

Приведены результаты теоретических исследований способности греющей панели напольного отопления расположенной в межэтажном перекрытии аккумулировать тепло в условиях квазистационарного теплового режима с учетом теплового потока в нижерасположенное помещение при различных конструктивных характеристиках системы напольного отопления.

Ключевые слова: Тепловая инерция, греющая панель, напольное отопление, сопротивление теплопередаче, тепловой поток.

*Проф. В.Д., Петраш асп. М.В., Высоцкая асп. А.А.Поломанный
Одесская Государственная Академия Строительства и Архитектуры*

УСЛОВИЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА В ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ СИСТЕМЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ НА ОСНОВЕ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ХОЛОДНОЙ ВОДЫ И ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА

На основе результатов аналитического исследования установлена модифицированная зависимость действительного коэффициента преобразования, которая является обобщенным критерием для оценки влияния исходных параметров и режимных условий на эффективность работы предложенной теплонасосной системы теплоснабжения.

Введение. Одним из перспективных направлений экономии топлива и защиты окружающей среды при теплоснабжении зданий является высокоэффективное использование низкотемпературных источников энергии на основе теплонасосных технологий. Современное состояние, перспективы и проблемы использования соответствующих систем теплоснабжения предопределяет необходимость совершенствования процессов отбора теплоты и режимов потребления теплоты абонентскими системами при интегрированной работе возобновляемых источников энергии.

Основная часть. Экономия замещаемого топлива в пароконденсационной системе утилизации теплоты удаляемого вентиляционного воздуха и холодной воды весьма существенно зависит от параметров низкотемпературных источников и абонентских систем теплопотребления. Представляет интерес энергетический потенциал глубокого охлаждения удаляемых воздушных потоков в режиме конденсации водяных паров для повышения энергоэкологической эффективности использования первичного топлива. Одним из направлений решения поставленной задачи является разработка предложенных систем [1] для промышленных и гражданских зданий, характеризующихся значительными тепло - и влагоизбытками.

Устройство предложенной системы [1,2], разработанной на основе [3,4], иллюстрируется схемой, представленной на рис 1. По трубопроводу 1 исходная холодная вода поступает в здание с общим расчетным расходом для холодного и горячего водоснабжения. После смешивания с теплой водой из трубопровода 24 и последующего разделения она поступает

под действием циркуляционного насоса 3а в испаритель 4 для охлаждения, а также в основной конденсатор 5а для нагрева. При этом нагрев воды для горячего водоснабжения, например до нормируемой температуры 55°C по условиям её применения для коммунально – бытового назначения с более высокой температурой (мытья посуды и др.) и при дальнейшем использовании её с более низкой температурой до 45 °C за счет подмешивания холодной воды (для бассейнов, душевых и т.д.), напрямую связан с энергетическими потерями, обусловленными снижением её эксергии, так как любой нагрев воды до высокой температуры, а затем её смешивание с холодной для достижения более низкой заданной температуры всегда сопровождается необратимыми энергетическими потерями её эксергии, то есть работоспособности. Из общего потока воды после основного конденсатора 5а подогретая её часть, обычно до температуры (40-45)°C, поступает в подсистему разбора теплой воды 2а (для бассейнов, ванн и т.д.), а остальная часть - в систему разбора горячей воды 2б, проходя последовательно бак аккумулятор горячей воды 11 и форконденсатор 5б.

Рециркуляционная часть подогретой воды как за счет отбираемой теплоты из удаляемого воздуха в калорифере 16, так и в калорифере 14 в летний период в трубопроводе 24, образует совместный поток теплой воды, который смешивается с общим потоком холодной воды, поступающим из трубопровода 1 в испаритель 4. В результате обеспечивается непрерывная работа теплонасосной установки с основным конденсатором 5а и форконденсатором 5б, компрессором 6 и дроссельным вентилем 7.

Отбираемый тепловой поток в течении года в испарителе 4 с тепловым эквивалентом приводной мощности компрессора 6 передается нагреваемой воде в форконденсаторе 5б и в основном конденсаторе 5а. Бак - аккумулятор охлажденной воды 10 с гибкой внутренней мембраной на среднем уровне его высоты соединён в нижней части с подающим трубопроводом после испарителя 4, который находится в общем контуре теплового насоса.

Тепловой поток отработанного воздуха непрерывно отбирается циркулирующей водой через калорифер 16. Удаляемый воздух забирается воздухопроводом 19 и проходит через калорифер 16, а воздухопроводом 18 дополнительно отбирается и более теплый наружный воздух в летний период года. Для регулирования соотношения указанных частей расходов воздуха, поступающего по воздухопроводам 18 и 19, служит перекидной автоматизированный клапан 20.

Изложенное относится к зданиям, находящимся прежде всего в Южных регионах Украины и характеризующихся значительными расходами воды коммунально-бытового назначения с мощной приточно – вытяжной вентиляцией (плавательных бассейнов и водных процедур, прачечных и предприятий общественного питания).

В работе [5] изложена методика определения эффективности утилизации теплоты отработанных газов в режиме конденсации содержащихся паров. Компонента «сухой» части общего потока утилизируемой теплоты учитывается симплекс температурных перепадов фактического охлаждения воздуха относительно предельно возможного значения в рассматриваемом интервале абсолютных температур в виде $(T_{yx, н} - T_{yx, к}) / (T_{yx, н} - 273)$. Другая часть утилизируемого теплового потока в процессе конденсации содержащихся паров в отработанном воздухе учитывается разностью начальной и конечной температур охлаждения относительно рассматриваемого температурного диапазона, т.е.

$$(T_{yx, p} - T_{yx, к}) / (T_{yx, p} - 273).$$

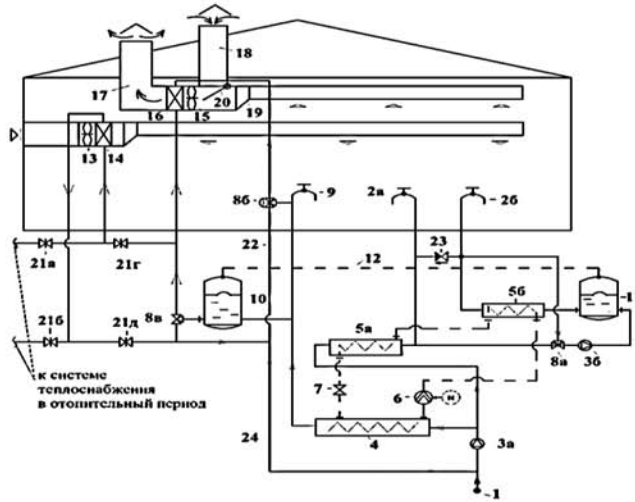


Рис. 1. Система теплоснабжения здания на основе интегрированной энергии холодной воды и воздушных потоков с пневмогидравлической стабилизацией теплообменных процессов в теплонасосной установке. Условные обозначения: 1 - трубопровод исходной холодной воды; 2а – подсистема разбора теплой воды; 2б – система разбора горячей воды; 3а, 3б – циркуляционный насос; 4 – испаритель; 5а – основной конденсатор; 5б – форконденсатор; 6 – компрессор; 7 – дроссельный вентиль; 8а, 8б – трехходовой температурный регулятор расхода; 8в - трехходовой температурный регулятор; 9 – система горячего водоснабжения пониженного температурного уровня; 10, 11 – баки аккумуляторы; 12 – «воздушный» трубопровод; 13, 15 – вентиляторы; 14, 16 – калориферы; 17, 18, 19 – воздуховоды; 20 – перекидной автоматизированный клапан; 21а, 21б, 21г, 21д – краны; 22 – трубопроводы.

На вышеизложенной основе [5] с учетом [3,4] утилизируемый тепловой поток «сухой» части удаляемого вентиляционного воздуха, отражающий расход первичного топлива V_k с теплотворной способностью Q_i^δ и эффективностью его сжигания η_ϵ в теплогенерирующей установке, представляется в виде

$$Q_{\delta\delta,\bar{n}} = j_c \frac{\hat{A}_\epsilon Q_i^\delta (1 - \eta_\epsilon)}{860}, \quad (1)$$

где $j_c = \frac{T_{\delta\delta,i} - T_{\delta\delta,\epsilon}}{T_{\delta\delta,i} - 273}$ - коэффициент энергетической эффективности утилизации теплоты

«сухой» компоненты удаляемого вентиляционного воздуха.

Тепловой поток конденсации водяных паров в отработанном воздушном потоке отличается дополнительным учётом высшей теплотворной способности затраченного топлива Q_a^δ и определяется согласно зависимости

$$Q_{\delta\delta,\bar{i}} = j_i \frac{\hat{A}_\epsilon (Q_a^\delta - Q_i^\delta)}{860}, \quad (2)$$

где $j_{\text{I}} = \frac{T_{\text{óó,ó}} - T_{\text{óó,é}}}{T_{\text{óó,ó}} - 273}$ - коэффициент энергетической эффективности утилизации

теплоты в процессе конденсации водяных паров, содержащихся в удаляемом вентиляционном воздухе.

Зависимость общей утилизируемой теплоты составляющих «сухой» $j_{\text{с}}$ и конденсационной $j_{\text{п}}$ компонент, определяемые по теплотворной способности изначально затраченного вида топлива, представляется соотношением

$$\frac{j_{\text{п}} \hat{A}_{\text{é}} Q_{\text{í}}^{\text{p}}}{860} + \frac{j_{\text{I}} Q_{\text{í}}^{\text{p}} (Q_{\text{á}}^{\text{p}} - Q_{\text{í}}^{\text{p}})}{860} = \frac{j \hat{A}_{\text{é}} Q_{\text{á}}^{\text{p}}}{860},$$

упрощение которого

$$j_{\text{с}} Q_{\text{í}}^{\text{p}} + j_{\text{I}} (Q_{\text{á}}^{\text{p}} - Q_{\text{í}}^{\text{p}}) = j Q_{\text{í}}^{\text{p}}$$

позволяет представить общий коэффициент эффективности утилизации теплоты удаляемого воздуха, суммарно учитывающий теплотворную способность топлива в следующем виде

$$j = j_{\text{п}} + j_{\text{I}} \left(\frac{Q_{\text{á}}^{\text{ó}}}{Q_{\text{í}}^{\text{ó}}} - 1 \right). \quad (3, \text{a})$$

В результате общий утилизируемый тепловой поток удаляемого вентиляционного воздуха Q_{yx} , определяющий энергетическую мощность $Q_{\text{и}}$ испарителя И₂, приобретает вид

$$Q_{\text{óó}} = Q_{\text{é}} = \frac{\hat{A}_{\text{é}} Q_{\text{í}}^{\text{ó}}}{860} j. \quad (3)$$

Утилизируемая теплота вентиляционного воздуха с расходом G_{yx} , характеризуемым кратностью воздухообмена n для вентилируемых помещений с общим объёмом V , определяется также термодинамическими параметрами начального $i_{\text{yx,н}}$ и конечного $i_{\text{yx,к}}$ состояния в процессе его охлаждения, исходя из чего справедливо соотношение

$$Q_{\text{óó}} = Q_{\text{é}} = G_{\text{óó}} (i_{\text{óó,í}} - i_{\text{óó,é}}) = 3600^{-1} V n \rho (i_{\text{óó,í}} - i_{\text{óó,é}}). \quad (4)$$

Потребление теплоты абонентскими подсистемами с расчетными расходами $G_{\text{б}}$, $G_{\text{гв}}$ и разностями температур $(t_{\text{б}} - t_{\text{хв}})$, $(t_{\text{гв}} - t_{\text{хв}})$ теплоносителей для бассейна и горячего водоснабжения, определяется по зависимости

$$Q_{\text{óí}} = G_{\text{á}}^{\text{н}} [(t_{\text{á}} - t_{\text{óá}}) + \beta (t_{\text{á}} - t_{\text{óá}})], \quad (5)$$

где β - коэффициент, учитывающий часть расходуемой воды в системе горячего водоснабжения $G_{\text{гв}}$ относительно обновляемого расхода воды в работе бассейна $G_{\text{б}}$, т.е.

$$\beta = G_{\text{гв}} / G_{\text{б}}.$$

При этом удельная мощность компрессора $W/Q_{\text{п}}$ теплонасосной установки, которая обеспечивает утилизацию теплоты охлаждаемого воздуха в режиме конденсации водяных паров, определяется на основе (3) и установленной мощности теплового насоса $Q_{\text{э}} = \varphi W$ согласно зависимости

$$\frac{W}{Q_{\text{í}}^{\text{ó}}} = \frac{\hat{A}_{\text{é}} Q_{\text{í}}^{\text{p}}}{860 (\varphi - 1)} \left[j_{\text{с}} + j_{\text{I}} \left(\frac{Q_{\text{á}}^{\text{ó}}}{Q_{\text{í}}^{\text{ó}}} - 1 \right) \right]. \quad (5, \text{a})$$

Известно [4,5,6], что действительный коэффициент преобразования в работе теплонасосной установки может быть представлен в виде

$$\varphi = \left(1 - \frac{Q_{\dot{e}}}{Q_{\dot{o}i}} \right)^{-1}. \quad (6)$$

На основе зависимостей (4) и (5) с учетом установленной взаимосвязи расходов $G_{\dot{a}} = G_{\dot{o}a} / (1 + \beta)$, уравнение (6) приобретает следующий вид

$$\varphi = \frac{1}{1 - \frac{G_{\dot{o}o} (1 + \beta) (i_{i,\dot{o}o} - i_{\dot{e},\dot{o}o})}{G_{\dot{o}a} \tilde{n} [(t_{\dot{a}} - t_{\dot{o}a}) + \beta (t_{\dot{a}a} - t_{\dot{o}a})]}}. \quad (7)$$

Очевидно, что модифицированная зависимость действительного коэффициента преобразования (7) является обобщенным критерием для прогнозируемой оценки индивидуального влияния исходных параметров удаляемого вентиляционного воздуха и режимных условий работы абонентских систем, интегрировано определяющая общую эффективность преобразования энергетических потоков в анализируемой системе.

Интерпретация уравнения (7) графически иллюстрируется на рис. 2, где представлена зависимость действительного коэффициента преобразования от переменного соотношения расходов удаляемого вентиляционного воздуха G_{yx} и холодной воды G_{xb} в процессе эксплуатационного регулирования абонентских систем, учитывающая соотношение расходов воды на горячее водоснабжение и для плавательного бассейна. В качестве исходных были приняты следующие данные: температура холодной воды для расчетных условий холодного и теплого периодов года соответственно $t_{xb} = 10$ и 20°C ; расчетные значения температуры поступающей воды в систему горячего водоснабжения и в бассейн соответственно $t_{tb} = 50^\circ\text{C}$ и $t_{\dot{o}} = 28^\circ\text{C}$ для характерных условий с предельным соотношением расходов $\beta = 0,2$ и $0,8$.

Графиками иллюстрируется качественное влияние исходных параметров и режимов работы абонентских подсистем для достижения высокой энергетической эффективности работы предложенных систем.

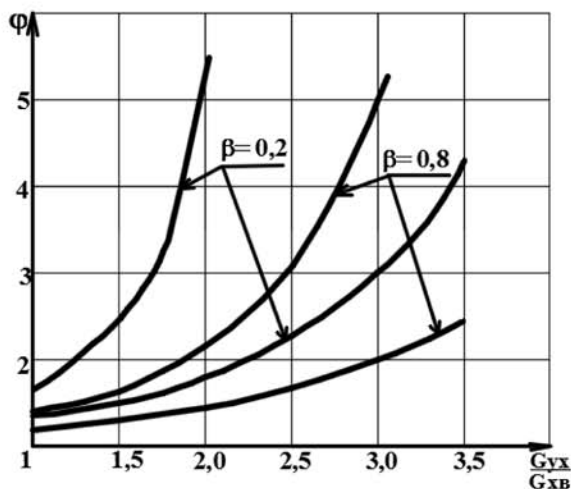


Рис. 2. Зависимость коэффициента преобразования от соотношения расходов удаляемого вентиляционного воздуха и холодной воды.

Из графика следует, что для нижнего предельного соотношения анализируемых расходов ($\beta=0,2$) рациональная область $G_{yx}/G_{xв}$, обеспечивающая требуемую [7] эффективность преобразования энергетических потоков ($\varphi \geq 3$), должна поддерживаться в диапазоне $(1,75 \div 3,0)$. Вместе с тем для верхнего диапазона разбора воды для горячего водоснабжения ($\beta = 0,8$) соотношение анализируемых расходов рационально поддерживать в пределах $(2,5 \div 3,75)$.

Выводы. На основе результатов аналитического исследования установлена модифицированная зависимость действительного коэффициента преобразования, которая является обобщенным критерием для прогнозируемой оценки индивидуального влияния исходных параметров и режимных условий работы предложенной теплонасосной системы теплоснабжения.

Установленные аналитические зависимости и их интерпретация позволяют производить многофакторный анализ возможностей экономии замещаемого топлива на основе утилизируемой теплоты удаляемого вентиляционного воздуха и холодной воды в совместном процессе эксплуатации теплонасосной установке с дополнительным теплогенератором.

Литература

1. Высоцкая М.В. Пневматическая стабилизация гидравлического режима в системе теплохладоснабжения на основе интегрированной энергии холодной воды и вентиляционного воздуха. Вестник ОГАСА № 58. 2015, 41-46 с.
2. Система теплохолодопостачання на базі інтегрованої енергії холодної води та повітряних потоків з пневмогідравлічною стабілізацією термотрансформаторних процесів. Патент на винахід № 109848 Бюл. № 19., 2015 «Український інститут промислової власності». Авт. Петраш В.Д., Висоцька М.В., Поломанний О.А.;
3. Петраш В.Д., Сорокина И.В., Поломанний А.А. Сравнительный анализ энергетической эффективности утилизации теплоты удаляемого вентиляционного воздуха. Вісник ОДАБА. Збірник наукових праць. Вип. № 37. Одеса. 2010, с. 350-379.
4. Петраш В.Д. Теплонасосные системы теплоснабжения: монография/В.Д. Петраш – Одеса: типография «ВМВ», 2014 - 556 с.
5. Клименко В.Н. Некоторые особенности применения парокompрессионных тепловых насосов для утилизации сбросной теплоты отопительных котлов. Ж. Промышленная теплотехника, т. 33, № 5, Киев. 2011 с. 42-48.
6. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термо - трансформаторов. – М.: Энергия, 1977, 280с.
7. ДСТУ Б В.2.5-44:2010. Проектування системо палення будівель з тепловими насосами. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2010. – С. 57.