

文章编号:1006-1355(2017)06-0194-05

压缩机吸气消声器气动噪声辐射特性研究

孙晓东, 陆海江, 孙 慧, 刘 超

(青岛万宝压缩机有限公司, 山东 青岛 266590)

摘要:以某变频压缩机吸气消声器为研究对象,在不同压缩机转速下,研究消声器内流场气动噪声辐射特性。通过仿真分析消声器内部流场和声场,采用FW-H声学模型计算其声场参数,获得噪声源数据,计算气动噪声辐射特性,并与整机测试结果进行对比分析。结果表明,吸气消声器噪声源强度从入口至出口沿气流方向逐渐增大,主要噪声源位于出口附近;随转速增加,噪声源强度逐渐增大;出口和入口的声压级都随转速上升而增大,且声压级的最大值所在频段随转速上升逐渐向高频移动;相同转速下,出口处的声压级高于入口处;消声器气动噪声表现为一种宽频噪声,主要集中于400 Hz至6 000 Hz频段内,吸气消声器气动噪声对压缩机整机噪声影响较大。

关键词:声学;变频压缩机;吸气消声器;气动噪声;声压级;宽频噪声

中图分类号:TK413.4⁺7;P733.22

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2017.06.039

Study on Aerodynamic Noise Radiation Characteristics of Compressor's Suction Mufflers

SUN Xiao-dong, LU Hai-jiang, SUN Hui, LIU Chao

(Qingdao Wanbao Compressor Co. Ltd., Qingdao 266590, Shandong China)

Abstract: With a suction muffler of an inverter compressor as the research object, its aerodynamic noise radiation characteristics of the internal flow field under different rotation speeds are studied. The simulation analysis of the internal flow field and sound field of the muffler is carried out, and sound field parameters are calculated by FW-H acoustical model to obtain the noise source data and the aerodynamic noise radiation characteristics. The results of computation are compared with the test results of the overall unit. The results show that the noise source intensity of the suction muffler increases gradually from the inlet to the outlet in the airflow direction and the main noise source is located near the outlet. With the increasing of the rotation speed, the noise source intensity increases, the sound pressure levels at the inlet and outlet also increase, and the frequency range of the maximum sound pressure level moves to the side of higher frequency. Under the same rotating speed, the sound pressure level at the outlet is higher than that at the inlet. The aerodynamic noise of the muffler is a broadband noise concentrated mainly on 400 Hz-6 000 Hz frequency range. The total noise of the compressor is highly dependent on the aerodynamic noise of the suction muffler. The aerodynamic noise of the suction muffler has a large effect on the noise of the compressor.

Key words: acoustics; inverter compressor; suction muffler; aerodynamic noise; sound pressure level; broadband noise

随着人们环保观念的提升以及对生活品质要求的提高,消费者对家电噪声的要求越来越高,其中冰箱作为普及率最高的家电之一,其运行过程中的噪音问题正逐渐得到重视,其中冰箱噪声的主要来源是压缩机^[1]。压缩机噪声主要分为机械噪声、气动噪声和电磁噪声,其中气动噪声最主要的来源就是吸气噪声^[2]。目前压缩机生产厂商基本都设计吸气

消声器来降低吸气噪声,结构设计合理的吸气消声器可以有效降低吸气噪声,但是由于消声器本身结构复杂以及内部流过的气流速度快、湍流强度高,很容易会产生气流再生噪声,即气动噪声。气动噪声是指气流的压力和速度脉动引起的辐射噪声,它不是由于结构的振动产生的,而是来自流体内部流速不均匀或者流体表面的压力脉动^[3]。目前对吸气消声器的研究基本都集中在其消声性能上,对消声器气动噪声问题的研究较少。本文以某变频压缩机吸气消声器为研究对象,对其流场和声场进行仿真分析,研究吸气消声器在不同转速下流场参数与气动噪声辐射特性。

收稿日期:2017-04-06

作者简介:孙晓东(1989-),男,山东省烟台市人,硕士,主要研究方向为系统噪声控制、结构与流体仿真。

E-mail: sunxiaodongsxd@163.com

1 气动噪声计算公式

计算气动噪声采用 FW-H (Ffowcs-Williams & Hawkings) 方程, FW-H 方程是最通用的 Lighthill 声比拟方法, 可以求解单极子、偶极子和四极子噪声^[4]。采用时域积分的方法, 通过面积分计算指定位置的噪声^[5]。可以选择多个源面和接收位置, 也可以保存噪声源数据, 或在瞬态流动求解过程中同时执行噪声计算^[6]。

FW-H 方程如下

$$\left(\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \frac{\partial^2}{\partial x_i^2}\right) p'(x_i, t) = \frac{\partial}{\partial t} \{[\rho_0 v_n + \rho(u_n - v_n)] \delta(f)\} - \frac{\partial}{\partial x_i} \{[-P_{ij}' \cdot n_j + \rho u_i(u_n - v_n)] \delta(f)\} + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [T_{ij} H(f)] \quad (1)$$

式中 $\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \frac{\partial^2}{\partial x_i^2}$ 为波动算子; $p'(x_i, t)$ 代表观测点在 t 时刻的声压; ρ 、 u_i 、 P_{ij} 分别表示密度、速度和应力张量; $f(x, t) = 0$ 为用隐函数描述的运动物体边界面的控制面方程。 $T_{ij} = -P_{ij}' + \rho u_i u_j - c^2 p' \delta_{ij}$ 为 Lighthill 张量; δ_{ij} 为克罗内克符号; $H(f)$ 为 Heaviside 函数; $\delta(f)$ 代表 Dirac 函数, 并满足

$$H(f) = \begin{cases} 1 & f(x_i, t) > 0 \\ 0 & f(x_i, t) < 0 \end{cases}, \quad \delta(f) = \frac{H(f)}{df} \quad (2)$$

式(1)右边的第一项表示单极子声源, 第二项表示偶极子声源, 第三项表示四极子声源^[7]。在低速流动中, 偶极子占据了气动噪声的大部分。四极子声源主要与物面附近的非线性流动有关, 在低速流动中, 四极子声源可以忽略^[8]。

2 流场与声场仿真

以某变频压缩机吸气消声器为研究对象, 对消声器进行三维模型处理和内部流场提取, 对内部流场区域进行网格划分, 由于结构复杂, 采用四面体非结构网格, 靠近壁面处进行网格加密处理。设置入口边界为速度入口, 由于变频压缩机转速不固定, 研究 1 500 r/min、2 000 r/min、3 000 r/min、4 000 r/min、4 500 r/min 五种转速下的消声器气动噪声辐射特性, 对应的入口流速分别为 3.4 m/s、4.5 m/s、6.7 m/s、8.8 m/s、9.9 m/s。采用 FW-H 声学模型仿真分析消声器声场, 设置噪声源为消声器壁面, 监测点设置为消声器的入口和出口, 计算消声器气动噪声。

3 流场与声场分析

3.1 表面声压脉动时均值

表面声压脉动时均值 (surface dpdt RMS), 即声源表面静压随时间的变化率, 能直观反映噪声产生

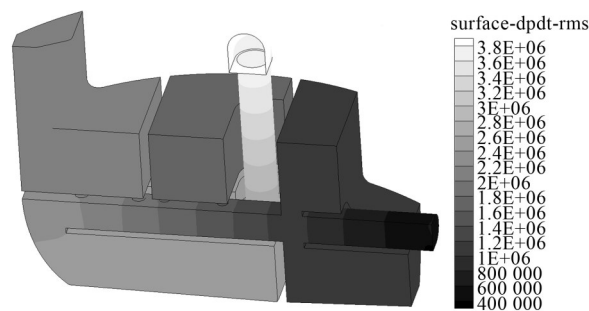


图1 消声器声压脉动时均值云图

的区域和声源的强度。图1为消声器表面声压脉动时均值云图, 声压脉动沿着气流流动方向从入口至出口逐渐增大, 最大值位于消声器出口附近, 表明消声器气动噪声的主要噪声源位于出口附近, 而出口处正对着吸气阀片阀舌位置, 压缩机运行过程中, 吸气消声器产生的气动噪声在某一特定频段下会影响阀片的运动, 产生声振耦合, 导致阀片振动, 进而向外辐射噪声, 甚至引起阀片疲劳断裂。

图2为声压脉动时均值的最大值随转速的变化折线图, 随着转速上升, 声压脉动幅值逐渐增大, 声源强度也随之逐渐增强, 转速由 1 500 r/min 至 4 000 r/min 上升的过程中, 声压脉动的增速逐渐加大, 噪声源增强的速度也逐渐变快, 当转速超过 4 000 r/min 后, 声压脉动增速减小, 噪声源强度增加的速度也随之减小。

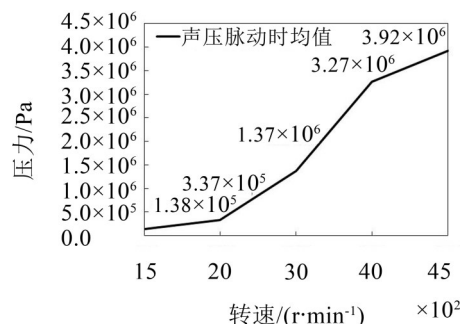


图2 消声器声压脉动时均值

3.2 功率谱密度

图3为消声器入口处的功率谱密度图, 图4为消声器出口处的功率谱密度图, 对比发现, 功率谱密度随转速上升迅速增大, 且最大值所对应的频段随转速上升逐渐向高频移动, 从 400 Hz ~ 800 Hz 频段逐渐上升到 5 000 Hz ~ 6 000 Hz 频段, 高频噪声所占比例逐渐上升。相同转速情况下出口的功率谱密度明显高于入口, 这与声压脉动的分布规律相同, 表明出口处的噪声源强度高于入口处。整个功率谱主要集中在 400 Hz ~ 6 000 Hz 频段内, 吸气消声器气动噪声表现为一种宽频噪声。

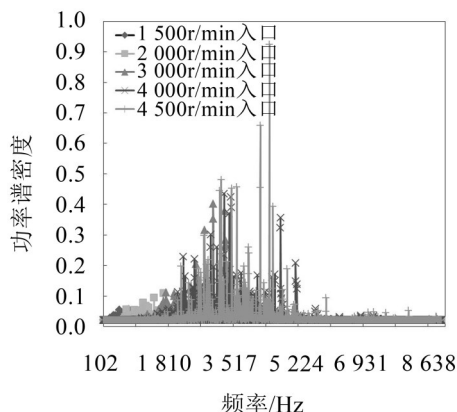


图3 消声器入口声功率谱密度

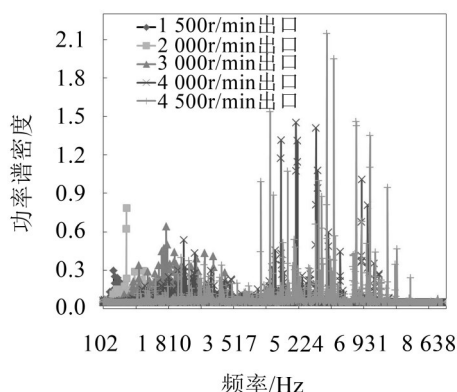


图4 消声器出口声功率谱密度

3.3 声场分布

将消声器壁面的压力脉动作为声源，入口和出口向外辐射噪声，采用球形声场，消声器位于球心处，计算得到球形声场上的声压。图5为转速为4 500 r/min时频率4 378 Hz对应的声场声压云图，图6为转速为4 500 r/min时频率5 016 Hz对应的声场声压云图，不同频率下消声器周围声场的声压分布存在变化，但大部分频率下声场分布存在规律性，即消声器入口和出口对应位置的声压较高，由中心向四周逐渐减小，其中最大声压出现在出口附近。对比不同转速下的声场声压分布，随着转速上升，400 Hz~800 Hz频段声压有所减小，其他频段声压都随转速上升逐渐增大。

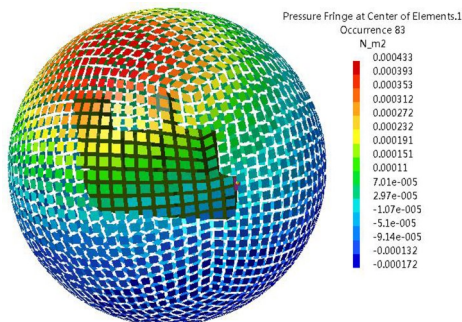


图5 消声器外声场声压云图

3.4 IFFT分析

图7为消声器入口的气动噪声时域声压级，图8为消声器出口的气动噪声时域声压级，对比发现，声压级随时间变化呈波动状态，入口处声压级整体波动较大，随着转速上升，声压级逐渐增大，但波动逐渐减小，趋于平稳。出口处较入口处整体波动小，随着转速上升，声压级逐渐增大，波动逐渐减小，趋于平稳。

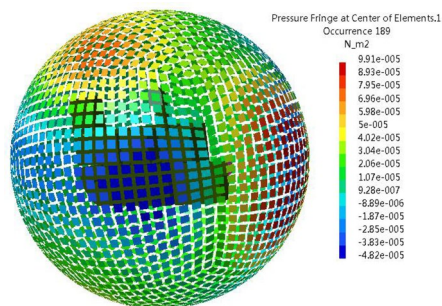


图6 消声器外声场声压云图

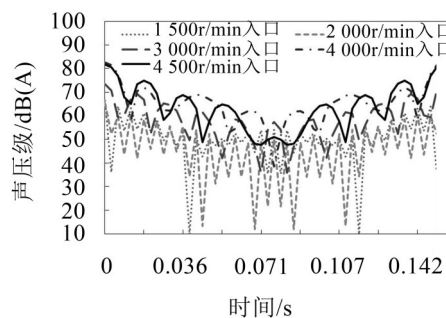


图7 消声器入口处气动噪声时域声压级

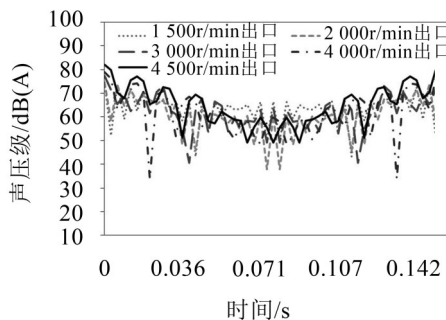


图8 消声器出口处气动噪声时域声压级

3.5 声压级

五种转速下消声器入口处气动噪声声压级1/3倍频程频谱如图9所示，对比发现，声压级随频率增加出现两个峰值，第一个峰值位于400 Hz~800 Hz频段内，第二个峰值位于2 500 Hz~6 000 Hz频段内，随着转速上升，第一个峰值处的声压级逐渐下降，第二个峰值处的声压级逐渐上升，呈交替上升趋势。每个转速下的声压级最高峰值所对应的频率随转速上升逐渐增大。转速为4 000 r/min与4 500

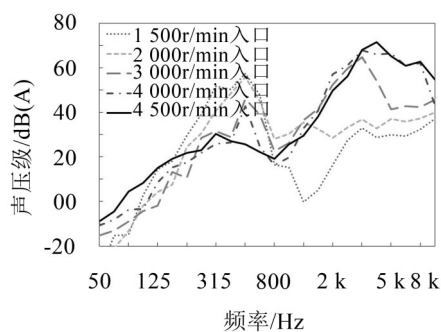


图9 消声器入口处气动噪声声压级频谱

r/min时声压级变化较小。

五种转速下消声器出口处气动噪声声压级1/3倍频程频谱如图10所示,对比发现,声压级随频率增加出现两个峰值,第一个峰值位于400 Hz~800 Hz频段内,第二个峰值位于2 500 Hz~5 000 Hz频段内,随着转速的增加,第一个峰值处的声压级逐渐下降,第二个峰值处的声压级逐渐上升,呈交替上升态势。每个转速下的声压级最高峰值所对应的频率随转速增加逐渐上升。转速为4 000 r/min与4 500 r/min时声压级变化不明显。

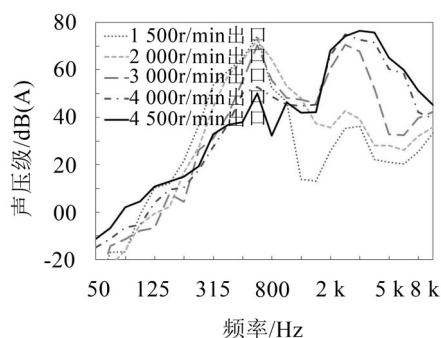


图10 消声器出口处气动噪声声压级频谱

图11至图15为五种转速下的入口与出口的声压级1/3倍频程频谱对比图,对比发现,在相同转速下,消声器出口声压级要高于入口声压级,且出口的最大声压级对应的频率要高于入口的最大声压级对应的频率。这与出口附近的声压脉动大,噪声源强度高有关。

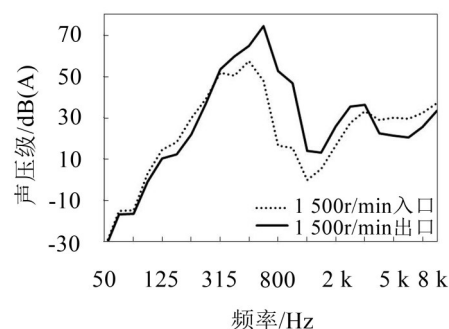


图11 转速为1 500 r/min时声压级频谱

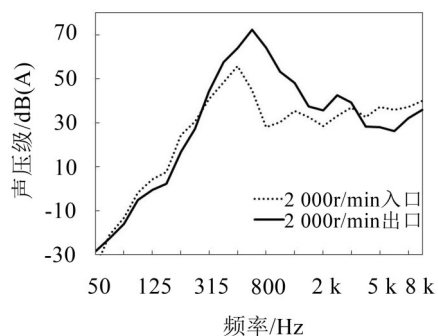


图12 转速为2 000 r/min时声压级频谱

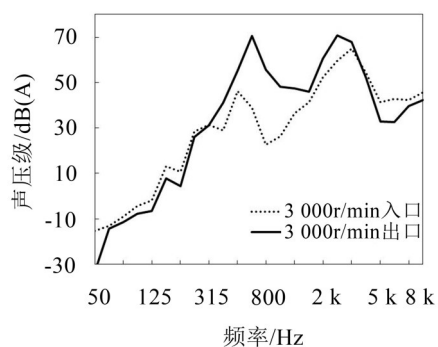


图13 转速为3 000 r/min时声压级频谱

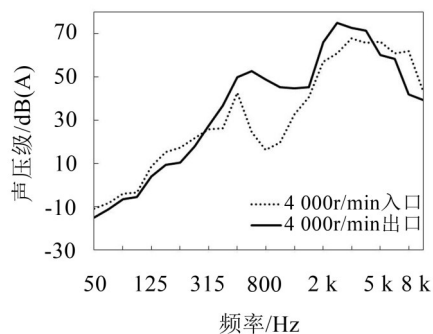


图14 转速为4 000 r/min时声压级频谱

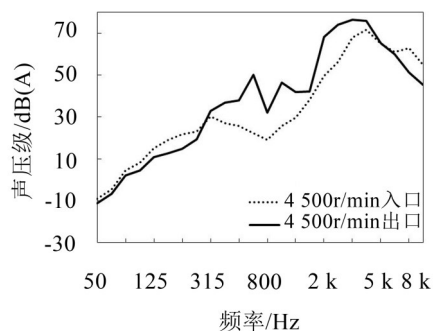


图15 转速为4 500 r/min时声压级频谱

4 实验对比

取6台性能稳定的压缩机进行整机噪声测试,在半消声室中进行半球形十点法声压级测试,分别测试1 500 r/min、2 000 r/min、3 000 r/min、4 000 r/min、4 500 r/min五种转速下的整机声压级,取6台测试数

- [4] WILSON HO, BANTING WONG, DRAGON TSUI, et al. Reducing rail corrugation growth by tuned mass damper [A]. MAEDA TATSUO, GAUTIER PIERRE -ETIENNE, HANSON CARL E, et al. Proceedings of the 10 th International Workshop on Railway Noise[C]. Nagahama, Japan: Springer, 2010: 89-96.
- [5] 尹学军. 减振轨道:CN200610048318. 2, 2006[P].
- [6] 曾钦娥, 刘林芽, 尹学军. 阻尼钢轨降噪性能测试[J]. **声学技术**, 2012, 31(1): 98-101.
- [7] 背户一登. 动力吸振器及其应用[M]. 任明章译. 北京: 机械工业出版社, 2013: 25-50.