

УДК 534.14+534.83+621.45.037

## АКУСТИЧЕСКИЕ РЕЗОНАНСНЫЕ ЯВЛЕНИЯ В КАНАЛАХ ПЕРЕПУСКА ВОЗДУХА АВИАЦИОННЫХ ДВУХКОНТУРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

А. А. Алексенцев, А. Н. Саженов\*, С. В. Сухинин\*\*

Пермский национальный исследовательский политехнический университет,  
614990 Пермь, Россия

\* Открытое акционерное общество "Авиадвигатель", 614990 Пермь, Россия

\*\* Институт гидродинамики им. М. А. Лаврентьева СО РАН, 630090 Новосибирск, Россия  
E-mails: aleksentsev@avid.ru, office@avid.ru, sukhinin@hydro.nsc.ru

Теоретически и экспериментально показано существование акустических осерадиальных резонансных колебаний основного потока воздуха в полостях каналов перепуска авиационных двухконтурных двигателей. С помощью численно-аналитических методов определены частоты резонансных акустических колебаний для низших мод открытых и закрытых каналов перепуска двигателя ПС-90А. В результате экспериментальных исследований впервые обнаружены акустические резонансные явления, возникающие при обтекании воздушным потоком полостей каналов перепуска во внутреннем контуре этого двигателя вследствие неустойчивости основного потока воздуха. Показано, что результаты численно-аналитических и экспериментальных исследований резонансных частот, имеющих место при обтекании полостей каналов перепуска во внутреннем контуре ПС-90А, удовлетворительно согласуются. Это позволяет с высокой степенью точности описать вид резонансных колебаний в полостях каналов перепуска.

Ключевые слова: каналы перепуска, связанные кольцевые волноводы, резонансные явления в волноводах.

DOI: 10.15372/PMTF20160602

**Введение.** Одним из способов совершенствования турбореактивных двухконтурных двигателей для гражданской авиации является повышение степени двухконтурности, что приводит к увеличению размеров внешнего контура двигателя, а следовательно, и диаметра вентилятора. Для увеличения давления в рабочем цикле турбомшины за вентилятором устанавливаются подпорные ступени, для обеспечения устойчивой работы которых во всех режимах работы двигателя осуществляется перепуск воздуха во внешний контур двигателя [1, 2]. С точки зрения теории акустики внешний и внутренний контуры турбомашин являются кольцевыми каналами или волноводами для акустических волн. При открытых заслонках каналы перепуска связывают эти кольцевые волноводы между собой. При перекрытии каналов перепуска (с помощью заслонок) образуются резонансные полости, открытые в соответствующий кольцевой канал. Известно, что нестационарные процессы, происходящие в газотурбинных двигателях, оказывают существенное влияние на эффективность работы турбин и компрессоров [3]. Необходимостью разработки методов ликвидации колебаний обусловлена актуальность данной работы.

Исследования аэроакустических колебаний в каналах и полостях, обтекаемых потоком воздуха, проводятся в течение более 150 лет [4, 5]. Как известно, при обтекании полостей возникают шум и нестационарные нагрузки, представляющие опасность для конструкций самолета. Количество публикаций по этой тематике постоянно увеличивается [6–9].

При закрытых заслонках каналы перепуска представляют собой полости во внешнем и внутреннем контурах газотурбинного двигателя (ГТД), при открытых — каналы, соединяющие внутренний и внешний контуры. Для расчета резонансных частот полостей каналов перепуска необходимо учитывать наличие стенок контуров. Область акустических колебаний в каналах перепуска является неограниченной, что затрудняет расчет резонансных частот. Если частота резонансных колебаний меньше первой частоты отсечки (критической частоты, которой соответствует мнимое волновое число волноводной моды кольцевого канала) соответствующего контура, то колебания могут быть локализованы в окрестности канала перепуска ГТД.

При проведении теоретических исследований использовались модифицированные полуэмпирические [4, 10, 11] и асимптотические [12] методы изучения аэроакустических резонансных явлений в неограниченных областях для реальных каналов перепуска.

В настоящей работе впервые теоретически и экспериментально показано существование резонансных осерадиальных колебаний потока воздуха в полостях каналов перепуска, открытых во внутренний контур, и определены резонансные частоты для открытых каналов перепуска и полостей каналов перепуска, открытых во внешний контур ПС-90А.

**1. Аналитическое исследование возможности возникновения акустических резонансных явлений в каналах перепуска.** С использованием известных полуэмпирических и асимптотических методов проведено исследование возможности возникновения осерадиальных резонансных явлений в каналах перепуска. Взаимодействие акустических колебаний с соседними каналами перепуска по окружной координате не учитывается. Поскольку радиальные размеры внешнего контура существенно больше размеров каналов перепуска, его влиянием на резонансные явления в каналах и полостях можно пренебречь. Так как радиальные размеры внутреннего контура сравнимы с продольными размерами каналов перепуска (с длиной волны резонансных колебаний), то его влияние на резонансные свойства необходимо учитывать.

1.1. *Акустические резонансные явления в каналах перепуска без учета влияния стенок внутреннего и внешнего контуров.* При открытой заслонке одиночный канал перепуска является полуволновым резонатором, а при закрытой заслонке представляет собой два четвертьволновых резонатора [4, 13, 14]. Использование этих терминов обусловлено тем, что в первом случае  $1/2$  длины волны низшей моды резонансных колебаний равна длине канала перепуска (расстоянию между устьями канала), а во втором случае  $1/4$  длины волны резонансных колебаний равна глубине канала перепуска (расстоянию от устья до заслонки). Для исследования акустических колебаний в каналах применяются одномерные модели, описывающие волны, длины которых существенно больше поперечных размеров канала [15]. При расчете резонансных частот полуволновых и четвертьволновых резонаторов используется полуэмпирический метод эффективной длины акустического канала, или метод “поправки на открытый конец канала” (см., например, [4]). Пусть  $D_{ch}$  — глубина открытого с двух сторон канала,  $S$  — площадь поперечного сечения канала, тогда эффективная глубина  $D_{eff}^{\lambda/2}$  вычисляется по формуле (см. [4])

$$D_{eff}^{\lambda/2} = D_{ch} + 2d = D_{ch} + 0,8\sqrt{S},$$

где  $d = 0,4\sqrt{S}$  — поправка на один открытый конец канала. Резонансные частоты полуволновых  $f_n^{\lambda/2}$  и четвертьволновых  $f_n^{\lambda/4}$  резонаторов для всех мод вычисляются с использованием эффективных глубин резонатора  $D_{eff}^{\lambda/2}$  и  $D_{eff}^{\lambda/4}$ .

Полуволновой резонатор представляет собой канал, открытый с двух сторон. На каждом открытом конце канала акустическое возмущение давления полагается равным нулю. Для собственных частот  $f_n^{\lambda/2}$  полуволновых резонаторов справедливо выражение

$$f_n^{\lambda/2} = c \frac{n}{2D_{eff}^{\lambda/2}}, \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (1)$$

Четвертьволновой резонатор представляет собой полуоткрытый канал. Для акустического возмущения потенциала скоростей на крышке выполняется условие непротекания, на открытом конце канала — условие равенства нулю акустического возмущения давления. Для собственных частот  $f_n^{\lambda/4}$  четвертьволновых резонаторов справедливо выражение

$$f_n^{\lambda/4} = c \frac{2n - 1}{4D_{eff}^{\lambda/4}}, \quad n = 1, 2, 3, \dots, \quad (2)$$

где  $c$  — локальная скорость звука, которая для потока воздуха является известной функцией локальной температуры  $T$ .

Кроме того, для определения резонансных частот акустических колебаний в полости, обтекаемой потоком газа, используется полуэмпирическая формула Росситера [16]

$$St_n = \frac{f_n L}{U_\infty} = \frac{n - \alpha}{M + U_\infty / U_c}. \quad (3)$$

Здесь  $St_n$  — число Струхалия;  $f_n$  — частота генерации звука, обусловленная наличием контактного разрыва;  $L$  — длина полости;  $U_\infty$  — скорость основного потока;  $U_c$  — скорость контактного разрыва потока в полости;  $M$  — число Маха;  $\alpha$  — сдвиг фазы;  $n$  — номер моды.

Если стенки внешнего и (или) внутреннего контуров находятся на расстоянии от устья канала, существенно превышающем длину волны резонансных колебаний, то влияние этих стенок можно не учитывать. Следовательно, формулы (1)–(3) описывают резонансные частоты с достаточной точностью.

Поскольку резонансные частоты зависят от локальной скорости звука, в свою очередь зависящей от локальной температуры, целесообразно определить скорость звука как функцию температуры нормального газа. Следует отметить, что скорость звука определяется по температуре воздуха достаточно точно только в нормальных условиях [17, 18]. При вычислении скорости звука в полости отбора и канале перепуска можно считать, что термодинамические параметры политропного газа нормальные. Тогда

$$c^2 = \gamma p / \rho = \gamma p V = \gamma R T, \quad (4)$$

где  $\gamma$  — показатель адиабаты (или показатель политропы);  $p$  — давление;  $V$  — удельный объем;  $R$  — универсальная газовая постоянная.

Пусть  $f_n(T_0)$  ( $n = 1, 2, \dots$ ) — некоторые резонансные частоты канала перепуска при температуре  $T = T_0$ . Так как выражение для резонансных частот можно представить в виде  $f_n(t_0) = c(T_0) / \lambda(T_0)$  ( $\lambda(T_0)$  — длина волны), то с использованием (4) можно определить зависимость резонансных частот от температуры

$$f_n(T) = f_0(T_0) \sqrt{T/T_0}. \quad (5)$$

Следует отметить, что выражение (5) позволяет определять резонансные частоты при различных режимах работы компрессора низкого давления в ГТД.

1.2. *Геометрия полостей и резонансные колебания.* Авторам неизвестны какие-либо работы, посвященные исследованию акустических резонансных явлений в каналах перепуска с открытыми заслонками двухконтурных ГТД. Если каналы перепуска перекрыты

заслонками, то во внешнем и внутреннем кольцевых контурах появляются полости, обтекаемые потоком газа.

Известно, что основные моды резонансных акустических колебаний локализованы в полости и определяются ее геометрическими параметрами. Поэтому классификация полостей позволяет определять основные (главные) моды резонансных явлений.

Полости можно классифицировать с использованием безразмерных геометрических соотношений  $L/W$  и  $L/D$  ( $W$  — ширина полости (размер по окружной координате);  $D$  — глубина полости (размер по радиальной координате)) [16, 19–21]. В различных полостях акустические возмущения для конкретных параметров основного потока генерируются различными способами. Для полостей длиной  $L$  и глубиной  $D$ , обтекаемых при дозвуковых скоростях, обычно используется классификация по безразмерному параметру  $L/D$  (см., например, [19]). Прямоугольная полость называется глубокой, если  $L/D < 1$ . Если  $L/D > 1$ , то полость называется мелкой. В работе [16] границе между мелкими и глубокими полостями, обтекаемыми потоком воздуха с околосвуковой скоростью, соответствует значение  $L/D = 0,4$ . В мелких ( $L/D > 0,7$ ) и длинных полостях возможно существование двух и более зон рециркуляции, поэтому полость излучает широкополосный шум с периодическими компонентами малой амплитуды. Глубокие полости характеризуются наличием одной или двух зон рециркуляции. Классификация по параметру  $L/W$  основана на результатах экспериментальных исследований (см., например, [20]). В случае  $L/W < 1$  акустическое поле является двумерным, в случае  $L/W > 1$  — существенно трехмерным. В работе [19] показано, что изменение ширины полости оказывает незначительное влияние на резонансные частоты.

1.3. *Акустические резонансные явления в каналах перепуска с учетом влияния стенок внутреннего и внешнего контуров.* Схема компрессора низкого давления двухконтурного турбореактивного двигателя ПС-90А (тяга  $R = 161,4$  кН, степень двухконтурности  $m = 4,5$ ) представлена на рис. 1. Перепуск осуществляется через 11 каналов, равномерно распределенных по окружной координате в сечении за компрессором низкого давления

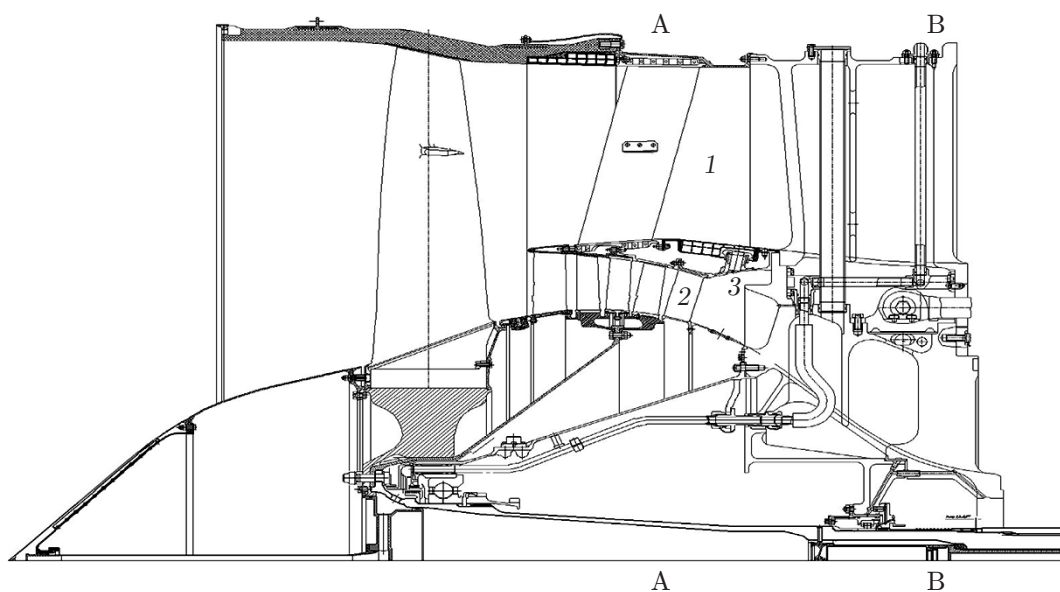


Рис. 1. Схема компрессора низкого давления двигателя ПС-90А:

1 — внешний контур, 2 — внутренний контур, 3 — канал перепуска между внутренним и внешним контурами

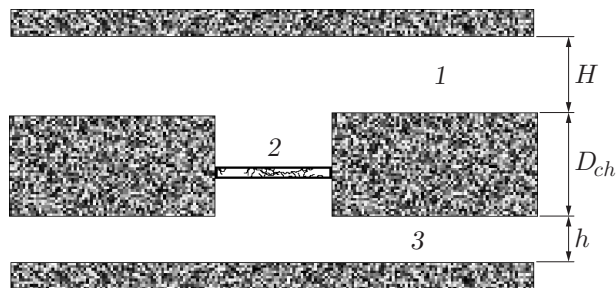


Рис. 2. Схема канала перепуска в осердиальных координатах:  
1 — внешний контур, 2 — заслонка, 3 — внутренний контур

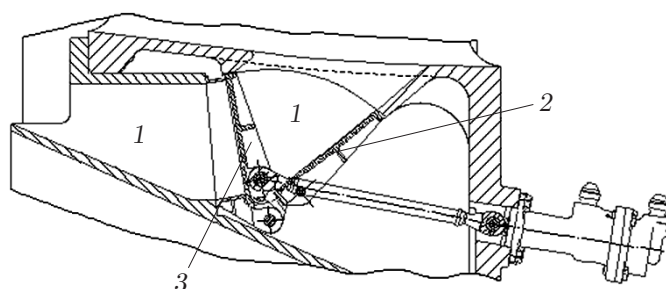


Рис. 3. Схема заслонки канала перепуска из подпорной ступени компрессора низкого давления во внешний контур двигателя ПС-90А:  
1 — канал перепуска, 2 — положение открытой заслонки, 3 — положение закрытой заслонки

(КНД). Открытие-закрытие каналов перепуска выполняется автоматически с помощью 11 заслонок (по одной заслонке на каждый канал). Заслонки располагаются в разделительном корпусе двигателя и приводятся в движение гидроцилиндрами [22, 23]. Схемы канала и заслонки в системе перепуска воздуха из КНД во внешний контур представлены на рис. 2, 3. Перепуск воздуха в ПС-90А осуществляется по каналам перепуска с размерами  $D = 300$  мм,  $L = 108,5$  мм,  $W = 129,8$  мм. Высота кольцевого канала в полости отбора равна  $h = 100$  мм, высота кольцевого канала внешнего контура в окрестности каналов перепуска равна  $H \approx 600$  мм (см. рис. 3). На расстоянии от полости отбора  $D_{int} = 140$  мм и на расстоянии от внешнего контура  $D_{ext} = 160$  мм в каждом канале находится заслонка, которая перекрывает или открывает канал перепуска (см. рис. 1, 3).

Для внутренних полостей канала перепуска ПС-90А (при закрытой заслонке) и внешней полости справедливы соотношения  $L/D_{int} = 108,5/140,0 = 0,775$ ,  $L/D_{ext} = 108,5/160,0 = 0,678$ , которые означают, что в случае обтекания с дозвуковой скоростью [19] полости являются глубокими и излучают основной шум, обусловленный акустическими колебаниями по глубине, соответствующими четвертьволновому резонатору. При этом  $1/4$  длины волны резонансных колебаний на низшей моде равна эффективной глубине резонансной полости [4, 5, 10, 11, 13, 14], а резонансные частоты определяются с использованием выражения (2).

Для двигателя ПС-90А справедливо соотношение длины и ширины канала перепуска  $L/W = 108,5/129,8 = 0,836$ . Поэтому можно считать, что существуют двумерные (осердиальные) резонансные акустические колебания [19, 20]. Указанное свойство позволяет существенно упростить математическое моделирование резонансных явлений, имеющих место в каналах перепуска двигателя ПС-90А.

Для двигателя ПС-90А высота  $H$  внешнего кольцевого контура в окрестности устья канала перепуска существенно больше ширины  $W$  канала перепуска:  $H/W \approx 4,6$ . В этом случае необходимо учитывать влияние только внутренней стенки внешнего кольцевого контура ПС-90А. Колебания в окрестности устья канала перепуска подобны колебаниям в канале с фланцем.

Так как высота  $h$  внутреннего контура меньше ширины  $W$  канала перепуска:  $h/W \approx 0,77$ , то в окрестности устья внутренний контур можно считать ступенчатым конфузурным расширением канала перепуска двигателя ПС-90А. Следует отметить, что наличие стенок внутреннего контура приводит к увеличению эффективной глубины канала перепуска на величину  $d_{int}$  порядка ширины канала. В данной работе считается, что  $d_{int} = 100$  мм. Такой способ определения эффективной длины четвертьволновых резонаторов широко используется при расчете сабвуферов.

С учетом концевых поправок в соотношении для резонансных частот полуволновых резонаторов (1) выражение для эффективной глубины канала перепуска имеет вид

$$D_{eff}^{\lambda/2} = D_{ch} + d_{int} + d.$$

Согласно [4, 5, 10–12] для двигателя ПС-90А длина волны резонансных (квазисобственных [12]) колебаний для первой моды в полуволновых резонаторах равна  $\lambda_{(1/2)} = 2(D_{ch} + d_{int} + d)$ . Для двигателя ПС-90А длина резонансной волны в канале перепуска для первой моды принимает значение  $\lambda_{(1/2)} = 900$  мм. Для частоты резонансной волны  $f_{(1/2)}$  справедливо выражение

$$f_{(1/2)} = c/\lambda_{(1/2)} = c/[2(D_{ch} + d_{int} + d)].$$

Например, если скорость звука в канале перепуска равна  $c = 360$  м/с, то резонансная частота колебаний в канале перепуска принимает значение  $f = 400$  Гц. Резонансные колебания на этой частоте локализованы в канале перепуска.

Если заслонки в каналах перепуска закрыты, то во внутреннем и внешнем контурах образуются полости, каждая из которых является четвертьволновым резонатором.

Пусть  $\lambda_{int}$  и  $\lambda_{ext}$  — длины волн резонансных колебаний в канале перепуска перед заслонкой со стороны подпорного и внешнего контуров соответственно. Тогда справедливы соотношения  $\lambda_{int} = 4(D_{int} + d_{int}) = 4(140 + 100) = 960$  мм,  $\lambda_{ext} = 4(D_{ext} + d) = 4(160 + 50) = 840$  мм.

Частоты резонансных колебаний определяются через локальную скорость звука. Например, если при  $T = 0$  °С согласно выражению (5) скорость звука во внутреннем канале равна  $c_{int} = 331$  м/с, то при температуре  $T = 20$  °С = 293 К частота резонансных колебаний в полости заслонки, расположенной со стороны внутреннего (подпорного) контура, принимает значение  $f_{int} = c_{int}/\lambda_{int} = 343,00/0,96 = 357$  Гц.

**2. Экспериментальные исследования.** Для исследования акустических резонансных свойств каналов перепуска в Центре акустических исследований ОАО “Авиадвигатель” и Пермского национального исследовательского политехнического университета была собрана установка, с помощью которой экспериментально исследовались осерадиальные аэроакустические резонансные явления в каналах перепуска компрессора низкого давления ГТД ПС-90А. Установка состоит из части компрессора низкого давления двигателя ПС-90А, заключенного между сечениями А–А и В–В (см. рис. 1). Установка включает часть внутреннего разделительного корпуса двигателя с заслонками перепуска воздуха, имитатор стенки между спрямляющим аппаратом и разделительным корпусом (рис. 4), сопло с сечением размером  $200 \times 20$  мм для подвода воздуха в полость канала перепуска. Акустические измерения проводились с помощью микрофона с анализатором, расположенного на расстоянии от установки, равном 1 м, со стороны сечения А–А. На установке

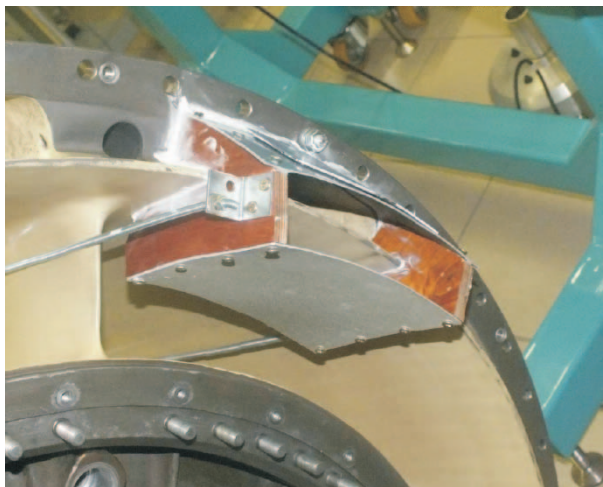


Рис. 4. Имитатор стенки, установленный на входе канала перепуска

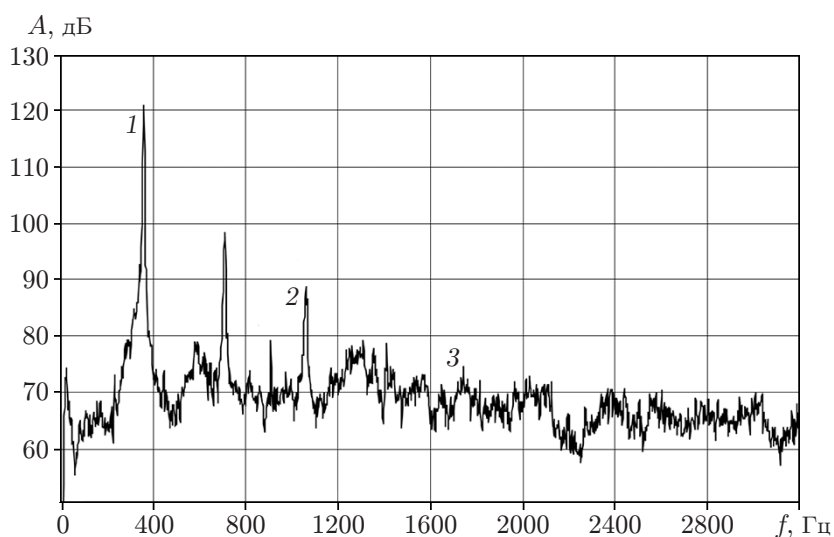


Рис. 5. Амплитудно-частотная характеристика аэроакустических резонансных явлений при обтекании полости канала перепуска с закрытой заслонкой при  $U_\infty = 60$  м/с:

1–3 — первые три четвертьволновые резонансные моды в полости канала перепуска во внутреннем контуре (см. (2))

проведены исследования акустических резонансных явлений в полости канала перепуска с закрытой заслонкой, возникающих при наличии потока воздуха, который создавался вентилятором АВДм-3,5, при температуре  $T = 20$  °С. Установлено, что при скоростях  $U_\infty = 60, 105$  м/с в полости канала перепуска с закрытой заслонкой возникал акустический резонанс. Амплитудно-частотные характеристики резонансных аэроакустических колебаний во внутреннем контуре при обтекании полости канала перепуска с закрытой заслонкой воздушным потоком показаны на рис. 5, 6 ( $A$  — интенсивность колебаний).

В проведенной серии опытов аэроакустические резонансные явления в каналах перепуска при открытой заслонке не обнаружены.

Интенсивные аэроакустические колебания в полостях каналов перепуска, открытых во внутренний контур, в двухконтурных ГТД обнаружены впервые.

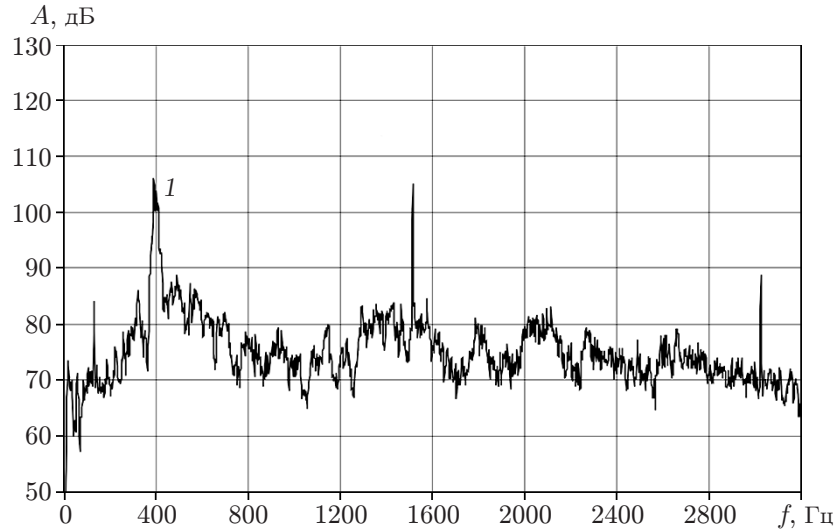


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика акустического давления в канале перепуска с закрытой заслонкой при  $U_\infty = 105$  м/с:  
 1 — первая четвертьволновая резонансная мода в полости канала перепуска во внутреннем контуре (см. (2))

Поскольку в экспериментах не проводились исследования полей давления и скорости для мод резонансных аэроакустических колебаний, для анализа результатов необходимо сравнить акустические резонансные частоты колебаний в каналах перепуска с закрытой заслонкой, полученные экспериментально, и резонансные частоты, полученные с помощью аналитических методов.

Согласно соотношению (2) резонансные частоты в полости канала перепуска с закрытой заслонкой во внутреннем контуре равны  $f_1^{\lambda/4} = 357$  Гц,  $f_2^{\lambda/4} = 1071$  Гц,  $f_3^{\lambda/4} = 1786$  Гц. Эти значения частот хорошо согласуются с результатами эксперимента, приведенными на рис. 5. Наибольшая амплитуда соответствует первой резонансной частоте, в этом случае эффективная длина резонатора равна  $1/4$  длины волны резонансных колебаний. Максимум амплитуды на частоте порядка 900 Гц определяется частотой вентилятора, создающего поток воздуха, который обтекает полость канала перепуска во внутреннем контуре. Максимум амплитуды на частоте порядка 700 Гц определяется резонансными колебаниями в области между заслонкой и противоположной стенкой внутреннего канала перепуска. Для первых резонансных частот (см. (2)) результаты экспериментов и расчетов удовлетворительно согласуются.

Из (3) следует выражение для акустических резонансных частот

$$f_n = \frac{(n - \alpha)U_\infty}{(M + U_\infty/U_c)L}, \tag{6}$$

где  $c = 330$  м/с. Для каналов перепуска ( $L = 0,105$  м) величины  $\alpha$  и  $\beta = U_\infty/U_c$  в выражении (6) являются неизвестными полуэмпирическими константами [16]. С использованием двух экспериментально определенных резонансных частот из соотношения (6) можно получить систему двух уравнений для двух неизвестных  $\alpha, \beta$ . При  $U_\infty = 60$  м/с,  $f_1 = 350$  Гц,  $f_2 = 1050$  Гц получены значения  $\alpha = 1/2, \beta = 0,612$ .

При  $U_\infty = 60$  м/с из (6) с учетом значений  $\alpha, \beta$  получены значения резонансных частот  $f_1 = 350$  Гц,  $f_2 = 1050$  Гц,  $f_3 = 1750$  Гц. Таким образом, с использованием выражения Росситера (3) можно достаточно точно определить первые резонансные частоты для по-



лости канала перепуска двигателя ПС-90А (см. рис. 5), если известны две подгоночные постоянные соотношения (6).

На рис. 6 приведена амплитудно-частотная характеристика акустических резонансных колебаний в канале перепуска с закрытой заслонкой при скорости потока воздуха  $U_\infty = 105$  м/с. Для такого канала перепуска с использованием определенных выше неизвестных  $\alpha$ ,  $\beta$  и выражения (6) можно вычислить первые резонансные частоты Росситера:  $f_1 = 522$  Гц,  $f_2 = 1568$  Гц,  $f_3 = 2613$  Гц. Результаты аналитических расчетов согласуются с экспериментальными данными, представленными на рис. 6, только качественно. Следует отметить, что полуэмпирические константы  $\alpha = 1/2$ ,  $\beta = 0,612$  определены для области колебаний с имитатором стенки канала. Сдвиг резонансных частот в эксперименте, результаты которого приведены на рис. 6, обусловлен увеличением температуры и соответственно скорости звука.

**Заключение.** В работе проведено исследование акустических резонансных колебаний потока воздуха в полостях каналов перепуска авиационных двухконтурных двигателей. С использованием результатов численно-аналитических, полуэмпирических и экспериментальных исследований показано, что каналы перепуска воздуха из подпорных ступеней во внешний контур двухконтурных газотурбинных двигателей могут являться резонансными полостями акустических колебаний.

## ЛИТЕРАТУРА

1. **Основы** технологии создания газотурбинных двигателей для магистральных самолетов / Под ред. А. Г. Братухина, Ю. Е. Решетникова, А. А. Иноземцева. М.: Авиатехинформ, 1999.
2. **Иноземцев А. А.** Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: В 5 т. / А. А. Иноземцев, М. А. Нихамкин, В. Л. Сандрацкий. М.: Машиностроение, 2008. Т. 1. С. 14–15.
3. **Августинович В. Г.** Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях / В. Г. Августинович, Ю. Н. Шмотин, А. М. Сипатов, Д. Б. Румянцев, Д. Н. Ташлыков, Р. Ю. Старков, И. А. Повышев, А. И. Полулях. М.: Машиностроение, 2005.
4. **Морз Ф.** Колебания и звук. М.; Л.: Гостехтеоретиздат, 1949.
5. **Стрэтт Дж. В. (Лорд Рэлей).** Теория звука: В 2 т. М.: Гостехтеоретиздат, 1955.
6. **Hein S., Koch W., Nannen L.** Trapped modes and Fano resonances in two-dimensional acoustical duct-cavity systems // *J. Fluid Mech.* 2012. V. 692. P. 257–287.
7. **Ortiz S., Le Plenier C., Cobo P.** Efficient modeling and experimental validation of acoustic resonances in three-dimensional rectangular open cavities // *Appl. Acoust.* 2013. V. 74. P. 949–957.
8. **Yamouni S., Sipp D., Jacquin L.** Interaction between feedback aeroacoustic and acoustic resonance mechanisms in a cavity flow: a global stability analysis // *J. Fluid Mech.* 2013. V. 717. P. 134–165.
9. **Yang Y., Rockwell D., Lai-Fook Cody K., Pollack M.** Generation of tones due to flow past a deep cavity: Effect of streamwise length // *J. Fluids Structures.* 2009. V. 25. P. 364–388.
10. **Блохинцев Д. И.** Акустика неоднородной движущейся среды. М.: Наука, 1981.
11. **Исакович М. А.** Общая акустика. М.: Наука, 1973.
12. **Санчез-Паленсия Э.** Неоднородные среды и теория колебаний. М.: Мир, 1984.
13. **Kinsler L. E.** Fundamentals of acoustics / L. E. Kinsler, A. R. Frey, A. B. Coppens, J. V. Sonders. N. Y.: John Wiley and Sons, 2000.
14. **Raichel D. R.** The science and applications of acoustics. N. Y.: Springer, 2006.
15. **Лайтхилл Дж.** Волны в жидкостях. М.: Мир, 1981.

16. **Rossiter J. E.** Wind tunnel experiments on the flow over rectangular cavities at subsonic and transonic speeds: Tech. rep. / Roy. Aircraft Establishment. N 64037. Farnborough, 1964.
17. **Овсянников Л. В.** Лекции по основам газовой динамики. М.: Наука, 1981.
18. **Черный Г. Г.** Газовая динамика. М.: Наука, 1988.
19. **Ahuja K. K., Mendoza J.** Effects of cavity dimensions, boundary layer, and temperature on cavity noise with emphasis on benchmark data to validate computational aeroacoustic codes. Washington, 1964. (Rep. / NASA CR; N 4653).
20. **Block P. J. W.** Noise response of cavities of varying dimensions at subsonic speeds: Tech. note / NASA. N D-8351. Washington, 1976.
21. **De Roeck W., Desmet W., Baelmans M., Sas P.** On the prediction of near-field cavity flow noise using different CAA techniques // Proc. of the 2004 Intern. conf. on noise and vibration engineering, ISMA, Leuven (Belgium), 20–22 Sept. 2004. Leuven: Katholieke Univ. Leuven, 2004. P. 369–388.
22. **Иноземцев А. А.** Авиационный двигатель ПС-90А / А. А. Иноземцев, Е. А. Коняев, В. В. Медведев, А. В. Нерадько, А. Е. Ряссов. М.: Либра-К, 2007.
23. **Нихамкин М. А.** Конструкция основных узлов двигателя ПС-90А: Учеб. пособие / М. А. Нихамкин, М. М. Зальцман. Пермь: Перм. гос. техн. ун-т, 2002.

*Поступила в редакцию 20/X 2014 г.,  
в окончательном варианте — 20/X 2015 г.*

---