

Министерство сельского хозяйства
Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Алтайский государственный аграрный университет»

«Холодильное и вентиляционное оборудование»

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

Методические указания к выполнению курсовой работы

Барнаул 2020

УДК
ББК

УДК 637.5(2)

Рецензенты:

к.т.н., доцент, кафедры сельскохозяйственной техники и технологий
ФГБОУ ВО «Алтайский ГАУ» В.В. Шербинин

Селиверстов М.В. Холодильное и вентиляционное оборудование: Методические указания к выполнению курсовой работы / Сост. М.В. Селиверстов Болтенков А.А.// – Барнаул: РИО Алтайского ГАУ, 2020.- 40с.

В учебном пособии представлены основы методики технологического проектирования камер холодильной обработки. Материал пособия базируется на современных технологиях переработки, хранения и технологическом оборудовании нового поколения.

Предназначено для студентов, обучающихся по программам бакалавриата направления 35.03.06 «Агроинженерия».

Рекомендовано к изданию учебно-методической комиссией инженерного факультета АГАУ (протокол № от от 20 г.)

© Селиверстов М.В., 2020
© ФГБОУ ВПО АГАУ, 2020

Оглавление

Предисловие.....	4
Задание на курсовую работу	8

1 ХОЛОДИЛЬНОЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ.....	9
1.1 Расчет оборудования камеры охлаждения мяса с комбинированной воздушно-радиационной системой	9
1.1.1 Определение продолжительности цикла охлаждения	9
1.1.2 Расчет площади камеры охлаждения и выбор способа.....	12
размещения продукта.....	12
1.1.3 Расчет тепловой нагрузки на холодильное оборудование.....	15
1.1.4 Расчет и подбор холодильного оборудования	16
1.1.5 Расчет вентиляции и определение мощности электродвигателей привода вентиляторов.....	18
2. ХОЛОДИЛЬНОЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЗАМОРАЖИВАНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ	23
2.1 Расчет оборудования камеры однофазного замораживания	23
2.1.1 Определение продолжительности цикла охлаждения	23
2.1.2 Расчет площади камеры замораживания и выбор способа.....	25
размещения продукта.....	25
2.1.3 Расчет тепловой нагрузки на холодильное оборудование.....	28
2.1.4 Расчет вентиляции и определение мощности электродвигателей привода вентиляторов.....	29
2.1.5 Проверочные расчеты.....	29
Приложения	Ошибка! Закладка не определена.

Предисловие

Данное учебное пособие предназначено для студентов аграрных вузов, обучающихся по направлению подготовки 35.03.06 «Агроинженерия» (квалификация бакалавр). Потребность в таком пособии обусловлена двумя причинами:

1. Переходом на двухуровневую систему обучения в соответствии с ФГОС 3-го поколения.
2. Необходимостью проведения существенной технологической модернизации холодильного технологического оборудования нашей страны и подготовки специалистов нового склада.

Использование материала, изложенного в учебном - методическом пособии, позволяет студентам выбрать современные технологии холодильной обработки, основанных на использовании технических средств нового поколения.

При выполнении курсовой работы студент использует знания и навыки, полученные им при изучении теоретической части дисциплины, выполнении лабораторных и практических работ, а также при освоении предшествующих дисциплин: физики, математики, теплотехники, гидравлики, инженерной графики, информатики и т.д.

Пособие ориентировано на широкое использование ресурсов Интернета, опыта внедрения новых технологий и оборудования, накопленного в последние годы в России.

Курсовая работа студента преследует следующие задачи:

1. определить основные параметры проектируемой технологии холодильной обработки;
2. обосновать технологические решения;
3. подобрать оборудование.

Поскольку курсовое проектирование по дисциплине представляет собой заключительный этап её изучения, то, в конечном счете, студент овладевает навыками (компетенциями) самостоятельного решения сложных проектных задач. Эти навыки потребуются ему при последующей работе на производстве и в проектных организациях.

Этими компетенциями, в соответствии с ФГОС ВПО по направлению подготовки 35.03.06 Агроинженерия (квалификация (степень) бакалавр), являются:

- способность использовать информационные технологии и базы данных в агроинженерии;
- способность осуществлять сбор и анализ исходных данных для расчета и проектирования;
- готовность к участию в проектировании технических средств и технологических процессов производства, систем электрификации и автоматизации сельскохозяйственных объектов.

Формирование, систематизация и углубление этих компетенций студента и есть цель, достигаемая при выполнении курсового проекта (работы) по дисциплине.

Тематика курсовых работ разрабатывается преподавателями и утверждается заведующим кафедрой. Примерные темы курсовых работ указываются в рабочих программах учебных дисциплин.

Тема курсовой работы может быть предложена студентом при условии обоснования им ее целесообразности и соответствия изучаемой дисциплине.

Количество утвержденных тем должно быть достаточным для выдачи в учебной группе каждому студенту индивидуального задания.

Темы курсовых работ должны основываться на потребностях реального производства, научных работах сотрудников кафедр или научной работы студентов.

Расчетно-пояснительная записка должна включать в указанной ниже последовательности:

- **титульный лист** (см. приложение А);
- **задание** на курсовой проект (работу) (см. приложение Б);
- **содержание;**
- **введение**, в котором раскрываются актуальность и значение темы, выполняется краткий аналитический обзор, формулируется цель проекта;
- **основную часть**, структура и содержание которой зависят от характера проекта или работы;
- **заключение**, в котором содержатся выводы и рекомендации производству;
- **библиографический список;**
- **приложения**, содержащие материалы иллюстративного и вспомогательного характера.

Основная часть записки обычно содержит аналитическую и проектную часть:

В Аналитической части проводится анализ способов охлаждения (замораживания) и, исходя из данных задания на курсовое проектирование обосновывается использование того или иного способа охлаждения (замораживания) и методе его реализации.

Проектная часть курсовой работы должна содержать

- определение продолжительности охлаждения (замораживания);
- выбор способа размещения продукта в камере и определение вместимости камеры охлаждения (замораживания);
- выбор строительных параметров камеры охлаждения (замораживания);
- расчет тепловой нагрузки на холодильное оборудование;

- расчет и подбор необходимого технологического оборудования.

При разработке указанных разделов расчетно-пояснительной записки студент должен проанализировать литературные источники по теме, изучить рекомендации науки, обобщить имеющийся передовой опыт.

Графическая часть обычно содержит:

- технологические схемы размещения продуктов в камере с указанием габаритных размеров как самой камеры охлаждения (замораживания), так и габаритные размеры мест хранения (подвесные пути, стеллажи, места отведенные под штабелирование продуктов);
- схемы размещения технологического оборудования (воздуховоды, воздухоохладители);

При написании расчетно-пояснительной записки и выполнения чертежей необходимо строго соблюдать требования к оформлению документов (приложения В, Г, Д).

Основными функциями руководителя курсовой работы являются:

- консультирование по вопросам содержания и последовательности выполнения курсовой работы;
- оказание помощи студенту в подборе необходимой литературы;
- проверка курсовой работы и подготовка письменных замечаний;
- назначение даты защиты работы.

После исправления недостатков студент защищает свою работу перед комиссией, назначаемой заведующим кафедрой.

Итоговая оценка учитывает качество выполнения курсовой работы, правильность и полноту ответов во время защиты, качество доклада.

Защищенная курсовая работа сдается в архив кафедры, где хранится не менее одного года.

Задание на курсовую работу

№ ва ри ан та	Продукт (обработка)	Производи- тельность G, т/сут	Скорость движения воздуха ω , м/с	Температура воздуха в камере $t_{\text{пм}}$, $^{\circ}\text{C}$
1	Мясо полутуши (охлаждение)	35	1,3	-5
2	Мясо полутуши (охлаждение)	22	1,3	-4
3	Мясо полутуши (заморажи- вание)	22	1,7	-30
4	Мясо полутуши (охлаждение)	47	1,2	-6
5	Мясо полутуши (заморажи- вание)	29	1,4	-36
6	Мясо полутуши (заморажи- вание)	19	1,6	-34
7	Мясо полутуши (охлаждение)	23	1,4	-6
8	Мясо полутуши (заморажи- вание)	14	1,5	-32
9	Мясо полутуши (охлаждение)	28	1,4	-6
10	Мясо полутуши (охлаждение)	34	1,3	-5
11	Мясо полутуши (охлаждение)	21	1,3	-4
12	Мясо полутуши (заморажи- вание)	20	1,7	-30
13	Мясо полутуши (охлаждение)	46	1,2	-6
14	Мясо полутуши (заморажи- вание)	30	1,4	-36
15	Мясо полутуши (заморажи- вание)	18	1,6	-34
16	Мясо полутуши (охлаждение)	23	1,3	-6
17	Мясо полутуши (заморажи- вание)	13	1,5	-32
18	Мясо полутуши (охлаждение)	27	1,4	-6
19	Мясо полутуши (заморажи- вание)	10	1,5	-32
20	Мясо полутуши (охлаждение)	25	1,4	-6

1 ХОЛОДИЛЬНОЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

1.1 Расчет оборудования камеры охлаждения мяса с комбинированной воздушно-радиационной системой

1.1.1 Определение продолжительности цикла охлаждения

Исходными данными будут являться: производительность камеры G , т/сут, скорость движения воздуха в зоне расположения бедренной части w_6 , м/с, температура воздуха в камере $t_{\text{пм}}$, °С.

Продолжительность охлаждения полутуши мяса в камере при вынужденном движении воздуха можно определить по формуле из справочника [1]

$$\tau = 0,0962 c_o \rho \delta [(t_{\text{пост}} - t_{\text{пм}}) / (t_{\text{вып}} - t_{\text{пм}})]^{1,5} / \alpha_{\text{пр}}, \quad (1.1)$$

где τ – продолжительность охлаждения, с (в некоторых случаях используется в часах);

c_o – теплоемкость охлажденного мяса, Дж/(кг·К);

ρ – плотность мяса, кг/м³;

δ – толщина бедренной части полутуши, м (для полутуши массой 85 кг толщина бедренной части $\delta = 0,20$ м);

$\alpha_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

$t_{\text{пост}}$ – температура мяса при поступлении в камеру, ($t_{\text{пост}} = 39$ °С);

$t_{\text{вып}}$ – температура мяса при выпуске из камеры, ($t_{\text{вып}} = 4$ °С) ($t_{\text{пост}}$ и $t_{\text{вып}}$ приняты согласно технологическим данным).

Приведенный коэффициент теплоотдачи для камер охлаждения с межрядными радиационными батареями (радиационная и воздушно-радиационная системы охлаждения) определяют по уравнению

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{и}} + \alpha_{\text{с}}, \quad (1.2)$$

где $\alpha_{\text{к}}$, $\alpha_{\text{и}}$, $\alpha_{\text{с}}$ —коэффициенты теплоотдачи, соответственно, конвективный, при испарении влаги с поверхности охлаждаемой полутуши и радиационный, Вт/(м²·К).

Конвективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{к}}$ можно вычислить из уравнения подобия [2]

$$Nu = 0,33Re^{0,58}, \quad Nu = \alpha_{\text{к}}\delta/\lambda_{\text{в}}, \quad (1.3)$$

где Nu — число Нуссельта;

$\lambda_{\text{в}}$ - теплопроводность воздуха, Вт/(м·К);

Re - число Рейнольдса.

Следовательно:

$$\alpha_{\text{к}} = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{в}}}{\delta}, \quad (1.4)$$

где $\lambda_{\text{в}}$ — теплопроводность воздуха, Вт/(м·К).

Теплопроводность воздуха ($\lambda_{\text{в}}$) зависит от его температуры (прил. Б)

Сначала необходимо найти число Рейнольдса, при этом необходимо учитывать температуру в помещении и исходя из этого определить кинематический коэффициент вязкости ($\nu_{\text{в}}$, м²/с) при этой температуре, (прил. Б)

$$Re = w_{\text{в}}\delta/\nu_{\text{в}}, \quad (1.5)$$

Радиационный коэффициент теплоотдачи для камер охлаждения с межрядными радиационными батареями определяем из зависимости [2]

$$\alpha_s = 3,7\theta_p, \quad (1.6)$$

где θ_p - коэффициент, зависящий от температурного режима работы камеры охлаждения.

$$\theta_p = [(0,01 \cdot T_m)^4 - (0,01 \cdot T_\delta)^4] / (t_m - t_\delta), \quad (1.7)$$

где T_δ , T_m - температура, соответственно, поверхности бедренной части полутуши и межрядных радиационных батарей, K;

t_δ , t_m - температуры, соответственно, поверхности бедренной части полутуши и межрядных радиационных батарей, °C.

Температура поверхности бедренной части полутуши за цикл охлаждения в камерах с радиационными батареями составляет $t_m = 4 \dots 6$ °C, тогда в Кельвинах

$$T_m = t_m + 273, \quad (1.8)$$

Температуру поверхности межрядных радиационных батарей (прил. В), покрытых инеем толщиной 5...7 мм, можно рассчитать по зависимости

$$t_\delta = t_0 + (2 \dots 3), \quad (1.9)$$

где t_0 - температура кипения хладагента, °C;

(2...3) - коэффициент, полученный экспериментально в ЛТИХП, °C.

Согласно экспериментальным данным ЛТИХП в камерах охлаждения мяса с воздушно-радиационной системой коэффициент теплоотдачи испарением ориентировочно составляет $\alpha_u = 1,4 \dots 1,5$ Вт/(м²•К).

Если принять, что камера охлаждения работает с периодической за-

грузкой и выгрузкой мяса, то продолжительность рабочего цикла охлаждения

$$\tau_{ц} = \tau + \tau_{з.в}, \quad (1.10)$$

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

$\tau_{з.в}$ – продолжительность загрузки и выгрузки мяса (в подобных камерах по опытным данным составляет 2...4 ч).

1.1.2 Расчет площади камеры охлаждения и выбор способа размещения продукта

Определение вместимости камеры охлаждения (M , т):

$$M = G\tau_{ц}/24, \quad (1.11)$$

Строительная площадь камеры охлаждения мяса определяется исходя из нормы нагрузки:

$$F = M/g_f, \quad (1.12)$$

где F – строительная площадь камеры, м^2 ;

g_f – норма нагрузки для камер с размещением груза на подвесных путях [3], т/м^2 ($g_f = 0,225 \dots 0,250 \text{ т/м}^2$) [3].

Длину подвесных путей, на которых находится мясо в процессе его охлаждения в камере, определяют также из нормы нагрузки:

$$L_n = M/g_l, \quad (1.13),$$

где L_n – длина подвесных путей, м;

g_l – норма нагрузки от полутуш мяса на подвесные пути, ($g_l = 0,280 \text{ т/м}$).

Исходя из строительных нормативов, примем, что в камере размещены шесть ниток подвешенного пути длиной l_n каждая.

Расстояние между нитками подвешенного пути принимаем 900 мм, а от стен до крайних ниток подвешенного пути - по 450 мм.

Камеру охлаждения мяса (рис. 1) располагаем в строительном прямоугольнике, размер одной стороны исходя из конструктивных соображений должен быть равен или кратен 6 м ($B = 6$ м), вторую сторону (l) определяем исходя из длины подвесных путей $l = L_n/B$, полагая, что часть строительной площади камеры будет занимать воздухоохладитель то общая длина камеры составит $L = l + 3$.

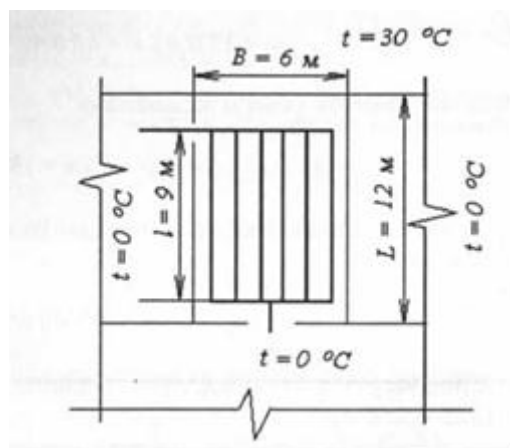


Рисунок 1 – Камера охлаждения мяса с нитками подвешенного пути

Полагаем, что системой воздухораспределения в камере охлаждения является ложный потолок. В камеру воздух попадает через щелевые сопла, образованные подшивкой ложного потолка. Сопла располагаются вдоль ниток подвешенного пути. Ширину сопла (щели) принимаем равной $2b_0 = 40$ мм, длину сопла $l_s = 600$ мм, а промежуток между соплами $l_p = 300$ мм (рис. 2).

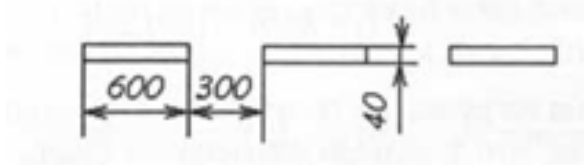


Рисунок 2 – Щелевые сопла

В камере сопла выполнены в ложном потолке, расположенном на креплениях подвешного пути, поэтому наиболее толстая часть полутуши (бедренная), исходя из конструктивных особенностей, находится на расстоянии $l_6 = 200 + 500 + 400 = 1100$ мм от них (рис. 3).

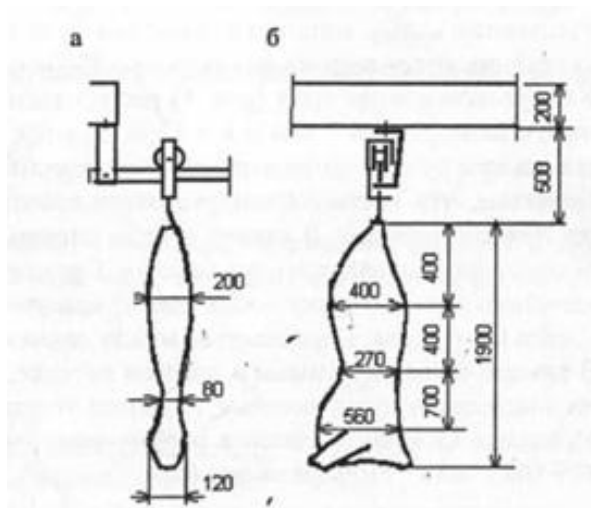


Рисунок 3— Расположение полутуши мяса на подвесном пути: а - боковая проекция; б - фронтальная проекция

Начальную скорость движения воздуха на выходе из сопла можно найти из формулы для свободных струй [3]. При расчете необходимо учитывать, что в зоне расположения бедренной части требуется обеспечить скорость движения воздуха (w_6 м/с) согласно полученного задания

$$w_0 = w_6(a_\tau l_6 / b_0 + 0,41)^{0,5} / 0,82, \quad (1.14)$$

где w_0 – начальная скорость движения воздуха, м/с;

a_τ - коэффициент турбулентной структуры плоской струи [3], ($a_\tau = 0,12$).

Поступающий в камеру воздух должен равномерно охлаждать все продукты в камере, следовательно в камере конструктивно предусматриваем семь рядов сопел (при шести нитках подвешного пути). Каждый ряд сопел расположен на участке длиной l , на котором при длине сопел $l_s = 600$ мм и

разрыве между ними $l_s = 300$ мм можно разместить $n = l / (600 + 300)$. Общее количество сопел в камере составит $n_s = n \cdot 7$.

Площадь сечения одного сопла $f_s = l_s \cdot 2b_0 = 0,6 \cdot 0,04 = 0,024 \text{ м}^2$.

Суммарная площадь сечения всех сопел (щелей) камеры

$$F_{\text{ш}} = n_s f_s. \quad (1.15)$$

Объемная подача воздуха через щели составляет

$$V_0 = w_0 F_{\text{ш}}, \quad (1.16)$$

1.1.3 Расчет тепловой нагрузки на холодильное оборудование

Тепловую нагрузку на холодильное оборудование камеры определяют по уравнению [3]:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_4, \quad (1.17)$$

где Q_1, Q_2, Q_4 - теплопритоки, соответственно, через ограждения камеры, от охлаждаемого мяса, эксплуатационные, Вт.

Теплоприток через ограждения находится по зависимости:

$$Q_1 = \sum k \cdot F \cdot (t_n - t_k), \quad (1.18)$$

где k – коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м²·К) (прил. Д табл Д1);

F – площадь ограждения, м (см. рис.1);

$(t_n - t_k)$ – разность температур снаружи камеры и внутри охлаждаемого помещения, °С.

Теплоприток от охлаждаемого в камере мяса:

$$Q_2 = MK(i_{\text{прост}} - i_{\text{вып}})/\tau, \quad (1.19)$$

где $i_{\text{прост}}$, $i_{\text{вып}}$ – удельная энтальпия, соответственно, поступающего на охлаждение мяса и охлажденного мяса, (прил. Г табл Г1);

K - коэффициент, учитывающий неравномерность тепловой нагрузки в процессе охлаждения мяса в камерах [3]:

Эксплуатационный теплоприток от электродвигателей вентиляторов в камере холодильной обработки ориентировочно составляет:

$$Q_4 = 0,1 \cdot Q_2, \quad (2.20)$$

1.1.4 Расчет и подбор холодильного оборудования

Полагаем, что межрядные радиационные батареи, установленные в камере, монтируются из панелей (прил. В) длиной по l_{δ} , м и высотой h , м. Принимаем, что панели установлены по высоте в один ряд (возможен и двухрядный вариант размещения панелей).

Тогда количество батарей (n_{δ} , шт.) в по длине одной нити подвешного пути l_{Π} с учетом отступов для движения туш по поперечным подвесным путям можно разместить:

$$n_{\delta} = (l_{\Pi} - 1) / l_{\delta}. \quad (1.21)$$

При шести нитках подвешного пути в камере можно установить семь рядов радиационных батарей общей длиной:

$$L_{\delta} = n_{\delta} \cdot l_{\delta} \cdot 7, \quad (1.22)$$

Теплопередающая площадь поверхности всех батарей будет равна:

$$F_{\delta} = B_{\delta} \cdot f_{\delta}, \quad (1.23)$$

где F_{δ} – теплопередающая площадь поверхности всех батарей, м^2 ;

f_{δ} – погонная площадь панельной батареи, м/пог.

Тепловая нагрузка, отводимая межрядными радиационными батареями, определяется по зависимости:

$$Q_{\delta} = F_{\delta} \cdot q_f, \quad (1.24)$$

где Q_{δ} – тепловая нагрузка, отводимая межрядными радиационными батареями, Вт;

q_f – плотность теплового потока радиационных батарей, Вт/м^2 .

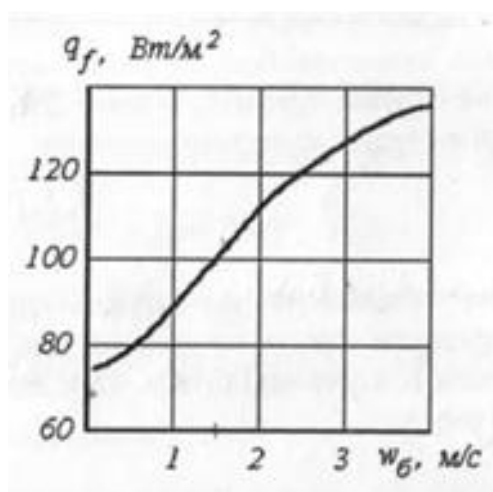


Рисунок 4 – График зависимости плотности теплового потока межрядных радиационных батарей от скорости движения воздуха у бедренной части туши

Тепловая нагрузка приходящаяся на воздухоохладитель (Q_{δ} , Вт), составляет

$$Q_{\delta} = Q_0 - Q_{\delta}, \quad (1.25)$$

Теплопередающую площадь поверхности воздухоохладителя рассчитывают по формуле:

$$F_{\theta} = Q_{\theta} / (k_{\theta} \Theta), \quad (1.26)$$

где k_{θ} – коэффициент теплопередачи воздухоохладителя, Вт/(м²·К) (прил. Г ТАБЛ.Г2);

Θ – средний логарифмический температурный напор между воздухом, проходящим через воздухоохладитель, и кипящим хладагентом, К [5].

Исходя из значений теплопередающей площади поверхности воздухоохладителя F_{θ} и объемной подачи воздуха V_0 определяем модель и количество воздухоохладителей (Прил Г, табл Г3, Г4):

$$n_{\theta} = F_{\theta} / f_{\theta 0}, \quad (1.27)$$

где n_{θ} – количество воздухоохладителей, шт.

$f_{\theta 0}$ – теплопередающая поверхность выбранного воздухоохладителя, м².

1.1.5 Расчет вентиляции и определение мощности электродвигателей привода вентиляторов

Потеря напора, развиваемого вентиляторами воздухоохладителей, складывается из статического напора перед соплами $\Delta p_{ст}$, потерь напора в батарее воздухоохладителя $\Delta p_{в}$, потерь напора на входе в воздухоохладитель $\Delta p_{вх}$, потерь напора на выходе воздуха из вентиляторов в канал над ложным потолком $\Delta p_{вых}$, потерь напора на четырех поворотах потока воздуха $\Delta p_{пов}$, потерь напора на трение при движении воздуха в канале над ложным потолком.

ком $\Delta p_{\text{тр}}$:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{ст}} + \Delta p_{\text{в}} + \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вых}} + \Delta p_{\text{пов}} + \Delta p_{\text{тр}}, \quad (1.28)$$

Статический напор перед плоскими (щелевыми) соплами [3]:

$$\Delta p_{\text{ст}} = \rho_{\text{в}} \frac{w_0^2}{2\varphi_0^2}, \quad (1.29)$$

где φ_0 — коэффициент скорости истечения воздуха из плоского сопла (0,7).

Потери напора на входе воздуха в воздухоохладитель [3]:

$$\Delta p_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \rho_{\text{в}} \frac{w_{\text{вх}}^2}{2}, \quad (1.30)$$

где $\zeta_{\text{вх}}$ - коэффициент местного сопротивления, который зависит от отношения сечений потока до и после сопротивления, (0,5) [6].

$w_{\text{вх}}$ - скорость на входе в воздухоохладитель.

Потери напора на двух поворотах потока воздуха на входе в воздухоохладитель и на выходе из воздухоохладителя [3]:

$$\Delta p_{\text{пов}} = 2\zeta_{\text{пов}} \rho_{\text{в}} \frac{w_{\text{пов}}^2}{2}, \quad (1.31)$$

где $\zeta_{\text{пов}}$ - коэффициент местного сопротивления поворота потока, (1,5);

$w_{\text{пов}}$ - скорость воздуха на поворотах, м/с. ($w_{\text{пов}} = w_{\text{н.д.}}$)

$$w_{\text{н.д.}} = V_0 / S_k, \quad (1.32)$$

где $w_{н.д}$ – действительная скорость набегающего потока, м/с (обычно принимают 2...3 м/с);

S_k – длина канала, м.

Потери напора на выходе воздуха из вентиляторов в канал над ложным потолком определяются коэффициентом местного $\zeta_{вх}$ сопротивления, который зависит от отношения суммы площадей выходных сечений вентиляторов $S_{вен}$ и площади сечения канала ложного потолка $S_{лп}$.

Количество вентиляторов и их модель выбираем исходя из объемной подачи V_0 . Вентилятор выбирается

$$n_{вен} S_{вен} / S_{л.п.}, \quad (1.33)$$

Скорость движения воздуха в выходном патрубке вентилятора находят по уравнению сплошности потока

$$w_{вен} = 4V_0 / (\pi d_{вен}^2 n_{вен}), \quad (1.34)$$

где $d_{вен}$ – диаметр выходного патрубка вентилятора, м;

$n_{вен}$ – количество вентиляторов, шт.

Тогда потери напора при выходе воздуха из вентиляторов в канал над ложным потолком

$$\Delta p_{вых} = \zeta_{вых} \rho w_{вен}^2 / 2, \quad (1.35)$$

Потери напора в батарее воздухоохладителя со спиральным ребрением рассчитываются по зависимости

$$\Delta p_e = 1,35 n_e (h/d_n) 0,45 (U/d_n) - 0,72 Re - 0,24 \rho_e w_{ж}, \quad (1.36)$$

где U - расстояние между ребрами с учетом снеговой шубы, мм;

$w_{жс}$ - скорость воздуха в живом сечении батареи воздухоохладителя, м/с.

$$U = t_p - 2\delta_u - \delta_p, \quad (1.37)$$

где t_p – шаг оребрения, мм;

δ_u - толщина выпавшего на ребрах инея, мм, ($\delta_u = 2$ мм);

δ_p - толщина ребра, мм, ($\delta_p = 1$ мм).

$$w_{жс} = \varphi \cdot w_{н.д} \quad (1.38)$$

где φ - коэффициент сжатия потока воздуха.

$$\varphi = s_l/d_n(1 + \delta_p/U)/(s_l/d_n - 1 + (s_l/d_n - 1 - 2h/d_n) \delta_p/U), \quad (1.39)$$

где s_l - расстояние между осями труб по ширине канала, м;

h - высота ребра, м;

d_n - наружный диаметр трубы, м

Число Рейнольдса рассчитывают по формуле [5]

$$Re = w_{жс} d_n / \nu_{в}, \quad (1.40)$$

где $\nu_{в}$ - коэффициент кинематической вязкости, находится при температуре кипения холодильного агента $t_0 = -17$ °С.

Потери напора на трение при движении воздуха над ложным потолком составят:

$$\Delta p_{тр} = \lambda_{тр} l_{кан} \rho_{в} * \frac{w_{наб.н}^2}{2d_{г}}, \quad (1.41)$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ – гидравлический коэффициент трения;

$l_{\text{кан}}$ – длина канала, м;

$d_{\text{э}}$ – эквивалентный диаметр сечения канала, м.

Эквивалентный диаметр сечения канала рассчитывают по отношению [5]

$$d_{\text{э}} = 4S_{\text{кан}} / \Pi_{\text{кан}}, \quad (1.42)$$

где $S_{\text{кан}}$ – площадь сечения канала, м²;

$\Pi_{\text{кан}}$ – периметр канала, м.

Фактический теплоприток от электродвигателей вентиляторов составит:

$$Q_{4\text{ф}} = N_{\text{вен}} = \frac{V_0 \Delta p}{\eta_{\text{вен}}}, \quad (1.43)$$

где $\eta_{\text{вен}}$ – КПД вентилятора.

В случае если величина $Q_{4\text{ф}} > Q_4$ необходимо произвести корректировку теплопередающей площади воздухоохладителя, путем выбора воздухоохладителя с большей теплопередающей поверхностью.

2. ХОЛОДИЛЬНОЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЗАМОРАЖИВАНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

2.1 Расчет оборудования камеры однофазного замораживания

2.1.1 Определение продолжительности цикла охлаждения

Исходные данные. Камера охлаждения мяса в полутушах оснащена межрядными радиационными батареями. Производительность камеры G , т/сут, скорость движения воздуха в зоне расположения бедренной части w_6 , м/с, температура воздуха в камере t_{nm} °С.

Требуется определить: продолжительность цикла замораживания t , вместимость и размеры камеры, объемную подачу воздуха, тепловую нагрузку на камерное холодильное оборудование и площадь поверхности замораживающих устройств, выполнить компоновку оборудования камеры, а также рассчитать потери напора при движении воздуха в циркуляционном кольце и мощность электродвигателей вентиляторов.

Средняя конечная температура замораживания:

$$t_{ск} = \frac{t_{кц}(B_i+2)+t_c B_i}{2(B_i+1)}, \quad (2.1)$$

где t_c - температура теплопроводящей среды, С

$t_{кц}$ - конечная температура в центре замораживаемого продукта, °С

B_i - критерий Био.

$$B_i = \frac{\alpha \delta}{\lambda_m}, \quad (2.2)$$

где α - коэффициент теплоотдачи при замораживании ($\alpha=0,14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$);

δ - половина толщины продукта, ($\delta=0,1 \text{ м}$);

λ_m - коэффициент теплопроводности замороженного продукта, ($\lambda_m = 1,33$
Вт/(м²К)

Теплота, отводимая при замораживании:

$$q_3 = G(i_1 - i_2), \quad (2.3)$$

где q_3 – теплота отводимая при замораживании, кДж/кг;

i_1 и i_2 – соответственно начальная и конечная энтальпия продукта ,
кДж/кг.

Продолжительность замораживания:

$$\tau = A_\phi \frac{q_3 \cdot \rho \delta}{(t_{кр} - t_c)} \cdot \left(\frac{\delta}{2\lambda_m} + \frac{1}{\alpha} \right) \cdot 10^3, \quad (2.4)$$

где τ - продолжительность замораживания , с;

A_ϕ - коэффициент формы $A_\phi = 1$ для неограниченной пластины;

q_3 - удельная теплота замораживания кДж/кг;

ρ - плотность продукта $\rho = 1050$ кг/м³

δ - половина толщины или радиус продукта, м;

t_c - температура теплоотводящей среды, С;

α -коэффициент теплоотдачи от продукта к охлаждающей среде,
Вт/(м·К)

$$\tau_u = \tau + \tau_{з.в}, \quad (2.5)$$

где τ_u – продолжительность рабочего цикла охлаждения, ч;

$\tau_{з.в}$ - продолжительность загрузки и выгрузки мяса (в подобных камерах
по опытным данным составляет 2...4 ч).

2.1.2 Расчет площади камеры замораживания и выбор способа размещения продукта

Определение вместимости камеры озаморозки (M , т):

$$M = G\tau_{ц}/24, \quad (2.6)$$

Строительная площадь камеры заморозки мяса определяется исходя из нормы нагрузки:

$$F = M/g_f, \quad (2.7)$$

где F – строительная площадь камеры, м^2 ;

g_f – норма нагрузки для камер с размещением груза на подвесных путях [3], т/м^2 ($g_f = 0,225 \dots 0,250 \text{ т/м}^2$) [3].

Длину подвесных путей, на которых находится мясо в процессе его охлаждения в камере, определяют также из нормы нагрузки:

$$L_n = M/g_l, \quad (2.8),$$

где L_n – длина подвесных путей, м;

g_l – норма нагрузки от полутуш мяса на подвесные пути, ($g_l = 0,280 \text{ т/м}$).

Исходя из строительных нормативов, примем, что в камере размещены шесть ниток подвесного пути длиной l_n каждая.

Расстояние между нитками подвесного пути принимаем 900 мм, а от стен до крайних ниток подвесного пути - по 450 мм.

Камеру охлаждения мяса (рис. 1) располагаем в строительном прямоугольнике, размер одной стороны исходя из конструктивных соображений

должен быть равен или кратен 6 м ($B=6$ м), вторую сторону (l) определяем исходя из длины подвесных путей $l=L_n/B$, полагая, что часть строительной площади камеры будет занимать воздухоохладитель то общая длина камеры составит $L=l+3$.

Действительная вместимость камеры составит

$$M_d = l_{n1} n g_l, \quad (2.9)$$

Действительная строительная площадь камеры

$$F_{\text{кам.д}} = L_k \cdot B_k, \quad (2.10)$$

Действительная производительность камеры замораживания достигнет

$$G_d = M_d \cdot \frac{24}{\tau_{\text{ц}}}, \quad (2.11)$$

Чтобы продолжительность однофазного замораживания мяса составила расчетное время при заданной температуре воздуха в камере $t_{\text{пм}}$, следует создать необходимую скорость движения воздуха в зоне бедренной части полутуши w_6 . С этой целью определим приведенный коэффициент теплопередачи от поверхности полутуши к воздуху :

$$\alpha_{\text{пр}} = 0,0962 \rho_m \delta_m \frac{c_0 \left[\frac{t_{\text{пост}} - t_{\text{пм}}}{t_{\text{кр}} - t_{\text{пм}}} \right]^{1,5} + \left(\frac{c_\omega}{c_3} \right) \cdot \left[\left(\frac{t_{\text{кр}} - t_{\text{пм}}}{t_{\text{к}} - t_{\text{пм}}} \right) \right]^{1,09}}{\tau}, \quad (2.12)$$

где c_0, c_3 - удельная теплоёмкость, соответственно ,охлаждённого и замороженного мяса, Дж/(кг·К);

c_ω - удельная теплоёмкость, учитывающая долю вымораживаемой воды, Дж/(кг·К); $c_\omega = c_3 + \Delta \omega_w r_w = 2500 + 0,0417 \cdot 0,8 \cdot 335000 = 11400$;

$\Delta\omega=0,0417\text{C}^{-1}$ - относительная разность масс вымораживаемой воды при понижении температуры мяса на 1°C ;

w - влажность продукта ,для мяса $w=0,8\dots 0,85\text{кг/кг}$;

r_w - удельная теплота плавления льда ; $r_w=335000\text{Дж/кг}$;

ρ_m -плотность мяса , кг/м^3 ;

δ_m - толщина бедренной части полутуши $\delta=0,2\text{м}$;

$t_{\text{норм}}$ -начальная температура мяса , $t_{\text{норм}}=39\text{C}$;

$t_{\text{кр}}$ -криоскопическая температура ,C для мяса $t_{\text{кр}}=-1^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{кон.ц}}$ -конечная температура в центре бедра.

Принимая ,что коэффициент теплоотдачи при испарении воды в процессе однофазного замораживания в камере с воздушной системой охлаждения составляет $\alpha_u=1,5\dots 2,0\text{Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, найдём значение конвективного коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha_k = \alpha_{\text{пр}} - \alpha_u, \quad (2.13)$$

Скорость движения воздуха в зоне бедренной части:

$$w_6 = 6,73\alpha_k^{1,72} \cdot \delta_m^{0,72} \frac{v_B}{\lambda_B^{1,72}}, \quad (2.14)$$

Скорость воздуха на выходе из щелевого сопла w_0 находим из зависимости:

$$w_0 = w_6 \frac{\left(\frac{a_m l_6}{b_0}\right)^{0,5}}{0,82}, \quad (2.15)$$

где a_m - коэффициент турбулентной структуры струи ; для плоского сопла ($a_m=0,12$).

Суммарная площадь сечения всех сопел (щелей) камеры

$$F_{\text{ш}} = n_s f_s. \quad (2.16)$$

Объемная подача воздуха через щели составляет

$$V_0 = w_0 F_{\text{ш}}, \quad (2.17)$$

2.1.3 Расчет тепловой нагрузки на холодильное оборудование

Общий теплоприток в камеру замораживания так же как и в предыдущем случае складывается из теплопритоков через ограждающие конструкции Q_1 , от замораживаемого мяса Q_2 и эксплуатации оборудования Q_4 (1.17):

Но при расчете теплопритоков через ограждение учитывается теплоприток от обогреваемого пола.

$$Q_1 = \sum (k_i F_i \Delta t_i) + k F_{\text{кад.м}} \Delta t_c, \quad (2.18)$$

где k -коэффициент теплопередачи ограждения ; принимаем для наружной стены $k_i=0,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, внутренней с коридором $k_i= 0,22 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для покрытия $k_i=0,17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, обогреваемого пола $k_i=0,23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
 F_i - площадь поверхности i -ого ограждения.

Теплоприток от замораживаемого в камере мяса:

$$Q_2 = MK(i_{\text{нрост}} - i_{\text{вып}})/\tau, \quad (2.19)$$

Эксплуатационные теплопритоки (Q_4 , кВт) от двигателей вентиляторов принимаем ориентировочно:

$$Q_4 = A \cdot F_{\text{кам.д}}, \quad (2.21)$$

где A – коэффициент, учитывающий мощность электродвигателей в камере холодильной обработки ($A=0,1 \dots 0,2 \text{ кВт/м}^2$).

Теплопередающую площадь поверхности воздухоохладителя рассчитывают по формуле (1.26):

Суммарная объёмная подача вентиляторов в воздухоохладителей:

$$V_c = n_{\text{во}} \cdot V_{\text{вен}}, \quad (2.22)$$

Действительная тепловая нагрузка на камерное оборудование составляет:

$$Q_d = Q_1 + Q_2 + n_{\text{вен}} N_{\text{вен}}, \quad (2.23)$$

2.1.4 Расчет вентиляции и определение мощности электродвигателей привода вентиляторов

Расчет вентиляции камеры заморозки ведем по методике, представленной в п.1.1.5

2.1.5 Проверочные расчеты

Действительная мощность электродвигателей вентиляторов при их КПД $\eta_{\text{вен}}=0,7$ составит

$$N_{\text{вен}} = \frac{v_c \Delta p}{\eta_{\text{вен}}}, \quad (2.24)$$

Под охлаждение воздуха в воздухоохладителях:

$$\Delta t_{\text{в}} = \frac{Q_{0\text{д}}}{V_{\text{с}}} \rho_{\text{в}} c_{\text{в}}, \quad (2.25)$$

Согласно технологическим требованиям ,нагрев воздуха в камере должен составлять $2 \dots 4^{\circ}\text{C}$

Кратность циркуляции воздуха в камере

$$Z = \frac{V_{\text{с}}}{LBH}, \quad (2.26)$$

где Z – кратность циркуляции воздуха, ч^{-1} ;

$L.B.H$ - соответственно длина,ширина и высота камеры ,м;

$V_{\text{с}}$ - суммарныйобъёмный расход воздуха,м³/ч.

Приложение А

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ
АЛТАЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНЖЕНЕРНЫЙ ФАКУЛЬТЕТ
КАФЕДРА МЕХАНИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА И ПЕРЕРАБОТКИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПРОДУКЦИИ

Курсовая работа

ТЕМА: «Расчет и подбор оборудования камеры охлаждения»

Выполнил: студент группы
Ф.И.О.

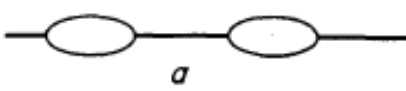
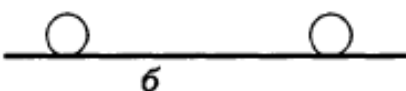
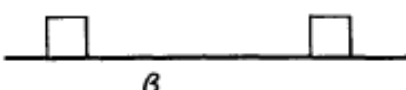
Проверил: Ф.И.О.

Барнаул 2016

Приложение В – Физические свойства сухого воздуха

Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Удельная теплоемкость, кДж/(кг · К)	Теплопроводность, Вт/(м · К)	Температуро- проводность × 10 ² , м ² /с	Динамический коэффициент вязкости × 10 ⁶ , Па · с	Кинематический коэффициент вязкости × 10 ⁶ , м ² /с	Число Прандтля
–50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
–40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
–30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
–20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	11,79	0,716
–10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698

Приложение В – Панельные батареи

Тип панели	Длина, м	Ширина, м	Число каналов	Площадь поверхности, м ² на 1 м длины
Листоканальная  а	2,4	1,25	5	2,5
	2,4	0,75	3	1,5
	2,0	1,25	5	2,5
	2,0	0,75	3	1,5
	1,8	1,25	5	2,5
	1,8	0,75	3	1,5
	1,4	1,25	5	2,5
	1,4	0,75	3	1,5
	1,2	1,25	5	2,5
	1,2	0,75	3	1,5
	1,0	0,75	3	1,5
Листотрубная с круглой трубой  б	4,0	1,10	5	2,2
	3,5	1,10	5	2,2
	3,0	1,10	5	2,2
	2,4	1,10	5	2,2
Листотрубная с квадратной трубой  в	3,6	2,50	7	5,0
	3,0	1,74	7	3,5
	3,0	1,24	5	2,5
	3,0	0,74	3	1,5
	2,4	1,24	5	2,5
	2,4	0,74	3	1,5

Приложение Г

Таблица Г1 – Удельная энтальпия пищевых продуктов, кДЖ/кг

Температура, °С	Говядина, птица	Свинина	Рыба	Субпродукты	Колбаса вареная	Яйца	Виноград, абрикосы, вишня	Другие плоды
-25	-11	-10	-12	-12	221	—	-17	-14
-20	0	0	0	0	233	—	0	0
-18	5	5	5	5	238	—	9	7
-15	13	12	11	14	246	—	21	17
-12	22	21	24	24	256	—	38	25

Продолжение таблицы Г1

Температура, °С	Говядина, птица	Свинина	Рыба	Субпродукты	Колбаса вареная	Яйца	Виноград, абрикосы, вишня	Другие плоды
−10	30	29	33	33	265	—	50	38
−8	39	35	42	43	275	—	76	56
−5	57	54	62	63	299	—	116	83
−3	75	73	86	88	345	227	202	139
−2	99	92	106	110	454	230	217	206
−1	185	170	200	204	467	234	233	268
0	232	212	249	261	471	237	236	272
1	235	215	253	264	475	240	240	274
2	238	218	256	268	479	243	243	278
4	245	224	263	274	486	250	250	287
8	248	236	277	289	497	262	268	302
10	264	242	284	296	504	269	272	309
12	271	248	290	302	511	274	279	313
15	280	257	301	313	522	284	290	328
20	297	273	318	331	543	300	307	346
25	312	288	335	348	561	316	326	366
30	329	302		366	581	332	343	385
35	345	318		384	599	348	361	403
40	361	332		401	616	363		

Таблица Г2 – Коэффициент теплопередачи воздухоохладителей при температурном напоре $\Theta=10\text{ К}^*$

Воздухоохладитель	Значения $k_{\text{во}}$ [Вт/(м ² · К)] при температуре хладагента или хладоносителя, °С				
	−40	−30	−20	−15	0
Из оребренных труб:					
аммиачный с нижней подачей	11,6	12,2	13,2	14,0	17,0
» с верхней подачей	10,4	11,0	11,8	12,6	15,3
с промежуточным хладоносителем	10,4	11,0	11,8	12,6	15,3
фреоновый	17,5	18,4	19,3	21,0	23,3
Из гладких труб аммиачный	30	32	35	40	45
* При значениях температурного напора, отличающихся от 10 К, коэффициент теплопередачи следует умножить на поправку $(\Theta_{\text{во}}/10)^{0,22}$.					

Приложение 11. Аммиачные воздухоохладители

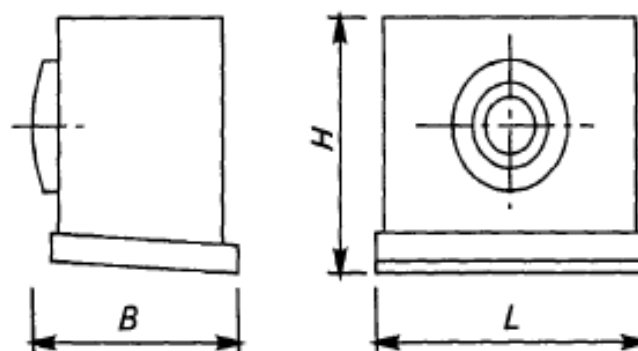
11.1. Характеристики воздухоохладителей GHP и AB2

Марка	Шаг между ребрами t_p , мм	Площадь поверхности теплообмена $f_{во}$, м ²	Объемная подача $V_{во}$, м ³ /ч	Мощность вентиляторов $N_{вен}$, кВт	Габаритные размеры, мм $l_{во} \times b_{во} \times h_{во}$	Масса, кг
045E/18	8	36,5	4800	0,55	1210 × 790 × 765	158
050E/18	8	60,7	6800	0,55	1410 × 836 × 783	236
065E/18	8	102,1	8700	0,75	1860 × 992 × 1023	406
080E/18	8	131,2	18300	1,5	2260 × 1236 × 1263	510
080G/18	8	218,7	17000	1,5	2260 × 1456 × 1280	767
065F/112	12	88,7	8700	0,75	1860 × 1236 × 1040	428
080C/112	12	123,5	16200	1,5	1960 × 1236 × 1236	526
080D/112	12	148,2	15800	1,5	1960 × 1456 × 1280	628
080H/112	12	182,4	17000	1,5	2260 × 1456 × 1280	739
065E/116	16	55,4	9100	0,75	1860 × 992 × 1023	323
080B/116	16	77,1	16900	1,5	1960 × 1236 × 1263	416
080D/116	16	115,6	16200	1,5	1960 × 1456 × 1280	571
080H/116	16	143,3	17300	1,5	2260 × 1456 × 1280	670
050F/28	8	151,8	13200	1,1	2490 × 1178 × 800	536
065E/28	8	204,2	17400	1,5	3060 × 992 × 1033	755

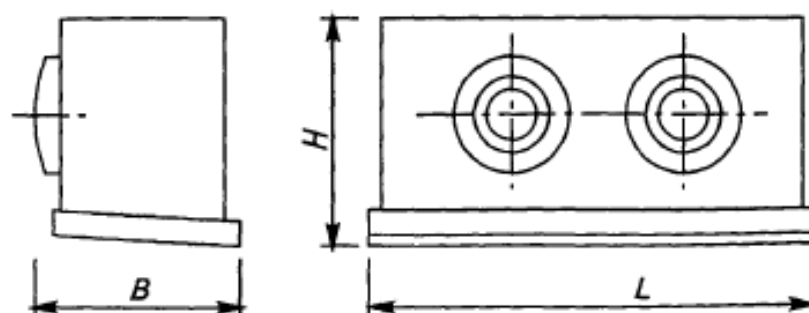
Продолжение

Марка	Шаг между ребрами t_p , мм	Площадь поверхности теплообмена $f_{во}$, м ²	Объемная мощность $V_{во}$, м ³ /ч	Мощность вентиляторов $N_{вен}$, кВт	Габаритные размеры, мм $l_{во} \times b_{во} \times h_{во}$	Масса, кг
065F/28	8	255,2	17000	1,5	3060 × 1212 × 1040	928
050F/212	12	105,6	13600	1,1	2490 × 1178 × 800	454
065F/212	12	177,4	17400	1,5	3060 × 1236 × 1040	790
080D/212	12	296,4	31600	3,0	3260 × 1460 × 1280	1163
080B/216	16	154,2	33800	3,0	3260 × 1236 × 1263	763
080C/216	16	192,8	33200	3,0	3260 × 1236 × 1263	889
080D/216	16	231,2	32400	3,0	3260 × 1456 × 1280	1051
AB2-50	13,4	50,0	4750/6840	0,8/1,2	1900 × 1000 × 730	340
AB2-75	8,6	75,0	4750/6840	0,8/1,2	1900 × 1000 × 730	380
AB2-100	17,5	100,0	9750/19440	2,2/3,0	1900 × 2200 × 800	735
AB2-150	11,3	150,0	9750/19440	2,2/3,0	1900 × 2200 × 800	735
AB2-250	13,4/17,5	250,0	35280/54000	3,0/8,0	2200 × 2000 × 1300	1570

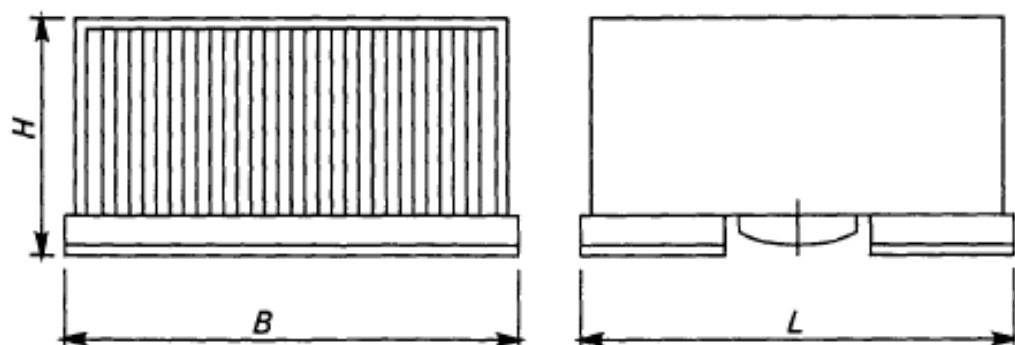
11.2. Конструкция воздухоохлаждателей типа GHP 045E/18 — GHP 080H/116



11.3. Конструкция воздухоохлаждателей типа GHP 050F/28 — GHP 080D/216 и AB2-50, AB2-75, AB2-250



11.4. Конструкция воздухоохладителей типа АВ2-100, АВ2-150



Приложение 12. Фреоновые воздухоохладители

12.1. Воздухоохладители типа GHP с одним вентилятором

Марка	Шаг между ребрами t_p , мм	Площадь поверхности теплообмена $f_{во}$, м ²	Объемная подача $V_{во}$, м ³ /ч	Габаритные размеры, мм $l_{во} \times b_{во} \times h_{во}$	Масса, кг
041A/14	4	28,8	2800	996 × 665 × 565	47
041B/14	4	36,0	2650	996 × 665 × 565	51
046A/14	4	46,1	4340	1196 × 685 × 665	63
046B/14	4	57,7	4220	1196 × 685 × 665	70
051B/14	4	72,1	5590	1396 × 690 × 665	82
066A/14	4	102,5	9390	1831 × 785 × 965	151
066B/14	4	128,1	9020	1831 × 785 × 965	165
071A/14	4	134,5	13200	2046 × 865 × 1065	186
071B/14	4	168,2	12650	2046 × 865 × 1065	204
081A/14	4	182,8	18440	2231 × 955 × 1265	251
041B/17	7	21,2	2990	996 × 665 × 565	45
041C/17	7	25,5	2910	996 × 665 × 565	49
046B/17	7	34,0	4500	1196 × 685 × 665	61
046C/17	7	40,7	4430	1196 × 685 × 665	66
051C/17	7	50,9	5860	1396 × 690 × 665	77
066A/17	7	60,3	10110	1831 × 785 × 965	136
066B/17	7	75,4	9870	1831 × 785 × 965	148
066C/17	7	90,5	9660	1831 × 785 × 965	158
071B/17	7	99,0	13880	2046 × 865 × 1065	181
071C/17	7	118,8	13570	2046 × 865 × 1065	194
081B/17	7	134,5	19220	2231 × 955 × 1265	242
081C/17	7	161,4	18860	2231 × 1055 × 1265	272
051C/110	10	36,7	5950	1396 × 690 × 665	76
051D/110	10	48,9	5760	1396 × 790 × 665	92
066C/110	10	65,2	9870	1831 × 785 × 965	158
066D/110	10	86,9	9430	1831 × 985 × 965	193

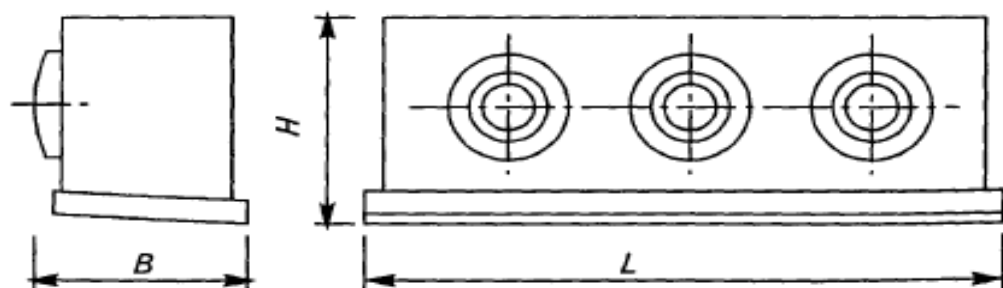
Продолжение

Марка	Шаг между ребрами ζ_p , мм	Площадь поверхности теплообмена $f_{во}$, м ²	Объемная подача $V_{во}$, м ³ /ч	Габаритные размеры, мм $l_{во} \times b_{во} \times h_{во}$	Масса, кг
071C/110	10	85,6	13880	2046 × 865 × 1065	194
071D/110	10	114,1	13230	2046 × 1065 × 1065	240
081C/110	10	116,2	19220	2231 × 1055 × 1265	271
081D/110	10	155,0	18450	2231 × 1055 × 1265	308
051C/112	12	31,1	6030	1396 × 690 × 665	73
051D/112	12	41,5	5870	1396 × 790 × 665	87
066C/112	12	55,4	10090	1831 × 785 × 965	151
066D/112	12	73,8	9690	1831 × 985 × 965	186
071D/112	12	96,9	13610	2046 × 1065 × 1065	231
081C/112	12	98,7	19580	2231 × 1055 × 1265	262
081D/112	12	131,6	18900	2231 × 1055 × 1265	296

12.2. Воздухоохладители типа GHP с двумя вентиляторами

Марка	Шаг между ребрами ζ_p , мм	Площадь поверхности теплообмена $f_{во}$, м ²	Объемная подача $V_{во}$, м ³ /ч	Габаритные размеры, мм $l_{во} \times b_{во} \times h_{во}$	Масса, кг
041A/24	4	57,7	5600	1596 × 665 × 565	77
041B/24	4	72,1	5300	1596 × 665 × 565	85
046A/24	4	92,3	8680	1996 × 685 × 665	109
046B/24	4	115,3	8440	1996 × 685 × 665	123
051B/24	4	144,2	11180	2476 × 690 × 665	147
066A/24	4	207,6	18780	3046 × 785 × 965	265
066B/24	4	259,5	18040	3046 × 785 × 965	293
071A/24	4	272,0	26400	3476 × 865 × 1065	334
071B/24	4	340,0	25300	3476 × 865 × 1065	369
081A/24	4	369,0	36880	3876 × 955 × 1265	449
041B/27	7	42,4	5980	1596 × 665 × 565	74
041C/27	7	50,9	5280	1596 × 665 × 565	81
046B/27	7	67,9	9000	1996 × 685 × 665	104
046C/27	7	81,5	8860	1996 × 685 × 665	114
051C/27	7	101,9	11720	2476 × 690 × 665	137
066A/27	7	122,2	20220	3046 × 785 × 965	230
066B/27	7	152,8	19740	3046 × 785 × 965	252
066C/27	7	183,3	19320	3046 × 785 × 965	275
071B/27	7	200,2	27760	3476 × 865 × 1065	317
071C/27	7	240,2	27140	3476 × 865 × 1065	346
081B/27	7	271,6	38440	3846 × 955 × 1265	428
081C/27	7	325,9	37720	3846 × 1055 × 1265	479
051C/210	10	73,3	11900	2476 × 690 × 665	136
051D/210	10	97,8	11520	2476 × 790 × 665	166

**12.4. Конструкция воздухоохладителей типа
GHP 041A/34 — GHP 081D/312**



Примечание. Конструкции хладоновых воздухоохладителей, оснащенных одним вентилятором, аналогичны показанным на рисунке в приложении 11.2, а оснащенных двумя вентиляторами — в приложении 11.3.

Продолжение

Марка	Шаг между ребрами t_p , мм	Площадь поверхности теплообмена $f_{во}$, м ²	Объемная подача $V_{во}$, м ³ /ч	Габаритные размеры, мм $l_{во} \times b_{во} \times h_{во}$	Масса, кг
066C/210	10	132,0	19740	3046 × 785 × 965	273
066D/210	10	176,0	18860	3046 × 985 × 965	336
071C/210	10	172,9	27760	3476 × 865 × 1065	344
071D/210	10	230,6	26460	3476 × 1065 × 1065	422
081C/210	10	234,7	38440	3846 × 1055 × 1265	477
081D/210	10	312,9	36900	3846 × 1055 × 1265	555
051C/212	12	62,3	12060	2476 × 690 × 665	131
051D/212	12	83,0	11740	2476 × 790 × 665	159
066C/212	12	112,1	20180	3046 × 785 × 965	263
066D/212	12	149,5	19380	3046 × 985 × 965	323
071D/212	12	195,8	27220	3476 × 1065 × 1065	404
081C/212	12	199,3	39160	3846 × 1055 × 1265	459
081D/212	12	265,7	37800	3846 × 1055 × 1265	530

12.3. Воздухоохладители типа GHP с тремя вентиляторами

Марка	Шаг между ребрами t_p , мм	Площадь поверхности теплообмена $f_{во}$, м ²	Объемная подача $V_{во}$, м ³ /ч	Габаритные размеры, мм $l_{во} \times b_{во} \times h_{во}$	Масса, кг
041A/34	4	85,6	8400	2276 × 665 × 565	77
041B/34	4	108,1	7950	2276 × 665 × 565	85
046A/34	4	138,4	13020	2876 × 685 × 665	109
046B/34	4	173,0	12660	2876 × 685 × 665	123
051B/34	4	216,2	16770	3646 × 690 × 665	147
066A/34	4	312,7	28170	4261 × 785 × 965	265
066B/34	4	390,8	27060	4261 × 785 × 965	293
071A/34	4	409,4	39600	4906 × 865 × 1065	334
071B/34	4	511,8	37950	4906 × 865 × 1065	369
081A/34	4	555,3	55320	5461 × 955 × 1265	449
041B/37	7	63,7	8970	2276 × 665 × 565	74
041C/37	7	76,4	8730	2276 × 665 × 565	81
046B/37	7	101,9	13500	2876 × 685 × 665	104
046C/37	7	122,2	13290	2876 × 685 × 665	114
051C/37	7	152,8	17580	3846 × 690 × 665	137
066A/37	7	184,1	30330	4261 × 785 × 965	230
066B/37	7	230,1	29610	4261 × 785 × 965	252
066C/37	7	276,2	28980	4261 × 785 × 965	275
071B/37	7	301,3	41640	4906 × 865 × 1065	317