

doi: 10.3969/j.issn.1006-1576.2010.06.026

## 某小型涡扇发动机转子高速动平衡试验

黎飞龙<sup>1</sup>, 吴宝勤<sup>2</sup>, 李光辉<sup>1</sup>

(1. 中国燃气涡轮研究院, 四川 绵阳 621703; 2. 驻 420 厂军事代表室, 四川 新都 610503)

**摘要:** 针对在高转速情况下如何降低转子的振动问题, 对转子高速动平衡的原理及一般方法进行论述, 对某小型涡扇发动机转子进行高速动平衡。试验结果表明, 高速动平衡技术能有效的降低转子振动, 采用多平面多转速影响系数法对该柔性转子的一、二阶高速动平衡是可行的, 对保证同类型转子正常工作具有技术指导意义和工程应用价值。

**关键词:** 涡轮风扇发动机; 柔性转子; 高速动平衡; 多平面多转速

**中图分类号:** O313 **文献标识码:** A

## Experiment on High Speed Dynamic Balance of Certain Type Small Turbofan Engine Rotor

LI Fei-long<sup>1</sup>, WU Bao-qin<sup>2</sup>, LI Guang-hui<sup>1</sup>

(1. China Gas Turbine Establishment, Mianyang 621703, China;

2. Military Representative Office in No. 420 Factory, Xindu 610503, China)

**Abstract:** In order to solve the problem of reduce rotor is vibration under high rotary speed, discuss the principle and the method of high speed dynamic balance and carry out the high speed dynamic balance of certain type turbofan engine rotor. The test result shows that the high speed dynamic balance can effectively reduce the rotator vibration, and the multi-surface and multi speed influence index method is useful for the one level and two level high speed dynamic balance of flexible rotor. It is directive to the same kind of rotors and possesses significant engineering use value.

**Keywords:** Turbofan engine; Flexible rotor; High speed dynamic balance; Multi-surface and multi-speed

### 0 引言

随着现代动力机械不断向大型化、高速化发展, 越来越多的转子工作在转子一阶甚至更高阶次的临界转速影响范围内, 如何降低转子在高转速情况下振动显得尤为重要。实践证明, 转动件的动不平衡是影响设备是否能安全、可靠正常工作的主要因素之一<sup>[1-2]</sup>。

对于工作转速在一阶甚至 2~3 阶临界转速以上的工作转子, 由于转子在模态振型(弯曲)引起的附加不平衡量的影响, 一般都必须进行高速动平衡。如仅在低转速下对转子进行平衡, 将无法降低转子在工作转速下的不平衡量, 更有甚者, 在低速平衡时所施加的校正质量甚至会增加转子工作转速下的不平衡量, 造成转子工作状态恶化。从另一个角度讲, 即使对刚性转子, 更高的平衡转速更容易得到更高的平衡精度。故对转子高速动平衡的原理及一般方法进行讨论, 并针对某小型涡扇发动机转子进行高速动平衡。

### 1 转子高速动平衡原理及方法简述

转子的平衡主要达到 2 个目的: 1) 把轴承动反

力降低到允许范围内; 2) 把转子动挠度降低到最小限度。转子动平衡常用的方法有模态平衡法和影响系数法 2 种。

#### 1.1 模态平衡法

模态平衡法即主振型法, 将不平衡量在轴向的分布函数分解成许多不平衡分量, 每一个平衡分量只激起转子响应的一个主振型, 逐阶平衡这些分量。在忽略高阶振型影响情况下, 理论上使用振型法可以使被平衡转子在整个转速范围内满足平衡要求。

首先, 使用主振型法将不平衡量分布函数  $\vec{u}(s)$  按主振型展开:

$$\vec{u}(s) = \sum_{j=1}^{\infty} \vec{c}_j m(s) \varphi_j(s) \quad (1)$$

其中,  $\vec{c}_j = c_j e^{i\alpha_j}$ ,  $c_j$  表示不平衡的偏心分布  $\vec{e}(s)$  中包含第  $j$  阶振型的成分;  $\alpha_j$  为该成分所在平面的方位角;  $\varphi_j(s)$  第  $j$  阶振型的形函数。

离心力  $\vec{F}(s)$  可以表示为:

$$\vec{F}(s) = \Omega^2 \vec{u}(s) = \Omega^2 \sum_{j=1}^{\infty} \vec{c}_j m(s) \varphi_j(s) \quad (2)$$

则挠曲线方程为:

收稿日期: 2010-01-21; 修回日期: 2010-03-21

作者简介: 黎飞龙(1975-), 男, 江西人, 本科, 工程师, 1999年毕业于四川大学, 从事强度试验研究。

$$\vec{f}(s) = \sum_{j=1}^{\infty} \frac{\Omega^2}{\omega_j^2 - \Omega^2} \vec{c}_j \phi_j(s) \quad (3)$$

为了平衡这个转子, 设在其上附加了  $K$  个校正质量  $\vec{m}_1, \vec{m}_2, \dots, \vec{m}_K$ , 轴向位置为  $s_1, \dots, s_K$ , 则新的挠曲线方程为:

$$\vec{f}(s) = \sum_{j=1}^{\infty} \frac{\Omega^2}{\omega_j^2 - \Omega^2} \left[ \vec{c}_j + \frac{1}{N_j} \sum_{k=1}^K \vec{m}_k \phi_j(s_k) \right] \phi_j(s) \quad (4)$$

其中,  $N_j = \int_l m(s) \phi_j^2(s) ds$  为第  $j$  阶模态质量。

平衡的目的就是使对于任何转速  $\Omega$  都有  $\vec{f}(s) = 0$ , 于是要求

$$\vec{c}_j + \frac{1}{N_j} \sum_{k=1}^K \vec{m}_k \phi_j(s_k) = 0, \quad (j=1, 2, \dots, \infty) \quad (5)$$

由于高阶振型一般影响很小, 故可仅取前  $N$  阶振型, 则式 (5) 可以写成矩阵形式为:

$$\begin{bmatrix} \phi_1(s_1) & \phi_1(s_2) & \dots & \phi_1(s_K) \\ \phi_2(s_1) & \phi_2(s_2) & \dots & \phi_2(s_K) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \phi_N(s_1) & \phi_N(s_2) & \dots & \phi_N(s_K) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vec{m}_1 \\ \vec{m}_2 \\ \vdots \\ \vec{m}_K \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\vec{c}_1 N_1 \\ -\vec{c}_2 N_2 \\ \vdots \\ -\vec{c}_N N_N \end{bmatrix} \quad (6)$$

在要求动反力为零的情况下, 有

$$\begin{cases} \sum_{k=1}^K s_k \vec{m}_k = -\int_l s u(s) ds \\ \sum_{k=1}^K \vec{m}_k = -\int_l u(s) ds \end{cases} \quad (7)$$

采用  $N+2$  平面法时  $K=N+2$ , 一旦转子在低速时做过动平衡, 则式 (7) 右边都为 0。于是综合式 (6)、式 (7) 可得:

$$\begin{bmatrix} \phi_1(s_1) & \phi_1(s_2) & \dots & \phi_1(s_K) \\ \phi_2(s_1) & \phi_2(s_2) & \dots & \phi_2(s_K) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \phi_N(s_1) & \phi_N(s_2) & \dots & \phi_N(s_K) \\ s_1 & s_2 & \dots & s_K \\ 1 & 1 & \dots & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vec{m}_1 \\ \vec{m}_2 \\ \vdots \\ \vec{m}_K \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\vec{c}_1 N_1 \\ -\vec{c}_2 N_2 \\ \vdots \\ -\vec{c}_N N_N \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

当在第 1 阶临界转速附近平衡时, 一组试重  $\vec{m}$  的附加应尽量不对后面阶次的平衡造成影响, 在式 (8) 中就是保证  $\vec{c}_n N_n = 0, (n=2 \sim N)$ 。令  $-\vec{c}_1 N_1 = \Phi(\vec{A}_1)$ , 而  $\vec{A}_1$  为未附加试重开车而测得的振动量。设若附加一组试重  $\vec{m}$  后测得的振动量为  $\vec{A}_2$ 。假设关系  $\Phi$  是线性的, 则可得  $\vec{A}_1$  对应的  $\vec{c}_1 N$ , 从而根据式 (8) 求解出应附加的试重  $\vec{m}$ 。

采用模态平衡法进行转子高速动平衡时, 一般需要对转子的动力学特性即转子的各阶模态振型有

充分的先验知识。

### 1.2 影响系数法

柔性转子平衡的影响系数法实质上是刚性转子平衡所用两平面影响系数法的直接推广。这是一种多平面、多转速的影响系数法。该方法关心的是在各截面上附加试重对转子整个振型的影响。因此, 当通过试验求出振型对各截面附加试重的影响系数矩阵  $R$  后, 就可以通过求解方程 (9) 获取配重。

$$RM = \begin{bmatrix} r_{11}^{(1)} & r_{12}^{(1)} & \dots & r_{1K}^{(1)} \\ r_{21}^{(1)} & r_{22}^{(1)} & \dots & r_{2K}^{(1)} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ r_{M1}^{(1)} & r_{M2}^{(1)} & \dots & r_{MK}^{(1)} \\ r_{11}^{(2)} & r_{12}^{(2)} & \dots & r_{1K}^{(2)} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ r_{M1}^{(2)} & r_{M2}^{(2)} & \dots & r_{MK}^{(2)} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ r_{M1}^{(N)} & r_{M2}^{(N)} & \dots & r_{MK}^{(N)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vec{m}_1 \\ \vec{m}_2 \\ \vdots \\ \vec{m}_K \end{bmatrix} = -V = \begin{bmatrix} \vec{v}(s_1, \Omega_1) \\ \vec{v}(s_2, \Omega_1) \\ \vdots \\ \vec{v}(s_K, \Omega_1) \\ \vec{v}(s_1, \Omega_2) \\ \vdots \\ \vec{v}(s_K, \Omega_2) \\ \vdots \\ \vec{v}(s_K, \Omega_N) \end{bmatrix} \quad (9)$$

其中,  $R$  为所求的影响系数矩阵,  $M$  为需要附加的试重矩阵 ( $K$  个), 而  $V$  则是振动响应矩阵。  $s_k$  为试重附加的轴向位置,  $\Omega_n$  是将要在此平衡的转速 ( $N$  个)。由此, 可以看出开车次数为  $K \times (N+1)$  次 (每个转速均需要不附加试重开车一次以作比较)。

$r_{mk}^{(n)}$  的求法为: 在转速为  $\Omega_n$  时, 测得  $b_m$  测点的振动为  $\vec{v}_0(b_m, \Omega_n)$ , 当在轴向位置  $s_k$  处附加试重  $\vec{m}_k$  后, 测得  $b_m$  测点的振动变为  $\vec{v}_k(b_m, \Omega_n)$ , 则有:

$$r_{mk}^{(n)} = \frac{\vec{v}_k(b_m, \Omega_n) - \vec{v}_0(b_m, \Omega_n)}{\vec{m}_k} \quad (10)$$

要精确求解  $\vec{m}$ , 必须  $K=M \times N$ 。由于转子结构的限制,  $K$  不能很大, 则要么能平衡的转速较少, 要么获得较好平衡效果的截面数较少, 或二者都少。因此, 可引入最小二乘法来综合考虑平衡截面数和平衡转速数, 即可以在  $K < M \times N$  的情况下 (超定方程) 求得更有效率的附加配重  $\vec{m}$ 。

利用影响系数法进行转子动平衡, 虽然影响系数的求解比较繁琐, 可一旦获得转子系统各平衡面、各转速下的影响系数矩阵, 再对同型转子进行平衡时, 利用已有的影响系数可很快地完成平衡工作。由于利用影响系数法进行转子动平衡适应面广 (刚性、柔性转子均可)、平衡工作可以程序化, 故市场上大多数动平衡机和商用现场动平衡软件均采用该方法。对通过多阶临界转速的转子采用影响系数法平衡存在着开车次数多的缺陷。

## 2 转子高速动平衡方案

某小型涡扇发动机低压转子为三支承结构的柔性转子(如图1),其最高转速30 000 r/min,工作转速范围越过一阶临界接近二阶转速,为确保发动机可靠、安全工作,需对其进行高速动平衡。

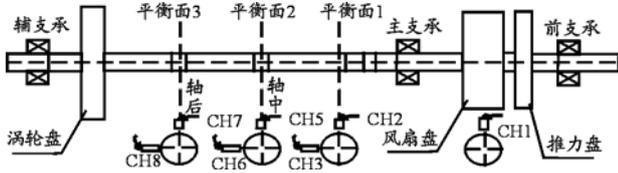


图1 转子结构及测点布置图

### 2.1 方法的选取

高速动平衡平衡方法的确定原则一般为:在确保平衡效果的前提下尽量减少开车次数。

根据待平衡转子的工作情况,在进行本次高速动平衡时,采用影响系数法分别平衡转子的一、二阶模态振型。

### 2.2 平衡面、测量面的确定

#### 1) 平衡面的确定

柔性转子高速动平衡平衡面的确定原则一般为:用最少的平衡面获得最佳的平衡效果;有利于去材料原则(尽量把要去材料分散到各个平衡面上);各平衡面相互独立原则。

根据低压转子的结构动力学特性,平衡面确定在转子一、二阶振型的最大挠度位置。在该三处添加试重、配重时对转子的一、二阶模态的振动响应影响较大,即转子振动响应对该三处的不平衡量的灵敏度高,有利于减少配重质量。

#### 2) 测量面的确定

柔性转子高速动平衡测量面的确定原则一般为:布置测量传感器的可能性;尽可能测得转子最大挠度;可以测得转子的振型;设置平衡面的需要。

根据低压转子的结构特点动力学特性,测量面确定在转子一、二阶振型的最大挠度位置。

### 2.3 平衡转速的确定

柔性转子高速动平衡平衡转速的确定原则一般为:从低转速向高转速逐步进行平衡;平衡转速尽可能靠近各阶临界转速;在工作转速下平衡以减小此时振动。

在低压转子高速平衡试验中,根据需要依次在一阶弯曲临界转速附近、二阶弯曲临界转速附近进行平衡,即多转速分步平衡。

### 2.4 试重、配重的添加方式

原则上在动平衡中,试重一般采用增加质量的方法。无论增加质量还是去除材料,应尽量使得分

布在各平衡面的总配重较小,同时还需避免单一平衡面的配重过大。

转子高速动平衡试验中先后采用了平衡卡箍、缠绕铜丝法2种试重、配重添加方法,最后在3个平衡面的凸台处去除材料完成转子的最终平衡。

## 3 试验过程与平衡结果

首先,进行了0~30 000 r/min的不加试重的增速过程试验,根据所获的转子系统的幅频特性曲线,确定在低于试验转子第一阶临界转速的9 000 r/min平衡其一阶振型。由于通过一阶临界转速时振动值较大(最大的轴中垂直振动一倍频幅值约100  $\mu\text{m}$ ),根据转子系统的一阶模态特性,故决定先用单面(2#)平衡转子一阶模态。选取平衡转速为8 761 r/min。根据通道6(在转子中间水平位置,如图1)的振动幅值和相位加试重620 mg $70^\circ$ (指在 $70^\circ$ 方向加620 mg配重,下同)。

平衡计算后,在2#平衡面加平衡配重为1 550 mg $180^\circ$ 。从图2可以看出,一阶平衡效果较好,平衡后转子的一阶临界转速振动幅值降低了约50%,达到约25  $\mu\text{m}$ 。

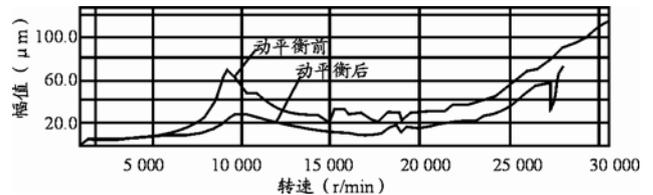


图2 一阶单面平衡后幅频响应曲线

根据转子的幅频响应曲线,选择在26 400 r/min进行二阶双面平衡。在1#、3#面依次加试重1 200 mg $105^\circ$ 。平衡计算后分别在1#、3#平衡面加平衡配重3 760 mg $72^\circ$ 、4 890 mg $228^\circ$ 。图3是第一次二阶双面平衡后的幅频响应曲线。从图3可以看出,二阶平衡效果明显。与图2比较可知,在26 400 r/min的平衡转速点,振动幅值降低了约40%。

为继续降低转子在设计工作转速点振动响应,根据图3所示幅频曲线,在第一次二阶双面平衡的基础上将平衡转速提高至27 900 r/min,在1#、3#面加试重1 200 mg $105^\circ$ 、1 200 mg $255^\circ$ 进行第二次二阶双面平衡。平衡计算后分别在1#、3#平衡面加平衡配重1 041 mg $77^\circ$ 、1 930 mg $217^\circ$ 。图4是第二次二阶双面平衡后的幅频响应曲线。从图4可以看出,在工作点(30 000 r/min)附近的二阶双面平衡效果比较明显,与图3比较可知,在27 900 r/min的平衡转速点,振动幅值降低了约20%。

至此,试验转子经过高速动平衡其振动特性已

经满足了发动机工作点的要求。

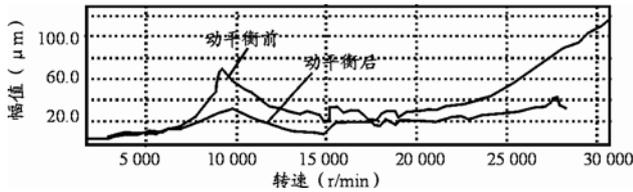


图 3 第一次二阶双面平衡后幅频响应曲线

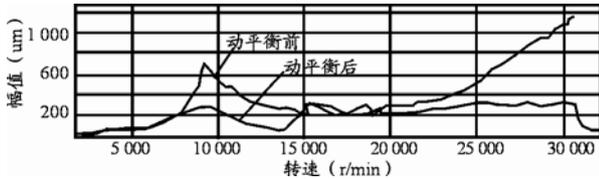


图 4 第二次二阶双面平衡后幅频响应曲线

### 4 结论

通过对某型发动机低压转子的高速动平衡实验研究, 结果表明:

1) 根据转子幅频特性, 采用多平面多转速影响

\*\*\*\*\*

(上接第 77 页)

当系统状态运行于滑模面附近时, 由于滑模控制律 (10) 中的切换项  $\beta \text{sgn}(s(t))$  频繁的切换, 从而造成了图 5 所示的系统位置误差在很小幅度 ( $\pm 2 \times 10^{-4}$  m) 内的振荡。从图 4、图 5 可以看出: 在存在由未建模摩擦力所引起的时变不确定性  $\Delta f(t)$  的情况下, 在形如式 (10) 的滑模控制律作用平面小球系统仍具有高精度的轨迹跟踪性能。

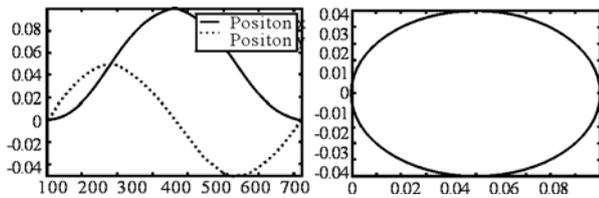


图 4 小球位移输出 x 和 y

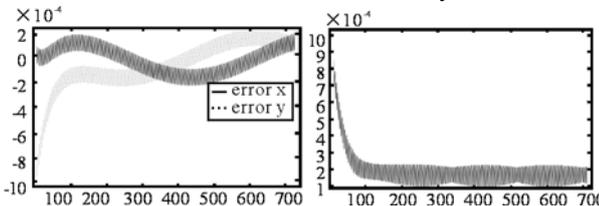


图 5 小球位移输出 x 和 y 的误差

### 3 结论

在充分研究平面小球系统动力学模型的基础上, 基于滑模控制的基本原理及李亚普诺夫稳定性定理构造了一个高性能的平面小球系统路径跟踪滑模控制器, 通过严格的理论推导证明了由所提出的滑模控制器和平面小球系统组成的路径跟踪控制系统的渐近稳定性, 给出了滑模控制器的在线实施策

系数法对该柔性转子一、二阶高速动平衡是可行的, 能取得良好的平衡效果; 2) 在对个别振动较大测点进行的平衡中, 可以根据振动较大通道的相位信息加试重, 实现在加试重这一步就较有效地降低振动量; 3) 该试验开展为该型发动机转子的高速动平衡总结了方法, 积累了经验, 提供了有力技术支持, 也为同类型转子高速动平衡提供了积极参考经验。

### 参考文献:

- [1] 周仁睦. 转子动平衡—原理、方法和标准[M]. 化学工业出版社, 1992.
- [2] 王四季, 廖明夫. 转子现场动平衡的技术研究[J]. 机械科学与技术, 2005, 24(12): 1510-1514.
- [3] 叶能安, 余汝生, 等. 动平衡原理与动平衡机[M]. 武汉: 华中工学院出版社, 1985.
- [4] 钟一谔, 何衍宗. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987.

略, 最后通过 matlab 对控制系统进行仿真实验, 并对实验结果进行分析, 验证了所提出的路径跟踪滑模控制器具有优越的控制性能。在此基础上, 还可以尝试构造对时变不确定项的在线辨识算法, 结合自适应控制的基本原理, 进一步研究平面小球系统的自适应滑模控制策略, 提高控制性能。

### 参考文献:

- [1] 王赓, 孙政顺. 板球控制系统的 PD 型模糊控制算法研究[J]. 电气传动, 2004, 30(4): 23-25.
- [2] J. Fuka, Z. Hanzalek. Rockwell automation technology in intensive training course[M]. Prague: Rockwell Automation, Allen Bradley, 1998: 1-15.
- [3] S. Awtar, C. Bernard, N. Boklund, et al. Mechatronic design of a ball-on-plate balancing system [J]. Mechatronics, 2002, 12(2): 217-228.
- [4] J. H. Park, Y Jong Lee. Robust visual servoing for motion control of the ball on a plate [J]. Mechatronics, 2003, 13(7): 723-738.
- [5] M. Moarref, M. Saadat, et al. Mechatronic design and position control of a novel ball and plate system[C]. Ajaccio: Control and Automation, 2008 16th Mediterranean Conference on, 2008: 1071-1076.
- [6] 李军, 孙政顺. 模糊控制在板球系统中的仿真研究[J]. 电机与控制学报, 2001, 5(4): 270-274.
- [7] H. Wang, Y. Tian, et al. Nonlinear control for output regulation of ball and plate system [C]. Kunming: Control Conference, 2008. CCC 2008. 27th Chinese, 2008: 382-387.
- [8] J. J. E. Slotine, W. Li. Chapter 7 in: Applied nonlinear control [M]. New York: Prentice Hall, 1991: 122-124.
- [9] 张雪菲. 板球系统摩擦特性分析与补偿控制算法的研究[D]. 吉林: 吉林大学通信工程学院, 2006: 55-62.