

УДК 621.57

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКОГО КОМПРЕССОРА

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

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

Представлен анализ рабочего процесса в термокомпрессоре. Приводятся расчётные данные по изменению давления и массы газа в термокомпрессоре, а также его производительности.

Термомеханический компрессор, холодная полость, горячая полость, компримирование, криогенная температура, расход газа, метан.

Схема простейшего термомеханического компрессора (ТМК), предложенного, например, в работе [1], представлена на рис. 1.

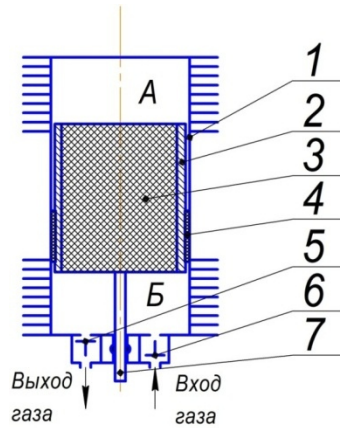


Рис. 1. Схема ТМК:

- 1 – цилиндр; 2 – корпус вытеснителя;
- 3 – регенератор; 4 – уплотняющее кольцо вытеснителя; 5 – выпускной клапан;
- 6 – впускной клапан; 7 – шток вытеснителя

Аналогичные разработки принадлежат авторам настоящей публикации [2]. ТМК состоит из цилиндра, внутри которого размещается подвижный регенератор (рис. 2). Регенератор делит ТМК на холодную и горячую полости. Рабочий цикл такого ТМК осуществляется за счёт периодического нагрева и охлаждения газа при его перемещении через теплоаккумулирующую насадку регенератора из холодной полости в горячую и обратно.

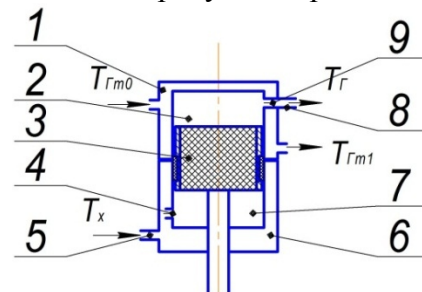


Рис. 2. Принципиальная схема термокомпрессора

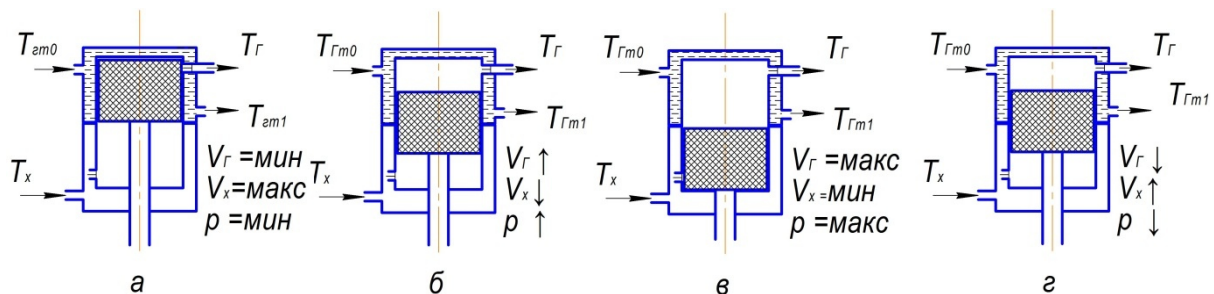


Рис. 3. Рабочий цикл термокомпрессора:

а – впуск; б – рабочий ход; в – выпуск; г – обратный ход

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

В рассматриваемом ТМК газ поступает через нижний канал 5 в холодную полость, а выпускается – через верхний канал 8 из горячей полости.

При движении поршня-регенератора 3 вниз газ проходит через него и поступает в горячую полость, где нагревается до температуры T_2 . В момент достижения поршнем нижнего положения объём горячей полости будет максимальным, как и ожидаемое давление внутри ТМК. При этом открывается выпускной клапан 9 и газ поступает потребителю. В момент достижения поршнем верхнего положения объём холодной полости будет максимальным, давление в системе принимает соответственно минимальное значение, открывается впускной клапан, поступает новая порция газа. Рабочий цикл ТМК приведён на рис. 3.

Преимуществом такого компрессора является сжатие без затраты механической работы, не считая затрат энергии на перемещение поршня-регенератора, а недостатком – невысокая степень повышения давления.

Для расчёта были приняты следующие допущения:

- 1) гармонический закон движения поршня-регенератора;
- 2) степень регенерации 100%;
- 3) текущее давление в любой точке рабочей полости одинаково;
- 4) утечки рабочего тела отсутствуют;
- 5) в полостях цилиндра происходит идеальное перемешивание рабочего тела;
- 6) температура рабочего тела в полостях постоянна.

Исходные данные и обозначения:

T_2 – температура газа в горячей полости, равная 300 К;

T_x – температура газа в холодной полости, равная 150 К;

$T_{рег}$ – температура газа в регенераторе;

p_1 – давление на входе в ТМК, равное 0,1 МПа;

p_2 – давление на выходе из ТМК;

V_T – объём, описываемый поршнем-регенератором, равный 1 л;

рабочее тело – метан (CH_4);

$V_{рег}$ – объём газа в регенераторе, равный $5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$;

V_2 и V_x – текущие объёмы горячей и холодной полостей, м^3 ;

M – текущая масса рабочего тела в ТМК;

M_2 – текущая масса рабочего тела, находящаяся в горячей полости ТМК;

M_x – текущая масса рабочего тела, находящаяся в холодной полости ТМК;

$M_{рег}$ – текущая масса рабочего тела, находящаяся в регенераторе;

φ – угол поворота привода.

Объёмы горячей и холодной полостей подчиняются следующим законам:

$$V_x = 0,5V_T(1 + \cos j);$$

$$V_T = 0,5V_T(1 - \cos j).$$

Масса газа в ТМК будет соответствовать

$$M_i = M_{zi} + M_{xi} + M_{pezi}.$$

При этом рабочее тело в горячей полости может быть описано уравнением состояния идеального газа. Но при уровнях температуры холодной полости $T_x=110-200 \text{ К}$ использование уравнения идеального газа некорректно, поэтому предлагается использовать табличные значения теплофизических свойств [3].

Тогда

$$M = \frac{p_i V_{zi}}{RT_2} + r_{xi} V_{xi} + r_{pezi} V_{pezi}.$$

Используя табличные данные, можно для условия $T=\text{const}$ получить зависимость плотности от давления $\rho=f(p)$ (рис. 4). В рассматриваемом диапазоне давления эта зависимость почти линейна.

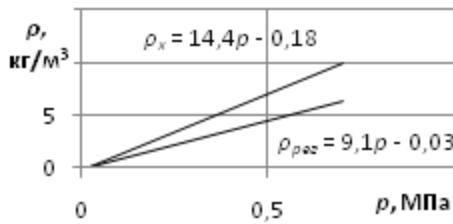


Рис. 4. Зависимости плотностей газа от давления для $T_{рез}$ (верхняя линия) и T_x (нижняя линия)

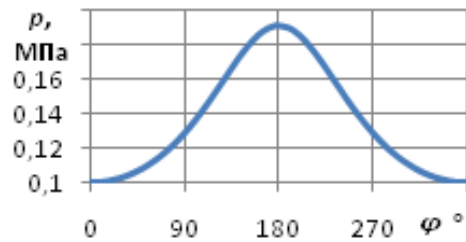


Рис. 5. Изменение давления в ТМК при закрытых клапанах

Тогда уравнение для текущей массы газа в ТМК можно выразить следующим образом:

$$M_i = \frac{p_i V_{zi}}{RT_2} + (1,44 \cdot 10^{-5} \cdot p_i - 0,18)V_{xi} + (9,1 \cdot 10^{-6} \cdot p_i - 0,03)V_{pez}.$$

Подставив заданное значение давления открытия (давление нагнетания) впускного клапана при верхнем положении поршня-регенератора, получим массу рабочего тела в ТМК при его первичном заполнении:

$$M_{нач} = \frac{p_1 V_{zi}}{RT_2} + (1,44 \cdot 10^{-5} \cdot p_1 - 0,18)V_{xi} + (9,1 \cdot 10^{-6} \cdot p_1 - 0,03)V_{pez}.$$

Для того, чтобы определить давление открытия выпускного клапана, необходимо узнать, как изменятся давление при закрытых клапанах. Приняв $M = const$, выразим текущее давление:

$$p_i = \frac{M + 0,18V_{xi} + 0,03V_{pez}}{\frac{V_{zi}}{RT_2} + 1,44 \cdot 10^{-5} \cdot V_{xi} + 9,1 \cdot 10^{-6} \cdot V_{pez}}.$$

На данном этапе расчёта необходимо определить необходимое давление открытия выпускного клапана. Очевидно, что оно должно быть меньше расчётного максимального давления (рис. 5).

При этом, чем ниже это давление, тем дольше открыт выпускной клапан. Для примера задаём $p_{вып} = 0,18$ МПа.

При достижении этого уровня давления в ТМК выпускной клапан откроется и давление в цилиндре станет постоянным, газ поступает потребителю. Как только давление в цилиндре становится ниже давления открытия выпускного клапана, происходит его закрытие.

При этом масса газа в цилиндре ТМК будет определяться по формуле

$$M_i = \frac{p_2 V_{zi}}{RT_2} + (1,44 \cdot 10^{-5} \cdot p_2 - 0,18)V_{xi} + (9,1 \cdot 10^{-6} \cdot p_2 - 0,03)V_{pez}.$$

Аналогично при понижении давления в ТМК ниже значения давления открытия впускного клапана он откроется и в цилиндр начнёт поступать газ. Давление в этой фазе рабочего процесса будет равным давлению впуска, а масса газа в термокомпрессоре будет определяться по формуле

$$M_i = \frac{p_1 V_{zi}}{RT_2} + (1,44 \cdot 10^{-5} \cdot p_1 - 0,18)V_{xi} + (9,1 \cdot 10^{-6} \cdot p_1 - 0,03)V_{pez}.$$

Тогда изменение давления можно описать следующей системой уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned}
 p_i &= \frac{M_{i-1} + 0,18 \cdot V_{xi} + 0,03V_{pez}}{\frac{V_{zi}}{RT_2} + 1,44 \cdot 10^{-5} \cdot V_{xi} + 9,07 \cdot 10^{-6} \cdot V_{pez}}, \text{ если } p_1 < p_i < p_2; \\
 p_i &= p_2, \text{ если } \frac{M_{i-1} + 0,18V_{xi} + 0,03V_{pez}}{\frac{V_{zi}}{RT_2} + 1,44 \cdot 10^{-5} \cdot V_{xi} + 9,07 \cdot 10^{-6} \cdot V_{pez}} > p_2; \\
 p_i &= p_1, \text{ если } \frac{M_{i-1} + 0,18V_{xi} + 0,03V_{pez}}{\frac{V_{zi}}{RT_2} + 1,44 \cdot 10^{-5} \cdot V_{xi} + 9,07 \cdot 10^{-6} \cdot V_{pez}} < p_1.
 \end{aligned} \right. \quad (1)$$

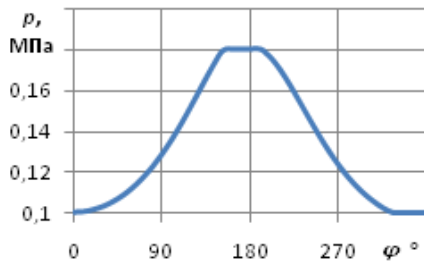


Рис. 6. Изменение давления в ТМК

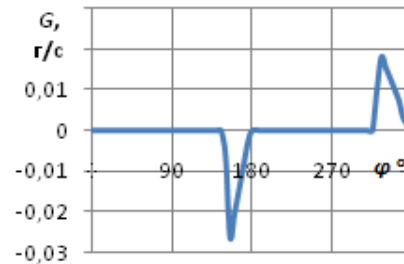


Рис. 8. Расход газа через впускной и выпускной клапаны

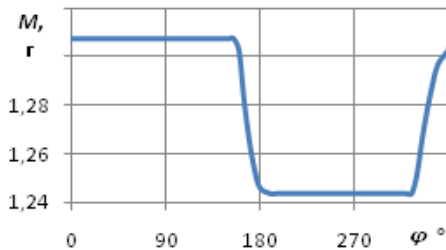


Рис. 7. Изменение массы рабочего тела, содержащегося в ТМК

Соответственно массу рабочего тела в зависимости от давления в ТМК можно выразить следующим соотношением, что совместно с (1) и будет алгоритмом расчёта рабочего процесса:

$$\left\{ \begin{aligned}
 M_i &= M_{i-1}, \text{ если } p_1 < p_i < p_2; \\
 M_i &= \frac{p_2 V_{zi}}{RT_2} + (1,44 \cdot 10^{-5} \cdot p_2 - 0,18)V_{xi} + (9,1 \cdot 10^{-6} \cdot p_2 - 0,03)V_{pez}, \text{ если } p_i = p_2; \\
 M_i &= \frac{p_1 V_{zi}}{RT_2} + (1,44 \cdot 10^{-5} \cdot p_1 - 0,18)V_{xi} + (9,1 \cdot 10^{-6} \cdot p_1 - 0,03)V_{pez}, \text{ если } p_i = p_1.
 \end{aligned} \right.$$

Графики изменения давления и массы газа в ТМК приведены соответственно на рис. 6 и 7. Для указанных исходных данных было получено: расход газа через ТМК за один рабочий цикл оказался равным 64 мг.

Текущий расход газа через ТМК можно определить по формуле

$$G_{кли} = \frac{M_i - M_{i-1}}{\frac{j_i - j_{i-1}}{2\pi n}}$$

Соответственно расход через впускной клапан будет отрицательным, а через выпускной – положительным (рис. 8).

Изменив значения $p_{вып}$, можно при принятых в методике допущениях получить следующую зависимость расхода газа через ТМК от давления выпуска:

$$G_{TK} = -7 \cdot 10^{-6} \cdot p + 1,32.$$

Линейность зависимости объясняется тем, что в данной методике не учитываются особенности расхода через клапан

(расход зависит только от времени открытия клапана).

Предложенная методика позволяет определять предельные уровни давления на выходе из ТМК и его изменение по фазам поршня-регенератора. При этом учитывается реальность теплофизических свойств вещества. Методика позволяет определять производительность ТМК и её зависимость от выбранного давления нагнетания.

Библиографический список

1. 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.

2. Пат. 2230222, Российская Федерация, МПК F04B19/24. Термокомпрессор [Текст] / Довгялло А.И., Угланов Д.А., заявитель и патентообладатель СГАУ. – №2002111489/062002111489/06; заявл. 29.04.2002; опубл. 10.06.2004.

3. Варгафтик, Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей [Текст]/ Н.Б. Варгафтик. – М.: Наука, 1972. – 720 с.

THERMODYNAMIC CALCULATION OF A THERMOMECHANICAL COMPRESSOR

©2013 E. V. Blagin, A. I. Dovgyallo, D. A. Uglanov, S. S. Dostovalova

Samara State Aerospace University

This article presents an analysis of the work processes in a thermomechanical compressor. Design data on changes in gas pressure and mass in the compressor are given and its efficiency is calculated.

Thermomechanical compressor, cold area, hot area, compressing, cryogenic temperature, mass flow rate, methane.

Информация об авторах

Благин Евгений Валерьевич, магистрант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: evgenyblagin@gmail.com. Область научных интересов: криогенная техника, рабочие процессы тепловых и холодильных машин.

Довгялло Александр Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: d.a.i@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы тепловых и холодильных машин, бортовая энергетика, энергосбережение.

Угланов Дмитрий Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: dmitry.uglanov@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы тепловых и холодильных машин, бортовая энергетика, энергосбережение, криогенная техника.

Достовалова София Сергеевна, студент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область технических интересов: тепломассообмен, термодинамика.

Blagin Evgeny Valerievich, undergraduate student, Samara State Aerospace University. E-mail: evgenyblagin@gmail.com. Area of research: work processes of heat engines and refrigerators, cryogenic equipment.

Dovgyallo Aleksandr Ivanovich, Doctor of Sciences (Engineering), Professor of the Department of Heat Engineering and Heat Engines, Samara State Aerospace University. E-mail: d.a.i@mail.ru. Area of research: work processes of heat engines and refrigerators, airborne power equipment, energy saving.

Uglanov Dmitriy Aleksandrovich, Candidate of Sciences (Engineering), Associate Senior Lecturer of the Department of Heat Engineering and Heat Engines, Samara State Aerospace University. E-mail: dmitry.uglanov@mail.ru. Area of research: work processes of heat engines and refrigerators, airborne power equipment, energy saving, cryogenic equipment.

Dostovalova Sofia Sergeevna, undergraduate student, Samara State Aerospace University. E-mail: Teplotex_ssau@bk.ru. Area of research: heat-and-mass transfer, thermodynamics.