Tom XXVIII

1982

Вып. 5

УДК 534.213

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ

Лебединский Е.В., Натанзон М.С., Никифоров М.В.

В работе рассмотрена методика прямого экспериментального определения амплитудно-фазовой характеристики газового потока в канале переменного сечения, показана связь этой характеристики с входным импедансом, даны примеры практического применения метода.

Рассмотрим поток газа в канале переменного сечения с наложенными на него малыми гармоническими возмущениями параметров. Если на правом (по потоку) конце канала задано то или иное граничное условие, то определенный во входном сечении канала импеданс z (или соответствующая величина проводимости) будет характеризовать условия прохождения и отражения акустических возмущений в такой системе [1]

(1) 
$$z=P'/\bar{p}\bar{C}U'$$
.

Здесь  $\bar{\rho}\bar{C}$  — волновое сопротивление среды,  $P',\,U'$  — комплексные амплитуды пульсаций давления и осевой компоненты скорости во входном сечении канала.

Соотношение (1) при фиксированном z устанавливает линейную связь между пульсациями давления и скорости и характеризует канал как определенное динамическое (акустическое) звено. В работе ставилась задача создания экспериментальной методики определения входного импеданса для акустических систем с отличным от нуля стационарным потоком.

Для определения импеданса в экспериментальной акустике широко используется метод стоячих волн [1, 2]. В последнее время сделаны попытки [3, 4] обобщать и использовать этот метод для определения динамических свойств газовых потоков в каналах переменного сечения.

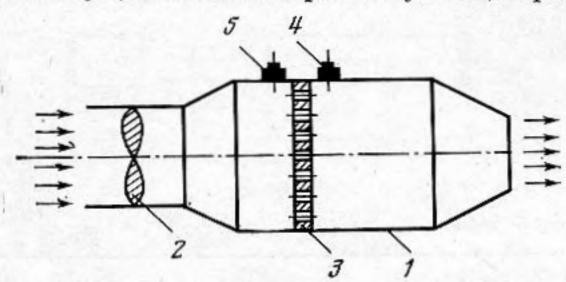
Прямое определение импеданса связано с измерением амплитуд гармонических пульсаций давления и скорости. Если измерение пульсаций давления в движущемся потоке не вызывает затруднений, то измерение пульсаций скорости — задача значительно более сложная.

В методе стоячих волн измерение амплитуды пульсаций скорости сведено к измерению распределения амплитуды пульсаций давления вдоль цилиндрической трубы, которая располагается для этих целей на входе в исследуемое акустическое звено. В работе [5] для измерения пульсаций скорости использовался термоанемометр. Как отмечают авторы работы [5], точность определения импеданса подобным методом невелика ввиду сильного влияния на показания анемометра не только гармонических возмущений, но и общей турбулентности потока. Что же касается метода стоячих волн, то здесь уместно подчеркнуть, что этот метод не применим для исследования тангенциальных и радиальных форм колебаний давления в канале в диапазоне докритических частот. Кроме того, он обладает определенной методической сложностью, связанной с организацией перемещающегося вдоль оси трубы датчика пульсаций давления и использованием номограмм для получения выходной информации об импедансе. Отмеченные недостатки обоих методов побудили авторов искать другие пути решения указанной экспериментальной задачи.

На фиг. 1 показана принципиальная схема проведения испытаний по методике, предлагаемой в данной работе. На этой схеме: 1— объект исследования (акустическое звено), допустим, канал переменного сечения с тем или иным видом граничного условия на его правом (по потоку) конце;

2 — источник гармонических возмущений в движущемся потоке (пульсатор); 3 — многодырчатая решетка со сверхкритическим перепадом давления, располагаемая на входе в исследуемое акустическое звено (ниже она называется методическая решетка); 4 — датчик пульсаций давления за решеткой  $(P_1')$ ; 5 — датчик пульсаций давления перед решеткой  $(P_2')$ .

В рассмотренной схеме проведения испытаний методическая решетка выполняет следующие функции: через нее создаваемые пульсатором возмущения подаются в исследуемое акустическое звено; она отделяет динамические свойства исследуемого объекта от акустических свойств потока до решетки в силу сверхкритического перепада давления на решетке [6]; решетка позволяет осуществлять измерение пульсаций расхода (скорости),



Фиг. 1. Принципиальная схема испытаний

вводимых в исследуемое звено, путем измерения пульсаций давления перед решеткой; используя решетки с различным характером расположения отверстий, можно возбуждать в исследуемом акустическом звене не только продольные, но и более высокие моды колебаний давления.

В процессе испытаний определялись модуль |N| и фаза  $\varphi_N$  отношения:

(2) 
$$N = (P_1' \cdot \overline{P}_2) / (P_2' \overline{P}_1) = |N| \exp(i\varphi_N)$$

в зависимости от частоты вводимых возмущений f. Здесь  $\overline{P}_2$  и  $\overline{P}_4$  — соответственно средние значения давления до и после решетки сверхкритического перепада. Покажем, что характеристика N однозначно связана с входным импедансом z.

Будем считать, что длина волны анализируемых продольных колебаний много больше длины каналов решетки. Тогда, пренебрегая накоплением газа в каналах решетки, будем иметь

(3) 
$$G_2 = G_1$$
 или  $(\overline{G}_2 = \overline{G}_1; G_2' = G_1'),$ 

где  $G=\rho U$  — плотность потока газа через решетку. По той же причине процесс истечения газа через каналы решетки можно считать квазистационарным [7], поэтому при сверхкритическом режиме истечения

(4) 
$$G_2'/\overline{G}_2 = (\gamma+1)P_2'/2\gamma \overline{P}_2$$
,

у — показатель адиабаты. Таким образом, безразмерные пульсации плотности потока газа (в случае продольных колебаний расхода) пропорциональны безразмерным пульсациям давления перед решеткой. Используя (4)—(2), можно определить амплитудно-фазовую характеристику m:

(5) 
$$m = P_1' \overline{G}_1 / \overline{P}_1 G_1' = |m| \exp(i\varphi_m) = 2\gamma N / (\gamma + 1).$$

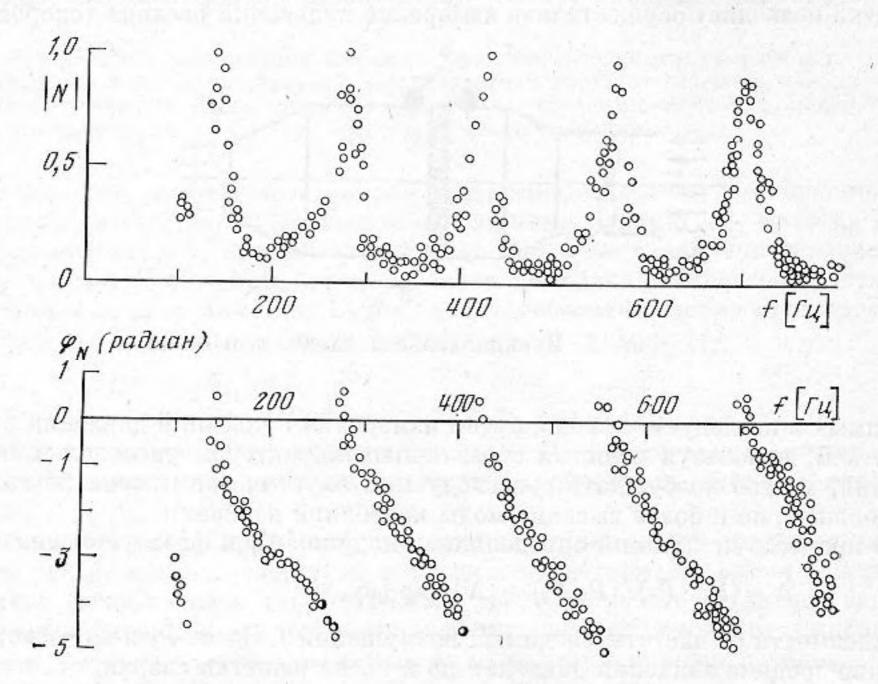
Если считать процесс распространения акустических возмущений в исследуемом звене изэнтропическим, то

(6) 
$$G_1'/\overline{G}_1 = (P_1'/\gamma \overline{P}_1) + (u_1'/\overline{u}_1) = P_1'(1+1/M_1z_1)/\gamma \overline{P}_1,$$

где  $M_1$  и  $z_1$  — соответственно среднее по сечению число Маха и импеданс на входе в исследуемое звено. Используя (5) и (6), получим  $m=\gamma M_1 z_1/(1+M_1 z_1)$ . В некоторых работах (например, [7]) вместо импеданса используют удельную акустическую проводимость  $\alpha_1 = \bar{\rho}_1 u_1'/\bar{u}_1 \rho_1' = 1/M_1 z_1$ . Тогда  $m=\gamma/(1+\alpha_1)$ . Для акустических систем с отличным от нуля вектором

стационарной скорости ( $\bar{u}\neq 0$ ) наиболее удобной динамической характеристикой звена является комплексная величина m, представляющая собой отношение безразмерных пульсаций давления к безразмерным пульсациям расхода на входе в исследуемое звено. Как видим, эта характеристика, однозначно связанная со входным импедансем (или проводимостью), может непосредственно определяться в эксперименте через отношение безразмерных пульсаций давления за решеткой сверхкритического перепада и до нее.

Ниже излагаются четыре примера практического применения предложенного метода. Их цель показать, с одной стороны, возможности экспери-



Фиг. 2. Амплитудно-фазовая характеристика для потока в цилиндрической трубе

ментальной методики, а с другой — оценить, как влияет геометрия канала переменного сечения и режим течения газа в нем на динамические свойства потока.

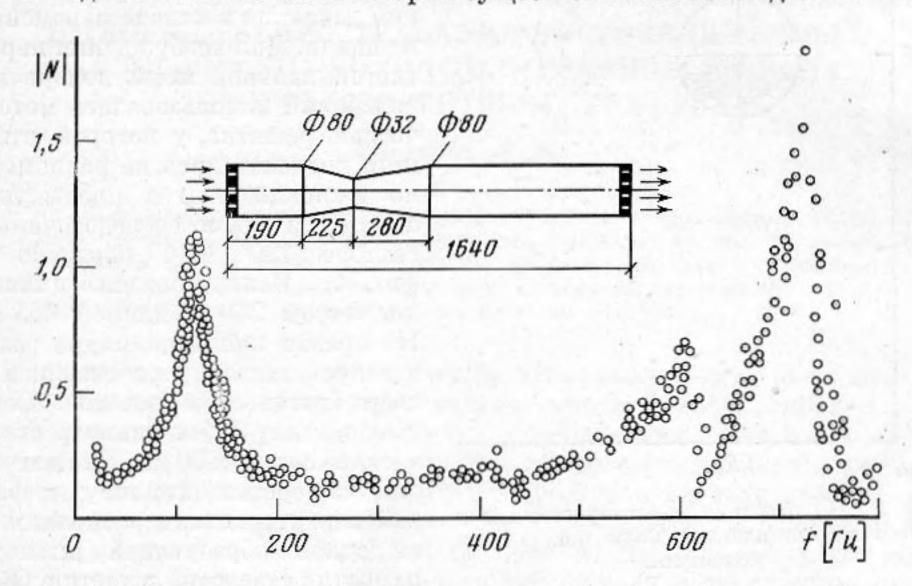
Первый пример касается течения газа в цилиндрическом канале длиной 1640 и диаметром 80 мм, на правом (по потоку) конце которого располагалась решетка сверхкритического перепада (семь отверстий диаметром 10,7 мм).

Для создания возмущений в потоке использовался пульсатор дроссельного типа с гармоническим изменением площади проходного сечения. Установка питалась воздухом, подогретым до температуры  $\overline{T}$ =550 K, что соответствовало скорости звука в трубе  $\overline{C}$ =470 м/с. Для определения амплитудно-фазовой характеристики N использовалась методическая решетка, имеющая семь отверстий диаметром 7,6 мм, длина канала решетки  $\approx$ 15 мм.

Исследовался случай плоских возмущений. Результаты экспериментов приведены на фиг. 2.

Полученные результаты подтверждают известные факты, что резонансные максимумы амплитудной характеристики |N| лежат вблизи собственных частот трубы, закрытой с обоих концов [6], а сами величины резонансных максимумов совпадают с расчетной величиной, равной единице (если считать, что процесс истечения через правую решетку близок к квазистационарному [7]). Таким образом, приведенный пример иллюстрирует удовлетворительное соответствие между теорией и экспериментом и подтверждает возможность использования гипотезы о квазистационарности как в теории, так и в методике эксперимента.

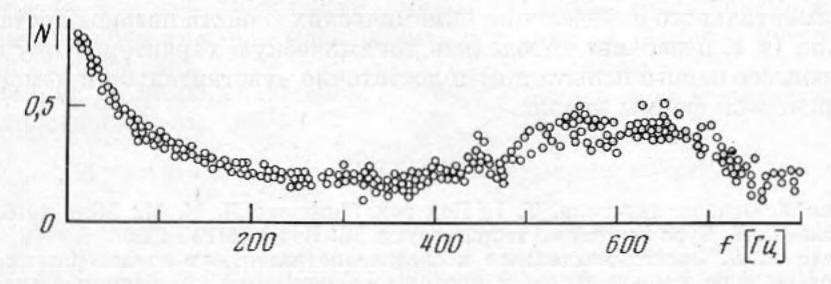
Второй пример показывает изменения динамических свойств потока, когда в цилиндрической трубе организован участок течения с плавным дозвуковым поджатием потока (см. фиг. 3). В представленной на фиг. 3 серии испытаний в узком сечении пережатия было реализовано число Маха ~0,47. Величина потерь полного давления в диффузорной части пережатия составляла ~0,45%. Как видим, по сравнению с результатами на фиг. 2 подобное изменение геометрии существенно изменило динамические



Фиг. 3. Амплитудная характеристика для потока в канале с дозвуковым пережатием сечения

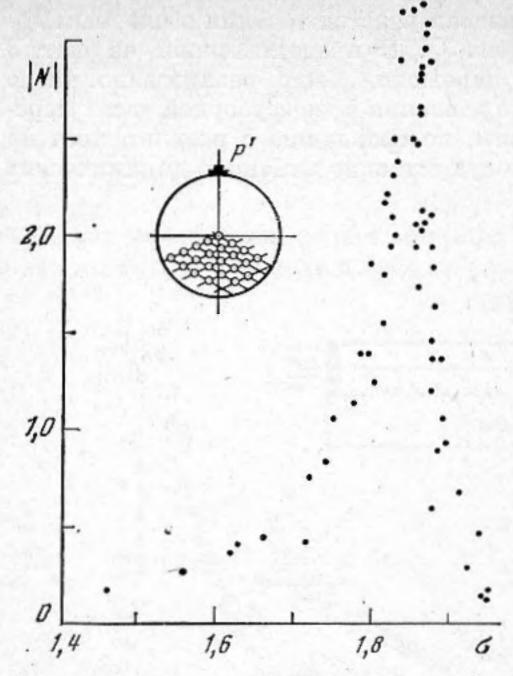
свойства потока. Наблюдается увеличение резонансных максимумов |N| на частотах  $\approx 120$  и 725  $\Gamma$ ц и практически полное исчезновение резонансных максимумов в диапазоне частот  $200 \div 500$   $\Gamma$ ц.

Отмеченные особенности процесса для канала с дозвуковым пережатием потока, по-видимому, объясняются наличием в этом случае волны, отраженной от диффузорной части пережатия (в цилиндрическом канале подобная волна отсутствует).



Фиг. 4. Амплитудная характеристика для потока в канале со сверхкритическим пережатием сечения

На фиг. 4 показана величина |N| для случая аналогичного тракта, когда в узком сечении потока был реализован сверхкритический режим течения. Наличие зоны звуковых скоростей в узком сечении канала приводит к тому, что динамические свойства потока до пережатия становятся независимыми от динамических свойств потока после пережатия [7]. Это хорошо видно из данных на фиг. 4. В исследованном диапазоне частот наблюдается лишь один небольшой резонансный максимум на частоте, близкой к собственной частоте столба газа от методической решетки до критического сечения. Небольшое значение величины резонансного максимума на фиг. 4 свидетельствует о хорошем выносе волновой энергии из



Фиг. 5. Амплитудная характеристика для первой тангенциальной моды поперечных колебаний

полости до пережатия вниз по потоку [8].

Результаты на фиг. 5 иллюстрируют возможность использовапредложенной эксперименния тальной методики для исследования тангенциальных форм колебаний давления в канале переменной площади. Для возбуждения первой тангенциальной моды поперечных колебаний использовалась методическая решетка, у которой отверстия располагались не равномерно по площади, как в предыдущих опытах, а были сосредоточены в 120°, как показано секторе фиг. 5. Использовался цилиндр диаметром 240 и длиной 485 мм. На правом конце цилиндра распоработающее лагалось сопло, сверхкритическом режиме. Сопло имело длину 175 и диаметр критического сечения 90 мм. Два датчика для измерения амплитудно-фазовой характеристики располагались на одной образующей цилиндра напротив отверстий решетки. Обработка результатов экспериментов

велась по безразмерной частоте  $\sigma = \omega R/\overline{C}$ , где R — радиус цилиндра.

Как видим, на частоте, близкой к критической ( $\sigma$ =1,84), наблюдается достаточно добротный резонансный максимум. Этот результат можно трактовать как значительное уменьшение выноса волновой энергии через сопло в случае тангенциальной моды колебаний по сравнению со случаем плоских возмущений (см. фиг. 4) [8]. Как особое достоинство экспериментальной методики можно отметить, что амплитудная характеристика |N| для этой формы колебаний хорошо определяется не только в диапазоне сверхкритических частот, но и в диапазоне докритических частот.

Итак, разобранные примеры показывают, что предлагаемая методика экспериментального определения динамических свойств потоков достаточно мобильна (т. е. позволяет определять динамическую характеристику системы в процессе одного испытания) и достаточно чувствительна к изменению геометрической формы канала.

## ЛИТЕРАТУРА

- 1. Скучик Е. Основы акустики. Т. І / Под ред. Лямшева Л. М. М.: Мир, 1976.
- 2. Ржевкин С. Н. Курс лекций по теории звука. М.: Изд-во МГУ. 1960.
- Руденко А. Н. Экспериментальное исследование частотных характеристик сопел по отношению к продольным и продольно-поперечным колебаниям. – Акуст. ж., 1974, т. 20, № 6, с. 897–906.
- 4. Цинн Б. Т., Белл В. А., Даниэл Б. Р., Смит А. И. мл. Экспериментальное определение трехмерной акустической проводимости сопел ЖРД.— Ракетная техника и космонавтика, 1973, т. 11, № 3, с. 15—21.
- Крокко Л., Монти Р., Грэй И. Проверка теории расчета входного участка сопла прямым измерением входного параметра.— Ракетная техника и космонавтика, 1961, т. 31, № 6, с. 27-32.
- 6. Раушенбах Б. В. Вибрационное горение. М.: Физматгиз, 1961.
- 7. Крокко Л., Чжень Синьи. Теория неустойчивости горения в жидкостных ракетных двигателях / Под ред. Шаулова Ю. Х. М.: Изд-во иностр. лит., 1958.
- 8. Руденко А. Н., Шлыкова И. С., Эпштейн В. Л. Акустическая проводимость сверхзвуковых сопел с конической входной частью при продольных и продольно-поперечных колебаниях.— Акуст. ж., 1974, т. 20, № 4, с. 608—615.

Поступила в редакцию 2.VII.1981