

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ, ВЕНТИЛЯЦИЯ, КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА, ГАЗОСНАБЖЕНИЕ И ОСВЕЩЕНИЕ

УДК 621.577

С. В. ФЕДОСОВ¹, академик РААСН, д-р техн. наук, проф. кафедры строительного материаловедения; **В. Н. ФЕДОСЕЕВ²**, д-р техн. наук, проф. кафедры организации производства и городского хозяйства; **С. А. ЛОГИНОВА³**, канд. техн. наук, доц. кафедры строительных конструкций

ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ В ИСПАРИТЕЛЬНО-КОНДЕНСАЦИОННОМ КОНТУРЕ СИСТЕМЫ ВОЗДУШНОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА

¹ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет»

Россия, 129337, г. Москва, Ярославское шоссе, д. 26. Тел.: (980) 694-81-41; e-mail: fedosov-academic53@mail.ru

²ФГБОУ ВО «Ивановский государственный политехнический университет»

Россия, 153000, г. Иваново, Шереметевский пр., д. 21. Тел.: (960) 506-40-23; e-mail: 4932421318@mail.ru

³ФГБОУ ВО «Ярославский государственный технический университет»

Россия, 150023, г. Ярославль, Московский пр., д. 88. Тел.: (906) 617-12-27; e-mail: sl79066171227@yandex.ru

Ключевые слова: хладагент, испарительно-конденсационный блок, испарение, конденсация, теплоотдача.

Воздушные теплонасосные системы типа «воздух-вода», «воздух-воздух» являются одними из экономически выгодных видов теплообеспечения. Однако в настоящее время отставание научных и инженерных знаний по данной тематике очевидно. Понимая необходимость восполнения знаний в этой области, авторы предприняли попытку теоретического и экспериментального исследования в области теплогидродинамических процессов «испарение – конденсация» в воздушных теплонасосных системах.

Воздушные теплонасосные системы (ВТНС) типа «воздух-вода», «воздух-воздух» имеют несложную конфигурацию и в отличие от множества схожих по принципу работы тепловых насосов данные агрегаты берут тепло из наружного воздуха (не используют грунт или воду), легко устанавливаются, не требуют физических затрат на создание скважин или контура под землей.

С точки зрения теории термодинамических основ технической термодинамики в основе работы теплохолодильных машин (тепловых насосов) лежит обратный цикл Карно, описание которого приведено во множестве учебников и монографий [1, 2]. Выведены и проанализированы уравнения материальных и тепловых балансов как для испарительного, так и конденсационного блоков. Отметим, что все полученные выражения справедливы для условий работы воздушных теплонасосных систем в стационарном режиме [2].

Однако следует «прямо смотреть правде в глаза»: режим работы теплового насоса назвать стационарным можно весьма условно, точнее ВТНС работает в «квазистационарном режиме». В реальном рабочем цикле существуют стадии включения и отключения компрессора, то есть работает компрессор в режиме, когда его эксплуатационные параметры (температура и давление) изменяются.

Периоды запуска и остановки также имеют определенную продолжитель-



ность и особенности, и их необходимо учитывать для осуществления режимов основного цикла и цикла регенерации.

И главным фактором, определяющим нестационарность (а порой и нестабильность) работы всей установки ВТНС, является нестабильность и стохастичность температурно-влажностных параметров воздушной среды, т. е. воздушного потока, омывающего трубки испарительного блока.

Однако, если даже допустить возможность (а главное, целесообразность) обеспечения постоянства теплофизических параметров воздушного потока, причиной возникновения нестационарности останется еще один действующий фактор обеспечения самой сути процессов, протекающих в ВТНС: фазовые превращения субстанции при цикличности изменения температур по схеме «плюс-минус» [3].

Фазовые превращения происходят не только в объеме кипящего хладагента (испарение, конденсация), но и на внешних теплопередающих поверхностях теплообменников (конденсация влаги и парообразование). Эти процессы ведут к неизбежному возникновению и нарастанию во времени «шубы» – игольчатых кристаллов льда с низкими значениями коэффициента теплопроводности, что, в свою очередь, приводит к снижению величины коэффициента теплопередачи от воздушного потока к кипящему (или конденсирующемуся) хладагенту, а, значит, и к снижению эффективности работы ВТНС.

Из осложняющих теплофизических явлений, не удостоенных до настоящего времени должного внимания исследователей, экспериментаторов и теоретиков, следует признать эффекты «перегрева» пара и «переохлаждения» конденсата. Соответствующая нормативная литература [4–6] содержит рекомендательные значения величин, полученных как результат специальных экспериментальных исследований. При этом рекомендуемые значения перепада температур перегрева имеют $\Delta t_{\text{пер.}} = 7\text{--}10\text{ }^{\circ}\text{C}$, а перепада температур переохлаждения $\Delta t_{\text{охл.}} = 4\text{--}6\text{ }^{\circ}\text{C}$. Необходимость учета явлений перегрева и переохлаждения также обусловлена физикой процессов, протекающих при снятии эффектов перегрева и переохлаждения.

При пузырьковом кипении хладагента разрывающиеся на поверхности пузырьки образуют мельчайшие капельки жидкости, скорость вскипания которых значительно меньше расходной скорости паровой фазы [7]. В этих условиях капельножидкая фаза будет подхватываться потоком и уноситься вместе с паровой фазой. При этом, как уже отмечалось, попадание жидкой фазы в компрессор приводит к выходу его из строя и поломке.

Капли жидкости частично улавливаются в отбойнике. Но в основной своей массе они должны испариться и перейти в паровую фазу.

Теоретической основой расчетов процессов испарения является так называемый закон массоотдачи Шукарева [3]:

$$dm/Fd\tau = \beta \cdot (P_{\text{H}} - P_{\text{B}}), \quad (1)$$

где m – масса испаряемой влаги, кг; F – поверхность испарения, м² (в расчетах принимается как поверхность шара); β – коэффициент массоотдачи в газовой фазе, зависящий от скорости газокapельного потока и теплофизических параметров фаз, с/м; P_{H} , P_{B} – соответственно парциальные давления насыщенного пара хладагента при температуре испарения и в испарителе, Па.

Поэтому одним из важных факторов расчета при проектировании ВТНС и нахождения режимов работы должны быть определены требования выполнения условия, которое отражает тот факт, что время испарения должно быть меньше времени полета капель от поверхности испарения до каплеуловителя:



$$\tau_{\text{исп.}} \leq \tau_{\text{пол.}} \quad (2)$$

При этом, если в системе отсутствует перегрев, то это физически выразится в том, что температуры в испарителе и насыщения будут одинаковы, а математически это проявится в равенстве нулю движущей силы процесса испарения и отсутствия процесса испарения как такового.

В конденсационном блоке также протекают процессы фазового перехода, однако их физическая сущность имеет несколько иную природу и, соответственно, иное математическое описание.

Выходящий из компрессора пар хладагента направляется в зону конденсации для исполнения своей основной функции – генерации теплового потока, который будет направлен на теплообеспечение строений различного функционального назначения как жилых помещений, так и общественных мест офисного, складского и иного профиля [8–10].

При этом при кажущейся простоте физической сущности явление конденсации проявляет себя весьма своеобразно и «капризно».

Процесс может быть иллюстрирован рис. 1, представляющим собой изображение процесса охлаждения воздуха на так называемой I - d диаграмме Рамзина [11].

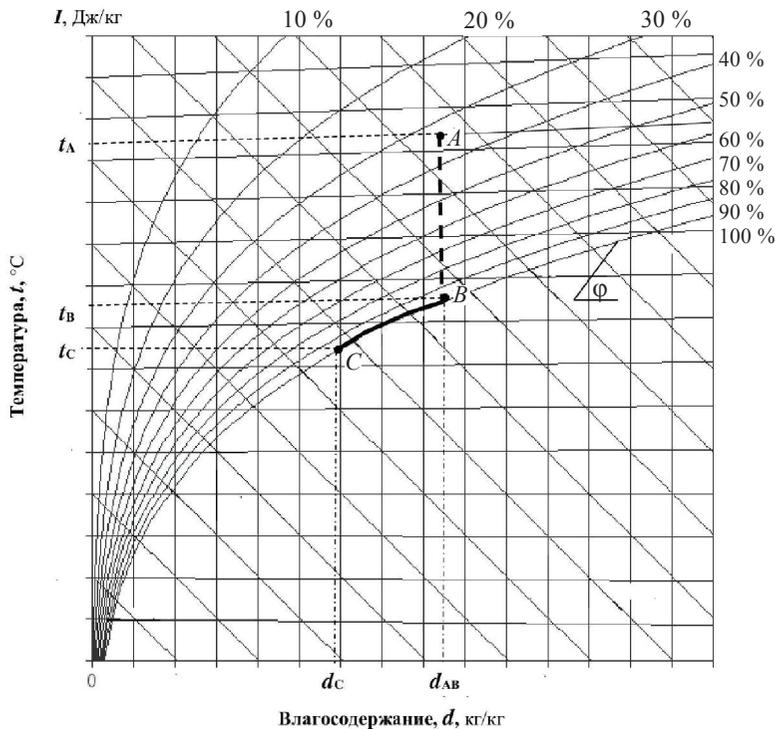


Рис. 1. Диаграмма влажного воздуха

На диаграмме нанесены линии постоянных теплосодержаний (энтальпий, I), влагосодержаний ($d = \text{const}$) и относительных влажностей ($\phi = \text{const}$).

Процесс охлаждения воздуха от температуры t_A до t_B изображается на диаграмме вертикальным отрезком $t_A \rightarrow t_B$. В точке B , в которой температурная линия $t_B = \text{const}$ пересекается с линией $\phi = 100\%$, называется «точкой росы». Теоретически при ее



достижении начинается выпадение конденсата. Дальнейшее охлаждение воздуха, например, до температуры t_c будет «протекать» по криволинейному участку BC и сопровождаться уменьшением влагосодержания паровоздушной среды от d_B до d_C и, соответственно, выпадением конденсата. Однако при достижении температуры «точки росы» выпадение конденсата не происходит одновременно.

При дальнейшем понижении температуры начинается процесс зарождения центров конденсации. Вообще говоря, процесс конденсации состоит из двух стадий: зарождение центров конденсации и рост капель. Заметим, что центром конденсации, как правило, являются и капли, и теплопередающие поверхности конденсационного блока, рис. 2.

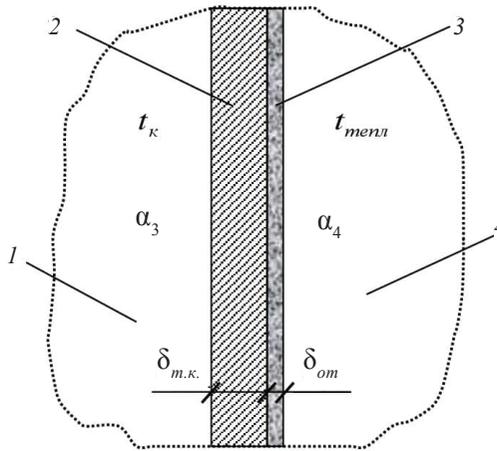


Рис. 2. Фрагмент теплопередающей поверхности конденсационного блока: 1 – сконденсированный хладагент; 2 – поверхность теплопередачи; 3 – слой осадка (накипи); 4 – теплоноситель (воздух)

Поэтому теплоноситель, снимающий теплоту в конденсационном блоке и транспортирующий ее к конечной цели – потребителю, также является важнейшим участником процесса [12]. И он обладает не только основным параметром, обеспечивающим теплообмен, – скоростью потока v , но и способствующими теплопереносу теплофизическими характеристиками: плотностью – ρ , теплоемкостью – c , вязкостью – μ , теплопроводностью – λ .

По аналогии с выражением (1) тепловой поток от конденсата к теплоносителю будет определяться выражением:

$$Q_k(\tau) = K_k(\tau) \cdot F_k [t_k(\tau) - t_{\text{тепл}}(\tau)]. \quad (3)$$

В данном случае коэффициент теплопередачи будет определяться как:

$$K_k(\tau) = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3(\tau)} + \frac{1}{\alpha_4(\tau)} + \frac{\delta_{\text{т.к.}}}{\lambda_{\text{т.к.}}} + \frac{\delta_{\text{от}}(\tau)}{\lambda_{\text{от}}}}, \quad (4)$$

где $\alpha_3(\tau)$, $\alpha_4(\tau)$ – коэффициенты теплоотдачи, Вт/м²·К; $\delta_{\text{т.к.}}$ – толщина стенки трубы конденсатора, м; $\lambda_{\text{т.к.}}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки трубы конденсатора Вт/м·К; $\delta_{\text{от}}(\tau)$ – толщина отложений, м; $\lambda_{\text{от}}$ – коэффициент теплопроводности с учетом отложений на стенке, Вт/м·К. Зависимость значений коэффи-



циента теплопередачи от изменяющихся во времени коэффициентов теплоотдачи практически всегда игнорируется в практических расчетах. Однако влияние флуктуации параметров во времени интересно не столько с точки зрения определения площади теплообмена и количества теплообменных трубок, но и в большей степени для создания математических моделей и алгоритмов управления процессами прямого цикла и цикла регенерации. При этом крайне полезным будет определить влияние на процессы жизненного цикла ВТНС «незаметного» слагаемого в правой части выражения (4). Порой теплоноситель, заливаемый в систему, может содержать примеси, способные осаждаться на теплопередающей поверхности и существенно снижать значения коэффициента теплопередачи, понижая таким образом эффективность всего процесса работы воздушного теплового насоса.

Еще одним «незаметным», но немаловажным фактором является фактор флуктуации значения коэффициента теплоотдачи (α_4). Дело в том, что в условиях длительного изменения воздействия температуры может происходить и изменение их теплофизических и физико-механических характеристик, а оно, в свою очередь, способно изменять значения коэффициента теплоотдачи α_4 , а, значит, и коэффициента теплопередачи K_x .

Рассмотренный комплекс проблем, который «теневым образом» сопровождает работу воздушной теплонасосной системы, разумеется, отражается и на коммерческих аспектах реализации перспективных по своей сути энергетических устройствах, призванных увеличить состояние комфортности помещения и среды обитания человека [13, 14]. Однако сегодняшние инструктивные письма по эксплуатации изобилуют количеством ограничений, полученных на основании экспериментальных данных, определенных очевидной примитивностью этого инженерного решения.

На сегодня совершенно понятна потребность в широком внедрении темы экономически выгодных теплонасосных систем и еще более очевидность в отстаивании научных и инженерных знаний по данной тематике.

Понимая необходимость восполнения знаний в этой области, авторы принимают попытку теоретического и экспериментального исследования в области теплогидродинамических процессов «испарение – конденсация» в воздушных теплонасосных системах.

В соответствии с этим следующая статья будет посвящена вопросам теоретического анализа процессов гидродинамики и теплообмена в испарительно-конденсационном блоке воздушного теплового насоса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Рудобашта, С. П. Теплотехника : учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки высшего образования «Агроинженерия» / С. П. Рудобашта. – Изд. 2-е, доп. – Москва : Перо, 2015. – 671 с. : ил. табл. – ISBN 978-5-00086-279-7. – Текст : непосредственный.
2. Рей, Д. Тепловые насосы : перевод с английского / Д. Рей, Д. Маймакл. – Москва : Энергоиздат, 1982. – 224 с. – Текст : непосредственный.
3. Табунщиков, Ю. А. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий / Ю. А. Табунщиков, М. М. Бродач. – Москва : АВОК-ПРЕСС, 2002. – 204 с. – ISBN 5-94533-002-7. – Текст : непосредственный.
4. Инструкция по эксплуатации теплового насоса с передачей тепла от воздуха к воде. – URL: https://solarodom.com/upload/iblock/287/Meeting_user_manual_MD_RU_.pdf (дата обращения: 21.12.2021). – Текст : электронный.



5. Р НП «АВОК» 5.2-2012. Технические рекомендации по организации воздухообмена в квартирах жилых зданий : рекомендации АВОК : дата введения 2012-04-04. – Москва : АВОК-ПРЕСС, 2012. – 26 с. – Текст : непосредственный.

6. СанПиН 2.2.4.548-96 «Физические факторы производственной среды. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. Санитарные правила и нормы» : утверждены Постановлением Госкомсанэпиднадзора Российской Федерации от 01.10.1996 № 21. – Москва : Информационно-издательский центр Минздрава России, 1997. – 12 с. – Текст : непосредственный. (Документ утратил силу).

7. Abiev, R. S. Hydrodynamics and Heat Transfer of Circulating Two-Phase Taylor Flow in Microchannel Heat Pipe: Experimental Study and Mathematical Model / R. S. Abiev // Industrial and Engineering Chemistry Research. – 2020. – Volume 59, № 9. – P. 3687–3701.

8. 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. – Volume 258. – P. 09050.

9. Патент 174083 Российская Федерация, МПК F25B 30/00. Тепловой насос / В. Н. Федосеев, В. А. Емелин, В. А. Воронов [и др.]. – Заявл. 09.01.2017 : опубл. 29.09.2017, Бюл. № 28. – Текст : непосредственный.

10. Обоснование методом анализа иерархий экспертных суждений критериев повышения энергоэффективности воздушного теплового насоса / С. В. Федосов, В. Н. Федосеев, И. А. Зайцева, В. А. Воронов. – Текст : непосредственный // Умные композиты в строительстве. – 2021. – Том 2, № 2. – С. 38–47.

11. Пигарев, В. Е. Холодильные машины и установки кондиционирования воздуха : учебник для студентов техникумов и колледжей ж.-д. транспорта / В. Е. Пигарев, П. Е. Архипов. – Москва : Маршрут, 2003. – 423 с. : ил., табл. – ISBN 5-89035-122-2. – Текст : непосредственный.

12. Акулич, Д. А. Перевод холодильных центробежных машин и компрессорного оборудования на озонобезопасные хладагенты в Беларуси / Д. А. Акулич, Б. Д. Тимофеев. – Текст : непосредственный // Вестник международной академии холода. – 2017. – № 2. – С. 50–52.

13. Бабакин, Б. С. Хладагенты, масла, сервис холодильных систем / Б. С. Бабакин. – Рязань : Узорочье, 2003. – 470 с. – ISBN: 5-85057-490-5. – Текст : непосредственный.

14. Железный, В. П. Рабочие тела пароконденсационных холодильных машин: свойства, анализ, применение / В. П. Железный, Ю. В. Семенюк. – Одесса : Феникс, 2012. – 420 с. – Текст : непосредственный.

FEDOSOV Sergey Viktorovich¹, academician of the RAACS, doctor of technical sciences, professor of the chair of building materials science; FEDOSEEV Vadim Nikolaevich², doctor of technical sciences, professor of the chair of production organization and municipal economy; LOGINOVA Svetlana Andreevna³, candidate of technical sciences, associate professor of the chair of building structures

THERMAL PROCESSES IN THE EVAPORATING-CONDENSING CIRCUIT OF THE AIR HEAT PUMP SYSTEM

¹National Research Moscow State University of Civil Engineering
26, Yaroslavskoe Ave., Moscow, 129337, Russia.
Tel.: +7 (980) 694-81-414; e-mail: fedosov-academic53@mail.ru

²Ivanovo State Polytechnic University
21, Sheremetevsky Pr., Ivanovo, 153000, Russia.
Tel. : +7 (960) 506-40-23; e-mail: 4932421318@mail.ru

³Yaroslavl State Technical University
88, Moskovsky Pr., Yaroslavl, 150023, Russia.
Tel.: +7 (906) 617-12-27; e-mail: sl79066171227@yandex.ru

Key words: refrigerant, evaporating-condensing unit, evaporation, condensation, heat dissipation



Air heat pump systems of the “air-water”, “air-air” type are among of the economically profitable types of heat supply. However, at present, the backlog of scientific and engineering knowledge on this topic is obvious. Understanding the need to replenish knowledge in this area, the authors attempted theoretical and experimental research in the field of thermal-hydrodynamic processes «evaporation – condensation» in air heat pump systems.

REFERENCES

1. Rudobashta S. P. *Teplotekhnika [Heat engineering] : учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки высшего образования “Агроинженерия”*. Изд. 2-е доп. Moscow: Pero, 2015. 672 p.: il., tabl. – ISBN 978-5-00086-279-7.
2. Reay D., Macmichael D. *Тепловые насосы [Heat pumps]*. Пер. с англ. Moscow: Energoizdat, 1982, 224 p.
3. Tabunshikov Yu. A., Brodach M. M. *Matematicheskoe modelirovanie i optimizatsiya teplovoy effektivnosti zdaniy [Mathematical modeling and optimization of thermal efficiency of buildings]*. Moscow: AVOK-PRESS, 2002. 204 p. – ISBN 5-94533-002-7.
4. *Instruktsiya po ekspluatatsii teplovogo nasosa s peredachey tepla ot vozdukhа k vode [Operating instructions for a heat pump with heat transfer from air to water]*. – URL: https://solardom.com/upload/iblock/287/Meeting_user_manual_MD_RU_.pdf. (data ob-rascheniya: 21.12.2021).
5. R NP “AVOK” 5.2-2012. *Tekhnicheskie rekomendatsii po organizatsii vozdukhоobmena v kvartirakh zhilykh zdaniy [Technical recommendations for the organization of air exchange in apartments of residential buildings] : rekomendatsii AVOK : data vved. 2012-04-04*. Moscow: AVOK-PRESS, 2012, 26 p.
6. SanPiN 2.2.4.548-96 «Fizicheskie faktory proizvodstvennoy sredy. Gigienicheskie trebovaniya k mikroklimatu proizvodstvennykh pomescheniy. Sanitarnye pravila i normy» [Physical factors of the production environment. Hygienic requirements for the microclimate of industrial premises. Sanitary rules and regulations] / utverzhd. Postanovleniem Goskomsanepodnadzora RF ot 01.10.1996 № 21. Moscow : Inform.-izdat tsentr Ministrava Rossii, 1997, 12 p.
7. 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. Vol. 59. № 9. P. 3687–3701.
8. Fedosov S. V., Fedoseev V. N., Loginova S. A. *Heat transfer intensification during condensation of refrigerant with straight pipelines for a heat pump heating system // E3S Web of Conferences*. 2021. Vol. 258. P. 09050.
9. Patent 174083 Rossiyskaya Federatsiya, MPK F25B 30/00. *Teplovoy nasos [Heat pump] / V. N. Fedoseev, V. A. Emelin, V. A. Voronov, et al. Zayavl. 09.01.2017. Opubl. 29.09.2017. Byul. № 28*.
10. Fedosov S. V., Fedoseev V. N., Zaytseva I. A., Voronov V. A. *Obosnovanie metodom analiza ierarkhiy ekspertnykh suzheniy kriteriev povysheniya energoeffektivnosti vozdušnogo teplovogo nasosa [Substantiation by the method of analysis of hierarchies of expert judgments of criteria for improving the energy efficiency of an air heat pump] // Umnye kompozity v stroitelstve [Smart composites in construction]*. 2021. Tom 2. № 2. P. 38–47.
11. Pigarev V. E., Arkhipov P. E. *Kholodilnye mashiny i ustanovki konditsionirovaniya vozdukhа [Refrigerating machines and air conditioning units] : учебник для студентов техникумов и колледжей ж.-д. транспорта*. Moscow: Marshrut, 2003. – 423 p. : il., tabl. – ISBN 5-89035-122-2.
12. Akulich D. A., Timofeev B. D. *Perekhod kholodilnykh tsentrobezhnykh mashin i kompressornogo oborudovaniya na ozonobezopasnye khladagenty v Belarusi [Transfer of refrigerating centrifugal machines and compressor equipment to ozone-safe refrigerants in Belarus // Vestnik mezhdunarodnoy akademii kholoda [Bulletin of the International Academy of Cold]*. 2017. № 2. P. 50–52.



13. Babakin B. S. Khladagency, masla, servis kholodilnykh system [Refrigerants, oils, refrigeration systems service]. Ryazan: Uzoroche. 2003, 470 p. – ISBN: 5-85057-490-5.

14. Zhelezny V. P., Semenyuk Yu. V. Rabochie tela parokompressionnykh kholodilnykh mashin: svoystva, analiz, primeneniye [Working bodies of steam compression refrigerating machines: properties, analysis, application]. Odessa: Phoenix, 2012, 420 p.

© С. В. Федосов, В. Н. Федосеев, С. А. Логинова, 2022

Получено: 29.11.2021 г.

УДК 725.381.3:[699.8+614.84]

А. М. ГРИМИТЛИН¹, д-р техн. наук, проф. кафедры теплогазоснабжения и вентиляции; **А. П. ВОЛКОВ²**, инженер, представитель АС «СЗ Центр АВОК»; **А. В. СВЕРДЛОВ³**, инженер, представитель *FlaktGroup* в России

МЕТОД МАСШТАБИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОЖАРА ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ПРОТИВОДЫМНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ ЗАКРЫТЫХ АВТОСТОЯНОК

¹ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» Россия, 190005, г. Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., д. 4.

Тел.: (812) 575-05-31; факс: (812) 316-58-72; эл. почта: grimitlin@sro-is.ru

²АС «СЗ Центр АВОК»

Россия, 197342, г. Санкт-Петербург, Сердобольская ул., д. 65-А. Тел.: +7 911 280 60 50, эл. почта: alex78477@yandex.ru

³ООО «ФЛЕКТГРУП РУС»

Россия, 117418, г. Москва, ул. Профсоюзная, д. 23.

Тел. +7 916 690 28 40, эл. почта: alexander.sverdlov@flaktgroup.com

Ключевые слова: противодымная вентиляция, струйная противодымная вентиляция, имитация пожара, тестовый пожар.

На основе теории подобия авторами рассмотрены методики расчета параметров испытательного (тестового) пожара и объемной производительности противодымной вентиляции, позволяющие получить результаты, релевантные к проектным параметрам пожара.

Важнейшим фактором безопасности нахождения человека на автостоянке является качество воздуха [1] в штатном и аварийном режимах работы вентиляции. Наибольший риск для человека возникает при задымлении помещения во время пожара [2]. Анализ стандартов по проектированию канальной противодымной вентиляции автостоянок в России и Европе [3, 4] был выполнен в работе [5]. Показано, что Российские нормы проектирования допускают более низкую производительность вентиляторов дымоудаления, что может быть фактором риска в современных многоуровневых автостоянках с высотой потолка 3,5–2,5 м [2, 4].

Монтаж системы противодымной вентиляции должен следовать всем указаниям проекта. Однако опыт строительно-монтажных работ свидетельствует о наличии возможных (неучтенных) отклонений от оригинального проекта, что в итоге может привести к ошибкам при *CFD*-моделировании, проводимом для проверки проектных решений перед началом строительства.