

Floor Vibration Analysis and Vibration Reduction Treatment Caused by Vibrating Screen

Zongqi Zhao, Quan Duan, Jinghai Xiang, Yanmei Xie

School of Chemical Engineering and Technology, Xi'an Jiaotong University, Xi'an Shaanxi
Email: quanduan@mail.xjtu.edu.cn

Received: Dec. 9th, 2019; accepted: Dec. 23rd, 2019; published: Dec. 30th, 2019

Abstract

The vibration signal test system is combined with the simulation numerical simulation method to analyze the floor vibration caused by the vibrating screen. It is found that the excitation frequency and the natural frequency are close to each other, which is the main reason for the vibration. The potential influencing factors of the amplified vibration are found and feasible. The solution, targeted to add damping and so on. It is instructive to plan the placement of large equipment and to modify and maintain the surrounding space of the working equipment. Using the combination of experiment and simulation, a new solution to the direction of vibration diagnosis is proposed.

Keywords

Simulation Model, Vibration Analysis, Modal Analysis, Vibration Reduction

振动筛引发的楼层振动分析与减振处理

赵宗琦, 段 权, 项靖海, 谢燕媚

西安交通大学化学工程与技术学院, 陕西 西安
Email: quanduan@mail.xjtu.edu.cn

收稿日期: 2019年12月9日; 录用日期: 2019年12月23日; 发布日期: 2019年12月30日

摘 要

采用振动信号测试系统结合有限元数值模拟的方式, 对振动筛造成的楼层振动进行分析, 对比发现激振频率和固有频率相近是产生振动的主要原因, 找到放大振动的潜在影响因素, 并提出了可行的解决方案,

针对性的添加阻尼等。对大型设备的放置位置规划,工作设备的周围空间改造和维护具有指导意义。用实验与ANSYS模拟结合的方式,提出了在振动诊断方向上的新的解决思路。

关键词

仿真模型, 振动分析, 模态分析, 减振

Copyright © 2019 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

目前,我国生产厂房大多采用多层框架结构,众多的动力设备(如振动筛、离心机等)都布置在楼上,而部分动力设备,由于其自身振动和往复运动的设计规律,会产生周期性或非周期性的激励振动。如果在设计和运行中不解决好振动问题,会造成功效的降低和额外成本损耗,更有甚者,有可能出现厂房和动力设备发生共振的事故。所以,这对动力设备及其所安置厂房的振动监测及处理具有重要意义[1]。

由于不同机械设备的制造和工作原理不同,各自所引发的振动机制也大不相同。现在工业中常用的振动检测方法大多基于经验丰富的维修人员,根据触摸和倾听振动强度、声音、频次等来检测故障,但是该方式无法检测出机械设备早期或是特征不突出的故障。也有采用振动信号的频谱分析的原理的,通过对振动位移、加速度、频谱响应等参数的采集与计算,寻找特征振动频率,此方法可以较好地分析现有问题,但无法对未来可能出现的隐患做出比较好的估测,特别是高速动力设备,对周围的安置环境带来的激励振动隐患是需要重视的[2]。

所以在考虑实际的振动场景时,不仅仅要对产生振动激励的设备进行分析,找出造成异常振动的原因和隐患,同时要对其波及到的场景或其他设备进行固有频率分析,放置后续的共振隐患[3]。

某厂尿素包装楼内振动筛装置在运行过程中带动整栋楼层发生严重振动,不仅影响机器的正常工作,也会影响操作人员的身体健康,甚至危及厂房的结构安全,严重影响了生产线的安全稳定运作和进一步提量生产。

为研究楼层是否会发生机械共振,需要得到楼层的结构固有频率。但楼层的实际结构很复杂,要得到振动方程的精确解有很大困难,有限元方法提供了求解实际结构固有频率和振动响应的一种有效途径[4][5][6]。

相比于现在常用的单一振动频谱分析法,笔者采用了振动频谱分析和有限元模拟分析结合的方法,对振动较大的楼层和结构进行振动测量,通过分析信号频谱特性并做出相关的振动评价,还对部分楼层进行结构模态分析,在此基础上分析可能引起楼层振动的原因。通过结合振动信号测试系统结合仿真数值模拟的方式为改造措施提供理论依据,并提出相应的减振改造方案。这样的分析结果更精确,同时也能对之后的振动隐患起到预防作用,为现有的动力设备的振动问题的检测及改造提供了新的方法思路,也为有限元方法在设备安全诊断方向的应用提供了参考性很强的工程案例。

2. 分析基础

2.1. 振动控制概述

引起楼层发生振动的原因有很多,如楼层的刚度和质量、机器的振动特性、隔振措施、建筑材料、

施工质量等。

对多层厂房的振动控制可分为主动控制、半主动控制和被动控制三种。三种方法的本质区别在于控制能量的来源不同。由于高层建筑和高耸结构本身体型巨大,主动和半主动控制所需的外加能源比较大;而且主动支撑控制系统和半主动刚度系统在结构中的安装都需要修改结构设计而实施困难,特别是对于现有建筑。因此,设计者们更倾向于采用构造简单、造价便宜、安装和维护方便而且比主动和半主动控制系统更可靠的被动控制装置。

常用的被动控制装置有如下几种:调谐质量阻尼器(Tuned Mass Damper)、金属阻尼器、摩擦阻尼器、黏弹性阻尼器、粘性液体阻尼器、调谐液体阻尼器、锚索、空气动力挡风板等。各类阻尼装置由于造价低廉、易于安装和维修,并且基本不改变结构本身特性而得到了广泛的运用。其中,TMD是一种可靠而经典的动力吸振装置,同时它应用较早,技术发展成熟,应用最为广泛。

2.2. 振动测试准备

对楼层进行现场振动测试是对其进行振动评估的基础。测量数据的准确性直接影响评估的合理性。根据测试对象和现场条件选择合理的测试方法和测试仪器是十分必要的。由现场分析情况可知,楼层振动的基频比较低,楼层振动位移一般几毫米左右,所以应该选用低频、大量程的传感器来检测振动信号,才能保证信号不失真。

本次测试采用的是江苏东华测试技术股份有限公司的DH5903便携式动态信号测试仪,传感器采用B&K公司型号为4526-001的压电式加速度传感器。施工现场的振动装置的参数为:

尺寸: 6350 × 2286 × 1625 mm

动载: 800 kg

静载: 5600 kg

电机转速: 700 r/min

本次现场有一个尿素包装楼层因振动筛而产生不良振动,所以应对振动筛放置位置的附近进行振动测量,测点选择振动较大的振动筛工字钢支架、墙面及管道等位置。测试结果如下(表1,表2):

Table 1. Vibration meter number setting

表 1. 测振仪参数设置

参数名	数值
灵敏度	1.07 mV/EU
加窗方式	矩形窗
平均方式	线性平均
平均次数	8
采样频率	512 Hz

Table 2. Acceleration sensor parameters

表 2. 加速度传感器参数

参数名	数值
基准灵敏度	1.004 mV/ms ⁻²
高通截止频率	0.010 Hz
低通截止频率	1159 kHz
谐振频率	25.2 kHz
温度范围	-54°C~180°C

参数的选取要符合奈奎斯特定理, 确保采集到的信号是足够长的, 在采集的时候可以灵活调整参数, 通过多次采集, 将特征的低频值段和高频值段全部涵盖。

3. 振动数据及振动评价

3.1. 楼内振动筛工字钢支架振动数据(图 1)



Figure 1. Layout of the measuring points in the urea packaging building
图 1. 尿素包装楼内测点布置图

振动数据采集四个测点分别布置在尿素包装楼内振动筛四个工字钢支柱上, 对应为测点 1——东南角, 测点 2——东北角, 测点 3——西南角, 测点 4——西北角(图 2~5, 表 3, 表 4)。

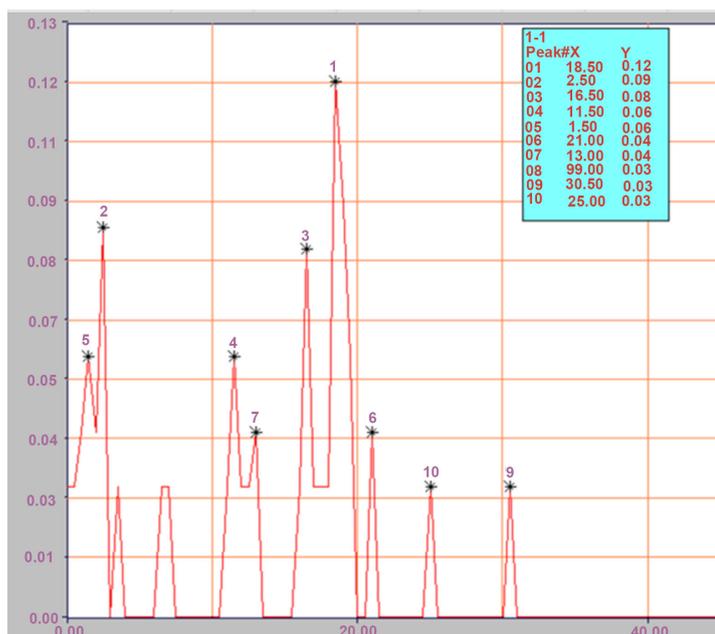


Figure 2. Spectrogram 1 spectrum
图 2. 测点 1 频谱图

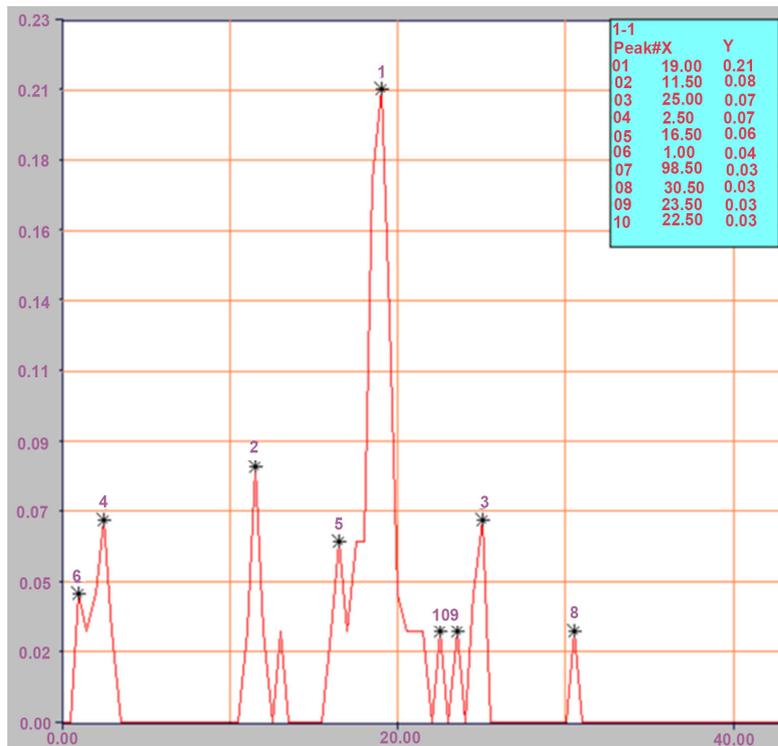


Figure 3. Spectrogram 2 spectrum
图 3. 测点 2 频谱图

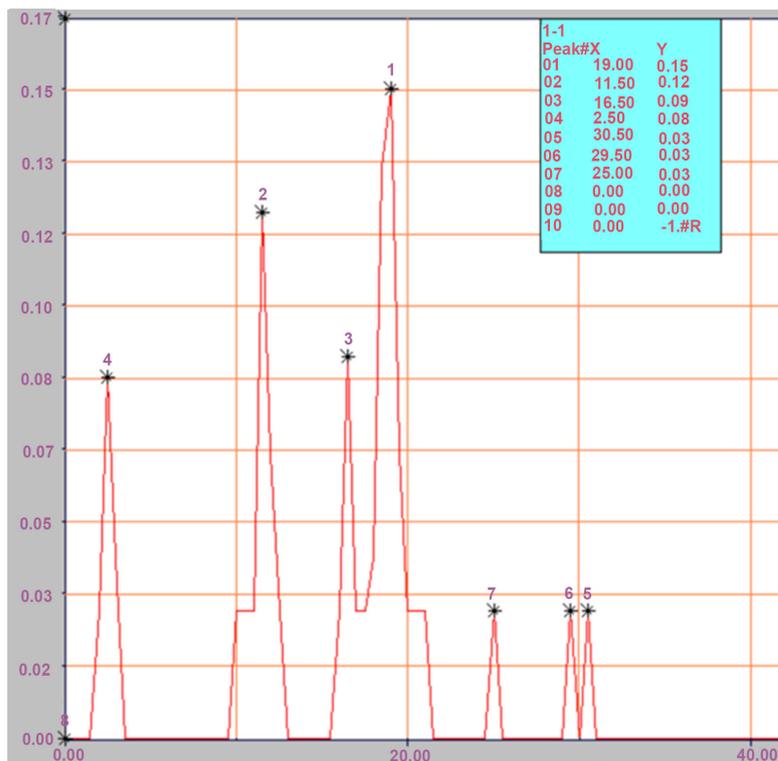


Figure 4. Spectrogram 3 spectrum
图 4. 测点 3 频谱图

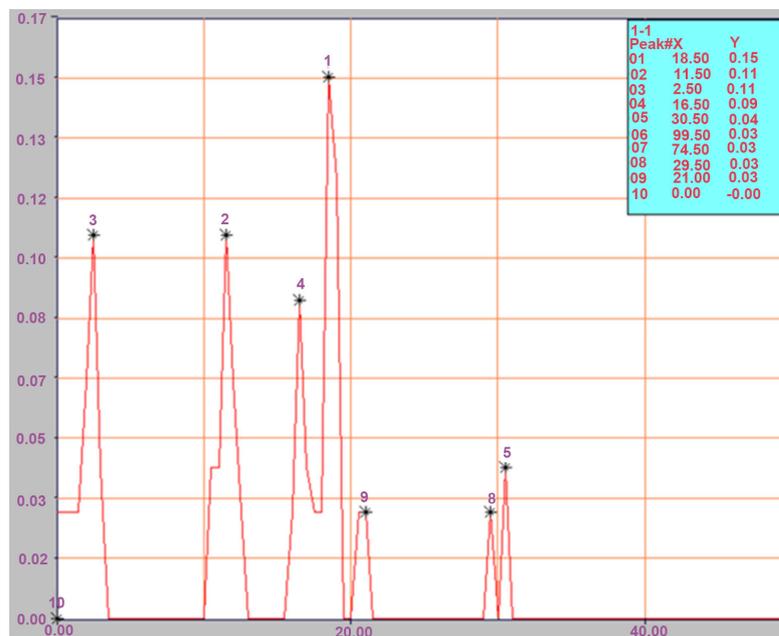


Figure 5. Spectrogram 4 spectrum
图 5. 测点 4 频谱图

Table 3. Vibration sieve parameters' vibration single peak (south-north direction)
表 3. 振动筛支架振动参数单峰值(南北方向)

测点/指标	加速度 m/s^2	速度 mm/s	位移 μm
1	1.0	2.0	48
2	2.0	2.0	60
3	1.0	2.0	76
4	1.0	3.0	79

Table 4. Vibration sieve parameters' vibration single peak (east-west direction)
表 4. 振动筛支架振动参数单峰值(东西方向)

测点/指标	加速度 m/s^2	速度 mm/s	位移 μm
1	1.0	2.0	48
2	2.0	2.0	75
3	1.0	2.0	69
4	1.0	1.0	55

频谱图上的常见振动频率为：2.5、11.5、16.5、18.5、25、30.5 Hz.

现场勘测时发现，振动筛的电机位置是靠近西侧的，即靠近 3、4 测点。由频谱图和振动峰值表发现，频谱图上各测点的特征振动频率一致性很强，差别不大，说明没有明显的故障频率。而振动峰值上，3、4 测点的南北方向的振动略大于 1、2 测点，这是由于靠近电机的缘故，也是处在合理的范围之内。总体来看，振动筛的振动可以认为是处在正常工况。但是在振动筛的作用下，所处楼层发生了振动，所以下一步要确定楼层收到的激励频率和楼层本身的固有频率是否存在接近的情况，若有则说明是引发了共振。

3.2. 楼道墙壁振动数据(表 5)

Table 5. Single peak value of vibration parameters of corridor wall

表 5. 楼道墙壁振动参数单峰值

位置/指标	加速度 m/s^2	速度 mm/s	位移 μm
六楼墙壁	1.0	1.0	50
五楼墙壁	1.0	1.0	44
四楼墙壁	1.0	1.0	27
三楼墙壁	1.0	1.0	28

从上方数据可以看到，楼道墙壁的振动幅度随着楼层的增高而增大，说明楼层高度，对振动起到了放大作用，越高处的楼层，结构的变形风险越大。实际现场的振动筛，就是安放在顶楼六楼，所以在顶楼的时候，身体感受到的振感很强，且振动幅度肉眼可见。

4. 结构模态分析

4.1. 楼层结构模态分析

为确定振动筛是否引发了机械共振，需要得到楼层的结构固有频率。但由于实际楼层结构是很复杂的，用传统振动测试仪器进行测量费时费力，且根据测的数据要计算得到振动方程的精确解有很大的困难。所以此时采用传统的振动分析方法并不合适。而有限元方法提供了求解实际复杂结构固有频率和振动响应的一种有效方法，所以本次对楼层的结构分析，就基于有限元的数值模拟方法，使用软件 Ansys Mechanical APDL 对楼进行梁单元建模，采用工字梁截面结构，BEAM188 结构单元，尺寸还原比例 1:1。由于样板楼的墙内结构单一，楼内没有许多内置的复杂空间结构，所以采用梁单元足够满足分析的需求。建成的框架结构如图 6:

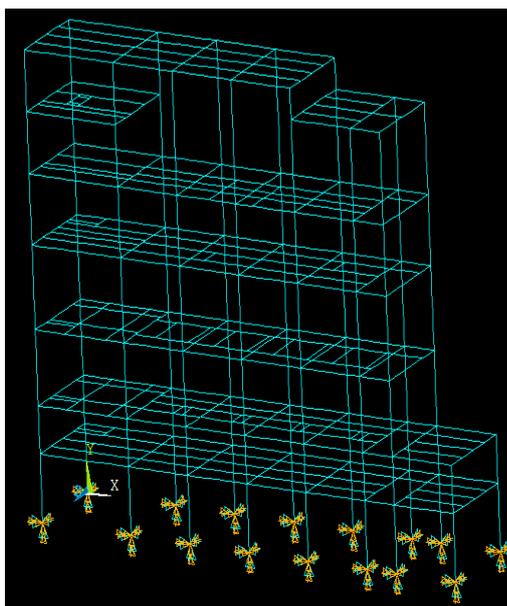


Figure 6. Urea packaging building model map

图 6. 尿素包装楼模型图

对底端的关键点施加固定约束，约束所有自由度，而对地面以上的楼层不约束自由度，充分还原实际工况状态。

建立模型后，对模型进行网格划分并进行频率计算，求得的结构固有频率列于表 6 中。

Table 6. Structure natural frequency

表 6. 结构固有频率

Mode	Frequency [Hz]	Mode	Frequency [Hz]
13	1.9304	137	7.0466
14	2.5044	138	7.071
134	6.9661	292	11.506
135	6.9959	293	11.545
136	7.0234	294	11.594

由固有频率可见，出现了 2.5 Hz、11.5 Hz 这两种频率值，这和现场测得的振动筛的特征激发频率值几乎相同，虽然这两个频率值在楼层的固有频率中处在高阶，但仍是很有可能引发共振风险。尤其是 2.5 Hz 的值所处的阶数并不高。所以，要针对这一特征频率，对楼层模型可能出现的振型图进行预测。

2.5 Hz 固有频率对应的特征振型图 7 如下。

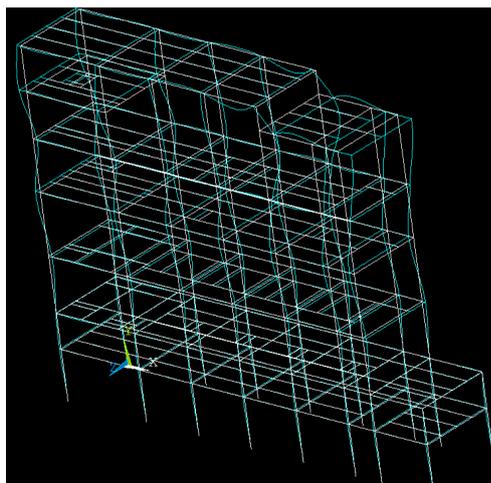


Figure 7. Characteristic mode

图 7. 特征振型

参考实际厂房中振动筛的所处位置，对模型中楼层的对应位置施加 3500 N 和 7000 N 的两个谐振力，频率都是 2.5 Hz，并进行模态分析，在此谐振力下，楼层的变形状况如图 8。

由图可见，受到 2.5 Hz 特征频率的激振力后，高层楼的变形十分明显，共振风险大，所以要想办法消除这些特征频率激振力的影响。

常用的改造措施有两种：添加约束和添加阻尼。添加约束可以改变结构整体刚度和固有频率等，错开共振区。添加阻尼可以吸收振动能量，利用阻尼吸能减振也是比较常见的一种方法。但由于振动筛引发的特征频率很多，且对楼层施加约束较为困难，所以优先考虑添加阻尼的方法。

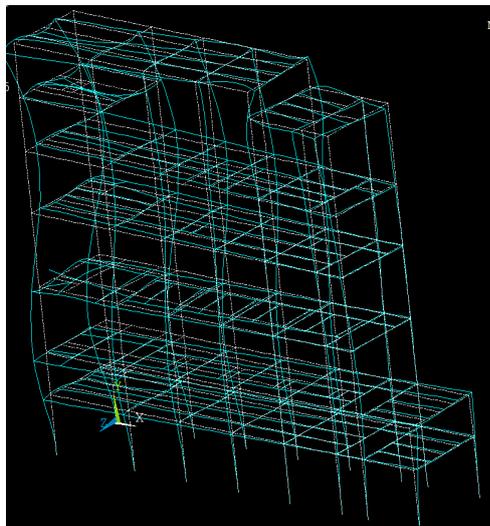


Figure 8. Deformation diagram at 2.5 Hz resonance
图 8. 2.5 Hz 谐振力下的变形图

首先需要在模型中进行验证，检查施加阻尼对减振方面是否真的有帮助，经过计算，以下是在不同的阻尼比下的，模型最大挠度的变化图(图 9、表 7)。

Table 7. Damping ratio and corresponding maximum deflection
表 7. 阻尼比和对应最大挠度

阻尼比	最大挠度(m)
0.03	0.039544
0.05	0.031214
0.1	0.017589
0.15	0.011959
0.2	0.009684
0.25	0.010203

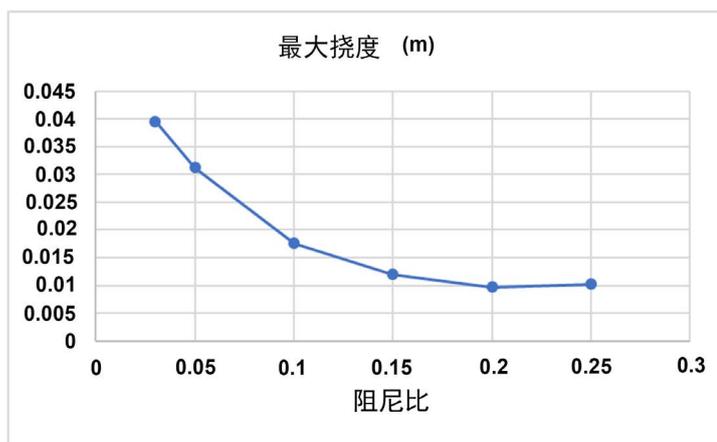


Figure 9. Damping ratio and corresponding maximum deflection
图 9. 阻尼比和对应最大挠度

可以看出, 阻尼比越大, 最大挠度越小, 且刚开始增加阻尼比的时候, 最大挠度的下降趋势非常快。所以增大阻尼比是一个很有效的方式。

4.2. 结果分析

由实验结果和有限元模拟分析结果可以看出:

实验测得的振动筛的特征频率有 2.5 Hz、11.5 Hz 的部分, 而模拟楼层的固有频率也存在这两个值, 振动筛本身的频谱图并没有出现异常值, 说明振动筛是处在正常工作的状态的, 楼层现在的振动问题, 很有可能是共振造成的。而且, 由尿素包装楼的模型振动情况可以看出, 结构振动存在 2.5 Hz、11.5 Hz 等多个特征频率, 且从振源抑制难度较大。针对这些激励下的振动, 如果施加阻尼, 随着阻尼比的增加, 振动趋势会先快速减小, 最后趋于平缓, 所以对两楼的振动改善可以采取施加阻尼的方式。

5. 改造措施

5.1. 加阻尼器

阻尼器是以提供运动的阻力来耗减运动能量的装置, 利用阻尼吸能减振是比较常见的一种方法, 因此选择在底部添加 6 个阻尼器以减小振动。

考虑到性价比和振动筛的荷重, 可推荐选用气垫式避震器, 以下为查找到的某避震器型号, 以此为例说明, 因设备运行时重量在 7000 kg 左右(一般不会超过), 所以可以选取型号 JSC-1200-SK 或 JSC-2000-SK (JSC-1600-SK 已被 JSC-2000-SK 取代)。可以根据实际需求, 选择刚好合适的 JSC-1200-SK 型号, 如果希望预存余量, 则可以考虑采用 JSC-2000-SK 型号(表 8)。

Table 8. Air cushion shock absorber load/size table
表 8. 气垫式避震器荷重/尺寸表

型号	尺寸(mm)			荷重(Kgs)		自然频率 (Hz)	固定螺栓 CS*L
	A	B	H	Min	Max		
JSC-1200-SK	300	300	120	900	1200	3~5	M16-110L
JSC-1600-SK	350	350	120	1200	1600	3~5	M16-110L
JSC-2000-SK	380	380	120	1600	2000	3~5	M16-110L
JSC-3500-SK	525	525	120	2800	3500	3~5	M20-150L

5.2. 加空气阻尼弹簧

在振动筛底部, 四个角的四根地面梁与墙面之前的空隙, 添加拉力气弹簧, 共 4 个。根据之前受力分析的结果, 气弹簧是两两一组的, 其中一组的总拉力要大于 3500 N, 单个气弹簧拉力大于 1750 N, 另一组大于 7000 N, 单个气弹簧拉力大于 3500 N。

6. 结语

综上所述, 设备振动一直是一个复杂的问题, 必须进行合理的测试分析, 选出适合特定场景的方法才能有效率的解决问题。以往的工程中的方法大多采用传统的人为经验检测和单一的振动信号频谱分析检测, 很难适用于所有场景, 且经常存在准确性差、分析不全面、难以预测其他隐患等问题。相比之下本文采用的, 结合有限元方法查找现场问题频率、并建模对比分析是一种重要且有效的思路, 通过实验与数值模拟的结合, 有利于全面且高效的进行振动诊断。综合考虑消减振动和提高系统刚度的方法, 制

定最佳方案。

在厂房布置与设备工况选取的时候，要注意让振动设备的特征激发频率，避开自身及周边结构的固有频率，避免共振风险。

参考文献

- [1] 赵正军. 浅析机械设备故障检测技术[J]. 智能城市, 2018, 4(20): 161-162.
- [2] 黄武, 殷盛福, 文华. 基于测试装备高速传动系统的振动分析[J]. 新型工业化, 2019, 9(2): 52-56.
- [3] 党锡淇, 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: 143-159.
- [4] 唐山青. 基于 ANSYS 的长臂架模态分析与试验研究[J]. 建设机械技术与管理, 2018, 31(10): 50-53.
- [5] Giacomelli, E., Passeri M., Zagli, F. and Generosi, S. (2004) Control of Pressure Pulsations and Vibrations in Hyper-compressors for LDPE Plants. *PVP-High Pressure Technology—2004 Innovations and Advances in High Pressure Technologies*, San Diego, California, USA, 25-29 July 2004, 73-79. <https://doi.org/10.1115/PVP2004-2281>
- [6] Giacomelli, E., Passeri, M., Giusti, S., Zagli, F. and Generosi, S. (2004) Modeling of Pressure Pulsations for Reciprocating Compressors and Interaction with Mechanical System. *Proceedings of 7th Biennial Conference on Engineering System Design and Analysis*, Manchester, UK, 19-22 July 2004, 945-952. <https://doi.org/10.1115/ESDA2004-58522>