

МЕТОДИКА ПОИСКА КОНСТРУКТИВНОГО РЕШЕНИЯ ДЛЯ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА С ПРЯМЫМ ГАЗОПОРШНЕВЫМ ПРИВОДОМ ПРИ УСЛОВИЯХ ИСТОЩЕНИЯ ГАЗОВОГО ПЛАСТА

М. Д. Вульф¹, П. А. Рогов², О. В. Белова¹,
С. В. Горюнов¹, Д. А. Калинин¹

¹Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана
(национальный исследовательский университет),
Россия, 105005, г. Москва, ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1

²Ariel Corporation,
Россия, 125047, г. Москва, ул. 1-я Тверская-Ямская, д. 23, стр. 1

В статье рассматриваются подходы к расчету поршневой компрессорной установки с прямым газопоршневым приводом для дожатия природного газа при длительной добыче в условиях истощения газового пласта. Данная задача является актуальной для газодобывающих предприятий с позиций снижения затрат на добычу газа. Применение предложенной методики позволяет снизить конечную стоимость продукции, что повышает в целом рентабельность бизнеса.

Ключевые слова: дожимная компрессорная станция, поршневой компрессор, истощение газового пласта, методика расчета.

Введение

В зависимости от количества газа и конденсата, содержащегося в пласте месторождения, от процента тяжёлых углеводородов, а также условий эксплуатации и особенностей геологического строения, различают следующие основные методы разработки газовых месторождений [1]:

- без поддержания пластового давления, с истощением газового пласта;
- с поддержанием пластового давления за счёт циркуляции газа.

В случае добычи газа в условиях истощения газового пласта дожимная компрессорная станция (ДКС) работает с переменными условиями на всасывании (давление всасывания снижается на всем периоде выработки пласта) при условии поддержания давления на нагнетании равным давлению газа в транспортной магистрали. Помимо изменения давления пласта снижается и дебитность скважины, что необходимо учитывать при проектировании ДКС.

Распространённой практикой является использование разного количества компрессоров на протяжении времени истощения скважины по мере падения пластового давления. Например, для периода добычи 15 лет первые 5 лет используется одноступенчатый компрессор, а в следующие два 5-летних периода подключаются ещё два компрессора таким образом, что одним из них обеспечивается увеличение производительности при условии всасывания (параллельное подключение), а вторым, подключаемым последовательно с первыми двумя, двухступенчатое сжатие. Однако такой подход требует больших энергетических, капитальных и операционных затрат [2].

Предлагаемый способ заключается в замене нескольких поэтапно подключаемых поршневых компрессоров одним многоступенчатым с гибкой системой регулирования производительности при регулярно снижающемся давлении всасывания. Методика поиска эффективного конструктивного решения позволяет определить конструктивные параметры оппозитного поршневого компрессора с цилиндрами двойного действия и прямым газопоршневым приводом, обеспечивающим требуемый режим работы ДКС на протяжении времени разработки пласта при снижении как энергетических, так и капитальных и операционных затрат.

Пример технического задания для ДКС

Анализ работы поршневого компрессора ДКС проведён на примере месторождения, характеристики которого представлены в табл. 1. Температура газа на входе в ДКС изменяется в диапазоне 20...45 °С, давление газа на выходе из ДКС необходимо поддерживать 5,5 МПа при температуре газа не более 50 °С.

Характерными особенностями данного месторождения являются:

- уменьшение в течение 15 лет давления газа на входе ДКС в 6 раз;
- снижение за 15 лет суточного отбора газа в 5 раз.

Несмотря на то, что нормализованная производительность $V_{\text{норм}}$ снижается, как и давление всасывания, производительность компрессора V_e , приведённая к условиям всасывания [3], увеличивается (рис. 1). Мощность идеального адиабатного компрессора при представленных исходных

Таблица 1. Параметры месторождения
Table 1. Field parameters

№ п/п	Год	Суточный отбор газа, млн м ³	Давление газа на входе ДКС, МПа	№ п/п	Год	Суточный отбор газа, млн м ³	Давление газа на входе ДКС, МПа
1	2016	9,198	5,00	9	2024	3,470	1,86
2	2017	8,140	4,43	10	2025	3,073	1,63
3	2018	7,206	3,94	11	2026	2,723	1,42
4	2019	6,381	3,49	12	2027	2,413	1,26
5	2020	5,649	3,09	13	2028	2,141	1,09
6	2021	5,002	2,73	14	2029	1,900	0,95
7	2022	4,427	2,41	15	2030	1,689	0,83
8	2023	3,919	2,11	16			

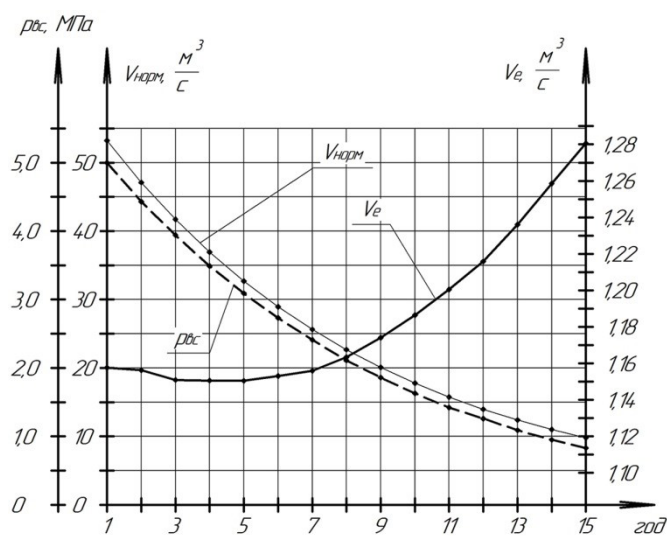


Рис. 1. Требуемые режимы работы компрессора:

$p_{вс}$ — давление всасывания;
 $V_{норм}$ — нормализованная производительность;
 V_e — производительность, приведённая к условиям всасывания

Fig. 1. Required operation modes of the compressor:
 $p_{вс}$ — suction pressure;
 $V_{норм}$ — normalized capacity;
 V_e — capacity, reduced to suction conditions

данных растёт, но имеет пик, показанный на рис. 2, приходящийся не на последний год, а на промежуточный, 11-й год эксплуатации.

Методика поиска эффективного конструктивного решения

С целью снижения энергетических затрат, а также затрат на приобретение нескольких компрессоров и их обслуживание реализована идея использования одного компрессорного агрегата с постоянным приводом и возможностью изменения конструктивных параметров компрессора [4, 5]:

- числа ступеней сжатия;
- числа рабочих полостей;
- числа оборотов привода;
- подключение регуляторов производительности переменного объема (РППО).

Последовательность поиска решения следующая:

1. По имеющимся данным относительно давлений всасывания и нагнетания, а также производительности, приведённой к условиям всасывания, вычисляется индикаторная мощность идеального компрессора, определяется режим, при котором компрессором потребляется максимальная мощность. На основе этого режима осуществляется расчет привода.

2. Далее определяется режим, при котором производительность, приведённая к условиям всасывания, имеет наибольшее значение. Данные этого режима и используются для дальнейшего определения основных геометрических параметров компрессора, при этом применяется стандартная методика теплового расчёта [3].

3. По полученной в первом приближении конфигурации компрессора (количество рядов, чис-

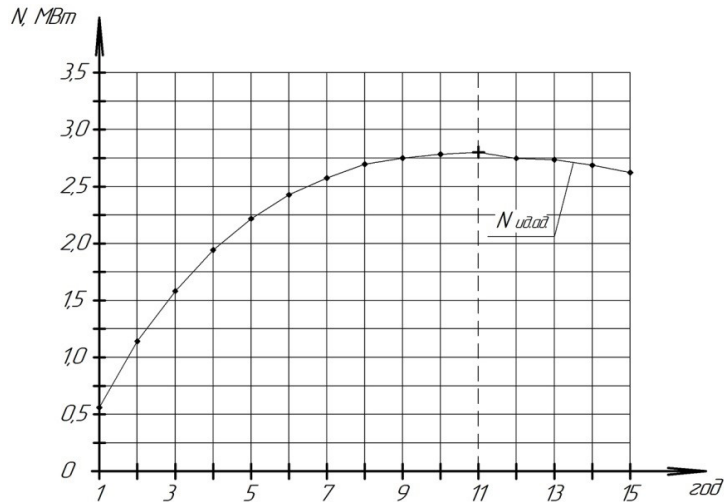


Рис. 2. Мощность идеального адиабатного компрессора
 Fig. 2. Power of ideal adiabatic compressor

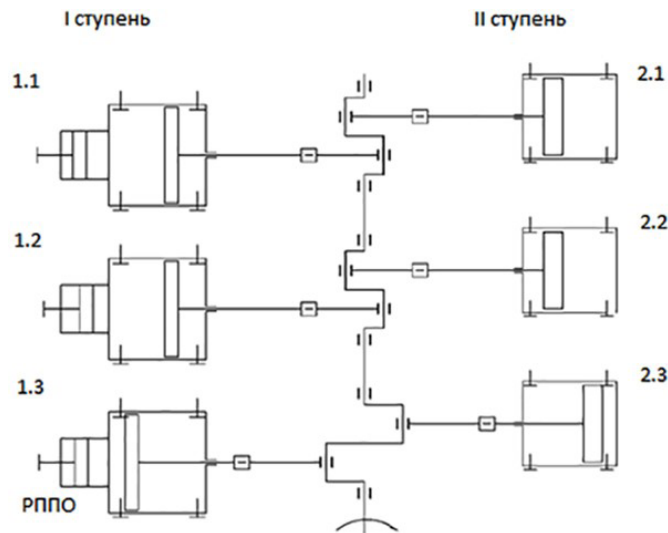


Рис. 3. Схема оппозитного компрессора с обозначением цилиндров
 Fig. 3. Scheme of boxer compressor with cylinder designation

ло ступеней, диаметр ряда, ход поршня, частота оборотов и мощность привода) проводится расчёт для остальных режимов по следующим параметрам: температура нагнетания, силы, действующие на поршень со стороны газа, потребляемая мощность, производительность.

4. Полученные параметры сверяются с допустимыми, и в случае превышения допустимых значений осуществляется изменение конструкции. Так, если силы, действующие на поршень со стороны газа, превышают допустимые с точки зрения прочности штока, то уменьшается диаметр соответствующего цилиндра, или рассматривается другая база, если пересчитанная в следующей итерации производительность меньше требуемой. Если давление в цилиндре превосходит максимально допустимое, то увеличивается толщина стенок цилиндра [2]. При превышении допустимой температуры нагнетания увеличивается число ступеней.

Варьируя таким образом параметрами и задаваясь критериями оптимизации, можно опре-

делить наиболее эффективные для рассматриваемого случая варианты по потребляемой мощности, экономическим показателям, и т. д.

Пример расчета ДКС по предложенной методике

Расчет компрессора по техническому заданию на первом этапе (неоптимизированный компрессор) показал, что с 1-го по 15-й год эксплуатации компрессор не обеспечивает требуемую производительность. Схема компрессора показана на рис. 3.

Снизить потребляемую компрессором мощность возможно путём варьирования перечисленных конструктивных параметров компрессора [3, 6, 7]. Результаты поиска параметров, обеспечивающих снижение потребляемой мощности, показаны в табл. 2.

В первый период работы давление на всасывании варьируется в диапазоне 5,0–3,94 МПа, давление на нагнетании 5,5 МПа обеспечива-

Таблица 2. Результаты поиска конструктивных параметров и параметров регулирования ДКС
 Table 2. Results of the search for design parameters and parameters of the regulation of the Booster compressor station (BCS)

Год	Этап работы (вариант конструктивного исполнения) компрессора	Давление всасывания, МПа	ε_k	Частота вращения привода, об/мин	Конструктивное исполнение						
					I ступень			Число ступеней			
					Положение РППО по цилиндрам				Количество рабочих полостей		
1.1	1.2	1.3	1.1	1.2	1.3						
1	I	5,00	1,10	800	закр.	откр.	откр.	1	2	2	1
2		4,43–3,94	1,24–1,40	850							
3											
4	II	3,49–3,09	1,58–1,78	900	закр.	откр.	откр.	1	2	2	2
5											
6	III	2,73–2,11	2,01–2,61	800	Регулирование положения			2		2	
7											
8											
9		1,86–1,63	2,96–3,37	850							
10											
11											
12		1,42–1,26	3,87–4,37	900							
13											
14											
15	1,09–0,95	5,05–5,79	950								
15	0,83	6,63	1000								

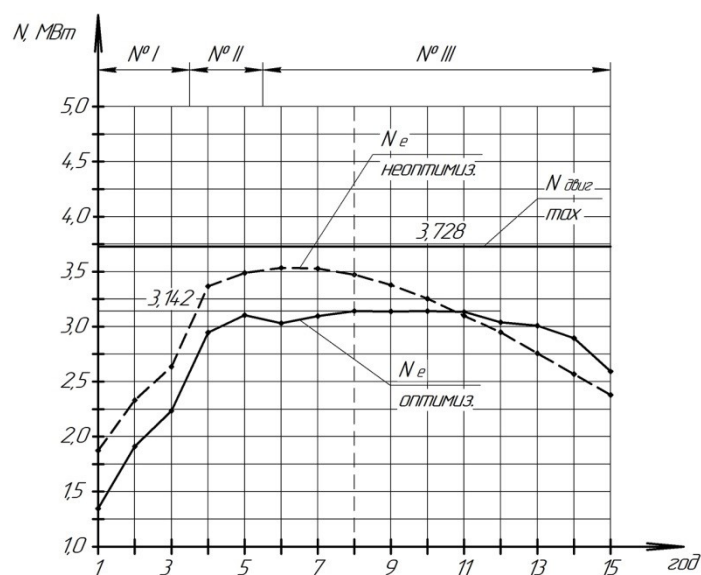


Рис. 4. Мощность, потребляемая компрессором по годам:
 $N_{e \text{ неоптимиз.}}$ — эффективная мощность на валу неоптимизированного компрессора;
 $N_{e \text{ оптимиз.}}$ — эффективная мощность на валу оптимизированного компрессора;
 $N_{\text{двиг. max}}$ — максимальная допустимая мощность на валу газового привода
 Fig. 4. Power consumed by the compressor by years:
 $N_{e \text{ неоптимиз.}}$ — effective shaft power of a non-optimized compressor;
 $N_{e \text{ оптимиз.}}$ — effective shaft power of the optimized compressor;
 $N_{\text{двиг. max}}$ — maximum permissible power on the gas drive shaft

ется работой одной ступени сжатия. При этом деактивируются цилиндры второй ступени и для полного уравнивания компрессора со стороны деактивированных цилиндров размещаются крейцкопфы большей массы. Требуемая производительность обеспечивается регу-

лированием частоты газопоршневого привода, открытием РППО и удалением всасывающих клапанов.

На втором этапе в последующие 2 года компрессор работает в двухступенчатом режиме, в котором подключены все цилиндры II ступени.

На третьем этапе с 6-го по 15-й год эксплуатации подключены все цилиндры компрессора. Регулирование производительности осуществляется изменением частоты и положения РППО.

В результате предложенного решения максимальная потребляемая компрессором мощность получилась ниже на 12 % (с 3,53 до 3,14 МВт), а также потребляемая мощность с 1-го по 11-й год эксплуатации была снижена в среднем на 370 кВт (рис. 4).

Выводы

Разработанная методика определения конструктивных параметров оппозитного поршневого компрессора с цилиндрами двойного действия и эффективной системой регулирования производительности при регулярно снижающемся давлении всасывания позволяет:

— подобрать мощность поршневого компрессора, не превышающую заданную допустимую мощность поршневого газового привода;

— провести подбор конструкторского решения, позволяющего поддерживать заданное давление газа при изменяющемся расходе, что влечёт за собой снижение капитальных и операционных затрат на эксплуатацию системы.

Для заданных условий предложена методика регулирования производительности компрессора, включающая варианты конструктивного решения на основе одной шестирядной базы.

Список источников

1. Вяхирев Р. И., Гриценко А. И., Тер-Саркисов Р. М. Разработка и эксплуатация газовых месторождений. М.: Недра, 2002. 879 с. ISBN 5-8365-0101-7.

2. Бром А. Е., Белова О. В., Сисинько А. Базовая модель стоимости жизненного цикла энергетического оборудования // Гуманитарный вестник. 2013. Вып. 10. 11 с. DOI: 10.18698/2306-8477-2013-10-115.

3. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт. 3-е изд., доп. М.: КолосС, 2006. 456 с.

4. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. 3-е изд., перераб. и доп. М.: КолосС, 2008. 711 с.

5. Giampaolo T. Compressor handbook: principles and practice. The Fairmont Press Inc., 2010. 376 p. ISBN 19780881736168.

6. Compression Machinery for Oil and Gas // Eds.: K. Brun, R. Kurz. Gulf Professional Publishing is an imprint of Elsevier, 2019. 600 p. ISBN 9780128146835.

7. Bloch H. P. Compressors and modern process applications. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2006. 346 p. ISBN 978-0-471-72792-7, 0-471-72792-X.

ВУЛЬФ Михаил Дмитриевич, студент гр. Э5-81 факультета «Энергомашиностроение» Московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана (МГТУ им. Н. Э. Баумана).

SPIN-код: 5392-1230

AuthorID (РИНЦ): 995042

Адрес для переписки: seavulf@gmail.com

РОГОВ Павел Андреевич, специалист по сервисной поддержке Ariel Corporation.

Адрес для переписки: progov@arielcorp.com

БЕЛОВА Ольга Владимировна, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н. Э. Баумана.

SPIN-код: 7545-9792

AuthorID (РИНЦ): 244340

ORCID: 0000-0002-2602-0398

AuthorID (SCOPUS): 55744126700

ResearcherID: O-3180-2017

Адрес для переписки: ovbelova@yandex.ru

ГОРЮНОВ Сергей Владимирович, инженер кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Адрес для переписки: svg777r@mail.ru

КАЛИНКИН Дмитрий Анатольевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н. Э. Баумана.

AuthorID (РИНЦ): 335817

Адрес для переписки: dakalinkin@mail.ru

Для цитирования

Вульф М. Д., Рогов П. А., Белова О. В., Горюнов С. В., Калинин Д. А. Методика поиска конструктивного решения для поршневого компрессора с прямым газопоршневым приводом при условиях истощения газового пласта // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 4. С. 43–48. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-43-48.

Статья поступила в редакцию 20.03.2019 г.

© М. Д. Вульф, П. А. Рогов, О. В. Белова,

С. В. Горюнов, Д. А. Калинин

TECHNIQUE FOR FINDING DESIGN SOLUTION FOR PISTON COMPRESSOR WITH DIRECT GAS PISTON DRIVE UNDER CONDITIONS OF DEPLETION OF THE GAS RESERVOIR

M. D. Vulf¹, P. A. Rogov², O. V. Belova¹,
S. V. Goryunov¹, D. A. Kalinkin¹

¹Bauman Moscow State Technical University,
Russia, Moscow, 2-nd Baumanskaya St., 5/1, 105005

²Ariel Corporation,
Russia, Moscow, 1st Tverskaya-Yamskaya St., 23/1, 125047

The article discusses approaches for calculation of a piston compressor unit with a direct gas piston drive for the compression of natural gas during long-term production in a depleted gas formation. This task is relevant for gas companies from the standpoint of reducing the cost of gas production. The application of the proposed method allows reducing the final cost of products, which increases the overall profitability of the business.

Keywords: booster compressor station, piston compressor, gas reservoir depletion, calculation technique.

References

1. Vyakhirev R. I., Gritsenko A. I., Ter-Sarkisov R. M. *Razrabotka i ekspluatatsiya gazovykh mestorozhdeniy* [Development and operation of gas fields]. Moscow: Nedra Publ., 2002. 879 p. ISBN 5-8365-0101-7. (In Russ.).

2. Brom A. E., Belova O. V., Sissin'ov A. *Bazovaya model' stoimosti zhiznennogo tsikla energeticheskogo oborudovaniya* [Basic model of life cycle costing of the power equipment] // *Gumanitarnyy vestnik. Humanities Bulletin of BMSTU*. 2013. Issue 10. 11 p. DOI: 10.18698/2306-8477-2013-10-115. (In Russ.).

3. Plastinin P. I. *Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet* [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed. Moscow: KolosS Publ., 2006. 456 p. (In Russ.).

4. Plastinin P. I. *Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 2. Osnovy proyektirovaniya. Konstruktsii* [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 2. Basics of design. Constructions]. 3rd ed. Moscow: KolosS Publ., 2008. 711 p. (In Russ.).

5. Giampaolo T. *Compressor handbook: principles and practice*. The Fairmont Press Inc., 2010. 376 p. ISBN 19780881736168. (In Engl.).

6. *Compression Machinery for Oil and Gas* // Eds.: K. Brun, R. Kurz. Gulf Professional Publishing is an imprint of Elsevier, 2019. 600 p. ISBN 9780128146835. (In Engl.).

7. Bloch H. P. *Compressors and modern process applications*. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2006. 346 p. ISBN 978-0-471-72792-7, 0-471-72792-X. (In Engl.).

VULF Mikhail Dmitriyevich, Student, gr. E5-81 of Vacuum and Compressor Equipment Department, Bauman Moscow State Technical University (BMSTU).
SPIN-code: 5392-1230

AuthorID (RSCI): 995042

Address for correspondence: seavulf@gmail.com

ROGOV Pavel Andreyevich, Service Support Specialist, Ariel Corporation,

Address for correspondence: progov@arielcorp.com

BELOVA Olga Vladimirovna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Vacuum and Compressor Equipment Department, BMSTU.

SPIN-code: 7545-9792

AuthorID (RSCI): 244340

ORCID: 0000-0002-2602-0398

AuthorID (SCOPUS): 55744126700

ResearcherID: O-3180-2017

Address for correspondence: ovbelova@yandex.ru

GORUNOV Sergey Vladimirovich, Engineer of Vacuum and Compressor Equipment Department, BMSTU.

Address for correspondence: svg777r@mail.ru

KALINKIN Dmitriy Anatolyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Vacuum and Compressor Equipment Department, BMSTU.

AuthorID (RSCI): 335817

Address for correspondence: dakalinkin@bmstu.ru

For citations

Vulf M. D., Rogov P. A., Goryunov S. V., Belova O. V., Kalinkin D. A. Technique for finding design solution for piston compressor with direct gas piston drive under conditions of depletion of the gas reservoir // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2018. Vol. 3, no. 4. P. 43–48. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-43-48.

Received 20 March 2019.

© M. D. Vulf, P. A. Rogov, O. V. Belova,

S. V. Goryunov, D. A. Kalinkin