

离心式选粉机及其厂房的减振研究

刘平成

(盐城工学院机械工程系, 盐城 224003)

摘要 利用振动分析、减振理论对离心式选粉机及其厂房系统进行主要振动方向的力学模型简化、建立运动微分方程、求出固有频率、稳态解及幅频响应, 得出适宜工作区域, 为离心式选粉机及其基础设计提供减振理论依据。

关键词 离心式选粉机 力学模型 圆流 开流

分类号 TQ172.6

近10年来, 水泥工业的蓬勃发展, 带来了水泥工艺、装备的更新换代, 水流圈流生产在全国8 000多家水泥厂中已经占有相当大的比重, 保守估计已过5成。其中又有近半数厂家使用着离心式选粉机(结构原理如图1所示), 由于离心式选粉机结构、工艺简单, 不必使用风机及收尘系统, 一次性投资较小, 与开流系统相比, 效益显著。当然, 尚有一些令用户困惑的问题, 其中离心式选粉机发生振动且引起厂房振动乃是最主要的问题。解决好这个问题, 将有利于离心式选粉机市场的进一步拓展, 为水泥工业的发展再立新功。使用刚开始时, 大约有3%的离心式选粉机发生振动且引起厂房振动; 在使用1 a以后, 大约有5%引发该现象; 随着零部件的进一步磨损, 出现该现象的概率进一步提高。尽管发生这类故障概率较低, 但仍使部分用户在使用上心有余悸。

1 原因分析

1.1 基础原因

通常回转机器设备其基础重量 G 满足下式:

$$G \geq aQ \quad (1)$$

式中: a ——重量系数, 常取 $a=10$;

Q ——机器的重量。

另外, 离心式选粉机设备使用说明书上常把离心式选粉机作为静力 F 作用在基础上来进行基础承载设计^[1], 其中

$$F = bQ \quad (2)$$

b ——常用动载荷系数, 常取 $b=3.5$;

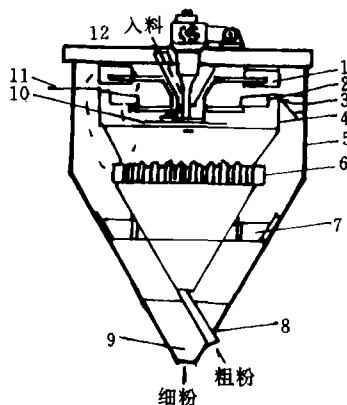


图1 离心式选粉机工作原理

1—大风叶; 2—小风叶; 3—支架; 4—内壳体; 5—外壳体; 6—回风叶; 7—支架; 8—粗粉出口; 9—细粉出口; 10—撒料盘; 11—挡风板; 12—加料管;

Q ——机器的重量。

显然式(1)、(2)有一定的经验性, 但也存在局限性。因为客观上离心式选粉机由于本身结构的原因, 不可避免地在水平面内有不平衡旋转激振力; 在垂直方向存在简谐激振力。且这些激振力对设备、基础的影响较复杂, 需具体分析, 区别对待。

1.2 离心式选粉机本身的原因

(1) 回转部件静平衡条件不满足。这类情况并不多见, 只有个别条件简陋、技术落后的工厂才会出现这种情况。

(2) 回转部件的中心线与离心式选粉机中心线存在偏差。主要应由制造、安装精度保证, 此种情况概率较低。

(3) 回转部件中两轴承回转精度不够, 导致垂

直轴发生晃动。作为新制造的产品一般不存在这类问题;往往使用较长时间后,两轴承的磨损导致回转精度下降,只要维修及时即可避免。

(4)轴的刚度不够,两支点跨度较大,轴的挠曲产生不平衡激振。

(5)物料落在撒料盘上不均匀,亦产生不平衡激振。

综上所述,基础原因往往可以提醒用户适当提高动载荷系数考虑基础设计;离心式选粉机本身的原因则要求制造厂以及用户在设计、制造、维护过程中充分考虑上述 5 类情况。事实上仍有一些厂家注意了这些因素但未从根本上消除离心式选粉机及其厂房的振动。

2 动力学特性分析^[2]

2.1 力学模型的简化

依据图 1、图 2(离心式选粉机外形图),取过离心式选粉机竖直中心线的任一竖直平面,建立剪切方向力学模型如图 3。

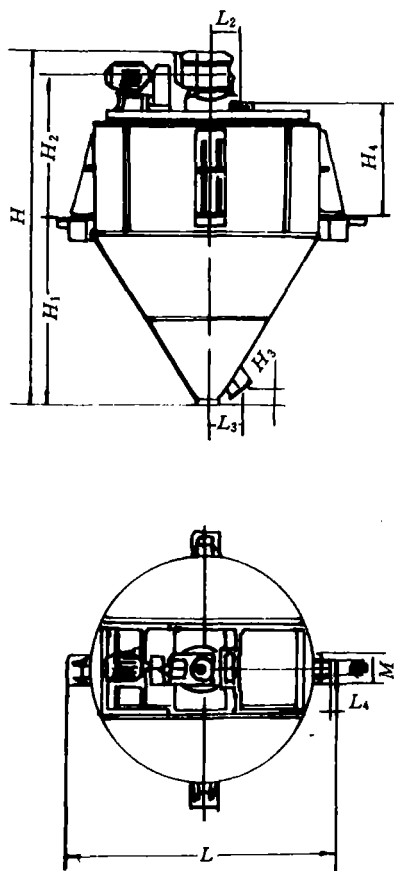


图 2 离心选粉机外形图

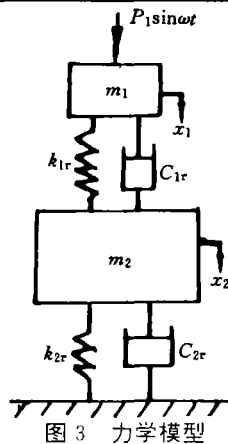


图 3 力学模型

其中: m_1 ——离心式选粉机质量;

k_{1r} ——离心式选粉机在该平面内激振力点到支承点的剪切刚度;

c_{1r} ——离心式选粉机在该平面内受剪切时的阻尼常数;

m_2 ——基础质量;(注:鉴于球磨机房为现浇框架式结构,可视为一个整体 m_2 ;而不作为多质体系统。)

k_{2r} ——基础在该平面内的剪切刚度;

c_{2r} ——基础在该平面内受剪切时的阻尼常数;

P_1 ——离心式选粉机旋转不平衡激振力的幅值;

ω ——离心式选粉机回转部件旋转角速度。

2.2 列运动微分方程式:求稳态解

为了便于求解,暂假定 $c_{1r}=0$; $c_{2r}=0$,建立对应图 3 力学模型的运动微分方程为

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_{1r} x_1 - k_{1r} x_2 = P_1 \sin \omega t \quad (3)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - k_{1r} x_1 + (k_{1r} + k_{2r}) x_2 = 0 \quad (4)$$

$$\text{即: } m_1 \ddot{x}_1 + k_{11} x_1 + k_{12} x_2 = P_1 \sin \omega t \quad (5)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_{21} x_1 + k_{22} x_2 = 0 \quad (6)$$

$$\text{其中: } k_{11} = k_{1r}; k_{12} = k_{21} = -k_{1r}; k_{22} = k_{1r} + k_{2r}; \quad (7)$$

依此可求其低频固有角频率

$$\omega_{n1} = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}; \quad (8)$$

高频固有角频率

$$\omega_{n2} = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}; \quad (9)$$

$$\text{其中: } A = m_1 m_2; B = -(m_1 k_{22} + m_2 k_{11}); C = k_{11} k_{22} - k_{12}^2; \quad (10)$$

设该运动微分方程(5)(6)对应的稳态解为:

$$x_1 = A_1 \sin \omega t \quad (11)$$

$$x_2 = A_2 \sin \omega t \quad (12)$$

则可解得:

$$A_1 = \frac{P_1(k_{22} - m_2\omega^2)}{(k_{11} - m_1\omega^2)(k_{22} - m_2\omega^2) - k_{12}^2} = \frac{-q_1(\omega^2 - \omega_{n1}^2)}{(\omega^2 - \omega_{n1}^2)(\omega^2 - \omega_{n2}^2)} \quad (13)$$

$$A_1 = \frac{-P_1k_{12}}{(k_{11} - m_1\omega^2)(k_{22} - m_2\omega^2) - k_{12}^2} = \frac{-q_1\omega_{12}^2}{(\omega^2 - \omega_{n1}^2)(\omega^2 - \omega_{n2}^2)} \quad (14)$$

$$\text{其中 } q = \frac{P_1}{m_1}; \omega_{12}^2 = \frac{k_{22}}{m_2}; \omega_{12}^2 = \frac{k_{12}}{m_2} \quad (15)$$

根据式(13)、(14)可作其幅频响应图4:

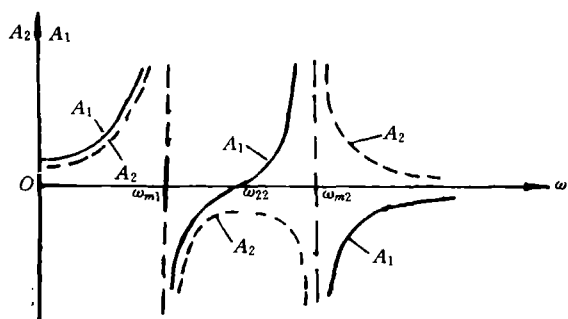


图4 幅频响应图

2.3 运动规律分析:

尽管图4未考虑阻尼的影响,但仍然可推知下述性质:

- (1) 当 $\omega \in (0, \omega_{n1})$, 则 A_1, A_2 同相, 且随 ω 增大而增大;
- (2) 当 $\omega \approx \omega_{n1}$, 则 A_1, A_2 较大;
- (3) 当 $\omega \in (\omega_{n1}, \omega_{n2})$, 则 A_1, A_2 同相, 且随 ω 增大而减小;
- (4) 当 $\omega \approx \omega_{n2}$, 则 $A_1 \approx 0, A_2$ 较小;
- (5) 当 $\omega \in (\omega_{n2}, \omega_{n2})$, 则 A_1, A_2 反相, 且随 ω 增大而增大;
- (6) 当 $\omega \approx \omega_{n2}$, 则 A_1, A_2 较大;
- (7) $\omega \in (\omega_{n2}, \infty)$, 则 A_1, A_2 反相, 且随 ω 增大而减小。

3 减振分析

从离心式选粉机及其基础振动幅度尽可能小的角度, 对照图4及其运动规律分析可以看出, 最理想的工作区域为: $\omega \ll \omega_{n1}$ 或 $\omega \approx \omega_{n2}$ 或 $\omega \gg \omega_{n2}$ 。而对于确定规格的离心式选粉机, ω 一般为常数(其数据见表1)。这样就对决定 $\omega_{n1}, \omega_{n2}, \omega_{n2}$ 主要的参数 m_1, m_2, k_1, k_2 提出了三种不同的要求。

尽管式(8)、(9)给出较准确的解, 但分析研究不太方便。现求其近似解以便进行分析研究。

表1 水泥厂常用离心式选粉机的规格和转动频率

离心选粉机直径(m)	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5
电机功率(kw)	22	30	40	55	75	95
主轴转速(r/min)	256	230	180	190	190	165
转动频率(Hz)	26.81	24.09	18.85	19.01	19.01	17.28

根据图4结合图3可以分析出: 当 $\omega \approx \omega_{n1}$ 时, m_1, m_2 作同相运动, 且振幅均较大, 此时 $k_{1\tau}$ 变形较小, 而 $k_{2\tau}$ 变形较大, 可近似认为 $\omega_{n1} = \sqrt{\frac{k_{2\tau}}{m_1 + m_2}}$; 当 $\omega \approx \omega_{n2}$ 时, m_1, m_2 作反相运动且振幅均较大, 且存在 $\frac{m_1}{m_2} = -\frac{A_2}{A_1}$, 满足质心守恒定理, 显然 $k_{2\tau}$ 变形较小, 而 $k_{1\tau}$ 变形较大, 可视其为一个自由度振动系统, 且当量质量 $m_c = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$, 则可近似认为: $\omega_{n2} = \sqrt{k_{1\tau}(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2})}$ 。

另外, 由式(7)、(15)可知 $\omega_{n2} = \sqrt{\frac{k_{1\tau} + k_{2\tau}}{m_2}}$ 。

4 结论

综上所述, 离心式选粉机适宜工作区域应为

- (1) $\omega \ll \omega_{n1}$, 即 $\sqrt{\frac{k_{2\tau}}{m_1 + m_2}} \gg \omega$ 。这就要求提高基础刚度, 适当减小基础质量(一般 $m_2 \gg m_1, m_1$ 减小很有限)。具体措施: 使用框架式现浇基础, 且用框架连接到离心式选粉机的基础; 亦可在安装离心式选粉机的楼面以下, 增加部分钢筋混凝土剪力墙(往往在剪切刚度较小方向加强)^[1], 从而大大提高 $k_{2\tau}$, 使工作点在 $\omega \ll \omega_{n1}$ 区域内工作。90%以上的离心式选粉机在此区域内工作。其工作特点是: 离心式选粉机与基础同向微幅振动。

- (2) $\omega \gg \omega_{n2}$, 即 $\sqrt{k_{1\tau}(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2})} \ll \omega$ 。这就要求降低离心式选粉机横向剪切刚度, 增大基础与离心式选粉机的质量。具体措施: 适当降低 $k_{1\tau}$, 但往往易影响离心式选粉机的其它性能参数; 增加基础厚度、宽度, 以便增加 m_2 (增加离心式选粉机重量 m_1 不经济)。但在此类区域工作的情况较少见。其工作特点是: 离心式选粉机与基础反向微幅振动。

- (3) $\omega \approx \omega_{n2} = \sqrt{\frac{k_{1\tau} + k_{2\tau}}{m_2}}$, 即 $\sqrt{\frac{k_{1\tau} + k_{2\tau}}{m_2}} \approx \omega$; 这就要求 $k_{1\tau}, k_{2\tau}, m_2$ 近似满足该等 (下转第60页)

外,它还直接影响砂轮的使用寿命。如修整深度太大,磨粒将会随着结合剂大量地脱落或折断,这样,不仅砂轮损耗大,且不易将砂轮修整平整,从而影响磨削表面质量。如修整深度太小,去除不掉外层已钝化的磨粒及已被磨屑堵塞了的一层磨

粒,使新的磨粒显露不出来,二是砂轮修整面的有效切削刃太少,从而影响磨削表面质量。所以修整深度应大于 0.04 mm 或者小于磨粒平均直径(d_g)。

参 考 文 献

- 1 周华. 金属切削原理. 第 2 版. 上海:上海科学技术出版社,1996. 254

Study of the configuration of the grinding-wheel surface

Yu Qian Xu Wenkuan

(Department of Mechanical Engineering of Yancheng
Institute of Technology, Yancheng 224003, PRC)

Abstract Considering the features of the configuration of the grinding-wheel surface, and the relation between the grinding-wheel itself and the grinding output, this paper researched and set some basic parameters. Further its particularly analyzed the relation between the parameters of grinding-wheel surface and the effect the grinding and then got the method of grinding wheel dressing.

Keywords grinding-wheel; configuration; grinding-wheel dressign

(上接第 23 页)

式。设计合适的 k_{1r} 、 k_{2r} 、 m_2 近似满足该等式,乃最优化方案,不但经济,而且 $A_1 \rightarrow 0$, A_2 亦很小。据笔者了解,目前仅有 5% 左右的用户偶然在该区域内工作。离心式选粉机的基础设计若参考此理论必将从根本上解决离心式选粉机及其基础振动

问题。

当然,从隔振角度来看,可采用防振橡胶安装在离心式选粉机与地基之间来隔离离心式选粉机及其厂房的振动,将使其振动量再一次下降,从而较完美地解决这一工程问题。

参 考 文 献

- 1 王健群,谷剑峰. 建材机械设备管理与安装修理技术. 武汉:武汉工业大学出版社,1991
- 2 张维屏. 机械振动学. 北京:冶金工业出版社,1983
- 3 武汉建筑材料工业学院. 建筑材料机械及设备. 北京:中国建筑工业出版社,1980
- 4 殷振为. 离心式选粉机引起球磨机房晃动的原因及其解决措施. 水泥,1998(3):44

Studies on the damping to centrifugal air separator and its woudshop

Liu Pingcheng

(Department of Mechanical Engineering of Yancheng
Institute of Technology, Yancheng 224003, PRC)

Abstract The author gives the suitble working area, which provides damping theorical basis for the design of centrifugal air separator and its workshop, according to the regular frequency, steady solution and the Amplifier-Frequency repounding chart by simplifing the mechanics modeling and building the movement direction of the system of centrifugal air separator and its workshop with vibration analysis and damping theory.

Keywords centrifugal air separator; mechanics modeling; closed grinding system; open grinding system