технике. Справочник. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова // М.: Машиностроение, 1980. – 544 с. 3. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин // М: Машиностроение, 1982.– 264 с. 4. Рунов Б.Т. Исследование и устранение вибраций паровых турбоагрегатов// М: Энергоиздат, 1982. 5. Создание и совершенствование паровых турбин для тепловых и атомных электростанций // (Сборник научных трудов). Под общей редакцией д-ра физико-математ. наук проф. Ю.К. Петрени, канд. техн. наук И.А. Ковалева, д-ра техн. наук проф. Л.А. Хоменка. – Санкт-Петербург, 2002. –211. 6. Хронин Д.В. Колебания в двигателях летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1980. – 296 с. 7. Олимпиев В.И. Проблемы борьбы с низкочастотной вибрацией валопровода энергетических паротурбинных агрегатов большой мощности // Теплоэнергетика. 1991. № 2. С. 62. – 64. 8. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин / Артеменко Н.П., Чайка А.И., Доценко В.Н. и др. // Харьков: Изд-во 'Основа' при ХГУ, 1992. – 197 с. 9. Чайка А.И., Кантемир А.Д. Разработка и совершенствование методов расчета и конструкций подшипников скольжения турбоагрегатов средней и большой мощности // Авиационно-космическая техника и технология: Труды Харьк. авиац. ин-та им. Н.Е. Жуковского 1995 г. – Харьков. – 1996. – С. 187-192. 10. Результаты исследований теплового состояния и совершенствование радиальных подшипников скольжения турбоустановок / Чайка А.И., Кантемир А.Д., Иващенко Е.И., Пипин А.А. // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования. Труды международной научно-технической конференции. – Харьков: Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, 1997. – С. 284-290. 11. Результаты исследований колебаний и устойчивости движения роторов на радиальных подшипниках жидкостного трения турбоагрегатов / А.И.Чайка, А.Д. Кантемир, А.А. Пипин, В.Г. Клещев // Всеукраїнський науково-технічній журнал "Вибрации в технике и технологиях'. – 2001. № 4 (20). – С. 91-96. 12. Чайка А.И. Прикладная теория высокоскоростных радиальных подшипников жидкостного трения // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научных трудов. – Вып. 6. – Харьков: ХАИ. – 1998. – С. 172-177. 13. Чайка А.И. Классификация и результаты исследований высокоскоростных подшипников жидкостного трения с регулируемыми характеристиками: Тр. Национального технического университета "ХПИ". – Харьков: ХПИ. – 2001. – С. 36-41. 14. Исследование радиального гидростатического подшипников с самоустанавливающимися подушками / Зарецкий Е.И., Кантемир А.Д., Чайка А.И. и др. // Теплоэнергетика. – 1991. – № 2. – С. 62-64.

УДК 621.57.041: 628.84

Н.И. Радченко, д-р техн. наук, А.В. Зверев, инж.

ИСПЫТАНИЯ ГЕРМЕТИЧНОГО КОМПРЕССОРА СУДОВОГО АВТОНОМНОГО КОНДИЦИОНЕРА

Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Применение герметичных компрессоров (ГК) в составе холодильных машин судовых автономных кондиционеров (АК) повышает ресурс установки, упрощает обслуживание, улучшает массогабаритные показатели, уменьшает капитальные затраты [1]. Кроме того, высокая степень герметизации системы хладагента снижает вероятность утечки, что является важным не только с точки зрения надежности, но и экологической безопасности, приоритет которой определен пакетом международных соглашений [2]. Однако большие теплопритоки к всасываемому хладагенту внутри кожуха ГК приводят к заметному росту объемных и энергетических потерь [3], что ухудшает их показатели по сравнению с сальниковыми компрессорами [4].

Следовательно, повышение энергетической эффективности экологически безопасного холодильного оборудования систем судового микроклимата является актуальной научной проблемой.

Герметичные компрессоры типа ХГВ для судовых АК выпускает АООТ “Завод «Экватор»” (г.Николаев, Украина). Их исследованию посвящено большое число публикаций Ю.В. Захарова, В.С. Дороша, О.В. Щесюка, В.Ю. Захарова и др. Авторы анализировали показатели, полученные экспериментально на хладагенте R22 при фиксированной температуре всасывания, равной 20 ºС. Величина перегрева при изменении температуры кипения от –10 до 10 ºС снижалась от 30 до 10 ºС соответственно.

Как известно, увеличение перегрева пара во всасывающем трубопроводе улучшает объемные и энергетические показатели ГК из-за снижения теплопритоков от конструктивных элементов компрессора к хладагенту в кожухе в результате уменьшения разности температур между ними. Однако рост перегрева на всасывании повышает температурный уровень ГК, что отрицательно сказывается на надежности и долговечности [4]. С другой стороны, в режимах кондиционирования с повышением температуры кипения от –10 до 10 ºС массовая скорость хладагента в испарителе возрастает более чем в два раза. Это приводит к росту уноса жидкого хладагента во всасывающий трубопровод [5]. При этом перегрев пара во всасывающем трубопроводе может оказаться недостаточным для испарения всей диспергированной жидкости. Установлено, что даже при весьма значительных перегревах (вплоть до 40 ºС) всасываемый хладагент может содержать до 30 % влаги [4, 6–8]. Поступление ее в кожух ГК существенно ухудшает его характеристики и может привести к выходу компрессора из строя.

Исключить попадание жидкого хладагента в кожух ГК, а также повысить энергетическую эффективность холодильной машины судовых АК можно при использовании схемных решений на основе регенерации теплоты в цикле.

Целью настоящей работы является получение опытных данных по параметрам всасываемого хладагента, необходимых для обеспечения условий эффективной работы ГК в цикле с регенеративным теплообменником. Для ее достижения был выполнен комплекс теоретических и экспериментальных исследований.

Экспериментальные исследования и анализ результатов

Объектом исследований являлся базовый компрессор ХГВ-14, с которым унифицированы ХГВ-14-В и ХГВ-28 [9, 10]. Основные технические характеристики компрессоров приведены в табл.1.

Эти ГК применяются АООТ “Завод «Экватор»” в судовых АК с регенеративным теплообменником. Применение регенерации теплоты в цикле позволяет обеспечить перегрев всасываемого компрессором пара и повысить энергетическую эффективность холодильной машины.

Регенеративный теплообменник встроен в отделитель жидкости на линии всасывания. Последний позволяет исключить попадание жидкого хладагента во всасывающий тракт компрессора. Особенностью холодильной машины является также применение вместо терморегулирующего вентиля капиллярной трубки, т.е. дроссельного устройства постоянного сечения. Это приводит к изменению величины перегрева всасываемого пара на различных режимах, что отражается на условиях работы компрессора.

Таблица 1. Технические характеристики судовых герметичных компрессоров

Характеристики	ХГВ-14	ХГВ-14-В	ХГВ-28
Номинальная холодопроизводительность, кВт	16,3		32,6
Номинальная потребляемая мощность, кВт	4,7	5,45	9,3
Количество цилиндров	2		4
Диаметр цилиндра, мм	50		
Ход поршня, мм	30	22	30
Синхронная частота вращения вала, $с^{-1}$	50	66,7	50
Частота тока в сети, Гц	50	400	50
Взаимное расположение цилиндров	Рядное		Двухрядное под углом 90º
Вал	Коленчатый с двумя шатунными шейками под углом 180º		
Габаритные размеры, мм:			
длина	296		326
ширина	296		326
высота	480	454	545
Сухой вес, кг	56	51	75

Примечание. Номинальная режим: температура кипения 5ºС; конденсации 40ºС, переохлаждения 35ºС, всасывания в компрессор 20ºС.

Схема холодильной машины судового АК с регенеративным теплообменником и отделителем жидкости представлена на рис. 1 [11].

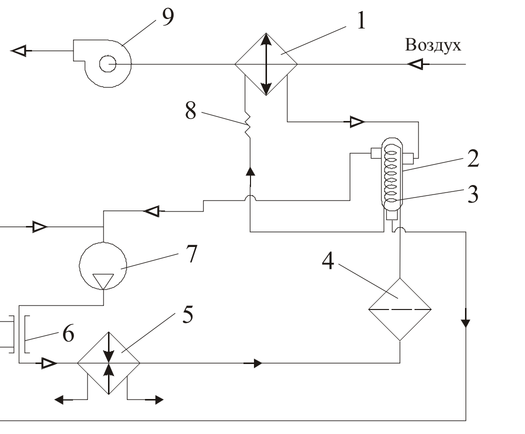

Рис. 1. Схема холодильной машины кондиционера: 1 – испаритель-воздухоохладитель; 2 – отделитель жидкости; 3 – регенеративный теплообменник; 4 – фильтр-осушитель; 5 – конденсатор; 6 – масловыпариватель; 7 – герметичный компрессор; 8 – капиллярная трубка; 9 – вентилятор

Экспериментальные исследования компрессора ХГВ-14 проводились на калориметрическом стенде в лаборатории ЦНИиПИ «Тайфун» (г.Николаев).

В состав стенда входили калориметр, охлаждаемый водой конденсатор, сосуд для определения концентрации масла, фильтр-осушитель и механический фильтр, контрольно-измерительные приборы и арматура. Калориметр представлял собой трансформатор, вторичная короткозамкнутая обмотка которого была выполнена из медной трубы и служила испарителем. Электрический ток нагревал трубу, и теплота передавалась протекающему внутри трубки кипящему хладагенту. Через ваттметр, амперметр и вольтметр первичная обмотка трансформатора была подключена к регулятору напряжения. Мощность и, следовательно, количество теплоты, передаваемой поверхностью испарителя хладагенту, регулировались изменением величины подводимого напряжения.

Мощность регулировалась по температуре паров хладагента на выходе из испарителя. Для предотвращения недопустимого перегрева испарителя калориметра была установлена тепловая защита, которая отключала электропитание калориметра и компрессора, когда температура стенки испарителя достигала 50 ºC.

Помимо теплотехнических испытаний на стенде осуществлялось измерение температур хладагента и смазочного масла хромель-копелевыми термопарами типа ТХК. Термопары в компрессоре устанавливали в термогильзах, заполненными металлическими опилками. Их размещали перед всасывающим патрубком, до и после электродвигателя, во всасывающей и нагнетательной полостях, ресивере, после нагнетательного патрубка.

Среднюю температуру обмоток встроенного электродвигателя определяли методом сопротивления непосредственно после окончания испытания в установившемся тепловом режиме. Сопротивление обмоток электродвигателя измеряли с помощью моста постоянного тока Р333 класса точности 0,5.

Экспериментальные исследования компрессора ХГВ-14 проводились для температур конденсации 40 и 50 ºC, переохлаждения 5 ºC, температуры кипения изменялись от –10 до 10 ºC. Компрессор исследовали в два этапа по шесть режимов в каждом. На первом этапе температура хладагента на всасывании традиционно поддерживалась постоянной (20 ºC), а на втором - переменной при фиксированном перегреве, равном 15 ºC. Примерно такой перегрев на всасывании обычно наблюдается при наличии регенеративного теплообменника. Для получения стационарных характеристик на каждом режиме показатели снимались после двух часов непрерывной работы ХГВ-14 на стенде. Замеры производились семь раз через каждые 10 минут и заносились в протокол.

Погрешность измерений вычислялась по методике, изложенной в работах [12, 13].

Абсолютная ошибка при определении функции многих переменных $x_1, x_2,\ldots, x_n$ вычисляется по формуле:

$$\Delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left[\frac{\partial F\left(x_1, x_2, \ldots, x_n\right)}{\partial x_i}\cdot \Delta x_i\right]^2}\ .$$

Относительная ошибка:

$$\varepsilon = \frac{\Delta y}{F\left(x_1, x_2, \ldots, x_n\right)}\cdot 100\%\,.$$

Погрешность измерения холодопроизводительности компрессора, температур хладагента и масла определялась нахождением систематической ошибки.

Погрешность результатов оценивается с помощью среднеквадратичной ошибки:

$$S_n = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}\left(x_i - \bar{x}\right)^2}{n-1}}\ ,$$

где x_i – значение измеряемой величины при единичном замере;

$\bar{x}$ - среднеарифметическое значение измеряемой величины;

n – число измерений.

Результаты испытаний представлены на рис. 2 в виде зависимостей разности температур нагнетания $\Delta t_н$ (рис.2,а), обмотки электродвигателя $\Delta t_{об}$ (рис.2,б) и смазочного масла $\Delta t_м$ (рис.2,в).

При определении разностей величин из значений параметров в традиционном режиме (при $t_{вс}$ = 20 ºC) вычитались значения при фиксированном перегреве (при $\Delta t_{вс}$ = 15 ºC).

Как видно из рис. 2, с повышением температуры кипения до значения t_0 = 10 ºC (сокращением перегрева при традиционном режиме испытаний с поддержанием $t_{вс}$ = 20 ºC) величины разности температур меняют знак на противоположный, что свидетельствует об улучшении теплового состояния компрессора при традиционном режиме испытаний по сравнению с испытаниями при фиксированном перегреве ($\Delta t_{вс}$ = 15 ºC). При этом перегрев пара на всасывании становится меньше $\Delta t_{вс}$ = 15 ºC, что позволяет ощутимо снизить температурный уровень ГК.

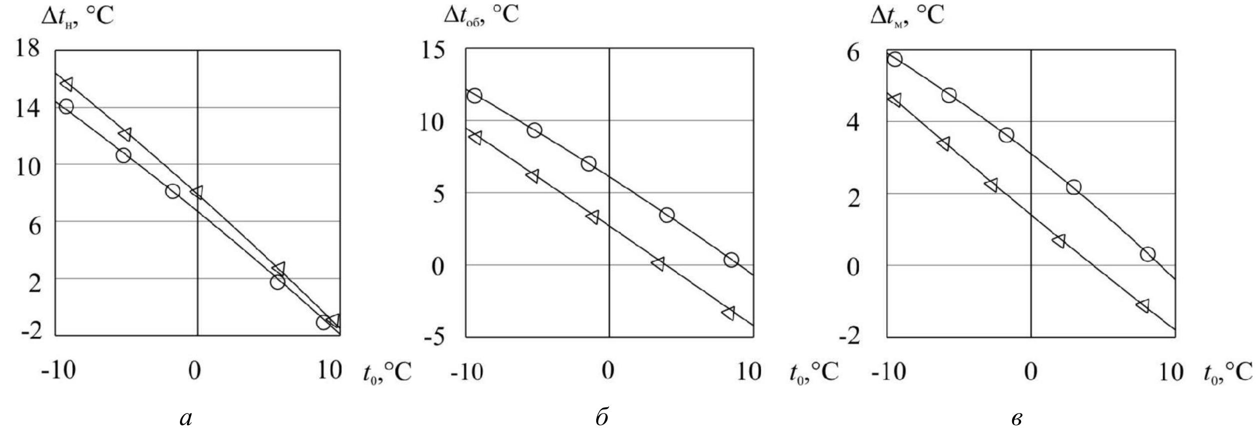

Рис. 2. Экспериментальные зависимости разности температур нагнетания $\Delta t_н$ (а), обмотки электродвигателя $\Delta t_{об}$ (б), масла $\Delta t_м$ (в) для ХГВ-14: Δ – $t_к$= 50 °С; ○ – $t_к$= 40 °С

Выводы по результатам экспериментальных исследований

1. Уменьшение величины перегрева на всасывании позволяет ощутимо снизить температурный уровень ГК.

2. Результаты исследования качественно согласуются с данными В.Б. Якобсона [4], полученными для ГК с более низкой частотой вращения.

Список литературы:

1. Захаров Ю.В., Дорош В.С. Основные направления создания и совершенствования герметичных поршневых компрессоров судовых систем кондиционирования и рефрижерации // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. - № 4(370). – С.43-53. 2. Морли Дж.Р. Хладагенты для рефрижераторного транспорта // Холодильная техника. – 1999. - № 8. – С.20-22. 3. Дорош В.С. Захаров В.Ю. Исследование объемных и энергетических потерь и показателей судовых высокооборотных герметичных фреоновых компрессоров // Труды НКИ. – Николаев: НКИ, 1983. – Теплоэнергетика и хладотехника – С.24-34. 4. Якобсон В.Б. Малые холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 389с. 5. Радченко А.Н. Повышение надежности работы герметичных компрессоров судовых систем кондиционирования воздуха // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. - № 1 (379). – С.52-60. 6. Ужанский В.С. Автоматизация холодильных машин и установок. – М.: Пищевая промышленность, 1982. – 304 с. 7. Кувшинов С.Г., Яцунов И.Ф., Фролова Н.И. Анализ работы кожухотрубных испарителей с кипением холодильного агента внутри труб // Холодильная техника. – 1973. – № 9. – С.39–44. 8. Chaddock J.B., Varma H.K. An experimental investigation on dry-out with R22 evaporating in a horizontal tube // ASHRAE Transactions. – 1979. – Vol.85. – P.105–121. 9. Дорош В.С. Влияние конструктивных факторов на характеристики холодильных герметичных поршневых компрессоров // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. - № 1 (367). – С.74-80. 10. Дорош В.С. Создание и совершенствование унифицированного высокооборотного герметичного компрессора для автономных кондиционеров амфибийных судов // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. - № 1 (379). – С.75-82. 11. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины.– С.-Петербург: Судостроение, 1994. – 504 с. 12. Зайдель А.Н. Ошибки измерений физических величин. – Л.: Наука, 1974. – 108с. 13. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы.– М.: Энергия, 1978.– 704 с.