

Стенд парокомпрессионного теплового насоса

© С.А. Гаранов, В.А. Воронов, Д.Ю. Заболотный, П.Ю. Журлова

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

Рассмотрен созданный стенд для проведения испытаний парокомпрессионной холодильной машины в режиме теплового насоса «вода–вода» на разных хладагентах. Подробно рассмотрены его устройство и принцип действия. Предоставлены результаты испытаний, полученные на базовом хладагенте, а также усовершенствования стенда, направленные на снижение погрешности получаемых экспериментальных данных и на обеспечение возможности проведения дальнейших испытаний на различных хладагентах, в том числе смесевых.

Ключевые слова: тепловой насос, водонагреватель, хладагент.

Введение. Тепловой насос (ТН) — устройство для переноса тепловой энергии от источника с низкой температурой к теплоносителю с более высокой температурой. Термодинамически тепловой насос аналогичен холодильной машине. Однако если в холодильной машине основной целью является производство холода путем отбора теплоты испарителем, а конденсатор осуществляет сброс теплоты в окружающую среду, то в тепловом насосе картина обратная. Конденсатор является теплообменным аппаратом, выделяющим теплоту для потребителя, а испаритель — теплообменным аппаратом, снимающим теплоту с низкопотенциального источника [1, 2].

Использование ТН для отопления, горячего водоснабжения и т.п. представляет собой альтернативу другим способам, таким, как сжигание органического топлива, широко распространенное центральное паровое или водяное отопление, электрообогрев и др. Несмотря на то что возможность использования устройств, осуществляющих обратный термодинамический цикл, для указанных целей была выявлена достаточно давно, широкое распространение ТН получил только в последнее время [3], что объясняется различными причинами. Тепловой насос в том или ином отношении уступал другому отопительному оборудованию. В настоящее время ситуация изменилась, поэтому исследования ТН представляют особый интерес.

Рассматриваемый стенд был создан на базе водоохлаждающей установки, произведенной компанией «ОСТРОВ» (модель СВМ-SM084-B), он используется в режиме вода–вода. Стенд работает по одноступенчатому холодильному парокомпрессионному циклу.

В цикле ТН в качестве хладагента применяется хладагент R22. Как видно на рис. 1, в испарителе И рабочее вещество кипит при низ-

ких значениях давления и температуры, поглощая теплоту низкотемпературного источника (холодной воды). Затем хладагент сжимается в компрессоре К, после чего в конденсаторе Кон при высоких давлении и температуре конденсируется, отдавая теплоту воде, которая может использоваться в дальнейшем для обогрева и других целей. После конденсатора хладагент попадает в ресивер Р, откуда подается в испаритель, предварительно дросселируясь в терморегулирующем вентиле ТРВ. Далее хладагент опять попадает в испаритель, и процесс кипения начинается снова. В качестве контроля и регулирования в установке предусмотрены датчики давления P1, P2, температурные датчики T1...T8, датчики расхода воды V1, V2 и регулирующие вентили PB1...PB4.

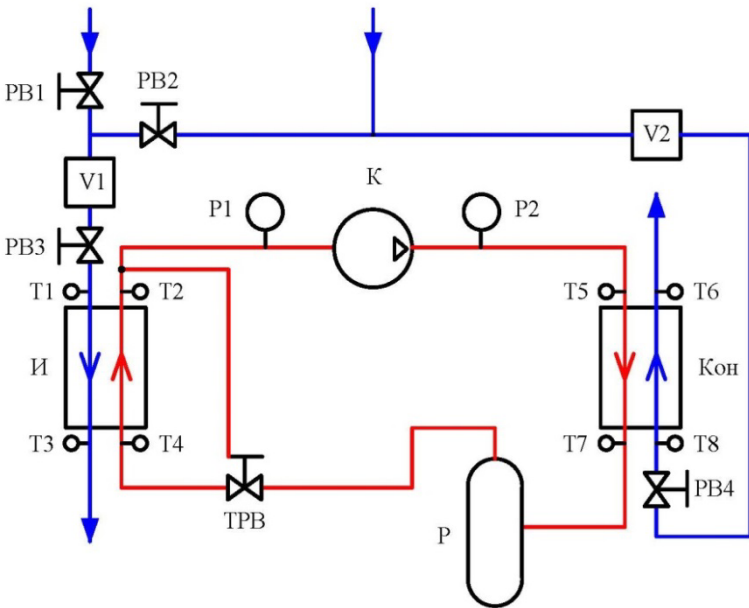


Рис. 1. Схема установки, работающей по системе вода-вода

Данный стенд используется для экспериментального определения тепловой мощности Q_T , холодопроизводительности установки Q_X , отопительного коэффициента ϵ_T , объемной производительности насоса q_v для разных хладагентов. Так как элементы установки одинаковы в разных экспериментах, а изменяется только хладагент, можно судить о характеристиках хладагента для данного цикла по измеряемым величинам на одинаковых режимах.

Моделирование данного цикла выполнено в программе HYSYS (рис. 2) на режиме 1 (табл. 1, 2), и получены зависимости температуры T от передаваемой теплоты Q в конденсаторе и испарителе (рис. 3).

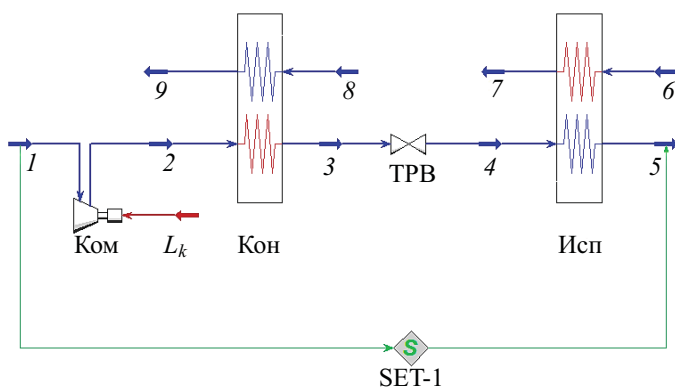


Рис. 2. Принципиальная схема установки в программе HYSYS

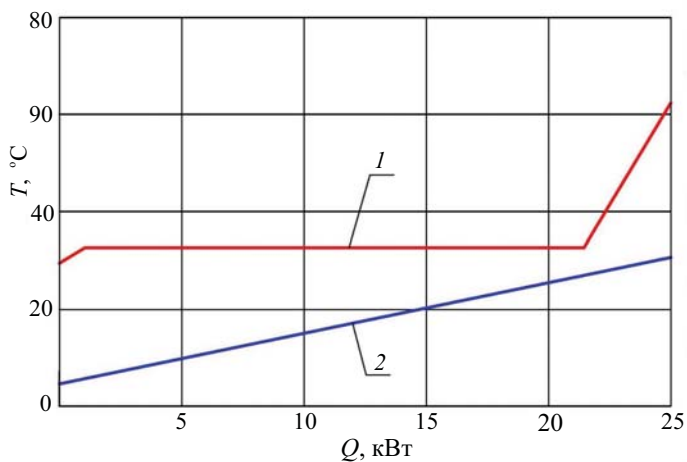
Таблица 1

Результаты измерений на различных режимах

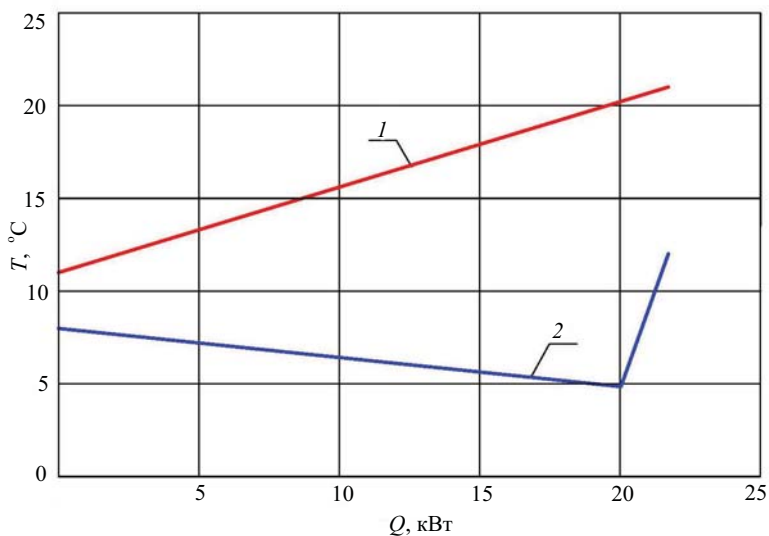
Параметр	Номер режима				
	1	2	3	4	5
Вход (вода) в испаритель, °С	21	20,9	20,5	19,4	25,8
Выход (вода) из испарителя, °С	11	11,1	11,2	8,14	9,5
Вход (вода) в конденсатор, °С	4,8	4,7	4,7	4,86	5,2
Выход (вода) из конденсатора, °С	30,8	38,5	46,3	43,1	44,2
Вход (хладагент) в испаритель, °С	8,1	9,4	10,1	7,45	9
Выход (хладагент) из испарителя, °С	12	16,5	18,1	8,78	9,1
Вход (хладагент) в конденсатор, °С	62,7	71	78,7	79	80,2
Выход (хладагент) из конденсатора, °С	29,6	35	40,5	37,7	38,6
Давление кипения, Па	$4,8 \cdot 10^5$	$4,9 \cdot 10^5$	$5,0 \cdot 10^5$	$4,5 \cdot 10^5$	$4,8 \cdot 10^5$
Давление конденсации, Па	$11,8 \cdot 10^5$	$13,8 \cdot 10^5$	$15,9 \cdot 10^5$	$14,95 \cdot 10^5$	$15,2 \cdot 10^5$
Расход на испарителе $\times 10^{-4}$, м ³ /с	5,28	5,28	5,28	4	2,94
Расход на конденсаторе $\times 10^{-4}$, м ³ /с	2,3	1,8	1,4	1,48	1,5

Результаты расчетов теплового баланса

Номер режима	$Q_{\text{х}}$, кВт	$Q_{\text{г}}$, кВт	$L_{\text{к}}$, кВт
1	22,10	25,39	3,29
2	21,60	26,78	5,18
3	20,56	24,85	4,29
4	18,98	23,86	4,88
5	19,95	24,97	5,02



а



б

Рис. 3. Расчетная зависимость температуры потоков от передаваемого тепла в конденсаторе (а) и испарителе (б):

1 — хладагент; 2 — вода

В установке используется спиральный компрессор Danfoss Performer SM084S4VA (Км) (рис. 4) со следующими характеристиками:

Номинальная холодопроизводительность, кВт	20,4
Потребляемая мощность, Вт	6,12
Объемная производительность, м ³ /ч	19,92

В качестве испарителя и конденсатора используются теплообменные аппараты CB52-30HX и CB51-20H компании Alfa Laval (рис. 5). Технические характеристики которых приведены ниже:

Рабочая температура, min/max, °C	-160/225
Максимальное рабочее давление, Па	30/30 · 10 ⁵
Максимальный расход, м ³ /ч:		
CB52-30HX	12,7/7,5
CB51-20H	8,1
Высота, мм	526
Ширина, мм	112
Материал пластин	AISI 316
Материал патрубков	AISI 316
Площадь теплообмена, м ² :		
CB52-30HX	1,4
CB51-20H	0,92



Рис. 4. Компрессор Danfoss Performer SM084S4VA

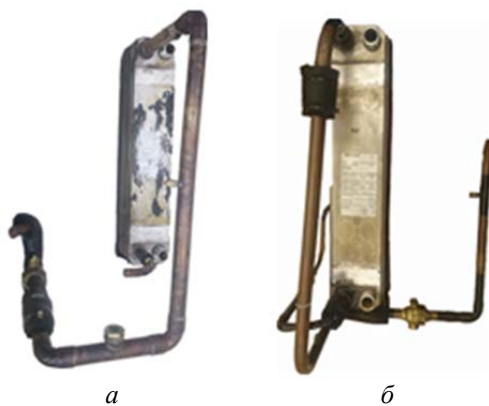


Рис. 5. Теплообменные аппараты:
а — испаритель; б — конденсатор

В качестве дроселирующего устройства в данной модификации стенда используется терморегулирующий вентиль (ТРВ) Danfoss TEX5. Он предназначен для хладагента R22, позволяет применять данное устройство в диапазоне номинальной производительности 19... 355 кВт. Что касается ресивера, то на стенде установлена модель ОСТРОВ РВ-10, объем которого составляет 10 дм³, рабочее давление — 3,30 МПа.

Измерительный блок данной научной установки включает в себя:

- измеритель-регулятор универсальный восьмиканальный ОВЕН ТРМ 138.Х-Щ7, позволяющий одновременно обрабатывать данные с восьми датчиков, а также выводить их на компьютер;

- четыре термометра сопротивления ОВЕН ДТС035-100П.В3.80, установленные на водяном контуре, проходящем через испаритель и конденсатор;

- четыре термометра сопротивления Heraeus Pt100, измеряющие температуру во фреоновом контуре;

- два манометра, один из которых измеряет давление на всасывании в компрессор, а второй — на нагнетании из компрессора;

- два счетчика воды ВСКМ90-15 для измерения расхода воды на испарителе и конденсаторе.

В ходе эксперимента были получены данные (см. табл. 1), по которым рассчитаны значения тепловой мощности Q_T и холодопроизводительности установки Q_X , а также затрачиваемая на работу компрессора мощность L_K (см. табл. 2).

Данные из табл. 2 были проверены в программе Danfoss RS+3, что позволило принять оптимальным режим № 3.

Приведем расчеты погрешности измерений.

1. Абсолютная погрешность термодатчиков на водяном контуре (по паспорту):

- датчик на входе в испаритель $\pm 0,4$ °С;
- датчик на выходе из испарителя $\pm 0,36$ °С;
- датчик на входе в конденсатор $\pm 0,32$ °С;
- датчик на выходе из конденсатора $\pm 0,53$ °С.

Произведена тарировка данных термометров по следующей методике. За эталонный термометр был взят термометр сопротивления платиновый вибропрочный эталонный ПТСВ-2-3 производства фирмы «Элемер». По паспорту абсолютная погрешность данного термодатчика составляет $\pm 0,03$ °С. Тарировка датчиков проводилась в стеклянном сосуде Дьюара в водной среде. Во время процесса тарировки испытываемый датчик всегда находился на одном уровне с эталонным. После тарировки были выявлены отклонения показаний используемых датчиков от эталонного. После этого в результате вычислен коэффициент отклонения от эталонного значения и внесен в регулятор ОВЕН ТРМ 138, благодаря чему удалось максимально приблизиться к эталонному значению (табл. 3).

Таблица 3

Показания датчиков температуры после тарировки

Датчики температуры	Показания датчиков по номерам измерений			
	1	2	3	4
Эталонный термометр	5,032	8,421	23,256	28,732
Датчик на входе в испаритель	5,114	8,504	23,198	28,711
Датчик на выходе из испарителя	5,105	8,345	23,321	28,637
Датчик на входе в конденсатор	4,971	8,408	23,259	28,695
Датчик на выходе из конденсатора	5,094	8,491	23,191	28,769

Впоследствии абсолютная погрешность используемых датчиков составляла:

- датчик на входе в испаритель $\pm 0,08$ °С;
- датчик на выходе из испарителя $\pm 0,07$ °С;
- датчик на входе в конденсатор $\pm 0,06$ °С;
- датчик на выходе из конденсатора $\pm 0,065$ °С.

2. Счетчики воды: у счетчика ВСКМ90-15 погрешность измерений расхода составляет ± 2 %.

В результате погрешность вычислений холодопроизводительности Q_X составляет $\pm 3,4$ %, а тепловой мощности Q_T $\pm 6,5$ %.

В усовершенствованной версии установки ТРВ заменен электронным регулирующим вентилем ЭРВ. Это позволит заменить стандартный фреон системы любым другим, а также смесевым хладагентом, что даст возможность исследовать их эффективность для данного цикла.

Кроме того, существенно улучшен измерительный блок с помощью замены счетчиков расходомером фирмы KROHNE (рис. 6).

На данном стенде будет использован ультразвуковой расходомер KROHNE UFM 3030, предоставленный изготовителем. Относительная погрешность измерений расхода воды в рабочем диапазоне составляет $\pm 0,5$ %, что существенно повышает точность измерений на установке и позволяет поддерживать улучшенные характеристики даже при их небольших значениях.



Рис. 6. Расходомер KROHNE UFM 3030

На основании этих параметров на стенде можно добиться погрешности ± 2 % при вычислении холодопроизводительности Q_X и $\pm 2,1$ % при определении тепловой мощности Q_T .

Использование смесевых зеотропных хладагентов, как показано в некоторых работах [3–9], позволит значительно повысить коэффициент преобразования теплового насоса, а также обеспечить возможность регулирования его производительности путем изменения состава циркулирующего хладагента [3, 10].

В дальнейшем данную конфигурацию установки планируется использовать для тестирования новых бинарных, тройных азеотропных смесей и новых чистых хладагентов с целью найти наилучший из них по характеристикам по сравнению с существующими.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Морозюк Т.В. *Теория холодильных машин и тепловых насосов*. Одесса, Студия «Негоциант», 2006, 712 с.
- [2] Быков А.В., Калнинь И.М., Крузе А.С. *Холодильные машины и тепловые насосы. Повышение эффективности*. М.: Агропромиздат, 1988, 286 с.
- [3] Radermacher R., Hwang Y. *Vapor compression heat pumps with refrigerant mixtures*. Boca Raton: Taylor and Francis, 2005, 328 p.
- [4] Kim M., Kim M. S., Kim Y. Experimental study on the performance of a heat pump system with refrigerant mixtures' composition change. *Energy*, 2004, vol. 29, no. 7, pp. 1053–1068.
- [5] Мезенцева Н.Н. Эффективность работы парокомпрессионных тепловых насосов на неазеотропных смесевых хладагентах. *Теплофизика и аэромеханика*, 2011, т. 18, № 2, с. 335–342.
- [6] Мезенцева Н.Н., Мезенцев И.В. Исследование эффективности термодинамических циклов со ступенчатым сжатием на неазеотропных хладагентах. *Современная наука: идеи, исследования, результаты, технологии*, 2013, № 2 (13), с. 56–59.
- [7] Огуречников Л.А., Мезенцева Н.Н. Неазеотропные смеси в тепловых насосах. *Альтернативная энергетика и экология*, 2008, № 7, с. 110–115.
- [8] Огуречников Л.А. Теплонасосные системы на R32 для обогрева полов. *Холод. техника*, 2013, № 6, с. 37–39.
- [9] Wei C., Shiqiang L., Yongxian G., Keyong C., Xiaohong G., Dawei T. Investigation on the thermal performance and optimization of a heat pump water heater assisted by shower waste water. *Energy and Buildings*, 2013, vol. 64, p. 172–181.
- [10] Протопопов К.В., Жиребный И.П., Гаранов С.А. Способы регулирования производительности установок кондиционирования воздуха с режимом теплового насоса. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2014, № 12 (657), с. 76–83.

Статья поступила в редакцию 23.12.2015

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Гаранов С.А., Воронов В.А., Заболотный Д.Ю., Журлова П.Ю. Стенд парокомпрессионного теплового насоса. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2016, вып. 1. URL: <http://engjournal.ru/catalog/pmce/vct/1460.html>

Гаранов Сергей Александрович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Холодильная, криогенная техника. Системы кондиционирования и жизнеобеспечения» МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: garanov-sergey@yandex.ru

Воронов Владимир Андреевич — аспирант кафедры «Холодильная, криогенная техника. Системы кондиционирования и жизнеобеспечения» МГТУ им. Н.Э. Баумана, инженер Научно-учебного комплекса «Энергомашиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: breads@mail.ru

Заболотный Денис Юрьевич — студент кафедры «Холодильная, криогенная техника. Системы кондиционирования и жизнеобеспечения» МГТУ им. Н.Э. Баумана, лаборант Научно-учебного комплекса «Энергомашиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: zabdenis1996@gmail.com

Журлова Полина Юрьевна — студентка кафедры «Холодильная, криогенная техника. Системы кондиционирования и жизнеобеспечения» МГТУ им. Н.Э. Баумана, инженер Научно-учебного комплекса «Энергомашиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: polinazhurlova@yandex.ru

Vapor compression heat pump stand

© S.A. Garanov, V.A. Voronov, D.Yu. Zabolotnyy, P.Yu. Zhurlova

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

The article considers configuration and operation principle of the stand developed for testing vapor compression refrigeration unit in the heat pump water-water mode with different refrigerants. We present the test results obtained with the base refrigerant. Stand improvements are focused on reducing error of obtained experimental data and providing the possibility of further tests with different refrigerants, including mixed ones.

Keywords: heat pump, water heater, refrigerant.

REFERENCES

- [1] Morozyuk T.V. *Teoriya kholodilnykh mashin i teplovykh nasosov* [Theory of Chillers and Heat Pumps]. Odessa, Studio “Negotsiant” Publ., 2006, 712 p.
- [2] Bykov A.V., Kalnin I.M., Kruze A.S. *Kholodilnye mashiny i teplovye nasosy. Povyshenie effektivnosti* [Chillers and Heat Pumps. Enhancing Efficiency]. Moscow, Agropromidat Publ., 1988, 286 p.
- [3] Radermacher R., Hwang Y. *Vapor compression heat pumps with refrigerant mixtures*. Taylor and Francis Publ., 2005, 328 p.
- [4] Kim M., Kim M. S., Kim Y. Experimental study on the performance of a heat pump system with refrigerant mixtures’ composition change. *Energy*, 2004, vol. 29, no. 7, pp. 1053–1068.
- [5] Mezentseva N.N. *Teplofizika i aeromekhanika — Thermophysics and Aeromechanics*, 2011, vol. 18, no. 2, pp. 335–342.
- [6] Mezentseva N.N., Mezentsev I.V. *Sovremennaya nauka: idei, issledovaniya, rezultaty, tekhnologii — Modern Science: Ideas, Researches, Results, Technologies*, 2013, vol. 2013, no. 2, pp. 56–59.
- [7] Ogurechnikov L.A., Mezentseva N.N. *Alternativnaya energiya i ekologiya — International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology*, 2008, no. 7, pp. 110–115.
- [8] Ogurechnikov L.A. Heat pump systems with R32 for floor heating. *Kholodilnaya tekhnika*, 2013, no. 6, pp. 37–39.
- [9] Wei C., Shiqiang L., Yongxian G., Keyong C., Xiaohong G., Dawei T. Investigation on the thermal performance and optimization of a heat pump water heater assisted by shower waste water. *Energy and Buildings*, 2013, vol. 64, pp. 172–181.
- [10] Protopopov K.V., Zhirebnyy I.P., Garanov S.A. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie — Proceedings of Universities. Mechanical Engineering*, 2014, no. 12 (657), pp. 76–83.

Garanov S.A., Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor of the Department of Refrigerating and Cryogenic Technology. Air Conditioning and Life Support Systems at Bauman Moscow State Technical University. e-mail: garanov-gergey@yandex.ru

Voronov V.A., postgraduate (Ph.D.) student of the Department of Refrigerating and Cryogenic Technology. Air Conditioning and Life Support Systems; an engineer at the Scientific-educational Center Power Engineering, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: breads@mail.ru

Zabolotnyy D.Yu., student of the Department of Refrigerating and Cryogenic Technology. Air Conditioning and Life Support Systems; laboratory assistant at the Scientific-educational Center Power Engineering, Bauman Moscow State Technical University.
e-mail: zabdenis1996@gmail.com

Zhurlova P.Yu., student of the Department of Refrigerating and Cryogenic Technology. Air Conditioning and Life Support Systems; an engineer at the Scientific-educational Center Power Engineering, Bauman Moscow State Technical University.
e-mail: polinazhurlova@yandex.ru