

大型原点反共振振动筛的初步设计

马超 邵帅 吴腾健 王珊 赵祥镇 董梦飞 王新文

(中国矿业大学(北京)化学与环境工程学院 北京 100083)

摘要: 针对传统大型振动筛筛箱侧帮易断裂, 参振质量大, 隔振效果差等问题, 提出了将反共振理论用于振动筛的设计理念, 建立了反共振振动筛的力学模型, 并进行动力学分析, 得到筛箱和下质体稳态时的响应振幅, 通过绘制双质体系统的幅频特性曲线得到反共振振动筛的激振频率。利用 Solidworks 软件对反共振振动筛进行三维建模, 完成了大型原点反共振振动筛的初步设计。结果表明: 可调激振器位置的斜面设计使激振力通过上质体质心, 保证了筛箱的正常工作。由圆柱形螺旋弹簧组成的弹簧座连接上、下质体及地面, 保证了系统所需弹性系数; 通过应用 PID 控制技术监控上下质体振幅, 并改变激振频率来稳定上、下质体振幅, 实现原点反共振振动筛振幅的稳定性控制。

关键词: 反共振振动筛; 隔振效果; 激振频率; 力学模型; Solidworks 建模; 振幅; 上下质体

中图分类号: TD452 **文献标志码:** A **文章编号:** 1006-6772(2014)05-0032-04

Preliminary design of large - scale origin antiresonant vibrating screen

MA Chao, SHAO Shuai, WU Tengjian, WANG Shan, ZHAOXIANG Zhenxiang, DANG Mengfei, WANG Xinwen

(School of Chemical and Environmental Engineering, China University of Mining and Technology (Beijing), Beijing 100083, China)

Abstract: The lateral wall of traditional large vibrating sieve box was easy to broke, the part of the vibration mass was high and vibration isolation effect was poor. To resolve the above problems, adopted the anti - resonance theory to design vibrating screen. The model of antiresonant vibrating screen was built, the motion equation of antiresonant vibrating screen was achieved. Worked out the amplitude of the steady - state response and the next screen box when it was plastid. Drew an amplitude - frequency characteristic curve of the double mass system and calculated out the excitation frequency of antiresonant vibrating screen when it was working. Achieved anti - resonance vibrating screen 3D model through Solidworks software and complete preliminary design of the antiresonant vibrating screen. The results show that the bevel on which the position of exciter can be adjusted allows the exciting force line go through the mass centroid. The design ensures the normal operation of the screen box. The spring seats which consist of cylindrical coil springs connect upper mass, lower mass and the ground, ensure the elasticity coefficient required by the system. The amplitude of the upper and lower mass can be monitored and controlled through proportion integration differentiation technology. The amplitude of origin antiresonant vibrating screen can be stabilized by changing the excitation frequency.

Key words: antiresonant vibrating screen; isolation effect; excitation frequency; mechanical model; Solidworks modeling; amplitude; the upper and lower mass

0 引 言

近年来,传统大型振动筛,如圆运动振动筛、直线振动筛等在中国选煤厂得到广泛应用。振动筛是脱介、分级作业的主要载体,设备的稳定性、可靠性和工作状态等对物料脱介、分级效果有决定性作

用^[1]。但这些大型振动机械的激振器均安装在筛箱上,易造成筛箱侧帮断裂,增加参振质量,降低隔振效果^[2-3]。刘杰等^[4]1995年首先提出一种新型振动机械,即反共振振动机。对于多自由度的振动系统,当激振力的频率达到某些值时,其中一个自由度的振动静止,这种现象叫做反共振现象。反共振

收稿日期:2014-06-01;责任编辑:白娅娜 DOI:10.13226/j.issn.1006-6772.2014.05.008

作者简介:马超(1988—),男,山西晋城人,硕士研究生,从事选煤机械的研究。E-mail:97040688@qq.com

引用格式:马超,邵帅,吴腾健,等.大型原点反共振振动筛的初步设计[J].洁净煤技术,2014,20(5):32-35.

MA Chao, SHAO Shuai, WU Tengjian et al. Preliminary design of large - scale origin antiresonant vibrating screen [J]. Clean Coal Technology, 2014, 20(5): 32 - 35.

振动机又分为原点型和跨点型^[5-7]。反共振振动机的振动电机安装在下质体上,激振器不参与振动,因此参振质量可减少 30%~50%,激振力可随之减小,且工作机体结构简化,振动筛使用寿命延长,设计灵活性增大,整机噪声也有一定程度降低^[8-9]。在振动筛隔振系统中,一次隔振可减小对地基振动的 85%~90%,近年来广泛使用的二次隔振效果可达到 90%~95%,而反共振振动机传给基础的动负荷比普通一次隔振减小 57%左右^[10],甚至比一般的二次隔振还要小^[11-12]。目前反共振技术主要应用在反共振离心脱水机上为块煤脱水,大大降低了块煤水分,在中国选煤厂广泛应用^[13]。反共振理论目前已被很多专家学者熟识,已有研究将 PID(Proportion Integration Differentiation) 控制系统与振动筛连接,通过检测并控制上、下质体的振幅使振动筛稳定工作,但对于实际可用的反共振振动筛模型的设计目前还未有提出。笔者使用 Solidworks 软件对反共振振动筛进行实体建模,在质心、筛箱强度等合理计算范围内,对原点反共振振动筛的工作机理进行分析,完成了大型原点反共振振动筛的初步设计。

1 原点反共振振动筛的力学模型

原点反共振振动筛的力学模型如图 1 所示。模型为双质体的单激振力受迫振动,上质体为振动筛的工作部分,即筛箱,质量为 m_2 。激振器安装在下质体上,下质体质量为 m_1 。激振力 $F\sin\omega t$ 为简谐力, m_1 与 m_2 、 m_1 与地面之间有弹簧和阻尼(阻尼系数很小,可视为线性阻尼)相连。

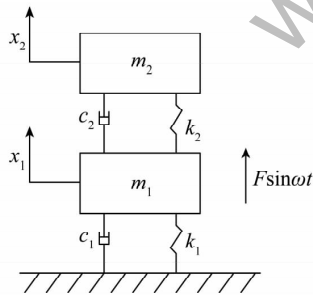


图 1 反共振振动筛的力学模型

根据力学模型可得出该系统的运动方程为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 = F \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_2 - k_2 x_1 + k_2 x_2 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中 x_1 、 x_2 分别为 m_1 和 m_2 的响应位移, m_i 、 c_i 、 c_2 为黏性阻尼系数, $N/(s \cdot m)$; k_1 、 k_2 为弹簧刚度, N/m 。

由于 c_1 、 c_2 均很小,为简化模型计算可将阻尼忽略,得出系统在无阻尼时的受迫振动微分方程为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 = F \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 - k_2 x_1 + k_2 x_2 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

设 $K_{11} = k_1 + k_2$, $K_{12} = K_{21} = -k_2$, $K_{22} = k_2$, 则式(2)可变为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + K_{11} x_1 + K_{12} x_2 = F \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + K_{21} x_1 + K_{22} x_2 = 0 \end{cases} \quad (3)$$

式(3)是一个二阶线性常系数非齐次微分方程,其解由齐次方程的通解加方程(3)的特解组成。由于有微小阻尼的存在,系统的自由振动在一段时间后衰减为零,非齐次方程的特解则为稳定阶段的等幅振动,系统在与激振力相同的频率下做受迫振动^[14]。设方程的特解为

$$\begin{cases} x_1 = A_1 \sin \omega t \\ x_2 = A_2 \sin \omega t \end{cases} \quad (4)$$

则有

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = -A_1 \omega^2 \sin \omega t \\ \dot{x}_2 = -A_2 \omega^2 \sin \omega t \end{cases} \quad (5)$$

式中 A_1 、 A_2 分别为质体 m_1 和 m_2 受迫振动下的振幅, m 。

将式(4)、式(5)代入式(3)后简化可得

$$\begin{cases} (K_{11} - m_1 \omega^2) A_1 + K_{12} A_2 = F \\ K_{21} A_1 + (K_{22} - m_2 \omega^2) A_2 = 0 \end{cases} \quad (6)$$

解式(6)得到系统在激振力 $F\sin\omega t$ 作用下的响应为

$$\begin{cases} A_1 = \frac{\begin{vmatrix} F & K_{12} \\ 0 & K_{22} - m_2 \omega^2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_{11} - m_1 \omega^2 & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} - m_2 \omega^2 \end{vmatrix}} = \frac{F(K_{22} - m_2 \omega^2)}{(K_{11} - m_1 \omega^2)(K_{22} - m_2 \omega^2) - K_{12}^2} \\ A_2 = \frac{\begin{vmatrix} K_{11} - m_1 \omega^2 & F \\ K_{21} & 0 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_{11} - m_1 \omega^2 & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} - m_2 \omega^2 \end{vmatrix}} = -\frac{FK_{21}}{(K_{11} - m_1 \omega^2)(K_{22} - m_2 \omega^2) - K_{12}^2} \end{cases} \quad (7)$$

引入系统的第一、二阶固有频率 ω_{n1} 、 ω_{n2} , 再令 $p = F/m_1$, $\omega_{22}^2 = K_{22}/m_2$, $\omega_{12}^2 = K_{12}/m_2$, 则式(7)可变为

$$\begin{cases} A_1 = \frac{-p(\omega^2 - \omega_{22}^2)}{(\omega^2 - \omega_{n1}^2)(\omega^2 - \omega_{n2}^2)} \\ A_2 = \frac{-p\omega_{12}^2}{(\omega^2 - \omega_{n1}^2)(\omega^2 - \omega_{n2}^2)} \end{cases} \quad (8)$$

2 原点反共振的工作原理及幅频特性曲线

由式(8)可知,在系统自由振动逐渐衰减至零,完全进入稳态受迫振动后,当激振频率 $\omega = \omega_{22} = \sqrt{k_2/m_2}$ 时 $A_1 = 0$ A_2 为一定值,此时各参数即为反共振振动筛的工况,即下质体保持不动或极微小的振动,而上质体即筛箱以 A_2 的振幅做稳态振动,从而达到筛分或脱介的目的。由式(8)可得到系统的幅频特性曲线如图2所示。

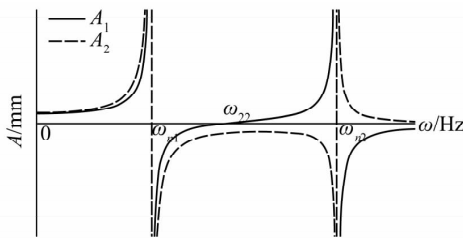


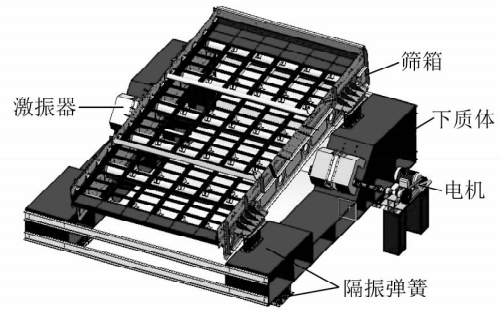
图2 双质体受迫振动幅频特性曲线

由图2可知,初始时刻,当激振频率 $\omega < \omega_{n1}$ 时, A_1 和 A_2 均为正值,即上、下质体做同向运动,且振幅随 ω 的增大而增大;当 $\omega_{n1} < \omega < \omega_{22}$ 时, A_1 、 A_2 均小于0,但上、下质体仍为同向运动;当 $\omega_{22} < \omega < \omega_{n2}$ 时 $A_1 > 0$ $A_2 < 0$,此时上、下质体做异向运动;当 $\omega > \omega_{n2}$ 时,上、下质体仍做异向运动,但方向与前面相反。为达到所需工况,反共振振动筛激振器的激振频率应控制在 ω_{22} 附近(此时 A_1 几乎为0,而 $A_2 < 0$),即应保证 $\omega = \sqrt{k_2/m_2}$ 。

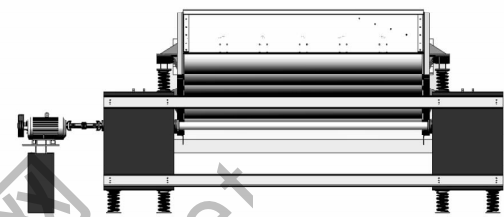
3 原点反共振振动筛的 Solidworks 建模

原点反共振振动筛的三维设计如图3所示。

原点反共振振动筛的上层筛面为直线筛面,筛箱安装倾角为 10° ,筛箱与下质体由4组螺旋隔振弹簧连接,下质体样式参照美国 Birtley 公司香蕉筛的二次隔振体设计。激振器使用齿轮强迫同步,偏心块反向旋转产生直线激振力,并固定于下质体斜面上且位置可调,沿斜面上下调试激振器位置使激振力通过筛面质心,如图4所示(箭头为激振力方向)。安装激振器的斜面坡度为 50° ,即筛面工作角度为 40° 。激振器激振频率 $\omega = \sqrt{k_2/m_2}$,上质体有4组弹簧座,每组弹簧座有3盘圆柱形螺旋弹簧。



a) 上下二等角轴测图



b) 后视图

图3 反共振振动筛 Solidworks 建模的上下二等角轴测图和后视图

来料后,块状物料随直线振动的筛面做抛射运动。研究证明,反共振振动筛单向振幅可稳定在 4.5 mm 左右^[6,15]。

由于来料后筛箱质量较空车质量大,使筛箱质量产生小幅变化,影响激振频率 ω ,最终引起上、下质体振幅变化^[15]。可将 PID 控制技术应用于反共振振动筛,监控上、下质体的振幅,将返回的变化信号处理后输出,改变电机激振频率,使反共振振动筛的上质体振幅稳定在设计值,同时下质体振幅基本为零,最终实现振幅的稳定性控制。该方法简单,鲁棒性强,控制效果较好。

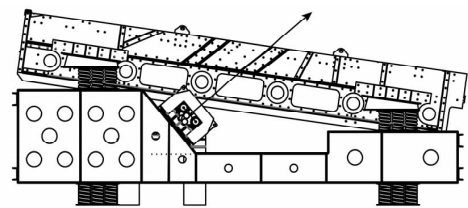


图4 反共振振动筛结构

4 结 语

通过反共振振动筛的力学模型及微分方程,求出系统稳态时对激振力的响应 A_1 和 A_2 。结合系统的幅频特性曲线,得出当系统的激振频率,即反共振频率 $\omega = \sqrt{k_2/m_2}$ 时,筛箱以振幅 A_2 (4.5 mm 左右)

正常工作,而下质体的振幅 A_1 基本为零,使整机传给地基的动负荷较普通一次隔振大大减小。最后利用 Solidworks 软件建模使振动筛具体化,将激振器安装在高度可调的斜面上,并使用 PID 控制技术稳定上、下质体振幅,完成了反共振振动筛的初步设计,下一步将重点研究如何细化下质体结构,调整下质体质心位置。

参考文献:

- [1] 王新文,孙海洋,余训天,等.中国选煤厂脱介筛的应用现状[J].洁净煤技术,2013,19(3):10-13.
- [2] 杨晨,李辉.反共振振动筛动力学参数的设计与应用[J].机械研究与应用,2013,26(4):96-99.
- [3] 闻邦椿,刘凤翹.振动机械的理论及应用[M].北京:机械工业出版社,1982:199-265.
- [4] 刘杰,孙光复.反共振振动机械的理论及应用[J].东北大学学报,1995,16(1):82-86.
- [5] 刘杰,李允公,刘劲涛,等.基于振幅稳定的原点反共振振动机械动力学分析及其控制[J].机械工程学报,2006,42(1):145-148.
- [6] 刘劲涛,刘杰,李小号,等.反共振点位于两共振点正中间的反共振机参数选择[J].东北大学学报:自然科学版,2009,30

(3):405-408.

- [7] Liu J, Sun G F, Tang B X et al. Application of antiresonant theory in vibration utilization engineering [C] // Proceeding of ninth world congress on the theory of machine and mechanism. Milan [s. n.], 1995: 1093-1097.
- [8] 刘杰,侯祥林.反共振理论在减振技术中的应用[J].东北大学学报,1994,15(4):363-369.
- [9] 闻邦椿,刘树英.振动机械的理论及动态设计方法[M].北京:机械工业出版社,2001.
- [10] 刘劲涛,李小号,高洪波,等.单质体反共振隔振振动机械的理论及应用[J].东北大学学报:自然科学版,2011,32(5):724-727.
- [11] 高洪波,赵波.反共振振动筛的动力学参数分析与优化[J].辽宁省交通高等专科学校学报:自然科学版,2005,7(4):40-42.
- [12] 韩丽鹏.大型反共振振动筛设计及性能仿真[D].沈阳:东北大学,2008:1-29.
- [13] 杨伟红,刘克铭,任兰柱,等.反共振离心脱水机隔振橡胶弹簧的动态特性研究[J].煤炭学报,2010,35(6):1028-1033.
- [14] 闻邦椿,刘树英,陈照波,等.机械振动理论及应用[M].北京:高等教育出版社,2009:65-71.
- [15] 李滨慧,高洪波,赵波,等.反共振振动筛的振幅稳定性控制[J].辽宁工程技术大学学报,2006,25(3):429-431.

(上接第31页)

4 结 语

煤炭分类对煤炭的使用、开发、贸易、安全管理及环境保护具有重要意义。煤的成因非常复杂,其成因本身是一灰色模糊系统,各因素间的界线并不明显,具有模糊性及信息不完整性,各因素既有主次之分,又存在着相互渗透性。因此煤的分类是一个高维数据处理问题。灰关联度分析法所需数据较少,对数据要求较低,原理简单,易于理解和掌握。利用信息熵的客观性计算指标权重值,避免了权重设置的人为主观性,将熵权置入灰关联度分析模型,增加了模型的客观性,克服了模型等分权重作评价分析的不足。采用熵权灰关联度分析法综合评价模型对煤样分类,准确率为100%。该方法的难点在于如何确定分类标准样本(参考序列),对分类标准样本有较高依赖性。该模型对其他地质环境下煤样分类的有效性还需进一步检验,在建模时引入数据降维技术可能效果会更好。

参考文献:

- [1] GB/T 5751—2009,中国煤炭分类[S].

- [2] 刘立麟.中国洁净煤发展战略探究[J].洁净煤技术,2012,18(2):1-5.
- [3] 钱卫,黄于益,张庆伟,等.煤制天然气(SNG)技术现状[J].洁净煤技术,2011,17(1):27-32.
- [4] 陈贵锋,罗腾.煤炭清洁利用发展模式与科技需求[J].洁净煤技术,2014,20(2):99-103.
- [5] 陈鹏.中国煤层煤分类的研究[J].煤炭科学技术,1999,27(1):39-42.
- [6] 许国根,贾瑛.模式识别与智能计算的MATLAB实现[M].北京:北京航空航天大学出版社,2012:97-98.
- [7] 雷蕾,王浩.自组织竞争网络在煤炭分类中的应用[EB/OL].(2007-10-24). [2014-06-24]. <http://www.paper.edu.cn/html/releasepaper/2007/10/409/>.
- [8] 何逢标.综合评价方法MATLAB实现[M].北京:中国社会科学出版社,2010:326-329.
- [9] 胡新成,杨胜强,周秀红.基于熵权的TOPSIS法在煤与瓦斯突出综合评价中的应用[J].煤矿安全,2011,42(12):26-29.
- [10] 孙亚杰.灰色关联分析在煤与瓦斯突出预测中的应用[J].中州煤炭,2013(4):82-84.
- [11] 陈正伟.综合评价技术及应用[M].成都:西南财经大学出版社,2013:82-95.
- [12] 王延林,杨胜强,欧晓英.灰色关联分析在煤与瓦斯突出预测中的应用[J].煤炭技术,2009,28(3):67-69.
- [13] 李国良,付强,孙勇,等.基于熵权的灰色关联分析模型及其应用[J].水资源与水工程学报,2006,17(6):15-17.