

用于冰箱压缩机管路减振的动力吸振器设计

张奎 朱小兵 林江波 潘光亮

(青岛海尔股份有限公司,266101)

摘要:本文首先详细分析了冰箱及压缩机的振动噪声源。针对顾客比较反感的压缩机管路低频振动引起的噪声,应用动力吸振器原理进行了吸振器设计,并成功应用于压缩机排气管减振降噪,实验结果证明,对冰箱压缩机排气管的振动改善效果明显,低频段噪声明显降低,有效提高了冰箱的声品质。

关键词:冰箱压缩机 低频振动 动力吸振器 声品质

The Design of Dynamic Absorber to Decrease the Vibration of Refrigerator Compressor Pipe

Zhang Kui, Zhu Xiaobing, Lin Jiangbo, Pan Guangliang

(Qingdao Haier Co. Ltd., 266101)

Abstract: Firstly, the paper analyzes the vibration & noise source of refrigerator and compressor, finding the annoying factor to customer, especially the low frequency band which is caused by compressor pipe vibration. Apply the dynamic absorber theory to design the absorber which can be applied in refrigerator compressor pipe. After the noise & vibration test, the vibration and noise of discharge pipe are decreased, and the sound quality of refrigerator is improved.

Keywords: Refrigerator compressor, Low frequency vibration, Dynamic absorber, Sound quality

1 引言

随着人们生活水平的提高和市场竞争的加剧,顾客对家电的要求越来越高,除了无霜、高效、节能以外,冰箱的振动、噪声越来越受到消费者的重视。由于住房条件的限制,大多数中国家庭的住房面积都在100平方米以下,这导致大部分家庭将冰箱放置在客厅、厨房等处,振动、噪声更容易被顾客察觉到。

本文对海尔某型号风冷冰箱及压缩机的振动、噪声源进行了分析。基于分析的结果和顾客的反馈,在不变动压缩机结构的基础上,增加了一种动力吸能器,降低排气管的振动。该吸能器结

构简单,制造方便,价格低廉,实验结果证明,其减振效果很好,尤其对顾客比较反感的低频段振动,可以很好地提高顾客的满意度。

2 冰箱压缩机的振动、噪声分析

2.1 冰箱及压缩机的工作原理

对风冷冰箱来说,冰箱的制冷蒸发器位于冷冻室,同时风扇电机也安装在冷冻室或者变温室中,在蒸发器的上部,压缩机工作时,风扇电机同时通电运转,靠风扇强制对流,将冷气传递到冷冻室和冷藏室空间,所以制冷相对均匀,整体室温很均匀,冰箱主要部件及结构如图1所示。

第一作者简介:张奎,男,43岁,高级工程师,毕业于青岛化工学院高分子材料专业,现主要从事冰箱结构设计及噪声改善工作。

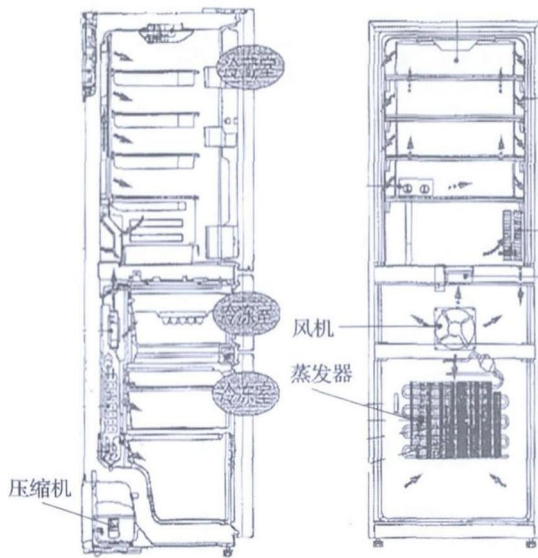


图1 冰箱结构示意图

压缩机是冰箱的心脏,它从吸气管吸入低温低压的制冷剂气体,通过电机运转带动活塞对其进行压缩后,向排气管排出高温高压的制冷剂气体,为制冷循环提供动力,从而实现压缩→冷凝→膨胀→蒸发(吸热)的制冷循环,主要由壳体、电机、缸体、活塞、曲轴等组成,如图2所示。

冰箱在运转制冷过程中不断地产生振动、噪声,引起顾客的不满。冰箱的振动、噪声主要来源于压缩机、吸排气管路、蒸发器入口、风机流动系统(风冷式冰箱)等几个关键部位。其中,顾客最

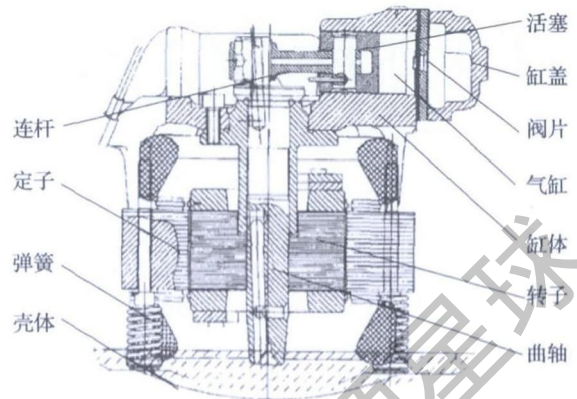


图2 冰箱压缩机的结构图

为关注的是压缩机及管路的振动、噪声。根据海尔集团售后统计分析,因为噪声而退换机器的客户中,30%以上是因为压缩机及管路的振动噪声。压缩机及管路引起的噪声主要为低频段(一般情况下 $<500\text{Hz}$),波长较长,穿透力强,尤其是在夜间,听觉上非常刺耳,一般的吸音棉等隔音措施根本没有效果。

2.2 冰箱压缩机振动噪声源

压缩机的振动噪声源是一种综合性的噪声源,它包含了机械性噪声、空气动力性噪声和电磁噪声。从发生部位上来说,压缩机的各个零件都会产生噪声,只是噪声的强弱和频率不同。典型的压缩机噪声频谱图如图3所示。

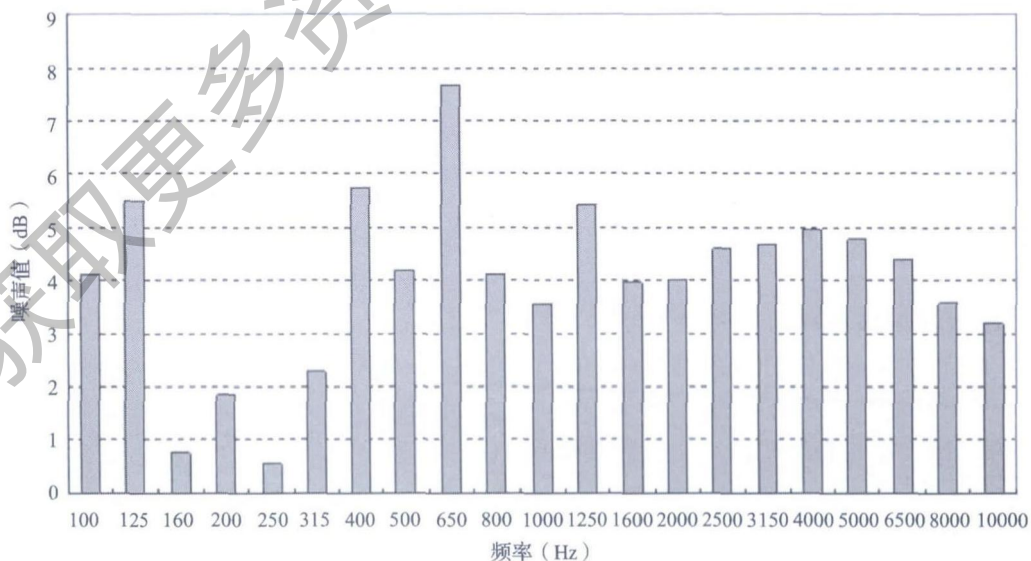


图3 典型的压缩机噪声频谱图

参考频谱图来看,机械性噪声主要包括以下几种:

(1)曲柄连杆机构的转动惯量和往复惯量不平衡引起的振动,经过弹簧传递给壳体而产生噪声。这种噪声主要体现在压缩机的运转频率以及它的谐频上,比如 30Hz、60Hz,基本都在 630Hz 以下。

(2)曲轴和连杆引起的摩擦噪声以辐射的形式传递给壳体中的气体,再由气体传给壳体。这种噪声一部分被壳体阻隔(壳体对低频具有一定的阻隔作用),一部分辐射出来。

对于空气动力性噪声,主要包括以下几个方面:

(1)压缩机周期性的吸排气造成制冷剂压力的突变,对吸排气管路形成周期性的冲击,形成管路的振动并对外辐射噪声,主要体现在压缩机的运转频率以及它的谐频上,基本都在 500Hz 以下;

(2)压缩机排气谐振频率和气柱的固有频率如果过于接近,有可能产生共振。

对于电磁噪声,主要是由于交变磁场引起磁力变化,径向力波使定子和转子发生径向变形和周期性震动,产生了电磁噪声,一般情况下是电流频率及其谐频的两倍。

综上所述,虽然冰箱压缩机噪声源众多,但是都会通过排气管和底板把振动传递出去,由于压缩机和底板之间有减振垫,所以底板的振动相对很小,因此压缩机主要通过进排气管将压缩机的振动传递、辐射出去。因此,在不改变压缩机结构的情况下,如果能降低吸排气管路的振动,将会有效地改善冰箱噪声。

3 动力吸振器设计

对于压缩机管路的减振、降噪而言,有许多途径,例如设计低振动的压缩机,或者变更管路的设计、增加减振阻尼块等,这些措施研究周期长,效果不一定明显。相对来说,动力吸振器(Dynamic Absorber)结构简单、不需要变更主要部件设计,效果显著,是降低压缩机管路振动的

好方法。

3.1 动力吸振器的设计依据

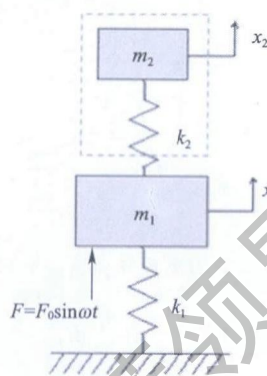


图4 动力吸振器原理图

如图4所示,质量为 m_1 的结构物用刚度为 k_1 的弹性元件支撑在基础上, m_2 和 k_2 代表附加在主振系 $k_1 - m_1$ 上的一个弹簧质量系统(动力吸振器),主振系 $k_1 - m_1$ 在正弦激励力 $F = F_0 \sin \omega t$ 作用下进行强迫振动。根据牛顿运动定理建立其系统的振动微分方程为:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2(x_1 - x_2) &= F_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

频率响应的值可从公式(2)得到:

$$\begin{aligned} (-m_1 \omega^2 + k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 &= F_0 \\ -k_2 x_1 + (-m_2 \omega^2 + k_2)x_2 &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

转换成矩阵形式如下:

$$\begin{bmatrix} m_1 \omega^2 + k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & m_2 \omega^2 + k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

当扰动频率 ω 等于吸振器的固有频率 ω_2 时,质量 m_1 虽受到激励力的扰动,但却静止不动,而吸振器却以 $x_2 = -\frac{F_0}{k_2}$ 做与扰动力相反的运动。

吸振器作用于质量 m_1 上的力为 $k_2 x_2 = -F_0 \sin \omega t$,在任何瞬时,此力恰好与激励力(即扰动力) $F = F_0 \sin \omega t$ 相互平衡,因而使主振系的强迫运动完全消失,这就是动力吸能器的基本原理。图5为二自由度系统的稳态响应图。

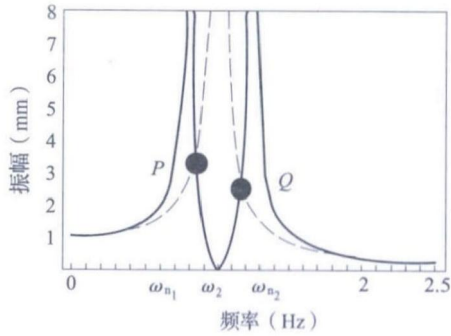


图5 二自由度系统的稳态响应图

从图中可以看出, $B_1 \approx 0$, $B_2 = \frac{1}{(1-Z^2)(1+S-Z^2)-S} \times \frac{F_0}{k_1}$, 主系统的强烈振动为辅助系统所吸收。

此外, 动力吸振器是一种单频窄带吸振器, ω_n 偏离 ω_n 的程度、新共振点频带宽和弹簧的制造误差都会影响动力吸振器的工作有效性, 所以调试设计应引起足够的重视。

3.2 动力吸振器的设计

3.2.1 设计步骤

(1) 已知激振力幅值 F_0 , 频率 ω , 主系统质量 m_1 和固有频率 ω_n (如果有未知值可通过测试获得)。

(2) 根据新的共振点频率比限定值:

$$\frac{\omega_{n1}}{\omega_n} < 0.9, \frac{\omega_{n2}}{\omega_n} > 1.1$$

确定质量比 μ , 最终得到 $m_2 = \mu m_1$ 。

(3) 弹簧 k_2 的参数确定, 吸振器弹簧总刚度 $k_2 = m_2 \omega_n^2$, 确定一只弹簧的刚度 k'_2 , 弹簧的最大相对变形量 $\delta_{\max} = |B_1| + |B_2|$, 因 $|B_1| \approx 0$, 所以 $\delta_{\max} \approx |B_2| = F_0/k'_2$, 于是可以根据确定的 k'_2 和 δ_{\max} 进行弹簧设计;

(a) 系统调试设计: 在 m_2 固定的条件下, 可以改变悬臂梁的长度来调整 k_2 , 保证 $\omega_{n2} = \omega_n$; 在 k_2 固定的条件下, 可以凭借改变 m_2 来保证 $\omega_{n2} = \omega_n$;

(b) 动力吸振器与主系统的连接点选择: 若主系统为多自由度系统。动力吸振器只要不附连在主系统的振动节点(振幅为零位置)上, 总能在窄

带范围内使连接点邻近区域的振动得到抑制, 当动力吸振器附连在激振力作用点或抑制震动的振幅最大处时, 效果都很好。

3.2.2 具体设计过程

下图为设计的动力吸振器的结构简图:

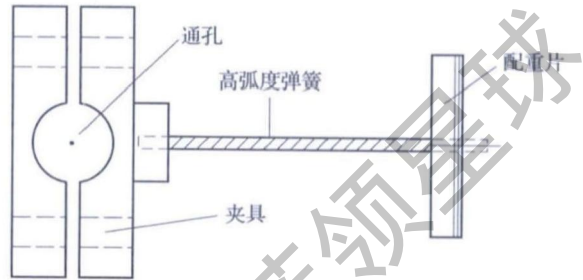


图6 动力吸振器设计图

如图6所示, 该吸振器由夹具、高强度弹簧杆、配重片组成, 夹具为普通钢材, 中间留有通孔, 固定在储液罐的进气口上, 支撑杆为高强度连接弹簧, 一端与夹具固定连接, 另一端设置配重块。配重片为铜材质, 形状为圆形, 弹簧杆的长度、直径, 配重片的质量计算如下式所示:

$$\delta_{st} = \frac{Wl^3}{3EI} \quad (4)$$

其中, δ_{st} —— 静载荷挠度, cm;

E —— 弹性模量, GPa;

L —— 杆的长度, cm;

I —— 截面的轴惯性矩, cm^4 , 且 $I = \frac{\pi d^4}{64}$ 。

其中, d —— 支承杆的直径, cm。

因此, 支撑杆的刚度为:

$$k = \frac{W}{\delta_{st}} = \frac{3EI}{l^3} \quad (5)$$

由上述公式可得出动力吸振器的频率为:

$$f = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{k}{m}} \times 1000 \quad (6)$$

4 实验及结果分析

本文使用丹麦 B&K 公司生产的 Pulse 来测试压缩机的振动情况。

试验测试流程如图 8。

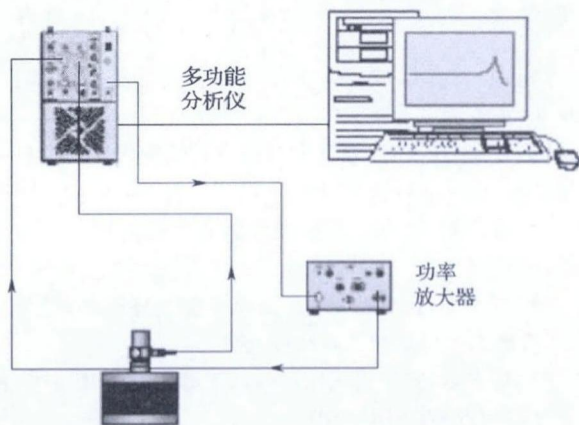


图 7 压缩机管路振动测试仪器



图 8 试验测试流程图

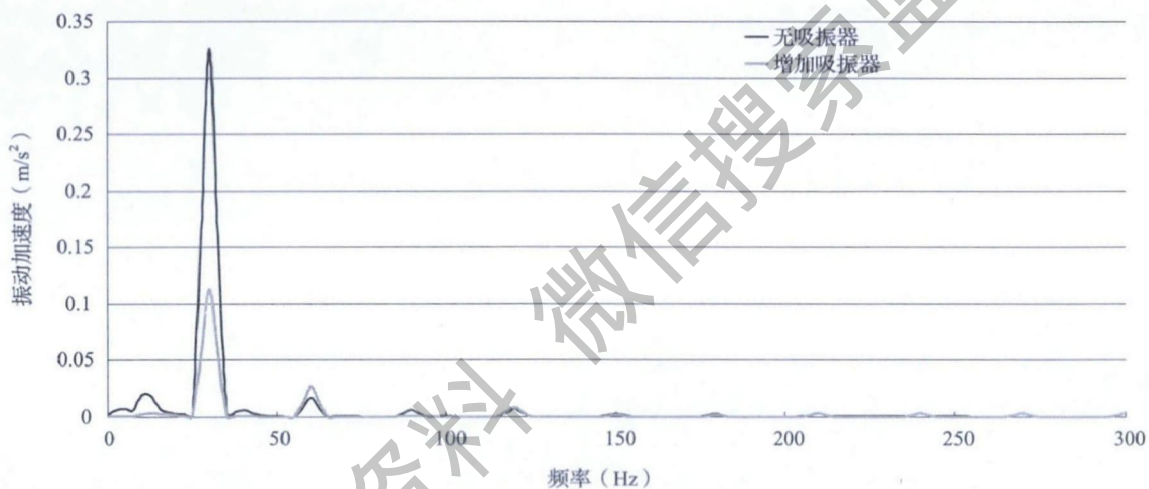


图 9 压缩机排气管振动频谱

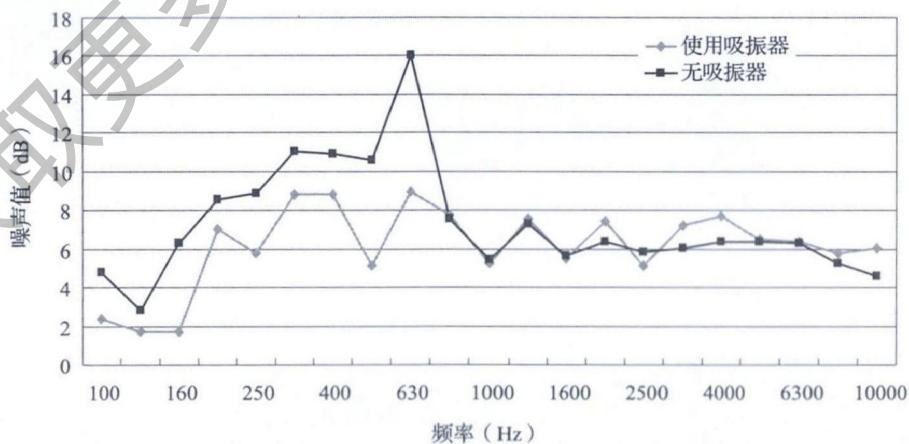


图 10 整机噪声试验结果

通过试验发现,动力吸振器对压缩机管路的振动有很好的减振效果,尤其对压缩机排气管处的减振效果尤其明显,可有力地降低冰箱低频噪声,改善顾客满意度。

5 结论

本文提供了一种冰箱压缩机管路的吸振结构,并将其固定在压缩机排气管路上。该吸振结构具有吸收压缩机振动力的功能,从而可以大大降低压缩机工作中产生的振动力,减小噪声,有效改善冰箱低频噪声及管路振动。

参考文献:

- [1]成大先. 机械设计手册. 北京:化学工业出版社, 2004. 74 ~ 76
- [2]江华,李欣. 冰箱压缩机振动和噪声研究[J]. 机电工程技术, 2005(34): 53 ~ 56
- [3]李玉斌. 冰箱压缩机的机械音和电磁音[J]. 日用电器, 2004(2): 23 ~ 25
- [4]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. 78 ~ 82
- [5]郁永章. 容积式压缩机技术手册[M]. 北京:机械工业出版社, 2000. 950 ~ 970