

В. А. Воронов, В. П. Леонов,
Т. М. Розенов

ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ ЦИКЛ С ДЕТАНДЕРОМ НА ДИОКСИДЕ УГЛЕРОДА

Приведены результаты сравнения одноступенчатого холодильного цикла и двухступенчатого холодильного цикла с детандером на диоксиде углерода. Отвод теплоты цикла происходит в сверхкритической области. Проведено исследование эффективности цикла с детандером, работа которого передается на компрессор второй ступени.

E-mail: breads@mail.ru

Ключевые слова: диоксид углерода, двухступенчатый холодильный цикл, детандер.

В последнее время классические хладагенты постепенно выводятся из обращения из-за высоких ODP или GWP, поэтому выбор холодильного агента становится большой проблемой. Хладагенты, пришедшие на замену, часто имеют серьезные недостатки: они горючи или являются зеотропной смесью, что может вызвать осложнения при утечке. Также к холодильной установке могут предъявляться дополнительные требования, например безопасность для людей при утечке в помещении. В этом случае применение в качестве холодильного агента CO_2 может быть оправдано.

Существуют проблемы, сдерживающие массовое применение CO_2 . Например, из-за высокого коэффициента изэнтропии k по сравнению с хладагентами, в одноступенчатом цикле возникают высокие температуры газа после компрессора и большие потери при дросселировании. Данные проблемы можно решить с помощью двухступенчатого сжатия и применения детандера вместо дросселя. Работу, снятую с детандера, логично направить на сжатие в компрессоре второй ступени. Для того чтобы оценить эффект от изменения схемы цикла, наиболее рационально сравнивать теоретические холодильные коэффициенты циклов в сходных условиях [1, 2].

Зададим исходные данные для расчета циклов:

Температура кипения t_0 , °C.....	2
Температура перед расширением газа $t_3(t_5)$, °C.....	40
Температура перед II ступенью компрессора $t_{\text{пер}}$, °C.....	40
Перегрев после испарителя Δt_{KM} , K.....	5

Расчет одноступенчатого сверхкритического холодильного цикла (рис. 1, 2) отличается от расчета одноступенчатого цикла тем, что отвод теплоты рассматривается в области газа, а не в области пара, жидкости и парожидкостной смеси. Для определения необходимых параметров газа, в отличие от парожидкостной смеси, требуется два

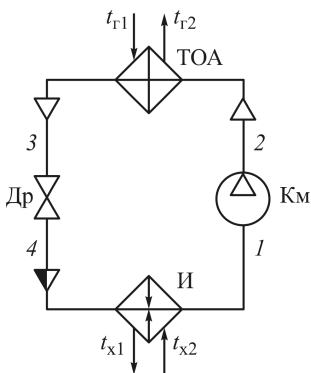


Рис. 1. Схема одноступенчатого цикла:
 t_{r1} , t_{r2} — температуры теплоносителя горячей среды на входе в теплообменник и выходе из него; t_{x1} , t_{x2} — температуры хладагента на входе в испаритель и выходе из него

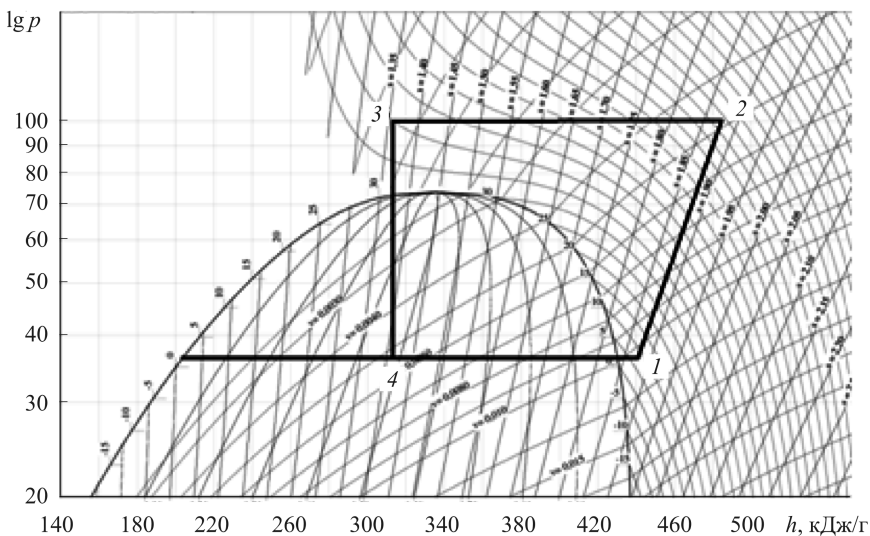


Рис. 2. Диаграмма одноступенчатого цикла

параметра, а не один. Кроме температуры, логично использовать в качестве параметра давление хладагента p_T при отводе теплоты. Но в данном случае, если давление будет слишком большим, будет велика работа сжатия компрессора, а если слишком малым – мала удельная холодопроизводительность. Поэтому существует оптимальное значение давления, которое можно легко определить, подбирая при машинном расчете различные значения давления. Давление, при котором будет наблюдаться максимальное значение теоретического холодильного коэффициента будем считать оптимальным.

Результаты расчета простого цикла:

Давление съема теплоты p_3 , бар.....	100
Давление кипения p_1 , бар.....	36,7
Температура после компрессора I ступени t_2 , °C.....	53,5
Температура после компрессора II ступени t_4 , °C.....	70,4
Теоретический холодильный коэффициент ε_T	5,32

Таким образом, видно, что температура на выходе из компрессора

Рис. 3. Схема двухступенчатого детандерного цикла:

t_{r1}, t_{r2} — температуры греющей среды на входе и выходе из теплообменника; t_{x1}, t_{x2} и t_{x3}, t_{x4} — температуры охлаждающей среды на входе и выходе из испарителя и на входе и выходе из теплообменника между 1-й и 2-й ступенью компрессора соответственно

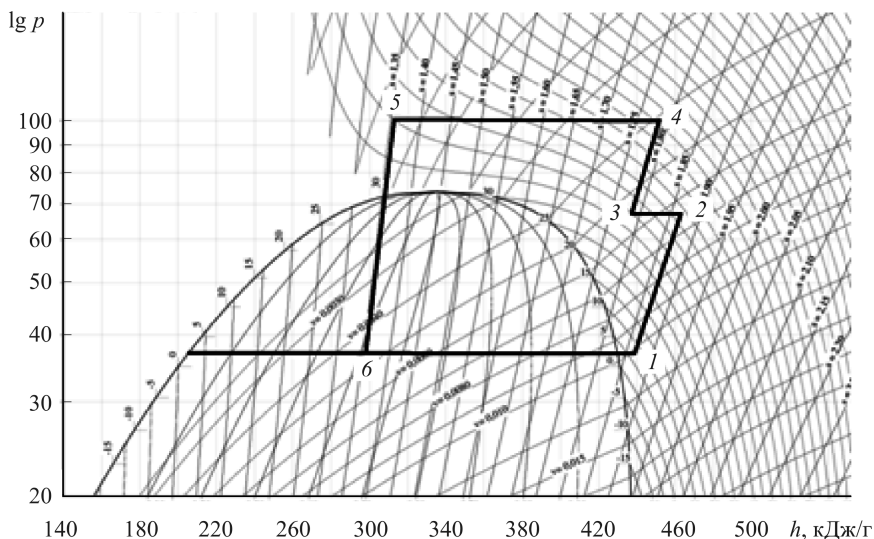
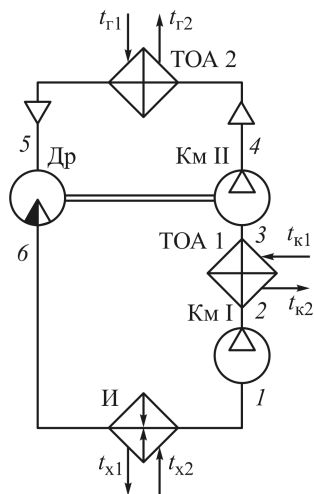


Рис. 4. Диаграмма двухступенчатого детандерного цикла

относительно велика, а теоретический холодильный коэффициент мал. Теоретический холодильный коэффициент одноступенчатого цикла на R22 в данных условиях составляет 5,91, что в 2,13 раза больше, чем для цикла на CO₂.

Расчет двухступенчатого детандерного цикла (рис. 3, 4).

Данный цикл отличается от одноступенчатого наличием дополнительной машины — детандера-компрессора и дополнительного теплообменника.

Основная сложность расчета данного цикла заключается в согласовании работы, отданной детандером и полученной компрессором второй ступени. Найти работу детандера возможно, так как мы знаем значение точки 5 (см. рис. 4). Далее последовательно задаются энтальпии точки 3 при постоянной температуре T_3 до тех пор, пока работа

компрессора второй ступени не будет равна работе детандера. Получив точку 3, можно узнать давление в этой точке, а следовательно, и давление в точке 2, и работу компрессора первой ступени. Поскольку привод компрессора второй ступени идет полностью от детандера, то в расчете холодильного коэффициента будет учтена только работа на сжатие в первой ступени. Давление хладагента при отводе теплоты можно найти таким же способом, как и в одноступенчатом цикле. В данном случае наблюдаем увеличение теоретического холодильного коэффициента в 1,92 раза.

Для того чтобы оценить эффект при разных значениях температуры кипения, построим зависимость теоретического холодильного коэффициента от температуры кипения (рис. 5).

Оптимальное значение давления p_T при любой температуре кипения оставалось примерно равным 100 бар. Для того чтобы проверить это, построим зависимости теоретического холодильного коэффициента от давления хладагента при отводе теплоты при температуре кипения -30°C (рис. 6).

Таким образом, видно, что максимум теоретического холодильного коэффициента достигается при давлении примерно 100 бар в обоих случаях.

Применение двухступенчатого детандерного цикла на CO_2 при сверхкритических условиях дает значительный рост теоретического холодильного коэффициента. Причем при уменьшении температуры увеличение ε_T становится все более ощутимым. В случае кипения при температуре $+1^\circ\text{C}$ отношение составляет 1,93, а при -30°C оно равно 2,09. Также наблюдается снижение температуры после компрессора. При температуре кипения $+2^\circ\text{C}$ у простого цикла после компрессора температура газа составляет $+85,6^\circ\text{C}$, а у двухступенчатого детандерного после компрессора второй ступени она равна $+70,4^\circ\text{C}$. Таким образом, второй цикл может найти применение в промышленности,

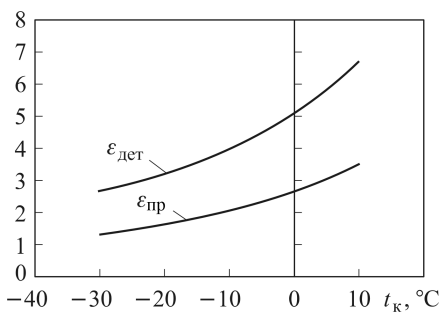


Рис. 5. Сравнение теоретических холодильных коэффициентов циклов при разных температурах кипения

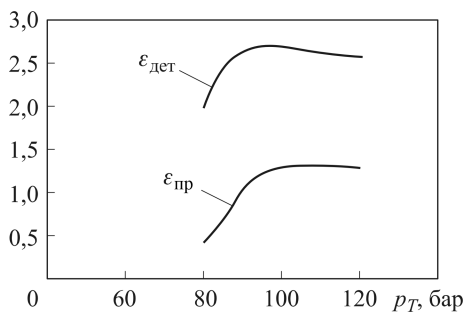


Рис. 6. Зависимости теоретических холодильных коэффициентов циклов от давления хладагента при отводе теплоты

если наличие дополнительной машины и теплообменного аппарата будет экономически оправдано, так как данный цикл дает теоретический холодильный коэффициент, сопоставимый с простым циклом на R22.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холодильные машины / Под ред. Л.С. Тимофеевского. – Спб.: Политехника, 1997.
2. Development of a scroll expander for the CO₂ refrigeration cycle / H. Nagata, M. Kakuda, S. Sekiya, M. Shimoji, T. Koda. – Amagasaki City, Mitsubishi Electric Corporation, 2010.

Статья поступила в редакцию 27.06.2012