

УДК 628.8, 621.577

Эксергетический анализ теплонасосных установок для различных климатических условий

Канд. техн. наук А. А. МАЛЫШЕВ¹, канд. техн. наук Ю. В. ТАТАРЕНКО², В. С. КИРЕЕВ³

¹malyshev46@list.ru, ²lavrtat@mail.ru, ³kireev.vladislav@yandex.ru

Университет ИТМО

Выполнен эксергетический анализ теплового насоса для климатических условий Северо-Западных районов европейской части России. Установлены зависимости между характеристиками отдельных элементов теплового насоса и общими характеристиками тепловых насосов. Произведен анализ влияния на работоспособность теплонасосных установок температуры окружающей среды; температуры конденсации; температуры источника низкопотенциальной теплоты. Выявлены изменения термодинамических показателей теплового насоса при понижении температуры окружающей среды от 0 °С до –15 °С. Наблюдается уменьшение производительности в 2 раза, уменьшение коэффициента трансформации в 1,4 раза, увеличение общего эксергетического КПД на 18%. Определены работоспособность и коэффициенты полезного действия установки в целом, а также компрессора, конденсатора, испарителя и терморегулирующего вентиля. Результаты проведенного исследования могут быть использованы для повышения эффективности работы тепловых насосов.

Ключевые слова: тепловой насос, эксергетический анализ, температура конденсации, температура окружающей среды, температура низкопотенциального источника, КПД, отопительный коэффициент, работоспособность.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 16.01.2019, принята к печати 05.03.2019

DOI: 10.17586/1606-4313-2019-18-1-22-28

Язык статьи — русский

Ссылка для цитирования:

Малышев А. А., Татаренко Ю. В., Киреев В. С. Эксергетический анализ теплонасосных установок для различных климатических условий // Вестник Международной академии холода. 2019. № 1. С. 22–28.

Exergetic analysis of heat pump units for various climate conditions

Ph. D. A. A. MALYSHEV¹, Ph. D. Yu. V. TATARENKO², V. S. KIREEV³

¹malyshev46@list.ru, ²lavrtat@mail.ru, ³kireev.vladislav@yandex.ru

ITMO University

The article deals with exergetic analysis of a heat pump for climate of Russian North-West. The dependencies between the parts of the pump and its general characteristic are shown. The influence of ambient temperature, condensation temperature, and low-grade heat source on the working efficiency of heat pump units is analyzed. The changes in thermodynamic characteristics of the heat pump at ambient temperature decreasing from 0 °C to –15 °C are identified. The coefficient of performance is seen to decrease two times, the coefficient of transformation — by 1.4 times; overall exergetic coefficient of performance increases by 18%. Working efficiency and coefficient of performance of the unit in general, and the ones of compressor, compensator, evaporator and thermal expansion valve are determined. The results of the research are of use for increasing efficiency of heat pumps.

Keywords: heat pump, exergetic analysis, condensation temperature, ambient temperature, low-grade heat source temperature, coefficient of performance, heating coefficient, working efficiency.

Article info:

Received 16/01/2019, accepted 05/03/2019

DOI: 10.17586/1606-4313-2019-18-1-22-28

Article in Russian

For citation:

Malyshev A. A., Tatarenko Yu. V., Kireev V. S. Exergetic analysis of heat pump units for various climate conditions. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2019. No 1. p. 22–28.

Введение

Тепловые насосы (ТН) являются энергоэффективными термотрансформаторами, использующими, как традиционные, так и возобновляемые энергетические ресурсы. Применение ТН обеспечивает энергосбережение, эконо-

мическую выгоду и положительный экологический эффект путем сокращения выбросов CO₂ в атмосферу [1–4].

Преимуществами теплонасосных установок (ТНУ) являются универсальность по виду используемой энергии и широкий диапазон мощностей, включая малые и средние ТЭЦ [2].

Согласно данным работы [5], теплонаносные установки наиболее эффективны для децентрализованных систем теплоснабжения вблизи источников генерации энергии и в первую очередь в коттеджах. В этих случаях исключается электрообогрев (как дополнительное средство к ТНУ), при котором потребление энергии в 3–4 раза превышает энергопотребление ТНУ. В настоящее время, как показывает практика, теплонасосные установки относятся к числу наиболее динамично развивающихся областей энергетики [6–8]. Мировые продажи тепловых насосов «воздух-вода» составляют более 1,8 млн шт. [1]. Объем мирового рынка ТН всех типов в стоимостном выражении оценивается более чем в 10 млрд \$. По России прогноз объема рынка парокомпрессорных тепловых насосов (ПКТН) на 2030 год — момент окончания реализации, текущей «Энергетической стратегии» — 11000–15000 шт. (500–700 МВт).

Авторами статей [9–11] приводятся результаты комплексного анализа ТН и их сопоставление с котельными системами, а также эффективное совмещение тепловых насосов с электрообогреваемыми котлами. Показано, что с учетом среднероссийских затрат на выработку электроэнергии, годовое топливопотребление системы «ПКТН+электрокотел» будет меньше, чем у традиционной котельной, при условии, что отопительный коэффициент теплового насоса будет не менее 4,0, а также при том, что не менее 65% покрытия годовой тепловой нагрузки будет обеспечиваться ТН.

В литературном источнике [9] использован эксергетический подход к анализу действительных циклов ТНУ. На основе проведенного анализа разработан метод повышения эффективности ПКТН с температурами водных источников низкопотенциальной теплоты выше 5 °С.

В работах [12], [13] проанализирована эффективность теплонасосных установок с использованием возобновляемых источников энергии (ВИЭ). Рассматриваются энергии солнца и ветра, а также теплота грунта, сформирована концепция применения ВИЭ, актуальных для юга России.

В большинстве работ, посвященных исследованию эффективности тепловых насосов, рассматривается область положительных температур источников низкопотенциальной теплоты. При этом значительный интерес представляют данные о работе ТНУ при отрицательных температурах.

Работа при отрицательных температурах часто связывается с применением воздушных ТНУ поскольку в этих случаях затрудняется использование воды, как источника низкопотенциальной теплоты. При этом воздушные тепловые насосы имеют фактор сезонной загрузки в среднем на 10–30% ниже, чем при использовании водяных тепловых насосов [14], что ограничивает их применение. Воздушные ТН нередко рассматриваются, как альтернатива геотермальным тепловым насосам и в качестве преимущества первых отмечается отсутствие потребности в выполнении дорогостоящих буровых работ [15].

Анализ литературных источников показал, что:

- значение тепловых насосов в энергетике постоянно возрастает;
- расширяется область использования ТНУ, в том числе и в северных регионах;

— эффективность ТНУ чаще всего оценивается методами, основанными на анализе интегральных термодинамических и технико-экономических показателей;

Для дальнейшего развития технологий, связанных с использованием тепловых насосов, помимо анализа интегральных показателей, необходимо производить оценку эффективности отдельных узлов ТНУ в зависимости от их типов, внешних условий и поставленных задач.

Представляется, что для такой оценки вполне обоснованным является использование эксергетического метода анализа термодинамических систем.

Эксергетический анализ применялся в работе [17] при рассмотрении энергетического комплекса ТЭЦ — ТНУ. Было показано значительное повышение общей эффективности за счет применения теплонаносной установки.

Цель работы и условия испытания

Целью работы является анализ влияния на работоспособность ТНУ и ее отдельных элементов следующих параметров:

- температуры окружающей среды $t_{o,c}$;
- температуры конденсации t_k ;
- температуры источника низкопотенциальной теплоты t_s .

Для расчетов были приняты следующие исходные данные:

- теплопроизводительность $Q_k = 10$ кВт;
- в качестве низкопотенциального источника теплоты использована вода Финского залива с расчетной температурой $t_{s1} = 5$ °С;
- средняя температура воздуха в помещении $t_n = 22$ °С при подводе теплоты через ограждения;
- разность температуры конденсации и средней температуры воздуха в помещении варьировалась в пределах $\Delta T_{кн} = T_k - T_n = (12 \div 28)$ К;
- разность температур наружного воздуха и кипения хладагента в испарителе была принята равной $\Delta T_{исп} = T_{o,c} - T_0 = 7$ К; $\Delta T_{исп} = 10$ К;
- температура наружного воздуха (окружающей среды) изменялась диапазоне $t_{oc} = (-5 \div -25)$ °С
- рабочее вещество R134a.

Цикл парокомпрессорного теплового насоса представлен на рис. 1.

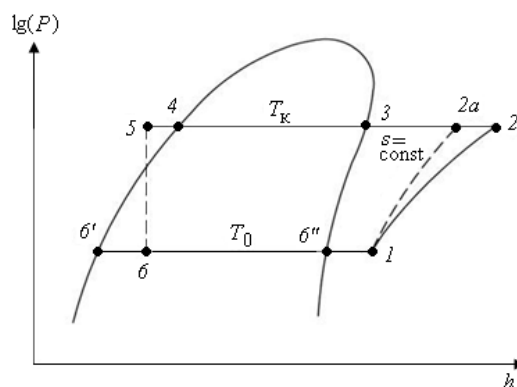


Рис. 1. Цикл парокомпрессорного теплового насоса
Fig. 1. Vapour compression heat pump cycle

Обсуждение результатов

Результаты анализа влияния температуры окружающей среды на термодинамические показатели процессов ТНУ и ее основных элементов при указанных условиях сведены в табл. 1 и представлены в виде графических зависимостей (рис. 2 и 3).

Из полученных результатов видно, что основные потери наблюдаются в конденсаторе. Причиной является выбор принятого способа отвода теплоты конденсации в помещение. Для теплового насоса увеличение термического сопротивления со стороны воздуха приводит к повышению температуры конденсации хладагента и ухудшению термодинамических показателей ТНУ. Для рассмотренных условий отопительный коэффициент составил $\mu=3,51$.

Уменьшение разности температур между воздухом и конденсацией, снизит необратимые потери и повысит

эффективность теплового насоса в целом. Это может быть достигнуто, как за счет развития поверхности теплообмена, так и путем интенсификации теплообмена со стороны нагреваемого воздуха.

Для выбора наиболее целесообразного направления повышения эффективности конденсатора необходимо провести оценку степени влияния разности температур в конденсаторе на термодинамические показатели системы. Помимо этого, обращает внимание резкое снижение эксергетического КПД испарителя при понижении температуры окружающей среды (рис. 3). Это объясняется «обесцениванием» эксергии при приближении температуры окружающей среды к температуре низкопотенциального источника. Выравнивание температур окружающей среды и низкопотенциального источника является предельным случаем, при котором термодинамический КПД испарителя равен нулю.

Таблица 1

Влияние температуры окружающей среды на величину эксергетических потерь процессов в элементах ТНУ

Table 1

The influence of ambient temperature on exergetic losses of the processes in heat pump unit

Наименование элементов ТНУ	Температура окружающей среды, °С				
	-5	-10	-15	-20	-25
Компрессор $DEx_{км} = N_{эл} - \Delta Ex_{км}$, кВт	0,72	0,71	0,70	0,68	0,67
Конденсатор $DEx_{кд} = [Ex_{кд}] - \Delta Ex_{кд}$, кВт	0,79	0,78	0,76	0,75	0,73
Испаритель $DEx_{и} = [\Delta Ex_s] - \Delta Ex_{и}$, кВт	0,13	0,13	0,12	0,12	0,12
Терморегулирующий вентиль $DEx_{рв} = [\Delta Ex_{рв}]$, кВт	0,34	0,33	0,32	0,32	0,31

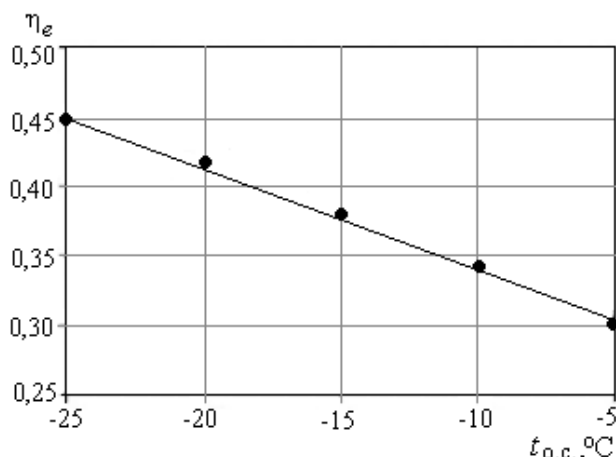


Рис. 2. График зависимости общего эксергетического КПД теплового насоса от температуры окружающей среды
Fig. 2. The dependence of overall exergetic coefficient of performance of heat pump on ambient temperature

1. Влияние разности температур в конденсаторе

Следует отметить, что при использовании средних температур в помещении $T_{п}$ потери в конденсаторе включают в себя две составляющие:

- действительные потери в конденсаторе;
- потери при смешении воздуха с разной температурой в объеме помещения.

При интенсивных способах отвода теплоты в конденсаторах (с принудительной циркуляцией воздуха) целесообразно разделить эти потери. При этом приходится выполнить анализ с учетом существующих Норм и Правил по допустимой разности температур подаваемого и уходящего из помещений воздуха. Эта задача является многопараметричной и требует конкретизации объекта. Принято решение: для общей оценки не разделять указанные составляющие потерь и выполнить анализ влияния на термодинамические показатели разности температур конденсации и средней температуры воздуха в помещении при одной температуре окружающей среды $t_{oc} = -10$ °С. Остальные независимые параметры приняты тождественными [18].

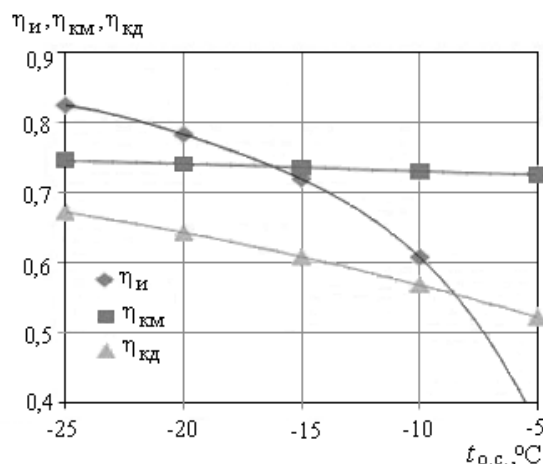


Рис. 3. График зависимости эксергетического КПД процессов в элементах теплового насоса от температуры окружающей среды
Fig. 3. The dependence exergetic coefficient of performance in the components of heat pump on ambient temperature

Результаты анализа влияния разности температур в конденсаторе на величину эксергетических потерь ТНУ приведены в табл. 2.

Из проведенного расчета следует, что снижение разности температур $\Delta T_{\text{кп}}$ с 28 К до 12 К приводит:

- к увеличению производительности теплового насоса на 16% при одновременном снижении потребляемой мощности на 16%;
- к увеличению отопительного коэффициента на 39%;
- к увеличению общего эксергетического КПД теплового насоса на 29%.

2. Влияние температуры низкопотенциального источника на эффективность ТНУ

В качестве источника низкопотенциальной теплоты принят наружный воздух. В настоящее время, многими производителями выпускаются установки для кондиционирования бытовых, административных и производственных помещений с агрегатами, обеспечивающими работу по циклам как холодильной машины, так и теплового насоса с воздушными конденсаторами и испарителями. Для сокращения общеизвестных недостатков работы таких агрегатов в периоды года с отрицательной температурой, производители используют, в зависимости от условий применения, различные технические решения (рекуперацию теплоты вентиляционных выбросов, рециркуляцию воздуха, комбинированный теплоподвод и др.).

Вариант агрегатов теплового насоса без применения указанных решений приводит к наименьшей термодинамической эффективности. Вместе с тем, типично такое исполнение агрегатов с принудительной циркуляцией воздуха в испарителе и конденсаторе и целесообразно выполнить термодинамический анализ для этих условий.

Влияние $\Delta T_{\text{кп}}$ на термодинамический КПД компрессора и конденсатора представлено на рис. 4 и 5.

Выполненный анализ отражает значительное влияние $T_{\text{о.с}}$ на общие термодинамические показатели теплового насоса. При понижении $T_{\text{о.с}}$ от 0 °С до -15 °С, $\Delta T_{\text{исп}} = 7$ К и $\Delta T_{\text{исп}} = 10$ К, термодинамические показатели изменяются соответственно:

- производительность уменьшается в 2 раза;
- коэффициент трансформации уменьшается в 1,4 раза;
- общий эксергетический КПД увеличивается на 18% (см. рис. 6).

Циклы теплового насоса и холодильной машины являются обратными, для которых увеличение разности температур кипения и конденсации приводит к возрастанию внутренних термодинамических потерь цикла, уменьшению мощностей: холодильной испарителя или тепловой конденсатора, коэффициентов холодильного и отопительного. При этом конкретные решения отдельных элементов оборудования могут влиять на характер изменения эксергетического КПД, обеспечивая его изменения в любом направлении, включая и наличие оптимума на определенном режиме. Единственным его принципиальным отличием для теплового насоса, в сравнении с холодильной машиной, является приведенный ниже факт. Для холо-

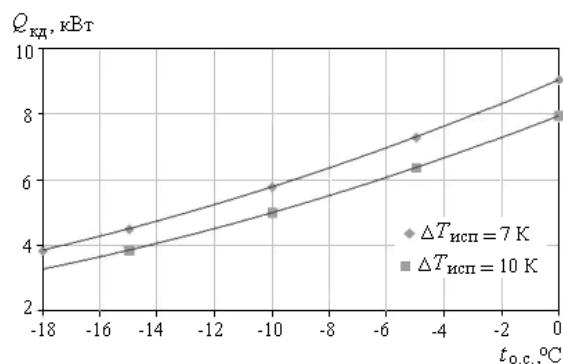


Рис. 4. График зависимости теплопроизводительности теплового насоса от температуры окружающей среды

Fig. 4. The dependence of heat output on ambient temperature

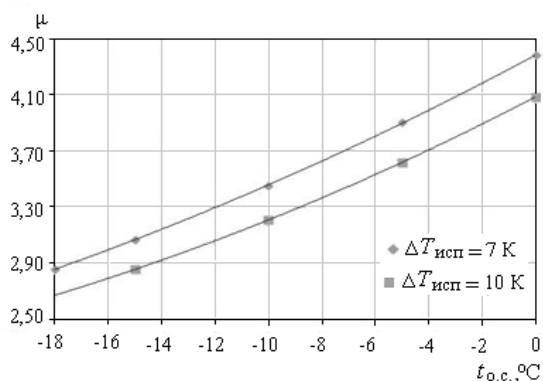


Рис. 5. График зависимости отопительного коэффициента теплового насоса от температуры окружающей среды

Fig. 5. The dependence of heating coefficient on ambient temperature

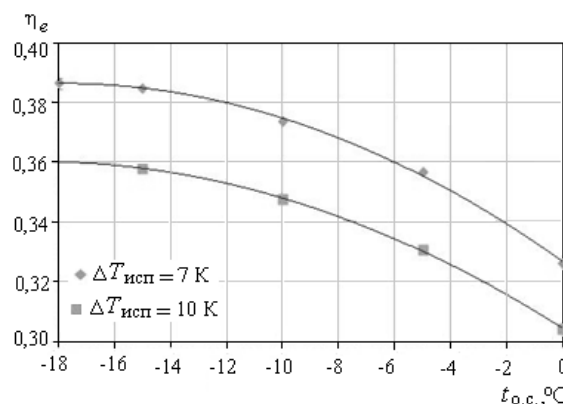


Рис. 6. График зависимости эксергетического КПД теплового насоса от температуры окружающей среды

Fig. 6. The dependence of exergy coefficient of performance on ambient temperature

дильной машины любая термодинамическая потеря приводит к уменьшению эксергетического КПД.

Для теплового насоса внутренние потери приводят к увеличению тепловой мощности, подводимой в помещение конденсатором и имеющей эксергетический потенциал относительно окружающей среды (наружного воздуха).

Таблица 2

Результаты анализа влияния разности температур в конденсаторе на величину эксергетических потерь ТНУ

Table 2

The influence of temperature difference in compensator on exergetic losses in heat pump unit

Наименование	Значение				
Разность температур конденсации и средней температуры воздуха в помещении $\Delta T_{кп} = T_k - T_{п}$, К	12	16	20	24	28
Температура окружающей среды $t_{о.с}$, °С	-20				
Средняя температура в помещении $t_{п}$, °С	22				
Температура кипения t_0 , °С	-2				
Температура конденсации t_k , °С	34	38	42	46	50
Тепловая нагрузка на испаритель Q_0 , кВт	8,88	8,37	7,85	7,33	6,80
Теплопроизводительность $Q_{кп}$, кВт	10,99	10,59	10,18	9,75	9,46
Мощность, потребляемая компрессором $N_{эл}$, кВт	2,22	2,34	2,46	2,56	2,65
Отопительный коэффициент μ	4,95	4,53	4,14	3,81	3,57
Массовый расход хладагента M_a , кг/с	0,056	0,055	0,054	0,053	0,051
<i>Испаритель</i>					
Температура воды на входе в испаритель t_{s1} , °С	5	5	5	5	5
Температура воды на выходе из испарителя, t_{s2} , °С	2	2	2	2	2
Массовый расход воды в испарителе $M_s = Q_0 / c_s (T_{s1} - T_{s2})$, кг/с	0,704	0,664	0,623	0,581	0,539
Средняя теплоемкость хладоносителя c_s , кДж/(кг·К)	4,200	4,200	4,200	4,200	4,200
Изменение удельной эксергии воды $\Delta ex_s = c_s (T_{s2} - T_{s1}) - T_{о.с} \ln(T_{s2} / T_{s1})$, кДж/кг	-0,615	-0,615	-0,615	-0,615	-0,615
Изменение эксергии потока воды $Ex_s = M_s \cdot \Delta ex_s$, кВт	-0,433	-0,408	-0,382	-0,357	-0,331
Изменение удельной эксергии потока хладагента $\Delta Ex_{и} = (h_1 - h_6) - T_{о.с} (S_1 - S_6)$, кДж/кг	4,627	4,455	4,281	4,104	3,924
Изменение эксергии потока хладагента $Ex_{и} = M_a \cdot \Delta ex_{и}$, кВт	0,263	0,248	0,232	0,217	0,201
Потеря эксергии в испарителе $DEx_{и} = \Delta Ex_s - \Delta Ex_s$, кВт	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13
Эксергетический КПД испарителя $\eta_{и} = \Delta Ex_{и} / \Delta Ex_s$	0,60712	0,60740	0,60765	0,60778	0,60797
<i>Компрессор</i>					
Изменение удельной эксергии потока хладагента $\Delta ex_{км} = (h_2 - h_1) - T_{о.с} (S_2 - S_1)$, кДж/кг	27,171	29,844	32,480	35,091	37,670
Изменение эксергии потока хладагента $\Delta Ex_{км} = M_a \Delta ex_{км}$, кВт	1,544	1,661	1,766	1,858	1,936
Потеря эксергии в компрессоре $Ex_{км} = N_{эл} - \Delta Ex_{км}$, кВт	0,676	0,679	0,694	0,702	0,714
Эксергетический КПД компрессора $\eta_{км} = \Delta Ex_{км} / N_{эл}$	0,696	0,710	0,718	0,726	0,731
<i>Терморегулирующий вентиль</i>					
Изменение удельной эксергии потока хладагента $\Delta ex_{рв} = (-T_{о.с} (S_6 - S_5))$, кДж/кг	-3,058	-3,796	-4,615	-5,518	-6,507
Потеря эксергии в терморегулирующем вентиле $DEx_{рв} = \Delta Ex_{рв}$, кВт	0,174	0,211	0,251	0,292	0,334
Эксергетический КПД терморегулирующего вентиля	0				
<i>Конденсатор</i>					
Изменение удельной эксергии потока хладагента $\Delta ex_{кд} = (h_5 - h_2) - T_{о.с} (S_5 - S_2)$, кДж/кг	-28,741	-30,503	-32,147	-33,677	-35,087
Изменение эксергии потока хладагента $\Delta Ex_{кд} = M_a \Delta ex_{кд}$, кВт	-1,634	-1,698	-1,748	-1,784	-1,803
Поток эксергии, передаваемой в помещении $\Delta Ex_{кп} = Q_{кд} (1 - T_{о.с} / T_{п})$, кВт	1,192	1,148	1,104	1,057	1,026
Потеря эксергии в конденсаторе $DEx_{кд} = \Delta Ex_{кд} - \Delta Ex_{кп}$, кВт	0,44	0,55	0,64	0,73	0,78
Эксергетический КПД конденсатора $\eta_{кд} = \Delta Ex_{кп} / \Delta Ex_{кд}$	0,729	0,676	0,632	0,593	0,569
<i>Общие показатели</i>					
Эксергетический поток в помещение $\Delta Ex_{кп}$, кВт	1,192	1,148	1,104	1,057	1,026
Общая подведенная эксергия $\Delta Ex_{общ} = N_{эл} + \Delta Ex_s$, кВт	2,653	2,748	2,843	2,918	2,982
Эксергетический КПД системы $\eta_{общ} = \Delta Ex_{кп} / \Delta Ex_{общ}$	0,449	0,418	0,388	0,362	0,344
Общие термодинамические потери $DEx_{общ} = \Delta Ex_{общ} - \Delta Ex_{кп}$, кВт	1,462	1,600	1,739	1,861	1,956
<i>Относительные составляющие термодинамических потерь</i>					
В испарителе $\Omega_{и} = DEx_{и} / DEx_{общ}$	0,116	0,100	0,086	0,075	0,066
В компрессоре $\Omega_{км} = DEx_{км} / DEx_{общ}$	0,462	0,424	0,399	0,377	0,365
В терморегулирующем вентиле $\Omega_{рв} = DEx_{рв} / DEx_{общ}$	0,119	0,132	0,144	0,157	0,171
В конденсаторе $\Omega_{кд} = DEx_{кд} / DEx_{общ}$	0,302	0,344	0,370	0,390	0,398

Как отмечалось, вариант применения внешнего низкопотенциального источника с температурой выше $T_{o,c}$ более целесообразен. Результаты его сравнения с выше приведенными данными при использовании воды с температурой $T_{sl}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $\Delta T_{исп}=7\text{ K}$, наружного воздуха с температурой $T_{o,c}=-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $\Delta T_{исп}=10\text{ K}$ при прочих равных условиях:

- увеличение производительности на 77%;
- увеличение коэффициента трансформации на 54%;
- увеличение общего эксергетического КПД на 29%.

Принятые разности температур в аппаратах близки к, рекомендуемому в промышленных теплообменных аппаратах, тепловым насосам.

Для варианта подвода в испарителе теплоты от наружного воздуха в диапазоне температур от $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, при уменьшении разности температур $\Delta T_{исп}$ с 10 K до 7 K аналогичные показатели составят:

- увеличение производительности на $14\div 17\%$,
- увеличение коэффициента трансформации на $7\div 8\%$,
- увеличение общего эксергетического КПД на $7\div 8\%$.

Литература

1. Бараненко А. В. Итоги работы МАХ в 2017–2018 годах // Вестник Международной академии холода. 2018. № 2. С. 4–12.
2. Калнинь И. М. Перспективы применения тепловых насосов // Холодильная техника. 1994. № 1. С. 4–8.
3. Калнинь И. М., Савицкий А. И., Пустовалов С. Б. Тепловые насосы нового поколения // Холодильная техника. 2007. № 1. С. 46–50.
4. Калнинь И. М., Савицкий А. И. Тепловые насосы вчера, сегодня, завтра // Холодильная техника. 2000. № 10. С. 2–6.
5. Проценко В. П. Проблемы использования теплонасосных установок в системах городского теплоснабжения // Энергетическое строительство. 1994. № 2. С. 29–34.
6. Baier P., Pietrucha U. District heating and district cooling with large centrifuge chiller-heat pumps // Proc. 10th international Symposium on District heating and cooling. 3–5 September 2006, Hanover, Germany. 8 p.
7. Jogg M. History of Heat Pumps. Swiss Contributions and International Milestones. Oberburg: Process and Energy Engineering CH-3414, Switzerland, 2008. 114 p.
8. Елистратов С. Л. Комплексное исследование эффективности тепловых насосов. Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. Новосибирск, 2011.
9. Накоряков В. Е., Елистратов С. Л. Экологические аспекты применения парокомпрессионных тепловых насосов // Известия РАН. Энергетика. 2007. № 4. С. 76–83.
10. Елистратов С. Л. Оценка границ технико-экономической эффективности применения тепловых насосов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». 2009. № 15. С. 72–78.
11. Елистратов С. Л., Бивалькевич А. И., Карнев Н. В., Шварц В. М. Технико-экономическое обоснование применения тепловых насосов для теплоснабжения водохозяйственных объектов // Водоснабжение и санитарная техника. 2009. № 3. С. 59–63.
12. Папин В. В. Микроэнергетический комплекс на базе влажно-паровой турбины, солнечного коллектора и теплового

Выводы

1. Проведенным исследованием установлены количественные закономерности влияния на термодинамическую эффективность теплового насоса с поршневым компрессором и его элементов параметров низкопотенциальных источников теплоты (наружного воздуха и внешнего с ненулевым эксергетическим потенциалом), разностей температур в процессах теплообмена при отрицательных температурах окружающей среды.

2. Для выбранного компрессора, при всех рассмотренных режимах, характерен рост общего эксергетического КПД теплового насоса при понижении температуры окружающей среды. Причины связаны с увеличением эксергетической ценности внешнего низкотемпературного источника и теплоты, подводимой в помещение при понижении $T_{o,c}$.

3. Показано принципиальное отличие влияния внутренних потерь на термодинамическую эффективность теплового насоса и холодильной машины.

4. Обоснована нецелесообразность применения в тепловых насосах аппаратов нагрева воздуха помещений, работающих в режиме естественной конвекции.

5. Результаты выполненного исследования могут быть использованы для повышения эффективности тепловых насосов.

References

1. Baranenko A. V. The Results of the work of IAR in 2017–2018. *Vestnik Mezhdunarodnoi Akademii Kholoda*. 2018. No. 2. С. 4–12. (in Russian)
2. Kalnin I. M. prospects of use of heat pump. *Kholodilnaya Tekhnika*. 1994. No. 1. P. 4–8. (in Russian)
3. Kalnin I. M., Savitsky A. I., Pustovalov S. B. Heat pumps of new generation. *Kholodilnaya Tekhnika*. 2007. No. 1. P. 46–50. (in Russian)
4. Kalnin I. M., Savitsky A. I. Heat pumps yesterday, today, tomorrow. *Kholodilnaya Tekhnika*. 2000. No. 10. Pp. 2–6. (in Russian)
5. Protsenko V. P. Problems of use of heat pump installations in systems of city heat supply. *Power construction*. 1994. No. 2. P. 29–34. (in Russian)
6. Baier P., Pietrucha U. District heating and district cooling with large centrifuge chiller-heat pumps. Proc. 10th international Symposium on District heating and cooling. 3–5 September 2006, Hanover, Germany. 8 p.
7. Jogg M. History of Heat Pumps. Swiss Contributions and International Milestones. Oberburg: Process and Energy Engineering CH-3414, Switzerland. 2008. 114 p.
8. Elistratov S. L. Comprehensive study of the efficiency of heat pumps. Abstract of the thesis for the degree of doctor of technical Sciences. Novosibirsk. 2011. (in Russian)
9. Nakoryakov V. E. Elistratov S. L. Environmental aspects of the use of vapor compression heat pumps. Proceedings of the Russian Academy of Sciences. Energy. 2007. No. 4. P. 76–83. (in Russian)
11. Elistratov S. L., Byvalkevich A. I., Kornev N. In. Schwartz V. M. Feasibility study of application of heat pumps for heating water objects. *Water supply and sanitary technique*. 2009. No. 3. P. 59–63. (in Russian)
12. Papin V. V. micro-Energy complex based on wet steam turbine, solar collector and heat pump. Abstract of the thesis for

- насоса. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Новочеркесск. 2013.
13. Бондарь Е. С. Тепловые насосы: расчет, выбор, монтаж // Сантехника, отопление, кондиционирование. 2011. № 4 (112). С. 37–62.
 14. Филиппов С. П., Ионов М. С., Дильман Н. В. Перспективы применения воздушных тепловых насосов для теплоснабжения жилых зданий в различных климатических условиях // Теплоэнергетика. 2012. № 11. С. 11–18.
 15. Боровков В. М., Аль Алавин А. А. Эксергетический анализ работы ТЭЦ совместно с тепловым насосом // Проблемы энергетики. 2006. № 7–8. С. 12–20.
 16. Малышев А. А., Киреев В. С. Эксергетический анализ теплового насоса для условий Северо-запада России // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2017. № 4 (27). С. 22–30.
 17. Галимова Л. В., Кайль В. Я., Веденева А. И. Оценка степени термодинамического совершенства на основе анализа работы действующей абсорбционной холодильной установки системы синтеза аммиака // Вестник Международной академии холода. 2015. № 4. с. 55–60.
- the degree of candidate of technical Sciences. Novocherkassk. 2013. (in Russian)
13. Bondar E. S. Heat pumps: calculation, selection, installation. *Plumbing, heating, air conditioning*. 2011. No 4 (112). P. 37–62. (in Russian)
 14. Filippov S. P., Ionov M. S., Dilman N. V. Prospects of application of air heat pumps for heat supply of residential buildings in different climatic conditions. *Heat Power Engineering*. 2012. No. 11. P. 11–18. (in Russian)
 15. Borovkov V. M., Al Alavin A. A. Exergy analysis of the CHP together with the heat pump. *Problems of energy*. 2006. No. 7–8. P. 12–20. (in Russian)
 16. Malyshev A. A., Kireev V. S. Exergy analysis of a heat pump for the North-West of Russia. *Scientific journal ITMO. Series: Refrigeration and air conditioning*. 2017. No 4 (27). P. 22–30. (in Russian)
 17. Galimova L. V., Kayl V. Ya., Vedeneva A. I. Energy saving system absorption refrigerating machine of ammonia synthesis installation: performance analysis and thermodynamic perfection evaluation. *Vestnik Mezhdunarodnoi Akademii Kholoda*. 2015. No 4. p. 55–60. (in Russian)

Сведения об авторах

Малышев Александр Александрович

к. т. н, старший научный сотрудник, доцент факультета низкотемпературной энергетики Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, malyshev46@list.ru

Татаренко Юлия Валентиновна

к. т. н, доцент, доцент факультета низкотемпературной энергетики Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, lavrtat@mail.ru

Киреев Владислав Сергеевич

магистрант, инженер факультета низкотемпературной энергетики Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, kireev.vladislav@yandex.ru

Information about authors

Malyshev Aleksander Aleksandrovich

Ph. D., Senior researcher, Associate professor of Faculty of Cryogenic Engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, malyshev46@list.ru

Tatarenko Yulia Valentinovna

Ph. D., Associate professor, Associate professor of Faculty of Cryogenic Engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, lavrtat@mail.ru

Kireev Vladislav Sergeevich

Graduate student, Engineer of Faculty of Cryogenic Engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, kireev.vladislav@yandex.ru



28th International Conference
Ecology & Safety
 28 June – 2 July 2019
 Burgas, Bulgaria
<http://www.sciencebg.net>

28 Международная конференция **Экология и безопасность**

28 июня – 2 июля 2019 г.
 Бургас, Болгария

Тематика конференции:

- Энергия, климат и глобальная безопасность в 21-ом столетии;
- Экология воздуха, почвы и воды;
- Экология человека — здоровье и безопасность;
- Гражданская оборона и борьба со стихийными бедствиями.

Topics:

- Energy, Climate and Global Security in the 21st Century;
- Ecology of Air, Soil and Water;
- Health and Safety;
- Civil Protection and Disaster Management.

Контакты (Contacts)

E-mail: ecology@sciencebg.net