

С. А. ШЕВЧЕНКО, В. И. КОНОХ, А. П. МАКОТЕР

## ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ И СКОРОСТЬ ЗВУКА В КАНАЛЕ С ГОФРИРОВАННОЙ СТЕНКОЙ

Представлены результаты экспериментального исследования газодинамических характеристик гибкого металлического трубопровода с гофрированной оболочкой (металлорукава). Определены потери давления и коэффициент распределенного сопротивления металлорукава, используемого в составе испытательного стенда, работающего на сжатом воздухе. Впервые разработана оригинальная методика для определения скорости звука в канале с гофрированной стенкой. Полученные результаты используются для математического моделирования работы пневмосистемы запуска ракетного двигателя с регулятором давления на стадии стендовых испытаний.

**Ключевые слова:** металлорукав, газодинамическое сопротивление, пневматический стенд, скорость звука, коэффициент расхода, эффект Джоуля-Томсона.

**Введение и постановка задач исследования.** В ГП «Конструкторское бюро «Южное» были проведены экспериментальные исследования динамических характеристик высокорасходного пневмоуправляемого регулятора давления оригинальной конструкции, предназначенного для поддержания постоянного давления газа на входе в коллектор пусковой турбины жидкостного ракетного двигателя многократного включения [1].

В конструкции испытательного пневмостенда для отвода воздуха из выходного трубопровода в дренажный коллектор использовался гибкий металлический трубопровод с гофрированной оболочкой (металлорукав). Применение металлорукава позволило упростить конструкцию выпускной магистрали стенда, обеспечить технологичность и удобство при её сборке и разборке, а также облегчить процесс замены жиклера, установленного в выходном трубопроводе.

Было выявлено [2], что динамика металлорукава влияет на работу стенда. Для того чтобы оценить это влияние и исключить его в дальнейшем требовались экспериментальные данные о газодинамических характеристиках металлорукава. Кроме того, эта информация была необходима и для расчета [3] динамических характеристик регулятора в составе испытательного стенда.

Гибкие металлические трубопроводы с гофрированной оболочкой [4] применяются во многих отраслях промышленности для транспортирования различных жидкостей и газов. Из [4, 5] известно, что потери давления на 1 м металлорукава в 1,2–4 раза выше, чем потери давления в гладких трубопроводах. А в изогнутом металлорукаве они дополнительно увеличиваются на 20–50 %.

Для получения конкретных данных о характеристиках металлорукава – газодинамическом сопротивлении и скорости звука – возникла необходимость в проведении экспериментов по его продувке. Попутно появилась возможность изучить эффект снижения температуры сжатого воздуха при его дросселировании в регуляторе и найти коэффициенты расхода жиклеров, используемых в качестве имитаторов соплового аппарата пусковой турбины.

Целью экспериментов являлось комплексное

исследование газодинамических характеристик выпускной системы пневмостенда. Были поставлены следующие задачи:

- определить потери давления газа и коэффициент распределенного сопротивления для металлорукава, используемого на стенде;
- оценить скорость распространения звука по столбу газа в металлорукаве;
- оценить влияние эффекта Джоуля-Томсона и теплообмена при продувке регулятора.

**Объект исследования и стенд для его испытаний.** На стенде использовался металлорукав типа СРГС [4] с внутренним диаметром 32 мм. Его гофрированная оболочка образуется сверткой по спирали предварительно спрофилированной стальной ленты с последующей контактно-шовной сваркой по вершине гофра.

Схема испытательного стенда для определения газодинамического сопротивления металлорукава показана на рис. 1. В его состав входят высокорасходный пневмоуправляемый регулятор давления 5, электропневмоклапан управляющего давления 12, фильтр очистки воздуха 2, входной 4 и выходной 6 магистральные трубопроводы. Подвод воздуха на вход в регулятор 5 и в его управляющую полость осуществлялся непосредственно от заводской сети высокого давления через вентили и редукторы давления (на рисунке не показаны). На входе в металлорукав 10 установлен расходный жиклер 8.

Регулятор 5 поддерживал давление в выходном трубопроводе на уровне 2 МПа. Давление во входном трубопроводе в зависимости от целей конкретного эксперимента поддерживалось на постоянном уровне (*режим стационарной продувки*) или монотонно уменьшалось (*режим расходомера*). Выбор режима осуществлялся изменением положения вентиля 1, а начало и конец испытания – изменением положения электропневмоклапана (ЭПК) 12. ЭПК открывался на 5–10 секунд, в течение которых выполнялась регистрация сигналов от датчиков.

Для возможности замера давления в середине металлорукава при определении коэффициента распределенного газодинамического сопротивления и скорости звука в схему стенда включен второй металлорукав 16 (рис. 2).

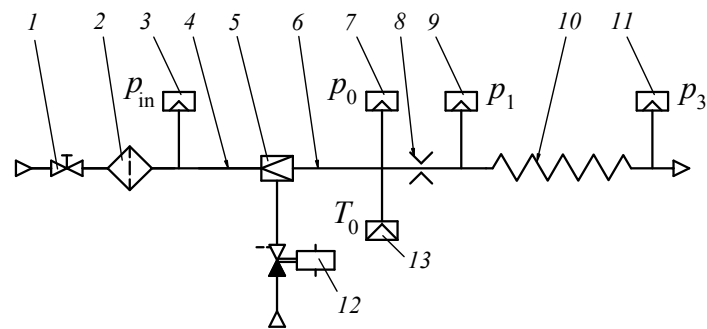


Рис. 1 – Схема стенда для определения газодинамического сопротивления металлорукава:  
1 – вентиль; 2 – фильтр (объем 12 л); 3, 7, 9, 11 – преобразователь давления ДДИ-20; 4, 6 – входной (диаметр 16 мм) и выходной (диаметр 26 мм) трубопроводы; 5 – регулятор давления; 8 – жиклер; 10 – металлорукав (длина 3 м); 12 – электропневмоклапан; 13 – термопара

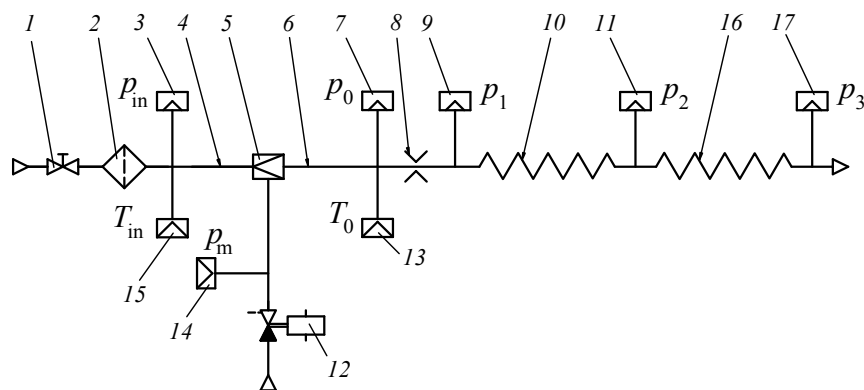


Рис. 2 – Схема стенда для определения скорости звука в металлорукаве:  
14, 17 – преобразователь давления ДДИ-20; 15 – термопара; 16 – второй металлорукав той же длины

Применяемая при испытаниях система измерений быстроменяющихся давлений включает в себя первичный и вторичный преобразователи и регистратор. Датчик избыточного давления ДДИ-20 предназначен для измерения быстроменяющихся давлений в пневматических и гидравлических системах и рассчитан на работу в комплекте с индуктивным высокочастотным двухканальным преобразователем ИВП-2, который предназначен для преобразования комплексного сопротивления датчика в электрическое напряжение. В качестве регистратора использовался программируемый измерительно-вычислительный комплекс (ИВК) МИК-300.

Основные характеристики ДДИ-20: частотный диапазон измеряемых давлений от 0 до 10 кГц; собственная частота мембраны – более 20 кГц.

Основные характеристики ИВП-2: несущая частота – 40 кГц; диапазон частот измеряемых пульсаций давления – 0–10 кГц.

Для обеспечения точности измерений перед каждой серией экспериментов проводилась аттестация преобразователей ДДИ-20 совместно со вторичными преобразователями и замерными линиями. Аттестация проводилась в соответствии с методикой их поверки; для эталонного измерения давления использовался грузопоршневой манометр МП-600 ГОСТ 8291-83 класса точности 0,05.

Измерение температур проводилось с помощью термоэлектрических преобразователей (термопар)

типа ТХК (хромель-копель). Используемые термопары обладают хорошей дифференциальной чувствительностью и термоэлектрической стабильностью. Это позволяет производить измерения температуры с достаточно высокой точностью. Для работы в потоке воздушной среды при высоком давлении применялись термопары закрытого типа. Здесь рабочий спай помещен в защитный чехол из стали X18H10T с наружным диаметром 4 мм. Сигналы термопар в виде термоэлектродвижущей силы поступали на измерительные преобразователи типа Ш78, имеющие диапазон измерений температуры от  $-50$  до  $+50^{\circ}\text{C}$  и предел допускаемой основной погрешности – не более 1%. Термопары обладают определенной инерционностью и не могут измерять мгновенные значения температуры, поэтому их показания подвергались корректуре.

**Особенности обработки сигналов.** Регистрация сигналов производилась с частотой опроса 64 кГц. Сигналы, записанные в регистраторе МИК-300, проходили дополнительную математическую обработку. Массивы давлений  $p(t)$  пропускались через частотный фильтр второго порядка, реализующий решения простейшего дифференциального уравнения колебаний:

$$\tau_c^2 d^2 y / dt^2 - 2 \cdot k_y \cdot \tau_c \cdot dy / dt + y = p(t),$$

при начальных условиях  $y(0) = p(0)$ ;  $\dot{y}(0) = 0$ ,

где  $t$  – время;  $\tau_c = 1/(2\pi \cdot \nu_c)$ ;  $\nu_c$ ,  $k_y$  – собственная частота

и коэффициент успокоения колебаний сигнала;  $y$  – скорректированное значение давления.

Обработка сигналов термопар проводилась с учетом их тепловой инерции [6–8]. Восстановленная (скорректированная) температура, с учетом условий проводимого эксперимента, вычислялась по уравнению:

$$T_r = \tau(t) \cdot dT/dt + T, \quad (1)$$

где  $T$  – температура, записанная по сигналу термопары,  $\tau(t)$  – время тепловой инерции термопары

Производная из уравнения (1) вычислялась по формуле Лагранжа:

$$dT/dt = \frac{T(t_j + \Delta t) - T(t_j - \Delta t)}{2 \cdot \Delta t}.$$

Время тепловой инерции  $\tau$  является переменной величиной, изменение которой определяется числом Рейнольдса по формуле [6]:

$$\tau = \tau_0 \cdot \sqrt{\text{Re}_0/\text{Re}},$$

где  $\tau_0$  – значение этой постоянной при числе  $\text{Re}_0$ , которое отвечает расходу газа 0,75 кг/с (среднему для исследуемого устройства).

Коэффициент  $\tau_0$  подбирался методом динамической тарировки. Результат тарировки проиллюстрирован рис. 3, где показан пример восстановления температуры по уравнению (1). Стенд работал в режиме расходомера. Из рисунка видно, что в самом начале процесса опорожнения ёмкости, когда температура газа еще не снизилась, экспериментальная и теоретическая кривые 2 и 3 совпадают.

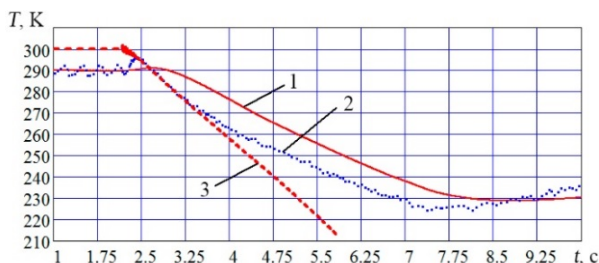


Рис. 3 – Результат восстановления температуры: 1, 2, 3 – изменения температуры  $T_{in}$  по сигналу термопары, по уравнению (1) и по уравнению адиабаты

**Определение потерь давления в металлорукаве.** Методика определения этих потерь не требовала измерения температуры и заключалась в регистрации сигналов преобразователей давления  $p_0$ ,  $p_1$  и  $p_3$  при статической продувке в схеме с одним металлорукавом (рис. 1). Испытания проводили при двух разных жиклерах 8 с диаметрами 19 и 15,7 мм. Эти же жиклеры применялись при испытаниях регулятора, описанных в [1].

Результаты продувки показаны на рис. 4. Оказалось, что перепад давлений на жиклере 8 диаметром 19 мм меньше критического, и это означает, что сопротивление металлорукава оказывало влияние на работу пневмосистемы.

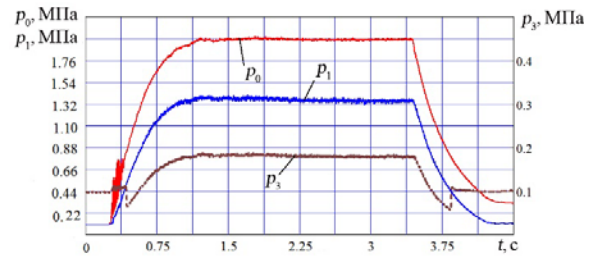


Рис. 4 – Статическая продувка одинарного металлорукава с жиклером диаметром 19 мм

### Определение коэффициента расхода жиклера.

Большинство поставленных задач проще решать при стационарной продувке, но необходимо знать коэффициент расхода жиклера 8. Для решения этой задачи система высокого давления стенда была переведена в режим расходомера. Опорожняемая емкость на входе в регулятор имела объем  $V_b$ , равный сумме объемов фильтра 2, входного трубопровода 4 и трубопровода между закрытым вентилем 1 и фильтром 2.

По уравнению Клапейрона для реального газа [9] вычислялась масса воздуха  $M_b$  в объеме  $V_b$  при давлении  $p_{in}$  и температуре  $T_{in}$  в текущий момент времени:

$$M_b = p_{in} \cdot V_b / (z \cdot R \cdot T_{in}), \quad (2)$$

где  $z$  – коэффициент сжимаемости воздуха, зависящий от давления  $p_{in}$  и температуры  $T_{in}$ .

Массовый расход газа из емкости на текущем промежутке времени  $\Delta t$  определялся по формуле:

$$\dot{m}_{b_j} = (M_{b_{j-1}} - M_{b_j}) / \Delta t, \quad (3)$$

где  $j$  – временной шаг дискретизации процесса.

Поток массы  $\dot{m}_{b_j}$  через жиклер 8 определялся при коэффициенте расхода  $\mu = 1$  по известным формулам Сен-Венана для реального газа [9]:

- при  $p_1 / p_0 > \beta_{cr}$ :

$$\dot{m}_{b_0} = \mu \cdot \Delta \mu \cdot f_0 p_0 \sqrt{\frac{2k}{zRT_0(k-1)} \left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4)$$

- при  $p_1 / p_0 < \beta_{cr}$ :

$$\dot{m}_{b_0} = \mu f_0 A / (\sqrt{zRT_0} \cdot p_0), \quad (5)$$

где  $f_0$  – площадь проходного сечения жиклера 8;  $\beta_{cr}$  – критическое отношение давлений на входе и выходе из жиклера;  $A$  – газодинамический коэффициент;

$$\beta_{cr} = [2/(k+1)]^{\frac{k}{k-1}}, A = \sqrt{(2k/(k+1)) \cdot (2/(k+1))^{\frac{2}{k-1}}};$$

$k$  – показатель адиабаты;  $\Delta \mu = 1/\sqrt{1 - (d_g/D_{out})^4}$  – поправочный коэффициент, зависящий от отношений диаметров жиклера  $d_g$  и выходного трубопровода  $D_{out}$  и учитывающий скоростной напор [10].

Экспериментальное значение коэффициента расхода жиклера 8 находили по формуле:

$$\mu_d = \dot{m}_d / \dot{m}_{b_0}.$$

В табл. 1 представлены полученные при 15-ти испытаниях значения  $\mu_d$  для различных диаметров испытываемых жиклеров.

Таблиця 1 – Коэффициент расхода жиклера

Диаметр жиклера, мм	$\mu_0$
19	0,63–0,65
15,7	0,6–0,65
13	0,65–0,68

В качестве примера на рис. 5 показаны графики изменения массы воздуха в емкости и коэффициента расхода жиклера, полученные при обработке массивов записей сигналов датчиков давлений и температур.

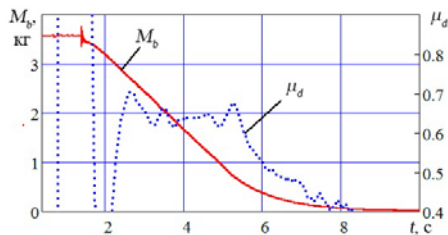


Рис. 5 – Изменение массы воздуха в емкости и коэффициент расхода при испытании с жиклером 13 мм

Для определения значения коэффициента  $\mu_d$  на его графике выбирался участок установившегося режима. В примере на рис. 5 этот участок соответствует времени  $t = 4\text{--}4,5$  с. Из табл. 1 видно, что значения коэффициентов расхода для всех испытываемых жиклеров примерно одинаковы и находятся на уровне 0,65.

**Определение коэффициента распределенных потерь давления в металлорукаве.** Потери давления в трубе постоянного сечения можно вычислить по известной формуле Вейсбаха [5, 11]:

$$\Delta p = \xi \cdot \rho \cdot u^2 / 2, \quad (6)$$

где  $\xi$  – коэффициент потерь;  $\rho$ ,  $u$  – плотность и скорость газа в трубе,

$$\xi = \lambda \cdot L / D, \quad (7)$$

$\lambda$  – коэффициент распределенного сопротивления;  $L$ ,  $D$  – длина и диаметр трубы.

Для турбулентного потока  $\xi$  можно вычислить, воспользовавшись полуэмпирической формулой Блазиуса [5]:

$$\xi = 0,3164 \cdot \text{Re}^{-0,25} L / D, \quad (8)$$

здесь  $\text{Re} = \rho u D / \mu_a$  – число Рейнольдса;  $\mu_a$  – динамическая вязкость воздуха.

Коэффициенты потерь  $\xi_1$  для одинарного и  $\xi_2$  для двух состыкованных металлорукавов вычислялись по формуле:

$$\xi_{1,2} = \frac{p_1 + 0,5 \cdot \rho_1 u_1^2 - (p_3 + 0,5 \cdot \rho_3 u_3^2)}{0,5 \cdot \rho_3 u_3^2}. \quad (9)$$

Здесь и далее  $\rho_1$ ,  $u_1$ ,  $\rho_3$ ,  $u_3$  – это плотность и скорость газа в начале и в конце металлорукава,  $\rho_2$ ,  $u_2$  – в середине составного металлорукава.

Результаты, полученные при обработке 13-ти испытаний, показаны в табл. 2. Там же приведено среднее значение коэффициента увеличения сопротивления для одного ( $K_{\xi_1}$ ) и двух ( $K_{\xi_2}$ ) металлорукавов по сравнению с гладким трубопроводом, имеющим ту же длину и диаметр:

$$K_{\xi_1} = \xi_1 / \xi_{gl1}, \quad K_{\xi_2} = \xi_2 / \xi_{gl2},$$

где  $\xi_{gl1}$  и  $\xi_{gl2}$  – коэффициенты потерь давления для одинарного и двойного гладкого трубопровода, вычисленные по формуле (8).

Значения коэффициентов увеличения сопротивления соответствуют литературным данным для металлорукавов аналогичного класса.

На первом участке составного металлорукава скорость газа изменяется незначительно (рис. 6), поэтому формула:

$$\xi_{12} = \frac{p_1 + 0,5 \cdot \rho_1 u_1^2 - (p_2 + 0,5 \cdot \rho_2 u_2^2)}{0,5 \cdot \rho_2 u_2^2} \quad (10)$$

позволила не только вычислить коэффициент потерь  $\xi_{12}$  на этом участке, но и использовать (7) для оценки величины коэффициента  $\lambda$ . Оказалось, что:

$$\lambda = 0,15 - 0,17, \quad (11)$$

то есть он примерно в 15-ть раз выше значения, полученного по формулам (7) и (8) для гладкой трубы.

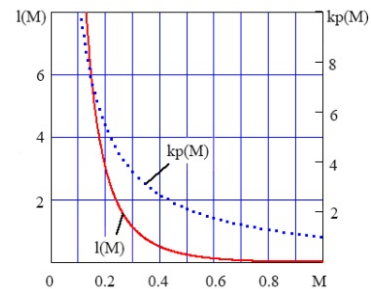


Рис. 6 – Поля изменений относительной скорости и давления газа внутри металлорукава: M – число Маха; l(M) – расстояние до конца металлорукава; kр(M) – коэффициент повышения давления

Таблиця 2 – Коэффициенты потерь давления

Диаметр жиклера, мм	$\xi_1$	$\xi_2$	$K_{\xi_1}$	$K_{\xi_2}$
19	5,5–5,6	9,5–9,6	3,1	4,2
15,7	4,8–4,9	8,3–8,4	2,6	3,6
13	–	8,2–8,3	–	3,4

Из табл. 2 видно, что величины коэффициентов потерь от расхода газа зависят слабо; это означает, что в исследуемом канале наблюдается автомодельное течение, имеющее квадратичное сопротивление. Теорию таких течений исследовал Л. Прандтль, он же вывел известную формулу для коэффициента распределенного сопротивления:

$$\lambda = 0,25 \cdot \lg^{-2}(3,7 \cdot D / \Delta), \quad (12)$$

где  $\Delta$  – шероховатость стенки канала.

Если высоту гофра трактовать как шероховатость стенки металлорукава, то формула (12) дает значение  $\lambda = 0,154$ , которое попадает в диапазон (11). Следовательно, сопротивление течению газа в рукаве описывается классической теорией Прандтля, и это означает, что для моделирования этого течения можно использовать классические формулы из книги [11, §27], описывающие установившийся адиабатический поток газа по трубе постоянного сечения при учете трения. Поля относительных скоростей и давлений газа, полученные по этим

формулам при значении  $\lambda = 0,16$ , показаны на рис. 6; так же, как и в [11], в этих зависимостях число Маха выступает в качестве параметра.

Эти графики отвечают критическому течению газа в выходном сечении металлорукава. Выполнение этого условия зависит от расхода газа  $\dot{m}$  и для исследуемых металлорукавов имеет вид:

$$\dot{m} > 0,47 \text{ кг/с.} \quad (13)$$

В проведенных испытаниях условие (13) выполнялось для металлорукава длиной 3 м при диаметрах выпускного жиклера 10 мм и более, а при длине 6 м – при диаметрах 13 мм и более. Сопоставление расчетных значений скоростей и давлений, приведенных на рис. 6, с результатами экспериментов указали на хорошее соответствие теории и практики. Так, теория предсказала значения скорости  $u_1$  на уровне 40 м/с для рукава длиной  $L = 3$  м и 60 м/с для длины  $L = 6$  м, и эти значения были подтверждены в эксперименте. То же касается и давлений  $p_1, p_2, p_3$ . Отмеченное совпадение экспериментальных данных с результатами классических теорий создает основу для уверенного продвижения в ту область знаний, которая этими теориями пока что не описывается.

**Определение скорости звука по максимальной скорости газа в металлорукаве.** Если судить по доступным литературным источникам, задача определения скорости звука в канале с гофрированной стенкой ранее не решалась. Поэтому нами было проведено более 30-ть экспериментов, а при их обработке использованы различные подходы.

При экспериментальном определении скорости распространения звука в металлорукаве сигналы преобразователей  $p_0, p_1, p_2, p_3, p_{in}, p_m, T_{in}$  и  $T_0$  записывали на переходном режиме при включении регулятора 5, то есть при подаче давления в его управляющую полость ( $p_m$ ) при заранее поданном давлении  $p_{in}$  на его вход, а также на установившемся режиме.

Эти испытания проводили с жиклерами диаметрами 19, 15, 7; 13, и 10 мм.

Из классической монографии по газовой динамике [11] известно, что дозвуковой поток газа в трубе постоянного сечения при наличии трения ускоряется, а сверхзвуковой – тормозится до скорости звука. Поэтому, в конце достаточно длинной трубы поток воздуха будет перемещаться со скоростью звука. Как показано в предыдущем пункте статьи, металлорукав длиной 6 м при жиклерах 13 мм, 15,7 мм и 19 мм удовлетворяет этому условию. Таким образом, вычислив скорость потока  $u_3$  в конце металлорукава, можно получить скорость распространения звука в нем:

$$u_3 = u_1 \cdot p_1 / [p_3 \cdot (1 + (k-1)/2)], \quad (14)$$

где для параметров газа в начале металлорукава использованы равенства:

$$u_1 = \dot{m}_0 / (f_m \cdot \rho_1); \quad \rho_1 = p_1 / (RT_1 z);$$

$f_m$  – площадь его проходного сечения.

Далее текущая скорость  $u_3$  сравнивалась с адиабатической скоростью звука  $a_m = \sqrt{kRT_3}$ .

На рис. 7 показано изменение коэффициента увеличения скорости звука  $\Delta a = u_3 / a_m$ , полученное при обработке результатов одного из испытаний.

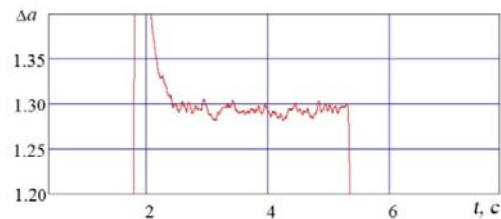


Рис. 7 – Изменение коэффициента увеличения скорости звука, полученное по данным испытания с жиклером диаметром 13 мм при постоянном давлении на входе в регулятор  $p_{in} = 17$  МПа

В табл. 3 представлены результаты обработки экспериментальных данных по 21-му испытанию. При этом коэффициент  $\Delta a$  определялся как при постоянном давлении  $p_{in}$  на входе в регулятор, так и при опорожнении входной емкости. В первом случае временной участок установившегося режима был больше, а разбросы значений – меньше.

Таблица 3 – Коэффициент увеличения скорости звука, определенный по скорости газа на выходе

Диаметр жиклера, мм	$\Delta a$
19	1,2–1,27
15,7	1,2–1,33
13	1,3–1,35

**Определение скорости звука по скорости распространения импульсов давления.** Из формулы (14) видно, что результат вычислений во многом зависит от точности измерения давлений  $p_1$  и  $p_3$ . Кроме того, на него влияет площадь  $f_m$  проходного сечения; для металлорукава эта величина задается приближенно и при его работе она, в небольших пределах, изменяется под действием давления газа. Поэтому для проверки полученных результатов была разработана альтернативная методика определения скорости звука.

При быстром возрастании управляющего давления возникают колебания клапана регулятора 5, и, как следствие, в выходном трубопроводе и в металлорукаве возникают колебания газа, принимающие форму прямых и обратных волн давления. Направление распространения прямой волны совпадает с направлением движения потока воздуха в металлорукаве. Её скорость равна сумме скорости звука и скорости потока:

$$c_F = a + u.$$

Для определения скорости звука необходимо найти скорость потока газа  $u$  на рассматриваемом участке переходного процесса и вычесть её значение из скорости  $c_F$ :  $a = c_F - u$ .

В эксперименте по сигналам датчиков давления  $p_1, p_2, p_3$  определялось время, за которое волна проходит расстояния между этими датчиками и соответствующая скорость перемещения волны  $c_F$ .

Коэффициент увеличения скорости звука определялся по формуле:

$$\Delta a = (c_F - u_{12}) / a_{12}, \quad (15)$$

где  $u_{12}$  – среднее значение скорости потока, определенное по давлениям  $p_1$  и  $p_2$ ;  $a_{12}$  – среднее значение адиабатической скорости звука в гладком трубопроводе, вычисленное с учетом изменения температуры в металлорукаве вследствие изменения

давлений  $p_1, p_2$ .

Колебания давления воздуха в выходном трубопроводе и в металлорукаве при одном из испытаний показаны на рис. 8, а в табл. 4 – результаты обработки данных по нескольким испытаниям.

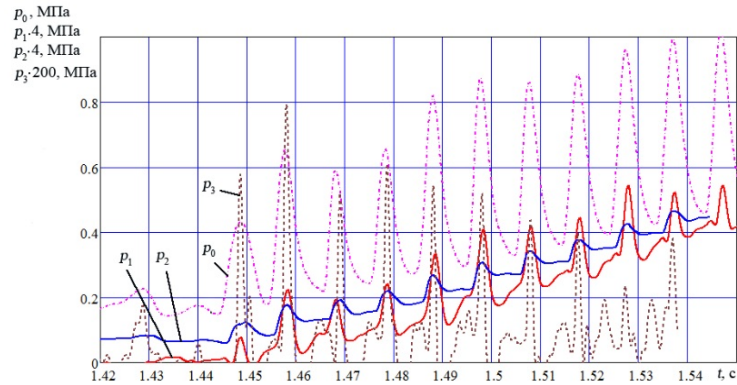


Рис. 8 – Импульсы давления воздуха в выходном трубопроводе и в металлорукаве (жиклер 13 мм, график  $p_2$  сдвинут влево по оси  $t$  на  $\Delta t = 6,5$  мс, а  $p_3$  – на  $2\Delta t = 13$  мс)

Таблица 4 – Коэффициент увеличения скорости звука, определенный по скорости перемещения прямой волны давления при колебаниях клапана

Диаметр жиклера, мм	$\Delta a$
19	нет колебаний
15,7	1,2
13	1,23–1,25

Из табл. 3 и табл. 4 видно, что увеличения скорости распространения звука по столбу газа в металлорукаве, полученное двумя методами обработки экспериментальных данных, имеют неплохую сходимость. С достаточной степенью уверенности можно заключить, что скорость распространения звука в металлорукаве больше адиабатической скорости звука в гладком трубопроводе в 1,2–1,35 раза.

Отметим, что выявленный эффект не может быть объяснен квазистационарной податливостью стенки трубопровода, учитываемой в классических теориях, а также известными свойствами реального газа (в металлорукаве низкое давление, и газ можно рассматривать как идеальный).

Возможными причинами эффекта являются поперечные колебания стенки металлорукава, связанные с продольными колебаниями столба газа в проточном канале, а также снижение сжимаемости газа по причине высокой завихренности потока. Решение этих сложных научных проблем не входит в задачи публикации и потребует дополнительных исследований.

**Проявление эффекта Джоуля-Томсона при дросселировании газа в регуляторе.** Известно, что при дросселировании реального газа его температура изменяется [12]. При прохождении сжатого воздуха через зазор между клапаном и седлом регулятора происходит понижение его температуры. Величина этого понижения зависит от перепада давлений между входом и выходом из дросселя и может быть

приблизительно определена из соотношения:

$$\frac{1}{T_{out}} - \frac{1}{T_{in}} = \frac{k-1}{k} \cdot 1,4 \cdot 10^{-5} \cdot (p_{in} - p_{out}) \times \left( 1 - \frac{p_{in} + p_{out}}{2 \cdot 340} + \frac{p_{in}^2 + p_{out}^2 + p_{in} p_{out}}{30 \cdot 340^2} \right), \quad (16)$$

где  $T_{in}, p_{in}$  – температура и давление воздуха до дросселя;  $T_{out}, p_{out}$  – температура и давление после дросселя.

Равенство (16) получено при обработке таблиц справочника [12]. Оно использует упрощающее допущение о постоянстве теплоемкости воздуха и охватывает диапазоны температур от 223 К до 323 К и давлений от 0 до 300 кгс/см<sup>2</sup>; давления в правую часть (16) подставляют в атмосферах.

На рис. 9 показаны экспериментальная и расчетная кривые перепада  $\Delta T$  температур воздуха во входном и выходном трубопроводе.

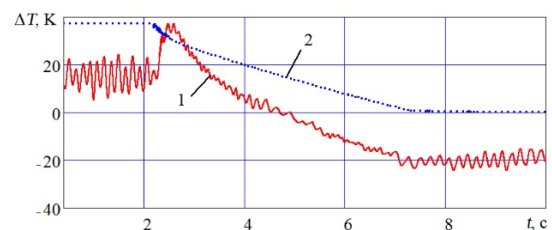


Рис. 9 – Перепад температур между входом и выходом регулятора при уменьшении давления на входе: 1 – эксперимент, 2 – расчет по уравнению (16)

В начальный момент времени, сразу после открытия клапана регулятора, кривые 1 и 2 располагаются близко, а затем расходятся. Это расхождение связано с проявлением влияния теплообмена между газом и стенками регулятора и выходного трубопровода. Начиная с момента времени  $t \approx 5,2$  с разность между измеренными температурами входа и выхода становится отрицательной, а

теоретический перепад температур, не учитывающий теплообмен, уменьшается до нуля к концу опорожнения емкости.

В табл. 5 представлены значения давлений и температур на входе и выходе из регулятора по данным 15-ти испытаний; эти результаты отвечают началу установившегося режима работы регулятора. В последней колонке таблицы приведено относительное отклонение энтальпии:

$$\delta h = (h_{in} - h_{out}) / h_{in} \cdot 100\%,$$

рассчитанное по таблицам справочника [12].

Из табл.5 видно, что на испытании № 035 отклонение  $\delta h < 0$ , а на остальных  $\delta h > 0$ . Это объясняется разным направлением теплообмена между газом и стенкой выходного трубопровода в начале работы регулятора. В первом случае газ получал тепло от стенки, а во втором – отдавал.

В качестве примера на рис. 10 и рис. 11 показаны графики изменения энтальпии для двух испытаний – № 035 и № 036.

В первом случае начальная температура газа была ниже, а температура стенки выходного трубопровода выше, чем во втором. Это связано с различной длительностью пауз перед включением регулятора на этих испытаниях. Пауза перед испытанием № 036 составила 15 минут и была менее продолжительной, чем перед испытанием № 035, поэтому газ на входе не успел охладиться, а стенка выходного трубопровода не успела нагреться до температуры окружающей среды.

Таблица 5 – Температура и энтальпия при дросселировании воздуха в регуляторе

№ испытания	$P_{in}$ , МПа	$P_{out}$ , МПа	$T_{in}$ , К	$T_{out}$ , К	$\delta h$ , %
015	18,639	2,021	286,2	254,7	0,5
016	17,168	1,991	289,6	250,0	1,9
017	17,001	2,011	289,7	251,3	2,2
018	17,334	1,991	288,0	249,7	1,6
019	19,179	2,05	286,9	246,3	2,1
020	19,326	2,031	285,0	246,3	1,7
035	25,717	1,933	282,6	248,2	-1,2
036	24,113	1,933	292,8	247,3	1,9
037	24,348	1,952	298,1	249,8	2,7
038	22,396	1,962	291,7	249,1	1,6
039	24,329	1,962	296,5	247,6	2,7
040	23,672	1,988	292,8	252,8	0,9
041	14,225	1,964	289,4	259,6	0,8
042	24,682	2,001	297,0	249,4	3,2
043	23,939	1,969	298,4	246,6	3,7

Точка касания кривых энтальпий на рисунках соответствует перепаду температур  $\Delta T = T_{in} - T_{out}$ , который достигается за счет эффекта Джоуля-Томсона.

Равенство энтальпий на испытании № 035 (рис. 10) соответствует максимуму  $\Delta T$ . Это означает, что влияние теплообмена в начале процесса выпуска газа здесь несущественно. Максимальное значение перепада  $\Delta T$  на испытании № 036 (рис. 11) достигается за счет совместного действия эффекта Джоуля-Томсона и теплообмена:  $\Delta T = \Delta T_1 + \Delta T_2$ .

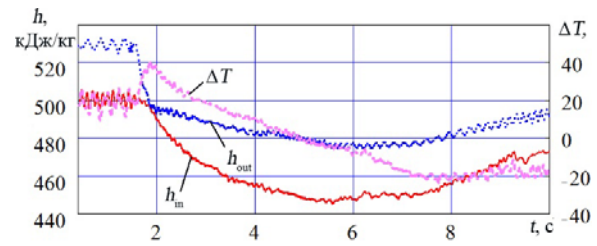


Рис. 10 – Энтальпии и перепад температур между входом и выходом регулятора на испытании № 035

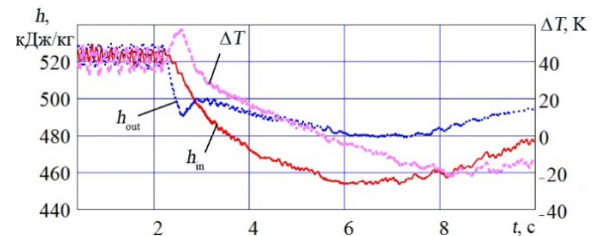


Рис. 11 – Энтальпии и перепад температур между входом и выходом регулятора на испытании № 036

Самое большое значение перепада  $\Delta T = 52,4$  К зафиксировано на испытании № 043, которое проведено с жиклером 13 мм. Здесь перепад температур за счет эффекта Джоуля-Томсона составил  $\Delta T_1 = 34,8$  К, а за счет теплообмена –  $\Delta T_2 = 17,6$  К.

Более заметное влияние теплообмена наблюдалось на испытаниях с жиклерами меньших диаметров и при меньших расходах воздуха. Данные табл. 5 и рис. 9–рис. 11 свидетельствуют о необходимости учета эффекта Джоуля-Томсона и теплообмена при моделировании пневмосистемы запуска ракетного двигателя.

**Выводы.** Установлено, что скорость распространения звука по каналу с гофрированной стенкой больше адиабатической скорости звука для воздуха в гладком трубопроводе в 1,2–1,35 раза.

Показано, что коэффициент распределенного сопротивления металлорукава на порядок превышает его значение для гладких труб и может быть вычислен по формуле Прандтля, если в качестве параметра шероховатости использовать высоту гофра.

Значения коэффициентов расхода испытанных жиклеров (после учета скоростного напора газа в выходном трубопроводе) находятся на уровне 0,65.

Суммарный перепад температур между входом и выходом регулятора, возникающий при дросселировании газа и теплообмене, достигает 50 градусов. Следовательно, при математическом моделировании и анализе работы пневмосистемы запуска ракетного двигателя на испытательном стенде необходимо учитывать эффект Джоуля-Томсона и теплообмен в регуляторе.

**Список литературы:** 1. Шевченко С. А. Экспериментальное исследование динамических характеристик регулятора давления газа в системе запуска ЖРД многократного включения / С. А. Шевченко // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов : сб. науч. тр. – X. : Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 2015. – № 4 (84). – С. 49–68. 2. Шевченко С. А. Результаты математического моделирования переходных процессов в регуляторе давления газа / С. А. Шевченко, С. А. Валивахин // Вестник НТУ «ХПИ». – 2014. – № 39 (1082). – С. 198–206. 3. Шевченко С. А. Математическая модель регулятора

давления газа / С. А. Шевченко, С. А. Валивахин // Вестник НТУ «ХПИ». – 2014. – № 38 (1061). – С. 195–209. 4. Гибкие металлические рукава : каталог. – Уфимское агрегатное предприятие «Гидравлика», 2001. 5. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1972. – 320 с. 6. Сорокин Д. Н. Динамические характеристики термопар / Д. Н. Сорокин, Ю. П. Джусов. – Обнинск : Физико-энергетический институт, 1973. – 31 с. 7. Краус М. Измерительные информационные системы / М. Краус, Э. Вошни. – М. : Мир, 1975. – 312 с. 8. Профос П. Измерения в промышленности : справ. Кн. 2. Способы измерения и аппаратура / П. Профос. – М. : Металлургия, 1990. – 384 с. 9. Присняков В. Ф. Определение параметров газа при опорожнении емкости с учетом сжимаемости и сопротивления магистрали / В. Ф. Присняков, М. И. Галась, А. И. Логвиненко [и др.] // Проблемы высокотемпературной техники : сб. науч. тр. – Днепропетровск : ДГУ. – 1981. – С. 86–94. 10. Кириллин В. А. Техническая термодинамика / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейдлин. – М. : МЭИ, 2008. – 486 с. 11. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газов / Л. Г. Лойцянский. – М. : Наука, 1978. – 736 с. 12. Сычев В. В. Термодинамические свойства воздуха / В. В. Сычев, А. А. Вассерман, А. Д. Козлов [и др.]. – М. : Издательство стандартов, 1978. – 276 с.

**Bibliography:** 1. Shevchenko, S. A. "Eksperimen tal'noe issledovanie dinamiceskikh harakteristik reguljatora davlenija gaza v sisteme zapuska ZhRD mnogokratnogo vkljuchenija." *Voprosy proektirovanija i*

*proizvodstva konstrukcij letatel'nyh apparatov: sb. nauch. tr.* Kharkov: Nac. ajerokosm. un-t "HAI". No. 4.84. 2015. P. 49–68. Print. 2. Shevchenko, S. A., and S. A. Valivahin. "Rezultaty matematicheskogo modelirovanija perehodnyh processov v reguljatore davlenija gaza." *Visnyk NTU "KhPI"*. No. 39.1082. 2014. P. 198–206. Print. 3. Shevchenko, S. A., and S. A. Valivahin. "Matematicheskaja model' reguljatora davlenija gaza." *Visnyk NTU "KhPI"*. No. 38.1061. 2014. P. 195–209. Print. 4. *Gibkie metallicheskie rukava: catalog.* Ufimskoe agregatnoe predpriatie "Gidravlika", 2001. Print. 5. Bashta, T. M. *Gidroprivod i gidropnevmoavtomatika.* Moscow : Mashinostroenie, 1972. Print. 6. Sorokin, D. N., and Ju. P. Dzhusov. *Dinamicheskie harakteristiki termopar.* Obninsk: Fiziko-jenergeticheskij institut, 1973. Print. 7. Kraus, M., and Je. Voshni. *Izmeritel'nye informacionnye sistemy.* Moscow : Mir. 1975. Print. 8. Profos, P. *Izmerenija v promyshlennosti: sprav. Sposoby izmerenija i apparatura.* Vol. 2. Moscow: Metallurgija, 1990. Print. 9. Prisnjakov, V. F., [et al.]. "Opredelenie parametrov gaza pri oporozhnenii emkosti s uchedom szhimaemosti i soprotivlenija magistrali." *Problemy vysokotemperaturnoj tehniki.* Dnepropetrovsk: DGU, 1981. P. 86–94. Print. 10. Kirillin, V. A., V. V. Sychev and A. E. Shejdlin. *Tehnicheskaja termodinamika.* Moscow: MJeI, 2008. Print. 11. Lojczanskij, L. G. *Mehanika zhidkosti i gazov.* Moscow: Nauka. 1978. Print. 12. Sychev, V. V., [et al.]. *Termodinamicheskie svojstva vozduha.* Moscow: Izdatel'stvo standartov, 1978. Print.

*Postmynuta (received) 08.11.2015*

**Шевченко Сергей Андреевич** – ведущий инженер-конструктор отдела агрегатов автоматки ЖРД, Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», г. Днепропетровск; e-mail: info@yuzhnoe.com.

**Shevchenko Sergey A.** – Leading Engineer, Yuzhnoye State Design Office, Dnipropetrovsk; e-mail: info@yuzhnoe.com.

**Конох Владимир Иванович** – кандидат технических наук, начальник отдела агрегатов автоматки ЖРД, Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», г. Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoe.com.

**Konokh Vladimir I.** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Head of Department, Yuzhnoye State Design Office, Dnipropetrovsk; e-mail: info@yuzhnoe.com.

**Макотер Александр Петрович** – ведущий инженер расчетно-теоретического отдела, Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», г. Днепропетровск; e-mail: info@yuzhnoe.com.

**Makoter Alexander P.** – Leading Engineer, Yuzhnoye State Design Office, Dnipropetrovsk; e-mail: info@yuzhnoe.com.