

风机刚性转子双平面主动平衡方法的可行性分析

苏奕儒 何立东* 汪振威

(北京化工大学 诊断与自愈工程研究中心, 北京 100029)

摘要: 为指导主动平衡技术在离心鼓风机上的应用,对比研究了单平面主动平衡和双平面主动平衡两种方案的平衡效果。首先结合实际风机结构,利用有限元法建立了风机转子的有限元模型。然后分析和比较了在单平衡平面方案下,两个平衡平面的平衡效果。最后在双平面平衡方案下,对两个平衡头平衡能力进行协调优化研究。分析结果表明,利用单平面平衡方案可以将两个轴承的振动值分别降低 92.0% 和 28.4%;利用优化配重量比的双平面平衡方案,可以将两个轴承的振动值分别降低 96.7% 和 99.1%,双平面平衡效果优于单平面。研究结果为双平面主动平衡技术在该实际风机应用提供了参考和依据。

关键词: 主动平衡; 振动; 风机; 转子

中图分类号: TK168

引言

风机是一种利用原动机的机械能转换为输送气体、给予气体能量的设备。一些大型的离心鼓风机,由于进入风机的粉尘量大,在叶轮处形成不均匀的结垢,破坏了风机转子的动平衡,造成了转子的剧烈振动^[1-3]。针对这类风机的不平衡振动问题,目前通常采用的是喷沙后在平衡机进行动平衡,或者进行现场动平衡,但这些方法都需要在停机的情况下进行^[4-5]。为了减少现有的动平衡过程所消耗的时间,保证机组的长周期运行,最理想的方法就是不停机对转子进行在线动平衡,即主动平衡技术。

主动平衡技术的基本原理是利用安装在转子上的平衡头提供校正质量,补偿转子自身的不平衡量。目前较为成熟的平衡系统有两种:一种是电磁机械型,另一种是液压型^[6-8]。液压型主动平衡系统由于平衡头结构相对简单,可以设计的平衡能力通常达到几十万 $g \cdot mm$,因此适用于风机这类不平衡量大的转子系统。

为了指导液压型主动平衡技术应用于解决工业风机的不平衡振动问题,需要对主动平衡系统的安

装方案和平衡效果进行评估分析。本文以某转炉炼钢厂的 A II 2000 型离心鼓风机为研究对象,利用有限元法分别研究了单平面和双平面主动平衡方案的平衡效果,为在该离心鼓风机上应用主动平衡技术提供依据。

1 风机转子模型建立

1.1 风机转子的结构

图 1 为某转炉炼钢厂的 A II 2000 型离心鼓风机转子的结构图,风机转子由一台功率为 1409 kW 的异步电机驱动,转轴总长转子总长 2594 mm,轴承中心距 1820 mm,正常工作转速 2600 r/min。

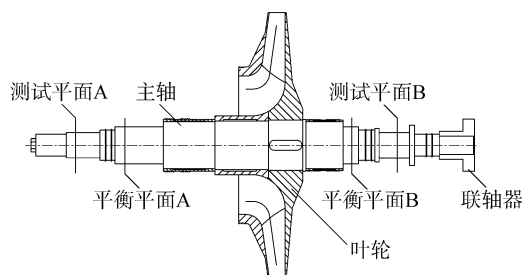


图 1 风机转子结构图

Fig. 1 Diagram of the structure of the blower rotor

由于风机结构紧凑,没有预留平衡头的安装位置,只能选择图 2 所示的两个可利用的安装空间作为平衡平面。其中,“平衡平面 A”处轴径为 220 mm,可利用的空间最大回转外径为 460 mm,轴向宽度为 200 mm;“平衡平面 B”处轴径为 220 mm,可利用的空间最大回转外径为 540 mm,轴向宽度为 100

收稿日期: 2008-11-12

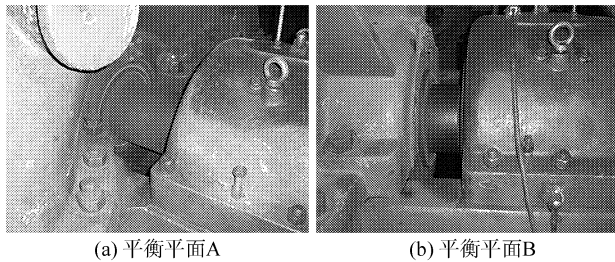
基金项目: 国家自然科学基金(50635010); 国家“863”计划(2006AA030202)

第一作者: 男, 1984 年生, 博士生

* 通讯联系人

E-mail: he63@263.net

mm。在这两个空间安装平衡头比较方便,不需要对机组的结构进行改动。



(a) 平衡平面A (b) 平衡平面B

图2 平衡头可选的安装位置实物图

Fig.2 The two possible installation positions

本文采用的主动平衡系统是从德国引进的H6000 液压型主动平衡系统,其工作原理如图3所示,平衡头安装在转轴上,内部含有3个扇形容腔,每个腔体外部对应着一个进水槽。系统首先对振动传感器采集的振动数据进行分析处理,计算出转子本身不平衡的大小和相位,并确定需要喷液的容腔,然后控制器启动电磁阀,通过喷嘴向指定的容腔注入一定的液体,以改变平衡头的质量分布,对转子自身的不平衡量进行补偿,达到在线自动平衡的目的。平衡过程中,配重量的大小和相位可由单个容腔或两个容腔液体质量的合成矢量来确定。

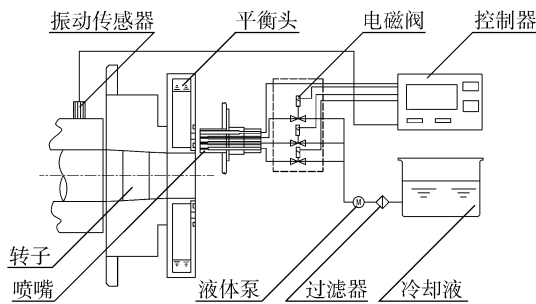


图3 液压主动平衡系统安装图

Fig.3 Scheme of the hydraulic active balancing

1.2 风机转子有限元模型

为了分析和比较单平面和双平面两种主动平衡方案的平衡效果,利用转子动力学有限元分析软件建立了如图4所示的风机转子有限元模型。模型共分38个节点,37个单元,5号节点和28号节点分别

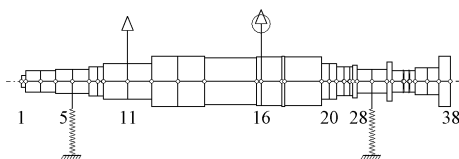


图4 风机转子有限元模型

Fig.4 The finite element model of the blower rotor

为轴承所在的位置,16号节点的叶轮部分用集中质量和转动惯量表示。

模型的建立参考了实际风机转子的动平衡数据。在拆机前转子的振动数据如表1所示,转子在未清灰的情况下对其进行动平衡,测得叶轮处的不平衡量为 $182250\text{ g}\cdot\text{mm}$ (相位为 172°)。

计算得到风机模型的临界转速为 3450 r/min ,与实际风机的临界转速相近。在叶轮16节点处添加 $182250\text{ g}\cdot\text{mm}$ (相位为 172°)的不平衡量,计算得到轴承的振动响应见表1。从表1可以看出,两轴承的计算值与实际值相差不超过5%,计算结果表明模型可以真实地反映风机转子的动力特性。

表1 风机转子振动的计算值和实际值比较

Table 1 Comparison of calculated and actual values of vibration

测量方向	1号轴承的振动/ $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$		偏差	2号轴承的振动/ $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$		偏差
	实际值	计算值		实际值	计算值	
	水平	3.8	3.82	0.5%	1.5	1.53
垂直	1.3	1.32	1.5%	3.0	3.13	4.3%

2 平衡效果分析

将叶轮处的不平衡量继续增大到 $340000\text{ g}\cdot\text{mm}$ (相位为 172°),计算得到1号轴承水平方向和垂直方向振动值分别已经达到了 7.13 mm/s 和 2.47 mm/s ;2号轴承水平方向和垂直方向振动值分别已经达到了 2.86 mm/s 和 5.84 mm/s 。其中,1号轴承水平方向振动超过了ISO2372所规定的振动危险值 7.1 mm/s ,转子处于危险运行状态^[9]。本文以该状态为转子的初始运行状态,分析和比较单平面主动平衡方案和双平面主动平衡方案的平衡效果。

2.1 单平面主动平衡效果分析

分别选取“平衡平面A”和“平衡平面B”作为单平面平衡的两种方案。为了比较分析两个单平面方案的平衡效果,在两个安装位置所处的11号和20号节点,添加不同的配重量(相位为 352°),模拟平衡头液体所提供的补偿量,对各轴承的振动响应进行计算。

从图5曲线可以看出,当平衡头提供的配重量达到 $300000\text{ g}\cdot\text{mm}$ 时,平衡平面A和平衡平面B可以将1号轴承水平振动从 7.13 mm/s 分别降低到 4.85 mm/s 和 0.57 mm/s ,降幅达32.0%和92.0%;

可以将 2 号轴承垂直方向的振动从 5.84 mm/s 分别降低到 3.16 mm/s 和 4.39 mm/s, 降幅达到 42.3% 和 24.8%。

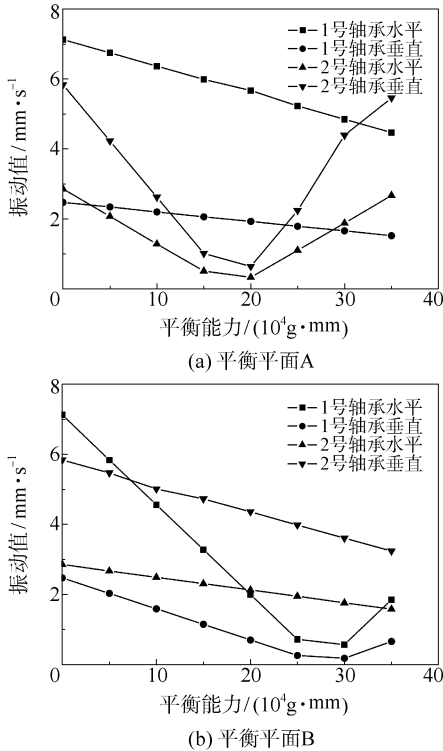


图 5 单平面方案下, 两个平衡平面的平衡效果曲线图
Fig. 5 Plots of the balancing effect of the two balancing planes under a single-plane scheme

计算结果表明, 在单平面主动平衡方案下, 两个平衡方案对两个轴承的振动都有一定的消除作用, 且平面 B 的平衡效果明显优于平面 A。但从图中曲线可以看出, 不论应用哪个单平面平衡方案, 都有一个轴承的振动随配重量增大呈先下降后上升的趋势, 这对主动平衡效果产生了很大的影响, 因此需要考虑双平面主动平衡方案。

2.2 双平面主动平衡效果分析

同时选取“平衡平面 A”和“平衡平面 B”作为两个平衡头的安装位置。由于两个平衡平面可提供的最大平衡能力不同, 因此需要对双平面的配重量与平衡效果的关系进行评估, 并对两个平衡平面提供的配重量之比进行优化选择。

由于风机结构为单盘转子, 转子运行过程中产生的不平衡力矩可以忽略, 因此, 两个配重量的相位均可选择在叶轮处不平衡量相位的反方向, 即 352°。在平面 B 施加配重量 P_B 为 0~250000 g·mm (相位为 352°), 在平面 A 施加配重量 P_A (相位为

352°) 分别为 $P_A:P_B=1:1$; $P_A:P_B=1:2$; $P_A:P_B=1:3$ 三种情况下, 计算两个轴承处随配重量的增大的振动响应如图 6 所示。

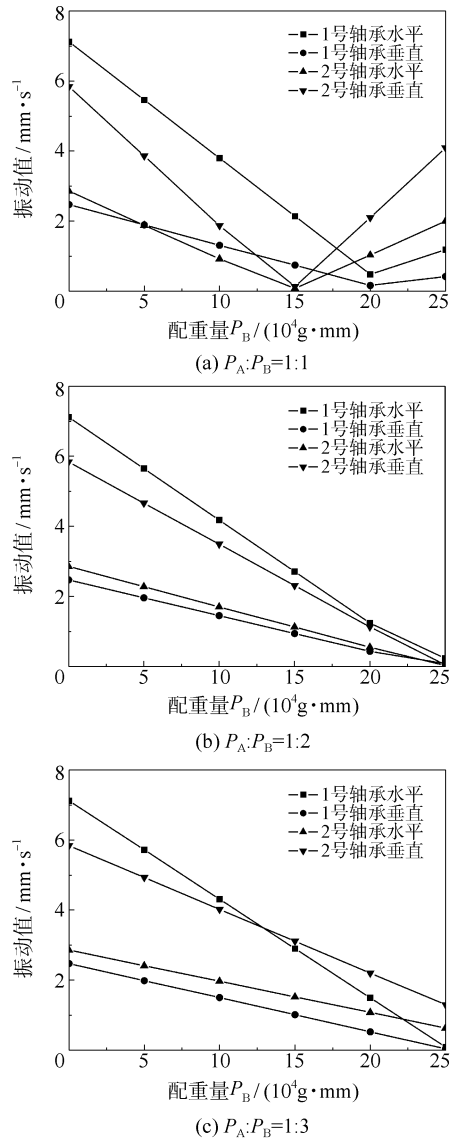


图 6 双平面方案下, 不同配重比时的平衡效果曲线图
Fig. 6 Plots of the balancing effect of different correction ratios under a dual-plane scheme

从图 6 曲线可以看出, 在 $P_A:P_B=1:1$ 和 $P_A:P_B=1:3$ 两种方案下, 两个轴承的振动随配重量的增加都不能同时达到最小值。采用 $P_A:P_B=1:2$ 的方案时, 当配重量 P_B 达到 250000 g·mm, P_A 达到 125000 g·mm 时, 两个轴承的振动可同时降低到最小值。其中, 1 号轴承水平振动从 7.13 mm/s 降低到 0.23 mm/s, 降幅达 96.7%; 2 号轴承垂直方向的振动从 5.84 mm/s 降低到 0.05 mm/s, 降幅达 99.1%。

3 结论

计算结果表明,尽管两个单平衡平面方案都具有一定的平衡效果,但它们均不能完全地消除转子的不平衡振动。而采用双平面平衡方案,并对两个平面所提供的平衡配重量进行优化选择,可以完全地消除转子的不平衡振动。分析结果表明,当两个平衡配重量处于 $P_A:P_B=1:2$ 时,平衡效果最好,两个轴承的振动分别降低了 96.7% 和 99.1%,平衡效果明显。

参考文献:

- [1] 段小云. ASN-2880/1600 型引风机振动大原因分析及治理[J]. 热力发电, 2008, 37(5): 44-46.
Duan X Y. Cause analysis and disposal of large vibration for asn-2880/1600 type induced draft fan[J]. Thermal Power Generation, 2008, 37(5): 44-46. (in Chinese)
- [2] 陈虹微,王荣杰. 风机振动分析与处理[J]. 噪声和振动控制, 2007, 27(2): 49-52.
Chen H W, Wang R J. On air-blower vibration and the countermeasure[J]. Noise and Vibration Control, 2007, 27(2): 49-52. (in Chinese)
- [3] 周奎应,蒋春涛,傅志方. 600MW 机组离心式引风机故障分析与处理[J]. 热能动力工程, 2002, 17(4): 49-52.
Zhou K Y, Jiang C T, Fu Z F. Failure analysis of the centrifugal induced-draft fan of a 600 MW power plant [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2002, 17(4): 49-52. (in Chinese)
- [4] 孔文梅,阙红林. 电厂风机现场动平衡案例分析[J]. 汽轮机技术, 2005, 47(6): 460-461.
Kong W M, Que H L. Balance examples analysis of fan in power plant[J]. Turbine Technology, 2005, 47(6): 460-461. (in Chinese)
- [5] 金清肃,郭聚东,马治平. 大型引风机叶轮的动平衡问题及对策[J]. 风机技术, 2003(2): 21-22.
Jin Q S, Guo J D, Ma Z P. Troubles and countermeasures to dynamic balance of large induced draft fan impeller[J]. Compressor Blower & Fan Technology, 2003(2): 21-22. (in Chinese)
- [6] Moon J D, Kim B S, Lee S H. Development of the active balancing device for high-speed spindle system using influence coefficients[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2006, 46(9): 978-987.
- [7] Hredzak B, Guo G X. Investigation of the feasibility of active balancing of hard disk drives[J]. Mechatronics, 2004, 14(7): 853-859.
- [8] 李晓冬,王立威,冀清发. 径注式砂轮在线液体平衡装置的研究[J]. 兵工学报, 2004, 25(3): 326-329.
Li X D, Wang L W, Ji Q F. A study on radial online liquid equilibrators for the grinding wheel[J]. Acta Armamentarii, 2004, 25(3): 326-329. (in Chinese)
- [9] 杨国安. 机械设备故障诊断实用技术[M]. 北京: 中国石化出版社, 2007.
Yang G A. Machinery equipments failure diagnosis practical technology [M]. Beijing: China Sinopec Press, 2007. (in Chinese)

Feasibility study of a dual-plane active balancing method for a blower rigid rotor

SU YiRu HE LiDong WANG ZhenWei

(Diagnosis and Self-recovery Engineering Research Center, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: In order to guide future applications of active balancing technology in blower rotors, contrast numerical simulations of single-plane and dual-plane active balancing has been studied in this paper. Based on practical engineering, a finite element model of a blower rotor is first established. Then, the balancing effects of two single-plane strategies are analyzed and compared. Finally, the coordinative optimization of different correction ratios under a dual-plane strategy is proposed. The results indicate that the better of the two single-plane active balancing strategies can reduce the vibration amplitude of the two bearings by about 92.0% and 28.4% respectively. Furthermore, the vibration amplitude of the two bearings can be reduced by 96.7% and 99.1%, respectively, by employing the dual-plane active balancing strategy with a suitable coordinative optimization of the correction ratio. The results of the above study offer a basis and reference for the application of an active balancing device in industrial blowers.

Key words: active balancing; vibration; blower; rotor