



DOI: 10.18721/JEST.24405
УДК 621.512

А.А. Котлов

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

МАТЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ДОЖИМАЮЩЕГО КОМПРЕССОРА, ПРЕДНАЗНАЧЕННОГО ДЛЯ СЖАТИЯ МЕТАНА

Обеспечение эффективной и надежной работы поршневых компрессоров в широких диапазонах режимных параметров – одна из важнейших задач при проектировании, производстве и эксплуатации компрессорной техники. Поршневые компрессоры, работающие в составе передвижных автомобильных газовых заправщиков, предназначены для сжатия природного газа до конечного давления 20–25 МПа. При проектировании такого оборудования стоит задача определения реальных свойств сжимаемой среды. В работе выполнено теоретическое исследование влияния начальных параметров газа на рабочий процесс компрессора. Приведены результаты исследования работы компрессора при сжатии как идеального газа, так и реального, краткое описание разработанной математической модели и методики определения термодинамических свойств метана, а также результаты сравнения расчетных данных с табличными и проверки математической модели на адекватность.

Ключевые слова: поршневой компрессор, реальный газ, метан, математическая модель, клапан.

Ссылка при цитировании:

А.А. Котлов. Математический анализ работы двухступенчатого дожимающего компрессора, предназначенного для сжатия метана // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 51–60. DOI: 10.18721/JEST.24405.

A.A. Kotlov

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

MATHEMATICAL ANALYSIS OF OPERATION OF A TWO-STAGE PRESSURIZED COMPRESSOR DESIGNED TO COMPRESS METHANE

Ensuring efficient and reliable operation of reciprocating compressors in a wide range of operating parameters is one of the most important problems in design, manufacture and operation of compressor equipment. Reciprocating compressors, working as part of mobile automotive gas refuellers, are intended for compressing natural gas to a final pressure of 20–25 MPa. The task in designing such equipment is to determine the real properties of the compressible medium. We have carried out a theoretical study on the influence of initial gas parameters on the operation of the compressor. We have given the results for operation of the compressor both for compression of an ideal gas and for a real gas. The developed mathematical model and the method for determining the thermodynamic properties of methane have been briefly described, with the results of comparison of calculated and tabulated data given. The results of testing the mathematical model for adequacy have been presented.

Keywords: reciprocating compressor, real gas, methane, mathematical model, valve.

Citation:

A.A. Kotlov, Mathematical analysis of operation of a two-stage pressurized compressor designed to compress methane, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 51–60, DOI: 10.18721/JEST.24405.

Введение

Передвижной автомобильный газовый заправщик (ПАГЗ) предназначен для заправки транспортных средств компримированным природным газом. При проектировании компрессоров для ПАГЗ необходимо решение следующих задач: обеспечение работоспособности компрессора в широких диапазонах режимов по параметрам всасывания и нагнетания (давление и температура); обеспечение прочности и эффективной работы самодействующих клапанов на переменных режимах; определение параметров реальности сжимаемого газа.

Одним из путей повышения технического уровня оборудования является повышение качества проектирования за счет применения современных методов и методик, основанных на научно обоснованных и экспериментально проверенных математических моделях (ММ) объектов [1].

Математическое моделирование — зачастую единственный источник информации для специалиста (например, если речь идет об испытаниях компрессоров для сжатия агрессивных и горючих газов, когда по соображениям пожаробезопасности проведение комплексных исследований представляет сложную и дорогостоящую задачу).

Применение хорошо обоснованных ММ дает возможность удешевить и сократить сроки выполнения проектных и экспериментальных работ, поднять энергоэффективность выпускаемой продукции, ускорить процесс повышения ее конкурентоспособности [1, 2].

Цели работы — повышение эффективности компрессорных установок, работающих в составе ПАГЗ, улучшение качества их проектирования и сокращение сроков экспериментальной доводки за счет внедрения методов цифрового проектирования.

Объектом исследования является двухступенчатый дожимающий поршневой компрессор, предназначенный для откачки метана или

природного газа из емкости-аккумулятора ПАГЗа. Приведем некоторые данные по компрессору:

Число ступеней	2
Начальное давление	2–12 МПа
Конечное давление	20–25 МПа
Начальная температура газа	(–30)–(+30) °С
Скорость вращения вала	900 об/мин
Мощность, потребляемая на валу компрессора	не более 16,5 кВт
Объемная производительность	0,05 м ³ /мин
Ход поршня	100 мм
Диаметр поршня ступень1/ступень2...	32/24 мм
Относительное мертвое пространство..	24/33,5 %
Клапаны	тарельчатые

Особенность этого компрессора в том, что его работа происходит при переменных давлениях всасывания и нагнетания. Давление всасывания изменяется в пределах от 2 до 12 МПа, а давление нагнетания — от 20 до 25 МПа.

Математическая модель

Решение задачи эффективного проектирования компрессоров требует моделирования физических процессов и свойств веществ. Математическая модель рабочего процесса включает следующие уравнения: первого начала термодинамики в дифференциальной форме [3, 4]; массовых расходов [1, 5]; состояния; калорические; динамики механизма движения и динамики клапана [6–8].

Уравнения термодинамики тела переменной массы записываются в энергетической форме, т. е. в качестве основного выбрано уравнение изменения внутренней энергии, а значения давления и температуры находятся из уравнения состояния газа. Система уравнений выглядит следующим образом [1, 9]:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_j i_j \bar{m}_j - \sum_k i_k \bar{m}_k;$$

$$\frac{dM}{dt} = \sum_j \bar{m}_j - \sum_k \bar{m}_k; \rho = M/V; u = U/M;$$

для идеального газа

$$T = (k-1)u / R; \quad p = \rho RT; \quad i = k / (k-1)RT;$$

для реального газа

$$T = f(u, \rho); \quad z = f(T, \rho); \quad p = z\rho RT; \quad i = u + p / \rho.$$

Здесь U – внутренняя энергия газа в рассматриваемой емкости; dQ/dt – поток тепла через поверхность емкости; p – давление; V – объем емкости; i – удельная энтальпия; \bar{m}_j, \bar{m}_k – массовый расход газа притекающего через j -е отверстие и утекающего через k -е отверстие; t – время; M – масса газа в емкости; ρ – плотность газа; u – удельная внутренняя энергия; T – температура газа; k – показатель адиабаты; R – газовая постоянная; z – коэффициент сжимаемости.

Уравнение движения запорного органа клапана в зависимости от времени имеет следующий вид [10–13]:

$$m_{\text{пр}} \frac{d^2 h}{dt^2} = \xi_p F_c \Delta P - c(h + h_0) - \eta \frac{dh}{dt} + m_{\text{пр}} g \cos \beta,$$

где $m_{\text{пр}}$ – приведенная масса подвижных элементов клапана; h – перемещение запорного органа клапана; ξ_p – коэффициент давления; F_c – площадь проходного сечения в седле клапана; ΔP – перепад давления на клапане; c – жесткость упругих элементов клапана; h – предварительное поджатие упругих элементов клапана; η – коэффициент демпфирования [14]; g – ускорение свободного падения; β – угол между осью движения и направлением силы тяжести.

Совокупность приведенных уравнений позволяет при соответствующих начальных условиях описать термодинамические процессы в емкости как постоянного, так и переменного во времени объема. При этом свойства вещества могут моделироваться как для случая идеального газа, так и для реального.

Реальные свойства метана рассчитываются по методике, изложенной в [15]. Термодинамические свойства вещества рассчитываются по усредненному уравнению состояния

$$\pi = \frac{\bar{\omega}\tau}{z_{\text{кр}}} \left(1 + \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^{S_i} \bar{b}_{ij} \frac{\bar{\omega}^i}{\tau^j} \right),$$

где $\pi = p/p_{\text{кр}}$ – приведенное давление; $\bar{\omega}$ – среднее значение плотности; $\tau = T/T_{\text{кр}}$ – приведенная температура; b_{ij} – коэффициенты уравнения (значения коэффициентов приведены в [15]); «кр» – параметры газа в критической точке.

На рис. 1 приведены графики изменения плотности метана и коэффициента сжимаемости в зависимости от давления и температуры в пределах рабочей зоны компрессора. Для сравнения на графиках приводятся данные по свойствам метана, взятые из [15]. Сравнение показывает корректность рассчитанных зависимостей.

Метод расчета промежуточного давления, которое зависит от давлений всасывания и нагнетания, основан на допущении равенства массовых расходов по всем ступеням. Для определения промежуточных давлений необходимо иметь зависимости производительности всех ступеней как от давления всасывания, так и от давления нагнетания. Совмещенные характеристики (рис. 2) обеих ступеней строятся в координатах «производительность – давление».

При постоянном давлении нагнетания для второй ступени имеем только одну характеристику, а для первой – семейство кривых для различных давлений всасывания. Точки пересечения построенных зависимостей дают искомые значения промежуточных давлений P_m в зависимости от давления всасывания.

Результаты расчетов и их обсуждение

Исследование компрессора проводилось в несколько этапов: на первом этапе необходимо было оценить влияние начальных параметров газа на промежуточное давление; на втором – выполнить анализ компрессора в его рабочей зоне. Кроме того, было выполнено исследование работы компрессора при сжатии как идеального газа, так и реального.

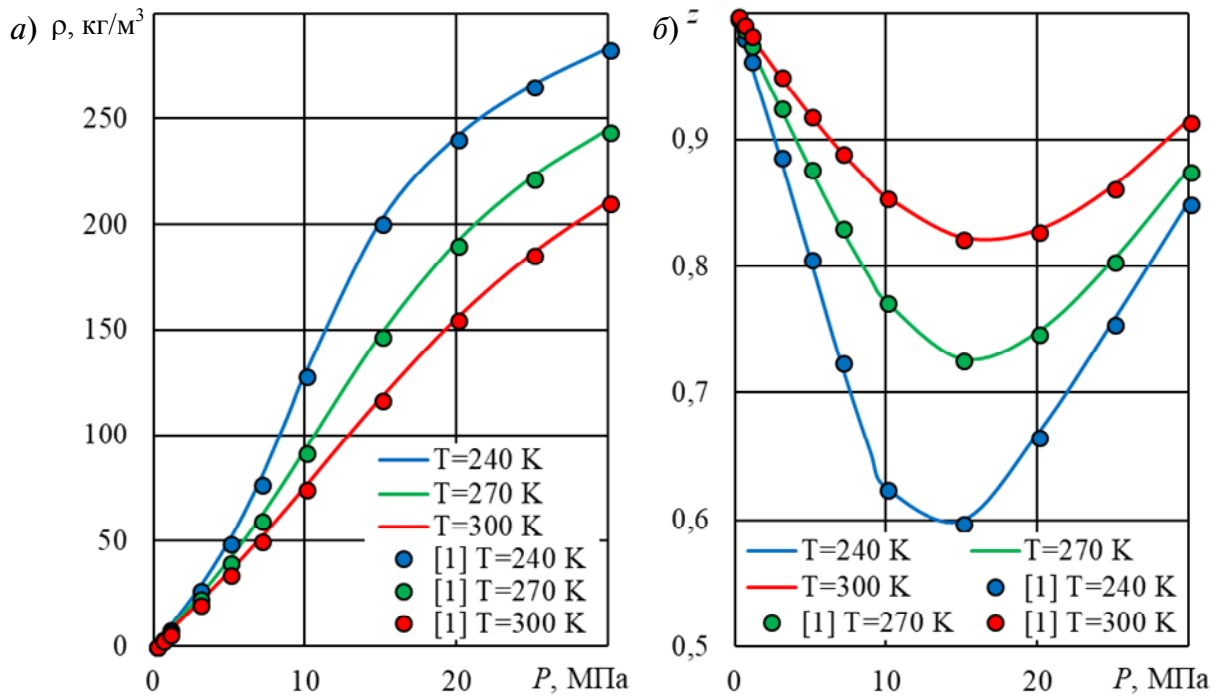


Рис. 1. Термодинамические свойства метана: *a* – плотность; *b* – коэффициент сжимаемости
 Fig. 1. Thermodynamic properties of methane: *a* – density; *b* – coefficient of compressibility

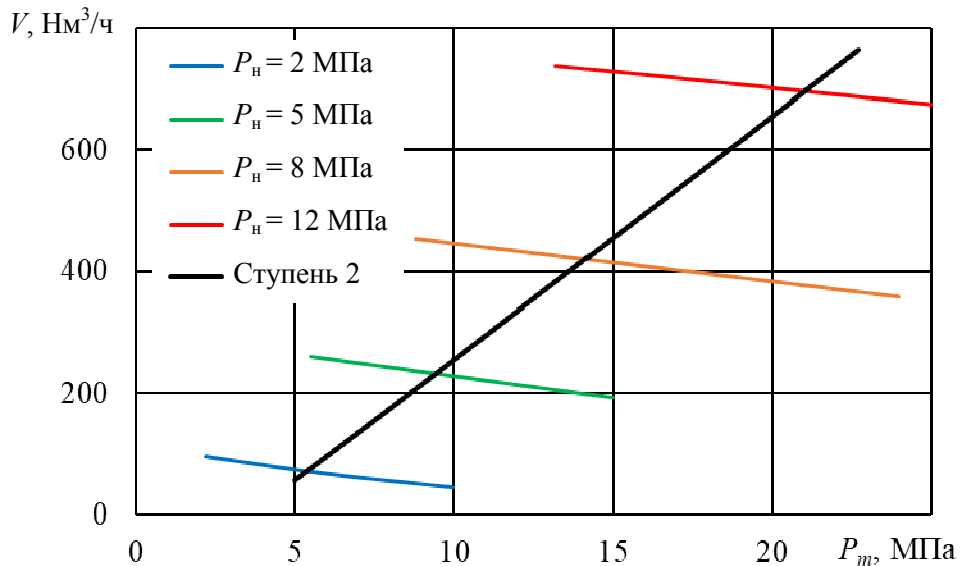


Рис. 2. К определению промежуточного давления
 Fig. 2. Determination of intermediate pressure

На рис. 3 приведены зависимости промежуточного давления от давления всасывания для трех значений начальной температуры.

Из приведенных данных видно, что на значение промежуточного давления влияет как давление, так и температура всасываемого га-

за. Особенно это заметно при температурах ниже нуля и больших давлениях, когда реальные свойства газа оказывают большее влияние. Влияние реальных свойств газа приводит к тому, что промежуточное давление нелинейно зависит не только от давления, но и от тем-

пературы всасываемого газа, в то время как у идеального газа промежуточное давление практически не зависит от параметров всасывания, а зависимость имеет линейный вид. Поскольку промежуточное давление определяет все показатели эффективности компрессора, то при его расчете необходимо учитывать реальные свойства газа.

Проведем анализ рабочего процесса компрессора с учетом реальных свойств газа и без учета. Анализ выполнен для случая, когда значение начального давления – 2 МПа, а значение температуры равно (-30) °С. На рис. 4 показаны расчетные индикаторные диаграммы для первой и второй ступеней компрессора. В табл. 1 приведены некоторые результаты расчетов при сжатии идеального и реального газа, которые характеризуют работу ступеней. Как видно из приведенных рисунков, сжимаемости реального и идеального газа различаются. В первую очередь это сказывается на перераспределении промежуточного давления. Существенное различие между сжатием идеального и реального газа наблюдается

в процессах сжатия и расширения. Это хорошо заметно при сравнении показателей политропы сжатия и расширения. Как видно из табл. 1, показатели политроп сжатия и расширения для второй ступени существенно отличаются от показателя адиабаты метана, равного 1,32.

Анализируя результаты расчетов, необходимо отметить, что ошибка в расчете параметров компрессора при допущении об идеальности газа может быть весьма существенной. Так, для рассмотренного режима работы ошибка при определении индикаторной мощности составляет 22,5 %; в основном это касается ступеней высокого давления. При определении конечной температуры ошибка достигает 40 %. В таблице приведены значения скорости при посадке запорного элемента клапана на седло, которая определяет надежность клапана. Проведенный анализ еще раз подтверждает необходимость учета реальных свойств газа при проектировании компрессоров высокого давления, в частности компрессоров, применяемых в ПАГЗ.

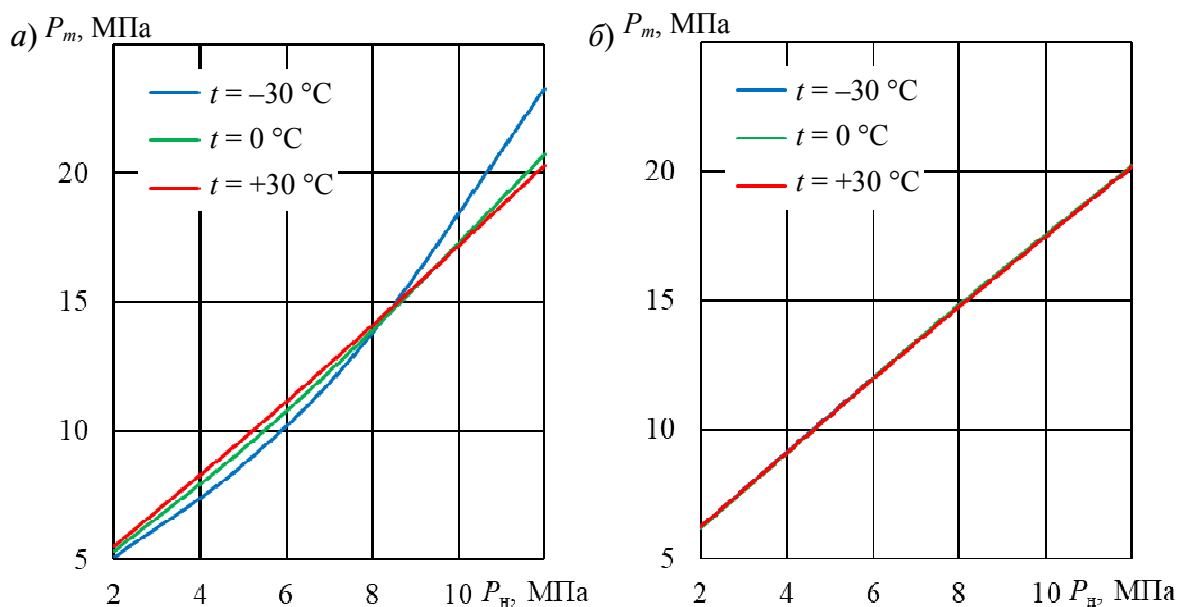


Рис. 3. Зависимость промежуточного давления от давления всасывания и начальной температуры:
а – реальный газ; б – идеальный газ

Fig. 3. Dependence of intermediate pressure on suction pressure and initial temperature:
а – real gas; б – ideal gas

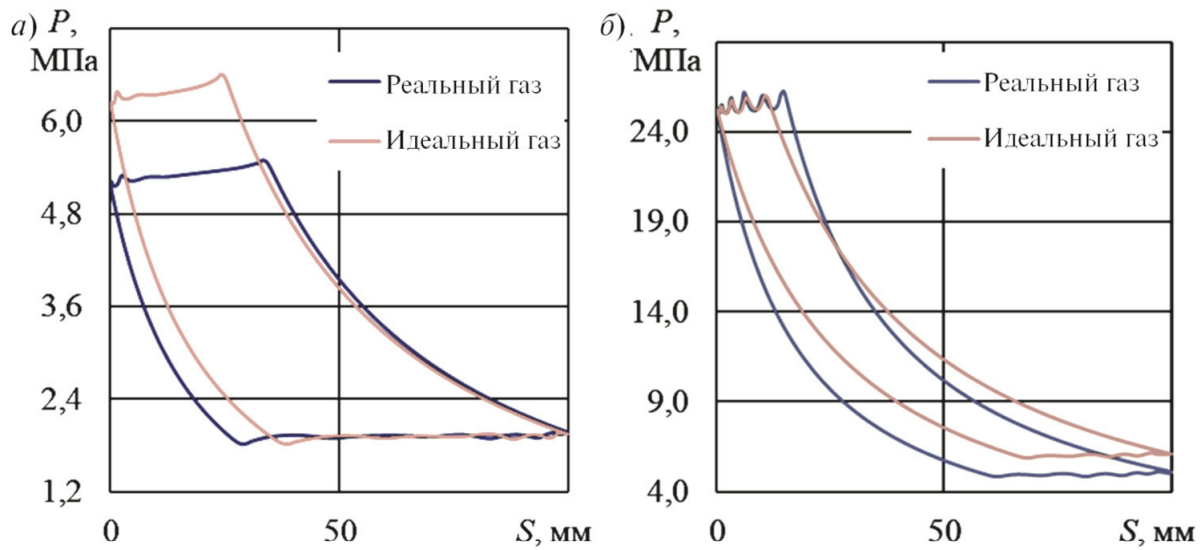


Рис. 4. Индикаторные диаграммы первой (а) и второй (б) ступеней
 Fig. 4. Indicator diagrams of the first (a) and second (b) stages

Далее проведем анализ работы компрессора на различных режимах эксплуатации. Необходимо определить характеристики компрессора в зависимости от начального давления и влияние последнего на работу клапанов и рабочий процесс, происходящий в цилиндрах.

На рис. 5 приведены характеристики компрессора (зависимость производительности и индикаторной мощности компрессора от начального давления), а в табл. 2 – основные параметры, характеризующие работу ступеней при различных значениях начального давления.

Таблица 1

Параметры работы ступеней компрессора

Table 1

Parameters of the compressor stages

Газ	Ступень	n_c	n_p	$N_{и},$ кВт	$T_k,$ °C	$c_{свс},$ м/с	$c_{снаг},$ м/с
Реальный газ	1	1,361	1,360	2,08	32,4	1,37	1,95
	2	1,610	1,603	3,24	83,3	1,71	1,99
Идеальный газ	1	1,32	1,32	2,16	46,9	1,58	2,13
	2	1,32	1,32	2,51	67,2	1,94	1,95

Из приведенных данных видно, что с ростом начального давления увеличивается производительность компрессора и растет потребляемая им мощность. При увеличении начального давления нагрузка на первую ступень увеличивается, а на вторую уменьшается. При некотором значении начального давления индикаторная мощность второй ступени достигает своего максимума, а затем начинает снижаться, что хорошо иллюстрируют графики, приведенные на рис. 6, а, которые построены при начальной температуре 0 °C. Кроме этого, возможен такой режим, при котором газ полностью будет сжиматься только в первой ступени, а вторая ступень будет работать в режиме продувки (см. рис. 6, б). Скорости посадки запорного элемента клапана могут значительно меняться, однако на всех режимах работы компрессора находятся в допустимых пределах.

Для проверки математической модели на адекватность было проведено сравнение результатов теоретического и экспериментального исследований (данные по экспериментальному исследованию взяты из [1]). Результаты проверки на адекватность приведены в табл. 3.

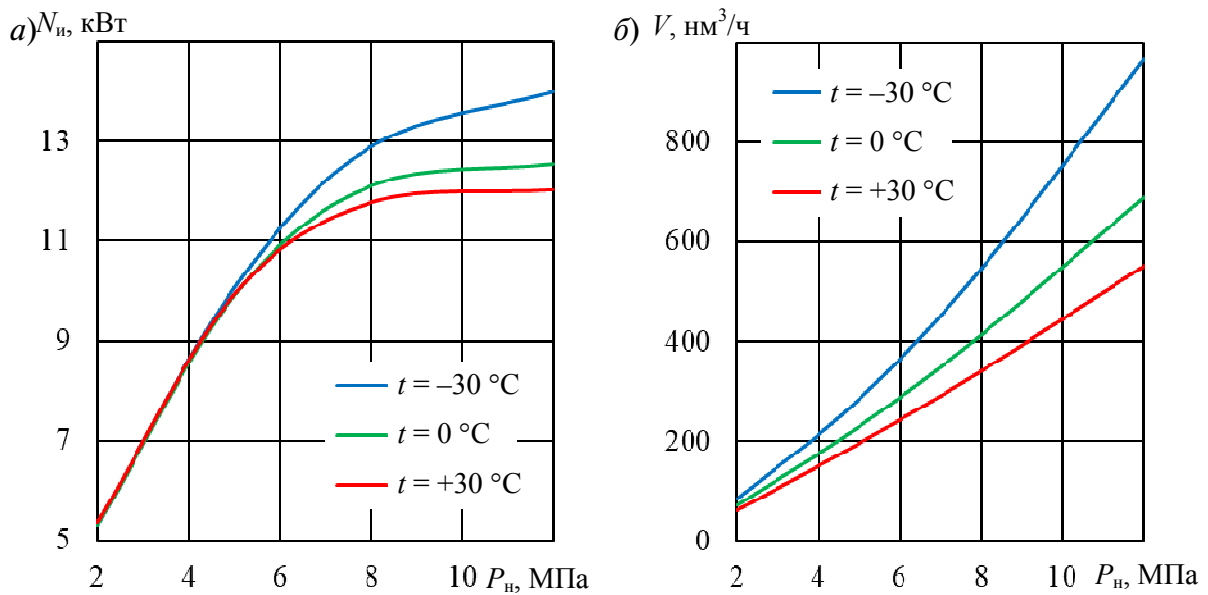


Рис. 5. Расчетные характеристики компрессора: индикаторная мощность (а) и объемная производительность (б)
 Fig. 5. Calculation characteristics of the compressor: indicator power (a) and volumetric capacity (b)

Таблица 2

Расчетные параметры по ступеням

Table 2

Calculated parameters by stages

$t, ^\circ\text{C}$	Ступень	$P_n, \text{МПа}$	$N_i, \text{кВт}$	λ	$t_k, ^\circ\text{C}$	$c_{с\text{вс}}, \text{М/с}$	$c_{с\text{наг}}, \text{М/с}$
-30	1	2	2,08	0,732	32,4	1,37	1,95
		5	3,62	0,871	5,0	1,83	1,89
		8	6,07	0,9	4,4	1,48	1,26
		12	12,18	0,923	12,2	1,14	0,92
	2	2	3,24	0,422	83,3	1,71	1,99
		5	6,44	0,754	40,4	1,75	1,89
		8	6,82	0,924	7,3	1,54	1,66
		12	1,81	0,991	-26,0	1,25	1,45
0	1	2	2,11	0,713	73,8	1,86	2,00
		5	3,89	0,852	44,4	1,60	1,84
		8	5,88	0,889	39,1	1,56	1,63
		12	9,23	0,914	38,5	1,35	0,97
	2	2	3,20	0,419	123,1	1,80	2,08
		5	6,01	0,737	73,5	1,86	1,94
		8	6,22	0,889	41,5	1,60	1,83
		12	3,31	0,971	12,5	1,51	1,70
+30	1	2	2,16	0,705	114,9	1,37	2,23
		5	4,09	0,848	82,8	1,67	1,94
		8	5,86	0,881	74,5	1,83	1,63
		12	8,57	0,908	71,1	1,42	0,97
	2	2	3,19	0,419	163,3	1,78	2,15
		5	5,83	0,733	107,9	1,96	2,03
		8	5,91	0,874	74,9	1,82	1,97
		12	3,46	0,962	45,5	1,66	1,85

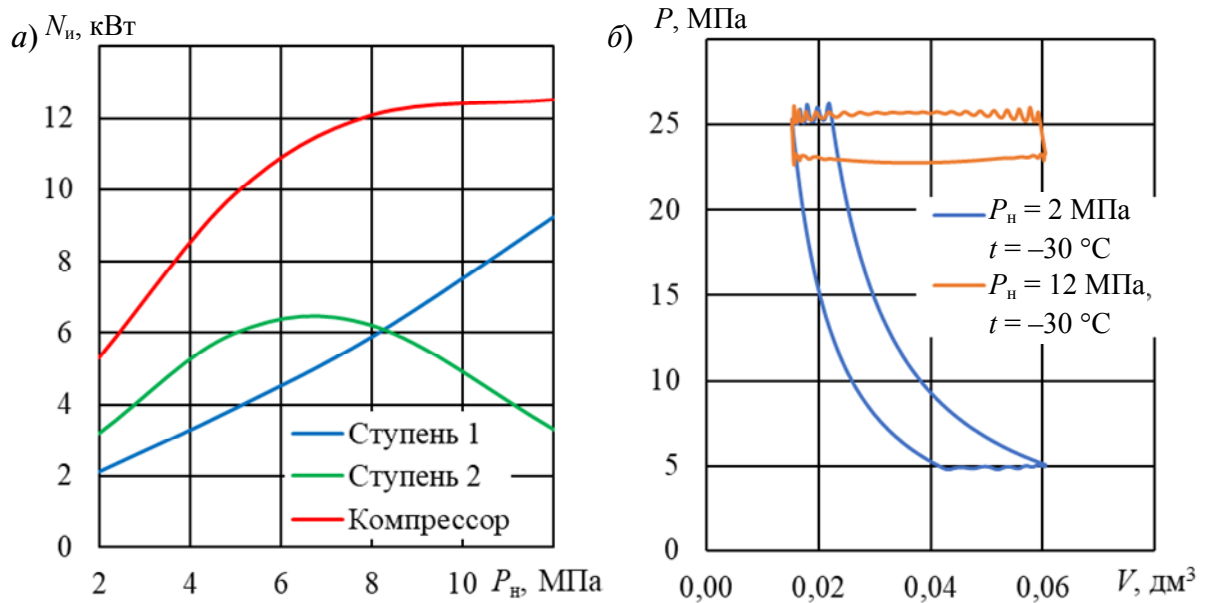


Рис. 6. Зависимость индикаторной мощности по ступеням (а) и индикаторная диаграмма второй ступени на различных режимах (б)

Fig. 6. The dependence of the indicator power on the stages (a) and the indicator diagram of the second stage in different modes (b)

Таблица 3

Экспериментальные и расчетные параметры

Table 3

Experimental and design parameters

Название параметра, ед. измерения	Значение параметра	
	эксперимент	расчет
Начальное давление, МПа	3,1	3,1
Конечное давление, МПа	20,9	20,9
Начальная температура, °С	-15	-15
Конечная температура первой ступени, °С	64	60
Конечная температура второй ступени, °С	107	110
Промежуточное давление, МПа	7,8	7,4
Объемная производительность, нм³/ч	0,053	0,055
Мощность, потребляемая на валу компрессора, кВт	9,9	8,9

Сравнение экспериментальных и расчетных результатов показывает удовлетворительное совпадение по всем параметрам, поэтому проведенное исследование можно считать адекватным.

Заключение

Проведенное исследование показывает, что сжимаемость реального газа существенно отличается от сжимаемости идеального. При проектировании компрессорного оборудования для ПАГЗ этим обстоятельством нельзя пренебрегать, так как возможна большая погрешность при расчете. Для рассмотренного компрессора разница в индикаторных мощностях, рассчитанных для идеального и реального газов, составила 22,5 %, а в конечных температурах – 40 %.

В рамках исследования разработана математическая модель двухступенчатого поршневого компрессора, сжимающего реальный метан. Модель имеет как научное, так и практическое применение и предназначена для проектирования поршневых компрессоров, работающих в составе передвижных автомобильных газовых заправщиков.



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Хрусталеv Б.С.** Математическое моделирование рабочих процессов в объемных компрессорах для решения задач автоматизированного проектирования: Дис. ... д-ра техн. наук / Хрусталеv Борис Сергеевич. СПб., 1999. 377 с.
2. **Heidari M., Tsirinomeney M., Rufer A., Barrade Ph.** Modelling of an Air Compressor Using Energetic Macroscopic Representation // International Compressor Engineering Conference. 2012. Paper 2164.
3. **Щерба В.Е., Кужбанов А.К., Павлюченко Е.А., Нестеренко Г.А., Виниченко В.С.** Математическая модель рабочих процессов поршневого насос-компрессора с газовым демпфером // Омский научный вестник. 2013. № 1(117). С. 82–87.
4. **Disconzi F.P., Deschamps C.J., Pereira E.L.L.** Development of an In-Cylinder Heat Transfer Correlation for Reciprocating Compressors // International Compressor Engineering Conference. 2012. Paper 2103.
5. **Silva L.R., Deschamps C.J.** Modeling of Gas Leakage through Compressor Valves // International Compressor Engineering Conference. 2012. Paper 2105.
6. **Mistry H., Bhakta A., Dhar S., Bahadur V., Dey S.** Capturing valve dynamics in reciprocating compressors through computational fluid dynamics // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 2017. Paper 1210.
7. **Калекин В.С., Калекин Д.В., Нефедченко А.Н.** Математическая модель поршневого пневмодвигателя с самодействующими клапанами // Омский научный вестник. 2013. № 3. С. 72–76.
8. **Кондратьева Т.Ф., Исаков В.П.** Клапаны поршневых компрессоров. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. 158 с.
9. **Бусаров С.С., Юша В.Л., Васильев В.К., Недовенчаный А.В., Громов А.Ю., Чижиков М.А.** Теоретическая оценка возможности замены многоступенчатых малорасходных поршневых компрессоров на одноступенчатые // Омский научный вестник. 2015. № 3 (143). С. 66–69.
10. **Маковеева А.С., Прилуцкий А.И., Прилуцкий А.А., Ганжа В.Ю.** Моделирование самодействующих многоэлементных клапанов с уменьшением числа пластин при анализе работы ступеней поршневых компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2018. № 1. С. 21–26.
11. **Brandl A., Bielmeier O., Spiegl B.** Fast-Acting Suction-Valve Control: Capacity Modulation and Impact on Valve Dynamics // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 2012. Paper 1278.
12. **Mistry H., Bhakta A., Dhar S., Bahadur V., Dey S.** Capturing valve dynamics in reciprocating compressors through computational fluid dynamics // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 2017. Paper 1210.
13. **Taranović D., Ninković D., Davinić A., Pešić R., Glišović Ja., Milojević S.** Valve dynamics in reciprocating compressors for motor vehicles // Tehnički vjesnik. 24, Suppl. 2 (2017), 313–319.
14. **Сарманаева А.Ф., Мустафин Т.Н., Чекушкин Г.Н.** Расчетно-экспериментальное исследование работы самодействующих клапанов поршневых компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 4. С. 17–20.
15. Термодинамические свойства метана: ГСССД [Серия монографий] / Авт.: В.В. Сычев, А.А. Вассерман, В.А. Загорученко, А.Д. Козлов, Г.А. Спиридонов, В.А. Цымарный. М.: Издательство стандартов, 1979. 348 с.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

КОТЛОВ Андрей Аркадьевич – кандидат технических наук старший научный сотрудник Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого
E-mail: kotlov_andrej@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 24.09.2018

REFERENCES

- [1] **Khrustalev B.S.** Matematicheskoye modelirovaniye rabochikh protsessov v obyemnykh kompressorakh dlya resheniya zadach avtomatizirovannogo proyektirovaniya: Dis. ... d-ra tekhn. nauk / Khrustalev Boris Sergeyevich. SPb., 1999. 377 s. (rus.)
- [2] **Heidari M., Tsirinomeney M., Rufer A., Barrade Ph.** Modelling of an Air Compressor Using Energetic Macroscopic Representation. *International Compressor Engineering Conference*. 2012. Paper 2164.

- [3] Shcherba V.Ye., Kuzhbanov A.K., Pavlyuchenko Ye.A., Nesterenko G.A., Vinichenko V.S. Matematicheskaya model rabochikh protsessov porshneвого nasos-komпрессора s gazovym dempferom. *Omskiy nauchnyy vestnik*. 2013, № 1(117). S. 82-87. (rus.)
- [4] Disconzi F.P., Deschamps C.J., Pereira E.L.L. Development of an In-Cylinder Heat Transfer Correlation for Reciprocating Compressors. *International Compressor Engineering Conference*. 2012. Paper 2103.
- [5] Silva L.R., Deschamps C.J. Modeling of Gas Leakage through Compressor Valves. *International Compressor Engineering Conference*. 2012. Paper 2105.
- [6] Mistry H., Bhakta A., Dhar S., Bahadur V., Dey S. Capturing valve dynamics in reciprocating compressors through computational fluid dynamics. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 2017. Paper 1210.
- [7] Kalekin V.S., Kalekin D.V., Nefedchenko A.N. Matematicheskaya model porshneвого пневмодвигателя s samodeystvuyushchimi klapanami. *Omskiy nauchnyy vestnik*. 2013. №3. S. 72–76. (rus.)
- [8] Kondratyeva T.F., Isakov V.P. Klapany porshnevykh komпрессоров. L.: Mashinostroyeniye, Leningr. otd-niye, 1983. 158 s. (rus.)
- [9] Busarov S.S., Yusha V.L., Vasilyev V.K., Nedovenchanny A.V., Gromov A.Yu., Chizhikov M.A. Teoreticheskaya otsenka vozmozhnosti zameny mnogostupenchatykh maloraskhodnykh porshnevykh komпрессоров na odnostupenchatyye. *Omskiy nauchnyy vestnik*. 2015. № 3 (143). S. 66–69. (rus.)
- [10] Makoveyeva A.S., Prilutskiy A.I., Prilutskiy A.A., Ganzha V.Yu. Modelirovaniye samodeystvuyushchikh mnogoelementnykh klapанov s umensheniyem chisla plastin pri analize raboty stupeney porshnevykh komпрессоров. *Komпрессornaya tekhnika i pnevmatika*. 2018. № 1. S. 21–26. (rus.)
- [11] Brandl A., Bielmeier O., Spiegl B. Fast-Acting Suction-Valve Control: Capacity Modulation and Impact on Valve Dynamics. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 2012. Paper 1278.
- [12] Mistry H., Bhakta A., Dhar S., Bahadur V., Dey S. Capturing valve dynamics in reciprocating compressors through computational fluid dynamics. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 2017. Paper 1210.
- [13] Taranović D., Ninković D., Davinić A., Pešić R., Glišović Ja., Milojević S. Valve dynamics in reciprocating compressors for motor vehicles. *Tehnički vjesnik*. 24, Suppl. 2 (2017), 313–319.
- [14] Sarmanayeva A.F., Mustafin T.N., Chekushkin G.N. Raschetno-eksperimentalnoye issledovaniye raboty samodeystvuyushchikh klapанov porshnevykh komпрессоров. *Komпрессornaya tekhnika i pnevmatika*. 2015. № 4. S. 17–20. (rus.)
- [15] Termodinamicheskiye svoystva metana: GSSSD [Seriya monografii] / Avt.: V.V. Sychev, A.A. Vasserman, V.A. Zagoruchenko, A.D. Kozlov, G.A. Spiridonov, V.A. Tsymarnyy. M.: Izdatelstvo standartov, 1979. 348 s. (rus.)

THE AUTHOR

KOTLOV Andrei A. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university
E-mail: kotlov_andrej@mail.ru

Received: 24.09.2018