

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАНСПОРТНОГО КОНДИЦИОНЕРА ПОВЫШЕННОЙ НАДЕЖНОСТИ

А.Н. Радченко, аспирант,

Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, г. Николаев, Украина

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

К транспортным и, в частности, судовым кондиционерам предъявляются жесткие требования по надежности. Их выполнение зависит прежде всего от условий безопасной работы поршневого герметичного компрессора сухим ходом, что обеспечивается перегревом паров хладагента на всасывании в компрессор. Поддержание заданной степени перегрева осуществляется терморегулирующим вентилем (ТРВ). Однако, если при больших разностях давления конденсации и кипения $\Delta P = P_k - P_0$ (к примеру $\Delta P \approx 1$ МПа, что имеет место для хладагента R-22 при $P_k = 15$ МПа, $t_k = 40$ °С и $P_0 = 0,5$ МПа, $t_0 = 5$ °С) ТРВ обеспечивает надежное регулирование

подачи хладагента в испаритель-воздухоохладитель, то при малых $\Delta P < 0,5$ МПа ($P_k < 1$ МПа, $t_k < 25$ °С) чувствительность ТРВ резко снижается, и он может полностью перекрывать подачу хладагента. Это имеет место при низких температурах охлаждающей конденсатор воды t_w .

Для обеспечения надежной работы компрессора сухим ходом при низких значениях температуры охлаждающей конденсатор воды t_w ЦНИИПИ "Тайфун" (г. Николаев) спроектирован и ПО "Экватор" (г. Николаев) изготавливается судовой автономный кондиционер АК 18/6 с капиллярной трубкой. Схема холодильной машины кондиционера приведена на рис. 1.

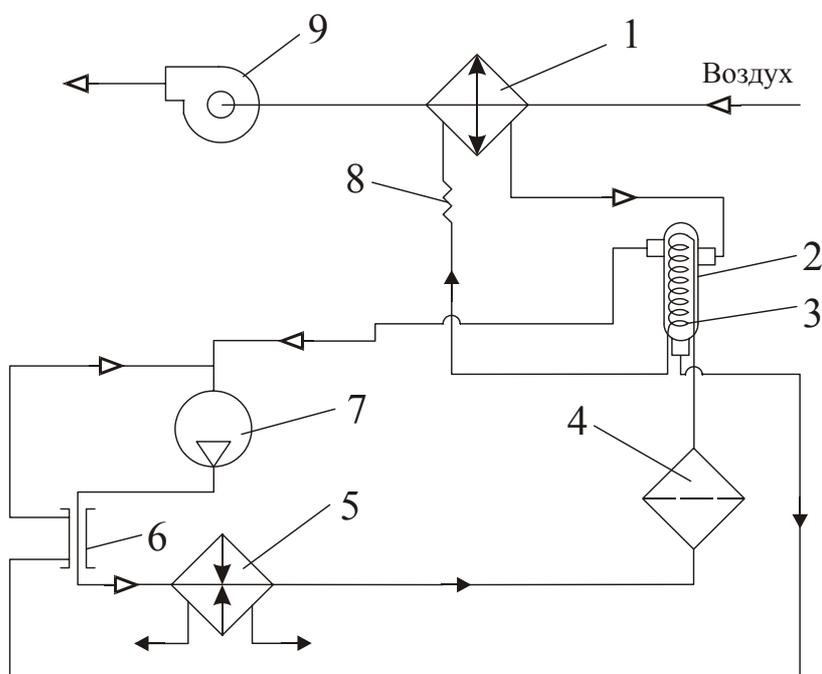


Рис. 1. Схема холодильной машины кондиционера:

- | | |
|---|--------------------------|
| 1 – испаритель-воздухоохладитель; | 2 – отделитель жидкости; |
| 3 – регенеративный теплообменник; | 4 – фильтр-осушитель; |
| 5 – конденсатор; | 6 – масловыпариватель; |
| 7 – компрессор; 8 – капиллярная трубка; | 9 – вентилятор |

Для защиты компрессора от гидравлического удара в нем предусмотрен отделитель жидкости, к которому тангенциально подводится парожидкостная маслохладоновая смесь из воздухоохладителя. После отделения паров жидкая маслохладоновая смесь собирается в нижней части отделителя, откуда она стекает в теплообменник-масловыпариватель типа "труба в трубе", где за счет подвода теплоты от перегретых паров на нагнетании компрессора происходит выпаривание хладагента из маслохладоновой смеси. Испаряющийся в теплообменнике-масловыпаривателе хладагент уносит масло в картер компрессора.

Всасываемые компрессором пары омывают встроенный в отделитель регенеративный теплообменник (РТО) – змеевик винтообразного типа – и перегреваются. Внутри змеевика протекает жидкий хладагент высокого давления после конденсатора. Переохлаждение жидкого хладагента в РТО перед дросселированием в капиллярной трубке повышает холодопроизводительность. Применение вместо ТРВ капиллярной трубки обеспечивает подачу хладагента в воздухоохладитель при малых разностях давления конденсации и кипения ΔP , т.е. при низких температурах охлаждающей конденсатор воды t_w (10 °С и ниже), когда ТРВ полностью перекрывает подачу хладагента.

В целях определения теплотехнических характеристик и выявления резервов дальнейшего совершенствования были выполнены экспериментальные исследования серийно выпускаемого кондиционера АК 18/6.

2. Экспериментальное исследование и анализ результатов

Изменение тепловой нагрузки на воздухоохладитель кондиционера осуществлялось регулированием параметров воздуха на входе. При этом температуры по сухому и мокрому термометрам изменялись в диапазонах $t_c = 20...40$ °С и $t_m = 10...30$ °С. Температура конденсации находилась в диапазоне $t_k = 20...40$ °С и устанавливалась в

зависимости от температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор t_{w1} , которая изменялась в интервале $t_{w1} = 10...35$ °С. Массовые расходы воздуха G_B и воды G_w оставались постоянными.

Тепловая нагрузка на конденсатор определялась по параметрам охлаждающей воды:

$$Q_{KH} = G_w c_w (t_{w2} - t_{w1}),$$

где c_w – теплоемкость воды.

По измеренным значениям температуры нагнетаемых компрессором паров t_n , конденсации t_k и переохлажденного в конденсаторе жидкого хладагента t_u вычислялась удельная тепловая нагрузка на конденсатор

$$q_{KH} = c_n (t_n - t_k) + r_k + c_{ж} (t_k - t_u),$$

где c_n и $c_{ж}$ – теплоемкости парообразного и жидкого R-22;

r_k – удельная теплота фазового перехода при конденсации.

Температуры конденсации t_k и кипения t_0 определялись по измеренным давлениям P_k и P_0 .

Массовый расход хладагента вычисляли как $G_0 = Q_{KH} / q_{KH}$, а удельную холодопроизводительность – по тепловой нагрузке на воздухоохладитель: $q_0 = Q_0 / G_0$. При этом 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 из d-I диаграммы для влажного воздуха по измеренным температурам по сухому и мокрому термометрам t_c и t_m .

Удельная тепловая нагрузка на РТО определялась из теплового баланса, составленного по параметрам пара на входе (пар на выходе из воздухоохладителя с температурой $t_{в02}$) и выходе (всасываемый компрессором пар при $t_{вс}$) из РТО: $q_{РТО} = c_n (t_{вс} - t_{в02})$.

Энтальпия хладагента на входе в воздухоохладитель (жидкого хладагента на выходе из РТО) вычислялась как $i_{вх} = i_u - q_{РТО}$. При этом энтальпия переохлажденного в конденсаторе жидкого хладагента рассчитывалась как $i_u = i_k' - c_{ж} (t_k - t_u)$, где

i'_k – энтальпия насыщенной жидкости при давлении конденсации.

При неполном фазовом переходе в воздухоохладителе энтальпия $i_{\text{вых}}$ и паросодержание x_2 хладагента на выходе из воздухоохладителя определяются как $i_{\text{вых}} = i_{\text{вх}} + q_0$ и $x_2 = (i_{\text{вых}} - i'_0) / r_0$, где i'_0 и r_0 – энтальпия насыщенной жидкости и удельная теплота фазового перехода при давлении кипения P_0 .

Результаты экспериментальных исследований были представлены в виде зависимости холодопроизводительности Q_0 от температуры кипения t_0 при разных температурах конденсации t_k (рис. 2), массового расхода хладагента G_0 (рис. 3) и потребляемой компрессором мощности N (рис. 4) от указанных параметров.

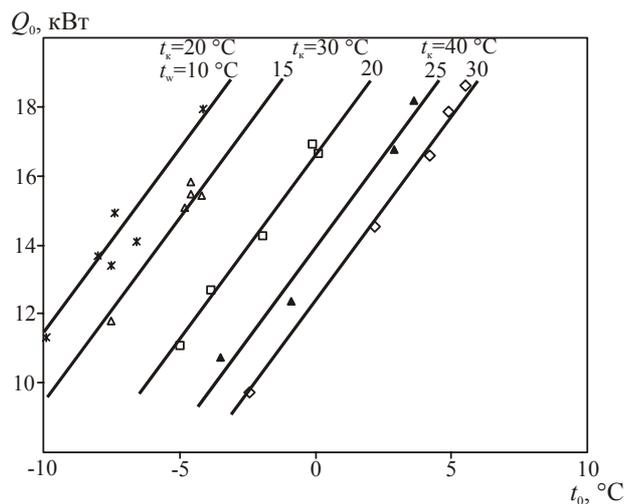


Рис. 2. Зависимость холодопроизводительности Q_0 от температуры кипения t_0 при разных температурах конденсации t_k и охлаждающей конденсатор воды t_w

Как видно из рис. 2, с повышением температуры кипения t_0 холодопроизводительность Q_0 монотонно возрастает, причем при разных температурах конденсации t_k графики остаются эквидистантными.

Более высокие значения Q_0 при $t_k = \text{idem}$ и более низких температурах охлаждающей конденсатор воды t_w отражают приращение холодопроизводительности в результате более глубокого переохлаждения жидкости в конденсаторе и увеличения массового расхода хладагента G_0 (рис. 3). Последнее объясняется тем,

что с увеличением переохлаждения жидкости возрастает пропускная способность капилляра, поскольку переход в двухфазную область смещается дальше от входа в капилляр, а значит, и гидравлическое его сопротивление будет меньше.

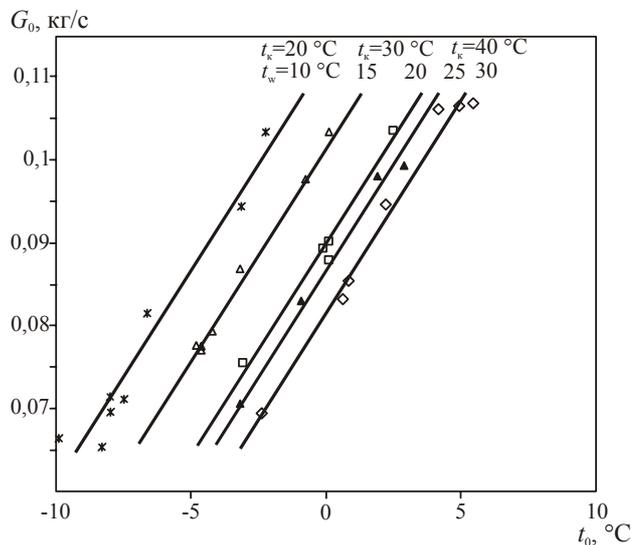


Рис. 3. Зависимость массового расхода хладагента G_0 от температуры кипения t_0 при разных температурах конденсации t_k и охлаждающей конденсатор воды t_w

Аналогичный характер имеют и зависимости потребляемой компрессором мощности N от температуры кипения t_0 при разных температурах конденсации t_k и охлаждающей конденсатор воды t_w (рис. 4).

Результаты обработки экспериментальных данных свидетельствуют о том, что при незначительных перегревах пара в воздухоохладителе $\Delta t_{\text{П}} = t_{\text{в02}} - t_0 = 3 \dots 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ из него выходит влажный пар с паросодержанием, близким к единице, который затем перегревается во встроенном в отделителе жидкости РТО примерно на $8 \dots 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ ($t_{\text{вс}} - t_{\text{в02}} \approx 8 \dots 10 \text{ } ^\circ\text{C}$) за счет отвода теплоты от жидкого хладагента после конденсатора. Это, как правило, имело место при $t_{\text{w1}} \approx 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ и выше ($t_k \geq 40 \text{ } ^\circ\text{C}$). При этом температурный напор между жидкостью и паром в РТО $\Delta t_{\text{РТО}} = t_{\text{РТО2}} - t_{\text{вс}}$ составлял $\Delta t_{\text{РТО}} \approx 10 \dots 15 \text{ } ^\circ\text{C}$. С уменьшением t_{w1} до $10 \text{ } ^\circ\text{C}$ величина $\Delta t_{\text{РТО}}$ снижалась до $8 \text{ } ^\circ\text{C}$.

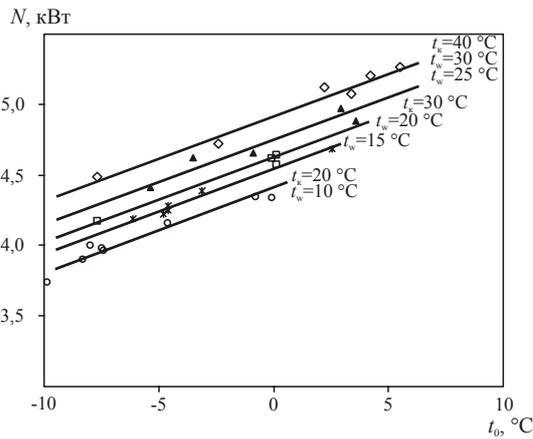


Рис. 4. Зависимость потребляемой компрессором мощности N от температуры кипения t_0 при разных температурах конденсации t_k и охлаждающей конденсатор воды t_w

Снижение температуры жидкости $\Delta t_{ж.РТО} = t_{РТО2} - t_u$ и повышение температуры пара $\Delta t_{п.РТО} = t_{вс} - t_{во2}$ в РТО оказываются близкими, тогда как они должны находиться в обратно пропорциональной зависимости к отношению соответствующих теплоемкостей жидкости и пара ($c_{ж} / c_{п} \geq 2$), т.е. следовало бы ожидать соотношения $\Delta t_{п.РТО} / \Delta t_{ж.РТО} \geq 2$. Это объясняется значительным дросселированием жидкости в РТО, длина змеевика которого составляла около 10 м. Причем при низких температурах $t_{w1} = 10...15$ °С снижение температуры жидкости $\Delta t_{ж.РТО}$ даже на 1...2 °С превышало повышение температуры пара $\Delta t_{п.РТО}$. Таким образом, РТО выполняет функцию дроссельного органа – капилляра.

При больших перегревах пара в воздухоохладителе $\Delta t_{п} = 20...30$ °С и низких $t_{w1} = 10...15$ °С в РТО имеет место явно выраженная инверсия тепловых потоков: происходит нагрев жидкости $\Delta t_{ж.РТО} = t_u - t_{РТО2}$ и охлаждение всасываемого компрессором пара $\Delta t_{п.РТО} = t_{во2} - t_{вс}$. Если снижение температуры $t_{вс}$ способствует более интенсивному охлаждению герметичного компрессора и встроенного в него электродвигателя, то повышение $t_{РТО2}$ приводит к сокращению q_0 из-за увеличения энтальпии хладагента на входе в воздухоохладитель $i_{вх}$, следствием чего является снижение холодильного коэффициента ϵ на 2...3 %. При этом оказывается, что $t_{во2} > t_{вс}$, а

уменьшение температуры пара $\Delta t_{п.РТО}$ превосходит увеличение температуры жидкости $\Delta t_{ж.РТО}$ более чем в 2 раза ($\Delta t_{п.РТО} = 8...10$ °С и $\Delta t_{ж.РТО} = 3...5$ °С), как и должно быть исходя из обратно пропорционального отношения теплоемкостей.

3. Выводы и перспектива использования результатов

При незначительных перегревах пара в воздухоохладителе ($\Delta t_{п} = 3...5$ °С) из него выходит влажный пар с паросодержанием, близким к единице.

При больших $\Delta t_{п} = 20...30$ °С и низких $t_{w1} = 10...15$ °С в РТО имеет место инверсия тепловых потоков: нагрев жидкости после конденсатора и охлаждение всасываемого компрессором пара. Последнее способствует интенсивному охлаждению компрессора с встроенным электродвигателем. Однако нагрев жидкости после конденсатора приводит к сокращению q_0 и ϵ на 2...3 %.

Из-за большого сопротивления РТО, встроенного в ОЖ, он функционирует как дроссель. При небольших перегревах пара в воздухоохладителе это приводит к существенному отклонению соотношения между снижением температуры жидкости и повышением температуры пара в РТО от величины, соответствующей отношению теплоемкостей пара и жидкости. В результате чего изменения температур жидкости и пара оказываются близкими друг другу. При больших перегревах пара РТО функционирует как охладитель всасываемого пара и нагреватель жидкости после конденсатора. При этом соотношение между изменениями температур пара и жидкости соответствуют их теплоемкостям.

Дальнейшее совершенствование кондиционеров возможно за счет уменьшения гидравлического сопротивления РТО, для чего РТО необходимо выполнять многоходовым.

Поступила в редакцию 03.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Г.А. Горбенко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; канд. техн. наук, доцент Г.Б. Галда, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков.