



Снижение колебаний давления в магистралях нагнетания винтовых компрессоров

Г. О. Белов	кандидат технических наук, доцент; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева, г. Самара; belov.go@ssau.ru
А. Н. Видяскина	аспирант; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева, г. Самара; vidyaskina.an@ssau.ru
А. Н. Крючков	доктор технических наук, профессор; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева, г. Самара; kryuchkov.an@ssau.ru
К. С. Тазиев	студент; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева, г. Самара; tazievk0403@gmail.com

В статье показана актуальность проблемы снижения интенсивности колебаний в линиях нагнетания винтовых компрессоров. Представлена разработанная методика расчёта колебаний подачи компрессора, основанная на его реальной геометрии винтовых роторов и окна нагнетания. Предложены схемы автономного и встроенного глушителей колебаний газа на выходе компрессора, устанавливаемые в выходной трубопровод и в корпус нагнетания компрессора. В статье выполнен расчет эффективности глушителей пульсаций потока и показана их высокая эффективность в диапазоне частот до 2 кГц.

Ключевые слова: винтовые компрессоры; присоединительная трубопроводная система; линия нагнетания; колебания давления газа; вибрации трубопроводов; электроакустические аналогии; импедансный метод; глушители шума

Цитирование: Белов, Г. О. Снижение колебаний давления в магистралях нагнетания винтовых компрессоров / Г. О. Белов, А. Н. Видяскина, А. Н. Крючков, К. С. Тазиев // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №4. – С. 122-134. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-122-134

Введение

Винтовые компрессоры нашли достаточно широкое распространение в современной технике, но особенности его работы, в частности значительная неравномерность подачи рабочего газа, приводит к пульсациям давления в линии нагнетания. Данное негативное явление приводит, в свою очередь, к механическим вибрациям присоединенных трубопроводов и

других элементов механизмов машин, а также к повышению внешнего акустического шума вплоть до превышения норм по обоим показателям. В свою очередь, внешний акустический шум и уровень вибрации являются совокупными показателями качества качающего узла и, там, где это возможно, целесообразно снижать неравномерность подачи непосредственно в источнике. Такой подход не всегда возможен, ввиду того что винтовой компрессор не всегда используется на проектной степени сжатия, причем отрицательно сказывается на виброактивности агрегата как недожатие, так и пережатие газа в рабочей камере компрессора. С учетом этой особенности винтового компрессора перспективным направлением снижения уровня внешнего акустического шума и вибрации является разработка мероприятий по снижению виброакустических нагрузок на элементы напорной магистрали. Эта задача решается за счет снижения пульсаций давления и расхода в присоединенных к насосу напорных трубопроводах.

Возможны следующие основные варианты снижения пульсационной напряженности в напорных линиях компрессорных установок:

1) Конструктивная доработка окна нагнетания компрессора или другие мероприятия по доработке конструкции компрессора как источника колебаний [3]. Указанный метод снижения колебаний достаточно дорогостоящий и требует значительных изменений конструкции компрессора.

2) Установка в напорную магистраль специальных устройств, поглощающих или отражающих поток колебательной энергии обратно к источнику или преобразующих эту энергию в тепло. Данные устройства известны как глушители колебаний.

Глушители классифицируются по принципу действия на реактивные, диссипативные и комбинированные. Реактивные глушители подразделяются на камерные, резонансные и комбинированные.

В реактивных глушителях (рисунок 1, а) снижение пульсаций давления в трубопроводе за глушителем достигается, главным образом, за счёт отражения энергии набегающих на него волн, а в диссипативных (рисунок 1, б) – за счёт потерь акустической энергии на трение в гидравлических дросселях и звукопоглощающих материалах, расположенных на пути распространения звука [10].

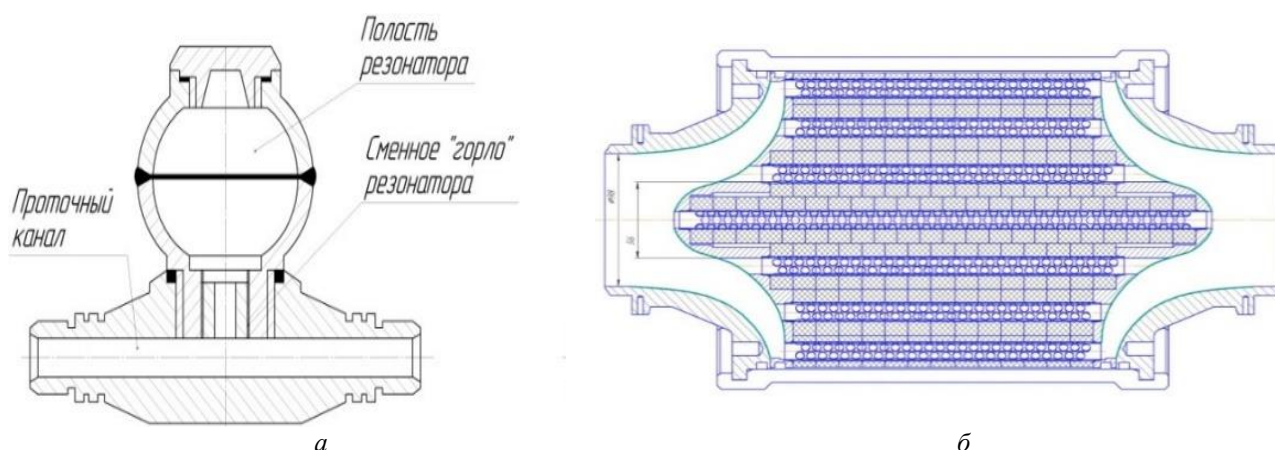


Рисунок 1 – Схемы глушителей:
а – глушитель резонансного типа, б – глушитель диссипативного типа

Серьёзной проблемой глушителей данного типа являются значительные габаритные размеры.

1 Методика расчёта пульсаций потока газа винтового компрессора

Рабочая камера винтового компрессора имеет сложную объёмную форму, ограниченную корпусом и криволинейными роторами [4] (рисунок 2). Для расчёта функции времени изменения её объёма винтовые роторы были представлены в виде конечного числа плоских роторов, сдвинутых друг относительно друга [1]. Функция изменения объёма парной полости плоских роторов вычислялась и суммировалась по всем слоям. Аналогичным образом получена зависимость площади контакта парной полости с линией нагнетания от угла поворота ведущего винта [2].

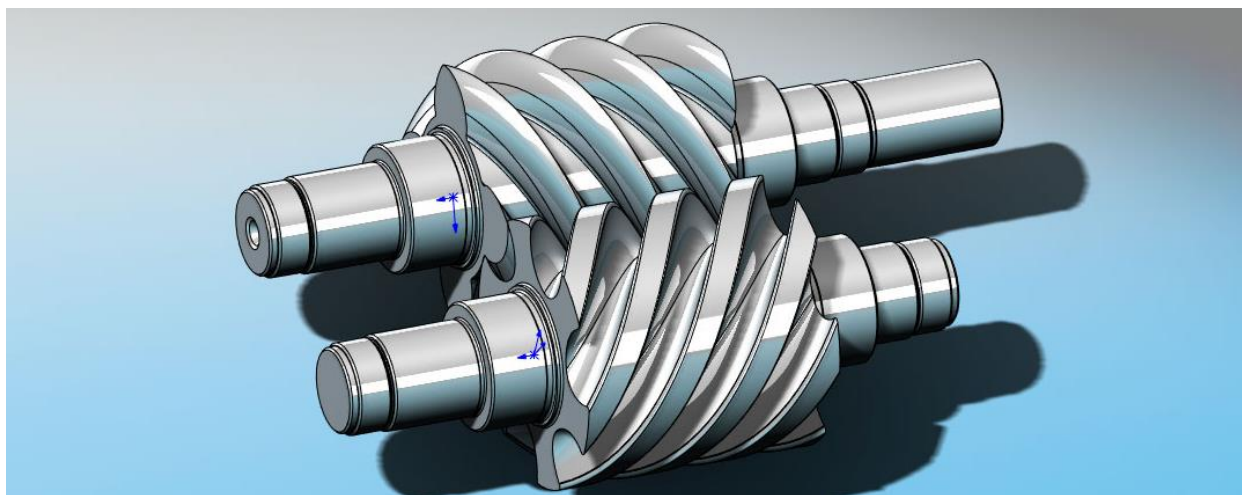


Рисунок 2 – Роторы винтового компрессора

Структурная схема математической модели винтового компрессора представлена на рисунке 3 [11].

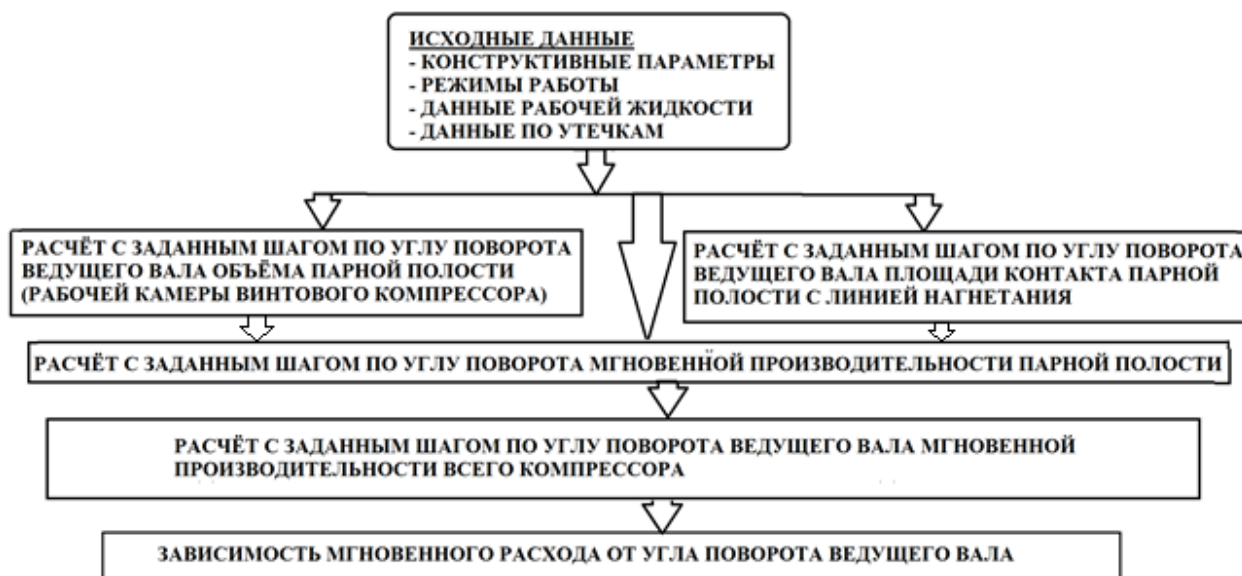


Рисунок 3 – Структурная схема математической модели винтового компрессора

Расчёт потока газа каждой рабочей камеры начинается с момента её открытия – соединения с полостью нагнетания. В этот момент известны значения температуры, давления

плотности и массы газомасляной смеси в рабочей камере. Расход рабочей среды определяется по следующей зависимости [11]:

$$G_i = \begin{cases} \sqrt{\frac{k}{R}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \cdot S_{Hi} \frac{p_i}{\sqrt{T_i}}, & \text{если } \left\{ p_i > p_H; \frac{p_H}{p_i} < \xi_{KP} \right\}; \\ S_{Hi} \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_i \rho_i \left(\left(\frac{p_H}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_H}{p_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)}, & \text{если } \left\{ p_i > p_H; \frac{p_H}{p_i} > \xi_{KP} \right\}; \\ -S_{Hi} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_H \rho_H \left(\left(\frac{p_i}{p_H} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_i}{p_H} \right)^{\frac{2}{k}} \right)}, & \text{если } \left\{ p_H > p_i; \frac{p_i}{p_H} > \xi_{KP} \right\}; \\ -\sqrt{\frac{k}{R}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \cdot S_{Hi} \frac{p_H}{\sqrt{T_H}}, & \text{если } \left\{ p_H > p_i; \frac{p_i}{p_H} < \xi_{KP} \right\}, \end{cases} \quad (1)$$

где p_H , ρ_H , T_H – соответственно давление, плотность и температура в полости нагнетания; ξ_{KP} – критический перепад давления; k – показатель политропы процесса; R – постоянная газомасляной смеси; S_H – площадь контакта парной полости с линией нагнетания.

Таким образом, для расчёта функции расхода необходим первоначальный расчёт функции объёма рабочей камеры (парной полости) и функции площади контакта рабочей камеры с линией нагнетания (рисунок 3).

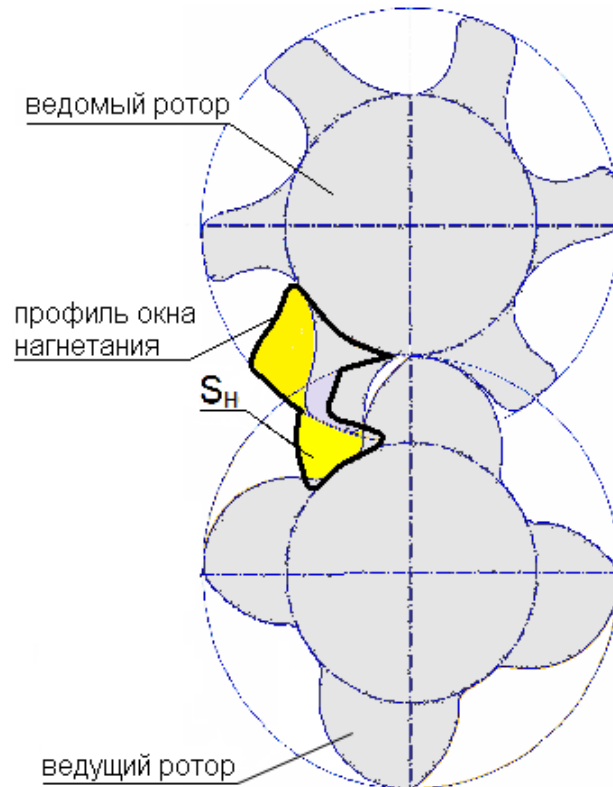


Рисунок 4 – Положение винтов компрессора относительно окна нагнетания

Для любого момента времени, кроме момента открытия рабочей камеры, масса, давление, плотность и температура газомасляной смеси в парной полости определялись по формулам [11]:

$$m_i = m_{i-1} - G_{i-1} \cdot \Delta t, \quad (2)$$

$$p_i = p_{i-1} \left(\frac{\rho_i}{\rho_{i-1}} \right)^k, \quad (3)$$

$$\rho_i = \frac{m_i}{V_i}, \quad (4)$$

$$T_i = T_{i-1} \left(\frac{p_{i-1}}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (5)$$

где Δt – итерация (шаг) по времени.

Далее подачи из отдельных рабочих камер суммируются, получая тем самым мгновенную подачу винтового компрессора (рисунок 4), которая и определяет в первую очередь его динамическую нагруженность.

Рассмотрим пример выбора параметров глушителя по предлагаемой методике для компрессора с геометрией винтов и окна нагнетания, показанных на рисунке 4, имеющего на выходе пульсации подачи газа, показанные на рисунке 5. Установлены три основных гармонических составляющих колебаний давления на выходе компрессора – 300, 600 и 900 Гц. Объём парной полости составляет 0,0015 м. куб.

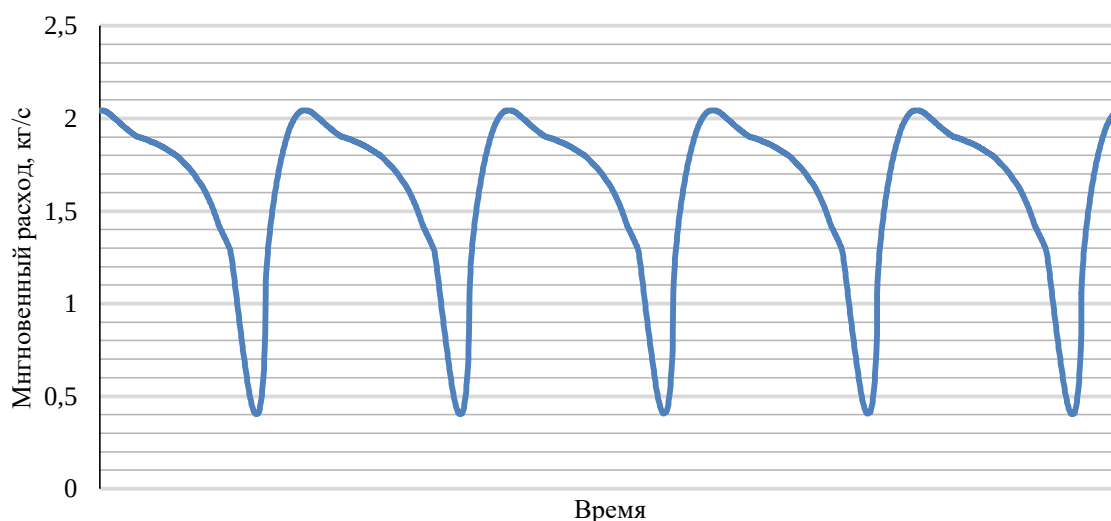


Рисунок 5 – Пульсации потока газа в линии нагнетания

2 Методика расчёта основных конструктивных параметров глушителя пульсаций потока газа

Поскольку пульсации подачи компрессора представляют собой высокочастотный периодический процесс, кратный частоте зацепления зуба ведущего вала, равной произведению числа зубьев z на частоту вращения (в секунду) : $f_z = z \cdot n / 60$, Гц , т.е. ряд, состоящий из гармоник $f_z, 2f_z, 3f_z \dots$, причём, согласно [1, 2, 3] , значительно быстро затухающих с ростом номера гармоники, поэтому на практике рассматривают, как правило, не более трёх частот ряда. Таким образом, характерный частотный диапазон подавляемых частот пульсаций пото-

ка винтовых компрессоров не превышает 2...2,4 кГц. В трубопроводной магистрали распространяются плоские волны, удовлетворяющие условию $D_{тр}$ менее полуволны колебаний давления [5, 6, 8].

Для подавления таких колебательных процессов вполне могут быть использованы камерные реактивные глушители шума, способные к подавлению на выходе трёх составляющих пульсаций потока компрессора.

Как правило, камерные глушители состоят из нескольких камер, соединённых между собой соединительными трубами. Расчётная схема такого глушителя состоит из нескольких основных участков (рисунок 6).

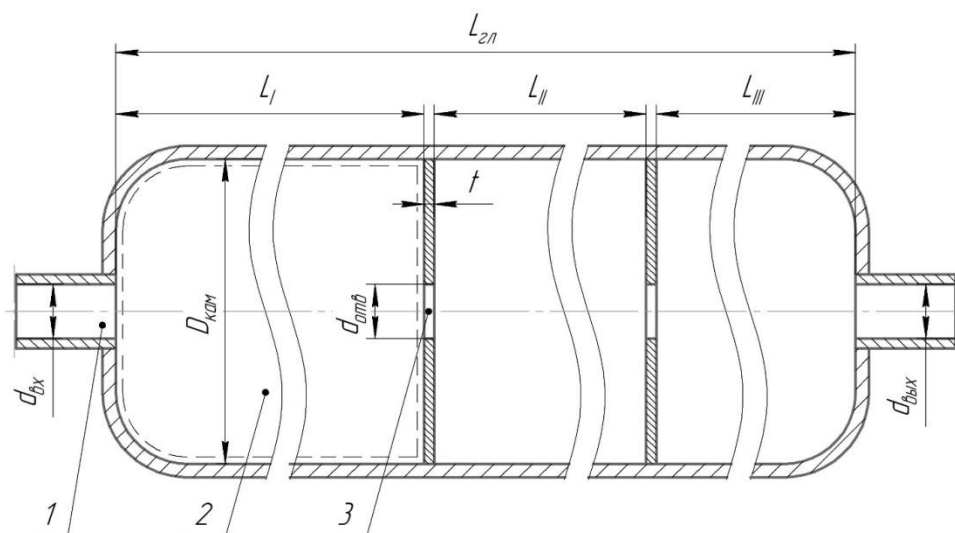


Рисунок 6 – Конструктивная схема трёхкамерного глушителя

$D_{кам}$ – диаметр и длины камер глушителя; $d_{отв}$ – диаметр межкамерных перегородок;
1 – входная труба; 2 – кольцевой расширенный входной патрубок; 3 – однородная труба;
4 – кольцевой расширенный выходной патрубок; 5 – выходная труба

Данный глушитель состоит из трёх камер, длины которых определяются как четверти длин волн для основных частот спектра пульсаций расхода 300, 600 и 900 Гц. Причём для согласования работы глушителя и компрессора необходимо, чтобы объём глушителя составлял $(3...5) \cdot V_0 = (3...5) \cdot 0,0015 = 0,0045...0,0075$, где V_0 – объём парной полости винтов компрессора. Камеры глушителя соединены центральными отверстиями с диаметрами выходной магистральной трубы. Указанный объём обеспечивается выбором диаметров камер глушителя.

Расчёт колебаний давления и расхода в рассматриваемой системе основан на методах электроакустических аналогий, четырёхполюсников и импедансном методе [7, 9]. Согласно данному подходу, участок электропневматической цепи рассматривается как четырёхполюсник, уравнения связи между динамическими составляющими давления и объёмного расхода в начале и в конце участка можно представить матрицей передачи:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ q_1 \end{bmatrix} = [A] \cdot \begin{bmatrix} p_2 \\ q_2 \end{bmatrix}; \quad (6)$$

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} ch(\Gamma l) & Z_с sh(\Gamma l) \\ \frac{1}{Z_с} sh(\Gamma l) & ch(\Gamma l) \end{bmatrix}, \quad (7)$$

где p_1, p_2 – динамические составляющие давления в начале и в конце участка; q_1, q_2 – динамические составляющие объёмного расхода в начале и в конце участка; Z_e – волновое сопротивление; Γ – постоянная распространения волнового процесса; l – длина трубопровод

Зависимости для расчёта волнового сопротивления Z_e и постоянной распространения волнового процесса Γ определяются геометрией участка, режимом и схематизацией движения рабочей среды.

Постоянную распространения волнового процесса можно представить в виде:

$$\Gamma = \alpha + j \cdot \beta, \quad (8)$$

$$\alpha = \left(\frac{k-1}{\sqrt{Pr}} + 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot \mu_0 \cdot \omega}{k \cdot S \cdot P_{cp}}}, \quad (9)$$

$$\beta = \frac{\omega}{c}, \quad (10)$$

где α – затухание на единицу длины; β – фазовый сдвиг на единицу длины; k – показатель адиабаты; P_{cp} – среднее давление, ω – угловая частота сигнала, Pr – число Прандтля

Глушитель может быть установлен в напорную магистраль через присоединительный трубопровод (рисунок 7) или, если позволяет конструкция корпуса нагнетания, внутри компрессора – в выходном его патрубке (рисунок 8). В связи с особенностями расположения глушителя (внешнее или встроенное) изменяются расчётные схемы напорной трубопроводной цепи, представленные на рисунках.

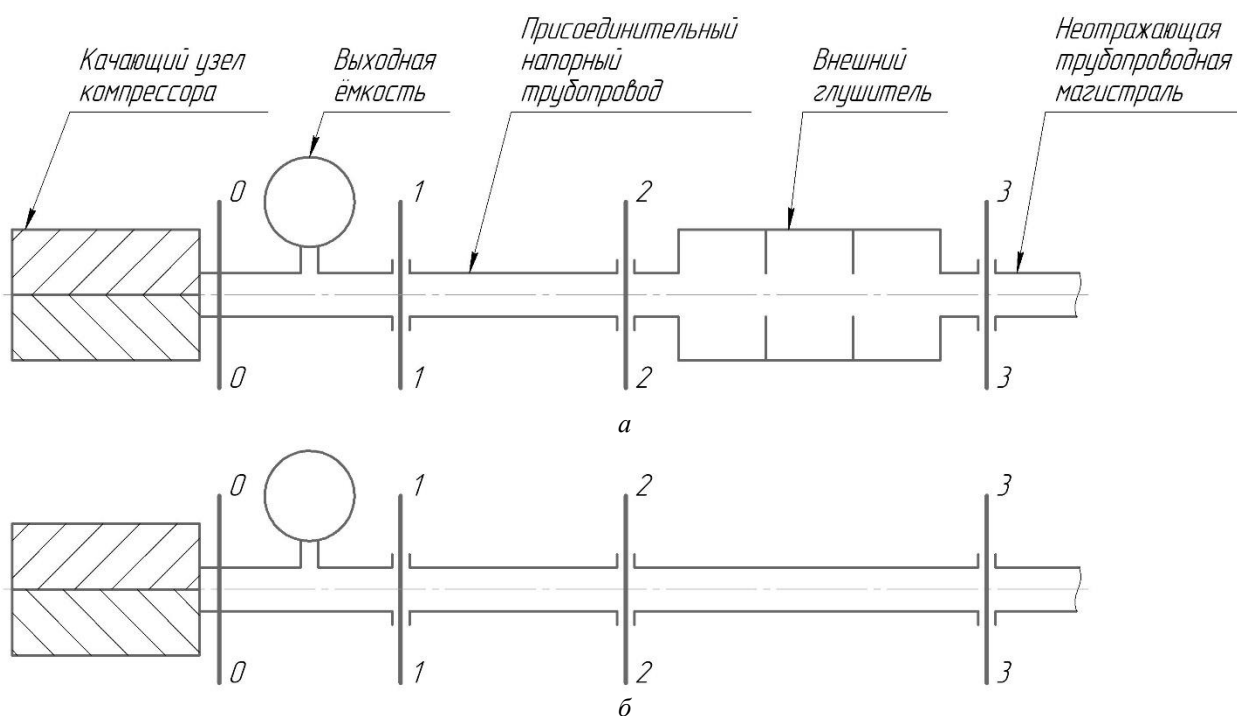


Рисунок 7 – Схема расчётных сечений линии нагнетания в компоновке с внешним глушителем (а)

и в компоновке с трубопроводной неотражающей магистралью (б):

(0-0, 1-1,...3-3 – расчётные сечения трубопроводной цепи, в которых рассчитывались колебания давления и расхода компримируемого газа)

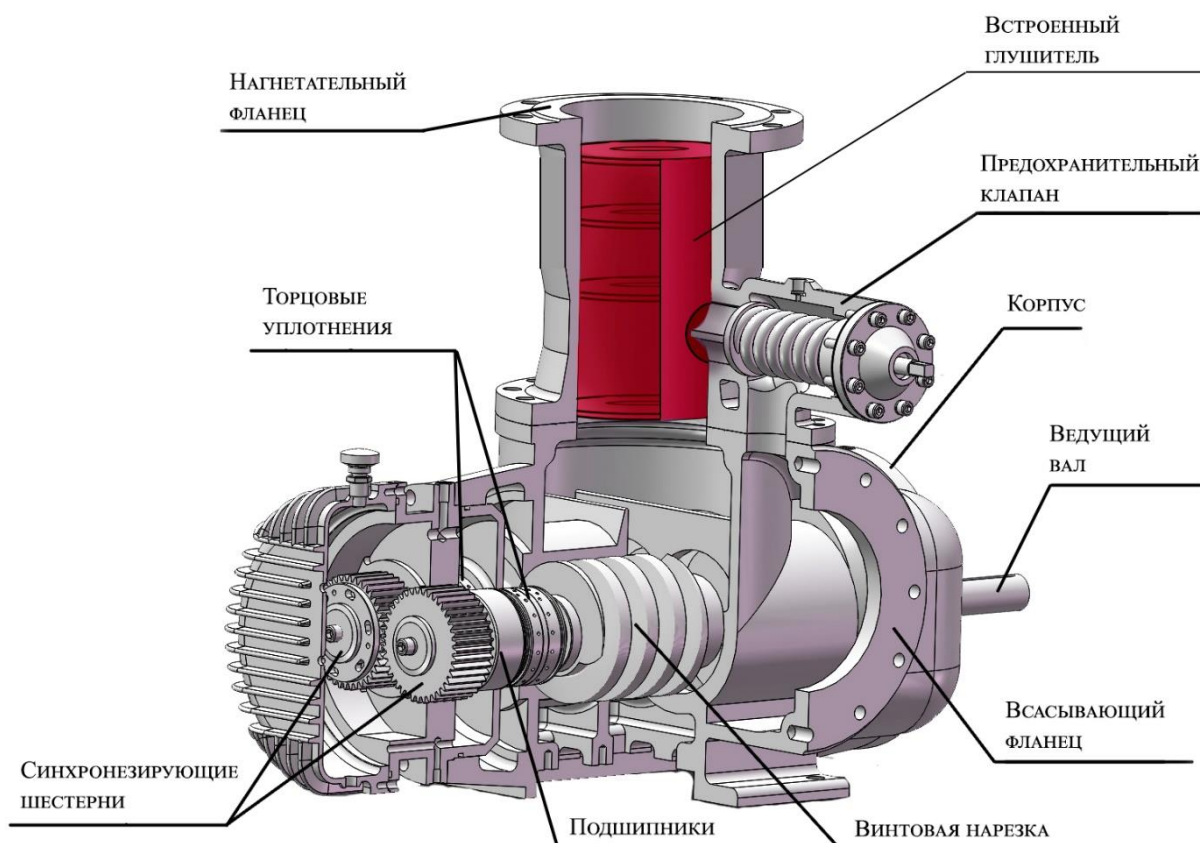


Рисунок 8 – Расположение встроенного глушителя шума в выходном патрубке винтового компрессора

Расчётная электроакустическая модель напорной магистрали с внешним (выносным) глушителем показана на рисунке 9. Из рисунка видно, что компрессор задан в виде эквивалентного источника расхода по трём основным гармоникам колебаний. Модель содержит все элементы, обозначенные на рисунке выше, в т.ч. длинную неотражающую выходную магистраль.

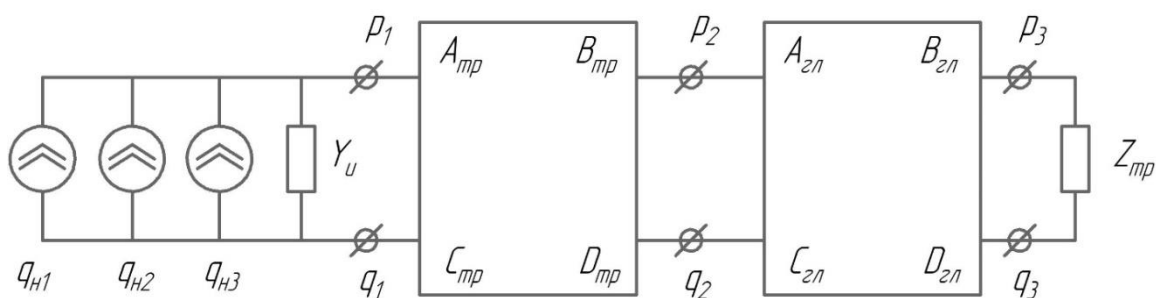


Рисунок 9 – Расчётная модель пневматической цепи напорной системы с внешним глушителем шума:
 q_{Hi} – динамический расход выхлопа глушителя по i -ой зубцовой гармонике, Y_u – проводимость выходной полости компрессора, $A_{тр}$, $B_{тр}$, $C_{тр}$, $D_{тр}$ – коэффициенты матрицы передачи соединительной трубы компрессора, $A_{2л}$, $B_{2л}$, $C_{2л}$, $D_{2л}$ – коэффициенты матрицы передачи глушителя, $Z_{тр}$ – волновое сопротивление трубопроводной системы.

Эффективность работы глушителя оценивалась двумя методами:

- по величине половины коэффициента собственного затухания глушителя $K_c/2$ в децибелах:

$$\Delta L = 20 \lg \left(\frac{K_c}{2} \right). \quad (11)$$

- по отношению амплитуд колебаний давления на соответствующих гармониках в сечении 3-3 (см. рисунок 11).

Эффективность разработанного глушителя показана на рисунке 10, из которого видно, что на основных гармониках спектра пульсаций (300 Гц, 600 Гц и 900 Гц) устройство имеет достаточно высокую эффективность (15 дБ, 20 дБ и 22 дБ).

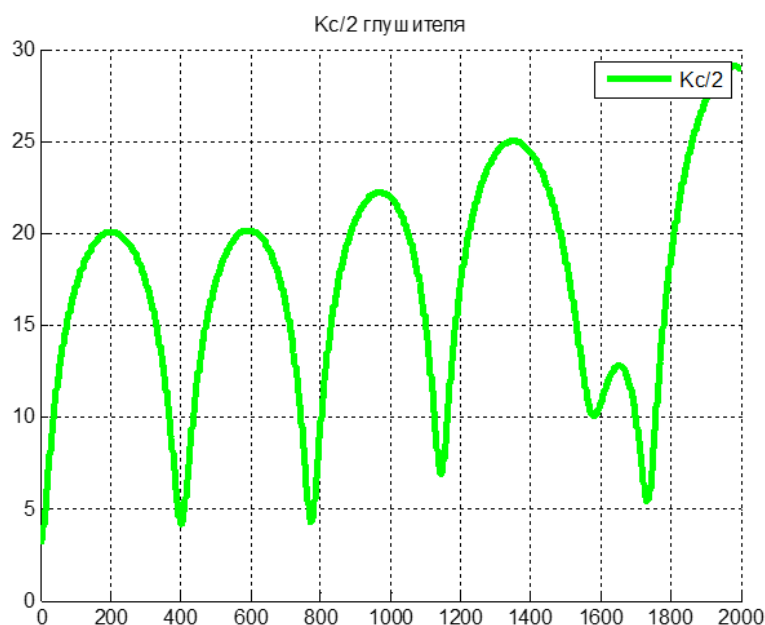


Рисунок 10 – Частотная зависимость половины коэффициента собственного затухания глушителя

Наибольший практический интерес представляет встроенный в корпус компрессора глушитель, показанный на рисунке 8.

Такое расположение глушителя позволяет максимально приблизить его к источнику колебаний и тем самым увеличить его эффективность. Из анализа рисунка 11 видно, что как внешний, так и встроенный глушители обеспечили достаточную эффективность снижения амплитуд колебаний давления на выходе. Так, снижение амплитуд по 1-й зубцовой гармонике (300 Гц) составило 5,1 для внешнего расположения глушителя и 8,7 раз – для встроенной конструкции, для 2-й зубцовой гармонике (600 Гц) 3,4 и 14 соответственно. По 3-й зубцовой гармонике (900 Гц) 17 и 19 соответственно. Из этих данных можно сделать вывод о большей эффективности встроенного глушителя. Заметим, однако, что такое расположение глушителя возможно только в случае наличия достаточного места в корпусе нагнетания и выходного патрубка.

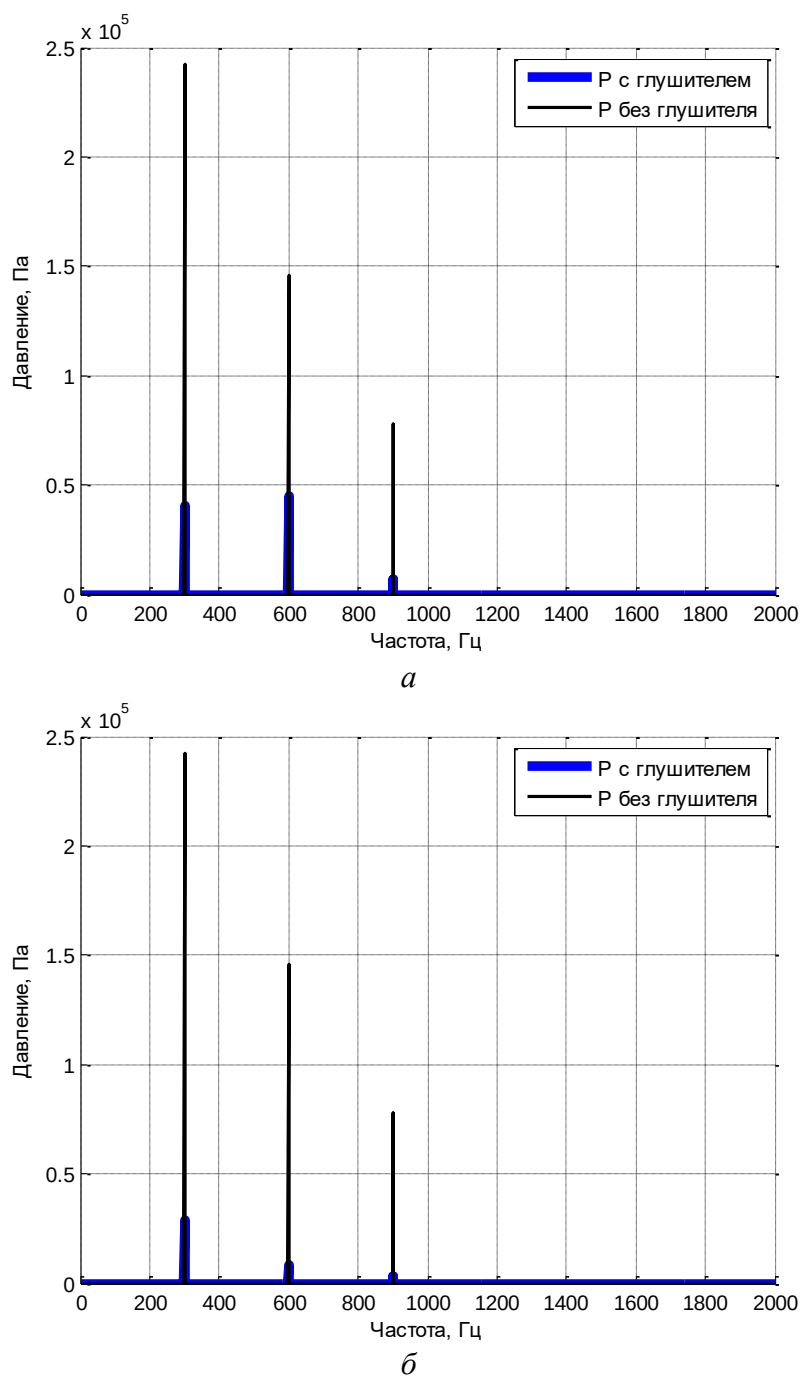


Рисунок 11 – Спектральные характеристики колебаний давления на выходе внешнего (а) и встроенного глушителей (б) в сравнении с штатной трубопроводной системой на выходе компрессора

Заключение

В работе с помощью методов электроакустических аналогий разработаны модели и расчётные схемы глушителей пульсаций потока газа в линии нагнетания винтового компрессора. Расчёты выполнены как для внешнего расположения глушителей в напорной трубопроводной системе, так и для встроенного в корпус компрессора. Данные расчёты могут быть применены как при создании новых агрегатов, так и для уже работающих на промышленных объектах.

В статье приведены теоретические эффективности предложенных глушителей, которые впоследствии могут быть также исследованы экспериментально на разных режимах работы для различных моделей винтовых компрессоров.

Благодарности

Описанные в настоящей статье научно-исследовательские результаты получены в рамках выполнения государственного задания 15в-Р211-201.

Список использованных источников

1. Mironova, T. DYNAMICAL TUNING OF HELICAL SCREW COMPRESSOR / T. Mironova, A. Kryuchkov, G. Belov // 48th International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering. 48, Noise Control for a Better Environment. – 2019.
2. Белов, Г. О. Методика расчета насосов и компрессоров объемного типа, обеспечивающая снижение их динамической нагруженности // Технология колесных и гусеничных машин. – 2015. – №2 (18). – С. 51-56.
3. Белов, Г. О. Улучшение динамики винтового компрессора / Г. О. Белов, А. Н. Крючков // Судостроение. – 2012. – № 5 (804). – С. 43-46.
4. Хисамеев, И. Г. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры: теория, расчет и проектирование / И. Г. Хисамеев, В. А. Максимов. – Казань: Фэн, 2000. – 638 с.
5. Старобинский, Р. Н. Теория и синтез глушителей шума для систем впуска и выпуска газов двигателей внутреннего сгорания: специальность 05.04.02 «Тепловые двигатели»: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Старобинский Рудольф Натанович; Тольяттинский политехнический институт. – Тольятти, 1982. – 333 с.
6. Noise and vibration control engineering: principles and applications / edited by István L. Vér and Leo L. Beranek. – 2nd ed. Hoboken, N.J.: John Wiley & Sons, 2006. – 966 p.
7. Гликман, Б. Ф. Математические модели пневмогидравлических систем / Б. Ф. Гликман. – Москва : Наука, 1986. – 368 с.
8. Лепендин, Л. Ф. Акустика / Л. Ф. Лепендин – Москва : Высшая школа, 1978. – 448 с.
9. Шорин, В. П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах / В. П. Шорин. – Москва : Машиностроение, 1980. – 156 с.
10. Крючков, А. Н. Разработка гасителя пульсаций давления для гидросистем энергоустановок / А. Н. Крючков, М. А. Ермилов, Е. Н. Ермилова, И. В. Балахонов, А. Н. Видяскина // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2019. – №2 (18). – С. 146-155.
11. Белов, Г. О. Разработка методик расчёта насосов и компрессоров объёмного типа, обеспечивающих снижение их динамической нагруженности: специальность 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры»: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Белов Глеб Олегович; Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва национальный исследовательский университет. – Самара, 2012. – 16 с.

Reduction of pressure fluctuations in the discharge lines of screw compressors

G. O. Belov	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; belov.go@ssau.ru
A. N. Vidyaskina	Postgraduate student; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; vidyaskina.an@ssau.ru
A. N. Kryuchkov	Doctor of Science (Engineering), Professor; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; kryuchkov.an@ssau.ru
K. S. Taziev	Student; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; tazievk0403@gmail.com

The article highlights the relevance of reducing the intensity of oscillations in the discharge lines of screw compressors. A calculation methodology for compressor flow oscillations is presented, based on the actual geometry of the screw rotors and the discharge port. Schemes for autonomous and integrated gas oscillation silencers are proposed, designed for installation in the compressor discharge pipeline and housing. The study includes an efficiency analysis of the flow pulsation silencers, demonstrating their high effectiveness within the frequency range up to 2 kHz.

Keywords: screw compressors; connected pipeline system; discharge line; gas pressure oscillations; pipeline vibrations; electroacoustic analogies; impedance method; noise silencers

Citation: Belov, G. O., Vidyaskina, A. N., Kryuchkov, A. N. and Taziev, K. S. (2024), "Reduction of pressure fluctuations in the discharge lines of screw compressors", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 4, pp. 122-134. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-122-134. (In Russian; abstract in English).

References

1. Mironova, T., Kryuchkov, A. and Belov, G. (2019), "Dynamical tuning of helical screw compressor", In the proceedings: *INTER-NOISE 2019 MADRID - 48th International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering*, 48, Noise Control for a Better Environment.
2. Belov, G. O. (2015), "Methods of performance calculation of pumps and volumetric compressors providing reduction of their dynamic loading", *Technology of Wheeled and Tracked Vehicles*, no. 2, pp. 51-56.
3. Belov, G. O. and Kryuchkov, A. N. (2012), "Improvement of the dynamics of a screw compressor", *Shipbuilding*, no. 5 (804), pp. 43-46.
4. Khisameev, I. G. and Maksimov, V. A. (2000), *Dvukhrotornnye vintovye i pryamozubye kompressory: teoriya, raschet i proektirovanie* [Twin-Rotor Screw and Spur Gear Compressors: Theory, Calculation, and Design], FEN, Kazan, Russia.
5. Starobinskiy, R. N. (1982), "Theory and synthesis of noise silencers for intake and exhaust systems of internal Combustion Engines", D. Sc. Thesis, Thermal Engines, Togliatti Polytechnic Institute, Togliatti, Russia.
6. *Noise and vibration control engineering: principles and applications* (2006), edited by István L. Vér and Leo L. Beranek. 2nd ed. Hoboken, N.J.: John Wiley & Sons, Physical description, 966 p.

7. Glikman, B. F. (1986), *Matematicheskie modeli pnevmogidravlicheskikh sistem* [Mathematical Models of Pneumohydraulic Systems], Nauka, Moscow, Russia.
8. Lependin, L. F. (1978), *Akustika* [Acoustics], Vysshaya shkola, Moscow, Russia.
9. Shorin, V. P. (1980), *Ustranenie kolebaniy v aviatsionnykh truboprovodakh* [Elimination of Vibrations in Aircraft Pipelines], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
10. Kryuchkov, A. N., Ermilov, M. A., Ermilova, E. N., Balakhonov, I. V. and Vidyaskina, A. N. (2019), “Development of a pulsation dampener for hydraulic systems of power plants”, *VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, vol. 18, no. 2, pp. 146–155.
11. Belov, G. O. (2012), “Development of Calculation Methods for Positive Displacement Pumps and Compressors to Reduce Their Dynamic Loading”, Abstract of Ph.D. dissertation, Dynamics and Strength of Machines, Instruments, and Apparatus, Samara National Research University, Samara, Russia.