# 声/热/静联合载荷下钛板结构响应特性研究\*

邹学锋<sup>1,2</sup>, 郭定文<sup>2</sup>, 张 昕<sup>1</sup>, 屈 超<sup>1</sup>, 潘 凯<sup>2</sup>

(1. 中国飞机强度研究所,陕西西安 710065;2. 中国飞机强度研究所 航空噪声与动强度航空科技重点实验室,陕西西安 710065)

摘 要:复杂耦合载荷环境是导致高速飞行器进气道等部件破坏的重要因素。为预测静力、噪声、 热等联合载荷作用下进气道壁板结构的响应特性,进而指导其结构设计及试验,以四边简支典型钛合金 壁板结构为研究对象,由薄板大挠度运动方程出发,结合有限元法计算得到钛合金板的热屈曲系数、热 模态特性以及预应力作用下的模态特性,利用顺序耦合方法计算壁板的热声响应。利用 Newmark 时间积 分方法对计算进行非线性处理,分析得到壁板中心处的频率响应特性,采用蒙特卡洛法生成时域随机载 荷,在此基础上计算得到钛合金壁板在静力、热、噪声联合载荷下的时域响应特性曲线。结果表明:热 声载荷作用下,四边简支钛合金壁板结构的临界屈曲温度较低,容易产生屈曲,屈曲后结构的模态和频 率均发生改变,其热声响应呈现复杂的非线性特征,静力、热、噪声联合条件下,由于静力的刚度硬 化/弱化效应,壁板的热声跳变持续时间较短,且较快进入后屈曲状态。

关键词: 钛板; 固有频率; 热屈曲; 热噪声载荷; 动态响应 中图分类号: V215.2 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2019) 05-1136-08 DOI: 10.13675/j. enki. tjjs. 180536

## Study on Response Characteristcs of Titanium Panel under Combined Thermal/Acoustic/Static Loadings

ZOU Xue-feng<sup>1,2</sup>, GUO Ding-wen<sup>2</sup>, ZHANG Xin<sup>1</sup>, QU Chao<sup>1</sup>, PAN Kai<sup>2</sup>

(1. AVIC Aircraft Strength Research Institute, Xi'an 710065, China;

2. Aviation Key Laboratory of Aeronautical Acoustics and Dynamics, AVIC Aircraft Strength Research Institute,

Xi'an 710065, China)

Abstract: Complex coupled loading environment is the main reason that lead to destruction of the hypersonic inlet structures. With the purpose to predict the behavior of the inlet structures subjected to combined mechanical, thermal and acoustic loading, thus guiding the structure design and test, we studied the thermal-acoustic dynamic response characteristics for the titanium panel simply supported on four sides. Firstly, according to large deflection hypotheses of thin plate, the thermal buckling coefficients and the thermal mode characteristics are obtained with the combination of finite element method. The thermal-acoustic response is calculated by ordinal coupling method for the panel. The nonlinear processing of the computation is carried out by Newmark time integration method and the frequency response property of the center of panel is obtained. The time domain response curve of titanium panel under combined static pressure, thermal and acoustic loading is calculated based on the random sound pressure load obtained by the Monte Carlo method. The results show that the critical buckling temperature of titanium panel simply supported on four sides is lower under the thermal-acoustic loadings and it is more easier to buckling. After thermal buckled, both the mode shape and frequency are changed and the

<sup>\*</sup> 收稿日期: 2018-08-27; 修订日期: 2018-11-01。

**通讯作者**: 邹学锋,硕士生,工程师,研究领域为热/声/振多场环境下结构强度分析与试验技术。 E-mail:zouxf1114@126.com

complex nonlinear characteristics is presented in the thermal-acoustic response. Under the combined loads of static, thermal and intensive acoustic, the snap-through duration of the panel becomes shorter and gets into post-buckling faster due to static stiffness hardening / weakening effects.

Key words: Titanium panel; Natural frequency; Thermal buckling; Thermal-acoustic loading; Dynamic response

## 1 引 言

随着航空航天科技的快速发展,先进的航空飞行 器结构在飞行过程中都会受到越来越复杂的载荷联 合作用<sup>[1-2]</sup>,包括热载荷、机械力载荷、压力载荷、声载 荷等,以吸气式高超声速进气道金属壁板结构为例, 飞机在整个飞行过程中,进气道壁板结构既要受到高 声强噪声和气动载荷激励,同时又处于高温环境之 中,这种联合载荷对结构的影响比单一载荷影响的简 单叠加要严重的多<sup>[3]</sup>。联合载荷作用下的响应研究已 经成为飞行器重要部件/结构设计选型的必要环节。

联合载荷下,飞行器结构的响应研究是随着航空航天科技的进展而发展起来的,国外早在20世纪就已经开展了热屈曲分析和热声联合响应分析,早期研究对象为单自由度梁,Bhangale等<sup>[4]</sup>采用有限元方法研究了功能梯度梁的热屈曲问题,Ng等<sup>[5-6]</sup>采用Galerkin法推导出单模态方程,结合试验研究了壁板在热声激励下的跳变等非线性响应特性。Chen等<sup>[7]</sup>使用FEM研究了热声激励下梁的动态响应特性。Vaicaitis<sup>[8]</sup>使用Galerkin法结合Montecarlo法研究了航空航天结构在随机激励下的非线性响应特性。

近年来,国内学者也逐渐关注热环境对飞行器 结构动特性的影响,史晓鸣等<sup>[9]</sup>基于 NASTRAN 软 件,分析了热环境下结构的瞬态温度场和振动特性, 黄世勇等<sup>[10]</sup>采用 ANSYS软件分析了变厚度铝合金壁 板在非均匀温度场下结构模态特性。杨雄伟等<sup>[11]</sup>研 究了高温飞行器宽频声振特性。

本文以进气道实际结构中的钛合金壁板为研究 对象,采用商用有限元分析软件ANSYS,开展热环境 下的声响应计算研究,得到钛合金壁板在不同温度 下的模态响应特性,进一步分析得到热、声联合作用 下的动响应特性,初步探讨了热声响应机理。

## 2 数值计算方法

### 2.1 热声环境下薄板的运动方程

求解热环境下的结构声激励响应,一般考虑结构热屈曲变形后的非线性振动问题<sup>[12-15]</sup>。用 Von Karman 薄板大挠度理论和 Kirchhoff 相关假设,对于

四边简支的薄板而言,当壁板的温度升高至屈曲温度*T*c时,假设板已屈曲为基本模态,需要使用冯卡门板的大挠度理论分析,对于四边简支其位移为

$$\hat{u}(x,y,z) = \bar{W}(t) \cdot \sin \frac{\partial x}{a} \cdot \sin \frac{\pi y}{b}$$
 (1)

屈曲后的振幅 $\bar{W}(t)$ 是屈曲时位移 $W_0$ 动态振幅 q(t)之和,这里假定 $q(t) << W_0$ ,所以

$$\overline{W}(t) = W_0 + q(t) \tag{2}$$

板的大挠度应变-位移的非线性关系为

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \omega}{\partial x} \right)^2 \\ \varepsilon_y = \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \omega}{\partial y} \right)^2 \\ \gamma_{xy} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial \omega}{\partial x} \frac{\partial \omega}{\partial y} \end{cases}$$
(3)

式中 $u, \nu$ 分别为中面内位移; $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}$ 分别为中面应变分量。

板的薄膜应力与应变关系为

$$\begin{cases} \sigma_{x} = -\frac{E\alpha T}{(1-\nu)} + \frac{E}{(1-\nu^{2})} (\varepsilon_{x} + \nu \varepsilon_{y}) \\ \sigma_{y} = -\frac{E\alpha T}{(1-\nu)} + \frac{E}{(1-\nu^{2})} (\nu \varepsilon_{x} + \varepsilon_{y}) \\ \tau_{xy} = \frac{E}{2(1+\nu)} \gamma_{xy} \end{cases}$$
(4)

式中 $E, \alpha, T$ 分别为材料弹性模量、热膨胀系数 和温度分布; $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ 为中面应力分量。

依据薄板稳定性理论,采用Von Karman薄板大 挠度理论和Kirchhoff的相关假设,考虑阻尼力、声载 荷和惯性力对薄板进行受力分析,可以得到包含温 度项的薄板运动方程为

$$\begin{split} D\nabla^{4}\omega + C\frac{\partial\omega}{\partial t} + M\frac{\partial^{2}\omega}{\partial t^{2}} - \frac{\partial^{2}F}{\partial y^{2}}\frac{\partial^{2}\omega}{\partial x^{2}} - \frac{\partial^{2}F}{\partial y^{2}}\frac{\partial^{2}\omega}{\partial y^{2}} + \\ 2\frac{\partial^{2}F}{\partial x\partial y}\frac{\partial^{2}\omega}{\partial x\partial y} + \frac{1}{1-u}\nabla^{2}M_{T} = p(x,y,t) \\ & \text{相应的形变协调方程为} \end{split}$$

$$\nabla^4 F + \nabla^2 N_T = Eh\left[\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}\right)^2 - \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right] \quad (6)$$

$$M_{T} = \alpha E \int_{-h/2}^{h/2} T(x, y, z, t) z dz$$
(7)

$$N_{T} = \alpha E \int_{-h/2}^{h/2} T(x, y, z, t) dz$$
(8)

式中 $\nabla^4$ 为双调和算子; D, C, M分别为弹性、阻 尼、质量分布; p(x,y,t)为随时间变化的声压载荷; T(x,y,z,t)为温度分布函数; h为板厚;  $M_T$ 和 $N_T$ 分别 表示温度引起的弯矩和内力载荷; F为应力函数。

稳均匀稳态温度场下,通过式(6)~(8)可导出四 边简支板的临界屈曲温度

$$T_{\rm c} = \frac{\pi^2 h^2}{12 \left(1 + \mu\right) \beta b^2} \left(1 + \frac{b^2}{a^2}\right) \tag{9}$$

式中*a*,*b*和*h*分别为壁板的长度、宽度和厚度;μ 为泊松比;β为热膨胀系数。

#### 2.2 分析对象与计算流程

对于四边简支的钛合金壁板结构而言,温度不 仅会引起结构的内部热应力,同时还会影响钛合金 的线膨胀系数,弹性模量,热传导系数等关键物理参 数,另外,处于温度场下的壁板结构在特定条件下会 产生几何非线性效应,导致结构失稳。因此,研究处 于热声联合环境下的钛合金壁板结构,必须充分考 虑结构的材料非线性和几何非线性对结构响应的 影响。

选取典型钛合金壁板为计算模型,材料随温度 变化的参数如表1所示,壁板长为0.395m,宽为 0.3m,厚度为1.5mm,边界条件为四边简支。图1给 出了壁板的几何模型与有限元模型。

Fable 1	Physical	characteristics	of TC4
---------	----------	-----------------	--------

<i>T</i> /℃	$\lambda$ /°C <sup>-1</sup>	$C/(\mathrm{J}/(\mathrm{g}\boldsymbol{\cdot}^{\mathrm{o}}\mathrm{C}))$	<i>E</i> /GPa	$ ho/(kg/m^3)$	υ
20	9.1×10 <sup>-6</sup>	0.611	123.0	4440	0.342
100	9.1×10 <sup>-6</sup>	0.624	110.3	4440	0.342



Fig. 1 Geometry modell of the plate

采用顺序耦合的方法<sup>[16]</sup>得到壁板在静力、热及 噪声综合作用下的时域及频域响应,具体计算流程 如图2所示。

## 3 计算结果及讨论

### 3.1 热对结构响应的影响

对于四边简支的钛合金壁板结构而言,温度不 仅会引起结构的内部热应力,同时还会影响钛合金 的线膨胀系数、弹性模量、热传导系数等关键物理参 数,另外,处于温度场下的壁板结构在特定条件下会 产生几何非线性效应,导致结构失稳。因此,研究处 于热声联合环境下的钛合金壁板结构,必须充分考 虑结构的材料非线性和几何非线性对结构响应的 影响。

采用直接法得到四边简支板在 52℃均匀温度场 下的位移及应力响应,采用稀疏矩阵直接求解器来 解决非线性问题,初始环境温度为 *T*<sub>ref</sub>=22℃,图 3 给 出了壁板结构的热应力云图,此时热应力为 63.1MPa, 该边界条件下,温度引起的结构热应力值较大,在应 力刚化效应影响下,结构容易发生屈曲。

在得到壁板热应力结果的基础上,通过特征值 分析得到结构的临界屈曲因子及温度。通常壁板结 构的一阶临界屈曲温度需要被重点考虑,工程中需 通过加筋等结构设计避开壁板的屈曲临界<sup>[17]</sup>。处于 稳态均匀温度场中的四边简支壁板,其一阶临界屈 曲温度存在理论解,式(9)给出了计算公式。

在热应力求解的基础上,采用非线性求解器进行屈曲分析,计算得到壁板结构在不同厚度下的屈曲临界温度,表2给出了不同厚度下的壁板临界一阶屈曲温度理论值与计算值,两者吻合较好,临界屈曲温度与壁板厚度正相关,通过增加厚度能够显著提升一阶临界屈曲温度。

 Table 2
 Critical buckling temperature of plate

Thickness/mm		1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
$T_{\rm c}/^{\circ}$ C	Theoretical	23.05	24.36	26.20	28.56	31.45
	FEM	23.05	24.36	26.20	28.56	32.00

由图4可知,壁板的屈曲临界温度是比较低的, 也就是说当壁板热变形受到约束时,很容易发生热 屈曲,壁板厚度为1.5mm时,屈曲温度为22.36℃,前 四阶屈曲振型如图5所示。

温度能够引起结构固有模态的改变,主要体现 在两方面:(1)温度使得材料刚度降低;(2)温度产生 的热应力可以看作是预应力。预应力也会导致结构 刚度分布的改变,因此,热环境下结构固有振动的分 析在工程设计中应得到充分的重视<sup>[18-19]</sup>。

对于四边简支的壁板结构,热环境下容易发生

屈曲行为,因此考核飞机关键部位壁板结构的响应 特性,有必要考虑其在不同温度环境下的屈曲、跳变 等非线性行为。为了方便分析屈曲前、后不同的响 应特性,定义一个屈曲系数*S*<sup>[20]</sup>,具体形式如下

$$S = 1 - \frac{T_{\rm c} - T}{T_{\rm c} - T_{\rm ref}}$$
(10)

则有,S=0时,结构处于常温环境下,0<S<1时,结构处于屈曲前状态,S=1时,结构处于临界屈曲状态,S>1时,结构处于屈曲后状态。分别计算S=0.2n(n 为0~10的整数)时壁板的前六阶模态,结果如表3 所示。

从图6中可以看出,随着温度的升高,壁板的固



有频率随之下降,直到一阶频率降为0,此时结构处 于临界屈曲状态,容易发生跳变,温度继续升高,结 构进入后屈曲状态,由于应力刚化作用,固有频率增加,直到进入下一阶临界屈曲状态。

Table 3The first five order natural frequencies of the<br/>titanium alloy plate

S	$f_1/\mathrm{Hz}$	$f_2/{\rm Hz}$	$f_3/{\rm Hz}$	$f_4/{\rm Hz}$	$f_5/{ m Hz}$	$f_{\rm 6}/{\rm Hz}$
0	59.38	132.66	164.43	237.63	254.99	339.89
0.2	53.11	126.58	158.39	231.61	248.98	333.90
0.4	46.00	120.20	152.10	225.44	242.83	327.81
0.6	37.56	113.46	145.55	219.10	236.52	321.60
0.8	26.57	106.30	138.68	212.56	230.04	315.27
1.0	0.97	98.61	131.46	205.82	223.36	308.81
1.2	90.28	123.81	198.85	216.48	302.21	322.28
1.4	81.09	115.66	191.62	209.38	295.47	315.58
1.6	70.71	106.90	184.11	202.02	288.56	308.74
1.8	58.53	97.34	176.29	194.39	281.49	301.74



Fig. 6 Tendency of the first sixth order natural frequencies with *S* 

计算得到壁板在屈曲前后的模态振型,图7为 S=0.6(屈曲前)以及S=1.4(屈曲后)时的模态振型。



通过屈曲前后壁板前四阶振型可以看到,热应 力导致结构刚度分布发生改变,从而导致结构的模 态振型也发生明显改变,结构发生屈曲后,常温下的 一阶振型不再出现,更高阶模态会对结构动响应产 生影响,因此分析热环境下的结构频率特性,必须考 虑温度的影响。

## 3.2 静力载荷对结构振动特性的影响

预应力作用下,结构的振动模态可能会发生明 显变化,从而影响静力、振动等载荷共同作用下的结 构响应。对于飞行器而言,同时受静力载荷和振动 载荷作用的结构有进气道、翼面、机身蒙皮等壁板结 构,这类壁板结构在动/静态载荷的耦合作用下,耦合 效应较为明显,结构强度问题更为突出。以进气道 壁板结构为研究对象,着重讨论典型四边简支薄板 在随机声载荷及静力载荷共同作用下的耦合响应 问题。

壁板的自由振动基频为

$$f_0 = \frac{\pi}{2ab} \sqrt{\frac{D_1}{\rho h}} F_{11} = \frac{\pi}{2ab} \sqrt{\frac{D_1}{\rho h}} \left(\frac{a}{b} + \frac{b}{a}\right) \quad (11)$$

将薄板弯曲刚度
$$D_1 = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$$
代入上式可得

$$f_{0} = \frac{\pi h \left( 1 + \beta^{2} \right)}{4b^{2}} \sqrt{\frac{E}{3\rho \left( 1 - \mu^{2} \right)}}$$
(12)

式中
$$\beta = \frac{b}{a}, \mu$$
为泊松比。

由上式计算得到壁板的基频为 66.75Hz。考虑 板大挠度变形的非线性影响,利用有限元方法对不 同压力下的壁板固有频率进行计算,结果如表 4 所 示,得到薄板基频为 66.79Hz,与理论值一致。由图 8 可以看出,随着静力的增加,壁板的前九阶固有频率 呈现增加的趋势,这主要是由于应力钢化效应导致。

 Table 4
 The first five natural frequencies of the titanium alloy plate

		anoy pi	att		
Pressure/Pa	1  st( Hz)	$2nd(\mathrm{Hz})$	$3 {\rm rd}({\rm Hz})$	$4th(\mathrm{Hz})$	$5 \text{th}(\mathrm{Hz})$
0	66.79	140.28	194.60	267.96	391.02
100	67.94	140.85	195.12	268.36	391.36
200	71.03	142.41	196.55	269.46	392.32
500	84.81	150.09	203.54	274.95	397.11
1000	106.53	164.16	216.41	285.49	406.39
1500	123.99	176.91	228.15	295.55	415.35
2000	137.73	187.77	238.14	304.46	423.37
2500	149.83	197.77	247.42	312.93	431.06
3000	160.77	207.09	256.16	321.05	438.51
3500	169.51	214.90	263.34	327.96	444.88
4000	178.06	222.59	270.55	334.92	451.35
4500	185.99	229.83	277.38	341.58	457.59
5000	193.47	236.74	283.96	348.04	463.67



Fig. 8 Tendency of the natural frequency with the static pressure

#### 3.3 热声响应结果分析

噪声激励本质上是一种随机激励,可以采用谱 分析进行模拟和求解,ANSYS的谱分析模块提供了 不同的响应谱类型,包括施加位移、速度、加速度、压 力、热载荷以及功率谱等。这些载荷既可以加在有 限元模型上,也可以直接加在和有限元模型相关联 的几何体上,噪声载荷通过功率谱密度(PSD)进行压 力加载来实现。

针对本文中的壁板算例,在壁板上表面施加空间均匀、频率为0~1000Hz的高斯白噪声,同时给壁板施加一个均匀的温度场,在对结构进行热应力分析及模态分析的基础上,采用ANSYS的谱分析求解器对结构进行随机振动分析,得到壁板的响应特性。

总声压级为160dB,带宽为1000Hz的白噪声,垂 直加载在壁板上表面,其功率谱密度可以通过下式 进行求解<sup>[21]</sup>

$$PSD(f) = \frac{p_0^2}{\Delta f} 10^{\frac{L}{10}}$$
(13)

式中静压强  $p_0 = 2 \times 10^{-5} Pa$ ,  $\Delta f$ 为频带宽, L为声 压级。计算得到功率谱密度为4kPa<sup>2</sup>/Hz。

由于联合载荷下结构会产生非线性响应,传统的基于模态叠加法的频域方法并不适用,这里采用 蒙特卡洛法对随机声场进行时域转换,随机生成不 同功率谱密度下声载荷的时域信号,若已知声压场 的功率谱密度 $\Phi_p(w)$ ,采用蒙特卡洛法,声压p(t)的 时间历程可以用下述公式模拟

$$p(t) = p_{s} + \operatorname{Re}\left\{\sum_{k=1}^{N} \left[\sqrt{2\Phi_{P}(w_{k})\Delta w e^{i\Psi_{k}}}\right] \cdot e^{iw_{k}^{t}}\right\} \quad (14)$$

式中 $w_k = (k - 0.5) \Delta w$ ,  $\Delta w = w_{max}/N$ ,  $\Psi_k$ 是随机 相位角, 假设它在 $[0, 2\pi]$ 区间上均匀分布。Yang<sup>[22]</sup> 证明当*N*足够大时, 由式(14)模拟的过程是渐近的 高斯随机过程。

有了声压场的时间历程后,就可以通过时间积 分求得响应的时间历程,为了消除计算中的瞬态波 动采用了分步算法,即先假设大阻尼计算响应,然后 逐步降低阻尼,以保证计算稳定。

为了计算响应的谱密度函数,对位移响应的时间历程进行了FFT变换,为了减少泄露,选用Parzen窗如下式,由此求得比较精确的响应谱。

$$W_{j} = 1 - \left| \left( j - \frac{N-1}{2} \right) / \frac{N+1}{2} \right|$$
(15)

总声压级为160dB,带宽为0~1000Hz的噪声声 压时间历程如图9所示。



温度场的加载方式和前面一样,分别计算160dB 白噪声载荷下,*S*=0,0.6,1.0,1.6时的壁板结构的响 应,表5中列出了不同屈曲系数下壁板的最大主应力 值。

 Table 5
 Maximum principal stresses in different buckling coefficients

	S	Maximum principle stress/MPa
	0.0	84.8
SPL=160dB	0.6	125.0
	1.0	264.0
	1.6	19.8

由表5可知,声压级为160dB,频率为0~1000Hz 时,随着屈曲系数的改变,壁板的最大主应力发生了 明显改变:屈曲前,结构最大主应力位于壁板中心, 随着温度的增加,最大主应力也随着增大;温度达到 临界温度时,结构发生屈曲,此时最大主应力急剧增 加;温度继续增加,结构进入后屈曲状态,此时结构 的模态振型发生变化,最大应力值大幅下降,最大主 应力位置也随之改变,该位置与屈曲后的主要模态 振型相关。

#### 3.4 热/声/静载荷作用下结构的动态响应

热声载荷共同作用下,壁板随着温度的升高,将 经历从前屈曲到临界屈曲,再到后屈曲的阶段,屈曲 前,结构围绕初始平衡位置做随机振动,如图10(a) 所示。直到温度升高到临界屈曲温度,此时壁板处 于失稳状态,当温度继续升高时,壁板进入后屈曲状 态,此时壁板不再围绕出使平衡位置运动,而是在对 称的两个平衡位置之间做间歇的跳变运动,如图10 (b)所示。



Fig. 10 Time history curve of z-direction displacement of center point at different buckling coefficients

取温度载荷为 S=1.2,噪声载荷为总声压级 160dB,频率为0~1000Hz的平直谱,分别计算分布 力载荷 P=200N,400N两种情况下壁板的动态响应, 得到热/声/静载荷共同作用下的壁板中心点位移响 应如图11所示。



Fig. 11 Time history curve of z-direction displacement of center point at different pressures

静力作用下,壁板的响应发生了改变,总的来说 壁板仍然处于屈曲跳变状态,相比较而言,随着静力 载荷的施加,壁板的跳变响应将会趋向于后屈曲状 态,跳变现象逐步趋向于收敛,这主要是因为静力载 荷施加引起壁板刚度变化所导致。

## 4 结 论

本文在对壁板结构进行热声耦合有限元建模的 基础上,通过结构的热屈曲分析、热模态分析、不同 热屈曲系数下的热声耦合分析,得出以下结论:

(1)对于四周简支的壁板结构而言,其屈曲温度 较低,容易进入屈曲状态,因此计算热声耦合响应时 应该考虑结构的临界屈曲温度,从而判断结构是否 进入屈曲状态,同时必须考虑结构屈曲后的非线性 特性(包括材料非线性和几何非线性)。

(2)四边简支的壁板结构在不同温度场T作用下,其模态频率及振型都会发生改变,T低于临界屈曲温度时,结构频率随着温度增加而降低,但振型不会发生明显改变;T达到临界温度时,结构一阶固有频率为0,此时结构容易发生跳变;T超过临界温度时,结构进入后屈曲状态,此时结构的频率升高,低阶振型不会出现,结构更多的表现出高阶模态特性。

(3)预应力静态压力载荷作用下,由于应力刚化 效应的影响,四边简支壁板结构固有频率会升高,此时,结构的响应呈现出高水平静态应力叠加小幅振 动应力状态。

(4) 热声联合环境下,壁板结构的响应特性比较 复杂,具体表现在:结构屈曲前,随着温度的增加,结 构的应力水平明显上升;直到温度达到临界屈曲温 度时,结构的应力幅值会大幅上升,此时结构发生跳 变运动;温度超过临界屈曲温度时,结构进入后屈曲 状态,此时应力幅值较跳变时有一个明显的回落,然 后随着温度的升高重新进入上升区域。

**致** 谢:衷心感谢航空噪声与动强度航空科技重点实验 室张立博士、李益萱硕士在论文撰写中给予的帮助。

### 参考文献:

- [1] 吴大方,王岳武,商 兰,等.1200℃高温环境下板 结构热模态试验研究与数值模拟[J].航空学报, 2016,37(6):1861-1875.
- [2] 吴振强,任 芳,张 伟.飞行器结构热噪声试验的研究进展[J].导弹与航天运载技术,2010,306(2): 24-30.
- 【3】代光月,贾洪印,曾 磊,等.多场耦合效应对高超 声速进气道入口参数影响[J].推进技术,2018,39 (6):1267-1274. (DAI Guang-yue, JIA Hong-yin, ZENG Lei, et al. Effects of Fluid-Thermal-Structural Coupling on Inlet Parameters of Hypersonic Intake[J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(6):1267-1274.)

- [4] Bhangale R K, Ganesan N. Thermoelastic Buckling and Vibration Behavior of a Functionally Graded Sandwich Beam with Constrained Visco Elastic Core[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 295 (1-2): 294-316.
- [5] Ng C F, Clevenson S A. High-Intensity Acoustic Tests of a Thermally Stressed Plate [J]. Journal of Aircraft, 1991, 28(4): 275-281.
- [6] Ng C F, Wentz K R. The Prediction and Measurement of Thermo-Acoustic Response of Plate Structures [C]. Long Beach: 31st Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, 1990.
- [7] Chen R X, Mei C. Finite Element Nonlinear Random Response of Beams to Acoustic and Thermal Loads Applied Simultaneously [C]. La Jolla: 34th Structures, Structural Dynamic and Materials Conference, 1993.
- Vaicaitis R. Nonlinear Response and Sonic Fatigue of National Aerospace Space Plane Surface Panels [J]. Journal of Aircraft, 1994, 31(1): 10-18.
- [9] 史晓鸣,杨炳渊. 瞬态加热环境下变厚度板温度场及 热模态分析[J]. 计算机辅助工程,2006,15(S1): 15-18.
- [10] 黄世勇,王智勇.热环境下的结构模态分析[J].导 弹与航天运载技术,2009,303(5):50-56.
- [11] 杨雄伟,李跃明,耿 谦.基于混合FE-SEA法的高温环境飞行器宽频声振特性分析[J].航空学报,2011,32(11):1851-1859.
- SHA Yundong, WEI Jing, GAO Zhijun, et al. Nonlinear Response with Snap-Through and Fatigue Life Prediction for Panels to Thermo-Acoustic Loadings [J]. Journal of Vibration and Control, 2014, 20(5):679-697.
- [13] 王春光,任全彬,田维平,等.固体火箭发动机壳体强度热力耦合分析[J].推进技术,2013,34(1):109-114.(WANG Chun-guang, REN Quan-bin, TIAN Wei-ping, et al. Coupling Thermo-Mechanical Analysis on Strength of Case in Solid Rocket Motor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(1):109-114.)

- [14] 沙云东,王 建,赵奉同,等.热声激励下高温合金 壁板结构振动响应试验验证与疲劳寿命预测[J].推 进技术,2017,38(8):1847-1856. (SHA Yun-dong, WANG Jian, ZHAO Feng-tong, et al. Vibration Responses Experimental Verification and Fatigue Life Prediction of Superalloy Thin - Walled Structures under Thermal-Acoustic Excitations[J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(8):1847-1856.)
- [15] Przekop A. Nonlinear Response and Fatigue Estimation of Aerospace Curved Surface Panels to Acoustic and Thermal Load [D]. Norfolk: Old Dominion University, 2003.
- [16] Locke J E, Mei C. Finite Element, Large-Deflection Random Response of Thermally Buckled Beams [J]: AIAA Journal, 1990, 28(12): 2125-2131.
- [17] Ribeiro P, Manoach E. The Effect of Temperature on the Large Amplitude Vibrations of Curved Beams [J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 285(5): 1093-1107.
- Marlana N, Anurag Shrma, Adam Przekop, et al. Thermal-Acoustic Analysis of a Metallic Integrated Thermal Protection System Structure [C]. Orlando: 51st Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, 2010.
- [19] 吴振强,程 吴,张 伟,等.热环境对飞行器壁板 结构动特性的影响[J]. 航空学报,2013,34(2): 334-342.
- [20] Tzou H S, BAO Y. Nonlinear Piezothermalelasticity and Multi-Field Actuation, Part 1: Nonlinear Anisotropic Piethermalelastic Shell Laminates [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1997, 119(3): 374-381.
- [21] 贺尔铭,刘 峰,胡亚琪,等. 热声载荷下薄壁结构 非线性振动响应分析及疲劳寿命预测[J]. 振动与冲 击, 2013, 32(24):135-139.
- [22] Yang J N. On the Normality and Accuracy of Simulated Random Processes [J]. Journal of Sound and Vibration, 1973, 26(3): 417-428.

(编辑:梅 瑛)