

# 制冷剂管道参数对冰箱振动影响特性

孔祥强, 陈丽娟, 李 瑛

(山东科技大学 机械电子工程学院, 山东 青岛 266590)

**摘要:** 为减小冰箱振动、降低噪声, 利用 Pro/Engineer 软件分别建立冰箱制冷剂管道内部气柱及管道三维实体模型, 用有限元分析软件 ANSYS 分析模态, 获得气柱及管道固有频率。气柱固有频率与压缩机激发频率相差较大不会产生共振, 而管道固有频率在共振区内会产生共振。在制冷剂管道材料不变条件下分析不同管道长度、弯管圆角半径及固定支撑位置对冰箱振动特性影响。结果表明, 减小制冷剂管道长度会增大固有频率并逐渐远离共振区, 从而避免管道共振; 增加制冷剂管道弯管圆角半径, 其固有频率略有增大, 一阶固有频率仍在共振区内导致管道共振; 在制冷剂管道不同位置增加固定支撑, 能有效提高管道固有频率, 使其远离共振区, 且存在最佳安装位置。

**关键词:** 冰箱; 制冷剂管道; 振动; 模态分析; 固有频率

中图分类号: TB535

文献标志码: A

DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2015.20.035

## Influence of refrigerant pipe parameters on vibration characteristics of refrigerator

KONG Xiang-qiang, CHEN Li-juan, LI Ying

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong University of Science and Technology, Qingdao 266590, China)

**Abstract:** In order to reduce the vibration and noise of a refrigerator, geometric models of the refrigerant pipe and the gas column in the pipe were created respectively by using Pro/Engineer software, and natural frequencies of the pipe and the gas column were obtained by the modal analysis based on ANSYS software. It is found that gas column resonance will not appear due to the large difference between compressor excitation frequency and the gas column natural frequency, but pipe resonance will occur when the pipe natural frequency is in the resonance zone. The vibration characteristics of the pipes mode of the same material yet with different length, fillet radius and support location were analyzed. The model analysis results show that, the pipe natural frequency increases continuously and gets far away gradually from the resonance zone with the decrease of refrigerant pipe length. The pipe natural frequency is slightly getting higher with the increase of fillet radius, however the pipe resonance will still occur with the first order natural frequency in the resonance zone. The pipe natural frequency can be improved effectively and get far away from the resonance zone by adding supports in different locations, and a best location exists.

**Key words:** refrigerator; refrigerant pipe; vibration; modal analysis; natural frequency

电冰箱作为广大家庭不可或缺的电器运行时噪声大小颇受关注, 并与节能、环保同为评定家电产品质量优劣的三大要素。因而国标<sup>[1]</sup>对冰箱、空调、洗衣机、微波炉、吸油烟机及电风扇等6类家电噪声限值进行明确规定。其中, 冰箱容积 < 250 L 的噪声值不超过 45 dB, 容积 > 250 L 的噪声值不超过 48 dB。

对冰箱降噪已有诸多研究。如 Gue 等<sup>[2]</sup>通过对冰

箱风扇噪声试验研究及数值模拟提出低噪声风扇设计方案。Seo 等<sup>[3]</sup>利用穿孔板结构降低冰箱风扇噪声。褚志刚等<sup>[4]</sup>设计出冰箱风扇振动质量在线检测系统。陈建良等<sup>[5]</sup>对冰箱压缩机壳体辐射噪声进行数值分析。仲崇明等<sup>[6]</sup>对冰箱往复式压缩机振动进行有限元数值模拟, 验证其用于振动响应分析的可行性。郭维等<sup>[7]</sup>用锤击脉冲激励法对冰箱压缩机壳进行试验模态分析, 获得整机壳体振动特性。赵科等<sup>[8]</sup>对冰箱用动磁式直线压缩机的动态特性进行仿真。

以上研究主要集中于冰箱风扇及压缩机降噪, 而冰箱内部制冷剂管道振动对冰箱噪声亦有较大影响。管道振动主要由内部气流脉动引起, 压缩机为冰箱内部制冷剂管道振动激发源。Kim 等<sup>[9]</sup>通过测量冰箱压

基金项目: 山东省高等学校科技计划资助项目(J11LD63); 山东省泰山学者

建设工程专项经费资助项目; 青岛市黄岛区科技项目(2014-1-40)

收稿日期: 2014-08-01 修改稿收到日期: 2014-09-30

第一作者 孔祥强 男, 博士, 副教授, 1976年生

邮箱: kxqiangly@126.com

压缩机排气管试验模型的气流脉动认为,气流脉动与噪声间存在一定关系。Lee等<sup>[10]</sup>试验研究冰箱压缩机管道的振动特性。刘益才等<sup>[11]</sup>通过研究冰箱毛细管出口处喷射噪声,获得湍流强度、压力及流速沿流动方向变化及流场分布特性。Han等<sup>[12]</sup>通过改变蒸发器入口管形状及布局,使冰箱辐射噪声在315~3150 Hz频率范围内减少约2~5 dB。李春银等<sup>[13]</sup>用有限元分析软件对空调旋叶式压缩机排气阀片进行模态分析,获得排气阀片振动特性。

用有限元分析软件对冰箱制冷剂管道进行模态分析研究较少。为此,本文基于多自由度系统振动微分方程,用有限元软件ANSYS对冰箱局部制冷管道进行模态分析,计算管道系统固有频率,获得管道结构参数对冰箱振动的影响特性。

## 1 制冷剂管道系统数学模型

气流脉动引起的管道振动非常复杂,且存在两振动系统,即气柱及管道机械振动系统<sup>[14]</sup>。制冷剂管道内部充满气体称为气柱,由于气体可压缩膨胀,可将气柱视为有连续质量的弹簧振动系统,具有固有频率及振型,气柱受压缩机周期性吸排气激发会产生振动;而管道本身也具有固有频率,只要激发源作用于管道,则会产生机械振动响应。此两种均为多自由度振动系统,其振动微分方程为一组互相耦合的常微分方程组,直接求解、分析较困难<sup>[15]</sup>。为此,本文采用模态分析方法分析求解。

### 1.1 管道内部气柱固有频率计算数学模型

管道内部气柱固有频率常采用转移矩阵法计算,但转移矩阵法建立在一维数学模型基础上,用于计算管道内部气柱固有频率较繁琐且精度不高。本文用模态分析方法计算冰箱制冷剂管道内部气柱固有频率。

设制冷剂气体无粘性、可压缩;气体平均密度、压力、速度均为定值;介质中传播为小振幅声波。

气柱声学波动方程<sup>[16]</sup>为

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \nabla^2 P = 0 \quad (1)$$

式中: $\nabla^2$ 为拉普拉斯算子; $c$ 为气体声速; $P$ 为气体声压; $t$ 为时间。

利用微分方程等效积分形式并结合加权余量法的伽辽金(Galerkin)法,对管道内部气柱振动系统建立有限元方程为

$$[M] \{\ddot{P}\} + [K] \{P\} = [F] \quad (2)$$

式中:[ $M$ ],[ $K$ ]分别为气柱质量、刚度矩阵;{ $P$ }为压力向量;[ $F$ ]为管道内部气柱所加载荷矩阵。

设式(2)中[ $F$ ]=0,即管道气柱固有频率数学模型为

$$[M] \{\ddot{P}\} + [K] \{P\} = \{0\} \quad (3)$$

## 1.2 管道固有频率计算数学模型

冰箱制冷剂管道系统振动微分方程为

$$[M] \{\ddot{X}\} + [C] \{\dot{X}\} + [K] \{X\} = [F] \quad (4)$$

式中:{ $X$ },{ $\dot{X}$ },{ $\ddot{X}$ }分别为位移、速度、加速度向量;[ $M$ ],[ $K$ ],[ $C$ ]分别为管道质量、刚度、阻尼矩阵;[ $F$ ]为管道所加载荷矩阵。

设式(4)中[ $C$ ],[ $F$ ]均为0,即为管道固有频率数学模型

$$[M] \{\ddot{X}\} + K \{X\} = \{0\} \quad (5)$$

## 2 压缩机激发频率

冰箱制冷系统内部结构见图1。采用单级活塞式制冷压缩机,工作转速3000 r/min;管式蒸发器,材料铜铝合金,总长14.96 m,外径8 mm,壁厚0.6 mm;翅片管式冷凝器,材料表面镀锌钢管,长8.76 m,外径9.52 mm,壁厚0.35 mm;制冷剂管道、冰箱壳体全部用螺钉固定;0点位置为排气管原有固定支撑点,1~5点分别为新设不同固定支撑添加位置。

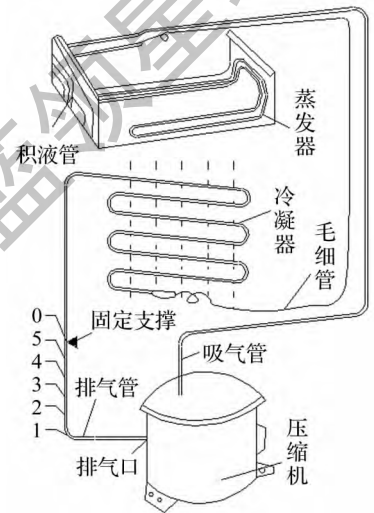


图1 冰箱内部结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of refrigeration system

冰箱管道振动激发源为压缩机,激发频率算式为

$$f_c = \frac{n}{60} mi \quad (6)$$

式中: $n$ 为压缩机转速; $i$ 为压缩机作用方式,对单级制冷压缩机 $i=1$ ; $m$ 为简谐阶次。

压缩机激发频率计算结果见表1。

表1 压缩机激发频率

Tab.1 Compressor excitation frequency

阶次	1	2	3	4	5	6
频率/Hz	50	100	150	200	250	300

## 3 管道内部气柱固有频率

压缩机周期性吸排气会激发其相连管道振动,为获得管道参数对冰箱振动影响规律,以图1压缩机排气口及固定支撑间制冷剂管道为分析对象。该管道长900 mm,弯管圆角半径30 mm,管道内部制冷剂热物理

参数设为: 压力 1.8 MPa, 温度 50 °C, 制冷剂气体密度 2.544 kg/m<sup>3</sup>, 声速 340 m/s。利用 Pro/E 建立管道内部气柱三维模型, 再导入 ANSYS 进行模态分析。选 ANSYS 流体分析模块, 单元类型选三维声单元, 冰箱管道内气柱有限元模型见图 2。

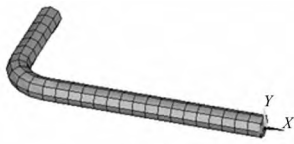


图 2 管道内部气柱有限元模型

Fig. 2 Finite element model of gas column in pipe

计算得管道内气柱固有频率见表 2。由表 2 看出, 管道内气柱固有频率较小, 与压缩机激发频率差距较大。因此气柱不会发生共振及由此产生强烈噪声。

表 2 管道内部气柱固有频率

Tab. 2 Natural frequency of gas column in pipe

阶数	1	2	3	4	5	6
固有频率/Hz	1.187	2.379	3.580	4.788	6.011	7.259

#### 4 管道固有频率

冰箱内部制冷剂管道为连续弹性体结构, 具有无穷多自由度及固有频率。系统固有频率作为结构的固有属性, 其大小只与结构质量、刚度有关, 与外载荷无关<sup>[17]</sup>。如果冰箱管道结构设计不合理, 其固有频率会接近压缩机激发频率基频或倍频, 使压缩机运行频率范围内出现管道系统固有模态, 导致管道产生共振。

仍以压缩机排气口与固定支撑间局部制冷剂管道为分析对象, 管道有限元模型见图 3。计算所得管道固有频率见表 3。

表 3 管道固有频率

Tab. 3 Natural frequency of pipe

阶数	1	2	3	4	5	6
固有频率/Hz	53.25	197.49	207.15	261.32	304.1	643.54

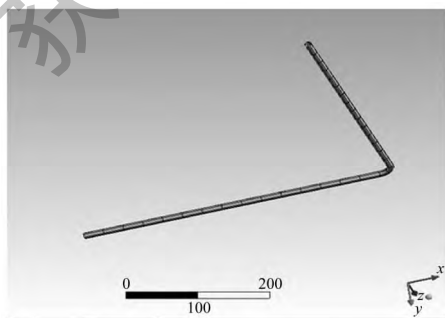


图 3 管道有限元模型

Fig. 3 Finite element model of pipe

固有频率为激发频率的 0.8 ~ 1.2 倍(即共振区)时管道会发生共振。管道固有频率与共振区关系见图 4。由图 4 看出, 一阶固有频率落在共振区内, 五阶靠近共振区, 此时管道将发生共振, 且以较大振幅强烈撞击冰箱壳体, 继而产生较大噪声。因此, 本文通过改变管道长度、弯管处圆角半径及添加固定支撑等进行优化设计, 能避免或防止共振发生, 达到降噪目的。

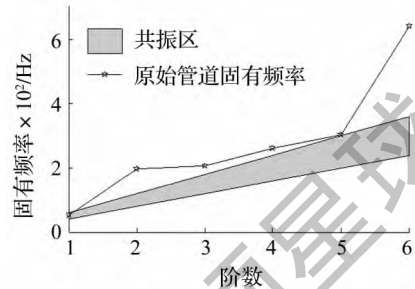


图 4 管道固有频率与共振区

Fig. 4 Natural frequency of pipe and resonance region

#### 4.1 管道长度对固有频率影响

管道长度分别取 700 mm、800 mm、900 mm、1 000 mm 及 1 100 mm 五组数据, 固有频率计算结果见图 5。由图 5 可见, 随管道长度增加固有频率减小; 长度由 900 mm 增到 1 000 mm 时, 其一阶 ~ 五阶固有频率均落在共振区; 长度为 1 100 mm 时固有频率全部落在共振区; 长度减小到 800 mm 或 700 mm 时固有频率远离共振区, 且随长度减小固有频率增大, 因而能有效避免共振发生。减小管道长度可使固有频率与压缩机激发频率错开, 既能避免共振又能降低管道振动及噪声。

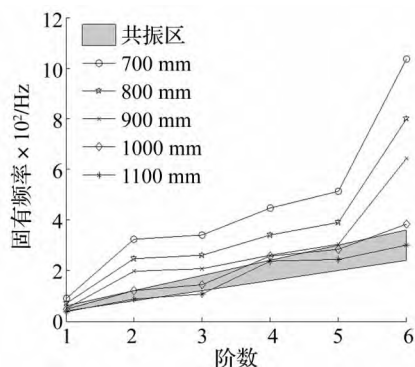


图 5 管道长度对固有频率影响

Fig. 5 Effect of length on pipe natural frequency

#### 4.2 弯管圆角半径对管道固有频率影响

管道其它结构参数不变条件下, 弯管圆角半径分别取 20 mm、30 mm、40 mm、50 mm 及 60 mm。计算所得管道固有频率与共振区关系见图 6。由图 6 可知, 随圆角半径增加管道固有频率略有增大, 但增幅较小。圆角半径增大到 60 mm 时管道一阶固有频率仍落在共振区。故改变弯管圆角半径不能达到减振降噪目的。

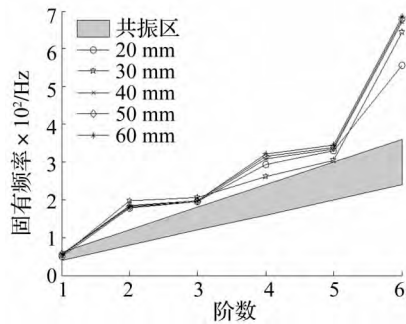


图6 圆角半径对管道固有频率影响

Fig. 6 Effect of round radius on pipe natural frequency

### 4.3 固定支撑对管道固有频率影响

落在共振区的管道一阶固有频率对应振型见图7。由图7可见,管道发生共振时拐弯处振动最强烈,振幅最大,故此处产生噪声较大。增加固定支撑,改变原管道约束条件,增强刚度,其固有频率会随之增大,可有效避免管道产生共振,不会产生强烈噪声。

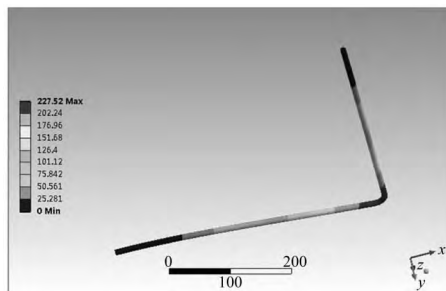


图7 管道一阶固有频率对应振型

Fig. 7 Vibration model at first natural frequency

分别在图1的1~5点处即管道拐点及离拐点40 mm、60 mm、80 mm、100 mm五处增加固定支撑,计算结果见图8。由图8看出,增加固定支撑可使管道固有频率大幅度增加,远离共振区。值得注意的是,管道固有频率并不随固定支撑与拐点间距离增加呈线性变化。本文设定工况条件下,固定支撑与拐点间距离为60 mm时管道固有频率增加最大,高于压缩机激发频率,制冷剂管道不会发生共振,亦能有效降低噪声。

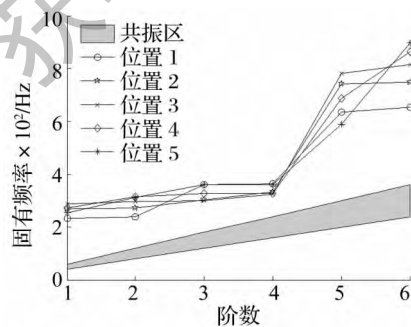


图8 固定支撑对管道固有频率影响

Fig. 8 Effect of support location on pipe natural frequency

## 5 结论

利用 ANSYS 模态分析模块计算制冷剂管道内气柱及管道固有频率,分析长度、弯管圆角半径及增加固定支撑对管道固有频率影响,结论如下:

(1) 气柱固有频率与压缩机激发频率相差较大,不会发生共振,即不会产生强烈噪声。

(2) 减小长度能使管道固有频率远离共振区,进而降低管道的振动、噪声。

(3) 增加弯管圆角半径对管道固有频率增幅较小,在激发源作用下仍会发生共振,产生较大噪声。

(4) 在合适位置增加固定支撑,可使管道固有频率大幅度增加,能有效避免共振及降低噪声。

### 参考文献

- [1] GB/T 19606-2004 家用和类似用途电器噪声限值[S].
- [2] Gue F, Cheong C, Kim T. Development of low-noise axial cooling fans in a household refrigerator [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2011, 25(12): 2995-3004.
- [3] Seo J Y, Kim W J, Won J S. Design and application of a perforated panel system to a household refrigerator for cooling fan noise reduction [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2012, 226(3): 785-797.
- [4] 褚志刚, 蒋忠翰, 周亚男, 等. 冰箱风扇质量在线检测系统设计[J]. 振动与冲击, 2012, 31(18): 96-99.  
CHU Zhi-gang, JIANG Zhong-han, ZHOU Ya-nan, et al. Design of an online detection system for vibration quality of refrigerator fans [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(18): 96-99.
- [5] 陈建良, 金涛, 孟晓宏, 等. 冰箱压缩机壳体噪声辐射数值分析[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2007, 41(5): 794-798.  
CHEN Jiang-liang, JIN Tao, MENG Xiao-hong, et al. Numerical analysis of noise radiation from refrigerator compressor shell [J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2007, 41(5): 794-798.
- [6] 仲崇明, 万泉, 蒋伟康. 往复式压缩机振动的有限元数值分析与实验研究[J]. 振动与冲击, 2011, 30(5): 156-160.  
ZHONG Chong-ming, WAN Quan, JIANG Wei-kang. Numerical analysis and tests for vibration response of a reciprocating compressor [J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(5): 156-160.
- [7] 郭维, 刘斌, 冯涛. 冰箱压缩机机壳实验模态分析[J]. 噪声与振动控制, 2010(3): 67-70.  
GUO Wei, LIU Bin, FENG Tao. Experimental modal analysis of a refrigeration compressor's shell [J]. Vibration and Noise Control, 2010(3): 67-70.
- [8] 赵科, 金涛, 董水光, 等. 冰箱用动磁式直线压缩机的动态特性仿真[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2009, 43(1): 138-142.  
ZHAO Ke, JIN Tao, TONG Shui-guang, et al. Simulation of dynamic characteristics of moving magnet linear compressor for refrigerator [J]. Journal of Zhejiang University:

Engineering Science ,2009 ,43( 1) : 138 - 142.

[ 9 ] Kim H ,Cho M G ,Park J , et al. Prediction of gas pulsation of an industrial compressor [J]. Journal of Central South University ,2013 ,20( 10) : 2735 - 2740.

[10] Lee S H , Ryu S M , Jeong W B. Vibration analysis of compressor piping system with fluid pulsation [J]. Journal of Mechanical Science and Technology ,2010 ,26( 12) : 3903 - 3909.

[11] 刘益才, 曹立宏, 杨智辉 等. 冰箱毛细管出口气液两相流理论 [J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2007, 38( 3) : 450 - 453.  
LIU Yi-cai , CAO Li-hong , YANG Zhi-hui , et al. Theoretical research on gas-liquid two-phase flow at outlet of refrigerator capillary [J]. Journal of Central South University: Science and Technology ,2007 ,38( 3) : 450 - 453.

[12] Han H S , Jeong W B , Kim M S , et al. Reduction of the refrigerant-induced noise from the evaporator-inlet pipe in a refrigerator [J]. International Journal of Refrigerator , 2010 , 33( 7) : 1478 - 1488.

[13] 李春银, 王树林. 汽车空调旋叶式压缩机排气阀片的振动特性 [J]. 振动与冲击, 2014, 33( 8) : 186 - 191.  
LI Chun-yin , WANG Shu-lin. Vibration behavior of a discharge valve for vane compressor of a car air conditioner [J]. Journal of Vibration and Shock , 2014 , 33( 8) : 186 - 191.

[14] 徐斌, 冯全科, 余小玲. 压缩机复杂管路压力脉动即管道振动研究 [J]. 核动力工程, 2008, 29( 4) : 79 - 83.  
XU Bin , FENG Quan-ke , YU Xiao-ling. Study on pressure pulsation and piping vibration of complex piping of reciprocating compressor [J]. Nuclear Power Engineering , 2008 ,29( 4) : 79 - 83.

[15] 杨国安. 机械振动基础 [M]. 北京: 中国石化出版社, 2012.

[16] 盛美萍, 王敏庆, 孙进才. 噪声与振动控制技术基础 [M]. 北京: 科学出版社, 2007.

[17] 舒歌群, 高文志, 刘月辉. 动力机械振动与噪声 [M]. 天津: 天津大学出版社, 2008.



( 上接第 208 页)

[22] Minagawa K ,Fujita S. Fundamental study on the super-long-period active isolation system [J]. Journal of Pressure Vessel Technology November 2006 ,128: 135 - 141.

[23] Kitamura H ,Takenaka Y ,Tamura K. Seismic performance of seismic-isolated building for long-period ground motion and limited performance of seismic isolator [J]. ASCE Conf. Proc. ,2008 315: 1 - 12.

[24] Rathje E M , Abrahamson N A , Bray J D. Simplified

frequency content estimates of earthquake ground motions [J]. J. Geotech. Eng. Div. , Am. Soc. Civ. Eng. ,1998 , 124 ( 2) : 150 - 159.

[25] Bertero R D , Bertero V V. Performance-based seismic engineering: the need for a reliable conceptual comprehensive approach [J]. Earthquake Engineering and Structural Dynamics 2002 ,31( 3) : 627 - 652.

获取更多资料