

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.10.014

# 基于刚体模态的弹性支承转子动平衡研究\*

张俎琛,何立东\*,万方腾,李志炜

(北京化工大学 化工安全教育部工程研究中心,北京 100029)

**摘要:**针对弹性支承形式下转子动平衡时出现刚体模态振型的问题,对双平面影响系数法与模态  $N+2$  平面向前正交法的动平衡机理进行了研究,对低速平衡后转子一阶与二阶临界转速时的振动影响规律进行了归纳,提出了弹支刚性转子模态动平衡操作方法。利用 DyRoBeS 软件建立了弹支—多盘转子系统模型,进行了转子动力学振型仿真计算,同时搭建了鼠笼式弹性支承结构下多盘转子实验台,进行了两种动平衡方法的临界处振动控制效果实验。研究表明:对高阶振型仍表现为刚体模态的弹性支承转子系统进行动平衡,影响系数法低速动平衡后可以同时降低一阶与二阶临界转速处振动幅值;模态向前正交平衡法在一阶临界处动平衡后,可有效降低一阶临界转速时的振动,同时不影响二阶临界转速处的振动幅值。

**关键词:**双平面影响系数法;模态动平衡;弹性支承

中图分类号:TH133;TH113

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2019)10-1079-04

## Dynamic balance of elastic support rotor based on rigid body modal

ZHANG Zu-chen, HE Li-dong, WAN Fang-teng, LI Zhi-wei

(Engineering Research Center of Chemical Technology Safety Ministry of Education,  
Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

**Abstract:** Aiming at the problem of rigid modal in dynamic balance of a rotor with elastic support, the dynamic balance mechanism of the double-sided influence coefficient method and the forward orthogonal method of the mode  $N+2$  plane were studied, in addition, the vibration influence laws of the first and second critical rotational speeds of the rotor after low-speed balancing were summarized, and the operation method of rigid modal dynamic balancing of an elastic-supported rotor was put forward. DyRoBeS software was used to establish the model of elastic-multi-disk rotor system for the simulation calculation of rotor dynamic modes. Meanwhile, a squirrel cage elastic support multi-disk rotor test bench was built to carry out the vibration control effect experiment at the critical point of two dynamic balance methods. The results indicate that when dynamic balance of elastic support rotor system with still rigid body mode for higher order vibration modes, the influence coefficient method can effectively reduce the vibration amplitude at the first and second critical speeds after low-speed dynamic balancing, and modal forward orthogonal balance method can effectively reduce the vibration at the first critical speed without affecting the vibration at the second critical speed after dynamic balance at the first critical speed.

**Key words:** double-sided influence coefficient method; modal dynamic balance; elastic support

## 0 引言

目前,旋转机械向着高转速的方向发展,使得转子工作转速均需要越过一阶、二阶甚至三阶临界转速。

一些旋转设备会因为存在多个工况,设置两个或多个工作转速。为改变转子结构的各阶临界转速,通常通过降低系统支承刚度,以更好地排布临界转速与工作转速的出现次序。

收稿日期:2019-04-11

基金项目:国家重点基础研究发展计划(“973 计划”)资助项目(2012CB026000)

作者简介:张俎琛(1994-),男,新疆克拉玛依人,硕士研究生,主要从事旋转机械及管道振动控制方面的研究。E-mail:zccchener@126.com

通信联系人:何立东,男,教授,博士生导师。E-mail:1963he@163.com

转子动平衡方法有:影响系数法与模态平衡法<sup>[1]</sup>。影响系数法的目标是将平衡转速处的不平衡振动降低为零;而模态平衡法在降低模态不平衡量的同时,解决转子初始挠曲变形问题<sup>[2]</sup>。王美令等<sup>[3]</sup>建立了弹支—刚性转子动力学方程,分析了系统不平衡瞬态响应。ZHOU 等<sup>[4]</sup>分析了恒加速旋转的转子不平衡振动响应。朱继梅等<sup>[5-6]</sup>利用转子一次升速振动响应数据,通过阻尼最小二乘法等参数处理方法识别出了模态不平衡量,实验解释了方法的原理性。章云等<sup>[7]</sup>利用傅里叶变换处理了低转速时的振动信号,通过有限元计算,分解出了各阶模态不平衡量参数,达到了实际动平衡的目的。贾胜锡等<sup>[8]</sup>对开发的无试重模态动平衡软件进行了转速与相位误差分析,验证了软件的可操作性与高效性。刘钢旗等<sup>[9]</sup>利用虚拟模态动平衡方法,降低了工作转速介于二阶与三阶临界转速之间的转子不平衡振动。陈曦等<sup>[10]</sup>进行了 4 种支承形式下的转子系统一阶模态动平衡操作,分析了振型参数的提取精度对动平衡效果的影响。王四季等<sup>[11]</sup>对真实发动机利用模态向前正交法加试重与全正交法加配重,有效减少了加试重次数,同时降低了一阶、二阶临界转速时的振幅。廖明夫等<sup>[12]</sup>介绍了高阶模态动平衡方法。

针对高阶临界时仍表现为刚体模态的弹性支承—刚性转子结构,本文将利用两端弹性支承—多级轮盘转子实验台,分析低速动平衡后转子一阶与二阶临界转速处的振动变化。

### 1 弹支—转子实验台及模型计算

本文建立的弹性支承—转子结构简化模型如图 1 所示。

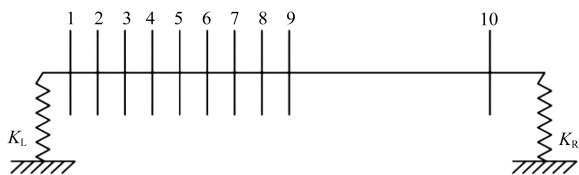


图 1 弹性支承—转子结构简化模型

图 1 中:左支承与右支承均为弹性支承,  $K_L$  与  $K_R$  为左、右支承处的支承刚度;转轴上装有十级轮盘,其中前九级轮盘集中左侧装配,第 10 级轮盘靠近右支承处安装。

根据简化模型,搭建了系统结构实验台。弹性支承—转子结构实验台如图 2 所示。图 2 中:转子为空心轴,外径为 40 mm,内径为

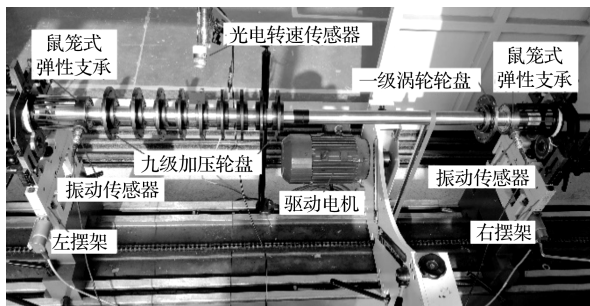


图 2 弹性支承—转子结构实验台

30 mm,转子上装配有十级轮盘,鼠笼式弹性支承轴承安装端吸附有振动传感器,用于提取振动信号。

同时,笔者利用 DyRoBeS 软件建立有限元结构模型。弹性支承—转子结构有限元模型如图 3 所示。

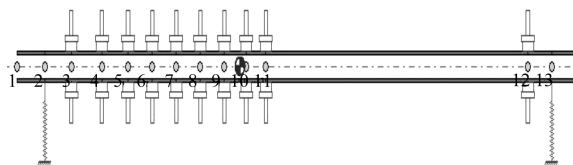


图 3 弹性支承—转子结构有限元模型

实验用弹支刚度为  $1.5E+5$  N/m,将其设置为模型中左、右支承刚度,通过计算得到转子系统前两阶临界转速为分别为:959 r/min、1 928 r/min。

弹性支承—转子结构前两阶振型图如图 4 所示。

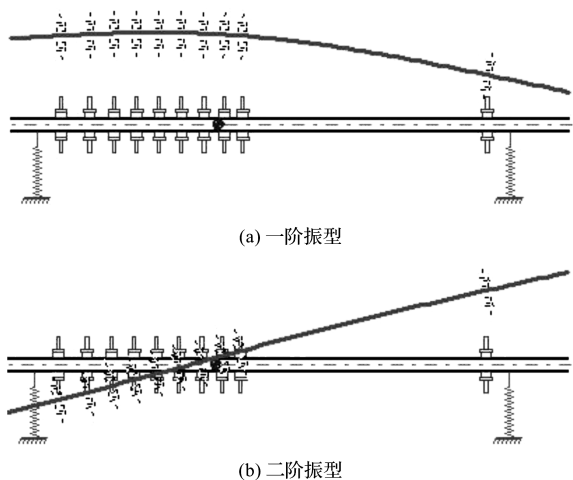


图 4 弹性支承—转子结构前两阶振型图

从图 4 中可以看出:转子的第一阶振型表现为与转轴中心线无交点的平动模态,第二阶振型表现为与转轴中心线有一个交点的俯仰模态。

其中,实验实测与模型计算出盘 1、盘 5、盘 9 在一阶与二阶临界转速时的振型值,以及测量出在转子结构中的相对距离参数。

转子结构振型值与相对距离值如表 1 所示。

表 1 转子结构振型值与相对距离值

振型及相对距离	盘 1	盘 5	盘 9	
一阶	计算值	0.97	1	0.96
	实测值	0.98	1	0.95
二阶	计算值	-0.39	-0.104	0.14
	实测值	-0.41	-0.111	0.15
相对距离	0.05	0.26	0.44	

从表 1 中可看出:模型模拟出轴上 3 处轮盘的一阶与二阶振型值与实测值存在很小偏差,后续利用实测值进行动平衡实验。先对转子结构进行预先平衡,消除初始不平衡量对后续实验的影响,将残余不平衡量降至最低。同时,在盘 3 上半径 60 mm 的 0° 处施加 5.4 g,盘 7 上半径 60 mm 的 180° 处施加 5.4 g 人为不平衡量,作为系统初始不平衡量,控制该相同初始条件不变,以鼠笼式弹性支承轴承端作为测振点,进行下述两种动平衡实验。

## 2 平衡机理分析

### 2.1 双平面影响系数法

双平面影响系数方法的目标是将平衡转速处由不平衡力引起的振动值降为 0;对于工作转速位于临界以下的刚性转子,在刚体模态内任取一个平衡转速,即可降低转子不平衡振动;对于工作转速位于临界以上的转子系统,将平衡转速定为临界转速的 20% 以内,且相位保持稳定的转速下进行动平衡,能有效地降低过临界时的剧烈振动问题。

### 2.2 模态 $N+2$ 平面向前正交法

模态  $N+2$  平面向前正交法为:使用 3 个平面减小了一阶不平衡量后,该配重量会与二阶不平衡叠加,对二阶临界转速处不平衡振动产生影响;进而多选择一个校正面,即选择 4 个校正面用于平衡二阶不平衡量;此时,再次配重对一阶不平衡量不产生影响,同时降低了二阶不平衡量。但施加的两次配重会与三阶不平衡量叠加,对三阶临界转速处的不平衡振动产生影响。为减小  $N$  阶不平衡量,选择  $N+2$  个平面作为校正面,降低  $N$  阶不平衡量,同时不影响前  $N$  阶平衡状态,但会对  $N+1$  阶及以上阶次的模态不平衡量产生影响。

## 3 动平衡过程与实验效果

### 3.1 双平面影响系数法动平衡

平衡转速选为 800 r/min,本研究选择第 1 级与第 9 级轮盘平面作为左、右校正配重面,左、右鼠笼支承轴承端作为测振点,提取振动信号,进行动平衡操作。根据实验所得,在第 1 级轮盘的 60 mm 配重半径处施加配重为:2.56 g/180°;在第 9 级轮盘的 60 mm 配重

半径处施加配重为:2.73 g/0°。

本研究将配重值加入实验台转子结构中,得到动平衡前后转子系统振动对比图,即动平衡实验前后转子升速曲线,如图 5 所示。

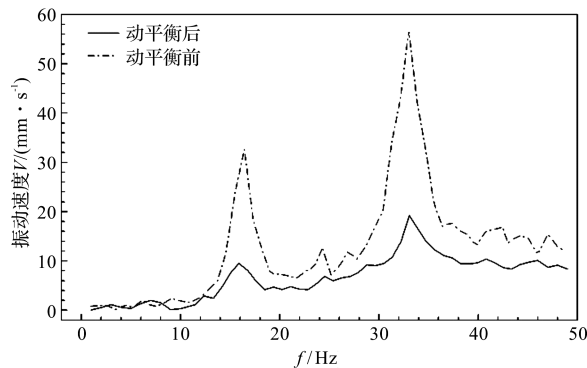


图 5 动平衡实验前后转子升速曲线

从图 5 中可以看出:对弹性支承—转子系统进行低速动平衡之后,一阶临界转速时的振动幅值从 32 mm/s 降低到 9.5 mm/s,降低了 70%;同时,二阶临界转速时的振动幅值从 56 mm/s 降低到 19 mm/s,降低了 66%;证明通过低速动平衡可以大幅度降低过第一阶临界转速时的振动峰值,同时也降低了过第二阶临界转速时的振动峰值。

转子结构两端加入弹性支承后,虽然通过系统第二阶临界转速,但转子始终保持着刚体模态,故而结合双平面影响系数法特点对弹性支承—转子系统进行低速动平衡,可以同时降低转子一阶与二阶临界转速处的振动幅值。

### 3.2 模态 $N+2$ 平面向前正交法动平衡

利用表 1 中参数,计算一阶试、配重比例组方程可得出:

$$\begin{cases} 0.98t_{11} + t_{51} + 0.95t_{91} = -1 \\ t_{11} + t_{51} + t_{91} = 0 \\ 0.05t_{11} + 0.26t_{51} + 0.44t_{91} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} t_{11} = 12.8 \\ t_{51} = -27.7 \\ t_{91} = 14.9 \end{cases} \quad (2)$$

式中: $t_{ij}$ —为了平衡第  $j$  阶临界不平衡量需在第  $i$  级轮盘上施加的试重、配重比例大小。

进而计算所需配重组,即:

$$\vec{P} = \frac{\vec{A}_{01}}{A_{11} - A_{01}} \vec{q}_{11} t_1 \quad (3)$$

式中: $\vec{P}$ —需要施加的配重组; $\vec{A}_{01}$ —一阶临界转速处初始振动矢量; $A_{11}$ —加入试重后一阶临界转速处振动矢量; $\vec{q}_{11}$ —试重组基准; $t_1$ —一阶临界转速处施加的试重、配重比例大小。



确定试重组基准 $\vec{q}_{n1}$ 为:60 mm 配重半径的 $0^\circ$ 处施加 5.4 g,按照式(2)中计算的相对比例,将基准分担到 3 个轮盘上,即同时在盘 1 施加 2.5 g/ $0^\circ$ ,盘 5 施加 5.4 g/ $180^\circ$ ,盘 9 施加 2.9 g/ $0^\circ$ ,得到配重组计算公式:

$$\begin{bmatrix} \vec{q}_1 \\ \vec{q}_2 \\ \vec{q}_3 \end{bmatrix} = - \frac{6.26 \angle 360^\circ}{54 \angle 180^\circ - 6.26 \angle 360^\circ} \times 5.4 \angle 0^\circ \times \begin{bmatrix} 0.46 \\ -1 \\ 0.54 \end{bmatrix} \quad (4)$$

由式(4)可计算出配重组,即同时在盘 1 施加 0.25 g/ $0^\circ$ ,盘 5 施加 0.54 g/ $180^\circ$ ,盘 9 施加 0.29 g/ $0^\circ$ 。

在 3 个盘加入配重组后,动平衡前后振动值的对比如表 2 所示。

表 2 动平衡前后振动值对比

振动值		左支承/ (mm · ° <sup>-1</sup> )	右支承/ (mm · ° <sup>-1</sup> )
动平衡前	一阶临界转速	6.26E - 2/360	2.2E - 2/360
	二阶临界转速	9.13E + 1/180	1.72E + 2/0°
动平衡后	一阶临界转速	2.16E - 3/360	8.6E - 3/180
	二阶临界转速	9.1E + 1/180	1.72E + 2/0

从表 2 中可看出:通过一阶  $N + 2$  平面向前正交法动平衡,一阶临界转速处的振动幅值明显降低,二阶临界转速处的振动幅值保持不变;

同时说明,弹性支承—刚性转子系统一阶与二阶振型均表现为未出现弯曲变形的刚体模态,利用影响系数法低速动平衡,可以降低一阶与二阶临界转速处的不平衡振动。而模态动平衡关键是利用振型矩阵求取试、配重比例参数,进而得到平衡该振型模态不平衡量的配重组;虽然向前正交法中较低阶次平衡配重会增加较高阶次的模态不平衡量,但是  $N + 2$  平面法平衡某一阶振型的同时还进行了刚体动平衡。弹支—刚性转子系统在一阶与二阶临界处为刚体模态,在弹支二阶临界转速处,二阶模态不平衡量仍然存在,同时却平衡了刚体支反力的作用,综合表现为二阶临界振幅未出现变化。

因此,弹性支承—刚性转子在一阶临界转速处进行  $N + 2$  平面向前正交模态动平衡,有效降低了一阶临界转速处的振动,且不影响二阶临界转速处的振动幅值;同时,该转子结构存在弹性支承,因而一阶与二阶振型保持刚体模态。

## 4 结束语

针对弹性支承—刚性转子结构,本文搭建了两端

鼠笼式弹性支承多级轮盘转子实验台,分析了影响系数法与模态平衡法的平衡机理,进行了双平面影响系数法与模态  $N + 2$  平面向前正交法动平衡实验,得出以下结论:

- (1)搭建的弹性支承—刚性转子结构一阶振型与二阶振型均表现为刚体模态;
- (2)双平面影响系数法低速动平衡,可以同时降低一阶与二阶临界转速处的振动幅值;
- (3)模态  $N + 2$  平面向前正交法在一阶临界转速下动平衡,可有效降低一阶临界转速振动幅值,同时不影响二阶临界转速处的振动幅值。

## 参考文献 (References):

[1] 钟一谔. 转子动力学[M]. 北京:清华大学出版社,1987.

[2] 罗挺,刘淑莲,郑水英. 弯曲转子系统的模态动平衡方法研究[J]. 机床与液压,2012,40(3):5-7.

[3] 王美令,温保岗,韩清凯. 弹支-刚性转子系统过共振瞬态响应特性研究[J]. 动力学与控制学报,2018,16(6):533-538.

[4] ZHOU S Y, SHI J J. The analytical imbalance response of jeffcott rotor during acceleration. [J]. **Journal of Manufacturing Science and Engineering-Transactions of the ASME**, 2001,123(2):299-302.

[5] 朱继梅,邵亚声,朱 闯. 挠性转子动平衡的模态参数识别方法[J]. 振动工程学报,1987(1):46-54.

[6] 朱继梅,伍旭强. 转子模态动平衡的几种数据处理方法[J]. 上海理工大学学报,1990(1):45-50.

[7] 章 云,梅雪松,邹冬林,等. 应用模态分析及傅里叶变换的柔性转子无试重动平衡方法[J]. 振动与冲击,2012,31(11):7-10.

[8] 贾胜锡,郑龙席,邓旺群,等. 柔性转子无试重模态动平衡测试系统[J]. 振动、测试与诊断,2018,38(6):1108-1113.

[9] 刘钢旗,郑龙席,梅 庆,等. 一种跨二阶柔性转子无试重模态平衡方法[J]. 航空学报,2014,35(4):1019-1025.

[10] 陈 曦,廖明夫,刘展翅,等. 一种弹性支撑柔性转子模态动平衡方法[J]. 南京航空航天大学学报,2016,48(3):402-409.

[11] 王四季,廖明夫. 航空发动机柔性转子动平衡方法[J]. 噪声与振动控制,2011,31(6):91-94,115.

[12] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安:西北工业大学出版社,2015.

[编辑:程 浩]

### 本文引用格式:

张祖琛,何立东,万方腾,等. 基于刚体模态的弹性支承转子动平衡研究[J]. 机电工程,2019,36(10):1079 - 1082.

ZHANG Zu-chen, HE Li-dong, WAN Fang-teng, et al. Dynamic balance of elastic support rotor based on rigid body modal[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2019,36(10):1079 - 1082.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>