

冰箱压缩机吸气消声器的声学性能与流动性能分析

陈会平 卢普伟 莫昭妮 吴丽华
广州工控万宝压缩机有限公司 广东广州 510931

摘要: 在冰箱压缩机中, 活塞和气阀会产生压力脉动引起气流噪声, 通常采用吸气消声器进行控制。然而, 吸气消声器的使用会带来压力损失, 从而降低压缩机的性能。为了兼顾消声器的声学性能进行结构优化设计, 对消声器的声场和流场进行数值分析用于预测综合性能。仿真结果表明优化后的消声器在流动性能和声学性能方面改善明显。

关键词: 气流噪声; 吸气消声器; 声学性能; 流动性能

前言

噪声是衡量冰箱品质的重要指标, 冰箱噪声主要来源于压缩机。冰箱压缩机主要分为气动噪声、机械噪声和电磁噪声, 其中气动噪声所占比重最大^[1]。在冰箱压缩机运行时, 活塞和吸气阀会产生压力脉动引起气动噪声, 这也是压缩机的主要声源^[2]。降低气动噪声的常规方法是在吸气端安装吸气消声器。然而, 制冷剂经过吸气消声器时会产生压降和传热, 影响压缩机的性能。因此, 在设计吸气消声器时, 需要兼顾声学性能和流体性能, 让消声器满足大消声量和低流动阻力要求。

冰箱压缩机吸气端设置的消声器主要结构包括壳体、进气管、隔板和内插管等。通过设计不同的截面形状, 使部分频率的声波在沿管道传播时不能通过消声器, 或者利用声程差使腔内噪声相互抵消。目前, 许多国内外学者已经对冰箱压缩机消声器开展过相关研究。张师帅等^[3]利用有限元法对吸气消声器的声学特性进行数值仿真, 根据进气管、内插管和隔板等结构参数对消声器传递损失的影响进行结构优化, 能够有效提升消声器的声学性能。韩宝坤等^[4]对消声器腔内的无导流管、方形导流管和圆形导流管三种结构进行传递损失计算, 得出导流管能够有效增强消声器的消声性能且圆形导流管比方形导流管降噪效果更加显著等结论。Seungjae Oh等^[5]提出一种利用冰箱和空调压缩机吸气部分的声学效应来提

高能效的系统方法。以上研究均能有效改善吸气消声器的声学性能, 但是忽略了消声器的流动性能。

本文针对冰箱压缩机吸气消声器进行三维建模, 对原始方案和优化方案消声器进行声学性能和流动性能仿真计算, 全面对比分析两种吸气消声器的综合性能, 为研究低流动阻力和高声学性能消声器提供理论依据。

一、吸气消声器模型

(一) 三维模型

吸气消声器的材料为聚对苯二甲酸丁二醇酯, 两种方案的三维结构如图1所示。从图1可知, 消声器主要由壳体、吸气口、排气口和腔内的横向挡板、进气管、内插管等结构组成。初始方案消声器在吸气口位置不带进气管, 隔板处有两根直径为4mm的内插管, 优化方案在吸气口位置有进气管, 长度为30mm, 隔板处仅有一根直径为6.5mm的内插管。

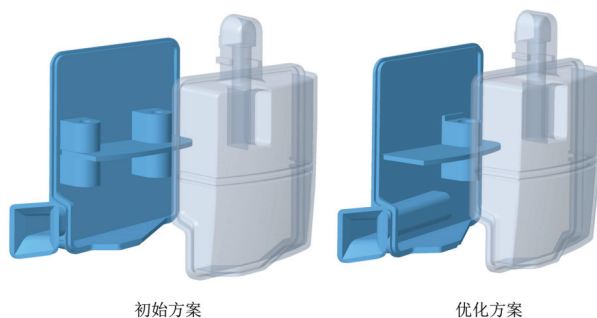


图1 消声器结构示意图

(二) 消声器的声学模型

吸气消声器的声学性能有插入损失、末端减噪量、传递损失等评价指标, 其中插入损失和末端减噪量需要

作者简介: 陈会平, 1979年10月生, 男, 汉族, 广东茂名, 硕士研究生, 工程师, 现任广州工控万宝压缩机有限公司技术中心先行研究所副所长, 研究方向: 冰箱压缩机能效研究、NVH研究、可靠性研究、仿真技术等。

通过试验获取声源特性和声阻抗信息进行计算，过程复杂且繁琐。因为传递损失属于消声器自身具有的特性，所以在评价消声器的声学性能时使用传递损失作为评价标准更为准确和便捷。

消声器的声学性能包括消声量的大小和消声频率范围的宽窄两方面。消声器的声学性能通常使用传递损失 TL 进行度量。其定义为消声器进口的噪声能量与出口能量之差，数学表达式如下：

$$TL = 10 \lg \frac{W_{in}}{W_{out}} = L_{W_{in}} - L_{W_{out}} = 10 \lg \left[\frac{S_{in}}{S_{out}} \left(\frac{P_{in}}{P_{out}} \right)^2 \right] \# \quad (1)$$

根据声学理论和传递损失原理可将上式变为：

$$TL = 10 \lg \left[\frac{S_{in}}{S_{out}} \left(\frac{p_1 + \rho c v_1}{2 p_2} \right)^2 \right] \# \quad (2)$$

式中， p_1 和 p_2 分别为入口压力和出口压力， v_1 为入口处的质点振速， ρ 、 c 分别为制冷剂的密度和声速， S_{in} 、 S_{out} 分别为入口和出口面积。

二、数值计算与结果分析

(一) 消声器的声学性能仿真分析

在声学性能仿真中，需要通过声学仿真软件对原始方案和优化方案两种吸气消声器进行声腔提取、网格划分，利用 AML 方法计算消声器的传递损失。制冷剂材料选择 R600a (异丁烷)，密度 $\rho=1.63\text{kg/m}^3$ ，声速 $c=218.5\text{m/s}$ ，R600a 制冷剂在没有扰动时初速度为零，静态密度和压强均为常量。消声器腔内的介质假设为无黏性流体，声波在这种介质的传播过程中无能量损耗，忽略壁面与外界的传热，传播的是小振幅压力波。此外，声波的传播为绝热过程，各声学参数为一阶微量。

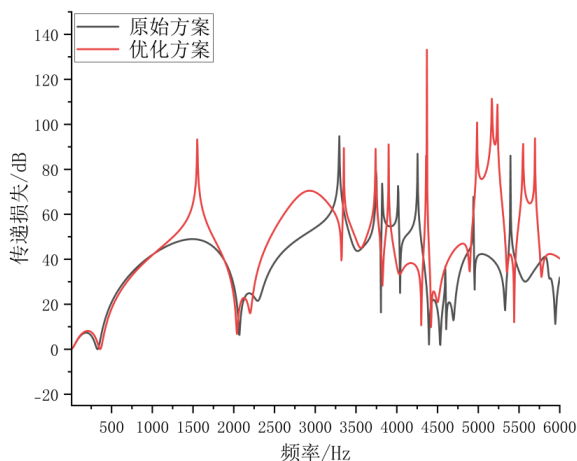


图2 消声器的传递损失

两种方案的噪声传递损失如图2所示，在低、中频段，即在400Hz~2000Hz频段，原始方案消声器的传递损失低于优化方案消声器。原始方案消声器传递损失的峰值在3200Hz附近，优化方案消声器的传递损失峰值在1850Hz附近。在2000Hz~31000Hz频段以及5000Hz~6000Hz两个频段，优化方案消声器传递损失值明显优于原始方案消声器，且频带较宽，无明显的低估，消声器分为两个腔体，腔体之间通过内插管彼此连通，不同腔体针对不同频率的声波起到消声作用，因此在低频段传递损失较高。

(二) 消声器的流动性能仿真分析

在冰箱压缩机运行时流动阻力会影响吸气效率，当排气效率降低时会影响压缩机的工作性能。因此，在提高消声器声学性能的同时，应尽量避免压力损失过大。吸气消声器腔体结构对流动阻力的大小用压力损失来评价，它是评价消声器特性的重要指标。

在流体性能仿真计算中，材料参数与声学仿真计算一致，将消声器内部的流动视为不可压缩流体的流动，忽略制冷剂介质和外界与壁面的传热作用。控制方程的求解采用 simplec 算法，采用湍流模型来进行数值模拟。进气口边界条件设置成速度边界条件，出气口边界条件设置成压力边界条件，壁面边界条件设置成绝热无滑移壁面。

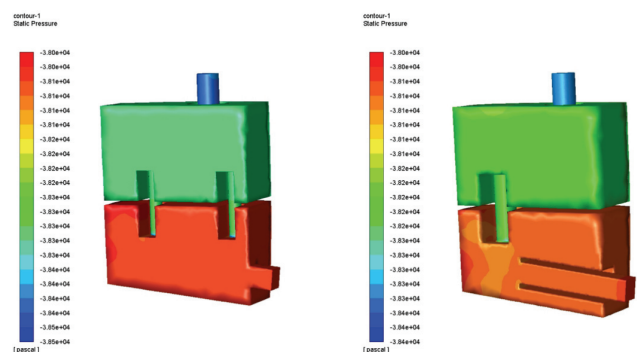


图3

在图3所示的消声器的压力云图中，两种方案消声器的第一腔室中压力较高。在流动性能仿真计算中，原始方案消声器压力损失为365.9Pa，优化方案消声器的压力损失是275.6Pa，优化后压力损失降低90.3Pa，改变内腔结构能够有效减小吸气消声器的压力损失。

结论

本文对冰箱压缩机进行三维建模，分别对原始方案

和结构优化方案两种消声器进行声学 and 流动性能分析。通过调整消声器腔内的内插管数量和管径以及进气管能够有效改善消声器的声学 and 流动性能，为研究低流动阻力和高声学性能消声器提供了理论依据。

参考文献

[1] 韩海晓, 何志龙, 彭强强. 全封闭冰箱压缩机噪声控制研究综述 [J]. 流体机械, 2012, 40 (01): 35-40.

[2] Kim, S., Cheong, C., Park, J., Kim, H., & Lee, H. (2016). Investigation of flow and acoustic performances of suction mufflers in hermetic reciprocating compressor. *International Journal of Refrigeration—Revue Internationale Du Froid*, 69, 74-84. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.05.006>

j.ijrefrig.2016.05.006

[3] 张师帅, 黄书才, 方泽云, 等. 冰箱压缩机吸气消声器声学特性研究 [C]// 中国家用电器协会, 《电器》杂志社. 2012年中国家用电器技术大会论文集. 华中科技大学; 黄石东贝电器博士后工作站; , 2012: 5.

[4] 韩宝坤, 牛家鹏, 闫成稳, 等. 冰箱压缩机吸气消声器声学特性分析 [J]. 噪声与振动控制, 2016, 36 (06): 178-181.

[5] Oh, S., Wang, S., & Cho, S. (2015). Development of Energy Efficiency Design Map based on acoustic resonance frequency of suction muffler in compressor. *Applied Energy*, 150, 233-244. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.04.047>