наружный диаметр подрезной решетки; D_2 – наружный диаметр приемной решетки; D_3 – наружный диаметр выходной решетки; d_1 – диаметр отверстий приемной решетки; d_2 – диаметр отверстий выходной решетки; Z_1 – количество отверстий в приемной решетке; Z_2 – количество отверстий в выходной решетке

Наружные диаметры решеток 4, 7 и 8 увеличиваются по ходу движения продукта, причем наружный диаметр D_3 решетки 8 больше наружного диаметра D_2 решетки 7, который, в свою очередь, больше наружного диаметра D_1 решетки 4, т. е. $D_1 < D_2 < D_3$.

Вращающиеся ножи 5 и 6 установлены соответственно между решетками 4 и 7, 7 и 8, при этом длина лезвий ножа 6 равна наружному диаметру решетки 7, а длина лезвий ножа 5 равна наружному диаметру решетки 8. Возможно также изготовление ножей со ступенчатыми крестовинами; в этом случае длина лезвий будет разная, соответствующая наружным диаметрам решеток, между которыми расположен нож:

- для ножа 5 – решетки 4 и 7;
- для ножа 6 – решетки 7 и 8.

Расчет количества отверстий и их диаметров в решетках 7 и 8 по формулам (3.4), (3.5) и (3.6) обуславливает равенство площадей проходных (живых) сечений во всех трех решетках: подрезной F_0 , приемной F_1 и выходной F_2 , т. е. $F_0 = F_1 = F_2$. А значит, гидравлическое сопротивление всех трех решеток будет одинаковым. Это стало возможным за счет увеличения общей площади решеток по мере уменьшения диаметров отверстий и увеличения их количества по ходу движения продукта: наружные диаметры решеток 7 и 8 увеличиваются относительно подрезной решетки 4, но при этом всегда $F_2 = F_1 = F_0$ [9, 43, 44, 45].

Принцип работы устройства заключается в следующем.

Продукт, предварительно нарезанный кусочками массой 50...200 г, подается (вручную) в камеру 2, где захватывается вращающимся шнеком 3 и транспортируется им вдоль камеры 2 к режущим инструментам. По мере продвижения продукт за счет уменьшения шага витков шнека уплотняется и подходит к рабочим инструментам в виде сплошной массы, проходит через крупные отверстия (три окна) подрезной решетки 4 и отрезается от основной массы ее режущими кромками и вращающимся ножом 5. Затем измельченный продукт вдавливается в отверстия приемной ножевой решетки 7. При входе продукта в отверстия приемной решетки 7 и выходе из них происходит его разрезание режущими кромками второго двухстороннего ножа 6 и входными и выходными кромками отверстий приемной ножевой решетки 7. За счет постоянного подпора продукт прижимается к плоскости выходной ножевой решетки 8, где происходит дальнейшее его измельчение, аналогичное рассмотренному.

Таким образом, из рабочей камеры 2 готовый продукт выходит в виде непрерывного потока толстых нитей, размеры которых определяются диаметром отверстий выходной ножевой решетки 8.

Качество готового продукта и величина усилий резания во многом определяются гидравлическим сопротивлением режущего инструмента, основу которого составляют неподвижные приемная 7 и выходная 8 ножевые решетки. В известных конструкциях мясорубок решетки 7 и 8, как правило, имеют наименьшее по сравнению с подрезной решеткой и ножами значение площади проходного сечения, определяемой как сумма площадей всех отверстий в конкретной решетке, а следовательно, имеют наибольшее гидравлическое сопротивление, причем у выходной решетки площадь проходного сечения всегда меньше, чем у приемной, т. е. здесь всегда $F_0 > F_1 > F_2$. Применение формул (3.4) и (3.5) делает площади проходных сечений решеток 7 и 8 одинаковой.

Однако при равенстве значений наружных диаметров решеток 4, 7 и 8 у подрезной решетки 4 всегда будет наибольшее значение площади проходного сечения, т. е. $F_0 > F_1 = F_2$.

Кроме того, в этом случае площадь проходного сечения приемной решетки не будет максимальной, т. к. за счет уменьшения F_1 мы получаем равенство $F_1 = F_2$.

Использование формулы (3.6) и отказ от равенства наружных диаметров решеток в сочетании с зависимостями (3.4) и (3.5) позволяет сделать площади проходных сечений всех трех решеток (4, 7 и 8) одинаковой, при этом все параметры решетки 7, а следовательно, и решетки 8 определяются и согласовываются с параметрами подрезной решетки 4.

Равенство площадей проходных сечений решеток 4, 7 и 8 обуславливает одинаковое гидравлическое сопротивление, как следствие, повышение качества готового продукта и уменьшение усилия резания.

Приведем пример расчета решеток 7 и 8 по исходным данным подрезной решетки 4 с использованием формулы (3.6).

Пример 1

Задано: мясорубка со следующим набором режущих инструментов.

1. Подрезная решетка (наружный диаметр $D_1 = 82$ мм, коэффициент использования площади решетки $K_{п.р} = 0,42$).
2. Приемная решетка.
3. Выходная решетка.

Определить: площадь проходного сечения приемной и выходной решеток, диаметры и количество отверстий в них.

Решение

1. Определяем площадь проходного сечения подрезной решетки:

$$K_{п.р} = \frac{F_0}{F_{п.р}};$$

$$F_0 = K_{п.р} F_{п.р} = K_{п.р} \frac{\pi D_1^2}{4} = 0,42 \cdot \frac{3,14 \cdot 82^2}{4} = 2216,9 \text{ мм}^2,$$

где $F_{п.р}$ – общая площадь подрезной решетки.

2. Принимаем $d_2 = 5$ мм. Тогда $d_1 = 1,618d_2 \approx 8$ мм.

3. Определяем количество отверстий в приемной ножевой решетке:

$$Z_1 = \left[1,272 \frac{F_0}{d_1^2} \right] = \left[1,272 \cdot \frac{2216,9}{8^2} \right] = 44.$$

4. Определяем количество отверстий в выходной ножевой решетке:

$$Z_2 = [2,618Z_1] = 116.$$

5. Определяем площадь проходного сечения приемной решетки (суммарную площадь всех отверстий):

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} Z_1 = \frac{3,14 \cdot 8^2}{4} 44 = 2210,56 \text{ мм}^2.$$

6. Определяем площадь проходного сечения выходной решетки (суммарную площадь всех отверстий):

$$F_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} Z_2 = \frac{3,14 \cdot 5^2}{4} 116 = 2276,5 \text{ мм}^2.$$

Проверка

$F_0 = F_1 = F_2$, или $2216,90 \approx 2210,56 \approx 2276,50$, что и требовалось доказать.

Пример 2

Задано: мясорубка со следующим набором режущих инструментов.

1. Подрезная решетка (наружный диаметр $D_1 = 104$ мм, коэффициент использования площади подрезной решетки $K_{п.р} = 0,48$).

F_0 – площадь проходного сечения решетки.

2. Приемная решетка.

3. Выходная решетка.

Определить: площадь проходных сечений приемной и выходной ножевых решеток, диаметры отверстий и их количество.

Решение

1. Определяем площадь проходного сечения подрезной решетки:

$$F_0 = K_{п.р} F_{п.р} = K_{п.р} \frac{\pi D_1^2}{4} = 0,48 \cdot \frac{3,14 \cdot 104^2}{4} = 4075,46 \text{ мм}^2.$$

2. Принимаем $d_2 = 8$ мм. Тогда $d_1 = 1,618d_2 \approx 13$ мм.

3. Определяем количество отверстий в приемной ножевой решетке:

$$Z_1 = \left[1,272 \frac{F_0}{d_1^2} \right] = \left[1,272 \cdot \frac{4075,46}{13^2} \right] = 31.$$

4. Определяем количество отверстий в выходной ножевой решетке:

$$Z_2 = [2,618Z_1] = 81.$$

5. Определяем площадь проходного сечения приемной решетки (суммарную площадь всех отверстий):

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} Z_1 = \frac{3,14 \cdot 13^2}{4} 31 = 4112,62 \text{ мм}^2.$$

6. Определяем площадь проходного сечения выходной решетки (суммарная площадь всех отверстий):

$$F_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} Z_2 = \frac{3,14 \cdot 8^2}{4} 81 = 4069,44 \text{ мм}^2.$$

Проверка

$F_0 = F_1 = F_2$, или $4075,46 \approx 4112,62 \approx 4069,44$, что и требовалось доказать.

С другой стороны, очевидно, что при $Z_1 \neq \left[1,272 \frac{F_0}{d_1^2} \right]$ $F_0 \neq F_1 = F_2$.

Например, если принять в примере 1 $Z_1 = 25$, $d_2 = 5$ мм.

Тогда $d_1 = 1,618d_2 = 8$ мм.

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} Z_1 = \frac{3,14 \cdot 8^2}{4} 25 = 1256 \text{ мм}^2.$$

Вывод: $F_1 \neq F_0$, $1256 \neq 2216,9$.

Аналогичная картина будет иметь место, если в примере 2 принять $Z_1 = 35$, $d_2 = 8$ мм.

Тогда $d_1 = 1,618d_2 = 13$ мм.

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} Z_1 = \frac{3,14 \cdot 13^2}{4} 35 = 4643,27 \text{ мм}^2.$$

Вывод: $F_1 \neq F_0$, $4643,27 \neq 4075,46$.

Таким образом, только выполнение условия, при котором $Z_1 = \left[1,272 \frac{F_0}{d_1^2} \right]$, площади проходных сечений приемной и выходной ножевых решеток равны площади проходного сечения подрезной решетки, что обуславливает стабильное движение измельчаемого сырья, устраняет нежелательные местные уплотнения и сжатия продукта и, как следствие, повышает качество обработки сырья при снижении усилий резания.

Формула (3.6) получена следующим образом.

Площадь проходного живого сечения приемной ножевой решетки определяется по формуле

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} Z_1.$$

Принимаем, что площадь проходного живого сечения приемной ножевой решетки F_1 равна площади проходного сечения подрезной решетки F_0 :

$$F_1 = F_0 = \frac{\pi d_1^2}{4} Z_1, \quad Z_1 = \left[1,272 \frac{F_0}{d_1^2} \right].$$

Заметим, что

$$\frac{4}{\pi} \approx 1,272 = \sqrt{1,618} = \sqrt{\Phi},$$

где Φ – значение «золотой пропорции».

По определению $\Phi = 1,618$, а $\Phi^2 = 2,618$ и $\sqrt{\Phi} = 1,272$.

Таким образом, все три уравнения связаны между собой через значение «золотой пропорции» и ее производных.

В заключение отметим, что наружные диаметры решеток D_2 и D_3 определяются в конце расчета в зависимости от характера расположения отверстий. Для решеток с диаметром отверстий до 5 мм применяется расположение их по ромбической сетке с углами 60° и 120° . Отверстия больших диаметров располагаются по концентрическим окружностям. В последнем варианте можно определить шаг между отверстиями по формулам

$$t_1 = 1,272d_1 \text{ (для приемной решетки);}$$

$$t_2 = 1,272d_2 \text{ (для выходной решетки).}$$

При этом расчет перфорации в предлагаемом устройстве проводится от центра к периферии, и только после расположения всех отверстий определяется наружный диаметр решетки.

Расчетное обоснование гидравлических сопротивлений приемной и выходной ножевых решеток

Равенство проходных сечений ножевых решеток не обеспечивает равенство их гидравлических сопротивлений, которое складывается из местных и линейных. Поэтому дальнейшее совершенствование конструкции ножевых решеток будет идти по пути выравнивания их гидравлических сопротивлений, особенно линейных применительно к приемной и выходной решеткам. Схема такого устройства представлена на рис. 3.7.

Устройство для измельчения продуктов содержит корпус 1, шнек 2 нагнетательного типа с ребрами 3, подрезную решетку 4, первый подвижный нож 5, приемную ножевую решетку 6, второй подвижный нож 7 и выходную решетку 8, при этом нож 5 установлен между подрезной 4 и приемной 6 решетками, а нож 7 – между приемной 6 и выходной 8 решетками.

Подрезная решетка 4, нож 5, приемная решетка 6, нож 7 и выходная решетка 8 установлены на стальном пальце 9 с параллельными лысками. Палец 9 ввинчен в торец шнека 2.

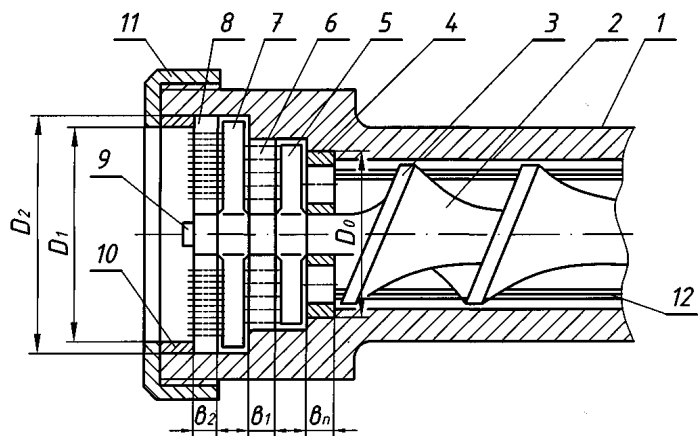


Рис. 3.7. Схема режущего механизма волчка: 1 – корпус; 2 – шнек; 3 – ребра; 4 – решетка подрезная; 5, 7 – ножи подвижные; 6 – решетка приемная; 8 – решетка выходная; 9 – палец; 10 – кольцо упорное; 11 – гайка; 12 – ребра продольные; b_n – толщина подрезной решетки 4; b_1 – толщина приемной решетки 6; b_2 – толщина выходной решетки 8; D_0 – наружный диаметр подрезной решетки 4; D_1 – наружный диаметр приемной решетки 6; D_2 – наружный диаметр выходной решетки 8

Снаружи ножи 5 и 7 и решетки 4, 6 и 8 плотно прижаты упорным кольцом 10 и гайкой 11. Решетки 4, 6 и 8 свободно установлены на пальце 9, но предохранены от проворачивания специальной шпонкой (не показана), закрепленной в корпусе 1. Благодаря лыскам ножи 5 и 7 вращаются одновременно с пальцем 9 и со шнеком 2 соответственно, который через редуктор соединен с электродвигателем (не показаны).

На внутренней стенке корпуса 1 в зоне установки шнека 2 выполнены продольные ребра 12, препятствующие проворачиванию продукта.

Неподвижная подрезная решетка 4 состоит из внутреннего и наружных колец, соединенных тремя перемычками, заточенными с одной стороны и образующими три окна для прохода измельченного сырья.

Неподвижные приемная 6 и выходная 8 ножевые решетки выполнены в виде перфорированных дисков разного наружного диаметра и толщины и являются парными режущими деталями с вращающимися ножами 5 и 7.

Отверстия перфорации в ножевых решетках 6 и 8 прямые цилиндрические. Диаметр отверстий в решетках 6 и 8 по ходу движения продукта уменьшается, а количество отверстий увеличивается. Диаметры отверстий в приемной 6 и выходной 8 ножевых решетках связаны между собой формулой (3.4). Количество отверстий в приемной 6 и выходной 8 ножевых решетках связаны между собой формулой (3.5).

Решетки 4, 6 и 8 имеют разную толщину:

b_n – толщина подрезной решетки 4, мм;

b_1 – толщина приемной решетки 6, мм;

b_2 – толщина выходной решетки 8, мм.

При этом $b_n > b_1$ и $b_1 > b_2$.

Кроме того, толщина решеток 6 и 8 связана между собой зависимостью

$$b_2 = \frac{b_1}{4,236}, \quad (3.7)$$

где 4,236 – коэффициент пропорциональности.

Решетки 4, 6 и 8 имеют разные наружные диаметры:

D_0 – наружный диаметр подрезной решетки 4, мм;

D_1 – наружный диаметр приемной решетки 6, мм;

D_2 – наружный диаметр выходной решетки 8, мм.

Здесь $D_0 < D_1$ и $D_1 < D_2$.

Параметры перфорации приемной ножевой решетки 6 связаны с параметрами отверстий подрезной решетки 4 формулой (3.6).

Длины лезвий ножей 5 и 7 равны соответственно диаметрам приемной решетки 6 и выходной решетки 8.

Расчет количества отверстий и их диаметров в решетках 6 и 8 по формулам (3.4), (3.5) и (3.6) обуславливает равенство площадей проходных (живых) сечений во всех трех решетках: подрезной 4, приемной 6 и выходной 8. Одновременно это обеспечивает равенство местных сопротивлений всех трех решеток.

Уменьшение толщины решеток 4, 6 и 8 по ходу движения продукта способствует снижению линейных сопротивлений трения в отверстиях перфорации, а расчет толщины решеток 6 и 8 по формуле (3.7) обеспечивает достижение равного гидравлического сопротивления решеток 6 и 8 между собой по линейным потерям.

Таким образом, решетки 6 и 8 имеют одинаковое гидравлическое сопротивление.

Принцип работы устройства заключается в следующем.

Продукт, предварительно нарезанный кусочками массой 50...200 г, подается (вручную) в корпус 1, где захватывается вращающимся шнеком и транспортируется им вдоль корпуса к режущим инструментам. По мере продвижения продукт за счет уменьшения шага витков шнека уплотняется и подходит к рабочим инструментам в виде сплошной массы, проходит через крупные отверстия (три окна) подрезной решетки 4 и отрезает от основной массы ее режущими кромками и вращающимся ножом 5. Затем измельченный продукт вдавливаются в отверстия приемной решетки 6. При входе продукта в отверстия приемной ножевой решетки 6 и выходе из них происходит его разрезание режущими кромками второго двухстороннего ножа 7 и выходными кромками отверстий приемной ножевой решетки 6. За счет постоянного подпора продукт прижимается к плоскости выходной ножевой решетки 8, где происходит дальнейшее его измельчение, аналогичное рассматриваемому.

Таким образом, из корпуса 1 готовый продукт выходит в виде непрерывного потока толстых нитей, размеры которых определяются диаметром отверстий выходной ножевой решетки 8.

Качество готового продукта и величина усилий резания (энергозатраты) во многом определяются гидравлическим сопротивлением режущего инструмента, основу которого составляют неподвижные приемная 6 и выходная 8 решетки.

В известных конструкциях все три решетки (подрезная, приемная и выходная) имеют одинаковую толщину. Однако при уменьшении диаметра отверстий и одновременном увеличении их количества при постоянной толщине резко возрастают линейные потери давления и, таким образом, гидравлическое сопротивление выходной решетки больше гидравлического сопротивления приемной решетки. Определение толщины решеток 6 и 8 по формуле (3.7) позволяет получить одинаковое (по линейным сопротивлениям) гидравлическое сопротивление обеих решеток.

Как известно, потери давления общие, но в канале постоянного диаметра они определяются как сумма линейных и местных сопротивлений транспортируемого сырья:

$$H_0 = H_{л} + H_{м}, \quad (3.8)$$

где $H_{л}$ – линейные потери давления (Па), определяются по формуле

$$H_{л} = \lambda \frac{lv^2}{d \cdot 2} \rho, \quad (3.9)$$

где λ – коэффициент трения;

l – длина канала, м;

d – внутренний диаметр канала, м (диаметр отверстий);

v – скорость движения сырья, м/с;

ρ – плотность сырья, кг/м³;

$H_{м}$ – потери давления на местные сопротивления (внезапное сужение или расширение).

Величина потерь напора (давления) на преодоление местных сопротивлений определяется по формуле

$$H_{м} = \sum \xi \frac{v^2}{2} \rho, \quad (3.10)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления.

Т. к. проходные сечения решеток 6 и 8 одинаковы, то можно принять, что местные сопротивления решеток 6 и 8 равны между собой.

И в этой связи рассмотрим только линейные потери давления при движении сырья через решетки 6 и 8.

$$1. \text{ Для приемной решетки } \sum H_{л(1)} = \lambda_1 \frac{l_1 v_1^2}{d_1 \cdot 2} \rho_1 Z_1.$$

$$2. \text{ Для выходной решетки } \sum H_{л(2)} = \lambda_2 \frac{l_2 v_2^2}{d_2 \cdot 2} \rho_2 Z_2.$$

$$\text{По условию } \sum H_{л(1)} = \sum H_{л(2)}.$$

Принимаем, что $v_1 = v_2$, $\rho_1 = \rho_2$, $\lambda_1 = \lambda_2$. Тогда:

$$\frac{l_1}{d_1} Z_1 = \frac{l_2}{d_2} Z_2.$$

Однако длина канала – это толщина решетки. Значит, $l = b$:

$$\frac{b_1}{d_1} Z_1 = \frac{b_2}{d_2} Z_2 \text{ (относительная эквивалентная длина решетки).}$$

С другой стороны, $Z_1 = \left[\frac{Z_2}{2,618} \right]$, а $d_1 = 1,618d_2$:

$$\frac{b_1 Z_1}{1,618d_2 \cdot 2,618} = \frac{b_2}{d_2} Z_2.$$

Окончательно имеем:

$$b_2 = \frac{b_1}{4,236}.$$

Пример 1

Приемная решетка имеет следующие параметры:

$d_1 = 21$ мм, $Z_1 = 34$, $b_1 = 13$ мм.

Тогда для выходной решетки:

$$d_2 = 13 \text{ мм}, Z_2 = 89, b_2 = \frac{b_1}{4,236} = \frac{13}{4,236} = 3,069 \text{ мм}.$$

Потери на трение: $\sum H_{л(1)} = \sum H_{л(2)}$ (считаем по относительным эквивалентным длинам).

$$\begin{aligned} \frac{b_1}{d_1} Z_1 &= \frac{b_2}{d_2} Z_2, \\ \frac{13}{21} 34 &= \frac{3,069}{13} 89, \\ 21,04 &\approx 21,01, \end{aligned}$$

что и требовалось доказать.

Пример 2

$d_1 = 16$ мм, $Z_1 = 45$, $b_1 = 10,2$ мм.

$$\text{Тогда } d_2 = 9,88 \text{ мм}, Z_2 = 118, b_2 = \frac{b_1}{4,236} = \frac{10,2}{4,236} = 2,40 \text{ мм}.$$

Проверка:

$$\begin{aligned} \frac{b_1}{d_1} Z_1 &= \frac{b_2}{d_2} Z_2, \\ \frac{10,2}{16} 45 &= \frac{2,40}{9,88} 118, \end{aligned}$$

$$28,68 \approx 28,67,$$

что и требовалось доказать.

Пример 3

$$b_2 \neq \frac{b_1}{4,236}, \text{ например } b_2 = \frac{b_1}{3}.$$

$d_1 = 21$ мм, $Z_1 = 34$, $b_1 = 13$ мм.

$$\text{Тогда } d_2 = 13 \text{ мм}, Z_2 = 89, b_2 = \frac{13}{3} = 4,33 \text{ мм}.$$

$$\frac{b_1}{d_1} Z_1 = \frac{13}{21} 34 = 21,04;$$

$$\frac{b_2}{d_2} Z_2 = \frac{4,33}{13} 89 = 29,64.$$

Вывод: $21,04 \neq 29,64$, что и требовалось доказать.

А теперь представим, что толщина решеток не изменяется (как в известных устройствах). Т. е. $b_1 = b_2$ при всех прочих условиях.

$d_1 = 21$ мм, $Z_1 = 34$, $b_1 = 13$ мм.

Тогда $d_2 = 13$ мм, $Z_2 = 89$, $b_2 = 13$ мм.

$$\frac{b_1}{d_1} Z_1 = \frac{13}{21} 34 = 21,04;$$

$$\frac{b_2}{d_2} Z_2 = \frac{13}{13} 89 = 89,0.$$

Т. е. $21,04 \neq 89$. Это значит, что при неизменной толщине решеток сопротивление последней (выходной) возрастает в 4,5 раза.

Пример 4

Рассмотрим геометрические параметры серийных решеток для волчка МП-1-160. Согласно паспортным данным:

$$1) \frac{b_1}{d_1} Z_1 = \frac{14}{5} 347 = 971,6;$$

$$2) \frac{b_2}{d_2} Z_2 = \frac{14}{3} 885 = 4129, \text{ т. е. сопротивление второй решетки}$$

при неизменной толщине увеличивается более чем в 4 раза.

Таким образом, единственный путь, с помощью которого можно уравнивать гидравлическое сопротивление перфорированных решеток, – уменьшение толщины по мере увеличения количества отверстий и уменьшения их диаметра.

Только соблюдение всех отличительных признаков и расчет толщины решеток по формуле (3.7) позволяет получить одинаковое гидравлическое сопротивление приемной и выходной решеток и, как следствие, достичь максимальной эффективности работы устройства.

В заключение отметим, что из трех решеток (подрезная, приемная и выходная) в наиболее тяжелом положении находится подрезная, она воспринимает самый первый поток сырья, нагнетаемый на нее шнеком. В дальнейшем на своем пути поток сырья встречает вращающиеся ножи, которые изменяют его направление от продольного (осевого) на радиальное.

Ножи установлены перед приемной и выходной ножевой решетками. В неподвижном состоянии каждый нож занимает (по данным измерения) 54 % площади поперечного сечения цилиндрического канала рабочей камеры.

Кроме того, ножи вращаются со скоростью 260 об/мин.

Таким образом, вращающиеся ножи весьма существенно облегчают работу приемной и выходной ножевых решеток, воспринимая на себя основное давление, создаваемое шнеком.

По этой причине толщины приемной и выходной ножевых решеток должны быть меньше толщины подрезной решетки. Это обстоятельство следует учитывать при расчете прочности ножевых решеток.

Технико-экономический эффект проявляется в повышении производительности и улучшении качества готового сырья при стабильности энергозатрат, а также в унификации режущего механизма.

Совершенствование конструкций вращающихся ножей и выходной решетки режущего механизма волчка

Дальнейшее совершенствование конструкции режущего механизма волчков мы видим в изменении формы нарезных граней вращающихся ножей и в наклонном расположении отверстий в выходной ножевой решетке, при этом наклонное расположение нарезных граней должно быть взаимосвязано не только с углом наклона отверстий в выходной решетке, но и с углом наклона витков шнека. В этом случае два вращающихся ножа работают как дополнительные витки

шнека, а мясное сырье проходит через наклонные отверстия перфорации выходной решетки с минимальными гидравлическими потерями.

На рис. 3.8 представлена схема режущего механизма волчка с наклонными нарезными гранями ножей и с наклонными отверстиями в выходной решетке, а на рис. 3.9 – схема воздействия на продукт передних граней ножа.

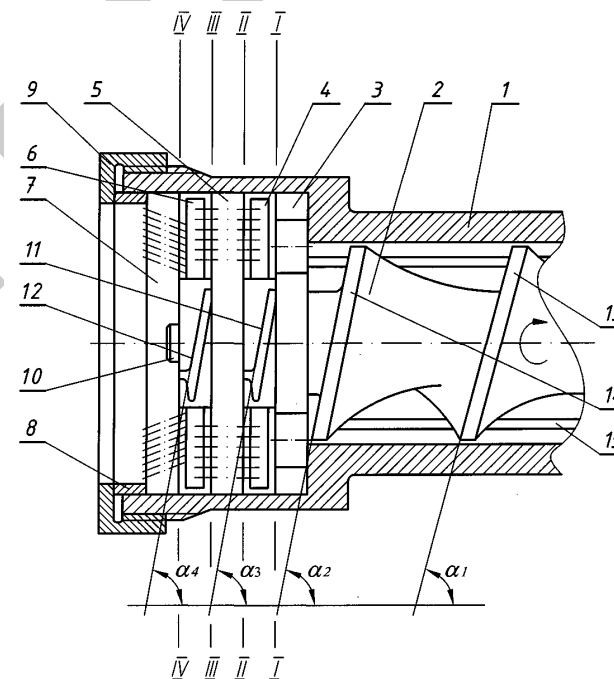


Рис. 3.8. Схема режущего механизма волчка с наклонными ножами (продольный разрез): 1 – корпус; 2 – шнек; 3 – решетка подрезная; 4, 6 – ножи; 5, 7 – приемная и выходная решетки; 8 – кольцо; 9 – гайка; 10 – вал; 11, 12 – передние наклонные грани ножей 4 и 6; 13, 14 – наклонные ребра шнека 2; 15 – продольные ребра; I, II, III, IV – плоскости резания; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ – углы наклона витков шнека и наружных граней ножей 4 и 6

Устройство для измельчения продуктов содержит цилиндрический корпус 1, шнек 2, подрезную перфорированную ножевую решетку 3, первый и второй вращающийся многоперый нож 4 и 6, приемную перфорированную и выходную ножевую решетку 7. Через

кольцо 8 с помощью накидной гайки 9 на валу 10 ножевые решетки 3, 5, 7 и ножи 4 и 6 плотно прижимаются друг к другу. У ножей 4 и 6 передние грани перьев 11 и 12 соответственно выполнены под углом относительно продольной оси шнека (рабочей камеры). Шнек 2 имеет наклонные ребра 13 и 14 с переменным по длине и уменьшающимся к выходу шагом. Вал 10 ввинчен в торец шнека 2 и имеет параллельные лыски. На внутренней стенке корпуса 1 выполнены продольные ребра 15, решетки 3, 5 и 7 свободно установлены на валу 10, но предохранены от проворачивания специальной шпонкой (не показана), закрепленной в корпусе 1.

Благодаря лыскам ножи 4 и 6 вращаются одновременно с валом 10 и со шнеком 2 соответственно, который соединен с электродвигателем через редуктор (не показаны). Неподвижные решетки 3, 5 и 7 выполнены в виде перфорированных дисков одинакового наружного диаметра и являются парными режущими деталями с вращающимися ножами 4 и 6, при этом образуется четыре плоскости резания: I, II, III, IV.

По ходу движения измельчаемого сырья диаметр отверстий перфорации ножевых решеток уменьшается, а их количество увеличивается.

Отверстия в ножевых решетках 5 и 7 цилиндрические, но в решетке 5 они прямые, а в решетке 7 – наклонные под углом γ к торцевой рабочей поверхности, при этом режущие кромки отверстий направлены в сторону, противоположную вращению ножа 6.

Ребра 13 и 14 шнека 2 и передние грани 11 и 12 перьев ножей 4 и 6 выполнены наклонными под углами $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ соответственно, причем $\alpha_4 > \alpha_3 > \alpha_2 > \alpha_1$.

Отверстия перфорации выходной решетки 7 выполнены наклонными под углом γ , но перпендикулярно наклонной поверхности передней грани 12 перьев ножа 6.

Двухсторонние ножи 4 и 6 выполнены в виде крестовины, имеющей четыре пера (лезвия).

На рис. 3.9 показана схема воздействия наклонной поверхности передней грани пера ножа 6 на продукт: в направлении, перпендикулярном к ней, – с силой нормального давления N , вдоль этой поверхности – с силой трения T , причем $T = N\mu$, где μ – коэффициент трения продукта о поверхность ножа.

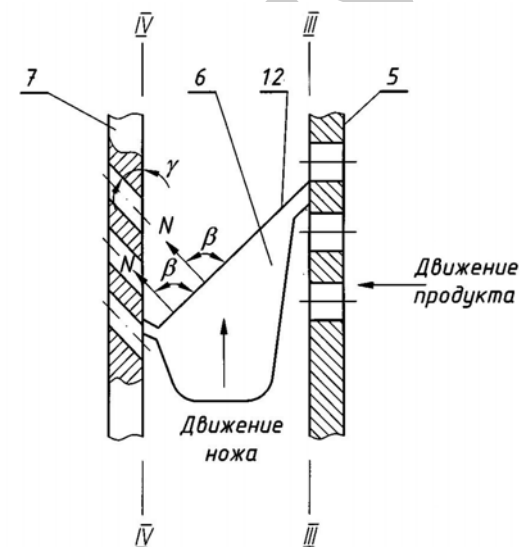


Рис. 3.9. Схема воздействия на продукт передних граней ножа: 5 – решетка приемная; 6 – нож; 7 – решетка выходная; 12 – передняя наклонная грань ножа 6; N – сила нормального давления; β – угол между силой нормального давления и передней гранью пера ножа

Направление силы N совпадает с осями отверстий перфорации выходной решетки 7 при сохранении острого угла γ на рабочей поверхности решетки. Сила N направлена перпендикулярно относительно наклонной поверхности передней грани 12 пера ножа 6 (под углом $\beta = 90^\circ$).

Сила N продвигает продукт через отверстия перфорации выходной решетки 7, а сила трения T тормозит движение продукта вдоль рабочей камеры.

Принцип работы заключается в следующем.

Продукт, предварительно нарезанный кусочками массой 50...500 г, подается в корпус 1, где захватывается вращающимся шнеком 2 и транспортируется им к режущим инструментам.

По мере продвижения продукт за счет уменьшения шага витков шнека уплотняется и подходит к рабочим инструментам в виде сплошной массы, проходит через крупные отверстия подрезной решетки 3 и отрезается от основной массы ее режущими кромками и вращающимся ножом 4. Затем измельченный продукт вдавливается

в отверстия приемной ножевой решетки 5. При входе продукта в отверстия приемной решетки 5 и выходе из них происходит его разрезание режущими кромками второго двухстороннего ножа 6 и выходными кромками отверстий приемной ножевой решетки 5. За счет постоянного подпора продукт прижимается к плоскости выходной решетки 7, где происходит его дальнейшее измельчение. С помощью наклонных передних граней 11 и 12 перьев ножей 4 и 6 осуществляется дополнительный подпор продукта в зоне плоскостей резания II, III, IV, причем за счет того, что угол наклона передних граней перьев ножей увеличивается по ходу движения продукта, т. е. $\alpha_4 > \alpha_3$ и $\alpha_3 > \alpha_2$, этот эффект усиливается и частично компенсируется потеря давления при прохождении продукта через подрезную решетку 3.

В выходной решетке 7 отверстия выполнены наклонными относительно плоскости резания IV (относительно рабочей поверхности) под острым углом γ , но перпендикулярно наклонной поверхности передней грани 12 пера ножа 6 ($\beta = 90^\circ$) режущими кромками в сторону, противоположную вращению ножа. В этом случае сила N нормального давления на продукт поверхности 12 пера ножа 6 совпадает с осями отверстий перфорации выходной ножевой решетки 7 и напрямую, без дополнительных движений, проталкивает продукт через отверстия в решетке, что и необходимо для эффективной работы устройства, т. к. именно выходная решетка 7 представляет основное гидравлическое сопротивление при движении продукта. Более качественному резанию способствует и то обстоятельство, что режущие кромки отверстий образуют острый угол γ с рабочей поверхностью.

В этом случае величина округления режущей кромки в процессе резания и износа решетки будет меньше по сравнению с прямым расположением отверстий.

Если перфорации выходной решетки 7 выполнены наклонными, но не перпендикулярно поверхности передней грани 12 перьев ножа 6, то в этом случае сила нормального давления N не совпадает с осями отверстий и продукт будет дополнительно сдавливаться, сжиматься и перемещаться, прежде чем он попадет в отверстие, что приведет к снижению эффективности работы устройства.

Технико-экономический эффект проявляется в повышении производительности и улучшении качества готового сырья при стабильности энергозатрат.

3.2. Прессы для механической обвалки мяса птицы

Широкий ассортимент продукции, выпускаемой мясоперерабатывающими предприятиями Беларуси, связан с глубокой переработкой птицы. В настоящее время для механической обвалки тушек цыплят на предприятиях в основном применяются прессы типа РВС-1000 производительностью по исходному сырью до 1500 кг/ч.

При эксплуатации прессов, как показывает опыт, существует ряд недостатков: значительное потребление электрической энергии; низкое качество перерабатываемого сырья; недостаточная эксплуатационная надежность. В конструкции рабочих органов данных машин не рассматриваются особенности отдельных деталей сепарирующего узла в зависимости от вида мясного сырья, при этом основные геометрические параметры перфорированного сепаратора и узла отжатия определяются исходя из производительности шнека с использованием свойств «золотой пропорции».

Эти факторы не позволяют увязать пропускные способности перфорированного сепаратора и сепарирующего узла (узла отжатия) с производительностью шнека, поэтому решением данного недостатка является предложение выполнить рабочие органы таким образом, чтобы суммарная площадь живого сечения сепаратора $F_{\text{сеп}}$ и кольцевого зазора $F_{\text{к.з}}$ узла отжатия была равна площади поперечного сечения канавки шнека в последнем витке.

$$\frac{F_{\text{сеп}}}{F_{\text{к.з}}} = \frac{\text{мясо}}{\text{кость}} = 1,618;$$

$$F_{\text{к.з}} = \frac{F_{\text{сеп}}}{1,618}.$$

Но $F_{\text{шн}} = F_{\text{сеп}} - F_{\text{к.з}}$. Тогда:

$$F_{\text{шн}} = F_{\text{сеп}} + F_{\text{к.з}} = F_{\text{сеп}} + \frac{F_{\text{сеп}}}{1,618} = F_{\text{сеп}} + 0,618F_{\text{сеп}} = 1,618F_{\text{сеп}}.$$

Следовательно:

$$F_{\text{сеп}} = \frac{F_{\text{шн}}}{1,618},$$

где $F_{\text{сеп}}$ – площадь живого сечения сепаратора, м^2 ;

$F_{\text{шн}}$ – площадь поперечного сечения канавки шнека в последнем витке, м^2 ;

1,618 – коэффициент пропорциональности, учитывающий отношение мяса к кости.

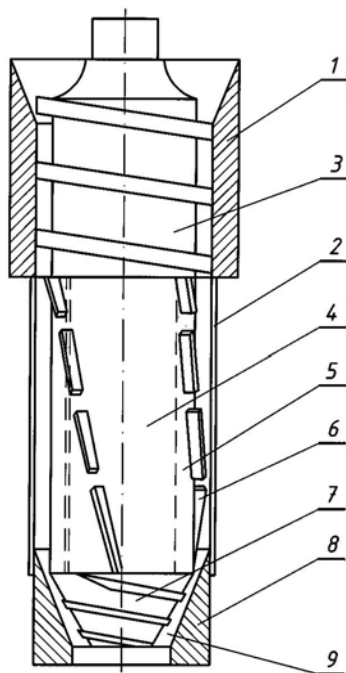


Рис. 3.10. Принципиально-конструктивная схема устройства для отделения мяса от кости: 1 – насадок; 2 – кожу перфорированный; 3 – шнек транспортирующий; 4 – цапфа; 5 – рабочий орган для продавливания сырья; 6 – рейки ножевые; 7 – шнек конический; 8 – цилиндр; 9 – зазор кольцевой

Коэффициент пропорциональности 1,618, учитывающий среднее отношение мяса к кости различных видов птицы, позволяет рассчитать площадь живого сечения сепаратора и площадь кольцевого зазора узла отжатия так, чтобы поток сырья, поступающий из шнека, делился на два неодинаковых потока в соответствии с коэффициентом 1,618. Один поток – это мясная составляющая сырья, а другой – костная составляющая, причем мясная составляющая выводится из машины через перфорацию сепаратора, а костная – через кольцевой зазор узла отжатия.

Это позволит обеспечить одинаковое гидравлическое сопротивление по ходу движения обрабатываемого сырья, даст возможность стабилизировать движение продукта, устранив нежелательное дополнительное уплотнение и сжатие обрабатываемого сырья, что повысит эксплуатационную надежность рабочих органов пресса, качество получаемой продукции при максимальной производительности и минимальных энергозатратах.

Особое внимание следует уделять конструкции узла отжатия, служащего для отвода костной составляющей мясного сырья. Уменьшение размера проходного сечения кольцевого зазора между коническим шнеком и цилиндром с конической внутренней поверхностью по ходу движения костной составляющей сырья может привести к увеличению сопротивления движению продукта, снижению качества отделения мяса от кости и вследствие этого – снижению эффективности работы устройства.

Для обеспечения равенства проходного сечения кольцевого зазора по всей его длине необходимо, чтобы $d_{\text{внутр}}^2 - d^2 = D_{\text{внеш}}^2 - D^2$.

Длина узла отжатия определяется по следующей формуле:

$$L = \frac{D_{\text{внеш}} - d_{\text{внутр}}}{2 \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}} = \frac{D - d}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$$

Угол α отсюда:

$$\alpha = 2 \operatorname{arctg} \frac{(D - d) \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}}{D_{\text{внеш}} - d_{\text{внутр}}}$$

В диапазоне кольцевого зазора $S = 2...6$ мм и угла $\beta = 40...80^\circ$

$$\alpha > \beta(1 + 0,1S), \quad (3.11)$$

где S – начальный кольцевой зазор, мм;

α – угол при вершине конуса конического шнека, град.;

β – угол при вершине конуса конической части цилиндра, град.;

d – наименьший диаметр конической части шнека, мм;

$d_{\text{внутр}}$ – наименьший диаметр конической части цилиндра, мм;

D – наибольший диаметр конической части шнека, мм;

$D_{\text{внеш}}$ – наибольший диаметр конической части цилиндра, мм.

В этом случае проходное сечение зазора не уменьшается по ходу движения продукта.

Выполнение кольцевого зазора между коническим шнеком и цилиндром с конической внутренней поверхностью рассчитаем так, чтобы угол при вершине конуса конического шнека определялся по формуле (3.11), что позволит потоку костной составляющей сырья, поступающему в кольцевой зазор, равномерно перемещаться по нему без дополнительного сопротивления, связанного с уменьшением проходного сечения кольцевого зазора.

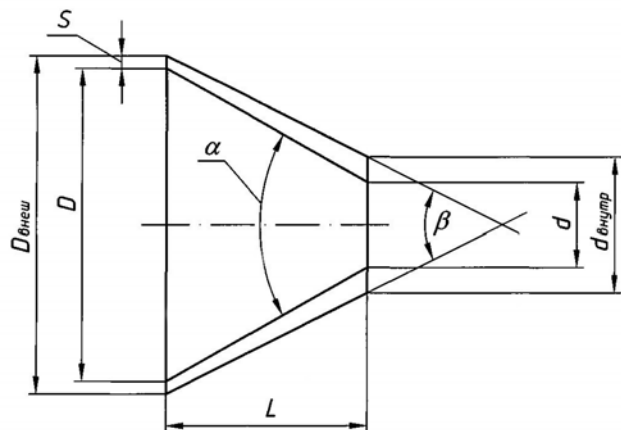


Рис. 3.11. Расчетная схема кольцевого зазора

В конструкциях серийных прессов не учитывается изменение количества мясной фракции по ходу движения сырья в нагнетающем шнеке, отверстия равномерно расположены по всей длине цилиндрической рабочей поверхности перфорированного сепаратора, что приводит к неэффективному использованию площади поперечного сечения отверстий перфорации, вероятности нежелательного дополнительного попадания костного остатка в мясную фракцию.

Рабочую поверхность сепаратора мы условно разделили по длине на ряд зон.

Сырье (рис. 3.12) поступает в стакан 1, захватывается нагнетающим шнеком 2, дополнительно уплотняется в конической части дефлектора 3 и подается к первой зоне (L_1) перфорированного сепаратора 4 с количеством отверстий Z_1 . Часть мясной фракции продавливается через отверстия перфорированного сепаратора, а остальная подается в следующую зону (L_2) с количеством отверстий Z_2 и т. д.

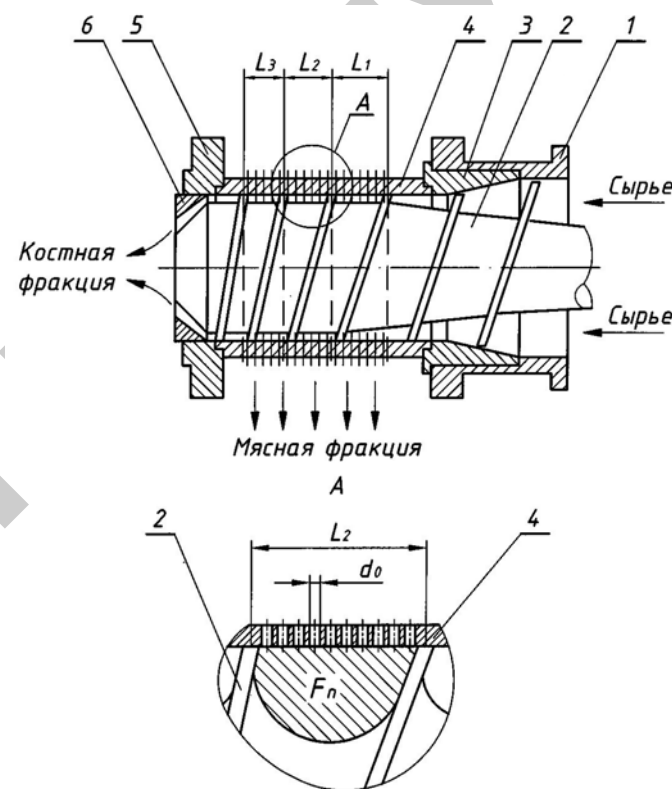


Рис. 3.12. Узел сепарации пресса: 1 – стакан; 2 – нагнетающий шнек; 3 – дефлектор; 4 – перфорированный сепаратор; 5 – корпус

Количество отверстий в каждой зоне перфорированного сепаратора

$$Z_n = \frac{4F_{\text{сеп}}}{\pi d_o^2}$$

Но $\frac{4}{\pi} = \sqrt{\Phi}$. Тогда:

$$Z_n = \sqrt{\Phi} \frac{F_{\text{сеп}}}{d_o^2},$$

где Z_n – количество отверстий перфорации в n -й зоне, шт.;
 $\Phi = 1,618$ – значение «золотой пропорции»;

$F_{\text{сеп}}$ – площадь поперечного сечения отверстий n -й зоны сепаратора, м^2 ;
 d_0 – диаметр отверстий перфорации сепаратора, м .

Площадь нормального сечения винтовой канавки шнека под рабочей зоной сепаратора определяется по следующей формуле:

$$F_{\text{шн}} = \sum F_{\text{сеп}} + F_{\text{к.з}},$$

где $\sum F_{\text{сеп}}$ – площадь поперечного сечения всех отверстий сепаратора, м^2 ;

$F_{\text{к.з}}$ – площадь кольцевого зазора, м^2 .

В данной формуле первое слагаемое определяется мясной составляющей сырья, а второе – костной:

$$\sum_{n=1}^m F_{\text{сеп}} = F_{\text{шн}} - F_{\text{к.з}} = \sum_{n=1}^m F_n - \frac{k \sum_{n=1}^m F_n}{m},$$

где F_n – площадь нормального сечения n -й винтовой канавки шнека;
 k – коэффициент, учитывающий среднее отношение кости к мясу в тушках различных видов птицы;

m – количество зон перфорированного сепаратора.

Костная составляющая $\frac{k \sum_{n=1}^m F_n}{m}$ будет постоянна в каждом витке шнека.

Тогда площадь поперечного сечения отверстий n -й зоны сепаратора

$$F_{\text{сеп}} = F_n - \frac{k \sum_{n=1}^m F_n}{m}.$$

В результате количество отверстий в каждой зоне перфорированного сепаратора будет определяться по формуле

$$Z_n = \frac{4F_{\text{сеп}}}{\pi d_0^2} = \frac{\sqrt{\Phi}}{d_0^2} \left(F_n - \frac{k \sum_{n=1}^m F_n}{m} \right). \quad (3.12)$$

В серийно выпускаемых прессах не учитывается направление движения мясной фракции, подаваемой нагнетающим шнеком

в отверстия сепаратора. Отверстия расположены радиально к продольной оси сепаратора по всей его цилиндрической рабочей поверхности, что приводит к дополнительному сжатию и сдавливанию продукта, снижению качества отделения мяса от кости.

Выполнение отверстий перфорированного сепаратора с осями, расположенными наклонно к его цилиндрической рабочей поверхности (рис. 3.13) и перпендикулярно ребрам нагнетающего шнека позволяет увязать силу нормального давления N , создаваемую ребрами шнека и определяющую направление движения мясной фракции, с углом наклона осей отверстий сепаратора. Угол наклона осей отверстий уменьшается по ходу движения продукта и определяется по формуле

$$\beta_i = 90 - \alpha_i, \quad (3.13)$$

где β_i – угол наклона оси отверстия;

α_i – угол наклона ребра нагнетающего шнека.

Угол наклона ребер шнека увеличивается по ходу движения продукта, т. е. $\alpha_3 > \alpha_2 > \alpha_1$ (рис. 3.13). Соответственно, угол наклона осей отверстий уменьшается, т. е. $\beta_3 < \beta_2 < \beta_1$. В этом случае сила N нормального давления на продукт поверхности ребра нагнетающего шнека совпадает с осями отверстий перфорации сепаратора и напрямую, без дополнительных сопротивлений, проталкивает мясную фракцию через отверстия, что и необходимо для эффективной работы пресса.

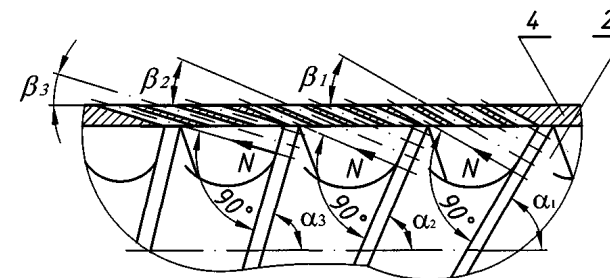


Рис. 3.13. Схема расположения отверстий перфорации

Изготовление рабочих органов механических прессов для обвалки мясного сырья по вышеприведенным рекомендациям позволит создать единую гармоничную и взаимосвязанную систему, все составляющие

которой работают на конечную цель – высококачественную обвалку сырья при максимальной производительности и минимальных энергозатратах, что в целом обусловит повышение эксплуатационных характеристик механических прессов [30, 37, 38, 39, 40, 46, 47, 48].

Для проверки эффективности работы новых технических решений необходимы экспериментальные исследования, которые можно провести на специальном лабораторном стенде с использованием вместо мясного сырья модельного тела, физико-механические свойства которого близки к параметрам исходного сырья.

3.3. Аппараты для тепловой обработки молока и молочных продуктов

В молочной промышленности для нагревания и охлаждения молока и молочных продуктов применяются различные теплообменные устройства, в которых в качестве греющей среды используется влажный пар при давлении 150...300 кПа. При этом наибольшее применение получил теплообменник секции пастеризации трубчатой пастеризационно-охладительной установки типа ТПУ-2,5М, содержащий цилиндр, закрытый с торцов трубными досками, герметично закрытыми крышками с прокладками, с камерами и перепускными каналами для прохода продукта, патрубки для ввода-вывода продукта, теплообменные трубы с развальцованными в трубных досках концами со вставленными внутрь вытеснителями, образующими кольцевые каналы между своей наружной поверхностью и внутренней поверхностью теплообменных труб, патрубки ввода и отвода теплоносителя.

Однако этот теплообменник имеет недостатки: кольцевой канал, по которому движется обрабатываемый продукт, обогревается паром только с одной стороны, т. к. вытеснитель сделан в виде пустотелого цилиндра. К тому же обрабатываемый продукт поступает в теплообменник через крышку, что особенно неудобно при разборке на чистку и дезинфекцию. Один из путей решения данной технической проблемы (повышение эффективности работы теплообменника и облегчение технического обслуживания) может заключаться в том, что трубные доски выполняются в виде колец с радиальными отверстиями со вставленными в них пароподводящими вставками с отверстиями, вытеснители оснащены с двух сторон пароподводящими головками с отверстиями, размещенными

таким образом, что отверстия головок и вставок расположены соосно, и прижатыми к вставкам прижимными винтами, расположенными соосно с радиальными отверстиями на периферии трубной доски, при этом теплообменник выполнен вертикальным, а камеры и трубы расположены концентрично в один ряд.

Такая конструкция позволяет вводить пар одновременно в межтрубное пространство и во все вытеснители через паропроводящие вставки и пароподводящие головки, создавая таким образом теплообменные элементы типа «труба в трубе», в которых продукт, движущийся по кольцевому каналу, обогревается паром как с наружной, так и с внутренней стороны. Вертикальное расположение теплообменника позволяет конденсату под действием силы тяжести стекать по внутренней поверхности вытеснителей и удаляться из них через отверстия в нижних паропроводящих вставках. Теплообменник здесь имеет многоходовую конструкцию, обрабатываемый продукт в процессе нагрева проходит последовательно по всем теплообменным трубам. Все это позволяет обеспечить технический результат – увеличение площади теплообменной поверхности, а значит, и повышение эффективности работы теплообменника, т. е. увеличение производительности при неизменных размерах.

При этом обрабатываемый продукт поступает в теплообменник и удаляется из него не через одну из крышек, а через каналы в трубной доске, что существенно облегчает разборку-сборку теплообменника для проведения технического обслуживания.

На рис. 3.14 представлен главный вид новой конструкции теплообменника, а на рис. 3.15 – вид сверху со снятыми верхней крышкой и уплотнительной прокладкой.

Теплообменник содержит цилиндр 1, закрытый с торцов трубными досками 2 и 3, выполненными в виде колец, внутри которого расположены теплообменные трубы 4, концы которых развальцованы в трубных досках 2 и 3. Внутри теплообменных труб 4 вставлены вытеснители 5, оснащенные пароподводящими головками 6. Внутренняя поверхность теплообменных труб 4 и наружная поверхность вытеснителей 5 образуют кольцевой канал для обрабатываемого продукта 7. Трубные доски 2 и 3 имеют камеры 8 и перепускные каналы 9 для прохода обрабатываемого продукта последовательно по всем теплообменным трубам и герметично закрыты крышками 10 и 11 с уплотнительными прокладками 12 и 13.

В трубных досках 2 и 3 выполнены каналы 14, к которым подсоединены соответственно патрубки 15 и 16 подвода и отвода обрабатываемого продукта. С внутренней стороны в трубных досках 2 и 3 сделаны радиальные отверстия 17, в которые вставлены паропроводящие вставки 18. Пароподводящие головки 6 вытеснителей 5 герметично прижаты к вставкам 18 при помощи прижимных винтов 19, радиально установленных в трубных досках 2 и 3 соосно радиальным отверстиям, таким образом, что отверстия головок 6 расположены соосно отверстиям паропроводящих вставок 18. Для подвода пара к цилиндру 1 подключен патрубок 20, а для удаления конденсата к трубной доске 3 – патрубок 21.

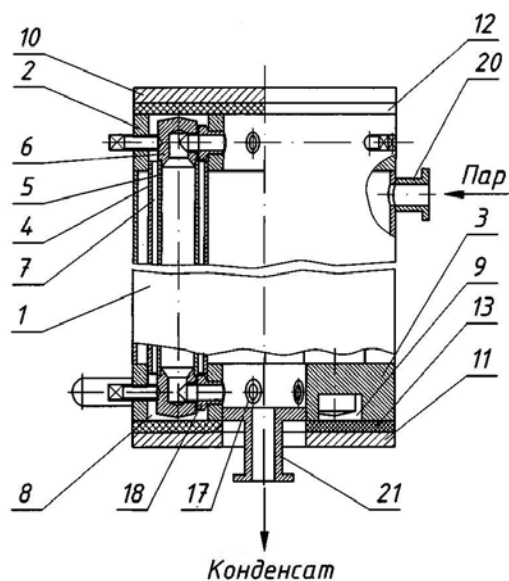


Рис. 3.14. Принципиально-конструктивная схема теплообменника:

- 1 – корпус цилиндрический; 2, 3 – трубные доски; 4 – трубы теплообменные;
- 5 – вытеснитель; 6 – пароподводящие головки; 7 – канал кольцевой;
- 8, 9 – каналы перепускные; 10, 11 – крышки; 12, 13 – прокладки; 14 – канал;
- 15, 16 – патрубки; 17 – отверстия радиальные; 18 – вставки;
- 19 – винты прижимные; 20, 21 – патрубки

Теплообменник работает следующим образом. Обрабатываемый продукт через патрубок подвода 15 и канал 14 поступает в верхнюю камеру 8 и далее в кольцевой канал 7. Нагревается, проходя

между теплообменной трубой 4 и вытеснителем 5, поступает в нижнюю камеру 8 и по перепускному каналу 9 перетекает в соседнюю камеру 8. Затем обрабатываемый продукт поступает в смежную камеру 8, кольцевой канал 7, последовательно проходит по всем теплообменным трубам и обработанным выходит через канал 14 в нижней трубной доске 3 и патрубок отвода продукта 16. Пар поступает в теплообменник через патрубок 20 и равномерно распределяется в межтрубном пространстве, омывая снаружи теплообменные трубы 4 и одновременно через все верхние радиальные отверстия 17, паропроводящие вставки 18 и отверстия в пароподводящих головках 6 поступает внутрь всех вытеснителей 5, где, охлаждаясь, конденсируется. Поскольку теплообменные трубы 4 и вытеснители 5 располагаются вертикально, то конденсат вытекает из вытеснителей 5 под действием силы тяжести через нижние пароподводящие головки 6, паропроводящие вставки 18 и радиальные отверстия 17. Конденсат, стекающий с наружных теплообменных труб 4, удаляется из теплообменника через патрубок 21.

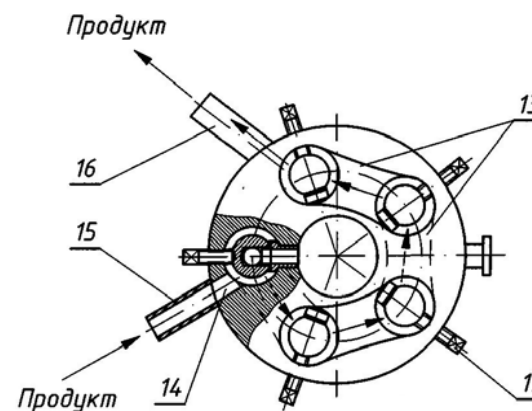


Рис. 3.15. Схема теплообменника со снятой верхней крышкой (вид сверху):
13 – прокладки; 14 – канал; 15, 16 – патрубки; 19 – винты прижимные

Т. к. греющий пар омывает не только наружную поверхность теплообменных труб 4, но и внутреннюю поверхность вытеснителей 5, то поверхность теплообмена увеличивается на величину поверхности вытеснителей при неизменном проходном сечении для обрабатываемой среды. При этом обрабатываемый продукт теперь нагревается

в тонком кольцевом слое с двух сторон. Это позволяет увеличить количество обрабатываемого продукта, нагреваемого в теплообменнике до той же температуры при неизменных размерах аппарата.

Дальнейшее совершенствование конструкций теплообменных аппаратов целесообразно проводить по пути установления взаимосвязи геометрических параметров теплообменных элементов типа «труба в трубе» с геометрическими параметрами входного и выходного патрубков для обрабатываемой среды. В противном случае это приводит к образованию застойных зон по ходу движения продукта и не позволяет получать во всем пучке теплообменных элементов типа «труба в трубе» равномерное температурное поле и, как следствие, максимальную интенсивность теплообмена при снижении общего гидравлического сопротивления.

Теплообменник содержит вертикальный кожух с размещенным в нем пучком теплообменных элементов типа «труба в трубе», образующих кольцевые каналы для движения обрабатываемой среды, трубы которых имеют одинаковый диаметр и закреплены в периферийных трубных досках, а наружные трубы, также имеющие одинаковый диаметр, закреплены в промежуточных трубных досках, образующих между собой верхний и нижний коллекторы для нагреваемой среды, верхний раздающий и нижний собирающий коллекторы для влажного насыщенного пара, патрубки подвода пара и нагреваемой среды, перепускной канал и окна для пара, вертикальную перегородку, установленную в верхнем коллекторе для нагреваемой среды и разделяющую его на входной и выходной отсеки согласно изобретению. Инженерная задача решается тем, что площади поперечного сечения патрубков для подвода и отвода нагреваемой среды равны между собой и равны суммарной площади поперечного сечения кольцевых каналов входного, а также выходного отсеков, при этом диаметр наружных труб в теплообменных элементах типа «труба в трубе» трубного пучка определяется по формуле

$$d_2 = \sqrt{\frac{2D^2}{Z} + d_1^2}, \quad (3.14)$$

где d_1 – диаметр внутренних труб в теплообменных элементах типа «труба в трубе», м;

d_2 – диаметр наружных труб в теплообменных элементах типа «труба в трубе», м;

D – диаметр впускного (выпускного) патрубка нагреваемой среды, м;
 Z – количество теплообменных элементов типа «труба в трубе», м.

Использование формулы (3.14) при расчете теплообменников позволит получить равенство проходных сечений каналов для прохода нагреваемой среды по всему ходу движения продукта в теплообменнике, избежать создания местных сопротивлений движению нагреваемого продукта и тем самым обеспечить технический результат – равномерное температурное поле по всей поверхности нагрева обрабатываемой среды и снижение общего гидравлического сопротивления.

Применение формулы (3.14) позволяет определить диаметры наружных труб в элементах типа «труба в трубе» в зависимости от диаметров внутренних труб и диаметра впускного патрубка нагреваемой среды.

Если $d_2 \neq \sqrt{\frac{2D^2}{Z} + d_1^2}$, то в этом случае будет иметь место или

сужение канала для прохода среды, или нежелательное его расширение, что отрицательно скажется на условиях теплообмена за счет создания местных сопротивлений движению нагреваемой среды через теплообменник и, как следствие, создания застойных зон по ходу движения нагреваемой среды, а также увеличения общего гидравлического сопротивления теплообменника.

Сущность технического решения поясняется чертежами: на рис. 3.16 изображена схема предлагаемого теплообменника, на рис. 3.17 – сечение А–А рис. 3.16.

Теплообменник содержит вертикальный цилиндрический кожух 1, в нем пучок теплообменных элементов типа «труба в трубе» 2, 3, 4, внутренние и наружные концы которых закреплены в промежуточных 5 и трубных 6 досках, образующих между собой верхний 7 и нижний 8 коллекторы для нагреваемой среды. При этом внутренние трубы 3 подключены к раздающему 9 и собирающему 10 коллекторам для пара, последний из которых сообщен с полостью кожуха 1 между промежуточными трубными досками 6 при помощи перепускного канала для влажного насыщенного пара 11 и окон 12, выполненных в стенке кожуха 1 по его периметру в зоне, прилегающей к нижней промежуточной трубной доске 6. В верхнем коллекторе 7 для рабочей среды установлена вертикальная перегородка 13, разделяющая его

на входной и выходной отсеки, снабженные патрубками 14 и 15 соответственно для ввода и вывода этой среды. Ввод пара осуществляется через патрубок 16, вывод конденсата и неконденсирующихся газов – соответственно через патрубки 17 и 18.

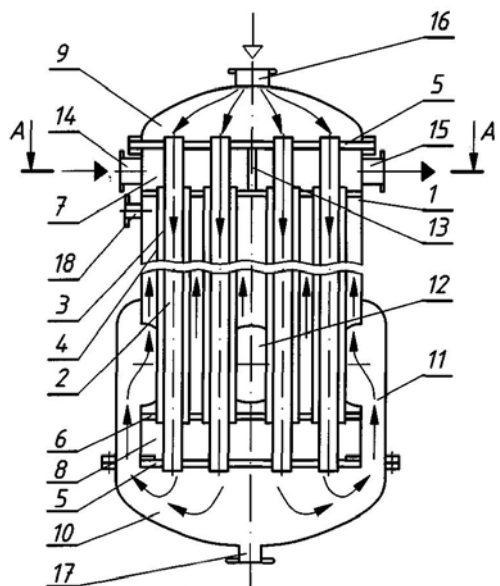


Рис. 3.16. Принципиально-конструктивная схема теплообменника:
1 – кожух цилиндрический; 2 – теплообменные элементы; 3, 4 – трубы;
5, 6 – трубные доски; 7, 8 – коллекторы; 9, 10 – коллекторы паровые;
11 – канал перепускной; 12 – окно; 13 – перегородки; 14, 15 – патрубки;
16 – патрубок паровой; 17, 18 – патрубки отводные

Теплообменник работает следующим образом. Нагреваемую жидкость через патрубок 14 и входной отсек коллектора 7 подают в каналы между внутренними 3 и наружными 4 трубами половины теплообменных элементов 2 трубного пучка, после чего из коллектора 8 жидкость направляется в каналы теплообменных элементов 2 второй половины трубного пучка и через выходной отсек коллектора и патрубок 15 выводится из аппарата. При этом греющий пар через патрубок 16 подводится в раздающий коллектор 9 и распределяется по внутренним трубам 3, в которых охлаждающаяся жидкость, протекающая между трубами 3 и 4, частично конденсируется. Затем из трубы 3 пар вместе

с конденсатом выходит в собирающий коллектор 10, откуда через окна 2 и пароперепускной канал 11 поступает в полость кожуха 1 между промежуточными трубными досками 6, омывая и наружные трубы 4. Из упомянутой полости кожуха 1 конденсат отводится через окна 12 в коллектор 10, из которого выводится через патрубок 17.

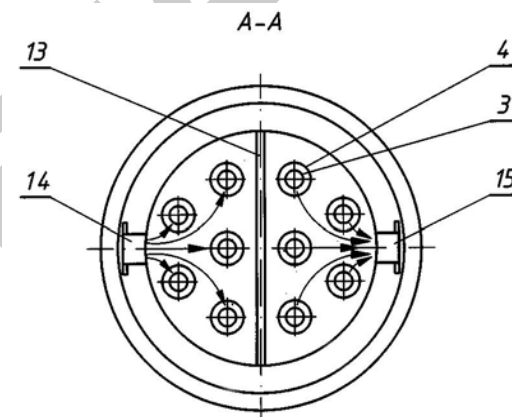


Рис. 3.17. Сечение А–А рис. 3.16: 3, 4 – трубы; 13 – перегородки; 14, 15 – патрубки

Т. к. площадь поперечного сечения входного патрубка для нагреваемой среды и суммарная площадь кольцевых каналов половины теплообменных элементов типа «труба в трубе» трубного пучка, подсоединенных к входному отсеку коллектора 7, равны между собой, то нагреваемая жидкость равномерно распределяется в каналы между внутренними 3 и наружными 4 трубами теплообменных элементов типа «труба в трубе», обеспечивая тем самым одинаковую скорость движения нагреваемой среды в каждом теплообменном элементе и, как следствие, равномерное температурное поле по всей поверхности теплообмена.

Таким образом, только соблюдение всех приведенных признаков позволяет обеспечить технический результат – создание равномерного температурного поля на всех участках нагрева обрабатываемой среды, снабжение общего гидравлического сопротивления и тем самым решение поставленной задачи – повышение эффективности работы устройства.

Однако для установления оптимальной взаимосвязи главных геометрических и конструктивных параметров теплообменных

устройств целесообразно исследовать теорию новых предпочтительных чисел, основанную на законах «золотой пропорции» и свойствах ряда чисел Фибоначчи.

Покажем это на конкретной конструкции теплообменного аппарата.

Поставленная задача решается тем, что в многоходовом трубчатом теплообменнике, содержащем цилиндрический корпус, входной и выходной патрубки для обрабатываемой среды, впускной и выпускной патрубки для теплоносителя, наружный и внутренний ряды труб одинакового диаметра, закрепленных в трубных решетках по концентрическим окружностям, крышки, закрывающие трубные решетки, выходную центральную трубу и цилиндрические перегородки, расположенные между окружностями, образованными рядами труб, согласно изобретению, площадь поперечного сечения выходной центральной трубы определяется по формуле

$$F_{\text{ТР}} = 1,272F_{\text{В}}, \quad (3.15)$$

где $F_{\text{ТР}}$ – площадь поперечного сечения выходной центральной трубы, м²;

$F_{\text{В}}$ – площадь поперечного сечения входного патрубка, м²;

1,272 – коэффициент пропорциональности.

При этом суммарные площади проходных сечений наружного и внутреннего рядов труб равны между собой и равны площади поперечного сечения выходной центральной трубы, а количество труб в каждом ряду определяется по формуле

$$Z_{\text{ТР}} = 1,618 \frac{F_{\text{В}}}{d_{\text{ТР}}^2}, \quad (3.16)$$

где $Z_{\text{ТР}}$ – количество труб в каждом ряду, шт.;

$d_{\text{ТР}}$ – диаметр труб в каждом ряду, м;

1,618 – коэффициент пропорциональности.

Использование формулы (3.15) позволяет определить площади проходных сечений каждого из рядов труб и выходной центральной трубы с учетом площади проходного сечения входного патрубка и с учетом температурного расширения нагреваемой среды и возможных загрязнений внутренней поверхности в процессе

эксплуатации, а также определить диаметры труб в каждом ряду и выходной центральной трубы.

Применение формулы (3.16), полученной из формулы (3.15), позволяет уравнивать проходные сечения наружного и внутреннего рядов труб в зависимости от размеров входного патрубка и диаметра труб в каждом ряду и площади поперечного сечения выходной центральной трубы. Это позволит получить одинаковое гидравлическое сопротивление на всех основных участках теплообмена.

Таким образом, применение формул (3.15) и (3.16) позволит обеспечить технический результат – повышение эффективности работы за счет создания равномерного температурного поля на всех участках нагрева обрабатываемой среды и снижения общего гидравлического сопротивления.

Если $F_{\text{ТР}} \neq 1,272F_{\text{В}}$, то в этом случае будет иметь место или сужение канала, или нежелательное его расширение, что отрицательно скажется на условиях теплообмена за счет изменения гидравлического сопротивления.

Если суммарные площади проходных сечений наружного и внутреннего рядов труб не равны между собой и не равны площади поперечного сечения выходной центральной трубы, то в этом случае будет иметь место разное гидравлическое сопротивление на всех участках теплообмена и, как следствие, ухудшение теплообмена за счет неравномерного температурного поля.

Если $Z_{\text{ТР}} \neq 1,618 \frac{F_{\text{В}}}{d_{\text{ТР}}^2}$, то в этом случае нельзя получить одинако-

вое проходное сечение для наружного и внутреннего рядов труб, что также ухудшит условия теплообмена.

Сущность технического решения поясняется чертежами: на рис. 3.18 изображена схема предлагаемого теплообменника.

Теплообменник состоит из цилиндрического корпуса 1, входного 2 и выходного 3 патрубков для обрабатываемой среды, впускного 4 и выпускного 5 патрубков для теплоносителя, наружного 6 и внутреннего 7 рядов труб одинакового диаметра, заключенных в трубные решетки 8 и 9, по концентрическим окружностям, крышки 10 и 11, закрывающие трубные решетки, выходную центральную трубу 12 и цилиндрические перегородки 13 и 14, меньшей длины, чем длина межтрубного пространства, установленные коаксиально в межтрубном

пространстве, отделяющие кольцевые ряды труб и закрепленные через одну на внутренних сторонах трубных решеток, входного коллектора 15, распределяющего поступающую на обработку жидкость во внешний кольцевой ряд труб 6. Трубные решетки 8 и 9 в местах крепления концов труб имеют кольцевые полости 16, соединяющие последовательно два кольцевых ряда труб.

Трубные решетки 8, 9 и кольцевые ряды труб 6, 7 выполнены таким образом, что суммарное проходное сечение наружного и внутреннего рядов труб равны между собой и равны проходному сечению выходной центральной трубы 12.

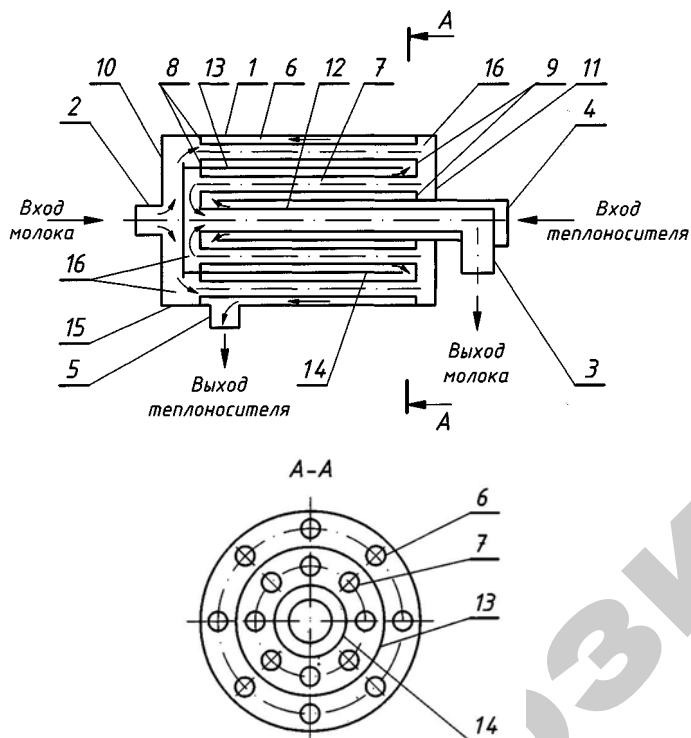


Рис. 3.18. Принципиально-конструктивная схема теплообменника: 1 – корпус; 2 – патрубок входной; 3 – патрубок выходной; 4 – патрубок впускной; 5 – патрубок выпускной; 6 – трубы наружные; 7 – трубы внутренние; 8, 9 – решетки трубные; 10, 11 – крышки; 12 – труба центральная; 13, 14 – перегородки цилиндрические; 15 – коллектор входной; 16 – полость кольцевая

Теплообменник работает следующим образом. Жидкость поступает на обработку через патрубок 2 и, равномерно распределяясь в коллекторе 15, за счет равенства проходных сечений кольцевых рядов труб 6, 7 и выходной центральной трубы 12 попадает в наружный ряд труб 6, предварительно нагревается теплоносителем, имеющим на выходе из межтрубного пространства минимальную температуру, проходит кольцевую полость 16 трубной решетки 9, поступает во внутренний кольцевой ряд труб 7, где нагревается до более высокой температуры, и т. д. Окончательная температурная обработка проводится в выходной трубе 12, и, имея максимальную температуру, жидкость поступает в выходной патрубок 2. В свою очередь теплоноситель поступает через патрубок 4 в межтрубное пространство и, огибая перегородки 13 и 14, отдав теплоту обрабатываемой жидкости, выходит через патрубок 5.

Т. к. проходные сечения наружного ряда труб, внутреннего ряда труб и выходной центральной трубы равны между собой, то имеет место равномерный нагрев обрабатываемой среды. В то же время площадь проходного сечения в местах нагрева больше площади поперечного сечения входного патрубка в 1,272 раза, что необходимо для компенсации температурного расширения обрабатываемой среды и возможных загрязнений при эксплуатации внутренних поверхностей труб.

Таким образом, имеет место равенство скоростей движения обрабатываемой среды и, как следствие, равномерная температурная обработка на всех участках нагрева.

Коэффициент пропорциональности 1,272 обосновывается тем, что $1,272 = \sqrt{1,618}$, 1,618 – значение знаменателя «золотой пропорции».

Площадь поперечного сечения ряда труб, выраженная через их диаметр и количество и подставленная в формулу (3.15):

$$\frac{\pi d_{\text{ТР}}^2}{4} Z_{\text{ТР}} - 1,272 F_{\text{В}},$$

где $d_{\text{ТР}}$ – диаметр трубы, м;

$Z_{\text{ТР}}$ – количество труб в ряду, шт.

Количество труб

$$Z_{\text{ТР}} = \frac{4}{\pi d_{\text{ТР}}^2} 1,272 F_{\text{В}} = 1,618 \frac{F_{\text{В}}}{d_{\text{ТР}}^2}.$$

В итоге получается формула (3.16).

Таким образом, только с учетом всех приведенных признаков можно достигнуть технического результата – равномерного температурного поля на всех участках нагрева обрабатываемой среды, снижения общего гидравлического сопротивления и тем самым повышения эффективности работы устройства.

Предложенный многоходовой трубчатый теплообменник позволяет сократить время обработки продукта, создать равномерное температурное поле на всех участках нагрева обрабатываемой среды и снизить общее гидравлическое сопротивление, убрать застойные зоны, снизить возможность образования нагара на рабочих поверхностях во время эксплуатации и т. д., т. е. выгодно отличается эффективностью работы.

Наиболее перспективно применение новой теории предпочтительных чисел в конструировании теплообменных устройств кожухотрубчатого типа с целью достижения технического совершенства аппарата.

Кожухотрубчатый теплообменник содержит кожух, теплообменные трубы, располагающиеся в трубных решетках по концентрическим окружностям, камеры подвода и отвода нагреваемой среды, патрубки для подвода и отвода нагреваемой среды, подводящую и отводящую камеры для среды межтрубного пространства, выполненные в виде кольцевых обечаек, примыкающих к кожуху, и снабженные тангенциальными патрубками, поперечные перегородки, установленные через одну с зазором относительно корпуса с образованием отсеков, и цилиндрический перепускной коллектор, расположенный по оси теплообменника, причем кожух в зоне кольцевых обечаек и перепускной коллектор выполнены с отверстиями согласно изобретению. Поставленная задача решается тем, что площади поперечного сечения патрубков подвода и отвода среды трубного пространства равны между собой и равны суммарной площади поперечного сечения теплообменных труб в трубной решетке, при этом поверхность трубной решетки условно разделена на концентрические кольца, наружные радиусы которых соответствуют формуле

$$R_n = 1,272^n R_0, \quad (3.17)$$

где n – порядковый номер условного кольца;

R_0 – радиус цилиндрического перепускного коллектора, м;

R_n – наружный радиус условного кольца, м.

Трубы расположены на центральных радиусах условных колец, и их количество в каждом ряду соответствует формуле

$$Z_{n+1} = [1,618Z_n], \quad (3.18)$$

где квадратные скобки обозначают целую часть числа;

Z_n – количество труб на n -м условном кольце, шт.

При этом наружный радиус трубной решетки равен наружному радиусу последнего, считая от оси трубной решетки, условного кольца.

Кроме того, количество труб в первом, считая от оси трубной решетки, условном кольце равно одному из чисел ряда Фибоначчи, начиная с числа 5, или 8, или 13, или 21, или 34 и т. д.

Сущность технического решения поясняется чертежами: на рис. 3.19 изображен кожухотрубчатый теплообменник.

Кожухотрубчатый теплообменник состоит из кожуха 1, теплообменных труб 2, размещенных в трубных решетках 3 и 4 по концентрическим окружностям камер подвода и отвода нагреваемой среды 5 и 6, патрубков для подвода и отвода нагреваемой среды 7 и 8, подводящей 9 и отводящей 10 камер для среды межтрубного пространства, выполненных в виде кольцевых обечаек 11, примыкающих к кожуху 1, и снабженных тангенциальными патрубками 12 и 13, поперечных перегородок 14, установленных через одну с зазором относительно кожуха 1 с образованием отсеков 15 и цилиндрического перепускного коллектора 16, расположенного по оси теплообменника, причем кожух 1 в зоне кольцевых обечаек 11 и перепускной коллектор 16 выполнены с отверстиями 17 и 18. Трубные решетки 3 и 4 условно разделены на концентрические кольца 19, наружные радиусы которых определяются по формуле (3.17), а теплообменные трубы 2 расположены на центральных радиусах условных колец, их количество на каждом условном ряду определяется по формуле (3.18), при этом поперечные сечения патрубков для подвода и отвода нагреваемой среды 7 и 8 равны между собой и равны суммарной площади поперечного сечения теплообменных труб 2.

Кожухотрубчатый теплообменник работает следующим образом. Одна среда (греющая) поступает через тангенциальный патрубок 12 в подводящую камеру 9, через отверстия 17 поступает в межтрубное пространство, затем через отверстия 18 перепускного коллектора 16 последовательно проходит по отсекам 15, омывая трубы 2, и через отверстия 17 отводящей камеры 10, а затем через тангенциальный патрубок 13 выходит из теплообменника.

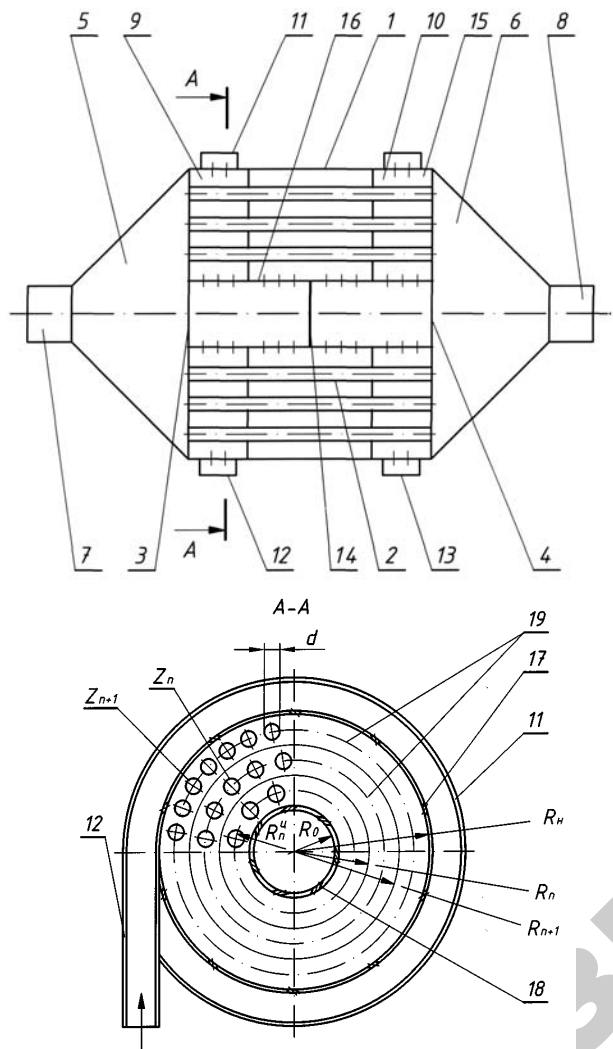


Рис. 3.19. Схема кожухотрубчатого теплообменника: 1 – кожух; 2 – трубы теплообменные; 3, 4 – решетки трубные; 5, 6 – камеры; 7, 8 – патрубки; 9, 10 – камеры; 11 – обечайка кольцевая; 12, 13 – патрубки; 14 – перегородка; 15 – отсек; 16 – коллектор; 17, 18 – отверстия; 19 – кольца условные; d – диаметр трубы; R_n – радиус наружный; R_n – радиус n -го условного кольца; Z_n – число отверстий на n -м условном кольце; R_0 – радиус коллектора; R_n^n – центральный радиус n -го условного кольца

Другая среда (нагреваемая) поступает через патрубок 7 в камеру 5, где посредством трубной решетки 3 равномерно распределяется в теплообменные трубы 2, получает теплоту от греющей среды и через трубную решетку 4 попадает в камеру 6 и выходит через патрубок 8.

Выполнение условий $R_n = 1,272^n R_0$ и $Z_{n+1} = [1,618Z_n]$ обеспечивает пропорциональное увеличение живого сечения рабочей поверхности трубных решеток по мере увеличения радиуса расположения теплообменных труб на центральных радиусах R_n^n условных колец 19. Данное расположение создает идентичные условия для прохождения продукта по всей площади рабочей поверхности трубной решетки и тем самым равномерно распределяет продукт в теплообменные трубы.

Совмещение наружного радиуса трубной решетки с наружным радиусом последнего, считая от оси теплообменника, условным кольцом 19 позволяет исключить нежелательный избыток или недостаток площади рабочей поверхности на периферийной части трубной решетки и исключить вероятность создания там застойных зон. В результате соблюдения всех отличительных признаков имеет место одинаковое значение пропускной способности трубной решетки по всей ее поверхности, создаются одинаковые условия теплообмена во всех теплообменных трубах и тем самым обеспечивается технический результат – равномерное температурное поле на всех участках нагрева обрабатываемой среды, снижение общего гидравлического сопротивления и повышение тем самым эффективности работы устройства.

Под пропускной способностью в данном случае понимается отношение площади поперечного сечения теплообменных труб условного кольца к площади поперечного сечения условного кольца трубной решетки.

Использование чисел Фибоначчи, начиная с числа 5, или 8, или 13, или 21, или 34, позволяет значительно упростить расчет параметров трубных решеток и унифицировать последние.

3.4. Установки и шприцы для производства соленых мясных изделий

Предварительные сведения. При сухом посоле поверхность продукции натирают посолочной смесью, укладывают в тару,

подпрессовывают и помещают в охлаждаемое помещение. Мокрый посол осуществляют погружением в емкости с рассолом и последующей выдержкой в охлаждаемых помещениях или с введением рассола иглами (шприцевание) в глубь отруба с последующим массированием или тумблированием. Подобную технологию применяют в настоящее время практически на всех предприятиях – как малых, так и крупных. Для ее осуществления разработана широкая гамма приспособлений, простых и автоматизированных машин.

Для шприцевания мяса вручную используют переносные инъекционные установки, состоящие из насоса, емкости с рассолом, шлангов и игл. Подобная установка ПМ-ФН-05 фирмы «Прис» (Россия) показана на рис. 3.20. Она состоит из насоса 1 с электроприводом, обеспечивающим давление 0,3 МПа при подаче 3,3 л/с. Мощность электродвигателя 0,3 кВт. Рабочим элементом насоса служит ротор с упругими резиновыми лопастями. Насос снабжен регулятором давления, перепускным клапаном и манометром 2. Рассол поступает в насос из стандартной тележки через фильтр 3 и шланги 4. Один шланг для всасывания, второй для сброса рассола. Инъектор оснащен двумя шприцующими головками, состоящими из корпуса 8 с золотником, рукояткой 6 и управляющим рычагом 7. К корпусу присоединяют одиночную иглу 9 или строенные иглы 10. В комплект входят запасные иглы 11. Масса установки 10 кг.

На рис. 3.21 показаны схемы шприцевания вручную. Через крупные сосуды (артерии) (рис. 3.21, а) шприцуют окорока 1. При этом используют одиночную или, как показано на рисунке, сдвоенные иглы 2 с центральным отверстием. При шприцевании через мышцы (рис. 3.21, б) применяют иглы с выходом рассола через боковые отверстия. Шприцевание производят на весах для дозирования массы вводимого рассола.

Механизированное инъектирование производят на полуавтоматических или автоматических многоигольчатых шприцах, которые состоят из системы нагнетания рассола, многоигольчатой головки, транспортирующей системы, приводного механизма и системы контроля-управления. На шприцах солят бескостное мясо и мясо с костью, тушки птицы.

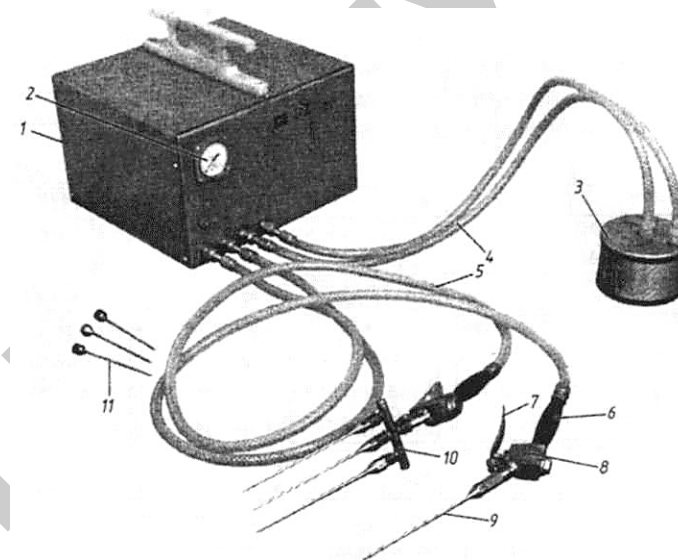


Рис. 3.20. Установка ПМ-ФН-05 фирмы «Прис» для ручного шприцевания солений: 1 – насос; 2 – манометр; 3 – фильтр; 4, 5 – всасывающие и нагнетательные шланги; 6 – рукоятка; 7 – рычаг управления; 8 – корпус; 9 – одиночная игла; 10 – строенные иглы; 11 – запасные иглы

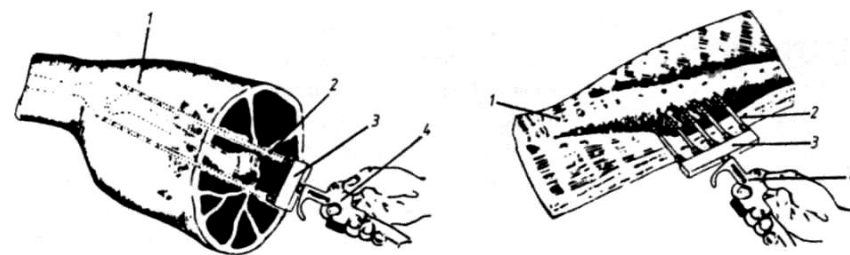


Рис. 3.21. Схемы посола: а – через крупные сосуды: 1 – окорок; 2 – иглы; 3 – корпус; 4 – золотник; б – через мышцы: 1 – отруб; 2 – иглы; 3 – корпус; 4 – золотник

Высокое качество и выход готового продукта зависят от объективности контроля и точности содержания рассола в продукте. Современные методы контроля и управления с помощью микропроцессоров позволяют создавать автоматизированные комплексы с программируемым количеством вводимого раствора на массу обрабатываемого сырья, при этом весьма важно, чтобы устройство

для шприцевания полуфабрикатов свинокоченостей обеспечивало равномерное по всему объему насыщение мышечных тканей обрабатываемого сырья рассолом. Далее рассмотрим конструкции некоторых современных устройств.

Устройство для шприцевания рассолом полуфабрикатов свинокоченостей. Построение математической модели

Устройство для шприцевания рассолом полуфабрикатов свинокоченостей содержит корпус с прикрепленной к нему трубкой и размещенными в нем клапаном и трубкой с отверстиями для прохода рассола, при этом на трубку навинчен упор, в котором закреплена полая игла, снабженная ограничителем согласно изобретению. Поставленная задача решается тем, что на рабочей длине иглы на трех уровнях выполнено по два отверстия со смещением на каждом последующем уровне относительно друг друга на угол 60° в поперечном сечении или на четырех уровнях – по три отверстия со смещением на угол 30° . Это позволяет более равномерно вводить рассол по образованному иглой каналу в мясе, что повышает количество связанной влаги и тем самым эффективность работы устройства.

Если угол смещения отверстий на каждом последующем уровне в поперечном сечении иглы будет больше или меньше значений, указанных выше, т. е.

$$\alpha \neq \frac{2\pi}{nz},$$

где α – угол смещения отверстий на последующем уровне в поперечном сечении полой иглы;

n – количество отверстий на каждом уровне полой иглы;

z – количество уровней отверстий на рабочей длине полой иглы,

то в этом случае при выходе рассола из отверстий он будет распределяться неравномерно по длине образованного иглой канала, что приведет к снижению эффективности работы устройства.

Сущность устройства поясняется чертежами. На рис. 3.22 показана принципиально-конструктивная схема устройства для шприцевания рассолом полуфабрикатов свинокоченостей, на рис. 3.23 – сечения А–А, Б–Б и В–В.

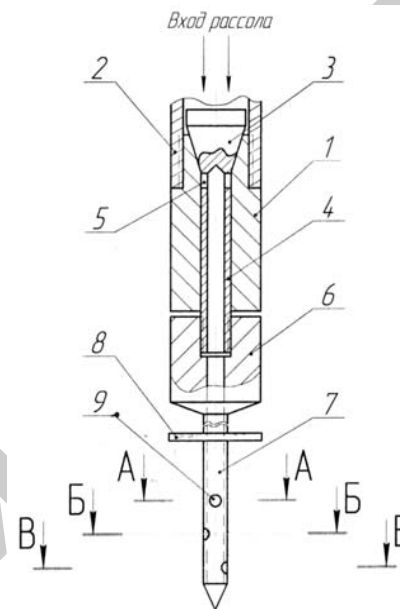


Рис. 3.22. Схема устройства для шприцевания рассолом полуфабрикатов свинокоченостей: 1 – корпус; 2 – труба; 3 – клапан; 4 – трубка; 5 – отверстия; 6 – упор; 7 – игла полая; 8 – ограничитель; 9 – отверстия нижние

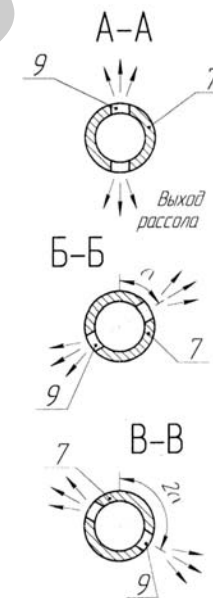


Рис. 3.23. Схема расположения отверстий 9 в корпусе иглы 7 для выхода рассола

Устройство для шприцевания рассолом полуфабрикатов свинокоченостей состоит из корпуса 1 с прикрепленной к нему трубкой 2 и с размещенными в нем клапаном 3 и трубкой 4 с отверстиями 5 для прохода рассола. На трубку 4 навинчен упор 6, в котором закреплена полая игла 7, снабженная ограничителем 8 и имеющая отверстия 9, расположенные от заостренного конца до ограничителя на трех уровнях в сечениях А–А, Б–Б и В–В рис. 3.22, на каждом последующем уровне относительно друг друга на угол 60° в поперечном сечении или на четырех уровнях – по три отверстия со смещением на угол 30° :

$$\alpha = \frac{2\pi}{nz}. \quad (3.19)$$

Стрелками на рис. 3.22 и 3.23 показаны вход рассола в трубу 2 и выход его через отверстия 9 полый иглы 7.

Устройство для шприцевания рассолом полуфабрикатов свинокоченостей работает следующим образом.

По шлангу (не показан) рассол поступает в трубу 2 (показано стрелками на рис. 3.22), а затем по трубе 2 направляется к клапану 3. Иглу 7 вводят в мышечную ткань до ограничителя 8. При дальнейшем надавливании создается дополнительное осевое усилие, которое приподнимает трубку 4 с клапаном 3, по которому рассол поступает через отверстия 5 в полую иглу 7. Из иглы 7 рассол выходит в мышечную ткань через отверстия 9, выполненные на разных уровнях со смещением в поперечном сечении иглы 7 под углом α . Расположение отверстий 9 на разных уровнях по рабочей длине иглы 7 со смещением на определенный угол α в поперечном сечении иглы позволяет более равномерно вводить рассол в образованный иглой 7 в мышечной ткани канал и распределять по нему.

По окончании шприцевания иглу 7 вынимают из мышечной ткани, и под давлением рассола на клапан 3 последний вместе с трубкой 4 перемещается в осевом направлении вниз, при этом перекрывается доступ рассола. На рис. 3.22 показаны полая игла 7, имеющая три уровня отверстий 9 А–А, Б–Б и В–В, при этом в каждом уровне выполнено по два отверстия 9.

Формула (3.19) в данной конструкции устройства для шприцевания рассолом полуфабрикатов свинокоченостей может быть использована следующим образом.

Пример 1

Исходные данные: количество отверстий на каждом уровне $n = 2$, количество уровней отверстий по рабочей длине полый иглы $z = 3$.

Определяем угол смещения α отверстий 9 в поперечном сечении полый иглы 7 на каждом уровне, применяя формулу (3.19):

$$\alpha = \frac{2\pi}{nz} = \frac{2 \cdot 3,14}{2 \cdot 3} = 1,0467 \text{ рад} = 60^\circ.$$

Таким образом, отверстия в каждом последующем уровне должны быть смещены на угол, равный 60° . Это позволяет более равномерно вводить рассол в мышечную ткань.

Пример 2

Исходные данные: количество отверстий на каждом уровне $n = 3$, количество уровней отверстий по рабочей длине полый иглы $z = 4$.

Определяем угол смещения α отверстий 9 в поперечном сечении полый иглы 7 на каждом уровне, применяя формулу (3.19):

$$\alpha = \frac{2\pi}{nz} = \frac{2 \cdot 3,14}{3 \cdot 4} = 0,52334 \text{ рад} = 30^\circ.$$

При таких данных отверстия в каждом последующем уровне должны быть смещены на 30° , что также способствует более равномерному вводу рассола в мышечную ткань по всему объему.

Таким образом, в примерах 1 и 2 имеет место равномерное насыщение рассолом мышечной ткани по объему продукта.

Если отверстия 9 расположены, например, на рабочей длине иглы 7 в одной вертикальной плоскости, то в этом случае будет иметь место локальный ввод рассола в мышечную ткань: в зоне расположения отверстий – избыток, а между отверстиями – недостаток.

Если отверстия 9 выполнены со смещением в сечении Б–Б, например, на угол 20° , а в сечении В–В, например, на угол 40° , то в этом случае будет иметь место неравномерный (по объему) ввод рассола в мышечную ткань, что снижает эффективность работы устройства.

Устройство для инъекции рассола в мясопродукты. Построение математической модели

Сущность устройства поясняется чертежом: на рис. 3.24 показана принципиально-конструктивная схема устройства для инъекции рассола в мясопродукты.

Устройство для инъекций мясопродуктов состоит из полый трубки 1 с заостренным наконечником 2 и отверстиями 3 для истечения струй 4 рассола. На трубке 1 между отверстиями 3 закреплены клинообразные элементы 5, количество рядов которых соответствует количеству рядов отверстий 3 трубки 1. Стенки 6 клинообразных элементов 5, обращенные одна к другой, выполнены скошенными с образованием расширяющихся к наружной стороне элементов 5 каналов 7. Торцевые кромки клинообразных элементов 5 выполнены заостренными для образования щелевых

разрезов в мясопродукте. Стрелками показано движение рассола. Штуцером 8 трубка 1 подключена к трубопроводу (не показан) для подачи рассола.

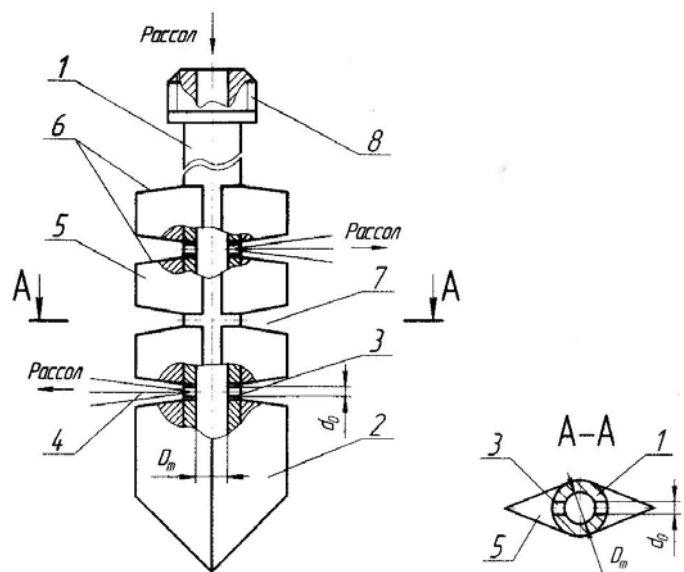


Рис. 3.24. Устройство для инъекции рассола в мясопродукты: 1 – трубка полая; 2 – наконечник; 3 – отверстия; 4 – струя рассола; 5 – клинообразные элементы; 6 – стенки; 7 – каналы; 8 – штуцер

Отверстия 3 диаметром d_0 выполнены с равномерным шагом по рабочей длине трубки 1, которая имеет внутренний диаметр D_r , при этом площадь всех отверстий равна площади поперечного сечения полой трубки 1, а количество z_0 отверстий 3 определяется по формуле

$$z_0 = \left[\frac{D_r^2}{d_0^2} \right], \quad (3.20)$$

где квадратные скобки обозначают целую часть числа отверстий;

z_0 – количество отверстий в полой трубке;

D_r – внутренний диаметр полой трубки;

d_0 – диаметр отверстий.

Устройство для инъекций рассола в мясопродукты работает следующим образом.

Устройство механическим способом вводится в мясопродукт. В местах, где скошенные стенки 6 клинообразных элементов 5 имеют расширяющиеся каналы 7, образуются свободные пространства, куда не попадает мясная ткань. При нагнетании рассола происходит его подача из отверстий 3 в расширяющиеся каналы 7, где возникает беспрепятственное течение струи.

Т. к. суммарная площадь всех отверстий 3 равна площади поперечного сечения полой трубки 1, прикрепленной к штуцеру 8, то в этом случае пропускная способность отверстий равна пропускной способности трубки и рассол равномерно инъецируется в мясопродукты без образования дополнительного гидравлического сопротивления, что и обеспечивает стабильность работы устройства.

Если суммарная площадь всех отверстий 3 будет, например, больше площади поперечного сечения трубки 1, то в этом случае за счет увеличения площади проходного (живого) сечения отверстий будет падать скорость выхода рассола из отверстий, что будет снижать эффективность работы устройства.

Если суммарная площадь всех отверстий 3 будет, например, меньше площади поперечного сечения трубки 1, то в этом случае будет создаваться дополнительное гидравлическое сопротивление за счет уменьшения проходного (живого) сечения и эффективность процесса инъецирования будет снижаться.

В соответствии с теорией о неразрывности движения потока (струи) площадь поперечного сечения трубки 1 F_r должна быть равна суммарной площади F_0 всех отверстий 3: пропускная способность трубки 1 должна быть равна пропускной способности всех отверстий 3, т. е.

$$F_r = F_0, \text{ или } \frac{\pi D_r^2}{4} = f_0 z_0,$$

где f_0 – площадь поперечного сечения одного отверстия.

Тогда:

$$\frac{\pi D_r^2}{4} = \frac{\pi d_0^2}{4} z_0.$$

Окончательно:

$$z_0 = \left[\frac{D_r^2}{d_0^2} \right].$$

Определение количества отверстий по формуле (3.20) позволяет получить равенство площадей $F_T = F_0$ и, как следствие, одинаковую пропускную способность трубки l и всех отверстий z .

Покажем это на конкретном примере.

Пример 1

Исходные данные: внутренний диаметр трубки $D_T = 3$ мм, диаметр отверстия $d_0 = 1$ мм. Тогда:

$$z_0 = \left[\frac{D_T^2}{d_0^2} \right] = \left[\frac{3^2}{1^2} \right] = \left[\frac{9}{1} \right] = 9 \text{ шт.}$$

При этом:

$$F_T = \frac{\pi D_T^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 3^2}{4} = 7,07 \text{ мм}^2;$$

$$F_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} z_0 = \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} 9 = 7,07 \text{ мм}^2.$$

Т. е. $F_T = F_0$, что и требовалось доказать.

Пример 2

Исходные данные: внутренний диаметр трубки $D_T = 3$ мм, диаметр отверстия $d_0 = 1$ мм, количество отверстий в трубке принимаем равным $z_0 = 12$ шт., т. е. $z_0 \neq \left[\frac{D_T^2}{d_0^2} \right]$. Тогда:

$$F_T = \frac{\pi D_T^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 3^2}{4} = 7,07 \text{ мм}^2;$$

$$F_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} z_0 = \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} 12 = 9,42 \text{ мм}^2.$$

$F_T < F_0$, что и обуславливает снижение эффективности работы устройства.

Пример 3

Исходные данные: внутренний диаметр трубки $D_T = 3$ мм, диаметр отверстия $d_0 = 1$ мм, количество отверстий в трубке принимаем равным $z_0 = 6$ шт., т. е. $z_0 \neq \left[\frac{D_T^2}{d_0^2} \right]$. Тогда:

$$F_T = \frac{\pi D_T^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 3^2}{4} = 7,07 \text{ мм}^2;$$

$$F_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} z_0 = \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} 6 = 4,71 \text{ мм}^2.$$

Следовательно, $F_T > F_0$. Таким образом, и в данном случае наблюдается снижение эффективности работы устройства.

В машинах для шприцевания мясopодуkтов применяются иглы, диаметр которых может изменяться от 2 до 5 мм, а диаметр отверстий – от 0,5 до 1,8 мм. Формула (3.20) применима для всего диапазона изменения диаметров игл и отверстий.

3.5. Пароварочные камеры и парожарочные аппараты

Устройство для варки продуктов острым паром

На рис. 3.24 представлена принципиальная схема устройства для тепловой обработки паром пищевых продуктов (вертикальный разрез).

Устройство для тепловой обработки паром пищевых продуктов содержит несущий каркас 1 , отделенный тепловой изоляцией 2 от теплоизолированного корпуса 3 . В рабочей камере 4 размещаются противни 6 для продуктов. Под рабочей камерой 4 расположен парогенератор 7 с электронагревателями 8 , который снабжен пароподводящим патрубком 9 и соединен по принципу сообщающихся сосудов с питателем 10 с помощью переливной трубки 11 . Вода в питатель 10 подается из водопровода через трубопровод 12 , а ее уровень в питателе 10 регулируется поплавковым регулятором 13 . Пар поступает в рабочую камеру через прямоугольные щели 14 , расположенные на правой и левой боковых стенках рабочей камеры 4 . Образующийся при обработке продуктов конденсат удаляется из рабочей камеры 4 через конденсатопровод 15 .

Длина щелей для подачи пара 14 равна длине боковых стенок рабочей камеры 4 , а их ширина определена по формуле

$$b_{щн} = \frac{L}{1,618^n} N, \quad (3.20)$$

где $b_{щн}$ – ширина щели для подачи пара 14 над n -м противнем 6 , мм; 1,618 – коэффициент пропорциональности;

L – высота рабочей камеры 4, мм;
 N – коэффициент, зависящий от количества противней 6 и определенный по уравнению

$$N = \frac{1}{1 + \frac{1}{1,272} + \frac{1}{1,272^2} + \dots + \frac{1}{1,272^{n_0-1}}}, \quad (3.22)$$

где 1,272 – коэффициент пропорциональности;
 n_0 – общее количество противней 6, шт.

При этом расстояние между противнями 6 найдено из соотношения

$$b_n = \frac{L}{1,272^{n-1}} N, \quad (3.23)$$

где b_n – расстояние между n и $(n + 1)$ противнями 6, мм.

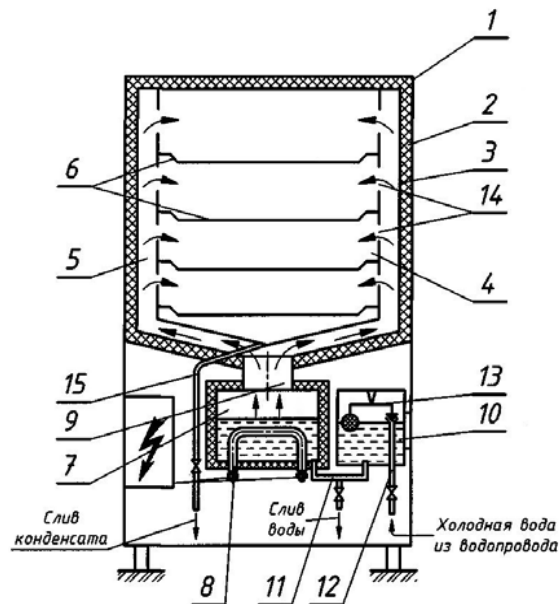


Рис. 3.25. Схема устройства для варки продуктов острым паром: 1 – каркас; 2 – теплоизоляция; 3 – корпус; 4 – рабочая камера; 5 – зазор для пара; 6 – противни с продуктами; 7 – парогенератор; 8 – электронагреватели; 9 – пароподводящий патрубок; 10 – питательная коробка; 11 – труба соединительная; 12 – трубопровод; 13 – регулятор уровня; 14 – щели для пара; 15 – конденсатопровод

Устройство для тепловой обработки паром пищевых продуктов работает следующим образом.

Перед включением устройства в электрическую сеть его парогенератор 7 заполняется водой до определенного уровня через переливную трубку 11, соединенную с питателем 10, оснащенным поплавковым регулятором 13 и присоединенным к системе холодного водоснабжения с помощью трубопровода 12. После этого при включении аппарата в электрическую сеть в парогенераторе 7 с помощью электронагревателей 8 вырабатывается влажный насыщенный пар, который поднимается по пароподводящему патрубку 9 и по зазору 5 между рабочей камерой 4 и теплоизолированным корпусом 3. Далее пар из зазора 5 через щели для подачи пара 14 поступает в рабочую камеру 4, где и происходит тепловая обработка пищевых продуктов в противнях 6. Образующийся конденсат удаляется из рабочей камеры 4 через конденсатопровод 15.

Пар поступает в рабочую камеру 4 через пароподводящие щели 14 по всей длине правой и левой боковых стенок, способствуя равномерному нагреву продукта по всей площади противней 6.

Использование зазора между рабочей камерой и теплоизолированным корпусом в качестве канала для подвода позволяет исключить необходимость применения паропроводов для направления пара от парогенератора к соплам и тем самым решить задачу упрощения конструкции устройства. Применение формулы (3.21) обеспечивает пропорциональное уменьшение объема вводимого пара по мере увеличения высоты расположения яруса противня; а формула (3.23) обеспечивает пропорциональное уменьшение объема пространства между ярусами противней по мере увеличения высоты расположения яруса противня. Сочетание данных формул ликвидирует разброс температур в пространствах между ярусами противней, способствуя сохранению единого температурного поля по всему объему рабочей камеры, что приводит к техническому результату – повышению эффективности тепловой обработки пищевых продуктов. Данная методика расчета размера щелей для подачи пара в рабочую камеру является простой и удобной в применении, что способствует повышению степени унификации основных элементов конструкции и тем самым решает задачу упрощения конструкции аппарата.

Пример 1

Дано: высота рабочей камеры – 1000 мм, количество противней или функциональных емкостей – 6.

Решение:

1. Находим значение N :

$$N = \frac{1}{1 + \frac{1}{1,272} + \frac{1}{1,272^2} + \frac{1}{1,272^3} + \frac{1}{1,272^4} + \frac{1}{1,272^5}} = \frac{1}{1 + 0,786 + 0,618 + 0,486 + 0,382 + 0,3} = 0,28.$$

2. Находим ширину щелей для подачи пара в рабочую камеру:

$$b_{щ1} = \frac{L}{1,618} N = \frac{1000}{1,618} 0,28 = 173,05 \text{ мм};$$

$$b_{щ2} = \frac{L}{1,618^2} N = \frac{1000}{1,618^2} 0,28 = 106,95 \text{ мм};$$

$$b_{щ3} = \frac{L}{1,618^3} N = \frac{1000}{1,618^3} 0,28 = 66,1 \text{ мм};$$

$$b_{щ4} = \frac{L}{1,618^4} N = \frac{1000}{1,618^4} 0,28 = 40,85 \text{ мм};$$

$$b_{щ5} = \frac{L}{1,618^5} N = \frac{1000}{1,618^5} 0,28 = 25,25 \text{ мм};$$

$$b_{щ6} = \frac{L}{1,618^6} N = \frac{1000}{1,618^6} 0,28 = 15,6 \text{ мм}.$$

3. Находим расстояние между противнями:

$$b_1 = \frac{L}{1,272^{1-1}} N = \frac{1000}{1} 0,28 = 280 \text{ мм};$$

$$b_2 = \frac{L}{1,272^{2-1}} N = \frac{1000}{1,272} 0,28 = 220,1 \text{ мм};$$

$$b_3 = \frac{L}{1,272^{3-1}} N = \frac{1000}{1,272^2} 0,28 = 173 \text{ мм};$$

$$b_4 = \frac{L}{1,272^{4-1}} N = \frac{1000}{1,272^3} 0,28 = 136 \text{ мм};$$

$$b_5 = \frac{L}{1,272^{5-1}} N = \frac{1000}{1,272^4} 0,28 = 106,9 \text{ мм};$$

$$b_6 = \frac{L}{1,272^{6-1}} N = \frac{1000}{1,272^5} 0,28 = 84 \text{ мм}.$$

4. Находим коэффициенты изменения подачи пара по ярусам противней:

$$K = \frac{S_{щn}}{S_n} = \frac{b_{щn}}{b_n},$$

где S_n – площадь боковых стенок рабочей камеры над n -м ярусом противней, мм^2 ;

b_n – ширина боковых стенок рабочей камеры над n -м ярусом противней, мм;

$S_{щn}$ – площадь щели для подачи пара над n -м ярусом противней, мм^2 ;

$b_{щn}$ – ширина щели для подачи пара над n -м ярусом противней, мм.

$$K_1 = \frac{b_{щ1}}{b_1} = \frac{173,05}{280} = 0,618036 \approx 0,618053 = \frac{1}{1,272^2};$$

$$K_2 = \frac{b_{щ2}}{b_2} = \frac{106,95}{220,1} = 0,485915 \approx 0,485890 = \frac{1}{1,272^3};$$

$$K_3 = \frac{b_{щ3}}{b_3} = \frac{66,1}{173} = 0,382080 \approx 0,38199 = \frac{1}{1,272^4};$$

$$K_4 = \frac{b_{щ4}}{b_4} = \frac{40,85}{136} = 0,300367 \approx 0,300306 = \frac{1}{1,272^5};$$

$$K_5 = \frac{b_{щ5}}{b_5} = \frac{25,25}{107,9} = 0,236202 \approx 0,23609 = \frac{1}{1,272^6};$$

$$K_6 = \frac{b_{ш6}}{b_6} = \frac{15,6}{84} = 0,185714 \approx 0,185605 = \frac{1}{1,272^7}.$$

Из расчетов следует, что $\frac{K_1}{K_2} = \frac{K_2}{K_3} = \frac{K_3}{K_4} = \frac{K_4}{K_5} = \frac{K_5}{K_6} = 1,272$, т. е.

значения пропускной способности всех ярусов противней пропорциональны. Отсюда следует, что и подача пара по высоте расположения ярусов противней изменяется пропорционально. Соответственно, температурные перепады по объемам пространств между ярусами противней ликвидируются, в рабочей камере устанавливается равномерное температурное поле и в результате повышается эффективность тепловой обработки пищевых продуктов.

Пример 2

Принимаем высоту рабочей камеры равной 840 мм. Все остальные исходные данные остаются без изменений.

$$b_{ш1} = 145,36 \text{ мм}, b_1 = 235,2 \text{ мм}, K_1 = 0,618027 \approx 0,618053 = \frac{1}{1,272^2};$$

$$b_{ш2} = 89,84 \text{ мм}, b_2 = 184,9 \text{ мм}, K_2 = 0,485884 \approx 0,485890 = \frac{1}{1,272^3};$$

$$b_{ш3} = 55,5 \text{ мм}, b_3 = 145,3 \text{ мм}, K_3 = 0,381968 \approx 0,38199 = \frac{1}{1,272^4};$$

$$b_{ш4} = 34,3 \text{ мм}, b_4 = 114,2 \text{ мм}, K_4 = 0,300350 \approx 0,300306 = \frac{1}{1,272^5};$$

$$b_{ш5} = 21,2 \text{ мм}, b_5 = 89,8 \text{ мм}, K_5 = 0,236080 \approx 0,23609 = \frac{1}{1,272^6};$$

$$b_{ш6} = 13,11 \text{ мм}, b_6 = 70,6 \text{ мм}, K_6 = 0,185694 \approx 0,185605 = \frac{1}{1,272^7},$$

что и требовалось доказать.

Если мы нарушим хотя бы один из отличительных признаков, то пропускные способности щелей для подачи пара будут

непропорциональны, в рабочей камере будет создано неравномерное температурное поле и в результате ухудшится эффективность тепловой обработки пищевых продуктов.

Пример 3

Принимаем исходные данные примера 2, но $b_{шn} \neq \frac{L}{1,618^n} N$ при соблюдении всех остальных отличительных признаков.

Принимаем $b_{шn} = \frac{L}{1,5^n} N$.

$$b_{ш1} = 156,8 \text{ мм}, b_1 = 235,2 \text{ мм}, K_1 = 0,666667 \neq 0,618053 = \frac{1}{1,272^2};$$

$$b_{ш2} = 104,53 \text{ мм}, b_2 = 184,9 \text{ мм}, K_2 = 0,565333 \neq 0,485890 = \frac{1}{1,272^3};$$

$$b_{ш3} = 69,7 \text{ мм}, b_3 = 145,3 \text{ мм}, K_3 = 0,479697 \neq 0,38199 = \frac{1}{1,272^4};$$

$$b_{ш4} = 46,46 \text{ мм}, b_4 = 114,2 \text{ мм}, K_4 = 0,406830 \neq 0,300306 = \frac{1}{1,272^5};$$

$$b_{ш5} = 30,97 \text{ мм}, b_5 = 89,8 \text{ мм}, K_5 = 0,344876 \neq 0,23609 = \frac{1}{1,272^6};$$

$$b_{ш6} = 20,65 \text{ мм}, b_6 = 70,6 \text{ мм}, K_6 = 0,292493 \neq 0,185605 = \frac{1}{1,272^7}.$$

Из расчетов следует, что значения пропускной способности всех ярусов противней непропорциональны. Отсюда следует, что и подача перегретого пара по высоте расположения ярусов противней изменяется непропорционально. Соответственно, температурные перепады по объемам пространств между ярусами противней увеличиваются, в рабочей камере устанавливается неравномерное температурное поле и в результате ухудшается эффективность тепловой обработки.

Аналогичная картина имеет место и при $b_n \neq \frac{L}{1,272^{n-1}} N$.

Пример 4

Принимаем исходные данные примера 2, но $b_n \neq \frac{L}{1,272^{n-1}}N$

при соблюдении всех остальных отличительных признаков.

Принимаем $b_n = \frac{L}{1,33^{n-1}}N$.

$$b_{ш1} = 145,36 \text{ мм}, b_1 = 235,2 \text{ мм}, K_1 = 0,618027 \approx 0,618053 = \frac{1}{1,272^2};$$

$$b_{ш2} = 89,84 \text{ мм}, b_2 = 176,84 \text{ мм}, K_2 = 0,508030 \neq 0,485890 = \frac{1}{1,272^3};$$

$$b_{ш3} = 55,5 \text{ мм}, b_3 = 133 \text{ мм}, K_3 = 0,417293 \neq 0,38199 = \frac{1}{1,272^4};$$

$$b_{ш4} = 34,3 \text{ мм}, b_4 = 99,97 \text{ мм}, K_4 = 0,343103 \neq 0,300306 = \frac{1}{1,272^5};$$

$$b_{ш5} = 21,2 \text{ мм}, b_5 = 75,16 \text{ мм}, K_5 = 0,282065 \neq 0,23609 = \frac{1}{1,272^6};$$

$$b_{ш6} = 13,11 \text{ мм}, b_6 = 56,5 \text{ мм}, K_6 = 0,232035 \neq 0,185605 = \frac{1}{1,272^7}.$$

Кроме того, при суммировании расстояний между ярусами противней получаем $\sum b_n = 776,67$ мм, что не соответствует изначально взятой высоте рабочей камеры (840 мм).

Также примем:

$$N \neq \frac{1}{1 + \frac{1}{1,272} + \frac{1}{1,272^2} + \dots + \frac{1}{1,272^{n_0-1}}}.$$

Пример 5

Принимаем исходные данные примера 2, но

$$N \neq \frac{1}{1 + \frac{1}{1,272} + \frac{1}{1,272^2} + \dots + \frac{1}{1,272^{n_0-1}}}.$$

при соблюдении всех остальных отличительных признаков. Принимаем:

$$N = \frac{1}{1 + \frac{1}{1,2} + \frac{1}{1,2^2} + \dots + \frac{1}{1,2^{n_0-1}}};$$

$$N = \frac{1}{1 + \frac{1}{1,2} + \frac{1}{1,2^2} + \frac{1}{1,2^3} + \frac{1}{1,2^4} + \frac{1}{1,2^5}} =$$

$$= \frac{1}{1 + 0,833 + 0,694 + 0,579 + 0,482 + 0,402} = 0,25;$$

$$b_{ш1} = 129,8 \text{ мм}, b_1 = 210 \text{ мм}, K_1 = 0,61809 \approx 0,618053 = \frac{1}{1,272^2};$$

$$b_{ш2} = 80,2 \text{ мм}, b_2 = 165 \text{ мм}, K_2 = 0,486061 \approx 0,485890 = \frac{1}{1,272^3};$$

$$b_{ш3} = 49,5 \text{ мм}, b_3 = 130 \text{ мм}, K_3 = 0,380769 \approx 0,38199 = \frac{1}{1,272^4};$$

$$b_{ш4} = 30,6 \text{ мм}, b_4 = 102 \text{ мм}, K_4 = 0,300000 \approx 0,300306 = \frac{1}{1,272^5};$$

$$b_{ш5} = 19 \text{ мм}, b_5 = 80 \text{ мм}, K_5 = 0,237500 \approx 0,23609 = \frac{1}{1,272^6};$$

$$b_{ш6} = 11,7 \text{ мм}, b_6 = 63 \text{ мм}, K_6 = 0,185714 \approx 0,185605 = \frac{1}{1,272^7}.$$

Из расчетов следует, что $\frac{K_1}{K_2} = \frac{K_2}{K_3} = \frac{K_3}{K_4} = \frac{K_4}{K_5} = \frac{K_5}{K_6} = 1,272$, т. е.

значения пропускной способности всех ярусов противней пропорциональны. Однако при суммировании расстояний между ярусами противней получаем $\sum b_n = 750$ мм, что не соответствует изначально взятой высоте рабочей камеры (840 мм).

Пароварочные многофункциональные камеры

Сущность устройства поясняется чертежами. На рис. 3.26 показана принципиально-конструктивная схема пароварочного аппарата.

Пароварочный аппарат содержит теплоизолированный корпус 1, рабочую камеру 2, под которой расположены парогенератор 3, трубчатые электронагреватели 4 и парораспределительный коллектор 5 с верхней перфорированной панелью 6, имеющей отверстия различного диаметра. Для размещения продукта предусмотрены направляющие 7.

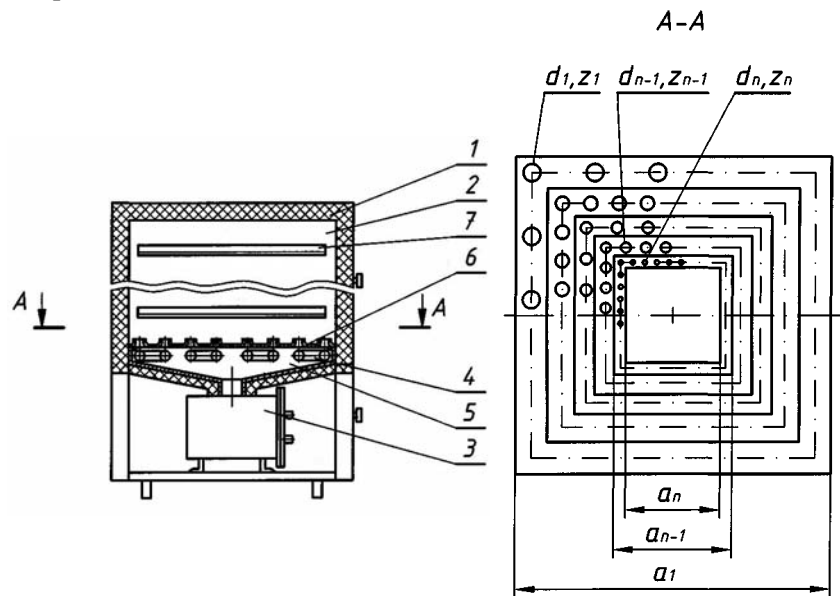


Рис. 3.26. Схема пароварочной камеры: 1 – корпус; 2 – рабочая камера; 3 – парогенератор; 4 – электронагреватели; 5 – коллектор; 6 – панель перфорированная; 7 – направляющая; d_n – диаметр отверстий в n -м условном кольце; Z_n – количество отверстий в n -м условном кольце; a_n – длина стороны в n -м условном кольце

Перфорированная панель 6 выполнена в форме квадрата и разделена на условные кольца, а отверстия в перфорированной панели расположены на центральных осях условных колец, при этом количество отверстий в условных кольцах увеличивается в направлении от периферии к центру и связано между собой соотношением

$$Z_n = [1,618^{n-1} Z_1], n = 1, 2, 3, \dots \quad (3.24)$$

где квадратные скобки обозначают целую часть числа;

Z_n – количество отверстий перфорации в n -м условном кольце;

Z_1 – количество отверстий перфорации в первом условном кольце;

n – порядковый номер условного кольца, считая от наружной стороны перфорированной пластины.

Диаметры отверстий в условных кольцах уменьшаются в направлении от периферии к центру и связаны между собой соотношением

$$d_n = \frac{d_1}{1,618^{n-1}}, n = 1, 2, 3, \dots \quad (3.25)$$

где d_n – диаметр отверстий перфорации в n -м условном кольце, м;

d_1 – диаметр отверстий перфорации в первом условном кольце, м.

Длины сторон условных колец в перфорированной пластине уменьшаются в направлении от периферии к центру и связаны между собой соотношением

$$a_n = \frac{a_1}{1,272^{n-1}}, n = 1, 2, 3, \dots \quad (3.26)$$

где a_n – длина стороны n -го условного кольца, м;

a_1 – длина стороны первого условного кольца (длина стороны перфорированной панели), м.

Размеры перфорированной панели парораспределительного коллектора равны размерам рабочей камеры аппарата. Отверстия в перфорированной панели выполнены с отворотами, чтобы в образовавшиеся впадины мог стекать конденсат и влага, выделяемая из продукта. Перфорированная панель ложится на парораспределительный коллектор отворотами вверх.

Количество и диаметр отверстий в первом условном кольце панели (т. е. Z_1 и d_1) рекомендуется принимать равными одному из чисел математического ряда Фибоначчи, т. к. этот ряд наилучшим образом вписывается в принцип «золотой пропорции» и соотношения (3.24), (3.25) будут выполняться наиболее точно.

Аппарат подключается к источнику электрической энергии и к водопроводной сети (на рисунках не показаны).

Пароварочный аппарат работает следующим образом. При включении аппарата нагреваются трубчатые электронагреватели 4, парогенератор 3 начинает вырабатывать насыщенный пар, который попадает в парораспределительный коллектор 5 и, омывая трубчатые электронагреватели, нагревается до требуемой температуры. Затем перегретый пар равномерно распределяется по периметру рабочей камеры, проходя через отверстия верхней перфорированной панели 6. Конденсируясь, пар отдает теплоту продукту, а конденсат и влага, выделяемая из продукта, стекают во впадины перфорированной панели и вновь превращаются в пар.

Предложенный пароварочный аппарат сокращает время приготовления продукта, улучшает качество готовых изделий, сокращает расход энергии на приготовление продукта, т. е. выгодно отличается эффективностью тепловой обработки.

Для подтверждения вышеизложенного приведем конкретные примеры расчета параметров перфорации парораспределительного коллектора.

Пример 1

Начальные условия: размер перфорированной панели 500×500 мм, диаметр отверстий на первом условном кольце $d_1 = 21$ мм, количество отверстий на первом условном кольце $Z_1 = 8$ шт. При расчетах ограничились пятью рядами отверстий.

1. Определяем количество отверстий перфорации условных колец:

$$Z_1 = 8 \text{ шт.};$$

$$Z_2 = [1,618^{2-1} Z_1] = [1,618^1 \cdot 8] = 13 \text{ шт.};$$

$$Z_3 = [1,618^{3-1} Z_1] = [1,618^2 \cdot 8] = 21 \text{ шт.};$$

$$Z_4 = [1,618^{4-1} Z_1] = [1,618^3 \cdot 8] = 34 \text{ шт.};$$

$$Z_5 = [1,618^{5-1} Z_1] = [1,618^4 \cdot 8] = 55 \text{ шт.}$$

2. Определяем диаметры отверстий перфорации условных колец:

$$d_1 = 21 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{d_1}{1,618^{2-1}} = \frac{21}{1,618^1} = 13 \text{ мм};$$

$$d_3 = \frac{d_1}{1,618^{3-1}} = \frac{21}{1,618^2} = 8 \text{ мм};$$

$$d_4 = \frac{d_1}{1,618^{4-1}} = \frac{21}{1,618^3} = 5 \text{ мм};$$

$$d_5 = \frac{d_1}{1,618^{5-1}} = \frac{21}{1,618^4} = 3 \text{ мм}.$$

3. Определяем длины сторон условных колец:

$$a_1 = 500 \text{ мм};$$

$$a_2 = \frac{a_1}{1,272^{2-1}} = \frac{500}{1,272^1} = 393 \text{ мм};$$

$$a_3 = \frac{a_1}{1,272^{3-1}} = \frac{500}{1,272^2} = 309 \text{ мм};$$

$$a_4 = \frac{a_1}{1,272^{4-1}} = \frac{500}{1,272^3} = 243 \text{ мм};$$

$$a_5 = \frac{a_1}{1,272^{5-1}} = \frac{500}{1,272^4} = 191 \text{ мм};$$

$$a_6 = \frac{a_1}{1,272^{6-1}} = \frac{500}{1,272^5} = 150 \text{ мм}.$$

4. Определяем коэффициенты перфорации условных колец:

$$K_1 = \frac{F}{F} = \frac{(Z_1 \pi d_1^2)/4}{a_1^2 - a_{1+1}^2} = \frac{(Z_1 \pi d_1^2)/4}{a_1^2 - a_2^2} = \frac{8 \cdot 21^2 \cdot 3,14/4}{500^2 - 393^2} = 0,029;$$

$$K_2 = \frac{(Z_2 \pi d_2^2)/4}{a_2^2 - a_3^2} = \frac{13 \cdot 13^2 \cdot 3,14/4}{393^2 - 309^2} = 0,029;$$

$$K_3 = \frac{(Z_3 \pi d_3^2) / 4}{a_3^2 - a_4^2} = \frac{21 \cdot 8^2 \cdot 3,14 / 4}{309^2 - 243^2} = 0,029;$$

$$K_4 = \frac{(Z_4 \pi d_4^2) / 4}{a_4^2 - a_5^2} = \frac{34 \cdot 5^2 \cdot 3,14 / 4}{243^2 - 191^2} = 0,029;$$

$$K_5 = \frac{(Z_5 \pi d_5^2) / 4}{a_5^2 - a_6^2} = \frac{55 \cdot 3^2 \cdot 3,14 / 4}{191^2 - 150^2} = 0,028.$$

Из расчетов следует, что $K_1 = K_2 = K_3 = K_4 = K_5$, т. е. пропускная способность всех условных колец перфорированной панели одинакова. В этом случае имеет место равномерное распределение пара по периметру рабочей камеры, что способствует повышению эффективности тепловой обработки пищевых продуктов.

Если же мы нарушим хотя бы одно из указанных выше соотношений, то пропускная способность по поверхности перфорированной панели будет разная, что приведет к снижению эффективности работы устройства.

Покажем это на примерах.

Пример 2

Принимаем $Z_n = [1,4^{n-1} Z_1]$ при соблюдении всех остальных отличительных признаков. Тогда:

$$Z_1 = 8 \text{ шт.}; \quad K_1 = \frac{8 \cdot 21^2 \cdot 3,14 / 4}{500^2 - 393^2} = 0,029;$$

$$Z_2 = [1,4^1 \cdot 8] = 11 \text{ шт.}; \quad K_2 = \frac{11 \cdot 13^2 \cdot 3,14 / 4}{393^2 - 309^2} = 0,024;$$

$$Z_3 = [1,4^2 \cdot 8] = 15 \text{ шт.}; \quad K_3 = \frac{15 \cdot 8^2 \cdot 3,14 / 4}{309^2 - 243^2} = 0,021;$$

$$Z_4 = [1,4^3 \cdot 8] = 22 \text{ шт.}; \quad K_4 = \frac{22 \cdot 5^2 \cdot 3,14 / 4}{243^2 - 191^2} = 0,019;$$

$$Z_5 = [1,4^4 \cdot 8] = 31 \text{ шт.}; \quad K_5 = \frac{31 \cdot 3^2 \cdot 3,14 / 4}{191^2 - 150^2} = 0,016.$$

Из расчета следует, что $K_1 \neq K_2 \neq K_3 \neq K_4 \neq K_5$. Это делает пропускную способность условных колец перфорированной панели неодинаковой и приводит к снижению эффективности тепловой обработки продуктов.

Пример 3

Принимаем $d_n = \frac{d_1}{1,618^{n-1}}$ при соблюдении всех остальных отличительных признаков. Тогда:

$$d_1 = 21 \text{ мм}; \quad K_1 = \frac{8 \cdot 21^2 \cdot 3,14 / 4}{500^2 - 393^2} = 0,029;$$

$$d_2 = \frac{21}{1,8^1} = 11,6 \text{ мм}; \quad K_2 = \frac{13 \cdot 11,6^2 \cdot 3,14 / 4}{393^2 - 309^2} = 0,023;$$

$$d_3 = \frac{21}{1,8^2} = 6,5 \text{ мм}; \quad K_3 = \frac{21 \cdot 6,5^2 \cdot 3,14 / 4}{309^2 - 243^2} = 0,019;$$

$$d_4 = \frac{21}{1,8^3} = 3,6 \text{ мм}; \quad K_4 = \frac{34 \cdot 3,6^2 \cdot 3,14 / 4}{243^2 - 191^2} = 0,015;$$

$$d_5 = \frac{21}{1,8^4} = 2 \text{ мм}; \quad K_5 = \frac{55 \cdot 2^2 \cdot 3,14 / 4}{191^2 - 150^2} = 0,012.$$

В этом случае также $K_1 \neq K_2 \neq K_3 \neq K_4 \neq K_5$.

Пример 4

Принимаем $a_n = \frac{a_1}{1,5^{n-1}}$ при соблюдении всех остальных отличительных признаков. Тогда:

$$a_1 = 500 \text{ мм};$$

$$a_2 = \frac{500}{1,5^1} = 333 \text{ мм}; \quad K_1 = \frac{8 \cdot 21^2 \cdot 3,14 / 4}{500^2 - 333^2} = 0,02;$$

$$a_3 = \frac{500}{1,5^2} = 222 \text{ мм}; \quad K_2 = \frac{13 \cdot 13^2 \cdot 3,14 / 4}{333^2 - 222^2} = 0,028;$$

$$a_4 = \frac{500}{1,5^3} = 148 \text{ мм}; \quad K_3 = \frac{21 \cdot 8^2 \cdot 3,14/4}{222^2 - 148^2} = 0,039;$$

$$a_5 = \frac{500}{1,5^4} = 99 \text{ мм}; \quad K_4 = \frac{34 \cdot 5^2 \cdot 3,14/4}{148^2 - 99^2} = 0,056;$$

$$a_6 = \frac{500}{1,5^5} = 65 \text{ мм}; \quad K_5 = \frac{55 \cdot 3^2 \cdot 3,14/4}{99^2 - 65^2} = 0,07.$$

В этом случае $K_1 \neq K_2 \neq K_3 \neq K_4 \neq K_5$.

Устройство для варки и жарки продуктов водяным паром

На рис. 3.27 показана принципиально-конструктивная схема пароварочного аппарата (горизонтальный разрез).

Пароварочный аппарат содержит теплоизолированный корпус 1, рабочую камеру 2, под которой расположен парогенератор 3, трубчатые электронагреватели 4, парораспределительный коллектор 5, соединенный с парогенератором 3 пароподводящей трубой 6 диаметром D и имеющий верхнюю перфорированную панель 7, гофрированную перфорированную пластину 8, расположенную с зазором 9 над панелью 7. Рабочая камера 2 снабжена дверцей 10 и имеет опоры 11 для установки сеток с продуктами 12. Панель 7 имеет отверстия 13 одинакового диаметра d . Трубчатые электронагреватели 4 установлены в зазоре 9 над панелью 7. В парогенераторе 3 установлены трубчатые электронагреватели 14, и он соединен с питателем 15 по принципу сообщающихся сосудов с помощью переливной трубки 16. Рабочая камера 2 в верхней части имеет патрубок 17 с регулируемой шиберной заслонкой для отвода излишков пара в местный вентиляционный отсос.

Суммарная площадь отверстий гофрированной пластины 8 равна суммарной площади отверстий перфорации панели 7 и равна площади поперечного сечения пароподводящей трубы 6.

Количество отверстий перфорации панели 7 определяют по формуле

$$Z = \frac{D^2}{d^2},$$

где Z – количество отверстий перфорации верхней панели, шт.;

D – диаметр пароподводящей трубы 6, м;

d – диаметр отверстий перфорации верхней панели 7, м.

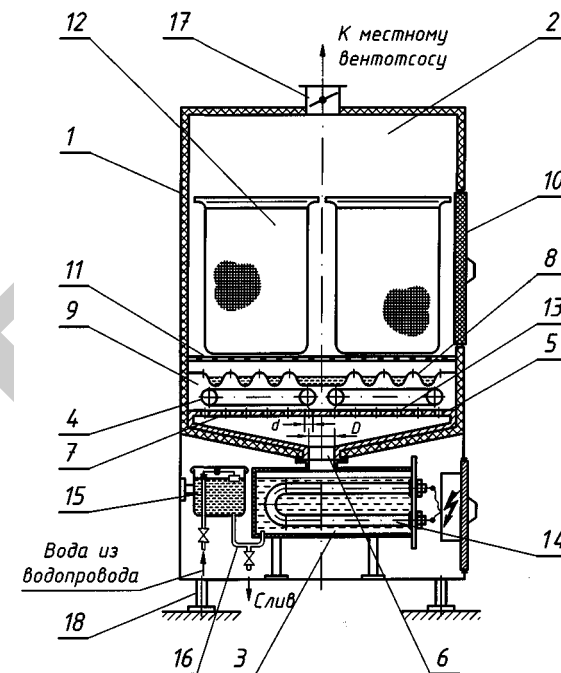


Рис. 3.27. Принципиально-конструктивная схема пароварочного аппарата:
1 – корпус; 2 – камера рабочая; 3 – парогенератор; 4 – электронагреватели;
5 – коллектор; 6 – труба; 7 – панель перфорированная; 8 – пластина гофрированная;
9 – зазор; 10 – дверцы; 11 – опоры; 12 – сетки с продуктами; 13 – отверстия;
14 – ТЭНы воздушные; 15 – питатель; 16 – труба; 17 – патрубок; 18 – ножки

Пластина 8 имеет отверстия одинакового диаметра.

Пароварочный аппарат подключают к источнику электрической энергии и к водопроводной сети, и он работает следующим образом.

Перед включением аппарата в электрическую сеть его парогенератор 3 заполняется водой до определенного уровня через переливную трубку 16 с помощью питателя 15, оснащенного поплавковым регулятором. После этого при включении аппарата в электрическую сеть в парогенераторе 3 с помощью нагревателей 14 вырабатывается влажный насыщенный пар, который по пароподводящей трубе 6 входит в коллектор 5. Из коллектора 5 пар через отверстия панели 7 поступает в зону размещения электронагревателей 4 (зазор 9). В зазоре 9 осуществляется перегрев пара и повышение его температуры

до 250...280 °С. Затем перегретый пар через отверстия гофрированной пластины 8 поднимается вверх и заполняет рабочую камеру, где и происходит тепловая обработка пищевых продуктов в сетках 12. Образующийся конденсат вместе с выделяющимися из продукта влагой и жиром стекает вниз и скапливается в желобах гофрированной пластины 8, где снова превращается в пар.

Т. к. отверстия панели 7 имеют одинаковый диаметр, площади проходных сечений трубы 6, панели 7 и пластины 8 равны между собой, а количество отверстий панели определяется по формуле

$$Z = \frac{D^2}{d^2}.$$

В данном случае имеет место равномерное движение пара снизу вверх без снижения его скорости, особенно в зоне установки электронагревателей 4, т. е. в зоне перегрева пара: пар омывает электронагреватели 4 с высокой скоростью, а скорость, как известно, интенсифицирует процесс теплообмена от поверхности электронагревателей 4 к пару. Далее пар, уже перегретый, с высокой скоростью поступает в рабочую камеру 2, где интенсивно обрабатывает продукт в сетках 12.

Таким образом, за счет равенства диаметров отверстий панели 7 и проходных сечений трубы 6, панели 7 и пластины 8 эффективность работы аппарата повышается, что и входит в задачу изобретения.

Здесь же существенно упрощается методика расчета геометрических параметров основных узлов аппарата – панели 7 и пластины 8. Так, например, при равенстве проходных сечений трубы 6 и панели 7 легко можно определить количество отверстий в панели 7 при заданном их диаметре, а именно:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{п}},$$

где $F_{\text{тр}}$ – площадь поперечного сечения трубы 6;

$F_{\text{п}}$ – площадь (суммарная) поперечного сечения отверстий панели 7.

Тогда:

$$\frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi d^2}{4} Z,$$

$$Z = \frac{D^2}{d^2}.$$

Пример

Дано: $D = 1'' = 25,4$ мм.

Принимаем $d = 3$ мм.

$$Z = \frac{25,4^2}{3^2} = \frac{645,14}{9} = 71 \text{ шт.}$$

Принимаем $d = 5$ мм.

$$Z = \frac{25,4^2}{5^2} = \frac{645,14}{25} = 27 \text{ шт.}$$

Аналогично можно определить количество отверстий перфорации гофрированной пластины 8.

Если $F_{\text{тр}} \neq F_{\text{п}}$, например $F_{\text{тр}} < F_{\text{п}}$, то в этом случае проходное сечение для пара через панель 7 увеличено и скорость движения пара уменьшится, что снизит теплообмен в зазоре 9, а следовательно, эффективность работы аппарата упадет.

Если $F_{\text{тр}} > F_{\text{п}}$, то в этом случае проходное сечение для пара уменьшено, а следовательно, возрастает гидравлическое сопротивление, увеличиваются энергозатраты для преодоления дополнительного гидравлического сопротивления и, как следствие, падает эффективность работы аппарата.

Аналогичная картина будет иметь место и в зоне установки пластины 8.

Многофункциональный парожарочный аппарат

На рис. 3.28 показана принципиально-конструктивная схема парового жарочного шкафа (вертикальный разрез).

Паровой жарочный шкаф содержит несущий каркас 1, отделенный тепловой изоляцией 2 от теплоизолированного корпуса 3, рабочую камеру 4, установленную с зазором относительно корпуса 3, и нагревательные элементы 5 (на схеме указаны трубчатые электронагреватели, но возможно применение любых типов – пластинчатых, трубчатых, пленочных и др.), размещенные на передней стенке рабочей камеры 4. В рабочей камере 4 размещается сетчатая емкость 6 для продуктов. Под рабочей камерой 4 расположен парогенератор 7 с нагревательными элементами 8, который снабжен паропроводящим патрубком 9 и соединен по принципу сообщающихся

сосудов с питателем 10 с помощью переливной трубки 11. Вода в питатель подается из водопровода через трубопровод 12, а ее уровень в питателе регулируется поплавковым регулятором 13. Аппарат снабжен дополнительной цилиндрической вертикальной перегородкой 14, установленной в зазоре с образованием канала для подвода пара 15 и канала для его перегрева 16 перед входом в рабочую камеру. Перегородка установлена на стержневых опорах 17. Рабочая камера снабжена крышкой 18, оборудованной смотровым окном 19 и патрубком 20 с регулируемой шиберной заслонкой для отвода излишнего пара в местный вентиляционный отсос.

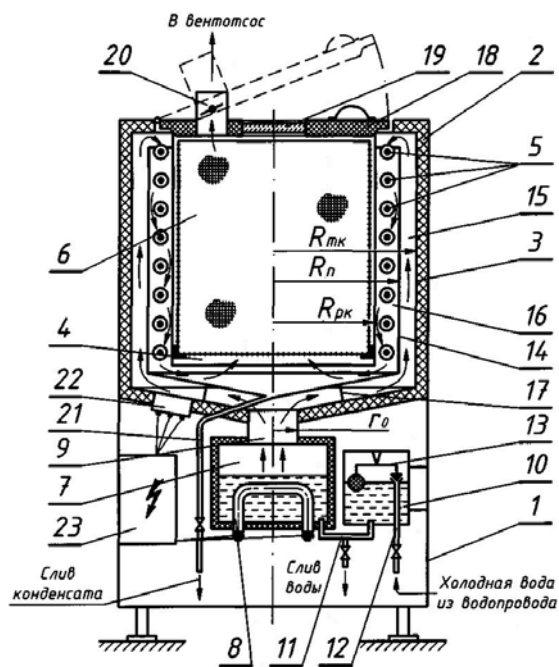


Рис. 3.28. Принципиально-конструктивная схема многофункционального парожарочного аппарата

Образующийся при обработке продуктов конденсат удаляется из рабочей камеры 4 через конденсатопровод 21. Регулирование работы нагревательных элементов 5 осуществляется при помощи подсоединенных клеммных колодок 22 через щит управления 23.

Площади поперечных сечений каналов 15 и 16 равны между собой и равны площади пароподводящего патрубка 9.

Радиус дополнительной цилиндрической вертикальной перегородки 14 определен по формуле

$$R_{\Pi} = \sqrt{R_{p.k}^2 + r_0^2}, \quad (3.27)$$

где R_{Π} – радиус перегородки 14, м;

$R_{p.k}$ – радиус рабочей камеры 4, м;

r_0 – радиус патрубка 9, м.

Радиус теплоизолированного корпуса 3 вычислен по формуле

$$R_{т.к} = \sqrt{R_{\Pi}^2 + r_0^2}, \quad (3.28)$$

где $R_{т.к}$ – радиус теплоизолированного корпуса 3, м.

Паровой шкаф работает следующим образом.

Перед включением шкафа в электрическую сеть его парогенератор 7 заполняют водой до определенного уровня через переливную трубку 11, соединенную с питателем 10, оснащенным поплавковым регулятором 13 и присоединенным к системе холодного водоснабжения с помощью трубопровода 12. После этого при включении аппарата в электрическую сеть в парогенераторе 7 с помощью нагревателей 8 вырабатывается влажный насыщенный пар, который по пароподводящему патрубку 9 поднимается по каналу для пара 15. Имеет место равномерное движение пара снизу вверх по каналу 15 и сверху вниз по каналу 16 без снижения его скорости, особенно в зоне установки нагревательных элементов 5, т. е. в зоне перегрева пара и повышения его температуры до 250...280 °С. Пар омывает нагревательные элементы 5 с высокой скоростью, а скорость движения теплоносителя, как известно, интенсифицирует процесс теплообмена от поверхности нагревательных элементов 5 к пару. Далее пар, уже перегретый, с высокой скоростью поступает в рабочую камеру 4, где интенсивно обрабатывает продукт в сетчатых емкостях 6. Образующийся конденсат удаляется из рабочей камеры 4 через конденсатопровод 21.

Здесь же существенно упрощается методика расчета геометрических параметров важных узлов аппарата: дополнительной

цилиндрической вертикальной перегородки 14 и теплоизолированного корпуса 3. Так, например, при равенстве площадей поперечных сечений каналов 15, 16 и площади поперечного сечения паропроводящего патрубка 9 можно легко определить значения радиусов дополнительной вертикальной цилиндрической перегородки 14 и теплоизолированного корпуса.

Паропроизводительность парогенератора

$$F_0 = \pi r_0^2 = \frac{D}{\rho w}, \quad (3.29)$$

где F_0 – площадь поперечного сечения паропроводящего патрубка 9, м²;
 r_0 – радиус паропроводящего патрубка 9, м;
 D – паропроизводительность аппарата, кг/с;
 ρ – плотность пара, кг/м³;
 w – скорость движения пара, м/с.

$$r_0 = \sqrt{\frac{D}{\pi \rho w}}; \quad (3.30)$$

$$D = \frac{Q_{\text{затр}}}{i_x - i_k}, \quad (3.31)$$

где i_x – энтальпия пара, Дж/кг;
 i_k – энтальпия конденсата, Дж/кг;
 $Q_{\text{затр}}$ – общее количество теплоты, определяемое из уравнения теплового баланса аппарата

$$Q_{\text{затр}} = Q_1 + Q_{\text{потерь}},$$

где Q_1 – количество теплоты, затрачиваемое на работу парового шкафа;

$Q_{\text{потерь}}$ – потери теплоты при работе парового шкафа.

Пример 1

Дано: диаметр паропроводящего патрубка равен 3" = 76,2 мм, следовательно, $r_0 = \frac{76,2}{2} = 38,1$ мм; радиус рабочей камеры равен $R_{\text{р.к}} = 230$ мм.

В качестве нагревательных элементов принимаем трубчатые электронагреватели.

$$R_{\text{п}} = \sqrt{230^2 + 38,1^2} = 233,13 \text{ мм};$$

$$R_{\text{т.к}} = \sqrt{233,13^2 + 38,1^2} = 236,22 \text{ мм}.$$

Проверяем равенство поперечных сечений канала для перегрева пара 16, канала для прохода пара 15 и паропроводящего патрубка 9:

$$F_0 = 3,14 \cdot 0,0381^2 = 0,0045580 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{зп}} = 3,14 \cdot 0,23313^2 - 3,14 \cdot 0,230^2 = 0,0045517 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{кп}} = 3,14 \cdot 0,23622^2 - 3,14 \cdot 0,23313^2 = 0,0045539 \text{ м}^2.$$

Пример 2

Дано: диаметр паропроводящего патрубка равен 5" = 127 мм, следовательно, $r_0 = \frac{127}{2} = 63,5$ мм; радиус рабочей камеры равен

$$R_{\text{р.к}} = 200 \text{ мм}.$$

В качестве нагревательных элементов принимаем трубчатые электронагреватели диаметром 8 мм.

$$R_{\text{п}} = \sqrt{200^2 + 63,5^2} = 209,82 \text{ мм};$$

$$R_{\text{т.к}} = \sqrt{209,8^2 + 63,5^2} = 219,22 \text{ мм}.$$

Проверяем равенство поперечных сечений канала для перегрева пара 16, канала для прохода пара 15 и паропроводящего патрубка 9:

$$F_0 = 3,14 \cdot 0,0635^2 = 0,01266126 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{зп}} = 3,14 \cdot 0,20982^2 - 3,14 \cdot 0,200^2 = 0,0126367 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{кп}} = 3,14 \cdot 0,21922^2 - 3,14 \cdot 0,20982^2 = 0,0126635 \text{ м}^2.$$

Таким образом, получаем:

$$F_0 = F_{\text{зп}} = F_{\text{кп}},$$

где F_0 – площадь поперечного сечения паропроводящего патрубка 9, м²;

$F_{\text{зп}}$ – площадь поперечного сечения зоны перегрева пара (канал 16), м²;

$F_{\text{кп}}$ – площадь поперечного сечения канала 15 для прохода влажного пара, м².

Если $F_0 \neq F_{\text{кп}}$, например $F_0 < F_{\text{кп}}$, то в этом случае проходное сечение для пара через канал 15 будет увеличено и скорость движения пара уменьшится, что снизит теплообмен в канале 16, а следовательно, эффективность работы аппарата снизится.

Если $F_0 > F_{\text{кп}}$, то в этом случае проходное сечение для пара будет уменьшено, а следовательно, возрастет гидравлическое сопротивление, увеличатся энергозатраты для преодоления дополнительного гидравлического сопротивления и, как следствие, снизится эффективность работы аппарата.

Аналогичные картины будут иметь место и в случае, если $F_{\text{зп}} \neq F_{\text{кп}}$, т. е. $F_{\text{зп}} < F_{\text{кп}}$ или $F_{\text{зп}} > F_{\text{кп}}$ [12, 30, 31, 32, 33, 34, 35].

3.6. Куттерные ножи

Для повышения эффективности процесса куттерования важно рационально выбрать оптимальные конструктивные параметры рабочих органов, обеспечивающие равномерность измельчения продукта с заданной степенью измельчения, сохраняя его пищевую и биологическую ценность, при минимальных потерях продукта и энергозатратах [2, 16, 27, 49].

Широкое применение на мясоперерабатывающих заводах нашли куттерные ножи, режущая кромка которых описана кривыми второго порядка [3, 27, 33]. Наиболее распространенными вариантами кривых второго порядка, применяемыми при изготовлении куттерных ножей, являются спираль Архимеда, логарифмическая спираль и эвольвента круга.

При анализе вышеприведенных спиралей было установлено, что постоянства угла резания по всей длине режущей кромки можно достичь, очертив лезвие логарифмической спиралью уравнением

$$r = a^{\varphi}, \quad (3.32)$$

где r – радиус-вектор спирали, м;
 a – постоянный коэффициент;
 φ – полярный угол, рад.

Ножи с подобным профилем лезвия хорошо разрезают соединительную ткань. Однако основным недостатком ножей, выполненных по логарифмической спирали, является трудность их изготовления

и эксплуатации. Эта проблема решается путем выполнения режущей кромки ножа в виде ломаной линии, выполненной касательно к логарифмической спирали (рис. 3.29). Это дает возможность получить постоянство угла резания в середине каждого прямолинейного участка режущей кромки, что, в свою очередь, обеспечивает равномерность измельчения продукта.

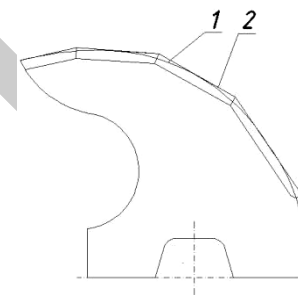


Рис. 3.29. Схема куттерного ножа с ломаной режущей кромкой:
 1 – логарифмическая спираль; 2 – режущая кромка

Не менее важным для осуществления процесса измельчения мясного сырья при производстве колбасных изделий является угол заточки режущей кромки ножа. С учетом прочностных характеристик лезвия и свойств измельчаемого сырья оптимальный диапазон значения угла заточки лежит в пределах $15...30^\circ$ [3]. Уменьшение угла заточки обеспечивает улучшение условий резания. Однако при этом происходит снижение прочности режущей кромки, что приводит к частой перезаточке ножей. При увеличении угла заточки стойкость лезвия повышается, но при этом возрастает сопротивление внедрению ножа в измельчаемое сырье и, как следствие, увеличиваются затраты энергии на процесс куттерования.

Куттерование – энергоемкий процесс, следует искать возможные пути снижения удельных расходов энергии без ухудшения качества фарша. При куттеровании энергия, затрачиваемая ножами, рассекающими при больших скоростях слой довольно липкого фарша, расходуется главным образом на преодоление сил адгезии и трения. Силы адгезии находятся в прямой зависимости от площади контакта, поэтому для их существенного снижения следует уменьшать боковую поверхность ножей за счет выпрямления лезвия.

По данным Бакунца Г. В., при резании ножами с выпрямленным лезвием быстрее возрастает липкость, уменьшается расход энергии и длительность процесса, замедляется повышение температуры. Однако резание при куттеровании должно быть скользящим, а лезвие ножа – наклонным, что обеспечивает смещение продукции по лезвию и резание не только мышечной, но и соединительной ткани [16].

В своей диссертационной работе Клименко М. Н. приводит, что величина давления режущей кромки ножа на продукт равна

$$P = \frac{I}{r} \cdot \frac{d\omega}{dt}, \quad (3.33)$$

где I – момент инерции ножа, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

r – расстояние от оси вращения ножа до режущей кромки, м;

ω – угловая скорость, рад/с.

Из соотношения следует, что с увеличением r величина давления ножа на обрабатываемый продукт снижается.

В то же время при резании волокнистых материалов необходимо, чтобы давление в зоне контакта режущей кромки и продукта не уменьшалось с увеличением расстояния от оси вращения до режущей кромки, а наоборот, увеличивалось. Этот эффект может быть достигнут двумя способами: за счет уменьшения угла заточки лезвия по мере увеличения расстояния от оси вращения до режущей кромки либо путем увеличения угла резания режущей кромки.

При использовании ножа с серповидной режущей кромкой второй способ более практичен и осуществляется путем увеличения угла резания по мере роста расстояния от оси вращения до режущей кромки. Однако ножи с длинной режущей кромкой имеют большую боковую поверхность, что приводит к большим потерям энергии на трение и, как следствие, к более интенсивному повышению температуры фарша во время процесса куттерования.

Использование ножей с ломаной режущей кромкой позволяет пойти по первому пути: уменьшать угол заточки прямолинейного участка режущей кромки по мере увеличения расстояния от оси вращения до режущей кромки (рис. 3.30). Это конструктивное решение позволяет получить требуемое давление в зоне контакта режущей кромки и продукта.

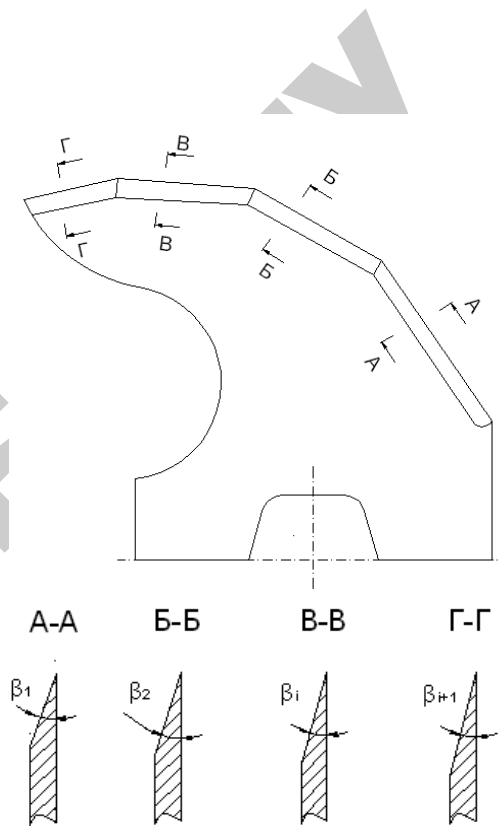


Рис. 3.30. Схема куттерного ножа с изменяющимся углом заточки режущей кромки

Как показывает опыт эксплуатации, эффективность работы куттера недостаточна из-за того, что не соотнесены геометрические размеры чаши и серповидных ножей, не обеспечивается равномерность измельчения продукта по всему объему чаши, вследствие чего понижается качество готового продукта. Качество измельчения можно улучшить, если каждая режущая кромка ножей будет находиться в пределах двух соседних дуг условных окружностей с центром на оси вращения приводного вала, на которые разделено поперечное сечение чаши, радиус R_{n-1} которых определен выражением

$$R_{n-1} = R_n \sqrt{\frac{(m+1-i)}{m+1} \left(\frac{\pi\beta_n - 180 \sin \beta_n}{\pi\beta_{n-1} - 180 \sin \beta_{n-1}} \right)}, \quad (3.34)$$

где R_n – радиус чаши относительно оси вращения приводного вала;

β_n – угол между радиусами R_n , проведенными к противоположным краям чаши;

β_{n-1} – угол между радиусами R_{n-1} , проведенными к крайним противоположным точкам дуги $(n - 1)$ условной окружности;

n – число условных окружностей;

m – число режущих кромок;

$i = 1, \dots, m$,

а длина L_i каждой режущей кромки определена выражением

$$L_i = \sqrt{R_{n+1-i}^2 + R_{n-i}^2 + 2R_{n+1-i}R_{n-i} \cos \varphi_i}, \quad (3.35)$$

где R_{n+1-i} – радиус дуги $(n + 1 - i)$ -й условной окружности;

φ_i – угол между двумя соседними радиусами R_{n+1-i} и R_{n-i} [3].

Формула для нахождения радиусов условных окружностей R_{n-1} (3.34) получена математическим путем. В основе вывода лежит условие: площади поперечного сечения чаши S_n , образованные дугами условных колец, равны между собой. Известными являются расстояние от оси вращения приводного вала до чаши R_n и количество режущих кромок m .

Площадь поперечного сечения чаши определяется из выражения

$$S_n = \frac{R_n^2}{2} \left(\frac{\pi\beta_n}{180} - \sin\beta_n \right). \quad (3.36)$$

Тогда площади поперечного сечения чаши S_n , образованные двумя соседними дугами условных окружностей, равны:

$$S_n = \frac{R_n^2}{2(m+1)} \left(\frac{\pi\beta_n}{180} - \sin\beta_n \right). \quad (3.37)$$

Исходя из равенства площадей, образованных дугами условных окружностей, получаем следующее выражение:

$$S_n = S_n - S_{n-1},$$

$$\frac{R_n^2}{2(m+1)} \left(\frac{\pi\beta_n}{180} - \sin\beta_n \right) = \frac{R_n^2}{2} \left(\frac{\pi\beta_n}{180} - \sin\beta_n \right) - \frac{R_{n-1}^2}{2} \left(\frac{\pi\beta_{n-1}}{180} - \sin\beta_{n-1} \right),$$

где S_n – площадь поперечного сечения чаши, соответствующая радиусу R_n ;

S_{n-1} – площадь поперечного сечения чаши, соответствующая радиусу R_{n-1} .

Выражаем R_{n-1} :

$$R_{n-1} = R_n \sqrt{\frac{(m+1-i)}{m+1} \left(\frac{\pi\beta_n}{180} - \sin\beta_n \right) / \left(\frac{\pi\beta_{n-1}}{180} - \sin\beta_{n-1} \right)}.$$

Используя теорему косинусов, получаем выражение для определения длины каждой режущей кромки:

$$L_i = \sqrt{R_{n+1-i}^2 + R_{n-i}^2 + 2R_{n+1-i}R_{n-i} \cos \varphi_i}.$$

На рис. 3.31 представлена принципиально-конструктивная схема куттера, у которого геометрические размеры чаши и серповидных ножей связаны между собой [17].

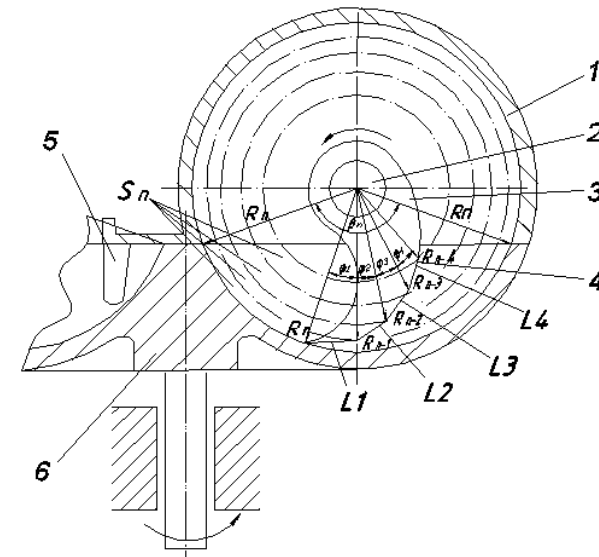


Рис. 3.31. Принципиально-конструктивная схема куттера с улучшенными геометрическими характеристиками рабочих органов по патенту РБ № 12028:

1 – крышка; 2 – приводной вал; 3 – серповидные ножи;
4 – ломаная линия; 5 – скребки; 6 – чаша

Серповидные ножи 3 с режущими кромками, выполненными в виде ломаной линии 4, посаженные на приводной вал 2, измельчают продукт, который загружают в чашу 6, до заданной степени измельчения. Крышка 1 закрывает рабочую зону куттера. К крышке

прикреплены скребки 5, они направляют продукт под режущий механизм. Поперечное сечение чаши разделено дугами условных окружностей с центром на оси вращения ножа, радиусы которых определены выражением (3.34), а длины каждой режущей кромки – выражением (3.35), и благодаря этому каждая режущая кромка серповидных ножей взаимосвязана с геометрическими размерами чаши, что позволяет повысить качество готового продукта и тем самым эффективность работы куттера.

Конструкция серповидного ножа также может быть улучшена. На рис. 3.32 показана принципиально-конструктивная схема модернизированного серповидного ножа [22].

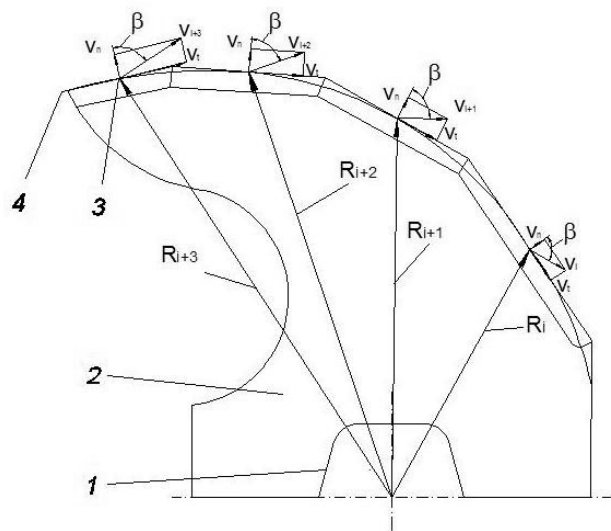


Рис. 3.32. Принципиально-конструктивная схема модернизированного серповидного ножа по патенту РБ № 11597: 1 – ступица; 2 – лезвие; 3 – режущие кромки; 4 – логарифмическая спираль

Серповидный нож куттера состоит из ступицы 1 и лезвия 2 с режущими кромками 3 в виде ломаной линии, выполненной в виде касательных к логарифмической спирали 4. Длина каждой режущей кромки может определяться из выражения

$$L_i = L_{i-1} \frac{R_{i-1}}{R_i}, \quad (3.38)$$

где R_{i-1} – расстояние от оси вращения ножа до середины $(i - 1)$ -й режущей кромки;

R_i – расстояние от оси вращения ножа до середины следующей кромки;

i – количество режущих кромок.

Задаем угол резания $\beta = 45^\circ$.

Производная функция логарифмической спирали имеет вид:

$$r = r \operatorname{ctg} \beta, \quad (3.39)$$

где r – длина полярного радиуса, мм;

$\operatorname{ctg} \beta$ – котангенс угла β между полярным радиусом и касательной, проведенной к логарифмической спирали.

Учитывая, что уравнение логарифмической спирали имеет вид $r = a^\varphi$, а ее производная равна $r' = a^\varphi \ln a$, получаем:

$$a^\beta \ln a = a^\varphi \operatorname{ctg} \beta,$$

$$\ln a = \operatorname{ctg} \beta,$$

$$\operatorname{ctg} 45^\circ = 1,$$

$$\ln a = 1.$$

Следовательно, $a = e$, где e – основание натурального логарифма, равное 2,718; φ – полярный угол.

Подставляя значения полярных углов φ с шагом угла, равным 30 град., в выражение (3.32), строим логарифмическую спираль с заданным углом резания $\beta = 45^\circ$:

$$r = 2,718^{0,52} = 1,68 \text{ см};$$

$$r = 2,718^{1,05} = 2,86 \text{ см и т. д.}$$

Значения полярных радиусов приведены в таблице.

Таблица

Значения полярных радиусов

Показатель	Угол φ , град.					
	30	60	90	120	150	180
Полярный угол φ , рад	$\pi/6$	$\pi/3$	$\pi/2$	$2\pi/3$	$5\pi/6$	π
Полярный радиус r , см	1,68	2,86	4,81	8,1	13,7	23,1

Благодаря выполнению лезвия серповидного ножа куттера в соответствии с логарифмической спиралью с уравнением $r = a^{\varphi}$ достигается постоянство угла резания β .

После построения логарифмической спирали с заданным углом β строим ломаную линию так, чтобы ее прямолинейные участки своей серединой касались логарифмической спирали. Этим достигается постоянство угла резания в середине каждой режущей кромки, что, в свою очередь, обеспечивает равномерность измельчения продукта по всей длине режущих кромок и позволяет повысить качество готового продукта.

Длина L_i каждой режущей кромки при выполнении ножа определяется из выражения (3.38) с уменьшением длины последующей режущей кромки, что позволяет снизить затраты энергии, гидравлическое сопротивление и повысить эффективность работы куттера в целом.

В результате анализа влияния геометрических параметров ножа куттера на процесс резания была разработана документация на новые конструкции куттерных ножей и изготовлены их опытные образцы (рис. 3.33). Учитывая, что рецептуры и технологии изготовления разных сортов и видов колбасных изделий требуют использования различного вида сырья, можно рекомендовать применение следующих куттерных ножей [23, 24].

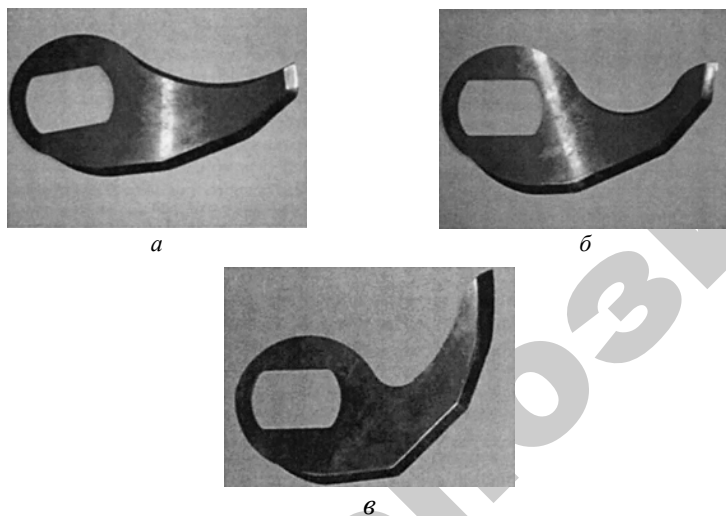


Рис. 3.33. Фотографии опытных образцов куттерных ножей с углом резания в середине прямолинейного участка режущей кромки: $a - 45^\circ$; $b - 55^\circ$; $v - 65^\circ$

При производстве вареных колбас высших сортов используют сырье, содержащее в основном мышечные ткани. Соединительная ткань и другие более прочные включения присутствуют в незначительном объеме. Это создает хорошие условия для резания сырья куттерным ножом, где преобладает нормальная составляющая силы резания. Однако присутствие соединительной ткани даже в незначительном объеме обуславливает наличие касательной составляющей силы резания. Угол резания для ножей данной конструкции составляет $35-55^\circ$.

Как было отмечено, при резании волокнистых материалов необходимо, чтобы давление в зоне контакта режущей кромки и продукта росло с увеличением расстояния от оси вращения до режущей кромки. Поэтому в данном варианте куттерного ножа угол заточки режущей кромки на самом удаленном от оси вращения прямолинейном участке режущей кромки составляет 15° . У посадочного отверстия ножа угол заточки режущей кромки увеличивается до 24° . Шаг изменения угла заточки, начиная от наиболее удаленного от оси вращения ножа прямолинейного участка режущей кромки, составляет 3° .

Вареные колбасы, сосиски, сардельки II сорта изготавливают из более жесткого мясного сырья, имеющего много соединительных тканей. При его обработке необходимы нормальная сила резания для измельчения мышечной ткани и касательная составляющая, обеспечивающая измельчение соединительной ткани. Угол резания для ножей данной конструкции составляет $50-75^\circ$.

С целью уменьшения боковой поверхности ножа разработана его конструкция с ломаной режущей кромкой с углом резания $40-65^\circ$.

Новые технические решения в области конструирования куттерных ножей позволяют снизить прирост температуры измельчаемого сырья и затраты энергии с сохранением требуемого качества к измельчаемому продукту.

ГЛАВА IV. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ПРОМЫШЛЕННОЕ ВНЕДРЕНИЕ

4.1. Универсальный тепловой аппарат для объектов общественного питания

В настоящее время в отрасли общественного питания наблюдается тенденция развития сети малых и средних предприятий. Данные объекты имеют ряд особенностей: разнообразный ассортимент выпускаемых блюд и кулинарных изделий; небольшие производственные и торговые площади; минимальное количество обслуживающего персонала; высокая скорость производства продукции и обслуживания. Поэтому для обеспечения производственного процесса на подобных объектах требуется высокопроизводительное, экономичное оборудование, занимающее малую площадь и обеспечивающее выпуск разнообразной высококачественной готовой продукции. При этом наибольшее значение имеет тепловое оборудование, в первую очередь электрические кухонные плиты, жарочные и пекарские шкафы.

Вышеуказанные тепловые аппараты, серийно выпускаемые в настоящее время, имеют ряд существенных недостатков. Так, например, плиты характеризуются ограниченным сроком службы конфорок (до 5000 ч), их высокой материалоемкостью и энергоемкостью, а также значительным короблением рабочей поверхности конфорок. Главный недостаток серийно выпускаемых электроплит – их значительная тепловая инерционность, обусловленная большой массой конфорок, которая является причиной длительного периода разогрева конструкции до стационарного режима, существенных потерь времени и теплоты при переключении работы устройства с одного режима на другой. Жарочные, пекарские и пароварочные шкафы также имеют ряд недостатков, что приводит к экономической нецелесообразности их применения на малых предприятиях (узкая специализация оборудования, низкий коэффициент использования, неполная загрузка рабочей камеры, большая занимаемая площадь и т. п.). Многие объекты общественного питания вынуждены отказываться от некоторых видов теплового оборудования только потому, что эффективность их использования крайне мала. В качестве примера можно привести пароварочные шкафы, устанавливаемые только в диетических столовых, и то не во всех.

Итак, анализ показывает, что на малых и средних объектах общественного питания является рациональным использование универсальных тепловых аппаратов, совмещающих функции плиты, жарочного, пекарского и пароварочного шкафов. В настоящее время выпускаются аппараты, совмещающие отдельные виды вышеуказанных аппаратов: плиту и жарочный шкаф, пароварочный и жарочный шкафы. Однако отсутствует универсальный тепловой аппарат, который совмещал бы функции всех данных аппаратов.

С целью снижения величины температурной деформации (коробления) рабочей поверхности конфорок плит была предложена конструкция стального плитного настила, состоящего из основания прямоугольной формы и центрального вкладыша, выполненного в виде круга. При конструировании такого плитного настила был впервые использован принцип «золотой пропорции» [28]. Схема новой электроконфорки с площадью рабочей поверхности 0,17 м² представлена на рис. 4.1.

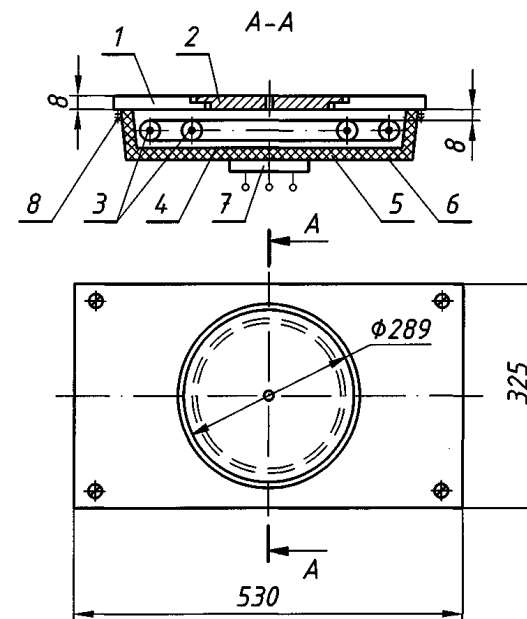


Рис. 4.1. Принципиально-конструктивная схема малоинерционной конфорки:
1 – основание; 2 – вкладыш; 3 – трубчатые электронагреватели; 4 – защитный экран;
5 – теплоизоляция; 6 – кожух; 7 – клеммная колодка; 8 – элементы крепления

Были достигнуты следующие результаты: время разогрева малоинерционной конфорки до рабочей температуры (400 °С) при работе ее на максимальной ступени мощности сократилось в 2...3 раза; температурная деформация (коробление) рабочей поверхности малоинерционной конфорки уменьшилась до 0,3 мм. Технологические испытания показали, что сократилось время разогрева воды в наплитной посуде при установке ее на малоинерционную конфорку, тем самым увеличился ее КПД. Конструкции конфорок для малоинерционных электрических кухонных плит стали ремонтнопригодными, в 2,5 раза увеличился срок их эксплуатации и тем самым значительно повысилась их надежность. Масса конфорок снизилась в 2 раза, следовательно, значительно уменьшилась их инерционность.

Следующий этап – создание автономного или встроенного в электроплиты теплового аппарата, совмещающего функции жарочного, пекарского и пароварочного шкафов, результатом чего явилась разработка конструкции и создание многофункционального жарочного шкафа.

Исходя из результатов исследования свойств перегретого водяного пара был разработан и создан лабораторный образец многофункционального жарочного шкафа, схема которого представлена на рис. 4.2.

Предлагаемая конструкция состоит из следующих составных элементов: парогенератора 1, являющегося источником влажного насыщенного пара; соединенного с ним по принципу сообщающихся сосудов питателя 2; пароперегревателя 3, выполненного из двух секций и состоящего из ряда трубчатых электронагревателей 4; рабочей камеры 5 и теплоизолирующего опорного каркаса 7. Требуемые технологические параметры для тепловой обработки продуктов обеспечиваются приборами автоматического регулирования.

Данная конструкция позволяет совместить функции пароварочного и жарочного шкафов, а также позволяет осуществлять особую функцию – тепловую обработку пищевых продуктов перегретым водяным паром при атмосферном давлении. В качестве теплопередающей среды в новом аппарате могут быть использованы влажный насыщенный пар, нагретый воздух, перегретый пар или паровоздушная смесь в зависимости от требуемого технологического процесса.

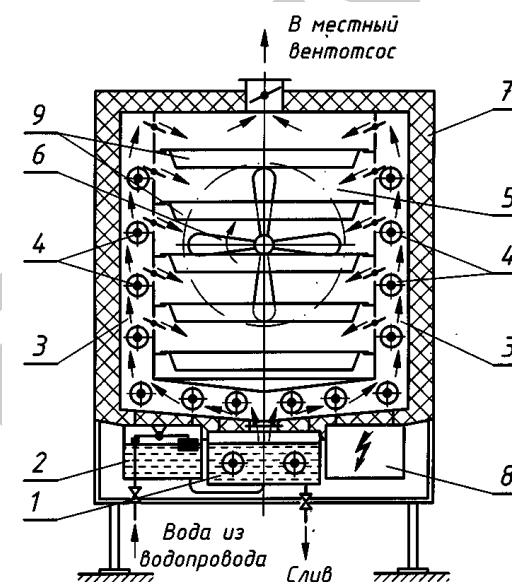


Рис. 4.2. Принципиально-конструктивная схема многофункционального жарочного аппарата: 1 – парогенератор; 2 – питатель; 3 – пароперегреватель; 4 – трубчатые электронагреватели; 5 – камера рабочая; 6 – вентилятор; 7 – каркас теплоизолирующий; 8 – панель управления; 9 – емкости функциональные

Универсальность нового парожарочного шкафа определяется особенностями его конструкции. При включенном парогенераторе и выключенном пароперегревателе аппарат работает как пароварочный шкаф. При выключенном парогенераторе и включенном пароперегревателе аппарат работает как традиционный жарочный шкаф. При включенных парогенераторе и пароперегревателе аппарат работает в парожарочном режиме. Оригинальное конструктивное решение нового аппарата позволяет осуществлять различные технологические операции тепловой обработки пищевых продуктов в одной и той же рабочей камере. Результатом этой особенности является возможность внедрения комбинированных способов тепловой обработки.

Совместно с конструкторским отделом Барановичского завода торгового машиностроения был разработан тепловой аппарат нового поколения ПЭМ-0,51Ш, представляющий собой малоинерционную плиту со встроенным парожарочным шкафом.

Внешний вид аппарата представлен на следующей фотографии (рис. 4.3).



Рис. 4.3. Общий вид универсального теплового аппарата

Остановимся более подробно на конструктивных особенностях этого нового аппарата. На рис. 4.4 представлена схема плитного пастила (вид сверху), состоящего из трех конфорок.

Чтобы снизить коробление рабочей поверхности конфорок, предложили стальной составной плитный настил (прямоугольное основание и круглый центральный вкладыш). Тут впервые использовали принцип «золотой пропорции» [28], то есть деление площади «золотым сечением». Это важно, поскольку современные конфорки плит выполнены размером 330×325 мм, что соответствует геометрическим значениям «золотого» прямоугольника (стандарт «Гастро-норм»).

В качестве нагревателей для малоинерционной конфорки использованы ТЭНы из нержавеющей стали, расположенные с воздушным зазором по отношению к настилу. Применение взамен массивного чугунного литого корпуса тонкого стального листа позволило существенно снизить массу нагревательного устройства, а замена нихромовых спиралей на ТЭНы обусловила ремонтпригодность изделия, повышение срока его службы и повысила безопасность работы и надежность в эксплуатации при повышенной тепловой эффективности.

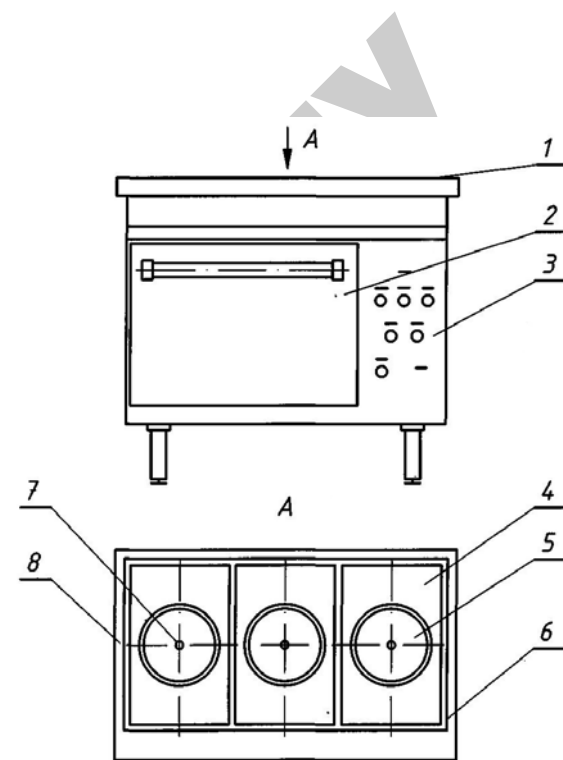


Рис. 4.4. Схема составного плитного настила: 1 – рабочая поверхность плиты; 2 – дверца парожарочного шкафа; 3 – пульт управления; 4 – конфорка; 5 – центральный вкладыш; 6 – облицовочная поверхность; 7 – центральное отверстие; 8 – тепловые зазоры

Методом эксперимента оптимизировали толщину плитного настила и величину воздушного зазора между настилом и нагревателями.

В парожарочном шкафу происходит следующая тепловая обработка пищевых продуктов:

- размораживание;
- томление;
- бланширование;
- тушение;
- обжаривание;
- тушение с предварительным обжариванием;
- ошпаривание;
- варка в среде влажного насыщенного и слабоперегретого пара;
- выпечка мелкоштучных мучных изделий;
- запекание блюд в среде перегретого пара;

Результаты обработки экспериментальных данных

Показатели	Воздух	Перегретый пар
Полезно используемое количество теплоты, Вт	1275	2087
Потребляемая мощность, Вт	6000	8000
КПД, %	21,3	26,1
Коэффициент теплоотдачи при рабочей температуре, Вт/(м ² ·°С)	18,8	32,3

Опытные образцы были успешно испытаны в столовых Шклова, Могилева и Барановичей (с 1995 по 2002 г.).

По конструкторской документации Могилевского государственного университета продовольствия, в Барановичах с 2003 г. начат серийный выпуск малоинерционных плит с парожарочным шкафом ПЭМ-0,51Ш на РУП «Белторгмаш». Получены санитарно-гигиенические и технологические сертификаты соответствия нормативам.

Для данного аппарата разработан полный комплект конструкторской и нормативно-технической документации, получены санитарно-гигиенические и технологические сертификаты соответствия нормативам.

Внедрение аппарата ПЭМ-0,51Ш в эксплуатацию на предприятиях общественного питания позволит сэкономить производственные площади; увеличить выход приготавливаемых блюд и кулинарных изделий; сэкономить время, затрачиваемое на приготовление блюд и кулинарных изделий; улучшить условия труда поваров; увеличить коэффициент полезного использования оборудования; внедрить комбинированные способы тепловой обработки пищевых продуктов; улучшить органолептические характеристики и повысить биологическую ценность получаемой продукции.

Один аппарат ПЭМ-0,51Ш обеспечивает весь технологический процесс приготовления кулинарной продукции на объектах общественного питания, имеющих до 25 посадочных мест. ПЭМ-0,51Ш также рекомендуется к применению в детском, школьном и диетическом питании, т. к. он обеспечивает приготовление блюд и кулинарных изделий в щадящих режимах.

– термостатирование;

– разогрев охлажденной и замороженной готовой кулинарной продукции и полуфабрикатов.

Оригинальное конструктивное решение аппарата позволяет проводить разные технологические операции тепловой обработки в одной и той же рабочей камере. Благодаря этой особенности можно применять комбинированные способы тепловой обработки.

Итак, потребляемая мощность экспериментального образца парожарочного аппарата на 33 % выше, чем у жарочного шкафа. Однако КПД аппарата в парожарочном режиме заметно выше, чем при жарочном режиме. Отсюда: эксплуатация парожарочного шкафа в высокотемпературном режиме более целесообразна с энергетической точки зрения. При этом коэффициент теплоотдачи от перегретого пара в 1,7 раза больше, чем от воздуха с той же температурой.

Сравнительные исследования качества продуктов показали преимущество парожарочного режима над традиционной жаркой: продолжительность тепловой обработки сокращается на 14–36 %, потери массы – на 1–6 %.

Перегретый пар – менее агрессивная среда, чем воздух, благодаря чему увеличивается пищевая ценность блюд (сохранение витаминов и минерального состава).

При анализе экспериментальных исследований малоинерционной конфорки выяснилось: наименьшему короблению подвержены плитный настил, площадь вкладыша которого определена по закону «золотой пропорции»; время разогрева малоинерционной конфорки до рабочей температуры (400 °С) на максимальной ступени мощности сократилось в 2–3 раза; температурная деформация (коробление) рабочей поверхности этой конфорки уменьшилась до 0,37 мм.

Технологические испытания показали: сократилось время разогрева воды в наплитной посуде, установленной на конфорке (увеличился ее КПД). Конструкция конфорки стала ремонтпригодной, срок ее эксплуатации увеличился в 2,5 раза (повысилась надежность). Масса конфорок уменьшилась в 2 раза (намного уменьшилась их инерционность).

При разработке конструкции шкафа проведены сравнительные теплотехнические испытания использования нагретого воздуха и перегретого пара (в качестве теплоносителей), загрузка рабочей камеры – 30 %.

Технические характеристики нового аппарата приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Техническая характеристика универсального теплового аппарата ПЭМ-0,51Ш

Параметр	Ед. изм.	Величина
Площадь рабочей поверхности	м ²	0,51
Температура рабочей поверхности конфорок, не менее	°С	400
Температура в камере парожарочного шкафа, не менее	°С	280
Время разогрева конфорок от 20 °С до 75 °С, не более	мин	20
Время разогрева парожарочного шкафа от 20 °С до 230 °С в незагруженном состоянии, не более	мин	20
Количество конфорок	шт.	3
Количество противней в парожарочном шкафу	шт.	2
Номинальная мощность, не более: конфорок; парожарочного шкафа; парогенератора	кВт	12,3 8 2
Номинальное напряжение	В	380 с нулевым проводом
Частота тока	Гц	50
Количество нагревательных элементов: конфорок; парожарочного шкафа; парогенератора	шт.	6 8 2
Число ступеней регулирования мощности: конфорок; парогенератора	шт.	3 3
Габаритные размеры, не более: длина; ширина; высота	мм	1200 950 850

Окончание таблицы 4.2

Параметр	Ед. изм.	Величина
Внутренние размеры жарочного шкафа, не более: длина; ширина (глубина); высота	мм	600 650 360
Масса, не более	кг	218

Аппарат сконструирован в соответствии с нормативами «Гастро-норм». Конструкция данного аппарата защищена тремя патентами Республики Беларусь (№ 1018, № 3132, № 4557), имеются публикации в российских и белорусских периодических научных изданиях.

Результаты лабораторных экспериментальных исследований были использованы при изготовлении опытных образцов малоинерционных плит, оснащенных парожарочным шкафом, второй вариант которых успешно прошел производственные испытания в столовых Могилева и Барановичей.

4.2. Экспериментальное исследование процесса обработки продуктов в среде перегретого водяного пара

Использование водяного пара в перегретом состоянии для жарки и выпечки пищевых продуктов представляет значительный интерес, т. к. позволяет интенсифицировать процесс тепловой обработки кулинарных изделий и снизить удельный расход энергии. Одной из причин недостаточного применения этого способа приготовления в общественном питании является отсутствие научно обоснованных сведений о преимуществах его использования.

Проведенный анализ литературных источников показал, что до настоящего времени процесс теплоотдачи от перегретого водяного пара досконально не изучен. С целью решения данной проблемы был разработан и создан научно-исследовательский стенд для изучения свойств влажного насыщенного и перегретого водяного пара при атмосферном и повышенном давлении, схема которого представлена на рис. 4.5.

Стенд состоит из парогенератора, пароперегревателя и теплообменника типа «труба в трубе», в теплообменную стенку которого впаиваны термпары с поперечным сечением 0,3 мм. Максимально допустимое избыточное давление в аппарате 0,4 атм.

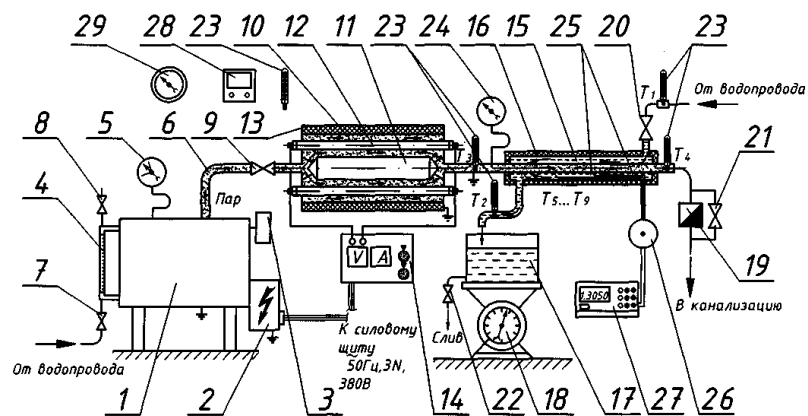


Рис. 4.5. Принципиально-конструктивная схема экспериментального стенда для изучения свойств перегретого водяного пара: 1 – парогенератор; 2 – пульт управления; 3 – двойной предохранительный клапан; 4 – водомерное стекло; 5 – электроконтактный манометр ЭКМ; 6 – паропровод; 7, 9, 20, 21, 22 – вентили; 8 – воздушный кран; 10 – корпус пароперегревателя; 11 – обтекатель; 12 – трубчатые электронагреватели; 13 – тепловая изоляция; 14 – автотрансформатор; 15 – теплообменник-водонагреватель; 16 – тепловая изоляция; 17 – водомерный бачок; 18 – весы товарные; 19 – конденсатоотводчик; 23 – термометры ТТ; 24 – манометр ОБМВ-1-100; 25 – термопары ТХА; 26 – переключатель ППТ; 27 – милливольтметр М1200; 28 – счетчик-секундомер; 29 – барометр

Был проведен эксперимент и получены данные по зависимости коэффициента теплоотдачи от перегретого водяного пара при атмосферном давлении и давлениях 0,1 и 0,2 атм в диапазоне температур от 100 до 200 °С.

Эти данные свидетельствуют, что теплоотдача от водяного пара изменяется с ростом давления и температуры. Чем выше температура, тем меньше коэффициент теплоотдачи. С ростом давления теплоотдача растет. Однако для влажного насыщенного и слабеперегретого водяного пара разность коэффициентов теплоотдачи очень велика. Чем выше температура перегрева, тем эта разность сокращается. При температуре свыше 140 °С значения коэффициентов теплоотдачи при одинаковых значениях температур перегрева очень близки. Отсюда можно сделать вывод, что нет необходимости герметизировать создаваемый аппарат, а тепловую обработку целесообразно проводить при атмосферном давлении.

В настоящее время продолжают исследования по теплоотдаче от перегретого водяного пара, цель которых – уточнить полученные данные и математически их обработать для получения критериальных уравнений теплоотдачи.

С целью дальнейших исследований на базе лабораторного образца парожарочного шкафа был создан научно-исследовательский стенд и проведены сравнительные теплотехнические испытания по использованию в качестве теплоносителей нагретого воздуха и перегретого водяного пара (загрузка рабочей камеры составляла 30 %). Схема данного стенда представлена на рис. 4.6.

Теплоотдача от греющей среды к проточной воде измерялась с помощью термопар, сила тока – амперметром, напряжение – вольтметром.

Вода из водопровода проходит через теплообменник, на поверхности которого размещены термопары. Температура на входе в рабочую камеру и на выходе из нее измерялась термометром.

Результаты обработки экспериментальных данных приведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Результаты сравнительных теплотехнических испытаний

Используемый теплоноситель	Полезно используемое количество теплоты, Вт	Потребляемая мощность, Вт	Коэффициент полезного действия, %	Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя при рабочей температуре, Вт / (м ² · °С)
Воздух	1275	6000	21,3	18,8
Перегретый пар	2087	8000	26,1	32,3

Как видно из данных табл. 4.3, потребляемая мощность экспериментального образца парожарочного аппарата на 33 % выше, чем у жарочного шкафа. Однако, несмотря на это, коэффициент полезного действия аппарата в парожарочном режиме заметно выше по сравнению с жарочным режимом. Следовательно, эксплуатация парожарочного шкафа в высокотемпературном режиме более целесообразна с энергетической точки зрения, даже несмотря на то, что потребляемая мощность экспериментального образца парожарочного

шкафа на треть больше, чем у жарочного шкафа. При этом коэффициент теплоотдачи от перегретого пара в 1,7 раза выше, чем от воздуха, нагретого до такой же температуры.

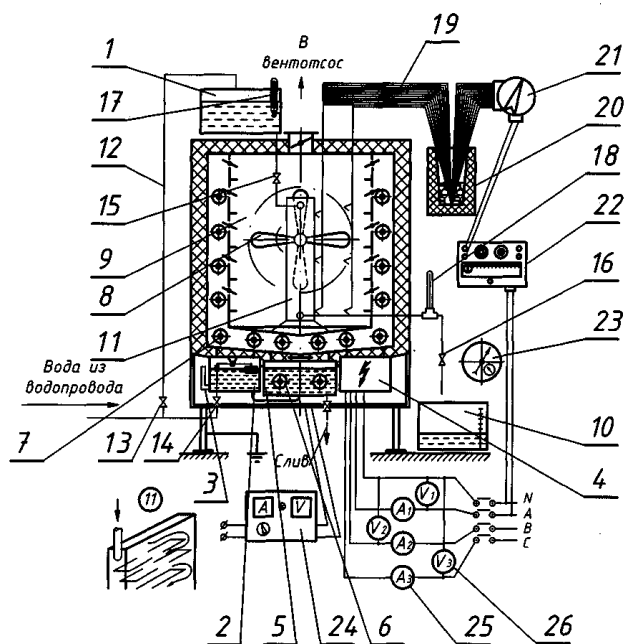


Рис. 4.6. Принципиально-конструктивная схема экспериментального стенда для изучения теплоотдачи от теплоносителя в рабочих камерах жарочных шкафов: 1 – питательный бак; 2 – питатель; 3 – водомерная трубка; 4 – пульт управления; 5 – парогенератор; 6 – ТЭНы парогенератора; 7 – ТЭНы пароперегревателя; 8 – крыльчатка вентилятора; 9 – рабочая камера; 10 – приемный бак; 11 – теплообменник; 12 – водопровод; 13, 14, 15, 16 – вентили; 17, 18 – термометры ртутные; 19 – термопреобразователи хромель-алюмелевые; 20 – сосуд Дьюара; 21 – переключатель; 22 – милливольтметр; 23 – барометр; 24 – трансформатор лабораторный; 25 – амперметр; 26 – вольтметр

Проведенные теплотехнические испытания показали преимущество использования перегретого водяного пара в качестве теплоносителя с энергетической точки зрения.

Следующим этапом исследований было изучение влияния перегретого водяного пара на качественные характеристики пищевых продуктов при тепловой обработке. С этой целью проведен ряд технологических исследований.

Исследования по изучению изменения времени тепловой обработки и выхода готовой продукции приведены в табл. 4.4.

Таблица 4.4

Характеристика качества кулинарной продукции в зависимости от режима жарения

Температура теплового процесса, °С	Продолжительность жарки, мин		Выход готового изделия, %		Потери при тепловой обработке, %	
	Воздух	Перегретый пар	Воздух	Перегретый пар	Воздух	Перегретый пар
Окорочка куриные						
250	25	16	58,9	64,9	41,1	35,1
Булочка из дрожжевого теста						
200	24	20	81,2	82,5	18,8	17,5
Картофель						
250	22	19	50,0	53,5	50,0	46,5

Как показывают данные табл. 4.4, при обработке пищевых продуктов в среде перегретого водяного пара по сравнению с обработкой в среде нагретого воздуха продолжительность жарки и выпечки сокращается на 15...40 %, выход готовой продукции увеличивается на 5...15 % в зависимости от вида приготавливаемых изделий. Также улучшились органолептические показатели качества изделий: средний балл оценки для изделий, жаренных в паровой среде, – 4,7, для изделий, жаренных в воздушной среде, – 4,3 балла. Изделия, обработанные в парожарочном аппарате, отличаются большей сочностью, нежностью и равномерностью окраски поверхности.

Проведены исследования по изучению влияния тепловой обработки в паровой среде на качественные характеристики выпечных изделий из дрожжевого теста. Данные приведены в табл. 4.5.

Таблица 4.5

Качественные характеристики булочных изделий

Показатели качества	Воздушная среда	Паровая среда
1. Выход готовой продукции, %:		
полуфабрикат массой 290 г;	86,2	91,7
полуфабрикат массой 623 г	81,8	84,1
2. Время тепловой обработки, мин:		
полуфабрикат массой 290 г;	24,5	21
полуфабрикат массой 623 г	29,5	26,5

Окончание таблицы 4.5

Показатели качества	Воздушная среда	Паровая среда
3. Формоустойчивость	0,27	0,28
4. Влажность, %	40	45,2
5. Пористость, %	74	76
6. Удельный объем, см ³ /г	1,76	2,3

Как видно из данных табл. 4.5, при выпечке дрожжевых мучных изделий в паровой среде снижаются потери массы, сокращается продолжительность тепловой обработки. Изделия, приготовленные в паровой среде, обладают большей влажностью, пористостью, удельным объемом и формоустойчивостью.

В рамках технологических исследований разработан способ разогрева охлажденных, а также замороженных блюд и полуфабрикатов, подвергшихся предварительной дефростации в среде перегретого пара. В качестве технологических параметров, оказывающих влияние на разогрев блюд и полуфабрикатов, были выбраны температура и скорость движения паровой среды. Разогрев кулинарной продукции производился в функциональных емкостях из нержавеющей стали до достижения в центре изделия температуры 85 °С. Результаты исследований приведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6

Рекомендации по режимам разогрева охлажденной кулинарной продукции в среде перегретого водяного пара

Вид разогреваемой кулинарной продукции	Температура греющей среды, °С	Скорость движения греющей среды, м/с	Выход разогретой кулинарной продукции, %
Рубленые изделия из мяса или рыбы	150...165	3,5...4,5	98...100
Тушеные изделия из мяса в соусе	170...190	3...4	≈ 100

Полученная кулинарная продукция отличается высокими органолептическими показателями качества: изделия имеют привлекательный внешний вид, упругую и нежную консистенцию, запах и вкус, характерные для свежеприготовленных изделий.

По результатам проведенных исследований сделаны следующие выводы:

– эксплуатация парожарочного аппарата в высокотемпературном режиме более целесообразна с энергетической точки зрения, даже несмотря на то, что потребляемая мощность парожарочного аппарата на 33 % выше, чем у жарочного шкафа;

– коэффициент теплоотдачи от перегретого водяного пара в реальном аппарате в 1,7 раза выше, чем от воздуха, нагретого до такой же температуры;

– выход получаемого блюда из полуфабриката, обработанного в среде перегретого пара, увеличился на 5...15 % по сравнению с традиционным способом жарки;

– продолжительность тепловой обработки пищевых продуктов в среде перегретого водяного пара сокращается на 15...40 % по сравнению с традиционным способом жарки;

– булочные изделия из дрожжевого теста, выпеченные в среде перегретого водяного пара, обладают большей влажностью, пористостью, удельным объемом и формоустойчивостью;

– улучшились органолептические показатели готовой кулинарной продукции, обработанной в среде перегретого водяного пара.

Использование перегретого водяного пара для разогрева охлажденной кулинарной продукции и полуфабрикатов позволяет повысить выход готовых к реализации блюд и изделий до 100 %.

Применение перегретого водяного пара для жарки мясных полуфабрикатов. Жарка мясных полуфабрикатов

Мясо и субпродукты являются одними из важнейших продуктов питания человека. Жарка и запекание мясных полуфабрикатов в традиционных жарочных аппаратах протекает долго, что связано с малым коэффициентом теплоотдачи от горячего воздуха, используемого в качестве теплообменной среды. В результате имеет место длительное нагревание и наличие неравномерного температурного поля в рабочей камере, что и приводит к ухудшению качества готовой продукции. Изделия деформируются, поверхностные слои подсыхают и перегреваются, активно протекают процессы окисления жиров.

Во второй половине XX в. начались поиски новых щадящих способов тепловой обработки, которые позволили бы максимально сохранить пищевую ценность мясных продуктов и повысить выход готовой продукции.

Были разработаны различные нетрадиционные способы тепловой обработки продуктов:

- в среде влажного насыщенного водяного пара при повышенном давлении;
- инфракрасными лучами;
- в электромагнитном поле высокой и сверхвысокой частоты;
- циркулирующим горячим воздухом;
- комбинированные способы, объединяющие два и более основных способов тепловой обработки.

В том числе был предложен способ тепловой обработки в среде перегретого водяного пара.

Вода при кипении образует влажный насыщенный пар, который представляет собой сложную систему, состоящую из воды и водяного пара. При дальнейшем нагреве и постоянном отводе пара из области кипения образуется сухой насыщенный пар. Сухой насыщенный пар неустойчив: при охлаждении при постоянном давлении он переходит во влажный, а при нагреве – в перегретый пар. Перегретый водяной пар обладает уникальными свойствами, в том числе способностью нагреваться до температуры 300...350 °С при атмосферном давлении. Данное свойство обуславливает возможность применения перегретого водяного пара в качестве теплопередающей среды для тепловой обработки продуктов.

Был создан аппарат для жарки и запекания пищевых продуктов в среде перегретого пара. Схема аппарата представлена на рис. 4.7.

Предлагаемая конструкция состоит из следующих составных элементов: парогенератора, являющегося источником влажного насыщенного пара; соединенного с ним по принципу сообщающихся сосудов питателя; пароперегревателя, выполненного из двух секций и состоящего из ряда трубчатых электронагревателей; рабочей камеры и теплоизолирующего опорного каркаса. Требуемые технологические параметры для тепловой обработки продуктов обеспечиваются приборами автоматического регулирования.

Принцип работы аппарата заключается в следующем: в парогенераторе вырабатывается влажный насыщенный пар, который поступает в зону расположения электронагревателей, где осуществляется перегрев пара. Перегретый водяной пар поступает в рабочую камеру, где происходит тепловая обработка полуфабрикатов.

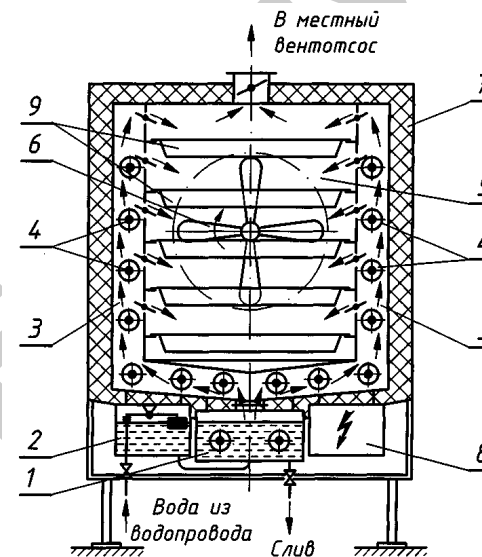


Рис. 4.7. Принципиально-конструктивная схема многофункционального жарочного аппарата: 1 – парогенератор; 2 – питатель; 3 – пароперегреватель; 4 – трубчатые электронагреватели; 5 – камера рабочая; 6 – вентилятор; 7 – каркас теплоизолирующий; 8 – панель управления; 9 – емкости функциональные

При исследовании влияния перегретого пара на качественные характеристики мясных изделий изучались следующие показатели: продолжительность тепловой обработки, потери массы при тепловой обработке, влажность, органолептические показатели.

Жарка осуществлялась на противнях из нержавеющей стали до достижения температуры в центре изделия 85 °С. Температура контролировалась при помощи алюмель-хромелевых термопар сечением 0,3 мм². Тепловая обработка производилась в условиях свободной конвекции теплообменной среды.

В качестве объектов исследования изучались котлеты говяжьи и окорочка куриные. Результаты исследований приведены в табл. 4.7.

Таблица 4.7

Качественные характеристики мясных изделий

Показатели качества	Воздушная среда	Паровая среда
1. Выход готовой продукции, %:		
окорочка куриные;	58,9	64,9
котлета говяжья	80,8	88,1

Окончание таблицы 4.7

Показатели качества	Воздушная среда	Паровая среда
2. Продолжительность тепловой обработки, мин:		
окорочка куриные;	25	16
котлета говяжья	12	8,5
3. Влажность, %:		
окорочка куриные;	74,8	77,5
котлета говяжья	68	76

По полученным данным можно сделать следующие выводы о преимуществе жарки мясных полуфабрикатов в среде перегретого пара по сравнению с традиционным способом жарки в среде нагретого воздуха в условиях свободного движения греющей среды:

– выход готовой продукции, приготовленной в среде перегретого пара, на 5...10 % выше по сравнению с приготовленной в среде нагретого воздуха;

– продолжительность тепловой обработки в паровой среде меньше на 30...35 %;

– влажность готовых изделий больше на 3...10 %.

Также были проведены сравнительные исследования по продолжительности тепловой обработки и потерям массы изделий при различных температурах. В качестве объекта исследования были выбраны окорочка куриные. Результаты исследований приведены в табл. 4.8.

Таблица 4.8

Характеристика качества курицы жареной в зависимости от режима жарения

Температура технологического процесса, °С	Продолжительность жарки, мин		Выход готового изделия, %	
	Воздух	Пар	Воздух	Пар
200	30	22	59,7	61,8
250	25	16	58,9	64,9

Как видно из данных табл. 4.8, при температуре 200 °С продолжительность тепловой обработки в паровой среде сокращается на 27 %, при 250 °С – на 36 %. Выход готовой продукции, обработанной в среде перегретого пара, при температуре 200 °С увеличивается на 2,1 %, при температуре 250 °С – на 6 %. Повышение температуры

греющей среды понижает продолжительность тепловой обработки в среде перегретого пара на 27 %, выход готовой продукции увеличивается на 3 %; для продукции, обработанной в среде нагретого воздуха, продолжительность жарки сокращается на 16,7 %, выход готовой продукции уменьшается на 0,8 %. На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

– при повышении температуры греющей среды сокращается продолжительность тепловой обработки;

– повышение температуры увеличивает выход готовой продукции для изделий, приготовленных в паровой среде, и снижает выход для изделий, приготовленных в воздушной среде.

Из полученных данных следует, что изменение температуры технологического процесса оказывает значительное влияние на разность относительных величин показателей качества готовой продукции. Причем для изделий из мяса более предпочтителен высокотемпературный режим тепловой обработки в среде перегретого пара по сравнению со средой нагретого воздуха.

Средняя органолептическая оценка для изделий, жаренных в среде перегретого пара, составила 4,8 балла; для изделий, жаренных в среде нагретого воздуха, – 4,3 балла.

Кроме того, в рамках технологических исследований разработан способ разогрева охлажденных, а также замороженных изделий, подвергшихся предварительной дефростации в среде перегретого пара. Проведены исследования по определению основных технологических параметров, оказывающих влияние на качество разогретых изделий и полуфабрикатов. В качестве исследуемых параметров были выбраны температура и скорость движения греющей среды.

Применение перегретого водяного пара для выпечки хлебобулочных изделий

Использование водяного пара в перегретом состоянии для выпечки хлебобулочных изделий представляет значительный интерес, т. к. позволяет интенсифицировать процесс тепловой обработки. Традиционные способы выпечки хлебобулочных изделий не обеспечивают получения высококачественной продукции. Выпечка в традиционных аппаратах протекает долго, что связано с малым коэффициентом теплоотдачи от горячего воздуха, используемого в качестве теплообменной среды. В результате имеет место длительное нагревание и наличие

неравномерного температурного поля в рабочей камере, что и приводит к ухудшению качества готовой продукции. Изделия деформируются, поверхностные слои подсыхают и перегреваются, имеют место разрывы корки, активно протекают окислительные процессы.

На разработанном аппарате для жарки и выпечки пищевых продуктов в среде перегретого пара (схема представлена на рис. 4.10) выпечка осуществлялась на противнях из нержавеющей стали до достижения температуры в центре изделия 85 °С. Температура контролировалась при помощи алюмель-хромелевых термопар сечением 0,3 мм².

В качестве объекта исследования изучался хлеб подовый из пшеничной муки 1-го сорта. Выпечка производилась при температуре 200...210 °С в условиях свободной конвекции теплообменной среды.

Результаты исследований приведены в табл. 4.9.

Таблица 4.9

Качественные характеристики булочных изделий

Показатели качества	Воздушная среда	Паровая среда
1. Выход готовой продукции, г: полуфабрикат массой 290 г; полуфабрикат массой 623 г	250 509	266 524
2. Потери массы, %: полуфабрикат массой 290 г; полуфабрикат массой 623 г	13,8 18,2	8,3 15,9
3. Время тепловой обработки, мин: полуфабрикат массой 290 г; полуфабрикат массой 623 г	24,5 29,5	21 26,5
4. Формоустойчивость	0,27	0,28
5. Влажность, %	40	45,2
6. Пористость, %	74	76
7. Удельный объем, см ³ /г	1,76	2,3

Как видно из данных табл. 4.9, при выпечке хлебобулочных изделий из дрожжевого теста в среде перегретого пара выход готовой продукции для полуфабриката массой 290 г повышается на 16 г по сравнению с традиционным способом тепловой обработки, для полуфабриката массой 623 г – на 15 г. Продолжительность тепловой

обработки в парожарочном режиме для полуфабриката 290 г сокращается на 3,5 мин, для полуфабриката 623 г – на 3 мин. Показатели формоустойчивости очень близки, но все же выше для изделий, выпеченных в паровой среде (0,28 – для парожарочного режима и 0,27 – для жарочного). Влажность у изделий, приготовленных в паровой среде, выше на 5,2 %, пористость – на 2 %, удельный объем – на 0,54 см³/г.

По полученным данным можно сделать следующие выводы о преимуществе выпечки мучных изделий в среде перегретого пара по сравнению с традиционным способом выпечки в среде нагретого воздуха в условиях свободного движения греющей среды:

- выход готовой продукции увеличивается на 2,5...6 %;
- продолжительность тепловой обработки сокращается на 10...15 %, что приводит к увеличению подооборота;
- формоустойчивость увеличивается на 3,5 %, что приводит к повышению потребительских качеств;
- влажность готовых изделий увеличивается на 10...12 %;
- пористость увеличивается на 3 %, что приводит к увеличению степени усвоения хлеба;
- удельный объем увеличивается на 23,5 %.

Кроме того, были проведены сравнительные исследования по продолжительности тепловой обработки и потерям массы изделий при различных температурах. Результаты исследований приведены в табл. 4.10.

Таблица 4.10

Характеристика качества хлебобулочных изделий из дрожжевого теста в зависимости от режима выпечки

Температура технологического процесса, °С	Продолжительность выпечки, мин		Выход готового изделия, %		Потери при тепловой обработке, %	
	Воздух	Пар	Воздух	Пар	Воздух	Пар
200	24	20	81,2	82,50	18,75	17,5
240	20	17	79,0	80,0	20,85	20,0

Как видно из данных табл. 4.10, при 200 °С продолжительность выпечки в паровой среде сокращается на 16,5 %, при 240 °С – на 15 %. Выход готовой продукции при 200 °С увеличивается на 1,3 %, при 240 °С – на 1 %. Следовательно, можно сделать следующие выводы:

– при повышении температуры греющей среды снижается продолжительность тепловой обработки и увеличиваются потери массы;

– изменение температуры технологического процесса оказывает малое влияние на разность относительных величин показателей.

Органолептические показатели мучных изделий, приготовленных в паровой и воздушной средах, охарактеризованы в табл. 4.11.

Таблица 4.11

Органолептические показатели качества мучных изделий, выпеченных в среде перегретого пара и нагретого воздуха

Органолептические показатели	Описание	
	Воздушная среда	Паровая среда
1. Поверхность	Ровная, имеются разрывы	Ровная, без разрывов
2. Консистенция	Упругая	Упругая
3. Пористость	Равномерная	Равномерная
4. Цвет корочки	Серовато-оранжевый	Светло-оранжевый
5. Цвет дна	Светло-коричневый	Светло-желтый

Средняя органолептическая оценка изделий, выпеченных в среде перегретого пара, составила 4,7 балла; изделий, выпеченных в среде нагретого воздуха, – 4,4 балла.

4.3. Особенности теплообменных аппаратов для стерилизации молока

Интенсификация технологических процессов является основной тенденцией в развитии современного оборудования пищевых производств. Это относится и к аппаратам для высокотемпературной (ВТ) обработки молочных продуктов.

Известно, что повышение интенсивности протекания тепловых процессов неразрывно связано с ростом затрат механической энергии. Поэтому любой теплообменный аппарат должен конструироваться для работы в оптимальном режиме на основании критериев оптимальности: отношение тепловой мощности к работе, затраченной на преодоление гидравлического сопротивления при перемещении продукта. Это справедливо и по отношению к новым кожухотрубным аппаратам для ВТ-обработки молока на базе теплообменных элементов типа «труба в трубе» с кольцевым каналом (обогреваемым паром с двух сторон) для нагреваемой среды (рис. 4.8).

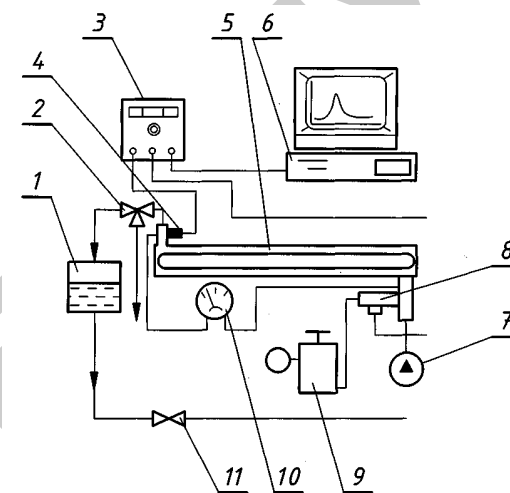


Рис. 4.8. Схема экспериментальной установки: 1 – резервуар с водой; 2 – трехходовой кран; 3 – стабилизированный источник питания; 4 – кондуктометрический датчик; 5 – нагреватель; 6 – ПЭВМ со встроенным аналого-цифровым преобразователем ADC-100; 7 – насос; 8 – устройство впрыска; 9 – ресивер; 10 – дифманометр; 11 – регулировочный кран

Однако при этом технологические особенности процесса ВТ-обработки предъявляют дополнительные требования к режимно-конструктивным параметрам работы этих аппаратов, которые заключаются в обеспечении равной продолжительности пребывания отдельных объемов обрабатываемого продукта в зоне высоких температур. Неравномерное формирование поля скоростей по сечению и длине аппарата приводит к колебаниям продолжительности его пребывания в рабочей зоне, а также к резкому снижению качества за счет термического разложения объемов продукта, движущихся с наименьшей скоростью, и интенсивного нагарообразования.

Цель работы – исследование продолжительности пребывания продукта и оценка приемлемости структуры его потока в совокупности с оптимальным диапазоном работы аппаратуры с точки зрения тепловых и гидродинамических параметров.

Распределение продолжительности пребывания продукта в нагревателе изучали путем экспериментального построения дифференциальных кривых отклика аппарата на импульсный ввод трасера (С-кривых) и оценивали по значению диффузионного критерия Пекле Pe_D , однозначно характеризующего интенсивность обратного

перемешивания продукта в потоке, а следовательно, и неодинаковую продолжительность термообработки его частиц.

Значение Pe_D вычислялось как удвоенная обратная величина безразмерной дисперсии δ^2 в предположении, что гидродинамический режим аппарата приближен к идеальному вытеснению.

Опыты проводили с использованием экспериментальной установки, основным элементом которой является нагреватель с изменяемым соотношением наружного и внутреннего диаметров кольцевого канала. При снятии *S*-кривых через нагреватель перемещался поток продукта, в который на входе импульсно устройством впрыска равномерно по сечению вводился трассер – насыщенный раствор поваренной соли.

Концентрацию трассера на выходе из аппарата оценивали по электропроводности жидкости кондуктометрическим датчиком, соединенным по потенциометрической схеме со стабилизированным источником питания и входом аналого-цифрового преобразователя (АЦП) марки ADC-100, встроенного в ПЭВМ. Развертки сигналов во времени (*S*-кривые) автоматически строились на экране ПЭВМ и сохранялись в памяти компьютера в виде файлов, которые затем обрабатывались при помощи MS Excel. С использованием дифманометра оценивали разность давлений на входе в аппарат и выходе из него.

Постановка серии экспериментов позволила убедиться в воспроизводимости результатов и установить, что основным фактором, влияющим на распределение продолжительности пребывания продукта, является скорость его движения в аппарате.

Зависимость критерия Pe_D от фиктивной скорости V_{ϕ} , отнесенной к поперечному сечению кольцевого канала, иллюстрируется рис. 4.9.

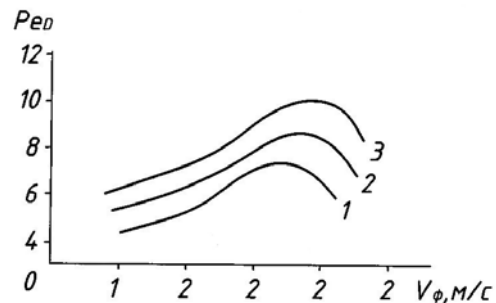


Рис. 4.9. Зависимость критерия Pe_D от фиктивной скорости V_{ϕ} для зазоров между внутренней и наружной теплообменной трубой: 1 – 4 мм; 2 – 8 мм; 3 – 12 мм

Анализ кривых показывает, что независимо от соотношения диаметров наружных и внутренних труб (в диапазоне 1,18, 1,54 и 1,88) существует оптимальная с точки зрения структуры потока скорость (соответствующая максимальному значению Pe_{max}), отклонение от которой приводит к резкому росту неравномерности продолжительности пребывания продукта в нагревателе.

В свою очередь, численные максимальные значения Pe_{max} , отражающие степень приближения потока к «поршневому» режиму движения, меняются в зависимости от соотношения диаметров наружной и внутренней труб теплообменного элемента с кольцевым каналом для нагреваемого продукта и достигают наибольшей абсолютной величины при зазоре 12 мм.

Полученные результаты представлены в критериальной форме (рис. 4.10) в зависимости от критерия Рейнольдса (Re) с использованием чисел Пекле (Pe_D) для оценки структуры потока, Нуссельта (Nu) для оценки интенсивности теплоотдачи, Эйлера (Eu) для оценки гидравлического сопротивления для зазора 12 мм в кольцевом продуктовом канале.

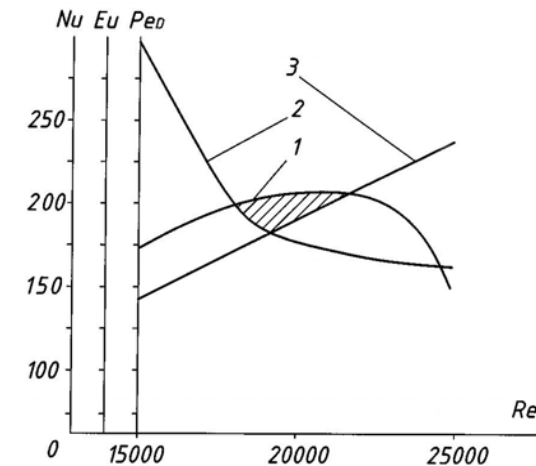


Рис. 4.10. Зависимость критериев Pe_D , Eu и Nu от критерия Re_D : 1 – Pe_D ; 2 – Eu ; 3 – Nu

Наложение кривых позволяет выявить рациональную зону режимно-конструктивных параметров работы аппарата в диапазоне Re 18...21 · 10³. В указанном диапазоне обеспечивается наилучшая структура потока

в аппарате, максимально приближенная к режиму идеального вытеснения при оптимальном сочетании интенсивности теплоотдачи (развитый турбулентный режим) и гидравлического сопротивления (наименьшие значения при достижении указанного режима).

Трубчатый стерилизатор с кольцевым рабочим каналом

Технологические особенности процесса ВТ-обработки (в т. ч. стерилизации) жидких молочных продуктов предъявляют специфические требования к режимно-конструктивным параметрам работы аппаратуры. Это связано с тем, что неравномерное формирование поля скоростей по сечению и длине аппарата приводит к колебаниям глубины термообработки отдельных объемов продукта вследствие разной продолжительности их пребывания в рабочей зоне, резкому снижению качества из-за термического разложения объемов продукта, движущихся с наименьшей скоростью, а также интенсивного нагарообразования. Как показали проведенные исследования, существенное выравнивание продолжительности пребывания продукта в зоне термообработки достигается применением новых кожухотрубных аппаратов на базе теплообменных элементов типа «труба в трубе» с кольцевым каналом, обогреваемым паром с двух сторон, для нагреваемой среды (рис. 4.11).

Ранее установлено, что рациональной зоной режимных параметров работы аппаратов является диапазон значений числа Re $8 \dots 21 \cdot 10^3$, в котором обеспечивается требуемая структура потока в совокупности с оптимальным сочетанием интенсивности теплоотдачи и гидравлического сопротивления при значениях кольцевого зазора $4 \dots 12$ мм.

Цель исследований, проведенных научно-производственным ЗАО «СВ-Старт» и МГУП, – математическое моделирование структуры потока в аппарате, оценка адекватности математической модели реальным гидродинамическим процессам и уточнение оптимальных режимно-конструктивных параметров работы данного класса аппаратуры.

Аналитическое исследование структуры потока продукта в аппарате проводили в предположении, что она в основном обусловлена интенсивностью обменных процессов в продольном и радиальном (ввиду турбулентной диффузии) направлениях. Для этого определяли перенос трассирующего вещества при вводе в поток продукта и его последующее рассеивание в этих направлениях.

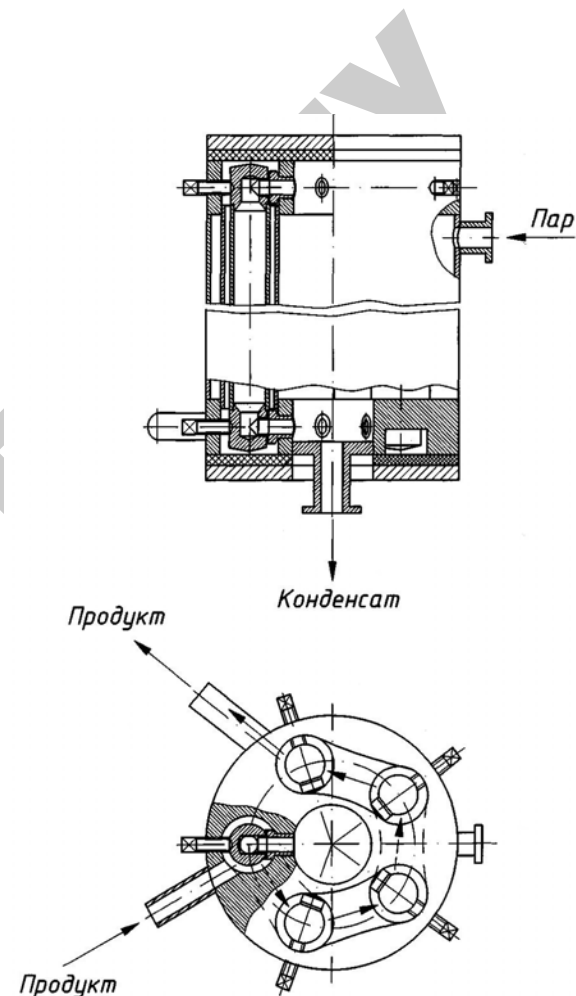


Рис. 4.11. Теплообменный аппарат

Анализ рассеивания трассирующего вещества проведен на основании уравнения материального баланса для элементарного объема продукта при условиях усреднения скоростных параметров потока V_x и V_{cp} и стабильности коэффициентов продольного D_{Π} и радиального D_R перемешивания:

$$V_x = V_{cp} = \text{const}; D_{\Pi} = \text{const}, D_R = \text{const}.$$

В результате решения уравнения материального баланса с учетом принятых допущений получено уравнение, аналогичное уравнению двухмерной конвективной диффузии:

$$\frac{\partial c}{\partial \tau} = -V_x \frac{\partial c}{\partial x} + D_{\Pi} \frac{\partial^2 c}{\partial x^2} + D_R \frac{\partial^2 c}{\partial y^2}, \quad (4.1)$$

где c – концентрация трассирующего вещества;
 τ – продолжительность пребывания продукта в аппарате;
 x – координата вдоль оси теплообменного элемента;
 y – координата в радиальном направлении;
 V_x – линейная скорость потока в направлении оси x .

После усреднения концентрации трассера по сечению потока уравнение двумерной конвективной диффузии может быть приведено к уравнению однопараметрической диффузионной модели:

$$\frac{\partial \bar{c}}{\partial \tau} = -V_x \frac{\partial \bar{c}}{\partial x} + D_3 \frac{\partial^2 \bar{c}}{\partial x^2}.$$

Интенсивность поперечного перемешивания, в котором учитывается введение эффективного коэффициента обратного перемешивания D_3 , в одномерном приближении описывает поперечную неравномерность как возрастание продольного перемешивания.

Решение данного уравнения произведено при $\tau \geq 0$ в пространственной области, ограниченной кольцевым каналом, при выполнении условий

$$\frac{\partial c}{\partial \delta}(\delta = 0) = \frac{\partial c}{\partial \delta}(\delta = 1) = 0 \text{ и } c(0, \tau) = C_{\text{вх}} \Delta(0),$$

отражающих отсутствие потока вещества на стенку и факт подачи в продукт в плоскости $x = 0$ единичной порции трассирующего вещества (δ – толщина кольцевого канала; $C_{\text{вх}}$ – входная концентрация трассирующего вещества). Уравнение имеет вид:

$$C(\tau) = \frac{1}{2\sqrt{\pi D_3 \tau}} \exp\left[-\frac{(L - \omega \tau)^2}{4D_3 \tau}\right],$$

где $C(\tau)$ – зависимость концентрации трассирующего вещества от продолжительности пребывания продукта в аппарате;

L – определяющий линейный размер системы (длина канала);

ω – средняя скорость движения продукта в канале.

Экспериментальные исследования стерилизатора с целью изучения реальных гидродинамических процессов осуществляли путем построения

дифференциальных кривых отклика аппарата на импульсный ввод трассера (C -кривых) и оценивали по значению диффузионного критерия Пекле $Pe_D = \omega L / D_3$, однозначно характеризующего интенсивность обратного перемешивания в потоке продукта, а следовательно, и неоднородность продолжительности его термообработки.

Значение Pe_D вычисляли как удвоенную обработанную величину безразмерной дисперсии s^2 ($Pe_D = 2/s^2$) в предположении, что гидродинамический режим аппарата приближен к идеальному вытеснению.

Математическое описание структуры потока продукта в стерилизаторе в зависимости от основных факторов – скорости движения продукта и толщины кольцевого канала – произведено с использованием экспериментального материала в диапазоне следующих режимно-конструктивных параметров:

диапазон скорости, м/с	0,5...4,5;
толщина кольцевого канала δ , мм	4, 8, 12, 16.

Реализация эксперимента на опытной установке и последующий обсчет полученных данных на ПЭВМ с применением программы MS Excel позволили составить уравнение регрессии в физических переменных:

$$Pe_D = -18,097 + 1,899\delta + 1,729Re + 0,031\delta Re - 0,108\delta^2 - 0,053Re^2.$$

Результаты расчета иллюстрируются аксонометрическим изображением поверхности отклика по полученному уравнению регрессии (рис. 4.12), которая имеет экстремум в области реализации эксперимента.

Для поиска экстремального значения числа Pe_D , которому соответствует наименьший разброс продолжительности пребывания продукта в стерилизаторе, использована программа MS Excel, реализация которой на ПЭВМ дала следующие результаты:

$$Pe_{\text{max}} = 10,18; Re = 20\,000,$$

или в физических переменных:

$$\delta = 12 \text{ мм}; v = 1,67 \text{ м/с}.$$

Полученные экспериментальные результаты использованы при построении теоретической модели структуры потока путем введения эмпирического коэффициента $D_3 = vL / Pe_D$.

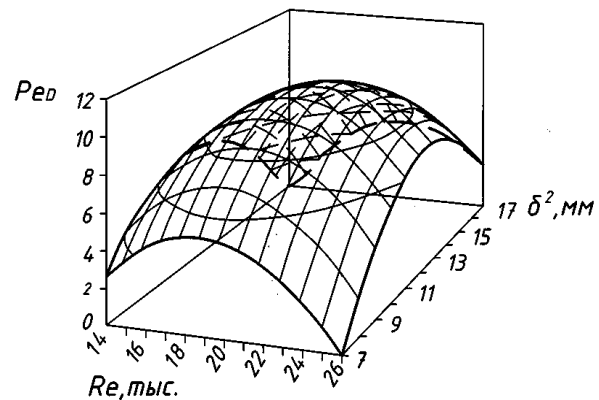


Рис. 4.12. Поверхность отклика по уравнению регрессии

Количественная оценка адекватности математической модели реальному процессу произведена по моментам распределения 2-го порядка дисперсии s^2 , $s^2 = 2 / Pe_D$.

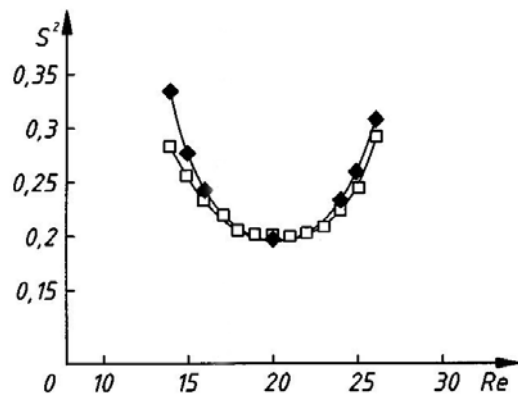


Рис. 4.13. Соотношение дисперсий продолжительности пребывания продукта в аппарате

Как следует из рис. 4.13, отклонение опытных значений параметров от теоретических незначительно и не превышает 5%, что указывает на применимость разработанной модели в инженерной практике для расчетов продуктовых каналов стерилизаторов.

4.4. Экспериментальные исследования процесса первичного измельчения мясного сырья на волчках

Разработка экспериментального стенда

Для проведения экспериментальных исследований разработан и изготовлен стенд, который позволяет определить влияние конструктивных параметров режущего инструмента на эффективность работы мясорубок, в частности на производительность, на качество измельчения и на удельную энергоёмкость процесса. На рис. 4.14 представлена схема экспериментального стенда. Были исследованы конструктивные параметры серийного и усовершенствованного режущего инструмента (ножи и решетки).

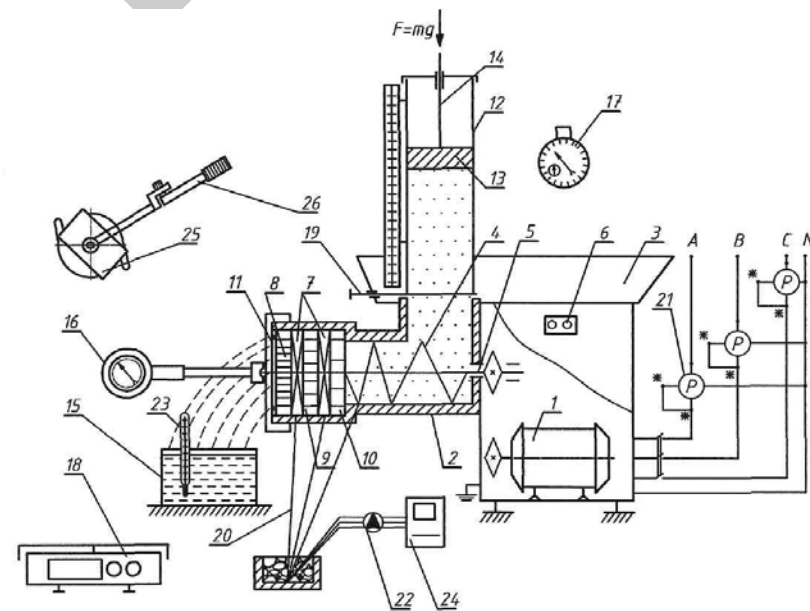


Рис. 4.14. Экспериментальный стенд для исследования влияния конструктивных параметров режущего механизма на эффективность работы: 1 – привод мясорубки; 2 – рабочая головка (корпус); 3 – загрузочная чаша; 4 – шнек; 5 – хвостовик; 6 – пускатель; 7 – вращающиеся ножи; 8 – выходная ножевая решетка; 9 – перфорированная решетка; 10 – подрезная решетка; 11 – вкладыш; 12 – корпус питателя; 13 – поршень; 14 – шток; 15 – приемный сосуд; 16 – тахометр; 17 – секундомер; 18 – весы ВР-03МС; 19 – запирающая заслонка; 20 – термопары ТХА; 21 – ваттметр Д5004; 22 – переключатель; 23 – ртутный термометр ТТ; 24 – милливольтметр М1200; 25 – наглядное устройство; 26 – динамометрический ключ

Испытания проводились на экспериментальном стенде, который состоит из мясорубки типа МИМ-300, вспомогательных приспособлений, контрольно-измерительных приборов и приборов автоматики.

К вспомогательным приспособлениям относятся питатель с запирающей заслонкой и накидное приспособление под динамометрический ключ.

Питатель представляет собой трубу прямоугольной формы 76×86×860 мм с толщиной стенок 5 мм, изготовленную из прозрачного оргстекла (плексигласа) и жестко закрепленную на загрузочной чаше мясорубки, один открытый край которой обращен в загрузочную воронку, а во второй вставляется герметично прилегающий к стенкам питателя поршень.

Измельчаемое сырье загружается в питатель и движется к шнеку под действием силы тяжести поршня. К днищу чаши прикреплена запирающая заслонка. Постоянство усилия прижима ножей к ножевым решеткам обеспечивается динамометрическим ключом. На рис. 4.15 показан общий вид экспериментального стенда, смонтированного на базе промышленной мясорубки типа МИМ-300.

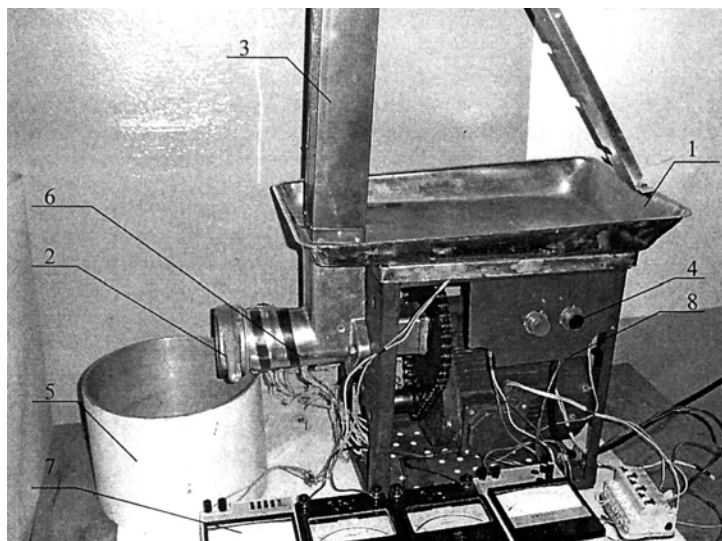


Рис. 4.15. Общий вид экспериментального стенда: 1 – загрузочная чаша; 2 – накидная гайка; 3 – корпус питателя; 4 – пускатель; 5 – приемный сосуд; 6 – термопары ТХА; 7 – контрольно-измерительные приборы; 8 – мясорубка МИМ-300

К контрольно-измерительным приборам относятся:

- амперметр по ГОСТ 8711–93 с пределом измерений от 0 до 10 А и ценой деления 0,5 А, класс точности – 1,5;
- ваттметр по ГОСТ 8476–93 с пределом измерений от 0 до 1500 Вт и ценой деления 1 Вт, класс точности – 0,5;
- термопары ТХА₆₈ по ГОСТ 3044–94, работающие в комплекте с ампервольтметром М1200;
- секундомер ручной по ГОСТ 8.423–81 с пределом измерений 10 мин и точностью 1 с;
- весы электронные ВР-03МС по ГОСТ 29329–92 с погрешностью измерений 5 г в диапазоне от 3 до 15 кг;
- термометр лабораторный по ГОСТ 28498–90 с пределом измерений от 0 до 50 °С и ценой деления 0,5 °С;
- тахометр по ГОСТ 21339–82 с пределом измерений до 1000 об/мин, класс точности – 1,0;
- ампервольтметр М1200, класс точности – 0,5.

Экспериментальная установка работает следующим образом: привод 1 машины, состоящий из электродвигателя и цепной передачи, приводит во вращение шнек 4, который стыкуется с ним через хвостовик 5, частота вращения которого измеряется тахометром 16. Модельное тело, масса которого измеряется с помощью весов 19 марки ВР-03МС, загружается в емкость питателя 12 и поршнем 13 подается к шнеку. Шнек захватывает сырье и транспортирует вдоль камеры к режущему инструменту. Температура продукта в корпусе машины измеряется с помощью хромель-алюмелевых термопар, подключенных к милливольтметру. Холодный спай термопар находится в сосуде Дьюара. Контроль температуры выходного сырья осуществляется термометром 23. Продолжительность процесса измельчения измеряется секундомером 17.

Недостаточная стойкость при хранении мяса и фарша, а также дороговизна и широкая номенклатура кулинарных изделий обуславливает необходимость отхода от натуральных материалов и использование их заменителей, которые наиболее полно воспроизводят бы основные реологические свойства пищевых продуктов: упругость, пластичность и вязкость. При моделировании процессов измельчения пластично-вязких систем должны быть прежде всего соблюдены условия гидродинамического подобия. В настоящее время разработан ряд приемов упрощенного физического

моделирования, которые успешно применяются в практике экспериментальных исследований. В связи с ценностью мяса как объекта исследований, его непродолжительным сроком хранения, а также его большими объемами в повторяющихся экспериментах использовалось модельное тело.

В качестве модельного тела в нашем эксперименте была выбрана трехкомпонентная система «глина–вода–опилки», которая, по данным В. Д. Косого, является наиболее близкой для моделирования фарша. При этом используется бентонитовая глина по ГОСТ 28177–89 и опилки сечением $0,5 \dots 1,0 \cdot 10^{-4}$ м². Содержание опилок меняется от 0 до 0,08 долей единицы. Влажность от 62 до 76 %. Вязкость модельного тела и фарша измерялась ротационным вискозиметром, и по ней подбиралась модель. Смесь (модель) с течением времени (до 30 суток) самоупрочняется и затем ведет себя как фарш.

При этом за основу была принята трехкомпонентная система (вода – бентонитовая глина – опилки) с добавлением кальцинированной соды. Получаемая при этом система по своей структуре была адекватна мясному фаршу. Весовое содержание отдельных компонентов определялось следующим образом:

1) определялась эффективная вязкость отдельного вида мясного фарша;

2) по формуле, предложенной В. Д. Косым, определялось массовое содержание отдельных компонентов:

$$M = B(100W)^{-m} = 700 \exp[-(29 + 40C_o)X](100W)^{25,4C_o X - 0,87}, \quad (4.2)$$

где C_o – концентрация опилок;

X – избыточная влажность ($X = W - 0,58$);

B – эффективная вязкость при единичном значении скорости, Па·с;

W – относительная влажность, соответствующая переходу системы из пластичного состояния в пластично-вязкое;

3) сравнивались эффективные вязкости модельного тела и натурального продукта и в случае расхождения корректировался состав модельной смеси до получения адекватной модели.

Изучение движения модельного материала, обладающего важными свойствами, соответствующими натурным материалам, дает возможность получить расчетные зависимости, которые пригодны для натуральных материалов при соответствующей проверке. Расчет кинематических и динамических параметров движения продукта, мощности

двигателя, конструктивных размеров машины исходя из условий прочности основывается на величине числовых значений свойств продукта. Одновременно с этим работа с модельным материалом существенно повышает надежность результатов, т. к. он вследствие неизменности структуры хорошо воспроизводит числовые значения свойств, что невозможно обеспечить на натуральных объектах.

Таким образом, при проведении исследований процесса измельчения мясного сырья использование модельного материала с постоянными во времени величинами структурно-механических свойств позволяет получать наиболее достоверные расчетные зависимости для натуральных продуктов.

Методика и программа экспериментальных исследований режущего инструмента

В качестве независимых управляемых переменных, характеризующих работу мясорубки, приняты:

- критерий оценки режущей способности инструмента Ω ;
- частота вращения ножа n , с⁻¹;
- сила давления на продукт $F_{пр}$, Н;
- усилие затяжки режущего инструмента $P_{зат}$, Н.

Зависимость искомого (выходного) параметра (прирост температуры сырья в процессе измельчения Δt , °С; удельная энергоемкость мясорубки N , Вт·ч/кг; производительность мясорубки Q , кг/ч) от принятых независимых переменных можно представить в виде произведения функций отдельных аргументов:

$$\Delta t = Af_{1\Delta t}(\Omega) \cdot f_{2\Delta t}(n_{вр}) \cdot f_{3\Delta t}(F_{пр}) \cdot f_{4\Delta t}(P_{зат}); \quad (4.3)$$

$$Q = Af_{1Q}(\Omega) \cdot f_{2Q}(n_{вр}) \cdot f_{3Q}(F_{пр}) \cdot f_{4Q}(P_{зат}); \quad (4.4)$$

$$N = Af_{1N}(\Omega) \cdot f_{2N}(n_{вр}) \cdot f_{3N}(F_{пр}) \cdot f_{4N}(P_{зат}). \quad (4.5)$$

Подобное представление с успехом применяется во многих технологических исследованиях, даже без достаточного теоретического обоснования являясь одним из наиболее важных общих соотношений. Планом эксперимента выбран греко-латинский квадрат. Существенным этапом в экспериментальном определении функции (4.3–4.5) является выбор значений независимых переменных, при которых нужно осуществлять опыты. Набор этих значений представляет собой план эксперимента.

Применение оптимального плана эксперимента позволяет сократить число необходимых опытов и повысить точность обработки. В данном случае, когда число независимых факторов равно четырем, требуется провести шестнадцать опытов, варьируя факторы на четырех уровнях. Соответствующий план греко-латинского квадрата 4×4 с указанием уровня факторов для каждого опыта приведен в табл. 4.12.

Таблица 4.12

Факторный план экспериментального исследования конструктивных особенностей режущего инструмента

№ опыта	Ω	$n_{вр}, c^{-1}$	$F_{пр}, Н$	$P_{зат}, Н$
1	Ω_1	$n_{вр1}$	$F_{пр1}$	$P_{зат1}$
2	Ω_2	$n_{вр1}$	$F_{пр2}$	$P_{зат3}$
3	Ω_3	$n_{вр1}$	$F_{пр3}$	$P_{зат4}$
4	Ω_4	$n_{вр1}$	$F_{пр4}$	$P_{зат2}$
5	Ω_1	$n_{вр2}$	$F_{пр4}$	$P_{зат1}$
6	Ω_2	$n_{вр2}$	$F_{пр3}$	$P_{зат2}$
7	Ω_3	$n_{вр2}$	$F_{пр2}$	$P_{зат4}$
8	Ω_4	$n_{вр2}$	$F_{пр1}$	$P_{зат3}$
9	Ω_1	$n_{вр3}$	$F_{пр2}$	$P_{зат2}$
10	Ω_2	$n_{вр3}$	$F_{пр1}$	$P_{зат4}$
11	Ω_3	$n_{вр3}$	$F_{пр4}$	$P_{зат3}$
12	Ω_4	$n_{вр3}$	$F_{пр3}$	$P_{зат1}$
13	Ω_1	$n_{вр4}$	$F_{пр3}$	$P_{зат3}$
14	Ω_2	$n_{вр4}$	$F_{пр4}$	$P_{зат1}$
15	Ω_3	$n_{вр4}$	$F_{пр1}$	$P_{зат2}$
16	Ω_4	$n_{вр4}$	$F_{пр2}$	$P_{зат4}$

В качестве выходных искомым параметров определяются Δt , Q , N . Для каждого опыта устанавливаются требуемые режимно-конструктивные параметры процесса первичного измельчения. На электронных весах ВР-03МС взвешивается необходимое количество модельного тела. Путем замены звездочек в цепной передаче устанавливается необходимая частота вращения ножей, которая контролируется тахометром.

Накидная гайка затягивается динамометрическим ключом до требуемого значения усилия затяжки согласно плану эксперимента.

Прирост температуры определяется как разность конечной и начальной температуры модельного тела с помощью термодпар ТХА₆₈, работающих в комплекте с ампервольтметром М1200.

Удельная энергоёмкость мясорубки определяется как общая потребляемая мощность, измеряемая с помощью ваттметра, на один килограмм обрабатываемого сырья.

Время измельчения контролируется с помощью ручного секундомера.

Экспериментально исследуются четыре варианта комплектации режущего инструмента: серийный нож и серийная решетка, решетка новой конструкции и серийный нож, серийная решетка и нож новой конструкции, нож новой конструкции и новая ножевая решетка.

Из подготовленного к измельчению сырья произвольно отбираются пробы массой по 10 кг. При этом запирающая заслонка находится в положении «закрыто». Производится запуск мясорубки нажатием кнопки «пуск». При этом отмечаются показания динамометрического ключа. Записываются показания амперметра, ампервольтметра, ваттметра привода. Отмечается температура исходного сырья. Одновременно с постановкой заслонки в положение «открыто» включают секундомер. Измельчаемый продукт подается в приемный сосуд. В процессе измельчения регистрируется мощность привода, температура в рабочем корпусе. По истечении установленного отрезка времени запирающая заслонка переводится в положение «закрыто», а через 5 с нажимается кнопка «стоп». Выходная решетка очищается от измельченного продукта. Полученный продукт взвешивается, при этом измеряется его температура. Температура исходного и измельченного сырья не должна отличаться более чем на 5 °С.

Таким образом проводятся испытания всех четырех вариантов комплектации режущего механизма.

Данные эксперимента заносятся в таблицу плана экспериментальных исследований, и выполняется их математическая обработка.

При обработке экспериментальных данных, для того чтобы представить зависимость Δt от Ω в чистом виде, необходимо проделать следующее. Найти логарифмы от средних значений

Результаты экспериментальных исследований режущих инструментов

№ опыта	Ω	$n_{вр}, c^{-1}$	$F_{пр}, Н$	$P_{зат}, Н$	$\Delta t, ^\circ C$	$Q, кг/ч$	$N, Вт\cdotч/кг$
1	2,38	3,6	100	5,7	12,5	284	2,25
2	4,42	3,6	150	11,4	13,2	287	2,42
3	4,91	3,6	200	14,3	12,1	293	2,5
4	5,9	3,6	250	8,6	11,1	300	2,21
5	2,38	4	250	14,3	15,2	288	2,79
6	4,42	4	200	8,6	11,6	294	2,41
7	4,91	4	150	5,7	9,7	300	2,24
8	5,9	4	100	11,4	10,3	297	2,3
9	2,38	4,3	150	8,6	11,9	300	2,46
10	4,42	4,3	100	14,3	11,0	298	2,58
11	4,91	4,3	250	11,4	12,1	313	2,38
12	5,9	4,3	200	5,7	8,2	316	2,18
13	2,38	4,6	200	11,4	11,9	308	2,59
14	4,42	4,6	250	5,7	9,6	313	2,36
15	4,91	4,6	100	8,6	8,6	313	2,3
16	5,9	4,6	150	14,3	9,8	313	2,47

Для того чтобы представить зависимость искомых (выходных) параметров от входных, находим логарифмы от средних значений выходных параметров эксперимента и потенцируем результат для каждого из четырех уровней.

После математической обработки графических зависимостей получаем уравнения

$$\Delta t = f(\Omega), \Delta t = f(n_{вр}), \Delta t = f(F_{пр}), \Delta t = f(P_{зат});$$

$$Q = f(\Omega), Q = f(n_{вр}), Q = f(F_{пр}), Q = f(P_{зат});$$

$$N = f(\Omega), N = f(n_{вр}), N = f(F_{пр}), N = f(P_{зат}).$$

Перемножение уравнений позволяет в итоге получить выражение, связывающее выходные параметры Δt , Q и N с независимыми управляемыми переменными Ω , $F_{пр}$, $P_{зат}$, $n_{вр}$, с точностью до постоянного множителя A .

После обработки результатов эксперимента получена графическая зависимость прироста температуры от управляемых переменных (рис. 4.16):

прироста температуры модельного тела в процессе измельчения Δt . Наименьшее значение заданного критерия режущей способности комплекта Ω (первый уровень) устанавливается для опытов 1, 5, 9 и 13. По полученным экспериментальным значениям Δt для этих опытов вычисляем средний логарифм прироста температуры и потенцируем результат. Второй уровень прироста температуры реализуется в опытах 2, 6, 10 и 14. Аналогично с помощью потенцирования среднего логарифма от прироста температуры в этих опытах получаем Δt , соответствующее второму уровню варьирования, и т. д. Точно так же можно получить зависимости Δt от $n_{вр}$, $F_{пр}$ и $P_{зат}$.

Без знания постоянной A , входящей в формулу (4.3), эти зависимости нельзя использовать непосредственно для определения прироста температуры во время измельчения при заданных значениях режимно-конструктивных параметров, поскольку они представляют усредненные, а не дискретные значения. При построении каждой зависимости используются результаты всех 16 экспериментов, а каждая точка зависимости строится по результатам четырех опытов.

После обработки графических (экспериментальных) данных получаем уравнения

$$\Delta t = f_1(\Omega), \Delta t = f_2(n_{вр}), \Delta t = f_3(F_{пр}), \Delta t = f_4(P_{зат}),$$

перемножение которых в итоге позволяет получить выражение, связывающее прирост температуры во время измельчения с независимыми управляемыми переменными Ω , $n_{вр}$, $F_{пр}$ и $P_{зат}$ с точностью до неизвестного постоянного множителя A , который определяется как

$$A = \sum_{i=1}^{16} A_i / 16.$$

Аналогично получаем зависимости N и Q от принятых независимых переменных Ω , $n_{вр}$, $F_{пр}$ и $P_{зат}$.

В табл. 4.13 представлены результаты экспериментальных исследований эффективности работы режущего инструмента, соответствующие многофакторному плану эксперимента греко-латинского квадрата 4×4 .

критерия оценки режущей способности инструмента Ω , частоты вращения ножей $n_{вр}$, усилия давления на продукт $F_{пр}$, усилия затяжки режущего инструмента $P_{зат}$.

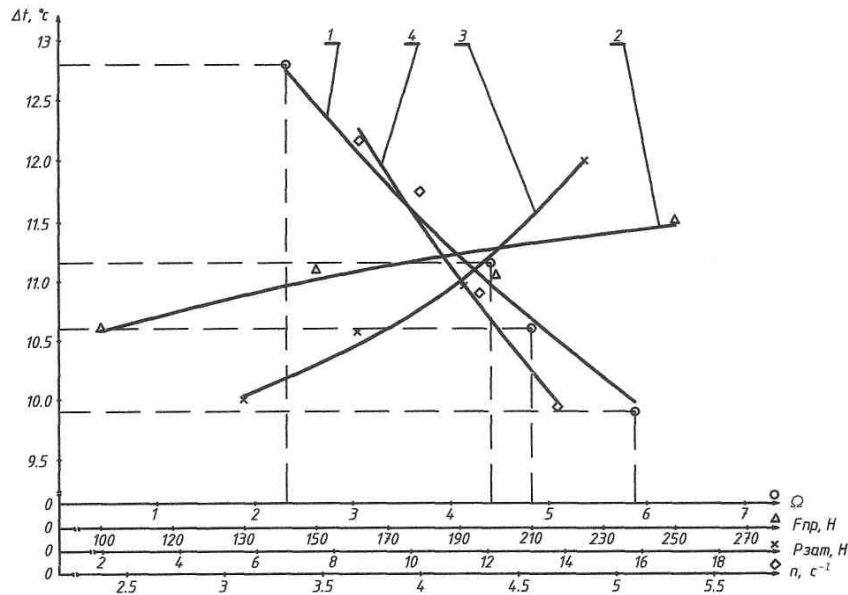


Рис. 4.16. Зависимость прироста температуры в мясорубке от управляемых переменных: 1 – Ω ; 2 – $F_{пр}$; 3 – $P_{зат}$; 4 – $n_{вр}$

Полученный график позволяет наглядно оценить степень влияния режимно-конструктивных параметров мясорубки на прирост температуры обрабатываемого сырья в процессе измельчения.

Для прогнозирования и расчетов основных технологических характеристик обрабатываемого сырья после обработки экспериментальных данных получено уравнение, позволяющее определять прирост температуры во время измельчения:

$$\Delta t = 719,84 \Omega^{-0,28} n_{вр}^{-0,87} F_{пр}^{0,11} P_{зат}^{0,22}, \quad (4.6)$$

где Ω – критерий оценки режущей способности инструмента;
 $n_{вр}$ – частота вращения ножей, c^{-1} ;
 $F_{пр}$ – сила давления на продукт, Н;
 $P_{зат}$ – усилие затяжки режущего инструмента, Н.

Как видно из данных, наибольшее влияние на прирост температуры в процессе измельчения оказывает частота вращения ножей. Также достаточно сильное влияние на процесс оказывает комплектация режущего инструмента, которая оценивается критерием режущей способности пары нож–решетка. Математические расчеты показали, что зависимость прироста температуры носит обратно пропорциональный характер от критерия оценки режущей способности. Это, в свою очередь, подтверждает положительный эффект при использовании в процессе измельчения нового режущего инструмента.

Для графического отражения влияния конструктивных параметров режущего инструмента на эффективность работы мясорубки была построена зависимость производительности мясорубки Q (кг/ч) от управляемых переменных Ω , $n_{вр}$, $F_{пр}$, $P_{зат}$, представленная на рис. 4.17.

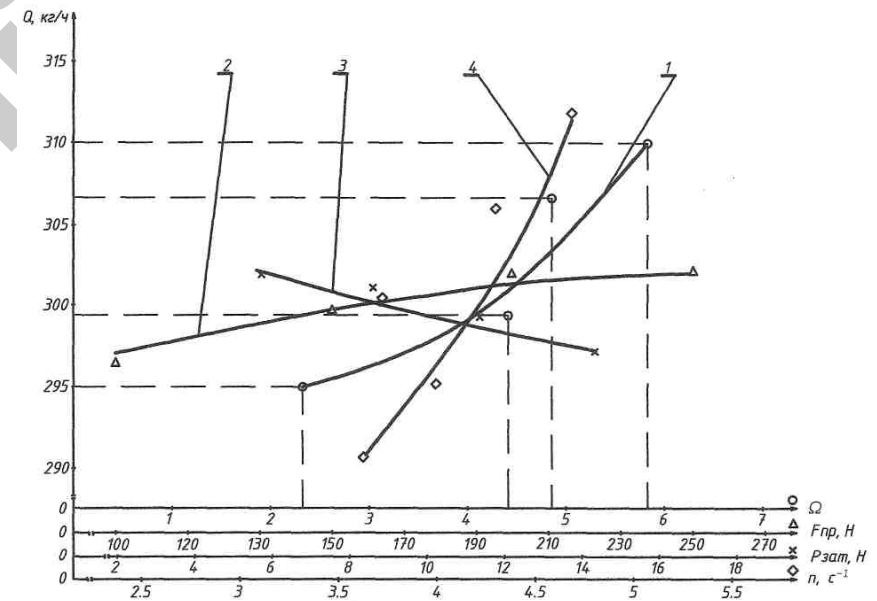


Рис. 4.17. Зависимость производительности мясорубки от управляемых переменных: 1 – Ω ; 2 – $F_{пр}$; 3 – $P_{зат}$; 4 – $n_{вр}$

Производительность мясорубки Q является основной технической характеристикой, характеризующей работу мясорубок, и имеет определяющее значение для процесса измельчения.

При обработке полученных экспериментальных данных получена эмпирическая зависимость производительности мясорубки от конструктивных параметров режущего инструмента

$$Q = 48,01\Omega^{0,05} n_{вр}^{0,31} F_{пр}^{0,02} P_{зат}^{-0,01}. \quad (4.7)$$

Комплексные исследования влияния режимно-конструктивных параметров режущего инструмента на эффективность работы мясорубки позволили научно обоснованно подойти к расчету, осуществлению и прогнозированию процесса первичного измельчения мясного сырья.

Проанализировав полученную эмпирическую зависимость, можно сделать вывод о значительном влиянии частоты вращения и критерия оценки режущей способности на производительность волчка. Влияние этих входных управляемых параметров на процесс измельчения носит прямо пропорциональный характер. С увеличением частоты вращения и увеличением значения критерия оценки режущей способности возрастает и производительность волчка.

На рис. 4.18 представлена зависимость удельной энергоемкости мясорубки N (Вт·ч/кг), которая выбрана основным энергетическим параметром, характеризующим работу мясорубок и волчков, от Ω , $n_{вр}$, $F_{пр}$, $P_{зат}$.

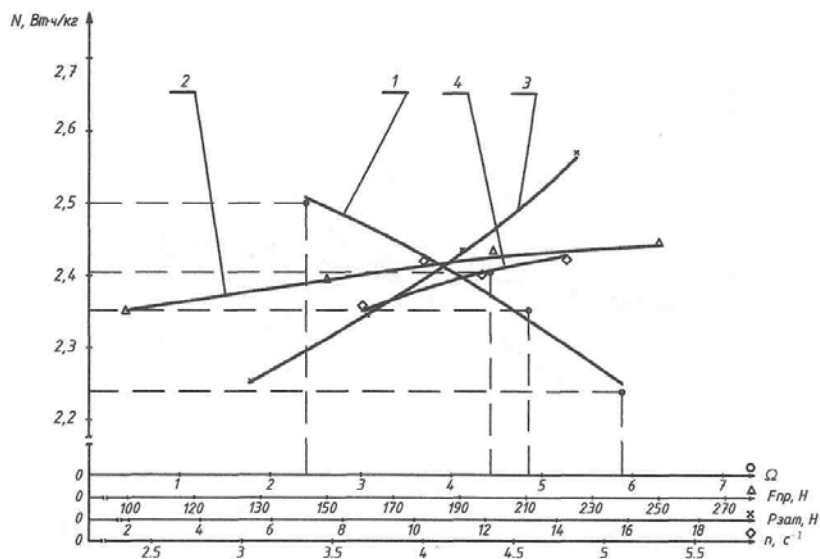


Рис. 4.18. Зависимость удельной энергоемкости волчка от управляемых переменных: 1 - Ω ; 2 - $F_{пр}$; 3 - $P_{зат}$; 4 - $n_{вр}$

Уравнение для определения удельной энергоемкости процесса первичного измельчения имеет следующий вид:

$$N = 0,8737\Omega^{-0,09} n_{вр}^{0,12} F_{пр}^{0,03} P_{зат}^{0,14}. \quad (4.8)$$

Как видно из полученного уравнения, зависимость удельной энергоемкости носит характер, обратно пропорциональный критерию оценки режущей способности, с увеличением значения которой наблюдается снижение энергоемкости процесса измельчения.

Полученные экспериментальные зависимости прироста температуры сырья в процессе первичного измельчения, производительности и удельной энергоемкости от режимных и конструктивных особенностей режущего механизма мясорубок и волчков позволяют доказать возможность применения усовершенствованных конструкций ножей и решеток.

4.5. Экспериментальные исследования процесса куттерования мясного сырья

Выбор основных исследуемых параметров процесса куттерования

Комплексные исследования структурно-механических и ряда технологических характеристик фарша при куттеровании [3, 49] не позволяют научно обоснованно подойти к расчету, осуществлению и прогнозированию этого процесса с целью получения готовых продуктов высокого качества при стабилизированных выходах. В результате любого механического воздействия на продукт (перемешивания, растирания, измельчения, резания и пр.) изменяются величины его физических свойств и технологические показатели [16, 17]. Для получения желаемого эффекта необходимо подвести к продукту определенное количество полезной энергии, которая вызывает изменение качества продукта. Другая часть энергии из общей расходуется на преодоление сил сопротивления и трения, преобразуясь в теплоту. Например, при куттеровании полезная энергия составляет 5...10 % от общей подведенной. В связи с этим при рассмотрении механической обработки изучают необходимую длительность проведения процесса: для каждой машины длительность будет иметь свое значение.

При куттеровании происходит тонкое измельчение мяса, что позволяет получить фарш с определенными технологическими характеристиками, которые определяют качество готовых изделий. На качество продукта влияет тип измельчающей машины (куттер, куттер-мешалка, эмульсатор и пр.), но это не принципиально, т. е. процессы независимо от применяемых машин аналогичны и протекают одинаково, отличаются лишь значения свойств и длительность достижения их заранее заданных величин.

Процесс куттерования вызывает в фарше не только механические изменения, но и химические, что приводит к связыванию воды с белком и к эмульгированию жира. Для этих процессов большое значение имеет содержащийся в мясе белок актомиозин. В процессе куттерования к фаршу добавляют фосфаты, которые расщепляют актомиозин на актин и миозин. Они лучше поглощают воду и легче переводятся в растворимое состояние, чем актомиозин. Такого расщепления можно достичь при своевременном добавлении соли (поваренной, нитрита) к парному мясу (предварительный посол мяса). При этом важным является равномерное распределение соли в продукте в течение 6...8 ч после убоя животного. Для этого мясо измельчают, смешивают с солью и хранят длительное время в замороженном состоянии или в холодильнике при 0...2 °С в течение 3 дней. Растворимость актина и миозина улучшается при концентрации соли около 5 %. Измельчение клеток в процессе куттерования мяса способствует освобождению белка, который затем связывается с водой. Перед добавлением воды и льда мышечные волокна лучше измельчаются, т. к. находятся в относительно сухом состоянии, причем измельчение парного мяса более эффективно, чем остывшего. В процессе куттерования мясо не должно перегреваться. Поэтому интенсивное измельчение перед добавлением в куттер воды или льда приемлемо для обработки замороженного мяса.

Влияние различных добавок на реологические и технологические свойства фарша рассматривали авторы [7, 36]. Было установлено, что добавки солей, плазмы крови, растительных белков изменяют реологические характеристики фарша, в ряде случаев улучшая его свойства.

Для получения стабильной системы высокого качества необходимо одновременное достижение оптимальной степени измельчения и конечной температуры продукта. Она не может быть получена,

если сильно измельчена жировая ткань, или если слишком высокая локальная температура в области резания явилась причиной неблагоприятных изменений белка, или если за непродолжительный период куттерования не освобождено достаточное для связывания с водой количество белка.

Измельчение на куттере относится к весьма интенсивным механическим процессам, резко меняющим физические свойства продукта. Комплексное изучение процесса куттерования позволило выбрать оптимальный режим его проведения и разработать эффективные способы регулирования качественных показателей сырого фарша и готовых изделий из него. В качестве главных независимых переменных выбраны: длительность измельчения как характеристика процесса и предельное напряжение сдвига как характеристика объекта.

Консистенция готовых колбасных изделий непосредственно зависит от влагосодержания, жирности и степени измельчения и характеризуется величиной предельного напряжения сдвига. По сравнению с изменением величин других реологических свойств (пластической и эффективной вязкостей, липкости, объемных характеристик и др.) предельное напряжение сдвига наиболее чувствительно к изменению технологических и механических факторов. Например, исследования зависимости предельного напряжения сдвига, пластической и эффективной вязкостей, равновесного модуля упругости и периода релаксации деформации свидетельствуют о том, что величина предельного напряжения сдвига для различных видов колбасного фарша при изменении влажности на 1 % изменяется на 10...15 % и более, в то время как числовые значения других свойств претерпевают незначительные изменения. Аналогичное положение наблюдается при изменении содержания жира и степени измельчения фаршей. Таким образом, параметром, с помощью которого наиболее достоверно можно судить о консистенции и, следовательно, о качественных характеристиках фарша и готовых колбас, является предельное напряжение сдвига.

Конструктивными и режимными параметрами куттера выбраны обобщенная характеристика куттерного ножа Ψ , частота вращения n_c (об/мин) и коэффициент заполнения чаши K_3 .

Обобщенная характеристика куттерного ножа определялась по формуле

$$\Psi = \frac{k_{\beta} L_{\text{кр}} b}{F_{\text{р}}},$$

где k_{β} – средний коэффициент скольжения;

$L_{\text{кр}}$ – длина режущей кромки, м;

b – толщина ножа, м;

$F_{\text{р}}$ – площадь рабочей боковой поверхности ножа, м².

Таким образом, для экспериментальных исследований процесса куттерования были выбраны следующие характеристики:

- обобщенная характеристика куттерного ножа Ψ ;
- частота вращения чаши $n_{\text{ч}}$, об/мин;
- коэффициент заполнения чаши K_3 ;
- время куттерования $T_{\text{кут}}$, мин;
- прирост температуры фарша в процессе куттерования Δt , °С;
- предельное напряжение сдвига Θ , Па;
- удельная энергоемкость куттера N , Вт/кг.

Для серийного прямого ножа $\Psi = 0,0183$; для треугольного $\Psi = 0,0186$; для прямого с внутренними режущими кромками $\Psi = 0,0278$; для серповидного $\Psi = 0,0866$. Частота вращения чаши изменялась в пределах от 6 до 12 об/мин, а коэффициент заполнения – от 0,4 до 0,7. Основными технологическими параметрами фарша, изменяющимися во время куттерования, выбраны предельное напряжение сдвига Θ и прирост температуры Δt . Данные параметры изменялись во времени куттерования $T_{\text{кут}}$ от 2 до 8 мин. Удельная энергоемкость куттера N выбрана основным энергетическим параметром, характеризующим работу куттера.

Разработка экспериментального стенда для исследования процесса куттерования и выбор модельного тела

Для проведения экспериментальных исследований разработан и изготовлен стенд на базе промышленного куттера марки ФК (объем чаши 50 л) и контрольно-измерительных приборов. Экспериментальный стенд позволяет определить влияние конструктивных параметров куттера на удельную энергоемкость и технологические параметры фарша во время куттерования (рис. 4.19).

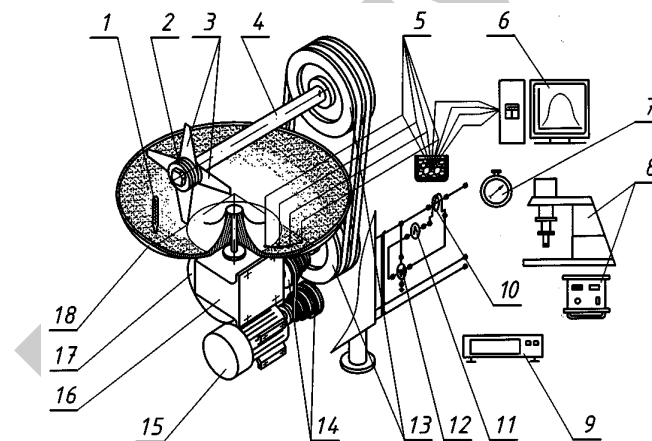


Рис. 4.19. Схема экспериментального стенда: 1 – термометр; 2 – ножевая головка; 3 – экспериментальные ножи; 4 – ножевой вал; 5 – термопары; 6 – компьютер; 7 – секундомер; 8 – вискозиметр ротационный; 9 – весы электронные; 10 – трансформатор; 11 – амперметр; 12 – ваттметр; 13 – шкивы; 14 – ступенчатые шкивы; 15 – электродвигатель; 16 – редуктор; 17 – электродвигатель; 18 – чаша

От электродвигателя 15 с помощью ременной передачи через ступенчатые шкивы 14 и редуктор 16 движение передается чаше куттера 18, частота вращения которой измеряется с использованием секундомера 7. Масса модельного тела, зависящая от коэффициента загрузки чаши, измеряется с помощью электронных весов 9 марки ВР-03МС. Электродвигатель 17 с помощью шкивов 13 через ножевой вал 4 и закрепленную на нем ножевую головку 2 приводит в движение экспериментальные ножи 3. Температура фарша во время куттерования контролируется с помощью хромель-алюмелевых термопар 5, подключенных к аналого-цифровому преобразователю ADC-100, находящемуся в компьютере 6. Холодный спай термопар находится в сосуде Дьюара. Контроль температуры осуществляется термометром 1. Предельное напряжение сдвига измеряется с помощью ротационного вискозиметра 8, а удельная энергоемкость куттера во время куттерования контролируется ваттметром 12 с помощью амперметра 11 и трансформатора тока 10. Продолжительность процесса куттерования измеряется с использованием секундомера 7.

К контрольно-измерительным приборам относятся:

- амперметр по ГОСТ 8711–93 с пределом измерений от 0 до 10 А и ценой деления 0,5 А, класс точности – 1,5;

– ваттметр по ГОСТ 8476–93 с пределом измерений от 0 до 1500 Вт и ценой деления 1 Вт, класс точности – 0,5;

– термопары ТХА₆₈ по ГОСТ 3044–94, работающие в комплекте с аналого-цифровым преобразователем (АЦП) марки ADC-100, являющимся цифровым вольтметром с пределами измерения ±5 В, способным измерять напряжение с частотой от 5 до 10 000 раз в секунду (частота дискретизации 5...10 000 Гц, длительность записи – 10...80 000 с);

– секундомер ручной с пределом измерений 10 мин и точностью ±1 с;

– вискозиметр ротационный «Реотест-2» с диапазоном измерений от 40 до 2 · 10⁵ Па и относительной погрешностью 1 %;

– весы электронные ВР-03МС по ГОСТ 29329–92 с погрешностью измерений 5 г в диапазоне от 3 до 15 кг;

– термометр лабораторный по ГОСТ 28498–90 с пределом измерений от 0 до 50 °С и ценой деления 0,5 °С.

Предельное напряжение сдвига Θ модельного тела подбирается как для фарша, предварительно измельченного на волчке через решетку с отверстиями диаметром 3 мм (для докторской колбасы Θ = 310 Па).

Методика и программа экспериментальных исследований

В качестве независимых управляемых переменных, определяющих кинетику процесса куттерования, приняты:

– обобщенная характеристика куттерного ножа Ψ;

– частота вращения чаши n_ч, об/мин;

– коэффициент заполнения чаши K_з;

– время куттерования T_{кут}, мин.

Зависимость искомого (выходного) параметра (приrost температуры фарша в процессе куттерования Δt, °С; предельное напряжение сдвига Θ, Па; удельная энергоемкость куттера N, Вт/кг) от принятых независимых переменных можно представить в виде произведения функций от отдельных аргументов:

$$\Delta t = Af_{1\Delta t}(\Psi) \cdot f_{2\Delta t}(n_{ч}) \cdot f_{3\Delta t}(K_{з}) \cdot f_{4\Delta t}(T_{кут}); \quad (4.9)$$

$$\Theta = Af_{1\Theta}(\Psi) \cdot f_{2\Theta}(n_{ч}) \cdot f_{3\Theta}(K_{з}) \cdot f_{4\Theta}(T_{кут}); \quad (4.10)$$

$$N = Af_{1N}(\Psi) \cdot f_{2N}(n_{ч}) \cdot f_{3N}(K_{з}) \cdot f_{4N}(T_{кут}). \quad (4.11)$$

Применение оптимального плана эксперимента позволяет сократить число необходимых опытов и повысить точность обработки. В данном

случае, когда число независимых факторов равно четырем, требуется провести шестнадцать опытов, варьируя факторы на четырех уровнях. Соответствующий план греко-латинского квадрата 4×4 с указанием уровня факторов для каждого опыта приведен в табл. 4.14.

Таблица 4.14

Факторный план экспериментального исследования процесса куттерования

№ опыта	Ψ	T _{кут} , мин	n _ч , об/мин	K _з	Δt, °С	Θ, Па	N, Вт·ч/кг
1	Ψ ₁	T _{кут1}	n _{ч1}	K _{з1}	Δt ₁	Θ ₁	N ₁
2	Ψ ₂	T _{кут1}	n _{ч2}	K _{з3}	Δt ₂	Θ ₂	N ₂
3	Ψ ₃	T _{кут1}	n _{ч3}	K _{з4}	Δt ₃	Θ ₃	N ₃
4	Ψ ₄	T _{кут1}	n _{ч4}	K _{з2}	Δt ₄	Θ ₄	N ₄
5	Ψ ₁	T _{кут2}	n _{ч4}	K _{з4}	Δt ₅	Θ ₅	N ₅
6	Ψ ₂	T _{кут2}	n _{ч3}	K _{з2}	Δt ₆	Θ ₆	N ₆
7	Ψ ₃	T _{кут2}	n _{ч2}	K _{з4}	Δt ₇	Θ ₇	N ₇
8	Ψ ₄	T _{кут2}	n _{ч1}	K _{з3}	Δt ₈	Θ ₈	N ₈
9	Ψ ₁	T _{кут3}	n _{ч2}	K _{з2}	Δt ₉	Θ ₉	N ₉
10	Ψ ₂	T _{кут3}	n _{ч1}	K _{з4}	Δt ₁₀	Θ ₁₀	N ₁₀
11	Ψ ₃	T _{кут3}	n _{ч4}	K _{з3}	Δt ₁₁	Θ ₁₁	N ₁₁
12	Ψ ₄	T _{кут3}	n _{ч3}	K _{з1}	Δt ₁₂	Θ ₁₂	N ₁₂
13	Ψ ₁	T _{кут4}	n _{ч3}	K _{з3}	Δt ₁₃	Θ ₁₃	N ₁₃
14	Ψ ₂	T _{кут4}	n _{ч4}	K _{з1}	Δt ₁₄	Θ ₁₄	N ₁₄
15	Ψ ₃	T _{кут4}	n _{ч1}	K _{з2}	Δt ₁₅	Θ ₁₅	N ₁₅
16	Ψ ₄	T _{кут4}	n _{ч2}	K _{з4}	Δt ₁₆	Θ ₁₆	N ₁₆

В качестве выходных искомым параметров определяются Δt, Θ, N.

Для каждого опыта устанавливаются требуемые режимно-конструктивные параметры процесса куттерования.

На электронных весах ВР-03МС взвешивается необходимое количество модельного тела для достижения коэффициентом заполнения чаши куттера требуемого уровня.

Частота вращения чаши настраивается с помощью ступенчатых шкивов привода чаши и контролируется секундомером.

Приrost температуры определяется как разность конечной и начальной температуры модельного тела с помощью термопар ТХА₆₈,

работающих в комплекте с аналого-цифровым преобразователем ADC-100.

Предельное напряжение сдвига измеряется с помощью ротационного вискозиметра «Реотест-2».

Удельная энергоёмкость куттера определяется как общая потребляемая мощность, измеряемая с помощью ваттметра, на один килограмм обрабатываемого сырья.

Время куттерования контролируется с помощью ручного секундомера.

Данные эксперимента заносятся в таблицу плана экспериментальных исследований.

После обработки графических (экспериментальных) данных получаем уравнения

$$\Delta t = f_1(\Psi), \Delta t = f_2(T_{\text{кут}}), \Delta t = f_3(n_{\text{ч}}), \Delta t = f_4(K_3),$$

перемножение которых в итоге позволяет получить выражение, связывающее прирост температуры во время куттерования с независимыми управляемыми переменными Ψ , $T_{\text{кут}}$, $n_{\text{ч}}$ и K_3 с точностью до неизвестного постоянного множителя A , который определяется как

$$A = \sum_1^{16} A_i / 16.$$

Аналогично получаем зависимости Θ и N от принятых независимых переменных Ψ , $T_{\text{кут}}$, $n_{\text{ч}}$ и K_3 [3].

Исследование технологических параметров обрабатываемого сырья и энергетических характеристик в процессе куттерования

В табл. 4.15 представлены результаты экспериментальных исследований процесса куттерования, соответствующие многофакторному плану эксперимента греко-римского квадрата 4×4 .

Таблица 4.15

Результаты экспериментальных исследований процесса куттерования

№ опыта	Ψ	$T_{\text{кут}}$, мин	$n_{\text{ч}}$, об/мин	K_3	Δt , °C	Θ , Па	N , Вт·ч/кг
1	0,0866	2	6	0,4	4,5	450	141,4
2	0,0183	2	8	0,6	4,9	459	222,9
3	0,0278	2	10	0,7	4,8	468	279,7
4	0,0186	2	12	0,5	3,5	483	240,3

№ опыта	Ψ	$T_{\text{кут}}$, мин	$n_{\text{ч}}$, об/мин	K_3	Δt , °C	Θ , Па	N , Вт·ч/кг
5	0,0866	4	12	0,7	5,3	637	300,9
6	0,0183	4	10	0,5	5,7	642	215,4
7	0,0278	4	8	0,4	6,7	513	162,5
8	0,0186	4	6	0,6	8,5	631	189,1
9	0,0866	6	8	0,5	7,4	539	188,7
10	0,0183	6	6	0,7	10,5	518	210,0
11	0,0278	6	12	0,6	6,7	561	267,7
12	0,0186	6	10	0,4	6,4	557	181,0
13	0,0866	8	10	0,6	8,0	573	240,7
14	0,0183	8	12	0,4	6,6	591	197,7
15	0,0278	8	6	0,5	11,3	545	162,5
16	0,0186	8	8	0,7	10,1	557	242,1

Для того чтобы представить зависимость выходных параметров от входных, находим логарифмы от средних значений выходных параметров эксперимента и потенцируем результат для каждого из четырех уровней.

После математической обработки графических зависимостей получаем уравнения

$$\Delta t = f(\Psi), \Delta t = f(T_{\text{кут}}), \Delta t = f(n_{\text{ч}}), \Delta t = f(K_3);$$

$$\Theta = f(\Psi), \Theta = f(T_{\text{кут}}), \Theta = f(n_{\text{ч}}), \Theta = f(K_3);$$

$$N = f(\Psi), N = f(T_{\text{кут}}), N = f(n_{\text{ч}}), N = f(K_3).$$

Перемножение уравнений позволяет в итоге получить выражение, связывающее выходные параметры Δt , Θ и N с управляемыми Ψ , $T_{\text{кут}}$, $n_{\text{ч}}$, K_3 с точностью до постоянного множителя A .

После обработки результатов эксперимента получена графическая зависимость прироста температуры от управляемых переменных (рис. 4.20): обобщенной характеристики куттерного ножа Ψ , времени куттерования $T_{\text{к}}$, частоты вращения $n_{\text{ч}}$ и коэффициента заполнения чаши K_3 .

Полученный график позволяет наглядно оценить степень влияния режимно-конструктивных параметров куттера на прирост температуры обрабатываемого сырья в процессе куттерования.

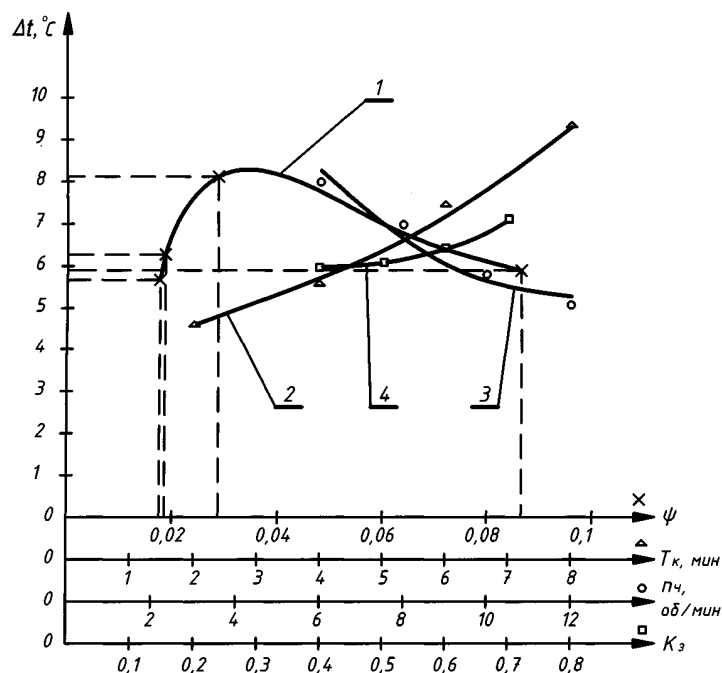


Рис. 4.20. Зависимость прироста температуры в куттере от управляемых переменных: 1 – Ψ ; 2 – T_k ; 3 – $n_{\text{ч}}$; 4 – K_3

Для прогнозирования и расчетов основных технологических характеристик обрабатываемого сырья после обработки экспериментальных данных получено уравнение, позволяющее определять прирост температуры во время куттерования:

$$\Delta t = 13,26\Psi^{-0,0672} T_{\text{кут}}^{0,5443} n_{\text{ч}}^{-0,681} K_3^{0,4448},$$

где Ψ – обобщенная характеристика куттерного ножа;

$T_{\text{кут}}$ – время куттерования, мин;

$n_{\text{ч}}$ – частота вращения чаши, об/мин;

K_3 – коэффициент заполнения чаши.

После анализа значимости влияния каждого входного параметра по показателю степени было получено следующее уравнение:

$$\Delta t = 13,26 T_{\text{кут}}^{0,5443} n_{\text{ч}}^{-0,681} K_3^{0,4448}.$$

Для графического отражения влияния конструктивных параметров куттера на реологические свойства обрабатываемого сырья была построена зависимость предельного напряжения сдвига от управляемых переменных Ψ , T_k , $n_{\text{ч}}$ и K_3 (рис. 4.21).

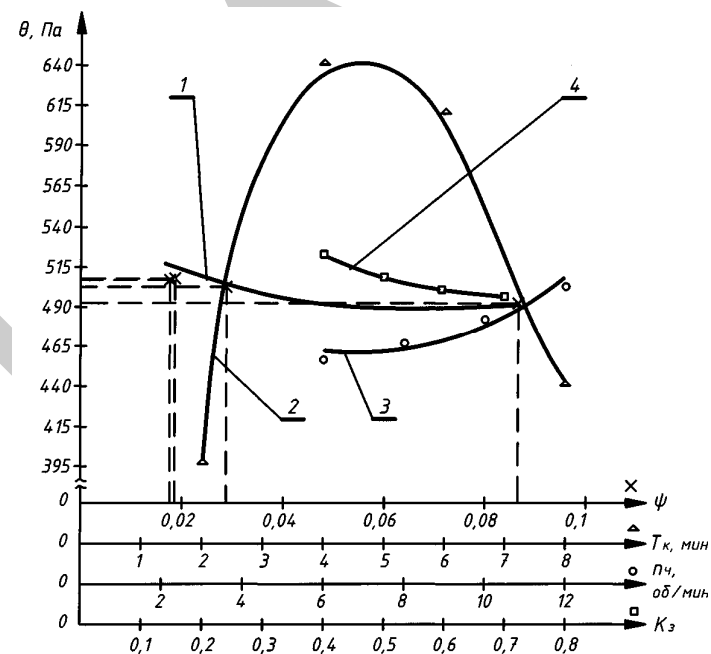


Рис. 4.21. Зависимость предельного напряжения сдвига в куттере от управляемых переменных: 1 – Ψ ; 2 – T_k ; 3 – $n_{\text{ч}}$; 4 – K_3

Предельное напряжение сдвига Θ , как основная реологическая характеристика фарша, имеет определяющее значение при получении готового продукта высокого качества.

При обработке полученных экспериментальных данных получена зависимость предельного напряжения сдвига конструктивных параметров куттера

$$\Theta = 326,7\Psi^{-0,0006} T_{\text{кут}}^{0,142} n_{\text{ч}}^{0,1088} K_3^{-0,0287}.$$

После анализа значимости влияния каждого входного параметра (по показателю степени) было получено следующее уравнение:

$$\Theta = 326,7 T_{\text{кут}}^{0,142} n_{\text{ч}}^{0,1088}.$$

Комплексные исследования структурно-механических и технологических характеристик фарша при куттеровании позволили научно обоснованно подойти к расчету, осуществлению и прогнозированию этого процесса с целью получения готовых продуктов высокого качества.

На рис. 4.22 представлена зависимость удельной энергоёмкости куттера N (Вт/кг), выбранной основным энергетическим параметром, характеризующим работу куттера, от Ψ , T_k , $n_{\text{ч}}$ и K_3 .

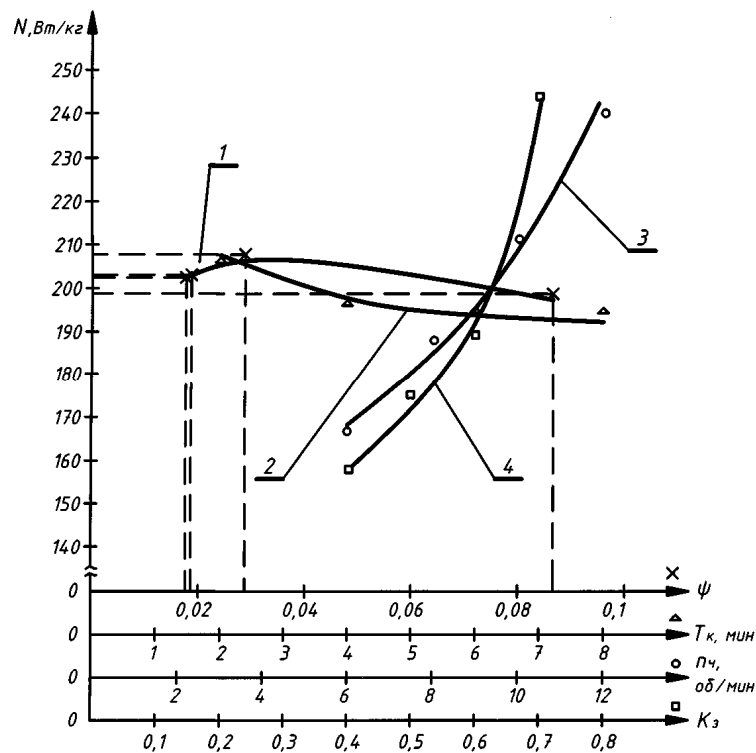


Рис. 4.22. Зависимость удельной энергоёмкости куттера от управляемых переменных: 1 – Ψ ; 2 – T_k ; 3 – $n_{\text{ч}}$; 4 – K_3

Уравнение для определения удельной энергоёмкости процесса куттерования имеет вид:

$$N = 110,4\Psi^{-0,0049}T_{\text{кут}}^{-0,0224}n_{\text{ч}}^{0,5171}K_3^{0,7366}$$

После анализа значимости влияния каждого входного параметра по показателю степени было получено следующее уравнение:

$$N = 110,4n_{\text{ч}}^{0,5171}K_3^{0,7366}$$

Полученные экспериментальные зависимости удельной энергоёмкости процесса куттерования, предельного напряжения сдвига и прироста температуры сырья в процессе куттерования от режимных и конструктивных особенностей куттера наглядно доказывают возможность применения впервые разработанных экспериментальных конструкций куттерных ножей [3].

Однако необходимо на основе статистического анализа процесса тонкого измельчения мясного сырья в куттере поставить и решить задачу оптимизации, позволяющую определить оптимальные режимы куттерования для различных конструкций куттерных ножей.

Математическая обработка результатов экспериментальных исследований и выбор оптимальных режимов процесса куттерования

Для математической обработки экспериментальных данных были построены следующие зависимости:

1. Для прямого ножа (табл. 4.16).

Таблица 4.16

Экспериментальные данные для прямого ножа

Ψ	$T_{\text{кут}}$, мин	$n_{\text{ч}}$, об/мин	K_3	Δt , °C	Θ , Па	N , Вт·ч/кг
0,0183	2	8	0,6	4,7	381	183,3
	4	10	0,5	5,7	688	222
	6	6	0,7	10,6	602	140
	8	12	0,4	5,6	436	294,5

2. Для треугольного ножа (табл. 4.17).

Таблица 4.17

Экспериментальные данные для треугольного ножа

Ψ	$T_{\text{кут}}$, мин	$n_{\text{ч}}$, об/мин	K_3	Δt , °C	Θ , Па	N , Вт·ч/кг
0,0186	2	12	0,5	2,5	377	254,4
	4	6	0,6	7,2	615	156,7
	6	10	0,4	6,2	620	256
	8	8	0,7	9,7	430	158,6

3. Для прямого ножа с внутренними режущими кромками (табл. 4.18).

Таблица 4.18

Экспериментальные данные для прямого ножа с внутренними режущими кромками

Ψ	$T_{\text{кут}}$, мин	$n_{\text{ч}}$, об/мин	K_3	Δt , °С	Θ , Па	N , Вт·ч/кг
0,0278	2	10	0,7	6,2	471	190,9
	4	8	0,4	8	691	250
	6	12	0,6	8,3	570	230
	8	6	0,5	12,8	348	176,8

4. Для серповидного ножа (табл. 4.19).

Таблица 4.19

Экспериментальные данные для серповидного ножа

Ψ	$T_{\text{кут}}$, мин	$n_{\text{ч}}$, об/мин	K_3	Δt , °С	Θ , Па	N , Вт·ч/кг
0,0866	2	6	0,4	4	353	200
	4	12	0,7	4,4	547	194,3
	6	8	0,5	6,9	648	191,6
	8	10	0,6	8	583	191,7

Для того чтобы исследовать характеристики ножей, необходимо получить функциональные зависимости выходных параметров (Δt , °С; Θ , Па; N , Вт/кг) от независимых управляемых переменных (Ψ ; $T_{\text{кут}}$, мин; $n_{\text{ч}}$, об/мин; K_3).

Для решения этой задачи необходимо воспользоваться интерполяцией по Лагранжу, чтобы получить $(n + 1)$ табличных точек (x_i, y_i) , где $i = 0, 1, \dots, n$, с использованием полученных экспериментальных данных. Предполагается, что точки (x_i, y_i) принадлежат кривой $y = f(x)$ в интервале $x_0 \leq x \leq x_n$.

Использовался многочлен вида:

$$P_n(x) = \sum_{j=0}^n y_j \frac{(x - x_0)(x - x_1) \dots (x - x_{j-1})(x - x_{j+1}) \dots (x - x_n)}{(x_j - x_0)(x_j - x_1) \dots (x_j - x_{j-1})(x_j - x_{j+1}) \dots (x_j - x_n)}$$

После того как был получен набор $(n + 1)$ точек (x_i, y_i) , воспользовались кубическими сплайнами $q_1(x), q_2(x), \dots, q_m(x)$, где $m = n - 2$, для аппроксимации кривой $y = f(x)$ в интервале $x_0 \leq x \leq x_n$ построения необходимых математических зависимостей. В общем случае многочлен имеет вид:

$$q_i(x) = k_{i1} + k_{i2}x + k_{i3}x^2 + k_{i4}x^3, \quad i = 1, 2, \dots, m,$$

где k_{ij} – постоянные, которые находятся из системы уравнений.

Для каждого вида ножа было получено по 9 кубических полиномов.

1. Для прямого ножа ($\Psi = 0,0183$):

$y = \Delta t(T_{\text{кут}}) = -0,2875x^3 + 3,9375x^2 - 15,075x + 21,4$ (зависимость прироста температуры сырья Δt от времени куттерования $T_{\text{кут}}$);

$y = \Delta t(K_3) = 1333,3x^3 - 2055x^2 + 1037,2x - 165,8$ (зависимость прироста температуры сырья Δt от коэффициента заполнения чаши K_3);

$y = \Delta t(n_{\text{ч}}) = -0,1667x^3 + 4,8625x^2 - 46,358x + 149,7$ (зависимость прироста температуры сырья Δt от частоты вращения чаши $n_{\text{ч}}$);

$y = \Theta(T_{\text{кут}}) = 6,5208x^3 - 127,38x^2 + 735,17x - 632$ (зависимость предельного напряжения сдвига Θ от времени куттерования $T_{\text{кут}}$);

$y = \Theta(K_3) = -22,646x^3 + 609,5x^2 - 5291,9x + 15303$ (зависимость предельного напряжения сдвига Θ от коэффициента заполнения чаши K_3);

$y = \Theta(n_{\text{ч}}) = 181\,167x^3 - 299\,700x^2 + 161\,738x - 27\,902$ (зависимость предельного напряжения сдвига Θ от частоты вращения чаши $n_{\text{ч}}$);

$y = N(T_{\text{кут}}) = 7,4417x^3 - 104,39x^2 + 437,31x - 333,3$ (зависимость удельной энергоёмкости куттера N от времени куттерования $T_{\text{кут}}$);

$y = N(K_3) = 1,825x^3 - 7,74x^2 + 122,66$ (зависимость удельной энергоёмкости куттера N от коэффициента заполнения чаши K_3);

$y = N(n_{\text{ч}}) = -6400x^3 + 11\,290x^2 - 6982x + 1690,5$ (зависимость удельной энергоёмкости куттера N от частоты вращения чаши $n_{\text{ч}}$).

Для преобразования полученной системы уравнений в уравнение общего вида были рассчитаны коэффициенты, для определения которых использовались экспериментальные данные. Учитывалось то обстоятельство, что $\Delta t = f(T_{\text{кут}}, n_{\text{ч}}, K_3)$, т. е. $\Delta t = A_{\Delta t} T_{\text{кут}} n_{\text{ч}} K_3$.

Таким образом, для ножа с $\Psi = 0,0183$: $A_{\Delta t} = 0,3277$; $A_{\Theta} = 0,3334$; $A_N = 0,3332$.

2. Для треугольного ножа ($\Psi = 0,0186$):

$y = 0,2125x^3 - 3,2625x^2 + 15,975x - 18,1$ (зависимость прироста температуры сырья Δt от времени куттерования $T_{\text{кут}}$);

$y = 0,1208x^3 - 3,65x^2 + 34,467x - 94,3$ (зависимость прироста температуры сырья Δt от коэффициента заполнения чаши K_3);

$y = -1766,7x^3 + 3070x^2 - 1722,3x + 317$ (зависимость прироста температуры сырья Δt от частоты вращения чаши $n_{\text{ч}}$);

$y = -26,75x^2 + 275,7x - 65,5$ (зависимость предельного напряжения сдвига Θ от времени куттерования $T_{\text{кут}}$);

$y = -16,833x^3 + 450,87x^2 - 3913,4x + 11\,500$ (зависимость предельного напряжения сдвига Θ от коэффициента заполнения чаши K_3);

$y = -150\,667x^3 + 250\,050x^2 - 135\,568x + 24\,482$ (зависимость предельного напряжения сдвига Θ от частоты вращения чаши n_4);

$y = -8,2021x^3 + 123,05x^2 - 557,49x + 942,8$ (зависимость удельной энергоемкости куттера N от времени куттерования $T_{\text{кут}}$);

$y = -4,0521x^3 + 109,19x^2 - 927,97x + 2669$ (зависимость удельной энергоемкости куттера N от коэффициента заполнения чаши K_3);

$y = 32\,617x^3 - 53\,730x^2 + 28\,445x - 4612,6$ (зависимость удельной энергоемкости куттера N от частоты вращения чаши n_4).

Для преобразования полученной системы уравнений в уравнение общего вида были рассчитаны коэффициенты, для определения которых использовались экспериментальные данные.

Таким образом, для ножа с $\Psi = 0,0186$: $A_{\Delta t} = 0,3339$; $A_{\Theta} = 0,3333$; $A_N = 0,3328$.

3. Для прямого ножа с внутренними режущими кромками ($\Psi = 0,0278$):

$y = 0,1187x^3 - 1,6125x^2 + 7,25x - 2,8$ (зависимость прироста температуры сырья Δt от времени куттерования $T_{\text{кут}}$);

$y = 1950x^3 - 3390x^2 + 1909,5x - 338,2$ (зависимость прироста температуры сырья Δt от коэффициента заполнения чаши K_3);

$y = 0,0188x^3 - 0,075x^2 - 4,125x + 36,2$ (зависимость прироста температуры сырья Δt от частоты вращения чаши n_4);

$y = 5x^3 - 102,63x^2 + 585,75x - 330$ (зависимость предельного напряжения сдвига Θ от времени куттерования $T_{\text{кут}}$);

$y = 18,375x^3 - 511,37x^2 + 4611,2x - 12879$ (зависимость предельного напряжения сдвига Θ от коэффициента заполнения чаши K_3);

$y = -147\,667x^3 + 249\,750x^2 - 138\,128x + 25\,433$ (зависимость предельного напряжения сдвига Θ от частоты вращения чаши n_4);

$y = -7,0187x^2 + 67,073x + 87,125$ (зависимость удельной энергоемкости куттера N от времени куттерования $T_{\text{кут}}$);

$y = 4,8021x^3 - 131,79x^2 + 1170,9x - 3141,6$ (зависимость удельной энергоемкости куттера N от коэффициента заполнения чаши K_3);

$y = -36\,450x^3 + 60\,995x^2 - 33\,393x + 6180,8$ (зависимость удельной энергоемкости куттера N от частоты вращения чаши n_4).

После преобразования полученной системы уравнений в уравнение общего вида были рассчитаны коэффициенты, для определения которых использовались экспериментальные данные.

Таким образом, для ножа с $\Psi = 0,0278$: $A_{\Delta t} = 0,3328$; $A_{\Theta} = 0,3333$; $A_N = 0,3335$.

4. Для серповидного ножа ($\Psi = 0,0866$):

$y = -0,0729x^3 + 1,1375x^2 - 4,5833x + 9,2$ (зависимость прироста температуры сырья Δt от времени куттерования $T_{\text{кут}}$);

$y = -483,33x^3 + 635x^2 - 247,67x + 32,4$ (зависимость прироста температуры сырья Δt от коэффициента заполнения чаши K_3);

$y = -0,0604x^3 + 1,225x^2 - 6,7583x + 13,5$ (зависимость прироста температуры сырья Δt от частоты вращения чаши n_4);

$y = -1,5208x^3 + 6,625x^2 + 99,833x + 139$ (зависимость предельного напряжения сдвига Θ от времени куттерования $T_{\text{кут}}$);

$y = 8,1042x^3 - 239,5x^2 + 2301,1x - 6582$ (зависимость предельного напряжения сдвига Θ от коэффициента заполнения чаши K_3);

$y = 64\,833x^3 - 115\,250x^2 + 67\,127x - 12\,207$ (зависимость предельного напряжения сдвига Θ от частоты вращения чаши n_4);

$y = -0,0042x^3 + 0,425x^2 - 5,2833x + 208,9$ (зависимость удельной энергоемкости куттера N от времени куттерования $T_{\text{кут}}$);

$y = -0,125x^3 + 4,0625x^2 - 42,575x + 336,2$ (зависимость удельной энергоемкости куттера N от коэффициента заполнения чаши K_3);

$y = -1000x^3 + 1925x^2 - 1206,5x + 438,6$ (зависимость удельной энергоемкости куттера N от частоты вращения чаши n_4).

После преобразования полученной системы уравнений в уравнение общего вида были рассчитаны коэффициенты, для определения которых использовались экспериментальные данные.

Таким образом, для ножа с $\Psi = 0,0866$: $A_{\Delta t} = 0,3330$; $A_{\Theta} = 0,3333$; $A_N = 0,3331$.

Используя полученные уравнения, с помощью составленной на ЭВМ программы в среде визуальной разработки Delphi были выбраны оптимальные режимы куттерования.

Для прямого ножа ($\Psi = 0,0183$) наилучшими условиями куттерования являются: время обработки $T_{\text{кут}} = 6$ мин, коэффициент заполнения чаши $K_3 = 0,5$, частота вращения чаши $n_4 = 10$ об/мин; при этом предельное напряжение сдвига $\Theta = 633,5$ Па, прирост температуры $\Delta t = 6$ °C и удельный расход энергии на процесс $N = 16,5$ Вт·ч/кг.

Для треугольного ножа ($\Psi = 0,0186$) наилучшими условиями куттерования являются: время обработки $T_{\text{кут}} = 5,2$ мин, коэффициент заполнения чаши $K_3 = 0,5$, частота вращения чаши $n_ч = 10$ об/мин; при этом предельное напряжение сдвига $\Theta = 632$ Па, прирост температуры $\Delta t = 6,4$ °С и удельный расход энергии на процесс $N = 17$ Вт·ч/кг.

Для прямого ножа с внутренними режущими кромками ($\Psi = 0,0278$) наилучшими условиями куттерования являются: время обработки $T_{\text{кут}} = 4,1$ мин, коэффициент заполнения чаши $K_3 = 0,5$, частота вращения чаши $n_ч = 10$ об/мин; при этом предельное напряжение сдвига $\Theta = 638$ Па, прирост температуры $\Delta t = 8$ °С и удельный расход энергии на процесс $N = 21,4$ Вт·ч/кг.

Для серийного серповидного ножа ($\Psi = 0,0866$) наилучшими условиями куттерования являются: время обработки $T_{\text{кут}} = 6,3$ мин, коэффициент заполнения чаши $K_3 = 0,5$, частота вращения чаши $n_ч = 10$ об/мин; при этом предельное напряжение сдвига $\Theta = 629$ Па, прирост температуры $\Delta t = 7,01$ °С и удельный расход энергии на процесс $N = 20,1$ Вт·ч/кг.

4.6. Экспериментальные исследования процесса тонкого измельчения мясного сырья в эмульсаторах

Комплексные исследования структурно-механических и ряда технологических характеристик фарша при измельчении [15, 16] не позволяют научно обоснованно подойти к расчету, осуществлению и прогнозированию этого процесса с целью получения готовых продуктов высокого качества при стабилизированных выходах. В результате любого механического воздействия на продукт (перемешивания, растирания, измельчения, резания и пр.) изменяются величины его физических свойств и технологические показатели. Для получения желаемого эффекта необходимо подвести к продукту определенное количество полезной энергии, которая вызывает изменение качества продукта. Другая часть энергии из общей расходуется на преодоление сил сопротивления и трения, преобразуясь в теплоту.

Конструктивными и режимными входными регулируемыми параметрами эмульсатора выбраны коэффициент проходного сечения ножевой решетки $K_{\text{пр}}$, толщина решетки σ (мм), частота вращения ножа $n_{\text{вр}}$ (об/мин) и коэффициент заполнения загрузочной воронки K_3 .

Коэффициент проходного сечения ножевой решетки определяется по формуле

$$K_{\text{пр}} = \frac{F_p}{\sum F_o} = \frac{\frac{\pi d_p^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{п.о}}^2}{4}}{\frac{\pi d_o^2}{4} z} = \frac{d_p^2 - d_{\text{п.о}}^2}{d_o^2 z}, \quad (4.12)$$

где F_p – площадь ножевой решетки, м²;

$\sum F_o$ – суммарная площадь отверстий в решетке, м²;

d_p – диаметр решетки, м;

$d_{\text{п.о}}$ – диаметр посадочного отверстия, м;

d_o – диаметр отверстия в ножевой решетке, м;

z – количество отверстий в ножевой решетке.

В результате произведенных расчетов для серийной решетки с диаметром отверстий 10 мм $K_{\text{пр}1} = 0,46$; для разработанной решетки с диаметром отверстий 10 мм $K_{\text{пр}2} = 0,47$; для серийной решетки с диаметром отверстий 5 мм $K_{\text{пр}3} = 0,35$; для разработанной решетки с диаметром отверстий 5 мм $K_{\text{пр}4} = 0,45$.

Также одним из определяющих факторов, влияющих на качество и энергоемкость процесса измельчения мясного сырья в эмульсаторах, является толщина ножевой решетки, которая варьировалась в пределах от 6 до 12 мм ($\sigma_1 = 6$ мм, $\sigma_2 = 8$ мм, $\sigma_3 = 10$ мм, $\sigma_4 = 12$ мм).

Коэффициент заполнения загрузочной воронки варьировался в пределах от 0,25 до 1 ($K_{31} = 0,25$, $K_{32} = 0,5$, $K_{33} = 0,75$, $K_{34} = 1$).

Для определения оптимальных режимных параметров работы эмульсатора в эксперименте задавали частоту вращения ножа в диапазоне от 1500 до 3000 об/мин ($n_1 = 1500$ об/мин, $n_2 = 2000$ об/мин, $n_3 = 2500$ об/мин, $n_4 = 3000$ об/мин).

В качестве выходных параметров выбраны производительность эмульсатора Π (кг/ч), прирост температуры сырья во время измельчения Δt (°С) и удельная энергоемкость процесса $n_{\text{уд}}$ (Вт·ч/кг).

Таким образом, для экспериментальных исследований процесса тонкого измельчения в эмульсаторах были выбраны следующие характеристики:

- коэффициент проходного сечения ножевой решетки $K_{\text{пр}}$;
- толщина ножевой решетки σ , мм;

- частота вращения ножа n , об/мин;
- коэффициент заполнения загрузочной воронки K_3 ;
- производительность эмульсатора П, кг/ч;
- прирост температуры сырья во время измельчения Δt , °С;
- удельная энергоёмкость процесса $n_{уд}$, Вт·ч/кг.

Разработка и изготовление экспериментального стенда для исследования процесса измельчения

В колбасном цеху ОАО «Ошмянский мясокомбинат» для проведения исследований был разработан и изготовлен экспериментальный стенд, состоящий из промышленного эмульсатора KS F10/031 и контрольно-измерительных приборов.

К контрольно-измерительным приборам относятся:

- амперметр по ГОСТ 8711–93 с пределом измерений от 0 до 10 А и ценой деления 0,5 А, класс точности – 1,5;
- ваттметр по ГОСТ 8476–93 с пределом измерений от 0 до 1500 Вт и ценой деления 1 Вт, класс точности – 0,5;
- термопары ТХА₆₈ по ГОСТ 3044–94;
- секундомер ручной с пределом измерений 10 мин и точностью ±1 с;
- весы электронные ВР-03МС по ГОСТ 29329–92 с погрешностью измерений 5 г в диапазоне от 3 до 15 кг;
- термометр лабораторный по ГОСТ 28498–90 с пределом измерений от 0 до 50 °С и ценой деления 0,5 °С.

Схема экспериментального стенда представлена на рис. 4.23. На рис. 4.24 представлен внешний вид экспериментального стенда на ОАО «Ошмянский мясокомбинат» в работе.

Зависимость искомого (выходного) параметра (прирост температуры фарша в процессе измельчения Δt , °С; производительность эмульсатора П, кг/ч; удельная энергоёмкость процесса n , Вт·ч/кг) от принятых независимых переменных можно представить в виде произведения функций от отдельных аргументов:

$$\Delta t = Af_{1\Delta t}(K_{np}) \cdot f_{2\Delta t}(n) \cdot f_{3\Delta t}(\sigma) \cdot f_{4\Delta t}(K_3); \quad (4.13)$$

$$П = Af_{1П}(K_{np}) \cdot f_{2П}(n) \cdot f_{3П}(\sigma) \cdot f_{4П}(K_3); \quad (4.14)$$

$$n_{уд} = Af_{1n_{уд}}(K_{np}) \cdot f_{2n_{уд}}(n) \cdot f_{3n_{уд}}(\sigma) \cdot f_{4n_{уд}}(K_3). \quad (4.15)$$

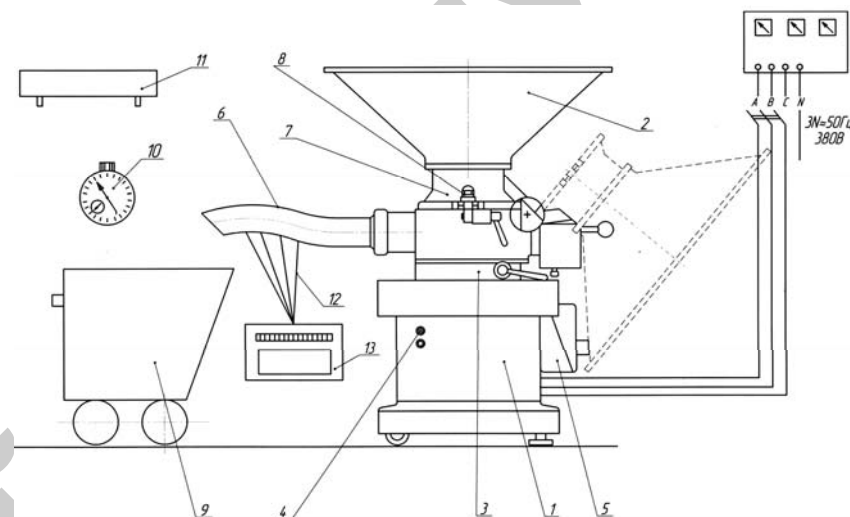


Рис. 4.23. Схема экспериментального стенда: 1 – корпус; 2 – загрузочный бункер; 3 – горловина; 4 – пульт управления; 5 – фиксатор загрузочного бункера; 6 – патрубок для отвода продукта; 7 – режущий механизм; 8 – предохранительное устройство; 9 – тележка; 10 – секундомер; 11 – весы электронные ВР-03МС; 12 – термопары; 13 – милливольтметр



Рис. 4.24. Внешний вид экспериментального стенда

Соответствующий план греко-латинского квадрата 4×4 с указанием уровня факторов для каждого опыта приведен в табл. 4.20.

Таблица 4.20

Факторный план экспериментального исследования процесса измельчения

№ опыта	$K_{пр}$	σ , мм	n , об/мин	K_3	Δt , °C	Π , кг/ч	$n_{уд}$ Вт·ч/кг
1	$K_{пр1}$	σ_1	n_1	K_{31}	Δt_1	Π_1	$n_{уд1}$
2	$K_{пр2}$	σ_1	n_2	K_{33}	Δt_2	Π_2	$n_{уд2}$
3	$K_{пр3}$	σ_1	n_3	K_{34}	Δt_3	Π_3	$n_{уд3}$
4	$K_{пр4}$	σ_1	n_4	K_{32}	Δt_4	Π_4	$n_{уд4}$
5	$K_{пр1}$	σ_2	n_4	K_{34}	Δt_5	Π_5	$n_{уд5}$
6	$K_{пр2}$	σ_2	n_3	K_{32}	Δt_6	Π_6	$n_{уд6}$
7	$K_{пр3}$	σ_2	n_2	K_{34}	Δt_7	Π_7	$n_{уд7}$
8	$K_{пр4}$	σ_2	n_1	K_{33}	Δt_8	Π_8	$n_{уд8}$
9	$K_{пр1}$	σ_3	n_2	K_{32}	Δt_9	Π_9	$n_{уд9}$
10	$K_{пр2}$	σ_3	n_1	K_{34}	Δt_{10}	Π_{10}	$n_{уд10}$
11	$K_{пр3}$	σ_3	n_4	K_{33}	Δt_{11}	Π_{11}	$n_{уд11}$
12	$K_{пр4}$	σ_3	n_3	K_{31}	Δt_{12}	Π_{12}	$n_{уд12}$
13	$K_{пр1}$	σ_4	n_3	K_{33}	Δt_{13}	Π_{13}	$n_{уд13}$
14	$K_{пр2}$	σ_4	n_4	K_{31}	Δt_{14}	Π_{14}	$n_{уд14}$
15	$K_{пр3}$	σ_4	n_1	K_{32}	Δt_{15}	Π_{15}	$n_{уд15}$
16	$K_{пр4}$	σ_4	n_2	K_{34}	Δt_{16}	Π_{16}	$n_{уд16}$

Для каждого опыта устанавливаются требуемые режимно-конструктивные параметры эмульсатора.

На электронных весах ВР-03МС взвешивается необходимое количество мясного сырья для достижения коэффициента заполнения загрузочной воронки, соответствующего требуемому уровню.

Прирост температуры определяется как разность конечной и начальной температуры мясного сырья с помощью термодатчиков ТХА₆₈, работающих в комплекте с милливольтметром.

Удельная энергоёмкость эмульсатора определяется как общая потребляемая мощность, измеряемая с помощью ваттметра, деленная на производительность.

Время контролируется с помощью ручного секундомера.

Данные эксперимента заносятся в таблицу плана экспериментальных исследований.

После обработки графических (экспериментальных) данных получаем уравнения

$$\Delta t = f_1(K_{пр}), \Delta t = f_2(\sigma), \Delta t = f_3(n), \Delta t = f(K_3),$$

перемножение которых в итоге позволяет получить выражение, связывающее прирост температуры во время измельчения с независимыми управляемыми переменными $K_{пр}$, σ , n и K_3 с точностью до неизвестного постоянного множителя A .

Аналогично получаем зависимости Π и $n_{уд}$ от принятых независимых переменных $K_{пр}$, σ , n и K_3 .

Обработка, обобщение и анализ результатов экспериментальных исследований

В табл. 4.21 представлены результаты экспериментальных исследований процесса тонкого измельчения мясного сырья в эмульсаторе, соответствующие многофакторному плану эксперимента греко-латинского квадрата 4×4.

Таблица 4.21

Результаты экспериментальных исследований

№ опыта	$K_{пр}$	σ , мм	n , об/мин	K_3	Δt , °C	Π , кг/ч	$n_{уд}$ Вт·ч/кг
1	0,35	6	1500	0,25	7	720	9,4
2	0,45	6	2000	0,75	6,5	1100	9,7
3	0,46	6	2500	1	4,5	1350	8,3
4	0,47	6	3000	0,5	7,5	1650	10,1
5	0,35	8	3000	1	10,5	1200	12,5
6	0,45	8	2500	0,5	8	1100	11
7	0,46	8	2000	0,25	6	1070	9,4
8	0,47	8	1500	0,75	4	1150	7,2
9	0,35	10	2000	0,5	9,5	880	11
10	0,45	10	1500	1	6	980	8,9
11	0,46	10	3000	0,75	10	1430	11,5
12	0,47	10	2500	0,25	7	1250	9,9
13	0,35	12	2500	0,75	12,5	900	12,1
14	0,45	12	3000	0,25	13	1220	13
15	0,46	12	1500	0,5	8	950	8,8
16	0,47	12	2000	1	7	1250	8,6

Для того чтобы представить зависимость выходных параметров от входных, находим логарифмы от средних значений выходных параметров эксперимента и потенцируем результат для каждого из четырех уровней.

После математической обработки графических зависимостей получаем уравнения

$$\Delta t = f(K_{\text{пр}}), \Delta t = f(\sigma), \Delta t = f(n), \Delta t = f(K_3);$$

$$\Pi = f(K_{\text{пр}}), \Pi = f(\sigma), \Pi = f(n), \Pi = f(K_3);$$

$$n_{\text{уд}} = f(K_{\text{пр}}), n_{\text{уд}} = f(\sigma), n_{\text{уд}} = f(n), n_{\text{уд}} = f(K_3).$$

Перемножение уравнений позволяет в итоге получить выражение, связывающее выходные параметры Δt , Π и $n_{\text{уд}}$ с управляемыми $K_{\text{пр}}$, σ , n , K_3 .

После обработки результатов эксперимента получена графическая зависимость прироста температуры от управляемых переменных (рис. 4.25): коэффициента проходного сечения решетки $K_{\text{пр}}$, толщины решетки σ , частоты вращения n и коэффициента заполнения воронки K_3 .

Полученный график позволяет наглядно оценить степень влияния режимно-конструктивных параметров эмульсатора на прирост температуры обрабатываемого сырья в процессе измельчения.

Для прогнозирования и расчетов основных технологических характеристик обрабатываемого сырья после обработки экспериментальных данных получено уравнение, позволяющее определять прирост температуры во время измельчения:

$$\Delta t = 0,0038 K_{\text{пр}}^{-1,29} \sigma^{0,63} n^{0,66} K_3^{-0,11},$$

где $K_{\text{пр}}$ – коэффициент проходного сечения ножевой решетки;

σ – толщина ножевой решетки, мм;

n – частота вращения ножа, об/мин;

K_3 – коэффициент заполнения загрузочной воронки.

После анализа значимости влияния каждого входного параметра по показателю степени было получено следующее уравнение:

$$\Delta t = 0,0038 K_{\text{пр}}^{-1,29} \sigma^{0,63} n^{0,66}.$$

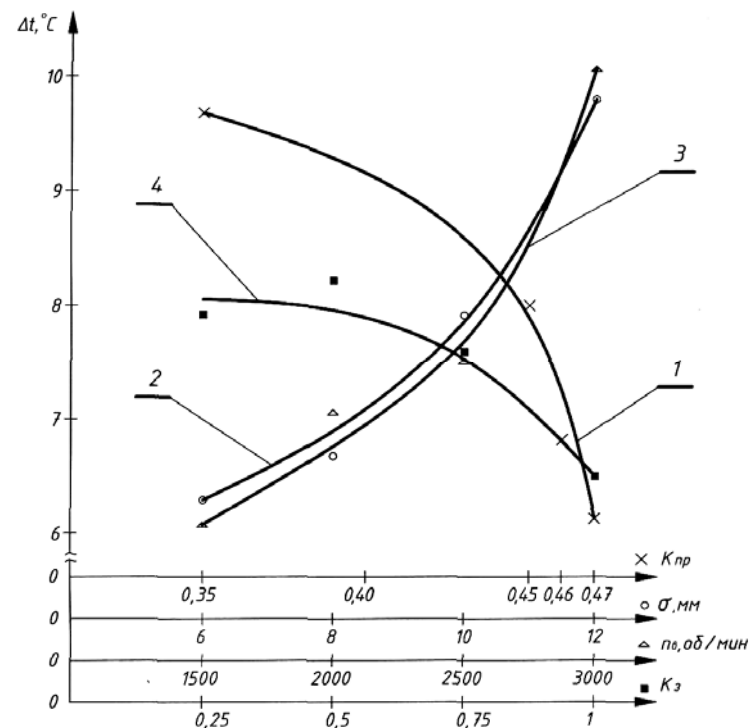


Рис. 4.25. Зависимость прироста температуры в эмульсаторе от управляемых переменных: 1 – $K_{\text{пр}}$; 2 – σ ; 3 – n ; 4 – K_3

Для графического отражения влияния конструктивных параметров режущего инструмента на производительность построена зависимость производительности от управляемых переменных $K_{\text{пр}}$, σ , n , K_3 , представленная на рис. 4.26.

При обработке полученных экспериментальных данных получена зависимость производительности конструктивных параметров эмульсатора

$$\Pi = 70,53 K_{\text{пр}}^{1,05} \sigma^{-0,1} n^{0,51} K_3^{-0,09}.$$

После анализа значимости влияния каждого входного параметра по показателю степени было получено следующее уравнение:

$$\Pi = 70,53 K_{\text{пр}}^{1,05} n^{0,51}.$$

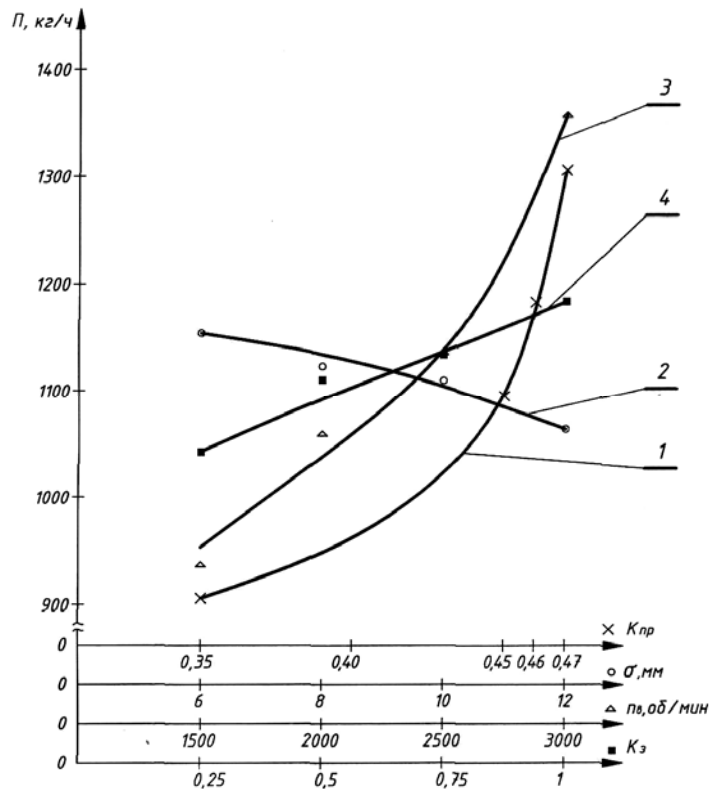


Рис. 4.26. Зависимость производительности эмульсатора от управляемых переменных: 1 – $K_{пр}$; 2 – σ ; 3 – n ; 4 – K_3

Комплексные исследования структурно-механических и технологических характеристик фарша при тонком его измельчении в эмульсаторе позволили научно обоснованно подойти к расчету, осуществлению и прогнозированию этого процесса с целью получения готовых продуктов высокого качества.

На рис. 4.27 представлена зависимость удельной энергоёмкости эмульсатора $n_{уд}$ (Вт·ч/кг), выбранной основным энергетическим параметром, характеризующим работу эмульсатора, от $K_{пр}$, σ , n и K_3 .

Уравнение для определения удельной энергоёмкости процесса измельчения имеет вид:

$$n_{уд} = 0,13K_{пр}^{-0,72} \sigma^{0,15} n^{0,44} K_3^{-0,05}.$$

После анализа значимости влияния каждого входного параметра по показателю степени было получено следующее уравнение:

$$n_{уд} = 0,13K_{пр}^{-0,72} \sigma^{0,15} n^{0,44}.$$

Полученные экспериментальные зависимости удельной энергоёмкости процесса тонкого измельчения мясного сырья, производительности и прироста температуры сырья от режимных и конструктивных особенностей эмульсатора наглядно доказывают возможность применения разработанных конструкций режущего инструмента.

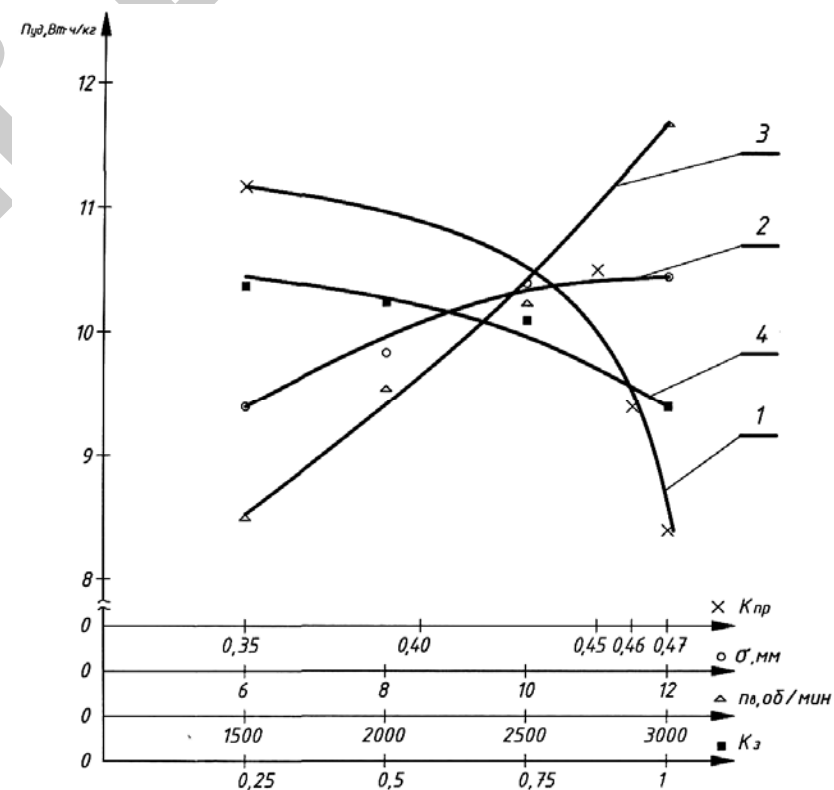


Рис. 4.27. Зависимость удельной энергоёмкости эмульсатора от управляемых переменных: 1 – $K_{пр}$; 2 – σ ; 3 – n ; 4 – K_3

Проанализировав полученные графические и математические зависимости, можно сделать следующие выводы:

1. Наибольшее влияние на прирост температуры оказывает коэффициент проходного сечения решетки, ее толщина и частота вращения ножа. Причем, как видно из графиков, при одинаковой степени измельчения ($d_0 = 10$ мм) использование разработанной конструкции решетки снижает прирост температуры сырья на 18,3 % по сравнению с серийной. При $d_0 = 5$ мм применение нового режущего инструмента позволяет снизить прирост температуры на 15,1 %.

2. Определяющими параметрами, влияющими на производительность, являются коэффициент проходного сечения решетки и частота вращения ножа. Причем, как видно из графиков, при одинаковой степени измельчения ($d_0 = 10$ мм) использование разработанной конструкции решетки повышает производительность на 18,1 % по сравнению с серийной. При $d_0 = 5$ мм применение нового режущего инструмента позволяет повысить производительность на 10,3 %.

3. Главными из исследуемых параметров, влияющих на энергоемкость процесса тонкого измельчения, являются коэффициент проходного сечения решетки, ее толщина и частота вращения ножа. Как видно из графиков, при одинаковой степени измельчения ($d_0 = 10$ мм) использование разработанной конструкции позволяет уменьшить удельную энергоемкость на 7,1 %. Использование нового режущего инструмента с диаметром отверстий $d_0 = 5$ мм позволяет уменьшить удельную энергоемкость на 10,8 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Получение высококачественной продукции с максимальным ее выходом во многом определяется конструкцией оборудования, а также оптимизацией и интенсификацией соответствующих технологических процессов.

Применение «золотой пропорции» и чисел ряда Фибоначчи позволило получить целый ряд математических моделей рабочих органов самых различных технических устройств, на их основе разработать ряд новых конструкций самого различного оборудования и тем самым приблизить их технический уровень к живым объектам, составляющим животный и растительный мир.

Использование новой теории, основанной на законах природы, обуславливает достижение технического совершенства в любой области техники, создает единую теоретическую основу, закладывает принципиально новые системные подходы к изучению, проектированию и конструированию новых типоразмерных рядов технических объектов, коренным образом меняет представление о технических устройствах как о едином целом с живыми организмами.

Авторы надеются, что знакомство с материалами монографии поможет специалистам перерабатывающей промышленности в моделировании и оптимизации процессов, что будет способствовать улучшению технико-экономических показателей и качественных характеристик готовых изделий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Белохвостов, Г. И. Совершенствование конструкций режущего механизма машин для измельчения мяса : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.13 / Г. И. Белохвостов ; Мог. технол. институт. – Могилев, 1996. – С. 20.

2. Бредихин, С. А. Технологическое оборудование мясокомбинатов / С. А. Бредихин. – М. : Колос, 1997. – 392 с.

3. Бренч, А. А. Энергосберегающие машины для измельчения мясного сырья : монография / А. А. Бренч. – Минск : БГАТУ, 2009. – 219 с.

4. Бухштаб, А. А. Теория чисел / А. А. Бухштаб. – М. : Просвещение, 1966. – 384 с.

5. Васютинский, Н. А. Золотая пропорция / Н. А. Васютинский. – М. : Мол. гвардия, 1990. – 238 с.

6. Воробьев, Н. Н. Числа Фибоначчи / Н. Н. Воробьев. – М. : Наука, 1969. – 112 с.

7. Горбатов, А. В. Реология мясных и молочных продуктов / А. В. Горбатов. – М. : Пищевая промышленность, 1979. – 383 с.

8. Груданов, В. Я. Основы инженерного творчества / В. Я. Груданов. – Минск : Издательский центр БГУ, 2005. – 299 с.

9. Груданов, В. Я. Совершенствование конструкций машин и аппаратов пищевых производств : учебное пособие / В. Я. Груданов, Л. Ф. Глущенко, В. В. Климович. – Минск : Учебно-методический центр Минсельхозпрода РБ, 1996. – 248 с.

10. Груданов, В. Я. «Золотая» пропорция в инженерных задачах / В. Я. Груданов. – Могилев : МГУ им. А. А. Кулешова, 2006. – 288 с.

11. Даурский, А. Н. Резание пищевых материалов. Теория процесса, машины, интенсификация / А. Н. Даурский. – М. : Пищевая промышленность, 1980. – 239 с.

12. Ивашов, В. И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности : учебное пособие. В 2 ч. / В. И. Ивашов. – СПб. : ГИОРД, 2007. – 464 с.

13. Кожухотрубчатый теплообменник : пат. 4378 Респ. Беларусь : МПК 7 F 28D 7/00 / В. Я. Груданов, Л. Т. Ткачева, Е. В. Седаков ; заявитель Могилевский технологический институт. – № а 19980231 ; заявл. 10.03.98 ; опубл. 30.03.99 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2002. – № 1. – С. 148–149.

14. Корнюшко, Л. М. Оборудование для производства колбасных изделий : справочник / Л. М. Корнюшко. – М. : Колос, 1993. – 304 с.

15. Косой, В. Д. Совершенствование процесса производства вареных колбас / В. Д. Косой. – М. : Пищевая промышленность, 1983. – 271 с.

16. Косой, В. Д. Совершенствование производства колбас (теоретические основы, процессы, оборудование, технология, рецептура и контроль качества) / В. Д. Косой, В. П. Дорохов. – М. : ДеЛи принт, 2006. – 765 с.

17. Куттер : пат. 12028 Респ. Беларусь : МПК В 02С 18/00 / В. Я. Груданов, А. А. Бренч, А. Л. Желудков ; заявитель Могилевский государственный университет продовольствия. – № а 20070044 ; заявл. 18.01.07 ; опубл. 30.08.07 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2009. – № 3. – С. 63–64.

18. Куттер : пат. 5244 Респ. Беларусь : МПК 7 В 02С 18/06 / В. Я. Груданов, А. А. Бренч, М. О. Филиппович ; заявитель Могилевский государственный университет продовольствия. – № а 20000187 ; заявл. 25.02.2000 ; опубл. 30.03.01 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2003. – № 2. – С. 115.

19. Куттер : пат. 5431 Респ. Беларусь : МПК 7 В 02С 18/30 / В. Я. Груданов, А. А. Бренч, М. О. Филиппович ; заявитель Могилевский государственный университет продовольствия. – № а 19991174 ; заявл. 28.12.99 ; опубл. 30.03.01 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2003. – № 3. – С. 119–120.

20. Многоходовой трубчатый теплообменник : пат. 3497 Респ. Беларусь : МПК 6 А 23С 3/033, F 28D 7/00 / В. Я. Груданов, С. В. Акуленко, Е. В. Седаков ; заявитель Могилевский технологический институт. – № 970546 ; заявл. 20.10.97 ; опубл. 30.06.99 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2000. – № 3. – С. 75.

21. Мясорубка : пат. 3748 Респ. Беларусь : МПК 7 В 02С 18/30, А 47J 43/04 / В. Я. Груданов, С. Н. Самошкина, М. Я. Павлов, О. Р. Смирнов ; заявитель Белорусское производственное объединение «Белорусторгмаш» Министерства промышленности РБ. – № 970668 ; заявл. 03.12.97 ; опубл. 30.06.99 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2000. – № 4. – С. 127–128.

22. Нож куттера серповидный : пат. 11597 Респ. Беларусь : МПК В 02С 18/20 / В. Я. Груданов, А. А. Бренч, А. Л. Желудков ; заявитель Могилевский государственный университет продоволь-

ствия. – № а 20061055 ; заявл. 27.10.06 ; опубл. 30.04.07 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2009. – № 1. – С. 62.

23. Нож куттера : пат. 11793 Респ. Беларусь : МПК В 02С 18/06 В 02С 18/20 / В. Я. Груданов, А. А. Бренч, А. Л. Желудков ; заявитель Могилевский государственный университет продовольствия. – № а 20070507 ; заявл. 04.05.07 ; опубл. 30.10.07 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2009. – № 2. – С. 59–60.

24. Нож куттера : пат. 12967 Респ. Беларусь : МПК В 02С 18/00 / А. Л. Желудков, В. Я. Груданов, А. А. Бренч ; заявитель Могилевский государственный университет продовольствия. – № а 20080459 ; заявл. 10.04.08 ; опубл. 30.02.08 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2010. – № 1. – С. 71.

25. Пароварочный аппарат : пат. 3132 Респ. Беларусь : МПК А 47J 27/04 / В. Я. Груданов, С. В. Акуленко, И. М. Кирик, А. Н. Николаенко ; заявитель Могилевский технологический институт. – № 970275 ; заявл. 26.05.97 ; опубл. 30.12.98 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 1999. – № 4. – С. 88.

26. Пароварочный аппарат : пат. 4557 Респ. Беларусь : МПК А 47J 27/04 / В. Я. Груданов, И. М. Кирик, О. Р. Смирнов ; заявитель Могилевский технологический институт. – № а 19990548 ; заявл. 01.06.99 ; опубл. 30.12.2000 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2002. – № 2. – С. 83.

27. Пелеев, А. И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности / А. И. Пелеев. – М. : Пищевая промышленность, 1971. – 518 с.

28. Плитный настил : пат. 1018 Респ. Беларусь : МПК 5 F 24С 15/10 / В. Я. Груданов, И. М. Кирик, А. Н. Певзнер, Г. А. Лазысо ; заявитель Гомельский завод торгового оборудования. – № 181 ; заявл. 16.03.93 ; опубл. 15.12.95 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 1995. – № 4. – С. 121.

29. Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел : ГОСТ 8032–84 (СТ СЭВ 3961–83). – Введ. 01.07.85. – М. : Изд-во стандартов, 1987. – 19 с.

30. Пресс механической обвалки мяса птицы : пат. 8777 Респ. Беларусь : МПК 7 А 22С 17/04 / В. Я. Груданов, А. А. Бренч, А. К. Наварай ; заявитель Могилевский государственный университет продовольствия. – № а 20040057 ; заявл. 30.01.04 ; опубл.

30.09.04 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2006. – № 6. – 46.

31. Резник, Н. Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов / Н. Е. Резник. – М. : Машиностроение, 1975. – 311 с.

32. Решетка к измельчителю мясокостного сырья : пат. 2047368 Рос. Федерация : МПК В 02С 18/36 / В. Я. Груданов, А. П. Манько, В. И. Иванцов, Г. И. Белохвостов ; заявитель Могилевский технологический институт. – № 92006177/33 ; заявл. 16.11.92 ; опубл. 10.11.95. – 1995.

33. Семенюта, Н. Ф. Золотая пропорция в природе и искусстве. Пособие по дисциплинам гуманитарного цикла / Н. Ф. Семенюта, В. Л. Михаленко. – Гомель : БелГУТ, 2002. – 82 с.

34. Структурно-механические характеристики пищевых продуктов / А. В. Горбатов [и др.] ; под ред. А. В. Горбатова. – М. : Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 328 с.

35. Теплообменник : пат. 4447 Респ. Беларусь : МПК 7 F 28D 7/00 / В. Я. Груданов, С. Р. Левандовский, В. И. Никулин, Е. В. Седаков ; заявитель Могилевский технологический институт. – № а 19990433 ; заявл. 29.04.99 ; опубл. 30.12.99 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2002. – № 2. – С. 151.

36. Тимощук, И. И. Общая технология мяса и мясopодуктов / И. И. Тимощук, Н. А. Головатенко, С. А. Сенников. – Киев : Урожай, 1989. – 214 с.

37. Устройство для выжимания жидкости из влагосодержащего сырья : пат. 18176 Респ. Беларусь : МПК В 30В 9/14 / В. Я. Груданов, А. А. Бренч, И. Е. Дацук, Л. Т. Ткачева ; заявитель Белорусский государственный аграрный технический университет. – № а 20110611 ; заявл. 11.05.11 ; опубл. 30.12.12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2014. – № 2. – С. 71.

38. Устройство для жиловки мясного сырья : пат. 18860 Респ. Беларусь : МПК А 22С 17/04 / В. Я. Груданов, И. Е. Дацук, А. А. Бренч ; заявитель Белорусский государственный аграрный технический университет. – № а 20111790 ; заявл. 21.12.11 ; опубл. 30.08.13 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2014. – № 3. – С. 43.

39. Устройство для измельчения мясного сырья : пат. 14437 Респ. Беларусь : МПК В 02С 18/30 / В. Я. Груданов, А. А. Бренч, И. Е. Дацук, М. О. Филиппович ; заявитель Белорусский государственный аграрный

технический университет. – № а 20090285 ; заявл. 02.03.09 ; опубл. 30.10.10 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 3. – С. 73–74.

40. Устройство для измельчения плодово-овощного сырья и разделения его на фракции : пат. 19122 Респ. Беларусь : МПК А 23N 1/02 / В. Я. Груданов, И. Е. Дацук, А. А. Бренч, В. М. Поздняков ; заявитель Белорусский государственный аграрный технический университет. – № а 20120239 ; заявл. 20.02.12 ; опубл. 30.10.13 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2015. – № 4. – С. 108.

41. Устройство для измельчения продуктов : пат. 1522 Респ. Беларусь : МПК 6 В 02С 18/30 / В. Я. Груданов, М. Я. Павлов, В. И. Иванцов ; заявитель Белорусское производственное объединение. – № 1921 ; заявл. 17.05.94 ; опубл. 14.06.96 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 1996. – № 4. – С. 132.

42. Устройство для измельчения продуктов : пат. 2284 Респ. Беларусь : МПК 6 А 47J 43/04, В 02С 18/30 / В. Я. Груданов, М. Я. Павлов, В. И. Иванцов ; заявитель Барановичское производственное объединение торгового машиностроения. – № 950254 ; заявл. 24.05.95 ; опубл. 30.03.97 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 1998. – № 3. – С. 128–129.

43. Устройство для измельчения продуктов : пат. 3301 Респ. Беларусь : МПК 6 В 02С 18/30 / В. Я. Груданов, М. Я. Павлов, С. Н. Самошкина ; заявитель «Белорусторгмаш». – № 970264 ; заявл. 20.05.1997 ; опубл. 30.03.2000. – № 1. – С. 143.

44. Устройство для измельчения продуктов : пат. 5964 Респ. Беларусь : МПК 7 В 02С 18/30 / В. Я. Груданов, А. А. Бренч, С. Н. Ходакова ; заявитель Могилевский государственный университет продовольствия. – № а 20010047 ; заявл. 22.01.01 ; опубл. 30.09.01 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2004. – № 1. – С. 117.

45. Устройство для измельчения продуктов : пат. 928 Респ. Беларусь : МПК 5 В 02С 18/30 / В. Я. Груданов, В. И. Иванцов, А. П. Манько, М. Я. Павлов, Г. И. Белохвостов ; заявитель Белорусское производственное объединение торгового машиностроения. – № 320 ; заявл. 27.05.93 ; опубл. 15.12.95 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 1995. – № 4. – С. 74–75.

46. Устройство для отделения мяса от кости птицы : пат. 8343 Респ. Беларусь : МПК 7 А 22С 17/04 / В. Я. Груданов, А. А. Бренч,

А. К. Наварай ; заявитель Могилевский государственный университет продовольствия. – № а 20030855 ; заявл. 05.09.03 ; опубл. 30.03.04 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2006. – № 4. – С. 29–30.

47. Устройство для разделения мясокостного сырья : пат. 15325 Респ. Беларусь : МПК А 22С 17/04 / В. Я. Груданов, А. А. Бренч, И. Е. Дацук ; заявитель Белорусский государственный аграрный технический университет. – № а 20091143 ; заявл. 28.07.09 ; опубл. 28.07.09 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 1. – С. 52.

48. Устройство для разделения мясокостного сырья : пат. 15328 Респ. Беларусь : МПК А 22С 17/04 / В. Я. Груданов, А. А. Бренч, И. Е. Дацук ; заявитель Белорусский государственный аграрный технический университет. – № а 20091314 ; заявл. 11.09.09 ; опубл. 30.04.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 1. – С. 52–53.

49. Чижилова, Т. В. Машины для измельчения мяса и мясных продуктов / Т. В. Чижилова. – М. : Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 303 с.

50. Шнековое устройство : пат. 14273 Респ. Беларусь : МПК В 30В 9/12 / В. Я. Груданов, А. А. Бренч, И. Е. Дацук, Д. В. Коховец ; заявитель Белорусский государственный аграрный технический университет. – № а 20081436 ; заявл. 13.11.08 ; опубл. 30.06.10 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 2. – С. 79–80.

ДЛЯ ЗАМЕТОК



Научное издание

**Груданов Владимир Яковлевич,
Бренч Андрей Александрович**

**МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ
ПРОЦЕССОВ ПЕРЕРАБОТКИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПРОДУКЦИИ**

Ответственный за выпуск *М. А. Прищепов*
Редактор *Д. А. Значёнок*
Корректор *Д. А. Значёнок*
Компьютерная верстка *Д. А. Значёнок*
Дизайн обложки *Д. О. Бабаковой*

Подписано в печать 18.12.2017 г. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 16,27. Уч.-изд. л. 12,72. Тираж 100 экз. Заказ 461.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/359 от 09.06.2014.
№ 2/151 от 11.06.2014.
Пр-т Независимости, 99–2, 220023, Минск.

РЕПОЗИТОРИЙ