

УДК 532.546

В.В. ГОРИН

*Национальный технический университет Украины "КПИ", Украина*

### АВТОНОМНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ С ЭФФЕКТИВНЫМИ КОНДЕНСАТОРНЫМИ КОНТУРАМИ

Выполнен анализ тепловой эффективности разных вариантов конденсаторов автономных кондиционеров и определены их оптимальные параметры, обеспечивающие максимальные плотности теплового потока. Показано, что неполная конденсация обеспечивает повышение плотности теплового потока на 5...8 %. Предложен эффективный контур с двухступенчатой конденсацией и промежуточной сепарацией пара.

**автономный кондиционер, конденсатор, теплоотдача, конденсация в каналах, холодильный агент**

#### **Анализ состояния проблемы, выделение нерешенных вопросов, постановка цели и задач исследования**

Автономные кондиционеры должны отвечать повышенным требованиям по компактности, энергопотреблению и надежности. Их выполнение во многом зависит от эффективности работы теплообменных аппаратов и, прежде всего, испарителей-воздухоохладителей и конденсаторов. Циклом работ [1 – 5] было показано, что интенсификация теплообмена в испарителях-воздухоохладителях путем исключения дисперсного режима кипения с крайне низкой интенсивностью теплоотдачи от сухой стенки к перегретому пару с диспергированной в нем жидкостью обеспечивает значительное сокращение не только габаритов аппаратов, но и энергетических потерь в цикле, обусловленных разностью температур между охлаждаемым воздухом и кипящим хладагентом. За счет ее уменьшения на 3...4 °С и соответствующего повышения температуры кипения возможно сокращение удельной работы сжатия и, следовательно, потребляемой компрессором электрической мощности на 10...15 %.

Немалые резервы в решении этих вопросов связаны с интенсификацией теплообмена в конденсаторах. Традиционные кожухотрубные аппараты с кон-

денсацией на трубном пучке под действием сил гравитации (естественной конвекции) не отвечают современным требованиям по энергосбережению. Заполненные на 70 % объема конденсатом они, по сути, совмещают в себе собственно теплообменник и ресивер.

Вполне очевидно, что интенсифицировать фазовый переход можно путем перевода аппаратов с естественной на принудительную циркуляцию хладагента. Для этого, во-первых, необходимо организовать процесс конденсации с продольным обтеканием труб, когда благодаря высоким скоростям течения в узких межтрубных каналах с малыми проходными сечениями конвективная составляющая теплообмена становится доминирующей.

Во-вторых, так как процесс конденсации характеризуется уменьшением скорости по мере заполнения конденсатом сечения канала, то желательно исключить его завершающую стадию, отличающуюся низкой интенсивностью теплоотдачи к малоподвижному конденсату, а несконденсировавшийся пар отделять в сепараторе от жидкости и конденсировать в конденсаторе второй ступени. Поскольку доля этого пара весьма незначительна (примерно 20 %), то меньшая интенсивность теплообмена во второй ступени (по сравнению с первой) не будет

оказывать заметного влияния на энергетические показатели холодильной машины кондиционера. Сепаратор пара выполняет также функцию аккумулятора конденсата. Такие эффективные двухступенчатые конденсаторные контуры вполне могут заменить традиционные малоэффективные кожухотрубные конденсаторы с конденсацией на трубном пучке в условиях естественной конвекции.

**Целью** выполненного исследования является сравнительный анализ тепловой эффективности разных вариантов конденсаторов автономных кондиционеров и определение их оптимальных характеристик, обеспечивающих максимальные плотности теплового потока.

Полученные результаты могли бы использоваться при проектировании эффективных конденсаторных контуров.

### Анализ тепловой эффективности конденсаторов автономных кондиционеров

При конденсации пара в каналах (трубах) интенсивность теплоотдачи зависит, прежде всего, от его массовой скорости  $w$  и расходного массового паросодержания  $x$ . Как видно из экспериментальных данных по коэффициентам теплоотдачи  $\alpha$  при конденсации хладагента R12, представленных на рис. 1 [6], с увеличением массовой скорости  $w$  не только повышаются коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$ , но и усиливается их зависимость от паросодержания  $x$ : кривые становятся круче.

Из этого следует, что с переходом на конвективную конденсацию ухудшение интенсивности теплоотдачи на завершающей ее стадии (в диапазоне  $x = 0 \dots 0,2$ ) становится тем более ощутимым, чем выше массовая скорость. Поэтому с целью повышения тепловой эффективности аппаратов с конденсацией в каналах целесообразным является исключение ее завершающей стадии, т.е. перевод аппаратов на двухступенчатую конденсацию.

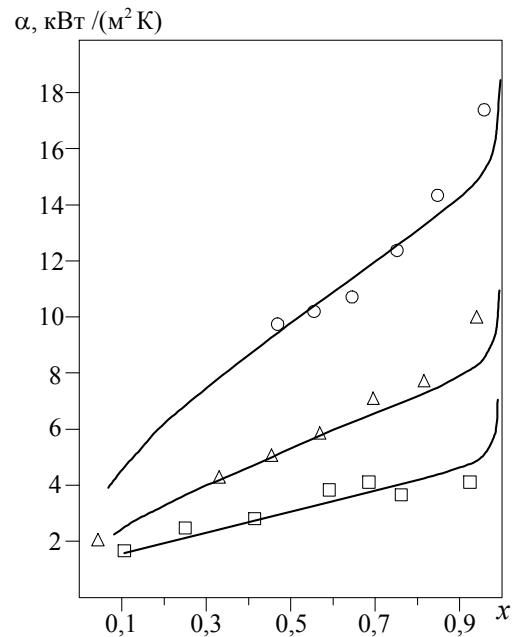


Рис. 1. Экспериментальные данные по коэффициентам теплоотдачи  $\alpha$  при конденсации R12 в зависимости от паросодержания  $x$  при разных значениях массовой скорости [6]:  
 $\bigcirc$  –  $15,3 \cdot 10^2$  кг/(м²с);  
 $\Delta$  –  $7,1 \cdot 10^2$  кг/(м²с);  
 $\square$  –  $3,7 \cdot 10^2$  кг/(м²с)

Необходимо решить также вопрос подключения ступеней конденсаторов: непосредственное их подключение или с включением между ними сепаратора пара.

В первом случае повышение интенсивности теплоотдачи на завершающей стадии конденсации (в диапазоне  $x = 0 \dots 0,2$ ) достигается за счет увеличения скорости парожидкостной смеси, а во втором – еще и в результате реализации фазового перехода с самого начала: во всем диапазоне паросодержаний от  $x = 1$  до  $x = 0$ . Для того, чтобы сделать вывод о целесообразности того или иного варианта, необходимо рассчитать плотности теплового потока, причем максимальные  $q_{\max}$  для каждого из них. Такой расчет должен производиться с учетом не только теплоотдачи и теплопередачи, но и гидравлического сопротивления, поскольку при повышенных массовых скоростях, целесообразных с точки зрения теплообмена, чрезмерное увеличение гидравлического

сопротивления приведет к снижению плотности теплового потока  $q$ .

Учет гидравлического сопротивления особенно важен в холодильных машинах, в которых на его преодоление затрачивается мощность компрессора, что приводит к ухудшению энергетических показателей машин – уменьшению их холодильного коэффициента.

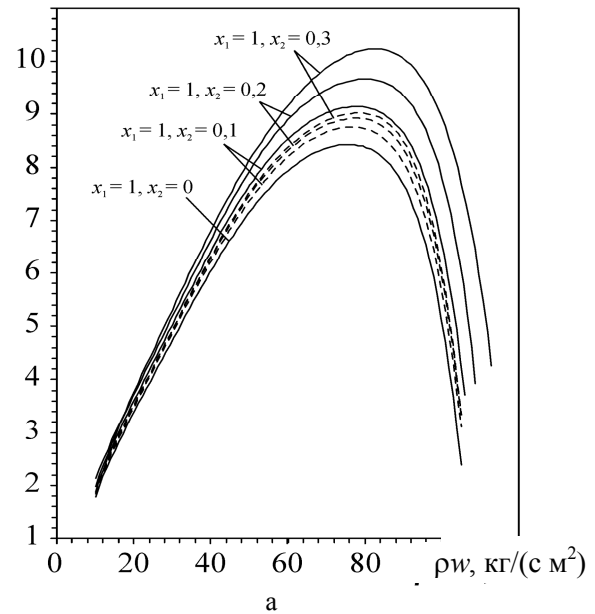
Необходимость выполнения оптимизационных тепловых расчетов холодильных конденсаторов обусловлена еще и появлением альтернативных озонобезопасных холодильных агентов, пришедших на смену традиционным R12 и R22, для которых отсутствуют опытные данные по влиянию массовой скорости  $\rho w$  на плотности теплового потока. Конструирование же аппаратов "по прототипу" может привести к неоправданным эксплуатационным расходам и затратам на их доводочные испытания.

Оптимальный тепловой расчет конденсатора сводится к нахождению максимальной плотности теплового потока  $q_{\max}$ . Соответствующие ей массовая скорость холодильного агента  $(\rho w)_{\text{opt}}$ , длина канала (трубки)  $L_{\text{opt}}$  и число таких каналов считаются оптимальными [7, 8].

Возможность достижения плотностью теплового потока максимального значения  $q_{\max}$  обусловлена следующим. С одной стороны, с увеличением массовой скорости холодильного агента  $\rho w$  коэффициенты теплоотдачи при конденсации  $\alpha_a$  и теплопередачи  $k$  возрастают, что влечет за собой повышение плотности теплового потока  $q$ . С другой – из-за увеличения гидравлического сопротивления конденсирующегося парового потока  $\Delta P$  происходит уменьшение температуры конденсации на величину  $\Delta t_k$ , соответственно логарифмической разности температур  $\theta$  и, как следствие, плотности теплового потока  $q$ . Такое противоположное влияние  $k$  и  $\theta$  на  $q$  с увеличением  $\rho w$  и обуславливает наличие максимума функции  $q = k \theta$  при определенной, оптимальной, величине массовой скорости  $(\rho w)_{\text{opt}}$ .

Изменение плотности теплового потока  $q$  в зависимости от массовой скорости  $\rho w$  хладагента R142b при температурах конденсации  $t_k = 40^\circ\text{C}$ , воды на входе  $t_{w1} = 30^\circ\text{C}$  и выходе  $t_{w2} = 34^\circ\text{C}$ , разных паросодержаниях на входе  $x_1$  и выходе  $x_2$  из конденсатора приведены на рис. 2.

$q, \text{кВт/м}^2$



$q, \text{кВт/м}^2$

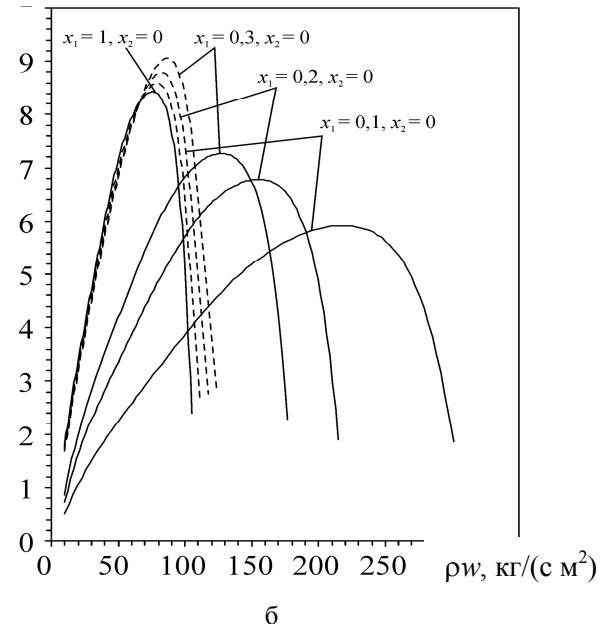


Рис. 2. Зависимости плотности теплового потока  $q$  от массовой скорости  $\rho w$  хладагента R142b при разных паросодержаниях на выходе  $x_2$  (а) и входе  $x_1$  (б) в конденсатор

Одноступенчатому конденсатору с полным фазовым переходом соответствует кривая при  $x_1 = 1$  и  $x_2 = 0$ .

Кривые при  $x_1 = 1$  и разных значениях  $x_2$  (сплошные линии на рис. 2, а) характеризуют аппарат с неполной конденсацией, служащий первой ступенью при двухступенчатой конденсации. Как видно, заметное (примерно на 10 %) увеличение максимальной величины  $q_{\max}$  плотности теплового потока имеет место уже при незначительном повышении  $x_2$  ( $x_2 = 0,1$ ).

В дальнейшем темп приращения  $q_{\max}$  с увеличением  $x_2$  несколько замедляется, но все же даже при  $x_2 = 0,2$  приращение  $q_{\max}$  по сравнению с полной конденсацией составляет почти 15 %. При этом в отводимой от аппарата пароконденсатной смеси содержится 20 % пара, который необходимо сконденсировать во второй ступени.

При выборе схемы подключения ступеней конденсатора следует исходить из следующих соображений.

В случае непосредственного их подключения во вторую ступень поступает пароконденсатная смесь с паросодержанием на входе ( $x_1$  на рис. 2, б), равным паросодержанию на выходе из первой ступени ( $x_2$  на рис. 2, а), т.е.  $x_1 = x_2$ , чему соответствует правый пучок из трех кривых с  $x_2 = 0,2$  и разными величинами  $x_1$  (рис. 2, б).

Как видно, за счет более высоких значений оптимальной массовой скорости хладагента во второй ступени (при  $x_1 = 0,1$  величина  $(\rho w)_{\text{opt}} = 230 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$  на рис. 2, б) по сравнению с первой (при  $x_2 = 0,1$  оптимальное значение для первой ступени  $(\rho w)_{\text{opt}} = 80 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$  на рис. 2, а) можно достичь примерно двукратного повышения плотности теплового потока на завершающей стадии конденсации (в диапазоне  $x = 0,1 \dots 0$ ) во второй ступени по сравнению с первой:  $6 \text{ кВт}/\text{м}^2$  против  $3 \text{ кВт}/\text{м}^2$  (на кривой  $x_1 = 0,1$ ;  $x_2 = 0$  правого пучка кривых соответственно при  $\rho w = 230$  и  $80 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ ).

В результате средняя для двух ступеней плотность теплового потока (пунктирные кривые на рис. 2, б) незначительно возрастает: примерно на 2 % при  $x_1 = 0,1$  и на 8 % при  $x_1 = 0,3$  по сравнению с одноступенчатым конденсатором.

Если же во вторую ступень конденсатора подавать пар, отделенный от конденсата в сепараторе, установленном между ступенями, то в ней будет иметь место полная конденсация (нижняя кривая на рис. 2, а при  $x_1 = 1$  и  $x_2 = 0$ ) при плотности теплового потока  $q_{\max} = 8,4 \text{ кВт}/\text{м}^2$ , т.е. в 1,4 раза выше, чем во второй ступени при ее непосредственном подключении ( $q_{\max} = 6 \text{ кВт}/\text{м}^2$  при  $x_1 = 0,1$ ;  $x_2 = 0$  на рис. 2, б).

Таким образом, конденсаторный контур с двухступенчатой конденсацией и сепарацией несконденсировавшегося в первой ступени пара обеспечивает повышение плотности теплового потока во второй ступени примерно в 1,4 раза по сравнению с двухступенчатой конденсацией без сепарации пара. В результате средняя для двух ступеней плотность теплового потока (пунктирные кривые на рис. 2, а) возрастает: примерно на 5 % при  $x_1 = 0,1$  и на 8 % при  $x_1 = 0,3$  по сравнению с одноступенчатым конденсатором.

## Выводы

1. Проанализирована тепловая эффективность традиционных конденсаторов холодильных машин автономных кондиционеров и установлено, что резервы ее повышения связаны с переходом на двухступенчатую конденсацию с неполным фазовым переходом в первой ступени.

2. Рассмотрены два варианта реализации двухступенчатой конденсации: первый – с подачей несконденсировавшейся в первой ступени парожидкостной смеси непосредственно во вторую ступень с увеличенной в несколько раз массовой скоростью; второй – с промежуточной сепарацией пара из несконденсировавшейся в первой ступени

парожидкостной смеси и подачей во вторую ступень отсепарированного пара. Анализ вариантов выполнен при максимальной для каждого варианта плотности теплового потока в каждой ступени конденсатора.

3. Установлено, что более эффективным является контур с двухступенчатым конденсатором и промежуточной сепарацией пара, обеспечивающий повышение плотности теплового потока в конденсаторе второй ступени в 1,4 раза по сравнению с двухступенчатой конденсацией без сепарации фаз.

4. Переход на двухступенчатую конденсацию с промежуточной сепарацией фаз обеспечивает повышение плотности теплового потока, средней для обеих ступеней конденсатора, на 5...8 %.

### Литература

1. Радченко А.Н. Анализ эффективности испарительно-компрессорных узлов судовых систем микроклимата // Зб. наук. праць Миколаївського університету кораблебудування ім. адм. Макарова. – Миколаїв: МУК, 2004. – № 5 (398). – С. 92-99.

2. Радченко А.Н. Исследование условий эффективной работы воздухоохладителей судовых автономных кондиционеров // Холодильная техника и технология. – Одесса: ОГАХ. – 2004. – №. 3. – С. 27-31.

3. Радченко Н.И. Анализ тепловой эффективности воздухоохладителей судовых кондиционеров // Збірник наукових праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ. – 2000. – № 3 (369). – С. 52-59.

4. Радченко Н.И. Повышение тепловой эффективности воздухоохладителей непосредственного испарения // Теплоэнергетика и хладотехника: Сб. науч. трудов НКИ. – Николаев: НКИ. – 1992. – С. 76-82.

5. Радченко Н.И. Исследование влияния неравномерности воздушных потоков на тепловую эффективность фреоновых воздухоохладителей // Вестник Международной академии холода. – 2000. – Вып. 2. – С. 28-30.

6. Traviss D.P., Rohsenow W.M., Baron A.B. Forced-convection condensation in tubes: a heat transfer equation for condenser design // ASHRAE Transactions. – 1973. – Vol. 79. – P. 157-165.

7. Радченко М.І. Випарники і конденсатори судових систем кондиціонування та рефрижерації. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 124 с.

8. Slipcevic B.: Wärmeübergang beim Sieden von R – Kältemitteln in horizontalen Rohren // Kältetechnik – Klimatisierung, 1972. – No. 12. – P. 345-351.

*Поступила в редакцию 8.06.2006*

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. Н.И. Радченко, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев.