

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.09.016

虑及双转速双平面无试重虚拟动平衡研究*

李志炜,何立东*,张俎琛,万方腾

(北京化工大学 化工安全教育部工程研究中心,北京 100029)

摘要:针对多盘柔性转子多转速多平面平衡需要多次启停机的的问题,研究了一种基于动力学响应分析的虑及双转速双平面无试重虚拟动平衡方法。利用有限元软件 Dyrobes 建立了与多盘柔性转子实验台动力学相似的有限元模型,通过对平衡校正面施加虚拟不平衡激励,计算了不同转速下不同测点的振动响应,提取了双平衡转速下不平衡激励与振动响应之间的映射关系,得到了不同转速下不同校正平面的影响系数矩阵;对多盘柔性转子不平衡振动进行了测试,将影响系数矩阵代入振动矢量方程,采用最小二乘法计算得到了校正矢量,进行了动平衡前后振动对比。研究表明:该方法能在无试重条件下完成对多盘柔性转子的多转速平衡,能够实现一次加重即降低多转速下转子基频振动的目的,显著减少了启停机次数,提高了动平衡效率。

关键词:多盘柔性转子;双转速双平面;无试重虚拟动平衡

中图分类号:TH113.1;TP24

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2019)09-0969-06

Test-free virtual dynamic balance in consideration of double-rotation double-plane

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

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

Abstract: In order to solve the multi-speed and multi-plane balancing problem, a virtual dynamic balancing method based on dynamic response analysis was proposed, which allows for double-speed and double-plane test-free virtual dynamic balancing. The finite element model that has similar dynamic characteristics with multiple disk flexible rotor test bench was established based on finite element software Dyrobes, through applying virtual unbalance incentives to the balance plane, the vibration response of the different measuring points under different rotating speed was calculated, the mapping relationship between incentive and vibration response was extracted under double balanced speed, the influence coefficient matrix of different correction plane under different rotational speed was gotten. The unbalance vibration of multi-disc flexible rotor was tested, the influence coefficient matrix was substituted into the vibration vector equation, and the correction vector was calculated by the least square method. The results show that this method can balance the multi-speed of the multi-disk flexible rotor under the condition of no test weight, and can achieve the purpose of reducing the fundamental frequency vibration of the rotor under the condition of multi-speed, significantly reduce the number of starting and stopping, and improve the dynamic balancing efficiency.

Key words: multi-disc flexible rotor; double speed double plane; test-free virtual dynamic balance

收稿日期:2019-03-13

基金项目:国家重点基础研究发展计划项目(2012CB026000)

作者简介:李志炜(1993-),男,福建平潭人,硕士研究生,主要从事机械振动控制等方面的研究。E-mail:ptlwz21@163.com

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

0 引 言

随着以动力涡轮为代表的旋转机械朝着高速化、大长径比方向发展^[1],尤其是发动机转子,发动机性能的提升必然要求发动机工作转速不断升高,动力涡轮转子工作转速甚至在一阶或是二阶弯曲临界转速以上^[2]。柔性转子动平衡往往需要考虑不同转速下的转子不平衡振动,要求在多个不同转速下对转子开展平衡^[3-5],而传统动平衡方法针对单个转速平衡,容易出现振动“跷跷板”现象,即各个转速下的平衡配重方式并非是独立的,极有可能出现一个转速下的不平衡振动降低了,另一个转速下的不平衡振动反而增大的情况。因此可能需要反复开机逐次配重消除不同转速平衡的关系,导致单转速平衡的配重方式效率较低。现有的动平衡方法难以满足多平面多转速下进行柔性转子动平衡的要求。

近年来,随着有限元技术的高速发展,虚拟动平衡方法成为了优化旋转机械平衡效率的新思路。章云等^[6]研究了适用于机床主轴的低速无试重动平衡方法,实现了机床主轴工作转速下,采集一次振动数据即可完成不平衡量的识别;蒋瑞祥等^[7]研究了考虑动刚度变化下的变转速振动响应提取精度优化方法,提高了虚拟平衡精度;傅超等^[8]研究了基于加速不平衡响应的柔性转子无试重动平衡方法,迭代求解了理论计算响应与实测瞬态响应逐步逼近的逆问题;贾胜锡等^[9]研制了一套柔性转子无试重模态动平衡软、硬件系统,并验证了平衡精度。

上述研究主要基于单平衡转速下的不平衡响应与激励的关系,本文针对传统单转速平衡的“跷跷板”现象,研究一种虑及双转速双平面的虚拟动平衡法。

1 无试重动平衡力学原理

从力学上解释无试重虚拟动平衡的力学原理,其中,弹性力、惯性力、阻尼力以及激振力之间组成一个封闭的关系矢量图(在这里,不计回转变效应和材料内阻,并假设阻尼力模型为线性黏滞阻尼力模型)^[10]。当不平衡质量为 m ,不平衡量作用半径为 e 时,有 $F_0 = me\Omega^2$ 。因此,在求出激励力的方位后,就可在其反方向配重施加一个大小相等的力,从而使得转子平衡^[11]。

单转子系统受力矢量图如图 1 所示。

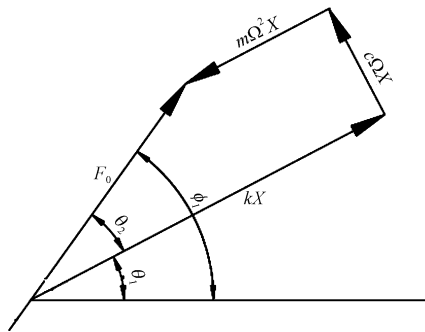


图 1 单转子系统受力矢量图

X —振动响应; Ω —转速; c —阻尼矩阵; k —刚度矩阵; m —质量矩阵; F_0 —不平衡激励力; θ_1 —振动位移相位角; θ_2 —振动响应相对于激励力的滞后角; φ_1 —激振力相位

本研究利用有限元仿真技术,通过构建与转子结构尺寸和运行参数相符的有限元模型,掌握转子系统模态振型规律;在仿真模型上施加不平衡量 me 来模拟不平衡激励 F_0 ,开展稳态响应分析,获得各测点处振动响应 X 的大小和相位 θ_1 ,结合测试得到的初始振动值,计算出平衡转速 Ω 下转子指定平衡面处加重影响系数 α ;根据转子振动测点处基频响应 A_0 ,即可计算出转子平衡所需配重 Q 的大小和角度,从而实现无试重条件下转子系统虚拟动平衡^[12-13]。

2 有限元建模与虚拟加重响应分析

2.1 多盘柔性转子模型及模态计算

模拟发动机高压转子设计多盘转子结构,包含 9 级压气机轮盘与 1 级涡轮盘。支承系统为 HM20N 卧式硬支撑动平衡机的两个摆架,采用双托辊支承转子结构形式,各摆架内装有高灵敏度的振动速度传感器,来测量转子水平方向振动。转子驱动方式为电机皮带拖动。

本文搭建的多盘转子实验台如图 2 所示。

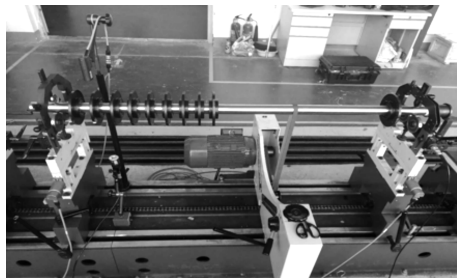


图 2 多盘柔性转子实验台

针对实验台结构,本研究选用有限元软件 Dyrbes 建立多盘柔性转子有限元模型,如图 3 所示。

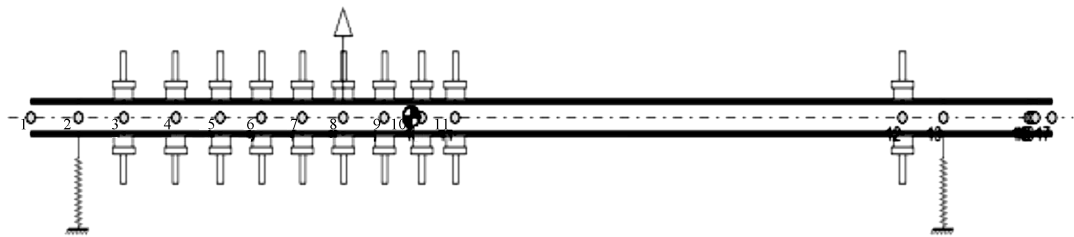


图3 多盘柔性转子系统有限元模型

转子模型的具体参数如表1所示。

表1 多盘柔性转子模型结构参数

参数	数值
材料密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	7 833
弹性模量/GPa	210
转盘质量/g	575
支承刚度/($\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$)	10^6
转轴长度/mm	1 320
转轴直径/mm	40

基于有限元模型,本文得到了多盘柔性转子前三阶振型,如图4所示。

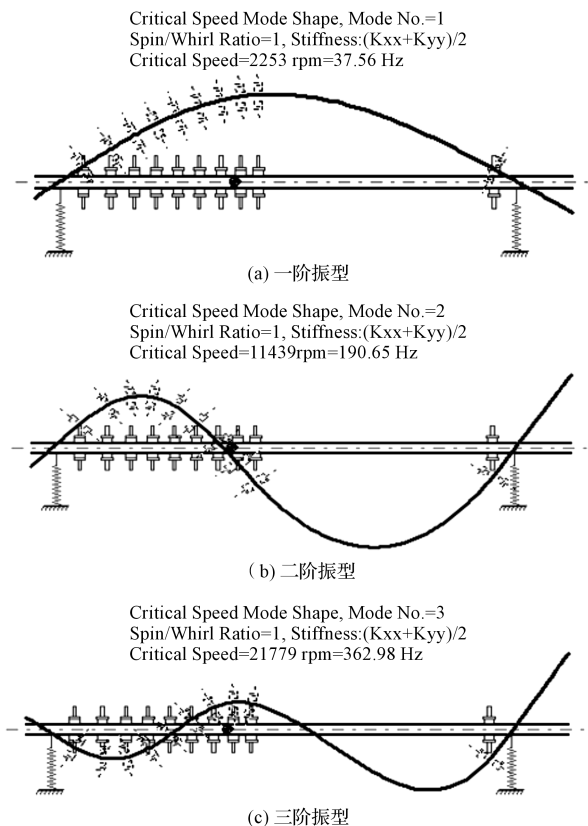


图4 多盘柔性转子系统前三阶振型

由仿真计算结果可得:转子的前三阶临界转速分别为 2 253 r/min、11 439 r/min、21 779 r/min。基于单转子的前三阶临界转速以及实验台实际驱动转速范围,设定单转子实验台模拟工作转速为 2 800 r/min。

2.2 初始不平衡响应模拟

为模拟转子初始不平衡工况,本研究设定6号轮盘存在初始不平衡量 0.48 kg/mm,不平衡量角度为 0° 。模拟启机过程,计算该工况下的转子稳态同步响应,得到多盘柔性转子初始相频响应曲线,如图5所示。

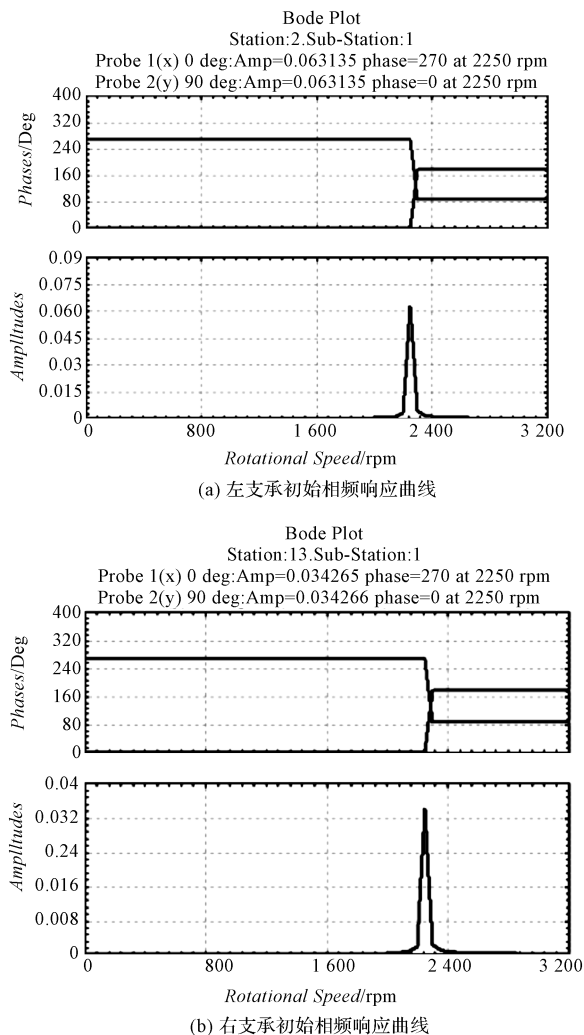


图5 多盘柔性转子初始相频响应曲线

由图5可知:转子系统过一阶临界时,左支承振动位移为 $6.31\text{E}-02$ mm,右支承振动位移为 $3.43\text{E}-02$ mm。分别采集升速过程中 800 r/min、2 100 r/min 以及 2 800 r/min下多盘柔性转子左、右支承初始振动位移矢

量,如表 2 所示。

表 2 多盘柔性转子左、右支承初始振动位移矢量

转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	左支承振动/ ($\text{mm} \cdot (\text{°})^{-1}$)	右支承振动/ ($\text{mm} \cdot (\text{°})^{-1}$)
800	2.68E-05/0	1.22E-05/0
2 100	1.24E-03/0	6.58E-04/0
2 800	5.37E-04/180	3.25E-04/180

3 双转速双平面虚拟动平衡研究

3.1 仿真分析

由于柔性转子升速过程中,引发不平衡振动的主要因素包括力、力偶不平衡以及振型不平衡,针对工作转速在一阶以上二阶以下的多盘柔性转子,本文选择考虑 800 r/min 与 2 100 r/min (靠近一阶临界 2 253 r/min) 双转速开展虚拟动平衡研究。

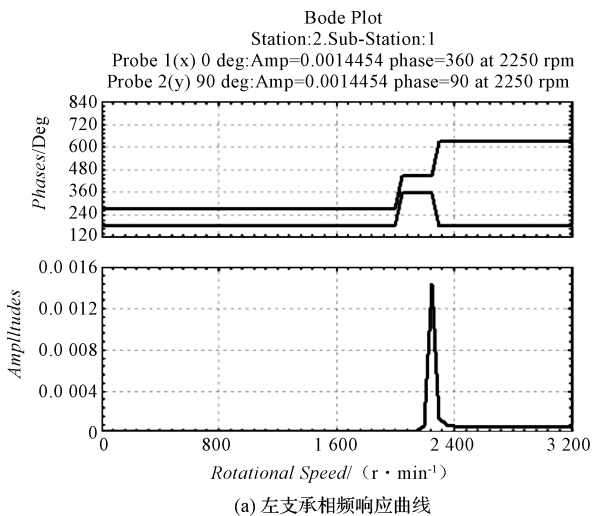
根据图 4(a) 中转转子的一阶振型可知:9 号盘为转子一阶振型校正敏感面。本文通过仿真分析,基于优化平衡校正量力臂,达到施加最小平衡校正量抑制不平衡力偶的目的,最终选择最优平衡校正面为 1、9 号盘。

本研究分别在 1、9 号轮盘施加试重,施加位在零

表 5 双转速双平面虚拟动平衡后 1、9 号轮盘配重数据

平面	计算大小/g	计算角度/(°)	实际大小/g	实际角度/(°)	幅值误差比/100%	角度差/(°)
1 号轮盘	2.82	180	2.60	171	-7.1	-9
9 号轮盘	6.28	180	6.48	188	3.2	8

按照表 5 中两个轮盘处配重计算结果,本研究分别在 1、9 号轮盘相应位置施加相应大小的配重,模拟启机过程,计算该工况下的转子稳态同步响应,得到双转速双平面平衡后左、右支承相频响应曲线,如图 6 所示。



相位处,试重大小为 8 g。通过计算得到 800 r/min、2 100 r/min 下的转子振动位移矢量,将其与初始基频振动位移矢量相减,得到转子分别在两组试重下左、右支承振动的位移变化量,如表(3,4)所示。

结合表(3,4),分别在 1、9 号盘施加试重,根据振动位移矢量变化,以及表 2 转子初始振动,同时由于配重平面数 2 < 测振读数 4,为了使得平衡后转子残余振动达到最小,本研究采用最小二乘法对振动矢量平衡方程进行求解,计算得到 1、9 号轮盘配重数据,如表 5 所示。

表 3 在两组试重 800 r/min 下左、右支承振动位移变量

试重组/ ($\text{g}/(\text{mm} \cdot (\text{°})^{-1})$)	左支承振动/ ($\text{mm} \cdot (\text{°})^{-1}$)	右支承振动/ ($\text{mm} \cdot (\text{°})^{-1}$)
1/0° - 0	4.09 E-06/0	2.63 E-07/0
0 - 1/0°	2.86 E-06/0	2.10 E-06/0

表 4 在两组试重 2 100 r/min 下左、右支承振动位移变量

试重组/ ($\text{g}/(\text{mm} \cdot (\text{°})^{-1})$)	左支承振动/ ($\text{mm} \cdot (\text{°})^{-1}$)	右支承振动/ ($\text{mm} \cdot (\text{°})^{-1}$)
1/0° - 0	5.58 E-05/0	1.67 E-05/0
0 - 1/0°	1.73 E-04/0	9.74 E-05/0

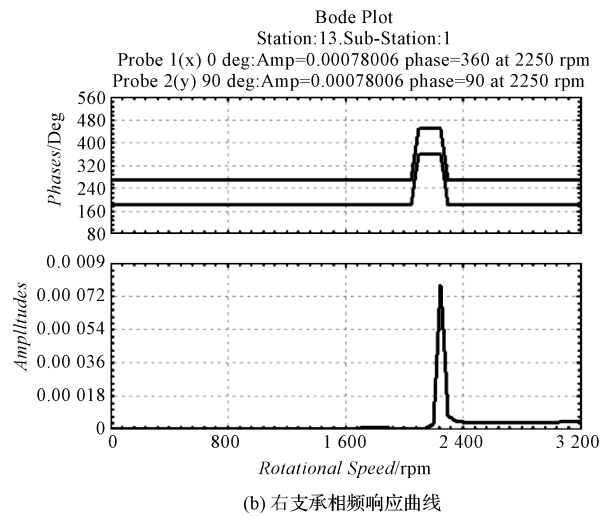


图 6 双转速双平面平衡后相频响应曲线

对比 800 r/min、2 250 r/min、2 800 r/min 下双转速双平面虚拟动平衡前后左、右支承振动的位移,如表 6 所示。

表6 双转速双平面虚拟动平衡前后左、右支承振动位移矢量

转速/(r·min ⁻¹)	左支承振动/(mm·(°) ⁻¹)		降幅/(%)	右支承振动/(mm·(°) ⁻¹)		降幅/(%)
	平衡前	平衡后		平衡前	平衡后	
800	2.68E-05/0	2.72E-06/180	90.0	1.22E-05/0	1.77E-06/180	85.5
2 250	6.31E-02/0	1.45E-03/0	97.7	3.43E-02/0	7.80E-04/0	97.7
2 800	5.37E-04/180	4.76E-05/180	91.1	3.25E-04/180	3.59E-05 /180	89.0

表6中,采用双转速双平面法,虑及800 r/min、2 100 r/min双转速以及1、9号双盘,对转子进行动平衡仿真后可知,该法有效并均化地降低了各个转速、各测点下的振动,除了800 r/min以及2 800 r/min右支承振动以外,其他工况振动降幅均高于90%。

3.2 实验研究

为保证实验效果,实验前先将转子平衡好,测量转子初始振动。模拟转子初始不平衡工况,在6号轮盘

上施加初始不平衡量0.48 kg/mm,角度为0°,测量施加不平衡量后转子基频振动。由于受初始弯曲、驱动约束以及支座标高等因素影响,平衡后的转子依然有较大的基频振动。因此,本研究将施加不平衡量后的转子振动响应减去初始空转时的振动响应,尽可能消除由非不平衡因素引起的基频振动。

测得多盘柔性转子左、右支承基频振动如表7所示。

表7 多盘柔性转子左、右支承基频振动((mm·s⁻¹)/(°))

转速/(r·min ⁻¹)	初始左支承	初始右支承	螺钉加重左支承	螺钉加重右支承	不平衡响应左支承	不平衡响应右支承
800	0.022/184	0.031/142	0.019/182	0.030/140	2.61E-03/16	1.16E-03/19
2 100	2.02/228	1.84/203	1.83/234	1.70/204	0.28/6	0.15/7

结合表(3,4)中800 r/min与2 100 r/min分别在1、9号盘上的影响系数,以及表7转子不平衡响应变化量,通过计算可得到1、9号盘实际配重数据。由表5可知:虚拟动平衡计算的配重大小与实际配重相比,1号轮盘配重幅值误差比与角度差均较大,幅值误差比为-7.1%,角度差为-9°。原因可能与该实验台的制造精度、支承结构以及驱动形式等因素相关。结合现场动平衡经验可知,平衡配重计算大小和角度的误差在可接受范围内。

按照表5的配重数据对转子校正后,开机采集转子虚拟平衡后左支承升速曲线,并对比平衡前升速曲线,如图7所示。

由图7可知:在升速范围内,转子振动得到了有效抑制,达到了一次启停机即可抑制多转速不平衡振动的目的。

800 r/min、2 250 r/min、2 800 r/min下虚拟动平衡前后左支承振动数据如表8所示。

表8 双转速双平面虚拟动平衡前后左支承振动速度

转速/(r·min ⁻¹)	平衡前/(mm·s ⁻¹)	平衡后/(mm·s ⁻¹)	降幅/(%)
800	0.028	0.021	25.0
2 250	12.77	7.92	38.0
2 800	3.32	2.61	21.4

由表8可知:虑及双转速双平面虚拟动平衡法在一定程度上降低了转子在800 r/min、2 250 r/min以及2 800 r/min转速下转子振动,最大降幅为38%。

4 结束语

针对多盘柔性转子在不同转速下动平衡需要反复启停机的问題,本文提出基于动力学响应的虑及双转速双平面无试重虚拟动平衡方法,建立了较为精确的转子有限元模型,通过对不平衡量与振动响应之间映射关系的提取,得到了虑及双转速的虚拟加重影响系数,避免了传统动平衡需要反复启停机

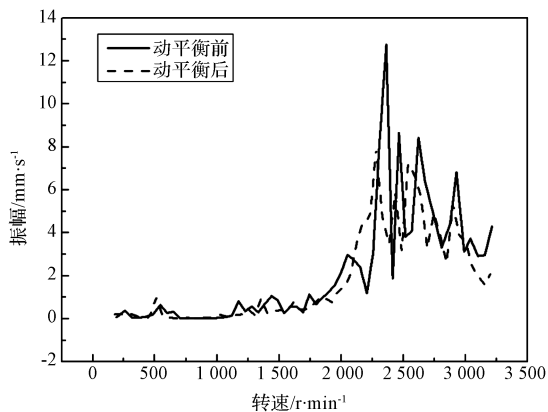


图7 双转速双平面虚拟动平衡前后升速曲线

的获取方式。

本文搭建了多盘柔性转子实验台,证明了该方法的可行性,保障了包括临界转速以及工作转速在内的不同关键转速下转子不平衡振动控制效果;同时减少了旋转设备启停机的次数。

由于本文采用最小二乘法求解虑及多转速多平面平衡校正量,后续可以在无启停机下,通过振动矢量方程迭代求解消除残余不平衡量。

参考文献 (References):

- [1] 高金吉. 机器故障诊治与自愈化[M]. 北京:高等教育出版社,2012.
- [2] 邓旺群,高德平. 涡轴发动机动力涡轮转子动力特性研究[J]. 航空动力学报,2003,18(6):717-722.
- [3] 徐宾刚,屈梁生,孙瑞祥. 基于影响系数法的柔性转子无试重平衡法研究[J]. 西安交通大学学报,2000,34(7):63-67.
- [4] 邓旺群. 航空发动机柔性转子动力特性及高速动平衡试验研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2006.
- [5] 岳 聪,任兴民,邓旺群,等. 基于升速响应信息柔性转子系统的多阶多平面瞬态动平衡方法[J]. 航空动力学报,2013,28(11):2593-2599.
- [6] 章 云,梅雪松. 机床柔性主轴转子低速无试重动平衡方

法研究[J]. 西安交通大学学报,2016,50(4):89-93.

- [7] 蒋瑞祥,廖与禾,李 帅,等. 结合阶次跟踪与动刚度分析的无试重全息动平衡方法[J]. 中国科技论文,2016,11(16):1797-1801.
- [8] 傅 超,任兴民,杨永锋,等. 基于加速不平衡响应的柔性转子无试重动平衡[J]. 西北工业大学学报,2017,35(5):898-904.
- [9] 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):24-29,203-204.
- [10] SERRATO R, MARU M M, PADOVESE L R. Effect of lubricant viscosity grade on mechanical vibration of roller bearings [J]. **Tribology International**, 2007, 40 (8): 1270-1275.
- [11] 施维新. 柔性转子轴系平衡技术的发展[J]. 中国电力,2011,44(2):31-36.
- [12] 宾光富,李学军,沈意平,等. 基于动力学有限元模型的多跨转子轴系无试重整机动平衡研究[J]. 机械工程学报,2016,52(21):78-86.
- [13] 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.

[编辑:方越婷]

本文引用格式:

李志伟,何立东,张俎琛,等. 虑及双转速双平面无试重虚拟动平衡研究[J]. 机电工程,2019,36(9):969-974.

LI Zhi-wei, HE Li-dong, ZHANG Zu-chen, et al. Test-free virtual dynamic balance in consideration of double-rotation double-plane[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2019,36(9):969-974.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>