

增压站低频噪声识别与控制

张波¹, 梁子晓², 尹爱军²

(1. 中国石油西南油气田分公司 重庆气矿工艺研究所, 重庆 401147;
2. 重庆大学 机械工程学院 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘要: **目的** 解决天然气增压站低频噪声严重的问题, 识别低频噪声源, 并对低频噪声加以控制。**方法** 结合压缩机组的实际工作情况及结构, 首先利用频谱及 1/3 倍频程分析增压站机组的振动和噪声特性, 初步确定压缩站机组低频噪声与机组振动的关系, 进一步利用相干函数分析法分析振动与低频噪声的相干关系, 判定低频噪声并不是由振动主要引起的。**结果** 机组的主要噪声源为冷却器和压缩缸的进排气管, 低频噪声污染主要是由于机组周期性吸排气时, 管道和机组壁投射出的空气动力性噪声所造成的, 而机组振源的剧烈振动不是产生低频噪声污染的主要原因。进排气管可产生高达 80 dB (A) 的全频带噪声, 其中包含声压级可高达 100 dB 的次声, 尤其以频率 11 Hz 和 17 Hz 为主, 并且传播距离远, 通透力强, 对人员和环境危害大。**结论** 首先依据进排气管为主要噪声源, 其次结合压缩站实际情况, 从压缩器机组整体的降噪设计及厂房治理的降噪设计两部分考虑提出相应的改进措施, 从而为机组的降噪提供有效的方法。

关键词: 压缩站; 低频噪声; 空气动力性噪声

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2018.06.017

中图分类号: TJ104; V232.4 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-9242(2018)06-0088-05

Identification and Control of Low Frequency Noise in Turbo Charging Station

ZHANG Bo¹, LIANG Zi-xiao², YIN Ai-jun²

(1. Research Institute of Chongqing Gas Mine Technology, Southwest Oil and Gasfield Company-Chongqing Gas District, Chongqing 401147, China; 2. State Key Laboratory of Mechanical Transmissions, College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

ABSTRACT: Objective To solve the problem of low frequency noise of natural gas booster station, identify sources of low frequency noise and control low frequency noise. **Methods** According to the actual working condition and structure of the compressor unit, the vibration and noise characteristics of the turbocharger unit were analyzed by spectrum analysis and 1/3 frequency doubling process, and the relationship between the low frequency noise of the compressor station and the vibration of the unit was preliminarily determined. The coherent function analysis method was used to analyze the coherent relationship between the vibration and the low frequency noise. The low frequency noise was not caused by vibration. **Results** The main noise source of the unit was the cooler and the intake and exhaust pipe of the compressed cylinder. The low frequency noise pollution was mainly caused by the aerodynamic noise projected by the pipe and the unit wall during the periodic suction and exhaust of the unit, and the violent vibration of the source of the unit was not the main cause of the low frequency noise pollution. The intake and exhaust pipe could produce full band noise of up to 80 dB (A), including the sound pressure level up to 100 dB, espe-

收稿日期: 2018-05-02; 修订日期: 2018-05-08

基金项目: 国防预研基金项目 (9140A17050115JW20001); 重庆市人工智能技术创新重大主题专项重点项目 (cstc2017rgzn-zdyfx0007)

作者简介: 张波 (1980—), 男, 四川人, 主要研究方向为天然气地面集输工艺。

通讯作者: 尹爱军 (1978—), 男, 湖南人, 教授, 博士生导师, 主要研究方向为再制造工程。

cially the frequency 11 Hz and 17 Hz, and the transmission distance was far, the permeability was strong, and the harm to the personnel and the environment was great. **Conclusion** According to the intake and exhaust pipe as the main noise source and in combination with the actual situation of compression station, the corresponding improvement measures are put forward from compressor unit's overall noise reduction design and the noise reduction design of the factory management, to provide an effective method for reducing the noise of the unit.

KEY WORDS: compression station; low frequency noise; aerodynamic noise

压缩机是天然气压缩站内必备的重要生产设备,在实际生产中发挥着重要的作用,但其在运转时产生的强烈噪声恶化了工作条件和生活环境^[1]。天然气压缩站内的压缩机产生的噪音主要为低频噪音,其具有穿透力强、衰减缓慢、传播距离较远等特点,因此对于低频噪声的控制极为困难。人体内器官的固有频率本就处在低频和超低频范围内,极易与低频噪音产生共振,进而人将会产生烦恼、感觉不适、心率过速、高血压等症状,不仅导致人们的工作和生活质量下降,而且容易引发安全事故^[2]。

中石油川渝地区某增压站压缩机在正常运行时产生的噪声值最高可达 100 dB(A),从而导致压缩站厂界区等效噪声排放值高达 66 dB(A),超过了国家相关标准。站内的噪音主要为频率在 500 Hz 以下的低频噪音,控制难度较高。其总体特性如下:站内噪声源不唯一,并且极为分散;声压级频带宽,中低频段能量居多,远距离传播能量强;噪声值大,各频段噪声均在 80 dB(A)以上,其中集中在 1000 Hz 以下的中低频噪声最多,0~500 Hz 噪声最为严重,均在 100 dB(A)左右,直线传播距离可达百米以外;多台机组同时运行还会造成噪声叠加,且会产生相互的噪声反射,增大噪声远传量。

天然气增压站噪声不外乎空气动力噪声、振动噪声和机械噪声(撞击、摩擦)三种^[3-4]。增压站噪声源主要包括进气噪声、驱动机构和机体辐射噪声、排气、管道和储气罐噪声、排气放空和阀门噪声等几部分。文中通过分析增压站噪声和振动特性^[5-6],识别低频噪声源,并以此为依据提出降噪改进设计方案。

1 振动噪声测试

1.1 测试对象

增压站压缩机组为往复式压缩机,型号为 ZTY265,其主要参数见表 1。

1.2 测试参数

根据压缩机特点合理设计测点位置。噪声监测:包括进气管、排气管、压缩缸、动力缸、冷却器、厂房外附近噪声等 6 个方面。根据工作现场的实际环境和噪声测试要求对测点进行布置。

表 1 ZTY265 压缩机参数

参数项目	参数值
动力缸列数	2
动力缸缸径×冲程	381 mm×406.4 mm
额定功率	265 KW
额定转速	400 r/min
平均有效制动压力	0.433 MPa
压缩缸列数	2
压缩缸冲程	279.4 mm
压缩活塞杆最大允许杆载	133 kN

为了有效地测试振动信号,测点布置应该包括机组各个能够反映振动特征的重要位置,包括进气管、排气管、压缩缸、动力缸、冷却器、厂房外墙体振动等 6 个方面。另外,根据现场测试当中发现的问题及时更改测点位置,保证测试结果满足数据分析要求。测点布置见图 1。

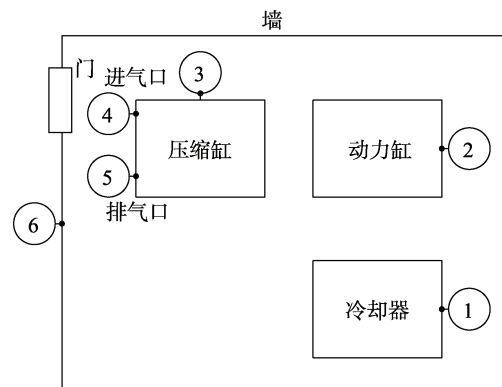


图 1 测点位置

2 信号分析

2.1 噪声信号分析

频域分析可以准确分析信号的特征,因此,主要在频域对其幅值谱进行分析,获取其特征频率,分析噪声的产生原因。由表 2 可知,测点 1 和 3 位置,即冷却器和压缩缸附近声压级较高,最高声压级可分别高达 129.2 dB 和 127.7 dB。因此低频噪音源极有可能来自于冷却器和压缩缸。

表2 噪声声压级及其位置

A 声压级最大位置	A 声压级/dB
①	125.4~129.2
②	126.2~126.6
③	125.6~127.7
④	122.2~126.4
⑤	124.9~126.4
⑥	119.2~120.5

图2为测点4,5的1/3倍频程分析结果。噪声功率级在25 Hz和63 Hz中心频率处达到最高,且都高于80 dB。100 Hz以上的中高频噪声声压级均在80 dB以下。

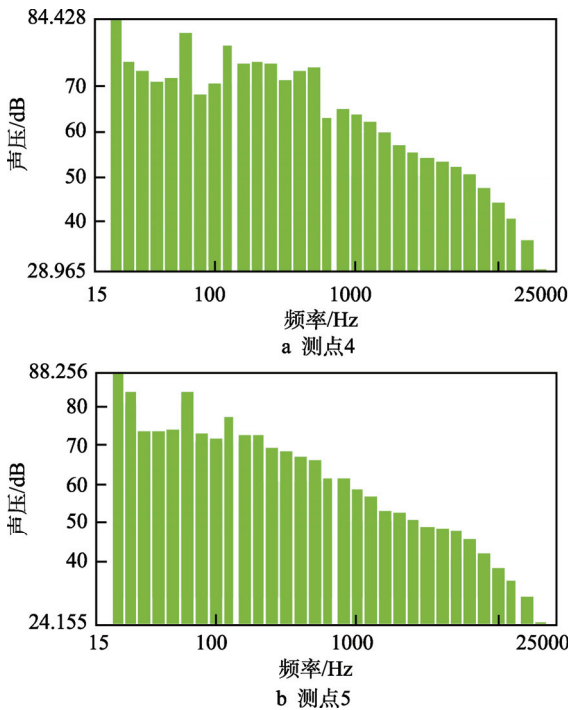


图2 测点声压 1/3 倍频程

根据往复式压缩机的工作特性,气缸进气阀间歇性开闭,空气周期性地被吸入气缸,与空压机部件的撞击以及间歇运动产生涡流。开启排气阀后,位于气缸内的空气突然高速喷出,排气管道内气阀附近的气体受到气流冲击,产生压力剧变,形成压力波。因此,压力脉动气流的基频噪声与其各次谐波噪声及涡流噪声是在进排气过程中激发的,该噪声是一种典型的低频噪声。由频谱分析可知,噪声能量主要集中在500 Hz以下的低频组分。由图3的进排气测点4,5的噪声功率谱不难发现,噪声主要低频成分为11.30 Hz, 17.14 Hz。

进排气低频噪声的强度不仅受压缩机的功率、转速等因素影响^[7-8],并且随压缩机的转速及负荷的改变而改变。进排气噪声特征频率为:

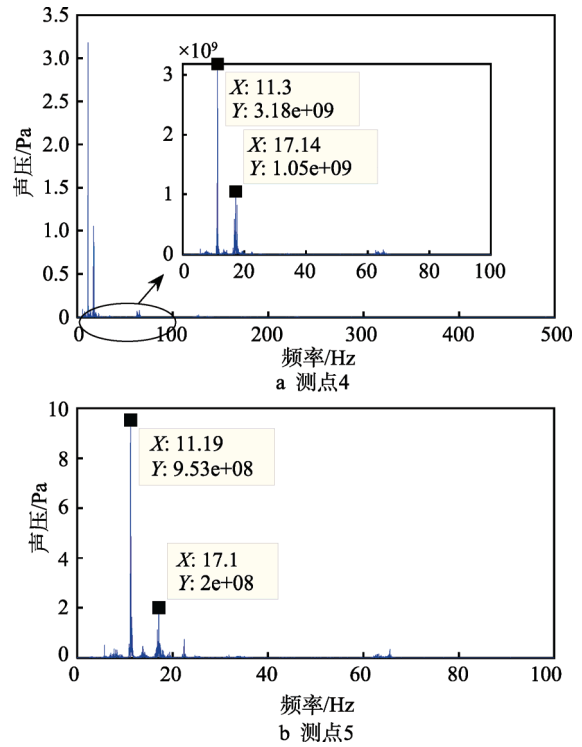


图3 噪声频谱

$$f_i = \frac{n}{60} \times i \tag{1}$$

式中: n 为压缩机转速; i 为谐波次数, $i=1,2,3,\dots$ 。根据增压站的工况参数,ZTY系列压缩机工作转速为340~400 r/min,因此,图3中的低频成分11.30, 17.14 Hz,分别是压缩机进排气频率的2倍频和3倍频。

图4和图5为室外测点6的分析结果。噪声强度

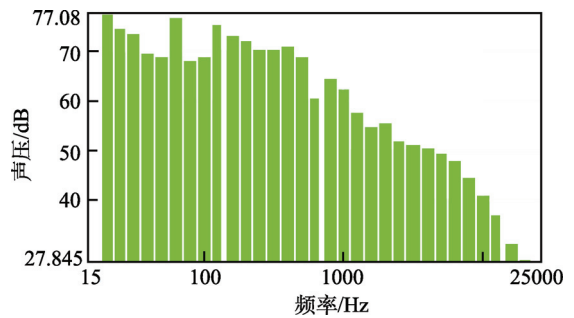


图4 测点6声压 1/3 倍频程

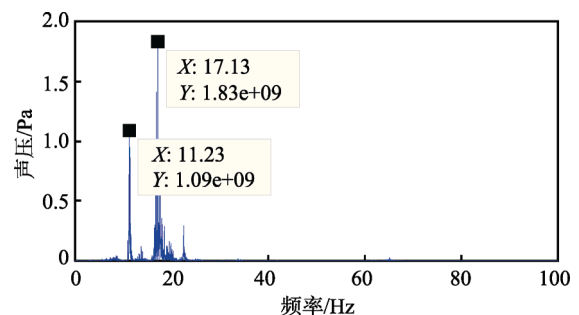


图5 测点6噪声频谱

较室内噪声略有降低，低频噪声主要集中在 11.23, 17.13 Hz 频率处。其中 17.13 Hz 处的 25 Hz 中心频率处次声声压级接近 80 dB。低频噪声波长较长，由于衍射效应，很容易绕过墙体向外辐射。因此，降噪房外噪声的低频特性依然显著，声压级较高。

2.2 振动信号分析

压缩机本身是产生所有振动和噪声的根源，随着压缩机的旋转压缩气体做功，它不仅产生机体的机械振动，还会产生压缩气体的冲击振动。因此文中采集了压缩机机组的振动信号，分析压缩机机组的振动特性^[9-10]，并将振动信号和噪声信号相比较，更清楚地判断压缩机机组的噪声源。由表 3 可知，测点 2 即燃气机组动力缸振动最为剧烈，峰值加速度可超过 40 m/s²。测点 3 压缩缸次之，峰值加速度主要集中在 13 m/s² 附近。相比而言，测点 4 和 5 进排气管振动较为轻微，加速度低于 6 m/s²。表明机组振源主要集中在动力缸

附近。

表 3 振动加速度最大值及其位置

振动加速度最大位置	加速度值/g
②	4.12~4.31
③	1.28~1.33
④	0.555~0.555
⑤	0.357~0.432

由图 6 可知，测点 2 动力缸振动能量主要集中在高频区（8000 Hz），这主要是由于燃烧室的气体燃烧所造成。测点 3 压缩缸振动能量集中在中高频区（160 Hz, 500 Hz）。其他结构振动能量主要集中在 50 Hz 以上的频率带。进（排）气管振动能量主要集中在 11.30, 22.48, 37.33 Hz 等低频带，为压缩机工作频率的第 2, 3 次谐波，不是主要振动源。

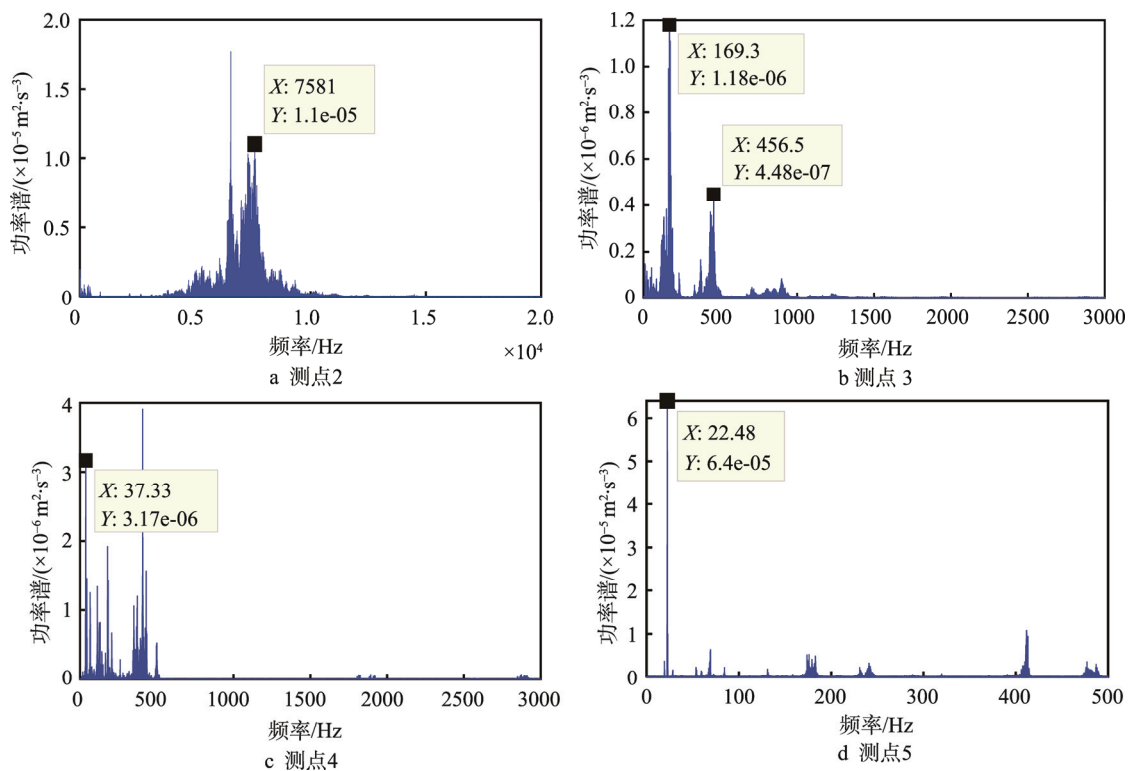


图 6 振动频谱

3 噪声识别

由上述分析可知，燃气机组中，动力缸振动最为剧烈，峰值振动加速度可达 40 m/s²，振动能量主要集中于 8000 Hz 附近的高频区域。噪声产生的主要部位集中于冷却器和压缩缸的进排气管，且以 11, 17 Hz 的低频噪声为主，声压级较高，分别为 129.2, 127.7 dB。通过燃气机组的工况参数可知，低频噪声的产生与机

组工作时吸排气动作密切相关。因此，初步判断燃机机组产生的低频噪声污染主要是由于机组周期性吸排气时，管道和机组壁投射出的空气动力性噪声所造成的。机组振源的剧烈振动不是产生低频噪声污染的主要原因。

进一步利用相干函数分析法^[11-13]分析振动与低频噪声的相干关系。图 7 为测点 2 振动与噪声的相干分析结果。由图 7 可知，相干系数基本上都在 0.5 以下，可判定低频噪声主要不是由振动引起。

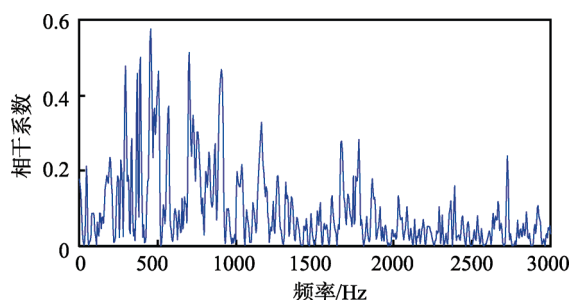


图7 振动与噪声相干分析

4 降噪措施

通过以上测试及分析可知,压缩机组在进排气工作的过程中,可产生高达 70 dB(A) 的全频带噪声,并且包含声压级高达 100 dB 的次声,尤其以频率 11 Hz 和 17 Hz 为主。压缩机次声传播主要有两个方面:一方面通过机体外表面以及与机体外表面相连的刚性零件的振动向外传播;另一方面通过排烟消声器的表面振动及其出口向外辐射。因此在对次频噪声进行噪声控制^[14-15]时,应考虑对整体压缩器机组和厂房两部分的噪声控制。

为降低机械振动通过基础向外传播,可以考虑在压缩机基础铺设减振装置。同时为减少空压机的进排气低频噪音,可采取安装抗性消声器的方法。为降低次声的绕射,可采取以下措施:合理设计排烟消声围护结构的高度;考虑厂房顶棚采用多孔材料吸声结构(顶棚吸声结构和悬挂空间吸声体),用以降低空压机房向室外环境辐射的噪声;将单层墙体换成双层隔声墙,以衰减噪声传播。为减小噪声混响叠加对室内声环境的影响,可在顶棚内壁面加装微穿孔空腔共振吸声板。

5 结语

针对压缩站低频噪声污染严重的问题,通过对压缩机组噪声、振动等方面的数据分析,准确判断压缩机噪声源的位置和噪声的特征频率,由此得出低频噪声污染主要是由于机组周期性吸排气时,管道和机组

壁投射出的空气动力性噪声所造成,而不是机组的振动所引起的。在此基础上提出压缩机组的噪声控制设计方案,为压缩站的低频降噪提供相应的借鉴指导。

参考文献:

- [1] 陈志勇,毛阳,史文库,等.汽车空调压缩机噪声异常问题的诊断与试验[J].振动、测试与诊断,2015(6):1063-1067.
- [2] 刘元峰,赵玫,徐百平,等.家用空调器减振降噪研究综述与展望[J].振动与冲击,2005,24(4):120-121.
- [3] 毛义军,祁大同.叶轮机械气动噪声的研究进展[J].力学进展,2009,39(2):189-202.
- [4] 孙长城,陈长征,张宇,等.氨制冷螺杆压缩机噪声分析与治理[J].噪声与振动控制,2005,25(6):54-56.
- [5] 刘欢,陈长征,周昊,等.螺杆压缩机噪声分析与控制[J].机械设计与制造,2013(2):229-231.
- [6] 郭义杰,李宏坤,周帅.离心式齿轮压缩机噪声源识别与控制[J].风机技术,2010(2):3-6.
- [7] 朱雄云,李双,王安柱,等.旋转压缩机低频噪声源识别及噪声抑制[J].苏州大学学报(工科版),2009,29(1):16-19.
- [8] 冀军鹤,唐鹏,吴霞俊.螺杆压缩机低频噪声性能控制研究[J].压缩机技术,2017(2):24-26.
- [9] YIN A, LU J, DAI Z, et al. Isomap and Deep Belief Network-Based Machine Health Combined Assessment Model[J]. Strojnicki Vestnik, 2016, 62(12): 740-750.
- [10] SHAO H D, JIANG H K, LI, X Q, et al. Rolling Bearing Fault Detection Using Continuous Deep Belief Network with Locally Linear Embedding[J]. Computers in Industry, 2018, 96(1): 27-39.
- [11] 胡成太,高云凯,刘爽,等.基于频谱和相干分析的挖掘机噪声识别与控制[J].振动、测试与诊断,2013,33(6):1032-1038.
- [12] 王睿,李宏坤,陈养毅,等.基于相干分析的离心式压缩机噪声源识别[J].风机技术,2008(1):7-9.
- [13] 刘晓娟,潘宏侠.相干分析法在机械设备噪声源识别中的应用[J].电子测试,2010(7):19-22.
- [14] 彭罡,陈万.油气田长输管道压缩机厂房降噪设计[J].天然气与石油,2012,30(5):92-94.
- [15] 相宇.天然气压缩机厂房降噪的设计措施[J].油气田地面工程,2017,36(6):39-42.