

УДК 539.4

О ВЛИЯНИИ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ПРОЧНОСТЬ И РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

© 2013 А.А. Иголкин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Поступила в редакцию 02.12.2013

В работе рассматриваются вопросы прочности трубопроводных систем с регулятором давления под воздействием вибрационных нагрузок. Для снижения шума, излучаемого регулятором, используется глушитель. В качестве глушителя шума используется дроссельная шайба. Построена зависимость акустической мощности системы клапан – шайба от площади проходного сечения.

Ключевые слова: система трубопроводная, регулятор давления, глушитель, мощность акустическая, прочность, работоспособность.

Общая длина трубопроводного транспорта только России составляет сотни тысяч километров. А между тем работу этих систем сопровождают колебания, распространяющиеся по рабочей среде и конструкции, и шум, излучаемый в окружающую среду через корпусные элементы конструкций. Начиная с 80-х годов, за рубежом начали вести статистику разрушений трубопроводов под воздействием шума. В результате сформулированы критерии, и даже стандарты, регламентирующие уровни шума трубопроводов с учетом их прочности [1, 2, 3]. На рис. 1 показаны допустимые уровни звуковой мощности внутри трубы и уровни звукового давления на расстоянии 1 метр в зависимости от диаметра по данным, опубликованным в работах [1, 2].

В России каких-либо материалов, описывающих это явление, не найдено. Однако в настоящее время приоритетом многих предприятий как в России, так и за рубежом, является социальная политика, ориентированная на поддержание высокого жизненного уровня работников коллектива. Это невозможно без обеспечения условий охраны труда на рабочем месте. К основным проблемам на рабочем месте, где происходит движение и преобразование воздуха или газа, является повышенный уровень шума.

По данным Robert D. Bruce и др. [4] с 1975 года по 2009 разрывы трубопроводов унесли жизни более 200 человек, а экономические потери составляют 10,7 миллиардов долларов. Причем 10-15 % разрушений связывают с акустической усталостью.

В процессе транспортировки природного газа периодически возникает необходимость его редуцирования, что осуществляется на специальных газораспределительных станциях. Шум – результат энергетических изменений в системе редуцирования газа. Основные источники шума регулятора давления: механическая вибрация компонентов, гидродинамический и аэrodинамический шумы. Вибрация компонентов клапана – результат случайных колебаний давления в пределах корпуса клапана или воздействия потока на подвижные или гибкие части [8]. Шум, который является побочным продуктом вибрации элементов клапана, обычно имеет второстепенную важность и может даже быть полезным, так как они могут сигнализировать отказ клапана. Механическая вибрация может быть устранена улучшением конструкции клапана и вообще считается проблемой конструкции, а не акустической проблемой. Соответственно, механический шум не подвергается оценкам в стандарте IEC 534-8-3 [5]. Гидродинамический шум обусловлен в основном кавитацией и в данной работе не рассматривается.

Аэrodинамический шум узлов редуцирования обусловлен срабатыванием перепада давления на регулирующем органе (в основном это клапан – седло). При этом основным источником шума является зона дросселирования в регуляторе давления. Источники шума носят дипольный и квадропольный характер, поэтому в зависимости от параметров потока акустическая мощность пропорциональна скорости в 3-8 степени. Сверхкритический перепад давления приводит к интенсификации шумоизлучения. Снижение скорости потока – самый эффективный путь для снижения шума. Среди производителей регулирующей и запорной арматуры можно выделить ряд компаний, успешно реализующих ме-

Иголкин Александр Алексеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок. E-mail: igolkin@pochta.ru

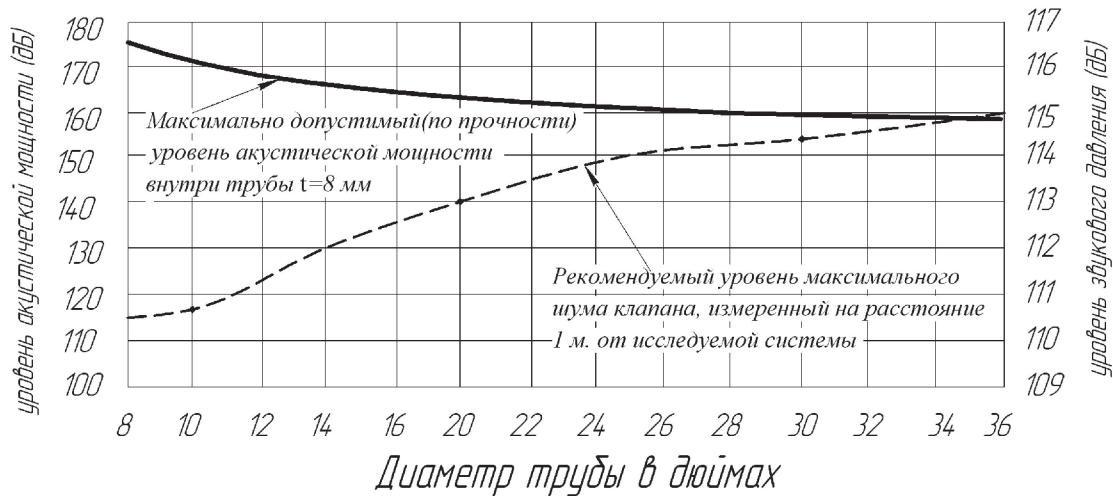


Рис. 1. Максимально допустимые акустические нагрузки

роприятия по снижению шума (Fisher, Emerson, Samson, Tartarini, Masoneilan, Valin и др.). Анализ зарубежной и отечественной литературы показал существование двух путей снижения аэродинамического шума клапана. Это ступенчатое дросселирование и деление потока (разбиение на мелкие струйки) [6].

Таким образом, снижение шума регулятора давления можно достигнуть:

- 1) применением малошумных регулирующих органов;
- 2) установкой глушителя шума на выходе регулятора;
- 3) увеличением звукоизоляции стенок трубопровода;
- 4) использованием звукоглощающего материала;
- 5) увеличением диаметра выходного трубопровода.

Так как процесс дросселирования носит адиабатический характер, то при этом могут возникать наледи на системе редуцирования. Следовательно, установка дополнительных конструкций на трубопроводе может приводить к образованию и скоплению конденсата и последующей коррозии. Применение малошумных регулирующих органов возможно лишь при создании новой конструкции регулятора давления. Таким образом, для снижения шума существующего регулятора давления целесообразно использование глушителя шума на выходе и постепенное расширение трубопровода (рис. 2).

Для создания эффективной конструкции глушителя шума необходимо рассмотреть природу шумообразования в клапане. Регулятор давления управляет потоком газа, преобразовывая часть потенциальной и кинетической энер-

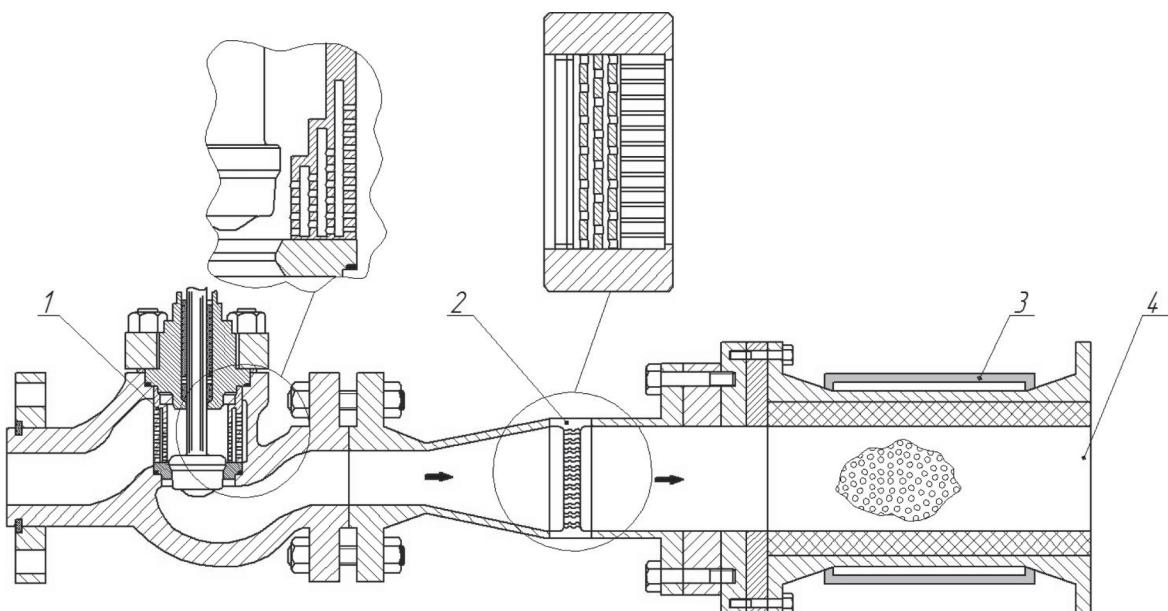


Рис. 2. Комплекс мер по снижению шума клапана

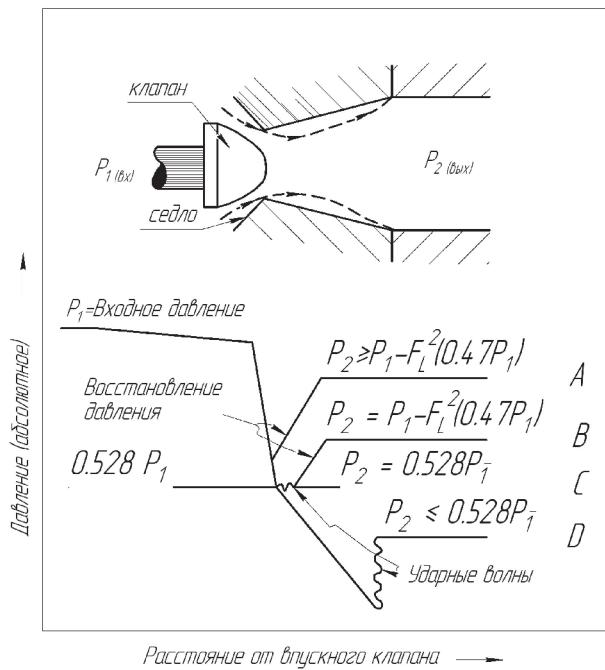


Рис. 3. Изменение давления по длине клапана

гии потока в турбулентность. Большая часть энергии преобразовывается в температуру, однако небольшая часть этой энергии преобразовывается в звук. Необходимо определить акустический коэффициент (η), который указывает, сколько первоначальной энергии потока преобразовано в звук. Акустический коэффициент имеет сложную кусочно-нелинейную зависимость, поскольку характер потока, проходящего через клапан, изменяется для разных режимов работы клапана. Стандарт шума клапана IEC [5] определяет пять различных режимов течения газа, которые определяют акустический коэффициент.

Режимы течения нагляднее представить на графической иллюстрации течения газового потока через распределительный клапан при различном давлении на выходе p_2 (рис. 3).

При изменении давления по кривой А – поток дозвуковой, турбулентный шум имеет дипольный характер. При критическом отношении давлений ($p_1/p_2=1,89$ для воздуха) процесс изменения давления описывается кривой В. При этом зарождаются ударные волны с последующим дозвуковым расширением. При более высоком отношении давлений расширение становится неизентропическим и шум в основном определяется ударными волнами (кривая Д).

Таким образом, при сверхкритическом перепаде возникают ударные волны, которые генерируют мощные дискретные составляющие в спектре пульсаций давления и в спектре внешнего шума. Для избегания этого явления необходимо применять метод ступенчатого дросселирования

(рис 4). Причем в случае гидравлического регулятора критическим будет являться давление насыщенных паров, то есть давление, при котором возникает кавитация.

Аэродинамический шум определяется кинетической энергией газа $W_{\kappa} = \frac{1}{2} m U^2$. Если предположить, что в клапане реализуется звуковая скорость, то можно записать:

$$W_{\kappa} = \frac{1}{2} m c_0^2, \quad (1)$$

где m – массовый расход газа в кг/с; U – скорость потока в м/с; c_0 – скорость звука в м/с.

Выражение (1) можно переписать, используя коэффициент пропускной способности C_v , удельный вес G_f пара или газа (для воздуха он равен единице) и входное давление p_1 :

$$W_{\kappa} = 7.7 \times 10^{-11} C_v F_L c_0^3 P_1 G_f, \text{ Вт.}$$

Акустическая мощность и уровень акустической мощности определяются так:

$$W = \eta W_{\text{mech strm}}, \text{ Вт} \quad (2)$$

$$L_W = 10 \times \frac{\log \eta W}{10^{-12}}, \text{ дБ} \quad (3)$$

Акустический коэффициент h можно определить следующим образом [2]:

$$\eta_i = \begin{cases} 1.32 \cdot 10^{-3} F_{LI}^2 \left(\frac{1.89 m_i}{k^{k-1} \frac{P_i}{P_0}} \right), & n \leq \frac{P_i}{P_0} < \frac{1.89 m_i}{3.2}; \\ 10^{-4} F_{LI}^2 \left(\frac{m_i}{\frac{P_i}{P_0}} \right)^{3.7}, & \frac{1.89 m_i}{3.2} < \frac{P_i}{P_0} \leq m_i; \\ 10^{-4} F_{LI}^2 \left(\frac{1 - \frac{P_i}{P_0}}{F_{LI}^2 - 1 + \frac{P_i}{P_0}} \right)^{2.6}, & m_i \leq \frac{P_i}{P_0} < 1, \end{cases} \quad (4)$$

где $m_i = 1 - \frac{F_L^2}{2}$.

Необходимо отметить, что коэффициент восстановления давления F_L может быть использован для определения давления P_0 в зоне vena contracta и площади этой зоны:

$$P_0 = P_1 - \frac{P_1 - P_2}{F_L^2}, \quad (5)$$

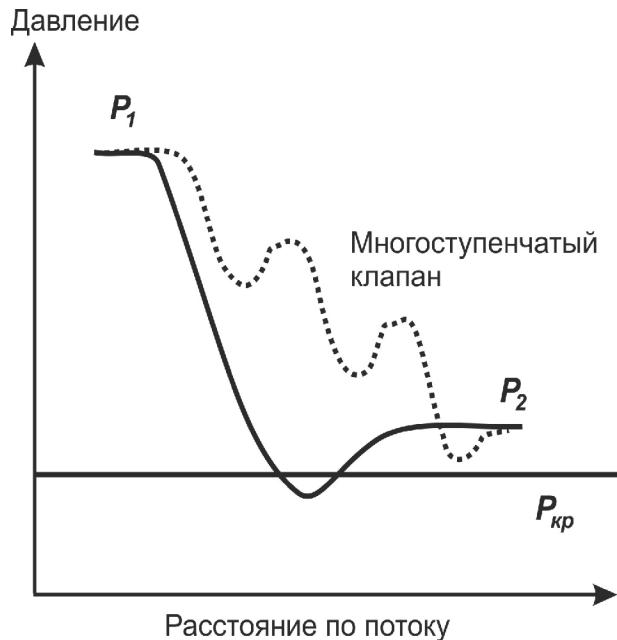


Рис. 4. Сравнение процессов редуцирования в одноступенчатом и многоступенчатом клапанах

$$A_v = \frac{C_v F_L}{5.91 \times 10^4}, \text{ м}^2 \quad (6)$$

Пропускная способность также является кусочной функцией:

$$C_v = \begin{cases} 2.14 \times 10^7 \frac{m}{\sqrt{\Delta P(P_1 + P_2)G_f}}, & \Delta P \leq \frac{1}{2} F_L^2 P_i; \\ 1.95 \times 10^7 \frac{m}{F_L P_i \sqrt{G_f}}, & \Delta P \geq \frac{1}{2} F_L^2 P_i. \end{cases} \quad (7)$$

Аналогично можно расписать для каждой дроссельной шайбы.

Автором высказано предположение, что полная акустическая мощность, генерируемая всей моделью, будет равна сумме мощности клапана и мощностей каждой шайбы ГПД отдельно (на рис. 5)

Полная акустическая мощность, генерируемая всей системой, равна сумме мощности клапана и мощностей каждой шайбы ГПД

$$W = W_1 + \sum_{i=2}^N W_i.$$

Очевидно, что при выборе площадей проходного сечения необходимо стремиться, чтобы $W \rightarrow \min$.

Рассмотрим решение данной задачи на примере системы «регулятор давления с глушителем». Глушитель состоит из одной дроссельной шайбы. Результаты расчета показаны на рис. 6.

Так как сопоставление акустической мощности внутри трубопровода с уровнем звукового давления на расстоянии 1 метр является отдельной сложной задачей, то в данной работе рассматривается результат эксперимента, направленного на снижение шума регулятора давления с ис-

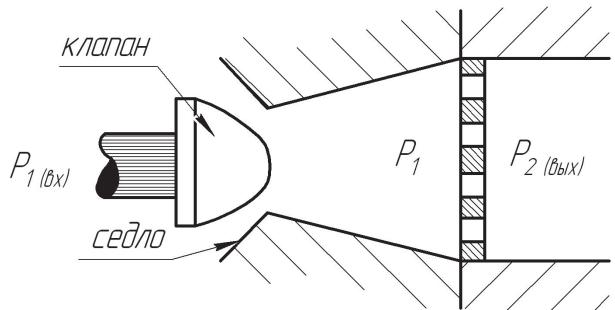


Рис. 5. Схема установки дросселирующей шайбы

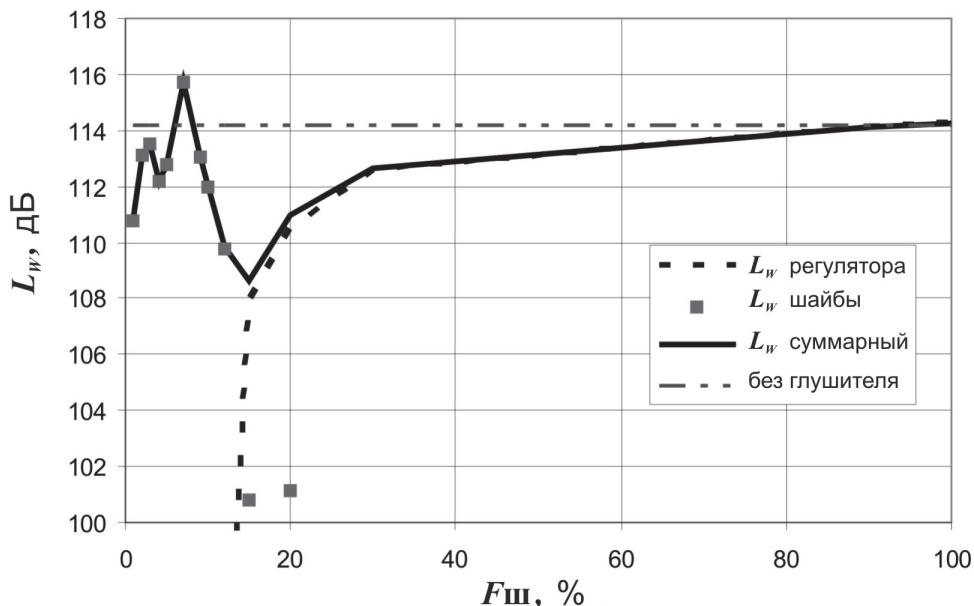


Рис. 6. Зависимость уровней акустической мощности L_w от площади пропускного сечения F_u шайбы

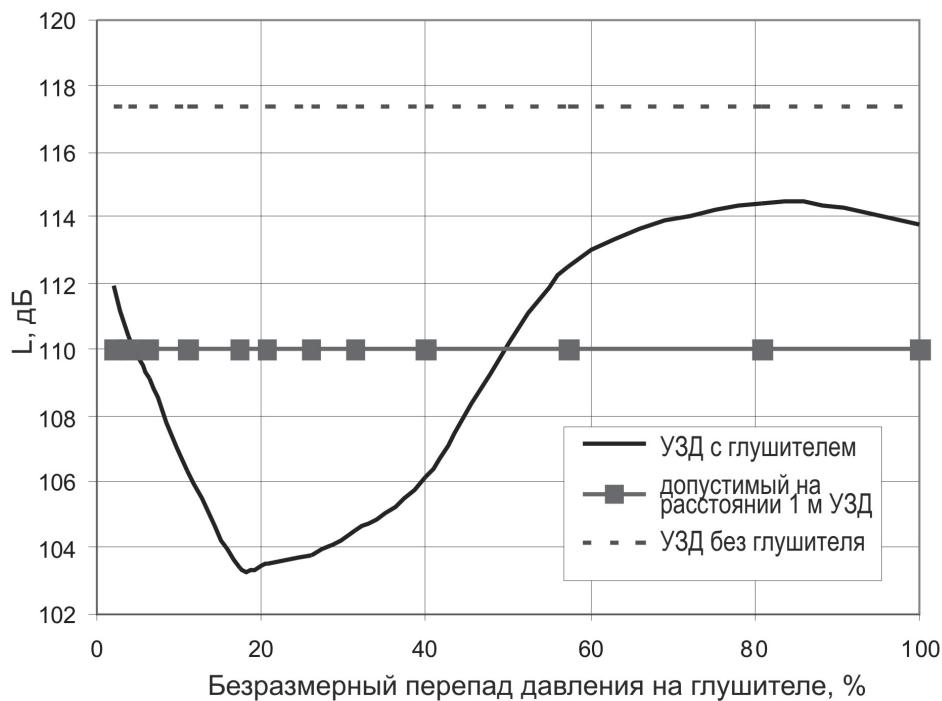


Рис. 7. Зависимость уровня акустической мощности

пользованием глушителя, состоящего из одной шайбы.

На рис. 7 представлены данные уровня акустического давления на расстоянии 1 метр от трубопровода в зависимости от площади проходного сечения шайбы.

В работе [7] приведены данные, что при диаметре трубопровода 2 дюйма (как и в рассматриваемом случае) допустимый уровень акустического давления 110 дБ. Таким образом, установка глушителя, состоящего из одной дроссельной шайбы, приводит к снижению уровня акустического давления. При этом трубопровод перестает быть под воздействием опасных вибрационных нагрузок.

В результате анализа существующих работ, авторских расчётов и экспериментов показано влияние вибрационных нагрузок на прочность и работоспособность трубопроводных систем. Исследованы акустические характеристики системы регулятор давления – глушитель. Показано, что изменение параметров глушителя приводит к перераспределению давлений, и, как следствие, изменение уровня акустической мощности.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках программы «Формирование государственных заданий высшим учебным заведениям на 2013 год и на плановый период 2014 и 2015 годов в части проведения научно-исследовательских работ», регистрационный номер

731872011 и в рамках гранта Президента Российской Федерации для поддержки ведущих научных школ НШ-1855.2014.8.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Flod D. Jury. Fundamentals of Aerodynamic Noise in Control Valves / Technical monograph 43/ Fisher Controls International/ 1999.- 24 с. URL: www.fisher.com (дата обращения 22.11.2013).
2. Istvan L, Beranek Leo L. Noise and vibration control engineering. Second edition. Principles and applications] // Published by Wiley and Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2006. 966 с.
3. Norsok Standard L-002-2009 Piping system layout, design and structural analysis /Oil Industry Association (OLF) and The Federation of Norwegian Industri // Edition 3, July 2009, 36 с.
4. Acoustic-Induced Vibration Problems in the Design Stage / Robert D. Bruce, Amo S. Solking // Bommer and Thomas E. LePage, CSTI acoustics, SOUND & VIBRATION, Houston, Texas, Augus, 2013, pp. 8-11.
5. IEC 534-8-3 International Electrotechnical Commission IEC 534-8-3 Control Valve Aerodynamic Noise Prediction Method.
6. Monsen, J. (2011). Valve Noise Reduction Strategies [Online.] URL: <http://valin.com/index.php/blog/14-fluid-management-/311-valve-noise-reduction-strategies> (дата обращения 20.11.2013).
7. Acoustic fatigue involving large turbocompressor and pressure reduction systems / David E. Jungbauer, Larry E. Blodgett // Proceedings of the 27th turbomachinery symposium//Principal Scientist Southwest Research Institute San Antonio, Texas. 2013, pp.111-118.
8. Исследование процессов возбуждения и подавления пульсаций рабочей среды и гидродинамического

шума в трубопроводных системах / Г.О. Белов, А.Н.
Головин, А.Н. Крючков, Л.В. Родионов, Е.В. Шахма-
тов// Известия Самарского научного центра РАН.
2011. Т.13. № 4. С. 178-184.

ABOUT INFLUENCE OF VIBROACOUSTIC LOADS ON STRENGTH AND PERFORMANCE OF PIPELINE SYSTEMS

© 2013 A.A. Igolkin

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The work deals with the strength of pipeline systems with pressure under the influence of vibroacoustic loads. To reduce the noise emitted by the regulator used a muffler. As muffler used orifice plate. The dependence of the acoustic power valve - puck system from the passage area is determined.
Key words: pipe systems, pressure regulator, muffler, acoustic power, durability, serviceability.

*Alexander Igolkin, Candidate of Technics, Associate Professor
at the Automatic Systems of Power Plants Department.
E-mail: igolkin@pochta.ru*