

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.07.010

基于双面动平衡的配重转移规律研究*

张俎琛,何立东*,万方腾,李志炜,陈 钊
(北京化工大学 化工安全教育部工程研究中心,北京 100029)

摘要:针对多级转子系统进行动平衡操作时存在的需要预先选择校正配重平面问题,对双平面影响系数动平衡方法中配重大小随配重平面转移的影响机理进行了研究。对配重大小变化规律进行了归纳,提出了最优的配重平面选择位置;利用转子动力学软件DyRoBeS,建立了十轮盘平面转子系统结构模型;通过虚拟动平衡方法,模拟分析了配重大小随配重平面转移的变化规则;搭建了十轮盘转子实验台,进行了不同不平衡量工况与不同配重平面下的双平面动平衡效果实验。研究表明:选择平衡转速在一阶临界转速附近进行动平衡时,综合不同不平衡量工况下的配重规律,选择转子系统中相距最远的两级轮盘作为校正配重面进行双面影响系数动平衡时配重质量最少,过一阶临界转速时振动降幅效果明显。

关键词:双平面影响系数法;配重规律;虚拟动平衡

中图分类号:TH113

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2019)07-0712-05

Law of weights transfer based on double-sided dynamic balance

ZHANG Zu-chen, HE Li-dong, WAN Fang-teng, LI Zhi-wei, CHEN Zhao
(Engineering Research Center of Chemical Technology Safety Ministry of Education,
Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: Aiming at the problem of pre-selection of the counterweight plane in the dynamic balancing operation of multi-stage rotor system, the influence mechanism of the counterweight size changing with the counterweight plane in the dynamic balancing method of the two-sided influence coefficient was studied. In addition, the rule of the change of counterweight was summarized, and the optimal selection position of the counterweight plane was put forward. Ten-plane rotor model was established by rotor dynamics software DyRoBeS, and the rule of the change of counterweight with the transfer of counterweight plane was analyzed and simulated by virtual dynamic balance method. A ten-wheel-disc rotor experiment table was built to test the dynamic balancing effect under different unbalance conditions and different counterweight planes. The results indicate that when the balancing speed is selected near the first critical speed for dynamic balancing, the two-stage discs farthest apart from each other in the rotor system are selected as the counterweight plane by the law of balance weight under different unbalance conditions, and the balancing weight is the least. Moreover, the effect of vibration reduction is obvious under the first critical speed.

Key words: double-sided influence coefficient method; counterweight law; virtual dynamic balance

0 引 言

转子系统的加工误差、装配误差以及运行时的磨损,会致使转子系统出现不平衡故障,旋转机械设备振动故障的70%是转子系统的不平衡故障。

转子动平衡技术能很好地解决由于不平衡故障引起的转轴挠曲变形、机械设备振动以及轴系支承处轴承动反力过大等问题^[1]。宾光富等^[2]建立了精确的有限元模型,计算了四跨五支承轴系柔性转子在平衡转速下的影响系数,测量了实际振动不平衡响应,进行

收稿日期:2019-01-05

基金项目:国家重点基础研究发展计划资助项目(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

了无试重整机动平衡,实现了多平面一次配重,减少了动平衡多次启停机次数;苟晓龙等^[3]通过理论与实验验证了 Huber—M 与 Tukey—M 函数代替了最小二乘法,能快速提取转子系统不平衡量大小及相位,并具有良好的鲁棒性;贾胜锡与邓旺群等^[4]研制出了同时考虑一阶、二阶临界转速与模态振型的动平衡系统,并进行了无试重模态动平衡实验,提高了动平衡效率;赵洪亮等^[5]使用三圆法对 LM2500 + 燃气发生器进行了现场动平衡,有效降低了不平衡振动,但是振动数据存在误差;张晴等^[6]针对多面转子系统,当单面或双面校正平面上配重超过允许最大值时,将不平衡量等效到多个平面进行了配平,达到了平衡要求;王展等^[7]在高速主轴上进行了动平衡,发现了双面影响系数法比单面影响系数法的平衡精度高。双平面影响系数法作为转子动平衡技术中运用最为广泛的方法,通过在转子系统中选择任意两个校正配重平面,即可完成动平衡操作。

本文针对多级轮盘转子系统,利用双平面影响系数法对转子进行动平衡时出现的需要从多级平面中任选两级作为校正配重平面的问题,建立模拟九级加压轮盘与一级涡轮轮盘的转子有限元模型;采用无试重虚拟动平衡方法,获取特定转速下各级轮盘在两支承处的影响系数,并在不同位置处存在不平衡量时,选取不同的校正配重平面进行双平面动平衡,分析配重质量与相位随校正平面转移的配重规律;搭建单跨 2 N 支承结构形式下的十盘转子实验台,验证不同配重平面下的动平衡效果,进而得出最优的配重平面组合。

1 无试重虚拟动平衡过程

无试重虚拟动平衡技术,是利用有限元方法对所需计算的转子系统建立并修正精确的动力学模型,通过设置不平衡激励,分析响应特性,获取模型节点处的影响系数^[8],进而使用动平衡软件计算所需配重的过程。

1.1 建立十轮盘转子有限元模型

本文设计出九级加压轮盘与一级涡轮轮盘的转子系统结构,转子是外径为 40 mm,内径为 30 mm 的空心轴,并利用 DyRoBeS 转子动力学软件,建立有限元模型,如图 1 所示。

图 1 中:节点 3、4、5、6、7、8、9、10、11、12 分别为 10 个轮盘的中心位置,节点 2、13 为左右支承位置^[9-10]。本研究根据实验台动平衡机硬支承摆架参数,设置模型中节点 2 与 13 处的刚度,计算得出的模拟转子系统

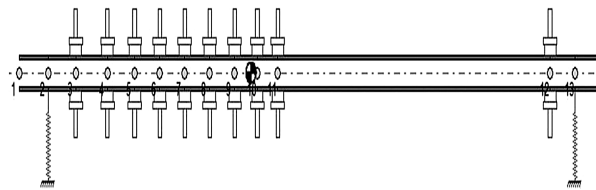


图1 十轮盘转子系统有限元模型

一阶、二阶、三阶无阻尼临界转速分别为 2 248 r/min、11 305 r/min、21 333 r/min。本文在进行刚体动平衡的基础上同时减小一阶临界共振区内的振幅^[11-12],平衡转速选为 2 100 r/min。通过模拟升速 Bode 图,计算出各轮盘平面在 2 100 r/min 下对左右两支承的影响系数。在某个或某两个节点处设置初始人为不平衡量,选择不同的校正平面,将对应校正面的影响系数输入动平衡软件,计算出校正面上配重半径处所需施加的配重质量及相位。

1.2 单盘设置初始不平衡量下的配重规律

本研究在转子系统上的第 5 级轮盘处,即节点 7 上,轮盘 60 mm 半径处施加初始不平衡质量 5.4 g,相位角为 0°。从第 1 级至第 9 级轮盘平面中任选两个作为校正配重面,配重半径定为 60 mm,在左、右支承,即节点 2、13 处作为测振点,提取 2 100 r/min 下的振动响应,进行虚拟动平衡。

第 5 级轮盘处存在不平衡量时的配重规律如图 2 所示。

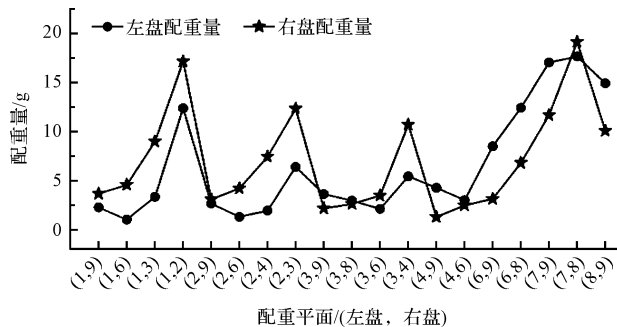


图2 第 5 级轮盘处存在不平衡量时的配重规律

从图 2 中可以看出:在多级轮盘转子系统中,当第 5 级轮盘处存在初始不平衡量,选择校正配重面在第 5 级轮盘的一侧时,第 4 级轮盘与第 6 级轮盘距离第 5 级轮盘最近,则 1、4 轮盘或 6、9 轮盘作为配重面,施加质量较小;选择校正配重面在第 5 级轮盘的另一侧时,第 9 级轮盘作为右配重面,施加质量相对较少,其中 1、9 级轮盘在所有组合中配重质量最少,为最佳的配重面选择。

1.3 双盘设置初始不平衡量下的配重规律

分别同时在转子系统上的第 3 级轮盘,即节点 5

上,轮盘 60 mm 半径处施加初始不平衡量 5.4 g,相位角为 0°;第 5 级轮盘,即节点 7 上,轮盘 60 mm 半径处施加初始不平衡量 5.4 g,相位角为 180°。从第 1 级至第 9 级轮盘平面中任选两个作为校正配重面,配重半径定为 60 mm,在左、右支承,即节点 2、13 处作为测振点,提取 2 100 r/min 下的振动响应,进行虚拟动平衡。

第 3、5 级轮盘处存在不平衡量时的配重规律如图 3 所示。

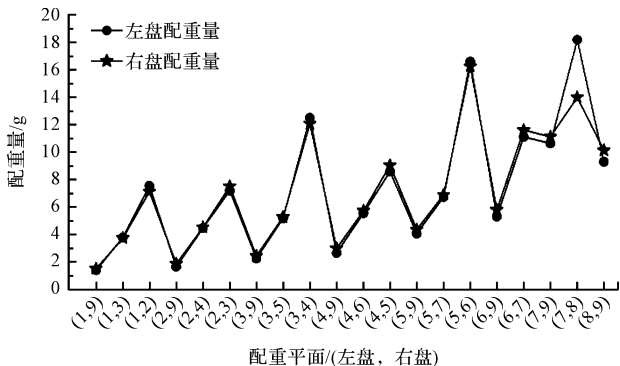


图 3 第 3、5 级轮盘处存在不平衡量时的配重规律

从图 3 中可得:在多级轮盘转子系统中,双盘存在初始不平衡量时,所有组合中第 9 级轮盘作为右配重面,施加质量相对较少,其中 1、9 级在所有组合中配重质量最少,为最佳的配重面选择。当两校正面距离很近,比如选择 1、2 级,2、3 级,3、4 级,4、5 级,5、6 级,6、7 级,7、8 级时,配重质量很大,动平衡时应避免选择类似组合作为校正配重面。

2 配重面转移影响机理

刚性转子在硬支承上做动平衡,在一定平衡转速下,校正配重面上计算所得的配重质量与校正面和支承之间的相对位置有关,与转子系统的质量参数无关^[13]。根据刚体力的平衡与力矩平衡方程可知,当转轴上出现不平衡力或力偶作用时,为减小对支承处的影响,可在转轴上任取两个平面施加配重产生离心力 $mr\omega^2$ 来抵消不平衡力或力偶在支承上力的作用。可通过计算得出校正平面上所加配重 m 产生的离心力 $mr\omega^2$,进而得到平衡转速 ω 下特定配重半径 r 处的配重质量 m ^[14]。

2.1 单盘存在不平衡量时的配重计算

转子系统单盘存在不平衡量的力学模型图如图 4 所示。

结合图 4,转子出现力不平衡时,根据力与力矩平衡方程可以得出下式:

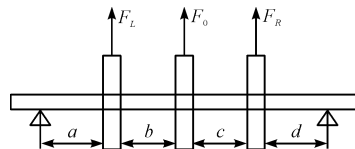


图 4 转子系统单盘存在不平衡量的力学模型图

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ a & a+b & a+b+c \\ b+c+d & c+d & d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_L \\ F_0 \\ F_R \end{bmatrix} = 0 \quad (1)$$

$$F_L = -\frac{c}{b+c}F_0 \quad (2)$$

$$F_R = -\frac{b}{b+c}F_0 \quad (3)$$

式中: F_0 —转子系统初始不平衡量产生的离心力; F_L 、 F_R —左、右校正面所加配重质量产生的离心力; a —左支承与左校正面之间的距离; b —左校正面与不平衡量 F_0 所在位置之间的距离; c —不平衡量 F_0 所在位置与右校正面之间的距离; d —右校正面与右支承之间的距离。

从式(2,3)可得出:刚体动平衡时,同一平衡转速下,校正面距离不平衡量所在位置越远,校正面上需要施加配重产生的离心力越小,固定配重半径,则配重量越小。

2.2 双盘存在不平衡量时的配重计算

转子系统双盘存在不平衡量的力学模型图如图 5 所示。

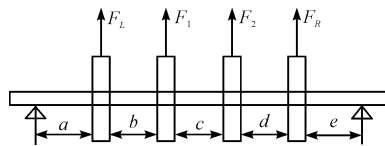


图 5 转子系统双盘存在不平衡量的力学模型图

根据图 5,转子出现力偶不平衡时,根据力与力矩平衡方程可以得出下式:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ a & a+b & a+b+c & a+b+c+d \\ b+c+d+e & c+d+e & d+e & e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_L \\ F_1 \\ F_2 \\ F_R \end{bmatrix} = 0 \quad (4)$$

$$F_L = -\frac{c+d}{b+c+d}F_1 - \frac{d}{b+c+d}F_2 \quad (5)$$

$$F_R = -\frac{b}{b+c+d}F_1 - \frac{b+c}{b+c+d}F_2 \quad (6)$$

式中: F_1, F_2 —转子系统双盘上存在初始不平衡量产生的离心力; F_L, F_R —左、右校正面所加配重质量产生的离心力; a —左支承与左校正面间距离; b —左校正面与不平衡量 F_1 间的距离; c —不平衡量 F_1 与 F_2 间的距离; d —不平衡量 F_2 与右校正面间的距离; e —右校正面与右支承间距离。

从式(5,6)可得出:刚体动平衡时,同一平衡转速下,校正面距离不平衡量所在位置越远,校正面上需要施加配重产生的离心力越小,固定配重半径,则配重量越小。

3 配重规律实验

在申克 SCHENCK—HM20NB 动平衡机上^[15],本研究搭建了十轮盘转子系统实验台,如图6所示。

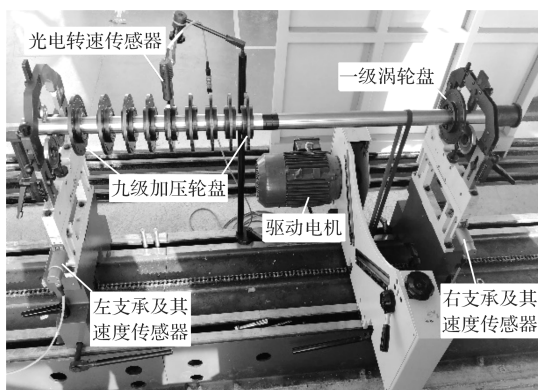


图6 转子系统实验台

本研究运用 CAB708 电测系统进行动平衡操作。先对实验转子系统进行预先动平衡,将转子系统的不平衡量降低至最小,减小后续施加人为初始不平衡量时的误差,即可近似将人为施加的不平衡量作为转子的初始不平衡量。

本研究在第5级轮盘上,距离转子中心轴线60 mm处人为施加5.4 g/0°的初始不平衡量,分别选择第1、9级轮盘,2、3级轮盘与6、7级轮盘进行双面动平衡,确定配重半径为60 mm,则第5级轮盘存在不平衡量时的动平衡配重结果如表3所示^[16]。

表3 第5级轮盘存在不平衡量时的动平衡配重结果

校正面	配重量/(g/°)		临界振动降幅/(%)
	左盘	右盘	
第1、9轮盘	2.7/176	3.8/183	68
第2、3轮盘	6.9/353	12.9/186	72
第6、7轮盘	11.3/174	6.5/3	70

本研究在第5级轮盘60 mm半径处,人为施加5.4 g/0°初始不平衡量;同时第3级轮盘上,距离转子中心轴线60 mm处施加5.4 g/0°初始不平衡量;在

第5级轮盘上,距离转子中心轴线60 mm处施加5.4 g/180°的初始不平衡量。

本研究分别选择第1、9级轮盘,1、2级轮盘,6、9级轮盘,1、4级轮盘与4、7级轮盘进行双面动平衡,确定配重半径均为60 mm,则第3、5级轮盘同时存在不平衡量的动平衡配重结果如表4所示。

表4 第3、5级轮盘同时存在不平衡量的动平衡配重结果

校正面	配重量/(g/°)		临界振动降幅/(%)
	左盘	右盘	
第1、9轮盘	1.3/178	1.6/3	73
第1、2轮盘	7.1/174	7.4/355	75
第6、9轮盘	5.5/176	5.6/4	69
第1、4轮盘	3.1/182	2.9/0	73
第4、7轮盘	3.7/185	4.2/2	71

从表(3,4)中可以看出:各组动平衡后,一阶临界转速处的振动值均明显降低,1、9级轮盘作为校正面进行动平衡后的过临界振动降幅达到70%以上;固定相同的配重半径,选择1和9级轮盘作为校正面,所需配重质量最小,与理论模拟规律相同,动平衡效果相对最佳。

4 结束语

多级转子系统进行双面影响系数法动平衡时,需要预先选择校正配重面,为了更好地降低过一阶临界转速时的振动值,本研究通过转子动力学模拟仿真、配平机理计算及实验验证,得出以下结论:

(1)单盘或双盘存在初始不平衡量,即存在力或力偶不平衡时,在多级转子系统上选择相距最远的两级轮盘作为校正平面进行双面动平衡,动平衡后过一阶临界转速时的振动降幅可达70%以上,配重质量最小,效果相对最好;

(2)在不平衡量位置未知情况下,对于存在多级加压轮盘与涡轮轮盘的旋转机械转子系统,选择第一级加压轮盘与最后一级加压轮盘作为校正平面,产生的校正力臂最大,所需施加配重质量最小,效果相对最佳。

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] 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.
- [3] 苟晓龙,蒋军昌. 基于有限元模型的转子动平衡识别方法研究[J]. 计测技术,2017,37(S1):123-128.
- [4] 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.
- [5] 赵洪亮, 刘培军, 王 帅, 等. 三圆平衡法在 LM2500 + 燃气发生器转子动平衡中的应用[J]. 油气储运, 2018, 37(10): 1158-1162.
- [6] 张 晴, 罗 哲, 王光伟. 一种多面动平衡配重方法的应用研究[J]. 湖北工程学院学报, 2017(6): 109-112.
- [7] 王 展, 涂 伟, 朱峰龙. 基于影响系数法的主轴在线动平衡实验研究[J]. 机床与液压, 2018, 46(13): 28-32.
- [8] 宾光富. 透平机械 N + 1 支撑轴系耦联优化及整机无试重动平衡方法研究[D]. 北京: 北京化工大学机电工程学院, 2013.
- [9] 宾光富, 周 伟, 王维民, 等. 基于动力学响应分析的透平机械多转子轴系虚拟动平衡研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(18): 8-12, 28.
- [10] 姚永灵, 卢修连, 卢承斌, 等. 非稳态流体激励下离心泵转子振动特性研究[J]. 流体机械, 2018, 46(4): 46-51.
- [11] 胡余生, 徐 瑞, 黄艳芬, 等. 基于 CFD 方法的滚动转子压缩机性能分析[J]. 流体机械, 2017, 45(1): 38-42.
- [12] 宾光富, 江志农, 高金吉, 等. 基于有限元模型的转子动平衡影响系数求解法[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(6): 998-1002.
- [13] 吴永晖, 刘 亮. 软硬支承一体动平衡研究[J]. 工业计量, 2017, 27(6): 64-69.
- [14] 肖 敏. 幅值和相位的精确测量及转子动平衡方法研究[D]. 汕头: 汕头大学工学院, 2004.
- [15] 盛德恩. 软支承与硬支承动平衡机的测量特点[J]. 微电机, 1995(2): 43-46.
- [16] 缪红燕, 高金吉, 徐 鸿, 等. 基于有限元法的柔性转子虚拟动平衡研究[J]. 振动、测试与诊断, 2004, 24(3): 184-188.

[编辑: 李 辉]

本文引用格式:

张祖琛, 何立东, 万方腾, 等. 基于双面动平衡的配重转移规律研究[J]. 机电工程, 2019, 36(7): 712 - 716.

ZHANG Zu-chen, HE Li-dong, WAN Fang-teng, et al. Law of weights transfer based on double-sided dynamic balance[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2019, 36(7): 712 - 716.

《机电工程》杂志; <http://www.meem.com.cn>

(上接第 694 页)

基本能够根据转向油缸(负载)的压力变化, 改变泵的输出流量, 从而起到了节能的作用。

由于时间的关系, 本研究在有些方面还存在不足之处, 需要进一步深入的研究与改进:

- (1) 没有对仿真结果进行分析实验验证;
- (2) 没有考虑液压管路对转向系统的影响;
- (3) 没有考虑其他机构对转向系统的影响。

所以后期转向系统的建模及分析还需要在这些方面进一步完善和改进。

参考文献 (References):

- [1] 郁飞鹏. 轮式挖掘机液压转向系统设计研究[J]. 拖拉机与农用运输车, 2017, 44(2): 55-58.
- [2] 杨 英. 基于 AMESim 全液压转向系统流量放大器特性分析[J]. 机械设计与制造, 2018(9): 45-47.
- [3] 杨小飞, 杨瑞凝, 李重浩. 飞机牵引车转向系统的分析与设计[J]. 液压气动与密封, 2017, 37(4): 5-8.
- [4] 孟兆磊, 姜 勇, 王 娟, 等. 基于 AMESim 的矿用汽车全液压转向系统建模与仿真[J]. 机床与液压, 2014(10): 111-113, 117.
- [5] 张长伟, 郁录平, 薛 雪, 等. 全液压转向系统的原理及其设计[J]. 机械研究与应用, 2015(3): 141-143.
- [6] 戴正阳. 基于 AMESim 矿用自卸车全液压转向系统建模分析[J]. 机床与液压, 2016, 44(19): 158-163.
- [7] 陆广华. 基于 AMESim 全液压转向器特性影响因素分析[J]. 机床与液压, 2017, 45(16): 95-102.
- [8] 谢志明, 董荣宝. 基于 AMESim 的电液步进油缸建模与仿真[J]. 液压气动的密封, 2018(7): 43-46.
- [9] 桑 勇, 邵利建, 段富海. 基于 AMESim 液压系统管路动态特性的研究[J]. 液压气动与密封, 2018(2): 21-26.
- [10] 王光波, 刘道钦, 薛运起. 两种负载传感转向系统技术原理分析比较[J]. 农业工程, 2016, 6(2): 27-30.

[编辑: 周昱晨]