

09, сентябрь 2016

УДК 697.911

Анализ применения новых хладагентов в цикле Чистякова – Плотникова для СКВ транспортного средства

Елфимов Е. А., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Холодильная, криогенная техника. Системы кондиционирования и
жизнеобеспечения»*

Калюжнов Д. В., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Холодильная, криогенная техника. Системы кондиционирования и
жизнеобеспечения»*

Научный руководитель: Гаранов С.А., к. т.н., доцент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Холодильная, криогенная техника. Системы кондиционирования и
жизнеобеспечения»*

garanov-sergey@yandex.ru

1. Введение

Система кондиционирования воздуха (СКВ) имеет важное значение для автомобильной промышленности. Отличительной особенностью автомобильных СКВ является то, что для привода холодильного компрессора используется не электрическая энергия из сети общего пользования, а механическая, снимаемая с основного вала двигателя внутреннего сгорания, посредством приводного ремня. Например, работающий кондиционер автобуса забирает до 5...10 кВт механической энергии от главного двигателя. Несмотря на постоянные технические инновации в двигателестроении, современные автомобильные двигатели внутреннего сгорания более двух третей энергии, выделяемой при сгорании топлива, выбрасывают с горячими выхлопными газами и отводят в окружающую среду в системе охлаждения двигателя. В целях снижения расхода топлива и улучшения экологических характеристик автотранспорта предлагается использование тепловой энергии выхлопных газов в качестве привода системы кондиционирования.

Известен ряд предложений по использованию в целях кондиционирования воздуха теплоиспользующих холодильных машин: абсорбционных бромистолитиевых,

адсорбционных, периодического действия, и пароэжекторных холодильных машин, работающих на хладагентах.

Адсорбционные бромистолитиевые холодильные машины в транспортных СКВ не используются, так как в них применяются двухфазные теплообменные аппараты, которые в условиях динамических воздействий, характерных для транспорта, значительно снижают эффективность своей работы [2].

Недостатком адсорбционных холодильных машин, принцип действия которых основан на периодической адсорбции паров хладагента, с последующей их десорбцией при нагреве, считается низкое значение теплового коэффициента ε_T и периодичность работы.

В теплоиспользующей пароэжекторной холодильной машине, с использованием эжектора для сжатия паров хладагента, для получения необходимых величин теплового коэффициента ε_T требуется более высокотемпературные источники тепла. Таким источником на автотранспорте могут служить выхлопные газы двигателя. В этом случае, для докритических циклов необходимо использовать соответствующие высокотемпературные хладагенты, в случае традиционных хладагентов должны быть рассмотрены сверхкритические циклы.

Теплоиспользующий цикл Чистякова – Плотникова отличается от пароэжекторных циклов использованием для сжатия паров хладагента холодильного компрессора, имеющего в качестве привода расширительную машину, работающую на части потока хладагента, циркулирующего по силовому контуру цикла [1].

Данная работа посвящена исследованию до- и сверхкритической теплоиспользующей холодильной машины, работающей по теплоиспользующему циклу Чистякова – Плотникова, с использованием в качестве рабочего тела новых холодильных агентов - гидрофторолефинов, перфторуглеродов, а также двухкомпонентных бинарных неазетропных смесей на их основе.

Таблица 1

Терминология

ε_T - тепловой коэффициент
Q_0 - холодопроизводительность по испарителю, кВт
Q_n - тепловая нагрузка нагревателя, кВт
$\eta_{\text{мех}}$ - механический КПД турбоагрегата
q_0 - удельная холодопроизводительность по испарителю, кДж/кг
q_n - удельная тепловая нагрузка нагревателя, кДж/кг

G_H/G_X – отношение массовых расходов в силовом и холодильном контурах
l_T - удельная работа расширения в турбине, кДж/кг
$l_{сж}$ - удельная работа сжатия в компрессоре, кДж/кг
$l_{насоса}$ - удельная работа насоса, кДж/кг
GWP - потенциал глобального потепления хладагента, ед. CO ₂
$L_{год}$ – величина утечек хладагента в течении года, %
n – время работы установки, лет
m - масса хладагента в системе, кг
$\alpha_{ут}$ – величина утилизации хладагента из установки, от 0 до 1
$E_{год}$ - годовое энергопотребление, кВт·ч/год
β – коэффициент косвенных выбросов, кг CO ₂ /кВт·ч

2. Основная часть

Холодильная машина состоит из турбоагрегата, испарителя, нагревателя и конденсатора.

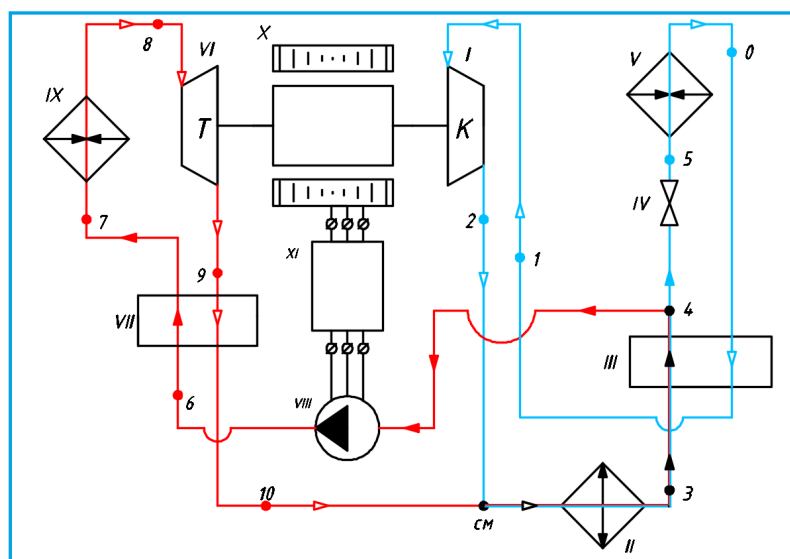


Рис. 1. Структурная схема установки холодильной машины

Рабочий цикл машины состоит в следующем: на выходе из рекуперативного теплообменника **III**, в точке **4**, жидкий хладон разделяется на два потока, один – питает низкотемпературный испаритель **V**, второй – высокотемпературный нагреватель **IX**.

На линии, ведущей к испарителю, находится регулирующий вентиль **IV**. На выходе из испарителя рабочее тело поступает в рекуперативный теплообменник **III**. После чего, перегретый газ засасывается лопатками радиально-осевого центробежного компрессора **I**.

На линии, ведущей к нагревателю, расположен насос **VIII**, создающий перепад давлений, необходимый для работы турбины. После насоса рабочее тело в жидкой фазе поступает в рекуперативный теплообменник **VII** для последующего перегрева перед входом в нагреватель. Образовавшиеся при высоком давлении пары хладагента поступают на радиально-осевую центробежную турбину **VI**. После расширения в турбине холодильный агент переохлаждается в рекуперативном теплообменнике **VII**.

На выходе из компрессора **I** и рекуперативного теплообменника **VII** пары холодильного агента смешиваются и поступают в общий конденсатор **II**. Далее, сконденсировавшись, поступают в рекуперативный теплообменник **III**, для последующего переохлаждения.

Дополнительно в схеме предусмотрен маломощный высокочастотный электрогенератор **X** и электрический преобразователь **XI** для питания электрической энергией насоса, а также контрольно-измерительных приборов. Цикл работы такой холодильной машины изображён на $\lg(p) - i$ диаграмме на рис. 2.

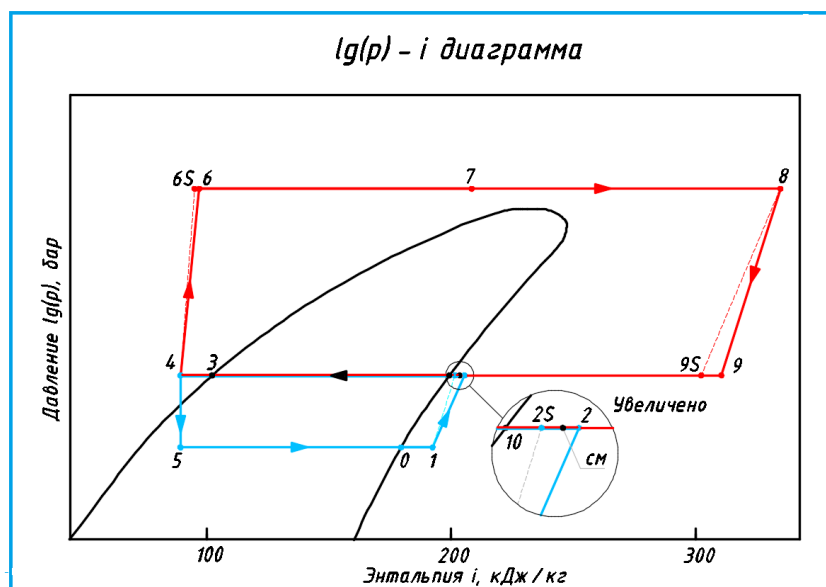


Рис. 2. Цикл теплоиспользующей холодильной машины в $\lg(p) - i$ диаграмме

Турбоагрегат по данной схеме может быть выполнен очень компактным. Колесо одноступенчатой турбины насаживается на вал турбокомпрессора и таким образом отпадает необходимость в промежуточной передаче.

Использование данной машины, при наличии отбросного тепла экономически вполне оправдано. Наибольший эффект может быть получен при условии применения турбокомпрессоров, поэтому холодильный агент должен быть выбран из числа благоприятных для применения в турбокомпрессорах. Так же холодильные агенты, используемые в цикле Ренкина должны иметь определённые свойства. Основными критериями для выбора являются: химическая стабильность, экологичность, нетоксичность и низкая воспламеняемость.

Велес и др. отметили, что R134a и R245fa являются хорошими кандидатами для цикла Ренкина при низких температурах [5]. Низкой температурой считается $T < 230$ °С.

Для получения наибольшей эффективности при температуре менее 200 °С в цикле Ренкина, предпочтительно должны быть использованы R134a и R245fa [7]. Температура разложения органических веществ больше, чем 200 °С. Температура разложения R245fa превышает 250 °С и он может быть использован до температуры 227 °С.

Джиёнг и Канг проанализировали пару компрессорно-турбинных систем с различными рабочими веществами и рекомендовали R245fa, как самый многообещающий хладагент [6].

Температура выхлопных газов дизельных двигателей автомобилей приблизительно 400 – 700 °С и отходы тепловой энергии составляют от 20 кВт до 400 кВт [4]. Очевидно, что даже с низкими значениями КПД компрессора и турбины, система охлаждения, работающей по циклу Чистякова-Плотникова, способна кондиционировать междугородние автобусы, используя тепло выхлопных газов.

В рамках исследования, в качестве рабочего тела для теплоиспользующей холодильной машины были рассмотрены хладоны: RC318, R4112, смесь RC318/R4112 (50/50 в мольных долях), R1233, R1234, смесь R1233/R1234 (85/15 в мольных долях).

Сравнение эффективности цикла при использовании различных хладагентов было выполнено по тепловому коэффициенту ε_T . Тепловой коэффициент, в соответствии с рассматриваемой схемой, был рассчитан следующим образом:

$$\varepsilon_m = \frac{Q_0}{Q_H} = \eta_{mex} \cdot \frac{q_0}{q_H} \cdot \frac{G_H}{G_X}.$$

Отношение расходов G_H/G_X было определено следующим образом:

$$\frac{G_H}{G_X} = \frac{l_T - l_{\text{насоса}}}{l_{\text{сж}}}$$

При расчёте цикла были использованы следующие значения эффективности, характерные для малых машин: изоэнтропный КПД компрессора 0,7; изоэнтропный КПД турбины 0,75; изоэнтропный КПД насоса 0,5; механический КПД турбоагрегата 0,98.

На рис. 3 и рис. 4 построены зависимости теплового коэффициента для разных рабочих тел в зависимости от температуры хладагента на входе в турбину $\varepsilon_T(T_H)$. Каждое значение температуры T_H было определено для оптимального давления перед турбиной.

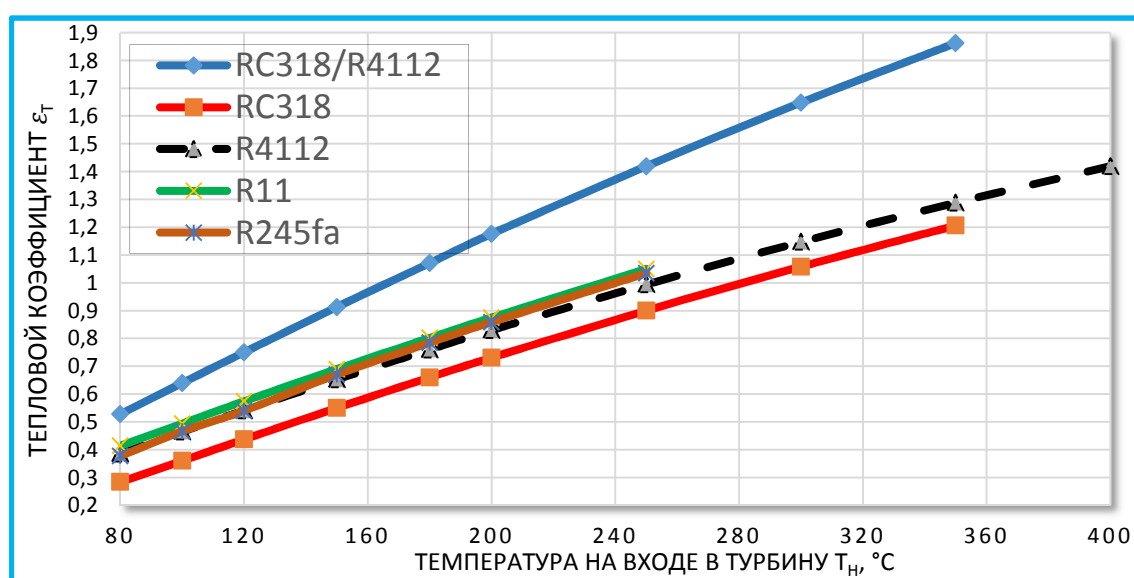


Рис. 1. Зависимость теплового коэффициента цикла от температуры хладагента на входе турбину

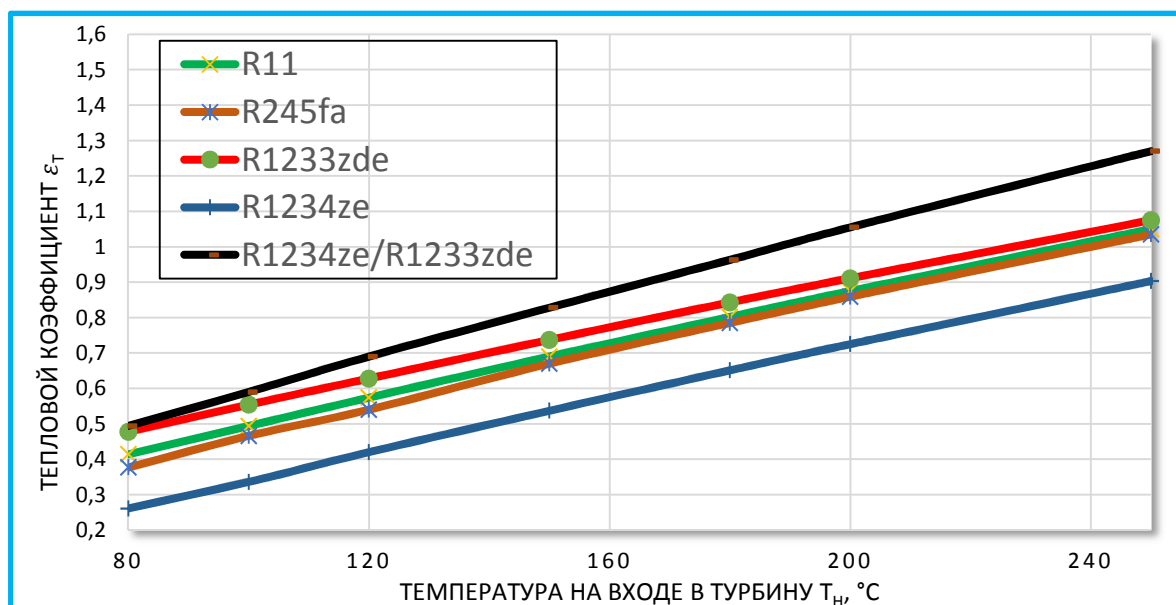


Рис. 4. Зависимость теплового коэффициента цикла от температуры хладагента на входе турбину

По данной зависимости видно, что значения теплового коэффициента смесей на всём температурном интервале значительно выше, чем для холодильных агентов, являющихся составляющими этих смесей. Такое поведение теплового коэффициента можно объяснить наличием температурного глайда в рассматриваемых смесях. Температурный глайд позволяет снизить работу сжатия в компрессоре. В целом, наблюдается положительное влияние температурного глайда на процессы преобразования энергии, протекающие в холодильных машинах [5].

В качестве примера в таблице представлены значения давлений в основных аппаратах системы, степени сжатия и расширения в компрессоре и турбине соответственно и отношение расходов в холодильном и силовом контурах данного цикла при температуре рабочего тела на входе в турбину $T_H = 200$ °C.

Таблица 2

Параметры теплоиспользующей холодильной машины

Параметры	R11	RC318	R4112	смесь RC318/R4112
Давление конденсации $p_{\text{конд}}$, бар	1,725	5,659	1,725	2,75
Давление кипения p_0 , бар	0,457	1,878	0,457	1,1
Давление в нагревателе $p_{\text{нагр}}$, бар	34	40	28	36
Температура на входе в турбину T_T , °C	200			

Тепловой коэффициент ε_T	0,875	0,731	0,83	1,174
Отношение расходов G_{REL}	1,204	1,068	1,251	1,602
Степень сжатия в компрессоре π_k	3,77	3,01	3,77	2,50
Степень расширения в турбине π_T	19,71	7,07	16,23	13,09
Параметры	R245fa	R1233zde	R1234ze	смесь R1233zde/R1234ze
Давление конденсации $p_{конд}$, бар	2,945	2,521	8,764	2,853
Давление кипения p_0 , бар	0,82	0,734	3,083	1,123
Давление в нагревателе $p_{нагр}$, бар	39	30	60	38
Температура на входе в турбину T_T , °C	200			
Тепловой коэффициент ε_T	0,859	0,911	0,725	1,083
Отношение расходов G_{REL}	1,188	1,219	0,973	1,406
Степень сжатия в компрессоре π_k	3,59	3,43	2,84	2,54
Степень расширения в турбине π_T	13,24	11,90	6,85	13,32

3. Расчет TEWI

Для оценки экологической и энергетической эффективности использования того или иного холодильного агента используем коэффициент TEWI (Total Equivalent Warming Impact), учитывающий влияние холодильной установки на окружающую среду в целом, который рассчитывается следующим образом [4]:

$$TEWI = GWP \cdot m \cdot L_{год} \cdot n + GWP \cdot m \cdot (1 - \alpha_{ут}) + E_{год} \cdot \beta \cdot n$$

Таблица 3

Результаты оценки экологической эффективности

	R134a	RC318	R4112	RC318/R4112
	100%	100%	100%	50%/50%
	привод от ДВС	привод от теплоты выхлопных газов		
GWP	1430	10250	9390	9740
TEWI	382000	103000	94000	98000

Таблица 4

Результаты оценки экологической эффективности

	R1234yf	R1234ze	R1233zde	R1233zde/R1234ze
--	---------	---------	----------	------------------

	100%	100%	100%	85%/15%
	привод от ДВС	привод от теплоты выхлопных газов		
GWP	0,31	0,97	1,34	1,29
TEWI	24000	9,8	13,5	13

4. Выводы:

- Использование в качестве рабочих тел системы кондиционирования воздуха смесевых холодильных агентов ведёт к увеличению эффективности холодильной машины;
- Использование перфторуглеродов в исследуемой холодильной машине целесообразно, благодаря высокой температуре химической стабильности;
- Применение цикла Чистякова-Плотникова для обеспечения кондиционирования транспортного средства ведёт к снижению расхода топлива, сведению к минимуму утечек хладона из системы, следовательно, влияние холодильной установки на окружающую среду более благоприятно, нежели в варианте с приводом от главного двигателя;
- Использование смесового рабочего тела на основе гидрофторолефинов ведёт к минимизации влияния системы кондиционирования воздуха на окружающую среду;
- Несмотря на очевидное превосходство по экологическим показателям смеси на основе гидрофторолефинов, перфторуглероды имеют ряд преимуществ: негорючесть, большая эффективность, а также их производство налажено на территории России;

Список литературы

- [1]. Чистяков Ф.М., Плотников А.Е. Холодильный турбоагрегат с приводом от турбины, работающей на холодильном агенте // Холодильная техника. 1952. № 3. С.16-19.
- [2]. Костенко А.А., Леонов В.П., Розеноер Т.М., Паркин А.Н., Поликарпов А.В. Использование прямого и обратного циклов Ренкина для создания водоохлаждающей холодильной установки, работающей от источника сбросной теплоты // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2015. № 11. С. 34-37.
- [3]. Yilmaz A. Transcritical organic Rankine vapor compression refrigeration system for intercity bus air-conditioning using engine exhaust heat // Energy. 2015. Vol. 82. P. 1047-1056. DOI: 10.1016/j.energy.2015.02.004.

- [4]. Little A. B., Garimella S. Comparative assessment of alternative cycles for waste heat recovery and upgrade // *Energy*. 2011. Vol. 36. P.4492-4504. DOI: 10.1016/j.energy.2011.03.069
- [5]. Velez F., Segovia J.J., Martin M.C., Antolin G., Cheyne F., Quijano A. Comparative study of working fluids for a Rankine cycle operating at low temperature // *Fuel Process Technology*. 2012. Vol.103. P.71-77. DOI: 0.1016/j.fuproc.2011.09.017
- [6]. Jeong J., Kang Y.T. Analysis of a refrigeration cycle driven by refrigerant steam turbine // *International Journal of Refrigeration*. 2004. Vol.27. P.33- 41. DOI: 10.1016/S0140-7007(03)00101-4
- [7]. Bianchi M., De Pascale A., Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative solution for the exploitation of low and medium temperature heat sources // *Applied Energy*. 2011. Vol. 88, P.1500-1509. DOI: 10.1016/j.apenergy.2010.11.013