

**МЕТОДИКА РАЗРАБОТКИ ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДЛЯ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ**

**А. Н. Крючков,  
М. В. Баляба,  
М. А. Ермилов,**

Самарский национальный  
исследовательский университет  
имени академика С. П. Королёва  
Московское шоссе, 34,  
г. Самара, Российская Федерация,  
443086  
[bmw-surgut@yandex.ru](mailto:bmw-surgut@yandex.ru)

**К. Ю. Шабанов**

ООО “Газпром трансгаз Самара” ул.  
Ново-Садовая, д. 106 А, строение 1, г.  
Самара, Российская Федерация,  
443086

*В основе предложенной методики лежит принцип ступенчатого дросселирования совместно с выравниванием и успокоением выходного потока, а также устранением газодинамических автоколебательных режимов работы регулятора. В соответствии с проведённым анализом средств подавления колебаний, а также установленной закономерностью возникновения автоколебаний, предложен комбинированный гаситель пульсаций, выполняющий следующие функции: устранение газодинамических автоколебаний, снижение пульсаций давления в источнике за счёт уменьшения перепада давления, ступенчатое дросселирование с пониженной скоростью потока, стабилизация выходного потока. Отличительной особенностью методики является сочетание экспериментальных зависимостей с численным моделированием собственных форм и газодинамических процессов, протекающих в регуляторе и гасителе пульсаций давления. В качестве исходных данных для проектирования гасителя назначается его требуемая эффективность при обеспечении заданных режимов работы газораспределительной станции и установленных ограничений по габаритам и гидравлическому сопротивлению. Методика позволяет обеспечить значительное уменьшение гасителем широкополосных пульсаций давления и вибраций за счёт рационального и предельно допустимого по условиям эксплуатации распределения перепадов давлений на регуляторе и гасителе, при которых реализуется близкая к минимальной общей колебательная мощность регулятора и гасителя.*

**Ключевые слова:** газотранспортные системы, регулятор давления, степень понижения давления, перепад давления, пульсации давления, шум, гаситель.

**1 Введение**

Работа регулирующей арматуры газовых магистралей сопровождается интенсивными вибрациям трубопроводов и внешним шумом. Allen Fagerlund, Denis G. Karczub и Tucker Martin в своей работе [1] отмечают, что трубопроводная арматура является потенциальным источником широкополосных и тональных динамических нагрузок высокого уровня. В целях снижения этих нагрузок используются гасители пульсаций давления (ГПД), устанавливаемые за регуляторами или встраиваемые в них. В настоящей статье рассмотрены вопросы проектирования эффективных ГПД, устраняющих

газодинамические автоколебания и снижающих широкополосные составляющие спектра виброакустических параметров. Вопросы устранения газодинамических автоколебаний подробно рассмотрены авторами в работе [2].

Важным фактором, от которого зависит эффективность ГПД, является корректное распределение перепадов давления между регулятором и гасителем [3]. При работе газораспределительной станции (ГРС) на постоянном режиме (характеризуемым входным и выходным давлениями, а также расходом газа), чем больше срабатывается общий перепад давления на гасителе, тем меньше реализуется перепад на регуляторе, а

значит, меньше его колебательная (или акустическая) мощность. Однако при этом возрастает собственный шум гасителя, а также увеличивается вероятность потери работоспособности регулятора вследствие его полного открытия и посадки регулирующего органа «на упор». Поэтому при разработке ГПД необходимо обеспечить такое распределение перепадов давления на регуляторе и гасителе, чтобы их общая колебательная мощность была бы наименьшей при сохранении работоспособности регулятора.

## 2 Теоретические исследования

Скорость течения газа в дросселирующих элементах определяется степенью понижения давления  $\beta$ . Известно, что мощность выходной струи регулятора как источника колебаний, прежде всего, связана с её скоростью, которая, в свою очередь, определяется степенью понижения давления  $v_i = f(\beta_i)$ , где  $\beta_i = P_{\text{вых}}/P_{\text{вх}}$ , т. е. согласно формуле Сен-Венана [4, 5]:

$$v_i = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}} \cdot \left(1 - \beta_i^{\frac{k-1}{k}}\right)} = f(\beta_i), \quad (1)$$

т.к.  $\frac{2k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}} \approx \text{const}$

Исходя из вышесказанного, выбор значений  $\beta$  для регулятора ( $\beta_{\text{рег}}$ ), а также ступеней гасителя ( $\beta_i$ ) представляет собой важный этап проектирования ГПД.

В целях рационального распределения перепадов давления на регуляторе и гасителе, определяемых значениями  $\beta_{\text{рег}}$  и  $\beta_{\text{ГПД}}$ , производится расчет зависимости уровня пульсаций давления на выходе регулятора от  $\beta_{\text{рег}} - L_{\text{рег}}(\beta_{\text{рег}})$  по стандарту ANSI/ISA-S75.17-1989 [6]. Выбор данной методики обусловлен тем, что в ней учитываются многие факторы течения газов в регуляторах, в т.ч. изменение режимов течения и их связь с акустическими характеристиками. Согласно указанной

методике определения  $L_{\text{рег}}(\beta_{\text{рег}})$  рассчитываются следующие основные параметры:

1. Колебательная мощность дросселирующего элемента (регулятора)

$$W_a = \eta_a \cdot W_{\text{мех}}, \quad (2)$$

где  $W_{\text{мех}}$  – механическая мощность струи, Вт;  $\eta_a$  – акустический КПД.

2. Акустический КПД

$$\eta_a = 10^{-4} \cdot M_i^{3.6 \dots 6.6}, \quad (3)$$

где  $M_i$  – число Маха.

3. Уровень пульсаций давления за регулятором

$$L_{\text{рег}} = 10 \cdot \lg \left( C \cdot W_a \cdot \rho \cdot a_{\text{зв}} \cdot D_{\text{тр}}^{-2} \right), \quad (4)$$

где  $C$  – численная константа,  $8 \cdot 10^8$ ;  $W_a$  – колебательная мощность, Вт;  $\rho$  – плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;  $a_{\text{зв}}$  – скорость звука в среде, м/с;  $D_{\text{тр}}$  – диаметр трубопровода, мм.

Определение зависимости  $L_{\text{рег}}(\beta_{\text{рег}})$  производится при постоянном входном давлении  $P_{\text{вх}}$  и массовом расходе  $G$ . Зависимость  $L_{\text{рег}}(\beta_{\text{рег}})$  показана на рисунке 1.

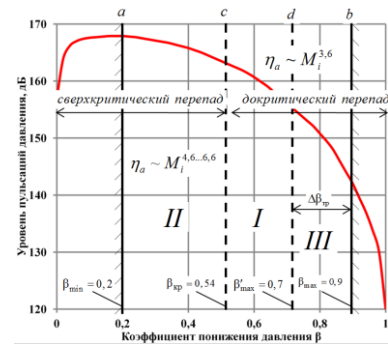


Рисунок 1. Зависимость  $L_{\text{рег}}(\beta_{\text{рег}})$  с зонами значений  $\beta_{\text{рег}}$ :

I – зона невыгоднейшего значения  $\beta_{\text{рег}}$ ; II – зона допустимого значения  $\beta_{\text{рег}}$  при критическом перепаде на регуляторе; III – зона допустимого значения  $\beta_{\text{рег}}$  при малом запасе пропускной способности

Из рисунка 1 видно, что функция  $L_{рег}(\beta_{рег})$  имеет максимум при  $\beta_{рег} \approx 0,2$  и в основном диапазоне изменения  $\beta_{рег}$  от 0,2 до 1 является убывающей вследствие снижения скорости согласно формуле 1. Выбор границ допустимых значений связан с величинами  $\beta_{min}$ , определяемой по максимальному уровню пульсаций давления  $L_{рег}^{max}$  и  $\beta_{max}$ , определяемой минимальным перепадом на регуляторе при потере его работоспособности. Работоспособность регулятора утрачивается при посадке его регулирующего органа на упор при полном открытии. Регулятор в этом случае начинает работать как нерегулируемое гидравлическое сопротивление. Согласно отраслевым нормативным документам, необходимо обеспечить минимальный перепад на регуляторе в размере 10% от входного давления, что соответствует  $\beta_{рег} \approx 0,9$ . Таким образом, верхней границей рабочего диапазона является величина  $\beta_{max} = 0,9$ . Поэтому, рабочий диапазон изменения  $\beta_{рег}$  составляет [ $\beta_{min}$  (максимальные пульсации давления);  $\beta_{max}$  (работоспособность)] или в числовом выражении от 0,2 до 0,9 (прямые а и б на рисунке 1). Однако в таком широком диапазоне изменения  $\beta_{рег}$  следует выделить зону наиболее рациональных значений  $\beta_{рег}$  (зона I на рисунке 1).левой границей такой зоны является  $(\beta_{рег})_{кр}$ , соответствующая критическому перепаду на регулирующем органе, при котором скорость в его дозирующем сечении достигает скорости звука. Для метана  $\beta_{кр} = 0,54$  (прямая с на рисунке 1). Правой границей зоны I является прямая d, соответствующая  $\beta_{max}$  при этом учитывается запас  $\Delta\beta_{тр}$ , связанный с возможным засорением дросселирующих шайб гасителя, а также увеличением производительности (расхода) ГРС. В целях безопасной эксплуатации ГРС и возможности повышения их производительности без замены гасителя предлагается выбирать запас  $\Delta\beta_{тр} = 0,2$ . Тогда весь возможный диапазон изменения  $\beta_{рег}$  можно разбить на зону наивыгоднейших параметров регулятора и

гасителя ( $\beta_{кр}$ ;  $\beta_{max}$ ), зоны допустимых параметров при сверхкритическом перепаде давления на регуляторе II и малом запасе пропускной способности III.

Таким образом, необходимо выбирать  $\beta_{рег}$  из зоны I в диапазоне 0,54...0,7. В случае, когда требуется весьма высокая эффективность гасителя, возможен выбор  $\beta_{рег}$  из зоны III, однако это требует дополнительного периодического контроля ГПД при его эксплуатации, особенно при наличии загрязнений в транспортируемом газе. Выбор  $\beta_{рег}$  из диапазона значений, определяемых зоной II, может быть обоснован относительно невысокими требованиями к эффективности ГПД, жесткими габаритными ограничениями на его размещение в трубопроводной обвязке ГРС, а также наличием существенных загрязнений в перекачиваемом газе.

На рисунке 2 схематично показаны основные элементы линии редуцирования ГРС – регулятор и гаситель, а также параметры, характеризующие степень редуцирования газа на регуляторе и гасителе –  $\beta_{рег} = P_{рег}/P_{вх}$  и  $\beta_{ГПД} = P_{вых}/P_{рег}$ .

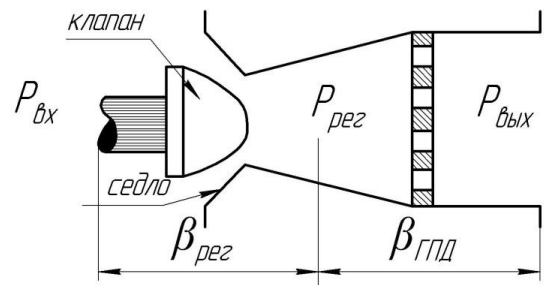


Рисунок 2. Схематичное представление параметров редуцирования газа на ГРС при установленном ГПД, условно показанным в виде одной дроссельной шайбы:

$P_{вх}$ ,  $P_{рег}$ ,  $P_{вых}$  – давление газа на входе в ГРС, за регулятором и на выходе ГРС соответственно

Тогда введем отношение выходного и входного давления для станции в целом  $\beta_{ГРС} = P_{вых}/P_{вх} = \beta_{рег} \cdot \beta_{ГПД}$ . Ввиду того, что давление на входе и выходе ГРС имеет свои предельные значения, составляющие [7, 8]:

– для входного давления  $P_{вх}=5,4\dots7,5$  МПа;

– для выходного давления  $P_{вых}=0,6\dots1,2$  МПа, определим пределы изменения параметра  $\beta_{ГРС}$ :

$$(\beta_{ГРС})_{\min} = (P_{вых})_{\min} / (P_{вх})_{\max} = 0,6 / 7,5 = 0,08; \quad (5)$$

$$(\beta_{ГРС})_{\max} = (P_{вых})_{\max} / (P_{вх})_{\min} = 1,2 / 5,4 = 0,22 \quad (6)$$

При известных величинах  $\beta_{ГРС}$  и  $\beta_{рег}$  определяем требуемые значения  $\beta_{ГПД}$  по очевидному выражению  $\beta_{ГПД} = \beta_{ГРС} / \beta_{рег}$ . В таблице 1 показаны значения  $\beta_{ГПД}$ , необходимые для реализации вышеуказанных на рисунке 1 зон работы регулятора при минимальном и максимальном значении  $\beta_{ГРС}$ .

Таблица 1. - Диапазоны изменения параметров  $\beta_{рег}$  и  $\beta_{ГПД}$  при наибольших (при  $(\beta_{ГРС})_{\min}$ ) и наименьших (при  $(\beta_{ГРС})_{\max}$ ) перепадах давления на ГРС

Зоны работы регулятора	$\beta_{рег}$	$\beta_{ГПД}$ при $(\beta_{ГРС})_{\min}$	$\beta_{ГПД}$ при $(\beta_{ГРС})_{\max}$	Полный диапазон $\beta_{ГПД}$
Наивыгоднейших значений $\beta_{рег}$ (зона I)	0,54	0,11	0,31...	0,11
	...	...	0,41	...
	0,7	0,15		0,41
Критического перепада (зона II)	0,2	0,15	0,41	0,15
	...	...	...	...
	0,54	0,4	1	1
Малого запаса пропускной способности (зона III)	0,7	0,09	0,24	0,09
	...	...	...	...
	0,9	0,11	0,31	0,31

Из таблицы 1 видно, что практически для всех зон работы регулятора и при всех возможных сочетаниях  $\beta_{рег}$ ,  $(\beta_{ГРС})_{\min}$  и  $(\beta_{ГРС})_{\max}$  величины  $\beta_{ГПД}$  значительно меньше  $\beta_{рег}$ . Это говорит о том, что на гасителе требуется реализация значительных перепадов давления, превышающих критические значения, что требует использования нескольких последовательно установленных дроссельных шайб. Исходя из физического представления о

том, что все дроссельные шайбы являются одновременно и генераторами турбулентных пульсаций давления и их подавителями (в смысле поглотителями пульсаций давления от шайб, расположенных выше по потоку и регулятора давления), оптимально разработанный гаситель будет вместе с регулятором представлять систему, которая возбуждает минимум колебательной мощности. Количество шайб гасителя при этом определяется экспериментально [9], исходя из требуемой его динамической эффективности  $\Delta L_{тр}$  и габаритно-массовым ограничениям.

Для корректного проектирования ГПД, представляющего ряд последовательно установленных шайб, необходимо распределить перепад давления между ними, используя также параметр отношения давлений на выходе и входе отдельной шайбы  $\beta$ .

### 3 Распределение перепада давления между ступенями ГПД

В соответствие с предложенной в [10] обобщенной структурной схемой гасителя предполагается разделение всех дросселирующих ступеней гасителя на подпорные и выравнивающие. Подпорные ступени перераспределяют основную часть перепада давления на системе «регулятор-ГПД» и тем самым, снижают акустическую мощность источника колебаний – выходной струи регулятора. Они характеризуются постоянной величиной  $\beta_{подп}$  в целях обеспечения постоянной скорости в ступенях. Выравнивающие ступени характеризуются меньшими перепадами давления, меньшими скоростями, а значит, большими постоянными значениями  $\beta_{выр}$ .

Расчетная схема дросселирующих ступеней ГПД с условным обозначением величин отношений давлений  $\beta_{подп}$  на подпорной ступени, выравнивающей ступени  $\beta_{выр}$  и

струевыпрямителе  $\beta_{стр}$  представлена на рисунке 3.

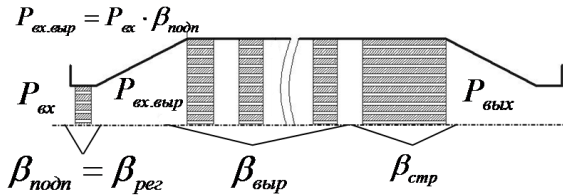


Рисунок 3. Расчетная схема дросселирующих ступеней ГПД с соответствующими значениями  $\beta$

Экспериментальными исследованиями акустической эффективности подпорной шайбы (рисунок 4), выполненными на стендовой установке Самарского университета [11], установлено, что наибольшее снижение пульсаций давления и шума соответствуют случаю, когда  $\beta_{рег} = \beta_{подп}$  (рисунок 5). Исходя из этого, а также принимая количество подпорных шайб, равное двум, получаем очевидные соотношения для выбора количества выравнивающих шайб. Параметры струевыпрямителя выбираются такими, чтобы обеспечивались минимально возможные числа Рейнольдса в его узких каналах для стабилизации потока. В этих целях перепад давления на струевыпрямителе выбирается не более 0,01 МПа.

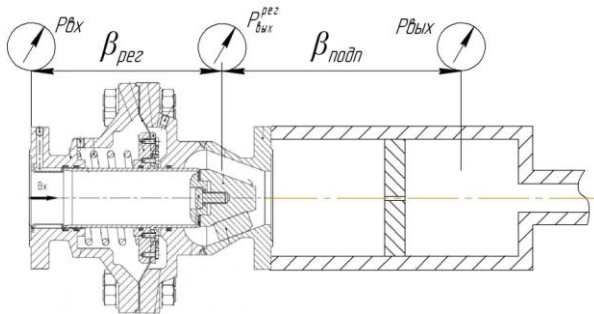


Рисунок 4. Схема экспериментального определения эффективности подпорной шайбы при различных распределениях перепадов давления на регуляторе и шайбе и соответствующих величинах  $\beta_{рег}$  и  $\beta_{подп}$

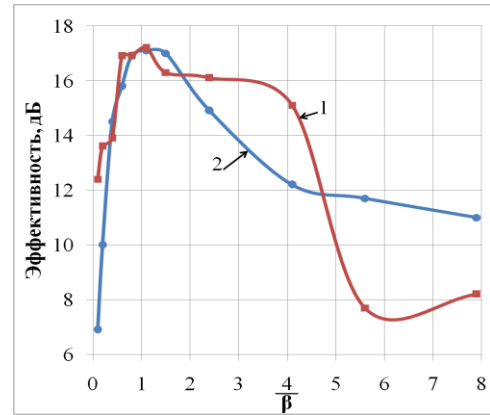


Рисунок 5. Экспериментальная зависимость эффективности подпорной шайбы по пульсациям давления (1) и шуму (2) от относительного значения  $\beta$ , равного отношению  $\beta_{подп}$  к  $\beta_{рег}$

Таким образом, параметры  $\beta$  дроссельных шайб выбираются из условий:

1. Для подпорных (2 шт):

$$\beta_{подп} = \beta_{рег} = 0,54...0,7 - \text{из зоны I рисунка 1;}$$

$$\beta_{кр} < \beta_{рег} < \beta'_{\max}.$$

2. Для выравнивающих («n-2» шт):

$$\beta_{выр} = \left( \frac{\beta_{ГРС}}{\beta_{рег} \cdot \beta_{подп}^2} \right)^{\frac{1}{n-2}},$$

$$\text{где } \beta_{ГРС} = \frac{P_{вых}}{P_{вх}} = \beta_{рег} \cdot \beta_{подп}^2 \cdot \beta_{выр}^{n-2} \cdot \beta_{стр}.$$

3. Для струевыпрямителя:

$$\beta_{стр} = 0,97...0,99; (\Delta P_{стр} \approx 0,1 \text{ МПа}).$$

Выбор и уточнение величины  $\beta_{выр}$  производится из следующих соображений:

1. Необходимость обеспечения относительно невысокой скорости потока в отверстиях шайб – не выше 150...200% от скорости потока в выходном трубопроводе, для чего необходимо увеличить  $\beta_{выр}$  до 0,95 и выше;

2. Слишком высокие значения  $\beta_{выр}$  приведут к снижению их воздействия на поток газа и на их демпфирующие пульсации потока свойства, а также на выравнивающие поток способности [12]. Поэтому рекомендуется

выбираться значения  $\beta_{выр}$  в диапазоне 0,88...0,92.

Отметим, что данная методика применима при числе шайб более 5, так как при малом числе шайб и невысоком значении  $\beta_{ГРС}$  невозможно обеспечить величины  $\beta_{подп}=0,54...0,7$  и  $\beta_{выр}=0,88...0,92$ .

#### 4 Определение геометрических параметров ГПД

Расчетная схема комбинированного ГПД с его основными геометрическими параметрами представлена на рисунке 6.

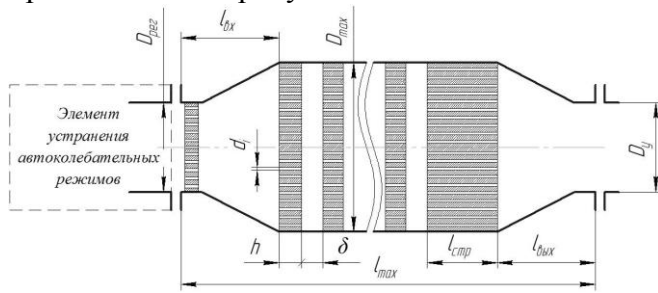


Рисунок 6. Расчетная схема ГПД с характерными геометрическими размерами

Определение данных параметров производится по следующему алгоритму. По известным степеням понижения давления на каждой дроссельной шайбе  $\beta_i$ , определяют её геометрические параметры, в т.ч. площадь проходного сечения  $F_i$  и количества отверстий  $m_i$  в шайбах по формуле Сен-Венана [5]:

$$F_i = \frac{G}{\mu_i \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1}} \cdot P_i \cdot \rho_i \cdot \left( \beta_i^{\frac{2}{k}} - \beta_i^{\frac{k+1}{k}} \right)}, \quad (7)$$

где  $G$  – массовый расход газа, кг/с;  $\mu$  – коэффициент расхода;  $k$  – коэффициент адиабаты для газа;  $P_i$  – давление на входе в шайбу, МПа;  $\rho_i$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>;  $\beta_i$  – степень понижения давления.

Диаметр отверстий шайб выбирается минимально допустимым из условий эксплуатации при возможном загрязнении транспортируемого газа  $d_{min}$ . По нему

выбирается толщина шайбы  $h_i$ , расстояние между ними  $\delta_i$ , а также длина струевыпрямителя  $l_{стр}$ .

Предварительное количество отверстий в шайбах определяется по формуле 7. Далее с помощью численного расчёта производится уточнение газодинамических параметров.

Расстояние между шайбами  $\delta_i$  выбирается из обеспечения, с одной стороны, требуемого гидравлического сопротивления ГПД ( $\delta_i \geq 2d_{min}$ ) и с другой стороны, компактности ступени  $\delta_i < 2d_{min}$ . Толщина шайбы  $h_i$  определяется по условиям прочности и величине перепада давления  $h_i \geq 3d_{min}$ .

Длина струевыпрямителя определяется в целях выравнивания и стабилизации потока, которая достигается при его длине 10 калибров, т. е.  $l_{стр} \approx 10d_{min}$  [12].

С учётом переходных участков, связанных с диаметром  $D_{max}$ , необходимым для размещения необходимого количества отверстий  $m_i$ , максимальное возможное количество дроссельных шайб определяется по формуле 8, исходя из габаритных ограничений (рисунок 6).

$$n_{max} \leq \frac{l_{max} - l_{стр} - (l_{вх} + l_{вых})}{\delta + h}, \quad (8)$$

где  $l_{max}$  – максимально возможная длина ГПД;  $l_{стр}$  – длина струевыпрямителя;  $l_{вх}$  – длина входной части ГПД;  $l_{вых}$  – длина выходной части ГПД;  $\delta$  – расстояние между дроссельными шайбами;  $h$  – толщина дроссельной шайбы.

Согласно предложенной методике выполнено проектирование опытного образца ГПД для регулятора давления РДУ–80–02 для расхода  $G=2,2$  кг/с;  $P_{вх}=4,6$  МПа;  $P_{вых}=0,6$  МПа;  $l_{max}=0,5$  м;  $\Delta L_{тр} \geq 22$  дБ(А).

Общее количество шайб (8 шт.) выбиралось согласно габаритно-массовым ограничениям  $l_{max}=0,5$  м. Разбивка общего перепада давления с  $P_{вх}=4,6$  МПа до  $P_{вых}=0,6$  МПа между регулятором и ступенями гасителя согласно изложенной методике производится в соответствии со следующими величинами  $\beta$ :



$\beta_{рег}=0,63$ ,  $\beta_{подп}=0,63$  (2 шайбы) и  $\beta_{выр}=0,91$  (6 шайб).

Поле разбивки общего перепада давления по ступеням определяются требуемые площади проходных сечений по формуле Сен-Венана (7), а также количество отверстий в ступенях, задавшись диаметром отверстия в них, исходя из минимально допустимого значения (с точки зрения загрязнения и закупоривания).

Газодинамические параметры ГПД уточняются в результате численного моделирования в программе ANSYS FLUENT [13].

В итоге с помощью полученной методики был спроектирован опытный образец гасителя пульсаций давления, который включает в себя элемент устранения автоколебательных режимов, две подпорные шайбы, шесть шайб выравнивающей ступени, а также струевыпрямитель (рисунок 7). Эффективность данного ГПД по шумоглушению составила 28 дБ(А) (рисунок 8).

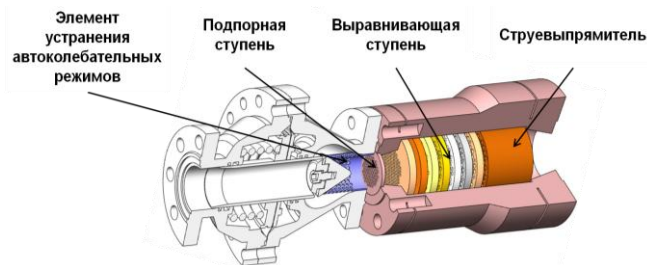


Рисунок 7. Внешний вид и конструктивная схема ГПД в сборе с регулятором

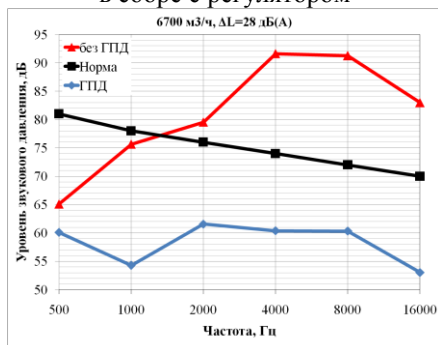


Рисунок 8. Сравнение допустимых и измеренных уровней шума в зале редуцирования ГРС

## 5 Заключение

1. Предложен алгоритм выбора рационального распределения перепадов давления как в системе «регулятор-ГПД», так и в системе последовательных дросселирующих ступеней ГПД. Разработанный алгоритм позволяет таким образом распределить общий перепад давлений, чтобы общая колебательная (акустическая) мощность системы была близка к минимальной. Это достигается путем соответствующего выбора степеней понижения давления  $\beta$  на регуляторе и ступенях ГПД.

2. Методика позволяет выбирать диапазоны как наиболее выгодных значений  $\beta_{рег}$  (от 0,54 до 0,7), так и допустимых значений  $\beta_{рег}$  (от 0,2 до 0,9). Экспериментально установлено также, что при  $\beta_{рег}=\beta_{подп}$  реализуется минимальная интенсивность пульсаций давления в системе «регулятор-ГПД». Показано также, что для выравнивающих ступеней ГПД величины  $\beta_{выр}$  должны быть значительно меньше, чем  $\beta_{подп}$ . При проектировании гасителей рекомендовано выбирать следующие значения:

$\beta_{рег}=\beta_{подп}=0,54\dots 0,7$ ;  $\beta_{выр}=0,88\dots 0,92$ .

3. Предложены расчетные зависимости выбора геометрических параметров элементов ГПД в соответствии с полученными значениями  $\beta$ , с учетом режимных параметров ГРС, требуемой эффективности ГПД и его габаритных ограничений.

4. Согласно предложенной методики выполнено проектирование опытного образца ГПД для регулятора давления РДУ-80-02 для расхода  $G=2,2$  кг/с;  $P_{вх}=4,6$  МПа;  $P_{вых}=0,6$  МПа;  $l_{max}=0,5$  м;  $\Delta L_{тр}\geq 22$  дБ(А). Эффективность данного ГПД по шумоглушению составила 28 дБ(А).

## Благодарности

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ.

## Список использованных источников

[1] Fagerlund, A. (2005), Identification and Prediction of Piping System Noise [Text] / Allen Fagerlund, Denis Karczub, Tucker Martin, Noise-Con 2005, Minneapolis, Minnesota, October 17–19.

[2] Balyaba, M.V., Ermilov, M.A. and Kryuchkov, A.N. (2017), Suppression of gas-dynamic self-oscillations in the outflow line of a gas control valve, Paper presented at the Procedia Engineering, vol. 176, pp. 577–585. doi: 10.1016/j.proeng.2017.02.300.

[3] Monsen, J. (2011), Valve Noise Reduction Strategies [Electronic resource] / Jon Monsen // Valin Corporation, July 25: URL: <http://valin.com/index.php/blog/14-fluid-management-311-valve-noise-reduction-strategies>.

[4] Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика [Текст] / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976. 888 с.

[5] Дейч, М.Е. Техническая газодинамика [Текст] / М.Е. Дейч. – М.: Энергия, 1974. 592 с.

[6] ANSI/ISA-S75.17-1989. Control Valve Aerodynamic Noise Prediction – Approved 19-06-1991. – USA: ISA, 1989 – ISBN 1-55617-207-9.

[7] Данилов, А.А. Газораспределительные станции [Текст] / А.А. Данилов, А.И. Петров. – СПб.: Недра, 1997. 240 с.

[8] Чайцын, Г.А. Эксплуатация газораспределительных станций магистральных газопроводов [Текст] / Г.А. Чайцын. – М.: Недра, 1971. 168 с.

[9] Ermilov, M.A. (2015), The experimental development of the pulsation damper in a gas reduction line [Electronic resource] / M.A. Ermilov, M.V. Balyaba, A.N. Kryuchkov, K. Yu. Shabanov // ICSV22 / «The 22nd International Congress on Sound and Vibration», Florence (Italy) 12-16 July. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

[10] Ermilov, M.A., Kryuchkov, A.N., Balyaba, M.V. and Shabanov, K. Yu. (2015), Development of a pressure pulsation damper for gas pressure regulators with account of operation parameters. Paper presented at the Procedia Engineering, vol. 106, pp. 277–283. doi:10.1016/j.proeng.2015.06.036.

[11] Ermilov, M.A. (2015), Test bench for vibroacoustic research of the pneumatic system units and pipe fittings

[Electronic resource] / M.A. Ermilov, M.V. Balyaba, A.N. Kryuchkov, K.Yu. Shabanov // ICSV22 / «The 22nd International Congress on Sound and Vibration», Florence (Italy) 12-16 July. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

[12] Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / Под ред М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

[13] FLUENT, A. 6.3. Theory Manual. 2005. Fluent Inc. Central Source Park, 10 Cavendish Court, Lebanon, NH 03766, USA. <http://www.fluent.com>.



## DEVELOPMENT METHODOLOGY FOR A PULSATION DAMPER OF GAS CONTROL VALVES

**Alexander N. Kryuchkov,  
Maxim V. Balyaba,  
Mikhail A. Ermilov**

Samara National Research University  
34, Moskovskoeshosse, Samara,  
443086, Russian Federation  
[bmw-surgut@yandex.ru](mailto:bmw-surgut@yandex.ru)

**Konstantin Y. Shabanov**

Gazprom transgas Samara LLC,  
Novo-Sadovaya, 106 A, Samara,  
443086, Russian Federation

*The background for the proposed methodology is based on the principle of stage throttling with simultaneous equalizing and stabilizing the outflow, as well as elimination of gas-dynamic self-oscillating modes of the control valve. Having conducted an analysis of suppression and dampening means and according to established patterns of occurrence of self-oscillations we have suggested an integrated pulsations damper performing the following functions: elimination of gas-dynamic self-oscillations, reducing pressure pulsations in the source by reducing pressure drop, stage throttling with a reduced flow rate and outflow stabilization. A distinctive feature of our methodology is combining experimental dependencies with numerical simulation of natural modes and gas-dynamic processes taking place in the control valve and pressure pulsation damper. As initial data for designing the damper we have set its desired efficiency while ensuring specified operating modes of the gas distribution station and specified restrictions on dimensions and hydraulic resistance. The methodology allows for a significant reduction of broadband pressure pulsations and vibration by the damper due to the rational and maximum permissible distribution of pressure differences in the control valve and damper under operating conditions in which the total vibrational power of the control valve and damper is maintained close to the minimum.*

**Keywords:** gas pipeline system, control valve, pressure ratio, pressure drop, pressure pulsations, noise, damper.

## References

- [1] A. Fagerlund, D. Karczub and T. Martin (2005), Identification and Prediction of Piping System Noise, *Noise-Con*, Minneapolis, Minnesota, 17–19 October.
- [2] Balyaba, M.V., Ermilov, M.A. and Kryuchkov, A.N. (2017), Suppression of gas-dynamic self-oscillations in the outflow line of a gas control valve. Paper presented at the Procedia Engineering, vol. 176, pp. 577–585. doi: 10.1016/j.proeng.2017.02.300.
- [3] J. Mosen, (2011), Valve Noise Reduction Strategies, *Valin Corporation*, 25 July.
- [4] G.N. Abramovich (1976), Applied gas dynamics, *Nauka*, Moscow, 888 p.
- [5] M.E. Deich (1974), Technical gas dynamics, *Energia*, Moscow, 592 p.
- [6] ANSI/ISA-S75.17-1989, Control Valve Aerodynamic Noise Prediction – Approved 19-06-1991, USA: ISA, 1989, ISBN 1-55617-207-9.
- [7] A.A. Danilov and A.I. Petrov (1997), Gas distribution stations, *Nedra*, St. Petersburg, 240 p.
- [8] G.A. Chaytsyn (1971), Operation of gas distribution stations of major gas pipelines, *Nedra*, Moscow, 168 p.
- [9] M.A. Ermilov, M.V. Balyaba, A.N. Kryuchkov, K.Y. Shabanov (2015), The experimental development of the pulsation damper in a gas reduction line, *The 22nd International Congress on Sound and Vibration (ICSV22)*, Florence, Italy, 12-16 July.
- [9] Ermilov, M.A., Kryuchkov, A.N., Balyaba, M.V., and Shabanov, K.Yu. (2015), Development of a pressure pulsation damper for gas pressure regulators with account of operation parameters. Paper presented at the Procedia Engineering, vol. 106, pp.277–283. doi:10.1016/j.proeng.2015.06.036.
- [10] M.A. Ermilov, M.V. Balyaba, A.N. Kryuchkov and K.Y. Shabanov (2015), Test bench for vibroacoustic research of the pneumatic system units and pipe fittings, *The 22nd International Congress on Sound and Vibration (ICSV22)*, Florence, Italy, 12-16 July.
- [11] I.E. Idelchik (1992), Manual for hydraulic resistance cases, *Machinostoenie*, Moscow, 672 p.
- [12] FLUENT, A. 6.3, Theory Manual, Fluent Inc. Central Source Park, 10 Cavendish Court, Lebanon, NH 03766, USA, 2005, <http://www.fluent.com>.