

УДК 621.57

В.В. ГОРИН¹, А.Н. РАДЧЕНКО², А.И. ЕСИН²¹Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, Украина²Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

ИСПЫТАНИЯ КОНДЕНСАТОРА ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ» В СОСТАВЕ СУДОВОГО АВТОНОМНОГО КОНДИЦИОНЕРА

Приведены некоторые результаты испытаний конденсатора типа «труба в трубе» в составе судового автономного кондиционера с капиллярной трубкой, регенеративным теплообменником и отделителем жидкости. Установлена жесткая зависимость холодопроизводительности кондиционера от фазового перехода хладагента в конденсаторе. Экспериментальные данные по тепловым нагрузкам на конденсатор и воздухоохладитель использованы при оценке тепловой эффективности аппаратов и разработке рациональных схемных решений конденсаторных контуров судовых автономных кондиционеров.

конденсатор, судовый автономный кондиционер, регенеративный теплообменник, отделитель жидкости, воздухоохладитель, фазовый переход

Введение

Постановка проблемы. К судовым автономным кондиционерам предъявляются повышенные требования по компактности, эксплуатационной надежности и экологической безопасности. Выполнение последнего требования связано с уменьшением емкости аппаратов холодильной машины (конденсаторов и испарителей) по хладагенту, которая, как и габариты самих аппаратов, зависит от интенсивности происходящих в них процессов теплообмена. Интенсифицировать эти процессы можно путем перевода аппаратов с естественной на принудительную циркуляцию хладагента, т.е. перехода от фазовых превращений (конденсации, кипения) в объеме (на поверхности трубных пучков) к их реализации в каналах (трубах или межтрубных узких каналах), когда доминирует конвективная составляющая. Конвективный режим, в частности, конденсации, можно организовать в кольцевых каналах теплообменников типа «труба в трубе» [1]. При этом охлаждающая вода движется внутри труб, что облегчает их очистку в случае загрязнения. В отличие от кожухотрубных аппаратов с конденсацией на трубном пучке, заполненных на 70% объема конденсатом и, по сути, совмещающих в себе собственно теплооб-

менник и аккумулятор конденсата, емкость конденсаторов «труба в трубе» по хладагенту в 3 – 5 раз меньше. Малая емкость благодаря отсутствию ресиверной части, с одной стороны, является основным преимуществом таких аппаратов, а с другой, – предъявляет повышенные требования к надежности их проектирования или выбора с учетом возможных тепловых нагрузок. При этом они должны обеспечивать полную с переохлаждением конденсацию хладагента. В противном случае (при неполной конденсации) наличие парожидкостной смеси приведет к резкому возрастанию гидравлического сопротивления на линии между конденсатором и испарителем, сокращению подачи хладагента в испаритель и, следовательно, холодопроизводительности кондиционера.

В случае установки перед испарителем регенеративного теплообменника (РТО), выполняемого, как правило, в виде змеевика из трубки малого диаметра, поступление в него парожидкостной смеси вместо конденсата может вызвать резкое дросселирование смеси со значительным понижением ее температуры и, соответственно, температурного напора между участвующими в теплообмене средами. В результате уменьшения тепловых потоков процесс

конденсации может не завершиться даже в РТО, что приведет к срыву работы кондиционера.

Экспериментальное исследование выполнено с целью получения опытных данных по тепловым потокам в конденсаторе «труба в трубе» и испарителе-воздухоохладителе, характеризующим влияние процесса конденсации на эффективность работы РТО и энергетические показатели холодильной машины судового автономного кондиционера в целом. Их анализ позволит разработать рекомендации по созданию эффективных конденсаторных контуров, обеспечивающих высокие энергетические и экологические показатели автономных кондиционеров.

Экспериментальное исследование и анализ результатов

Конденсатор «труба в трубе» испытывался в составе судового автономного кондиционера АК 18/6 [2], выпускаемого АООТ «Завод «Экватор» (г. Николаев). Выбор в качестве объекта исследования кондиционера АК 18/6 обоснован тем, что в его состав помимо основных элементов (компрессора, конденсатора и испарителя) включены дополнительно еще РТО, отделитель жидкости (ОЖ) и капиллярная трубка (КТ), выполняющая функцию дроссельного органа. Испытания кондиционера проводились психрометрическим методом на экспериментальном стенде АООТ «Завод «Экватор». Схема холодильной машины кондиционера представлена на рис. 1.

Расширенная элементная база позволяла исследовать работу кондиционера в широком диапазоне изменения режимных параметров, соответствующих условиям эксплуатации судов неограниченного района плавания. РТО представлял собой встроенный в ОЖ змеевик, в который поступал жидкий хладагент из конденсатора типа «труба в трубе». Переохлаждение жидкости перед КТ обеспечивало снижение дроссельных потерь в цикле. Из испарителя-воздухоохладителя влажные пары R22 поступали в ОЖ. После отделения влаги пары обтекали змеевик

РТО, перегревались и всасывались компрессором, а отсепарированная в ОЖ жидкость низкого давления кипела на поверхности змеевика РТО, переохлаждая проходящую внутри него жидкость высокого давления. Скапливающаяся в ОЖ маслофреоновая смесь направлялась в теплообменник-масловыпариватель, выполненный тоже в виде «трубы в трубе», и испарялась, отводя теплоту от перегретых паров на нагнетании компрессора. Применение КТ вместо терморегулирующего вентиля (ТРВ) обеспечивало подачу хладагента в воздухоохладитель и при малых разностях давления конденсации и кипения (при низких температурах охлаждающей конденсатор воды: $t_w \leq 10^\circ\text{C}$), т.е. за пределами зоны чувствительности ТРВ.

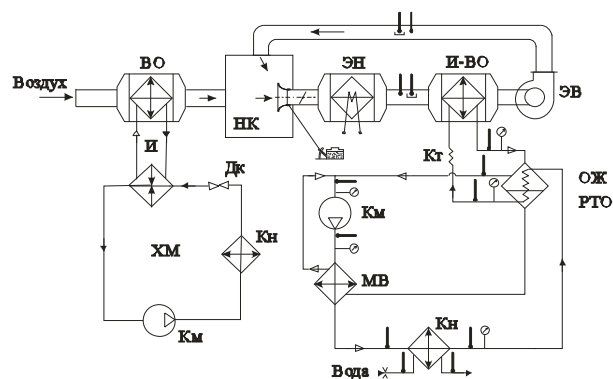


Рис. 1. Схема экспериментального стенда: Км – компрессор; Кн – конденсатор «труба в трубе»; РТО – регенеративный теплообменник; КТ – капиллярная трубка; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; ОЖ – отделитель жидкости; МВ – масловыпариватель; ЭВ – электроклапан; ЭН – электронагреватель; НК – нагрузочная камера; ХМ – холодильная машина

Температура конденсации находилась в диапазоне $t_k = 20 \dots 40^\circ\text{C}$ и устанавливалась в зависимости от температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор t_{w1} , которая менялась в интервале $t_{w1} = 10 \dots 35^\circ\text{C}$. Тепловая нагрузка на воздухоохладитель регулировалась изменением температуры воздуха на входе t_{e1} , который в свою очередь охлаждался с помощью вспомогательного кондиционера, воздухоохладитель которого был установлен в нагнетании компрессора.

зочной камере НК. При этом температуры по сухому и мокрому термометрам изменялись в диапазонах $t_c = 20 \dots 40 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_m = 10 \dots 30 \text{ }^\circ\text{C}$. Массовые расходы воздуха G_a и воды G_w оставались постоянными.

Конденсатор типа «труба в трубе» (рис. 2) представлял собой конструкцию, состоящую из горизонтальных гладких труб наружным диаметром и толщиной стенки наружной и внутренней труб соответственно $D_n = 18 \times 2$ и $D_{вн} = 10 \times 1$ мм. Трубы приварены своими концами к вертикальным коллекторам из труб $D = 18 \times 2$ мм, в которых происходил поворот потока R22 на 180° .

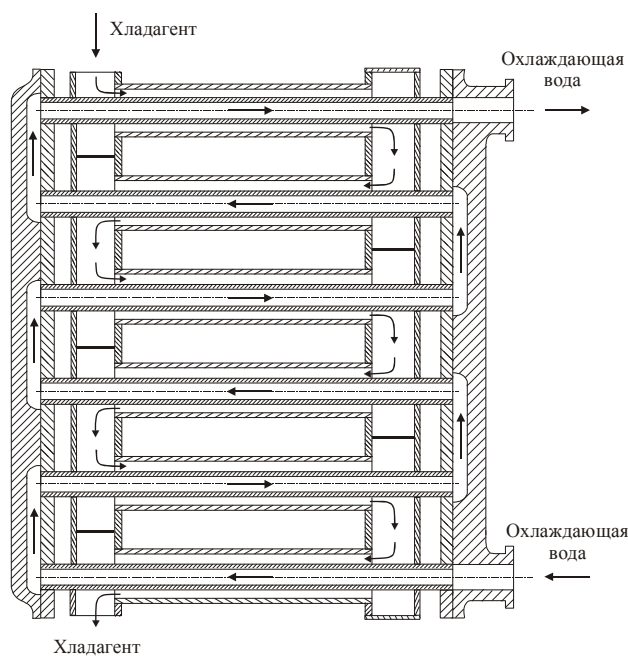


Рис. 2. Схема экспериментального конденсатора типа «труба в трубе»

Хладагент конденсировался в кольцевом канале, образованном наружной и внутренней трубами. Одному ходу хладагента соответствовало его движение по панели, состоящей из двух вертикальных коллекторов, соединенных несколькими парами горизонтальных наружных и внутренних труб. Вода проходила через внутренние трубы, а ее поворот на 180° осуществлялся в поворотных камерах, образованных трубной доской и плоской крышкой. Поверх-

ность теплопередачи опытного образца конденсатора была рассчитана на тепловую нагрузку 20 кВт (при температурах воды на входе $30 \text{ }^\circ\text{C}$ и конденсации $40 \text{ }^\circ\text{C}$).

Конденсатор типа «труба в трубе» обладает рядом преимуществ по сравнению с кожухотрубным: 1) меньшая в 5 раз емкость конденсатора по хладагенту и, в конечном счете, зарядка всей холодильной машины; 2) меньший в 1,5 раза расход охлаждающей воды; 3) меньшие масса (на 20...40%) и габариты (на 25...30%).

Цикл холодильной машины кондиционера приведен на рис. 3. В ходе эксперимента измерялись температуры в характерных точках цикла (жидкого R22 после конденсатора и РТО, парообразного – после воздухоохладителя, на всасывании компрессора, т.е. после РТО, и на нагнетании) и давления конденсации и кипения, по которым, в свою очередь, определялись соответствующие температуры t_k и t_0 .

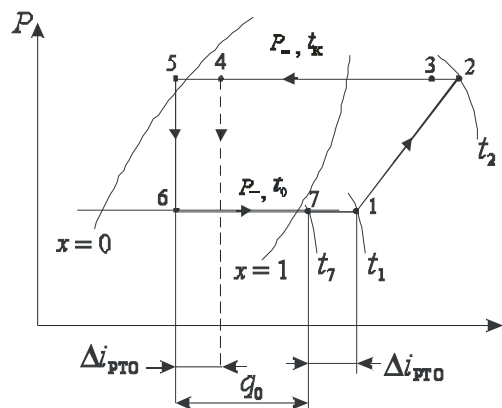


Рис. 3. Цикл холодильной машины автономного кондиционера

По температурам и расходу охлаждающей конденсатор воды находили полную тепловую нагрузку на конденсатор: $Q_{Kn} = G_w c_w (t_{w2} - t_{w1})$, а по значениям температур R22 перегретого пара на входе t_3 и переохлажденной жидкости на выходе t_5 из конденсатора и давлению конденсации – соответствующие энтальпии и удельную тепловую нагрузку на него:

$$q_{Kh} = c_n (t_3 - t_k) + r_k + c_{ж} (t_k - t_5),$$

где r_k – удельная теплота фазового перехода хладагента при давлении конденсации, а c_n и $c_{ж}$ – теплоемкости пара и жидкости.

Массовый расход хладагента G_0 вычисляли как отношение полной и удельной тепловых нагрузок на конденсатор: $G_0 = Q_{Kh}/q_{Kh}$, а удельную холодопроизводительность – по тепловой нагрузке на воздухоохладитель: $q_0 = Q_0/G_0$. Тепловая нагрузка на воздухоохладитель Q_0 определялась по значениям энтальпии влажного воздуха на входе и выходе из воздухоохладителя: $Q_0 = G_B (I_{B1} - I_{B2})$. В свою очередь энтальпии находились по измеренным температурам по сухому и мокрому термометрам t_c и t_m из $d-I$ диаграммы для влажного воздуха.

Удельная тепловая нагрузка на РТО определялась из теплового баланса, составленного по температурам пара на входе (на выходе из воздухоохладителя с температурой t_7) и выходе (пар на всасывании компрессора с t_1) из РТО:

$$q_{РТО} = c_n(t_1 - t_7).$$

Энтальпия хладагента на входе в воздухоохладитель (жидкого хладагента на выходе из РТО) вычислялась как $i_{ex} = i_5 - q_{РТО}$. При этом энтальпия переохлажденного в конденсаторе жидкого хладагента рассчитывалась как $i_5 = i_k' - c_{ж}(t_k - t_5)$, где i_k' – энтальпия насыщенной жидкости при давлении конденсации.

При неполном фазовом переходе в воздухоохладителе энтальпия $i_{вых}$ и паросодержание x_2 хладагента на выходе из воздухоохладителя определялись как $i_{вых} = i_{ex} + q_0$ и согласно закону аддитивности $x_7 = (i_{вых} - i_0')/r_0$, где i_0' и r_0 – энтальпия насыщенной жидкости и удельная теплота фазового перехода при давлении кипения P_0 .

Если в конденсаторе происходила конденсация с переохлаждением жидкости, то удельная тепловая нагрузка на РТО определялась по жидкости как разность энтальпий жидкости до и после РТО:

$$q_{РТО}^{жк} = i_4 - i_5 = c_{ж} (t_4 - t_5).$$

В случае, когда в конденсаторе происходила неполная конденсация, то удельную тепловую нагрузку на РТО вычисляли по параметрам пара как разность энтальпий перед компрессором и после воздухоохладителя: $q_{РТО}^n = i_1 - i_7 = c_n (t_1 - t_7)$.

Паросодержание на выходе из воздухоохладителя определяется отношением разности энтальпий к удельной теплоте фазового перехода (закон аддитивности):

$$x_7 = (i_7 - i_0')/r_0.$$

Энтальпия на выходе из воздухоохладителя: $i_7 = i_6 + q_0$, где i_6 – энтальпия на входе в воздухоохладитель.

Полная тепловая нагрузка на РТО вычислялась как произведение массового расхода хладагента и удельной нагрузки теплообменника: $Q_{РТО} = G_0 / q_{РТО}$.

Следует отметить, что экспериментально установленные массовый расход хладагента G_0 и, как следствие, холодопроизводительность Q_0 кондиционера оказались существенно меньше паспортной характеристики компрессора и кондиционера. Причиной этого была неполная конденсация пара в двухтрубном конденсаторе, поступление из него в РТО вместо жидкости парожидкостной смеси хладагента и, как следствие, повышенное гидравлическое сопротивление РТО. Экспериментально установленное падение давления в РТО составляло 0,4...0,5 МПа. При этом РТО функционировал как дроссельный орган, следствием чего и было сокращение подачи хладагента в испаритель-воздухоохладитель и холодопроизводительности кондиционера.

На рис. 4 представлены опытные данные по температурам жидкого R22 после конденсатора t_u и РТО $t_{РТО}$, парообразного R22 на выходе из воздухоохладителя t_{o2} и на всасывании в компрессор $t_{вс}$ при перегревах пара в воздухоохладителе не более 3...5 °С, т.е. практически без перегрева. При этом в РТО происходил Перегрев всасываемых компрессором паров в РТО происходит при одновременном переохлаждении жидкости после конденсатора. В соответствии с соотношением теплоемкостей жид-

кости и пара первая величина должна быть вдвое больше второй. Но опытные значения температур показали обратное: увеличение температуры в РТО по паровой линии $\Delta t_n = t_{ec} - t_{02}$ было меньше ее понижения по жидкостной $\Delta t_{жс} = t_u - t_{PTO}$. Причиной этого было значительное дросселирование жидкости в РТО, обусловленное в свою очередь поступлением в РТО из конденсатора парожидкостной смеси хладагента. Поэтому измеряемые величины t_{PTO} отражали не полезное переохлаждение жидкости после конденсатора, а снижение ее температуры в процессе дросселирования. Соответственно и перегрев пара в РТО был гораздо меньше из-за сокращения температурного напора между жидкостью и паром, обусловленного дросселированием.

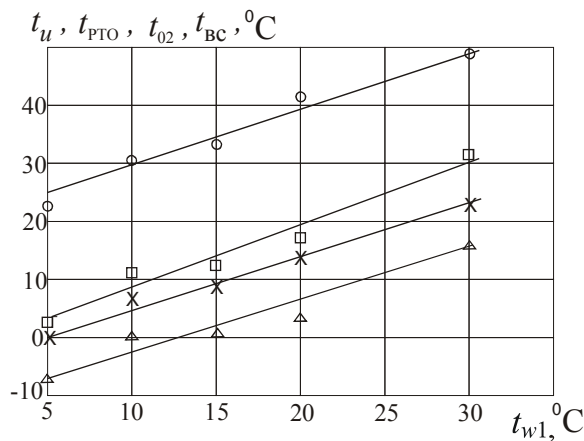


Рис. 4. Зависимость опытных значений температуры R22 от температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор t_{w1} : ○ – t_u ; □ – t_{PTO} ; × – $t_{вс}$; △ – t_{02}

Итак, из-за неполной конденсации паров в конденсаторе и поступления в РТО вместо жидкости парожидкостной смеси РТО выполнял функцию дроссельного органа, а его большое гидравлическое сопротивление, по сути, исключали работу РТО в качестве поверхностного ТО с реализацией требуемых температурных напоров между жидкостью и паром.

Выводы и перспектива использования результатов

1. Применение теплообменника «труба в трубе» в качестве конденсатора автономных кондиционеров предъявляет повышенные требования к поддержанию требуемых параметров охлаждающей среды. В противном случае при повышении ее температуры возможна неполная конденсация в нем хладагента. Поступление из конденсатора в РТО вместо жидкости парожидкостной смеси вызывает резкое возрастание гидравлического сопротивления, следствием чего является значительное сокращение подачи в испаритель хладагента и, следовательно, холодопроизводительности кондиционера.

2. Эффективная работа конденсаторов «труба в трубе» в широком диапазоне температур охлаждающей среды возможна в составе двухступенчатых конденсаторных контуров с включением в них сепаратора пара. В качестве второй ступени возможно применение РТО, выполняющего функции конденсации отсепарированного пара.

Литература

1. Доссат Рой Дж. Основы холодильной техники. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 520 с.
2. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С.-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с.

Поступила в редакцию 10.06.2006

Рецензент: д-р техн. наук, проф. И.Г. Чумак, Одесская государственная академия холода, Одесса.