doi:10.3969/j.issn.1005－0329.2025.01.012

应用技术

封闭式涡旋压缩机噪声特性仿真与声源定位研究

张文卓[1],曲　政[1],刘玉环[2],杨春立[2],王　珍[1]
(1. 大连大学 机械工程学院,辽宁大连 116622;2. 冰山松洋压缩机(大连)有限公司,辽宁大连 116032)

摘　要:针对封闭式压缩机内部结构复杂、零部件较多,难以实现对共振部件的精准定位与识别,限制了涡旋压缩机振动与噪声性能的高效优化与控制等问题,为了实现对压缩机噪声源的快速识别,提出了涡旋压缩机声振耦合仿真分析方法。通过有限元仿真技术模拟压缩机转子系统工作过程,获得上、下支撑反力。将其加载于壳体内部,计算得到壳体表面振动特性。采用 LMS.Virtual.Lab 软件进行声学仿真,明确压缩机壳体表面辐射的噪声特性,再通过试验测试得到压缩机噪声频谱。结果表明,压缩机实测噪声频谱与仿真结果吻合较好,压缩机声压级为 75.2 dB(A),与仿真结果误差仅约 2.4 dB(A);824 Hz 与 1 940 Hz 为压缩机主要噪声源,分别对应动涡旋和定子壳部件;声源识别系统测试得到的压缩机主要声源位置也与仿真结果相一致。研究结果可为封闭式涡旋压缩机噪声源定位与优化提供理论依据及技术参考。

关键词:封闭式涡旋压缩机;噪声特性;噪声源识别;频谱分析
中图分类号:TH45　　**文献标志码:**A

Research on noise characteristics simulation and sound source localization of closed scroll compressor

ZHANG Wenzhuo[1], QU Zheng[1], LIU Yuhuan[2], YANG Chunli[2], WANG Zhen[1]
(1.School of Mechanical Engineering, Dalian University, Dalian 116622, China;
2. Sonyo Compressor (Dalian) Co., Ltd., Dalian 116032, China;

Abstract: In response to the complex internal structure and numerous components of enclosed compressors, the precise positioning and identification of resonant components are extremely difficult, which limits the efficient control of vibration and noise performance of vortex compressors. In order to rapid identify the noise sources of compressor, a acoustic and vibration coupling simulation analysis method for vortex compressor is proposed in this paper. The finite element simulation technology is employed to simulate the working process of the compressor rotor system, then the upper and lower support reaction forces are obtained. Add the forces inside the shell to calculate the surface vibration characteristics of the shell. Then LMS. Virtual. Lab software is used for acoustic simulation to clarify the noise characteristics radiated from the shell, while the experiment is also carried out to obtain the compressor noise spectrum. The results show that the measured noise spectrum is in good agreement with the simulation results. And the sound pressure level of compressor is 75.2 dB(A) with an error of about 2.4 dB(A) compared to simulation results. 824 Hz and 1 940 Hz are the main noise sources of the compressor, corresponding to the moving vortex and stator shell components, respectively. Combined with the sound source recognition system, it can also be seen that the main sound source position of the compressor is also consistent with the simulation results. The research results can provide theoretical basis and technical reference for the localization and optimization of noise sources in enclosed scroll compressors.

Key words: closed scroll compressor; noise characteristic; noise source identification; spectrum analysis

0　引言

涡旋压缩机是众多家用电器的主要动力部件之一,其振动与噪声性能对整体机组影响极大,因此控制涡旋压缩机的振动与噪声极为重要[1-6]。涡旋压缩机噪声成分比较复杂,主要可分为机械

收稿日期: 2024－04－16　**修回日期:** 2024－08－23
基金项目: 2022 年度大连市重点科技研发计划(第一批)项目(2022YF16SN037);大连大学科研平台校内基金项目(202301YB03);大连大学学科交叉一般类项目(DLUXK-2024-QN-003)

噪声、气动噪声和电磁噪声三类[7-9]。其中，机械噪声主要由压缩机内部零部件的摩擦和碰撞所产生。而当内部零部件的固有频率与外部激励的频率相近时，机械部件容易产生共振，显著增加压缩机的噪声，对压缩机整体的噪声贡献极大。精确定位共振部件是优化设备结构、抑制共振的首要环节，对优化产品设计、降低噪声具有重要意义。

关于噪声源识别，国内外学者已开展了大量的研究。如高志斌等[10]测量了汽轮鼓风机和射流抽汽器的声强，通过比较声功率对噪声源的贡献进行排序，明确了汽轮鼓风机为主要噪声源。谭龙龙等[11]采用噪声测试、声成像分析和模态分析方法，实现了离心式压缩机噪声源的精准定位，并提出了相应的降噪方法。XU 等[12]测试并分析了压缩机的噪声特性，精准定位了压缩机内部主要噪声源，进而采用吸声阻尼针对性地降低了离心压缩机的辐射噪声。NIVESRANGSAN 等[13]分别采用基于波速和声发射能量的 2 种方法对 74 kW 柴油机缸盖进行声源定位，发现基于波速的方法对单源信号定位更有效，而基于能量的方法对多源信号定位效果更佳。CROCKER 等[14]对分体式空调机组噪声进行了测试，发现低频声音主要源自于排气口和进气口，而高频噪声主要源自于机柜。张金圈等[15]利用近场声全息技术对变频空调器室外机及管路的噪声特性进行了测试，并提出了重建面声压、质点振速以及声强的声源定位方法，结果表明，相比于声全息方法，声强重建声源定位方法对室外机噪声源识别精度最高，尤其是对室外机。然而，涡旋压缩机多为全封闭结构，零部件均位于壳体内部，且成分众多、结构复杂。另外，压缩机内部常处于高温、高压环境，传感器放入压缩机内部极易受损，且密封难度极大。因此，测试压缩机的振动多采用壳体表面位移监测方法，难以实现对共振部件的快速定位与精准识别[16-19]。

为了解决上述难题，针对封闭式涡旋压缩机提出了共振源的快速识别与定位方法。通过涡旋压缩机声振耦合仿真分析，计算获得了压缩机的噪声特性和特征声压云图。首先将压缩机模型分为转子动力学模型与壳体声振耦合系统模型。对涡旋压缩机转子系统进行动力学仿真分析，计算获得上、下支撑位置的支撑力。以此为边界载荷，模拟壳体的动力学特性，然后通过壳体表面声学仿真分析，获得压缩机的声压频谱和特征频率声压云图。该声振耦合仿真方法定位的压缩机噪声源与实测结果吻合度极高，表明该方法具有极佳的真实性与准确性。该声源识别方法可为设计阶段探寻压缩机噪声特性，以及快速找寻当前封闭式涡旋压缩机共振源提供技术指导。

1 试验内容

1.1 转子系统动力学分析与载荷提取

压缩机内部运动部件众多，但与壳体直接接触的地方多位于上、下支撑焊点处，因此，若要研究压缩机整体振动特性，需要先计算获得压缩机作用于壳体上的作用力[20-21]。压缩机内部常处于高温、高压环境，其温度范围超出压力传感器的工作条件。且压缩机内部高压环境使压力传感器的密封极其困难，因此上、下支撑位置的支撑难以通过试验测得[22-24]。由此，本项目通过转子系统的动力学仿真来计算作用在壳体上的激振力。建立转子系统仿真模型如图 1 所示，仿真时间为 0.04 s。

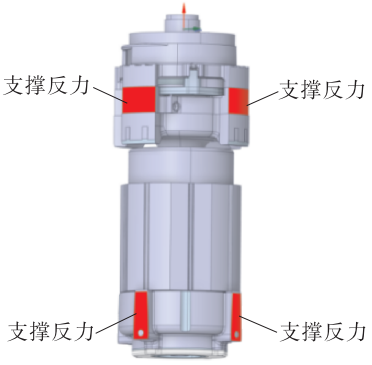
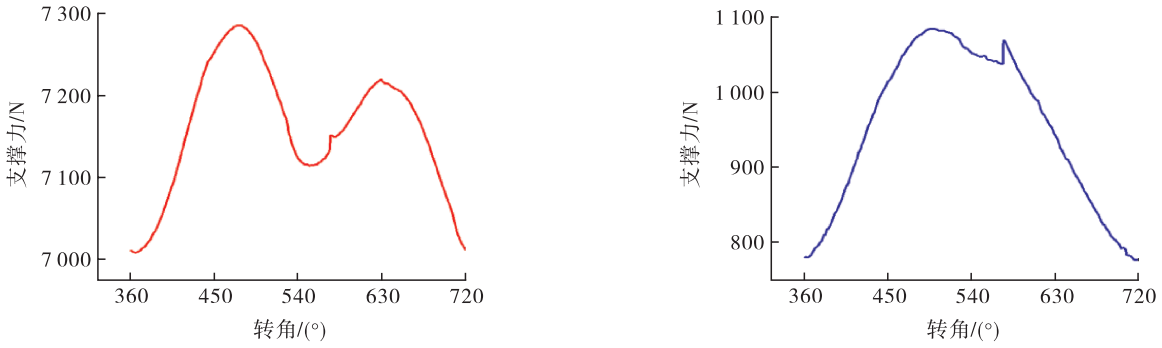


图 1 转子系统模型

Fig.1 Model of rotor system

仿真结果在动、静涡旋盘啮合第二个周期时已经趋于稳定，因此提取第二周期的上、下支撑反力的时域曲线进行分析。

图 2（a）示出上支撑支撑力的时域曲线，从图中可以看出，上支撑力约为下支撑力的 7 倍。与下支撑类似，峰值主要集中在 475°，且在 570°附近压力产生突变。图 2（b）示出下支撑支撑反力的时域曲线。从图中可以看出，峰值出现在 475°附近，而在 570°附近曲线发生突变，这主要是因为压缩机在此刻涡旋齿脱啮，使排气腔体体积发生变化，产生压力突变。



（a）上支撑　　（b）下支撑

图 2　上、下支撑反力时域曲线

Fig.2　Time domain curve of the lower support force and upper support force

1.2　壳体辐射噪声仿真

以上述时域内的上、下支承反力作为壳体耦合系统模型的激励源，将压缩机底部的排气螺栓孔以及进、排气管端部进行全约束，采用完全直接法求解涡旋压缩机壳体的振动响应，计算结束时间 0.02 s，并且求解步骤为 500 步。

在涡旋压缩机壳体振动响应计算模型的基础上，选取壳体和上盖的所有外表面，并对不连续区域进行填充，得到了一个封闭的空腔。模型网格划分采用壳单元，介质为空气，声学边界元网格模型如图 3 所示。运用 LMS Virtual.Lab 声学仿真软件，通过间接边界元方法计算壳体辐射噪声。将上述壳体表面振动速度作为壳体辐射噪声的边界条件，通过计算获得壳体表面辐射的总声功率谱，频率宽度为 10~3 000 Hz。

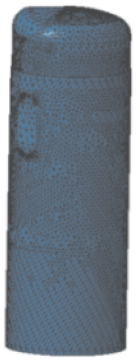


图 3　声学边界元网格模型

Fig.3　Acoustic boundary element mesh model

1.3　涡旋压缩机振动性能测试

采用 BK3560C 多通道数据采集卡，并结合加速度传感器测试涡旋压缩机振动特性，频率响应范围为 0~6 400 Hz，频率分辨率为 1 Hz。测试 x，y，z 三个方向的加速度频谱。测点布置在壳体外部上支撑处，如图 4 所示 1 点位置。

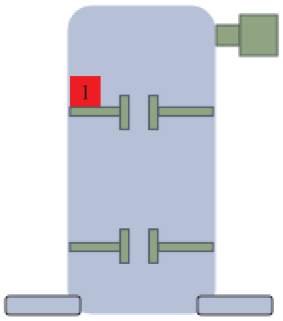


图 4　振动测试测点布置

Fig.4　Vibration test point layout

1.4　涡旋压缩机噪声性能测试

噪声测试试验在全消声实验室（见图 5）内进行，将 BK3560C 多通道数据采集卡与计算机连接，用于采集数据信息，消声室本底噪声为 16.5 dB，截止率为 63.5 Hz。采用型号为 B&K 4189 型麦克风（配有放大器）测试压缩机噪声。噪声测定频率响应范围为 0~6 400 Hz，频率分辨率为 1 Hz。4 个麦克风距离压缩机距离 1 m，距离地面距离 1 m，分别测试压缩机噪声特性。

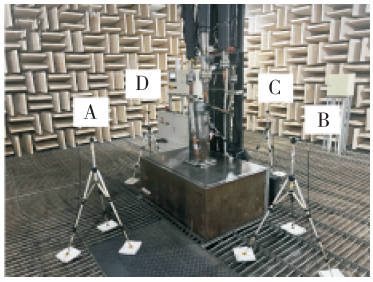


图 5　噪声试验测试设备与场地

Fig.5　Noise test equipment and site

根据 4 个麦克风的平均声压级（Lsp）评价压缩机的噪声性能，如下式所示：

$$L_{P_{AVE}}=10\times\lg\left[\left(10^{L_{PA}/10}+10^{L_{PB}/10}+10^{L_{PC}/10}+10^{L_{PD}/10}\right)/4\right] \quad (1)$$

式中，L_{PA}，L_{PB}，L_{PC}，L_{PD} 分别为对应麦克风测定的声压级。

1.5 噪声源识别系统测试

在全消声室搭建了由某型号定频涡旋压缩机测试机组成的试验装置，噪声测试采用丹麦 B&K 公司的 9712 声学摄像机，包含一个 30 通道的不规则传声器阵列。选取靠近排气管侧的压缩机平面进行测量，测试平面与声学摄像机阵列平面（全息面）距离为 100 cm，获取声源的空间信息，布置方案如图 6 所示。

2 结果与分析

2.1 涡旋压缩机振动特性分析

由于压缩机内部处于高压、高温环境，传感器的布置与检测困难极大，且难以通过有效手段实现密封，高压冷媒容易泄漏。由此压缩机的振动多采用加速度传感器，监测壳体表面振动状态。测试获得的压缩机上支撑附近测点 1 位置处振动特性频域谱如图 7 所示。从 3 个方向振动频谱上来看，轴向、径向特征频率主要集中在 1 940 Hz；径向振动在 824 Hz 处的振幅也相对较高；而从切向振动频谱中看出，该压缩机切向上基频 50 Hz 振幅最大。

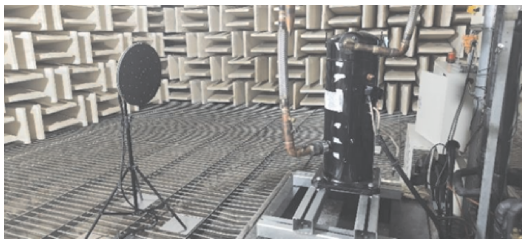
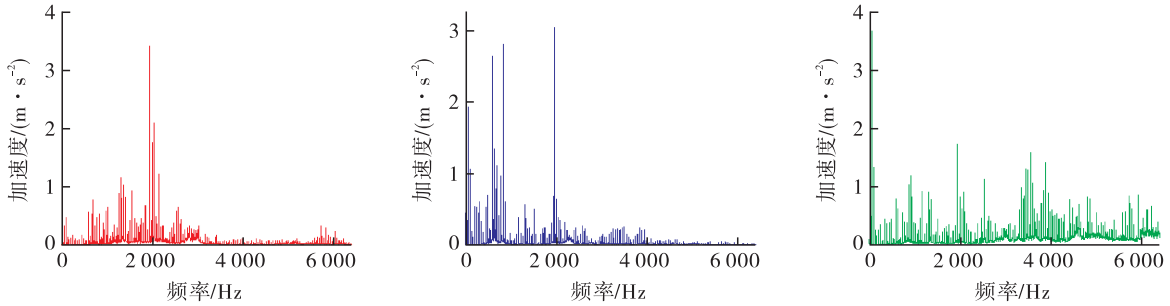


图 6 噪声源识别系统

Fig.6 Noise source identification system



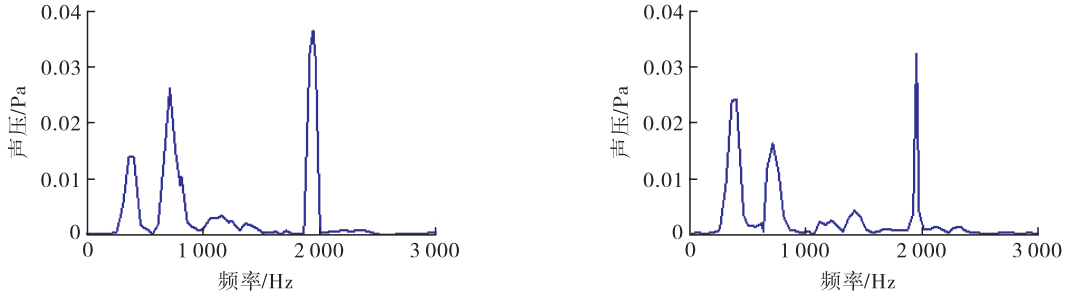
（a）轴向 （b）切向 （c）径向

图 7 压缩机测点 1 三向振动频域谱

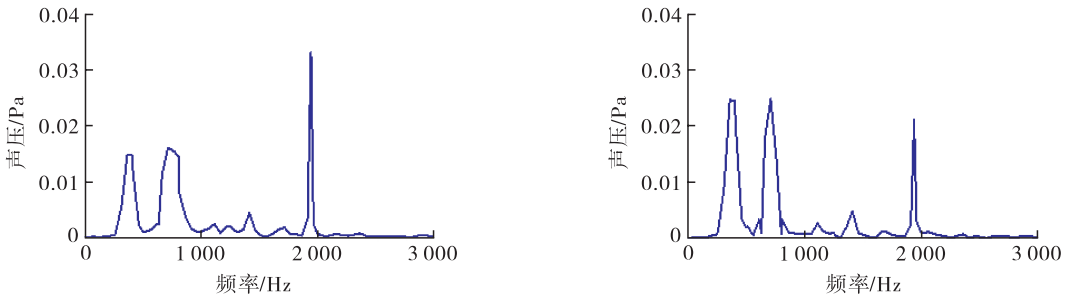
Fig.7 Three-way vibration frequency domain spectrum of compressor measuring point 1

2.2 涡旋压缩机噪声特性分析

涡旋压缩机其全封闭结构使得内部所有噪声均需通过壳体辐射产生。通过动力学仿真过程模拟了压缩机的实际运动过程，进一步采用声学仿真软件 LMS.Virtual.Lab 计算获得了壳体表面的辐射噪声。计算获得的 4 个方向声压频域谱如图 8 所示，4 个方向上噪声特性基本相同，均在 800 Hz 和 1 950 Hz 处存在 2 个峰值。该特征频率与振动特征频率较吻合，表明噪声主要由振动产生的。在工程领域中，通常使用均方根（*RMS*）声压级作为衡量辐射噪声的评价指标，根据式（1）计算获得的 4 个方向平均声压级有效值为 72.8 dB（A）。



（a）A 方向 （b）B 方向

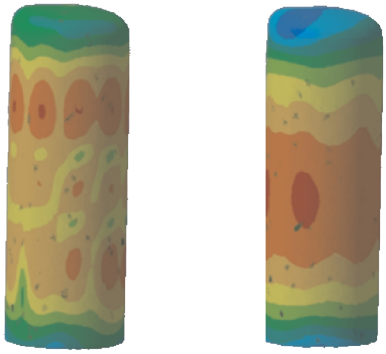


（c）C 方向　　（d）D 方向

图 8　仿真声压频谱

Fig.8　Spectrum of simulated sound pressure

分别提取了 800 Hz 和 1 950 Hz 两个特征频率下的声压云图，结果如图 9 所示。



800 Hz　　1 950 Hz

图 9　壳体表面声压云图

Fig.9　Sound pressure cloud map of the shell surface

通过声压云图可以清楚地观察到声压在整个声场中的分布情况，准确定位噪声源位置。可以看出 800 Hz 特征频率下的最大声压位于压缩机上支撑上方区域，动涡旋附近。而 1 950 Hz 位于压缩机中间位置，对应电机位置。通过上述仿真明确了噪声最大区域，结合区域附近部件的固有频率分析，见表 1，即可明确压缩机定子套及动涡旋两部件，在压缩机运行过程中产生了结构共振。

表 1　各部件固有频率

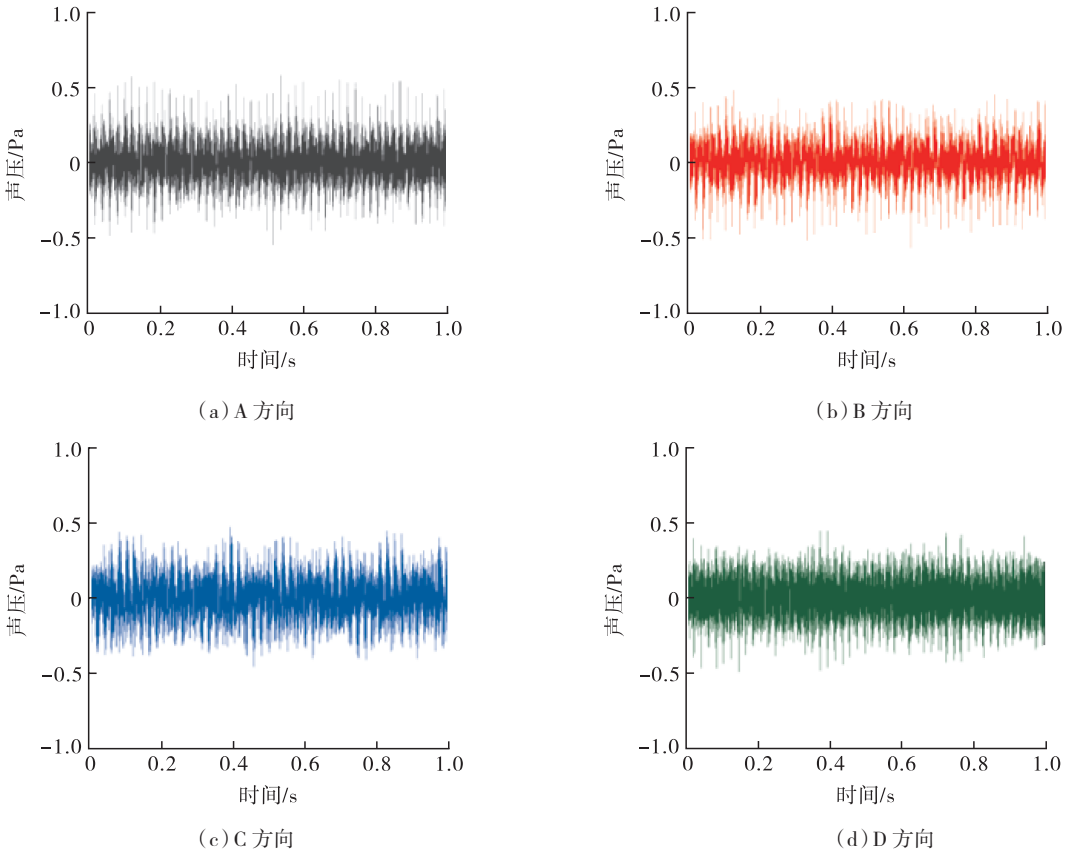
Tab.1　Natural frequency of each component

阶数	固有频率 /Hz				
	定子套	静涡旋	动涡旋	下支撑	轴承座
1	1 923.42	1 365.94	820.26	2 298.36	1 299.50
2	2 560.11	1 742.81	1 670.31	2 318.27	2 090.25
3	3 083.27	2 727.19	2 364.38	2 422.32	3 161.00
4	3 182.80	3 009.38	2 897.19	2 671.45	3 372.25
5	4 175.25	3 522.81	3 381.88	2 778.58	3 642.00

2.2　噪声测试结果对比与分析

为了验证声振耦合仿真的准确性，精准找到噪声源位置。对涡旋压缩机的噪声性能进行了测试，通过测试获得的 4 个方向噪声时域谱如图 10 所示。可以看出，4 个方向上压缩机的噪声无明显差异，声压级波动周期与转速一致，1 s 内约有 49 个波峰。4 个方向上的 A 计权声压级分别为 75.9，74.4，75.5，75.0 dB（A），平均声压级约为 75.2 dB（A），值得注意的是该测试结果与仿真结果相比误差约为 2.4 dB（A），这主要是因为压缩机仿真过程没有考虑内部流体带来的气动噪声，因此，实测的声压级普遍高于仿真的声压级。

将时域谱转化成频域谱，结果如图 11 所示。可以看出，仿真结果与测试结果的整体声压情况基本吻合。但在压缩机实际运行中，压缩机的基频为 48.5 Hz。在 1 940 Hz 处声压级最大，该特征频率与压缩机振动的特征频率一致，表明压缩机的噪声源自于振动。而该特征频率与仿真结果略有偏差，这主要是因为该压缩机的电机存在转速差，难以在 50 Hz 转速下稳定运行。而仿真过程假定压缩机稳定运行，转速为 50 Hz。值得注意的是，高频区域对应气动噪声成分，仿真结果与实测结果存在较大差异。然而，本仿真过程重点考虑压缩机结构部件的共振对压缩机噪声的影响。同时，本压缩机的转速较低，整体气动噪声对压缩机的贡献相对较小，非主要噪声源。尽管气动噪声的仿真吻合度相对较差，但整体的结构噪声预测仍具备极佳的可行性。

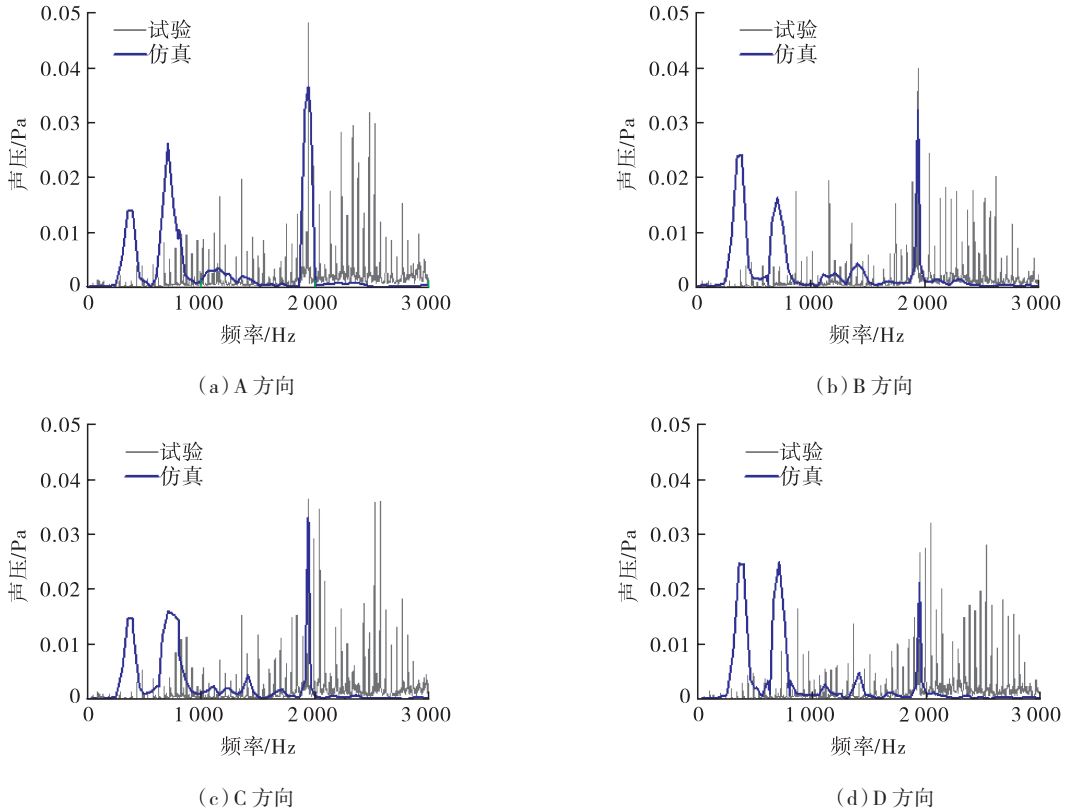


(a) A 方向　(b) B 方向

(c) C 方向　(d) D 方向

图 10　压缩机声压时域谱

Fig.10　Time domain spectrum of compressor sound pressure



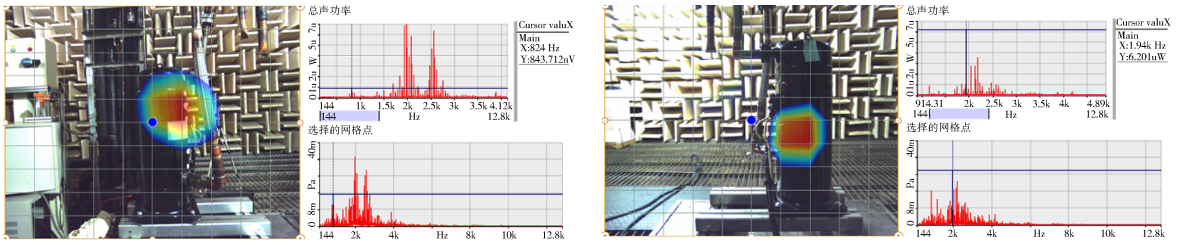
(a) A 方向　(b) B 方向

(c) C 方向　(d) D 方向

图 11　试验数据与仿真数据对比

Fig.11　Comparison between experimental data and simulation data

采用声源识别系统对涡旋压缩机噪声源进行测试，该测试可以精准识别噪声源的位置，测试结果如图 12 所示。测试获得 2 个特征频率幅值最高的 2 个平面测试结果，得到 824 Hz 和 1 940 Hz 特征频率下对应的声压云图。其中，824 Hz 噪声源位置主要集中在压缩机上半部分，对应动涡旋位置；1 940 Hz 噪声源位置主要集中在压缩机中上部分，位于电机附近。通过声源识别系统测试结果可以看出，噪声源位置与仿真结果吻合度较高，表明该噪声源定位仿真方法具有极高的准确度，通过该声振耦合的仿真方法对预测压缩机的结构振动具有极佳的实用性。



（a）824 Hz （b）1 940 Hz

图 12 声源识别系统测试结果

Fig.12 Test results of sound source recognition system

3 结论

（1）通过声振耦合仿真方法成功获得了压缩机噪声频谱，明确了压缩机声压级为 72.8 dB（A）。并获得了特征频率的声压云图，确定了噪声源位置。

（2）结合仿真与试验结果，可以看出 824 Hz 与 1 940 Hz 为压缩机主要噪声源，分别对应动涡旋和定子壳部件。

（3）测试与仿真结果具有极佳的一致性，表明本文提出的声振耦合仿真方法能够实现对压缩机共振部件的精准定位与识别，具有良好的实际应用价值。

参考文献：

[1] 冉志祥，何泽银，向银，等．计及气体力的新能源涡旋压缩机型线齿头修正优化[J]．流体机械，2023，51（8）：93－99.
RAN Z X，HE Z Y，XIANG Y，et al.Correction and optimization of new energy vortex compressor line gear head[J].Fluid Machinery，2023，51（8）：93－99.

[2] 成金贵，李超，张燕．涡旋压缩机止推轴承润滑特性研究[J]．流体机械，2023，51（6）：66－75.
CHENG J G，LI C，ZHANG Y.Study on the lubrication characteristics of the vortex compressor thrust bearing[J].Fluid Machinery，2023，51（6）：66－75.

[3] 刘利波，武涛．涡旋压缩机零部件振动贡献的试验研究[J]．流体机械，2020，48（9）：6－11.
LIU L B，WU T. Experimental study on the vibration contribution of vortex compressor parts[J].Fluid Machinery，2020，48（9）：6－11.

[4] 卢国纲，刘钢．基于二级隔振压缩机支架的车内振动噪声优化[J]．汽车实用技术，2023，48（17）：1－4.
LU G G，LIU G.Optimization of in-vehicle vibration noise based on the two-stage vibration isolation compressor bracket[J].Practical Technology，2023，48（17）：1－4.

[5] 杜明龙，刘坤，姜志成．空调器室外机吸气管路仿真与优化设计[J]．制冷与空调，2023，23（3）：35－38.
DU M L，LIU K，JIANG Z C.Simulation and optimization design of air conditioner[J].Refrigeration and Air Conditioning，2023，23（3）：35－38.

[6] 刘涛，柴正阳，麻德权．内部激励下的涡旋压缩机动力特性研究[J]．压缩机技术，2023（5）：24－30.
LIU T，CHAI Z Y，MA D Q.Research on the dynamic characteristics of vortex compressors under internal excitation[J].Compressor Technology，2023（5）：24－30.

[7] 孙健，彭斌，朱兵国．新型无油涡旋压缩机内部热力学特性和性能测试[J]．吉林大学学报（工学版），2022，52（12）：2778－2787.
SUN J，PENG B，ZHU B G.Internal thermodynamic characteristics and performance test of a new oil-free vortex compressor[J].Journal of Jilin University（Engineering Edition），2022，52（12）：2778－2787.

[8] 林江波，孟兆华．涡旋压缩机振动噪声分析[J]．制冷与空调，2018，18（7）：65－68.
LIN J B，MENG Z H.Vibration and noise analysis of the vortex compressor[J].Refrigeration and Air

Conditioning,2018,18(7):65 – 68.
[9] 杨攀.基于声强技术的涡旋压缩机噪声源测试与分析[J].制冷与空调,2020,20(5):19 – 21.
YANG P.Test and analysis of vortex compressor noise source based on sound intensity technology[J]. Refrigeration and Air Conditioning,2020,20(5): 19 – 21.
[10] 高志彬,仪垂杰,孙庆亮.基于声强测量的设备噪声源定位[J].流体机械,2009,37(4):47 – 49.
GAO Z B,YI C J,SUN Q L.Equipment noise source location based on sound intensity measurement[J]. Fluid Machinery,2009,37(4):47 – 49.
[11] 谭龙龙,吴群,吕岩,等.离心式压缩机噪声源定位分析及降噪方法[J].噪声与振动控制,2021, 41(1):32 – 36.
TAN L L,WU Q,LYU Y,et al.Analysis of noise source of centrifugal compressor[J].Noise and Vibration Control,2021,41(1):32 – 36.
[12] XU Z M,ZHOU H H,MAO Y J.Analysis of vibration and noise induced by unsteady flow inside a centrifugal compressor[J].Aerospace Science and Technology, 2020,107:106286.
[13] NIVESRANGSAN P,STEEL J A,REUBEN R L. Source location of acoustic emission in diesel engines [J].Mechanical Systems and Signal Processing,2005, 21(2):1103 – 1114.
[14] CROCKER M J,ARENAS J P,DYAMANNAVAR R E. Identification of noise sources on a residential split-system air-conditioner using sound intensity measurements[J].Applied Acoustics,2003,65(5): 545 – 558.
[15] 张金圈,陈冬日,张荣婷.空调器室外机噪声源识别精度试验研究[J].制冷与空调,2022,22(12): 31 – 34.
ZHANG J Q,CHEN D R,ZHANG R T.Study on identification accuracy of outdoor air conditioner[J]. Refrigeration and Air Conditioning,2022,22(12): 31 – 34.
[16] YE K,JI J C,HAN S.Semi-active noise control for a hermetic digital scroll compressor[J].Journal of Low Frequency Noise,Vibration and Active Control,2020, 39(4):1204 – 1215.
[17] 冀军鹤,贾继承,易丰收.涡旋式汽车空调压缩机怠速异响分析与控制[J].压缩机技术,2018(5): 40 – 42.
JI J H,JIA J C,YI F S.Analysis and control of vortex automobile air conditioning compressor[J]. Compressor Technology,2018(5):40 – 42.
[18] MAHAPATRA K,PANIGRAHI S K.Effect of general coupling conditions on the vibration and power flow characteristics of a two-plate built-up plate structure [J].Mechanics Based Design of Structures Machines, 2021,49(6):841 – 861.
[19] WANG C,ZHANG S,LEI B,et al.Analysis on influence factors of back pressure in an asymmetrical algebraic scroll compressor[J].International Journal of Refrigeration,2022,138:97 – 107.
[20] 余洋,李超,赵嫚.涡旋压缩机曲轴转子壳体耦合动力学研究[J].振动.测试与诊断,2013,33(增刊1):23 – 27.
YU Y,LI C,ZHAO M.Study on the coupling dynamics of the crankshaft rotor shell of a vortex compressor [J].Journal of Vibrate,Testing & Diagnosis,2013, 33(Sup.1):23 – 27.
[21] 宋小会,张凯,唐梦祎.汽车涡旋压缩机壳体结构优化设计[J].内江科技,2019,40(12):17.
SONG X H,ZHANG K,TANG M Y.Structural optimization design of automotive vortex compressor housing[J].Neijiang Technology,2019,40(12):17.
[22] 贲晨阳,何雪明,刘超.多自由度弧面分度凸轮机构动力学研究[J].轻工机械,2022,40(3):36 – 42.
BEN C Y,HE X M,LIU C.Study on the dynamics of multi-degrees of freedom[J].Light Industry Machinery,2022,40(3):36 – 42.
[23] 朱标,郝玉密,赵希枫.声学刷噪声源识别技术在空调器上的应用研究[J].家电科技,2020(5):72 – 75.
ZHU B,HAO Y M,ZHAO X F.The application research of acoustic brush noise source identification technology in air conditioner[J].Home Appliance Technology, 2020(5):72 – 75.
[24] 刘利波,武涛.涡旋压缩机零部件振动贡献的试验研究[J].流体机械,2020,48(9):6 – 11.
LIU L B,WU T. Experimental study on the vibration contribution of vortex compressor parts[J].Fluid Machinery,2020,48(9):6 – 11.

作者简介:张文卓(1991),男,博士,讲师,主要从事机械部件振动与噪声控制的研究,E – mail:zhwz_dlu@163.com。

通信作者:王珍(1971),男,博士,教授,主要从事机械动力学与振动控制等方面的研究,通信地址:116622 辽宁省大连市开发区学府大街十号大连大学机械工程学院,E – mail:wangzhen@dlu.edu.cn。

本文引用格式:
张文卓,曲政,刘玉环,等.封闭式涡旋压缩机噪声特性仿真与声源定位研究[J].流体机械,2025,53(1):97 – 104.
ZHANG W Z,QU Z,LIU Y H,et al.Research on noise characteristics simulation and sound source localization of closed scroll compressor[J]. Fluid Machinery,2025,53(1):97 – 104.