

# 定频压缩机轴系动力学特性研究

郭蘅, 王珂, 沈慧, 谢利昌, 范乐瑶

(珠海凌达压缩机有限公司, 珠海 519110)

(Tel: 18578240610; Email: guoheng12345@126.com)

**摘要:** 为研究某定频压缩机的轴系动态特性, 首先对其工况稳定后的轴系挠度进行仿真计算, 同时利用电涡流位移传感器监测其在各阶段的轴心轨迹和实际挠度值。工况稳定后的挠度实测值与仿真结果相比, 误差为 2.3%, 基本一致。此外, 通过测试还可获得此机型在整个运行过程中各阶段的轴心轨迹和挠度波动, 各阶段之间轴心轨迹和挠度值均不同。其中开机瞬间挠度最大, 约为工况稳定后的 2.0416 倍。对获知轴系动态性质、提高产品品质具有重要意义。

**关键词:** 定频压缩机 轴系振动 挠度 噪声

## Research on the Shaft System Dynamics of a Fixed-speed Compressor

Guo Heng, Wang Ke, Shen Hui, Xie Lichang, Fan Leyao

(Zhuhai Landa Compressor Co., Ltd. 519110, Zhuhai)

(Tel: 18578240610; Email: guoheng12345@126.com)

**Abstract:** To study the shaft system dynamic characteristics of a fixed-speed compressor, the simulation calculation of the shaft deflection when the work condition is stabilized is carried out, and two eddy current displacement sensors are used to monitor the shaft system axis locus and actual deflection at various operation stages. The error between the measured average deflection value and the simulation result is 2.3%. The results of the two methods agree well with each other. The shaft system axis locus and deflection fluctuation of this compressor during the entire operation cycle can be obtained with tests, too. The shaft system axis locus and deflection values at various stages are different from each other. At the moment of the compressor starting, the max deflection occurs which is about 2.0416 times of the value under stable work condition. The dynamic characteristic of the shaft system obtained via the research presented in this paper is important to the improvement of the product quality.

**Key Words:** fixed speed compressor, vibration of the shaft system, deflection, noise

### 0 前言

压缩机运转过程中, 轴系自身动不平衡、电磁力的不对称以及工作扭矩不均匀等因素, 都是轴系扭转振动和横向振动的激励源。研究轴系的动态性质、建立结构参数与轴系振动之间的关系, 对提高产品品质具有重要意义。目前, 国内学者对压缩机轴系扭转特性进行了大量研究<sup>[1—5]</sup>, 但对轴系挠度的研究较少。

为了研究我司某定频压缩机的轴系动态(挠度)特性, 首先对其稳定运行时的轴系挠度进行仿真计算, 同时在待研究压缩机的转子末端布置一组电涡流位移传感器(如图 1、2、3 所示), 来监测轴端的径向跳动, 以轴系动力学性质为基础构造数据处理方法, 获取转子末端截面的轴心轨迹, 籍此评价轴系实际工作状态及其振动特性。冀望通过样机的仿真和实验数据, 研究结构参数与轴系振动之间的关系。

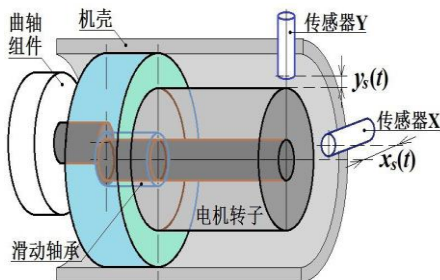


图1 被测轴系示意

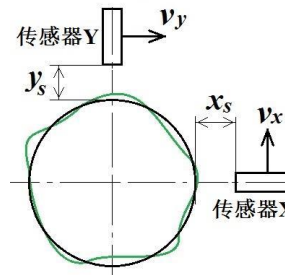


图2 传感器位置示意

作者简介: 郭蘅(1989-), 女, 硕士, 工程师, 从事压缩机振动噪声和结构CAE研究。

E-mail: guoheng12345@126.com

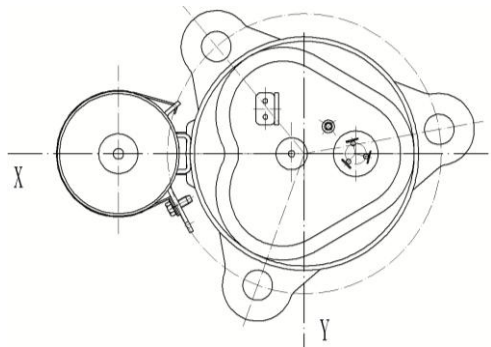


图3 实际测试坐标系

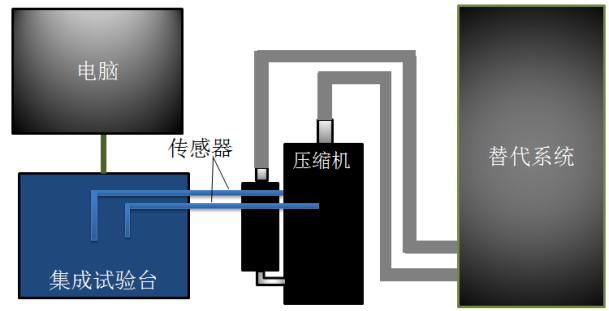


图4 测试现场图示

## 1、仿真分析

### 1.1 几何模型

根据实际结构，建立几何模型，模型包括压缩机泵体组件（气缸、上下法兰、曲轴）、电机转子和主副平衡块，如图5所示。

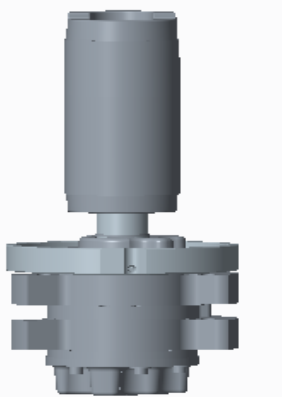


图5 计算所用几何模型

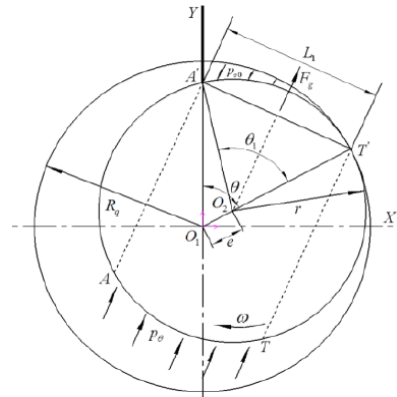


图6 气体力作用分析图

### 1.2 载荷计算

轴系挠度分析时载荷包括气体力、主副平衡块离心力、径向电磁力。

(1) 径向电磁力：通过电磁软件计算得到，当曲轴转角  $125.78^\circ$  时，偏心电磁力最大，为  $128.72\text{N}$ 。

(2) 离心力：主平衡块离心力为  $24.94\text{N}$ ，副平衡块离心力为  $27.61\text{N}$ ，转子离心力为  $34.39\text{N}$ 。

(3) 气体力：压缩机运行过程中，滚子所受气体力如图6，压缩腔与吸气腔内的气体压力随曲轴转角发生变化。取吸气开始角为  $\alpha$ ，压缩开始角为  $\beta$ ，排气开始角为  $\psi$ 。则一个工作循环内曲轴旋转一周各腔压力变化情况如下所示：

对于吸气腔压力  $P_1$ ：当  $\theta = 0 \sim \alpha$  时， $P_1 = 0\text{MPa}$ ；当  $\theta = \alpha \sim 359^\circ$  时， $P_1 = P_{s0}$ 。

对于压缩腔压力  $P_2$ ：当  $\theta = 0 \sim \beta$  时， $P_2 = P_{s0}$ ；当  $\theta = \beta$  时， $P_2 = P_\theta$ ；当  $\theta = \beta \sim 359^\circ$  时， $P_2 = P_s$ 。

式中： $P_{s0}$ 为吸气压力； $P_s$ 为排气压力； $P_\theta$ 为压缩过程中压缩腔压力。

$$P_\theta = P_{s0} \left[ \frac{(2-\tau)(\pi-0.5\beta) + (1-\tau)\sin\beta + 0.25\tau\sin 2\beta}{(2-\tau)(\pi-0.5\theta) + (1-\tau)\sin\theta + 0.25\tau\sin 2\theta} \right]^n \quad (1)$$

式中： $n$ 为多变指数； $\tau$ 为相对偏心距。

作用于  $AA'$ 和  $TT'$ 弧段上的气体力是互相抵消的。作用于  $AT$ 弧段上的气体压力时压缩腔压力  $P_2$ ，作用于  $A'T'$ 弧段上的气体压力是吸气腔压力  $P_1$ ，故气体力的作用方向事由  $AT$ 侧指向  $A'T'$ 侧，即合力  $F_g$ 指向吸气腔，其作用结果是产生轴承负荷并使曲轴弯曲。合力的大小为：

$$F_g = R_q B_g (1 - \tau)(p_2 - p_1) \sqrt{2(1 - \cos \theta) + \frac{\tau}{1 - \tau}(1 - \cos 2\theta)} \quad (2)$$

采用普通工况(吸气压力 0.996 MPa ,排气压力 3.350 MPa),通过式 1、2 计算得到,当曲轴转角为 125.78° 时,上气缸内压差为 0.384MPa,下气缸内压差 2.354MPa。

### 1.3 材料分配

表 1-1 材料属性

序号	零件	材料
1	上、下法兰、气缸、滚子	铸铁
2	上、下消音器	SPCD
3	螺钉	合金钢
4	曲轴	QT600-3
5	铸铝	/
6	铁芯	硅钢
7	主平衡块	不锈钢
8	副平衡块	碳素结构钢

### 1.4 仿真计算结果

仿真计算可得,此机型在工况稳定后,轴系挠度为计算结果如图 7 所示:

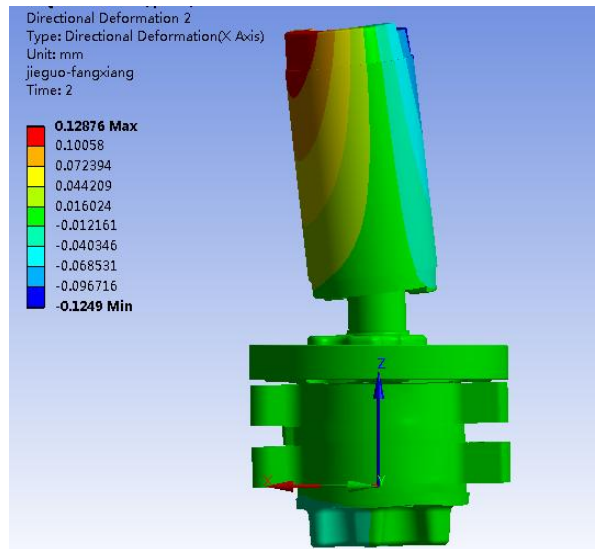


图 7 转子挠度分析结果 (0.12876mm)

## 2、实验测试

### 2.1 实验机型与工况

机型: 我司某定频压缩机; 电源: 208~230(220)V/60Hz ; 工质: R410A ; 工况: 普通工况 (吸气压力 0.996 MPa , 排气压力 3.350 MPa);

### 2.2 实验仪器

实验仪器: 见图 4, 包括替代系统、压缩机、电涡流传感器、集成试验台、电脑等

### 2.3 实验方法

被测轴系及传感器安装, 如图 1、2 所示。采样率为 10000/秒, 对各运行阶段 (抽真空前、抽真空, 充冷媒、开机、工况稳定、停机、停机后) 分别采集 6 组数据。信号电压与距离之间的换算关系如下。其中  $F_d=0.4$ , 是传感器系数。

$$x_s = F_d \cdot V_x \text{ (mm)} \quad (3) \quad ; \quad y_s = F_d \cdot V_y \text{ (mm)} \quad (4)$$

## 2.4 实验结果

### 2.4.1 运行过程中，各阶段的 FFT 和轴心轨迹

对各运行阶段（抽真空前、抽真空，充冷媒、开机、工况稳定、停机、停机后）分别采集 6 组数据。对各阶段抽取一组数据进行分析，仪器得到的相应波形信号，以及处理后得到的 FFT 图和轴心轨迹如图 8~14 所示。其中抽真空前和停机后，所采集到的数据主要为换环境噪声，因此轨迹与挠度值非实际值（图 8 和 14），只能作为参考值。由图 8~14 可得，各阶段的轴心轨迹不同。

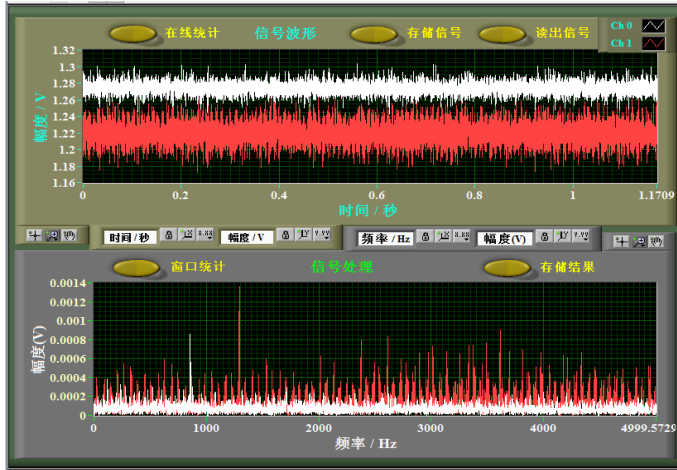


图 8.1 抽真空前信号（上）与 FFT（下）——实为环境噪声

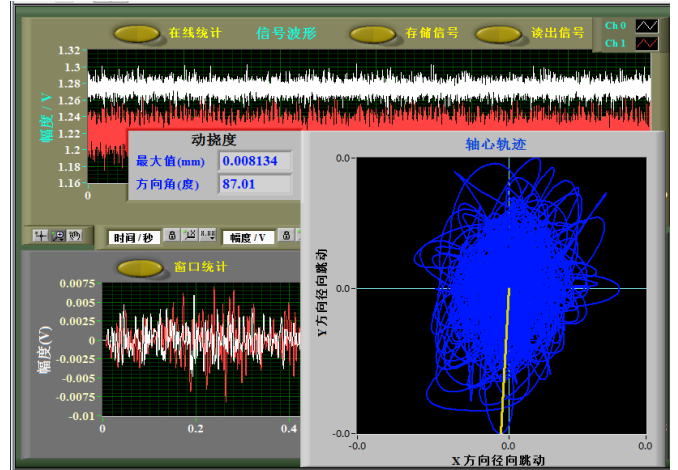


图 8.2 抽真空前，全频段挠度轴心轨迹

图 8 抽真空前

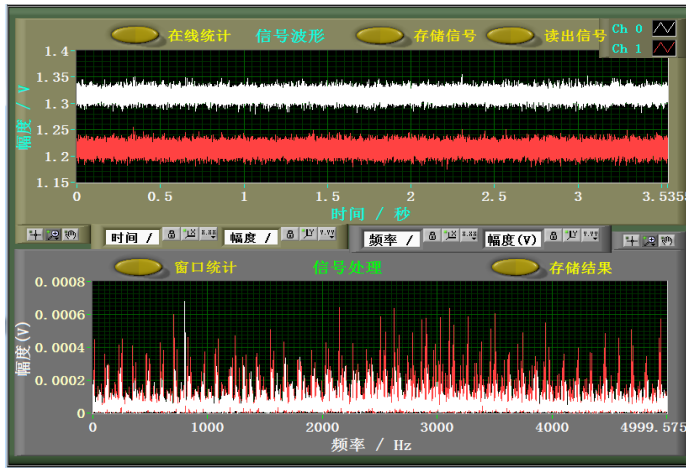


图 9.1 真空状态信号（上）与 FFT 图（下）

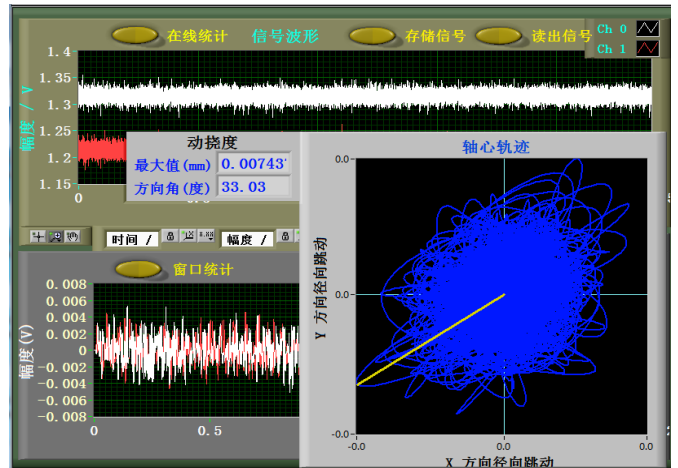


图 9.2 真空状态，全频段轴心轨迹

图 9 抽真空后状态

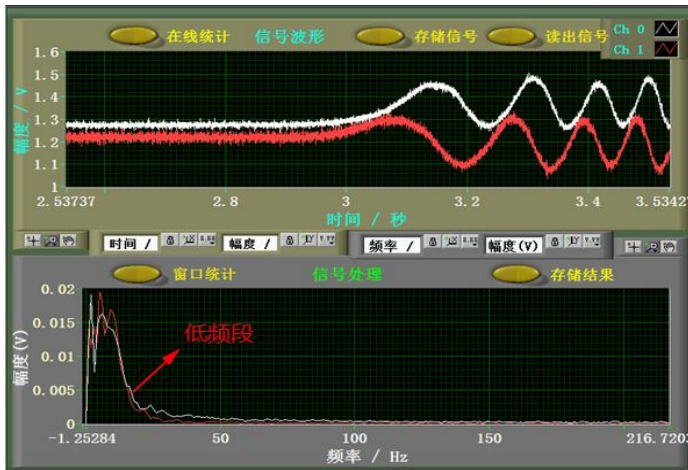


图 10.1 充冷媒瞬间信号（上）与 FFT 图（下）

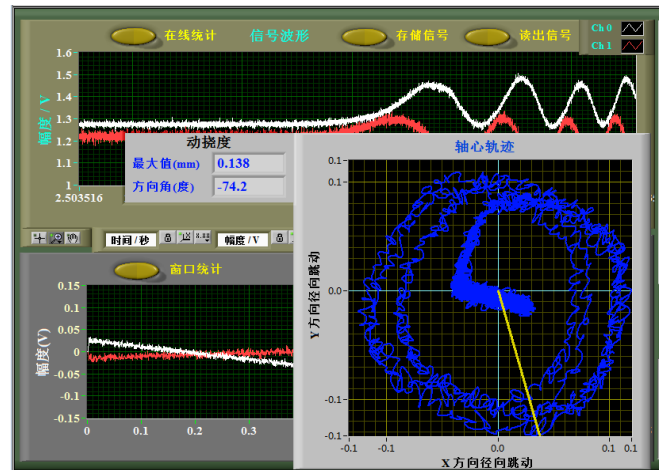


图 10.2 充冷媒瞬间，全频段轴心轨迹

图 10 充冷媒瞬间



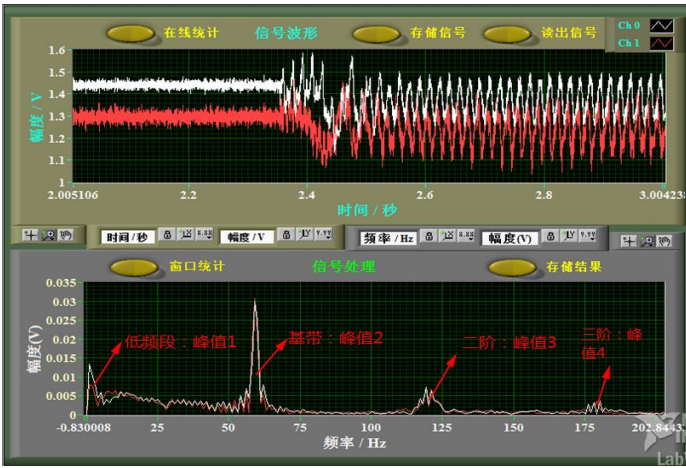


图 11.1 开机瞬间信号 (上) 与 FFT 图 (下)

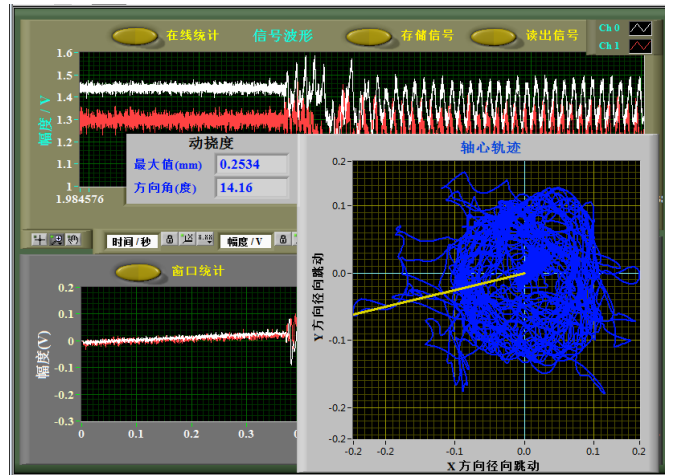


图 11.2 开机瞬间, 全频段轴心轨迹

图 11 开机瞬间

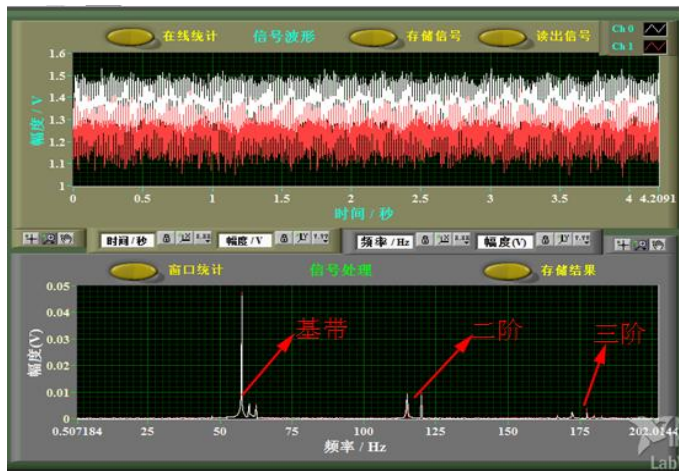


图 12.1 工况稳定后信号 (上) 与 FFT 图 (下)

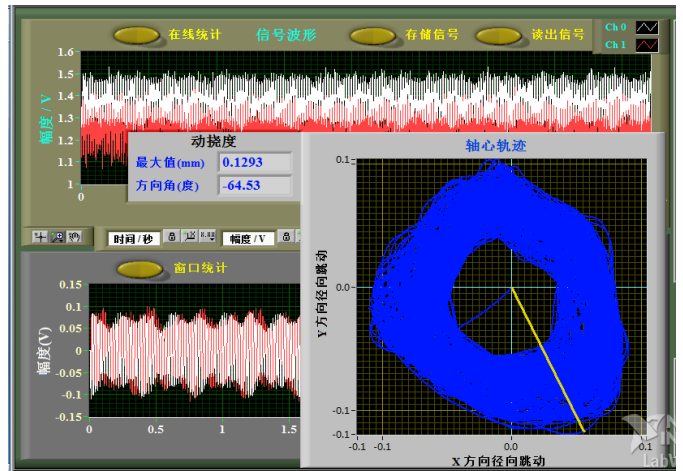


图 12.2 工况稳定后, 全频段轴心轨迹

图 12 工况稳定后

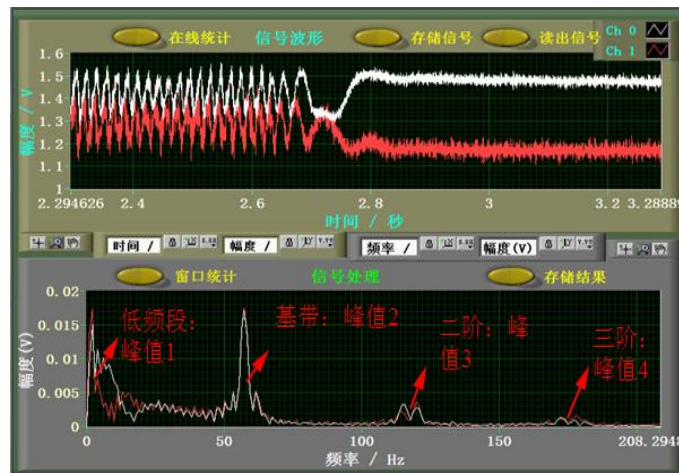


图 13.1 停机瞬间信号 (上) 与 FFT 图 (下)

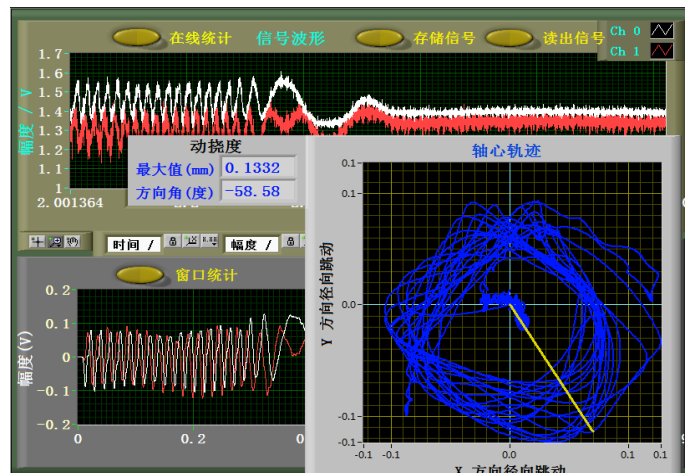


图 13.2 停机瞬间, 全频段轴心轨迹

图 13 停机瞬间

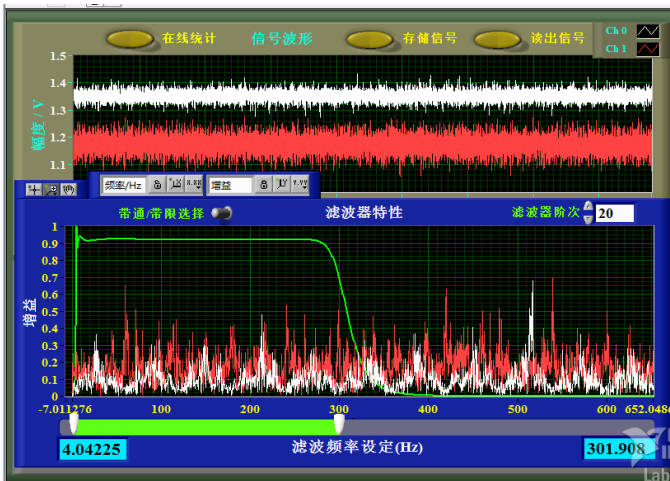


图 14.1 停机后信号（上）及 FFT 图（下）——实为环境噪声

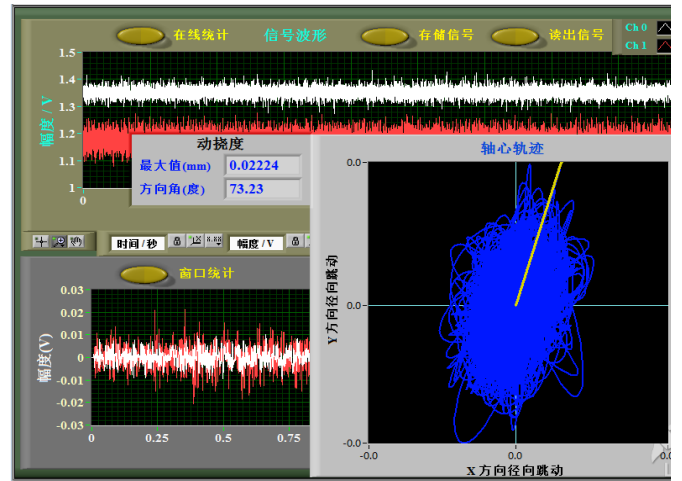


图 14.2 停机后，全频段轴心轨迹，

图 14 停机后

### 2.4.2 整个压缩机工作过程中，各阶段轴系挠度波动

对压缩机运行过程中，每个阶段的 6 组数据取平均值，可得整个运行过程的轴系挠度波动，如图 15 所示。从图 15 中可得，在压缩机从停机状态，经历抽真空、充冷媒、开机、稳定工况运行、停机整个过程中，各阶段轴系挠度不同。

只对充冷媒——停机阶段（此为压缩机主要工作过程）进行研究，其中开机瞬间挠度>充冷媒瞬间>停机瞬间>开机后>工况稳定后。其中开机瞬间挠度最大，约为工况稳定后的 2.0416 倍。

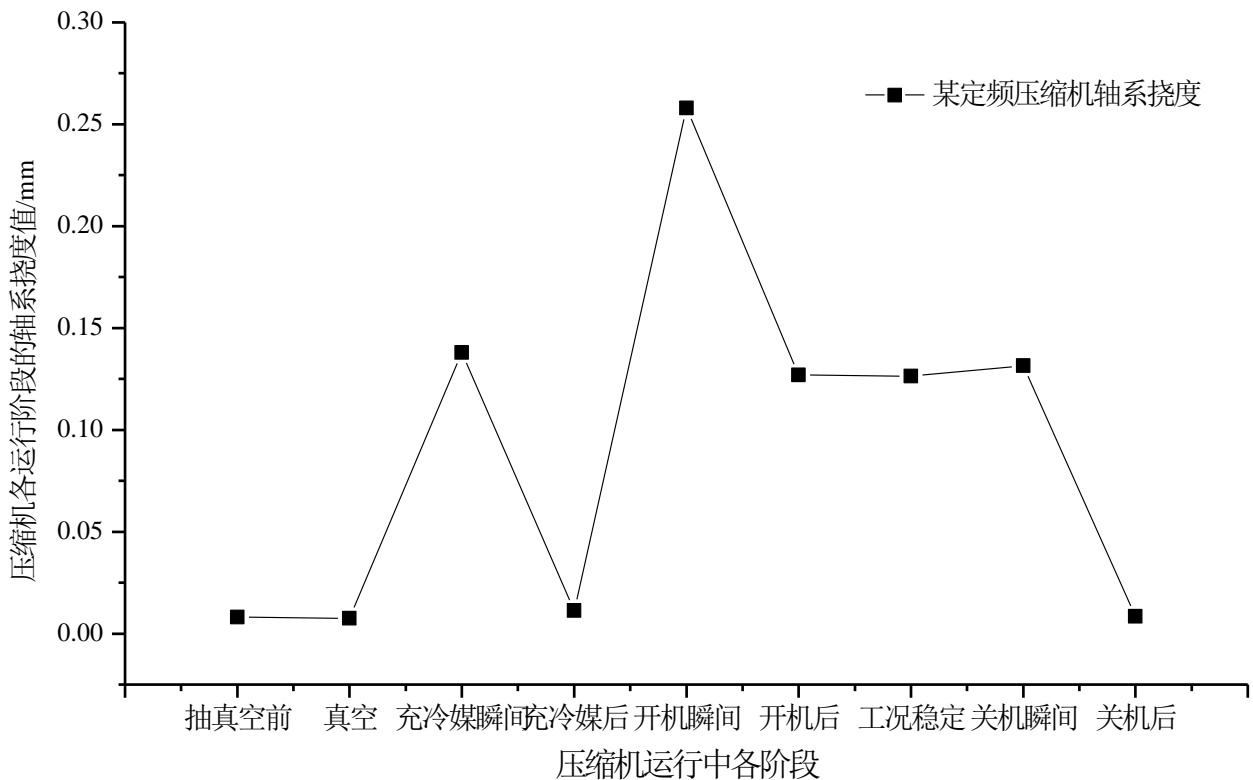


图 15 整个压缩机工作过程中全频段挠度

## 3、实验与仿真结果对比

对比图 15 和 7 得，工况稳定后的挠度实测值与仿真结果相比，误差为 2.3%，二者基本一致。仿真方法用来计算工况稳定后的轴系挠度，可信度较高，基本可预测新机型的轴系挠度范围，指导新品结构设计

工作。

## 4、结论

(1) 工况稳定后的挠度实测值与仿真结果相比, 误差为 2.3%, 基本一致。仿真方法用来计算工况稳定后的轴系挠度值, 可信度较高, 基本可预测新机型的轴系挠度范围, 可用来指导新品结构设计工作。

(2) 通过测试结果可得, 压缩机从停机状态, 经历抽真空、充冷媒、开机、稳定工况运行、停机整个过程中, 各阶段的轴心轨迹不同, 轴系挠度值也不同。

(3) 对充冷媒——停机阶段(此为压缩机主要工作过程)进行研究, 其中开机瞬间挠度>充冷媒瞬间>停机瞬间>开机后>工况稳定后。开机瞬间挠度最大, 约为工况稳定后的 2.0416 倍。

## 参考文献

- [1] 许增金, 王世杰. 往复式压缩机轴系扭振的数值分析 [J]. 西安交通大学学报, 2010, (3): 106-110.
- [2] 乔社宁, 周亚峰, 张海布, 等. 复杂压缩机组轴系扭转振动分析及判定研究 [J]. 流体机械, 2009, 37(12): 54-56.
- [3] 王祺. 内燃机轴系扭转振动 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.
- [4] 王天乐, 孟庆集. 轴系扭振模型参数的修正[J]. 动力工程, 1992, 12(2): 15-18.
- [5] 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, 2006: 75-85.