

文章编号: 1006-1355(2013)03-0050-05

涡旋压缩机振动测试与结构优化

杨 猛¹, 王国锋², 徐新喜¹, 张 璐²

(1. 军事医学科学院 卫生装备研究所, 天津 300161;

2. 天津大学 机械工程学院, 天津 300072)

摘要: 根据某型涡旋压缩机振动情况, 对其进行振动测试, 获得压缩机各主要零部件的高频振动频谱, 采用有限元分析软件 ANSYS 对涡旋压缩机进行结构模态分析, 获得压缩机各主要零部件前六阶固有频率, 通过对振动频谱的分析和固有频率与试验振动频谱的对比分析, 发现顶盖存在共振现象, 支撑架处外壳是疲劳损伤易发部位, 为此提出增加顶盖厚度、增加顶盖弧度和增加支撑架处外壳厚度三种改进方案; 利用 ANSYS 对三种改进方案进行有限元分析, 对比优化前后顶盖和支撑架处外壳应力应变变化情况, 结果表明增加顶盖弧度和增加支撑架处外壳厚度能很好地降低压缩机振动。

关键词: 振动与波; 涡旋压缩机; 振动测试; ANSYS; 减振

中图分类号: TB535*.1

文献标识号: A

DOI 编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2013.03.011

Scroll Compressor Vibration Testing and Structural Optimization

YANG Meng¹, WANG Guo-feng², XU Xin-xi¹, ZHANG Lu²

(1. Institute of Medical Equipment, Academy of Military Medical Sciences, Tianjin 300161, China;

2. School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: Vibration test of a certain type of scroll compressor was conducted. The high-frequency vibration spectrum of the major components of the compressor was derived. Modal analysis of the scroll compressor was carried out through the finite element analysis software ANSYS and the first six natural frequencies were obtained. Comparing the results of vibration spectrum analysis with those from the test, it was found that resonance occurs on the upper shell, and junction of the shell and the housing is prone to appear fatigue damage. Three improvement schemes, increasing the thickness of the upper shell, increasing the radian of the upper shell and increasing the thickness of the shell at the junction, were put forward. These schemes were verified through the finite element analysis by ANSYS. Comparison of the results shows that among these schemes the latter two schemes were effective for vibration reduction of the compressor.

Key words: vibration and wave; scroll compressor; vibration test; ANSYS; reducing vibration

涡旋压缩机作为第三代压缩机产品, 与第一代往复式压缩机比较, 有结构简单、体积小和重量轻的特点。与第二代回转式压缩机比较, 有较高的容积系数, 且气流脉动低 10 % 左右(气流脉动是引起压缩机振动的重要原因)。西德汉诺威大学曾对往复式、汪克尔、滑片式、6 缸斜盘式、5 缸斜盘式、螺杆式、滚动活塞式以及涡旋式等八种车用空调压缩机(工质均为 R 12)进行过性能比较, 涡旋式压缩机在 4 000 r/min 以上转速范围内具有明显高于其它类型

压缩机的特性。而这个转速范围正是汽车正常运行工况的压缩机转速^[1], 所以涡旋压缩机应用在汽车空调上更有其它不可取代的优势。

需求市场给涡旋压缩机的发展提供了很大空间, 同时高精度数控机床的出现也解决了涡旋压缩机加工难的问题。可以预测涡旋压缩机未来在国内必将有一个大的飞跃。但涡旋压缩机的发展也有他的瓶颈, 由于涡旋压缩机较多应用到家用空调、汽车空调等制冷设备上, 决定了其对振动的控制要求十分高。未来, 涡旋压缩机将向高压和大功率方向发展, 由此带来的振动问题将更为突出。本文采用结构减振的方法, 通过修改涡旋压缩机自身结构, 提高其固有频率, 增加刚度, 最终实现减振的目的。

收稿日期: 2012-06-19; 修改日期: 2012-10-12

作者简介: 杨 猛(1989-), 男, 吉林省敦化市人, 目前从事人一机环境控制研究。

E-mail: zhousidun@sohu.com

1 涡旋压缩机振动测试

振动测试是模拟产品在运输、安装及使用环境中所遭遇到的各种振动情况,藉此来判定产品是否具备能够忍受各种环境振动的能力。对涡旋压缩机进行振动测试尤为重要。

1.1 试验装置及工况设置

测试分析软件采用LMS公司的Test Lab 9A软件,该系统是LMS公司开发的针对振动噪声试验与工程的集成解决方案。它具有旋转机械的扭振分析、结构与声学试验、环境试验等功能,集数据采集、试验数据处理及试验数据报告生成和数据共享于一体,易于使用,测量精度高。

本次试验使用5个加速度振动传感器和1台空气压缩机,传感器测点布置如图1。共进行了涡旋压缩机7种不同工况下的振动试验,分别采集了相应的振动信号。工况设置见表1。振动激励源为涡旋压缩机内部电机。

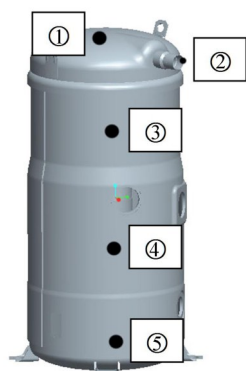


图1 测点布置图

Fig. 1 The arrangement of test points

1.2 试验结果分析

传感器测得的信号分为高频信号和低频信号,低频信号主要是电机转动所激起的振动信号,其频率多为电机频率的整数倍,高频信号主要由结构自身产生,大多数情况下是由于涡旋压缩机固有频率与激振频率相同引起共振所产生的,与涡旋压缩机结构有很大关系。本文主要研究高频信号^[2]。图2为涡旋压缩机高频振动频谱。图2所得频谱是在第1种工况下测得。

- (1) 在上顶盖的中央(upper shell);
- (2) 在排气口径向边缘(discharge port);
- (3) 在上轴承支撑架与外壳连接处(housing1);
- (4) 在电机支撑架与外壳连接处(motor support);
- (5) 在下轴承支撑架与外壳连接处(housing 2)

表1 涡旋压缩机工况设置

Tab. 1 The work condition of scroll compressor

压缩机工况设置	采样频率	采样点数
9.95/33.7 – 50 Hz	10 k	10 k
9.95/20.7 – 50 Hz	10 k	10 k
9.95/41.32 – 50 Hz	10 k	10 k
9.95/27 – 50 Hz	10 k	10 k
9.95/33.7 – 60 Hz	10 k	10 k
9.95/30.33 – 50 Hz	10 k	10 k
9.95/37.091 – 50 Hz	10 k	10 k

工况说明:进气口温度/进气口压力—电机转动频率

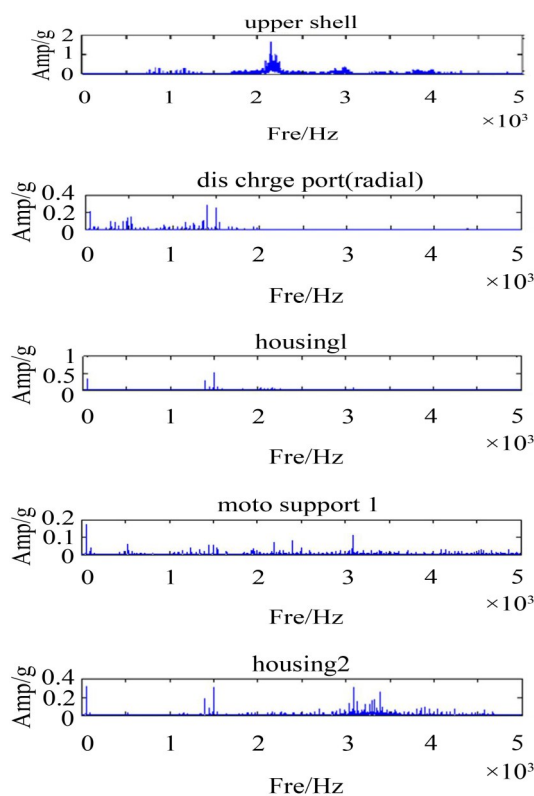


图2 涡旋压缩机各测点高频振动频谱

Fig. 2 The high-frequency vibration spectrum of each point on scroll compressor

通过观察频谱图可以发现上顶盖(upper shell)振动最为剧烈,振动峰值为1.86 g,而且上顶盖振动集中在高频段,主要由结构自身引起。其他部位振动集中在低频段,主要由电机转动所激发。

通过研究涡旋压缩机结构发现:支撑架处外壳有的地方有支撑架支撑,有的地方没有,这说明支撑架处外壳刚度不同,应该针对其专门进行一次试验,探讨刚度对涡旋压缩机振动的影响^[3]。传感器布置如图3所示。

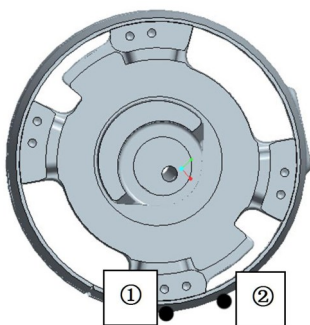


图3 涡旋压缩机支撑架处外壳测点布置图

Fig. 3 The arrangement of test point on the shell contacting with housing

测点(1)布置在外壳与支撑架连接的地方,测点(2)布置在外壳与支撑架不接触的地方。通过试验,(1)测点振动加速度均方根值为0.43,(2)测点振动加速度均方根值为0.5274,(2)测点振动能量明显高于(1)测点。通过两组信号的对比可以发现:外壳厚的地方振动能量小,薄的地方振动能量大。测点(1)的地方有支撑,刚度相对较大,所以变形小;而测点(2)的地方没有支撑,刚度相对较小,所以同样条件下振动也就会大。

曲轴旋转时由于动涡旋盘偏心所引起的偏心力通过支撑架作用到外壳上,所以外壳与支撑架相连接的部分是外壳承受交变载荷最严重的地方,承受交变载荷会使结构的应力应变随时间不断变化,引起振动,而且,交变载荷也容易引发疲劳损伤和变形,所以有必要在外壳与支撑架连接部增加厚度,减小由于交变载荷所引起的振动和疲劳损伤^[4]。

2 涡旋压缩机模态分析

采用有限元分析软件ANSYS分别对涡旋压缩机主要零件和装配体进行模态分析。根据实际工况,对于主轴、动涡盘、十字滑块分别计算自由约束和工作约束下的模态,对于装配件,计算装配体在约束下的模态。其中主轴的约束是对下端面加All DOF约束,上下轴承面加径向约束;动涡盘的约束是对动涡盘与支撑架加All DOF约束,在十字滑块与动涡盘接触处加垂直于接触面的约束。装配体的约束是对四个支撑脚下平面加All DOF约束^[5]。参考实际工况,在顶盖底部圆环施加All DOF约束,如图4所示。模型网格划分采用Free mesh,单元为Solid 92,精度为4级。

将ANSYS计算所得涡旋压缩机主要零件前6阶固有频率与试验所得振动频谱对比,振动频谱如图2所示,可发现上顶盖的固有频率与振动频谱符合程度最高,其振动峰值频率2 300、3 000、3 500和

4 000与固有频谱基本一致,可以认为上顶盖发生共振,且主要发生在第1阶固有频率2 445 Hz上。表2为上顶盖固有频率与振动峰值所在频率的对比,固有频率为ANSYS计算所得。

表2 上顶盖固有频率与振动频率对比(f/Hz)

Tab. 2 The comparison of upper shell's natural frequency and vibration frequency

	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶
固有频率	2 445	3 098.0	3 470.3	4 029.1
振动频率	2 300	3 000	3 500	4 000

上顶盖主要受动静涡旋盘相对运动产生的高速气流冲击和外壳传递上来的电机振动双重激励,两种激励相互叠加必然构成十分复杂的激振力,包含丰富的高频成分,其高频成分与上顶盖固有频率相吻合是造成上顶盖共振现象的主要原因。

针对上顶盖共振问题,可以通过改进上顶盖结构来解决,具体目标是将上顶盖1阶固有频率提高到3 000 Hz,使涡旋压缩机固有频率区间避开共振频率。可以通过增加上顶盖厚度和增加上顶盖弧度的方法来实现^[6]。

3 涡旋压缩机结构改进方案及有限元分析

3.1 结构改进方案

通过振动试验和有限元模态计算的分析,提出涡旋压缩机结构改进方案如下

- (1) 增加上顶盖厚度,提高固有频率;
- (2) 增加上顶盖弧度(最高点高度),提高固有频率;
- (3) 对支撑架处外壳进行加厚,提高其刚度。

3.2 增加上顶盖厚度方案分析

针对上顶盖厚度,采取小间隔递增方式,修改间隔取为0.2~0.4 mm,上顶盖初始厚度4 mm。划分单元选择Solid 92,材料参数设定EX=2.06 e11,PRXY=0.3, Density=7 500,网格划分采用Free mesh^[7],厚度4.0~5.0 mm的模型smartsize采用4级精度,厚度5.6 mm~7.6 mm的模型采用3级精度,约束条件为在上顶盖底部圆环施加全约束^[8],如图4所示。

通过ANSYS分析,得到结构改进后上顶盖的前6阶固有频率。图5为上顶盖1阶固有频率拟合曲线。

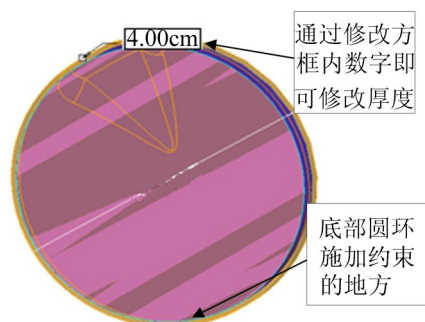


图4 上顶盖示意图

Fig. 4 Upper shell

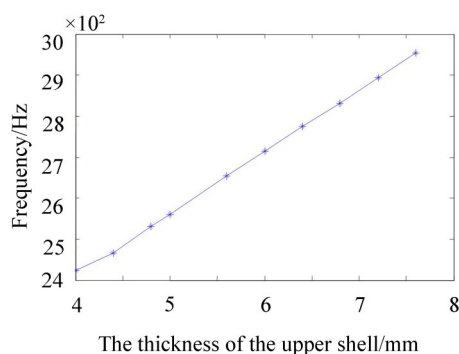


图5 上顶盖1阶固有频率曲线

Fig. 5 The first order natural frequency curve of upper shell

通过数据我们可以看出,单独修改厚度对上顶盖1阶固有频率的提高十分有限,上顶盖厚度增加为原来的2倍才能实现将1阶固有频率提高到3 000 Hz的目的。涡旋压缩机要实现大批量生产,这对成本的增加是不可估量的,所以单独增加厚度是不可取的。

3.3 增加上顶盖弧度方案分析

弧度修改通过修改上顶盖最高点高度,调整其他点位置使曲线达到光顺的方式来实现。

针对最高点高度,同样采用小间隔递增方式,间隔为1~2 mm,最高点初始高度59.5 mm,网格划分采用自由划分,精度统一设置为4级。图6为上顶盖1阶固有频率拟合曲线。

通过模态计算数据我们可以看出,增加上顶盖弧度对上顶盖1阶固有频率的提高作用十分明显,只需要增加6 mm的高度就可以实现将1阶固有频率提高到3 000 Hz的目标。涡旋压缩机上顶盖是冲压生产,增加上顶盖弧度只需要修改涡旋压缩机上顶盖冲模即可实现,因修改冲模所增加的成本会随着涡旋压缩机产量的不断增加而不断降低,所以,增加上顶盖弧度从工艺上可以实现,从成本上可以接受,所以增加上顶盖弧度来提高其1阶固有频率的方法是可取的。

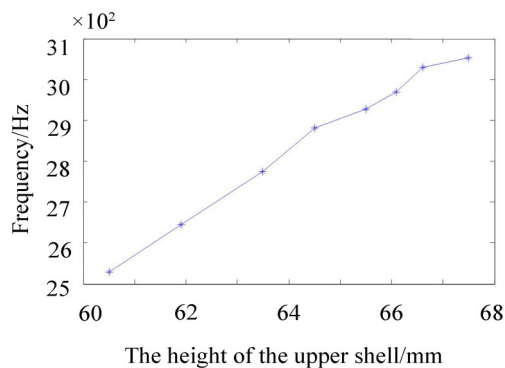


图6 上顶盖1阶固有频率曲线

Fig. 6 The first order natural frequency curve of upper shell

3.4 支撑架处外壳加厚方案分析

支撑架处外壳加厚方案采用静力分析验证,约束条件为四个地脚固定,全约束。图7为加厚处理之后压缩机最大应变拟合曲线。图8、图9是以外壳加厚2 mm为例展示的修改前后外壳变形图。

从图8、图9中可以看出,压缩机外壳应变由地脚向顶盖不断增加,增加支撑架处外壳厚度能明显降低应变,当外壳增加2 mm厚度时,最大应变下降了19.4%,上顶盖应变下降了8.1%,说明支撑架处

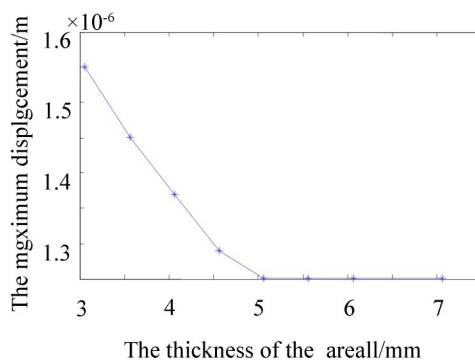


图7 最大应变曲线

Fig. 7 The maximum strain curve

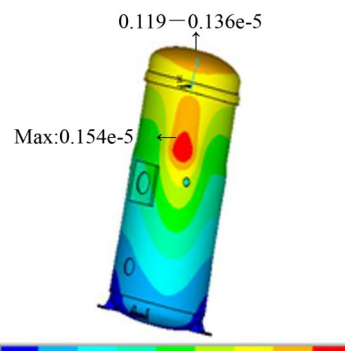


图8 未增加厚度的变形图

Fig. 8 Deformation without increasing the tickness

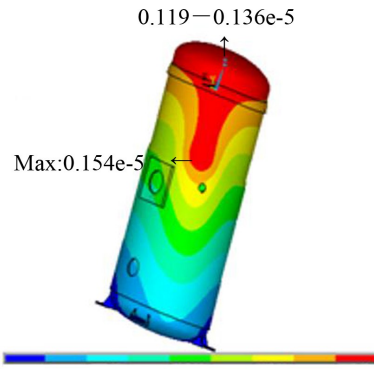


图9 增加2 mm厚度的变形图

Fig. 9 Deformation after increasing the thickness by 2 mm

外壳加厚对上顶盖和支撑架处应力应变的改善有明显效果。但通过曲线我们也可以看出这种效果是有限的,当厚度超过5 mm后,再增加厚度,涡旋压缩机最大应变基本没有变化。支撑架处外壳加厚从工艺上可行,并且有效果。

4 结 语

在涡旋压缩机减振中,结构优化可以很好地满足减振设计要求。上顶盖是涡旋压缩机易振动的部位,通过增加弧度可以很好的提高其固有频率,避开共振区间;增加与支撑架接触处外壁厚度,可以有效

降低整机最大应力应变,提高涡旋压缩机刚度,进而降低振动。

参考文献:

- [1] Chiachin Lin a, Yuchoung Chang b, Kunyi Liang b et al. Temperature and thermal deformation analysis on scrolls of scroll compressor[J]. **Applied Thermal Engineering**, 2005: 50-78.
- [2] 王 珍, 赵之海, 杨春立, 等. 涡旋压缩机振动噪声特性的应用研究[J]. **压缩机技术**, 2005(5): 17-19.
- [3] 杨 宁, 马爱军, 刘洪英, 等. 壳体结构模型的减振设计方法研究及试验验证[J]. **航天医学与医学工程**, 2008, 21(3): 277-280.
- [4] 胡 萍, 王 珍, 赵之海, 等. 基于模态分析的涡旋压缩机曲轴固有特性研究[J]. **压缩机技术**, 2007(2): 5-7.
- [5] 张朝晖. ANSYS12.0 结构分析工程应用实例解析[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010. 201-210.
- [6] 孙永泰. 提高端盖刚度降低电机轴向振动[J]. **电机技术**, 2010(1): 52-53.
- [7] 朱秀娟. 有限元分析网格划分的关键技巧[J]. **机械工程与自动化**, 2009(1): 185-186.
- [8] 尚晓江, 邱 峰, 赵海峰, 等. ANSYS 结构有限元分析方法与应用范例[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2005. 132-138.

(上接第15页)

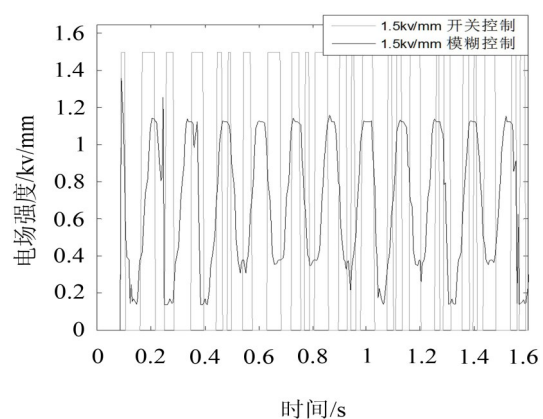
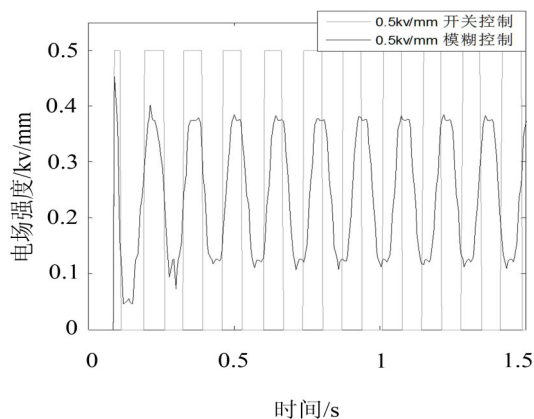


图5 模糊和开关变刚度控制的加载电场对比

Fig. 5 Comparison of time- electric field curves

参考文献:

- [1] Yamada, K. and Kobori, T., Control algorithm for estimation future responses active variable stiffness structure[J]. **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, 1995, 24 (8): 1085-1099.
- [2] 魏克湘, 孟 光, 周 烁. 电流变液用于旋转运动柔性梁振动控制的实验研究[J]. **功能材料**, 2006, 37(5): 748-749.
- [3] 任建亨, 吴克恭, 闫云聚, 姜节胜. 电流变液夹层梁滑模振动控制的研究[J]. **机械强度**, 2002, 24(2): 180-184.
- [4] 欧进萍. 结构振动控制—主动、半主动和智能控制[M]. 北京: 科学出版社, 2003: 239-240.
- [5] 刘彦菊, 冷劲松, 等. 电流变体粘弹性能的实验研究[J]. **实验力学**, 2000, 15 (1): 120-124.