

Транспортная комбинированная испарительно-компрессионная система кондиционирования воздуха

Емельянов А.Л., Антипов А.С., Буравой С.Е., Платунов Е.С.

На железнодорожном транспорте в настоящее время в основном используются компрессионные системы кондиционирования воздуха (СКВ), с пароконпрессивной холодильной машиной (ПКХМ). В каждом пассажирском вагоне, оборудованном СКВ, размещается автономный кондиционер холодопроизводительностью $20 \div 28$ кВт. Кондиционер в процессе работы потребляет электроэнергию мощностью до 20 кВт, вентилируя вагон охлажденным или нагретым потоком воздуха с расходом $(2 \dots 4) \cdot 10^3$ м³/час.

ПКХМ обладают высокими эксплуатационными качествами, универсальны, и получили массовое распространение в СКВ самого различного назначения. Их конструкции достигли высокого совершенства. Независимо от этого необходимо отметить, что в транспортных кондиционерах ПКХМ используется значительное количество мер для энергосбережения. Однако действительный холодильный коэффициент (с учетом мощности вентиляторных установок) составляет $\sim 1,4 \div 1,5$, тогда как у идеальных ПКХМ в соответствующем температурном диапазоне он может достигать $k_x = 10$. Это означает, что энергопотребление СКВ с ПКХМ в перспективе может быть снижено в несколько раз.

Термодинамический анализ промышленных компрессионных кондиционеров показывает, что основными источниками необратимых энергетических потерь в них являются теплообменные аппараты. К сожалению, улучшение их характеристик сопряжено с большими техническими затруднениями. Поэтому разработчиками СКВ на протяжении многих лет предпринимаются попытки найти альтернативные способы охлаждения воздуха. Некоторые из них хорошо известны и даже отличаются простотой реализации, особенно способ охлаждения воздуха в процессе его увлажнения. Очень важно, что этот способ не относится к категории энергозатратных. К сожалению, чрезмерное увлажнение воздуха нарушает его комфортность для человека, что резко снижает границы применения испарительных СКВ. Ниже будут показаны пути внедрения испарительного охлаждения в современные СКВ, позволяющие заметно снижать их суммарное энергопотребление, обеспечивая при этом комфортность воздуха в транспортном средстве.

Хорошо известно, что атмосферный воздух в теплые и жаркие дни обычно при низкой относительной влажности обладает способностью впитывать в себя дополнительную влагу, не нуждаясь во внешних источниках энергии. Процесс увлажнения при этом всегда сопровождается заметным снижением температуры воздуха, так как на испарение влаги

частично расходуется его внутренняя энергия. В природе охлаждение воздуха чаще всего происходит в адиабатических (изоэнтропийных) условиях, например, после кратковременных и особенно грозовых дождей. В технике кондиционирования широко используется охлаждение воздуха в условиях изоэнтальпийного увлажнения. На его закономерностях, в частности, основывается психрометрический метод измерения влажности воздуха.

Для количественной оценки снижения температуры увлажняемого воздуха в реальных условиях пользуются широко известной *i-d*-диаграммой влажного воздуха. Анализ ее показывает, что за счет увлажнения температуру воздуха можно снижать на 10...12 К. К сожалению, прямое испарительное охлаждение, как уже отмечалось, не нашло широкого применения в системах кондиционирования, так как всегда ограничивается нежелательным увеличением относительной влажности внутри помещения. В этом отношении кондиционеры с ПКХМ обладают очевидным преимуществом, так как способны не только охлаждать воздух, но и эффективно удалять из помещения лишнюю влагу. Однако они значительно (на порядок и более) уступают испарительному охлаждению по своему энергопотреблению. В связи с этим представляется оправданным сравнить эксплуатационные характеристики испарительной и комбинированной СКВ. Все эти три системы для большей наглядности будут рассмотрены на примере СКВ пассажирского купейного вагона.

Сначала обратим внимание на особенности блок-схемы типовой СКВ [1, 2].. Она приведена на рис. 1.

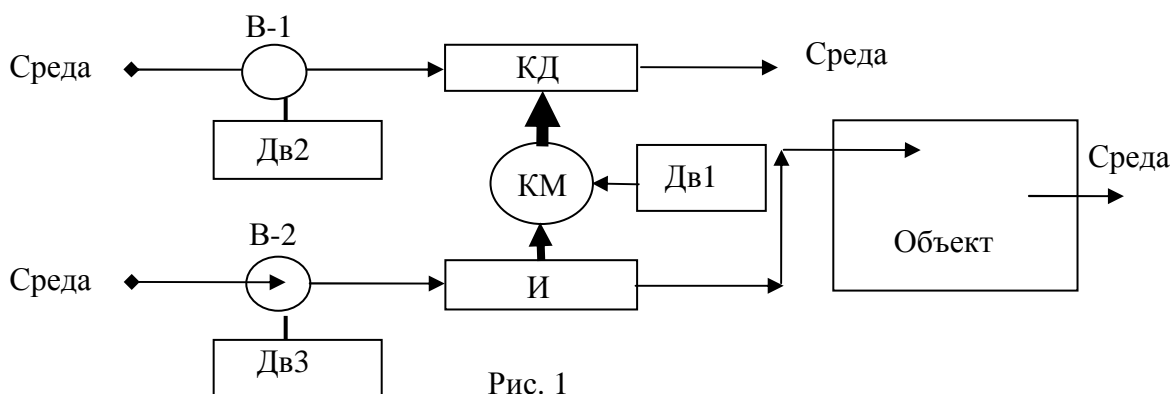


Рис. 1

Основными элементами СКВ с ПКХМ являются компрессор КМ с электродвигателем Дв1, испаритель И, конденсатор КД, вентиляторы В-1, В-2 и кондиционируемый объект (вагон с пассажирами). Рабочее вещество хладагент, участвующее в обратном термодинамическом цикле, принудительно переносит тепловой поток от испарителя к конденсатору. Вентилятор В-2 забирает из среды рабочий воздушный поток и подает его на холодную поверхность испарителя. В нем воздушный поток охлаждается до температуры (12...16) °С, частично теряя свою внутреннюю энергию, и поступает в вагон для компенсации тепло- и влагоизбытков. Вентилятор В-1 забирает из среды вспомогательный поток воздуха и подает его на поверхность нагретого до (50...70) °С конденсатора. В нем воздушный поток

нагревается поступающим к конденсатору тепловым потоком и выбрасывается в среду. Электродвигатель Дв1 обеспечивает непрерывную работу ПКХМ, потребляя при этом большое количество электроэнергии. Ее величина определяется холодопроизводительностью кондиционера и во многом зависит от холодильного коэффициента кондиционера. А он, как уже отмечалось, обычно составляет 1,4...1,5. Такое низкое значение действительного холодильного коэффициента обусловлено большими необратимыми тепловыми потерями во всех звеньях ПКХМ, прежде всего в теплообменных аппаратах, в вентиляторах и воздуховодах системы.

На рис.2. приведена блок-схема СКВ косвенного испарительного охлаждения наружного воздуха, вентилирующего объект. Простейшей испарительной СКВ может быть система увлажнения наружного воздушного потока, который непосредственно поступает в вагон. Внешние энергетические затраты такой системы охлаждения минимальны, так как сводятся к энергопотреблению вентилятора. Однако такая простейшая система, как уже отмечалось, практически бесполезна, так как положительный эффект от снижения температуры в ней практически сводится к нулю из-за того, что увлажненный таким образом воздух будет содержать насыщенный пар и создаст внутри кондиционируемого объекта эффект "парилки"

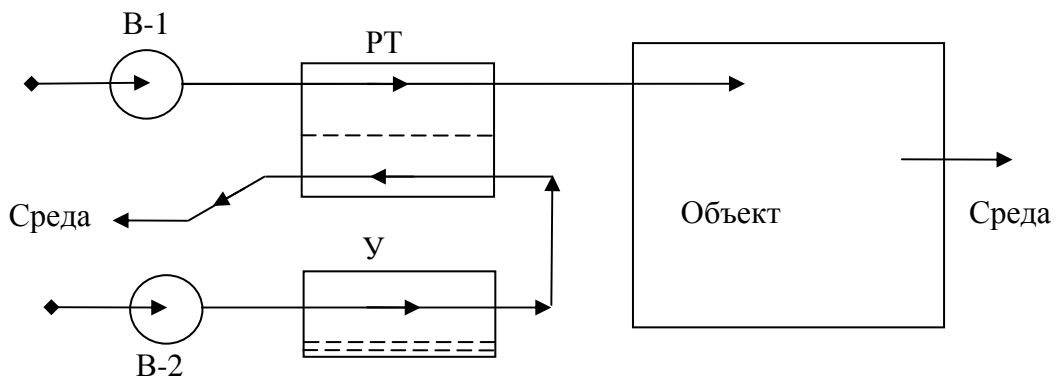


Рис. 2

Основными элементами системы косвенного испарительного охлаждения являются увлажнитель У и рекуперативный воздушный теплообменник РТ. В схеме имеются два вентилятора, В-1 и В-2. Вентилятор В-2 забирает из среды вспомогательный наружный воздушный поток и принудительно прогоняет его через рабочую зону увлажнителя. В нем поток увлажняется, охлаждаясь до температуры "мокрого термометра" и поступает в рекуперативный теплообменник. Вентилятор В-1 забирает из среды основной поток наружного воздуха и прогоняет его через теплообменник-рекуператор. Потoki движутся в противотоке, активно участвуя в теплопередаче через разделяющую их стенку. Вспомогательный увлажненный воздушный поток выбрасывается в среду практически с температурой среды, а основной поток охлаждается практически до температуры "мокрого термометра", сохраняя исходное влагосодержание,

рекуперативным теплообменником РТ. Указанные узлы образуют в СКВ первый контур охлаждения наружного воздуха.

Вентилятор В-2 забирает из среды вспомогательный воздушный поток G_v и направляет его в увлажнитель. В нем этот воздушный поток увлажняется до насыщения и охлаждается до температуры " мокрого термометра". Затем охлажденный поток с помощью регулируемого клапана (Кл) делится на два потока, $G_{вр}$ и $G_{вк}$. Один из потоков ($G_{вр}$) проходит через рекуператор (РТ) и выбрасывается в среду, а второй поток ($G_{вк}$) используется для охлаждения конденсатора (КД), после чего также выбрасывается в среду.

Вентилятор В-1 забирает из среды основной (рабочий) воздушный поток G_p , который проходит через рекуператор (РТ) в противотоке с охлажденным вспомогательным потоком $G_{вр}$. В рекуператоре поток G_p охлаждается до температуры " мокрого термометра", сохранив исходное влагосодержание, и направляется для последующего охлаждения в испаритель ПКХМ. После этого поток G_p поступает в кондиционируемый объект (вагон) с требуемой температурой. Содержавшаяся в атмосферном воздухе избыточная влага конденсируется в испарителе и при необходимости может использоваться в увлажнителе.

ПКХМ в рассмотренной схеме комбинированной СКВ обеспечивает ей необходимую универсальность, так как после испарителя в вагон поступает воздух с оптимальными параметрами по температуре и влажности. Блок испарительного охлаждения помогает существенно снизить суммарное энергопотребление СКВ, особенно в жаркие дни, так как вырабатывает значительную часть суммарно производимого кондиционером СКВ "холода". Более того, при определенных условиях в рассмотренном варианте появляется возможность создавать комфортный тепло- и влажностный режим вагона, полностью отключая компрессионный блок СКВ.

К недостаткам комбинированной СКВ, можно отнести появление в ней нескольких дополнительных узлов. Они увеличивают габариты системы. Однако наличие этих узлов позволяет уменьшить габариты ПКХМ, так как с нее снимается значительная часть суммарно генерируемого "холода". В современной технике уже широко используются разнообразные конструкции увлажнителей и рекуперативных теплообменников, поэтому имеется возможность их оптимального выбора.

Можно, конечно, отметить еще один недостаток системы. Увлажнитель потребляет воду. Но частично источником воды может служить ПКХМ, так как в ней всегда образуется конденсат, выделяющийся из охлаждаемого воздуха. Поэтому дополнительный расход воды может оказаться незначительным.

Проведем сравнительный термодинамический анализ комбинированной СКВ. Основные термодинамические параметры типовой СКВ пассажирского вагона хорошо известны и уже упоминались выше. В жаркие дни такой кондиционер способен обеспечить холодопроизводительность до 28 кВт, используя в при этом до 75 % рециркуляционного воздуха и потребляя электроэнергию до 20 кВт.

СКВ косвенно испарительного охлаждения в жаркие дни удовлетворительно работает только при влажности не выше 40 %, потребляя при этом электроэнергию не более 3...5 кВт. Поэтому представляется интересным сравнить основные эксплуатационные показатели комбинированной СКВ с типовой.

Комбинированная СКВ не нуждается в рециркуляционном воздухе, поэтому при обслуживании вагона расход охлаждаемого воздуха можно снижать до 800 м³/час, если его температура на входе в вагон будет составлять 12 °С. Это вполне допустимо, если холодный воздух удастся подавать в вагон через воздухораспределители с быстрым снижением градиента температуры, не оказывая прямого воздействия на пассажиров.

Для дальнейшего анализа обратимся к конкретному примеру. Примем, что наружный воздух имеет температуру $t_n = 40$ °С, влагосодержание $d_n = 13,7$ г/кг, относительную влажность $\phi_n = 30$ % и удельную энтальпию $i_n = 75$ кДж/кг. В купейных вагонах при выбранной температуре наружного воздуха комфортной температурой принято считать $t_b = 26$ °С. Чтобы ее поддерживать, центральный кондиционер должен удалять из вагона тепловой поток мощностью до 8 кВт. Для этого кондиционер обязан непрерывно нагнетать в вагон свежий воздух, расход G_x которого будет зависеть от его температуры t_x . Примем, что температура на входе в вагон поддерживается равной $t_x = 12$ °С. При такой температуре воздух имеет плотность $\rho \cong 1,2$ кг/м³, влагосодержание $d_x = 8$ г/кг и удельную энтальпию $i_x = 31$ кДж/кг. Удельная энтальпия воздуха в вагоне при температуре $t_b = 26$ °С и влагосодержании $d_b \cong 8$ г/кг составляет $i_b = 50$ кДж/кг, поэтому СКВ должна обеспечивать расход воздуха не менее $G_x \cong 0,4$ м³/с = 1440 м³/час. Следовательно, при относительной влажности наружного воздуха $\phi_n = 30$ %, согласно i - d -диаграмме, типовой кондиционер обязан обеспечивать холодопроизводительность $Q_x = 21,2$ кВт, потребляя электроэнергию не менее 15 кВт.

Комбинированная СКВ обязана иметь ту же самую холодопроизводительность ($Q_x = 21,2$ кВт). Однако часть ее будет генерировать рекуперативный теплообменник РТ. Согласно i - d -диаграмме, в РТ наружный воздух способен охладиться до температуры "мокрого термометра" t_{mt} , которая в рассматриваемом случае близка к 25 °С. Примем, что в испаритель кондиционера охлаждаемый воздух попадает с температурой 27 °С, сохранив исходное влагосодержание $d_n = 13,7$ г/кг, т. е. имея относительную влажность $\phi_r = 63$ % и удельную энтальпию $i_r = 63$ кДж/кг. Следовательно, искомая холодопроизводительность теплообменника РТ составляет $Q_{рт} = 5,8$ кВт, а недостающую часть суммарной холодопроизводительности должен обеспечить компрессионный кондиционер. Имеем $Q_0 = (Q_x - Q_{рт}) = 15,4$ кВт.

Чтобы оценить энергопотребление компрессионного кондиционера, следует знать его холодильный коэффициент k_x . Он, как показывает опыт, существенно зависит от температуры воздуха, охлаждающего конденсатор

КД. Если принять, что для охлаждения конденсатора используется воздух с температурой 40 °С (как в типовой компрессионной СКВ), то холодильный коэффициент близок к $k_x \cong 1,5$. В этом случае кондиционер будет потреблять электроэнергию мощностью $W = Q_0/k_x = 10,2$ кВт. Но физически это означает, что в комбинированной СКВ (см. рис. 3) весь наружный воздух, охлаждаемый рекуперативным теплообменником, подается только в испаритель. Тогда как в рассматриваемой блок-схеме в конденсатор подается увлажненный воздух, имеющий температуру "мокрого термометра", т. е. с температурой 27 °С, которая на 13 К ниже температуры наружного воздуха. Следовательно, даже при $t_n = 40$ °С холодильный коэффициент кондиционера за счет снижения температуры конденсата может достигать значений $k_d \cong 3$. ПКХМ будет потреблять энергию мощностью $W = Q_0/k_x = 5,1$ кВт, а суммарное энергопотребление комбинированной СКВ (с учетом дополнительной мощности вентилятора) не превысит 7 кВт.

Получен важный результат – комбинированная СКВ при равных внешних условиях (в примере близких к предельным) оказалась практически в два раза экономичней типовой компрессионной СКВ.

Оценим расход воды в комбинированной СКВ. Для определения массового расхода воды (кг/с) в увлажнителе может использоваться соотношение $G_{wy} = \rho_n G_b (d_{mt} - d_n) \cdot 10^{-3}$, где ρ_n – плотность воздуха, кг/м³; d_{mt} , d_n – влагосодержание воздуха при температуре мокрого термометра и наружного, соответственно, г/кг.

Конденсат из испарителя целесообразно возвращать в увлажнитель. Его массовый расход G_{wn} можно определить по формуле $G_{wn} = \rho_x G_p (d_n - d_x) \cdot 10^{-3}$, где d_n , d_x – влагосодержание воздуха в среде (снаружи вагона) и на выходе из кондиционера.

В рассмотренном выше примере $d_n = 13,7$ г/кг, $d_{mt} = 19$ г/кг, $d_x = 8$ г/кг; $G_p \cong 0,4$ м³/с = 1440 м³/час. Примем, что суммарный расход наружного воздуха в увлажнителе составляет $G_n \cong 1,6$ м³/с = 5760 м³/час. Расчеты показывают, что в этом случае $G_{wy} = 10,2 \cdot 10^{-3}$ кг/с = 36,6 кг/час, $G_{wn} = 2,7 \cdot 10^{-3}$ кг/с = 9,8 кг/час. Следовательно, увлажнитель в комбинированной СКВ при предельной нагрузке суммарно будет потреблять около 27 литров в час.

Выводы

1. Транспортные СКВ с ПКХМ способны работать при температуре наружного воздуха 40 °С и относительной влажности до 40 %, однако значительно уступают другим СКВ по энергопотреблению.
2. Комбинированные СКВ отличаются высоким значением действительного холодильного и значительным снижением потребляемой энергии.
3. СКВ косвенно-испарительного охлаждения эффективнее двух первых по затратам энергии, но могут успешно работать только при относительной влажности воздуха не более 40 %.

Список литературы

1. Жариков В. А. Климатические системы пассажирских вагонов. М.: ТРАНСИНФО, 2006. 135 с.
2. Фаерштейн Ю.О., Китаев Б.Н. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах – М. Транспорт. 1984 – 272 с.
3. Маркман М. Д., Назарцев А. А. Особенности разработки и оснащения КСКВ пассажирских вагонов повышенной комфортности. В сб. докладов “Системы вентиляции, кондиционирования и отопления в пассажирских вагонах” – СПб. СПбГУНиПТ, 2001 –с. 86 – 88.