

УДК 697.4; 536.7

Условия эффективной работы теплонасосной системы теплоснабжения на основе энергии холодной воды и вентиляционного воздуха

В. Д. Петраш¹, М. В. Высоцкая²

¹д.т.н., проф. Одесская государственная академия строительства и архитектуры, г. Одесса, Украина, petrant@ukr.net

²асп. Одесская государственная академия строительства и архитектуры, г. Одесса, Украина

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

Ключевые слова: теплохладоснабжение, коэффициент преобразования, тепловой насос.

Постановка проблемы. Перспективным направлением 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 теплохладоснабжения определяют необходимость совершенствования процессов отбора теплоты и режимов её потребления абонентскими системами в процессе трансформации интегрированной энергии возобновляемых источников.

Актуальность исследования. Экономия замещаемого топлива в парокompрессионной системе утилизации холодной воды [1] и теплоты удаляемого вентиляционного воздуха весьма существенно зависит от параметров низкотемпературных источников и абонентских систем теплоснабжения. Представляет интерес также 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 [2] для промышленных и гражданских зданий, характеризующихся значительными тепло – и влагоизбытками.

Основная часть. Устройство предложенной системы [2, 3, 4], разработанной на основе [5, 6], иллюстрируется схемой, представленной на рис 1. По трубопроводу 1 исходная холодная вода поступает в здание с общим расчётным расходом для холодного и горячего водоснабжения. После смешивания с тёплой водой из трубопровода 24 и последующего разделения она поступает под действием циркуляционного насоса 3 а в испаритель 4 для охлаждения, а также в основной конденсатор 5 а для нагрева.

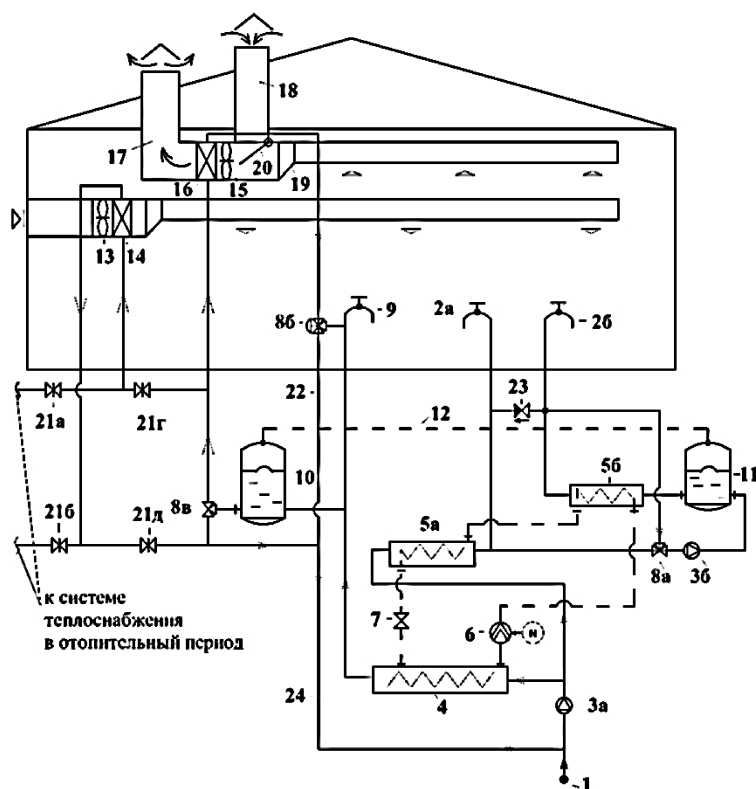


Рис. 1. Система теплохладоснабжения здания на основе интегрированной энергии холодной воды и воздушных потоков с пневмогидравлической стабилизацией теплообменных процессов в теплонасосной установке: 1 - трубопровод исходной холодной воды; 2 а - подсистема разбора тёплой воды; 2 б - система разбора горячей воды; 3 а, 3 б - циркуляционный насос; 4 - испаритель; 5 а - основной конденсатор; 5 б - форконденсатор; 6 - компрессор; 7 - дроссельный вентиль; 8 а, 8 б - трёхходовой температурный регулятор расхода; 8 в - трёхходовой 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; 21 а, 21 б, 21 г, 21 д - краны; 22 - трубопроводы.

Известно, что нагрев воды до высокой температуры с последующим её смешиванием с холодной для обеспечения более низкой заданной температуры смеси всегда сопровождается необратимыми потерями эксергии. Традиционно нагрев воды для горячего водоснабжения до нормируемой температуры $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ с дальнейшим использованием её при более низкой температуре ($30\ldots 45$) $^{\circ}\text{C}$ за счёт подмешивания холодной воды (для бассейнов, душевых и т.д.), связан с энергетическими потерями, то есть потерями эксергии. Поэтому в предложенной системе из общего потока воды после основного конденсатора 5 а подогретая её часть, обычно до температуры ($30\ldots 45$) $^{\circ}\text{C}$, поступает в подсистему разбора тёплой воды 2 а (для бассейнов, ванн и т.д.), а остальная часть – в систему разбора

горячей воды 2 б, проходя последовательно бак-аккумулятор горячей воды 11 и форконденсатор 5 б для догрева её до 55 °С.

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

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

Связь баков-аккумуляторов 10 и 11 с гибкими мембранами посредством «воздушного» трубопровода 12 обеспечивает пневмогидравлическую стабилизацию режима работы теплонасосного контура в условиях несогласующихся режимов разбора горячей и холодной воды [3, 4].

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 тёплый наружный воздух в летний период года. Для регулирования соотношения указанных частей расходов воздуха, поступающего по соответствующим воздухопроводам 18 и 19, служит перекидной автоматизированный клапан 20.

Применение систем предусматривается в зданиях, находящихся 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 [7] изложена методика определения эффективности утилизации теплоты отработанных газов в режиме конденсации содержащихся паров. Компонента «сухой» части общего потока утилизируемой теплоты учитывается симплексом температурных перепадов фактического охлаждения воздуха относительно предельно возможного значения в рассматриваемом интервале абсолютных температур в виде $(T_{yx,n} - T_{yx,k}) / (T_{yx,n} - 273)$. Другая часть утилизируемого теплового потока в процессе конденсации водяных паров в отработанном воздухе учитывается разностью начальной $T_{yx,n}$ и конечной $T_{yx,k}$ температуры охлаждения относительно рассматриваемого температурного диапазона, т. е. $(T_{yx,p} - T_{yx,k}) / (T_{yx,p} - 273)$.

На вышеизложенной основе [7] с учетом [6, 8] утилизируемый тепловой поток «сухой» части удаляемого вентиляционного воздуха, оцениваемый по расходу первичного топлива B_k с теплотворной способностью Q_n^p и эффективностью его сжигания η_k в теплогенерирующей установке, представляется в виде

$$Q_{yx,c} = j_c \frac{B_{\kappa} Q_n^p (1 - \eta_{\kappa})}{860}, \quad (1)$$

где $j_c = (T_{yx,n} - T_{yx,\kappa}) / (T_{yx,n} - 273)$ – коэффициент учёта эффективности утилизации теплоты «сухой» части удаляемого вентиляционного воздуха.

Тепловой поток конденсации водяных паров в отработанном воздушном потоке отличается дополнительным учётом высшей теплотворной способности затраченного топлива Q_{ε}^p и определяется согласно зависимости

$$Q_{yx,n} = j_n \frac{B_{\kappa} (Q_{\varepsilon}^p - Q_n^p)}{860}, \quad (2)$$

где $j_n = (T_{yx,p} - T_{yx,\kappa}) / (T_{yx,p} - 273)$ – коэффициент учёта эффективности утилизации теплоты в процессе конденсации водяных паров, содержащихся в удаляемом вентиляционном воздухе.

Общий коэффициент учёта эффективности утилизации теплоты удаляемого воздуха по теплотворной способности топлива после соответствующих преобразований представляется в следующем виде:

$$j = j_c + j_n \left(\frac{Q_{\varepsilon}^p}{Q_n^p} - 1 \right). \quad (3a)$$

В результате общий утилизируемый тепловой поток удаляемого вентиляционного воздуха Q_{yx} , определяющий энергетическую мощность Q_u испарителя I_2 , приобретает вид

$$Q_{yx} = Q_u \frac{B_{\kappa} Q_n^p}{860} j. \quad (3)$$

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

$$Q_{yx} = Q_u = G_{yx} (i_{yx,n} - i_{yx,\kappa}) = 3600^{-1} V n \rho (i_{yx,n} - i_{yx,\kappa}). \quad (4)$$

Потребление теплоты абонентскими подсистемами определяется по разностям температуры предварительного нагрева, например для бассейна $(t_{\bar{o}} - t_{x\bar{o}})$, и горячего водоснабжения $(t_{\varepsilon\bar{o}} - t_{x\varepsilon\bar{o}})$ с соответствующими расчётными расходами $G_{\bar{o}}$, $G_{\varepsilon\bar{o}}$ теплоносителей, согласно зависимости

$$Q_{mn} = Q_{\bar{o}}^c \left[(t_{\bar{o}} - t_{x\bar{o}}) + \beta (t_{z\bar{o}} - t_{x\bar{o}}) \right], \quad (5)$$

где β – коэффициент, учитывающий часть расходуемой воды в системе горячего водоснабжения $G_{z\bar{o}}$ относительно обновляемого расхода воды в работе бассейна $G_{\bar{o}}$, т.е. $\beta = G_{z\bar{o}} / G_{\bar{o}}$.

При этом удельная мощность привода компрессора W / Q_n^p теплонасосной установки, которая обеспечивает утилизацию теплоты в процессе охлаждения воздуха в режиме конденсации водяных паров, определяется на основе (3) и установленной мощности теплового насоса $Q_k = \varphi W$ согласно зависимости

$$\frac{W}{Q_n^p} = \frac{B_k Q_n^p}{860(\varphi - 1)} \left[j_c + j_n \left(\frac{Q_{\bar{o}}^p}{Q_n^p} - 1 \right) \right]. \quad (5 \text{ a})$$

Определим условия эффективного преобразования энергетических потоков в зависимости от параметров низкотемпературных источников и энергоносителя теплотребляющей системы. Известно [6, 9], что действительный коэффициент преобразования в работе теплонасосной установки может быть представлен в виде:

$$\varphi = \left(1 - \frac{Q_u}{Q_{mn}} \right)^{-1}. \quad (6)$$

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

$$\varphi = \frac{1}{1 - \frac{G_{yx}(1 + \beta)(i_{yx, n} - i_{yx, k})}{G_{x\bar{o}} c \left[(t_{\bar{o}} - t_{x\bar{o}}) + \beta (t_{z\bar{o}} - t_{x\bar{o}}) \right]}}. \quad (6)$$

Очевидно, что модифицированная зависимость действительного коэффициента преобразования (7) является обобщённым 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 $G_{x\bar{o}}$ в процессе эксплуатационного регулирования абонентских систем, учитывающая также соотношение расходов воды низкотемпературного нагрева для плавательного бассейна и требуемого на горячее водоснабжение. В

качестве исходных были приняты следующие данные: температура холодной воды для расчётных условий холодного и тёплого периодов года соответственно $t_{хв} = 10$ и 20 °С; расчётные значения температуры поступающей воды в систему горячего водоснабжения и в бассейн соответственно $t_{гв} = 50$ °С и $t_б = 28$ °С для характерных условий работы при соотношении расходов $\beta = 0,2$ и $0,8$.

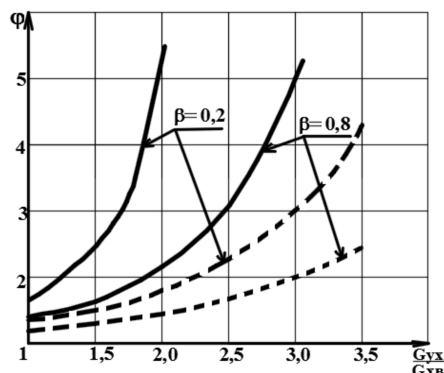


Рис. 2. Зависимость коэффициента преобразования от соотношения расходов удаляемого вентиляционного воздуха и холодной воды: — — $t_{хв} = 20$ °С; - - - - $t_{хв} = 10$ °С;

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

Из графика следует, что для нижнего предельного соотношения анализируемых расходов ($\beta = 0,2$) рациональная область $G_{ух}/G_{хв}$, обеспечивающая требуемую [9] эффективность преобразования энергетических потоков ($\varphi \geq 3$), находится в диапазоне соотношения анализируемых расходов ($1,75 \div 3,0$).

Вместе с тем, в режиме интенсивного разбора воды на горячее водоснабжение ($\beta = 0,8$) энергетическая эффективность работы системы обеспечивается при соотношении анализируемых расходов в пределах ($2,5 \div 3,75$).

На рис. 3 представлена зависимость коэффициента преобразования от сезонно изменяющейся температуры холодной воды на вводе в здание, применяемой в качестве низкотемпературного источника теплоты [1] анализируемой системы. Из графиков следует, что в системе с интегрированными низкотемпературными источниками теплоты даже при температуре холодной воды на вводе в здание $t_{хв} = 10$ °С, обеспечивается достаточно высокая энергетическая эффективность, характеризуемая значением коэффициентов преобразования выше нормативных [9], определяемая прежде всего $t_{хв}$ и соотношением расходов удаляемого воздуха и холодной воды. Таким образом, анализ графических зависимостей подтверждает энерготехнологическую целесообразность применения предлагаемой системы в промышленных и гражданских зданиях, характеризующихся, прежде всего, значительными расходами удаляемого вентиляционного воздуха и холодной воды, как низкотемпературных источников, с имеющимся многообразием теплопотребляющих систем.

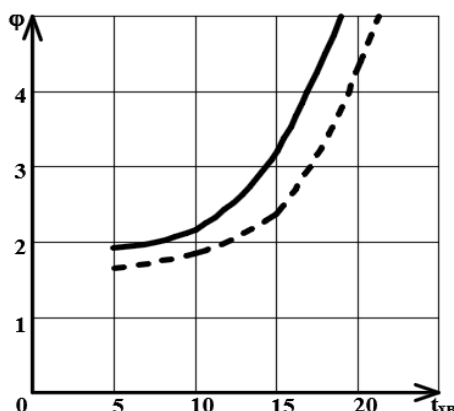


Рис. 3. Зависимость коэффициента преобразования от сезонного изменения температуры холодной воды на вводе в здание: — — $G_{yx} / G_{xb} = 3,5$; - - - $G_{yx} / G_{xb} = 2,5$;

Выводы. В результате аналитического исследования установлена модифицированная зависимость действительного коэффициента преобразования, которая является обобщённым критерием для прогнозируемой оценки индивидуального влияния исходных параметров и режимных условий работы предложенной теплонасосной системы теплоснабжения. Анализом результатов аналитического исследования коэффициента преобразования при $\beta = 0,2$ установлено, что требуемая эффективность трансформации энергетических потоков ($\phi \geq 3$) обеспечивается при соотношении расходов удаляемого вентиляционного воздуха и холодной воды в пределах $(1,75 \div 3,0)$. Вместе с тем, при интенсивном разборе воды на горячее водоснабжение ($\beta = 0,8$) требуемая эффективность работы системы обеспечивается при соотношении анализируемых расходов в пределах $(2,5 \div 3,75)$.

Литература

1. Высоцкая М.В. Холодная вода как низкотемпературный источник для теплонасосных систем теплоснабжения зданий. / М.В. Высоцкая // Научно – технический сборник «Энергоэффективность в строительстве и архитектуре». Выпуск № 7. – К.: КНУБА, 2015г. – 41- 46 с.
2. Система теплохолодоснабжения 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. Высоцкая М.В. Пневматическая стабилизация гидравлического режима в системе теплохладоснабжения на основе интегрированной энергии холодной воды и вентиляционного воздуха / М.В. Высоцкая // Вестник ОГАСА № 58. 2015, 41-46 с.
4. Висоцька М.В. Стабілізація гідравлічних режимів в системі теплохолодоснабження на основі енергії холодної води і вентиляційного повітря / М.В. Висоцька // Вісник НУ Львівська політехніка, Серія: Теорія і практика будівництва № 844.2016, 81-85с.
5. Система гарячого водопостачання й вентиляції на основі термотрансформаторного циклу. Патент на винахід № 90926. Бюл. № 11 2010 р. «Український інститут проми-

слогою власності». Авт. Петраш В.Д., Войкіна Т.Ю., Басіст Д.В., Герасименко О.А.

6. Петраш В.Д. Теплонасосные системы теплоснабжения: монография/В.Д. Петраш – Одеса: типография «ВМВ», 2014 - 556 с.

7. Клименко В.Н. Некоторые особенности применения парокompрессионных тепловых насосов для утилизации сбросной теплоты отопительных котлов / В.Н. Клименко // Промышленная теплотехника, т. 33, № 5, Киев. 2011 с. 42-48.

8. Петраш В.Д. Сравнительный анализ энергетической эффективности утилизации теплоты удаляемого вентиляционного воздуха / В.Д. Петраш, И.В. Сорокина, А.А. Полотманский // Вісник ОДАБА. Збірник наукових праць. Вип. 37. Одеса. 2010, с. 350-379.

9. ДСТУ Б В.2.5-44:2010. Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами. – Київ: Міністерство будівництва України, 2010. – С. 57.

References

1. Vysotskaya M. V. "Kholodnaia voda kak nizkotemperaturnyi istochnik dlia teplonasosnykh sistem teplokhodosnabzheniia zdani." *Nauchno – tekhnicheskii sbornik «Energoeffektivnost v stroitelstve i architekture»*, Iss. 7, KNUBA, 2015, P. 41-46.

2. *Systema teplokhodosnabzheniia na bazi intehrovanoi enerhii kholodnoi vody ta povitrianykh potokiv z pnevmohidravlichnoiu stabilizatsiiei termotransformatornykh procesiv.* Pat. № 109848, 2015

3. Vysotskaya M. V. "Pnevmaticheskaia stabilizatsiia gidravlicheskogo rezhima v sisteme teplokhodosnabzheniia na osnove integrirovanoi energii kholodnoi vody i ventiliatsionnogo vozdukha." *Vestnik OGASA*, no. 58, 2015, P. 41-46.

4. Vysotska M. V. "Stabilizatsiia hidravlichnykh rezhymiv v systemi teplokhodosnabzheniia na osnovi enerhii kholodnoi vody i ventiliatsiinoho povitria." *Visnyk NU Lvivska politehnika*, Seriia: Teoriia i praktyka budivnytstva, no. 844, 2016, P. 81-85с.

5. *Systema hariachoho vodopostachannia i ventiliatsii na osnovi termotransformatornoho tsyклу.* Pat. № 90926, 2010.

6. Petrash V. D. *Teplonasosnye sistemy teplosnabzheniia: monografiia.* tipografiia «VMV», 2014.

7. Klimenko V. N. "Nekotoryie osobennosti primeneniia parokompresionnykh teplovykh nasosov dlia utilizatsii sbrosnoi teploty otopitelnykh kotlov." *Promyshlennaia teplotekhnika*, Vol. 33, no. 5, 2011, P. 42-48

8. Petrash V. D. Sorokina I.V., Polomannyi A.A. "Sravnitelnyi analiz energeticheskoi effektivnosti utilizatsii teploty udalaemogo ventilatsionnogo vozdukha." *Visnyk ODABA*, Iss. 37, 2010, P. 350-379.

9. Proektuvannia system opalennia budivel z teplovymy nasosamy. DSTU B V.2.5-44:2010. Minregionbud Ukrainy, 2010. – P. 57.

УДК 697.4; 536.7

Умови ефективної роботи теплонасосної системи теплопостачання на основі енергії холодної води і вентиляційного повітря

В. Д. Петраш¹, М. В. Висоцька²

¹д.т.н., проф. Одеська державна академія будівництва та архітектури, м. Одеса, Україна, petrant@ukr.net

² асп. Одеська державна академія будівництва та архітектури, м. Одеса, Україна

На основі результатів аналітичного дослідження встановлена модифікована залежність дійсного коефіцієнта перетворення, яка є узагальненим критерієм для оцінки впливу вихідних параметрів та режимних умов роботи на ефективність роботи запропонованої теплонасосної системи теплопостачання.

Ключові слова: теплохолодопостачання, коефіцієнт перетворення, теплові насоси.

UDC 697.4; 536.7

Conditions of Heat Pump System Efficient Operation Based on Energy of Cold Water and Ventilation Air

V. Petrash¹, M. Vusotskaya²

¹Sc.D, professor. Odessa State Academy of Building and Architecture. Odessa. Ukraine, petrant@ukr.net

²Post-graduate student. Odessa State Academy of Building and Architecture. Odessa. Ukraine

A modified dependence of the actual conversion ratio which is a generalized criterion for initial parameters of influence evaluation and mode conditions of operation on the work efficiency the proposed heat – pump heating system is established on the results basis.

Keywords: heat and cold, the conversion factor, heat – pump.

Надійшла до редакції 17 листопада 2016 р.