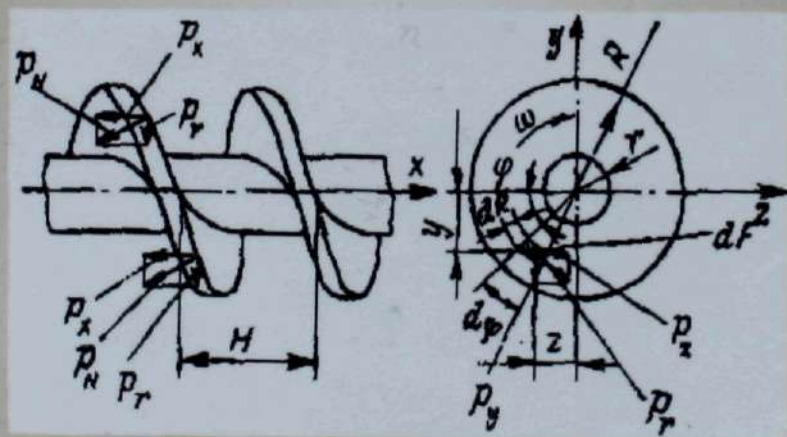


Кочнева С.В., Дюшеева А.Д.

КУРС ЛЕКЦИЙ

«Расчет и конструирование технологического оборудования»



Бишкек - 2010

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ

КЫРГЫЗСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ им. И.РАЗЗАКОВА

**Расчет и конструирование
технологического оборудования**

**Курс лекций
по дисциплине «Расчет и конструирование
технологического оборудования»**

*Допущено Министерством образования Кыргызской Республики
в качестве учебного пособия для студентов
направления 551802 «Пищевая инженерия»*

Бишкек - 2010

Авторы: к.т.н., проф. Кочнева С.В., к.т.н., доц. Дюшеева А.Д.

Расчет и конструирование технологического оборудования: Курс лекций по дисциплине «Расчет и конструирование технологического оборудования» / КГТУ им.И.Раззакова; авторы: С.В.Кочнева, А.Д.Дюшеева. – Б.: ИЦ «Техник», 2010. – 159 с.

Учебное пособие содержит основы расчета деталей и узлов машин и аппаратов пищевых производств, расчеты и конструирование емкостных, теплообменных аппаратов, аппаратов с медленновращающимися и быстровращающимися рабочими органами, устройств общего назначения. Каждая лекция содержит контрольные вопросы и рекомендуемые литературные источники.

Книга предназначена для студентов очной и заочной форм обучения направления 551802 «Пищевая инженерия».

Она может быть также полезна для инженерно-технических работников пищевой и смежных отраслей промышленности.

Рецензенты: д.т.н., проф. Кулмырзаев А.А.
д.т.н., проф. Иманкулова А.С.
к.т.н., доц. Дейдиев А.У.

УДК
ББК
©Кочнева С.В., Дюшеева А.Д., 2010

СОДЕРЖАНИЕ

РАЗДЕЛ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МАШИНАХ И АППАРАТАХ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Лекция 1

Тема: Введение. Структура и классификация машин пищевых производств. Выбор материала и влияние его свойств на конструкцию	9
1.1. Структура современных машин.....	9
1.2. Классификация оборудования.....	11
1.3. Основные механические свойства материалов, учитываемые при конструировании.....	15
1.4. Выбор материала для расчета и конструирования оборудования.....	19
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	22

РАЗДЕЛ 2. ОБЩИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ

Лекция 2

Тема: Расчет круглых пластин.....	23
2.1. Гипотезы и допущения в теории пластин и оболочек.....	23
2.2. Осесимметричный изгиб круглых пластин.....	24
2.3. Расчет изгибающих моментов и напряжений пластины.....	26
2.4. Дифференциальное уравнение пластины.....	27
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	29

Лекция 3

Тема: Расчет круглых пластин методом начальных параметров	30
3.1. Обобщение уравнения методом начальных параметров.....	30
3.2. Сопровождающие функции.....	33
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	35

Лекция 4

Тема: Основы теории расчета оболочек.....	36
4.1. Оболочки и их применение.....	36
4.2. Безмоментная теория оболочек. Уравнение Лапласа.....	36
4.3. Цилиндрическая, сферическая и коническая оболочки.....	38
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	40

Лекция 5

Тема: Сопряжение оболочек различных типов.....	40
5.1. Краевой эффект и зона его распространения (моментная теория).....	40
5.2. Меры по устранению или ослаблению краевого эффекта.....	44
5.3. Расчет сопряжения оболочек методом сил.....	45
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	52

РАЗДЕЛ 3. ЕМКОСТНЫЕ И ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Лекция 6

Тема: Расчет аппаратов на устойчивость.....	53
6.1. Общие сведения об устойчивости тонкостенных конструкций.....	53
6.2. Особенности расчета аппаратов, находящихся под действием внутреннего давления газа.....	55
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	59

РАЗДЕЛ 4. ОСНОВЫ РАСЧЕТА МАШИН И АППАРАТОВ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ НА КОЛЕБАНИЯ

Лекция 7

Тема: Основы прикладной теории колебаний механических систем.....	60
7.1. Классификация механических колебаний.....	62
7.2. Свободные колебания при отсутствии сил сопротивления. Дифференциальное уравнение и его решение.....	64
7.3. Определение частоты свободных колебаний.....	68
7.4. Свободные колебания при наличии сил сопротивления жидкости.....	67
7.5. Вынужденные колебания. Дифференциальное уравнение вынужденных колебаний. Резонанс.....	68
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	71

Лекция 8

Тема: Критические скорости вращающихся валов.....	72
8.1. Гибкий, жесткий вал. Определения.....	73
8.2. Критическая угловая скорость вала при отсутствии сил сопротивления.....	73
8.3. Критическая угловая скорость вала при наличии сил сопротивления.....	77
8.4. Влияние размеров ротора на критическую ско-	

рость вращения валов. Гироскопический момент.....	79
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	82

Лекция 9

Тема: Система вала с опорами.....	83
9.1. Упругая горловая опора.....	83
9.2. Определение критической скорости вала.....	85
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	88

РАЗДЕЛ 5. ОСНОВНЫЕ ВОПРОСЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ МАШИН И АППАРАТОВ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Лекция 10

Тема: Схемы при проектировании.....	89
10.1. Классификация схем при проектировании. Технологические схема и карта машины.....	89
10.2. Структурная схема машины, назначение. Условные обозначения.....	92
10.3. Кинематическая схема машины.....	93
10.4. Продолжительность цикла. Такт машины, кинематический цикл рабочего органа.....	95
10.5. Классификация циклограмм.....	96
10.6. Классификация циклограмм по форме графического изображения.....	96
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	98

РАЗДЕЛ 6. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Лекция 11

Тема: Смазочные материалы.....	99
11.1. Виды смазочных материалов и способы их подачи.....	99
11.2. Схема и карта смазки машины.....	101
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	104

РАЗДЕЛ 7. МАШИНЫ И АППАРАТЫ С МЕДЛЕННО ВРАЩАЮЩИМИСЯ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Лекция 12

Тема: Шнековые прессы.....	105
12.1. Классификация машин и аппаратов с медленно вращающимися рабочими органами. Функции шнековых устройств.....	105

12.2. Устройство шнекового пресса	106
12.3. Материал шнеков, основные параметры шнековых устройств	106
12.4. Расчет и конструирование шнековых формователей.....	107
12.5. Наиболее напряженные узлы шнекового пресса....	110
12.6. Расчет последнего витка пресса на прочность.....	110
12.7. Расчет решетки мясорубки	111
12.8. Расчет перфорированного барабана.....	112
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	113
Лекция 13	
Тема: Аппараты с медленно вращающимися барабанами.....	114
13.1. Устройство и принцип работы аппарата с медленно вращающимся барабаном.....	114
13.2. Материалы барабана, роликов, бандажей.....	115
13.3. Расчет и конструирование рабочих элементов машин с медленно вращающимися оболочками....	115
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	119
РАЗДЕЛ 8. РОТАЦИОННЫЕ МАШИНЫ	
Лекция 14	
Тема: Дисковые машины.....	120
14.1. Классификация ротационных машин.....	120
14.2. Дисковые машины. Примеры	120
14.3. Расчет на прочность быстровращающихся дисков постоянной толщины.....	122
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	126
Лекция 15	
Тема: Молотковые дробилки.....	126
15.1. Назначение и область применения молотковых дробилок.....	126
15.2. Устройство ротора молотковой дробилки.....	126
15.3. Условие безударной работы молотков.....	127
15.4. Расчет дисков ротора молотковой дробилки.....	128
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	129
Лекция 16	
Тема: Пальцевые дробилки.....	130
16.1. Устройство и применение пальцевых дробилок...	130
16.2. Расчет пальца дробилки.....	131
16.3. Расчет диска пальцевой дробилки.....	132
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	133

Лекция 17

Тема: Типы роторных машин. Расчет на прочность роторов сепараторов	134
17.1. Назначение роторных машин и их типы.....	134
17.2. Места возникновения максимальных напряжений в барабане сепаратора	134
17.3. Фактор разделения, индекс производительности...	135
17.4. Расчет на прочность ротора сепаратора.....	136
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	139

РАЗДЕЛ 9. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ УСТРОЙСТВ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ**Лекция 18**

Тема: Расчет и конструирование устройств для борьбы с вибрацией.....	140
18.1. Вибрация.	140
18.2. Способы устранения вибрации. Коэффициент виброизоляции.....	140
18.3. Виброизоляторы.....	142
18.4. Расчет виброизоляторов	144
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	145

Лекция 19

Тема: Расчет и конструирование устройств для защиты от шума.....	146
19.1. Шум. Виды шума.....	146
19.2. Расчет основных параметров шума.....	147
19.3. Способы уменьшения шума.....	148
Контрольные вопросы и рекомендуемая литература.....	150

ПРЕДИСЛОВИЕ

Дисциплина «Расчет и конструирование технологического оборудования» является одной из завершающих при подготовке специалиста – механика пищевых производств. В этом курсе лекций рассматриваются вопросы оптимального проектирования, динамики, прочности, устойчивости и надежности основных узлов типового оборудования малых и традиционных пищевых предприятий.

В работе рассмотрены элементы теории пластин и оболочек, прикладной теории колебаний.

Приведены расчеты аппаратов с медленно вращающимися дисками и роторами, ротационных машин с быстровращающимися дисками и роторами, вибрационных машин, а также неподвижных емкостных и теплообменных аппаратов.

В данном курсе лекций также указаны нормативные данные, используемые для проектирования, представлены основные схемы проектирования, виды смазочных материалов и способы их подачи.

РАЗДЕЛ I. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МАШИНАХ И АППАРАТАХ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Лекция 1

Тема: Введение. Структура и классификация машин пищевых производств. Выбор материала и влияние его свойств на конструкцию

- План:
- 1.1. Структура современных машин
 - 1.2. Классификация оборудования
 - 1.3. Основные механические свойства материалов, учитываемые при конструировании
 - 1.4. Выбор материала для расчета и конструирования оборудования

1.1. Структура современных машин

Современная машина включает в себя:



- *Питающий механизм* предназначен для непрерывной или периодической подачи сырья или исходного продукта в машину. Одновременно возможно и дозирование.
- *Исполнительный механизм* необходим для приведения в действие рабочих органов машины.



1.2. Классификация оборудования

Все оборудование классифицируется по признакам:

- а) характер воздействия на обрабатываемый продукт;
- б) структура рабочего цикла;
- в) степень механизации и автоматизации;
- г) принцип сочетания в производственном потоке;
- д) функциональный признак.

а) По характеру воздействия на обрабатываемый продукт различают:

- машины, в которых продукт подвергается механическому воздействию, причем при обработке продукты не меняют своих свойств, а могут изменять лишь форму, размеры и другие параметры, поддающиеся механическому воздействию;
 - аппараты, как особую категорию рабочих машин, в которых продукты испытывают такие воздействия (физико-механические, биохимические, тепловые, электрические), при которых изменяются их физические, химические свойства, либо агрегатное состояние.
- Иногда имеет место объединение: машина - аппарат.

Характерная особенность машин – существование движущихся рабочих органов, механически воздействующих на обрабатываемый продукт.

Особенность аппаратов – наличие определенного реакционного пространства (рабочей камеры), в котором производится воздействие на продукт с целью изменения его свойств ($V_{\text{раб}}$ - объем реакционного пространства, производительность, длительность процесса).

б) По структуре рабочего цикла различают:

- машины периодического действия;
- машины непрерывного действия.

В машинах периодического действия обрабатываемый продукт подвергается обработке в течение определенного периода времени, и готовый продукт выводится из машины по истечении этого периода, затем процесс возобновляется, повторяясь циклически. Режим работы за время цикла непрерывно меняется.

В машинах непрерывного действия имеет место установившийся во времени рабочий процесс: загрузка сырья и выгрузка готовой продукции происходит одновременно. Рабочие органы работают в стабильных условиях.

в) По степени механизации и автоматизации операций различают:

- машины неавтоматического действия;

- Рабочие органы действуют на обрабатываемый продукт согласно заданному технологическому процессу. Различают сложные машины с несколькими рабочими органами и простые – с одним рабочим органом.

Рабочие органы делятся на обрабатывающие и удерживающие (захваты, зажимы). Перемещаться может тот или иной орган.

- Исполнительные механизмы характеризуются условиями работы рабочих органов.

Встречаются механизмы непрерывной и прерывной работы. В первых рабочие органы находятся в непосредственном контакте с обрабатываемым объектом в течение всего цикла движения механизма.

Во-вторых, рабочие органы находятся в контакте с обрабатываемым объектом лишь в течение части цикла движения механизма (рабочее перемещение), остальное время находятся в нерабочем состоянии (холостое перемещение).

При конструировании рабочих органов исполнительных механизмов необходимо учитывать различные режимы работы их в течение рабочего и холостого ходов.

В процессе развития двигательного механизма имеют место этапы:

- развитый трансмиссионный привод всех машин от одного центрального двигателя;
- групповой электропривод однородных машин с развитой передаточной трансмиссией;
- индивидуальный электропривод машины с передаточным механизмом ко всем исполнительным машинам;
- индивидуальный встроенный электропривод для каждого исполнительного механизма машины.

- Передаточный механизм предназначен для взаимосвязи двигательного и исполнительного механизмов.

Современные машины приводятся в действие индивидуальными электродвигателями и имеют также ряд вспомогательных механизмов:

- установочные и регулирующие механизмы (для настройки работы машины);
- механизмы управления (для пуска, остановки, контроля);
- механизмы защиты и блокировки.

Структурный анализ позволяет построить кинематическую и технологическую схемы машины, определить динамические условия работы всех механизмов, узлов и деталей.

- полуавтоматические машины;
- автоматы.

В машинах *неавтоматического* действия все вспомогательные операции: загрузка, выгрузка, перемещение, контроль и некоторые технологические операции производятся при непосредственном участии рабочего.

В *полуавтоматических* машинах все основные технологические операции и процессы выполняются машиной, а транспортные, контрольные и вспомогательные - вручную.

В *автоматах* технологические операции и процессы, а также все вспомогательные операции и процессы, включая транспортные и контрольные, выполняются машиной.

г) По *принципу сочетания в технологическом потоке различают*:

- отдельные (частные) машины;
- агрегатные или комплексные машины;
- комбинированные машины;
- автоматическую систему машин.

Агрегатной считается машина, в которой рабочие органы выполняют различные процессы и операции в определенной последовательности. Имеют место: ускорение процесса, экономия труда и производственных помещений (площадей), уменьшение потерь, снижение энергии и эксплуатационных расходов.

Комбинированная машина выполняет определенный, законченный цикл операций и процессов.

Автоматическая система машин обеспечивает непрерывный поток.

д) По *функциональному признаку* оборудование подразделяется на следующие группы, объединяющие принципиально одинаковые машины и аппараты пищевых производств, автоматы по их воздействию на продукт и конструктивному решению.

- Оборудование для ведения механических и гидромеханических процессов:
 - мойки сырья (зерна, сахарной свеклы, плодов, овощей, туш животных) и тары;
 - очистки и сепарирования зерна (скальператоры и камнеотборники, воздушные сепараторы и просеиватели, триеры, поддон - машины, воздушные и магнитные сепараторы);
 - инспекции, калибрования и сортирования плодов и овощей (инспекционные транспортеры, калибровочные и сортировочные машины);

- очистки растительного и животного сырья от наружного покрова (обочные и щеточные машины, машины для шелушения и шлифования зерновых культур, бичерушки, гребнеотделители, машины для очистки картофеля и корнеплодов, машины для отделения шелухи и плодоножек, протирочные машины, машины для снятия шкур с туш животных и оперения с тушек птицы и т.п.);
- измельчения пищевого сырья (вальцовые станки, дробилки, мельницы, резательные машины и свеклорезки, плющильные машины, мясорубки, волчки и куттеры, гомогенизаторы и т.п.);
- сортирования и обогащения сыпучих продуктов, измельчения пищевого сырья (рассева и ситовые машины, вымольные машины и виброцентрофугалы, энтолейторы и деташеры, дробильно-сортировочные машины и т.п.);
- разделения жидкообразных неоднородных пищевых сред (отстойники, центрифуги, сепараторы, фильтры и фильтрующие устройства, мембранные модули и аппараты, маслоизготовители и маслообразователи, прессы и т.п.);
- смешивания пищевых сред (мешалки для жидких пищевых сред, месильные машины для высоковязких пищевых сред, машины и аппараты для образования пенообразных масс, смесители для сыпучих пищевых сред и т.п.);
- формования пищевых сред (экструдеры, машины для формования штампованием, отливкой, отсадкой и прессованием, машины для нарезания пластов и заготовок из полуфабрикатов и т.п.).
- Оборудование для ведения тепло- и массообменных процессов:
 - темперирования и повышения концентрации пищевых сред (аппараты для темперирования и повышения концентрации пищевых сред, выпарные аппараты и установки, развариватели крахмалосодержащего сырья, фруктов и овощей, заторные и сушварочные аппараты, ошпариватели и бланширователи для фруктов и овощей, автоклавы, пастеризаторы и стерилизаторы и т.п.);
 - сушки пищевого сырья (шахтные и рециркуляционные зерносушиллки, вращающиеся барабанные сушильные агрегаты, паровые конвейерные сушиллки, сушильные установки с кипящим и фонтанирующим слоями, распылительные сушиллки, сублимационные и вакуумные сушиллки, СВЧ- и ТВЧ-сушиллки и т.п.);
 - выпечки и обжарки (канальные печи с рециркуляцией продуктов сгорания, печи с пароводяным, паровым и комбинированным обогревами, печи со сжиганием газа в пекарной камере и с электрообогревом, жаровни и обжарочные аппараты, оборудование для шпарки

- и опаливания, аппараты для варки и запекания, СВЧ-установки и т.п.);
- охлаждения и замораживания пищевых сред (охладители-дозаторы и желатинозаторы, камеры охлаждения и морозильные аппараты, фризеры и льдогенераторы, устройства для замораживания в азоте);
- ведения процессов диффузии и экстракции (ленточные, колонные и шнековые экстракторы, установки для получения диффузионного сока, аппараты для экстракции настоек, морсов, бульонов и желатина и т.п.);
- ректификации спирта (брагоперегонные и ректификационные установки, брагоректификационные установки непрерывного действия, установки для получения абсолютного спирта).
- Оборудование для ведения биотехнологических процессов:
 - солодоращения и получения ферментных препаратов (солодорастильные установки, дрожжевые и дрожжерастительные аппараты, ферментаторы и биореакторы и т.п.);
 - спиртового брожения (аппараты для брожения и дображивания пива, оборудование для сбраживания сусла в производстве спирта и вина, для брожения квасного сусла, агрегаты для брожения опары и теста);
 - созревания молока, сливок и сыра (сливкосозревательные ванны и танки, оборудование для свертывания молока и обработки сгустка, для посолки и мойки сыра и т.п.);
 - посола мяса и рыбы (смесители для посола мяса, комплексы оборудования для приготовления мясного фарша, оборудование для посола рыбы и т.п.);
 - созревания мяса (машины для массирования мяса, унифицированные напольные тележки, механизированные стеллажи и т.п.);
 - копчения мяса и рыбы (автокоптилки и коптильные установки, универсальные и автоматизированные термокамеры, термоагрегаты и дымогенераторы и т.п.).
- Оборудование для упаковывания пищевой продукции:
 - для дозирования пищевых продуктов и изделий; машины для завертывания штучных изделий (карамели, конфет и ириса с двусторонней перекуткой концов этикетки; карамели и конфет с заделкой концов этикетки «в уголок»; шоколадных плиток в конверт и др.);
 - машины для группового завертывания изделий (для предварительной укладки таблеток, кусков сахара, печенья, вафель в пачки и завертки их в этикетку, подвертку, целлофан или полиэтиленовую пленку);

- оборудование для фасования сыпучих продуктов и штучных изделий (муки, какао-порошка, сахара-песка, сушек, пряников, печенья, карамели, замороженных овощей, плодов и фруктов, пищевых концентратов и других изделий с последующей их упаковкой в коробки, этикетки, целлофан или полиэтиленовую пленку);
- машины для фасования жидких и пастообразных продуктов, плодово-овощных и мясных консервов (молока и молочных продуктов; вино-водочных и пивобезалкогольных напитков, соков, паст, консервов и других продуктов в стеклянные или пластмассовые банки и бутылки, бумажные пакеты, пластмассовую пленку и др.);
- машины для герметизации тары с пищевыми продуктами (укупорочные машины для герметизации стеклянных банок; закаточные машины для герметизации жестяных, алюминиевых и стеклянных банок; укупорочные машины для бутылок обкаточные ударно-забивного и ударно-обжимного действия).

1.3. Основные механические свойства материалов, учитываемые при конструировании

К металлам и сплавам, соприкасающимся с пищевыми продуктами, предъявляются особые требования, связанные с процессами коррозии металлов. Учитывается:

- равномерная коррозия, при которой разрушается вся поверхность металла в примерно одинаковой степени;
- точечная, при которой разрушаются небольшие участки. Диаметр разрушений пятен менее 10 мм;
- межкристаллитная коррозия, когда разрушение происходит по границам кристаллитов. Она опасна тем, что вглубь металла проникает очень быстро и в короткий срок разрушает его.

Поэтому металлы и сплавы не должны подвергаться коррозии от контакта с пищевыми продуктами.

Металлы и сплавы, соприкасающиеся с пищевыми средами

Применяются: медь и ее сплавы, алюминий и его сплавы, железо и его сплавы, эмалированные металлы, нержавеющие и кислотостойкие эмали.

- *Медь и ее сплавы* – имеют высокий коэффициент теплопроводности λ , хорошо обрабатываются давлением в горячем и холодном состояниях, обладают в ряде пищевых сред высокой коррозионной стойкостью.

Медь устойчива против атмосферной коррозии, в пресной воде, нейтральных растворах и морской воде. Сильно корродирует в минеральных ки-

слотах, сере и ее соединениях. непригодна для молочных продуктов, т.к. придает им неприятный привкус; а масло, получаемое из такого молока, быстро прогоркает, особенно при повышении температуры. Отрицательно влияет на витамин «С», т.к. аскорбиновая кислота самоокисляется.

Широко применяется, благодаря коррозионной стойкости, во многих средах и при повышении коэффициента теплопроводности получается луженая медь, которая может быть в виде листов, лент, труб и профилей. Предназначается для варочных котлов, испарителей, перегонных кубов, труб, змеевиков.

Т.к. медь обладает низкими металлическими свойствами, то в пищевой промышленности используются различного вида оловянные бронзы.

Оловянные бронзы: сплав меди и олова. Применяются для литых деталей пищевых машин. Сплав при литье дает малую усадку, что выгодно для деталей сложной конфигурации с резкими переходами от тонких сечений к толстым.

В сухом и влажном паре $V_{корр.} \leq 0,0025$ мм/год при $< V_{пар}$. В минеральных кислотах коррозионная стойкость слабая. В щелочах $V_{корр.} = 0,25$ мм/год.

Алюминиевые бронзы: сплав меди и алюминия. Обладают высокой коррозионной стойкостью в атмосферных условиях, морской воде, углекислых растворах, а также в большинстве органических кислот (лимонной, уксусной, молочной).

Бронзы с содержанием алюминия менее 8% имеют хорошие пластические свойства. Применяются для изготовления деталей в процессе их обработки давлением в горячем и холодном состояниях.

Для пищевого машиностроения рекомендуется применять бронзы: $БрАЖМ_4$, 10-3-1,5, $БрАЖ9$ -4 и $БрА$ -7.

Кремнистые бронзы: сплав меди с содержанием кремния менее 4%, с добавками магния, никеля, кислорода, железа, цинка, алюминия. Они обладают хорошими литейными свойствами, хорошо свариваются со сталью. Бронзы $Бр+1\%Mg$, $БрКМ_4$ -3-1 применяются для изготовления аппаратуры, работающей под давлением.

- **Алюминий и его сплавы:** алюминий имеет малый удельный вес, высокий коэффициент теплопроводности λ , отлично обрабатывается давлением в холодном и горячем состояниях; имеет низкие механические и литейные свойства. Алюминий и его сплавы обладают высокой коррозионной стойкостью в присутствии сернистых соединений, в дистиллированной, пресной, морской воде.

Алюминий используется в пищевой промышленности для изготовления фольги, инвентаря, сосудов, фляг, варочной посуды, консервных банок. Разрушается в разбавленной азотной кислоте.

Сплавы алюминия делятся на две группы:

- **сплавы, обрабатываемые давлением;**
- **литейные сплавы для фасонных отливок.**

Сплав дуралюминий имеет малый удельный вес, высокие механические и технологические свойства, но коррозионная стойкость его низкая.

Для изготовления деталей молокообрабатывающих машин разрешается применять дуралюминий марки $Д-1$ и $Д-1Г$.

Для тарелок сепараторов и обечаек тестомесильных дежей используются марки $Д-16А$ с содержанием меди менее 5%, мышьяка менее 0,015%, свинца менее 0,15%, цинка менее 0,3%.

Для технологического оборудования, соприкасающегося с пищевыми средами, применяется алюминиево-магнелиевые сплавы, особенно часто алюминиево-марганцевые и алюминиево-магнелиевые $АМ_Г$, $АМ_Г-3$.

- **Железо и его сплавы.** Углеродистая сталь и чугун имеют низкую коррозионную стойкость, поэтому при соприкосновении с агрессивными пищевыми средами, нужно защитное покрытие – лужение, т.е. покрытие оловом - $О-1$ и эмалирование.

Применяется белая жечь – это холоднокатаная железная лента (слой олова – $0,3 \pm 1,8$ мкм).

Эмалированные металлы. Эмаль – это сплав плавикового шпата, полевого шпата, песка, буры, соды, креолита. Применяется цветная эмаль. Основные достоинства – высокая коррозионная стойкость почти во всех пищевых средах и их недифицитность, однако при повышенных температурах или под действием ударов эмаль трескается и даже скалывается.

Нержавеющие и кислотостойкие стали – это сплавы железо – хром, железо – хром – никель.

- Сплавы железо – хром – основа нержавеющих и кислотостойких сталей. Они обладают высоким сопротивлением газовой коррозии, жаростойкостью и работают в агрессивных средах. Применяется там, где нет сварки.
- Сплавы железо – хром – никель обладают высокой коррозионной стойкостью в ряде агрессивных сред – пищевых, имеют высокие пластические свойства в холодном и горячем состояниях, хорошую свариваемость всеми видами сварки, высокие механические свойства.

Легированные вещества - хром, никель. Наибольшее распространение получила сталь $1Х18НТ$. Для изготовления сварных конструкций применяется сталь $1Х18Н9Т$. Сталь 18-8 - имеет высокую коррозионную стойкость в пищевых средах, не подвергается действию различных органических кислот, содержащихся в продуктах питания.

Пластмассы. Сейчас зачастую происходит замена металлов полимерными и другими материалами.

Пластиками называются массы на основе связующего из органических соединений, способные формоваться в определенных условиях. По физико-механическим свойствам при нормальной температуре (20°) пластики разделяются на:

а) жесткие пластики – твердые упругие материалы аморфной структуры с высоким модулем упругости (выше $1 \cdot 10^4$ кГ/см²) и малым удлинением при разрыве, сохраняющие свою форму при нормальной и повышенных до определенного предела температурах;

б) полужесткие пластики – твердые упругие материалы кристаллической структуры со средним модулем упругости (выше $4 \cdot 10^3$ кГ/см²), высоким относительным и остаточным удлинением;

в) мягкие пластики – мягкие и эластичные материалы с низким модулем упругости (выше $2 \cdot 10^2$ кГ/см²), высоким относительным удлинением и малым остаточным удлинением;

г) эластики – мягкие и эластичные материалы с низким модулем упругости (ниже $2 \cdot 10^2$ кГ/см²), поддающиеся значительным деформациям при растяжении, причем вся деформация или большая ее часть при нормальной температуре практически исчезает мгновенно.

В зависимости от характера полимеров пластические массы разделяются на термопласты и реактопласты.

Пластики, постоянно сохраняющие способность к формованию при определенном нагреве и давлении и теряющие эту способность только после длительного термического воздействия, называются термопластами.

Основные свойства пластмасс:

1) малый удельный вес ($0,9 \div 2,3$); в среднем пластмассы легче в 4-5 раз большинства черных и цветных металлов;

2) высокие механические свойства; отдельные виды пластмасс имеют большую прочность, чем дерево, стекло, керамика, цветные металлы и сплавы;

3) большая химическая стойкость; на многие виды пластмасс не действуют влага, морская вода, кислоты, щелочи, растворители, атмосферные осадки, тропический климат и радиационные излучения;

4) значительные электроизоляционные свойства; поэтому пластмассы являются незаменимым материалом для изоляции проводов, машин и аппаратов;

5) хорошие оптические свойства; отдельные виды пластмасс обладают прозрачностью, бесцветностью и пропускают ультрафиолетовые лучи; пластмассы легко окрашиваются в разные цвета;

6) из большинства пластмасс можно при помощи прессования или литья под давлением получить готовые изделия, не требующие в большинстве случаев дальнейшей обработки;

7) некоторые виды пластмасс хорошо свариваются под воздействием горячего воздуха или токов высокой частоты и хорошо герметизируются; эти свойства позволяют использовать их для упаковки и хранения различных пищевых продуктов, чем обусловлено широкое применение пластмассы в пищевой промышленности.

Антикоррозийные свойства пластмасс во многих случаях позволяют применять их вместо цветных металлов и нержавеющей стали при изготовлении аппаратуры для пищевых производств, работающей в условиях воздействия различных агрессивных сред.

Важную роль в машиностроении играет фторопласт-4 и фторопласт-3, характеризующиеся повышенной теплостойкостью, очень высокой химической стойкостью и диэлектрическими свойствами. Фторопласт-4 обладает высокой тепло- и морозостойкостью и может применяться в интервале температур от -190 до $+250^\circ$. Он применяется для изготовления уплотнительных деталей – прокладок, сальниковых набивок, манжет, сильфонов, химически стойких деталей – труб, стаканов, вентилялей, мембран, насосов и др.

1.4. Выбор материала для расчета и конструирования оборудования

Важнейшим условием для расчета и конструирования является:

- правильный выбор допускаемого напряжения $[\sigma]$ или запаса прочности материала, обеспечивающих безопасную работу деталей;
- экономия материалов, необходимых для изготовления оборудования – черных и цветных металлов;
- снижение массы машин и аппаратов пищевых производств, что приводит к экономии металла, повышению производительности Q , снижению трудоемкости;
- снижение себестоимости оборудования, сокращение капитальных затрат на сооружение зданий, фундаментов, опор;
- для экономии материала необходим правильный выбор рациональных профилей элементов конструкций. Например, для емкостной аппаратуры – это форма сферическая. Применение плоских днищ допустимо только в аппаратах, нагруженных небольшим давлением.

Вопросы экономии металла имеют большое значение при проектировании аппаратуры, работающей под высоким давлением. Для увеличения жесткости увеличивают не толщину δ стенки, а устанавливают специальные кольца жесткости из дешевых материалов.

При расчете и конструировании имеет значение правильный выбор материала. Ниже в таблице приводится стоимость относительно единицы тонны отливки из различных металлов (стоимость из серого чугуна = 1,0).

Металл	Чугун серый	Сталь аустенитного класса	Сплавы алюминия
Стоимость отливной тонны	1,0	3,1÷4,0	5,6

Для удешевления аппаратов необходимо все наружные детали (фланцы, лапы) изготавливать из обычной стали, но иногда выгоднее использовать дорогой металл, например титановые сплавы, которые применяются при изготовлении роторов сепараторов. Они хорошо куются, штампуются и обрабатываются резанием, хотя их стоимость в 8÷10 раз больше сталей.

- Для выпуска большого количества деталей большой экономический эффект дает *унификация* деталей и узлов. При этом необходимо конструировать оборудование в виде конструктивных рядов. Такие машины отличаются назначением, размерами, мощностью и другими параметрами, но имеют максимум одинаковых деталей и узлов, служащих для них общей конструктивной базой. Преимущество выпуска машин в виде конструктивных рядов – это сокращение сроков и удешевление их проектирования и освоения.

- *Стандартизация и нормализация* деталей и узлов оборудования. Стандартизируются не только сами детали и узлы, но и их размеры.

В области оборудования пищевых производств эффективен метод комплексной *нормализации*, применяемый к агрегатам простейшего типа: емкостям, отстойникам, выпарным установкам, смесителям, сепараторам.

Конструирование этих агрегатов позволяет нормализовать все или почти все элементы этого оборудования. Нормализации по типоразмерам поддаются: обечайки емкостной аппаратуры, днища, крышки, лапы, люки, арматура, лапы, крепления, стойки. Нормализуются и целые узлы – теплообменники, приводы мешалок, дозирующие устройства.

Из нормализованных деталей, унифицированных узлов и вспомогательного оборудования можно комплектовать:

- аппараты одинакового назначения, с одинаковыми параметрами (P – давление, $P_{\text{вак}}$ – давление вакуума, t° – температура) рабочего процесса, но с различными Q производительностями и размерами $a \times b \times c$ мм;

- аппараты одинакового назначения, но с различными параметрами рабочего процесса и разными Q производительностями и размерами $a \times b \times c$ мм;

- аппараты разного назначения и с различными рабочими процессами. Важное значение при расчете и конструировании имеет:

- экономическое конструирование: уменьшение стоимости изготавливаемой машины, исключение сложных и дорогих решений, использование простейших способов обработки деталей и применение дешевых материалов;

- автоматизация процесса, снижение стоимости рабочей силы;

- обеспечение необходимой долговечности машины при ее конструировании: выявление тех деталей и узлов, которые снижают долговечность машины.

К таким факторам относятся:

- 1) разрушение деталей;
- 2) износ трущихся поверхностей;

- 3) повреждение поверхностей под действием контакта напряжений, наклепа коррозий;

- 4) пластические деформации деталей.

Долговечность машины определяется изнашиваемостью деталей.

Уменьшение износа – это снижение величины удельного давления в трущихся соединениях, уменьшение действующих нагрузок за счет рационального распределения сил.

Причиной износа может быть коррозия, поэтому при изготовлении пищевого оборудования необходимы стойкие материалы.

- Немаловажное значение имеет *моральное устаревание* – это понижение рентабельности машины.

При расчете и конструировании учитывается динамика развития отрасли, а также повышение степени использования машин в эксплуатации.

- Эксплуатационная *надежность* характеризуется высокой долговечностью, безотказностью действия, безаварийностью, выносливостью, неприхотливостью к уходу, устранимостью повреждений, большими межремонтными сроками.

Надежность конструкции определяется прочностью и жесткостью ее деталей и узлов, применением рациональных профилей и форм, эффективным использованием материала, равномерным распределением нагрузок между элементами конструкций, правильным выбором схемы нагружения, рациональной расстановкой опор, правильной эксплуатацией машины.

Контрольные вопросы

1. Из каких основных механизмов состоит современная машина?
2. По каким основным признакам классифицируется оборудование?
3. Как классифицируется оборудование по характеру воздействия на обрабатываемый продукт?
4. Как различаются механизмы и машины по структуре рабочего цикла?
5. Как классифицируются машины и механизмы по степени механизации и автоматизации операций?
6. Как различаются машины по принципу их сочетания в технологическом потоке?
7. На какие группы подразделяются машины и аппараты по функциональному признаку?
8. Какие виды коррозии металлов имеют место в пищевом оборудовании?
9. Какие металлы и сплавы применяются для конструирования машин, соприкасающихся с пищевыми средами?
10. Какие сплавы на основе меди применяются в пищевом машиностроении?
11. Для какого оборудования используются сплавы алюминия и железа?
12. Какие стали используются для изготовления пищевого оборудования?
13. На каких принципах основан выбор материалов для расчета и конструирования пищевых производств?

Список рекомендуемой литературы

1. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. – М.: Машиностроение, 1983. – С.6-38.
2. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования деталей и узлов пищевого оборудования. – М.: Машиностроение, 1970. – С.5-28.
3. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств / Под ред. А.А.Соколова. – М.: Машиностроение, 1979. – С.7-49.
4. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств / Под ред. А.А.Соколова. – М.: Пищепромиздат, 1970. – С.11-33.

РАЗДЕЛ 2. ОБЩИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ

Лекция 2

Тема: Расчет круглых пластин

- План:
- 2.1. Гипотезы и допущения в теории пластин и оболочек
 - 2.2. Осесимметричный изгиб круглых пластин
 - 2.3. Расчет изгибающих моментов и напряжений пластины
 - 2.4. Дифференциальное уравнение пластины

2.1. Гипотезы и допущения в теории пластин и оболочек

Под оболочкой понимают тело, один из размеров которого (толщина) намного меньше двух других.

Геометрическое место точек, равноотстоящих от обеих поверхностей оболочки, называется *срединной поверхностью*. Если срединная поверхность оболочки представляет собой плоскость, оболочка называется *пластиной*.

Когда срединная поверхность оболочки образует часть сферы, конуса или цилиндра, оболочка соответственно называется сферической, конической или цилиндрической.

В зависимости от формы внешнего контура, пластинки могут быть круглыми, прямоугольными, трапециевидными и др.

Многие детали пищевых машин и аппаратов (плоские днища, крышки резервуаров, фланцы труб, днища роторов центрифуг и аппаратов, поршни и т.д.) можно рассматривать как круглые или кольцевые пластинки.

Пластинки делятся на 2 группы: толстые пластинки, или плиты, и тонкие пластинки.

Теория тонких пластинок основывается на следующих гипотезах и допущениях:

- толщина пластинки невелика по сравнению с ее другими размерами;
- прогибы срединной поверхности невелики по сравнению с толщиной пластинки;
- срединная поверхность не растягивается, а только искривляется;
- сечения, первоначально перпендикулярные к срединной поверхности, остаются такими же и после деформации.

В основу расчета пластинок и оболочек положены два допущения:

1. Линейные элементы, перпендикулярные к срединной плоскости до деформации, переходят в линейные элементы, перпендикулярные к этой плоскости (точки поверхности) после деформации пластинки (гипотеза прямых нормалей Кирхгофа);

2. В плоскостях, параллельных срединной, не возникают нормальные напряжения ($\delta_z = 0$). Расчеты пластин, основанные на этих допущениях, дают достаточно точные результаты, когда наибольшая толщина круглой пластинки не превышает $\frac{1}{5}$ части ее диаметра.

2.2. Осесимметричный изгиб круглых пластин

Пусть имеется пластинка радиусом R , симметрично нагруженная относительно оси пластинки. Обозначим через ω прогиб пластинки в некоторой точке, удаленной от оси на расстояние r , а через φ - угол поворота нормали к срединной поверхности (рис. 2.1).

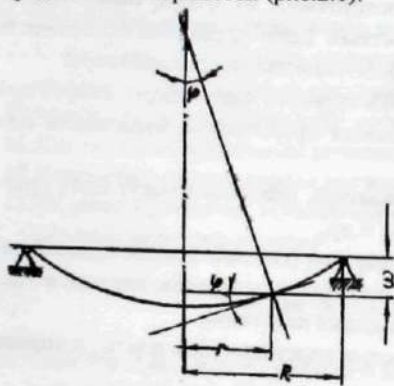


Рис. 2.1. Схема к расчету цилиндрической поверхности

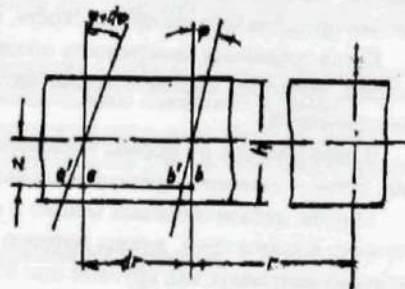


Рис. 2.2. Схема угловых деформаций в различных сечениях цилиндрической пластинки

$$\text{Тогда } \varphi = -\frac{d\omega}{dr} \quad (2.1)$$

Знак (-) говорит о том, что с возрастанием прогиба ω угол φ уменьшается, причем значения выбор знака не имеет и зависит от направления отсчета ω .

На диаметральных сечениях пластинки (рис. 2.2) показаны положения нормалей, проведенных на расстоянии dr одна к другой, до деформации пластинки и после ее деформации.

Относительное радиальное удлинение ϵ_r отрезка ab , взятого на расстоянии Z от срединной поверхности:

$$\epsilon_r = \frac{a'b' - ab}{ab} = Z \frac{d\varphi}{dr}; \quad (2.2)$$

Относительное окружное удлинение ϵ_t в точке b можно определить, сравнивая длины соответствующих окружностей до и после деформации:

$$\epsilon_t = \frac{2\pi(r + Z\varphi) - 2\pi r}{2\pi r} = Z \frac{\varphi}{r}. \quad (2.3)$$

Вырежем мысленно из пластинки на расстоянии Z от срединной поверхности бесконечно малый элемент двумя диаметрными (над углом $d\beta$) и двумя concentricкими (с радиусами r и $r + dr$) сечениями.

Относительные удлинения ϵ_r и ϵ_t соответствуют нормальным напряжениям σ_r и σ_t , возникающим соответственно в радиальном и окружном направлениях.

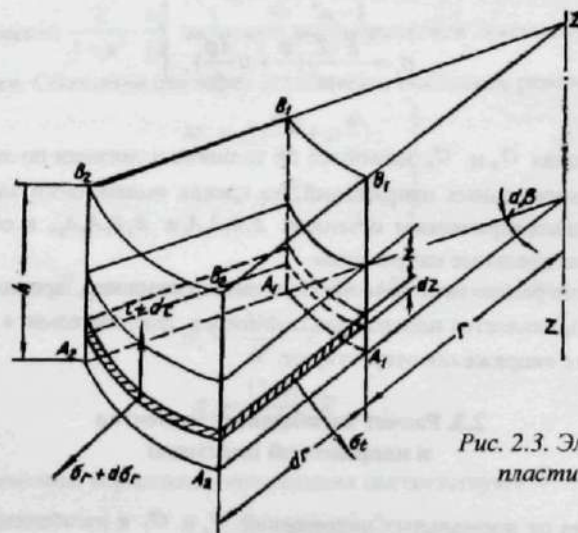


Рис. 2.3. Элемент пластинки

Связь между деформациями и напряжениями определяется обобщенным законом Гука:

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_r &= \frac{\sigma_r}{E} - \mu \frac{\sigma_t}{E}; \\ \epsilon_t &= \frac{\sigma_t}{E} - \mu \frac{\sigma_r}{E}; \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

где μ - коэффициент Пуассона;

E - модуль продольной упругости.

При совместном решении уравнений (2.4), получим следующие выражения для напряжений σ_r и σ_t :

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E}{1-\mu^2} (\epsilon_r + \mu \epsilon_t); \\ \sigma_t &= \frac{E}{1-\mu^2} (\epsilon_t + \mu \epsilon_r); \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

Используя уравнения (2.1) и (2.2), найдем:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E \cdot Z}{1-\mu^2} \left(\frac{d\varphi}{dr} + \mu \frac{\varphi}{r} \right); \\ \sigma_t &= \frac{E \cdot Z}{1-\mu^2} \left(\frac{\varphi}{r} + \mu \frac{d\varphi}{dr} \right). \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

Напряжения σ_r и σ_t меняются по толщине пластинки по линейному закону. Кроме нормальных напряжений, на гранях выделенного элемента, принадлежащих цилиндрическим сечениям $B_1 B_1 A_1 A_1$ и $B_2 B_2 A_2 A_2$, в общем случае возникают и касательные напряжения.

Любое же радиальное сечение пластинки (например, принадлежащее сечению $B_1 B_2 A_2 A_1$) является плоскостью симметрии, следовательно в этих сечениях касательные напряжения отсутствуют.

2.3. Расчет изгибающих моментов и напряжений пластины

Переходя от нормальных напряжений σ_r и σ_t к изгибающим моментам M_r и M_t , отнесенным к единице длины соответствующего сечения, получим:

$$\begin{aligned} M_r &= \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_r \cdot Z dZ, \\ M_t &= \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_t \cdot Z dZ. \end{aligned}$$

Подставим в эти выражения значения σ_r и σ_t из уравнения (2.6), получая:

$$\begin{aligned} M_r &= \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{d\varphi}{dr} + \mu \frac{\varphi}{r} \right) \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} Z^2 dZ, \\ M_t &= \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{\varphi}{r} + \mu \frac{d\varphi}{dr} \right) \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} Z^2 dZ. \end{aligned}$$

После интегрирования получим:

$$\left. \begin{aligned} M_r &= \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{h^3}{12} \left(\frac{d\varphi}{dr} + \mu \frac{\varphi}{r} \right); \\ M_t &= \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{h^3}{12} \left(\frac{\varphi}{r} + \mu \frac{d\varphi}{dr} \right). \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

Выражение $\frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{h^3}{12}$ называют *цилиндрической жесткостью* пластинки или оболочки. Обозначив его через D , запишем последнее равенство в виде:

$$\left. \begin{aligned} M_r &= D \left(\frac{d\varphi}{dr} + \mu \frac{\varphi}{r} \right); \\ M_t &= D \left(\frac{\varphi}{r} + \mu \frac{d\varphi}{dr} \right). \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

Учитывая D , сравнив уравнения (2.8) и (2.6), можно записать:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{12 M_r}{h^3} \cdot Z; \\ \sigma_t &= \frac{12 M_t}{h^3} \cdot Z. \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

Максимально нормальные напряжения соответствуют $Z = \pm \frac{h}{2}$, поэтому

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{r \max} &= \pm \frac{6 M_r}{h^2}; \\ \sigma_{t \max} &= \pm \frac{6 M_t}{h^2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

2.4. Дифференциальное уравнение пластины

Рассмотрим выделенный элемент, на который действуют внутренние силовые факторы (изгибающие моменты и перерезывающие силы) (рис. 2.4).

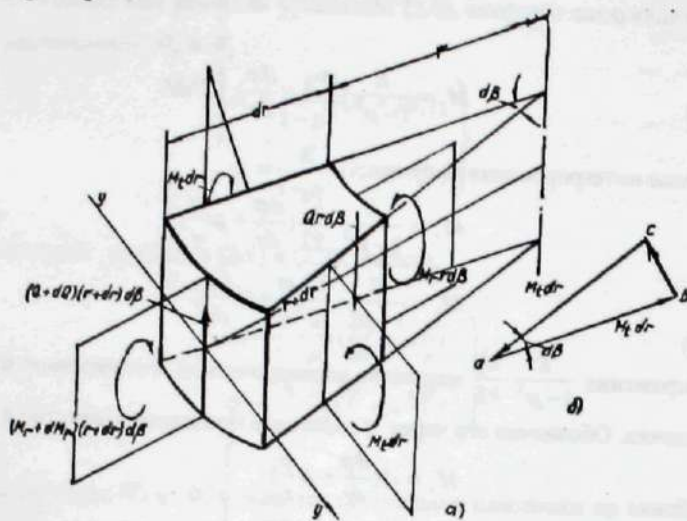


Рис. 2.4. Схема действия внутренних силовых факторов на элемент пластинки: а – элемент пластинки; б – векторный треугольник

Интенсивность внутренних сил, т.е. величину силы на единицу дуги $rd\varphi$ обозначим через Q (перерезывающая сила). Поперечную силу, действующую на грани ABA_1B_1 , обозначим через $Qrd\beta$, а на грани CDC_1D_1 обозначим через $Qrd\beta + d(Qrd\beta)$.

Используя условие равновесия этого элемента, составим уравнение моментов относительно оси yy :

$$(M_r + dM_r)(r + dr)d\beta - M_r rd\beta - 2(M_r dr \sin \frac{d\beta}{2}) + Qrd\beta \frac{dr}{2} + (Q + dQ)(r + dr)d\beta \frac{dr}{2} = 0. \quad (2.11)$$

Для пояснения того, как учтены в этом уравнении моменты M_r , показан векторный треугольник. Векторы, как известно, должны быть отложены на перпендикулярах к плоскостям действия моментов. Проектируя векторы на направление оси yy , получаем отрезок bc . Отбросив в последнем уравнении бесконечно малые величины, после алгебраических преобразований, получаем:

$$M_r + \frac{dM_r}{dr}r - M_r + Q \cdot r = 0 \quad (2.12)$$

Подставив в полученное равенство значения M_r и M_t из уравнений (2.8), получим:

$$D\left(\frac{d\varphi}{dr} + \mu \frac{\varphi}{r}\right) + D\left(\frac{d^2\varphi}{dr^2} + \mu \frac{1}{r} \frac{d\varphi}{dr} - \mu \frac{\varphi}{r^2}r\right) - D\left(\frac{\varphi}{r} + \mu \frac{d\varphi}{dr}\right) + Qr = 0$$

или

$$D\left(\frac{d^2\varphi}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\varphi}{dr} - \frac{\varphi}{r^2}\right) = -Q$$

так как

$$\frac{d^2\varphi}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\varphi}{dr} - \frac{\varphi}{r^2} = \frac{d}{dr}\left(\frac{d\varphi}{dr} + \frac{\varphi}{r}\right), \quad (2.13)$$

то

$$D \frac{d}{dr}\left(\frac{d\varphi}{dr} + \frac{\varphi}{r}\right) = -Q$$

Если учесть, что $\frac{d}{dr}(\varphi \cdot r) = r \frac{d\varphi}{dr} + \varphi$, и, следовательно,

$\frac{d\varphi}{dr} + \frac{\varphi}{r} = \frac{1}{r} \frac{d}{dr}(\varphi \cdot r)$, то последнее уравнение можно записать в виде:

$$D \frac{d}{dr}\left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr}(\varphi \cdot r)\right] = -Q. \quad (2.14)$$

Для выяснения смысла выражения, стоящего в квадратных скобках в последнем уравнении, сложим почленно уравнения (2.8).

$$M_r + M_t = D\left[(1 + \mu) \frac{d\varphi}{dr} + (1 + \mu) \frac{\varphi}{r}\right]$$

или

$$\frac{M_r + M_t}{1 + \mu} = D\left(\frac{d\varphi}{dr} + \frac{\varphi}{r}\right) = D \frac{1}{r} \frac{d}{dr}(\varphi \cdot r). \quad (2.15)$$

Контрольные вопросы

1. Какое тело называется оболочкой?
2. Что понимается под срединной поверхностью?
3. Какие детали пищевых машин и аппаратов относятся к круглым или кольцевым пластинкам?
4. Какие гипотезы положены в основу теории тонких пластинок?
5. На каких допущениях основывается теория тонких пластинок?
6. По каким формулам рассчитываются радиальное и окружное удлинения при осесимметричном изгибе круглых пластинок?
7. Как рассчитываются радиальные и касательные напряжения при осесимметричном изгибе круглых пластинок?
8. Что называется цилиндрической жесткостью пластинки или оболочки?
9. В чем заключается понятие пластинки?
10. Какой вид имеет дифференциальное уравнение пластины?

Список рекомендуемой литературы

1. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. – М.: Машиностроение, 1983. – С.68-89.
2. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. – М.: Машиностроение, 1983. – С.84-96.
3. Домашнев А.Д. Конструирование и расчет химических аппаратов. – М.: Машгиз, 1961. – 624 с.

Лекция 3

Тема: Расчет круглых пластин методом начальных параметров

План: 3.1. Обобщение уравнения методом начальных параметров
3.2. Сопровождающие функции

3.1. Обобщение уравнения методом начальных параметров

Имея основное уравнение $D \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} (\varphi \cdot r) \right] = -Q$, проинтегрируем его:

$$D \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} (\varphi \cdot r) = - \int Q(r) dr. \quad (3.1)$$

Для получения обобщенного решения этого уравнения, воспользуемся методом С.Н.Соколова, который является вариантом метода начальных параметров.

Пусть на круглую пластинку действуют:

- 1) момент m , равномерно распределенный по окружности радиуса a_1 ;
- 2) сосредоточенная нагрузка P , равномерно распределенная по окружности радиуса a_2 ;
- 3) сплошная нагрузка, интенсивностью q , распределенная по площади $\pi(a_4^2 - a_3^2)$.

Пластика имеет 5 участков.

Рассмотрим последовательно части пластинки, вырезанные цилиндрическими сечениями I-I, II-II, III-III, IV-IV, V-V. Эти сечения принадлежат соответственно 1-, 2-, 3-, 4-, 5 участкам (рис. 3.1).

Напишем значения перерезывающей силы $Q(r)$ для первых четырех участков:

1-й участок: $Q = 0$;

2-й участок: $Q = 0$;

3-й участок: $Q = \frac{P}{2\pi}$;

4-й участок: $Q = \frac{P}{2\pi} + q \frac{(r^2 - a_3^2)\pi}{2\pi}$,

где r – текущий радиус.

Проинтегрируем правые части выражений для Q

1-й участок: $-\int Q(r) dr = C_1$; (*)

2-й участок: $-\int Q(r) dr = C_1 + C_2$;

3-й участок: $-\int Q(r) dr = C_2 - \frac{P}{2\pi} \ln r + \frac{P}{2\pi} \ln a_2 + C_3$;

4-й участок: $-\int Q(r) dr = C_2 - \frac{P}{2\pi} \ln r + \frac{P}{2\pi} \ln a_2 - \frac{qr^2}{4} + \frac{qa_3^2}{4} + \frac{qa_3^2}{2} \ln r - \frac{qa_3^2}{2} \ln a_3 + C_4$.

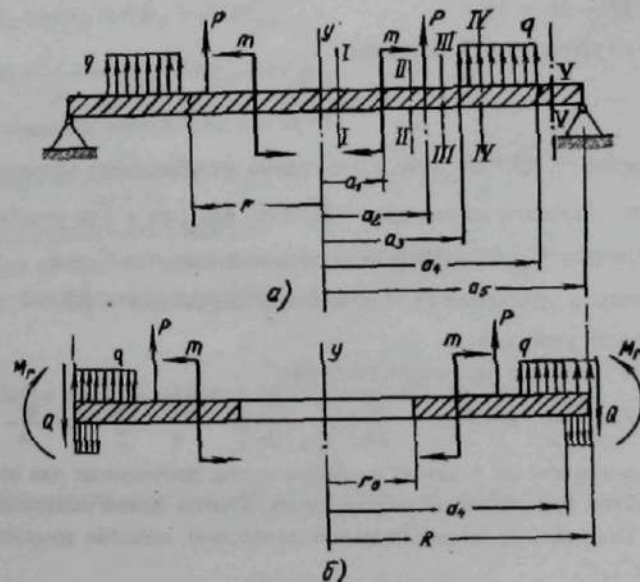


Рис. 3.1. Круглые пластинки: сплошная (а) и с отверстием (б) с различными видами нагрузки

При интегрировании выражений для $Q(r)$ для выравнивания произвольных постоянных интегрирования введены постоянные члены, содержащие абсциссу граничного сечения $a_i(C)$.

Этим достигается равенство постоянных: $C_1 = C_3 = C_4$.

Из составленных уравнений (2.15) предыдущей лекции и уравнения (*), видно, что

$$\frac{M_r + M_t}{1 + \mu} = - \int Q(r) dr. \quad (3.2)$$

$$\text{Для первого участка } - \int Q(r) dr = C_1, \text{ поэтому } \frac{M_r' + M_t'}{1 + \mu} = C_1 \quad (3.3),$$

где индекс «'» - это порядковый номер участка.

Учитывая равенство (3.2), имеем для границы 2-го и 3-го участка

$$C_1 + C_2 = C_2 - \frac{P}{2\pi} \ln a_2 + \frac{P}{2\pi} \ln a_2 + C_3.$$

Следовательно, $C_1 = C_3$. Аналогично устанавливаем, что $C_3 = C_4$.

Для определения величины C_1 , используем условие в начале координат ($r = 0$), где $M_r = M_t = M_0$.

Тогда, из уравнения (3.3), имеем:

$$C_1 = \frac{2M_0}{1 + \mu}.$$

Выражение $-\int Q(r) dr$ при $r \geq a_1$ равно изгибающему моменту интенсивностью m . Значения выражения $-\int Q(r) dr$ для 1-го и 2-го участков отличаются на величину C_2 , поэтому можно сделать вывод, что $C_2 = m$.

Подставим в уравнение (3.1) найденные выражения $-\int Q(r) dr$ последовательно для всех участков.

Для 4-го участка, в частности, получим:

$$D \frac{1}{r} \frac{d}{dr} (\varphi \cdot r) = \frac{2M_0}{1 + \mu} + m - \frac{P}{2\pi} \ln r + \frac{P}{2\pi} \ln a_2 + \frac{qa_1^2}{2} \ln r + \frac{qa_1^2}{4} - \frac{qa_1^2}{2} \ln a_3 - \frac{qr^2}{4} \quad (3.4)$$

Затем умножим на r левые и правые части, полученные для соответствующих участков уравнений, интегрируем их, а затем делим найденные выражения на r . Постоянные интегрирования определим, подобно тому, как были найдены C_1, C_2, C_3 .

Для 4-го участка окончательно получим:

$$D \cdot \varphi = \frac{M_0}{1 + \mu} r + \frac{mr}{2} \left(1 - \frac{a_1^2}{r^2}\right) + \frac{Pr}{8\pi} \left(\frac{a_2^2}{r^2} - \ln \frac{a_2^2}{r^2} - 1\right) + \frac{qr^3}{16} \left[1 + \frac{a_1^2}{r^2} (2 \ln \frac{a_1^2}{r^2} - \frac{a_1^2}{r^2})\right] \quad (3.5)$$

Это выражение для углов поворота.

Множители mr, Pr, qr^3 - это функции безразмерного аргумента $\lambda = \frac{ar}{r}$.

Эти функции называются сопровождающими.

3.2. Сопровождающие функции

Итак, множители mr, Pr, qr^3 - это функции безразмерного аргумента $\lambda = \frac{ar}{r}$. Они называются *сопровождающими* и представлены в виде таблиц.

На основании выражений (3.4), (2.8), (2.1) можно найти значения функций $M_r, M_t, D\varphi, D\omega$.

Используя для этого сопровождающие функции, которые обозначим через Ψ , получим:

$$\left. \begin{aligned} M_r &= M_0 + m \psi_{rm} + P \psi_{rp} + qr^2 \psi_{rq}; \\ M_t &= M_0 + m \psi_{tm} + P \psi_{tp} + qr^2 \psi_{tq}; \\ D\varphi &= M_0 \frac{r}{1 + \mu} + mr \psi_{\varphi m} + Pr \psi_{\varphi p} + qr^3 \psi_{\varphi q} - \\ &\quad - \text{углы поворота любого участка;} \\ D\omega &= D\omega_0 + M_0 \frac{r^2}{2(1 + \mu)} + mr^2 \psi_{\omega m} + Pr^2 \psi_{\omega p} + qr^4 \psi_{\omega q} - \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

прогиб для различных участков.

Для кольцевой пластинки (рис. 2.1), необходимо рассматривать сначала участок, для которого уравнение (3.1), примет вид:

$$D \frac{1}{r} \frac{d}{dr} (\varphi \cdot r) = A_1. \quad (3.7)$$

После интегрирования и преобразований, получим:

$$D\varphi = A_1 \frac{r}{2} + \frac{B_1}{r}. \quad (3.8)$$

Подставляя значение (φ) в уравнение (2.1), и интегрируя это уравнение, получим:

$$D\omega = A_1 \frac{r^2}{4} + B_1 \ln r + C_1 \quad (3.9)$$

Определим постоянные A_1, B_1, C_1 .

На основании выражения (2.15) и (3.6), с учетом неизменности A_1 на протяжении всего участка, можно записать:

$$A_1 = \frac{M_{r0} + M_{t0}}{1 + \mu}. \quad (3.10)$$

Подставив в уравнение (3.7) значения $r = r_0$ и $\varphi = \varphi_0$, получим:

$$B_1 = D\varphi_0 r_0 - A_1 \frac{r_0^2}{2}. \quad (3.11)$$

Решая уравнение (2.8) относительно $\frac{d\varphi}{dr}$ и приравнявая правые части полученных выражений, окончательно найдем:

$$D\varphi = \frac{M_1 - \mu M_r}{1 - \mu^2} \cdot r, \quad (3.12)$$

или для начального сечения ($r = r_0$ и $\varphi = \varphi_0$)

$$D\varphi_0 = \frac{M_{10} - \mu M_{r0}}{1 - \mu^2} \cdot r_0. \quad (3.13)$$

Подставляя значение A и $D\varphi_0$ из уравнений (3.9) и (3.12), находим:

$$B_1 = \frac{M_{10} - \mu M_{r0}}{1 - \mu^2} \cdot r_0^2 - \frac{M_{r0} + M_{10}}{1 + \mu} \cdot \frac{r_0^2}{2}. \quad (3.14)$$

Величину C_1 находим из уравнения (3.7), переписав его для начального сечения и подставив значения A_1 и B_1 из уравнений (3.9) и (3.13):

$$C_1 = D\omega_0 - \frac{M_{r0} + M_{10}}{1 + \mu} \cdot \frac{r_0^2}{4} - \left(\frac{M_{10} - \mu M_{r0}}{1 - \mu^2} r_0^2 - \frac{M_{r0} + M_{10}}{1 + \mu} \cdot \frac{r_0^2}{2} \right) \ln r_0.$$

Полученные из уравнений (3.10), (3.14) значения A_1 и B_1 подставим в уравнение (3.8) и продифференцируем полученное выражение по r .

Найденные значения φ и $\frac{d\varphi}{dr}$ подставим в уравнение (2.8).

Результат сокращенно можно записать:

$$\left. \begin{aligned} M_r &= M_{r0}\psi_{rr} + M_{10}\psi_{r1} \\ M_t &= M_{r0}\psi_{rt} + M_{10}\psi_{t1} \end{aligned} \right\} \quad (3.15)$$

Подставляя в уравнение (3.7) и (3.8) значения A_1, B_1, C_1 , получим:

$$\left. \begin{aligned} \text{уравнение углов поворота} \quad D\varphi &= M_{r0}r\psi_{\varphi r} + M_{10}r\psi_{\varphi 1}; \\ \text{уравнение прогибов} \quad D\omega &= D\omega_0 + M_{r0}r^2\psi_{\omega r} + M_{10}r^2\psi_{\omega 1}. \end{aligned} \right\} \quad (3.16)$$

Таким образом, для кольцевой пластинки уравнения (3.6) принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} M_r &= M_{r0}\psi_{rr} + M_{10}\psi_{r1} + P\psi_{rr} + qr^2\psi_{rq} + m\psi_{rm}; \\ M_t &= M_{r0}\psi_{rt} + M_{10}\psi_{t1} + m\psi_{tm} + P\psi_{tr} + qr^2\psi_{tq}; \\ D\varphi &= M_{r0}r\psi_{\varphi r} + M_{10}r\psi_{\varphi 1} + mr\psi_{\varphi m} + Pr\psi_{\varphi r} + qr^3\psi_{\varphi q}; \\ D\omega &= D\omega_0 + M_{r0}r^2\psi_{\omega r} + M_{10}r^2\psi_{\omega 1} + mr^2\psi_{\omega m} + Pr^2\psi_{\omega r} + qr^4\psi_{\omega q}. \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

Выражения для сопровождающих функций сведены в специальные таблицы. Уравнения (3.17) можно получить не только для четырех участков, а до границы самой пластинки, и в числовом выражении подставить в искомое сечение. В приведенных выше уравнениях:

$D\varphi$ - углы поворота любого участка пластины;

$D\omega$ - уравнение прогибов для соответствующих участков;

M_r - изгибающий радиальный момент, отнесенный к единице длины соответствующего сечения;

M_t - изгибающий окружной момент, отнесенный к единице длины соответствующего сечения.

Контрольные вопросы

1. Какой вид имеют пластины сплошная и с отверстием, подвергаемые сложному нагружению?
2. В чем заключается суть метода начальных параметров?
3. Какие исходные параметры нагружения задаются при расчете круглых пластин?
4. Какова последовательность расчета круглых пластин по методу начальных параметров?
5. Какие функции называются сопровождающими?
6. Какой вид имеет уравнение углов поворота?
7. Какой вид имеет уравнение прогибов пластины?

Список рекомендуемой литературы

1. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. - М.: Машиностроение, 1983. - С.72-81.
2. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования деталей и узлов пищевого оборудования. - М.: Машиностроение, 1970. - С.54-68.
3. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств / Под ред. А.Я. Соколова. - М.: Пищепромиздат, 1960. - С.330-334.

Лекция 4

Тема: Основы теории расчета оболочек

- План:
- 4.1. Оболочки и их применение
 - 4.2. Безмоментная теория оболочек. Уравнение Лапласа
 - 4.3. Цилиндрическая, сферическая и коническая оболочки

4.1. Оболочки и их применение

Оболочкой называют тело, ограниченное двумя близкими криволинейными поверхностями, расстояние между которыми мало по сравнению с размерами самих поверхностей.

Преимущества оболочки как конструктивного элемента реализуются в том случае, когда ее стенка работает на растяжение (сжатие) в условиях безмоментного напряженного состояния, или состояния, близкого к безмоментному.

Безмоментное состояние оболочки конечной толщины существует при следующих условиях:

- оболочка имеет плавную форму без разрывного изменения радиусов кривизны;
- закрепление краев оболочки не приводит к возникновению реактивных сил, имеющих значительные поперечные составляющие, и реактивных моментов;
- сосредоточенные силы или моменты отсутствуют, нагрузки являются равномерными или плавно изменяющимися. В том случае оболочка не подвергается изгибу.

Основанная на этих предположениях теория называется *безмоментной* или (*мембранной*) теорией оболочек.

4.2. Безмоментная теория оболочек. Уравнение Лапласа

Эту теорию можно применять в тех случаях, когда оболочка представляет собой тело вращения, не имеет резких переходов и жестких закреплений, а также нагружена не сосредоточенными силами и моментами, а симметрично распределенными нагрузками.

Расчет осесимметричной оболочки сводится к расчету цилиндрических, сферических, эллиптических и конических днищ емкостных и тепловых аппаратов, обечаек и крышек роторов центрифуг, сепараторов.

Выделим из рассматриваемой оболочки, находящейся под действием внутреннего давления P (рис. 4.1), элемент поверхности двумя меридиональными и двумя коническими сечениями, нормальными к меридиану.

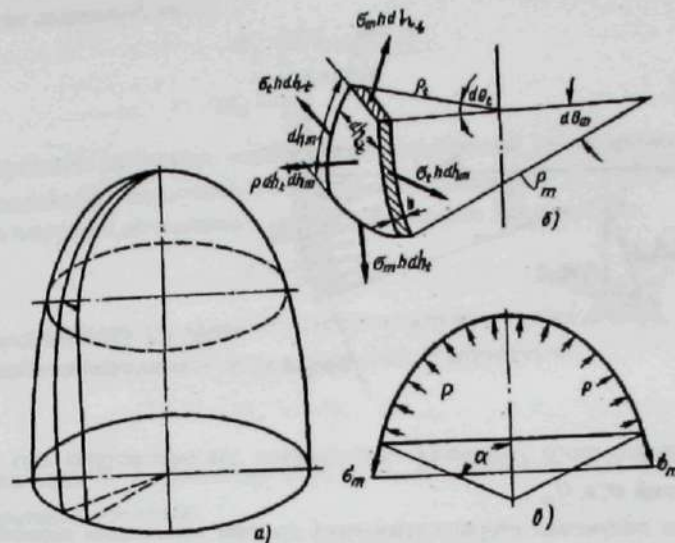


Рис. 4.1. Схемы к определению мембранных напряжений в оболочке:
а) оболочки; б) элемент стенки; в) отсеченная часть оболочки

Обозначим: ρ_m и ρ_t - радиусы кривизны соответствующего меридиана и перпендикулярного к нему сечения; h - толщина стенки оболочки, dh_m ; dh_t - размеры элемента соответственно в меридиональном и окружном (кольцевом) направлениях.

На гранях выделенного элемента возникают меридиональное σ_m и окружное σ_t напряжения, которым соответствуют усилия $\sigma_m dh_t h$ и $\sigma_t dh_m h$.

Усилия $\sigma_t dh_m h$ в нормальном к поверхности элемента направлении дают равнодействующую (рис. 4.2) $\overline{db} = bcdQ_t = \sigma_t \cdot dh_m h \frac{dh_t}{\rho_t}$, а соответственно усилия $\sigma_m dh_t h$ в том же направлении - равнодействующую: $\sigma_m \cdot dh_t h \frac{dh_m}{\rho_m}$.

Сумма этих равнодействующих уравнивает нормальное давление, приложенное к элементу: $P dh_t dh_m = \sigma_m dh_t dh_m \frac{h}{\rho_m} + \sigma_t dh_m dh_t \frac{h}{\rho_t}$, откуда получаем

$$\text{уравнение } \frac{\sigma_m}{\rho_m} + \frac{\sigma_t}{\rho_t} = \frac{P}{h} \quad (4.1) \text{ которое является уравнением Лапласа.}$$

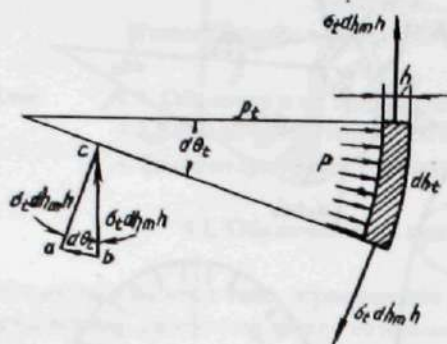


Рис. 4.2. Схема действия усилий на элемент оболочки

Однако, этого уравнения недостаточно для определения двух функций напряжений σ_t и σ_m .

Для получения второго уравнения отсечем коническим нормальным сечением часть оболочки (рис. 4.1, а) и отбросим нижнюю часть. Обозначим через P осевую равнодействующую внешних сил, приложенных к отсеченной части. Тогда можно записать:

$$\sigma_m \cdot 2\pi r_i h \sin \alpha = P \quad (4.2)$$

Из этого уравнения определяем напряжение σ_m .

Ранее рассматривались симметричные оболочки, меридиональное сечение которых описывается какой-либо однородной функцией.

Часто на практике имеем дело с сопряженными оболочками, т.е. с сосудами, например, цилиндрическими отстойниками с коническими или плоскими днищами, выпарными аппаратами с цилиндрической обечайкой и сферическим днищем.

В местах соединения оболочек различной формы возникают местные напряжения. Эти напряжения можно определить решением уравнений совместности деформаций и моментной теории оболочек.

4.3. Цилиндрическая, сферическая и коническая оболочки

Т.к. радиус кривизны меридионального сечения P_m цилиндра равен ∞ , то $\frac{\sigma_m}{P_m} = 0$.

Из уравнения (4.1) находим

$$\sigma_t = \frac{P \cdot r}{h} \quad (4.3)$$

где r - радиус сосуда.

Отсечем поперечным сечением часть цилиндра и составим уравнение равновесия отсеченной части:

$$\sigma_m \cdot 2\pi h = \pi r^2 \cdot P,$$

откуда

$$\sigma_m = \frac{Pr}{2h} \quad (4.4)$$

Определим радиальное перемещение образующей цилиндрической оболочки, находящейся под действием внутреннего давления P .

На основании обобщенного закона Гука, можно записать, что:

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E} (\sigma_t - \mu \sigma_m),$$

где ε_t - относительное удлинение стенки в окружном направлении.

Абсолютное удлинение радиуса оболочки определится:

$$\delta_{2P} = \frac{r}{E} (\sigma_t - \mu \sigma_m),$$

подставив сюда σ_t из уравнения (4.3) и σ_m из уравнения (4.4), получим для цилиндрической оболочки:

$$\delta_{2P} = \frac{Pr^2}{Eh} \left(1 - \frac{\mu}{2}\right).$$

Сферическая оболочка. Для сферической оболочки на основании уравнения (4.1) можно записать:

$$\frac{\sigma_m}{R} + \frac{\sigma_t}{R} = \frac{P}{h},$$

где R - радиус оболочки.

Отсюда:

$$\sigma_m = \sigma_t = \frac{PR}{2h} \quad (4.5)$$

Коническая оболочка. Радиус кривизны для конического сосуда окружного сечения:

$$\rho_t = R_n / \cos \alpha,$$

где R_n - радиус основания конической оболочки;

α - половина раствора конуса,

$$\sigma_m = P \cdot R_n (2h \cdot \cos \alpha); \quad (4.6)$$

$$\sigma_t = \frac{P \cdot R_n}{h \cdot \cos \alpha}. \quad (4.7)$$

Сопоставив все формулы, видим, что при одинаковом давлении, диаметрах сосудов и толщине стенок максимально нормальное напряжение сферической оболочки в два раза меньше нормального напряжения цилиндрической, а конической - больше в $1/\cos \alpha$.

Контрольные вопросы

1. Какое тело называется оболочкой?
2. В каком случае реализуются преимущества оболочки как конструктивного элемента?
3. При каких условиях существует безмоментное состояние оболочки конечной толщины?
4. На каких предположениях основывается безмоментная (мембранная) теория оболочек?
5. Какие аппараты рассчитываются по схеме расчета осесимметричной оболочки?
6. Как выглядит схема действия усилий на элемент оболочки?
7. Какой вид имеет уравнение Лапласа?
8. К чему сводится расчет цилиндрической оболочки?
9. Как рассчитывается сферическая оболочка?
10. К чему сводится расчет конической оболочки?

Список рекомендуемой литературы

1. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. – М.: Машиностроение, 1983. – С.84-96.
2. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования деталей и узлов пищевого оборудования. – М.: Машиностроение, 1970. – С.73-118.

Лекция 5

Тема: Сопряжение оболочек различных типов

- План:
- 5.1. Краевой эффект и зона его распространения (моментная теория)
 - 5.2. Меры по устранению или ослаблению краевого эффекта
 - 5.3. Расчет сопряжения оболочек методом сил

5.1. Краевой эффект и зона его распространения (моментная теория)

В местах сопряжения, закрепления оболочек, приложения внешних окружных нагрузок возникают деформации *изгиба*.

При соединении различных оболочек сваркой сопряжения листов выполняются в стык. В местах сопряжения оболочек различной толщины или не имеющих общей касательной, также возникают деформации изгиба.

Если материал является хрупким, а нагрузки на оболочку имеют циклический характер, то сопряжения, обусловленные этой деформацией, могут быть опасными и их следует учитывать.

Следует также учитывать, что в случае двухосного однозначного напряженного состояния при отношениях окружных и меридиональных напряжений, близких к 1, возможно хрупкое разрушение металла. Все это заставляет в каждом отдельном случае учитывать местные напряжения от изгиба, причем необходимо уметь определять их возможную величину, а также оценивать характер их влияния на прочность конструкции.

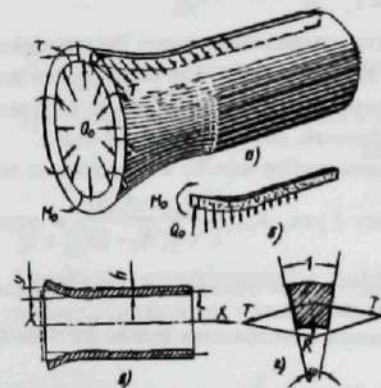


Рис. 5.1. Цилиндрическая оболочка, нагруженная распределенным изгибающим моментом и поперечной силой:

а) схема нагружения края оболочки;
б) полоска, выделенная из цилиндра;
в) диаметрально сечение деформированной оболочки;
г) схема действия усилий на сечение полоски

Для анализа работы симметричной оболочки вращения под действием симметричных нагрузок, рассмотрим работу длинной круговой цилиндрической оболочки, к краю которой приложены равномерно распределенные изгибающие моменты M_0 и поперечные силы Q_0 (рис. 5.1), приходящиеся на единицу длины окружности срединной поверхности цилиндра.

Выделим из цилиндра полоску единичной ширины. Обозначая через u радиальное перемещение полоски, найдем относительную деформацию растяжения полоски в окружном направлении:

$$\varepsilon = \frac{[2\pi(r+y) - 2\pi r]}{2\pi} = \frac{y}{r}.$$

Окружное напряжение в срединной поверхности

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = \frac{E \cdot y}{r},$$

где E - модуль упругости при растяжении материала оболочки.

Окружные растягивающие усилия T_φ , приходящиеся на единицу длины

$$T_\varphi^* = \frac{E \cdot y \cdot S}{r}, \quad (5.1)$$

полоски, имеют составляющую

и составляющую, обусловленную наличием растягивающей осевой силы T_x ,

$$T_{\varphi}^* = \mu T_x. \quad (5.2)$$

Равнодействующая этих сил, направленная по радиусу

$$R = 2T_{\varphi}/2 = \varphi \left[\frac{E \cdot y \cdot S}{r} + \mu T_x \right], \quad (5.3)$$

при этом следует заметить, что $\varphi \cdot r = 1$.

Из уравнения (5.3) следует, что равнодействующая противодействует прогибу полоски и пропорциональна этому прогибу. Так как соседние полоски препятствуют деформациям изгиба боковых граней, жесткость каждой полоски при изгибе будет больше жесткости обычной, свободно опертой балки.

Относительное удлинение полоски при ее изгибе в направлении оси цилиндра, согласно обобщенному закону Гука, $\epsilon_{m0} = \frac{(\sigma_{m0} - \sigma_{t0}\mu)}{E}$, в окружном

направлении $\epsilon_{t0} = \frac{(\sigma_{t0} - \sigma_{m0}\mu)}{E} = 0$, (индекс «0» означает, что рассматриваемые напряжения и относительные деформации обусловлены только изгибом полоски).

Удлинение ϵ_{t0} должно быть равно нулю, т.к. перемещение в окружном направлении исключено из-за наличия соседних полосок. Тогда

$$\sigma_{t0} = \mu \sigma_{m0} \quad (5.4)$$

и, следовательно, $\epsilon_{m0} = \frac{\sigma_{m0}}{E} (1 - \mu^2) = \frac{\sigma_{m0}}{E/(1 - \mu^2)} = \frac{\sigma_{m0}}{E'}$.

Следовательно, изгиб пластинки следует рассматривать как изгиб свободной балки, но $E' > E$. Окружное напряжение на боковых гранях полоски согласно (5.4) составляет $\approx 30\%$ напряжений σ_{m0} (для стали и имеет тот же знак).

Из курса сопротивления материалов известно дифференциальное уравнение, связывающее прогиб балки и распределенную нагрузку:

$$EJ d^4 y / dx^4 = q(x) \quad (5.5)$$

Его можно применить и для изгиба полоски, выделенной из цилиндрической оболочки. Силой, действующей на полоску, будет непрерывно распределенная сила сопротивления R со стороны соседних полосок при давлении внутри оболочки P и усилия $P\varphi r$. Подставляя в уравнение (5.5) вместо $q(x)$ значение R и вместо модуля упругости при растяжении E величину E' , получаем:

$$\frac{E' J d^4 y}{dx^4} = -R = - \left[\left(\frac{E \cdot y \cdot S}{r^2} + \frac{\mu T_x}{r} \right) - P \right].$$

Так как направление силы сопротивления R противоположно направлению прогиба полоски, то выражение имеет знак (-).

Подставляя в последнее уравнение значение E' и R из уравнения (5.3) и учитывая, что $J = \frac{S^3}{12}$ $D = \frac{ES^3}{12(1 - \mu^2)}$, то

$$\frac{D d^4 y}{dx^4} = - \frac{E \cdot y \cdot S}{r^2} - \frac{\mu T_x}{r} + P \quad (5.6)$$

где $D = \frac{ES^2}{12(1 - \mu^2)}$ — цилиндрическая жесткость оболочки при изгибе.

Уравнение (5.6) можно записать в следующем виде:

$$\frac{d^4 y}{dx^4} + 4\beta^4 y = - \frac{\mu T_x}{rD} + \frac{P}{D}, \quad (5.7)$$

где $\beta = \sqrt[4]{[3(1 - \mu^2)]/r^2 S^2}$

Перейдем к интегрированию дифференциального уравнения (5.7). Решение уравнения представим в виде суммы общего решения однородного уравнения.

$$\frac{d^4 y}{dx^4} + 4\beta^4 y = 0 \quad (5.8)$$

и частного решения с правой частью уравнения (5.9).

Решение однородного уравнения (5.8) имеет вид: $y = C e^{kx}$.

Подставляя это выражение в левую часть уравнения (5.8), найдем характеристическое уравнение: $K^4 + 4\beta^4 = 0$, откуда $K = \sqrt[4]{-4\beta^4}$.

Используя правила извлечения корней из отрицательных и мнимых чисел, находим модуль числа K : $|K| = \sqrt[4]{4\beta^4}$.

Аргумент числа K будет равен аргументу подкоренного числа, деленному на показатель корня, т.е. $\frac{(\pi + 2\pi i)}{4}$, т.е. K — является комплексным числом

$$K = \sqrt[4]{4\beta^4} \left(\cos \frac{\pi + 2\pi i}{4} + i \cdot \sin \frac{\pi + 2\pi i}{4} \right).$$

Заменяя n значениями 0, 1, 2, 3, находим 4 корня характеристического уравнения

$$K_1 = \beta + \beta i$$

$$K_2 = -\beta + \beta i$$

$$K_3 = -\beta - \beta_i$$

$$K_4 = \beta - \beta_i$$

Тогда общее решение однородного уравнения (5.8) примет вид:

$$y = C_1 e^{(\beta + \beta_i)x} + C_2 e^{(-\beta + \beta_i)x} + C_3 e^{(-\beta - \beta_i)x} + C_4 e^{(\beta - \beta_i)x} \quad \text{или} \\ y = e^{-\beta x} (C_2 e^{i\beta x} + C_3 e^{-i\beta x}) + e^{\beta x} (C_1 e^{i\beta x} + C_4 e^{-i\beta x}), \quad (5.9)$$

где C_1, C_2, C_3, C_4 - постоянные интегрирования, представляющие собой комплексные величины.

Закон распределения поверхностных нагрузок P и T_x определяет частное решение уравнения (5.6).

В практике поверхностные нагрузки являются постоянными или меняются по линейному или квадратичному закону, тогда для $\bar{y}$, получим общее решение уравнения (5.7):

$$\bar{y} = \frac{1}{4\beta^4} \left(-\frac{\mu T_x}{D \cdot r} + \frac{P}{D} \right) = \left(P - \frac{\mu T_x}{r} \right) \frac{r^2}{ES} \quad (5.10)$$

$$\text{где } \beta = \sqrt[4]{[3(1-\mu^2)]/r^2 S^2}.$$

5.2. Меры по устранению или ослаблению краевого эффекта

На практике определяются постоянные интегрирования через граничные условия на краях оболочки.

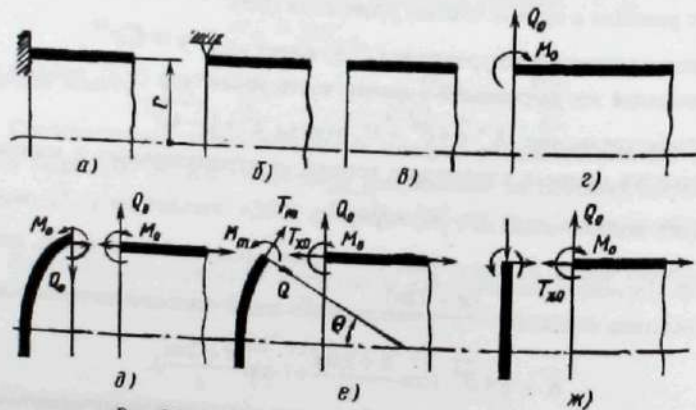


Рис. 5.2. Опираиe и сопряжение краев оболочек

При жестко заделанном крае необходимо соблюдать следующие условия: $y = 0$ и $\frac{dy}{dx} = 0$ (рис. 5.2, а).

При шарнирном опирании края оболочки $y = 0$ и $\frac{d^2 y}{dx^2} = 0$ (т.к. $M_x = 0$) (рис. 5.2, б).

Если край оболочки нагружен заданной силой Q_0 и моментом M_0 (рис. 5.2, в, г), то исходя из уравнения для балки,

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{E \cdot y} \quad (5.11),$$

для оболочки

$$\frac{D \cdot d^2 y}{dx^2} = M_0, \quad \frac{D \cdot d^3 y}{dx^3} = Q_0 \quad (5.12).$$

При сопряжении цилиндрической оболочки с оболочками других типов (рис. 5.2, д, е, ж) для каждого края сопрягаемых оболочек необходимо выполнить по два условия:

- равенство радиальных перемещений U или равенство окружных деформаций;

- равенство углов поворота нормали φ ;

- равенство моментов M_m и M_0 ;

- равенство составляющих внутренних сил:

$$(-T_m \cos \theta + Q \sin \theta)_{\text{вн}} = Q_{\text{ок}},$$

где T_m - меридиональная сила; $Q_{\text{ок}}$ - краевая сила.

При сопряжении цилиндрической оболочки с плоским днищем, (рис. 5.2, ж) граничные условия упрощаются, вследствие допущения о нерастяжимости срединной поверхности пластины. Первое условие сопряжения примет вид $U_0 = 0$.

5.3. Расчет сопряжения оболочек методом сил

В местах сопряжения или закрепления оболочек возникает краевой эффект. Он выражается в том, что кроме меридиональных и окружных усилий, определяемых по безмоментной теории оболочек, возникают еще:

- изгибающие моменты;
- поперечные силы;
- меридиональные и окружные усилия, обусловленные местным изгибом оболочек.

Задача решается методом сил. При этом используется условие *неразрывности деформаций*, заключающееся в невозможности относительных перемещений сечений сопрягаемых оболочек.

В месте сопряжения оболочку рассекают плоскостью, нормальной к оси оболочки, так, что полученная основная (статистически определимая) система состоит из двух оболочек.

К обеим оболочкам прикладывают заданные нагрузки, а в месте сечения — усилия, определяемые по безмоментной теории, а также неизвестные усилия, меридиональные моменты и силы, нормальные к оси. Затем составляют канонические уравнения метода сил.

Для пояснения рассмотрим сосуд, состоящий из двух сопряженных оболочек и находящийся под действием внутреннего давления P (рис.5.3, а).

Пусть обе оболочки деформируются независимо в результате приложенных к ним внешних сил.

Обозначим радиальное перемещение под действием внутреннего давления P края оболочки I через δ'_{2P} и поворот его через δ'_{1P} , а радиальное перемещение и поворот края оболочки II — через δ''_{2P} и δ''_{1P} соответственно.

В связи с тем, что в общем случае радиальное и угловое перемещения края оболочки I не равны соответствующим перемещениям края оболочки II , но в действительности обе оболочки не могут деформироваться независимо одна от другой, в краевых сечениях появляются противоположно направленные внутренние радиальные поперечные силы (рис.5.3, б) Q_0 (оболочка I) и Q'_0 (оболочка II), а также изгибающие моменты M_0 (рис.5.3, в).

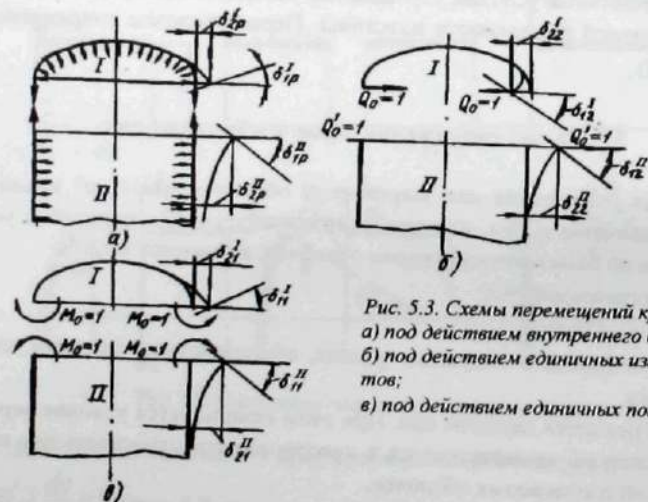


Рис. 5.3. Схемы перемещений краев оболочек I и II :
а) под действием внутреннего давления;
б) под действием единичных изгибающих моментов;
в) под действием единичных поперечных сил

Видно, что радиальные перемещения и углы поворота сечений в месте сопряжения двух оболочек, образующих сосуд, равны между собой.

В связи с этим, можно написать систему уравнений в следующей канонической форме:

$$\left. \begin{aligned} \delta'_{11} M_0 + \delta'_{12} Q_0 + \delta'_{1P} &= \delta''_{11} M_0 + \delta''_{12} Q'_0 + \delta''_{1P} \\ \delta'_{21} M_0 + \delta'_{22} Q_0 + \delta'_{2P} &= \delta''_{21} M_0 + \delta''_{22} Q'_0 + \delta''_{2P} \end{aligned} \right\} \quad (5.13)$$

где $\delta'_{22}, \delta'_{21}$ — радиальные перемещения краев оболочек под действием соответственно единичных сил и моментов;

$\delta'_{11}, \delta'_{12}$ — угловые перемещения краев оболочек под действием соответственно единичных моментов и сил.

а) *Поперечные силы, усилия и нагрузки*, направленные по радиусу в сторону от оси оболочек и вызывающие ее растяжение, считают положительными (направленные к оси оболочки считают отрицательными).

б) *Изгибающие моменты* в окружных сечениях оболочки, направленные наружу и вызывающие растяжение внутренних волокон и сжатие наружных, считают положительными, а обратное направление — отрицательным.

Если при решении канонических уравнений усилие больше нуля, значит действительное направление усилия совпадает с принятым в расчетной схеме.

в) Перемещения под действием *радиальных сил* больше нуля, когда эти силы направлены в сторону от оси обечайки или днища и вызывают их растяжение.

г) *Угловые перемещения* положительны, если изгибающие моменты вызывают растяжение внутренних волокон одной из сопряженных оболочек (например, оболочка I , рис. 5.3) или наружных волокон другой (оболочка II).

При расчете сосудов необходимо составить выражения для перемещений от внешних сил и изгибающих моментов, приложенных к краю оболочки. Затем значение этих перемещений необходимо подставить в уравнения (5.13), из которых находятся Q_0 и M_0 .

После этого переходят к определению *меридиональных и окружных напряжений*.

Пусть длинная *цилиндрическая* оболочка, нагруженная внутренним давлением P , жестко заделана по контуру. Практически к такой схеме относится случай, когда цилиндрический сосуд жестко установлен на массивном основании.

В месте заделки цилиндрической оболочки отсутствуют как угловые, так и радиальные перемещения, т.е. можно записать:

$$\left. \begin{aligned} \delta'_{11} \cdot M_0 + \delta'_{12} \cdot Q_0 + \delta'_{1P} &= 0 \\ \delta'_{21} \cdot M_0 + \delta'_{22} \cdot Q_0 + \delta'_{2P} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5.14)$$

(Здесь индексы «ц» — цилиндрическая оболочка, «с» — сферическая, «к» — коническая).

Подставляя (в уравнение 5.14) значения δ_{in}^u (табл.1) и δ_{2p}^u из формулы ($\delta_{2p} = \frac{1}{E}(\sigma_i - \mu\sigma_m)$) и учитывая, что $\delta_{1p}^u = 0$, получим:

$$-\frac{M_0^u}{2\beta^2 D} - \frac{Q_0^u}{2\beta^3 D} - \frac{Pr^2}{Eh} \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) = 0;$$

$$\frac{M_0^u}{\beta} + \frac{Q_0^u}{2\beta^2 D} = 0,$$

где δ_{in} - единичные перемещения из таблиц для различных оболочек;

β - коэффициент затухания;

D - цилиндрическая жесткость оболочки.

Отсюда после подстановки значений D и β из формул

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)} \text{ и } \beta = \sqrt{\frac{K}{4D}} = \sqrt{\frac{Eh}{4Dr^2}} = \sqrt{\frac{3(1-\mu^2)}{r^2 h^2}} \text{ при } \mu = 0,3 \text{ получим:}$$

$$\left. \begin{aligned} M_0^u &= 0,0955 Prh \\ Q_0^u &= 0,246 P\sqrt{rh} \end{aligned} \right\} \quad (5.15)$$

Аналогично рассматривают задачу определения краевых усилий для жестко заделанной сферической оболочки, нагруженной внутренним давлением. В канонические уравнения метода сил, подобные уравнения (5.14), подставляют перемещения δ_{in}^c и δ_{1p}^c для сферической оболочки (см.табл.1).

После решения полученных уравнений при $\mu = 0,3$ находят следующие выражения для краевых изгибающего момента и поперечной силы, приложенных к краю жестко заделанной сферической оболочки:

$$\left. \begin{aligned} M_0^c &= 0,442 Prh \\ Q_0^c &= 1,61 P\sqrt{rh} \end{aligned} \right\} \quad (5.16)$$

Таблица 1

Коэффициенты для подсчета. Единичные перемещения δ_{in} для оболочек наиболее распространенных форм

Оболочка	Эскиз	ρ	k_1	k_2	k_3	Примечание
Круговой цилиндр		r	k_1^0	k_2^0	k_3^0	При $\ell > 2,5\sqrt{\rho h}$ $k_1^0 = k_2^0 = k_3^0 = 1$
Круговой конус		R	1	$\sin \varphi$	$\sin \varphi$	-

Круговой конус пологий		R	$\frac{1}{v_1}$	$\sin \varphi$	$v_2 \sin$	$v_1 = 1 + 0,195 \sqrt{\frac{h}{\rho}} (4 - \mu) \operatorname{ctg} \varphi$ $v_2 = 1 - 0,195 \sqrt{\frac{h}{\rho}} \operatorname{ctg} \varphi$
Усеченный круговой конус		R_0	$\frac{1}{v_3}$	$\sin \varphi$	$v_2 \sin$	$v_3 = 1 - 0,195 \sqrt{\frac{h}{\rho}} (1 - \mu) \operatorname{ctg} \varphi$
Сфера		R	$\frac{1}{W_1}$	$\sin \varphi$	AW_1	$A = \left(\frac{\sin \varphi}{2} \cdot \frac{W_2}{W_1} - \mu \frac{\cos \varphi}{2}\right) \sin \varphi = \sin^2 \varphi$ $W_1 = 1 - \frac{1}{2\beta\rho} (1 - 2\mu) \operatorname{ctg} \varphi = 1$ $W_2 = 2 - \frac{1}{\beta\rho} (1 - \mu) \operatorname{ctg} \varphi = 2$
$\delta_{11} = \frac{1}{\beta D} k_1 = \frac{9,35 \sqrt{\rho h}}{h^3 E} (1 - \mu^2) k_1; \quad \delta_{12} = \delta_{21} = \frac{\delta_{11}}{2\beta} k_2 = 0,39 \sqrt{\rho h} \delta_{11} k_2;$ $\delta_{22} = \frac{\delta_{12}}{\beta} k_3 = \frac{\delta_{11}}{2\beta^2} k_2 k_3 = 0,78 \sqrt{\rho h} \delta_{12} k_2 k_3; \quad \beta = \sqrt{\frac{3(1-\mu^2)}{\rho^2 h^2}}; \quad D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}.$						

Совместная работа цилиндрической и сферической оболочек.

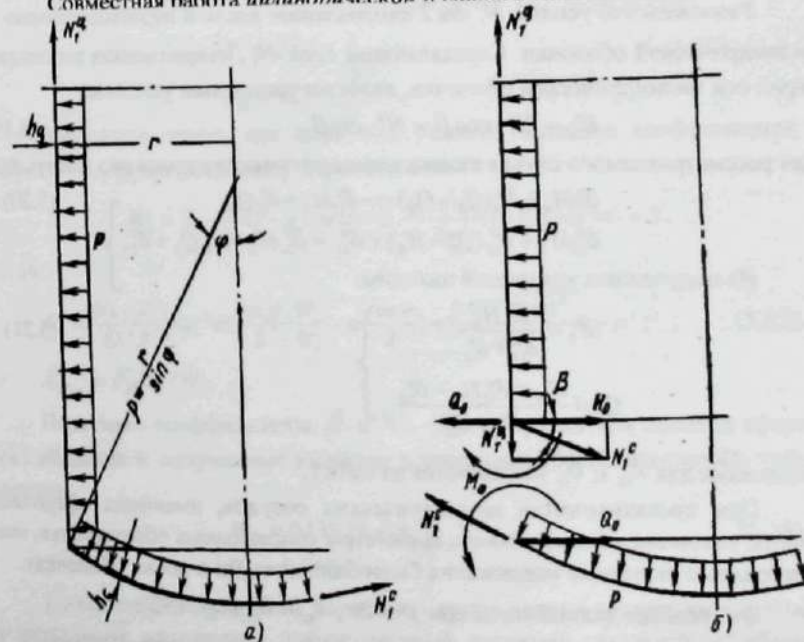


Рис. 5.4. Схемы к расчету узла сопряжения цилиндрической и сферической оболочек: а) заданная система; б) основная система

а) На край *цилиндрической* оболочки действует меридиональное усилие, определяемое по мембранной теории оболочек:

$$N_1^u = \sigma_m^u \cdot h_u \quad (5.17),$$

где σ_m^u - возникающее в цилиндрической оболочке мембранное меридиональное напряжение.

Кроме усилия N_1^u , к краю цилиндрической оболочки приложены краевой изгибающий момент M_0 и поперечная сила Q_0 .

б) На край *сферической* оболочки действуют противоположно направленные, но равные по величине краевые изгибающий момент M_0 и поперечная сила Q_0 .

На край сферической оболочки действует меридиональная мембранная сила

$$N_1^c = \sigma_m^c \cdot h_c \quad (5.18),$$

где σ_m^c - мембранное меридиональное напряжение, возникающее в сферической оболочке.

Разложим это усилие N_1^c на 2 направления: вдоль и перпендикулярно оси цилиндрической оболочки. Составляющая сила N_1^c , направленная перпендикулярно оси цилиндрической оболочки, является распорным усилием:

$$H_0 = N_1^c \cdot \cos \beta = N_1^c \cdot \text{ctg} \beta \quad (5.19)$$

Для рассматриваемого случая канонические уравнения метода сил имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11}^u M_0 + \delta_{12}^u (Q_0 - H_0) &= -\delta_{11}^c M_0 + \delta_{12}^c Q_0 \\ \delta_{21}^u M_0 + \delta_{22}^u (Q_0 - H_0) + \delta_{2p}^u &= \delta_{21}^c M_0 - \delta_{22}^c Q_0 + \delta_{2p}^c \end{aligned} \right\} \quad (5.20)$$

Из полученных уравнений находим:

$$\left. \begin{aligned} M_0 &= \frac{\delta_{12}^u H_0}{\delta_{11}^u + \delta_{11}^c} \\ Q_0 &= \frac{\delta_{2p}^c + \delta_{22}^u H_0 - \delta_{2p}^u}{\delta_{22}^u + \delta_{22}^c} \end{aligned} \right\} \quad (5.21)$$

выражения для δ_{in}^u и δ_{in}^c выбираются из табл.1.

При проектировании цилиндрических сосудов, имеющих сферические днища, рекомендуется принимать параметры сопряженных оболочек так, чтобы мембранные окружные напряжения были одинаковыми в обеих оболочках.

Это условие выполняется при $\rho = 2r$, $h_u = h_c$ и $\varphi = 30^\circ$.

Особенность напряженного состояния материала стенок оболочки, вызванного краевыми нагрузками, является изменение значений вызываемых ими сил, моментов, напряжений и деформаций по мере удаления от края оболочки

по быстро затухающей знакопеременной волнообразной кривой, характеризуемой коэффициентом затухания.

Тогда коэффициент затухания для сферической оболочки:

$$\beta = \frac{\sqrt{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{2rh}}, \text{ при } \mu = 0,3 \quad \beta = \frac{1}{1,1\sqrt{rh}}.$$

Коэффициент W_1 (табл.1): $W_1 = 1 - \frac{1}{2\beta\rho}(1-2\mu)\text{ctg} \varphi$, при $\mu = 0,3$

$$W_1 = 1 - \frac{1,1\sqrt{rh}}{2 \cdot 2r}(1-2 \cdot 0,3)\text{ctg} 30^\circ = 1 - 0,19 \sqrt{\frac{h}{r}}.$$

Т.к. обычно принимают $\frac{h}{r} \leq 0,01$, то $W_1 = 1 - 0,19\sqrt{0,01} = 1$ - поправка,

вводимая для пологих сферических оболочек при определении единичных перемещений края оболочки.

Пользуясь табл.1, найдем отношение перемещений $\frac{\delta_{12}^c}{\delta_{12}^u}$:

$$\frac{\delta_{12}^c}{\delta_{12}^u} = \frac{\delta_{11}^c}{\delta_{11}^u} \cdot \frac{\beta^u}{\beta^c} \cdot \frac{\sin \varphi}{W_1} \cdot \sqrt{2} \sqrt{2} \frac{0,5}{1} = 1.$$

По данным табл. 1 найдем отношение: $\frac{\delta_{11}^c}{\delta_{11}^u} = \frac{\sqrt{2}}{1} \cdot 1$, откуда

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11}^c &= \sqrt{2} \delta_{11}^u \\ \delta_{12}^c &= \delta_{12}^u \end{aligned} \right\} \quad (5.22)$$

Определим теперь для принятых условий значение коэффициента W_2 (табл.1) - поправка на единицу перемещения.

$$W_2 = 2 - \frac{1}{\beta\rho}(1-\mu)\text{ctg} \varphi = 2 - \frac{1,1\sqrt{rh}}{2r}(1-0,3)\text{ctg} 30^\circ \approx 2.$$

Тогда

$$\delta_{22}^c = \frac{6(1-\mu^2)}{Eh^3\beta^3} \sin^2 \varphi \left(\frac{\sin \varphi}{2} \cdot \frac{W_2}{W_1} - \mu \frac{\cos \varphi}{2} \right) = \frac{0,655 \sqrt{(rh)^3}}{Eh^3} (1-\mu^2)^{\frac{1}{4}}; \quad (5.23),$$

$$\delta_{22\text{oc}} = \delta_{22}^c W_2 / W_1.$$

Подставив коэффициенты β и W_1 , W_2 - поправки для пологих сферических оболочек и полученные значения в уравнения (5.21) и пользуясь табл. 1, получим:

$$\left. \begin{aligned} M_0 &= 0,139 \text{ Pr } \sqrt{rh} \\ Q_0 &= 0,568 \text{ Pr} \end{aligned} \right\} \quad (5.24)$$

На основании уравнений, введенных ранее, можно сделать вывод, что меридиональные напряжения имеют местный характер, окружной изгибающий момент в μ раз меньше меридионального.

Согласно гипотезе энергии формоизменения эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2}$ или $\sigma_{\text{эк}} = \sigma_1 \sqrt{1 - \mu + \mu^2}$.

При $\mu = 0,3$, $\sigma_{\text{эк}} = 0,896 \cdot \sigma_1$, т.е. поправка, обусловленная окружным изгибающим моментом, мала и ею можно пренебречь.

Максимальные меридиальные напряжения в зоне сопряжения цилиндрической и сферической оболочек:

$$\sigma_1 = \frac{6}{h^2} M_0 + \frac{P r}{2h}.$$

В формулах: σ_1 - меридиональные напряжения, определяемые по суммарным внутренним нагрузкам;

σ_2 - кольцевые напряжения, определяемые также по суммарным внутренним нагрузкам.

Контрольные вопросы

1. В чем состоит суть моментной теории оболочек?
2. В каких местах оболочек возникают деформации изгиба?
3. Как рассчитать окружное напряжение в срединной поверхности оболочки?
4. Как рассчитать относительное удлинение полосы оболочки, при ее изгибе в направлении оси цилиндра (согласно обобщенному закону Гука)?
5. Что называется цилиндрической жесткостью оболочки при изгибе?
6. По какой формуле рассчитывается цилиндрическая жесткость оболочки при изгибе?
7. Какие условия должны быть выполнены для каждого края сопряженной оболочки при сопряжении цилиндрической оболочки с оболочками других типов?
8. В чем выражается краевой эффект в местах сопряжения оболочек?
9. Какова суть условия неразрывности деформаций?
10. К чему сводится расчет длинной цилиндрической оболочки, нагруженной внутренним давлением P ?
11. Как определяются краевые условия для жестко заделанной сферической оболочки, нагруженной внутренним давлением P ?

Список рекомендуемой литературы

1. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. - М.: Машиностроение, 1983. - С.87-98.
2. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования деталей и узлов пищевого оборудования. - М.: Машиностроение, 1970. - С.97-120.

РАЗДЕЛ 3. ЕМКОСТНЫЕ И ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Лекция 6

Тема: Расчет аппаратов на устойчивость

- План:
- 6.1. Общие сведения об устойчивости тонкостенных конструкций.
 - 6.2. Особенности расчета аппаратов, находящихся под действием внутреннего давления газа

6.1. Общие сведения об устойчивости тонкостенных конструкций

Элементы тонкостенных конструкций (стержни, пластины, оболочки) могут разрушаться в результате потери устойчивости.

Под *потерей* устойчивости следует понимать резкое качественное изменение характера деформации элемента конструкции, происходящее при определенном значении нагрузки.

Обычно упругая система, потерявшая устойчивость, переходит к некоторому новому положению устойчивого равновесия, отличающемуся от первоначального. Этот переход сопровождается существенными перемещениями, нарушающими возможность нормальной эксплуатации конструкции в связи с возникновением больших пластических деформаций или приводящими к полному ее разрушению. При потере устойчивости тонкостенной конструкцией нормальные и касательные напряжения в ее поперечных сечениях могут быть намного меньше предела текучести.

Нагрузку, при которой происходит потеря устойчивости, называют *критической*.

Например, прямолинейная форма равновесия *сжатого стержня* устойчива только в том случае, когда сжимающая стержень сила меньше критической. При силе, большей критической, стержень изгибается, прямолинейная форма равновесия перестает быть устойчивой.

Тонкостенная *цилиндрическая оболочка*, нагруженная внешним давлением, способна потерять устойчивость. При этом круговая форма ее поперечного сечения может перейти, например, в эллиптическую, и оболочка сплющивается, хотя напряжение в стенках оболочки может быть меньше предела текучести.

Следует заметить, что потеря устойчивости происходит, в основном, из-за неизбежных начальных неправильностей в форме срединной поверхности оболочек (отклонение геометрической формы конструкции от идеальной).

Очень *тонкие* конструкции оболочек могут терять устойчивость скачкообразно, с так называемым «прощелкиванием», в этом случае новое равновесное состояние может быть сохранено при незначительной величине внешней

нагрузки. Это равновесное состояние достигается при больших прогибах оболочки. Критическая нагрузка, соответствующая этой форме потери устойчивости, является наименьшей из возможных и определяет нижний предел устойчивости.



Рис. 6.1. Цилиндрическая оболочка, нагруженная в осевом направлении

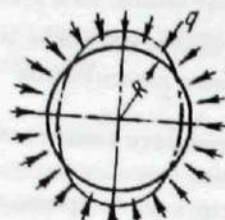


Рис. 6.2. Кольцо, потерявшее устойчивость

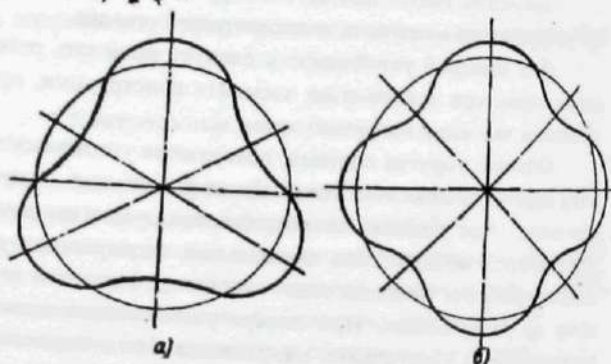


Рис. 6.3. Схемы смятия кольца: а) с образованием трех волн; б) с образованием четырех волн

Величина критической нагрузки (критического напряжения) зависит также от условий закрепления конструкции, соотношения ее размеров (например, для цилиндрической оболочки $\frac{h}{R} \cdot \frac{R}{L}$), вида действующей нагрузки и т.д.

В момент потери устойчивости резкий хлопок сопровождается возникновением трещин или появлением значительных пластических деформаций. Это вызывает потерю несущей способности оболочки (рис. 6.2).

При потере устойчивости оболочек, помимо напряжений изгиба в средней поверхности возникают различные дополнительные напряжения, в то время, как при потере устойчивости стержней учитывают только дополнительные напряжения изгиба (рис. 6.1).

Рассматривают случаи, когда выпучивание оболочек сопровождается возникновением относительно малых волн. Если вмятина захватывает всю длину оболочки, то число волн, возникающих вдоль окружности, не должно быть меньше 4. Это обычно происходит при нагружении оболочек средней длины (рис. 6.2).

6.2. Особенности расчета аппаратов, находящихся под действием внутреннего давления газа

К таким аппаратам относятся различные tanks и сосуды для хранения пищевых жидкостей и осуществления технологических процессов (отстаивания, брожения) при внутреннем избыточном давлении. Например, tanks для хранения молока, бродильные чаны, заквасочники, дозаторы и т.д.

Особенность в работе аппаратов – это усилия, действующие на стенки сосуда, обусловленные гидростатическим давлением жидкости.

Применяются как горизонтальные, так и вертикальные цилиндрические аппараты.

Предпочтительнее – вертикальные аппараты, т.к. в их корпусах не возникают дополнительные напряжения изгиба от действия на аппарат сил тяжести его и находящейся в нем среды.

При давлении в аппарате $P_{ср. атм.} < 10 \text{ Мн/м}^2$ цилиндрические обечайки выполняют из пластичных материалов, в основном из листов, вальцовкой с последующим соединением стыков преимущественно сваркой. Медные и латунные листы соединяют пайкой. После соединения стыка сваркой или пайкой цилиндрические обечайки подвергают технологической правке (калибровке).

При давлении среды $P_{ср.} < 0,8 \text{ Мн/м}^2$ цилиндрические аппараты можно изготавливать литыми из хрупких материалов: чугуна, бронзы, кварцевого стекла и др. В этом случае возможна и последующая обработка внутренней поверхности.

Цилиндрические обечайки с наружным диаметром $d_n \leq 720 \text{ мм}$ можно выполнять из стальных труб.

При конструировании сварных и паяных обечаек необходимо учитывать следующие рекомендации:

- листы желательнее выбирать больших размеров, чтобы общая длина швов была наименьшей;
- при раскрое следует стремиться к наименьшему количеству продольных швов;
- в горизонтальных аппаратах не следует располагать продольные швы в нижней части обечайки, если она трудно доступна для осмотра;
- не следует делать отверстия в швах обечайки, особенно продольных.

Если сосуд заполнен жидкостью, то гидростатическое давление на его стенки переменное по высоте сосуда.

При расчете сосуда обращают внимание на те области, где давление жидкости, $P_{жидк.} = \max$; для вертикальных цилиндрических сосудов – это нижняя часть.

Если над уровнем жидкости действует дополнительное давление P_0 , то наибольшее давление, которое необходимо учитывать:

$$P = P_0 + 10 \rho_{ж} H \quad (6.1),$$

где H - высота цилиндрического сосуда, м;
 $\rho_{ж}$ - плотность жидкости, кг/м³.

Согласно известной формуле, окружное напряжение

$$\sigma_t = \frac{P \cdot r}{h} = \frac{P_0 + 10\rho_{ж} \cdot H}{h} \cdot r \quad (6.2)$$

где σ_t - окружное напряжение, Н/м².

Меридиональное напряжение σ_m находится из уравнения:

$$\sigma_m = \frac{P \cdot r}{2h} = \frac{P_0 + 10\rho_{ж} \cdot H}{2h} \cdot r, \text{ Н/м}^2,$$

видно, что $\sigma_m < \sigma_t$ в 2 раза.

Если цилиндрический сосуд имеет опору внизу, то меридиональное напряжение равно 0. Напряжение в стенке сосуда в радиальном направлении обычно принимают 0.

При выводе формул для расчета сосудов из пластичных материалов исходят из гипотезы наибольших касательных напряжений, согласно которой эквивалентное напряжение

$$\sigma_{эки} = \sigma_1 - \sigma_3.$$

В нашем случае $\sigma_1 = \sigma_t$, $\sigma_3 = 0$, следовательно,

$$\sigma_{эки} = \sigma_t = \sigma_t \quad (6.3)$$

Условие прочности имеет вид:

$$\sigma_t = \frac{Pr}{h} \leq [\sigma] \quad (6.4)$$

где $[\sigma]$ - допускаемое напряжение на растяжение.

Так как чаще применяются сосуды сварные, то вводится коэффициент прочности сварного шва φ - отношение предела прочности материала шва к пределу прочности основного металла. В связи с чем величину допускаемого напряжения $[\sigma]$ умножим на φ .

Обозначим:

D - внутренний Ø сосуда;

c - прибавка на коррозию;

h и h' - соответственно полная толщина стенки и расчетная.

Тогда радиус срединной поверхности оболочки:

$$r_{cp} = \frac{D + (h - c)}{2}; \quad (6.5)$$

полная толщина стенки:

$$h = h' + c. \quad (6.6)$$

Подставляя выражения h' и r_{cp} из уравнений (6.5) и (6.6) в уравнение (6.2) и решая его относительно h , получим:

$$h = \frac{Pr}{2\varphi[\sigma] - P} + c \quad (6.7)$$

Формулу (6.7) рекомендуется применять при расчете аппаратов или сосудов при условии $\frac{h - c}{D} \leq 0,1$.

Для аппаратов из углеродистых сталей $C = 1 + 3$ мм в зависимости от степени агрессивности обрабатываемой среды; для отожженной прокатанной меди при $h < 6$ мм и алюминия $h < 8$ мм принимают $C = 0,5 + 1$ мм.

Величину коэффициента запаса прочности сварных соединений в зависимости от типа сварного шва принимают:

- $\varphi = 1$ для стыковых швов с двусторонним проваром, выполняемых автоматической дуговой электросваркой под слоем флюса, а также для соединений в тавр с обеспечением двустороннего сплошного провара;
- $\varphi = 0,95$ для соединений в тавр, выполняемых вручную с обеспечением двустороннего сплошного провара, а также для всех видов стыковых швов, выполняемых вручную и подвариваемых со стороны вершины шва;
- $\varphi = 0,9$ для стыковых швов, выполняемых вручную, доступных к сварке только с одной стороны и снабжаемых в процессе сварки со стороны вершины шва подкладкой, которая прилегает к основному металлу по всей длине шва;
- $\varphi = 0,8$ для соединений в тавр при отсутствии сплошного провара соединяемых элементов, для соединений внахлестку при наличии швов с двух сторон, а также для стыковых швов, свариваемых только с одной стороны автоматической сваркой под слоем флюса;
- $\varphi = 0,7$ для стыковых швов, доступных к сварке только с одной стороны и выполняемых вручную.

Если обечайка имеет кольцевые сварные швы, то φ не учитывается. Для приближенных и промежуточных расчетов принимают: $h = h_1$; $D \approx D_{cp}$; $\varphi = 1$.

Найдем радиальное и угловое перемещения δ'_{2P} и δ'_{1P} края цилиндрической оболочки от действия гидростатического напора и давления P_0 .

Действующее на стенку аппарата давления P складывается из:

- давления жидкости $10\rho_{ж}(H - x)$, (x - расстояние от нижнего края оболочки до рассматриваемого сечения, взятое по образующей), переменного по высоте сосуда;
- давления газа P_0 над поверхностью жидкости, одинаково действующего на стенки во всех сечениях сосуда.

Следовательно, $P = 10\rho_{ж}(H - x) + P_0$. (6.8)

Окружное напряжение σ_t определяется из уравнения $\sigma_t = \frac{Pr}{h}$ подстановкой в него в значение P из уравнения (6.8).

$$\sigma_t = \frac{Pr}{h} = \frac{[10\rho_{ж}(H - x) + P_0] \cdot r}{h}$$

У нижнего края обечайки давление жидкости $P_{\text{ж}}$ - максимальное и напряжение σ_r также максимально.

Если опора сосуда имеет опору у нижнего края цилиндрической части, то мембранное меридиональное напряжение не зависит от гидравлического давления.

Меридиональный изгибающий момент M_1 максимален при $x=0$, т.е. в месте заделки обечайки:

$$(M_x)_{\text{max}} = M_0.$$

Суммарное меридиональное напряжение в наиболее опасных точках обечайки складывается из напряжения, вызываемого действием краевого момента $M_1 = M_0$ и мембранного меридионального напряжения σ_m , т.е.

$$\sigma_1 = \pm \frac{6M_0}{h^2} + \sigma_m.$$

Условие прочности стенки сосуда в месте ее закрепления можно записать в виде $\sigma_1 \leq [\sigma]$, тогда толщина стенки h :

$$h \geq \frac{r}{[\sigma]} \left[\frac{17,3 \rho_{\text{ж}} \cdot H}{\sqrt{1-\mu^2}} + P_0 \left(0,866 \frac{2-\mu}{\sqrt{1-\mu^2}} + \frac{1}{2} \right) \right].$$

С учетом коэффициента прочности сварного шва и прибавки на коррозию, получим:

$$h \geq \frac{r}{[\sigma] \cdot \varphi} \left[\frac{17,3 \rho_{\text{ж}} \cdot H}{\sqrt{1-\mu^2}} + P_0 \left(0,866 \frac{2-\mu}{\sqrt{1-\mu^2}} + \frac{1}{2} \right) \right] + C,$$

при $\mu = 0,3$

$$h \geq \frac{r}{[\sigma] \cdot \varphi} (18,2 \rho_{\text{ж}} \cdot H + 2,04 P_0) + C$$

Если давление под поверхностью жидкости отсутствует, т.е. $P_0 = 0$, то неравенство принимает вид:

$$h \geq \frac{17,3 \rho_{\text{ж}} \cdot Hr}{[\sigma] \cdot \varphi \sqrt{1-\mu^2}} + C,$$

при $\mu = 0,3$ можно записать

$$h \geq \frac{18,2 \rho_{\text{ж}} \cdot Hr}{[\sigma] \cdot \varphi} + C$$

Если гидростатический напор, обусловленный наличием жидкости в аппарате, очень мал по сравнению с общим давлением в аппарате, т.е.

$$10 \rho_{\text{ж}} \cdot H < 0,025 P_0,$$

$$h \geq \frac{r P_0}{[\sigma] \cdot \varphi} \left(0,866 \frac{2-\mu}{\sqrt{1-\mu^2}} + \frac{1}{2} \right) + C,$$

то

$$h \geq \frac{2,04 P_0 r}{[\sigma] \cdot \varphi} + C.$$

а при $\mu = 0,3$

Протяженность зоны влияния заделки (в которой сказывается влияние закрепленного сосуда и его напряженное состояние):

$$x_1 = \frac{0,31}{\beta} = \frac{0,31}{1,28} \sqrt{rh} = 0,242 \sqrt{rh},$$

т.е. зависит от его радиуса и толщины стенки.

Несмотря на то, что зона влияния заделки мала, в этой зоне стенка может разрушаться. При проектировании рекомендуется укреплять сосуд там, где имеется краевой эффект на протяжении зоны его влияния, либо выбирать толщину стенки сосуда исходя из наибольшего напряжения, возникающего в месте закрепления.

Контрольные вопросы

1. Что понимается под потерей устойчивости тонкостенных конструкций?
2. Какая нагрузка называется критической?
3. Как могут потерять устойчивость очень тонкие конструкции оболочек?
4. Что является нижним пределом устойчивости?
5. От чего зависит величина критической нагрузки?
6. Какие виды аппаратов пищевых производств находятся под внутренним избыточным давлением?
7. Как величина внутреннего давления аппарата оказывает влияние на способ его изготовления?
8. Какими рекомендациями следует пользоваться при конструировании сварных и паяных обечайек?
9. Какое давление необходимо учитывать при расчете сосуда (аппарата), заполненного жидкостью?
10. Как рассчитываются окружное σ_r и меридиональное σ_m напряжения для сосудов, работающих под внутренним давлением и заполненных жидкостью?
11. По какой формуле рассчитывается полная толщина стенки сосуда h ?
12. В каких случаях при расчете h учитывается прибавка на коррозию?
13. Как рассчитывается величина протяженности зоны влияния заделки?

Список рекомендуемой литературы

1. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. - М.: Машиностроение, 1983. - С.197-213.
2. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования деталей и узлов пищевого оборудования. - М.: Машиностроение, 1970. - С.107-120.

РАЗДЕЛ 4. ОСНОВЫ РАСЧЕТА МАШИН И АППАРАТОВ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ НА КОЛЕБАНИЯ

Лекция 7

Тема: Основы прикладной теории колебаний механических систем

- План:
- 7.1. Классификация механических колебаний
 - 7.2. Свободные колебания при отсутствии сил сопротивления. Дифференциальное уравнение и его решение
 - 7.3. Определение частоты свободных колебаний
 - 7.4. Свободные колебания при наличии сил сопротивления жидкости
 - 7.5. Вынужденные колебания. Дифференциальное уравнение вынужденных колебаний. Резонанс

7.1. Классификация механических колебаний

Процесс изменения параметра, который характеризуется многократным поочередным возрастанием и убыванием во времени, называется *колебательным (колебаниями)*, и соответствующий параметр – *колеблющейся величиной*.

Колебательные процессы, происходящие в механических системах, называют *механическими колебаниями*.

Если колебания имеют малую амплитуду и не слишком низкую частоту, то в этом случае они применяют термин «вибрация». Совокупность методов и средств для уменьшения вибрации называется «вибрационной защитой».

Совокупность технологических приемов, в которых вибрация используется целенаправленно, называется «виброобработкой», а использование вибрации для перемещения материалов – «вибротранспортированием».

Колебательной системы характеризуются числом степеней свободы системы, т.е. числом независимых числовых параметров, однозначно определяющих конфигурацию системы в любой фиксированный момент времени t .

Для механической системы под *конфигурацией* понимают положение всех точек системы в пространстве.

Различают системы с конечным и бесконечным числом степеней свободы. В последнем случае множество степеней свободы может быть либо счетным, либо континуальным.

Если полная механическая энергия системы при колебаниях остается постоянной, то система называется *консервативной*, в противном случае – *неконсервативной*.

Механические колебания классифицируются следующим образом:

- собственные (свободные);
- вынужденные;
- параметрические;
- автоколебания.

Собственными (свободными) называются колебания, возникающие в изолированной системе вследствие внешнего возбуждения, вызывающего у точек системы начальные отклонения от положения равновесия, продолжающиеся затем благодаря наличию внутренних упругих сил, восстанавливающих равновесие.

Вынужденными называются колебания, которые происходят под действием заданных внешних периодических сил, которые действуют независимо от колебаний в системе. Характер процесса зависит не только от свойств системы, но в большей степени и от внешней силы.

Параметрические колебания отличаются от вынужденных характером внешнего воздействия. Они вызываются периодическим изменением извне какого-либо физического параметра системы (например, массы). Однако, при вынужденных колебаниях задана сила или какая-либо другая величина, совершающая колебания, а параметры системы остаются постоянными.

Автоколебаниями (самовозбуждающими) называют колебания, происходящие от входящего в систему источника энергии неколебательной природы. В системе отсутствуют внешние периодические воздействия.

Классификация колебаний по виду деформаций упругих элементов:

- продольные;
- поперечные;
- крутильные.

Если любые значения колеблющейся величины повторяются через равные промежутки времени, то они называются *периодическими*.

Простейшие гармонические колебания описываются уравнением:

$$u(t) = A \sin(\omega t + \varphi) \quad (7.1),$$

где A – амплитуда колебаний;

$\omega = 2\pi/T$ – угловая (циклическая) частота колебаний;

T – период колебаний – время одного цикла;

φ – начальная фаза;

t – текущее время.

Величина, обратная периоду колебаний, называется частотой колебаний.

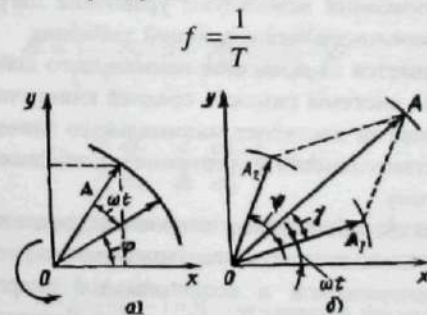


Рис. 7.1. Круговая диаграмма:
а) схема; б) амплитуда колебаний и фаза φ

Гармонические колебания можно графически представить с помощью круговой диаграммы (рис. 7.1, а). Здесь с угловой скоростью $\omega = \text{const}$ вращается в плоскости вектор длиной A , угол φ характеризует начальное положение вектора. Проекция вектора на ось Y характеризуется уравнением (7.1).

При гармонических колебаниях скорость и ускорение изменяются также по гармоническому закону:

$$v = \frac{du}{dt} = \omega A \cos(\omega t + \varphi); \quad (7.2)$$

$$\omega = \frac{d^2 u}{dt^2} = -\omega^2 A \sin(\omega t + \varphi). \quad (7.3)$$

Амплитуда скорости - ωA ; амплитуда ускорения - $\omega^2 A$.

В литературе индексы U , v и ω означают соответственно виброперемещение, виброскорость, виброускорение.

Амплитуду A и фазу γ результирующей колебаний можно получить с помощью круговой диаграммы (рис. 7.1, б):

$$A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + 2A_1 A_2 \cos \psi};$$

$$\text{tg } \gamma = \frac{A_2 \sin \psi}{A_1 + A_2 \cos \psi}.$$

К устройствам, подверженным механическим колебаниям, относятся балки и стержни, постоянные или переменные сечения, ступенчатые валы с насаженными на них дисками, коленчатые валы двигателей.

7.2. Свободные колебания при отсутствии сил сопротивления.

Дифференциальное уравнение и его решение

В теории колебаний используют уравнение Лагранжа как наиболее общую форму дифференциальных уравнений движения.

Оно основывается на принципе наименьшего действия, согласно которому при колебаниях системы разность средней кинетической энергии и средней потенциальной энергии достигнет минимального значения на той траектории, по которой в действительности будет происходить движение системы от одного положения к другому.

Введем понятие *обобщенных координат*, под которыми подразумевают независимые величины, полностью определяющие положение системы.

Разность кинетической и потенциальной энергий, выраженная через обобщенные координаты, называется функцией Лагранжа.

$$L(q, \dot{q}, t) = T - U, \quad (7.4)$$

где q - обобщенная координата;
 t - время;

T - кинетическая энергия системы;

U - потенциальная энергия системы.

Для нахождения траектории колеблющейся системы требуется найти минимум следующей функции:

$$J = \int_{t_1}^{t_2} L(q, \dot{q}, t) dt$$

Рассмотрим движение системы за время t .

В каждый момент времени при истинном движении удовлетворяются уравнения движения и уравнения связей. Наряду с истинным, рассмотрим совокупность бесконечно близких движений, для которых уравнения связей удовлетворяются благодаря выбору обобщенных координат, а уравнения движения не удовлетворяются.

Соответствующие приращения обобщенных координат - это вариации обобщенных координат: $\delta q_1, \delta q_2, \dots, \delta q_n$.

На концах временного отрезка (t_1, t_2) движение варьировать не будем, т.е. в моменты времени t_1 и t_2 $\delta q_i = 0$.

При варьировании траектории $q(t)$, интеграл, обозначенный через J будет изменять свои значения; его вариация:

$$\delta J = \int_{t_1}^{t_2} \left[\frac{\partial L}{\partial q} \delta q + \frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \delta \dot{q} \right] dt.$$

Будем считать вариации обобщенных координат функциями времени, за исключением моментов времени t_1 и t_2 . Тогда

$$\delta q = \eta(t) \text{ и } \delta \dot{q} = \int_{t_1}^{t_2} \left[\frac{\partial L}{\partial q} \eta(t) + \frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \dot{\eta}(t) \right] dt.$$

Интегрируя второй член выражения в квадратных скобках по частям и учитывая, что $\dot{\eta}(t_1)$ и $\dot{\eta}(t_2) = 0$, находим:

$$\delta J = \int_{t_1}^{t_2} \frac{\partial L}{\partial q} \eta(t) dt - \int_{t_1}^{t_2} \eta(t) \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) dt$$

или

$$\delta J = \int_{t_1}^{t_2} \left[\frac{\partial L}{\partial q} - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) \right] \eta(t) dt.$$

Необходимое условие существования экстремума функции J - $\delta J = 0$. Оно достигается, если выражение в квадратных скобках в последнем уравнении

$$\frac{\partial L}{\partial q} - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) = 0 \quad (\text{уравнение Лагранжа}), \quad (7.5)$$

где δq - вариация обобщенных координат.

Для консервативной системы с учетом выражения (7.4) уравнение Лагранжа примет вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = - \frac{\partial U}{\partial q} \quad (7.6)$$

Считая перемещения q малыми, выражение для кинетической энергии одной материальной точки будет иметь вид:

$$T = \frac{1}{2} a \dot{q}^2, \quad (7.7)$$

где a - инерционный коэффициент (называется обобщенной или приведенной массой).

При линейных упругих характеристиках механических систем потенциальная энергия при малых перемещениях

$$U = \frac{c q^2}{2}, \quad (7.8)$$

где c - обобщенный коэффициент жесткости или квазиупругий коэффициент.

Подставляя в уравнение Лагранжа (7.5) выражения для кинетической и потенциальной энергий из выражений (7.7) и (7.8), получаем основное дифференциальное уравнение свободных колебаний:

$$a \cdot \ddot{q} + c q = 0. \quad (7.9)$$

В зависимости от вида механической системы можно получить последнее дифференциальное уравнение и другим путем.

7.3. Определение частоты свободных колебаний

Частоту свободных колебаний определим, используя уравнение (7.9), которое представим в виде:

$$\ddot{q} + \omega^2 q = 0, \quad (7.10)$$

где ω - постоянная, зависящая от свойств системы,

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (7.11)$$

где m - масса системы.

Решение последнего уравнения:

$$q = C_1 \sin \omega t + C_2 \cos \omega t,$$

где C_1, C_2 - постоянные интегрирования.

Данное выражение можно представить в виде:

$$q = A \sin(\omega t + \varphi_0).$$

Из начальных условий находим постоянные:

(7.12)

$$C_1 = \frac{v_0}{\omega}; \quad C_2 = q_0,$$

тогда

$$q = q_0 \cos \omega t + \frac{v_0}{\omega} \sin \omega t.$$

При тех же начальных условиях

$$A = \sqrt{q_0^2 + \frac{v_0^2}{\omega^2}},$$

$$\varphi_0 = \arctg \frac{P q_0}{v_0},$$

где A - амплитуда колебаний;

φ_0 - начальная фаза.

Как видно, движение является гармоническим колебанием. Колебательный процесс периодически возобновляется, когда фаза $(\omega t + \varphi_0)$ увеличивается на 2π :

$$\omega t + \varphi_0 + 2\pi = \omega(t + T) + \varphi_0, \text{ откуда } T = \frac{2\pi}{\omega}$$

Следовательно, в единицу времени число колебаний

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi}, \text{ таким образом } \omega = 2\pi f,$$

т.е. ω - есть число колебаний в течение 2π сек.

Эта постоянная называется угловой частотой свободных колебаний или собственной частотой.

Вопрос об эквивалентных или приведенных значениях масс и коэффициентов жесткости колеблющихся систем возникает в следующих случаях:

- при определении жесткости последовательно или параллельно соединенной группы упругих элементов при приведении массы и жесткости элементов системы к определенным элементам или точкам без изменения расчетной модели;
- при приведении параметров, что связано с упрощением расчетной модели.

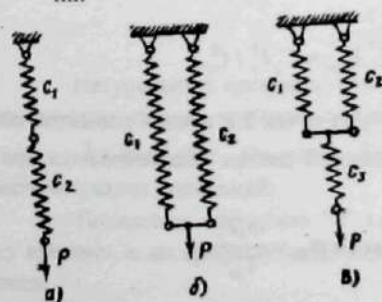


Рис. 7.2. Колебательная система:
а) с последовательным соединением элементов;
б) с параллельным;
в) с параллельно-последовательным

Суммарная жесткость C параллельной группы упругих элементов (рис. 7.2, б) равна сумме жесткостей составляющих ее элементов:

$$C = \sum_{i=1}^n C_i$$

Суммарная гибкость $\frac{1}{C}$ последовательной группы упругих элементов (рис. 7.2, а), равна сумме гибкостей $\frac{1}{C_i}$, входящих в нее элементов:

$$\frac{1}{C} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{C_i}$$

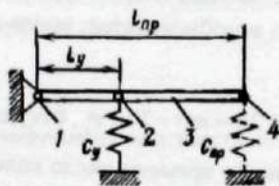


Рис. 7.3. Схема к определению приведенной жесткости пружин

Приведенная жесткость $C_{пр}$ пружины, устанавливаемой на конце консоли балки (рис. 7.3), так, чтобы действие данной пружины было равноценно действию действительно установленной пружины жесткостью C_y . Балка совершает малые колебания вокруг шарнира 1.

Для обеспечения равенства собственных частот действительной и приведенной систем должно иметь место равенство потенциальной энергии деформации пружин при допустимом связями (шарнирном) перемещении балки:

$$C_y x_y^2 / 2 = C_{пр} x_{пр}^2 / 2,$$

где $x_y, x_{пр}$ - деформации действительной и приведенной масс пружины при малом повороте балки, т.к.

$$\frac{x_y}{x_{пр}} = \frac{l_y}{l_{пр}} \text{ находим } C_{пр} = C_y l_y^2 / l_{пр}^2.$$

При приведении точечной массы m , из точки 2 к точке 4 равенство собственных частот действительной и приведенной систем обеспечивается при равенстве кинетической энергии:

$$\frac{m_y \dot{x}_y^2}{2} = \frac{m_{пр} \dot{x}_{пр}^2}{2}, \text{ откуда } m_{пр} = \frac{m_y l_y^2}{l_{пр}^2}.$$

7.4. Свободные колебания при наличии сил сопротивления жидкости

Если учитываются силы вязкого сопротивления, то дифференциальное уравнение движения груза будет иметь вид:

$$-cx - b\dot{x} = m\ddot{x} \quad (7.13)$$

или

где $\frac{b}{2m} = n$ - коэффициент демпфирования;

$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$ - собственная частота соответствующей консервативной системы.

Обычно при неравенстве $\omega^2 > n^2$ общее решение уравнения (7.13) имеет вид:

$$x = a \cdot e^{-nt} \sin(\sqrt{\omega^2 - n^2}t + \varphi_0). \quad (7.14)$$

Из уравнения виден затухающий характер процесса. Постоянные a и φ_0 находят из начальных условий.

Из последнего выражения видно, что частота колебаний $\omega' = \sqrt{\omega^2 - n^2}$. Эта величина мало отличается от частоты незатухающих колебаний той же системы, но лишенной демпфирования.

Решение уравнения (7.13) может иметь вид:

$$x = e^{-nt} (C_1 \cos \omega'_t + C_2 \sin \omega'_t)$$

Постоянные интегрирования C_1, C_2 - находятся из начальных условий задачи.

В качестве примера колебаний с затуханием можно привести систему, груз и пружина которой снабжены демпфирующим устройством, представляющим собой жестко скрепленный с грузом диск, помещенный в сосуд с жидкостью.

После каждого периода колебаний T амплитуда колебаний уменьшается в отношении:

$$\frac{e^{-nt}}{e^{-n(t+T)}} = e^{nT}.$$

Натуральный логарифм отношения двух амплитуд, следующих друг за другом через период, называется логарифмическим декрементом затухания.

$\lambda = \ln e^{nT} = nT$. Он употребляется в качестве параметра, характеризующего затухание колебаний.

Показатель затухания "n" характеризует затухание колебаний в единицу времени, а логарифмический декремент - затухание колебаний за один период.

К затухающим колебаниям не применимы термины «амплитуда» и «период». Здесь под амплитудами понимаются наибольшие значения, которых достигает соответствующая величина (смещение, скорость, ускорение) в течение условного периода затухающих колебаний, т.е. во время, за которое отклонения в одну и ту же сторону дважды достигают максимальных значений.

Процесс колебаний с затуханием не является периодическим, т.к. чередование одинаковых промежутки времени не повторяется предыдущее состояние системы.

Вынужденные колебания. Дифференциальное уравнение вынужденных колебаний. Резонанс

Часто колебательная система совершает свои колебания под действием переменной во времени вынуждающей внешней силы, работа которой периодически восполняет расход энергии, связанный с колебаниями системы.

При этом частота колебаний зависит от частоты изменений вынуждающей силы, под действием которой система совершает свои колебания.

Такие колебания, связанные с действием вынуждающих сил, называются *вынужденными*. Частота колебаний системы определяется частотой изменений действующей на нее внешней силы.

Рассмотрим вынужденные колебания при отсутствии сил сопротивления. Пусть на балке установлен электродвигатель (рис. 7.4). При вращении его ротора, имеющего эксцентриситет (его центр масс C не лежит на оси вращения), возникает центробежная сила инерции $F_{ин}$. Вертикальная составляющая периодически изменяется. Переменная сила F_x и является вынуждающей силой, наибольшее значение которой называют амплитудой вынуждающей силы.

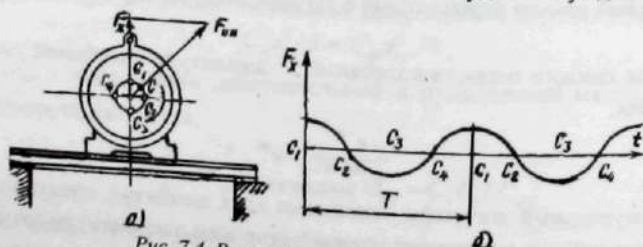


Рис. 7.4. Вынужденные колебания балки:

а) с установленным на ней электродвигателем;
б) диаграмма вынужденных колебаний

Когда центр масс ротора находится в положении C_2 и C_3 вертикальная составляющая F_x центробежной силы инерции имеет максимальное значение.

Когда центр масс находится в положении C_2 и C_4 , $F_x = 0$. На рис. 7.4 показано изменение силы во времени, т.е. от положения ротора.

Вынужденные колебания устанавливаются не сразу. Сначала система, получив некоторое отклонение, совершает, помимо вынужденных, и свободные колебания. Однако, они затухают и остаются только вынужденные.

Пусть на систему действует вынуждающая внешняя сила P_x , изменяющаяся по синусоидальному закону. Этот случай наиболее част.

$$P_x = P_0 \sin \Omega \cdot t, \quad (7.15)$$

где P_0 - амплитуда внешней силы;

Ω - круговая частота изменений внешней силы.

В данном случае на колеблющуюся систему действуют следующие силы:

- $F_{ин} = ma_x$ - сила инерции;
- P_x - внешняя сила, возбуждающая вынужденные колебания.

Если обозначить через δ_{11} перемещение, вызванное единичной статической силой, действующей по направлению колебаний, то перемещение при колебаниях:

$$x = \delta_{11}(F_{ин} + P_x), \text{ с учетом уравнения (7.15)}$$

$$x = \delta_{11}(ma_x + P_0 \sin \Omega t). \quad (7.16)$$

Пользуясь *круговой* диаграммой (см. рис. 7.1) и учитывая, что точка M движется по окружности с угловой скоростью Ω , на основании уравнений (7.1) и (7.3) при $\varphi_0 = 0$, запишем уравнение (7.16) в виде:

$$A \cdot \sin \Omega t = \delta_{11}(\omega^2 A m \sin \Omega t + P_0 \sin \Omega t),$$

оттуда найдем амплитуду вынужденных колебаний:

$$A = \frac{P_0 / m}{\omega^2 - \Omega^2}. \quad (7.17)$$

Явление резонанса и пути его устранения.

Из уравнения видно, что если значение круговой частоты возмущающей силы приближается к круговой частоте собственных колебаний конструкции ω , то амплитуда вынужденных колебаний будет стремиться к бесконечности.

Это явление называется *резонансом*, а совпадение частот является условием возникновения резонанса. Оно недопустимо, т.к. влечет за собой разрушение конструкции.

Уравнение (7.17) можно преобразовать следующим образом:

$$A = \frac{P_0 \delta_{11}}{1 - \Omega^2 / \omega^2}. \quad (7.18)$$

После подставления всех величин в это уравнение, и заменив $A = A_{ст} \beta$, из уравнения $\omega = \sqrt{c/m}$ имеем: $\omega^2 = c/m = 1/(\delta_{11} \cdot m)$, подставляя ω^2 в уравнение (7.18), получим:

$$A = \delta_{11} P_0 \frac{1}{1 - \Omega^2 / \omega^2},$$

где $\delta_{11} P_0$ - перемещение от действия статической силы (амплитуда гармонической силы P_0).

Обозначая $\delta_{11} P_0 = A_{ст}$, запишем последнее уравнение в виде:

$$A = A_{ст} \frac{1}{1 - (\Omega/\omega)^2} \quad (7.19)$$

или

$$A = A_{ст} \beta \quad (7.20)$$

где $A_{ст}$ - статическое смещение.

Коэффициент динамичности или коэффициент усиления

$$\beta = \frac{1}{[1 - (\Omega/\omega)^2]}. \quad (7.21)$$

Абсолютная величина β - отношение амплитуды динамического смещения A к статическому смещению $A_{ст}$ называется коэффициентом усиления или коэффициентом динамичности.

Если $\frac{\Omega}{\omega} < 1$ - амплитуды положительны (докритическая область), при $\frac{\Omega}{\omega} > 1$ - отрицательны (закритическая область), и тогда с учетом (7.1), имеем:

$$-A \sin(\Omega t + \varphi) = A \sin(\Omega t + \varphi + \pi),$$

т.е. отрицательная амплитуда равноценна положительной, отличающейся по фазе на π от рассматриваемого колебания.

Это значит, что при $\frac{\Omega}{\omega} > 1$ движение находится в противоположной фазе движениям $\frac{\Omega}{\omega} < 1$.

Определение коэффициента динамичности имеет большое значение для прочностных расчетов, т.к. при колебаниях элементов конструкций число циклов нагружения велико, часто необходимо расчет деталей производить на устойчивость при больших циклах нагружения.

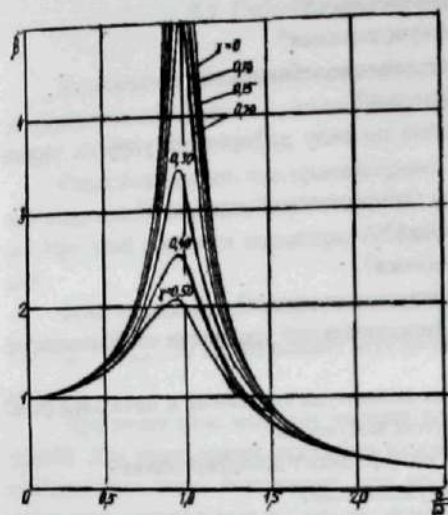


Рис. 7.5. Зависимость β от отношения $\frac{\Omega}{\omega}$ при различных значениях коэффициента демпфирования γ

Зависимость β от $\frac{\Omega}{\omega}$ при различных коэффициентах демпфирования

γ (рис. 7.5) свидетельствует о том, что демпфирование значительно снижает амплитуду колебания в области, близкой к резонансу, и мало влияет на амплитуду, когда частота возмущающей силы отличается от частоты собственных колебаний системы.

В случае резонанса: $\beta_{рез} = \frac{1}{\gamma}$ при возможности возникновения резонансных колебаний следует изменить скорость вращения машины с учетом определенных технологических требований.

Для уменьшения колебаний при прохождении через резонанс стремятся к быстрому пуску и торможению машин, что может быть обеспечено при использовании механического или электрического тормоза.

Контрольные вопросы

1. Какой процесс называется колебательным?
2. Какие колебания называются механическими?
3. Что понимается под «вибрацией»?
4. Что является основным признаком колебаний?
5. Какая система называется консервативной?
6. Как классифицируются механические колебания?

7. Какие колебания называются собственными?
8. Какие колебания называются вынужденными?
9. Что понимается под параметрическими колебаниями?
10. Что понимается под автоколебаниями?
11. Как классифицируются колебания по виду деформаций упругих элементов?
12. Каким уравнением описываются гармонические колебания?
13. Что называется частотой колебаний?
14. Какой вид имеет уравнение Лагранжа?
15. Что понимается под обобщенными координатами?
16. Какой вид имеет основное дифференциальное уравнение свободных колебаний?
17. По каким формулам определяется амплитуда колебаний и начальная фаза?
18. Что понимается под коэффициентом жесткости?
19. По какой формуле определяется коэффициент демпфирования?
20. Какие колебания называются вынужденными?
21. Что понимается под «резонансом»?
22. Что называется коэффициентом динамичности?
23. Какой вид имеет дифференциальное уравнение вынужденных колебаний?

Список рекомендуемой литературы

1. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. – М.: Машиностроение, 1983. – С. 99-108.
2. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования деталей и узлов пищевого оборудования. – М.: Машиностроение, 1970. – С. 319-338.
3. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств / Под ред. А.Я.Соколова. – М.: Пищепромиздат, 1960. – С. 401-406.

Лекция 8

Тема: Критические скорости вращения валов

- План:
- 8.1. Гибкий, жесткий вал. Определения
 - 8.2. Критическая угловая скорость вала при отсутствии сил сопротивления
 - 8.3. Критическая угловая скорость вала при наличии сил сопротивления
 - 8.4. Влияние размеров ротора на критическую скорость вращения вала. Гироскопический момент

8.1. Гибкий, жесткий вал. Определения

В пищевой промышленности применяется большое число машин с быстро вращающимися узлами и деталями (центрифуги, сепараторы, измельчители и т.д.).

Опыт показывает, что вращающиеся валы машин при определенной угловой скорости, называемой критической, становятся динамически неустойчивыми. При этой скорости возможны большие прогибы валов и даже их разрушения.

Если *критическая скорость* вала превышает *рабочую угловую скорость*, т.е. $W_{кр} > W_{роб}$, то вал называют *жестким*, в противном случае вал называется *гибким*.

При пуске вала машины частота его вращения может быть равна критической. Для уменьшения прогибов валов необходимо стремиться к быстрому прохождению через положение, при котором возможен резонанс, или предусматривать специальные демпфирующие устройства.

8.2. Критическая угловая скорость вала при отсутствии сил сопротивления

Критической угловой скоростью вала называется такая угловая скорость, при которой упругие восстанавливающие силы, возникающие при прогибе вала, уравновешиваются силами инерции сосредоточенных масс при их вращении вокруг линии подшипников.

Пусть имеется вертикальный вал, на котором в среднем сечении насажен с эксцентриситетом e диск массой m (рис. 8.1,а).

При вращении вал изогнется, а его изогнутая ось будет вращаться вокруг оси подшипников с угловой скоростью Ω .

Обозначим прогиб вала в месте, где установлен диск, через r . Тогда центробежная сила инерции диска, вызывающая этот прогиб (рис. 8.1,б):

$$F_{ин} = m \cdot \Omega^2 (e + r). \quad (8.1)$$

Со стороны вала на диск будет действовать восстанавливающая сила упругости:

$$F_{упр} = r / \delta_{11},$$

где δ_{11} - прогиб вала в среднем сечении его от действия единичной силы.

Приравняв $F_{ин}$ и $F_{упр}$, получаем:

$$m \Omega^2 (e + r) = \frac{r}{\delta_{11}}$$

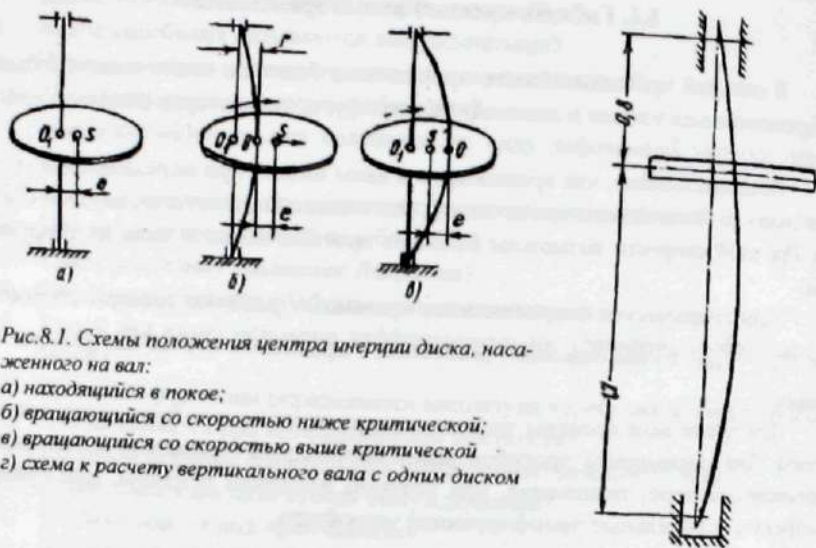


Рис. 8.1. Схемы положения центра инерции диска, насаженного на вал:

- а) находящийся в покое;
 б) вращающийся со скоростью ниже критической;
 в) вращающийся со скоростью выше критической
 г) схема к расчету вертикального вала с одним диском

Приравняв $F_{ин}$ силе упругости вала $F_{упр}$ и решая полученное уравнение относительно r , окончательно получим:

$$r = \frac{e}{1 - \omega^2 / \Omega^2}. \quad (8.2)$$

Т.е. при вращении вала со скоростью, значительно превышающей критическую $\Omega \gg \Omega_{кр}$, r стремится к e , тогда центр масс приближается к оси вращения, а изогнутая ось вала вращается около этой оси.

Из уравнения $\omega = \sqrt{c/m}$ следует, что критическая угловая скорость вала совпадает с угловой частотой свободных колебаний вала с диском:

$$\Omega_{кр} = \omega = \sqrt{\frac{1}{m\delta_{11}}}. \quad (8.3)$$

Если угловая скорость вала больше критической, то прогибы вала вновь оказываются конечными, но они имеют знак, противоположный знаку начального эксцентриситета. Центр масс диска будет в этом случае ближе к оси вращения, чем центр вала (рис. 8.1, в).

Центробежная сила инерции диска $F_{ин}$ при вращении его со скоростью, выше критической, $F_{ин} = m\Omega^2(r - e)$. Решая уравнение относительно r , получим:

$$r = \frac{\Omega^2 e}{\frac{1}{m\delta_{11}} - \Omega^2}. \quad (8.4)$$

Т.к. $\frac{1}{m\delta_{11}}$ - это квадрат круговой частоты свободных колебаний вала, поэтому последнее уравнение можно записать в виде:

$$r = \frac{e}{\frac{\omega^2}{\Omega^2} - 1}. \quad (8.5)$$

Из полученного выражения следует, что при $\frac{\omega^2}{\Omega^2} \rightarrow 1$ прогиб вала стремится к бесконечности. Эти рассуждения сделаны без учета сил сопротивления:

- сил аэродинамического сопротивления;
- сил трения в опорах и т.д.

На рис. 8.1. (б, в) показано расположение диска, вращающегося с угловой скоростью, меньшей и большей критической. Здесь приняты обозначения:

S - центр масс диска;

O_1 - точка пересечения оси подшипников со срединной плоскостью диска;

O - точка пересечения изогнутой оси вала со срединной плоскостью диска.

Если $\Omega = 0$, то точки O и O_1 совпадают (рис. 8.1, а).

При $\Omega < \Omega_{кр}$ точка O находится на прямой между точками O_1 и S (рис. 8.1, б).

При $\Omega > \Omega_{кр}$, точка S лежит на прямой между точками O и O_1 (рис. 8.1, в). Таким образом:

а) если угловая скорость вала меньше критической, то вал динамически устойчив. В этом случае, если увеличить прогиб вала, а затем устранить причину увеличения этого прогиба, то вал возвратится в первоначальное состояние. Это возможно, т.к. силы упругости будут больше, чем центробежные силы;

б) когда угловая скорость вала совпадает с критической скоростью, то вал динамически неустойчив. В этом случае при устранении причин, вызывающих прогиб, вал не возвращается в исходное положение;

в) устойчивость вала при скорости, больше критической, обусловлена кориолисовым ускорением, которое появляется при перемещении центра масс диска S в радиальном направлении от точки O_1 . Тогда точка S начинает двигаться в направлении, перпендикулярном к радиусу, и проходит в конечном итоге в положение по другую сторону от точки O .

Рабочая скорость вала должна значительно отличаться от критической. Обычно принимают $\Omega < 0,7\Omega_{кр}$ или $\Omega > 1,3\Omega_{кр}$.

Кроме того, вал будет динамически устойчив и при критической скорости 2-го порядка, которая определяется по формуле:

$$\Omega_{\text{кпл}} = \sqrt{\frac{\omega_1^2 \omega_2^2}{2(\omega_1^2 + \omega_2^2)}}, \quad (8.6)$$

где ω_1 и ω_2 - собственные частоты колебаний вала в направлении соответственно наименьшей и наибольшей жесткости.

Когда жесткости вала при изгибе в обоих направлениях мало отличаются друг от друга $\omega_1 = \omega_2 = \omega$, тогда $\Omega_{кр1} = \frac{\omega}{2}$.

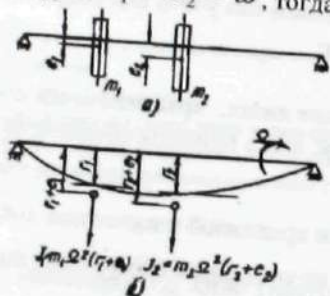


Рис. 8.2. Схемы горизонтального вала с двумя дисками:
а) находящегося в покое;
б) вращающегося

Часто вал имеет два и более детали (например, молочный сепаратор с насаженным на валу винтовым колесом и корпусом ведомой полумуфты). Рассмотрим вал, несущий два колеса.

Рассмотрим вал, несущий несколько дисков. Из условия упругого равновесия изогнутого вала определим критические скорости вращения. Вал нагружен центробежными силами $m_1 \omega_{sp}^2 r_1, m_2 \omega_{sp}^2 r_2, \dots, m_n \omega_{sp}^2 r_n$.

Прогибы вала:

$$\begin{aligned} r_1 &= m_1 \omega_{sp}^2 r_1 \delta_{11} + m_2 \omega_{sp}^2 r_2 \delta_{12} + \dots + m_n \omega_{sp}^2 r_n \delta_{1n} \\ r_2 &= m_1 \omega_{sp}^2 r_1 \delta_{21} + m_2 \omega_{sp}^2 r_2 \delta_{22} + \dots + m_n \omega_{sp}^2 r_n \delta_{2n} \end{aligned} \quad (8.7)$$

$$r_2 = m_1 \omega_{sp}^2 r_1 \delta_{21} + m_2 \omega_{sp}^2 r_2 \delta_{22} + \dots + m_n \omega_{sp}^2 r_n \delta_{2n} \quad (8.7)$$

$$r_n = m_1 \omega_{sp}^2 r_1 \delta_{n1} + m_2 \omega_{sp}^2 r_2 \delta_{n2} + \dots + m_n \omega_{sp}^2 r_n \delta_{nn}$$

В том случае, когда определитель, составленный из коэффициентов системы, равен 0, полученная система уравнений допускает для r_i (r_i - прогиб вала для i - го диска) различные от нуля решения:

$$\begin{vmatrix} m_1 \omega_{xp}^2 \delta_{11} - 1 & \dots & m_n \omega_{xp}^2 \delta_{1n} \\ m_1 \omega_{xp}^2 \delta_{21} & \dots & m_n \omega_{xp}^2 \delta_{2n} \\ \dots & \dots & \dots \\ m_1 \omega_{xp}^2 \delta_{n1} & \dots & m_n \omega_{xp}^2 \delta_{nn} - 1 \end{vmatrix} = 0 \quad (8.8)$$

Развертывая определитель, получаем уравнение, из которого определяют критические скорости вала.

Так, при наличии двух дисков, получим:

$$(\delta_{11}m_1\omega_{sp}^2 - 1)(\delta_{22}m_2\omega_{sp}^2 - 1) - \delta_{12}^2m_1m_2\omega_{sp}^2 = 0.$$

Из данного уравнения находим два значения критической скорости, соответствующие двум формам ее упругой линии.

Критические скорости вала, несущего несколько дисков, равны собственным частотам колебаний изгиба того же вала при условии отсутствия вращения вала.

8.3. Критическая угловая скорость вала при наличии сил сопротивления

При наличии сил сопротивления характерные точки:

- центр масс диска (инерции диска);
- точки пересечения изогнутой оси вала и оси подшипников со срединной поверхностью диска не лежат на одной прямой.

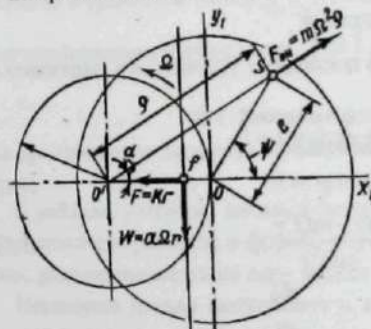


Рис. 8.3. Схема действия сил на вал, вращающийся при наличии сил сопротивления

На рис. 8.3. показано расположение этих точек при наличии силы сопротивления, направленной в сторону, противоположную движению диска.

Сила сопротивления:

$$W = a\Omega r, \quad (8.9)$$

где Ω - угловая скорость вала;

Γ - динамичный прогиб вала;

α - коэффициент сопротивления.

Сила сопротивления W при равномерном вращении должна уравниваться составляющей центробежной силы, приложенной к центру масс диска S' :

$$F_{\text{in}} = m\Omega^2 \rho,$$

где ρ - радиальное отклонение центра масс диска от оси вращения вала.

Указанная составляющая возникает именно тогда, когда точки O , O_1 и S не лежат на одной прямой.

Спроектируем на оси X и Y , действующие на вращающуюся с постоянной угловой скоростью систему, причем ось совместим с направлением действия силы упругости вала Kr , а ось Y - с направлением силы сопротивления W :

$$-Kr + m\Omega^2 \rho \cos \varphi = 0; \quad (8.10)$$

$$-\alpha\Omega r + m\Omega^2 \rho \sin \varphi = 0, \quad (8.11)$$

где K - сила, вызывающая прогиб вала, равный 1м , причем $K = \frac{1}{\delta_{11}}$

(здесь δ_{11} - прогиб, вызванный единичной силой);

φ - угол, образованный осью X и линией, соединяющей точки O_1 и S ;

Из рис. 8.3. имеем:

$$\rho \sin \varphi = e \sin \psi;$$

$$\rho \cos \varphi = r + e \cos \psi.$$

Подставляя $\rho \sin \varphi$ и $\rho \cos \varphi$ из последних уравнений в выражения (8.10) и (8.11), получим:

$$\begin{aligned} -Kr + m\Omega^2(r + e \cos \psi) &= 0; \\ -\alpha\Omega r + m\Omega^2 e \sin \psi &= 0, \end{aligned} \quad (8.12)$$

$$\text{откуда} \quad \sin \psi = \frac{\alpha\Omega r}{m\Omega^2 e}; \quad \cos \psi = \frac{Kr - m\Omega^2 r}{m\Omega^2 e}. \quad (8.13)$$

$$\text{Тогда} \quad \frac{\sin \psi}{\cos \psi} = \operatorname{tg} \psi = \frac{\alpha\Omega r}{(Kr - m\Omega^2 r)} = \frac{\gamma\Omega}{1 - \Omega^2/\omega^2},$$

где γ - безразмерная характеристика демпфирования.

Складывая $\sin^2 \psi$ и $\cos^2 \psi$ из уравнения (8.13) имеем:

$$\left(\frac{\alpha\Omega}{m\Omega^2 e}\right)^2 + \frac{(Kr - m\Omega^2 r)^2}{(m\Omega^2 e)^2} = 1. \quad (8.14)$$

Тогда динамический прогиб вала, с учетом $\frac{K}{m} = \omega^2$:

$$r = \frac{m\Omega^2 e}{\sqrt{(\omega^2 - \Omega^2)^2 m^2 + \alpha^2 \Omega^2}}. \quad (8.15)$$

Принимая $\Omega_{\text{кр}} = \Omega = \omega$, получаем:

$$r = \frac{m\omega^2 e}{\alpha\omega} = \frac{m\alpha e}{\alpha} = \frac{e}{\gamma}. \quad (8.16)$$

Полученное значение амплитуды при резонансе может быть принято наибольшим.

С увеличением рабочей скорости Ω динамический прогиб будет уменьшаться, стремясь к пределу.

Для определения динамического прогиба уравнение (8.15), с учетом $\gamma = \frac{\alpha}{m\omega}$, будет иметь вид:

$$r = \frac{e}{\sqrt{\left[\left(\frac{\omega}{\Omega}\right)^2 - 1\right]^2 + \left(\frac{\omega}{\Omega}\right)^2 \gamma^2}}. \quad (8.17)$$

Из уравнения следует, что при Ω , стремящегося к бесконечности $\Omega \rightarrow \infty$, $r \rightarrow e$, т.е. предельное значение амплитуды колебаний равно эксцентриситету массы диска. Найдем условие, при котором динамический прогиб r при переходе через критическую скорость не будет превышать величину e .

Подставляя в уравнение (8.16) $r = e$, получаем $e = \frac{m\alpha e}{\alpha}$ и $\alpha = m\omega$. Этому условию соответствует неравенство: $\gamma \geq 1$.

8.4. Влияние размеров ротора

на критическую скорость вращения валов. Гиропскопический момент

В рабочих условиях диски и роторы, вращающиеся вместе с валом, имеют определенные размеры и форму, обусловленную их технологическим назначением; расположение их на валу может быть различным.

Некоторые детали выполняют в виде дисков (например, дисковые пилы для резания мясных туш или диски распылительных сушилок). Другие детали имеют форму длинной трубы (роторы трубчатых сверлцентрифуг и т.д.).

Выполнение роторов в рабочих условиях должно отражаться на зависимостях для определения критической скорости вала и динамического прогиба.

Рассмотрим систему, которая состоит из вертикального вала, вращающегося в двух опорах, и ротора, закрепленного на конце консольного участка вала (рис. 8.4).

При вращении вала ось ротора составит с вертикалью угол φ . В точке O ось вращающегося ротора пересекается с вертикалью (ось Z_1). Точку O можно принять за неподвижный центр вращения ротора.

Найдем суммарный момент центробежных сил инерции, которые действуют на отдельные элементы ротора относительно оси OY_1 , нормальной к плоскости рисунка и проходящей через неподвижный центр O .

Введем следующие обозначения:

r - отклонение от оси центра масс ротора при вращении вала;
 ρ - расстояние от вертикали до любой точки ротора;
 k - расстояние от точки O до центра масс ротора O_1 ;
 dm - элемент массы ротора, находящийся на расстоянии ρ от оси Z_1Z_1 .

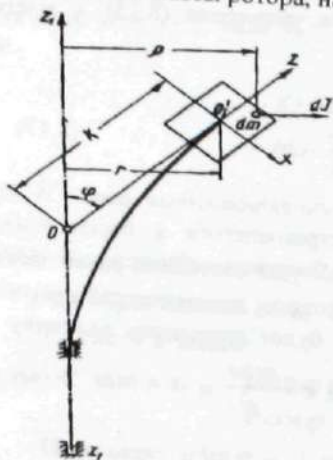


Рис. 8.4. Схема вращающегося вала с консольно укрепленным ротором

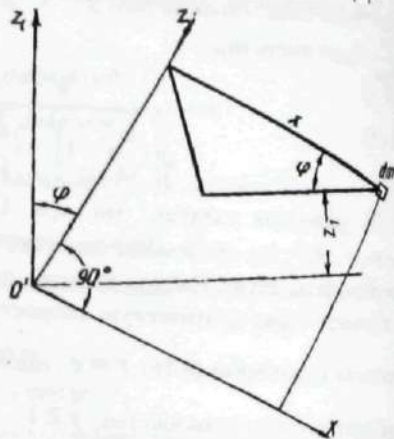


Рис. 8.5. Схема к определению радиуса ρ

Примем систему координат $OXYZ$, вращающуюся вместе с ротором. Начало этой системы координат совпадает с центром масс ротора. Оси XX, YY, ZZ являются главными осями инерции ротора. Расстояние от вертикали (первоначальной оси вала) до элемента массы ротора (см. рис. 8.3):

$$\rho = k \sin \varphi + z \sin \varphi + X \cos \varphi$$

Центробежная сила инерции (рис. 8.4), действующая на данный элемент массы ротора, $dF_{ин} = dm \Omega^2 \rho$.

Ордината элемента массы dm (рис. 8.5)

$$Z_1 = k \cos \varphi + Z \cos \varphi - X \sin \varphi.$$

Тогда момент силы $dF_{ин}$ относительно оси, проходящей через точку O параллельно оси YY и перпендикулярно плоскости чертежа:

$$dM = dF_{ин} Z_1 = dF_{ин} (k \cos \varphi + Z \cos \varphi - X \sin \varphi).$$

Подставляя в последнее равенство выражения для $dF_{ин}$ и ρ , получаем:

$$dM = dm \Omega^2 (k \cos \varphi + Z \cos \varphi - X \sin \varphi) (k \sin \varphi + Z \sin \varphi + X \cos \varphi).$$

Суммарный момент центробежных сил инерции, действующих на элементы ротора:

$$M = \int_0^m \Omega^2 (k \cos \varphi + Z \cos \varphi - X \sin \varphi) (k \sin \varphi + Z \sin \varphi + X \cos \varphi) dm.$$

После интегрирования и преобразований окончательно найдем:

$$M = \Omega^2 (k^2 m \cos \varphi \sin \varphi + J_x \sin \varphi \cos \varphi - J_z \sin \varphi \cos \varphi),$$

где J_x, J_z - моменты инерции массы ротора относительно осей XX и ZZ :

$$J_x = J_y = \int_0^m (Y^2 + Z^2) dm;$$

$$J_z = \int_0^m (X^2 + Y^2) dm.$$

Если при малости угла φ принять $\sin \varphi \approx \varphi$ и $\cos \varphi = 1$, то последнее выражение для M можно представить в виде:

$$M = \frac{\Omega^2 \sin^2 \varphi}{2} [k^2 m + (J_x - J_z)] = [k^2 m + (J_x - J_z)] \Omega^2 \varphi.$$

После преобразования последнего уравнения:

$$M = \Omega^2 m k k \varphi + (J_x - J_z) \Omega^2 \varphi$$

или

$$M = \Omega^2 m r k + (J_x - J_z) \Omega^2 \varphi.$$

Из последнего уравнения следует, что момент сил инерции, действующих на ротор в плоскости $ZO'X$, включает момент центробежной силы инерции ротора $\Omega^2 m r k$ и гироскопический момент

$$M_g = (J_x - J_z) \Omega^2 \varphi.$$

Прогиб конца вала (отклонение от оси Z_1Z_1 центра масс ротора при вращении)

$$r = \delta_{11} m \Omega^2 (r + e) + \delta_{12} (J_x - J_z) \Omega^2 (\varphi + \varphi_0),$$

откуда

$$r = \frac{\delta_{11} m \Omega^2 e + \delta_{12} (J_x - J_z) \Omega^2 \varphi_0}{1 - \delta_{11} m \Omega^2 - \delta_{12} (J_x - J_z) \Omega^2 \varphi / r}. \quad (8.12)$$

Учитывая, что $\varphi k = r$, т.е. $\varphi / r = 1/K$ приравниваем знаменатель последнего уравнения к нулю и находим критическую угловую скорость вала

$$\Omega_{кр} = \sqrt{\frac{1}{\delta_{11} m + \delta_{12} (J_x - J_z) / k}} \quad (8.13)$$

Критическая угловая скорость зависит от соотношения между моментами инерции J_x, J_z . Если $J_x > J_z$, то критическая скорость меньше скорости при наличии сосредоточенной массы, при $J_x = J_z$ и $J_z > J_x$ критическая скорость больше.

а) Последнее уравнение удобно, если определение величины k не представляет трудностей, например определение критической скорости вращения вала сепаратора, если вал достаточно жесткий, горловая опора - упругая, при этом $k = l$ вала (его длине).

б) Для валов на двух опорах с консольным участком, несущим на конце диск, величину $k \approx \ell$, можно принимать равной длине консоли.

в) В других случаях для определения критической угловой скорости необходимо составить уравнения прогиба и угла поворота вала, вызванных действием центробежной силы инерции и гироскопического момента:

$$r = \delta_{11} m \Omega_{xp}^2 r - \delta_{12} (J_z - J_x) \Omega_{xp}^2 \varphi; \quad (8.14)$$

$$\varphi = \delta_{21} m \Omega_{xp}^2 r - \delta_{22} (J_z - J_x) \Omega_{xp}^2 \varphi, \quad (8.15)$$

где δ_{11}, δ_{21} - прогиб и угол поворота под действием единичной силы;
 δ_{12}, δ_{22} - прогиб и угол поворота под действием единичного момента.
 Тогда получим:

$$(\delta_{11} \delta_{22} - \delta_{21}^2) m (J_z - J_x) \Omega_{xp}^4 + [\delta_{22} m - \delta_{21} (J_z - J_x)] \Omega_{xp}^2 - 1 = 0 \quad (8.16)$$

Из последнего уравнения находится критическая угловая скорость вала так называемой прямой синхронной прецессии.

В этом случае угловая скорость диска по значению и направлению равна угловой скорости изогнутой оси вала.

При обратной несинхронной прецессии изогнутая ось вала вращается в сторону, противоположную вращению диска.

Наиболее специфичными для аппаратов и центрифуг являются конструкции валов с горловой упругой опорой.

Контрольные вопросы

1. Какой вал называется жестким?
2. Какой вал называется гибким?
3. Какая скорость называется критической угловой скоростью вала?
4. По какой формуле рассчитывается прогиб вала?
5. В каком случае вал считается динамически устойчивым?
6. В каком случае вал считается динамически неустойчивым?
7. По какой формуле определяется критическая скорость второго порядка?
8. По какому уравнению определяется критическая скорость вала?
9. Какие характерные точки имеют место на валу при наличии сил сопротивления?
10. Что называется коэффициентом сопротивления?
11. По какой формуле определяется динамический прогиб вала при наличии сил сопротивления?
12. Какое влияние оказывают размеры роторов на критическую угловую скорость валов?
13. По какой формуле рассчитывается суммарный момент центробежных сил инерции, действующих на элемент ротора?
14. Что называется гироскопическим моментом?
15. Какой вид имеет уравнение для определения критической угловой скорости - прямой синхронной прецессии?

Список рекомендуемой литературы

1. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования деталей и узлов пищевого оборудования. - М.: Машиностроение, 1970. - С. 331-371.
2. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. - М.: Машиностроение, 1983. - С. 124-130.
3. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств / Под ред. А.Я. Соколова. - М.: Пищепромиздат, 1960. - С. 412-419.

Лекция 9

Тема: Система вала с опорами

- План:
- 9.1. Упругая горловая опора
 - 9.2. Определение критической скорости вала

9.1. Упругая горловая опора

Основными представителями роторных машин, применяемых в пищевой промышленности, являются центробежные машины для разделения жидкостей - центрифуги и сепараторы. Рабочим органом центрифуг и сепараторов является ротор, в котором осуществляется разделение продуктов с помощью воздействия на них центробежных сил.

Центрифуги и сепараторы можно отнести к классу аппаратов, так как они имеют рабочие камеры, в которых производится воздействие на продукт с целью изменения его свойств. Однако, эти камеры находятся во вращательном движении с высокой частотой вращения.

Роторные машины имеют особенности, присущие машинам и аппаратам.

Так, подвесная центрифуга для отделения патоки от сахара имеет ротор, подвешенный на вертикальном валу и опирающийся в верхней части на специальную опору.

К роторным машинам относятся также и центробежные жидкостные сепараторы, используются, в частности, для отделения сливок и загрязнений от молока. Кроме того, их применяют для осветления пивного сусла и готового пива, фруктовых соков и др.

Выше получены уравнения для определения критической скорости валов и динамического прогиба в предположении, что диск насажен на вал в середине пролета или что его масса сосредоточена в одной точке. В действительности, диски и роторы, которые вращаются вместе с валом, имеют определенные размеры и форму, обусловленную их технологическим назначением; расположение их на валу может быть различным.

Некоторые детали выполняют в виде дисков (например, дисковые пилы для разрезания мясных туш или диски распылительных сушилок). Другие детали имеют форму длинной трубы (роторы трубчатых сверхцентрифуг). Естественно, что реальное выполнение роторов должно существенным образом отра-

жаться в зависимостях, служащих для определения критической скорости вала и динамического прогиба.

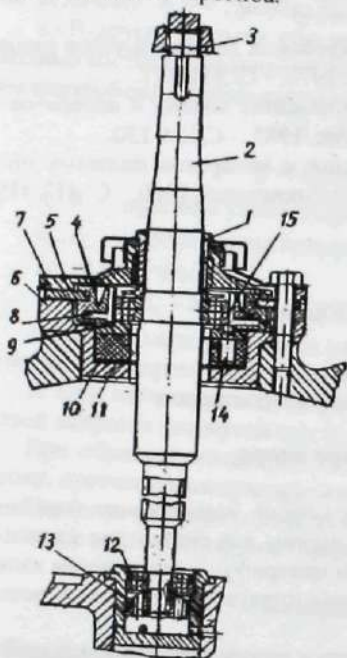


Рис. 9.1. Вертикальный вал сепаратора с резиновыми амортизаторами
1, 3, 13 – гайки; 2 – вал;
4, 10 – резиновые кольца (амортизаторы);
5 – крышка; 6 – корпус; 7 – кольцо;
8 – втулка; 9 – диск; 11 – шайба;
12 – шарикоподшипник нижний;
14 – палец;
15 – шарикоподшипник верхний

Валы центрифуг и сепараторов работают в особых условиях, связанных с тем, что в этих машинах осуществляется определенный технологический процесс. В роторах центрифуг, вращающихся с большой скоростью, легко возникает дисбаланс из-за неравномерности распределения в них центрифугируемого продукта. Требования к упрощению выгрузки осадка из роторов, а также необходимость обеспечения наибольших значений производительности центрифуг обуславливают особенности конструкций валов центрифуг и их опор.

Наиболее специфичными для сепараторов и центрифуг являются конструкции валов с горловой упругой опорой, валов с верхней подвеской и специальных валов их центрифуг.

На рис. 9.1. показан вертикальный вал молочного сепаратора, в горловой опоре которого установлено резиновое кольцо (4). Последнее имеет кольцевую канавку, облегчающую деформацию кольца.

Осевую нагрузку от силы тяжести ротора и веретена сепаратора воспринимает резиновое кольцо (10). Во время эксплуатации свойства резины изменяются, а коэффициент демпфирования постепенно уменьшается.

Отрицательное влияние на механические свойства резины оказывает попадание масла. Этими обстоятельствами объясняется ограниченное применение резиновых амортизаторов в горловых опорах сепараторов.

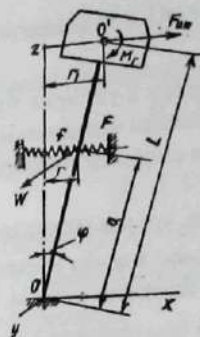


Рис. 9.2. Расчетная схема вала сепаратора

9.2. Определение критической скорости вала

Предположим, что на конце консольного участка жесткого вала (рис. 9.2) укреплен ротор сепаратора. Рассмотрим момент, когда ось вращающегося вала находится в плоскости OZ .

Пусть центр масс ротора находится в точке S

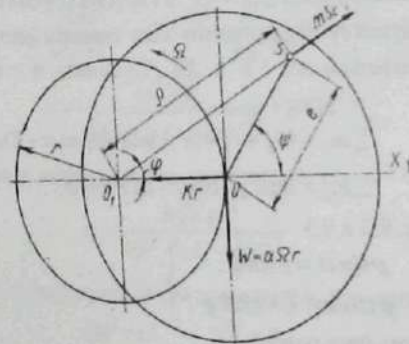


Рис. 9.3. Схема действия сил на вал сепаратора при наличии сил сопротивления

Будем учитывать наличие только статической неуравновешенности ротора. Возможным перекосом оси ротора относительно оси вала пренебрегаем, так как для сепараторов этот перекоп практически незначителен.

Вибрация вала сепаратора происходит при наличии сил сопротивления, которые примем, как и выше, пропорциональными скорости движения. К вращающемуся ротору приложен гироскопический момент

$$M_r = (J_x - J_z) \varphi \Omega^2. \quad (9.1)$$

Центробежная сила инерции ротора $F_{ин} = m\Omega^2 \rho$ направлена по нормали, соединяющей центр масс ротора и ось ZZ .

Пренебрегаем силами трения ротора о воздух и учитываем только силы сопротивления, возникающие при круговом движении подшипника вала горловой опоры. Естественно, что величина этих сил сопротивления зависит от конструкции горловой опоры.

В случае применения пружин она меньше, чем при использовании резинового кольца. Сила сопротивления W приложена к центру инерции сечения вала, где вал входит в горловую подшипник, и направлена в сторону, противоположную движению вала. На рис. 9.2 и 9.3 эта сила приложена в точке f параллельно оси YU .

В связи с тем, что при вращении вал отклоняется от оси ZZ , пружины горловой опоры деформируются. Обозначим силу реакции опоры через F и жесткость упругой опоры через K , тогда

$$F = -K \cdot r. \quad (9.2)$$

Используя принцип Даламбера, ротор можно рассматривать находящимся в равновесии под действием сил $F_{ин}, J, W, F$ и гироскопического момента M_r .

Приравниваем нулю сумму моментов всех силовых факторов, действующих на систему относительно оси YU и XX . Принимая $W = \alpha \Omega r$ и $\cos \alpha \approx 1$, получим:

$$\sum m_y = (J_x - J_z) \Omega^2 \varphi + m\Omega^2 \rho L \cos \alpha - Kra = 0; \quad (9.3)$$

$$\sum m_k = m\Omega^2 \rho L \sin \alpha - \alpha \Omega r a = 0. \quad (9.4)$$

Как видно из рис. 9.2 и 9.3

$$\left. \begin{aligned} \rho \sin \alpha &= e \sin \psi; \\ \rho \cos \alpha &= r_1 + e \cos \psi. \end{aligned} \right\} \quad (9.5)$$

где e - эксцентриситет масс ротора;

r_1 - радиальное смещение (амплитуда) центра масс ротора.

Подставляя значения $\rho \sin \alpha$ и $\rho \cos \alpha$ в уравнения (9.3) и (9.4), получим:

$$(J_x - J_z) \Omega^2 \varphi + m\Omega^2 L(r_1 + e \cos \psi) - Kra = 0; \quad (9.6)$$

$$m\Omega^2 L e \sin \psi - \alpha \Omega r a = 0. \quad (9.7)$$

Из последнего уравнения, учитывая, что $r = r \frac{a}{L}$, получим:

$$\sin \psi - \frac{\alpha \Omega r a}{m\Omega^2 L e} = \frac{\alpha \Omega a^2 r_1}{m\Omega^2 e L^2}. \quad (9.8)$$

Преобразуем уравнение (9.6) к виду:

$$(J_x - J_z) \Omega^2 \varphi + m\Omega^2 L r_1 + m\Omega^2 L e \cos \psi - Kra = 0. \quad (9.9)$$

Примем вал сепаратора абсолютно жестким (рис. 9.2), тогда

$$\varphi \cdot L = r_1, \quad (9.10)$$

следовательно:

$$(J_x - J_z) \Omega^2 \varphi + m\Omega^2 L^2 \varphi + m\Omega^2 L e \cos \psi - Kra = 0. \quad (9.11)$$

Учитывая, что $J_x + mL^2 = J_1$,

(здесь J_1 - момент инерции массы ротора относительно оси YU), перепишем последнее равенство:

$$(J_1 - J_z) \Omega^2 \varphi + m\Omega^2 L e \cos \psi - K r_1 a^2 \frac{1}{L} = 0, \quad (9.12)$$

или при $\varphi = \frac{r_1}{L}$ имеем $(J_1 - J_z) \Omega^2 r_1 + m\Omega^2 L e \cos \psi - K r_1 a^2 = 0$,

$$\text{откуда} \quad \cos \psi = \frac{K r_1 a^2 - (J_1 - J_z) \Omega^2 r_1}{m\Omega^2 L^2 e}. \quad (9.13)$$

Так как $\sin^2 \psi + \cos^2 \psi = 1$, то на основании уравнений (9.8) и (9.12) можно

$$\text{записать:} \quad \left(\frac{\alpha \Omega a^2}{m\Omega^2 e L^2} \right)^2 r_1^2 + \left[\frac{K a^2 - (J_1 - J_z) \Omega^2}{m\Omega^2 e L^2} \right] r_1^2 = 1, \quad (9.14)$$

$$\text{откуда} \quad r_1 = \frac{m\Omega^2 e L^2}{\sqrt{[K a^2 - (J_1 - J) \Omega^2]^2 + (\alpha \Omega a^2)^2}}. \quad (9.15)$$

Если силы сопротивления отсутствуют, т.е. $\alpha = 0$, то амплитуда

$$r_1 = \frac{m\Omega^2 e L^2}{K a^2 - (J_1 - J) \Omega^2}. \quad (9.16)$$

$r_1 \rightarrow \infty$ в том случае, когда знаменатель уравнения (9.16) равен нулю, т.е.

$$K a^2 - (J_1 - J_z) \Omega^2 = 0. \quad (9.17)$$

Отсюда критическая скорость вращения вала сепаратора:

$$\Omega_{кр} = \sqrt{\frac{K a^2}{J_1 - J_z}}. \quad (9.18)$$

$$\text{Из выражения (9.18) имеем} \quad K a^2 = \Omega_{кр}^2 (J_1 - J_z) \quad (9.19)$$

Подставляя значение $K a^2$ из уравнения (9.19) в формулу (9.15), получим:

$$r_1 = \frac{m\Omega^2 e L^2}{\sqrt{[(J_1 - J_z)(\Omega_{кр}^2 - \Omega^2)]^2 + (\alpha \Omega a^2)^2}}. \quad (9.20)$$

При работе вала на критической скорости $\Omega = \Omega_{кр}$, последнее равенство примет вид:

$$\gamma = \frac{m\Omega^2 a^2}{\pi^2} = \frac{c L^2}{\pi^2 a^2}$$

(9.21)

где γ - коэффициент демпфирования.

Полученная формула отражает влияние на амплитуду γ коэффициента демпфирования γ и соотношения размеров L и a при переходе вала через критическую скорость.

Повышение коэффициента демпфирования γ ведет к уменьшению амплитуды r . В связи с этим, в ряде конструкций сепараторов применяют резиновые элементы горловой опоры, для которых значение γ велико.

Контрольные вопросы

1. В каком оборудовании пищевых производств используется система вала с опорами?
2. Как выглядит схема вращающегося вала с консольно укрепленным ротором?
3. По какой формуле определяется прогиб на конце вала?
4. По какой формуле определяется первая критическая скорость вала?
5. Как выглядит расчетная схема вала сепаратора?
6. Как действуют силы на вал сепаратора при наличии сил сопротивления?
7. По какой формуле рассчитывается гироскопический момент вала сепаратора при наличии сил сопротивления?
8. По какой формуле рассчитывается центробежная сила инерции вращающегося ротора сепаратора?
9. Чему равна величина амплитуды r в зависимости от коэффициента демпфирования γ и соотношения размеров L и a при переходе вала через критическую скорость?

Список рекомендуемой литературы

1. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств / Под ред. А.Я.Соколова. - М.: Пищепромиздат, 1970. - С. 64-96.
2. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. - М.: Машиностроение, 1983. - С.292-372.
3. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования деталей и узлов пищевого оборудования. - М.: Машиностроение, 1970. - С. 292-305.
4. Харламов С.В. Практикум по курсу «Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств». - А.: ВО Агропромиздат, 1991.

РАЗДЕЛ 5. ОСНОВНЫЕ ВОПРОСЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ МАШИН И АППАРАТОВ ПИЩЕ- ВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Лекция 10

Тема: Схемы при проектировании

- План:
- 10.1. Классификация схем при проектировании. Технологические схема и карта машины
 - 10.2. Структурная схема машины, назначение. Условные обозначения
 - 10.3. Кинематическая схема машины
 - 10.4. Продолжительность цикла. Такт машины, кинематический цикл рабочего органа
 - 10.5. Классификация циклограмм
 - 10.6. Классификация циклограмм по форме графического изображения

10.1. Классификация схем при проектировании. Технологические схема и карта машины

а) Схемы в зависимости от видов и связей, входящих в состав изделия, подразделяются на следующие виды:

- кинематическая - K ;
- гидравлическая - G ;
- пневматическая - P ;
- электрическая - $Э$;
- деления - E ;
- комбинированная - C .

б) Схемы в зависимости от основного назначения подразделяются на следующие типы:

- структурные - 1, определяющие основные функциональные части изделия, их назначение, взаимосвязь;
- функциональные - 2, разделяющие определенные процессы, протекающие в отдельных частях изделий;
- принципиальные полные - 3, определяющие полный состав элементов и связей между процессом, дающие детальное представление о принципах работы изделия;

- соединений (монтажные) - 4, показывающие соединения составных частей изделия и определяющие трубопроводы (провода, кабели), которыми осуществляются эти соединения, а также места их присоединения и вводе;
- подключений - 5, показывающие внешние подключения изделия;
- общие - 6, определяющие составные части комплекса и соединения их между собой на месте эксплуатации;
- расположений - 7, определяющие относительное расположение составных частей изделий, а при необходимости трубопроводов, приводов и кабелей;
- объединений - 0, объединяющие на одном конструкторском документе схемы двух или нескольких типов, выпущенных на одно изделие.

Схемы имеют обозначение изделия, на которое они выпущены, после чего записывают код схемы, состоящий из буквенной и информационной частей, определяющий соответственно вид и тип схемы.

Технологическая схема и карта являются важными частями документации машины.

Технологической схемой машины называется графическое изображение технологического процесса в порядке последовательности выполнения технологических и вспомогательных операций и их элементов.

Технологической картой называется таблица, в которой указаны технологические и вспомогательные операции, элементы этих операций, рабочие органы, их обозначения по технологической схеме и позиции, где выполняются элементы или совокупности элементов операций.

Разработка этой схемы и карты — ответственная задача при расчете и конструировании машины, т.к. они определяют параметры будущей машины, ее структуру, кинематику, конструкцию рабочих органов.

Для составления технологической схемы (ТС):

- 1) весь технологический процесс расчленяется на элементы операций по отдельным рабочим органам;
- 2) после этого составляются отдельные схемы взаимного расположения обрабатываемого объекта или продукта и рабочих органов машины.

Рабочие органы на схеме обозначаются арабскими цифрами, позиции — римскими цифрами и прописными буквами русского алфавита, движения рабочего органа обозначаются стрелками.

В качестве примера приведены технологическая карта и схема котлетоформовочного автомата системы Еленича (рис. 10.1, 10.2). Как видно из схемы — этот автомат циклического действия. На схеме показаны углы поворота барабана, характеризующие течение технологического процесса.

Технологическая или вспомогательная операция	Элемент операции	Рабочий орган	Номер рабочего органа	Угол поворота
Подача фарша в питатель	Подача фарша в питатель	Шнек	5	0
Подача и подготовка лотков к приему котлет	Подача лотков к формовочному барабану	Магазин	1	245
		Толкатели	12	
		Транспортер	11	
	Посыпка лотков панировочными сухарями	Бункер	6	
Изготовление котлет	Дозировка фарша и формовка котлет	Сухарница	3	23-90
		Барабан	8	
		Поршни	9	
		Питатель	4	
	Транспортировка котлет к месту выгрузки	Шнек	5	
		Барабан	8	
	Выталкивание котлет из гнезда	Поршни	9	90-245
Посыпка котлет панировочными сухарями	Отделение котлет от поршней и поступление их на лоток	Нож	10	225-270
	Транспортировка котлет	Лоток	2	
		Толкатели	12	
		Транспортер	11	
		Бункер	6	
	Посыпка котлет панировочными сухарями	Сухарница	7	
				270-360

Рис. 10.1. Технологическая карта котлетоформовочного автомата системы Еленича

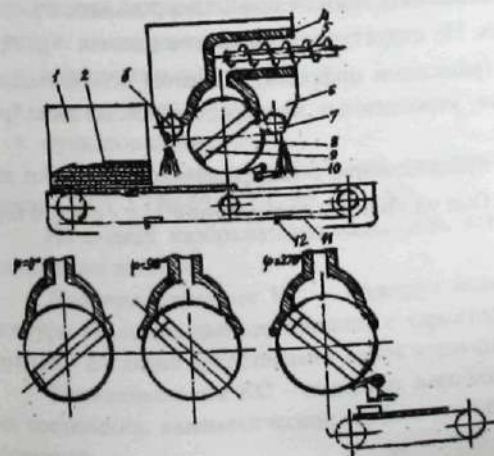


Рис. 10.2. Технологическая схема котлетоформовочного автомата системы Еленича

- соединений (монтажные) - 4, показывающие соединения составных частей изделия и определяющие трубопроводы (провода, кабели), которыми осуществляются эти соединения, а также места их присоединения и вводе;
- подключений - 5, показывающие внешние подключения изделия;
- общие - 6, определяющие составные части комплекса и соединения их между собой на месте эксплуатации;
- расположений - 7, определяющие относительное расположение составных частей изделий, а при необходимости трубопроводов, приводов и кабелей;
- объединений - 0, объединяющие на одном конструкторском документе схемы двух или нескольких типов, выпущенных на одно изделие.

Схемы имеют обозначение изделия, на которое они выпущены, после чего записывают код схемы, состоящий из буквенной и информационной частей, определяющий соответственно вид и тип схемы.

Технологическая схема и карта являются важными частями документации машины.

Технологической схемой машины называется графическое изображение технологического процесса в порядке последовательности выполнения технологических и вспомогательных операций и их элементов.

Технологической картой называется таблица, в которой указаны технологические и вспомогательные операции, элементы этих операций, рабочие органы, их обозначения по технологической схеме и позиции, где выполняются элементы или совокупности элементов операций.

Разработка этой схемы и карты – ответственная задача при расчете и конструировании машины, т.к. они определяют параметры будущей машины, ее структуру, кинематику, конструкцию рабочих органов.

Для составления технологической схемы (ТС):

- 1) весь технологический процесс расчленяется на элементы операций по отдельным рабочим органам;
- 2) после этого составляются отдельные схемы взаимного расположения обрабатываемого объекта или продукта и рабочих органов машины.

Рабочие органы на схеме обозначаются арабскими цифрами, позиции – римскими цифрами и прописными буквами русского алфавита, движения рабочего органа обозначаются стрелками.

В качестве примера приведены технологическая карта и схема котлетоформовочного автомата системы Еленича (рис. 10.1, 10.2). Как видно из схемы – этот автомат циклического действия. На схеме показаны углы поворота барабана, характеризующие течение технологического процесса.

Технологическая или вспомогательная операция	Элемент операции	Рабочий орган	Номер рабочего органа	Угол поворота
Подача фарша в питатель	Подача фарша в питатель	Шнек	5	0
	Подача лотков к формовочному барабану	Магазин	1	245
		Толкатели	12	
		Транспортер	11	
Изготовление котлет	Посыпка лотков панировочными сухарями	Бункер	6	
		Сухарница	3	
		Барабан	8	
		Поршни	9	23-90
	Дозировка фарша и формовка котлет	Питатель	4	
		Шнек	5	
	Транспортировка котлет к месту выгрузки	Барабан	8	90-245
		Поршни	9	
	Выталкивание котлет из гнезда	Нож	10	225-270
	Отделение котлет от поршней и поступление их на лоток			
Посыпка котлет панировочными сухарями	Транспортировка котлет	Лоток	2	270-360
		Толкатели	12	
		Транспортер	11	
	Посыпка котлет панировочными сухарями	Бункер	6	
		Сухарница	7	

Рис. 10.1. Технологическая карта котлетоформовочного автомата системы Еленича

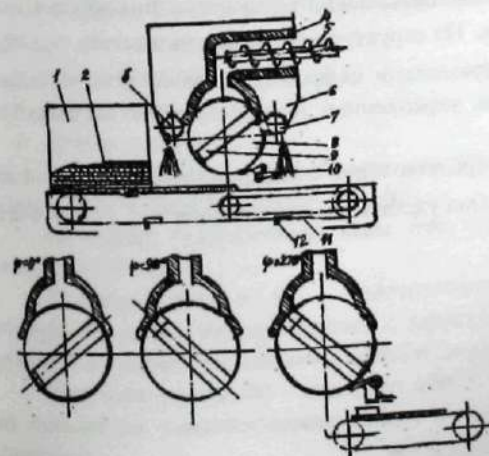


Рис. 10.2. Технологическая схема котлетоформовочного автомата системы Еленича

Условные обозначения

изделия, их назначение и взаимосвязь.

Современная машина состоит из:

- питающего устройства;
 - привода;
 - исполнительных механизмов с рабочими органами;
 - механизмов регулирования, контроля, управления, защиты, блокировки.
- Питающее устройство необходимо для

Питающее устройство необходимо для непрерывной или периодической подачи объектов (сырья) в машину.

Привод или приводные устройства передает движение от двигателей к ведущим звеньям исполнительных механизмов или непосредственно к рабочим органам машины;

Исполнительные механизмы преобразуют движение ведущего звена ведомому звену.

Рабочие органы делятся на основные и вспомогательные. Они различны у машин периодического и непрерывного действия. Отличаются функциональным назначением. Движение их происходит по определенным закономерностям и в определенное время.

Структуру любой машины представляют в виде структурной схемы, определяющей размеры машины, компоновку, и набрасывают кинематическую схему.

Структурную схему составляют в соответствии с рекомендуемыми условными обозначениями элементов машин. Нанесение и соединение (линиями или стрелками) условных обозначений для получения структурной схемы начинается от двигательной в последовательности присоединения передач, валов рабочих органов и механизмов. На структурной схеме указывается $N_{\text{ш}}$, $\omega_{\text{в}}$, i , порядковые номера валов (римскими цифрами), названия исполнительных механизмов и рабочих органов, укрепленных непосредственно на валах (рис. 10.3).

Структурная схема дает представление о распределении энергии от двигателя к рабочим механизмам. Она удобна для определения $i_{\text{общ}}$ - общего передаточного числа.

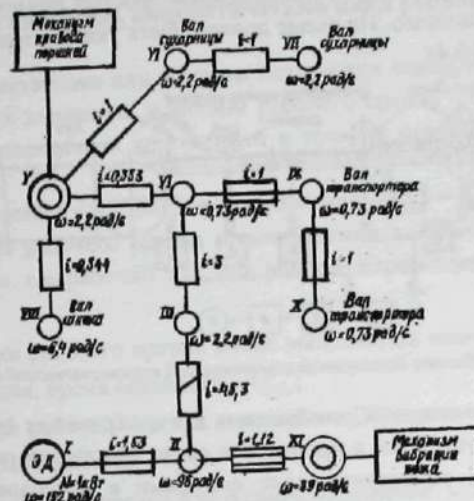


Рис. 10.3. Структурная схема клетоформовочного автомата системы Еленича

10.3. Кинематическая схема машины

Кинематическая схема (КС) разрабатывается при расчете и проектировании новой и модернизации старой машин. Она представляет собой условное, плоскостное или пространственное изображение всех ее механизмов и звеньев, их взаимосвязи и должна давать представление о порядке присоединения механизмов, распределения потоков энергии, кинематических связях элементов машины, о взаимном расположении ведущих звеньев. Кинематические схемы разделяются на следующие типы:

- принципиальные;
- структурные;
- функциональные.

Они могут быть в плоскостном или пространственном изображении согласно ГОСТ 2.770-68 (СТ СЭВ 2519-80).

На схемах изображаются валы, оси, стержни, шатуны и обозначаются сплошными линиями.

Пространственные КС – конструктивные, т.е. на них вычерчиваются контуры реальных звеньев машины с характерными особенностями их конструкций – наглядно представляют собой взаимодействие частей машины.

Принципиальные КС – содержат весь состав кинематических элементов механизма, их соединения, кинематические связи с помощью условных графических изображений.

На структурной КС изображаются все основные элементы (устройства) изделия и основные взаимные связи между ними. Они могут быть представлены *графическим изображением* с применением простых геометрических фигур или аналитической записью. На схеме должно быть указано наименование каждого элемента (рис. 10.4).

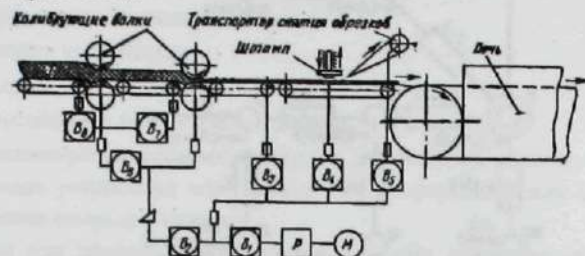


Рис. 10.4. Образец выполнения структурной кинематической схемы

Функциональная схема КС необходима для изображения функциональных частей изделия, участвующих в процессе и связи между этими частями. Изображаются простыми геометрическими фигурами в последовательности их функциональной связи (рис. 10.5).

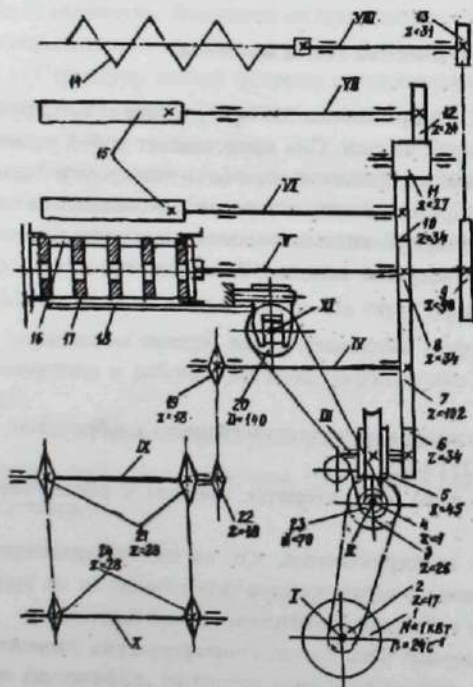


Рис. 10.5. Функциональная кинематическая схема клеточно-формовочного автомата системы Еленича

10.4. Продолжительность цикла. Такт машины, кинематический цикл рабочего органа

Циклом механизма или машины называется совокупность движений и остановок всех их элементов, а циклом рабочего органа – совокупность всех его состояний, составляющих кругооборот в течение некоторого промежутка времени.

Циклы состоят из остановок и перемещений:

- движения рабочего органа в направлении выполнения технологической операции, т.е. рабочий ход, или рабочее перемещение, время движения - t_p ;
- остановки рабочего органа после выполнения технологической операции или выстоя, время остановки - $t_{o.p.}$;
- движения рабочего органа к исходному месту положения, т.е. холостой ход, время движения - t_x ;
- выстоя рабочего органа в исходном положении, время выстоя - $t_{o.x.}$

Время, отсчитанное от момента начала движения рабочего органа в направлении выполнения технологической операции над данным первым объектом до момента начала движения этого же рабочего органа в направлении выполнения аналогичной технологической операции над вторым объектом, называется *временем кинематического цикла* рабочего органа - T_k .

Оно определяется по формуле:

$$T_k = t_p + t_{o.p.} + t_x + t_{o.x.} \text{ и для конкретной машины всегда постоянно.}$$

Временем кинематического цикла *машины* называется время, в течение которого все механизмы машины совершают свои кинематические циклы. Обычно $T_{ч.м.} = T_{ч.мех.}$, но в сложных машинах $T_{ч.м.} \neq T_{ч.мех.}$.

Временем *рабочего цикла* называется время, в течение которого машиной выдается одно изделие или группа готовых изделий - T_p . Часто $T_p = T_{кл.м.}$.

Временем *технологического цикла* называется время, в течение которого производится обработка объекта в машине, т.е. это время, отсчитанное от момента ввода исходного объекта в машину до момента выхода готового изделия из машины - T_T . Обычно $T_T > T_{тех.проц.}$. Время технологического цикла складывается из времени, требуемого на выполнение технологических операций, времени t_T - транспортировки объекта внутри машины и времени $t_{у.с.}$ - установки объекта на машину и съема готового изделия с машины, т.е.

$$T_T = T_{т.л.} + t_T + t_{у.с.}$$

10.5. Классификация циклограмм

Классификация циклограмм сводится к следующему:

1. *Проектная* циклограмма, которая устанавливается в начальной стадии разработки новой машины и затем уточняется.
2. *Исполнительная циклограмма* - окончательный документ, отражающий согласованную работу рабочих органов машины.
3. *Статическая экспериментальная циклограмма* - снимается с машины, распределительно-управляющий вал которой медленно прокручивают вручную. Она позволяет выяснить, насколько последовательность и продолжительность срабатывания рабочих органов машины отличаются от проектных. Выявляются также дефекты изготовления отдельных элементов машины и их сборки.
4. *Динамическая экспериментальная циклограмма* - снимается с машины (с помощью КИП) при рабочей скорости вращения РУВ (распределительно-управляющий вал). Она показывает, насколько возникающие при работе машины упругие деформации звеньев искажают статическую циклограмму.

10.6. Классификация циклограмм по форме графического изображения

Для осуществления технологического процесса необходимо, чтобы рабочий орган машины перемещался с определенной скоростью v и ускорением W и чтобы эти перемещения производились в определенной последовательности.

Графическое изображение последовательности перемещений и остановок рабочих органов машины называется *цикловой диаграммой*.

Циклографические машины образуются из циклографических рабочих органов. По ним определяются начало и конец перемещения рабочих органов в пределах кинематического цикла. Выполняются в определенном масштабе времени или угла поворота ведущего звена исполнительного механизма.

Для машин пищевых производств угловая скорость постоянна, т.е.

$$\varphi = \omega \cdot t,$$

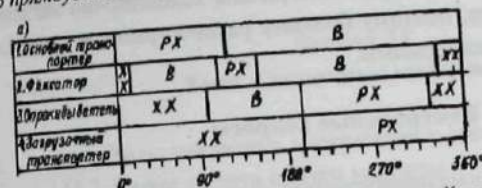
где φ, t, ω - соответственно угол, время поворота и угловая скорость ведущего звена.

$$\text{Обычно } 2\pi = \omega \cdot T_k$$

По форме графического изображения циклограммы могут быть:

- прямоугольными;
- линейными;
- круговыми.

В прямоугольных циклограммах (рис. 10.6, а) каждому интервалу



перемещения рабочего органа соответствует свой прямоугольник с основанием, выполненным в определенном масштабе, и с высотой, выполненной без учета какого-либо масштаба. В середине каждого прямоугольника помещается надпись или условное обозначение соответствующего перемещения или выстоя рабочего органа.

В линейных циклограммах (рис. 10.6, б) каждому интервалу



перемещения рабочего органа, отмеренному по оси абсцисс (горизонтальная прямая), соответствует наклонная линия и каждому выстою - горизонтальная линия. Иногда у линий наносят поясняющие надписи: «подъем», «опускание», «ход вперед», «выстой вниз» и пр. Надписи могут быть также и технологического содержания: «опрокидывание бутылок» и др. Угол наклона линий выбирается произвольным.

В циклограммах круговых (рис. 10.6, в) кинематическому циклу

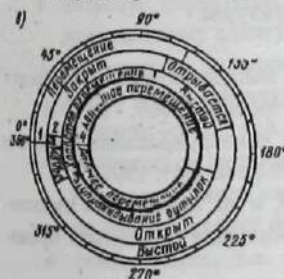


Рис. 10.6. Примеры циклограмм:
РХ - рабочий ход;
ХХ - холостой ход;
В - выстой

каждого механизма соответствует кольцевая полоска произвольной ширины. Продолжительность интервалов определяется отрезками этих полосок, заключенными между двумя радиусами, развернутыми на соответствующий угол в определенных масштабах времени или угла поворота РУВ. Если кинематический цикл машины происходит за один оборот РУВ, то отмеренные углы на циклограмме являются истинными значениями углов поворота РУВ. Если ки-

нематический цикл машины происходит, например, за 0,5 оборота РУВ, то отмеренные углы по циклограмме будут больше истинных в два раза. При большом количестве механизмов круговые диаграммы недостаточно наглядны и в них трудно ориентироваться, поэтому большее распространение получили прямоугольные и линейные циклограммы.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируются схемы машин при проектировании?
2. На какие типы подразделяются схемы машин в зависимости от их основного назначения?
3. Что называется технологической схемой машины?
4. Что называется технологической картой машины?
5. Что подразумевается под структурной схемой машины?
6. Из каких основных элементов состоит современная машина?
7. В каком порядке составляется структурная схема машины?
8. Что понимается под кинематической схемой машины?
9. На какие типы подразделяются кинематические схемы машин?
10. Каково назначение циклограмм?
11. Как классифицируются циклограммы?
12. Что называется циклом машины?
13. Что называется тактом машины и как он определяется?
14. Что называется временем рабочего цикла?
15. Что называется цикловой диаграммой машины?
16. Какие существуют циклограммы по форме графического изображения?

Список рекомендуемой литературы

1. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств / Под ред. А.Я.Соколова. - М.: Машиностроение, 1969. - С. 49-54.
2. Харламов С.В. Практикум по курсу «Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств». - Л.: ВО Агропромиздат, 1991.
3. Луний О.Г., Вельтишев В.К., Березовский Ю.М. и др. Курсовое и дипломное проектирование технологического оборудования пищевых производств. - М.: Агропромиздат, 1990. - С.136-143.

РАЗДЕЛ 6. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Лекция 11

Тема. Смазочные материалы

- План:
- 11.1. Виды смазочных материалов и способы их подачи
 - 11.2. Схема и карта смазки машины

11.1. Виды смазочных материалов и способы их подачи

Основное назначение смазки – это уменьшение силы трения, снижение скорости износа, отвод тепла от места контакта и для обеспечения коррозионной защиты.

Смазочные материалы подразделяются:

- по происхождению – минеральные (нефтяные), растительные и животные (органические - касторовое, горчичное, синтетические);
- по агрегатному состоянию – жидкие (нефтяные и растительные), пластичные (технический вазелин, солидол), твердые (графит, слюда, тальк);
- по назначению – моторные (двигатели внутреннего сгорания), трансмиссионные, промышленные, гидравлические (для гидросистем), компрессорные, приборные.

Основными характеристиками жидких минеральных и синтетических масел являются:

- способность образовывать на поверхностях трения устойчивые, прочно пристающие и невысыхающие пленки;
- вязкость, характеризующая внутреннее трение или сопротивляемость относительному сдвигу слоев вещества;
- температура вспышки в открытом тигле, при которой образуется смесь паров масла с воздухом, могущая воспламениться от открытого пламени и гореть более 5 сек.;
- температура застывания, при которой утрачивается подвижность масла, при этом мениск масла в наклоненной на 45° пробирке в течение 1 мин. не изменяет своей формы;
- стабильность, т.е. способность сохранять определенные свойства при эксплуатации и длительном хранении;
- содержание вредных веществ (H_2 , O_2 , S_2 , водорастворимых щелочей и кислот) и механических примесей.

Номенклатура и основные физические свойства масел, применяемых для технологического оборудования пищевых производств, регламентировано

ГОСТ 20779-81 (индустриальное), ГОСТ 1861-73 (компрессорное), ГОСТ 6411-76 (цилиндровое).

Ниже приведены области применения некоторых типов самосмазывающих материалов.

Материал	Применение
Бронза ПТФЕ – свинец	Подшипники скольжения
Бронза MoS ₂ – графит	Самосмазывающиеся сепараторы
Кобальт – карбид вольфрама	Твердые износостойчивые покрытия
Кобальт – карбид хрома	Для высоких температур
Полиацеталь ПТФЕ (волокна)	Шестерни, втулки, уплотнения
Эластомер ПТФЕ	Твердосмазочные пленки
Нейлон – MoS ₂ – полиамид – графит	Втулки, опорные шайбы
Бронза – фторопласт 4	Подшипники, скольжения, работающие в агрессивной среде или соприкасающиеся с пищевым продуктом
Сталь нержавеющая – фторопласт 4	Втулки, шестерни
Термопластики – стекловолокно	Втулки, шестерни
Графит – графитовые волокна	Высокотемпературные детали

Из этих материалов изготавливают трущиеся детали: втулки подшипников скольжения, направляющие для возвратно – поступательного движения, сепараторы и ролики подшипников качения, зубчатые колеса и шестерни, кулачки и т.д.

В быстроходных подшипниках в качестве смазки используется воздух или жидкость, т.к. необходима высокая точность изготовления. Воздушные могут быть:

- аэродинамические, где воздух засасывается в зазор;
- аэростатические – с непрерывной поддувкой воздуха;
- смазка может быть централизованной, насосом (мубризатор);
- смазка может быть точечной – с помощью масленок;
- смазка может быть картерная.

Рекомендации по выбору смазок и смазочных устройств представлены ниже.

При централизованной смазке соблюдения условия одинаковости смазки обязательна, а применяемое устройство должно также на схеме кинематической совмещаться со схемой смазки, где места смазки обозначены арабскими цифрами в кружках.

11.2. Схема и карта смазки машины

Схему смазки (рис. 11.1) снабжают картой смазки, в которой указывают места смазки, смазочные материалы, способ и периодичность смазки (табл.11.1).

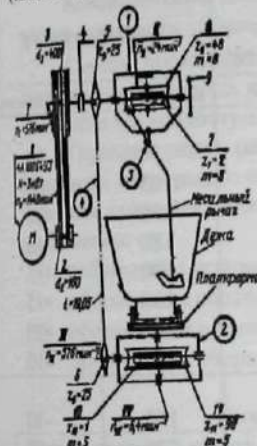


Рис. 11.1. Принципиальная кинематическая схема и схема смазки модернизированной тестомесильной машины «Стандарт»:

1 – электродвигатель; 2,3 – шкивы; 4 – муфта; 5,6 – звездочки; 7,10 – червяки; 8,11 – червячные колеса; 9 – штурвал; I, II, III, IV – соответственно первый, второй, третий, четвертый валы; 1, 2, 3, 4 (цифры в кружочках) – точки смазки.

Карта смазки модернизированной тестомесильной машины

№ позиции	Место смазки	Смазочный материал	Способ смазки	Периодичность смазки
1	Червячная передача привода месильного рычага	Машинное масло индустриальное 30 или индустриальное 45 (ГОСТ 20799-75)	В картер налить 1,5 л масла, проверяя, чтобы червяк был погружен в масло на 15 мм	Масло менять 1 раз в месяц; ежедневно проверять уровень масла и при потребности добавлять
2	Червячная передача привода платформы	То же	То же	То же
3	Втулки шарниров месильного рычага	Солидол УС-1 (ГОСТ 1033-73)	Шприцем через пресс-масленку	1 раз в день
4	Втулочно-роликовая цепь привода площадки	То же	Намазыванием	1 раз в неделю

Смазку трущихся поверхностей осуществляют периодически или непрерывно, индивидуально (точечная смазка) или централизованно.

Жидкие смазочные масла применяются для смазки машин, работающих с небольшими нагрузками и при меньших скоростях. Смазка используется вручную индивидуально без принудительного давления с помощью поливных масленок или прессованием (табл. 11.2).

Показатели жидких смазочных масел

Таблица 11.2

Масла	ГОСТ	Вязкость (м ² /с)·10 ⁻⁶ при температуре, °C		Температура, °C	
		50	100	вспышки	застывания
Индустриальные					
И-8А		6-8		130	-20
И-12А		10-14		165	-30
И-20А		17-23		180	-15
И-25А		24-27		180	-15
И-30А		28-33		190	-15
И-40А		35-45		200	-15
И-50А		47-55		200	-20
И-70А		65-75		200	-10
Авиационные					
МС-14			14	180	-30
МС-20С			20	225	-18
МС-22			22	230	-14
МС-24			24	240	-18
Турбинные					
22		22-23		180	-15
30		28-32		195	-10
46		44-48		195	-10
57		55-59		195	-5
Трансмиссионное			8	200	-25
Автомобильное					
для коробок передач			20-32		-20
для гипoidных передач			14		-25
П-28					
(для прокатных станков)	6480-78		26-30	285	-10
Цилиндровое 38	6411-76		38-44	300	-17
Цилиндровое 52			44-59	310	

Точечная смазка при принудительном давлении осуществляется одноплунжерными масленками ручного действия, а непрерывная – масленками с фитилями.

Смазку в масляной ванне применяют для зубчатых колес при $\omega = 12-14$ м/с, червяков при $\omega \leq 10$ м/с, цепей, кулачков.

Трущиеся пары машин, работающие в тяжелых условиях, требуют непрерывной подачи масла под давлением.

Для этого применяются плунжерные, лопастные и шестеренчатые насосы.

Плунжерные – при $P \leq 10$, лопастные – $P \leq 0,3$ мПа.

Консистентные пластические смазочные материалы (табл. 11.3) используются для смазки элементов машин при рабочих скоростях $\omega \leq 4,5$ м/с.

Смазку производят индивидуально, периодически, под давлением посредством колпачковых масленок.

Если труднодоступное место, то используют пресс – масленки.

Трущиеся пары, работающие в тяжелых условиях, смазываются централизованно, непрерывно под давлением из многоточечных лубрикаторов с механическим приводом. Для рационального использования смазочных материалов, необходимо:

- соблюдение рекомендаций по их применению;
- обеспечение соответствующего хранения и транспортировки;
- обеспечение правильного технического обслуживания систем питания;
- организация сбора и регенерация отработанных масел.

Таблица 11.3

Пластические смазочные материалы

Наименование и марка	ГОСТ	Температура эксплуатации, °C	Температура каплепадения, °C
<i>Гидратированные кальцевые солидолы</i>			
Солидол синтетический (солидол С)	4366-76	от -20 до +65	85-105
Пресс-солидол С	4366-76	от -30 до +50	85-95
Солидолы жировые, пресс-солидол УС-2	1033-79	от -25 до +65	75-87
<i>Многоцелевые</i>			
Литол 24	21150-85	от -40 до +130	185-205
<i>Морозостойкие</i>			
ЦИАТИМ 201	6267-74	от -60 до +90	
ЦИАТИМ С203	8773-73	от -50 до +90	
<i>Натриевые и натриево-кальцевые</i>			
Кристаллины жировые УТ-1	1957-73	от -20 до +120	130-150
<i>Литисевые</i>			
ВНИИ НП-242	20421-75	от -30 до +100	170-205
ЭЩ-176, марка А	ТУ 38 10196-76	от -25 до +100	170-200
<i>Термостойкие (комплексные кальцевые)</i>			
ЦИАТИМ 221С	ТУ 38101416-73	от -60 до +180	203-207
<i>Вакуумные антифрикционные</i>			
ВНИИ НЦ-274	73 19337-73	от -80 до +130	190-200

Контрольные вопросы

1. Каково основное назначение смазки?
2. На какие виды подразделяются смазочные материалы?
3. Каковы основные характеристики жидких минеральных и синтетических масел?
4. В зависимости от чего выбирается сорт смазочного материала?
5. Каковы основные способы смазки отдельных элементов машины?
6. Какие конструкции смазочных устройств применяются для смазки отдельных элементов машины?
7. Что называется схемой смазки машины?
8. Что называется картой смазки машины?
9. В каких случаях используются твердые смазочные материалы?

Список рекомендуемой литературы

1. Розенберг Ю.А. Влияние смазочных масел на надежность и долговечность машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 312 с.
2. Красов Б.В. Монтаж и ремонт оборудования предприятий молочной промышленности. – М.: Пищевая промышленность, 1973. – С. 153-164.
3. Бабанин Б.С. Хладогенты, масла, сервис холодильных систем. – Рязань, 2003. – С.198-276.

РАЗДЕЛ 7. МАШИНЫ И АППАРАТЫ С МЕДЛЕННО ВРАЩАЮЩИМИСЯ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Лекция 12

Тема: Шнековые прессы

План:

- 12.1. Классификация машин и аппаратов с медленно вращающимися рабочими органами. Функции шнековых устройств
- 12.2. Устройство шнекового пресса
- 12.3. Материал шнеков, основные параметры шнековых устройств
- 12.4. Расчет и конструирование шнековых формователей
- 12.5. Наиболее напряженные узлы шнекового пресса
- 12.6. Расчет последнего витка пресса на прочность
- 12.7. Расчет решетки мясорубки
- 12.8. Расчет перфорированного барабана

12.1. Классификация машин и аппаратов с медленно вращающимися рабочими органами. Функции шнековых устройств

В пищевой промышленности из машин с медленно вращающимися рабочими органами наиболее распространены шнековые устройства и аппараты с медленно вращающимися барабанами.

Шнековые устройства выполняют следующие функции:

1) *отпрессовывание* из сырья жидкой фазы, например, при обработке овощей, фруктов для отделения сока от мякоти, для обезвоживания обессахаренной свекловичной стружки – жома, для отделения жира от мясной шквары и т.д.;

2) *нагнетание* (подача под давлением) продукции для уплотняющего и формующего действия (при разделении продуктов на куски в мясорубках, при макаронном производстве);

3) *транспортирование* продукции (в основном вязко – пластичной или сыпучей).

Для шнековых прессов характерны относительно высокое давление в рабочем пространстве 2,5 – 7,5 МПа и большая продолжительность процесса. Частота вращения шнеков (2 – 15 об/мин) незначительна. Медленное вращение шнека производят с помощью понижающей системы зубчатых передач.

Рабочее пространство шнекового пресса состоит из *активной* зоны, в которой создается давление и *пассивной* зоны, имеющей запорное устройство для создания сопротивления движению массы.

Основными достоинствами шнековых устройств являются: контактность, незначительная стоимость, удобство расположения мест загрузки и выгрузки, простота изготовления и ухода, способность обеспечить непрерывно-поточный технологический процесс.

12.2. Устройство шнекового пресса

Шнеки (специальные винты) широко применяют в различных устройствах: транспортерах, питателях, дозаторах, прессах и т.п.

Шнековое устройство (рис. 12.1) представляет собой цилиндрический корпус 2, внутри которого расположены один или два шнека 3. Корпус имеет приемный бункер 1 и элемент противодействия 4 (матрица, сопло, мундштук)

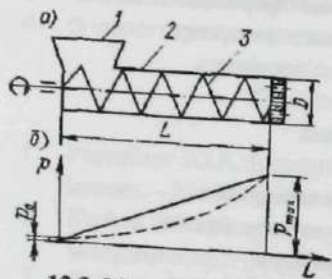


Рис. 12.1. Схема устройства шнекового нагнетателя

12.3. Материал шнеков, основные параметры шнековых устройств

Шнеки изготавливают литыми, сварными и точеными. Нагнетательные шнеки изготавливают цельными (литыми, точеными). Транспортирующие — сварными (меньшие нагрузки, со свободным отводом материала).

Шнеки изготавливают из чугуна, конструкционных и коррозионно-стойких сталей. Литые из СЧ 20, СЧ 21-40, стали 45Л, бронзы. Для экономии коррозионно-стойкой стали на рабочей поверхности шнеков для транспортирования, прессования наносят лужением пищевое олово О-1, О-2.

Зависимость давления в прессуемой массе P_x различна по оси шнека и определяется по формуле для сокоотжимателя формула М.Я.Дикиса:

$$P_x = P_0 \cdot e^{Ax}, \quad (12.1)$$

где P_0 — давление в начале винтового канала;
 x — расстояние по оси шнека;

A — постоянный коэффициент, зависящий от конструкции шнека.

Для свеклы $P_0 = 0,028$ МПа, моркови $P_0 = 0,024$ МПа, в мясорубках $P_{max} = 0,3 - 0,5$ МПа.

Для получения сока в сокоотжимателях $P_{max} = 0,3 - 0,6$ МПа. Такое давление действует на последний виток шнека.

12.4. Расчет и конструирование шнековых формователей

Под действием винтовой поверхности шнека транспортируемый материал движется не параллельно его оси, а винтообразно с переменной скоростью в осевом и радиальном направлениях в зависимости от расстояния частиц материала до оси шнека, от коэффициента трения и величины противодействия.

Так как углы подъема винтовых линий правильной винтовой поверхности шнека изменяются, увеличиваясь от периферии к центру шнека, то осевое перемещение частиц материала, расположенных в радиальном направлении, будет неодинаковым.

Для практических расчетов достаточно принимать среднее арифметическое значение углов подъема винтовых линий на периферии α_D и у вала α_d шнека, т.е.

$$\alpha_{cp} = 0,5(\alpha_D + \alpha_d) \quad (12.2)$$

$$\text{Здесь } \alpha_D = \arctg[H / (\pi D)]; \quad \alpha_d = \arctg[H / (\pi d)], \quad (12.3)$$

где H — шаг витков шнека, м;

D и d — диаметры шнека и вала шнека, м.

Шаг винтовой линии шнека выбирается равным $(0,7 - 0,8) D$.

Снижение перемещения частиц продукта в осевом направлении можно учесть коэффициентом отставания

$$K_o = 1 - (\cos^2 \alpha_{cp} - 0,5 f \sin 2\alpha_{cp}), \quad (12.4)$$

где $f = \tg \varphi$ — коэффициент трения (φ — угол трения).

Диаметр вала шнека должен быть больше предельного, определяемого из условия

$$d_{np} = (H / \pi) \tg \varphi. \quad (12.5)$$

Производительность шнекового устройства определяется произведением полезно заполненного одношагового межвиткового объема в пределах плоского угла в один радиан и угловой скорости вращения шнека

$$P = 0,125(D^2 - d^2)(H - \delta)(1 - K_o)\rho\psi\omega, \quad (12.6)$$

где δ — толщина витка шнека в осевом направлении по наружному диаметру, м;

ρ — плотность материала, кг/м^3 ;

ψ — коэффициент заполнения межвиткового пространства;

ω — угловая скорость вращения шнека, рад/с .

При заданной производительности по уравнению (12.6) можно определить параметры шнека.

Если формируемый или прессуемый материал является пластично-вязким и обладает адгезией, то в качестве коэффициента трения берется коэффи-

циент внутреннего трения, определяемый из условия связи частиц между собой при сдвиге слоев материала.

Для получения максимальной производительности шнекового устройства необходимо принимать небольшие значения углов подъема винтовых линий шнека (не более 10°). В противном случае может произойти отрыв материала от внутренней поверхности корпуса устройства из-за преобладающих винтовых поверхностей, между которыми находится продукт.

Для снижения опасности проворачивания транспортируемого материала на внутренней поверхности корпуса устройства устанавливают ребра или делают углубления, располагая их в осевом направлении или в направлении винтовой линии. Площади внутренней цилиндрической поверхности корпуса шнекового устройства и одной стороны поверхности шнекового винта на длине одного шага шнека можно определить по выражениям:

$$F_e = \pi D(H - \delta); \quad (12.7)$$

$$F_w = \frac{1}{4\pi} (\pi DL - \pi dl + H^2 \ln \frac{D+2L}{d+2l}), \quad (12.8)$$

где L и l - развертки винтовых линий, соответствующие диаметрам шнека и вала, м.

Крутящий момент на валу шнека и осевое усилие можно определить по выражениям:

$$M_{sp} = 0,131 n p_{\max} (D^3 - d^3) \lg \alpha_{cp}; \quad (12.9)$$

$$S = 0,392 n (D^2 - d^2) P_{\max}, \quad (12.10)$$

где n - число рабочих шагов (витков) шнека;

$P_{\max}$ - максимальное давление, развиваемое шнеком, Па.

Максимальное давление может быть задано по технологическому процессу, а также определено путем приравнивания удерживающего момента массы материала, увлекаемого во вращение рабочими витками шнека, крутящему моменту шнека.

Зная крутящий момент на валу шнека и осевое усилие, находят соответствующие им нормальное и касательное напряжения в опасном сечении вала шнека в зоне питания:

$$\sigma_{сж} = S / F; \quad (12.11)$$

$$\tau = M_{sp} / W_p, \quad (12.12)$$

где F - площадь поперечного сечения вала шнека, м^2 ;

W_p - полярный момент сопротивления поперечного сечения вала шнека, м^3 .

Эквивалентное напряжение по теории наибольших касательных напряжений определяют по формуле:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 4\tau^2} \quad (12.13)$$

В индивидуальном производстве чаще всего шнеки изготавливают сварными, причем винтовую поверхность (перо) шнека составляют из отдельных элементов - вырезанных разомкнутых и выгнутых колец.

Для изготовления шнека диаметром D с заданным диаметром вала d и шагом H необходимо изготовить кольца с наружным диаметром D_0 , внутренним диаметром d_0 и разомкнутыми на угол выреза α_0 (рис.12.2).

Вначале определяют ширину винтовой поверхности и длины винтовых линий l и L в пределах одного шага шнека:

$$b = 0,5(D - d); \quad (12.14)$$

$$l = \sqrt{H^2 + (\pi d)^2}; \quad (12.15)$$

$$L = \sqrt{H^2 + (\pi D)^2}. \quad (12.16)$$

Затем определяют угол выреза:

$$\alpha_0 = 2\pi - (L - l) / b \quad (12.17)$$

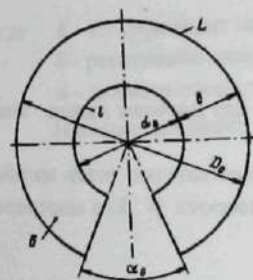


Рис. 12.2 Кольцо - заготовка витка шнека

И, наконец, диаметр кольца:

$$D_0 = 2L / (2\pi - \alpha_0); \quad (12.18)$$

$$d_0 = 2l / (2\pi - \alpha_0). \quad (12.19)$$

Кольца можно изготавливать также без выреза. Таких колец - заготовок для выполнения шнека заданной длины надо меньше, чем колец с углом выреза α_0 , т.к. одно такое кольцо образует винтовую поверхность на длине шнека

$$H' = H [1 + \alpha_0 / (2\pi - \alpha_0)], \quad (12.20)$$

которая, как видно из этого выражения, несколько больше шага шнека.

12.5. Наиболее напряженные узлы шнекового пресса

Наиболее напряженными узлами шнекового пресса являются последний виток шнека, перфорированная решетка и перфорированный барабан в сокоотжимных устройствах.

12.6. Расчет последнего витка шнека на прочность

Последний виток шнека, выходящий в прессовую камеру, находится под действием максимального давления. Этот виток следует рассчитать на прочность.

С небольшим допущением виток шнека можно рассматривать как кольцевую пластину, защемленную по внутреннему контуру в теле шнека и нагруженную равномерно распределенным давлением $P_{\max}$.

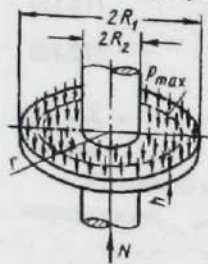


Рис. 12.3. Приближенная схема для расчета витка шнека

Для определения напряжения в витке шнека необходимо знать изгибающие моменты, которые определяются через угол поворота φ . Его определяют из дифференциального уравнения пластины

$$\varphi = -\frac{1}{Dr} \int r [Q dr] + c_1 r + \frac{c_2}{r}. \quad (12.21)$$

Принтегрировав значение угла поворота φ , получим наибольший изгибающий момент в витке стального шнека на внутреннем контуре пластины

$$M_u = \frac{P_{\max} D^2}{32} \frac{1,9 - 0,7a^4 - 1,2a^{-2} - 5,2 \ln a}{1,3 + 0,7a^{-2}}, \quad (12.22)$$

где $a = \frac{D}{d}$ - отношение диаметров (1,8 до 3).

Наибольшее напряжение (оно же эквивалентное) возникает в защемлении:

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{6M_u}{h^2}, \quad (12.23)$$

где h - толщина пластины.

12.7. Расчет решетки мясорубки

При расчете на прочность решетки мясорубки ее можно рассмотреть как перфорированную пластину на опорах под действием давления $P_{\max}$.

Чаще всего отверстия располагаются по вершинам равностороннего треугольника.

Учитывая схему расположения отверстий на решетке, определяют коэффициент снижения жесткости γ вследствие перфорации по эмпирической зависимости:

$$\gamma = \frac{3+K}{4} (1-\mu)^2 \frac{s-d}{s}, \quad (12.24)$$

где μ - коэффициент Пуассона;

h - толщина пластины.

$$K = \frac{1,41}{1 + \left(\frac{h}{s-d}\right)^2}, \quad (12.25)$$

где K - коэффициент перфорации;

S - расстояние между центрами соседних отверстий или шаг отверстий;

d - диаметр отверстий;

Напряжения определяют для приведенной толщины h_{np} :

$$h_{np} = h \sqrt[3]{\gamma},$$

$$\sigma_2 = \frac{6M_r}{h_{np}^2},$$

$$\sigma_1 = \frac{6M_t}{h_{np}^2}.$$

M_r и M_t не зависят от перфорации, их находим по ранее выведенным формулам:

$$M_r = \frac{P_{\max}}{16} (3+\mu)(R^2 - r^2); \quad (12.26)$$

$$M_t = \frac{P_{\max}}{16} (3+\mu)(R^2 - r^2) \left(\frac{1+3\mu}{3+\mu}\right). \quad (12.27)$$

Наибольшие напряжения возникают в центре, используя третью теорию прочности:

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}} = \sigma_r = \frac{6P_{\max}(3+\mu)R^2}{16h_{np}^2} \leq [\sigma]. \quad (12.28)$$

Пример: Определить напряжение в решетке, если диаметр отверстий 5 мм, шаг перфорации $s = 10$ мм, $P_{\max} = 0,3$ МПа, $R = 25$ мм, $[\sigma] = 160$ МПа, $h = 4$ мм.

1) Определим коэффициент снижения γ , для этого считаем K :

$$K = \frac{1,41}{1 + \left(\frac{h}{s-d}\right)^2} = \frac{1,41}{1 + \left(\frac{4}{10-5}\right)^2} = 0,86,$$

$$\gamma = \frac{3 + 0,86}{4} (1 - 0,3)^2 \frac{10 - 5}{10} = 0,44.$$

2) Определяем приведенную толщину:

$$h_{пр} = 4\sqrt{0,44} = 3,04 \text{ мм.}$$

3) Наибольшие напряжения в центре решетки:

$$\sigma_{\text{жм}}^m = \sigma_r = \frac{6 \cdot 0,3 \cdot 10^6 \cdot 3,3(0,025)^2}{16(3,04 \cdot 10^{-3})^2} = 25,3 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$25,3 \text{ МПа} \leq 160 \text{ МПа.}$$

12.8. Расчет перфорированного барабана

В сокоотжимных прессах барабаны представляют собой перфорированные цилиндрические оболочки.

Степень перфорации обозначается через K :

$$K = \frac{s}{d}, \quad (12.29)$$

где s - расстояние между центрами соседних отверстий или шаг отверстий;
 d - диаметр отверстий;

Пусть отверстия расположены по вершинам равностороннего треугольника $K > 0,35$.

Примем, что напряженное состояние оболочки подобно напряженному состоянию пластины, растянутой в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

Опасными точками будут точки 1 или 2 (рис.12.4). Тогда результирующие напряжения в этих точках могут быть подсчитаны через σ_m и σ_t с учетом концентрации напряжения возле отверстий по следующим эмпирическим формулам.

Напряжения в точках 1 и 2 находим из уравнений:

$$\sigma_t = (D_0 + A_0 E_0) \sigma_r - \frac{1}{3} A_0 E_0 \sigma_m; \quad (12.30)$$

$$\sigma_t = B_0 G_0 \sigma_r + \left[\frac{4}{3} F_0 - G_0 \left(\frac{1}{3} B_0 + \frac{4}{3} C_0 \right) \right] \sigma_m, \quad (12.31)$$

где $A_0, B_0, D_0, E_0, G_0, F_0$ - коэффициенты, зависящие от степени перфорации (K), материала, (значения их приведены в табл.10, стр.229, Соколов В.И. «Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств») при $\mu = 0,3$;

σ_t - окружное напряжение для сплошной оболочки, подсчитанное по безмоментной теории;

σ_m - меридиональное напряжение по безмоментной теории оболочек.

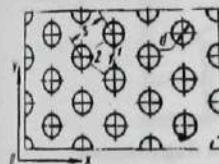


Рис. 12.4. Перфорированный элемент оболочки

Для цилиндрической оболочки:

$$\sigma_m = \frac{PD}{4h} = \frac{PR}{2h}; \quad (12.32)$$

$$\sigma_t = \frac{PD}{2h} = \frac{PR}{h}. \quad (12.33)$$

Контрольные вопросы

1. Классификация шнеков.
2. Способы изготовления шнеков.
3. Материал шнеков.
4. Устройство шнекового пресса.
5. Какова частота и давление в шнековом прессе?
6. Определение давления P_x в прессуемой массе (формула М.Я.Дикиса)?
7. Наиболее напряженные узлы шнекового пресса.
8. Расчет последнего витка шнека на прочность.
9. Определение максимальных напряжений (радиальных и окружных) в последнем витке шнека.
10. Алгоритм расчета решетки мясорубки.
11. Чему равно напряжение в решетке мясорубки по третьей теории прочност?
12. Формула для определения степени перфорации в сокоотжимных прессах.
13. Определение напряжений в перфорированном барабане.

Список рекомендуемой литературы

1. Харламов С.В. Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов пищевых производств. – Л.: Агропромиздат, 1991. – 256 с.
2. Расчет и конструирование торгово – технологического оборудования: Учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Машины и аппараты пищевых производств». / Л.И.Гордон, Т.А.Корнюшко, И.И. Лангенбах и др.; под общей редакцией В.Н. Шувалова и С.В. Харламова. – Л.: Машиностроение, 1985. – 335 с.
3. Харламов С.В. Конструирование технологических машин пищевых производств: Учебное пособие для вузов. – Л.: Машиностроение, 1979. – 224 с.
4. Технологическое оборудование хлебопекарных и макаронных предприятий. / Б.М.Азаров, А.Т.Лисовенко, С.А. Мачихин и др.; под редакцией С.А. Мачихина. – М.:Агропромиздат, 1986. – 263 с.

Лекция 13

Тема: Аппараты с медленно вращающимися барабанами

- План:
- 13.1. Устройство и принцип работы аппарата с медленно вращающимся барабаном.
 - 13.2. Материалы барабана, роликов, бандажей.
 - 13.3. Расчет и конструирование рабочих элементов машин с медленно вращающимися оболочками.

13.1. Устройство и принцип работы аппарата с медленно вращающимся барабаном

В пищевой промышленности широко применяются машины, основной рабочий орган которых – барабан. Он совершает медленное вращательное движение ($n = 0,5 + 5$ об/мин). Это сушильные барабаны, барабанные смесители, вращающиеся печи, шаровые мельницы и т.д.

Барабанные сушилки (рис. 13.1) имеют цилиндрический полый горизонтальный барабан, установленный под небольшим углом к горизонту. Барабан снабжен бандажми, каждый из которых катится по двум опорным роликам и фиксируется упорными роликами. Барабан приводится во вращение от электропривода с помощью насаженного на барабан зубчатого колеса. Частота вращения барабана не превышает $5-8 \text{ мин}^{-1}$. Влажный материал поступает в сушилку через питатель. При вращении барабана высушиваемый материал пересыпается и движется к разгрузочному отверстию. За время пребывания материала в бара-

бане происходит его высушивание при взаимодействии с теплоносителем – в данном случае топочными газами, которые поступают в барабан из топки.

Барабанные сушилки применяются для сушки семян подсолнечника, зерна, сахара-песка, молочного сахара, отжатого жома, витаминной мезги и других сыпучих материалов.

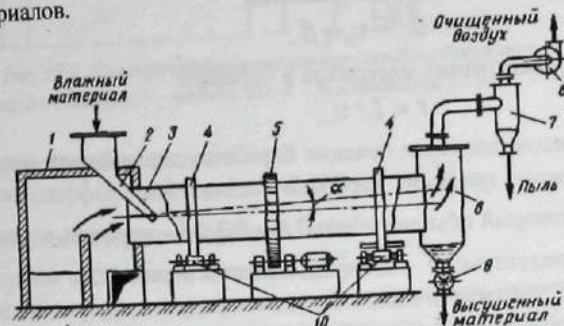


Рис. 13.1. Барабанная сушилка:

1-топка; 2-бункер; 3-барабан; 4- бандаж; 5- зубчатое колесо; 6- вентилятор; 7- циклон; 8-приемный бункер; 9-шлюзовой питатель; 10-опорные ролики

13.2. Материалы барабана, роликов, бандажей

Корпус барабана выполняется из листовой стали марки Ст2, Ст3, Ст10, Ст15. Бандаж выполняется из Ст5, Ст6, Ст20, Ст25, Ст40, Ст45, ролики – из менее прочных материалов, чаще из чугуна, например, из чугуна Сч-15, Сч-18.

13.3. Расчет и конструирование рабочих элементов машин с медленно вращающимися оболочками

Размеры барабана определяются необходимым объемом рабочего пространства. Внутренняя поверхность барабана бывает либо гладкой, либо с насадками, лопастями, винтовыми вставками. Снаружи на барабан устанавливаются бандаж (кольца прямоугольного, квадратного или коробчатого сечения) и венцовое зубчатое колесо. Каждый бандаж опирается на два ролика или две пары роликов, обеспечивающих свободное вращение барабана. Нагрузка от барабана с заполненным материалом передается бандажми на ролики (опоры) и далее на основание машины. Вращение барабана осуществляется через венцовое зубчатое колесо от привода. По обоим концам барабана устанавливаются камеры для загрузки и выгрузки материала, а также для отвода вторичного сырья.

Время пребывания материала в гладком пустом барабане зависит от длины барабана L , его диаметра D , угла наклона к горизонту β , угловой скорости вращения ω , параметров и расположения вставок, угла естественного откоса материала. Если окружная скорость барабана

$$v_0 = 0,5D\omega, \quad (13.1)$$

то скорость точки в осевом направлении

$$v_0 = v_0 \operatorname{tg} \beta. \quad (13.2)$$

Время пребывания материала в барабане

$$\tau = L/v_0. \quad (13.3)$$

Отношение площади сечения барабана, заполненной материалом, ко всему поперечному сечению барабана называется коэффициентом заполнения $k_3 = f/F$, который обычно равен 0,1 – 0,2 (f - площадь сечения барабана, заполненная продуктом; F - площадь сечения барабана).

Если не учитывать влияние частиц продукта друг на друга, их отдаленности от оси барабана и угол естественного откоса, то пропускную способность гладкого барабана можно определить по выражению:

$$P = 0,785k_3 D^2 \rho v, \quad (13.4)$$

где ρ - плотность продукта.

Отношение диаметра барабана к его длине обычно берется равным от 0,25 до 0,125, угловая скорость – в пределах 0,21 – 0,84 рад/с (2 – 8 об/мин). Ориентировочно $\omega = (0,4 + 0,8)D^{-0,5}$, причем первое значение угловой скорости пригодно для барабана большего диаметра, а второе – для барабана меньшего диаметра.

Окружная скорость не должна быть больше 1 м/с. Угол наклона барабана обычно лежит в пределах 2 – 3°.

Отдельные цилиндрические обечайки барабана соединяются сваркой двухрядными швами с накладкой из двух половин. Толщина стенок барабана δ ориентировочно принимается равной 0,01 его диаметра. Наивыгоднейшее расстояние между опорами $0,586L$, при котором изгибающий момент получается значительно меньше, чем при расположении опор по краям барабана. Для понижения местных напряжений и распределения нагрузки на большее сечение под бандажими и венцовым зубчатым колесом вваривается усиливающее кольцо, толщина которого δ_k берется в 1,5 – 2 раза больше толщины барабана.

На рис. 13.2. показана конструкция крепления барабана на башмаках и подкладках. Усиливающее кольцо вварено в корпус. Головки башмаков попеременно расположены по обеим сторонам бандаж. Подкладки служат для лучшего центрирования бандаж.

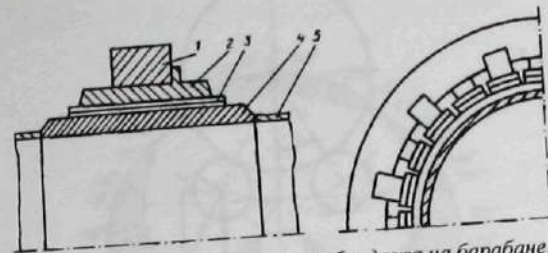


Рис. 13.2. Конструкция крепления бандаж на барабане:
1 – бандаж; 2 – башмак; 3 – подкладки; 4 – усиливающее кольцо; 5 – барабан

Сила тяжести барабана равна:

$$G_0 = \pi[(D + \delta)\delta + 0,2(D + \delta_k)\delta_k] \rho_0 g, \quad (13.5)$$

где ρ_0 - плотность материала барабана, кг/м³;
 g - ускорение свободного падения, м/с².

Опоры роликов устраиваются так, чтобы обеспечить возможность их перемещения в радиальном направлении и вокруг оси вращения барабана. Реакция опоры (рис. 13.3) находится по формуле:

$$T = 0,5G / \cos \gamma,$$

где G - сила тяжести части барабана с загруженным материалом, отнесенная к данной опоре;

γ - угол, под которым расположена опора.

Сила, сдвигающая опору по горизонтали относительно основания машины:

$$T' = T \sin \gamma = 0,5G \operatorname{tg} \gamma. \quad (13.7)$$

Сила, прижимающая опору к основанию машины:

$$T'' = T \cos \gamma = 0,5G. \quad (13.8)$$

Усилие среза болтов (считаем их незатянутыми), прикрепляющих опору к основанию машины:

$$P = 0,5G(\operatorname{tg} \gamma - f),$$

где f - коэффициент трения между опорой и основанием машины.

Ширина бандаж определяется по формуле:

$$b_0 = T/q,$$

где q - допускаемая интенсивность распределенной нагрузки по длине площадки касания бандаж и ролика, которую рекомендуется выбирать в пределах от 1 МН/м (для относительно быстро вращающихся барабанов) до 2,4 МН/м (для медленно вращающихся барабанов – со скоростью 3 – 4 об/мин).

Наружный диаметр бандаж D_0 принимается равным сумме следующих величин: диаметра барабана D , удвоенной толщины ввариваемого усиливающего кольца, удвоенных высот сочетаний подкладок под башмаки, самого башмака и бандаж. Ширину ролика b_p принимают несколько больше ширины бандаж в соответствии с рядами нормальных линейных размеров.

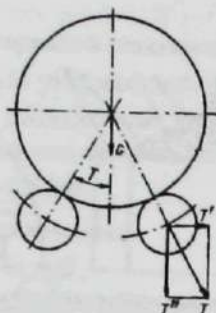


Рис. 13.3. Схема сил, действующих на роликтовую опору

При этом необходимо учитывать линейное удлинение барабана от температуры, если рабочая температура технологического процесса t_T больше температуры окружающей среды t_o . Это удлинение можно определить по выражению:

$$l = \alpha(t_T - t_o)L_1, \quad (13.11)$$

где α - температурный коэффициент линейного расширения, $1/^\circ\text{C}$;

L_1 - расстояние между опорами.

Для облегчения монтажа и большей надежности работы опорного устройства ширину ролика в ряде случаев увеличивают на 25 - 40% по сравнению с шириной бандажа.

Диаметр ролика d_p можно принимать равным двум диаметрам цапфы, а диаметр цапфы - несколько меньше ширины ролика. Сочетание всех размеров ролика должно быть конструктивно оправдано.

Увеличение отношения d_p / D_n снижает контактные напряжения.

Проверку на контактные напряжения, возникающие в материале бандажа и роликов, производят на основании формулы:

$$\sigma_n = 0,589 \sqrt{\frac{T}{b} \cdot \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \cdot \frac{D_6 + d_p}{D_6 d_p}} \leq [\sigma_n]. \quad (13.12)$$

Если при проверке значение $\sigma_{\max}$ будет высоким, то ширину ролика необходимо будет увеличить.

Для исключения осевого перемещения барабана необходимо предусматривать упорные ролики.

Из эпюры изгибающих моментов (рис. 13.4) при $\psi = 30^\circ$ видно, что наибольшие по модулю напряжения имеют место в местах касания бандажа роликов.

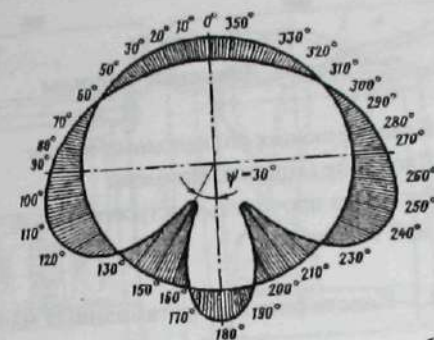


Рис. 13.4. Эпюра моментов, изгибающих бандаж

Максимальные напряжения в сечениях бандажа:

$$\sigma_{\text{изг. max}} = \frac{M_{\max}}{W_x}, \quad (13.13)$$

где W_x - осевой момент сопротивления сечения.

Контрольные вопросы

1. Устройство аппаратов с медленно вращающимися барабанами.
2. Какова частота оборотов аппаратов с медленно вращающимся барабаном?
3. Материал барабана, бандажей и опорных роликов.
4. Схема конструкций крепления бандажа на барабане.
5. Алгоритм расчета бандажей.
6. Определение максимальных контактных напряжений, возникающих в местах контакта бандажа и ролика.
7. Определение усилий, действующих на ролики.
8. Как определить ширину бандажа?
9. Какое геометрическое сечение бандажей?

Список рекомендуемой литературы

1. Харламов С.В. Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов пищевых производств. - Л.: Агропромиздат, 1991. - 256 с.
2. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. - М.: Машиностроение, 1983. - 447 с.
3. Машины и аппараты пищевых производств. Учебник для вузов / С.Т.Антипов, И.Т.Кретов, А.И.Остриков и др.; Под ред. акад. РАСХН В.А.Панфилова, Кн.2. - М.: Высш.шк., 2001. - 680 с.
4. Кавецкий Г.Д., Королев А.В. Процессы и аппараты пищевых производств. - М.: Агропромиздат, 1991. - 432 с.

РАЗДЕЛ 8. РОТАЦИОННЫЕ МАШИНЫ

Лекция 14

Тема: Дисковые машины

- План:
- 14.1. Классификация ротационных машин
 - 14.2. Дисковые машины. Примеры
 - 14.3. Расчет на прочность быстровращающихся дисков постоянной толщины

14.1. Классификация ротационных машин

В пищевой промышленности широко применяется оборудование, имеющее быстровращающиеся рабочие органы – ротационные машины. Они подразделяются на дисковые (простейшие) и роторные.

К роторным машинам относят сепараторы и центрифуги. Подвесные центрифуги используются в сахарной промышленности для отделения патоки от сахара, крахмало-паточной – для отделения крахмала от соковой воды.

Центробежные жидкостные сепараторы используют для отделения сливок от молока, для осветления пивного сусла и фруктовых соков, рафинации растительных масел.

14.2. Дисковые машины. Примеры

Дисковые машины более просты по сравнению с роторными, основным рабочим органом является диск или набор дисков простого или сложного профиля, лопатки, крыльчатки, ножи.

К ним относятся: циркулярная пила для распиливания костей, резательные машины в овощных линиях консервной промышленности, молотковые дробилки, центробежные насосы, воздуходувки, центробежные сита и т.д.

Простейшая дисковая машина – циркулярная пила (рис. 14.1), применяемая на мясокомбинатах для отпиливания рогов или распиливания костей. Рабочим органом ее является пильный диск с заточенными или разделенными зубцами. Пила приводится во вращение от электродвигателя через ременную передачу. Быстровращающиеся дисковые ножи устанавливаются в различных агрегатах пищевой промышленности, например, в компированной резательной машине, применяемой в овощных линиях консервного производства.

На рис. 14.2 показана дробилка со свободно подвешенными молотками; применяемая для размола различных сыпучих пищевых продуктов.

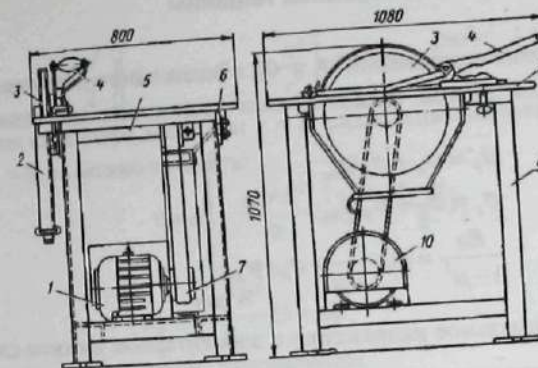


Рис. 14.1. Дисковая пила:

1 – электродвигатель; 2 – оградение; 3 – диск; 4 – устройство для зажимания кости;

На валу 1 при помощи шпонки укреплены диски 2 с промежуточными кольцами 3. В осевом направлении диски закреплены гайкой 4. Вал вращается в двух роликоподшипниках 5. На стержнях 6 подвешены молотки 7. В нижней части машины имеется сменное сито 8, укрепленное в кольцевых пазах корпуса. На одном конце вала смонтировано колесо 9 вентилятора, вращающегося в са. На другом конце вала смонтировано колесо 9 вентилятора, вращающегося в са. На одном конце вала смонтировано колесо 9 вентилятора, вращающегося в са. На другом конце вала смонтировано колесо 9 вентилятора, вращающегося в са. На одном конце вала смонтировано колесо 9 вентилятора, вращающегося в са. На другом конце вала смонтировано колесо 9 вентилятора, вращающегося в са.

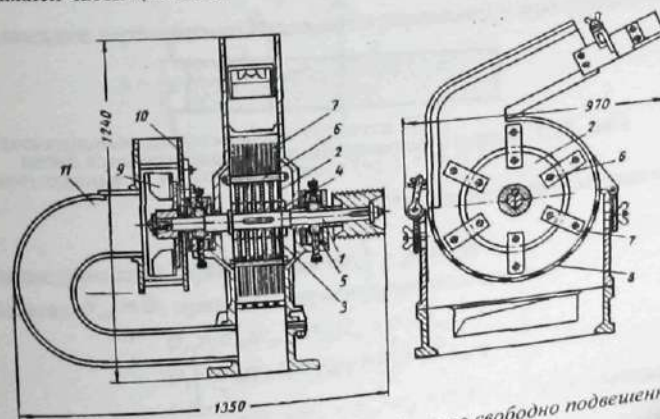


Рис. 14.2. Устройство молотковой дробилки со свободно подвешенными молотками

14.3. Расчет на прочность быстровращающихся дисков постоянной толщины

Для определения напряжений σ_r и σ_t и радиального перемещения u для быстровращающихся дисков воспользуемся уравнением для сплошной пластинки:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \sigma_0 + \sigma_N \psi_{rm} \\ \sigma_t &= \sigma_0 + \sigma_N \psi_{tm} \\ \frac{Eu}{1-\mu^2} &= \sigma_0 \frac{r}{1+\mu} + \sigma_N r \psi_{\varphi m} \end{aligned} \right\}, \quad (14.1),$$

где $\sigma_N = \frac{6m}{h^2}$ - нормальное напряжение в элементарном нижнем слое от действия распределенного момента m ;

δ_0 - напряжение, возникающее во внутреннем радиусе пластины;

$\psi_{rm}, \psi_{tm}, \psi_{\varphi m}$ - сопровождающие функции (значения определяем по таблице [1]).

Рассмотрим сначала сплошной диск постоянной толщины $h = 1$.

На выделенный бесконечно малый элемент диска шириной dx (рис. 14.3) и размером в окружном направлении, равным единице, действует сила инерции

$$j = \rho dx \omega^2 x \quad (14.2)$$

где ρ - плотность материала диска;

ω - угловая скорость вращения диска;

x - радиус выделенного слоя, в то время как r - текущий радиус.

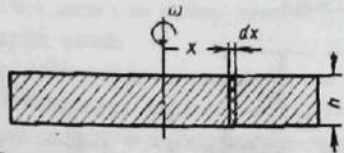


Рис. 14.3. Схема к расчету быстровращающегося диска

Перепишем уравнение для σ_r в виде:

$$\sigma_r = \sigma_0 - \int_0^r \rho \omega^2 x dx \psi_{rm} \left(\frac{x}{r} \right),$$

отсюда

$$\psi_{rm} \left(\frac{x}{r} \right) = \frac{1}{2} \left[(1+\mu) + (1-\mu) \frac{x^2}{r^2} \right].$$

Следовательно,

$$\sigma_r = \sigma_0 - \rho \frac{\omega^2}{2} \int_0^r \left[(1+\mu) + (1-\mu) \frac{x^2}{r^2} \right] x dx = \sigma_0 - \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} \left(\frac{1+\mu}{2} + \frac{1-\mu}{4} \right).$$

Так как на контуре диска при $r = R$ радиальные напряжения отсутствуют, т.е. $(\sigma_r)_{r=R} = 0$, то можно записать:

$$0 = \sigma_0 - \frac{\rho \omega^2 R^2}{2} \left(\frac{1+\mu}{2} + \frac{1-\mu}{4} \right),$$

откуда

$$\sigma_0 = \frac{\rho \omega^2 R^2}{8} (3+\mu). \quad (14.3)$$

Напряжение в окружном направлении:

$$\sigma_t = \sigma_0 - \int_0^r \rho \omega^2 x dx \psi_{tm} \left(\frac{x}{r} \right),$$

$$\psi_{tm} \left(\frac{x}{r} \right) = \frac{1}{2} \left[(1+\mu) + (1-\mu) \frac{x^2}{r^2} \right].$$

После интегрирования получим:

$$\sigma_t = \sigma_0 - \frac{r^2 \rho \omega^2}{2} \left[\frac{1+\mu}{2} - \frac{1-\mu}{4} \right] = \rho \omega^2 \frac{(3+\mu)}{8} \left(R^2 - \frac{1+3\mu}{3+\mu} r^2 \right). \quad (14.4)$$

Определим теперь радиальное перемещение u . Перепишем третье уравнение системы (14.1):

$$\frac{Eu}{1-\mu^2} = \frac{\rho \omega^2 R^2}{8} (3+\mu) \frac{r}{1+\mu} - \omega^2 \rho \int_0^r x^2 dx \psi_{\varphi m} \left(\frac{x}{r} \right),$$

где

$$\psi_{\varphi m} \left(\frac{x}{r} \right) = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{x}{r} \right).$$

Радиальное перемещение после интегрирования и преобразований

$$u = \frac{1}{8} \cdot \frac{(1-\mu^2)}{E} \rho \omega^2 r \left(\frac{3+\mu}{1+\mu} R^2 - r^2 \right). \quad (14.5)$$

Максимальным напряжением является σ_0 .

Перемещение u на контуре диска (при $r = R$)

$$u_{r=R} = \frac{1-\mu}{4E} \rho \omega^2 R^3. \quad (14.6)$$

Рассмотрим диск с отверстием.

Полагая $\sigma_{r0} = 0$, приведем первое уравнение системы

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \sigma_{r0} \psi_{rr} + \sigma_{t0} \psi_{rt} + \sigma_N \psi_{rm} \\ \sigma_t &= \sigma_{r0} \psi_{tr} + \sigma_{t0} \psi_{tt} + \sigma_N \psi_{tm} \\ \frac{Eu}{1-\mu^2} &= \sigma_{r0} r \psi_{\varphi r} + \sigma_{t0} r \psi_{\varphi t} + \sigma_N r \psi_{\varphi m} \end{aligned} \right\} \quad (14.7)$$

к виду

$$\sigma_r = \sigma_{i0} \psi_{ii} - \frac{\rho \omega^2}{2} \int_a^r x dx \psi_{ii} \left(\frac{x}{r} \right).$$

После подстановки $\psi_{ii} \left(\frac{x}{r} \right)$ и интегрирования получим

$$\sigma_r = \sigma_{i0} \psi_{ii} - \rho \frac{r^2 \omega^2}{2} \left[\frac{1+\mu}{2} \left(1 - \frac{a^2}{r^2} \right) + \frac{(1-\mu)}{4} \left(1 - \frac{a^4}{r^4} \right) \right].$$

Используя условие $(\sigma_r)_{r=R} = 0$, находим:

$$\sigma_{i0} = \frac{3+\mu}{4} \rho \omega^2 R^2 \left[1 + \frac{1-\mu}{3+\mu} \left(\frac{r_0}{R} \right)^2 \right]; \quad (14.8)$$

$$\sigma_r = \frac{3+\mu}{8} \rho \omega^2 R^2 \left[1 + \left(\frac{r_0}{R} \right)^2 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 - \left(\frac{r_0}{r} \right)^2 \right]. \quad (14.9)$$

Рассуждая аналогично, получим:

$$\sigma_t = \frac{3+\mu}{8} \rho \omega^2 R^2 \left[1 + \left(\frac{r_0}{R} \right)^2 - \frac{1+3\mu}{3+\mu} \left(\frac{r}{R} \right)^2 - \left(\frac{r_0}{r} \right)^2 \right] \quad (14.10)$$

$$u = \frac{1}{8} A \left[r^3 - \frac{3+\mu}{1+\mu} (R^2 + r_0^2) r - \frac{3+\mu}{1-\mu} \cdot \frac{R^2 r_0^2}{r} \right], \quad (14.11)$$

$$A = -\frac{1-\mu^2}{E} \rho \omega^2$$

где

Обозначив

$$\psi_{i0} = \frac{1}{2} \left[\frac{1+\mu}{2} \left(1 - \frac{r_0^2}{r^2} \right) + \frac{(1-\mu)}{4} \left(1 - \frac{r_0^4}{r^4} \right) \right];$$

$$\psi_{i00} = \frac{1}{2} \left[\frac{1+\mu}{2} \left(1 - \frac{r_0^2}{r^2} \right) + \frac{(1-\mu)}{4} \left(1 - \frac{r_0^4}{r^4} \right) \right];$$

$$K = \rho \omega^2 R^2,$$

уравнения (14.9) и (14.10) можно записать:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \sigma_{i0} \psi_{ii} + K \psi_{i0} \\ \sigma_t &= \sigma_{i0} \psi_{ii} + K \psi_{i00} \end{aligned} \right\} \quad (14.12)$$

Значения сопровождающих функций ψ_{i0} и ψ_{i00} приведены в табл. 3 [1] при $\mu = 0,3$.

Максимальное напряжение в быстровращающемся диске:

$$\sigma_{\max} = (\sigma_t)_{r=r_0} = \sigma_{i0}. \quad (14.13)$$

Опуская громоздкие преобразования, получим удлинение радиуса диска:

$$\Delta R = \frac{\rho \omega^2 R^3}{4E} [(1-\mu) + \alpha_0^2 (3+\mu)], \quad (14.14)$$

$$\text{где } \alpha_0 = \frac{r_0}{R}.$$

Для кольца можно принять $\alpha_0 \approx 1$, тогда из уравнений (14.12) и (14.14) получим:

$$(\sigma_t)_{\max} = \rho \omega^2 R^2; \quad (14.15)$$

$$\Delta R = \frac{\rho \omega^2 R^3}{E}. \quad (14.16)$$

Диски ряда машин, помимо собственной инерционной нагрузки, несут еще нагрузку от присоединенных деталей. Так, в молотковых дробилках центробежные силы инерции молотков передаются через стержни дискам, нагружая их на радиусе установки стержней.

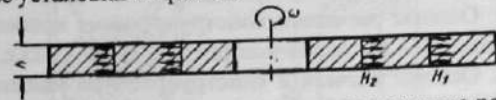


Рис. 14.4. Схема нагружения диска усилиями, равномерно распределенными по концентрическим сечениям

Распределяя эту нагрузку равномерно по указанному радиусу, можно принять, что, кроме центробежных сил инерции, на диск действуют также радиальные усилия интенсивностью H_i , равномерно распределенные по концентрическим кольцевым сечениям радиусом r_i . При рассмотрении диска только под действием этих усилий (рис. 14.4) можно применить уравнения (14.7), для случая, когда радиальные усилия действуют по одному концентрическому сечению:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \sigma_{r0} \psi_{rr} + \sigma_{i0} \psi_{ri} + \frac{H_i}{h} \psi_{ri}; \\ \sigma_t &= \sigma_{r0} \psi_{tr} + \sigma_{i0} \psi_{ti} + \frac{H_i}{h} \psi_{ti}; \\ \frac{E u}{1-\mu^2} &= \sigma_{r0} r \psi_{rr} + \sigma_{i0} r \psi_{ri} + \frac{H_i}{h} r \psi_{ri}, \end{aligned} \right\} \quad (14.17)$$

где σ_{r0} и σ_{i0} - напряжения на внутренней цилиндрической поверхности диска при $r = r_0$.

Таким образом, диски, нагруженные радиальными усилиями, равномерно распределенными по концентрическим окружностям, можно достаточно просто рассчитывать с помощью сопровождающих функций.

Наибольшие напряжения в диске возникают в средней части, поэтому часто их делают более толстыми у центра и тоньше - у периферии. Расчет производят по максимальным окружным напряжениям.

Контрольные вопросы

1. Как подразделяются ротационные машины?
2. Устройство дисковой пилы.
3. Устройство молотковой дробилки.
4. Схема простейшего быстровращающегося диска.
5. По какой формуле вычисляется окружное напряжение в дисках?
6. По какой формуле вычисляется радиальное напряжение в дисках?
7. Почему среднюю часть дисков изготавливают утолщенными по сравнению с периферией?

Список рекомендуемой литературы

1. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования деталей и узлов пищевого оборудования. – М.: Машиностроение, 1970. – 422 с.
2. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. – М.: Машиностроение, 1983. – 447 с.
3. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. – М.: Машиностроение, 1969. – 637 с.

Лекция 15

Тема: Молотковые дробилки

План:

- 15.1. Назначение и область применения молотковых дробилок
- 15.2. Устройство ротора молотковой дробилки
- 15.3. Условие безударной работы молотков
- 15.4. Расчет дисков ротора молотковой дробилки

15.1. Назначение и область применения молотковых дробилок

Молотковые дробилки эффективны при измельчении хрупких продуктов (зерно, кость, лед, соль, сахар) и менее эффективны при измельчении влажных продуктов или продуктов, содержащих большое количество жира (шоколадная масса). Продукт измельчается ударами молотков по частицам продукта, ударами частиц о кожу дробилки и в результате истирания частиц. Наибольшее распространение получили дробилки со свободно подвешенными молотками.

15.2. Устройство ротора молотковой дробилки

Чертеж рабочего органа дробилки – ротора представлен на рис. 15.1.

На валу 1 ротора собран пакет из колец 2 и дисков 3, поджатых одной гайкой. В дисках выполнены отверстия для установки осей 4 под молотки 5.

Количество молотков, расположенных на равном угловом шаге, может приниматься равным четырем и более.

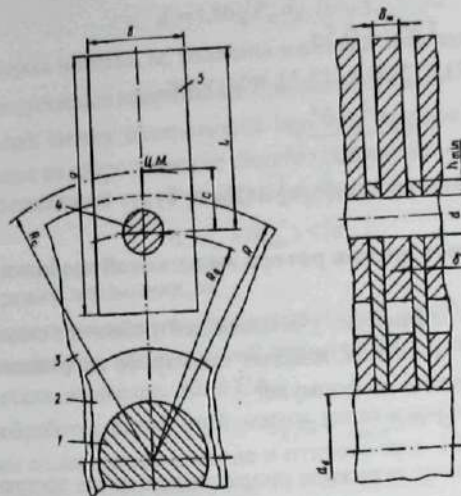


Рис. 15.1. Чертеж ротора с молотками:
1 - вал; 2 - промежуточное кольцо; 3 - диск; 4 - ось; 5 - молоток

15.3. Условие безударной работы молотков

Наиболее сильные удары происходят при встрече частиц с концами молотков, когда последние занимают наивысшие положения.

Эти удары при неправильно рассчитанной конструкции передаются на всю машину и могут быстро вывести ее из строя. Для снижения ударных воздействий на машину молотки должны быть *уравновешены на удар*, что достигается уменьшением ударной реакции в оси подвеса молотков.

Молоток обеспечит безударную работу при соблюдении следующего равенства:

$$r^2 = l \cdot c, \quad (15.1)$$

где r - радиус инерции молотка относительно оси подвеса;

l - расстояние от оси подвеса молотка до его рабочего конца;

c - расстояние между центром тяжести и осью подвеса молотка.

Для прямоугольного молотка с одним осевым отверстием квадраты радиусов инерции относительно центра тяжести и оси подвеса молотка определяются по выражениям:

$$r^2 = r_c^2 + c^2;$$

$$r_c^2 = \left(\frac{a^2 + b^2}{12} \right), \quad (15.2)$$

где a, b - длина и ширина молотка.

Принимая, что точка приложения удара находится на конце молотка, получим:

$$l = c + 0,5a. \quad (15.3)$$

Подставляя (15.2), (15.3) в (15.1), получим:

$$c = \left(\frac{a^2 + b^2}{6a} \right).$$

При таком значении расстояния удары не будут передаваться на машину.

15.4. Расчет дисков ротора молотковой дробилки

При расчете дисков ротора, учитывая центробежные силы как от массы дисков, так и от массы молотков, находят суммарное напряжение на образующей центрального отверстия по формуле:

$$\sigma = \sigma_{r, \max} + \sigma_t, \quad (15.4)$$

где $\sigma_{r, \max}$ - максимальное окружное напряжение в диске постоянного сечения на образующей центрального отверстия, Па;

σ_t - окружное напряжение на образующей центрального отверстия, учитывающее массу молотков, Па.

Максимальное окружное напряжение в стальном диске можно определить из выражения:

$$\sigma_{r, \max} = \rho \omega^2 (0,0825R^2 + 0,175r_0^2), \quad (15.5)$$

где ρ - плотность материала диска, кг/м³;

R - наружный радиус диска, м;

r_0 - радиус центрального отверстия диска, м.

Окружное напряжение от сил инерции молотков в стальном диске на образующей центрального отверстия определяется из следующей зависимости:

$$\sigma_t = P_H R_0 z / [\pi \delta (R_0^2 - r_0^2)], \quad (15.6)$$

где P_H - центробежная сила инерции молотка (без учета отверстия в нем), Н;

R_0 - радиус окружности расположения центров осей подвеса молотка, м;

z - число отверстий в диске под оси подвеса (число молотков);

δ - толщина диска, м.

Центробежная сила инерции молотка:

$$P_H = m_M \omega^2 R_c, \quad (15.7)$$

где m_M - масса молотка, кг;

R_c - радиус окружности расположения центров массы молотков, м.

Диаметр оси подвеса молотков определяют из условия его работы как двухопорной балки на изгиб по формуле:

$$d = 1,36 \sqrt{P_H \delta_M / [\delta_H]}, \quad (15.8)$$

где δ_M - толщина молотка, м; толщина молотка принимается 2 – 10 мм.

$[\delta_H]$ - допускаемое напряжение при изгибе, Па.

Перемычки между отверстиями под оси подвеса и наружной кромкой диска проверяют на сопротивление смятию и срезу по формулам:

$$P_H / (\delta d) \leq [\sigma_{cm}]; \quad (15.9)$$

$$0,5 P_H / (\delta l_{min}) \leq [\sigma_{cp}], \quad (15.10)$$

где h_{min} - размер перемычки, м.

Вал, диски и оси под молотки изготавливают из обычных конструкционных сталей, а молотки – из легированной термически обработанной вязкой износостойчивой стали, например, 30ХГСА.

Термообработка стали этой марки заключается в ее нагреве до 880 °С с дальнейшим охлаждением в масле и отпуске при 225 °С. После такой термообработки молотки имеют твердость 39 – 47,5 HRC.

Допускаемые напряжения при смятии и срезе дисков, изготовленных из углеродистых сталей с временным сопротивлением разрыву 490 – 590 МПа, при спокойном режиме можно принимать до 150 МПа. Обычно их принимают:

$$[\sigma_{cm}] = 59 - 88 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{cp}] = (0,2 - 0,3) \sigma_T \text{ или } [\sigma_{cp}] = 0,8 [\sigma], \quad (15.11)$$

где σ_T - предел текучести;

$[\sigma]$ - допускаемое напряжение материала при растяжении.

Контрольные вопросы

1. Устройство молотковой дробилки.
2. Условие безударной работы молотка.
3. Материал молотков, дисков, валов, осей.
4. Типы продуктов, подвергаемых измельчению в молотковых дробилках.
5. Как определить суммарные напряжения в дисках?
6. Схема ротора с молотками.

Список рекомендуемой литературы

1. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования деталей и узлов пищевого оборудования. – М.: Машиностроение, 1970. – 422 с.
2. Харламов С.В. Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов пищевых производств. – Л.: Агропромиздат, 1991. – 256 с.

Тема: Пальцевые дробилки

План:

- 16.1. Устройство и применение пальцевых дробилок
- 16.2. Расчет пальца дробилки
- 16.3. Расчет диска пальцевой дробилки

16.1. Устройство и применение пальцевых дробилок

Многие машины пищевой промышленности имеют диски, на боковой поверхности которых по концентрическим окружностям закреплены пальцы или режущие зубья.

Например, дисковый измельчитель для зерен, дезинтеграторы для измельчения твердых продуктов (рис. 16.1), эмульсоры для получения пищевых эмульсий и т.д.

Эти машины имеют два диска, один из которых вращается, другой - неподвижный (у дезинтеграторов вращаются оба диска, только в противоположные стороны). Измельчение продуктов происходит между концентрическими рядами пальцев подвижного и неподвижного дисков.

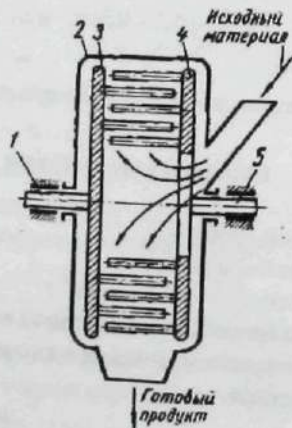


Рис. 16.1. Дезинтегратор
1,5 - соответственно левый и правый приводные валы; 2 - кожух;
3,4 - соответственно левый и правый диски с пальцами.

16.2. Расчет пальца дробилки

При расчете прочности пальца вращающийся диск можно рассматривать как консольную балку (рис. 16.2), нагруженную усилиями P_p от воздействия на обрабатываемый продукт и центробежной силой $P_{ц}$. Будем считать, что сила P_p направлена перпендикулярно прямой, проходящей через центр диска и центр пальца. Центробежная сила направлена по этой прямой. Сила P_p должна быть определена при технологическом расчете или на основе анализа потребления мощности аналогичными существующими машинами.

Центробежная сила $P_{ц}$ вычисляется по формуле:

$$P_{ц} = m_{п} \omega^2 r_i \quad (16.1),$$

где $m_{п}$ - масса пальца;

ω - угловая скорость диска;

r_i - радиус окружности, на которой расположен i -й ряд пальцев.

Эта сила равномерно распределена по длине пальца с интенсивностью $q_{ц}$.

$$q_{ц} = P_{ц} / l,$$

где l - длина пальца.

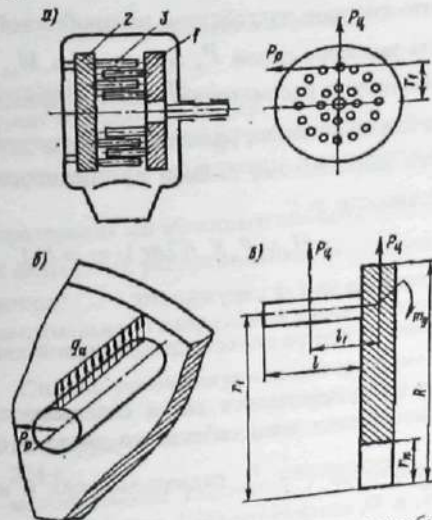


Рис. 16.2. Схема к расчету пальцевой дробилки

Изгибающий момент от центробежной силы у заделки пальца равен:

$$M_{\eta} = 0,5 P_{\eta} \cdot l.$$

Точка приложения силы P_p во время работы машины по длине пальца не фиксирована и изменяется случайным образом, поэтому с запасом принимаем, что сила P_p приложена на конце пальца. Тогда изгибающий момент от этой силы равен:

$$M_p = P_p \cdot l.$$

Результирующий изгибающий момент

$$M_H = \sqrt{M_{\eta}^2 + M_p^2}.$$

Напряжение изгиба σ_H от момента M_H и напряжение среза τ находят по выражениям:

$$\sigma_H = \frac{32 M_H}{\pi d^3}; \quad \tau = \frac{4 \sqrt{P_{\eta}^2 + P_p^2}}{\pi d^2},$$

где d - диаметр пальца.

Эквивалентное напряжение $\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$, запас прочности пальца $n = \sigma_T / \sigma_e$, где σ_T - предел текучести.

16.3. Расчет диска пальцевой дробилки

Очевидно, что силовое воздействие центробежной силы инерции пальца на диск может быть заменено силой P_{η} и моментом $M_{\eta 1} = P_{\eta} l_1$.

Можно приближенно рассматривать диск с пальцами на окружности радиуса r_i как диск без пальцев, нагруженный равномерно распределенными по той же окружности радиальными силами интенсивности H_i и изгибающими моментами интенсивности m_i :

$$H_i = P_{\eta} K_i / (2\pi r_i); \quad m_i = H_i l_1,$$

где K_i - число пальцев на i -й окружности;

l_1 - расстояние от центра тяжести до срединной плоскости диска.

Напряжения во вращающемся диске складываются из напряжений от центробежных сил инерции масс собственно диска и от распределенных по концентрическим окружностям r_i радиальных сил и изгибающих моментов интенсивности H_i и m_i соответственно.

Опасным является напряженное состояние точек материала диска у внутреннего отверстия ($r = r_n$). Здесь достигает максимума окружное напряжение σ_r , а радиальное напряжение σ_r равно нулю.

Окружное напряжение при $r = r_n$ от сил инерции пальцев, расположенных в i -м ряду, равно:

$$\sigma_r^H = \frac{H_i}{\delta} \frac{2\alpha_i^2 (\mu_1 \alpha_i^2 + \mu_2)}{(1 - \alpha_i^2)(\mu_1 \alpha_i^2 + \mu_2 \beta^2) + (\alpha_i^2 - \beta^2)(\mu_1 \alpha_i^2 + \mu_2)},$$

где $\mu_1 = 1 - \mu$; $\mu_2 = 1 + \mu$; $\alpha_i = r_i / R$; $\beta = r_n / R$.

Напряжение в крайних волокнах при $r = r_n$ от воздействия распределенного изгибающего момента m_i равно

$$\sigma_r^m = \frac{6 m_i (\mu_1 r_i^2 + \mu_2 R^2)}{(R^2 - r_n^2) \delta^2}.$$

Суммарное напряжение в точках, лежащих на внутреннем контуре диска, вычисляется по формуле:

$$\sigma_{ic} = \sigma_{i \max} + \sum_{i=1}^N (\sigma_r^H + \sigma_r^m),$$

где N - число рядов, на которых расположены пальцы.

Запас прочности по текучести равен $n = \sigma_T / \sigma_{ic}$.

Контрольные вопросы

1. Устройство пальцевых дробилок.
2. Силы, действующие на палец дробилки.
3. Виды напряжений, возникающих при работе пальцев дробилки.
4. Определение эквивалентного напряжения при расчете на прочность пальца дробилки.
5. Формула для определения изгибающего момента интенсивности.
6. Как определить силы (H_i), распределенные по концентрическим окружностям дезинтегратора?
7. Определение максимального напряжения диска пальцевой дробилки.

Список рекомендуемой литературы

1. Харламов С.В. Конструирование технологических машин пищевых производств, 1979. - 224 с.
2. Эффективные малообъемные смесители / Богданов В.В., Христофоров Е.И., Клочут Б.А. - Л.:Химия, 1989. - 224 с.

Тема: Типы роторных машин.
Расчет на прочность роторов сепараторов

План:

- 17.1. Назначение роторных машин и их типы
- 17.2. Места возникновения максимальных напряжений в барабане сепаратора
- 17.3. Фактор разделения, индекс производительности
- 17.4. Расчет на прочность ротора сепаратора

17.1. Назначение роторных машин и их типы

В пищевой промышленности широко используют разнообразное оборудование с быстровращающимися деталями и узлами. В частности, большое распространение в молочной промышленности получили жидкостные центрифуги и сепараторы для разделения жидких смесей (эмульсий) по их плотности.

Жидкостные сепараторы применяются также для концентрирования или осветления (очистки) суспензий, дисперсной фазой которых являются твердые частицы с плотностью, отличающейся от плотности дисперсной среды (зерна крахмала, дрожжи, частицы белковой мути в пивном сусле и т.д.). Рабочим органом сепаратора является быстровращающийся барабан (ротор). В барабане происходит разделение смесей.

По типу барабана различают сепараторы тарельчатые и камерные. Барабан тарельчатого сепаратора укомплектован пакетом конических вставок (тарелок), которые делят поток обрабатываемой жидкости на параллельные тонкие слои; барабан камерных сепараторов имеет реберную вставку (при одной камере) или комплект концентрических цилиндрических вставок, разделяющих его объем на кольцевые камеры, по которым обрабатываемая жидкость протекает последовательно.

17.2. Места возникновения максимальных напряжений в барабане сепаратора

Рабочим органом сепаратора является барабан (рис. 17.1), вращающийся с большой угловой скоростью. Внутри барабана находится пакет тонких конических вставок (тарелок), которые интенсифицируют процесс разделения рабочей жидкости. Нижняя цилиндрическая часть с днищем (как одно целое) является корпусом, а верхняя коническая – крышкой, которая центрируется по внутренней поверхности корпуса посадкой на конус. Крышка фиксируется на корпусе кольцом с бортом на внутренней стороне. Кольцо соединяется с ци-

линдрической частью корпуса посредством трапецидальной (или прямоугольной) резьбы. Герметичность соединения достигается установкой прокладки.

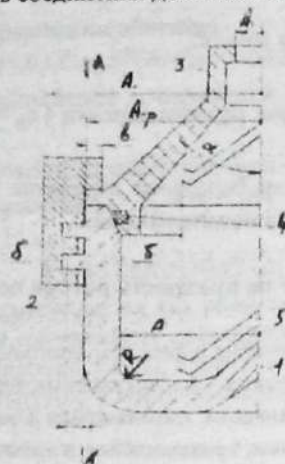


Рис. 17.1. Барабан сепаратора: 1 – корпус; 2 – кольцо; 3 – крышка; 4 – прокладка; 5 – пакет тарелок; А-А и Б-Б – опасные сечения

Барабан сепаратора вращается с большой скоростью. Возникающие при этом центробежные силы вызывают высокие напряжения в материале, из которого он изготовлен. Наиболее высокие напряжения возникают в корпусе 1, крышке 3 и соединительном кольце ротора 2.

17.3. Фактор разделения, индекс производительности

Напряженность поля центробежных сил ротора характеризуют *фактором разделения*

$$\Phi = \omega^2 R / g, \quad (17.1)$$

где ω – угловая скорость вращения ротора;

R – внутренний радиус ротора;

g – ускорение свободного падения.

Чем больше радиус и особенно угловая скорость ротора, тем выше фактор разделения. Естественно, что значения ω и R зависят от конструктивных особенностей центрифуг и прочности материала, из которого изготовлен барабан.

Разделяющую способность сепаратора характеризуют *индексом производительности* (приведенной поверхностью осаждения).

$$\Sigma = \Phi \cdot F, \quad (17.2)$$

где F – площадь поверхности осаждения.

Для сепараторов, барабаны которых снабжены тарельчатыми вставками 5 (рис. 17.1), индекс производительности

$$\Sigma = 2\pi h \omega^2 r_{cp} g^{-1}, \quad (17.3)$$

где Z - число тарелок в пакете;
 h - высота тарелки;

r_{cp} - среднее значение радиуса тарелки ($r_{cp} = 0,7r_{max}$, где r_{max} - наибольший радиус тарелки).

При конструировании барабанов стремятся достигнуть возможно больших значений индекса производительности.

17.4. Расчет на прочность ротора сепаратора

Цилиндрическая обечайка в рабочем состоянии будет подвержена действию радиальных инерционных сил, вызванных вращением массы самой обечайки и массы рабочей жидкости, находящейся в барабане.

Давление, оказываемое вращающейся жидкостью на обечайку (крышку и днище) барабана, равно

$$p = 0,5 \rho_{ж} \omega^2 R^2 (1 - R_1^2 / R^2) = 0,5 \rho_{ж} v^2 \psi, \quad (17.4)$$

где $\rho_{ж}$ - плотность рабочей жидкости, кг/м³;

ω - угловая скорость вращения барабана, рад/с;

R - радиус внутренней цилиндрической поверхности обечайки, м;

R_1 - радиус внутренней цилиндрической поверхности жидкости, м;

v - линейная скорость жидкости у внутренней поверхности цилиндрической обечайки, м/с;

ψ - степень заполнения барабанами жидкостью. Как видно, $\psi < 1$, но при расчете сепаратора можно принимать $\psi = 1$.

Давление жидкости в барабане во время работы сепаратора может достигать достаточно больших значений. Например, в барабанах больших молочных сепараторов оно превышает 2 МПа.

Окружное нормальное напряжение в обечайке в случае, когда радиальным напряжением можно пренебречь, складывается из напряжений, возникающих от давления жидкости и сил инерции массы обечайки, т.е.

$$\sigma_r = 0,5 \rho_{ж} v^2 \psi R / \delta + \rho \omega^2 R^2 = \sigma_0 (0,5 \lambda \psi R / \delta + 1), \quad (17.5)$$

где δ - толщина стенки обечайки, м;

ρ - плотность материала оболочки, кг/м³;

λ - отношение плотностей жидкости и материала обечайки;

σ_0 - произведение линейной скорости в квадрате и плотности обечайки (напряжение от сил инерции самой обечайки), Па.

На днище от давления жидкости действует усилие:

$$Q = 0,25 \pi \rho_{ж} v^2 R^2 \psi^2. \quad (17.6)$$

Меридиональное напряжение в обечайке

$$\sigma_m = Q / (2 \pi R \delta) = 0,125 \rho_{ж} v^2 (R / \delta) \psi^2 = 0,125 \sigma_0 \lambda \psi^2 R / \delta \quad (17.7).$$

Сравнивая данное напряжение с окружным напряжением, приходим к выводу, что $\sigma_r > \sigma_m$.

В соответствии с третьей теорией прочности (гипотезой наибольших касательных напряжений) принимаем $\sigma_s = \sigma_r \leq [\sigma]$, откуда находим толщину стенки корпуса барабана

$$\delta = 0,5 \lambda \psi R \sigma_0 / ([\sigma] - \sigma_0). \quad (17.8)$$

Днище барабана рассматривается как кольцевая пластинка, защемленная по внутреннему контуру и нагруженная давлением вращающейся жидкости и центробежными силами инерции массы плоского кольцевого участка днища. Кроме того, на внешнем контуре, в месте сопряжения с корпусом, действуют краевые нагрузки.

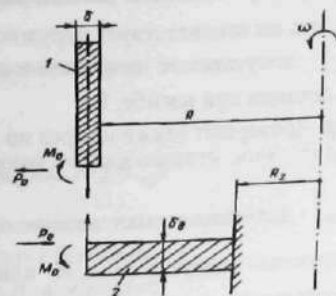


Рис. 17.2. Расчетная схема сопряжения цилиндрической оболочки с днищем барабана сепаратора: 1 — стенка; 2 — днище

наиболее нагруженным является внешний корпус плоского кольцевого участка днища, условие прочности которого имеет вид:

$$\delta_d = \rho \omega^2 R^2 (0,175 + 0,825 k_1^2 + 0,375 \lambda k_2 k_3) < [\sigma], \quad (17.9)$$

где $k_1 = R_2 / R_{cp}$ ($R_{cp} = R + 0,5 \delta$); $k_2 = R_2 / \delta_d$;

k_3 - коэффициент, являющийся функцией отношений геометрических размеров корпуса и кольцевого участка днища, ориентировочно принимается равным 0,254.

Толщину конической крышки барабана, характерные параметры которой показаны на рис. 17.2, можно определить по формуле:

$$\delta_{cp} = [R / (2 \cos \alpha)] \lambda \psi \sigma_0 / ([\sigma] - \sigma_0), \quad (17.10)$$

где α - угол полураствора конической крышки, град;

ψ_1 - условная величина, близкая к единице.

Коническую крышку выполняют с переменной толщиной стенки, уменьшающейся по направлению к суженной части.

Ответственной деталью барабана сепаратора является также соединительное кольцо (рис. 17.1), которое при завинчивании его ключом прижимает с помощью борта крышку барабана к корпусу. Борт оказывается под действием реакции опоры, создающейся при сборке барабана, и давления жидкости на крышку барабана в вертикальном направлении. Реакция опоры по сравнению с силой от давления жидкости на крышку составляет обычно незначительную величину, поэтому ее можно не учитывать.

Осевую силу от давления жидкости на крышку можно принять равной осевой силе, действующей на днище барабана.

Толщину δ_b борта соединительного кольца определяют из условия работы борта на изгиб в сечении А-А, предварительно задавшись шириной борта b ,

$$\sigma_H = M_H / W = (Qb/2) [6 / (2\pi R_{кр} \delta_b^2)] \leq [\sigma_H], \quad (17.11)$$

где M_H - изгибающий момент, Н·м;

W - момент сопротивления, м³;

$R_{кр}$ - радиус опасного рассматриваемого цилиндрического сечения борта (считаем, что он соответствует наружному радиусу крышки), м;

$[\sigma_H]$ - допускаемое напряжение для материала кольца в рассматриваемом опасном сечении при изгибе, Па.

Борт проверяют также на срез по условию:

$$\tau_{ср} = Q / (2\pi R_{кр} \delta_b) \leq [\tau_{ср}], \quad (17.12)$$

где $[\tau_{ср}]$ - допускаемое напряжение при срезе, Па.

Наружный радиус кольца R_k или наружный радиус резьбы (кольца) R_p можно определить из условия прочности кольца при растяжении его в опасном сечении Б-Б (рис. 17.1) осевыми силами Q :

$$\sigma = (Q/\pi) / (R_k^2 - R_p^2) \leq [\sigma], \quad (17.13)$$

где $[\sigma]$ - допускаемое напряжение при растяжении, Па.

Кроме того, в соединительном кольце в результате центробежной силы, создаваемой массой кольца, возникают напряжения в окружном и радиальном направлениях. Напряжения в радиальном направлении очень малы, поэтому их в расчет не принимают. Величину напряжения в окружном направлении определяют по формуле:

$$\sigma_r = 0,25 \rho \omega^2 [(3 + \mu) R_k^2 + (1 - \mu) R_p^2] \leq [\sigma], \quad (17.14)$$

где μ - коэффициент Пуассона.

Поскольку угол подъема винтовой линии резьбы кольца (корпуса) мал, резьбу можно рассматривать как закрепленную консольную балку длиной (h - глубина резьбы), высотой $0,5t$ (t - шаг резьбы) и шириной $2\pi R_p z$ (z - число витков резьбы) с нагрузкой Q на ее конце. В таком случае условие прочности будет иметь вид:

$$\sigma_H^p = M_H / W = Qh [6 / (2\pi R_p z (t/2)^2)] \leq [\sigma_H], \quad (17.15)$$

откуда можно найти число витков резьбы:

$$z \geq 12 Q_k h / (\pi R_p t^2 [\sigma_H^p]). \quad (17.16)$$

Шаг резьбы взаимосвязан с углом ϕ подъема винтовой линии и может быть представлен следующей зависимостью:

$$t = 2\pi R_p \operatorname{tg} \phi. \quad (17.17)$$

Если считать, что вся нагрузка воспринимается одним витком, то напряжение смятия, возникающее в резьбе, можно определить по выражению:

$$\sigma_{см} = (Q/\pi) / (R_p^2 - R_s^2) \leq [\sigma_{см}], \quad (17.18)$$

где R_s - внутренний диаметр резьбы, м;

$[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение при смятии, Па.

Контрольные вопросы

1. Типы роторных машин.
2. Фактор разделения как характеристика напряженности поля центробежных сил ротора.
3. Как определить индекс производительности сепаратора?
4. Формула давления жидкости на корпус барабана.
5. Окружное нормальное напряжение σ_r в обечайке.
6. Формула толщины стенки обечайки ротора δ .
7. Как определить толщину крышки барабана сепаратора?
8. Определение наружного радиуса соединительного кольца.
9. Алгоритм расчета ротора сепаратора.

Список рекомендуемой литературы

1. Харламов С.В. Конструирование технологических машин пищевых производств. Учебное пособие для вузов. - Л.: Машиностроение, 1979. - 224 с.
2. Харламов С.В. Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов пищевых производств. - Л.: Агропромиздат, 1991. - 256 с.

РАЗДЕЛ 9. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ УСТРОЙСТВ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Лекция 18

Тема: Расчет и конструирование устройств для борьбы с вибрацией

- План:
- 18.1. Вибрация.
 - 18.2. Способы устранения вибрации. Коэффициент виброизоляции
 - 18.3. Виброизоляторы.
 - 18.4. Расчет виброизоляторов

18.1. Вибрация

Возникающие при работе машин вибрации приводят к преждевременному износу деталей машин, повышенному расходу энергии, могут привести к аварии, снижают эффективность технологических операций. Вред вибраций заключается также и в разрушающем действии их на соседнее оборудование, строения и сооружения.

В связи с этим необходимо стремиться к *снижению амплитуды колебаний деталей и узлов оборудования.*

18.2. Способы устранения вибрации. Коэффициент виброизоляции

Для устранения вибрации применяют следующие способы:

1) уравнивание или балансировка – обеспечение допустимой величины смещения центров инерции вращающихся деталей и узлов на специальных установках;

2) демпфирование;

3) применение виброизоляционных амортизирующих средств.

К третьему способу относят:

а) виброизоляторы;

б) упругие элементы в виде резиновых, пробковых или войлочных листов;

в) упругие прокладки, спрессованные из пробковой крошки, пенкового волокна и пластмассы.

Основным показателем, определяющим качество виброизоляции, является коэффициент виброизоляции K_v . Он показывает, какая доля динамической силы от общей силы, действующей со стороны агрегата, передается виброизоляторами фундаменту.

Чем меньше значение коэффициента виброизоляции K_v , тем лучше виброизоляция.

$$K_v = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{f^2}{f_0^2} - 1\right)^2 + \frac{f^2}{f_0^2} \mu^2}}, \quad (18.1)$$

где f – частота возмущающей силы;

f_0 – частота свободных или собственных колебаний системы, состоящей из агрегата и упругого основания;

μ – коэффициент трения.

Если пренебречь μ , то

$$K_v = \frac{1}{\left(\frac{f^2}{f_0^2} - 1\right)}; \quad (18.2)$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi}. \quad (18.3)$$

1. При $f < f_0$ система оказывает возмущающей силе упругое сопротивление, сила действует как статическая и целиком передается основанию, $K_v = 1$.
2. При $f = f_0$ наступает резонанс, $K_v > 1$.
3. При $f > f_0$ $K_v < 1$.

Если $f = 1,41 f_0$, то резонансные усилия исчезают, система оказывает возмущающей силе инерционное сопротивление.

Для хорошей виброизоляции, т.е. малых K_v , необходимо, чтобы частота f_0 собственных колебаний системы была мала по сравнению с частотой возникающей силы.

Исследования показали, что при отношениях частоты $f / f_0 = 2,5$ – виброизоляторы поглощают 81% энергии вибрации, а при $f / f_0 = 5$ – виброизоляторы поглощают 96% энергии вибрации.

Уменьшить амплитуду вибрации самого агрегата на виброизоляторах можно путем *увеличения его массы*. Поэтому целесообразно монтировать агрегаты (небольшие массы) на тяжелой плите и виброизоляторы устанавливать под плиту.

Это делает установку менее восприимчивой к действию внешних сил (толчков, ударов).

18.3. Виброизоляторы

Простейший способ виброзащиты — установка машины на сплошную подкладку из резины, войлока или пробки. Недостаток этого способа заключается в возможности разрушения изолирующего слоя при попадании на него смазочных материалов.

Более целесообразно применять упругие подкладки из прессованных пробковой крошки, пенькового волокна и пластмассы. В такой подкладке куски пробки соединены длинными волокнами, а пластмасса предохраняет пробку от действия смазочных и других материалов.

На рис. 18.1 показаны варианты конструкций амортизирующих опор. Подкладка с рифлеными поверхностями для увеличения трения (рис. 18.1, а) состоит из двух упругих пластин 1 и 3, между которыми установлена сменная стальная пластина 2, служащая для регулирования положения машины по высоте.

Трехслойную подкладку (буфер) (рис. 18.1, б, в) выполняют из двух стальных полос или колец 1 и 3, соединенных слоем вулканизированной резины 2. Одна из полос (колец) соединяется со станиной машины, а другая свободно лежит на полу или крепится к фундаменту.

Эффективное ослабление вибраций в большинстве случаев возможно с помощью пружинных амортизаторов. Пружины долговечны, малогабаритны и хорошо противостоят действию высокой температуры.

У пружинных амортизаторов (рис. 18.1, г) внутренняя часть залита битумной массой с низкой температурой плавления.

Применение битума способствует повышению демпфирующей способности конструкции.

Существуют также комбинированные виброизоляторы, например, пружинно-резиновый. Пружина обеспечивает большую механическую прочность и долговечность, допускает значительную статическую деформацию под действием динамических сил.

Резиновые детали улучшают гашение вибраций высоких частот и создают достаточное затухание свободных колебаний агрегата на виброизоляторах, а пружина гасит вибрации низких частот.

При использовании виброизоляторов в виде листов резины для уменьшения поперечных деформаций и снижения жесткости, они должны иметь форму ребристых или дырчатых плит (рис. 18.2).

Для легких установок применяется конструкция из резины (рис. 18.3), состоящая из станины агрегата 1, обоймы 2 и резинового кубика 3, установленного на уплотнительном грунте 4, пропитанном цементным раствором.

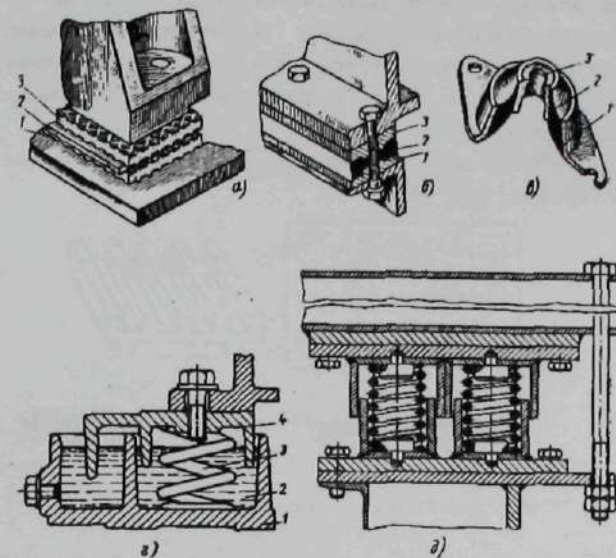


Рис. 18.1. Амортизирующие опоры:

- а - упругая подкладка (1, 3 - рифленые пластины; 2 - стальная пластина);
- б - трехслойная подкладка (1, 3 - стальные полосы; 2 - вулканизированная резина);
- в - трехслойный буфер (1, 3 - стальные кольца; 2 - вулканизированная резина);
- г - пружинный амортизатор с битумной массой (1 - корпус; 2 - битумная масса; 3 - пружина; 4 - верхняя плита);
- д - виброизоляторы дробилки.

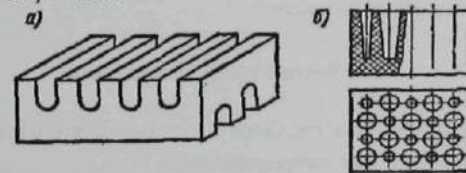


Рис. 18.2. Ребристые (а) и дырчатые (б) виброизоляторы



Рис. 18.3. Конструкция виброизолятора на резиновых кубиках

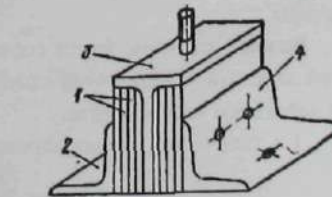


Рис. 18.4. Эластичная виброизоляционная опора

Другим приспособлением является эластичная опора (рис. 18.4). До установки на фундамент резиновые пластины 1 и основание 3 сжимаются уголками 2 при помощи болтов 4 в соответствии с нагрузкой. Эта эластичная опора применяется для нагрузки 0,5 – 12 кН. Такое устройство дает возможность гасить и поперечные вибрации.

Хороший эффект дает применение *виброизолирующих резиновых ковров* сложного профиля (рис. 18.5).

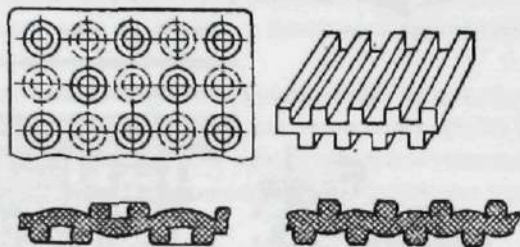


Рис. 18.5. Резиновые ковры сложного профиля

Расчет резиновых виброизоляторов сводится к определению их количества и размеров. При сжатии резиновых виброизоляторов трение на опорных поверхностях препятствует увеличению боковых деформаций и, следовательно, часть резины, прилегающая к опорным поверхностям, практически не участвует в работе виброизолятора.

Это обстоятельство должно учитываться при определении жесткости резинового виброизолятора. За рабочую высоту виброизолятора принимают только высоту его деформируемой части.

18.4. Расчет виброизоляторов

Расчет виброизоляторов сводится в основном к определению *упругости* (жесткости), обеспечивающей виброизоляцию.

Критерием необходимой жесткости виброизоляторов служит собственная частота системы, которую она будет иметь после установки агрегата на виброизоляторы.

Важное значение имеет соотношение между частотой собственных колебаний агрегата и величиной статической осадки, т.е. прогиба упругой опоры под действием веса агрегата.

1. Статическая осадка определяется по формуле:

$$X_{cm} = \frac{Q}{K} = \frac{mg}{K}, \quad (18.4)$$

где Q - вес машины,

m - масса машины,

g - ускорение свободного падения;

K - коэффициент упругости или жесткости виброизолятора.

2. Частота собственных колебаний определяется по формуле:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{X_{cm}}}. \quad (18.5)$$

3. Собственную частоту колебаний можно рассчитать для вибраторов в виде прокладок:

$$f_0 = 5 \sqrt{\frac{ES}{hQ}}, \quad (18.6)$$

где E - модуль упругости материала виброизолятора;

S - площадь, занятая упругими прокладками;

h - толщина прокладок.

4. Расчет пружинного виброизолятора сводится к определению диаметра пружины и числа витков:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16Q \cdot r}{\pi[\tau]}}; \quad (18.7)$$

$$n = \frac{J \cdot d^4}{64K \cdot r^3}, \quad (18.8)$$

где r - средний радиус витка пружины;

$[\tau]$ - допускаемое напряжение при кручении;

J - модуль упругости пружины при сдвиге.

5. Качество виброизолятора прокладки определяется величиной статического прогиба под действующей на него силой тяжести. Чем больше статический прогиб, тем лучше виброизоляция.

Предельно допустимый прогиб X_{cm} определяется по формуле:

$$X_{cm} = h\delta / E,$$

где h - толщина прокладки;

δ - допустимая нагрузка на виброизолятор;

E - модуль упругости виброизолятора.

Контрольные вопросы

1. Разрушающее действие вибрации.
2. Способы устранения вибрации.
3. Конструкции виброизоляторов.
4. Расчет виброизоляторов.
5. Коэффициент виброизоляции.
6. Основная характеристика качества виброизоляции.

Список рекомендуемой литературы

1. Харламов С.В. Конструирование технологических машин пищевых производств. Учебное пособие для вузов. – Л.: Машиностроение, 1970. – 422 с.
2. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования деталей и узлов пищевого оборудования. – М.: Машиностроение, 1983. – 447 с.

Лекция 19

Тема: Расчет и конструирование устройств для защиты от шума

- План:
- 19.1. Шум. Виды шума
 - 19.2. Расчет основных параметров шума
 - 19.3. Способы уменьшения шума

19.1. Шум. Виды шума

В связи с развитием современной техники, возрастании мощности и быстроходности машин, неудачных конструкций машин, их изношенности, неисправности и неуравновешенности возникают шум и вибрация.

Шумом называется совокупность нежелательных звуков, различных по силе и частоте, возникающих в результате колебательных процессов.

Шум оказывает крайне неблагоприятное воздействие на организм человека, вызывает серьезные заболевания и приводит к потере трудоспособности. Шум повышенной громкости приводит к снижению производительности труда примерно на 10-15%, к ухудшению качества выпускаемой продукции.

Частота колебаний возникающего звука зависит от числа периодов колебаний поверхности в секунду. Источниками шума являются все тела, находящиеся в состоянии вибрации (воздух, металл и т.д.). Колебания воздуха воспринимаются человеком в виде звука, если их частота находится в интервале от 20 до 200 Гц. Шум условно делят на механический и аэродинамический.

Шум механического происхождения возникает в результате динамических процессов и упругих деформаций в сочленениях машин и механизмов.

Механический шум, передающийся по конструкциям зданий, называется *структурным шумом*.

Аэродинамический шум возникает при больших скоростях движения газов, в результате взрывных процессов в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания и т.д.

19.2. Расчет основных параметров шума

1. *Период* – это время, за которое звуковая или механическая волна проходит путь, равный ее длине. Частота колебания какого-либо источника, выраженная в герцах, определяется следующими соотношениями:

$$f = v / \lambda = \frac{1}{T}, \quad (19.1)$$

где f – частота колебаний;
 v – скорость распространения звука;
 λ – длина волны;
 T – период колебаний.

2. Упругие волны, распространяясь во все стороны от источников, называются продольными (в жидких и газообразных средах). Скорость распространения волны определяется по формуле:

$$v = \sqrt{\gamma P / \rho}, \quad (19.2)$$

где v – скорость распространения упругих волн;
 P – давление;
 ρ – плотность среды;
 γ – показатель адиабаты.

В твердых телах, возбуждаемых каким-либо источником колебаний, могут появляться и продольные, и поперечные волны.

3. Уровень звукового давления L (в децибелах) определяется по формуле:

$$L = 20 \lg P / (2 \cdot 10^{-5}) \quad (19.3)$$

4. *Силой звука* называется звуковая энергия, проходящая в единицу времени через единицу площади поверхности, перпендикулярной направлению распространения волн. Сила звука, называемая также интенсивностью звука, определяется по формуле:

$$J = P^2 / \rho v, \quad (19.4)$$

где ρ – плотность среды;
 v – скорость звука.

5. *Уровнем силы* звука (шума) называется отношение силы звука J к силе звука J_0 , с которым производится сравнение. За единицу сравнения принимается минимальное значение силы звука J_0 , воспринимаемое человеком. Уровень силы звука показывает лишь превышение силы звука J по отношению к исходной величине J_0 и может быть выражен следующей формулой:

$$L = 10 \lg J / J_0. \quad (19.5)$$

19.3. Мероприятия и способы по уменьшению шума

В целях борьбы с производственными шумами проводится ряд мероприятий по подавлению шума в источнике его возникновения. Однако, в большинстве случаев их трудно осуществить, так как они могут привести к нарушению технологии процесса. Значительно легче выполнить мероприятия по уменьшению шума на пути его распространения.

Шум различных автоматов, двигателей, редукторов и т. д. можно устранить путем звукоизоляции данной машины массивным кожухом. В звукоизолирующих кожухах могут быть предусмотрены съемные крышки для подхода к агрегату с целью его регулировки, периодического обслуживания и ремонта. В настоящее время новый агрегат с большой шумностью должен рассматриваться как недоработанный и дефектный по конструкции. Особенно просто удастся устранить путем звукоизоляции шум от всякого рода приводов: зубчатых, ременных, цепных и т. д. В большинстве случаев приводные устройства частично или полностью покрывают легкими негерметичными кожухами - ограждениями из листового железа или сетки, защищающими только от возможности соприкосновения рабочего с движущимися частями агрегата. Дребезжание этих ограждений часто ведет к увеличению общего шума.

Замена подобных ограждений звукоизолирующими, т. е. более массивными и герметичными, позволяет резко ослабить шум. Звукоизолирующие кожухи с внутренней стороны покрывают звукопоглощающей облицовкой, которую выбирают с учетом частотной характеристики шума агрегата (шлаковата, войлок, пенополиуритан и др.). Увеличение звукоизоляции достигается также установкой двойного кожуха с воздушной прослойкой.

Эффективность установки кожуха в значительной степени зависит от его герметичности и способа крепления. Для устранения жестких связей кожухи крепят на упругие прокладки. По всему периметру прилегания к полу кожух опирается на виброизолирующие прокладки (асбест, войлок и др.). На рис. 19.1 показаны некоторые приемы устранения шума машины.

В результате экспериментальных исследований установлено, что изменение технологии, а также использование новых материалов с большой внутренней вязкостью для изготовления некоторых деталей снижают общий уровень шума в следующих размерах:

- ликвидация погрешностей зацепления зубчатых колес - на 10 дБ;
- изменение формы зубьев с прямой на косую - на 5 дБ;
- фланкирование, срезание отдельных участков профилей зубчатых колес - на 3 - 6 дБ;
- увеличение высоты зубьев до 3-3,5 модуля и уменьшение угла зацепления до 15° - на 5 - 8 дБ;

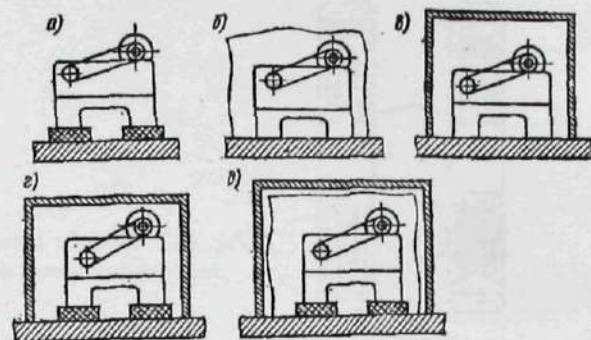


Рис. 19.1. Способы борьбы с шумом машины:

- а* - под машиной установлены виброизолирующие прокладки;
- б* - машина заключена в кожух из звукопоглощающей материи;
- в* - машина установлена соответственно в жестком кожухе;
- г, д* - на прокладках в жестком кожухе; на прокладках в жестком кожухе со звукопоглощающей отделкой

- придание бочкообразной формы зубьям одного из зубчатых колес, что позволяет одновременно уменьшить влияние перекоса и смещения осей - на 3 - 5 дБ;
- свободная посадка одного из зубчатых колес на шлицевом валу - на 3 - 4 дБ;
- замена в паре редуктора одного стального колеса на капроновое - на 12 дБ;
- замена зубчатой передачи на клиноременную - на 15 дБ;
- ликвидация перекоса внутреннего кольца шарикоподшипника - на 10 дБ;
- замена подшипников качения подшипниками скольжения - на 15 дБ.

Шум зубчатых колес происходит вследствие вибрации зубьев и самих зубчатых колес, возникающей из-за удара зубьев и действия сил трения при зацеплении зубчатых колес. Сила шума зубчатых колес существенно зависит от их окружной скорости, от качества их изготовления и сборки, от материала и термической обработки колес. С понижением окружной скорости зубчатых колес от v_1 до v_2 уровень шума уменьшается примерно на $\Delta L = 23 \lg v_1 / v_2$.

Наиболее интенсивный шум создается при неравномерном распределении зубьев по окружности зубчатого колеса. В результате этого нарушается плавность зацепления. Для улучшения плавности зацепления рекомендуется вместо прямозубых зубчатых колес применять косозубые или шевронные зубчатые колеса.

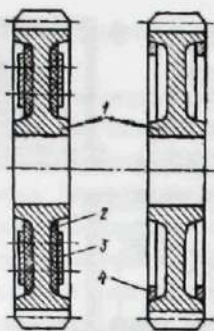


Рис. 19.2. Способы борьбы с шумом колес зубчатых передач

Увеличение силы трения при зацеплении зубчатых колес вызывает высокочастотные вибрации.

Применение смазки ослабляет шум примерно на 4 - 6 дБ. Операции притирки, шлифовки и шевингования зубчатых колес позволяют снизить шум на 5 - 10 дБ.

Уменьшение шума и вибраций зубчатых колес достигается также прижатием к торцевой поверхности зубчатых колес (рис. 19.2) резиновых колец 2 шайбами 3 или путем неплотной запрессовки в обод колес чугунных колец 4.

Шум шариковых и роликовых подшипников происходит в основном вследствие удара шариков и роликов о сепаратор и кольца подшипников. Он возрастает с увеличением диаметра и частоты вращения и мало зависит от нагрузки. Для ослабления шума подшипников качения рекомендуется применять подшипники минимального диаметра с тугой посадкой на цапфы вала; устанавливать подшипники без перекоса и защищать от загрязнений. Шум подшипников можно ослабить, применив смазку, а также заменив подшипники качения подшипниками скольжения.

Контрольные вопросы

1. Шум. Классификация.
2. Единица измерения шума.
3. Определение силы звука, уровня звукового давления.
4. Мероприятия по борьбе с шумом.
5. Способы снижения шума.

Список рекомендуемой литературы

1. Харламов С.В. Конструирование технологических машин пищевых производств. Учебное пособие для вузов. – Л.: Машиностроение, 1979. – 224 с.
2. Соколов В.И.. Основы расчета и конструирования деталей и узлов пищевого оборудования. – М.: Машиностроение, 1983. – 447 с.

Расчет и конструирование технологического оборудования
Курс лекций по дисциплине
«Расчет и конструирование технологического оборудования»

Авторы: Кочнева С.В., Дюшеева А.Д.

Редактор: Дмитриенко К.М.
Тех. редактор Субанбердиева Н.Е.

Подписано к печати 07.06.2010 г. Формат бумаги 60x84¹/₁₆.
Бумага офс. Печать офс. Объем 9,5 п.л. Тираж 50 экз. Заказ 126. Цена 162,45 с.
Бишкек, ул. Сухомлинова, 20. ИЦ "Текник" КГТУ им. И.Раззакова, т.: 54-29-43
e-mail: beknur@mail.ru

