

СНИЖЕНИЕ ШУМА И ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ

Иголкин А. А.

Самарский государственный
аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва
(национальный исследовательский
университет) (СГАУ)
443086, Россия, г. Самара,
Московское шоссе, 34
igolkin@pochta.ru

Разработана математическая модель пневматического редуционного клапана с глушителем в среде Matlab, используемая, для определения степени открытия седельного клапана, давления на выходе, и уровня акустической мощности при установке глушителя на выходе из клапана. Выявлены оптимальные площади проходных сечений элементов глушителя. Приведены результаты экспериментальных исследований влияния конструктивных параметров на акустические характеристики системы. На основе проведенных исследований разработана конструкция глушителя, снижающая шум на 30 дБА.

Ключевые слова: Система трубопроводная; станция газораспределительная; регулятор давления; шум; глушитель

В настоящее время одной из важных проблем является повышенный шум и вибрация трубопроводов различного назначения. Повышенный уровень шума негативно воздействует на персонал и окружающую среду. Известно, что трубопроводы разрушаются от комплексного воздействия механической вибрации, давления рабочей среды и вибрации, рождённой пульсирующим потоком. Снижением вибрации трубопроводных систем посвящены работы Клюкина И.И., Старцева Н.И., Шорина В.П., Шахматова Е.В., Генкина М.Д., Никифорова А.С., Ионова А.В., Бобровницкого Ю.И. и др. Причём, в качестве источника этих возмущений учёные рассматривают насосы, компрессора, нагнетатели, авиационные и ракетные двигатели, двигатели внутреннего сгорания. Однако, существует большой класс элементов пневматических и газотранспортных систем, которые создают возмущения, не имея движущихся элементов, и эти возмущения рождают опасные для прочности вибрации (Acoustic Induced Vibration) и шум. Это регуляторы давления, клапана, задвижки и другие препятствия. В 1982 году Sagussi и Mueller выпустили работу, посвящённую разрушению трубопроводов от акустической усталости [1]. В плоскости L_w и D нанесли около 30 трубопроводов и вывели критерий (рисунок 1). По данным Robert D. Bruce и др. с 1975 по 2009 годы разрывы трубопроводов унесли жизни более 200 человек, а экономические потери составляют 10.7 миллиардов долларов. Причем 10-15 % разруше-

ний связывают с акустической усталостью [2].

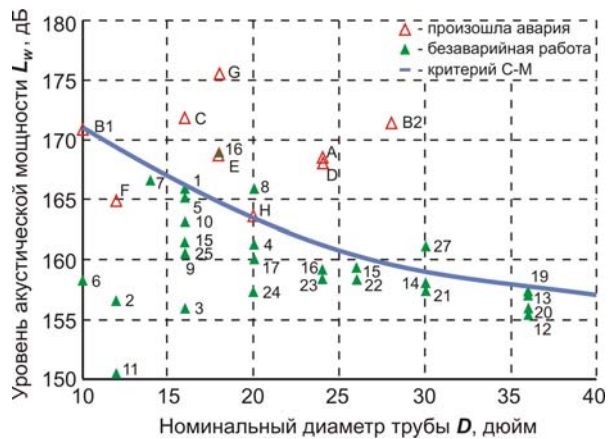


Рисунок 1. Данные по разрушениям трубопроводов

В статье Кармановой В.В., Олейникова А.Ю., Петрова С.К., Полях И.И., Толоконникова И.С., детально исследуется вибрация трубопроводов газораспределительных станций [3]. Однако в работе не уделено внимание вопросам снижения шума. Диссертация Емельянова О.Н. посвящена разработке эффективных глушителей шума сброса газа на компрессорных станциях [4]. Однако снижение шума регуляторов имеет некоторые особенности, связанные с поддержанием давления в системе.

Одним из примеров развитого трубопроводного транспорта является газораспределительная сеть ОАО «Газпром». Общая длина газопроводов России составляет более 170 тыс. км. В процессе транспортировки природного газа, периодически возникает

необходимость его редуцирования, что осуществляется на специальных газораспределительных станциях. Шум - результат энергетических изменений в системе редуцирования газа. При этом основным источником шума является регулятор давления. Поэтому снижение шума актуально не только с точки зрения санитарных норм (СН) и динамики, но и с точки зрения прочности.

Автором проведены измерения уровня шума и вибрации на ГРС-19А ООО «Газпром трансгаз Самара». Результаты измерений представлены на рисунке 2.

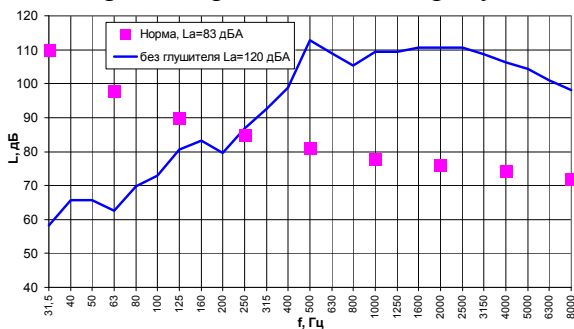


Рисунок 2. Спектр шума на расстоянии 1 м от трубопровода в зале редуцирования ГРС 19 А

Из рисунка видно, что уровень звукового давления существенно превышает нормы, начиная с третьоктавной полосы 315 Гц. Существуют работы посвященные снижению шума и вибрации технических систем. Среди производителей регулирующей и запорной арматуры можно выделить ряд компаний успешно реализующих мероприятия по снижению шума (Fisher, Emerson, Samson, Tartarini, Masoneilan, Valin и др.).

Анализ зарубежной и отечественной литературы показал существование двух методов снижения аэродинамического шума клапана. Это ступенчатое дросселирование и деление потока (разбиение на мелкие струйки). К средствам снижения шума регулятора относятся: глушители, звукоизолирующие кожухи, облицованные звукопоглощающим материалом трубопроводы и др. (рисунок 3).

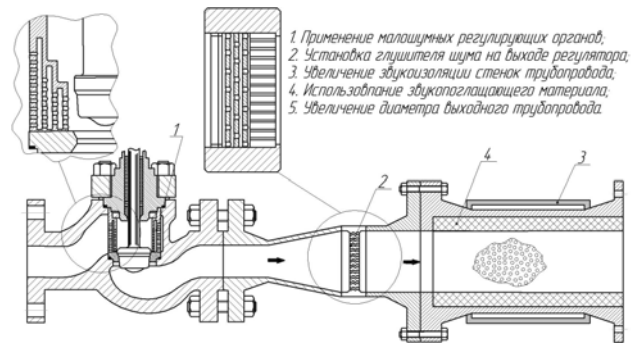


Рисунок 3. Комплекс средств по снижению шума клапана

Однако установка звукоизолирующего кожуха не решает проблему прочности трубопроводов. К тому же ни в одной из работ не указано, как именно выбирать число ступеней глушителя и как выбирать его параметры.

Для создания эффективной конструкции глушителя шума необходимо проведение математического моделирования. Для поиска оптимальных характеристик элементов глушителя пневматической или газотранспортной системы с запорно-регулирующей арматурой, обеспечивающих наиболее эффективное снижение шума, впервые разработана математическая модель системы, где рассматривается совместно глушитель шума с источником шума (клапаном или любым другим элементом запорно - регулирующей арматуры). Глушитель представляет собой набор перфорированных шайб (рисунок 4).

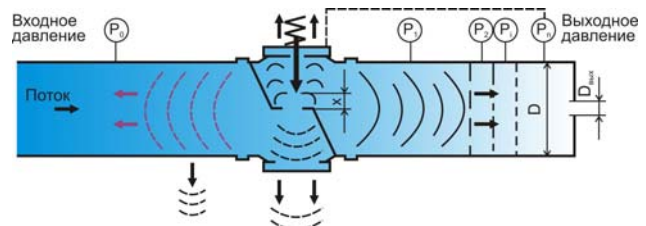


Рисунок 4. Расчетная схема глушителя шума

Полная акустическая мощность W , генерируемая всей системой, состоящей из клапана и n шайб, считается равной сумме мощности клапана $W_{кл}$ и мощностей каждой шайбы ГПД W_i :

$$W = W_{кл} + \sum_{i=2}^N W_i, \quad (1)$$

Разработана математическая модель глушителя для определения числа ступеней дросселирования:

$$\begin{cases} \pi_{\text{крит}} = \left[1 - F_L^2 \left(1 - \left(\frac{2}{k+1} \right) \cdot \frac{k}{k-1} \right) \right] - 1, \\ \pi_{\text{расч}} < \pi_{\text{крит}} \\ n = \frac{\ln\left(\frac{P_0}{P_n}\right)}{\ln(\pi)} \end{cases}, \quad (2)$$

где $\pi_{\text{расч}}$ - расчётный (желаемый) перепад давления на одном элементе системы «источник-глушитель»; n - число ступеней глушителя; P_0 - давление на входе в систему; P_n - давление на выходе из системы; F_L - коэффициент восстановления давления.

Расчет давлений в междроссельных камерах производится по упрощенной модели [4].

$$\begin{cases} G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_x \cdot x \cdot p_{10} \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_{10}}} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}, \\ G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_c \cdot x \cdot p_{10} \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_{10}}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_i}{p_{10}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_i}{p_{10}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right], \\ G_i = \mu_i \cdot \pi \cdot F_{\text{ши}} \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_i}} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}, \\ G_i = \mu_i \cdot F_{\text{ши}} \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_i}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right], \\ (C_1 + C_2) \cdot x - P_{01} + P_{02} + p_m \cdot F_m - p_i \cdot F_c + p_{10} \cdot F_{\text{poppet}} - p_a \cdot F_m = 0. \end{cases} \quad (3)$$

где: p_c - давление в полости; G_{i+1} - массовый расход через шайбу; G_{out} - массовый расход на выходе; μ_x - коэффициент расхода; d_c - диаметр седла клапана; x - ход тарели клапана; R - газовая постоянная; T_{10} - температура торможения; k - показатель адиабаты; p_i - давление перед пакетом дроссельных шайб i ; p_{10} - давление на входе в регулятор; $\beta_{\text{кр}}$ - критическое отношение давлений; μ_i - коэффициент расхода через шайбу; $F_{\text{ши}}$ - площадь проходного сечения шайбы; P_{Σ} - сумма сил нелинейного трения и аэродинамической подъёмной силы; P_{01} , P_{02} - усилие

предварительной затяжки пружин регулятора (клапана); p_m - давление в подмембранной полости; F_m - площадь мембраны; p_a - атмосферное давление; F_c - площадь седла клапана; F_{poppet} - площадь тарели.

Система уравнений (3) описывает функционирование регулятора давления газа с присоединённой ёмкостью и пакетом дроссельных элементов. Для расчёта акустической мощности, генерируемой клапаном или шайбой, использовалась модель, приведенная в монографии под редакцией L. Beranek [5].

Аэродинамический шум определяется кинетической энергией газа. Используя коэффициент пропускной способности C_v , удельный вес G_f пара или газа (относительно воздуха $G_f = 1$) и входное давление P_0 можно определить кинетическую энергию $W_{\text{кз}}$:

$$W_{\text{кз}} = 7.7 \times 10^{-11} C_v F_L c_0^3 P_0 G_f, \quad (4)$$

где c_v - коэффициент пропускной способности клапана (valve flow coefficient); F_L - коэффициент восстановления давления (pressure recovery coefficient); P_0 - статическое давление перед клапаном.

Акустическая мощность и уровень акустической мощности определяются по формулам:

$$W_{\text{ак}} = \eta W_{\text{кз}}, \quad \text{Вт} \quad (5)$$

$$L_W = 10 \log \frac{W_{\text{ак}}}{10^{-12}}, \quad \text{дБ} \quad (6)$$

где η - акустический к.п.д. клапана;

Рассмотрим решение задачи оптимизации на примере системы «регулятор давления с глушителем, состоящим из одной дроссельной шайбы» (рисунок 5).

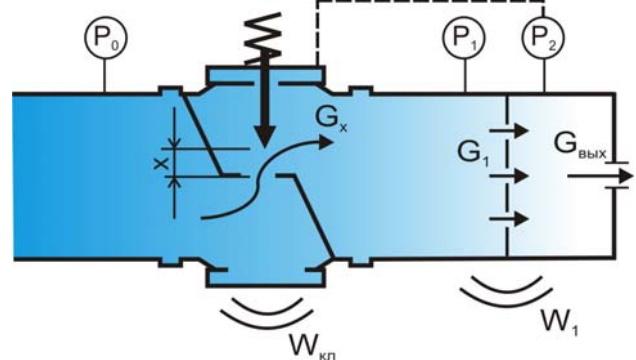


Рисунок 5. Схема установки дросселирующей шайбы

Суммарная акустическая мощность системы определяется по зависимости:

$$W = W_{кл} + W_I$$

На рисунке 6 показаны зависимости уровня акустической мощности W и расхода воздуха $G=G_x=G_I=G_{вых}$ от параметра глушителя - безразмерной площади проходного сечения F .

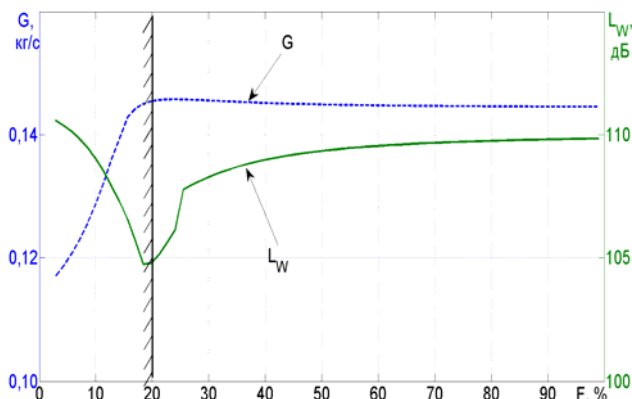


Рисунок 6. Зависимость уровня акустической мощности и расхода воздуха от безразмерной площади проходного сечения F глушителя

Минимум акустической мощности, генерируемой двумя источниками (регулятор и шайба) достигается при $F=19\%$. Наблюдается также снижение уровня акустической мощности при дальнейшем уменьшении площади проходного сечения. Однако при этом происходит нарушение нормальной работы системы и снижается расход газа.

После проведения расчётов по выбору количества ступеней глушителя целесообразно перейти к численному моделированию. Некоторые результаты численного моделирования представлены в предыдущих работах автора [6].

На основании проведенных исследований автором предложен следующий комплексный метод расчёта и доводки глушителя шума (рисунок 7):

1) По известным исходным данным рассчитывается уровень акустической мощности L_w и уровень звукового давления L_p в расчётной точке источника шума (регулятора давления).

2) Производится сравнение рассчитанных значений L_w и L_p с критериями прочности и санитарными нормами.

3) В случае превышения санитарных норм или критерия прочности по разработанной математической модели проводят расчёт количества ступеней глушителя.

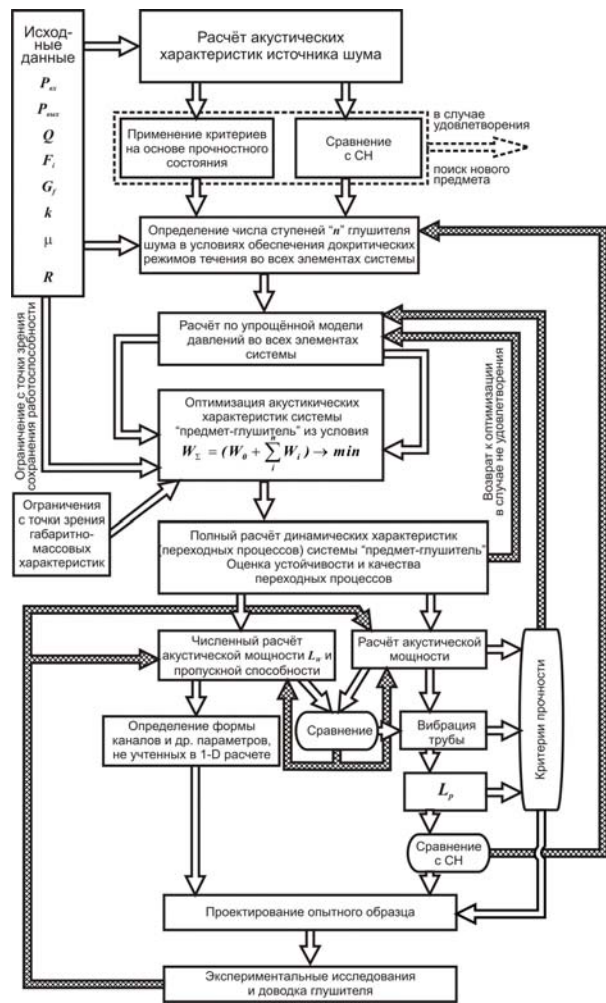


Рисунок 7. Комплексный метод расчёта и доводки глушителя шума

4) По упрощенной модели производится расчёт давлений во всех полостях системы, суммарной акустической мощности и оптимизация площадей проходного сечения глушителя.

5) Используя полученные ранее оптимальные соотношения площадей проходного сечения глушителя, рассчитывается динамическая характеристика системы с глушителем. На этом этапе проверяется влияние установки глушителя на устойчивость регулятора давления, пропускную способность и качество переходных процессов.

6) После указанных процедур необходимо провести два независимых исследования

(одномерное и трёхмерное моделирование), результаты которых можно сравнить.

7) По известным (расчитанным) давлениям определяется уровень акустической мощности L_w . Далее производится проверка по критерию $L_w(D)$. [1]

8) Расчёт уровней пульсаций давления и вибрации трубы осуществляется для сравнения с нормативными значениями, а также для расчёта коэффициента запаса по прочности.

9) Расчёт уровня шума на расстоянии 1 м. от трубы производится для сравнения с соответствующим критерием. Неудовлетворение хотя бы одного из критериев или норм вибрации возвращает на этап выбора числа ступеней.

10) Параллельно с пунктами 6,7 и 8 производится доводка элементов глушителя с помощью численного моделирования. При численном моделировании учитываются формы отверстий дроссельной шайбы. На этом этапе целесообразно провести сравнение с расчётом, описанным в п. 7.

11) После проектирования опытного образца глушителя производится экспериментальная доводка, объём которой будет существенно меньше.

С использованием разработанного метода была создана опытная конструкция глушителя шума для регулятора давления РДПП-80, широко используемого на ГРС. Конструкция глушителя включает в себя перфорированные шайбы. При экспериментальной доводке возможно изменение числа шайб. Изготовлен комплект перфорированных шайб с разной площадью проходного сечения. На рисунке 8 представлены спектры шума, полученные при трёх различных конструкциях глушителя с одинаковым числом дроссельных шайб. Площадь проходного сечения шайб менялась в зависимости от конфигурации. При этом перепад давления на глушителе оставался неизменным. Установлено, что изменяя только площади проходного сечения или порядок дроссельных шайб можно добиться увеличения эффективности глушителя на 10 дБА.

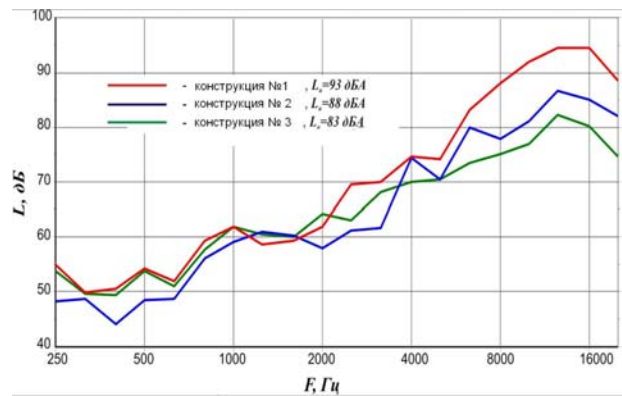


Рисунок 8. Спектры шума в зависимости от проходного сечения шайб для различных глушителей, установленных в системе с регулятором давления РДПП-80

Уровень шума регулятора давления РДПП составляет 113 дБА. Таким образом, эффективность глушителя шума составляет 30 дБА. Установка глушителя шума также снижает вибрацию трубопроводов.

Работа выполнена при государственной поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научно-образовательных центров на 2013-2020 годы.

Список использованных источников

- [1] Carucci V.A., Mueller R.T. (1982) Acoustically Induced Piping Vibration in High Capacity Pressure Reducing Systems. *ASME 82-WA/PVP-8*.
- [2] Robert, D. Bruce, Arno S. Solving. (2013) Acoustic-Induced Vibration Problems in the Design Stage. *Bommer and Thomas E. LePage, CSTI acoustics, SOUND & VIBRATION*. Houston, Texas, Augus, pp. 8-11.
- [3] Карманова, В.В. Снижение уровней шума и вибрации на газораспределительных пунктах энергетических объектов [Текст] / В.В. Карманова, А.Ю. Олейников, С.К. Петров, И.И. Полях, И.С. Толоконников // Сб. докладов III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия». - Санкт-Петербург. - 2011.
- [4] Sverbilov, V., Stadnik, D., Makaryants, G. (2013) Study on dynamic behavior of a gas pressure relief valve for a big flow rate. *ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control, FPMC 2013*; Sarasota, FL; United States; 6 October 2013 through 9 October 2013;
- [5] Istvan L. Ver and Leo L. Beranek. (2006) Noise and vibration control engineering. Second edition. Principles and applications. Published by Wiley and Sons, Inc., Hoboken, New Jersey. - 966 p.

- [6] Igolkin, A.A., Koh, A. Safin, A. Shakhmatov, E. Lithuania: The international institute of Acoustics and (2012) Pressure reducing valve noise reduction. *CD-ROM Vibration, Proceedings of the Eighteen International Congress on Sound and Vibration (ICSV 19)* July 08-12, .Vilnius,

VIBROACOUSTIC LOADS REDUCTION IN PIPE SYSTEMS OF GAS DISTRIBUTION STATIONS

Igolkin A. A.

Samara State Aerospace University
(SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russia
igolkin@pochta.ru

In the present paper the model of the pressure reducing valve with silencer is created in Matlab. The model is used for determining, how seated valve opens, outlet pressure and acoustic power level with downstream silencer fitted at outlet of it. The flow areas optimization of multi-stage silencer is completed. The impact of different design parameters on acoustic characteristics of the system is investigated by modeling and experiments. As a result of the paper the design of silencer, which reduces noise to 30 dBA, is created.

Key words: Pipeline system; gas distribution station; pressure regulator; noise; silencer