

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИ ЭФФЕКТИВНЫЙ СУДОВОЙ АВТОНОМНЫЙ КОНДИЦИОНЕР

Проанализирована эффективность работы судового автономного кондиционера и разработаны схемно-конструктивные решения, обеспечивающие безопасную эксплуатацию компрессора сухим ходом и сокращение потребляемой им электроэнергии на 10...20 %.

The efficiency of ship self container conditioner is analyzed and scheme-constructive decisions providing safety work of compressor with dry vapour at the inlet and the reduce in electricity consumption by 10...20 % are developed.

1. Анализ состояния вопроса, постановка цели и задач исследования

Энергетическая эффективность судовых автономных кондиционеров во многом зависит от энергетических потерь в холодильном цикле, вызванных внутренней и внешней необратимостью. Внутренняя необратимость обусловлена дроссельными потерями, внешняя – конечными разностями температур в испарителе и конденсаторе, зависящими в свою очередь от интенсивности теплообмена в аппаратах.

Безопасность эксплуатации кондиционера определяется надежностью работы компрессора. Условием надежной эксплуатации герметичных компрессоров судовых кондиционеров является их работа сухим ходом, исключая опасность гидравлических ударов в цилиндрах из-за попадания капельной жидкости. Помимо опасности гидравлических ударов испарение капель в цилиндрах приводит к уменьшению массовой производительности компрессора, т.е. его коэффициента подачи и, в конечном счете, холодильного коэффициента холодильной машины кондиционера [1].

Специфическая особенность герметичного компрессора состоит в том, что охлаждение электродвигателя и других его элементов осуществляется всасываемым парообразным хладагентом. При больших перегревах пара на

выходе из испарителя-воздухоохладителя и вследствие дополнительного его нагрева во всасывающем тракте герметичного компрессора (включая теплоподвод от встроенного электродвигателя) температура пара на нагнетании компрессора может повыситься до недопустимо высокого значения, когда минеральное масло коксует и теряет свои смазывающие свойства, что вызовет заклинивание поршней в цилиндрах компрессора [2]. Кроме того, при повышенной температуре пара на нагнетании компрессора температура встроенного электродвигателя может превышать предельно допустимые значения. Хотя в результате срабатывания тепловой защиты компрессор и будет отключаться, однако продолжительная его работа в таких условиях неминуемо приведет к сгоранию электродвигателя. Поэтому необходимо обеспечивать эффективный отвод теплоты от электродвигателя, предотвращающий превышение предельно допустимого уровня температуры его обмоток.

За рубежом эта проблема решается путем впрыска жидкого хладагента во всасывающий патрубок компрессора [2, 3]. Впрыск осуществляется с помощью дроссельного клапана, срабатывающего по сигналу от датчика температуры, установленного на линии нагнетания компрессора. При температуре пара выше 120 °С (для R22) дроссельный клапан открывается и происходит впрыск жидкости в линию всасывания. Кроме того, на линии нагнетания установлен термостат, отключающий компрессор при

достижении температуры пара 130 °С. Этот способ требует надежной работы системы автоматического регулирования. В зарубежных кондиционерах задача снятия перегрева всасываемых компрессором паров решается также инжектированием жидкости через отверстие во всасывающей U-образной трубке, смонтированной в отделителе жидкости. Так, фирмой “Refrigeration Research” (США) запатентован ряд конструкций всасывающей трубки компрессора, обеспечивающих подсос жидкости из отделителя жидкости всасываемым компрессором паром. Однако сокращение количества инжектируемой жидкости с понижением производительности компрессора (при низкой температуре кипения t_0) вызывает уменьшение теплоотвода от его элементов, прежде всего электродвигателя, охлаждаемого всасываемым паром, повышение тепловой напряженности компрессора при наиболее неблагоприятных режимах его работы – при низкой t_0 . Таким образом, схемное решение испарительно-компрессорного узла кондиционера должно выбираться с учетом совместной работы испарителя-воздухоохладителя и компрессора.

Из технических решений испарительно-компрессорного узла отечественных судовых кондиционеров известно схемное решение с отделителем жидкости и регенеративным теплообменником (РТО), использованное в судовых автономных кондиционерах типа АК 18, разработанных ЦНИИПИ “Тайфун” и выпускаемых АОТ “Завод “Эква-тор” (г. Николаев). Однако опыт эксплуатации таких кондиционеров показал, что практически на всех режимах из воздухоохладителя выходил сухой насыщенный или перегретый пар, что свидетельствует о его низкой тепловой эффективности. Это явилось результатом того, что принятое схемное решение не было подкреплено соответствующим рациональным проектированием испарительно-компрессорного узла.

Таким образом, на всасывание компрессора должен поступать сухой насыщенный или незначительно перегретый пар. В то же время с точки зрения тепловой эффективности испарителя-воздухоохладителя (И-ВО) целесообразна его работа с влажным паром на выходе, когда вся внутренняя поверхность змеевиков омывается жидким хладагентом. Только в случае выполнения этих противоречивых требований испарительно-компрессорный узел и весь кондиционер будут работать эффективно.

Известные схемно-конструктивные решения холодильных машин автономных кондиционеров не обеспечивают эффективное функционирование и спарительно-компрессорных узлов, удовлетворяющих указанным противоречивым требованиям к параметрам хладагента на выходе из воздухоохладителя и на входе в компрессор.

Целью настоящего исследования является анализ эффективности работы судовых автономных кондиционеров и выбор их

рационального схемно-конструктивного решения, обеспечивающего надежную эксплуатацию компрессора и высокие тепловую эффективность испарителя-воздухоохладителя и, следовательно, энергетическую эффективность всего кондиционера.

2. Анализ эффективности работы судовых автономных кондиционеров

Решение задачи повышения эффективности охлаждения герметичных компрессоров судовых кондиционеров невозможно без учета условий эксплуатации всего испарительно-компрессорного узла и прежде всего воздухоохладителя, поскольку от параметров хладагента на выходе из него зависит состояние хладагента на всасывании компрессора. Чем ниже давление всасывания $P_{вс}$ (соответственно и температура кипения t_0), тем сильнее перегрев электродвигателя и всего компрессора, поскольку уменьшается производительность компрессора, т.е. расход хладагента, отводящего теплоту от его элементов. С другой стороны, с повышением $P_{вс}$ и t_0 увеличивается опасность попадания влаги в цилиндры компрессора, поскольку возрастает производительность компрессора и расход хладагента через испаритель-воздухоохладитель. Чтобы избежать этого, после воздухоохладителя перед компрессором устанавливают отделитель жидкости.

Схема холодильной машины автономного кондиционера с отделителем жидкости показана на рис. 1. Для защиты компрессора от гидравлического удара предусмотрен отделитель жидкости (ОЖ) со встроенным регенеративным теплообменником (РТО) змеевикового типа. Влажные пары R22 поступают из испарителя-воздухоохладителя в ОЖ. После отделения капельной влаги пары обтекают змеевик РТО, перегреваются и всасываются компрессором в перегретом состоянии, а жидкость высокого давления (после конденсатора перед капиллярной трубкой) переохлаждается в змеевике РТО. Переохлаждение жидкости перед КТ обеспечивает приращение холодопроизводительности. Скапливающаяся в ОЖ маслорефреоновая смесь направляется в теплообменник-масловыпариватель типа “труба в трубе” и испаряется, отводя теплоту от перегретых паров на нагнетании компрессора.

От узла “отделитель жидкости – РТО” во многом зависит энергетическая эффективность и безопасность эксплуатации автономного кондиционера. Необходимо, чтобы пар, поступающий в компрессор, с одной стороны, не содержал капель жидкости, а с другой, его перегрев был не более 10...15 °С или вовсе отсутствовал.

Возможны следующие варианты исполнения РТО:

1. РТО установлен в паровой полости ОЖ.

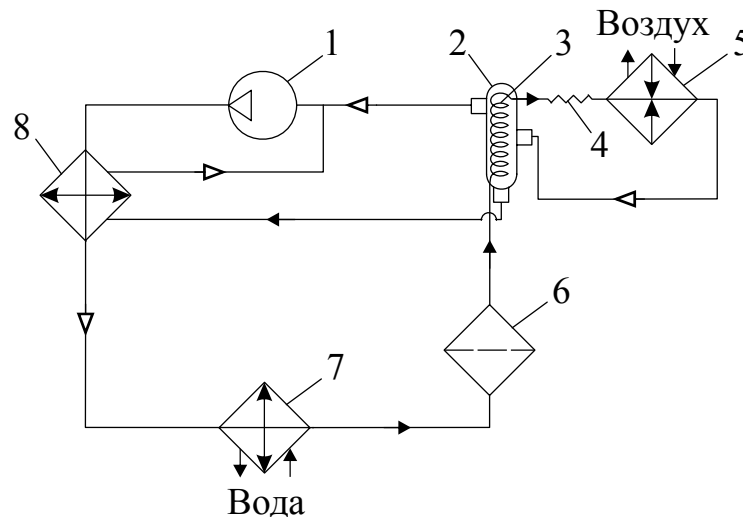


Рис. 1. Схема холодильной машины судового автономного кондиционера с отделителем жидкости и РТО: 1 – компрессор; 2 – отделитель жидкости; 3 – РТО; 4 – капиллярная трубка; 5 – испаритель-воздухоохладитель; 6 – фильтр-осушитель; 7 – конденсатор; 8 – масловыпариватель

Переохлаждение жидкости высокого давления в его змеевике происходит с отводом теплоты на испарение дисперсной смеси и перегрев всасываемого компрессором пара.

2. РТО вынесен за пределы ОЖ. В змеевике РТО происходит переохлаждение жидкости высокого давления, а снаружи змеевика кипит жидкий хладагент, неиспарившийся в ВО и отводимый из ОЖ.
3. РТО установлен в жидкостной полости ОЖ. Жидкость высокого давления переохлаждается в змеевике РТО, а неиспарившаяся в ВО жидкость кипит на его поверхности.

Результаты расчетов показали следующее. Первый вариант исполнения РТО не обеспечивает работу ВО в режиме со смоченной поверхностью. Глубина переохлаждения жидкости высокого давления после конденсатора была малой. Большая длина змеевика (около 16 м) делала невозможным его установку внутри ОЖ.

Второй вариант исполнения обеспечивает работу ВО со смоченной поверхностью и доиспарение всей неиспарившейся в нем жидкости. Переохлаждение жидкости после конденсатора было глубоким – до температуры не более чем на 5 °С выше температуры кипения жидкого хладагента низкого давления на поверхности змеевика РТО. Расчетная длина змеевика составляла 6 м. Чтобы гидравлическое сопротивление по линии кипящего хладагента низкого давления (на всасывании компрессора) было минимальным, кипение должно происходить при естественной циркуляции. Это возможно при установке змеевика РТО в жидкостном объеме ОЖ, т.е. при третьем варианте

работы РТО.

На рис. 2, *а* показана конструкция базового варианта узла ОЖ, выпускаемого АОТ “Завод “Экватор” (г. Николаев), со встроенным РТО, основная часть ($2/3 L = 6$ м) змеевика которого расположена в паровой полости ОЖ, а меньшая ($1/3 L = 3$ м) – в жидкостной полости.

Из-за крайне низкой интенсивности теплоотдачи к пару, обтекающему основную часть змеевика, и теплопередачи в целом такое конструктивное решение не обеспечивает испарение дисперсной смеси, т.е. работу ВО со смоченной внутренней поверхностью трубок. Поэтому было предложено конструктивное решение модифицированного узла ОЖ с РТО, базирующееся на результатах расчета РТО по разработанной авторами программе. При этом основная часть змеевика ($L = 6$ м) была размещена в жидкостной полости ОЖ (рис. 2, *б*) и обеспечивала (благодаря интенсивной теплоотдаче к кипящему на его поверхности жидкому R22) испарение всей жидкости, отсепарированной из дисперсной смеси, выходящей из ВО, т.е. работу ВО со смоченной внутренней поверхностью трубок.

Выбор в качестве объекта исследования судового автономного кондиционера с РТО и отделителем жидкости позволял исследовать его работу в широком диапазоне изменения тепловых нагрузок на воздухоохладитель – от небольших нагрузок с отсутствием или незначительными перегревами пара на выходе из воздухоохладителя, средних нагрузок с умеренными перегревами пара на 5...10 °С, характерными для кондиционеров с ТРВ, до повышенных нагрузок с перегревом пара на 20...30 °С.

Анализировались два способа работы узла

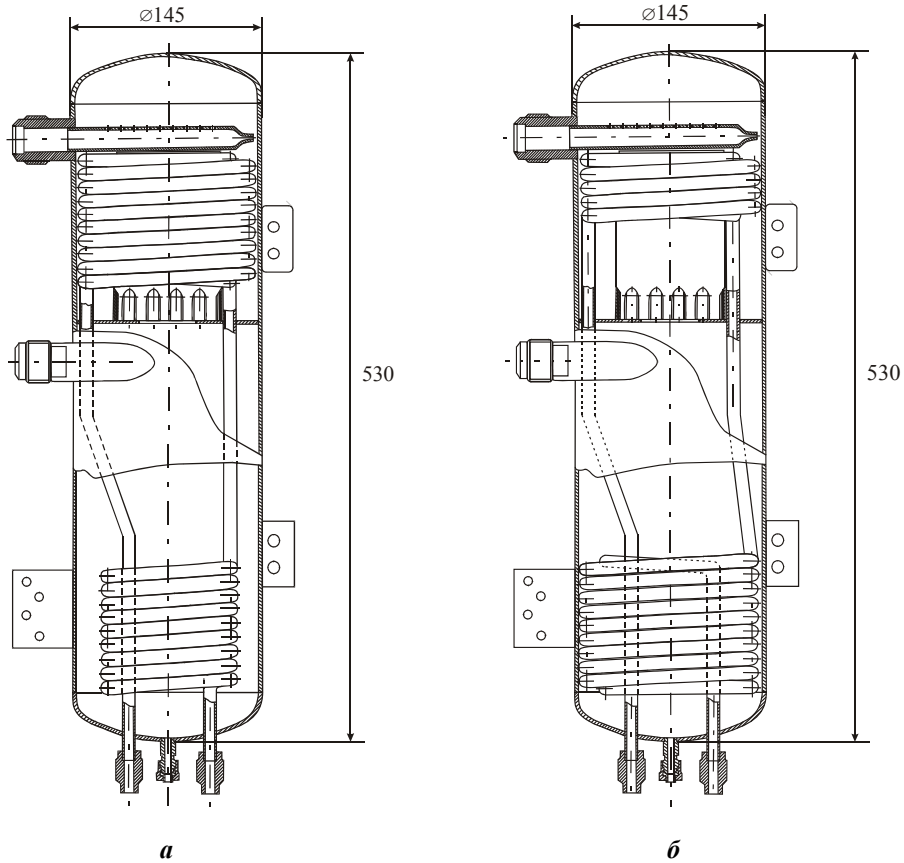


Рис. 2. Отделители жидкости с РТО: *а* – базовый; *б* – модифицированный

“воздухоохладитель – отделитель жидкости – РТО”. При первом способе пар на выходе из воздухоохладителя был перегрет или в состоянии, близком к насыщению. Этому случаю соответствовала традиционная регенеративная

схема с РТО, установленным сразу после воздухоохладителя. Отделитель жидкости в этом случае оставался практически пустым, и змеевик РТО обтекали всасываемые компрессором пары. При втором способе из воздухоохладителя выходил

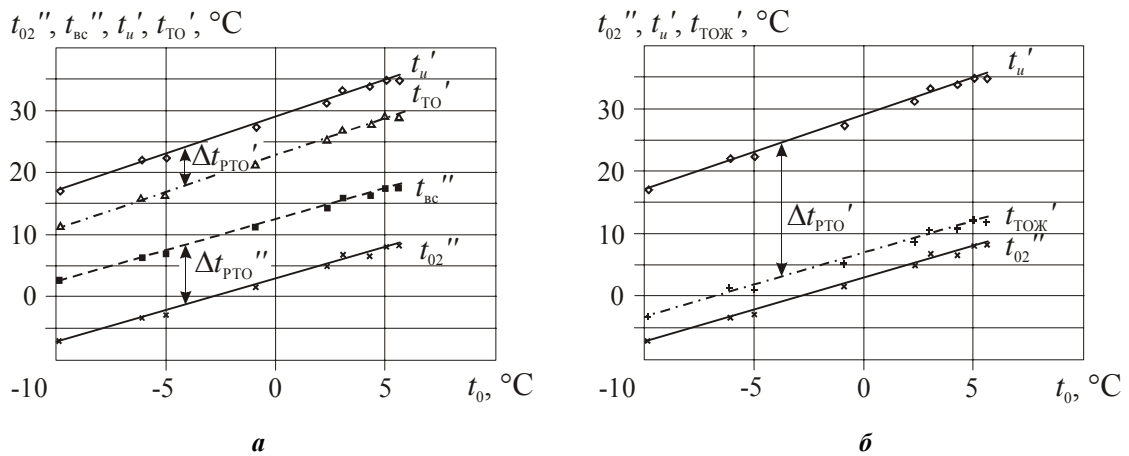


Рис. 3. Опытные значения температуры R22 на входе и выходе из РТО:
а – РТО в паровой полости ОЖ; *б* – РТО в жидкостной полости ОЖ;
 t_{02}'' – температура пара на выходе из И-ВО; t_{bc}'' – пара на всасывании в компрессор после РТО; t_u' – жидкости после конденсатора; t_{TO}' и $t_{TOЖ}'$ – жидкости после РТО;
 $\Delta t_{PTO}'$ и $\Delta t_{PTO}''$ – переохлаждение жидкости и перегрев пара в РТО

Из рис. 3, *a* видно, что при первом способе работы узла “воздухоохладитель – отделитель жидкости – РТО” имеют место повышенные перегревы $\Delta t''_{\text{РТО}} \geq 15 \text{ }^\circ\text{C}$ пара, всасываемого компрессором. Это приводит к ухудшению охлаждения электродвигателя и всего компрессора. Переохлаждение жидкости $\Delta t'_{\text{РТО}}$ высокого давления после конденсатора при этом небольшое (не более $10 \text{ }^\circ\text{C}$). При втором способе благодаря интенсивной теплопередаче от жидкости в РТО к кипящей жидкости низкого давления на его поверхности достигается глубокое ($25 \dots 30 \text{ }^\circ\text{C}$) переохлаждение $\Delta t'_{\text{РТО}}$ жидкости высокого давления (рис. 3, *б*). При этом температура всасываемых компрессором паров практически равна температуре насыщения, что обеспечивает эффективное охлаждение встроенного

электродвигателя. В результате выполненных исследований была рекомендована эксплуатация узла “воздухоохладитель – отделитель жидкости – РТО” только по второму способу.

Выводы

Разработаны схемно-конструктивные решения холодильной машины автономного кондиционера, обеспечивающие безопасную эксплуатацию компрессора сухим ходом и сокращение потребляемой им электроэнергии на $10 \dots 20 \%$. Применение отделителя жидкости с РТО, основная часть которого размещена в его жидкостной полости, обеспечивает поступление в компрессор пара в состоянии, близком к насыщению, и следовательно, эффективное охлаждение

Література

1. Якобсон В.Б. Малые холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 386 с.
2. Устройство охлаждения низкотемпературных компрессоров, работающих на R22 // Холодильная техника. – 1999. – № 11. – С. 18-19.
3. R22 как низкотемпературный хладагент – неудачный выбор // Холодильная техника. – 1999. – № 11. – С. 16-17.