

ВОЗДУШНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ ЦИКЛОВ НА CO₂

Giovanni Lozza
Dip.Energetica, Politecnico di Milano

Carlo Perfetti
LUVE Contardo, Uboldo (Va)

1. Введение

Использование естественных хладагентов в холодильной технике рассматривается многими учеными совместно с проблемами окружающей среды, а именно проблемами парниковых газов принадлежащих к категории HFC (среди которых R134a, R404A, R407C, R507, etc.). CO₂ также является парниковым газом. Кроме того, одним из наиболее серьезных, но учитывая используемые количества эффект применения не является значительным по отношению к процессам, связанным с горением веществ, и в любом случае ЭГП (Эффект Глобального Потепления) значительно ниже по сравнению с HFC (1 против тысячи). CO₂ не представляет кроме того никаких проблем, связанных с токсичностью и взрывоопасностью, и безопасен для озонового слоя. Однако существует серьезный риск использования CO₂ далеко не по причине создания парникового эффекта: поскольку, как мы уже сказали, данным недостатком можно пренебречь, а также следует принять во внимание то, что если бы холодильные циклы на CO₂ были бы менее эффективными тех, которые используются обычно, или имели бы более низкий КПД, то его применение не следовало бы рассматривать, это бы способствовало только увеличению CO₂ в атмосфере. Кроме того, поскольку мы не ставим перед собой целью обсуждение о необходимости применения CO₂ в холодильной технике, то всегда следует учитывать, что используемые технические решения для данных агрегатов не следует сравнивать на основе термодинамической эффективности. Для достижения значений КПД, при которых можно говорить об уменьшении парникового эффекта, выбор технологии теплообменного оборудования является наиважнейшим: CO₂ в любом случае существенно отличается от хладагентов на основе галогенов и поэтому его использование приносит дополнительные проблемы производителям теплообменного оборудования, что и является темой нашего обсуждения.

2. Циклы на CO₂ в холодильной технике.

Прежде чем говорить о технических особенностях теплообменного оборудования, необходимо отметить, пусть даже условно, возможное использование CO₂ в холодильных агрегатах и особенности термодинамических циклов. Как видно далее следует учитывать три возможности (рис.1):

- С наиболее простой с концептуальной точки зрения, является обычный цикл на CO_2 (слева на рис.1), но, однако, и наиболее сложной с точки зрения реального использования: низкая критическая температура CO_2 (31°C) способствует тому, что для осуществления теплообмена при температурах окружающей среды выше $15\text{-}20^\circ\text{C}$ необходимо прибегать к использованию транскритических циклов, и следовательно использовать значительно большее давление, чем в обычных холодильных системах. Далее рассмотрим более подробно данную ситуацию.

- Схема в центре на стр.1 связывает CO_2 с ролью переноса энергии: жидкий CO_2 получается при испарении хладагента и используется в воздухоохладителях, где и производится необходимый холод; ток углекислоты обеспечивается обычным насосом. Данное техническое решение имеет следующие преимущества: холодильный цикл может быть связан с применением токсичных и пожароопасных хладагентов, но не связан с наличием парникового эффекта, как применение аммиака и углеводородов, в жидкой фазе находится CO_2 , то есть нужна меньшая энергия для перемещения и трубопроводы имеют меньший диаметр, следовательно теплообмен является более эффективным при меньших затратах.

CO_2 работает при температурах близких к температуре кипения, следовательно при относительно небольшом давлении.

- Третье решение представляет собой параллельный цикл, то есть высокотемпературный цикл при низкой температуре CO_2 : в этом случае также CO_2 не работает при высоком давлении, поскольку конденсация происходит при температурах, близких к температуре кипения (например: $0\text{-}10^\circ\text{C}$).

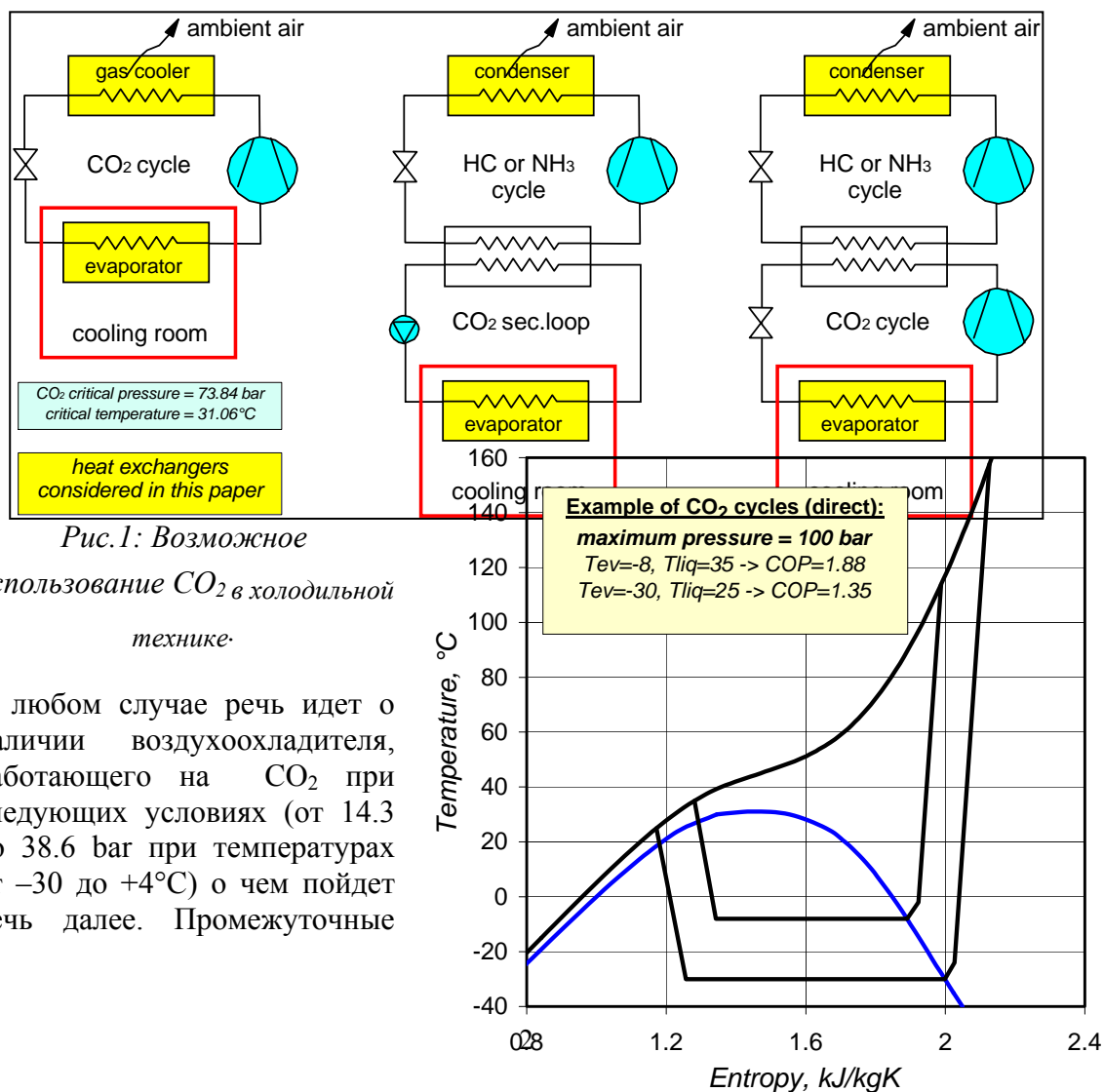


Рис.1: Возможное использование CO_2 в холодильной технике

В любом случае речь идет о наличии воздухоохладителя, работающего на CO_2 при следующих условиях (от 14.3 до 38.6 bar при температурах от -30 до $+4^\circ\text{C}$) о чем пойдет речь далее. Промежуточные

Рис. 2: Примеры холодильных циклов на CO_2 .

теплообменники, используемые при втором и третьем решениях не находятся в соприкосновении с воздухом. На первой системе представлен охладитель газа, представляющий собой достаточно новый тип теплообменника. Для того чтобы понять рабочие условия данного теплообменника необходимо принимать во внимание термодинамический цикл углекислотного холодильника. CO₂ в соответствии со схемой, представленной на рис.1. Форма цикла, представленная на рис.2 для двух примерных случаев, представляет собой условный цикл конденсации при постоянной температуре. Для теплообмена с окружающей средой при высоких температурах, максимальное давление должно превышать критическое (73.84 bar) и следовательно это происходит при достаточно высокой температуре нагнетания. Для данной температуры кипения (при указанном использовании) холодильный цикл определяется следующими параметрами:

- Максимальное давление цикла (нагнетания компрессора)
- Температура жидкости на выходе из охладителя газа
- КПД компрессора (около 70% от значения при обычном режиме)
- Эффективность теплообмена газ /жидкость (GLHX) (порядка 0.6)
- Перегрев газа на входе в компрессор составляет порядка 6 К.

Влияние первых двух параметров на КПД цикла указано на рис.3, при температуре кипения -8°C , при наличии или отсутствии GLHX. Температура на выходе из охладителя газа является фундаментальным параметром как для определения максимального оптимального давления, так и для определения значения КПД. Из рис. 3 очевидно какому при данном значении температуры соответствует давление, при котором значение КПД максимально, а также корреляция данного значения. Данная тенденция отсутствует при применении обычных хладагентов (HC, HFC, NH₃), где чем меньше давление при конденсации, тем лучше, поскольку чем меньше конденсатор тем экономичнее система. Следует учитывать также, что наличие теплообменника газ-жидкость увеличивает КПД системы, и, прежде всего когда рабочие условия работы не являются оптимальными.

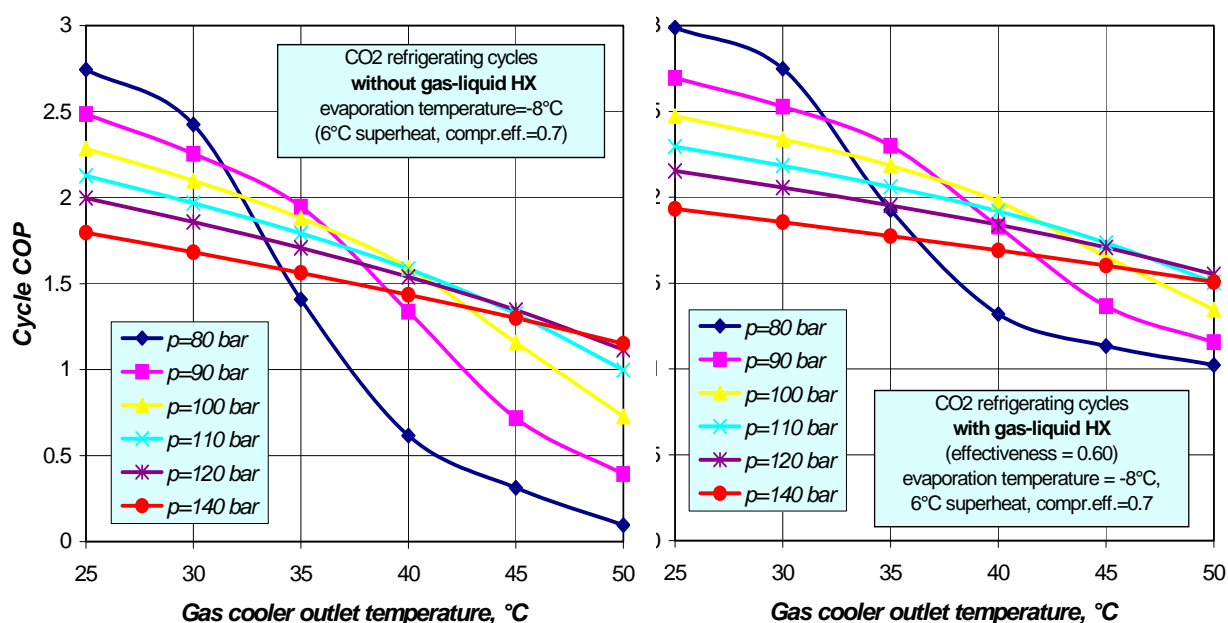


Рис.3: Параметры холодильных циклов для CO_2 , без и с GLHX, с испарителем для -8°C .

Данные замечания связаны с анализом различных температур кипения, и очевидно с различными значениями КПД. Температура на выходе из охладителя газа, кроме того, является фундаментальным параметром цикла, и это следует учитывать при проектировании теплообменника.

Термодинамический цикл может быть улучшен при использовании внутренней компрессии (рис.4), что позволяет уменьшить рабочую компрессию, и следовательно увеличить КПД. Для случая CO_2 преимущество существенное, поскольку существенно меняется температура на выходе компрессора, которая, как мы уже заметили, является достаточно высокой (рис.2). Внутреннее охлаждение требует наличие двух ступеней компрессии и наличие промежуточного теплообменника (intercooler) для удаления тепла в окружающую среду. Как указано на рис.5 это достигается при наличии следующих условий:

- Температура на выходе промежуточного теплообменника соответствует температуре газа на выходе $+5^\circ\text{C}$. Это достигается за счет уменьшения конвективного коэффициента для CO_2 в газовой фазе по отношению к представленной жидкой фазе в охладителе;
- Следует оптимизировать внутреннее охлаждение для достижения максимального значения КПД.

Интересно также заметить, что значение компрессии (β) оптимально для первой ступени сжатия и не соответствует квадратному корню значения β суммарно (как это случается при сжатии идеального газа, такого как воздух), но приблизительно соответствует значению $2/3$ от β суммарного, по причине более высокого значения.

Сопоставляя рис.5 с рис.3 можно заметить очевидные преимущества внутренней компрессии: помимо воздухоохладителя и охладителя газа, очень важно принять во внимание сложности связанные с наличием внутреннего теплообменника.

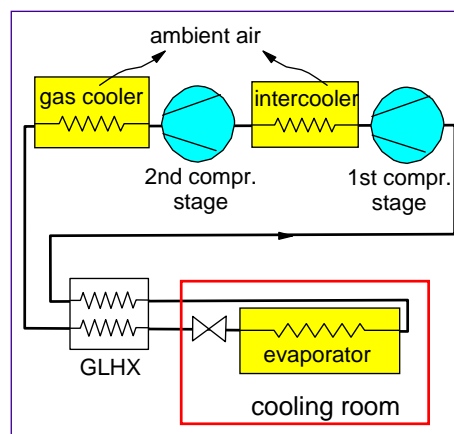
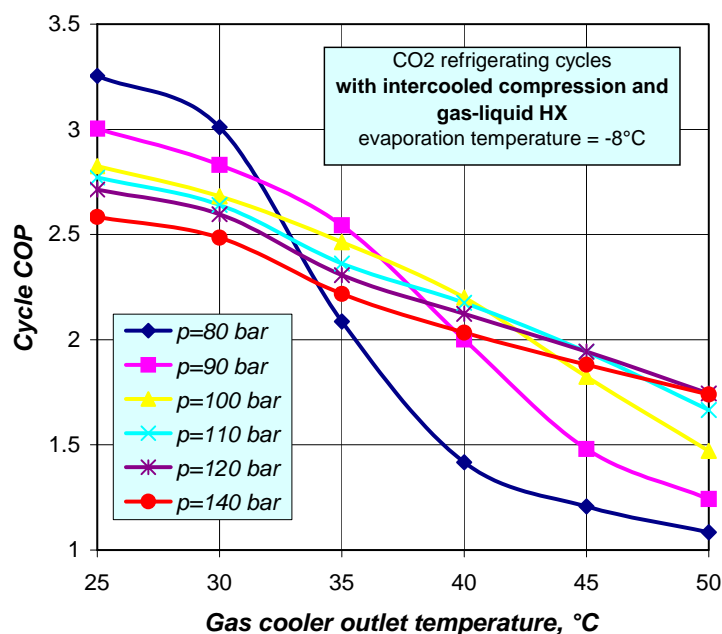


Рис.4: Цикл внутренней компрессии теплообменник газ-жидкость.

Рис.5: Холодильные циклы для CO_2 и схема рис.5, воздухоохлажд.

3. Воздухоохладители

Воздухоохладитель на CO_2 используемый в холодильной технике не должен работать под давлением, которое можно считать относительно высоким (таб.1), но необходимо принимать во внимание следующую ситуацию; а именно то что может произойти при остановке агрегата или при оттайке, когда температура может подняться выше чем в холодильной камере. Вместо того чтобы использовать воздухоохладитель большего размера лучше использовать технические решения позволяющие обеспечить давление в системе не более 50-60 bar (предохранительные клапаны, сброс газа из испарителя и т. д. Данные значения давления лишь несущественно выше тех, которые характерны для холодильной техники (все воздухоохладители Luvе испытаны при 40 bar) и следовательно найти подходящее техническое решение не представляется трудным (в некоторых случаях необходимо увеличить толщину стенки коллектора).

T	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
p	10.0	12.0	14.2	16.8	19.6	22.8	26.4	30.4	34.8	39.6	44.9	50.8	57.2	64.2	72.0
	4	2	6	1	7	8	5	2	1	5	7	1	2	5	5

Таб.1: Температура [°C] –давление[bar] для CO_2 .

Также важно учитывать параметры, принимая во внимание может ли воздухоохладитель спроектированный для обычных хладагентов работать на CO_2 , или нужны какие-либо незначительные изменения в его конструкции, и если да, какие при этом произойдут изменения параметров мощности. Нужно учитывать, что термодинамические параметры CO_2 способствуют достижению хороших параметров теплообмена. Из таблицы 2 можно заметить, относительно R404A, что теплоемкость и теплопроводность CO_2 выше при меньшей вязкости; параметр вязкости и меньшая плотность пара, позволяет обеспечить меньшие потери давления при одинаковой массе и скорости; следует также учесть, что, при равной мощности, большая теплота испарения способствует уменьшению расхода, и обеспечивает уменьшение потери давления.

Температура	-8 °C		-30 °C	
Хладагент	CO_2	R404A	CO_2	R404A
Плотность жидкости (l.s.), kg/m^3	972.1	1182.8	1073.5	1258.3
Плотность пара, kg/m^3	76.30	23.76	37.10	10.65
Теплоемкость l.s., J/kgK	2239.2	1347.1	1990.8	1273.8
Теплопроводность l.s., W/mK	124.2	81.5	155.1	91.3
Вязкость l.s., $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$	123.7	198.0	181.6	264.1
Теплота испарения, kJ/kg	253.6	172.8	302.8	189.6

Таб.2: Некоторые теплофизические параметры CO_2 и R404A (источник: Refprop 6.0)

Из таб.3 можно видеть теоретическую мощность воздухоохладителей Luvе при использовании в качестве хладагента CO_2 (при сравнении с R404A), при двух Разных температурах кипения, принимая во внимания следующие допущения:

- Геометрия остается неизменной: мощность увеличивается незначительно при -8°C что важно и при низких температурах (от 3.5 до 11%); скорость и теплотери при этом очень незначительны.

- Уменьшение количества трубопроводов: при уменьшении внутренней скорости происходит увеличение мощности на 6-7% по сравнению со случаем, рассмотренным ранее; при этом происходит также уменьшение стоимости коллектора и распределителя.
- Уменьшение числа ходов e и использование гладкой трубы(упрощенная конструкция в отличие от той, которая традиционно используется Luve): высокое значение коэффициента внутреннего теплообмена уменьшает те преимущества, которые достигаются при использовании обычных хладагентов, которые становятся минимальными при температуре -8°C но остаются существенными при температуре -30°C .

хладагент	R404A	CO ₂		
Тип трубопровода	многопластинчатый			гладкий
Кол-во параллельных пучков труб	N	N	N/2	N/3
мощность (по отношению к R404A), T _{кип.} = -8°C , $\Delta T_1 = 8\text{K}$	100.0	103.5	110.6	108.2
Мощность (по отн. К R404A), T _{кип.} = -30°C , $\Delta T_1 = 6\text{K}$	100.0	111.1	117.7	112.0

Таб.3: Таблица сравнения воздухоохладителей для R404A и CO₂. Представленные соотношения рассчитаны теоретически.

Два последних технических решения позволяют улучшить соотношение (€/kW), при условии, что давление не будет превышать 40-60 bar. Luve уже поставляло различным заказчикам воздухоохладители предназначенные для работы на CO₂:

4. Охладители газа

Вопрос рассмотрения охладителей газов для данного случая является достаточно сложным, поскольку давление является достаточно высоким (то есть его значение может достигать 150 bar) что и может представлять проблемы при его проектировании. Наиболее фундаментальным аспектом данного термодинамического проекта является то, что при более высоких средних температурах изобара проходит выше (и значения КПД не являются относительно высокими), при использовании CO₂ возможно использовать воздух для охлаждения при более высоких температурах, поскольку речь не идет о типичном хладагенте, находящемся в фазе конденсации. На рис.6 можно видеть данную ситуацию: очевидно, что для CO₂ можно достигнуть значение ΔT для воздуха в 2-3 раза выше обычного.

Существенное уменьшение расхода воздуха способствует уменьшению поверхности теплообмена, что является существенным преимуществом, а также уменьшается мощность вентиляторов. Также был разработан метод подсчета для расчета значения ΔT между CO_2 и воздухом (как на рис.6), для расчета теплообмена с учетом противотока жидкостей. Теплообменник условно разделен на 20 секций подсчета, для каждой из которых значение рассчитывается независимо и ΔT как среднее логарифмическое и коэффициент внутреннего теплообмена для CO_2

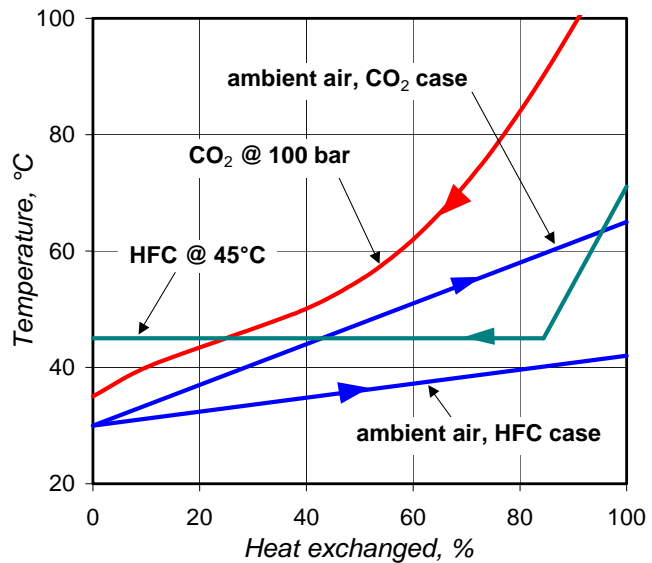


Рис. 6: Пример диаграммы теплообмена охладителя CO_2 в сравнении с обычным конденсатором для хладагентов типа (HFC, HC, NH_3).

рассчитывается с учетом корреляции. Из рис.7 можно видеть пример изменения некоторых величин при подсчете, каждая из которых составляет 1/20 часть общей расчетной мощности. Следует принять во внимание также, что коэффициент внутреннего теплообмена рассчитан с учетом критических параметров, в то время как требуется существенно большая поверхность теплообмена в финальной фазе по причине уменьшения ΔT между двумя потоками.

В таб.4 (по аналогии с таб.3) представлены некоторые результаты, полученные при

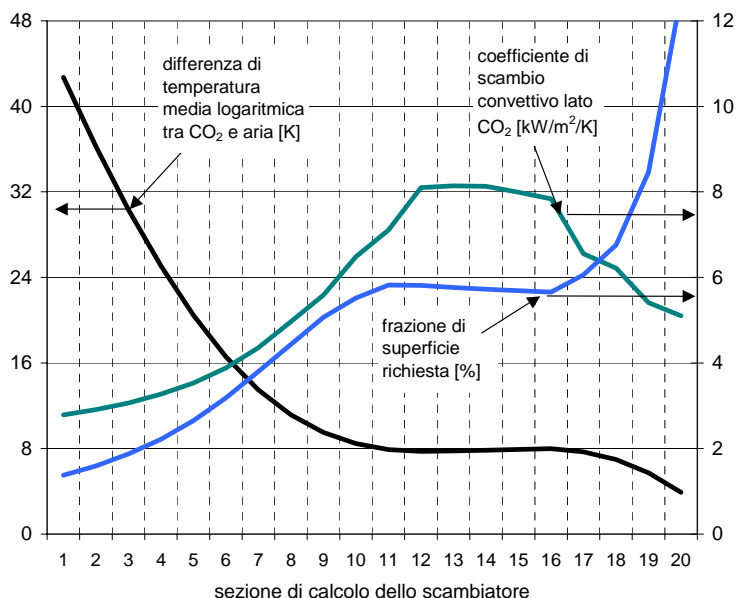


рис. 7: Изменение некоторых величин при расчете охладителя газа для CO_2 .

сравнении конденсатора, работающего на R404A (мощность 170 kW при ΔT начальном 15K) с некоторыми решениями для CO_2 . Сравнение является более сложным, поскольку конечная температура CO_2 играет очень важную роль. При данном техническом решении используется геометрия пластин $25 \times 21.65 \text{ mm}$, с шагом 2.1 mm, которая производится Luve с распределителем шторкой. В случае применения R404A

используется труба на 3/8" обычного типа, в то время как для CO_2 необходимо использовать трубу меньшего диаметра (5/16") и большей толщины поскольку

данная труба выдерживает большее давление. Предлагаемые технические решения в соответствии с таб.4 следующие:

Хладагент	R404A	CO ₂	CO ₂	CO ₂ - intcoo
Количество вентиляторов (8-ми полюсных)	3	3	1	2
Фронтальная площадь батареи, m ²	5.28	5.28	2.56	2.56+0.96
Число ходов	3	3	6	4
Число трубок	66 (std)	22	21	16+24
Геометрия труб	3/8"x 0.35 microalettato	5/16"x 1.0 гладкая	5/16" x 1.0 гладкая	5/16" x 1.0 Гладкая
Расположение вентиляторов	всасывание	всасывание	нагнетание	всасывание
Температура на выходе из кулера, (при температуре воздуха 25°C)	40°C (конденсация)	25.3°C (□T=0.3)	28.8°C (□T=3.8)	28.3/35.2°C (□T=3.3/10.2)
или: Тепловая мощность (относительная), Температура на выходе из кулера =30°C	100 (ΔT=15)	158 (ΔT=3)	96.0 (ΔT=3)	99/99 (ΔT=3/10)

Таб.4: Сравнительные показатели для воздушных конденсаторов для R404A и CO₂ при следующих условиях : температура воздуха 25°C, конденсации R404A 40°C, давление CO₂ 100 bar.

▪ Первое техническое решение относится к R404A (при нормальном производстве).

▪ При втором используется такое же оребрение теплообменника (фронтальная площадь) и такая же система обдува. Мощность является довольно высокой (последняя строчка) или можно достигнуть такого низкого значения ΔT конечного как 0.3K, что однако достаточно сложно, по причине большой разницы ΔT между CO₂ и воздухом. При данном техническом решении не используется возможность уменьшения объемного расхода воздуха.

▪ При третьем техническом решении используется данная возможность, поскольку используется всего один вентилятор вместо трех. Теплообменная поверхность изменена для обеспечения оптимального потока воздуха при меньшем расходе: количество труб увеличено вдвое и увеличена фронтальная поверхность приблизительно на 50% , при практически такой же поверхности теплообмена. Мощность при конечном значении ΔT порядка 3K ниже обычной на (-4%), при уменьшенной конструкции теплообменника приблизительно на (66%), потребление электроэнергии уменьшены на (66%) и уровень шума составляет (4.8 dB). Следует учитывать также, что температура воздуха в этих случаях составляет 60°C: и следовательно желательно установить вентиляторы нагнетания на батарею для уменьшения вероятности термической перегрузки мотора и увеличения максимального расхода воздуха, по сравнению с техническими

решениями для воздушных конденсаторов. К четвертому решению относится цикл внутренней компрессии (рис.4). При отсутствии участков теплообмена при высокой температуре необходимая теплообменная поверхность была бы существенно большей приблизительно на 30% по причине более низкого КПД для внутреннего теплообменника. Следует использовать промежуточное техническое решение с двумя вентиляторами, поэтому для обеспечения требуемой мощности необходим 4-х ходовой теплообменник; вентиляторы работают на всасывание (конструктивно более простое решение) в связи с меньшим расходом воздуха, чем в предыдущем случае. Три четверти батареи используются для охлаждения газа и оставшаяся часть как внутренний охладитель. Обе секции батареи расположены параллельно потоку воздуха. Двойные значения, приведенные в таб.4 (последняя колонка) относятся к охладителю газа и внутреннему теплообменнику.

Оптимальные решения могут варьировать в зависимости от каждого конкретного случая проектирования и установленных требований совместимости с уже существующими моделями, а также в связи с причинами промышленного использования. Однако в заключение можно сказать, что использование CO_2 может способствовать уменьшению размеров теплообменного оборудования, или уменьшению мощности вентиляторов, по сравнению с изделиями обычной мощности предназначенных для обычных хладагентов, а также когда требуются меньшие значения ΔT конечного (например 3K как в таб.4).

5. Заключение

Применение CO_2 в холодильной технике в течение достаточно непродолжительного периода должно стать достаточно важной темой для обсуждения. С точки зрения самой конструкции теплообменного оборудования, существуют определенные дополнительные сложности (связанные с большим рабочим давлением) но есть также и существенные преимущества, как и было рассмотрено выше они видны для конструкции охладителя газа. Мы также рассмотрели как можно уменьшить фронтальный обдув батареи, при том же значении ΔT конечного, а также существенно меньшего (данный параметр является очень важным для достижения оптимального КПД цикла). Существенная экономия стоимости при производстве данных теплообменников может компенсировать несколько большее использование меди, поскольку требуется большая толщина стенок труб и коллекторов. При этом, однако, следует также учесть, что значение таких параметров как мощность может быть существенно выше, чем при обычной конструкции теплообменника, а также тот факт, что компания Luve имеет серьезный опыт в использовании данного теплообменного оборудования. И следовательно нет необходимости прибегать к существенным конструктивным изменениям уже существующего теплообменного оборудования.