

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ОБРАЗОВАНИЯ
«АЛТАЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ»

КАФЕДРА «МЕХАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА И ПЕРЕРАБОТКИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПРОДУКЦИИ»

КУРСОВАЯ РАБОТА

по дисциплине:

«ХОЛОДИЛЬНОЕ И ВЕНТИЛЯЦИОННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ»

Тема: Расчет и подбор оборудования камеры охлаждения

Выполнил: _____Иванов И.И..

студент гр. 8263

Проверил: _____СеливерстовМ.В.

Дата защиты _____

Оценка _____

Подпись _____

Барнаул 2020

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1 АНАЛИЗ СПОСОБОВ ОХЛАЖДЕНИЯ МЯСА	4
2 РАСЧЕТ КАМЕРЫ ОХЛАЖДЕНИЯ.....	8
2.1 Расчет продолжительности цикла охлаждения.....	8
2.2 Расчет площади камеры охлаждения	11
2.3 Определение теплопритоков.....	13
2.4 Расчет и подбор холодильного оборудования	17
2.5 Расчет вентиляции и определение мощности электродвигателей привода вентиляторов.....	17
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	23
ЛИТЕРАТУРА	24

ВВЕДЕНИЕ

Мясо играет важную роль в питании человека, вследствие содержания в нем высокоценных белков, значимых в энергетическом и пластическом отношениях жиров, ряда витаминов, макро- и микроэлементов. В состав мяса помимо собственно скелетных мышц входят также элементы соединительной, жировой, нервной ткани, а в так называемое товарное мясо - и кости. Качество мяса, как и других пищевых продуктов, определяется его пищевой ценностью, безопасностью и потребительскими характеристиками.

В настоящее время в нашей стране большое внимание уделяют вопросам повышения качества и рациональному использованию мяса. При этом важное значение имеет подготовка к убою, транспортировка, первичная переработка скота и птицы, хранение мяса и т.д. Рационально использовать все продукты убоя животных можно только при правильной организации мест убоя, соблюдении технологических и ветеринарно-санитарных правил.

От способа хранения свинины зависит время, за которое производитель должен реализовать мясо потребителю. Что же означает срок хранения мяса, это время, за которое свинина должна не только не испортиться (быть пригодной в пищу) но и сохранить вкусовые, питательные и эстетические качества.

Важным условием хранения охлажденного мяса является постоянное поддержание температуры на постоянном уровне. Изменение или колебание температуры воздуха приводят к ухудшению качества мяса. Охлажденное мясо — превосходный пищевой продукт, полностью сохранивший все свои качества.

Цель данной курсовой работы — овладеть методикой расчета камеры охлаждения мяса.

1 АНАЛИЗ СПОСОБОВ ОХЛАЖДЕНИЯ МЯСА

Охлаждение мяса в воздухе проводят различными способами: одно-, двух- и трехстадийным, а также программным.

Одностадийное охлаждение проводят при температуре 0°C и скорости движения воздуха $0,5\text{--}2$ м/с до температуры в толще мышц бедра на глубине не менее 6 см от поверхности от 0 до 4°C . Температура и скорость воздуха — основные параметры, влияющие на коэффициент теплоотдачи от поверхности продукта к охлаждающей среде и, следовательно, на продолжительность охлаждения. Для говяжьих полутуш температура воздуха может быть понижена до -2°C , а для свиных — до -5°C . Продолжительность охлаждения при этом составляет 14–24 ч.

Наметившаяся тенденция снижения температуры охлаждающего воздуха ниже криоскопической и повышения скорости его движения до 2 м/с объясняется желанием интенсифицировать процесс охлаждения. При этом дополнительные энергозатраты по сравнению с традиционным способом вполне оправданны, поскольку уменьшается продолжительность процесса на 30-40%, в таких же пределах снижается усушка, повышается качество мяса и мясных продуктов и увеличивается оборачиваемость камер охлаждения.

При дальнейшем снижении температуры охлаждающей среды возможно подмораживание мяса, поэтому используют двух- и трехстадийное охлаждение с применением переменных параметров воздушной среды. Стадийное охлаждение полутуш может осуществляться в одной или разных камерах. Так, свиные полутуши на первой стадии охлаждения при температуре -10 — -12°C в течение 1,5 ч, на второй стадии — при температуре -5 — -7°C в течение 2 ч и при доохлаждении (с целью равномерного распределения температуры по толщине полутуш) — при температуре около 0°C в течение 6–8 ч. На первой и второй стадии скорость

движения воздуха 1–2 м/с, а при доохлаждении — 0,5 м/с при его относительной влажности 95-98%.

Интенсифицированный способ охлаждения говядины предусматривает использование на первой стадии воздуха с температурой до -25°C , движущегося со скоростью 5–10 м/с. По достижении на поверхности полутуш криоскопической температуры начинается вторая стадия охлаждения, в течение которой температура воздуха поддерживается на уровне криоскопической, а скорость его не превышает 0,5 м/с. При фронтальном способе охлаждения полутуш, когда они движутся на конвейере навстречу потоку охлажденного воздуха, холодильная обработка ведется при изменяющемся в течение процесса коэффициенте теплоотдачи. Это позволяет уменьшить продолжительность холодильной обработки на 10% по сравнению с процессом, проведенным при постоянном значении коэффициента теплоотдачи, а усушка при этом снижается еще на 30-40%.

Скорость воздуха в камерах изменяют подбором определенных сечений воздухораспределителей. Полутуши перемещаются конвейерным способом по камере, размеры которой рассчитывают исходя из того, что за время продвижения в камере предварительного охлаждения температура поверхности полутуш не должна быть ниже криоскопической, а в камере доохлаждения должна достигать заданного конечного значения. Избежать холодового сокращения мышц (температурного шока) можно посредством электростимуляции или путем выдержки мяса в период предварительного охлаждения при температуре воздуха $10-12^{\circ}\text{C}$ в течение 12–15 ч.

Способы гидроаэрозольного охлаждения изначально применяли только для обработки фруктов, овощей, цветов, зелени. В настоящее время так охлаждают колбасы, мясо в тушах, полутушах и четвертинах.

Для получения холода используются безмашинные и машинные способы охлаждения. Безмашинные способы охлаждения основываются на плавлении, испарении, сублимации. В безмашинных способах охлаждения используются готовые хладоносители (водный, эвтектический и сухой лед, сжиженные газы, воздух).

Установки, работающие на готовых хладоносителях, просты по устройству и, следовательно, наиболее доступны, но они имеют существенные недостатки: полную зависимость от возможности и условий получения хладоносителей; большой объем грузовых работ, связанных с зарядкой хладоносителями и поддержанием гигиены в охлаждаемых помещениях.

По виду затрачиваемой энергии холодильные машины подразделяются на компрессионные, теплоиспользующие и термоэлектрические.

Компрессионные машины используют механическую энергию; теплоиспользующие — тепловую от источников теплоты, температура которых выше окружающей среды; термоэлектрические — электрическую.

При охлаждении в компрессионных и теплоиспользующих машинах теплота переносится в результате совершаемого рабочим телом — холодильным агентом (хладагентом) обратного кругового процесса, а в термоэлектрических — при воздействии потока электронов на атомы вещества. Охлаждение в термоэлектрических машинах основано на термоэлектрическом эффекте, известном как эффект Пельтье, заключающемся в том, что при пропускании постоянного электрического тока по замкнутой цепи, состоящей из двух разнородных проводников или полупроводников, один из спаев нагревается (горячий спай), а другой охлаждается (холодный спай).

В зависимости от вида рабочего тела (холодильного агента) холодильные машины, в основе принципа действия которых лежит обратный цикл Карно, подразделяют на паровые и газовые. В испарителе паровой

холодильной машины происходит испарение рабочего тела при переходе к нему теплоты от охлаждаемого объекта, а в конденсаторе — его конденсация при переходе теплоты от рабочего тела в окружающую среду (в воздух или воду). В качестве рабочего тела в паровых холодильных машинах используют аммиак и хладоны — фтористые и хлористые производные предельных углеводородов, в газовых — воздух.

В зависимости от способа подачи рабочего тела в конденсатор холодильные машины подразделяют на компрессионные, абсорбционные, сорбционные и парожеткторные. В компрессионных холодильных машинах рабочий цикл совершается за счет механической работы компрессора, в абсорбционных, сорбционных и парожеткторных — за счет затрат теплоты. Для получения требуемых температур кипения и конденсации рабочего тела используют одноступенчатые, многоступенчатые и каскадные паровые компрессионные машины. Соответственно в одноступенчатых используют один, в многоступенчатых и каскадных — два компрессора и более, которые обеспечивают осуществление холодильного цикла в каждой ступени машины. Для холодильной обработки и хранения пищевых продуктов в охлаждаемых камерах используют преимущественно паровые компрессионные одно- и двухступенчатые холодильные машины.

Исходя из физических, химических, пищевых свойств продукта, мы предлагаем комбинированное воздушно-радиационное охлаждение, исключив при этом заветривание мяса (которое возможно при воздушном охлаждении) и наоборот «застой» воздуха (как при радиационном виде охлаждения).

2 РАСЧЕТ КАМЕРЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

2.1 Расчет продолжительности цикла охлаждения

Исходные данные: Камера охлаждения мяса в полутушах оснащена межрядными радиационными батареями. Производительность камеры $G = 22$ т/сут, скорость движения воздуха в зоне расположения бедренной части $W_6 = 1,3$ м/с, температура воздуха в камере $t_{\text{пм}} = -7$ °С.

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

$$\tau = \frac{1}{m} \ln \left\{ A_{\text{об}} \frac{t_{\text{нач}} - t_{\text{пм}}}{t_{\text{кон}} - t_{\text{пм}}} \right\}, (2.1)$$

где $A_{\text{об}} = 0,94$; $m = 4,2 \cdot 10^{-5} \text{ с}^{-1}$; $t_{\text{нач}} = 39$ °С; $t_{\text{кон}} = 4$ °С – согласно технологическим расчетным данным (не зависят от изменяющихся параметров холодильной камеры)[1].

$$\tau = \frac{1}{4,2 \cdot 10^{-5}} \ln \left\{ 0,94 \frac{39 - (-7)}{4 - (-7)} \right\} = 9,1 \text{ час.}$$

Приведенный коэффициент теплоотдачи для камер охлаждения с межрядными радиационными батареями определяют по уравнению:

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{и}} + \alpha_{\text{с}}, (2.2)$$

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

Конвективный коэффициент теплоотдачи α_k можно вычислить из уравнения подобия [3]:

$$Nu = 0,33Re^{0,58}, \quad (2.3)$$

где Nu - число Нуссельта;

Re - число Рейнольдса.

Сначала находим число Рейнольдса, учитывая, что при $t_{пм} = -7^\circ C$ кинематический коэффициент вязкости воздуха $V_B = 12,43 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

$$Re = w_6 \cdot \delta / V_B, \quad (2.4)$$

$$Re = 1,3 \cdot 0,2 / 12,43 \cdot 10^{-6} = 20917$$

Затем считаем число Нуссельта:

$$Nu = 0,33 \cdot 20917^{0,58} = 105,8$$

Учитывая теплопроводность воздуха ($0,024 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$) и температуру воздуха в камере $- (-7^\circ C)$ находим конвективный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_k = 105,8 \cdot 0,024 / 0,2 = 12,7 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Радиационный коэффициент теплоотдачи для камер охлаждения с межрядными радиационными батареями определяем из зависимости:

$$\alpha_s = 3,7 \cdot \Theta_p; \quad (2.5)$$

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

$$\Theta_p = [(0,01 \cdot T_M)^4 - (0,01 \cdot T_6)^4] / (t_M - t_6); (2.6)$$

T_6 , T_M - температура, соответственно, поверхности бедренной части полутуши и межрядных радиационных батарей, К; t_6 , t_M - температуры, соответственно, поверхности бедренной части полутуши и межрядных радиационных батарей, °С ($t_0 = -17$ °С; $t_M = 6$ °С – согласно экспериментальным данным).

$$t_6 = -17 + 3 = -14^\circ\text{C}$$

$$T_6 = -14 + 273 = 259 \text{ K}$$

$$t_M = 6^\circ\text{C}$$

$$T_M = t_M + 273 = 6 + 273 = 279 \text{ K},$$

Итак, находим коэффициент Θ_p :

$$\Theta_p = (0,01 \cdot 279)^4 - (0,01 \cdot 259)^4 / (6 + 14) = (60,6 - 44,9) / 20 = 0,85$$

Отсюда: $\alpha_s = 3,7 \cdot 0,85 = 3,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Согласно экспериментальным данным: $\alpha_n = 2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

$$\alpha_{\text{пр}} = 12,7 + 2 + 3,2 = 17,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Если принять, что камера охлаждения работает с периодической загрузкой и выгрузкой мяса, то продолжительность рабочего цикла охлаждения

$$\tau_{\text{ц}} = \tau + \tau_{\text{з.в.}}, \quad (2.7)$$

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

τ – продолжительность охлаждения мяса, час.

В этом случае продолжительность рабочего цикла охлаждения мяса:

$$\tau_{\text{ц}} = 9,1 + 2,0 = 11,1 \text{ ч.}$$

2.2 Расчет площади камеры охлаждения

Тогда вместимость камеры охлаждения:

$$M = G \cdot \tau_{\text{ц}} / 24 = 22 \cdot 11,1 / 24 = 10,2 \text{ т.} \quad (2.8)$$

Строительная площадь камеры охлаждения мяса определяется исходя из нормы нагрузки:

$$F = M / g_f = 10,2 / 0,250 = 40,8 \text{ м}^2, \quad (2.9)$$

где g_f – норма нагрузки для камер с размещением груза на подвесных путях, $g_f = 0,225-0,250 \text{ т/м}^2$ [4].

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

$$l_n = M/g_i = 10,2/0,280 = 36,4\text{м}, \quad (2.10)$$

где g_i - норма нагрузки на подвесные пути, $g_i = 0,280$ т/м[4].

Примем, что в камере размещены шесть ниток подвесного пути длиной по $l_n = 7$ м каждая; только при этом условии получим рассчитанную длину подвесных путей ($6 \cdot 7 = 42$ м).

Расстояние между нитками подвесного пути принимаем 900 мм, а от стен до крайних ниток подвесного пути - по 750 мм (рисунок 2.1).

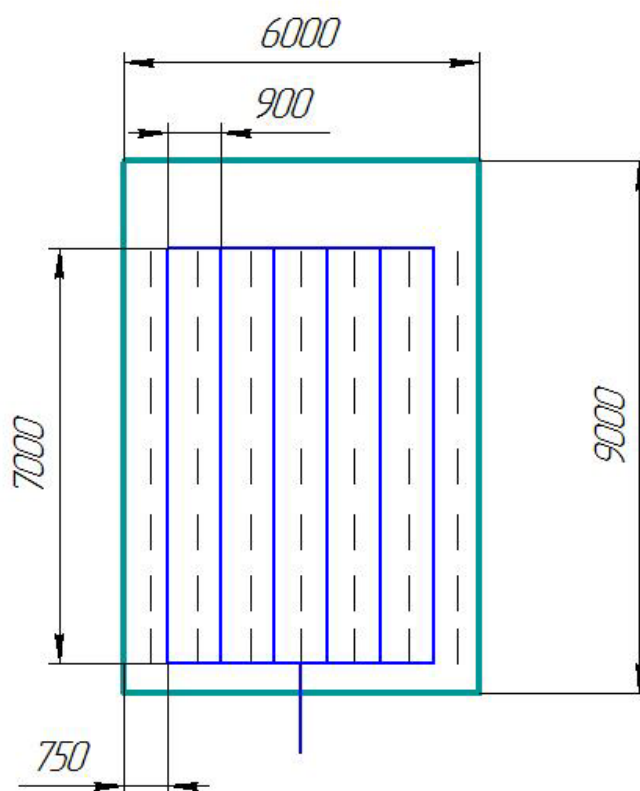


Рисунок 2.1 – Конструктивная схема камеры охлаждения с нитками подвесного пути и щелевыми соплами

Камеру охлаждения мяса располагаем в строительном прямоугольнике с размерами $B = 6$ м и $L = 9$ м, полагая, что часть строительной площади камеры будет занимать сухой постаментный воздухоохладитель (рисунок 2.2).

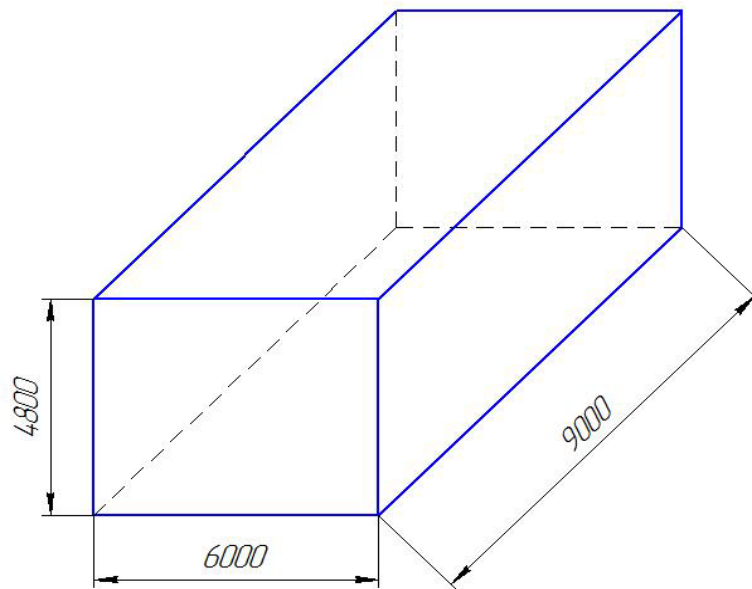


Рисунок 2.2 – Размеры камеры охлаждения

2.3 Определение теплопритоков

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 подвесного пути. Ширину сопла (щели) принимаем равной $2b_0 = 40$ мм, длину сопла $i_s = 600$ мм, а промежуток между соплами $l_p = 300$ мм (рисунок 2.3).

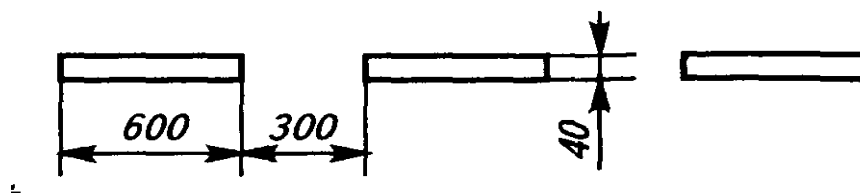


Рисунок 2.3 – Щелевые сопла

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

Начальную скорость движения воздуха на выходе из сопла можно найти из формулы для свободных струй [2].

При расчете учитываем, что в зоне расположения бедренной части требуется обеспечить скорость движения воздуха $w_6 = 1,3$ м/с:

$$w_0 = w_6 \frac{(\frac{a_T l_6}{b_0} + 0.41)^{0.5}}{0.82}, \quad (2.11)$$

где a_T - коэффициент турбулентной структуры, (0,12)[3].

$$w_0 = 4,2 \text{ м/с.}$$

В камере конструктивно предусматриваем семь рядов сопел (при шести нитках подвесного пути). Каждый ряд сопел расположен на участке длиной 7 м, на котором при длине сопел $l_s = 600$ мм и разрыве между ними $l_p = 300$ мм можно разместить $7000/(600 + 300) = 7$ сопел. Общее количество сопел в камере составит $n_s = 7 * 7 = 49$ шт.

Площадь сечения одного сопла:

$$f_c = l_s * 2b_0 = 0,6 * 0,04 = 0,024 \text{ м}^2.$$

Суммарная площадь сечения всех сопел (щелей) камеры:

$$F_{\text{щ}} = n_s f_s = 42 * 0,024 = 1,1 \text{ м}^2.$$

Объемная подача воздуха через щели составляет:

$$V_0 = w_0 F_{\text{щ}} = 4,2 * 1,1 = 4,6 \text{ м}^3/\text{с}$$

Тепловую нагрузку на холодильное оборудование камеры определяют по уравнению [4]:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_4, \quad (2.12)$$

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

Теплоприток через ограждения находится по зависимости:

$$Q_1 = \sum k * F * (t_n - t_k), \quad (2.13)$$

где k - коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м²*К);

F - площадь ограждения, м²;

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

Считаем, что три боковые стены камеры и верхнее перекрытие граничат с помещениями, температура в которых равна $t_{\text{пм}} = 0$ °С, а одна стена является наружной, ориентированной на север. Температура наружного воздуха $t_{\text{нв}} = 30$ °С. Пол лежит на грунте.

Коэффициент теплопередачи каждой внутренней стены составляет 0,58

Вт/(м²*К), а наружной - 0,35 Вт/(м²*К) [4].

Площадь торцевой стены камеры при строительной высоте помещения Н= 4,8 м составит: $F_{\text{ТС}} = \text{ВН} = 6 \cdot 4,8 = 28,8 \text{ м}^2$.

Площадь боковой стены камеры: $F_{\text{бс}} = \text{ЛН} = 9 \cdot 4,8 = 43,2 \text{ м}^2$.

Площадь перекрытия камеры: $F_{\text{п}} = 9 \cdot 6 = 54 \text{ м}^2$.

Тогда теплоприток через ограждения составит:

$$Q_1 = 0,58 \cdot (2 \cdot 43,2 + 28,8 + 54) \cdot 7 + 0,35 \cdot 28,8 \cdot 37 = 550 \text{ Вт}$$

Теплоприток от охлаждаемого в камере мяса:

$$Q_2 = \text{МК}(\text{іпрост} - \text{івып})/\tau, \quad (2.14)$$

где іпрост - івып - удельная энтальпия, соответственно, поступающего на охлаждение мяса и охлажденного мяса;

К - коэффициент, учитывающий неравномерность тепловой нагрузки в процессе охлаждения мяса в камерах [4]:

$$Q_2 = 8800 \cdot 1,3 \cdot (358,6 - 245,5) / 27360 = 47,29 \text{ кВт} = 47290 \text{ Вт}.$$

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

$$Q_4 = 0,1 \cdot Q_2 = 4729 \text{ Вт}, \quad (2.15)$$

Тогда тепловая нагрузка на холодильное оборудование камеры равна:

$$Q_0 = 550 + 47290 + 4729 = 52569 \text{ Вт} = 53 \text{ кВт}.$$

2.4 Расчет и подбор холодильного оборудования

Полагаем, что межрядные радиационные батареи, установленные в камере, монтируются из листоканальных панелей длиной по 2 м и высотой 1,25 м. По длине одной нити подвесного пути $l_{\text{п}} = 7$ м с учетом отступов для движения туш по поперечным подвесным путям можно разместить $(7 - 1)/2 = 3$ батареи. При шести нитках подвесного пути в камере можно установить семь рядов радиационных батарей общей длиной 42 м ($7 \cdot 3 \cdot 2 = 42$).

Теплопередающая площадь поверхности всех батарей будет равна:

$$F_6 = B_6 \cdot f_6 = 42 \cdot 2,5 = 105 \text{ м}^2, \quad (2.16)$$

где f_6 - погонная площадь панельной батареи, м/пог..

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

$$Q_6 = F_6 \cdot q_f = 105 \cdot 98 = 10290 \text{ Вт}, \quad (2.17)$$

где q_f - плотность теплового потока радиационных батарей, Вт/м².

$$Q_{\text{в}} = Q_0 - Q_6 = 52569 - 10290 = 42279 \text{ Вт} = 42 \text{ кВт} - \text{тепловая нагрузка,}$$

приходящаяся на воздухоохладитель.

2.5 Расчет вентиляции и определение мощности электродвигателей привода вентиляторов

Потеря напора, развиваемого вентиляторами воздухоохладителей, складывается из статического напора перед соплами $\Delta p_{\text{ст}}$, потерь напора в

батареи воздухоохладителя $\Delta p_{\text{в}}$, потерь напора на входе в воздухоохладитель $\Delta p_{\text{вх}}$, потерь напора на выходе воздуха из вентиляторов в канал над ложным потолком $\Delta p_{\text{вых}}$, потерь напора на четырех поворотах потока воздуха $\Delta p_{\text{пов}}$, потерь напора на трение при движении воздуха в канале над ложным потолком $\Delta p_{\text{тр}}$:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{ст}} + \Delta p_{\text{в}} + \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вых}} + \Delta p_{\text{пов}} + \Delta p_{\text{тр}}, \quad (2.18)$$

Статический напор перед плоскими (щелевыми) соплами [4]:

$$\Delta p_{\text{ст}} = \rho_{\text{в}} \frac{w_0^2}{2\varphi_0^2}, \quad (2.19)$$

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

$$\Delta p_{\text{ст}} = 1,32 * \frac{4,2^2}{2 * 0,7^2} = 23,8 \text{ Па}$$

Потери напора на входе воздуха в воздухоохладитель [3]:

$$\Delta p_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \rho_{\text{в}} \frac{w_{\text{вх}}^2}{2}, \quad (2.20)$$

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

$w_{\text{вх}}$ - скорость на входе в воздухоохладитель (2,27 м/с).

$$\Delta p_{\text{вх}} = 0,5 * 1,32 * \frac{2,27^2}{2} = 1,7 \text{ Па.}$$

Потери напора на двух поворотах потока воздуха на входе в воздухоохладитель и на выходе из воздухоохладителя [4]:

$$\Delta p_{\text{пов}} = 2\zeta_{\text{пов}}\rho_{\text{в}} \frac{w_{\text{пов}}^2}{2}, \quad (2.21)$$

где $\zeta_{\text{пов}}$ - коэффициент местного сопротивления поворота потока, (1.5);

$w_{\text{пов}}$ - скорость воздуха на поворотах (2,27 м/с).

$$\Delta p_{\text{пов}} = 2 * 1,5 * 1,32 * \frac{2,27^2}{2} = 10,2 \text{ Па.}$$

Потери напора на выходе воздуха из вентиляторов в канал над ложным потолком определяются коэффициентом местного $\zeta_{\text{вх}}$ сопротивления, который зависит от отношения суммы площадей выходных сечений вентиляторов $S_{\text{вен}}$ и площади сечения канала ложного потолка $S_{\text{лп}}$. Для обеспечения рассчитанной скорости движения воздуха, выходящего из сопел, необходима объемная подача $V_0 = 4,6 \text{ м}^3 / \text{с}$.

Принимаем к установке четыре осевых вентилятора марки 06-300 №6,3 с диаметром отверстия кожуха 630 мм.

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

$$w_{\text{вен}} = \frac{4V_0}{\pi d_{\text{вен}}^2 n_{\text{вен}}}, \quad (2.22)$$

где d - диаметр выходного патрубка вентилятора;

n - количество вентиляторов.

$$w_{\text{вен}} = \frac{4 \cdot 4,6}{3,14 \cdot 0,63^2 \cdot 4} = 3,7 \text{ м/с.}$$

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

$$\Delta p_{\text{вых}} = \zeta_{\text{вых}} \rho_{\text{в}} \frac{w_{\text{вен}}^2}{2} = 0,36 \cdot 1,32 \frac{3,7^2}{2} = 3,3 \text{ Па.} \quad (2.23)$$

Потери напора в батарее воздухоохладителя со спиральным оребрением рассчитываются по зависимости:

$$\Delta p_{\text{в}} = 1,35 n_{\text{т.в}} \left(\frac{h}{d_{\text{н}}} \right)^{0,45} \left(\frac{U}{d_{\text{н}}} \right)^{-0,72} Re^{-0,24} \rho_{\text{в}} w_{\text{ж}}^2, \quad (2.24)$$

где U – расстояние между ребрами с учетом снеговой шубы ($U = t_p - 2\delta_{\text{и}} - \delta_{\text{р}} = 20 - 2 \cdot 2 - 1 = 15 \text{ мм}$);

t_p – шаг оребрения, мм;

$\delta_{\text{и}}$ – толщина инея на ребрах (2 мм.);

$\delta_{\text{р}}$ – толщина ребра (1 мм.);

$w_{\text{ж}}$ – скорость движения воздуха в батарее ($w_{\text{ж}} = \varphi w_{\text{наб.д}} = 1,55 \cdot 2,27 = 4,65 \text{ м/с}$);

φ – коэффициент сжатия потока воздуха.

$$\Delta p_{\text{в}} = 1,35 \cdot 17 \left(\frac{0,03}{0,032} \right)^{0,45} \cdot \left(\frac{0,015}{0,032} \right)^{-0,72} \cdot 9501^{-0,24} \cdot 1,32 \cdot 4,65^2 = 70 \text{ Па.}$$

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

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} l_{\text{кан}} \rho_{\text{в}} * \frac{w_{\text{наб.п}}^2}{2d_{\text{э}}}, \quad (2.25)$$

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

$l_{\text{кан}}$ - длина канала (9 м.);

$d_{\text{э}}$ – эквивалентный диаметр сечения канала (0,97 м.).

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,025 * 9 * 1,32 * \frac{2,27^2}{2 * 0,97} = 2,84 \text{ Па.}$$

Таким образом, суммарная величина потерь напора:

$$\Delta p = 23,8 + 1,7 + 10,2 + 3,3 + 70 + 2,84 = 111,8 \text{ Па.}$$

Потеря напора соответствует характеристике подобранных вентиляторов, следовательно, они удовлетворяют нормальной работе камеры охлаждения мяса.

Фактический теплоприток от электродвигателей вентиляторов составит:

$$Q_{4\phi} = N_{\text{вен}} = \frac{V_0 \Delta p}{\eta_{\text{вен}}}, \quad (2.26)$$

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

$$Q_{4\phi} = N_{\text{вен}} = \frac{4,6 * 111,8}{0,75} = 685,7 \text{ Вт} = 0,7 \text{ кВт.}$$

Эта расчетная величина теплопритока меньше, чем предварительно принятая ($Q_4 = 4,7$ кВт), что в суммарной тепловой нагрузке на холодильное оборудование ($Q_0 = 53$ кВт) не превышает 6,5 %. Следовательно, корректировать площадь поверхности воздухоохладителя в данном случае не требуется.

Выбираем два воздухоохладителя типа GHP с двумя вентиляторами: марка 050F/28. Общая мощность электродвигателей составит 2,2 кВт.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе проведенных расчетов, получили продолжительность цикла охлаждения, равную 9,1 часов, с учетом продолжительности разгрузки и выгрузки продукции.

Вместимость камеры составила 10,2 тонны.

Тип охлаждения выбрали комбинированный воздушно-радиационный, с применением листоканальных батарей, для поддержания равномерной температуры в камере.

В камере расположили 6 ниток подвешного пути.

Общая тепловая нагрузка на холодильное оборудование составила 53 кВт.

Выбрали два воздухоохладителя типа GHP с двумя вентиляторами: марка 050F/28. Общая мощность электродвигателей составила 2,2 кВт.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бараненко А.В. Примеры и задачи по холодильной технологии пищевых продуктов: Учебное пособие для вузов / Бараненко А.В., Куцакова В.Е., Борзенко Е.И., Фролов С.В. – М.: КолосС, 2004. – 249 с.
2. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ. / Под ред. С.Н. Богданова _ СПб.: СПбГАХПТ, 1999. _ 320 с.
3. Голянд М.М., Малеванный Б.Н. Холодильное технологическое оборудование. _ М.: Пищ. пром-сть, 1977. _ 335 с.
4. Курылев Е.С., Оносовский В.В., Румянцев Ю.Д. Холодильные установки. _ СПб.: Политехника, 1999. _ 576 с.
5. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справ. / Под общ. ред. В.Б. Кунтыша, А.Н. Бессонного. _ СПб.: Недра, 1996. _ 512 с.
6. Теоретические основы хладотехники. Тепломассообмен / Под ред. Э.И. Гуйго. _ М.: Агропромиздат, 1986. _ 320 с.
7. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. _ М.: Машиностроение, 1975. _ 559 с.
8. Постольски Я., Груда З. Замораживание пищевых продуктов / Под ред. Ю.Ф. Заяса. _ М.: Пищ. пром-сть, 1978. _ 607 с.
9. Большаков С. А. Холодильная техника и технология продуктов питания: Учебник для студ. высш. учеб.заведений / Сергей Алексеевич Большаков. — М.: Издательский центр «Академия», 2003. —304 с.