

文章编号: 1006-2971 (2003) 03-0011-04

空压机储气罐噪声测量与降噪的研究

周春国, 邢向儒, 王慧武, 吴子英

(西安理工大学机械与精密仪器工程学院, 陕西 西安 710048)

摘要: 从某厂的空气压缩机储气罐噪声的现场测试入手, 摸索出一种测量储气罐噪声的方法。把测试数据放在频谱仪上进行分析, 得出了管道振动和噪声是由管道内脉动气流所引起的结论, 并对空气压缩机储气罐噪声的治理方法进行了探讨。

关键词: 压缩机; 储气罐; 噪声; 测量

中图分类号: TH457; TB53 **文献标识码:** A

The study of noise measuring and reducing of air-compressor gas-tank

ZHOU Chun-guo, XI Xiang-ru, WANG Hui-wu, WU Zi-ying

(Xi'an University of Technology Department of

Mechanical & Instrument Engineering, Xi'an 710048, China)

Abstract: From experiment on site, this paper works out a method of measuring air compressor receiver's noise. The experiment data is analyzed in FFT analysis instrument. Come to the conclusion that the air current pulse cause vibration and high noise. Give up a method of reducing noise of the receive.

Key words: air-compressor; gas-tank; noise; measure

1 前言

空气压缩机广泛应用于工业生产的各个部门, 是一种通用机械设备, 它产生的噪声大, 特别是动力用空气压缩机, 是一个很大的噪声源, 其噪声已造成环境污染。与空气压缩机相配套的储气罐一般安装在室外, 而其同样产生很大噪声。

经过我们现场测试分析可知, 在整个系统中, 存在两种振动: 一种是在压缩机间歇进气的激发作用下, 管道发生振动; 另外一种是在管道系统内气体可以压缩、膨胀, 就好像弹簧可以压缩伸长一样, 因而气柱具有一定的弹性。同时, 气柱又具有一定的质量, 因而它也有自己的一系列固有频率。管道内的气体在管道转弯处或截面变化处产生紊流, 激起气柱形成脉动, 通过储气罐壁向外辐射噪声。

试验分析结果表明, 后者在噪声中占主要部分, 是发声的根本根源。根据实验结果, 安装缓冲器是治理储气罐噪声的有效治理方法。

2 储气罐噪声与管道振动的测量

某汽车车桥厂空压站现有5台动力用空气压缩机, 与其配套有5个储气罐。我们测试了其中的20 m³储气罐, 其公称容积6 m³, 设计压力0.9016 MPa, 试验压力1.176 MPa。由于储气罐噪声的测量方法在文献中尚未看到, 综合压缩机噪声产生的机理及有关技术, 我们摸索出一套测量储气罐噪声的方法。

首先, 我们测试了20 m³储气罐工作时的噪声, 如表1所示。不排气表示压缩机正常向储气罐输入气体; 排气表示储气罐的压力超过安全压力, 由罐顶的安全阀向空中排放气体。试验采用的是丹麦必凯公司生产的声级计, 测点的水平距离距储气罐表面为1 m (或2 m), 测点距地面高度为1.5 m。从测试结果可知20 m³储气罐的噪声在排气时最高可达100 dB (A), 可见其对听力危害的程度。

其次, 单独测量噪声之后, 为了进一步了解噪声与振动之间的关系, 我们测试了20 m³储气罐及其管道的噪声和振动。使用的仪器是: 日本的TEACXR-510C型磁带机1台, 日本产示波器1

收稿日期: 2002-12-06

台, 丹麦必凯公司的声级计 1 个、传感器 3 个、电荷放大器 4 个。对 20m³ 储气罐进行噪声和振动测试系统如图 1 所示。测试基本原理为: 储气罐工作时产生的噪声信号通过声级计传到磁带机记录下来; 振动信号由加速度传感器测得响应信号经电荷

放大器组, 进行放大并由磁带机记录下来。然后, 这些信号将由磁带机回放并用 CF-920FFT 分析仪进行分析处理。在测试过程中, 声级计要对准排气口, 并且水平变换 3 个位置, 这样就可以全方位准确地测量噪声。

表 1 20 m³ 储气罐工作时的噪声测量

倍频程	31	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000	16 000	线性
1	不排气	91.5	91	92	91.5	92	91.8	92	92	91.5	92
	排气	98	99	97.5	97.5	99	99.5	98.5	97	98	99.5
2	不排气	91	91	91	91.5	91	91	91	91	91.5	91.5
	排气	97	96.5	97	96.5	96.5	97	97	96.5	96.5	96.5

注: 1 为距离 20 m³ 储气罐 1 m 时测量; 2 为距离 20 m³ 储气罐 2 m 时测量。

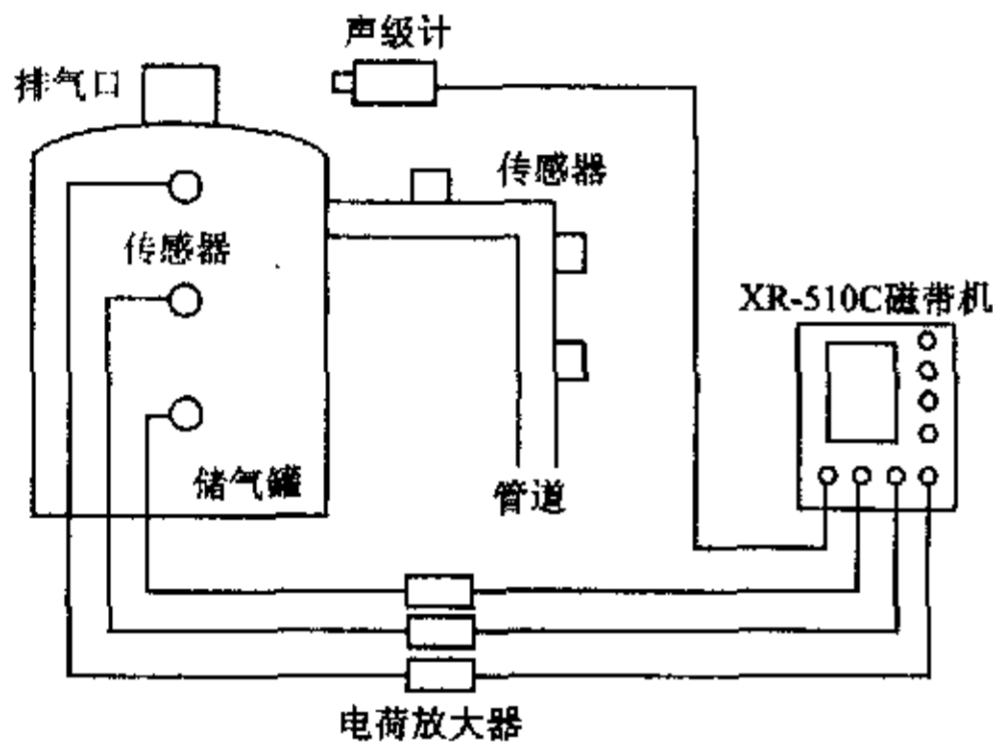


图 1 20 m³ 储气罐噪声和振动测试系统

测试试验在储气罐工作时进行。测量前测试一下本底情况, 周围环境的本底噪声低于储气罐工作噪声 10 dB (A), 储气罐与墙壁之间的距离大于 2 m, 声级计频率计权特性置于“A 计权”挡。在上述条件下, 测得的信号记录在磁带上, 然后由磁带机回放并用 CF-920FFT 频谱分析仪进行分析处理。

3 测试结果分析

图 2 是由声级计测得的噪声信号的频域图, 表 2 是频域图所标高峰点的频率值。从图中可以看出, 噪声的高峰值大都集中在 300~1 700 Hz 之间。噪声在 1 000 Hz 以下的高峰点只有 4 个: 50 Hz、337.5 Hz、450 Hz 和 562.5 Hz。

图 3 是储气罐的噪声与振动信号的相干函数图。图中的两个高峰点是: 300 Hz 和 550 Hz, 它们的幅值接近 1.0。可以推测管道振动是在气体受到压缩机间歇进气的激发作用下, 气柱发生共振, 并在管道转弯处或截面变化处产生紊流, 激起气柱

形成脉动, 立刻形成激振力, 激发管道作机械振动, 引起再生噪声。同时, 气流脉动频率和储气罐的固有频率接近, 引起共振, 产生噪声, 并通过罐壁向外辐射。储气罐是噪声的主要发生源。

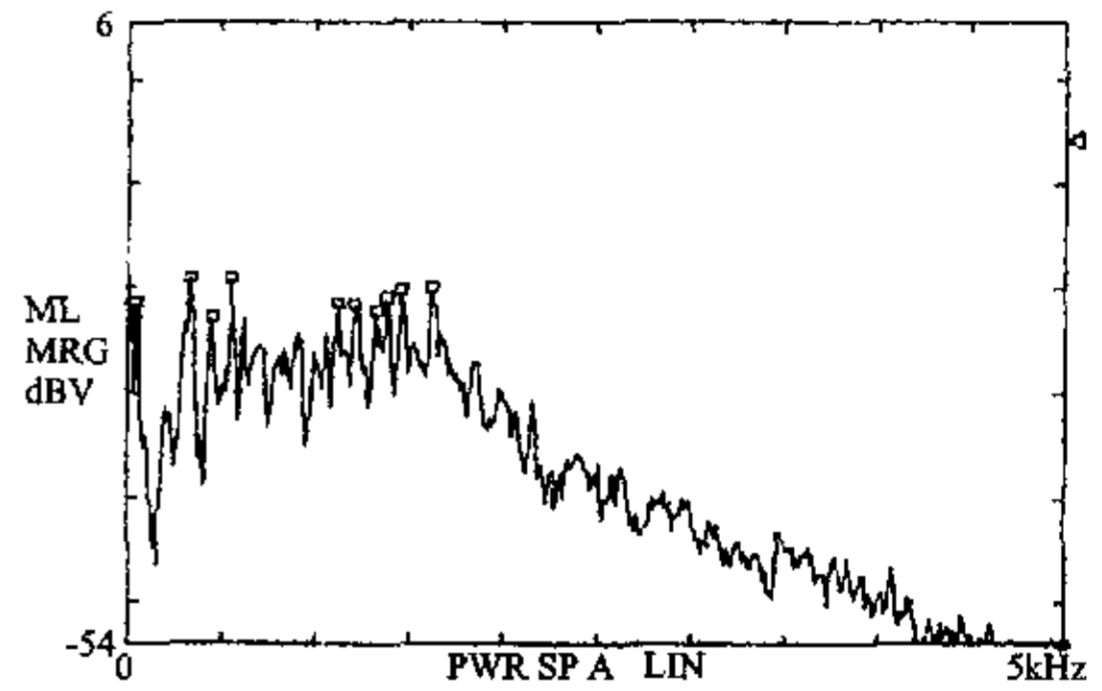


图 2 噪声信号的频域图

表 2 图 2 所标高峰点的频率值

频域图所标高峰点 (Hz)	频率值 (dBV)
337.5	-18.8
562.5	-19.0
1 625.0	-20.0
1 462.5	-20.0
1 387.5	-20.0
50.0	-21.2
1 125.0	-21.5
1 212.5	-21.4
1 325.0	-22.2
450.0	-22.7

4 储气罐和管道系统气柱固有频率的计算

为了了解储气罐噪声的发声机理和更加有效地

治理噪声, 需要精确计算储气罐和管道系统气柱的固有频率, 可采用转移矩阵法。该方法是把一个复杂的管道系统看成由各种管道元件组成。这些元件是等截面管、容器、分支管道流入总管道构成的汇流点、两根不同截面管道构成的异径管等。对于每一种元件, 都设法找到上、下游点脉动压力和脉动速度之间的关系。

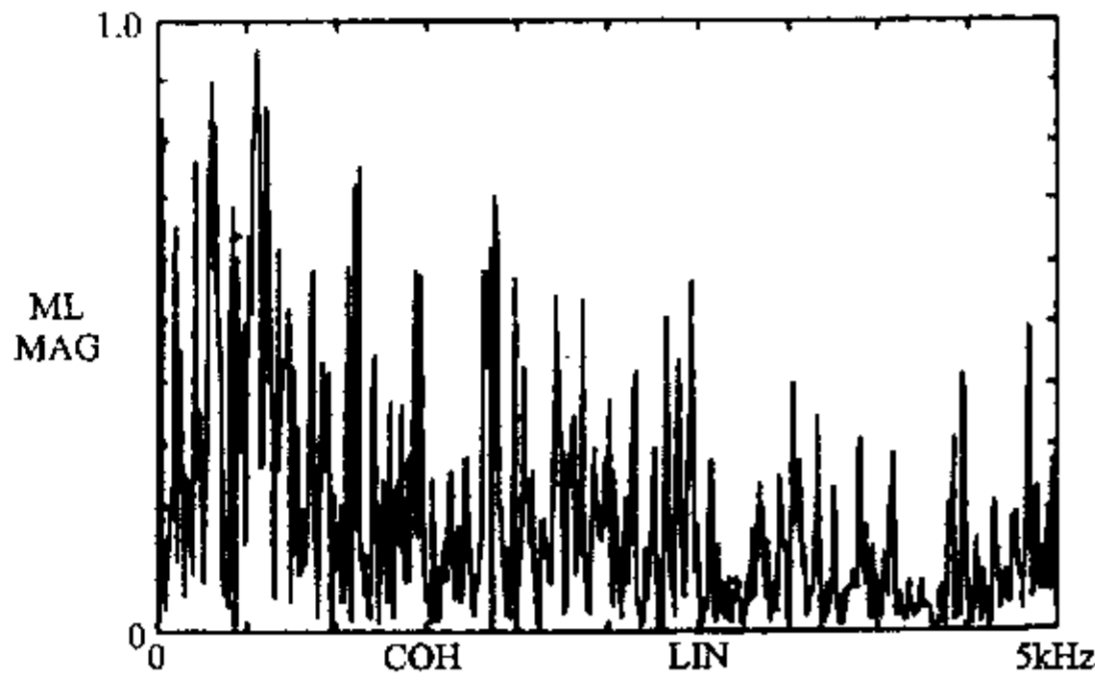


图3 噪声与振动信号的相干函数图

可以把储气罐看成一个共鸣器, 由两部分组成: 储气罐和管道。如图4所示, p 表示脉动压力, u 表示脉动速度, S 表示管道通流面积, ρ_0 表示气体的平均密度, a 为声音在静止气体中的传播速度, 这样储气罐上、下游端间的转移矩阵

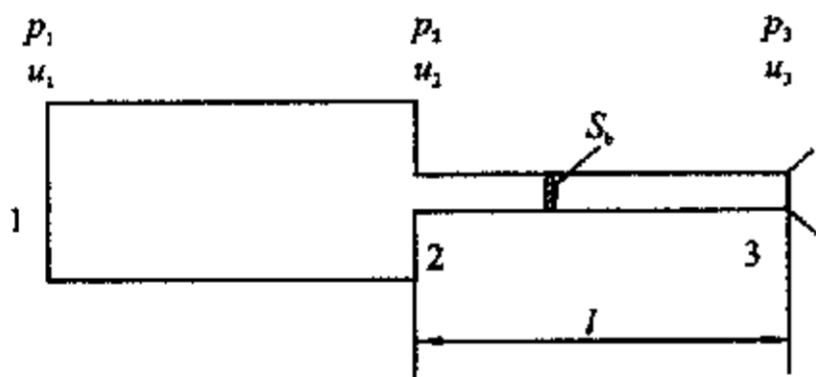


图4 储气罐和管道的数学模型

$$M_R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{V_\omega}{\rho_0 a^2 S_b} & \frac{S_1}{S_2} \end{bmatrix} \quad (1)$$

上游点1的 $v_1 = 0$, 且 $S_1 = 0, S_2 = S_b$ 。管段的上游为2, 下游端为3, 其间的转移矩阵

$$M_L = \begin{bmatrix} \cos \frac{\omega l}{a} & -\rho_0 a \sin \frac{\omega l}{a} \\ \frac{1}{\rho a} \sin \frac{\omega l}{a} & \cos \frac{\omega l}{a} \end{bmatrix} \quad (2)$$

可见端点1与3之间的转移关系

$$\begin{bmatrix} p_3 \\ u_3 \end{bmatrix} = M_L M_R \begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

考虑到 $S_1 = 0, v_1 = 0$; 端点3的 $p_3 = 0$, 所以

$$\begin{bmatrix} 0 \\ v_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \frac{\omega l}{a} & -\rho_0 a \sin \frac{\omega l}{a} \\ \frac{1}{\rho_0 a} \sin \frac{\omega l}{a} & \cos \frac{\omega l}{a} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{V_\omega}{\rho_0 a^2 S_2} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

把式(4)展开, 按其第1行第1列可得

$$\cos \frac{\omega l}{a} p_1 - \rho_0 a \sin \frac{\omega l}{a} \frac{V_\omega}{\rho_0 a^2 S_2} p_1 = 0$$

$$\text{即 } \tan\left(\frac{\omega l}{a}\right) = \frac{S_b a}{V_\omega} \quad (5)$$

满足上面方程的 ω 即为储气罐的气柱固有频率。这种气柱固有频率的求法, 可以直接应用到计算储气罐的压缩机管道上来。治理储气罐的噪声和振动, 应使气柱的固有频率远离空气压缩机的激振频率。

5 空压机储气罐噪声的治理方法

(1) 储气罐内加内接管。分别在罐的进气口和排气口加内接管, 使储气罐成为一个单节性消声器。内接管长度分别为罐直径的 $1/2$ 和 $1/4$, 以抑制部分通过频率, 取得较为平坦的频谱特性曲线。

(2) 储气罐中心悬挂吸声体。实验证明: 储气罐内存在气体共振, 罐中心存在聚焦现象。在罐中心悬挂吸声体, 就可消除这一现象。为此有人曾经设计并在罐中心悬挂了4个长450 mm, 直径150 mm的吸声体。吸声体的吸声材料以超细玻璃棉为主。装吸声体和内接管的储气罐噪声比未装的低12 dB (A)。尽管这种办法简便易行, 省工省钱, 效果也很明显, 但由于本试验储气罐容积不是很大, 进入储气罐的“人孔 (man-hole)”较小, 对储气罐内部治理较困难; 再者, 试验过程中不能影响储气罐的正常工作时间, 因此不能采用储气罐中心悬挂吸声体的方法。

(3) 安装在气流脉动的发源处即靠近压缩机气缸的缓冲器, 是最简单而有效的消振措施。它能使缓冲器后面管道内的气流脉动变得缓和, 降低排气或吸气期间气体冲击所造成的损失, 以及降低管道内的阻力损失。缓冲器后面管道内气流平稳的程度, 取决于气缸作用于管道的方式、缓冲器容积的大小及缓冲器的安装位置。

本试验采用缓冲器来降低管道内的气流脉动,

文章编号: 1006-2971 (2003) 03-0014-03

基于 PC 的压缩机示功图测试、分析系统

杨 红¹, 胡家顺¹, 修吉平²

(1. 武汉化工学院机械系, 湖北 武汉 430072; 2. 华中科技大学材料学院, 湖北 武汉 430074)

摘 要: 介绍了基于计算机自动测试技术开发的压缩机示功图测试、分析系统, 给出了系统的软、硬件结构, 并着重讨论了系统实现的几个关键技术问题。

关键词: 计算机测试; 压缩机; 示功图; 测试分析

中图分类号: TH45; TP21 **文献标识码:** A

PC - based measure & analysis system of compressor power - indicating chart

YANG Hong¹, HU Jia-shun¹, XIU Ji-ping²

(*Department of Mechanical Engineering, Wuhan Institute of Chemical Technology, Wuhan 430073, China;*
2. *Institute of Mechanical Engineering, Huazhong University of Science & Technology, Wuhan 430074, China*)

Abstract: A measure & analysis system of compressor power - indicating chart based on computer automatic measure technology is introduced in this paper. The structures of system's software & hardware are given, and discuss some key technical questions to system realization as emphasis.

Key words: computer measure; compressor; power - indicating chart; measure & analysis

1 前言

活塞压缩机的示功图(或称指示图), 是反映压缩机在一个工作循环中活塞在每一个位置时气缸内气体压力变化的曲线。根据录取的示功图, 人们可对压缩机的工作过程作一系列的分析计算, 以作为动力及强度复核计算的依据。在示功图上还可以分析判断气阀、活塞环、填料等的泄漏情况、进排气过程的压力损失情况、压缩及膨胀过程的热交换情

况等故障状态, 对压缩机进行有效的状态监控提供依据, 保证压缩机的正常、安全运行。使用有效手段录取及分析压缩机的示功图, 是研究压缩机运行工况的一种基本方法, 也是压缩机教学的重要内容。

随着相关技术的发展, 示功图的测试手段也经历了一个不断发展的过程。从最初的以纸、笔记录的机械弹簧式示功器, 到以示波器、记录仪为记录手段的电子式示功器, 随着以计算机技术为核心的信息技术的飞速发展, 基于计算机自动测试技术的示功图测试、分析系统也应运而生。

收稿日期: 2002-12-11

从而使储气罐噪声降低。对于储气罐安全阀在排气时发生很大噪声的现象, 采用消声器来降低噪声。我们对安装了降噪设备的现场进行了测试, 其噪声为 85 dB (A), 降低了 15 dB (A), 达到了预期目的。

除了以上的几种降噪方法以外, 还有在进气管处加支管、在排气管处加集管器、加固管道以及利用孔板来降低管道中的气流脉动都是可行的办法。在治理储气罐噪声时, 应根据实际情况, 可采用一种或几种办法同时使用, 能够达到降低噪声的目的。

参考文献:

- [1] 联合国环境规划署、世界卫生组织合编. 环境卫生基准·噪声 [M]. 北京: 中国环境科学出版社, 1989.
- [2] 党锡祺, 陈守五. 活塞式压缩机气流脉动与管道振动 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1984.
- [3] 郑南宁. 数字信号处理 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1991.
- [4] C. M. Harris. Handbook of noise control [M]. New York McGraw - Hill, 1999.

作者简介: 周春国 (1968-), 男, 湖南省常宁县人, 西安理工大学讲师, 博士研究生。