

基于压缩机低频噪音的仿真优化设计

周小东, 沈慧, 田丽娟, 郭衢, 孙万杰

(珠海凌达压缩机有限公司, 珠海 519110)

(Tel:18529619121; Email:zhouxiaodong605@163.com)

摘要: 阐述了压缩机低频噪音的形成机理, 运用 ANSYS 分析了分液器一阶模态频率对低频噪音的影响, 通过优化分液器支架, 来改变分液器一阶模态频率, 使其频率与压缩机运行频率的倍频错开, 避免了因结构共振导致的低频噪音, 并试验验证了理论模态仿真结果的准确性。在某款压缩机机型上, 可使目标值降低, 有效地降低了低频噪音, 为后续的设计有一定的借鉴意义。

关键词: 压缩机 低频噪音 ANSYS 分液器一阶模态 结构共振

Simulation Optimization Design Based on Low Frequency Noise of Compressor

Zhou Xiaodong Shen Hui Tian Lijuan Guo Heng Sun Wanjie

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

(Tel:18529619121; Email:zhouxiaodong605@163.com)

Abstract: The formation mechanism of the frequency noise is expounded, applying Ansys to analyze the influence that the first order modal frequency of distributor to low frequency noise, in order to change the first order modal frequency of distributor by optimizing the bracket of distributor, the frequency and the compressor running frequency are avoided, which avoids the low-frequency noise caused by structure resonance, and the accuracy of the theoretical modal simulation results is verified by the experiments. In a certain type of compressor, the target value can be reduced, which effectively reduces the low frequency noise and has certain reference significance for the subsequent design.

Keywords: Compressor Low frequency noise ANSYS Distributor of first order mode Structure resonance

0 前言

随着人们生活品质的不断提升, 空调使用越来越普及, 人们对空调的噪音问题越来越关注。而低频声问题一直以来都是影响空调整机音质的几大类问题之一, 解决低频声问题对改善整机音质有至关重要的作用, 业内通常所说的低频音主要指 500Hz 以下的噪音, 低频音穿透力强, 往往表现为不连续“嗡嗡声”^[1]。本文通过 ANSYS 分析, 对压缩机分液器模态进行仿真, 通过优化分液器支架来改变分液器一阶频率, 使压缩机运行频率倍频与分液器的一阶模态频率错开, 可有效地避免因结构共振导致的低频噪音。

1 低频噪音形成机理

从噪音频谱上来看, 500Hz 以下, 突出的峰值附近主要是由两个频率非常相近的峰值频率形成, 根据拍频的特点: 两个频率非常接近的信号容易产生拍振现象, 当两者幅值大小越接近, 其零交点将越明显^[2]。通过噪音 FFT 频谱上的表现, 低频声信号图 1 的分析来看, 在运行频率的倍频峰值处存在典型“拍振”信号特征, 主要为压缩机运行频率倍频、电源频率倍频、压缩机运行频率倍频和电源频率的叠加, 三者之间形成“拍振”。异步电机拍振频率^[3]:

作者简介: 周小东, (1991-), 男, 硕士, 工程师, 主要从事噪声振动控制方面的研究。

Email:zhouxiaodong605@163.com

$$f_n = f_{n2} - f_{n1} = (1+s)\frac{f_1}{p} - (1-s)\frac{f_1}{p} = 2s\frac{f_1}{p} \quad (1)$$

式中： f_n —拍振频率； f_1 —电网频率（60Hz）； S —异步电机转差率；又因为电机极数为2极，所以极对数 $p=1$ 。因此： $f_n=2sf_1$

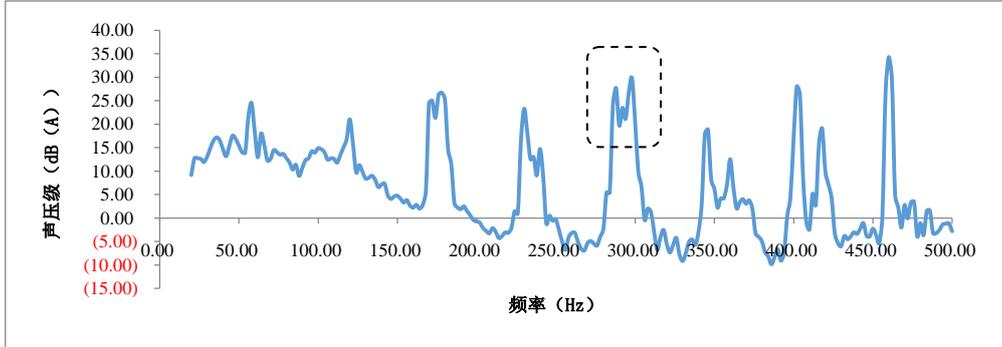


图1 低频声压级频谱

由上述理论公式计算，上述理论拍振频率为： $f = 2 \times \frac{3600 - 3450}{3600} \times 60 = 5\text{Hz}$

2 模态分析理论基础

模态分析作为研究振动系统的重要方法和手段，通过识别系统的模态参数来反映振动系统的动态固有特性，压缩机结构是多自由度振动系统，动力微分方程如下^[4]：

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f(t) \quad (2)$$

M 、 C 、 K 为压缩机结构质量矩阵，阻尼矩阵，刚度矩阵； \ddot{x} 、 \dot{x} 和 x 分别为压缩机系统加速度，速度，位移； $f(t)$ 为压缩机激励向量。

当压缩机系统作无阻尼的自由振动时，阻尼力和干扰力为零，则系统的运动微分方程如下：

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (3)$$

微分方程的解为

$$X = A \sin(\omega t + \theta) \quad (4)$$

A 、 ω 、 θ 为振幅向量，圆频率，初相位。

式(4)代入(3)，消去因子 $\sin(\omega t + \theta)$ 后，有如下方程组：

$$(K - \omega^2 M)A = 0 \quad (5)$$

要使 A 有不全为零的解，则 $K - \omega^2 M = 0$ ，则系统特征方程如下：

$$\det(K - \omega^2 M) = 0 \quad (6)$$

由此分析压缩机结构的固有频率及振型与系统的质量矩阵 M 和系统的刚度矩阵 K 有关，还与压缩机系统的边界条件（约束）相关。故在设计阶段中，改变压缩机系统的结构和边界约束条件就能达到改变压缩机零部件结构固有频率的目的，进而可合理的优化压缩机结构。

在振动系统模态分析中，模态参数的识别需采用频响函数的量测模型^[5]：

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (7)$$

式(7)中 ω 为系统稳态响应频率， $H(\omega)$ 为位移频响函数， $X(\omega)$ 为稳态位移响应幅值， $F(\omega)$ 为激励幅值。对于多自由度阻尼系统，频响函数的模态展开式为^[6]：

$$H(\omega) = \sum_{i=1}^n \frac{\varphi_i \varphi_i^T}{k_i - \omega^2 m_i + j \omega c_i} \quad (8)$$

式(8)中 φ_i 为系统第 i 阶固有振型， k_i 、 m_i 、 c_i 分别为系统第 i 阶模态刚度、模态质量和模态阻

作者简介：周小东，（1991- ），男，硕士，工程师，主要从事噪声振动控制方面的研究。

Email: zhouxiaodong605@163.com

尼。求解(8)式, 即可识别振动系统的模态参数。

3 压缩机仿真分析

3.1 几何模型

本文中压缩机模型是在 Creo 软件中完成详细的三维设计。需要绘制出压缩机外壳结构及分液器部件结构, 各个零部件装配时不应出现间隙和过盈配合。将壳体三维做适当简化后导入到 ANSYS Workbench 软件中, 并在 Geometry 中对壳体结构进行了进一步的简化处理。最终得到了如图 2 所示的压缩机模型。



图 2 压缩机三维模型

3.2 材料参数

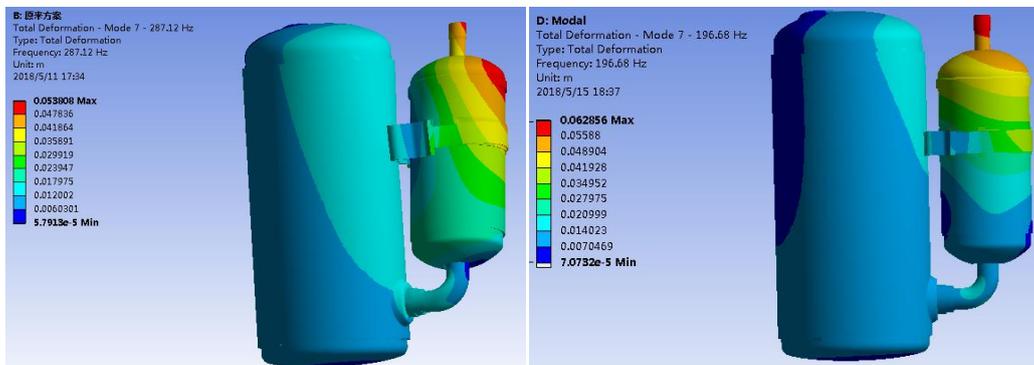
在压缩机模态仿真中, 材料一般为结构钢, 铜, 其杨氏模量与泊松比如下表 1 所示。

表 1 材料参数一览表

材料名称	杨氏模量 (Pa)	泊松比
结构钢	2E+11	0.3
铜	1.1E+11	0.34

3.3 模态计算

为了评估该压缩机结构刚度设计的合理性, 避免产生共振。根据设计要求, 该型号压缩机的实际转速为 3460 r/min, 电源为 60Hz/230V, 因此, 电机的振动基频为 57.5Hz ($f_1=3460/60=57.5$ Hz), 分液器固有频率需要避开电机、压缩机的基频及其倍频。本文主要考虑压缩机分液器结构模态, 因此, 对压缩机整体模态有贡献的转子、电机等内部结构暂时不考虑, 在计算中对分液器的模态影响不大。建立了壳体结构的有限元模型, 进行了模态分析, 其中分液器一阶固有频率为 280-300Hz 之间, 如图 3 所示, 与压缩机运行频率 5 倍频接近, 会产生共振, 需要优化。通过改变分液器支架的焊接点、厚度、高度等参数, 使其一阶固有频率为 190-200Hz 之间, 如图 4 所示, 使其落在压缩机运行频率的 3 倍频和 4 倍频之间。



作者简介: 周小东, (1991-), 男, 硕士, 工程师, 主要从事噪声振动控制方面的研究。

Email:zhouxiaodong605@163.com

图3 原方案一阶模态

图4 改进方案一阶模态

4 压缩机分液器模态试验测试

试验模态测试主要是由压缩机、力锤、加速度传感器、数据采集前端等几部分组成。模态试验采用锤击冲击激励形式，采用力传感器的灵敏度为 11.2 mV/N ，振动量测量采用加速度计，灵敏度为 $995.1 \mu\text{v/ms}^{-2}$ ，采集前端有多个测试通道，测试示意图如图5所示。

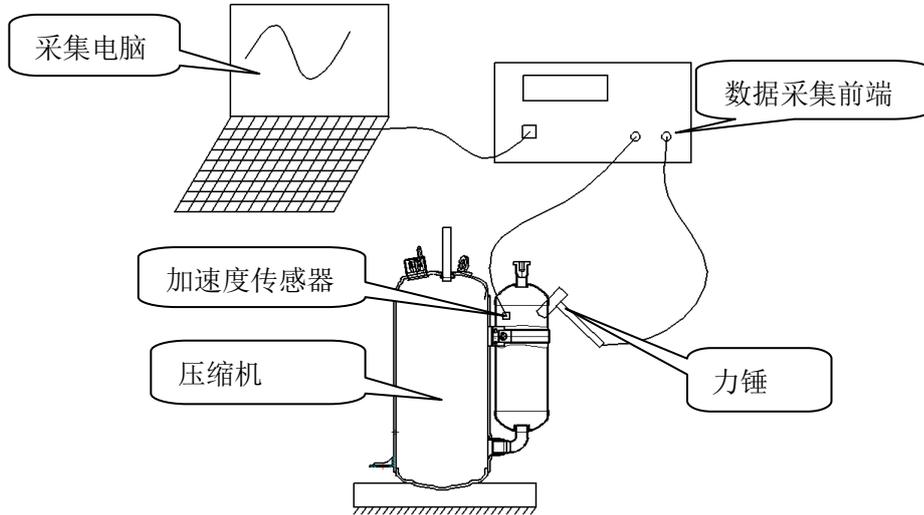


图5 分液器模态试验测试

通过试验测试了原方案分液器一阶固频处在 $280\text{-}300\text{Hz}$ 之间，如图6所示，改分液器支架后的分液器一阶固频处在 $180\text{-}200\text{Hz}$ 之间，图7所示，理论模态仿真计算与试验测试误差在 5% 以内，说明理论仿真的结果可以指导设计，并有一定的参考价值。

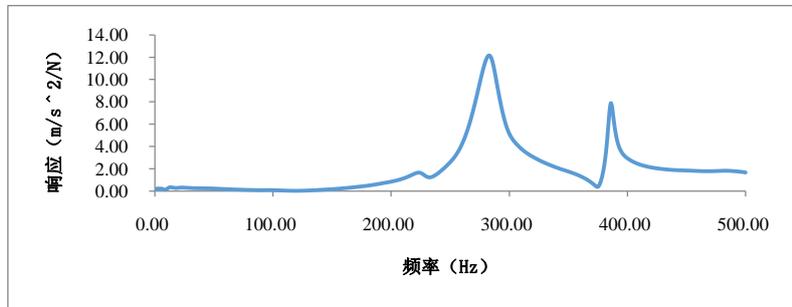


图6 原方案分液器一阶频响图

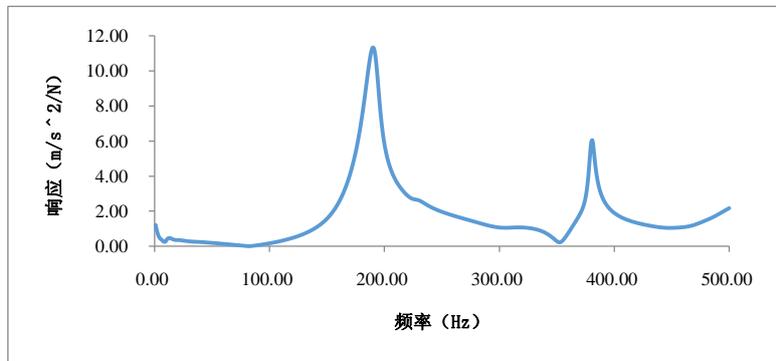


图7 改进分液器支架后一阶频响图

作者简介：周小东，（1991- ），男，硕士，工程师，主要从事噪声振动控制方面的研究。

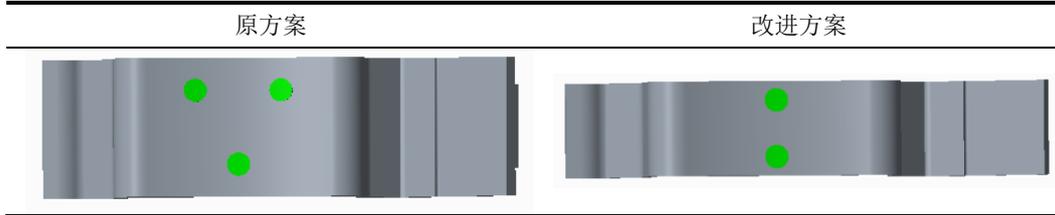
Email:zhouxiaodong605@163.com

5 试验验证

5.1 试验方案

通过试验仿真计算，厂内原方案压缩机分液器支架采用常规焊接的方式，厚度为 A，高度为 H，优化压缩机分液器支架，通过改变分液器焊点位置、数量，厚度减薄，高度降低。方案变更示意图如下表 2 所示。

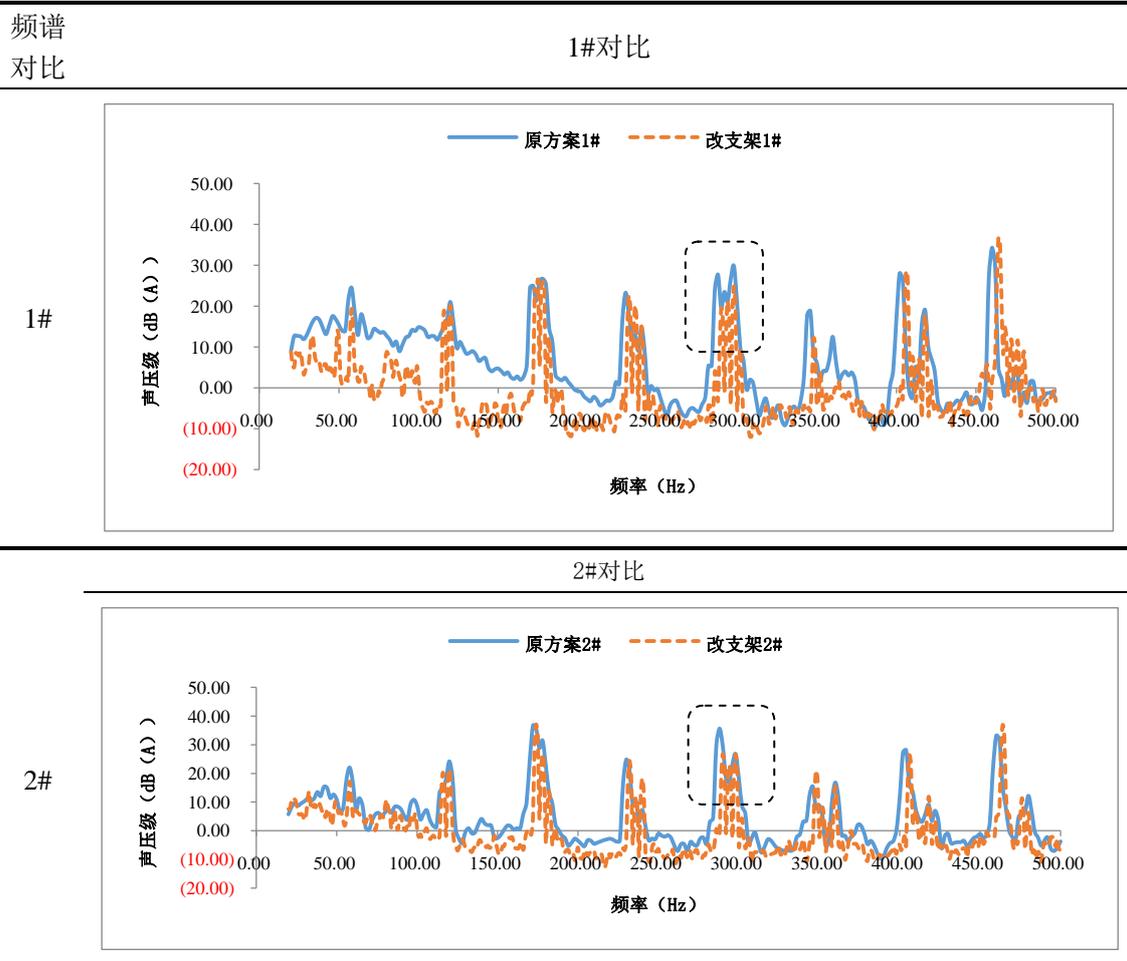
表 2 试验方案



5.2 试验效果

通过噪音测试，该款机型（测试了 2 台）的低频噪音在 280-300Hz，出现拍振如图，对比改分液器支架后的方案，在 280-300Hz 低频噪音改善明显，具体频谱数据对比如表 3 所示。

表 3 试验频谱对比



6 结论

作者简介：周小东，（1991- ），男，硕士，工程师，主要从事噪声振动控制方面的研究。

Email:zhouxiaodong605@163.com

本文分析了压缩机系统由结构共振引起的低频噪音问题,通过 ANSYS 优化仿真的方法,确认了分液器的一阶模态频率是引起压缩机系统结构噪音的主要原因,并通过实际模态测试,与理论模态仿真结构对比,说明了仿真结果的可参考性,主要结论如下:

- (1) 通过 ANSYS 模态仿真的方法,确认本款机型低频噪音主要是由分液器的一阶模态频率与运行频率的 5 倍频发生共振导致;
- (2) 通过更改焊接点的数量、分液器支架的高度及厚度,优化了分液器一阶模态频率,使其与压缩机运转频率的倍频避开,在低频噪音峰值处,降低明显,提升了用户体验。
- (3) 通过 ANSYS 模态分析的方法,能够快速找到方案,缩短了产品开发周期。

7 参考文献

- [1] 王勇, 田丽娟, 王珂. 基于模态仿真分析的空调系统的低频噪声优化, 家电科技[J], 2017(07): 68-70
- [2] 兰江华, 黄辉, 胡余生. 移动空调嗡嗡声现象分析与机理研究, 家电科技[J], 2012 (04): 74-75
- [3] 陈永校, 诸自强, 应善成. 电机噪声的分析和控制[M]. 浙江: 浙江大学出版社, 1987: 119-125
- [4] 包世华. 结构动力学[M]. 武汉: 武汉理工大学出版社, 2005
- [5] 曹树谦, 张文德, 萧龙翔. 振动结构模态分析—理论、实验与应用[M]. 河北天津: 天津大学出版社, 2001.
- [6] 许本文, 焦群英. 机械振动与模态分析基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.

作者简介: 周小东, (1991-), 男, 硕士, 工程师, 主要从事噪声振动控制方面的研究。

Email: zhouxiaodong605@163.com