

Двухступенчатый тепловой компрессор каскадного обмена давлением

Dwustopniowa sprężarka cieplna kaskadowego wymiennika ciśnienia

A.I. Krajniuk¹, A.A. Krajniuk¹, Oleh Klyus²

¹ Восточноукраинский Национальный Университет им. В. Даля
91034, г. Луганск, кв. Молодежный 20а, e-mail: ljangar@rambler.ru

² Akademia Morska w Szczecinie, Instytut Technicznej Eksploatacji Siłowni Okrętowych
70-500 Szczecin, ul. Wały Chrobrego 1–2, olegklus@o2.pl

Ключевые слова: каскадный обменник давления, обмен энергией, каскадное сжатие, тепловой компрессор, процесс каскадного массообмена, остаточное давление, предварительное сжатие

Резюме

Раскрыт новый способ организации рабочего цикла устройства прямого преобразования теплоты в располагаемую работу сжатия воздуха, основанный на принципе каскадного обмена давлением. Приведены результаты предварительного выбора основных размерных и конструктивных параметров теплового компрессора каскадного обмена давлением, рассмотрены некоторые особенности его рабочего процесса. Показаны основные направления совершенствования рабочего цикла тепловых компрессоров каскадного обмена давлением.

Słowa kluczowe: kaskadowy wymiennik ciśnienia, wymiana energii, sprężanie kaskadowe, sprężarka cieplna, proces kaskadowej wymiany masy, ciśnienie cząstkowe, sprężanie wstępne

Abstrakt

Przedstawiono nowy sposób organizacji cyklu roboczego urządzenia do bezpośredniego przekształcenia ciepła w pracę powietrza sprężonego, na zasadzie kaskadowej wymiany ciśnienia. Przedstawiono wstępne wyniki wyboru podstawowych wymiarów i parametrów konstrukcyjnych sprężarki cieplnej kaskadowego wymiennika ciśnienia oraz warunki jego pracy. Podane są kierunki doskonalenia cyklu roboczego sprężarek cieplnych kaskadowego wymiennika ciśnienia.

Введение

Развитие пневмотранспорта сыпучих грузов, технологических пневмоагрегатов дорожно-строительной и специальной техники предполагает снижение себестоимости производства сжатого воздуха. Нагнетание воздуха дорогостоящими и сложными по конструкции поршневыми или лопаточными компрессорами особенно с автономным, например дизельным, приводом характеризуется большой энергозатратностью. Коэффициент полезного действия компрессора с дизельным двигателем с учетом потерь преобразования исходной тепловой

энергии в механическую в дизеле и механической энергии в располагаемую работу сжатия воздуха в лучших образцах не превышает значений 0,2 ... 0,21.

Каскадный обменник давления

Значительный резерв снижения энергозатратности производства сжатого воздуха и упрощения конструкции нагнетателя связывается с использованием устройств прямого преобразования тепловой энергии в сжатый воздух на базе каскадного обменника давления (КОД). Агрегаты, реализующие каскадное сжатие, представляют собой новую разно-

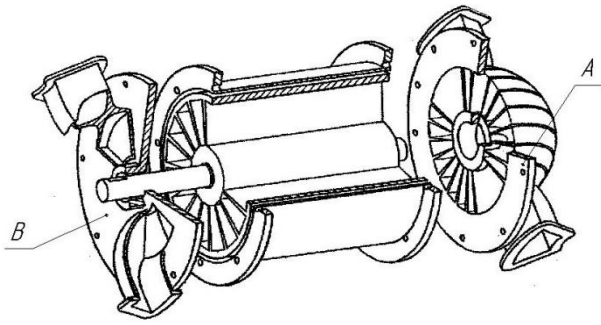


Рис. 1. Общий вид каскадного обменника давления
Rys. 1. Ogólny widok kaskadowego wymiennika ciśnienia

видность обменников давления, в частности апробируемых в системах наддува двигателей внутреннего сгорания. Сжатие воздуха в КОД как и в волновом обменнике давления известной системы наддува «Сомргех» осуществляется в результате непосредственного контакта со сжимающими газами, однако с существенным отличием организации рабочего процесса. Принцип действия КОД изложены в работах [1, 2, 3].

Типичная конструкция обменника (рис. 1) представляет собой ротор с продольными напоробменными ячейками, вращающийся в статоре, в одной из торцевых крышек которого (А), расположены массообменные каналы, а также окна подвода и отвода сжимающего газа, в другой (В) – окна подвода и отвода сжимаемого воздуха. Ротор приводится во вращение с частотой 2000...3000 мин⁻¹ при

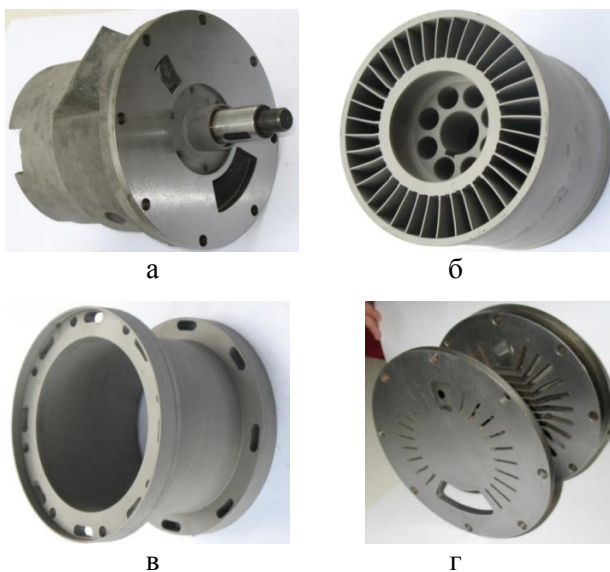


Рис. 2. Основные элементы конструкции опытного образца КОД: а – статор; б – ротор; в – корпус; г – торцевая крышка со стороны подвода и отвода сжимающего газа
Rys. 2. Podstawowe elementy konstrukcji doświadczalnego wymiennika ciśnienia KOD

помощи электродвигателя или другого привода незначительной мощности. Фотографии основных узлов одной из конструкции КОД показаны на рис. 2.

Высокая эффективность КОД подтверждена стендовыми испытаниями на базе двигателя 6ЧН12/14. Так, при параметрах сжимающего газа $T_{g1} = 800 \text{ K}$, $P_{g1} = 0,25 \text{ МПа}$ к.п.д. опытной установки КОД достигает 0,84 и на режиме $T_{g1} = 850 \text{ K}$, $P_{g1} = 0,25 \text{ МПа}$ – 0,86.

Энергетическое совершенство рабочего процесса каскадного обменника реализуется в значительном превышении расхода сжимаемого воздуха относительно сжимающей среды, тем в большей степени, чем выше температура последней.

Отмеченное свойство каскадных обменников положено в основу создания компрессора прямого преобразования тепловой энергии в располагаемую работу сжатого воздуха. В простейшей схеме теплового компрессора часть нагнетаемого воздуха отводится к потребителю, другая – нагревается в источнике подвода теплоты и направляется в окно подвода высокого давления обменника, где используется в качестве сжимающей среды. Уникальная простота и достаточно высокая эффективность одноступенчатого теплового компрессора обуславливает привлекательность его применения в системах воздухообеспечения с максимальным давлением нагнетания до 0,4...0,5 МПа в зависимости от максимальной температуры рабочего цикла T_z .

Двухступенчатый компрессор КОД

Существенно большую напорность и энергетическую эффективность реализует двухступенчатый компрессор каскадного обмена давлением. Схема модернизированного компрессора теплового компрессора КОД с промежуточным охлаждением и подогревом сжимаемого воздуха и сжимающей среды показана на рис. 3.

Нагнетание воздуха в данном устройстве осуществляется в результате последовательного сжатия холодного воздуха и расширения горячего воздуха в агрегатах КОД первой и второй ступеней. При этом соотношения степеней сжатия воздуха в первой и второй ступенях π_1 , π_2 не является произвольным, поскольку с одной стороны подчинено условию баланса расходов рабочих сред в линиях высокого давления первой ступени и низкого давления второй ступени, с другой – условию обеспечения продувки и вытеснения рабочих

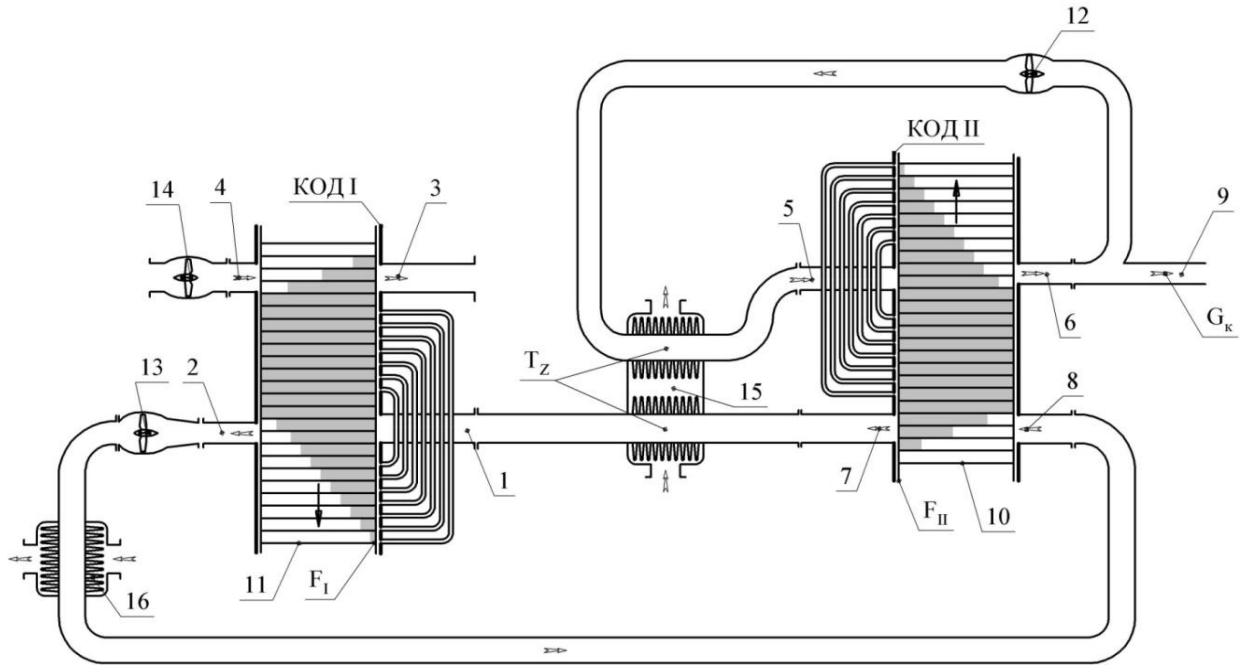


Рис. 3. Принципиальная схема двухступенчатого теплового компрессора КОД; 1, 2, 5, 6 – окна подвода и отвода высокого давления (ПВД и ОВД) соответственно КОД I и КОД II; 3, 4, 7, 8 – окна отвода и подвода отвода низкого давления (ОНД и ПНД) соответственно КОД I и КОД II; 9 – патрубок отбора сжатого воздуха; 10 – ротор КОД II; 11 – ротор КОД I; 12 – вытеснительный вентилятор второй ступени; 13 – вытеснительный вентилятор первой ступени; 14 – продувочный вентилятор; 15 – нагреватель; 16 – охладитель.

Rys. 3. Schemat dwustopniowej sprężarki cieplnej kaskadowego wymiennika ciśnienia (KOD)

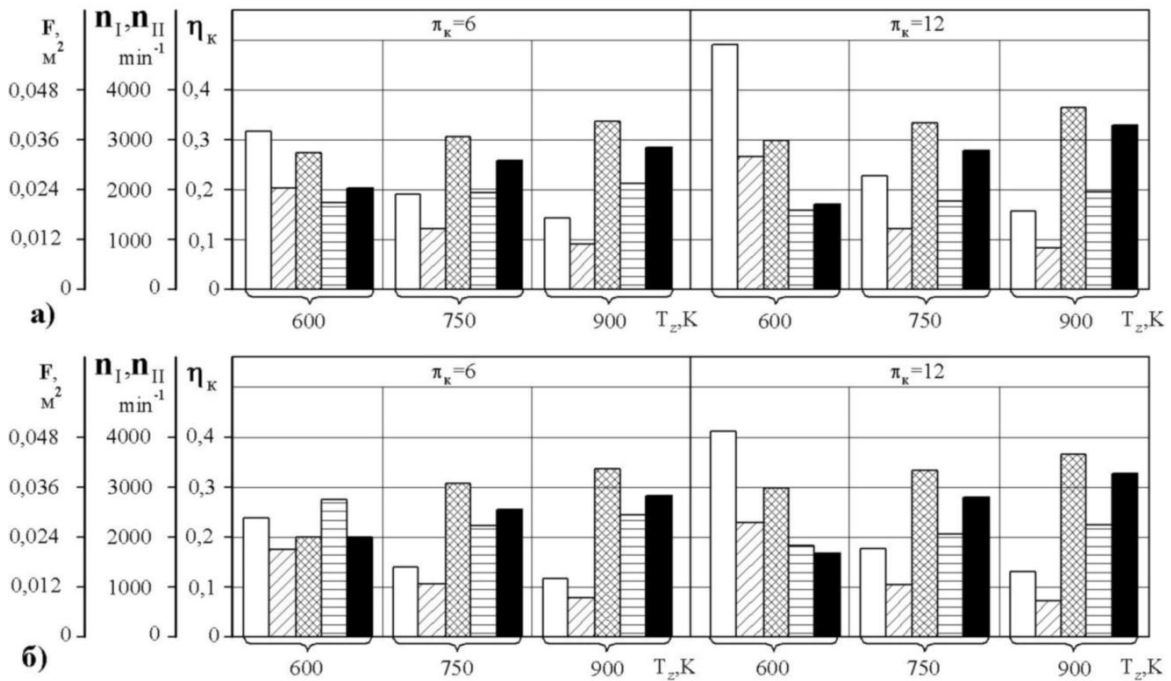


Рис. 4. Сочетание конструктивных и режимных параметров компрессора производительностью $G_0 = 0,1$ кг/с КОД для различных условий его работы: а – при напорности вытеснительных вентиляторов первой и второй ступени $\Delta P_{BI} = \Delta P_{BII} = 15$ кПа; б – при напорности вытеснительных вентиляторов первой и второй ступени $\Delta P_{BI} = \Delta P_{BII} = 20$ кПа; \square – площадь сечения проточной части ротора КОД I, F_{PI} ; \square – площадь сечения проточной части ротора КОД II, F_{PII} ; \boxtimes – частота вращения ротора КОД I, n_I ; \boxplus – частота вращения ротора КОД II, n_{II} ; \blacksquare – энергетический к. п. д. компрессора, η_k

Rys. 4. Wzajemność konstrukcyjnych i warunkowych parametrów pracy sprężarki o wydajności $G_0 = 0,1$ kg/s KOD przy różnych stanach pracy

сред в ячейках роторов обоих КОД в указанных линиях.

В общем случае соотношения π_1 и π_2 зависят от общей напорности теплового компрессора π_k и максимальной температуры рабочего цикла T_z . Несмотря на конструктивную простоту устройства теплового компрессора КОД газодинамический расчет двухступенчатого теплового компрессора каскадного обмена давлением, включающий поиск режимов совместной работы агрегатов КОД первой и второй ступеней достаточно трудоемок. Поэтому уточненному расчету рабочего цикла теплового компрессора КОД должен предшествовать предварительный выбор основных размерных параметров элементов системы, удовлетворяющих условию реализации заданной производительности компрессора.

Ниже приводятся результаты расчета размерных соотношений фронтальных размеров роторов обменников первой и второй ступеней на примере компрессора производительностью $G_k = 0,1$ кг/с с различной общей напорностью π_k , максимальной температурой цикла T_z и перепадом давлений создаваемым вытеснительным вентилятором ΔP_B .

Основной способ снижения габаритных размеров теплового компрессора КОД является повышение напорности вытеснительных и продувочных вентиляторов 14, 13, 12 (рис. 3). Основное назначение этих вентиляторов – осуществление циркуляции рабочих сред в контурах низкого и высокого давления обоих обменников. Как видно из приведенных на рис. 4. гистограмм, даже незначительное повышение напорности вытеснительных вентиляторов позволяет значительно уменьшить площадь сечения проточной части (F_{PI} и F_{PII}) роторов обоих КОД. Вместе с тем, повышение ΔP_{BI} и ΔP_{BII} сопровождается увеличением затрат механической энергии на привод вентиляторов. Таким образом, перепады давлений, создаваемые циркуляционными вентиляторами, по существу являются ключевыми параметрами варьирования при поиске компромисса между размерами и к.п.д. теплового компрессора.

Следует впрочем заметить, что начиная с некоторого момента, зависящего от общей размерности и особенности конструктивного исполнения компрессора, дальнейшее снижение ΔP_{BI} и ΔP_{BII} не сопровождается повышением η_k из-за усиления утечек через торцевые сопряжения роторов в виду увеличения размеров последних.

Весьма заметное влияние на показатели рабочего процесса оказывает максимальная температура цикла T_z . Повышение T_z не только способствует существенному увеличению к.п.д., но и обеспечивает снижение фронтальных размеров обменников обеих ступеней. Причем влияние T_z на η_k усиливается по мере повышения общей напорности компрессора π_k . В свою очередь снижение габаритов обменников при повышении T_z связано с уменьшением относительного расхода сжимающей среды на сжатие сжимаемого воздуха.

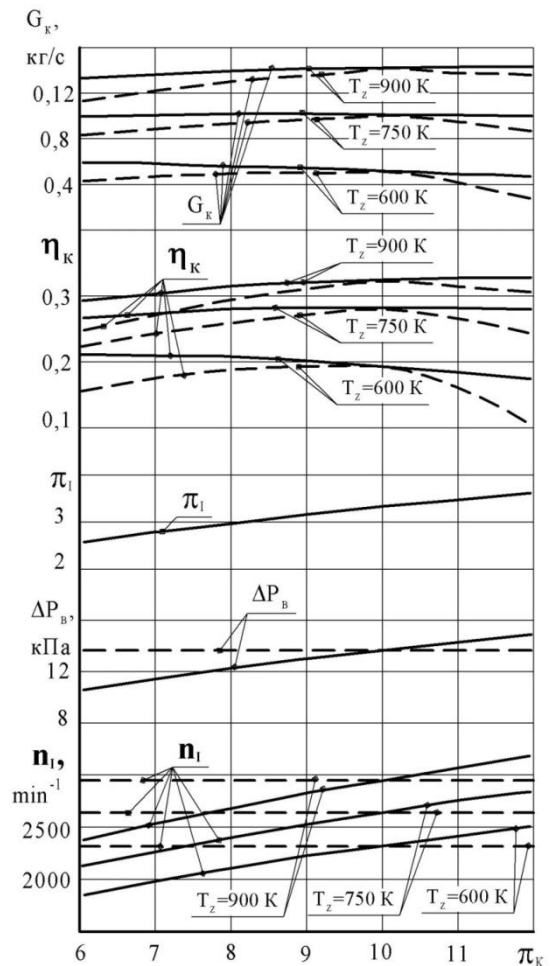


Рис. 5. Нагрузочная характеристика двухступенчатого компрессора КОД: — — без регулирования; — — с регулированием частоты вращения ротора n_1 КОД и напорности вытеснительного вентилятора первой ступени ΔP_{BI} . Rys. 5. Charakterystyka obciążeniowa dwustopniowej sprężarki KOD

При температуре $T_z = 900$ К на режиме $\pi_k = 12$ расчетные значения к.п.д. составляет 0,32. В реальном цикле опытной установки теплового компрессора, созданной в лаборатории кафедры ДВС ВНУ им. В. Даля, уже на этапе предварительных испытаний достигнут

показатель $\eta_k = 0,28$. Возможность осуществить рабочий цикл КОД с $T_z = 900$ К обусловлена циклическим охлаждением роторов КОД в процессе периодического заполнения напорно-обменных ячеек ротора КОД воздушным зарядом. Реализуемый тепловым компрессором уровень энергетической эффективности для известных авторам автономных устройств преобразования тепловой энергии в располагаемую работу сжатия воздуха на сегодняшний день является недостижимым, даже в теоретических циклах.

Положительная особенность рабочего цикла двухступенчатого теплового компрессора с промежуточным охлаждением сжимаемого воздуха и промежуточным подогревом сжимающей среды заключается в пологости его гидравлической характеристики (рис. 5).

Причем в случае одновременного регулирования частот вращения n_I и n_{II} КОД и напорности $\Delta P_{ВГ}$ вытеснительного вентилятора в зависимости от общей напорности компрессора π_k расход нагнетаемого воздуха G_k и к.п.д. компрессора η_k подвержены незначительному влиянию гидравлического сопротивления потребителя в диапазоне эксплуатационных режимов работы установки, сохраняя существенную зависимость только от максимальной температуры цикла T_z .

И наконец, нельзя не отметить выявленную в процессе испытаний опытной конструкции компрессора и ряда опытных образцов агрегатов КОД безотказность работы установки ввиду отсутствия механических вытеснителей, дискретно управляемых газораспределительных органов, а также относительно низкой частотой вращения ротора КОД.

Выводы

Высокая энергетическая эффективность и благоприятная гидравлическая характеристика нагнетания двухступенчатого теплового компрессора КОД в сочетании с надежностью конструкции раскрывает перспективность его применения в качестве агрегата воздухообеспечения широкого класса теплосиловых установок.

Основной резерв дальнейшего повышения к.п.д. компрессора связан с повышением максимальной температуры цикла T_z применением новых жаропрочных материалов (например, углеволоконных полимеров) для изготовления проточных элементов устройства, а также снижением утечек рабочего тела через торцевые сопряжения соторов.

Литература

1. Ключ О.В., Крайнюк А.И., Алексеев С.В.: The principle organization of work process unit of cascade compression and its application. Scientific Journals Maritime University of Szczecin, 2008, 14(86), 25–29.
2. Крайнюк А.И., Алексеев С.В., Брянец М.А.: Особенности рабочего процесса каскадного обменника давления. Вісн. Східноукр. нац. ун-ту імені Володимира Даля, Луганськ 2005, № 8(90), 176–179.
3. Крайнюк А.И., Крайнюк А.А., Алексеев С.В., Брянец М.А.: Расчет и выбор основных параметров каскадного обменника давления. Двигатели внутреннего сгорания: Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”, 2007, №1, 57–62.

Recenzent:

*prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski
Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny
w Szczecinie*