

УДК 624.14:697.34

**ТЕПЛОПТЕРИ И ТЕПЛОПРИТОК  
ПРИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЕ СМЕСИТЕЛЬНОЙ КАМЕРЫ  
И ВОЗДУШНО-ТЕПЛОВОГО НАСОСА В МАЛОЭТАЖНЫХ СТРОЕНИЯХ**

**HEAT LOSS AND HEAT GAIN WHEN COMBINED MIXING CHAMBER  
AND AN AIR-HEAT PUMP IN LOW-RISE BUILDINGS**

*Р.М. АЛОЯН, В.Н. ФЕДОСЕЕВ, Н.В. ВИНОГРАДОВА, В.А. ВОРОНОВ, В.А. ЕМЕЛИН*  
*R.M. ALOYAN, V.N. FEDOSEEV, N.V. VINOGRADOVA, V.A. VORONOV, V.A. EMELIN*

(Ивановский государственный политехнический университет)  
(Ivanovo State Polytechnical University)  
E-mail: 4932421318@mail.ru

*В статье рассматриваются расчет и анализ исследования работы воздушно-теплового насоса с рециркуляцией воздушного потока в жилых малоэтажных строениях. Предлагаемый расчет основывается на определении рециркуляционного объема воздуха, поглощаемого воздушно-тепловым насосом для нагрева рабочего тела в таком количестве, чтобы его хватило на восполнение тепловых потерь рассматриваемого объекта. Для расчета дополнительных тепловых потерь в качестве рабочего тела принимается хладагент – фреон R22.*

*The article deals with the calculation and study of the operation of the air heat pump with air recirculation in low-rise residential buildings. The proposed calculation is based on determination of recirculation in the volume of air absorbed by air heat pump for heating the working fluid in such quantity that it would be enough to fill the heat loss of the object. To calculate the additional heat losses as the working fluid is taken by the refrigerant – freon R22.*

**Ключевые слова:** воздухообмен, рекуперация, испаритель, хладагент, камера смешения, теплопотери, теплоприток, тепловая мощность.

**Keywords:** ventilation, recuperation, evaporator, refrigerant, mixing chamber, heat loss, heat gain, heat capacity.

В развитие заявки на Патент о полезной модели от 28.08. 2017 по № 2017100433/06 (00760) "Тепловой насос" сотрудниками кафедры организации производства и городского хозяйства ИВГПУ предложена кон-

струкция в виде камеры смешения воздуха с двумя вертикальными заслонками. Габариты конструкции определяются производительностью теплового насоса. Камера смешения воздуха располагается снаружи

отапливаемого строения, плотно прилегая к наружной стене помещения (котельной) через герметичную резиновую прослойку. К противоположной стороне камеры смешения воздуха прилегает ВТН (рис. 1 – схема подключения камеры смешения воздуха).

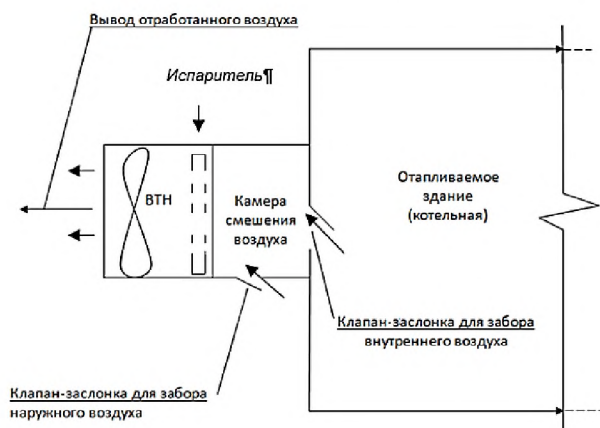


Рис. 1

Камера смешения в данном случае будет являться важным звеном для подачи утилизированного смешанного воздуха с конкретной температурой через вентилятор на испаритель ВТН.

Данная система воздухообмена в холодный (отапливаемый) период года работает обычно с рециркуляцией и естественной инфильтрацией, то есть на смеси воздуха наружного и внутреннего (забираемого из помещения).

Такая система обеспечивает подбор эффективных параметров для выработки максимальной производительности ВТН. Эти параметры достигаются посредством смешения двух воздушных потоков – отработанного и удаляемого из помещения и наружного воздуха с улицы.

Воздушный тепловой насос при помощи установленного вентилятора затягивает из испарителя необходимый объем воздуха через камеру смешения. Воздушные потоки поступают в камеру за счет естественной тяги (архимедова сила) и искусственной (вентилятор ВТН). Получаемый общий поток в этом случае является источником низкопотенциального тепла для нашего ВТН. Ранее с помощью эксперимента установлено, что наилучшая эффективность ВТН

достигается при температуре подачи низкопотенциального тепла на испарителе, она составляет  $+10^{\circ}\text{C}$  [1].

В зависимости от температуры и пропорции воздушных потоков заслонки камеры смешения воздуха обрабатывают соответствующие доли объемов поступающих потоков. Регулирование заслонок камеры может осуществляться адаптивно и автоматизировано.

Адаптивный вариант предполагает баланс воздухообмена внутри камеры смешения воздуха, который зависит только от естественной тяги. Адаптивное свойство данного способа обусловлено тем, что при снижении температуры наружного воздуха повышается сила тяги, то есть воздухообмен становится интенсивнее, забирая все больше и больше воздуха из помещения и меньше наружного воздуха за счет заслонок.

Автоматизированный вариант представляет собой саморегуляцию заслонок воздушной камеры, основанную на изменении и фиксации температуры наружного воздуха при помощи датчика температуры, установленного на корпусе испарителя ВТН.

В зависимости от установленного, желаемого и контролируемого, температурного режима в помещении, сравниваемого с температурой наружного датчика, заслонки камеры смешения будут регулироваться исполнительным механизмом, получая сигнал от электронного блока типа «климат-контроль» и поддерживая заданные параметры.

Проведем расчет и анализ теплопотерь (теплопритока) при совместной работе смешительной камеры и ВТН в условиях рециркуляционного обмена воздуха в помещении (котельной). В качестве исходных данных имеем объект – жилое малоэтажное строение. В расчет принимаем следующие характеристики рассматриваемого объекта: объем здания  $V, \text{ м}^3$ , температуру наружного воздуха  $t_{\text{наружн}}, ^{\circ}\text{C}$ , внутреннюю температуру заданного объекта  $t_{\text{внутр}}, ^{\circ}\text{C}$  и количество тепловых потерь  $Q_{\text{потери}}, \text{ Вт} \cdot \text{ч}$ .

Количество тепловых потерь здания рассчитываем по формуле (1), [2]:

$$Q_{\text{потери}} = \frac{s\Delta t}{R}, \text{ Вт} \cdot \text{ч}, \quad (1)$$

где  $s$  – площадь ограждающих конструкций,  $\text{м}^2$ ;  $\Delta t$  – разница наружной и внутренней температуры воздуха,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $R$  – значение теплосопротивления конструкции принимаем  $0,5 \text{ м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$  [2].

$$Q_{\text{потери}} = \frac{s\Delta t}{R} = \frac{100 \cdot 32}{0,5} = 6500 \text{ Вт} \cdot \text{ч} = 6,50 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Исходные данные обозначенного строения представлены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

Объект \ Размерность	$s, \text{ м}^2$	$H, \text{ м}$	$R, \text{ м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$	$V, \text{ м}^3$	$t_{\text{наруж}}, ^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{внутр}}, ^{\circ}\text{C}$	$Q_{\text{потери}}, \text{ Вт} \cdot \text{ч}$
Малозэтажное строение	100	2,5	0,5	250	-10	+22	6500

Предлагаемый расчет основывается на определении рециркуляционного объема воздуха, поглощаемого ВТН для нагрева рабочего тела, и дополнительной тепловой мощности  $Q$  в таком количестве, которого бы хватило на восполнение тепловых потерь малозэтажного строения. Определяя дополнительную тепловую мощность, которая должна компенсировать нагрев части теплового воздуха, уходящего в смесительную камеру из помещения при сохранении теплового баланса воздухообмена, необходимо подавать приток свежего воздуха в таком же объеме [5].

Поэтому расчет дополнительной тепловой мощности ВТН начнем с определения массы рабочего тела, в качестве которого принимаем хладагент – фреон R22.

Согласно формуле расхода тепла:

$$Q = mc(t_2 - t_1), \quad (2)$$

где  $m$  – масса,  $\text{кг}$ ;  $Q$  – количество тепловой энергии,  $\text{Вт}$ ;  $c$  – теплоемкость рабочего тела  $\text{кДж}/\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$ ;  $t_1$  – температура рабочего тела на входе в теплообменный аппарат,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_2$  – температура рабочего тела на выходе из теплообменного аппарата,  $^{\circ}\text{C}$ .

$$Q = mc(t_2 - t_1) = \frac{468}{3,6} \cdot 0,7 [0 - (-3)] = 273 \text{ Вт} = 0,273 \text{ кВт}, \quad (4)$$

где  $t_{\text{ф1}} = t_1$  – температура фреона при входе в испаритель согласно данным эксперимента в пределах от  $-3$  до  $-5^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{\text{ф2}} = t_2$  – температура фреона на выходе из испарителя согласно данным эксперимента  $0^{\circ}\text{C}$ ;  $m$  – масса фреона R22, циркулирующего во внутреннем контуре ВТН,  $\text{кг}$ ;  $c$  – теплоемкость фреона при  $0^{\circ}\text{C}$  составляет  $0,7 \text{ кДж}/\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$  [2].

По первому закону термодинамики из формулы (2) можно определить массу фреона R22, которая необходима для нагрева воды:

$$m_{\text{ф}} = \frac{Q}{c(t_{\text{ф4}} - t_{\text{ф3}})}, \quad (3)$$

где  $Q_{\text{потери}}$  – тепловая нагрузка ВТН в режиме работы,  $\text{Вт} \cdot \text{ч}$ ;  $t_{\text{ф4}}$  – температура фреона на выходе из конденсатора согласно данным эксперимента  $50^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{\text{ф3}}$  – температура фреона на входе в конденсатор согласно данным эксперимента  $80^{\circ}\text{C}$ ;  $c$  – теплоемкость фреона при  $50^{\circ}\text{C}$  составит  $1,5 \text{ кДж}/\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$  [2].

$$m_{\text{ф}} = \frac{Q}{c(t_{\text{ф4}} - t_{\text{ф3}})} = \frac{6500 \cdot 3,6}{1,5(80 - 50)} = 468 \text{ кг}.$$

Полученный результат означает, что для генерации  $6500 \text{ Вт} \cdot \text{ч}$  ( $23400 \text{ Дж}$ ) тепловой энергии необходимо пропустить через конденсатор  $468 \text{ кг}$  фреона R22.

Воспользуемся формулой (2) и определим количество тепловой энергии, содержащейся в рабочем теле ВТН в испарителе:

Теперь определим массу воздуха, требуемого для нагрева фреона в испарителе. Для этого подаем на теплообменник (испаритель) температуру воздуха, как наиболее эффективную  $10^{\circ}\text{C}$ , а на выходе из испарителя  $0^{\circ}\text{C}$ .

Выразим значение массы  $m_{\text{в}}$  воздуха с температурой  $10^{\circ}\text{C}$ , необходимой для от-

дачи фреону R22, количество тепла  $Q = 273$  Вт (0,273 кВт) из формулы (4):

$$m_v = \frac{Q}{c(t_{v2} - t_{v1})}, \quad (5)$$

где  $t_{v2} - t_{v1} = 10^\circ\text{C}$  – температура воздуха на теплообменник (испаритель)  $10^\circ\text{C}$ ;  $c$  – удельная теплоемкость воздуха согласно [3] равна  $1,005$  кДж/кг·°C.

$$m_v = \frac{Q}{c(t_{v2} - t_{v1})} = \frac{273 \cdot 3,6}{1,005 \cdot 10} = 97,8 \text{ кг.}$$

Переведем полученное значение  $m_v$ , кг, в  $\text{м}^3$ , разделив его на плотность воздуха при заданных характеристиках:

$$L_v = \frac{m_v}{\rho}. \quad (6)$$

Согласно [3] плотность воздуха при температуре  $10^\circ\text{C}$  на испаритель составит  $1,247$  кг/м<sup>3</sup>.

$$L_v = \frac{m_v}{\rho} = \frac{97,8}{1,247} = 78,4 \text{ м}^3. \quad (7)$$

В результате (формула (7)) получаем количество воздуха, которое необходимо по-

$$Q_{\text{доп}}^{\text{ВТН}} = \frac{L_v \rho c (t_v - t_n)}{3,6} \text{ К} = \frac{78,4 \cdot 1,247 \cdot 1,005 [22 - (-10)]}{3,6} \cdot 0,67 = 585,2 \text{ Вт} = 0,585 \text{ кВт.}$$

Полученный результат расчета дополнительной тепловой мощности через массу рабочего тела при наличии смесовой камеры вполне согласуется с алгоритмом расчета воздухообмена с рециркуляцией в работах [4], [5].

## ВЫВОДЫ

В нашем случае количество дополнительной тепловой мощности  $Q_{\text{доп}}^{\text{ВТН}} = 0,5852$  кВт будет достаточно для компенсации объема приточного воздуха при наличии приточно-вытяжного устройства.

давать на испаритель ВТН, тепловые потери которого составляют 6500 Вт (6,5 кВт).

В работах [1], [4], [5] обозначено, что для компенсации количества подаваемого на испаритель рециркуляционного воздуха применяют рекуператор, тепловой вентилятор или несложную приточно-вытяжную вентиляцию воздуха.

Для этого рассчитаем количество дополнительной тепловой мощности, необходимой для восполнения удаляемого приточного воздуха, сохраняя тепловой баланс помещения в режиме рециркуляции ВТН:

$$Q_{\text{доп}}^{\text{ВТН}} = \frac{L \rho c (t_v - t_n)}{3,6} \text{ К}, \quad (8)$$

где  $L$  – объем замещаемого воздуха  $\text{м}^3$ ;  $\rho$  – плотность замещаемого воздуха в зависимости от температуры выбираем согласно кг/м<sup>3</sup> [3];  $c$  – теплоемкость замещаемого воздуха в зависимости от температуры выбираем согласно кДж/кг·°C [3];  $t_v$  – температура внутреннего воздуха °C;  $t_n$  – температура наружного воздуха °C;  $K$  – коэффициент камеры смешения воздуха при  $t_n = 10^\circ\text{C}$  составляет 67%.

При тепловых потерях в 6500 Вт·ч (6,5 кВт·ч) и с учетом того, что через испаритель проходит воздух  $t_{\text{вход.испар}} = 10^\circ\text{C}$ , дополнительная тепловая мощность  $Q$  ВТН составит:

## ЛИТЕРАТУРА

1. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Виноградова Н.В., Иродова М.Р., Зайцева И.А. Экономически эффективный воздухообмен в системе теплоснабжения тепловым насосом малоэтажных текстильных помещений // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2016, №5. С. 210...214.
2. Внутренние санитарно-технические устройства. – В 3-х частях, ч. I. Отопление / В.Н. Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Сканава и др. / Под ред. И.Г. Староверова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1990.
3. Теплофизические свойства фреонов. – Т.1. Фреоны метанового ряда / В.В. Алтунин, В.З. Геллер, Е.К. Петров, Д.С. Рассказов, Г.А. Спиридонов /

Под ред. С.Л. Ривкина; Госстандарт; ГСССД. – М.: Изд-во стандартов, 1980.

4. Воронов В.А., Емелин В.А., Федосеев В.Н., Зайцева И.А. Климатические условия и факторы, влияющие на производительность воздушного теплового насоса // Теория и практика технических, организационно-технологических и экономических решений // Сб. научн. тр. – Иваново: ИВГПУ, 2015. С. 185...189.

5. Федосеев В.Н., Петрухин А.Б., Зайцева И.А. Алгоритм расчета энергоемкости воздухообмена воздушного теплового насоса с рециркуляцией для малоэтажного строения // Информационная среда вуза. – Иваново: ИВГПУ, 2016. С. 287...294.

#### REFERENCES

1. Alojjan R.M., Fedoseev V.N., Vinogradova N.V., Irodova M.R., Zajceva I.A. Jekonomicheski jeffektivnyj vozduhoobmen v sisteme teplosnabzhenija teplovym nasosom maloletazhnyh tekstil'nyh pomeshhenij // Izv. vuzov. Tehnologija tekstil'noj promyshlennosti. – 2016, №5. S. 210...214.

2. Vnutrennie sanitarno-tehnicheskie ustrojstva. – V 3-h chastjah, ch. I. Otoplenie / V.N. Bogoslovskij, B.A.

Krupnov, A.N. Skanavi i dr. / Pod red. I.G. Staroverova i Ju.I. Shillera. – 4-e izd., pererab. i dop. – М.: Strojizdat, 1990.

3. Teplofizicheskie svojstva freonov. – Т.1. Freony metanovogo rjada / V.V. Altunin, V.Z. Geller, E.K. Petrov, D.S. Rasskazov, G.A. Spiridonov / Pod red. S.L. Rivkina; Gosstandart; GSSSD. – М.: Izd-vo standartov, 1980.

4. Voronov V.A., Emelin V.A., Fedoseev V.N., Zajceva I.A. Klimaticheskie uslovija i faktory, vlijajushhie na proizvoditel'nost' vozdušnogo teplovogo nasosa // Teorija i praktika tehničkih, organizacionno-tehnologičeskikh i jekonomičeskikh reshenij // Sb. nauchn. tr. – Ivanovo: IVGPU, 2015. S. 185...189.

5. Fedoseev V.N., Petruhin A.B., Zajceva I.A. Algoritm rascheta jenergoemkosti vozduhoobmena vozdušnogo teplovogo nasosa s recirkuljaciej dlja maloletazhного stroenija // Informacionnaja sreda vuza. – Ivanovo: IVGPU, 2016. S. 287...294.

Рекомендована кафедрой организации производства и городского хозяйства. Поступила 21.08.17.