

УДК 621.575

## Способ повышения энергетической эффективности газоперекачивающих агрегатов

Канд. техн. наук А. А. ДЗИНО<sup>1</sup>, д-р техн. наук А. Н. НОСКОВ<sup>2</sup>,  
канд. техн. наук О. С. МАЛИНИНА<sup>3</sup>

<sup>1</sup>dzinoaa@mail.ru, <sup>2</sup>dn.noskoff@rambler.ru, <sup>3</sup>holmash\_malinina@mail.ru

Университет ИТМО

191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

*В работе рассматривается способ эффективного применения бросовой низкотемпературной теплоты, заключающейся в том, чтобы использовать прямой термодинамический цикл на воде и альтернативных рабочих веществах. Использование прямого термодинамического цикла требует применения детандера с целью получения дополнительной электроэнергии в электрогенераторе. На традиционных электростанциях в качестве расширительного устройства для водяного пара применяется лопаточная турбина. Для расчетов в случае включения детандера в схему с компрессорной станцией были приняты следующие параметры: температура кипения рабочего вещества в прямом цикле  $t_0 = 100$  °С, температура конденсации рабочего вещества  $t_k = 50$  °С. Для расчетов по газотурбинной установке: температура кипения  $t_0 = 117,8$  °С, температура конденсации рабочего вещества  $t_k = 50$  °С. В качестве рабочих веществ были рассмотрены вода и следующие хладоны: R600, R11, R21, R113, R114, R123. Выбор осуществлялся по следующим показателям: давление перед детандером из условий общих требований к холодильному оборудованию не более 2 МПа, давление после детандера из условия отсутствия подсоса наружного воздуха в систему не менее 0,1 МПа, ограничение по степени расширения рабочего вещества принята не более  $\pi = 15$ .*

**Ключевые слова:** эффективность, бросовая низкотемпературная теплота, прямой цикл, вода, альтернативные рабочие вещества, комплексные газоперекачивающие агрегаты.

### Increasing gas compressor units energy efficiency

Ph. D. A. A. DZINO<sup>1</sup>, D. Sc. A. N. NOSKOV<sup>2</sup>,  
Ph. D. O. S. MALININA<sup>3</sup>

<sup>1</sup>dzinoaa@mail.ru, <sup>2</sup>dn.noskoff@rambler.ru,  
<sup>3</sup>holmash\_malinina@mail.ru

ITMO University

191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

*The article deals with effective use of low-temperature exhaust heat. The method is that direct thermodynamic cycle with water and alternative working fluids can be used. With direct thermodynamic cycle expansion engine should be used to obtain some additional energy in electrical generator. At electrical power plants turbines with blades are usually used as an expansion device for water vapor. When expansion engine is brought into circuit design with compressor station the following parameters are used for calculations:  $t_0$  working fluid boiling temperature in direct cycle, = 100 °C, working fluid condensation temperature  $t_k = 50$  °C. In calculations for gas-turbine unit: boiling temperature  $t_0 = 117.8$  °C, condensation temperature  $t_k = 50$  °C. Water and the following halocarbons are considered as working fluids: R600, R11, R21, R113, R114, R123. The choice is made according to the following parameters: upstream pressure is not more than 2 MPa due to general requirements to refrigeration equipment, downstream pressure is no less than 0.1 MPa due to no outdoor air inflow, working fluid expansion ratio limit is not more than  $\pi = 15$ .*

**Keywords:** efficiency, low-temperature exhaust heat, direct cycle, water, alternative working fluids, complex gas compressor units.

Значительными капитальными и эксплуатационными затратами сопровождается транспортировка добытого природного газа из районов Крайнего Севера и Западной Сибири в европейскую часть России и далее. Для организации транспортировки газа применяются газоперекачивающие агрегаты (ГПА). Комплексные ГПА состоят из газотурбинной установки (ГТУ) и компрессорной станции (КС). Эти устройства выделяют значительное количество тепловых выбросов, исчисляющиеся многими мегаваттами тепловой энергии различного температурного уровня. Эффективное применение бросовой теплоты в малообжитых и труднодоступных районах, по которым проходит трубопроводная трасса, проблематично.

Авторами рассматривается один из способов эффективного применения бросовой низкотемпературной теплоты, заключающейся в том, чтобы использовать прямой термодинамический цикл (цикл Ренкина) на воде и альтернативных рабочих веществах. Использование прямого термодинамического цикла требует применения расширительного устройства (детандера) для организации вращения электрического генератора. На традиционных электростанциях в качестве расширительного устройства для водяного пара применяется лопаточная турбина.

Поскольку процесс адиабатического расширения насыщенного водяного пара заканчивается в области влажного пара [1], то с целью предотвращения выпадения капельной жидкости на лопатках турбины пар перегревают в парогенераторе.

В том случае, когда имеется ограничение по температуре бросового тепла, применение пароперегревателя приведет к необходимости понижения давления в кипяильнике, то есть понижение давления перед расширительным устройством. Это обстоятельство в свою очередь приведет к уменьшению термического КПД цикла [2].

Это явление касается всех рабочих веществ, имеющих отрицательное значение теплоемкости сухого насыщенного пара  $C_x''$ . Процесс расширения, иллюстрирующий уменьшение давления перед детандером в случае в схему пароперегревателя показан на рис. 1.

Расчеты показывают, что в случае применения водяного пара для следующего режима: температура пара перед детандером  $100\text{ }^\circ\text{C}$  и температуре конденсации  $50\text{ }^\circ\text{C}$ , термический КПД для цикла 5–6–3–7–8–5 с пароперегревателем уменьшается в 3 раза по сравнению с циклом 1–2–3–4–1 со всасыванием сухого насыщенного пара.

Вместо лопаточного детандера (турбины) представляется возможным применение винтового детандера со всасыванием сухого насыщенного водяного пара. Естественно, в конце процесса расширения получится влажный пар. Капельная жидкость, присутствующая в расширяющей среде загромождает зазоры между профильными поверхностями винтов, а также между корпусом и винтами, уменьшая протечки пара, повышая тем самым эффективность работы винтового детандера.

Как известно природный газ из добычной скважины на поверхность земли поступает с давлением  $7\text{--}10\text{ МПа}$  и с температурой около  $40\text{ }^\circ\text{C}$ . Для транспортировки газа по магистральным трубопроводам в компрессорной станции осуществляют его сжатие со степенью повышения давления порядка 1,5, необходимой для проталкивания газа до следующей компрессорной станции. Компрессорная станция получает электроэнергию от электрогенератора ГТУ.

Расчеты процесса сжатия показали следующее. В качестве природного газа был принят метан. Параметры газа на входе в компрессор: давление  $7\text{ МПа}$ , температура  $40\text{ }^\circ\text{C}$ . Степень повышения давления 1,5. Политропный КПД  $\eta = 0,85$ . Температура газа в конце процесса сжатия оказалась равной  $176\text{ }^\circ\text{C}$ . Схема включения детандера с дополнительным электрогенератором к магистральному трубопроводу показана на рис. 2.

Вариант организации соосности вала детандера с валом компрессора не рассматривается, так как это требует значительные конструктивные изменения в штатный компрессор станции.

Как видно из рис. 2, детандер работает в контуре прямого цикла, с целью получения дополнительной электроэнергии в электрогенераторе. Тип детандера применяется винтовой, так как он позволяет расширять насыщенный водяной пар.

Для дальнейших расчетов были приняты следующие параметры схемы с компрессорной станцией. Температура газа после теплообменника/кипятильника  $t_3 = 110\text{ }^\circ\text{C}$ . Температура кипения рабочего вещества в прямом цикле  $t_0 = 100\text{ }^\circ\text{C}$ . Температура конденсации рабочего вещества  $t_k = 50\text{ }^\circ\text{C}$ .

Исходным рабочим веществом для прямого цикла принята вода. Выбор альтернативных рабочих веществ осуществлялся по следующим показаниям: давление перед детандером из условий общих требований к холодильному оборудованию не более  $2\text{ МПа}$ , давление после детандера из условия отсутствия подсоса наружного воздуха в систему не менее  $0,1\text{ МПа}$  [5].

Результаты расчетов по компрессорной станции приведены в табл. 1.

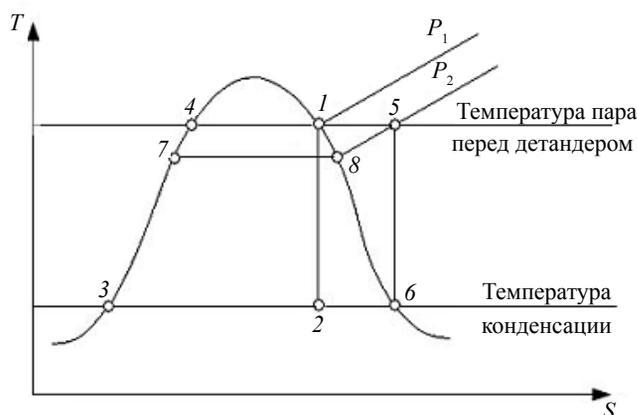


Рис. 1. Цикл 1–2–3–4–1 без перегревателя; цикл 5–6–3–7–8–5 с пароперегревателем

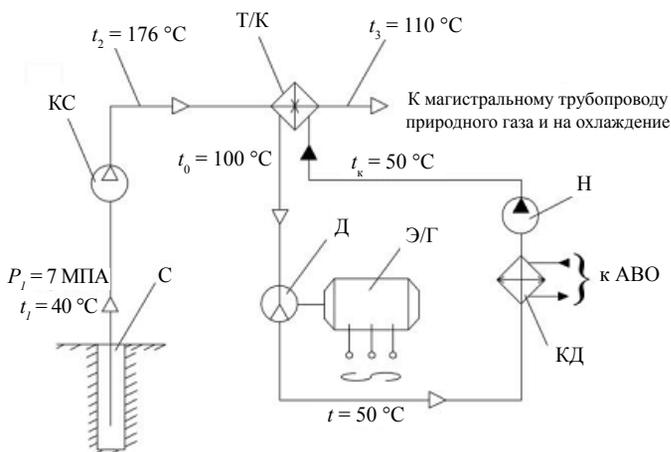


Рис. 2. Схема присоединения детандера/электрогенератора к магистральному трубопроводу природного газа: С — добычная скважина; КС — компрессорная станция; Т/К — теплообменник/котел; Д — детандер; Э/Г — электрогенератор; АВО — аппарат воздушного охлаждения; КД — конденсатор; Н — циркуляционный насос

Таблица 1

### Результаты расчетов по компрессорной станции

Параметры	Рабочее вещество			
	R718	R21	R123	R11
Степень повышения давления $\pi$	8,21	3,56	3,75	3,36
Термический КПД цикла при адиабатном расширении	0,114	0,098	0,101	0,112

Как видно из табл. 1, наилучшие показатели у воды, тем более, что все исследованные хладоны не соответствуют принципу бивалентности [3, 4, 6–12].

Следует отметить, что в теплообменнике/котле транспортируемый природный газ охлаждается. Понижение температуры газа оказывает положительный эффект на пропускную способность магистрального трубопровода. Ориентировочно понижение газа на  $5\text{ }^\circ\text{C}$  увеличивает пропускную способность трубопровода примерно на 1%.

В ГТУ температурный потенциал бросовой теплоты более высокий. Так, например, для агрегатов типа ГПА

Таблица 2

## Результаты расчетов по газотурбинной установке

Параметры	Рабочее вещество			
	R718	R21	R123	R11
Степень повышения давления $\pi$	15,0	4,81	5,59	5,15
Термический КПД цикла при адиабатном расширении	0,143	0,120	0,123	0,138

усредненное значение температуры выхлопных газов составляет 488 °С. Организацию схемы подключения детандера в составе прямого цикла к магистральному трубопроводу можно осуществлять по принципу примера на рис. 2. Поскольку температура выхлопа из ГТУ значительная, то в качестве рабочего вещества можно применить воду. Для водяного пара давление конденсации при  $t = 50$  °С составит  $P_{\kappa} = 0,012335$  МПа. Давление кипения при  $\pi = 15$  составит  $P_0 = 0,185025$  МПа. Это соответствует температуре кипения  $t_0 = 117,8$  °С. Температуру транспортируемого газа после теплообменника/котла можно принять равной 130 °С.

Для корректности сравнения эффективности рабочих веществ для хладонов приняли ту же температуру кипения 117,8 °С.

Результаты расчетов по газотурбинной установке приведены в табл. 2.

Как видно из табл. 2, в случае использования бросовой теплоты от ГТУ наибольший термический КПД у воды.

Таким образом, можно сделать вывод, что наиболее привлекательным рабочим веществом для рассматриваемых прямых циклов является вода.

В качестве примера эффективности использования бросового тепла от газоперекачивающих агрегатов, рассмотрен агрегат ГПА-Ц-25, изготавливаемый ОАО «Сатурн — Газовые турбины». Агрегат ГПА-Ц-25 состоит из двигателя ПС-90ГП-25 и нагнетателя типа РТМ 25. Валы турбины и нагнетателя соосны.

Основные показатели ГПА:

- номинальная мощность турбины 25 МВт;
- расход выхлопных газов 79,6 кг/с;
- температура выхлопных газов 488 °С;
- расход перекачиваемого природного газа  $1,87 \cdot 10^6$  м<sup>3</sup>/ч.

Предварительный калорический расчет показывает, что в номинальном режиме работы ГПА можно получить с помощью организации прямого цикла с винтовыми детандерами и расширением сухого насыщенного водяного пара примерно 3 МВт дополнительной электроэнергии на  $1 \cdot 10^6$  м<sup>3</sup>/ч перекачиваемого природного газа.

При использовании в пароводяном детандере винтов типоразмерного ряда СКБК с внешними диаметрами 630 мм и относительной длиной винтов  $k_l = 1,35$  можно получить 180 кВт электроэнергии при температуре кипения 100 °С и 450 кВт при температуре кипения 117,8 °С. Полученную электроэнергию можно использовать для автономного обслуживания инфраструктуры ГПА.

## Список литературы

1. Богданов С. Н., Бурцев С. И., Иванов О. П., Куприянова А. В. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справочник. — СПб.: СПбГАХИПТ, 1999. 320 с.
2. Кириллин В. А., Сычев В. В., Шлейкин А. Е. Техническая термодинамика. — М.: Энергия, 1974. 447 с.
3. Бабакин Б. С. Хладагенты, масла, сервис холодильных систем: Монография. — Рязань: Узорочье, 2003. 470 с.
4. Железный В. П., Жидков В. В. Эколого-энергетические аспекты внедрения альтернативных хладагентов в холодильной технике. — Донецк: Изд-во «Донбасс», 1996. 144 с.
5. Железный В. П., Семенюк Ю. В. Рабочие тела парокompрессорных холодильных машин: свойства, анализ, применение: Монография. — Одесса: Феникс, 2012. 420 с.
6. Цветков О. Б. Холодильные агенты: Монография. — СПб.: СПбГУНиПТ, 2002. 216 с.
7. Bin-Ujjang A. G., Strivastava N. S, Ismail M. S. Global Warming Impact Due to CFC in Refrigerator in Malaysia // Int. Conf. «Energy efficiency in refrigeration and global warming impact». Belgium, 1993, p. 301–306.
8. Cavallini A. Working Fluids for Mechanical Refrigeration // Proc. 19 th Int. Congress of Refrig., — The Hague, The Netherlands, August 20–25, 1995. p. 25–42.
9. Nimitz J., Lankford L. Refrigerants Containing Fluoroidocarbons // Proc. 1994. Int. Refrig. Conf., — Purdue Univ., U. S. A., 1994.07.19–22, p. 255–260.
10. Холодильные машины. Учеб. для студентов вузов, обучающихся по специальности «Техника и физика низких температур»/[Бараненко А. В. и др.] под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. — Санкт-Петербург, 2006.
11. Дзино А. А., Малышев А. А., Малинина О. С. Альтернативные рабочие вещества для комбинированного термотрансформатора // Вестник Международной академии холода. 2013. №3. С. 35–37.
12. Stephan K., Krauss R. Regulated CFCs and their alternatives// Solud sorption refrigeration: Proceeding of the Symposium. Paris, 1992. p. 32–42.

## References

1. Bogdanov S. N., Burtsev S. I., Ivanov O. P., Kupriyanova A. V. Refrigerating technique. Air conditioning. Properties of substances: Reference manual. St. Petersburg. 1999. 320 p. (in Russian)
2. Kirillin V. A., Sychev V. V., Shleikin A. E. Engineering thermodynamics. Moscow. 1974. 447 p. (in Russian)
3. Babakin B. S. Coolants, oils, service of refrigerating systems. Monograph. — Ryazan': Uzoroch'e, 2003. 470 p. (in Russian)
4. Zheleznyi V. P., Zhidkov V. V. Ekologo-energetichesky aspects of implementation of alternative coolants in refrigerating technique. Donetsk. 1996. 144 p. (in Russian)
5. Zheleznyi V. P., Semenyuk Yu. V. Working bodies parokompрессорnykh of refrigerators: properties, analysis, application: Monograph. — Odessa. 2012. 420 p. (in Russian)
6. Tsvetkov O. B. Refrigerating agents: Monograph. St. Petersburg. 2002. 216 p. (in Russian)
7. Bin-Ujjang A. G., Strivastava N. S, Ismail M. S. Global Warming Impact Due to CFC in Refrigerator in Malaysia. Int. Conf. «Energy efficiency in refrigeration and global warming impact». Belgium, 1993, p. 301–306.
8. Cavallini A. Working Fluids for Mechanical Refrigeration // Proc. 19 th Int. Congress of Refrig., — The Hague, The Netherlands, August 20–25, 1995. p. 25–42.

9. Nimitz J., Lankford L. Refrigerants Containing Fluoridocarbons // Proc. 1994. *Int. Refrig. Conf.*, — Purdue Univ., U. S. A., 1994.07.19–22, p. 255–260.
10. Refrigerators. The textbook for students of the higher education institutions which are trained as «The technician and the physicist of low temperatures»/[Baranenko A. V., etc.] — St. Petersburg, 2006. (in Russian)
11. Dzino A. A., Malyshev A. A., Malinina O. S. Alternative working media for a combined heat and cold generator. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2013. No 3. p. 35–37. (in Russian)
12. Stephan K., Krauss R. Regulated CFCs and their alternatives. Solud sorption refrigeration: Proceeding of the Symposium. Paris, 1992. p. 32–42.

## Калнинь Игорь Мартынович



**(18.05.1932–25.01.2015)**

25 января 2015 г. скончался Заслуженный деятель науки РФ, Почетный работник высшей школы, доктор технических наук, профессор, академик Международной академии холода, заведующий кафедрой «Техника низких температур» им. П. Л. Капицы Московского государственного машиностроительного университета КАЛНИНЬ ИГОРЬ МАРТЫНОВИЧ.

Игорь Мартынович прошел долгий трудовой путь, живя интересной и творческой жизнью. В 1957 г. окончил факультет «Тепловые и гидравлические машины» МВТУ им. Н. Э. Баумана по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» и был направлен в ЦКБ Холодильного машиностроения (ВНИИХолодмаш), где прошел путь от инженера-конструктора до заместителя директора по научной работе.

Его деятельность во ВНИИХолодмаше была полностью направлена на создание новой холодильной техники. Работая в должности первого заместителя директора ВНИИХолодмаша по научной работе, он более 20 лет формировал научную и техническую политику отечественного холодильного машиностроения.

Под его руководством созданы несколько поколений холодильных компрессоров и холодильных машин промышленного и оборонного назначения. Впервые в нашей стране были разработаны и освоены в производстве холодильные центробежные компрессоры большой мощности, были проведены теоретические и экспериментальные исследования центробежного компрессора как элемента холодильной машины. Под его руководством создан первый в стране крупный тепловой насос на базе центробежного компрессора и первая в мире опытная геотермальная энергоустановка, работающая на низкокипящем рабочем веществе. При его непосредственном участии организованы научно-технический центр «Техника низких температур» и научно-образовательный центр «Экология и энергосбережение в технике низких температур».

Научные работы и учебники Игоря Мартыновича хорошо известны в нашей стране и за рубежом. Он автор более 200 научных работ и докладов, учебных пособий и монографий. Калниню И. М. принадлежит более 50 авторских свидетельств и патентов.

В течение 25 лет Калнинь И. М. являлся членом Международного института холода (МИХ), в 1987–1995 гг. был вице-президентом комиссии МИХ по холодильным машинам. Входил в состав редакционной коллегии журнала "International Journal of Refrigeration" и являлся членом президиума Национального комитета по участию РФ в МИХ. Многие годы Игорь Мартынович принимал участие в работе редакционных коллегий журналов «Холодильная техника», «Холодильный бизнес», «Вестник МАХ», был членом правления Российского союза предприятий холодильной промышленности (Россоюзхолодпром) и научно-технического совета ОАО «ВНИИХолодмаш-Холдинг».

Успехи Игоря Мартыновича в научно-производственной и педагогической деятельности отмечены высокими государственными наградами, среди которых ордена Трудового Красного Знамени, орден «Знак Почета», медали. В 2003 г. И. М. Калниню было присвоено звание «Заслуженный деятель науки РФ».

Игорь Мартынович навсегда останется в нашей памяти как выдающийся ученый, профессиональный холодильщик, интеллигентный и благородный человек.

*Президиум Международной академии холода и редакция журнала «Вестник МАХ»  
выражают соболезнование коллегам, родным и близким Калниня И. М.*

