

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЕСТЕСТВЕННОГО ХОЛОДА ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА В РЫБООБРАБАТЫВАЮЩИХ ЦЕХАХ

Канд. техн. наук Г. С. КОНОКОТИН

(Научно-исследовательский институт механизации рыбной промышленности)

Среди мероприятий, способствующих повышению культуры производства и быта, важное место занимает кондиционирование воздуха в промышленных и жилых помещениях.

Кондиционирование воздуха, как известно, преследует цель создания и поддержания в помещениях определенной температуры, влажности, скорости движения, давления и чистоты воздуха, независимо от изменения соответствующих параметров наружного воздуха.

В зависимости от предъявляемых требований различают системы кондиционирования воздуха круглогодичного и сезонного действия. Кроме того, кондиционирование может быть полным, то есть обеспечивающим поддержание на требуемом уровне одновременно температуры, относительной влажности, скорости движения, давления и чистоты воздуха, или частичным, когда регулированию подлежит, например, только один из указанных параметров воздуха.

По устройству системы для кондиционирования воздуха разделяются на центральные, местные и смешанные.

Центральные системы обычно устраивают для обслуживания отдельных больших помещений, например театров, концертных залов и цехов промышленных предприятий, или для обслуживания больших групп помещений одинакового назначения. Мощность кондиционеров этой системы от 10 до 40 тыс.  $\text{м}^3/\text{час}$ .

Местные системы с кондиционерами мощностью от 0,5 до 10 тыс.  $\text{м}^3/\text{час}$  обслуживают небольшие помещения (лаборатории, кабинеты) или группы таких помещений.

Смешанные системы, получившие развитие в последние годы и применяемые, в частности, в высотных зданиях [1], состоят из центрального кондиционера, приготавливающего воздух заданной абсолютной влажности, и группы местных кондиционеров, снабжающих отдельные помещения воздухом.

Во всех типах существующих кондиционеров для охлаждения воздуха применяется искусственный холод, то есть машинные холодильные установки. Теория расчета таких кондиционеров хорошо разработана и они успешно применяются на предприятиях разных отраслей промышленности, в том числе легкой и пищевой.

Однако на рыбообработывающих предприятиях кондиционирование воздуха пока не применяется, хотя необходимость в нем очевидна. Применяя кондиционирование воздуха, возможно в любое время года поддерживать температуру воздуха в цехах, где обрабатывают рыбу (на филейных и консервных заводах), в пределах 8—10°, а относительную влажность воздуха — в пределах 75—80%. В этих условиях задерживается развитие микрофлоры на рыбе и улучшается санитарное состояние цехов.

В литературе имеется много сообщений, показывающих влияние температуры на развитие микроорганизмов.

Чистяков и Бочарова [17] исследовали влияние низких температур на развитие плесневых грибов в цехах пищевых предприятий и нашли, что при снижении температуры с 20 до 10° рост *Penicillium glaucum* запаздывает на 2 суток; при снижении до 5° — на 6 суток, до 2° — на 7 суток и до 0° — на 13 суток.

Игнатович и Тарасова [5] показали, что вызывающие порчу рыбы бактерии (*Vac. cloacal*, *Vac. Superficiabes*, *Vac. coli*) развиваются на ней по-разному, в зависимости от температуры окружающей среды: при 10° в два раза и при 5° в четыре раза медленнее, чем при 18°.

Коробочкин [8] отмечает, что даже при небольшом повышении температуры в цехах на 2—3° усиливается рост микрофлоры на рыбе и соответственно понижается качество рыбы.

Горовиц-Власова [2] указывает, что рыбная микрофлора довольно активно развивается при температуре выше 0°. Исходя из указанных и других имеющихся по этому вопросу данных, рекомендуется обрабатывать рыбу при температуре не выше 10°.

Для кондиционирования воздуха в рыбообрабатывающих цехах целесообразно использовать естественный холод, но схемы устройства и методы расчета подобных кондиционеров еще не разработаны.

В качестве естественных источников холода для охлаждения воздуха могут служить лед, артезианская вода, а также холод, аккумулированный зимой в грунтах.

В 1936 г. Гоголиным [3] была испытана установка для кондиционирования воздуха с охлаждением его при помощи льда. Производительность установки по холоду составляла около 15 000 ккал/час., а расход льда — около 2 т в сутки. На 1 м<sup>3</sup> объема танка при интенсивности орошения 2,13 м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup> час коэффициент теплопередачи составил 3500—4000 ккал/м<sup>2</sup> час град.

Достоинством ледового охлаждения является низкая стоимость сооружения и оборудования и небольшие затраты на эксплуатацию установки. К недостаткам этого способа относятся необходимость дробления льда и постоянной загрузки танков, а также некоторая трудность регулирования температуры воздуха.

По нашему мнению, наиболее целесообразно использовать для кондиционирования воздуха в рыбообрабатывающих цехах естественный холод, аккумулированный зимой в грунтах.

В районах вечной мерзлоты сравнительно легко использовать аккумулялированный в грунтах холод для целей кондиционирования воздуха в цехах. В других районах, где температура воздуха зимой понижается до минус 20—30°, а летом поднимается до 20—30° выше нуля, следует иметь специальные установки для аккумулялирования большого запаса холода в грунте в зимнее время.

Ниже приводятся некоторые расчеты, связанные с аккумулялированием холода в грунтах, и результаты проведенных опытов по замораживанию грунта.

#### ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ ПРИ АККУМУЛИРОВАНИИ ЕСТЕСТВЕННОГО ХОЛОДА В ГРУНТАХ ЗИМОЙ

Количество аккумулялированного холода в грунтах и скорость образования замороженного естественным холодом массива зависят от многих факторов:

а) физико-механических свойств грунта — его плотности, теплопроводности, теплоемкости, водосодержания, содержания различных химических веществ и т. п.;

- б) температуры холодоносителя и самого грунта;
- в) скорости циркуляции холодоносителя и его свойств;
- г) конструкции установки для аккумулирования холода в грунтах.

Тип и конструкция установки для аккумулирования естественного холода подробно описаны автором в 1952 г. в Трудах ВНИРО [7]. Поэтому в данной работе разбираются только теплотехнические вопросы.

Для замораживания грунта в качестве холодоносителя предлагается концентрированный раствор хлористого кальция. Холодный раствор по питательной трубе поступает в нижнюю часть колодца холода, расположенного в грунте. Отдав некоторое количество холода нижним слоям грунта, отеплившийся раствор, поднимаясь вверх, поступает на градирню, где снова охлаждается за счет низкой температуры наружного воздуха (рис. 1).

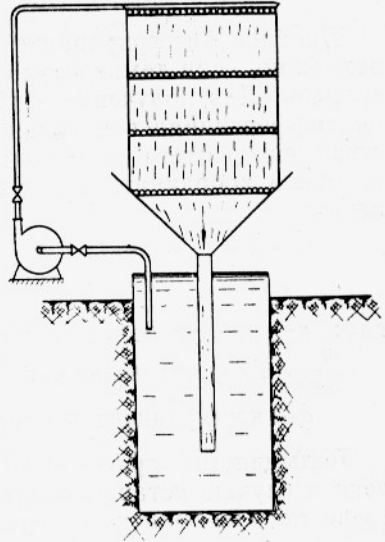


Рис. 1. Схема установки для аккумулирования холода в грунтах.

Замороженный грунт вокруг колодца будет иметь форму усеченного конуса. Размер и скорость образования замороженного массива—функция целого ряда аргументов. Поэтому определение формы, размера и скорости образования замороженного массива может быть только приближенным, исходя из допущения, что подлежащий замораживанию грунт обладает некоторыми постоянными средними свойствами. Для практических целей применительно к замораживанию грунта на небольшой глубине расчеты возможно вести, приняв условно, что кольцо замороженного грунта вокруг колодца имеет правильную форму. При этом для расчетов приходится пользоваться приближенными методами, дающими достаточно точные для практики результаты и позволяющими установить довольно близкие пределы, между которыми должно находиться точное решение.

При расчетах требуется определить следующие показатели:

- 1) количество тепла, отнимаемого от грунта для образования замороженного массива;
- 2) количество холода, передаваемого грунту через стенки колодца холода;
- 3) приток тепла к замороженному массиву грунта (без наличия грунтовых потоков);
- 4) распространение температурного поля в грунте при замораживании.

### Количество тепла, отнимаемого от грунта для образования замороженного массива

Известно, что все виды теплообмена внутри одного тела или между двумя телами (теплопроводность, конвекция и лучеиспускание) могут происходить только при наличии разности температур.

Основным положением теории теплопроводности является закон Фурье, согласно которому количество тепла, проникающего через элемент изотермической поверхности внутри тела, пропорционально его температурному градиенту.

Закон Фурье может быть выражен следующей формулой

$$dQ = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} df d\tau, \quad (1)$$

где:  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности в *ккал/м час град*;  
 $\frac{\partial t}{\partial n}$  — температурный градиент в *град/м*;  
 $df$  — элементарная площадка в *м<sup>2</sup>*;  
 $d\tau$  — элемент времени в часах.

Двойное интегрирование уравнения (1) по площади и времени возможно, если температура задана в виде функции от координат и времени. Для получения этой функциональной зависимости составляется дифференциальное уравнение теплопроводности, которое при отсутствии внутреннего источника тепла и изменений температуры только по одной координате имеет следующий вид в цилиндрических координатах:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} \right), \quad (2)$$

где:  $r$  — радиус колодца, принятый в координатах;

$\frac{\partial t}{\partial \tau}$  — скорость изменения температуры во времени в *град/час*;

$a$  — коэффициент температуропроводности в *м<sup>2</sup>/час*.

Большинство практических задач теплопередачи может быть сведено к случаю установившегося состояния, когда температура в любой точке тела не зависит от времени, то есть

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0.$$

Тогда уравнение (2) приводится к виду

$$\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dt}{dr} = 0. \quad (3)$$

Уравнение (3) можно использовать для расчета теплопередачи через цилиндрическую стенку.

Интеграл уравнения (3) будет иметь две производные постоянные, которые определяются заданными граничными условиями.

Наиболее употребительными граничными условиями являются: 1) задание температур на поверхности стенки (первый род) и 2) задание температур сред, окружающих цилиндрическую стенку (третий род); в этом случае принимают закон Ньютона о теплообмене между поверхностью стенки и средой

$$dQ = \alpha (t_f - t_s) df d\tau, \quad (4)$$

где:  $t_f$  — температура поверхности стенки в градусах;

$t_s$  — температура окружающей среды в градусах;

$df, d\tau$  — соответственно элементы площади и времени;

$\alpha$  — коэффициент теплоотдачи в *ккал/м<sup>2</sup> час град*.

Применяя уравнения [1, 2] для расчета теплопередачи через стенку, можно определить количество тепла, которое необходимо отвести от замораживаемого грунта или содержащейся в нем воды.

Полное количество тепла, отводимого от грунта, можно определить по формуле

$$Q = W_0 \gamma c (t_2 - t_1) \text{ ккал}, \quad (5)$$

где:  $W_0$  — общий объем грунта или воды, подлежащий замораживанию;

$\gamma$  — удельный вес грунта или воды;

$c$  — теплоемкость грунта или воды;

$t_1$  — начальная температура грунта или воды;

$t_2$  — конечная температура грунта или воды.

Так как грунт, подлежащий замораживанию, содержит некоторое количество воды, то в процессе замораживания массива тепло, отнимаемое от грунта, распределяется на следующие фазы:

1) охлаждение воды, содержащейся в грунте, от первоначальной ее температуры до  $0^\circ$

$$q_1 = W_s \gamma_s c_s (t_1 - t_2),$$

где:  $W_s$  — объем воды, содержащейся в грунте;

$\gamma_s$  — удельный вес воды;

$c_s$  — удельная теплота (теплоемкость) воды;

$t_1$  — начальная температура грунта;

$t_2$  — конечная температура воды, равная в данном случае  $0^\circ$ ;

2) замораживание охлажденной до  $0^\circ$  воды

$$q_2 = W_s \gamma_s R,$$

где:  $R$  — скрытая теплота льдообразования, равная 79—80 ккал/кг воды;

3) охлаждение льда от  $0^\circ$  до заданной температуры замороженного грунта:

$$q_3 = W_s \gamma_s c_A (t_2 - t_0),$$

где:  $c_A$  — теплоемкость льда;

$t_2$  — конечная температура охлаждения льда;

4) охлаждение твердых составных частей грунта от начальной до конечной температуры

$$q_4 = W_n \gamma_n c_n (t_1 - t_2),$$

где:  $W_n$  — объем пород грунта без воды, то есть «скелета» грунта;

$\gamma_n$  — удельный вес пород;

$c_n$  — теплоемкость пород.

Общее количество тепла, отнимаемое от грунта, включая содержащуюся в нем воду, будет равно

$$Q = q_1 + q_2 + q_3 + q_4,$$

или

$$Q = W_s \gamma_s c_s (t_1 - t_0) + W_s \gamma_s R + W_s \gamma_s c_A (t_2 - t_0) + \\ + W_n \gamma_n c_n (t_1 - t_2) \text{ ккал.}$$

Преобразовывая это выражение и одновременно заменяя объем пород грунта  $W_n$  на разность между общим объемом грунта и объемом воды, равным  $W_0 - W_s$  получаем

$$Q = (W_0 - W_s) \gamma_n c_n (t_1 - t_2) + W_s \gamma_s (c_s t_1 + R + c_A t_2) \text{ ккал.}$$

Объем воды  $W_s$ , заключенный в грунте, равен  $W_s = W_0 m$ , где  $m$  — пористость грунта, выраженная в процентах.

Заменяя в приведенной формуле  $W_s$  на  $W_0 m$ , получим выражение, определяющее количество тепла, отнимаемого от грунта и воды при замораживании:

$$Q = (W_0 - W_0 m) \gamma_n c_n (t_1 - t_2) + W_0 m \gamma_s (c_s t_1 + R + c_A t_2) \text{ ккал.} \quad (6)$$

Практически границ для распространения холода не существует и грунт, лежащий за пределами расчетного замороженного объема массива, будет также охлаждаться, а температура его с увеличением расстояния от колодца холода будет повышаться от конечной до начальной.

На охлаждение зон грунта смежных с замороженным массивом будет затрачиваться некоторое количество холода. Практически эти потери составляют до 20% от количества холода, необходимого для замораживания грунта.

Таким образом, количество тепла, отнимаемого от грунта, будет равно

$$Q = 1,2 [(W_0 - W_0 m) \gamma_n c_n (t_1 - t_2) + W_0 m \gamma_s (c_s t_1 + R + c_A t_2)]. \quad (7)$$

### Количество холода, передаваемого грунту через стенки колодца холода

Тепло, которое требуется отнять от грунта, передается через стенки колодца, причем осуществляется теплообмен между грунтом и рассолом, циркулирующим в колодце.

Экспериментально установлено, что при температуре рассола минус 20—25° через 1 м<sup>2</sup> боковой поверхности колодца возможно передать в среднем 200—250 ккал/час [4, 12].

Таким образом, количество холода, которое может быть передано через всю поверхность колодца в течение часа, равно

$$Q_1 = SK,$$

где:  $S$  — боковая поверхность колодца в м<sup>2</sup>;

$K$  — коэффициент передачи холода через 1 м<sup>2</sup> боковой поверхности колодца.

Боковая поверхность колодца равна

$$S = \pi DH,$$

где:  $D$  — внешний диаметр колодца в м;

$H$  — глубина заложения колодца в м.

Время, необходимое для отнятия требуемого количества тепла от всего объема грунта  $W_0$ , будет равно

$$\tau = \frac{Q}{Q_1} = \frac{1,2 [(W_0 - W_0 m) \gamma_n c_n (t_1 - t_2) + W_0 m \gamma_s (c_s t_1 + R + c_A t_2)]}{\pi DHK}. \quad (8)$$

### Приток тепла к замороженному массиву грунта

На возмещение притока тепла к замороженному грунту, возникающему вследствие разности температур замороженного и незамороженного грунта, затрачивается значительное количество холода.

Тепловой поток в почве при метеорологических работах [10] обычно вычисляется по формуле

$$Q = -ac_v \frac{T_2(t, x_2) - T_1(t, x_1)}{x_2 - x_1}, \quad (9)$$

где:  $a$  — коэффициент температуропроводности;

$c_v$  — объемная теплоемкость;

$T_1$  и  $T_2$  — температуры, измеренные на соответственных глубинах почвы  $x_1$  и  $x_2$ ;

$t$  — температура у поверхности стенки колодца.

Вычисление по формуле (9) сопряжено с значительными ошибками, происходящими вследствие замены производной в некоторой точке на конечную разность, а также неточности измерений температуры и определений уровней, на которых производится измерение температуры. Относительная ошибка в определении теплового потока  $\frac{dQ}{Q}$  выражается следующей формулой:

$$\frac{dQ}{Q} = 2 \frac{dT}{T_2 - T_1} + 2 \frac{dx}{x_2 - x_1} + E,$$

где:  $dT$  — ошибка при измерениях температуры;  
 $dx$  — ошибка при определении уровня, на котором производится измерение температуры;  
 $E$  — ошибка вследствие замены производной от функции конечной разностью. Коэффициент  $E$  трудно определить.

Пользуясь уравнением теплопроводности, можно получить другую формулу, позволяющую вычислять тепловой поток с большой точностью.

Поскольку коэффициент теплопроводности в почве можно считать постоянным по глубине, уравнение теплопроводности примет вид

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}. \quad (10)$$

Соответственно преобразуя эту формулу, можно получить формулу для потока тепла в любой момент. Для этого уравнение (10) умножаем на  $(x-H)$ , интегрируем от  $0$  до  $H$  и, преобразуя далее, находим

$$P = \frac{ac}{H} [T(t, 0) - T(t, H)] - \frac{c}{2H} \frac{dx}{dt} \int_0^H T(t, H) d(x-H)^2, \quad (11)$$

где:  $P$  — поток тепла в момент  $t$ ;  
 $H$  — глубина заложения колодца в м.

### Приближенный расчет распределения температурного поля в грунте при замораживании

При замораживании грунтов температура их изменяется во времени и пространстве, то есть тепловой режим нестационарный. При распространении нестационарного теплового потока через плоскую бесконечной толщины стенку температура может быть определена по формуле

$$T = \Theta + (T_0 - t) g(\eta), \quad (12)$$

где:  $T$  — искомая температура грунта на расстоянии  $x$  метров от источника (поверхности колодца холода) через  $\tau$  часов от начала процесса замораживания;

$\Theta$  — разность температур между замороженным и незамороженным грунтом;

$T_0$  — начальная температура грунта и воды;

$t$  — температура грунта у поверхности колодца холода;

$g$  — часовой приток тепла к стенкам колодца в *ккал/час*;

$\eta$  — коэффициент полезной холодоотдачи в %.

$$g(\eta) = g \left( \frac{x}{\sqrt{4at}} \right) = \frac{2}{\sqrt{n}} \int_{n=0}^{\eta = \frac{x}{\sqrt{4at}}} l^{-\eta^2} d\eta \quad (\text{интеграл Гаусса}),$$

где:  $a = \frac{\lambda}{c}$  — коэффициент температуропроводности в  $\text{м}^2/\text{час}$ ;  
 $\lambda$  — коэффициент теплопроводности грунта в  $\text{ккал}/\text{м час град}$ ;  
 $c$  — удельная теплоемкость грунта в  $\text{ккал}/\text{м}^3$ .

Формулы теплопроводности для плоской стенки подходят и для цилиндров, если ввести поправочный коэффициент, равный

$$\varphi = \frac{\left(\frac{x}{r^2} + 1\right)}{2\left(\frac{x}{r^2} - 1\right)} \ln \frac{x}{r_2},$$

где:  $r$  — внутренний диаметр цилиндра в  $\text{м}$ ;  
 $r_2$  — внешний диаметр цилиндра в  $\text{м}$ .

Вводя в формулу (12) поправочный коэффициент и делая соответствующие математические преобразования, получим

$$T = \Theta + (T_0 - t) 0,5 \varphi \frac{\sqrt{m_s + q_s t}}{\lambda t}, \quad (13)$$

где:  $m_s$  — средняя объемная теплоемкость;  
 $q_s$  — количество холода, приходящегося на  $1 \text{ м}^3$  замораживаемого грунта, в  $\text{ккал}/\text{м}^3 \text{ час}$ .

Находим время  $\tau$ , необходимое для получения температуры на расстоянии  $x$  от поверхности колодца холода

$$\tau = \frac{m_s}{4\lambda \left(\frac{\varepsilon}{y'x}\right)^2 - q_s} \text{ часов}. \quad (14)$$

По этой формуле можно рассчитать время, необходимое для получения заданной температуры в грунте на любом расстоянии от источника холода.

### ЗАМОРАЖИВАНИЕ ГРУНТОВ В ЛАБОРАТОРНЫХ УСЛОВИЯХ

При проводившихся нами исследованиях по замораживанию и оттаиванию влажных грунтов с целью использования аккумулированного холода в промышленных условиях задача изучения изменений физических и физико-химических свойств грунтов не ставилась, так как подобное исследование довольно широко проведено Институтом мерзловедения АН СССР. В работах последнего [14, 15, 16] разработана теория равновесного состояния воды в мерзлых грунтах и показано, что льдистость в мерзлых грунтах (отношение веса льда к весу всей воды, содержащейся в мерзлом грунте) является не полной вследствие постоянного наличия в них некоторого количества незамерзшей воды, иначе говоря, лишь часть воды в мерзлых грунтах находится в фазе льда. Без знания льдистости мерзлых грунтов нельзя определить количественные соотношения составляющих их компонентов (твердых минеральных частиц, льда, воды и воздуха), необходимые для теплофизических расчетов, связанных с замерзанием и оттаиванием грунтов. Указанными работами [14, 15] установлено, что при замерзании и оттаивании грунтов скрытая теплота льдообразования не выделяется полностью на границе промерзания или оттаивания. Это принципиально новое положение обязывает нас при математической формулировке теплофизических задач, связанных с использованием аккумулированного холода, учитывать выделение скрытой теплоты льдообразования по всей массе замороженного грунта.



Мерзлый грунт является сложной многофазной системой, в которой вода находится в разных фазах: твердой, жидкой и газообразной. Процессы, протекающие в замерзающих, мерзлых и оттаивающих грунтах, в значительной степени обусловлены равновесиями отдельных фаз воды. Передвижение и зимнее накопление влаги, физико-химические процессы при отрицательной температуре, особенности физических и физико-механических свойств мерзлых грунтов связаны с наличием в них незамерзшей воды, то есть воды в жидкой фазе.

Количество незамерзшей воды в мерзлом грунте определяется:

- природой грунта: величиной удельной поверхности, минералогическим составом, обменной способностью и составом обменных катионов;
- содержанием и составом водорастворимых соединений;
- внешними условиями — температурой и давлением.

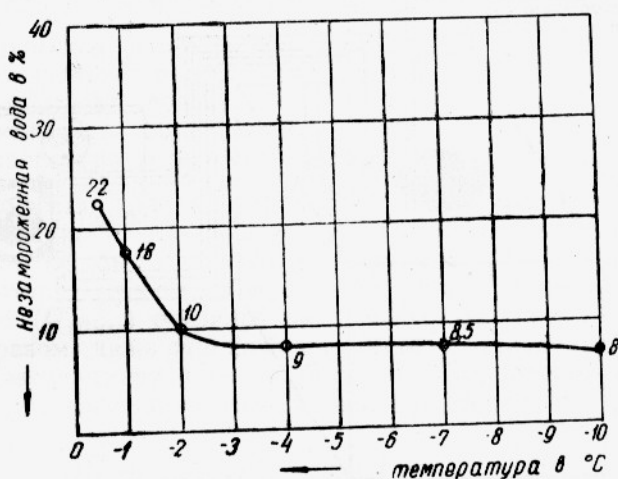


Рис. 2. Количество незамерзшей воды в грунте в зависимости от температуры.

Согласно принципу равновесного состояния воды в мерзлых грунтах, фазовый состав воды в них находится в динамическом равновесии с внешними воздействиями [15].

В процессе замерзания (особенно в начальной стадии и в области значительных фазовых превращений воды) происходит интенсивная миграция к фронту промерзания, что также оказывает весьма существенное влияние на процессы, возникающие в грунтах при их замерзании и оттаивании.

При теплофизических расчетах замороженных грунтов следует определить количество незамерзшей воды и льда. Калориметрическим методом очень трудно определять количество незамерзшей воды и льда в грунте в полевых условиях и поэтому следует определять их расчетным способом.

Нерсесова опытным путем установила [16], что количество незамерзшей воды практически не зависит от влажности грунта и определяется величиной отрицательной температуры. Исходя из этого, представляется возможным рассчитать относительную льдистость (или коэффициент льдистости) грунта на основании данных определения влажности грунта  $W$  и опытной кривой (рис. 2), характеризующей изменения количества незамерзшей воды в данном грунте в зависимости от температуры  $W_n$ , пользуясь следующей формулой:

$$i_0 = 1 - \frac{W_n}{W}, \quad (15)$$

где:  $W_n$  — количество незамерзшей воды в % от веса сухого грунта;  
 $W$  — общая влажность грунта в % от веса сухого грунта.

Если, например, влажность грунта  $W$  равна 25% и температура грунта равна минус 2°, то коэффициент льдистости грунта будет равен

$$i_0 = 1 - \frac{10}{25} = 1 - 0,40 = 0,60.$$

Следовательно, при указанной температуре (минус 2°) льдистость грунта составляет 60%. Этот коэффициент должен быть учтен при тепловых расчетах замороженного грунта.

Экспериментальная установка, на которой проводились наши опыты замораживания грунта, представляла собой деревянный, кубической

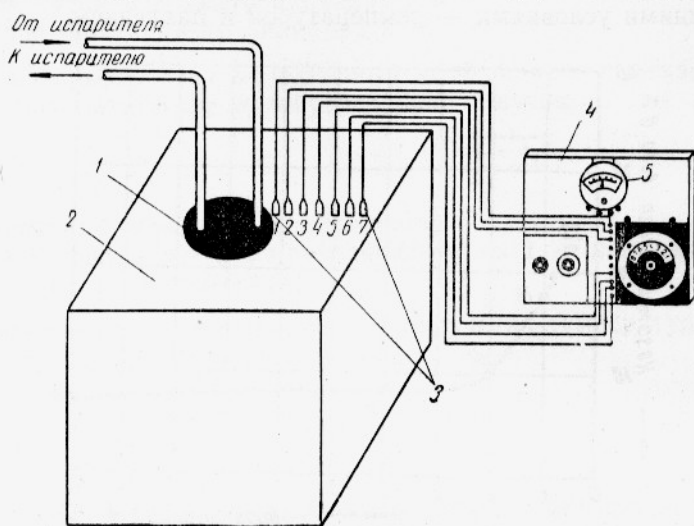


Рис. 3. Экспериментальная установка для замораживания грунта:  
 1—замораживающая колонка; 2—грунт; 3—термометры сопротивления; 4—термическая станция; 5—гальванометр.

формы ящик, вмещавший 3 м<sup>3</sup> грунта; в центре ящика в грунте была установлена металлическая труба диаметром 200 мм (рис. 3).

В трубу при помощи центробежного насоса подавался раствор хлористого натрия с температурой минус 15—20°. Рассол охлаждался в открытом испарителе, в змеевиках которого испарялся фреон-12, поступающий от холодильной автоматической установки АК-2ФВ-8/4.

Для измерения температуры в грунте во время замораживания служила термостанция с термометрами сопротивления, установленными в грунте на глубине 0,8 м от поверхности на различном расстоянии от охлаждающей колонки (трубы с рассолом).

Измерительным прибором термостанции являлся обычный, круглой формы гальванометр в металлическом кожухе, служивший для показания температуры в термометрах сопротивления. Шкала гальванометра градуирована с расчетом измерения температуры грунта в пределах от плюс 60° до минус 50°С. Гальванометр включен в систему, представляющую собой неуравновешенный мостик Уитстона, помещенный в деревянный ящик размером 300×200×200 мм.

Сверху ящик покрыт эбонитовой плитой, на которой помещены рукоятки включения станции, переключателей термометров сопротивления и реостата, служащего для регулирования тока, питающего установку. Влажность грунта, с которым проводились опыты, составляла 33,7%.

Грунт замораживали круглосуточно. Температуру грунта на различ-

пом расстоянии от охлаждающей колонки (температурное поле) измеряли каждые 4 часа. Через 30 суток температура грунта вблизи от колонки достигла минус 10°, на середине расстояния от колонки до наружного края грунта — минус 6° и у периферии грунта — минус 1°. Затем холодильная установка была выключена. Для определения коэффициента использования аккумулированного холода в грунте замороженный грунт начали оттаивать. Для этого в колонку центробежным насосом нагнетали рассол с температурой на 2° выше температуры замороженного грунта, прилегающего к колонке.

Выходящим из колонки охлажденным рассолом охлаждали пресную воду в баках и по количеству и температуре охлажденной воды судили о количестве отнятого рассолом тепла. Расчет последнего (с учетом теплопотерь через поверхность баков с водой) производили по формуле

$$Q = g \gamma c (t_1 + t_2) \text{ ккал},$$

где:  $g$  — количество охлаждаемой воды в кг;  
 $\gamma$  — удельный вес воды;  
 $c$  — теплоемкость воды;  
 $t_1$  — температура воды до охлаждения;  
 $t_2$  — температура воды после охлаждения.

Общее количество холода, затраченного на охлаждение воды за весь период дефростации грунта ( $Q_{\text{полезное}}$ ) составило 69 000 ккал.

По формуле (7) был произведен расчет расхода холода на замораживание опытного грунта. При этом с учетом теплопритоков общий расход холода ( $Q_{\text{общее}}$ ) оказался равным 460 000 ккал.

Таким образом, даже при неблагоприятных условиях, в которых проводились экспериментальные работы по замораживанию грунта, коэффициент использования холода, аккумулированного в грунте, составил

$$K = \frac{Q_{\text{полезное}}}{Q_{\text{общее}}} \cdot 100 = \frac{69000}{460000} \cdot 100 = 15\%.$$

На производственных установках можно в грунтах аккумулировать большое количество холода и тем самым полностью обеспечить консервные цехи завода необходимым количеством холода для кондиционирования воздуха.

Чтобы обеспечить кондиционер необходимым количеством холода на весь летний сезон, нужно произвести расчеты потребления холода с учетом теплопотерь.

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТОВ ТЕПЛОВЫХ И ОХЛАДИТЕЛЬНЫХ МОЩНОСТЕЙ ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Для расчета мощности систем кондиционирования воздуха, создающих искусственный климат в цехах, прежде всего необходимо знать климатические условия местности, в которой должна будет работать рассчитываемая система. Кроме того, необходимо также знать температурный и влажностный режим предприятия.

Для кондиционирования воздуха в технологических цехах необходимо производить расчеты так называемых «тепловых и охладительных нагрузок», требуемых для приготовления воздуха в кондиционерах. При этом должны быть составлены тепловлажностные балансы цехов при расчетных параметрах наружного воздуха для зимнего и летнего периода года.

В тепловлажностных балансах должны учитываться все факторы, влияющие на изменение состояния воздушной среды внутри помеще-

ния цеха, а также факторы, влияющие на изменение состояния приточного воздуха при передаче его от кондиционера до цеха.

На основании данных тепловлажностных балансов определяется для зимнего периода тепловая нагрузка, а для летнего — охлаждающая. В соответствии с этим определяется объем приточного воздуха, затем рассчитывается тепло- и влагообмен в кондиционерах и в конечном итоге определяются требуемые мощности нагревательных и охлаждающих установок для кондиционирования воздуха. Для этого необходимо определить все притоки тепла в цехах, где предполагается кондиционирование воздуха.

### Поступление тепла в цех через ограждающие конструкции

Подсчет потерь или притока тепла через ограждающие цех поверхности производится по общеизвестной формуле

$$Q = \pm \Sigma K \cdot F (t_a - t_n) \text{ ккал/час}, \quad (16)$$

где:  $K$  — всеобщий коэффициент теплопередачи в  $\text{ккал/м}^2 \text{ час град}$ ;  
 $F$  — соответствующая  $K$  площадь поверхности в  $\text{м}^2$ ;  
 $t_a$  — температура воздуха в цехах;  
 $t_n$  — температура наружного воздуха.

Температура наружного воздуха рассчитывается по формуле

$$t_n = 0,4 t_{\text{ср.м}} + 0,6 t_{\text{макс.}}$$

### Поступление тепла в цех от солнечной радиации

Подсчет тепла, поступающего в цех через стены и крыши от солнечной радиации, труден ввиду того, что радиация имеет периодический характер. Величины, характеризующие полный тепловой поток через стены и крыши, представляют комбинации обычной теплопередачи и солнечной радиации.

Вследствие теплоемкости стен и крыш происходит явление тепловой инерции, то есть запаздывания (по фазе) в передаче тепла через них. Например, для оштукатуренной кирпичной стены цеха толщиной 0,4 м наблюдается запаздывание максимума теплопритока на 12 часов. Если составить соответствующие кривые для разных широт, условий и конструкций, то по ним можно непосредственно принимать величины теплового потока для любого времени дня. Однако для практического использования рекомендуется приближенный метод подсчета передачи тепла через стены с учетом солнечной радиации. В этом случае общее уравнение (16) теплопередачи через ограждения принимает следующий вид:

$$Q = Q_{\text{тр}} + Q_{\text{рад}} \text{ ккал/час}; \quad (17)$$

$$Q_{\text{тр}} = KF(t_n - t_a), \quad (18)$$

где  $t_n > t_a$ ;

$$Q_{\text{рад}} = F \varphi \varepsilon q_{\text{рад}}, \quad (19)$$

где  $Q_{\text{рад}}$  — приток тепла от солнечной радиации в  $\text{ккал/час}$ ;  
 $\varphi$  — часть (в десятых долях) поглощенной солнечной радиации, переданной внутрь помещения, то есть коэффициент пропуска тепла в помещение;  
 $\varepsilon$  — часть (в десятых долях) падающей солнечной радиации, поглощенной поверхностью стен;  
 $q_{\text{рад}}$  — наблюдаемая интенсивность солнечной радиации, падающей на поверхность, в  $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час}$ .

Величина  $\phi$  равна приблизительно 0,047 К.  
Подставляя это значение  $\phi$  в уравнение (19), получим

$$Q_{рад} = 0,047 FK \epsilon q_{рад}. \quad (20)$$

Последняя формула не учитывает времени запаздывания тепловой волны, проходящей через стену.

Величина коэффициента поглощения  $\epsilon$ , приведенная в таблице Дегтярева [3], имеет следующие значения:

для поверхности с очень светлой окраской  $\epsilon=0,7$   
 для поверхности со средней окраской  $\epsilon=0,4$   
 для поверхности с очень темной окраской  $\epsilon=0,9$ .

Величину  $q_{рад}$  берут из специальных графиков, составленных для данной широты местности и сезона, например, для Ленинградской области они колеблются в следующих пределах:

Время суток в часах	Ориентация ограждения						
	северо-восток	восток	юго-восток	юг	юго-запад	запад	северо-запад
6	130	146	81,0	11,0	13,0	12,6	12,1
10	140	402	461	276	61,6	59,2	45,3
12	68,2	69,6	258,0	336,0	256,0	69,9	62,2
14	61,8	59,9	60,1	275,0	458,0	409,0	131,0
16	43,8	44,1	44,3	76,9	449,0	569,0	368,0

Для стен, не подверженных облучению солнцем,  $Q_{рад}=0$  и тепловой поток представлен лишь величиной  $Q_{тр}$ .

Поступление тепла от солнечной радиации через остекленные части поверхности зданий в нашем расчете не учитывается, потому что в летние солнечные дни окна в цехах имеют обычно защитные приспособления.

### Поступление тепла и влаги в цех вследствие инфильтрации

Все наружные ограждения здания воздухопроницаемы. Под действием теплового и ветрового давления воздух проникает через щели и неплотности в окнах и дверях и в очень малой степени — через поры стен. Это явление называется инфильтрацией.

Количество тепла в ккал/час явного и скрытого, приносимого в летнее время инфильтрацией, подсчитывается по уравнению

$$Q_{явн.инф} = G_1 0,24 (t_n - t_s), \quad (21)$$

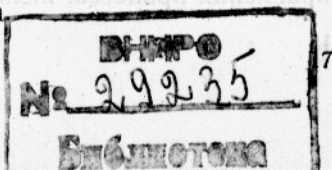
$$Q_{полн.инф} = G (i_n - i_s), \quad (22)$$

где:  $G_1$  — вес инфильтрующего воздуха в кг/час;  
 0,24 — удельная теплоемкость в ккал/кг град;  
 $i_n$  — теплосодержание наружного воздуха в ккал/кг сухого воздуха;  
 $i_s$  — теплосодержание внутреннего воздуха в ккал/кг сухого воздуха.

Увеличение или уменьшение влаги в воздухе помещения можно рассчитать по формуле

$$W = 0,001 G (d_n - d_s) \text{ кг/час}, \quad (23)$$

где:  $d_n$  — влагосодержание наружного воздуха;  
 $d_s$  — влагосодержание внутреннего воздуха



### Поступление тепла в цех от работающих в нем людей

Количество тепла, выделяемого человеком, зависит от окружающих метеорологических условий и интенсивности выполняемой им работы. В среднем один рабочий выделяет от 100 до 300 ккал/час [11].

Общее тепловыделение (явное) всеми работающими в цехе людьми составит

$$Q_{\text{явн}} = n g_{\text{явн}}, \quad (24)$$

где:  $n$  — число работающих людей;

$g_{\text{явн}}$  — выделение тепла одним рабочим в ккал/час.

Количество выделяемой рабочими влаги составит

$$W = 0,001 n W, \quad (25)$$

где  $W$  — количество влаги, выделяемой одним человеком в кг/час.

### Поступление тепла от других источников

Большое количество тепла поступает в цех от электрического освещения. Оно может быть подсчитано по уравнению

$$Q_{\text{э.о.}} = N 860, \quad (26)$$

где  $N$  — мощность осветительной аппаратуры в квт.

Тепло поступает также от электродвигателей и другого оборудования, находящегося в цехах. Количество выделяемого электромоторами тепла зависит от длительности работы, коэффициента полезного действия их и местонахождения. Количество тепла, выделенного электромоторами, подсчитывается по формуле (26).

### Определение количества воздуха, который необходимо подавать в цех через кондиционеры

Для определения расчетных и промежуточных нагрузок на холодильную мерзлотную установку, а также для определения необходимого количества воздуха, подаваемого в цех, составляются тепловые балансы кондиционируемых цехов.

Прежде всего по справочным таблицам Комарова [6] или другим выбираем параметры наружного воздуха, при которых кондиционер должен обеспечить заданные температуру и относительную влажность в цехах.

После этого подсчитываем все потери и притоки тепла в цехе. По этим материалам подсчитываем необходимое количество приточного воздуха в цехи и определяем тепловой баланс в помещении:

$$\pm Q = \pm \Sigma Q_{\text{явн}} + W i_n = \pm \Sigma Q_{\text{явн}} + \Sigma Q_{\text{скр}}, \quad (27)$$

где:  $W$  — суммарное выделение влаги в кг/час;

$i_n$  — полное теплосодержание воды в парообразном состоянии в ккал/кг.

Отсюда направление тепловлажностного процесса будет определяться отношением

$$E = \frac{\Sigma Q_{\text{явн}}}{W} + \frac{\Sigma Q_{\text{скр}}}{W} = \frac{\pm \Sigma Q_{\text{явн}}}{W} + \frac{W i_n}{W} = \frac{\pm \Sigma Q_{\text{явн}}}{W} + i_n = \frac{\pm Q}{W}. \quad (28)$$

Требуемое количество приточного воздуха определяется с учетом направления процесса, исходя из следующих двух положений.

1. Устанавливаем допустимый перепад температур как в случае охлаждения (летом), так и в случае нагревания помещения (зимой). Например, при охлаждении с подачей приточного воздуха в нижнюю зону принимается  $\Delta t = 3-5^\circ$ , а при притоке воздуха в верхнюю зону — равным  $6-7^\circ$ .

Для определения количества воздуха следует установить поглотительную способность воздуха для процесса теплообмена с определенным тепловлажностным отношением  $E = \frac{\pm Q}{W}$ .

Согласно уравнению баланса тепла получим

$$G(i_2 - i_1) = G \Delta i = Q_{\text{полн}} \text{ ккал/час};$$

и

$$\frac{G(d_2 - d_1)}{1000} = 0,001 G \Delta d = W \text{ кг/час.}$$

Отсюда находим количество требуемого приточного свежего воздуха в кг в час.

$$G = \frac{Q_{\text{полн}}}{i_2 - i_1} = \frac{Q_{\text{полн}}}{\Delta i}, \quad (29)$$

или

$$G = \frac{W}{0,001(d_2 - d_1)} = \frac{W}{0,001 \Delta d}. \quad (30)$$

Если влаговыделение в цехе небольшое, то по кривым, приведенным Дегтеревым [3], найти  $\Delta d$  с достаточной точностью трудно и в этом случае лучше определить  $\Delta i$  и, пользуясь им, вычислять количество воздуха по формуле (29).

Если  $d_2 = d_1$ , что часто наблюдается в рыбообрабатывающих цехах, находящихся в местности с влажным климатом (например, в Ленинградской области), и  $\Delta d = 0$ , то все тепловыделение в помещении представляет явное тепло ( $Q_{\text{полн.явн}}$ ) и количество воздуха можно подсчитать по обычному уравнению

$$Q_{\text{полн.явн}} = G c_{\text{ср}}(t_2 - t_1) \quad (31)$$

и

$$G = \frac{Q_{\text{полн.явн}}}{c_{\text{ср}}(t_2 - t_1)} = \frac{Q_{\text{полн.явн}}}{c_{\text{ср}} \Delta t} \text{ кг свежего воздуха в час.} \quad (32)$$

Подсчитывая по этой формуле количество воздуха, требуемое в случае большого влаговыделения в помещении, мы заведомо допускаем ошибку  $\approx 5-6\%$ .

2. Если заданы параметры воздуха, которые должны поддерживаться в рабочей зоне, а также параметры подаваемого в помещение воздуха и, следовательно, известны  $i_2$  и  $i_1$ , то количество требуемого свежего воздуха может быть прямо определено по уравнению (29)

$$G = \frac{Q_{\text{полн}}}{\Delta i} \text{ кг/час.}$$

В тех случаях, когда в цехах не имеется особо вредных выделений и когда отработанный воздух можно очищать обычными средствами (фильтры, промывные камеры), в целях создания более экономных кондиционных установок разрешается использовать рециркуляционный (обратный) воздух в смеси со свежим воздухом. Допускаемое количество такого воздуха зависит от условий работы цехов и согласно установленным нормам составляет минимум  $10\%$  от всего объема подаваемого воздуха.

## Системы кондиционирования воздуха

Постоянство параметров состояния воздуха в цехах достигается согласованной работой ряда аппаратов и приборов. Совокупность их работы представляет собой систему кондиционирования воздуха.

Выбор элементов системы кондиционирования и их сопряжения зависит от абсолютной величины и изменения балансов тепла, влаги и газов и возможных сочетаний этих величин.

В литературе, посвященной вопросам кондиционирования воздуха, принято различать режимы работы системы кондиционирования по признакам сезонности: летний, зимний и переходный. Различие режимов по признакам сезонности хорошо обосновано применительно к кондиционированию воздуха в жилых и общественных помещениях.

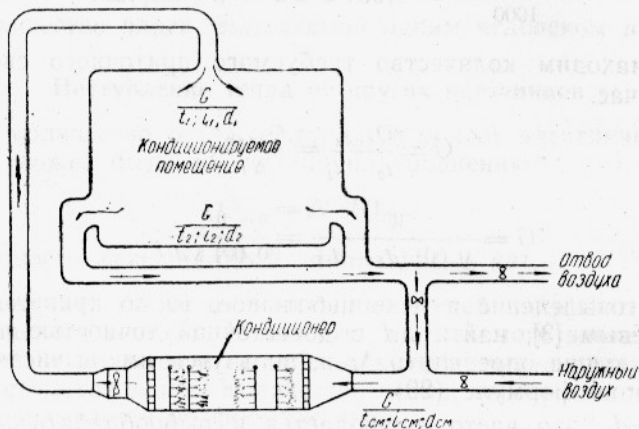


Рис. 4 Принципиальная схема работы установки кондиционирования воздуха.

Применительно к помещениям предприятий рыбной промышленности возможны такие сочетания баланса тепла, влаги и газов, при которых различие сезонов не имеет определяющего значения. Выделение тепла производственным оборудованием может быть настолько значительным, что колебание температуры наружного воздуха мало влияет на тепловой баланс помещения.

В литературе [3, 9, 11, 13] имеются описания конструкций ряда систем кондиционеров и их расчетов, повторять которые в данной работе нет необходимости. На предприятиях рыбной промышленности представляется целесообразным применить комбинированную систему, схематично показанную на рис. 4.

Основные агрегаты систем кондиционирования воздуха, так называемые кондиционеры, представляют собой сложные комбинации различных теплообменных аппаратов, предназначенных для изменения состояния воздуха. При этом средой, сообщаемой тепло воздуху (теплоносителем) или отнимающей от него тепло (холодоносителем), в большинстве случаев являются вода или водные растворы солей.

По своей конструкции теплообменные аппараты делятся на две группы:

- 1) аппараты с непосредственным контактом воздуха с холодоносителем (мокрого типа);
- 2) аппараты, в которых теплообмен происходит через стенку, отделяющую воздух от холодоносителя (сухого типа).

К аппаратам первого типа, являющимся наиболее распространенными, относятся камеры орошения воздуха водой или растворами.



В предлагаемой нами системе кондиционирования воздуха для рыбообрабатывающих цехов, предусматривающей использование естественного холода, целесообразно применить аппараты первого типа. Холодоносителем в этой системе, как при замораживании грунтов зи-

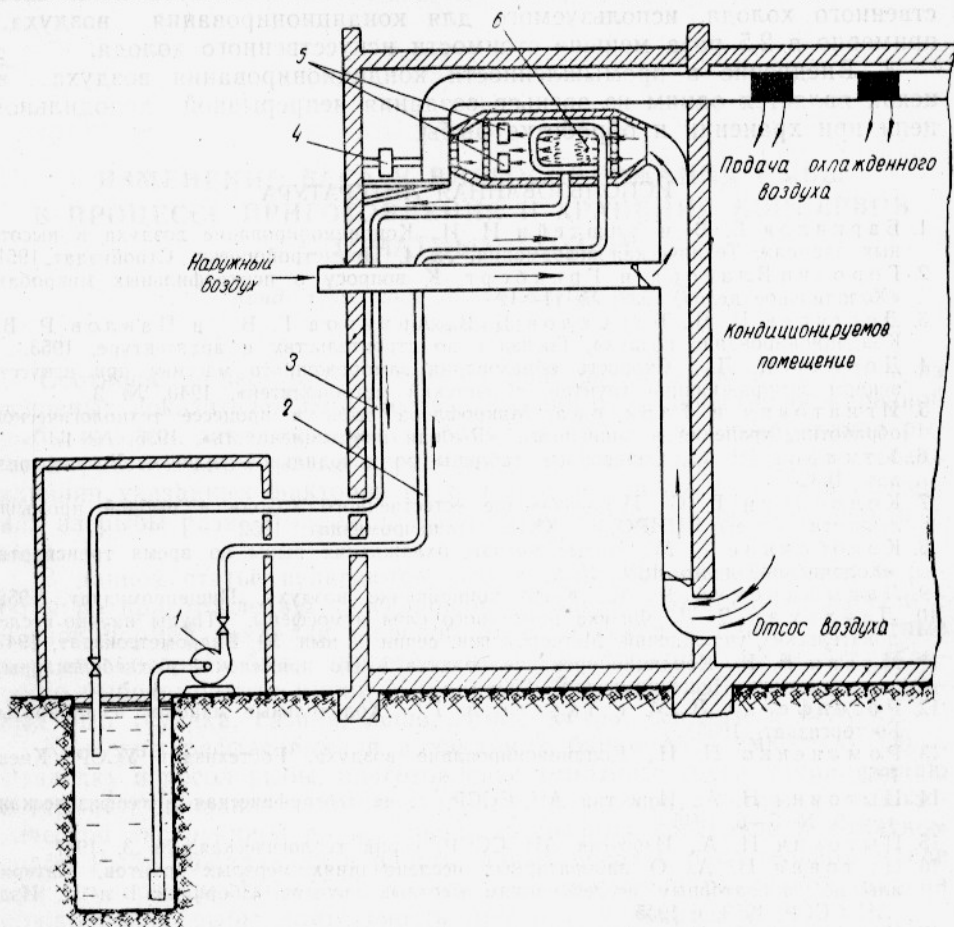


Рис. 5. Принципиальная схема использования естественного холода для кондиционирования воздуха в рыбообрабатывающих цехах:

1—насос; 2—трубопровод холодного рассола; 3—трубопровод отеплившегося рассола; 4—вентилятор; 5—сепаратор; 6—воздухоохладитель.

мой, так при использовании аккумулированного холода для кондиционирования воздуха, являются концентрированные растворы хлористого кальция.

Принципиальная схема использования естественного холода для кондиционирования воздуха в рыбообрабатывающих цехах изображена на рис. 5.

## ВЫВОДЫ

1. Кондиционирование воздуха в рыбообрабатывающих цехах является необходимым мероприятием, так как при понижении температуры и относительной влажности воздуха в цехах создаются оптимальные условия для сохранения качества рыбы при обработке.

2. Воздух, подаваемый в цех, целесообразно охлаждать при помощи естественного холода, аккумулированного зимой в грунтах.

Аккумуляция естественного холода в грунтах можно осуществить в любых районах, где зимой наблюдается достаточно низкая температура наружного воздуха.

3. Экспериментальными исследованиями доказано, что коэффициент использования аккумулированного холода в грунтах достигает 15%.

По произведенным автором подсчетам стоимость 1000 ккал естественного холода, используемого для кондиционирования воздуха, примерно в 2,5 раза меньше стоимости искусственного холода.

4. Внедрение в промышленности кондиционирования воздуха в цехах является одним из звеньев создания непрерывной холодильной цепи при хранении и обработке рыбы.

#### ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Баркалов Б. В. и Эпштейн И. И., Кондиционирование воздуха в высотных зданиях, Техническая информация, № 4, Промстройпроект, Стройиздат, 1951.
2. Горовиц-Власова и Гринберг, К вопросу о психрофильных микробах, «Холодильное дело», 1932, № 11—12.
3. Дегтярев Н. В., Баркалов Б. В., Архипов Г. В. и Павлов Р. В., Кондиционирование воздуха, Госиздат по строительству и архитектуре, 1953.
4. Дорман Я. Л., Скорость образования замороженного массива при искусственном замораживании грунтов, «Советский метрополитен», 1940, № 3.
5. Игнатович и Тарасова, Микрофлора рыбы в процессе технологической обработки, хранения и транспорта, «Рыбная промышленность», 1936, № 1.
6. Комаров Н. С., Справочные таблицы по холодильной технике. Росэнергоиздат, 1932.
7. Конокотин Г. С., Использование естественного холода в рыбной промышленности, Труды ВНИРО, т. XXIII, Пищепромиздат, 1952.
8. Коробочкин Г. М., Новые методы охлаждения рыбы во время транспорта, «Холодильное дело», 1936, № 2.
9. Ладыженский Р. М., Кондиционирование воздуха, Пищепромиздат, 1952.
10. Лайхтман Д. Л., Физика приземного слоя атмосферы. Труды научно-исследовательских учреждений, Метеорология, серия I, вып. 39, Гидрометеиздат, 1947.
11. Мухин В. В., Кондиционирование воздуха и его применение в хлебопекарных предприятиях, Пищепромиздат, 1950.
12. Розенфельд Л. М. и Ткачев А. Г., Холодильные машины и аппараты, Госторгиздат, 1955.
13. Романенко П. Н., Кондиционирование воздуха, Гостехиздат УССР, Киев, 1952.
14. Цытович Н. А., Известия АН СССР, серия географическая и геофизическая, том 9, № 5—6, 1945.
15. Цытович Н. А., Известия АН СССР, серия геологическая, № 3, 1947.
16. Цытович Н. А., О лабораторных исследованиях мерзлых грунтов, Материалы по лабораторным исследованиям мерзлых грунтов, Сборники I и II. Изд. АН СССР, 1953, и 1955.
17. Чистяков Ф. М. и Бочарова З. В., Влияние низких температур на плесени, «Холодильная промышленность», 1938, № 6.