文章编号: 1000-8608(2007) 05-0667-04

孙宝元*, 翟 怡. 钱 敏. 军, 王志勇, 任宗金 张

(大连理工大学 精密与特种加工教育部重点实验室,辽宁 大连 116024)

摘要:采用模态分析法解耦矩阵,建立轨 /姿控火箭发动机推力与推力矢量测试平台系统的 传递函数,采用有限元方法预估了固有频率,并通过实验模态分析方法对测试平台系统进行 了精确测试.得出了测试平台在实际安装状态下 4kHz以内的各阶固有频率、阻尼比、主振 型、留数等模态参数,验证了有限元方法的分析结果和测试平台系统的合理性,并通过仿真 计算和模拟实际试车状态的实验,验证了所建立的传递函数的准确性,

关键词:传递函数:有限元分析:实验模态分析:动态响应 中图分类号: TH823 文献标识码: A

0 3 言

空间轨 /姿控液体火箭发动机系统主要以脉 冲的方式工作,具有启动,关机频繁,工作时间短 等特点.轨 /姿控发动机的工作性能直接影响到 飞行的控制精度和目标命中精度,因此对其动静 态性能进行测试具有重要的意义, 广泛使用的 "静标动用"方法,缺乏更为准确的精度,难以满 足高精度高机动性的动态性能测试要求,为此本 文主要研究轨 /姿控火箭发动机推力与推力矢量 测试平台以实现静态力的实时在线测量,并且实 时显示测量波形.

1 系统传递函数的建立

本文所建测试平台见图 1.



图 1 测试平台系统 Measuring platform system Fig. 1

测试平台系统的振动近似于微幅振动^[1-3]. 因此可以近似为线性定常系统,其运动方程为

Mx + Cx + Kx = f(t)(1)式中: M C K 分别为总体质量矩阵 阻尼矩阵和 刚度矩阵: $x \times x$ 分别为各离散质量的位移、速 度、加速度向量; f(t) 为各离散质量的激振力向 量.

 $\Rightarrow x = \Phi q$, Φ 是由主振型 φ_i 构成的解耦矩阵, q为各阶模态坐标组成的向量.将 $x = \Phi q$ 代入方 程(1).并两端同时左乘振型矩阵的转置矩阵 Φ^{T} . 并考虑到正交性化简得

$$Mq+ Cq+ Kq = F$$
(2)

其中

$$M = \operatorname{diag}\{M_{1}, \cdots, M_{r}, \cdots, M_{n}\}$$

$$C = \operatorname{diag}\{C_{1}, \cdots, C_{r}, \cdots, C_{n}\}$$

$$K = \operatorname{diag}\{K_{1}, \cdots, K_{r}, \cdots, K_{n}\}$$

$$F = \begin{bmatrix}F_{1}(t)\\ \vdots\\ F_{r}(t)\\ \vdots\\ F_{n}(t)\end{bmatrix}$$

M. C. 和 K. 分别称为第 r 阶模态质量、模态阳尼 和模态刚度.

对式(2)进行拉氏变换后可得第r阶模态坐 标为

$$q_r = \frac{F_r}{K_r - k^2 M_r + j k C_r}$$
(3)

式中

收稿日期: 2006-01-19; 修回日期: 2007-08-06.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (50475152,50675026); *863-805 重大国防专项资助项目.

基準目: 国家自然177-2003年(前111年), 第,教授,博士生导师. 計算: 192-2014 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

$$F_r = \sum_{j=1}^{n} b_r f_j(\mathbf{k}), j = 1, 2, \cdots, N$$

b_r 为第 *j*个测点、第 *r*阶模态的振型系数.

则测点 *l* 与激励点 *p* 之间的频响函数为

$$H_{lp}(\mathbf{k}) = \sum_{r=1}^{N} \frac{A_{lp}}{\mathbf{k}^{2} - \mathbf{k}^{2} + \mathbf{j} 2^{a}_{r} \mathbf{k}_{r} \mathbf{k}} \qquad (4)$$

式中: $A_{lp} = \frac{h_r h_{pr}}{M_r}$,称为留数; k_r 为第 r阶固有频 率; $a_r = \frac{C_r}{2M_r k_r}$,为第 r阶模态的阻尼比.

对于线性定常系统有 s=jk,将 s=jk代入式 (4)得系统传递函数

$$H(s) = \sum_{r=1}^{N} \frac{A_{lp}}{s^{2} + 2^{a_{r}} k_{r} s + k_{r}^{2}}$$
(5)

2 系统模态参数识别

为建立测试平台系统的传递函数需要对各阶 模态参数 (固有频率 k, 阻尼比 a, 留数 Atp等)进 行识别.

2.1 有限元法识别模态参数

有限元法是一种将连续系统离散化的方法. 先把复杂结构分割成若干个彼此之间只在结点处 相互连接的单元,对每个单元取假设模态,单元位 移用结点位移差值函数来表示.在此选用功能强 大的 AN SYS有限元分析软件对测试平台进行模 态分析.

根据实体结构的具体特点,采用了自底向上的建模方式^[4].建模过程中忽略了底座与上座、 上座与传感器之间的螺钉连接,将其视为一体. 对底座下表面施加零位移约束.有限元分析结果 见表 1.一阶主振型如图 2所示.

由于在 ANSYS分析建模时忽略了一些因素 的影响,存在一定的误差,而一阶主振型的振动方 向恰好为测试平台所承受的主推力方向,所以需 要进行实验模态分析从而获得更为准确的数据.

1 a.b. 1	results of minte-clement analysis		
阶数	f /Hz	主振型说明	
1	858	总体 X 向	
2	1 327	总体 Y向	
3	1 584	上、下座连接处 X 向	
4	1 918	总体 Z向扭转	
5	2 647	上座 Z向扭转	
6	2 798	总体 Z向	
7	3 031	下座 Z向扭转	
8	3 269	上座顶部 Z向	

表 1 有限元分析结果 Besults of finite-element analys



2.2 实验模态分析识别模态参数

根据有限元分析结果,测试平台的前 8阶固 有频率处于 0~4 k Hz,所以实验模态分析也主要 考虑 0~4 k Hz范围内的固有频率.为满足这一 频带,采用激振频带较宽的锤击法激振实验^[5].

2 2.1 激励点的确定 由 AN SYS分析可以得 出测试平台的一阶主振型出现在火箭发动机主推 力的正向.考虑到测试平台的实际工作状态,选 择主推力的正向为激振方向.在实际试车中,主 要受力点为测试平台的传感器中央,所受的力也 是经压电传感器直接输出的.因此选择由 P 点激 励、P 点响应的测量方式.激励点为如图 2所示的 P 点.

2.2.2 实验结果与分析 考虑到误差的影响, 频响函数矢端轨迹不一定都落在理论圆上,因此 采用导纳圆辨识法进行分析,使导纳圆上各相应 点的数值与实测值之间的误差最小.

根据锤击实验测得的数据,进行傅里叶变换, 得到测点的频响函数曲线,如图 3所示.由图可 得各阶峰值所对应的频率,绘制出各阶导纳圆,从 而得到如表 2所示的模态分析结果.

通过比较发现,实验模态分析与 AN SYS动 力学分析存在一定的差异.主要原因在于采用 ANSYS分析时对一些结构进行了简化,并且忽 略了底座与上座、上座与传感器连接处螺钉连接 的影响.



?1994-2014 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

表	2	模态分析结果
Fab 2	P.	culta of mode analysi

rab. 2 Results of mode analysis						
阶数	f /Hz	а	A_{pp}			
1	1 055	0. 045 2	15 764			
2	1 547	0. 019 0	53 550			
3	1 706	0. 016 8	70 274			
4	1 891	0. 019 7	112 730			
5	2 218	0. 014 7	194 040			
6	2 364	0. 018 0	138 380			
7	2 923	0. 008 8	61 304			
8	3 527	0. 007 3	109 300			

仿直计笪 3

将表 2中的各阶模态参数代入式 (5) 可以获 得由前 8阶模态组成的测试平台系统传递函数. 为验证所得系统传递函数的准确性,分析理论输 出曲线与实际输入曲线的拟合程度.利用 MATLAB/Simulink 建立系统的动力学仿真模型 如图 4所示.



Fig. 4 Model of simulation

在火箭发动机脉冲点火过程中,推力大约在 点火后几 ms升高到最大值,同样在关闭发动机后 也要经过几 ms左右其推力才能完全消失,推力图 形近似为一种梯形脉冲力图形. 仿真激励信号选 择近似实际试车状态的梯形波, 仿真图形见图 5.

由图 5可知测试平台系统的动态响应性能非 常好.对于周期只有 ms级的输入响应跟随基本没 有滞后,完全达到设计标准,从图形上可以看出 理论输出波形存在一定的波动,考虑是由于系统 的阻尼比偏小(在 10⁻³~ 10⁻²数量级)造成的,为 此进行仿真验证,将系统传递函数中的阻尼比按 经典理论中的理想阻尼比 0.707分析计算,得到 仿真波形如图 6所示. 可以看出在理想阻尼比的 情况下,输出波形与输入波形基本一致,在上升和 下降之后无振荡现象,但存在一定的相位滞后,验 证了存在振荡波形的原因是由于阻尼比过小.该 振荡波形可以采用软件滤波或硬件滤波的方法滤 除.





理想阻尼比梯形波仿真波形图 图 6 Emulational trapeziform wave of perfect Fig. 6 damping ratio

实验结果 4

为验证测试平台的实际输出特性,对比实际 输出与理论输出的差别,利用 4809型激振器及与 之相匹配的 2706型功率放大器产生近似实际试 车状态的梯形力,模拟实际试车状态,对测试平台 进行激振实验.实验原理如图 7所示.



Fig. 7 Principle diagram of vibration experiment

得到输出力幅值随时间变化的曲线如图 8. 将图 8与图 5对比可以看出.理论输出与实际输 出波形基本一致,验证了所建立传递函数的准确 性.



Fig. 8 Exporting curves of trapeziform power

由实际输出波形可以看出,对周期为 ms级 的输入力,测试系统可以实时检测,频率响应特性 良好,无迟滞现象,可以实现发动机试车的实时检 测.图 9所示的曲线就是利用本测试平台对航空 某型号发动机实际试车所测得的曲线.



Fig. 9 Exporting curves of engine trial running

5 结 论

(1) 通过有限元分析和模态参数识别,获得 了测试平台在 0~4 k Hz范围内的各阶模态固有 频率、阻尼比、主振型、留数等模态参数.

(2) 采用适当的实验方法,配置合适的数据 采集系统,应用模态分析的理论知识,获得了测试 平台系统的传递函数.通过模拟试车状态的实验 验证理论计算输出与实际输出基本一致.

(3) 验证了测试平台的动态响应特性达到了 设计标准.

(4) 通过 MATLAB/Simulink仿真计算找出 了波形存在振荡的原因,为设计滤波振荡电路和 超前校正电路奠定了基础.

参考文献:

- [1] 傅志方,华宏星. 模态分析理论与应用 [M].上海:上 海交通大学出版社,2002.
- [2]方 同,薛 璞.振动理论及应用[M].西安:西北工 业大学出版社,2000
- BOSCH T, SERVAGENT N, BOYER F. Vibrations measurements with a self-mixing type laser displacement sensor for modal analysis [C] // IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference. Brussels IEEE, 1996 648-653
- [4]王 华,王以伦,柳宏涛.结冰传感器探头的动态特 性分析[J].哈尔滨工程大学学报,2003,12(6):24-26
- [5] 陶俊强,王翠荣,陈宁芳,等.固体火箭发动机试验模态分析技术研究[J].固体火箭技术,2001,24(2): 73-78

Analysis of thrust vector measuring platform for trajectory/ attitude control engine dynamic characteristics

SUN Bao yuan^{*}, ZHAI Yi, QIAN Min, ZHANG Jun, WANG Zhi-yong, Ren Zong jin (Key Lab. for Precis. and Non tradit. Mach. Technol. of Minist. of Edu.,

Dalian Univ. of Technol., Dalian 116024, China)

Abstract A transfer function was set up on the model of the thrust and thrust vector measuring platform for trajectory /attitude control rocket engine by using the principle of the mode-testing method to decouple the matrix. The finite-element analysis was used to evaluate the natural frequency. By using the mode-testing method, a more precise test of the measuring platform was done in order to get the natural frequency, damping ratio, principal modes of vibration and residual under 4 kHz of the measuring platform in the actual installation estate, which proved the validity of the finite-element analysis and the reasonableness of the measuring platform system. By using the model to analyze the influence on measure results of system parameters on MATLAB/Simulink environment, and experiment in the actual installation estate, the accuracy of the transfer function is proved.

Key words transfer function; finite-element analysis; mode-testing analysis; dynamic response ?1994-2014 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net