

О МОДЕЛИРОВАНИИ ПРОЦЕССОВ ФОРМИРОВАНИЯ ПУСКОВЫХ НАГРУЗОК, ОКАЗЫВАЮЩИХ ДИНАМИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ НА КОСМИЧЕСКИЙ АППАРАТ

М.Ю. Либерман
(ОАО «Корпорация «ВНИИЭМ»)

Приведены результаты теоретического анализа виброакустических процессов в отсеке обтекателя и в космическом аппарате (КА) при воздействии пусковой аэроакустической нагрузки. На основе результатов анализа сформулированы основные принципы стендового моделирования воздействия пусковой аэроакустической нагрузки на КА. Представлены результаты экспериментального исследования вибрационных характеристик приборной платформы КА «Метеор-М» № 1 (в частности, формы собственных изгибных колебаний приборной платформы).

Ключевые слова: космический аппарат, отсек обтекателя, приборная платформа, аэроакустическая нагрузка, виброакустические процессы, акустические и структурные моды собственных колебаний, связанные структурно-акустические моды.

Введение

На этапе пуска космических ракет существенное воздействие на космический аппарат (КА) (в частности, на размещённую в нём аппаратуру) оказывают динамические нагрузки аэроакустического типа, возникновение которых обусловлено работой реактивного двигателя и процессом обтекания ракеты воздушным потоком. При истечении газовой струи из сопла двигателя генерация акустического шума обусловлена процессом отрыва турбулентного пограничного слоя, сопровождающимся вихреобразованием в струе. При обтекании обтекателя ракеты воздушным потоком отрыв пограничного слоя приводит к формированию поля пульсаций давления около поверхности обтекателя. Этими процессами обусловлено воздействие акустического шума и вибрации на отсек обтекателя. Шум и вибрацию относят к основным пусковым динамическим нагрузкам [1], оказывающим воздействие на работоспособность аппаратуры, размещённой в КА. В соответствии с программой наземных испытаний КА, на испытательных стендах должна обеспечиваться точная имитация пусковых динамических нагрузок аэроакустического типа [2 – 4].

В результате воздействия пусковых динамических нагрузок аэроакустического типа (акустического шума и вибрации) на обтекатель ракеты, в нём возбуждается вибрационное поле. Кроме того, вибрационная энергия передаётся на обтекатель от двигательного отсека (по конструктивным элементам). Вследствие излучения корпусом обтекателя «структурного» шума (при изгибных колебаниях корпуса) в отсеке обтекателя формируется акустическое поле. Звуковые волны возбуждают вибрацию корпуса КА (в частности, гермоотсека, в котором располагается приборная платформа), размещённого в отсеке

обтекателя. Кроме того, вибрация передаётся с корпуса обтекателя на корпус КА через крепёжные элементы. При изгибных колебаниях корпуса аппарата излучается «структурный» шум, вследствие этого в полости гермоотсека и в полости отсека обтекателя формируются акустические поля.

Таким образом, как акустическая, так и вибрационная энергия последовательно распространяется от двигательного отсека к отсеку обтекателя, а затем передаётся на корпус КА и на приборную платформу. При этом в корпусах (а также в приборной платформе) и в полостях обтекателя и гермоотсека, формируются, соответственно, вибрационные и акустические поля.

Эффективность динамического воздействия на приборную платформу, обусловленного нагрузкой аэроакустического типа, зависит от параметров как акустического поля, формирующегося в полости гермоотсека, так и вибрационного поля, формирующегося в корпусе гермоотсека и в приборной платформе. Для корректной имитации на стенде воздействия нагрузки аэроакустического типа на КА необходимо моделировать основные процессы генерации шума и вибрации при пуске ракеты и процессы формирования акустического поля и вибрационного поля в отсеке обтекателя и в гермоотсеке.

При построении таких моделей значительные трудности обусловлены сложной структурой газовой струи и пограничного слоя, а также существенной нелинейностью аэроакустических и виброакустических процессов. В связи с этим при разработке моделей обычно используются расчётно-экспериментальные методы.

Таким образом, для проведения стендовых испытаний КА на стойкость к воздействию динамической нагрузки аэроакустического типа необходимо

разработать модели физических процессов, которыми обусловлено формирование акустических и вибрационных полей как в отсеке обтекателя, так и в КА.

Механизмы генерации акустического шума на этапе пуска ракеты

На этапе пуска ракеты акустическая энергия, во-первых, генерируется при истечении газовой струи из сопла ракетного реактивного двигателя. Второй механизм генерации акустической энергии связан с отрывом турбулентного пограничного слоя при обтекании корпуса ракеты (обтекателя) воздушным потоком на втором этапе пуска: когда скорость полёта ракеты достигает околосвуковых и сверхзвуковых значений. Следует отметить, что при работе реактивного двигателя возбуждаются динамические нагрузки двух типов: вибрационные нагрузки в виде упругих волн, распространяющихся по конструктивным элементам двигателя и передающихся на корпусную конструкцию ракеты, и акустические нагрузки в виде звуковых волн, излучаемых, преимущественно, при истечении газовой струи из сопла двигателя. Газ образуется в камере сгорания двигателя в результате процесса горения топлива. Именно струя раскалённого газа, которая из камеры сгорания попадает в сопло реактивного двигателя, является первичным источником как акустической, так и вибрационной энергии. При этом кинетическая энергия струи раскалённых газов трансформируется в акустическую энергию. Скорость истечения газовой струи из сопла достигает 3000 м/с (при этом число Маха $M \approx 9$).

При прохождении газовой струи через сопло отрыв пограничного слоя от стенки сопла сопровождается интенсивным вихреобразованием. В турбулентном течении в результате нелинейных взаимодействий процесс распада неустойчивых крупных вихрей на вихри меньшего размера сопровождается переносом энергии в спектре пульсаций давления.

В соответствии с теориями Лайтхилла и Керла, турбулентные пульсации давления (плотности) в потоке и в пограничном слое являются источником акустической энергии в канале. К основным механизмам генерации шума при запуске ракетного двигателя можно отнести: ударное взаимодействие горячей газовой струи с окружающим воздухом и перенос энергии турбулентных пульсаций давления при распаде крупномасштабных вихрей на мелкомасштабные, а также при взаимодействии вихрей. Поле пульсаций давления формируется только в ближней зоне (зоне дифракции Френеля),

непосредственно около поверхности сопла (в пограничном слое газовой струи), и, в отличие от поля звуковых волн, энергия пульсаций давления не передаётся в дальнюю зону (зону дифракции Фраунгофера). В то же время пульсации давления возбуждают изгибные колебания (вибрации) стенок сопла и, таким образом, являются одним из основных источников вибрационной энергии.

Вследствие интенсивного вихреобразования в струе, обусловленного ударным взаимодействием горячей газовой струи с холодным воздухом (в окружающем пространстве), генерируется аэродинамический шум с широкополосным сплошным спектром. В сверхзвуковом потоке возмущения, являющиеся источниками акустического излучения, могут распространяться вдоль оси потока или под различными углами к оси, в пределах конуса Маха. При этом, в случае, когда для конвекционного числа Маха ($M_c = U_c/c_0$, где U_c – конвекционная скорость турбулентных вихрей в турбулентном потоке; c_0 – скорость распространения звука в воздухе) выполняется соотношение: $M_c \cos \theta = 1$ (где θ – угол между осью газового потока и направлением распространения волн), возбуждается интенсивное звуковое излучение в направлении составляющей скорости $U_c \cos \theta$. Это звуковое излучение (вихревые волны Маха) соответствует излучению квадрупольного источника звука. Волны Маха возбуждаются вследствие сверхзвуковой конвекции крупномасштабных когерентных структур (вихрей) [5, 6].

Кроме того, генерация шума сверхзвуковой струей обусловлена взаимодействием турбулентных вихрей с образующимися в газовой струе скачками уплотнения [5], оказывающими существенное влияние на амплитуду пульсаций давления. Звуковые волны, излучаемые газовой струей, распространяются в направлении течения газа с максимумом в пределах пространственного угла 50° (относительно оси потока) [7 – 9]. Причём кинетическая энергия газовой струи трансформируется в энергию вихрей, а энергия вихрей трансформируется в акустическую энергию широкополосного «вихревого» шума (т. е. в энергию звуковых волн).

Следует отметить, что турбулентные вихри, которые генерируются при отрыве от стенки обтекателя турбулентного пограничного слоя, помимо генерации акустического шума, возбуждают изгибные колебания (вибрации) стенок сопла.

Таким образом, работа реактивного двигателя сопровождается излучением интенсивного широкополосного акустического шума [5 – 9], причём трансформация кинетической энергии газовой струи в акустическую энергию при околосвуковых

и сверхзвуковых скоростях истечения газовой струи обусловлена различными по своей природе физическими процессами.

В настоящее время для описания физических процессов (таких, в частности, как отрыв пограничного слоя от поверхности сопла и от поверхности обтекателя ракеты; вихреобразование, формирование «скачков уплотнения»), которыми обусловлена генерация шума, не удаётся использовать аналитические методы анализа. В связи с этим для идентификации различных источников акустического шума используют расчётно-экспериментальные методы. Результаты теоретического анализа используются в сочетании с результатами натурных измерений уровней звукового давления в отсеке обтекателя (на этапе пуска). В частности, в результате использования расчётно-экспериментального анализа, были идентифицированы низкочастотные источники акустической энергии на этапе пуска ракеты «ARIANE 5» [1].

Анализ процессов формирования акустических и вибрационных полей в отсеке обтекателя и в гермоотсеке космического аппарата

Акустическая энергия, которая генерируется при работе реактивного двигателя, после отражения звуковых волн от пусковой установки (либо от стен пусковой шахты) и от стартовой площадки передаётся на корпус обтекателя ракеты и трансформируется (в результате отклика корпусной конструкции на динамическое воздействие аэроакустического типа) в энергию изгибных колебаний корпуса. Звуковые волны оказывают динамическое воздействие на значительную часть поверхности обтекателя, поэтому обеспечиваются условия возбуждения практически всех собственных мод изгибных колебаний корпуса обтекателя.

Таким образом, на этапе пуска ракеты акустическая энергия, которая генерируется при работе реактивного двигателя, трансформируется в энергию собственных мод колебаний конструктивных элементов ракеты и КА (а именно корпусов обтекателя и гермоотсека).

При проектировании аэрокосмической техники модели виброакустических процессов обычно рассматриваются в диапазоне частот 5 – 5000 Гц. В этом диапазоне частот выделяются три поддиапазона, в которых используются разные модели процессов формирования виброакустических полей. В низкочастотном диапазоне используются детерминированные методы расчётного моделирования (обычно модальный анализ), кроме того, в области низких и средних частот используются приближённые мето-

дики расчёта, основанные на методах конечных и граничных элементов (МКЭ и МГЭ), а в высокочастотной области для моделирования используется статистико-энергетический анализ (СЭА).

Следует отметить, что полную информацию (как об амплитудных, так и о фазовых характеристиках виброакустических процессов) можно получить только при использовании детерминированных моделей и методов анализа.

На этапе пуска ракеты при моделировании виброакустических процессов рассматриваются два механизма возбуждения вибрации в корпусе обтекателя (помимо непосредственной передачи вибрации с двигательного отсека на отсек обтекателя), а именно возбуждение вибрации: в результате воздействия на корпус обтекателя звуковых волн высокой интенсивности (излучаемых при истечении газовой струи из сопла); при воздействии на конструкцию пульсаций давления, возбуждающихся при отрыве турбулентного пограничного слоя воздуха от поверхности обтекателя.

Обтекатель выполнен в виде оболочки цилиндрической формы с конусообразной вершиной. Звуковые волны, излучаемые при работе двигателя, оказывают динамическое воздействие преимущественно на цилиндрическую часть обтекателя. При обтекании корпуса сверхзвуковым воздушным потоком поле пульсаций давления также формируется на цилиндрической части корпуса обтекателя вследствие отрыва пограничного слоя от поверхности цилиндрической части корпуса обтекателя.

Для описания процесса трансформации акустической энергии в вибрационную энергию в конструкции с незначительным демпфированием в низкочастотной области обычно используется метод модального анализа. При возбуждении изгибных колебаний в результате воздействия на конструктивный элемент звуковых волн, в соответствии с расчётной моделью, для определения спектра виброускорений $G_{ac}(x, \omega)$ в точке «x» на поверхности конструкции используется известное выражение [10, 11]:

$$G_{ac}(x, \omega) = \omega^4 A^2 G_p(\omega) \sum_r \Psi_r^2(x) |H_r(\omega)|^2 j_r^2(\omega),$$

где $G_p(\omega)$ – спектр звукового давления в волне, возбуждающей вибрацию конструкции; ω – частота колебаний; A – площадь конструктивного элемента, на которую воздействует звуковая волна; $\Psi_r(x)$, $|H_r(\omega)|$ – соответственно, форма и функция отклика структурной моды колебаний «r-го» порядка; $j_r(\omega)$ – функция [10, 11], описывающая пространственную

взаимосвязь между полем звуковых давлений $G_p(\omega)$ в волне, возбуждающей вибрации конструкции, и формой структурной моды $\Psi_r(x)$.

При сверхзвуковом обтекании обтекателя ракеты, энергия пульсаций давления, возбуждающихся при отрыве пограничного слоя, также трансформируется в энергию изгибных колебаний стенок обтекателя. Однако для анализа процесса формирования поля пульсаций давления на поверхности обтекателя пока используются только полуэмпирические методики (аналитические методы не разработаны).

Анализ процесса возбуждения вибрации корпуса обтекателя при воздействии пульсаций давления основывается на применении методов модального анализа и корреляционного анализа (используемого для оценки параметров поля пульсаций давления около поверхности обтекателя) [12].

Таким образом, в результате воздействия на обтекатель звуковых волн и поля пульсаций давления акустическая энергия трансформируется в энергию изгибных колебаний корпуса обтекателя.

Для моделирования процесса передачи акустической энергии, возбуждающей вибрации корпуса обтекателя, в полость отсека обтекателя можно также использовать модель, основывающуюся на представлении о «звукоизоляции» оболочечной конструкции. Согласно этой модели, звуковая волна, оказывающая воздействие на корпус обтекателя, частично отражается от корпуса, а частично проходит в полость отсека обтекателя. При этом уровень звукового давления в объеме полости зависит от толщины и габаритных размеров корпуса обтекателя и от коэффициента поглощения звука в объеме полости, а также от частоты колебаний.

В частности, в диапазоне частот $f \geq f_{гр}$ (где $f_{гр}$ – граничная частота, вычисляемая с помощью выражения: $f_{гр} = c(2d)^{-1}$, c – скорость звука в воздухе; d – расстояние между корпусами обтекателя и гермоотсека КА) в объеме между корпусами обтекателя и гермоотсека формируется квазидиффузное акустическое поле. В этом диапазоне частот звукоизолирующая способность корпуса обтекателя ($\Delta L_{обт}$) вычисляется с помощью известного выражения [13]:

$$\Delta L_{обт} = R_{ст} + 10 \lg \alpha_{ср},$$

где $R_{ст}$ – звукоизоляция стенки корпуса; $\alpha_{ср}$ – средний коэффициент звукопоглощения в объеме полости (между обтекателем и гермоотсеком). Поскольку поглощение в отсеке обтекателя и в гермоотсеке КА незначительно ($\alpha_{ср} \approx 0,05$), эффектив-

ность звукоизоляции обтекателя значительно меньше звукоизолирующей способности его стенки $R_{ст}$. Звукоизоляция корпуса обтекателя снижается вследствие повышения концентрации акустической энергии в объеме полости, ограниченной поверхностями обтекателя и гермоотсека. Вследствие незначительного поглощения звука в этом объеме плотность акустической энергии возрастает, поскольку поступающая в отсек энергия акустических волн не трансформируется в тепловую энергию. При этом эффективная звукоизолирующая способность корпуса обтекателя снижается, вследствие повышения уровня звукового давления в отсеке обтекателя.

Аналогичным образом вычисляется звукоизоляция гермоотсека $R_{КА}$. В соответствии с моделью звукоизоляции корпусов обтекателя и гермоотсека уровень звукового давления $L_{КА}$ в волне, прошедшей в полость гермоотсека, приближенно вычисляется с помощью выражения: $L_{КА} = L_{стр} - R_{ст}^{об} - R_{КА}$, где $L_{стр}$ – уровень звукового давления в волне, излучаемой газовой струей.

При изгибных колебаниях корпус обтекателя излучает широкополосный «структурный» шум с максимальными амплитудами звукового давления на собственных частотах корпуса обтекателя. При этом в объеме отсека обтекателя в результате отклика полости на динамическое воздействие аэроакустического типа формируется акустическое поле, энергия которого преимущественно распределена между акустическими модами собственных колебаний этого объема. В случае совпадения собственных частот «структурных» мод колебаний, которые возбуждаются в корпусе обтекателя, с собственными частотами акустических мод колебаний, возбуждающихся в объеме обтекателя, возбуждаются связанные моды колебаний.

Следует отметить, что на испытательных стендах обтекатель и КА обычно испытываются по отдельности, приборная платформа и КА также могут испытываться по отдельности. При этом необходимо учитывать влияние отсутствующего элемента на параметры акустического поля. В частности, в стандарте NASA-STD-7001 используется специальный параметр «фактор заполненности» [«fill factor»], с помощью которого учитывается изменение модальной структуры акустического поля при размещении в отсеке обтекателя КА [14, 15]. Таким образом, при проведении стендовых испытаний на стойкость к воздействию аэроакустической нагрузки необходимо учитывать различия между условиями динамических испытаний на

стенде и динамическим нагружением реального объекта.

В отсеке обтекателя формируется акустическое поле, при этом звуковые волны оказывают динамическое воздействие на корпус гермоотсека. Звуковые волны возбуждают вибрации корпуса гермоотсека, т. е. акустическая энергия трансформируется в энергию упругих колебаний (потенциальная энергия звуковой волны преобразуется в кинетическую энергию упругих колебаний корпуса гермоотсека). При изгибных колебаниях корпуса гермоотсека излучается «структурный» шум, причём энергия звуковых волн распределяется между акустическими модами собственных колебаний объёма отсека обтекателя и акустическими модами собственных колебаний объёма гермоотсека. В гермоотсеке формируется акустическое поле, оказывающее динамическое воздействие на приборную платформу, кроме того, на неё передаются вибрации с корпуса гермоотсека. Таким образом, акустические поля формируются в объёмах полостей двух смежных отсеков: отсека обтекателя и гермоотсека. Вибрационные поля формируются в корпусной конструкции обтекателя ракеты и в корпусной конструкции гермоотсека, а также в приборной платформе.

Основными источниками вибрации являются реактивный двигатель (вибрации передаются на корпус обтекателя непосредственно с двигательного отсека через конструктивные элементы ракеты) и звуковые волны, оказывающие динамическое воздействие на корпуса отсека обтекателя и гермоотсека. Вибрация, передающаяся на КА от реактивного двигателя через конструктивные элементы частично ослабляется за счёт структурной виброизоляции, обусловленной перепадом акустических импедансов на границах между конструктивными элементами, а также благодаря использованию упругих виброизоляторов, на которых обычно подвешивается КА [16]. В соответствии с экспериментальными результатами [3], основными источниками, возбуждающими вибрации корпуса КА (гермоотсека) являются звуковые волны, излучаемые реактивным двигателем (при истечении газовой струи из сопла), и пульсации давления, возбуждающиеся на поверхности обтекателя при отрыве пограничного слоя.

Динамические нагрузки, оказывающие воздействие на корпуса обтекателя и КА преимущественно обусловлены акустическими и структурными модами собственных колебаний, возбуждающимися, соответственно, в полостях и в корпусах обте-

кателя и гермоотсека. В результате динамического воздействия возбуждаются изгибные колебания приборной платформы преимущественно на её собственных частотах. Кроме того, в результате взаимодействия между акустическими и вибрационными полями в полостях (в отсеке обтекателя и во внутреннем объёме КА) и в корпусных ограждающих конструкциях этих полостей возбуждаются «связанные» структурно-акустические моды собственных колебаний. Именно вследствие возбуждения «связанных» структурных и акустических мод собственных колебаний, соответственно корпуса и полости (объёма, ограниченного корпусом оболочки), а также полости гермоотсека и приборной платформы, динамические нагрузки аэроакустического типа оказывают наиболее сильное воздействие на КА (и, в частности, на приборную платформу).

Параметры акустических, структурных и связанных структурно-акустических мод, которые возбуждаются в отсеке обтекателя и в гермоотсеке, определяются на основе моделирования процессов возбуждения структурных и акустических мод в корпусной конструкции и в объёме полости. В результате динамических воздействий аэроакустического типа возбуждаются изгибные колебания корпуса обтекателя в широком диапазоне частот, причём вибрационная энергия распределена преимущественно между структурными модами собственных изгибных колебаний обтекателя. Вибросмещение в суммарном вибрационном поле, которое возбуждается в корпусе обтекателя, вычисляется путём линейной суперпозиции вибросмещений, создаваемых отдельными источниками вибрации (структурными модами изгибных колебаний).

Согласно этой модели, амплитуда вибросмещения $\delta(\vec{r}_S)$ в произвольной точке (\vec{r}_S) на поверхности обтекателя вычисляется по формуле [17]:

$$\delta(\vec{r}_S) = \sum_{p=1}^{\infty} \delta_p \Psi_p(\vec{r}_S),$$

где δ_p – амплитуда вибросмещения при возбуждении «структурной» моды с номером « p » на её собственной частоте ω_p ; $\Psi_p(\vec{r}_S)$ – функция, описывающая форму этой структурной моды (с номером « p »). При проведении стендовых испытаний КА необходимо учитывать, что связь между возбуждающей силой и откликом обтекателя нелинейна, поскольку на обтекатель оказывает динамическое воздействие интенсивная аку-

стическая нагрузка (уровень звукового давления составляет 140 – 160 дБ).

Для определения параметров чисто акустических мод собственных колебаний объёма полости обтекателя используется расчётная модель, в соответствии с которой эти моды возбуждаются в объёме полости с абсолютно жёсткими границами ($\partial p / \partial \hat{n} = 0$, где p – амплитуда звукового давления, \hat{n} – нормаль к ограждающей поверхности полости). Решение однородного уравнения Гельмгольца может быть представлено (исходя из принципа модальной декомпозиции) в виде суммы всех акустических мод, возбуждающихся в объёме полости. Широкополосный «структурный» шум, излучаемый вибрирующим корпусом обтекателя в объём полости отсека, возбуждает все акустические моды этого объёма. Звуковое давление в акустическом поле вычисляется путём линейной суперпозиции звуковых давлений, создаваемых всеми акустическими модами. В соответствии с этой моделью в произвольной точке (\vec{r}) полости отсека обтекателя суммарная амплитуда звукового давления $p(\vec{r})$ вычисляется с помощью выражения [11]:

$$p(\vec{r}) = \sum_{n=0}^{\infty} [p_n(t) \varphi_n(\vec{r}, k_n)],$$

где $p_n(t)$ – амплитуда звукового давления при возбуждении акустической моды с номером « n » на её собственной частоте ω_n ; $\varphi_n(\vec{r}, k_n)$ – функция, описывающая форму этой акустической моды (с номером « n »); k_n – волновое число.

В отсеке обтекателя ракеты и в гермоотсеке КА помимо чисто акустических и чисто структурных собственных мод возбуждаются связанные структурно-акустические моды. Возбуждение этих связанных мод обусловлено взаимным воздействием акустического поля, формирующегося в объёме полости (отсека обтекателя; гермоотсека КА), на вибрирующую поверхность корпусной конструкции (обтекателя, корпуса гермоотсека), а также воздействием вибрирующей поверхности корпусной конструкции на параметры акустического поля, формирующегося в полости.

Причём имеет место возбуждение двух типов связанных мод: связанные моды, которые возбуждаются внешним акустическим воздействием на оболочечную конструкцию, и связанные моды, возбуждаемые источником звука, расположенным в объёме полости оболочечной конструкции.

В частности, звуковые волны, излучаемые газовой струей, оказывают внешнее воздействие на корпус обтекателя. Формирующееся в отсеке обтекателя акустическое поле также оказывает внешнее воздействие на гермоотсек. В то же время акустические поля, формирующиеся в отсеке обтекателя и в гермоотсеке возбуждают моды связанных колебаний, обусловленные воздействием на корпус «внутреннего» источника звука. В этом случае источниками возбуждения колебаний корпуса являются акустические моды собственных колебаний объёма корпуса.

При возбуждении в полости акустических мод в качестве неоднородного граничного условия на поверхности полости задаётся распределение нормальной к поверхности компоненты колебательной скорости $v_n(\vec{r}, \omega)$ около поверхности (условие Ньюмана). В то же время изгибные колебания корпусной конструкции оказывают воздействие на акустические моды, возбуждающиеся в объёме полости. В этом случае в качестве неоднородного граничного условия задаётся распределение амплитуды звукового давления $p(\vec{r}, \omega)$ около ограждающей поверхности полости (условие Дирихле).

В соответствии с теорией «связанных» структурных и акустических мод собственных колебаний для аналитического описания процессов возбуждения акустических мод в замкнутом объёме (ограниченном корпусной конструкцией) и структурных мод в корпусной конструкции используются неоднородные волновые уравнения. Причём решение неоднородного уравнения Гельмгольца должно удовлетворять условию излучения Зоммерфельда [11].

Согласно [11], возбуждение акустических мод в объёме полости отсека обтекателя (или гермоотсека), обусловленное взаимодействием связанных структурных (вибрационных) мод и акустических мод собственных колебаний, описывается с помощью неоднородного волнового уравнения:

$$(\partial^2 p_n / \partial t^2) + \omega_n^2 p_n = - [(\rho_0 c^2 S / \Lambda_n) \sum_{p=1}^{\infty} (\partial^2 \delta_p / \partial t^2) C_{n,p}] + (\rho_0 c^2 / \Lambda_n) [\partial Q_n / \partial t],$$

где ω_n – собственная частота колебаний объёма полости; ρ_0, c – плотность и скорость звука в воздухе; S – площадь поверхности ограждающей конструкции полости; Λ_n, Q_n – соответственно, модальный объём и объёмная скорость акустической моды с номером « n »; $C_{n,p}$ – безразмерный коэффициент «связанности» акустических и структурных

мод, определяемый с помощью выражения:

$$C_{n,p} = (1/S) \int_S \varphi_n(\vec{r}, k_n) \Psi_p(\vec{r}_S) dS.$$

Согласно [11], возбуждение структурных мод изгибных колебаний корпусных конструктивных элементов (в отсеке обтекателя и в гермоотсеке), обусловленное взаимодействием связанных акустических и вибрационных собственных мод описывается с помощью неоднородного уравнения:

$$(\partial^2 \delta_p / \partial t^2) + \omega_p^2 \delta_p = [(S/\Lambda_p) \sum_{i=1}^{\infty} p_n C_{n,p}] + (F_p / \Lambda_p),$$

где ω_p – собственная частота колебаний ограждающего конструктивного элемента полости; Λ_p, F_p – соответственно, модальная масса и модальная сила, действующая на ограждающую конструкцию полости.

При возбуждении структурных мод собственных колебаний оболочечной конструкции потенциальная энергия акустических мод собственных колебаний объема полости трансформируется в кинетическую энергию структурных мод колебаний конструкции. Акустические моды объема полости возбуждаются вследствие трансформации кинетической энергии структурных мод в потенциальную энергию акустических мод.

Связанные структурно-акустические моды могут возбуждаться в гермоотсеке в результате воздействия как внешних, так и внутренних акустических мод, которые возбуждаются, соответственно, в полости отсека обтекателя и в полости гермоотсека. С корпуса гермоотсека вибрации через крепежные элементы передаются на приборную платформу и оказывают динамическое воздействие на аппаратуру, закрепленную на платформе.

Для приближенного определения уровней вибрации, которые возбуждаются звуковыми волнами в корпусах обтекателя и гермоотсека используется величина вибровозбудимости. Вибровозбудимость корпуса определяется величиной отношения среднеквадратичного значения колебательной скорости на его поверхности $\langle v_k^2 \rangle$ ($v_k = \partial \delta_k / \partial t$) к среднеквадратичному значению звукового давления $\langle p_k^2 \rangle$ в полости отсека обтекателя (гермоотсека). Вибровозбудимость корпуса вычисляется с помощью приближенного выражения [18]:

$$\langle v_k^2 \rangle = [\langle p_k^2 \rangle V_k \eta_{изл} n_k] [S_k m_k \rho_0 c_0^2 (\eta_{изл} + \eta_{вн}) n_V]^{-1}, \quad (1)$$

где V_k, S_k – соответственно, объем полости отсека обтекателя или гермоотсека и площадь корпусной конструкции; n_k, n_V – соответственно, плотность собственных частот колебаний в корпусе и в объеме полости отсека; ρ_0, c_0 – плотность и скорость звука в воздухе; $\eta_{изл}$ – коэффициент излучения звука; $\eta_{вн}$ – коэффициент потерь энергии в корпусной конструкции; m_k – масса корпусной конструкции. Как следует из (1), вибровозбудимость корпусной конструкции можно уменьшить путём увеличения её массы, уменьшения плотности собственных частот в конструкции за счёт увеличения её жёсткости.

Эффективность излучения структурного шума вибрирующей конструкцией зависит от величины коэффициента излучения $\eta_{изл}$ и от амплитуды колебательной скорости v_k на поверхности конструкции. Величина акустической мощности $W_{ак}$ излучения структурного шума на частоте ω приближенно вычисляется с помощью выражения [18]:

$$W_{ак} = \eta_{изл} \omega m_k \langle v_k^2 \rangle.$$

В области низких частот динамические нагрузки могут оказывать существенное воздействие на аппаратуру, размещённую на приборной платформе. В связи с этим актуальной задачей является разработка методов уменьшения динамической нагрузки, оказывающей воздействие на аппаратуру, используемую в КА. В низкочастотной области для защиты от воздействия на приборную платформу динамической нагрузки могут использоваться активные методы гашения вибрации и шума [19]. Для разработки активных систем гашения шума и вибрации необходимо определить параметры мод собственных колебаний, которые возбуждаются в системе. С помощью активной системы гашения шума и вибрации в полости отсека и в его корпусе, соответственно, с помощью дополнительных источников звука и вибрации возбуждаются акустические и структурные моды колебаний противофазные модам, возбуждающимся в результате воздействия пусковой динамической нагрузки. С помощью систем активного гашения можно существенно ослабить низкочастотные тональные составляющие в спектре шума и вибрации.

Стендовое моделирование акустических и вибрационных полей, формирующихся в отсеке обтекателя и в гермоотсеке

Исходя из результатов анализа процессов формирования акустических и вибрационных полей в

КА, могут быть сформулированы основные принципы стендового моделирования (имитации) реальных динамических нагрузок при использовании испытательных акустических и вибрационных стендов. Конструкция стенда и идеология, на которой основывается метод испытаний изделия, должны в максимальной степени имитировать реальное воздействие на изделие аэрокосмической техники.

Анализ процессов, которыми обусловлено возбуждение пусковых динамических нагрузок показывает, что акустическая энергия, генерируемая при работе реактивного двигателя, трансформируется в энергию структурных мод изгибных колебаний корпуса обтекателя. В полости отсека обтекателя возбуждаются акустические моды, энергия которых трансформируется в энергию структурных мод изгибных колебаний корпуса гермоотсека. Энергия структурных мод трансформируется в энергию акустических мод полости гермоотсека, а затем энергия акустических мод трансформируется в энергию структурных мод приборной платформы.

Таким образом, пусковое динамическое воздействие на приборную платформу обусловлено структурными модами изгибных колебаний платформы, которые возбуждаются в результате трансформации энергии акустических мод, возбуждающихся в объёме полости гермоотсека КА, в энергию структурных мод.

Для корректного стендового моделирования пусковых динамических нагрузок аэроакустического типа, оказывающих воздействие на приборную платформу, необходимо определить параметры этого воздействия. Согласно результатам анализа виброакустических процессов в отсеке обтекателя и в гермоотсеке динамическим воздействием обусловлено возбуждение акустических и структурных мод, а также связанных структурно-акустических мод. Параметры пускового динамического воздействия на платформу можно определить, используя в качестве исходных данных результаты натурных измерений уровней звукового давления в отсеке обтекателя [3]. Затем вычисляются параметры акустических, структурных мод и связанных структурно-акустических мод, которые возбуждаются в гермоотсеке КА. На основе результатов расчёта модальных характеристик вычисляются параметры первых низкочастотных мод собственных изгибных колебаний приборной платформы, которые зависят как от параметров воздействия (энергии собственных акустических и структурных мод, передающейся на платформу), так и от параметров структурных

мод изгибных колебаний платформы.

Следует отметить, что при проведении стендовых испытаний изделий космического комплекса в РФ широко распространена практика замены акустического воздействия на эквивалентное вибрационное воздействие [3]. В конечном счёте, на приборы, размещённые на приборной платформе, независимо от способа возбуждения механических колебаний платформы, оказывает воздействие вибрационная нагрузка. В связи с этим для имитации динамического воздействия, обусловленного аэроакустическим нагружением обтекателя, в принципе можно использовать как акустические волны высокой интенсивности, которые возбуждаются в специальных реверберационных или заглушённых камерах, так и вибростенды.

Однако при использовании вибростенда (вместо акустического воздействия) должна обеспечиваться эквивалентность механического воздействия на аппаратуру, размещённую на платформе, т. е. режимы вибрационного воздействия на платформу должны быть подобраны таким образом, чтобы с помощью вибростенда имитировалась реальная акустическая нагрузка. Добиться полной эквивалентности акустического и вибрационного воздействия на платформу достаточно сложно [3], поскольку акустическая нагрузка распределена по поверхности платформы, а вибраторы присоединяются к ней в нескольких точках. При воздействии на платформу акустической нагрузки обеспечиваются условия эффективного возбуждения практически всех структурных мод, а с помощью вибратора, по-видимому, можно обеспечить возбуждение только части структурных мод.

В соответствии с изложенным, при подготовке к проведению стендовых динамических испытаний для определения режимов вибрационного воздействия, обеспечивающих имитацию реального акустического воздействия на приборную платформу, необходимо, с помощью расчётных моделей и результатов экспериментальных исследований, определить параметры динамического нагружения платформы при акустическом воздействии. Затем с помощью расчётных моделей определяются параметры динамического нагружения платформы при вибрационном воздействии. Исходя из результатов этих расчётов, могут быть определены режимы вибрационного воздействия, которые обеспечивают эквивалентное динамическое нагружение платформы.

При использовании вибрационного стенда для имитации реального воздействия на платформу следует использовать несколько точек возбуждения платформы с помощью вибратора. С помощью

современной техники может быть реализовано многоточечное возбуждение вибрации как для корпуса обтекателя, так и для корпуса КА (гермоотсека), в этом случае обеспечивается достаточно точная имитация акустического воздействия на конструктивные элементы КА.

Таким образом, для разработки методики стендовых испытаний с использованием вибрационного нагружения (вместо акустического нагружения) необходимо разработать расчётные модели виброакустических процессов в отсеке обтекателя и в гермоотсеке для двух видов воздействия (акустического и вибрационного). С помощью этих моделей подбирается режим вибрационного нагружения на стенде гермоотсека (или платформы), при котором воздействие на изделие эквивалентно воздействию звуковых волн высокой интенсивности.

На практике для анализа виброакустических процессов в КА обычно используются комплексные расчётно-экспериментальные методики [3], поскольку разработка чисто аналитических методов анализа этих процессов сопряжена со значительными сложностями.

При разработке стендовых режимов воздействия на обтекатель и гермоотсек, имитирующих реальное воздействие аэроакустической нагрузки, необходимо учитывать, что при воздействии реальной нагрузки акустическая энергия распределяется преимущественно между модами собственных колебаний корпусов и объёмов полостей обтекателя и гермоотсека (т. е. акустическими; структурными и связанными модами). Исходя из этого при разработке режимов стендовых вибрационных испытаний необходимо обеспечить точную имитацию реального воздействия на обтекатель и гермоотсек, т. е. обеспечить возбуждение в отсеке обтекателя и в гермоотсеке всех мод собственных колебаний (структурных, акустических и связанных структурно-акустических мод). В ходе стендовых испытаний необходимо контролировать структуру акустического и вибрационного полей в испытываемом отсеке.

Экспериментальные исследования вибрационных характеристик приборной платформы КА «Метеор-М» № 1

Согласно результатам теоретического анализа, динамические воздействия на приборную платформу обусловлены возбуждением акустических мод собственных колебаний объёма полости в корпусе гермоотсека и структурных мод корпуса гермоотсека и платформы. Когда прибор закреплён поблизости от пучности изгибных колебаний

платформы, интенсивность динамического воздействия на прибор максимальна. Поэтому необходимо на стадии проектирования определить с помощью верифицированной методики расчёта расположение на платформе пучностей колебаний для основных структурных мод платформы. В то же время важную роль в совершенствовании конструкции КА играют экспериментальные исследования динамических нагрузок (в частности для верификации методик расчёта).

Экспериментальные исследования спектров собственных частот изгибных колебаний приборной платформы проводились с использованием макетного образца платформы КА «Метеор-М» № 1. Для возбуждения изгибных колебаний платформы использовался электродинамический вибратор типа «ESE 201» (фирма «RFT», Германия), который жёстко присоединялся к платформе в различных точках. Для измерения собственных частот и форм колебаний платформы был использован бесконтактный сканирующий лазерный виброметр типа «PSV-400-1» (фирма «Polytec», Германия). Встроенный в виброметр типа «PSV-400-1» генератор широкополосных и гармонических сигналов использовался для возбуждения колебаний вибратора типа «ESE 201».

Для возбуждения собственных мод колебаний платформы точка возбуждения должна располагаться поблизости от пучности колебаний, соответствующей этой моде. Поскольку при использовании источника возбуждения, присоединённого в отдельной точке изделия, невозможно обеспечить выполнение этого требования для всех собственных мод, проводилось несколько измерений при различном расположении точки возбуждения колебаний. Кроме того, исследовано влияние присоединённой массы (имитирующей прибор) на собственные моды платформы.

На рис. 1 приведено изображение платформы (с сеткой измерительных точек, в которых были измерены значения виброскорости), полученное с помощью видеокамеры, встроенной в виброметр типа «PSV-400-1». С помощью виброметра был определён спектр собственных частот изгибных колебаний платформы, причём для получения информации обо всех модах изгибных колебаний платформы было проведено три измерения с использованием трёх различных точек возбуждения. Спектр получен путём усреднения по всем точкам измерительной сетки, по которой проводится сканирование поверхности платформы лазерным виброметром (измерения проводились в 456 точках,

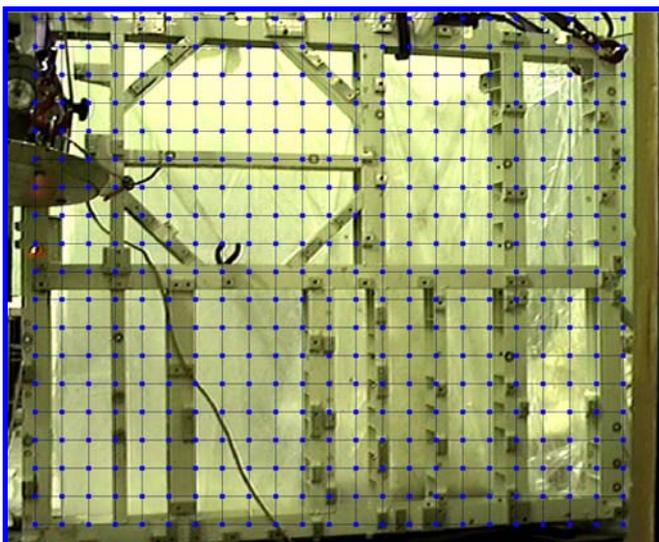


Рис. 1. Приборная платформа КА «Метеор-М» № 1 (с сеткой измерительных точек)

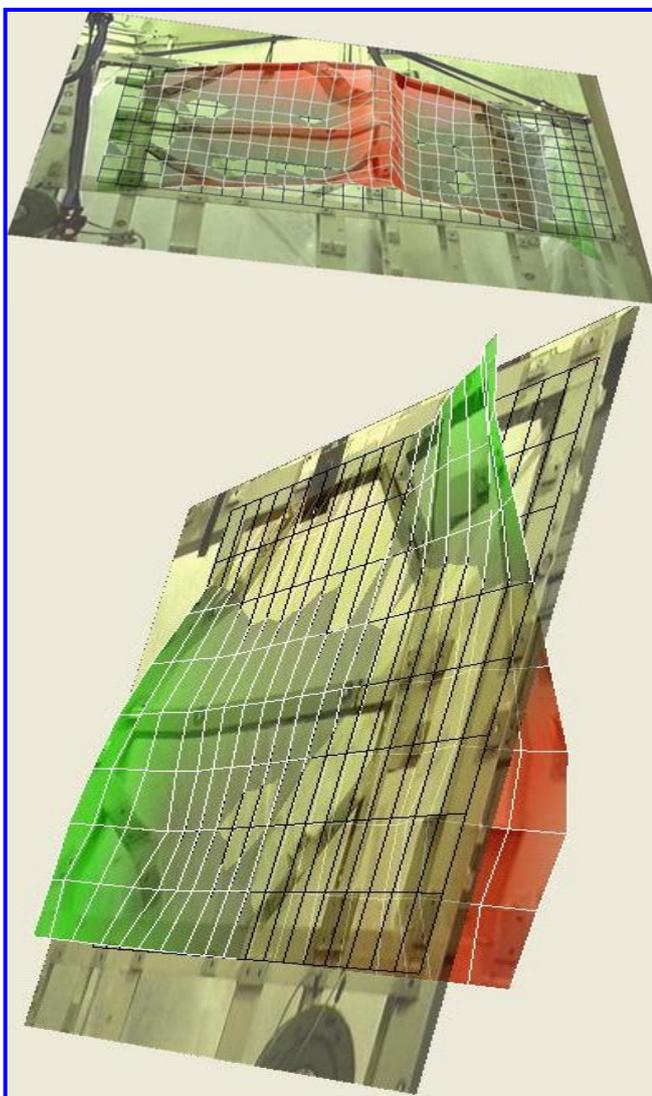


Рис. 2. Собственная мода изгибных колебаний приборной платформы

расположенных на поверхности платформы).

В результате измерений установлено, что при возбуждении колебаний платформы в точке № 1 в частотном спектре выделяются следующие тональные составляющие на первых 10 собственных частотах макета платформы: 17,2; 103,1; 118,8; 259,4; 296,3; 314,1; 407,8; 465,9; 542,2; 575,0 Гц. При возбуждении колебаний платформы в точке № 2 в частотном спектре выделяются следующие тональные составляющие на следующих первых 10 собственных частотах макета платформы: 103,1; 118,8; 145,3; 167,2; 212,5; 253,1; 292,2; 310,9; 321,9; 362,5 Гц.

Для всех собственных частот были измерены (путём сканирования лазерным лучом по 456 измерительным точкам на поверхности платформы) формы собственных колебаний платформы. На рис. 2 представлены, в качестве примера, результаты измерений собственных форм колебаний платформы, соответственно, для собственных частот 103,1 и 212,5 Гц. В результате измерений определено расположение пучностей и узлов колебаний на платформе для каждой моды собственных колебаний. Исходя из результатов измерений, выбираются места крепления приборов на платформе (поблизости от узлов колебаний), либо вносятся изменения в конструкцию платформы, позволяющие сместить пучности колебаний от мест крепления приборов. Согласно результатам экспериментальных исследований при размещении на платформе дополнительных сосредоточенных масс обеспечивается существенное смещение спектра собственных частот.

Для пяти измеренных собственных мод колебаний (с собственными частотами: 103,1; 146,9; 165,6; 212,5 и 253,1 Гц) были определены логарифмические декременты колебаний (0,13; 0,053; 0,13; 0,28; 0,17) и вычислены значения коэффициента потерь собственных мод (0,043; 0,017; 0,042; 0,089; 0,056). Поскольку потери колебательной энергии при распространении упругих волн по конструкции платформы незначительны, на резонансных частотах возбуждаются интенсивные колебания платформы.

Благодаря использованию современных измерительных технологий (в частности, бесконтактного лазерного виброметра типа «PSV-400-1») значительно увеличивается объём получаемой информации и сокращаются затраты времени, необходимого для измерения параметров собственных форм изгибных колебаний платформы. За счёт этого может быть повышено качество проектирования КА.

Заключение

Пусковое динамическое воздействие на КА обусловлено нагрузкой аэроакустического типа.

На этапе пуска ракеты источниками акустической и вибрационной энергии являются: аэроакустические процессы при истечении газовой струи из сопла реактивного двигателя и отрыв пограничного слоя при обтекании обтекателя воздушным потоком.

Акустическая энергия звуковых волн высокой интенсивности и энергия пульсаций давления трансформируются в энергию изгибных колебаний корпуса обтекателя. Анализ виброакустических процессов в отсеке обтекателя и гермоотсеке показывает, что энергия изгибных колебаний распространяется от обтекателя к приборной платформе, при этом в объёме полости отсека обтекателя и в гермоотсеке формируются акустические поля, а в корпусах обтекателя и гермоотсека формируются вибрационные поля.

Анализ виброакустических процессов показывает, что акустическая и вибрационная энергия преимущественно распределена, соответственно, между акустическими и структурными модами собственных колебаний, а также полостей и корпусных конструкций отсека обтекателя и гермоотсека. Кроме того, вследствие взаимодействия акустических и вибрационных полей, возбуждаются связанные структурно-акустические моды собственных колебаний. Связанные моды оказывают существенное влияние на структуру акустических и вибрационных полей, формирующихся в отсеке обтекателя и в гермоотсеке.

Моделирование виброакустических процессов и расчёт параметров акустических и вибрационных полей в низкочастотной области основывается на использовании методов модального анализа. Кроме того, в области низких и средних частот используются приближённые методики расчёта, основанные на методах конечных и граничных элементов (МКЭ и МГЭ), а в высокочастотной области для моделирования используется метод статистико-энергетического анализа (СЭА). Расчёты могут быть проведены для упрощённых моделей отсека обтекателя и гермоотсека.

Динамическое воздействие на приборы, установленные на платформе КА, оказывает вибрационное поле, формирующееся вследствие передачи вибрационной энергии с корпуса гермоотсека на платформу, а также вследствие воздействия на платформу акустического поля, сформировавшегося в объёме гермоотсека. Согласно результатам теоретического анализа и экспериментальных исследований, наиболее интенсивное воздействие на приборы обусловлено возбуждением структурных

мод изгибных колебаний платформы на её собственных (резонансных) частотах.

Исходя из результатов расчёта структуры вибрационного поля, формирующегося в платформе, на стадии проектирования может быть скорректировано расположение приборов, устанавливаемых на платформе. Кроме того, результаты расчёта структуры акустических и вибрационных полей в отсеке обтекателя и в гермоотсеке могут быть использованы при проектировании систем защиты платформы от воздействия динамических нагрузок.

Для стендового моделирования воздействия на платформу динамических нагрузок аэроакустического типа необходимо обеспечить корректную имитацию реальной нагрузки. В связи с этим стендовое моделирование пускового динамического воздействия на платформу должно основываться на анализе и моделировании виброакустических процессов в отсеке обтекателя и в гермоотсеке.

Для имитации на стенде реальной пусковой динамической нагрузки в принципе могут быть использованы как акустические, так и вибрационные воздействия. Однако при разработке методики стендовых испытаний и при выборе режимов вибрационного воздействия (имитирующего воздействие аэроакустической нагрузки) необходимо с помощью расчётных моделей виброакустических процессов учесть влияние структуры реальных вибрационных и акустических полей на эффективность воздействия.

Результаты расчёта параметров акустических и вибрационных полей в отсеке обтекателя и в гермоотсеке следует использовать для определения параметров режима стендового воздействия на платформу при замене акустического воздействия на эквивалентное вибрационное воздействие.

Для более точного моделирования процесса динамического воздействия на платформу, помимо расчётных методов, целесообразно использовать результаты экспериментального исследования структуры вибрационного поля с помощью бесконтактного сканирующего лазерного виброметра типа «PSV-400-1». В ходе стендовых испытаний изгибные колебания платформы должны в обязательном порядке возбуждаться на её собственных частотах. Результаты определения первых 10 форм собственных колебаний платформы КА «Метеор-М» № 1 могут быть использованы для корректировки схемы размещения приборов на платформе. В частности, приборы не должны размещаться в области пучностей собственных мод колебаний платформы.

Опыт практического использования сканирующего лазерного виброметра «PSV-400-1» показы-

вает, что именно такие приборы следует использовать в аэрокосмической отрасли для экспериментального определения форм колебаний крупногабаритных объектов. Благодаря высокому быстродействию виброметра обеспечивается возможность оперативного получения большого объема информации о формах колебаний крупногабаритного объекта, о структуре вибрационного поля.

Литература

1. Alestra S., Terrasse I., Troclet B. Inverse method for identification of acoustic sources at launch vehicle liftoff / S. Alestra I. Terrasse B. Troclet // AIAA Journal. – American institute of aeronautics and astronautics. – 2003. – V. 41. – № 10. – P. 1980 – 1987.
2. Development of Vibroacoustic and Shock Design and Test Criteria. MSFC Technical Standard «ER 41». – MSFC-STD-3676, 2013.
3. Экспериментальное определение акустических нагрузок при пусках РН «Стрела» и расчетное определение режимов экспериментальной отработки выводимых космических аппаратов / П. Я. Носатенко, А. В. Бобров, М. Л. Баранов [и др.] // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – Самара : Самарский государственный аэрокосмический университет, 2010. – № 2. – С. 112 – 123.
4. Либерман М. Ю. Некоторые методологические аспекты испытаний изделий аэрокосмической техники на стойкость к воздействию акустических полей высокой интенсивности / М. Ю. Либерман // Сборник трудов Научной конференции «Сессия Научного совета РАН по акустике и XXIV сессия Российского акустического общества». Т. II. – М. : ГЕОС, 2011. – С. 30 – 34.
5. Голдстейн М. Е. Аэроакустика / М. Е. Голдстейн. – М. : Машиностроение, 1981. – 295 с.
6. Baily C., Lafon P., Candel S. Subsonic and supersonic jet noise predictions from statistical source models / C. Baily, P. Lafon S. Candel // AIAA Journ. – American institute of aeronautics and astronautics. – 1997. – V. 35. – № 11. – P. 1688 – 1696.
7. McInerny C. A., Olsmen S. M. High-intensity rocket noise: non-linear propagation atmospheric absorption and characterization / C. A. McInerny, S. M. Olsmen // Journ. acoust. soc. ame. – 2005. – V. 117. – № 2. – P. 578 – 591.
8. Arenas J. P., Margasahayam R. N. Noise and vibration of the spacecraft structures / J. P. Arenas, R. N. Margasahayam // Ingeniare. revista chilena de ingenieria. – 2006. – V. 14. – № 3. – P. 251 – 264.
9. Toward prediction and control of large scale turbulent structure supersonic jet noise / R. H. Schlinker, R. A. Reba and ed. // Proceedings of ASME. – Turbo Expo. – 2009.
10. Noise and Acoustic Fatigue in Aeronautics / E. J. Richards, D. J. Mead and ed. – London : John Wiley & Sons, Ltd., 1968.
11. Fahy F. J. Sound and structural vibration / F. J. Fahy. – London : Academic Press, 1985.
12. Validation of methods to predict vibrations of a panel in the near field of a hot supersonic rocket plume / P. G. Bremner, P. A. Blefloch, Hutchings A. and ed. // Proceedings of the 17-th AIAA/CEAS Aeroacoustics conference. – Portland. – 2011.
13. Борьба с шумом стационарных энергетических машин / Ф. Е. Григорьян, Е. И. Михайлов, Г. А. Ханин, Ю. П. Щевьев. – Л. : Машиностроение, 1983. – 160 с.
14. Payload vibroacoustic test criteria. NASA technical standards, NASA-STD-7001. – 1996.
15. NASA LeRC's acoustic fill effect test program and results / W. O. Hughes, N. E. McNelis, J. E. Manning // Proc. of 15th Aerospace testing seminar. – 1994.
16. Cheng G., Tu Y. Analytical study of vibration isolation between a pair of flexible structures / G. Cheng, Y Tu // Journal of vibration and acoustics. – 2009. – V. 131. – № 4.
17. A comparison of structural-acoustic coupled reduced order models (roms) modal coupling and implicit moment matching via arnoldi / R. S. Puri, D. Morrey, J. F. Durodola and ed. // Proc. of international congress of sound and vibration («ICSV 14»). – Australia, 2007.
18. Никифоров А. С. Акустическое проектирование судовых конструкций: справочник / А. С. Никифоров. – Л. : Судостроение, 1990. – 179 с.
19. Active control of payload fairing interior noise using physics-based control laws / B. H. Houston, M. H. Marcus, J. A. Bucaro and ed. // Proceedings of the Second AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. – USA : State College, 1996.

Поступила в редакцию 04.12.2013

Михаил Юдимович Либерман, канд. техн. наук, ст. науч. сотрудник,
т. (495) 366-21-10, e-mail: mikhail-liberman@rambler.ru.