

УДК 681.5

Козлов С.Н., Дубинина Н.В. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств: Методическое пособие к практическим занятиям для студентов очной и заочной форм обучений направления 151000.62 «Технологические машины и оборудование» / Рубцовский индустриальный институт. – Рубцовск, 2014. – 102 с.

Пособие предназначено в качестве руководства при выполнении студентами всех форм обучения практических занятий по дисциплине Б3.Б.5 «Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств». Содержатся методики расчета, необходимые справочные материалы, варианты заданий, контрольные вопросы для подготовки студентов к защите отчетов по выполненным работам.

Рассмотрено и одобрено
на заседании НМС РИИ.
Протокол №1 от 20.02.14.

Рецензент: к.т.н., профессор кафедры
«Наземные транспортные системы»

А.Н. Площаднов

© Рубцовский индустриальный институт, 2014

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
РАЗДЕЛ 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЁМКОСТЕЙ	6
Основные положения	6
Практическая работа №1. Расчет круглых сплошных и кольцевых пластин, нагруженных симметрично методом начальных параметров	8
1.1 Основные положения	8
1.2 Расчет пластин	9
1.3 Выполнение, оформление и защита работы	12
2 Практическая работа №2. Ёмкости, составленные из цилиндрических, сферических и других форм оболочек	15
2.1 Расчет гладких цилиндрических обечаек	15
2.2 Цилиндрические обечайки, подкрепленные кольцами жесткости	21
2.3 Днища	24
2.4 Расчет и конструирование укрепляющих элементов стенки аппарата, ослабленной отверстием	29
2.5 Расчет и конструирование фланцевых соединений	34
2.6 Расчет и конструирование опор аппаратов	39
2.7 Выполнение, оформление и защита работы	42
РАЗДЕЛ 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАШИН И АППАРАТОВ	51
3 Практическая работа №3. Расчет и конструирование шнековых прессов	51
3.1 Расчет шнековых прессов	51
3.2 Прочностные расчеты шнеков	54
3.3 Изготовление шнеков	56
3.4 Выполнение, оформление и защита работы	57
4 Практическая работа №4. Ротационные аппараты с медленно вращающимися барабанами	62
4.1 Основные положения	62
4.2 Определение необходимой мощности привода	63
4.3 Расчет элементов на прочность	70
4.4 Выполнение, оформление и защита работы	73

5 Практическая работа №5. Расчет оптимальной частоты вращения и мощности привода перемешивающих устройств	78
5.1 Типы механических перемешивающих устройств	78
5.2 Общая методика расчета механических перемешивающих устройств	80
5.3 Общие положения гидравлического моделирования	81
5.4 Выполнение, оформление и защита работы	84
5.5 Выполнение, оформление и защита работы	91
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	97
ПРИЛОЖЕНИЕ	98

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств» является дисциплиной, в которой рассматриваются основы расчета и конструирования машин и аппаратов общего назначения, применяемых в различных отраслях пищевой промышленности, но принципиально не различающихся между собой.

Изучение дисциплины базируется на знании студентами основных и общетехнических инженерных и специальных дисциплин (физики, теоретической механики, деталей машин, теории машин и механизмов, сопротивления материалов, теплотехники и др.). Поэтому рекомендуется в процессе освоения курса восстановить необходимые знания указанных дисциплин по соответствующим учебникам и курсам лекций.

В результате изучения дисциплины студенты приобретают знания в области проектирования и расчета основных элементов (рабочих органов, передающих механизмов и т.п.) пищевых машин и аппаратов, что позволит им проводить модернизацию серийного оборудования, разрабатывать и внедрять стандартизованное оборудование.

Закончив изучение дисциплины, студенты должны:

- уметь проводить теоретические и экспериментальные исследования в области технологического оборудования с использованием современных методов планирования экспериментов, вычислительной техники;
- иметь опыт проведение расчетов и конструирования типовых сборочных единиц оборудования, нахождения путей модернизации оборудования с целью повышения качества изделий.

РАЗДЕЛ 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЁМКОСТЕЙ

Основные положения

В пищевой промышленности для хранения и переработки жидких, вязких и сыпучих продуктов широко применяются ёмкости, составленные из цилиндрических, сферических и других форм оболочек.

Сферическая оболочка в виде шара обладает наименьшей материалоемкостью и наименьшей поверхностью на единицу объема. При заданном давлении толщина стенки сферической оболочки оказывается минимальной по сравнению с толщинами стенок оболочек других форм. Однако изготавливаются сферические оболочки сложно и дорого, а размещать рабочие устройства внутри оболочки трудно. В большинстве ёмкостей основной рабочий объем ограничивается цилиндрической оболочкой, сделанной из листового материала, и только днище и крышка выполняются в виде части сферы, эллипсоида или конуса.

Значительно реже применяются прямоугольные ёмкости, основной рабочий объем которых ограничен плоскими стенками. Такие ёмкости без дополнительных устройств могут работать только при небольших перепадах давлений. В противном случае стенки необходимо усиливать ребрами жесткости, анкерными связями. Материалоемкость прямоугольных ёмкостей повышенная. Их трудно отливать, а при изготовлении с помощью сварки их стенки ведет и корбит.

Учитывая важнейшие факторы, влияющие на конструирование и прочностной расчет стенок, ёмкости пищевых производств можно подразделить следующим образом:

- 1) По назначению – для хранения и переработки;
- 2) По применяемому материалу – стальные, чугунные, медные, алюминиевые;
- 3) По способу изготовления – сварные, литые, клепанные, паяные и т.п.;
- 4) По форме – цилиндрические, сферические, конические, торовые и комбинированные;
- 5) По схеме нагрузки – работающие под действием внутреннего или внешнего давления;
- 6) По температуре стенки – необогреваемые, обогреваемые или охлаждаемые;
- 7) По условиям коррозионного воздействия среды – работающие в условиях умеренного или интенсивного разъедания;
- 8) По положению в пространстве – вертикальные, горизонтальные или наклонные;
- 9) По способу сборки – разъемные или неразъемные;
- 10) По толщине стенки – тонкостенные или толстостенные.

Размеры и конструкции ёмкостей должны соответствовать правилам и нормам ведущих научно-исследовательских и проектных институтов пищевой промышленности, общественного питания, торговли, пищевого и торгового машиностроения, а также смежных институтов других отраслей промышленности.

Кроме того, необходимо также считаться с правилами и нормами инспекции Госгортехнадзора, которая контролирует эксплуатацию всех аппаратов, работающих под давлением свыше 0,07 МПа.

Для ускорения и облегчения конструирования, а также для ускорения ремонта многие детали и узлы ёмкостей, также арматура и соединительные части ёмкостей серийного изготовления унифицированы и стандартизированы. Стандарты разработаны также на многие конструкторские нормы и правила, элементы деталей и сборочных единиц. По стандартам выбираются днища, штуцера, люки, муфты, укрепляющие кольца, фланцы, крепежные детали, трубопроводная арматура и т.п.

Для цилиндрических сварных ёмкостей, изготавливаемых из листовой стали (ГОСТ 9617-76), установлен ряд внутренних диаметров, которые рекомендуется принимать через каждые 100 мм для диаметров от 400 до 1200 мм и через каждые 200 мм для диаметров от 400 до 4000 мм. Наружный диаметр сосудов или аппаратов, изготавливаемых из стальных труб, рекомендуется принимать в соответствии с наружным диаметром труб от 159 до 720 мм и выше (по ГОСТ8732-78 и др.).

За номинальную вместимость ёмкости или сосуда принимается его внутренний объем без учета объемов открываемых крышек, штуцеров, люков и др. При вычислении внутреннего объема сосуда или аппарата наличие защитной футеровки, покрытий и внутренних устройств не учитывается. Выбор вместимости (m^3) сосуда, изготавливаемого из металлических материалов или пластических масс, необходимо производить в соответствии с ГОСТ 13372-78. Этот стандарт не распространяется на хранилища для жидких продуктов, а также аппараты, для которых вместимость является производной от основных размеров, определяемых технологическим расчетом при конструировании.

Трубопроводы, трубопроводная арматура, соединительные части для них характеризуются материалом, из которого они изготовлены, условным, пробным и рабочим давлениями, а также условным проходом (диаметром), которые регламентируются ГОСТ 356-80.

Под условным давлением понимается наибольшее избыточное рабочее давление при температуре среды 20°C, при котором обеспечивается длительная работа трубопроводной арматуры, имеющей определенные размеры, обоснованные расчетом на прочность при выбранных материалах и характеристиках прочности их при температуре 100°C. Под пробным давлением понимается избыточное давление, при котором трубопроводная арматура, соединительные части и трубопроводы подвергаются гидравлическому испытанию водой на прочность и плотность при температуре не выше 100°C. Пробные давления при гидравлических испытаниях сосудов должны устанавливаться в соответствии с требованиями стандартов и правил Госгортехнадзора. Под рабочим давлением понимается наибольшее избыточное давление, при котором обеспечивается длительная работа трубопроводной арматуры и соединительных частей при рабочей температуре подводимой среды. Применительно к сосуду или аппарату рабочим давлением считается максимальное избыточное внутреннее или наружное давление в условиях нормального протекания рабочего процесса без

учета гидростатического давления среды и допустимого кратковременного повышения давления во время действия предохранительного клапана и других предохранительных устройств.

Под расчетным давлением в рабочих условиях для элементов ёмкостей, сосудов и аппаратов принимается то давление, на которое производится их расчет на прочность. Для элементов, разделяющих пространство с разными давлениями (например, в аппаратах с обогревающими рубашками), за расчетное давление следует принимать давление, которое требует большей толщины стенки рассчитываемого элемента. Если обеспечивается одновременное действие давлений, то допускается производить расчет на разность давлений. Если на элемент сосуда или аппарата действует гидростатическое давление, составляющее 5% и выше от рабочего, то расчетное давление для этого элемента должно быть повышено на эту же величину.

Под условным проходом устройства (аппаратуры, трубопроводной арматуры, соединений и др.) понимается номинальный внутренний диаметр присоединяемого к нему трубопровода, округленного до ближайшей величины из установленного ряда (до ближайшей меньшей величины, если диаметр находится посередине между соседними членами ряда) по ГОСТ16516-80.

1 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №1

Расчет круглых сплошных и кольцевых пластин, нагруженных симметрично методом начальных параметров [3,5,6]

1.1 Основные положения

Пластиной называют плоское тело, ограниченное двумя поверхностями, расстояние между которыми мало по сравнению с размерами самих поверхностей. Срединная поверхность, т.е. поверхность, равноудаленная от наружных поверхностей, представляет собой плоскость. Этим пластины отличаются от оболочек, у которых срединная поверхность не плоская.

Многие детали пищевых аппаратов и машин имеют форму круглой сплошной или кольцевой пластины. В качестве примера можно назвать плоские днища и крышки резервуаров, фланцы труб, днища роторов центрифуг и т.д.

В основу инженерной теории изгиба положены следующие допущения:

- 1) Точки, расположенные на некоторой прямой, перпендикулярной к средней поверхности до деформации, остаются на прямой нормальной к этой поверхности после деформации (гипотеза прямых нормалей Кирхгофа);
- 2) В плоскостях, параллельных срединной плоскости, нормальные напряжения пренебрежимо малы по сравнению с напряжениями изгиба;
- 3) При изгибе пластин, наибольший прогиб которых существенно меньше толщины, пренебрегают радиальными перемещениями точек срединной поверхности.

Метод начальных параметров – это особый метод составления уравнений для определения угла поворота и прогиба сечения балки. Получение конечных

зависимостей, применительно для пластин, по этому методу весьма трудоемко. Поэтому в работе приводятся лишь расчетные уравнения без выводов.

1.2 Расчет пластин

К расчетным параметрам относятся толщина, радиальный и окружной изгибающие моменты, действующие в радиальном и окружном направлениях, прогиб и угол поворота нормали пластинки, напряжения от радиального и окружного моментов (рис. 1.1, 1.2).

Для пластин, свободно опирающихся и жестко заделанных по контуру, нагруженных равномерно распределенным постоянным давлением по всей площади, расчетные параметры определяются по следующим выражениям.

Толщина пластины

$$S = 2 \cdot R \cdot \sqrt{\frac{P \cdot K}{[\sigma]}} + C, \text{ м}, \quad (1.1)$$

где K – опытный коэффициент, величина которого зависит от способа заделки днища; при свободной заделке $K=0,3$, при жесткой $K=0,18$;

C – прибавка на коррозию (0,001-0,003) м; принять $C=0,002$ м;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение при растяжении материала пластины, Па;

$[\sigma] = \frac{\sigma}{n}$ (σ – предел прочности, Па (приложения 2, 3); n – коэффициент запаса прочности ($n=3,5$)).

Радиальный и окружной моменты пластины:

а) свободно опирающейся по контуру

$$M_r = \frac{P}{16} \cdot \left(R^2 - r_x^2 \right) \cdot (3 + \mu), \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (1.2)$$

$$M_t = \frac{P}{16} \cdot \left(R^2 \cdot (3 + \mu) - r_x^2 \cdot (1 + 3 \cdot \mu) \right), \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (1.3)$$

где μ – коэффициент Пуассона для материала днища (приложение 1);

r_x – текущий радиус сечения пластины, $R > r_x > r_0$; r_0 – радиус центрального отверстия;

R – наружный радиус пластины, м

б) жестко заделанной по контуру

$$M_r = \frac{P}{16} \cdot \left(R^2 \cdot (1 + \mu) - r_x^2 \cdot (3 + \mu) \right), \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (1.4)$$

$$M_t = \frac{P}{16} \cdot \left(R^2 \cdot (1 + \mu) - r_x^2 \cdot (1 + 3 \cdot \mu) \right), \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (1.5)$$

где P – давление среды на пластину (внутреннее давление), Па.

Прогиб и угол поворота пластины:

а) свободно опирающейся по контуру

$$f = \frac{P}{64 \cdot D} \cdot \left(R^4 \cdot \frac{5 + \mu}{1 + \mu} - 2 \cdot R^2 \cdot r_x^2 \cdot \frac{3 + \mu}{1 + \mu} + r_x^4 \right), \text{ м}; \quad (1.6)$$

$$\varphi = \frac{P \cdot r_x}{16 \cdot D} \left(R^2 \cdot \frac{3 + \mu}{1 + \mu} - r_x^2 \right), \text{ рад}; \quad (1.7)$$

б) жестко заделанной по контуру

$$f = \frac{P}{64 \cdot D} \cdot \left(R^4 - 2 \cdot R^2 \cdot r_x^2 + r_x^4 \right), \text{ м}; \quad (1.8)$$

$$\varphi = \frac{P \cdot r_x}{16 \cdot D} \left(R^2 - r_x^2 \right), \text{ рад}, \quad (1.9)$$

где f – прогиб пластины, м;

φ – угол поворота нормали к поверхности пластины, рад;

r_x – текущее значение радиуса сечения пластины, м;

D – жесткость пластины, Н·м, определяется по выражению

$$D = \frac{E \cdot S^3}{12 \cdot (1 - \mu^2)}, \text{ Н·м}, \quad (1.10)$$

где E – модуль упругости материала пластины, Па (приложение 1);

S – толщина пластины, м, определяется по выражению (1.1).

Наибольшие нормальные напряжения на поверхности пластины, т.е. на расстоянии $(+0,5 \cdot S)$ от срединной поверхности, определяются из выражения

$$\sigma_r = \pm \frac{6 \cdot M}{S^2} r, \text{ Па}, \quad (1.11)$$

$$\sigma_t = \pm \frac{6 \cdot M}{S^2} t, \text{ Па}. \quad (1.12)$$

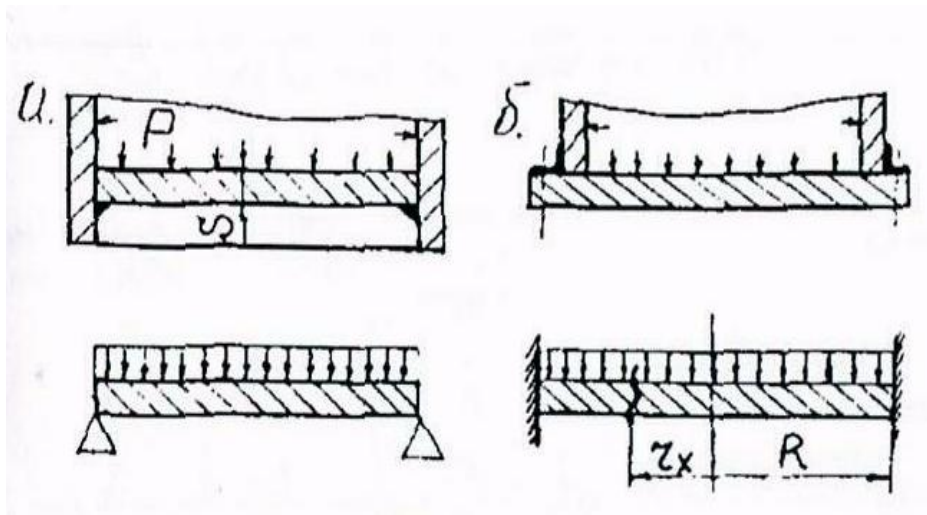


Рисунок 1.1. Схема заделки дна:
(а – свободная заделка пластины, б – жесткая заделка пластины)

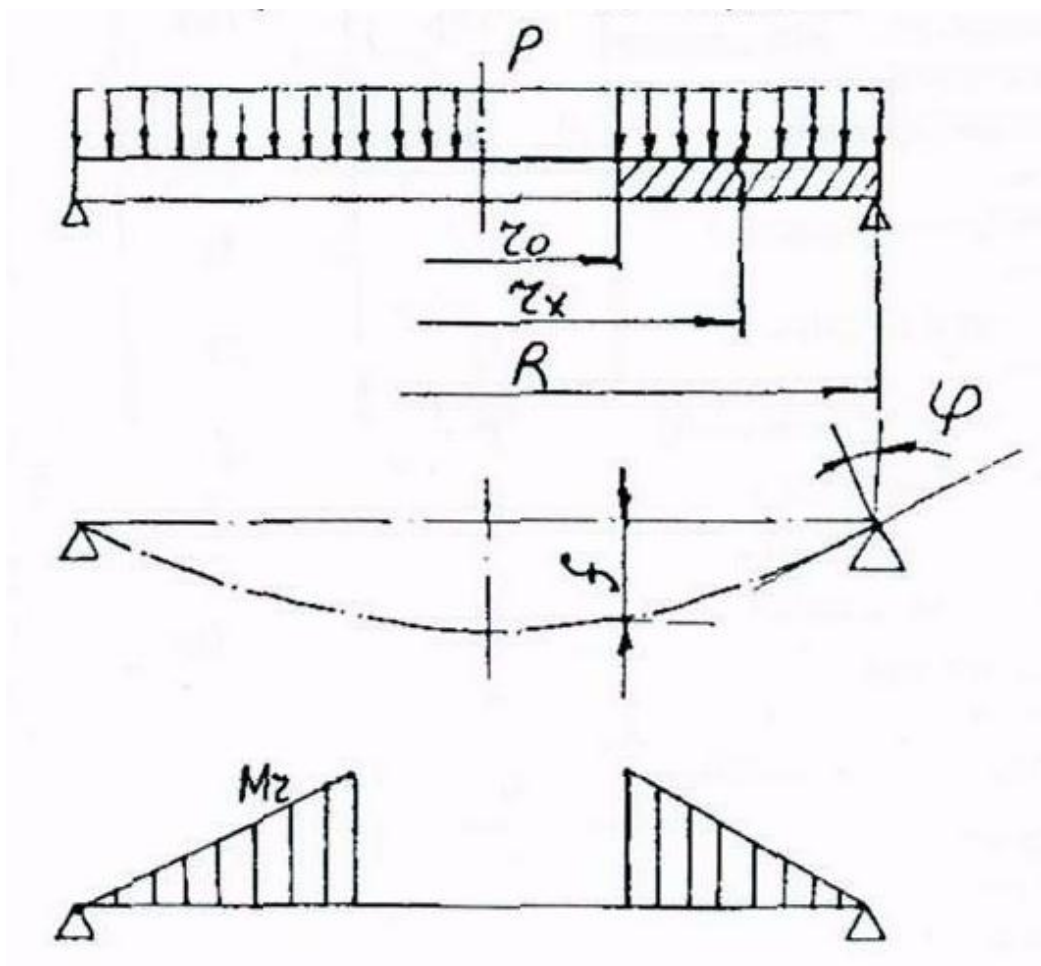


Рисунок 1.2. Схема нагружения, деформации и эпюра радиального момента плоского дна

1.3 Выполнение, оформление и защита работы

Работу необходимо выполнять в следующей последовательности:

1) Ознакомиться с порядком расчета круглых сплошных и кольцевых пластин, изготовленных из различных материалов.

2) В соответствии с заданным вариантом (таблица 1.1), рассчитать пластину по зависимостям (1.1-1.12), нагруженную равномерно распределенным по всей площади давлением P . Диаметр внутреннего отверстия r_0 .

3) При расчете принять для вариантов 1-12 свободную заделку пластины, для вариантов 13-25 жесткую заделку пластины (рис. 1.1, а и б). Рабочая температура в аппарате не превышает 29°C .

4) Выполнив расчеты, построить график зависимостей $M_r = f(r_x)$;

$M_t = f(r_x)$; $f = f(r_x)$; $\varphi = f(r_x)$; $\sigma_r = f(r_x)$; $\sigma_t = f(r_x)$ и

найти опасные сечения пластины по условиям прочности и жесткости.

5) По максимальным значениям σ_r , σ_t , f , φ определить, выполняются ли условия прочности и жесткости. Принять $[f]=0,001$ м. Если одно или оба условия не выполняются, предложить мероприятия по усилению днища.

По результатам работы каждым студентом составляется отчет. Отчет должен содержать:

а) таблицу исходных данных выполненного варианта;

б) таблицу полученных значений;

в) выполненный в масштабе эскиз днища с простановкой всех расчетных и исходных значений.

г) графики указанных выше зависимостей.

При защите работы необходимо представить отчет. Студент должен свободно ориентироваться в расчете плоских днищ ёмкостей. Дополнительно студент должен ответить на контрольные вопросы и вопросы преподавателя.

Контрольные вопросы

1 Что называется пластиной?

2 Где в пищевой промышленности применяются пластины?

3 Какие допущения положены в инженерную теорию изгиба?

4 Какие величины относятся к расчетным параметрам?

5 Начертите расчетную схему для расчета пластин.

6 В чем заключается метод начальных параметров?

7 Как определить жесткость пластины?

8 Что такое прогиб пластины и как его можно определить?

9 Что такое угол поворота нормали пластины?

Таблица 1.1

Исходные данные для расчета круглых сплошных и кольцевых днищ постоянной величины при нагружении распределенным давлением

Номер варианта	Внутреннее давление $P \cdot 10^5, Па$	Наружный радиус днища, $R, м$	Внутренний радиус днища, $r_0, м$	Материал днища
1	1	0,52	0,15	Ст 2
2	1	0,46	0,0	10
3	2	0,54	0,13	Ст 3
4	2	0,45	0,0	Ст 2
5	3	0,51	0,14	Алюминий
6	3	0,62	0,12	Ст 2
7	4	0,67	0,0	10
8	4	0,34	0,09	Ст 3
9	5	0,52	0,10	Алюминий
10	5	0,45	0,0	Алюминий
11	6	0,33	0,13	Алюминий
12	6	0,52	0,0	10
13	5	0,61	0,17	20
14	5	0,42	0,13	Ст 2
15	6	0,35	0,0	Ст 3
16	6	0,61	0,17	Алюминий
17	7	0,29	0,0	Алюминий
18	7	0,35	0,0	Ст 3
19	8	0,39	0,0	20
20	8	0,42	0,13	10
21	7	0,43	0,0	Алюминий
22	7	0,37	0,09	Ст 2
23	5	0,36	0,0	Ст 3
24	6	0,47	0,15	20
25	5	0,49	0,0	Алюминий

В таблицу 1.2 сведены обозначения в формулах и размерность физических величин, используемых в расчетах.

Обозначения и размерности физических величин

Наименование величин	Обозначение в формуле	Размерность
Коэффициент Пуассона	μ	-
Модуль упругости материала	E	Па
Допускаемые напряжения при растяжении и сжатии материала	$[\sigma]$	Па
Наружный радиус пластины	R	м
Внутренний радиус пластины	r_0	м
Текущий радиус пластины	r_x	м
Давление на пластину	P	Па
Жесткость пластины	D	Н·м
Радиальный момент	M_r	Н·м
Окружной момент	M_t	Н·м
Радиальные напряжения	σ_r	Па
Окружные напряжения	σ_t	Па
Угол поворота нормали к поверхности пластины	φ	Рад
Прогиб пластины (максимальный)	f	м
Толщина пластины	S	м
Коэффициент запаса прочности	n	-
Предел прочности	σ_v	Па

2 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №2

Ёмкости, составленные из цилиндрических, сферических и других форм оболочек [3,5,6,8]

2.1 Расчет гладких цилиндрических обечаек

Обечайки, нагруженные внутренним избыточным давлением

Толщину стенки расчётную S_R , принимаемую S , следует рассчитывать по формулам

$$S_R = \frac{p \cdot D}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi_p - p}; \quad S \geq S_R + C. \quad (2.1)$$

Принять прибавку на коррозию $C=0,001$ м.

Допускаемое внутреннее избыточное давление следует рассчитывать:

$$[\delta] = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi_\delta \cdot (S - C)}{D + (S - C)}. \quad (2.2)$$

При изготовлении обечайки из листов разной толщины, соединенных продольными швами, расчет толщины обечайки проводят для каждого листа с учетом имеющихся у них ослаблений.

После расчета по п. 2.2 проверить необходимость установки колец жесткости.

Обечайки, нагруженные наружным давлением

Толщину стенки приближенно определяют по формулам

$$S_R = \frac{1,1 \cdot p \cdot D}{2 \cdot [\sigma]}; \quad S \geq S_R + C. \quad (2.3)$$

Припуск на коррозию $C=0,001$ м.

Допускаемое наружное давление следует определять по формуле

$$[p] = \frac{[\sigma]_p}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_p}{[p]_E} \right)^2}}, \quad (2.4)$$

где допустимое давление из условия прочности определяется

$$[p]_p = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot (S - C)}{D + (S - C)}, \quad (2.5)$$

а допустимое давление из условия устойчивости в пределах упругости определяется

$$[p]_E = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot E \cdot D}{n_y \cdot B_1 \cdot l} \cdot \left[\frac{100 \cdot (S - C)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot (S - C)}{D}}, \quad (2.6)$$

где $B_1 = 8,15 \cdot \frac{D}{l} \cdot \sqrt{\frac{D}{100 \cdot (S - C)}}$.

Коэффициент запаса устойчивости принимается равным $n_y = 2,1$.

При определении расчетной длины обечайки l следует определить длину примыкающего элемента l_3 (см. рис 2.1, 2.2), который равен:

а) для выпуклых днищ

$$l_3 = \frac{H}{3},$$

где $H = (0,25 \cdot D)$ – для эллиптических днищ; $H = (0,5 \cdot D)$ для сферических днищ;

б) для конических обечаек

$$l_3 = \frac{D}{3 \cdot \operatorname{tg} \alpha}.$$

Далее нужно по п. 2.3 проверить необходимость колец жесткости.

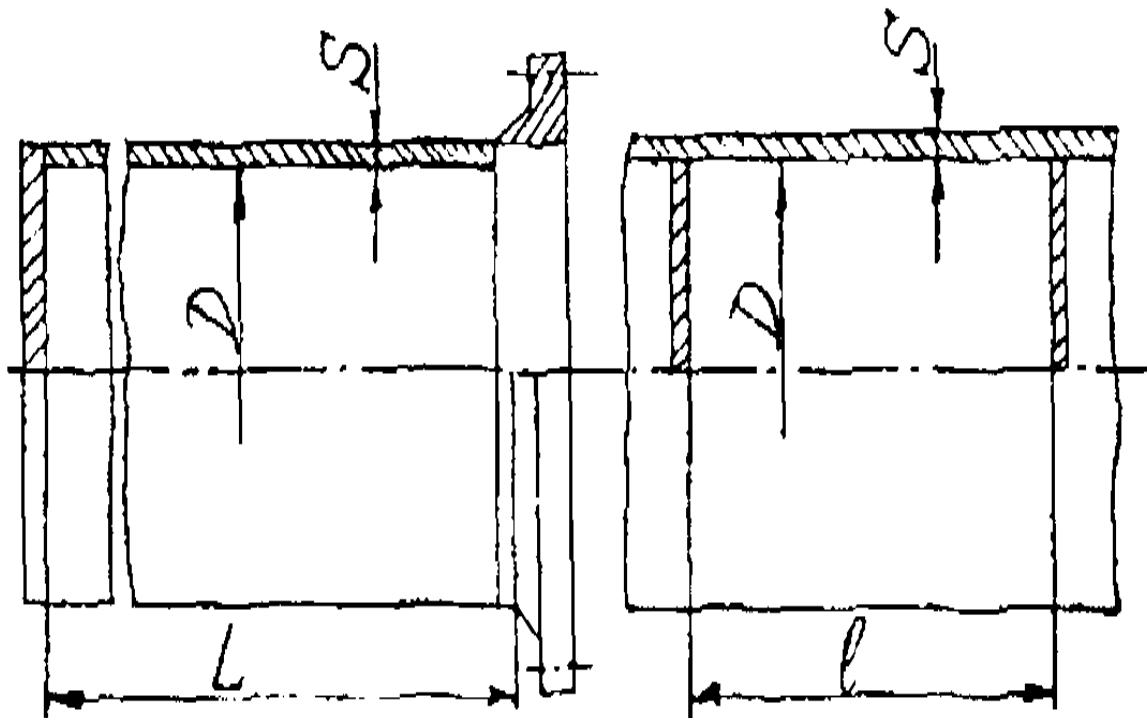


Рисунок 2.1. Гладкие цилиндрические обечайки

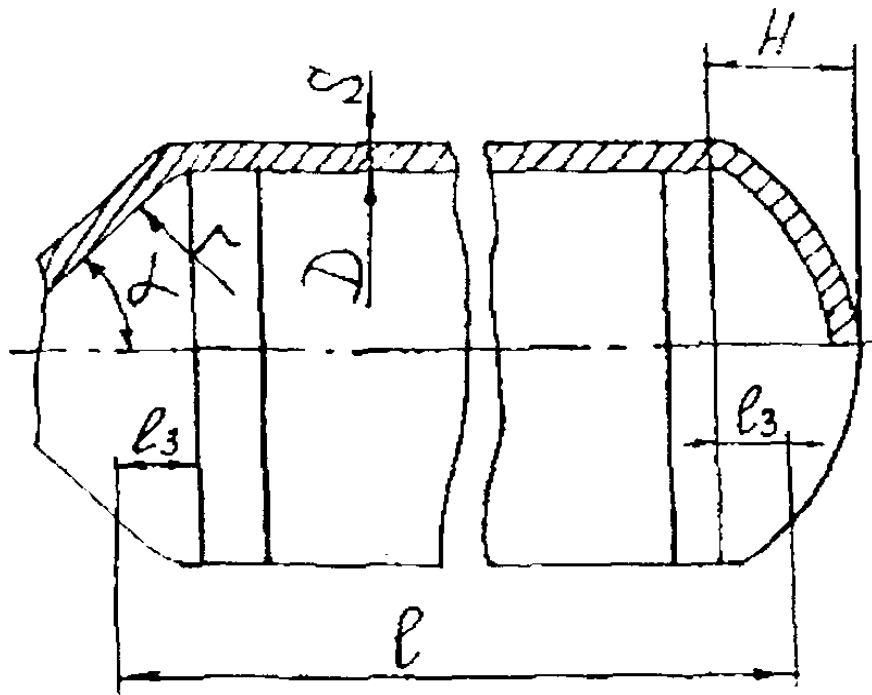


Рисунок 2.2. Гладкие обечайки с выпуклым и коническим днищами

Обечайки, нагруженные осевым растягивающим усилием

Толщина стенки рассчитывается по формуле

$$S_R = \frac{F + 0,25 \cdot \pi \cdot p \cdot D^2}{\pi \cdot D \cdot [\sigma] \cdot \varphi_T}; \quad S \geq S_R + C, \quad (2.7)$$

где p – расчетное внутреннее давление;

φ_T – коэффициент прочности шва, $\varphi_T = 0,8$.

Допускаемое осевое сжимающее усилие следует рассчитывать по формуле

$$[F] = \pi \cdot (D + S - C) \cdot (S - C) \cdot [\sigma] \cdot \varphi_1. \quad (2.8)$$

Обечайки, нагруженные осевым сжимающим усилием

Допускаемое осевое сжимающее усилие рассчитывается по формуле

$$[F] = \frac{[F]_p}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_p}{[F]_E} \right)^2}}, \quad (2.9)$$

где допускаемое усилие из условия прочности

$$[F]_p = \pi \cdot (D + S - C) \cdot (S - C) \cdot [\sigma], \quad (2.10)$$

а допускаемое усилие в пределах упругости из условия устойчивости:

$$[F]_{\dot{A}} = \min\{[F]_{E_1}; [F]_{E_2}\}. \quad (2.11)$$

Из формулы (2.11) в формулу (2.9) подставляется минимальное значение из $[F]_{E_1}$ и $[F]_{E_2}$.

Осевое усилие $[F]_{E_1}$ определяется из условия местной устойчивости в пределах упругости

$$[F]_{E_1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y} \cdot D^2 \cdot \left[\frac{100 \cdot (S - C)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot (S - C)}{D}}, \quad (2.12)$$

а допускаемое усилие $[F]_{E_2}$ из условия общей устойчивости в пределах упругости

$$[F]_{E_2} = \frac{\pi \cdot (D + S - C) \cdot (S - C) \cdot E}{n_y} \cdot \left(\frac{\pi}{\lambda} \right)^2. \quad (2.13)$$

Принять коэффициент запаса устойчивости $n_y = 2,1$.

Гибкость λ определяется по формуле

$$\lambda = \frac{2,83 \cdot l_{np}}{D + S - C}. \quad (2.14)$$

Приведенную длину l_{np} определяют по таблице 2.1.

Обечайки, нагруженные изгибающим моментом

Допускаемый изгибающий момент рассчитывается по следующей формуле:

$$[M] = \frac{[M]_p}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_p}{[M]_E}\right)^2}}, \quad (2.15)$$

где допускаемый изгибающий момент из условия прочности рассчитывается

$$[M]_p = \frac{\pi}{4} \cdot D \cdot (D + S - C) \cdot (S - C) \cdot [\sigma], \quad (2.16)$$

а допускаемый момент из условия устойчивости в пределах упругости

$$[M]_{E1} = \frac{89 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y} \cdot D^3 \cdot \left[\frac{100 \cdot (S - C)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot (S - C)}{D}}. \quad (2.17)$$

Принять коэффициент запаса устойчивости $n_y = 2,1$.

Обечайки, нагруженные поперечными усилиями

Допускаемое поперечное усилие рассчитывается по формуле

$$[Q] = \frac{[Q]_p}{\sqrt{1 + \left(\frac{[Q]_p}{Q_E}\right)^2}}, \quad (2.18)$$

где допускаемое поперечное усилие из условия прочности

$$Q_p = 0,25 \cdot \pi \cdot D \cdot (S - C) \cdot [\sigma], \quad (2.19)$$

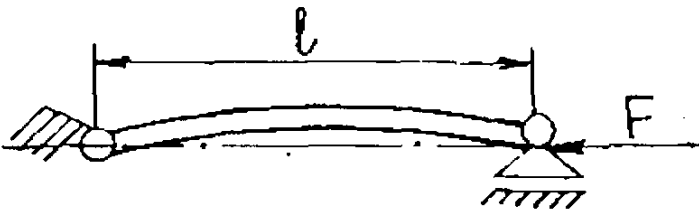
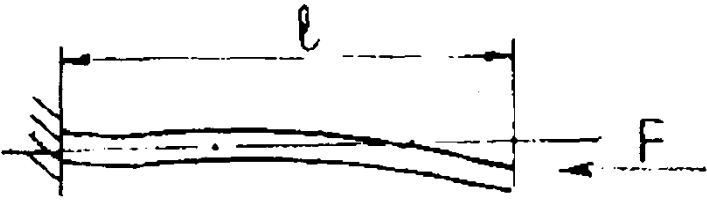
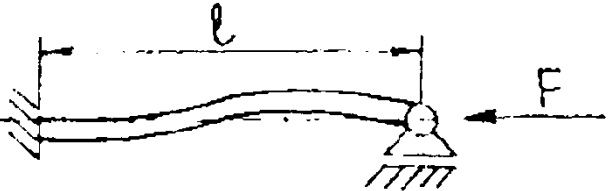
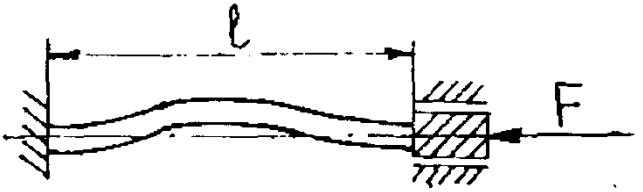
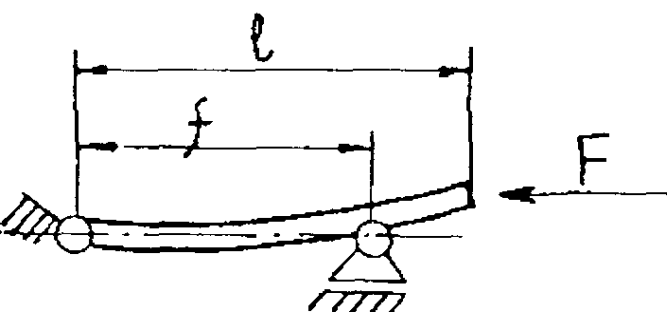
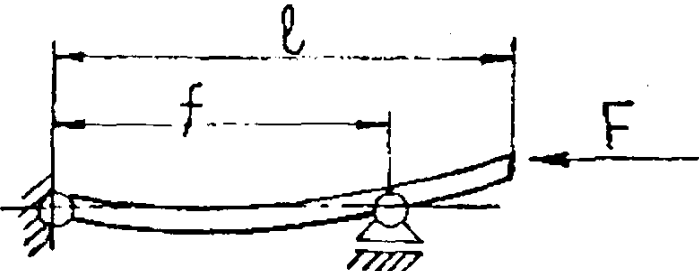
а допускаемое поперечное усилие из условия устойчивости

$$[Q]_E = \frac{2,4 \cdot E \cdot (S - C)^2}{n_y} \cdot \left[0,18 + 3,3 \cdot \frac{D \cdot (S - C)}{l^2} \right], \quad (2.20)$$

Коэффициент запаса устойчивости $n_y = 2,1$.

Таблица 2.1

Определение приведенной длины l_{np}

Расчетная схема	f	l_{np}
	-	l
	-	$2 \cdot l$
	-	$0,7 \cdot l$
	-	$0,5 \cdot l$
	0,2	$1,73 \cdot l$
	0,4	$1,47 \cdot l$
	0,6	$1,23 \cdot l$
	0,8	$1,06 \cdot l$
	1,0	$1,00 \cdot l$
	0,2	$1,70 \cdot l$
	0,4	$1,40 \cdot l$
	0,6	$1,11 \cdot l$
	0,8	$0,85 \cdot l$
	1,0	$0,70 \cdot l$

Обечайки, работающие под совместным действием наружного давления, осевого сжимающего усилия, изгибающего момента и поперечного усилия

Обечайки, работающие под совместным действием нагрузок, проверяют на устойчивость по формуле

$$\frac{p}{[p]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} + \left(\frac{Q}{[Q]} \right)^2 \leq 1,0, \quad (2.21)$$

где $[p]$ – допускаемое наружное давление, по п. 2.2.3;

$[F]$ – допускаемое осевое сжимающее усилие, по п. 2.2.4;

$[M]$ – допускаемый изгибающий момент, по п. 2.2.5;

$[Q]$ – допускаемое поперечное усилие, по п. 2.2.6.

Все эти величины определяются по формулам, приведенным выше.

2.2 Цилиндрические обечайки, подкрепленные кольцами жесткости

Обечайки с кольцами жесткости, нагруженные внутренним избыточным давлением (рисунок 2.3)

Для давления p и толщины стенки S (см. п. 2.1) рассчитывают коэффициент K_4

$$K_4 = \frac{p \cdot (D + S - C)}{2 \cdot \varphi_p \cdot [\sigma] \cdot (S - C)} - 1. \quad (2.22)$$

Коэффициенты прочности сварного шва $\varphi_p = 0,8$, $\varphi_T = 0,8$.

Если $K_4 \leq 0$, то укрепления кольцами жесткости не требуется. В диапазоне $0 < K_4 < 2 \cdot \frac{\varphi_T}{\varphi_p} - 1$ расстояние между двумя кольцами жесткости следует рассчитывать по формуле

$$b \leq \sqrt{D \cdot (S - C) \cdot \left[\frac{2}{K_4} - \frac{\varphi_p}{\varphi_T} \cdot \left(1 + \frac{1}{K_4} \right) \right]}, \quad (2.23)$$

а площадь поперечного сечения кольца

$$A_k \geq l_1 \cdot (S - C) - \frac{[\sigma] \cdot \varphi_p}{[\sigma]_k \cdot \varphi_T} \cdot K_4, \quad (2.24)$$

где l_1 принимают конструктивно, $l_1 = e + 100$ мм.

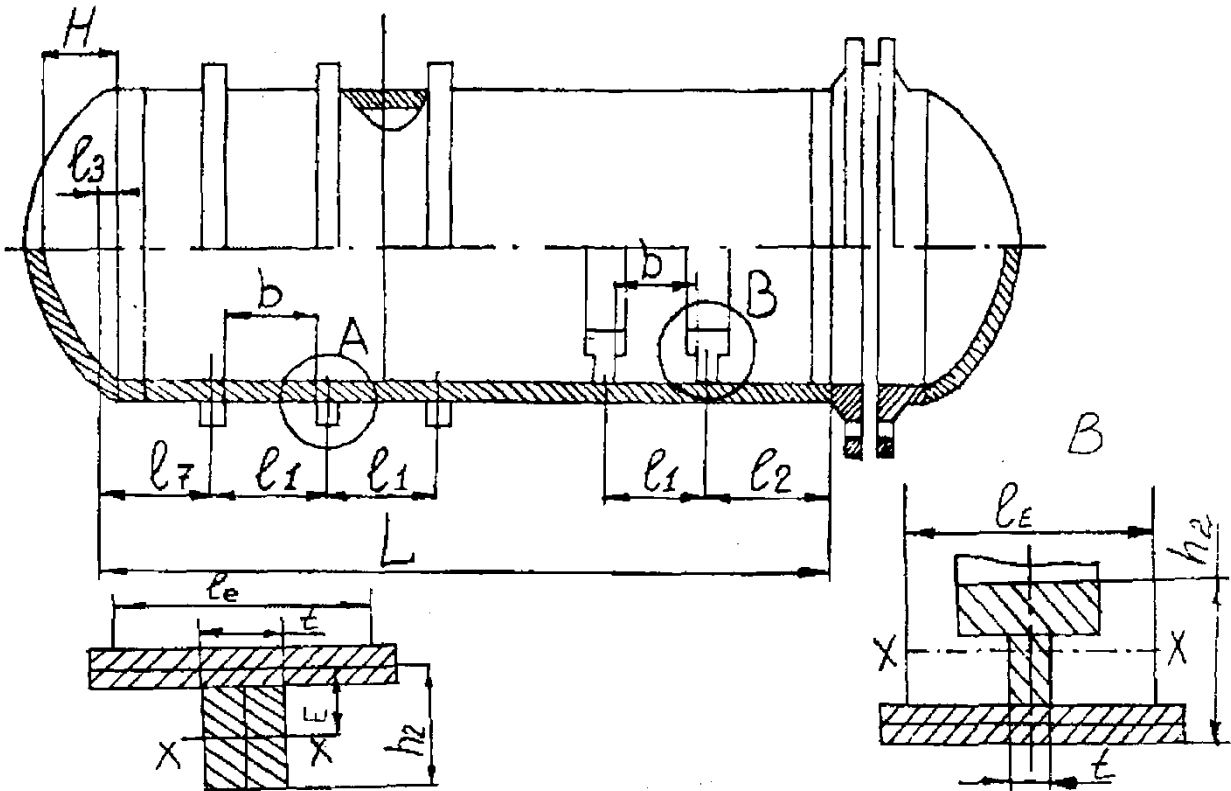


Рисунок 2.3. Цилиндрическая обечайка, подкреплённая кольцами жесткости

Если $K_4 \geq 2 \cdot \frac{\varphi_T}{\varphi_p} - 1$, то толщину стенки необходимо увеличить до тако-

го размера, чтобы выполнялось условие $0 < K_4 < 2 \cdot \frac{\varphi_T}{\varphi_p} - 1$.

Допускаемое внутреннее избыточное давление, определяемое из условия прочности всей обечайки, рассчитывается по следующей формуле

$$[p]_{II} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi_p \cdot (S - C) + 2 \cdot \frac{A_k}{l_1} \cdot [\sigma] \cdot \varphi_T}{D + (S - C)}. \quad (2.25)$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление, определяемое из условий прочности обечайки между двумя соседними кольцами жесткости,

$$[p]_2 = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi_T \cdot (S - C)}{D + (S - C)} \cdot \frac{2 + \lambda_n^2}{1 + \frac{\varphi_T \cdot \lambda_n^2}{\varphi_p}}, \quad (2.26)$$

где $\lambda_n^2 = \frac{e^2}{D \cdot (S - C)}$,

отсюда допускаемое избыточное давление определяется

$$[p] = \min\{[p]_1; [p]_2\}, \quad (2.27)$$

т.е. равняется минимальному значению или $[p]_1$, или $[p]_2$.

Обечайки с кольцами жесткости, нагруженные наружным давлением (см. рисунок 2.3)

В расчетные параметры подкрепленной обечайки входят:

- эффективная длина стенки обечайки

$$l_E = t + 1,1 \cdot \sqrt{D \cdot (S - C)}, \quad (2.28)$$

где t – ширина кольца, задается самостоятельно ($t=100$);

- эффективный момент инерции расчетного поперечного сечения кольца жесткости:

Коэффициент жесткости обечайки, подкрепленной кольцами жесткости:

$$I = I_k + \frac{l_1 \cdot (S - C)^3}{10,9} + E^2 \cdot \frac{A_k \cdot l_e \cdot (S - C)}{A_k + l_e \cdot (S - C)}, \quad (2.29)$$

где $l_1=100$; $E=(2...3) \cdot S$.

Коэффициент жесткости обечайки, подкрепленной кольцами жесткости:

$$k = \sqrt{\frac{10,9 \cdot I}{l_1 \cdot (S - C)^3}}. \quad (2.30)$$

Допускаемое наружное давление определяется из условия:

$$[p] = \min\{[p]_1; [p]_2\},$$

где допускаемое давление, определяемое исходя из условия устойчивости всей обечайки, рассчитывается по следующей формуле:

$$[\delta]_1 = \frac{[p]_{1p}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_{1p}}{[p]_{1E}}\right)^2}}, \quad (2.31)$$

где $[p]_{1p}$ – допускаемое наружное давление, определяемое из условия прочности всей обечайки, определяется как

$$[p]_{1p} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi_p \cdot (S - C) + 2 \cdot \frac{A_k}{l_1} \cdot [\sigma]_k \cdot \varphi_T}{D + (S - C)}, \quad (2.32)$$

при $\varphi_p = 0,8$ и $\varphi_T = 0,8$;

$[p]_{1E}$ – допускаемое наружное давление из условий устойчивости в пределах упругости, рассчитывается как

$$[p]_{1E} = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot E \cdot D}{k \cdot B_2 \cdot n_y \cdot L} \cdot \left[\frac{100 \cdot k \cdot (S - C)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot k \cdot (S - C)}{D}}, \quad (2.33)$$

$$\text{где } B_2 = 8,15 \cdot \frac{D}{L} \cdot \sqrt{\frac{D}{100 \cdot k \cdot (S - C)}};$$

где L – длина обечайки.

Допускаемое наружное давление, определяемое исходя из условий устойчивости обечайки между кольцами жесткости $[p]_2$, при значении длины $l=b$ должно соответствовать давлению $[p]$, определенному по формуле (2.4), причем $[p]_p$ находят по формуле (2.5) (см. п. 2.1).

2.3 Днища

Расчетные схемы некоторых выпуклых днищ приведены на рисунке 2.4.

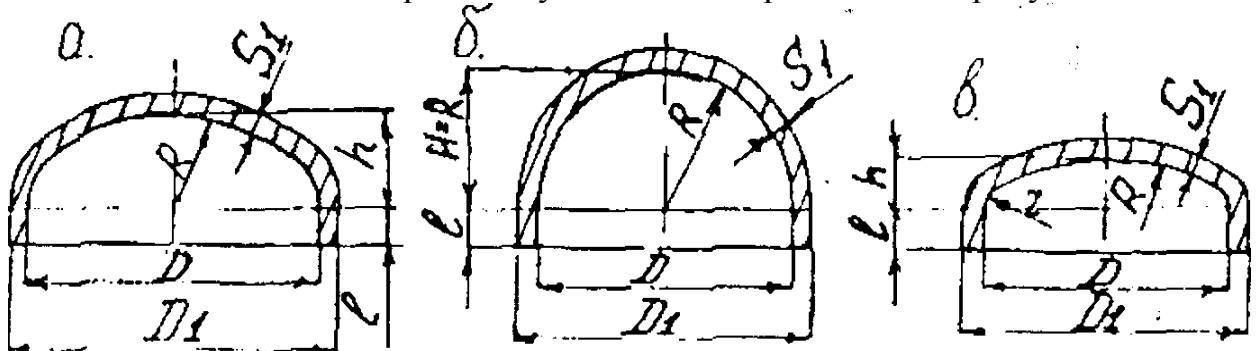


Рисунок 2.4. Выпуклые днища:
а – эллиптические; б – сферические; в – торосферические

В зависимости от соотношения параметров приняты следующие типы днищ:

тип А	$R \approx D_1$	$r \geq 0,095 \cdot D_1$;
тип В	$R \approx 0,9 \cdot D_1$	$r \geq 0,170 \cdot D_1$;
тип С	$R \approx 0,8 \cdot D_1$	$r \geq 0,150 \cdot D_1$.

Температуры не должны превышать значений, при которых возникает ползучесть металлов, т.е. при таких температурах, когда допускаемое напряжение определяется только по пределу текучести или временному сопротивлению.

Если нет таких данных, то допускается применять формулы при условии, что расчетная температура стенки днища не превышает: углеродистая сталь – 380°C, низколегированная – 480°C, аустенитная сталь – 525°C.

Эллиптические и полусферические днища

Эллиптические и полусферические днища, нагруженные внутренним избыточным давлением

Толщину стенки следует рассчитывать по формуле

$$S_{1R} = \frac{p \cdot R}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - 0,5 \cdot p}; S_1 \geq S_{1R} + C. \quad (2.34)$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление следует рассчитывать по формуле

$$[p] = \frac{2 \cdot (S_1 - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{R + 0,5 \cdot (S_1 - C)}. \quad (2.35)$$

Радиус кривизны при вершине днища равен

$$R = \frac{D^2}{4 \cdot H},$$

где для эллиптических днищ $R=D$, $H=0,25 \cdot D$; для полусферических днищ $R=0,5 \cdot D$, $H=0,5 \cdot D$.

Если длина цилиндрической отбортованной части днища будет соответствовать неравенству $h_1 > 0,8 \cdot \sqrt{D \cdot (S_1 - C)}$ – для эллиптического днища или $h_1 > 0,3 \cdot \sqrt{D \cdot (S_1 - C)}$ – для полусферического днища, то толщина днища должна быть не меньше толщины обечайки.

Для днищ, изготовленных из целой заготовки, коэффициент прочности сварного шва $\varphi=1$. Для днищ, изготовленных из нескольких заготовок, коэффициент φ можно принять $\varphi=0,9$.

Эллиптические и полусферические днища, нагруженные наружным давлением

Толщину стенки приближенно определяют по формуле, принимая максимальное значение из фигурных скобок

$$S_{1R} = \max \left\{ \frac{K_{\varepsilon} \cdot R}{510} \cdot \sqrt{\frac{n_y \cdot P}{10^{-6} \cdot E}}; \frac{p \cdot R}{2 \cdot [\sigma]} \right\}; S_1 \geq S_{1R} + C. \quad (2.36)$$

Принять коэффициент запаса устойчивости $n_y=2,1$.

Для предварительного расчета K_{ε} принимается равным 0,9 для эллиптических днищ и 1,0 для полусферических днищ.

Допускаемое наружное давление следует рассчитывать по формуле

$$[p] = \frac{[p]_p}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_p}{[p]_E} \right)^2}}, \quad (2.37)$$

где допускаемое давление из условия прочности находится из уравнения

$$[p]_p = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot (S_1 - C)}{R + (S_1 - C)}, \quad (2.38)$$

где R – см. рисунок 2.4,

а допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости

$$[p]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y} \cdot \left[\frac{100 \cdot (S_1 - C)}{K_{\varepsilon} \cdot R} \right]^2. \quad (2.39)$$

Коэффициент K_{ε} , определяется в зависимости от соотношения $\frac{H}{D}$ и

$\left(\frac{D}{S_1 - C} \right)$:

$$K_{\varepsilon} = \frac{1 + (2,4 + 8 \cdot x) \cdot x}{1 + (3,0 + 10 \cdot x) \cdot x}, \quad (2.40)$$

где $x = 10 \cdot \frac{(S_1 - C)}{D} \cdot \left(\frac{D}{2 \cdot H} - \frac{2 \cdot H}{D} \right)$.

Торосферические днища

Торосферические днища, нагруженные внутренним избыточным давлением

Толщина стенки рассчитывается по формуле

$$S_{1R} = \frac{p \cdot D_1 \cdot \beta_1}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]}; S_1 \geq S_{1R} + C. \quad (2.41)$$

β_1 – см. рисунок 2.5.

Для сварных днищ следует дополнительно проверить толщину стенки в центральной зоне по формулам

$$S_{1R} = \frac{p \cdot R}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - p}; S_1 \geq S_{1R} + C, \quad (2.42)$$

где коэффициент прочности сварного шва $\varphi=1$ для днищ, изготовленных из цельной заготовки; $\varphi=0,9$ для днищ, изготовленных из нескольких заготовок.

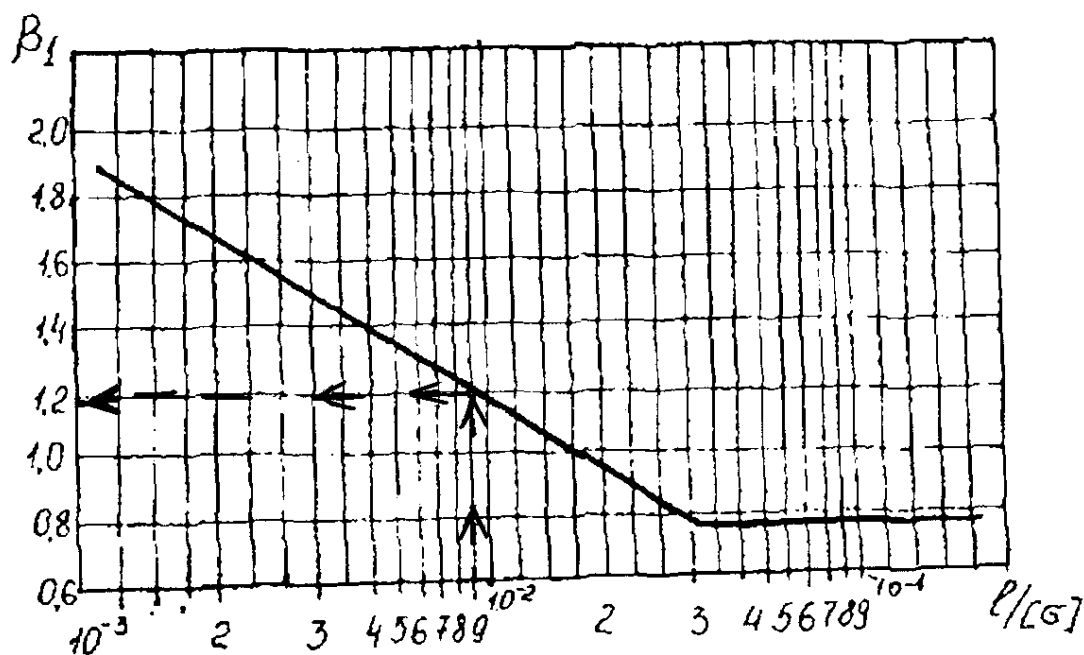


Рисунок 2.5. График для определения коэффициента β_1

Допускаемое избыточное давление из условия прочности в краевой зоне следует рассчитывать по формуле

$$[p] = \frac{2 \cdot (S_1 - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{D_1 \cdot \beta_2}. \quad (2.43)$$

Для сварных днищ необходима дополнительная проверка допускаемого избыточного давления из условия прочности центральной зоны

$$[p] = \frac{2 \cdot (S_1 - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{R + (S_1 - C)}. \quad (2.44)$$

За допускаемое давление принимается меньшее из давлений, определяемых по этим двум формулам.

Коэффициент β_1 определяется в соответствии с рисунком 2.5.

Коэффициент β_2 следует определять в соответствии с формулами:

$$\text{тип днища А} \quad \beta_2 = 0,25 \cdot \left(\sqrt[3]{\frac{D_1}{(S_1 - C)}} \right) + 1,0;$$

$$\text{тип днища В} \quad \beta_2 = 0,12 \cdot \left(\sqrt[3]{\frac{D_1}{(S_1 - C)}} \right) + 3,75;$$

$$\text{тип днища С} \quad \beta_2 = 0,12 \cdot \left(\sqrt[3]{\frac{D_1}{(S_1 - C)}} \right) + 3,2.$$

Для днищ, изготовленных из целой заготовки, коэффициент $\varphi=1$. Для днищ, изготовленных из нескольких частей, коэффициент $\varphi=0,9$.

Проверка допускаемого давления для днищ и крышек при

$$\frac{(S_1 - C)}{D_R} > 0,1$$

проводится во всех случаях.

Расчет плоских круглых днищ и крышек

Толщину плоских круглых днищ и крышек сосудов и аппаратов, работающих под внутренним избыточном или наружном давлением, следует рассчитывать по формуле

$$S_{1R} = K \cdot K_o \cdot D_R \cdot \sqrt{\frac{p}{[\sigma] \cdot \varphi}}; S_1 \geq S_{1R} + C. \quad (2.45)$$

Величину коэффициентов K и D_R , зависящих от конструкции днищ и крышек, принимают в соответствии с таблицей 2.2.

Величину коэффициента ослабления K_o для днищ и крышек, имеющих одно отверстие, следует определять по формуле

$$K_o = \sqrt{1 + \frac{d}{D_R} + \left(\frac{d}{D_R} \right)^2}. \quad (2.46)$$

Величину коэффициента ослабления K_o для днищ и крышек, имеющих несколько отверстий, следует определять по формуле

$$K_o = \sqrt{\frac{1 - \sum \left(\frac{d_i}{D_R} \right)^3}{1 - \sum \frac{d_i}{D_R}}} . \quad (2.47)$$

где d_i – диаметры отверстий

При отсутствии отверстий в днищах или крышках $K_o=1$.

Во всех случаях присоединения днища к обечайке минимальная толщина плоского круглого днища должна быть большей или равной толщине обечайки.

Допускаемое давление на плоское днище или крышку следует определять по формуле

$$[p] = \left(\frac{S_1 - C}{K \cdot K_o \cdot D_R} \right)^2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi . \quad (2.48)$$

Принять $\varphi=1$.

2.4 Расчет и конструирование укрепляющих элементов стенки ёмкости, ослабленной отверстием

Общие положения

Известно, что наличие отверстия в листе из какого-либо материала, работающего на растяжение, не только не снижает его механическую прочность, уменьшая площадь поперечного сечения листа, но и вызывает концентрацию напряжений, при которой максимальное напряжение может быть примерно в 3 раза больше напряжений в других сечениях листа. Концентрация напряжений распространяется на часть листа, расположенную в непосредственной близости к отверстию, т.е. имеет явно выраженный местный характер.

Увеличение толщины стенки всего сосуда, с тем чтобы максимальные напряжения вблизи отверстия не превышали допускаемых, нерационально. Правильным решением в этом случае является укрепление края стенки у отверстия, например, утолщением края.

Конструкции плоских днищ

Тип днища	Эскиз соединения	Условия закрепления	K
1		$a \geq 1,7 \cdot S$ $D_R = D$	0,53
2		$a \geq 0,85 \cdot S$ $D_R = D$	0,50
3		$\frac{S - C}{S_1 - C} < 0,5$ $D_R = D$	0,45
		$\frac{S - C}{S_1 - C} \geq 0,5$ $D_R = D$	0,41
4		$\frac{S - C}{S_1 - C} < 0,5$ $D_R = D$	0,41
		$\frac{S - C}{S_1 - C} \geq 0,5$ $D_R = D$	0,38
5		$D_R = D$	0,45
6		$a \geq 0,85 \cdot S$ $D_R = D$	0,50

Обычным способом укрепления стенки у отверстий является приварка укрепляющего кольца, которое изготовляют из того же материала, что и обечайку, и приваривают так, чтобы кольцо работало заодно со стенкой. Швы, соединяющие лист обечайки с укрепляющими элементами, должны быть герметичными. Толщина укрепляющего кольца берется равной толщине стенки сосуда. Кольцо, как правило, помещают снаружи сосуда. Схема укрепления стенки сосуда дана на рисунке 2.6.

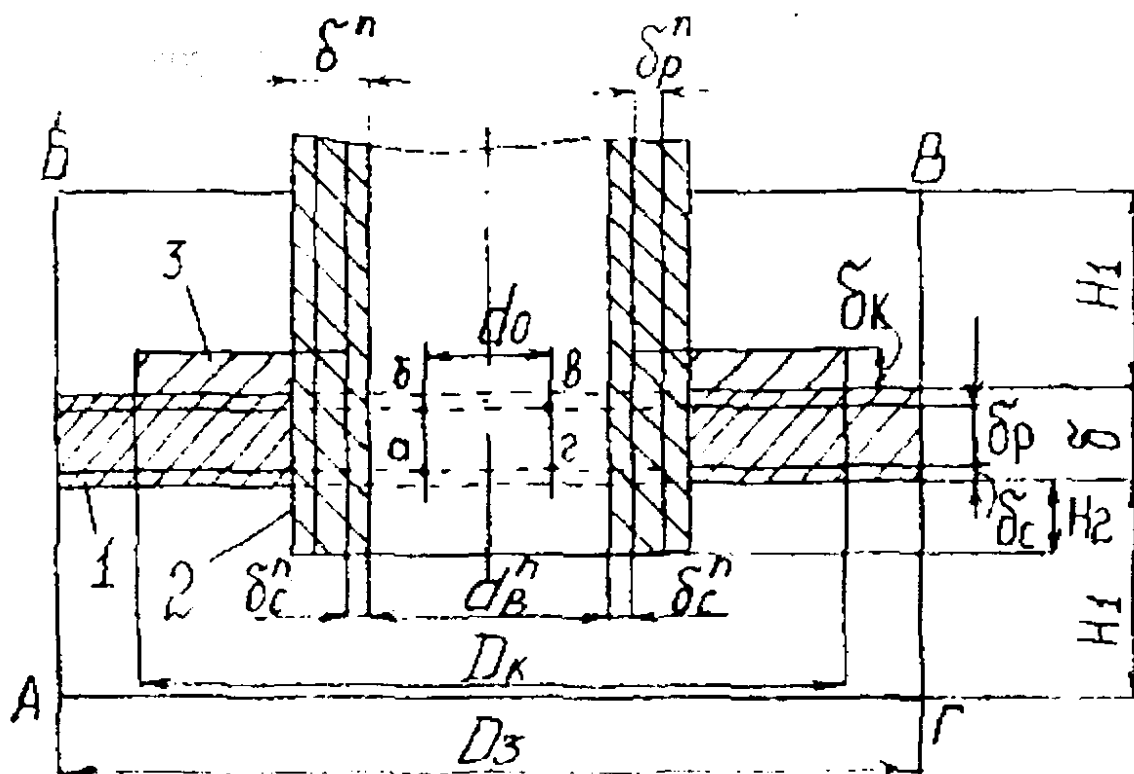


Рисунок 2.6. Схема укрепления стенки сосуда:
1 – стенка сосуда; 2 – патрубок; 3 – укрепляющее кольцо

Для проверки герметичности шва требуется, чтобы в кольце делалось отверстие с резьбой для подвода сжатого воздуха.

В сосудах, работающих при малых перепадах давлений, стенки у некоторых отверстий можно не укреплять (у отверстий под резьбу, развальцовку, патрубки, лючки и т.д.). Определение наибольшего диаметра отверстия в этом случае производят по формуле

$$d_0 = 0,8 \cdot \sqrt[3]{D \cdot S_R \cdot (1 - K)}, \quad (2.49)$$

где S_R – расчетная толщина стенки сосуда;

D – внутренний диаметр сосуда;

K – действительный коэффициент прочности сосуда, определяемый из выражения

$$K = \frac{S_R}{(S - C)}, \quad (2.50)$$

где C – прибавка к толщине стенки на коррозию.

Значения S , S_R и C принять из расчета цилиндрической обечайки.

Величину действительного коэффициента прочности сосуда не следует принимать более 0,9. Независимо от расчета не рекомендуется оставлять неукрепленную стенку у отверстия диаметром более 200 мм.

Для определения размеров укрепляющего кольца вначале находится площадь F , сечения укрепляющего элемента (при продольном сечении сосуда), которая должна быть, по меньшей мере, равна площади F_y сечения стенки сосуда, удаленной отверстием, за вычетом площади F_0 сечения стенки сосуда, приходящуюся на отверстие, стенку у которого допустимо не укреплять, а именно:

$$F_0 \geq F_y - F_0 = \left(d_v^n + 2 \cdot \delta_n^c - d_0 \right) \cdot \delta_p, \quad (2.51)$$

где d_a^n – внутренний диаметр ввариваемой трубы (патрубка);

d_a^c – прибавка к толщине стенки патрубка на коррозию (см. рисунок 2.6).

Зона сечения F_0 на рис. 2.6 обозначена *абвг*.

Далее выделяется так называемая зона укрепления, для чего вертикально справа и слева от оси отверстия и параллельно ей на расстоянии диаметра отверстия проводят две линии *АВ* и *ВГ*, а также проводят две горизонтальные линии *АГ* и *БВ* на расстоянии от внешней и внутренней образующих обечайки, равном увеличенной в 2,5 раза стенки сосуда без прибавки на коррозию.

Расстояние D_3 между двумя проведенными вертикальными линиями называется диаметром зоны, а расстояния H между образующими обечайки и горизонтальными линиями – высотами зоны укрепления.

Считается, что весь материал, находящийся внутри зоны укрепления в виде укрепляющего элемента, а также в виде толщины стенок сосуда и патрубка, взятый дополнительно к расчетному, входит в укрепление стенки сосуда вблизи отверстия.

Площадь, приходящаяся на долю сечения, образованного прибавками на коррозию, не считается укрепляющей.

Площадь сечения металла элементов сосуда, участвующих в укреплении стенки у отверстия, равна

$$F_{\text{э}} = [D_k - (\delta_v^n + 2 \cdot \delta_n^c)] \cdot \delta_k + [D_3 - (d_v^n + 2 \cdot \delta_n^c)] \cdot [\delta - (\delta_p + \delta_c)] + 2 \cdot (H_1 - \delta_k + H_2) \cdot [\delta^n - (d_p^n + \delta_n^c)], \quad (2.52)$$

где D_k – диаметр укрепляющего кольца;

δ_k – толщина укрепляющего кольца;

D_3 – диаметр зоны укрепления;

δ^n, δ_p^n – общая и расчетная толщина стенки патрубка;

H_1 – высота зоны укрепления;

H_2 – высота части патрубка, расположенного ниже внутренней образующей обечайки.

Приравнявая выражения (2.51) и (2.52), определяют диаметр кольца, т.е. решают поставленную задачу.

Увеличение толщины стенок сосуда и патрубка сверх расчетных (с учетом прибавки на коррозию) происходит в связи с выбором листов металла и труб по сортаменту до ближайшей большей толщины.

Приведенные формулы справедливы при одинаковых характеристиках материала, укрепляющего элемента и сосуда. Сортамент и механические свойства труб приведены в приложениях 5, 6. Пример конструкции узла крепления отверстия приведен на рисунке 2.7.

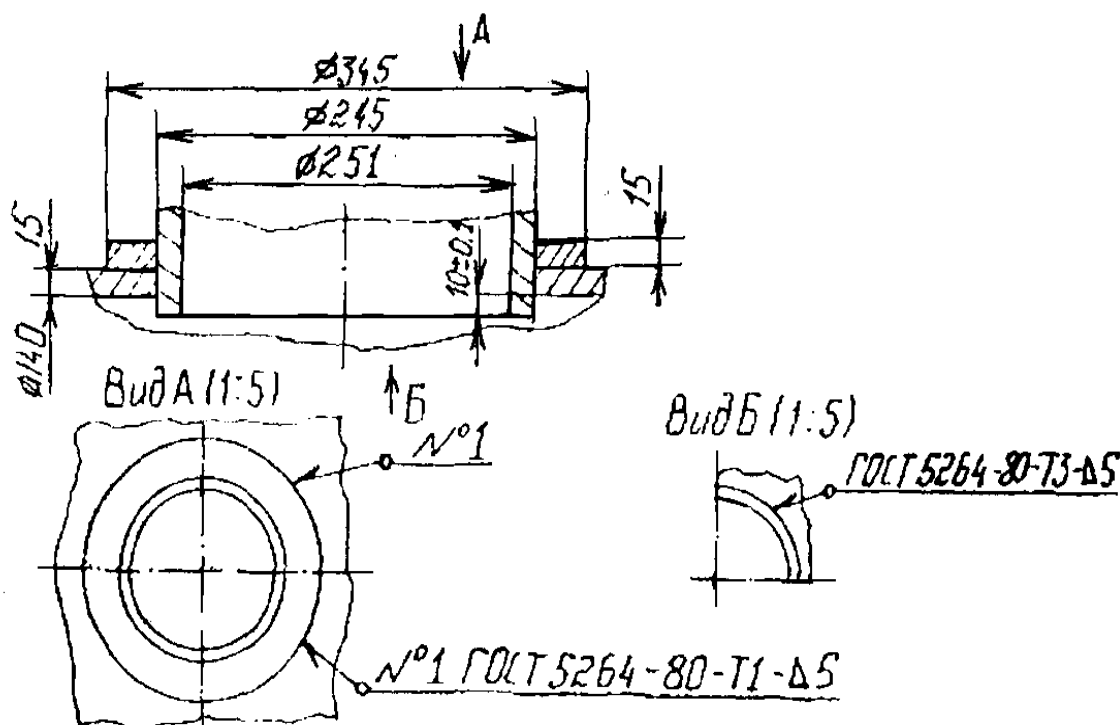


Рисунок 2.7. Конструкция укрепления стенки сосуда:
1 - стенка сосуда; 2 - укрепляющее кольцо; 3 – патрубок

Порядок расчета укрепляющих элементов:

1) в соответствии с выбранной конструкцией аппарата (например, конструкции аппаратов на рисунках 2.12, 2.13) определить отверстия, которые необходимо проверить на укрепление;

2) по формуле (2.49) определить наибольший диаметр отверстия, который можно не укреплять; для остальных отверстий провести расчет размеров укрепляющих колец;

3) для укрепляемых отверстий подобрать по приложениям 5 и 6 размеры патрубков и материалы;

4) по формулам (2.51, 2.52) находим размеры колец укрепления;

5) выполнить эскизы укрепления отверстий (см. пример на рисунке 2.7).

2.5 Расчет и конструирование фланцевых соединений

Общие положения

Применение фланцевых соединений в аппаратах вызывается технологией изготовления как отдельных элементов аппаратов, так и аппаратов в целом, а также условиями их монтажа и эксплуатации, в процессе которых их необходимо разбирать и собирать. Технологические отверстия в аппаратах должны быть прочно и плотно соединены с технологическими трубопроводами; отверстия для монтажа и осмотра (люки и лазы) – надежно заглушены.

Фланцевые соединения при рабочих параметрах давления и температуры должны быть герметичными, прочными, технологичными, должны позволять быструю и многократную разборку и сборку.

Фланцевое соединение, состоящее из двух фланцев и зажимаемой между ними прокладки, является наиболее распространенным видом разъемного соединения частей аппарата. Стягивание фланцев производится либо только болтами, либо гайками на болтах или шпильках.

Поверхность фланца, предназначенная для соприкосновения с прокладкой, называется привалочной. Она обычно выступает (возвышается) над плоскостью фланца. Обрабатывается она более чисто, чем остальная поверхность фланца. Наиболее распространенными формами привалочных поверхностей являются следующие: плоские без рисок и с двумя-четырьмя рисками треугольного сечения, с выступом на одном фланце и с впадиной на другом – самоцентрирующиеся (широкопривалочные), с шипом на одном фланце и с пазом на другом (узкопривалочные).

Значение прокладки заключается в том, чтобы уплотнить зазор между привалочными поверхностями и воспрепятствовать утечке жидкости или газа через этот зазор. Прокладка должна быть достаточно эластичной, чтобы при минимальном сжатии надежно уплотнять соединение и сохранять герметичность при деформации привалочных поверхностей, вызываемой затягом болтов; не изменять своей эластичности во время эксплуатации; не портить привалочные поверхности.

Выбор прокладочного материала зависит от давления, температуры и свойств герметизируемого вещества.

Наиболее распространенными материалами для прокладки являются пенка, картон, резина, паронит, асбест, а также металлы и сплавы. Пенка, а также простой и пропитанный картон применяются только для воды и пассивных сред при давлениях не более 0,4 МПа и температурах, не превышающих 120°C, паронит применяется преимущественно для воды и пара при давлениях до 5 МПа и температурах до 450°C. Резина простая и комбинированная являются хорошим прокладочным материалом для уплотнения соединения при герметизации веществ, не разрушающих и не растворяющих ее. Обычные сорта резины пригодны для давления до 1 МПа и температур до 100°C, специальные – до 200°C. Для аппаратуры и трубопроводов высокого давления применяются металлические прокладки.

Форма прокладок различна. В простейшем и наиболее обычном виде прокладка представляет кольцо, вырезанное из листа прокладочного материала, имеющее прямоугольное сечение. Сечение кольцевой прокладки может быть круглым, овальным и др.

В результате сжатия в прокладках возникает напряжение, минимально необходимая величина которого называется посадочным напряжением (принимается по таблице 2.3).

Таблица 2.3

Параметры и характеристики прокладок

Характеристика прокладок	Коэффициент давления	Посадочное напряжение σ_n , МПа
Пенька, хлопчатобумажный шнур (сечение прокладки – прямоугольник)	1,75	7,5
Асбест, паронит (сечение – прямоугольник), мм		
$\delta_n=3$	2,0	11
$\delta_n=2$	2,75	25
$\delta_n=1$	3,5	40
Резина без ткани (сечение – прямоугольник):		
мягкая	0,5	0
твердая	1,0	13,5
Прорезиненная ткань или резинка, усиленная проволочной сеткой:		
1 слой	2,25	15
2 слой	2,5	20
3 слой	2,75	25
Металлическая плоская прокладка (сечение – прямоугольник):		
алюминий	4,0	60
медь	4,75	90
Ст1	5,5	120

Качество прокладки учитывается коэффициентом давления, показывающим, во сколько раз величина остаточного давления на прокладку должна быть больше рабочего давления, чтобы обеспечить герметичность соединения.

Более толстые прокладки являются более мягкими, и посадочное напряжение получается для них меньшим.

На работу прокладки влияют форма привалочных поверхностей и поворот сечения фланца, в результате которого внешняя часть прокладки оказывается сжатой сильнее, чем внутренняя. Поэтому различают геометрическую b , приведенную b' и эффективную b_0 ширину прокладки. На рисунке 2.8 даны схемы

фланцевых соединений с плоской кольцевой прокладкой толщиной δ . В случае применения фланцев с плоскими привалочными поверхностями без выступов приведенная ширина прокладки $b'=(0,5\cdot b)$; при применении фланцев с одним выступом на привалочной поверхности $b'=0,125\cdot(b_1+3\cdot b)$; при применении фланцев с выступами на обеих привалочных поверхностях $b'=0,25\cdot(b_1+b)$ и др.

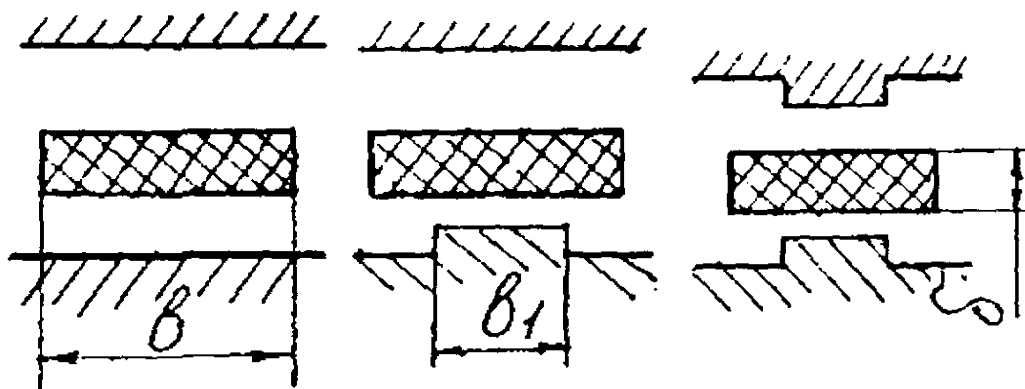


Рисунок 2.8. Схема размещения кольцевых прокладок между привалочными поверхностями:
a – без выступов *б* – с одним выступом; *в* – с двумя выступами

Эффективная ширина прокладки определяется из выражений $b_0 = b'$, если $b' \leq 6,25$ мм; $b_0 = 2,48 \cdot \sqrt{b'}$, если $b' > 6,25$ мм.

Расчет фланцевого соединения включает расчет количества болтов с учетом их прочности и расчет толщины фланцев, которые проводят на условное давление (принимается в зависимости от заданного рабочего давления). Для проведения расчета количества болтов требуется конструктивный выбор формы и материала прокладки.

Нагрузку на болты определяют, во-первых, для рабочих условий, когда аппарат находится под давлением, и, во-вторых, для условий при сборке (монтаже) аппарата, когда давление в аппарате отсутствует, но производится затяжка болтов, обеспечивающая начальное сжатие прокладки, необходимое для получения герметического соединения.

Нагрузку на болты при рабочих условиях находят по формуле

$$Q_{\delta}^P = 0,875 \cdot D_n^2 \cdot p + \pi \cdot D_n \cdot b_0 \cdot m \cdot p, \quad (2.53)$$

где p – условное (или рабочее) давление;

D_n – расчетный диаметр прокладки;

m – коэффициент давления на прокладку (принимается по таблице 2.3).

Первое слагаемое приведенной формулы представляет собой нагрузку, воспринимаемую болтами от внутреннего давления. Второе слагаемое пред-

ставляет собой нагрузку, воспринимаемую болтами от остаточного давления на прокладку, необходимого для сохранения уплотнения фланцевого соединения в рабочем состоянии. Остаточная нагрузка зависит от конструкции привалочных поверхностей, конструкции и качества прокладки.

Расчетный диаметр прокладки принимается в зависимости от приведенной ширины прокладки b' : если $b' < 6,25$ мм, то расчетный диаметр прокладки равен ее среднему диаметру D_{cp} ; если $b' > 6,25$ мм, то D_n равен разности значений наружного диаметра поверхности контакта между прокладкой и фланцем и удвоенной эффективной ширины прокладки.

Нагрузку на болты при их затяжке, необходимую для начального смятия прокладки, рассчитывают по формуле

$$Q'_b = \pi \cdot D_n \cdot b_0 \cdot \sigma_n, \quad (2.54)$$

где σ_n – посадочное напряжение прокладки (принимается по таблице 2.3).

Для расчета болтов принимают большее из значений нагрузок на болты от давления в аппарате или от затяжки болтов, когда давление в аппарате отсутствует. Обычно при низких давлениях и твердых прокладках значение нагрузки на болты от их затяжки больше нагрузки на болты от давления в аппарате, а при значительных давлениях и мягких прокладках – наоборот.

Количество болтов (шпилек) определяют по выражению

$$n = \frac{Q_b}{q_b}, \quad (2.55)$$

где Q_b – наибольшая нагрузка на болт;

q_b – допускаемая нагрузка на один болт.

Допускаемую нагрузку на один болт определяют по выражению

$$q_b = 0,785 \cdot (d_1 - \delta_c)^2 \cdot [\sigma], \quad (2.56)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы болта или шпильки, м;

δ_c – конструктивная прибавка от 1 до 2 мм;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение при растяжении, Па.

Допускаемое напряжение при растяжении для болтов при расчете фланцевых соединений с мягким уплотнительным материалом рекомендуется принимать меньше предела прочности материала болтов в 5; 6,5; и 8 раз в зависимо-

сти от тщательности их выполнения (величину предела прочности материала болта см. приложение 8).

Количество болтов фланцевого соединения, найденное в результате расчета, округляют в большую сторону, принимая кратным четырем.

Толщина круглого приварного фланца, испытывающего напряжение изгиба, может быть рассчитана по формуле

$$\delta = 0,75 \cdot \sqrt{\frac{Q \cdot (D_{\text{б}} - D_{\text{в}}) \cdot D_{\text{б}}}{n \cdot (\pi \cdot D_{\text{в}} - n \cdot d_0) \cdot d_0 \cdot [\sigma_u]}} + 0,012, \quad (2.57)$$

где $D_{\text{б}}$ – диаметр окружности расположения центров болтов;

n – окончательно принятое число болтов;

d_0 – диаметр отверстия под болт;

$[\sigma_u]$ – допускаемое напряжение при изгибе фланца (принимается меньше $\sigma_{\text{в}}$ в 5...6 раз).

При конструировании фланцевых соединений необходимо руководствоваться следующими правилами:

1) не следует располагать отверстия на фланцах по главным осям аппаратуры и арматуры;

2) прокладку необходимо размещать до шпилек или болтов;

3) чем выше давление, тем уже должна быть прокладка;

4) гайка должна опираться только на фланец, а не на галтель или сварной шов; не должна быть перекошена;

5) при высоких температурах рабочей среды вместо болтов лучше применять шпильки, т.к. они более гибки (эластичны);

6) диаметр болтов предпочтительнее выбирать от 12 до 16 мм;

7) лучше брать меньшее количество болтов большего диаметра, чем наоборот;

8) нормальный шаг болтов выбирать от 3,5 до 4 диаметров болта;

9) внешний диаметр фланца принимать равным диаметру болтовой окружности плюс два диаметра болта плюс 5...10 мм;

10) рекомендуемое минимальное давление для расчета фланцевого соединения принимается равным 0,25 МПа, если даже аппарат работает без давления.

На рисунке 2.9 приведена конструкция фланцевого соединения.

Порядок расчёта фланцев:

1) исходя из справочных данных (см. приложение 9), ориентировочно принять размеры фланцев на все патрубки, подобранные ранее (см. п. 2.5);

2) в соответствии с рекомендациями данного расчета (см. общие положения) определить размеры и материал прокладки;

3) рассчитывают нагрузку на болты от давления (2.53), от затяжки (2.54), допускаемую нагрузку на один болт (2.56) (предел прочности болта принять по приложению 8), количество болтов (2.55), толщину фланца (2.57);

4) в отчете работы необходимо выполнить эскизы фланцев (по примеру рисунка 2.9).

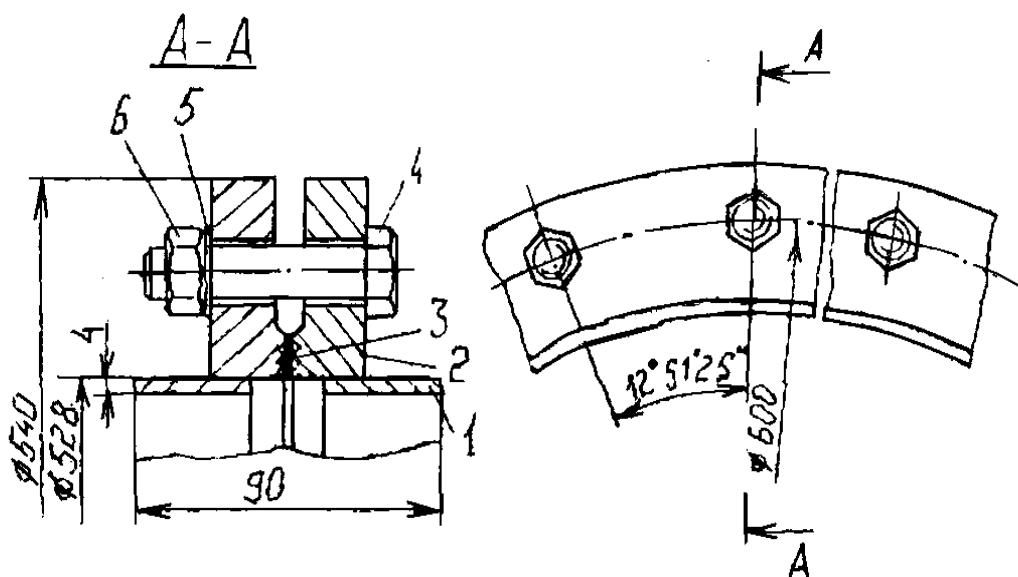


Рисунок 2.9. Конструкция фланцевого соединения:

1 - стенка аппарата; 2 – фланец; 3 – прокладка;
4 - болт М16- 60 ГОСТ 7805-70; 5 - шайба 16.01.019 ГОСТ 11371-78;
6 - гайка М16.5

2.6 Расчет и конструирование опор аппаратов

Общие положения

Опоры служат для установки аппаратов на фундаменты и несущие конструкции. Только простые резервуары не имеют опор и устанавливаются непосредственно на фундамент.

Размеры и форма опор зависят в основном от величины и характера нагрузок, от материала, из которого сделан аппарат, массы аппарата, а также от расположения аппарата в пространстве. Если аппарат подвержен сотрясениям и динамическим усилиям, то его опоры делаются массивными.

Опоры вертикальных аппаратов обычно свариваются из кусков листовой стали (рисунок 2.10). Такая конструкция наиболее распространена. Для того чтобы распределить реактивное усилие на большую площадь стенки сосуда и избежать ее смятия, между опорой и стенкой больших или тонкостенных аппаратов помещают (приваривают) металлическую прокладку.

Количество опор на вертикальных аппаратах берут от двух до четырех, количество ребер, ввариваемых в каждую опору, зависит от нагрузки, приходящейся на опору.

Поверхность опор, опирающихся на кирпичные или бетонные фундаменты, должна быть достаточной для того, чтобы в фундаменте не возникли

напряжения выше допускаемых (2 МПа – для бетонов; 0,7...0,8 МПа – для кирпичных кладок), т.е. должно соблюдаться условие

$$F \geq \frac{G_{\max}}{[\sigma_{\delta}]}, \quad (2.58)$$

где G_{\max} – максимальный вес аппарата во время испытания, когда аппарат и вся его аппаратура заполнены водой, Н;

$[\sigma_{\phi}]$ – допускаемое напряжение для фундамента, Па.

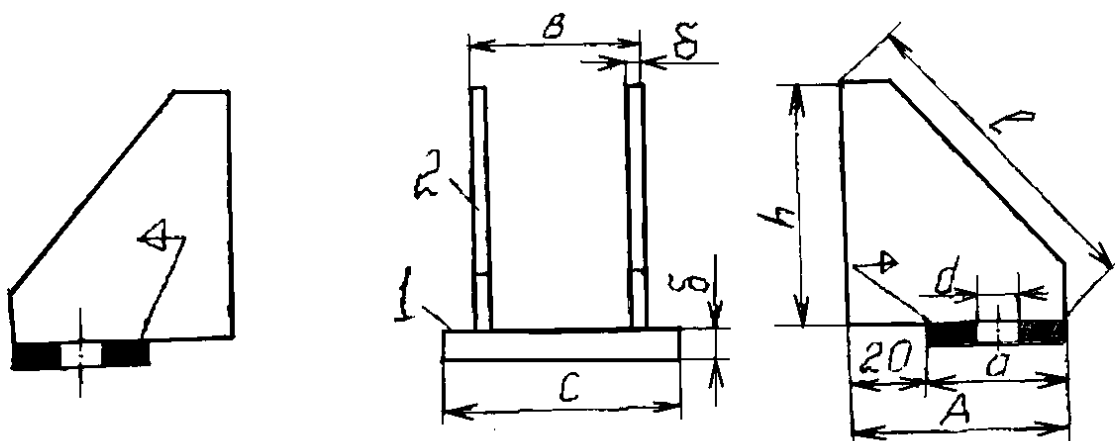


Рисунок 2.10. Опора вертикального аппарата:
1 – основание; 2 – ребро

Отношение катетов ребра опоры примерно должно быть 1:2 (рисунок 2.10).

При числе опор n нагрузка, приходящаяся на одну опору, равна

$$G = \frac{G_{\max}}{n}. \quad (2.59)$$

Толщина ребра опоры определяется по зависимости

$$\delta = \left(\frac{2,24 \cdot G}{k \cdot m \cdot [\sigma_{сж}]} \cdot A \right), \quad (2.60)$$

где k – коэффициент, зависящий от гибкости ребра по его гипотенузе;

m – число ребер в каждой опоре;

$[\sigma_{сж}]$ – допускаемое напряжение при сжатии, Па;

A – вылет опоры, м.

Величиной коэффициента k приходится задаваться в пределах 0,2...1. Радиус инерции ребра $r=0,289 \cdot \delta$.

Гибкость ребра по его гипотенузе находится по выражению

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{l}{(0,289 \cdot \delta)}, \quad (2.61)$$

где δ – толщина ребра, м.

По значению λ , пользуясь графиком (рисунок 2.11), определяют коэффициент k , который должен быть равен принятому или превышать его. В случае необходимости после изменения принятых величин расчет производят еще раз.

Фланговые швы опор проверяются на срез по условию

$$\frac{G}{(0,7 \cdot h \cdot L)} \leq [\delta_{ш}], \quad (2.62)$$

где h – размер катета сварного шва, м;

L – общая длина швов, м;

$[\delta_{ш}]$ – допустимое напряжение материала шва (принять 80 МПа).

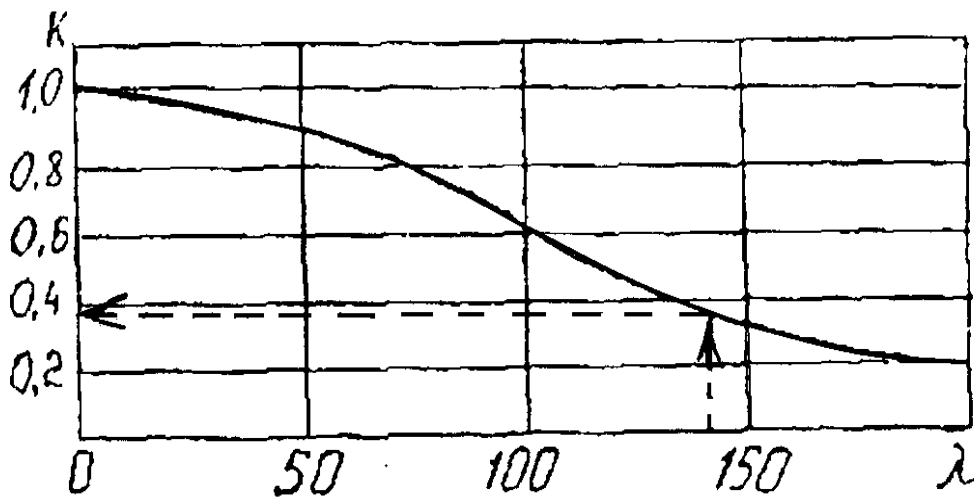


Рисунок 2.11. График зависимости коэффициента гибкости k от гибкости ребра опоры λ

В таблице 2.4 приведены размеры унифицированных опор для вертикальных аппаратов.

Порядок расчета опор аппаратов:

- 1) по формуле (2.58) определить поверхность опор аппарата, принять количество опор и определить нагрузку на одну опору (2.59);
- 2) по таблице 2.4 принять конструкцию опор и рассчитать толщину ребра (2.60);
- 3) проверить толщину ребра (2.61) и проверить сварочные швы на прочность (2.62);
- 4) выполнить эскиз опор (по примеру на рисунке 2.10).

Таблица 2.4

Конструкторские данные сварных унифицированных опор

Масса аппарата, кг	Опорная площадь, см ²	Допускаемое напряжение на фундамент	Размеры, мм						Масса опоры, кг
			<i>c</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	δ	<i>d</i>	
100	42,5	23,6	80	55	70	125	4	14	0,53
250	57,0	43,8	90	65	75	140	6	14	1,0
500	72,5	69	100	75	85	155	6	18	1,2
1000	89,5	112	110	85	90	170	8	23	2,0
2500	173	145	150	120	130	215	8	30	3,5
4000	297	135	190	160	170	280	10	30	6,7
6000	451	133	230	200	205	350	12	34	13,2
8000	639	125	270	240	240	420	14	34	21,4

2.7 Выполнение, оформление и защита работы

К защите представляется текстовый отчет и 1 чертёж на листе формата А2-А3.

В соответствии с данными своего варианта (таблица 2.5) выполнить расчеты цилиндрической обечайки (п. 2.2), днищ (п. 2.3, 2.4), укреплений отверстий (п. 2.5), фланцев (п. 2.6), опор аппарата (п. 2.7).

После расчета аппарата и его элементов необходимо выбрать конструкцию аппаратов. Желательно остановиться на аппаратах, не имеющих внутренних конструктивных узлов: змеевиков, охладительных труб и т.п., т.к. в данной работе рассчитываются только элементы оболочек аппаратов. Поэтому наиболее удобными для проектирования являются дренажные вертикальные, типа РДВ (рисунок 2.12) и горизонтальные, типа РД, ресиверы (рисунок 2.13). Они предназначены для сбора и отделения жидкого аммиака в насосно-циркуляционных испарительных системах холодильных установок.

Ресиверы – цилиндрические сосуды с указателем уровня, манометром, предохранительным клапаном и вентилями. Цифры перед буквами марки ресивера обозначают его вместимость, м³, буква Р – ресивер, буква Д – дренажный, буква В – вертикальный.

В таблицах 2.6-2.11 даны основные размеры, арматура и приборы стандартных ресиверов. Графическая часть должна содержать чертеж общего вида аппарата с указанием технических требований, технических характеристик. При вычерчивании аппаратов необходимо учитывать размеры, полученные в результате расчетов, а также принимать основные параметры (размеры, арматуру, приборы) из таблицы стандартных ресиверов, близких по вместимости.

В таблицу 2.12 сведены обозначения в формулах и размерность физических величин, используемых в расчетах.

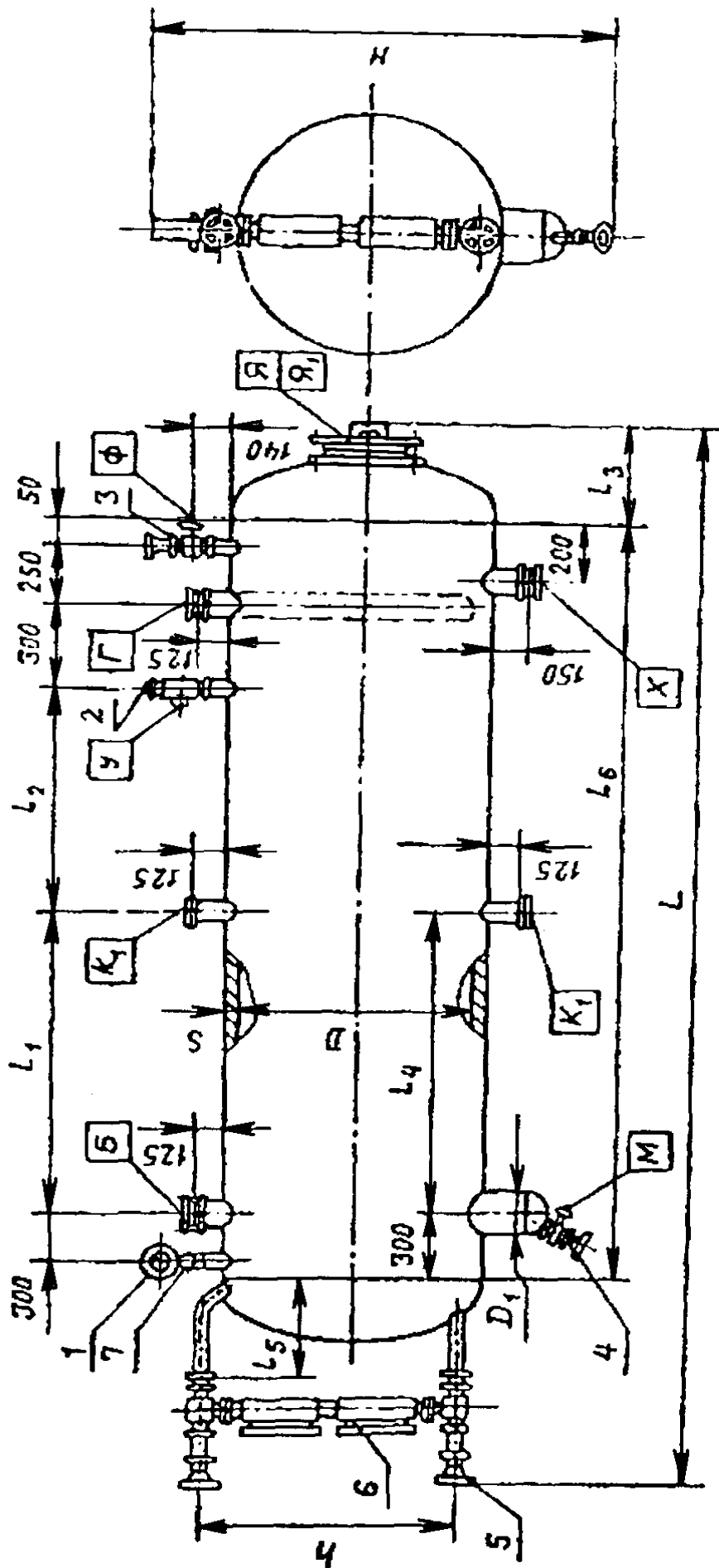


Рисунок 2.13. Общий вид дренажного ресивера типа РД

Таблица 2.5

Исходные данные для расчета

Номер варианта	Вид нагрузки*	Давление внутреннее (наружное), $P \cdot 10^6$, Па	Внутренний диаметр аппарата, D , м	Длина цилиндрической обечайки, L , м	Температура стенки, T , град	K_2	Внешняя нагрузка, (F – осевое усилие), Н; (M – изгибающий момент), Н/м	Расстояние между опорами, L , м	Тип днища**	Вес аппарата, $G \cdot 10^6$, Н	Допускаемое напряжение материала фундамента, $[\sigma]_{\phi} \cdot 10^6$, Па
1	1	2,6	0,8	1,6	20	-	-	-	1	2,5	0,6
2	2	2,8	1,4	2,0	100	0,75	-	-	2	3,5	1,1
3	3	1,8	0,95	1,7	200	-	6000	-	3	4,0	2,0
4	4	1,4	1,5	2,2	100	-	12000Н/м	-	4	3,2	0,4
5	1	1,3	1,3	2,5	100	-	-	-	5	3,8	0,5
6	2	1,1	0,8	1,1	100	0,45	-	-	6	3,4	0,9
7	3	1,5	2,0	3,0	20	-	8000	-	7	4,2	1,4
8	4	2,0	1,6	2,7	20	-	16000 Н/м	-	8	4,0	1,4
9	1	1,4	1,4	2,0	100	-	-	-	9	3,8	0,95
10	5	2,1	0,95	1,8	20	1,1	10000	1,4	10	4,5	0,5

* вид нагрузки: 1 – внутреннее давление; 2 – наружное давление; 3 – осевое растягивающее усилие; 4 – изгибающий момент; 5 – осевое сжимающее усилие.

** тип днища: 1,2 – торосферическое; 3, 4 – полусферическое; 5-7 – эллиптическое; 8-10 – плоское днище.

*** материал аппарата – сталь 17ГС

Таблица 2.6

Основные параметры, габаритные и присоединительные размеры (мм)
и масса (кг) ресиверов типа РД

Код ОКП	Типоразмер	Вместимость, м ³	$D \times S$	D_1	L	l	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	H	h	Масса
1401	0,75 РД	0,77	600x6	245	3020	2480	900	600	180	690	180	1190	490	340
1501	1,5 РД	1,65	800x8	325	3610	2970	1050	950	250	890	245	1410	800	670
1604	2,5 РД	2,5			5610	4970	2070	1900	250	890	245	1410	800	990
1703	3,5 РД	3,41	1000x6	325	4680	3960	1500	1480	340	1550	245	1840	940	1160
1804	5 РД	5,58	1200x9		5370	4455	1900	1580	435	1950	365	2050	940	1835

Таблица 2.7

Штуцера к аппаратам типа РД

Обозначение	Условный проход, D_v , мм				
	0,75 РД	1,5 РД	2,5 РД	3,5 РД	5 РД
Б, Г	32	50	50	65	65
К ₁	25	25	25	32	32
М	10	10	10	1	10
У	G1/2 - В	G1/2 - В	G1/2 - В	G1 - В	G1 - В
Ф	6	6	6	6	6
Х	80	80	80	80	80
Я	-	-	-	400	400
Я ₁	80	80	80	-	-

Таблица 2.8

Арматура и приборы (количество) для ресиверов типа РД

Позиция на рисунке	Наименование изделия	Условный проход, D_y , мм	Типоразмер				
			0,75 РД	1,5 РД	2,5 РД	3,5 РД	5 РД
1	Мановакуумметр МВТП-160А-1,5, на $P_y1,5(15)$	-	1	1	1	1	1
2	Клапан предохранительный 17с11нж (АПК), на $P_y1,6(16)$	15	1	1	1	-	-
		25	-	-	-	1	1
3	Вентиль запорный угловой цапковый 15с13бк1, на $P_y2,5(25)$	6	1	1	1	1	1
4		10	1	1	1	1	
5	Запорное устройство указателя уровня (вентильного типа) цапковое 12с13бк, на $P_y2,5(25)$	20	1	1	1	1	1
6	Рамка указателя уровня 12кч11бк1, на $P_y2,5(25)$	№ 6	1	2	2	-	-
		№ 8	-	-	-	2	2
7	Вентиль проходной запорный цапковый 15с11бк1, на $P_y1(10)$	10	1	1	1	1	1

Таблица 2.9

Основные параметры, габаритные и присоединительные размеры (мм)
и масса (кг) ресиверов типа РДВ

КодОКП	Типоразмер	Вместимость, м ³	$D \times S$	H	h	D_1	L	B	Масса
3644621502	1,5 РДВ	1,4	800x7	3380	2310	1032	1116	1110	685
3644621605	2,5 РДВ	2,65	1000x7	4065	2980	1234	1340	1575	955
3644621705	3,5 РДВ	3,35	1200x8	3655	2495	1440	1540	1160	1255
3644621706	5 РДВ	4,48	1200x8	4650	3490	1440	1440	1700	1555

Таблица 2.10

Штуцера к ресиверам типа РДВ

Обозначение	Условный проход, D_y , мм			
	1,5 РДВ	2,5 РДВ	3,5 РДВ	5 РДВ
А	150	150	200	200
Б	80	80	80	80
В	150	150	200	200
К, Э	20	20	20	20
М	10	10	10	10
У	15	25	25	25
Ю	40	40	40	40
Я	-	400	400	400

Таблица 2.11

Арматура и приборы (количество) для ресиверов типа РДВ

Позиция на рисунке	Наименование изделия	Условный проход, D_y , мм	Типоразмер			
			1,5 РДВ	2,5 РДВ	3,5 РДВ	5 РДВ
1	Мановакуумметр МВТП-160А-1,5, на P_y 1,5(15)	-	1	1	1	1
2	Клапан предохранительный 17с11нж (АПК), на P_y 1,6(16)	15	1	-	-	-
		25	-	1	1	1
3	Вентиль запорный угловой цапковый 15с13бк1, на P_y 2,5(25)	10	2	2	2	2
4			1	1	1	1
5	Запорное устройство указателя уровня (вентильного типа) цапковое 12с13бк, на P_y 4(40)	20	1	1	1	1
6	Рамка № 8 указателя уровня 12кч11бк, на P_y 2,5(25)	-	2	2	2	2

Обозначения и размерности физических величин

Наименование величин	Обозначение в формуле	Размерность
1	2	3
Прибавка на коррозию	c	m
Расчетное давление	∂	Pa
Внутренний диаметр сосуда	D	m
Расчетная температура стенки	T	$^{\circ}C$
Коэффициент запаса устойчивости	n_y	-
Допускаемое давление	$[p]$	Pa
Допускаемое избыточное давление, определяемое из условия прочности всей обечайки	$[p]_1$	Pa
Допускаемое давление, определяемое из условия прочности между кольцами жесткости	$[p]_2$	Pa
Расчетная толщина стенки обечайки	S	m
Толщина стенки обечайки без прибавок	S_R	m
Расчетное осевое усилие	F	H
Допускаемое осевое усилие из условия прочности	$[F]_p$	H
Допускаемое осевое усилие из условия устойчивости в пределах упругости	$[F]_E$	H
Допускаемое осевое усилие	$[F]$	H
Коэффициент для расчёта толщины обечайки	K	-
Расчетный изгибающий момент	M	$H \cdot m$
Допускаемый момент из условия устойчивости	$[M]_E$	$H \cdot m$
Допускаемый момент из условия прочности	$[M]_p$	$H \cdot m$
Допускаемый изгибающий момент	$[M]$	$H \cdot m$
Расчетное поперечное усилие	Q	H

Продолжение таблицы 2.12

1	2	3
Допускаемое поперечное усилие из условия прочности	$[Q]_p$	H
Допускаемое поперечное усилие из условия устойчивости	$[Q]_E$	H
Допускаемое поперечное усилие	$[Q]$	H
Коэффициент устойчивости обечайки	ϕ	-
Коэффициент прочности сварных швов (продольных, кольцевых)	ϕ_p, ϕ_T	-
Модуль продольной упругости	E	-
Допускаемое напряжение	$[\sigma]$	$Па$
Высота выпуклой части днища	H	$м$
Коэффициент ослабления	K_0	-
Площадь поперечного сечения кольца жесткости	a	$м^2$
Расстояние между кольцами жесткости	b	$м$
Исполнительная толщина днища	S_1	$м$
Наружный радиус отбортовки торосферического днища	R_1	$м$

РАЗДЕЛ 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАШИН И АППАРАТОВ

3 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №3

Расчет и конструирование шнековых прессов [1,3,4,5,6,7]

3.1 Расчет шнековых прессов

При проектировании шнековых устройств должно быть задано:

- 1) вид продукта;
- 2) характер технологического процесса: транспортирование, прессование, смешивание и пр.;
- 3) производительность;
- 4) допускаемые габаритные размеры проектируемого устройства.

Главной целью проектного расчета шнека является выбор основных геометрических и кинематических параметров.

Основными геометрическими характеристиками шнека являются:

- 1) диаметр шнека D ;
- 2) шаг H (осевой размер, соответствующий подъему производящей точки за один полный оборот);
- 3) диаметр вала шнека d , предельный диаметр вала шнека d_{np} ;
- 4) угол подъема винтовой линии α_{cp} (угол, составленный развернутыми винтовой линией и основанием цилиндра);
- 5) толщина витка шнека δ ;
- 6) площадь поверхности витка шнека на длине одного шага F_{III} ;
- 7) площадь внутренней цилиндрической поверхности корпуса шнека на длине одного шага F_B ;
- 8) длины внешней L и внутренней l винтовых линий на длине одного шага;
- 9) зазор между наружным диаметром шнека и внутренним диаметром корпуса B .

Диаметр шнека D принимается конструктивно из условий габаритных размеров устройства, производительности, условий работы (прессующий или транспортирующий шнек). Диапазон диаметров находится, как правило, в пределах $0,05 \dots 0,5$ м.

Шаг винтовой части шнека рекомендуется выбирать в пределах $(0,7 \dots 0,8) \cdot D$. При меньших значениях шага возможен отрыв продукта от внутренней поверхности корпуса, поскольку поверхность контакта продукта с корпусом в пределах одного шага будет слишком малой, поэтому материал будет только вращаться со шнеком, не имея осевых перемещений. Для повышения сцепления материала с внутренней поверхностью корпуса иногда на последнем выполняют специальные ребра, канавки, располагая их в продольном или винтовом направлениях. При больших значениях шага H уменьшается прессующая способность шнека, наблюдается нарушение «сплошности» потока материала для транспортирующих устройств.

Предельно допустимый диаметр вала шнека d_{np} определяют исходя из условия осевого перемещения материала:

$$d_{np} = \frac{H}{\pi} \cdot \operatorname{tg} \varphi, \quad (3.1)$$

где φ – угол трения; $\varphi = \operatorname{arctg} f$; f – коэффициент трения материала о винтовую поверхность шнека

На практике принимают

$$d = (0,5 - 4) \cdot d_{ид}.$$

Углы наклона винтовых линий изменяются от α_D на периферии до 90° на оси шнека. Углы подъема наружной α_D и внутренней α_d винтовых линий находят по формулам (см. рис. 3.1):

$$\alpha_D = \operatorname{arctg} \frac{H}{\pi \cdot D}; \quad \alpha_d = \operatorname{arctg} \frac{H}{\pi \cdot d}. \quad (3.2)$$

Для практических расчетов достаточно принимать среднее арифметическое значение углов подъема

$$\alpha_{cp} = 0,5(\alpha_D + \alpha_d). \quad (3.3)$$

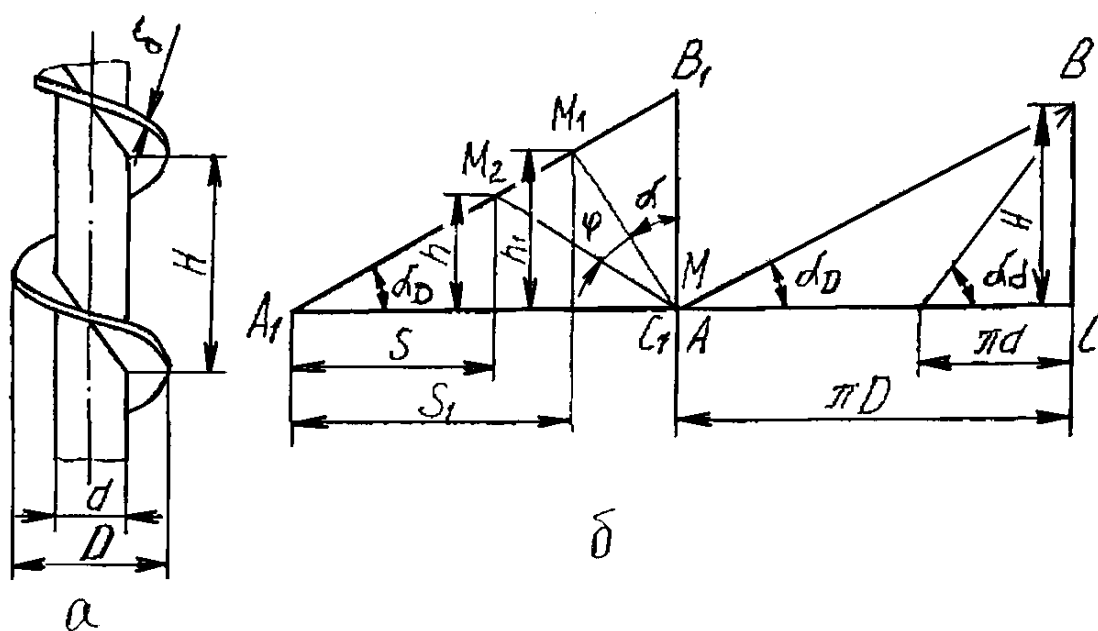


Рисунок 3.1. Схема к определению параметров шнека:

а - конструктивные параметры;

б - развертка винтовой линии на длине одного шага

Опыт эксплуатации шнековых устройств показал, что для увеличения скорости перемещения материала, а значит, и производительности, необходимо принимать небольшие углы подъема винтовых линий $\alpha=10...30$ градусов, но не менее 10 градусов.

Площади внутренней цилиндрической поверхности корпуса шнекового устройства F_B и одной стороны поверхности шнекового витка F_{III} на длине одного шага можно определить по формуле

$$F_B = \pi \cdot D \cdot (H - \delta); \quad (3.4)$$

$$F_{III} = \frac{1}{4 \cdot \pi} \left(\pi \cdot D \cdot L - \pi \cdot d \cdot l + H^2 \cdot \ln \frac{D+2 \cdot L}{d+2 \cdot l} \right). \quad (3.5)$$

Условие работоспособности шнекового нагнетателя соблюдается, если $F_B > F_{III}$.

Длины разверток винтовых линий, соответствующие диаметрам шнека и вала (из рис. 3.1)

$$L = \sqrt{H^2 + (\pi \cdot D)^2}; \quad (3.6)$$

$$l = \sqrt{H^2 + (\pi \cdot d)^2}. \quad (3.7)$$

Зазор между наружным диаметром шнека и внутренним диаметром корпуса B принимают $0,3...0,5$ мм. Изменения внутреннего диаметра корпуса и наружного диаметра шнека, связанные с износом, существенно уменьшают производительность. Предельная величина этого зазора в любой точке окружности по длине шнека для нагнетающих устройств не должна превышать $0,9$ мм.

Толщина витка δ принимается для транспортирующих шнеков конструктивно, для прессующих – рассчитывается из условия работы витка на изгиб (см. формулу 3.16).

Длина нагнетающих шнеков и число витков определяются свойствами продукта и тем давлением, которое необходимо создать на выходе. При малой длине шнека и малом числе витков на нем обратный поток продукта значителен: при длинных шнеках с 5-6 витками обратные потоки в зоне под прессовки значительно уменьшаются, производительность повышается и сокращается расход энергии. Объясняется это тем, что витки образуют лабиринт, препятствуя тем самым вытеснению продукта из зоны с повышенным давлением к загрузочному устройству. При дальнейшем увеличении числа витков производительность стабилизируется, но повышается расход энергии.

Угловая скорость шнека

$$\omega = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot (H - \delta) \cdot k \cdot K_3}, \text{ оборот / с, (1 / с)} \quad (3.8)$$

где k – коэффициент перемещения, $k = \cos^2 \alpha_{cp} - 0,5 \cdot f \cdot \sin 2\alpha_{cp}$;

K_3 – коэффициент заполнения шнека продуктом;

Q – объёмная производительность шнека, $\text{м}^3/\text{с}$.

Суммарное осевое усилие

$$S = 0,39 \cdot Z \cdot (D^2 - d^2) \cdot P_{\max}; \quad (3.9)$$

Крутящий момент

$$M_{кр} = 0,13 \cdot Z \cdot (D^3 - d^3) \cdot P_{\max} \cdot \text{tg} \alpha_{cp}, \quad (3.10)$$

где Z – число рабочих витков.

3.2 Прочностные расчеты шнеков

В результате действия всех нагрузок шнек испытывает деформации сжатия, кручения и продольно-поперечного изгиба. На основании анализа продольно-поперечного изгиба установлено, что для шнеков с расстоянием между опорами до $(6 \cdot H)$ обычно напряжения сжатия в вале

$$\sigma_{сж} = \frac{S}{F}; \quad (3.11)$$

где F – площадь сечения шнека; обычно для не полых валов принимают $F = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$; для валов из труб $F = 0,785 \cdot (d^2 - d_{вн}^2)$.

Напряжение от крутящего момента в вале

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p}, \quad (3.12)$$

где W_p – полярный момент сопротивления шнека (обычно для не полых валов принимают $W_p = 0,2 \cdot d^3$, для валов из труб $W_p = 0,2 \cdot d^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{вн}}{d} \right)^4 \right]$).

Эквивалентные напряжения

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\left(\frac{S}{F}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{M_{\text{кр}}}{W_p}\right)^2} \leq [\sigma]. \quad (3.13)$$

На прочность следует рассчитать также последний виток шнека, находящийся в условиях максимального давления прессования. С небольшим допущением можно представить этот виток как кольцевую пластину, защемленную по внутреннему радиусу (рис. 3.2).

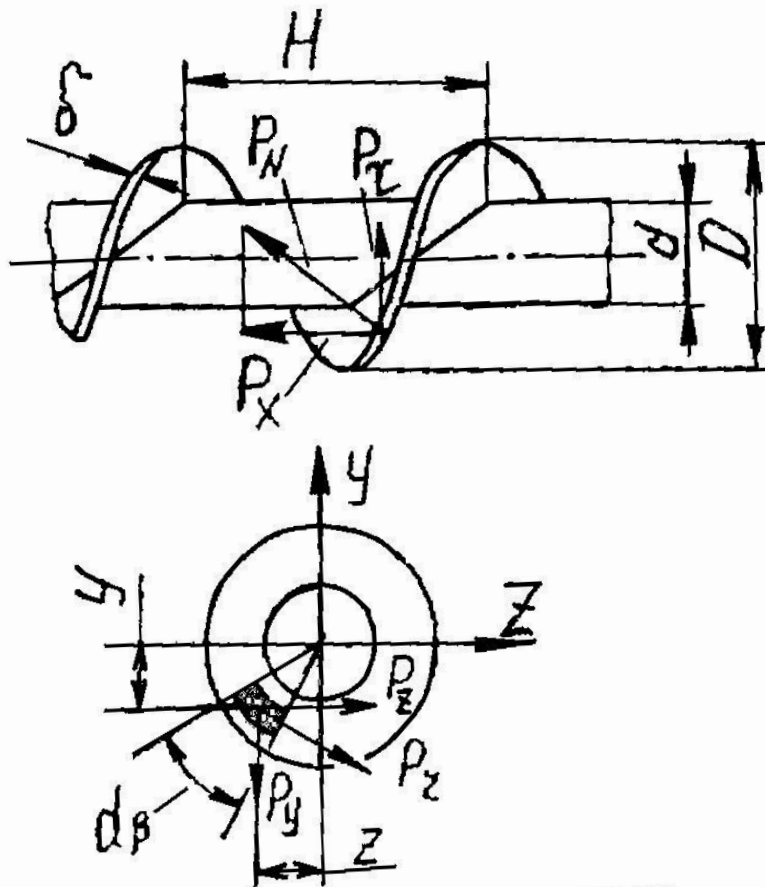


Рисунок 3.2. Схема к расчету шнека на прочность

Наибольший изгибающий момент на витке

$$M_u = \frac{P_{\text{max}} \cdot D^2}{32} \cdot \frac{1,9 - 0,7 \cdot a^{-4} - 1,2 \cdot a^{-2} - 5,2 \cdot \ln a}{1,3 + 0,7 \cdot a^{-2}}, \quad (3.14)$$

где $a = \frac{D}{d}$.

Наибольшее напряжение на витке

$$\sigma_u = \pm \frac{M_u}{W} = \pm \frac{6 \cdot M_u}{\delta^2} \leq [\sigma]_u, \quad (3.15)$$

где W – момент сопротивления сечения изгибу;
 δ – толщина витка.

$$\delta = \sqrt{\frac{6 \cdot M_u}{[\sigma]_u}}. \quad (3.16)$$

3.3 Изготовление шнеков

Шнеки можно изготовить литыми, точеными, сварными и паяными. В индивидуальном производстве чаще всего шнеки изготавливаются сварными, причем перо шнека составляют из отдельных элементов – вырезанных разомкнутых и выгнутых колец (рис. 3.3).

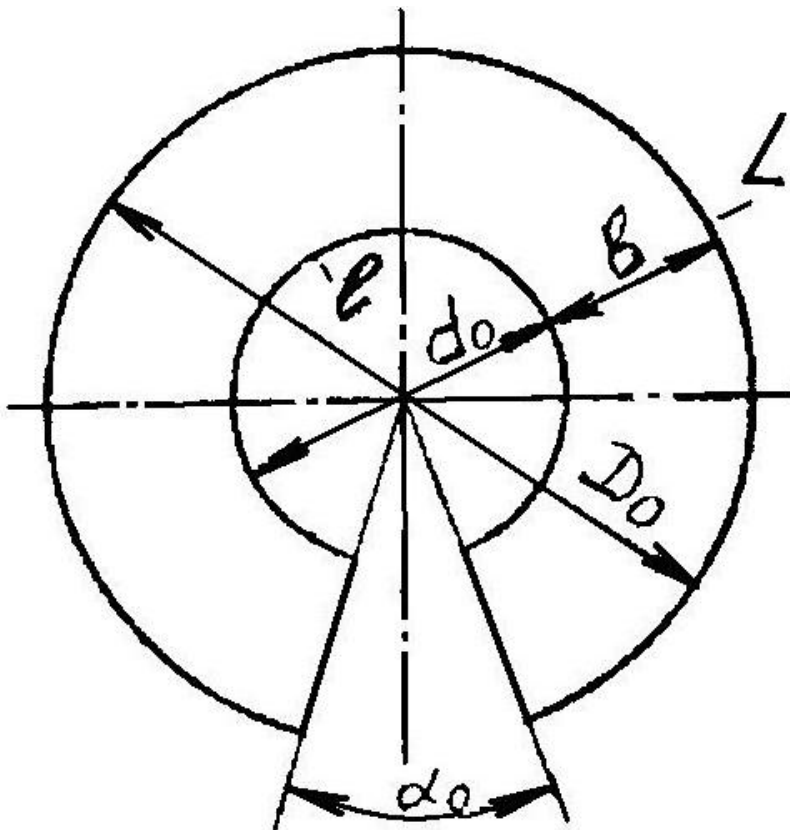


Рисунок 3.3. Заготовка витка шнека

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 (см. рис. 3.3).

Вначале определяют ширину винтовой поверхности b

$$b = 0,5 \cdot (D - d). \quad (3.17)$$

Затем определяют угол выреза

$$\alpha_0 = 2\pi - (L - l) / b \quad (3.18)$$

и диаметры кольца

$$D_0 = \frac{2 \cdot L}{2 \cdot \pi - \alpha_0}, \quad (3.19)$$

$$d_0 = \frac{2 \cdot l}{2 \cdot \pi - \alpha_0}. \quad (3.20)$$

3.4 Выполнение, оформление и защита работы

Работу необходимо выполнять в следующей последовательности:

- 1) Ознакомиться с теорией расчета шнековых формователей.
- 2) Выполнить расчет шнекового формователя по формулам (3.1-3.20). Данные вариантов приведены в таблице 3.1.
- 3) По формуле (3.1) определить предельный диаметр вала шнека d_{np} и по рекомендациям принять диаметр вала d .
- 4) По формулам (3.2, 3.3) определить углы подъема винтовых линий α_D , α_d , α_{cp} .
- 5) По формулам (3.14, 3.16) определить толщину витка шнека δ (принять $[\sigma] = 145 \cdot 10^6$ (для легированных сталей)). Округлить толщину витка до целого числа.
- 6) По формулам (3.4-3.7) определить площади внутренней цилиндрической поверхности витка шнека на длине одного шага, F_B и F_{III} .
- 7) По формулам (3.18, 3.9-3.13) рассчитать шнек на прочность.
- 8) По формулам (3.17-3.20) определить размеры заготовки витка шнека.
- 9) На основании расчетов составить спецификацию на шнековый формователь и выполнить чертеж шнека на формате не менее А3 (см. примеры на рис. 3.4, 3.5).

Примечания.

1. Принять $[\sigma]$ для стали 12Х18Н10Т – $145 \cdot 10^6$ Па;
2. Принять для всех вариантов коэффициент заполнения $K_3 = 0,5$.
3. Принять число витков шнека $Z = 6$.

В таблицу 3.2 сведены обозначения в формулах и размерность физических величин, используемых в расчетах.

Таблица 3.1

Исходные данные для расчета шнека

Номер варианта	Производительность, P , кг/с	Максимальное давление на выходе, $P_{max} \cdot 10^6$, Па	Коэффициент внутреннего трения продукта, f	Плотность продукта, ρ , кг/м ³	Диаметр шнека, D , м
1.	0,15	0,5	0,35	900	0,1
2.	0,12	0,4	0,4	925	0,08
3.	0,1	0,3	0,45	950	0,075
4.	0,08	0,2	0,5	975	0,06
5.	0,12	0,2	0,5	1000	0,65
6.	0,12	0,3	0,45	975	0,95
7.	0,15	0,4	0,4	950	0,12
8.	0,18	0,4	0,45	925	0,14
9.	0,2	0,3	0,4	900	0,15
10.	0,22	0,2	0,35	875	0,16
11.	0,4	0,3	0,4	1100	0,2
12.	0,5	0,4	0,5	1200	0,25
13.	0,53	0,5	0,4	1300	0,3
14.	0,45	0,5	0,6	1400	0,3
15.	0,6	0,6	0,6	1500	0,35
16.	0,65	0,4	0,4	930	0,25
17.	0,7	0,5	0,45	1200	0,3
18.	0,65	0,4	0,35	900	0,28
19.	0,8	0,7	0,4	1000	0,3
20.	0,55	0,7	0,35	1100	0,3
21.	0,2	0,4	0,4	975	0,1
22.	0,45	0,2	0,5	900	0,12
23.	0,15	0,7	0,4	925	0,95
24.	0,1	0,35	0,5	1100	0,15
25.	0,7	0,9	0,6	1200	0,3
26.	0,4	0,7	0,2	900	0,25
27.	0,2	0,5	0,3	1500	0,09
28.	0,35	0,25	0,4	1800	0,15
29.	0,5	0,8	0,5	950	0,2
30.	0,25	0,45	0,3	1200	0,18

Обозначения и размерности физических величин

Наименование величин	Обозначение в формуле	Размерность
1	2	3
Производительность	P	$кг/с$
Максимальное давление на выходе	P_{max}	$МПа$
Коэффициент внутреннего трения продукта	f	-
Плотность продукта	ρ	$кг/м^3$
Диаметр шнека	D	$м$
Предельно допустимый диаметр вала шнека	d_{np}	$м$
Угол подъема наружной винтовой линии	α_D	$рад$
Угол подъема внутренней винтовой линии	α_d	$рад$
Среднее арифметическое значение углов подъема	α_{cp}	$рад$
Толщина витка	δ	$м$
Площадь внутренней цилиндрической поверхности корпуса шнекового устройства	F_B	$м^2$
Площадь одной стороны поверхности шнекового витка (на 1 шаге)	$F_{Ш}$	$м^2$
Длина развертки винтовой линии, соответствующая диаметру шнека	L	$м$
Длина развертки винтовой линии, соответствующая диаметру вала	l	$м$
Угловая скорость шнека	ω	$1/с$
Суммарное осевое усилие	S	$Н$
Крутящий момент	$M_{кр}$	$Н\cdot м$
Напряжения сжатия	$\sigma_{сж}$	$Н/м^2$
Напряжения от крутящего момента	τ	$Н/м^2$
Эквивалентные напряжения	$\sigma_{эkv}$	$Н/м^2$
Ширина винтовой поверхности	b	$м$
Угол выреза	α_0	$рад$

Продолжение таблицы 3.2

1	2	3
Больший диаметр кольца	D_0	m
Меньший диаметр кольца	d_0	m
Диаметр вала	d	m
Внутренний диаметр полого вала шнека	$d_{вн}$	m
Шаг	I	m
Допускаемое напряжение	$[\sigma]$	H/m^2

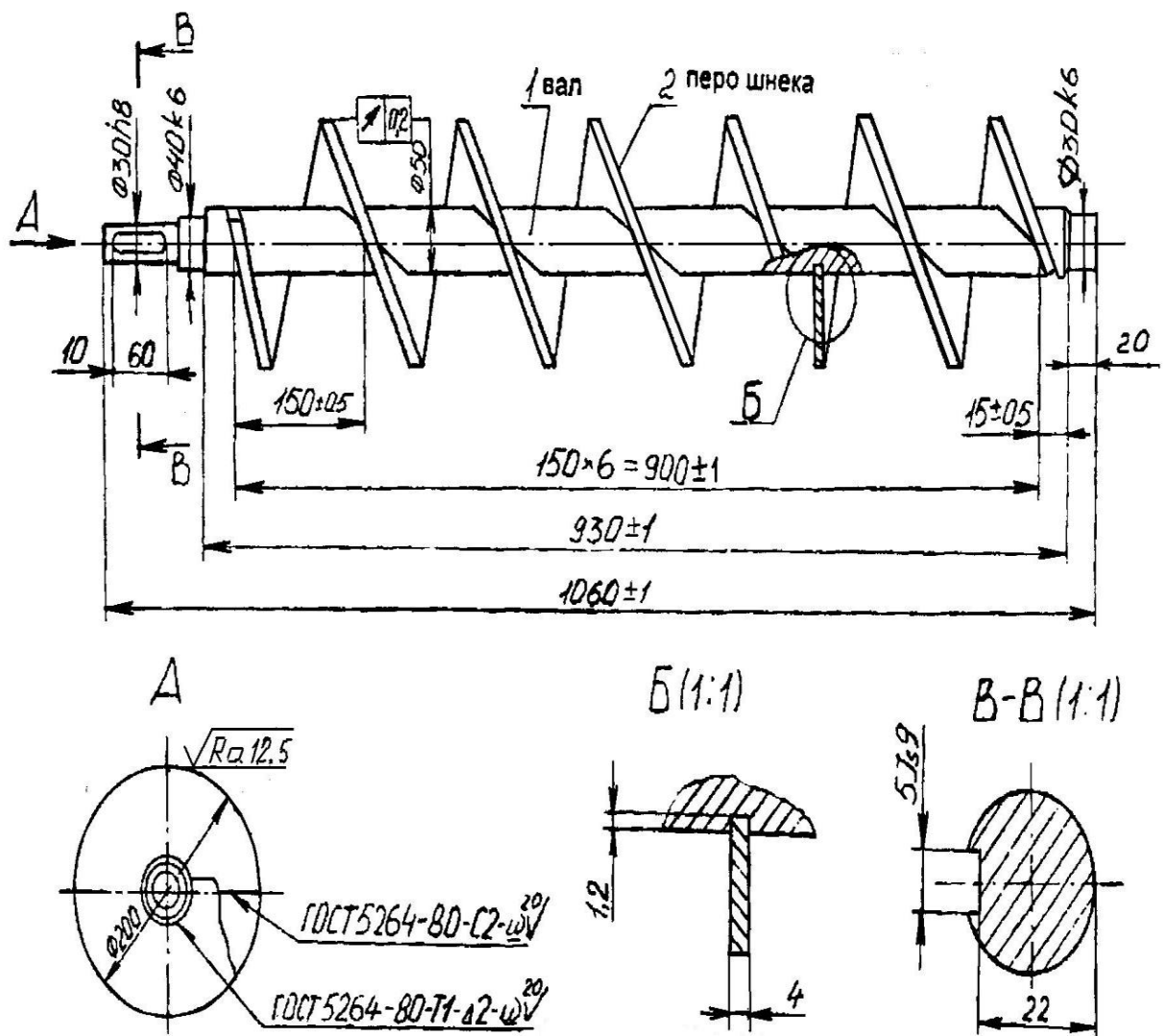


Рисунок 3.4. Шнек прессы с цельным валом

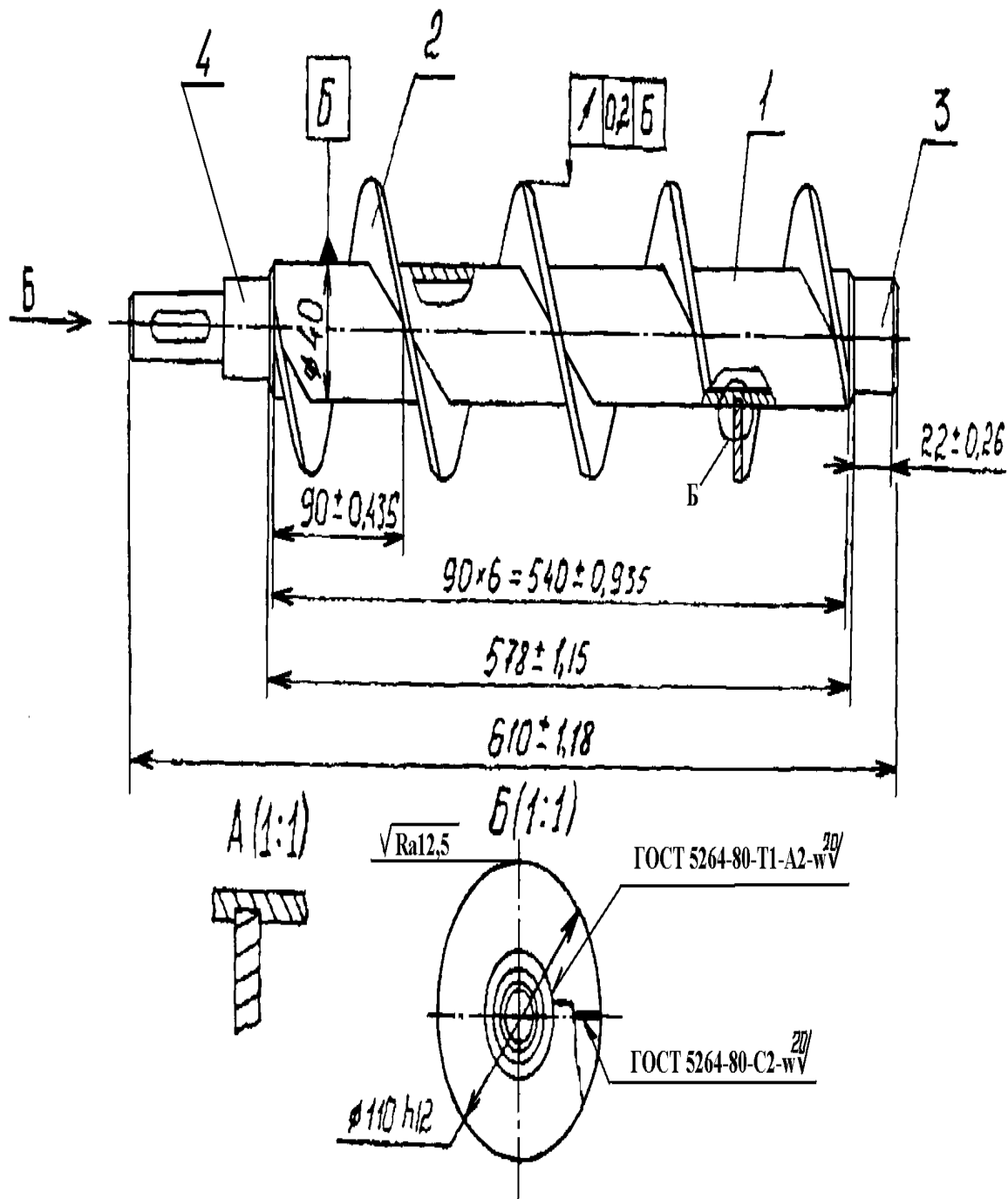


Рисунок 3.5. Шнек прессы с полым валом
 1 – полый вал, 2 – перо шнека, 3,4 – цапфы

4 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №4

Ротационные аппараты с медленно вращающимися барабанами [1,2,3,5,8]

4.1 Основные положения

В пищевых отраслях широко применяются машины, основной рабочий орган которых (барабан) совершает медленное вращение с частотой 0,5...20 об/мин. К ним можно отнести сушильные барабаны, барабанные смесители, просеиватели, шаровые мельницы, шкуроечные машины, барабанные солодовни, глазировочные барабаны для покрытия глазурью, например, пряников и т.д.

Различают следующие группы машин:

1) машины с горизонтальной осью вращения барабана. В этих машинах продукт при вращении барабана или вовсе не перемещается в осевом направлении или перемещается под влиянием направляющих элементов (спиралей, наклонных лопастей), или под влиянием напора непрерывно поступающего в барабан продукта;

2) машины с наклонной осью вращения барабана, в которых продукт равномерно перемещается в осевом направлении под действием силы тяжести.

По частоте вращения барабана различают три группы установок:

1) машины, в которых барабаны вращаются со скоростями, приближающимися к критической скорости. В свою очередь, критической скоростью вращения барабана называется такая, при которой центробежная сила, прижимая частицы продукта к стенке барабана, поднимает их на 180 градусов, т.е. в наивысшее положение. Машины этой группы имеют, как правило, частоту вращения в пределах 0,5...1,0 с⁻¹ (60...30 об/мин) (например, шаровые мельницы).

Скорость критическую определяют из условия равенства сил тяжести и центробежных сил

$$G = F_{ц} = \frac{2 \cdot m \cdot V^2}{D} = \frac{2 \cdot G}{q} \left(\frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \right)^2 \cdot \frac{1}{D}, \quad (4.1)$$

откуда критическая скорость

$$n_{к} = \frac{4,23}{\sqrt{D}}, \text{ об/мин}, \quad (4.2)$$

где m – масса одной частицы продукта;

D – внутренний диаметр барабана.

2) машины, в которых продукт перемещается с одновременной его тепловой, механической, химической обработкой. При этом частота вращения барабана для исключения переизмельчения или расслоений продукта должна быть небольшой, как правило, $(0,01 \dots 0,1) \cdot n_{кр}$.

3) барабаны замедленного вращения для проведения длительных технологических процессов, например, проращивание солода, которое происходит за 6...8 суток. При этом проращиваемое зерно должно перемешиваться не более двух раз в сутки. Для таких машин $n=0,001 \cdot n_{кр}$ и менее.

На рис.4.1 приведена конструкция барабанной сушилки. Она представляет собой цилиндрический вращающийся барабан 1, установленный под углом 1-5 градусов к горизонту. Внутри барабан 1, как правило, имеет насадку 1а для лучшего перемещения и пересыпания обрабатываемого материала в целях интенсификации процессов тепло- и массообмена. Форма внутренней насадки 1а определяется характером технологического процесса. Барабан 1 приводится во вращение с помощью венцовой шестерни 3, находящейся в зацеплении с шестерней, закрепленной на тихоходном валу редуктора привода 9. Снаружи на барабан устанавливаются также бандажи 2 (кольца прямоугольного, квадратного или коробчатого сечения); каждый бандаж опирается на 2 ролика или две пары роликов, обеспечивающих вращение барабана. Нагрузка от барабана передается бандажами на ролики опорных станций 8 и 10 и далее на фундамент. Одна из опорных станций должна иметь устройство, препятствующее осевому перемещению барабана (сходу бандажей с роликов).

Бандажи могут насаживаться в горячем состоянии на кованные горловины барабана или крепиться к фланцам барабана. Жесткое крепление бандажа на корпус барабана ухудшает его взаимодействие с опорными роликами и требует высокой точности при изготовлении и монтаже. При больших размерах барабана бандажи свободно надеваются на установленные по окружности барабана башмаки 5, под которые подкладываются усиливающие и регулирующие прокладки.

По обоим концам барабана устанавливаются камеры 11 и 7 для загрузки и выгрузки обрабатываемого материала. Зазоры между вращающимся барабаном и неподвижными камерами уплотняются лабиринтными, сальниковыми или манжетными уплотнителями 4. Подача и отвод теплоносителя (горячих газов) осуществляется через патрубки 6 и 12 соответственно.

4.2 Определение необходимой мощности привода

- 1) Площадь поперечного сечения барабана аппарата, занятая материалом:
а) для печи

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \varphi, \text{ м}^2, \quad (4.3)$$

где D – внутренний диаметр футеровки, м;
 φ – коэффициент заполнения барабана.

- б) для сушилки

$$S_{суш} = S_1 + S_2 + S_3 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \varphi_1 + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \varphi_2 + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \varphi_3, \text{ м}^2, \quad (4.4)$$

где S_i – площадь поперечного сечения барабана, занятая материалом, на участке с приемно-винтовой насадкой, м²;

S_2 – то же, на участке с лопастной периферийной насадкой, м²;

S_3 – то же, с секторной насадкой, м²;

D – внутренний диаметр барабана, м;

φ_1 – коэффициент заполнения барабана на участке с приемно-винтовой насадкой;

φ_2 – то же, на участке с лопастной периферийной насадкой;

φ_3 – то же, на участке с секторной насадкой.

в) для холодильника

$$S_x = S_1 + S_4 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \varphi_1 + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \varphi_4, \text{ м}^2, \quad (4.5)$$

где S_4 – площадь поперечного сечения барабана, занятая материалом, на участке с основной винтовой насадкой, м²;

φ_4 – коэффициент заполнения барабана на участке с винтовой насадкой.

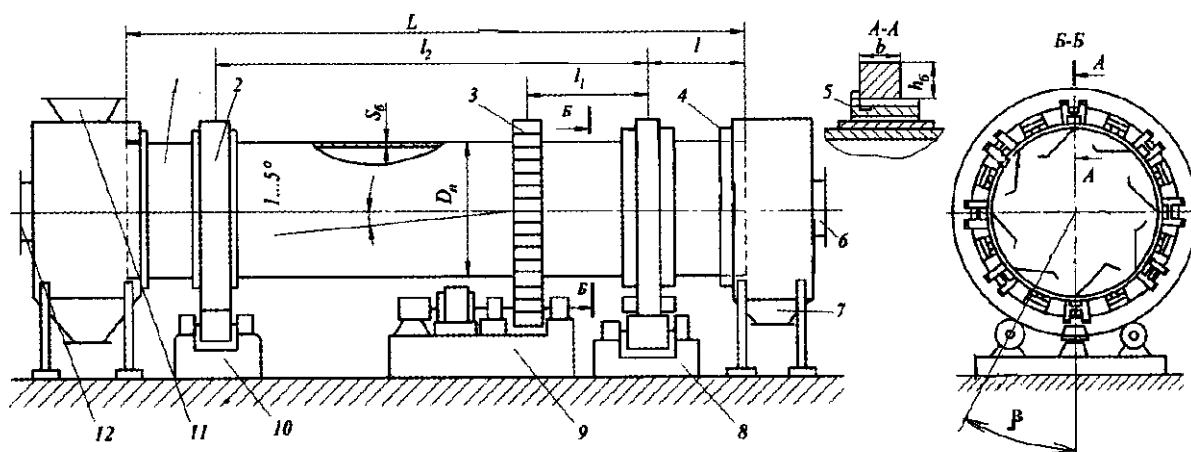


Рисунок 4.1. Барабанная сушилка:

1 – барабан; 2 – бандаж; 3 – венцовая шестерня; 4 – уплотнение; 5 – башмак; 6 – патрубок для подачи теплоносителя; 7 – камера выгрузки; 8,10 – опорные станции; 11 – камера загрузки; 12 – патрубок для выхода отработанного теплоносителя

2) Масса материала, находящегося внутри барабана аппарата:

а) для печи

$$G_0 = S \cdot L \cdot \gamma, \text{ кг}, \quad (4.6)$$

где L – длина барабана, м;

γ – насыпная масса материала, кг/м³.

б) для сушилки

$$G_0 = (S_1 \cdot l_1 + S_2 \cdot l_2 + S_3 \cdot l_3) \cdot \gamma, \text{ кг}, \quad (4.7)$$

где l_1 – длина приемно-винтовой насадки, м;
 l_2 – длина лопастной периферийной насадки, м;
 l_3 – длина секторной насадки, м.
 в) для холодильника

$$G_0 = (S_1 \cdot l_1 + S_4 \cdot l_4) \cdot \gamma, \text{ кг}, \quad (4.8)$$

где l_4 – длина основной винтовой насадки, м.

3) Момент трения качения бандажей по роликам и от трения в подшипниках качения

$$M' = 9,8 \cdot \frac{G + G_0}{\cos \beta \cdot D_1} \left[(D_B + D_1) \cdot k + \mu \cdot D_B \cdot \frac{d}{2} \right], \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4.9)$$

где G – масса корпуса аппарата с закрепленными на нем деталями (для печей с футеровкой), кг;

D_B – наружный диаметр бандажа, м;

D_1 – диаметр опорного ролика, м, принять $D_1=0,2$ м;

k – коэффициент трения между бандажом и роликами, $k=0,0005$ м;

μ – коэффициент трения в подшипниках качения, $\mu=0,015$;

d – диаметр цапфы оси опорного ролика, м, принять $d=0,06$;

β – угол расстановки роликов половина центрального угла между роликами, $\beta=30^\circ$.

4) Момент от действия силы тяжести материала, находящегося в барабане аппарата:

а) для печи

$$M'' = t \cdot M \cdot C, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4.10)$$

где t – отношение заданной насыпной массы γ материала в $\text{кг}/\text{м}^3$ к $\gamma=1000$ $\text{кг}/\text{м}^3$;

M – момент от действия силы тяжести материала, приходящегося на 1 м длины барабана, при насыпной массе материала $\gamma=1000$ $\text{кг}/\text{м}^3$, Н·м, определяется по рис. 4.2;

C – отношение заданной длины барабана в метрах к 1 м.

б) для сушки

$$M'' = t \cdot (C_1 \cdot M_1 + C_2 \cdot M_2 + C_3 \cdot M_3), \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4.11)$$

где M_1 – момент от действия силы тяжести материала, приходящегося на 1 м длины приемно-винтовой насадки. При насыпной массе материала $\gamma=1000$ кг/м³ определяется по рис. 4.3;

M_2 – то же, на 1 м длины лопастной периферийной насадки. M_2 определяется по рис. 4.4;

M_3 – то же, на 1 м длины секторной насадки. M_3 определяется по рис. 4.5;

C_1 – отношение заданной длины приемно-винтовой насадки в метрах к 1 м;

C_2, C_3 – отношение заданной длины лопастной и секторной насадок в метрах к 1 м.

в) для холодильника

$$M'' = m \cdot (C_1 \cdot M_1 + C_4 \cdot M_4), \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4.12)$$

где M_4 – момент от действия силы тяжести, приходящейся на 1 м длины основной винтовой насадки, при насыпной массе материала $\gamma=1000$ кг/м³. M_4 определяется по рис. 4.6;

C_4 – отношение заданной длины основной винтовой насадки в метрах к 1 м.

5) Суммарный момент

$$M_{\Sigma} = M' + M'', \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4.13)$$

6) Расчетная мощность привода

$$N_p = \frac{M_{\Sigma} \cdot \omega \cdot \alpha}{955 \cdot \eta}, \quad (4.14)$$

где ω – угловая скорость барабана, рад/с;

α – коэффициент, учитывающий перекосы при монтаже, неточности сборки и т.д., $\alpha=1,1$;

η – коэффициент полезного действия привода, $\eta=0,8$.

7) Установочная мощность привода

$$N_{уст} = N_p \cdot B, \text{ кВт}, \quad (4.15)$$

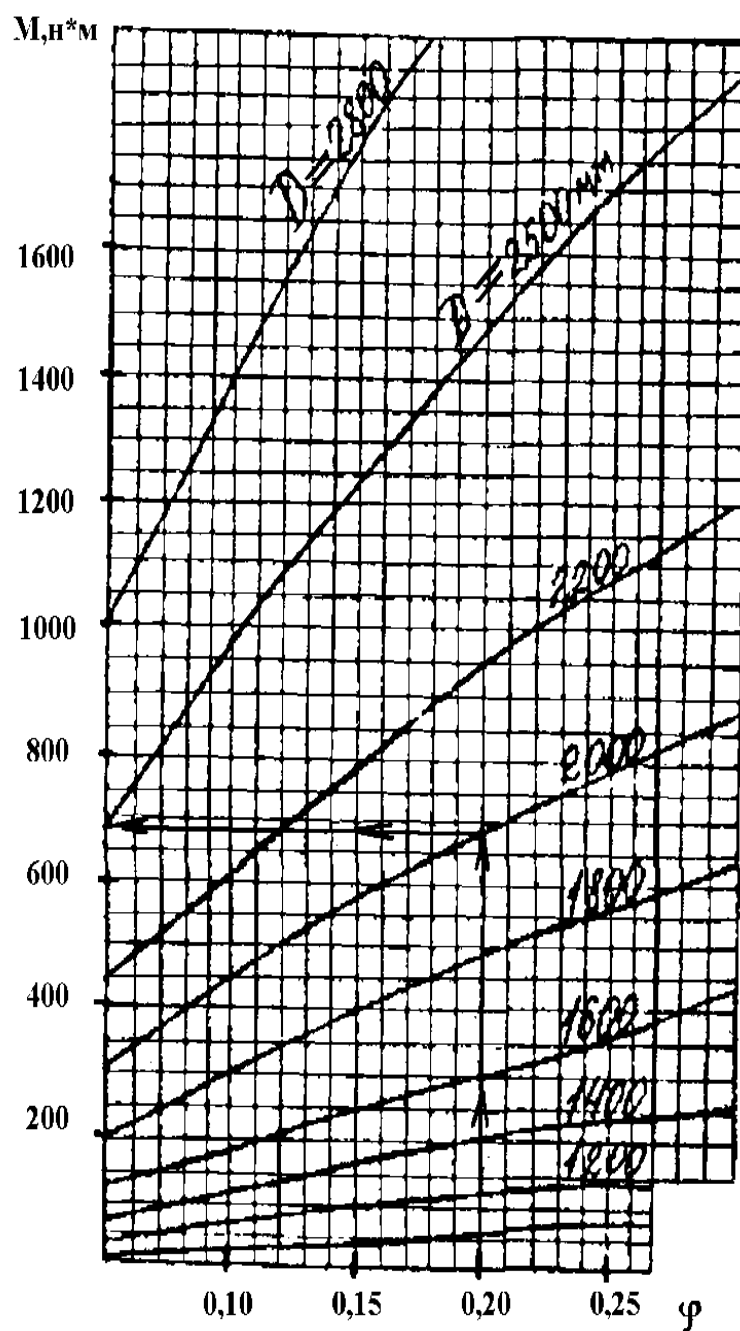
где B – коэффициент снижения мощности электродвигателя, $B=B_1+B_2$;

B_1 – коэффициент, учитывающий конструктивное исполнение электродвигателя. Значение B_1 выбирается по табл. 4.1;

B_2 – коэффициент, учитывающий температуру окружающей среды. Значения B_2 выбираются по табл. 4.2.

Таблица 4.1

Угловая скорость вала- электродвигателя, <i>рад/с (об/мин)</i>	Коэффициент B_1 для электродвигателя в исполнении	
	защищенном	закрытом
157(1500)	1,0	1,1
105(1000)	1,0	1,15
78,5(750)	1,05	1,2

Рисунок 4.2. Номограмма для определения момента M от действия силы тяжести материала в печи

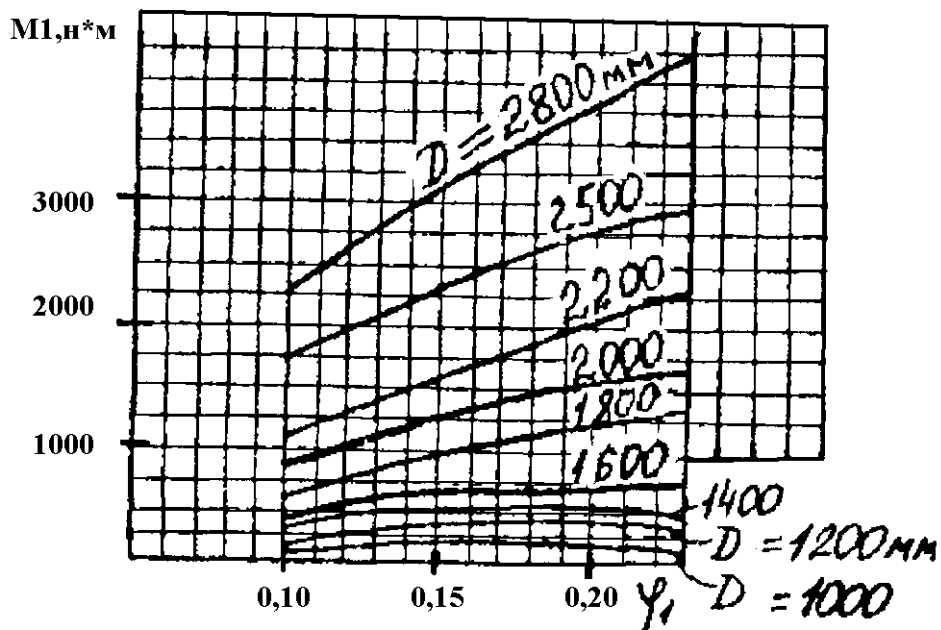


Рисунок 4.3. Номограмма для определения момента от действия силы тяжести материала в приемно-винтовой насадке

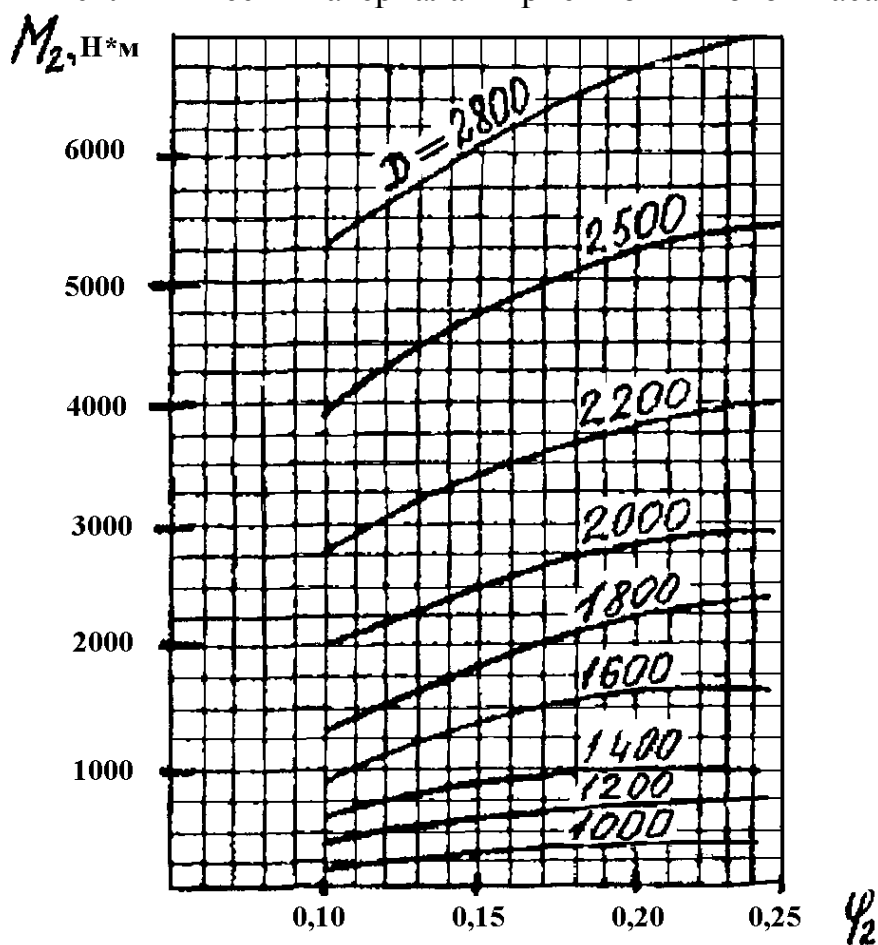


Рисунок 4.4. Номограмма для определения момента от действия силы тяжести материала в лопастной периферийной насадке

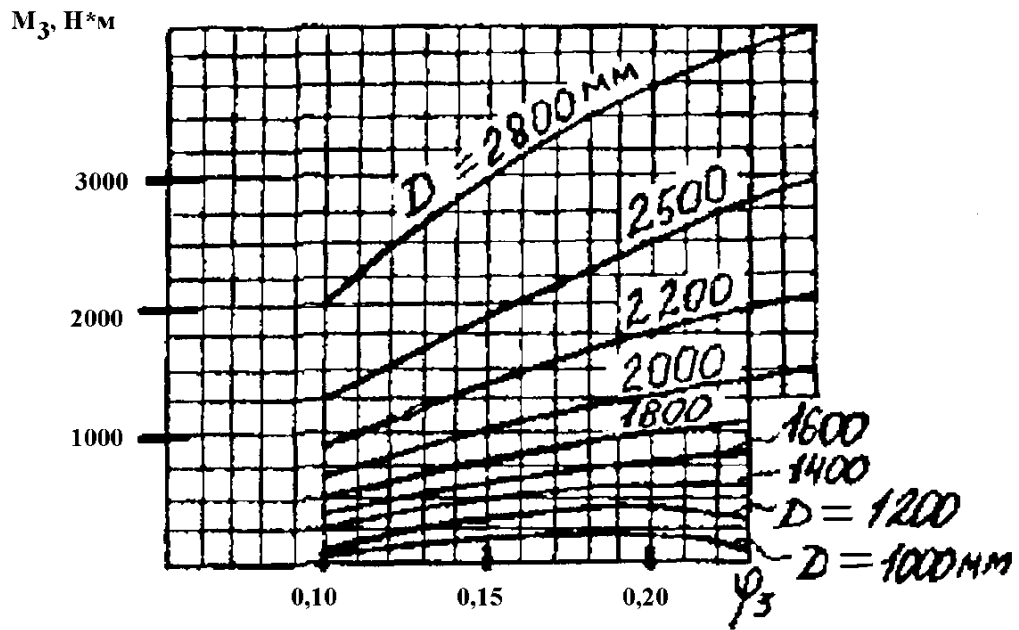


Рисунок 4.5. Номограмма для определения момента от действия силы тяжести материала в секторной насадке

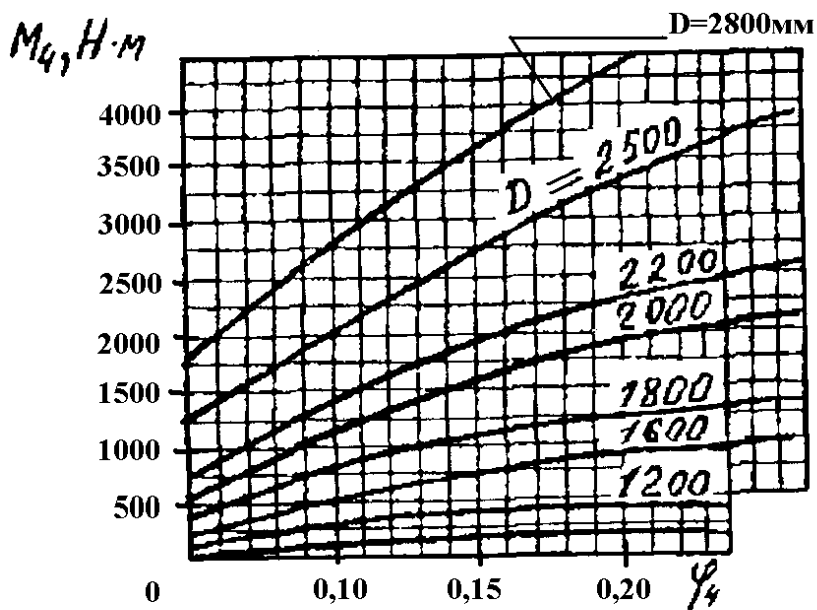


Рисунок 4.6. Номограмма для определения момента от действия силы тяжести материала в основной винтовой насадке

Таблица 4.2

Температура окружающей среды, °C	35	40	45	50
Значение коэффициента B_2	1,0	1,05	1,12	1,25

Номинальная мощность привода не может быть меньше $N_{уст}$.

Выбор привода производится в зависимости от $N_{уст}$ и диаметра барабана. На рис. 4.7 приведена конструкция привода для печей, сушилок, холодильников с диаметрами барабана 1000...2000 мм.

4.3 Расчет элементов на прочность

а) Корпус барабана

Корпус барабанов изготавливается из листовой низкоуглеродистой стали. Толщина стенок принимается ориентировочно $(0,005...0,007) \cdot D$.

Если рассчитывать барабан как балку, лежащую на двух опорах, с распределенной равномерно нагрузкой, то толщина стенки получится заведомо недостаточной, так как момент инерции барабанов велик. Поэтому допускаемые напряжения следует принимать в пределах 5...10 МПа.

Изгибающий момент барабанов с бандажами равен

$$M_u = \frac{P \cdot L}{8}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4.16)$$

где L – длина барабана, м;

P – нагрузка, Н, $P=(G+G_0) \cdot g$;

G_0 – масса материала, кг;

G – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$.

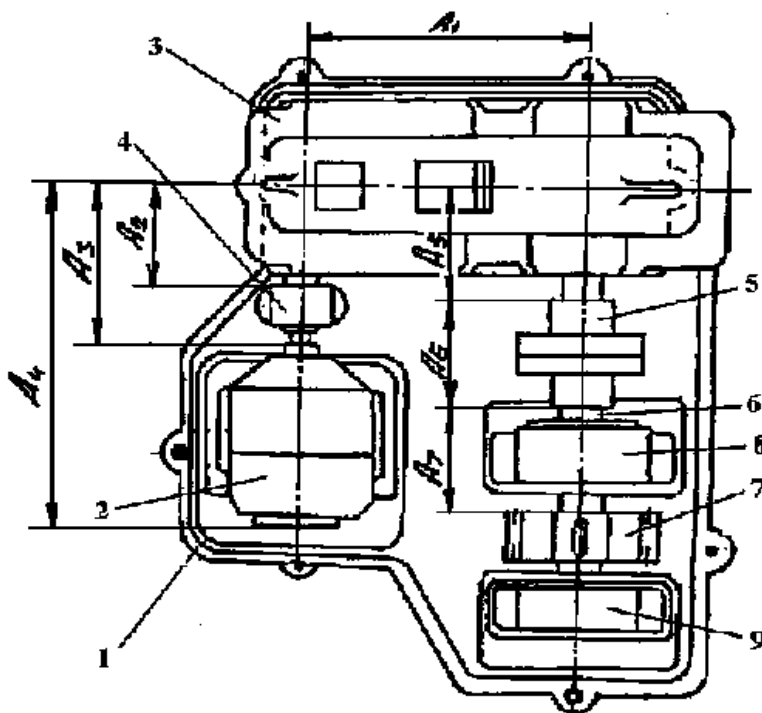


Рисунок 4.7. Привод сушилок, печей, холодильников:

1 – станина; 2 – электродвигатель; 3 – редуктор; 4,5 – муфты; 6 – вал;
7 – ведущая шестерня; 8 – опора вала сквозная; 9 – опора вала глухая

Возникающее в стенках барабана напряжение изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{4 \cdot M_u}{\pi \cdot D^2 \cdot S}, \text{ Н/м}^2, \quad (4.17)$$

где W – момент сопротивления, м³;
 S – толщина стенки барабана, $S = \frac{(D_n - D)}{2}$, м;
 D_n – наружный диаметр барабана, м.

Барабаны большого диаметра целесообразно в целях сохранения правильной формы усиливать кольцами жесткости, приваривая их через каждые 2 м по длине барабана.

б) Бандажи

Изготавливаются из углеродистых сталей марок 40, 45 и представляют собой кольца различных профилей, насаживаемых на барабан жестким или свободным креплением. Для расчета размеров поперечного сечения бандажа достаточно определить величину максимальную изгибающего момента, находящегося против опор, рис. 4.8.

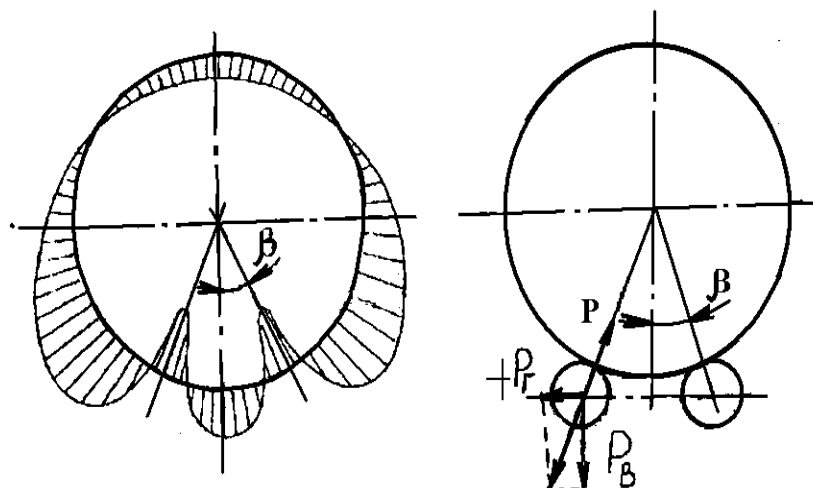


Рисунок 4.8. Схема для расчета бандажей и опорных роликов

Реакция опорного ролика

$$P_p = \frac{(G + G_0)g \cdot K_H}{n \cdot \cos \beta}, \quad (4.18)$$

где K_H – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между роликами $K_H = 1,1 \dots 1,25$;

n – число роликов;

β – угол расстановки роликов.

Величина момента, изгибающего бандаж

$$M_u = 2 \cdot P_p \cdot R_B \cdot A, \quad (4.19)$$

где R_B – внутренний радиус бандажа (равен наружному радиусу барабана $R_B = \frac{D_H}{2}$), м;

A – коэффициент, величина которого зависит от способа крепления бандажа; для жесткого крепления $A=0,07$; свободного крепления $A=0,06 \dots 0,09$.

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{2 \cdot P_p \cdot R_B \cdot A}{2 \cdot \pi \cdot R_B \cdot \frac{h^2}{6}} = \frac{6 \cdot P_p \cdot A}{\pi \cdot h^2}, \quad (4.20)$$

где h – толщина бандажа, $h = \frac{(D_B - D_H)}{2}$.

D_B – наружный диаметр бандажа.

При работе барабанных аппаратов, опирающихся на ролики, в материале бандажей и роликов возникают контактные напряжения. Если принять, что между сжимаемыми цилиндрами отсутствует трение, то можно считать, что в точках контакта будут действовать лишь нормальные давления.

Ширина бандажа определяется по формуле

$$B_6 = P_p / [q], \quad (4.21)$$

где $[q]$ – допускаемая интенсивность распределенной нагрузки по длине площадки контакта бандажа 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).

Для облегчения монтажа и большей надежности работы опорных станций ширину ролика в ряде случаев увеличивают на 25-40 процентов по сравнению с шириной бандажа.

Проверку на контактные напряжения, возникающие в материале бандажа и ролика, производят по формуле

$$\sigma_{\max} = 0,589 \cdot \sqrt{(P_p / B_b) \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \cdot \frac{D_B + D_P}{D_B \cdot D_P}} \leq [\sigma_6]. \quad (4.22)$$

При невыполнении (4.22) необходимо увеличить ширину бандажа и ролика.

в) Опорные ролики

Воспринимают силу тяжести лежащего на них барабана и продукта. Часто ролики являются фрикционным приводом. По рисунку 4.8 реакция опорного ролика

$$P_p = \frac{(G + G_0)g \cdot K_H}{n \cdot \cos \beta} \quad (4.23)$$

Сила, прижимающая кронштейн опорного ролика к основанию,

$$P_B = P_p \cdot \cos \beta \quad (4.24)$$

Сила, действующая на ролик по горизонтали и стремящаяся срезать болты, крепящие кронштейн к основанию,

$$P_\Gamma = P_p \cdot \sin \beta \quad (4.25)$$

Пренебрегая силой затяжки болтов, найдем горизонтальную силу, которую воспринимают болты крепления кронштейна:

$$F = P_\Gamma - f \cdot P_B = \frac{(G + G_0)g \cdot K_H \cdot \sin \beta}{n \cdot \cos \beta} - \frac{f \cdot (G + G_0)g \cdot K_H}{n} = \frac{(G + G_0)g \cdot K_H}{n} \cdot [\operatorname{tg} \beta - f] \quad (4.26)$$

Внутренний диаметр резьбы болта крепления кронштейна определяется исходя из условия среза

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot [\tau]_{cp}}} \quad (4.27)$$

где $[\tau]_{cp}$ – допускаемое напряжение среза для материала болта; принять $[\tau]_{cp} = 110$ МПа.

4.4 Выполнение, оформление и защита работы

1) Ознакомиться с порядком расчета привода сушилок, печей, холодильников.

2) По формулам (4.3-4.15) для заданного варианта (см. табл. 4.3) рассчитать $N_{уст}$ для печей, сушилок, холодильников. Для всех вариантов принять: наружный диаметр бандажа $D_B = D + 0,6$ м, диаметр опорного ролика $D_I = 0,2$;

диаметр цапфы оси опорного ролика $d=0,08$ м, напряжение среза материала болтов крепления кронштейнов роликов $[\tau]_{cp}=110$ Мпа.

3) Рассчитать элементы барабана по формулам (4.16-4.27).

4) По результатам расчета подобрать болты крепления кронштейна роликов.

При защите работы студент должен показать знания алгоритма и особенностей расчета машин с медленно вращающимися барабанами. Дополнительно студент должен ответить на контрольные вопросы и вопросы преподавателя.

Контрольные вопросы

1 Что обозначено в формулах для расчета буквой φ_1 ?

2 По какой формуле определяется масса материала, находящегося внутри холодильника?

3 В каких соотношениях наводятся номинальная и установочная мощности?

4 Какие моменты трения необходимо учесть при определении мощности привода?

5 Какая величина в расчетных формулах обозначена буквой γ ?

6 От чего зависит момент от действия силы тяжести материала, приходящегося на единицу длины барабана?

7 Какая размерность насыпной массы?

8 Что учитывает суммарный момент сопротивления?

9 По какой формуле определяется наружный диаметр барабана?

10 Какая величина в расчетных формулах обозначена M''' ?

11 В каких соотношениях могут находиться расчетная и установочная мощности привода?

12 Какие насадки имеет барабан холодильника?

13 Какие параметры влияют на величину массы материала, находящегося внутри барабана?

14 Какие напряжения действуют в точках контакта бандажа и ролика?

15 В какой точке бандажа действуют максимальные напряжения?

16 Какие насадки имеет барабан печи?

17 Что называется критической скоростью барабана?

18 К какому классу по критической скорости относится сушилка?

19 Как определяется толщина стенок барабана?

20 Для чего барабаны усиливают дополнительными кольцами?

21 Влияет ли способ крепления бандажа на величину изгибающего момента?

22 К какому классу критической скорости относится барабанный холодильник?

23 Из какого материала изготавливаются бандажи?

В таблицу 4.4 сведены обозначения в формулах и размерность физических величин, используемых в расчетах.

Таблица 4.3

Номер варианта	Внутренний диаметр барабана, D , м	Коэффициент заполнения барабана, φ	Коэффициент заполнения приемно-винтовой насадки, φ_1	Коэффициент заполнения лопастной периферийной насадки, φ_2	Коэффициент заполнения секторной насадки, φ_3	Коэффициент заполнения основной винтовой насадки, φ_4	Длина барабана, L , м	Длина приемно-винтовой насадки, L_1 , м	Длина лопастной периферийной насадки, L_2 , м	Длина секторной насадки, L_3 , м	Длина основной винтовой насадки, L_4 , м	Число опорных роликов, n	Угловая скорость вращения барабана, ω , рад/с	Насыпная масса, γ , кг/м ³	Масса барабана, G , кг	Угол расставлки роликов, β , град
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1.	0,8	0,25	0,25	0,22	0,24	0,18	4,6	1,0	1,0	4,1	3,0	6	0,2	940	10400	45
2.	2,1	0,24	0,21	0,22	0,23	0,10	2,8	0,9	1,2	4,3	2,3	4	0,2	980	12000	32
3.	1,8	0,21	0,23	0,24	0,23	0,20	4,1	0,9	1,0	4,2	3,0	6	0,3	1060	19800	30
4.	0,8	0,17	0,24	0,18	0,12	0,18	4,1	1,0	0,8	3,5	2,5	8	0,4	1200	18800	45
5.	2,1	0,24	0,25	0,21	0,24	0,21	5,0	1,3	1,6	4,0	3,1	8	0,2	1650	30200	30
6.	1,4	0,20	0,18	0,20	0,16	0,20	8,1	0,9	1,1	3,7	2,6	8	0,3	1200	19900	32
7.	1,5	0,24	0,22	0,32	0,24	0,22	6,2	1,2	1,7	3,3	3,0	6	0,2	1290	21700	40
8.	1,8	0,25	0,19	0,23	0,21	0,20	3,7	1,5	1,1	3,1	2,3	6	0,2	1259	18800	45
9.	1,4	0,21	0,21	0,21	0,24	0,20	3,9	1,1	0,9	2,9	3,4	6	0,15	1380	13300	42
10.	0,8	0,21	0,21	0,24	0,18	0,18	4,3	0,9	0,9	3,0	3,8	6	0,4	1380	26900	38
11.	2,1	0,22	0,25	0,24	0,22	0,20	5,0	1,2	1,3	4,0	2,4	4	0,15	940	12800	40
12.	1,0	0,22	0,21	0,20	0,25	0,20	3,9	0,9	1,0	3,1	3,4	4	0,4	1210	20200	50

Продолжение таблицы 4.3

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>13</i>	<i>14</i>	<i>15</i>	<i>16</i>	<i>17</i>
13.	1,6	0,22	0,23	0,25	0,23	0,20	4,8	1,0	1,2	3,7	4,4	4	0,3	1080	12800	48
14.	1,0	0,19	0,19	0,25	0,23	0,20	3,9	0,9	1,2	3,5	3,3	4	0,2	960	21600	45
15.	1,8	0,25	0,21	0,23	0,25	0,20	3,9	1,1	1,2	3,4	4,0	8	0,4	1280	29600	35
16.	2,1	0,25	0,23	0,22	0,24	0,22	4,8	1,1	1,6	4,0	4,3	8	0,2	960	12800	30
17.	0,8	0,25	0,21	0,18	0,25	0,21	4,5	0,9	1,1	3,0	3,4	8	0,2	1080	28900	32
18.	1,8	0,23	0,24	0,20	0,22	0,28	3,4	1,0	1,0	4,0	3,2	8	0,15	1080	12800	42
19.	1,0	0,25	0,21	0,21	0,20	0,21	3,8	1,0	0,9	3,0	3,8	6	0,2	900	12800	48
20.	0,8	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	4,5	1,1	1,5	3,4	3,5	6	0,3	1390	28900	45
21.	2,1	0,24	0,23	0,22	0,21	0,20	4,0	1,2	1,2	3,8	4,1	6	0,4	1030	12800	40

Таблица 4.4

Обозначения и размерности физических величин

Наименование величин	Обозначение в формуле	Размерность
Внутренний диаметр барабана	D	$м$
Коэффициент заполнения барабана	φ	-
Коэффициент заполнения приемно-винтовой насадки	φ_1	-
Коэффициент заполнения периферийной насадки	φ_2	-
Коэффициент заполнения секторной насадки	φ_3	-
Коэффициент заполнения основной винтовой насадки	φ_4	-
Длина барабана	L	$м$
Длина приемно-винтовой насадки	L_1	$м$
Длина лопастной периферийной насадки	L_2	$м$
Длина секторной насадки	L_3	$м$
Длина основной винтовой насадки	L_4	$м$
Число роликов	n	-
Угловая скорость барабана	ω	$рад/с$
Насыпная масса	γ	$кг/м^3$
Масса барабана	G	$кг$
Толщина банджа	h	$м$
Критическая скорость	$n_{кр}$	$об/мин$
Площадь поперечного сечения материала печи	S	$м^2$
Суммарный момент	M	$Н\cdot м$
Расчетная мощность привода	N_p	$кВт$
Установочная мощность привода	$N_{уст}$	$кВт$
Изгибающий момент барабанов	M_u	$Н\cdot м$
Угол расстановки роликов	β	$град$

5 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №5

Расчет оптимальной частоты вращения и мощности привода перемешивающих устройств [3,5,6]

5.1 Типы механических перемешивающих устройств

Машины и аппараты для перемешивания пищевых продуктов широко применяются в кондитерской, хлебопекарной, макаронной, винодельческой и других отраслях пищевых производств для осуществления следующих технологических процессов:

- а) приготовления растворов;
- б) приготовления эмульсий и суспензий;
- в) интенсификации тепловых, химических и биохимических процессов;
- г) обработки продуктов с целью придания им определенной консистенции.

Для перемешивания жидких пищевых продуктов наибольшее распространение получили механические перемешивающие устройства, включающие в себя рабочий орган, т.е. мешалку с валом и ее привод. В зависимости от конструкции механические мешалки для перемешивания жидких пищевых продуктов разделяются на:

- 1) лопастные (рис. 5.1, а);
- 2) листовые (рис. 5.1, б);
- 3) рамные, в том числе для аппаратов с коническими днищами (рис. 5.1, в, г);
- 4) якорные (рис. 5.1, д);
- 5) турбинные открытого типа (рис. 5.1, е, ж, з, и);
- б) пропеллерные с направляющей трубой.

Основным преимуществом листовых и лопастных мешалок является их простота и дешевизна. Недостатки данных мешалок – незначительное осевое перемещение жидкости и возможности их применения только для жидкостей с коэффициентом динамической вязкости μ до 1 Па·с. Листовые мешалки целесообразно применять для процессов теплообмена и растворения. Отверстия в лопастях листовых мешалок обеспечивают образование дополнительных вихрей, что повышает интенсивность перемешивания.

Якорные мешалки имеют сложные по форме лопасти, отлитые из чугуна или изготовленные из полимерных материалов. Применяют для перемешивания пищевых продуктов с коэффициентом динамической вязкости μ до 5...10 Па·с.

Основным преимуществом рамных мешалок является большая механическая прочность, позволяющая применять их для перемешивания весьма вязких жидкостей. Недостаток этих мешалок – относительно большой расход энергии на перемешивание.

Турбинные мешалки применяются для смешивания жидкостей с $\mu < 800$ Па·с. В пищевой промышленности турбинные мешалки применяются для приготовления смесей, растворов, гидрогенизации жиров, а также в качестве эмульсаторов и смесителей при приготовлении пастообразных продуктов.

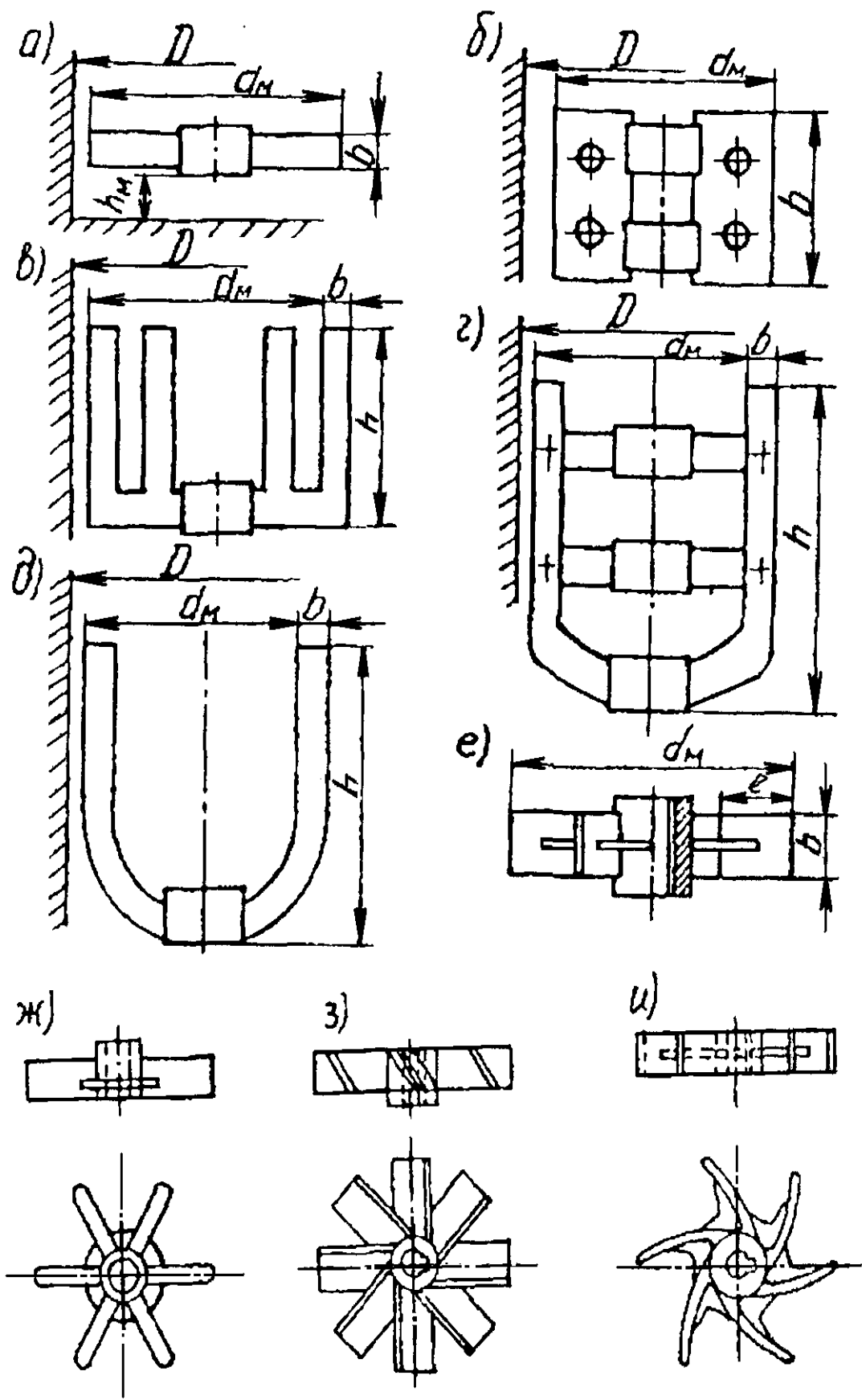


Рисунок 5.1. Типы механических перемешивающих устройств:
 а – лопастные; б – листовые; в – рамные; г – рамные для аппаратов с коническими днищами; д – якорные; е, ж, з, и – турбинные открытого типа

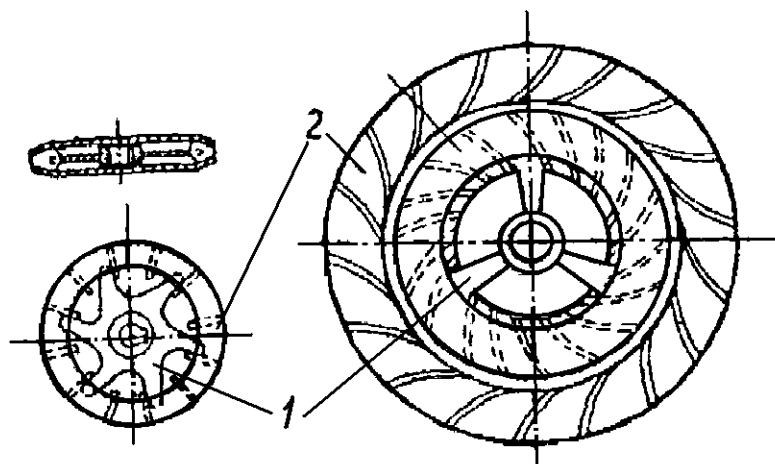


Рисунок 5.2. Турбинные мешалки закрытого типа:
1 – турбина; 2 – корпус

Пропеллерные мешалки применяют для перемешивания жидкости с $\mu < 2 \text{ Па}\cdot\text{с}$. Форма лопасти этих мешалок обеспечивает образование значительного осевого потока жидкости и создает насосный эффект, сокращающий продолжительность перемешивания.

5.2 Общая методика расчета механических перемешивающих устройств

Расчет перемешивающего устройства начинается с определения скорости потока в аппарате, которая обуславливается частотой вращения перемешивающего устройства. Поэтому с увеличением частоты вращения увеличивается интенсивность большинства технологических процессов (но только до определенных значений; при больших частотах может произойти ухудшение эффекта перемешивания). При гомогенизации легкоподвижных сред интенсивность перемешивания примерно пропорциональна величине $(\Gamma_D)^2$, (где $\Gamma_D = \frac{D}{d_M}$, D –

наружный диаметр аппарата; d_M – диаметр перемешивающего устройства). Таким образом, в некоторых случаях целесообразно использовать аппараты с меньшим Γ_D , т.е. с относительно большим диаметром перемешивающего устройства d_M .

При перемешивании в больших объемах (более 25 м^3) относительное увеличение диаметра d_M вызовет значительное увеличение мощности. Поэтому в таких аппаратах целесообразно устанавливать перемешивающее устройство с высоким значением Γ_D .

Для ориентировочной оценки можно принимать мощность, прямо пропорциональную ширине лопасти и пятой степени диаметра перемешивающего устройства. При взмучивании, взвешивании и некоторых других процессах применяют перемешивающее устройство с относительно малым расстоянием от днища – h_M (см. рис. 5.1, а). Следует отметить, что отношение величины h_M не отражается на затратах мощности на перемешивание.

Высота уровня жидкости в аппарате H_0 также оказывает влияние на ход технологического процесса. Например, при растворении газа в жидкости скорость процесса возрастает с увеличением высоты уровня жидкости в аппарате. При возрастании высоты уровня H_0 увеличивается потребляемая мощность. Для лопастных перемешивающих устройств увеличение высоты от ($H_0=D$) до ($H_0=1,5\cdot D$) приводит к возрастанию потребляемой мощности на 20...40%. Для большинства процессов достижение равномерного перемешивания при минимальных расходах энергии обеспечивается при высоте уровня жидкости в аппаратах, равной его диаметру ($H_0=D$). При больших значениях H_0 , могут применяться многорядные перемешивающие устройства. В системах газ-жидкость при установке на валу двух турбинных перемешивающих устройств, происходит увеличение потребляемой мощности примерно в 1,7 раза, при установке трех устройств – в 2,2 раза. В процессах завешивания твердых частиц и эмульгирования при использовании двух лопастных или двух пропеллерных перемешивающих устройств расход мощности возрастает в 1,5 раза. При использовании многорядных лопастных перемешивающих устройств для получения равномерной взвеси рекомендуется расстояние между ними (вдоль оси вала) принимать равным ($0,5\cdot d_M$). Для турбинных перемешивающих устройств это расстояние может быть принято равным ($1 \dots 1,5$) $\cdot d_M$.

На поля скоростей в аппаратах с перемешивающими устройствами оказывают заметное влияние конструктивные особенности аппарата. Это находит свое отражение в величине мощности, потребляемой перемешивающими устройствами. Наличие внутренних устройств (гильз термометров, труб перекачивания и др.) увеличивает потребляемую мощность на 10...20%. Установка змеевика в ряде случаев приводит к двукратному увеличению расхода мощности. Однако при этом коэффициент теплоотдачи в два раза выше, чем в аппаратах с рубашкой.

Особенно сильно влияет на величину мощности, потребляемой перемешивающими устройствами, наличие отражательных перегородок у аппарата. Для лопастных и турбинных устройств на некоторых режимах потребляемая мощность в 3...7 раз больше, чем в аппаратах без перегородок. Основное назначение отражательных перегородок – устранение образования воронки в жидкости. Для ряда технологических процессов наличие перегородок приводит также к некоторому повышению интенсивности процесса (эмульгирование, взвешивание, растворение газов в жидкости и др.). Следует отметить, что устранение воронки может быть достигнуто применением наклонного вала, а также использованием аппаратов прямоугольного сечения.

5.3 Общие положения гидравлического моделирования

Прежде чем приступить к расчету перемешивающих устройств, рассмотрим основные принципы, положенные в основу этих расчетов. Вывод всех зависимостей получен с использованием так называемого гидравлического моделирования. При этом реальный процесс перемешивания жидкостей заменен моделью этого процесса (материальной или математической). Для того чтобы яв-

ления, получаемые с помощью модели, были подобны явлениям, происходящим в натуральном образце, необходимо ввести определенные коэффициенты, с помощью которых можно производить пересчет данных с моделированного процесса на реальный. Такие коэффициенты называются критериями подобия.

Одним из важнейших условий, которым должны удовлетворять подобные явления модели и натуры, является так называемое геометрическое подобие. Оно обеспечивается введением в расчетные зависимости критериев геометрического подобия. Для процесса перемешивания это следующие критерии.

Критерий подобия диаметра сосуда:

$$\Gamma_D = \frac{D}{d_M},$$

где D – диаметр аппарата, м;

d_M – диаметр перемешивающего устройства, м.

Критерий подобия диаметра частиц:

$$\Gamma_{d_r} = \frac{d_r}{d_M},$$

где d_r – диаметр частицы, м.

Критерий геометрического подобия высоты расположения перемешивающего устройства над днищем аппарата:

$$\Gamma_{h_M} = \frac{h_M}{d_M},$$

где h_M – высота расположения перемешивающего устройства, м.

Критерий геометрического подобия глубины воронки жидкости при перемешивании:

$$\Gamma_{h_B} = \frac{h_B}{d_M},$$

где h_B – глубина воронки жидкости, м.

Однако одного геометрического подобия еще недостаточно, чтобы явления были подобны. В подобных явлениях должны существовать и определенные соотношения между скоростями и ускорениями в соответствующих точках, выражающиеся условиями так называемого кинематического подобия; соответ-

ствие между материальными частицами потока модели и природы – материальное подобие; соответствие сил, действующих на материальные частицы потока природы и модели, – силовое подобие.

Для обеспечения полного силового подобия модели и природы необходимо подобие всех сил, действующих на материальную частичку. Каждый из этих видов сил требует своих условий подобия, своих критериев. Так как они обеспечивают подобие только по одному виду сил, их называют критериями частичного подобия.

Для обеспечения подобия сил трения при перемешивании вводится в формулу центробежный критерий Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{ц}} = \frac{\rho \cdot n \cdot d_M^3}{\sigma},$$

где ρ – плотность жидкости (количество массы жидкости, содержащейся в единице объема), кг/м³;

n – частота вращения мешалки, с⁻¹;

σ – межфазное натяжение на границе раздела двух фаз (численно равно силе, действующей на единицу длины контура поверхности в сторону ее сокращения), Н/м;

Для обеспечения подобия сил тяжести вводится центробежный критерий Фруда:

$$\text{Fr}_{\text{ц}} = \frac{n^2 \cdot d_M}{g},$$

где g – ускорение свободного падения, м/с².

Если существенное значение в процессе имеют силы поверхностного натяжения, то их подобие обеспечивается для перемешивающих устройств центробежным критерием Вебера:

$$\text{W} = \frac{\rho_c \cdot n^2 \cdot d_M^2}{\mu^2}.$$

Если в изучаемых явлениях необходимо исключить скорость движения жидкости, то вводится критерий Галилея:

$$\text{Ga} = \frac{\rho_c^2 \cdot d_M^3 \cdot q}{\mu_c^2}.$$

Для обеспечения подобия взвешивающих сил (сил Архимеда) вводится в расчетные зависимости критерий Архимеда:

$$Ar = \frac{\rho_c \cdot \Delta\rho \cdot d_M^3 \cdot g}{\mu_c^2},$$

где $\Delta\rho$ – разность плотностей тяжелой и легкой фаз, кг/м³;

ρ_c, μ_c – соответствующие параметры (плотность, динамическая вязкость) среды.

5.4 Частота вращения перемешивающего устройства

Для процесса взвешивания (суспензирования) частота вращения n может быть найдена

$$n = C_2 \cdot \frac{\Delta\rho^{0,5} \cdot d^{0,5} \cdot D^{x_1}}{\rho^{0,5} \cdot d_M^{y_1}}, \text{ с}^{-1}, \quad (5.1)$$

где C_2, x_1, y_1 – числовые коэффициенты (см. табл. 5.1).

Для процесса эмульгирования

$$n = C_4 \cdot \frac{\Delta\rho^{0,345} \cdot \sigma^{0,185} \cdot D^{x_2}}{\rho^{0,5} \cdot d_M^{y_2}}, \text{ с}^{-1}, \quad (5.2)$$

где C_4, x_2, y_2 – числовые коэффициенты (табл. 5.1).

Для процесса гомогенизации легкоподвижных жидкостей в условиях развитой турбулентности ($Re > 10^4$) выбор частоты вращения производится по формуле

$$n = \frac{C}{\tau}, \text{ с}^{-1}, \quad (5.3)$$

где τ – продолжительность процесса, с; определяется технологическими условиями;

C – коэффициент (см. табл. 5.1).

При перемешивании в аппаратах без отражательных перегородок необходимо, чтобы глубина воронки при выбранной частоте вращения не достигала ступицы перемешивающего устройства.

Глубина воронки определяется:

а) для турбинного устройства

$$\Gamma h_B = 0,31 \cdot \text{Re}_{\text{Ц}}^{0,26} \cdot \text{Fr}_{\text{Ц}}^{0,69} \cdot \Gamma_D^{0,54} \cdot \Gamma_{h_M}^{0,15}; \quad (5.4)$$

б) для пропеллерного устройства

$$\Gamma h_B = 0,03 \cdot \text{Re}_{\text{Ц}}^{0,32} \cdot \text{Fr}_{\text{Ц}}^{0,52} \cdot \Gamma_D^{-0,24} \cdot \Gamma_{h_M}^{0,25}; \quad (5.5)$$

в) для лопастного устройства

$$\Gamma h_B = 0,06 \cdot \text{Re}_{\text{Ц}}^{0,3} \cdot \text{Fr}_{\text{Ц}}^{0,78} \cdot \Gamma_D^{-0,37}; \quad (5.6)$$

г) для лопастных с наклонными лопастями

$$\Gamma h_B = 0,06 \cdot \text{Re}_{\text{Ц}}^{0,28} \cdot \text{Fr}_{\text{Ц}}^{0,75} \cdot \Gamma_D^{-0,24} \cdot \Gamma_{h_M}^{-0,12}. \quad (5.7)$$

Определение мощности производится по формуле

$$N = 10^{-3} \cdot K_N \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d_M^5, \text{ кВт}, \quad (5.8)$$

где K_N – критерий мощности.

Для каждого перемешивающего устройства приведены графические зависимости $K_N=f(\text{Re})$ на рис. 5.3-5.5. Величина критерия мощности зависит от центробежного критерия Рейнольдса, критерия геометрического подобия Γ_D , типа перемешивающего устройства и конструктивных особенностей аппарата.

Центробежный критерий Рейнольдса определяется:

$$\text{Re}_{\text{Ц}} = \frac{\rho \cdot n \cdot d_M^3}{\mu}. \quad (5.9)$$

В формулы (4.8, 4.9) подставляется величина плотности основной жидкости (среды) в тех случаях, когда плотность перемешивающих компонентов отличается более чем на 30%. В остальных случаях необходимо вычислить среднюю плотность смеси по формуле

$$\rho = \rho_{\phi} \cdot \varphi + \rho_c \cdot (1 - \varphi), \text{ кг/м}^3, \quad (5.10)$$

где ρ_{ϕ}, ρ_c – соответственно плотность дисперсной фазы и дисперсной среды, кг/м^3 ;

φ – объемная доля дисперсной фазы.

Таблица числовых коэффициентов

Тип перемешивающего устройства	$n = C_{2,4} \cdot \frac{\Delta\rho^A \cdot d_r^{0,5} \sigma^{0,185} \cdot D^{x_{1,2}}}{\rho^J \cdot d_M^{y_{1,2}}},$										$n = \frac{C}{\tau^{c^{-1}}},$	$\Gamma h_B = B \cdot \text{Re}_{\text{Ц}}^B \cdot \text{Fr}_{\text{Ц}}^Z \cdot \Gamma_D^V \cdot \Gamma h_M^S$				
	Значения															
	для суспензий					для эмульгирования					для гомогенизации	глубина воронки				
	C_2	A	x_1	y_1	J	C_4	A	x_2	y_2	J	C	B	V	Z	V	S
1. Лопастные	46,4	0,5	0	1	0,5	3,02	0,345	1,3	2,17	0,5	20,7	0,06	0,3	0,78	-0,37	0
2. Лопастные с наклонными лопастями ($\alpha=45^\circ$)	27,5	0,5	1	2	0,5	3,1	0,345	1,55	2,42	0,5	29,0	0,06	0,28	0,75	-0,24	-0,12
3. Турбинное за- крытого типа	14,7	0,5	1	2	0,5	4,72	0,345	0,67	1,54	0,5	46	0,31	0,26	0,69	-0,54	0,15

Продолжение таблицы 5.1

Тип перемешивающего устройства	$n = C_{2,4} \cdot \frac{\Delta\rho^A \cdot d_r^{0,5} \sigma^{0,185} \cdot D^{x_{1,2}}}{\rho^J \cdot d_M^{y_{1,2}}},$										$n = \frac{C}{\tau},$	$\Gamma h_B = B \cdot \text{Re}_{\text{Ц}}^B \cdot \text{Fr}_{\text{Ц}}^Z \cdot \Gamma_D^V \cdot \Gamma h_M^S$				
	Значения															
	для суспензий					для эмульгирования					для гомогенизации	глубина воронки				
	C_2	A	x_1	y_1	J	C_4	A	x_2	y_2	J	C	B	B	Z	V	S
4. Пропеллерное	20,6	0,5	1	2	0,5	6,05	0,345	0,67	1,44	0,5	96,5	0,03	0,32	0,52	-0,24	-0,25
5. Турбинное открытого типа	-	-	0	0	0	-	0	0	0	0	106	0,31	0,26	0,69	-0,54	0,15
6. Пропеллерное с направляющей трубой	-	-	0	0	0	-	0	0	0	0	148	0	0	0	0	0

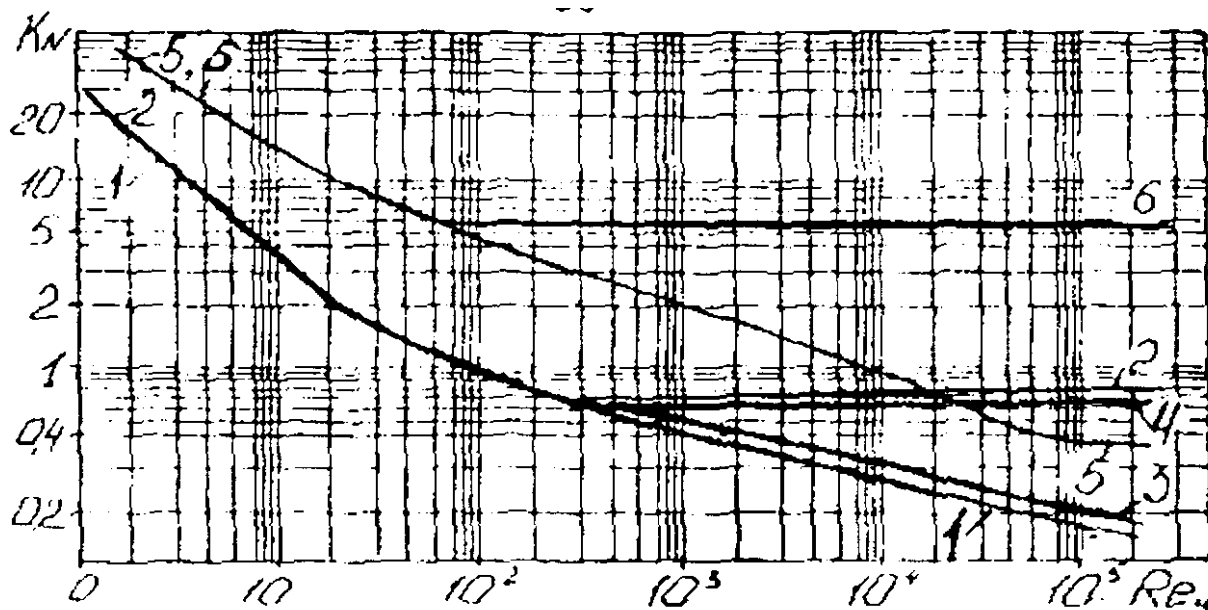


Рисунок 5.3. Зависимость $K_N=f(Re)$:

- 1 – лопастное перемешивающее устройство $\Gamma_D=1,5$;
- 2 – лопастное в аппарате с перегородками $\Gamma_D=1,5$;
- 3 – лопастное с наклонными лопастями ($\alpha=45^\circ$) $\Gamma_D=1,5$;
- 4 – лопастное с наклонными лопастями в аппарате с перегородками $\Gamma_D=1,5$;
- 5 – листовое перемешивающее устройство $\Gamma_D=2$;
- 6 – листовое в аппарате с перегородками $\Gamma_D=2$

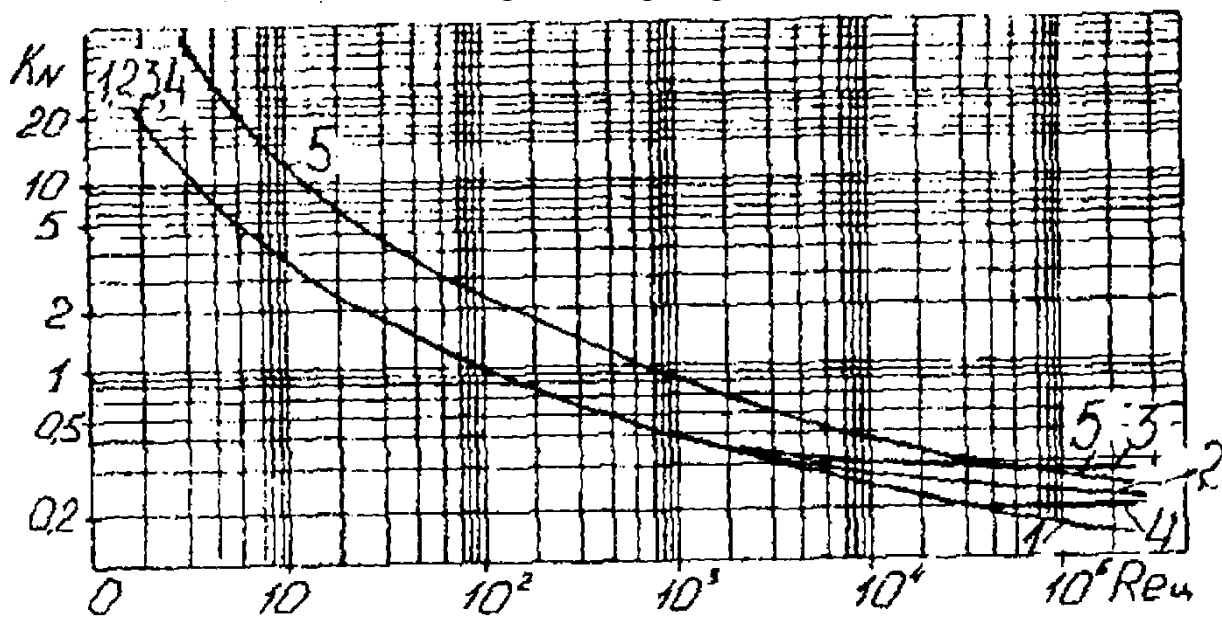


Рисунок 5.4. Зависимость $K_N=f(Re)$:

- 1 – пропеллерное перемешивающее устройство $\Gamma_D=3$;
- 2 – пропеллерное $\Gamma_D=4$;
- 3 – пропеллерное в аппарате с перегородками $\Gamma_D=3...4$;
- 4 – пропеллерное с направляющей трубой;
- 5 – якорное и рамное перемешивающее устройство $\Gamma_D=1...1,2$

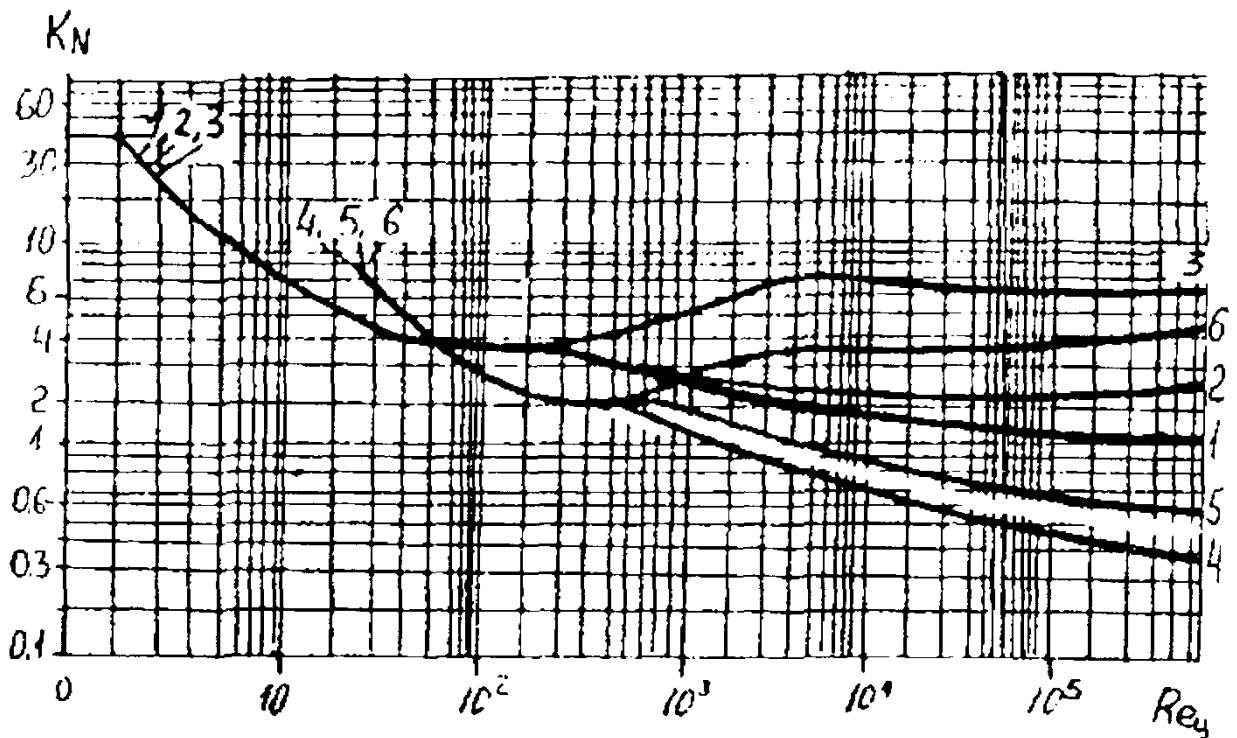


Рисунок 5.5. Зависимость $K_N=f(Re)$ для турбинных перемешивающих устройств:

- 1 – открытого типа $\Gamma_D=3$;
- 2 – открытого типа $\Gamma_D=4$;
- 3 – открытого типа в аппарате с перегородками $\Gamma_D=5...4$;
- 4 – закрытого типа $\Gamma_D=3$;
- 5 – закрытого типа $\Gamma_D=4$;
- 6 – закрытого типа в аппарате с перегородками $\Gamma_D=3...4$

В формулу (5.9) подставляется величина вязкости основной жидкости (среды) в следующих случаях:

- при эмульгировании – вне зависимости от вязкости перемешиваемых жидкостей, если $\varphi < 0,3$;
- при перемешивании взаиморастворимых жидкостей – если вязкости жидкостей отличаются друг от друга не более чем в 2 раза и $\varphi \leq 0,4$;
- при суспензировании – если величина $\varphi \leq 0,2$.

В остальных случаях при вычислении $Re_{ц}$ и величины мощности N используются значения средней вязкости смеси, которая может быть определена по следующим формулам:

а) при эмульгировании:

- если фазой является жидкость более вязкая, чем среда, и объем среды составляет 40% и выше:

$$\mu = \frac{\mu_c}{(1-\varphi)} \cdot \left(1 + \frac{6 \cdot \varphi \cdot \mu_\phi}{\mu_c + \mu_\phi} \right), \text{ Па}\cdot\text{с}; \quad (5.11)$$

- если фазой является жидкость менее вязкая, чем среда (объем среды – 40% и выше):

$$\mu = \frac{\mu_c}{(1-\varphi)} \cdot \left(1 + \frac{1,5 \cdot \varphi \cdot \mu_\phi}{\mu_c + \mu_\phi} \right), \text{ Па}\cdot\text{с}; \quad (5.12)$$

б) при перемешивании взаиморастворимых жидкостей

$$\mu = \mu_c^{(1-\varphi)} \cdot \mu_\phi^\varphi, \text{ Па}\cdot\text{с}; \quad (5.13)$$

в) при взвешивании твердых частиц в жидкости при объемной концентрации твердой фазы до 10%

$$\mu = \mu_c \cdot (1 + 2,5 \cdot \varphi), \text{ Па}\cdot\text{с}; \quad (5.14)$$

при объемной концентрации твердой фазы свыше 10%

$$\mu = \mu_c \cdot (1 + 4,5 \cdot \varphi), \text{ Па}\cdot\text{с}. \quad (5.15)$$

Если величина уровня жидкости в аппарате H_0 не равна диаметру аппарата, то при расчете мощности это учитывается коэффициентом:

$$N_1 = K_H \cdot N, \text{ кВт}, \quad (5.16)$$

где $K_H = \left(\frac{H_0}{D} \right)^{0,5}$.

Влияние внутренних сопротивлений от различных устройств принимается во внимание только при расположении их в аппаратах без перегородок. Влияние этих устройств учитывается коэффициентами K_i , из табл. 5.2.

$$N_2 = K_1 \cdot K_2 \dots K_i \cdot N_1, \text{ кВт}. \quad (5.17)$$

В случае установки отражательных перегородок влияние других внутренних устройств на расход мощности не принимается во внимание.

В качестве приводов в аппаратах с перемешивающими устройствами применяются асинхронные электродвигатели переменного тока, а также гидроприводы.

Двигатель выбирается по мощности с учетом механических потерь в уплотнении и редукторе и длительности пускового периода. Мощность двигателя определяется по формуле

$$N_\partial = \frac{K_n \cdot (N_2 + N_c)}{\eta}, \text{ кВт}, \quad (5.18)$$

где N_c – мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в уплотнении, кВт;

η – КПД редуктора, $\eta = 0,9$;

K_n – коэффициент запаса, учитывающий особенности пускового периода; $K_n = 1,25$ для аппаратов без перегородок; $K_n = 1,0$ для аппаратов с перегородками.

Таблица 5.2

Коэффициенты сопротивления K_i

Внутреннее устройство	Для перемешивающих устройств (кроме пропеллерного)	Для пропеллерного устройства
1 Плоский змеевик, размещенный у днища аппарата $d=(0,03...0,05) \cdot D$	2,5...3,0	-
2 Змеевик, размещенный вдоль стенок аппарата	2,0	2,0
3 Одна гильза термометра	1,1	1,05
4 Труба передавливания, устройство для замера уровня и т.д.	1,2	1,1
5 Две трубы передавливания, удаленные друг от друга на расстояние не менее $(0,75 \cdot D)$	1,3	1,15
6 Детали крепления направляющей трубы пропеллерного устройства	-	0,05
7 Внутренние перегородки*	3...7	3...7
* - при наличии внутренних перегородок другие местные сопротивления не учитываются		

Для сальниковых уплотнений с мягкой набивкой расчет мощности N_c производится по формуле

$$N_c = 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot f \cdot n \cdot d^2 \cdot l \cdot P, \text{ кВт}, \quad (5.19)$$

где f – коэффициент трения вала по мягкой набивке сальника, $f=0,2$;

n – частота вращения, с^{-1} ;

d – диаметр вала, м; принять $d=0,06$ м;

l – длина набивки, м; принять $l=0,06$ м;

P – рабочее давление в аппарате, принять $P=9,8 \cdot 10^5$ Па.

5.5 Выполнение, оформление и защита работы

Работу необходимо выполнять в следующей последовательности:

1) Ознакомиться с конструкцией основных типов перемешивающих устройств, их достоинствами и недостатками и областью применения.

2) Ознакомиться с порядком расчета перемешивающих устройств.

3) По данным таблицы 5.3 с учетом таблицы 5.1 для своего варианта рассчитать перемешивающее устройство:

1. для процесса суспензирования или эмульгирования:

- а) лопастное с прямыми и наклонными лопастями ($\alpha=45^\circ$);
- б) турбинное закрытого типа;
- в) пропеллерное с перемешивающими устройствами;

2. для процесса гомогенизации:

- а) турбинное открытого типа;
- б) пропеллерное с направляющей трубой.

4) В зависимости от данных своего варианта для своего процесса (суспензирования или эмульгирования), по формуле соответственно 5.1 или 5.2 рассчитать частоты вращения мешалок: лопастной, лопастной с наклонными лопастями, турбинной закрытого типа, пропеллерной (соответствующие коэффициенты в формулах взять из таблицы 5.1).

5) Для турбинной мешалки открытого типа и пропеллерной с направляющей трубой частоту вращения рассчитать по формуле 5.3 (соответствующие коэффициенты взять из таблицы 5.1).

6) Для нечетных вариантов по формулам (5.4-5.7) рассчитать глубину воронки, предварительно рассчитав соответствующие критерии.

7) По номограммам (рис. 5.3-5.5) найти коэффициенты мощности K_N для шести рассчитываемых мешалок.

8) Для шести мешалок рассчитать по формуле 5.8 мощность на перемешивание, с учетом условий формул (5.9-5.15).

9) Для шести мешалок по формуле 5.16 определить потери мощности с учетом уровня жидкости.

10) С учетом данных таблицы 5.2 для шести мешалок рассчитать потери мощности на местных сопротивлениях (формула 5.17) (принять для вариантов расчета аппаратов без перегородок любые два вида местных сопротивлений, для аппаратов с перегородками учесть потери только на внутренних перегородках).

11) Для шести мешалок с учетом формулы 5.19 определить мощность электродвигателя по формуле 5.18.

По результатам работы каждым студентом оформляется отчет. Отчет должен содержать:

- 1. Таблицу исходных данных выполненного варианта.
- 2. Все проводимые расчеты.
- 3. Таблицу полученных значений (n , h_B , N_∂ и т.д.) для всех рассчитываемых типов перемешивающих устройств.
- 4. Эскиз принятого на основании расчетов привода (одного по выбору студента) с таблицей технической характеристики, а также таблицей габаритных и присоединительных размеров.

При защите работы необходимо представить отчет. Студент должен свободно ориентироваться в расчете перемешивающих устройств. Дополнительно студент должен ответить на вопросы преподавателя.

В таблицу 5.4 сведены обозначения в формулах и размерность физических величин, используемых в расчетах.

Таблица 5.3

Исходные данные для расчета

Номер варианта	Наружный диаметр аппарата, D , м	Диаметр перемешивающего устройства (лопастного), d_M , м	Диаметр перемешивающего устройства (пропеллерного, турбинного), d_M , м	Высота уровня жидкости в аппарате, H_0 , м	Высота расположения перемешивающего устройства, h_M , м	Динамическая вязкость (для лопастных и пропеллерной мешалок), μ , Па·с	Динамическая вязкость (для якорных и турбинных мешалок), μ , Па·с	Плотность среды, ρ_c , кг/м ³	Плотность фазы, ρ_f , кг/м ³	Объемная доля фазы (лопастная, пропеллерная мешалка), φ	Объемная доля фазы (якорная, турбинная мешалка), φ	Коэффициент межфазного натяжения, σ , Н/м	Продолжительность гомогенизации, τ , с	Тип процесса
1	0,4	0,3	0,2	0,4	0,1	0,1	50	1700	1000	0,03	0,6	1	20	1
2	2,4	2,0	0,7	2,5	0,25	0,25	20	850	1020	0,1	0,6	0,08	70	2
3	2,2	1,9	0,7	2,0	0,2	0,4	40	680	1070	0,1	0,5	0,04	35	2
4	2,1	1,6	0,5	2,3	0,3	0,4	50	870	1250	0,06	0,4	1	28	1
5	2,8	2,5	0,9	3,0	0,7	0,5	10	1760	1100	0,1	0,35	0,09	450	2
6	0,6	0,4	0,2	0,6	0,15	0,1	90	1200	1100	0,1	0,2	1	15	1
7	1,8	1,4	0,5	1,8	0,4	0,9	25	930	1030	0,09	0,2	0,08	40	2
8	2,5	2,1	0,6	2,8	0,7	0,7	48	810	1120	0,04	0,55	1	20	1
9	1,0	0,9	0,4	0,8	0,2	1,0	30	1020	1100	0,09	0,2	0,1	25	2
10	1,1	0,7	0,45	1,0	0,15	0,8	50	1000	910	0,03	0,15	1	34	1
11	2,6	2,2	0,7	2,6	0,7	0,8	40	910	980	0,03	0,2	0,09	18	2
12	1,2	0,9	0,5	1,4	0,2	0,8	20	1100	970	0,04	0,1	1	35	1
13	1,6	1,3	0,5	1,6	0,1	0,7	70	1000	990	0,08	0,2	10	27	1

Продолжение таблицы 5.3

Номер варианта	Наружный диаметр аппарата, D , м	Диаметр перемешивающего устройства (лопастного), d_M , м	Диаметр перемешивающего устройства (пропеллерного, турбинного), d_M , м	Высота уровня жидкости в аппарате, H_0 , м	Высота расположения перемешивающего устройства, h_M , м	Динамическая вязкость (для лопастных и пропеллерной мешалок), μ , Па·с	Динамическая вязкость (для якорных и турбинных мешалок), μ , Па·с	Плотность среды, ρ_c , кг/м ³	Плотность фазы, ρ_{ϕ} , кг/м ³	Объемная доля фазы (лопастная, пропеллерная мешалка), φ	Объемная доля фазы (якорная, турбинная мешалка), φ	Коэффициент межфазного натяжения, σ , Н/м	Продолжительность гомогенизации, τ , с	Тип процесса
14	1,4	1,2	0,6	1,8	0,3	0,8	65	1200	1300	0,01	0,1	0,12	50	2
15	0,5	0,4	0,2	0,6	0,1	1	48	720	900	0,09	0,4	1	45	1
16	2,3	1,9	0,88	2,3	0,6	0,5	30	710	990	0,05	0,55	1	30	1
17	1,7	1,5	0,4	1,5	0,3	0,8	60	810	1300	0,1	0,4	1	25	1
18	0,8	0,6	0,3	0,8	0,2	0,8	25	1050	800	0,06	0,35	1	32	1
19	2,0	1,7	0,7	2,0	0,5	0,9	60	830	910	0,07	0,35	0,07	30	2
20	1,5	1,0	0,7	1,3	0,1	0,6	75	950	870	0,07	0,15	0,09	25	2
21	0,9	0,7	0,45	2,0	0,1	0,9	10	880	990	0,02	0,25	1	69	1
22	1,9	1,5	0,6	1,8	0,2	0,4	70	680	1070	0,6	0,35	1	80	1
23	2,7	2,4	0,8	2,5	0,7	0,5	20	720	1050	0,1	0,25	0,06	47	2
24	0,7	0,6	0,3	0,9	0,1	0,7	15	910	1400	0,03	0,35	1	20	1
25	1,3	1,0	0,45	1,5	0,3	0,7	45	1100	1060	0,05	0,1	0,1	40	2

Примечания: 1. Для четных вариантов принять аппараты с перегородками, для нечетных – без перегородок;

2. Тип процесса: 1 – суспензирование. 2 – эмульгирование;

3. Тип внутренних сопротивлений принимать по таблице 5.2 по собственному усмотрению (принять не менее двух типов местных сопротивлений).

Обозначения и размерности физических величин

Наименование величин	Обозначение в формуле	Размерность
1	2	3
Частота вращения мешалки	n	c^{-1}
Коэффициенты	C, A, x, y	-
Разность плотностей тяжелой и легкой фаз	$\Delta\rho$	$кг/м^3$
Диаметр частиц при суспензировании	d_r	$м$
Коэффициент межфазного натяжения на границе раздела фаз	σ	$Н/м$
Диаметр аппарата	D	$м$
Плотность среды	ρ_c	$кг/м^3$
Диаметр мешалки	d_M	$м$
Продолжительность процесса гомогенизации	τ	$с$
Критерий подобия диаметра аппарата, критерий Рейнольдса	Γ_D, Re	-
Динамическая вязкость	μ	$Па\cdot с$
Критерий Фруда	$Fr_{\text{Ц}}$	-
Ускорение свободного падения	g	$м/с^2$
Критерий геометрического подобия высоты расположения перемешивающего устройства над днищем аппарата	Γh_M	-
Высота расположения мешалки над днищем аппарата	h_M	$м$
Глубина воронки	Γh_B	$м$
Числовые коэффициенты	$\hat{A}, \hat{A}, Z, V, S$	-
Критерий мощности	K_N	-
Плотность фазы	ρ_ϕ	$кг/м^3$
Объемная доля фазы	φ	-
Высота уровня жидкости в аппарате	H_0	$м$

Продолжение таблицы 5.4

1	2	3
Мощность на перемешивание	N	<i>кВт</i>
Мощность с учетом высоты уровня жидкости	N_1	<i>кВт</i>
Мощность с учетом местных сопротивлений	N_2	<i>кВт</i>
Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в уплотнениях	N_c	<i>кВт</i>
Коэффициент запаса, учитывающий особенности пускового периода	K_n	-
КПД редуктора	η	-

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ковалевский В.И. Проектирование технологического оборудования и линий: Учеб. пособие / В.И. Ковалевский. – Спб.: ГИОРД, 2007. – 320 с.: ил
2. Ковалевский В.И. Проектирование приводов технологических машин. – М.: ДеЛипринт, 2009.-408 с.
3. Остриков А.Н. и др. Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств. Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. доп. – СПб.: Издательство РАПП, 2009. – 408 с.
4. Петров В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. Учебное пособие. Часть 1/ Кемерово: КемТИПП, 2002. 116 с.
5. Петров В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств: Учебно-методические указания. Кемерово: КемТИПП, 2002. 136 с.
6. Соколов В.И. Основы расчета и конструирование машин и аппаратов пищевых производств. М.: Машиностроение, 1983. 447 с.
7. Харламов С.В. Конструирование технологических машин пищевых производств. Л.: Машиностроение, 1978. 224 с.
8. Чекмарев А.А., Осипов В.К. Справочник по машиностроительному черчению. М.: Высшая школа, 1997. 671 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Приложение 1

Значение модуля продольной упругости и коэффициента Пуассона μ для некоторых материалов при температуре 18°C

Наименование материала	Модуль упругости, $E \cdot 10^{11}$	Коэффициент Пуассона, μ
Сталь марки Ст3 ГОСТ 380-2005	1,8	0,3
Углеродистые, легированные стали	2,0	0,26
Чугун серый, белый, ковкий	1,2	0,25
Алюминиевые сплавы	0,7	0,34
Дюралюминий	0,71	0,34

Приложение 2

Некоторые механические свойства углеродистых сталей
обыкновенного качества

Марка стали	Предел проч- ности при рас- тяжении, МПа	Предел текучести, МПа	Марка стали	Предел прочности при растя- жении, МПа	Предел текучести, МПа
Ст0	315...460	185	Ст4	490...520	275
Ст1	315...390	-	Ст5	530...560	275
Ст2	335...410	215	Ст5	570...610	275
Ст2	375...390	235	Ст5	590...620	305
Ст3	400...420	235	Ст6	630...655	305
Ст3	430...460	235	Ст6	665...705	305
Ст3	410...430	255	Ст6	685...725	-
Ст4	440...470	255			
Ст4	480...510	255			

Приложение 3

Некоторые механические свойства углеродистой качественной конструкционной стали

Марка стали (ГОСТ 1050-88)	Предел прочности при растяжении, МПа	Предел текучести, МПа	Марка стали (ГОСТ 1050-88)	Предел прочности при растяжении, МПа	Предел текучести, МПа
10	330	205	30	490	295
15	370	225	35	530	315
20	410	245	40	570	335
25	450	275	45	600	355

Приложение 4

Номинальные допускаемые напряжения при растяжении для некоторых сталей в зависимости от температуры стенки

Температура стенки, °С	Номинальные допускаемые напряжения, МПа, для сталей марок				
	Ст2	10	Ст3	20	08X18H10T
200	125	125	135	145	145
250	105	110	120	130	125
300	95	100	105	115	120
400	-	75	-	90	110
450	-	50	-	65	105

Приложение 5

Размеры стальных бесшовных горячекатаных труб по ГОСТ 8732-78

Наружный диаметр, мм	Толщина стенок*, мм	Наружный диаметр, мм	Толщина стенок*, мм
108, 114, 121	4...28	168, 180, 194	5...45
127	4...30	203, 219	6...50
133	4...32	245, 273	7...50
140, 146, 152, 159	4,5...36	299, 325, 351	8..75

*В указанных пределах брать из ряда 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32 и др. По ГОСТ8732-78 предусмотрены и другие диаметры труб и толщины стенок

Приложение 6

Механические свойства стальных бесшовных труб

Марка стали	Предел прочности при растяжении, МПа		Предел текучести, МПа	
	Горячедеформированных	Холоднодеформированных и теплодеформированных	Горячедеформированных	Холоднодеформированных и теплодеформированных
10	360	350	220	210
20	420	420	250	250
35	520	520	300	300
45	600	600	330	330
15Х	-	420	-	-
20Х	440	440	-	-
40Х	670	630	-	-
30ХГСА	700	500	-	-
15ХМ	440	440	230	230
30ХМА	600	-	400	-
12ХН2	550	-	400	-

Приложение 7

Коэффициент запаса прочности для различных сосудов и труб

Род сосуда	Коэффициент запаса прочности
	<i>n</i>
Сосуды сварные и бесшовные при наличии надежно укрепленных стенок у отверстия, а также при отсутствии отверстий: необогреваемые обогреваемые	3,5 4,0
Сосуды сварные и бесшовные при наличии неукрепленной стенки у отверстий с развальцованными в них трубами необогреваемые обогреваемые	3,75 4,25
Бесшовные трубы	3,8
Трубопроводы	4,0

Необогреваемыми считаются сосуды, работающие при температуре ниже 200⁰С.

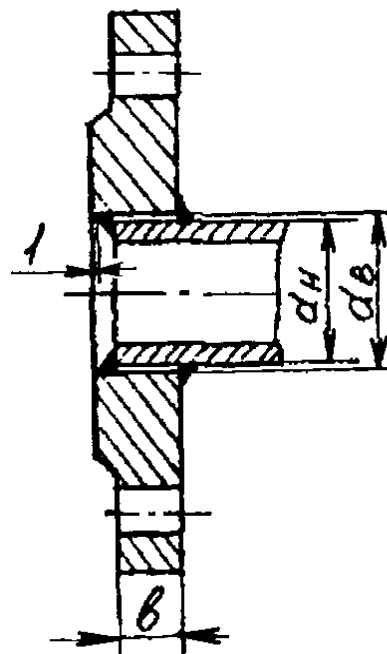
Приложение 8

Техническая характеристика болтов, винтов и шпилек

Класс прочности*	Марка стали	σ_b , МПа	Класс прочности*	Марка стали	σ_b , МПа
3,6	10, Ст3	290...480	6,6	35	580...780
4,6	20	390...530	8,8	35Х	780...980
5,6	30	480...680	10,9	30ХГСА	980...1000

*Класс прочности обозначен двумя числами: первое число, умноженное на 100, определяет величину минимального сопротивления (МПа); второе число, умноженное на 10, определяет отношение предела текучести к пределу прочности (%); произведение чисел, умноженное на 10, определяет величину предела текучести (МПа). По ГОСТ 1759-70 разрешается применять стали и других марок.

Фланцы
по ГОСТ 12820-80 для P_y до 1,0 МПа



Проход условный, D_y , мм	d_n , мм	d_v , мм	e , мм
10	14	15	10
15	18	19	10
20	25	26	12
25	32	33	12
32	38	39	13
40	45	46	13
50	57	59	13
65	76	78	13
80	89	91	13

Козлов Сергей Николаевич
Дубинина Наталья Викторовна

ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ МАШИН И АППАРАТОВ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Методическое пособие к практическим занятиям
для студентов очной и заочной форм обучения направления
151000.62 «Технологические машины и оборудование»

Редактор Е.Ф. Изотова

Подписано в печать 25.02.14. Формат 60x84 /16.
Усл. печ. л. 6,38. Тираж 55 экз. Заказ 14 1249. Рег. №101.

Отпечатано в РИО Рубцовского индустриального института
658207, Рубцовск, ул. Тракторная, 2/6.