

СТРОИТЕЛЬСТВО И АРХИТЕКТУРА
BUILDING AND ARCHITECTURE

УДК 536.621.1

DOI: 10.21822/2073-6185-2022-49-4-177-181

Оригинальная статья /Original Paper

Математическое моделирование процессов испарения в контуре теплового насоса

В.Н. Федосеев¹, С.А. Логинова²

¹Ивановский государственный политехнический университет,

¹153000, г. Иваново, Шереметевский пр-кт, 21, Россия,

²Ярославский государственный технический университет,

²150023, г. Ярославль, Московский пр-кт, 88, Россия

Резюме. Цель. В целях совершенствования системы управления воздушным тепловым насосом и повышения его эффективности необходимо с высокой точностью учесть все элементарные стадии процессов, протекающих в рассматриваемой системе. **Метод.** Математическое описание тепломассообменных процессов, протекающих в испарительной линии воздушного теплового насоса. **Результат.** Рассмотрен тепломассообменный процесс испарения хладагента из кипящей рабочей жидкости теплового насоса. Проведен численный эксперимент по определению размеров капель хладагента, которые могут вылетать из кипящей жидкости фреона при работе теплового насоса. Капли размером в диаметре менее 1 мм успевают испариться в паровом потоке за время движения от зоны кипения (дросселя) до каплеуловителя, расположенного перед компрессором. **Вывод.** Результаты исследования позволяют разработать модели тепломассообменных процессов для оптимизации режимов работы воздушных тепловых насосов.

Ключевые слова: кинетика, хладагент, математическая модель, тепловой насос

Для цитирования: В.Н. Федосеев, С.А. Логинова. Математическое моделирование процессов испарения в контуре теплового насоса. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2022;49(4):177-181. DOI:10.21822/2073-6185-2022-49-4-177-181

Mathematical modeling of evaporation processes in a heat pump circuit

V.N. Fedoseev¹, S.A. Loginova²

¹Ivanovo State Polytechnic University,

¹21 Sheremetevsky Ave., Ivanovo 153000, Russia,

²Yaroslavl State Technical University,

²88 Moskovsky Ave., Yaroslavl 150023, Russia

Abstract. Objective. In order to improve the control system of an air heat pump and increase its efficiency, it is necessary to take into account as accurately as possible all the elementary stages of the processes occurring in the system under consideration. The article discusses in detail the heat and mass transfer process of evaporation of the refrigerant from the boiling working fluid of a heat pump. **Method.** Description of heat and mass transfer processes occurring in the evaporator line of an air heat pump. **Result.** A numerical experiment was carried out to determine the size of the refrigerant droplets that can fly out of the boiling freon liquid during the operation of the heat pump. The calculations performed showed that droplets with a diameter of less than 1 mm have time to evaporate in the vapor flow during the movement from the boiling zone to the droplet eliminator located in front of the compressor. **Conclusion.** Research will make it possible to develop recommendations for the design of the droplet collection unit, as well as to develop models for optimizing the operating modes of air source heat pumps.

Keywords: kinetics, refrigerant, mathematical model, heat pump

For citation: V.N. Fedoseev, S.A. Loginova. Mathematical modeling of evaporation processes in a heat pump circuit. Herald of the Daghestan State Technical University. Technical Science. 2022; 49 (4):177-181. DOI: 10.21822 /2073-6185-2022-49-4-177-181

Введение. В целях повышения эффективности использования воздушных тепловых насосов для расчета трансформации теплоты в реальных неравновесных условиях необходимо знать свойства рабочих веществ и их параметры в различных состояниях. Для того чтобы оценить все термодинамические процессы воздушной теплохолодильной системы воздушного теп-

лового насоса и произвести расчеты, как правило, используют тепловые диаграммы, предлагаемые производителями [1]. В результате расчетов получают значения тепловой энергии, изымаемой рабочим телом в процессе его непрерывного фазового превращения: кипение, испарение, конденсация, определяемые по точкам состояния энтальпии на соответствующих участках контура воздушной теплонасосной системы.

Постановка задачи. Расчет парокомпрессионного цикла подбирается по заданным внешним условиям воздуха, уровнем подогрева теплоносителя (воды) и экологически безопасным хладагентом воздушного теплового насоса. Принцип расчета цикла фреонового контура, основанный на передаче тепла за счет только фазовых переходов рабочего вещества «жидкость - парожидкостная смесь – газ» без анализа внутреннего состояния переходного процесса кипящего фреона, не учитывает динамику и эффективность прохождения потока. В связи с этим была предпринята попытка математического описания тепломассообменных процессов, протекающих в испарительной линии воздушного теплового насоса. Изучение и моделирование процессов, протекающих в контурах тепловых насосов, проводится на основе теоретических представлений технической термодинамики [1-3]. К настоящему времени имеется ряд математических описаний теплообменных процессов, протекающих в контурах воздушного теплового насоса, сопровождаемых явлениями фазовых превращений (кипение и конденсация) хладагента [4, 5, 6-8]. Недостатком данных моделей является упрощенное рассмотрение стадии испарения хладагента в контуре теплового насоса, что может приводить к ошибочным результатам расчетов. В квазистационарном режиме цикла работы воздушного теплового насоса [2, 3] определяющее влияние на процесс тепломассообмена компрессионного цикла оказывают условия взаимосвязанности испарительной и конденсационной ветвей циркуляционного контура. Для развития динамики системы управления воздушным тепловым насосом и повышения его эффективности необходимо как можно более точно учитывать все элементарные стадии испарительных процессов, протекающих в рассматриваемой системе [4]. Одной из таких элементарных стадий является тепломассообменный процесс испарения хладагента из кипящей рабочей жидкости теплового насоса.

Методы исследования. Известно, что при открытии дросселя протекает процесс вскипания хладагента, сопровождаемый резким падением давления. Этот процесс сопровождается парообразованием [5]. При этом критический размер пузырьков пара определяется следующим выражением:

$$R_{кр.} = \frac{2\sigma \cdot T(\rho_{ж} - \rho_n)}{r^* \cdot \rho_n \cdot \rho_{ж} \cdot \Delta T} \quad (1)$$

где: σ – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м; $\rho_n, \rho_{ж}$ – плотности жидкости и пара при условиях испарения, кг/м³; r^* – скрытая теплота парообразования, Дж/кг; ΔT – разность температур между стенкой трубки и потока пара, °С.

Испарение жидкой фазы в образовавшемся при кипении пузырьке приводит к разрыву плёнки и её распаду на капли. Теоретические и экспериментальные результаты исследования процессов, опубликованные в зарубежной и отечественной литературе, не содержат сведений подобного характера [9-11, 12]. Однако можно с высокой степенью вероятности предположить, что распределение образующихся капель по размерам может характеризоваться функцией Гаусса в виде:

$$f(r) = \frac{1}{\sigma_r \sqrt{2\pi}} \cdot \exp\left[-\frac{r - m_r}{2\sigma_r^2}\right] \quad (2)$$

где: m_r – математическое ожидание; σ_r – среднеквадратичное отклонение.

Капли размером $r > r_{max}$ не будут уноситься потоком пара, а возвратятся в массив кипящей жидкости. Максимальный размер капель определяется из условия витания [4]:

$$Re_{внт} = \frac{Ar}{18 + 0,61\sqrt{Ar}} \quad (3)$$

Здесь: Ar – критерий Рейнольдса для режима витания:

$$Re_{внт} = \frac{2w \cdot r_{max}}{\nu} \quad (4)$$

- критерий Архимеда

$$\sqrt{Ar} = \frac{g \cdot (2r_{\max})^3}{v^2} \cdot \frac{\rho_{жс} - \rho_n}{\rho_n} \quad (5)$$

В результате величина r_{\max} будет определяться по формуле:

$$r_{\max} = \sqrt{\frac{\frac{W}{A^* \cdot v}}{36 + 1,22 \cdot \sqrt{A^*} \cdot \sqrt{r_{\max}^3}}} \quad (6)$$

$$A^* = \frac{8 \cdot g}{v^2} \cdot \frac{\rho_{жс} - \rho_n}{\rho_n} \quad (7)$$

где: A^* – размерный физический симплекс, $1/m^3$; v – кинематический коэффициент вязкости пара, m^2/c ; g – ускорение свободного падения, m^2/c ; $\rho_n, \rho_{жс}$ – плотности жидкости и пара при условиях испарения, kg/m^3 ; W – средняя расходная скорость пара в линии испарения, m/c .

Уравнение кинетики изменения размера капли может быть представлено следующим образом:

$$\frac{dr_k}{d\tau} = -\frac{3\beta}{\rho_{жс}} \cdot (P_n - P_{cp}) \quad (8)$$

где: P_n – парциальное давление насыщенного пара над поверхностью капли, Па; P_{cp} – давление пара в среде, Па; β – коэффициент массоотдачи в паровой фазе, c/m .

Значение коэффициента массоотдачи для единичной капли определяется выражением вида [13]:

$$Sh = 2 + A \cdot Re^m \cdot Sc^n \quad (9)$$

Здесь: $Sh = \frac{\beta \cdot d}{D}$ – критерий Шервуда; d – диаметр капли, м; D – коэффициент молекулярной диффузии хладагента, m^2/c .

Аналогом критерия Шервуда в отечественной литературе является диффузионный критерий Прандтля Pr' . В условиях витания постулируется, что капли в паровом потоке движутся со скоростью пара, т.е. относительная скорость капли равна нулю. Из уравнения (9) следует:

$$Sh = 2 \rightarrow \beta = \frac{D}{r_{\max}} \quad (10)$$

Попадание капель жидкости в компрессор способно приводить к его выходу из строя. Важным является определение предельного размера капель – r_{\max} , которые при движении от дросселя до входа в компрессор должны перейти в паровую фазу.

Теоретически это возможно при значении времени движения капель равном бесконечности [14 - 16]. На практике же должно выполняться условие:

$$\tau_{исп} \leq \tau_{np} \quad (11)$$

τ_{np} – время пребывания потока пара в испарительном контуре, определяемое по выражению

$$\tau_{np} = \frac{L}{W} \quad (12)$$

где: L – длина теплообменной трубки линии испарения, м.

Интегрирование уравнения (8) в пределах $[r_{\max}, r_{\min}]$ и $[0, \tau_{np}]$ приводит к следующему:

$$\int_{r_{\min}}^{r_{\max}} dr = -3 \int_0^{\tau_{исп}} \beta / \rho_{жс} \cdot (P_n - P_{cp}) \cdot d\tau \quad (13)$$

Отсюда следует:

$$\tau_{исп} = \frac{(r_{\max} - r_{\min}) \cdot \rho_{жс}}{3\beta \cdot (P_n - P_{cp})} \quad (14)$$

Обсуждение результатов. На основании предложенного математического описания был выполнен численный эксперимент по определению размеров капель, которые могут вылетать из кипящей жидкости фреона при работе теплового насоса. Для расчётов были использованы следующие данные: фреон R410A при давлении $P=5$ бар, температуре $T= -10^{\circ}\text{C}$, плотности жидкости фреона $\rho_{ж} = 1210 \text{ кг} / \text{м}^3$, плотности пара $\rho_n = 20,8 \text{ кг} / \text{м}^3$, динамической вязкости пара $\mu_n = 11,56 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$, диаметре капель $d = 1 \text{ мм}$ [17-20]. Изначально определяется кинематическая вязкость:

$$v_n = \frac{\mu_n}{\rho_n} = \frac{11,56 \cdot 10^{-6}}{20,8} = 0,56 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с} \quad (15)$$

При этом критерий Архимеда для капель диаметром $d = 1 \text{ мм}$ будет равен $\sqrt{Ar} = \sqrt{1,8 \cdot 10^6} = 1,34 \cdot 10^3$. Критерий Рейнольдса для витания определяется по формуле:

$$\text{Re}_{\text{ВИТ}} = \frac{Ar}{18 + 0,61 \cdot \sqrt{Ar}} = \frac{1,8 \cdot 10^6}{18 + 0,61 \cdot 1,34 \cdot 10^3} = 2154 \quad (16)$$

Тогда средняя расходная скорость пара в линии испарения составит:

$$\text{Re}_{\text{ВИТ}} = \frac{\omega_{\text{ВИТ}} \cdot d}{v_n} \Rightarrow \omega_{\text{ВИТ}} = \frac{\text{Re}_{\text{ВИТ}} \cdot v_n}{d} = \frac{2154 \cdot 0,56 \cdot 10^{-6}}{1 \cdot 10^{-3}} = 1,2 \text{ м/с} \quad (17)$$

Аналогичным образом проводятся расчеты средней расходной скорости пара в линии испарения для капель следующих диаметров: 0,1 мм; 0,3 мм; 0,5 мм; 0,7 мм; 1 мм; 1,3 мм; 1,5 мм. После проводятся аналогичные расчеты при $t = 0^{\circ}\text{C}$ и $t = +10^{\circ}\text{C}$. Результаты расчетов представлены в табл.1. На основании данных табл.1 видно, что скорость уноса капель хладагента зависит от скорости пара в контуре испарения.

Таблица 1. Зависимость скорости витания капель от их диаметра
Table 1. Dependence of droplet soaring rate on their diameter

Скорость витания Soaring speed	Диаметр капель, мм Drop diameter						
	0,1	0,3	0,5	0,7	1	1,3	1,5
$T = -10^{\circ}\text{C}$	0,34	0,59	0,82	0,99	1,21	1,37	1,49
$T = 0^{\circ}\text{C}$	0,34	0,71	0,96	1,16	1,41	1,61	1,74
$T = +10^{\circ}\text{C}$	0,34	0,82	1,12	1,34	1,63	1,86	2,01

Далее для расчета по формулам (12)-(14) применялись следующие характеристики теплового насоса: объём камеры сжатия – $V_{сж} = 22,5 \cdot 10^{-6} (\text{м})^3$; число оборотов двигателя – $n = 1500 \sim 2480$ (об/мин); диаметр трубопровода линии испарения – $d = 16 \cdot 10^{-3}$ (м). При этом для трубопровода линии испарения длиной $L = 1,8 \text{ м}$ время движения составляет $\tau_{пр} = 0,5 \sim 1,0$ секунд.

Вывод. Проведённые расчёты с использованием формулы (14) показали, что капли размером в диаметре менее 1 мм успевают испариться в паровом потоке за время движения от зоны кипения (дресселя) до каплеуловителя, расположенного перед компрессором. Дальнейшие теоретические исследования и постановочные эксперименты позволят выработать теоретические и практические рекомендации по конструктивному оформлению узла каплеулавливания, а также разработать математические модели тепломассообменных процессов для оптимизации режимов работы воздушных тепловых насосов.

Библиографический список:

1. Махова, А.В. Анализ и перспективы использования альтернативных источников энергии в России в 2014-2024 гг. / А.В. Махова, А.В. Нелипа // Евразийский союз ученых. - 2018. - №3(48). - С. 41-44.
2. Fedosov, S.V. Heat transfer intensification during condensation of refrigerant with straight pipelines for a heat pump heating system / S.V. Fedosov, V.N. Fedoseev, S.A. Loginova // E3S Web of Conferences. - 2021. - No. 258. - P. 09050.
3. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1987. - 840 с.
4. Abiev, R.S. Hydrodynamics and Heat Transfer of Circulating Two-Phase Taylor Flow in Microchannel Heat Pipe: Experimental Study and Mathematical Model // Industrial and Engineering Chemistry Research. - 2020. - No 9. - P. 3687-3701.
5. Ляшков, В.И. Теоретические основы теплотехники. - М. «Высшая школа», 2008. - 319 с.
6. Шешунова, Е.В. Оптимизация расчета процесса нагрева и охлаждения теплоносителей тепловым насосом / Е.В. Шешунова, И.В. Кряклина // Аграрная наука. – 2012 – № 1 – С. 29-30.
7. Чемяков, В.В. Построение математической модели системы автономного теплоснабжения на базе теплового насоса // Глобальная энергия. – 2012 - №2(147) – С. 15-22.
8. Шешунова, Е.В. Многокритериальное математическое моделирование работы теплового насоса / Е.В. Шешунова, К.А.

Зиновьев // Вестник АПК Верхневолжья. - 2018. - № 4 (44). - С. 52-58.

9. Морозов Л.Н., Е.С. Тимошин, Е.В. Грибина. Применение теплонасосной компрессионной установки для утилизации низкопотенциального тепла конвертированного газа. Современные наукоемкие технологии. 2019. №1 (57). С. 102-107.
10. Янговский, Е.И., Пустовалов Ю.В. Парокомпрессионные теплонасосные установки. М.: Энергоиздат, 1982. - 144 с.
11. Kim, D.H. The effect of the refrigerant charge amount on single and cascade heat pump systems / D.H. Kim, H.S. Park, M.S. Kim M.S. // International Journal of Refrigeration. -2014. - Vol. 40. - P. 254-268.
12. Ким, О. В., Стасенко А. Л. Кинетика капель в турбулентном потоке: характерные времена и прямое моделирование / О. В. Ким, А. Л. Стасенко // Матем. моделирование. - 2005. - С. 103-117.
13. Кондратьев, Г. М. и др. Прикладная физика: Теплообмен в приборостроении. СПб: СПбГУ ИТМО. 2003. - 560 с.
14. Емельянов, А.Л. Кинетика испарения капель в системах охлаждения теплонагруженных элементов приборов / А.Л. Емельянов, Е.С. Платунов // Известия высших учебных заведений. Приборостроение. - 2011. - №1(54). - С.84-88.
15. Васильев Г.П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием тепловой энергии поверхностных слоев земли. М.: Издат. дом «Граница», 2006. – 176 с.
16. Абсорбционные преобразователи теплоты. А.В. Бараненко, Л.С. Тимофеевский, А.Г. Долотов, А.В. Попов. СПбГУ, 2005. – 338 с.
17. Федосов, С.В. Тепловые процессы в испарительно-конденсационном контуре системы воздушного теплового насоса / С.В. Федосов, В.Н. Федосев, С.А. Логинова // Приволжский научный журнал. - 2022. - № 1 (61). - С. 104-111.
18. Огуречников, Л.А. Математическое моделирование процесса внутритрубного кипения неазеотропных смесей в испарителе парокомпрессионного теплового насоса // Альтернативная энергетика и экология. - 2010. - № 2 (82). - С. 31-34.
19. Вольтцев, А.В. Опытная теплонасосная установка // Научные труды Дальрыбвтуза. - 2015. - Т. 36. - С. 80-85.
20. Огуречников Л. Конденсация R32/R134A в технологии теплонасосного теплоснабжения. Холод-ая техн. 2011. № 2. С. 46-48.

References:

1. Makhova, A.V. Analysis and prospects for the use of alternative energy sources in Russia in 2014-2024 / A.V. Makhova, A.V. Nelipa. *Eurasian Union of Scientists*. 2018; 3 (48): 41-44. [In Russ]
2. Fedosov, S.V. Heat transfer intensification during condensation of refrigerant with straight pipelines for a heat pump heating system / S.V. Fedosov, V.N. Fedoseev, S.A. Loginova. *E3S Web of Conferences*. 2021; 258: 09050.
3. Loitsyansky, L.G. Mechanics of liquid and gas. М.: Nauka, 1987; 840. [In Russ]
4. Abiev, R.S. Hydrodynamics and Heat Transfer of Circulating Two-Phase Taylor Flow in Microchannel Heat Pipe: Experimental Study and Mathematical Model. *Industrial and Engineering Chemistry Research*. 2020; 9: 3687-3701. [In Russ]
5. Lyashkov, V.I. Theoretical foundations of heat engineering. М. "Higher School", 2008; 319. [In Russ]
6. Sheshunova E.V. Optimization of the calculation of the process of heating and cooling of heat carriers by a heat pump / E.V. Sheshunova, I.V. Kryaklin. *Agrarian science*. 2012; 1: 29-30. [In Russ]
7. Chemekov, V.V. Construction of a mathematical model of an autonomous heat supply system based on a heat pump. *Global Energy*. 2012; 2 (147):15-22. [In Russ]
8. Sheshunova, E.V. Multicriteria mathematical modeling of heat pump operation / E.V. Sheshunova, K.A. Zinoviev. *Bulletin of the Upper Volga Agroindustrial Complex*. 2018; 4 (44): 52-58. [In Russ]
9. Morozov, L.N. The use of a heat pump compression unit for the utilization of low-grade heat of converted gas. L.N. Morozov, E.S. Timoshin, E.V. Griбина. *Modern science-intensive technologies. Regional application*. 2019; 1 (57):102-107. [In Russ]
10. Yantovsky, E.I., Pustovalov Yu.V. Vapor compression heat pump installations. М.: *Energoizdat*, 1982; 144. [In Russ]
11. Kim, D.H. The effect of the refrigerant charge amount on single and cascade heat pump systems / D.H. Kim, H.S. Park, M.S. Kim M.S.. *International Journal of Refrigeration*. 2014; 40: 254-268.
12. Kim O., Stasenko A. Kinetics of drops in a turbulent flow: characteristic times and direct modeling *Matem. modeling*. 2005; 103-117.
13. Kondratiev, G. M. et al. Applied Physics: Heat transfer in instrumentation. St. Petersburg State University ITMO. 2003: 560
14. Emelyanov, A.L. Kinetics of evaporation of drops in cooling systems of heat-loaded elements of devices / A.L. Emelyanov, E.S. Platonov. *News of higher educational institutions. Instrumentation*. 2011; (54):84-88. [In Russ]
15. Vasiliev G.P. Heat and cold supply of buildings and structures using the thermal energy of the surface layers of the earth. М.: Publishing house. house "Border", 2006: 176. [In Russ]
16. Absorption heat converters. A.V. Baranenko, L.S. Timofeevsky, A.G. Dolotov, A.V. Popov. SPbGUNPT, 2005: 338. [In Russ]
17. Fedosov, S.V. Thermal processes in the evaporation-condensation circuit of the air heat pump system / S.V. Fedosov, V.N. Fedoseev, S.A. Loginova. *Privolzhsky scientific journal*. 2022; 1 (61): 104-111. [In Russ]
18. Ogurechnikov, L.A. Mathematical modeling of the process of in-tube boiling of non-azeotropic mixtures in the evaporator of a vapor-compression heat pump. *International scientific journal Alternative Energy and Ecology*. 2010; 2 (82): 31-34. [In Russ]
19. Volyntsev, A.V. Experimental heat pump installation. *Scientific works of Dalrybvтуza*. 2015; 36: 80-85. [In Russ]
20. Ogurechnikov, L.A. R32/R134A condensation in heat pump heat supply technology. *Kholodilnaya tekhnika*. 2011; 2: 46-48. [In Russ]

Сведения об авторах:

Федосеев Вадим Николаевич, доктор технических наук, профессор; sl79066171227@yandex.ru

Светлана Андреевна Логинова, кандидат технических наук, доцент; sl79066171227@yandex.ru

Information about authors:

Vadim N. Fedoseev, Dr. Sci. (Eng.), Prof.; sl79066171227@yandex.ru

Svetlana A. Loginova, Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Prof., Department of Building Structures; sl79066171227@yandex.ru

Конфликт интересов/Conflict of interest.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов/The authors declare no conflict of interest.

Поступила в редакцию/Received 04.10.2022

Одобрена после рецензирования/Revised 27.10.2022.

Принята в печать/Accepted for publication 27.10.2022.