

大功率往复式压缩机管道振动特性及振动控制分析

关洪浩

沈阳远大压缩机有限公司, 辽宁 沈阳 110178

[摘要] 由于大功率往复式压缩机本身特性所致, 该装置会随着运行时间延长而不断加大内部气体压力及运行功率, 从而使内部管道装置产生强烈的振动甚至断裂, 进而引发一系列严重的安全事故。基于此, 文中简单分析大功率往复式压缩机管道振动特性, 并深入探讨大功率往复式压缩机管道振动控制方法, 以供参考。

[关键词] 往复式压缩机; 管道振动; 振动控制

DOI: 10.33142/ec.v6i8.9145

中图分类号: TH45

文献标识码: A

Analysis of Pipeline Vibration Characteristics and Vibration Control of High-power Reciprocating Compressor

GUAN Honghao

Shenyang Yuanda Compressor Co., Ltd., Shenyang, Liaoning, 110178, China

Abstract: Due to the characteristics of the high-power reciprocating compressor itself, the device will continuously increase the internal gas pressure and operating power with the extension of the operating time, which will cause strong vibration and even fracture of the internal pipeline device, which causing a series of serious safety accidents. Based on this, this paper simply analyzes the pipeline vibration characteristics of high-power reciprocating compressor, and deeply discusses the pipeline vibration control methods of high-power reciprocating compressor for reference.

Keywords: reciprocating compressor; pipeline vibration; vibration control

引言

大功率往复式压缩机作为现代天然气储气库中不可或缺的关键设备, 其安全性与可靠性与整体储气库的安全运营与生产息息相关。因此, 必须基于研究压缩机本身特性, 通过数值模拟、现场测试及理论分析等方法, 合理制定压缩机管道振动控制策略, 进而避免气体泄漏、管道断裂及其他安全事故发生。

1 大功率往复式压缩机管道振动特性

1.1 管道结构动力特性

在大功率往复式压缩机管道结构系统中, 管道模态本身具有一定的振动特性, 其中主要包括模态振型、阻尼比和固有频率等。而通过系统分析压缩机结构中管道模态, 可准确获取各种振型与固有频率等方面的模态参数, 从而为分析管道振动成因及控制方法提供重要的数据依据。目前, 模态分析法主要有两种, 分别为以试验测试为基础的模态试验分析法和以有限元为基础的模式计算分析法, 而随着相关技术水平不断提升, 利用有限元分析法实施管道结构数值模态分析, 可更为直接地计算管道模态各项参数。故而, 该计算方法应用频率相对较高。此外, 还应结合储气库内部压缩机装置实际振动检测结果数值超标情况, 进行系统化静态分析, 从而获取真实的振型和固有频率数据值, 进而研究管道系统本身的振动特性确定振动原因。

1.2 管道气体动力特性

压缩机管道装置振动主要是因管内气体与结构本身

耦合振动所产生, 故而与气体动力特性有着密不可分的联系。而针对气体动力特性的研究, 则主要集中于对内部气流脉动中脉动压力幅值与气柱频率的分析, 由此便涉及平面波动理论与气柱固有频率计算两方面。波动理论主要运用相应的计算方程来测试流体流速和流体压力, 进而计算出真实的管道气流脉动推算内部气体特性。而通常可将压缩机装置管路内部气体, 当作一个具有一定质量且可压缩膨胀的弹性系统, 即气柱系统, 该系统内部气体的固定流动频率则为气柱固有频率。当压缩机在运行过程中激发频率处于装置气柱固有频率的同一振动区时, 管内气柱便会形成相应的共振反应, 从而使整体管道结构产生大量振动响应。故而, 因此可通过装置气柱固有频率变化幅度, 来计算压缩机管道装置在日常运行时所产生的振动原因。就目前实际情况来看, 气柱固有频率主要通过有限元法与转移矩阵法两种方法来计算。其中有限元法主要基于 1 维数学模型, 对各种复杂的管道结构气柱固有频率进行分析和计算, 其整体计算过程相对繁琐。而随着现代数值仿真技术水平不断提高, 也在一定程度上加快了该方法对于复杂管道结构, 内部气柱固有频率数据的计算速度^[1]。

在运用该方法时, 通常可利用 Creo 软件来构建相应的管道结构气柱模型, 并将其全部导入相应的 ANSYS 有限元应用软件当中, 在软件内部合理定义各种材料属性, 最后运用 Modal Acoustics 功能模块来对内部气柱模型实施声学模态研究和分析, 进而获取准确的前八阶压力云图和

气柱固有频率参数表。而转移矩阵法则是将原本复杂的管道系统，分化为回管、异径管、体积元件及截面管等几个简单元件，通过计算各个基本元件参数关系矩阵图，基于边界条件来获取最终气柱固有频率方程计算公式，最后计算出准确的气柱固有频率表。由于阻尼对于管道结构气柱固有频率数据计算结果所产生的影响相对较小，故而完全可采取无阻尼波动方程计算方式对整体管道元件进行矩阵转移推导。

1.3 管道流固耦合振动特性

大功率往复压缩机管道内部振动产生的很大一部分原因，便是管内气流与管道结构所产生的耦合作用所引起，管内气流脉动在日常运行时会产生一定的振动响应，而振动响应又会反作用于内部气体上改变原有气流流动方向，进而产生一个独特的流固耦合振动控制系统。故而，应基于气体动力特性与管道结构的前提下，对管道装置内部流固耦合振动特性进行研究和分析。通常来讲，计算流固耦合主要包括分离分解法与直接耦合法两种。其中分离分解法主要是将内部流固耦合区域分为固体区和流体区两种，并基于分布规律来逐一计算求证，最后在相应的耦合界面实施一系列数据信息交换。而直接耦合法则是将固体与流体控制方程综合到一起，使其形成一定规模的方程组，在单次迭代中将全部未知量进行系统计算并直接求解。此外，该方法包含所有未知量之间所涉及的各种耦合项，其整体收敛性较佳迭代次数相对较少，但整体操作难度相对较大且需花费大量数据计算时间。相比之下，分离解法虽然无法完全守恒耦合交界处的能量，但因其本身对计算机的配置要求相对较低且整体数据计算较快，故其应用频率相对较高。通常来讲，在采用分离分解法实施管道装置流固耦合求解过程中，会基于耦合界面信息数据不同的交换方式，分为双向流固耦合与单向流固耦合。其中单向流固耦合通常只会将流体域相关计算数据交由固体结构进行分析研究，而双向流固耦合则可实现两者之间的相互交接传递与处理。而具体采用哪种方式实施耦合求解，则应根据储气库具体压缩机管道装置结构而定^[2]。

2 大功率往复压缩机管道振动控制

2.1 振动控制方案

2.1.1 项目基本概况

根据对大功率往复压缩机装置振动特性分析，导致压缩机装置架空管线和进气缓冲罐产生振动超标的主要因素，这源于管道装置机械共振及气缸气体压力过大，但由于1级压缩气缸装置内部气体压力则主要区域取决于装置运行参数。故而，必须利用合理方法来改进和优化原有管道结构，减少机械共振产生，同时应基于管线设计标准、设计成本及施工条件等因素，这里以某储气库压缩机装置故障项目分析为例，该储气库始建于2014年，其总设计容量达到 $42.6 \times 10^8 \text{ m}^3$ ，每日最大采气量达到

$2855 \times 10^4 \text{ m}^3$ 、每日最大注气量达到 $1380 \times 10^4 \text{ m}^3$ ，其日调采气量相对较大、整体注采能力较强。内部压缩系统装置为集大功率往复压缩机、缓冲罐、分离器及电机为一体的增压系统，且包含仪表器、除油器、排污、放空、制冷及其他工艺管道，压缩机单机装机为4000KW功率、配备数量为8台，机组装置设计进气压力为7MPa至9.5MPa之间，排气压力达到30MPa。可采用电机转速与改变余隙等方式来调节压缩机组装置整体注气量，且具有串联、并联增压功能。在日常运行过程中，天然气会经过进气洗涤罐洗涤处理后进入两级不同压缩缸进行增压，并在增压完成后由除油器和空冷器进行二次处理，最后由采气管线注入各个注气井当中。此外，为有效降低压缩机装置气流脉动，还在各个进出口区域分别安装了相应的缓冲罐。

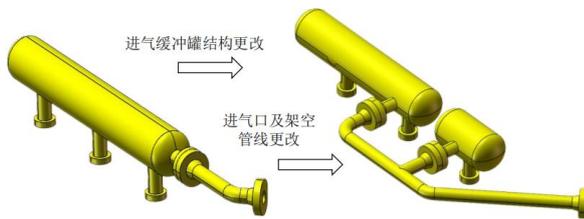
2.1.2 具体方案设计

目前，相关人员已针对该装置故障实际情况，制定了一套完善的管道振动控制方案，具体如下：第一，上文中已经找出压缩机管道架空管线及进气缓冲振动超标的主要因素，测试人员通过振动测试及模态分析得知，案例项目1级进气管道系统产生不良振动区域主要为H方向。而基于储气库装置内部结构，该项目压缩机装置3个1级压缩气缸之间分别存在 120° 大小的相位差，也正是因为如此大幅度相位差角度，导致其气缸与进气缓冲罐之间的3个管嘴装置之间产生变形移位，进而引起二者之间管嘴和连接螺栓开裂，如图1所示。

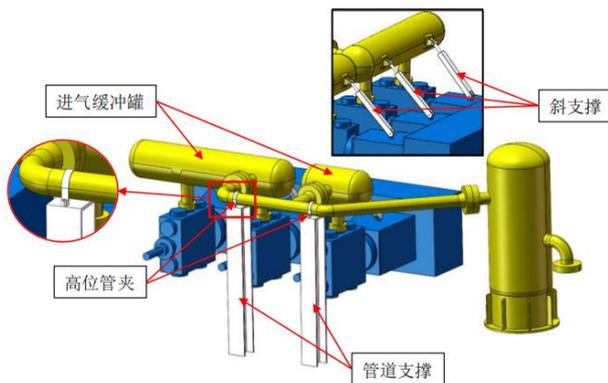


图1 案例项目压缩机管道装置故障图

在经过工作人员进行一系列研究分析后，最终决定将该装置1级进气缓冲罐分划成为两个不同的进气缓冲罐，同时将缓冲罐原有的进气口改装为侧边进气，进而避免进气缓冲罐装置中的3个管嘴出现拉扯变形等不良现象，同时改变了原始装置运行频率，杜绝一系列机械共振产生，改装后压缩机缓冲罐结构，如图2所示^[3]。


图2 改装后的1级进气缓冲罐结构图

第二，在对1级进气缓冲罐进行一系列改装设计后，虽然可以解决装置内部管嘴之间的拉扯变形问题，但因进气口位置的变化增加了一定长度的架空管线，导致其处于整体悬空状态，势必会在一定程度上影响了装置本身的刚度。因此，工作人员为解决此类问题，在原始架空管道处增设了部分管夹和支撑构件，在提升管道的稳定性的同时，提高装置结构本身的固有频率，从而大大降低了机械共振发生概率。此外，为避免压缩机管道装置内部脉动气流，在经过异径管或弯头等异型管路时所形成较大激振力，工作人员同样在架空管线装置弯头区域布设了部分管夹和管道支撑装置，最终确定了详细的压缩机整体振动控制方案，如图3所示。


图3 案例项目整体压缩机振动控制改造方案

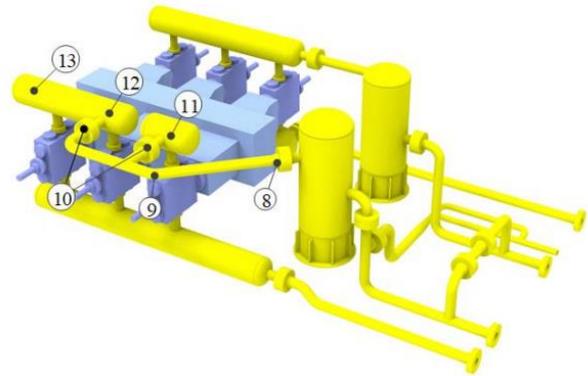
2.2 振动方案实施

在通过对上述振动控制方案进行一系列分析实践后最终发现，该储气库压缩机装置整体模态特性得到显著提升，且该装置激发频率完美避开了气柱共振及机械共振区。除此之外，架空管线及1级进气缓冲罐在运行时的振动速度也有所缓解，这表示整体方案对于控制压缩机装置振动而言具有一定的可行性。故而，可在满足装置螺栓构件及缓冲嘴安装要求及安装精度的前提下，对储气库内部压缩机装置进行改造和优化。

2.3 振动测试评价

为验证本次案例项目大功率往复式压缩机装置管道振动控制方案，在现场实际运行过程中的应用效果，且避免因改造内部构件而影响其他设施运行，工作人员决定对改造后的压缩机装置进行一系列现场运行测试。此期间的装置测试要求、测试方向及测点布置，必须与装置改造前

保持一致状态，如图4所示^[4]。


图4 改造后的压缩机装置测试图

在上述测试图中，10号测试点为大小缓冲罐与进气管装置的连接构件，其在实际分析过程中，应取两者之间振动值相对较大的一项作为标准振动测试值。因管道振动会随着机械负荷及日常运行时间等参数的影响，故而，为满足压缩机在不同参数下的运行需求，本次案例项目分别对两种不同工况下的装置振动状态进行了系统测试。具体工况参数设置如下：在工况1中将余隙开启的状态下电机负荷率设定为63.8%，1级进气压力设定为7.36MPa，1级和2级排气压力分别设定为12.58MPa和22.93MPa。在将余隙关闭的状态下电机负荷率设定为83.25%，1级进气压力设定为7.23MPa，1级和2级排气压力分别设定为14.29MPa和23.02MPa。在工况2中将余隙开启的状态下电机负荷率设定为72.0%，1级进气压力设定为8.21MPa，1级和2级排气压力分别设定为14.18MPa和25.1MPa。在将余隙关闭的状态下电机负荷率设定为95.1%，1级进气压力设定为8.46MPa，1级和2级排气压力分别设定为16.86MPa和25.22MPa。此外，整体测试过程中电机转速均设定为每分钟1000r。

测试人员在对装置两种不同工况进行分别测试后，最终发现在工况1中整体机组运行负荷为正常状态，而工况2中整体机组始终处于高负荷运行状态，其整体上振动值与振动频率较小，完全能够满足压缩机装置基本振动要求。为进一步证明本次案例项目振动控制方案，是否能够满足其他工况下的装置运行要求，工作人员还基于系统整理分析了两次工况试验中压缩机装置振动的变化规律。最后发现，因机组余隙属于关闭状态时内部压缩缸内部不会存在任何余隙容积，活塞会与气缸端部发生不同程度的碰撞，致使附近管线与压缩机本身的振动频率增大。而在余隙相同的情况下，因压缩机机组装置内部负荷大大增加，内部气体压力不断提升，最终增加大量活塞往复运动时的交变应力，进而增大在工况2状态下的压缩机管线振动值。结合案例项目企业日常运行计划，在使用工况2状态下的压缩机装置机组负荷及日处理量，是该企业在正常运行时的

最大工况。由此可见,本次振动控制方案完全适用于该企业装置日常运行需求^[6]。

2.4 压力脉动测试评价

尽管在上述试验测试中表明,本次案例振动控制方案可满足企业日常运行时压缩机装置的振动控制需求,但因管道振动主要动力来源主要取决于气流压力脉动大小,若内部压力脉动量过大,即使能够运用控制方案来减弱管线振动,但在强大的压力脉动作用下,其仍有可能在装置运行一段时间后出现振动波动甚至超标等问题。故而,案例项目设计人员已基于实际情况,对应用振动方案后的管道进行了详细的压力脉动测试,最终测试结果如表1所示。

表1 压缩机压力脉动测试数据表

测试项目	测试结果
API 618 许用值 (%)	0.983
峰值 (MPa)	0.0755
平均压力 P_0 值 (MPa)	7.99
波峰压力 P_{max} (MPa)	8.026
压力不均匀度 (%)	0.945
脉动频率 f (Hz)	16.63
波谷压力 P_{min} (MPa)	7.9415
是否达标	是

经过相关测试数据分析,经过采用振动控制方案后的压缩机装置,其内部1级进气管道内部压力不均度并未超

过许用值,故而完全可以满足案例企业压缩机振动控制要求,同时进一步证明了本次控制方案在实际应用中的可行性。

3 结论

综上所述,通过对大功率往复式压缩机管道结构动力特性、气体动力及流固耦合振动特性的分析,合理制定管道振动控制方案,并在具体方案实施后进行一系列振动测试及压力脉动测试评价,从而保障振动控制效果,进而为后续装置应用与优化提供重要的参考依据。

[参考文献]

- [1]胡安斌,柳梦雪.大功率往复式压缩机噪声模拟与试验研究[J].噪声与振动控制,2021,41(3):101-107.
- [2]胡安斌,苗峰华.海洋大功率往复式压缩机噪声特性研究[J].石油机械,2021,49(5):97-104.
- [3]高玉美,张鹏,付艳波.往复式压缩机管道布置的防振策略研究[J].中国石油和化工标准与质量,2023,43(2):95-97.
- [4]黄凯.往复式压缩机组管道布置特点与分析[J].乙烯工业,2022,34(3):39-66.
- [5]曹姗.往复式压缩机管道防振设计研究[J].化工管理,2022(18):106-109.

作者简介:关洪浩(1982.6—),毕业院校:大连理工大学,所学专业:材料成型及控制工程,当前就职单位:沈阳远大压缩机有限公司,职务:质保部部长,职称级别:中级。