

УДК 621.57

Методика расчета характеристик криогенного термокомпрессора

Благин Е. В., д-р техн. наук Довгялло А.И.,

канд. техн. наук Угланов Д.А. dmitry.uglanov@mail.ru

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева

(национальный исследовательский университет)

443086, Самарская область, г. Самара, Московское шоссе, д. 34

В данной статье рассматривается применение термокомпрессора с температурой холодной области, равной температуре сжиженного природного газа. Ключевой отличительной чертой данного устройства является возможность повышать давление без совершения механической работы над рабочим телом. Это осуществляется за счет того, что процессы нагрева и охлаждения в термокомпрессоре происходят при одинаковом объеме. Мощность привода расходуется только на преодоление гидравлических потерь. Рассматриваются преимущества и недостатки данного устройства. Создана математическая модель, учитывающая реальность рабочего тела, находящегося в холодной полости и регенераторе. Построены зависимости производительности термокомпрессора от отношения температур и от частоты. В результате анализа полученных зависимостей было подобрано оптимальное значение частоты, равное 0,7 Гц. Была дана оценка целесообразности использования термокомпрессора для работы на сжиженном природном газе.

Ключевые слова: термомеханический компрессор, изохорный процесс, сжиженный природный газ, идеальный газ, реальный газ.

Methods for calculating the characteristics of cryogenic thermomechanical compressor

Blagin E. V., Dovgyallo A.I., Uglanov D.A.

Samara State Aerospace University

443086, Samara region, Samara, Moskovskoye Highway, 34

This article describes application of the thermocompressor with the cold chamber temperature equal to temperature of liquid natural gas. The main distinctive feature of this device is an ability to increase pressure without compression of working fluid. It is possible by isochoric heating and refrigeration in thermocompressor. Power is required for overcoming friction. Also this article deals with advantages and disadvantages of the thermocompressor. Mathematical model was created with account for reality of working fluid situated in the cold chamber and regenerator. Thermocompressor's capacity relative to frequency and temperatures was plotted. Analysis of this dependencies was carried out, and the optimum of frequency was determined. Appraise of the thermocompressor's application with liquid natural gas was made.

Keywords: thermomechanical compressor, isochoric processes, liquid natural gas, ideal gas, real gas.

Введение процессов внутренней регенерации теплоты в тепловые компримирующие устройства позволяет создать достаточно эффективные установки для производства сжатого газа. Впервые регенерация теплоты при перемещении газа из одной полости цилиндра в другую разными температурами осуществлена В. Бушем в 1939 г. Прототипом предлагаемого устройства является механический термокомпрессор с вытеснителем-регенератором [1]. Конструктивно он состоит из цилиндра, внутри которого находится регенератор, делящий термокомпрессор на холодную и горячую полости и приводимый в движение через шток. Рабочий цикл такого термокомпрессора осуществляется за счет периодического нагрева и охлаждения части газа при его перемещении из горячей полости в холодную. Рабочим веществом данного термокомпрессора является сжиженный природный газ.

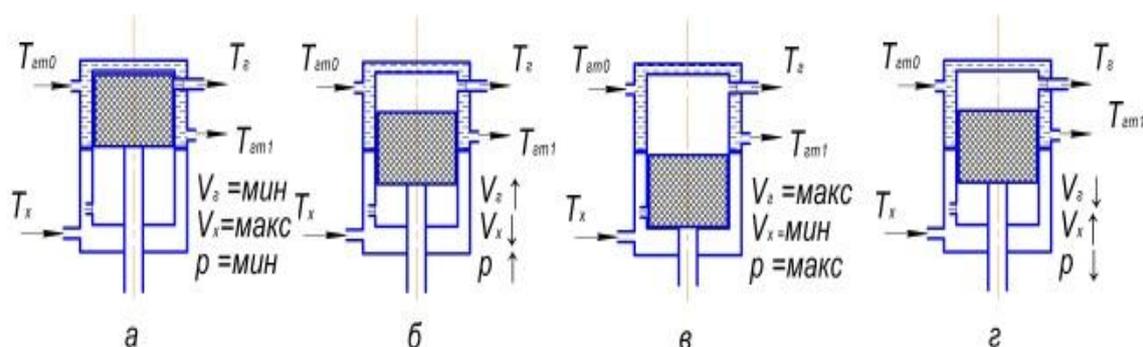


Рис. 1 - Рабочий цикл термокомпрессора:
а – впуск; б – рабочий ход; в – выпуск; г – обратный ход.

Подогрев горячей полости осуществляется за счет внешнего источника тепла. Охлаждение холодной полости в рассматриваемом термокомпрессоре осуществляется за счет самого рабочего тела (криопродукт).

В термокомпрессоре данной схемы цилиндр имеет два канала: канал 3 – подвод газа из емкости, канал 8 – отвод к потребителю (рисунок 1).

При движении поршня вниз газ проходит через регенератор и поступает в горячую полость, где нагревается до температуры $T_г$. В момент достижения поршнем нижнего положения объем горячей полости будет максимальным (а, следовательно, и давление внутри термокомпрессора). При этом открывается выпускной клапан, и газ поступает потребителю. После того, как необходимая порция газа будет выпущена, клапан закрывается, и поршень начнет обратный ход. В момент достижения поршнем верхнего положения объем холодной полости будет максимальным, давление в системе принимает соответственно минимальное значение, открывается впускной клапан, поступает новая порция низкотемпературного газа[2].

Преимуществом такого компрессора является компримирование без затраты механической работы, а недостатком – зависимость степени повышения давления от уровня температур горячей и холодной полости.

Рабочее тело в горячей полости может быть описано уравнением состояния идеального газа. Но при уровнях температуры холодной полости $T_x=110...200\text{K}$ использование уравнения идеального газа не корректно, поэтому предлагается использовать реальные значения теплофизических свойств.

В работе приведена методика выбора необходимого давления открытия выпускного клапана, а также определен характер изменения давления в термокомпрессоре с учетом переменной массы газа при открытии впускного и выпускного клапанов. Также был выполнен расчет производительности термокомпрессора. Основные расчетные формулы представлены ниже

$$\left\{ \begin{array}{l} p_i = \frac{M_{i-1} + 0,18091729V_{X_i} + 0,034723742V_{PEГ}}{\frac{V_{Г_i}}{RT_{Г}} + 0,00001441V_{X_i} + 0,000009074V_{PEГ}}, \text{ если } p_1 < p_i < p_2; \\ p_i = p_2, \text{ если } \frac{M_{i-1} + 0,18091729V_{X_i} + 0,034723742V_{PEГ}}{\frac{V_{Г_i}}{RT_{Г}} + 0,00001441V_{X_i} + 0,000009074V_{PEГ}} > p_2; \\ p_i = p_1, \text{ если } \frac{M_{i-1} + 0,18091729V_{X_i} + 0,034723742V_{PEГ}}{\frac{V_{Г_i}}{RT_{Г}} + 0,00001441V_{X_i} + 0,000009074V_{PEГ}} < p_1. \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_i = M_{i-1}, \text{ если } p_1 < p_i < p_2; \\ M_i = \frac{p_2 V_{Г_i}}{RT_{Г}} + (0,00001441p_2 - 0,18091729)V_{X_i} + (0,000009074p_2 - 0,034723742)V_{PEГ}, \text{ если } p_i = p_2; \\ M_i = \frac{p_1 V_{Г_i}}{RT_{Г}} + (0,00001441p_1 - 0,18091729)V_{X_i} + (0,000009074p_1 - 0,034723742)V_{PEГ}, \text{ если } p_i = p_1, \end{array} \right.$$

где M_i, M_{i-1} – масса газа внутри цилиндра на текущем и предыдущем шаге расчета соответственно;

$V_x, V_{Г}, V_{per}$ – объемы холодной и горячей полостей цилиндра и регенератора соответственно;

P_i – текущее давление внутри термомеханического компрессора;

p_1, p_2 – давления открытия впускного и выпускного клапанов соответственно;

$T_{Г}$ – температура в горячей полости термокомпрессора;

R – удельная газовая постоянная.

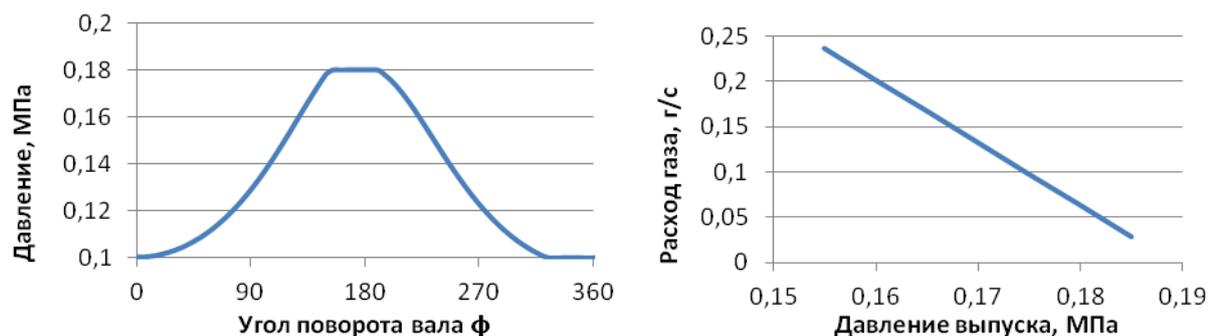


Рис. 2. Зависимость давления газа от угла поворота вала и зависимость изменения расхода газа за один рабочий цикл от величины давления нагнетания

По данной методике расчета сначала производится расчет давления газа внутри термомеханического компрессора при условии, что масса газа внутри него постоянна. Если это давление находится внутри диапазона между давлениями открытия впускного и выпускного клапанов, то это давление принимается для следующего шага расчета. Если же давление превышает один из параметров (давления открытия впускного или давления выпускного клапанов), то оно приравнивается к ближайшему граничному давлению и заново производится расчет массы газа, которая должна находиться внутри термомеханического компрессора при данном давлении.

Определена расходная характеристика термокомпрессора, показывающая зависимость расхода газа через термокомпрессор в зависимости от выбранного давления открытия выпускного клапана.

Расходная характеристика имеет линейный вид, так как в расчете не учитываются особенности течения газа через клапаны. Расход тем больше, чем больше время открытия клапана (рисунок 3).

Очевидно, что уменьшение T_r ведет к уменьшению соотношения температурных уровней T_r/T_x , что в свою очередь влияет на отношение уровней давлений p_{max}/p_{min} . Так как для данной характеристики p_{min} и p_{max} были приняты неизменными, то увеличение T_r/T_x приводило к увеличению времени открытия выпускного клапана, а, следовательно, и производительность термокомпрессора. Таким образом, производительность термокомпрессора определяется величиной T_r/T_x .

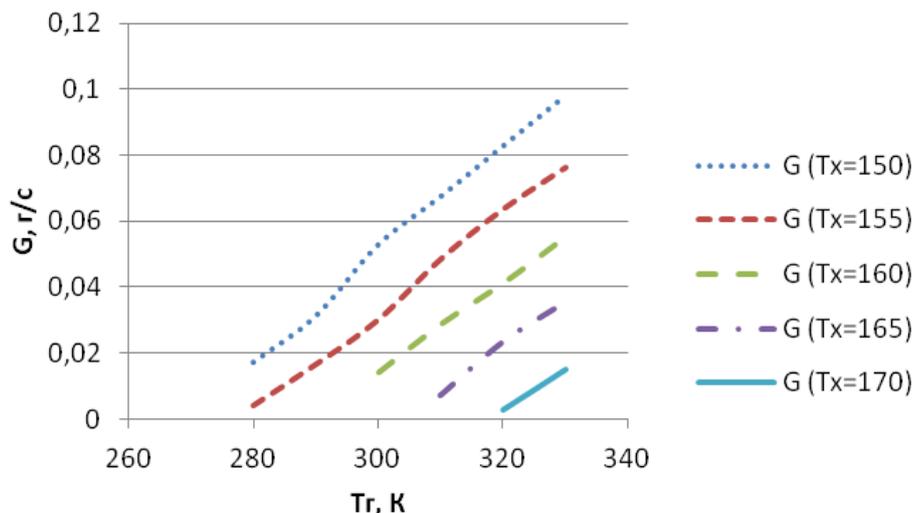


Рис.3 Изменение производительности термомеханического компрессора в зависимости от T_g и T_x

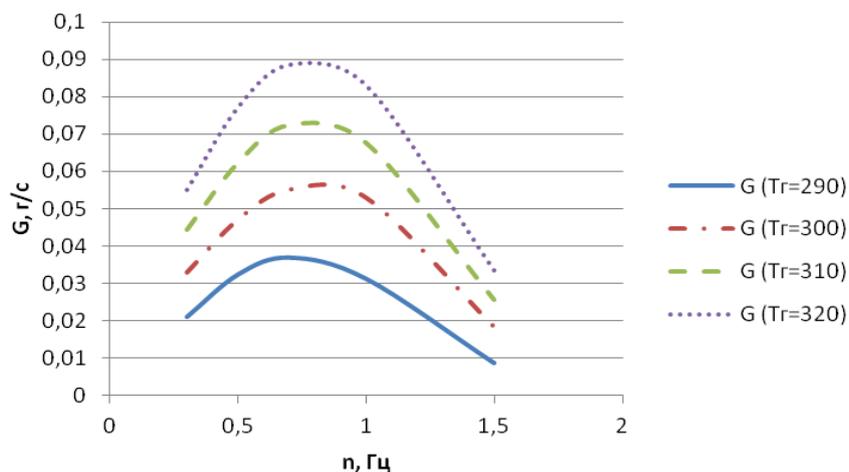


Рис. 4 – Расходно-частотная характеристика термомеханического компрессора

Далее была определена расходно-частотная характеристика термомеханического компрессора, представленная на рисунке 4. Анализ данных зависимостей, что чем меньше n - частота (обороты привода) процесса, тем полнее прогревается (и охлаждается) газ в полостях цилиндра, соответственно выше T_g , повышается давление, клапаны открыты дольше, и расход возрастает. Однако уменьшение приводит к уменьшению числа циклов за единицу времени, что в свою очередь приводит к уменьшению расхода газа через ТМК. Для сравнения применим комплексную характеристику $G = \Delta m \cdot n$ (Δm_k – масса газа, проходящего через термокомпрессор за цикл), которая учитывает как расходную характеристику одного цикла, так и частотные характеристики привода

(рисунок 4). Анализ данных зависимостей показывает, что почти на всех температурных режимах по T_r $n_{\text{опт}} \approx 0,7$ Гц.

Таким образом, при использовании в термокомпрессоре газообразного низкотемпературного рабочего тела (после регазификации продукта) возможно достичь повышения его давления в 1,8раза, что позволяет считать применение данного устройства целесообразным. Необходимо также отметить, что существует оптимальная частота работы термокомпрессора по производительности, обусловленная особенностями теплообмена в рабочих полостях.

Список литературы

1. Бродянский В.М. Труды научно-технической конференции МЭИ. - М., 1970, с.115-122.
2. Патент 2230222, Российская Федерация, МПК F04B19/24/ Термокомпрессор [Текст] / А. И. Довгялло, Д. А. Угланов, заявитель и патентообладатель СГАУ. - №2002111489/062002111489/06 заявл. 29.04.2002, опубл. 10.06.2004.
3. Автономные криорефрижераторы малой мощности [Текст]/ М. Ю. Боярский, А. Б. Грачёв, Н. В, Калинин и др.; Под ред. В. М. Бродянского. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 208 с.
4. Bush, V., Apparatus For Compressing Gases, U.S. Patent No. 2,157,229, 1935.
5. Kornhauser, A. Analysis of an idealized Stirling thermocompressor. In Proceedings of the 31st IECEC, 1996, paper no.96422, pp.1331-1336.
6. Edwards, M. Design, modeling, and performance of a miniature reciprocating thermocompressor. Masters Thesis, Mechanical Engineering, Oregon State University, 2005.
7. Благин Е. В., Особенности расчета регенеративного теплообменника в термомеханическом компрессоре. Материалы конференции «Проблемы и перспективы развития авиации и авиастроения России», 2013 г., Уфа, с. 149 – 153.
8. Karabulut, H. Thermodynamic analysis of bush engine. GU J. Sci., 2003, 16, 135-144.
9. Arques, P., 1997. Piston movement in thermocompressor. In: Energy Conversion Engineering Conference, vol. 2. IEEE, Honolulu, HI, USA, pp. 1003-1008.
10. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей [Текст]/ Н. Б. Варгафтик. – М.:Наука, 1972. – 720 с.