

РЕКУПЕРАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ В ПОРШНЕВОМ КОМПРЕССОРЕ

К. Клоче, Ф. Микус, С. Томас, У. Гессе

Технический университет Дрездена, Институт Энергетики,
Германия, 01062, Дрезден

Перевод с английского
М. А. Федорова

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Во многих ведущих отраслях промышленности (нефтехимической, газоперерабатывающей, химической) используются многоступенчатые поршневые компрессоры, особенно при сжатии газа до высокого давления. Газ сжимается в последовательно расположенных ступенях и охлаждается после каждой ступени для того, чтобы снизилась максимальная температура. Неиспользуемое тепло обычно отводится в окружающую среду, а потенциальное — эксергия — теряется. Цель данной статьи — показать, как может быть использован потенциал тепловых потерь поршневого компрессора. С этой целью тепловые потери для каждой ступени выражены количественно для разных сценариев сжатия. На основе этого представлен процесс рекуперации тепловых потерь (WHR) для определенного температурного интервала нагнетаемого (отработанного) газа как источника тепла: в частности, структура, принцип работы и характеристики системы рекуперации тепловых потерь. Показано, что выделяемое тепло может быть использовано для различных целей (нагрев, производство энергии, охлаждение). Потенциал возможных способов рекуперации тепловых потерь можно оценить с помощью приведенного КПД соответствующих процессов преобразования энергии.

Ключевые слова: поршневой компрессор, рекуперация тепловых потерь, отопление, термоэлектрический генератор, органический цикл Ренкина, абсорбционный рефрижератор.

1. Введение

Помимо понимания общепризнанной необходимости развития ресурсосберегающих технологий, в отдельных нормативных документах — в частности в директиве Европейского союза по экологизации (директива по экодизайну ЕС 2009/125/ЕС [1]) прописано требование постоянной оптимизации энергоэффективности каждого товара. Чтобы удовлетворить высокие требования к энергоэффективности в области поршневых компрессоров, которые в будущем будут только ужесточаться, необходимо найти наиболее оптимальное применение имеющегося потенциала. Как и во многих других отраслях, тема рекуперации тепловых потерь является ведущей, т.к. в поршневом компрессоре, в частности в многоступенчатом ПК, в системах, работающих в диапазоне кило- и мегаватт, сжимаемый газ обычно охлаждается до температуры окружающей среды после каждой ступени. Количество отводимой тепловой энергии весьма значительно и теряется практически во всех случаях. Цель работы — предложить метод количественной оценки доступного выделяемого тепла и его потенциального использования. Поэтому в статье описаны и проанализи-

рованы различные методы рекуперации тепловых потерь. Предлагается применительно к поршневым компрессорам более интенсивная адаптация и использование систем рекуперации тепловых потерь.

2. Термодинамика сжатия и количественное описание тепловых потерь

Сжатие газов в поршневых компрессорах представляет собой передачу энергии от поршня к газу, что ведет к росту его энтальпии. Этот рост количества энергии выражается в увеличении давления и температуры сжимаемого газа фактически для любых сценариев сжатия. Температура обычно повышается с увеличением величины отношения давления нагнетания к давлению всасывания, именно поэтому многоступенчатое сжатие часто используется при высоких значениях этого отношения. В этих случаях газ сжимается постепенно в нескольких последовательных ступенях сжатия (рис 1). После каждой ступени сжатия газ охлаждается посредством газоохладителя, который используется для снижения тепловой нагрузки на компоненты компрессора и увеличения его КПД, т.к. приближает процесс сжатия к изотермическо-

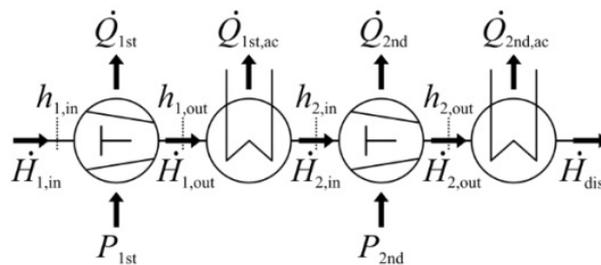


Рис. 1. Принципиальная функциональная схема поршневого компрессора при двухступенчатом сжатии
Fig.1. P&ID flow chart of a double-stage piston compressor system

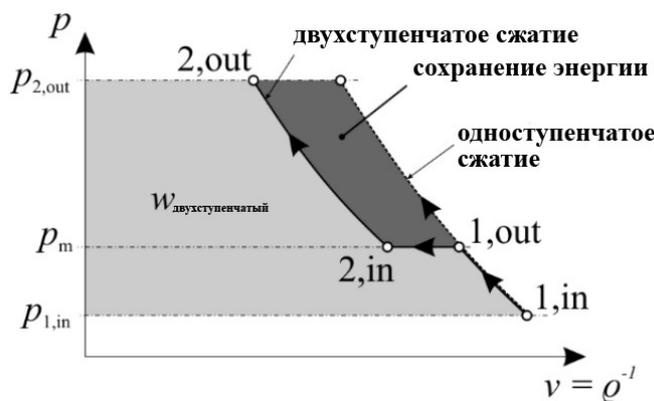


Рис. 2. P-V диаграмма одно- и двухступенчатого сжатия с изобарным промежуточным охлаждением
Fig. 2. p,v diagram of a single-stage and double-stage compression with isobaric intercooling

му. Такой большой потенциал определяется двумя причинами: во-первых, подводимая мощность многоступенчатого поршневого компрессора находится в широком диапазоне — кило- или даже мегаватт. Во-вторых, во многих случаях применения компрессора тепло после охлаждения газа просто теряется в окружающую среду, даже если содержит эксергию.

2.1. Количественная оценка возмещаемых тепловых потерь.

Во-первых, дается простой способ количественной оценки потенциальной теплоты при упрощении допущений для общих доступных данных задачи сжатия (различные газы, уровень давления и условия всасывания). Предпосылками для этого являются:

1. Изменение кинетической и потенциальной энергий пренебрежимо мало.

2. Рабочий газ — идеальный, т.е. удельная теплота принимается постоянной, а удельная энтальпия газа — это всего лишь функция температуры.

3. Имеет место полное охлаждение газа в газоохладителе после каждой ступени, т.е. температура впуска одинакова для каждой ступени компрессора ($\vartheta_{1,in} = \vartheta_{2,in} = \vartheta_{in} = const$).

Для каждой ступени компрессора, представленной на рис. 1, энергия, подводимая к газу, определяется изменением энтальпии $\Delta \dot{H} = \dot{H}_{out} - \dot{H}_{in}$. При делении этой величины на массу газа \dot{m}_g она может быть преобразована в увеличение удельной энтальпии Δh :

$$\frac{\Delta \dot{H}}{\dot{m}_g} = \Delta h = h_{out} - h_{in}. \quad (1)$$

В соответствии с допущением 2 удельная энтальпия может быть выражена температурой ϑ и постоянной удельной теплоемкостью c_p :

$$h = h(\vartheta) = c_p \vartheta. \quad (2)$$

Если газ охлаждается до одинаковой впускной температуры $\vartheta_{in} = \vartheta_{1,in} = \vartheta_{2,in}$ (допущение 3), то отсюда следует, что разность удельной энтальпии газа между впуском и выпуском ступени компрессора Δh соответствует количеству удельной теплоты q_{ac} , отводимой в газоохладителе:

$$\Delta h = c_p \vartheta_{out} - c_p \vartheta_{in} = c_p \Delta \vartheta, \quad (3)$$

$$q_{ac} = \Delta h_{ac} = |c_p \vartheta_{in} - c_p \vartheta_{out}| = c_p \Delta \vartheta, \quad (4)$$

$$\Delta h = q_{ac}. \quad (5)$$

Для количественной оценки q_{ac} использование адиабатного КПД η_s среди прочих возможных вариантов, вероятно, является самым простым. Этот параметр отражает соотношение удельного изэнтропийного увеличения энтальпии Δh_s и удельного реального увеличения энтальпии Δh (с потерями) [3]:

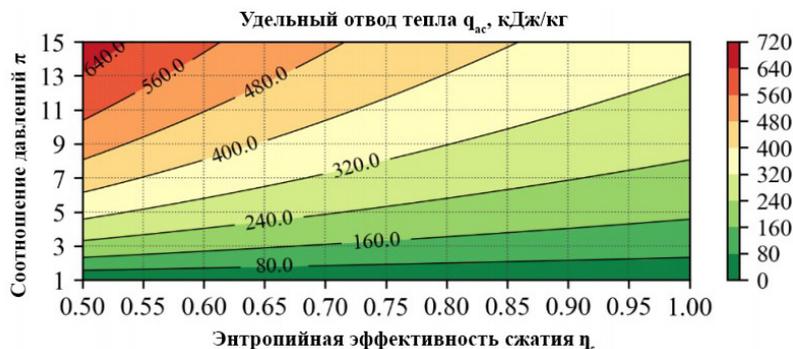


Рис. 3. Удельный отвод тепла q_{ac} в газоохладителе для сжатия воздуха ($\kappa = 1,4$; $R_s = 287,1$ Дж/кг) при температуре всасывания $\vartheta_s = 293,15$ К (20°C) при различных соотношениях давлений π и адиабатного КПД η_s
 Fig. 3. Specific heat rejection q_{ac} in the aftercooler for the compression of air ($\kappa = 1,4$; $R_s = 287,1$ J kg $^{-1}$) at a suction temperature of $\vartheta_s = 293,15$ K (20°C) for different pressure ratios π and isentropic compression efficiencies η_s

$$\eta_s = \frac{\Delta h_s}{\Delta h}$$

$$\text{или } \Delta h = \frac{\Delta h_s}{\eta_s}. \quad (6)$$

Учитывая, что рабочей средой является идеальный газ, Δh_s можно рассчитать следующим методом [3]:

$$\Delta h_s = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R_s \vartheta_s \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right). \quad (7)$$

где κ — показатель адиабаты; R_s — удельная газовая постоянная; ϑ_s — температура всасывания (в Кельвинах); $\pi = p_{out}/p_{in}$ — отношение давления ступени компрессора с p_{out} как высоким давлением и p_{in} как давлением всасывания.

Если объединить уравнения (5), (6) и (7), то можно количественно определить удельную теплоту q_{ac} , рассеянную в газоохладителе для различных газов, уровней давления и условий всасывания конкретной ступени компрессора:

$$q_{ac} = \Delta h_l = \frac{1}{\eta_s} \frac{\kappa}{\kappa - 1} R_s \vartheta_s \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right). \quad (8)$$

В качестве примера результаты удельного тепловыделения в газоохладителе для воздушного компрессора при различных соотношениях давлений и степенях качества сжатия приведены на рис. 3. В случае воздушного поршневого компрессора производительностью 1000 м 3 /час (сухой атмосферный воздух при температуре 20°C (плотность около 1,2 кг/м 3), давлением нагнетания около 0,5 МПа (абс) и при типичном изоэнтропийном КПД, равном 0,7, около 246 кДж/кг удельной тепловой энергии должно быть отведено в газоохладителе. Таким образом, при массовой подаче нагнетаемого воздуха около 1200 кг/час тепловая мощность, выбрасываемая в атмосферу, составляет около 82 кВт. Это значительный потенциал для рекуперации тепловых потерь даже при одноступенчатом сценарии сжатия.

Эти упрощенные соотношения вытекают из указанных выше допущений и могут быть исполь-

зованы в качестве первого приближения для всех сценариев работы компрессоров. Если давление и температура на входе и выходе охладителя воздуха конкретной компрессорной системы можно измерить, то потенциал отводимого тепла, конечно, можно более точно определить количественно для соответствующих параметров газа.

2.2. Температурный уровень отработанного тепла.

Максимальный температурный уровень источника отработанного тепла $\vartheta_{WHR,max}$, т.е. температура на входе газа после охладителя Q_{ac} , играет намного более важную роль для WHR, чем количество тепла (с различных точек зрения). С одной стороны, согласно известному коэффициенту Карно для теплового энергетического процесса $\eta_c = (\vartheta_{WHR,max} - \vartheta_{amb})/\vartheta_{WHR,max}$, он определяет, какая часть отработанного тепла может быть в идеале восстановлена (т.е. без образования энтропии) при температуре окружающей среды ϑ_{amb} , в результате чего полезная часть увеличивается с увеличением температуры отработанного тепла. С другой стороны, процесс WHR и результирующий тип энергии, а также условия окружающей среды должны соответствовать уровню температуры источника тепла. В связи с температурными градиентами, возникающими при теплопередаче, необходимо обратить внимание на так называемую «pinch point», то есть на минимальную разницу температур между горячей и холодной средой внутри охладителя.

Для поршневых компрессоров максимальная температура нагнетания обычно составляет 200°C , а в некоторых случаях и несколько выше [4]. Для многих применений эта температура определяется стандартами: для смазываемых маслом многоступенчатых воздушных компрессоров выше 1,0 МПа (абс) она составляет 160°C , согласно [5]. В API 618 [6], ведущем международном стандарте нефтегазовой промышленности, рекомендуется общая максимальная температура 150°C и 135°C для высоко содержания водорода. Общее ограничение до 135°C в нефтегазовой отрасли приведено в работе [7]. Иногда при особых мерах предосторожности возможны более высокие температуры нагнетания. Для большинства сценариев сжатия минимальная температура на выходе составляет не менее 80°C . Таким образом, можно предположить, что для большинства поршневых компрессоров температура нагнетания составляет от 80°C до 200°C .

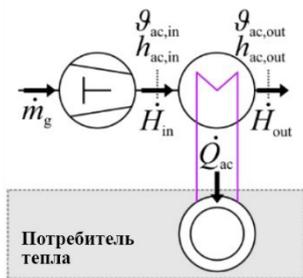


Рис. 4. Отопление и нагрев воды
Fig. 4. Heating purpose

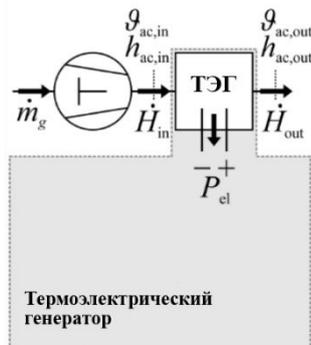


Рис. 5. Термоэлектрический генератор
Fig. 5. Thermo-electric generator

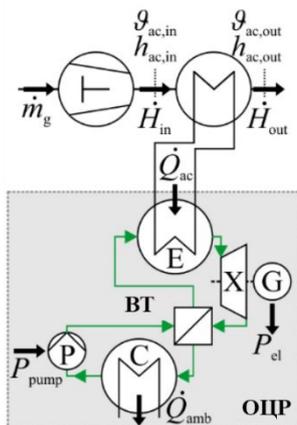


Рис. 6. Органический цикл Ренкина (ORC)
Fig. 6. Organic Rankine Cycle (ORC)

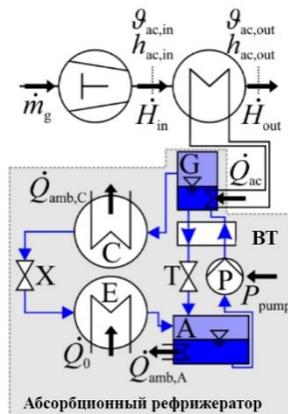


Рис. 7. Абсорбционный рефрижератор
Fig. 7. Absorption refrigerator

3. Практически значимые процессы рекуперации тепловых потерь

Из приведенных условий в разделе 2 возникает вопрос: для каких целей может быть использовано отработанное тепло? В принципе, можно выделить четыре различных вида использования, блок-схемы которых представлены на рис. 4–7.

3.1. Назначение отопления.

Самое простое применение — это прямое использование тепла, передаваемого в отопительных целях (отопление помещения, горячая вода). Для этой цели отработанное тепло обычно подается потребителю с помощью теплоносителя (рис. 4). Выгодными по сравнению с другими системами рекуперации являются небольшие потери при хорошей теплоизоляции и простота системы. В дополнение к требованию о том, что существует потребность в тепле вообще, основная проблема заключается в том, что местоположение и уровень температуры должны соответствовать удаляемому газу как источнику тепла. Если, например, температура нагнетания компрессора составляет 90°C , а горячая вода температуры 80°C требуется на расстоянии 1 км, то система рекуперации становится практически бесмысленной.

3.2. Термоэлектрический генератор.

Термоэлектрический генератор (ТЭГ) основан на эффекте Зеебека, который описывает зависимость между температурой и электрическим током. Он состоит в том, что напряжение возникает на свободных концах двух электрических проводников, находящихся в контакте, если температура в точке

контакта отличается от температуры на свободных концах. Таким образом, электрическая мощность может быть получена от источника тепла, возникающего в результате перепадов температур. ТЭГи характеризуются сравнительно простой конструкцией и не имеют чувствительных подвижных компонентов. Преимуществом является и то, что вырабатывается электрический ток как наиболее гибкая в эксплуатации и транспортировке форма энергии. Тем не менее существует серьезный недостаток, поскольку достижимая эффективность таких преобразователей энергии все еще довольно низка. Согласно [8], КПД Карно может достигать около 20%; таким образом, эффективность преобразования тепла в электрическую энергию от 3 до 7% может быть достигнута при температурах источника тепла от 353 К до 473 К (примерно от 80°C до 200°C) при температуре теплоотвода 300К (около 27°C) для обычных и, следовательно, доступных, пар материалов. Новые разработки материалов, основанные на нанотехнологиях, указывают на увеличение общей эффективности на 1–4%. Годсמיד [9] предлагает использовать ТЭГ, если разница температур между источником тепла и теплоотводом ниже 100 К, тем более что в этом температурном диапазоне нет подходящих альтернатив для использования отработанного тепла. Это соответствует температурам газа на выходе из многих компрессорных систем с достаточно низкими перепадами давления.

3.3. Органический цикл Ренкина (ORC).

В органическом цикле Ренкина рабочая жидкость проходит через замкнутый контур (рис. 6). В жидком состоянии (без переохлаждения или поч-

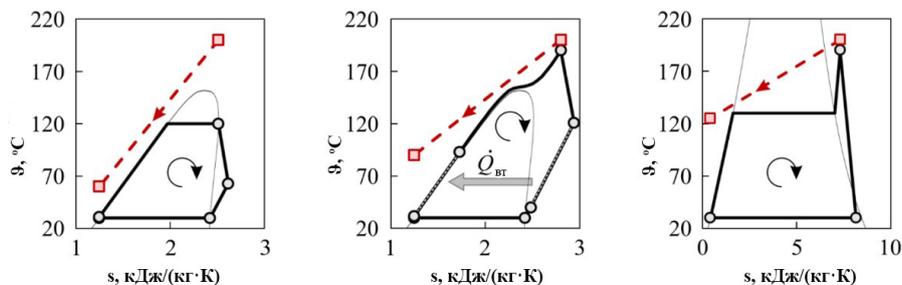


Рис. 8. T - s диаграммы ORC для системы рекуперации с температурой газа на входе в рекуперативный теплообменник 200°C для стандартного n -бутанового цикла без перегрева и без дополнительного теплообменника (слева), для транскритического n -бутанового цикла с дополнительным теплообменником (в центре) и классического парового цикла (вода) с перегревом (справа)

Fig. 8. T , s diagrams of ORCs for the WHR at the aftercooler with a gas inlet temperature of 200°C for standard n -butane cycle without superheating and without IHX (left), for a transcritical n -butane cycle with IHX (middle), and a classic steam cycle (water) with superheating (right)

ти без переохлаждения) жидкость высокого давления поглощает отходящее тепло в рекуперативном теплообменнике (E). Переданная тепловая энергия затем частично преобразуется в механическую энергию в расширительной машине (X) и, как правило, дополнительно преобразуется в электрическую энергию с помощью электрического генератора (G). Если температура на выходе детандера все еще выше фактической температуры конденсации, то часть энергии, остающейся в рабочей жидкости, может служить для предварительного нагрева жидкости высокого давления с помощью дополнительного теплообменника (BT). Контур замкнут конденсатором (C) и насосом (P).

Для температурного градиента отходящего тепла от 200°C до температуры окружающей среды особенно подходят органические рабочие жидкости, которые вызвали большой интерес в последние годы. Максимальная температура отходящего тепла процессов ORC приведена в обзорных публикациях при температуре от 300°C до 400°C [10]. Это происходит главным образом потому, что многие органические жидкости имеют ретроградную кривую кипения, а выход детандера находится в области перегретого газа, а не в области влажного пара. Жидкие фракции, которые могут оказать неблагоприятное воздействие на расширительную машину, поэтому не возникают. Кроме того, благодаря расположению критической точки возможен также транскритический процесс, в котором две температурные кривые в теплообменнике могут быть согласованы друг с другом (см. среднюю диаграмму на рис. 8). Это уменьшает потери эксергии во время передачи тепла, и, при соответствующем выборе жидкости ORC и управлении процессом, оно обеспечивает благоприятное использование градиента температуры газа. Органический цикл Ренкина оказывается особенно выгодными при постоянных условиях эксплуатации [11], что согласуется с различными возможностями применения компрессоров. Недостатком является сложность системы, что приводит к более высоким затратам, а также к более сложной системе управления. Энергетическая эффективность процесса ORC обычно количественно определяется с помощью общей термической эффективности η_{th} , которая представляет собой соотношение между тепловым потоком, передаваемым в доохладителе \dot{Q}_{ac} (соответствующим изменению энтальпии потока сжатого газа в доохладителе $\Delta\dot{H}_{g,ac}$), и электрической мощностью P_{el} , вырабатываемой в расширителе:

$$P_{el} = \eta_{th} \dot{Q}_{ac} = \eta_{th} \Delta\dot{H}_{g,ac} = \eta_{th} \dot{m}_g c_{p,g} \Delta\theta_{g,ac}. \quad (9)$$

Например, η_{th} составляет от 8% до 20% для температуры на входе после охладителя $\theta_{ac,in}$ в пределах 200°C [11]. На рынке ORC, который растет в последние десятилетия, системы ORC доступны в диапазоне мощности от 1 кВт до 70 МВт [10, 14], что полностью покрывает диапазон мощности WHR для поршневых компрессоров.

3.4. Абсорбционный холодильный контур

Абсорбционный холодильный контур — это хорошо известная и все более широко используемая технология в области холодильной техники, которая предполагает возможность преобразования отработанного тепла в холодопроизводительность. В основном процессе абсорбции используется смесь двух различных растворимых веществ. Во время процесса смешивания жидкий компонент, так называемый абсорбент, поглощает другую жидкость, являющуюся газообразной, называемую хладагентом. Этот экзотермический процесс должен быть дополнен охлаждением. Для повторного разделения этих двух веществ в нижележащей части цикла смесь должна нагреваться до тех пор, пока хладагент не достигнет своей температуры кипения на более высоком уровне давления. Эта часть процесса может быть реализована, например, с помощью отходящего тепла в диапазоне температур от 80°C до 170°C [13]. Эти вещества, в которых NH_3 является хладагентом, растворенным в H_2O , приобрели особую техническую актуальность [14]. Исходя из подходящего температурного диапазона, эта смесь выбирается для дальнейшего рассмотрения (еще одна возможность исходит из раствора $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, который далее не рассматривается, но в принципе не должен исключаться из круга дальнейших исследований). Процесс десорбции NH_3 протекает в генераторе (G), показанном на рис. 7, в котором отработанное тепло \dot{Q}_{ac} тока передается из охладителя в смесь хладагент-абсорбент. При высоких температурах и давлениях NH_3 выделяет тепло конденсации $\dot{Q}_{amb,c}$ в окружающую среду, будучи сжиженным в конденсаторе (C), и дросселируется до уровня низкого давления и до более низких температур в расширительном устройстве (X). Это обеспечивает поглощение тепла \dot{Q}_0 в испарителе (E) при температурах ниже температуры окружающей среды даже до минусовых температур. Таким образом, процесс обеспечивает охлаждающую способность за счет подачи тепла выше температуры окружающей среды. Абсорбционная холодильная

система также включает абсорбер (а), в котором NH_3 снова растворяется в растворителе (воде), насос (P) для повышения давления смеси и дроссель (T) для возврата слабого хладагентом раствора из генератора в абсорбер. Внутренний теплообменник в цикле растворения используется практически во всех случаях для повышения эффективности работы системы. Дополнительную информацию об особенностях и задачах абсорбционной холодильной системы можно найти, например, в работах [13, 15]. Хотя технические затраты на установку, как правило, даже выше, чем на ORC, они предлагают то преимущество, что они используются в течение десятилетий, были достаточно испытаны и надежны в эксплуатации. Абсорбционные системы выпускаются в диапазоне от 5 кВт до 5 МВт [14] и, таким образом, охватывают соответствующий диапазон поршневых компрессоров. Эффективность абсорбционных систем обычно задается с помощью так называемого теплового коэффициента ζ_A , который определяет отношение холодопроизводительности \dot{Q}_0 , обеспечиваемой подаваемым теплом \dot{Q}_{ac} :

$$\dot{Q}_0 = \zeta_A \dot{Q}_{ac} = \zeta_A \Delta \dot{H}_{g,ac} = \zeta_A \dot{m}_g c_p \Delta \theta_{g,ac}. \quad (10)$$

Тепловой коэффициент составляет около 0,7 для существующих систем [16]. Входной мощности насоса часто пренебрегают из-за его сравнительно небольшого значения. Это означает, что имеющаяся холодопроизводительность может быть оценена приблизительно по упрощенной методике, если известна тепловая мощность, подводимая в абсорбционную систему.

4. Возможное использование предложенного способа охлаждения

Как и при непосредственном использовании отработанного тепла в отопительных целях, можно также использовать холодопроизводительность для других процессов в непосредственной близости от компрессора, например для кондиционирования воздуха. Однако, поскольку это зависит от индивидуальных условий на месте, это не может быть дополнительно проанализировано и количественно оценено на данном этапе. Кроме того, абсорбционный контур охлаждения позволяет охлаждать компоненты компрессора. Есть три возможности такого применения:

1. Охлаждение элементов цилиндра для увеличения адиабатного КПД компрессора.
2. Охлаждение смазочных элементов (поршневые и уплотнительные кольца).
3. Охлаждение всасываемого газа для увеличения его плотности и массы потока.

4.1. Охлаждение компонентов цилиндра.

Охлаждение компонентов цилиндров — это хорошо известный процесс, при котором охлаждающая жидкость течет по охлаждающим каналам, обычно расположенным в оболочке цилиндра. Такое проточное охлаждение используется для увеличения тепловыделения по сравнению с компрессорами с пассивным охлаждением (без проточного охлаждения) и оказывает несколько положительных эффектов на компрессор:

1. Снижение температуры нагнетания.
2. Снижение тепловой нагрузки компонентов в области цилиндра.
3. Увеличение энергоэффективности компрессора.

Интенсивное охлаждение области цилиндра не всегда используется в поршневых компрессорах, но может служить предпосылкой нормальной работы в условиях повышенной нагрузки [17, 18]. В научной литературе предложено несколько подходов для исследования влияния охлаждения цилиндра на КПД компрессора [19–21]. Так как интенсивность теплопередачи зависит от конструктивных особенностей и многих других граничных условий, связь между теплоотводом и КПД компрессора не может быть описана или рассчитана однозначно, но должна оцениваться индивидуально для каждого компрессора.

4.2. Охлаждение уплотнительных элементов.

Уплотнительные элементы поршневого компрессора используются для снижения и предотвращения перетечек газа между областями с высоким и низким давлением. Следует различать уплотнительные кольца поршня и штока. Они действуют как контактные уплотнения между сопрягаемыми поверхностями. Обе поверхности двигаются относительно друг друга, при этом пройденный путь пары трения за один оборот коленчатого вала равен двойному ходу поршня. В этом случае для средней скорости поршня ($c_m \approx 2$ до 8 м/с) путь пары трения за год непрерывной работы может составить примерно от 50000 до 250000 км. В дополнение к пройденному расстоянию решающее значение имеет также сила контакта на поверхности трения, поскольку уплотнительные элементы прижимаются за счёт перепада давления между двумя полостями, разделяемыми парой трения. Для уплотнения штока поршня мощность трения $P_{тр.штока}$ может быть определена, согласно [22], с учётом уплотнительной поверхности $A_{упл.штока} = \pi d_{штока} w_{ук}$ ($d_{штока}$ — диаметр штока; $w_{ук}$ — ширина уплотнительного кольца) и коэффициента трения $\mu_{мп}$ (приблизительно 0,2 для безмасляной работы и 0,1 со смазкой):

$$P_{тр.штока} = 2s \mu_{мп} A_{упл.штока} (p_d + p_s)/8. \quad (11)$$

Таким образом, теплота трения, которая должна быть рассеяна, может быть легко определена количественно для любой конструкции компрессора и для соответствующих условий процесса сжатия. Основываясь на соображениях, высказанных в [22], приближенное уравнение для силы трения, возникающей в поршневых кольцах поршня двойного действия с двумя рабочими камерами, которые имеют одинаковое давление всасывания и нагнетания, могут иметь вид (с уплотнительной поверхностью $A_{упл.штока} = \pi d_{штока} w_{ук}$):

$$P_{тр.поршня} = 2s \mu_{мп} A_{упл.поршня} \frac{p_s}{2} \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\frac{\kappa - 1}{\pi \kappa} - 1 \right). \quad (12)$$

4.3. Охлаждение всасываемого газа.

В обычных системах впускной газ не может быть охлажден ниже температуры окружающей среды, так как обычно нет более низкого уровня температуры. Это может быть достигнуто путем обеспечения холодопроизводительности через абсорбционный холодильник. Если предполагается приблизительно изобарное охлаждение всасываемого газа, то это увеличивает плотность всасываемого газа и, следовательно, скорость потока. Тепловыделение при охлаждении всасываемого газа $\dot{Q}_{0,s}$ соответствует изменению энтальпийного потока всасываемого газа $\dot{H}_{g,s}$, где с учетом поведения иде-

ального газа и постоянной удельной теплоемкости $c_{p,g,s}$ следует:

$$\dot{Q}_{0,s} = \dot{H}_{g,s} = \dot{m}_g \Delta h_{g,s} = \dot{m}_g c_{p,g,s} \Delta \vartheta_g. \quad (13)$$

5. Заключение

Поскольку в поршневых компрессорах отработанное тепло в дополнительном охладителе обычно передается в окружающую среду после каждой ступени сжатия и таким образом остается неиспользованным, рекуперацию тепла следует искать для повышения энергоэффективности компрессорной установки. Поскольку количество энергии зависит от величины мощности привода отдельного компрессора, значительный потенциал экономии энергии обусловлен использованием отработанного тепла. Были представлены четыре различных процесса рекуперации отработанного тепла, которые подходят для заданного диапазона производительности и доступного уровня температуры охлаждаемого газа. Они характеризуются тем, что значительная часть отработанного тепла может быть восстановлена. Кроме того, эти процессы дают возможность универсально преобразовывать рекуперированное тепло в три различных вида энергии: тепло для целей отопления, электричество или обеспечение охлаждения. Основываясь на приведенных уравнениях, можно легко дать предварительную количественную оценку величины отводимого тепла и тех преимуществ, которые могут быть достигнуты при использовании различных процессов. Назначение каждого компрессора должно заключаться в том, чтобы наилучшим образом согласовать возможности рекуперации отработанного тепла и конкретные потребности. С этой целью в будущем также необходимо будет изучить экономическую целесообразность систем рекуперации отработанного тепла.

Список источников

1. Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council of 21 October. Establishing a framework for the setting of ecodesign requirements for energy-related products. 2009. No. 125.
2. Frenkel M. I. Kolbenverdichter. Berlin: Verlag Technik, 1969. 747 S.
3. Windisch H. Thermodynamik: Ein Lehrbuch für Ingenieure. Munich: Oldenbourg, 2008. 400 S. ISBN 3486582763.
4. Grote K.-H., Feldhusen J. Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau. Berlin: Springer. 2014. 2072 S. ISBN 978-3-642-38891-0.
5. DIN EN ISO 1012-1:2011-02. Kompressoren und Vakuumpumpen. Sicherheitsanforderungen. Teil 1: Kompressoren. Ausgabedatum: 2011–02.
6. API Standard 618. Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services. 5th ed. 2017. 210 p.
7. DIN EN ISO 13631:2003-2. Petroleum and natural gas industries. Packaged reciprocating gas compressors (ISO 13631:2002). Publ.: 2003–02.
8. Heremans J. P., Chamoire A. M. Thermoelectric Heat Convertors // Encyclopedia of Nanotechnology. Dordrecht: Springer, 2012. 50 p. ISBN 978-90-481-9750-7.
9. Goldsmid H. J. Introduction to Thermoelectricity. Berlin: Springer, 2010. 242 p. ISBN 978-3-642-26092-6.
10. Quoilin S., Van Den Broek M., Declaye S. [et al.]. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems //

Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2013. Vol. 22. P. 168–186. DOI: 10.1016/j.rser.2013.01.028.

11. Hilgers M. Alternative Antriebe und Ergänzungen zum konventionellen Antrieb. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016. 74 S. ISBN 978-3-658-14642-9.
12. Tartière T., Astolfi M. A world overview of the Organic Rankine Cycle market // Energy Procedia. 2017. Vol. 129. P. 2–9. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.09.159.
13. Plank R. Handbuch der Kältetechnik. Berlin: Springer, 1966. 18 S. ISBN 978-3-642-87160-3.
14. Grote L., Hoffmann P., Tänzler G. Abwärmenutzung — Potentiale, Hemmnisse und Umsetzungsvorschläge // Abwärme aus Niedersachsen. 2017. 68 S.
15. Altenkirch E. Absorptionskälteanlagen. Berlin: Verlag Technik, 1954.
16. Summerer F. Optimierung von Absorptionswärmepumpen: Dissertation. München, 1996.
17. Samland G., Retz N. Thermal and structural analysis of a reciprocating compressor cylinder // 3d EFRC Conference. Vienna, Austria, 2003. S. 245–254.
18. Balduzzi F., Ferrara G. Improvement of the Cooling Performance of a Reciprocating Compressor Cylinder by a Conjugate Heat Transfer and Deformation Analysis // 9th EFRC Conference. Vienna, Austria, 2014.
19. Adair R. P., Qvale E. B. and Pearson J. T. Instantaneous heat transfer to the cylinder wall in reciprocating compressors // International Compressor Engineering at Purdue. 1972.
20. Brok S. W., Touber S. and Van der Meer J. S. Modelling of cylinder heat transfer — large effort, little effect? // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 1984.
21. Prasad B. G. Heat Transfer in Reciprocating Compressors — A Review // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 1998.
22. Radcliffe C. D. A New Design of Non-Cooled Pressure Packing for Improved Life and Reliability // 2th EFRC Conference. The Hague, Netherlands, 2001.

Сведения о переводчике

ФЕДОРОВА Мария Александровна, кандидат филологических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Иностранные языки».

SPIN-код: 5636-7474

AuthorID (РИНЦ): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Источник перевода: Klotsche K., Micus F., Thomas C., Hesse U. Waste Heat Recovery for Reciprocating Compressors // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604, no. 1. 012085. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012085.

Ссылка на полный текст статьи:

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/604/1/012085/pdf>

Адрес для переписки: sidorova_ma79@mail.ru

Для цитирования

Ключе К., Микус Ф., Томас С., Гессе У. Рекуперация тепловых потерь в поршневом компрессоре = Klotsche K., Micus F., Thomas C., Hesse U. Waste Heat Recovery for Reciprocating Compressors / пер. с англ. М. А. Федоровой // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 3. С. 81–89. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-81-89.

Статья поступила в редакцию 08.07.2020 г.

© К. Ключе, Ф. Микус, С. Томас, У. Гессе

WASTE HEAT RECOVERY FOR RECIPROCATING COMPRESSORS

K. Klotsche, F. Micus, C. Thomas, U. Hesse

Technische Universität Dresden, Institute of Power Engineering, Bitzer Chair of Refrigeration, Cryogenics and Compressor Technology, Germany, Dresden, 01062

Translated from English

M. A. Fedorova

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

In many important industries (oil and gas, process gases, chemical process engineering) multi-stage reciprocating compressors are used, especially for high pressure ratios. The gas is compressed in multiple consecutive stages and cooled after each stage in order to reduce the maximum process temperatures. The rejected heat is often dissipated to the environment and the usable part — the exergy — is lost. The aim of this paper is to show how the waste heat potential of reciprocating compressors can be used. For this purpose, the waste heat available per stage is quantified for different compression scenarios. Based on this, the processes for the waste heat recovery suitable for the temperature range of the discharge gas as heat source are presented — in particular, the structure, working principle and characteristics of the waste heat recovery system. It is shown that the waste heat can be used flexibly for different purposes (heating, power generation, cold supply). The potential of the possible methods of waste heat recovery can be estimated with the aid of the given efficiencies of the respective energy conversion processes.

Keywords: reciprocating compressor, waste heat recovery, heating, thermoelectric generator, organic Rankine cycle, absorption refrigerator.

References

1. Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council of 21 October. Establishing a framework for the setting of ecodesign requirements for energy-related products. 2009. No. 125. (In Engl.).
2. Frenkel M. I. Kolbenverdichter. Berlin: Verlag Technik, 1969. 747 S. (In Germ.).
3. Windisch H. Thermodynamik: Ein Lehrbuch für Ingenieure. Munich: Oldenbourg, 2008. 400 S. ISBN 3486582763. (In Germ.).
4. Grote K.-H., Feldhusen J. Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau. Berlin: Springer. 2014. 2072 S. ISBN 978-3-642-38891-0. (In Germ.).
5. DIN EN ISO 1012-1:2011-02. Kompressoren und Vakuumpumpen. Sicherheitsanforderungen. Teil 1: Kompressoren. Ausgabedatum: 2011–02. (In Germ.).
6. API Standard 618. Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services. 5th ed. 2017. 210 p. (In Engl.).
7. DIN EN ISO 13631:2003-2. Petroleum and natural gas industries. Packaged reciprocating gas compressors (ISO 13631:2002). Publ.: 2003–02. (In Engl.).
8. Heremans J. P., Chamoire A. M. Thermoelectric Heat Convertors // Encyclopedia of Nanotechnology. Dordrecht: Springer, 2012. 50 p. ISBN 978-90-481-9750-7. (In Engl.).
9. Goldsmid H. J. Introduction to Thermoelectricity. Berlin: Springer, 2010. 242 p. ISBN 978-3-642-26092-6. (In Engl.).
10. Quoilin S., Van Den Broek M., Declaye S. [et al.]. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2013. Vol. 22. P. 168–186. DOI: 10.1016/j.rser.2013.01.028. (In Engl.).
11. Hilgers M. Alternative Antriebe und Ergänzungen zum konventionellen Antrieb. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016. 74 S. ISBN 978-3-658-14642-9. (In Germ.).
12. Tartière T., Astolfi M. A world overview of the Organic Rankine Cycle market // Energy Procedia. 2017. Vol. 129. P. 2–9. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.09.159. (In Engl.).
13. Plank R. Handbuch der Kältetechnik. Berlin: Springer, 1966. 18 S. ISBN 978-3-642-87160-3. (In Germ.).
14. Grote L., Hoffmann P., Tänzer G. Abwärmenutzung — Potentiale, Hemmnisse und Umsetzungsvorschläge // Abwärme aus Niedersachsen. 2017. 68 S. (In Germ.).
15. Altenkirch E. Absorptionskälteanlagen. Berlin: Verlag Technik, 1954. (In Germ.).
16. Summerer F. Optimierung von Absorptionswärmepumpen: Dissertation. München, 1996. (In Germ.).
17. Samland G., Retz N. Thermal and structural analysis of a reciprocating compressor cylinder // 3d EFR Conference. Vienna, Austria, 2003. S. 245–254. (In Germ.).
18. Balduzzi F., Ferrara G. Improvement of the Cooling Performance of a Reciprocating Compressor Cylinder by a Conjugate Heat Transfer and Deformation Analysis // 9th EFR Conference. Vienna, Austria, 2014. (In Engl.).
19. Adair R. P., Qvale E. B. and Pearson J. T. Instantaneous heat transfer to the cylinder wall in reciprocating compressors // International Compressor Engineering at Purdue. 1972. (In Germ.).

20. Brok S. W., Touber S. and Van der Meer J. S. Modelling of cylinder heat transfer — large effort, little effect? // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 1984. (In Germ.).

21. Prasad B. G. Heat Transfer in Reciprocating Compressors — A Review // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 1998. (In Engl.).

22. Radcliffe C. D. A New Design of Non-Cooled Pressure Packing for Improved Life and Reliability // 2th EFRC Conference. The Hague, Netherlands, 2001. (In Engl.).

About the translator

FEDOROVA Maria Aleksandrovna, Candidate of Philological Sciences, Associate Professor of Foreign Languages Department.
SPIN-code: 5636-7474

AuthorID (RSCI): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Address for correspondence: sidorova_ma79@mail.ru

For citations

Klotsche K., Micus F., Thomas C., Hesse U. Waste Heat Recovery for Reciprocating Compressors / trans. from Engl. M. A. Fedorova // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 3. P. 81–89. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-81-89.

Received July 8, 2020.

© K. Klotsche, F. Micus, C. Thomas, U. Hesse