

ПАРАМЕТРЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКОГО КОМПРЕССОРА ПРИ РАБОТЕ С КРИОГЕННЫМ РАБОЧИМ ТЕЛОМ

© 2013 Е. В. Благин, А. И. Довгялло, Д. А. Угланов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Поступила в редакцию 02.12.2013

Предложено использование термомеханического компрессора (термокомпрессора) с температурой холодной полости, соответствующей уровню криогенных температур. Рассчитан термодинамический цикл термокомпрессора и предложены характеристики его эффективности. Проведено сравнение с термокомпрессором, работающим при условии, что рабочее тело – идеальный газ.

Ключевые слова: термокомпрессор, изохорный процесс, горячая полость, холодная полость.

Термомеханический компрессор (термокомпрессор) – устройство термического действия для повышения давления. Изменение давления газа осуществляется за счёт его периодического нагрева и охлаждения при перемещении из горячей полости в холодную через регенератор (рис. 1), что можно использовать для всасывания газа и его компримирования [1].

К преимуществам термокомпрессора можно отнести возможность компримирования без затрат механической работы, простоту конструкции, бесшумность и возможность использования любых источников тепла, в том числе вторичных энергоресурсов. В качестве недостатка стоит отметить невысокую степень повышения давления, поэтому термокомпрессор выгодно применять в качестве дожимающего устройства при высоком давлении.

Существуют несколько областей промышленности, в которых возможно применение термокомпрессора. Например, термокомпрессор может использоваться для регазификации криопродукта в наземных заправочных ракетных комплексах, системах хранения и выдачи криопродуктов, энергетических комплексах сжиженного природного газа. На рис. 2 представлена схема газификатора на основе емкости с криогенной заправкой, отличительной особенностью которого является возможность заправки как криогенным рабочим телом, так и газообразным [2]. В отличие от существующих систем, где повышение давления осуществляется криогенным насосом, в данной установке в качестве перекачивающего устройства предлагается использовать термокомпрессор. Данное устройство позволяет использовать низ-

котемпературный потенциал рабочего тела (его физическое низкопотенциальное тепло), а тепло внешней среды для нагрева в горячей полости, то есть компримирования. При этом по предварительной оценке степень повышения давления составляет величину около 1,2. Это позволит обеспечить прокачку рабочего тела через газификатор в саму ёмкость.

Расчёт термокомпрессора для такой установки предполагает значительные осложнения в методике. Так, например, возможен влажный режим компрессора, при котором в холодную полость поступает не испарившаяся часть рабочего тела. Кроме того, температура и давление в ёмкости постоянно растут, соответственно меняются термодинамические параметры рабочего тела, поступающего в термокомпрессор.

Предлагаемая методика расчёта термокомпрессора учитывает эти особенности и реальность рабочего тела. Известные методики [3, 4] предполагают использование идеального рабочего тела, что некорректно на уровнях криогенных температур и высоких давлений.

Исходные данные и обозначения:

T_g – температура газа в горячей полости;

T_x – температура газа в холодной полости;

T_{pez} – температура газа в регенераторе;

p_H – давление на входе в ТМК;

p_B – давление на выходе из ТМК;

V_T – объём, описываемый поршнем-регенератором; рабочее тело – азот (N_2);

V_g и V_x – текущие объёмы горячей и холодной полостей;

m – текущая масса рабочего тела в ТМК;

R – удельная газовая постоянная;

ρ_g и ρ_x – плотности рабочего тела в горячей и холодной полостях;

c_v и c_p – изохорная и изобарная теплоёмкости рабочего тела;

U – внутренняя энергия рабочего тела.

Благин Евгений Валерьевич, аспирант, младший научный сотрудник. E-mail: evgenyblagin@gmail.com

Довгялло Александр Иванович, доктор технических наук, профессор. E-mail: d.a.i@mail.ru

Угланов Дмитрий Александрович, кандидат технических наук, доцент. E-mail: dmitry.uglanov@mail.ru

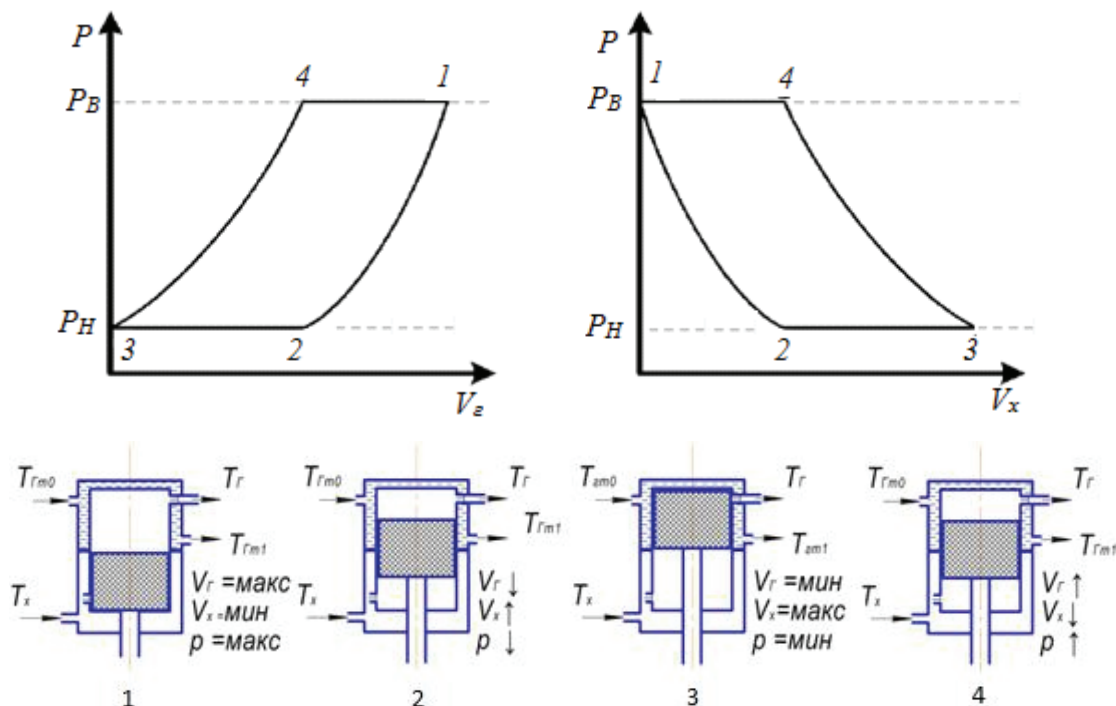


Рис. 1. Рабочий цикл термокомпрессора:

1-2 – перемещение газа из горячей области в холодную (P_V); 2-3 – впуск газа ($P_{мин}$); 3-4 – перемещение газа из холодной полости в горячую (P^{\wedge}); 4-1 – нагнетание газа ($P_{макс}$)

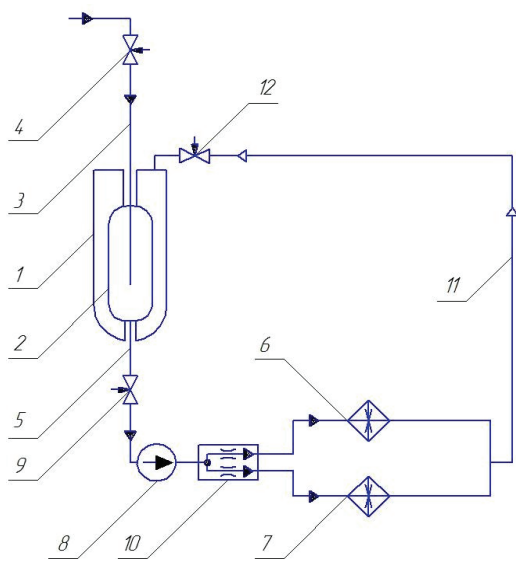


Рис. 2. Схема газификатора

на основе баллона с криогенной заправкой:

1 – внешний сосуд; 2 – внутренний сосуд; 3 – магистраль заправки; 5 – магистраль опорожнения; 6, 7 – теплообменник-испаритель; 8 – термокомпрессор; 9 - клапан; 10 – распределитель; 11 – магистраль подачи газа высокого давления; 12 – вентиль

Допущения:

- 1) Отсутствие перепада давления на клапанах;
- 2) Изотермичность процессов в горячей и холодной полостях;
- 3) Объем регенератора равен нулю и степень регенерации равна 100%;

- 4) Мертвые объемы равны нулю;
- 5) Газ нагнетается при температуре, равной температуре холодной полости;
- 6) Давление в полостях термокомпрессора одинаково.

При этом для всех точек рабочего цикла следующие параметры остаются неизменными:

$$T_g = \text{const}, T_x = \text{const}, V_x + V_g = V_T = \text{const}.$$

Значения остальных термодинамических параметров определяются следующим образом:

Точка 1: $P_1 = P_B; V_{g1} = V_T, V_{x1} = 0;$

Точка 2:

$$P_2 = P_H, V_{x2} = V_T - V_{g2}; V_{g2} = V_T \frac{\rho_{g1} - \rho_{g2}}{\rho_{g2} - \rho_{x2}}.$$

Точка 3: $P_3 = P_H; V_{g3} = 0; V_{x3} = V_T;$

Точка 4:

$$P_4 = P_B, V_{g4} = V_T - V_{x4}; V_{x4} = V_T \frac{\rho_{g4} - \rho_{x3}}{\rho_{g4} - \rho_{x4}}.$$

Плотности рабочего тела определяются по давлению впуска и выпуска и температуре горячей и холодной полостей.

Определим перенос работы из горячей полости в холодную:

$$W_{g1-2} = \int_1^2 p dV_g.$$

$$W_{g2-3} = p_H (V_{g3} - V_{g2}).$$

$$W_{g3-4} = \int_3^4 p dV_g.$$

$$W_{Г4-1} = p_n (V_{Г1} - V_{Г4}).$$

Интегрирование производится методом прямоугольников, заключающемся в замене подынтегральной функции на многочлен нулевой степени, то есть константу, на каждом элементарном отрезке.

Тепло, подводимое к горячей полости в течение процесса, равно сумме изменения внутренней энергии вещества, содержащегося в полости, изменение энтальпии за счёт принесённого в полость вещества и работы, подведенной к рабочему телу в течение этого цикла.

$$\Delta I_{Г12} + Q_{Г12} = \Delta U_{Г12} + W_{Г12}.$$

Для изотермических процессов, каковыми являются истечение газа из любой из полостей:

$$\Delta m_{Г12} C_{pГ} T_{Г} + Q_{Г12} = \Delta m_{Г12} C_{vГ} T_{Г} + W_{Г12}.$$

$$Q_{Г12} = (C_{vГ} - C_{pГ}) \cdot T_{Г} \cdot (m_{Г2} - m_{Г1}) + W_{Г12}.$$

$$Q_{Г12} = (c_v - c_p) T_{Г} (\rho_{2Г} V_{Г2} - \rho_{1Г} V_{Г1}) + W_{Г12}.$$

Аналогично для других процессов

$$Q_{Г23} = U_{Г3} - U_{Г2} + (m_{Г3} - m_{Г2}) h_{Г} + = \\ = (c_{vГ} - c_{pГ}) T_{Г} (0 - \rho_{2Г} \cdot V_{Г2}) + W_{Г23}.$$

$$Q_{Г34} = (c_v - c_p) T_{Г} (\rho_{2Г} V_{Г4} - \rho_{2Г} V_{Г3}) + W_{Г34}.$$

$$Q_{Г41} = U_{Г1} - U_{Г4} + (m_{Г1} - m_{Г4}) h_{Г} + W_{Г41} = \\ = (c_v - c_p) T_{Г} (\rho_{1Г} V_{Г1} - \rho_{1Г} V_{Г4}) + P_B (V_{Г1} - V_{Г4}).$$

Расчёты показали, что тепло, подводимое к горячей полости в процессах 2-3 и 4-1, пренебрежимо мало (в случае, например, с идеальным газом равно нулю), поэтому считаем, что $Q_{Г23}$ и $Q_{Г41}$ равны нулю.

Тепло, отводимое от холодной полости:

$$Q_{Х12} = (c_v - c_p) T_{Х} (\rho_{Х2} (V - V_{Г2})) - W_{Г12}.$$

$$Q_{Х34} = (c_v - c_p) T_{Х} \left(\frac{P_{H} (V - V_{Г4})}{RT_{Х}} - \frac{P_{H} V}{RT_{Х}} \right) - W_{Г34}.$$

Аналогично $Q_{Г23}$ и $Q_{Г41}$ тепло, отводимое от холодной полости в течение процессов 2-3 и 4-1, принимаем равным нулю.

Для анализа эффективности термокомпрессора были определены некоторые показатели эффективности: объёмный КПД и безразмерная подведенная теплота.

Объёмный КПД определяется по выражению

$$\eta_V = \frac{m_3 - m_2}{m_3},$$

а безразмерная подведенная теплота по выражению

$$Q_{nd} = \frac{Q_{Г12} + Q_{Г34}}{RT_{Х} (m_3 - m_2)}.$$

Значения объёмных КПД и безразмерной

подведенной теплоты в зависимости от степеней повышения давления и отношений температур приведены на рис. 3 и 4 соответственно. Пунктирными линиями представлены значения соответствующих показателей, рассчитанных при условии, что рабочее тело в термокомпрессоре – идеальный газ [3].

Исходя из полученных результатов, можно сделать вывод, что при малых степенях повышения давления характеристики термокомпрессора, рассчитанного при условии работы на реальном газе, незначительно отличаются от характеристики термокомпрессора, работающего на идеальном газе. Заметные отличия наблюдаются при больших уровнях давления и p_k , что обусловлено отличием свойств идеального и реального газов.

Таким образом, параметры процессов и характеристики термокомпрессора с реальным рабочим телом в области криогенных температур несущественно отличаются от таковых для идеального газа и вполне приемлемы для практического применения в описанных выше устройствах.

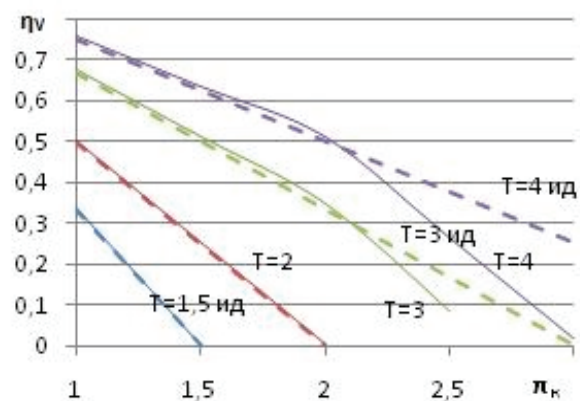


Рис. 3. Зависимость объёмного КПД от степеней повышения давления и отношений температур

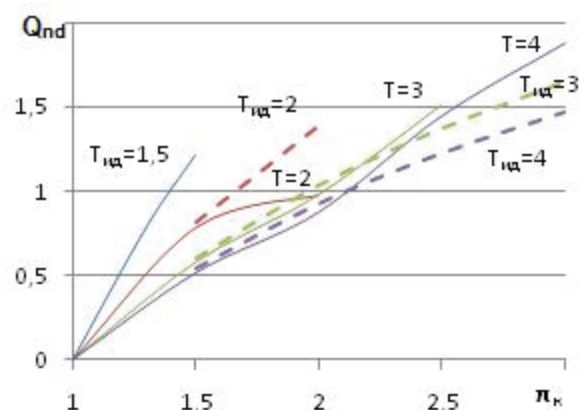


Рис. 4. Зависимость безразмерной подведенной теплоты от степеней повышения давления и отношений температур

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. *Bush V.* Apparatus for Compressing Gases, U.S. Patent No. 2,157,229, 1935.
2. Патент 2163699 Российская Федерация, МПК 7G17C9/02. Топливный баллон / *Довгялло А. И., Лукачев С. В. и др.*; заявитель и патентообладатель СГАУ. №99114577/06 заявл. 02.07.1999, опубл. 27.02.2001. бюл.
3. *Kornhauser A.* Analysis of an idealized Stirling thermocompressor. In Proceedings of the 31st IECEC, 1996, paper no.96422, pp.1331-1336.
4. *Edwards M.* Design, modeling, and performance of a miniature reciprocating thermocompressor. Masters Thesis, Mechanical Engineering, Oregon State University, 2005.5.

PARAMETERS AND PERFORMANCE OF THE THERMOMECHANICAL COMPRESSOR WORKING ON CRYOGENIC WORKING FLUID

© 2013 E.V. Blagin, A.I. Dovgjallo, D.A. Uglanov

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov
(National Research University)

In this article it is offered to use thermomechanical compressor (thermocompressor) with a cold chamber temperature equal to cryogenic temperature. Besides, thermodynamic cycle of thermocompressor was calculated and characteristics of its performance is offered. A comparison with a thermocompressor working on ideal gas working fluid was made.

Key words: thermocompressor, constant volume process, hot chamber, cold chamber, cryogenic temperature

Evgeny Blagin, Post-Graduate Student, Associate Research Fellow. E-mail: evgenyblagin@gmail.com

Aleksandr Dovgjallo, Doctor of Technical Sciences, Professor. E-mail: d.a.i@mail.ru

Dmitriy Uglanov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor. E-mail: dmitry.uglanov@mail.ru