УДК 621.961.2

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА СБОРКИ АВИАКОСМИЧЕСКИХ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ТРЕХСЛОЙНЫХ КОНСТРУКЦИЙ С ПОМОЩЬЮ РЕЗЬБОВЫХ ВКЛАДЫШЕЙ

© 2001 В.А. Барвинок, Ю.А. Вашуков, Н.Ю. Поникарова, О.В. Ломовской, А.Н. Кирилин

Самарский государственный аэрокосмический университет

Описана математическая модель процесса сборки изделий авиакосмической техники, выполненных из трехслойных конструкций с помощью резьбового вкладыша. Модель определяет энергосиловые параметры и перемещения по внешнему контуру резьбового вкладыша при его осевом пластическом сжатии. Математическая модель позволяет спроектировать технологический процесс образования отверстий с резьбой при сборке трехслойных конструкций и выбрать оборудование, необходимое для его осуществления.

Одним из основных требований при проектировании трехслойных конструкций является их минимальная масса при обеспечении достаточной прочности и жесткости.

Существенные отличия физико-механических свойств этих конструкций от аналогичных свойств традиционных материалов и сплавов обусловлена тем, что они хуже приспособлены к передаче усилий (особенно сосредоточенных) с одного элемента на другой [1]. В связи с этим при проектировании трехслойных конструкций большое внимание уделяется рациональному выбору соединений с другими элементами.

В настоящее время имеется определенный опыт в решении задачи образования соединений трехслойных панелей с элементами конструкций [1, 2, 3]. Наиболее часто используются специальные вкладыши в виде распорных втулок, самоконтрящих гаек или одностороннего крепежа (рис.1). Перед постановкой вкладыша в верхнем слое обшивки сверлят отверстие, в которое заливают эпоксидный клей. Клеевая масса при установке вкладыша заполняет впадины, создавая достаточную прочность соединения.

Анализ существующих способов постановки резьбового вкладыша [3] показал, что они обладают малой производительностью. Кроме того, за счет клея увеличивается масса силовой точки.

Для устранения данного недостатка авторами разработана конструкция вкладыша [4] и способ его постановки (рис.2), который заключается в осевом пластическом сжатии материала вкладыша. В процессе осевого сжатия происходит радиальная раздача вкладыша по внешнему диаметру с образованием тороидальной поверхности. Сформированная тороидальная поверхность позволяет зафиксировать вкладыш между верхней и нижней общивками.

При моделировании процесса постановки резьбового вкладыша и проектировании технологического оборудования необходимо знать величину работы и усилие, необходимые для осевого сжатия элемента. Кроме того, необходимо получить аналитические



Рис. 1. Варианты конструктивного выполнения вкладышей в трехслойных конструкциях

.



Рис. 2. Схема постановки в сквозное отверстие трехслойной конструкции: 1 - вкладыш; 2 - трехслойная конструкция; 3 - подштамповая плита; 4 - прижимная плита

соотношения, определяющие деформированное состояние материала по внешнему контуру вкладыша в зависимости от его геометрических параметров.

Усилие, необходимое для осевого пластического сжатия резьбового вкладыша, можно определить с помощью энергетического метода [5], а работу внешних сил A_{σ} , нормальных к торцу втулки, можно записать в виде:

$$A_{\sigma} = \iint_{F} \sigma_{Z} \cdot u \cdot dF = u \cdot p , \qquad (1)$$

где *и* - деформирующей ход; *р* - усилие осадки.

Из условия равенства работ внешних сил $A\sigma_{\sigma}$ и сил деформирования вкладыша A_{β} получим

$$p = \frac{A_{\mathcal{A}}}{u}.$$
 (2)

Определение $A_{\mathcal{A}}$ производилось исходя из граничных условий на внешнем контуре вкладыша. На верхнем торце вкладыша действует сила трения (рис.3). В процессе осадки вкладыша основная часть деформации приходится на зону А. В плоскостях контакта пластической зоны А и жестких зон В и С возникают силы среза.

Будем считать втулку пластическим телом с нелинейным упрочнением.

Полная работа сил деформирования складывается из работы внутренних сил A_{BH} , идущих на изменение формы втулки, работы сил трения по торцу втулки $A_{TP.T.}$ и по внутренней поверхности $A_{TP.B.}$, работы сил среза A_{CP} между пластической и жесткой зонами

$$A_{\mathcal{A}} = A_{BH} + A_{TP.T.} + A_{TP.B.} + A_{CP}.$$
(3)

Работу внутренних сил для материала вкладыша, подчиняющегося уравнению состояния пластической среды с нелинейным упрочнением, можно представить в виде

$$A_{BH} = \frac{\sigma_B}{\sqrt{3}(1-\varepsilon_t)(\sqrt{3}\varepsilon_t)^n(1+n)} \iiint_V \Gamma^{1+n} dV, \quad (4)$$

где σ_{B} – предел прочности материала вкладыша ε_{t} – относительное сужение, соответствующее образованию устойчивости шейки; $n = \varepsilon_{t} / (1 - \varepsilon_{t})$ Г - интенсивность деформации сдвига. Для случая плоского напряженного состояния и равномерной раздачи вкладыша интенсивность деформации сдвига определяли из выражения [5]

$$\Gamma = \sqrt{3}\varepsilon_z \,. \tag{5}$$

Здесь $\varepsilon_Z = ((h_0 - h)/h_0)$, где h_0 – первоначальная сумма зон А и В; h – высота зон А и В после деформации.

Подставив пределы интегрирования в (4) и учитывая (5), получим:

$$A_{BH} = \frac{\sigma_B}{\sqrt{3}(1 - \varepsilon_t)(\sqrt{3}\varepsilon_t)^n (1 + n)} \times \\ \times \iiint_V (\sqrt{3}\varepsilon_Z)^{1+n} r dr d\varphi dz = \\ = \frac{\sigma_B \cdot u^{1+n} (R - r) \cdot r \cdot \pi}{\sqrt{3}(1 - \varepsilon_t)h^n (1 + n)}.$$
(6)

Работу сил трения на торце втулки оп-



Рис. 3. Схема деформирования вкладыша

ределяли с учетом принципа Сен-Венана, который позволяет принять систему приложенных сил, в частности сил трения, равномерно распределенными по поверхности тела. В связи с этим среднее значение сил трения можно определить из следующих выражений [6]

$$\tau = \psi \left(\sqrt{\tau_{rz}^2 + \tau_{\varphi r}^2} \right) = \psi \cdot T(\Gamma) , \qquad (7)$$

где τ_{rz} и τ_{or} - касательные напряжения.

Здесь ψ - эмпирический коэффициент, учитывающий состояние трущихся поверхностей и форму очага деформации;

$$\psi = \mu + \frac{1}{8} \cdot \frac{b}{h_0} (1 - \mu) \sqrt{\mu};$$

где μ - коэффициент трения; b = R - r; R внешний радиус втулки; $T(\Gamma)$ – интенсивность касательных напряжений,

$$T(\Gamma) = \sigma_B \cdot \Gamma^n / \sqrt{3} (1 - \varepsilon_t) (\sqrt{3}\varepsilon_t)^n$$

Таким образом, работу сил трения по верхнему торцу вкладыша можно представить следующим образом:

$$A_{TP:T.} = \psi \int_{0}^{2\pi R} \int_{r_{1}}^{R} T(\Gamma) ur dr d\varphi =$$

= $\frac{\psi \sigma_{B} \cdot u^{n+1} R \cdot r_{1} \cdot \pi}{2h^{n} \sqrt{3}\varepsilon_{t}^{n} (1-\varepsilon_{t})}.$ (8)

Работа сил трения, совершаемая по внутреннему контуру втулки, определяется аналогично:

$$A_{TP.B.} = \psi \int_{0}^{2\pi h_{1}} T(\Gamma) u_{Z} r dz d\varphi =$$

= $\frac{\psi \sigma_{B} \cdot u^{n+1} R \cdot r_{1} \cdot \pi}{\sqrt{3}(1-\varepsilon_{t})\varepsilon_{t}^{n} h^{n-1}},$ (9)

где $u_Z = \mathcal{E}_Z z$; r_1 - внутренний диаметр втулки.

Работу сил среза между пластической зоной А и жесткими зонами В и С можно определить из следующего выражения:

$$A_{CP} = 2 \int_{0}^{2\pi h_R} \int_{r}^{r} T(\Gamma) \left(u_{R_A} - u_{R_B} \right) r dz d\varphi =$$

= $\frac{\sigma_B \cdot u^{n+1} \pi (R - r) \cdot r}{\sqrt{3} (1 - \varepsilon_t) \varepsilon_t^n h^n},$ (10)

где U_{RA} и U_{RB} - перемещения в зонах A и B.

Учитывая (3), (6), (8), (9), (10), окончательно запишем

$$A_{\mathcal{A}} = \frac{\sigma_{B} \cdot u^{n+1}\pi}{\varepsilon_{t}(1-\varepsilon_{t})h^{n}} \times \left[\frac{(R-r)\cdot r}{(1+h)} + \frac{\psi\cdot R\cdot r_{1}}{2\sqrt{3}} + \frac{\psi\cdot r_{0}\cdot h}{\sqrt{3}} + \frac{(R-r)\cdot r}{\sqrt{3}}\right].$$
(11)

Из (11) с учетом (2) можно найти усилие, необходимое для осевого пластического сжатия резьбового вкладыша.

Процесс постановки резьбового вкладыша в отверстие трехслойной конструкции может быть осуществлен на установке с магнитно-импульсным приводом (рис.4), представляющей собой сложную электромеханическую систему, от выбора параметров которой существенно зависят масса и габаритные размеры инструмента, и обеспечивается необходимая скорость бойка при ударе.

В работе [7] разработана методика расчета магнитно-импульсного инструмента применительно к однослойным индукторам (рис.4). Проведенные исследования показали, что кинетическая энергия ударника должна быть больше величины A_{χ} на величину потерь, приходящихся на упругие деформации и перемещение элементов машин, силы трения.



Рис. 4. Принципиальная схема установки с магнитно-импульсным приводом для динамической осадки подкрепляющей втулки: 1 - энергоблок; 2 - индуктор; 3 - ударник; 4 - пуансон; 5 - деталь

Кинетическую энергию установки можно определить из следующей зависимости:

$$\frac{mV^2}{2} = k \cdot A_{\mathcal{A}}, \qquad (12)$$

где *k*=1,5...2 – эмпирический коэффициент, учитывающий потери; *m* – масса бойка; *V* – скорость бойка.

Исходя из рабочего напряжения накопителя энергии u_0 и кинетической энергии, вычисляли емкость накопителя *C*, частоту разрядного тока ω и число витков индуктора *N*

$$C = \frac{mV^2}{2u_0^2}; \quad \omega = \frac{1}{LC};$$

$$N_{\min} = \sqrt[3]{\left(\frac{23,8R_0^{0.25} \cdot \gamma_1^{0.5} \cdot k_3 \cdot r_1^{0.25} (1-k)^{0.9}}{(1+k)^{0.65}}\right)^2}.(13)$$

Здесь *L* - индуктивность контура "индуктор-боек"; R_0 - активное сопротивление соединительного кабеля, наполнителя и коммутатора; k_3 - коэффициент заполнения обмотки; $k_3 = fN/(r_1 - r_2)$; *f* - толщина шины, из которой сделана обмотка индуктора; где r_1 и r_2 - соответственно внешний и внутренний радиусы индуктора; $k = r_2/r_1$; γ_1 и γ_2 - электропроводность материала соответственно обмотки и бойка.

С помощью разработанной методики окончательно выбирают такое количество витков и такой тип индуктора, при котором КПД максимален. В этом случае энергоемкость накопителя максимальна.

Для определения конструктивных параметров резьбового вкладыша в работе проведены экспериментальные исследования по влиянию конструктивно-технологических параметров процесса осевого пластического сжатия материала вкладыша на размеры и форму образуемой тороидальной поверхности.

Экспериментальные исследования проводили в соответствии с методом планирования экспериментов Бокса-Уилсона. В качестве параметра оптимизации было выбрано отношение t/W, где t - радиальная раздача; *W* - высота выступа. В качестве конструктивных параметров исследовались глубина и высота проточки, толщина стенки вкладыша, а также его внутренний и внешний диаметры. Исследования проводили в статическом и динамическом режимах осадки резьбового вкладыша. Для определения размеров и формы раздачи вкладыша по внешнему диаметру изготавливали шлифы. Замеры проводили на инструментальном микроскопе УИМ-21 с точностью до 0,001 мм. На основе результатов экспериментов были найдены коэффициенты модели и получено уравнение регрессии.

Зависимость деформаций по внешнему контуру резьбового вкладыша от геометрических параметров при его постановке находили с помощью принципа минимума полной энергии деформации и метода Ритца. Радиальное перемещение представлялось в виде

$$u_{r} = \frac{1}{2} ar \left[1 - \frac{y^{2}}{h^{2}} \right].$$
 (14)

Выражение (14) выбирали с учетом формы радиальной раздачи вкладыша, полученной при экспериментальных исследованиях процесса его осадки.

Для нахождения параметра *а* составляли вариационное уравнение. С учетом граничных условий (рис.3) оно имело следующий вид:

$$\delta A_{\mathcal{A}} = \delta A_{BH} + \delta A_{CP} + \delta A_{TP.B.}, \qquad (15)$$

где δA_{BH} , δA_{CP} , $\delta A_{TP,B}$ - вариации работ соответственно внутренних сил, идущих на изменение формы вкладыша, сил среза между пластической и жесткой зонами и сил трения по внутренней поверхности вкладыша.

Подставив в (15) найденные вариации работ и выполняя варьирование по a с учетом (14), получим:

$$\frac{\sigma_{B}}{\sqrt{3}(1-\varepsilon_{i})(\sqrt{3}\varepsilon_{i})^{n}(1+n)} \times \int_{0}^{2\pi} \int_{0}^{R} \int_{0}^{h} \frac{\partial\Gamma^{1+n}}{\partial a} r dr d\varphi dz + 2 \int_{0}^{2\pi} \int_{r}^{R} \frac{\partial[(u_{r_{1}}-u_{r_{2}})]}{\partial a} r dr d\varphi + + \int_{0}^{2\pi} \int_{0}^{h} \frac{\partial[T(u_{z})]}{\partial a} r d\varphi dz = 0.$$
(16)

1

Произведя необходимые вычисления и используя метод приближенного дифференцирования, получим

$$a = \left[\frac{\varepsilon_{Z}^{n+1}}{\left(1 - \frac{y^{2}}{h^{2}}\right)^{n+1} \left(R - r_{1}\right)^{2}} \left(\frac{(R - r)^{3}}{3\sqrt{3} \cdot h} + \psi \cdot h \cdot r\right)\right]^{\overline{n}}.(17)$$

Таким образом, зная a, а также геометрические параметры вкладыша, из (14) можно найти u_{r} .

Из (17) с учетом экспериментальных данных через осевую деформацию ε_z можно найти деформирующий ход Δh вкладыша.

Таким образом, используя предложенные в работе аналитические зависимости и данные, полученные экспериментальным путем, можно оценить степень деформированного состояния резьбового вкладыша и энергосиловые параметры при его постановке в отверстие трехслойной конструкции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Барвинок В.А., Богданович В.И., Бордаков П.А., Пешков Б.П., Желтов И.Н., Докукина И.А. Сборочные, монтажные и испытательные процессы в производстве летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1996.
- Панин В.Ф., Гладков Ю.А. Конструкции с заполнителем. Справочник. М.: Машиностроение, 1991.
- Резьбовой вкладыш для облегчения панелей. Ungert fastener in light panel. Higgins Williamr ATR International, Iug. Патент США 4729705. Заявл. 02.02.87 №9966. Опубл. 08.03.88.
- 4. Вашуков Ю.А., Ларионов В.А. Патент №2062912. Резьбовой вкладыш для постановки в глухое отверстие трехслойной конструкции / Приоритет от 11.01.93. Опубликовано Б.И. 1996. №18.
- 5. *Тарновский И.Я.* Теория обработки металлов давлением. М.: ГНТЧ, 1963.
- 6. *Громов И.П.* Теория обработки металлов давлением. М.: Металлургия, 1978.
- 7. Вашуков Ю.А., Поникарова Н.Ю. Разработка методики расчета энергосиловых параметров магнитно-импульсной установки при постановке вкладыша в отверстие трехслойной конструкции // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2000. №1.

SIMULATION OF AN ASSEMBLY PROCESS OF AEROSPACE ITEMS FROM THREE-LAYERED DESIGN WITH THE HELP OF THREADED INSERTS

© 2001 V.A. Barvinok, Yu.A. Vashukov, N.Yu. Ponikarova, O.V. Lomovskoy, A.N. Kirilin

Samara State Aerospace University

The mathematical model of assembly process of a aerospace engineering items f three-layered design with the help of the threaded insert is described. The model determines power-force parameters and movement on an external contour of the threaded insert at its axial plastic compression. The mathematical model allows to design a process of formation of tapped holes an assembly of three-layered design and to select the necessary equipment for its implementation.

УДК 621.961.2

РАЗРАБОТКА ОБОРУДОВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА И МАТЕРИАЛОВ С ЭФФЕКТОМ ПАМЯТИ ФОРМЫ ДЛЯ СБОРКИ ТРЕХСЛОЙНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ИЗДЕЛИЙ АВИАКОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ

© 2001 Ю.А. Вашуков, О.В. Ломовской, Н.Ю. Поникарова, А.Н. Кирилин, С.М. Олексийко

Самарский государственный аэрокосмический университет

Разработано технологическое оборудование для сборки трехслойных конструкций изделий авиакосмической техники. Оборудование позволяет получить качественное отверстие, а также осуществлять осевое пластическое сжатие материала резьбового вкладыша и его закрепление в отверстие трехслойной конструкции. Оно также позволяет закреплять устройство для сверлильно-зенковальных работ и инструментальную головку для постановки вкладыша. В качестве силопривода используется материал с эффектом памяти формы и магнитно-импульсный привод. Данное оборудование позволяет значительно снизить трудоемкость процесса постановки резьбового вкладыша.

В настоящее время одно из перспективных направлений в развитии аэрокосмической техники связано с разработкой и широким использованием трехслойных конструкций, выполненных из полимерных композиционных материалов. Объективной предпосылкой к разработке трехслойных конструкций является необходимость снизить массу и увеличить их жесткость, уменьшив при этом расход материала на несущие поверхности, а также повысить аэродинамические свойства поверхностей. Применение таких конструкций позволяет выполнять обшивку агрегатов летательного аппарата без продольных элементов жесткости и ограничиваться наружным слоем малой толщины, что приводит в целом к уменьшению массы летательного аппарата.

Вместе с тем, одной из проблем, решаемых в процессе разработки и изготовления трехслойных конструкций, является их крепление к силовым элементам (лонжеронам, нервюрам, шпангоутам) и обеспечения местной прочности в местах крепления. В настоящее время имеется определенный опыт получения соединений в этих конструкциях. Для образования соединений в местах приложения сосредоточенной нагрузки предусматриваются местные усиления (рис.1). Они осуществляются за счет различных вставок, которые размещаются внутри панели в местах крепления и обеспечивают прочность несущих слоев и сотового заполнителя. Вставки помогают распределить нагрузки, предотвращая, таким образом, концентрацию напряжений в несущих слоях [1, 2].

В целях совершенствования существующих способов образования соединений авторами была разработана конструкция вкладыша [3, 4] и способ его постановки (рис.2), который заключается в осевом пластическом сжатии материала вкладыша. В процессе осевого сжатия происходит радиальная раздача вкладыша по внешнему диаметру с образованием тороидальной поверхности, позволяющей зафиксировать вкладыш между верхней и нижней обшивками.



Для реализации технологического про-

Рис. 1. Вариант местного усиления для крепления деталей в трехслойных конструкциях



Рис. 2. Способ постановки в сквозное отверстие трехслойной конструкции: 1 - вкладыш;
2 - трехслойная конструкция; 3 - подштамповая плита; 4 - прижимная плита

цесса образования резьбовых отверстий в трехслойных конструкциях применительно к условиям стапельной сборки разработан и изготовлен манипулятор (рис.3), представляющий собой шарнирный двухзвенник с системой самофиксирующихся шарниров 1. Манипулятор устанавливается на раму стапеля 2 и фиксируется с помощью струбцин 3. На сферическом шарнире 4 манипулятора можно закреплять клепальный молоток (инструментальную головку) или устройство для сверлильно-зенковальных работ 5.

Разработаны два типа манипулятора, отличающихся друг от друга системой расфиксации самофиксирующихся шарниров.

Для постановки втулок с резьбой до M5 в отверстия трехслойных конструкций в разработанном манипуляторе предусмотрена система, включающая гидропневмопреобразователь, способный создавать давление рабочей жидкости до 20 МПа, и систему гидроцилиндров, встроенную в каждую самофиксирующуюся коническую муфту.

Для постановки втулок вкладышей с резьбой от M6 до M18 разработан и изготовлен более мощный манипулятор, где в качестве силопривода расфиксации шарниров используются силовые элементы из сплава с эффектом памяти формы.

Процесс образования отверстий в деталях из трехслойных конструкций, обшивки которых выполнены из полимерных композиционных материалов (ПКМ), требует решения ряда задач, связанных с обеспечение качества кромки отверстия на входе и выходе сверла, а также с образованием пылевидной стружки, значительно ухудшающей экологическую обстановку рабочих мест [5]. В результате решения поставленных задач разработано и изготовлено специальное устройство (рис.4) для образования отверстий в трехслойных конструкциях, предназначенное для размещения на манипуляторе.

Данное устройство состоит из корпуса 1, в котором размещен пневмодвигатель с редуктором 2. Корпус 1 имеет воздуховод 3, предназначенный для отвода отработанного воздуха и эвакуации пылевидной стружки. На шпинделе редуктора установлен трехкулачковый патрон 4, в котором закрепляется сверло 5. Геометрические параметры сверла для получения отверстий в изделиях из ПКМ и режимы сверления подробно рассмотрены в [5]. На корпусе 1 размещена пружина 6 и контактирующий с ней кондуктор 7, служащий для фиксации оси сверла 5 и прижима детали, необходимого для получения качественных отверстий. Кроме того на корпусе размещен подпружиненный треножник 8, способствующий установке оси устройства по нормали к поверхности обрабатываемой детали 9.

Устройство для получения отверстий соединено с манипулятором посредством сферического шарнира 10, который имеет зажимное устройство 11. На схеме (рис.4) представлено зажимное устройство с силоприводом из сплава с эффектом памяти формы. Для обеспечения подачи режущего инструмента корпус 1 устройства соединен с шарниром через направляющие 12 и контактирует с ус-



Рис. 3. Схема манипулятора: 1 - шарнирный двухзвенник; 2 - рама стапеля; 3 - струбцина; 4 сферический шарнир; 5 - устройство для образования отверстий в деталях из ВКМ; 6 ложемент; 7 - обрабатываемая деталь



Рис. 4. Схема устройства для образования отверстий в деталях из ВКМ: 1 - корпус; 2 - пневмодвигатель; 3 - воздуховод; 4 - патрон; 5 - сверла; 6 - пружина; 7 - кондуктор; 8 - позиционирующее устройство; 9 - обрабатываемая деталь; 10 - шарнир; 11 - зажимное устройство; 12 - направляющие; 13 - устройство подачи; 14 - лазерный указатель

тройством подачи 13. Для установки оси устройства согласно предварительно нанесенной на деталь разметки осей отверстий с резьбой, на корпусе 1 размещен лазерный указатель 14.

Процесс образования отверстий под установку резьбового вкладыша заключается в следующем. На ложементах 6 сборочного приспособления (рис.3) фиксируется обрабатываемая деталь 7 (фиксирующие устройства условно не показаны). Затем включается система расфиксации шарниров манипулятора и устройство для образования отверстия 5, по пятну лазерного указателя 14 (рис.4) устанавливается согласно разметки. Причем, треножник 8 устройства обеспечивает автоматическую перпендикулярную установку оси устройства относительно поверхности обрабатываемой детали. Система расфиксации шарниров манипулятора включается и происходит фиксация оси устройства по оси подготавливаемого отверстия. На пневмодвигатель 2 подается сжатый воздух, вследствие этого приводится во вращение сверло 5. С помощью устройства подачи 13 корпуса 1 кондуктор 7 взаимодействует с обрабатываемой деталью и происходит сверление отверстия. Отработанный воздух, поступая в зону сверления, которая заключена в замкнутый объем, сдувает образующуюся пылевидную стружку, улавливаемую подключенным к установке пылесосом. По окончании процесса сверления пневмодвигатель останавливают и устройство приводят в исходное положение.

При постановке в полученное отверстие резьбового вкладыша используется инструментальная головка с магнитно-импульсным приводом (рис.5), которая также может быть закреплена к шарнирному двухзвеннику. Она состоит из обоймы 9, индуктора 6, бойка 7 и пружины 10. В работе инструментальной головки используется энергия, запасенная в батарее высоковольтных конденсаторов 3. При разряде конденсаторной батареи через неподвижный индуктор 6 возбуждается импульсное магнитное поле, которое инициирует в метаемом теле (бойке 7) ток. Взаимодействие импульсного магнитного поля индуктора 6 с полем, образованным током в бойке создает ускоряемую силу. В результате в инструментальной головке происходит непосредственное преобразование электрической энергии, запасенной в конденсаторах, в кинетическую энергию бойка 7, а затем и в работу деформации материала вкладыша. После удара о деформирующий пуансон боек



Рис. 5. Принципиальная схема электрической установки: 1 - трансформатор; 2 - выпрямитель; 3 - конденсаторная батарея; 4 - разрядник; 5 - регулятор запасаемой энергии; 6 - индуктор;

7 - ударник; 8 - возвратная втулка;

9 - направляющий корпус; 10 - пружина

7 с помощью пружины 10 возвращается в исходное положение.

В качестве источника энергии разработан специальный переносной магнитно-импульсный энергетический блок с номинальным напряжением в несколько киловольт. Он позволяет от небольшого источника накопить достаточную энергию и затем, при разряде, сконцентрировать ее в небольшом объеме и, тем самым, повысить полезную мощность и энергию удара, приходящую на единицу веса ударного узла.

Проведенные в работе исследования показали, что коэффициент полезного действия всей инструментальной головки выше в случае если ударник и пуансон штапмовой оснастки отделены друг от друга на определенном расстоянии. Кроме того, данный вариант более универсален и позволяет перейти на другой типоразмер путем замены оснастки.

От работы параметров магнитно-импульсного блока во многом зависят масса и габариты инструмента и обеспечивается необходимая скорость бойка при ударе. В работе [4] получено уравнение для определения работы осадки A_D резьбового вкладыша. Магнитно-импульсный инструмент должен быть спроектирован таким образом, чтобы кинетическая энергия ударника была больше величины A_D на величину потерь, приходящихся на упругие деформации и перемещения элементов машины, а также силы трения.

В работе [6] разработана методика расчета энергосиловых параметров магнитноимпульсной установки для постановки вкладыша в отверстие трехслойной конструкции. При этом кинетическая энергия бойка определялась из зависимости

$$\frac{mV^2}{2} = kA_D, \qquad (1)$$

где k - эмпирический коэффициент, учитывающий величину потерь $k \approx 1,5-2; m$ - масса бойка; V - скорость бойка.

Ранее проведенными исследованиями установлено, что масса бойка не может быть выбрана произвольно, так как только при массах ударника в диапазоне от 0,1 до 0,15 кг сохраняется практически максимальный КПД системы η равный 14% при всех уровнях запасаемой энергии.

Исходя из рабочего напряжения накопителя U_0 и величины кинетической энергии можно вычислить емкость накопителя C и частоту разрядного тока w

$$C = \frac{mV^2}{\eta U_0^2}; \ w = \frac{1}{LC},$$
 (2)

где *L* - индуктивность контура "индукторбоек".

Внедрение разработанной установки позволяет повысить качество получаемых отверстий в трехслойных конструкциях за счет исключения дефектов при сверлении отверстий и снижения массы силовой точки, а также снизить трудоемкость процесса постановки резьбового вкладыша.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Сборочные, монтажные и испытательные процессы в производстве летательных аппаратов / Под ред. В.А. Барвинка. М.: Машиностроение, 1996.
- 2. Сотовые конструкции. Выбор параметров и проектирование / А.И. Ендогур, М.В. Вайнберг, К.М. Иерусалимский. М.: Машиностроение, 1986.
- 3. Вашуков Ю.А., Ларионов В.А. Патент №2062912. Резьбовой вкладыш для постановки в глухое отверстие трехслойной конструкции / Приоритет от 11.01.93. Опубликовано Б.И. 1996. №18.
- 4. Барвинок В.А., Вашуков Ю.А., Поникарова Н.Ю. Определение энергосиловых параметров осадки вкладыша при его постановке в отверстие трехслойной панели // Проблемы машиностроения и автоматизации. 1999. №4.
- Вашуков Ю.А., Горячев А.С., Самохвалов В.П. Технологические особенности получения отверстий в деталях и узлах летательных аппаратов из полимерных композиционных материалов: Учебное пособие. Самара: СГАУ, 1996.
- 6. Вашуков Ю.А., Поникарова Н.Ю., Кирилин А.Н. Разработка методики рас-

чета энергосиловых параметров магнитно-импульсной установки при постановке вкладыша в отверстие трехслойной конструкции // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2000. №1.

DEVELOPMENT OF THE EQUIPMENT WITH USAGE OF MAGNETIC-PULSE DRIVE AND MATERIALS WITH FORM MEMORY EFFECT FOR ASSEMBLY OF THREE-LAYERED DESIGN OF PARTS OF AN AEROSPACE ENGINEERING

© 2001 Yu.A. Vashukov, O.V. Lomovskoy, N.Yu. Ponikarova, A.N. Kirilin, S.M. Oleksyiko

Samara State Aerospace University

The technological equipment for assembly of three-layered designs of parts of an aerospace engineering is developed. The equipment allows to receive a qualitative hole, and also to execute axial plastic compression of the threaded insert material and its fastening in hole of a three-layered design. It also allows to fasten the device for drilling-countersink works and tool head for placing of the insert. A form memory effect material and magnetic-pulse drive is used as a force drive. The given equipment allows considerably lower labour input of threaded insert placing process.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРЕВА ПОРОШКОВОГО КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА В ПЛАЗМЕННОЙ СТРУЕ

© 2001 В.А. Барвинок¹, В.И. Богданович¹, И.А. Докукина¹, В.Л. Китайкин², А.Н. Плотников¹

¹Самарский государственный аэрокосмический университет ²ОАО "Металлист", г. Самара

Решена задача Стефана для случая плавления двухслойной композиционной частицы при её транспортировке в плазменной струе струйного плазмотрона. Установлен диапазон параметров, обеспечивающий проплавление плакирующей оболочки и разогрев твёрдого ядра частиц.

В настоящее время ответственные детали любого изделия авиакосмической техники при эксплуатации нуждаются в защите от различного вида воздействий: высоких или низких температур, агрессивных сред и т.д. Как показывает практика, одним из самых перспективных способов их защиты является плазменное напыление. Однако для того чтобы получать стабильные покрытия с заданными физико-механическими свойствами необходимо управлять процессом напыления. В частности необходимо изучить поведение напыляемой частицы в плазменной струе.

Напыляемый материал при нанесении покрытий вводится в плазменную струю, нагревается, ускоряется, деформируется при ударе о напыляемую поверхность детали, растекается и, остывая образует покрытие. Процессы соединения при этом рассматриваются как химическая реакция на поверхности раздела фаз, вступивших в физический контакт в результате деформации и растекания частиц.

Адгезионная и когезионная прочность покрытий определяется развитием химического взаимодействия на межфазной границе. Высокие эксплуатационные свойства покрытий получаются при соблюдении жестких требований к температурному состоянию частиц не только в момент взаимодействия с подложкой, но и на промежуточных этапах нагрева. Как установлено в целом ряде работ при взаимодействии порошкового материала с плазменной струёй происходит изменение фазового состава материала порошка, окисление, диссоциация, взаимодействие с окружающей средой, испарение и т.д. Все эти процессы приобретают особое значение при использовании для напыления композиционных материалов, частицы которых представляют собой систему введенных в контакт и скрепленных между собой различных по составу и природе материалов, например, плакированных порошков [I].

При напылении порошка карбида титана плакированного никелем происходит взаимодействие карбида титана и никеля с образованием двойного титан-никелевого карбида (TiNi)6С и интерметаллидов системы Ті-Ni. Количество этих фаз в покрытии составляет около 10%. Процессы межфазного взаимодействия, происходящие в частицах в процессе нагрева плазменной струёй можно анализировать, изучая частицы порошка, отобранные из струи в процессе напыления. Для состава карбид титана-никель характерно существенное различие в температурах плавления компонентов (3420 К и 1728 К соответственно), в системе титан-никель возможно образование интерметаллидов.

Различия в температурах плавления компонентов плакированной частицы, в поверхностном натяжении и других физико-химических характеристиках приводят к развитию процессов взаимодействия первоначально в системе твердое тело - расплав, а затем между двумя расплавами. В результате нагрева частицы композиционного порошка до стадии плавления хотя бы одного компонента эта система становится неравновесной. При плавлении относительно легкоплавкой оболочки на тугоплавком ядре образующаяся пленка расплава находится под воздействием, с одной стороны, сил адегзии между твердой и жидкой фазами, а с другой сворачивающих усилий, обусловленных силами поверхностного натяжения расплава. Устойчивость расплава плакирующей пленки на ядре частицы композиционного порошка зависит от размера частицы, толщины оболочки и физико-химических свойств системы расплав оболочки - твердое ядро. Защитные свойства плакирующей оболочки и межфазное взаимодействие в процессе напыления имеют место лишь в том случае, когда расплавленная оболочка не уносится плазменным потоком.

Из вышеизложенного можно сделать следующий вывод: плакирование порошковых материалов может существенно уменьшить эффекты разложения и окисления соединений только в том случае, если температура частицы в период нахождения в плазменной струе лежит в определенных пределах. Во-первых, температура частицы не должна быть ниже определенной величины, обеспечивающей интенсивное протекание топохимических реакций взаимодействия порошка с основой. Во-вторых, нагрев плакирующей оболочки до высоких температур может привести к ее испарению или уносу газодинамическим потоком. Возможно также плавление карбидного ядра, которое приводит к чрезмерному развитию процессов межфазного взаимодействия, образованию интерметаллидов, охрупчиванию связки, отрицательно влияющих на свойства покрытия. То есть при напылении износостойких покрытий нужно проводить процесс таким образом, чтобы сохранить твердую фазу и мягкую матрицу. Как отмечалось ранее, развитие процессов взаимодействия определяется в первую очередь нагревом и распределением температур в частице. Отсюда следует, что регулирование взаимодействия требует создания методов расчета нагрева частиц в зависимости от основных энергетических параметров струи [1, 2].

Расчетная оценка скорости и температуры частиц представляет сложную задачу, что объясняется непрерывным изменением параметров газа, режима обтекания частицы, теплофизических свойств материала частицы, изменением ее агрегатного состояния в процессе движения в струе.

Рассмотрим сферическую частицу, состоящую из ядра и оболочки с различными теплофизическими свойствами. Частица нагревается через внешнюю поверхность нестационарным тепловым потоком (рис.1). Охлаждение частицы происходит в общем случае в результате конвекции и теплоизлучения.

Величины, относящиеся к ядру частицы, будем писать без индексов, а относящиеся к оболочке - с индексом "I".

В области температур, не превышающих температуру фазового перехода материала частицы, математическая модель нагрева такой системы должна содержать: уравнения теплопроводности для ядра и оболочки, граничные условия на внешней поверхности оболочки, граничные условия на границе ядра и оболочки, граничные условия в центре ядра частицы, начальные условия. Такая модель будет справедлива при нагреве частицы до начала плавления никелевой оболочки и ранее опубликована в ряде наших работ.

При достижении на внешней поверхности частицы $r = R_1$ температуры равной температуре плавления никеля T = 1728 К математическая модель нагрева частицы примет следующий вид:

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial t} = div \left(\lambda \, gradT\right),$$
 (1)

при *r* ∈ [0, *R*];



Рис.1. Схема частицы нагреваемой плазменной струей

$$c_1 \rho_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} = div (\lambda_1 grad T_1) , \qquad (2)$$

при $r \in [R, R_1 - x(t)];$

$$c_1^{(\mathcal{H})} \rho_1^{(\mathcal{H})} \frac{\partial T_1^{(\mathcal{H})}}{\partial t} = div(\lambda_1^{(\mathcal{H})} grad T_1^{(\mathcal{H})}), \quad (3)$$

при $r \in [R_1 - x(t), R]$,

$$T_1(R,t) = T(R,t),$$
 (4)

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r}\Big|_{r=R} = \lambda \frac{\partial T}{\partial r}\Big|_{r=R},$$
 (5)

$$\lambda_{1}^{(\infty)} \left. \frac{\partial T_{1}^{(\infty)}}{\partial r} \right|_{r=R_{1}} - \lambda_{1} \left. \frac{\partial T_{1}}{\partial r} \right|_{r=R_{1}-x(t)} = \gamma_{1} \rho_{1} \frac{dx}{dt} , (6)$$

$$\lambda_{l}^{(\mathscr{H})} \frac{\partial T_{l}^{(\mathscr{H})}}{\partial r} \bigg|_{r=R_{l}} = \left[\alpha^{(\mathscr{H})} \left(\frac{H_{\Pi,\Pi}}{C_{r}} - T_{l}^{(\mathscr{H})} \right) - \varepsilon \sigma T_{l}^{(\mathscr{H})4} \right]_{r=R_{l}}, (7)$$

$$T_{1}^{(\infty)}[R_{1} - x(t), t] = T_{1}[R_{1} - x(t), t] \equiv T_{III}^{(1)}, (8)$$
$$\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=0} = 0, \ T(0, t) < \infty, \quad (9)$$

$$T(r,0) = T^{(0)}(r),$$
 (10)

$$T_1(r,0) = T_1^{(0)}(r),$$
 (11)

где (3) - уравнение теплопроводности для жидкого никеля; (6) и (7) - первое и второе условие Стефана для границы плавления никеля (величины, имеющие индекс (\mathcal{H}) относятся к жидкому никелю), λ , c, ρ и λ_p , c_1 и ρ_p , - коэффициент теплопроводности, удельная теплоемкость, плотность материала ядра и оболочки соответственно; α коэффициент теплообмена; $H_{\Pi M}$ -энтальпия плазменной струи; Cr - эквивалентная теплоемкость; ε коэффициент черноты поверхности частицы; σ - постоянная Стефана-Больцмана; T_0 -начальная температура частицы.

Для упрощения постановки математической модели необходимо решить задачу Стефана для движущейся границы плавления. С учетом малости толщины оболочки пренебрегаем перегревом жидкой фазы, то есть, считаем, что все тепло от потока идет на плавление оболочки и дальнейший нагрев твердой фазы. Запишем уравнение теплового баланса для расплавленного слоя плакирующей оболочки

$$4\pi R_1^2 \alpha (T_{II} - T_{nn})dt =$$

= $4\pi (R_1 - x)^2 \gamma_1 \rho_1 dx + 4\pi (R_1 - x)^2 \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} \Big|_{r=R_1 - x} dt, (12)$

где R_{I} - радиус плакированной частицы; x(t) толщина расплавленного слоя; T_{IT} - температура плазмы; $T_{II,T}$, α , γ , ρ_{I} , λ_{I} - теплофизические параметры материала оболочки. За начало отсчета времени примем начало процесса плавления $T_{I}(R_{I},0) = T_{II,T}$ Введем безразмерные переменные

$$\xi = \frac{x(t)}{R_1}, Fo = \frac{a_1 t^2}{R_1^2}, U = \frac{T_1}{T_n - T_{nn}}$$
(13)

и преобразуем (12) к следующему виду

$$\frac{d\xi}{dFo} - S_T \left[\frac{\partial U}{\partial \xi} + \frac{Bi}{\left(1 - \xi\right)^2} \right] = 0, \quad (14)$$

где $S_T = \frac{\lambda_1 (T_{\Pi} - T_{\Pi \Pi})}{\gamma_1 \rho_1 \alpha_1^2}$ - критерий Сте-

фана,
$$Bi = \frac{\alpha R_1}{\lambda_1}$$
. Выражение (14) является ана-

логом *I* условия Стефана (7). Второе условие Стефана (8) (условие постоянства температуры на границе раздела фаз) в координатах *ξFo* будет иметь вид

$$\frac{\partial U}{\partial F_0} + \frac{d\xi}{dF_0} \frac{\partial U}{\partial \xi} = 0 , \qquad (15)$$

Подставив (14) в (15) получим

$$\left(\frac{d\xi}{dFo}\right)^2 + S_T \left[\frac{\partial U}{\partial Fo} - \frac{Bi}{\left(1 - \xi\right)^2} \frac{d\xi}{dFo}\right] = 0,$$

или обозначая

$$V \equiv \frac{d\xi}{dFo}, \quad V^2 + S_T \left[\frac{\partial U}{\partial Fo} - \frac{Bi}{\left(1 - \xi\right)^2} V \right] = 0, (16)$$

будем иметь уравнение движения фазовой границы плавления оболочки при начальном условии

$$V(0) = 0.$$
 (17)

Для системы уравнений (1) - (11) введем безразмерные параметры

$$\xi = \frac{r}{R}, \quad \xi_1(Fo) = \frac{R_1(Fo)}{R} > 1,$$

$$Fo = \frac{a^2 t}{R}, \quad U = \xi \frac{T - T_{nn}}{T_{nn}}, \quad . (18)$$

$$U_1 = \xi \frac{T_1 - T_{nn}}{T_{nn}}, \quad b^2 = \frac{a_1^2}{a^2}, \quad \chi = \frac{\lambda_1}{\lambda}$$

Краевая задача в обозначениях (18) будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{split} \frac{\partial U}{\partial Fo} &= \frac{\partial^2 U}{\partial \xi^2}, \quad 0 \le \xi < 1. \\ \frac{\partial U_1}{\partial Fo} &= b^2 \frac{\partial^2 U_1}{\partial \xi^2}, \quad 1 < \xi \le \xi_1 (Fo), \\ U(\xi,0) &= \xi \frac{f(\xi) - T_{\Pi\Pi}}{T_{\Pi\Pi}} = U^{(0)}(\xi), \\ U_1(\xi,0) &= \xi \frac{f_1(\xi) - T_{\Pi\Pi}}{T_{\Pi\Pi}} = U_1^{(0)}(\xi), \quad (19) \\ U(0,Fo) &= 0, \\ U_1(1,Fo) &= U(1,Fo), \\ \left[\xi \frac{\partial U}{\partial \xi} - U \right] \bigg|_{\xi=1} &= \chi \left[\xi \frac{\partial U_1}{\partial \xi} - U_1 \right] \bigg|_{\xi=1}, \\ U_1[\xi_1(Fo),Fo] &= 0. \end{split}$$

Функция $\xi_{I}(Fo)$ известна из решения уравнения теплового баланса (12). Учитывая малость параметра $\xi_{I}(0)$ -1 представим $U_{I}(\xi, Fo)$ в виде ряда по ξ -1 в точке ξ =1, ограничиваясь линейным членом

$$\hat{U}_{1}(\xi, Fo) = U_{1}(1, Fo) + (\xi - 1) \frac{\partial U_{1}}{\partial \xi} \Big|_{\xi=1}.$$
(20)

Используя граничные условия в точке $\xi = l$, преобразуем (20) к следующему виду:

$$\hat{U}_{1}(\xi, Fo) = U(1, Fo) + \left(\frac{\chi - 1}{\chi} U(1, Fo) + \frac{1}{\chi} \frac{\partial U}{\partial \xi} \right|_{\xi=1} \right)$$

Полагая в (20) $\xi = \xi$ (*Fo*), получим граничное условие для функции $U(\xi, Fo)$ в точке $\xi = 1$

$$U(1,Fo)\left[1 + \frac{H-1}{H}(\xi_{1}(Fo) - 1)\right] + \frac{1}{H}\left[\xi_{1}(Fo) - 1\right]\frac{\partial U}{\partial \xi}\Big|_{\xi=1} = 0$$
(21)

Таким образом, получили новую краевую задачу уже с неподвижными границами

$$\frac{\partial U}{\partial F_{o}} = \frac{\partial^{2} U}{\partial \xi^{2}}, \quad 0 \leq \xi \leq 1; \quad 0 \leq F_{0} \leq F_{0_{1}};$$

$$U(\xi,0) = U_{0}(\xi); \quad U(0,F_{o}) \equiv 0;$$

$$U(1,F_{o}) + \frac{\varepsilon(F_{o})}{\chi + (\chi - 1)\varepsilon(F_{o})} \frac{\partial U}{\partial \xi}\Big|_{\xi=1} \equiv 0,$$
(22)

где $\varepsilon(Fo) = \xi_1 (Fo) - 1.$

Функция U(ξ, Fo) описывает распределение температуры в ядре в период плавления плакирующей оболочки. Таким образом, система уравнений (1) - (11) сведена к существенно более простой задаче, состоящей из системы уравнений (16) -(17), описывающей движение фазовой границы, и системы (22), описывающей этап нагрева и плавления частицы.

Для нахождения в явном виде уравнения движения фазовой границы решим систему (16)-(17).

Продифференцируем (14) по ξ

$$\frac{dv}{d\xi} - S_T \left[\frac{\partial^2 U}{\partial \xi^2} + \frac{2Bi}{\left(1 - \xi\right)^2} \right] = 0. \quad (23)$$

Используя уравнение теплопроводности для шара

$$\frac{\partial U}{\partial F_0} = \frac{1}{1-\xi} \frac{\partial^2 [U(1-\xi)]}{\partial \xi^2}, \qquad (24)$$

и второе условие Стефана, получим

$$\frac{\partial^2 U}{\partial \xi^2} = \frac{\partial U}{\partial Fo} + \frac{2}{(1-\xi)V} \cdot \frac{\partial U}{\partial Fo} =$$
$$= \frac{\partial U}{\partial Fo} \left(1 + \frac{2}{(1-\xi)V} \right) \qquad (25)$$

Подставляя (25) в (23) получим:

$$\frac{dv}{d\xi} = S_T \left[\frac{\partial U}{\partial Fo} \left(1 + \frac{2}{(1-\xi)v} \right) + \frac{2Bi}{(1-\xi)^3} \right].$$
(26)

Выразим из (16)
$$\frac{\partial U}{\partial Fo}$$
 и подставим в

$$\frac{\partial U}{\partial Fo} = -\frac{1}{S_T} \left[V^2 - \frac{S_T Bi V}{(1-\xi)^2} \right],$$
$$\frac{dV}{d\xi} = -\left[V^2 - \frac{S_T Bi V}{(1-\xi)^2} \right] \left[1 + \frac{2}{(1-\xi)V} \right] + (27)$$
$$+ \frac{2S_T Bi}{(1-\xi)^3}$$

или

$$\frac{dV}{d\xi} + V^2 - \frac{V}{1-\xi} \left(\frac{S_T B i}{1-\xi} - 2 \right) - \frac{4S_T B i}{(1-\xi)^3} = 0.$$
(28)

Получили уравнение Риккати. Частное решение (28) имеет вид

$$V_1(\xi) = \frac{S_T B i}{(1 - \xi)^2}$$

Сделаем замену переменных

$$V = \frac{1}{W} + \frac{S_T B i}{\left(1 - \xi\right)^2}$$

Получаем относительно неизвестной функции $W(\xi)$ линейное уравнение

$$\frac{dW}{d\xi} - \frac{W}{1-\xi} \left[2 + \frac{S_T B i}{1-\xi} \right] = 0. \quad (29)$$

Общий интеграл уравнения (29) имеет вид:

$$W(\xi) = \exp\left[\frac{S_T Bi}{1-\xi}\right] \left\{ \int_{0}^{\xi} \exp\left[-\frac{S_T Bi}{1-\tau}\right] d\tau + C \right\}.$$
(30)

Возвращаясь к переменной И получаем:

$$V(\xi) = \frac{S_T B i}{\left(1 - \xi\right)^2} + \frac{\exp\left[-\frac{S_T B i}{1 - \xi}\right]}{\int_0^{\xi} \exp\left[-\frac{S_T B i}{1 - \tau}\right] d\tau + C}.$$
 (31)

Константу С определяем из начальных условий, откуда следует, что

$$C = -\frac{e^{-S_T B i}}{S_T B i}$$

$$V(\xi) = \frac{S_T Bi}{(1-\xi)^2} + \frac{\exp\left[-\frac{S_T Bi}{1-\xi}\right]}{\int_{0}^{\xi} \exp\left[-\frac{S_T Bi}{1-\tau}\right] d\tau - \frac{\exp\left[-S_T Bi\right]}{S_T Bi}}.$$
 (32)

Зависимость *ξ*(*Fo*) получаем в виде обратной функции

$$F_0 = \int_0^{\xi} \frac{dt}{V(t)} \, .$$

Краевую задачу (22) решаем методом преобразования Фурье. Краевая задача формально совпадает с краевой задачей III рода для пластины с коэффициентом теплопередачи, зависящим от времени. Решение (22) будем строить методом конечных элементов. В качестве элементов возьмем разбиение временного интервала $Fo \in [0; Fo_1]$ и аппроксимируем на данном разбиении зависимость

$$\frac{\varepsilon (\text{Fo})}{\chi + (\chi - 1)\varepsilon \text{Fo}}$$

простой функцией

$$\hat{\varepsilon}(Fo) = \varepsilon_i, Fo^{(i-1)} \le Fo < Fo^{(i)}, i = \overline{1, m}.$$
(33)

Тогда краевая задача (22) преобразуется в последовательность краевых задач

$$\begin{aligned} \frac{\partial U^{(i)}}{\partial Fo} &= \frac{\partial^2 U^{(i)}}{\partial \xi^2} , \quad 0 \le \xi \le 1, \\ Fo^{(i-1)} \le Fo < Fo^{(i)} , \quad i = \overline{1, m} , \\ U^{(i)}(\xi, Fo^{(i)}) &= U^{(i-1)}(\xi, Fo^{(i)}) , \\ U^{(i)}(0, Fo) &\equiv 0; \\ U^{(i)}(0, Fo) + \frac{\varepsilon_i}{\chi + (\chi - 1)\varepsilon_i} \frac{\partial U^{(i)}}{\partial \xi} \bigg|_{\xi=1} \equiv 0 \end{aligned}$$
(34)

Решение (34) при фиксированном (є)

совпадает с решением задачи III рода для пластины

$$U^{(i)}(\xi, Fo) =$$

= $\sum_{n=1}^{\infty} A_n^{(i)} \sin(\mu_n^{(i)}\xi) \exp\left[-\mu_n^{(i)^2}(Fo - Fo^{(i-1)})\right], (35)$

где $\mu_n^{(i)}$, n = 1, 2, 3, ... - корни характеристического уравнения

$$tg\,\mu_n^{(i)} + \frac{\varepsilon_i}{\chi + (\chi - 1)\varepsilon_i}\,\mu_n^{(i)} = 0. \quad (36)$$

Коэффициенты в разложении (35) определяются следующей формулой

$$A_{n}^{(i)} = 2 \frac{\int_{0}^{1} U^{(i-1)}(\varsigma, Fo^{(i-1)}) \sin(\mu_{n}^{(i)}\varsigma) d\varsigma}{1 - \int_{0}^{1} \cos(2\mu_{n}^{(i)}\varsigma) d\varsigma}, (37)$$

подставляя (37) в (35) получаем следующее рекуррентное соотношение

$$U^{(i)}(\xi, Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\sigma_n^{(i)}} \int_0^1 U^{(i-1)}(\zeta, Fo^{(i-1)}) \sin(\mu_n^{(i)}\xi) \times \\ \times \sin(\mu_n^{(i)}\zeta) \exp\left[-\mu_n^{(i)^2}(Fo - Fo^{(i-1)})\right]$$
(38)

где обозначено

$$\sigma_n^{(i)} = \frac{1}{2} \left[1 - \int_0^1 \cos(2\mu_n^{(i)}\varsigma) d\varsigma \right].$$
(39)

Полученная рекуррентная последовательность функции $U^i(\xi, Fo)$, $i=1, \overline{m}$ позволяет рассчитать распределение температур в плакированной частице в период плавления плакирующей оболочки.

Результаты теоретического расчета распределения температур в плакированных частицах карбида титана приведены на рис.2 и 3. Расчет проведен для режима напыления: расход аргона - 2,6 м³/ч, расход водорода - 0,5 м³/ч, ток дуги - 380 А. Проведенные исследования показали, что этому режиму напыления соответствуют: температура в ядре плазменной струи $T_{\Pi\Pi}=11300 \text{ K}$, коэффициент теплопроводности плазмы в ядре $\lambda_{\Pi C}=0,57 \text{ Bt/} \text{ м}\cdot\text{K}$, скорость струи $V_{\Pi}=828 \text{ м/с}$, коэффициент вязкости $\mu_p=1,98\cdot10^{-4} \text{ кг/с}\cdot\text{м}$. Теплофизи-



Рис. 2. Зависимость толщины расплавленного слоя от времени нагрева частиц: 1 - частица диаметром 40 мкм, 2-60 мкм, 3-80 мкм

ческие параметры никелевой оболочки следующие: $\rho_1 = 8,96 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$, $\lambda_1 = 60 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$, $C_1 = 550 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$. Теплофизические параметры карбида титана-хрома: $\rho = 4,92 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$, $\lambda = 6 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$, $c = 894 \text{ Дж/кг} \cdot \text{K}$.

Расчеты проводились для частиц диаметром 40, 60, 80 мкм и показали, что распределение температур в напыляемых частицах зависит от их диаметра. Перепад температур в центре и на поверхности ядра частицы в момент начала плавления оболочки достигает 400 К. Длительность плавления никелевой оболочки изменяется от $0,075 \cdot 10^{-3}$ с до $0,154 \cdot 10^{-3}$ с (табл.), зависимость толщины расплавленного слоя никеля во времени нагрева частиц представлена на рис.2. Следует отметить, что толщина никелевого слоя при плакировании 30% мас. Ni для частиц диаметром 40 мкм составляет 1,6 мкм, для час-



Рис. 3. Распределение температуры по сечению карбидного ядра в частице диаметром 60 мкм в начальный момент плавления оболочки (1) и в момент ее завершения (2)

Диаметр частицы, мкм	Время нагрева до Тпл, с	Время плавления оболочки, с	Суммарное время, с	Время полета в высокотемпературной зоне, с
40 60 80	$\begin{array}{c} 0,168\cdot 10^{-3} \\ 0,377\cdot 10^{-3} \\ 0,667\cdot 10^{-3} \end{array}$	$\begin{array}{c} 0,075\cdot 10^{-3} \\ 0,114\cdot 10^{-3} \\ 0,154\cdot 10^{-3} \end{array}$	$\begin{array}{c} 0,243\cdot 10^{-3} \\ 0,491\cdot 10^{-3} \\ 0,821\cdot 10^{-3} \end{array}$	$0,3 \cdot 10^{-3} \\ 0,5 \cdot 10^{-3} \\ 0,7 \cdot 10^{-3}$

Таблица. Длительность нагрева частиц при движении на высокотемпературном участке струи

тиц диаметром 60 мкм - 2,4 мкм, для частиц 80 мкм - 3,2 мкм.

Для определения степени расплавления частиц необходимо определить время их полета в высокотемпературной зоне струи. Длина ядра струи при напылении соплом диаметром d=6 мм составляет приблизительно 12 мм (2d). Поскольку ввод частиц порошка осуществляется на расстоянии 4 мм от среза сопла, длина высокотемпературного участка струи, в котором нагрев частиц наиболее эффективен составляет 16 мм. Учитывая, что скорость частиц в плазменном потоке определяется их массой и размером, рассчитывалось время, в течении которого частица пролетит высокотемпературную зону (табл.). Анализ результатов расчета позволяет сделать вывод о степени проплавления частиц за время их движения на высокотемпературном участке струи.

Металлографические исследования степени расплавления частиц, отобранных в процессе напыления подтверждают адекватность разработанной модели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Барвинок В.А. Управление напряженным состоянием и свойствами плазменных покрытий. М.: Машиностроение, 1990.
- Барвинок В.А., Цидулко А.Г., Богданович В.И., Докукина И.А. Газотермическое покрытие из плакированного порошка сложного состава // Оптимизация процессов обработки конструкционных материалов. Уфа: УАИ, 1990.

MATHEMATICAL MODELING PROCESS INVESTIGATION OF POWDER COMPOSITE MATERIAL IN PLASMA STREAM

© 2001 V.A. Barvinok¹, V.I. Bogdanovich¹, I.A. Dokukina¹, V.L. Kitaykin², A.N. Plotnikov¹

¹ Samara State Aerospace University ² OAO "Metallist", Samara

The task of Stephen is decided for case of melting of twolaeyer composite particle during its transporting in plasma streamer plasmatron. The range of parameters provided melting through of plating cover and the warming-up of solid nuclear of particle are defined.

УДК 629.7.036

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕОЛОГИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ РЕЛАКСАЦИОННОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ОПОРЫ РОТОРА ЧАСТЬ 1. ЛИНЕЙНОЕ ДЕМПФИРОВАНИЕ

© 2001 Ф.М. Шариков, В.Б. Балякин

Самарский государственный аэрокосмический университет

В работе приведены исследования опор роторов двигателей летательных аппаратов с помощью реологических моделей релаксационного демпфирования. Получены амплитудно-частотные и резонансные характеристики относительного эксцентриситета и коэффициента передачи усилия через опору при различных условиях ее функционирования.

Динамическое поведение роторной системы в значительной мере зависит от демпфирования и жесткости опор ротора [1]. В этой связи оптимизация параметров демпфирования в роторной системе является одной из важных задач при проектировании опор роторов.

В настоящее время широкое применение в опорах роторов газотурбинных двигателей (ГТД) получили гидродинамические демпферы (ГДД). Задача динамики ротора на упруго-демпферных опорах достаточно просто решается в случае недеформируемого ротора [1], например, ротора турбонасосного агригата жидкостного ракетного двигателя, когда в уравнениях можно использовать составляющие гидродинамической силы в ГДД, нелинейные относительно амплитуды колебаний в демпфере. Для многоопорных роторов задача динамики решается, как правило, в линейной постановке с распределенными по их длине параметрами, а оптимизация проводится для коэффициентов жесткости и демпфирования. В этом случае основные трудности заключаются в линеаризации составляющих гидродинамической силы в ГДД и определении его физических параметров, обеспечивающих требуемые величины коэффициентов жесткости и демпфирования. Задача корректно решается для малых амплитуд колебаний ротора. Кроме того, созданы программы, позволяющие методом последовательных приближений учесть нелинейность характеристик ГДД во всем диапазоне работы двигателя [2]. Однако оптимизация параметров демпфирования вызывает в этом случае затруднения, обусловленные большими затратами машинного времени. Для его снижения во всей области величин исследуемых параметров опору ротора можно представить в виде многоуровневой реологической модели. Корректность решения такой задачи обусловлена выбором вида теоретической модели. Ранее была показана возможность подобного представления и рассмотрена динамика опоры, описанной моделью Кельвина. Затронута проблема описания опоры ротора с помощью реологической модели, учитывающей релаксационный характер демпфирования в ГДД. Настоящая статья посвящена оценке воздействия релаксационного демпфирования на динамику опорного узла ротора.

В опорах турбины и компрессора высокого давления ГТД, где повышенная температура смазки (до 150...200 °С), для обеспечения требуемого демпфирования применяют "длинные" ГДД (рис.1).



Рис. 1. Опора компрессора перспективного ГТД НК-126

Схема "длинного" ГДД и основные обозначения даны на рис.2. ГДД состоит из соединенной с ротором подвижной втулки вибратора 1, установленной в неподвижную втулку статора 2 с зазором 3 величиной δ₀ =0,15...0,3 мм, в который через питающие отверстия 4 подается смазка. В "длинном" ГДД для обеспечения окружного течения смазки демпферный зазор по торцам уплотняют резиновыми или разрезными металлическими кольцами 5. Втулка вибратора фиксируется от вращения с помощью упругого элемента 6, но она может совершать прецессионное движение с частотой Ω. При колебаниях втулки вибратора с эксцентриситетом (амплитудой) е, вызванных возбуждающей силой от дисбаланса ротора F_{s} , смазка в демпферном зазоре перетекает в окружном направлении. При этом энергия механических колебаний ротора рассеивается за счет сил жидкостного трения в тонком слое смазки. Для равномерного подвода смазки в демпферный зазор "длинного" ГДД на наружной поверхности втулки статора, толщина которой Н, предусмотрена распределительная канавка 7. Глубина канавки h_k и ее ширина L_k определяются расходом смазки, который обеспечивает отвод избытка тепла из демпфера.

Составляющие гидродинамической силы в слое смазки - тангенциальная $F\tau_{\tau}$ и радиальная F_{r} определяют динамику роторной системы, поэтому будем называть их динамическими характеристиками демпфера. В "длинном" демпфере при ламинарном режиме течения и половинном охвате они могут быть определены по зависимостям [1]:



Рис. 2. Схема "длинного" ГДД

где μ - коэффициент динамической вязкости смазки; *L*- длина, *R*- радиус демпфера; $\varepsilon = e/\delta_0$ - относительный эксцентриситет; $\delta = \delta_0 + e \cos \varphi$ - текущая величина демпферного зазора; δ_0 - величина демпферного зазора в концентричном положении втулки вибратора; *e* - эксцентриситет; φ - угловая координата.

Опору, изображенную на рис.1, можно представить в виде многоуровневой системы, составленной из отдельных реологических элементов (рис.3.а): C_n - жесткость подшипника, C_y – жесткость демпфера с упругим элементом, C_{κ} – жесткость корпуса опоры, d - коэффициент демпфирования в опоре.

Жесткость корпуса опоры обычно значительно превосходит жесткость гидродинамического демпфера с упругим элементом, поэтому в расчетах динамики ротора корпус можно принимать как жесткую стойку. Жесткость роликоподшипников C_n зависит от величины радиальных зазоров и в случае значений, сопоставимых с жесткостью демпфера, должна учитываться в теоретической модели. С учетом изложенного, реологическая модель несколько упрощается и принимает вид, представленный на рис.3.б.

В случае малых стационарных колебаний втулки вибратора ($\varepsilon < 0,4$) относительно центра статорной втулки тангенциальную силу можно представить как $F\tau_{\tau} = d \cdot V$, где $V = e \cdot \Omega$ – линейная скорость прецессии. Следовательно, коэффициент демпфирования для "длинного" демпфера при ламинарном режиме течения и половинном охвате вибратора смазкой будет $d_{\partial} = 12\pi\mu L (R/\delta_{\partial})^3$. Если сравнивать коэффициенты демпфирования при одинаковом демпферном зазоре для "короткого" d_{κ} и "длинного" d_{∂} демпфера, то $d_{\partial} = 12(R/L)^2 d_{\kappa}$ [1]. В реальных конструкциях ГДД опор роторов R/L=1...5, поэтому "длинный" демпфер имеет в 10...300 раз большую демпфирующую



Рис. 3. Схемы реологических моделей опор ротора

способность, чем "короткий". Это предопределяет наличие повышенных силовых деформаций поверхностей, образующих демпферный зазор "длинного" ГДД. С ростом оборотов и амплитуд колебаний ротора наблюдается нарушение слоистости жидкости в демпферном зазоре "длинного" ГДД и режим течения переходит из ламинарного в турбулентный. При этом наблюдается повышение на 50...80% гидродинамического давления [1], что увеличивает степень деформации поверхностей демпферного зазора.

Для снижения веса корпус опоры ротора компрессора изготавливают из алюминиевого сплава, а втулки вибратора и статора изготавливают тонкостенными из высокопрочных сталей. Так как коэффициент линейного расширения алюминиевого сплава α_{AII} =2,2·10⁻⁵, а стали α_{CT} =1,1·10⁻⁵, то необходимо запрессовывать втулку статора демпфера в корпус опоры. В процессе работы ГТД температура стенок опоры компрессора возрастает до 120...150 °С, что обусловлено термодинамикой двигателя. Из этих условий назначаются монтажные натяги для втулки статора при сборке. Однако внутри опоры температура поднимается выше, что вызвано работой сил жидкостного трения в ГДД и фрикционным нагревом подшипников. При этом, если натяг в соединении втулки статора с корпусом опоры будет недостаточным, то над демпфером (в месте локализации максимальной температуры) между корпусом и втулкой статора появится зазор. Чтобы исключить влияние температурных деформаций из-за фрикционного нагрева подшипника, демпфер можно размещать не над подшипником качения в корпусе опоры, а за ее пределами, однако такое конструктивное решение приводит к увеличению силовых деформаций поверхностей демпферного зазора. В этих случаях при работе демпфера происходит деформация втулки статора и вибратора под действием динамического давления в слое смазки, что приводит к увеличению демпферного зазора по сравнению с заданным значением. Кроме того, наличие распределительной канавки 7 на наружной поверхности статорной втулки (рис.2) в процессе работы также приводит к деформированию поверхности втулки статора, толщина которой под канавкой равна h = $H - h_{\mu}$. В работе [3] показано, что для "длинных" ГДД при значениях параметра *h* < 3 мм деформация втулки статора оказывает существенное влияние на динамические характеристики опоры ротора авиационного ГТД. Кроме того, для обеспечения динамических характеристик ГДД, линейных относительно амплитуды прецессии вибратора, должно выполнятся условие h < 1 мм. В частности, из-за деформации стенок демпферного зазора уменьшается тангенциальная составляющая гидродинамической силы в ГДД, то есть проявляется эффект ослабления демпфирования в опоре. В упруго-вязкой модели опоры это учитывается наличием дополнительной жесткости С, , последовательной демпфирующему элементу, которые в совокупности образуют так называемый элемент Максвелла [7, 8] (рис.3.в). Вместе с тем, в настоящее время разработана конструкция ГДД с деформируемой поверхностью демпферного зазора на основе металлорезины (МР) с фторопластовым покрытием [4]. Оптимизация податливости такого композиционного материала позволяет обеспечивать линейные характеристики ГДД во всем рабочем диапазоне. Податливость материала МР варьируется плотностью прессуемых образцов и преднатягом при монтаже. Таким образом можно избежать нелинейных эффектов в роторной системе, связанных с повышенными величинами коэффициентов передачи усилия за резонансом, и решать задачу динамики опоры в линейной постановке [5].

Анализ характеристик подшипников качения показал, что жесткость радиальноупорных шарикоподшипниках нелинейно зависит от осевой нагрузки и может изменяться в широком диапазоне [7]. При соотношении радиальной и осевой нагрузок, характерном для авиационных ГТД, жесткость радиально-упорного подшипника значительно больше, чем у демпфера, поэтому подшипник также может рассматриваться как жесткая стойка.

Следовательно, для описанных конструкций опор роторов применима реологическая модель по рис.3.в, где C_o – эквивалентная жесткость опоры вцелом, C_l – жесткость уп-

ругого основания демпферного зазора.

Представленные на рис.3.б,в модели опор ротора учитывают ослабление демпфирующей силы, которая действует через упругие элементы, а не непосредственно между массой и основанием, что существенно трансформирует динамику системы. В этой связи подобные модели называют моделями с релаксационным механизмом демпфирования [9, 10].

Линейное трение

Рассмотрим динамику опорного узла при ламинарном (линейное трение) течении смазки в зазоре ГДД. Динамика массы М на упруго-вязкой подвеске (рис.3.в) при ламинарном течении смазки в демпферном зазоре описывается системой уравнений:

$$M\ddot{x}(t) + C_o x(t) + C_1 [x(t) - x_1(t)] = F_e(t) C_1 [x(t) - x_1(t)] = d\dot{x}_1(t)$$
,(1)

которую можно свести к дифференциальному уравнению третьего порядка:

$$\frac{Md}{C_1}\ddot{x}(t) + M\ddot{x}(t) + d\frac{C_o + C_1}{C_1}\dot{x}(t) + C_o x(t) = F_o(t) + \frac{d}{C_1}\dot{F}_o(t).$$
(2)

Динамика колебательной системы по рис.3.6 при тех же условиях соответствует другой системе уравнений, имеющей следующий вид:

$$M\ddot{x}(t) + C_{\Pi}[x(t) - x_{1}(t)] = F_{e}(t)$$

$$C_{\Pi}[x(t) - x_{1}(t)] = d\dot{x}_{1}(t) + C_{Y}x_{1}(t)$$
(3)

сводимой к уравнению:

$$\frac{Md}{C_{y} + C_{\Pi}} \ddot{x}(t) + M \ddot{x}(t) + d \frac{C_{\Pi}}{C_{y} + C_{\Pi}} \dot{x}(t) + \frac{C_{V}C_{\Pi}}{C_{y} + C_{\Pi}} \dot{x}(t) = F_{e}(t) + \frac{d}{C_{y} + C_{\Pi}} \dot{F}_{e}(t). \quad (4)$$

В вышеприведенных уравнениях x(t) – смещение массы ротора из равновесного положения под действием возмущающей силы $F_{e}(t)$ в функции от времени, а $\dot{x}t''\ddot{x}t''\ddot{x}t''$ – первая, вторая и третья производные по времени функции x(t), соответственно; $\dot{F}_{e}(t)$ – производная по времени от функции $F_{e}(t)$; $x_{1}(t)$, $\dot{x}_{1}(t)$ – смещение и скорость точки сочленения упругого и диссипативного элементов в функции от времени (рис.3).

Из сравнения уравнений движения (2) и (4) следует, что колебательные системы, представленные на рис.3.6 и рис.3.в динамически эквивалентны. При рассмотрении коэффициентов однородных членов указанных выражений видно, что при линейном демпфировании в ГДД

$$C_O/C_V = N/(N+1); \quad d_s/d_6 = [N/(N+1)]^2, \quad (5)$$

где d_e , d_6 – коэффициенты демпфирования в моделях по рис.3.в и рис.3.б, соответственно; $N = C_{\Pi}/C_y = C_1/C_0$ – отношение жесткостей упругих элементов или безразмерная жесткость. Соотношение (5) позволяет результаты, полученные для одной из указанных колебательных систем, интерпретировать для другой. В этой связи ниже все рассуждения и результаты будут относиться к колебательной системе по рис.3.в.

Для оценки виброзащитных свойств опоры ротора, определяющих уровень вибрации корпуса ДЛА и величины амплитуд резонансных колебаний ротора, используем функции коэффициента передачи силы μ_c и относительного эксцентриситета ε от безразмерной частоты возбуждения $\eta = \omega / \omega_0$: $\mu_c(\eta)$ и $\varepsilon(\eta)$, где ω – частота вращения ротора; $\omega_0 = (C_{CT}/M)^{0.5}$ – собственная частота колебательной системы; C_{CT} – статическая жесткость опорного узла: $C_{CT} = C_0$ для схемы по рис.3.6

На основании процедуры прямого преобразования Лапласа [11] из уравнения (2) определим передаточные функции по силе $W_c(s)$ и эксцентриситету $W_{g}(s)$, которые для установившегося режима колебаний имеют вид:

$$W_{C}(s) = \frac{\tilde{F}_{K}(s)}{\tilde{F}_{B}(s)} = \frac{\frac{2\xi}{\omega_{0}} \frac{N+1}{N} s + 1}{\frac{2\xi}{N\omega_{0}^{3}} s^{3} + \frac{1}{\omega_{0}^{2}} s^{2} + \frac{2\xi}{\omega_{0}} \frac{N+1}{N} s + 1}; \quad (6)$$

$$W_{\Im}(s) = \frac{\tilde{x}(s)}{\delta_{0}} = \frac{\left(\frac{2\xi}{N\omega_{0}}s+1\right)\tilde{F}_{s}(s)}{\delta_{0}C_{0}\left(\frac{2\xi}{N\omega_{0}^{3}}s^{3}+\frac{1}{\omega_{0}^{2}}s^{2}+\frac{2\xi}{\omega_{0}}\frac{N+1}{N}s+1\right)},(7)$$

где знак "~" означает изображение функции по Лапласу; s – комплексная величина преобразования Лапласа; F_{K} – усилие, передаваемое на корпус двигателя; $\xi = 0.5 d/(c_{0}M)^{0.5}$ – безразмерный коэффициент вязкого (линейного) демпфирования. На основании формул (6) и (7) после ряда преобразований [11] получаются выражения амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) для коэффициента передачи силы и относительного эксцентриситета:

$$\mu_{c}(\eta) = \sqrt{\frac{1 + [2\xi\eta(N+1)/N]^{2}}{(1-\eta^{2})^{2} + [2\xi\eta(N+1-\eta^{2})/N]^{2}}},(8)$$
$$\varepsilon(\eta) = \sqrt{\frac{u^{2}\eta^{4}[1 + (2\xi\eta/N)^{2}}{(1-\eta^{2})^{2} + [2\xi\eta(N+1-\eta^{2})/N]^{2}}}.(9)$$

Здесь $u = \Delta / M \delta_0$ – относительный дисбаланс ротора, где Δ – рабочий дисбаланс ротора.

Зависимости (8) и (9) в графическом виде представлены на рис.4.а, б для значений параметров N = 3 и u = 0, 3. Из анализа функции

 $\mu_c(\eta)$ следует, что крайним величинам вязкого демпфирования (параметра ξ), равным 0 и ∞, соответствуют предельные положения резонансной кривой (по оси безразмерной частоты). При ξ = 0 (то есть релаксационная связь разорвана и масса *M* поддерживается только пружиной с жесткостью *C*₀ – рис.3.в) система превращается в консервативную, коэффициент передачи динамической силы у которой:

$$u_{C0} = \left| 1/(1 - \eta^2) \right|. \tag{10}$$

Бесконечная реакция в данном случае реализуется при $\eta = 1$, что соответствует условию равенства частоты возмущения ω собственной частоте ω_0 недемпфированной системы. При $\xi = \infty$ (масса *M* поддерживается обеими пружинами суммарной жесткостью $C_0(1+N)$ – рис.3.в) система ведет себя как консервативная; коэффициент передачи силы при этом имеет вид:

$$\mu_{C_{\infty}} = |(N+1)/(N+1-\eta^2)|, \quad (11)$$

а бесконечная реакция реализуется на безразмерной частоте $\eta = (1+N)^{0.5}$, что соответствует равенству частоты возмущения ω собственной частоте ω_{∞} передемпфированной системы:

$$\omega_{\infty} = \sqrt{C_O(1+N)/M} = \omega_0 \sqrt{1+N} . \quad (12)$$

При промежуточных уровнях демпфирования ($0 < \xi < \infty$) с ростом параметра ξ резонансные значения функции $\mu_c(\eta)$ вначале



Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики коэффициента передачи силы (а) и относительного эксцентриситета (б)

снижаются, затем проходят через минимум и вновь возрастают. Резонансная частота при этом изменяется от $\eta_n = 1$ до $\eta_n = (N+1)^{0.5}$. Характерным является то обстоятельство, что все резонансные кривые независимо от величины параметра ξ проходят через инвариантную (узловую) точку – точку пересечения предельных резонансных кривых при $\xi = 0$ и $\xi = \infty$. Нахождения в ней резонансного значения коэффициента передачи силы соответствует условию минимакса реакции колебательной системы на возбуждение. Подобное поведение является характерным для систем с релаксационным механизмом демпфирования. Величина параметра ξ, обеспечивающая соблюдение условия минимакса, является оптимальной – ξ_{OIII} , поскольку при любом другом (большем или меньшем) значении демпфирования резонансная величина функции $\mu_{c}(\eta)$ будет больше.

Виброизоляция по коэффициенту передачи силы, т.е. $\mu_C(\eta) < 1$ осуществляется в частотной области $\eta^* < \eta < \infty$, а граничная частота η^* определяется выражением

$$\eta^* = \sqrt{N + 1 + \left\{\sqrt{[N^2 - 8\xi^2(N+1)]^2 + 32\xi^2N^2} - N^2\right\}/8\xi^2}$$
(13)

и изменяется в пределах от $\sqrt{2}$ при $\xi = 0$ до $\sqrt{2(N+1)}$ при $\xi = \infty$.

Рост безразмерной жесткости N расширяет диапазон изменения резонансной частоты колебательной системы при варьировании демпфирования и снижает величину минимакса коэффициента передачи силы – но ценой ухудшения виброизоляции на высоких частотах.

Коэффициент передачи силы при $\eta \to \infty$ определяется как $\mu_c = (1+N)/\eta^2$, откуда видно, что у функции $\mu_c(\eta)$ показатель темпа затухания высокочастотных колебаний независимо от уровня демпфирования в системе равен 40 дБ/дек. Это равноценно аналогичному показателю консервативной колебательной системы и в 2 раза выше, чем у системы с подвеской в виде модели Кельвина.

В соответствии с выражением (9) снижению резонансной амплитуды колебаний ротора способствует уменьшение дисбаланса (параметра *u*), влияние же уровня демпфирования неоднозначно. Из рис.4.6 видно, что как и ранее с ростом параметра ξ от 0 до ∞ резонансные значения относительного эксцентриситета вначале снижаются, проходят через минимум, находящийся в точке пересечения предельных резонансных кривых (инвариантной точке), а затем вновь возрастают. Это свидетельствует о наличии оптимального уровня демпфирования ξ_{OIIT} , обеспечивающего минимакс амплитуды колебаний ротора. Резонансные кривые относительного эксцентриситета: ε_0 – при нулевом демпфировании и ε_{∞} – при бесконечном, описываются выражениями

$$\mathbf{\varepsilon}_{0} = |u\eta^{2}/(l - \eta^{2})|, \qquad (14)$$

$$\varepsilon_{\infty} = |u\eta^2/(N+1-\eta^2)|.$$
(15)

Относительный эксцентриситет при $\eta \rightarrow \infty$ имеет вид $\varepsilon = u$, а при $\eta \rightarrow 0 - \varepsilon = u\eta^2$. Таким образом, на рабочих оборотах ротора безразмерная амплитуда его колебаний по величине стремится к значению безразмерного дисбаланса, а темп снижения низкочастотных колебаний равен 40 дБ/дек (как у консервативной колебательной системы).

В связи с вышесказанным, при заданном относительном дисбалансе u выбор величин безразмерного коэффициента демпфирования ξ и безразмерной жесткости N обусловлен достижением компромисса между требованиями по ограничению амплитуд передаваемой на корпус силы и перемещения ротора на резонансе – с одной стороны, и на диапазон и качество виброизоляции на рабочих частотах ротора – с другой.

Нахождение резонансных значений функций (8) и (9) сопряжено с решением бикубических уравнений, связывающих безразмерные резонансные частоты η_p с параметрами ξ и *N*. Последовательность корней уравнений может быть получена путем выбора значений безразмерной жесткости *N* и нахождения единственного положительного действительного решения для ряда значений параметра ξ . Подстановка определенных таким образом значений η_p в выражения (8) и (9) позволяет найти их резонансные величины. Полученные в соответствии с указанным ал-



Рис. 5. Резонансные характеристики по коэффициенту передачи силы

горитмом резонансные характеристики в функции от безразмерного коэффициента вязкого демпфирования ξ представлены на рис.5 и рис.6.

Из рис.5.а видно, что при величинах безразмерной жесткости N > 0,5 функция $\mu_{Cp}(\xi)$ существенно независима от параметра N при значениях демпфирования $\xi < 0,1$. Кривые функции $\mu_{Cp}(\xi)$ имеют минимумы, соответствующие оптимальным величинам безразмерного коэффициента демпфирования ξ для данных значений безразмерной жесткости N. В окрестности величины ξ_{OIIT} функция $\mu_{Cp}(\xi)$ мало чувствительна к варьированию уровня демпфирования в системе. Для величин параметров $\xi < 0,2$ и N > 3 резонансный коэффициент передачи силы μ_{Cp} можно определить в пределах 10% - ной ошибки из выражения $\mu_{Cp} \approx 1/(2\xi)$.

При величинах демпфирования $\xi < 0,1$ резонансная частота приблизительно равна недемпфированной собственной частоте ω_0 для всех значений безразмерной жесткости N(рис.5.б). Рассматривая эффект влияния роста параметра ξ следует отметить, что безразмерная резонансная частота η_p может вначале расти или снижаться в зависимости от величины безразмерной жесткости N. Значение безразмерного коэффициента ξ_0 , при котором резонансная частота равна недемпфированной собственной частоте ω_0 , может быть определено подстановкой $\eta_p = 1$ в уравнение резонансной частоты:

$$\xi_0 = 0.5N\sqrt{0.5N - 1/(N+1)}$$

Из последнего выражения видно, что для коэффициента передачи силы резонансная частота всегда больше недемпфированной собственной частоты ω_0 при значениях безразмерной жесткости N < 2. При N > 2 и росте параметра ξ резонансная частота снижается до минимума, а затем начинает расти, становясь равной ω₀, когда достигается величина демпфирования ξ_0 , и, в конечном счете, сравнивается с собственной частотой ω_{m} при $\xi \rightarrow \infty$. Наибольший темп изменения функции $\eta_{p}(\xi)$ имеет место при высоких величинах параметра N. В пределе при $N \rightarrow \infty$ резонансная частота всегда меньше недемпфированной собственной частоты ω₀, что соответствует резонансным характеристикам роторной системы с опорным узлом, сводимым к модели Кельвина.

Из сравнения рис.5.а и рис.5.б видно, что применительно к конкретной величине параметра N наибольший темп изменения функции $\eta_P(\xi)$ имеет место в области оптимальной величины параметра демпфирования – ξ_{OIIT} . Данный факт интересен тем, что малое отклонение параметра ξ от оптимума по причине, например, температурных колебаний или производственных допусков может привести к значительным изменениям резонансной частоты системы. Таким образом, оптимальное демпфирование (ξ_{OIIT}) может представлять желаемый выбор с точки зрения минимизации резонансного коэффициента передачи силы, однако чувствительность резонансной частоты к изменению величины демпфирования может быть неприемлемой, когда желательно относительное ее постоянство. В этих случаях предпочтителен несколько более высокий уровень демпфирования, чем оптимальный, что позволяет сгладить указанный негативный эффект.

Из рис.6.а видно, что поведение функции $\varepsilon_p(\xi)$ очень похоже на поведение функции $\mu_{Cp}(\xi)$. Поэтому выводы, сделанные выше в отношении влияния вариации безразмерных параметров ξ и N на резонансный коэффициент передачи по силе, правомочны и для резонансного относительного эксцентриситета. Резонансные величины относительного эксцентриситета ε_{pes} в пределах 10%-ной ошибки могут быть определены из выражения $\varepsilon_{pes} \approx u/(2\xi)$ при малых уровнях демпфирования ($\xi < 0,2$) и значениях параметра N>3.

Резонансная частота приблизительно равна недемпфированной собственной частоте ω_0 при всех значениях безразмерной жесткости *N* и при $\xi < 0,2$ – рис.6.б. С увеличением демпфирования резонансная частота возрастает до максимального значения, которое при величинах параметра *N*, представленных на рис.6.б, имеет место, когда $\xi \approx 1$. При дальнейшем росте демпфирования резонансная частота сверху к собственной частоте при бесконечном демпфировании ω_{∞} . Наиболее заметный темп изменения резонансной частоты от дем-

пфирования имеет место при высоких значениях безразмерной жесткости N, а максимальная скорость изменения соответствует области оптимального демпфирования, которая при N > 3 имеет размеры $0,5 \le \xi \le 0,7$. Таким образом, резонансная частота относительного эксцентриситета так же чувствительна к варьированию величины параметра ξ в окрестности его оптимального значения, что имеет негативные последствия и возможность их преодоления, аналогичные описанным выше.

Выражения оптимальных величин демпфирования ξ_{OITT} в функции безразмерной жесткости N, обеспечивающих минимаксные значения функций (8) и (9), получаются подстановкой в соответствующее бикубическое относительно η_p уравнение частотной координаты инвариантной точки. Координаты инвариантных точек $\mu_{C UH}$, ε_{UH} , η_{UH} определяются из условий равенства величин предельных резонансов АЧХ (формулы (10), (11) и (14), (15)). Найденные таким образом выражения координат инвариантных точек и функции $\xi_{OITT}(N)$ имеют следующий вид: для функции $\mu_c(\eta)$ –

$$\mu_{C \text{ WH}}(N) = (N+2)/N, \qquad (16)$$

$$\eta_{\rm WH}(N) = [2(N+1)/(N+2)]^{0.5},$$
 (17)

$$\xi_{OIII}(N) = N[2(N+2)]^{0.5}/(4N+4);$$
 (18)

для функции $\varepsilon(\eta)$ –

$$\varepsilon_{\rm WH}(N) = u(N+2)/N, \tag{19}$$



Рис. 6. Резонансные характеристики по относительному эксцентриситету

$$\eta_{\rm HH}(N) = [(N+2)/2]^{0.5},$$
 (20)

$$\xi_{OIII}(N) = N/[2(N+1)(N+2)]^{0.5}.$$
 (21)

Зависимости (16)-(21) представлены в графическом виде на рис.7. Рис.7.а иллюстрирует поведение резонансных значений АЧХ с варьированием безразмерной жесткости N при оптимальном уровне демпфирования, изменение которого от параметра N видно из рис.7.б.

Анализ зависимостей (16)-(21) показывает, что при оптимальном демпфировании в колебательной системе с ростом безразмерной жесткости резонансные значения коэффициента передачи силы асимптотически стремятся к единице, а относительного эксцентриситета – к величине и (рис.7.а). Одновременно резонансные частоты коэффициента передачи силы асимптотически стремятся к величине (2)^{0,5}, а относительного эксцентриситета – неограниченно возрастают. Оптимальное демпфирование в общем случае имеет разные величины для коэффициента передачи силы и относительного эксцентриситета, которые однако различаются не более, чем на 10% при значениях параметpa $N \leq 1$.

При определении оптимального уровня демпфирования в колебательной системе на выбор величины безразмерной жесткости N оказывает влияние допустимое значение относительного эксцентриситета на резонансе. При наложенном условии $\varepsilon_n < 1$ из выраже-

 μ_{CUH} u=0.3 η_{ин} для ε \mathcal{E}_{IJH} 3 $\mu_{C \, u \mu}$ 2.5 1 2 **Е**ин η_{uH} для μ_{C} 0.3 1.5 1 0.1 N 0 5 10 15 a)

ния (19) получаем, что N > 2u/(1-u). Последнее неравенство свидетельствует, что снижение величины относительного дисбаланса расширяет область допустимых значений параметра N и наоборот.

Невозможность одновременного обеспечения оптимального уровня диссипации энергии колебаний для коэффициента передачи силы и относительного эксцентриситета при значениях параметра *N* > 1 является дополнительной причиной (помимо требования по диапазону и качеству виброизоляции) необходимости принятия компромиссного решения на этапе выбора уровня демпфирования в рассматриваемой колебательной системе с подвеской, имеющей релаксационный механизм вязкого демпфирования. Порядок принятия решения должен определяться в каждом конкретном случае в зависимости от конструктивных особенностей и функциональных ограничений опорного узла на основании приведенных выше соотношений и рекомендаций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Белоусов А.И., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин. Куйбышев: КуАИ, 1991.
- Новиков Д.К., Балякин В.Б. Динамика ротора газотурбинного двигателя с гидродинамическими демпферами в опорах // Про-



Рис. 7. Координаты инвариантных точек (а) и оптимальные величины вязкого демпфирования (б) в функции безразмерной жесткости N

блемы машиностроения и надежности машин. 1999. №2.

- Балякин В.Б., Фалалеев С.В., Вигурский А.В. Методика расчета длинного гидродинамического демпфера с учетом деформации // Вестник СГАУ. Серия: Проблемы и перспективы развития двигателестроения. 2000. Вып.4. Ч.2.
- А.С. №1567815 СССР, МКИ³ F16F 7/00. Гидродинамический демпфер / В.Б. Балякин., А.И. Белоусов, С.В. Фалалеев (СССР). Опубл. 30.05.90; Бюл. №20.
- 5. Балякин В.Б. Методика расчета эластогидродинамического демпфера // Вестник СГАУ. Серия: Проблемы и перспективы развития двигателестроения. 2000. Вып.4. Ч.2.
- Жильников Е.П., Балякин В.Б. Влияние осевой силы на жесткость и долговечность радиально-упорного подшипника // Ракетно-космическая техника. Серия XII: Расчеты, проектирование, конструирование и испытания космических сис-

тем. Самара, 2000. Вып.2.

- 7. Рейнер М. Реология. М.: Наука, 1965.
- Шакиров Ф.М. Особенности условий функционирования вибровозмущенных агрегатов и узлов ДЛА, модель подвески которых сводится к элементу Максвелла // Вестник СГАУ. Серия: Проблемы и перспективы развития двигателестроения. 1998. Вып.2. Ч.1.
- 9. Ружичка Дж.Е. Резонансные характеристики направленных виброзащитных систем с демпфированием вязким и сухим трением // Конструирование и технология машиностроения, 1967. №4.
- 10. Белоусов А.И., Токарев И.П., Чегодаев Д.Е. Релаксационная газостатическая подвеска для защиты оператора от вибрационных и ударных нагрузок // Методы и средства виброзащиты человека: Сб.науч.тр. М.: ИМАШ, 1977.
- Бессекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. М.: Наука, 1966.

RELAXATION DAMPING RHEOLOGICAL MODELES USE FOR ROTOR SUPPORT OPERATIONAL ANALYSIS. PART 1. LINEAR DAMPING

© 2001 F.M. Shakirov, V.B. Balyakin

Samara State Aerospace University

Engine rotor support study using relaxation damping rheological models is given in this article. Amplitudefrequency and resonant responses of a relative eccentricity and force transmissibility across the support under different conditions of its operations are described. УДК629.7.036:534.284

ДРОССЕЛИРУЮЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ИЗ ПОРИСТОГО МАТЕРИАЛА МР ДЛЯ ВЫРАВНИВАНИЯ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ИНФОРМАЦИОННЫХ ЦЕПЕЙ

© 2001 Н.Д. Быстров

Самарский государственный аэрокосмический университет

Предлагается для решения задач выравнивания частотных характеристик цепей контроля и измерения динамического давления использовать дроссели, изготовленные из так называемого упругодемпфирующего пористого металлического аналога резины или материала "металлорезина" (MP). Этот материал обладает рядом необходимых для дросселей качеств: линейностью расходной характеристики при значительном перепаде давления, отсутствием или малостью реактивной составляющей полного сопротивления, равенством активного сопротивления в статике и динамике, а также высокой технологичностью.

Приведены зависимости для расчета гидравлического сопротивления и выбора параметров дросселя из пористого материала MP, предназначенного в качестве корректирующего элемента пневмогидравлических измерительных цепей. Описана технология изготовления дросселя из MP и представлены примеры его конструктивной реализации.

Важной проблемой, возникающей в процессе доводки и эксплуатации авиационных двигателей, является обеспечение требуемой точности измерения пульсаций давления газа в проточной части двигателя. По пульсациям давления определяют близость компрессора к границе газодинамической устойчивости, производят оценку влияния пульсаций на коэффициент полезного действия узлов двигателя. Высокие уровни температур, вибраций, ограниченность свободного пространства под установку датчиков вынуждают исследователей применять акустические зонды (АЗ) с подводящими каналами и корректирующими устройствами. Акустическая коррекция зонда необходима для выравнивания его амплитудно-частотных (АЧХ) и фазочастотных (ФЧХ) характеристик. Равномерность АЧХ акустического зонда и линейная зависимость фазового сдвига от частоты колебаний обеспечивает существенное повышение точности измерения пульсаций давления. Дросселирующие устройства как элементы акустической коррекции частотных характеристик пневмо-гидравлических цепей находят в последнее время все более широкое применение [1-6]. К дросселирующим элементам коррекции частотных характеристик цепей предъявляется ряд специфических требований: линейность дроссельной характеристики, отсут-

ствие реактивного сопротивления, независимость сопротивления от частоты колебаний, сосредоточенность параметров (малость линейных размеров по сравнению о длиной волн колебаний), стабильность характеристик в течение срока службы.

В пневмогидроавтоматике, системах измерения и контроля параметров двигателей широко используются дросселирующие элементы в виде острокромочных диафрагм, жиклеров, пакетов диафрагм, капилляров, пористых элементов [7, 8]. Острокромочные диафрагмы, пакеты диафрагм просты по конструкции, но при большой потребной величине сопротивления дросселя отверстия в диафрагмах получаются весьма малыми. Это снижает надежность работы дросселей из-за большой вероятности засорения отверстий. Кроме того, диафрагмы и жиклеры обладают существенно нелинейной характеристикой, что в итоге ведет к расслоению амплитудно-частотных характеристик измерительных цепей.

Капиллярные каналы обладают линейной дроссельной характеристикой в известном диапазоне перепадов давлений. Тем не менее, наличие существенной инерционной составляющей сопротивления, а также зависимость активного сопротивления от частоты колебаний не позволяют использовать капиллярные каналы для коррекции частотных характеристик цепей [9].

Пористые дросселирующие элементы в настоящее время находят широкое применение в конструкции гасителей колебаний рабочей среды для топливных и гидравлических систем энергетических установок [10, 11].

Материал МР представляет пористую структуру, получаемую холодным прессованием из заготовок, формируемых из проволочной спирали. В отличие от пористых структур, получаемых спеканием [7, 13], потребные характеристики дросселей из МР обеспечиваются с меньшими затратами.

В настоящее время проводятся исследования акустических характеристик материала МР [7, 13]. Показано, что дросселирующие свойства пористых структур можно считать линейными в диапазоне чисел Рейнольдса Re ≤ 10 [13, 14].

В результате исследований акустических свойств ряда типоразмеров дросселей материала МР для капельных жидкостей установлено, что в диапазоне частот 4...400 Гц при Re = 0,01...10 можно не учитывать инерционную составляющую их сопротивления [14].

Для капельных жидкостей установлено также, что активная часть полного сопротивления цилиндрического дросселя в указанном выше диапазоне частот и чисел Re не зависит от частоты колебаний жидкости и определяется по формуле:

$$\operatorname{Re} Z_{\partial} = \frac{\Delta p}{q} = A_1 \frac{(1-\Pi)^2}{\Pi^3} \frac{l_{\partial} \mu}{d_{np} S_{\partial}}, \qquad (1)$$

где Δp - динамический перепад давления на дросселе, q - динамический расход, A_1 - коэффициент, зависящий от структуры МР, μ - динамическая вязкость рабочей среда, l_{∂} длина дросселя, Π - пористость дросселя, d_{np} - диаметр проволоки, из которой изготовлен дроссель, S - площадь поперечного сечения дросселя.

Для дросселей из материала МР величина $A_1 = 75$ [14, 15].

Пользуясь выражением для числа Re [13], определяющего линейный диапазон дросселирования пористого дросселя можно

найти допустимый наибольший динамический перепад на дросселе.

Согласно [13], число Re в пористых структурах определяется выражением:

$$\operatorname{Re} = \frac{\rho \upsilon d}{\mu(1 - \Pi)},$$
 (2)

где υ - среднемассовая скорость частиц рабочей среды, ρ - плотность рабочей среды, d-диаметр дросселя.

Поскольку
$$\operatorname{Re} Z_{\partial} = \frac{\Delta p}{q}$$
, а $q = \upsilon S_{\partial}$, то из

этих соотношения следует :

$$\upsilon = \frac{\Delta p}{\operatorname{Re} Z_{\partial} S_{\partial}}.$$
 (3)

Из выражений (2) и (3) можно определить наибольший допустимый динамический перепад на дросселе $\Delta p_{don, ub}$:

$$\Delta p_{\partial on.H\delta.} = \frac{\operatorname{Re}_{\partial on.H\delta.} \mu(1-\Pi)}{d_{np}\rho} \operatorname{Re} Z_{\partial} S_{\partial}, \quad (4)$$

Re_{доп.нб.} - максимально допустимое число где Re, при котором сохраняется линейный диапазон дросселирования.

Для проектировочного расчета дросселя коррекции необходимо задаться наибольшим потребным перепадом давления на дросселе Δp_n , диаметром проволоки d_{np} , величиной сопротивления $\operatorname{Re} Z_{\partial}$, площадью поперечного сечения дросселя S_{∂} , вязкостью μ , плотностью ρ и допустимым наибольшим числом Re, тогда из выражения (4) можно определить пористость дросселя:

$$\Pi = 1 - \frac{\rho \Delta p_n d_{np}}{\operatorname{Re} Z_0 S_0 \operatorname{Re}_{\partial on \ \mu \delta} \mu}, \qquad (5)$$

Длина дросселя определяется по формуле (1):

$$l_{\partial} = \frac{\Pi^3}{\left(1 - \Pi\right)^2} \frac{\operatorname{Re} Z_{\partial} d^2{}_{np} S_{\partial}}{A_1 \mu} \,. \tag{6}$$

Используя выражение для определения пористости (5) и произведя необходимые преобразования, получим выражение для l_{∂} которое может служить основной формулой для расчета дросселя:

$$l_{\partial} = \frac{\left(\operatorname{Re} Z_{\partial} S_{\partial} \operatorname{Re}_{\partial on. h \delta} - \rho \Delta p_{n} d_{np}\right)^{3}}{A_{1} \mu^{2} \operatorname{Re}_{\partial on. h \delta} \rho^{2} \Delta p_{n}^{2}} .$$
(7)

 $\operatorname{Re} Z_{\partial} = Z_{e} = \frac{\rho c}{S}$, причем, если площадь дросселя та же, что и площадь волновода $S = S_{\partial}$, то получим:

$$l_{\partial} = \frac{\rho(c \operatorname{Re}_{\partial on. h \delta.} \mu - \Delta p_n d_{np})^3}{A_1 \mu^2 \operatorname{Re}_{\partial on. h \delta.} \Delta p_n^2}, \qquad (8)$$

где с - скорость звука в рабочей среде.

Для пневматических цепей активное сопротивление цилиндрических дросселей из MP следует рассчитывать по формуле, полученной автором на основании обработки экспериментальных статических дроссельных характеристик цилиндрических дросселей из указанного материала:

$$\operatorname{Re} Z_{\partial} = A_2 \left(\frac{1-\Pi}{\Pi}\right)^{0,9} \frac{\mu_{\partial}}{d_{np}^2 S_{\partial}}, \qquad (9)$$

где A_2 - экспериментально определяемый коэффициент (для воздуха $A_2 = 87$), остальные параметры те же, что и в формуле (1).

Используя выражение (5) для определения пористости дросселя, можно получить формулу для проектировочного расчета дросселя для пневматической цепи:

$$l_{\partial} = \frac{\operatorname{Re} Z_{\partial} d_{np}^{2} S_{\partial}}{A_{2} \mu} \times \left(\frac{\operatorname{Re} Z_{\partial} S_{\partial} \operatorname{Re}_{\partial on. n\delta.} \mu - \rho \Delta p_{n} d_{np}}{\rho \Delta p_{n} d_{np}} \right)^{0.9}.$$
 (10)

Расчеты сопротивления дросселя, проведенные по формуле (9), согласуются с экспериментальными АЧХ пневматических цепей с дросселями коррекции в частотном диапазоне до 1000 Гц.

Как следует из приведенного материала, дроссели из материала МР обладают линейной дроссельной характеристикой, не зависящей от частоты до 400 Гц для жидкостных рабочих сред согласно прямым экспериментам и до 1000 Гц для пневматических цепей согласно косвенным экспериментам. Сопротивление дросселей носит активный характер в указанном диапазоне частот. Дроссели из МР, как показывает проведенные ниже расчеты, обладают малыми длинами при величинах сопротивлений, равных волновому сопротивлению трубопроводов, при равенстве площадей сечения волновода и дросселя. Малость длин автоматически выполняет требование по обеспечению сосредоточенности дросселя, т.е. выполнения соотношения:

$$l_{\partial} \leq \frac{1}{8}\lambda,$$

где λ - длина волны колебаний процесса.

Как известно, в дросселе происходит трансформация акустической энергии в тепло. В силу малой акустической мощности

$$N_a = \frac{\Delta p_a^2}{\operatorname{Re} Z_a},$$

выделяющейся в дросселе из материала MP, а также его значительной теплопроводности, в последнем не происходит заметного повышения температуры, которое могло бы сказаться на изменении дроссельных характеристик [16].

Стабильность характеристик дросселя из МР во многом зависит от чистоты рабочего тела и совместимости рабочего тела с материалом проволоки [13]. Дроссели из МР обладают свойством удерживать в своих порах частицы загрязнителя [15]. Можно оценить размер частиц, начиная с которого частицы большего размера будут оседать в порах дросселя:

$$\Delta = 0.65 \frac{\Pi}{1 - \Pi} d_{np}. \tag{11}$$

К сожалению, пока не существует аналитических зависимостей, позволяющих определить время работы дросселя в загрязненной непроточной среде, в течение которого сопротивление дросселя не увеличится на заданную величину. Тем не менее, имеются данные применительно к дросселям из МР в устройствах для измерения пульсаций давления в компрессоре газотурбинного двигателя, позволяющие считать, что для пневматических систем в стендовых условиях заметного изменения сопротивления (5...10%) не происходит в течение нескольких десятков часов. Для изготовления дросселей используется, как правило, проволока из сплава ЭИ-708А-ВИ ТУ14-1-1597-75, которая выпускается с диаметральным размером от 0,05 мм и выше. Проволока является исходным изделием для производства спирали. Для изготовления спирали используются специальные автоматы оригинальной конструкции, разработанные в Самарском государственном аэрокосмическом университете. Эмпирически установлено [15], что наиболее равномерная структура материала МР может быть достигнута, если наружный диаметр спирали d_{cn} равен 8...12 диаметрам проволоки. При выборе диаметра проволоки следует иметь в виду, что наиболее равномерная структура дросселя будет иметь место, когда d_{cn} меньше диаметра дросселя в 3...5 и более раз. Поэтому при выборе диаметра проволоки следует руководствоваться эмпирическим соотношением:

$$d_{cn} \le \frac{d_{\delta}}{(3...5)(8...12)}.$$
 (12)

Так, например, для дросселя с $d_{\partial} = 4$ мм может использоваться проволока с $d_{np} < 0,1$ мм.

При изготовлении дросселя заданную пористость материала П обеспечивают технологически. Для этого определяется масса *G* заготовки из спирали:

$$G = \rho_{np} S_{\partial} l_{\partial} (1 - \Pi), \qquad (13)$$

где ρ_{np} - плотность материала проволоки. Погрешность взвешивания зависит от допустимой погрешности реализации сопротивления дросселя. Для оценки допустимой погрешности взвешивания можно пользоваться соотношениями, приведенными ниже.

В качестве примера проиллюстрируем основные этапы изготовления цилиндрических дросселей. После взвешивания спиральной заготовки последняя растягивается с шагом витков, равным диаметру спирали, что необходимо для обеспечения равномерной пористости в объеме дросселя. Растянутая спираль затем укладывается в плоский коврик. Эмпирически установлено, что длина *а* и ширина *b* этого коврика должны выбираться из следующих приближенных соотношений:

$$a = (10...15)d_{\partial},$$

 $b = (4...5)d_{\partial}.$ (14)

После этого производится скрутка коврика в цилиндрическую заготовку. Для придания большей плотности заготовке, последняя дополнительно обжимается. Кроме того, эта операция нужна для приведения в соответствие диаметра заготовки с диаметром пресс-формы, в которой производится прессование дросселей.

Далее заготовка дросселя промывается в этиловом спирте, просушивается и прессуется в специальной пресс-форме (рис.1).

Для получения более равномерной структуры целесообразно изготавливать дроссели наборными из отдельных коротких элементов. При изготовлении дросселя из материала MP его диаметр обеспечивается диаметральным размером матрицы прессформы. Длина дросселя при прессовании обеспечивается с помощью упоров, размер которых подбирается таким образом, чтобы обеспечить длину дросселя с заданной погрешностью.

Для обоснованного назначения допусков для обеспечения выше указанных величин при изготовлении, найдем коэффициенты



Рис. 1. Пресс-форма для прессования цилиндрических дросселей $d_{\partial} = 5,5$ мм (матрица, подпятник, пуансон)

влияния этих параметров на величину сопротивления дросселя.

Выразив пористость дросселя на основании формулы (13) через ряд параметров

$$\Pi = 1 - \frac{G}{\rho_{np} S_{\partial} l_{l}},$$
 затем, подставляя выраже-

ние для П в формулу (1) и произведя дифференцирование этого выражения по $G, l_{\partial}, d_{\partial}$, а также, переходя к относительным величинам, найдем для капельных жидкостей:

$$\delta \operatorname{Re} Z_{\delta} = \left(\frac{3}{\Pi_{0}} - 1\right) \delta G + \left(2 - \frac{3}{\Pi_{0}}\right) \delta l_{\delta} - \frac{6}{\Pi_{0}} \delta d_{\delta}, \quad (15)$$

где $\delta \operatorname{Re} Z_{\partial} \delta G, \delta l_{\partial}$ и δl_{∂} относительные величины параметров дросселя, Π_0 - номинальная пористость.

Для пневматических цепей аналогичным образом можно получить следующее соотношение:

$$\delta \operatorname{Re} Z_{\partial} = \frac{0.9}{\Pi_0} \delta G + (1 - \frac{0.9}{\Pi_0}) \delta l_{\partial} - 2(1 + \frac{0.9}{\Pi_0}) \delta d_{\partial}.$$
⁽¹⁶⁾

Из анализа соотношений (15) и (16) видно, что отклонение сопротивления дросселя от номинального значения при неизменной погрешности обеспечения размеров и массы зависит от номинальной величины пористости.

Определим в качестве примера допустимую погрешность обеспечения параметров дросселя с $\Pi_0 = 0,4$ для пневматических цепей.

Диаметральный размер обеспечивается



Рис. 2. Дроссель из материала МР в капсулах: а) дроссель в гладкой капсуле; б) дроссель в резьбовой капсуле; 1-капсула; 2-дроссель

диаметром пресс-формы и его можно выдержать с погрешностью не более 0,1%, взвешивание на аналитических весах позволяет обеспечить погрешность не хуже 0,5%. Если принять, что допустимая погрешность сопротивления дросселя 3%, то на основании (15) переходя к абсолютным величинам погрешностей, можно определить допуск на длину дросселя:

$$\delta l_{\partial} = \frac{\left|\delta \operatorname{Re} Z_{\partial}\right| - \left|\frac{0.9}{\Pi_{0}}\delta G\right| - \left|2(1 + \frac{0.9}{\Pi_{0}})\delta d_{\partial}\right|}{1 - \frac{0.9}{\Pi_{0}}}.(17)$$

С учетом принятых ранее величин $\delta l_{\partial} = 1,05$ %. Если номинальная длина дросселя 10мм, то допустимая погрешность 0,1мм, что соответствует 4 классу точности системы допусков и посадок ОСТ.

Конструктивно цилиндрические дроссели из материала МР предлагается устанавливать непосредственно в трубопроводе с легким или нулевым натягом с последующей зачеканкой дросселя. Также дроссели можно устанавливать в гладкой, либо в резьбовой капсуле (рис.2) с последующей установкой капсул в соответствующую точку цепи.

В случае использования цилиндрических дросселей в конструкции акустических фильтров, дросселирующий элемент фильтра может быть выполнен в виде обоймы, в которую запрессованы цилиндрические дросселирующие элементы (рис.3).

Таким образом, с помощью представленных результатов можно осуществлять проектирование дросселирующих элементов из материала МР для пневмогидравлических цепей в соответствии с их функциональным назначением.



Рис. 3. Дроссели из материала МР, установленные в обойме

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Шорин В.П., Быстров Н.Д., Гимадиев А.Г. и др. А.С. 862003 СССР, М. Кл.³ G 01 L 19/00, G 01 L 19/06. Устройство для измерения пульсаций давления / Заявл. 18.01.80. Опубл. 07.09.81. Бюл. №33.
- Шорин В.П., Быстров Н.Д., Гимадиев А.Г. и др. А.С. 800735 СССР, М. Кл.³ G 01 L 7/00, G 01 L 23/00. Устройство для измерения пульсаций давления газа / Заявл. 06.03.79. Опубл. 30.01.81. Бюл. №4.
- Шорин В.П., Быстров Н.Д., Гимадиев А.Г. и др. А.С. 924529 СССР, М. Кл.³ G 01 L 7/00. Устройство для измерения пульсаций давления газа / Заявл. 01.07.80. Опубл. 30.04.82. Бюл. №16.
- 4. Быстров Н.Д., Гимадиев А.Г., Шорин В.П. Об одной схеме выравнивания амплитудно-частотных характеристик акустических каналов систем измерения давления // Изв. вузов. Авиационная техника. 1981. №3.
- 5. Гимадиев А.Г., Быстров Н.Д., Шорин В.П. Частотная коррекция акустического зонда для измерений пульсаций давления в воздушно-газовом тракте турбомашин // Метрология. 1987. №2.
- Быстров Н.Д., Гимадиев М.А. О выборе параметров каналов измерения давления в газовых цепях двигателей внутреннего сгорания / Тезисы докладов междун. научн.-техн. конф., посвящ. 55–летию СГАУ. Самара, 1997.
- 7. Белов С.В. Пористые металлы в машино-

строении. М.: Машиностроение, 1981.

- 8. Залманзон Л.А. Проточные элементы пневматических приборов контроля и управления. М.: АН СССР, 1961.
- 9. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро-пневмосистем. М.: Машиностроение, 1977.
- 10. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980.
- Бузицкий В.Н., Сойфер А.М. Цельнометаллические упруго-демпфирующие элементы, их изготовление и применение / Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей. Куйбышев, 1965. Вып.19.
- Сойфер А.М., Бузицкий В.Н., Першин В.А. А.С. 183174 (СССР) Способ изготовления нетканого материала МР из металлической проволоки / Опубл. в Б.И., 1966. №13.
- 13. Дан П., Рейд Д. Тепловые трубы. М.: Энергия, 1979.
- 14. Берестнев Г.И., Гимадиев А.Г. Исследование сопротивления дросселирующих элементов из материала МР при периодическом ламинарном движении жидкости / Виброакустическая прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев, 1980. Вып.7.
- 15. Изжеуров Е.А. Исследование гидродинамических и фильтровальных характеристик упруго-пористого материала МР для систем двигателей летательных аппаратов: Дис. канд. техн. наук. Куйбышев: КуАИ, 1975.
- 16. *Ржевкин С.Н.* Курс лекций по теории звука. М.: МГУ, 1960.

THROTTLING MEMBERS FROM POROUS MATERIAL MR FOR QUALIZATION OF FREQUENCY CURVES OF PNEUDRAULIC INFORMATION CIRCUITS

© 2001 N.D. Bystrov

Samara State Aerospace University

It is offered for problem solving of equalization of frequency response curves of circuits of check and measuring of dynamic stress to use throttles made from of porous metallical analogue of rubber or material MR. This material has a number(line) of qualities, indispensable for throttles: by linearity of the account performance at significant pressure differential, absence jet compounding (drawing up) complete resistance, equaling of active resistance in a statics and dynamics(changes), and also high adaptability to manufacture. The dependencies for account of hydraulic resistance and choice of arguments of a throttle from a porous material MR, intended are given as an adjustment member of pneudraulic gagging circuits. The know-how of fabrication of a throttle from MR is depicted and the examples of his (its) constructional realization are introduced.

УДК 532.624

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ПОТОЧНЫХ ПРОЦЕССОВ В ТЕПЛОВЫХ РАСХОДНЫХ МАШИНАХ

© 2001 В.Т. Волов

Самарский научный центр РАН

Проведен анализ эффективности широкого класса газовых машин, в котором в явном виде технической работы не совершается – это вихревые устройства различного предназначения, химические газовые реакторы, эжекторы, плазматроны, смесители, акустические газовые устройства и т.д. На основе ранее доказанной автором теоремы построен предельный цикл указанного класса машин. Представлено графическое обобщение всего пространства тепловых машин.

В работе [1] доказана предельная энергетическая теорема для широкого класса теплоэнергетических устройств, в которых техническая работа не реализуется в явном виде (L_{тех}=0).

В данной работе под термином "расходная тепловая машина" подразумевается система или устройство, в котором специально организованный газовый поток осуществляет полезную внутреннюю работу¹ над самим рабочим телом.

Например, в сверхзвуковом закрученном потоке газа в вихревых трубах происходит сепарация энергии на холодную (на оси трубы) и горячую (на периферии) составляющую потока газа [2]. В данном случае полезной внутренней работой является работа сепарации газового потока за счет сил турбулентного трения.

Другим примером полезной внутренней работы в расходных тепловых машинах могут служить газовые акустические устройства, в которых происходит преобразование части энергии газового потока в энергию акустических колебаний среды.

К данному классу расходных тепловых машин могут быть отнесены следующие устройства:

1. Химические газовые реакторы различных типов.

2. Тепломассообменные газовые устройства (вихревые трубы различных типов, эжекторы, смесители, газовые акустические устройства и т.д.).

3. Энергетические устройства, имеющие в качестве рабочего тела до- и сверхзвуковой потоки газа (лазеры и плазматроны различных типов и т.д.).

4. Химические сепараторы и др.

Общим свойством указанного класса тепловых машин является тот факт, что их эффективность тем выше, чем выше степень преобразования энергии газового потока в потенциальную энергию давления (в ракетных двигателях, например, полная энергия преобразуется в кинетическую). На рис.1 представлена принципиальная схема тепловых машин указанного типа.

В адаптированном варианте для случая одного входа и выхода (рис.1) доказанная предельная энергетическая теорема может быть сформулирована следующим образом: *к.п.д. расходной тепловой машины не мо*-

жет превысить величины ДN_{max},

где
$$\Box \overline{N}_{max} = \frac{\frac{1}{k^3 K_{apho}} + \frac{\overline{\dot{Q}}}{k}}{1 + \overline{\dot{Q}}};$$

$$\overline{\dot{Q}} = \frac{\dot{Q}}{C_p T_1^* \dot{G}}; \qquad k = \frac{C_p}{C_v};$$

$$3_{\text{Kapho}} = 1 - \frac{T_1}{T_0};$$

$$T_{\rm apho} = 1 - \frac{T_{\rm I}}{T_{\rm K}}.$$
 (1)

К.п.д. расходной тепловой машины – это отношение полезной внутренней работы, совершаемой газовым потоком, к полной энергии, подведенной к машине.

Доказательство: Введем следующие обозначения:



Рис. 1. Принципиальная схема расходной тепловой машины ($L_{mex}=0$). К – компрессор; РК – рабочая камера; D – диффузор; Р_H, Р_K – давление на входе и на выходе из компрессора соответственно; С – сопло

 $P_1, c_1, v_1, P_2, c_2, v_2 - давление, плотность и скорость на входе в рабочую камеру и вы$ ходе из диффузора соответственно;

 $C_v, C_p, T_1^*, \dot{G}, \dot{Q}$ - теплоемкости при постоянном объеме и давлении, температура торможения на входе в рабочую камеру, расход и подведенная в рабочую камеру тепловая мощность соответственно;

T_к, T₁ – статическая температура на входе и выходе из сопла (С) соответственно.

В случае отсутствия технической работы ($L_{\text{тех}} = 0$) и разности геометрических высот входа и выхода $g(z_2 - z_1) = 0$ уравнение теплового баланса имеет вид

$$C_{v}T_{1}\dot{G} + \frac{P_{1}}{c_{1}}\dot{G} + \frac{v_{1}^{2}}{2}\dot{G} + \dot{Q} =$$
$$= C_{v}T_{2}\dot{G} + \frac{P_{2}}{c_{2}}\dot{G} + \frac{v_{2}^{2}}{2}\dot{G}$$
(2)

Отсюда $\underline{\Pi} U = \underline{\Pi} N$,

где $\underline{\mathcal{I}}U = C_v (T_2 - T_1)\dot{G}$ - изменение внутренней энергии потока в единицу времени.

Изменение мощности газового потока и подведенной извне тепловой мощности на входе и выходе равно:

$$\mathcal{A}N = \left(\frac{P_1}{c_1} + \frac{v_1^2}{2}\right)\dot{G} + \dot{Q} - \left(\frac{P_2}{c_2} + \frac{v_2^2}{2}\right)\dot{G} \cdot (3)$$

Отнесем изменение ДN в расходной тепловой машине к полной тепловой мощ-

ности на входе и определим предел этого выражения при стремлении к нулю выходной скорости $v_2 \rightarrow 0$.

Получим следующее выражение:

$$\mathcal{A}\overline{N}_{\max} = \lim_{v_2 \to 0} \frac{\left[\left(\frac{P_1}{c_1} + \frac{v_1^2}{2} \right) \dot{G} + \dot{Q} - \left(\frac{P_2}{c_2} + \frac{v_2^2}{2} \right) \dot{G} \right]}{C_p T_1^* \dot{G} + \dot{Q}} \cdot (4)$$

В результате обезразмеривания, учета уравнения энергии и элементарных преобразований окончательно получаем:

$$\Delta \overline{N}_{max} = \frac{\left(1 + \frac{\lambda_1^2}{k+1}\right)\frac{k-1}{k} + \overline{\dot{Q}}}{1+\overline{\dot{Q}}} - \frac{k-1}{k} = \frac{\frac{1}{k} \cdot \frac{k-1}{k+1}\lambda_1^2 + \frac{1}{k}\dot{Q}}{1+\overline{\dot{Q}}}.$$
(5)

Газодинамический к.п.д. цикла Карно для теплоизолированного сопла определяется по формуле:

$$3_{\text{Kapho}} = 1 - \frac{T_1}{T_K} =$$
$$= 1 - \frac{T_1^* \left(1 - \frac{k - 1}{k + 1} \pi_1^2\right)}{T_1^*} = \frac{k - 1}{k + 1} \pi_1^2, \quad (6)$$

где $\Pi_1 = \sqrt{\frac{2k}{k+1}} R T_1^*$ - коэффициент скорос-

ти потока на входе в рабочую камеру;

статическая температура после компрессора T_{K} равна полной температуре на входе в сопло $T_{K} = T_{1}^{*}$.

Следовательно формулу (5) можно переписать в следующем виде:

$$\mathcal{A}\overline{N}_{\text{max}} = \frac{\frac{1}{k}^{3}_{\text{Kapho}} + \frac{1}{k}\overline{\dot{Q}}}{1 + \overline{\dot{Q}}}.$$
 (7)

Максимальный к.п.д. расходной тепловой машины:

$$3 \operatorname{max}_{\mathrm{G>0}} = \underline{\Pi} \overline{\mathrm{N}}_{\mathrm{max}} \,. \tag{8}$$

В формуле (8) индекс (G > 0) означает, что расход через тепловую машину не равен нулю.

Выражение (7) представляет собой максимально возможное значение относительной доли мощности потока и подведенной тепловой мощности, потерянной и (или) утилизированной в расходной тепловой машине.

Вследствие того, что скорость отводящих газов отлична от нуля и всегда имеются потери, к.п.д. расходной тепловой машины будет меньше предельного значения (7):

$$\Delta \overline{N} < \Delta \overline{N}_{\max} . \tag{9}$$

Что и требовалось доказать. Таким образом, получена мажорантная оценка к.п.д. расходной тепловой машины при $L_{rex} = 0$.

Следствие. Глобальный максимум утилизированной и (или) потерянной мощности в тепловой расходной машине при L_{тех} = 0 равен:

$$\lim_{\substack{\underline{\pi}_{1} \to \pi_{\max} \\ \dot{Q} \to 0}} \overline{\prod_{i}} = \lim_{\substack{\underline{X} \to \infty \\ \dot{Q} \to \infty}} \overline{\prod_{i}} = \lim_{\substack{\underline{\pi}_{1} \to \pi_{\max} \\ \dot{Q} \to 1}} \overline{\prod_{i}} = \frac{1}{k}.$$

Из рис.1 видно, что указанный тип теп-

ловых машин включает сопло, рабочую камеру и диффузор с бесконечно большим расширением. Как отмечено выше рассматриваемый класс машин имеет тем большую эффективность, чем выше степень утилизации кинетической энергии $E_{_{KИH}}$ в энергию давления $E_{_{давл}}$. Для идеальной тепловой машины указанного класса максимальная степень утилизации кинетической энергии достигается при бесконечном уширении диффузора $S_{_{диф.}} \rightarrow \infty$, а значит скорость на выходе из диффузора стремиться к нулю ($v_2 \rightarrow 0$) при постоянном расходе (G = const).

На рис. 2 представлен условный холостой цикл для указанного класса машин при

$$\dot{Q}_1 \rightarrow 0$$
.

Следует отметить, что тепловые машины указанного класса являются принципиально открытыми. Однако, использование графического изображения рабочего цикла, также как для ВРД, РД (цикл Брайтона) допустимо.

Идеальный цикл, представленный на рис. 2, состоит из одной изотермы (H-K), двух идеальных адиабат (K-3, 4-H) и одной ударной адиабаты Гюгонио (4-3). Следует отметить, что при сверхзвуковом режиме течения

 $(\pi_1 > 1)$ всегда имеет место скачок уплотне-



Рис. 2. Условный предельный цикл холостого хода тепловой расходной машины $\left(\dot{L}_{\text{тех}} = 0 \right) \dot{Q}_{i}$ – отведение, подведение теплоты к машине

ния, так как режим течения в сопле является нерасчетным [3].

Потерянная ($\underline{\Pi}\overline{N}$) или утилизированная мощность (з_{G>0}) в тепловой машине указанного класса не может превысить максимальную возможную величину ($\underline{\Pi}\overline{N}_{max}$ или з $\overset{max}{G>0}$), определяемую теоремой [1].

Заштрихованная площадь H–К–3–4-Н, отнесенная к общей площади по кривой К-H-4-3, и представляет собой относительную долю потерянной $\Delta \overline{N}_{max}$ или утилизированной 3 _{G>0} мощности.

$${}_{3}_{G>0} = \prod \overline{N} = 1 - \frac{\int_{K}^{3} Pdv}{\int_{H}^{K} Pdv + \int_{3}^{4} Pdv + \int_{4}^{H} Pdv} .(10)$$

Как утверждает теорема, данная величина не может превысить соответствующее максимальное значение, определяемое [1] по формуле (1)

$$3_{G>0} \le 3_{G>0}^{\max} = \prod \overline{N}_{\max}.$$
 (11)

Следует отметить, что в координатах P-V в общем случае траектория ударной адиабаты Гюгонио не определена, а имеются только начальные (P_3 , V_3) и конечные (P_4 , V_4) значения траектории. Для случая слабых ударных волн в работе [4] получено решение задачи о кривизне траектории адиабаты Гюго-

нио $\left(\frac{\partial^2 v}{\partial P^2} > 0\right)$. Однако экстраполяция

данного результата в области сильных ударных волн не аргументирована.

Второе начало термодинамики и теорема о минимуме производства энтропии И. Пригожина [5] не позволяет определить форму кривой 4-3 без допущения о локальном равновесии в зоне скачка уплотнения. Производная по времени от производства энтропии будет отрицательной:

$$\frac{dP}{dt} \le 0$$
, rge $P = \frac{dS}{dt} \ge 0$, r.e. $dS \ge 0$. (12)

Таким образом, устойчивость термодинамического процесса выполняется при варьировании формы кривой в широком диапазоне.

Для выяснения формы кривой на участке (4-3) используется значение з $_{G>0}^{max}$ для случая $\overline{\dot{Q}} = 0$:

$$3_{G>0}^{\max} = \prod \overline{N}_{\max} = \frac{1}{k} 3_{Kapho} = \frac{1}{k} \frac{k-1}{k+1} \pi_1^2.$$
 (13)

Площадь цикла по формуле (10) численно определялась для $3 = \prod \overline{N}$ при варьировании давления на выходе из машины (P_H) и фиксированном значении $P_K = P_K^*$.

В первом приближении на участке 3-4 использовалась линейная зависимость между Р и V.

В этом случае площадь под кривой 3-4 определяется как площадь трапеции:

$$\int_{4}^{3} P dV = \frac{(P_3 + P_4)}{2} (V_3 - V_4)_{.} \quad (14)$$

На рис.3 показано, что утверждение теоремы удовлетворяется в диапазоне до $P_{\rm H} = 0,05 \cdot 10^5 \, \Pi a$, т.е. до скоростей на входе в камеру $\pi_1 = 2,307$.

При дальнейшем понижении давления на выходе из диффузора $P_H < 0.05$ $3 = \prod \overline{N}$ становится больше, чем 3^{max} , что запрещается теоремой.

Теорема будет удовлетворена при вы-



Рис. 3. Зависимость η от λ

полнении условия

$$\int_{3}^{4} P dV < \frac{(P_{3} + P_{4})}{2} (V_{3} - V_{4}), \quad (15)$$

т.е. траектория 3-4 должна быть вогнута (рис.2).

Таким образом, теорема [1] позволяет определить форму траектории условного процесса на участке ударной адиабаты в P-V координатах.

Теорема И. Пригожина [5] (формула (4)) в данном случае выполняется автоматически:

$$\frac{dS^2}{dt^2} < 0$$
, где $S = C_V ln \frac{PV^{\kappa}}{P_3 V_3^{\kappa}} + S_3$, (16)

где S – термодинамическая энтропия; C_v – удельная теплоемкость газа при постоянном объеме; P_3 , V_3 , P, V – давление и удельный объем перед скачком и после него на участке 3-4; S_3 – значение энтропии потока перед скачком при V = V_3 и P = P_3 .

На рис. 4 холостой цикл тепловой машины представлен в T-S координатах. Так как цикл замкнут, то согласно определению энтропии (16), несмотря на участок с необратимыми потерями (скачок уплотнения 3-4), суммарное изменение энтропии равно нулю. Следовательно, учитывая, что на участках адиабатического расширения (2-3) и сжатия (4-1) по определению изменение энтропии равно нулю, повышение энтропии на участке скачка уплотнения (3-4) в точности равно понижению энтропии на участке изотермического сжатия в компрессоре (1-2)

$$\mathcal{A}S_{34} = |\mathcal{A}S_{12}| = R\ln\frac{P_2^*}{P_1^*} = R\ln\frac{P_3^*}{P_4^*};$$

$$\mathcal{A}S^{\Sigma} = \mathcal{A}S_{12} + \mathcal{A}S_{23} + \mathcal{A}S_{34} + \mathcal{A}S_{41} = 0.(17)$$

В отличие от цикла Карно, где движение возможно в прямом и обратном направлении, в данном цикле движение возможно только в одном направлении, т.е. цикл является необратимым при суммарном изменении энтропии равном нулю.

При этом указанный цикл, в отличие от цикла Карно, где прямой цикл соответствует

циклу двигателя, а обратный – холодильной машине, может работать в одном и том же направлении, как холодильная машина (например, вихревые трубы) и в ином качестве (например, газовые эжекторы).

Эффективность энергетических установок рассматриваемого класса тепловых машин может быть определена индикатором качества поточного процесса I, равного отношению полезной внутренней работы к максимально возможной доле энергии, которая может быть утилизирована в данный момент:

$$I = \frac{A_{\text{пол}}}{\prod N_{\text{max}}},$$
 (18)

где А_{пол} – полезная внутренняя работа рабочего тела.

Полная эффективность указанного класса машин определяется следующим образом:

$${}_{3}{}^{\Sigma} = \prod_{i=1}^{N} {}_{3i},$$
 где $i = 1, 2, ... n.$ (19)

Например, для проточного газового лазера с электрической накачкой полная эффективность (или к.п.д.) запишется так:

$$3 \frac{\Sigma}{\text{laser}} = 3_{\text{г.т}} \cdot 3_{\text{обсл.}} \cdot 3_{30} \cdot 3_{\text{кв}}, \quad (20)$$



Рис. 4. Предельный цикл тепловой машины в T-S координатах

1-2 – изотермическое сжатие в компрессоре;

2-3 – адиабатическое расширение в сопле;

3-4 – скачок уплотнения; 4-1 – адиабатическое сжатие в диффузоре

Класс тепловых	I	П	TII
машин	1	11	111
Расход газообраз-		G > 0	G > 0
ного рабочего тела	G = 0	$G \rightarrow G_{max}$	$(G \rightarrow G_{max})$
Скорость газа		V > 0	$V_{mm} \rightarrow 0$
на выходе из	$V_{\rm Bbix} \approx 0$		$(\mathbf{C} \rightarrow \mathbf{c})$
тепловой машины		$(V_{BHX} \rightarrow V_{max})$	$(S_{\text{вых}} \to \infty)$
Направление	Полная	Полная энергия	Полная энергия
преобразования	(внутренняя) энергия	преобразуется в	преобразуется в
полной энергии	преобразуется в	кинетическую	потенциальную энергию
газового потока	механическую работу	энергию	давления
	$E_{\text{пол}} = E_{\text{внутр}} \Leftrightarrow A_{\text{мех}}$	$E_{\text{пол}} \rightarrow E_{\text{кин}}$	$E_{non} \rightarrow E_{nor}$
Коэффициент полезного действия	$3_{Kapho}^{ideal} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$; $3_{Cтирлинга}$ и т.д.	$3 = 1 - \left(\frac{P_a}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$ $\lim_{P_1 \to \infty} 3 \xrightarrow{\text{ideal}}_{\text{Карно}}$	a) $L_{\text{Tex}} = 0$ $3 \frac{\text{ideal}}{G>0} = \frac{1}{k} 3 \frac{\text{ideal}}{Kapho}$ 6) $Q_{\text{BHEIII}} = 0; L_{\text{Tex}} \neq 0$ $3 \frac{\text{ideal}}{Kapho} - e$
Цикл тепловой машины	Цикл Карно Цикл Стирлинга	Цикл Брайтона	Цикл расходной тепловой машины (рис.2)

Таблица. Классификация тепловых машин по способу преобразования полной энергии рабочего тела

где $3_{r.r.} = I \cdot 3_{max}^{ideal}$; $3_{obcn.}$ - это эффективность газового тракта, эффективность обслуживающего лазера; 3_{30} , 3_{KB} - это электрооптическое и квантовое к.п.д. газового лазера.

Так для CO₂-лазера з _{кв} $\approx 0,4$, а для CO-



Рис. 5. Принципиальная схема пространства тепловых машин

лазера з _{кв} ~ 0,8 соответственно, т.е. полное к.п.д. лазерной установки даже в идеальном случае (з _{э0} = з _{обсл} = 1) не может превысить для CO₂ и CO-лазеров соответственно величин:

$$3 \sum_{\text{ideal}}^{\Sigma} = \frac{1}{K} 3 {}_{\text{KB}}^{\text{CO}_2} \approx 0,25$$

И

$$3_{\text{ideal}}^{\Sigma} = \frac{1}{K} 3_{\text{KB}}^{\text{CO}} \approx 0.5.$$

В таблице представлена классификация тепловых машин, характеризующаяся направлением преобразования полной энергии, подведенной к тепловой машине.

На рис.5 представлена графическая иллюстрация таблицы. Видно, что классы тепловых машин (I, II, III) можно изобразить в виде куба со сторонами $E_{\text{пол.}} - A_{\text{мех}} - E_{\text{пол.}} - E_{\text{кин}}$, $E_{\text{пол.}} - E_{\text{давл.}}$

Весь объем пространства куба представляет собой всё многообразие комбинированных схем указанных классов тепловых машин.

Вектор M определяет энергетические характеристики некоторой тепловой машины М.

¹ Под внешней полезной работой подразумевается техническая работа, которая для данного класса машин равна нулю ($L_{rex} = 0$).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Волов В.Т. Предельная энергетическая те-

орема для расходной тепловой машины // ДАН. Т.381. 2001. № 4.

- 2. *Меркулов А.П.* Вихревой эффект и и его применение в технике. М.: Машиностроение, 1969.
- 3. *Абрамович Г.Н.* Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1991.
- 4. *Ландау Л.Д., Лифшиц М.Е.* Гидродинамика. М.: Наука, 1983.
- 5. Гленсдорф П., Пригожин И. Термодинамическая теория структуры, устойчивости и флуктуаций. М.: Мир, 1973.

EFFECIENCY OF THE FLOW PROCESSES UTILIZING IN THE WASTE FLOW MACHINES

© 2001 V.T. Volov

Samara Science Centre of Russian Academy of Sciences

In this article has presented the new result about waste energy analysis for the case with zero technical work (the vortex tubes, gas dynamic lasers, plasmotrons, hitting tubes, ejectors etc.). On the basic of the proving theorem has received the limited thermodynamic cycle for the ones. The author has presented the graphical illustration of the heat gas machines space.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ ТУРБОМАШИН НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ УСЛОВИЙ НАГРУЖЕНИЯ

© 2001 Д.С. Еленевский, В.А. Солянников

Самарский научно-инженерный центр автоматизированных прочностных испытаний и диагностики машин

Предложена методика проведения эквивалентных испытаний деталей газотурбинных двигателей на основе моделирования эксплуатационного характера нагружения в наиболее нагруженных элементах детали. Представлены сформированная программа и результаты эквивалентных испытаний рабочей лопатки турбины одного из высокотемпературных авиационных газотурбинных двигателей.

Повышение требований к надежности и параметрам современных авиационных газотурбинных двигателей (ГТД), рост их ресурса и темпов создания обуславливает необходимость развития новых методов прочностной доводки двигателей, включающих уточненные методы расчетной оценки прочности и ресурса элементов конструкций двигателя и экспериментальные методы их доводки по параметрам прочности в лабораторных условиях.

Широкое распространение в настоящее время получили методы поузловой доводки [1] и стендовые испытания полноразмерных двигателей [2], основанные на моделировании условий эксплуатации. Однако первые требуют дальнейшего развития, а вторые являются весьма трудоемкими и дорогостоящими.

Достигнутый уровень развития испытательных средств, позволяющих адекватно моделировать в лабораторных условиях эксплуатационный характер и механизмы нагружения элементов конструкций двигателя, и подходов к описанию их предельного состояния при различных видах нагружения, включая сложное многофакторное неизотермическое нагружение, позволяет сделать важный шаг вперед: проводить эквивалентные испытания наиболее нагруженных и ответственных деталей двигателя в лабораторных условиях. Проведение таких испытаний открывает возможность уже на ранних стадиях создания и доводки двигателя отработать оптимальные конструкторско-технологические

решения и экспериментально проверить работоспособность деталей двигателя на заданный ресурс.

Формирование программ эквивалентных испытаний деталей двигателя в лабораторных условиях включает следующие основные этапы:

 расчетно-экспериментальный анализ эксплуатационной нагруженности деталей при эксплуатации двигателя по обобщенному полетному циклу и на его основе выбор наиболее нагруженных элементов детали;

 формирование лабораторных режимов нагружения для каждого выбранного элемента;

- определение длительности эквивалентных испытаний элементов детали по сформированным режимам лабораторного нагружения на заданный ресурс.

Формирование лабораторных режимов нагружения производится с соблюдением следующих принципов:

 обеспечение равенства максимальной температуры при испытаниях и в условиях эксплуатации;

- соответствие характера лабораторного нагружения эксплуатационному включая одинаковость механизмов деформирования;

- обеспечение уровней переменных и статических напряжений при испытаниях, близких к эксплуатационным.

Расчет длительности эквивалентных испытаний производится из условия обеспечения равенства накопленных повреждений при испытаниях и в условиях эксплуатации за ресурс

$$\mathbf{a}_{\mathrm{I}}\mathbf{R}_{\mathrm{I}} = \mathbf{a}_{\mathrm{H}}\mathbf{R},\tag{1}$$

где $a_{\pi} u a_{3}$ - средние доли повреждения соответственно за один лабораторный и эксплуатационный циклы нагружения;

R_л - длительность эквивалентных испытаний;

R - заданный ресурс двигателя, выраженный в циклах.

Отсюда длительность эквивалентных испытаний элемента детали

$$\mathbf{R}_{\Pi} = \mathbf{a}_{\Im} \mathbf{R} / \mathbf{a}_{\Pi} \,. \tag{2}$$

Пусть X_{19} ; X_{29} ; ...; X_{N9} и X_{17} ; X_{27} ; ...; X_{N1} - параметры, характеризующие нагруженность элемента детали соответственно в эксплуатационных и лабораторных условиях, $Z = \Phi(X_1; X_2; ...; X_N)$ - уравнение, описывающее предельное состояние элемента при нагружении, соответствующем эксплуатационному.

Тогда средние доли повреждения за один лабораторный а_л и эксплуатационный а_эциклы нагружения можно определить следующим образом

$$\mathbf{a}_{\Pi} = 1 / \mathbf{Z}_{\Pi \text{pace}}; \, \mathbf{a}_{\Im} = 1 / \mathbf{Z}_{\Im \text{pace}}, \qquad (3)$$

где Z_{Лрасч} и Z_{Эрасч} - расчетные значения долговечности элемента в лабораторных и эксплуатационных условиях, определяемые с помощью уравнения предельного состояния.

Таким образом выражение для определения длительности эквивалентных испытаний элемента детали в лабораторных условиях по режиму с параметрами нагруженности X_{1,1}; X_{2,1}; ...; X_{NЛ}окончательно записывается следующим образом

$$R_{JI} = \frac{\Phi(X_{1J}; X_{2J}; \dots; X_{NJ})}{\Phi(X_{1D}; X_{2D}; \dots; X_{ND})} R.$$
(4)

Неразрушение всех элементов детали при их эквивалентных испытаниях подтверждает работоспособность детали на заданный ресурс.

Проводя эквивалентные испытания элементов детали до разрушения, можно оценить их эксплуатационную долговечность

$$Z_{9} = \frac{\Phi(X_{19}; X_{29}; \dots; X_{N9})}{\Phi(X_{11}; X_{21}; \dots; X_{N1})} Z_{11}, \quad (5)$$

где Z_л - число циклов до разрушения элемента детали при эквивалентных испытаниях.

Минимальное значение Z_э по результатам эквивалентных испытаний всех элементов детали будет определять долговечность детали в условиях эксплуатации

$$Z_{3_{\text{der}}} = \min \{ Z_{13}; Z_{23}; \dots; Z_{M3} \},$$
 (6)

где M - количество испытанных элементов детали.

Описанная выше методика формирования программ и проведения эквивалентных испытаний была использована при доводке рабочей лопатки 1 ступени турбины одного из авиационных высокотемпературных ГТД на заданный ресурс.

Анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) лопатки в эксплуатационных и лабораторных условиях выполнялся путем расчета кинетики НДС с помощью разработанного пакета прикладных программ (ППП), включающего программы расчета нестационарного теплового состояния и кинетики неупругого деформирования сечения лопатки при циклическом неизотермическом нагружении, программу расчета долговечности лопаток при многофакторном неизотермическом нагружении, а также программы автоматизированной обработки и графического представления результатов расчета [3].

В качестве модели материала (жаропрочный никелевый сплав типа ЖС) была использована структурная модель упруговязкопластической среды [4].

Рассчитывалось среднее сечение пера лопатки. При его дискретизации было выбрано 120 представительных точек. Расчет выполнялся мелкими шагами по времени, для чего обобщенный полетный цикл (ОПЦ) двигателя длительностью 2 часа разбивался на 200 шагов. Результаты расчета теплового и напряженно-деформированного состояния среднего сечения пера лопатки на различных режимах работы двигателя, а также параметры вибронагруженности, полученные путем тензометрирования пера лопатки на работа-

Режим работы двигателя	Относительная продолжитель- ность ф%	Параметры нагружения	Входная кромка	Выходная кромка	Корыто	Спинка
		T _{MAX} , °C	950	935	945	940
Взлетный	2,2	у _{ст} ,МПа	245	223	181	154
2000	2	у _а ,МПа	18	15	-	15
Цоли			800	785	790	785
ПОМИ-	20	- " -	172	152	157	159
нальный			15	16	-	8
Vnoŭcon			750	740	752	750
креисер-	77,8	- " -	166	146	151	153
СКИИ			18	16	-	10

Таблица 1. Параметры эксплуатационной нагруженности элементов лопатки

ющем двигателе, представлены в табл.1.

Механизм деформирования кромок наиболее нагруженных элементов лопатки знакопеременный асимметричный цикл с размахом упругих деформаций $\Delta e_{BX} = 0,29 \%$ во входной кромке и $\Delta e_{Bbix} = 0,27 \%$ в выходной кромке, сопровождающийся незначительным приростом деформации ползучести в сторону растяжения. Значения накопленной деформации ползучести в кромках за 100 циклов нагружения оказались малы и не учитывались при формировании программы эквивалентных испытаний. Пластические деформации отсутствуют.

Моделирование эксплуатационного характера нагружения лопатки производилось с помощью автоматизированного комплекса термовиброциклических испытаний лопаток турбин [5], позволяющего осуществлять многофакторное неизотермическое нагружение лопатки.

Лопатка нагревалась с помощью профилированного индуктора, форма и положение которого относительно профильной части пера лопатки определялись из условия обеспечения необходимых температурных полей с максимальным нагревом кромок. В полуцикле охлаждения лопатка обдувалась потоком воздуха, истекающим из сопла. Вибрационное нагружение осуществлялось путем возбуждения резонансных колебаний лопатки по первой изгибной форме посредством электродинамического вибратора.

Лабораторные режимы нагружения отличались скоростями нагрева и охлаждения, за счет чего варьировалась величина размаха упругой (или упруго-пластической) деформации за цикл нагружения. Характеристики режимов и параметры НДС кромок лопатки, полученные расчетным путем, приведены в табл.2.

Исходя из эксплуатационного механизма деформирования кромок лопатки и максимальной нагруженности в рамках этого механизма, были выбраны следующие режимы нагружения: режим 3 для испытания выходной кромки и режим 2 - для входной кромки.

Для описания предельного состояния кромок лопатки в условиях многофакторного неизотермического нагружения использовано критериальное уравнение [6]

$$Z_{u\phi} = Z_{p} \left[1 - \left(\frac{\Sigma \tau_{i}}{\tau_{p}} \right)^{0,7} \right]^{1/0.8} \left[1 - \left(\frac{\Sigma N_{i}}{N_{p}} \right)^{0,3} \right]^{1/0.1}, \quad (7)$$

где Z_p - термоциклическая долговечность при пилообразном изменении температуры в заданном диапазоне;

 $\Sigma \tau_{i}$ - суммарное время выдержки при максимальной температуре и статическом напряжении в цикле нагружения;

τ_p - время до разрушения по кривой длительной прочности;

 ΣN_i - суммарное число циклов вибронагружения;

 N_{p} - предельное число циклов вибронагружения.

Подставив значения параметров эксплу-

Номер режима		1		2	3	
Элемент лопатки	Входная кромка	Выходная кромка	Входная кромка	Выходная кромка	Входная кромка	Выходная кромка
Максимальная температура, °С	950	935	950	935	950	935
Скорость охлаждения, град/сек	ия, 100		150		200	
Скорость нагрева, град/сек	50		100		150	
Время выдержки при Т _{МАХ} , сек	30		30		30	
Размах упругой деформации, %	0,53	0,56	0,60	0,57	0,67	0,62
Размах пластической деформации, %	0	0	0	0	0,05	0
Напряжение на участке выдержки, МПа	200	215	220	205	225	215
Амплитуда вибронапряжений, МПа	16	20	20	26	20	26

Таблица 2. Характери	стики режимов лабораторного в	нагружения и параметры н	агруженности кромок
лопатки на этих режимах			

атационной и лабораторной нагруженности кромок лопатки (таблицы 1 и 2) в формулу (7) и учитывая (3), определим с помощью выражения (4) длительность эквивалентных испытаний кромок лопатки на ресурс двигателя R = 15000 час (или 7500 цикл): для входной кромки $R_{\pi}^{BX} = 1796$ цикл при испытаниях лопатки по 2 режиму нагружения ; для выходной кромки $R_{\pi}^{BblX} = 704$ цикл - по 3 режиму нагружения.

Испытания лопаток по сформированной выше программе проводились до разрушения с целью последующей оценки эксплуатационной долговечности и интегрального запаса, с которым подтвержден заданный ресурс.

Значения средней долговечности кромок лопатки при испытаниях составили: $Z_{\pi}^{BX} = 2762$ цикл для входной кромки и $Z_{\pi}^{BbX} = 1842$ цикл для выходной кромки.

Оценку долговечности кромок лопатки в эксплуатационных условиях проведем с помощью выражения (5), подставляя в него полученные при испытаниях средние долговечности до разрушения: $Z_{\Im}^{BX} = 11530$ цикл для входной кромки и $Z_{\Im}^{BbIX} = 19605$ цикл для выходной кромки.

Следовательно, эксплуатационная долговечность лопатки по результатам эквивалентных испытаний составит (6) Z_{Элоп} = min {11530; 19605} = 11530 цикл.

Коэффициенты запаса определим как отношение полученной при испытаниях средней долговечности до разрушения к расчетной длительности эквивалентных испытаний

И

$$K_{y}^{BbIX} = 1842 / 704 = 2,62$$

 $K_v^{BX} = 2762 / 1796 = 1,54$

соответственно для входной и выходной кромок.

Таким образом, работоспособность лопатки на заданный ресурс двигателя R = 15000час подтверждена с запасом $K_v = 1,54$. Прогнозируемая по результатам проведенных эквивалентных испытаний эксплуатационная долговечность лопаток оказалась близкой к полученному при стендовых испытаниях полноразмерных двигателей значению.

Металлографический анализ изломов подтвердил идентичность разрушений лопаток при стендовых испытаниях полноразмерных двигателей и в лабораторных условиях.

Выводы

1. Разработаны метод формирования программ и методика проведения эквивалентных испытаний деталей турбомашин в лабораторных условиях, в основе которых лежат принципы имитационного моделирования характера эксплуатационного нагружения и механизмов деформирования в наиболее нагруженных элементах детали.

2. Сформирована программа и проведены эквивалентные испытания рабочих лопаток 1 ступени турбины одного из авиационных высокотемпературных ГТД, результаты которых в сопоставлении с результатами стендовых испытаний полноразмерных двигателей показали, что прогнозируемый ресурс указанных лопаток близок к фактическому, что подтверждает возможность использования предложенного подхода в процессе создания и доводки турбомашин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Еленевский Д.С. Проблемы развития методов поузловой доводки ГТД на конструкционную прочность / Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев, 1986.
- 2. *Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И.* Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1976.
- Солянников В.А. Моделирование неупругого деформирования и предельного состояния лопаток турбин при совместном действии термоциклических и вибрационных нагрузок / Конструкционная прочность двигателей. Куйбышев, 1990.
- 4. Гохфельд Д.А., Садаков О.С. Пластичность и ползучесть элементов конструкций при повторных нагружениях. М.: Машиностроение, 1984.
- 5. Научные основы и методы повышения надежности и долговечности газотурбинных двигателей / Под ред. В.Т. Трощенко, Г.С. Писаренко. Киев: Наукова думка, 1979.
- 6. Еленевский Д.С., Солянников В.А. Предельные состояния и ресурс лопаток турбин при многофакторном неизотермическом нагружении // Известия Самарского научного центра РАН. 1999. № 2.

PREDICTION OF TURBOMACHINERY PARTS SERVICE LIFE BASING UPON SIMULATION OF LOADING OPERATING CONDITIONS

© 2001 D.S.Yelenevsky, V.A.Solyannikov

Samara Scientific-Engineering Centre of Automated Strenght Tests and Diagnostics of Machines

Equivalent test procedure for GT engine parts based upon simulation of operation loading in most loaded part elements is suggested. Developed program and results of equivalent tests for turbine blade of one of high temperature GT aircraft engines are presented.

УДК 621.034:778.38

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ЗВУКОИЗЛУЧЕНИЯ КОНСТРУКЦИЙ МЕТОДАМИ ЭЛЕКТРОННОЙ СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ

© 2001 Д.С. Еленевский, Ю.Н. Шапошников

Самарский научно-инженерный центр автоматизации прочностных испытаний и диагностики машин

Разработан метод исследования процесса звукоизлучения машин и механизмов, позволяющий с помощью электронной спекл-интерферометрии визуализировать поле амплитуд колебаний конструкции. Проведены виброакустические исследования дисковых тормозных механизмов автомобилей ВАЗ, направленные на выявление источника повышенного шума в процессе торможения.

Динамическое взаимодействие кинематических пар и узлов механизмов и машин порождает колебательную энергию, которая распространяется по конструкции и излучается в окружающую среду с образованием акустического поля. Акустический шум, излучаемый работающими машинами и механизмами, оказывает отрицательное физиологическое и раздражающее воздействие на человека, создает помехи при передаче и восприятии информации, а также приводит к возбуждению вынужденных и резонансных колебаний окружающих предметов, включая элементы самой конструкции. Спектральный состав акустических шумов машин очень разнообразен, и в большинстве случаев представляет собой смесь случайных и периодических колебаний [1].

Решение задач минимизации виброакустической активности машин, в том числе на стадии проектирования, предполагает создание математических моделей колебаний конструкций и звукоизлучения, уточненных по результатам экспериментальных исследований. С этой целью проводятся измерения акустических шумов в ближнем и дальнем звуковых полях. Однако, эти измерения не позволяют детально исследовать процесс образования и распространения шума.

Перспективным экспериментальным направлением исследования виброакустических параметров конструкций машин является применение методов визуализации вибрационных полей упругих структур, таких как голографическая интерферометрия [2, 3]. Так, например, с помощью голографической интерферометрии установлено, что основным источником шума узлов настройки металлорежущих станков являются собственные изгибные колебания дисков зубчатых колес [4]. Тем не менее, число работ посвященных применению методов голографической интерферометрии для исследования процессов звукоизлучения крайне ограничено. В то же время методы голографической интерферометрии широко используются в процессе вибропрочностной доводки высоконагруженных конструкций, например, газотурбинных двигателей [5, 6].

Основным преимуществом голографической интерферометрии является возможность бесконтактного получения полной картины вибрационного поля исследуемого объекта. Однако, методы голографической интерферометрии имеют существенный недостаток, во многом ограничивающий области их применения, связанный с трудоемкостью получения голографических интерферограмм и неоперативностью. Результаты голографических исследований доступны экспериментатору только после длительного фотохимического процесса обработки голограмм.

Альтернативными голографическим являются методы электронной спекл-интерферометрии, развитые в последнее время и свободные от их недостатков [7]. Например, электронный спекл-интерферометр с компьютерной регистрацией интерферограмм, описанный в [8], позволяет в реальном времени наблюдать на экране монитора спеклизображение вибрирующего объекта и регистрировать интерферограмму за время не превышающее нескольких миллисекунд. Такой спекл-интерферометр с успехом может быть применен для решения задач акустики машин и исследования процессов шумообразования.

Ниже описывается разработанная методика исследования процессов звукоизлучения конструкций, основанная на визуализации поля амплитуд колебаний звукоизлучающей поверхности с помощью электронной спеклинтерферометрии.

В качестве объекта для разработки методики исследований использовалась шестерня коробки приводов авиационного двигателя НК-93. Для проведения исследований шестерня по оси жестко крепилась на массивном угольнике и устанавливалась на платформе виброизолированного интерферометрического стола. Оптическая схема спекл-интерферометра подробно описана в [8].

Первоначально исследовался спектр акустического шума шестерни. С этой целью шестерня возбуждалась с помощью генератора белого шума. Схема возбуждения и регистрации шума шестерни представлена на рис.1.

Сигнал от генератора белого шума 1 через широкополосный усилитель 2 подавался на пьезоэлектрический возбудитель колебаний 3, точка контакта которого с шестерней располагалась на ободе вблизи периферии шестерни. Возбудитель поджимался к ободу шестерни в осевом направлении практичес-



Рис. 1. Схема возбуждения и регистрации шума:
1 - генератор белого шума; 2- усилитель;
3 - пьезоэлектрический возбудитель;
4 - исследуемый объект; 5 - микрофон;
6 - шумометр; 7 - осциллограф; 8 - магнитограф;
9 - анализатор спектра; 10 - самописец

ки без усилия, с тем, чтобы прилагаемое усилие не изменило жесткостных характеристик объекта и тем самым не повлияло на результат исследования. Измерительный микрофон 5, установленный на расстоянии 0,6м от шестерни, регистрировал акустический сигнал отклика, который подавался на шумомер 6. Сигнал с шумомера контролировался осциллографом 7 и записывался магнитографом 8. Шумомер при этом работал в режиме "характеристика А". Воспроизведенный с магнитографа сигнал поступал на анализатор спектра 9. Сигнал обрабатывался и выводился на самописец 10. Спектрограммы отклика регистрировались в диапазоне частот до 20 кГц. На рис.2 приведена спектрограмма, полученная в диапазоне частот 0-5000 Гц. На спектрограмме можно определить частоты максимальной акустической реакции шестерни на широкополосное возбуждающее усилие в этом диапазоне частот.

Далее исследовались резонансные колебания шестерни. Резонансные частоты определялись при возбуждении колебаний шестерни звуковым генератором. На рис.3 показана схема возбуждения и регистрации резонансных частот колебаний.

Шестерня 5 возбуждалась звуковым генератором 1, сигнал от которого усиливался и поступал на пьезоэлектрический вибратор 4. Частота возбуждения фиксировалась по цифровому табло частотомера 3. Акустический сигнал отклика от микрофона 6 фильтровался третьоктавными фильтрами и фиксировался на индикаторе уровня шумомера 7. Отфильтрованный сигнал отклика подавался на вход электронного осциллографа 8, на второй вход которого одновременно поступал сигнал от звукового генератора, возбуждающего колебания. На экране осциллографа наблюдалась фигура Лиссажу. При сканировании частоты возбуждения в момент резонанса резко возрастал уровень сигнала отклика, а на экране монитора спекл-интерферометра наблюдалось исчезновение спекл-картины по всему полю изображения объекта, за исключением узловых областей формы колебаний. На каждой резонансной частоте в памяти компьютера формировалась спекл-интерферограмма.



Рис. 2. Спектрограмма шума шестерни

Сравнение определенных таким образом частот со спектрограммами показывает совпадение резонансных частот шестерни с частотами максимального уровня акустического отклика при широкополосном возбуждении. На рис.2 приведены зарегистрированные интерферограммы, соответствующие частотам максимального акустического отклика в диапазоне до 5 кГц.

Необходимо отметить, что не все максимальные отклики соответствуют резонансным частотам. Некоторые могут представлять отклик объекта на частотах, кратных резонансным. Является ли частота резонансной или нет, можно установить с помощью фигуры Лиссажу. Микрофон при этом должен работать в линейном режиме (система третьоктавных фильтров должна быть отключена).

Если резонансные частоты близки, возможно одновременное возбуждение двух форм колебаний. При смещении частоты возбуждения в ту или иную сторону, одна из форм проявляется сильнее до полного исчезновения другой, когда частота возбуждения выходит за полосу ее частотного возбуждения. При смещении частоты в другую сторону, соответственно будет выделена другая форма. Эти изменения проявляются в смещении и перестройке узловых линий, наблюдаемых в реальном времени на экране монитора спекл-интерферометра.

Интерференционные картины, записанные на каждой резонансной частоте, позволяют рассчитать поля амплитуд колебаний, соответствующие частотам максимального акустического отклика объекта на широкополосное возбуждающее усилие. По результатам расчета можно легко установить связь между уровнем шума и полем амплитуд колебания шестерни.

Разработанная методика была с успехом применена для исследования звукоизлучения таких сложных объектов, как дисковые тормозные механизмы автомобилей ВАЗ. Исследования проводились в связи с проявлением в процессе торможения дефекта – "писк". В момент торможения у автомобилей ВАЗ 2108(09) и 2110 наблюдается резкое повышения уровня шума. Этот дефект – "писк" тормозов существенно снижает потребительские качества автомобиля.

Исследованиям механизма торможения посвящено много работ [9, 10]. Результаты всех исследований сходятся в том, что "писк" снижается или устраняется при соответствующем подборе фрикционных материалов и изменении конструкции основных элементов тормозного механизма. При этом, естественно, возникает проблема проверки эффективности проводимых мероприятий по устранению дефекта. Ряд работ, проведенных фирмой "Фольксваген", показывает, что голографическая интерферометрия может быть эффективным средством оценки качества проводимых мероприятий по устранения "писка" тормозов [11].

На рис.4 приведен обобщенный спектр шума торможения дискового тормоза ВАЗ

Механика и машиностроение

2108(09), зарегистрированного при длительных трековых испытаниях автомобиля. Шум регистрировался в моменты торможения при различных скоростях движения перед торможением (20 - 40 км/ч) и различных тормозных усилиях (давление в тормозной системе изменялось в диапазоне 10-50 кГ/см²). Характер спектра шума при этом существенно не изменялся. Анализ спектра показывает, что повышенный уровень шума – "писк" тормозов наблюдается на частоте вблизи 1 кГц.

При интерферометрических виброакустических испытаниях исследовался как тормозной механизм в сборе, так и отдельные его элементы – диск, колодка и суппорт.

Дисковый тормоз в сборе жестко крепился на интерферометрическом столе по штатным крепежным отверстиям поворотного кулака. В систему торможения подавалось давление, которое в процессе исследований изменялось в пределах, соответствующих давлению при трековых испытаниях. С целью оценки влияния тормозного момента на акустические характеристики к ступице диска прикладывался вращающий момент, величина которого контролировалась динамомет-



Рис. 3. Схема возбуждения и регистрации резонансных колебаний: 1 - звуковой генератор; 2- усилитель; 3 - частотомер; 4 - вибратор; 5 - исследуемый объект; 6 - микрофон; 7 - шумометр; 8 - осциллограф



Рис. 4. Спектр шума тормозного механизма

ром. Резонансные колебания в тормозной системе возбуждались пьезоэлектрическим возбудителем, точка приложения контакта которого в процессе исследования неоднократно изменялась с тем, чтобы избежать возможного пропуска отдельных форм колебаний из-за неудачного расположения возбудителя. Направление действия возбуждающего усилия прикладывалось как в осевом, так и в радиальном направлениях. Возбуждение и регистрация резонансных частот осуществлялись в соответствие со схемой, приведенной на рис.3. На каждой резонансной частоте фиксировалась спекл-интерферограмма.

Исследования проводились при отсутствии давления в тормозной системе, а также при давлении равном 50 и 20 кГ/см² и вращающем моменте равном нулю либо 10 кГм. На рис.5а в качестве иллюстрации приведены некоторые из зарегистрированных интерферограмм. Эти интерферограммы характерны тем, что совпадают с максимально выраженными пиками частот шума на спектрограмме трековых испытаний. Установлено, что формы колебаний практически не претерпевают изменений в связи с изменением давления в тормозной системе и приложением тормозного момента. Частоты соответствующих форм возрастают с появлением тормозного момента. Величина этого изменения различна для различных форм. Максимум изменения наблюдался у высокочастотной формы. Влияние давления в системе на частоты соответствующих форм неоднозначно. Некоторые частоты снизились, другие возросли. Однако, эти изменения лежат в пределах распределения частот на обобщенном спектре, приведенном на рис.4. В частности, интерферограммы колебаний тормоза в сборе, приведенные на рис.5, зарещих форм неоднозначно. Некоторые частоты снизились, другие возросли. Однако, эти изменения лежат в С целью обнаружения элементов конструкции тормозного механизма, ответственных за возбуждение колебаний системы на частоте писка, исследовались колебания ее отдельных элементов: диска, суппорта и колодок.

Диск исследовался в условиях его крепления в тормозном механизме, но тормозные колодки и суппорт из системы были изъяты. Установлено, что резонансные частоты диска незначительно отличаются от частот колебаний всей системы в целом. Таким образом, колебания тормозного механизма в целом определяются колебаниями его основного элемента – диска. Исследования колебаний суппорта показали, что суппорт практически не участвует в колебаниях системы в сборе, это подтверждают интерферограммы колебаний механизма, приведенные на рис.5а. Суппорт не возбуждался как при приложении возбуждающего усилия к диску, колодкам, направляющим колодок, так и непосредственно к самому суппорту. В свободном состоянии колебания суппорта удалось возбудить, но они отличались весьма низким уровнем (рис.5б).

Колебания тормозных колодок исследовались при двух вариантах крепления: штатном в составе тормозного механизма и в свободном состоянии. Результаты исследований показали, что резонансные частоты колодки существенно изменяются в зависимости от способа ее крепления. Однако, форма колебания с одним узловым диаметром, частота возбуждения которой в свободном состоянии 920 Гц (рис.5в), легко возбуждается и в составе системы (рис.5а) на близкой частоте 970 Гц. Именно эта частота ответственна за повышенный уровень шума механизма в момент торможения.



Рис. 5. Интерферограммы колебаний тормозного механизма в сборе (а), суппорта (б) и колодки в свободном состоянии (в)

Таким образом, было установлено, что собственные колебания колодки ответственны за "писк" при торможении. Результатом проведенных исследований явилась выдача рекомендаций по изменению конструкции дискового тормозного механизма, направленных на устранение дефекта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Тэйлор Р. Шум. М.: Мир, 1978.
- 2. Оптическая голография. Под редакцией *Колфилда Г.М.* М.: Мир, 1982. Т.2.
- 3. *Вест Ч.* Голографическая интерферометрия. М.: Мир, 1982
- Панов С.Н., Еленевский Д.С., Шапошников Ю.Н. Применение голографической интерферометрии в исследованиях процессов звукоизлучения металлорежущих станков и методов снижения виброакустической активности / Новые разработки в области оптической голографии. Л.: ЛДНТП, 1979.

- 5. *Роберт К. Эрф.* Голографические неразрушающие исследования. М.: Машиностроение, 1979.
- Еленевский Д.С. Поузловая отработка вибропрочности лопаток турбины ГТД / Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. КуАИ, 1981. Вып.8.
- 7. Джоунс Р., Уайкс К. Голографическая и спекл-интерферометрия. М.: Мир, 1986.
- Еленевский Д.С., Шапошников Ю.Н. Лазерно-компьютерная система анализа спекл-интерферограмм вибрирующих объектов // Известия Самарского научного центра РАН, 1999. №1.
- 9. Шумовые явления в тормозах. Тех перевод ВЦПНТ ЛД. №Ц-19563.
- 10. *Tarten J.H.* Disc Brake Squeal. SAE Techn. Pap. Ser. 1983. №830530.
- 11. *Felske A., Hoppe G., Matthai H.* Oscillations in Squealing Disc Brakes Analysis of Vibration Modes by Holographic Interferometry. SAE Techn. Pap. Ser. 1978. №780333.

INVESTIGATION OF ACOUSTIC EMISSION PROCESSION OF THE STRUCTURES THROUGH ELECTRONIC SPECKLE INTERFEROMETRY METHODS

© 2001 D.S. Yelenevsky, Yu.N. Shaposhnikov

Samara Scientific-Engineering Centre of Automated Strenght Tests and Diagnostics of Machines

Technique of investigation machinery acoustic emission is developed. It affords to visualize amplitude field of structure vibrations through application of electronic speckle interferometry. Vibroacoustic investigations of VAS (Volzhsky Automobile Plant) automobile disk braking gears aimed at revealing increased noise source in the process of braking were performed.

УДК 621.778.1.073 (088.8)

РАСЧЕТ ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ ВОЛОЧЕНИЯ КВАДРАТНЫХ ПРОФИЛЕЙ И ТРУБ

© 2001 В.Р. Каргин, М.В. Федоров, Е.В. Шокова, И.В. Ефремов

Волжский филиал Института металлургии и материаловедения им. А.А. Байкова РАН, г. Самара

Показано применение метода конформных отображений и теории упругости плосконапряженных тел для определения напряженного состояния волок, используемых для производства квадратных профилей и труб.

Одним из экономичных видов металлоконструкций являются квадратные профили и трубы высокой точности [1]. Для их производства широко используется процесс волочения в фасонные волоки, особенно для завершающих операций доводки и калибровки [2].

Волоки являются важнейшим инструментом, формообразующим наружную поверхность профилей и труб. Выход волок из строя – одна из основных причин нарушения процесса волочения, поэтому разработка методики расчета волок, обеспечение их максимальной прочности имеет важное значение. Применявшийся ранее метод расчета фасонных волок на прочность, основанный на использовании формулы Ляме, не дает необходимой степени точности [2].

В данной работе при расчете поля напряжений в волоке давление от деформируемого металла в полости квадратного отверстия по длине и по сечению принимаем постоянным, рис.1. Это дает возможность использовать методы конформных отображений и теории упругости плосконапряженных тел [3]. Согласно методу Д.И. Шермана [4], поставленная задача для двухсвязной области S, являющейся поперечным сечением фасонной волоки, может быть сведена к задаче для односвязной области. Такой подход использован при расчете на прочность контейнеров для плоских слитков [5].

Отобразим внешность квадратного контура L_1 на внешность единичного круга (рис.1). Функцию, осуществляющую конформно это соответствие, задаем приближенно в виде

$$Z = \chi(\lambda) = a \left(\lambda + \frac{b}{\lambda} + \frac{c}{\lambda^3} \right)$$

где a, b, c – коэффициенты, подлежащие определению из условий достаточно хорошего соответствия контура внутренней полости волоки и отображения единичного круга. Этого можно добиться соответствующим подбором трех совпадающих точек A₁, A₂, A₃



Рис. 1. Схема к расчету напряженного состояния волоки

и А", А", А",

Компоненты тензора напряжений $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ в произвольной точке фасонной волоки с наружным радиусом R определяются системой трех уравнений [5].

$$\sigma_{x} + \sigma_{y} = 4 \operatorname{Re} \Phi(Z),$$

$$-\sigma_{x} + \sigma_{y} = 2 \operatorname{Re} \left[\overline{Z} \Phi'(Z) + F(Z) \right],$$

$$\tau_{xy} = Jm \left[\overline{Z} \Phi'(Z) + F(Z) \right],$$

где

$$\Phi(Z) = \frac{\varphi'(\lambda)}{\chi'(\lambda)} + \frac{\beta_1}{R} + 3\beta_3 \frac{Z^2}{R^3};$$

$$\Phi'(Z) = \frac{\varphi''(\lambda)\chi'(\lambda) - \varphi'(\lambda)\chi''(\lambda)}{[\chi'(\lambda)]^3} + 6\beta_3 \frac{Z}{R^3};$$

$$F(Z) = \frac{\psi'(\lambda)}{\chi'(\lambda)} - \frac{\alpha_1}{R} - 3\alpha_3 \frac{Z^2}{R^3} - 6\frac{\beta_3}{R}.$$

В записанных уравнениях Re - действительная часть, Jm - мнимая часть, $\varphi(Z), \psi(Z)$ – аналитические регулярные функции комплексной переменной Z=x+iy внутри области S. Эти функции целесообразно взять в виде ряда

$$\varphi(\lambda) = \frac{a_1}{\lambda} + \frac{a_3}{\lambda^3},$$
$$\psi(\lambda) = \frac{b_1}{\lambda} + \frac{b_3}{\lambda^3}.$$

Коэффициенты $a_1, a_3, b_1, b_3, \alpha_1, \alpha_3, \beta_1, \beta_3$ находятся из следующих выражений:

$$a_{1} = \frac{1}{1-c} \begin{cases} ab_{1} \\ R^{2} - P \\ + \frac{a^{2}}{R^{2}} \left[4a_{1} - 3\frac{a^{2}}{R^{2}} (bb_{1} + b_{3}) \right] - \\ - 3\frac{a^{4}}{R^{4}} \left[a_{1} - \frac{a^{2}}{R^{2}} (bb_{1} + b_{3}) \right] \times \\ \times (3b^{2} + 2c^{2} + b^{2}c + c + 1) \end{cases};$$

$$a_{3} = ac \left(\frac{ab_{1}}{R^{2}} - P\right) - \frac{a^{4}}{R^{4}} \left[a_{1} - \frac{a^{2}}{R^{2}}(bb_{1} + b_{3})\right] (12bc + b^{3} + 3b);$$

$$b_{1} = a \left(\frac{ab_{1}}{R^{2}} - P\right) - \frac{a^{2}}{R^{2}} b \left[4a_{1} - 3\frac{a^{2}}{R^{2}}(bb_{1} + b_{3})\right] - 3\frac{a^{4}}{R^{4}} \left[a_{1} - \frac{a^{2}}{R^{2}}(bb_{1} + b_{3})\right] (b_{3} + 2bc + 2bc - 3b) + a_{1}b(1+c) + 3a_{3}c$$

$$\alpha_{1} = \frac{aa_{1}}{R};$$

$$\alpha_{3} = \frac{a^{3}}{R^{3}}(a_{1}b + a_{3});$$

$$\beta_{1} = -\frac{1}{2}\frac{a}{R}b_{1};$$

$$\beta_{3} = \frac{aa_{1}}{R} - \frac{a^{3}}{R^{3}}(bb_{1} + b_{3});$$

$$b_{3} = \frac{a^{2}}{R^{2}}c\left[4a_{1} - 3\frac{a^{2}}{R^{2}}(bb_{1} + b_{3})\right] - \frac{a^{4}}{R^{4}}\left[a_{1} - \frac{a^{2}}{R^{2}}(bb_{1} + b_{3})\right]\left[1 + 3(2c + 2bc^{2} + b^{2})\right] + a_{1}(1+b^{2}) + 3a_{3}b(1+c) + a_{1}c(3c+b)$$

Расчет предельного состояния по третьей теории прочности позволяет определить наиболее нагруженные участки фасонной волоки и выбрать ее размеры.

$$\sigma_{\mathcal{H}_{\sigma}} = \sigma_{y} - \sigma_{x} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{T}}{K_{y}},$$

где σ_T – предел текучести материала волоки; Кз - коэффициент запаса, Кз=1,5.

В качестве примера рассмотрим расчет напряженного состояния фасонной волоки с наружным радиусом R=30мм, используемой для калибровки волочением квадратного прутка с размерами 20×20 мм и закругленными углами радиусом 2 мм. Отображающая функция имеет вид

$$Z = \chi(\lambda) = 12 \left(\lambda - \frac{0.167}{\lambda^3}\right)$$

Эпюра напряжений приведена на рис.2. Для сравнения на этом же рисунке показаны результаты расчета напряжений, вычисленных по формуле Ляме



Рис. 2. Поле напряжений. ______ - квадратное отверстие, _____ - круглое отверстие

$$\sigma_{y} = \frac{\Pr^{2}}{R^{2} - r^{2}} \left(1 + \frac{R^{2}}{\rho^{2}} \right)$$
$$\sigma_{x} = \frac{\Pr^{2}}{R^{2} - r^{2}} \left(1 - \frac{R^{2}}{\rho^{2}} \right)$$

где *r* – радиус круглого отверстия, равного по площади квадратному отверстию.

Из анализа эпюр распределения напряжений по толщине стенки волоки в наиболее характерных сечениях видно, что форма отверстия существенно изменяет характер напряжений в радиальном и окружном направлениях. Наиболее опасная с точки зрения разрушения концентрация напряжений имеет место вблизи углов квадратного контура.

Таким образом, изложенное показывает обоснованность расчета фасонных волок на прочность по методике, основанной на решении плоской задачи теории упругости в напряжениях и конформных отображений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Шурупов А.К., Фрейберг М.А. Производство труб экономичных профилей. Свердловск: Металлургиздат, 1963.
- 2. Перлин И.Л., Ерманок М.3. Теория волочения. М.: Металлургия, 1971.
- Мусхелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости. М.: Наука, 1966.
- Шерман Д.И. О напряжениях в весовой полуплоскости, ослабленной двумя круговыми отверстиями // Прикладная математика и механика. 1951. Вып.3.
- 5. *Перлин П.И., Толченова Л.Ф.* Контейнеры для плоских слитков / Тр. ВНИИ Метмаш. 1960. №1.

DESIGN OF INSTRUMENT FOR DRAWING OF SQUARE-SHAPED PROFILES AND TUBES

© 2001 V.R. Kargin, M.V. Fedorov, E.V. Shokova, I.V. Efremov

Volga Branch of Institute of Metallurgy and Materials named for A.A. Bajkov of Russian Academy of Sciences, Samara

The Method of Application of Conformed Reflections and Theory of Elasticity (resiliency) of Flat-stressed bodies for Defining Stressed Conditions of Drawers Used for Production of Square-shaped Profiles and Tubes.

УДК 669-172-176: 539.22

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КРИСТАЛЛОГРАФИЧЕСКИХ ОРИЕНТИРОВОК НА АНИЗОТРОПИЮ И ФЕСТОНИСТОСТЬ ЛЕНТЫ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА БАНОК

© 2001 В.Н. Самонин¹, М.В. Федоров¹, Ф.В. Гречников², В.М. Зайцев²

¹Самарский металлургический завод ²Волжский филиал Института металлургии и материаловедения им. А.А. Байкова РАН, Самара

Представлен способ оценки влияния кристаллографических ориентировок на анизотропию пластических свойств баночной ленты их сплава 3104. Приведённый способ основан на взаимосвязи показателей пластической анизотропии с параметрами кристаллографической текстуры.

Современное автоматизированное производство банок для напитков предъявляет высокие требования к составу текстуры и анизотропии свойств баночной ленты, изготавливаемой из сплава 3104. Неблагоприятный характер анизотропии приводит к фестонообразованию и разнотолщинности изделий по периметру и по образующей, что в свою очередь приводит к потерям металла, браку и нарушению технологического цикла штамповки (рис.1) [1].

Как показали исследования для получения ленты с заданной анизотропией свойств необходимо получить на стадии горячей прокатки текстуру куба. Однако на практике обычно устойчиво формируется текстура проката, обуславливающая негативное влияние анизотропии на процесс штамповки. В связи



Рис. 1. Полуфабрикат, полученный вытяжкой

с этим актуальными являются задачи формирования в листах при прокатке заданной текстуры обеспечивающей снижение фестонообразования при последующей глубокой вытяжке.

Для решения поставленной задачи воспользуемся моделью взаимосвязи показателей анизотропии с параметрами текстуры, представленной в монографии [1]:

$$\mu_{ij} = 0.5 + 0.5 \frac{\Delta_{k} - \Delta_{i}}{Q - \Delta_{j}};$$

$$\mu_{i} = 0.5 + 0.5 \frac{\Delta_{i} + \Delta_{j} + \frac{1}{2}\Delta_{k} - \frac{1}{2}}{2Q + \Delta_{i} + \Delta_{j} - \frac{3}{2}\Delta_{k} - \frac{1}{2}}.$$
 (1)

Здесь, μ_{ij} - коэффициенты поперечной деформации (показатели анизотропии), определяемые по следующему выражению [2]:

$$\mu_{ij} = -\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_j} = -\frac{K_{iij}}{K_{jjj}};$$

 ε_{i} - поперечная, конечная, пластическая деформация сжатия при одноосном растяжении плоского образца; ε_{j} - продольная, пластическая деформация растяжения; К_{ijk} - компоненты материального пластического девиатора; *i*, *j* = 1,2,3 ($i \neq j$); 1- направление проката; 2- поперечное направление; 3- направление по толщине листа; μ_{i} - коэффициент μ_{ij} под углом 45° к основным осям анизотропии i-j; $\Delta_{i} = \langle \alpha_{i1}^{2} \alpha_{i2}^{2} + \alpha_{i2}^{2} \alpha_{i3}^{2} + \alpha_{i3}^{2} \alpha_{i1}^{2} \langle$ -

N⁰	Толщина	Анализируемая	Преимущественные
прохода	подката, мм	часть подката	ориентировки зерен
	25,7	Толстая	{001} <100>; {011} <133>
1		Средняя	{001} <100>; {210} <001>; {011} <111>
	14,07	Тонкая	{001} <100>; {011} <133>; {112} <111>
	14,07	Толстая	{001} <100>; {011} <133>; {112} <111>
2		Средняя	{210} <001>; {112} <111>; {011} <111>
	7,97	Тонкая	{001} <100>; {011} <111>
	7,97	Толстая	{001} <100>; {210} <001>; {011} <133>
3		Средняя	{210} <001>; {112} <111>; {011} <133>
	5,09	Тонкая	{210} <001>; {112} <111>; {011} <133>
	5,09	Толстая	{210} <001>; {112} <111>; {011} <111>
4		Средняя	{210} <001>; {112} <111>; {011} <111>
	3,40	Тонкая	{210} <001>; {112} <111>; {011} <111>

Таблица 1. Г	Іреимущественные ор	риентировки зерен,	образующиеся	в процессе го	эрячей прокатки
сплава 3104 по кл	ТЕТЯМ				

ориентационные факторы текстуры (параметры текстуры); α_{ij} - направляющие косинусы *i*-го направления в кристалле; <...> - угловые скобки обозначают статистическое осреднение по всем кристаллитам, составляющим данный поликристалл;

$$Q = \frac{1}{3} \cdot \frac{S'_{11} - S'_{12}}{S'_{11} - S'_{12} - \frac{1}{2}S'_{44}}$$

- характеристический параметр монокристалла; S'_{ij} - компоненты тензора податливости монокристалла S_{ijmn} , записанные в матричной форме.

Модель взаимосвязи показателей пластической анизотропии μ_{ij} с параметрами текстуры Δ_i (1) позволяет провести анализ влияния конкретной кристаллографической ориентировки на показатели пластической анизотропии в получаемом листе, а следовательно и оценить степень фестонистости при последующей вытяжке.

Как показывает рентгеноструктурный анализ, основными ориентировками, возникающими при прокатке сплава 3104, являются следующие: текстура куба – {100}<001>, околокубическая текстура - {210}<001>, {011}<133>, {011}<111> и текстура прокатки - {112}<111>. В таблице 1 приведены данные по текстурному состоянию при горячей прокатке сплава 3104 в непрерывной группе 5-ти клетьевого прокатного стана в режимах обеспечивающих минимальную фестонистость в получаемой баночной ленте. Зависимости математической модели (1) позволяют рассчитать для каждой из перечисленных текстур соответствующие им параметры текстуры Δ_{i} и показатели пластической анизотропии μ_{ij} к которым они приводят. Данные по характерным для сплава 3104 ориентировкам приведены в таблице 2.

Ориентировка	Δ_1	Δ_2	Δ_3	μ_{21}	μ_{I}	μ_{12}
{001}<100>	0	0	0	0,5	0,115	0,5
{210}<001>	0	0,16	0,16	0,5	0,272	0,693
{011}<133>	0,274	0,102	0,25	0,746	0,501	0,475
{011}<111>	0,333	0,25	0,25	0,5	0,621	0,372
{112}<111>	0,333	0,25	0,25	0,5	0,621	0,372

Таблица 2. Основные кристаллографические ориентировки, возникающие при прокатке сплава 3104, их ориентационные факторы и показатели анизотропии

Анализ выявленных ориентировок, их параметров текстуры и показателей анизотропии позволяет дать характеристику каждой из них по ее вкладу в общую анизотропию материала и картину фестонистости. Так, текстура куба – $\{100\}<001>$, имея минимальные показатели текстуры $\Delta_1 = \Delta_2 = \Delta_3 = 0$, приводит к значениям $\mu_{21} = \mu_{12} = 0.5$, характерным для изотропного материала и резкому снижению коэффициента $\mu_1 = 0.115$. Хотя текстура куба на ранних стадиях горячей прокатки встречается в сочетании с другими ориентировками (табл.1), это приводит к значительным фестонам в направлении прокатки и поперечном направлении.

Околокубическая текстура {210}<001> характеризуется равномерным ростом параметров $\Delta_2 = \Delta_3 = 0,16$ при остающемся минимальным $\Delta_1 = 0$. Такое изменение в текстурных параметрах приводит к повышению μ_1 до значения 0,272 и μ_{12} до 0,693. В целом сохраняется значительная фестонистость.

Текстура $\{011\}<133>$ характеризуется увеличением $\Delta_1 = 0,274$, при одновременном увеличении $\Delta_3 = 0,25$ и снижении $\Delta_2 = 0,102$. Это приводит к значительному росту коэффициентов $\mu_{21} = 0,746$ и $\mu_1 = 0,501$ по сравнению с предыдущими текстурами. Такой характер анизотропии приводит к образованию двух фестонов в направлении прокатки.

Возникающие при развитии процесса деформирования текстура прокатки $\{112\} < 111 > и$ сопутствующая ей $\{011\} < 111 >$ оказывают одинаковое влияние на показатели анизотропии и фестонистость, так как имеют идентичные параметры текстуры – максимальное значение $\Delta_1 = 0,333$ и меньшие по значению, но равные $\Delta_2 = \Delta_3 = 0,25$. Такая

текстура ведет к увеличению $\mu_1 = 0,621$ и снижению $\mu_{12} = 0,372$ относительно неизменного значения $\mu_{21} = 0,5$ (характерного для изотропного материала). Это приводит к противоположной тенденции при фестонообразовании. Фестоны при таких текстурах будут образовываться под углом 45° к направлению прокатки.

Из приведенного анализа следует, что для решения задачи снижения фестонистости на завершающей стадии в листах желательно иметь текстуру прокатки {112}<111> или сопутствующая ей текстуру {011}<111>, а также необходимо иметь остатки кубической {100}<001> или околокубической текстуры {210}<001>. Такое текстурное состояние обеспечивает выравнивание параметров текстуры $\Delta_1 \approx \Delta_2 \approx \Delta_3 \approx 0$ и как следствие – выравнивание показателей анизотропии в плоскости листа $\mu_{21} \approx \mu_1 \approx \mu_{12} \approx 0,5$ около значения характерного для изотропного материала.

Указанное выравнивание показателей анизотропии представлено на рис.2, из которого видно, что при неизменном значении $\mu_{21} = 0,5$, значения показателей μ_1 и μ_{12} изменяются с противоположной тенденцией при переходе от текстуры куба к текстуре прокатки. Оптимальному же выравниванию показателей анизотропии соответствует некоторое промежуточное состояние образования текстуры прокатки при наличии остатков кубической текстуры.

В таблице 3 приведены параметры текстуры и показатели анизотропии на различных стадиях прокатки сплава 3104. Закономерности изменения значений показателей анизотропии представлены на рис.3.

Полученные данные показывают, что на стадии горячей прокатки просматривается



Рис. 2. Изменение показателей анизотропии для композиции кубической текстуры и текстуры прокатки. $P_{(112)<111>} = \gamma$; $P_{(100)<001>} = 100 - \gamma$

тенденция к выравниванию показателей анизотропии около значения 0,5, характерного для изотропного материала. Низкое значение показателя $\mu_1 = 0,324$ на ранней стадии объясняется преобладанием кубической $\{100\}<001>$ и околокубической $\{210\}<001>$ ориентировок. На следующих этапах образование текстур $\{011\}<133>$, $\{011\}<111>$, $\{112\}<111>$ приводит к снижению степени анизотропии листа: $\mu_{21} = 0,530$; $\mu_1 = 0,467$; $\mu_{12} = 0,496$. Фестонистость материала заметно снижается.

На стадии "самоотжига" (остывание рулона от температуры горячей прокатки) в результате рекристаллизации текстурное состояние стремится к начальному: увеличивается доля кубической и околокубической ориентировок, уменьшается доля текстуры прокатки и сопутствующей текстуры {011}<111>. Листы вновь приобретают высокую степень анизотропии: $\mu_{21} = 0,503; \ \mu_1 = 0,297; \ \mu_{12} = 0,559.$

На стадии холодной прокатки окончательно формируется благоприятная текстура для получения баночной ленты с низкой степенью фестонистости. Фиксации в металле ориентировок {011}<111> и {112}<111> теперь способствует высокая скорость прокатки и отсутствие отпуска во время прохода между клетями. Возникновение указанных ориентировок при сохранении достаточного количества кубической и околокубической ориентировок приводит к выравниванию параметров текстуры: $\Delta_1 = 0,194$; $\Delta_2 = 0,188$; $\Delta_3 = 0,195$, и как следствие, к выравниванию показателей анизотропии - $\mu_{21} = 0,509$; $\mu_1 = 0,486$; $\mu_{12} = 0,501$.

Фестонистость на конечном этапе холодной прокатки фиксируется в пределах допустимых значений.

Выводы

1. Оптимальные свойства в баночной ленте из сплава 3104 для последующей глубокой вытяжки достигаются при формировании в подкате компонентов текстуры прокатки {112}<111> и сопутствующей текстуры {011}<111> с достаточной весовой долей компонент текстуры куба {100}<001> и околоку-

сплав 3104	№ про- хода	Толщина на выходе (мм.)	Δ_1	Δ_2	Δ_3	μ_{21}	μ_{I}	μ_{12}
я	1	14,07	0,101	0,102	0,122	0,521	0,324	0,522
яча	2	7,97	0,13	0,11	0,147	0,542	0,361	0,518
op: pok	3	5,09	0,138	0,139	0,172	0,538	0,398	0,539
П	4	3,4	0,192	0,166	0,189	0,53	0,467	0,496
самоо	тжиг	3,4	0,063	0,114	0,117	0,503	0,297	0,559
	1	1,83	0,091	0,126	0,129	0,503	0,338	0,542
ная гка	2	1,23	0,113	0,132	0,142	0,511	0,365	0,533
Холод прокат	3	0,75	0,143	0,157	0,17	0,515	0,417	0,532
	4	0,49	0,165	0,169	0,187	0,522	0,448	0,527
	5	0,26	0,194	0,188	0,195	0,509	0,486	0,501

Таблица 3. Изменение параметры текстуры и показатели анизотропии при прокатке сплава 3104



Рис. 3. Изменение показателей анизотропии при прокатке сплава 3104. Стадии прокатки: 1-4 – горячая прокатка; 5 – "самоотжиг"; 6-10 – холодная прокатка

бической текстуры {210}<001>.

2. Математическая модель позволяет оценить вклад каждой из основных кристал-

лографических ориентировок (табл.2). Используя полученные данные вырабатывается стратегия увеличения весовых долей благоприятных компонент и уменьшения неблагоприятных.

3. Формирование заданного состава текстуры на различных стадиях технологического процесса изготовления листов позволяет контролировать анизотропию свойств и характеристики фестонообразования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Гречников Ф.В. Деформирование анизотропных материалов (Резервы интенсификации). М.: Машиностроение, 1998.
- Арышенский Ю.М., Гречников Ф.В. Теория и расчеты пластического формоизменения анизотропных материалов / Под ред. Ф.В. Гречникова. М.: Металлургия, 1990.

EXPLORATION OF INFLUENCE CRYSTALLOGRAPHIC ORIENTATIONS ON AN ANISOTROPY AND FESTOON FORMATION IN A BAND FOR MANUFACTURE OF THE CANS

© 2001 V.N.Samonin¹, M.V. Fedorov¹, F.V. Grechnikov², V.M.Zaitsev²

¹ Samara Metallurgical Plant ² Volga Branch of Institute of Metallurgy and Materials named for A.A. Bajkov of Russian Academy of Sciences, Samara

The expedient of an estimation of influence of crystallographic orientations on an anisotropy of plastic properties of a strap for manufacture of the jars from an alloy 3104 is submitted. An introduced expedient is based on interrelation of exponents of a plastic anisotropy with parameters of a crystallographic texture.