

УДК 532.54:534.23

© 1995 г. В. А. ВИШНЯКОВ, Р. К. КАРАВОСОВ, А. Г. МУНИН,  
А. Г. ПРОЗОРОВ

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ — ИСТОЧНИКА ИНТЕНСИВНОГО ШУМА

Показана возможность создания модельного течения, воспроизводящего без процессов горения характерные спектры шума выпуска газов натурального двигателя внутреннего сгорания. Приводятся данные о спектрах акустических возмущений при изменениях, вносимых в течение после выхода газа из цилиндра. Указывается, каким путем можно воздействовать на крупномасштабные гидродинамические структуры в потоке с целью ослабления инициируемых ими акустических колебаний.

Проблема уменьшения шума выхлопа поршневых двигателей внутреннего сгорания решается в основном путем демпфирования пульсаций течения сопротивлениями в выхлопном тракте и пассивным снижением шума [1—3]. Другая возможность — снижение интенсивности излучения за счет изменения параметров источника — используется в соответствии с далекими от полноты представлениями о процессах генерации специфического шума выпуска.

Обширные экспериментальные и расчетные исследования течений в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания и на выходе из них — по-видимому, основного источника шума выпуска — проводились, как правило, с целью определения оптимальных условий сгорания топлива и увеличения КПД машин. Проблемы генерирования шума при этом не рассматривались, а в расчетах его глушения использовались приближенные модели, явно недостаточные для анализа возможности снижения интенсивности источника шума. Генерирование шума в выпускном тракте исследовалось целенаправленно, например, в [4], а теоретический подход [5], возможно, окажется полезным для приближенного анализа проблемы. Однако известные результаты вряд ли могут полагаться исчерпывающими. Поэтому в настоящей работе поставлена цель воспроизвести подобное натуре модельное течение и исследовать, что в главном определяет шум выпуска натурального двигателя внутреннего сгорания с характерным для него частотным спектром.

1. Течение, подобное выхлопному, создавалось в экспериментах на специальной установке клапаном-прерывателем, к которому был подведен сжатый воздух. Клапан-прерыватель выполнен из микродвигателя КМД-2,5 с внутренним диаметром цилиндра 14,5 мм, срезанным дном поршня, выхлопным окном размером  $4 \times 12 \text{ мм}^2$  и коротким коллектором. Сжатый воздух подавался в головку цилиндра КМД-2,5 по трассе с внутренним диаметром 8 мм через фильтр-демпфер и ресивер-расходомер длиной 350 мм с внутренним диаметром 120 мм. Нормальное мерное сопло с отверстием диаметром 4 мм устанавливалось в разделительной переборке на половине длины расходомера. В качестве привода КМД-2,5 использовался соединенный с ним муфтами и валом электродвигатель ДВ-ИКМ постоянного тока с блоком управления.

Массовый расход воздуха определялся по разности давлений в обеих половинах ресивера, измеренных образцовыми сильфонными манометрами. Контрольными измерениями в ресивере датчиком мгновенных величин давления ТДД-20-3 установлено, что в анализируемых здесь режимах течение в расходомере не было пульсирующим. При вычислении массового расхода  $M$ , осреднявшегося по времени открытия выхлопного окна, учитывалось, что за один оборот вала оно открывается один раз полностью и еще частично, когда воздух выходит через щель с размерами  $1,5 \times 12 \text{ мм}^2$ . Для

измерения частоты вращения электродвигателя и клапана-прерывателя использовался строботаксметр СТ-5.

Генерирование шума потоком исследовалось в обычном лабораторном помещении без дополнительного звукопоглощения на ограничивающих его конструкциях при истечении воздуха из короткого выхлопного коллектора КМД-2-5, патрубков длиной 165 и 920 мм с внутренним диаметром ~9 мм. Для подсоединения последних к коллектору использовался переходник с одинаковой площадью прямоугольного входа и круглого выхода.

Наряду с расходом воздуха в экспериментах определялись изменения во времени скорости потока на входе и выходе из цилиндра клапана-прерывателя  $u(t)$ , пульсации давления  $p(t)$  в ближнем и дальнем поле на расстоянии  $r = 150$  и  $685$  мм от среза выхлопного отверстия, спектры этих пульсаций  $L_u(f)$  и  $L(f)$ , суммарные уровни пульсаций давления  $L_\Sigma$  и коэффициенты когерентности  $\gamma = \langle |G_{pu}(f)|^2 \rangle / \langle G_{pp}(f) \rangle \langle G_{uu}(f) \rangle$  пульсаций скорости в выхлопном течении и пульсаций давления в ближнем или дальнем поле. Здесь  $G_{pu}(f)$  — взаимный спектр пульсаций давления и скорости,  $G_{pp}(f)$  и  $G_{uu}(f)$  — спектры пульсаций давления и скорости соответственно.

В измерениях использовались термоанемометр постоянной температуры 55Д05 и термонасадок 55А25 с корпусом диаметром 3 мм фирмы «Диса электроник», двухканальный анализатор типа 2032 фирмы «Брюль и Кьер», комплект аппаратуры RFT — прецизионный шумомер 00026, узкополосный спектроанализатор 01025, самописец 02013, конденсаторный дюймовый микрофон МК102/MV 102, пистонфон 05001, а также двухканальные магнитофон «Уер-4400» и осциллограф С1-55, мультиметр С1-107. На экспериментальной установке термонасадок располагался таким образом, что в протоках находились только его тонкие ножки с нитью между ними диаметром 5 мкм. Продольная ось микрофона находилась в одной горизонтальной плоскости с осью выхлопного канала под углом  $45^\circ$  к ней.

При постановке исследования полагалось, что среднеквадратичный уровень пульсаций давления  $\sqrt{\langle p^2 \rangle}$  в месте измерений определяется разностью давлений  $p_2 - p_a$  в нижней по течению половине ресивера и в атмосфере, массовым расходом воздуха  $M$ , осредненным по времени открытия выхлопного окна, частотой выхлопного газа  $f_b$ , шириной  $b$  и высотой  $h$  выхлопного окна цилиндра, массовой плотностью  $\rho$  и динамическим коэффициентом вязкости воздуха  $\mu$ . Используя  $\pi$ -теорему теории размерности, можно получить, что

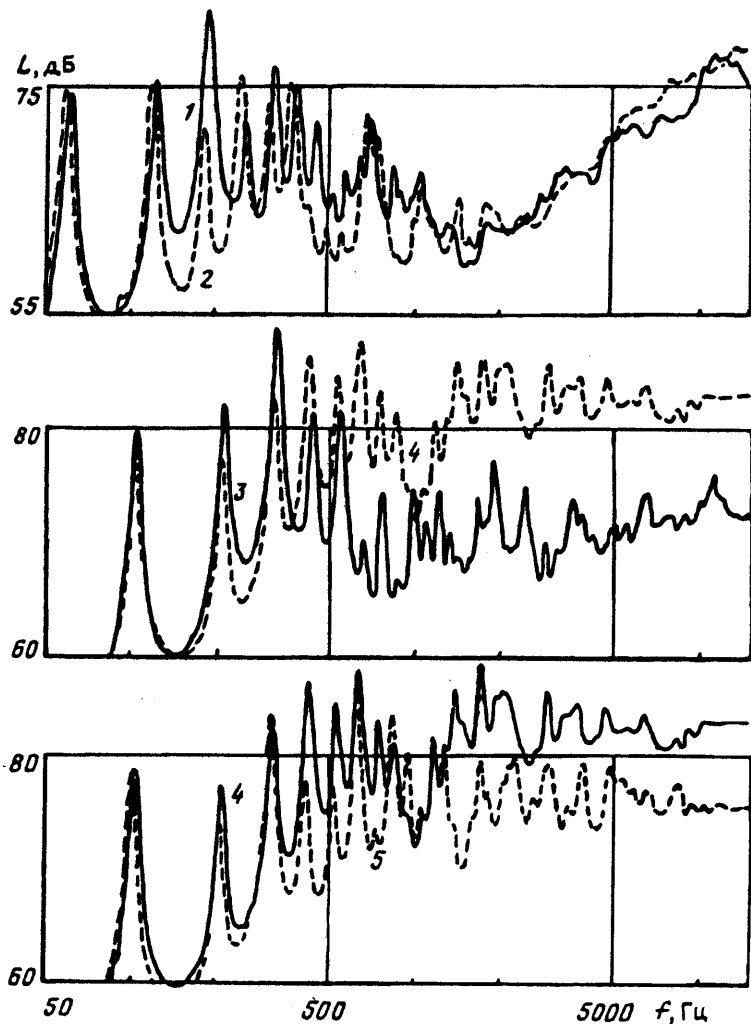
$$\varepsilon_p = F(p_{21}, Re_b, \rho_1, b_1)$$

$$\varepsilon_p = \frac{\sqrt{\langle p^2 \rangle} h}{M f_b}, \quad p_{21} = \frac{(p_2 - p_a) h}{M f_b}, \quad Re_b = \frac{M}{\mu h}, \quad \rho_1 = \frac{\rho h^3 f_b}{M}, \quad b_1 = \frac{b}{h}$$

Нетрудно заметить, что  $p_{21} \sim (Sh)^{-1}$ ,  $\rho_1 \sim Sh$ , где число Струхаля  $Sh = \rho h^2 b f_b / M$ . Введение безразмерных параметров указанного вида оказалось полезным для упрощения зависимостей, полученных в настоящих экспериментах. Представление о порядке реальных величин некоторых из перечисленных параметров дают их значения для одного из режимов двигателя ВАЗ-2101:  $p_{21} \approx 1,4 \cdot 10^3$ ,  $Re_b \approx 5 \cdot 10^4$ ,  $Sh \approx 5 \cdot 10^{-2}$ ; здесь характерный размер  $h$  — зазор в выпускном клапане.

Исследованию генерирования звука потоком предшествовало определение уровня и спектров фонового шума электродвигателя, клапана-прерывателя и соединяющего их вала с муфтами в том случае, когда сжатый воздух не подавался в систему. Измерениями установлено, что механический фоновый шум существенно ниже шума, генерируемого потоком, и поэтому не мог оказывать значительного влияния на рассматриваемые процессы. Так, при частотах вращения 90 об/с разность между суммарными уровнями шума потока и фонового составляла около 10 дБ.

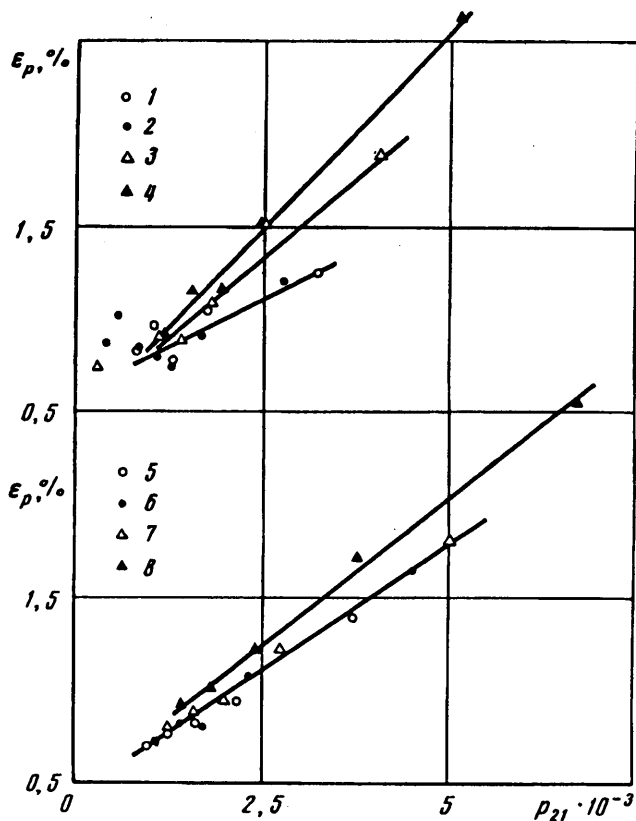
2. Непосредственными измерениями датчиком ТДД-20-3 и расчетами установлено, что в модельном течении скорости во всех рассматривавшихся случаях были меньше критической и составляли в среднем на выходе из коллектора



Фиг. 1

55-285 м/с. При этом в широком диапазоне изменялись разность давлений  $p_2 - p_a = 0,25 - 2$  ат в нижней по потоку половине ресивера-расходомера и длина трассы, соединявшей его с цилиндром клапана-прерывателя; вследствие потерь полное давление на выходе из цилиндра всегда было менее 1,89 ат. Частоты  $f_B$  составляли 22—107 Гц. Соответствующие указанным диапазонам параметров спектры пульсаций давления, измеренные при истечении воздуха через окно цилиндра и короткий коллектор, получены подобными наблюдавшимся в экспериментах, полностью воспроизводивших все реальные процессы в одном цилиндре двигателя внутреннего сгорания [1].

Типичные спектры пульсаций давления  $L(f)$  при  $r = 685$  мм,  $\varphi = 45^\circ$  показаны на фиг. 1: спектру 1 соответствуют параметры  $b/h = 3$ ,  $p_{21} = 1,8 \cdot 10^3$ ,  $Re_b = 7,47 \cdot 10^4$ ,  $\varepsilon_p = 1,09\%$ , спектру 2 —  $b/h = 1$ ,  $p_{21} = 2,42 \cdot 10^3$ ,  $Re_b = 7,4 \cdot 10^4$ ,  $\varepsilon_p = 1,22\%$ . Характерной особенностью спектров шума модельного, как и натурального выхлопного течения являются узкополосные низкочастотные составляющие



Фиг. 2

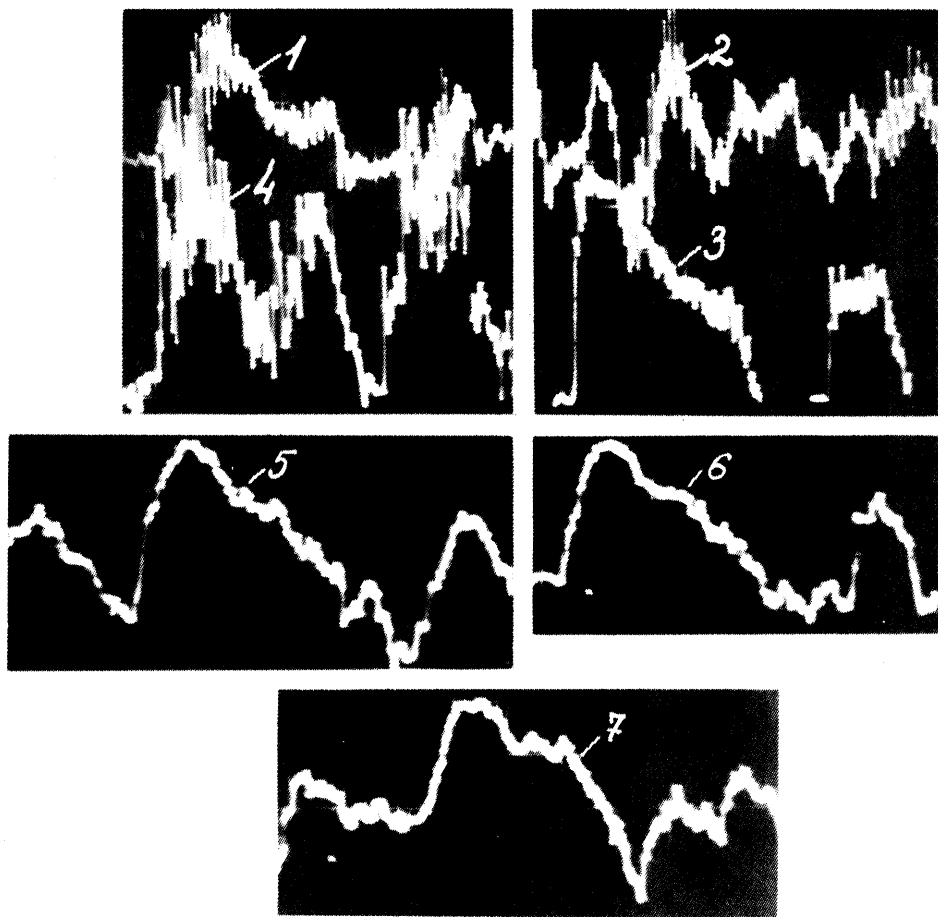
на частотах  $kf_B$ ,  $k = 1, 2, \dots$ , причем наибольший их уровень, как правило, наблюдается не на частоте  $f_B$  [1].

Полученные в настоящей работе зависимости  $\varepsilon_p(p_{21}, Re_b)$  приводятся на фиг. 2, обозначениям 1—4 соответствуют  $b/h = 3$  и числа  $Re_b \cdot 10^{-4} = 5,67, 6,34-6,48, 7,7$  и  $9,7$ ; точкам 5—8 —  $b/h = 1$  и  $Re_b \cdot 10^{-4} = 4,73, 4,9, 5,95-6,15$  и  $7,4$ . Данные фиг. 2 определенно свидетельствуют о реальной зависимости величин  $\varepsilon_p$  от чисел Рейнольдса и отношений  $b/h$  в исследованном диапазоне их изменения.

Осциллограммы 1 и 2 на фиг. 3, записанные при  $\varphi = 45^\circ$ ,  $r = 150$  и  $685$  мм,  $b/h = 3$ ,  $p_{21} = 1,27 \cdot 10^3$ ,  $Re_b = 6,48 \cdot 10^4$ ,  $\varepsilon_p = 0,75\%$ , дают представление об изменении характера пульсаций давления по мере удаления от среза коллектора. Судя по данным измерений микрофоном с ветрозащитой и без нее, а также по расчетным оценкам, в указанных координатах наблюдаются акустические возмущения.

Одновременно записи пульсаций давления  $p(t)$  и скорости  $u(t)$  в нижней и верхней части коллектора (фиг. 3, осциллограммы 3 и 4 соответственно) получены несколько сдвинутыми друг относительно друга по времени из-за различного взаиморасположения источников сигналов и датчиков в измерениях термоанемометром и шумомером. Сопоставление осциллограмм 1, 4 и 2, 3 на фиг. 3 свидетельствует, что при приближении микрофона к источнику пульсаций давления ( $r = 150$  мм) сдвиг зависимостей  $u(t)$  и  $p(t)$  уменьшается.

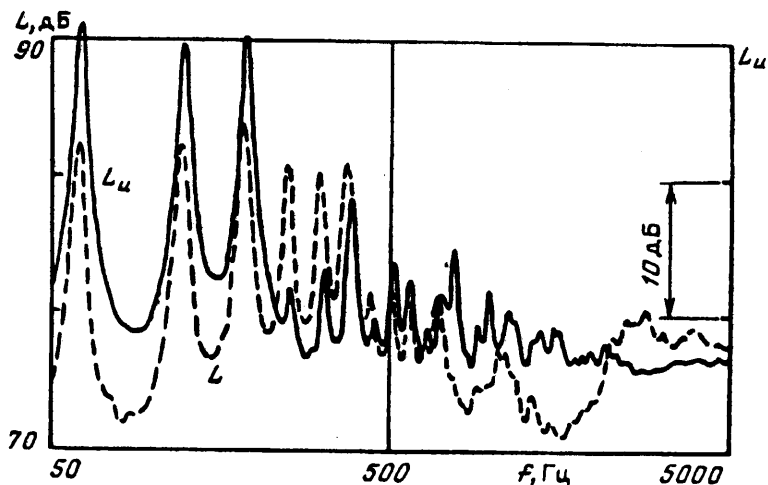
Осциллограммы изменения по времени скорости в вертикальной плоскости симметрии коллектора на удалении  $x = -5$  мм вверх по потоку от его среза и  $1,5$  мм от нижней стенки (фиг. 3, кривая 3), а также в верхней половине



Фиг. 3

коллектора при  $x = -6$  мм на расстоянии  $y = 0,8$  мм от верхней стенки (фиг. 3, кривая 4) позволяют дать некоторые оценки весьма сложной структуры формирующегося здесь течения. От начала до почти полного открытия выхлопного окна ускорение при движении воздуха столь велико, что правомерно, по-видимому, полагать это кратковременное течение ламинарным. Далее, пока окно остается открытым, по каналу движется своеобразная турбулентная пробка [6], в конце которой до начала закрытия окна скорость несколько возрастает, после чего скорость резко уменьшается при закрывающемся окне. В целом, течение в нижней части коллектора весьма напоминает перемежающееся течение в трубах. В верхней же части, когда окно открыто, по-видимому, возникает вихревое течение — именно такого рода течение наблюдалось в экспериментах при истечении из цилиндра через окно стационарной струи.

Сравнивая изменения во времени скоростей и давлений при  $r = 150$  мм,  $\varphi = 45^\circ$  на фиг. 3, нетрудно заметить отчетливо выраженную зависимость последних от гидродинамических колебаний в выхлопном течении. Об этом свидетельствуют и близкие по своему характеру спектры пульсаций скорости и давления  $L_v(f)$  и  $L(f)$  на фиг. 4. Здесь  $p_{21} = 1,27 \cdot 10^3$ ,  $Re_0 = 6,48 \cdot 10^4$ ; положению микрофона соответствуют значения  $r = 150$  мм,  $\varphi = 45^\circ$ ; координаты нити термонасадка —  $x = -2$  мм,  $y = 0,7$  мм от нижней стенки;  $z = 0$ . Действительно, определенные в результате анализа коэффициенты когерентности  $\gamma$  пульсаций



Фиг. 4

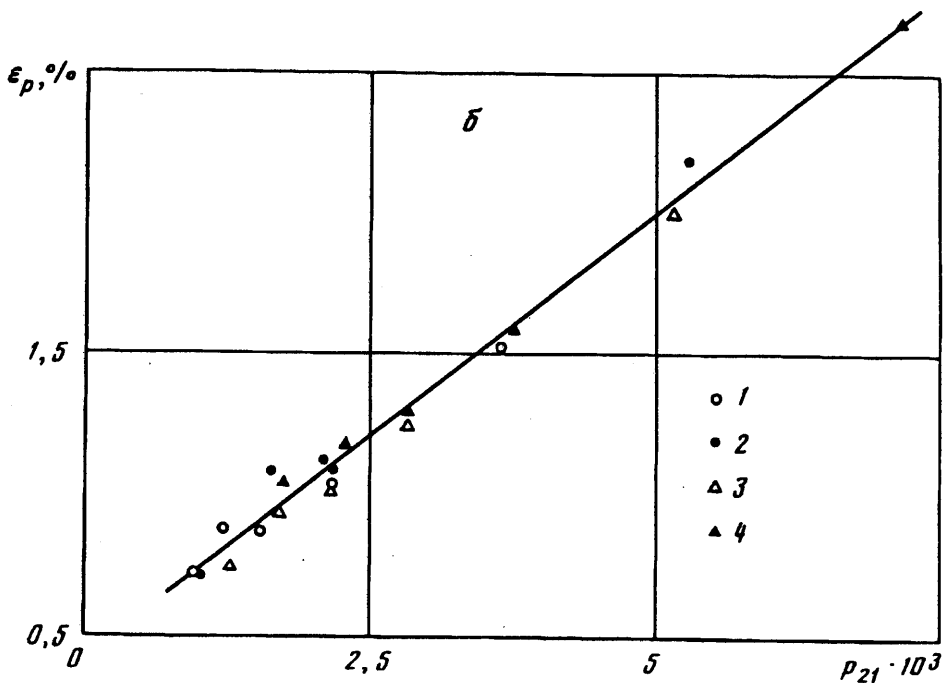
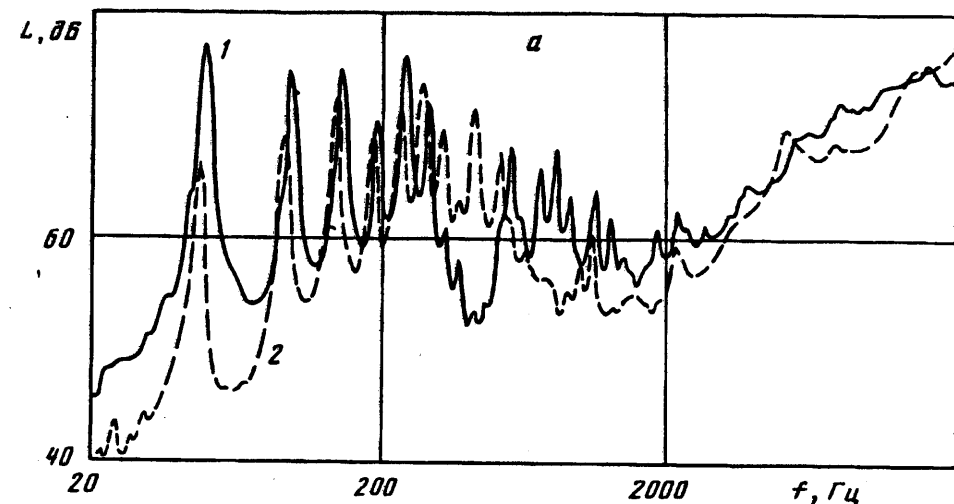
давления и скорости в сечениях измерений на частотах  $kf_B$ ,  $k = 1, 2, \dots$ , получены равными единице или близкими к ней во всех случаях одновременной записи  $u(t)$  и  $p(t)$ .

Пульсации скорости в потоке возникали при движении поршня в цилиндре с выхлопным окном не только ниже, но и выше последнего по течению. Измерения термонасадком на оси цилиндра в сечении входа в него сжатого воздуха показали, что здесь зависимости  $u(t)$  подобны полученным вблизи нижней стенки коллектора (фиг. 3, кривые 5—7). Следует отметить неустойчивость этих зависимостей от цикла к циклу в отличие от наблюдавшейся ниже по потоку от цилиндра устойчивости аналогичных пульсаций  $u(t)$ . Несмотря на указанное обстоятельство, при проведении анализа спектры пульсаций скорости и в этом случае оказались подобными спектрам пульсаций давления в ближнем поле, а коэффициенты когерентности  $\gamma$  на частотах  $kf_B$ ,  $k = 1, 2, \dots$ , равными единице или близкими к ней.

Таким образом, клапаном-прерывателем на определенном участке трассы сжатого воздуха создается течение с периодически формирующимися крупномасштабными когерентными структурами. Следует обратить внимание на то обстоятельство, что внутри цилиндра вследствие резкого искривления линий тока при истечении воздуха через выхлопное окно, по-видимому, периодически формируются вихри, являющиеся составной частью указанных сложных структур. Образуется генерирующая узкополосный шум система, напоминающая в основных чертах возникавшую в экспериментах [7] при обтекании крылового профиля или существующую в аэродинамических трубах с открытой рабочей частью [8].

Доля энергии звукового излучения, приходящаяся на составляющие такой сложной гидродинамической структуры, не определялась. Небезынтересно, что в случае истечения через цилиндр и окно стационарной струи, когда вихревые структуры внутри цилиндра и в верхней части коллектора существовали постоянно, а не возникали, как и в [7, 8], периодически, узкополосных составляющих в спектре шума практически не было.

Вместе с тем определенно установлено, что существенные изменения течения в коротком коллекторе и в свободной струе не сказывались заметным образом на спектрах и суммарном уровне пульсаций давления в дальнем поле источника. Лишь в том случае, когда поток в коллекторе формировался таким образом, что в результате могли измениться масштаб и характер гидродинамических структур внутри цилиндра, спектр пульсаций давления претерпевал существенные изменения. Такая ситуация возникала, по-видимому, при установке внутри коллектора вкладыша шириной 8 мм, разделяющего его на два параллельных протока



Фиг. 5

по 2 мм шириной с той же суммарной площадью поперечного сечения, что и у коллектора с отношением  $b/h = 1$ .

Рассматривался также вариант, когда сегментом при входе в коллектор поток раздваивался и направляющими протоками снова сводился в один на выходе из коллектора. Угол между осями протоков на выходе из них составлял примерно  $160^\circ$ . Площади поперечного сечения каналов были те же, что и в коллекторе с  $b/h = 1$ . На фоне других потерь разницы в гидравлическом сопротивлении в сравниваемых случаях не обнаружено.

Обусловленные указанным перестроением выхлопного потока изменения спектров показаны на фиг. 5, а. Здесь спектр 1 соответствует исходному коллектору:

$b/h = 1$ ,  $p_{21} = 2,74 \cdot 10^3$ ,  $Re_b = 6,15 \cdot 10^4$ ,  $\varepsilon_p = 1,24\%$ ; спектр 2 — встречному выхлопу:  $p_{21} = 2,87 \cdot 10^3$ ,  $Re_b = 6,26 \cdot 10^4$ ,  $\varepsilon_p = 1,25\%$ . Следует заметить, что при истечении через два упоминавшихся параллельных канала уровень сплошной части спектра в области высоких частот несколько ниже, чем на спектре 2 фиг. 5,а. Зависимость  $\varepsilon_p = (p_{21})$  при встречном двухпроточном истечении для исследованных чисел Рейнольдса была практически единой (на фиг. 5,б обозначениям 1 соответствуют  $Re_b \cdot 10^{-4} = 4,5$ , 2 — 4,6, 3 — 6,3, 4 — 6,6).

Таким образом, выше по существу рассматривалось генерирование акустических возмущений в потоке в основном до выхлопа воздуха из цилиндра. Чтобы выяснить, как изменяются эти возмущения в выхлопном тракте, к короткому коллектору подсоединялись патрубки, длина которых вместе с переходником составляла 165 и 920 мм. Некоторые из полученных при этом спектров пульсаций давления представлены на фиг. 1. Здесь спектр 3 относится к исходному случаю истечения из короткого коллектора при  $b/h = 3$ ,  $p_{21} = 0,26 \cdot 10^3$ ,  $Re_b = 7,7 \cdot 10^4$ ,  $\varepsilon_p = 0,76\%$ ; спектр 4 соответствует истечению через патрубок длиной 920 мм, когда  $p_{21} = 0,31 \cdot 10^3$ ,  $Re_b = 6,51 \cdot 10^4$ ,  $\varepsilon_p = 2,07\%$ .

Как правило, удлинение выхлопного тракта приводило к уменьшению уровня части узкополосных составляющих на низких частотах и его возрастанию в области средних частот. Уровень сплошной части спектра в области высоких частот при этом заметно снижался. Последнее, однако, происходило не всегда, что видно при сопоставлении спектров 3 и 4 на фиг. 1, по-видимому, вследствие разрушения ниже по течению за коллектором крупномасштабных структур. Отмеченная тенденция изменения ансамблей узкополосных составляющих спектров пульсаций давления обусловлена, видимо, удлинением участка развития крупномасштабных колебаний, возникающих в результате гидродинамической неустойчивости наряду с пульсациями выпуска и инициирующих соответствующие акустические возмущения.

Выше гипотетически полагалось, что при выхлопе порций воздуха в потоке формируются крупномасштабные когерентные структуры. Очевидным основанием для такого представления о структуре течения являлась наблюдавшаяся в экспериментах высокая интенсивность узкополосных составляющих спектра шума, соответствующая, как правило, высокой коррелированности всех пульсаций в потоке. Отсюда можно предположить, что нарушение, например, азимутальной однородности течения должно существенно сказаться на интенсивности узкополосных составляющих спектра пульсаций давления.

Установка на стенке через  $90^\circ$  продольных ребер высотой в треть внутреннего диаметра в коротком патрубке вдоль всей его длины, а в длинном — на входном и выходном участках протяженностью 142 мм подтвердила такую возможность управления связанными гидродинамическими и акустическими пульсациями. Продольные ребра, как правило, заметно снижали уровень узкополосных составляющих спектров пульсаций давления, сближая эти спектры с определенными для течения воздуха из короткого коллектора. Вместе с тем существенно уменьшался и уровень высокочастотного сплошного спектра. Соответствующее сопоставление дано на фиг. 1, где помимо упоминавшихся выше спектров 3 и 4 приводится спектр пульсаций давления 5, полученный при установке ребер ( $p_{21} = 0,33 \cdot 10^3$ ,  $Re_b = 6,34 \cdot 10^4$ ,  $\varepsilon_p = 1,08\%$ ). Установка ребер, подобных указанным, в пульсирующем потоке перед входом его в цилиндр клапана-прерывателя не приводила к сколько-нибудь значимым изменениям спектров пульсаций давления.

В самом цилиндре клапана-прерывателя тестовое воздействие на течение в нужном направлении, естественно, затруднено. В натурном двигателе аналогичный указанному подход к решению задачи, по-видимому, окажется продуктивным, поскольку генерирующие шум структуры, в частности вихревые, периодически



формируются в основном вне цилиндра, за клапаном выпуска из него отработанных газов, и доступны для воздействия на них.

В заключение необходимо отметить, что изложенные данные, пополняя фундаментальные представления, практически интересны не только в связи с проблемами шума двигателей внутреннего сгорания. Они могут также оказаться полезными при разработке устройств, предотвращающих или ослабляющих развитие в трубопроводах гидродинамических возмущений, инициируемых тем или иным путем на входе в них.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Лукашин В. Н.* Шум автотракторных двигателей внутреннего сгорания. Методы исследования, пути снижения. М.: Машиностроение, 1971. 271 с.
2. *Салливан Дж. У.* Моделирование шума выхлопной системы двигателя. Аэрогидромеханический шум в технике. М.: Мир, 1980. С. 233—256.
3. *Иванов Н. И.* Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах. М.: Транспорт, 1987. 222 с.
4. *Fukuda M., Kojima N., Iwaishi T.* A study on mufflers with airflow.//JSME. Bulletin. 1983. V. 26. № 214. P. 562—568.
5. *Davies H. G., Ffowcs-Williams J. E.* Aerodynamic sound generation in a pipe//J. Fluid Mech. 1968. V. 32. Pt. 4. P. 765—778.
6. *Шлихтинг Г.* Возникновение турбулентности. М.: Изд-во иностр. лит., 1962. 203 с.
7. *Мунин А. Г., Прозоров А. Г., Топоров А. В.* Экспериментальное исследование тонального шума обтекания крыла при малых скоростях потока//Уч. зап. ЦАГИ. 1990. Т. 21. № 3. С. 28—38.
8. *Вишняков В. А., Прозоров А. Г.* Возбуждение пульсаций скорости и шума в аэродинамической трубе//Изв. РАН. МЖГ. 1992. № 4. С. 165—172.

Москва

Поступила в редакцию  
29.XII.1993