

ИЗМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ХЛАДАГЕНТА И ВОЗДУХА В АВТОНОМНОМ КОНДИЦИОНЕРЕ С КАПИЛЛЯРНЫМИ ТРУБКАМИ

В.Л. Кошелев *, А.И. Ейдеюс **, М.Ю. Никишин **

* ООО «ФАВВ рефимпэкс», Россия, 236000, г. Калининград, Гвардейский проспект, 15
E-mail: info@refimpex.ru

**ФГБОУ ВПО «Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота»,
Россия, 236029, г. Калининград, ул. Молодежная , 6
E-mail: bgarf@mail.ru

Описан стенд для испытаний автономного кондиционера сплит-системы. Представлены результаты определения параметров хладагента и воздуха, полученные в трех опытах, проведенных при разных условиях окружающей среды и одинаковой массе заправленного хладагента R22. Приведены осредненные данные об отклонениях температур кипящей жидкости и перегретого пара в разных точках по ходу движения от температуры хладагента, поступающего в воздухоохладитель. Установлены значительные потери давления на стороне кипения хладагента и отклонения от температуры адиабатического сжатия в компрессоре.

холодильная машина, капиллярная трубка, измерение параметров, потери давления, перепады температур

ВВЕДЕНИЕ

Автономные кондиционеры сплит-систем обычно имеют пульт управления для задания и измерения температуры воздуха. Параметры циркулирующего хладагента не измеряются и в технической документации, как правило, не приводятся. При монтаже и техническом обслуживании кондиционера о работе его холодильной машины (ХМ) приходится судить по косвенным признакам. Вместе с тем энергоэффективность работы кондиционера имеет важное значение как для потребителей, так и для лиц, осуществляющих поставку, монтаж и техническое обслуживание климатического оборудования. Нередко заявленные в технической документации данные о холодопроизводительности и холодильном коэффициенте вызывают сомнения. Для оценки достоверности этих данных нужны дорогостоящие испытания кондиционеров в климатических камерах.

Научный интерес представляют численные данные об изменениях параметров циркулирующего хладагента и воздуха в разных условиях работы кондиционера. В качестве основного признака нормальной работы кондиционера в настоящее время используется разность между температурами воздуха на входе и выходе из воздухоохладителя (ВО). При высокой частоте вращения вентиляторов наружного и внутреннего блоков она должна быть не менее 8 °С. Приемлемые разности между температурами охлаждаемого воздуха и кипящего хладагента, а также между температурой конденсации и температурой наружного воздуха не приводятся, хотя могли бы облегчить работу наладчиков. Именно поэтому получение данных о перепадах температур в реальном кондиционере имеет практическое значение.

Применение трубчато-пластинчатых аппаратов из тонкостенных труб малого диаметра повышает интенсивность теплообмена, но создает повышенное гидравлическое сопротивление потоку хладагента. Температура кипящего хладагента по ходу движения в трубах после дросселирующего устройства из-за этого заметно понижается. При построении цикла ХМ в расчетном режиме нельзя считать температуру кипения хладагента постоянной. Одновременно встает вопрос о рациональной схеме перекрестного движения воздуха и хладагента в ВО.

С целью повышения эффективности теплопередачи ВО и конденсатор разделяют на несколько секций, по которым хладагент проходит параллельным потоком. До сих пор отсутствуют практические рекомендации такого разделения, обеспечивающие одинаковые условия движения для каждого из параллельных потоков. Между тем переполнение одной секции ВО может привести к влажному ходу компрессора даже при недостаточной подаче хладагента в остальные секции. С другой стороны, неравномерная работа секций способствует неустойчивой работе системы регулирования перегрева пара на выходе из ВО. Из вышеизложенного следует, что анализ изменения параметров хладагента актуален для проектирования и наладки автономных кондиционеров.

МЕТОДЫ

Несмотря на многочисленные публикации по исследованию процессов теплообмена и гидродинамики при кипении и конденсации хладагентов в трубах, работы в этом направлении далеки от завершения. Такое положение объясняется сложностью протекающих процессов и многообразием конструкций теплообменных аппаратов, схем взаимного движения теплообменивающихся сред, диапазоне их температур и удельных тепловых потоков. С учетом вышесказанного разработан экспериментальный метод.

В качестве объекта исследования принят реверсивный кондиционер предприятия «General», состоящий из настенного внутреннего блока АSH9RSJSW и наружного блока АOH9RSJS. В проектном режиме охлаждения при температурах по сухому термометру наружного воздуха $t_{н,с}=35^{\circ}\text{C}$ и внутреннего воздуха $t_{в,с}=27^{\circ}\text{C}$ он, по данным изготовителя, имеет холодопроизводительность $Q_0=2500\text{Вт}$. В целях измерения параметров хладагента и воздуха в разных условиях работы оба блока кондиционера смонтированы на передвижной вертикальной стойке: с одной стороны внутренний, а с другой – наружный блок (НБ). На стороне НБ размещены также три измерителя температуры, восемь манометров и устройство МТУ 4.ОAU управления частотой вращения вентилятора наружного блока.

Из представленной на рис. 1 схемы видно, что НБ наряду с герметичным компрессором и конденсатором содержит отделитель жидкости (ОЖ), автоматический переключатель режимов АПР, три капиллярные трубки КТ и фильтр-осушитель Ф со встроенным обратным клапаном ОК. Основными узлами внутреннего блока (ВБ) являются воздухоохладитель, управляемые жалюзи с электроприводом и приемник команд от инфракрасного пульта дистанционного управления. Манометры Р1, Р2, Р4, Р5 подключены к стороне низкого давления ХМ, а манометры Р3, Р6, Р7, Р8 – к стороне высокого давления.

Трубчато-ребристый ВО по ходу движения хладагента разделен на две секции. Каждая из них содержит по 12 горизонтальных труб, соединенных калачами. Внутри ВБ объединены входы, а также выходы секций. На рис. 2 показан примерный вид ВО со стороны входа и выхода хладагента. Трубы пронумерованы по секциям от входа до выхода хладагента. По ходу движения воздуха получается двухрядный ВО, пластины которого разделены на три части и располагаются вокруг

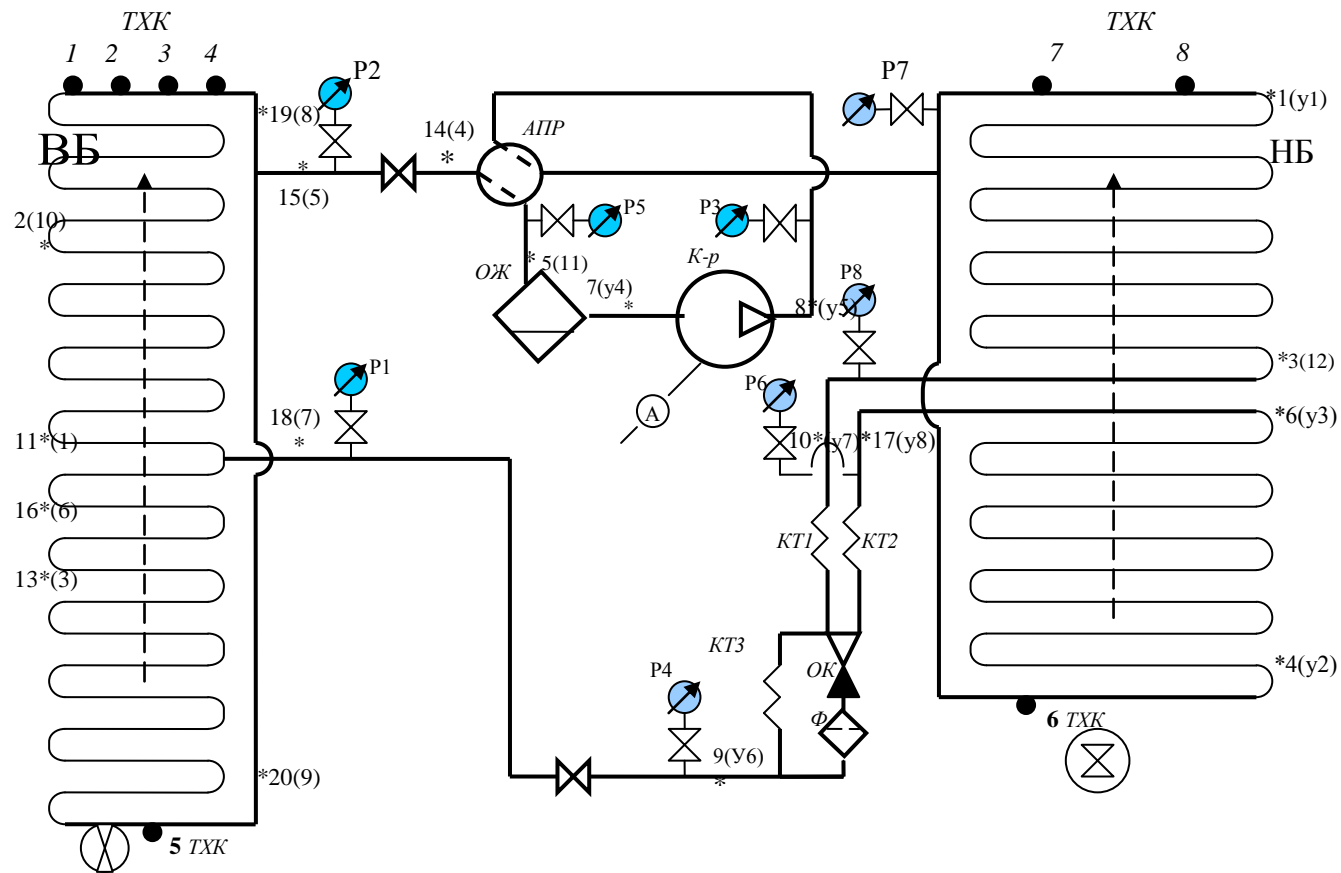


Рис. 1. Схема хладагента и системы измерений

(* - места установки тонкопленочных термопреобразователей; ● - места установки термопар ТХК; ⊗ - места установки манометров)

Fig. 1. Schematic of experimental test stand

(* - installation sites of temperature sensors; ● - installation sites of thermocouples; ⊗ - installation sites of manometers)

диаметрального вентилятора. Восемь труб наклонной и горизонтальной частей ВО, а также пять труб наклонной и перпендикулярной к ней частей соприкасаются с входящим воздухом. Еще 11 труб относятся ко второму ряду.

При изображении мест подключения датчиков и измерительных приборов на рис. 1 принято условное деление ВО на верхнюю и нижнюю секции. К нижней секции отнесена та часть ВО, трубы которой на рис. 2 имеют номера со штрихом и действительно располагаются несколько ниже. Для измерения температуры хладагента использовались тонкопленочные термопреобразователи сопротивления типа М222. Они крепились в намеченных местах к поверхности калачей и труб посредством теплопроводной пасты КПТ-8 и покрывались слоем тепловой изоляции. Датчики температуры хладагента имели двойную нумерацию. На первом месте стоял номер датчика, присвоенный произвольно до начала испытаний, а в скобках указывались номера входов многоканальных приборов.

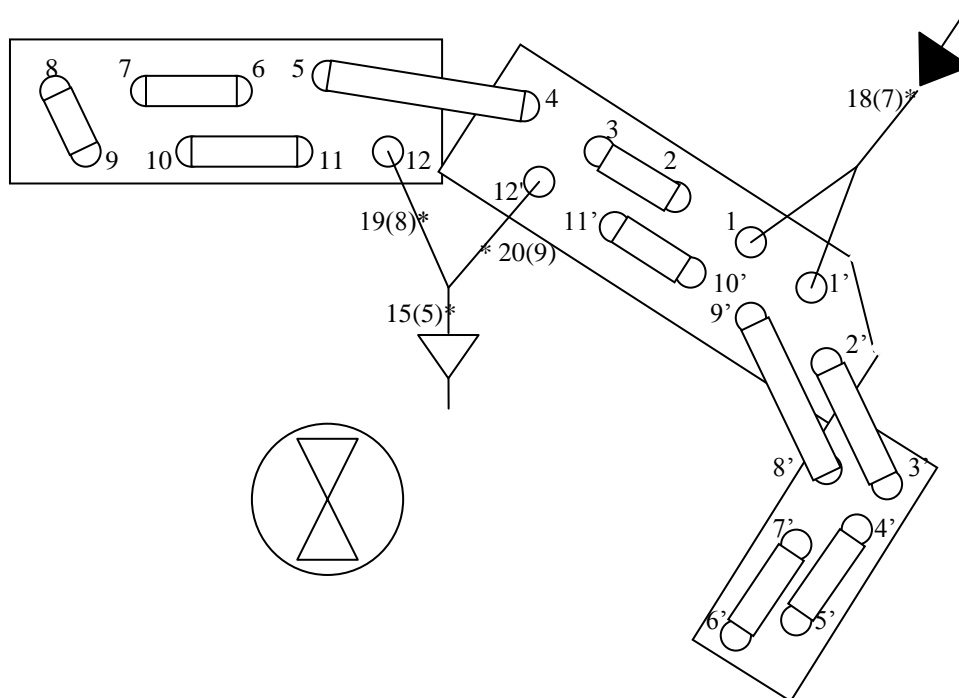


Рис. 2. Расположение частей воздухоохладителя
Fig. 2. Location of air cooler parts

Цифровой прибор «Термодат 25М1» имеет 12, а устройство УКТ38 Щ.ТС — 8 каналов. Для датчиков, подключенных к устройству УКТ38 Щ4.ТС, в скобках дополнительно указывается буква «у». Температура воздуха измерялась с помощью восьми термопар типа ТХК (термопара хромель-капелевая), подключенных к цифровому устройству УКТ38 Щ4.ТП. Термопары 1...4 устанавливались на выходе из ВО, термопары 7 и 8 – на выходе из конденсатора, а термопары 5 и 6 – на входе ВО и конденсатора. Приборы имели разрешающую способность 0,1°C и обеспечивали измерение с погрешностью не более 1°C.

Использование капиллярных трубок (КТ) определяет две особенности герметичной ХМ: а) требуется дозированная заправка хладагентом; б) самовыравнивание проявляется как во время работы, так и после остановки компрессора. По

проекту в рассматриваемый кондиционер при длине труб между наружным и внутренним блоками до 7 м заправляется 650 г хладагента R22. В случае увеличения расстояния между этими блоками массу хладагента увеличивают из-за его накопления в трубах. При создании стенда длина труб жидкостной и паровой линий не превысила 3 м, но внутренний их объем возрос за счет манометровых трубок и внутренних полостей трубок Бурдона в манометрах. Поэтому масса заправляемого хладагента была увеличена до 750 г.

Самоустановление параметров работы ХМ определяет сложную взаимосвязь между ее параметрами. Отсутствие регуляторов в контуре циркуляции хладагента не позволяет проследить влияние одних параметров на другие. В частности, температура кипения t_0 влияет на температуру конденсации t_k и наоборот. Расход дросселируемого в КТ хладагента зависит не только от давления конденсации P_k , но и от степени переохлаждения жидкости, а в докритических режимах течения — и от давления P_0 . Перегревы пара на выходе из воздухоохладителя $\delta t_{\text{во}}$ и отделителя жидкости $\delta t_{\text{ож}}$ зависят как от расхода дросселируемой жидкости, так и от интенсивности теплообмена между воздухом и хладагентом. В свою очередь, перегрев всасываемого пара влияет на производительность компрессора, от которой зависят температуры t_0 и t_k при фиксированных расходах и температурах воздуха на входе во внутренний $t_{\text{в}}$ и наружный $t_{\text{вн}}$ блоки. Стабилизировать температуры $t_{\text{в}}$ и $t_{\text{вн}}$ можно лишь при наличии двух климатических камер. Ввиду их отсутствия испытания кондиционера проводились в условиях, близких к условиям реальной эксплуатации.

До начала опытов определялась длительность переходных процессов. Оказалось, что после ступенчатого изменения скорости вентилятора НБ или тепловой нагрузки ВО давления хладагента достигали новых значений за 1-2 мин. Заметное изменение температур хладагента и воздуха продолжалось до 10 мин, хотя полной стабилизации параметров не происходило из-за влияния внешних и внутренних факторов. Можно сказать, что регистрация параметров проводилась в квазистационарных режимах. Чтобы компенсировать влияние медленных изменений, в каждом опыте создавались условия для поочередного повышения и понижения контролируемых величин за счет уменьшения и увеличения скорости вентилятора НБ, а также открытия и закрытия окон в помещении со стендом.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Анализ результатов наблюдений показывает определенный их разброс, который обусловлен нестабильностью напряжения питающей сети, влиянием помех на показания электроизмерительных приборов и неодновременным снятием показаний измерительных приборов. Ввиду сложной взаимосвязи между показателями работы кондиционера графическая интерпретация опытных данных оказалась затруднительной. Достаточно четко прослеживается только влияние температур $t_{\text{в}}$ и $t_{\text{вк}}$ на температуры t_0 и t_k при постоянной скорости вентилятора соответствующего блока. Из-за многочисленности измеренных величин ниже в виде табл. 1 и 2 приводятся лишь диапазоны изменения основных переменных и характерные разности температур.

Табл. 1 отражает диапазон изменения основных показателей в опытах от 01.06.12, 11.07.12 и 31.07.12 г. Перед каждым опытом проводилось удаление и повторная заправка ХМ хладагентом, чтобы масса его составила 750 г. Вентилятор ВБ работал на высокой скорости вращения, а вентилятор НБ — на максимальной

Таблица 1. Изменение параметров работы кондиционера в разных условиях

Table 1. Variation of air conditioner parameters at various conditions

Показатели	Дата						Общий диапазон
	01.06.12	11.07.12		31.07.12			
	6*	6*	3*	6*	3*	6*(проветривание)	
Z	7	7	5	7	6	2	-
$t_B, ^\circ\text{C}$	22,4...28,2	29,1...30,6	32,6...34,1	29,4...32,00	30,7...33,3	26,9...27,5	22,4...34,1
$t_{B,K}, ^\circ\text{C}$	20,1...23,8	20,4...21,1	26,0...27,2	25,9...27,7	27,8...29,8	26,3...26,6	20,1...29,8
$t_0, ^\circ\text{C}$	0...3,7	4,9...5,6	7,2...8,8	5,3...6,3	6,0...7,8	4,7	0...8,8
$t_K, ^\circ\text{C}$	36,8...44,1	45,0...47,1	53,2...56,8	45,6...49,1	49,4...53,1	45,6	36,8...56,8
$t_H, ^\circ\text{C}$	75,3...87,0	91,0...92,8	102,1...107,5	89,0...94,5	92,4...97,8	88,5...88,7	75,3...107,5
$t_B - t_0, ^\circ\text{C}$	22,2...24,5	24,2...25,0	25,2...25,5	24,1...25,8	24,4...26,1	22,2...22,8	22,2...26,1
$t_K - t_{B,K}, ^\circ\text{C}$	16,7...20,5	20,4...21,1	26,0...27,2	19,4...21,5	21,0...23,3	19,0...19,3	16,7...27,2
$\delta t_{BO}, ^\circ\text{C}$	-0,8...1,8	5,4...7,4	4,4...5,7	1,9...4,7	0,6...3,1	1,0...2,5	-0,8...7,4
$\delta t_{OЖ}, ^\circ\text{C}$	4,2...10,0	12,7...14,5	11,6...12,8	9,9...12,1	8,2...10,5	8,5...10,2	4,2...14,5
$\Delta t_B, ^\circ\text{C}$	16,0...17,4	14,7...16,4	17,0...18,0	17,3...18,1	18,2...18,9	15,5...15,9	14,7...18,9
$\xi \Delta t_B, ^\circ\text{C}$	17,8...18,7	18,3...19,1	19,0...19,7	18,8...19,3	19,7...20,0	17,4...17,8	17,4...20,0
P1-P2, бар	0,4...0,5	0,35...0,4	0,4...0,5	0,35...0,5	0,4...0,45	0,4...0,5	0,35...0,5
P4-P5, бар	1,1...1,3	1,4...1,45	1,55...1,6	1,35...1,5	1,4...1,6	1,4	1,1...1,6
P3-P5, бар	9,2...11,3	11,4...12,2	14,55...16,0	11,6...12,9	12,85...14,5	11,7	9,2...16,0
$t_H - t_S, ^\circ\text{C}$	14,9...17,7	15,5...16,3	18,3...19,4	15,4...16,2	14,7...19,5	15,5...17,0	14,7...19,5
η_a	0,64...0,69	0,66...0,67	0,64...0,65	0,67...0,69	0,63...0,70	0,66...0,68	0,63...0,70

скорости вращения (6*) или примерно на ее половине, когда датчик частоты вращения МТУ 4.0AU устанавливался в положение 3*. Изменение температур воздуха t_b и $t_{b,k}$ достигалось открытием окон в помещении со стендом. Два наблюдения 31.07.2012 г. сделаны при проветривании помещения за счет открытия окон и двери. Число наблюдений Z , которые проводились с интервалом от 10 до 30 мин, неодинаково в разных условиях испытаний. Температура t_0 определялась по показаниям манометра P5, а температура t_k - манометра P3. Температура нагнетания t_n соответствует показаниям датчика 8(15) на приборе УКТ 38 Щ4. ТС.

Из табл. 1 следует, что диапазон изменения разности $t_b - t_0 = 22,2 \dots 26,1$ °C при $t_b = 22,4 \dots 34,1$ °C сравнительно узкий. Разность $t_k - t_{b,k}$ имеет более широкий диапазон преимущественно за счет уменьшения скорости вентилятора НБ. Перегрев пара $\delta t_{bo} = t_{15(5)} - t_{(P2)}$ в некоторых наблюдениях оказывается отрицательным за счет погрешности измерения, которая для указанной разности может достигать до 1,5 °C. Перегрев пара $\delta t_{ож} = t_{5(11)} - t_{(P5)}$ имеет более высокие значения из-за теплопритока через трубопровод на участке от выхода из ВО до входа в ОЖ и падения давления на этом участке.

Понижение температуры воздуха Δt_b характеризует количество отведенной в ВО явной теплоты. Оно определялось как разность между температурой T5 на входе в ВБ и средним арифметическим значением показаний четырех термодатчиков, закрепленных в разных точках выходной решетки ВБ. Произведение разности Δt_b и коэффициента влаговыведения ξ пропорционально холодопроизводительности кондиционера:

$$Q_0 = V_b \rho_b c_b \xi \Delta t_b,$$

где V_b – объемный расход воздуха через ВБ; ρ_b, c_b – плотность и удельная теплоемкость охлаждаемого воздуха.

По результатам опытов обнаруживаются значительные перепады давления P1-P2 на воздухоохладителе и P4-P5 на стороне низкого давления, т.е. на участке от выхода из НБ до входа в ОЖ, который является частью компрессорного агрегата С-1R80H5E. Перепад давления P3-P5 на компрессоре зависит от условий работы ХМ. В конденсаторе перепад давления хладагента оказался незначительным.

Широкий диапазон изменения температуры нагнетания t_n обусловлен изменениями температур t_0, t_k и перегревом всасываемого компрессором пара. Измеренные температуры t_n выше температур адиабатного сжатия t_s на 14,5...19,5 °C. С использованием программы Solkane 7.0 установлено, что лучшее совпадение измеренных t_n и расчетных $t_{n,p}$ температур достигается при адиабатическом КПД $\eta_a = 0,665$. В ряде случаев $t_n > 107$ °C.

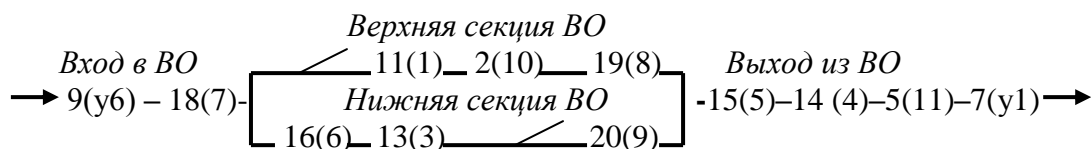


Рис. 3. Схема размещения тонкопленочных термопреобразователей на секциях воздухоохладителя

Fig. 3. The sketch of seating temperature sensors on air cooler parts

Численные значения температур и давлений каждого наблюдения в фиксированных точках различаются вследствие несовпадения условий работы кондиционера. Чтобы проследить изменение параметров кипящего хладагента в разных условиях, определяли отклонения его температур в рассматриваемых точках от температуры насыщенной жидкости $t_{18(7)}$ на входе в ВО. Эти отклонения слабо зависят от температур t_0 и t_k . Значения их изменяются в более узких пределах. В табл. 2 приводятся средние значения отклонений соответствующих температур по датам опытов, а также средние отклонения по результатам 34 наблюдений в трех опытах. Для краткости в табл. 2 согласно рис. 3 указаны лишь номера датчиков температуры, кроме 18(7). Данные по датчикам 11(1) и 13(3), а также 19(8) и 20(9) приводятся через дробь в отдельных столбцах для удобства сравнения работы верхней и нижней секций ВО.

Таблица 2. Отклонения температур от $t_{18(7)}$, °С
Table 2. Deviation of temperatures from $t_{18(7)}$, °С

Дата	9(y6)	16(6)	11(1)/13(3)	2(10)	19(8)/20(9)	15(5)	14(4)	5(11)	7(y4)
01.06.12	0,78	-1,31	2,61/3,71	-2,44	-2,21/+1,1	-1,63	-1,01	2,91	14,5
11.07.12	1,35	-0,51	2,64/2,02	-1,92	2,19/5,36	3,18	4,52	8,31	20,5
31.07.12	1,75	-	1,05/2,43	-2,17	-1,04/+3,11	-0,03	1,43	5,21	16,5
Три опыта	1,41	-0,81	1,93/2,55	-2,14	-0,14/+3,49	0,77	2,01	5,83	17,5

Если по данным табл. 2 на третьем от входа калаче в точках 11(1) и 13(3) отклонения температур примерно совпадают, то на выходе из верхней и нижней секций ВО в точках 19(8) и 20(9) наблюдаются заметные расхождения. Температура $t_{19(8)}$ на выходе из верхней секции в среднем почти на 3°С ниже температуры $t_{20(9)}$ на выходе из нижней секции. Отклонения $t_{15(5)} - t_{18(7)}$ можно сравнивать с перегревом пара $\delta t_{во} = t_{15(5)} - t_{(P2)}$. Вследствие понижения давления в ВО перегревы $\delta t_{во}$ несколько больше этих отклонений. Аналогично перегревы пара $\delta t_{ож} = t_{5(11)} - t_{(P5)}$ оказываются больше отклонений $t_{5(11)} - t_{(P5)}$. Тем самым подтверждается влияние гидравлического сопротивления ВО и всасывающего трубопровода на параметры цикла ХМ. Считать процесс в испарителе протекающим при постоянном давлении кипения P_0 можно лишь в первом приближении. На деле, по опытным данным, разность температур насыщения $t_{(P4)} - t_{(P5)}$ находится в пределах 6,1...7,8 °С и составляет в среднем 7,1°С.

Однорядный змеевиковый конденсатор блока АОН9RSJS отличается тем, что нагнетаемый пар подается в верхнюю часть верхней секции и в нижнюю часть нижней секции. Несмотря на небольшую потерю давления в конденсаторе, переохлаждение жидкости на выходе из секций оказывается неодинаковым. Переохлаждение в верхней секции $\Delta t_{п.в} = t_{(P8)} - t_{3(12)}$ составляло 0,6...6,6°С, а в нижней секции $\Delta t_{п.н} = t_{(P6)} - t_{17(8)} = 1,2...8,7$ °С. Средние значения переохлаждения: $\Delta t_{п.в} = 4,81$ °С, а $\Delta t_{п.н} = 6,85$ °С. Такие расхождения объясняются неодинаковыми условиями движения хладагента по трубам верхней и нижней секций.

Жидкость с неодинаковой степенью переохлаждения поступает к двум одинаковым капиллярным трубкам, а далее через общий фильтр-осушитель в жидкостный трубопровод. Объединение двух потоков сдросселированного хладагента не способствует равномерной подаче жидкости в секции ВО, которые имеют неодинаковое исполнение при равном числе труб. Не случайно значения перегрева пара на выходе из секций различаются между собой.

ВЫВОДЫ

1. Испытания конкретного кондиционера указывают на падение давления хладагента в испарителе приблизительно на 0,4 бар, а на участке от дроселирующего устройства до входа в компрессор — на 1,5 бар, что необходимо учитывать при анализе цикла холодильной машины.

2. Разность между температурой охлаждаемого воздуха t_v и температурой кипения хладагента t_0 слабо зависит от условий работы кондиционера; она составляет 22...26°C.

3. При одинаковом количестве заправленного хладагента перегрев пара на выходе из воздухоохладителя изменяется от 0 до 7,5°C; отсутствие перегрева пара вполне допустимо при наличии отделителя жидкости перед компрессором.

4. Подача сдроселированного хладагента в первый по ходу движения воздуха ряд испарителя с позиций эффективности теплопередачи целесообразна лишь при значительных потерях давления хладагента и малых перегревах выходящего пара.

5. Объединение потоков хладагента после дроселирования в двух капиллярных трубах не способствует равномерной подаче жидкости в секции испарителя.

VARIATION OF REFRIGERANT AND AIR PARAMETERS IN SELF-CONTAINED CONDITIONER WITH THE CAPILLARY TUBES

V.L. Koshelev , A.I. Eydeyus, M.Yu. Nikishin

Experimental test stand for split-type air conditioner is briefly described. Main data on variations of refrigerant and air parameters, received in three experiments, which have been carried out under different conditions of environment and equal mass of charged refrigerant R-22 are presented. Averaged data on deviation of temperature of boiling liquid and superheated vapor at various points along the refrigerant flow from temperature of refrigerant arriving to the air cooler are provided. High pressure drops on the side of boiling refrigerant and deviations from adiabatic compression temperatures have been found.

refrigerating machine, capillary tube, measurement of parameters, pressure drops, difference of temperatures