

文章编号:1006-1355(2017)01-0026-04

## 空调管路系统的有限元分析及优化设计

单国伟<sup>1</sup>, 穆平安<sup>1</sup>, 徐剑峰<sup>2</sup>

(1. 上海理工大学 光电信息与计算机工程学院, 上海 200093;  
2. 上海工业自动化仪表研究院, 上海 200233)

**摘要:**针对设计好的空调管路系统振动较大问题,运用 Hyper Mesh 软件将设计好的空调管路模型划分成高质量的六面体网格。再将划分好的网格模型导入 Ansys 中进行模态分析,分析计算出前 10 阶的固有频率和振型。发现 1 阶固有频率在工作频率附近,分析该阶固有频率的振型并据此提出管路改进的设计方案,使空调管路系统固有频率远离工作频率,避免产生共振。最后对改进前后的结构进行实验对比,得到改进后的结构振幅减小 90 % 的结果。实践表明在空调减振过程中应用 Ansys 等有限元技术辅助分析很好地提高了效率和准确性。

**关键词:**振动与波;空调管路;模态分析;固有频率;减振;Ansys

中图分类号:TM925.12

文献标识码:A

DOI 编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2017.01.006

## Finite Element Analysis and Optimization Design for Air Conditioner Pipeline Systems

SHAN Guo-wei<sup>1</sup>, MU Ping-an<sup>1</sup>, XU Jian-feng<sup>2</sup>

(1. College of Optoelectronic Information and Computer Engineering,  
Shanghai University of Science and Technology, Shanghai 200093, China;

2. Shanghai Industrial Automation Instrument Research Institute, Shanghai 200233, China)

**Abstract :** The large vibration problem of a designed air-conditioner pipeline system is studied. The Hyper Mesh software is applied to divide the designed air-conditioner pipeline model into a refined hexahedral mesh. Then, the model is imported into Ansys to carry out modal analysis, and the natural frequencies and modals of the first 10 orders are calculated. It is found that the first order natural frequency is near the operating frequency. Based on the analysis of the corresponding vibration mode, an improvement scheme is put forward for the pipeline system so that the first natural frequency of the air conditioning pipeline system can keep far away from the operating frequency to avoid the resonance. Finally, the experiment is carried out for the improved structure, and it is found that the amplitude of the vibration of the improved structure is reduced by 90 %. The practice shows that the application of Ansys and the finite element technology can effectively improve the efficiency and accuracy in vibration reduction of air conditioners.

**Key words :** vibration and wave; air-conditioner pipeline; modal analysis; natural frequency; vibration reduction; Ansys

振动是家用空调性能的一个重要指标。空调振动主要来源于压缩机,而空调管路是传播振动的主要途径。作为空调主要的振动源,压缩机通过进气管和排气管分别与空调系统的蒸发器和冷凝器管道直接相连接。研究表明,压缩机通过连接部件对其管路产生影响,作为振动的源头引起管路系统振动<sup>[1]</sup>。另一方面,如果空调系统的管路设计不当,管路系统的固有频率可能接近压缩机内部激振力的基

频或倍频频率,造成空调管路系统产生共振现象。

当前家用空调用的小型压缩机一般为滚动转子式或涡旋式压缩机,产生的压力脉动很有限,因此一般在家用空调整体振动分析中忽略压力脉动的影响。对空调振动和噪声的研究很多,但大多是以实验为手段,靠积累经验方法取得的<sup>[2]</sup>。文献[3]针对空调管路的振动问题进行系统研究,建立空调管路有限元的计算模型,分析管路的振动模态特性,研究管路壁厚及阻尼配重对管路振动模态的影响,提出空调管路结构设计的建议<sup>[4]</sup>。

本文针对某空调管路振动过大的问题,利用 Hyper Mesh 建立压缩机、四通阀配管系统的网格模

收稿日期:2016-06-23

**作者简介:**单国伟(1991—),男,江苏省无锡市人,硕士研究生,主要研究方向为机械振动、仪器仪表。  
E-mail: 1372054527@qq.com

型。通过 Ansys 软件对整个系统的网格模型进行有限元分析,根据模型振动的情况进行相应的改进,最后对改进后的空调管路系统进行实验,实验结果数据验证了改进后的模型,有效地减小了振动。

## 1 空调管路模型的网格划分

由于需要改进的空调压缩机型号已选定,即压缩机大小结构和激振力一定。在振动源不变的情况下,只能通过对空调管路系统结构进行改进来减小整个管路系统的振动。因此需要对空调管路模型进行网格划分,以便进行有限元分析。由于压缩机不变,在空调管路系统振动过程中可以把它看作质量块,对空调管路的振动情况并无影响。所以无需划分压缩机网格模型,在模态分析时用固定约束代替即可。

在有限元分析过程中,划分网格质量的好坏决定了分析结果的精确度,为了获得精确的计算结果,需要将模型进行手动划分成质量更高的六面体网格,代替自由生成的四面体网格。比较各软件的特点,可知 Hyper Mesh 软件相较于 Ansys 具有更高效的网格划分功能,可以划分出高质量的网格。所以在使用 Ansys 软件进行有限元分析之前,要将设计好的空调管路系统模型以 IGES 格式导入到 Hyper Mesh 软件中进行网格划分。

在使用 Hyper Mesh 软件对整个空调管路系统模型划分网格过程中,需要分别对每个零部件模型依次划分。若模型是封闭的曲面,可以将其看成一个 solid 模型。利用模型自身的边界线将其划分成若干个 solid 模型,根据这些 solid 模型的不同特点,采用 Hyper Mesh 中 3d→solid 模块提供的不同方法自动获得 3d 六面体网格。当零部件模型不是 solid 模型时,则可以先对模型表面进行划分得到 2d 网格,然后利用 Hyper Mesh 软件提供的多种三维单元生成方式构建高质量的六面体网格。

最后划分得到管路系统的网格模型如图 1 所示。

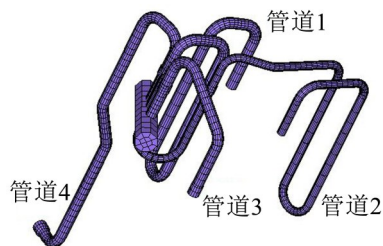


图1 空调管路网格模型

网格划分好后将生成好的六面体网格以 db 的格式导出,以便之后 Ansys 进行导入。

## 2 空调管路的有限元分析

### 2.1 定义参数

压缩机的正常工作频率为 50 Hz,因此只要分析系统结构的低阶振动模态即可。首先在 Ansys 中导入已划分好的网格模型,然后定义各网格单元的参数。

定义管道和四通阀的网格单元类型为 solid 45,管道、四通阀的材料参数如表 1 所示。

表 1 材料参数

材料号	部件名称	密度	弹性模量	泊松比
1	配管	$8.93 \times 10^{-6} \text{ kg/m}^3$	$1.1 \times 10^8 \text{ Pa}$	0.35
2	四通阀	$1.1 \times 10^{-5} \text{ kg/m}^3$	$1.1 \times 10^8 \text{ Pa}$	0.35

在定义完参数后,对整个模型添加约束方程使得各部件相互约束,保证各零部件之间的相互位置关系一定。并对管路中所有连接压缩机及连接其它零部件的一端分别施加固定约束。

### 2.2 模态分析

为了得到空调管路固有特性,即固有频率和振型,需要对管路进行模态分析。模态分析以多自由度动力学平衡方程式为基础,可写成

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{P\} \quad (1)$$

式中  $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$  分别为质量、阻尼、刚度矩阵; $\{X\}$ 、 $\{P\}$  分别为振动位移、强迫激励。阻尼矩阵  $[C]$  对物体固有频率并不会造成太大影响,而只是削弱了共振峰处对应的振幅大小。因此,无阻尼的自由振动下的物体动力学平衡方程可改为

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = \{0\} \quad (2)$$

自由振动能够分解成一组简谐振动的叠加,故位移解的谐响应形式为

$$\{X\} = \{X_0\} \cos(\omega t) \quad (3)$$

上式中  $\{X_0\}$  代表振型(特征向量),  $\omega$  代表振型的固有频率,将(3)式代入(2)式中,得到

$$(-\omega^2[M] + [K])\{X_0\} \cos(\omega t) = \{0\} \quad (4)$$

继续化简,得到结构的特征方程

$$([K] - \omega^2[M])\{X_0\} = \{0\} \quad (5)$$

由于  $\{X_0\}$  为非零向量,矩阵  $([K] - \omega^2[M])$  对应的行列式为 0,因此得到

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

对方程(6)进行求解,可得到  $N$  阶固有频率  $\omega_i$  及对应的振型  $\{X_i\}$ 。

Ansys提供了多种模态提取方法,大部分情况宜使用Block Lanczos法,这也是Ansys模态分析的默认解法。对空调管路有限元模型的结构分析来说,选择Block Lanczos法精度已经足够。最终得到固有频率如表2、振型如图2、图3所示。

表2 管路结构固有频率

阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz
1	45.954	6	107.28
2	59.453	7	111.63
3	88.967	8	118.68
4	92.573	9	142.52
5	95.082	10	175.45

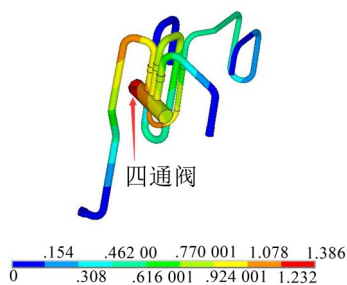


图2 1阶振型

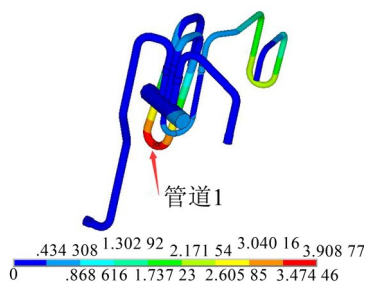


图3 5阶振型

由表2可知,管路系统的1阶固有频率为45.954 Hz,5阶固有频率为95.082 Hz。其中1阶振型为四通阀与其连接管路的振动,方向为X方向的前后晃动。整个管路系统中四通阀的振动幅度最大。由于整个空调系统工作在激振力频率为50 Hz的环境下,而1阶固有频率45.954 Hz在50 Hz附近,四通阀极易发生共振。与实际出现的四通阀振动较大的情况一致。而5阶固有频率95.082 Hz靠近激振力的倍频频率100 Hz,振型为四通阀、管道1在X方向的晃动,管道2在Y方向的晃动。5阶振型中管道1的振幅最大。

### 2.3 管路的优化设计

为了有效地改善空调管路系统的振动情况,必须有针对性地改进管路结构,使整个系统的固有频率远离激振力频率和倍频频率,避免共振的发生。针对1阶振型四通阀振幅最大而四通阀的质量和形

状结构又是固定的,若想改变整个系统的固有频率则只能考虑改变与四通阀相连接的管道。为了确定与四通阀连接的4个管道中哪一个管道对四通阀振动情况影响最大,分别降低每个管道的刚度为原来的一半,同时保持其他管道的刚度为原来的刚度,然后进行模态分析。最后得到模态分析的结果如表3。

表3 改变管道刚度后的固有频率

改变刚度的管道	固有频率/Hz
管道1	42.705
管道2	44.863
管道3	40.567
管道4	42.620

通过表3可知,改变管道3的刚度对该阶固有频率的影响最大,所以适当改进管道3的结构可以使1阶固有频率远离工作频率。经分析设计,通过增加管道3的弯曲使其刚度降低,从而使1阶固有频率降低达到远离50 Hz的要求。针对5阶振型,为使该阶固有频率远离激振力倍频频率,将管道1在竖直方向上增加5 mm使固有频率95.082 Hz降低,从而远离100 Hz。将最终改进后的结构重新导入Hyper Mesh中进行网格划分,再导入到Ansys软件中进行模态分析,得到的固有频率如表4所示。

表4 最终改进后的结构固有频率

阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz
1	33.009	6	75.185
2	35.24	7	82.039
3	63.257	8	89.191
4	64.046	9	107.65
5	69.097	10	127.94

由表4可知,最终改进后的结构各阶固有频率都远离了压缩机激振频率50 Hz和倍频频率100 Hz,从而有效避免了系统的共振。

## 3 实验测量

### 3.1 四通阀和管道1的振幅测量

在结构改进前后分别对四通阀和管道1进行振动测量。将加速度传感器的接触块用胶水粘在四通阀上以便感应四通阀的振动。同时将传感器连接到数据采集器,数据采集器连接到动态信号分析仪。打开空调,待空调压缩机正常工作后,由传感器感应振动,数据采集器采集数据并传给动态信号分析仪,最后进行分析处理。同样地,测量结束后将加速传感器接触块用胶水粘在管道1上,测量管道1的振动数据如图4所示。



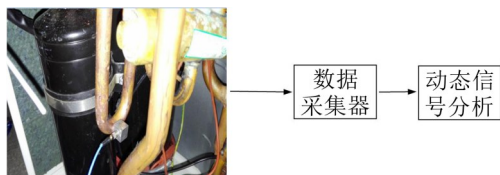


图4 实验过程原理图

### 3.2 四通阀和管道1的测量结果

最终实验测得的管道1与四通阀振动的数据结果如表5所示,振幅前后对比如图5、图6、图7和图8所示。

表5 管道1与四通阀的振幅数据

		改进前/(%)		改进后/(%)	
		50 Hz	100 Hz	50 Hz	100 Hz
管道1	X	100	100	42.41	62.78
	Y	100	100	89.26	27.43
	Z	100	100	36.80	95.13
四通阀	X	100	100	10.43	179.2
	Y	100	100	11.55	56.12
	Z	100	100	82.51	36.69

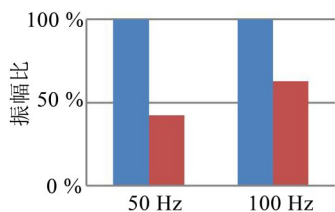


图5 管道1在X方向改进前后振幅比

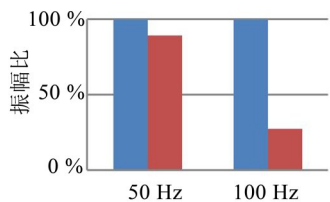


图6 管道1在Y方向改进前后振幅比

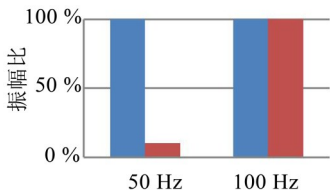


图7 四通阀在X方向改进前后振幅比

表5中将结构改进前管道1、四通阀的振幅设为100%，可以看出在结构改进后管道1和四通阀振幅

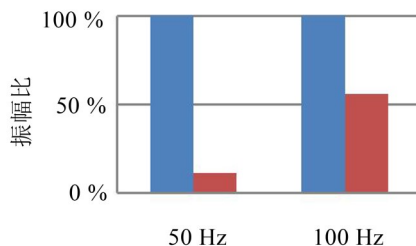


图8 四通阀在Y方向改进前后振幅比

都有效地减小。其中,当工作环境在工作频率为50 Hz时,四通阀在X、Y方向上,振动振幅减小90%左右。工作环境在倍频频率100 Hz时,管道1在X、Y方向上振幅显著减小。实验结果表明,改进后的结构振动情况得到明显改善。

## 4 结 语

(1) 对于压缩机与管路结构等组成的制冷系统,建立振动分析的力学模型和有限元模型,在模型上进行模态分析,分析计的算结果与实际结果相吻合。利用有限元软件对空调管路系统进行动力学计算分析是可行的。

(2) 空调管路的固有模态和振型对其动态响应情况具有很大影响,在设计管路结构时应尽量避免其固有频率在压缩机工作频率或倍频上,从而避免产生共振。

(3) 借助Ansys的分析功能,能够比较、确定不同设计结构的固有的动态特性,为结构优化提供指导性建议<sup>[5]</sup>。

(4) 综合使用多种有限元软件,针对各个软件扬长避短,进行有限元分析及其前后处理。从而使建模、网格划分、计算分析及结果处理等过程操作方便,计算准确,大大提高了效率和精度。

### 参考文献:

- [1] 丁一. 滚动转子压缩机空调系统振动与结构的有限元分析[D]. 武汉:华中科技大学,2011.
- [2] 李保泽,范颖涛. 空调外机减振垫对振动和噪声影响的研究[J]. 噪声与振动控制,2010,(30)(2):45-50.
- [3] 张晓伟,李苏洋. 空调管路系统的振动分析[J]. 振动、测试与诊断,2012(Z):120-122+154.
- [4] 张敬东,起雪梅,杜仕武. 空调管路振动性能分析及优化设计[J]. 重庆邮电大学学报,2013,25(5):705-710.
- [5] 贺李平,肖介平,龙凯. Ansys 14.5与Hyper Mesh 12.0联合仿真有限元分析[M]. 北京:机械工业出版社,2014:169-171.