РАБОТА ВОДЯНОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА В УСЛОВИЯХ ОБРАЗОВАНИЯ ЛЬДА НА ПОВЕРХНОСТИ ТРУБКИ ИСПАРИТЕЛЯ

В.И. Максимов, А. Салум

Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
г. Томск, Россия
amer-salom@hotmail.com

Резюме: Экспериментально исследованы закономерности и характеристики образования льда на поверхности трубки испарителя теплового насоса при использовании холодной (при температуре менее 280 K) воды в качестве низкопотенциального источника энергии. В условиях работы такого теплового насоса зарегистрированы значения температуры воды в испарителе, температуры поверхности трубки испарителя, толщины слоя льда. Полученные результаты позволили сделать вывод о возможности использования водяного теплового насоса на практике в условиях частичного формирования слоя льда на поверхности трубки испарителя, при прогреве воды в конденсаторе до 313 K. Экспериментально установлено, что, при снижении начальной температуры воды в испарителе на 6 градусов, максимальное значение толщины льда, формирующегося на поверхности трубки испарителя, увеличивается на 30 %. Лед, образующийся на испарителе, после достижения максимального значения температуры воды в конденсаторе, полностью тает с течением времени. Установлена зависимость числа Нуссельта от характеристик естественно-конвекционного теплообмена при фазовом переходе.

Ключевые слова: водяной тепловой насос, температура, лёд, испаритель, теплоперенос при фазовых превращениях, конвекция.

THE WATER HEAT PUMP OPERATION UNDER FROST CONDITIONS ON THE EVAPORATOR SURFACE

V.I. Maksimov, A. Saloum

National Research Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russia
amer-salom@hotmail.com

Abstract: The conditions and characteristics of ice formation on the pipe surface of a heat pump evaporator which depends on water (at a temperature lower than 280 K) as a low-grade energy source are investigated experimentally. Under the operating conditions of this heat pump, the ice thicknesses and temperatures values at freon pipe wall and for water in the evaporator are registered. The results allowed us to make a conclusion of the possibility to use a water source heat pump in practical applications under the conditions of partial ice coverage for the evaporator surface to heat up water in a condenser to 313 K. It is established from experiments that with the decrease in water initial temperature in the evaporator by 6 degrees, the maximum value of formed ice thickness on the evaporator surface is increased by 30 %. The dependence of Nusselt number on the natural convection characteristics undergoing phase change is established.

Keywords: *water heat pump, temperature, ice, evaporator, heat transfer during phase change, convection.*

For citation: Maksimov V.I., Saloum A. The water heat pump operation under frost conditions on the evaporator surface. *Proceedings of the higher educational institutions. ENERGY SECTOR PROBLEMS*. 2019; 21(3-4):44-51. (In Russ). doi:10.30724/1998-9903-2019-21-3-4-44-51.

Введение

Тепловые насосы с низкопотенциальным водяным источником энергии обеспечивают локальное нагревание среды с высоким уровнем коэффициента преобразования (2–4) [1]. Водяной контур, по своей сути, генерирует значительную часть теплоты, необходимой для обогрева здания. Системы на основе тепловых насосов с водяным контуром функционируют достаточно эффективно, даже в условиях частичной нагрузки [2].

Температура воды в водоемах большой глубины в холодное время года выше температуры окружающего воздуха [3]. Например, средняя температура воды в озере изменяется в пределах 275–286 К при температуре окружающего воздуха 263–277 К [4]. Поэтому тепловой потенциал источников энергии для водяных тепловых насосов выше теплового потенциала энергии для воздушных тепловых насосов.

В настоящее время применение тепловых насосов, использующих теплоту грунта, в мире резко возросло [5], но их монтаж и техническое обслуживание в процессе эксплуатации представляют достаточно существенные сложности [6]. Кроме того, такие насосы оказывают отрицательное влияние на температуру почвы после длительного периода эксплуатации [7]. Еще одним из существенных недостатков данного типа тепловых насосов является относительно низкое значение теплопроводности почвы [8]. Все эти недостатки можно избежать при использовании воды в качестве источника энергии. Но в таком случае при низких температурах воды возможно формирование льда на поверхности трубки испарителя, что существенно снижает эффективность теплового насоса в целом [9].

Достаточно подробно процесс теплообмена между поверхностью спиральной трубы фреоновой контура испарителя теплового насоса и водой низкопотенциального источника изучен такими авторами, как Зу С., Ни Л., Яу У. [10, 11]. Но схема проведения эксперимента [11] предполагала, что температура поверхности трубки испарителя выше 273 К. Соответственно, лед не образуется, а влиянием вертикального и горизонтального шага трубки испарителя на интенсивность теплообмена можно пренебречь.

Установлено, что образование льда на трубке испарителя приводит к неравномерному распределению температуры по объему жидкости в камере испарителя и существенно снижает интенсивность теплообмена [12]. Результаты работы [12] позволяют выбрать режим работы теплового насоса при полном или частичном формировании слоя льда на трубке испарителя. Так, например, слой льда толщиной 0,003 м снижает тепловой поток от воды к фреону до 40 % [13]. Поддержание же температуры воды на уровне 277 К приведет к возникновению естественной конвекции и увеличению скорости роста льда на 10–50 % (в зависимости от высоты испарителя).

Целью данной работы является исследование характеристик работы теплового насоса в условиях формирования льда на трубке испарителя при использовании холодной воды в качестве низкопотенциального источника энергии, а также обоснование возможности реализации режимов функционирования теплового насоса с циклами образования льда и его плавления.

Методика исследования

Серия экспериментов выполнена с водяным тепловым насосом (ТН) (рис. 1) по методике [14]. Температура воды по высоте испарителя в окрестности трубки фреоновой

контура измерялась с использованием 15-ти термодпар, расположенных на расстоянии 0,0154 м друг от друга. Также на поверхности медной трубки фреонового контура теплового насоса было установлено 15 термодпар на расстоянии 0,23 м друг от друга по направлению движения теплоносителя.

Рис. 1. Принципиальные схемы экспериментальной установки (а) и точки установки термодпар (б): а): А – компрессор; В – манометр; С – камера конденсатора; J – фильтр; I – дроссель; L – камера испарителя; P – аналого-цифровой преобразователь; б): ромбами обозначены точки контроля температуры

Термодпары типа ХА, с размером рабочего спая около 0,001 м, подключались к 16-ти разрядному аналого-цифровому преобразователю и через сетевой адаптер – к персональному компьютеру. Прикладное программное обеспечение, разработанное в пакете *National Instruments LabVIEW*, использовалось для регистрации значений температур в режиме реального времени и обработки экспериментальных данных. Толщина слоя льда, формирующегося на поверхности трубки испарителя, фиксировалась цифровым штангенциркулем.

Температура воды вблизи поверхности водоемов, используемых для работы тепловых насосов в холодное время года, выше температуры воздуха [15]. Установлено, что средняя температура воды в озере изменяется в диапазоне 275–286 К при температуре воздуха 263–277 К [16] соответственно, поэтому начальное значение температуры воды (T_0''), омывающей испаритель ТН, составляло в первом опыте 280 К, а во втором – 286 К. Вода в конденсаторе нагревалась с температуры окружающей среды 291 К. Давление фреона в испарителе (0,2 МПа) и его расход (0,002 кг/с) были постоянными. При идентичных условиях каждый опыт повторялся три раза, с целью повышения точности измерений. Суммарная относительная систематическая погрешность всех элементов системы регистрации определения значений температур не превышала 4,6 % во всем диапазоне изменения параметров. Случайная погрешность составляла менее 5 %.

Результаты и обсуждение

Установлено, что после начала работы экспериментального стенда (водяного теплового насоса) происходило резкое падение температуры стенки трубки фреонового контура (T_1) на входе в испаритель (термодпара 1') до значения 258 К (рис. 2). Но с течением времени ($\tau \sim 1000$ с) T_1 начинало расти вследствие повышения температуры воды, омывающей конденсатор. Также после запуска теплового насоса термодпарами 2'–5' зарегистрировано снижение температуры стенки трубки фреонового контура в окрестности ввода в испаритель. Её увеличение вдоль трубки испарителя объясняется испарением фреона и перегревом его паров. По истечении 10000 с после начала эксперимента

температура поверхности трубки на входе в испаритель превышала 273 К, что приводило к плавлению льда, образовавшегося на поверхности трубки испарителя.

Рис. 2. Изменение во времени температуры наружной поверхности трубки испарителя ($T_0^{II} = 280$ К):

1', 15' – термопары на поверхности трубки на входе и выходе камеры испарителя;
2'–14' – термопары на поверхности трубки испарителя на расстоянии 0,230 м друг от друга

Также при проведении экспериментальных исследований зарегистрировано изменение температуры воды в испарителе на разной высоте (рис. 3).

Рис. 3. Изменение во времени температуры воды в испарителе на разных высотах ($T_0^{II} = 280$ К):

1 – термопара в нижней части испарителя; 15 – термопара в верхней части испарителя; 2–14 – термопары, расположенные на разной высоте в испарителе на расстоянии 0,0154 м друг от друга

Повышение температуры воды в течение первых 600 с происходит вследствие отвода теплоты от фреона, температура которого идентична температуре окружающей среды. По истечении 600 с температура фреона резко возрастала. Вследствие эндотермического теплового эффекта фазового превращения вода в окрестности трубки испарителя остывала. Показания термопары 1, расположенной в нижней части испарителя, иллюстрируют самую низкую температуру в первые 6000 с работы теплонасосной установки (рис. 3). Показания термопар 2–15, расположенных выше термопары 1, иллюстрируют более высокие температуры (рис. 3). В интервале времени от 6000 до 10000 с, температура воды в нижней области испарителя составляла около 277 К, а в верхней – 274–276 К. Это объясняется более высокой плотностью воды при температуре 277 К по сравнению с меньшими значениями температуры. При τ больше 11000 с температура воды в испарителе возрастает

из-за увеличения температуры фреона в трубке, т.к. относительно теплая вода в конденсаторе не охлаждает фреон до температуры конденсации.

Изменение температуры воды в конденсаторе на разной высоте показано на рис. 4. Температура воды возрастает от 291 до 308 К ко времени 6000 с после начала работы теплового насоса. Вода, прогретая до таких значений температуры, может быть использована в локальных системах отопления помещений. Но такой обогрев будет эффективен только при температуре воздуха не ниже 283–290 К. Если по истечении 6000 с эта вода не используется в системе отопления, то ее температура продолжает расти и достигает значения 313 К в верхней части конденсатора. В таких условиях фреон не охлаждается до температур, необходимых для завершения процесса конденсации. При 11000–12000 с температура фреона на выходе конденсатора выше 273 К. Это приводит к таянию льда в испарителе (рис. 5, 6).

Рис. 4. Изменение во времени температуры воды в конденсаторе на разной высоте ($T_0'' = 280$ К): 1" — термопара в нижней части конденсатора; 15" — термопара в верхней части конденсатора; 2"–14" — термопары, расположенные на разной высоте в конденсаторе на расстоянии 0,0154 м друг от друга

Рис. 5. Изменение во времени толщины льда в разных точках на трубке фреонового контура в испарителе (координаты точек измерений температуры приведены в таблице, $T_0'' = 280$ К)

Рис. 6. Изменение во времени толщины льда в разных точках поверхности трубки фреонового контура в испарителе при начальной температуре $T_0'' = 286$ К: координаты точек измерений температуры приведены в таблице

Таблица

Координаты контрольных точек при измерении толщины слоя льда на поверхности трубки испарителя

Контрольная точка		L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	L_9	L_{10}	L_{11}
Расстояние от входа трубки в испаритель, м		0	0,11	0,26	0,44	0,59	0,77	0,92	1,11	1,25	1,43	1,58
Декартовы координаты, м	x	0	0,11	0,11	-	-	0,11	0,11	-	-	0,1	0,11
	y	0	0	0,14	0,14	0	0	0,14	0,14	0	0	0,14
	z	0	0,04	0,04	0,04	0,04	0,09	0,09	0,09	0,09	0,1	0,13

Лёд, образовавшийся в течение первых 8000 с работы ТН, полностью тает в течение 5000 с. После этого тепловой насос нагревает воду с 291 до 313 К.

На основании результатов экспериментов можно сделать вывод, что при начальной температуре воды 286 К, омывающей испаритель, толщина льда в разных точках поверхности трубки фреонового контура в испарителе меньше на 0,024 м по сравнению со средней толщиной льда при начальной температуре воды 280 К, и общее время плавления льда составляет около 4000 с.

На основании результатов выполненных экспериментов можно сделать вывод, что лёд, образующийся при работе ТНУ на поверхности трубки испарителя, в реальных условиях холодного периода времени года (осень, зима, весна) существенно снижает эффективность работы теплонасосной установки в течение периода времени до двух часов работы. После образования слоя льда происходит дополнительный разогрев контура, и лёд тает в течение 2–3 часов. После полного таяния льда цикл повторяется. В результате эффективность ТНУ существенно снижается, потому что максимальные температуры, достигаемые на выходе конденсатора, не превышают 313 К.

Анализ полученных значений температуры воды в конденсаторе и испарителе экспериментальной установки теплового насоса позволяет сделать вывод, что рассмотренный способ нагрева воды в конденсаторе до температуры 313 К может быть использован в системах отопления типа «теплый пол» [17, 18]. Однако в таких условиях температура во фреоновом контуре испарителя снижается до 273 К, что ведет к

образованию льда на поверхности трубки. При прогреве воды в конденсаторе до максимального значения фреон конденсируется частично и, как результат, температура стенки трубки испарителя становится выше температуры замерзания воды. В таких условиях образовавшийся лед плавится. Время плавления льда увеличивается на 4 % при уменьшении начальной температуры воды в конденсаторе на каждый градус. После плавления льда тепловой насос можно снова использовать для нагрева воды с 291 до 313 К.

Полученные результаты могут быть использованы при разработке конструкции испарителя, функционирующего в условиях формирования слоя льда на трубке фреонового контура. Толщина слоя льда на входе трубки в испаритель увеличивается на 4 % при уменьшении температуры воды в испарителе на каждый градус. Для нагрева воды с 291 К до более высокой температуры 313 К можно использовать установку, состоящую из 2-х тепловых насосов. Один из них будет работать в режиме нагрева, а другой – в режиме плавления льда для поддержания температуры воды 313 К в резервуаре локальной системы отопления.

Заключение

Результаты выполненного исследования подтверждают возможность работы водяной тепловой насосной станции в условиях формирования льда на поверхности испарительной трубки при температуре воды в испарителе, соответствующей температуре воды в поверхностных водоемах, расположенных в разных регионах России, в холодный период года: «осень – зима – весна» для обоснования условий работы систем типа «теплый пол».

Литература

1. Experimental study of a new multifunctional water source heat pump system / X. Liu, F. Li, Q. Guo, Y. Zhang, T. Sun // *Energy Build.* 2016. Vol. 111. P. 408–423. DOI: 10.1016/j.enbuild.2015.11.069.
2. Heat pump placement, connection and operational modes in European district heating / M. A. Sayegh, P. Jadwiszczak, B.P. Axcell, E. Niemierka, K. Bryś, H. Jouhara // *Energy Build.* 2018. Vol. 166. P. 122–144. DOI: 10.1016/j.enbuild.2018.02.006.
3. Liu Z., Tan H., Li Z. Heating and Cooling Performances of River-Water Source Heat Pump System for Energy Station in Shanghai // *Procedia Eng.* 2017. Vol. 205. P. 4074–4081. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.09.898.
4. Piccolroaz S., Toffolon M., Majone B. A simple lumped model to convert air temperature into surface water temperature in lakes // *Hydrol. and Earth System Sciences.* 2013. Vol. 8. P. 3323–3338. DOI: 10.5194/hess-17-3323-2013.
5. Livingstone D.M., Lotter A.F. The relationship between air and water temperatures in lakes of the Swiss Plateau: a case study with palaeolimnological implication // *J. Paleolimnol.* 1998. Vol. 9. P. 181–198.
6. Wu W., Skye H. M. Progress in ground-source heat pumps using natural refrigerants // *Int. J. of Refrig.* 2018. Vol. 92. P. 70–85. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.05.028.
7. Valizade L. Ground Source Heat Pumps // *J. Clean Energy Technol.* 2013. Vol. 3. P. 216–219.
8. Todoran T.P., Balan M.C. Long term behavior of a geothermal heat pump with oversized horizontal collector // *Energy Build.* 2016. Vol. 133. P. 799–809. DOI: 10.1016/j.enbuild.2016.10.037.
9. Zhang N., Wang Z. Review of soil thermal conductivity and predictive models // *Int. J. Therm. Sci. Elsevier Masson SAS.* 2017. No. 117. P. 172–183. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2017.03.013.
10. Харченко В. В., Сычёв А.О. Использование низкопотенциальной теплоты поверхностного водотока в теплонасосной системе теплоснабжения сельского дома // *Науковий вісник НУБіП України. Серія: Техніка та енергетика АПК.* 2014. № 194-2. С. 19–24.
11. Харченко В.В., Сычёв А.О. Оптимизация низкотемпературного контура теплонасосной установки на основе теплоты поверхностных вод // *Международный научный журнал Альтернативная энергетика и экология.* 2013. № 7 (129). С. 31–36.
12. Zhou C., Ni L., Yao Y. Heat transfer analysis of multi-row helically coiled tube heat exchangers for surface water-source heat pump // *Energy.* 2018. Vol. 163. P. 1032–1049. DOI: 10.1016/j.energy.2018.08.190.

13. Maksimov V.I., Nagornova T.A., Chernyshev V.S. Conditions and characteristics of water crystallization on the working surface of evaporator heat pumps in reservoirs with low temperatures // MATEC Web of Conferences: Heat and Mass Transfer in the Thermal Control System of Technical and Technological Energy Equipment. Tomsk, 2015. Vol. 23, № 01051 (1-8). DOI: 10.1051/mateconf/20152301051.
14. Maksimov V.I., Saloum A. An experimental study of the effect of water bodies temperature on water heat pump performance // MATEC Web of Conferences. 2018. Vol. 194, № 01050 (1-4). DOI: 10.1051/mateconf/201819401050.
15. Piccolroaz S., Toffolon M., Majone B. A simple lumped model to convert air temperature into surface water temperature in lakes // Hydrology and earth system sciences. 2013. Vol. 8. P. 3323 – 3338. DOI:10.5194/hess-17-3323-2013.
16. Livingstone D.M., Lotter A.F. The relationship between air and water temperatures in lakes of the Swiss Plateau: a case study with palaeolimnological implication // Journal Paleolimnol. 1998. Vol. 9. P. 181–198. URL: <https://link.springer.com/article/10.1023/A:1007904817619>.
17. Sebarchievici C., Dan D., Sarbu I. Performance assessment of a ground-coupled heat pump for an office room heating using radiator or radiant floor heating systems // Procedia Engineering. 2015. Vol. 118. P. 88–100. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.08.407.
18. Performance evaluation of different heating terminals used in air source heat pump system / H. Bin, R.Z. Wang, B. Xiao, L. He, W. Zhang, Sh. Zhang // International Journal of Refrigeration. 2019. Vol. 98. P. 274–282. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.10.014.

Авторы публикации

Максимов Вячеслав Иванович — канд. техн. наук, доцент научно-образовательного центра И.Н. Бутакова Национального исследовательского Томского политехнического университета.

Салум Амер — аспирант научно-образовательного центра И.Н. Бутакова Национального исследовательского Томского политехнического университета.

References

1. Experimental study of a new multifunctional water source heat pump system / X. Liu, F. Li, Q. Guo, Y. Zhang, T. Sun // Energy Build. 2016. Vol. 111. P. 408–423. DOI: 10.1016/j.enbuild.2015.11.069.
2. Heat pump placement, connection and operational modes in European district heating / M. A. Sayegh, P. Jadwiczak, B.P. Axcell, E. Niemierka, K. Bryś, H. Jouhara // Energy Build. 2018. Vol. 166. P. 122–144. DOI: 10.1016/j.enbuild.2018.02.006.
3. Liu Z., Tan H., Li Z. Heating and Cooling Performances of River-Water Source Heat Pump System for Energy Station in Shanghai // Procedia Eng. 2017. Vol. 205. P. 4074–4081. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.09.898.
4. Piccolroaz S., Toffolon M., Majone B. A simple lumped model to convert air temperature into surface water temperature in lakes // Hydrol. and Earth System Sciences. 2013. Vol. 8. P. 3323–3338. DOI: 10.5194/hess-17-3323-2013.
5. Livingstone D.M., Lotter A.F. The relationship between air and water temperatures in lakes of the Swiss Plateau: a case study with palaeolimnological implication // J. Paleolimnol. 1998. Vol. 9. P. 181–198.
6. Wu W., Skye H.M. Progress in ground-source heat pumps using natural refrigerants // Int. J. of Refrig. 2018. Vol. 92. P. 70–85. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.05.028.
7. Valizade L. Ground Source Heat Pumps // J. Clean Energy Technol. 2013. Vol. 3. P. 216–219.
8. Todoran T.P., Balan M.C. Long term behavior of a geothermal heat pump with oversized horizontal collector // Energy Build. 2016. Vol. 133. P. 799–809. DOI: 10.1016/j.enbuild.2016.10.037.
9. Zhang N., Wang Z. Review of soil thermal conductivity and predictive models // Int. J. Therm. Sci. Elsevier Masson SAS. 2017. No. 117. P. 172–183. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2017.03.013.

10. Kharchenko V.V., Sychev A.O. Use of low potential heat of surface water in heat pump heat supply systems farmhouse // Scientific Herald of NULES of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. 2014. № 194-2. P. 19–24 (in Russian).
11. Kharchenko V.V., Sychev A.O. Optimization of low temperature circuit of surface water heat pump based system // International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology. 2013. № 7 (129). P. 31-36 (in Russian).
12. Zhou C., Ni L., Yao Y. Heat transfer analysis of multi-row helically coiled tube heat exchangers for surface water-source heat pump // Energy. 2018. Vol. 163. P. 1032–1049. DOI: 10.1016/j.energy.2018.08.190.
13. Maksimov V.I., Nagornova T.A., Chernyshev V.S. Conditions and characteristics of water crystallization on the working surface of evaporator heat pumps in reservoirs with low temperatures // MATEC Web of Conferences: Heat and Mass Transfer in the Thermal Control System of Technical and Technological Energy Equipment. Tomsk, 2015. Vol. 23, № 01051 (1-8). DOI: 10.1051/mateconf/20152301051.
14. Maksimov V.I., Saloum A. An experimental study of the effect of water bodies temperature on water heat pump performance // MATEC Web of Conferences. 2018. Vol. 194, № 01050 (1-4). DOI: 10.1051/mateconf/201819401050.
15. Piccolroaz S., Toffolon M., Majone B. A simple lumped model to convert air temperature into surface water temperature in lakes // Hydrology and earth system sciences. 2013. Vol. 8. P. 3323–3338. DOI:10.5194/hess-17-3323-2013.
16. Livingstone D.M., Lotter A.F. The relationship between air and water temperatures in lakes of the Swiss Plateau: a case study with palaeolimnological implication // Journal Paleolimnol. 1998. Vol. 9. P. 181–198. URL: <https://link.springer.com/article/10.1023/A:1007904817619>.
17. Sebarchievici C., Dan D., Sarbu I. Performance assessment of a ground-coupled heat pump for an office room heating using radiator or radiant floor heating systems // Procedia Engineering. 2015. Vol. 118. P. 88–100. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.08.407.
18. Performance evaluation of different heating terminals used in air source heat pump system / H. Bin, R.Z.Wang, B. Xiao, L. He, W. Zhang, Sh. Zhang // International Journal of Refrigeration. 2019. Vol. 98. P. 274–282. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.10.014.

Authors of the publication

Vyacheslav I. Maksimov– National Research Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russia

Amer Saloum– National Research Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russia

Поступила в редакцию

18 января 2019 г.