

УДК 629.4.048

А. Л. Емельянов, И. Г. Киселев, М. Ю. Кудрин, В. П. Приймин**ПЕРСПЕКТИВЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕПЛОНАСОСНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ**

Дата поступления: 07.05.2015

Решение о публикации: 07.07.2015

Цель: Показать возможности дальнейшего совершенствования транспортных кондиционеров для пассажирских вагонов. Рассмотреть возможности расширения диапазона низких температур наружного воздуха, при которых допустимо использовать режим «тепловой насос» для отопления пассажирских вагонов, с помощью замены рабочего вещества транспортного кондиционера на более эффективные хладагенты R404a, R407c, R410a и технологию двухступенчатого сжатия рабочего вещества. **Метод:** Использовалось последовательное рассмотрение отдельных наиболее эффективных технических решений, основанных на теоретических выводах и последнем опыте отечественных научных школ. **Результаты:** Выявлены предварительные параметры оборудования транспортного кондиционера, использующего двухступенчатое сжатие, который сможет обеспечивать теплом пассажирские вагоны при температуре наружного воздуха $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ с коэффициентом преобразования около 3. **Практическая значимость:** Доказана реальная возможность создания подобных кондиционеров. Результаты исследования можно использовать в качестве ориентировочных при проектных расчетах транспортных кондиционеров, использующих технологию двухступенчатого сжатия рабочего вещества.

Реверсивный кондиционер, тепловой насос, пассажирский вагон, система кондиционирования, расширение диапазона режима «тепловой насос».

Anatoliy L. Yemelyanov, Cand. Sci. (Eng.), associate professor, senior researcher, emelianovt@mail.ru (ITMO University), **Igor G. Kiselev**, D. Eng., professor, kiss-tatiana@yandex.ru, **Mikhail Yu. Kudrin**, Cand. Sci. (Eng.), associate professor, kudrin_mik@mail.ru, ***Vyacheslav P. Priymin**, postgraduate student, magistrall16.vp@gmail.com (Petersburg State Transport University) PERSPECTIVES OF IMPROVING HEAT PUMP REGIME OF RAILWAY AIR CONDITIONERS

Objective: To show possibilities for further improvements of vehicle air conditioners for passenger carriages. To consider possibilities of expanding the range of low temperatures of outer air under which it is permitted to use the heat pump regime for heating passenger carriages by replacing the working fluid of a vehicle air conditioner with more efficient cooling agents R404a, R407c, R410a and by deploying the compound compression of working fluid technology. **Methods:** Sequential examination of some of the most efficient technical solutions based on theoretical conclusions and most recent experience of Russia's research schools was used. **Results:** Preliminary equipment parameters of a vehicle air conditioner deploying compound compression that can provide heating to passenger carriages with outer air temperatures of -25 degrees Celsius with transformation ratio of about 3. **Practical importance:** Actual possibility of creating such air conditioners is proven. Study results can be used as guide values in design calculations for vehicle air conditioners deploying the technology of compound compression of working fluid.

Reversible air conditioner, heat pump, passenger carriage, air conditioning system, expanding the range of heat pump regime.

Сегодня отечественная промышленность производит транспортные кондиционеры для пассажирских вагонов с возможностью работы в режиме «тепловой насос» (ТН) [4]. Преимуществом этого режима по сравнению с электроотоплением от подвагонной магистрали является существенная (до 50%) экономия электрической энергии. Кроме того, кондиционер, ранее не использовавшийся в холодный период года, становится полноценной климатической установкой, поддерживающей комфортные условия в салоне вагона не только летом, но и в межсезонье. Полностью отказаться от электроотопления или твердотопливного котла не позволяет ограниченный диапазон температур наружного воздуха, при котором применяется режим ТН: реверсивные кондиционеры переходят в него с понижением температуры наружного воздуха до $+16\text{ }^{\circ}\text{C}$ и могут эффективно отапливать вагон без подключения дополнительных источников теплоснабжения до температуры наружного воздуха $t_{\text{н.в.}} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ [4].

Известны общепромышленные системы кондиционирования воздуха (СКВ) типа «воздух – воздух» или «воздух – жидкость», способные отапливать помещения при $t_{\text{н.в.}} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$ с коэффициентом трансформации $\varphi = 2-3$ [3], поэтому одним из основных направлений совершенствования теплонасосной техники на железнодорожном транспорте является расширение диапазона отрицательных температур наружного воздуха, при которых возможно отопление пассажирского вагона с сохранением требуемых комфортных параметров микроклимата. Ниже рассматриваются два перспективных способа решения поставленной задачи [3].

1 Замена рабочего вещества

Одним из наиболее легко выполнимых способов является замена рабочего вещества на хладагент, имеющий более низкую температуру кипения. Обзор хладагентов с низкой температурой испарения, которые могут ис-

пользоваться в транспортных системах кондиционирования воздуха, приведен в [6]. В настоящее время большинство реверсивных кондиционеров на железнодорожном транспорте работают на хладоне R134a. При атмосферном давлении температура его кипения составляет $-26,1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Это означает, что уже при $t_{\text{н.в.}} \leq -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ становится нежелательной эксплуатация направленных им установок из-за возможности попадания жидкого хладона во всасывающую магистраль компрессора и его выхода из строя из-за гидроударов. Переход на смесевые хладагенты, например, R404a, R407c, R410a позволил бы с незначительными изменениями в существующих установках сдвинуть нижнюю границу диапазона эффективного применения режима ТН.

2 Многоступенчатое сжатие рабочего вещества

Другим способом расширения диапазона наружных температур является применение технологии многоступенчатого сжатия рабочего агента в теплонасосном цикле. Впервые возможность применения многоступенчатого сжатия в железнодорожных реверсивных кондиционерах рассмотрел Е. Т. Бартош [2]. Он показал, что в условиях эксплуатации пассажирских вагонов потребуется не более двух ступеней сжатия. Переход к двухступенчатому сжатию, существенно усложняющему принципиальную схему установки, происходит по нескольким причинам. При снижении $t_{\text{н.в.}}$ снижается и температура кипения t_0 , а значит, возрастает степень сжатия рабочего вещества $\pi_k = p_{\text{конд}} / p_{\text{исп}}$ компрессором. При $\pi_k \geq 8$ рекомендуется переходить к двухступенчатому сжатию [1] из-за роста температуры нагнетания, что неблагоприятно сказывается на работе компрессора, а также из-за снижения объемных и энергетических коэффициентов компрессора, что уменьшает эффективность теплонасосного цикла в целом.

Принципиальная схема установки, предложенная в [2], предусматривала двухсту-

пенчатое сжатие с неполным промежуточным охлаждением рабочего вещества между ступенями. Кроме этого, в рассматриваемой схеме применялась внутренняя регенерация, повышающая удельную теплопроизводительность цикла. Теплота воздуха, удаляемого из вагона, для улучшения условий испарения отводилась на теплообменник наружного блока. Согласно расчетам, установка на хладоне R22 могла отапливать вагон до температуры наружного воздуха $t_{н.в.} \approx -33\text{ }^\circ\text{C}$. Однако практические исследования ограничились модернизацией существовавших в то время кондиционеров для возможности их работы в режиме «тепловой насос». Двухступенчатый цикл в реверсивных кондиционерах пассажирских вагонов не был реализован.

В связи с накоплением опыта эксплуатации тепловых насосов на железных дорогах (сейчас около 2,5% пассажирских вагонов оборудованы климатическими установками с режимом ТН [4]) и реальной экономией электроэнергии идея расширения рабочих температур для теплонасосного отопления весьма актуальна. Климатологические данные распределения наружных температур за отопительный период на европейской части России показали, что температуры ниже $-15\text{ }^\circ\text{C}$ бывают относительно небольшой период времени. В таких условиях энергетически эффективным будет кондиционер, большую часть времени работающий как в холодильном, так и в теплонасосном режиме по одноступенчатому циклу и переходящий к двухступенчатому циклу при пиковых понижениях $t_{н.в.}$. Такой кондиционер имеет два компрессора: основной и бустерный. Бустерный компрессор повышает давление хладагента для основного компрессора только при низких наружных температурах. Принципиальная схема установки приведена на рис. 1.

Для рассматриваемого кондиционера с принципиальной схемой (рис. 1) предполагается использование спиральных компрессоров, получивших в последнее время широкое распространение в холодильной технике благодаря их высокой энергетической эффектив-

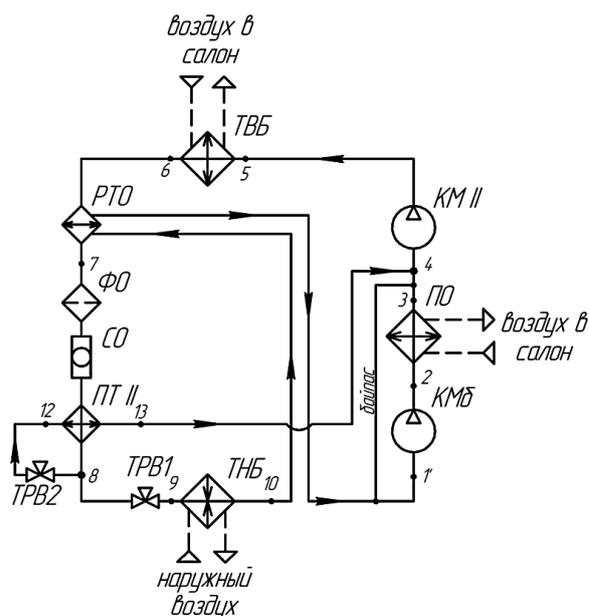


Рис. 1. Принципиальная схема теплонасосной установки с двухступенчатым сжатием для пассажирских вагонов: ТНБ – теплообменник наружного блока; ТНВ – теплообменник внутреннего блока; КМб – бустерный компрессор; КМ II – основной компрессор; ПО – промежуточный охладитель; РТО – регенеративный теплообменник; ФО – фильтр-осушитель; СО – смотровое стекло; ПТ II – промежуточный теплообменник; ТРВ1 и ТРВ2 – терморегулирующие вентили. Точки показывают агрегатирование процессов в цикле ТН (см. рис. 2)

ности, надежности и долговечности. Имеется опыт эксплуатации таких компрессоров на железнодорожном транспорте, подтверждающий их достоинства [5].

Теплонасосный цикл в координатах «давление – энтальпия», иллюстрирующий особенности перспективной установки, приведен на рис. 2. Помимо двухступенчатого сжатия особенностями установки являются внутренняя регенерация теплоты хладагента (теплообменник РТО, отрезки 10–1' и 6–7) и неполное промежуточное охлаждение с помощью теплообменника ПО, который является дополнительной поверхностью нагрева приточного воздуха. Это позволяет уменьшить площадь поверхности теплообменника внутреннего

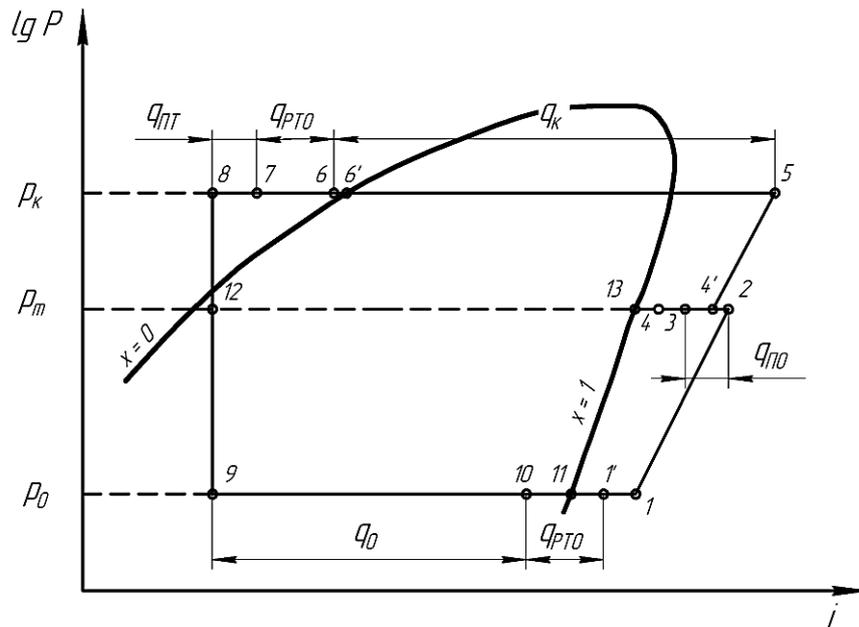


Рис. 2. Теоретический цикл реверсивного кондиционера для пассажирских вагонов в координатах $lgP - i$: q_{PT0} – теплота, передаваемая хладону в РТО; q_0 – теплота, отнятая от наружного воздуха в ТНБ; q_k – теплота, выделившаяся в ТВБ; q_{PO} – теплота, отнятая от хладона при промежуточном охлаждении; q_{PT} – теплота, отнятая от основного потока хладагента в теплообменнике ПТ; p_0 – давление испарения; p_m – промежуточное давление между ступенями сжатия; p_k – давление конденсации

блока. В теплообменнике ПТ II основной поток жидкости дополнительно охлаждается хладагентом, кипящим после дросселирования в ТРВ2 (отрезок 7–8). Дополнительное переохлаждение хладагента перед ТРВ1 позволяет сократить необратимые термодинамические потери при дросселировании. Внутренняя регенерация теплоты хладагента увеличивает удельную теплопроизводительность цикла, предохраняет компрессор от влажного хода и гидроударов, улучшает возврат масла в компрессор, переохлаждает жидкий хладагент (отрезок 6–7) и несколько повышает коэффициент преобразования теплонасосного цикла. Кроме того, РТО сокращает площадь поверхности ТНБ, исключая процесс кипения капелек жидкости во влажном паре и перегрев пара непосредственно в ТНБ.

В теплонасосном цикле на рис. 2 процессы 1–2 и 4'–5 – сжатие рабочего вещества в КМБ и КМ II, соответственно, отрезок 9–10 – кипение хладагента в ТНБ, 5–6 – конденсация в ТВБ. Процесс 2–3 является охлаждением

рабочего вещества между ступенями сжатия теплообменником ПО. До температуры, соответствующей точке 4, основной поток хладагента охлаждается при смешении с потоком хладона из цепи инъекции (точка 8 – ТРВ2 – ПТ II – точка 4). В цикле ТН охлаждение обмоток электродвигателей компрессоров парами хладагента представлено отрезками 1'–1 и 4–4'.

При работе в переходные периоды года в режиме ТН с одним компрессором цепь инъекции может отключаться в зависимости от температурных условий. В этом случае после регенеративного теплообменника пары перегретого хладагента сразу попадут в основной компрессор КМ II, минуя КМБ и промежуточный охладитель ПО, по байпасной линии. Летом в режиме охлаждения воздуха бустерный компрессор и промежуточный охладитель также не будут использоваться. При корректно подобранном основном компрессоре КМ II, учитывая тенденцию уменьшения требований по холодопроизводительности для новых

Предварительные характеристики оборудования двухступенчатого реверсивного кондиционера

Параметр	Двухступенчатый ТН при $t_{н.в} -25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{салона} 20\text{ }^{\circ}\text{C}$
Требуемая теплопроизводительность системы отопления, кВт	35,7
Теоретическая объемная производительность бустерного компрессора, м ³ /ч	91,0
Теоретическая объемная производительность основного компрессора, м ³ /ч	24,3
Площадь теплообменной поверхности ТНБ*, м ²	79,2
Площадь теплообменной поверхности ТВБ, м ²	48,4
Площадь теплообменной поверхности ПО, м ²	8,7
Теоретическая изэнтропная мощность на привод компрессоров, кВт	11,2
Холодильный коэффициент установки в режиме летнего охлаждения, ϵ_m	2,4

*Без учета явления обмерзания теплообменной поверхности.

кондиционеров¹ [7], а также ограничения на применение спиральных бустерных компрессоров, маловероятно, потому что возникнет необходимость использовать две ступени сжатия для создания комфортных условий в салоне вагона летом. По сравнению с выпускаемым реверсивным кондиционером достоинством агрегата, работающего по рассмотренной схеме, останется наличие регенеративного теплообменника, повышающего холодильный коэффициент цикла и, следовательно, сокращающего энергопотребление системы.

Заключение

Расчеты реверсивного кондиционера показали, что, используя современное оборудование, на хладоне R404a кондиционер сможет отапливать пассажирский одноэтажный вагон при температуре наружного воздуха $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ с

коэффициентом трансформации теоретического цикла $\phi_T = 3,03$. Параметры холодильных компрессоров, площади теплообменных поверхностей и другие характеристики перспективной установки приведены в таблице.

Благодаря значительному расширению диапазона рабочих отрицательных температур кондиционеры, работающие по предлагаемой схеме, несомненно будут востребованы, несмотря на более высокую стоимость установок с двухступенчатым сжатием по сравнению с традиционными реверсивными кондиционерами. Таким образом, имеются возможности повысить эффективность работы климатических установок для пассажирских вагонов. Эксплуатация опытных реверсивных кондиционеров покажет правильность тех или иных технических решений.

Библиографический список

1. Бараненко А. В. Холодильные машины : учеб. для студентов втузов / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин, В. И. Пекарев, Л. С. Тимофеевский. – СПб. : Политехника, 2006. – 944 с.

¹ Тверской вагоностроительный завод в последние годы выпустил партию вагонов, оборудованных кондиционерами с холодопроизводительностью 20–22 кВт вместо прежних 28 кВт.

2. Бартош Е. Т. Тепловые насосы в энергетике железнодорожного транспорта : моногр. / Е. Т. Бартош. – М. : Транспорт, 1985. – 275 с.

3. Емельянов А. Л. Пути снижения энергопотребления в системах отопления и кондиционирования воздуха пассажирских вагонов / А. Л. Емельянов, И. Г. Киселев, А. В. Михайлов // Изв. ПГУПС. – 2011. – № 4. – С. 36–42.

4. Емельянов А. Л. Энергосберегающие системы вентиляции и кондиционирования пассажирских вагонов / А. Л. Емельянов, В. М. Козин, В. В. Царь // Транспорт РФ. – 2010. – № 4 (29). – С. 54–57.

5. Жариков В. А. Климатические системы пассажирских вагонов : моногр. / В. А. Жариков. – М. : ТРАНСИНФО, 2006. – 135 с.

6. Киселев И. Г. О выборе хладагента для климатических установок пассажирского подвижного состава / И. Г. Киселев, М. Ю. Кудрин, В. П. Приймин // Изв. ПГУПС. – 2014. – № 3. – С. 85–90.

7. Резников А. Г. Проблемы создания систем кондиционирования воздуха в пассажирских вагонах локомотивной тяги / А. Г. Резников, А. А. Шустер // Тяжелое машиностроение. – 2003. – № 1. – С. 21–23.

References

1. Baranenko A. V., Bukharin N. N., Pekarev V. I. & Timofeyevskiy L. S. Kholodilnyye mashiny: uchebnik dlya studentov vtuzov [Refrigerating Machines: Course

Manual for Technical College Students]. St. Petersburg, Politekhnik, 2006. 944 p.

2. Bartosh Ye. T. Teplovyye nasosy v energetike zheleznodorozhnogo transporta [Heat Pumps in the Railway Transport Energy Systems]. Moscow, Transport, 1985. 275 p.

3. Yemelyanov A. L., Kiselev I. G. & Mikhailov A. V. *Izvestiya PGUPS – Proc. Petersburg Transp. Univ.*, 2011, no. 4, pp. 36–42.

4. Yemelyanov A. L., Kozin V. M. & Tsar V. V. *Transport RF – Transp. Russian Federation*, 2010, no. 4 (29), pp. 54–57.

5. Zharikov V. A. *Klimaticheskiye sistemy passazhirskikh vagonov* [Climate Systems of Passenger Carriers]. Moscow, TRANSINFO, 2006. 135 p.

6. Kiselev I. G., Kudrin M. Yu. & Priymin V. P. *Izvestiya PGUPS – Proc. Petersburg Transp. Univ.*, 2014, no. 3, pp. 85–90.

7. Reznikov A. G. & Shuster A. A. *Tyazheloye mashinostroyeniye – Heavy Eng.*, 2003, no. 1, pp. 21–23.

ЕМЕЛЬЯНОВ Анатолий Леонович – канд. техн. наук, доцент, старший научный сотрудник, emelianovt@mail.ru (Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики); КИСЕЛЕВ Игорь Георгиевич – д-р техн. наук, профессор, kiss-tatiana@yandex.ru; КУДРИН Михаил Юрьевич – канд. техн. наук, доцент, kudrin_mik@mail.ru; *ПРИЙМИН Вячеслав Павлович – аспирант, magistrall16.vp@gmail.com (Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I).