

РАЗРАБОТКА ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ ГИДРОСИСТЕМ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

© 2019

- А. Н. Крючков** доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; kan@ssau.ru
- М. А. Ермилов** старший преподаватель кафедры автоматических систем энергетических установок; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; emasamara@gmail.com
- Е. Н. Ермилова** аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; ermilova6488@gmail.com
- И. В. Балахонов** магистрант; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; ilya.balakhonov@icloud.com
- А. Н. Видяскина** студент; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; vidiaskina@gmail.com

Рассматривается разработка гасителя пульсаций давления ёмкостного типа. Гаситель пульсаций давления используется в целях снижения шума гидравлических систем, к которым предъявляются повышенные требования по виброакустическим характеристикам. Разрабатываемый гаситель пульсаций давления представляет собой податливый элемент с ничтожно малым гидравлическим сопротивлением. Внутри данного элемента расположена газовая полость, давление в которой определяется его деформацией. Габаритные размеры исследуемого гасителя не превышают размеров штатного трубопровода, что наряду с его незначительным гидравлическим сопротивлением является преимуществом перед аналогами. Проведён анализ известных гасителей пульсаций давления и рассмотрены две конструктивные схемы предлагаемого устройства. Приведены результаты экспериментальных исследований исследуемого гасителя, показавшие его высокую эффективность (5...40 дБ) в широком диапазоне частот колебаний давления жидкости (20...3000 Гц).

Энергоустановки; гидросистемы; гидродинамический шум; гасители пульсаций давления; лазерная сварка.

Цитирование: Крючков А.Н., Ермилов М.А., Ермилова Е.Н., Балахонов И.В., Видяскина А.Н. Разработка гасителя пульсаций давления для гидросистем энергоустановок // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2019. Т. 18, № 2. С. 146-155. DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-2-146-155

Введение

В настоящее время существенно ужесточились требуемые нормы максимально допустимого уровня гидродинамического шума (ГДШ) для гидравлических систем [1]. Поэтому снижение колебаний давления и ГДШ в трубопроводных системах является важной и актуальной проблемой.

Основными источниками колебательной энергии в большинстве гидравлических систем являются регулирующие клапаны и насосы [2].

Основными источниками шума являются:

1. Механические вибрации элементов клапанов. В клапане преобладающим источником шума, возникающего в результате механической вибрации, является поперечное перемещение плунжера клапана относительно направляющих поверхностей [3].

2. Гидродинамический шум регулирующего клапана возникает вследствие турбулентных пульсаций давления, возбуждаемых высокоскоростной выходной струёй жидкости.

3. Пульсации давления, возбуждаемые насосными агрегатами и возникающие вследствие [4]:

- неравномерности подачи рабочей жидкости качающим узлом;
- гидродинамическими процессами выравнивания давления в рабочих камерах;
- импульсными утечками и пр.

4. Механические вибрации насосных агрегатов, возникающие вследствие:

- неправильной центровки с приводом;
- неудовлетворительного состояния (или некачественного изготовления) соединительной муфты, износа пальцев, несоосности отверстий под пальцы или несоосности полумуфт;

- дисбаланса рабочего колеса (ротора) приводимого насоса, особенно часто встречающегося у насосов с высокой частотой вращения или насосов с динамически неотбалансированным рабочим колесом;

- дисбаланса ротора электрического двигателя;
- дефекта подшипников насоса или электродвигателя;
- дефекта фундамента и фундаментной рамы агрегата;
- изгиба вала;

- слабого крепления отдельных деталей насоса и электродвигателя (подшипников, торцовых крышек).

Снижение интенсивности колебаний рабочей среды не только обеспечивает надёжность работы ответственных узлов, но в ряде случаев является необходимым условием их функционирования.

Методы и средства защиты от шума и вибрации элементов гидравлических систем

В настоящее время имеется несколько направлений в решении проблемы предупреждения и устранения повышенных уровней шума, связанных с колебанием давления рабочей среды [5 – 7].

Применение специальных устройств – гасителей колебаний – во многих случаях является наиболее рациональным технически и экономически. Гасители классифицируются по принципу действия на реактивные и диссипативные.

В реактивных гасителях снижение пульсаций давления в трубопроводе за гасителем достигается, главным образом, за счёт отражения энергии набегающих на него волн, а в диссипативных – за счёт преобразования колебательной энергии в тепло в элементах гасителя.

Реактивные гасители шума выполняются обычно в виде системы расширительных и резонансных камер (рис. 1, а), соединённых между собой и с объёмом трубопровода с помощью труб, щелей и отверстий.

В диссипативных глушителях (рис. 1, б) снижение шума достигается за счёт потерь акустической энергии на трение в гидравлических дросселях и звукопоглощающих материалах, расположенных на пути распространения звука.

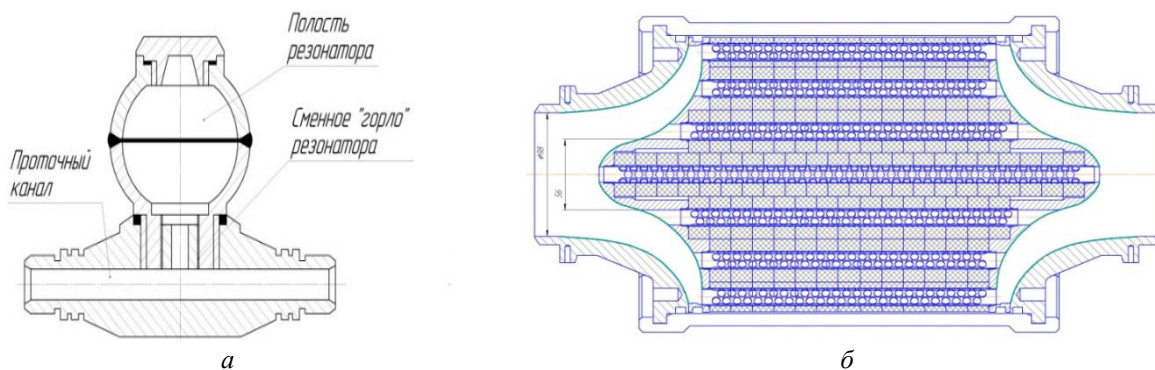


Рис. 1. Схемы гасителей:
 а – гаситель резонансного типа; б – гаситель диссипативного типа

Серьёзной проблемой глушителей данного типа являются значительные габаритные размеры. Рассмотрим функционирование реактивного гасителя в виде отрезка трубопровода с податливыми стенками.

Влияние упругого элемента в трубопроводной системе на снижение уровня ГДШ

Использование в гидравлических системах внутреннего трубопроводного участка с податливыми (относительно стенок основного трубопровода) стенками и газовой ёмкостью между податливым и жёстким трубопроводами существенно изменяет динамические свойства гидравлической системы [8]. Оценим изменения скорости звука в системе.

Скорость звука в какой-либо среде вычисляют по формуле:

$$c_0 = \sqrt{\frac{1}{\rho\beta_0}},$$

где c_0 – скорость звука в среде, м/с; β_0 – сжимаемость среды, Па⁻¹; ρ – плотность среды, кг/м³.

Тогда эффективная сжимаемость среды β в трубопроводе с сечением S будет равна

$$\beta = \beta_0 + \frac{\Delta S}{pS},$$

где ΔS – изменение площади сечения при давлении p , м²; p – давление, действующее на податливый элемент, Па.

Таким образом, скорость звука в трубе с податливыми стенками вычисляется по формуле:

$$c = \sqrt{\frac{1}{\rho\beta}} = \sqrt{\frac{1}{\rho\beta_0 + \rho \frac{\Delta S}{pS}}} = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{\Delta S}{pS\beta_0}}}.$$

Для круглой трубы радиуса a и радиальным смещением u имеем:

$$S = \pi a^2; \quad \frac{\Delta S}{S} = \frac{\pi(a+u)^2 - \pi a^2}{\pi a^2} = \frac{2au + u^2}{a^2},$$

где S – площадь сечения трубы, м²; ΔS – приращение площади сечения трубы, м².

Поскольку радиальное смещение u мало по сравнению с радиусом a , получаем:

$$\frac{\Delta S}{S} = \frac{2u}{a}.$$

Для круглой трубы:

$$\beta = \beta_0 + \frac{2u}{ra}.$$

Тогда скорость звука в трубопроводе с податливыми стенками определяется по формуле:

$$c = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{2u}{ra\beta_0}}}.$$

Обозначим коэффициент пропорциональности между давлением и радиальным смещением через $\chi = p/u$.

Скорость звука на участке с податливыми стенками выразится через этот коэффициент формулой:

$$c = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{2}{a\chi\beta_0}}}.$$

Из формулы следует, что при уменьшении χ скорость звука в податливом канале значительно снижается по сравнению с открытой средой.

Экспериментальные исследования показали, что выделяющиеся из рабочей жидкости при снижении давления и растворяющиеся в ней при его повышении воздушные пузырьки локально изменяют объёмный модуль упругости E_{CM} и плотность ρ_{CM} . При этом скорость звука на этом участке снижается.

Для жидкости ПГВ [2] (водный раствор глицерина и полиэтиленгликоля с антикоррозионными, антифрикционными и антипенной присадками) при $C_{ж} = 1400$ м/с; $\rho_{ж} = 1,17 \cdot 10^{-6}$ кгс²/см⁴; $E_{ж} = 23000$ кг/см²; $\rho_{в} = 1,2 \cdot 10^{-9}$ кгс²/см⁴ зависимость скорости распространения звука в смеси от воздухосодержания представлена на рис. 2. Видно, что даже незначительное содержание воздуха (0,01%) резко, почти вдвое (с 1400 до 771 м/с), снижает скорость распространения звука в ПГВ. Содержание воздуха порядка десятых долей процента, т.е. от 0,1 до 0,9%, снижает скорость звука с 286 до 98 м/с. Снижению её на порядок (с 1400 до 145 м/с) соответствует содержание воздуха всего 0,4%.

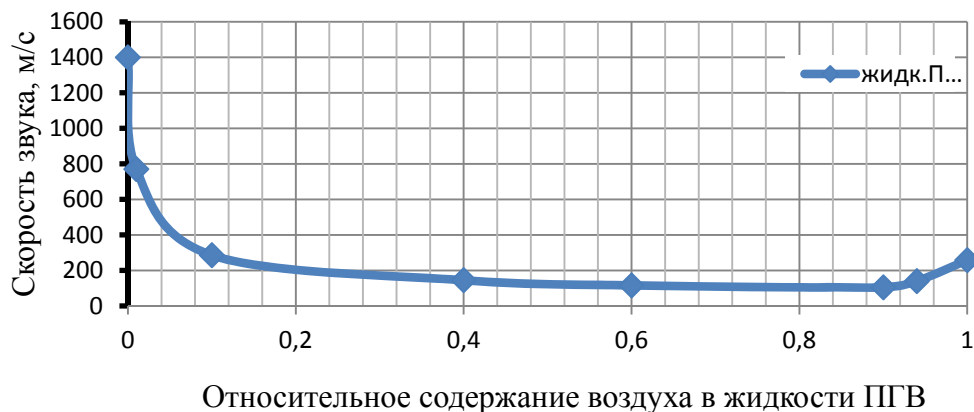


Рис. 2. Зависимость скорости звука от относительного содержания воздуха в жидкости ППВ

Снижение скорости звука влечёт за собой пропорциональное уменьшение акустического импеданса Z участка трубопровода площадью S :

$$Z \downarrow = \frac{\rho \cdot c \downarrow}{S}$$

Уменьшение волнового сопротивления трубы при использовании демпфирующего податливого участка в трубопроводе вызывает снижение уровня ГДШ. Таким образом, снижение ГДШ при использовании демпфирующего податливого участка обусловлено образованием в клапане значительной акустической ёмкости, сглаживающей пульсации давления. Эффективность данной конструкции зависит от податливости стенок и объёма газовой полости.

Разработка макета гасителя для насоса

Был разработан и изготовлен малогабаритный гаситель пульсаций давления, практически не оказывающий сопротивления потоку жидкости (рис. 3).

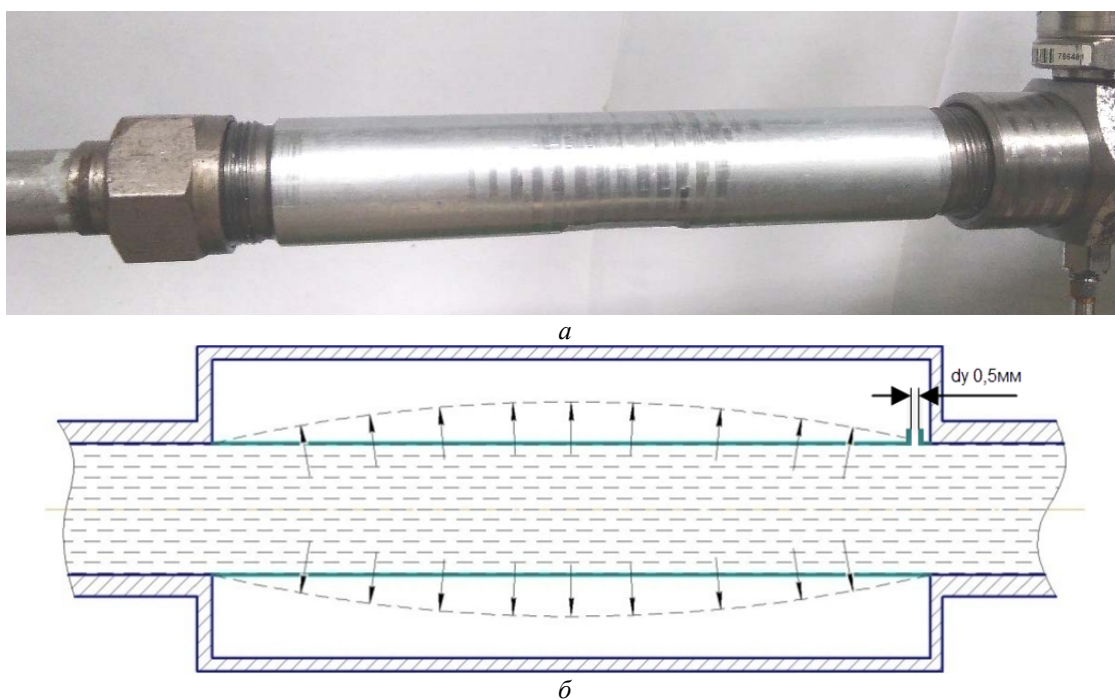


Рис. 3. Изображение (а) и структурная схема (б) малогабаритного гасителя пульсаций

Гаситель состоит из корпуса и центрального канала, выполненного из тонкостенной металлической трубки (имеющей большую податливость). Основной проблемой при проектировании гасителя является обеспечение герметичности газовой полости вследствие повышенных нагрузок от действия рабочего давления на податливый элемент. Для проверки принципа действия податливого элемента и предотвращения его разрушения в экспериментальной модели было введено шунтирующее отверстие диаметром 0,5 мм.

Высокое гидравлическое сопротивление гарантировало наличие газовой полости и снижение нагрузки на податливый элемент.

Поперечные размеры гасителя соизмеримы с размерами трубопровода.

Исследование гасителя производили на гидравлическом стенде. Результаты измерений представлены на рис. 4.

Видно, что с повышением давления эффективность падает, так как повышается жёсткость демпфирующего участка, скорость звука восстанавливается и звуковая волна проходит без потерь.

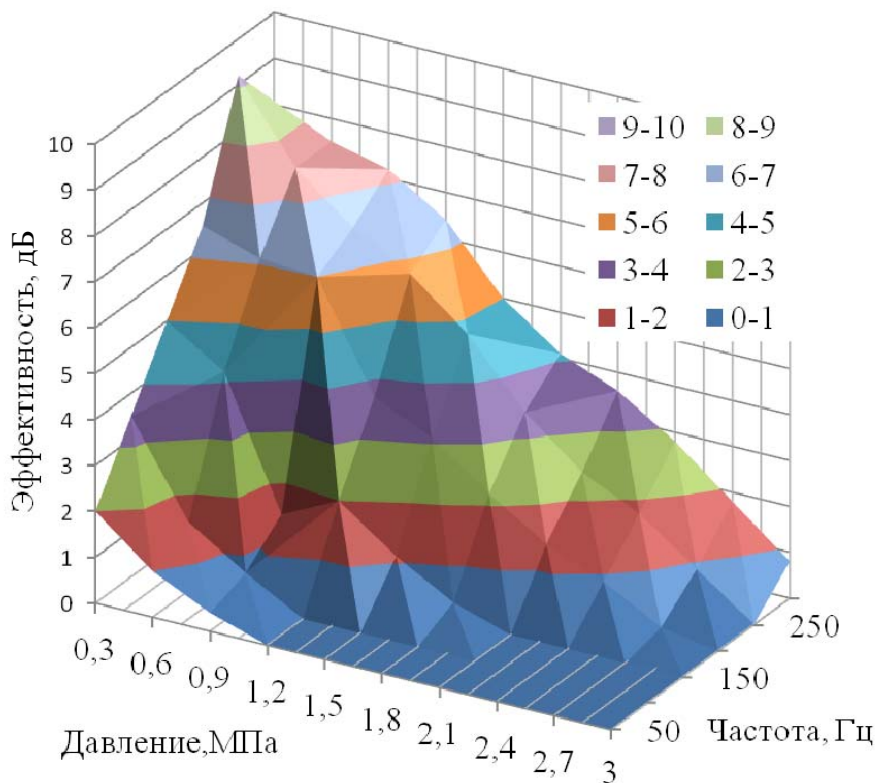


Рис. 4. Зависимость спектра эффективности гасителя от выходного давления

Разработка конструкции макета глушителя ГДШ

Для снижения уровня гидродинамического шума клапанов, исходя из анализа требований малогабаритности и повышенной пропускной способности демпфирующего участка, была разработана конструкция демпфирующего участка с повышенной податливостью больших размеров (рис. 5).

Демпфирующий участок представляет собой один или несколько тонкостенных металлических многогранников, помещённых в корпуса диаметром 1-3 диаметра основного трубопровода. Торцы тонкостенных элементов герметизируются таким образом, чтобы разделить внутреннюю полость многогранника, заполненную рабочей жидкостью, и полость между многогранником и корпусом, заполненную газом.

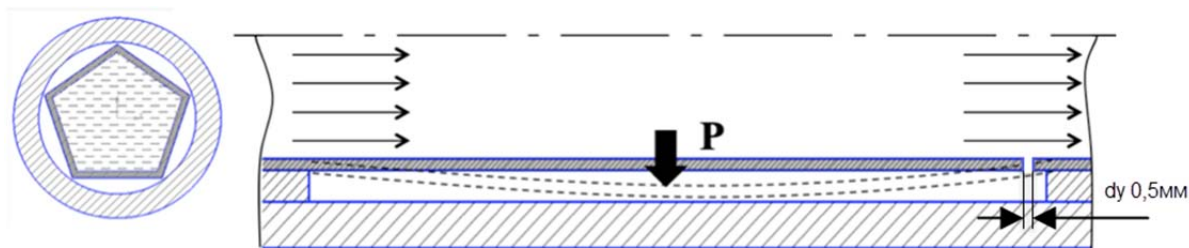


Рис. 5. Принципиальная схема демпфирующего участка

На рис. 6 изображена 3D-модель разработанного гасителя.

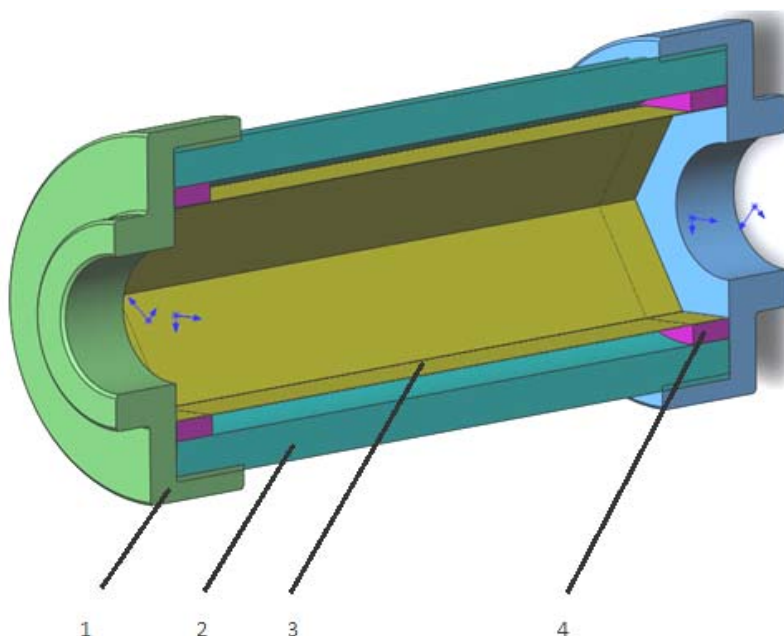


Рис. 6. 3D-модель макета гасителя ГДШ:

- 1 – фланец для закрепления отрезка трубопровода в экспериментальной установке;
- 2 – корпус трубопровода; 3 – тонкостенный многогранник, исполняющий роль гасителя ГДШ;
- 4 – втулка для герметизации полости между корпусом (2) и многогранником (3)

Для исследования ГДШ гидравлической арматуры был разработан малозумный стенд вытеснительного типа, источником давления в котором является сжатый воздух.

Источником ГДШ являлся шаровый кран в положении максимального уровня ГДШ. Гаситель ГДШ испытывался при следующих рабочих давлениях перед краном: $2 \cdot 10^5$ Па, $4 \cdot 10^5$ Па, $6 \cdot 10^5$ Па, $8 \cdot 10^5$ Па.

Так же, как и в первой модели, в податливом элементе выполнено отверстие 0,5 мм для снижения нагрузок на него.

Экспериментальные исследования

Экспериментальные исследования виброакустических характеристик гасителя на различных рабочих режимах (200, 400, 600, 800 атм.) показали эффективное снижение шума. За эффективность гасителя брали разницу уровня ГДШ в дБ без гасителя и с гасителем. Результаты исследования приведены на рис. 7.

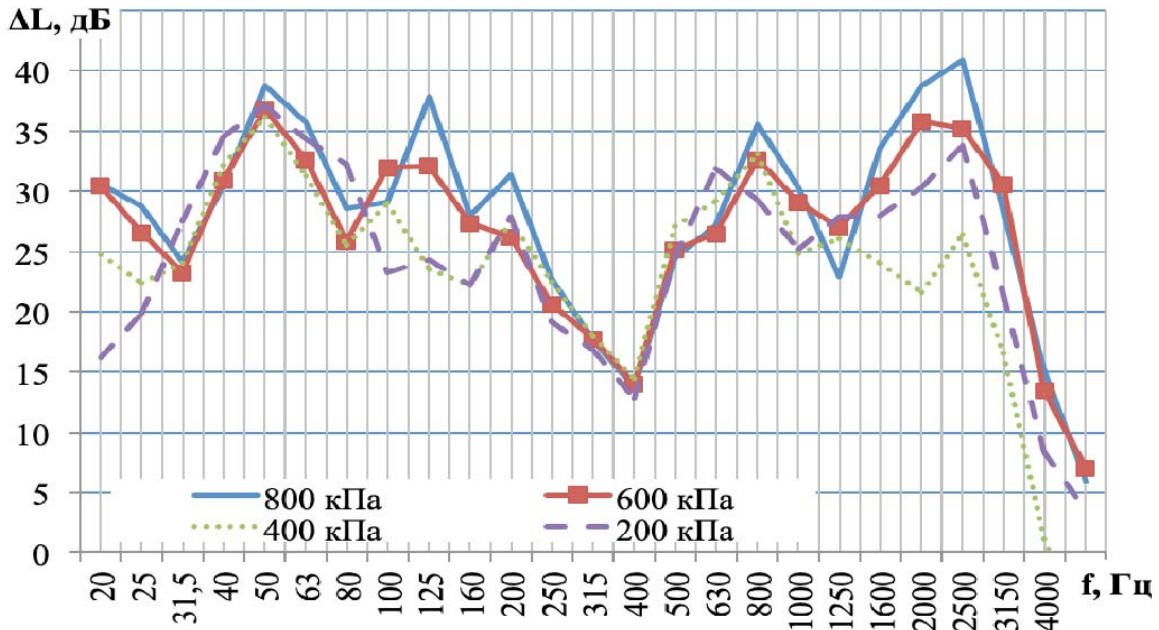


Рис. 7. Эффективности гасителя в зависимости от частоты при разных давлениях

Из рисунка видно, что в диапазоне частот 20 – 3000 Гц наблюдается эффективность демпфирующего участка от 15 до 40 дБ. Также можно заметить, что характер кривой на всех исследованных режимах одинаков.

Конструкция демпфирования участка трубопровода показала эффективную работу по снижению как пульсаций давления от насоса, так и ГДШ от гидравлического клапана. Конструкция демпфирующего участка имеет минимальный перепад давления (менее 5% от рабочего давления) и габариты, соизмеримые с трубопроводом.

Заключение

Разработан малогабаритный гаситель пульсаций давления рабочей среды, обладающий незначительным гидравлическим сопротивлением. Эффективность гасителя пульсаций давления составила 15...40 дБ в диапазоне частот колебаний давления 20... 3000 Гц.

В целях успешного его использования в гидравлических системах различного назначения требуется доработка узла уплотнения гибкого элемента к основному трубопроводу.

Библиографический список

1. СП 51.13330.2011. Защита от шума. М.: ОАО «ЦПП», 2011. 47 с.
2. Берестовицкий Э.Г., Гладилин Ю.А., Голованов В.И., Сарафанов И.А. Снижение вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами. СПб: Астерион, 2009. 315 с.
3. Kiesbauer J. Регулирующие клапаны для критических условий эксплуатации // Наука и конструирование. 2008. № 3 (54). С. 74-81.
4. Зиневич В.Д., Гешлин Л.А. Поршневые и шестерённые пневмодвигатели горношахтного оборудования. М.: Недра, 1982. 199 с.
5. Славин И.И. Производственный шум и борьба с ним. М.: Профиздат, 1955. 336 с.

6. Григорьян Ф.Е., Перцовский Е.А. Расчёт и проектирование глушителей шума энергоустановок. Л.: Энергия. Ленингр. отделение, 1980. 118 с.

7. Головин А.Н., Шорин В.П. Гасители колебаний для гидравлических систем. Самара: Самарский научный центр РАН, 2005. 168 с.

8. Исакович М.А. Общая акустика. М.: Наука, 1973. 496 с.

DEVELOPMENT OF A PULSATION DAMPENER FOR HYDRAULIC SYSTEMS OF POWER PLANTS

© 2019

- A. N. Kryuchkov** Doctor of Science (Engineering), Professor, Department of Power Plant Automatic Systems; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; kan@ssau.ru
- M. A. Ermilov** Junior Researcher, Department of Power Plant Automatic Systems; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; emasamara@gmail.com
- E. N. Ermilova** Postgraduate Student, Department of Power Plant Automatic Systems; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; ermilova6488@gmail.com
- I. V. Balakhonov** Master's Degree Student, Department of Power Plant Automatic Systems; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; vidiaskina@gmail.ru
- A. N. Vidyaskina** Undergraduate Student, Department of Power Plant Automatic Systems; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; vidiaskina@gmail.ru

The article considers the development of a capacitance-type pressure pulsation dampener. The pressure pulsation dampener is used to reduce the noise of hydraulic systems which are subject to increased requirements for vibro-acoustic characteristics. The developed pressure pulsation dampener is a flexible element with negligible hydraulic resistance. This element contains a gas cavity the pressure in which depends on its deformation. Overall dimensions of the dampener under investigation do not exceed the dimensions of a standard pipeline. This property, along with its low hydraulic resistance, is an advantage over its analogues. The article analyzes the known pressure pulsation dampeners and considers two design schemes of the proposed device. The experimental results of analyzing the dampener that showed its high efficiency (5 ... 40 dB) in a wide range of pressure oscillations in the fluid flow (20 ... 3000 Hz) are presented.

Power plants; hydraulic systems; hydrodynamic noise; pressure pulsation dampeners; laser welding.

Citation: Kryuchkov A.N., Ermilov M.A., Ermilova E.N., Balakhonov I.V., Vidyaskina A.N. Development of a pulsation dampener for hydraulic systems of power plants. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2019. V. 18, no. 2. P. 146-155. DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-2-146-155

References

1. SP 51.13330.2011. Sound protection. Moscow: OAO «TsPP» Publ., 47 p. (In Russ.)
2. Berestovitskiy E.G., Gladilin Yu.A., Golovanov V.I., Sarafanov I.A. *Snizhenie vibratsii i shuma gidravlicheskikh priborov sistem upravleniya tekhnicheskimi sredstvami* [Reducing vibration and noise of control systems hydraulic devices]. Saint-Petersburg: Asterion Publ., 2009. 315 p.
3. Kiesbauer J. Control valves for critical applications. *Hydrocarbon Processing*. 2001. V. 80, Iss. 6. P. 89-100.

4. Zinevich V.D., Geshlin L.A. *Porshnevye i shesterennyye pnevmodvigateli gornoshakhtnogo oborudovaniya* [Piston and gear pneumatic motors for mining equipment]. Moscow: Nedra Publ., 1982. 199 p.

5. Slavin I.I. *Proizvodstvennyy shum i bor'ba s nim* [Industrial noise and its control]. Moscow: Profizdat Publ., 1955. 336 p.

6. Grigor'yan F.E., Pertsovskiy E.A. *Raschet i proektirovanie glushiteley shuma energoustanovok* [Calculation and design of silencers for power plants]. Leningrad: Energiya. Leningradskoe Otdelenie Publ., 1980. 118 p.

7. Golovin A.N., Shorin V.P. *Gasiteli kolebaniy dlya gidravlicheskih sistem* [Oscillation dampers for hydraulic systems]. Samara: Samarskiy Nauchnyy Tsentr RAN Publ., 2005. 168 p.

8. Isakovich M.A. *Obshchaya akustika* [General acoustics]. Moscow: Nauka Publ., 1973. 496 p.