

РАЗРАБОТКА КОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА НА БАЗЕ ВОЛНОВОГО КОМПРЕССОРА С МАГНИТОЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ ДЛЯ ДОБЫЧИ УГЛЕВОДОРОДНОГО СЫРЬЯ В УСЛОВИЯХ АРКТИЧЕСКОГО ШЕЛЬФА

С. В. Горюнов, Д. А. Морозов, О. В. Белова,
Е. В. Крестовских, Д. А. Калинин, К. А. Колесов

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

Для использования в таких экстремальных условиях работы, как подводная морская добыча на арктическом шельфе, требуется применение принципиально новых видов компрессорных агрегатов. Критериям эффективности для арктических газодобывающих комплексов удовлетворяет компрессор на основе газодинамической вибрационной схемы, принципе кинетического сжатия и объемного нагнетания газа при колебательном движении поршня-сопла в звуковом диапазоне частот. Достоинством компрессора является полное отсутствие механического трения элементов конструкции. В работе рассматривается многоступенчатая схема волнового компрессора с магнитоэлектрическим приводом для добычи углеводородного сырья и расчетный анализ работоспособности последнего на базе расчета магнитоэлектрического компрессора кинетического сжатия и объемного нагнетания в качестве аналога волнового компрессора.

Ключевые слова: подводная нефтегазодобыча, арктический шельф, волновой компрессор, компрессор-насосный агрегат, линейный привод.

За последние 100 лет развития техники общество совершило громадный скачок. Он связан, в первую очередь, с использованием невозобновляемых ресурсов. Потребность в этих ресурсах вынуждает осваивать территории, на которых добыча связана с преодолением ряда сложнейших задач. Основным неосвоенным источником углеводородного сырья является территория арктического шельфа. Добыча в этих территориальных условиях требует принципиально нового подхода к развитию способов добычи и транспортировки сырья.

За последние 30 лет техника, разработанная для добычи и транспортировки сырья, морально устарела. Затраты, связанные с применением устаревших технологий на вновь разрабатываемых территориях, многократно увеличивают стоимость добываемых ресурсов. Поэтому возникает задача создания новых способов добычи основанных на разработках нового поколения технологического оборудования, которое позволит снизить затраты, многократно увеличить экологическую безопасность и тем самым обеспечить временную устойчивую платформу технологического развития.

Наиболее перспективным решением является развитие систем подводной добычи в условиях арктического шельфа. Создание полностью подводного промысла, оборудование которого обеспечивает высокую степень подготовки скважинной продукции, с целью снижения экологических рисков.

Размещение технологического оборудования на морском дне в непосредственной близости от устьев скважин позволяет более эффективно и безопасно осуществлять разработку месторождения. При этом оборудование, обеспечивающее процесс добычи, в частности компрессорные и насосные агрегаты, должны соответствовать требованиям, обеспечивающим экономическую эффективность.

Ключевыми требованиями к насосному и компрессорному оборудованию являются:

- уменьшение габаритов;
- увеличение надежности путём полного устранения механического трения элементов конструкции;
- увеличение безопасности при сжатии и перекачке добываемых газов и жидкостей за счет обеспечения герметичности конструкции;
- упрощение процесса регулирования оборудования по расходу и давлению в диапазоне 0–100 %;
- высокая автономность агрегата при длительном сроке службы;
- отсутствие вспомогательных систем, обеспечивающих работу оборудования;
- реализация процесса добычи газогидратных соединений;
- реализация процесса ожижения и перекачки углеводородного сырья;
- снижение капитальных затрат производства и затрат на жизненный цикл оборудования.

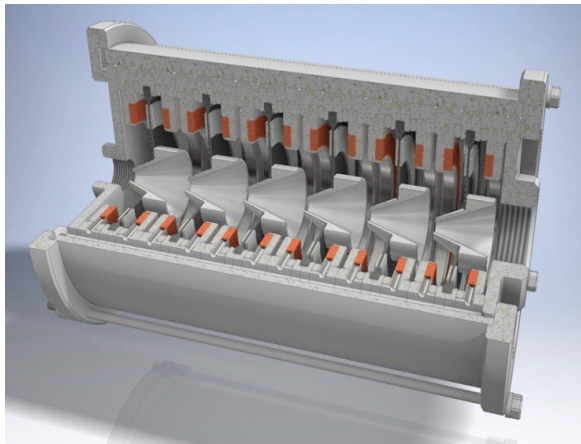


Рис. 1. 3D модель волнового компрессор-насосного агрегата
Fig. 1. 3D model of a wave compressor-pumping unit

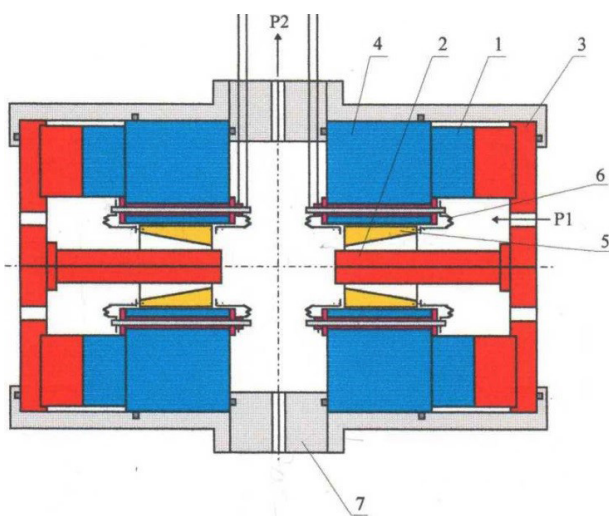


Рис. 2. Схема одноступенчатого волнового компрессора симметричной конструкции
Fig. 2. Scheme of a single-stage wave compressor of a symmetrical design

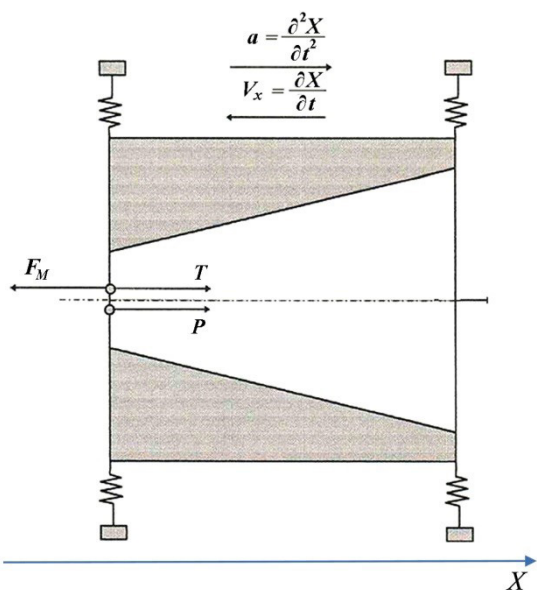


Рис. 3. Расчетная схема для динамического расчета рабочего органа компрессора
Fig. 3. The design scheme for the dynamic calculation of the working body of the compressor

Эти требования ставят задачи создания принципиально новых видов компрессор-насосных агрегатов.

Одним из направлений разработок является компрессор-насосный агрегат волнового принципа действия с линейным приводом [1], представленный на рис. 1.

Такая конструкция компрессор-насосного агрегата позволяет:

- увеличить межремонтный пробег компрессора до капитального ремонта свыше 10 лет;
- исключить систему смазки трущихся элементов;
- обеспечить минимальное техническое обслуживание;
- обеспечить надежную работу в автономном режиме;
- уменьшить габаритные размеры;
- обеспечить стабильную работу компрессора;
- существенно сократить эксплуатационные затраты;
- обеспечить герметичность;
- обеспечить работу на двухфазной среде;
- обеспечить безопасное, быстрое размещение непосредственно у места добычи.

Для расчета и экспериментального исследования была разработана одноступенчатая схема волнового компрессора симметричной конструкции, представленная на рис. 2. Магнитная система, создающая радиальное магнитное поле в рабочем зазоре, состоит из постоянного кольцевого магнита 1, обвязанного магнитопроводом. Магнитопровод состоит из ядра 2, шайбы 3 со всасывающим окном и кольцевого полюсного наконечника 4. Колебательная катушка выполнена в виде поршня-сопла 5, подвешенного к полюсному наконечнику 4 с помощью двух мембран 6, являющихся упругими элементами и тоководами, подающими электрическую энергию на катушку [2].

Камера нагнетания образована кольцевым корпусом 7 и двумя магнитными системами.

Принцип работы компрессора:

- при перемещении катушки в сторону всасывающего окна происходит процесс сжатия газа в конической части сопла, одновременно со стороны камеры нагнетания происходит процесс обратного расширения;
- при перемещении катушки в сторону нагнетания происходит процесс всасывания со стороны конической части сопла и одновременно процесс нагнетания сжатого газа с противоположной стороны сопла.

Методика расчета компрессора заключается в следующем.

Для расчета динамики компрессора принимается расчетная схема, представленная на рис. 3. На сопло действуют следующие силы: F_M — электродинамическая сила (сила Ампера); T — сила упругости мембран; P — сила давления газа.

По II закону Ньютона результирующая сила вдоль оси X будет:

$$m \left(\frac{d^2x}{dt^2} \right) + T + P = F_M,$$

где m — масса системы, равная сумме массы поршня и приведенной массы мембран.

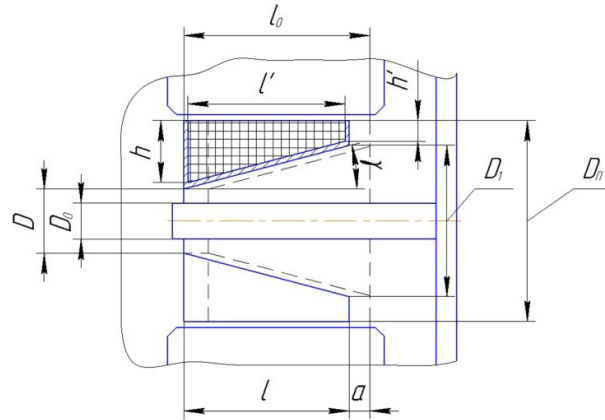


Рис. 4. Геометрические параметры рабочей части:
 D_1, D_2, D_0', D_1', l — геометрические параметры сопла
 и проточного канала

Fig. 4. Geometrical parameters of the working part:
 D_1, D_2, D_0', D_1', l — geometrical parameters
 of the nozzle and the flow channel

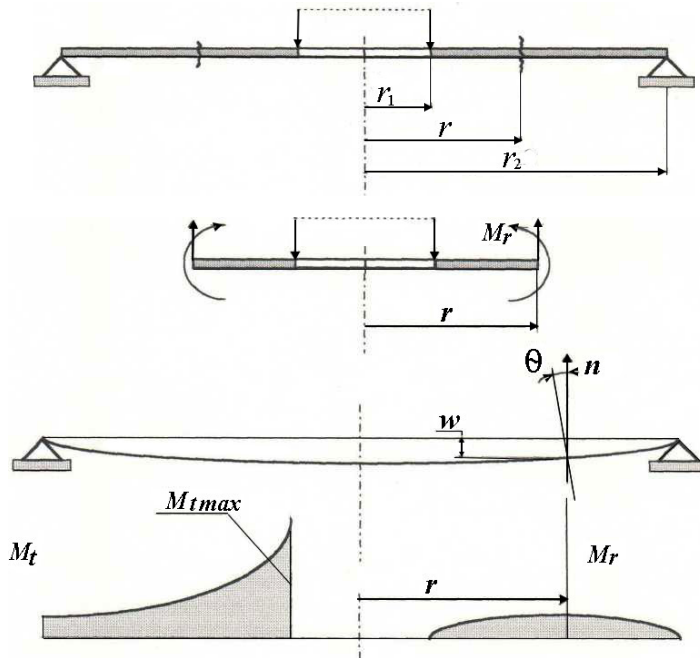


Рис. 5. Напряжения и прогибы дисковой пружины
 Fig. 5. Tensions and deflections of the disc spring

Электродинамическая сила F_M определяется из допущения однородности магнитного поля в зазоре между соплом, внутри которого расположена катушка индуктивности, и керном, выполняющим роль сердечника:

$$F_M = I \cdot 2\pi \cdot R \cdot n \cdot B,$$

где $B = \text{const}$ — величина индукции внешнего магнитного поля; $I = \text{var}$ — ток в катушке; $R \cong D_1/2$ — средний радиус катушки (рис. 4).

В уравнении II закона Ньютона сила упругости мембраны рассчитывается на основе допущения, что мембрана представляет собой плоский диск с центральным отверстием, причем сила, действующая на мембрану, расположена по диаметру центрального отверстия (рис. 5).

Закон перемещения в уравнении II закона Ньютона может быть задан соответственно закону переменного тока, питающего катушку индуктивности внутри сопла. В данном случае принят закон

$$x = \left(\frac{a}{2}\right)[1 - \cos(\omega t + \alpha)],$$

где ω — угловая частота, рад/с, $\omega = 2\pi f$; f — частота колебаний, Гц; a — амплитуда колебаний или ход поршня, м.

На основе закона перемещения определяется зависимость изменения скорости и ускорения сопла от времени:

$$V_x = \left(\frac{dx}{dt}\right) = \omega \cdot \frac{a}{2} \cdot \sin(\omega t + \alpha) = \pi \cdot f \cdot a \cdot \sin(\omega t + \alpha),$$

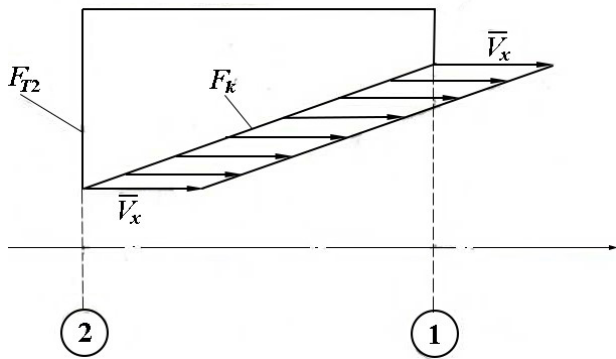


Рис. 6. Распределение скоростей газа по конической стенке сопла
Fig. 6. The distribution of gas velocities on the conical wall of the nozzle

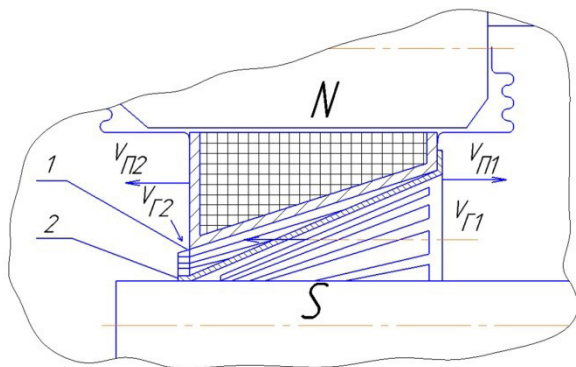


Рис. 7. Расчетная схема клапанного варианта подвижной системы:
1 — клапанная пластина; 2 — седло клапана
Fig. 7. The design scheme of the valve version of the moving system:
1 — valve plate; 2 — valve seat

$$a_x = \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right) = \omega^2 \cdot \left(\frac{a}{2} \right) \cdot \cos(\omega t + \alpha) = \pi^2 \cdot f^2 \cdot a^2 \cdot \cos(\omega t + \alpha).$$

Газовая сила, действующая на коническую поверхность сопла, определяется на основании допущений равномерности распределения давления по площади, изотермичности процесса сжатия и адиабатичности процесса расширения, причем процессы всасывания и нагнетания газа в рабочую полость принимаются изобарными (допущение для идеального компрессора).

Расчет расходов проводится по средней интегральной скорости поршня-сопла (рис. 6):

$$\bar{V}_x = \left(\frac{1}{\pi} \right) \cdot \int_0^\pi V_x \cdot d(\omega t) = \left(\frac{a\omega}{2\pi} \right) \int_0^\pi \sin(\omega t) d(\omega t) = 2f \cdot a.$$

Коэффициент подачи такого компрессора определяется по формуле [3, 4]:

$$\lambda = \frac{\bar{V}_x}{a_{kp}},$$

где a_{kp} — критическая скорость газа.

Здесь средняя скорость газа равна средней скорости перемещения сопла. Расход газа через сопло определяется по формуле Сен-Венана — Ванцеля. Тогда производительность компрессора:

$$G_0 = 2G_1 = \left[\frac{2\beta \cdot q(\lambda, k)}{\sqrt{R \cdot T_{01}}} \right] \cdot P_{01} F_1,$$

где P_{01} — полное давление газа во всасывающей камере; T_{01} — полная температура газа на всасывании; k — показатель адиабаты газа.

В результате всех преобразований из уравнения II закона Ньютона определяется рабочий диапазон частоты колебаний сопла, равный частоте переменного тока, подаваемого на катушку, исходя из условий максимального КПД компрессора

$$\eta = \frac{N_{uz}}{N_{эл}},$$

где

$$N_{uz} = P_{01} \cdot \bar{V} \left[1 + \left(\frac{T_w}{T_{01}} \right) (\ln(\epsilon) - 1) \right] -$$

полезная изотермическая мощность компрессора при сухом идеальном газе.

Если допустить, что температура охлаждающей воды T_w равна температуре газа на всасывании T_{01} , и учесть связь объемной производительности компрессора V с массовой производительностью G [5], то:

$$N_{uz} = P_{01} \cdot (G/\rho) \cdot \ln(\epsilon).$$

Электрическая мощность, подводимая к компрессору, будет определяться через эффективное значение амплитудной величины тока I_0 и полное сопротивление электрической цепи Z [6]:

$$N_{эл} = \left(\frac{1}{2} \right) \cdot I_0^2 \cdot Z = \left(\frac{1}{2} \right) \cdot I_0^2 \times \sqrt{\left(\sqrt{R_0^2 + (2\pi \cdot f \cdot L)^2} \right)}.$$

Здесь активное сопротивление катушки R_0 и индуктивность многослойной катушки L определяется как [7]:

$$R_0 = r_0 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot n_1,$$

$$L = \frac{D_1 \cdot n_1^2}{\left(1,125 \left(\frac{l}{D_1} \right) + 1,25 \left(\frac{b}{D_1} \right) + 0,375 \right)} \cdot 10^{-6},$$

где r_0 — удельное электрическое сопротивление;

$b = \frac{D_{II} - D_I}{2}$ — величина зазора.

Авторами была рассмотрена схема клапанного варианта подвижной системы компрессора, представленная на рис. 7. Где стрелками указано направление скорости движения поршня $V_{\Gamma 1,2}$

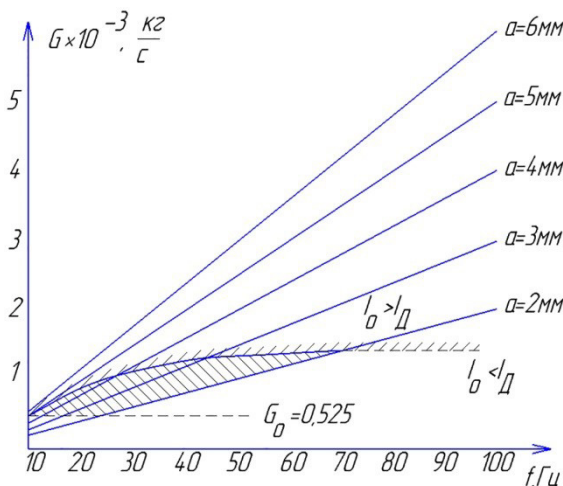


Рис. 8. Зависимость производительности в диапазоне частот от 10 до 100 Гц от амплитуды колебаний, газ — R22, вариант с лепестковым клапаном
 Fig. 8. Dependence of performance in the frequency range from 10 to 100 Hz on the amplitude of oscillations, gas — R22, version with a flap valve

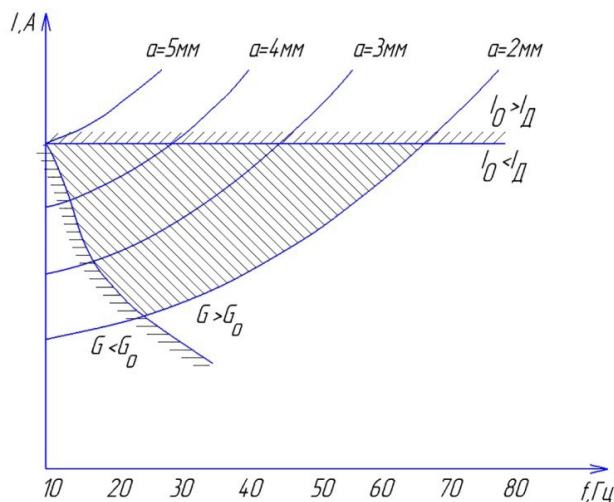


Рис. 9. Зависимости амплитудных значений тока в диапазоне частот от 10 до 80 Гц для различных амплитуд колебания, газ — R22, вариант с лепестковым клапаном, число витков $n = 121$
 Fig. 9. Dependences of amplitude values of current in the frequency range from 10 to 80 Hz for different amplitudes of vibration, gas — R22, version with a flap valve, number of turns $n = 121$

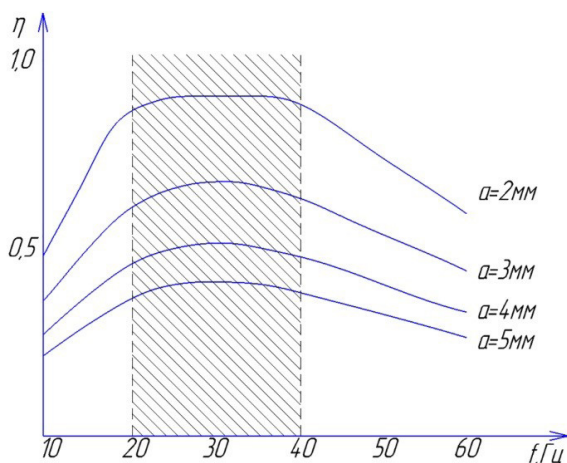


Рис. 10. Зависимости КПД в диапазоне частот от 10 до 60 Гц для различных амплитуд колебания
 Fig. 10. Efficiency dependencies in the frequency range from 10 to 60 Hz for different oscillation amplitudes

и направление скорости движения клапанных пластин $V_{г1,2}$ при совершении колебательного движения подвижной системы компрессора под действием сил линейного привода. Линейный привод обеспечивается взаимодействием магнитного поля неподвижных магнитов (N, S на рис. 7) и витков катушки. На основе данной схемы проводится расчет скорости открытия/закрытия клапана.

Для численного исследования предложенной схемы были выбраны следующие исходные параметры процесса сжатия: сжимаемая среда — бутан технический С4Н10; производительность компрессора 0,000525 кг/с; давление всасывания 0,1 МПа; частота колебания 10–10000 Гц; амплитуда колебаний 2–6 мм; материал постоянного магнита ЮН14ДК24.

В ходе численного исследования были получены следующие результаты:

Степень сжатия в диапазоне частот (10–1000) Гц является величиной постоянной и равной 4,75 и зависит от геометрии соплового элемента. Диапазон частот (100–1000) Гц обеспечивает необходимый расход, но имеет место превышение допустимых величин тока (I_A). Степень сжатия в диапазоне частот (1000–10000) Гц падает с ростом частоты. В случае бесклапанного варианта конструкции для достижения величины расхода (0,000525 кг/с) необходимо работать в диапазоне частот (1000–10000) Гц. Однако обеспечение работы компрессора в данном диапазоне частот связано с созданием в катушке поршня электрического тока (I_0), на несколько порядков превышающие допустимые токи (I_A) по условию размагничивания постоянного магнита.

Полученные результаты указывают на необходимость использования клапанов в предложенной схеме (рис. 7). В случае клапанного варианта компрессора производительность увеличивается в среднем на три порядка по сравнению с бесклапанным вариантом.

Для клапанного варианта поршня-сопла определена рабочая зона компрессора в диапазоне частот (10–100) Гц, которая обеспечивает заданную производительность (G_0) и ограничена областью допустимых токов ($I_0 < I_A$) (рис. 8).

Для клапанного варианта поршня-сопла определена рабочая зона компрессора в диапазоне частот (10–100) Гц, в зависимости от значений тока ($I_0 < I_A$) для различных амплитуд колебания (рис. 9). На рис. 9 показана линия предельно допустимой величины тока ($I_0 = I_A$) по условиям размагничивания постоянного магнита и линия заданного расхода ($G \geq G_0$). Эти линии определяют рабочую зону компрессора при заданном диаметре проволоки намотки катушки и количестве витков (заштрихованная область графиков).

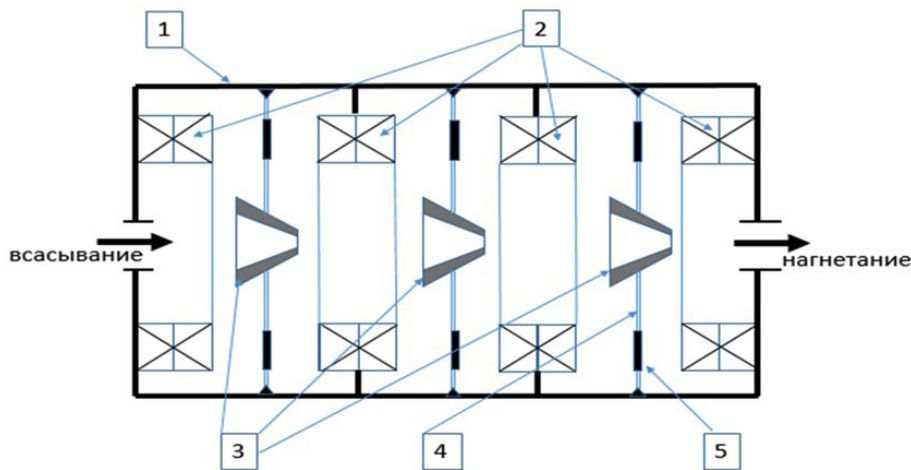


Рис. 11. Схема волнового компрессора
Fig. 11. Wave compressor circuit

Полученные графические зависимости позволяют для выбранного режима: ток I_0 ; частота колебаний f — определить диапазон амплитуд колебаний (a).

Результаты расчета КПД компрессора без учета потерь в клапане представлены на рис. 10. Из рис. 10 видно, что максимум КПД наблюдается в диапазоне частот (20–40) Гц, причем при амплитуде $a = 2$ мм его величина принимает наивысшее значение. Таким образом, рабочая область компрессора дополнительно уменьшилась и определены наилучшие режимы работы компрессора.

Проведенное исследование показало возможность осуществления процесса сжатия в компрессоре подобной конструкции.

Исходя из вышеизложенного, можно заключить, что рассчитанная конструкция может найти применение в системах, требующих небольшую производительность и степень повышения давления, например, в небольших холодильных установках или пульсационных криогенераторах.

В связи с тем, что в рассмотренной схеме имеет место ограничение по частоте колебаний и амплитудам рабочего элемента, а также в рассмотренной схеме технически сложно организовать многоступенчатое сжатие, предлагается рассмотреть иной способ создания колебательного движения.

Задачей дальнейших разработок является создание облегченной многоступенчатой электромагнитной конструкции, позволяющей работать в широком диапазоне частот колебаний подвижных элементов. Эта задача решается в компрессоре волнового кинетического сжатия с частичным объемным нагнетанием и линейным электромагнитным приводом, в котором мембраны с жестко закрепленным на ней соплом выполняют функцию поршней, приводятся в осевое движение набором электромагнитов [1].

В компрессоре используется газодинамическая вибрационная схема, совмещающая кинетическое сжатие и частично объемное нагнетание газа при колебательном движении поршня — сопла в дозвуковом диапазоне частот, при этом обеспечивается генерирование волнового дви-

жения газа в проточной части, сформированной пространствами между подвижными — колеблющимися мембранами, жестко соединенными с соплами. Это обеспечивает увеличение скорости протекания перекачиваемой среды через критическое сечение сопел, увеличивая эффективность процессов сжатия и нагнетания.

Техническое решение поставленной задачи достигается тем, что в компрессоре магнитная система разбита на ряд неподвижных электромагнитов, а поршневая группа состоит из нескольких последовательно расположенных перфорированных конических элементов — сопел, установленных в мембранах и жестко связанных с подвижной частью магнитопровода совершающей колебательные движения в зонах воздействия магнитного поля неподвижных электромагнитов [7].

На рис. 11 представлена схема компрессора. В корпусе 1 последовательно устанавливаются неподвижные электромагнитные катушки 2 и подвижные мембраны 4. На мембранах жестко закрепляются облегченные конические сопла 3, связанные с пластинами 5 магнитопровода. Пластины обеспечивают колебательное движение сопел за счет воздействия магнитных сил, замыкающих магнитопровод неподвижных электромагнитных катушек при работе компрессора. Перемещение мембран происходит в строгой последовательности включения электромагнитных катушек (рис. 12). В межмембранных камерах А, В, С, D формируется процесс волнового течения газа с последовательным повышением давления в направлении от окна всасывания к окну нагнетания. На рис. 12 также представлены эпюры давления от $P_{вс}$ до $P_{наг}$ по оси компрессора.

Компрессор волнового кинетического сжатия с частичным объемным нагнетанием и линейным электромагнитным приводом, реализующий многоступенчатое сжатие, позволяет работать в широком диапазоне частот колебаний подвижных элементов за счет малых амплитуд. При этом геометрия проточной части позволяет обеспечить высокую степень повышения давления и большие расходы сжимаемого газа, что необходимо в условиях добычи углеводородного сырья.

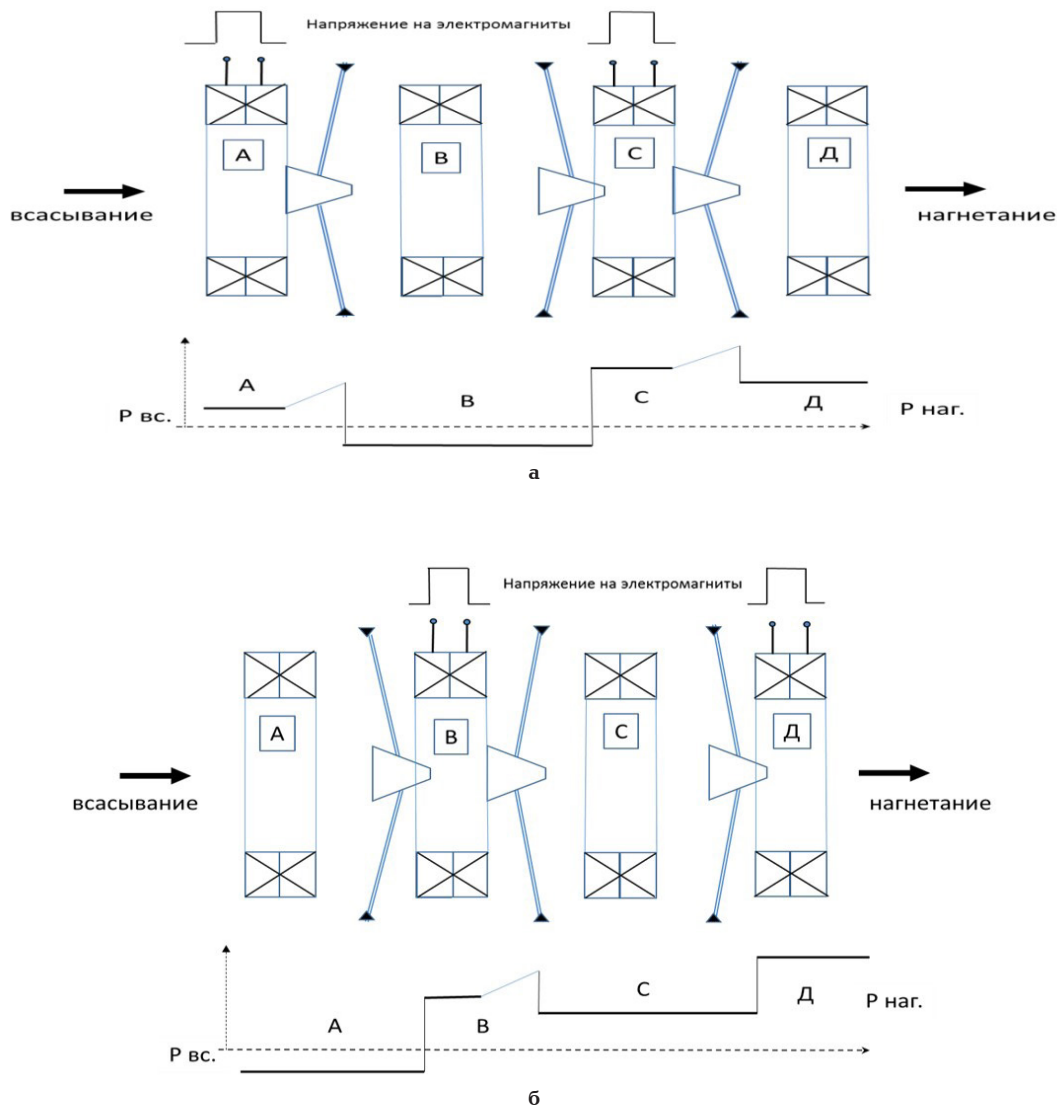


Рис. 12. Процесс волнового сжатия в компрессоре:
а — первый такт сжатия; б — второй такт сжатия
Fig. 12. The process of wave compression in the compressor:
a — the first compression stroke; b — second compression stroke

Экономическая эффективность разработки подтверждена сравнением стоимости жизненного цикла предложенной разработки с функциональными аналогами по основным показателям [5, 6]:

- себестоимость изготовления;
- затраты на владение;
- затраты на приобретение и эксплуатацию.

По оценке совокупности стоимостных, технических, эксплуатационных и потребительских характеристик предлагаемое решение превосходит существующие системы.

Список источников

1. Пат. 2142576 Российская Федерация, МПК F 04 В 35/00. Компрессор кинетического сжатия и объемного нагнетания с магнитоэлектрическим приводом / Горюнов С. В. № 98106824/06; заявл. 03.04.98; опубл. 10.12.99.

2. Бокуняев А. А., Борисов Н. М., Варламов Р. Г. [и др.]. Справочная книга радиолюбителя-конструктора. М.: Радио и связь, 1990. Вып. 1147. 624 с.

3. Френкель М. И. Поршневые компрессоры: теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1969. 744 с.

4. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Колосс, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.

5. Brom A. E., Belova O. V., Sissinio A. Lifecycle Costs for Energy Equipment: FMECA & Lifecycle Costing Models as «Decision Making» Tools for Cost Reduction During the Whole Equipment Life // Procedia Engineering. 2016. Vol. 152. P. 173–176. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.687.

6. Brom A. E., Omelchenko I. N., Belova O. V. Lifecycle Costs for Energy Equipment FMECA for Gas Turbine // Procedia Engineering. 2016. Vol. 152. P. 177–181. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.688.

7. Заявка 2018102705/06(003767) Российская Федерация, МПК F 04 В 35/00. Компрессор волнового кинети-

ческого сжатия с частичным объемным нагнетанием и линейным электромагнитным приводом / Горюнов С. В. заявл. 24.01.18.

ГОРЮНОВ Сергей Владимирович, инженер кафедры «Вакуумная и компрессорная техника».

Адрес для переписки: svg777r@mail.ru

МОРОЗОВ Дмитрий Аркадьевич, студент 5-го курса факультета «Энергомашиностроение» кафедры «Вакуумная и компрессорная техника».

БЕЛОВА Ольга Владимировна, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника».

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

КРЕСТОВСКИХ Елена Владимировна, инженер кафедры «Вакуумная и компрессорная техника».

КАЛИНКИН Дмитрий Анатольевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника».

AuthorID (РИНЦ): 335817

Адрес для переписки: dakalinkin@bmstu.ru

КОЛЕСОВ Константин Андреевич, аспирант кафедры «Вакуумная и компрессорная техника».

Для цитирования

Горюнов С. В., Морозов Д. А., Белова О. В., Крестовских Е. В., Калинин Д. А., Колесов К. А. Разработка компрессорного агрегата на базе волнового компрессора с магнитоэлектрическим приводом для добычи углеводородного сырья в условиях арктического шельфа // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 3. С. 47–55. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-3-47-55.

Статья поступила в редакцию 20.03.2019 г.

© С. В. Горюнов, Д. А. Морозов, О. В. Белова, Е. В. Крестовских, Д. А. Калинин, К. А. Колесов

DESIGN OF COMPRESSOR UNIT BASED ON WAVE COMPRESSOR WITH MAGNETOELECTRIC DRIVE FOR EXTRACTION OF HYDROCARBONS IN ARCTIC SHELF

S. V. Goryunov, D. A. Morozov, O. V. Belova,
E. V. Krestovskikh, D. A. Kalinkin, K. A. Kolesov

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

For the use in such extreme working conditions as underwater offshore production on the Arctic shelf, the use of fundamentally new types of compressor units is required. The efficiency criteria for the Arctic gas-producing complexes are satisfied by a compressor based on the gas-dynamic vibration scheme, the principle of kinetic compression and volumetric gas injection during oscillatory movement of the piston-nozzle in the sound frequency range. The advantage of the compressor is the complete absence of mechanical friction of the structural elements. The paper considers a multi-stage scheme of a wave compressor with a magnetoelectric drive for the extraction of hydrocarbon raw materials and a calculation analysis of the latter's performance based on the calculation of a magnetoelectric compressor kinetic compression and volumetric injection as an analogue of a wave compressor.

Keywords: underwater oil and gas production, arctic shelf, wave compressor, compressor-pumping unit, linear drive.

References

1. Patent 2142576 Russian Federation, IPC F 04 B 35/00. Kompressor kineticheskogo szhatiya i ob'yemnogo nagnetaniya s magnitoelektricheskim privodom [Compressor of kinetic compression and volumetric injection with a magnetoelectric drive] / Goryunov S. V. No. 98106824/06. (In Russ.).
2. Bokunayev A. A., Borisov N. M., Varlamov R. G. [et al.]. Spravochnaya kniga radiolyubatelya-konstruktora [Reference book amateur radio designer]. Moscow: Radio i svyaz' Publ., 1990. Vol. 1147. 624 p. (In Russ.).
3. Frenkel' M. I. Porshnevyye kompressory: teoriya, konstruksii i osnovy proyektirovaniya [Piston compressors: theory, design, and design basics]. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1969. 744 p. (In Russ.).
4. Platinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vol. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow: Koloss Publ., 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).
5. Brom A. E., Belova O. V., Sissinio A. Lifecycle Costs for Energy Equipment: FMECA & Lifecycle Costing Models as «Decision Making» Tools for Cost Reduction During the Whole Equipment Life // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 152. P. 173–176. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.687. (In Engl.).
6. Brom A. E., Omelchenko I. N., Belova O. V. Lifecycle Costs for Energy Equipment FMECA for Gas Turbine // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 152. P. 177–181. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.688. (In Engl.).
7. Patent Application 2018102705/06(003767) Russian Federation, IPC F 04 B 35/00. Kompressor volnovogo kineticheskogo szhatiya s chastichnym ob'yemnym nagnetaniyem i lineynym elektromagnitnym privodom [Wave kinetic compression compressor with partial volumetric injection and linear electromagnetic drive] / Goryunov S. V. Filed 24.01.18. (In Russ.).

GORYUNOV Sergey Vladimirovich, Engineer of Vacuum and Compressor Equipment Department. Address for correspondence: svg777r@mail.ru
MOROZOV Dmitry Arkadievitch, Student of Vacuum and Compressor Equipment Department.
BELOVA Olga Vladimirovna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Vacuum and Compressor Equipment Department. 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
KRESTOVSKIKH Elena Vladimirovna, Engineer of Vacuum and Compressor Equipment Department.
KALINKIN Dmitriy Anatolievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Vacuum and Compressor Equipment Department. AuthorID (RSCI): 335817 Address for correspondence: dakalinkin@bmstu.ru
KOLESOV Konstantin Andreyevich, Graduate Student of Vacuum and Compressor Equipment Department.

For citations

Goryunov S. V., Morozov D. A., Belova O. V., Krestovskikh E. V., Kalinkin D. A., Kolesov K. A. Design of compressor unit based on wave compressor with magnetoelectric drive for extraction of hydrocarbons in Arctic shelf // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2019. Vol. 3, no. 3. P. 47–55. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-3-47-55.

Received 20 March 2019.

© S. V. Goryunov, D. A. Morozov, O. V. Belova,
E. V. Krestovskikh, D. A. Kalinkin, K. A. Kolesov