

УДК 533.6:536.24:629.78  
ББК 22.253:31.31:30.6  
Т 782

**Труды XVII Школы-семинара молодых ученых и специа-**  
**Т 782 листов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева**  
«Проблемы газодинамики и теплообмена в аэрокосмических технологиях». 25—29 мая 2009 г., г. Жуковский. В 2 томах.  
— М. : Издательский дом МЭИ, 2009.  
ISBN 978-5-383-00389-3

Том 1. — 470 с.: ил.  
ISBN 978-5-383-00387-9

Публикуемые лекции и доклады содержат результаты исследований, проведенных за последние годы в России и за рубежом в областях газодинамики и теплообмена при внешнем обтекании; тепловой защиты, высокотемпературных материалов и конструкций, отрывных течений и т.д. Представлены также работы по интенсификации процессов теплообмена, проблемам турбулентного тепло- и массообмена; рассмотрены прикладные задачи аэрокосмических технологий.

Доклады печатаются в авторской редакции методом прямого репродуцирования с авторских оригиналов.

УДК 533.6:536.24:629.78  
ББК 22.253:31.31:30.6

ISBN 978-5-383-00387-9 (т. 1)  
ISBN 978-5-383-00389-3

© Составление: Национальный комитет РАН  
по тепло- и массообмену, 2009

О.А. Душина, Н.И. Михеев, В.М. Молочников, И.А. Давлетшин, Ф.С.Занько

Исследовательский центр проблем энергетики Казанского научного центра РАН,  
420111, Казань, Лобачевского, 2/31

### ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КАНАЛА В УСЛОВИЯХ НАЛОЖЕННЫХ ПУЛЬСАЦИЙ ПОТОКА

#### АННОТАЦИЯ

В результате комплексного систематического экспериментального и теоретического изучения в пульсирующем турбулентном течении в канале установлена немонотонная зависимость приведенного перепада давления от частоты. Предложен и апробирован метод моделирования таких течений, основанный на модели одномерной нестационарной газовой динамики.

#### 1. ВВЕДЕНИЕ

Для нестационарного течения в гидравлически гладкой круглой трубе, в отличие от классического стационарного случая, на сегодняшний день не существует общепринятой методики определения гидравлического сопротивления. С одной стороны, это объясняется нехваткой соответствующих экспериментальных данных; с другой - объективной сложностью самого рассматриваемого течения.

Известны некоторые численные исследования нестационарного течения в трубе, например [1], согласно которым сопротивление существенно и немонотонно зависит от частоты наложенных пульсаций расхода в определенном диапазоне изменения амплитуды пульсаций и среднего числа Рейнольдса. Тем не менее, распространенные в настоящее время коммерческие пакеты прикладных программ не нашли широкого применения в инженерной практике прогнозирования нестационарных течений в каналах из-за неприемлемо большого времени вычислений и проблемы выбора адекватных моделей турбулентности. Моделирование течений с изменяющимся во времени сечением на части длины канала также вызывает определенные трудности, связанные с необходимостью использования динамических сеток.

В настоящей работе представлен метод моделирования пространственно-временных характеристик пульсирующих течений в каналах переменного по длине сечения, основанный на решении одномерных

нестационарных уравнений газовой динамики. Приводится сравнение результатов расчета с экспериментальными данными авторов.

#### 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Для получения экспериментальных данных о сопротивлении в круглой трубе с периодической нестационарностью потока была разработана экспериментальная установка, схема которой представлена на рис. 1.

Средний по времени расход воздуха в тракте установки обеспечивался турбокомпрессором 6, работающим на всасывание, и поддерживался постоянным в пределах одной серии измерений при помощи набора критических сопел 8. В экспериментах использовались поверенные критические сопла, обеспечивающие значение расхода с погрешностью не более 0,25%. Воздух из рабочего участка поступал в устройство для создания пульсаций расхода 4, основным элементом которого являлась плоская вращающаяся заслонка 9 эллиптической формы, периодически перекрывающая выходное отверстие 10 рабочего участка. Заслонка приводилась во вращение электроприводом с регулируемой и стабилизируемой частотой вращения. Перед критическими соплами (за устройством для создания пульсаций расхода) был установлен ресивер 5 объемом около 0,5 м<sup>3</sup>, предназначенный для демпфирования пульсаций давления.

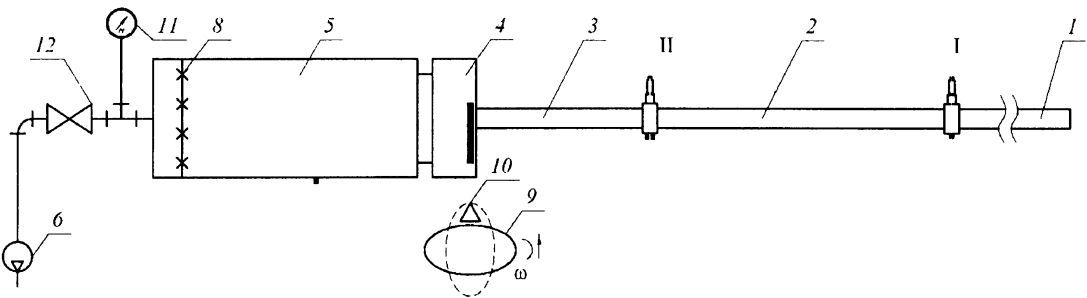


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

1 – предвключенный участок; 2 – измерительный участок; 3 – поствключенный участок; 4 – устройство для создания пульсаций расхода; 5 – ресивер; 6 – турбокомпрессор; 8 – набор критических сопел; 9 – вращающаяся заслонка; 10 – входное отверстие устройства для создания пульсаций расхода; 11 – вакуумметр; 12 – отсекающая задвижка

Для изучения пульсирующего потока в трубах использовался рабочий участок, представляющий собой круглую гидравлически гладкую трубу с внутренним диаметром  $d=64$  мм. Он состоял из предвключенного 1, измерительного 2 и поствключенного 3 участков. Длина измерительного участка составляла  $l_x=2,16$  м. Предвключенный участок имел длину 5 м (78 калибров) и 7 м (109 калибров), что на стационарном режиме в обоих случаях обеспечивало развитое турбулентное трубное течение в измерительном участке. При этом длина рабочего участка установки составляла  $L=8$  м и 10 м соответственно. При  $L=8$  м длина измерительного участка  $l_x$  (расстояния между сечениями I и II, в которых измерялись параметры течения (рис. 1)) оставалась неизменной, а при  $L=10$  м – дискретно изменялась в диапазоне от 2,16 м до 0,56 м при помощи изменения положения сечения II при фиксированном положении сечения I.

На границах измерительного участка выполнялись одновременные измерения перепада статического давления  $\Delta p=p_1-p_2$ , пульсационной составляющей статического давления  $p'$ , профилей скорости потока  $u(y)$ , а в сечении II – и продольной компоненты вектора поверхностного трения  $\tau_x$ . В измерениях использовались U-образный манометр, микрофоны и акустическая аппаратура RFT, нитяной термоанемометрический датчик и термоанемометрический датчик продольной компоненты вектора поверхностного трения [2] совместно с термоанемометрической аппаратурой DISA 55M. В настоящей работе представлена лишь часть полученной экспериментальной информации. Сбор и обработка опытных данных по пульсациям давления, скорости потока и поверхностного трения выполнялись при помощи автоматизированной системы, включающей ПЭВМ и восьмиканальный аналого-цифровой преобразователь с параллельным опросом каналов. При выполнении измерений частота опроса датчиков в зависимости от частоты пульсаций расхода варьировалась от 5 до 10 кГц, а время опроса – от 2 до 1 с соответственно.

Перед проведением исследований нестационарного течения были выполнены тестовые эксперименты по определению гидравлического сопротивления измерительного участка трубы на стационарном режиме, которые показали, что в исследуемом диапазоне чисел Рейнольдса  $Re = \langle u \rangle d / \nu = (0,7-1,5) \times 10^5$  отличие в измеренной величине сопротивления от известных экспериментальных данных Никурадзе [3] не превышает 4%. Здесь  $\langle u \rangle$  – средняя скорость потока;  $\nu$  – кинематическая вязкость.

Экспериментальные исследования пульсирующего течения в трубе проводились при среднем значении расхода воздуха  $Q$  в диапазоне от 207 до 386 м<sup>3</sup>/ч ( $Re=(0,7-1,5) \times 10^5$ ) и частоте пульсаций расхода  $f$  от 0 до 190 Гц.

Результаты измерений показали существенно немонокотный характер приведенного перепада давления  $\Delta p^*=(d/l_x)\Delta p/(\rho \langle u \rangle^2/2)$  на измерительном участке установки ( $L=10$  м) от частоты  $f$  во всем диапазоне ее изменения (рис.2). Здесь  $\rho$  – плотность воздуха при условиях проведения эксперимента. Приведенный перепад давления соответствует определению гидравлического сопротивления в стационарных условиях. Характер зависимости  $\Delta p^*(f)$  остается практически не-

изменным при варьировании длины измерительного участка  $l_x$  (расстояния между сечениями I и II).

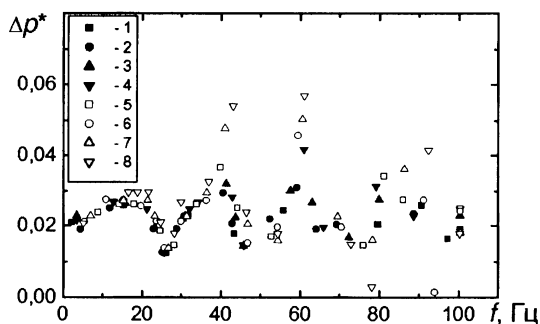


Рис. 2. Зависимость перепада давления на измерительном участке от частоты пульсаций расхода при  $L=10$  м: 1 –  $l_x=2,18$  м; 2 – 2,02 м; 3 – 1,68 м; 4 – 1,52 м; 5 – 1,18 м; 6 – 1,02 м; 7 – 0,68 м; 8 – 0,52 м

### 3. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

В настоящей работе для определения параметров пульсирующего потока в канале использовалось одномерное моделирование течения газа по схеме Годунова. При этом сечение канала могло изменяться по длине. Течение считалось адиабатическим. Метод был реализован для дозвуковых скоростей потока в канале на основе решения уравнений неразрывности, сохранения импульса и энергии в виде:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho F) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u F) = 0,$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho u F) + \frac{\partial}{\partial x}[F(\rho u^2 + p)] = -\frac{\partial}{\partial x} I_{\text{сопр}} + p \frac{\partial F}{\partial x},$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \left[ \rho F \left( e + \frac{u^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \rho u F \left( e + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} \right) \right] = 0,$$

где  $\tau$  – время,  $x$  – координата,  $\rho$  – плотность газа,  $p$  – давление,  $u$  – скорость потока,  $F$  – площадь сечения канала.

Для определения потерь количества движения на трение и местных потерь на участке  $\Delta x$  использовались коэффициенты сопротивления трения  $\xi_{\text{тр}}$  (на калибр трубы эквивалентного диаметра  $d$ ) и местного сопротивления  $\xi_m$ :

$$I_{\text{сопр}} = \frac{\rho u^2}{2} \left( \xi_{\text{тр}} \frac{\Delta x}{d} + \xi_m \right) F l$$

Замыкало систему уравнение состояния идеального газа

$$e = e(p, \rho).$$

В качестве граничных условий допускалось использовать закон изменения давления  $p$  или площади поперечного сечения  $F$  канала в его входном и выходном сечениях:

$$p = p_{\text{ср}} + \sum_i A_{p_i} \sin(2\pi f_i \tau + \phi_i),$$

$$F = F_{\text{ср}} + \sum_i A_{F_i} \sin(2\pi f_i \tau + \phi_i).$$

Здесь  $p_{cp}$  и  $F_{cp}$  – среднее значение давления и площади поперечного сечения канала;  $A_{p1}$  и  $A_{p2}$  – амплитуда колебаний давления и площади проходного сечения канала;  $f$  – частота наложенных пульсаций;  $\tau$  – время;  $\varphi_i$  – фазовый угол.

Более подробно метод описан в [4]. К его преимуществам следует отнести небольшое время вычислений, которое позволяет использовать метод в инженерных расчетах. Тестовые расчеты, выполненные для резонатора Гельмгольца и классического полуволнового резонатора (открытая с обоих концов труба) показали хорошее согласование с известными представлениями о колебательных процессах.

С использованием предложенного метода было выполнено моделирование пульсирующего потока в рабочем участке установки (рис.1).

При моделировании в качестве граничных условий задавалось постоянное полное давление на входе, постоянное статическое давление в ресивере и изменение площади проходного сечения  $F(\tau)$ , а в качестве начальных – равенство нулю скорости потока и постоянство значения давления и температуры по длине канала. Таким образом, постановка задачи и граничные условия соответствовали реализованным в эксперименте.

Сравнение результатов моделирования с экспериментом выполнено для режима течения, соответствующего среднерасходной скорости потока  $u=36$  м/с ( $Re_d=1,6 \times 10^5$ ). На рис.3 показана зависимость приведенного перепада статического давления  $\Delta p^*=(d/l_s)\Delta p/(\rho u^2/2)$  на измерительном участке длиной  $L=8$  м от частоты наложенных пульсаций  $f$ .

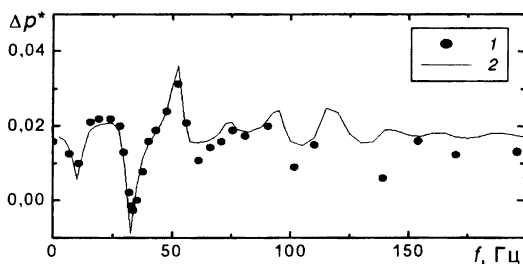


Рис.3. Зависимость потерь статического давления на участке круглой трубы от частоты  $f$ : 1 – эксперимент; 2 – расчет

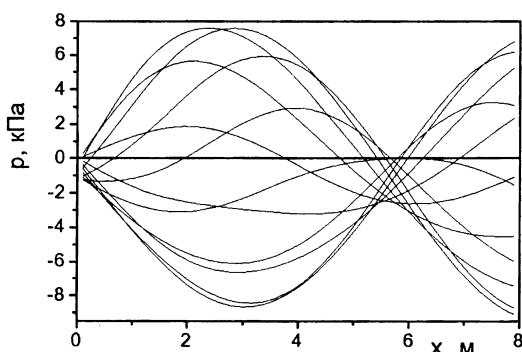
Как видно из рисунка, в области низких частот ( $f < 100$  Гц) наблюдается хорошее количественное и качественное согласование экспериментальных и расчетных данных. В области высоких частот характер зависимости  $\Delta p^*(f)$  качественно согласуется с экспериментом, однако имеет место некоторое количественное различие, которое связано, по-видимому, с относительно более существенным (по сравнению с низкочастотными вынужденными колебаниями) вкладом турбулентной составляющей пульсаций, что не учитывается при численном моделировании. Аналогичные результаты получены и для рабочего участка установки длиной  $L=10$  м.

Таким образом, расчет по предложенной одномерной модели в целом согласуется с экспериментом.

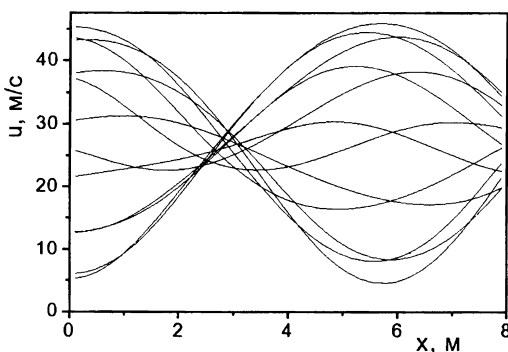
Безусловный интерес представляет информация о распределении параметров пульсирующего потока по длине канала. Ее получение экспериментальным путем

является весьма трудоемкой задачей, поэтому она была решена при помощи предлагаемого метода моделирования. Расчеты выполнялись в диапазоне изменения частоты вынужденных пульсаций  $f=0...200$  Гц. Как показали результаты, при всех значениях  $f$  во входном сечении трубы наблюдается режим течения, близкий к узлу давления и пучности скорости, а режим течения в выходном сечении (на границе с переменной площадью поперечного сечения) может быть различным в зависимости от частоты наложенных пульсаций.

В качестве примера на рис.4 показаны расчетные распределения статического давления и скорости потока (на оси канала) по длине рабочего участка трубы  $L=8$  м в различные моменты времени при характерной частоте наложенных пульсаций потока  $f=30$  Гц, приблизительно соответствующей второй моде резонансных колебаний.



а



б

Рис.4. Распределения статического давления  $p$  (а) и скорости потока  $u$  (б) по длине рабочего участка в различные моменты времени при  $f=30$  Гц

Анализ полученной информации свидетельствует, что на большей части длины канала существуют моменты времени, когда статическое давление превышает давление на входе в канал, т.е. амплитуда пульсаций давления может существенно превышать величину скоростного напора. Так, среднее значение скоростного напора для приведенного на рис.4 расчетного случая составляет приблизительно 550 Па, следовательно, амплитуда пульсаций давления может достигать 10...15 кратного значения скоростного напора. Полученный результат согласуется и с представленными выше данными экспериментов. Следует отметить, что на близких к резонансным частотах вынуж-

денных пульсаций потока амплитуды колебаний параметров заметно выше, чем на остальных режимах.

Результаты расчетов свидетельствуют о наличии резонансных явлений в рабочем участке установки, что подтверждается и результатами экспериментов. Пульсации параметров в различных сечениях канала различны, а по длине канала чередуются области с повышенным и пониженным уровнями пульсаций. Такое распределение параметров свидетельствует о наличии стоячих волн. Однако в отличие от классических стоячих волн, здесь нет выраженных узлов скорости (давления) с нулевыми амплитудами пульсаций параметров в любой момент времени (рис.4).

Средние по времени значения статического давления  $\langle p \rangle$  и скоростного напора  $\langle \rho u^2 \rangle$  имеют существенную нелинейность и немонотонность по длине канала. Причем вблизи резонансных частот эта немонотонность усиливается, а распределение  $\langle \rho u^2 \rangle$  по длине канала становится немонотонным даже при наблюдаемом в эксперименте, близком к линейному, характере распределения средней скорости  $\langle u \rangle$ . Соответствующие распределения  $\langle p \rangle(x)$  и  $\langle \rho u^2 \rangle(x)$  на режимах течения, близких к резонансным, представлены на рис.5.

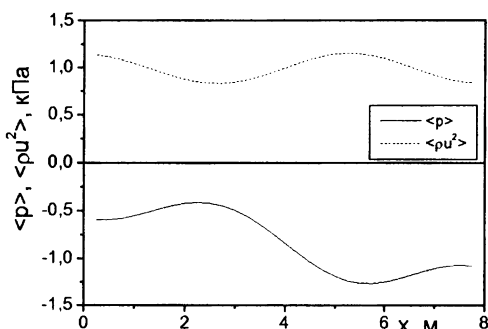


Рис. 5. Распределения средних по времени значений статического давления  $\langle p \rangle$  и скоростного напора  $\langle \rho u^2 \rangle$  по длине трубы  $L=8$  м на резонансном режиме  $f=32,5$  Гц

Из рисунков видно, что координаты экстремумов  $\langle p \rangle$  и  $\langle \rho u^2 \rangle$  практически совпадают, причем максимуму  $\langle p \rangle$  соответствует минимум  $\langle \rho u^2 \rangle$  и наоборот. Анализ приведенных данных позволяет дать следующее объяснение немонотонному характеру распределения осредненного статического давления по длине

канала, следствием которого может быть наблюдаемый в эксперименте рост статического давления вниз по потоку на отдельных участках течения. Из законов сохранения энергии и импульса следует, что увеличение (уменьшение) осредненного скоростного напора должно приводить к уменьшению (увеличению) осредненного статического давления. Иными словами немонотонность распределения по длине канала осредненного статического давления вблизи резонансных частот вызывается немонотонностью распределения осредненного скоростного напора, появление которой вызвано наличием узлов и пучностей с большими амплитудами колебаний скорости потока. При достаточно высокой амплитуде пульсаций скорости потока на некотором участке течения (например, вблизи пучности скорости) статическое давление может быть меньше, чем в расположенной ниже по течению области, где пульсации давления малы (вблизи узла скорости). Эта ситуация и может привести к нарастанию среднего значения статического давления в направлении потока.

#### 4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате комплексного систематического экспериментального и теоретического изучения в пульсирующем турбулентном течении в канале установлена немонотонная зависимость приведенного перепада давления от частоты. Предложен и апробирован метод моделирования таких течений, основанный на модели одномерной нестационарной газовой динамики.

Работа поддержана РФФИ (проекты №07-08-00330, 08-08-12181-офи, 09-08-00597-а) и грантом Президента РФ НШ-4334.2008.8.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Валуева Е.П., Попов В.Н. Особенности гидродинамического сопротивления при турбулентном пульсирующем течении жидкости в круглой трубе // Изв. АН СССР. Энергетика. 1994. № 2. С.122-131.
2. Козлов А.П., Михеев Н.И., Молочников В.М. и др. Термометрические измерения поверхностного трения в отрывных течениях. Казань: АБАК, 1998. 134 с.
3. Никурадзе И. Закономерности турбулентного движения жидкостей в гладких трубах // Проблемы турбулентности. М.-Л.: ОНТИ. 1936. С.75-150.
4. Годунов С.К., Забродин А.В., Иванов М.Я. и др. Численное решение многомерных задач газовой динамики. М.: Наука, 1976. 400с.

#### SUMMARY

*O.A. Dushina, N.I. Mikheev, V.M. Molochnikov, I.A. Davletshin, P.S. Zanko*  
(Power Engineering Department, Kazan Science Center, Russian Academy of Sciences,  
420111, Kazan, Lobechevskiy Str., 2/31),

#### HYDRAULIC CHANNEL RESISTANCE UNDER CONDITIONS OF IMPOSED FLOW RATE PULSATIONS

Complex systematic experimental and theoretic study of a pulsating turbulent flow in a channel is presented. It is shown that the normalized static pressure difference depends non-monotonously on the frequency. A method of modelling of such flows is proposed and verified. The method is based on 1D model of the non-stationary gas dynamics.

УДК 532.5

*О.А. Душина, Н.И. Михеев, В.М. Молочников, И.А. Давлетшин, Ф.С. Занько*

Исследовательский центр проблем энергетики Казанского научного центра РАН,  
420111, г. Казань, Лобачевского, 2/31

## ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КАНАЛА В УСЛОВИЯХ НАЛОЖЕННЫХ ПУЛЬСАЦИЙ ПОТОКА

Для нестационарного течения в гидравлически гладкой круглой трубе, в отличие от классического стационарного случая, на сегодняшний день не существует общепринятой методики определения гидравлического сопротивления. С одной стороны, это объясняется нехваткой соответствующих экспериментальных данных, с другой - объективной сложностью самого рассматриваемого течения. Распространенные в настоящее время коммерческие пакеты прикладных программ не нашли широкого применения в инженерной практике прогнозирования нестационарных течений в каналах из-за неприемлемо большого времени вычислений и проблемы выбора адекватных моделей турбулентности.

Для получения экспериментальных данных о сопротивлении в круглой трубе с периодической нестационарностью потока была разработана специальная экспериментальная установка с устройством для создания пульсаций расхода, основным элементом которой являлась плоская вращающаяся заслонка эллиптической формы, периодически перекрывающая выходное отверстие рабочего участка. Рабочий участок представлял собой круглую гидравлически гладкую трубу с внутренним диаметром  $d=64$  мм длиной  $L=8$  м и 10 м. На границах измерительного участка выполнялись одновременные измерения перепада статического давления  $\Delta p=p_1-p_2$ , пульсационной составляющей статического давления  $p'$ , профилей скорости потока  $u(y)$ . В измерениях использовались U-образный манометр, микрофоны и акустическая аппаратура RFT, нитяной термоанемометрический датчик совместно с термоанемометрической аппаратурой DISA 55M. Экспериментальные исследования пульсирующего течения в трубе проводились при среднем значении расхода воздуха  $Q$  в диапазоне от 207 до 386 м<sup>3</sup>/ч ( $Re = (0,7-1,5) \times 10^5$ ) и частоте пульсаций расхода  $f$  от 0 до 200 Гц.

Результаты измерений показали существенно немонотонный характер приведенного перепада давления  $\Delta p^*=(d/l_x)\Delta p/(\rho \langle u \rangle^2/2)$  на измерительном участке установки ( $L=10$  м) от частоты  $f$  во всем диапазоне ее изменения.

Для определения параметров пульсирующего потока в канале использовалось одномерное моделирование течения газа по схеме Годунова [1]. При этом сечение канала могло изменяться по длине. Течение считалось адиабатическим. Метод был реализован для дозвуковых скоростей потока в канале

на основе решения уравнений неразрывности, сохранения импульса и энергии, а также уравнения состояния идеального газа. Тестовые расчеты, выполненные для резонатора Гельмгольца и классического полуволнового резонатора (открытая с обоих концов труба) показали хорошее согласование с известными представлениями о колебательных процессах.

С использованием предложенного метода было выполнено моделирование пульсирующего потока в рабочем участке описанной экспериментальной установки, так что постановка задачи и граничные условия соответствовали реализованным в эксперименте.

Сравнение результатов моделирования с экспериментом выполнено для режима течения, соответствующего среднерасходной скорости потока  $u=36$  м/с ( $Re_d=1,6 \times 10^5$ ). На графике зависимости приведенного перепада статического давления  $\Delta p^*=(d/l_x)\Delta p/(\rho u^2/2)$  от частоты наложенных пульсаций  $f$  (измерительный участок длиной  $L=8$  м) в области низких частот ( $f < 100$  Гц) наблюдается хорошее количественное и качественное согласование экспериментальных и расчетных данных. В области высоких частот характер зависимости  $\Delta p^*(f)$  качественно согласуется с экспериментом, однако имеет место некоторое количественное различие, которое связано, по-видимому, с относительно более существенным (по сравнению с низкочастотными вынужденными колебаниями) вкладом турбулентной составляющей пульсаций, что не учитывается при численном моделировании. Аналогичные результаты получены и для рабочего участка установки длиной  $L=10$  м.

Таким образом, расчет по предложенной одномерной модели в целом согласуется с экспериментом.

**Заключение.** В результате комплексного систематического экспериментального и теоретического изучения в пульсирующем турбулентном течении в канале установлена немонотонная зависимость приведенного перепада давления от частоты. Предложен и апробирован метод моделирования таких течений, основанный на модели одномерной нестационарной газовой динамики.

#### Список литературы

1. Годунов С.К., Забродин А.В., Иванов М.Я. и др. Численное решение многомерных задач газовой динамики. М.: Наука, 1976. 400 с.

*O.A. Dushina, N.I. Miheev, V.M. Molochnikov, I.A. Davletshin, P.S. Zanko*

Power Engineering Department, Kazan Science Center, Russian Academy of Sciences,  
420111, Kazan, Lobechevskiy Str., 2/31

#### HYDRAULIC CHANNEL RESISTANCE UNDER CONDITIONS OF IMPOSED FLOW RATE PULSATIONS