

ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ

ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ

**КАФЕДРА МЕХАНИЗАЦИИ ЖИВОТНОВОДСТВА И ПЕРЕРАБОТКИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПРОДУКЦИИ**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
ДЛЯ ХРАНЕНИЯ И ПЕРЕРАБОТКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ
ПРОДУКЦИИ**

Практикум

Часть 1. Оборудование молочной отрасли

НОВОСИБИРСК 2023

Кафедра механизации животноводства и переработки
сельскохозяйственной продукции.

Составители: канд. техн. наук, доцент **Е.А. Пшенов**

Рецензент: канд. техн. наук, доцент И.В. Тихонкин

Проектирование технологического оборудования для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции: практикум Ч1. Оборудование молочной отрасли / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженер. ин-т; сост.: Е.А. Пшенов. – Новосибирск, 2023. – 72 с.

Практикум предназначен для студентов очной формы обучения по направлению подготовки «Агроинженерия», профили – «Машины и оборудование для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции», «Технические системы и роботизация пищевых производств».

Утвержден и рекомендован к изданию методическим советом Инженерного института (протокол № 8 от 28 марта 2023 г.).

© Новосибирский ГАУ, 2023

ВВЕДЕНИЕ

Практикум предназначен для самостоятельной работой студентов, цель которой углубление и закрепление теоретических знаний полученных студентами в ходе ее изучения.

Работа машин и аппаратов оценивается по техническим и технологическим показателям, составляющим их техническую характеристику. К числу таких показателей обычно относят:

- производительность, т. е. количество перерабатываемого сырья или изготавливаемой продукции в единицу времени;

- потребляемую мощность, выражаемую количеством пара, хладоносителя, электричества в единицу времени;

- параметры электрической энергии (напряжение, частота, количество фаз), пара (температура, давление) и хладоносителя (вид, температура);

- параметры сырья и конечной продукции;

- параметры режима работы технологического оборудования и его отдельных элементов (давление, температура, частота вращения и др.);

- габаритные размеры и массу технологического оборудования;

- условия эксплуатации (характеристика производственного помещения, температура и относительная влажность воздуха).

Первые два показателя являются наиболее важными, так как в определенной степени позволяют судить о техническом уровне оборудования и соответствии его мировым стандартам.

Остальные показатели технической характеристики машин и аппаратов отражают их эксплуатационные свойства, а также качественные показатели сырья и готовой продукции.

Следует отметить, что реализовать все возможности оборудования, заявленные технической характеристикой, в большинстве случаев невозможно без соответствующей подготовки обслуживающего персонала и инженерной службы перерабатывающих предприятий. Необходимо знать закономерности изменения сырья на всех технологических стадиях в зависимости от режимов работы машин и аппаратов, а также уметь настраивать и контролировать параметры оборудования для обеспечения этих режимов.

В практикум включены варианты индивидуальных заданий, методика и последовательность расчета основных показателей оборудования, представленные в форме, по которой должен быть оформлен отчет о проделанной работе.

Приложения содержат все необходимые данные для выполнения заданий.

Практикум предназначен для студентов дневной формы обучения. Задание выбирают по двум последним цифрам шифра.

1. МОЛОЧНЫЕ ЦИСТЕРНЫ

Расчетные формулы

Рабочую производительность молочной цистерны определяют по формуле

$$m_{\text{час}} = \frac{V_m \cdot z_m \cdot \rho}{\tau_{\text{ц}}}, \text{ кг / ч}, \quad (1.1)$$

где V_m – рабочий объем одного танка, м^3 ;

z_m – количество танков, шт;

ρ – плотность молока, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$\tau_{\text{ц}}$ – продолжительность рабочего цикла, ч;

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4, \quad (1.2)$$

τ_1 – продолжительность наполнения танка, ч;

τ_2 – продолжительность рабочего пробега, ч;

τ_3 – продолжительность опорожнения танка, ч;

τ_4 – время дополнительных операций при наполнении и опорожнении танков цистерны, ч.

Продолжительность наполнения и опорожнения цистерн при использовании насосов определяют по формуле

$$\tau_1 = \tau_3 = \frac{V_m \cdot z_m}{V_{\text{час}}}, \text{ ч}, \quad (1.3)$$

где $V_{\text{час}}$ – объемная производительность насосов для наполнения и опорожнения цистерны, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Время наполнения цистерн с помощью вакуумной системы определяют по уравнению

$$\tau_1 = \frac{V_m}{f\mu \sqrt{2g \left(H_y + \frac{\Delta p}{\rho g} \right)}}, \text{ ч}, \quad (1.4)$$

где H_y – разность уровней, на которых расположены заполняемая и опорожняемая емкости, м;

Δp – перепад давлений в заполняемой и опорожняемой емкостях, Па.

В зависимости от типа емкости время их опорожнения самотеком определяют по различным формулам.

Для вертикальных емкостей

$$\tau_3 = \frac{1,5V_m}{f\mu \sqrt{2gH}}, \text{ ч}, \quad (1.5)$$

Для горизонтальных емкостей

$$\tau_3 = \frac{2V_m}{f\mu \sqrt{2gH}}, \text{ ч}, \quad (1.6)$$

где f – площадь поперечного сечения патрубка, м^2 ;

μ – коэффициент расхода жидкости, зависящий от ее вязкости (для молока $\mu = 0,7 \dots 0,75$);

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

H – высота уровня молока в емкости, м .

Продолжительность рабочего пробега (τ_2) зависит от расстояния перевозки молока и средней скорости движения цистерны

$$\tau_2 = \frac{s_p}{w_p}, \text{ ч}, \quad (1.7)$$

где s_p – расстояние от приемного пункта до молочного завода, км ;

w_p – средняя скорость движения наполненной молоком цистерны, км/ч .

Продолжительность дополнительных операций (τ_4) сокращается при механизации процессов наполнения и опорожнения.

Важным технико-экономическим показателем в работе транспортных средств при перевозке молока в цистернах или флягах является удельная рабочая производительность

$$m_{y\partial} = \frac{m_{\text{нас}}}{F}, \text{ кг} / (\text{ч} \cdot \text{м}^2), \quad (1.8)$$

где F – внутренняя поверхность всех танков цистерны или всех фляг с молоком, которые можно установить в кузове бортовой автомашины или на платформе при использовании других транспортных средств, м^3 .

При сравнении перевозок в цистернах с перевозкой во флягах необходимо брать транспортные средства одинаковой грузоподъемности. Чем больше удельная производительность, тем лучше и оборачиваемость транспортных средств.

Количество молока, которое можно перевезти в одной цистерне, определяют с учетом общего количества рейсов этой цистерны

$$m = V \cdot \rho \cdot n_{pc}, \text{ кг}, \quad (1.9)$$

где V – рабочий объем всех танков цистерны, м^3 ;

n_{pc} – количество рейсов в продолжении суток.

Количество рейсов рассчитывают по формуле

$$n_{pc} = \frac{\tau_{\text{общ}}}{\tau_{\text{ц}} + \tau_{\text{х}} + \tau_{\text{пр}} + \tau_{\text{м}}}, \quad (1.10)$$

где $\tau_{\text{общ}}$ – общая продолжительность использования цистерны в пределах суток, ч ;

$\tau_{\text{х}}$ – продолжительность холостого пробега пустой цистерны, ч ;

$\tau_{\text{пр}}$ – продолжительность простоев в пути, на пунктах наполнения и опорожнения, ч ;

$\tau_{\text{м}}$ – продолжительность мойки цистерны после рейса, ч .

Продолжительность холостого пробега пустой цистерны

$$\tau_x = \frac{S_x}{W_x}, \text{ч}, \quad (1.11)$$

где S_x – расстояние холостого пробега, км;

W_x – средняя скорость движения пустой цистерны, км/ч.

Общую производительность цистерны в пределах суток можно определить по формуле

$$m_{\text{общ}} = \frac{V \cdot \rho \cdot n_{\text{pc}}}{\tau_{\text{общ}}}, \text{кг/ч}. \quad (1.12)$$

Использование цистерны большой емкости и сокращение $\tau_{\text{общ}}$ способствует лучшей оборачиваемости цистерн в продолжении суток.

Вторым важным технико-экономическим показателем при сравнении различных конструкций цистерн является удельная поверхность

$$f_{\text{уд}} = \frac{F}{V}, \text{м}^2 / \text{м}^3. \quad (1.13)$$

Чем меньше удельная поверхность, тем меньше потери молока, остающегося при опорожнении на внутренней поверхности танков цистерны. Это соотношение можно использовать и при анализе экономичности перевозки молока в цистернах по сравнению с перевозкой во флягах.

Изменение температуры молока (во время рабочего пробега) полностью наполненной цистерны определяется из уравнения теплового баланса:

при нагревании (летом)

$$t_k - t_n = \frac{F \cdot k \cdot \Delta t_{\text{cp}} \cdot \tau_2}{V \cdot \rho \cdot c}, ^\circ\text{C}; \quad (1.14)$$

при охлаждении (зимой)

$$t_n - t_k = \frac{F \cdot k \cdot \Delta t_{\text{cp}} \cdot \tau_2}{V \cdot \rho \cdot c}, ^\circ\text{C}; \quad (1.15)$$

где t_n и t_k – начальная и конечная температура молока, $^\circ\text{C}$;

k – коэффициент теплопередачи при нагревании или при охлаждении, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$,

Δt_{cp} – среднеарифметическая разность температур между молоком и наружным воздухом, во время рабочего пробега, $^\circ\text{C}$,

τ_2 – продолжительность рабочего пробега за рейс, с;

c – теплоемкость молока, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$.

На рис. 1.1 приведены типовые температурные графики нагревания и охлаждения молока в цистернах при усредненной температуре воздуха (среды). Среднюю разность температур между молоком и наружным воздухом ввиду незначительного изменения температуры молока (что видно из приведенных графиков) можно определить по формулам:

при нагревании

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_c - t_n) + (t_c - t_k)}{2} = t_c - \frac{t_n + t_k}{2}, ^\circ\text{C}; \quad (1.16)$$

при охлаждении

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_n - t_c) + (t_k - t_c)}{2} = \frac{t_n + t_k}{2} - t_c, ^\circ\text{C}; \quad (1.17)$$

где t_c – средняя температура среды (воздуха) во время рабочего пробега, $^\circ\text{C}$.

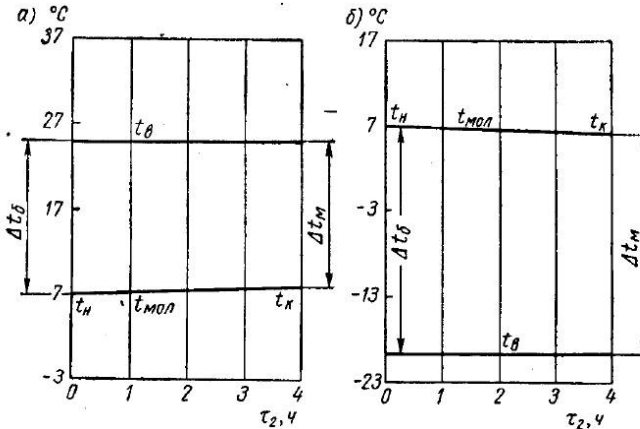


Рис. 1. 1. Температурные графики нагревания и охлаждения молока в молочных цистернах: а – нагревание; б – охлаждение.

Так как t_k неизвестна, поэтому в первом приближении, можно принять, $t_k \approx t_n$. Тогда:

при нагревании

$$\Delta t_{cp} \approx t_c - t_n; \quad (1.18)$$

при охлаждении

$$\Delta t_{cp} \approx t_n - t_c. \quad (1.19)$$

Определив t_k по формулам (1.11) или (1.12), можно во втором приближении уточнить среднюю разность I температур.

Конечную температуру молока можно также определить из формул (1.11) и (1.12) при условии, что $\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}} \leq 2$.

При нагревании и охлаждении

$$t_k = \frac{F \cdot k \cdot \tau_2 (2t_c - t_n) + 2V \cdot \rho \cdot c \cdot t_n}{2V \cdot \rho \cdot c + F \cdot k \cdot \tau_2}, ^\circ\text{C}. \quad (1.20)$$

При перевозке молока зимой (в мороз) в формулу (1.20) следует подставить температуру среды (t_c) со знаком минус. Произведение $\rho \cdot c$ с изменением температуры практически здесь не меняется.

Для рабочего пробега цистерн принимают следующие коэффициенты теплопередачи k (табл. 1.1)

а) при перевозке молока в укрытых флягах k принимают от 2 до 6 $\text{Вт}/(\text{м}^2$

·K);

б) при перевозке молока во флягах без укрытия и в открытом кузове автомашины от 8 до 15 $Bm/(m^2 \cdot K)$.

Для периода наполнения и опорожнения величина коэффициента теплопередачи k может быть принята в первом приближении на 15-30% выше указанной в табл. 1.1.

Таблица 1.1. Коэффициент теплопередачи для цистерн

Наименование цистерн	При нагревании цистерны, $Bm/(m^2 \cdot K)$,	При охлаждении цистерны, $Bm/(m^2 \cdot K)$,
Автомолочные цистерны	1,2...2	1,5...2
Молочные цистерны железнодорожного транспорта	0,65...1,2	0,75...1,2
Молочные цистерны водного транспорта	0,65...1,5	0,75...1,5

В процессе эксплуатации коэффициент теплопередачи может оказаться значительно больше принятого в табл. 1.1 в связи с дополнительными неблагоприятными факторами, например ухудшением качества термоизоляции и др.

Для расчета величины коэффициента теплопередачи при перевозке молока в цистернах можно применить формулу для плоской стенки, так как отношение наружного диаметра цистерны (D_n) к внутреннему ($D_{вн}$) всегда значительно меньше двух: $D_n / D_{вн} = 1,05 \dots 1,10$.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, Bm/(m^2 \cdot K) \quad (1.21)$$

После преобразования формулы (1.14) необходимую толщину слоя термоизоляции танка ($\delta_{из}$) определяют из уравнения

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right] m^2, \quad (1.22)$$

где $\lambda_{из}$ – коэффициент теплопроводности термоизоляции танка, $Bm/(m^2 \cdot K)$,

α_1 – коэффициент теплоотдачи летом от воздуха к наружной поверхности танка, $Bm/(m^2 \cdot K)$,

α_2 – коэффициент теплоотдачи летом от внутренней поверхности танка к молоку, $Bm/(m^2 \cdot K)$,

$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – термическое сопротивление всех слоев стенки, исключая термоизоляцию, $Bm/(m^2 \cdot K)$;

Коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной стенке цистерны (α_1) зависит от многих факторов и прежде всего от интенсивности движения

воздуха около наружной поверхности цистерны.

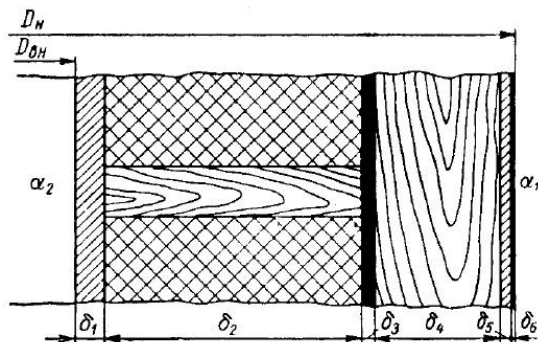


Рис. 1.2 – Схема строения многослойной стенки танка цистерны

Этот коэффициент можно выбирать от 4 до 30 $Bm/(m^2 \cdot K)$; или рассчитать α_1 , используя следующие эмпирические формулы:

при w_c до 5 м/с

$$\alpha_1 = 1,163 (5,3 + 3,6 w_c) Bm/(m^2 \cdot K); \quad (1.23)$$

при $w_c > 5$ м/с

$$\alpha_1 = 7,8 w_c^{0,7} Bm/(m^2 \cdot K); \quad (1.24)$$

где w_c – скорость движения воздуха около наружных стенок цистерны, м/с.

В технических расчетах скорость движения воздуха принимают приблизительно равной рабочей скорости движения наполненной молоком цистерны.

Коэффициент теплоотдачи от внутренней металлической поверхности танка к молоку (α_2) зависит главным образом от интенсивности перемешивания молока в танке и температурного перепада Δt_{cp} . Коэффициент α_2 принимается от 150 до 500 $Bm/(m^2 \cdot K)$;

На рис. 1.2 приведена типовая схема строения многослойной стенки танка цистерны. На рисунке обозначено:

δ_1 – толщина металлической стенки внутреннего резервуара танка, м;

$\delta_2 = \delta_{из}$ – толщина слоя термоизоляции, уложенной в деревянный каркас, м;

δ_3 – толщина слоя гидроизоляции, м;

δ_4 – толщина деревянной обшивки, м;

δ_5 – толщина металлической обшивки, м;

δ_6 – толщина слоя краски (если танк окрашен краской снаружи), м.

Термическое сопротивление всех слоев, исключая термоизоляцию, равно

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{\delta_5}{\lambda_5} + \frac{\delta_6}{\lambda_6}, Bm/(m^2 \cdot K); \quad (1.25)$$

где $\lambda_1, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5, \lambda_6$ – коэффициенты теплопроводности соответствующих слоев, $Bm/(m^2 \cdot K)$;

Данные о теплопроводности различных материалов, используемых для

изготовления резервуаров танков и их термоизоляции, приведены в специальной литературе. При изменении конструкции многослойной стенки цистерны, применении других видов термоизоляции, а также ухудшении свойств термоизоляции при неправильной эксплуатации цистерны поверочный расчет коэффициента теплопередачи производят по формуле (1. 21).

Третий важный технико-экономический показатель работы транспортных средств – удельный нагрев или охлаждение молока при транспортировании ($\Delta t_{y\partial}$)

при нагревании (летом)

$$\Delta t_{y\partial} = \frac{t_{\kappa} - t_n}{V \tau_2}, ^\circ C / (m^3 \cdot ч) \quad (1.26)$$

при охлаждении (зимой)

$$\Delta t_{y\partial} = \frac{t_n - t_{\kappa}}{V \tau_2}, ^\circ C / (m^3 \cdot ч) \quad (1.27)$$

Основные правила безопасности эксплуатации оборудования для транспортировки молока

Автомобильные цистерны и емкости должны иметь защитное заземление. Следует проверять надежность крепления люков емкостей для того, чтобы избежать их возможного открытия в процессе работы.

Люки и мешалки емкостей должны иметь блокирующие устройства, исключающие возможность включения мешалки при открытом люке.

Задачи

1. Определить среднюю часовую производительность цистерны емкостью $10,5 \text{ м}^3$ установленной на шасси автомашины МАЗ-205. Цистерна имеет два танка эллиптической формы, каждый емкостью по $5,25 \text{ м}^3$. Молоко транспортируют на расстояние 150 км . Средняя скорость движения наполненной цистерны 30 км/ч , пустой – 40 км/ч . Наполнение и опорожнение производятся при помощи одинаковых центробежных насосов производительностью каждый по $10 \text{ м}^3/\text{ч}$. Время простоя и продолжительность ополаскивания $0,5 \text{ ч}$. На дополнительные операции по подготовке к наполнению и опорожнению затрачивается $0,3 \text{ ч}$, на мойку в конце работы $0,7 \text{ ч}$.

2. Определить продолжительность опорожнения самотеком цистерны емкостью $10,5 \text{ м}^3$. Ванна установлена в приемке приемного отделения. Температура молока при опорожнении 6° C . Длина трубопровода, включая трубопровод цистерны, 12 м . Сумма потерь на местные сопротивления $\Sigma \zeta_{mc} = 6,3$; $H_1 = 4 \text{ м}$; $H_2 = 1 \text{ м}$. Диаметр соединительного трубопровода 50 мм . Остальные данные взять из примера 11.

Дать сравнительную оценку продолжительности опорожнения цистерны емкостью $10,5 \text{ м}^3$ и цистерны емкостью $2,8 \text{ м}^3$.

3. В цистерне емкостью $10,5 \text{ м}^3$ производится перевозка молока зимой на

расстояние 120 км. Средняя скорость движения наполненной цистерны 30 км/ч. Внутренняя поверхность двух танков цистерны $32,8 \text{ м}^2$. Танки изолированы листами гладкой и гофрированной бумаги, пропитанной олифой. Коэффициент теплопроводности этой изоляции $0,08 \text{ Вт/(м·К)}$. Толщина 40 мм. Толщина обшивки из досок 25 мм. Температура молока в цистерне 5°С . Температура наружного воздуха минус 30°С .

Определить коэффициент теплопередачи и температуру молока в конце рейса. Дать сравнительную оценку перевозки молока в этой цистерне с перевозкой молока также зимой в цистерне емкостью $2,8 \text{ м}^3$.

4. Определить коэффициент теплопередачи и удельный нагрев молока в цистерне емкостью $2,8 \text{ м}^3$ при отсутствии слоя термоизоляции. Данные взять из примера 2.1.

5. Определить производительность транспортных средств и удельный нагрев молока при перевозке летом:

а) в автомолочной цистерне АЦ-525, установленной на шасси автомашины МАЗ-200;

б) в той же автомолочной цистерне, но с двумя прицепами ЦАП-22;

в) в закрытых флягах с использованием открытой автомашины МАЗ-200.

Начальная температура молока во всех случаях 6°С , плотность молока $1033,3 \text{ кг/м}^3$. Температура воздуха при перевозке летом 30°С . На открытой бортовой автомашине МАЗ-200 можно установить в кузове 56 фляг общей емкостью $2,15 \text{ м}^3$. Внутренняя поверхность всех фляг $34,7 \text{ м}^2$. Автомолочная цистерна АЦ-525 имеет два танка рабочей емкостью $5,25 \text{ м}^3$ их внутренняя поверхность $22,1 \text{ м}^2$. Каждая молочная цистерна (прицеп ЦАП-22) имеет два танка общей емкостью $2,2 \text{ м}^3$ их внутренняя поверхность

13 м^2 . Коэффициент теплопроводности слоя термоизоляции $0,06 \text{ Вт/(м·К)}$.

Наполнение и опорожнение цистерны осуществляются с помощью центробежного насоса производительностью $10 \text{ м}^3/\text{ч}$. Продолжительность наполнения и опорожнения 56 фляг примерно 1 ч. Расстояние перевозки 120 км, средняя скорость движения: при рабочем пробеге 30 км/ч, при холостом — 40 км/ч.

Индивидуальное задание 1.1

Определить рабочую и общую (в продолжении суток) производительность цистерны, а также количество молока, которое можно перевезти в продолжении суток в этой цистерне.

Среднее расстояние транспортировки молока в автоцистерне S , км. Рабочий объем одного танка цистерны V_m , м^3 . Танков два. Средняя скорость движения наполненной цистерны w , км/ч. Скорость движения пустой цистерны от молочного завода к пункту наполнения (ферме) w_n , км/ч. Наполнение и опорожнение осуществляется при помощи одинаковых центробежных насосов. Производительность насосов V , $\text{м}^3/\text{ч}$. Время простоя в продолжении одного рейса τ_{np} , ч. На дополнительные операции по подготовке к наполнению и опорожнению затрачивается 0,2 ч. В конце

рейса на мойку затрачивается в среднем 0,3 ч.

Исходные данные принять по таблице

Исходные данные к заданию 1.1.

<i>последняя цифра шифра</i>	<i>S, км</i>	<i>w, км/ч</i>	<i>w_n, км/ч</i>	<i>предпоследняя цифра шифра</i>	<i>V, м³/ч</i>	<i>V_m, м³</i>	<i>τ_{np}, ч</i>
1	60	25	35	1	3	2,8	0,3
2	70	27	37	2	2	1,4	0,2
3	80	29	39	3	4	4,2	0,25
4	90	30	40	4	5	2,8	0,35
5	100	32	42	5	4	1,4	0,4
6	65	35	45	6	5	4,2	0,2
7	75	37	47	7	3	2,8	0,3
8	85	39	49	8	2	1,4	0,25
9	95	40	50	9	4	4,2	0,3
0	55	42	52	0	5	2,8	0,35

Пример выполнения задания 1.1

Исходные данные:

$S = 110$ км; $w = 60$ км/ч; $w_n = 80$ км/ч; $V = 3$ м³/ч; $V_m = 2,8$ м³; $\tau_{np} = 0,25$ ч.

1. Определяем продолжительность рабочего пробега наполненной молоком цистерны по формуле (1.4):

$$\tau_2 = \frac{110}{60} = 1,83 \text{ ч.}$$

2. Определяем продолжительность наполнения и опорожнения цистерны по формуле (1.3):

$$\tau_1 = \tau_3 = \frac{2,8 \cdot 2}{3} = 1,86 \text{ ч.}$$

3. Определяем продолжительность рабочего цикла по формуле (1.2):

$$\tau_{\text{ц}} = 1,86 + 1,83 + 1,86 + 0,2 = 5,75 \text{ ч.}$$

4. Определяем рабочую производительность цистерны по формуле (1.1):

$$m_{\text{час}} = \frac{2,8 \cdot 2 \cdot 1032}{5,75} = 1005 \text{ кг/ч,}$$

5. Определяем продолжительность холостого пробега по формуле (1.11):

$$\tau_x = \frac{110}{80} = 1,38 \text{ ч.}$$

6. Определяем количество рейсов из уравнения (1.10) методом подбора при полном числе рейсов

$$n_{\text{pc}} = \frac{15}{5,75 + 1,38 + 0,25 + 0,3} \approx 2$$

7. Определяем общую продолжительность использования цистерны (при двух рейсах) в течение суток примерно 15 ч.

8. Определяем суточную перевозку молока одной цистерной по формуле (1.9)

$$m = 2,8 \cdot 2 \cdot 1032 \cdot 2 = 11356 \text{ кг.}$$

9. Определяем общую часовую производительность цистерны в продолжении суток по (1.12):

$$m_{\text{общ}} = \frac{2 \cdot 2,8 \cdot 1032 \cdot 2}{15} = 313,7 \text{ кг/ч.}$$

Индивидуальное задание 1.2

Определить нагрев молока Δt при его транспортировании от фермы до молочного завода. Начальная температура молока $t_n = 5^\circ \text{C}$.

Расстояние перевозки S , км. Средняя скорость движения автомашин w , км/ч. Рабочий объем двух танков цистерны V , м^3 внутренняя поверхность F , м^2 . Температура воздуха t_θ , $^\circ \text{C}$. Коэффициент теплопередачи для цистерны k , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ принять из таблицы.

Исходные данные к заданию 1.2

<i>последняя цифра шифра</i>	<i>S, км</i>	<i>w, км/ч</i>	<i>t_θ, °C</i>	<i>предпоследняя цифра шифра</i>	<i>k, Вт/(м²·K),</i>	<i>V, м³</i>	<i>F, м²</i>
1	60	25	15	1	1,2	2,8	14,5
2	70	27	17	2	1,3	1,4	7,25
3	80	29	19	3	1,4	4,2	21,75
4	90	30	20	4	1,5	2,8	14,5
5	100	32	22	5	1,6	1,4	7,25
6	65	35	24	6	1,7	4,2	21,75
7	75	37	26	7	1,8	2,8	14,5
8	85	39	28	8	1,9	1,4	7,25
9	95	40	30	9	2,0	4,2	21,75
0	55	42	32	0	2,1	2,8	14,5

Пример выполнения задания 1.2

Исходные данные:

$S = 90 \text{ км}$; $w = 50 \text{ км/ч}$; $t_\theta = 35^\circ \text{C}$; $k = 1,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; $V = 2,8 \text{ м}^3$; $F = 14,5 \text{ м}^2$

1. Определяем продолжительность рабочего пробега по формуле (1.7):

$$\tau_2 = \frac{90}{50} = 1,8 \text{ ч.}$$

2. Определяем конечную температуру молока при транспортировании в цистерне по (1.14):

в первом приближении

$$t_k = 5 + \frac{14,5 \cdot 1,4 \cdot (35 - 5) \cdot 1,8 \cdot 3600}{2,8 \cdot 1032,6 \cdot 3868} \approx 5,36^\circ \text{C};$$

3. Определяем среднеарифметическую разность температур между молоком и наружным воздухом, во время рабочего пробега по формуле

(1.16), °C:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(35 - 5) + (35 - 5,35)}{2} = 29,83 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

во втором приближении по формуле (1.14)

$$t_{\kappa} = 5 + \frac{14,5 \cdot 1,4 \cdot 29,83 \cdot 1,8 \cdot 3600}{2,8 \cdot 1032,6 \cdot 3868} = 5,35 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

4. Определяем конечную температуру молока по (1.20):

$$t_{\kappa} = \frac{14,5 \cdot 1,4 \cdot 1,8 \cdot 3600(2 \cdot (35 - 5)) + 2 \cdot 2,8 \cdot 1032,6 \cdot 3868 \cdot 5}{2 \cdot 2,8 \cdot 1032,6 \cdot 3868 + 14,5 \cdot 1,4 \cdot 1,8 \cdot 3600} = 5,32 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

5. Определяем изменение температуры молока

$$\Delta t = 5,32 - 5 = 0,32 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

В среднем за 1 ч перевозки молоко нагревается примерно на 0,18 °C.

6. Определяем удельное нагревание по формулы (1.26):

$$\Delta t_{\gamma\theta} = \frac{0,32}{2,8 \cdot 1,8} = 0,063 \text{ }^{\circ}\text{C} / (\text{м}^3 \cdot \text{ч})$$

2. ВЕСЫ, СЧЕТЧИКИ И ТАНКИ ХРАНЕНИЯ

Расчетные формулы

Производительность молочных весов с подвесной ванной определяется по формуле:

$$m_{\text{час}} = \frac{m \cdot 60}{\tau_{\text{ц}}}, \text{ кг} / \text{ч}, \quad (2.1)$$

где m – общая грузоподъемность весов, кг;

$\tau_{\text{ц}}$ – продолжительность цикла, мин;

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4, \quad (2.2)$$

где τ_1 – продолжительность наполнения ванны весов, мин;

τ_2 – продолжительность взвешивания и записи показания, мин;

τ_3 – продолжительность опорожнения ванны весов, мин;

τ_4 – продолжительность дополнительных операций по подготовке к наполнению и опорожнению ванны весов, мин.

τ_1 зависит от емкости ванны весов, способов ее наполнения, а также от того, какое оборудование применяется для транспортирования молока на завод (фляги или цистерны). При использовании фляг можно значительно сократить применением флягоопрокидывателя.

τ_2 зависит от способов взвешивания и записи показаний. Использование автоматических весов значительно сокращает τ_2 .

К дополнительным операциям можно отнести: снятие опорожненных фляг с флягоопрокидывателя и установку их на транспортер флягомоечной машины; повороты рычага для открывания и закрывания спускных клапанов ванны и др. При взвешивании на весах молока, доставленного в

цистернах, продолжительность τ_4 будет минимальная.

Продолжительность опорожнения (τ_3) рассчитывают по формуле

$$\tau_3 = 1,55 \frac{V}{\omega_{\max} \cdot f \cdot \varepsilon \cdot Z}, \text{сек}, \quad (2.3)$$

где V – рабочая емкость ванны весов,

$\omega_{\max}$ – начальная (максимальная) скорость истечения молока при опорожнении ванны весов, м/сек .

f – площадь поперечного сечения спускного устройства в дне ванны весов с учетом перегородок, м^2 ;

ε – коэффициент сужения струи, для спускного отверстия ванны весов с 0,9;

Z – количество спускных устройств;

1,55 – коэффициент для полуцилиндрических горизонтальных ванн, учитывающий изменение скорости от начальной до нулевой.

Начальную (максимальную) скорость истечения жидкости самотеком из отверстия ванны весов определяют по формуле

$$\omega_{\max} = \varphi \sqrt{2 \frac{\Delta p_{\max}}{\rho}}, \text{м / сек}, \quad (2.4)$$

где φ – поправочный коэффициент;

$\Delta p_{\max}$ – начальный (максимальный) перепад давлений, н/м^2 ,

ρ – плотность жидкости (молока), кг/м^3 .

Коэффициент φ зависит от конструкции, чистоты обработки внутренней поверхности спускного устройства, а также вязкости жидкости

$$\varphi = \frac{\varphi_0}{\sqrt[4]{\frac{\nu_{\text{жс}}}{\nu_{\text{в}}}}}, \quad (2.5)$$

где φ_0 – поправочный коэффициент при истечении воды, для ванн весов можно брать порядка 0,9;

$\nu_{\text{жс}}$ – кинематическая вязкость молока или жидких молочных продуктов, $\text{м}^2/\text{сек}$;

$\nu_{\text{в}}$ – кинематическая вязкость воды, $\text{м}^2/\text{сек}$.

Перепад давлений ($\Delta p_{\max}$) зависит от начального (максимального) давления столба жидкости $p_{\max}$ в ванне весов и потерь давления $\Delta p_{\text{тр}}$ при вытекании жидкости через спускной клапан

$$\Delta p_{\max} = p_{\max} - \Delta p_{\text{тр}}, \text{Па}. \quad (2.6)$$

Подробнее о величине $\Delta p_{\text{тр}}$ см. в разделе расчета трубопроводов.

Общая продолжительность цикла ($\tau_{\text{ц}}$) в зависимости от грузоподъемности весов, механизации процессов наполнения, взвешивания и записи показаний составляет примерно 2...6 мин.

При длительном хранении принятого на завод молока и установке однотипных танков их количество определяют по формуле

$$n = \frac{V_{\text{xp}}}{V_{\text{T}}}, \quad (2.7)$$

где V_{xp} – количество молока, предназначенного для хранения в продолжении всей смены или суток, $м^3$.

Если в отделении для длительного хранения молока устанавливают tanks двух типоразмеров,

$$n_1 = \frac{V_{xp1}}{V_{T1}}; \quad n_2 = \frac{V_{xp2}}{V_{T2}}, \quad 1,25(2.8)$$

где n_1 и n_2 – количество танков одного и другого типоразмера;

V_{xp1} и V_{xp2} – количество молока, предназначенного для хранения в танках одного и другого типоразмера, $м^3$.

V_{T1} и V_{T2} – емкость танков одного и другого типоразмера, $м^3$.

Когда однотипные tanks в продолжении смены используются несколько раз

$$n = \frac{V_{xp}}{V_T \cdot z}, \quad (2.9)$$

где z – количество целых циклов за смену;

$$z = \frac{\tau_{см}}{\tau_{ц}}, \quad (2.10)$$

где $\tau_{см}$ – продолжительность смены, ч;

$\tau_{ц}$ – продолжительность цикла (наполнение, хранение и опорожнение tanks), ч.

В более сложных случаях, когда заданы количество, продолжительность поступления молока и среднечасовой расход, пользуются графическим или табличным (балансовым) методами. По максимальному остатку молока (V_{max}) подбирают емкость и количество tanks

$$n = \frac{V_{max} + V_{рез}}{V_T}, \quad (2.11)$$

где $V_{рез}$ – резервная емкость, получающаяся при установке целого количества tanks.

При установке tanks разных типоразмеров их количество определяют по уравнению (2.11) методом подбора, учитывая условия хранения молока и размеры помещения молокохранилища.

В этом случае формула (2.11) приобретает вид

$$V_{T1}n_1 + V_{T2}n_2 = V_{max} + V_{рез}. \quad (2.12)$$

Изменение температуры молока при хранении в tanks, а также толщину слоя термоизоляции можно определить по формулам, приведенным в 1.

При условии хорошего состояния слоя термоизоляции коэффициент теплопередачи принимают порядка $0,7 \dots 1,5 \text{ Вт}/(м^2 \cdot \text{град})$, в зависимости от вида термоизоляции.

Мощность на валу мешалки tanks в рабочий период затрачивается на преодоление сил трения при вращении мешалки в вязкой среде. Эту мощность можно определить для одной мешалки по формуле

$$N_p = \zeta_0 \cdot d^5 \cdot n^3 \cdot \rho, \text{ Вт}, \quad (2.13)$$

где N_p – величина рабочей мощности на валу мешалки, Вт

ζ_0 – коэффициент сопротивления, зависящий от характера движения жидкости;

d – диаметр окружности, ометаемой краем лопасти мешалки, м;

n – число оборотов мешалки, об/с.

ρ – плотность перемешиваемой жидкости, кг/м³.

Основная трудность учета многочисленных факторов, от которых зависит характер движения жидкости в резервуаре, заключается в определении коэффициента сопротивления (ζ_0). При значительном погружении мешалки в жидкость этот коэффициент можно определить из уравнения

$$\zeta_0 = \frac{A}{Re_m^k}, \quad (2.14)$$

где A и k – эмпирические коэффициенты;

Re – критерий Рейнольдса;

$$Re_m = \frac{n \cdot d^2}{\nu}, \quad (2.15)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости перемешиваемой жидкости, м²/с;

В приложении **М** приведены значения эмпирических коэффициентов A и k при испытании различных мешалок по схеме, показанной на рис. 2.1. Эти коэффициенты получены опытным путем при перемешивании воды и при определенных соотношениях основных геометрических размеров D_0 , H_0 , y_0 , d . При ином соотношении геометрических размеров величину ζ_0 необходимо умножить на поправочный коэффициент k_z .

Для лопастных мешалок

$$k_z = \left(\frac{D}{3d} \right)^{1,1} \left(\frac{H}{D} \right)^{0,6} \left(\frac{4h}{d} \right)^{0,3}, \quad (2.16)$$

где D , H , d – фактические размеры резервуара и мешалки, м;

h – высота лопасти мешалки, м.

Для лопастных мешалок с прямыми лопастями $h = a$,

где a – ширина лопасти мешалки, м.

Для лопастных мешалок с лопастями, установленный под углом

$$h = a \cdot \sin \alpha, \quad (2.17)$$

где α – угол наклона лопасти.

Для пропеллерных мешалок

$$k_z = \left(\frac{D}{3d} \right)^{0,93} \left(\frac{H}{D} \right)^{0,6}, \quad (2.18)$$

Влияние изменения отношения y_0/d (в пределах 0,2...0,5) незначительно и в технических расчетах может не рассматриваться.

Рабочую мощность мешалки при фактических условиях геометрического подобия и использования коэффициентов A и k

определяют по формуле:

$$N_p = \zeta_0 \frac{k_z}{\eta_{дон}} d^5 \cdot n^3 \cdot \rho \cdot z \quad Bm, \quad (2.19)$$

где $\eta_{дон}$ – коэффициент, учитывающий различные дополнительные затраты мощности – шероховатость стенок резервуара, установка внутри резервуара оправок для термометров, указателей уровня жидкости, перегородок и т. п. $\eta_{дон} = 0,8 \dots 0,95$;

n – число лопастей, укрепленных на общем валу мешалки, *об/с*.

Пусковую мощность (N_n) можно выразить через рабочую

$$N_n = N_p \left(\frac{k_u}{\zeta_0} + 1 \right) \quad Bm, \quad (2.20)$$

Пусковая мощность практически примерно в 2...4 раза больше рабочей мощности. Коэффициент k_u отражает влияние инерционных сил при пуске, а ζ_0 – сил трения по формуле (2.14)

$$k_u = 3,87 \frac{h}{d}. \quad (2.21)$$

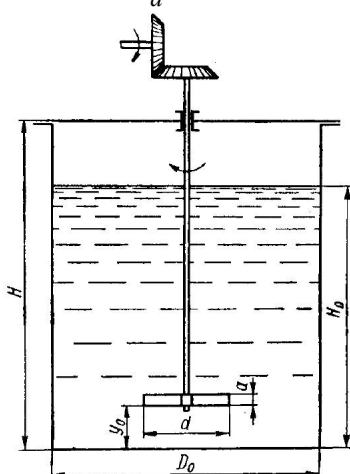


Рис. 2. 1. К определению потребной мощности на перемешивание жидкости механическими мешалками.

Электродвигатель для мешалок подбирают по величине рабочей мощности (N_p) с учетом увеличения вращающего момента на период пуска и коэффициента запаса мощности.

Потребная мощность электродвигателя ($N_{эд}$)

$$N_{эд} = \beta \frac{N_p}{\eta_{эд} \cdot \eta_{пер}} = \beta \frac{N_p}{\eta_m} Bm, \quad (2.22)$$

где β – коэффициент запаса мощности. При $N_p < 1000 Bm$

$\beta \approx 1,2 \dots 2$; при $N_p = 1000 \dots 5000 Bm$ $\beta \approx 1,1 \dots 1,2$;

$\eta_{эд}$ – к. п. д. электродвигателя ($\eta_{эд} = 0,85 \dots 0,95$);

$\eta_{пер}$ – К. П. Д. приводного механизма ($\eta_{пер} = 0,7 \dots 0,9$);

$$\eta_m - \text{механический к. п. д. } (\eta_m = 0,6 \dots 0,85);$$

$$\eta_m = \eta_{эд} \cdot \eta_{пер} \quad (2.23)$$

При очень небольшой величине N_p и установке электродвигателя с предельной минимальной мощностью величина потерь мощности в электродвигателе и передаче может оказаться несоизмеримой с N_p . В этом случае можно ограничиться одним определением N_p или уменьшить механический к. п. д.

Основные правила безопасности эксплуатации оборудования для хранения молока

Необходимо соблюдать меры предосторожности при пользовании лестницей емкости для осмотра привода мешалки (при его верхнем расположении).

В установках для охлаждения молока на фермах емкость, корпус, компрессор, электродвигатели и пусковая аппаратура должны быть Надежно заземлены. Необходимо систематически проверять исправность заземляющих устройств. Для производства работ с компрессором, мешалкой и насосом необходимо обесточить всю установку. Фреоновый трубопровод и всю систему охлаждения ванн разбирать не разрешается, так как это может вызвать потерю фреона. Необходимо систематически проверять предохранительный клапан компрессора.

Задачи

1. На маслодельно-сыродельный завод равномерно в течение 3 ч поступает во флягах 20 т молока и 1 т сливок. Взвешивание молока производится на циферблатных автоматических весах грузоподъемностью 500 кг, сливок — на других весах грузоподъемностью 250 кг.

Определить: продолжительность опорожнения ванн указанных весов при приеме молока и сливок; производительность весов (заданнись продолжительностью наполнения, взвешивания и дополнительных операций); можно ли обеспечить на этих весах современное взвешивание указанного количества молока и сливок.

2. Определить число оборотов в минуту шестерен овальношестеренчатого счетчика для молока, если производительность счетчика $5 \text{ м}^3/\text{ч}$, а объём молока, отмериваемый за один оборот шестерен, $0,0005 \text{ м}^3$ Температура молока 10°C .

3. Определить потребную мощность на перемешивание сливок двухрядной двухлопастной пропеллерной мешалкой в вертикальном танке емкостью 2 м^3 .

4. Определить продолжительность заполнения и опорожнения горизонтального танка хранения емкостью 10 м^3 при использовании вакуум-компрессионного способа перекачки молока и скорости движения $1,5 \text{ м/с}$. Общая длина трубопровода 30 м. Сумма коэффициентов на местные сопротивления составляет для всей сети трубопровода $\Sigma \zeta_{mc} = 15,3$. Высота подъема при наполнении танка 8 м, при опорожнении — 2 м.

Предварительно необходимо определить потери давления в системе трубопровода при заданной скорости движения молока.

Индивидуальное задание 2.1

В вертикальном танке емкостью 6 м^3 имеющем расчетные размеры: внутренний диаметр $D = 1,8 \text{ м}$; рабочая высота наполнения молоком $H = 2,6 \text{ м}$. Установлена вертикальная двухрядная двухлопастная пропеллерная мешалка. Диаметр мешалки $d_1 = 0,35 \text{ м}$, высота лопасти $h_1 = 0,05 \text{ м}$. Число оборотов мешалки $n = 140 \text{ мин}^{-1}$.

Мешалка приводится в движение через редуктор от электродвигателя. На рис. 2.2 приведена схема внутреннего устройства танка и мешалки.

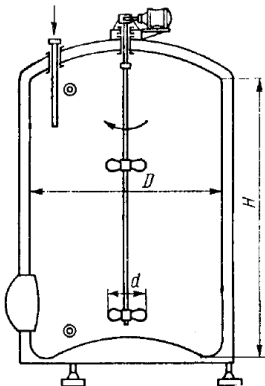


Рисунок 2.2 – Схемы танка и мешалки емкостью 6 м^3

После модернизации вертикальная двухрядная двухлопастная мешалка была заменена двухрядной трехлопастной. Диаметр мешалки был увеличен до $d_2, \text{ м}$, высота лопасти $h_2, \text{ м}$. Число оборотов оставлено прежним.

Определить рабочую и пусковую мощности электродвигателя до и после модернизации.

Расчет требуется выполнить для случая перемешивания молока с температурой $t_{\text{м}}, ^\circ\text{С}$ исходные данные принять по таблице.

Исходные данные к заданию 2.1

последняя цифра шифра	$n, \text{ мин}^{-1}$	$t_{\text{м}}, ^\circ\text{С}$	предпоследняя цифра шифра	$d_2, \text{ м}$	$h_2, \text{ м}$
1	155	5	1	0,36	0,04
2	120	6	2	0,38	0,045
3	110	7	3	0,4	0,05
4	130	8	4	0,42	0,055
5	140	9	5	0,44	0,06
6	145	10	6	0,46	0,055
7	115	11	7	0,48	0,05
8	125	12	8	0,5	0,045
9	105	13	9	0,52	0,04
0	135	14	0	0,54	0,05

Пример выполнения задания 2.1

Исходных данные:

$$n = 140 \text{ мин}^{-1}; d_2 = 0,45 \text{ м}; h_2 = 0,06 \text{ м}; t_m = 5^\circ \text{ С}.$$

По приложению определяем коэффициент кинематической вязкости молока при 5° С $\nu = 2,87 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Определяем критерий Рейнольдса по формуле (2.15):
для двухлопастной мешалки

$$\text{Re}_m = \frac{140 \cdot 0,35^2}{60 \cdot 2,87 \cdot 10^{-6}} = 99593$$

для трехлопастной

$$\text{Re}_m = \frac{140 \cdot 0,45^2}{60 \cdot 2,87 \cdot 10^{-6}} = 164634$$

По приложению M определяем значения коэффициентов для двухлопастной однорядной пропеллерной мешалки $A = 0,985$ и $k = 0,15$

Определяем коэффициент сопротивления для двухлопастной однорядной пропеллерной мешалки по формуле (2.14):

$$\zeta_0 = \frac{0,985}{99593^{0,15}} = 0,175.$$

Поправочный коэффициент по (2.18):

$$k_\varepsilon = \left(\frac{1,8}{3 \cdot 0,35} \right)^{0,93} \left(\frac{2,6}{1,8} \right)^{0,6} = 2,05.$$

Рабочая мощность для двухрядной мешалки по (2.19):

$$N_p = 0,175 \frac{2,05}{0,85} 0,35^5 \cdot \left(\frac{140}{60} \right)^3 \cdot 1032,6 \cdot 2 = 58 \text{ Вт}.$$

Коэффициент k_u по (2.21):

$$k_u = 3,87 \frac{0,05}{0,35} = 0,553.$$

Пусковая мощность по (2.20):

$$N_n = 58 \left(\frac{0,553}{0,175} + 1 \right) = 241 \text{ Вт}.$$

Потребная мощность электродвигателя (при $\beta = 1,5$ и $\eta_m = 0,75$) по (2.22):

$$N_{\text{эд}} = 1,5 \frac{58}{0,75} = 116 \text{ Вт}.$$

Потребная мощность соответствует установленной 120 Вт.

Коэффициент сопротивления для трехлопастной двухрядной пропеллерной мешалки (при $A = 1,19$, $k = 0,15$) по (2.14):

$$\zeta_0 = \frac{1,19}{164634^{0,15}} = 0,196.$$

Поправочный коэффициент по (2.18):

$$k_e = \left(\frac{1,8}{3 \cdot 0,45} \right)^{0,93} \left(\frac{2,6}{1,8} \right)^{0,6} = 1,63.$$

Рабочая мощность двухрядной трехлопастной мешалки с поправочными коэффициентами по (2.19):

$$N_p = 0,196 \frac{1,63}{0,85} 0,45^5 \cdot \left(\frac{140}{60} \right)^3 \cdot 1032,6 \cdot 2 = 182 \text{ Вт}.$$

Коэффициент k_u (при величине $h_2 = 0,06$ м) по (2.21):

$$k_u = 3,87 \frac{0,06}{0,45} = 0,516.$$

Пусковая мощность по (2.20):

$$N_n = 182 \left(\frac{0,516}{0,196} + 1 \right) = 661 \text{ Вт}.$$

Потребная мощность электродвигателя при использовании трехлопастной двухрядной пропеллерной мешалки (при $\alpha = 0,8$ и $\beta = 1,5$) по (2.22):

$$N_{\text{эо}} = 1,5 \frac{182}{0,8} = 341 \text{ Вт}.$$

Необходимо установить другой электродвигатель большей мощности, чем установлен на танке с двухлопастной пропеллерной мешалкой (120 Вт).

3. МОЛОКОПРОВОД И НАСОСЫ

Расчетные формулы

Количество молока, транспортированного по трубопроводам, за определенный промежуток времени определяют из уравнения

$$V = \varphi \cdot f \cdot \omega \cdot \tau \text{ м}^3, \quad (3.1)$$

где φ – коэффициент скорости;

f – площадь поперечного сечения потока, м^2 ;

ω – скорость движения жидкости, м/с ;

τ – продолжительность транспортирования, с.

Количество (расход) жидкости, транспортированной с заданной скоростью в продолжении часа по трубопроводу круглого сечения

$$V_{\text{час}} = 0,785 d^2 \cdot \omega \cdot 3600 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (3.2)$$

где d – внутренний диаметр труб, м.

При заданном расходе и заданной скорости диаметр трубопровода

$$d = 1000 \sqrt{\frac{V_{\text{час}}}{0,785 \cdot \omega \cdot 3600}}, \text{ мм}, \quad (3.3)$$

Сопротивления трения в прямых участках трубопровода характеризуют

величиной коэффициента трения ($\zeta_{\text{тр}}$) – зависит от характера движения жидкости и чистоты обработки внутренней поверхности трубы.

При ламинарном режиме практически не зависит от шероховатости поверхности и может быть определен по известной формуле:

$$\zeta_{mp} = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (3.4)$$

Для турбулентного режима, без учета шероховатости внутренней поверхности трубы

$$\zeta_{mp} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}}. \quad (3.5)$$

Потери давления на трение в прямых участках трубопровода определяют из уравнения

$$\Delta p_{mp} = \zeta_{mp} \frac{\omega^2 \rho}{2} \cdot \frac{L}{d}, \text{Па}, \quad (3.6)$$

где ω – скорость движения жидкости в трубах одного и того же диаметра, м/с;

ζ_{mp} – коэффициента трения;

ρ – плотность молока, кг/м³;

L – общая длина трубопровода одинакового диаметра, м;

d – диаметр труб, м.

Формула (3.6) справедлива лишь для изотермического движения жидкости.

Если на одной и той же линии трубопровода смонтированы трубы, имеющие разный диаметр, то

$$\Delta p_{mp} = \zeta_{mp1} \frac{\omega_1^2 \rho}{2} \cdot \frac{L_1}{d_1} + \zeta_{mp2} \frac{\omega_2^2 \rho}{2} \cdot \frac{L_2}{d_2} + \zeta_{mpn} \frac{\omega_n^2 \rho}{2} \cdot \frac{L_n}{d_n} \text{Па}, \quad (3.7)$$

Потери напора при поворотах труб, резком сужении или расширении сечения труб в арматуре характеризуют величиной коэффициента местных сопротивлений (ζ_{mc}).

Величина коэффициента зависит от вида сопротивления и характера движения жидкости

$$\zeta_{mc} = f(\text{Re}). \quad (3.8)$$

Необходимо иметь в виду, что данные о величине пригодны для расчета трубопроводов при транспортировании воды.

При транспортировании вязких жидкостей в расчет (ζ_{mc}) вводится поправка для всего молокопровода

$$\sum \zeta_{mc} = \sum \zeta_{mc, в} \sqrt[4]{\frac{\nu_{жс}}{\nu_{в}}} \quad (3.9)$$

где $\sum \zeta_{mc, в}$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений всего трубопровода при транспортировании воды;

$\nu_{жс}$ – кинематическая вязкость молока или других жидких молочных

продуктов, м²/с;

ν_g – коэффициент кинематический вязкости воды, м²/с.

Потери давления в местных сопротивлениях определяют из уравнения

$$\Delta p_{mc} = \sum \frac{\omega^2 \rho}{2} \cdot \zeta_{mc}, \text{ Па}, \quad (3.10)$$

Выражение для Δp_{mc} в формуле (3.10) дается в общем виде. При более детальном расчете и значительной разнице в скорости движения жидкости через различные местные сопротивления

$$\Delta p_{mc} = \frac{\omega_1^2 \rho}{2} \cdot \zeta_{mc1} + \frac{\omega_2^2 \rho}{2} \cdot \zeta_{mc2} + \frac{\omega_n^2 \rho}{2} \cdot \zeta_{mcn}, \text{ Па}, \quad (3.11)$$

Для того чтобы в трубопроводе протекала жидкость, необходимо, как известно, затратить дополнительное давление Δp_{ck} на создание скоростного напора:

$$\Delta p_{ck} = \frac{\omega^2 \rho}{2}, \text{ Па} \quad (3.12)$$

где ω – скорость движения жидкости на выходе из трубопровода, м/с.

Общая потеря давления в выбранной и рассчитанной системе трубопровода будет складываться из перечисленных выше потерь давления.

Потребное давление Δp_{nom} должно быть равно или немного больше общей суммы потерь

$$\Delta p_{nom} \geq \Delta p_{mp} + \Delta p_{mc} + \Delta p_{ck}, \text{ Па}. \quad (3.13)$$

Система трубопроводов должна быть выбрана и рассчитана так, чтобы потребное давление было по возможности наименьшим. Если средняя скорость движения жидкости в прямых участках трубопроводов и при движении через местные сопротивления практически мало отличается от средней скорости на выходе жидкости из всей системы трубопроводов, общее потребное давление (Δp_{nom}) можно определять по известной формуле:

$$\Delta p_{nom} = \frac{\omega_{cp}^2 \rho}{2} \cdot \left(\zeta_{mp} \frac{L}{d} + \sum \zeta_{mc} + 1 \right) \text{ Па}, \quad (3.14)$$

где ω_{cp} – средняя скорость движения жидкости, условно принятая для всей системы трубопровода.

В технических расчетах довольно широко пользуются формулой (3.14). При расчете молочного трубопровода применение формулы (3.14) допустимо еще потому, что протяженность его обычно не очень большая и расхождения по сравнению с более подробным расчетом по элементам получаются незначительные. Если известны (Δp_{nom}) и все величины, входящие в правую часть формулы (3.14) за исключением скорости, то можно уточнить величину ω_{cp} .

$$\omega_{cp} = \sqrt{2 \frac{\Delta p_{nom}}{\rho \left(\zeta_{mp} \frac{L}{d} + \sum \zeta_{mc} + 1 \right)}}, \text{ м / с}, \quad (3.15)$$

Величину средней скорости ω_{cp} , м/с для нагнетательного молокопровода

следует выбирать

Сметана в зависимости от жирности и сгущенное молоко	0,2...0,3
Сливки, смесь для мороженого	0,3...0,5
Молоко цельное	0,8...1,5
Обезжиренное молоко, сыворотка, пахта	1,0...2,0
Вода	1,5...3,0

При расчете всасывающего трубопровода величину средней скорости следует уменьшить примерно на 30...40%.

При транспортировании по трубопроводам молока и жидких молочных продуктов наблюдаются следующие основные случаи.

1. Движение жидкости самотеком из одной емкости в другую

$$p_1 - p_2 = \Delta p_{nom} \quad (3.16)$$

где p_1 – большее давление столба жидкости, соответствующее высоте H_1 , Па;

p_2 – меньшее давление столба жидкости, соответствующее высоте H_2 , Па;

H_1 – расстояние по высоте между средним уровнем жидкости в емкости, из которой осуществляется перекачка, и принятым уровнем отсчета, м;

H_2 – расстояние по высоте между средним уровнем жидкости в емкости, в которую осуществляется перекачка, и тем же уровнем отсчета, м.

Транспортирование молока самотеком применяется редко ввиду необходимости обеспечения нужной разницы высот $H_1 - H_2$ особенно если требуется получение большей скорости (ω_{cp}) при значительных сопротивлениях в системе трубопровода.

2. Принудительная перекачка с использованием жидкостных насосов

$$p_n = \Delta p_{nom} \pm \Delta p_z, \text{ Па.} \quad (3.17)$$

где p_n – давление, создаваемое насосом (определяемое по манометру), Па;

Δp_{nom} – потребное давление, Па;

Δp_z – разность давлений по высоте подъема жидкости, Па.

Если емкость, из которой перекачивается жидкость, будет установлена ниже емкости, в которую эта жидкость поступает, то

$$p_n = \Delta p_{nom} + \Delta p_z, \text{ Па.} \quad (3.18)$$

если выше

$$p_n = \Delta p_{nom} - \Delta p_z, \text{ Па.} \quad (3.19)$$

Когда емкости находятся на одном уровне, т. е. $H_1 = H_2$,

$$\Delta p_n = \Delta p_{nom} \quad (3.20)$$

Принудительная перекачка молока и других жидких молочных продуктов по системе трубопроводов с использованием жидкостных насосов имеет свои особенности в зависимости от того, какой используется насос.

Принудительная перекачка с использованием вакуум-компрессионного способа. В этом случае при наполнении емкости необходимо внутри создать разрежение, а при опорожнении – давление выше атмосферного. Очевидно, что емкость должна быть герметически закрыта.

При наполнении танка (герметически закрытого)

$$\Delta p_6 = p_{атм} - p_{ост} \quad (3.21)$$

где $p_{атм}$ – атмосферное давление, $Па$ ($p_{атм} = 1,01 \cdot 10^5$ $Па$ или $H_{атм} = 10,33$ $м.вод.ст.$);

$p_{ост}$ – остаточное давление в танке, $Па$.

При опорожнении танка (герметически закрытого)

$$\Delta p_6 = p_6 - p_{атм} \quad (3.22)$$

где p_6 – давление сжатого воздуха, создаваемое воздушным насосом (компрессором), $Па$.

$$\Delta p_6 = \Delta p_{пот} \pm \Delta p_6 + p_{нев} \text{ Па}, \quad (3.23)$$

где Δp_6 – разность давлений воздуха в одной емкости и в другой, $Па$;

Δp_6 – разность давлений по высоте подъема жидкости, $Па$;

$p_{нев}$ – потери давления в воздухопроводах, $Па$ (этими потерями в технических расчетах можно пренебречь).

Практически, при наполнении и опорожнении танков с использованием вакуум-компрессорного способа, стремятся максимально уменьшить потери давления в трубопроводе, чтобы Δp_6 было в пределах от $5,0 \cdot 10^3$ до $19,62 \cdot 10^3$ $Па$ или от 0,5 до 2 $м.вод.ст.$ Получение таких значений Δp , не должно вызывать особых трудностей даже при использовании простейших воздушных насосов.

Давление и производительность у центробежных молочных насосов взаимозависимы. На рис. 3.1 дана рабочая характеристика центробежного насоса марки 50 МЦ 25-31. Заштрихованная часть графика выделяет рабочую зону этого насоса при наибольших значениях к. п. д. В пределах этой зоны наиболее приемлемыми являются следующие параметры: $V_{час} = 25$ $м^3/ч$ и $H = 31$ $м.вод.ст.$ Характеристика получена опытным путем при $n_0 = \text{const}$.

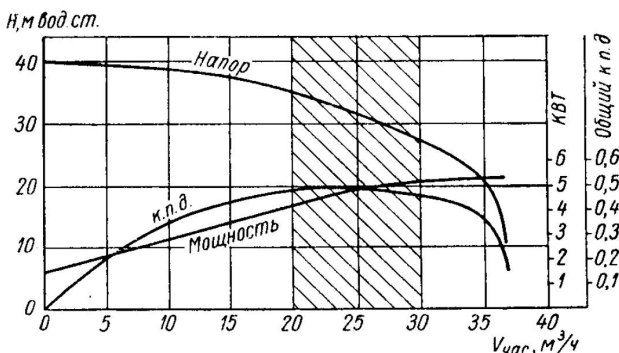


Рис. 3.1. Рабочая характеристика центробежного молочного насоса марки 50 МЦ 25/31.

При установке электродвигателя с новым числом оборотов (n_1) нужно произвести соответствующие расчеты и вычертить новый график (рабочую характеристику при $n_1 = \text{const}$).

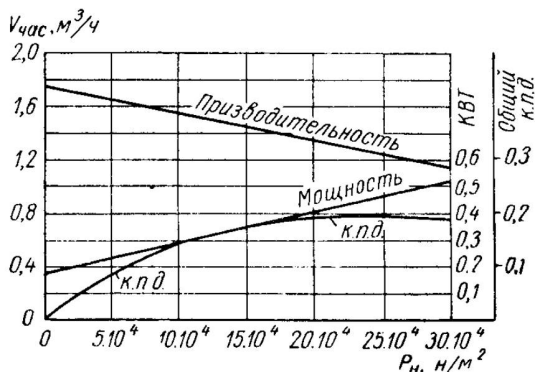


Рис. 3.1. Рабочая характеристика шестеренчатого насоса с внутренним зацеплением

Центробежные молочные насосы обычно работают под заливом. Поэтому формулы для расчета высоты всасывания не даются.

Производительность насосов объемного действия практически мало зависит от давления Δp_n . При увеличении Δp_n в результате увеличения $\Delta p_{пот}$ будет несколько уменьшаться $\eta_{об}$, так как возрастет обратное проскальзывание жидкости из зоны нагнетания в зону всасывания. Объемный к. п. д. зависит от вязкости перекачиваемой жидкости. Он будет выше при перекачке более вязкой жидкости.

На рис. 3.1 дана характеристика шестеренчатого насоса с внутренним зацеплением. Общий к. п. д. при перекачке молока не выше 0,2. Работа насоса улучшается при перекачивании более вязких молочных продуктов. Например, при перекачивании сгущенного молока без сахара общий к. п. д. увеличивается до 0,3.

При подборе насосов можно использовать графический метод расчета по уравнению (3.18). В этом случае на кривую характеристики $p_n = f(V_{сек})$ намеченного к установке насоса наносят кривую характеристики трубопроводов. Пересечение этих кривых дает в каждом конкретном случае одну, так называемую рабочую точку, когда соблюдается равенство по формуле (3.18). Желательно, чтобы рабочая точка находилась в пределах, наиболее выгодной зоны работы этого насоса.

На рис. 3.3 приведен графический метод подбора насосов. Кривая 1 – характеризует изменение давления, создаваемого центробежным насосом марки 50 МЦ 25/31 (рис. 3.1), в зависимости от производительности; кривая 2 – изменение требуемого давления сети при давлении подъема $10 \cdot 10^4$ или $10,2 \text{ м. вод. ст.}$; кривая 3 – изменение требуемого давления сети трубопроводов при тех же сопротивлениях и при давлении подъема $5 \cdot 10^4 \text{ Па}$; кривая 4 – изменение требуемого давления сети при тех же сопротивлениях, но при $\Delta p_e = 0$; кривая 5 – изменение требуемого давления сети при тех же сопротивлениях и при $-\Delta p_e$.

Наиболее выгодным режимом работы этого насоса является работа при производительности $25 \text{ м}^3/\text{ч}$ и давлении $30 \cdot 10^4 \text{ Па}$.

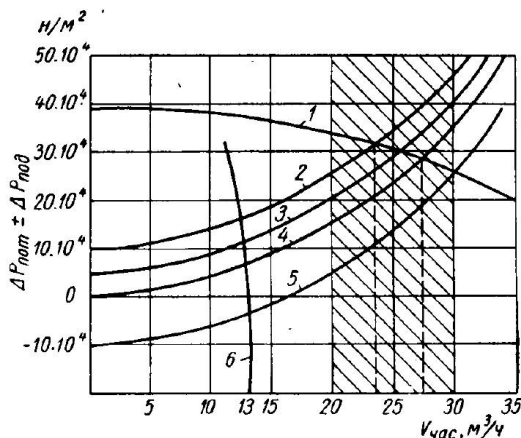


Рис. 1. 9. Подбор насосов с помощью графического метода

Этому режиму соответствует кривая 3 характеристики сети. Рабочая точка соответствует потребному давлению сети $\Delta p_{ном} = 25 \cdot 10^4 \text{ Па}$ и давлению подъема $\Delta p_z = 5 \cdot 10^4 \text{ Па}$.

Высоту подъема жидкости у насосов объемного действия (шестеренчатых) определяем на основании данных о производительности и давлении указанных в их технической характеристике. На рис. 3.3 нанесена кривая 6, соответствующая примерному изменению давления в нагнетательном трубопроводе при использовании шестеренчатого насоса с внешним зацеплением, имеющего производительность $13 \text{ м}^3/\text{ч}$. Мощность, необходимую для подбора электродвигателя всех рассмотренных насосов, определяют по формуле (3.24)

$$N_{эд} = \frac{V_{сек} P_n}{\eta} \text{ Вт}, \quad (3.24)$$

где $V_{сек}$ — производительность насоса, $\text{м}^3/\text{сек}$;

P_n — давление, создаваемое насосом, Па ;

η — общий (полный) к. п. д. соответствующего насоса.

Когда нормальный режим работы насоса выбирают в соответствии с имеющейся рабочей характеристикой данного насоса и при наибольшем к.п.д., то мощность обычно определяют по рабочей характеристике. При отсутствии рабочей характеристики наибольшую трудность расчета по формуле (3.24) представляет определение η . Этот коэффициент зависит от гидравлического совершенства элементов проточной части (рабочего колеса, внутренней части корпуса, входных и выходных устройств), совершенства уплотнений, обратного проскальзывания жидкости из зоны нагнетания в зону всасывания и различных потерь мощности в приводном механизме и электродвигателе.

$$\eta = \eta_n \cdot \eta_{мв} \quad (3.25)$$

где η_n — к. п. д. насоса;

$$\eta_n = \eta_z \cdot \eta_{об}, \quad (3.26)$$

здесь η_g – гидравлический к.п.д.;

$\eta_{об}$ – объемный к.п.д., характеризующий обратное проскальзывание жидкости;

η_m – механический к. п. д.

$$\eta_m = \eta_{пер} \cdot \eta_{эд}, \quad (3.27)$$

здесь $\eta_{пер}$ – к. п. д. передачи;

$\eta_{эд}$ – к.п.д. электродвигателя.

У молочных насосов $\eta = 0,1 \dots 0,45$. Более высокий к. п. д. имеют новые современные конструкции насосов, например центробежный насос с монолитным диском и др.

Основные правила безопасности эксплуатации насосов и трубопроводов

Перед монтажом и первым пуском насос следует разобрать, осмотреть и убедиться в исправности деталей.

Запрещается работать на насосе при задевании рабочего органа за корпус и крышку, а также при повышенной вибрации и шуме.

Подтягивать сальник и заменять манжетные уплотнения следует при полной остановке насоса.

Электродвигатель насоса должен быть заземлен.

При наличии в насосе резиновых уплотнений не следует включать насос без жидкости и выключать его сразу после подачи жидкости, что может привести к выходу уплотнений из строя.

Производительность центробежного насоса регулируется кранов на нагнетательной линии. При этом резко закрывать кран не допускается.

При работе роторных и шестеренных насосов запрещается полностью закрывать краны на нагнетательных линиях. Перед началом работы краны на нагнетательных линиях должны быть открыты в первую очередь.

Плунжерный насос высокого давления нельзя включать в работу при отсутствии манометра или при его неисправности.

Перед пуском плунжерного насоса необходимо проверить наличие масла в масляной ванне и количество воды, идущей на охлаждение плунжеров.

Вращающиеся и движущиеся части насоса должны быть закрыты ограждениями.

Во избежание гидравлического удара трубопроводы необходимо перекрывать медленно.

Трубопроводы должны присоединяться так, чтобы усилия, возникающие при открытии и закрытии арматуры, не передавались на трубы.

Стекланные трубы нагревать или охлаждать необходимо постепенно, изменяя температуру на $15-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ в минуту. Нельзя стерилизовать стекланные трубы паром.

Трубопроводы и арматура должны быть проверены на прочность путем гидравлического испытания под давлением выше рабочего

Индивидуальное задание 3.1

По системе трубопровода молоко и сливки перекачивают из приемного отделения в молокохранилище. Диаметр труб $d = 35$ мм. Температура молока и сливок одинаковая ($t = 10^\circ \text{C}$).

Общая длина трубопроводов $L = 20$ м. На трубопроводе установлено: два проходных крана, один трехходовой и пять отводов под углом 90° . Краны проходные и трехходовой открыты полностью, но при проходе через них происходит сужение и расширение струи. Для этого случая принимаем коэффициент местного сопротивления 0,19 для каждого крана. Для отводов принимаем коэффициент местного сопротивления 0,15.

Определить потери давления в системе трубопровода $\Delta p_{\text{пот}}$ при заданной средней скорости; для молока $v_m = 1,4$ м/с сливок $v_c = 0,3$ м/с.

Исходные данные к заданию 3.1

<i>последняя цифра шифра</i>	<i>L, м</i>	<i>v_c, м/с</i>	<i>d, мм</i>	<i>предпоследняя цифра шифра</i>	<i>v_m, м/с</i>	<i>t, °C</i>
1	15	2,8	25	1	1,2	7
2	18	1,4	28	2	1,3	8
3	20	4,2	30	3	1,4	9
4	22	2,8	32	4	1,5	10
5	25	1,4	38	5	1,6	11
6	27	4,2	40	6	1,7	12
7	30	2,8	42	7	1,8	9
8	32	1,4	46	8	1,9	10
9	35	4,2	50	9	2,0	12
0	37	2,8	52	0	2,1	11

Пример выполнения задания 3.1

Исходные данные:

$L = 20$ м; $d = 35$ мм; $t = 10^\circ \text{C}$; $v_m = 1,4$ м/с; $v_c = 0,5$ м/с.

При исходной температуре продуктов $t = 10^\circ \text{C}$ по приложениям выписываем коэффициенты кинематической вязкости $\nu_m = 2,39 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ и $\nu_c = 0,03924 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$

Критерий Рейнольдса при транспортировании молока

$$\text{Re} = \frac{1,4 \cdot 0,035}{2,39 \cdot 10^{-6}} = 20502 \gg 2320;$$

Режим явно турбулентный.

Критерий Рейнольдса при транспортировании сливок

$$\text{Re} = \frac{0,5 \cdot 0,035}{0,03924 \cdot 10^{-3}} = 446 < 2320;$$

Режим явно ламинарный.

Коэффициент трения в прямых участках трубопровода
Для молока при турбулентном режиме по формуле (3.5)

$$\zeta_{mp} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{20502}} = 0,0264.$$

Для сливок при ламинарном режиме по формуле (3.4)

$$\zeta_{mp} = \frac{64}{446} = 0,144.$$

Сумма местных сопротивлений с учетом вязкости жидкости по (3.9) для молока

$$\sum \zeta_{mc} = (0,19 \cdot 3 + 0,15 \cdot 5) \sqrt[4]{\frac{2,39 \cdot 10^{-6}}{1,1 \cdot 10^{-6}}} = 1,6$$

для сливок

$$\sum \zeta_{mc} = (0,19 \cdot 3 + 0,15 \cdot 5) \sqrt[4]{\frac{0,03924 \cdot 10^{-3}}{1,1 \cdot 10^{-6}}} = 3,23$$

Общие потери давления в трубопроводе с учетом давления Δp_{ck} по (3.14): при движении по системе трубопроводов молока

$$\Delta p_{nom} = \frac{1,4^2 \cdot 1031,7}{2} \cdot \left(0,0264 \frac{20}{0,035} + 1,6 + 1 \right) = 17881 \text{ Па}.$$

при движении сливок

$$\Delta p_{nom} = \frac{0,5^2 \cdot 1002,2}{2} \cdot \left(0,144 \frac{20}{0,035} + 3,23 + 1 \right) = 10838 \text{ Па}.$$

При движении сливок сумма сопротивления увеличивается, но так как скорость выбрана значительно меньше, то и общие потери получаются меньше.

4. ТЕПЛОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Расчетные формулы

4.1. Тепловой расчет аппарата

Определение физических свойств продукта и пара

Для определения физических свойств продукта необходимо установить его среднюю температуру:

$$t_{cp} = (t_n + t_k)/2, \quad (4.1)$$

где t_n – начальная температура продукта, °C;

t_k – конечная температура продукта, °C.

По известной средней температуре продукта из приложения определяют его физические свойства (см. пример).

По давлению пара определяют физические свойства сухого насыщенного пара (см. пример).

Построение графика теплообмена и определение средней разности температур между паром и продуктом.

По известной температуре пара, начальной и конечной температуре продукта строится график теплообмена (рис. 1.1).

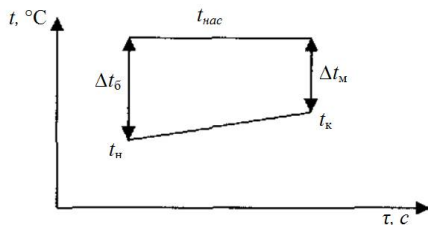


Рис. 4.1. График теплообмена между паром и продуктом

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{нас}} - t_{\text{н}}, \quad (4.2)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$ — большая разность температур, °C;

$t_{\text{нас}}$ — температура пара, °C;

$t_{\text{н}}$ — начальная температура продукта, °C,

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{нас}} - t_{\text{к}}, \quad (4.3)$$

где $\Delta t_{\text{м}}$ — меньшая разность температур, °C;

$t_{\text{нас}}$ — температура пара, °C;

$t_{\text{к}}$ — конечная температура продукта, °C,

Если отношение $\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}} > 2$, то среднюю разность температур рассчитывают по формуле:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}; \quad (4.4)$$

Если отношение $\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}} \leq 2$, то с достаточной точностью можно пользоваться среднеарифметическим значением:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2}; \quad (4.5)$$

Определение физических свойств конденсата

Для определения физических свойств конденсата необходимо определить его температуру:

$$t_{\text{конд}} = \frac{t_{\text{нас}} + t_{\text{см}}}{2}, \quad (4.6)$$

где $t_{\text{см}}$ — температура стенки, °C.

$$t_{\text{см}} = 0,5 \cdot (t_{\text{нас}} + t_{\text{cp}}) \quad (4.7)$$

По известной температуре конденсата из приложения определяют его физические свойства (см. пример).

Определение тепловой нагрузки аппарата

$$Q = M \cdot c_{\text{пр}} \cdot (t_k - t_n), \quad (4.8)$$

где Q – тепловая нагрузка, кДж/ч;

M – производительность аппарата, кг/ч;

$c_{\text{пр}}$ – удельная теплоемкость продукта, кДж/(кг·К) (см. Приложения).

Перевод тепловой нагрузки в (Вт) по формуле:

$$Q^* = Q \frac{1000}{3600}, \quad (4.9)$$

Q^* – тепловая нагрузка, Вт.

Определение режима движения продукта по трубам

Режим течения жидкости характеризуется числом Рейнольдса.

В прямых гладких трубах при $Re < 2300$ наблюдается ламинарный режим движения, при $Re > 10\,000$ — устойчивый турбулентный, а при $2300 < Re < 10\,000$ – переходный.

$$Re = \frac{v_{\text{пр}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{пр}}}, \quad (4.10)$$

где $v_{\text{пр}}$ – скорость движения продукта, м/с (принимаем $v_{\text{пр}} = 0,5 \dots 1$ м/с);

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы, м;

$\nu_{\text{пр}}$ – кинематическая вязкость продукта, м²/с.

Режим движения молока по трубам _____ (при выбранной скорости движения продукта ____ м/с).

Внутренний диаметр трубы определяется из уравнения неразрывности струи, (м):

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{ан}}}{\pi \cdot v_{\text{пр}} \cdot 3600}}, \quad (4.11)$$

где $V_{\text{ан}}$ – объемная производительность аппарата, м³/ч;

$v_{\text{пр}}$ – скорость движения продукта, м/с.

По рассчитанному внутреннему диаметру труб из приложения подбираются стандартные наружный диаметр и толщину стенки, после чего определяется стандартный внутренний диаметр ($d_{\text{вн}}^*$);

$$d_{\text{вн}}^* = d_{\text{нар}}^* - 2 \cdot a_{\text{ст}}, \quad (4.12)$$

где $d_{\text{нар}}^*$ – наружный диаметр по стандарту, м;

$a_{\text{ст}}$ – толщина стенки трубы, м.

Далее определяется фактическая скорость движения жидкости по трубам:

$$v_{\phi} = \frac{4 \cdot V_{\text{ан}}}{\pi \cdot (d_{\text{вн}}^*)^2 \cdot 3600}, \quad (4.13)$$

Фактическая скорость движения продукта по трубе составляет ____ м/с.

Определение коэффициента теплопередачи и частных коэффициентов теплоотдачи

Определение коэффициента теплоотдачи от пара к горизонтальной трубе

аппарата:

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot \varepsilon^4 \sqrt{\frac{\lambda_{\text{конд}}^3 \cdot \rho_{\text{конд}}^2 \cdot r_{\text{нас}} \cdot g \cdot 1000}{\mu_{\text{конд}} \cdot (t_{\text{нас}} - t_{\text{см}}) \cdot d_{\text{нар}}^*}}. \quad (4.14)$$

где $\lambda_{\text{конд}}$ – теплопроводность конденсата, Вт/(м·К);

$\rho_{\text{конд}}$ – плотность конденсата, кг/м³;

$\mu_{\text{конд}}$ – динамическая вязкость конденсата. Па·с;

$r_{\text{нас}}$ – теплота парообразования, кДж/кг.

ε – поправочный коэффициент:

$$\varepsilon = \sqrt[8]{\left(\frac{\lambda_{\text{к см}}}{\lambda_{\text{к}}}\right)^3 \cdot \frac{\mu_{\text{к}}}{\mu_{\text{к см}}}},$$

здесь $\lambda_{\text{к см}}$ – теплопроводность конденсата, при температуре стенки, Вт/(м·К);

$\mu_{\text{к см}}$ – динамическая вязкость конденсата, при температуре стенки, Па·с;

Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке труб равен _____ Вт/(м²·К).

Определение коэффициента теплоотдачи от стенки к продукту

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{пр}}}{d_{\text{вн}}^*}, \quad (4.15)$$

где $\lambda_{\text{пр}}$ – теплопроводность продукта, Вт/(м·К);

Nu – критерий Нуссельта.

а) для турбулентного режима ($Re > 10\,000$)

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}_{\text{пр}};$$

б) для переходного режима ($Re = 2300 \dots 10\,000$)

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43}_{\text{пр}};$$

в) для ламинарного режима ($Re < 2300$)

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} Pr^{0,43}_{\text{пр}} Gr^{0,1},$$

здесь Pr – критерий Прандтля:

Gr – критерий Грасгофа

$$Gr = \frac{g \cdot d_{\text{вн}}^3}{\nu_{\text{пр}}^2} \cdot \Delta t \cdot \beta, \quad (4.16)$$

здесь Δt – разность температур стенки и продукта: $\Delta t = t_{\text{см}} - t_{\text{пр}}$;

β – коэффициент объемного расширения жидкости.

Определение коэффициента теплопередачи

$$K = \frac{\varphi}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{a_{\text{см}}}{\lambda_{\text{см}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (4.17)$$

где $\lambda_{\text{см}}$ – теплопроводность стенки труб, Вт/(м·К),

для хромоникелевых труб $\lambda_{\text{см}} = 16 \dots 18$ Вт/(м·К);

φ – коэффициент, учитывающий влияние накипи на поверхности труб

при нагревании продукта (принимается значение $\varphi = 0,5 \dots 0,9$).

Определение площади поверхности теплообмена

Площадь поверхности теплообмена определяется из основного уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q^*}{K \cdot \Delta t_{cp}}. \quad (4.18)$$

4.2. Конструкторский расчет аппарата

Целью конструкторского расчета трубчатых теплообменных аппаратов является определение габаритных размеров, числа труб, диаметров патрубков для ввода пара и отвода конденсата.

Последовательность расчета предполагает определение следующих параметров:

Площадь поперечного сечения одного хода по продукту:

$$S_x = \frac{V_{an}}{v_{\phi} \cdot 3600}. \quad (4.19)$$

Число труб в одном ходу:

$$n_{1хода} = \frac{S_x}{S_{1mp}}, \quad (4.20)$$

где S_{1mp} – площадь поперечного сечения одной трубы, m^2 .

$$S_{1mp} = \frac{\pi \cdot (d_{вн}^*)^2}{4}. \quad (4.21)$$

Длина пути продукта в трубках аппарата:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_{cp} \cdot n_{1хода}}, \quad (4.22)$$

где L – длина пути продукта, м;

d_{cp} – средний расчетный диаметр труб, м.

$$d_{cp} = \frac{d_{вн}^* + d_{нар}^*}{2} \quad (4.23)$$

Число ходов:

$$Z = \frac{L}{l_{mp} \cdot n_{1хода}}, \quad (4.24)$$

где l_{mp} – длина одной трубы, м (принимается от 1 до 2 м).

Общее число труб в аппарате:

$$n_{общ} = Z \cdot n_{1хода}, \quad (4.25)$$

$n_{общ}$ округлить до 7; 19; 37; 61; 91; 127; 187; 241; 301; 367; 439; 517; 613; 721 изменяя Z подбирая длину одной трубы l_{mp} .

Диаметр аппарата (без теплоизоляции):

$$D_m = (n - 1) \cdot t + 4 \cdot d_{нар}^*, \quad (4.26)$$

где n – число труб по диагонали наибольшего многоугольника, выбрать в зависимости от $n_{\text{общ}}$;

$n_{\text{общ}}$	7	1	3	6	9	12	18	24	30	36	43	51	61	72
щ		9	7	1	1	7	7	1	1	7	9	7	3	1
n	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29

t – шаг труб (расстояние между центрами труб), м.

$$t = (1, 2 \dots 1, 3) \cdot d_{\text{нар}}^* \quad (4.27)$$

Расход пара рассчитывается по формуле, (кг/ч):

$$G_{\text{нас}} = \frac{Q}{(i_{\text{нас}} - c_{\text{конд}} \cdot t_{\text{конд}}) \cdot \eta}, \quad (4.28)$$

где η – тепловой КПД аппарата (принимается равным 0,9);

$c_{\text{конд}}$ – удельная теплоемкость конденсата, кДж/(кг·К);

$i_{\text{нас}}$ – энтальпия пара, кДж/кг.

Определение диаметра патрубка, подводящего пар:

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{нас}}}{\pi \cdot v_{\text{нас}} \cdot \rho_{\text{нас}} \cdot 3600}}, \quad (4.29)$$

где $v_{\text{нас}}$ – скорость движения пара, принимается 30 м/с;

$\rho_{\text{нас}}$ – плотность пара, кг/м³.

Диаметр патрубка для конденсата:

$$d_{\text{конд}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{нас}}}{\pi \cdot v_{\text{конд}} \cdot \rho_{\text{конд}} \cdot 3600}}, \quad (4.30)$$

где $v_{\text{конд}}$ – скорость движения конденсата (принимается равной от 1...2 м/с).

Трубы распределяются в трубной решетке по одному из трех способов: по шестиугольнику, квадрату и концентрическим окружностям.

Основные правила безопасной эксплуатации оборудования для тепловой обработки молока

При эксплуатации оборудования для тепловой обработки молока необходимо тщательно следить за герметичностью соединений трубопроводов и особенно уплотнительных резиновых прокладок в пластинчатых аппаратах. Герметичность проверяется перед работой аппарата пропусканием через него холодной воды.

Паропроводы, предназначенные для подвода пара к нагревателям, пастеризационно-охладительным и стерилизационно-охладительным установкам, должны иметь тепловую изоляцию. Аппараты установок, предназначенные для высокотемпературной пастеризации и стерилизации, должны иметь защищенные кожуха. Все электродвигатели, пусковая аппаратура и щиты управления должны быть заземлены.

Задачи

1. В трубчатом аппарате нагревается обрат от $t_1 = 10^\circ \text{C}$ до $t_2 = 80^\circ \text{C}$. Диаметр труб в аппарате 36/38 мм, длина прямых участков 1,8 м. Аппарат состоит из двух секций поверхностью нагрева $6,8 \text{ м}^2$ каждая. Первая секция обогревается горячей водой, а вторая — насыщенным водяным паром.

Определить производительность установки, расход пара и потребляемую мощность насоса для продвижения обрата.

2. В кольцевом трубчатом аппарате охлаждается молоко от 77 до 7°C . Производительность аппарата 5000 кг/ч . Определить размер аппарата и выбрать его по каталогу.

3. Пастеризатор с мешалкой имеет поверхность нагрева 1 м^2 с односторонним обогревом. Определить его производительность, расход пара и потребляемую мощность для двух случаев:

- молоко пастеризуется от $t_1 = 7^\circ \text{C}$ до $t_2 = 80^\circ \text{C}$;
- молоко нагревается от $t_1 = 10^\circ \text{C}$ до $t_2 = 45^\circ \text{C}$.

Индивидуальное задание 4.1

Определить частные коэффициенты теплоотдачи, теплопередачи и поверхность теплообмена. Данные для проектирования аппарата приведены в таблице. Продукт молоко.

Исходные данные к заданию 4.1

Последняя цифра шифра	Производительность теплообменного аппарата, $V_{\text{ап}}, \text{ м}^3/\text{ч}$	Давление пара $P_{\text{нас}} \cdot 10^5 \text{ Па}$	Предпоследняя цифра шифра	Начальная температура продукта, $t_n, ^\circ\text{C}$	Конечная температура продукта, $t_k, ^\circ\text{C}$
1	2	1,5	1	5	70
2	3	1,8	2	6	74
3	2,8	2,1	3	7	78
4	3,4	2,3	4	4	82
5	2,5	2,5	5	6	84
6	3,5	2,7	6	5	86
7	2,6	2,9	7	7	60
8	3,2	2,8	8	4	65
9	2,2	1,7	9	6	68
0	2,4	1,2	0	8	74

Пример выполнения задания 4.1

Тепловой расчет аппарата

Исходные данные для расчета трубчатого теплообменного аппарата

Производительность теплообменного аппарата, $V_{\text{ап}} = 3,8 \text{ м}^3/\text{ч}$

Начальная температура продукта, $t_n = 5^\circ\text{C}$

Конечная температура продукта, $t_k = 80^\circ\text{C}$

Давление пара, $P_{\text{нас}} = 2,5 \cdot 10^5 \text{ Па}$

Определение физических свойств продукта и пара

Определяем среднюю температуру продукта по формуле (4.1):

$$t_{\text{cp}} = (5 + 80)/2 = 42,5 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

где $t_{\text{н}}$ – начальная температура продукта, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{к}}$ – конечная температура продукта, $^{\circ}\text{C}$.

По найденной средней температуре продукта из приложения (В) определяем его физические свойства.

Физические свойства продукта

Параметр	Единица измерения	Условное обозначение	Значение параметра
Плотность	кг/м ³	$\rho_{\text{пр}}$	1019,9
Удельная теплоемкость	кДж/(кг·К)	$c_{\text{пр}}$	3,914
Теплопроводность	Вт/(м·К)	$\lambda_{\text{пр}}$	0,508
Динамическая вязкость	Па·с	$\mu_{\text{пр}}$	$1009,4 \cdot 10^{-6}$
Кинематическая вязкость	м ² /с	$\nu_{\text{пр}}$	$0,97 \cdot 10^{-6}$
Критерии Прандтля	-	$Pr_{\text{пр}}$	7,25

По давлению пара определяем физические свойства сухого насыщенного пара.

Физические свойства сухого насыщенного пара

Параметр	Единица измерения	Условное обозначение	Значение параметра
Давление пара	МПа	$P_{\text{нас}}$	0,25
Температура пара	$^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{нас}}$	126,79
Удельный объем	м ³ /кг	$\nu_{\text{нас}}$	0,732
Энтальпия	кДж/кг	$i_{\text{нас}}$	2716,4
Теплота парообразования	кДж/кг	$r_{\text{нас}}$	2183,4

Построение графика теплообмена и определение средней разности температур между паром и продуктом.

По известной температуре пара, начальной и конечной температуре продукта строим график теплообмена.

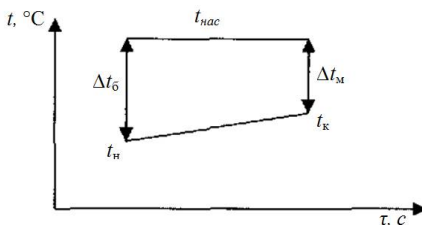


Рис. График теплообмена между паром и продуктом

Определяем большую разность температур $\Delta t_{\text{б}}$ по формуле (4.2):

$$\Delta t_{\delta} = 126,79 - 5 = 121,79^{\circ}\text{C}$$

Определяем меньшую разность температур Δt_m по формуле (4.3):

$$\Delta t_m = 126,79 - 80 = 46,79^{\circ}\text{C}$$

Определяем отношение $\Delta t_{\delta} / \Delta t_m = 121,79 / 46,79 = 2,6 > 2$, то среднюю разность температур рассчитываем по формуле (4.4):

$$\Delta t_{cp} = \frac{121,79 - 46,79}{\ln \frac{121,79}{46,79}} = 78,4^{\circ}\text{C}.$$

Определение физических свойств конденсата

Определяем температуру конденсата по формуле (4.6):

$$t_{\text{конд}} = \frac{126,79 + 84,64}{2} = 105,7^{\circ}\text{C}.$$

где t_{cm} – температура стенки, $^{\circ}\text{C}$.

$$t_{cm} = 0,5 \cdot (126,79 + 42,5) = 84,64^{\circ}\text{C}.$$

По найденной температуре из приложения (А) определяем физические свойства конденсата.

Физические свойства конденсата

Параметр	Единица измерения	Условное обозначение	Значение параметра
Температура	$^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{конд}}$	105,7
Плотность	$\text{кг}/\text{м}^3$	$\rho_{\text{конд}}$	955,03
Удельная теплоемкость	$\text{кДж}/\text{кг} \cdot \text{K}$	$c_{\text{конд}}$	4,235
Теплопроводность	$\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$	$\lambda_{\text{конд}}$	0,687
Динамическая вязкость	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\mu_{\text{конд}}$	257,45
Кинематическая вязкость	$\text{м}^2/\text{с}$	$\nu_{\text{конд}}$	0,2768
Критерий Прандтля	-	$Pr_{\text{конд}}$	1,63

Определение тепловой нагрузки аппарата

Определяем тепловую нагрузку по формуле (4.8):

$$Q = 3,8 \cdot 1019,9 \cdot 3,914 \cdot (80 - 5) = 1137688 \text{ кДж/ч.}$$

Переводим тепловую нагрузку Q^* в (Вт) по формуле (4.9):

$$Q^* = 1137688 \frac{1000}{3600} = 316025 \text{ Вт.}$$

Определение режима движения продукта по трубам

Определяем число Рейнольдса по формуле (4.10):

$$Re = \frac{0,7 \cdot 0,044}{0,97 \cdot 10^{-6}} = 31753$$

где v_{np} – скорость движения продукта, м/с (принимая $v_{np} = 0,7 \text{ м/с}$);

Режим движения молока по трубам турбулентный (при выбранной

скорости движения продукта 0,7 м/с).

Внутренний диаметр трубы определяем из уравнения неразрывности струи, (м) по формуле (4.11):

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,8}{3,14 \cdot 0,7 \cdot 3600}} = 0,044 \text{ м.}$$

По рассчитанному внутреннему диаметру труб из приложения подбираем стандартные наружный диаметр и толщину стенки, после чего определяем стандартный внутренний диаметр ($d_{вн}^*$) по формуле (4.12):

$$d_{вн}^* = 0,05 - 2 \cdot 0,003 = 0,044 \text{ м,}$$

где $a_{ст}$ – толщина стенки трубы, м (принимаем $a_{ст} = 3 \text{ мм}$).

Далее определяем фактическую скорость движения жидкости по трубам по формуле (4.13):

$$v_{\phi} = \frac{4 \cdot 3,8}{3,14 \cdot (0,044)^2 \cdot 3600} = 0,7 \text{ м / с.}$$

Фактическая скорость движения продукта по трубе составляет 0,7 м/с.

Определение коэффициента теплопередачи и частных коэффициентов теплоотдачи

Определяем коэффициент теплоотдачи α_1 от пара к горизонтальной трубе аппарата по формуле (4.14):

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot 0,964 \sqrt{\frac{0,687^3 \cdot 955,03^2 \cdot 2183,4 \cdot 9,81 \cdot 1000}{257,45 \cdot 10^{-6} (126,79 - 84,64) \cdot 0,05}} = 7265 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$$

Определяем поправочный коэффициент ε :

$$\varepsilon = \sqrt[8]{\left(\frac{0,678}{0,687}\right)^3 \cdot \frac{257,45 \cdot 10^{-6}}{347,9 \cdot 10^{-6}}} = 0,96$$

здесь $\lambda_{к ст}$ – теплопроводность конденсата, при температуре стенки, $\lambda_{к ст} = 0,678 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

$\mu_{к ст}$ – динамическая вязкость конденсата, при температуре стенки, $\mu_{к ст} = 347,9 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$;

Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке труб равен $7265 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Определяем коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки к продукту по формуле (4.15):

$$\alpha_2 = \frac{215 \cdot 0,508}{0,044} = 2482 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$$

где $\lambda_{пр}$ – теплопроводность продукта, $\text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

Определяем критерий Нуссельта Nu для турбулентного режима так как ($\text{Re} = 31753 > 10\,000$)

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot 31753^{0,8} \cdot 7,25^{0,43} = 215$$

Определяем коэффициент теплопередачи по формуле (4.17):

$$K = \frac{0,6}{\frac{1}{7265} + \frac{0,003}{17} + \frac{1}{2482}} = 837 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

где $\lambda_{ст}$ – теплопроводность стенки труб, Вт/(м·К), для хромоникелевых труб $\lambda_{ст} = 17$ Вт/(м·К);

φ – коэффициент, учитывающий влияние накипи на поверхности трубок при нагревании продукта (принимается $\varphi = 0,6$).

Определение площади поверхности теплообмена

Площадь поверхности теплообмена определяем из основного уравнения теплопередачи по формуле (4.18):

$$F = \frac{316025}{837 \cdot 78,4} = 4,82 \text{ м}^2.$$

Конструкторский расчет аппарата

Определяем площадь поперечного сечения одного хода по продукту по формуле (4.19):

$$S_x = \frac{3,8}{0,7 \cdot 3600} = 0,00151 \text{ м}^2.$$

Определяем число труб в одном ходу по формуле (4.20):

$$n_{1\text{хода}} = \frac{0,00151}{0,00152} = 1$$

где S_{1mp} – площадь поперечного сечения одной трубы, (м^2) определяем по формуле (4.21):

$$S_{1mp} = \frac{3,14 \cdot 0,044^2}{4} = 0,00152 \text{ м}^2.$$

Определяем длину пути продукта в трубках аппарата по формуле (4.22):

$$L = \frac{4,82}{3,14 \cdot 0,047 \cdot 1} = 32,7 \text{ м},$$

где d_{cp} – средний расчетный диаметр труб, (м) определяем по формуле (4.23):

$$d_{cp} = \frac{0,044 + 0,05}{2} = 0,047 \text{ м}.$$

Определяем число ходов по формуле (4.24):

$$Z = \frac{32,7}{1,7 \cdot 1} = 19$$

где l_{mp} – длина одной трубы, м (принимается $l_{mp} = 1,7$ м).

Определяем общее число труб в аппарате по формуле (4.25):

$$n_{общ} = 19 \cdot 1 = 19$$

$n_{общ}$ округлить до 7; 19; 37; 61; 91; 127; 187; 241; 301; 367; 439; 517; 613; 721 изменяя Z подбирая длину одной трубы l_{mp} .

Определяем диаметр аппарата (без теплоизоляции) по формуле (4.26):

$$D_m = (5 - 1) \cdot 0,06 + 4 \cdot 0,05 = 0,44 \text{ м},$$

где n – число труб по диагонали наибольшего многоугольника, выбрать в зависимости от $n_{\text{общ}}$;

$n_{\text{общ}}$	7	1	3	6	9	12	18	24	30	36	43	51	61	72
ш	9	7	1	1	7	7	1	1	7	9	7	3	1	
n	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29

t – шаг труб (расстояние между центрами труб), м. по формуле (4.27):

$$t = 1,2 \cdot 0,05 = 0,06 \text{ м}$$

Определяем расход пара (кг/ч) по формуле (4.28):

$$G_{\text{нас}} = \frac{1137688}{(2716,4 - 4,235 \cdot 105,7) \cdot 0,9} = 557 \text{ кг/ч},$$

где η – тепловой КПД аппарата (принимается равным 0,9);

Определяем диаметр патрубка, подводящего пар по формуле (4.29):

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 557}{3,14 \cdot 30 \cdot 1,366 \cdot 3600}} = 0,069 \text{ м},$$

где $v_{\text{нас}}$ – скорость движения пара, принимается 30 м/с;

Диаметр патрубка для конденсата по формуле (4.30):

$$d_{\text{конд}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 557}{3,14 \cdot 1,5 \cdot 955,03 \cdot 3600}} = 0,012 \text{ м},$$

где $v_{\text{конд}}$ – скорость движения конденсата (принимается равной от 1...2 м/с).

Трубы распределяем в трубной решетке способом по шестиугольнику.

5. ГОМОГЕНИЗАТОРЫ

Расчетные формулы

Производительность плунжерного гомогенизатора V , (м³/с) определяется по формуле:

$$V = 0,25 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot z \cdot \varphi, \quad (2.1)$$

где D и S – диаметр и ход плунжера, м;

n – частота вращения коленчатого вала, с⁻¹;

z – число плунжеров, шт.;

φ – объемный КПД насоса ($\varphi = 0,80 \dots 0,90$).

Наибольшая теоретическая скорость продукта v_1 , подвергающегося гомогенизации может быть вычислена по формуле, м/с:

$$v_1 = \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \quad (5.2)$$

где Δp – давление гомогенизации, Па;

ρ – плотность продукта, кг/м³ (см. приложение);

Несмотря на изменение скорости под клапаном и высоты клапанной щели при изменении давления гомогенизации, число Re для потока жидкости не зависит от давления гомогенизации и при работе с данным продуктом остается постоянным при любых режимах работы:

$$Re = \frac{v_1 \cdot 2 \cdot h}{\nu} = \frac{2 \cdot G}{\pi \cdot d \cdot \nu}, \quad (5.3)$$

где ν – кинематическая вязкость продукта, м²/с (см. приложение).

G – расход молока через клапан, м³/с;

$$G = V/z \quad (5.4)$$

d – внутренний диаметр клапанной щели, м.

Следовательно, число Re для потока в клапанной щели зависит от производительности машины, размеров клапана и вязкости жидкости. Обычно при работе гомогенизаторов число $Re = 25000 \dots 35000$. Из формулы (5.3) найдем внутренний диаметр клапанной щели:

$$d = \frac{2 \cdot G}{\pi \cdot Re \cdot \nu}. \quad (5.5)$$

Высота клапанной щели h при работе гомогенизатора нестабильна, не должна превышать 0,1 мм, зависит от расхода жидкости через клапан, размеров клапана, давления гомогенизации и вязкости жидкости. Ее можно определить по формуле:

$$h = \frac{G}{\pi \cdot d \cdot \mu \cdot v_1}, \quad (5.6)$$

где μ – коэффициент расхода при истечении через клапан (при давлении от 3 до 21 МПа, $\mu = 0,96 \dots 0,8$);

Проверяем число Рейнольдса для потока гомогенизируемого продукта по формуле (5.3).

Толщина тарелки клапана $h_{кл}$, м,

$$h_{кл} = 0,43 d_{кл} \sqrt{\frac{\Delta p}{[\sigma]}}, \quad (5.7)$$

где $[\sigma] = 240$ МПа – допускаемое напряжение для материала клапана;

$d_{кл}$ – диаметр клапана, м:

$$d_{кл} = \sqrt{1,27 \cdot \left(\Delta F + \frac{V}{v_0 \cdot z} \right)}, \quad (5.8)$$

где V – производительность гомогенизатора, м³/с;

v_0 – допускаемая скорость жидкости в канале седла, м/с – (для всасывающего клапана 2 м/с, а для нагнетательного 5...8 м/с);

ΔF – площадь сечения хвостовика, м²:

$$\Delta F = \pi \cdot r_k^2, \quad (5.9)$$

здесь r_k – радиус хвостовика, м, $r_k = (4 \dots 5) \cdot 10^{-3}$ м.

Принимаем толщину тарелки клапана $h_{кл} = \text{_____}$ мм

Расчет предохранительных клапанов можно свести к определению проходного сечения седла клапана с учетом вязкости обрабатываемой жидкости. Для маловязких жидкостей (молоко, соки) диаметр, проходного сечения седла определяется по формуле, м:

$$D_c = \frac{\sqrt{V}}{\sqrt[4]{(\Delta p - p_e) / \delta_e}}, \quad (5.10)$$

где p_e – давление всасывания, МПа ($p_e = 0,2$ МПа);

δ_e – отношение плотности перекачиваемой жидкости и воды (для молока $\delta_e = 1,03$).

Мощность N необходимую для работы гомогенизатора, определяют по формуле для расчета мощности насосов, кВт:

$$N = \frac{\eta_a \cdot V \cdot \Delta p}{1000 \cdot \eta}, \quad (5.11)$$

где η_a – коэффициент запаса мощности ($\eta = 1,5 \dots 2$).

η – механический КПД гомогенизатора ($\eta = 0,75 \dots 0,85$).

При гомогенизации часть механической энергии превращается в теплоту, вследствие чего происходит повышение температуры гомогенизируемого продукта, Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta p}{\rho \cdot c}, \quad (5.12)$$

где c – удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);

ρ – плотность, кг/м³.

Пружина гомогенизирующей головки должна быть достаточно жесткой, чтобы обеспечить необходимое давление гомогенизации.

При расчете задаются индексом пружины $C_n = 4 \dots 5$.

Рассчитывают поправочный коэффициент:

$$k = \frac{4 \cdot C_n + 1}{4 \cdot C_n - 4}, \quad (5.13)$$

Усилие пружины P , Н определяют по формуле:

$$P = f \cdot \Delta p, \quad (5.14)$$

где f – площадь сечения канала перед клапаном, м²

$$f = \pi \cdot d^2 / 4$$

На основании рассчитанных значений, определяют диаметр проволоки пружины:

$$d_{np} = \sqrt{\frac{8 \cdot k \cdot P \cdot C_n}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (5.15)$$

где $[\tau]$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа. ($[\tau] = 300 \dots 600$ МПа).

Принимаем диаметр проволоки пружины $d_{np} = \text{_____}$ мм.

Средний диаметр витков пружины:

$$D = d_{np} \cdot C_n \quad (5.16)$$

Количество витков пружины гомогенизатора $n = 4 \dots 6$

Средний диаметр жировых шариков d_{cp} в диапазоне изменения давления от 2,0 до 20,0 МПа определяется по формуле Н.В. Барановского, мкм:

$$d = \frac{3,8}{\sqrt{\Delta p}}, \quad (5.17)$$

где Δp – давление гомогенизации, МПа;

Основные правила безопасности эксплуатации оборудования для дробления жировых частиц

Электродвигатели гомогенизаторов и пусковая аппаратура должны быть надежно заземлены. Состояние заземления необходимо систематически проверять.

Приводы гомогенизаторов должны иметь защитные кожухи. Запрещается производить ремонт, смазку и мойку гомогенизатора во время его работы.

Перед работой необходимо проверять исправность предохранительного клапана и осуществлять его регулирование на максимально допустимое рабочее давление.

Рабочее давление гомогенизации не должно превышать паспортного значения.

Перед включением электродвигателя гомогенизатора необходимо пустить воду для охлаждения плунжеров.

Гомогенизатор необходимо останавливать только после разжатия до отказа пружины гомогенизирующей головки.

Задачи

1. Определить производительность трехплунжерного гомогенизатора, если диаметр плунжера $D = 25$ мм, ход плунжера $S = 80$ мм, угловая скорость эксцентрикового вала $\omega = 17,8$ рад/с, коэффициент заполнения рабочего объема насосов $\varphi = 0,8$. Определить давление гомогенизации, необходимое для получения молока со средним размером жирового шарика $d = 0,8$ мкм.

2. Определить производительность гомогенизатора и потребляемую им мощность, если число плунжеров $z = 4$, диаметр плунжеров $D = 35$ мм, угловая скорость вала $n = 140$ об/мин, коэффициент заполнения объема насосов $\varphi = 0,85$, температура гомогенизируемого молока $t = 60^\circ \text{C}$, рабочее давление $p = 20$ МПа, механический к. п. д. гомогенизатора $\eta = 0,73$.

3. Определить средний размер жировых частиц молока, гомогенизированного при давлении $p = 18$ МПа и температуре $t = 60^\circ \text{C}$.

4. Какое число оборотов должен делать эксцентриковый вал гомогенизатора, чтобы обеспечивать производительность $V = 1$ м³/ч при числе плунжеров $z = 3$, диаметре плунжера $D = 25$ мм, ходе плунжера $S = 75$ мм и коэффициенте заполнения насосов $\varphi = 0,85$.

5. Из условий предыдущей задачи определить мощность, потребляемую гомогенизатором из электросети, если давление гомогенизации $p = 20$ МПа, гомогенизатор получает молоко по закрытому трубопроводу из танка, расположенного выше на $H = 10$ м, механический к. п. д. гомогенизатора — $\eta_{max} = 0,8$, к.п.д. электродвигателя $\eta_{дв} = 0,83$.

6. Определить, какое максимальное давление может развить гомогенизатор при следующей технической характеристике: число плунжеров $z = 3$, их диаметр $D = 34$ мм, ход плунжера $S = 80$ мм, угловая скорость вала $\omega = 11,8$ рад/с, механический к. п. д. гомогенизатора $\eta = 0,75$, коэффициент заполнения $\varphi = 0,87$, мощность электродвигателя $N = 11,8$ кВт.

Индивидуальное задание 5.1

Определить гидродинамические параметры потока жидкости и характеристики гомогенизатора. Данные для расчета приведены в таблице 5.1. Продукт молоко.

Исходные данные к заданию 5.1

Последняя цифра шифра	Диаметр плунжера, D , мм	Ход плунжера, S , мм	Частота вращения коленчатого вала, n , c^{-1}	Предпоследняя цифра шифра	Температура продукта, $t_{пр}$, $^{\circ}C$	Давление гомогенизации Δp , МПа
1	30	40	5,65	1	60	19,5
2	28	45	4,33	2	62	19,4
3	26	50	4,81	3	64	20
4	32	55	5,45	4	66	19,6
5	30	60	4,68	5	64	19,9
6	28	50	4,76	6	62	19,4
7	26	54	4,95	7	60	19,7
8	34	40	5,78	8	63	20
9	26	60	4,61	9	61	19,2
0	32	56	5,34	0	64	20

ПРИМЕЧАНИЕ: Количество плунжеров принять $z = 3$ шт.

Пример выполнения задания 5.1

Исходные данные:

$D=25$ мм; $S=65$ мм; $n = 4,36$ c^{-1} ; $z = 3$; $\Delta p = 21$ МПа; $t_{np}=55^{\circ}C$.

Определяем производительность плунжерного гомогенизатора V , (m^3/c) определяется по формуле (5.1):

$$V = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,025^2 \cdot 65 \cdot 4,36 \cdot 3 \cdot 0,85 = 0,000355 \text{ м}^3/\text{с}$$

где φ – объемный КПД насоса ($\varphi = 0,85$).

Определяем теоретическую скорость продукта v_1 , подвергающегося гомогенизации по формуле (5.2):

$$v_1 = \sqrt{2 \frac{21}{1014}} = 203,5 \text{ м} / \text{с}$$

где ρ – плотность продукта, $кг/м^3$ ($\rho = 1014$ $кг/м^3$);

Определяем расход молока G ($\text{м}^3/\text{с}$) через клапан по (5.4):

$$G=0,000355/3=0,0001182 \text{ м}^3/\text{с}$$

Принимая число $\text{Re} = 2500$. Из формулы (5.3) найдем внутренний диаметр клапанной щели:

$$d = \frac{2 \cdot 0,0001182}{3,14 \cdot 25000 \cdot 0,76 \cdot 10^{-6}} = 0,004 \text{ м.}$$

Определяем высоту клапанной щели по формуле (5.6):

$$h = \frac{0,0001182}{3,14 \cdot 0,004 \cdot 0,8 \cdot 203,5} = 0,00006 \text{ м,}$$

где μ – коэффициент расхода при истечении через клапан ($\mu = 0,8$);

Проверяем число Рейнольдса для потока гомогенизируемого продукта по формуле (5.3):

$$\text{Re} = \frac{2 \cdot 0,000182}{3,14 \cdot 0,004 \cdot 0,76 \cdot 10^{-6}} = 31250.$$

Определяем площадь сечения хвостовика ΔF , м^2 по формуле (5.9):

$$\Delta F = 3,14 \cdot (5 \cdot 10^{-3})^2 = 0,0000785 \text{ м}^2$$

здесь r_k – радиус хвостовика, м, ($r_k = 5 \cdot 10^{-3}$ м).

Определяем диаметр клапана $d_{кл}$, м по формуле (5.8):

$$d_{кл} = \sqrt{1,27 \cdot \left(0,0000785 + \frac{0,000355}{5 \cdot 3} \right)} = 0,013 \text{ м,}$$

где v_d – допустимая скорость жидкости в канале седла, м/с ($v_d = 5$ м/с);

Определяем толщину тарелки клапана $h_{кл}$, м по формуле (5.7)

$$h_{кл} = 0,43 \cdot 0,013 \cdot \sqrt{\frac{21}{240}} = 0,002 \text{ м,}$$

где $[\sigma] = 240$ МПа – допускаемое напряжение для материала клапана;

Принимаем толщину тарелки клапана $h_{кл} = 2$ мм.

Определяем диаметр, проходного сечения седла определяется по формуле (5.10):

$$D_c = \frac{\sqrt{0,000355}}{\sqrt[4]{(21 - 0,2)/1,03}} = 0,009 \text{ м,}$$

где p_s – давление всасывания, МПа ($p_s = 0,2$ МПа);

δ_e – отношение плотности перекачиваемой жидкости и воды (для молока $\delta_e = 1,03$).

Определяем мощность N необходимую для работы гомогенизатора, по формуле (5.11):

$$N = \frac{1,8 \cdot 0,000355 \cdot 21 \cdot 10^6}{1000 \cdot 0,85} = 15,8 \text{ кВт,}$$

где η_a – коэффициент запаса мощности ($\eta = 1,8$).

η – механический КПД гомогенизатора ($\eta = 0,85$).

Определяем повышение температуры гомогенизируемого продукта, Δt

по (5.12):

$$\Delta t = \frac{21 \cdot 10^6}{1014 \cdot 3867} = 5,4^\circ\text{C},$$

где c – удельная теплоемкость, Дж/(кг·К), ($c = 3867$ Дж/(кг·К));

Пружина гомогенизирующей головки должна быть достаточно жесткой, чтобы обеспечить необходимое давление гомогенизации.

Задаемся индексом пружины $C_n = 4$.

Рассчитываем поправочный коэффициент по (5.13):

$$k = \frac{4 \cdot 4 + 1}{4 \cdot 4 - 4} = 1,42.$$

Определяем площадь сечения канала перед клапаном f , м²:

$$f = 3,14 \cdot 0,004^2 / 4 = 0,0000123 \text{ м}^2$$

Усилие пружины P , Н определяем по формуле (2.14):

$$P = 0,0000123 \cdot 21 \cdot 10^6 = 259 \text{ Н}.$$

На основании рассчитанных значений, определяем диаметр проволоки пружины по (2.15):

$$d_{np} = \sqrt{\frac{8 \cdot 1,42 \cdot 259 \cdot 4}{3,14 \cdot 300}} = 3,54 \text{ мм}$$

где $[\tau]$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа. ($[\tau] = 300$ МПа).

Принимаем диаметр проволоки пружины $d_{np} = 4$ мм.

Средний диаметр витков пружины по (2.16):

$$D = 4 \cdot 4 = 16 \text{ мм}$$

Количество витков пружины гомогенизатора $n = 4 \dots 6$

Определяем средний диаметр жировых шариков d_{cp} по формуле Н.В. Барановского, мкм (2.17):

$$d = \frac{3,8}{\sqrt{21}} = 0,83 \text{ мкм}$$

6. РАСПЫЛИТЕЛЬНАЯ СУШИЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Расчетные формулы

6.1. Материальный расчёт

6.1.1 Массовый расход удалённой влаги W , кг/ч:

$$W = G_1 \cdot \frac{u_1 - u_2}{100 - u_2} \quad (6.1)$$

6.1.2 Производительность сушилки по сухому молоку G_2 , кг/ч:

$$G_2 = G_1 \cdot \frac{100 - u_1}{100 - u_2} \quad (6.2)$$

6.1.3 Проверка по расходу удалённой влаги W , кг/ч:

$$W = G_1 - G_2 \quad (6.3)$$

6.1.4 Используя $I-x$ – диаграмму Рамзина для влажного воздуха, определяем начальное (x_0) и конечное (x_2) влагосодержание воздуха, а также характерные энтальпии. На пересечении линий t_0 и ϕ_0 находим точку А, характеризующую начальное состояние наружного воздуха. Из точки А, опустив перпендикуляр на ось x находим значение x_0 , кг/кг. Через точку А проходит линия постоянной энтальпии (изоэнтальпа) I_0 , кДж/кг. Из точки А, поднявшись по перпендикуляру до пересечения с изотермой $t_1^\circ\text{C}$, находим точку В характеризующую состояние воздуха на выходе из калорифера перед подачей в сушильную камеру. От точки В движемся вниз по изоэнтальпе I_1 , кДж / кг до пересечения с изотермой t_2 , получив точку С. Из точки С, опустив перпендикуляр на ось x , находим значение x_2 кг/кг.

6.1.5 Определяем теоретический удельный расход воздуха ℓ_0 в сушилке.

$$\ell_0 = \frac{1}{x_2 - x_0} \quad (6.4)$$

6.1.6 Рассчитываем теоретический расход воздуха в сушилке (L , кг/ч).

$$L = \ell_0 \cdot W, \text{ кг/ч} \quad (6.5)$$

6.2 Тепловой расчет

6.2.1 Составляем уравнение теплового баланса для сушильной камеры.

$$L \cdot I_1 + G_1 \cdot c_1 \cdot T_1 = L \cdot I_2 + G_2 \cdot c_2 \cdot T_2 + Q_n \quad (6.6)$$

где Q_n – тепловые потери, которые с учётом правильно наложенной изоляции принимаем 5% от теплоты, поступившей с горячим воздухом.

$$Q_n = 0,05 \cdot L \cdot I_1 \quad (6.7)$$

T_1 – температура молока, поступающего в сушильную камеру, (принимаем $T_1 = 60^\circ\text{C}$);

T_2 – температура сухого порошкообразного молока, выходящего из сушильной камеры, $^\circ\text{C}$.

Определяем значения удельных теплоемкостей $c_1 - c_2$ (кДж/кг $\cdot^\circ\text{C}$).

6.2.2 Из уравнения теплового баланса определяем затраты тепла на сушку в сушильной камере ($\sum Q$) и тепловую поправку (Δ) на действительный тепловой процесс.

$$L \cdot I_2 - L \cdot I_1 = G_2 \cdot c_2 \cdot T_2 - G_1 \cdot c_1 \cdot T_1 + Q_n \quad (6.8)$$

$$\begin{aligned} L \cdot (I_2 - I_1) &= G_2 \cdot c_2 \cdot T_2 - G_1 \cdot c_1 \cdot T_1 + Q_n \\ [L \cdot (I_2 - I_1)] / W &= (G_2 \cdot c_2 \cdot T_2 - G_1 \cdot c_1 \cdot T_1 + Q_n) / W \\ G_2 \cdot c_2 \cdot T_2 - G_1 \cdot c_1 \cdot T_1 + Q_n &= \sum Q \end{aligned} \quad (6.9)$$

$$\Delta = \sum Q / W \quad (6.10)$$

или

$$L \cdot (I_2 - I_1) = \Delta \quad (6.11)$$

где $\sum Q$ – алгебраическая сумма теплот в сушильной камере, кВт.

Δ — тепловая поправка на действительный (реальный) сушильный процесс, кДж/кг.

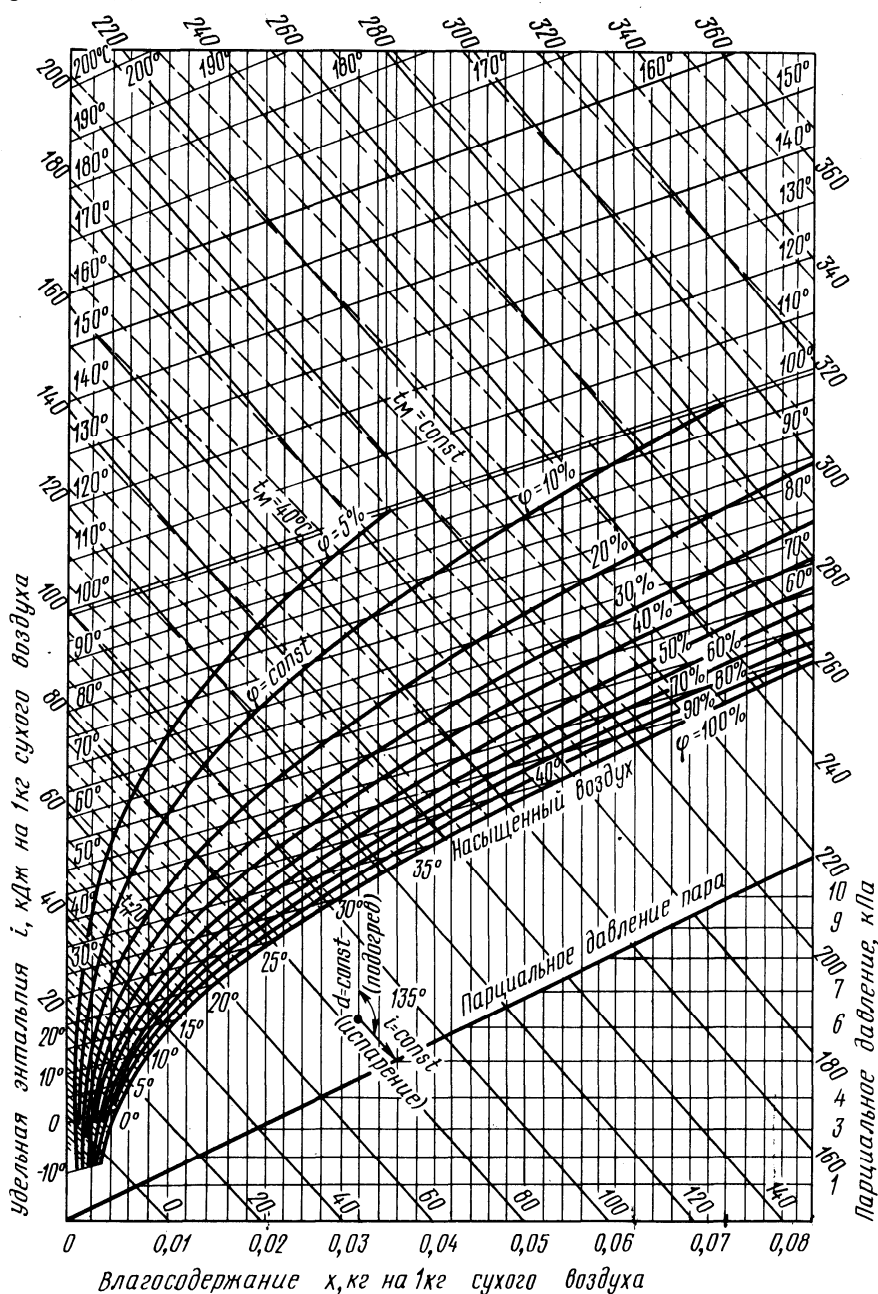


Рис. 6.1. Диаграмма Рамзина $I-x(d)$ для влажного воздуха

Определяем действительную энтальпию воздуха I_2 (кДж/кг) из выражения (6.11):

$$I_2 = I_1 + \Delta I \quad (6.12)$$

6.2.3. Корректируем расход воздуха на действительный сушильный процесс.

Находим точку C_1 на пересечении изоэнтальпы I_2 и изотермы t_2 . Соединяем прямой точки В и C_1 . Имеем ломаную линию ABC_1 . Характеризующую действительный сушильный процесс. Из точки C_1 , опустив перпендикуляр на ось x , определяем действительное влагосодержание воздуха на выходе из сушильной камеры x_2 , кг/кг.

Тогда действительный удельный расход воздуха определится:

$$l = \frac{1}{x_2 - x_0} \quad (6.13)$$

6.2.4. Рассчитываем действительный расход воздуха (кг/с) в сушилке.

$$L = l \cdot W \quad (6.14)$$

6.3 Геометрический расчёт

Целью расчёта является определение основных габаритных размеров сушильной башни (камеры). Сушилка имеет цилиндрическо-коническую полую форму. Основной технологический объём - внутренний объём цилиндрической камеры, в котором происходит непосредственная сушка жидкого продукта при диспергировании (распылении). В верхней части внутреннего объёма установлен привод с распыливающим диском. Сухой горячий воздух подаётся снизу под диск при помощи завихривающей головки, соединённой с воздухопроводами.

6.3.1 Определяем объём сушильной камеры V_κ , м³:

$$V_\kappa = \frac{W}{A}. \quad (6.15)$$

6.3.2 Определяем скорость воздуха по эмпирической формуле v_κ , м/с:

$$v_\kappa = 0,0127 \cdot \sqrt{W}. \quad (6.16)$$

6.3.3 Площадь сечения сушильной камеры (F_κ) определяем из уравнения расхода:

$$F_\kappa = \frac{V_\kappa}{v_\kappa} = \frac{L}{\rho_\kappa \cdot v_\kappa}. \quad (6.17)$$

где ρ_κ – плотность нагретого воздуха, поступающего из калорифера, кг/м³.

6.3.4 Определяем диаметр камеры (D_κ) по пропускной способности воздушного потока

$$D_\kappa = \sqrt{\frac{4 \cdot F_\kappa}{\pi}}. \quad (6.18)$$

6.3.5 Высота сушильной камеры при геометрическом коэффициенте $K=1,5$:

$$H_{\kappa} = 1,5 \cdot D_{\kappa} \quad (6.19)$$

6.3.6 Объём сушильной камеры (V_{κ})

$$V_{\kappa} = \frac{\pi \cdot D_{\kappa}^2}{4} \cdot H_{\kappa} \quad (6.20)$$

6.4. Расчет параметров распыла

При распылении жидкого продукта при помощи быстровращающегося диска необходимо рассчитать радиус факела распыливаемой жидкости. Радиус распыла должен быть меньше радиуса сушильной камеры. Для нормального протекания процесса сушки. Если данное соотношение не выполняется, то необходимо выполнить перерасчёт диаметра камеры.

6.4.1 Определяем диаметр капель при распылении (d) диском

$$d = 98,5 \cdot \frac{1}{n} \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_1 \cdot R_d \cdot g}} \quad (6.21)$$

где n – частота вращения диска, мин^{-1} ; $n = 6000 \dots 25000 \text{ мин}^{-1}$; принимаем $n = 10000 \text{ мин}^{-1}$.

R_d – радиус диска, м;

σ – коэффициент поверхностного натяжения продукта, Н/м.

По начальной температуре продукта T_1 °С находим в таблице приложения значение σ в Н/м.

Диаметры дисков распылительных сушилок в мм: 60; 78; 120; 128; 152; 178; 180; 210; 220; 250; 270; 280; 300; 320

6.4.2 Диаметр капель по формуле Андреева (d)

$$d = \frac{0,0425}{\sqrt[3]{\rho_1 \cdot v_n^2}} \quad (6.22)$$

где v_n – средняя скорость капли при n , мин^{-1} и D м.

$$v_n = (\pi \cdot D \cdot n) / 60$$

ρ_1 – начальная плотность сгущенного молока, подаваемого в каналы диска, ($\rho_1 = 1080 \text{ кг/м}^3$).

6.4.3 Рассчитываем радиус факела распыла R_{ϕ}

$$R_{\phi} = \frac{27,7 \cdot d \cdot \rho_{cp} \cdot \lg \frac{v_n}{v_{\kappa}}}{c \cdot \rho_s} \quad (6.23)$$

где ρ_{cp} – средняя плотность продукта при распылении, кг/м^3 :

$$\rho_{cp} = 0,5 \cdot (\rho_1 + \rho_2),$$

v_n – начальная скорость, м/с;

$v_{\kappa} = 0,4 \text{ м/с}$ – конечная рекомендуемая скорость.

4.4 Диаметр факела распыла с учетом диаметра диска

$$D_{\phi} = 2 \cdot R_{\phi} + D \quad (6.24)$$

Проверяют соотношение

$$D_k > D_\phi$$

3.4.5 Высоту конической части сушильной камеры выбираем согласно принятым соотношениям для сушилок:

$$H_{кон} = 0,4 \cdot H \quad (6.25)$$

6.4.6 Полная высота сушильной камеры

$$H = H_{кон} + H_k \quad (6.26)$$

6.5 Расчет калорифера

Сушильная установка комплектуется необходимым оборудованием, в том числе калориферами для подогрева воздуха. В настоящее время, в основном, применяют пластинчатые калориферы, обогреваемые паром или водой. Цель расчета – определение площади теплопередачи калорифера и его типоразмера по каталогу.

6.5.1 Рассчитываем тепловую нагрузку калорифера (Q_k)

$$Q_k = L \cdot (I_l - I_0). \quad (6.26)$$

6.5.2 Определяем коэффициент теплопередачи K для пластинчатого калорифера (КФСО или КФБО).

$$K = 10 \cdot (\rho v_k)^{0,68} \quad (6.27)$$

где ρv_k – массовая скорость воздуха в калорифере: согласно рекомендациям принимаем $\rho v_k = 5 \dots 15$ кг/(м²·с) в зависимости от скорости движения воздуха в калорифере.

6.5.3 Рассчитываем среднюю логарифмическую разность температур греющего пара и воздуха в калорифере (Δt) при противотоке.

Температуру пара (t_n) принимаем выше конечной температуры воздуха (t_1) с учетом низкой теплопроводности воздуха:

$$t_n = t_1 + (20 \dots 30)^\circ\text{C} \quad (6.28)$$

Большая разность температур:

$$\Delta t_\delta = t_n - t_0.$$

Меньшая разность температур:

$$\Delta t_m = t_n - t_1.$$

Тогда

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_m}}; \quad (6.29)$$

6.5.4 Определяем площадь теплопередачи (F) калорифера.

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (6.30)$$

6.5.5 Анализируя параметры калориферов КФСО и КФБО из таблиц приложения, принимаем число калориферов n , тогда площадь одного калорифера:

$$F_k = F/n \quad (6.31)$$

6.5.6 Выбираем по таблице Приложения **н** калориферов модели КФСО или КФБО с характерными параметрами:

Площадь теплопередачи F_k ,

Живое сечение калорифера f_k

Опытные коэффициенты: b, n, e, m .

Расчетные коэффициенты: $M, S, 1/(m+1)$

6.5.7 Определяем количество параллельно установленных калориферов:

$$z_y = L / f_k \cdot \rho v \quad (6.32)$$

6.5.8 Определяем количество последовательно установленных калориферов:

$$z_x = F / F_k \cdot z_y \quad (6.33)$$

6.5.9 Установочная поверхность теплопередачи калориферной станции:

$$F_{ycm} = F_k \cdot z_x \cdot z_y \quad (6.34)$$

6.5.10 Сопротивление (потери напора) калорифера h_k

$$h_k = e \cdot (\rho v)^m \quad (6.35)$$

6.5.11 Сопротивление (потери напора) калориферной станции h_{k0}

$$h_{k0} = h_k \cdot x \quad (6.36)$$

6.5.12 Уточняем скорость воздуха, проходящего через калориферную станцию v_k^*

$$v_k^* = V_c / f_k \quad (6.37)$$

6.5.13 Уточняем коэффициент теплопередачи калориферной станции для пластинчатых калориферов КФБО и КФСО:

$$K = 10 \cdot (\rho_{cp} \cdot v_k^*)^{0,68} \quad (6.38)$$

где ρ_{cp} – средняя плотность воздуха в сушилке, принимаемая при t_0 и t_1 .

6.6 Расчет вентилятора

Помимо калорифера сушильная установка комплектуется вторым вспомогательным оборудованием – вентилятором для подачи наружного (свежего) воздуха, который проходит через калорифер, сушильную камеру и пылеулавливающие устройства.

Цель расчёта – определение потерь напора, избыточного давления, мощности вентилятора (вентиляторной станции) и подбор его по каталогу.

Объёмный расход воздуха берётся для летних условий (определён выше в тепловом расчёте).

6.6.1 Определяем диаметр воздуховода, исходя из рекомендуемой технологической средней скорости воздуха $v_b = 5 \dots 12$ м/с. Принимаем $v_b = 10$ м/с.

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V_c}{\pi \cdot v_b}} \quad (6.39)$$

6.6.2 Потери давления в воздуховодах (Δp_6):

$$\Delta p_{\text{в}} = \frac{\rho_{\text{сп}} \cdot v_{\text{в}}^2}{2}. \quad (6.40)$$

6.6.3 Потери давления в сушильной камере принимаем согласно опытным данным для распылительных дисковых сушилок $\Delta p_{\text{вк}} = 1000$ Па. Потери напора в калорифере рассчитаны ранее $h_{\text{кф}}$. Тогда потери давления в калорифере:

$$\Delta p_{\text{к}} = \rho_{\text{вк}} \cdot g \cdot h_{\text{к}} \quad (6.41)$$

6.6.4 Полные потери давления в сушильной установке:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{в}} + \Delta p_{\text{вк}} + \Delta p_{\text{к}} \quad (6.42)$$

6.6.5 Полезная мощность вентилятора ($N_{\text{в}}$):

$$N_{\text{в}} = \Delta p \cdot V_{\text{в}} \quad (6.43)$$

6.6.6 Полная мощность вентилятора (мощность электродвигателя) (N):

$$N = N_{\text{в}} / \eta \quad (6.44)$$

6.6.7 Выбираем по таблице Приложения вентилятор определенного типа. По характеристике при Δp и $V_{\text{в}}$ находим номер вентилятора № с частотой вращения n , мин⁻¹.

6.7 Определение мощности приводов

Потребная мощность на вращение диска в дисковых сушилках определяется по формуле

$$N = \frac{(k_0 \cdot D^2 \cdot \omega_{\text{ок}} + 0,37m_1) \cdot 10^{-4} \omega_{\text{ок}}}{\eta_{\text{м}}}, \quad (6.45)$$

где k_0 – опытный коэффициент, равный 35...55;

D – диаметр диска, м;

$\omega_{\text{ок}}$ – окружная скорость диска, м/с;

$\eta_{\text{м}}$ – механический к. п. д.

Мощность, необходимая на вращение вальцов в вальцовых сушилках, находится по формуле

$$N = \frac{\pi \cdot D \cdot n \cdot l \cdot P \cdot z (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)}{60 \cdot 1000 \eta_{\text{м}}}, \quad (6.46)$$

где D – диаметр вальцов, м;

n – число оборотов вальцов, об/мин;

l – длина ножа, см;

P – сила, необходимая для срезания пленки, Н/м;

$\eta_{\text{м}}$ – механический к. п. д., равный 0,75;

α – угол наклона ножа к касательной вальца 30...45°;

z – число вальцов;

μ – коэффициент трения, равный 0,18.

Мощность насоса при форсуночном распылении рассчитывается по формуле:

$$N = \frac{m_1 \cdot \Delta p \cdot 10^{-3}}{\rho_{\text{жс}} \cdot \eta_{\text{м}}},$$

где m_l – масса жидкости, кг/с;
 Δp – перепад давлений, Па;
 η_m – механический к. п. д., равный 0,7...0,85.

Основные правила безопасности эксплуатации оборудования для производства сухих молочных продуктов

К обслуживанию оборудования для производства сухих молочных продуктов допускаются лица, прошедшие специальное обучение и знающие устройство и правила эксплуатации оборудования.

Перед началом работы необходимо проверить все механизмы и подготовить рабочее место. Регулировку, смазку и ремонт машин проводят только после полной остановки оборудования и его охлаждения. При работе на вальцовых сушилках необходимо следить за давлением пара, поступающего через полые цапфы в вальцы. Утечка пара через цапфы недопустима. Над сушилкой должен быть вытяжной зонт. Необходимо следить за тем, чтобы капли конденсата с зонта не падали на горячие вальцы.

Во время работы запрещается открывать транспортеры и элеватор, чистить шнеки, разбирать мельницу для размола сухой пленки. При эксплуатации форсуночной сушилки необходимо следить, чтобы воздухо-, молоко- и паропроводы были герметичны и собраны с установкой соответствующих прокладок. Двери башни должны герметически закрываться и иметь надежный затвор. Насос высокого давления должен быть снабжен вентилем регулировки давления и на нагнетательной стороне иметь предохранительный клапан. Вход в сушильную башню разрешается только при нерабочем состоянии установки, когда температура внутри не выше 30 °С.

Для осмотра башни и при производстве ремонтных работ внутри нее допускается применение переносных электрических ламп напряжением не более 12 В.

Температура воздуха, поступающего в башню, не должна превышать 165 °С, а выходящего из сушилки – не выше 85 °С. Чистка шнека и шнекового желоба и очистка фильтров для наружного воздуха должны проводиться после остановки сушилки и вентиляторов.

Очистка и мойка установки должны осуществляться только после прекращения работы всех без исключения агрегатов, входящих в установку, а также после перекрытия запорной арматуры на трубопроводах.

При обслуживании дисковых распылительных установок для регулировки частоты вращения диска паровая турбина должна иметь специальное быстрозапорное приспособление.

Задачи

1. В камерной сушилке сушится казеин. Сушилка работает с рециркуляцией воздуха. Определить длительность сушки одной загрузки сырого казеина и расход пара, если сушилка имеет 45 рам размером $0,8 \times 1,2$ м.

2. В барабанной сушилке сушится молочный сахар с начальной влажностью 40% и конечной влажностью 8%. Определить длительность сушки одной загрузки сырого молочного сахара $m_1 = 40$ кг и расход пара.

3. Двухвальцовая сушилка имеет размер вальцов $D = 800$ мм и $l = 1000$ мм. Сыворотка высушивается от начальной влажности 65% до конечной. Определить производительность такой сушилки по готовому продукту, расход пара на сушку и мощность электродвигателя.

4. Форсуночная сушилка имеет размер сушильной камеры $D = 5,5$ м и $H = 7$ м. Подача воздуха осуществляется сверху. Сушилка с циклонной очисткой воздуха. Определить производительность такой сушилки по сухому порошку, если высушивается сгущенное молоко с начальной влажностью 60% до конечной влажности 4 %. Определить удельный расход пара и мощность плунжерного насоса.

Индивидуальное задание 6.1

Рассчитать распылительную дисковую сушилку непрерывного действия. Исходные данные приведены в таблице

Исходные данные к заданию 6.1

Последняя цифра шифра	Влажный продукт	G_1 , кг/ч	u_1 , %	u_2 , %	φ_0 , %	Предпоследняя цифра шифра	Температура воздуха			A , кг/м ³ ·ч
							t_0 , °C	t_1 , °C	t_2 , °C	
1	молоко	770	48	2,5	55	1	15	180	90	4,5
2	сливки	250	40	2	60	2	20	140	70	2,5
3	молоко	750	59	4	65	3	25	135	65	3,5
4	сливки	730	49	2,8	70	4	18	170	80	4
5	молоко	400	42	2,2	75	5	15	145	75	3
6	сливки	500	54	3,5	55	6	22	140	75	4,2
7	молоко	550	55	2,5	65	7	20	160	85	4
8	сливки	600	39	2,1	70	8	12	130	60	2,5
9	молоко	430	55	3,6	45	9	15	130	65	4
0	сливки	350	57	3	40	0	10	165	85	2,7

Пример расчета распылительной сушильной установки

Исходные данные для расчета

1 Массовая производительность установки по поступающему молоку

$G = 500$ кг/ч.

2 Содержание влаги в молоке

начальное $u_1 = 50\%$

конечное $u_2 = 3\%$

3 Температура наружного воздуха

$t_0 = 15$ °C

4 Температура воздуха после калорифера

$t_1 = 150$ °C

5 Температура воздуха на выходе из сушилки

$t_2 = 80$ °C

6 Относительная влажность наружного воздуха

$\phi_0 = 60\%$

7 Напряжение объема сушилки по влаге

$A = 3,0$ кг/м³ · ч

Материальный расчёт

Определяем массовый расход удалённой влаги (W) по (6.2):

$$W = 500 \cdot \frac{50 - 3}{100 - 3} = 242,3 = 0,0673 \text{ кг/с}$$

Определяем производительность сушилки по сухому молоку (G_2) по (6.3):

$$G_2 = 500 \cdot \frac{100 - 50}{100 - 3} = 257,7 = 0,0716 \text{ кг/с}$$

Проверяем расход удалённой влаги (W) по (6.4):

$$W = 500 - 257 = 242,3 = 0,0673 \text{ кг/с}$$

$$G_1 = 500 = 0,139 \text{ кг/с}$$

Используя $I - x$ – диаграмму Рамзина для влажного воздуха, определяем начальное (x_0) и конечное (x_2) влагосодержания воздуха, а также характерные энтальпии. На пересечении линий t_0 и ϕ_0 находим точку **A**, характеризующую начальное состояние наружного воздуха. Из точки **A**, опустив перпендикуляр на ось x , находим значение $x_0 = 0,0064$ кг/кг. Через точку **A** проходит линия постоянной энтальпии (изоэнтальпа) $I_0 = 31,4$ кДж/кг. Из точки **A**, поднявшись по перпендикуляру до пересечения с изотермой $t_1 = 150$ °C, находим точку **B**, характеризующую состояние воздуха на выходе из калорифера перед подачей в сушильную камеру. От точки **B** движемся вниз по изоэнтальпе $I_1 = 170$ кДж/кг до пересечения с изотермой $t_2 = 80$ °C, получив точку **C**. Из точки **C**, опустив перпендикуляр на ось x , находим значение $x_2 = 0,0317$ кг/кг.

Определяем теоретический удельный расход воздуха l_0 в сушилке по (6.5):

$$l_0 = \frac{1}{0,0317 - 0,0064} = 39,5 \text{ кг/кг}$$

Рассчитываем теоретический абсолютный расход воздуха в сушилке по (6.6):

$$L = 39,5 \cdot 0,0673 = 2,658 \text{ кг/с} = 9569 \text{ кг/ч.}$$

Тепловой расчет

Составляем уравнение теплового баланса для сушильной камеры по (6.7):

$$L \cdot I_1 + G_1 \cdot c_1 \cdot T_1 = L \cdot I_2 + G_2 \cdot c_2 \cdot T_2 + Q_n$$

где Q_n – тепловые потери, которые с учётом правильно наложенной изоляции принимаем 5% от тепла, поступившего с горячим воздухом по (6.8):

$$Q_n = 0,05 \cdot 2,658 \cdot 170 = 22,6 \text{ кВт}$$

здесь T_1 – температура молока, поступающего в сушильную камеру, $T_1 = 60^\circ\text{C}$;

T_2 – температура сухого порошкообразного молока, выходящего из сушильной камеры, $T_2 = 80^\circ\text{C}$.

Определяем для молока значения теплоемкостей $c_1 = 2918 \text{ кДж / кг} \cdot ^\circ\text{C}$; $c_2 = 1968 \text{ кДж / кг} \cdot ^\circ\text{C}$.

Рассчитываем ΣQ по (6.10):

$$\Sigma Q = 0,071 \cdot 1,968 \cdot 80 - 0,139 \cdot 2,918 \cdot 60 + 22,6 = 9,442 \text{ кДж/с}$$

Рассчитываем тепловую поправку Δ по (6.11):

$$\Delta = 9,442 / 0,0673 = 140,3 \text{ кДж / кг}$$

Определяем I_2 по (6.12):

$$I_2 = 170 + 140,3 / 39,5 = 173,5 \text{ кДж / кг}$$

Действительный удельный расход воздуха определяем по (6.13):

$$l = \frac{1}{0,035 - 0,0064} = 34,97 = 35 \text{ кг/кг}$$

Рассчитываем действительный абсолютный расход воздуха в сушилке по (6.14):

$$L = 35 \cdot 0,0673 = 2,3555 \text{ кг/с} = 8479,8 \text{ кг/ч}$$

Геометрический расчёт

Определяем объём сушильной камеры (V_k) по (6.15):

$$V_k = \frac{242,3}{3} = 80,8 \text{ м}^3$$

Определяем скорость воздуха по эмпирической формуле (v_v) по (6.16):

$$v_v = 0,0127 \cdot \sqrt{242,3} = 0,1977 = 0,2 \text{ м/с}$$

Площадь сечения сушильной камеры (F_k) определяем из уравнения расхода по (6.17):

$$F_k = \frac{2,3555}{0,834 \cdot 0,2} = 14,1 \text{ м}^2$$

Определяем диаметр камеры (D_k) по пропускной способности воздушного потока по (6.18):

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot 14,1}{3,14}} = 4,2 \text{ м}$$

Высота сушильной камеры при геометрическом коэффициенте $K=1,5$ по (6.19):

$$H_k = 1,5 \cdot 4,2 = 6,3 \text{ м}$$

Объём сушильной камеры по (6.20):

$$V_k = \frac{3,14 \cdot 4,2^2}{4} \cdot 6,3 = 87,2 \text{ м}^3$$

Сравнивая со значением, полученным в п. 6.1. делаем вывод. Что величину H_k необходимо несколько уменьшить. Принимаем $K = 1,4$, тогда $H_k = 1,4 \cdot 4,2 = 5,88 \text{ м}$. Вновь вычисляем объём камеры по (6.21):

$$V_k = \frac{3,14 \cdot 4,2^2}{4} \cdot 5,88 = 81,4 \text{ м}^3$$

Принимаем $V_k = 81 \text{ м}^3$.

Расчет параметров распыла

Определяем диаметр капель при дисковом распылении (d) по (6.22):

$$d = 98,5 \cdot \frac{1}{10000} \sqrt{\frac{0,043}{1080 \cdot 0,15 \cdot 9,81}} = 5,12 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,05 \text{ мм}$$

где n – частота вращения диска; $n = 6000 - 10000 \text{ мин}^{-1}$; принимаем максимальное значение $n = 10000 \text{ мин}^{-1}$.

R_d – радиус диска; принимаем $R_d = 150 \text{ мм}$.

σ – поверхностное натяжение молока при распыле. По температуре поступления $T_1 = 60^\circ\text{C}$ находим в таблице №5 Приложения $\sigma = 0,043 \text{ Н/м}$.

Диаметр капель по формуле Андреева (d) по (6.23):

$$d = \frac{0,0425}{\sqrt[3]{1080 \cdot 130^2}} = 1,61 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0,161 \text{ мм}$$

где $v_n = 130 \text{ м/с}$ – средняя скорость вылета капли из диска при $n = 10000 \text{ мин}^{-1}$ и $D = 300 \text{ мм}$.

$\rho_1 = 1080 \text{ кг/м}^3$ – начальная плотность сгущенного молока, подаваемого в каналы диска.

Принимаем, как более предпочтительный, $d = 5,12 \cdot 10^{-5} \text{ м}$.

Рассчитываем радиус факела распыла R_ϕ по (6.24):

$$R_\phi = \frac{27,7 \cdot 5,12 \cdot 10^{-5} \cdot 830}{1,3 \cdot 0,934} \cdot \lg \frac{130}{0,4} = 2,726 \text{ м}$$

где ρ_{cp} – средняя плотность молока при распылении;

$$\rho_{cp} = 0,5 \cdot (1080 + 580) = 830 \text{ кг/м}^3;$$

$$v_n = 130 \text{ м/с};$$

$$v_k = 0,4 \text{ м/с.}$$

Диаметр факела распыла с учетом диаметра диска по (6.25):

$$D_{\phi} = 2 \cdot 2,726 + 0,3 = 5,752 \text{ м}$$

Таким образом, диаметр факела распыла получился больше диаметра сушильной камеры, рассчитанной из уравнения расхода для потока горячего воздуха.

$$D_{\phi} = 5,752 \text{ м} > D_k = 4,2 \text{ м}$$

Исходя из этого, принимаем диаметр камеры $D_k = 6,0 \text{ м}$. Это обеспечит нормальный процесс сушки при некотором снижении скорости воздуха, что не повлияет отрицательно на процесс.

Уточненная скорость движения воздуха в сушилке по (6.26):

$$v_g^* = \frac{4 \cdot 2,824}{3,14 \cdot 6^2} = 0,1 \text{ м/с}$$

где V_c – объёмный секундный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V_c = 2,3555/0,834 = 2,824 \text{ м}^3/\text{с}$$

Высоту конической части сушильной камеры принимаем согласно принятым соотношениям при сушке молока:

$$H_{\text{кон}} = 0,4 \cdot 6 = 2,4 \text{ м}$$

Полная высота сушильной камеры:

$$H = 6 + 2,4 = 8,4 \text{ м.}$$

Расчет калорифера

Рассчитываем тепловую нагрузку калорифера (Q_k) по (6.26):

$$Q_k = 2,355 \cdot (170 - 31,4) = 326,5 \text{ кВт}$$

Определяем коэффициент теплопередачи K для пластинчатого калорифера (КФСО или КФБО) по (6.27):

$$K = 10 \cdot 5^{0,68} = 29,874 = 30 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{град}$$

где ρv_k – массовая скорость воздуха в калорифере: согласно рекомендациям при скорости воздуха $v_b = 0,1 \text{ м/с}$ принимаем $\rho v_k = 5 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$

Рассчитываем среднюю логарифмическую разность температур греющего пара и воздуха в калорифере (Δt) при противотоке.

Температуру пара (t_n) принимаем исходя из низкой теплопроводности воздуха, значительно выше конечной температуры воздуха (t_1) по (6.28):

$$t_n = t_l + 20 = 150 + 20 = 170^\circ \text{C}$$

Большая разность температур:

$$\Delta t_0 = t_n - t_0 = 170 - 15 = 155^\circ \text{C}$$

Меньшая разность температур:

$$\Delta t_M = t_n - t_1 = 170 - 150 = 20^\circ \text{C}$$

Тогда по (6.29):

$$\Delta t_{cp} = \frac{155 - 20}{\ln \frac{155}{20}} = 66 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Определяем площадь теплопередачи (F) калорифера по (6.30):

$$F = \frac{326,5 \cdot 10^3}{30 \cdot 66} = 164,9 = 165 \text{ м}^2$$

Анализируя параметры калориферов КФСО и КФБО в таблицах №№20–23 Приложения, принимаем число калориферов $n = 3$ Тогда площадь одного калорифера по (6.31):

$$F_k = 165/3 = 55 \text{ м}^2$$

Выбираем по таблицам (20–23) Приложения 3 калорифера модели КФСО №11, каждый из которых имеет следующие параметры:

Площадь теплопередачи $F_k = 55,84 \text{ м}^2$

Живое сечение калорифера f

Опытные коэффициенты: $b = 16$, $n = 0,439$, $e = 0,335$, $m = 2,01$

Расчетные коэффициенты: $M = 0,51$, $S = 112$, $1/(m+1) = 0,332$

Определяем количество параллельно установленных калориферов по (6.32):

$$z_y = 2,3555 / 0,496 \cdot 5 = 0,95 = 1$$

Определяем количество последовательно установленных калориферов по (6.33):

$$z_x = 165 / 55,84 \cdot 0,95 = 3,1 = 3$$

Установочная поверхность теплопередачи калориферной станции по (6.34):

$$F_{ycm} = 55,84 \cdot 3 \cdot 1 = 167,5 \text{ м}^2$$

Сопротивление (потери напора) калорифера h_k по (6.35):

$$h_k = 0,335 \cdot 5^{2,01} = 8,51 \text{ м}$$

Сопротивление (потери напора) калориферной станции h_{k0} по (6.36):

$$h_{k0} = 8,51 \cdot 3 = 25,53 \text{ м}$$

Уточняем скорость воздуха, проходящего через калориферную станцию v_k^* по (6.37):

$$v_k^* = 2,824 / 0,496 = 5,693 \approx 5,7 \text{ м/с.}$$

Уточняем коэффициент теплопередачи калориферной станции для пластинчатых калориферов КФБО и КФСО по (6.38):

$$K = 10 \cdot (1,03 \cdot 5,7)^{0,68} = 33,32 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{град}$$

где ρ_{cp} – средняя плотность воздуха в сушилке.

$$\rho_{15} = \frac{353}{T} = \frac{353}{273 + 15} = 1,226 \text{ кг / м}^3$$

$$\rho_{150} = \frac{353}{T} = \frac{353}{273 + 150} = 0,834 \text{ кг / м}^3$$

$$\rho_{cp} = 0,5 \cdot (1,226 + 0,834) = 1,03 \text{ кг} / \text{м}^3$$

Принимаем $K = 33,32 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{град}$.

Расхождение с предварительно рассчитанными в п. 6.2. $K = 30 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{град}$ составляет $K \approx 10\%$, поэтому производим расчет основных параметров с новым приближением.

Определяем площадь теплопередачи (F) калорифера по (6.30):

$$F = \frac{326,5 \cdot 10^3}{33,32 \cdot 66} = 148,5 \text{ м}^2$$

Анализируя параметры калориферов в таблицах 20–23 Приложения, принимаем число калориферов $n = 3$, тогда площадь одного калорифера по (6.31):

$$F_k = 148,5 / 3 = 49,5 \text{ м}^2$$

Выбираем по таблицам №№20–23 Приложения 3 калорифера модели КФБ №9, каждый из которых имеет следующие параметры:

Площадь теплопередачи $F_k = 53,3 \text{ м}^2$

Живое сечение калорифера $f_k = 0,486 \text{ м}^2$

Опытные коэффициенты: $b = 10,0$; $n = 0,42$; $e = 0,175$; $m = 1,72$

Расчетные коэффициенты: $M = 1,04$; $S = 110$; $1 / (m+1) = 0,368$

Определяем количество параллельно установленных калориферов по (6.32):

$$z_y = 2,3555 / 0,486 \cdot 1,03 \cdot 5,7 = 0,825 \approx 1$$

Определяем количество последовательно установленных калориферов по (6.33):

$$z_x = 148,5 / 53,3 \cdot 1 = 2,8 \approx 3$$

Установочная поверхность теплопередачи калориферной станции по (6.34):

$$F_{ycm} = 53,3 \cdot 3 \cdot 1 = 159,9 \approx 160 \text{ м}^2$$

Соппротивление (потери напора) калорифера h_k по (6.35):

$$h_k = 0,175 \cdot (1,03 \cdot 5,7)^{2,01} = 6,14 \text{ м}$$

Соппротивление (потери напора) калориферной станции h_{k0} по (6.36):

$$h_{k0} = 6,14 \cdot 3 = 18,42 \text{ м}$$

Уточняем скорость воздуха, проходящего через калориферную станцию v_k^* по (6.37):

$$v_k^* = 2,824 / 0,486 = 1,199 = 5,81 \text{ м} / \text{с}$$

Уточняем коэффициент теплопередачи калориферной станции по (6.38):

$$K = 10 \cdot (1,03 \cdot 5,81)^{0,68} = 33,76 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{град}$$

Принимаем $K = 33,76 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{град}$.

Расхождение с рассчитанным в п. 6.13 $K = 33,32 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{град}$ составляет $\Delta K \approx 1,3\%$, что является технически допустимым, поэтому дальнейший пересчет с новым приближением не выполняется.

Расчет вентилятора

Определяем диаметр воздуховода, исходя из рекомендуемой технологической средней скорости воздуха $v_b = 5 - 12$ м/с. Принимаем $v_b = 10$ м/с по (6.39):

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,824}{3,14 \cdot 10}} = 0,6 \text{ м}$$

Принимаем $d = 0,6 \text{ м} = 600 \text{ мм}$.

Потери давления в воздуховодах (Δp_b) по (6.40):

$$\Delta p_a = \frac{1,03 \cdot 10^2}{2} = 51,5 \text{ Па}.$$

Потери давления в сушильной камере принимаем согласно опытными данным для распылительных дисковых сушилок $\Delta p_{ск} = 1000$ Па. Потери напора в калорифере рассчитаны выше и составляют $h_{к0} = 18,42$ м. Тогда потери давления в калорифере по (6.41):

$$\Delta p_k = 1,03 \cdot 9,81 \cdot 18,42 = 186,1 \text{ Па}$$

Полные потери давления в сушильной установке по (6.42):

$$\Delta p = 51,5 + 1000 + 186,1 = 1237,6 \text{ Па}$$

Полезная мощность вентилятора (N_n) по (6.43):

$$N_n = 1237,6 \cdot 2,824 = 3494,9 = 3,5 \text{ кВт}$$

Полная мощность вентилятора (мощность электродвигателя) (N) по (6.44):

$$N = 3,5 / 0,5 = 7 \text{ кВт}$$

Выбираем по таблице №30 Приложения вентилятор ЦАГИ типа Ц10 – 20. По характеристике при $\Delta p = 1238$ Па = 123,8 кгс/м² и $V_c = 2,8$ м³ /с находим номер вентилятора №25 с частотой вращения $n = 600$ об/мин.

Приложение А
Основные физические свойства воды

t, °C	ρ , кг/м ³	c, кДж/(кг·К)	λ , Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^{-6}$, Па·с	$\nu \cdot 10^{-6}$, м ² /с	Pr
0	999,8	4,24	0,551	1788,5	1,79	13,7
5	999,7	4,228	0,563	1528,8	1,540	11,3
10	998,9	4,211	0,586	1127	1,100	8,15
15	998,55	4,209	0,5925	1063,3	1,05	7,605
20	998,2	4,207	0,599	999,6	1,000	7,06
25	996,9	4,207	0,608	896,7	0,910	6,2
30	995,6	4,203	0,618	800,7	0,805	5,5
35	993,9	4,203	0,626	715,4	0,72	4,85
40	992,2	4,203	0,634	652,7	0,659	4,3
45	990,1	4,203	0,641	602,7	0,615	3,9
50	988	4,203	0,648	548,8	0,556	3,56
55	985,6	4,203	0,654	504,7	0,515	3,25
60	983,2	4,207	0,659	470,4	0,479	3
65	980,5	4,211	0,664	436,1	0,445	2,75
70	977,7	4,215	0,668	405,7	0,413	2,56
75	974,8	4,215	0,671	377,3	0,385	2,35
80	971,8	4,219	0,675	355,7	0,366	2,23
85	968,5	4,224	0,678	347,9	0,347	2,1
90	965,3	4,228	0,68	314,6	0,326	1,95
95	961,8	4,23	0,6815	298,4	0,3105	1,85
100	958,3	4,232	0,683	282,2	0,295	1,75
105	955,03	4,235	0,687	257,45	0,2768	1,625
110	951,66	4,238	0,689	236,12	0,2596	1,51
115	948,29	4,240	0,692	214,79	0,2425	1,395
120	944,92	4,243	0,694	193,46	0,2253	1,28

Приложение Б
Физические свойства сухого насыщенного пара

Давление, 10 ⁵ Па	Температура, °C	Удельный объем, м ³ /кг	Энтальпия, кДж/кг	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг
0,1	45,45	14,95	2585,2	2395,0
0,2	59,67	7,795	2610,8	2361,1
0,3	68,68	5,323	2626,3	2338,9
0,4	75,42	4,069	2637,6	2321,7
0,5	80,86	3,301	2646,4	2307,9
0,6	85,45	2,783	2653,9	2296,1
0,8	92,99	2,125	2665,7	2276,0
1,0	99,09	1,725	2675,3	2260,1
1,5	110,79	1,180	2693,3	2228,7
2,0	119,62	0,902	2705,9	2203,5
2,5	126,79	0,732	2716,4	2183,4
3,0	132,88	0,617	2724,8	2165,8

продолжение приложения Б

Давление, 10⁵ Па	Температура, °С	Удельный объем, м³/кг	Энтальпия, кДж/кг	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг
3,5	138,19	0,534	2731,5	2149,9
4,0	142,92	0,471	2737,7	2136,1
4,5	147,20	0,421	2743,2	2123,1
5,0	151,11	0,382	2747,8	2123,1
6,0	158,08	0,321	2756,2	2088,7
7,0	164,17	0,278	2762,9	2069,0
8,0	169,61	0,245	2768,8	2051,0
9,0	174,53	0,219	2773,8	2034,7
10,0	179,04	0,199	2778,0	2018,7
11,0	183,20	0,181	2781,7	2004,1
12,0	187,08	0,166	2785,1	1990,2
13,0	190,71	0,154	2788,0	1977,3
14,0	194,13	0,144	2790,5	1964,7
15,0	197,36	0,134	2793,0	1952,5

Приложение В
Основные физические свойства молока

t, °С	ρ, кг/м³	c, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	μ·10⁻⁶, Па·с	ν·10⁻⁶, м²/с	Pr
5	1032,6	3,868	0,486	2965,6	2,87	30,20
10	1031,7	3,870	0,489	2469,6	2,39	20,00
15	1030,7	3,880	0,492	2097,2	2,04	17,00
20	1028,7	3,890	0,495	1784,0	1,74	14,30
25	1027,3	3,895	0,499	1529,0	1,50	11,80
30	1024,8	3,900	0,500	1323,0	1,30	10,60
35	1023,2	3,906	0,501	1196,0	1,16	9,05
40	1020,9	3,910	0,506	1078,0	1,02	7,50
45	1018,8	3,918	0,510	940,8	0,92	7,00
50	1015,9	3,870	0,516	852,6	0,84	6,50
55	1014,0	3,867	0,517	764,4	0,76	6,00
60	1011,1	3,850	0,518	705,6	0,70	5,35
65	1008,7	3,850	0,520	646,8	0,65	5,00
70	1005,2	3,850	0,524	617,4	0,62	4,65
75	1003,0	3,850	0,528	588,0	0,58	4,40
80	1000,3	3,850	0,530	568,4	0,56	4,20
85	996,0	3,850	0,530	558,6	0,54	4,12
90	999,0	3,850	0,531	548,8	0,52	4,07
95	990,0	3,850	0,538	539,0	0,49	4,00
100	887,0	3,850	0,542	529,2	0,48	3,84

Приложение Г
Основные физические свойства сливок

t, °C	ρ , кг/м ³	c, кДж/(кг·K)	λ , Вт/(м·K)	$\mu \cdot 10^{-3}$, Па·с	$\nu \cdot 10^{-3}$, м ² /с	Pr
5	1002,2	3,268	0,286	78,4	0,07848	895
10	1002,2	3,687	0,295	39,2	0,03924	490
15	996,9	4,119	0,306	17,2	0,01717	319
20	993,9	4,022	0,317	11,8	0,01177	148
25	991,5	4,106	0,321	8,9	0,00883	114,75
30	988	3,855	0,324	7,0	0,00687	81,50
35	985	3,687	0,329	5,5	0,00540	64,35
40	983	3,570	0,334	4,5	0,0044	47,20
45	932	3,612	0,340	4,2	0,00392	36,00
50	980	3,599	0,345	2,6	0,00255	26,00
55	980	3,599	0,351	2,57	0,00252	25,55
60	974	3,603	0,358	2,57	0,00250	25,10
65	971	3,603	0,367	2,54	0,00247	23,10
70	965	3,603	0,381	2,54	0,00245	23,10
75	964	3,603	0,390	2,54	0,00245	23,00
80	962	3,603	0,398	2,55	0,00245	23,00
85	960	3,603	0,395	2,54	0,00244	22,50
90	960	3,603	0,395	2,53	0,00243	22,00
95	960	3,603	0,395	2,52	0,00242	21,75
100	960	3,603	0,395	2,50	0,00240	21,63

Приложение Д
Коэффициент поверхностного натяжения молока и сливок σ , Н/м

t, °C	Обезжиренное молоко жирностью, %				Молоко жирностью, %				Сливки жирностью, %		
	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,5	3,2	4,0	10	20	22
0	0,0532	0,0533	0,0538	0,053	0,0491	0,0487	0,0457	0,0491	0,0543	0,0548	0,0538
5	0,0500	0,0522	0,0551	0,0490	0,0485	0,0472	0,0452	0,0486	0,0512	0,0534	0,0500
10	0,0496	0,0497	0,0532	0,0522	0,0478	0,0459	0,0444	0,0491	0,0486	0,0494	0,0488
15	0,0483	0,0484	0,0534	0,0523	0,0453	0,0455	0,0436	0,0484	0,0475	0,0485	0,0456
20	0,0472	0,0465	0,0519	0,0511	0,0436	0,0435	0,0424	0,0465	0,0464	0,0473	0,0454
30	0,0447	0,0464	0,0504	0,0497	0,0435	0,0435	0,0424	0,0458	0,0448	0,0448	0,0437
40	0,0439	0,0432	0,0488	0,0485	0,0441	0,0448	0,0419	0,0446	0,0441	0,0444	0,0435
50	0,0426	0,0419	0,0470	0,0460	0,0424	0,0422	0,0418	0,0446	0,0427	0,0433	0,0427
60	0,0390	0,0407	0,0446	0,0430	0,0414	0,0412	0,0416	0,0420	0,0419	0,0425	0,0417
70	0,0390	0,0393	0,0419	0,0412	0,0399	0,0398	0,0400	0,0411	0,0413	0,0398	0,0405
80	0,0379	0,0386	0,0411	0,0388	0,0324	0,0322	0,0395	0,0382	0,0386	0,0254	0,0375

Приложение Е

Трубы из нержавеющей стали (хромоникелевые)

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм
35	1,5	40	2,5
	2,0		
	2,5		3,5
	3,0	45	1,5
38	1,5	50	3,0
	2,5		1,0
	3,0		1,25
	4,0		2,75
			3,0

Приложение Ж

Технические характеристики стальных оребренных калориферов марок КФСО, КФБО.

Номер калорифера	Модель КФСО		Модель КФБО	
	$f_k, \text{м}^2$	$F_k, \text{м}^2$	$f_k, \text{м}^2$	$F_k, \text{м}^2$
2	0,0913	9,77	0,0913	13,02
4	0,153	17,06	0,143	20,78
5	0,187	21	0,182	26,88
6	0,227	71	0,222	32,65
7	0,271	26,29	0,271	40,06
8	0,318	30,05	0,318	47,04
9	0,378	35,28	0,375	55,86
10	0,431	48,22	0,431	64,29
11	0,496	55,84	0,475	71,06

Примечание. КФСО - средняя модель; КФБО - большая модель.

Коэффициенты для калориферов КФСО, КФБО.

Модель калорифера	Опытные коэффициенты				Расчётные коэффициенты		
	b	n	e	m	M	S	1/(m+1)
КФСО	16	0,439	0,335	2,01	0,51	112	0,332
КФБО	14,2	0,456	0,430	1,94	0,426	148	0,340

Приложение К

Технические характеристики

Вентиляторы взрывозащищенные из алюминиевых сплавов

Типоразмер вентилятора	Двигатель		Частота вращения, об/мин	Параметры в рабочей зоне	
	Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, $10^3, \text{м}^3/\text{ч}$	Полное давление, Па
ВР 280 46 ВА №2,5	АИМЛ 71А4	0,55	1500	1,0-2,3	420-500
	АИМЛ80В2	2,2	3000	2,0-2, 6	1700-1850
	АИМЛ901 2	3,0	3000	2,0- 3,5	1700-1980
	АИМЛ 100S2	4,0	3000	2,0-4,3	1700-2000
	АИМЛ 100L2	5,5	3000	2,0-4,5	1700-2000
ВР 280-46 ВА №3,15	АИМЛ 71 В6	0 55	1000	1,45-2,6	340-390
	АИМЛ 80 А6	0,75	1000	1,45-3,5	340-375
	АИМЛ80В4	1,5	1500	2,2-3,6	740-860
	АИМЛ 90L4	2,2	1500	2 2-5 3	740-890

BP 230-46 BA №4	АИМЛ 100L6	2,2	1000	2,7-6,8	590-690
	АИМП112МА6	3,0	1000	2,7-7,4	550-680
	АИМЛ 112М4	5,5	1500	4,3-8, 7	1310-1560
	BA 132S4	7,5	1500	4,3-10,7	1310-1575
BP 280-46 BA №5	BA132S6	5,5	1000	5,6- 12,0	860-1160
	8A132M6	7,5	1000	5,6-14,5	860-1195
BP 280-46 BA №6,3	BA132M8	5,5	750	7,5-13,0	810-990
	BA160S8	7,5	750	7,5-16,0	810-1050
	BA160M8	11	750	7,5-22,0	810-1040
BP 280-46 BA №8	BA200M8	18,5	750	14,5-26,2	1300-1600
	BA200L8	22	750	14 5-32,0	1300-1680
	BA225M8	30	750	14,5-38,5	1300-1700

Приложение Л

Физические свойства сухого воздуха при атмосферном давлении

t, °C	ρ кг/м ³	c, кДж/кг·К	$\lambda \cdot 10^{-2}$ Вт/м·К	$\mu \cdot 10^{-6}$, Па·с	$\nu \cdot 10^{-6}$, м ² /с	Pr
0	1,293	1,005	2,44	17,17	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	17,66	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	18,15	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	18,64	16	0,701
40	1,128	1,005	2,76	19,13	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	19,62	17,95	0,698
60	1,06	1,005	2,89	20,11	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	21,09	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	21,48	22,1	0,69

Приложение М

Значения постоянных A и k для различных типов мешалок

тип мешалки	Основные соотношения			Постоянные	
	$\frac{D_0}{d_0}$	$\frac{H_0}{d_0}$	$\frac{y_0}{d_0}$	A	k
Двухлопастная с прямыми лопастями	3	3	0,33	6,8	0,2
Двухлопастная с лопастями под углом 45°	3	3	0,33	4,05	0,2
Четырехлопастная с прямыми лопастями	3	3	0,33	8,52	0,2
Четырехлопастная с лопастями под углом 45° (вверх)	3	3	0,33	5,05	0,2
Четырехлопастная с лопастями под углом 45° (вниз)	3	3	0,33	4,42	0,2
Пропеллерная двухлопастная с лопастями под углом 22,5°	3	3	0,33	0,985	0,15
Пропеллерная трехлопастная	3,8	3,5	1	1,19	0,15
Якорная	1,11	1,11	0,11	6,2	0,25

Библиографический список

1. Еренгалиев А.Е. Проектирование процессов и аппаратов пищевых производств/ А.Е. Еренгалиев, С.Л. Масленников, А.К. Какимов, Н.О. Тусипов. – Семей: СГУ имени Шакарима, 2008. – 208 с.
2. Золотин Ю.П., Френклах М.Б., Лашутина Н.Г. Оборудование предприятий молочной промышленности. – М.: Агропромиздат, 1985.
3. Илюхин В.В. и др. Монтаж, наладка, диагностика, ремонт, сервис оборудования предприятий молочной промышленности. – СПб.: ГИОРД, 2008.
4. Лисицин П.А. Современное технологическое оборудование для тепловой обработки молока и молочных продуктов. – СПб.: ГИОРД, 2009.
5. Панфилов В.А. «Машины и аппараты пищевых производств» В 2 кн. Кн. I: Учебн. для вузов / С.Т. Антипов, И.Т. Кретов, А.Н. Остриков и др.; Под ред. акад. РАСХН В.А. Панфилова. — М.: Высшая школа., 2001. — 680 с.
6. Справочник технолога молочной промышленности. Т.7. Оборудование молочных предприятий (справочник – каталог). Самойлов В.А. . – СПб.: ГИОРД, 2007.
7. Сурков В.Д. Технологическое оборудование предприятий молочной промышленности / Сурков В.Д., Липатов Н.Н., Золотин Ю.П. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Легкая и пищевая пром-сть. 1983. – 432 с.
8. Бредихин С.А. Технологическое оборудование переработки молока: учебное пособие. – СПб.: Издательство «Лань», 2015 . – 416 с. [ЭБС Лань].
9. Бредихин С.А. Технология и техника переработки молока: Учебное пособие / С.А. Бредихин 2-е изд. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2016. - 443 с. [ЭБС ИНФРА-М]
10. Курочкин А.А. Технологическое оборудование для переработки продукции животноводства/ А.А. Курочкин, В.В. Лященко; Под ред. В.М. Баутина. – М.: Колос, 2001.– 440 с.: ил. – (Учебники для вузов. Специальная литература). – Библиогр.: с. 372. - Предм. указ.: с. 373-376.
11. Бредихин С.А. Технология и техника переработки молока и молочных продуктов/С.А. Бредихин, Ю.В. Космодемьянский, В.Н. Юрин.– М.: Колос, 2003.– 400 с. - Предм. указ.: с. 390-399.

12. Машины и оборудование для переработки молока: Кат.– М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2006.–348 с. . - Предм. указ.: с. 345-350. .
13. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов перерабатывающих производств: учебник / В.М. Зимняков, А.А. Курочкин, И.А. Спицын, В.А. Чугунов. — М. : ИНФРА-М, 2019. — 360 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). — www.dx.doi.org/10.12737/17664.-ISBN: 978-5-16-010566-6 - Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/1016412>.
14. Проектирование технологического оборудования и линий: Учебное пособие / Ковалевский В.И., - 2-е изд. - СПб:ГИОРД, 2016. - 344 с.: 70x100 1/16 (Переплёт) ISBN 978-5-98879-137-9 - Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/618035>.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. МОЛОЧНЫЕ ЦИСТЕРНЫ	4
2. ВЕСЫ, СЧЕТЧИКИ И ТАНКИ ХРАНЕНИЯ	14
3. МОЛОКОПРОВОД И НАСОСЫ	22
4. ТЕПЛОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ	31
5. ГОМОГЕНИЗАТОРЫ	42
6. РАСПЫЛИТЕЛЬНАЯ СУШИЛЬНАЯ УСТАНОВКА	48
ПРИЛОЖЕНИЯ	65
Библиографический список	70

Составитель:

Пшенов Евгений Александрович

Проектирование технологического оборудования для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции

Практикум
Часть 1.

Технологическое оборудование молочной отрасли

Подписано в печать 28 марта 2023 г
Формат 84×108/32. Объем 4,5 уч.-изд. л
Тираж 40 экз. Изд. № . Заказ №

Отпечатано в минитипографии Инженерного института НГАУ

630039, г. Новосибирск, ул. Никитина 147