

Министерство образования и науки Российской Федерации
Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ УСТАНОВКА СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ КРЫТОГО ПЛАВАТЕЛЬНОГО БАССЕЙНА

Методические указания к курсовой работе
по курсу «Энергосберегающие технологии систем ОВК»

Составитель О. Е. Коврина



Волгоград, ВолгГАСУ. 2016



© Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Волгоградский государственный
архитектурно-строительный университет», 2016



УДК 697.92:725.742(076.5)
ББК 38.762.2я73+38.712.8я73
Э653

Э653 **Энергосберегающая** установка системы вентиляции крытого плавательного бассейна [Электронный ресурс] : методические указания к курсовой работе по курсу «Энергосберегающие технологии систем ОВК» / М-во образования и науки Рос. Федерации, Волгогр. гос. архит.-строит. ун-т ; сост. О. Е. Коврина. — Электронные текстовые и графические данные (0,9 Мбайт). — Волгоград : ВолгГАСУ, 2016. — Учебное электронное издание сетевого распространения. — Систем. требования: PC 486 DX-33; Microsoft Windows XP; Internet Explorer 6.0; Adobe Reader 6.0. — Официальный сайт Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Режим доступа: <http://www.vgasu.ru/publishing/on-line/> — Загл. с титул. экрана.

В методических указаниях изложены порядок теплотехнического расчета и подбор оборудования теплонасосной установки в системе вентиляции с утилизацией теплоты воздуха, удаляемого из зала крытого плавательного бассейна.

Для студентов профиля «Теплогазоснабжение и вентиляция» всех форм обучения.

УДК 697.92:725.742(076.5)
ББК 38.762.2я73+38.712.8я73

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Общие указания	5
2. Принципиальная схема системы вентиляции бассейна с использованием теплового насоса с водяным охлаждением.....	5
3. Расчет воздухообмена в зале крытого плавательного бассейна в холодный период года	7
3.1. Определение составляющих балансов теплоты и влаги	7
3.2. Определение параметров и количества приточного воздуха	8
4. Построение процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха в зале крытого плавательного бассейна	8
5. Построение термодинамического цикла теплового насоса	10
5.1. Выбор параметров работы теплового насоса	10
5.2. Порядок построения термодинамического цикла теплового насоса на <i>I-p</i> диаграмме	11
5.3. Расчет основных параметров цикла	12
5.4. Определение основных показателей работы теплового насоса	13
6. Расчет и подбор основного оборудования теплонасосной установки	13
6.1. Подбор теплового насоса	13
6.2. Расчет воздухоохладителя	14
6.3. Расчет воздухонагревателя	16
7. Расчет экономии теплоты при использовании теплового насоса	19
Библиографический список	20
Приложение	21

ВВЕДЕНИЕ

Крытые плавательные бассейны являются одним из наиболее крупных потребителей тепловой энергии, особенно в условиях холодного климата, поскольку наряду с подогревом воды в них требуется устройство интенсивной вентиляции зала бассейна. Отсутствие вентиляции грозит тем, что влага, испаряющаяся с больших поверхностей зеркала воды, может сконденсироваться на ограждающих конструкция бассейна и привести к образованию плесени и разрушению этих конструкций.

Во избежание этого в бассейне необходима такая система вентиляции, которая обеспечит отвод влажного воздуха из помещения и поддержание относительной влажности на уровне 50...60 %. При этом температура воздуха в зале бассейна должна быть на 1...2 °С выше температуры воды в ванне [1].

Снижение теплотребления бассейнов возможно за счет использования теплоты удаляемого влажного воздуха, в каждом килограмме которого содержится от 60 до 70 кДж тепловой энергии. Способы решения этой задачи различаются эффективностью, энергозатратами и возможностями реализации в конкретных условиях. Наиболее рациональный способ поддержания необходимого климата и создания комфортных условий в помещении зала бассейна — это обустройство приточно-вытяжной вентиляции с осушением и утилизацией теплоты удаляемого воздуха с помощью теплового насоса. При этом, теплота, образующаяся в конденсаторе теплового насоса, используется для подогрева приточного воздуха, а при ее избытке — для нагрева воды, идущей на горячее водоснабжение бассейна. При таком решении в одном и том же процессе удачно используются обе стороны теплового насоса — испаритель и конденсатор.

В системах вентиляции, выполняющих функции воздушного отопления, догрев приточного воздуха до расчетной температуры, в случае необходимости, может производиться в воздухонагревателях догрева, подсоединенных к внешней системе теплоснабжения. Как правило, такая потребность возникает лишь при очень низких температурах наружного воздуха.

1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

Основанием для выполнения курсовой работы является индивидуальное задание на проектирование, в котором указаны цель, исходные данные для проектирования, содержание работы, рекомендуемая нормативная и техническая литература.

Курсовая работа оформляется в виде расчетно-пояснительной записки и содержит: титульный лист; задание на проектирование, подписанное руководителем и студентом-разработчиком; основную часть, содержащую технико-экономические результаты проектирования; библиографический список.

Содержание и нумерация разделов основной части курсовой работы должны соответствовать заданию. В состав основной части включают также рисунок принципиальной схемы запроектированной энергосберегающей установки системы вентиляции крытого плавательного бассейна и две расчетные диаграммы: $I-d$ диаграмму с построением процессов изменения термодинамического состояния воздуха в системе вентиляции с использованием теплового насоса и $I-p$ диаграмму с изображением термодинамического цикла теплового насоса.

2. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ БАССЕЙНА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛООВОГО НАСОСА С ВОДЯНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Расход теплоты на нагревание приточного воздуха в бассейне можно значительно сократить, если обеспечить осушку удаляемого из зала воздуха с дальнейшим использованием его для рециркуляции при относительно небольшой добавке наружного воздуха. Однако, после осушки воздух необходимо догреть до расчетной температуры приточного воздуха. Одновременно осушить и нагреть осушенный и охлажденный воздух можно с помощью теплового насоса.

В данной курсовой работе предлагается запроектировать экономичную энергосберегающую установку, в которой осушение и нагрев осушенного и охлажденного воздуха осуществляется в стандартных воздухонагревателях типа КСк, которые системами трубопроводов с промежуточными теплоносителями подключаются соответственно к испарителю и конденсатору отечественного водяного теплового насоса. Принципиальная схема такой установки изображена на рис. 1: воздух с параметрами t_v и d_v забирается из зала бассейна, смешивается с наружным воздухом и с параметрами t_c и d_c поступает в воздухоохладитель 3, где охлаждается и осушается до состояния $t_{и}$ и $d_{и}$, определяемого из баланса влаги в зале бассейна. Осушенный и подогретый воздух поступает в воздухоохладитель 4, где подогревается до температуры $t_{кон}$ за счет теплоты, отведенной от конденсатора. Если система вентиляции выполняет функцию воздушного отопления, воздух догревается в воздухонагревателе 2 до $t_{пр}$, определяемой из теплового баланса бассейна.

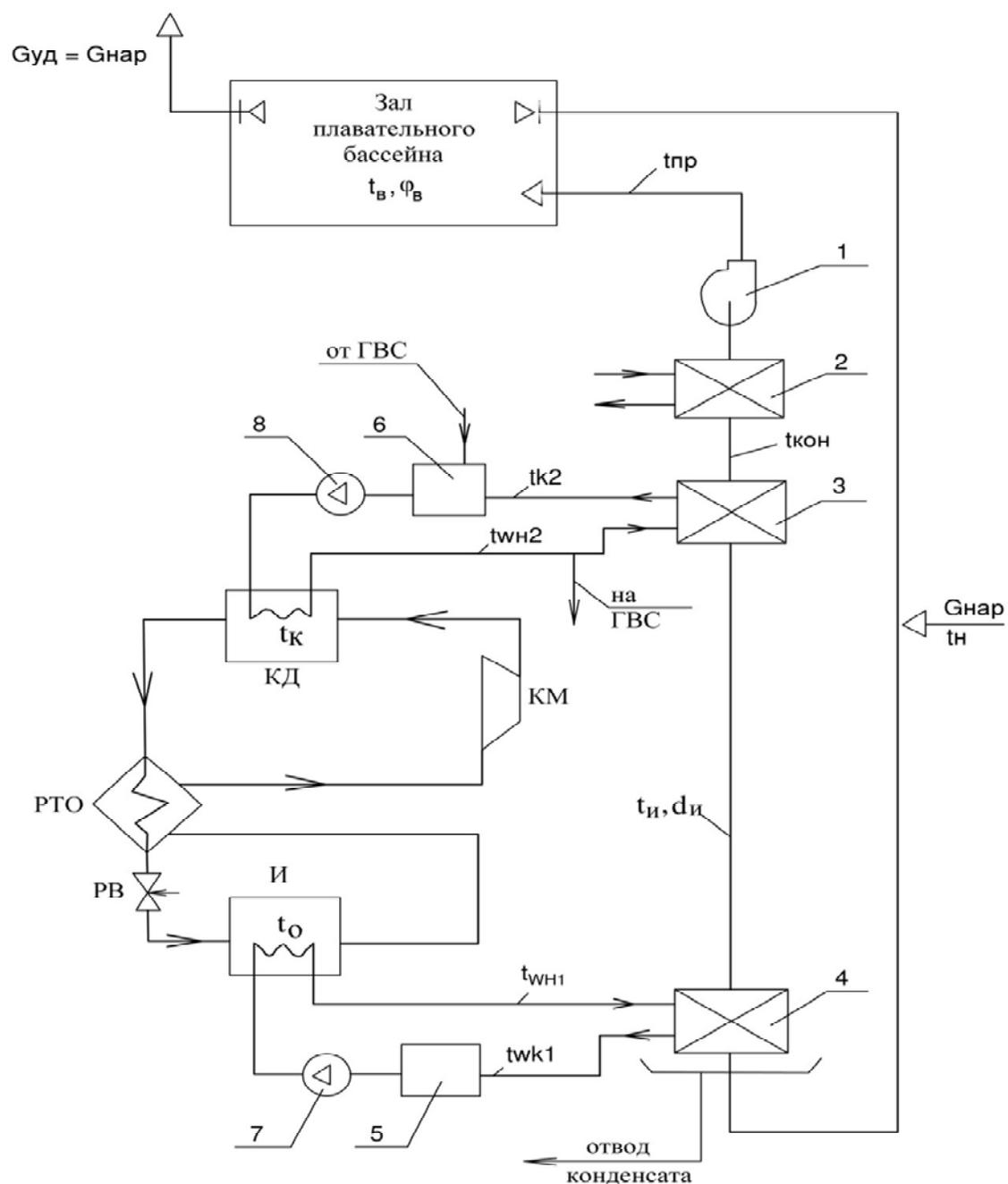


Рис.1. Схема энергосберегающей системы вентиляции с использованием теплового насоса с водяным охлаждением

1- вентилятор; 2 – воздухонагреватель догрева; тепловой насос в составе : КМ – компрессор, КД – конденсатор, И – испаритель, РТО – регенеративный теплообменник, РВ – регулирующий вентиль; 3 – воздухонагреватель; 4 – воздухоохладитель; 5. 6 – баки запаса промежуточного теплоносителя; 7. 8 – циркуляционные насосы

3. РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА В ЗАЛЕ ПЛАВАТЕЛЬНОГО БАССЕЙНА В ХОЛОДНЫЙ ПЕРИОД ГОДА

3.1. Определение составляющих балансов теплоты и влаги

1) Трансмиссионные и инфильтрационные теплопотери, Вт:

$$Q_{\text{тр}} = q_{\text{тр}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}),$$

где $q_{\text{тр}}$ — удельная сумма трансмиссионных и инфильтрационных теплопотерь при $\Delta t = 1$ °С, Вт/°С; $t_{\text{в}}$ — расчетная температура внутреннего воздуха в помещении бассейна, °С; $t_{\text{н}}$ — расчетная температура наружного воздуха в холодный период года °С [2].

2) Теплопоступления от обогреваемых дорожек:

$$Q_{\text{дор}} = (\alpha_{\text{л}} + \alpha_{\text{к}}) F_{\text{дор}} (t_{\text{дор}} - t_{\text{в}}),$$

где $\alpha_{\text{л}}$ — коэффициент лучистой теплоотдачи, Вт/(м²·°С); в практических расчетах можно принимать $\alpha_{\text{л}} = 4,64$ Вт/(м²·°С); $\alpha_{\text{к}}$ — коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м²·°С):

$$\alpha_{\text{к}} = 2,16 (t_{\text{дор}} - t_{\text{н}})^{0,33},$$

где $F_{\text{дор}}$ — площадь поверхности дорожек, м²; $t_{\text{дор}}$ — средняя температура дорожек, °С;

3) Поступление влаги от ванны с пловцами, г/ч :

$$W_{\text{в}} = \beta \cdot F_{\text{в}} (d_{\text{в}} - d_{\text{в}}),$$

где β — экспериментальный приведенный коэффициент влагопереноса; для ванны с пловцами $\beta = 23$ г/[ч · м²(г/кг)] [6]; $F_{\text{в}}$ — площадь поверхности зеркала ванны, м²; $d_{\text{в}}$ — влагосодержание воздуха при температуре насыщения, равной температуре воды в ванне $t_{\text{в}}$, определяется по $I-d$ диаграмме в точке пересечения изотермы $t_{\text{в}}$ и кривой $\phi = 100$ %.

4) Поступление влаги от зрителей, г/ч:

$$W_{\text{л}} = n \cdot g_{\text{в}}$$

где n — количество зрителей в зале, чел.; $g_{\text{в}}$ — влаговыделения от зрителей, (г/кг)/(ч · чел.), принимается в зависимости от температуры внутреннего воздуха в помещении бассейна [4]:

$t_{\text{в}},$ °С	25	26	27	28
$g_{\text{в}},$ (г/кг)/(ч · чел.)	50	55	60	65

5) Суммарное поступление влаги в зал бассейна, г/ч:

$$\sum W = W_{\text{в}} + W_{\text{л}}.$$

3.2. Определение параметров и количества приточного воздуха

Так как согласно заданию система вентиляции выполняет функцию воздушного отопления, количество приточного воздуха определяется по отопительной нагрузке, Вт:

$$Q_{от} = Q_{тр} - Q_{дор},$$

тогда для компенсации теплотерь в зал бассейна необходимо подать следующее количество приточного воздуха:

$$G_{пр} = 3,6Q_{от} / C_v(t_{пр} - t_v),$$

где C_v — массовая теплоемкость воздуха, $C_v = 1$ кДж/(кг·°С); t_v — температура внутреннего воздуха, °С; $t_{пр}$ — температура приточного воздуха, °С.

Влагосодержание приточного воздуха определяется из условия поглощения им избыточной влаги, выделяющейся в плавательном бассейне, т. е. исходя из баланса влаги:

$$d_{пр}G_{пр} + G_{пр} = d_vG_{пр},$$

откуда

$$d_{пр} = (d_vG_{пр} - W) / G_{пр},$$

где $G_{пр}$ — количество приточного воздуха, кг/ч; W — суммарное влаговыделение в зале, г/ч; $d_{пр}$ — влагосодержание приточного воздуха, г/кг; d_v — влагосодержание внутреннего воздуха, г/кг.

Необходимое количество наружного воздуха $G_{нар}$, определяется по санитарным нормам для дыхания и удаления хлора в количестве: 80 м³/ч — на одного пловца; 20 м³/ч — на одного зрителя [1], и всего составит:

$$G_{нар} = \rho_v (80n_1 + 20n_2),$$

где ρ_v — плотность воздуха, $\rho_v = 1,2$ кг/м³; n_1 и n_2 — соответственно, количество пловцов и зрителей в зале.

4. ПОСТРОЕНИЕ ПРОЦЕССОВ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОГО СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА В ЗАЛЕ КРЫТОГО ПЛАВАТЕЛЬНОГО БАССЕЙНА

Исходными данными для построения процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха в помещении крытого плавательного бассейна при использовании для утилизации теплоты удаляемого воздуха теплового насоса на $I-d$ диаграмме, являются параметры трех точек, соответствующих состоянию наружного воздуха — точка $H(t_n, \phi_n)$, внутреннего воздуха — точка $B(t_v, \phi_v)$ и приточного воздуха — точка $П(t_{пр}, d_{пр})$.

Построение процессов на $I-d$ диаграмме начинают с построения точек H , $П$ и B (рис. 2). Ниже приводится дальнейший порядок построения процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха в зале крытого бассейна при использовании теплового насоса.

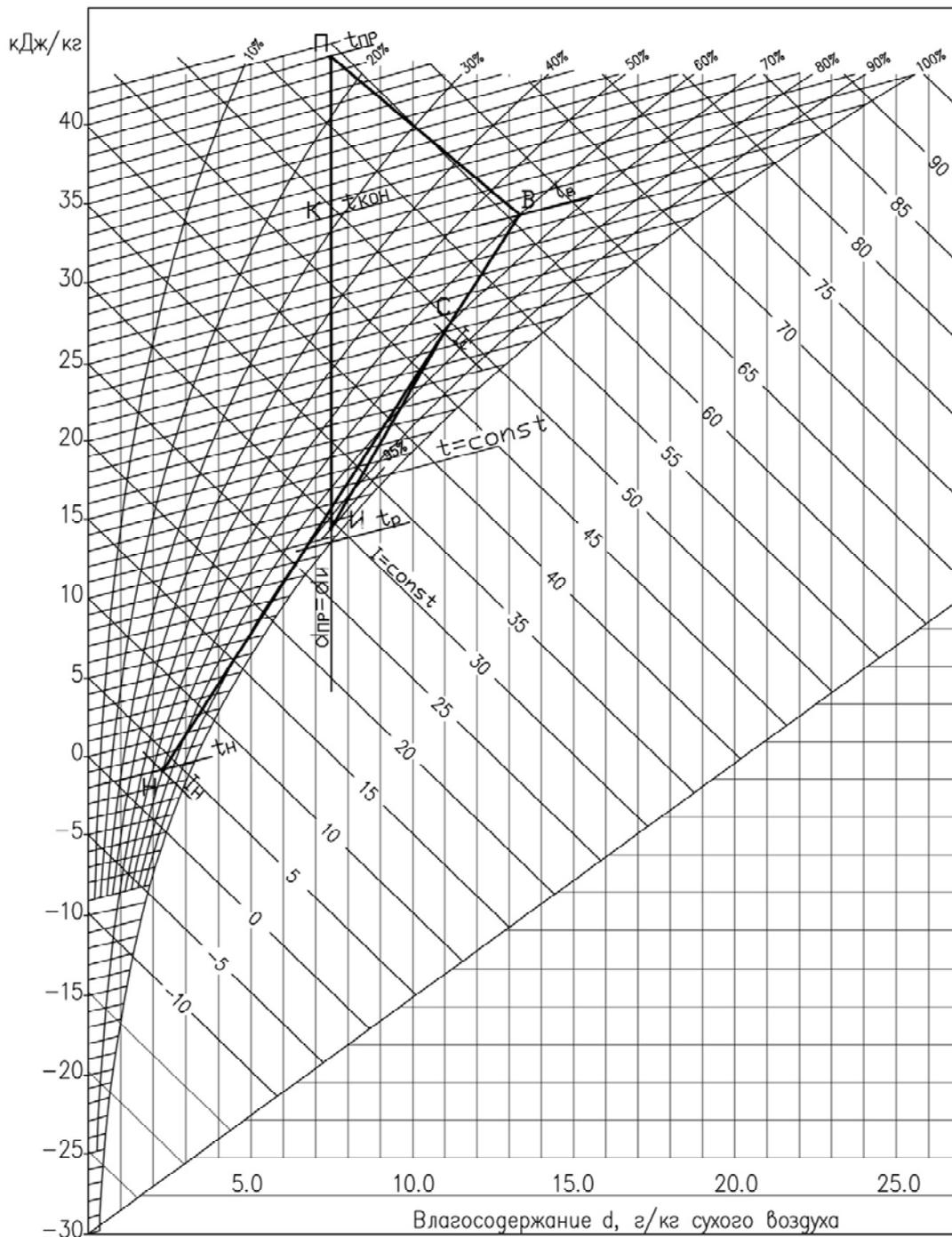


Рис. 2. Процесс изменения состояния воздуха в системе вентиляции крытого плавательного бассейна с использованием теплового насоса

1) Через точки *B* и *H* проводится прямая, представляющая процесс смешивания наружного и внутреннего (рециркуляционного) воздуха.

Из соотношения расходов наружного $G_{нар}$ и приточного $G_{пр}$ воздуха определяется энтальпия смеси I_c , кДж/кг:

$$I_c = I_B - G_{нар} (I_B - I_H) / G_{пр},$$

На пересечении линии смешивания BH с изоэнтальпией $I_c = \text{const}$ наносится точка C , характеризующая параметры смеси на входе в воздухоохладитель ТНУ.

2) Состояние смеси в точке I , характеризующей параметры воздуха на выходе из воздухоохладителя ТНУ, определяется его конечным влагосодержанием $d_{\text{и}} = d_{\text{пр}}$. Точка I наносится на пересечении линии $d_{\text{и}} = d_{\text{пр}} = \text{const}$ и кривой относительной влажности $\varphi = 95\%$.

3) Положение точки K , лежащей на линии $d_{\text{и}} = d_{\text{пр}} = \text{const}$ и отражающей параметры приточного воздуха на выходе из воздухонагревателя ТНУ, соединенного промежуточным теплоносителем с конденсатором ТН, определяется конечной температурой воздуха $t_{\text{кон}}$. Значение $t_{\text{кон}}$ зависит от тепловой мощности конденсатора и находится после расчета термодинамического цикла ТН.

Параметры всех характерных точек, построенных на $I-d$ диаграмме, оформляют в виде табл. 1.

Таблица 1

Расчетные параметры воздуха в зале крытого бассейна

Точки	Н	В	П	С	И	К
$t, ^\circ\text{C}$						
$I, \text{кДж/кг}$						
$d, \text{г/кг}$						

5. ПОСТРОЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ТЕПЛОВОГО НАСОСА

5.1. Выбор параметров работы теплового насоса

Основными параметрами работы ТН, определяющими экономичность его работы, являются температура испарения хладагента (ХА) t_o и температура его конденсации t_k . При этом оба эти параметра должны соответствовать физическим возможностям ХА.

Температура конденсации t_k для плавательных бассейнов принимается согласно заданию к курсовой работе в пределах от 35 до 45 $^\circ\text{C}$.

Температура испарения t_o зависит от параметров промежуточного теплоносителя и ее расчет ведется в следующем порядке:

1) Определяют конечную и начальную температуры промежуточного теплоносителя.

Конечная температура промежуточного теплоносителя t_{wk1} на выходе воздухоохладителя ТНУ при перекрестно-противоточном движении воздуха и теплоносителя назначается из условия:

$$t_{\text{wk1}} \leq t_{\text{ри}} - 1^\circ\text{C},$$

где $t_{\text{ри}}$ — температура точки росы воздуха в точке I , $^\circ\text{C}$ (см. рис. 2).

Начальная температура промежуточного теплоносителя $t_{\text{вн1}}$, °С, определяется из соотношения:

$$t_{\text{вн1}} = t_{\text{вк1}} - \Delta t_w,$$

где Δt_w — расчетный перепад температур промежуточного теплоносителя, °С; в кожухотрубных испарителя затопленного типа значение Δt_w должно находиться в пределах от 4 до 5 °С.

2) Температуру испарения хладагента t_0 принимают на 3...5 °С ниже начальной температуры теплоносителя $t_{\text{вн1}}$.

При этом, если окажется, что $t_0 \geq 2$ °С, в качестве промежуточного теплоносителя следует принимать воду [3, п. 6.8], если $t_0 < 2$ °С, тогда принимают незамерзающие водные растворы этиленгликоля, причем температура замерзания раствора должна быть на 3...5 °С ниже t_0 .

5.2. Порядок построения термодинамического цикла теплового насоса на I - p диаграмме

1) На поле I - p диаграммы (рис. 3) наносят две изобары P_0 и P_k , соответствующие температурам t_0 и t_k .

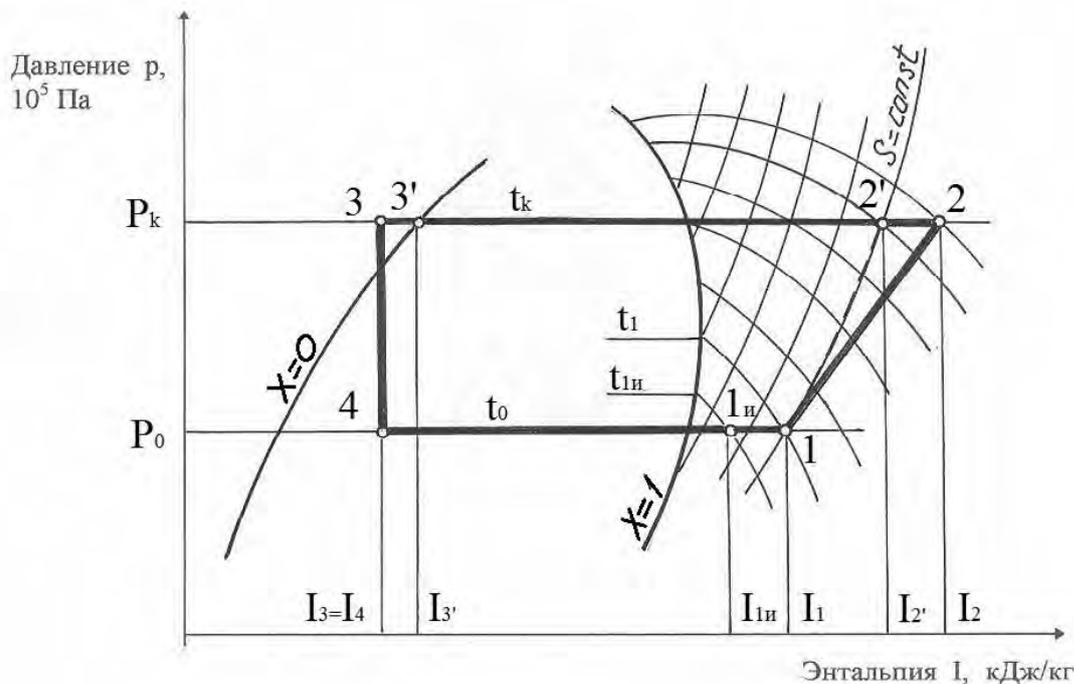


Рис. 3. Термодинамический цикл теплового насоса.

2) Строится точка $I_{\text{н}}$, характеризующая параметры перегретого пара ХА на выходе из испарителя. Точка $I_{\text{н}}$ лежит на пересечении изотермы $t_{1\text{н}} = t_0 + 5^\circ$ и изобары p_0 .

3) Пересечение изобары P_0 и изотермы $t_{\text{рто}} = t_{1\text{н}} + \Delta t_{\text{рто}}$ определяет положение точки 1, характеризующей параметры перегретого пара ХА на выходе из регенеративного теплообменника (РТО). Значение перегрева хладагента $\Delta t_{\text{рто}}$ в РТО принимается в пределах от 20 до 25 °С по заданию.

4) Строится изоэнтропа 1-2', отражающая процесс адиабатического сжатия пара в компрессоре. Точка 2' определяется пересечением изоэнтропы ($S = \text{const}$), проходящей через точку 1, с изобарой P_k .

5) Энтальпия точки 2, отражающей реальный процесс сжатия пара в компрессоре, определяется расчетным путем с учетом индикаторного КПД компрессора η_i , принять $\eta_i = 0,8$:

$$I_2 = I_1 + (I_2 = I_1) / \eta_i.$$

6) Точка 3' отмечается на пересечении изобары P_k с кривой насыщения $X = 0$.

7) Энтальпия точки 3, также лежащей на изобаре P_k , определяется из теплового баланса РТО:

$$I_1 - I_{1и} = I_{3'} - I_3.$$

8) Точка 4 строится на пересечении изоэнтальпии I_3 с изобарой P_0 .

Параметры всех характерных точек, построенных на $I-p$ диаграмме, представлены в виде табл. 2. Температура в точке 3 определяется пересечением линии 3-4 и изотермы, проходящей через точку 3.

Таблица 2

Расчетные параметры хладагента

Точки	I_u	I	$2'$	2	$3'$	3	4
$t, ^\circ\text{C}$							
$P, 10^5 \text{ Па}$							
$I, \text{кДж/кг}$							

5.3. Расчет основных параметров цикла

1) Удельное количество теплоты, подведенной к испарителю q_0 , кДж/кг:

$$q_0 = I_{и} - I_4.$$

2) Работа, затраченная в компрессоре на сжатие 1 кг пара хладагента l_b , кДж/кг:

$$l_b = I_2 - I_1.$$

3) Удельное количество теплоты, отведенной в конденсаторе q_k , кДж/кг:

$$q_k = I_2 - I_3.$$

или

$$q_k = q_0 + l_b.$$

4) Удельное количество теплоты $q_{\text{рто}}$, отведенной от жидкого хладагента в РТО, кДж/кг:

$$q_{\text{рто}} = I_{3'} - I_3.$$

5.4. Определение основных показателей работы теплового насоса

1) Холодильная мощность Q_o (количество теплоты, подведенной в испаритель из воздухоохладителя ТНУ), кВт:

$$Q_o = Q_{vo} = G_{пр}(I_c - I_{и}) / 3600.$$

2) Массовый расход хладагента в испарителе G_x , кг/с:

$$G_x = Q_o / q_o.$$

3) Тепловая мощность Q_k теплового насоса (количество полезной теплоты, отведенной от конденсатора), кВт:

$$Q_k = q_k G_x.$$

4) Количество теплоты $Q_{рто}$, переданной в РТО от конденсата к пару, поступающему от испарителя, кВт:

$$Q_{рто} = q_{рто} G_x.$$

5) Электрическая мощность компрессора $N_э$, кВт:

$$N_э = (l_B G_x) / \eta_{эм}.$$

где $\eta_{эм}$ — электромеханический КПД компрессора (принять $\eta_{эм} = 0,9$).

6) Коэффициент преобразования теплового насоса μ :

$$\mu = Q_k / N_э.$$

7) Коэффициент преобразования теплового насоса для идеального цикла $\mu_{ид}$:

$$\mu_{ид} = T_k / (T_k - T_o).$$

где T_k , T_o — абсолютные температуры конденсации и испарения хладагента, К.

8) Относительный КПД теплового насоса $\eta_{отн, ТН}$:

$$\eta_{отн, ТН} = \mu / \mu_{ид}.$$

6. РАСЧЕТ И ПОДБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

6.1. Подбор теплового насоса

Тепловой насос подбирается по тепловой мощности Q_k , кВт, определенной в результате расчета термодинамического цикла, с учетом запаса не менее 10 %. В курсовой работе предлагается подобрать отечественный промышленный тепловой насос типа SDW, выпускаемый уральским заводом тепловых насосов. Данные тепловые насосы предназначены для установки в системах теплоснабжения производственных помещений и технологических процессов. Технические характеристики тепловых насосов типа SDW приведены в табл. П.1.

При выборе теплового насоса необходимо следить, чтобы условия работы испарителя и конденсатора не выходили за пределы, указанные в характеристиках данной модели.

6.2. Расчет воздухоохладителя

В воздухоохладителе смесь рециркуляционного воздуха с наружным осушается и охлаждается, отдавая теплоту промежуточному теплоносителю (воде или рассолу), который затем отводит ее в испаритель.

В качестве воздухоохладителей рекомендуется использовать стандартные воздухонагреватели типа КСк-3 или КСк-4 [5].

График температур и схема движения потоков воздуха и промежуточного теплоносителя в испарителе приведены на рис. 4.

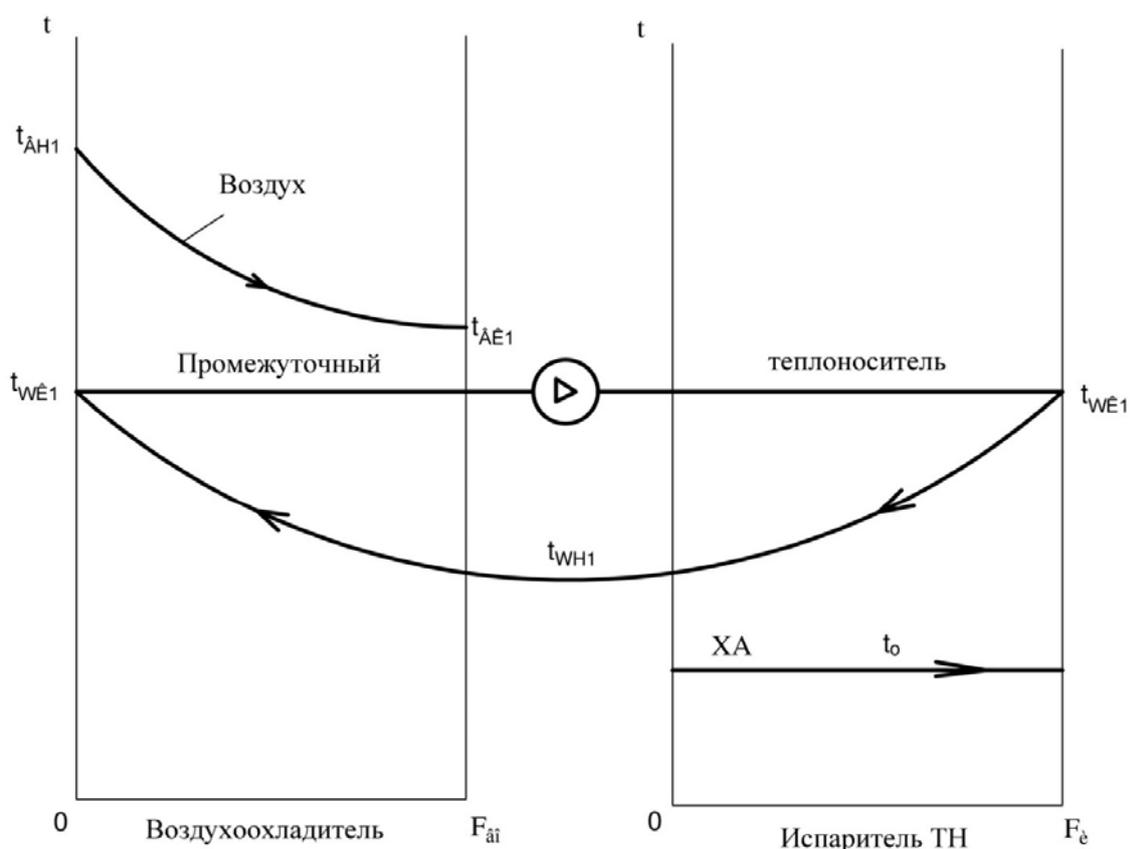


Рис. 4. График температур и схема движения потоков воздуха и промежуточного теплоносителя в воздухоохладителе и испарителе

Расчет воздухоохладителя сводится к определению поверхности для осушки и охлаждения воздуха, а также определения расхода промежуточного теплоносителя.

Порядок расчета воздухоохладителя:

1) Исходя из $G_{\text{пр}}$ и задаваясь массовой скоростью воздуха $V_p < 6 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ (во избежание уноса капелек влаги), находят необходимую площадь фронтального (живого) сечения воздухоохладителя $f_{\text{тр}}$, м^2 :

$$f_{\text{тр}} = G_{\text{пр}}/V\rho.$$

По табл. П.2 выбирают тип и количество воздухоохладителей.

2) Определяют расчетную (фактическую) массовую скорость воздуха в воздухоохладителе, кг/(м²с):

$$V\rho = G_{\text{пр}} / n \cdot f_{\text{в}},$$

где n — количество воздухоохладителей, установленных параллельно по воздуху; $f_{\text{в}}$ — площадь фронтального сечения воздухоохладителя, м² (см. табл. П.2).

3) Находят объемный расход промежуточного теплоносителя G_w , проходящего через воздухоохладитель, м³/с:

$$G_w = Q_{\text{во}} / C_w \cdot \rho_w (t_{\text{вк1}} - t_{\text{вн1}}),$$

где $Q_{\text{во}} = Q_0$ — тепловая нагрузка воздухоохладителя, Вт; C_w — теплоемкость промежуточного теплоносителя, кДж/(кг·°С); ρ_w — плотность промежуточного теплоносителя, кг/м³.

Для воды $C_w = 4,19 \cdot 10^3$ кДж/(кг·°С), $\rho_w = 1000$ кг/м³. Для незамерзающих растворов этиленгликоля значения C_w и ρ_w определяются по табл. П.3 в зависимости от начальной температуры теплоносителя $t_{\text{вн1}}$ и температуры его замерзания $t_{\text{зам}}$, которая принимается на 5 °С ниже температуры испарения хладагента t_0 , т. е. $t_{\text{зам}} = t_0 - 5^\circ$.

4) Исходя из величины G_w , определяют скорость теплоносителя в трубах воздухоохладителя w , м/с. Рекомендуется принимать скорость промежуточного теплоносителя в пределах от 0,5 до 1,5 м/с, при $w > 1,5$ м/с следует принимать параллельное соединение воздухоохладителей по теплоносителю:

$$w = G_w / n' \cdot f_w,$$

где f_w — площадь сечения для прохода теплоносителя для прохода теплоносителя, м² (см. табл. П.2); n' — количество воздухоохладителей, установленных параллельно по теплоносителю.

5) Определяют коэффициент явной теплопередачи $K_{\text{я}}$, который для воздухоохладителей допускается принимать равным 80 % коэффициента теплопередачи K для воздушонагревателей аналогичной конструкции, Вт/м²°С:

$$K_{\text{я}} = 0,8 \cdot K,$$

Для воздушонагревателей типа КСк значения K определяются по формулам: для КСк-3:

$$K = 29,3(V\rho)^{0,437} w^{0,168},$$

для КСк-4

$$K = 25,5 (V\rho)^{0,495} w^{0,16}.$$

6) Рассчитывают коэффициент полной теплопередачи в воздухоохладителе $K_{\text{п}}$, учитывающий выпадение влаги при осушении воздуха:

$$K_{\text{п}} = \zeta \cdot K_{\text{я}},$$

где ζ — коэффициент увеличения тепловосприятия при массообмене:

$$\zeta = (I_{\text{вн1}} - I_{\text{вк1}}) / c_{\text{в}}(t_{\text{вн1}} - t_{\text{вк1}}),$$

где $I_{\text{вн1}}, I_{\text{вк1}}$ — теплосодержание воздуха до и после воздухоохладителя, кДж/(кг·°C); $t_{\text{вн1}}, t_{\text{вк1}}$ — температура воздуха до и после воздухоохладителя, °C.

7) Определяют среднюю логарифмическую разность температур воздуха и промежуточного теплоносителя:

$$\theta_m = [(t_{\text{вк1}} - t_{\text{вн1}}) - (t_{\text{вн1}} - t_{\text{вк1}})] / \ln(t_{\text{вк1}} - t_{\text{вн1}}) / (t_{\text{вн1}} - t_{\text{вк1}}).$$

8) Находят требуемую площадь поверхности воздухоохладителя $F_{\text{тр}}, \text{м}^2$:

$$F_{\text{тр}} = Q_{\text{во}} / K_{\text{п}} \cdot \theta_m$$

9) Определяют требуемое количество воздухоохладителей:

$$n = F_{\text{тр}} / F,$$

где F — площадь поверхности теплообмена воздухоохладителя со стороны воздуха, м^2 (см. табл. П.2).

10) Определяют запас фактически выбранной поверхности воздухоохладителя по отношению к требуемой по расчету:

$$\eta = 100 (nF - F_{\text{тр}}) / F_{\text{тр}}.$$

При запасе более 20 % следует использовать другую модель или другой типоразмер воздухоохладителя.

6.3. Расчет воздухонагревателя

В воздухонагревателе приточный воздух нагревается теплотой, отведенной промежуточным теплоносителем (водой) от конденсатора ТН. График температур и схема движения потоков воздуха и промежуточного теплоносителя в воздухонагревателе и конденсаторе приведены на рис. 5.

Порядок расчета воздухонагревателя:

1) Определяют параметры воздуха на входе и выходе из воздухонагревателя. Начальная температура на входе в воздухонагреватель $t_{\text{вн2}}$ принимается из построений на $I-d$ диаграмме (на рис. 2 $t_{\text{вн2}} = t_{\text{н}}$).

Конечная температура воздуха на выходе из воздухонагревателя $t_{\text{кон}}$, °C, зависит от тепловой мощности конденсатора ТН и рассчитывается по двум формулам:

$$t_{\text{кон}} = t_{\text{вн2}} + 3,6 \cdot Q_{\text{к}} / C_{\text{в}} \cdot G_{\text{пр}},$$

$$t_{\text{кон}} = t_{\text{к}} - 15^\circ,$$

где $Q_{\text{к}}$ — тепловая мощность ТН, Вт; $t_{\text{к}}$ — температура конденсации ХА, °C.

За расчетную величину $t_{\text{кон}}$ принимают минимальное из двух, определенных выше, значений. Если меньшим окажется значение $t_{\text{кон}}$, определенное по первой формуле, то все тепло, полученное в конденсаторе, будет использовано в воздухоохладителе, т. е. $Q_{\text{вн}} = Q_{\text{к}}$. В случае, если расчетным окажется

значение $t_{\text{кон}}$, полученное по второй формуле, тепловая нагрузка воздухонагревателя $Q_{\text{вн}}$ окажется меньше количества теплоты, отведенной от конденсатора $Q_{\text{к}}$ и составит, Вт:

$$Q_{\text{вн}} = 0,278 \cdot G_{\text{пр}} \cdot C_{\text{в}} (t_{\text{мин кон}} - t_{\text{вн2}}),$$

а избыток теплоты ($Q_{\text{к}} - Q_{\text{вн}}$) направляется на подогрев воды для горячего водоснабжения.

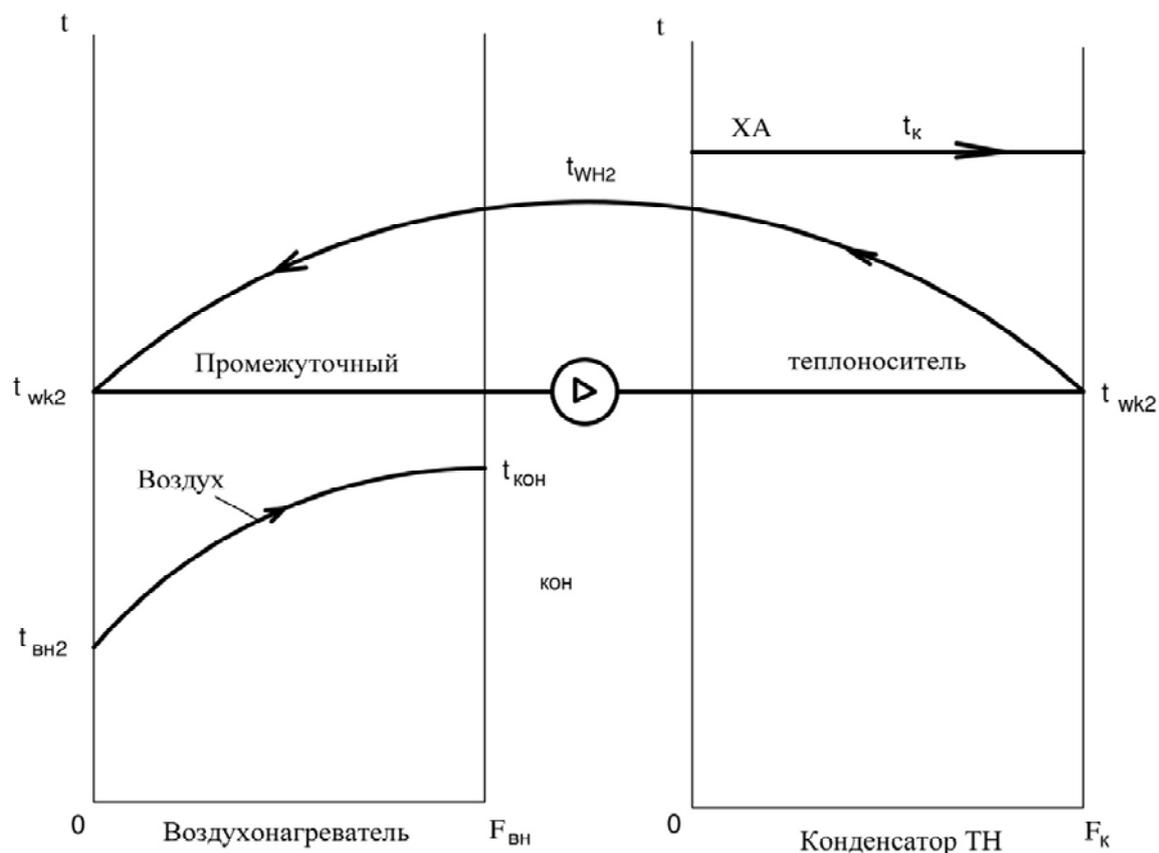


Рис. 5. График температур и схема движения потоков воздуха и промежуточного теплоносителя в воздухонагревателе и конденсаторе

2) Начальная температура промежуточного теплоносителя (воды) $t_{\text{вн2}}$ принимается на 5°C ниже температуры конденсации $t_{\text{к}}$ хладагента в конденсаторе ТН, $^\circ\text{C}$, т. е.:

$$t_{\text{вн2}} = t_{\text{к}} - 5^\circ.$$

3) Конечная температура воды на выходе из воздухонагревателей $t_{\text{вк2}}$ назначается из условий:

$$t_{\text{вк2}} \geq t_{\text{кон}} + 1^\circ \text{ и } t_{\text{вн2}} - t_{\text{вк2}} \leq 10^\circ.$$

При этом следует помнить, что чем выше $t_{\text{вк2}}$, тем меньше поверхность нагрева воздухонагревателя, но больше расход греющей воды и, следовательно, больше мощность перекачивающего насоса.

Далее расчет выполняется типовой расчет воздухонагревателя.

4) Исходя из $G_{\text{пр}}$ и задаваясь массовой скоростью воздуха $V\rho < 7 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$, находят необходимую площадь фронтального (живого) сечения воздухонагревателя $f_{\text{тр}}$, м^2 :

$$f_{\text{тр}} = G_{\text{пр}} / V\rho.$$

По табл. П.2 выбирают тип и количество воздухонагревателей.

5) Определяют расчетную (фактическую) массовую скорость воздуха в воздухонагревателе, $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$:

$$V\rho = G_{\text{пр}}/n \cdot f_{\text{в}},$$

где n — количество воздухонагревателей, установленных параллельно по воздуху; $f_{\text{в}}$ — площадь фронтального сечения воздухонагревателя, м^2 .

6) Находят объемный расход промежуточного теплоносителя G_w , проходящего через воздухонагреватель, $\text{м}^3/\text{с}$:

При промежуточном теплоносителе воде объемный расход теплоносителя через воздухонагреватель G_w определяют по формуле, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$G_w = Q_{\text{вн}} / [4,19 \cdot 10^3 \cdot 10^3(t_{\text{вн}2} - t_{\text{вк}2})].$$

7) Исходя из величины G_w , определяют скорость теплоносителя в трубах воздухоохладителя w , $\text{м}/\text{с}$. Рекомендуется принимать скорость промежуточного теплоносителя в пределах от 0,5 до 1,5 $\text{м}/\text{с}$, при $w > 1,5 \text{ м}/\text{с}$ следует принимать параллельное соединение воздухонагревателей по теплоносителю:

$$w = G_w / n' \cdot f_w,$$

где f_w — площадь сечения для прохода теплоносителя для прохода теплоносителя, м^2 ; n' — количество воздухонагревателей, установленных параллельно по теплоносителю.

8) Рассчитывают коэффициент теплопередачи в воздухонагревателе K , $\text{Вт}/\text{м}^2\text{°C}$.

Для воздухонагревателей типа $КСк$ значения K определяются по формулам: для $КСк-3$:

$$K = 29,3(V\rho)^{0,437} \cdot w^{0,168},$$

для $КСк-4$

$$K = 25,5 (V\rho)^{0,495} \cdot w^{0,16}.$$

9) Находят требуемую поверхность нагрева воздухонагревателя, м^2 :

$$F_{\text{тр}} = Q_{\text{вн}} / K[(t_{\text{вн}2} + t_{\text{вк}2}) / 2 - (t_{\text{кон}} + t_{\text{вн}2}) / 2].$$

10) Определяют требуемое количество воздухонагревателей:

$$n = F_{\text{тр}} / F,$$

где F — площадь поверхности теплообмена воздухонагревателя со стороны воздуха, м^2 (см. табл. П.2).

11) Определяют запас фактически выбранной поверхности воздухонагревателя по отношению к требуемой по расчету:

$$\eta = 100 (n \cdot F - F_{\text{тр}}) / F_{\text{тр}}.$$

При запасе более 20 % следует использовать другую модель или другой типоразмер воздухонагревателя.

7. РАСЧЕТ ЭКОНОМИИ ТЕПЛОТЫ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТЕПЛОВОГО НАСОСА

В связи с трудоемкостью определения годовых расходов теплоты в СКВ при использовании системы утилизации с тепловым насосом, в курсовой работе допускается расчет экономии теплоты выполнить только для расчетных зимних условий.

Для сравнения берутся два варианта схем обеспечения микроклимата в зале бассейна (*базовый вариант* — без утилизации теплоты удаляемого воздуха и *расчетный вариант* с утилизацией теплоты удаляемого воздуха при использовании теплового насоса) и для них рассчитываются расходы теплоты.

Базовый вариант. Микроклимат обеспечивается системами центрального водяного отопления и приточно-вытяжной вентиляции, рассчитанной на ассимиляцию и удаление влагоизбытков.

Расчет ведется в следующей последовательности.

1) Определяют количество наружного приточного воздуха $G_{\text{нар}}$, необходимого для ассимиляции влагоизбытков, м³/ч:

$$G_{\text{нар}} = W / (d_{\text{в}} - d_{\text{н}}),$$

где W — влаговыведения в зале бассейна, г/ч (см. п. 3.1); $d_{\text{в}}$, $d_{\text{н}}$ — влагосодержание внутреннего и наружного воздуха, г/кг (см. табл. 1).

2) Находят расход теплоты на нагрев приточного воздуха, Вт:

$$Q_{\text{вент}} = 0,278 \cdot G_{\text{нар}} \cdot C_{\text{в}}(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}),$$

где $C_{\text{в}}$ — теплоемкость воздуха, кДж/кг·К; $t_{\text{в}}$, $t_{\text{н}}$ — температуры внутреннего и наружного воздуха, °С.

3) Определяют расход теплоты на отопление, Вт:

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{тр}} - Q_{\text{дор}}.$$

4) Суммарный расход теплоты для обеспечения заданного микроклимата в зале бассейна по базовому варианту составит, Вт:

$$\sum Q_{\text{баз.вар}} = Q_{\text{от}} + Q_{\text{вент}}.$$

Расчетный вариант. Микроклимат в бассейне обеспечивается системой вентиляции с утилизацией теплоты удаляемого воздуха при использовании теплового насоса.

5) Суммарный расход теплоты при этом варианте обеспечения микроклимата в зале бассейна складывается из теплового баланса, Вт:

$$\sum Q_{\text{расч. вар}} = Q_{\text{вн}} + Q_{\text{догр}} - Q_{\text{во}},$$

где $Q_{\text{вн}}$ — расход теплоты на нагрев приточного воздуха в воздухонагревателе, Вт, (см. п. 5.3); $Q_{\text{во}}$ — количество теплоты, отведенной от удаляемого воздуха в воздухоохладителе, Вт (см. п. 5.2); $Q_{\text{догр}}$ — расход теплоты из наружной тепловой сети на догрев приточного воздуха от температуры $t_{\text{кон}}$ до расчетной температуры приточного воздуха $t_{\text{пр}}$:

$$Q_{\text{догр}} = 0,278 \cdot G_{\text{пр}} \cdot C_{\text{в}} (t_{\text{пр}} - t_{\text{кон}}).$$

б) *Экономия теплоты* от применения в системе вентиляции зала крытого плавательного бассейна системы утилизации теплоты удаляемого воздуха с тепловым насосом составит, Вт:

$$\Delta Q = \sum Q_{\text{баз. вар}} - \sum Q_{\text{расч. вар}},$$

в переводе на условное топливо экономия будет равна, кг/ч у.т.:

$$\Delta B = 3,6 \cdot \Delta Q / (Q_{\text{н у.т.}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{тг}}),$$

где $Q_{\text{н у.т.}}^{\text{р}}$ — низшая теплотворная способность условного топлива, равная 29330 кДж/кг у.т.; $\eta_{\text{тг}}$ — средний КПД теплогенератора (принять $\eta_{\text{тг}} = 0,7$).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. СП 118.13330.2012. Общественные здания и сооружения. — М. : Минрегион РФ, 2012.
2. СП 131.13330.2013. Строительная климатология. — М. : Минрегион РФ, 2013.
3. СП 60.13330.2012. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. — М. : Минрегион РФ, 2012.
4. Внутренние санитарно-технические устройства. Справочник проектировщика. Часть 3: Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн.1 / Под ред. Н. Н. Павловой и Ю. И. Шиллера. 4-е изд. М. : Стройиздат, 1992.
5. Внутренние санитарно-технические устройства. Справочник проектировщика. Часть 3: Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн.2 / Под ред. Н. Н. Павловой и Ю. И. Шиллера. 4-е изд. М. : Стройиздат, 1992.
6. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха. Справ. Пособие /Под ред. Л.Д. Богуславского и В.И. Ливчака. М. : Стройиздат, 1990.
7. Хайнрих Г., Найорк Х., Нестлер В. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения. М.: Стройиздат. 1985.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П.1

Технические характеристики тепловых насосов

Характеристика	Модель теплового насоса					
	SDW-30S	SDW-30S	SDW-30S	SDW-30S	SDW-100S	SDW-180S
Тепловая мощность, кВт	90,0	146,5	215	325	423	567
Потребляемая эл. мощность, кВт	19,5	31,8	47,3	69,8	90,5	123,0
Тип хладагента	R22/R407					
Испаритель:						
Температура теплоносителя на входе/выходе, °С	8/4...12/7					
Необходимый поток теплоносителя, м ³ /ч	16,9	30,5	45,0	65,0	85,0	115,0
Конденсатор:						
Температура теплоносителя на входе/выходе, °С	30/35...50/55					
Необходимый поток теплоносителя, м ³ /ч	9,5	16,5	22,0	31,0	39,0	60,0

Таблица П.2

Техническая характеристика воздухонагревателей КСк

№ модели	КСк-3			КСк-4		
	Площади, м ²			Площади, м ²		
	поверхности теплообмена, F	фронтального сечения, f _в	для прохода теплоносителя, f _в	поверхности теплообмена, F	фронтально-го сечения, f _в	для прохода теплоносителя, f _в
6	13,26	0,267	0,000846	17,42	0,267	0,001112
7	16,34	0,329	0,000846	21,47	0,329	0,001112
8	19,42	0,392	0,000846	25,52	0,392	0,001112
9	22,5	0,455	0,000846	29,57	0,455	0,001112
10	28,66	0,581	0,000846	37,66	0,581	0,001112
11	83,12	1,66	0,002576	110,05	1,66	0,003410
12	125,27	2,488	0,003881	166,25	2,488	0,005151

Таблица П.3

Теплофизические свойства раствора этиленгликоля

Объемная доля в смеси, %	Температура замерзания, °С	Температура раствора, °С	Плотность, ρ, кг/м ³	Теплоемкость, C _p , кДж/(кг·°С)
20	-10	-10	1038	3,85
		-5	1037	3,86
		0	1036	3,87
		+5	1035	3,88
		+10	1033	3,93

План выпуска учеб.-метод. документ. 2016 г., поз. 28

Начальник РИО *М. Л. Песчаная*
Технический редактор *О. А. Шипунова*

Минимальные систем. требования:
PC 486 DX-33; Microsoft Windows XP; Internet Explorer 6.0; Adobe Reader 6.0

Подписано в свет 29.08.2016.
Гарнитура «Таймс». Уч.-изд. л. 0,8. Объем данных 0,9 Мбайт

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет»
Редакционно-издательский отдел
400074, Волгоград, ул. Академическая, 1
<http://www.vgasu.ru>, info@vgasu.ru