



ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗА ДОЖИМНОГО КОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА В СОСТАВЕ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ

И. А. Январев¹, В. С. Виниченко¹, И. С. Божко²

¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

²АО «Газпромнефть-Омский НПЗ»,
Россия, 644040, г. Омск, пр. Губкина, 1

Рассмотрены варианты путей повышения эффективности системы охлаждения газа дожимного четырехступенчатого центробежного компрессорного агрегата, используемого для обеспечения топливом требуемых параметров двух газотурбинных установок в составе парогазовой установки ПГУ-90. Отражены этапы решения проблемы ресурсосбережения системы охлаждения при традиционном, пассивном и энергосберегающем подходах ее формирования и соответствующих режимах работы. Область применения — парогазовые установки, объекты компримирования природного газа.

Ключевые слова: компрессорный агрегат, система охлаждения, теплообменный блок, испаритель, конденсатор, хладагент, энергосбережение, повышение эффективности.

Актуальность исследования

Проблема ресурсосбережения для предприятий и установок энергетического комплекса (добывающих, транспортирующих, обеспечивающих), на которые приходится более 80 % совокупных затрат, является важной и актуальной и в настоящее время. Ее решение связано, в том числе, с развитием технологии охлаждения компримированного газа [1–4].

Традиционным, широко применяемым подходом при формировании системы охлаждения газа компрессорного агрегата (КА) или компрессорной установки (КУ) является использование воды или воздуха в качестве воспринимающей среды, которая отводит теплоту сжатия при помощи кожухотрубных теплообменников (КТА) или аппаратов воздушного охлаждения (АВО) трубчато-ребристого типа соответственно. Однородное водяное охлаждение (рис. 1а) обеспечивает достаточную его глубину при относительно небольших габаритах теплообменного оборудования, однако в этом случае требуется весьма затратная (в том числе по электроэнергии) система оборотного водоснабжения (насосы, водоем, градирня); кроме того, необходимо решать вопросы экологии.

При использовании бесплатной и экологичной воздушной среды (рис. 1б) система охлаждения газа (СОГ) при эксплуатации становится экономичнее, но предполагает большие габариты теплообменников и значительные затраты электроэнергии (до 1600 кВт для цеха) на привод вентиляторов [3–7].

Возможно также комбинированное воздушно-водяное (рис. 1в) или водо-воздушное (рис. 1г) охлаждение сжатого газа (поэтапный теплообмен), которое позволяет комплексно решать задачи утилизации теплоты сжатия, уменьшения энергозатрат

на компримирование, снижения габаритов и расхода пресной воды при помощи многосекционного теплообменного оборудования (МТО). Однако это достигается за счет структурного усложнения и достаточно существенного энергопотребления на приводы вентиляторов и насосов [6].

Другой подход, предполагающий дальнейшее снижение энергопотребления для самого широкого спектра компрессорных и теплоэнергетических установок, связан с применением элементов пассивного охлаждения сжатого газа. Данное направление позволяет формировать систему охлаждения газа либо полностью без насосов и вентиляторов (без энергозатрат на их приводы) [2, 7–11], либо при частичном энергосберегающем их использовании [12, 13].

Обеспечение требуемой глубины охлаждения при допустимых габаритах позволит объектам с элементами пассивного охлаждения значительно (в несколько раз [7, 12]) снизить требуемое энергопотребление и успешно заменить традиционные системы охлаждения. Целью исследования является повышение эффективности ресурсосберегающей системы охлаждения газа (РСОГ) за счет снижения ее энергопотребления и габаритов (поверхности).

Объект исследования

Объектом исследования является ресурсосберегающая система охлаждения газа дожимного компрессорного агрегата (типа 4R3MSGPB-3RC3-90 производства компании CAMERON) в составе ПГУ-90. Она формируется на основе применения элементов пассивного охлаждения и может функционировать в двух режимах — пассивном (без использования вентиляторов) и энергосберегающем. Сжатый газ охлаждается в испарителе, межтрубное пространство которого заполнено холодильным агентом.

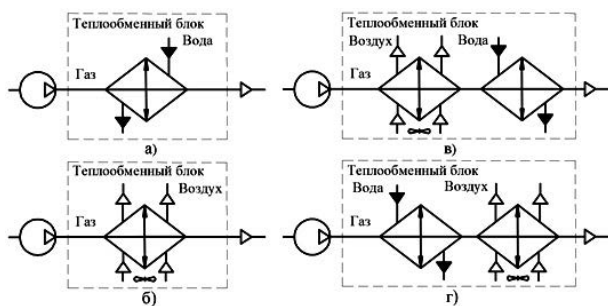


Рис. 1. Стандартные тепловые схемы системы охлаждения ступени компрессорного агрегата: с однородным водяным (а) или воздушным (б) и с комбинированным воздушно-водяным (в) или водо-воздушным (г) охлаждением
 Fig. 1. Standard thermal diagrams of the compressor unit stage cooling system: with uniform water (a) or air (b) and with combined air-water (v) or water-air (r) cooling

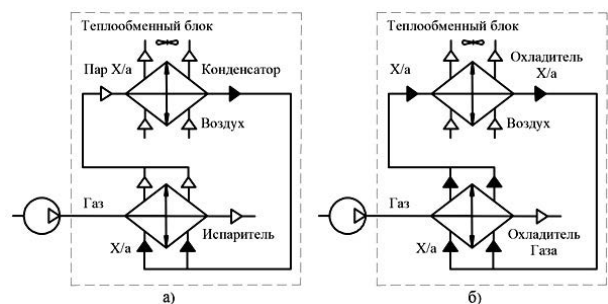


Рис. 2. Тепловые схемы системы охлаждения ступени компрессорного агрегата: с элементами пассивного (а) и энергосберегающего (б) охлаждения сжатого газа
 Fig. 2. Thermal diagrams of the compressor unit stage cooling system: with elements of passive (a) and energy-saving (b) compressed gas cooling

Температура кипения хладагента должна быть меньше, чем температура охлаждаемого сжатого газа. В свою очередь охлаждение и конденсация испарившегося холодильного агента осуществляется при помощи атмосферного воздуха в термосифонах конденсатора (рис. 2а, рис. 3а).

С учетом температуры сжатого газа ($T_{сж.г. max} \approx 160^\circ\text{C}$) и климатических условий эксплуатации компрессорного агрегата (средняя и среднемаксимальная температуры самого жаркого месяца для г. Омска составляют $T_{cp} = 19,4^\circ\text{C}$ и $T_{cp, max} = 25,8^\circ\text{C}$ соответственно [14]) в качестве холодильного агента может быть использован хладагент R-123 ($T_{кин} = 27,9^\circ\text{C}$) с низкими потенциалами ODP и GWP.

Параметры ряда хладонов, близких к требуемым, отражены в табл. 1.

Таблица 1. Основные свойства озоноразрушающих хладонов
 Table 1. Basic properties of ozone-depleting freons

Хладагент	Химическая формула	Мол. масса, г/моль	Температура кипения, °C	Потенциал разрушения озонового слоя ODP	Потенциал глобального потепления GWP
Хладоны с высокой озоноразрушающей способностью					
R11	CCl_3F	137,37	23,8	1,0	4000
R113	$\text{CClF}_2\text{-CCl}_2\text{F}$	187,375	47,6	0,8	5000
Хладоны с низкой озоноразрушающей способностью					
R123	$\text{CF}_3\text{-CCl}_2\text{H}$	152,93	27,9	0,02	93
R141b	$\text{CH}_3\text{-CClF}_2$	116,95	32,05	0,11	630

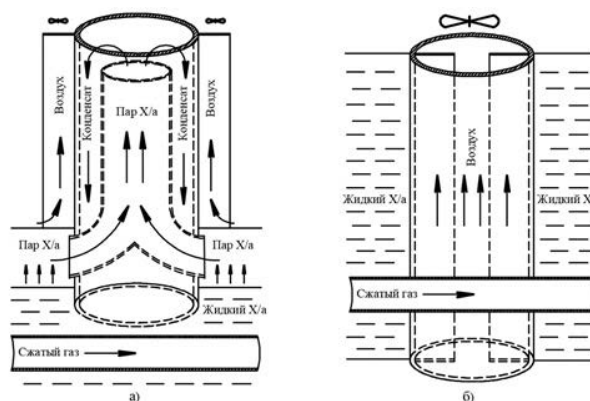


Рис. 3. Модули и схемы движения теплоносителей испарителя и конденсатора PCOG (а), охладителей газа и хладагента ЭСОГ (б)
 Fig. 3. Modules and flow diagrams of evaporator and condenser coolants RSGCS (a), gas coolers and cooling agent EEGCS (b)

Модификацией данной системы может служить энергоэффективная система охлаждения газа (ЭСОГ) [12, 13], в которой жидкий хладагент (х/а) охлаждает сжатый газ и сам при этом одновременно охлаждается атмосферным воздухом, что исключает процессы его испарения и конденсации. Это обеспечивается путем реализации теплообмена между тремя средами (сжатый газ, хладагент, воздух) в едином теплообменном блоке-модуле (рис. 2б, рис. 3б), объединяющем охладитель газа и охладитель хладагента.

Конструктивное исполнение модулей и схемы движения теплоносителей испарителя и конденсатора для PCOG, а также охладителей газа и хладагента для ЭСОГ отражены на рис. 3а и рис. 3б соответственно.

Испаритель PCOG представляет собой пучок труб, погруженный в жидкий хладагент, по трубному пространству которого движется сжатый газ.

Конструкция конденсатора PCOG (рис. 3а) состоит из ряда вертикально расположенных термосифонов в виде двух труб, одна из которых находится внутри другой. Внешнее вертикальное оребрение имеет только внешняя труба.

При движении сжатого газа в трубах испарителя происходит нагрев и испарение хладагента в межтрубном пространстве, пары которого поступают во внутреннюю трубу термосифона конденсатора. Достигнув верхней точки, пары хладагента переходят в кольцевое (между труб) пространство термосифона и, взаимодействуя через стенку внешней трубы (имеет внешнее вертикальное оребрение) с холодным воздухом, охлаждаются и конденсируются. Движение воздуха может осуществляться как

Таблица 2. Площади теплообменной поверхности концевой секции PCOG
Table 2. Areas of heat exchange surface of RSGCS end section

Площадь теплообменной поверхности	Скорость сжатого газа в испарителе w_r , м/с					
	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
испарителя $F_{i=4}^H$, м ²	105	79,76	47,35	34,64	28,53	24
конденсатора $F_{i=4}^K$, м ²	6722	6282	5996	6334	7032	7800
PCOG в целом $F_{i=4}^{PCOG}$, м ²	6827	6361,76	6043,35	6368,64	7060,53	7824

Таблица 3. Динамические и геометрические характеристики секции PCOG
Table 3. Dynamic and geometric characteristics of the RSGCS section

Испаритель				Конденсатор			
Параметры/режимы	1_4p	2_4p	3_8p	Параметры/режимы	1_4p	2_4p	3_8p
Скорость газа w_r^H , м/с	2	2	2	Скорость воздуха w_B^H , м/с	2,5	5,62	5,62
Скорость х/а w_x^H , м/с	1,69	1,69	1,69				
Площадь поверхности теплообмена F^H , м	47,35	47,35	47,35	Площадь поверхности теплообмена F^K , м	5596	2998	3258
Длина труб L^H , м	3,27	3,27	3,27	Высота труб H^H , м	16	8	5,5
Наружный диаметр труб d_n^H , м	0,03	0,03	0,03	Диаметр D^H , м: внутренней трубы внешней трубы	0,07 0,09	0,07 0,09	0,07 0,09
Число труб N^H , шт.	200	200	200	Число труб N^K , шт.	544	544	544

за счет естественной циркуляции (пассивное охлаждение), так и при помощи вентилятора (в энергосберегающем режиме).

Охладитель газа ЭСОГ также представляет собой пучок труб, погруженный в жидкий хладагент, по трубному пространству которого движется сжатый газ.

Конструкция охладителя хладагента ЭСОГ (рис. 36) состоит из ряда вертикально расположенных труб с внутренним вертикальным оребрением. Эти трубы находятся в общем с охладителем газа корпусе, который заполнен хладагентом. Сжатый газ, проходящий по трубному пространству охладителя газа, нагревает хладагент в его межтрубном пространстве. Одновременно охлаждение хладагента осуществляется потоками холодного воздуха через поверхность вертикальных труб. Движение воздуха вверх внутри вертикальных труб охладителя хладагента осуществляется при помощи вентилятора.

Методика и результаты расчётного анализа

Повышение эффективности PCOG предполагает решение двух задач:

— снижение энергопотребления PCOG при обеспечении необходимой глубины охлаждения потоков сжатого газа из дожимного компрессорного агрегата;

— снижение габаритов (металлоемкости) PCOG при обеспечении необходимой глубины охлаждения потоков газа и заданного уровня энергопотребления.

В общем случае решение этих задач предполагает проведение оптимизации при помощи глобальных экономических (например, стоимость жизненного цикла PCOG $C_{жц}^{PCOG}$) или локальных (энергопотребление оборудования для прокачки теплоносителей $N_{эл}^{PCOG}$, площадь теплообменной поверхности (габариты) PCOG F^{PCOG} и др.) критериев. В частности,

с учетом применяемого в целях снижения габаритов оребрения (внешнего или внутреннего), а также интенсификации теплообмена и доминирующего при определении распределения тепловых нагрузок (площадей поверхности) между элементами PCOG параметра — температуры охлажденного газа после i -й ступени сжатия дожимного компрессорного агрегата (i -й соответствующей секции PCOG) $t_{r_{охл}i}^{opt}$ задачу оптимизации конструктивно-компоновочных параметров PCOG можно сформулировать в следующем виде (1)

$$\begin{cases} \Psi = \underset{U}{opt} \psi(t_{r_{охл}i}^{opt}, F_i, t_{ri}, p_{ri}, t_a) \\ U = \{t_{r_{охл}i}^{opt}, w_r^H, F_i^H, F_i^K\}, \end{cases} \quad (1)$$

где t_{ri} , p_{ri} — температура и давление газа, поступающего в i -ю секцию PCOG; U — параметры оптимизации; $F_i = \{F_i^H, F_i^K\}$ — площадь поверхности теплообмена для i -й секции PCOG (F_i^H — испарителя и F_i^K — конденсатора); w_r^H — скорость газа в испарителе; t_a — температура атмосферного воздуха; $\Psi = \{C_{жцi}^{PCOG}, F_i^{PCOG}, N_{элi}^{PCOG}\}$ — критерии эффективности.

Определение оптимальных конструктивных параметров для концевой (с наибольшей тепловой нагрузкой) секции PCOG ($i = 4$) КА в составе ПГУ-90 для пассивного режима охлаждения [11] было проведено в соответствии с методами расчета тепловых труб [15] для параметров $G_r = 13400$ кг/ч, $t_{ri} = 4 = 160$ °C, $p_{ri} = 4 = 4,17$ МПа, $t_{r_{охл}i=4}^{opt} = 30-40$ °C (при $t_a = 25$ °C) и отражено в табл. 2.

Оптимальное значение скорости газа в испарителе $w_r^H = 2$ м/с. Испаритель включает 200 труб, расположенных в два ряда (100×2) с внутренним диаметром $d_{вн}^H = 0,023$ м и длиной $L_{mp} = 3,27$ м. Ширина PCOG составляет 6 м.

При повышении эффективности PCOG ее геометрические характеристики 4-й секции для пассивного (1_4p) и энергосберегающего с четырьмя

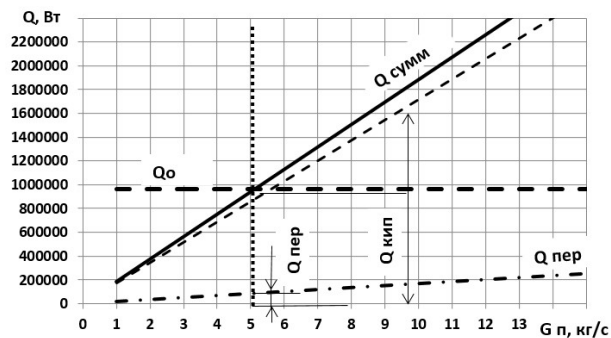


Рис. 4. Баланс тепловых мощностей при охлаждении сжатого газа PCOG (8 ребер), затрачиваемых на кипение и перегрев хладагента

Fig. 4. Balance of thermal capacities during compressed gas cooling RSGCS (8 ribs), spent on refrigerant boiling and overheating

внешними ребрами на термосифоне конденсатора (2_4p) режима работы, а также при использовании 8-ми внешних ребер на каждом термосифоне (3_8p) представлены в табл. 3.

При пассивном режиме охлаждения сжатого газа в PCOG затраты электроэнергии практически сведены к нулю (без учета затрат на преодоление сопротивления в трубном пространстве испарителя). Однако высота гладких труб конденсатора с учетом оптимизации скорости газа в испарителе достигает $H_{4p} = 16$ м, общая площадь поверхности теплообмена $F_{i=4}^H = 47$ м², $F_{i=4}^K = 5996$ м².

При энергосберегающем режиме охлаждения сжатого газа при помощи PCOG затраты электро-

энергии на привод вентиляторов достигают при использовании двух электродвигателей (вентиляторов) BA180M12 $N_{\text{эл}}^{\text{PCOG}} = 6,5 \cdot 2 = 13$ кВт (диаметр вентилятора $D_B = 2,7$ м, расход при стандартных условиях $V_B = 120000$ м³/ч), что ощутимо меньше, чем при традиционном воздушном охлаждении.

Так, для тех же условий использование АВО типа 2ABГ-75 с двумя электродвигателями ВАСО-16-14-24 приводит к суммарным затратам электроэнергии $N_{\text{эл}}^{\text{2ABГ-75}} = 2 \cdot 37 = 74$ Вт (диаметр вентилятора $D_B = 5,0$ м, расход при стандартных условиях $V_B = 410000$ м³/ч). Затраты электроэнергии АВО типа АВГ-85МГ с шестью электродвигателями BA180M12 — $N_{\text{эл}}^{\text{ABГ-85МГ}} = 39$ кВт.

Таким образом, экономия электроэнергии при энергосберегающем режиме охлаждения сжатого газа в PCOG_{i=4} по сравнению с традиционным охлаждением в АВГ-85МГ или в 2ABГ-75 составляет 52–61 кВт соответственно.

При этом использование двух вентиляторов с электродвигателями BA180M12 и 4-х внешних ребер на термосифоне конденсатора обеспечивает существенное снижение требуемой высоты гладких труб ($H_{4p} = 8$ м) и общей площади поверхности теплообмена конденсатора $F_{i=4}^K = 2998$ м².

Использование большего внешнего оребрения конденсаторов PCOG (с восемью внешними ребрами) позволяет при тех же затратах электроэнергии на привод вентиляторов $N_{\text{эл}}^{\text{PCOG}} = 6,5 \cdot 2 = 13$ кВт еще больше снизить требуемую высоту термосифонов до $H_{8p} = 5,5$ м. Общая площадь поверхности теплообмена конденсатора (за счет поверхности ребер) увеличивается до $F_{i=4}^K = 3258$ м².

Результаты расчета баланса тепловых мощностей PCOG (с восемью ребрами на термосифонах

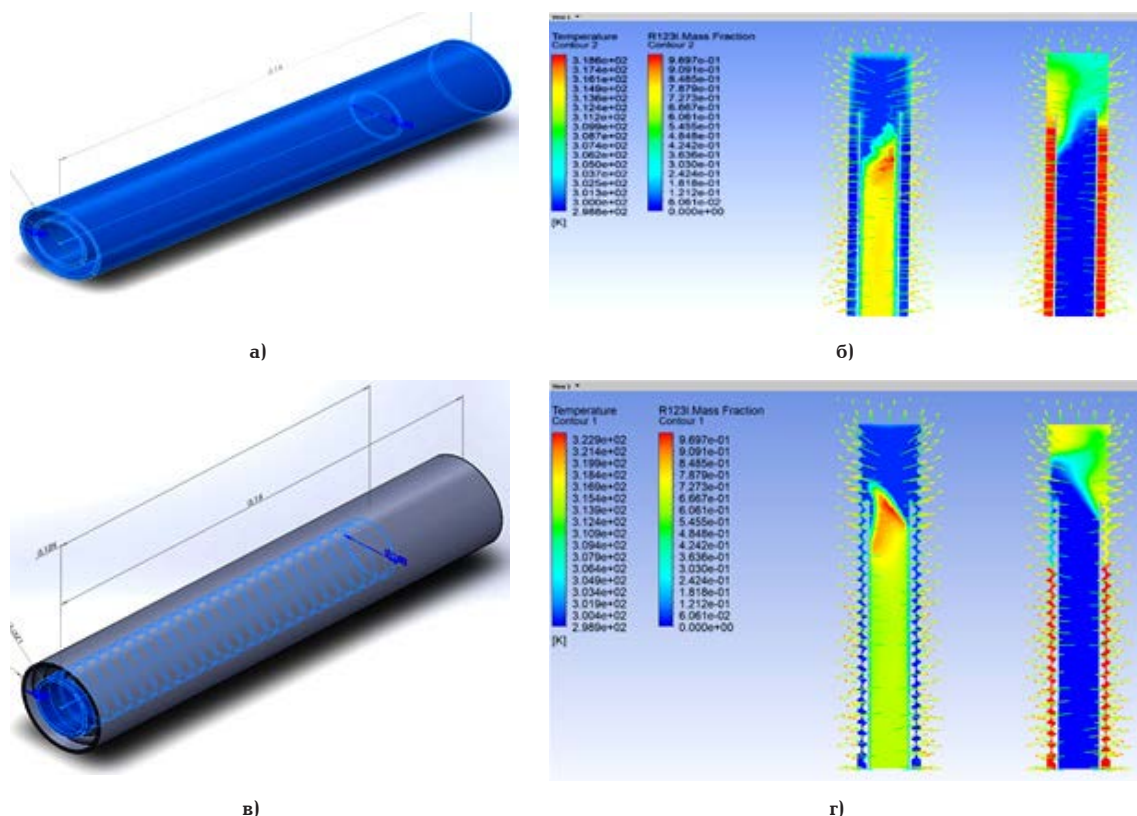


Рис. 5. 3D-модели термосифона PCOG с гладкими трубами (а) и с пружинным интенсификатором (в) и соответствующие распределения полей температур (б), (г) при процессе конденсации R123

Fig. 5. 3D models of a thermosiphon RSGCS with smooth pipes (a) and with a spring intensifier (b) and the corresponding distribution of temperature fields (6), (r) during the condensation process R123

конденсатора), затрачиваемых на кипение и перегрев хладагента R123 представлены на рис. 4. Массовый расход испаряющегося и конденсирующегося R123 составляет 5,1 кг/с.

Дальнейшее снижение габаритов PCOG (высоты термосифонов) возможно за счет применения интенсификаторов теплообмена. При помощи программы CFX ANSYS были проведены численные исследования для интенсификаторов различных типов. Наилучшие результаты были получены для интенсификатора пружинного типа, которые в сравнении с гладкими трубами отражены на рис. 5.

Тепловой поток через стенку термосифона при использовании интенсификаторов может быть увеличен в 1,5–2 раза.

Максимальный эффект достигается при использовании пружинного интенсификатора с внутренней и внешней стороны внутренней трубы и с внутренней стороны внешней трубы термосифона. Это позволит еще больше снизить требуемые габариты PCOG (высоту термосифонов).

В целом для всех четырех секций дожимного компрессорного агрегата в составе ПГУ-90 экономия электроэнергии при охлаждении сжатого газа в PCOG может достигать 150–200 кВт. Годовая экономия составит 1314–1752 МВт·ч.

Аналогичное снижение габаритов и затрат электроэнергии может быть обеспечено и при использовании внутреннего оребрения охладителя хладагента ЭСОГ (рис. 3б), трубы которого выполнены с внешним пружинным интенсификатором.

Заключение

Сформулированы задачи повышения эффективности ресурсосберегающей системы охлаждения сжатого газа дожимного компрессорного агрегата в составе ПГУ-90, которые заключаются в снижении энергопотребления PCOG при обеспечении необходимой глубины охлаждения потоков газа КА, а также в снижении габаритов PCOG за счет вертикального оребрения внешних труб термосифонов конденсатора.

Этапы решения проблемы ресурсосбережения для PCOG в составе ПГУ-90 при пассивном и энергосберегающем режимах охлаждения показали возможности существенного снижения габаритов и энергопотребления.

При пассивном режиме затраты электроэнергии на охлаждение практически сведены к нулю, однако высота гладких труб конденсатора концевой секции PCOG достигает $H_{4p} = 16$ м. При энергосберегающем режиме охлаждения сжатого газа в PCOG (с вентиляторами) экономия электроэнергии по сравнению с традиционным охлаждением сжатого газа в АВО для концевой секции составляет 52–61 кВт, при снижении требуемой высоты гладких труб конденсатора с четырьмя и восемью внешними ребрами до величины $H_{4p} = 8$ м и $H_{8p} = 5,5$ м соответственно.

Дальнейшее снижение габаритов PCOG может быть обеспечено путем использования пружинного интенсификатора с внутренней и внешней стороны внутренней трубы и с внутренней стороны внешней трубы термосифона. В целом для всех четырех ступеней сжатия дожимного компрессорного агрегата в составе ПГУ-90 экономия электроэнергии при охлаждении сжатого газа в соответствующих секциях PCOG может достигать 150–200 кВт. Годовая экономия составит 1314–1752 МВт·ч.

Аналогичное снижение габаритов и затрат электроэнергии может быть обеспечено и при использовании внутреннего оребрения охладителя хладагента ЭСОГ, трубы которого выполнены с внешним пружинным интенсификатором.

Список источников

1. Кириллов Н. Г. Природный газ как энергетическое топливо: стратегия, использование и технологии сбережения // Нефтегазовые технологии. 2002. № 1. С. 14–22.
2. Сердобинцев С. П., Сальников С. В. Совершенствование систем подготовки и охлаждения природного газа на газоперекачивающей станции // Автоматизация и современные технологии. 2009. № 3. С. 26–30. EDN: LKBEFD.
3. Шур А. Ю. Компания «ЭНЕПГАЗ»: Системы подготовки топливного газа для газотурбинных установок // Территория «Нефтегаз». 2013. № 4. С. 80–84. EDN: REAIEB.
4. Yanvarev I. A., Vanyashov A. D., Krupnikov A. V. Improving gas cooling technology at its compression in the booster compressor station // Procedia Engineering. 2016. Vol. 152. P. 233–239. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.696.
5. Yanvarev I. A., Vanyashov A. D., Raykovskiy N. A. Ensuring efficient operation of the heat exchange equipment of the complex gas treatment plant // AIP Conference Proceedings. 2023. Vol. 2784. P. 030007. DOI: 10.1063/5.0140338.
6. Январев И. А. Анализ схем утилизации теплоты сжатия и многосекционного теплообменного оборудования для компрессорных установок общего назначения // Промышленная энергетика. 2024. № 4. С. 19–27. DOI: 10.34831/EP.2024.16.93.003. EDN: TTMXYP.
7. Гуменюк В. О., Сальников С. В., Сердобинцев С. П. Ресурсосберегающее управление процессом охлаждения магистральных газопроводов // Газовая промышленность. 2007. № 9. С. 86–88. EDN: IBCKDZ.
8. Mohammed A. H., Al-zuwaini H., Sergeev V., Socolova E. Passive cooling by integrate solar chimney with earth to air heat exchanger // International Journal of Mechanical Engineering and Technology. 2019. Vol. 10 (2). P. 1375–1390. EID: 2-s2.0-85063559420.
9. АО «Концерн Росэнергоатом». URL: https://www.rosenergoatom.ru/zhurnali_stam/news/24418/ (дата обращения: 02.02.2025).
10. Vasiliev L. L., Zhuravlyov A. S. Two-phase heat transfer devices for passive cooling of electric and hybrid aircraft onboard equipment // International Journal of Sustainable Aviation. 2023. Vol. 9, no. 2. P. 89–114. DOI: 10.1504/IJSA.2023. 129938.
11. Январев И. А., Горохов Д. И. Задачи оптимизации тепловой схемы установки пассивного охлаждения газа для дожимной компрессорной станции // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы 9-й Междунар. науч.-техн. конф. (Омск, 26–28 февраля 2019). Омск, 2019. С. 64–65. EDN: OUUPQO.
12. Шамаев А. Е., Сердобинцев С. П., Шамаев Е. П. Расчетная схема энергоэффективной системы охлаждения газа // Автоматизация. Современные технологии. 2018. Т. 72, № 10. С. 444–447. EDN: YJBGFV.
13. Шамаев А. Е., Сердобинцев С. П., Шамаев Е. П. Алгоритм адаптивного управления энергоэффективной системой охлаждения магистрального газа // Автоматизация. Современные технологии. 2019. Т. 73, № 2. С. 55–61. EDN: YWZAIX.
14. Погода и климат. URL: <http://www.pogodaiklimat.ru> (дата обращения: 02.02.2025).
15. Дан П. Д., Рей Д. А. Тепловые трубы: пер. с англ.: Москва: Энергия, 1979. 272 с.

ЯНВАРЕВ Игорь Анатольевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Теплоэнергетика» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 8964-1929
AuthorID (РИНЦ): 489402
AuthorID (SCOPUS): 8384597800
Адрес для переписки: iayanvarev@mail.ru
ВИНИЧЕНКО Василий Сергеевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Теплоэнергетика» ОмГТУ, г. Омск.
SPIN-код: 3475-8260
AuthorID (РИНЦ): 686378
AuthorID (SCOPUS): 56182510500
Адрес для переписки: achilles_omsk@mail.ru
БОЖКО Илья Сергеевич, специалист Управления повышения производственной эффективности АО «Газпромнефть-Омский НПЗ», г. Омск.
SPIN-код: 1435-9404
AuthorID (РИНЦ): 1050690

AuthorID (SCOPUS): 57397931800
Адрес для переписки: ilya.bozhko.96@mail.ru

Для цитирования

Январев И. А., Виниченко В. С., Божко И. С. Повышение эффективности ресурсосберегающей системы охлаждения газа дожимного компрессорного агрегата в составе парогазовой установки // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 24–31. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-24-31. EDN: ZCZVJY.

Статья поступила в редакцию 04.02.2025 г.

© И. А. Январев, В. С. Виниченко,
И. С. Божко



IMPROVING THE EFFICIENCY OF THE RESOURCE-SAVING GAS COOLING SYSTEM OF THE BOOSTER COMPRESSOR UNIT AS A PART OF THE COMBINED CYCLE PLANT

I. A. Yanvarev¹, V. S. Vinichenko¹, I. S. Bozhko²

¹Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

²JSC «Gazpromneft-ONPZ»,
Russia, Omsk, Gubkin Ave., 1, 644040

Versions of ways to increase efficiency of gas cooling system of booster four-stage centrifugal compressor unit used to provide fuel for required parameters of two gas-turbine plants as part of GTCC-90 combined-cycle plant are considered. The stages of solving the problem of resource saving of the cooling system with the traditional, passive and energy-saving approaches to its formation and the corresponding operating modes are reflected. Application area — combined cycle plants, natural gas compression facilities.

Keywords: compressor unit, cooling system, heat exchange unit, evaporator, condenser, cooling agent, energy saving, increased efficiency.

References

1. Kirillov N. G. Prirodnyy gaz kak energeticheskoye toplivo: strategiya, ispol'zovaniya i tekhnologii sberezheniya [Natural gas as energy fuel: strategy, uses and saving technologies]. Neftegazovyye tekhnologii. *Oil & Gas Technology*. 2002. No. 1. P. 14–22. (In Russ.).
2. Serdobintsev S. P., Sal'nikov S. V. Sovershenstvovaniye sistem podgotovki i okhlazhdeniya prirodnogo gaza na gazoperekachivayushchey stantsii [System preparation and cooling perfection of the natural gas in the pump over station]. Avtomatizatsiya i sovremennyye tekhnologii. *Automation. Modern Technologies*. 2009. No. 3. P. 26–30. (In Russ.).
3. Shur A. Yu. Kompaniya «ENERGAZ»: Sistemy podgotovki toplivnogo gaza dlya gazoturbinnikh ustanovok [ENERGAZ: gas turbine fuel for gas turbine systems]. Territoriya «Neftegas». *Territory «Neftegas»*. 2013. No. 4. P. 80–84. EDN: REAIEB. (In Russ.).
4. Yanvarev I. A., Vanyashov A. D., Krupnikov A. V. Improving gas cooling technology at its compression in the booster compressor station. *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 152. P. 233–239. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.696. (In Engl.).
5. Yanvarev I. A., Vanyashov A. D., Raykovskiy N. A. Ensuring efficient operation of the heat exchange equipment of the complex gas treatment plant. *AIP Conference Proceedings*. 2023. Vol. 2784. P. 030007. DOI: 10.1063/5.0140338. (In Engl.).
6. Yanvarev I. A. Analiz skhem utilizatsii teploty szhatiya i mnogosektsionnogo teploobmennogo oborudovaniya dlya kompressornykh ustanovok obshchego naznacheniya [Analysis of flow charts for the recovery of compression heat and multi-section heat exchange equipment for compressor units of general duty]. Promyshlennaya energetika. *Industrial Power Engineering*. 2024. No. 4. P. 19–27. DOI: 10.34831/EP.2024.16.93.003. EDN: TTMXYP. (In Russ.).
7. Gumenyuk V. O., Sal'nikov S. V., Serdobintsev S. P. Resursosberegayushcheye upravleniye protsessom okhlazhdeniya magistral'nykh gazoprovodov [Resource-saving management of trunk gas pipeline cooling process]. *Gazovaya Promyshlennost'*. 2007. No. 9. P. 86–88. EDN: IBCKDZ. (In Russ.).
8. Mohammed A. H., Al-zuwaini H., Sergeev V., Socolova E. Passive cooling by integrate solar chimney with earth to air heat exchanger. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*. 2019. Vol. 10. P. 1375–1390. EID: 2-s2.0-85063559420. (In Engl.).
9. Kontsern Rosenergoatom [JSC «Rosenergoatom»]. URL: <https://www.rosenergoatom.ru/zhurnalistam/news/24418/> (accessed: 02.02.2025). (In Russ.).
10. Vasiliev L. L., Zhuravlyov A. S. Two-phase heat transfer devices for passive cooling of electric and hybrid aircraft onboard equipment. *International Journal of Sustainable Aviation*. 2023. Vol. 9, no. 2. P. 89–114. DOI: 10.1504/IJSA.2023.129938. (In Engl.).
11. Yanvarev I. A., Gorokhov D. I. Zadachi optimizatsii teplovoy skhemy ustanovki passivnogo okhlazhdeniya gaza dlya dozhimnoy kompressornoy stantsii [Optimization of the thermal scheme of the passive gas cooling unit for the booster compressor station]. Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva. *Oil and Gas Engineering*. Omsk, 2019. P. 64–65. EDN: OUUPQO. (In Russ.).
12. Shamayev A. E., Serdobintsev S. P., Shamayev E. P. Raschetnaya skhema energoeffektivnoy sistemy okhlazhdeniya gaza [The calculation scheme of an energy efficiency gas cooling system]. Avtomatizatsiya. Sovremennyye tekhnologii. *Automation. Modern Technologies*. 2018. Vol. 72, no. 10. P. 444–447. (In Russ.).
13. Shamayev A. E., Serdobintsev S. P., Shamayev E. P. Algoritm adaptivnogo upravleniya energoeffektivnoy sistemoi okhlazhdeniya magistral'nogo gaza [Algorithm adaptive control of energy-efficient cooling system for gas main]. Avtomatizatsiya i sovremennyye tekhnologii. *Automation. Modern Technologies*. 2019. Vol. 73, no. 2. P. 55–61. EDN: YWZAIX. (In Russ.).
14. Pogoda i klimat [Weather and climate]. URL: <http://www.pogodaiklimat.ru> (accessed: 02.02.2025). (In Russ.).
15. Dan P. D., Rey D. A. Teplovyte trubyy [Heat pipes]: trans. from Engl. Moscow, 1979. 272 p. (In Russ.).

YANVAREV Igor Anatolyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of

the Heat Power Engineering Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 8964-1929

AuthorID (RSCI): 489402

AuthorID (SCOPUS): 8384597800

Correspondence address: iayanvarev@mail.ru

VINICHENKO Vasiliy Sergeyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Heat Power Engineering Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 3475-8260

AuthorID (RSCI): 686378

AuthorID (SCOPUS): 56182510500

Correspondence address: achilles_omsk@mail.ru

BOZHKO Ilya Sergeyevich, Specialist of the Production Efficiency Improvement Department, JSC «Gazpromneft-ONPZ», Omsk.

SPIN-code: 1435-9404

AuthorID (RSCI): 1050690

AuthorID (SCOPUS): 57397931800

Correspondence address: ilya.bozhko.96@mail.ru

For citations

Yanvarev I. A., Vinichenko V. S., Bozhko I. S. Improving the efficiency of the resource-saving gas cooling system of the booster compressor unit as a part of the combined cycle plant. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 24 – 31. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-24-31. EDN: ZCZVJY.

Received February 04, 2025.

© I. A. Yanvarev, V. S. Vinichenko,
I. S. Bozhko