

旋转机械无试重现场动平衡原理与应用

王维民，高金吉，江志农，李 燕
(北京化工大学 化工安全教育部工程研究中心,北京 100029)

摘 要：提出了一种高效的无试重现场动平衡原理与方法,并进行了实验验证及现场应用研究。无试重平衡的基本原理是通过数值模拟的方法,通过在平衡平面上施加虚拟不平衡量,确定转子在轴承处的振动相位相对于平衡平面处的激振力的相位的滞后角。这种滞后可以借助不断完善的转子动力学理论以及有限元数值模拟方法进行确定,其关键是确定轴承的刚度和阻尼系数。滞后角和振动的相位相加便为激振力的相位,将该相位反相可得到配重的相位。配重量由测量得到的振幅和计算得到的振幅之间的比例关系以及虚拟不平衡量的大小确定。实验研究以及现场的平衡实践表明,该方法可以在不加试重的情况下,实现对转子的有效平衡,从而降低机组的现场动平衡的时间和成本。

关键词：旋转机械;现场动平衡;转子动力学;轴承参数
中图分类号：TH133 **文献标识码：**A

转子系统的质量不平衡是旋转机械同频振动故障的主要原因。统计资料表明:现场发生的机组振动故障,属于转子质量不平衡的约占 75%以上。工程实践表明,现场动平衡是解决机组振动故障的有效途径之一。

当前现场平衡的方法主要是基于影响系数法,它本质上是利用最小二乘法或者加权最小二乘法求解原始振动、试重和加重后振动组成的一组矛盾方程的数学手段。由于这种方法只需要较少的转子平衡概念即可使用,特别是计算机技术的迅速发展,为使用影响系数法平衡转子和轴系提供了很大的方便。所以很长一段时间将最小二乘法看作是与模态平衡法平行的一项柔性转子平衡技术如文献 [1]。文献 [2]研究了影响系数法和振型平衡法的关系,并证明二者本质上的统一性。文献 [3]研究了一种转子系统多平面等效不平衡量的识别方法,虽然具有较高的识别精度,但是需要识别转子的临界转速、阻尼比和影响系数矩阵等,目前主要用于转子出厂前残余不平衡量的评定,在现场应用还有难度。

在现场操作中,由于影响系数法至少需要一次配重,而且配重的大小需要凭借经验进行确定,因此,平衡费用较高。而且,反复的启车导致的生产损失很大。无试重平衡技术利用转子动力学理论和有限元数值方法,通过在转子有限元模型上施加虚拟不平衡量进行不平衡响应分析,替代现场实际中动平衡时的试重启车,实现在工程实际中一次启车并且取得较好的平衡精度。实验研究和现场应用表明,该方法是可靠且有效的。

基金项目：国家自然科学基金项目 (50635010);北京化工大学青年教师基金 (QN0717)
收稿日期：2008 - 12 - 10 修改稿收到日期：2009 - 03 - 25
第一作者 王维民 男,博士,1978年生

1 转子无试重平衡原理

对于一个简单的 Jeffcott转子可以简化为单自由度的弹簧质量系统,当其受周期性的激振力时,其运动微分方程如下所述 [4]:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos \omega_{exc} t$$
 (1)

它的一个特解为:

$$x(t) = X \cos(\omega_{exc} t - \phi)$$
 (2)

对于转子来讲,式中 ω_{exc} 为转子的转速,当不平衡的质量为 m_1 ,不平衡量的作用半径为 e 时,则 $F_0 = m_1 e \omega_{exc}^2$ 。图 1 所示为该弹簧质量系统的弹性力、阻尼力、惯性力以及激振力的矢量图。

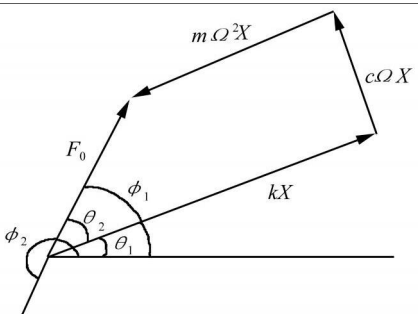


图 1 无试重平衡原理图

从图中可以看出,激振力的 F_0 可以表述为:

$$F_0^2 = (kX - m \omega^2 X)^2 + (c \omega X)^2$$
 (3)

则,此时的振幅 X 可写为:

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m \omega^2)^2 + (c \omega)^2}}$$
 (4)

相位角:

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{c}{k - m \omega^2} \right)$$
 (5)

图 1 中 ϕ_1 为振动位移矢量的相位角,在动平衡过程中,该角度就是测量仪器所测得的转子同频振动的相位 (这里不考虑测量仪器的测量误差,实际上目前的

振动测量仪器对相位测量的精度已经可以满足工程需要)。 ϕ_2 为滞后角,即振动响应滞后于激振力的角度,等于式 (2) 中的 ϕ 。从式 (5) 可知,该滞后角跟转速、质量、刚度、阻尼等都有关系,是本文研究的重点。 ϕ_1 为激振力的相位, ϕ_2 为配重质量的相位,其关系为:

$$\phi_1 = \phi_1 + \phi_2 = \phi$$

(6)

$$\phi_2 = \phi_1 + 180^\circ$$

(7)

2 试验研究

为了验证上述算法的准确性,同时对振动测量设备进行标定,进行实验研究。试验装置如图 2 所示,由电机、齿轮箱、轴承及支座、转子和圆盘 (、 、) 组成。电机为 55 kW 直流变频电机、齿轮箱速比 1 5,表 1 所示为转子 - 轴承系统的参数。传感器为 Bentley3300 型电涡流位移传感器,并用法国 OROS38 高速数采仪采集并分析数据。

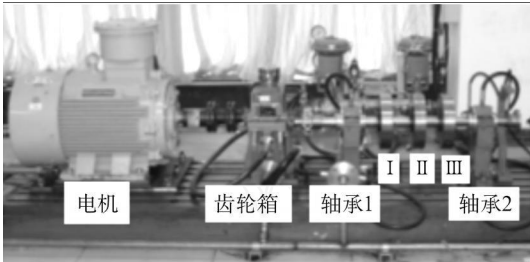


图 2 转子试验台

表 1 转子 - 轴承系统参数

转子直径	50mm	轴承类型	可倾瓦
跨距	610mm	轴瓦宽度	20mm
圆盘质量	23.18kg	轴瓦数量	5
直径转动惯量	0.012	轴瓦间隙	120μm
极转动惯量	0.021	润滑油	ISO VG32

图 3 所示为配重前测得的转子振动随转速的变化,1 H、1 V、2 H、2 V 分别为轴承 1、轴承 2 的水平 and 垂直振动。从图中可以看出,在 1 800 r/min 时,轴承 1 的垂直振动最大,其值为 12 μm 50°。建立该转子轴承系统的有限元模型,在盘 1 所对应的节点上施加 500 g · mm 0 不平衡量,图 4 所示仿真计算得到的轴承 1 的振动随转速的变化,在 1 800 r/min 时,轴承 1 的垂直振动为 2 37 μm - 212.4°。根据式 (6)、式 (7),此时的配重角度 ϕ_2 为:

$$\phi_2 = 50 - 212.4 + 180 = 17.6^\circ$$

根盘 1 的配重半径为 120 mm,以及振动幅值的线性关系计算得配重量为 21.1 g 17.6°。根据现有螺钉以及配重角度限制,实际配重为 23.9 g 22.5°。配重后再次启车,转子振动随转速得变化如图 5 所示。

从图 5 可以看出,在 1 800 r/min 时,轴承 1 的水平振动由平衡前的 5.8 μm 降到了平衡后的 2 μm,垂直

振动由平衡前的 12 μm 降到了平衡后的 1.6 μm。由此可以看出,本论文所研究的无试重平衡技术不仅可以减少启车次数,而且可以达到很高的平衡精度。

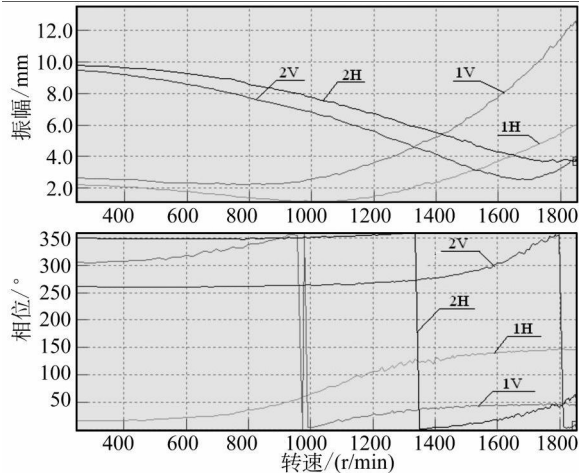


图 3 初始状态下转子振动随转速的变化

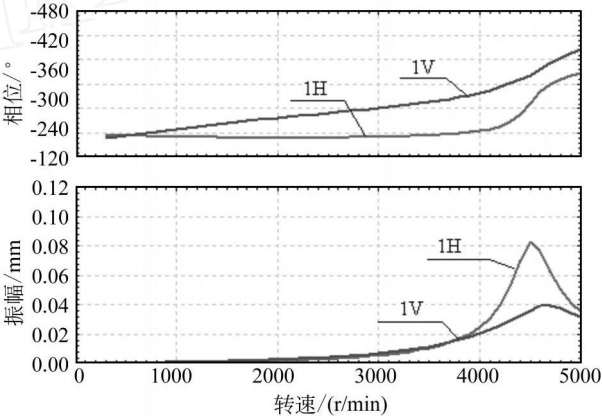


图 4 轴承 1 处的不平衡响应曲线

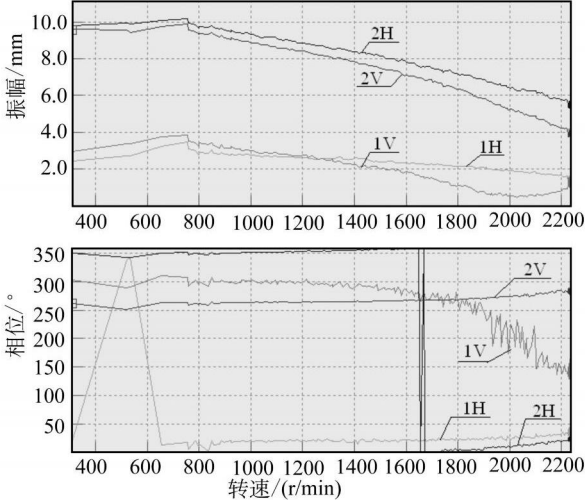


图 5 平衡后的转子振动随转速的变化

3 工程应用

对于现场运行中的一个离心式氮气压缩机,其结构如图 6 所示。在运行过程中由于振动大而达不到额定的工作转速,严重影响了机组的工作效率。频谱分

析结果表明,同频振动占主导,其幅值和相位随转速的变化如图 7所示。综合分析转子结构、启停车的历史数据、检修以及转子高速动平衡的记录,认为不平衡是导致转子振动的主要原因,通过现场动平衡的方法可以解决该机组的振动问题。由于振动故障主要表现为轴承 1 的振动。经过振型及不平衡响应分析可知,轴承 1 处的振动对联轴器 1 处的不平衡量较敏感。因此,确定取靠近轴承 1 的联轴器 1 作为平衡平面。

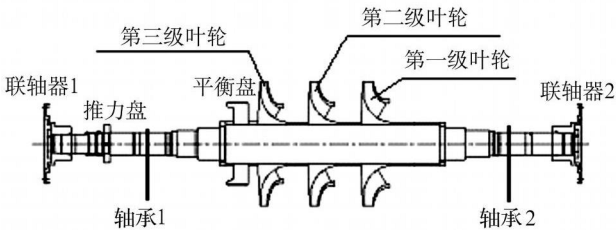


图 6 氨气压缩机低压缸转子结果示意图

无试重现场平衡技术的应用,最关键的是确定配重平面上激振力的相位同测量平面的转子振动的相位的关系,即确定该滞后角。如式 (5)所示,该滞后角同转子-轴承系统的质量、刚度、阻尼有关系。所建立的转子有限元模型如图 8所示。在转子-轴承系统中最难确定的是轴承的刚度和阻尼,文献 [5]综述了当前轴承参数确定的技术及存在的问题。

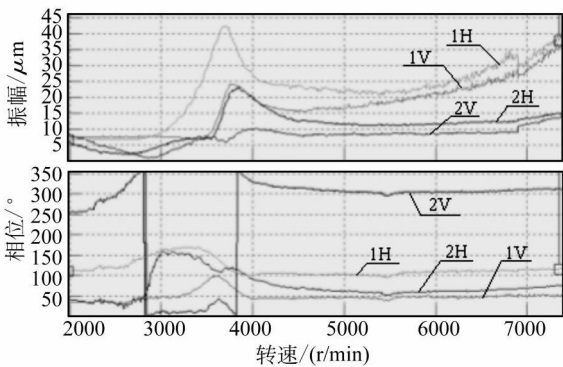


图 7 氨气压缩机低压缸转子同频振动随转速变化

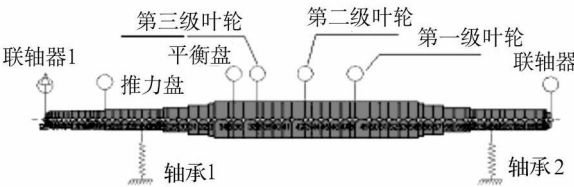


图 8 氨气压缩机低压缸转子有限元模型图

在本文的分析中,采用求解雷诺方程的方法确定轴承的油膜压力的分布,并通过小扰动法得到轴承的动力学特性参数,本文用商业有限元软件 Dyrbes Bperf 进行轴承性能分析。在分析过程中,轴承间隙和供油温度是对轴承动力学性能有重要影响的参数,在现场动平衡过程中,根据机组的检修记录和运行参数监测数据,可以很精确的确定这两个参数,这也是现场动平

衡计算结果比根据图纸所做的仿真结果精确的原因。计算得到的轴承刚度及阻尼随转速的变化曲线如图 9 所示。将通过求解雷诺方程得到的参数代入到转子-轴承系统的有限元模型中,进行动力学分析,然后将分析的结果同机组启停车的历史数据进行对比。如果计算所得到的临界转速同启停车历史记录中的临界转速的差别在 5%以内,则认为轴承参数计算合理,否则检查模型或者进行适当的修正,直到计算结果同历史记录相同。图 10所示为求得的低压缸转子前三阶振型。结果证明,计算得到的转子的临界转速同测得的临界转速很吻合。在有限元模型上对联轴器 1 施加 $500\text{ g}\cdot\text{mm}^0$ 虚拟不平衡量时轴承 1 处的振动如图 11所示,这同转子启车的振动曲线相似,说明本分析结果是有效的。

从图 11 可以看出,当在联轴器 1 处施加 $500\text{ g}\cdot\text{mm}^0$ 虚拟不平衡量时,在 $7\ 100\text{ r/min}$ 时,轴承 1 处的振动水平方向振动为 $9.22\ \mu\text{m}$ - 142° ;垂直方向的

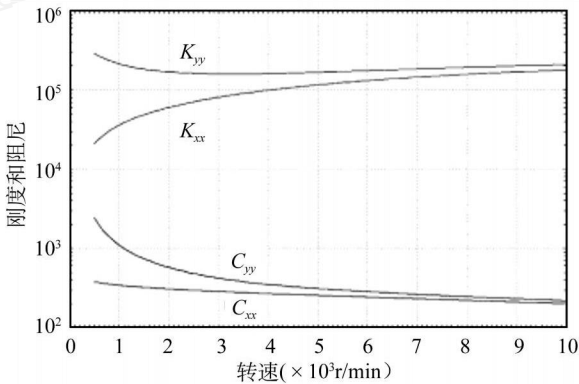


图 9 氨气压缩机低压缸转子轴承刚度及阻尼

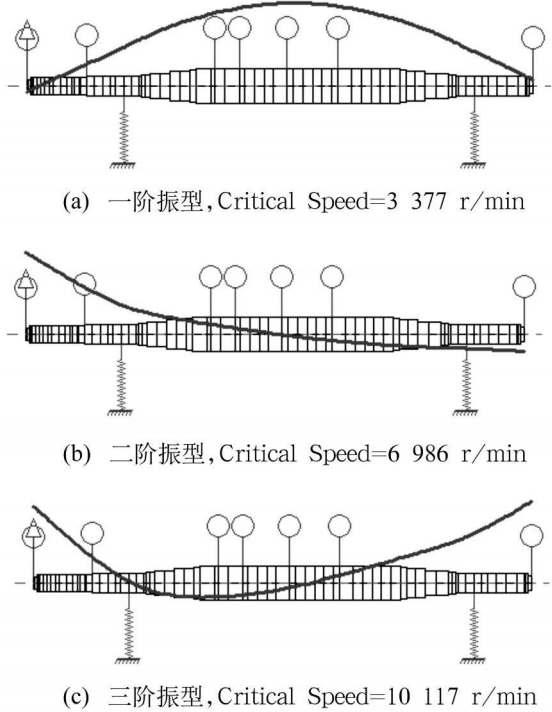


图 10 氨气压缩机低压缸转子前三阶振型

振动为 $9.46\text{ }\mu\text{m} - 228^\circ$ 也就是说,此时的水平方向的振动滞后角为 142° ;垂直方向的振动滞后角为 228° ;

从图 7 可知,在 7100 r/min 时,轴承 1 出实测的水平方向振动的相位为 120° 根据式 (6)、式 (7) 可得:

$$\begin{aligned}\phi_1 &= 120^\circ - 142^\circ = -22^\circ \\ \phi_2 &= \phi_1 + 180^\circ = 158^\circ\end{aligned}$$

也就是说本次配重得应该在 158° 方向上配重。根据联轴器的尺寸,可得配重半径为 185 mm 。在 7100 r/min 时的振动幅值为 $35\text{ }\mu\text{m}$,假设该转子的振动行为为线性,则需要的配种量 q 为:

$$q = \left[\frac{35}{9.22} \times 500 \right] / 185 = 9.99\text{ g}$$

在实际操作中,由于 158° 方向上没有螺栓,因此选离该位置最近的螺栓进行配重,实际配重位置为 167° ;

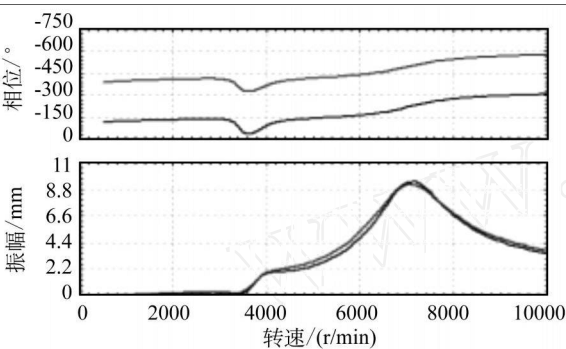


图 11 轴承 1 处的振动随转速得变化

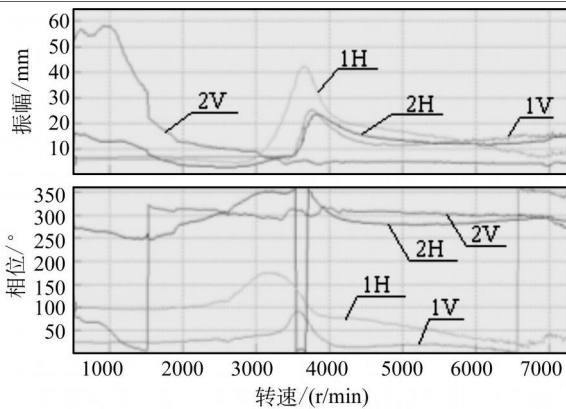


图 12 平衡后的压缩机转子振动随转速的变化

配重质量为 8 g 。经过平衡后的压缩机转子在启车过程中的振动数据如图 12 所示。从图 12 可以看出,平衡后,转速在 7300 r/min 时的振动由 $40\text{ }\mu\text{m}$ 降到了 $8\text{ }\mu\text{m}$ 。

4 结论与展望

旋转机械现场无试重平衡方法是利用现代转子动力学的发展成果,在转子有限元模型上的平衡平面处施加虚拟不平衡量,进行不平衡响应计算,求解轴承处的振动相位相对于平衡平面处的虚拟不平衡量的相位的滞后角度,从而确定实际转子配重的相位。然后通过计算得到的振动幅值同实际测得的振动幅值之间的比例关系确定配重的大小。该方法以虚拟配重代替现场平衡过程中的试重启车,相比传统的现场动平衡技术,至少能够减少一次启车,这将能够显著的节约成本和时间。而且,经过详细计算配重的大小以及相位,还能够提高平衡的精度。目前该方法已经过实验研究证明,并且在现场应用中取得实效。另外,本文没有考虑转子系统的非线性行为,在今后的工作中,要建立非线性转子动力学模型,并研究相应的平衡原理与方法。

参考文献

[1] 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

[2] 曹树谦,陈予恕,丁 千,等. 高速转子动平衡的传递函数法 [J]. 机械强度, 2002, 24 (4): 500 - 504.

[3] Luo Huageng, Darren Hallman, Shixiao Wang A Method for Enclosed Rotating System Multiple-plane Equivalent Imbalance Detection[C]. ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, May 14 - 17, 2007, Montreal, Canada

[4] 安胜利,杨黎明. 转子现场动平衡技术 [M]. 北京:国防工业出版社, 2007, 4.

[5] Oscar De Santiago, Luis San Andres Experimental Identification of Bearing Dynamic Force Coefficients in A Flexible Rotor-Further Developments [J]. Tribology Transactions, 2007, 50: 114 - 126

Effect of impact load on threaded connection of an aircraft landing gear

MAO Hong, ZUO Dun-wen, WANG Hong-feng, WANG Hong-jun

(Jiangsu Key Laboratory of Precision and Micro-Manufacturing Technology,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The failure cause of linkage-clevis bolts of main landing gear of a civil airplane was analyzed here, and it was estimated that the greatest impact load which a clevis bolt could bear was 698 MPa while landing. The stress distribution of each meshing thread of the clevis bolt was calculated and analyzed using Yamamoto method. The finite element model of the linkage-clevis bolt was built by means of finite element analysis method, and the stress and strain fields of all meshing threads were analyzed. The effect of the impact load on the threads and their meshing locations was analyzed. An important basis was provided for inspection and life prediction of an aircraft landing gear.

Key words: landing gear; threaded connecting; linkage-clevis bolt; impact load (pp: 208 - 211)

Principle and application of no trial weight field balancing for a rotating machinery

WANG Wei-min, GAO Jin-ji, JIANG Zhi-nong, LI Yan

(Diagnosis and Self-recovering Research Center, Beijing university of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: A field balancing strategy without trial weight as well as its test results and field application was presented here. Essentially, the strategy utilized the method of rotor dynamics to determine the delay angle between the vibration phase at bearings and the exciting force phase on rotor. Modern perfect finite element method (FEM) could be used to solve this problem. The key point of the strategy was to find coefficients of bearing stiffness and damping. Theoretical analysis showed that the phase of trial weight is equal to the summation of vibration phase, delay angle and 180° ; the quantity of trial weight can be obtained by the linear scaling between vibration amplitudes of measured and simulated. The test results and field application indicated that this strategy can balance a rotating machinery efficiently, and reduce the balancing time and cost considerably.

Key words: rotating machinery; field balancing; rotor dynamics; bearing parameter (pp: 212 - 215)