

# 主动平衡技术在带有尾透的离心压缩机上的应用研究(I 数值计算)

沈 伟, 何立东, 周卫华, 王华庆

(北京化工大学 设备诊断工程研究中心, 北京 100029)

**摘 要:** 研究了利用主动平衡技术消除某带有尾透的离心式压缩机柔性转子的不平衡问题, 应用有限元方法计算比较轴上存在不平衡时轴颈振动幅度的大小, 找到了轴上安装主动平衡装置的最佳位置。着重分析了配重大小对初始振动降低的幅度, 可为选择主动平衡装置的最大平衡能力提供参考, 并且经数值仿真验证了转子系统的减振效果。研究结果为转子的主动平衡装置的安装和主动平衡试验提供了参考和依据。

**关 键 词:** 主动平衡; 有限元; 离心压缩机; 数值仿真

中图分类号: TK474.8 文献标识码: A

## 1 引 言

某石化醇酮装置所用离心式压缩机由高、低压双缸组成, 共有 5 段 10 级, 一阶临界转速为 9 200 r/min, 二阶临界转速为 18 500 r/min, 工作转速为 15 500 r/min 介于两者之间。该机自从 1980 年投入生产运行以来一直不稳定, 主要原因是轴系不平衡, 通过在联轴节适当位置加 5.4 g 螺丝解决了这个问题<sup>[1]</sup>。现又发现转子在长时间地连续工作运转过程

中, 高压缸转子尾透端由于温度较高, 导致转子热变形, 使平衡遭受破坏, 因此需要不断地对其进行平衡, 这样既浪费时间, 又影响生产。显然, 现场不停机在线主动平衡技术应当是最理想的控制方法。

转子在线主动平衡是一种不影响转子正常工作的平衡技术。它利用振动传感器在线检测出工作状态下转子的不平衡量的大小及相位, 然后根据此信息, 再手动或自动控制平衡机构的工作, 使其产生相应的校正平衡量, 从而使转子及时得到平衡。电磁式主动平衡头方法是目前用得最广的在线动平衡法。美国某公司的产品是目前较为成熟的电磁式平衡头, 主要由以下 3 个部分组成: 检测器、控制器和动平衡调节器, 而动平衡调节器由静止不动的静环和连接在旋转轴上的动环组成。每个动环中的两块配重采用不用电力的永久磁铁来固定, 静环无接触线圈组件可以提供能量来驱动配重块。该主动平衡装置采用区别于以往振型平衡法和影响系数法的自适应影响系数的控制策略, 通过具有自锁、精确定位和能量与控制信号传递功能的动平衡执行器连续地调节配重的位置, 以减小振动。

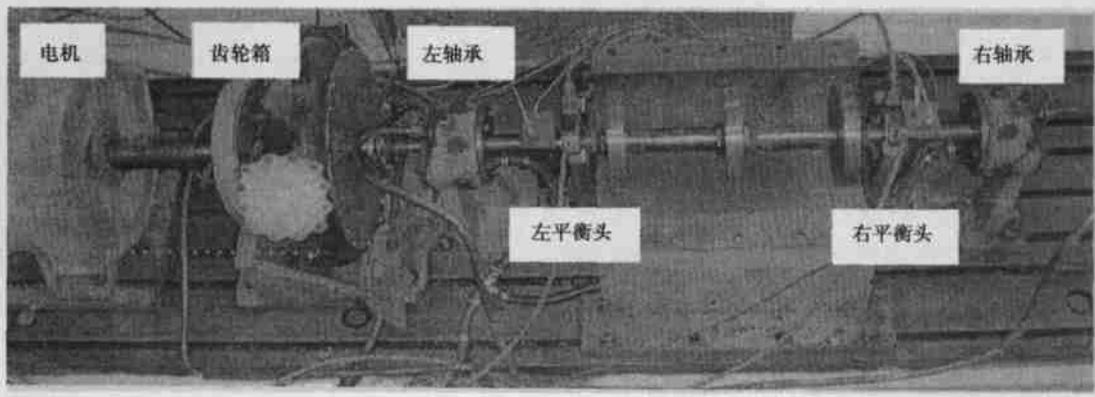


图 1 实验室安装主动平衡装置的转子系统

收稿日期: 2004-06-21; 修订日期: 2004-10-12

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50375013); 国家自然科学基金资助项目(50375014)

作者简介: 沈 伟(1979-)男, 安徽来安人, 北京化工大学博士研究生。

为了验证主动平衡装置的实际平衡效果, 在实验室中将该主动平衡装置应用于具有初始弯曲的三盘柔性转子系统, 见图 1。在主动平衡装置安装后, 一阶共振区振幅值由 300  $\mu\text{m}$  降到 60  $\mu\text{m}$  以下, 使得弯曲转子系统在过一阶临界时共振幅值降低了 80%, 顺利地通过了共振区, 成功实现了在线主动平衡。

现某石化为了扩大生产能力, 以从法国某公司引进的离心式压缩机为原型, 新设计一台离心式压缩机, 用该主动平衡装置解决该型离心压缩机柔性转子系统存在的轴系振动和热弯曲振动问题。为了指导主动平衡装置的选型安装和试验, 本文就柔性转子的主动平衡问题进行探讨, 找到了轴向上安装主动平衡装置的最佳位置, 然后计算分析选择所需的主动平衡装置的最大平衡能力, 最后经数值仿真验证了转子系统的减振效果。

## 2 转子系统计算模型

### 2.1 离心压缩机结构模型

图 2 是该新设计带有尾透的离心式压缩机转子的结构图, 转轴总长 1 730 mm, 轴承跨距 1 190 mm, 总质量 245.3 kg, 工作转速 14 684 r/min。采用稳定性较好的可倾瓦轴承。

### 2.2 转子系统运动方程的建立

将圆盘、弹性轴段、不平衡质量相应的动能和势能, 以及轴承作用力代入拉格朗日方程, 即可得到各

单元的质量矩阵和刚度矩阵, 连接所有对应转子的单元矩阵, 组成整个转子系统的质量矩阵、陀螺矩阵和刚度矩阵以及离心力矢量。连接后整个系统的运动方程为:

$$M\dot{q} + C(\Omega)q + Kq = F(t) \quad (1)$$

### 2.3 转子系统有限元模型

图 3 为对应的简化梁、集中质量有限元模型, 整个转子系统分为 123 个单元, 由 124 个节点组成。模型中取结构材料的弹性模量  $2.078 \times 10^{11}$  Pa, 密度为  $7870 \text{ kg/m}^3$ 。叶轮、迷宫密封、主动平衡装置动环和套筒在轴段的相应位置用集中质量和惯性矩来模拟。当扰动是微小量时, 可以把油膜力近似地作为轴颈微小位移和速度的线性函数<sup>[3]</sup>。由于轴颈参数是随系统转速变化的, 在分析中取转速为 10 000 r/min 的轴颈参数作为平均值进行分析, 利用文献 [2] 计算得到各滑动轴承的刚度和阻尼系数。

本文计算得到该有限元模型的前三阶临界转速, 与转子的出厂报告中前三阶临界转速非常接近, 见表 1, 由此可以看出本文有限元模型能真实反映转子的固有特性。

表 1 转子前三阶临界转速 ( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )

	一阶	二阶	三阶
厂家设计转速	6 650	9 050	25 150
本文计算结果	6 660	9 420	25 080
误差/ %	0.15	4.08	-0.27

注: 误差 = (本文计算结果 - 实际临界转速) / 实际临界转速  $\times 100\%$

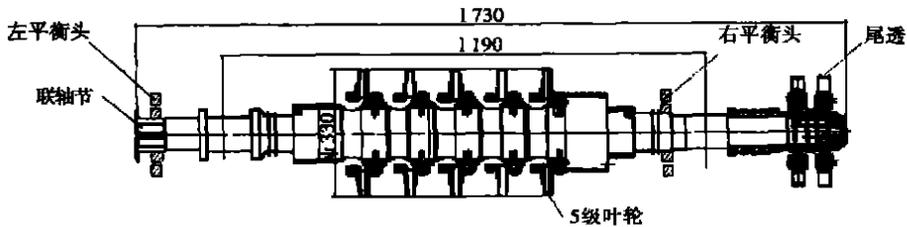


图 2 离心压缩机转子结构图



1- 模拟联轴器存在不平衡处; 4- 主动平衡装置的左校正平面处; 14- 左轴颈所在平面处;  
57- 模拟中间叶轮存在不平衡处; 93- 主动平衡装置的右校正平面处;  
97- 右轴颈所在平面处; 120- 模拟透平排气端存在不平衡处

图 3 离心式压缩机转子有限元模型

上面对带有尾透的离心压缩机转子系统建立了有限元模型,并且验证了该模型的正确性。下面对此模型进行计算得到轴上节点存在不平衡时轴颈振动幅度的大小,通过比较找到了轴向上安装主动平衡装置的最佳位置。仔细分析了配重大小对初始振动降低的幅度,以此为参考选择主动平衡装置的最大平衡能力,并且数值仿真验证了转子系统的减振效果。

### 3 主动平衡技术的应用

#### 3.1 主动平衡装置安装平面的选取

为了充分利用主动平衡装置的平衡能力,其安装位置问题显得尤为重要。实际转子现有的结构设计往往没有预留主动平衡装置的安装位置,就本文所讨论的转子系统来说,可供安装的位置只有两个:一处是左端联轴节附近;另一处是右端轴颈附近。本文通过有限元程序数值模拟分别将左(右)校正平面固定,将右(左)校正平面位置沿着转子的轴向位置移动,移动幅度分别达到 80 mm。选取主动平衡装置左、右校正平面存在相同大小和相位的不平衡,具体分析左、右校正平面不同位置时轴颈处振动幅度的大小。现将左、右校正平面处于不同位置的组合情况下左、右轴颈处的振动幅值用曲线绘制,见图 4。图 4 中横坐标表示主动平衡装置右校正平面的轴向位置。从曲线中看出将主动平衡装置左、右校正平面放置在 6 号节点和 95 号节点所在的平面,左、右轴颈处振动幅值从 101.9 μm 和 53.3 μm 降低到 40.5 μm 和 11.2 μm,但是考虑到实际安装的问题,

选择 4 号节点和 93 号节点所在的平面为主动平衡装置的左、右校正平面,左、右轴颈处振动幅值从 101.9 μm 和 53.3 μm 降低到 44.9 μm 和 13.7 μm。

#### 3.2 主动平衡装置最大平衡能力的计算

主动平衡装置的最大平衡能力过大,不但不会继续降低振动幅值,反而会减小平衡头的精度;主动平衡装置的最大平衡能力过小,振动不能维持在较低水平,所以需要对主动平衡装置的最大平衡能力进行计算选择。现在这台原型机由于实际中的轴系不平衡以及尾透处热弯曲的影响,下面 3 种情况是最有可能出现不平衡的情况:(1)联轴节处存在不平衡;(2)尾透处存在不平衡;(3)中间叶轮处存在不平衡,在左、右轴颈产生约为 50 μm 的振幅。本文用数值模拟的办法,计算出左、右轴颈产生约为 50 μm 的振幅时,上述的 3 种情况存在不平衡量的大小,并以此不平衡量的大小作为计算主动平衡装置的最大平衡能力的参考。在主动平衡装置所在的位置作为两个校正平面,以两轴颈处的振动幅值作为判据,通过改变校正平面上配重的大小和方位,得以估算出满足要求的配重的大小和方位,即找到了所需求的主动平衡装置的最大平衡能力。

##### 3.2.1 联轴节处存在不平衡

在联轴节所在的 1 号节点施加初始不平衡 1 150 g°mm (g°mm 表示质量和加重半径的乘积,相位均为 0°,下同),用以模拟联轴节处存在的不平衡的大小。通过数值模拟得出左、右轴颈产生大小分别为 49.92 μm 和 2.94 μm 的振动幅值。经计算,在两个校正平面分别配重大小为 1 370.457 g°mm 和 221.163 6 g°mm 时,左轴颈振动幅值从 49.92 μm 下

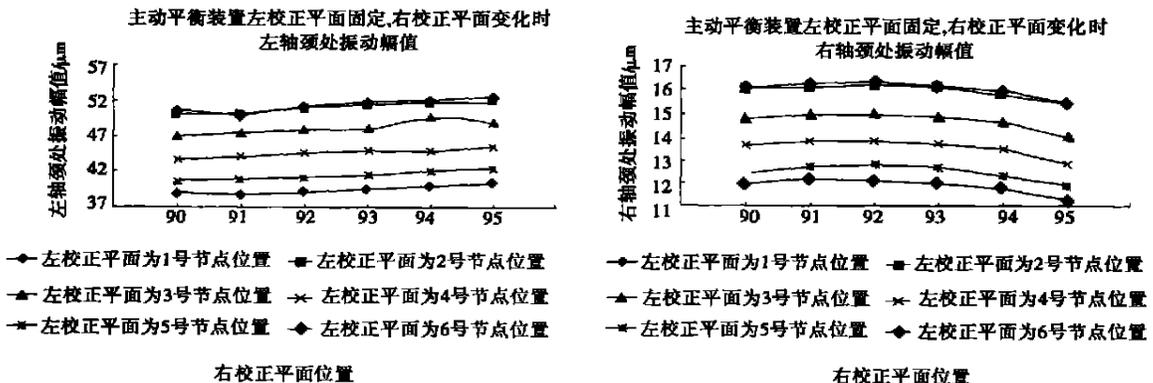


图 4 左、右校正平面处于不同位置的组合情况下左、右轴颈处的振动幅值曲线

降到  $0.12 \mu\text{m}$ , 右轴颈振动幅值从  $2.94 \mu\text{m}$  下降到  $0.0085 \mu\text{m}$ , 说明最大平衡能力为  $1500 \text{ g} \cdot \text{mm}$  的主动平衡装置完全可以将振动基本消除。

但是如果在透平排气端和中间叶轮处存在同样不平衡, 则最大平衡能力为  $1500 \text{ g} \cdot \text{mm}$  的主动平衡装置抑制振动的效果不是很明显, 这可以从下面的分析中得出。

### 3.2.2 尾透处存在不平衡

由于转子的尾端是透平排气端, 排气端的较高温度使转子在此处产生弯曲变形, 振动传感器测得靠近排气端的轴颈振动幅值约为  $50 \mu\text{m}$ 。在转子末端施加初始不平衡  $4400 \text{ g} \cdot \text{mm}$ , 用以模拟由于热弯曲造成的不平衡, 在左、右轴颈处产生大小分别为  $3.4 \mu\text{m}$  和  $50.8 \mu\text{m}$  的振动。通过数值有限元模拟计算, 可以得出在两个校正平面施加不同大小配重后左、右轴颈的振动幅值(见表 2)。

从表 2 中的数据可以看出在两个校正平面配重大小分别为  $1500 \text{ g} \cdot \text{mm}$ , 左轴颈的振动幅值基本不变, 右轴颈的振动幅值从  $50.8 \mu\text{m}$  下降到  $42.5 \mu\text{m}$ , 说明最大平衡能力为  $1500 \text{ g} \cdot \text{mm}$  的主动平衡装置抑制透平排气端的振动效果不理想。将主动平衡装置的最大平衡能力提高到  $2000 \text{ g} \cdot \text{mm}$ , 右轴颈的振动幅值继续降低了  $3 \mu\text{m}$ , 而左轴颈的振动幅值略有下降。继续提高最大平衡能力至  $2500 \text{ g} \cdot \text{mm}$ , 左、右轴颈的振动幅值继续降低, 左轴颈振动幅值降低了约  $35\%$ , 右轴颈的振动幅值降低了  $28\%$ 。

### 3.2.3 转子系统中间叶轮存在不平衡

在转子系统中间叶轮施加不平衡  $8500 \text{ g} \cdot \text{mm}$ , 用以模拟叶轮处存在的不平衡, 左、右轴颈处产生大小分别为  $8.0 \mu\text{m}$  和  $50.4 \mu\text{m}$  的振动幅值。通过数值有限元模拟计算, 可以得出在两个平衡平面施加不同大小配重后左、右轴颈的振动幅值(见表 2)。

从表 2 中的数据可以看出在两个校正平面分别施加配重大小为  $1500 \text{ g} \cdot \text{mm}$ , 左轴颈的振动幅值稍有增加, 右轴颈的振动幅值从  $50.4 \mu\text{m}$  下降到  $39.8 \mu\text{m}$ , 下降幅度不到  $20\%$ 。将主动平衡装置的最大平衡能力提高到  $2000 \text{ g} \cdot \text{mm}$ , 右轴颈的振动幅值继续降低了  $2.2 \mu\text{m}$ , 左轴颈的振动幅值变化不明显。继续提高最大平衡能力至  $2500 \text{ g} \cdot \text{mm}$ , 右轴颈的振动幅值继续降低, 下降幅度达到  $31\%$ , 左轴颈的振动幅值仍变化不大。从上述计算结果来看, 通过选取满足平衡要求的主动平衡装置和其适当的安装平衡

平面, 可以将该柔性转子系统 3 种不平衡带来的振动量降低, 达到了在线主动平衡的目的。

表 2 透平端或转子系统中间叶轮存在不平衡时配重后轴颈的振幅值 ( $\mu\text{m}$ )

配重次数	透平排气端存在不平衡			转子系统中间叶轮存在不平衡			
	1	2	3	1	2	3	
两个校正平面的	4 <sup>(1)</sup>	65.2	65.2	65.2	332.9	332.9	332.9
配重大小/ $\text{g} \cdot \text{mm}$	93 <sup>(1)</sup>	1500	2000	2500	1500	2000	2500
配重后的振动幅值/ $\mu\text{m}$	14 <sup>(2)</sup>	3.5	2.87	2.20	8.40	8.20	7.75
	97 <sup>(2)</sup>	42.5	39.5	36.8	39.8	37.6	34.7

注: (1) 主动平衡装置所在平面的节点号; (2) 左、右轴颈所在平面的节点号。

## 4 结 论

(1) 有限元数值模拟双平面平衡的方法是行之有效的, 4 号节点和 93 号节点所在的平面为主动平衡装置的左、右校正平面, 确定了最大平衡能力为  $2500 \text{ g} \cdot \text{mm}$  的主动平衡装置。此主动平衡装置能降低该离心式压缩机柔性转子系统由于轴系不平衡和热不平衡带来的振动问题。

(2) 经过数值仿真表明, 在离心压缩机柔性转子系统上利用主动平衡技术是可行的, 基本上可以消除联轴节处不平衡带来的振动; 对于透平排气端存在不平衡时, 左轴颈的振幅下降约  $35\%$ , 右轴颈的振幅下降约为  $28\%$ ; 对于中部叶轮存在不平衡时, 左轴颈的振动幅值基本保持不变, 而右轴颈的振动幅值下降约  $31\%$ , 保证了压缩机的稳定运转。

### 参考文献:

[1] 高金吉. 高速涡轮机械故障诊断方法的工程应用实例[A]. 高金吉. 设备诊断工程文集[C]. 辽阳: 中国石化机电仪研修中心, 2001. 112-145.

[2] 钟一谔. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987.

[3] 徐龙祥. 高速旋转机械轴系动力学设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1994.

[4] GOSIEWSKI Z. Automatic balancing of flexible rotors, part 2: synthesis of system[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1987, 114(1): 103-119.

[5] KNOSPE C R, HOPE R W, FEDIGAN S J, et al. Experiments in the control of imbalance response using magnetic bearings[J]. *Mechanics*, 1995, 5(4): 385-400.

(何静芳 编辑)

From the viewpoint of a DMFC (direct methanol fuel cell) stack being put to a practical use fuzzy technology is utilized to carry out a model identification and prediction for the nonlinear system of a DMFC stack. With the fuel flow velocity at the cathode and anode serving as inputs and the working temperature of the stack as an output and 1000 groups of experimental data being taken as samples, a dynamic response model was set up for the DMFC stack working temperatures at different fuel-flow velocities. The results of a simulation have shown that the method of modeling by employing the fuzzy identification is effective. The established model features relatively high precision, thus laying a foundation for the design of a DMFC stack real-time control system. **Key words:** direct methanol fuel cell, fuzzy technology, model identification

电热冷联产的新压缩空气蓄能系统= A New Type of Compressed Air Energy-storage System for the Cogeneration of Electricity, Heat and Cooling Energy [刊, 汉] / GUO Xin-sheng, FU Qin-sheng, ZHAO Zhi-xin, et al (Institute of Energy and Power Engineering under the Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(2). — 170 ~ 173

A new type of compressed air energy-storage system is proposed, under which compressed air directly expands in an air turbine to do work and generate electricity, produce heat and cooling energy. The irreversible cycle of the system is analyzed and an equation given for calculating the energy-conversion utilization rate  $\eta$  of the energy storage system when only the flow resistance loss of all heat exchangers is neglected. By using the above-cited equation an analysis and a study are conducted of the influence of the following parameters on the system  $\eta$  value: isentropic efficiency of air turbine expansion machine and compressor, compressor discharged air heat energy, air turbine discharged air cooling energy, heat-transfer temperature difference of heat exchangers, air compression ratio, etc. It has been found that the increase in air turbine isentropic efficiency has a greater influence on  $\eta$  value than that of a same increase in compressor efficiency. With all the other parameters being fixed there exists an optimum pressure ratio, under which the system energy-conversion utilization rate attains a maximum value. The results of the analysis indicate that the compressed air energy-storage system under discussion can achieve an energy conversion rate of about 0.8. **Key words:** compressed air energy-storage for power generation, air turbine, heat supply, cooling energy supply station

主动平衡技术在带有尾透的离心压缩机上的应用研究(I 数值计算)= Applied Research of Automatic Balance Technology for Centrifugal Compressors Fitted with a Tail (Part II: Numerical Calculation) [刊, 汉] / SHEN Wei, HE Li-dong, ZHOU Wei-hua, et al (Research Center of Equipment Diagnostic Engineering under the Beijing University of Chemical Engineering, Beijing, China, Post Code: 100029) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(2). — 174 ~ 177

A study was conducted concerning the use of automatic-balance technology for resolving the imbalance problem of the flexible rotor of a centrifugal compressor fitted with a tail. By using a finite element method the magnitude of shaft-journal vibration amplitude was calculated and compared in the presence of a shaft imbalance. As a result, an optimum location was identified for installing an automatic balance device on the shaft. A detailed analysis was performed of the relationship between the magnitude of counter weight and the reduction of initial vibration. This can provide a reference for selecting the maximum balancing capacity of an automatic balance device. In addition, by way of numerical simulation the vibration reduction effectiveness of a rotor system was verified. The results of the above study can offer a basis and reference for the installation of an automatic balance device on a rotor and for conducting automatic balancing tests. **Key words:** automatic balance technology, finite element method, centrifugal compressor, numerical simulation