

УДК 621.57

В. И. Володин, В. Б. Кунтыш, С. О. Филатов
Белорусский государственный технологический университет

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОВОГО НАСОСА «ВОЗДУХ – ВОЗДУХ»

В работе приводятся результаты моделирования работы парокompрессорных тепловых насосов «воздух – воздух». Первоначально для номинального режима теплопроизводительностью 10,5 кВт проводилось численное проектирование основных теплообменных аппаратов: испарителя и конденсатора с поверхностью теплообмена минимальной массы из биметаллических ребристых труб с оптимальными параметрами оребрения при ограничениях на потери давления.

Получено распределение потерь давления в контуре теплового насоса со стороны рабочего вещества по основным и вспомогательным теплообменным аппаратам. Наибольшие потери наблюдаются в испарителе, они соответствуют максимально допустимым.

В дальнейшем проводился анализ работы теплового насоса в нерасчетных режимах при изменении температуры атмосферного воздуха, который являлся источником низкопотенциальной теплоты.

На основании проведенного анализа сделаны следующие выводы:

– основное влияние на энергетическое совершенство теплового насоса оказывают необратимые потери и температура атмосферного воздуха. Определяющими являются потери в испарителе. При низких температурах воздуха требуется резервный источник теплоты;

– выбор теплового насоса для каждого конкретного случая их использования должен проводиться на основании комплексного сравнительного анализа и оптимального проектирования. Такой подход позволяет выбрать тепловой насос с наилучшими энергетическими показателями;

– метод сопряженного анализа теплового насоса «воздух – воздух» может применяться с предварительной адаптацией и для других типов тепловых насосов.

Ключевые слова: тепловой насос, численное моделирование, потери давления, теплопроизводительность, коэффициент преобразования, энергетическая эффективность.

V. I. Valodzin, V. B. Kuntysch, S. A. Filatau
Belarusian state technological university

ENERGY EFFECTIVITY OF AIR SOURCE HEAT PUMP

The paper presents the results of simulation of heat pump air-to-air. Numerical design of the main heat exchangers initially performed for a nominal regime with heating capacity 10.5 kW: evaporator and condenser with heat exchange surface of the minimum weight of the bimetallic finned tubes with fins optimal parameters and restriction to the pressure loss.

Obtained the distribution pressure losses in the heat pump circuit by the working substance of the main and auxiliary heat-exchange apparatus.

The greatest losses are observed in the evaporator and indicates the maximum permissible.

In the following analysis was held of the heat pump in the off-design regimes when the air temperature changes, which was a source of low-grade heat.

Based on this analysis reached the following conclusions:

– the main influence on the energy perfection of the heat pump is an irreversible losses and outside temperature. Losses in the evaporator are crucial. At low temperatures requires a reserve heat source;

– selection of the heat pump must be carried out on the basis of complex comparative analysis and optimal design for each case their use. This approach allows to select a heat pump with the best energy characteristics;

– method of analysis of the conjugate heat pump air-to-air can be used with pre-adaptation for other types of heat pumps.

Key words: heat pump, numerical simulation, pressure losses, heating capacity, coefficient of performance, energy efficiency.

Введение. Во многих странах тепловые насосы широко применяются с целью энергосбережения для замещения дефицитного топлива или традиционных источников теплоты.

Развитие данного направления предусмотрено программными документами Республики Беларусь [1–2]. Проводится анализ и проработки возможности промышленного и коммунального

использования тепловых насосов [3–5]. В основном используются бытовые и офисные кондиционеры как тепловые насосы в режиме нагрева. В стране тепловые насосы пока не находят должного применения. Одной из причин такого положения является отсутствие четких критериев, позволяющих определять область их эффективного применения.

В работах [6–10] тепловые насосы рассматриваются по функциональному назначению их применения, регионам и странам. Из анализа этих работ следует, что наибольшее количество тепловых насосов используется в экономически развитых странах для отопления, горячего водоснабжения и централизованного теплоснабжения. Например, климатические условия в зимний период в большинстве европейских стран более мягкие, чем в Беларуси. Поэтому в тепловых насосах индивидуального пользования в качестве низкопотенциального источника тепла широко используется воздух [9–10]. Наряду с ним применяется теплота грунта, грунтовых вод, водоемов и сбросное тепло. Однозначные выводы об эффективности использования тепловых насосов делать сложно из-за различия в экономике и приоритетах в энергетической политике отдельных стран. Основной тип используемых тепловых насосов – пароконденсационные. Ниже как наиболее перспективный рассматривается именно этот тип тепловых насосов.

В методическом аспекте наиболее отработано определение энергетической эффективности тепловых насосов. Для этого используются методы расчетного анализа [11–14]. В этих методиках рассматривается влияние необратимых потерь лишь в компрессоре и терморегулирующем вентиле. Хотя упрощенно в работе [14] потери давления в теплообменниках со стороны холодильного агента и учитываются, но их влияние и роль на эффективность тепловых насосов не исследуется. В то же время из опытов известно [15, 16], что необратимые потери в теплообменных аппаратах приводят также к снижению эффективности холодильной машины, а соответственно, и теплового насоса.

На энергетическую эффективность тепловых насосов влияют как внутренние, так и внешние факторы. Внутренние факторы определяют энергетическое совершенство трансформатора теплоты и зависят от комплектующего оборудования и рабочего вещества. Внешние факторы включают состояние окружающей среды. Они взаимосвязаны и требуют комплексного рассмотрения.

В настоящей работе проводится энергетический анализ на примере пароконденсационных тепловых насосов «воздух – воздух» с электрическим приводом. Эти тепловые насосы могут

работать как в режиме нагрева воздуха помещения, так и при необходимости в реверсивном режиме его охлаждения. Данный подход, в отличие от известных методов, реально учитывает необратимые потери не только в компрессоре и дроссельном устройстве, но и в теплообменных аппаратах, что позволяет проводить всесторонний анализ влияния внутренних и внешних факторов на энергетическую эффективность тепловых насосов.

Основная часть. Анализ энергетической эффективности исследуемого пароконденсационного теплового насоса базируется на модифицированном ранее разработанном сопряженном методе расчета, когда параметры термодинамического цикла рассматриваются совместно с характеристиками теплообменных аппаратов. Данный метод реализован в виде пакета прикладных программ и изложен в работах [18–20]. Отметим его возможности, которые для трансформаторов тепла (холодильных машин и тепловых насосов) включают:

- расчет удельных параметров с учетом обратимого сжатия рабочего вещества;
- расчет тепловых параметров с учетом необратимого сжатия в реальном компрессоре;
- прогнозирование работы при изменении климатических и технологических условий эксплуатации с учетом необратимых потерь в теплообменных аппаратах;
- комплексное расчетное проектирование с оптимизацией режимных и конструктивных параметров теплообменников;
- индивидуальный расчет теплообменных аппаратов.

Для анализа взят тепловой насос «воздух – воздух», включающий компрессор, терморегулирующий вентиль, испаритель, конденсатор и регенератор (рис. 1).

Для энергетического анализа наиболее важными характеристиками тепловых насосов, работающих в реверсивном режиме, являются теплопроизводительность Q , холодопроизводительность Q_0 , коэффициент преобразования φ и электрический холодильный коэффициент ε . Эти параметры определяются с учетом необратимых потерь во всех основных устройствах: компрессоре, испарителе, конденсаторе, регенераторе и терморегулирующем вентиле.

Коэффициент преобразования и холодильный коэффициент рассчитываются по зависимостям:

$$\varphi = \frac{Q}{N_3}, \quad (1)$$

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_3}, \quad (2)$$

$$N_{\Sigma} = N_{кр} + N_{и} + N_{к}, \quad (3)$$

где N_{Σ} , $N_{кр}$, $N_{и}$, $N_{к}$ – суммарная потребляемая мощность и мощности, потребляемые на привод компрессора, вентиляторов испарителя и конденсатора.

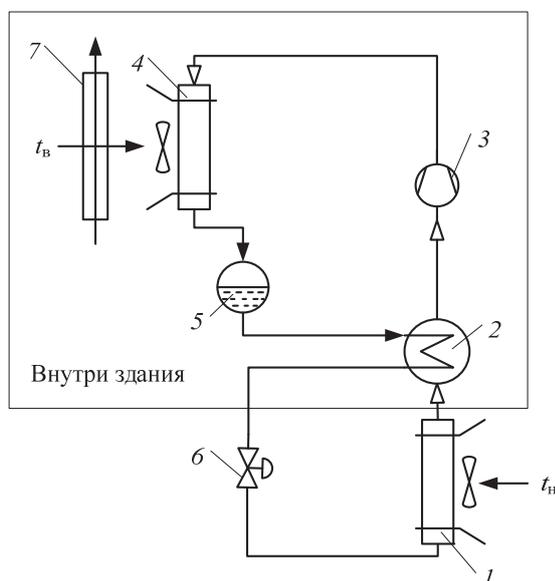


Рис. 1. Принципиальная схема теплового насоса: 1 – испаритель; 2 – регенератор; 3 – компрессор; 4 – конденсатор; 5 – ресивер; 6 – терморегулирующий вентиль; 7 – утилизационный теплообменник

В качестве рабочего вещества в тепловом насосе использовался хладагент R22. Тепловой насос комплектуется компрессором 1П10 [20], характеристики которого для стандартных условий приводятся в таблице.

Первоначально для номинального режима теплопроизводительностью 10,5 кВт проводилось численное проектирование основных теплообменных аппаратов: испарителя и конденсатора с поверхностью теплообмена минимальной массы из биметаллических ребристых труб с оптимальными параметрами оребрения при ограничениях на потери давления. В качестве расчетной принималась средняя температура атмосферного воздуха -10°C самого холодного месяца в г. Минске [21]. На входе в конденсатор температура воздуха поддерживается постоянной $+15^{\circ}\text{C}$ за счет рециркуляции или подогрева в утилизационном теплообменнике приточно-вытяжной системы вентиляции. В первом приближении принималось, что температура хладагента в испарителе составляет $t_{и} = -20^{\circ}\text{C}$, а в конденсаторе – $t_{к} = -25^{\circ}\text{C}$ при ограничениях на потери давления в аппаратах $\Delta p_{R} \leq 0,04$ МПа. Со стороны воздуха принималось, что потеря давления не должна превышать 100 Па. Указанные значения потерь

соответствуют требованиям, предъявляемым к тепловым насосам.

Характеристики компрессора 1П10

Параметр	Значение
Холодильный агент	R22
Холодопроизводительность, кВт	12,5
Потребляемая мощность, кВт	3,9
Холодильный коэффициент	3,21
Описываемый поршнями объем, м ³ /ч	32,8
Температура кипения, °C	-15
Температура конденсации, °C	+30
Температура всасывания, °C	+20
Температура перед дросселем, °C	+30

В качестве поверхности теплообмена испарителя и конденсатора использовались биметаллические ребристые трубы со спиральными алюминиевыми ребрами и несущей стальной трубой 12×1 мм. В результате оптимизационных расчетов с учетом накладываемых ограничений было получено, что масса испарителя с фронтальным сечением $F_{и} = 0,5$ м² равна $M_{и} = 65$ кг. Оптимальные высота, толщина и шаг ребер соответственно равны $h_{и} = 8,0$ мм, $\delta_{и} = 0,5$ мм и $t_{и} = 6,3$ мм при скорости набегающего воздуха $w_{и} = 4,2$ м/с. Для конденсатора значения параметров составили: $F_{к} = 0,58$ м², $M_{к} = 47$ кг, $h_{к} = 7,0$ мм, $\delta_{к} = 0,3$ мм, $t_{к} = 3,4$ мм и $w_{к} = 5,1$ м/с. Оптимальный шаг оребрения в испарителе по сравнению с шагом в конденсаторе имеет большее значение из-за возможного инееобразования в холодный период года.

Регенератор представляет собой змеевиковый теплообменник с вытеснителем, в котором жидкий холодильный агент движется в спиральном змеевике, а пар – в кольцевом зазоре между корпусом и вытеснителем, обтекающая змеевик.

В результате вычислительного эксперимента получена структура потерь давления и их долевое распределение на номинальном режиме в теплообменниках контура теплового насоса, которые показаны на рис. 2 и 3. Видно, что для данного теплового насоса наибольшие потери давления приходится на испаритель. Это связано с организацией течения потоков в аппаратах, которые по заданию должны иметь минимальную массу при ограничениях на потери давления рабочих сред [17]. Оптимальные массогабаритные характеристики испарителя достигаются на границе области допустимых значений $\Delta p_{R} \approx \Delta p_{R,max}$ со стороны хладагента, а в других аппаратах при $\Delta p_{R} < \Delta p_{R,max}$.

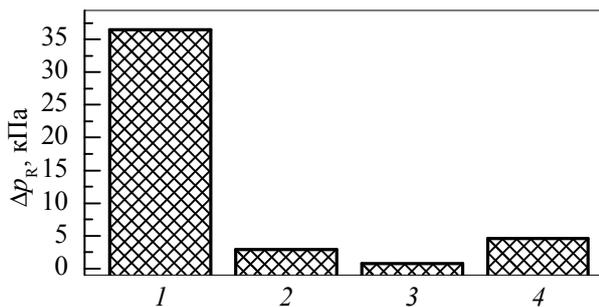


Рис. 2. Структура потерь давления в теплообменниках: 1 – испаритель; 2 – конденсатор; 3 – регенератор (со стороны пара); 4 – регенератор (со стороны жидкости)

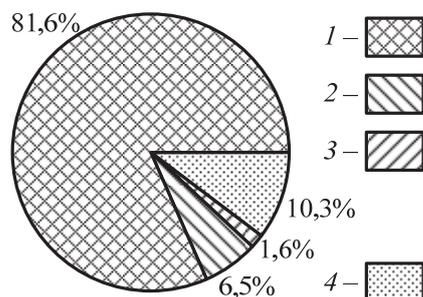


Рис. 3. Долевое распределение потерь давления по теплообменникам в контуре теплового насоса: 1 – испаритель; 2 – конденсатор; 3 – регенератор (со стороны пара); 4 – регенератор (со стороны жидкости)

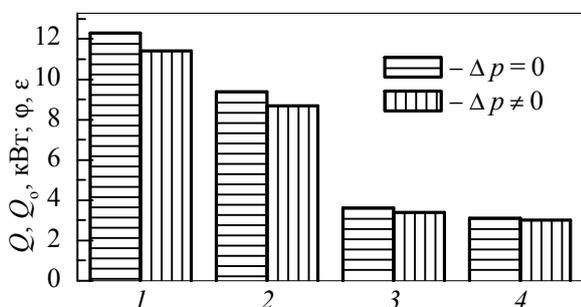


Рис. 4. Влияние потерь давления на режимные параметры теплового насоса: 1 – теплопроизводительность; 2 – холодопроизводительность; 3 – коэффициент преобразования; 4 – холодильный коэффициент

Влияние потерь давления на режимные параметры тепловой машины показано на рис. 4. Видно, что в идеальном случае, когда $\Delta p_R = 0$, энергетические характеристики улучшаются и по абсолютному значению теплопроизводительность, холодопроизводительность, коэффициент преобразования и электрический холодильный коэффициент становятся более высокими соответственно на 7,0; 7,7; 2,4 и 2,4%. Необратимые потери оказывают отрицательное влияние на режимные параметры и их необхо-

димо учитывать при проектировании или выборе стандартных теплообменников.

Необходимо отметить, что характеристики теплового насоса «воздух – воздух» подвержены значительному влиянию сезонных климатических условий. Динамика изменения основных режимных параметров от температуры атмосферного воздуха показана на рис. 5 и 6.

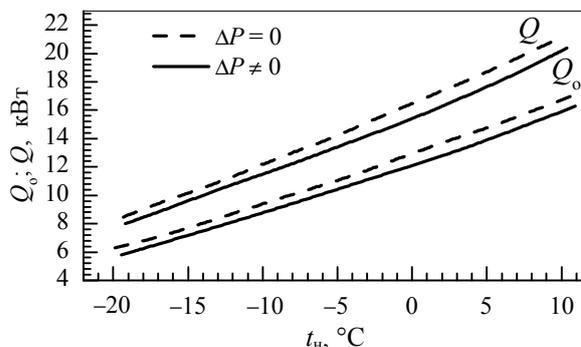


Рис. 5. Изменение теплопроизводительности Q и холодопроизводительности Q_0 от температуры наружного воздуха

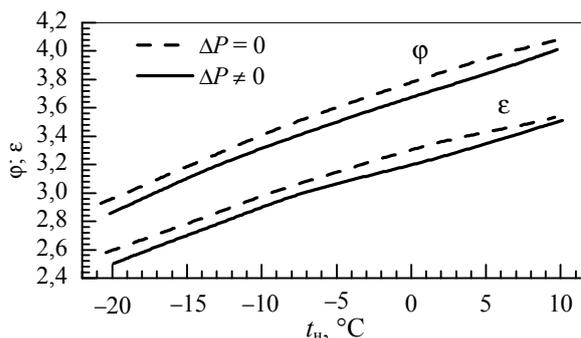


Рис. 6. Изменение коэффициента преобразования ϕ и электрического холодильного коэффициента ϵ

Видно, что при эксплуатации теплового насоса в осенне-весенний период его характеристики существенно изменяются. Теплопроизводительность с ростом температуры воздуха от -20 до $+10^\circ\text{C}$ увеличивается более чем в два раза. Соответственно растет и коэффициент преобразования. Это связано с уменьшением степени сжатия в компрессоре. Однако для потребителя тепла была бы предпочтительней обратная тенденция. Частично соотношения параметров можно улучшить, применяя регулируемые вентиляторы в испарителе и конденсаторе, используя комбинированные схемы тепловых насосов: двухступенчатые или каскадные [11]. Избыток тепла можно также утилизировать, дополнительно установив аккумулятор или водоподогреватель.

В реальном тепловом насосе необратимые потери давления в теплообменных аппаратах снижают его энергетическую эффективность на

5–8% в случае оптимального подбора оборудования и в значительно большей степени, если оптимизация не проводится. При этом с ростом температуры атмосферного воздуха, когда повышается теплопроизводительность, а соответственно, и расход холодильного агента, потери давления увеличиваются (рис. 7). Это в какой-то мере служит саморегулятором для снижения теплопроизводительности на несколько процентов в теплое время года.

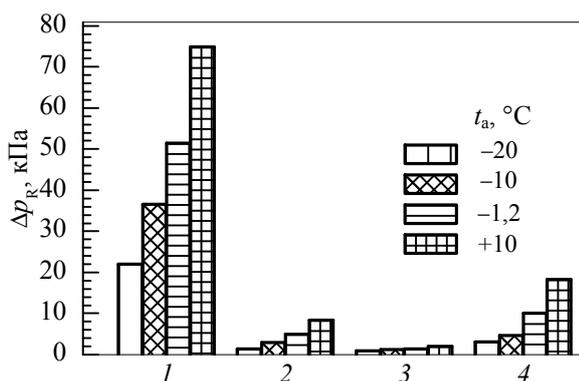


Рис. 7. Изменение потерь давления в теплообменниках от температуры наружного воздуха:
1 – испаритель; 2 – конденсатор;
3 – регенератор (со стороны пара);
4 – регенератор (со стороны жидкости)

Из проведенного анализа видно, что энергетическая эффективность тепловых насосов в значительной мере зависит от комплектующего оборудования. И одним из путей ее повышения является применение более совершенных компрессоров и снижение необратимых потерь в теплообменных аппаратах путем их конструктивного и схемного улучшения. Однако даже достижение высокого коэффициента преобразования не позволяет сделать вывод о целесообразности применения тепловых насосов

для замещения традиционных источников. Высокая энергетическая эффективность тепловой машины есть условие необходимое, но не достаточное. Для окончательного вывода требуется комплексный технико-экономический анализ, который является предметом отдельного исследования.

Заключение. Представлены результаты вычислительного эксперимента, выполненные на основе модифицированной методики сопряженного расчета отопительного теплового насоса «воздух – воздух» с электрическим приводом применительно к климатическим условиям г. Минска. На основании данного анализа можно сделать приведенные ниже выводы.

Эффективность теплового насоса зависит от внутренних (энергетическое совершенство контура) и внешних (условия эксплуатации) факторов.

Изменение температуры низкопотенциального источника тепла (атмосферного воздуха) в течение отопительного сезона оказывает существенное влияние на характеристики теплового насоса, когда его теплопроизводительность изменяется приблизительно в два раза обратно пропорционально от потребности тепла. График использования тепла можно улучшить, применяя регулируемые вентиляторы в испарителе и конденсаторе, аккумулирующие устройства.

Выбор тепловых насосов для каждого конкретного случая их использования должен проводиться на основании комплексного сравнительного анализа и оптимального проектирования. Такой подход позволит выбрать наилучшее соотношение между энергетическими и экономическими показателями.

Метод сопряженного анализа теплового насоса «воздух – воздух» может применяться с предварительной адаптацией и для других типов тепловых насосов.

Литература

1. Республиканская программа энергосбережения на 2011–2015 годы [Электронный ресурс]. 2014. URL: http://www.energoeffekt.gov.by/programs/basic_documents/191-20112015-24122010-1882.html (дата обращения: 05.12.2014).
2. Национальная программа развития местных и возобновляемых энергоисточников на 2011–2015 годы [Электронный ресурс]. 2014. URL: <http://www.levonevski.net/pravo/norm2013/num09/-d09689.html> (дата обращения: 05.12.2014).
3. Жидович И. С. Ресурсосберегающие системы теплоснабжения в городах // Архитектура и строительство Беларуси. 1994. № 3. С. 11–14.
4. Жидович И. С. Применение тепловых насосов в системах теплоснабжения и горячего водоснабжения многоквартирного жилого фонда на принципах энергосбережения. Минск, 2014. 20 с.
5. Васильев Л. Л. Перспективы применения тепловых насосов в Республике Беларусь // Инженерно-физический журнал. 2005. Т. 78. № 1. С. 23–34.
6. Проценко В. П. Проблемы использования теплонасосных установок в системах централизованного теплоснабжения // Энергетическое строительство. 1994. № 2. С. 29–34.
7. Калнинь И. М. Применение тепловых насосов для нужд теплоснабжения // Энергетическое строительство. 1994. № 8. С. 42–47.

8. Янтовский Е. И., Левин Л. А. Промышленные тепловые насосы. М.: Энергоатомиздат, 1989. 128 с.
9. Outlook 2009 European Heat Pump Statistics. Brussels: EHPA, 2009. 65 p.
10. European Heat Pump Market and Statistics Report / EHPA. URL: <http://www.ehpa.org/about/news/article/european-heat-pump-market-and-statistics-report-soon-available> (дата обращения: 08.12.2014).
11. Соколов Е. Я., Бродянский В. М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. М.: Энергоиздат, 1981. 320 с.
12. Клепанда А. С., Филиппов Е. Б., Черепенников Г. Б., Пашко П. В. Использование наружного воздуха в качестве источника низкопотенциальной теплоты для тепловых насосов // Холодильная техника. 1994. № 5. С. 27–29.
13. Баранников Н. М., Аронов Е. В. Расчет установок и теплообменников для утилизации вторичных энергоресурсов. Красноярск: Издательство Красноярского университета, 1992. 364 с.
14. Быков А. В., Калнинь И. М., Крузе А. С. Холодильные машины и тепловые насосы: повышение эффективности. Минск: Агропромиздат, 1988. 287 с.
15. Данилова Г. Н., Богданов С. Н., Иванов О. П. [и др.]. Теплообменные аппараты холодильных установок. Л.: Машиностроение, 1986. 303 с.
16. Гопин С. Р., Шавра В. М. Воздушные конденсаторы малых холодильных машин. М.: Агропромиздат, 1987. 151 с.
17. Володин В. И. Комплексный подход к расчету параметров компрессионной холодильной машины // Холодильная техника. 1998. № 2. С. 8–10.
18. Здитовецкая С. В., Володин В. И. Пакет прикладных программ для комплексного анализа компрессионных тепловых насосов // Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. Энергетика. 2009. № 5. С. 85–90.
19. Здитовецкая С. В., Володин В. И. Метод расчета пароконденсационных трансформаторов теплоты // Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. Энергетика. 2012. № 5. С. 76–82.
20. Быков А. В., Бежанишвили Э. М., Калнинь И. М. Холодильные компрессоры. М.: Колос, 1992. 302 с.
21. Научно-прикладной справочник по климату СССР. Л.: Гидрометеиздат, 1987. Сер. 3, вып. 7. 303 с.

References

1. *Respublikanskaya programma energosberezheniya na 2011–2015 gody* [Republican program of energy saving for 2011–2015 years]. Available at: <http://www.energoeffekt.gov.by/programs/basic-documents/191-20112015-24122010-1882.html> (accessed 05.12.2014).
2. *Natsionalnaya programma razvitiya mestnykh i vozobnovlyayemykh energoistochnikov na 2011–2015 gody* [National development program of local and renewable energy sources for 2011–2015 years]. Available at: <http://www.levonevski.net/pravo/norm2013/num09/d09689.html> (accessed: 05.12.2014).
3. Zhidovich I. S. Resource saving heat supply systems in cities. *Arhitektura i stroitelstvo Belarusi* [Architecture and buildings in Belarus], 1994, no. 3, pp. 11–14 (in Russian).
4. Zhidovich I. S. *Primenenie teplovykh nasosov v sistemah teplosnabzheniya i goryachego vodosnabzheniya mnogokvartirnogo zhilogo fonda na printsipah energosberezheniya* [Using of heat pump in heat and hot water supply systems in multiroom housing on the principle of energy saving]. Minsk, 2014. 20 p.
5. Vasil'ev L. L. Prospects for employing heat pumps in the Republic of Belarus. *Inzheneno-Fizicheskii Zhurnal* [Journal of Engineering Physics and Thermophysics], 2005, vol. 78, no. 1, pp. 23–34 (in Russian).
6. Protsenko V. P. Problems of using of heat pump plants in district heating system. *Energeticheskoe stroitelstvo* [Energy building], 1994, no. 2, pp. 29–34 (in Russian).
7. Kalnin' I. M. Using of heat pumps for heat supply. *Energeticheskoe stroitelstvo* [Energy building], 1994, no. 8, pp. 42–47 (in Russian).
8. Yantovskiy E. I., Levin L. A. *Promyshlennyye teplovyye nasosy* [Industrial heat pumps]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1989. 128 p.
9. Outlook 2009 European Heat Pump Statistics. Brussels, EHPA, 2009. 65 p.
10. European Heat Pump Market and Statistics Report. EHPA. Available at: <http://www.ehpa.org/about/news/article/european-heat-pump-market-and-statistics-report-soon-available> (accessed: 08.12.2014).
11. Sokolov E. Ya., Brodyanskiy B. M. *Energeticheskie osnovy transformatsii tepla i protsessov ohlazhdeniya* [Energy fundamentals of heat transformation and cooling processes]. Moscow, Energoizdat Publ., 1981. 320 p.
12. Klepanda A. S., Fillipov E. B., Cherepennikov G. B., Pashko P. V. Using of outside air as a source of low-grade heat for heat pumps. *Kholodilnaya tekhnika* [Refrigerating engineering], 1994, no. 5, pp. 27–29 (in Russian).

13. Barannikov N. M., Aronov E. V. *Raschet ustanovok i teploobmennikov dlya utilizatsii vtorichnykh energoresursov* [Calculation of plants and heat exchangers for utilization of secondary energy resources]. Krasnoyarsk, Izdatelstvo Krasnoyarskogo universiteta Publ., 1992. 364 p.
14. Bykov A. V., Kalnin' I. M., Kruze A. S. *Holodilnyye mashiny i teplovyye nasosy: povyisheniye effektivnosti* [Cooling machines and heat pumps: efficiency upgrading]. Moscow, Agropromizdat Publ., 1988. 287 p.
15. Danilova G. N., Bogdanov S. N., Ivanov O. P., Mednikova M. N., Kramskoy E. I. *Teploobmennyye apparaty holodilnykh ustanovok* [Heat-exchange apparatus of cooling plants]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1986. 303 p.
16. Gopin S. R., Shavra V. M. *Vozdushnyye kondensatory malyykh kholodilnykh mashin* [Air condensers of small cooling machines]. Moscow, Agropromizdat Publ., 1987. 151 p.
17. Volodin V. I. Complex approach on calculating of parameters of compressor cooling machine. *Kholodilnaya tekhnika* [Refrigerating engineering], 1998, no. 2, pp. 8–10 (in Russian).
18. Zditovetskaya S. V., Volodin V. I. Pack of applied programs for complex analysis of thermo-compressors. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy i energeticheskikh ob'edineniy. Energetika* [Proceedings of the higher education institutions and power engineering associations. Power engineering], 2009, no. 5, pp. 85–90 (in Russian).
19. Zditovetskaya S. V., Volodin V. I. Calculation method of vapor compression transformer of heat. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy i energeticheskikh ob'edineniy. Energetika* [Proceedings of the higher education institutions and power engineering associations. Power engineering], 2012, no. 5, pp. 76–82 (in Russian).
20. Bykov A. V., Bezhanishvili E. M., Kalnin' I. M. *Kholodilnyye kompressory* [Cooling compressors]. Moscow, Kolos Publ., 1992. 302 p.
21. *Nauchno-prikladnoy spravochnik po klimatu SSSR* [Scientific and applied handbook of USSR climate]. Leningrad, Gidrometeoizdat Publ., 1987. Series 3, issue 7. 303 p.

Информация об авторах

Володин Виктор Иванович – доктор технических наук, профессор кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: volvic@mail.ru

Кунтыш Владимир Борисович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: alk2905@mail.ru

Филатов Святослав Олегович – ассистент кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: filatau.sviataslau@gmail.com

Information about the authors

Valodzin Viktor Ivanavich – D. Sc. Engineering, professor, Department of Energy Saving, Hydraulic and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: volvic@mail.ru

Kuntyshev Vladimir Borisovich – D. Sc. Engineering, professor, Department of Energy Saving, Hydraulic and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: Alk2905@mail.ru

Filatau Sviataslau Alehavich – assistant, Department of Energy Saving, Hydraulic and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: filatau.sviataslau@gmail.com

Поступила 22.03.2015