

# 往复压缩机轴系扭振的数值分析

许增金<sup>1,2</sup>, 王世杰<sup>1</sup>

(1. 沈阳工业大学机械工程学院, 110870, 沈阳; 2. 沈阳鼓风机集团有限公司技术中心, 110869, 沈阳)

**摘要:** 某 6 列往复压缩机出现非预期断轴现象, 曲轴主轴直径加粗后, 机组却出现强烈振动及第 1、2 列连杆瓦连续烧瓦问题. 利用 ANSYS 软件对曲轴加粗前后的轴系进行了模态和动态响应数值分析, 确定了断裂和烧瓦主要是由于扭转共振及其成倍加剧的疲劳破坏所致. 为了避开共振区, 轴系第 2、3 列之间由一体结构改为热装 2 个连接盘进行对接, 提高了轴系的转动惯量, 调整了压缩机主轴转速与固有频率的比值, 使共振消失, 彻底解决了故障问题.

**关键词:** 往复压缩机; 疲劳破坏; 模态分析; 动态响应

**中图分类号:** TB123; TH123 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2010)03-0100-05

## Dynamic Characteristics of Crankshafts in Reciprocating Compressor

XU Zengjin<sup>1,2</sup>, WANG Shijie<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Shenyang University of Technology, Shenyang 110870, China;

2. Technical Center of Shenyang Blower Works, Shenyang 110869, China)

**Abstract:** The unexpected cracking of the crankshafts in a six-crank reciprocating compressor occurred frequently. The severe vibration of the compressor and the scuffing of the 1st and 2nd crank bearings existed after the diameter of the main shaft was magnified. In this paper, modal and dynamic response of the initial crankshaft and the crankshaft with the diameter magnified are analyzed with ANSYS finite element analysis software. The results show that the cracking of crankshafts results from fatigue damage and torsional vibration. Given the diameter of the main shaft magnified, if two plate flanges connecting the 2nd shaft and the 3rd shaft are integrated by hot assembling, the rotating inertia-mass of the modified crankshafts will be enlarged and the frequency ratio  $r$  will increase, leading to disappearance of the sympathetic vibration.

**Keywords:** crankshaft torsional vibration; fatigue damage; modal analysis; dynamic response

目前, 国内外计算曲轴扭转振动的方法很多<sup>[1-3]</sup>, 但研究成果主要集中在内燃机轴系的扭转振动方面, 对往复压缩机轴系仅进行了自由振动的计算, 强迫振动的应力分析只能进行估算<sup>[4]</sup>. 往复压缩机轴系扭振计算一直是制约压缩机向多列、高转速发展的瓶颈.

随着往复压缩机向超大型多列方向发展, 轴系的动力学问题凸显. 近年来, 已有学者从事了轴系动力学方面的研究工作. 文献[5]对压缩机曲轴零件扭转振动进行了研究. 文献[6]对 ANSYS 有限元分

析软件动力分析功能进行了深入的研究, 在轴系动力学分析上取得了阶段性研究成果.

某 6 列往复压缩机在运行过程中出现非预期断轴现象, 为提高疲劳寿命, 加大了曲轴直径, 机组却出现强烈振动并连续在第 1、2 列连杆瓦处烧瓦. 本文以解决压缩机断轴、烧瓦问题为例, 详细介绍一种利用 ANSYS 分析软件对轴系进行扭振计算的方法. 利用该方法对曲轴加粗前、后轴系进行了模态和动态响应分析, 查明了问题存在的根本原因, 并据此对压缩机主轴结构进行了改进设计. 该分析方法操

作简便,能够全面考虑轴系中诸多因素对其动力特性的影响,计算结果准确可靠.

### 1 压缩机轴系数值分析模型的构建

某 6 列往复压缩机组为对动平衡型,各级气缸按缸号 2、1、3、4、6、5 的顺序分别排在机组的 1~6 列,往复压缩机轴系主要技术参数见表 1,轴系结构简图及曲轴断裂位置如图 1 所示.

往复压缩机轴系主要由各列往复质量、曲轴、电机转子、联轴器等部件组成.轴系承受的载荷包括电机的驱动力矩、压缩机的往复惯性载荷和各列活塞承受的气体压力等,约束主要有各轴承的径向位移约束.

表 1 某 6 列往复压缩机主要技术参数

| 进气压力<br>$p_s/\text{MPa}$         | 排气压力<br>$p_d/\text{MPa}$         | 吸入状态<br>气量 $Q_s/$<br>$\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ | 1 列往复<br>惯性质量<br>$M_1/\text{kg}$ | 2 列往复<br>惯性质量<br>$M_2/\text{kg}$ |
|----------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
| 0.006                            | 31.4                             | 340                                                     | 1 450                            | 1 445                            |
| 3 列往复<br>惯性质量<br>$M_3/\text{kg}$ | 4 列往复<br>惯性质量<br>$M_4/\text{kg}$ | 5 列往复<br>惯性质量<br>$M_5/\text{kg}$                        | 6 列往复<br>惯性质量<br>$M_6/\text{kg}$ | 连杆旋转<br>质量 $M/\text{kg}$         |
| 839                              | 759                              | 807                                                     | 702                              | 89.3                             |

建立往复压缩机轴系有限元模型的理论依据参见文献[7].轴系有限元建模是按能量守恒原则将减半的往复惯性质量和连杆惯性旋转质量同时作用在曲柄销上[8],刚性联轴器作整体简化,该简化方法已得到工程实践的验证.压缩机轴系有限元模型如图 2 所示.该模型采用 10 节点 4 面体单元类型,轴系共 100 586 个节点、62 874 个单元.

作用在压缩机轴系第 1 列曲柄销处的扭矩如图

3 所示,轴系各部位质量分布是通过定义不同的材料密度  $\rho_i$  实现的,材料弹性模量  $E=210\text{ GPa}$ ,泊松比  $\mu=0.3$ ,固定阻尼比  $\xi=0.000\ 15$ .

本文压缩机各列曲柄销载荷是通过压缩机热动力计算获得的[4].最大的简谐扭矩为 2 倍频载荷,它是由气体力和往复惯性力综合作用的结果,其他谐次的载荷主要由气缸直径、排气压力、气缸相对余隙、压缩机连杆比  $\lambda$  等因素决定.

### 2 压缩机轴系动力学数值分析

压缩机轴系扭转共振源自于转速或其整数倍等于或接近于轴系 1 阶扭转固有频率.通过对轴系进行动力分析,得到其扭转固有频率和模态振型及各点振幅、应力等参数随时间的变化规律,从而确定扭振对结构强度的影响.

#### 2.1 轴系模态分析

通过对轴系进行模态分析,可获得轴系的固有频率和模态振型.曲轴加粗前、后轴系前 6 阶固有频率如表 2 所示,模态振型如图 4 所示.

从表 2 和图 4 可知,轴系包括扭转、弯曲以及弯扭组合等多种形式的模态振型.从压缩机轴系受载来看,虽然轴系存在很大的不平衡偏心质量,但由于压缩机的转速远远偏离系统的弯曲固有频率,因此不具备弯曲共振的条件,又由于压缩机系统没有横向载荷,也不具备横向共振的条件.由于压缩机系统既存在不平衡的扭转力矩(见图 3),又存在扭振模态振型,因此轴系扭振是本文主要研究的内容.

从各模态振型中可以明显判断出轴系的扭转固有频率,根据轴系扭转固有频率与压缩机转速整数倍的关系,可初步判断轴系的共振情况.研究表明,在往复压缩机轴系扭振中起主要作用的是 1 阶扭转固有频率[6].

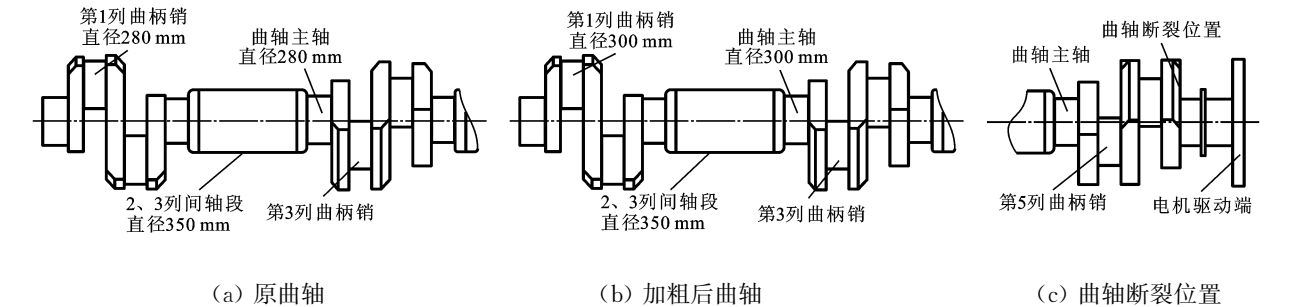
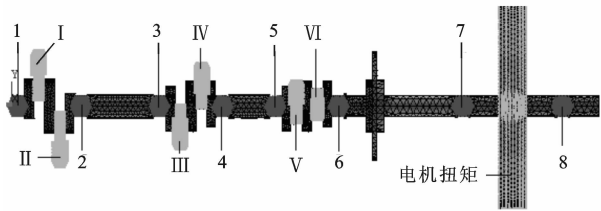


图 1 轴系结构简图及曲轴断裂位置

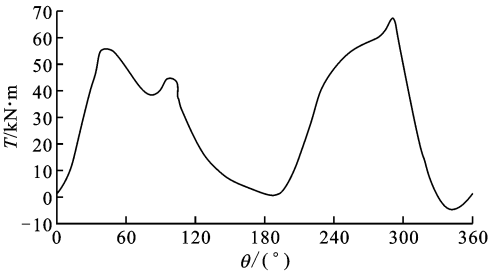


1~8:8 个轴承施加的径向位移约束; I~VI:6 列曲柄销分别施加的切向和径向载荷,其中能够引起系统扭振的载荷为轴系所受的扭矩

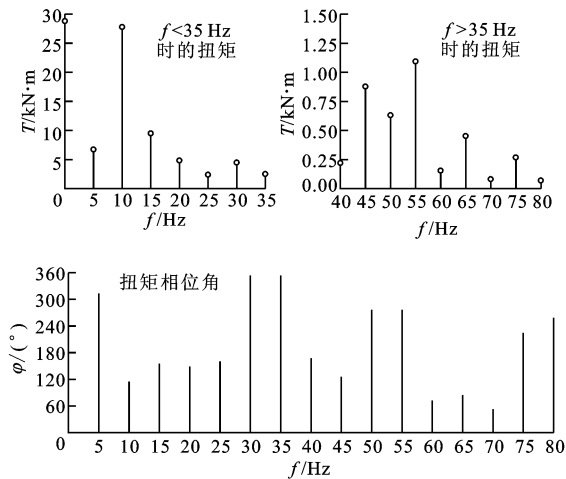
图 2 压缩机轴系有限元模型

表 2 轴系前 6 阶固有频率

| 序号 | $\omega_i/\text{Hz}$ |        | 模态振型    |
|----|----------------------|--------|---------|
|    | 原轴系                  | 加粗后轴系  |         |
| 1  | 33.793               | 34.433 | 1 阶扭转模态 |
| 2  | 61.954               | 61.966 | 1 阶弯曲模态 |
| 3  | 67.374               | 71.588 | 1 阶横向模态 |
| 4  | 73.575               | 75.546 | 2 阶扭转模态 |
| 5  | 85.459               | 85.456 | 2 阶弯曲模态 |
| 6  | 121.87               | 126.20 | 3 阶扭转模态 |



(a) 轴系曲柄销处扭矩随转角变化的曲线



(b) 扭矩各阶谐波分析(对图 3a 的傅里叶展开)

图 3 第 1 列曲柄销处压缩机轴系所受的扭矩

由表 2 和图 3b 可知,与轴系 1 阶扭转固有频率接近的是 35 Hz 的谐频载荷,加粗前、后轴系 7 倍转速的谐频  $\omega$  与 1 阶扭转固有频率  $\omega_1$  之比  $r$  分别为

1.036、1.016,  $r$  值在  $1 \pm 0.05$  之外时轴系视为不共振,显然两种结构的轴系均处于共振范围内,只是各自的共振程度不同,需要对各轴系进行动态响应分析.

2.2 轴系动态响应分析

通过轴系动态响应分析,可获得各列曲柄销上节点扭转振幅  $A$ 、各列曲柄应力集中处节点等效应力  $\sigma_0$ 、正应力  $\sigma$ 、剪应力  $\tau$  等主要参数,作为判断冲击载荷产生与否、进行曲轴静强度和疲劳强度校核的依据.

2.2.1 轴系扭转振幅分析 加粗前、后轴系第 1 列曲柄销扭转振幅变化曲线如图 5 所示,第 6 列的如图 6 所示.

分析上述振幅变化曲线可知:

(1) 对不同种轴系曲柄销振幅来讲,振幅均形成了“拍振”.谐频载荷的频率  $\omega$  与系统的 1 阶扭转固有频率  $\omega_1$  越接近,“拍振”的周期越大,机组扭转共振越严重;“拍振”的频率与转速相等或接近时,系统可视为不共振或共振较弱,如图 5a 和 6a 所示.扭转振幅分析与表 1 轴系模态分析结果一致.

(2) 曲轴加粗后,轴系扭转固有频率提高,使压缩机 7 倍转速对应的转频与 1 阶扭转固有频率之比  $r$  由 1.036 降低到 1.016,共振程度增强.

(3) 从图 5 和图 6 可知,同种轴系第 1 列振幅总大于第 6 列,加粗后轴系由于共振导致第 1 列振幅由  $2.4^\circ$  增加到  $3.0^\circ$ ,分析结果与加粗后轴系在第 1、2 列曲柄销处烧连杆瓦完全吻合.

2.2.2 轴系扭转应力分析 从图 5 和图 6 可见,前 2 s 就能完整表达轴系节点应力的变化规律.由于曲轴应力状态最危险通常发生在第 6 列,故本文只给出该列的应力分析结果.曲轴加粗前、后轴系曲柄与主轴颈过渡圆角处节点的等效应力变化曲线如图 7 所示,曲轴加粗前、后轴系节点的正应力变化曲线如图 8 所示,剪应力变化曲线如图 9 所示.

分析上述应力变化曲线图可知:

(1) 对原轴系,利用图 7a 对曲轴进行静强度校核<sup>[8]</sup>,节点安全系数  $n$  为 1.59,利用图 8a、9a 对曲轴进行疲劳强度校核<sup>[8]</sup>,节点安全系数  $n$  为 1.72(曲轴材料  $\sigma_{-1}$  取 389 MPa,  $\tau_{-1}$  取 226 MPa;静强度许用安全系数一般  $\geq 2$ ,疲劳强度许用安全系数一般  $\geq 1.8$ ),这与该曲轴运行数月后在该处非正常断裂是吻合的;

(2) 曲轴加粗后,利用图 7b 对曲轴进行静强度校核,节点安全系数  $n$  为 1.28,利用图 8b、9b 对曲

轴进行疲劳强度校核, $n$  为 1.52,这与该曲轴运行数周后在该处出现非正常断裂吻合.

2.2.3 轴系改进措施 从上述轴系扭转振幅及应力分析可知,原曲轴处于超载状态,欲通过加粗曲轴提高承载能力,轴系又出现扭转共振,承载能力反而降低.由于固有频率主要取决于轴系的质量矩阵和刚度矩阵,考虑到既不改变机组的整体性能,又能最大限度地利用原机组的零部件,提出在曲轴 2、3 列间通过热装 2 个连接盘进行对接的方案,一方面增加转动惯量,降低轴系 1 阶扭转固有频率,另一方面连接盘的过盈配合可以提高轴系的抗冲击能力.

改进后轴系结构如图 10 所示,改进前、后轴系前 3 阶的扭转固有频率如表 3 所示.

改进后轴系第 1、6 列曲柄销的扭转振幅变化曲

线及轴系第 6 列应力状态危险点的等效力变化曲线如图 11 所示.第 6 列正应力、剪应力变化曲线如图 12 所示.

表 3 轴系扭转固有频率

| 阶次 | 加粗后轴系的固有频率/Hz | 改进后轴系的固有频率/Hz |
|----|---------------|---------------|
| 1  | 34.433        | 32.895        |
| 2  | 75.546        | 75.754        |
| 3  | 126.200       | 129.770       |

改进后轴系各项分析结果表明:

(1)通过增加 2、3 列间转动惯量,轴系曲柄销扭转振幅的“拍振”消失,图 11 说明轴系完全脱离共振区,从而有效地降低了曲轴扭转共振产生的附加应力;

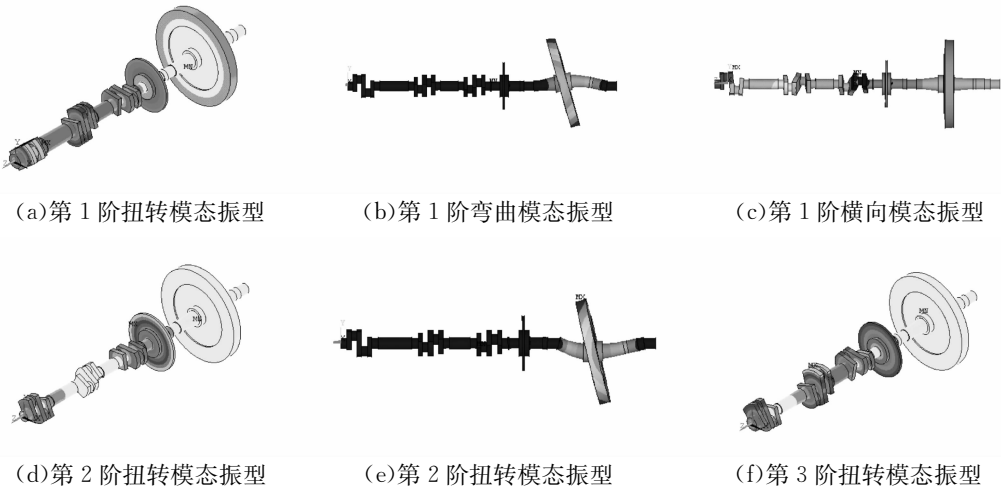


图 4 轴系模态振型

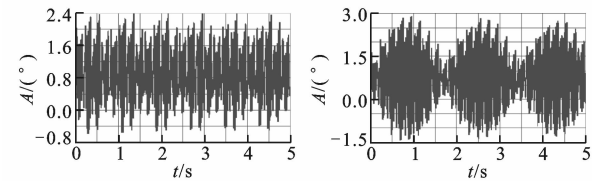


图 5 第 1 列曲柄销振幅随时间变化的曲线

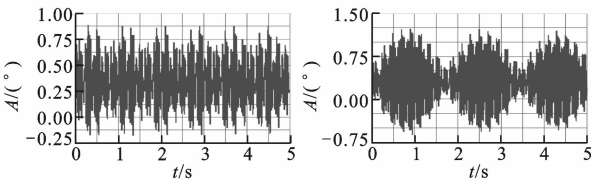


图 6 第 6 列曲柄销振幅随时间变化的曲线

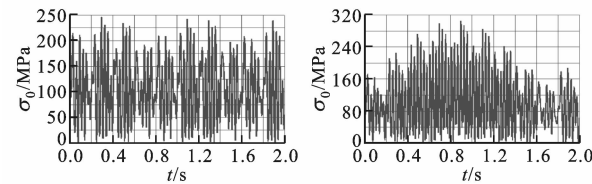


图 7 等效力随时间变化的曲线

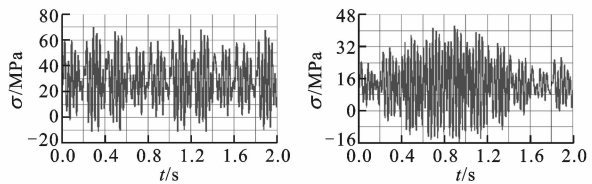
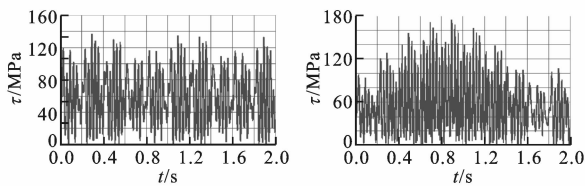


图 8 正应力随时间变化的曲线



(a)原轴系 (b)加粗后轴系

图9 剪应力随时间变化的曲线

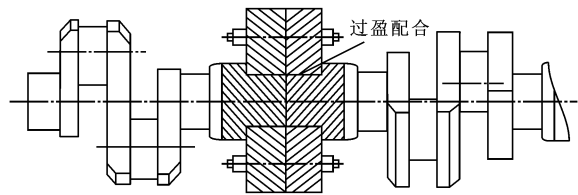
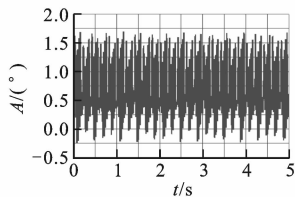


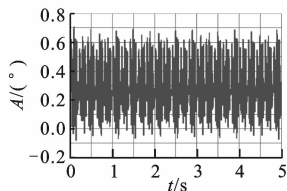
图10 改进后轴系结构简图

(2)依据图 11c 对改进后轴系进行静强度校核,节点安全系数  $n$  为 2.13;依据图 12 对曲轴进行疲劳强度校核, $n$  也为 2.13。

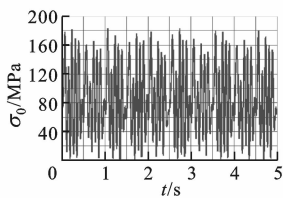
改进后轴系已稳定运行多年,并无烧瓦和断轴现象的发生。实践表明,在曲轴 2、3 列间通过热装 2 个连接盘进行对接的方案是可行的,既充分利用了原有压缩机的零件,又彻底解决了机组的各项问题。



(a)第1列曲柄销振幅

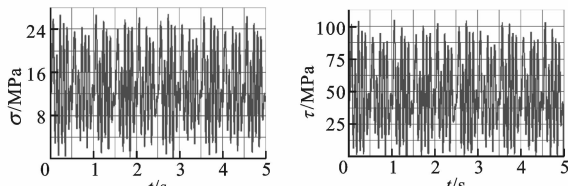


(b)第6列曲柄销振幅



(c)第6列等效应力

图11 曲柄销振幅及等效应力随时间变化的曲线



(a)正应力

(b)剪应力

图12 修改后轴系应力随时间变化的曲线

### 3 结 论

对曲轴加粗前、后的轴系进行了模态和动态响应分析,将各种分析结果与实际进行了分析对比,从理论上解释了曲轴断裂的根源,及第 1、2 列连杆烧瓦的原因,由此提出了有效的改进措施。实践表明,该分析方法切实可行,可以为工程技术人员进行产品分析设计、为产品故障诊断与处理提供可靠的理论依据。

#### 参考文献:

- [1] 戴旭东,赵三星,袁小阳,等. 内燃机系统动力学与油膜动力润滑的耦合分析[J]. 西安交通大学学报, 2003, 37(1): 56-59.
- [2] DAI Xudong, ZHAO Sanxing, YUAN Xiaoyang, et al. Study on coupling system dynamical behavior to hydrodynamic lubrication in internal-combustion engines [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2003, 37(1): 56-59.
- [3] MOURELATOS Z P. A crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines [J]. Computers & Structures, 2001, 79: 2009-2027.
- [4] Ostman F, Toivonen H. Active torsional vibration control of reciprocating engines [J]. Control Engineering Practice, 2008, 16: 78-88.
- [5] 郁永章. 容积式压缩机设计手册[M]. 北京:机械工业出版社, 2000: 401-417.
- [6] 刘成彬. 大型压缩机动力学分析与噪声预测[D]. 南京:南京理工大学机械工程学院, 2006.
- [7] 许增金,王世杰,杨树华,等. ANSYS 在多列往复压缩机轴系扭振分析中的应用[J]. 压缩机技术, 2009 (2): 1-6.
- [8] XU ZengJin, WANG ShiJie, YANG Shuhua, et al. Crankshaft torsional vibration analysis of multi-crank reciprocating compressor with ANSYS [J]. Compressor Technology, 2009(2): 1-6.
- [9] 屈维德. 机械振动手册[M]. 北京:机械工业出版社, 2000: 385-428.
- [10] 李渤仲,陈之炎,应启光. 内燃机轴系扭转振动[M]. 北京:国防工业出版社, 1984: 121-126.

(编辑 王焕雪)