

文章编号:1006-1355(2021)01-0032-05+53

离心式压缩机噪声源定位分析及降噪方法

谭龙龙¹, 吴群², 吕岩², 李耀祖¹, 仪垂杰^{1,3}

(1. 青岛大学 机电工程学院, 山东 青岛 266000;

2. 青岛理工大学 机械与汽车工程学院, 山东 青岛 266520;

3. 青岛理工大学 工业流体节能与污染控制 教育部重点实验室, 山东 青岛 266520)

摘要:针对制氧厂离心式压缩机的噪声问题,联合频谱分析、声成像分析和模态分析三种方法,定位离心式压缩机的主要噪声源。以离心式压缩机机组为研究对象,通过Norsonic150声振测试频谱分析,发现离心式压缩机噪声呈宽频带特性,以2.5 kHz为中心频率的排气管口噪声声压级最高,可达100.80 dB,进气管口与排气管口的噪声频率特性有一致性。结合主要部件的基频分析,发现噪声峰值频率1 190.26 Hz、2 380.43 Hz产生于离心式压缩机叶轮的基频及倍频;利用Norsonic848声成像分析,发现离心式压缩机排气管口产生的噪声最大,进气管口次之,这与声振测试频谱分析的结果一致;通过LMS声学软件对离心式压缩机机组箱、壳体进行模态分析,发现齿轮箱为低频特性噪声的激励源。根据离心式压缩机的噪声特性和吸隔、消声的基本理论,设计吸隔型隔声罩与阻抗复合式消声器相结合的降噪方法,可为离心式压缩机的噪声控制提供参考。

关键词:声学;离心式压缩机;噪声源;传声器阵列;频谱分析;有限元法

中图分类号:TH45;TB53;TK421+.6

文献标志码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2021.01.007

Noise Source Location Analysis and Noise Reduction Method of Centrifugal Compressors

TAN Longlong¹, WU Qun², LYU Yan², LI Yaozu¹, YI Chuijie^{1,3}

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao University, Qingdao 266000, Shandong, China;

2. College of Mechanical and Automotive Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266520, Shandong, China;

3. Key Laboratory of Energy Conservation and Pollution Control of Industrial Fluids of Ministry of Education, Qingdao University of Technology, Qingdao 266520, Shandong, China)

Abstract: In view of solving the noise problem of the centrifugal compressors in an oxygen production factory, the main noise source location of the centrifugal compressor is studied with spectrum analysis, acoustic imaging analysis and modal analysis. A centrifugal compressor set is taken as the research object. Through the spectrum analysis by means of the Norsonic150 acoustic vibration testing, it is shown that the noise of the centrifugal compressor has the characteristics of wide frequency band. At the center frequency of 2.5 kHz, the noise pressure level of the exhaust pipe is the highest, which can reach 100.80 dB. And the noise frequency characteristics of the intake port and the exhaust port are consistent. According to the basic frequency analysis of the main components, it is found that the peak frequencies of noise are 1 190.26 Hz and 2 380.43 Hz which are generated from the basic frequency and frequency multiplication of the impeller of the centrifugal compressor. Using the acoustic imaging analysis of Norsonic848, it is shown that the noise produced by the exhaust pipe orifice of the centrifugal compressor is the largest, and followed by the intake pipe orifice, which is consistent with the result of the acoustic vibration test. And the analysis method is verified. The modal analysis of the box and the shell of the centrifugal compressor unit are carried out by LMS acoustic software. It is found that the gearbox is the excitation source of low-frequency characteristic noise. Finally, according to the noise characteristics of the centrifugal compressor and the basic theory of sound absorption and silencing, a noise reduction method combining the absorption and isolation sound insulation cover and the impedance compound muffler is designed. This study provides a reference for noise control of centrifugal compressors.

Key words: acoustics; centrifugal compressor; noise source; microphone array; spectrum analysis; finite element method

收稿日期:2020-01-13

基金项目:国家自然科学基金资助项目(61871447;61671262)

作者简介:谭龙龙(1993-),男,重庆市人,硕士研究生,主要研

究方向为噪声与振动控制。

通信作者:仪垂杰,男,博士生导师。

E-mail: chuijieyi@vip.163.com

离心式压缩机广泛应用于工业生产,其结构相对复杂,在设备的运行以及气体传输过程中,都会产生强烈的噪声,这无论是对设备本身还是对工作人员的身心健康都带来了严重的危害。离心式压缩机噪声问题亟待解决,噪声测试与分析^[1-5]是进行离心式压缩机降噪处理的前端条件,关键问题是准确定位到离心式压缩机噪声产生的位置并对其定位分析^[6]。国内外文献对离心式压缩机噪声测试分析进行了研究。Sun等^[7]用边界元和欧拉方程耦合的方法预测了离心式压缩机的基频噪声。Johanna等^[8]对亚音速离心式压缩机的试验研究发现叶轮叶片尾迹对扩压器叶片的冲击是离心式压缩机基频气动噪声产生的主要原因。胡春波等^[9]对DH63型离心式压缩机辐射噪声进行了试验研究,发现离心式压缩机低频段的噪声主要是齿轮箱噪声,而高频段噪声则主要是离心式压缩机本体辐射的基频噪声。曹林等^[10]对离心式压缩机的近场声源区的频谱特征进行研究,发现该离心式压缩机噪声主要是基频噪声。付常佳^[11]对离心式压缩机振动噪声信号进行频谱分析,设计宽频带阻抗复合吸声结构隔声罩,利用SYSNOISE有限元软件研究影响隔声罩降噪效果的关键因素。李宏坤等^[12]对不同类型的离心式压缩机扩压器开展压力脉动、振动和声强试验,得到结构振动与辐射噪声的影响因素。韦开君等^[13]对离心压缩机进行不同工况下的气动性能及噪声试验,分析各工况下的气动噪声特性及声源贡献量,并结合CFD仿真分析近喘振工况下离心压缩机窄带噪声的产生机理。郝宇星^[14]利用声级计及倍频程滤波器对离心

式压缩机及其管道进行噪声测试及频谱分析,确定气动噪声为离心式压缩机的噪声源。其中大多是对离心式压缩机机组进行噪声测试,进而展开噪声频谱分析,但无法准确找到噪声源。因此,离心式压缩机噪声分析应将噪声测试分析与噪声定位分析相结合。针对离心式压缩机噪声过大的问题,通过噪声测试、频谱分析、声成像分析、模态分析来对离心式压缩机噪声源进行精准定位分析,得到了其噪声源的主要特性并找到了主要噪声源,最后设计了相应的降噪方法^[15-19]。

1 离心式压缩机噪声源分析

离心式压缩机产生的噪声属于生产性噪声,它主要包括空气动力噪声、机械性噪声和电磁性噪声三部分。离心式压缩机噪声产生过程如图1所示:

对于离心式压缩机整个系统,气动噪声及机械噪声为主要的噪声源。离心式压缩机主体部位工作时,在进气管口处空气快速流动,导致产生压力波动,辐射较高的气动噪声;在离心式压缩机内部,由于转子不平衡产生激振力,引起机体振动产生噪声;由于运输气体过程中的压力波动,产生气流脉动,遇到异径管时产生激振力,引起管道振动产生噪声;由于高压气体排出时压力落差过大,产生阻流冲击波,引起机体振动产生噪声;在排气管口处,空气压力增至0.5 MPa,空气从阀门间歇性排出,冲击阀门,气流产生扰动,辐射较大的气流噪声。

2 噪声源测试定位分析

被测目标是型号为RKT-140的离心式压缩机,

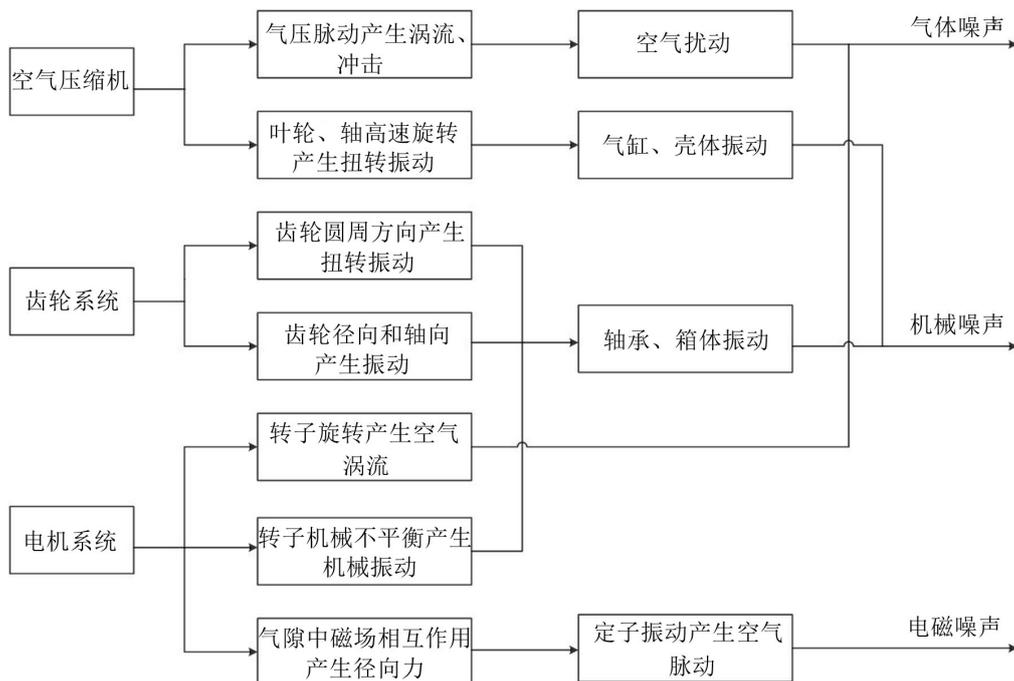
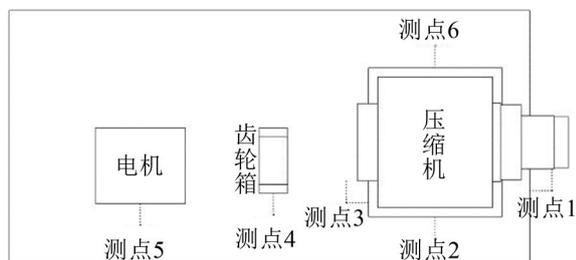


图1 离心式压缩机噪声产生过程

根据国家标准《风机和罗茨鼓风机噪声测量方法》，结合现场实际布局，对离心式压缩机机组及电机间共布置6个测点如图2所示。测点距离被测物面1 m，传声器朝向被测目标方向，传声器与地面距离为1.5 m，分析噪声成分及噪声源情况。



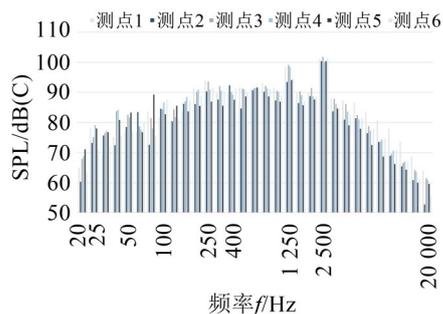
测点1:压缩机进气管口 测点2:压缩机西侧
测点3:压缩机排气管口 测点4:机组齿轮箱
测点5:机组驱动电机 测点6:压缩机东侧
图2 离心式压缩机噪声测点布置图

2.1 频谱分析

利用Norsonic150声振测试分析仪对离心式压缩机各测点分别进行C计权频率实时滤波分析，各个测点测试时间为1 min，各测点的噪声1/3倍频程图如图3(a)，离心式压缩机测点2的频谱图如图3(b)：

图3(a)1/3倍频程图显示离心式压缩机噪声呈宽频带特性，低频噪声中主要以25 Hz、50 Hz、100 Hz、250 Hz为中心频率，高频噪声中主要以1.25 kHz、2.5 kHz为中心频率，其中以2.5 kHz为中心频率的噪声声压级最高。离心式压缩机排气管口声压级最高，排气管口的噪声值大于进气管口，进气管口与排气管口噪声频率特性有一致性，从20 Hz开始，两测点处的声压级不断升高，到2.5 kHz后声压级逐渐下降。图3(b)频谱图分析了离心式压缩机西侧5 kHz以内的噪声成分，可以观察到在1 190.26 Hz、2 380.43 Hz频率处出现明显的噪声峰值。

上述分析的各特征频率对应离心式压缩机各处噪声源，计算离心式压缩机轴、齿轮啮合、叶轮的基频进行噪声源定位分析。



(a) 各测点1/3倍频程图

轴的转频公式：

$$f = \frac{n \times i}{60} \quad i = 1, 2, 3, 4, \dots \quad (1)$$

齿轮啮合频率公式：

$$f = \frac{n \times z \times i}{60} \quad i = 1, 2, 3, 4, \dots \quad (2)$$

叶轮的转频公式：

$$f = \frac{n \times b \times i}{60} \quad i = 1, 2, 3, 4, \dots \quad (3)$$

其中： n 为轴转速(r/min)， b 为离心式压缩机叶轮叶片数， z 为齿数， i 为基频倍数。

根据频率公式计算离心式压缩机正常工作下的频率成分如表1所示：

表1 频率成分/Hz

	输入轴	输出轴	叶轮
转频	25	74	1 190
齿轮啮合频率		2 975	

联合图3(b)离心式压缩机西侧频谱图及表1离心式压缩机噪声频率成分分析，特征频率1 190.26 Hz、2 380.43 Hz产生于离心式压缩机叶轮基频及其倍频。

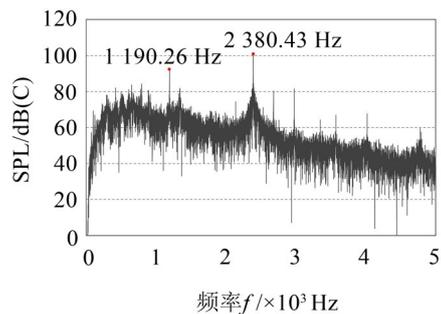
2.2 声成像分析

利用Norsonic848声成像分析仪对离心式压缩机可闻而不可见的噪声场进行可视化测试分析，将噪声源实景视频图像与传声器阵列测试的结果相结合，标定噪声源的位置。大量文献利用传声器阵列对声场进行定位追踪，其利用波束形成算法对传声器阵列采集的声场信号进行延迟与求和(DAS)处理。波束形成基本原理如图4所示。

图4中声源平面上设置一个声源点 s ，在传声器阵列平面上设置 m 个传声器，声源点 s 在 t 时刻辐射声波，经过延迟时间 Δm 到达第 m 个传声器，根据“延迟与求和”波束形成原理，传声器阵列对声源点 s 的波束形成输出为

$$z(t) = \frac{1}{M} \sum_{m=0}^{M-1} w_m y_m(t - \Delta m) \quad (4)$$

其中： w_m 是第 m 个传声器的权重； y_m 是由第 m 个传



(b) 测点2频谱图

图3 1/3倍频程图及频谱图

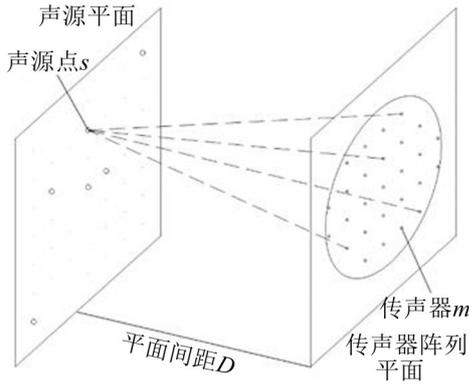


图4 波束形成基本原理

声器进行空间采样的信号。

利用Norsonic848声成像分析仪对离心式压缩机主体部位进行声成像分析,结合现场实际情况,将声成像分析仪布置在距离离心式压缩机主体部位5 m处的位置,传声器盘面朝向被测目标方向,传声器盘面光学摄像机与地面距离为1.5 m,设置房间气温为17°C,频率范围选择为20 Hz~5 000 Hz,测试实时图像结果如图5所示。

声成像图图5(a)显示离心式压缩机最大噪声部位为离心式压缩机排气管口,图5(a)与图3(a)一致,表明离心式压缩机排气管口噪声值最大,属于排气气动噪声,它源于高压气流在排气管内产生的压力脉动或者源于排气管内高压气流的产的气流脉动。利用声成像分析仪自带的单声源屏蔽功能,屏蔽离心式压缩机排气管口声源后,噪声最大位置为离心式压缩机进气管口(图5(b)),属于进气气动噪声,它是离心式压缩机噪声源中最主要的部分(图3(b)),源于进气管内气体压力脉动,其频率与进气管口叶轮产生的噪声基频相同,由表1与图3(b)证明进气管口噪声主要贡献来自离心式压缩机叶轮工作时的2倍频处的噪声。离心式压缩机噪声的声成像分析结果与声振测试频谱分析结果趋于一致,各特征频率对应的噪声源位置基本确定。

2.3 箱、壳体模态分析

通过频谱分析及声成像分析基本确定了噪声源的特征频率及其产生位置,考虑到低频带特征频率

(低频带频谱图见图6(a))可能与机组箱、壳体的模态频率接近,不排除箱、壳体引发共振的可能性。对离心式压缩机机组的箱、壳体进行模态仿真分析,机组箱、壳体的有限元模型见图6中的图6(b)、图6(c)、图6(d),采用LMS有限元仿真计算离心式压缩机机组箱、壳体的模态频率。一般情况下,系统在工作中的振动主要是低阶模态引起的,内外激励都不易达到高阶模态,因此在分析过程中仅考虑离心式压缩机机组箱、壳体的前10阶固有频率,前10阶模态频率值见表2。

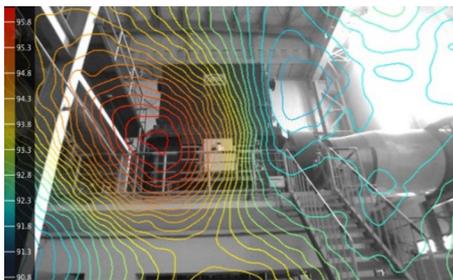
表2 10阶模态频率值/Hz

	电机箱	齿轮箱	压缩机壳
1阶	35.4	153.7	25.9
2阶	39.1	167.6	36.5
3阶	44.7	249.5	38.0
4阶	46.8	279.3	45.2
5阶	55.9	297.8	49.6
6阶	70.9	303.1	56.1
7阶	75.6	369.3	67.4
8阶	78.0	431.2	70.6
9阶	86.5	452.0	75.8
10阶	87.9	459.1	85.8

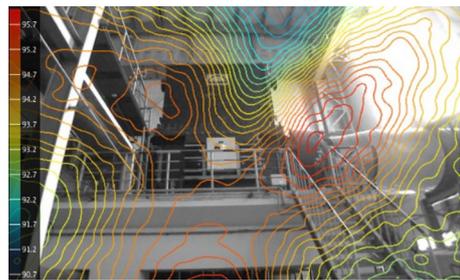
图6(a)频谱图分析了500 Hz以内的噪声成分,可以观察到离心式压缩机机组噪声在50 Hz、74.02 Hz、100.26 Hz、125.16 Hz、224.79 Hz、296.75 Hz、424.89 Hz处出现明显峰值。结合表1分析发现,特征频率50 Hz、100.26 Hz、125.16 Hz、424.89 Hz主要产生于输入轴的倍频,特征频率74.02 Hz、296.75 Hz主要产生于输出轴的基频及倍频。结合表2模态频率值分析发现,电机箱的模态频率与上述特征频率没有相近值,说明未产生共振;齿轮箱的五阶模态频率值为297.8 Hz,与特征频率296.75 Hz相近,说明产生了共振,增大了离心式压缩机的噪声;离心式压缩机机壳模态频率与上述特征频率没有相近值,说明未发生共振。

3 降噪方法

针对低频共振产生噪声的问题,可以对齿轮箱做轻量化设计,优化结构刚度,改变齿轮箱的固有特



(a) 离心式压缩机排气管口



(b) 离心式压缩机进气管口

图5 离心式压缩机声成像图

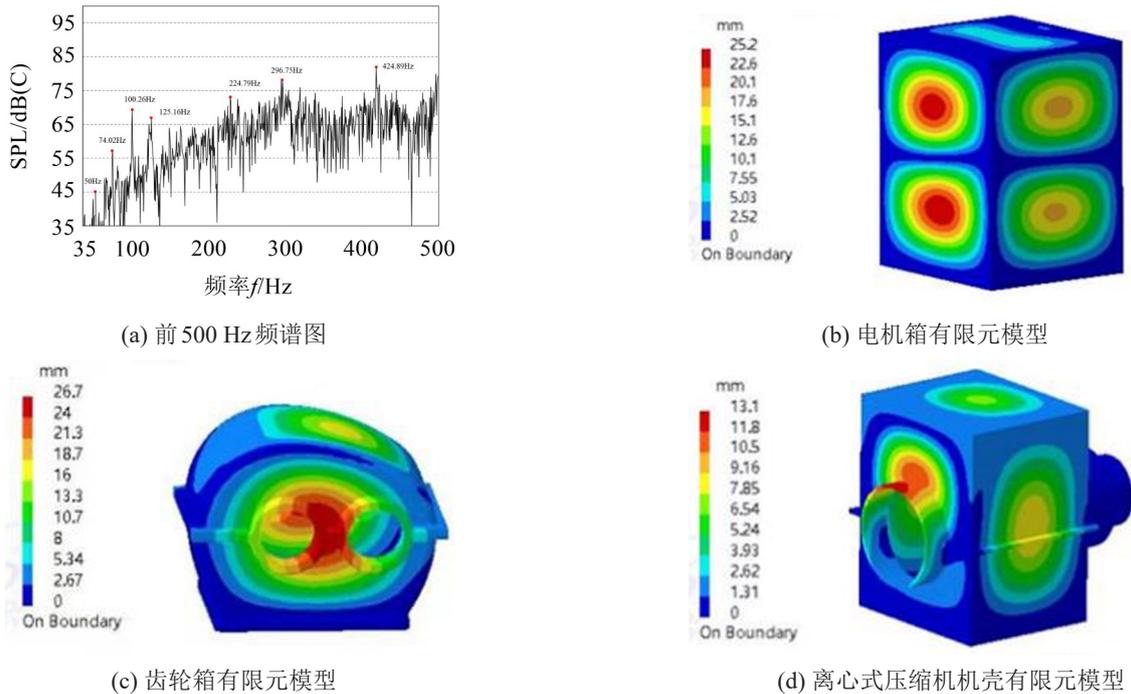


图6 低频频谱图及箱、壳体有限元模型

性,避开共振频率;针对离心式压缩机中高频噪声,采用吸隔型隔声罩与阻抗复合式消声器联合降噪方法,吸隔型隔声罩结构如图7所示。

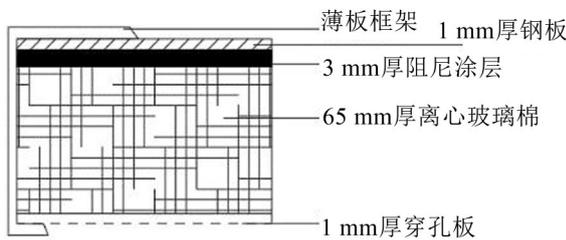


图7 吸隔型隔声罩结构图

结构中离心玻璃棉及穿孔板吸收中高频噪声,钢板层阻隔低频声传播,并加阻尼涂层防止共振。在吸隔型隔声罩进、排气通风口均安装阻抗复合式消声器,阻抗复合式消声器结构如图8所示。

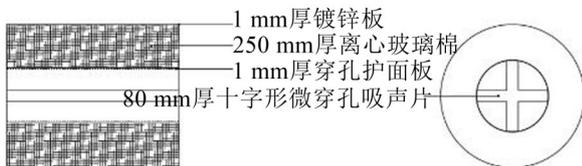


图8 阻抗复合式消声器结构图

隔声罩隔声量计算公式:

$$IL = 10 \lg(1 + \alpha 10^{0.1TL}) \quad (5)$$

式中:IL为隔声罩的插入损失,带通风散热消声器的隔声罩的插入损失约15 dB~30 dB,α为吸声材料的吸声系数,TL为隔声罩的隔声量。

消声器消声量计算公式:

$$\Delta L = L \times \varphi(\alpha) \times \frac{P}{S} \quad (6)$$

$$\varphi(\alpha) = \frac{1 - \sqrt{1 - \alpha}}{1 + \sqrt{1 - \alpha}} \times 4.34 \quad (7)$$

其中:ΔL为消声器消声量,L为消声器的有效消声长度,φ(α)为消声系数,P为消声器内径周长,S为消声器内径横截面积,α为吸声材料的吸声系数。

根据理论公式计算理论降噪效果如表3所示。

由表3中数据可知,加装隔声罩、消声器后,对高频噪声降低效果显著,平均隔声量达21.5 dB(C),结合现场实际,理论计算值满足降噪要求。

表3 理论降噪效果/dB(C)

频率/Hz	降噪前	降噪后	降噪量
424.89	81.96	63.46	18.50
1 190.26	92.41	72.01	20.40
2 380.43	100.80	77.40	23.40
C声级	104.60	83.10	21.50

4 结语

本文针对制氧厂的离心式压缩机存在的噪声问题进行了测试分析,分析了离心式压缩机噪声的产生过程,对正常工作情况下的离心式压缩机进行了噪声测试,联合频谱分析、声成像分析、模态分析三种方法对噪声源进行定位分析,精确定位到了特征频率噪声的激励源及共振源,针对该离心式压缩机的噪声特性,以降低噪声为目的,设计了吸隔型隔声罩与阻抗复合式消声器联合的降噪方法,为离心式压缩机的噪声控制提供了参考。

(下转第53页)