

7. R.S. Volkov, O.V. Vysokomornaya, G.V. Kuznetsov, P.A. Strizhak, Adv. Mech. Eng. 2014, 865856 (2014)
8. R.D. Keane, R.J. Adrian, Applied Scientific Research 49, 191 (1992)
9. J.M. Foucaut, M. Stanislas, Measurement Science and Technology 13, 1058 (2002)
10. T. Kawaguchi, Y. Akasaka, M. Maeda, Measurement Science and Technology 13, 308 (2002)
11. Ю.В. Полежаев, Ф.Б. Юревич, Тепловая защита (Энергия, Москва, 1976)
12. А.Н. Зайдель, Элементарные оценки ошибок измерений (Наука, Ленинградское отделение, 1968)
13. П.А. Стрижак, Инженерно-физический журнал 86 (4), 839 (2013)
14. Б.М. Панкратов, Ю.В. Полежаев, А.К. Рудько, Взаимодействие материалов с газовыми потоками (Машиностроение, Москва, 1975)
15. Basset A.B. On the motion of a sphere in a viscous liquid (Phil. Trans. Roy. Soc. Lond, 1888)
16. Boussinesq J.V. Sur la resistance d'une sphere solide (C.R. Hebd. Seanc. Acad. Sci. Paris, 1885)
17. Oseen C.W. Hydromechanik (Akademische Verlagsgem, Leipzig, 1927)

УДК 621.311

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ВОЗДУШНОГО КОНДЕНСАТОРА НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Галашов Н.Н., к.т.н., Цибульский С.А.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: gal@tpu.ru

Применение воздушных конденсаторов (ВК) на ТЭС вместо водяных дает ряд существенных преимуществ: сокращение площади, занимаемой ТЭС, из-за отсутствия системы технического водоснабжения; уменьшение затрат и сроков строительства ТЭС; независимость расположения ТЭС от источника водоснабжения; улучшение экологической обстановки в районе расположения ТЭС. Главной проблемой применения ВК является то, что они имеют большие габариты при работе турбин ТЭС на водяном паре.

Одним из способов снижения этой проблемы является использование в цилиндре низкого давления турбин не водяного пара, а низкокипящих веществ (НКВ), пар которых имеет значительно большую плотность, чем водяной. При этом ВК будет надежно работать при отрицательных температурах в зимнее время года, что позволяет повысить КПД цикла за счет снижения температуры отвода теплоты.

Для исследования работы ВК на НКВ на основе методик, описанных в [1, 2], была разработана математическая модель, которая представляет систему уравнений, позволяющих по заданным геометрическим характеристикам теплообменной поверхности и режимным параметрам конденсируемого вещества и охлаждающего воздуха определить

теплогидравлические характеристики и параметры эффективности. На основе модели разработана программа расчета ВК в пакете электронных таблиц Excel, где теплофизические параметры всех веществ определяются с помощью функций динамической библиотеки «REFPROP» [3].

В модели в качестве исходных данных задаются: материал труб и ребер; тип ребер – круглые или прямоугольного сечения; диаметр оребренной трубы D ; высота ребра h ; диаметр трубы у основания ребер d_n ; толщина стенки трубы δ ; средняя толщина ребра Δ ; шаг ребер S ; поперечный шаг труб S_1 ; длина труб L ; ширина секции трубного пучка B ; число рядов труб в секции по ходу движения воздуха z ; число ходов теплоносителя z_x .

В качестве режимных параметров задаются: температура наружного, входящего в ВК, воздуха $t_{\text{нв}}$; барометрическое давление p_0 ; скорость охлаждающего воздуха ω_2 ; температура конденсации теплоносителя в ВК t_k ; температура (или степень сухости) теплоносителя на входе в ВК $t_{\text{вх}}$ ($x_{\text{вх}}$); степень сухости теплоносителя на выходе из секции ВК, $x_{\text{вых}}$; расход G или скорость ω_1 теплоносителя.

В результате расчета определяются: объемный V_v и массовый G_v расход воздуха; тепловой поток от теплоносителя к воздуху Q , кВт; нагрев воздуха в секции ВК Δt_2 , °С; поверхность теплообмена оребренных труб секции F , м²; коэффициент теплопередачи K , Вт/(м²К); коэффициент теплосъема $\varepsilon = Q/(LB(t_k - t_{\text{нв}}))$, кВт/(м²К); удельный тепловой поток от пара к воздуху через единицу оребренной поверхности $q = Q/F$, Вт/м²; аэродинамическое сопротивление пучка труб секции Δp_2 , кПа.

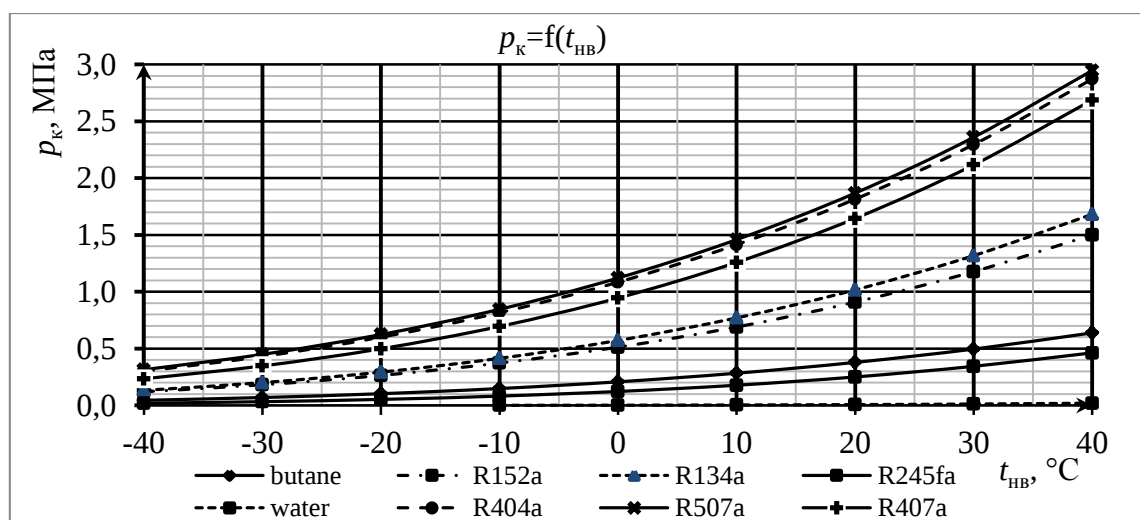


Рис. 1. Зависимость p_k от $t_{\text{нв}}$

С помощью модели исследована работа ВК на ряде веществ в интервале температур наружного воздуха $t_{\text{н}}$ -40...40 °С. Для исследования

были выбраны вода (water), фреоны (R152a, R134a, R245fa, R404a, R507a и R404a), а также бутан (butane). Выбранные фреоны являются озононеразрушающими и неогнеопасными. Бутан выбран, как наиболее рекомендуемое в последнее время рабочее тело для бинарных циклов паротурбинных установок.

Рассматривалась работа ВК при $\omega_2=6$ м/с и постоянном расходе теплоносителя в секции. Для фреонов и бутана $G=4$ кг/с, а для водяного пара 0,1 кг/с, т.к. при большем расходе получаются слишком большие скорости (>180 м/с), особенно при низких температурах конденсации.

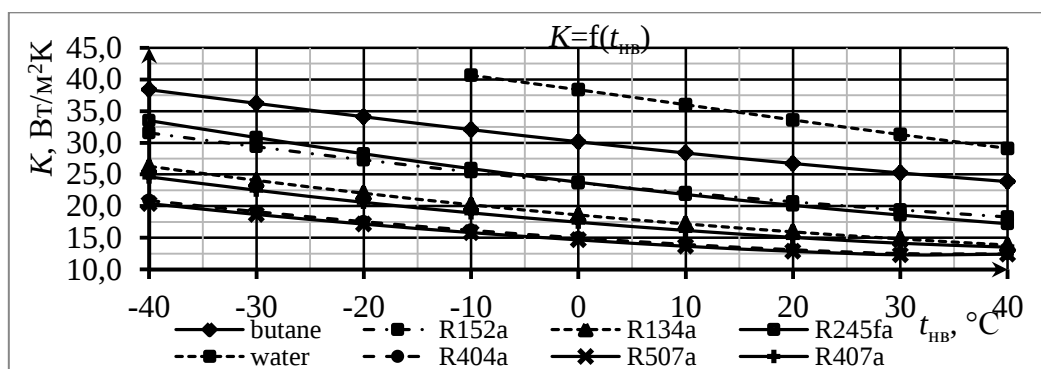


Рис. 2. Зависимость K от $t_{нв}$

В качестве исходных данных приняты параметры стандартной секции [2]: материал труб – сталь 20, ребер – дюраль; тип ребер – круглые; $D = 0,057$ м; $h = 0,015$ м; $d_{н} = 0,027$ м; $\delta = 0,002$ м; $\Delta = 0,000735$ м; $S = 0,0025$ м; $S_1 = 0,084$ м; $L = 12$ м; $B = 2$ м; $z = 8$; $z_x = 1$; число труб в секции 190; $F = 3876$ м². Температура конденсации теплоносителя принималась на 20 °С выше $t_{нв}$.

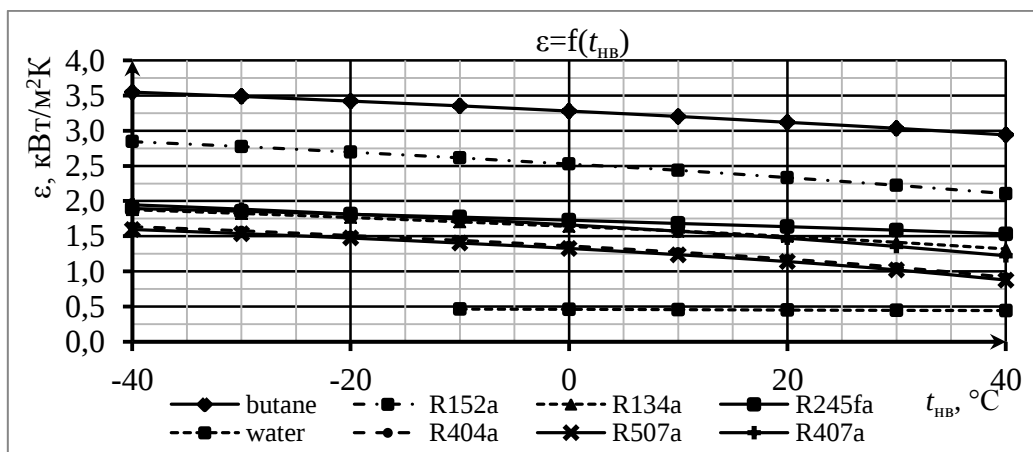


Рис. 3. Зависимость ε от $t_{нв}$

Результаты исследований приведены на рис. 1–4.

Рис. 1 показывает, что по давлению конденсации наилучшими являются R245fa и бутан, на втором месте стоят R152a и R134a, остальные фреоны имеют слишком большое давление, что приведет к увеличению капитальных затрат в ВК. При этом бутан будет работать с давлением выше атмосферного при $t_{\text{нв}} > -20\text{ }^{\circ}\text{C}$, а R245fa – при $t_{\text{нв}} > -7\text{ }^{\circ}\text{C}$, ниже этих температур в трубах ВК будет разрежение и возможен присос воздуха, что ухудшает теплообмен и может потребовать необходимость установки воздухоотсасывающих устройств. При одинаковых $t_{\text{нв}}$ давление R152a в два раза выше, чем у бутана.

На рис. 2 видим, что наибольший коэффициент теплопередачи у водяного пара, на втором месте стоит бутан, а на третьем при положительных $t_{\text{н}}$ – R152a, а отрицательных – R245fa.

Как видно на рис. 3, при одинаковых расходах пара и режимных параметрах наибольший коэффициент теплосъема у бутана, на втором месте находится R152a, а на третьем – R245fa.

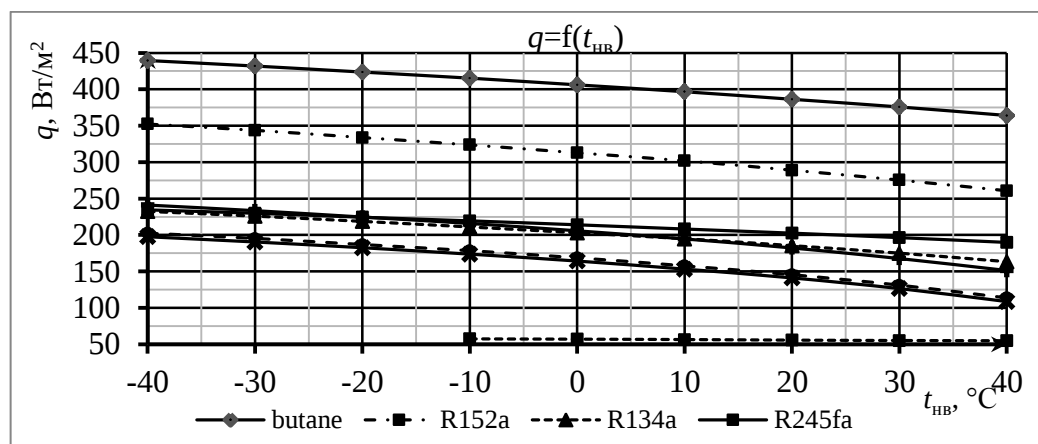


Рис. 4. Зависимость q от $t_{\text{нв}}$

Рис. 4 показывает, что у бутана при одинаковых условиях удельный тепловой поток на 90 Вт/м^2 выше, чем у R152a, и на 200 Вт/м^2 выше, чем у R245fa. Также видим, что с ростом температуры наружного воздуха удельный тепловой поток падает примерно на 10 Вт/м^2 на каждые $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Проведенные исследования показывают, что наилучшие показатели по эффективности работы ВК имеет бутан, на втором месте находится R152a, а на третьем – R245fa. Эффективность воды по всем показателям, кроме коэффициента теплопередачи, существенно хуже, чем у НКВ.

Применение НКВ в бинарном цикле позволит существенно уменьшить число выхлопов и габариты ЦНД турбины, а также диаметры паропроводов от турбины к конденсатору.

Список литературы:

1. Мильман О.О., Федоров В.А. Воздушно-конденсационные установки. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 208 с.
2. Бессонный А.Н., Дрейнер Г.А., Кунтыш В.Б. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справочник: Под общ. ред. В.Б. Кунтыша, А.Н. Бессоного. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.
3. URL: <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm> (Дата последнего обращения: 15.09.2014).

УДК 621.311

ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОЗДУШНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ НА ТЭС

Галашов Н.Н., к.т.н., Цибульский С.А., Ставронский С.А.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: gal@tpu.ru

В настоящее время в качестве основных аппаратов для конденсации выхлопного пара турбин применяются конденсаторы поверхностного типа, в которых охлаждение пара производится потоком воды. Эти конденсаторы имеют целый ряд достоинств: высокий коэффициент теплопередачи, компактность и удобную компоновку с турбиной, малые потери давления в тракте турбина–конденсатор, из-за чего и нашли широкое применение на тепловых электростанциях (ТЭС). Но при применении этих конденсаторов имеется ряд недостатков и проблем: для конденсации 1 кг пара требуется 50–100 кг охлаждающей воды; необходима система подвода, отвода и охлаждения воды; необходима система очистки трубок конденсатора от механических, солевых и биологических загрязнений; при эксплуатации этих систем происходит загрязнение водоемов, земли и атмосферы; насыщение воздуха паром при испарении воды в зимнее время приводит к обмерзанию и возможным нарушениям работы оборудования; при нарушениях работы системы водоснабжения возможна аварийная остановка турбины; при эксплуатации прямоточной и обратной системы с прудами-охладителями возникают проблемы во время паводка и мелководья, а для систем с градирнями – в зимнее время; при водяном охлаждении нельзя получить температуру конденсации пара ниже 10 °С; поскольку конденсация водяного пара происходит при давлении ниже атмосферного, требуется система отвода воздуха из конденсатора и затраты на ее установку и эксплуатацию.

Большинство этих проблем можно решить при применении конденсаторов с воздушным охлаждением пара.