

补燃发动机总体布局动态设计研究

梁俊龙, 谭永华, 孙宏明

(陕西动力机械设计研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 基于经典的振动理论, 结合现代的有限元分析方法, 研究了补燃火箭发动机整机结构以及主要管路的固有频率和振型, 进行了整机结构中的 Y 形管模态试验, 并分析了真实发动机试车时的主导振动频率。结果表明, Y 形管的计算固有频率和试验固有频率相符, 振型一致; 管路系统的固有频率高于发动机整机的固有频率; 发动机试车时的主导振动频率与其固有特性不相耦合。模态计算和试验结果表明, 该发动机总体布局结构在动态特性上是合理的。

关键词: 液体火箭发动机; 总体布局; 动态设计; 模态分析

中图分类号: V434

文献标识码: A

文章编号: (2005)04-0001-07

Dynamic design research of staged-combustion engine overall layout

Liang Junlong, Tan Yonghua, Sun Hongming

(Shaanxi Power Machine Design and Research Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: Based on fundamental vibration theories, the natural frequencies and mode shapes of the entire staged-combustion rocket engine and the engine's main pipeline system were investigated with modern finite element analysis method. The modal test of Y-shape-pipe on the entire structure was carried out and coupling resonance frequencies of the actual entire engine were also analyzed during operation. The results show that computational natural frequencies and mode shapes of Y-shape pipe are consistent with experimental natural frequencies and mode shapes, the lowest natural frequency of the pipeline system is higher than the lowest natural frequency of the entire structure, and the coupling resonance of the entire engine and the natural characteristics can not happen during operation. These results of the modal computations and modal tests indicate that overall layout of the entire engine structure is obviously reasonable for the dynamic characteristics.

Key words: liquid propellant rocket engine; overall layout; dynamic design; modal analysis

收稿日期: 2005-02-18; 修回日期: 2005-03-21。

作者简介: 梁俊龙(1977—), 男, 硕士, 研究领域为液体火箭发动机总体研究。

1 引言

随着我国航天事业的不断发展, 火箭发动机的推力不断加大, 工作环境更加复杂恶劣, 各类动态问题在设计中必须考虑。发动机结构和主要管路动态特性的计算是各类动态问题的关键所在, 同时也是对发动机总体布局进行动态设计的主要内容。有了发动机结构系统的固有特性, 就可分析在已知动态载荷作用下发动机主要管路的动态响应频率, 使其避开可能发生危险的共振, 限制其动态响应, 合理地实现振动控制, 从而对发动机总体布局进行动态设计; 有了发动机主要管路的固有频率, 根据发动机主要管路系统的固有频率和发动机主导振动频率不耦合的原则, 对发动机总体布局进行动态设计。发动机结构和主要管路系统的固有频率也是提供给火箭解决 POGO 问题的重要参数。

本文主要对某发动机进行动态设计研究。主要内容有: 发动机整机结构的固有特性研究; 发动机主要管路动态特性计算及试验研究; 对发动机的主导振动频率进行分析, 最后对整个发动机的总体布局进行评价。

2 模态分析理论基础

在机械设计中, 研究弹性体振动问题的重要目的是避免共振, 机械结构可以看成是多自由度的振动系统, 具有多个固有频率, 在阻抗试验中表现为多个共振区, 这种在自由振动时结构所具有的基本振动特性称为结构的模态。结构模态是由结构本身的特性与材料特性所决定的, 与外部载荷条件无关。

对于任意一个连续的结构系统都可以简化成具有 n 个自由度的离散系统, 即弹性体振动的基本方程

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = f(t) \quad (1)$$

计算结构的固有特性, 即求解 $f=0$ 时的式 (1), 即可得到结构的固有频率和振型。根据结构系统的阻尼特性, 可以分为比例粘性阻尼系统和比例结构阻尼系统, 但经验指出: 结构的阻尼系数矩阵 C 对结构的固有频率和振型影响很小, 所

以, 求解结构固有频率和振型时可以不考虑阻尼的影响。因此, 无阻尼结构系统的自由振动方程就可以写成

$$M\ddot{x}(t) + Kx(t) = 0 \quad (2)$$

在考虑结构系统的固有振动时, 感兴趣的是系统的同步运动, 即系统在各个坐标上除了运动幅值不相同外, 随时间变化都是同步运动。而自由振动中各质点作简谐振动, 故各质点的位移具有下列形式

$$x_i = A_i \sin(\omega t + j), \quad (i=1, 2, 3, \dots, n) \quad (3)$$

将式 (3) 代入式 (2) 中得

$$KA - \omega^2 MA = 0 \quad (4)$$

式 (4) 也可以写为

$$(K - \omega^2 M)A = 0 \quad (5)$$

由于各节点振幅 A 不全为 0, 故系数行列式必为 0, 即有

$$\det(K - \omega^2 M) = 0 \quad (6)$$

如果自由度数目较少时, 可以从 (6) 中直接求解。而当结构复杂时, 式中的 K 和 M 都是很庞大的 $n \times n$ 的矩阵, 由于自由度数目增多, 从 (6) 式中求解就很困难, 一般都是把方程 (4) 化为

$$KA = \omega^2 MA \quad (7)$$

方程 (7), 即为求解广义特征值问题。

3 整机模态分析

以往对火箭发动机的模态分析常采用梁式模型, 对于结构复杂的发动机, 这样的简化模型只能反映发动机某几方面的特性。为了更全面地了解发动机的动态特性, 本着一定的简化原则, 利用有限元软件对某空载发动机进行了薄壁圆筒建模, 进行了自由状态的有限元模态分析。

对发动机有限元模型简化的基本假设如下:

(1) 对发动机进行有限元建模时, 对于复杂的夹层结构采取了刚度、质量等效的简化处理办法;

(2) 对于不同类型的材料, 当其属性相近时, 采取了等效近似的方法; 当其属性差别较大时, 采取了把它们等效为一种材料的方法;

(3) 对于那些内部有复杂结构的部件, 采取了只分析其壳体的办法; 模型中的梁单元完全是为了约束发动机部件中的相对位移;

(4) 对一些倒角和细小的圆弧进行适当的简化;

(5) 忽略一些影响不大的细节结构;

(6) 螺栓连接部位按照固定连接处理等。

3.1 模型的建立

对发动机模型选用板、壳、梁单元建立有限元模型, 采用较为均匀的网格密度, 采用自底而上建模方法。整个有限元模型由四边形板单元、两节点的空间梁单元以及连接板单元和梁单元的多点约束刚性单元组成。全模型共有 64840 个单元 (64626 个结点), 其中空间梁单元有 118 个, 多点约束刚性单元 2 个。

发动机整机的网格模型如图 1 所示。

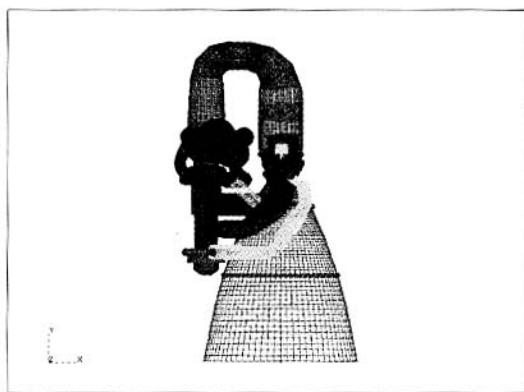


图 1 发动机整机有限元模型

Fig.1 Finite element model of the entire engine

3.2 参数的输入

发动机基本上都是由合金结构钢、不锈钢等组成, 对于发动机喷管收扩段和发生器身部夹层结构内壁的铜合金已经根据刚度和质量等效的原则转化为钢来处理, 是各向同性材料。常温下, 不考虑热胀冷缩等因素的影响。模型的材料属性如表 1 所示。

表 1 材料属性

Tab.1 Property of material

材料名称	弹性模量/Pa	泊松比	密度/(kg/m ³)
钢	1.96×10 ¹¹	0.3	8000

3.3 边界条件的选择

发动机整机模态分析时的边界条件一般只考虑位移边界条件, 即释放摇摆轴方向的转动位移, 约束所有平动位移来计算发动机的固有频率。

3.4 计算工况的设定

3.4.1 密度修正方法

发动机热试车或执行飞行任务的工作过程中, 对推进剂聚集不太多的结构部件, 通常采取改变密度系数的近似修正方法, 修正公式如下:

$$\mathbf{r}_e = k_e \mathbf{r}_s \quad (8)$$

式中, k_e 为修正系数; \mathbf{r}_e 为等效密度; \mathbf{r}_s 为结构部件的密度。

而对于发动机热试车或执行飞行任务时, 推进剂聚集较多的结构部件, 例如涡轮油泵、燃料泵、及其预压泵等, 采取把推进剂的质量转化为结构部件质量的方法, 修正公式如下:

$$\mathbf{r}_e = \frac{\mathbf{r}_s V_s + \mathbf{r}_f V_f}{V_s} \quad (9)$$

式中, V_s 为结构部件的体积; V_f 为结构部件中推进剂的体积; \mathbf{r}_f 为推进剂的密度。

3.4.2 计算工况

对于该模型, 分三种工况进行计算, 各种工况如下所述。

(1) 工况 1, 约束摇摆轴的所有平动位移和非摇摆轴方向的转动位移, 各部分材料密度按真实值给出, 涡轮泵、预压泵和推力室之间没有约束, 网格模型如图 1 所示 (除去空间梁和多点约束单元)。

(2) 工况 2, 约束摇摆轴的所有平动位移和非摇摆轴方向的转动位移, 各部分材料密度按真实值给出, 涡轮泵、预压泵和推力室之间按照空间梁给出约束, 网格模型如图 1 所示。

(3) 工况 3, 约束摇摆轴的所有平动位移和非摇摆轴方向的转动位移, 各部分材料密度按修正值给出, 涡轮泵、预压泵和推力室之间按照空间梁给出约束, 网格模型如图 1 所示。

3.5 计算结果

上述三种工况各阶固有频率值如表 2 所示。

表 2 各工况对应的模态频率值

Tab.2 Modal frequencies under some load cases

模态	计算频率/Hz		
	工况 1	工况 2	工况 3
1	10.466	18.695	15.575
2	15.273	19.175	15.687
3	17.698	19.632	17.779
4	19.146	23.375	20.229
5	19.148	24.259	21.594
6	20.189	31.829	27.381
7	21.077	39.289	32.12
8	23.907	39.296	32.122
9	37.665	41.741	35.032
10	39.295	43.316	38.084

从计算结果可以看出, 发动机整机结构的固有频率表现为低频特性, 第一阶固有频率一般在十几赫兹, 与型号资料中发动机整机结构的第一阶固有频率基本一致, 说明所采用的计算方法是正确的。

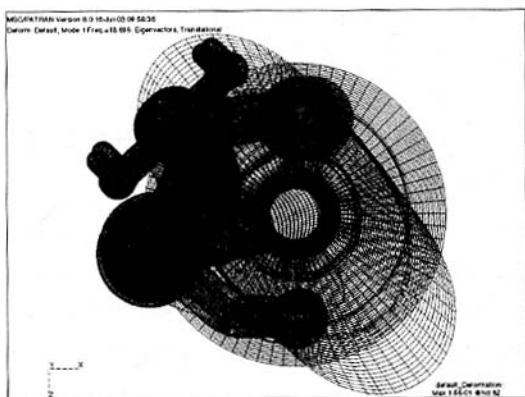


图 2 工况 2, 模态 1(Freq=18.695Hz)

Fig.2 Case 2, Mode 1(Freq=18.695Hz)

工况 2 的典型模态振型如图 2 所示 (第一阶模态)。

4 Y 形管动态特性计算与试验分析

发动机各个管路系统中, 氧主泵与氧主阀之间的 Y 形管工作环境极其恶劣。发动机氧主泵不可避免地存在不同程度的不平衡, 会产生周期性的不平衡力。

Y 形管工作的环境温度极低, 管路内部的工作压力大约为 42MPa。此外, 和其它管路相比, Y 形管的结构形状复杂。因此, 对 Y 形管进行动态特性分析尤为重要, 是对发动机管路系统进行动态布局的前提工作。

Y 形管主要结构有直管、弯管、三通管路以及进出口法兰等。为了划分网格和计算方便, 把 Y 形管结构中的进、出口法兰等效成为相应结构处板单元的厚度。

4.1 模型的建立

Y 形管有限元模型的建立是按照以上结构简化规则来进行的, 整个有限元模型由四边形四节点板单元、三角形三节点板单元、两节点的空间弹簧单元以及连接板单元和弹簧单元的刚性单元组成。全模型共有 6861 个单元, 6911 个节点, 其中弹簧单元 18 个, 多点约束刚性单元 3 个, 如图 3 所示。

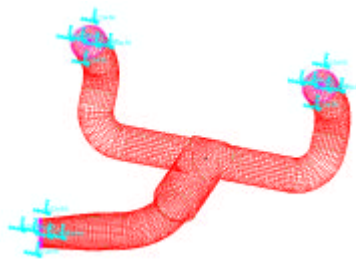


图 3 Y 型管有限元模型图

Fig.3 Finite element model of Y-shape-pipe

4.2 边界条件的处理

4.2.1 位移边界条件的处理

工程应用中, 和发动机管路系统连接的附件支撑和管接头自身通常都不是理想刚性的, 在分析管路动态特性时, 应把附件(含附件支撑)和管接头作为一个整体支撑系统加以考虑。管接头支撑系统由等效质量 M_e 和六个刚度 K_x 、 K_y 、 K_z 、 K_{xy} 、 K_{xz} 、 K_{yz} 组成。

固定式管接头在边界六个自由度上均产生约束, 故力学模型可以表征为

$$M_e \neq 0, K_x \neq 0, K_y \neq 0, K_z \neq 0, K_{xy} \neq 0, K_{xz} \neq 0, K_{yz} \neq 0 \quad (10)$$

火箭发动机管路的边界支撑分为刚性和柔性两种。刚性支撑是指边界支撑刚度远大于导管支

撑刚度(10倍以上)。较常见的是柔性边界支撑,一般支撑架结构如图4所示,支撑架对管系的刚度贡献作为附加集中刚度加在支撑点上。使用有限元软件进行分析时,通常用等效刚度进行模拟。为此,须计算支柱与衬垫材料的串联刚度系数。下面给出其计算方法。

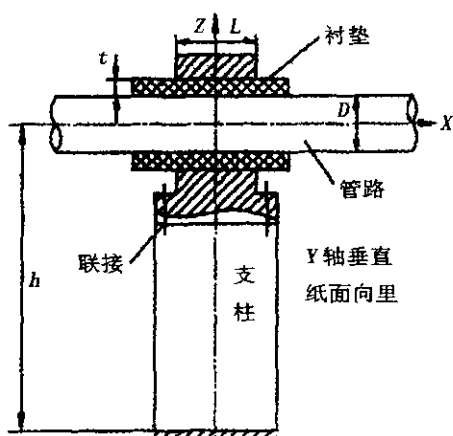


图4 管路的典型支撑

Fig.4 Classical support of the pipe

支柱的刚度系数,包括三个线刚度系数和三个角刚度系数,分别为

$$\left. \begin{aligned} K_{1x} &= \frac{3EI_y}{h^3}, K_{1y} = \frac{3EI_x}{h^3}, K_{1z} = \frac{EA}{h} \\ K_{1q_x} &= \frac{EI_x}{h}, K_{1q_y} = \frac{EI_y}{h}, K_{1q_z} = \frac{GJ_z}{h} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

式中, E 为支柱材料的弹性模量; G 为支柱材料的剪切弹性模量; I_x 、 I_y 为支柱的截面惯性矩(分别是对 x 轴和对 y 轴); J_z 为支柱截面对 z 轴(即沿支柱的长度方向)的极惯性矩; A 为支柱的截面面积; h 为支撑到管道轴线的高度。

衬垫的刚度系数分别为

$$\left. \begin{aligned} K_{2x} &= \frac{pDLE}{2t}, K_{2y} = K_{2z} = \frac{DLE}{t} \\ K_{2q_x} &= \frac{pD^3LE}{8t}, K_{2q_y} = K_{2q_z} = \frac{D^3LE}{12t} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

式中, L 为衬垫沿管轴方向上的宽度; t 为衬垫的厚度; D 为管路的外径; E 为衬垫材料的弹性模量。

支撑架总的附加刚度是它们二者的串联刚度:

$$K = \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2} \quad (13)$$

4.2.2 其它边界条件的处理

模型除了位移边界条件,还有温度和压力边界条件,由于这两种边界条件均为标量,处理起来相对较简单,把温度值和压力值施加在 Y 形管内壁的四边形四节点板单元的每个节点上即可。

4.3 计算工况的设定

采用两种方法修正 Y 形管的计算密度。一种方法是把计算密度取为管路结构和液体的平均密度;另一种方法是把计算密度取为管路中的液体等效为管路结构后的管路结构密度。

分三种工况进行计算,各种工况如下所述:

(1) 工况 1,选取弹性边界,即用线弹簧和角弹簧约束边界位移,密度未修正,即材料密度按真实值给出。

(2) 工况 2,选取弹性边界,即用线弹簧和角弹簧约束边界位移,密度计算值按第一种修正方法得出($\rho = 2930 \text{ kg/m}^3$)。

(3) 工况 3,选取弹性边界,即用线弹簧和角弹簧约束边界位移,密度计算值按第二种修正方法得出($\rho = 11205 \text{ kg/m}^3$)。

4.4 固有频率及振型的计算和试验结果分析

4.4.1 固有频率的计算和试验结果

以上三种工况计算所得的各阶固有频率和 Y 形管模态试验结果如表 3 所示。

表 3 Y 形管的计算和试验模态频率

Tab.3 Computational and experimental modal frequencies of Y-shape-pipe

模态	计算频率/Hz			试验频率/Hz	
	工况 1	工况 2	工况 3	工况 1	工况 1
1	147.65	247.12	123.56	151.30(M1)	2.41%
2	192.80	322.68	161.34		
3	199.16	333.33	166.66		
4	300.10	502.28	251.14		
5	338.19	566.02	283.01	341.71(M2)	1.03%
6	364.06	609.33	304.66		
7	456.13	763.42	381.71		
8	545.95	913.75	456.87	517.44(M4)	-5.51%
9	560.18	937.56	468.76	532.29(M5)	-5.24%
10	629.05	1052.8	526.42		

从计算和试验结果可以看出,在所分析 Y 形管前十阶固有频率的范围内, Y 形管固有频率值表现为中频现象。其中 Y 形管的第一、五、八、九阶计算模态频率值和第一、二、四、五阶试验模态频率值相对应,且较接近。

4.4.2 振型分析

Y 形管是弹性边界约束时,振型首先表现为结构的整体平移(计算的前三阶模态振型),而试验模态的第一阶振型也表现为整体平移(如图 5 所示),且一阶计算模态频率和试验值较接近。

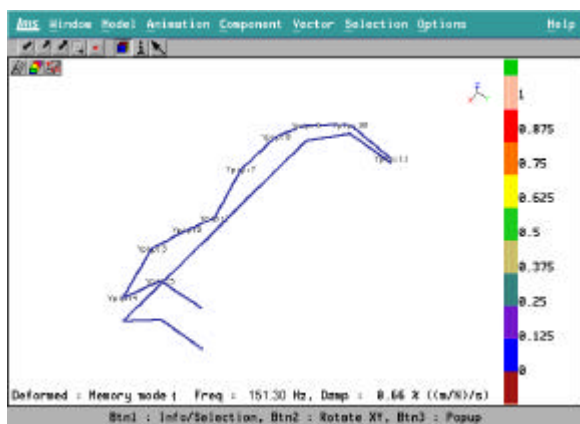


图 5 模态 1 (Freq=151.30Hz)

Fig.5 Mode 1 (Freq=151.30Hz)

5 动态设计

5.1 总体布局动态设计目标

液体火箭发动机在工作时,会遇到各种类型的周期性激励和各种随机激励,当激励频率与结构或管路的某一阶固有频率相近或相等时,会引起共振,以致造成结构或管路的破坏。

发动机结构系统的共振条件可用下式来描述:

$$f_e = f_n \quad (14)$$

式中, f_n 为结构或管路的第 n 阶固有频率; f_e 为激励的频率。

因此,发动机总体布局动态优化设计的目标是使发动机整机结构的固有频率、主要管路系统的动态响应频率与发动机的主导频率不耦合

$$(\Delta f = |f_e - f_n| > 4\text{Hz})。$$

5.2 主导振动频率分析

发动机试车时的主导振动频率主要与燃烧室和涡轮泵有关。燃烧室的燃烧振荡主要表现为与声学固有振动有关的频率。发动机声学固有振动频率前人已作计算,其最低为一阶纵向振型,频率为 1278Hz。但发动机试车中并未出现与燃烧有关的大幅度振动。

涡轮泵振动是由于涡轮转子的高速旋转运动,使流体压力发生周期性的变化,从而产生了作用于管路的周期性激励力。从发动机试车各个测点测得的数据分析,氧化剂泵振动最大,证明由于涡轮泵振动产生的主导频率存在。

图 6 给出了发动机试车时氧化剂泵的振动频域曲线。从频域的角度进行分析,振动的频率主要表现为涡轮泵转速的各个倍频:主要分频有 1 倍频 (243.5Hz)、2 倍频 (487.5Hz)、3 倍频 (731.25Hz)、6 倍频 (1456.25Hz)、9 倍频 (2187.5Hz)、12 倍频 (2912.5Hz)、15 倍频 (3643.75Hz)、21 倍频 (5100Hz) 和 24 倍频 (5813.25Hz) 等。

从氧化剂泵的振动频域数据,可以看到在涡轮泵转速的 12 倍频及 24 倍频上均有很高的突频峰值。12 倍频是与氧化剂泵离心轮的叶片数对应的,认为它是发动机主导振动频率之一。

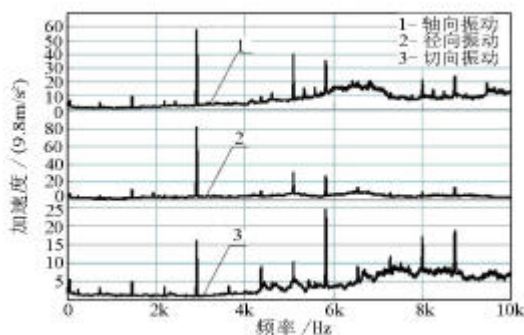


图 6 氧化剂泵振动频域曲线

Fig.6 Vibrant curves of oxidant pump in frequency domain

5.3 对发动机总体布局动态设计的评价

用有限元软件计算分析了发动机整机结构系统的固有特性,整个发动机结构的第一阶固有频

率为 18.695Hz, 其低阶振型主要是喷管结构的周向弯曲变形。

分析了发动机中工作环境恶劣的 Y 形管。由管路固有特性分析可知, Y 形管的第一阶固有频率的计算值为 147.65Hz, 振型主要表现为 Y 形管结构的整体平移运动。同时, 也进行了真实发动机整机结构 Y 形管的模态试验, 得到第一阶固有频率的试验值为 144.18Hz, 试验振型和相应的模态计算结果基本一致。

发动机的主导振动频率主要以涡轮泵转子转速的 12 倍频 (2912.5Hz) 为主, 这一频率值与发动机结构系统的固有频率和主要管路系统的动态响应频率相差很大, 不会引起共振。

另外, 发动机燃烧室的声学固有频率与结构系统的固有频率和主要管路系统的频率都相距甚远, 而且, 发动机试车中也没有表现出与燃烧室固有声学振动有关的主导频率。因而, 也不会引起与此相关的共振。

6 结论

本文通过发动机整机结构和主要管路的有限元模态分析、试验模态分析以及真实发动机的主导振动频率分析, 对发动机的总体布局进行动态设计研究。结论如下:

(1) 发动机整机结构的第一阶固有频率为 18.695Hz, 主要表现为低频特性。比较计算模型以及型号资料中某发动机固有特性的计算结果, 可以认为计算模型反映了发动机结构的振动特性。

(2) 采用弹性位移边界条件计算了 Y 形管的固有特性, Y 形管第一阶固有频率的计算值为 147.65Hz, 振型表现为 Y 形管结构的整体变形; Y 形管第一阶固有频率的试验值为 144.18Hz, 且计算振型和试验振型相符, 验证了本论文中所采用计算方法的正确性。

(3) 计算所得的发动机整机结构的固有频率、主要管路的动态响应频率与发动机主导振动频率相距甚远, 不会造成破坏性的耦合振动。对某型号发动机总体布局动态设计研究表明, 发动机整机结构系统的总体布局在动态特性上是合理的。

参考文献:

- [1] 朱宁昌, 董锡鉴, 王新龄, 等. 液体火箭发动机设计 (上) [M]. 北京: 宇航出版社, 1994.
- [2] Loibnegger B, Rainer G Ph. An integrated numerical tool for engine noise and vibration simulation [R]. SAE 97 1992, 1997.
- [3] Reza Ahmadian, Mantena P Raju. Modal investigations of pultruded hybrid composite frame structures using experimental and finite element methods [R]. AIAA98-1299.
- [4] The MacNeal-Schwendler Corporation. MSC/ NASTRAN dynamic analysis seminar notes [R]. May 1998.
- [5] Andrew M Brown, Donald L Harris, Samuel B Fowler, et al. Structural dynamic analysis of the X-34 orbital vehicle engine [R]. AIAA96-1229.
- [6] Jeen Lin, I Chih Wang Shape optimization of the nonlinear structures by finite element method [R]. AIAA96-3478.
- [7] Leonard L Koss, He Ye Yu, Wang Wu. Bridge and beam response to harmonic spatial and time loads [R]. AIAA99-4387.
- [8] W Luber, J Becker. Structural optimization of an aircraft equipment tray by using test results and finite element analysis [R]. AIAA95-3453.
- [9] Anthony N Palazotto, Scott T Dennis. Nonlinear analysis of shell structures [M]. Published by American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- [10] 马兴瑞, 王本利, 荀兴宇. 航天器动力学——若干问题进展及应用 [M]. 北京: 科学出版社, 2001.
- [11] 张锦, 刘晓平. 叶轮机振动模态分析理论及数值方法 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2001.
- [12] 加洪, . 液体火箭发动机结构设计 [M]. 任汉芬, 颜子初, 等译. 北京: 宇航出版社, 1992.
- [13] 丁丰年, 张恩昭, 张小平, 等. 论我国重复使用运载器推进系统方案 [J]. 火箭推进, 2004, 30 (3).
- [14] 付才高. 航空发动机设计手册 (第 19 册) ——转子动力学及整机振动 [M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.

(编辑: 陈红霞)