

振动慢剪破碎机内锥动力学分析

蔡改贫^{a,b}, 郝书灏^a, 黄金若^a, 胡 振^a

(江西理工大学 a. 机电工程学院; b. 江西省矿冶机电工程技术研究中心, 江西 赣州 341000)

摘要: 为研究振动慢剪破碎机内锥运动轨迹,通过拉格朗日方程建立六自由度的内锥动力学模型,使用 MATLAB 软件进行内锥动力学响应的求解,利用 ADAMS 仿真软件进行空载下的内锥动力学响应仿真分析,进行 EDEM 与 ADAMS 耦合分析负载时的内锥动力学响应。结果表明:振动慢剪破碎机内锥的运动主要为水平面上的振动圆运动;空载情况下 X 、 Y 方向上的位移范围为 $-0.4 \sim 0.4$ mm,整体振幅为 0.8 mm;负载情况下 X 、 Y 方向上的位移范围为 $-0.3 \sim 0.3$ mm,整体振幅为 0.6 mm,负载时的振幅小于空载下的。

关键词: 振动慢剪; 破碎机; 多自由度; 振动圆运动; 动力学分析

中图分类号:TD451

文献标志码:A

Dynamic analysis of inner cone of vibration slow shear crusher

CAI Gaipin^{a,b}, HAO Shuhao^a, HUANG Jinruo^a, HU Zhen^a

(a. School of Mechanical and Electrical Engineering; b. Jiangxi Province Engineering Research Center for Mechanical and Electrical of Mining and Metallurgy, Jiangxi University of Science and Technology, Ganzhou 341000, China)

Abstract: In order to study the trajectory of the inner cone of the vibrating slow shear crusher, a six-degree-of-freedom inner cone dynamic model was established through Lagrangian equations and MATLAB was used to solve the inner cone dynamic response. The ADAMS simulation software was used to perform the inner cone under no-load cone dynamic response simulation analysis, coupling of EDEM and ADAMS was used to analyze the inner cone dynamic response under load. The results show that the movement of inner cone of the vibrating slow shear crusher is mainly the circular vibration on the horizontal plane. The displacement range in X and Y directions under no-load conditions is from -0.4 mm to 0.4 mm, and the overall amplitude is 0.8 mm. The displacement range in X and Y directions under load is from -0.3 mm to 0.3 mm, and the overall amplitude is 0.6 mm. The amplitude under load is smaller than that under no load.

Keywords: vibrating slow shear; crusher; multiple freedom degrees; vibrating circular motion; dynamic analysis

近年来,随着科学技术的不断发展,能源的消耗持续增加,国内外研究人员对充分利用能源和节能降耗的课题进行了深入的研究^[1-3]。在矿业生产活动中,矿产资源主要是通过破碎以及研磨之后才能得到充分的利用,所以研究矿产资源的破碎是实现能源充分利用和节能降耗的根本任务之一^[4-8]。振动慢剪破碎机作为一种矿石破碎设备具有非常重要的研究意义以及研究价值,如何在提高破碎机工作效率的同时降低能耗是当前重要的研究课题^[9-10]。

由于振动慢剪破碎机的破碎力主要是外锥在做绕整机中心轴线的旋转运动以及内锥在做振动时产生的冲击运动所提供的,外锥的圆周运动较为简单,内锥的振动运行形式较为复杂,所以本文中主要针对振动慢剪破碎机内锥的动力学进行研究,主要是对内锥的动力学模型进行建模分析,对内锥的动力学响应进行分析,利用机械系统动力学自动分析软件(automatic dynamic analysis of mechanical systems, ADAMS)进行空载下的动力学响应仿真分析和利用工程离散元分析(EDEM)与 ADAMS 耦合进行负载下的动力学响应仿真分析。

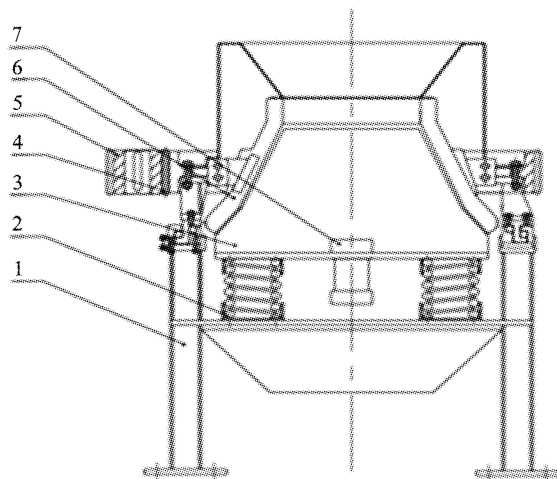
收稿日期:2021-11-10,修回日期:2021-11-24。

基金项目:国家自然科学基金项目,编号:51464017;江西省重点研发计划项目,编号:20181ACE50034。

第一作者简介:蔡改贫(1964—),男,教授,博士,博士生导师,研究方向为矿冶智能装备、矿冶系统仿真。E-mail: 1123615286@qq.com。

1 振动慢剪破碎机工作原理

振动慢剪破碎机是本课题组研发的一种新型细碎的矿石破碎设备,其结构简图如图1所示。振动慢剪破碎机外锥在外锥齿轮的带动下做绕整机中心轴线的旋转运动,内锥在立式激振器的带动下做振动运动,利用外锥以及内锥运动所提供的破碎力,对矿石进行剪切、挤压、冲击、劈裂,从而实现矿石的细碎。该振动慢剪破碎机具有细碎效果好、破碎产品粒度均匀、处理量大等优点,可以高效完成细碎矿石作业^[11]。



1—机架; 2—主振弹簧; 3—破碎机内锥; 4—破碎机外锥齿轮; 5—传动齿轮; 6—破碎机外锥; 7—立式激振器。

图1 振动慢剪破碎机结构简图

Fig. 1 Structure diagram of vibrating slow shear crusher

2 振动慢剪破碎机内锥动力学模型

振动慢剪破碎机内锥的振动运动是一种非线性多自由度的振动系统,其运动形式十分复杂。内锥做空间自由运动,即在 X 、 Y 、 Z 方向的平动以及绕 X 、 Y 、 Z 方向的转动,共有6个自由度 r 。通过分析,振动慢剪破碎机内锥简化力学模型如图2所示,其中, m_0 是偏心块质量, m_1 是内锥质量, k 是主振弹簧刚度, x 、 y 、 z 为3个方向上的位移, α 、 β 、 γ 为 X 、 Y 、 Z 方向上的转动角度。

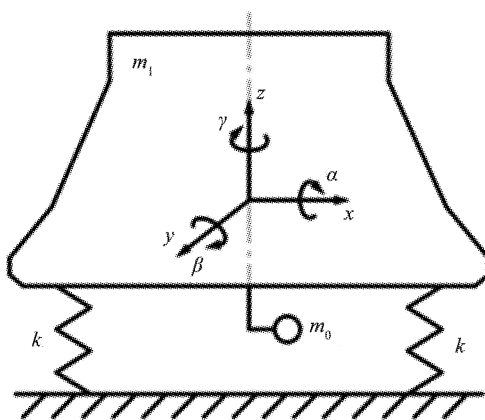


图2 振动慢剪破碎机内锥简化力学模型

Fig. 2 Simplified mechanical model of inner cone of vibrating slow shear crusher

利用拉格朗日方程建立振动慢剪破碎机内锥动力学方程^[12-13],该系统的振动方程可由动能、势能等来表示,即

$$Q_r = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_r} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_r} + \frac{\partial U}{\partial q_r}, \quad r=1,2,3,4,5,6, \quad (1)$$

式中: Q_r 为对第 r 个广义坐标的广义力, N; t 为时间, s; E 为系统的动能, J; q_r 为第 r 个自由度的广义坐标; U 为系统的势能, J。

2.1 系统的动能

系统的动能由偏心块的动能以及内锥动能组成,其表达式为

$$E = E_{m_0} + E_{m_1} = \sum_{i=0}^1 \left(\frac{1}{2} m_i \dot{x}_i'^2 + \frac{1}{2} m_i \dot{y}_i'^2 + \frac{1}{2} m_i \dot{z}_i'^2 \right) + \sum_{j=0}^1 \left(\frac{1}{2} I_{xj} \omega_x^2 + \frac{1}{2} I_{yj} \omega_y^2 + \frac{1}{2} I_{zj} \omega_z^2 \right), \quad (2)$$

其中

$$\omega_x = \alpha' \cos \beta \cos \gamma + \beta' \sin \gamma, \quad (3)$$

$$\omega_y = -\alpha' \cos \beta \sin \gamma + \beta' \cos \gamma, \quad (4)$$

$$\omega_z = \alpha' \sin \beta + \gamma', \quad (5)$$

式中: E_{m_0} 为偏心块的动能, J; E_{m_1} 为内锥的动能, J; i 为 0, 1; x_0 、 y_0 、 z_0 为偏心块在 X 、 Y 、 Z 方向的位移, m; x_1 、 y_1 、 z_1 为内锥在 X 、 Y 、 Z 方向的位移, m; j 为 0, 1; I_{x0} 、 I_{y0} 、 I_{z0} 为偏心块在 X 、 Y 、 Z 方向的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; I_{x1} 、 I_{y1} 、 I_{z1} 为内锥在 X 、 Y 、 Z 方向的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; j 为 0, 1; ω_x 、 ω_y 、 ω_z 为内锥和偏心块在 X 、 Y 、 Z 方向的角速度, rad/s; α 、 β 、 γ 为 X 、 Y 、 Z 方向上的转动角度, rad/s。

由于偏心块的动能计算十分复杂,因此本文中采用坐标变换求解其位置,然后进行求导得到其速度,再计算偏心块动能。偏心块安装在内锥上,其运动后的绝对坐标为

$$\begin{bmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \gamma & \sin \gamma & 0 \\ -\sin \gamma & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e \cos \omega t \\ e \sin \omega t \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 + e \cos(\omega t - \gamma) \\ y_1 + e \sin(\omega t - \gamma) \\ z_1 \end{bmatrix}, \quad (6)$$

式中: e 为偏心块的偏心距, m; ω 为偏心块的角速度, rad/s。

2.2 系统的势能

系统的势能由弹簧的变形势能组成,其计算表达式为

$$U_k = \frac{1}{2} k_x (\Delta x_k)^2 + \frac{1}{2} k_y (\Delta y_k)^2 + \frac{1}{2} k_z (\Delta z_k)^2, \quad (7)$$

其中

$$\begin{bmatrix} \Delta x_k \\ \Delta y_k \\ \Delta z_k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{k1} \\ y_{k1} \\ z_{k1} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} x_k \\ y_k \\ z_k \end{bmatrix}, \quad (8)$$

$$\begin{bmatrix} x_{k1} \\ y_{k1} \\ z_{k1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} + A \begin{bmatrix} x_k \\ y_k \\ z_k \end{bmatrix}, \quad (9)$$

$$A = \begin{bmatrix} \cos \beta \cos \gamma & -\cos \beta \sin \gamma & \sin \beta \\ \sin \alpha \sin \beta \cos \gamma + \cos \alpha \sin \gamma & -\sin \alpha \sin \beta \sin \gamma + \cos \alpha \cos \gamma & -\sin \alpha \cos \beta \\ -\cos \alpha \sin \beta \cos \gamma + \sin \alpha \sin \gamma & \cos \alpha \sin \beta \sin \gamma + \sin \alpha \cos \gamma & \cos \alpha \cos \beta \end{bmatrix}, \quad (10)$$

式中: U_k 为弹簧的势能, J; k_x 、 k_y 、 k_z 为弹簧在 X 、 Y 、 Z 方向的刚度, N/m; x_{k1} 、 y_{k1} 、 z_{k1} 为在 X 、 Y 、 Z 方向的变形后的坐标, m; x_k 、 y_k 、 z_k 为在 X 、 Y 、 Z 方向的变形前的坐标, m。

系统的总势能表达式为

$$U = \sum_{k=1}^4 U_k \quad (11)$$

2.3 振动微分方程

系统的广义干扰力为系统中的非理想约束的反力,即阻尼。将前文求得系统动能、势能以及广义干扰力代入拉格朗日方程式(1)中,可以建立振动慢剪破碎机内锥 6 个自由度振动微分非线性方程组,通过进行相应的简化以及线性化处理^[14-15],得到内锥六自由度振动微分方程组:

$$\begin{cases} (m_1 + m_0)x_1'' + c_x x_1' + 4k_x x_1 + m_1(e \sin \omega t + \omega^2 e \cos \omega t) = 0, \\ (m_1 + m_0)y_1'' + c_y y_1' + 4k_y y_1 + m_0(-e \cos \omega t + \omega^2 e \sin \omega t) = 0, \\ (m_1 + m_0)z_1'' + c_z z_1' + 4k_z z_1 = 0, \\ (I_{x1} + I_{x0})\alpha'' + c_\alpha \alpha' + 4k_y y_1 + 4k_z z_1 = 0, \\ (I_{y1} + I_{y0})\beta'' + c_\beta \beta' + 4k_x x_1 + 4k_z z_1 = 0, \\ (I_{z1} + I_{z0})\gamma'' + c_\gamma \gamma' + m_1(x_1' + y_1') + 4k_x x_1 + 4k_y y_1 = 0. \end{cases} \quad (12)$$

2.4 振动慢剪破碎机内锥动力学响应

结合自制的实验样机,可以得到振动慢剪破碎机系统参数,如表 1。根据所建立的破碎机空载状态下内锥的六自由度振动微分方程组,利用 MATLAB(矩阵实验室)数学分析软件求解可以得到系统在平面上的动力学响应,内锥质心的平面运动计算轨迹如图 3。结合图分析可知,内锥在 X、Y 方向上的位移范围为-0.6~0.6 mm,整体振幅为 1.2 mm,振动慢剪内锥的运动主要为水平面上的振动圆运动,其运动轨迹整体呈现一定的规律性,是一种非线性概周期运动。

表 1 振动慢剪破碎机系统参数

Tab. 1 System parameters of vibrating slow shear crusher

参数	数值	参数	数值
偏心块质量 m_0/kg	3.74	内锥转动惯量 $I_{y1}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	83.61
内锥质量 m_1/kg	824.13	内锥转动惯量 $I_{z1}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	83.61
偏心块转动惯量 $I_{x0}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1.87×10^{-2}	主振弹簧刚度 $k_x/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	790
偏心块转动惯量 $I_{y0}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1.56×10^{-2}	主振弹簧刚度 $k_y/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	790
偏心块转动惯量 $I_{z0}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	3.65×10^{-3}	主振弹簧刚度 $k_z/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	100 000
内锥转动惯量 $I_{x1}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	128.02		

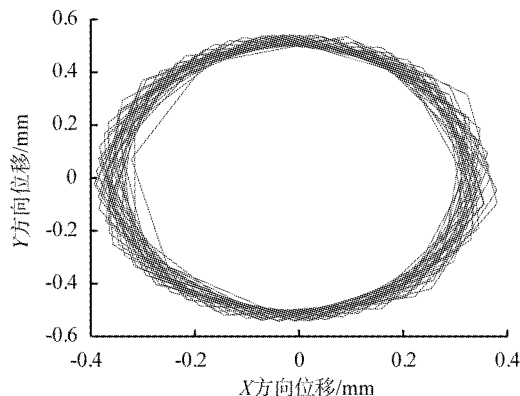


图 3 内锥质心的平面运动计算轨迹

Fig. 3 Computed trajectory of inner cone centroid in plane

3 内锥运动仿真分析

3.1 内锥虚拟样机模型的建立

在UG中建立振动慢剪破碎机内锥、内锥底盘、振动电机主体、偏心块等三维几何模型,同时按照实际位置进行装配,内锥虚拟样机三维几何模型如图4所示。在UG中将装配体以Parasolid格式将模型导入到运动学分析软件ADAMS中,按照样机实际情况添加各部件的材料属性;根据振动慢剪破碎机实际约束情况,添加连接关系,其中内锥与内锥底盘之间为固定连接,内锥底盘与振动电机主体之间为固定连接,振动电机主体与偏心块之间为旋转连接;在振动电机主体与偏心块之间施加电动机驱动,其驱动函数为 $\text{STEP}(\text{time}, 0, 0, 6, 1\,450 \times 2 \times \text{PI}) + \text{STEP}(\text{time}, 16, 0, 18, -1\,450 \times 2 \times \text{PI})$,代表在0~6 s时偏心块转速由0增加为1 450 r/min,在6~16 s时偏心块稳定运行转速为1 450 r/min,在16~18 s时偏心块转速由1 450 r/min降低为0;添加内锥底盘与机架(大地)之间的弹簧模型,传统弹簧模型仅有轴向运动,不能满足实际需要,所以为满足内锥底盘与机架之间的弹簧实际要求,本文中采用ADAMS中的Bushing,其可以提供6个方向上的刚度与阻尼。建立的振动慢剪破碎机内锥虚拟样机装配模型,如图5所示。

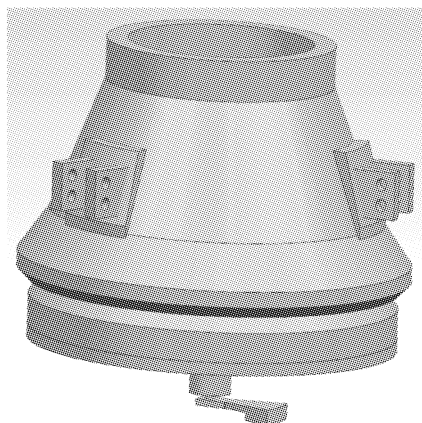


图4 内锥虚拟样机三维几何模型



图5 内锥虚拟样机装配模型

Fig. 4 3D geometric model of inner cone virtual prototype Fig. 5 Assembly model of inner cone virtual prototype

3.2 内锥运动状态仿真及结果分析

在虚拟样机模型中,在内锥质心位置上标记一个MARKER点,以该点的运动轨迹来描述内锥运动状态。仿真完成后,在后处理中可以查看仿真结果,将仿真数据导出,经过MATLAB软件分析可以得到该MARKER点的平面的位移图像,内锥质心的平面运动轨迹如图6所示。

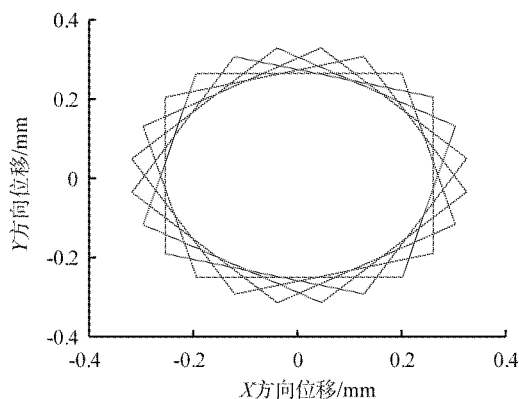


图6 空载时内锥质心的平面运动轨迹

Fig. 6 Trajectory of inner cone centroid in plane under no-load

分析图6可知,其仿真结果与建立的振动慢剪破碎机动力学模型所求的动力学响应结果一致,其内锥的主要运动为水平面上的振动圆运动,内锥在 X 、 Y 方向上的位移范围为 $-0.4 \sim 0.4$ mm,整体振幅为0.8 mm。

4 破碎仿真试验

4.1 基于 EDEM 与 ADAMS 的破碎仿真模型

为探究振动慢剪破碎机在负载情况下的内锥运动情况,将 EDEM 与 ADAMS 进行耦合仿真^[16]。将 UG 中建立的振动慢剪破碎机三维模型分别导入到 EDEM 与 ADAMS,利用 ADAMS Co-simulation 实现 2 款软件的耦合仿真,其中 EDEM 提供颗粒信息,ADAMS 提供运动信息。

ADAMS 中主要的设置过程已在 3.1 节进行介绍, EDEM 中按照实际情况选择入料粒径为 35 ~ 45 mm,破碎模型选择 Tavares 破碎模型^[17-18],表 2 为钨矿石颗粒与内、外锥的材料参数。

表 2 材料参数

Tab.2 Material parameters

材料	密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	剪切模量/Pa	泊松比
钨矿石	2 830	2.5×10^7	0.25
内、外锥	7 800	7.9×10^{10}	0.3

4.2 破碎仿真结果的分析

在 EDEM 后处理中的破碎仿真效果如图 7 所示,由图可知,矿石颗粒呈分层破碎,上部颗粒粒径较大,进入排料口区域的矿石颗粒较小,其中入料粒径为 30 ~ 45 mm、排料粒径为 0.36 ~ 18 mm,与实际破碎过程相符。

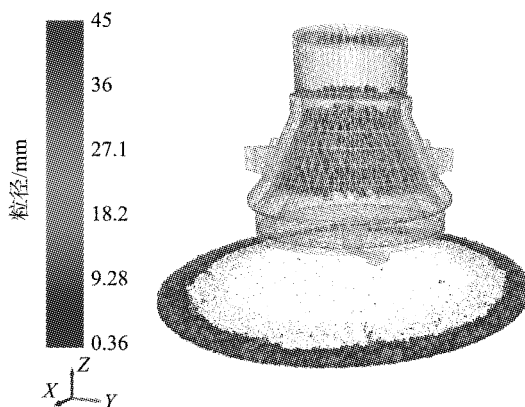


图 7 EDEM 中破碎仿真效果

Fig. 7 Broken simulation effect in EDEM

为探究振动慢剪破碎机在负载情况下的内锥运动情况,将破碎模拟结果通过 ADAMS 导出内锥质心 MARKER 点的 X 、 Y 方向位移数据,通过 MATLAB 数学处理软件,绘制内锥负载情况下在平面内的运动轨迹,如图 8 所示。分析图 8 可知,其内锥的主要运动为水平面上的振动圆运动,同时在负载的作用下,内锥在 X 、 Y 方向上的位移范围为 $-0.3 \sim 0.3$ mm,整体振幅为 0.6 mm,与空载情况下的 X 、 Y 方向上的位移范围为 $-0.4 \sim 0.4$ mm,整体振幅为 0.8 mm 相比,振幅减小。

5 结论

1) 通过建立振动慢剪破碎机内锥的动力学模型,使用 MATLAB 软件,得到内锥的动力学响应,其主要运动为水平面内的振动圆运动。

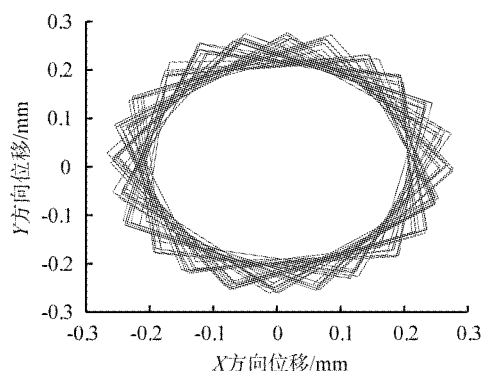


图8 负载时内锥质心的平面运动轨迹

Fig. 8 Trajectory of inner cone centroid in plane under load

2)使用 ADAMS 建立内锥的虚拟样机模型,采用内锥标记 MARKER 点的方式描述内锥的运动轨迹,获得空载下的内锥运动轨迹。使用 ADAMS 与 EDEM 耦合的方式,采用 Tavares 破碎模型,仿真振动慢剪破碎机钨矿石颗粒破碎过程,分析内锥在负载下的运动轨迹,与所建立的空载下虚拟样机模型内锥仿真运行轨迹、计算轨迹基本吻合。

3)通过数值计算、仿真、耦合仿真方法,验证了振动慢剪破碎机结构设计的合理性,证明了破碎机部件的设计参数具有可行性,可为后续设计提供参照依据。

参考文献 (References):

- [1] 郎宝贤. 圆锥破碎机[M]. 北京:机械工业出版社, 1998: 110 – 240.
- [2] GERASIMOV M D, CHETVERIKOV B S, LUBIMYI N S, et al. Method of forming technological parameters in the design of vibrating cone crushers[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, 945(1): 012010 – 012063.
- [3] CHENG J Y, REN T Z, ZHANG Z L, et al. A dynamic model of inertia cone crusher using the discrete element method and multi-body dynamics coupling[J]. Minerals, 2020, 10(10): 862 – 884.
- [4] 张子龙. 圆锥破碎机层压破碎腔形优化及工艺参数研究[D]. 秦皇岛:燕山大学, 2019.
- [5] LI D S, WANG Y H, WANG C, et al. Research on the wear behavior of the fixed cone liner of a cone crusher based on the discrete element method[J]. ACS Omega, 2020, 5(19): 11186 – 11195.
- [6] 段国晨. 六自由度破碎机破碎行为及性能优化研究[D]. 北京:北京科技大学, 2021.
- [7] 刘瑞月. 圆锥破碎机工作机理及性能优化研究[D]. 北京:北京科技大学, 2020.
- [8] CHENG J Y, REN T Z, ZHANG Z L, et al. Influence of two mass variables on inertia cone crusher performance and optimization of dynamic balance[J]. Minerals, 2021, 11(2): 163 – 180.
- [9] 姜志宏, 刘民民, 姜晓峰, 等. 六自由度振动慢剪破碎机动力学特性[J]. 机械设计与研究, 2021, 37(2): 54 – 59.
- [10] 李臣, 姜志宏, 郭晋, 等. 非规则外形内聚颗粒模型的构建及其破碎能分析[J]. 中国粉体技术, 2017, 23(3): 45 – 50.
- [11] 李臣. 振动慢剪破碎机破碎性能分析及实验研究[D]. 赣州:江西理工大学, 2018.
- [12] 张策. 机械动力学[M]. 2版. 北京:高等教育出版社, 2008: 61 – 197.
- [13] 饶李欣业, 张明路. 机械振动: mechanical vibrations[M]. 北京:清华大学出版社, 2009.
- [14] 赵月静, 秦志英, 彭伟. 刚散耦合振动圆锥破碎机动力学分析[J]. 振动. 测试与诊断, 2012(增刊1): 92 – 97.
- [15] 赵月静, 秦志英, 彭伟. 考虑物料层作用的振动圆锥破碎机动力学分析[J]. 振动与冲击, 2011, 30(9): 232 – 236.
- [16] 蔡改贫, 郭晋, 李臣, 等. 异形多级颗粒模型的数值模拟试验与破碎实验[J]. 中国粉体技术, 2019, 25(3): 65 – 71.
- [17] BARRIOS G K P, N JIMÉNEZ-HERRERA N, TAVARES L M. Simulation of particle bed breakage by slow compression and impact using a DEM particle replacement model[J]. Advanced Powder Technology, 2020, 31(7): 2749 – 2758.
- [18] JIMÉNEZ-HERRERA N, BARRIOS G K P, TAVARES L M. Comparison of breakage models in DEM in simulating impact on particle beds[J]. Advanced Powder Technology, 2018, 29(3): 692 – 706.

(责任编辑:吴敬涛)