

DOI: 10.3901/JME.2010.17.159

基于层压破碎理论的圆锥破碎机破碎力分析及运动学研究*

董 钢¹ 范秀敏^{1,2} 张 曦¹ 秦列辉¹

(1. 上海交通大学机械与动力工程学院 上海 200240;

2. 上海交通大学机械系统与振动国家重点实验室 上海 200240)

摘要: 针对圆锥破碎机设计过程中存在的实际问题, 分析破碎力的相关影响因素及其在动锥母线方向的分布情况; 基于层压破碎理论, 深入研究破碎力在破碎层内的分布情况及相应计算方法, 从而构建用于获得破碎力在整个动锥伞状表面分布情况的计算方法; 基于破碎力信息, 结合圆锥破碎机的工作机理与结构特点, 计算各关键摩擦副的载荷情况, 对圆锥破碎机在工作状态下的运动学特性进行深入研究, 获得工作状态下关键摩擦副摩擦因数的合理设计范围, 以及圆锥破碎机偏离正常工作状态时润滑油的温度变化情况, 从而为圆锥破碎机载荷信息的求取提供技术方法, 为国产新型高效圆锥破碎机的研发提供理论依据。

关键词: 圆锥破碎机 层压破碎 破碎力 圆锥破碎机运动学 主轴自转

中图分类号: TD451

Crushing Force and Kinematics Analysis of Cone Crusher Based on Interparticle Breakage

DONG Gang¹ FAN Xiumin^{1,2} ZHANG Xi¹ QIN Liehui¹

(1. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240;

2. State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240)

Abstract: Aiming at the solution to the practical problems in cone crusher design, the influence factors of crushing force and the distribution of crushing force on the generator of mantle are analyzed. Based on interparticle breakage theory, the distribution of crushing force on single crushing zone is revealed and the related method is proposed. Consequently, the method for finding the distribution of crushing force on the whole surface of mantle is presented. Considering the working principle and structural character of cone crusher, the loads of the key friction pairs are calculated, the kinematics of the working cone crusher is researched in depth, the rational design range of coefficients of the key friction pairs and the temperature change of lubricating oil when cone crusher is out of normal condition are obtained, thus providing technical method for acquiring the load information of cone crusher and providing theoretical basis for the research and development of domestic new high-efficiency cone crushers.

Key words: Cone crusher Interparticle breakage Crushing force Kinematics of cone crusher Rotation of shaft

0 前言

圆锥破碎机作为一种重要的破碎机械, 被广泛地应用于冶金、矿山、煤炭、水利、建筑、环保和化工等工业领域, 并在相应的生产工艺中起着关键

性的作用^[1]。对于圆锥破碎机而言, 破碎力是其各零部件的强度计算基础。同时, 较为精确的破碎力求解, 也是对不同工况下圆锥破碎机运动学特性加以分析的必要前提。

郎宝贤^[1]依据圆锥破碎机中弹簧装置的预紧力及形变量或液压装置的压力及压缩量, 建立了挤压破碎力的近似求解模型。然而由于该方法并非由物料的挤压破碎过程出发进行破碎力求解, 因而其在

* 上海建设路桥机械设备有限公司资助项目。20091008 收到初稿
20100203 收到修改稿

精确性和可靠性方面有待改进。更为重要的是,其无法提供破碎力在破碎壁外表面伞状区域的详细分布信息。另一方面, BENGTTSSON 等^[2]通过试验,揭示了物料破碎过程中对破碎力起主要影响作用的关键参数,并建立了经验公式,然而并未给出用于分析或求解破碎腔内载荷信息的有效方法。

圆锥破碎机的运动学研究是指针对动锥自转的发生机理及动锥与偏心轴套间的运动学关系加以分析^[3]。该研究对于在设计破碎机时确定最佳运动状态,使用破碎机时制定合理的工作制度,以及检修时保证偏心部件检修质量具有重要意义。郎宝贤^[3]采用理论手段,对不同工况下圆锥破碎机的运动学特性进行了初步分析,但由于缺乏较为精确的载荷信息作为前提,其运动学分析结果也具有一定的局限性。

针对上述问题,本文基于层压破碎理论,由国外相关研究成果及试验数据出发,全面分析破碎力的相关影响因素,研究用于获得破碎力在整个动锥伞状表面分布情况的计算方法;基于破碎力信息,结合圆锥破碎机的工作机理与结构特点,计算各关键摩擦副的载荷情况,对圆锥破碎机在工作状态下的运动学特性进行深入研究,分析工作状态下关键摩擦副摩擦因数的合理设计范围,以及圆锥破碎机偏离正常工作状态时润滑油的温度变化情况,从而为圆锥破碎机载荷信息的求取提供技术方法,为国产新型高效圆锥破碎机的研发提供理论依据。

1 破碎力的相关影响因素及其在动锥闭边母线方向的分布情况

圆锥破碎机的工作空间由破碎壁与轧白壁构成。在工作过程中,轧白壁静止,破碎壁随动锥部围绕破碎机中心线做偏心回转,即破碎壁母线在接近与远离轧白壁母线的位置间做往复运动,从而依靠挤压作用使破碎腔内的物料发生破碎。

根据国外相关研究,当物料种类确定时,压缩比与粒度分布系数是决定局部区域破碎力压强的主要因素^[2,4]。压缩比 ε 表示物料受到的压缩程度。如图 1 所示, ε 即为特定空间内物料压缩时的高度变化 s 与压缩前高度 l 的比值。

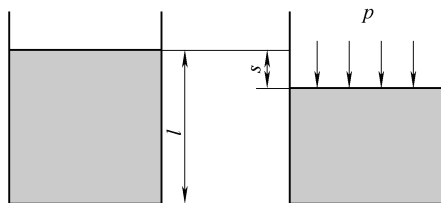


图 1 压缩比定义

粒度分布系数则表示物料颗粒的尺寸大小及分布均匀程度,如式(1)所示

$$\sigma = \left[\sum_{i=1}^n c_i (\bar{d}_i - \bar{d})^2 \right]^{1/2} / \bar{d} \quad (1)$$

$$\bar{d} = \sum_{i=1}^n c_i \bar{d}_i \quad (2)$$

式中, σ 为粒度分布系数, c_i 为粒级 i 的散体物料所占百分比, \bar{d}_i 为粒级 i 散体物料的平均粒度, \bar{d} 为各粒级平均粒度, n 为粒级数。

针对各种物料种类,都可以通过试验方法,采集不同压缩比 ε 与粒度分布系数 σ 组合下的破碎力压强 p ,从而建立局部区域破碎力压强计算模型

$$p = f(\varepsilon, \sigma) \quad (3)$$

基于层压破碎理论,当物料颗粒通过任一破碎层时,必受到且仅受到一次挤压破碎作用。对物料颗粒的运动学特性进行分析可以得出物料的运动状态包括:自由下落的直线运动、受破碎壁挤压而围绕悬架点所做的圆弧运动以及随破碎壁在闭边与开边两极限位置间所做的单摆运动^[5]。联立相关方程式并求解,即可得到物料在破碎腔中的下落轨迹,从而获得破碎腔分层信息,如图 2 所示。

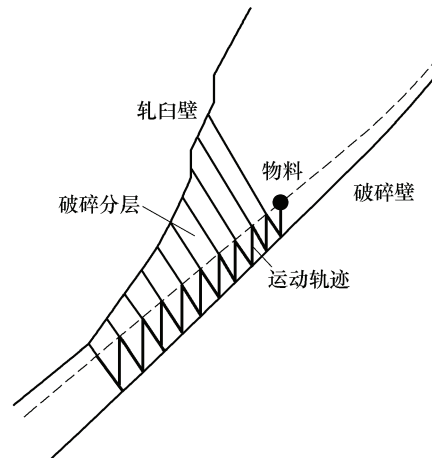


图 2 基于层压破碎理论的破碎腔分层

基于破碎腔分层信息,结合破碎腔腔形结构,可以求取各破碎层最大压缩比 ε_i ;结合喂入物料的粒度分布情况,利用总体平衡模型,可以求取各破碎层通过物料的粒度分布矩阵,进而求取粒度分布系数 σ_i ,具体方法及相关公式参照文献^[5]。将 ε_i 与 σ_i 代入式(3),即可获得破碎力压强沿动锥闭边母线上的分布情况。本文利用上述方法,基于国外相关试验数据,求取了 PYF1300 型圆锥破碎机在破碎物料为石英石,偏心套转速为 300 r/min 的情况下,破碎力压强在其动锥闭边母线的分布情况,如图 3 所示。

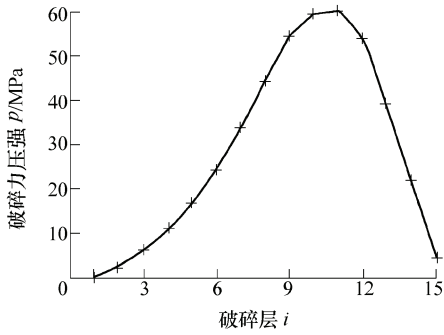


图3 破碎力沿动锥闭边母线方向的分布情况

图3中，横坐标左右两端分别对应破碎腔的入料与排料区域，“+”表示各破碎层在动锥闭边母线上的破碎力压强值。可以看出，物料在进入破碎腔后，破碎力压强随挤压破碎事件的增加而增大，在进入平行区前后达到最大值60.7MPa，而后随挤压破碎事件的减少而逐渐减小，这与文献[6]中通过试验分析所获得的结果基本一致。

2 破碎力在各破碎层中的分布情况

在工作过程中，动锥表面各区域破碎力压强的大小主要取决于压缩比与粒度分布系数。然而，根据层压破碎理论，物料颗粒在各破碎层内受到且仅受到一次挤压破碎作用，即同一破碎层内的物料分布系数基本一致^[7]。因此，可以认为任一破碎层内破碎力压强的分布服从于破碎层内部不同区域的压缩比，且根据国内外相关研究，可以近似认为破碎力压强与压缩比呈线性关系，如式(4)所示

$$p = \frac{p_i \varepsilon}{\varepsilon_i} \tag{4}$$

式中， p_i 为*i*破碎层中的最大破碎力压强； ε_i 为*i*破碎层中的最大压缩比； p 为该破碎层中任一区域的破碎力压强； ε 为该破碎层中任一区域的压缩比。可见，求取*i*破碎层内破碎力的分布关键在于求取其各区域的压缩比。

过第*i*破碎层做平面剖分动锥、破碎腔及轧白壁，如图4所示。为简化计算，将轧白壁当作圆形处理，其中心为 O_1 ， O_2 为动锥椭圆面中心， ω 为偏心套转动角速度， r 为轧白壁半径， m 为轧白壁中心距离动锥中心的偏心距， θ 为微小区域 $d\theta$ 距离破碎腔闭边母线的逆时针转角。可以看出， x 轴以下的破碎腔内的物料处于挤压破碎状态，且该区域左端压缩比最大，破碎力压强为最大值 p_i ，右端压缩比最小，破碎力压强近似为0； x 轴以上的破碎腔内的物料处于释放状态，该区域各处破碎力压强皆为0。

以动锥的中心 O_2 为原点，破碎壁闭边母线为初始位置，偏心套旋转方向为正向建立极坐标系。轧

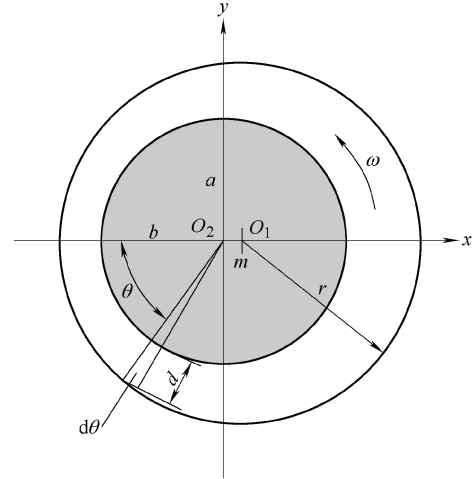


图4 第*i*破碎层内挤压破碎力分析

白壁外沿曲线 L_1 的极坐标方程如式(5)所示，破碎壁外沿曲线 L_2 的极坐标方程如式(6)所示，其中 a 、 b 分别为破碎壁椭圆曲线的长轴和短轴

$$L_1 = \sqrt{r^2 - m^2 \sin^2 \theta} - m \cos \theta \tag{5}$$

$$L_2 = \sqrt{(a \cos \theta)^2 + (b \sin \theta)^2} \tag{6}$$

由此可以求得任一微小区域 $d\theta$ 中破碎壁与轧白壁的距离 d ，如式(7)所示

$$d = L_1 - L_2 \tag{7}$$

设闭边母线位置破碎壁与轧白壁的距离为 d_{\min} ，开边母线位置破碎壁与轧白壁的距离为 d_{\max} ，则由压缩比的定义可得式(8)，且当 $d = d_{\min}$ 时，压缩比为最大值，即 $\varepsilon = \varepsilon_i$

$$\varepsilon = \frac{d_{\max} - d}{d_{\max}} \tag{8}$$

将其代入式(4)，可得

$$p = \frac{p_i d_{\max} - d}{\varepsilon_i d_{\max}} \tag{9}$$

可以看出， p 为 θ 的函数，基于圆锥破碎机的腔形结构信息及第*i*层的最大破碎力压强 p_i 和最大压缩比 ε_i ，可以求得该层破碎力压强的分布情况，即该破碎层各区域的挤压破碎力压强。图5为基于上述方法求得的PYF1300型圆锥破碎机第10破碎层内破碎力压强的分布情况。

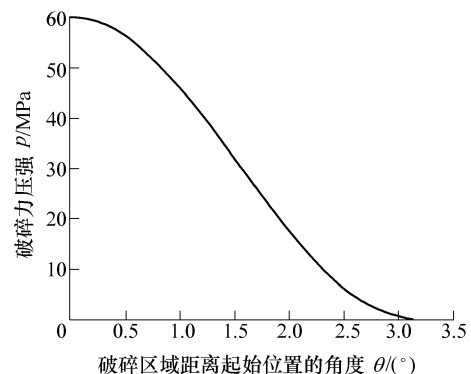


图5 PYF1300型圆锥破碎机第10破碎层内破碎力分布

因而,第*i*破碎层内一微小区域 $d\theta$ 的破碎力 F 如式(10)所示,其中 h_i 表示第*i*破碎层的高度

$$F = ph_i \sqrt{(a \cos \theta)^2 + (b \sin \theta)^2} d\theta \quad (10)$$

破碎力的产生原因是物料在破碎腔中受到动锥的挤压破碎作用,因而动锥表面各区域所承受的破碎力的作用方向都垂直于动锥表面。如图6所示,若动锥表面某微小区域所承受的破碎力大小为 F ,其在水平方向的分力为 F_1 ,在竖直方向的分力为 F_2 , H 为悬架点, α 为动锥底角, γ 为进动角。

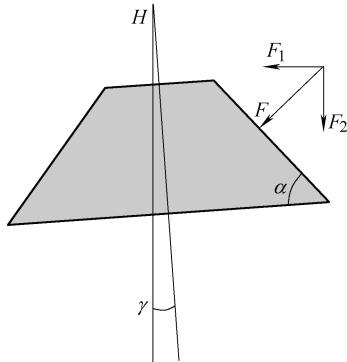


图6 破碎壁表面破碎力分解

由图6可得

$$F_1 = \sin(\alpha + \gamma)F \quad (11)$$

$$F_2 = \cos(\alpha + \gamma)F \quad (12)$$

基于上述方法,采用数值方法对各破碎层各破碎区域的破碎力 F 进行分解及矢量加和,可以获得整个破碎动锥部在水平方向所受的合力 F_{1t} 与竖直方向所受的合力 F_{2t} 。结合圆锥破碎机的结构特点和工作机理,可以发现 F_{1t} 即为该种工作状态下偏心套与主轴接触面的表面压力, F_{2t} 即为碗状轴承与动锥接触面的正压力,这两个参数是圆锥破碎机相关分析计算的重要依据。

就PYF1300型圆锥破碎机而言,在偏心套转速300 r/min,破碎物料为石英石的情况下, $F_{2t} = 4\,008$ kN,方向竖直向下; $F_{1t} = 2\,527$ kN,方向如图7所示,其中 $\varphi = 51.83^\circ$ 。

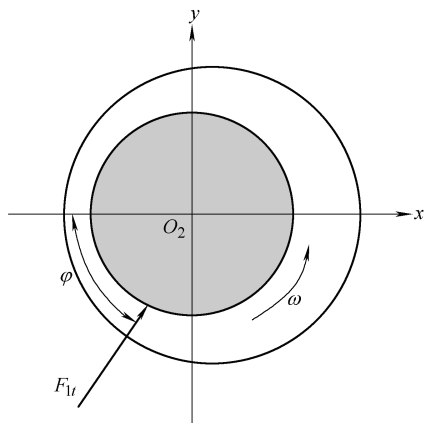


图7 PYF1300型圆锥破碎机破碎力在水平方向的合力

同时,设物料与破碎壁间的摩擦因数为 f ,则动锥在第*i*破碎层内所受到的摩擦力 F_r 可由式(13)求得,其中 $p(\theta)$ 表示破碎力压强 p 为转角 θ 的函数

$$F_r = \int_0^\pi fp(\theta)h_i \sqrt{(a \cos \theta)^2 + (b \sin \theta)^2} d\theta \quad (13)$$

求取各破碎层的 F_r 并进行加和,便可求取整个动锥部与物料间的摩擦力 F_{rt} ,这一参数是圆锥破碎机运动学分析的重要条件。本文算例中所求得的 $F_{rt} = 758$ kN。

3 圆锥破碎机运动学分析

在工作过程中,圆锥破碎机动锥及主轴所受到的作用力包括:物料与动锥间的摩擦力,动锥与碗状轴承间的摩擦力,以及主轴与偏心套间的摩擦力。这三个摩擦力所形成力矩的大小决定着动锥及主轴的运动状态^[3]。

在此,本文拟基于理论计算结果,利用虚拟样机技术和ADAMS软件,对于正常工况下圆锥破碎机动锥与主轴的运动状态,以及动锥与碗状轴承、主轴与偏心套间摩擦副的润滑状态发生变化时,动锥与主轴的运动状态加以分析。

建立圆锥破碎机虚拟样机模型的主要步骤包括:依据各零部件几何形状、尺寸、材料等设计参数,在虚拟环境下建立其三维实体模型;依据实际情况定义零部件间的连接副及约束关系;依据实际情况定义机械系统中的原动件;依据理论分析计算的结果,定义动锥与物料间的摩擦力,定义动锥与碗状轴承、主轴与偏心套间摩擦副的正压力、摩擦因数等相关参数。完成后的虚拟样机模型如图8所示,为更加清晰地表达虚拟样机的结构组成,将物料层与偏心套设为半透明。

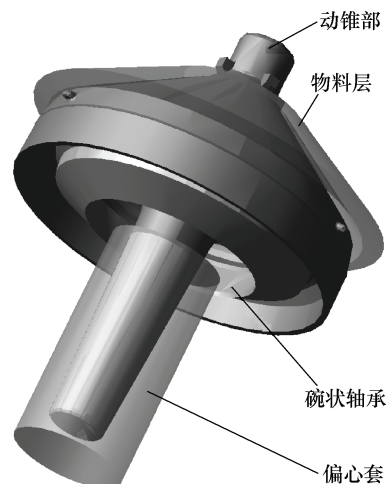


图8 PYF1300型圆锥破碎机虚拟样机模型

为研究机械系统内关键摩擦副润滑状态不同时动锥部的运动学特性, 本文改变虚拟样机模型中表征摩擦副摩擦因数的相关参数, 进行运动学仿真试验。根据实际经验, 将主轴与偏心套间摩擦副的摩擦因数 f_1 、动锥与碗状轴承间摩擦副的摩擦因数 f_2 在 0.002~0.100 间选取不同水平值进行组合。在不同的参数组合下进行仿真试验, 并记录动锥部相对于自身坐标系的转速 ω_d , 部分有代表性的试验数据记录在下表中。其中, ω_d 与偏心套转动方向相同时为正值, 反之为负值。

表 圆锥破碎机运动学仿真分析结果

组号	摩擦因数 f_1	摩擦因数 f_2	转速 $\omega_d / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$
1	0.002	0.002	-12.5
2	0.002	0.006	-12.5
3	0.006	0.002	-11.8
4	0.006	0.006	-11.7
5	0.010	0.010	-9.3
6	0.010	0.050	-5.6
7	0.010	0.100	0
8	0.020	0.010	-7.1
9	0.020	0.050	0
10	0.020	0.100	0

由上表所示数据可以看出, 当主轴与偏心套、动锥与碗状轴承间摩擦副的摩擦因数都小于 0.006 时, 圆锥破碎机处于正常工作状态, 其动锥部自转速度为 12 r/min 左右, 方向与偏心套转动方向相同; 当主轴与偏心套、动锥与碗状轴承间摩擦副的摩擦因数都为 0.01 时, 圆锥破碎机开始脱离正常工作状态, 其动锥部自转速度下降为 9.3 r/min, 方向与偏心套转动方向相同, 而且随着其中任一摩擦副摩擦因数的继续增大, 动锥部自转速度进一步下降, 直至为 0。

在圆锥破碎机的工作过程中, 应当使主轴与偏心套、动锥与碗状轴承间的摩擦副处于良好的润滑状态, 即摩擦因数小于 0.01, 从而使动锥部在有载情况下的自转转速处于安全范围, 即 10~15 r/min 之间。

在实际应用过程中, 可根据摩擦因数为 0.01, 结合主轴与偏心套、动锥与碗状轴承间表面的载荷信息计算其摩擦副发热量情况, 进而根据实际所使用的润滑油的比热容, 求取正常工况下润滑系统进油与出油的温度差, 通过对进出油温差的监测, 实现对于破碎机关键摩擦副摩擦特性及润滑状态的监测。以 PYF1300 圆锥破碎机为例, 经计算可得, 正常工况下其进出油温差约为 3.5 °C, 因而当实际测

得的进出油温差高于 3.5 °C, 即可认为关键摩擦副摩擦特性及润滑状态出现恶化, 机械系统脱离正常工作状态, 需要停机检修, 这基本符合以往根据实际经验确定的操作规范^[1]。

通常情况下, 造成破碎机偏离正常工作状态的原因有两点。

(1) 破碎腔内进入了尺寸较大的不可破碎物。大尺寸不可破碎物的进入, 必然引起破碎腔内工作部件所承受的破碎载荷急剧增大, 从而直接导致各关键摩擦副表面压力增大, 进而导致摩擦副摩擦特性发生恶化, 整机的工作状态偏离设计范围。为应对这种情况, 破碎机通常备有液压式或弹簧式的“过铁”装置, 用以在破碎腔内载荷过大的情况下, 使排料口适当张开, 令不可破碎物得以通过, 防止载荷持续增大。

(2) 由于油路供油不足或润滑油中进入杂质所引起的润滑状态恶化。油路供油不足或润滑油中进入杂质, 会导致关键摩擦副中两部件间的油膜发生破裂, 出现两金属表面间的干摩擦, 进而导致零部件的烧灼和摩擦副的抱死。对于这类问题, 可以通过实际经验, 根据进出油油压的变化以及滤清器中杂质的状态加以判断和预防, 但通常更为有效的方法是在设计阶段进行合理的油流量分布、油路设计、润滑油种类选择及添加剂选择, 使得供油不足和杂质进入的情况得以避免。

4 结论

(1) 挤压破碎过程中, 破碎力在动锥母线方向的分布主要服从于粒度分布系数与压缩比。物料在进入破碎腔后, 破碎力随挤压破碎事件的增加而增大, 在进入平行区前后达到最大值, 而后逐渐减小。

(2) 在单一破碎层内, 挤压破碎力主要服从于各微小破碎区域内的压缩比。采用解析方法对各微小破碎区域内的破碎力加以分解和求和, 能够获得破碎机关键摩擦副接触面的压力参数。

(3) 在正常工作状态下, 圆锥破碎机动锥部的自转速度应当为 10~15 r/min。与之相对应, 破碎机各关键摩擦副的摩擦因数应当处于 0.01 以下。以 PYF1300 圆锥破碎机为例, 其正常工况下, 润滑系统的进出油温差约为 3.5 °C, 因而若实际测得的进出油温差高于 3.5 °C 时, 即认为机械系统出现载荷过大或润滑状态不良等情况。

参 考 文 献

[1] 郎宝贤. 圆锥破碎机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.

- LANG Baoxian. Cone crusher[M]. Beijing: China Machine Press, 1998.
- [2] BENTSSON M, EVRETSSON C M. Liner wear in jaw crushers[J]. Mineral Engineering, 2003, 16: 1-12.
- [3] 郎宝贤. 圆锥破碎机运动学研究[J]. 武汉冶金科技大学学报, 1996, 19(1): 71-75.
- LANG Baoxian. Research on cone crusher kinematics[J]. Journal of Wuhan Yejin University of Science and Technology, 1996, 19(1): 71-75.
- [4] LINDQVIST M, EVRETSSON C M. Development of wear model for cone crushers[J]. Wear, 2006, 261: 435-442.
- [5] 黄冬明, 武殿梁, 范秀敏, 等. 圆锥破碎机的多目标规划设计[J]. 机械工程学报, 2007, 43(3): 204-211.
- HUANG Dongming, WU Dianliang, FAN Xiumin, et al. Design for multiobjective planning of cone crusher[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(3): 204-211.
- [6] LINDQVIST M, EVRETSSON C M. Improved flow and pressure model for cone crushers[J]. Mineral Engineering, 2004, 17: 1 217-1 225.
- [7] 黄冬明, 武殿梁, 范秀敏, 等. 基于散体物料运动学特性的圆锥破碎机性能优化[J]. 上海交通大学学报, 2007, 41(4): 639-643.
- HUANG Dongming, WU Dianliang, FAN Xiumin, et al. The cone crusher performance optimization based on kinematic character of rock material[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2007, 41(4): 639-643.
-
- 作者简介: 董钢, 男, 1981 年出生, 博士研究生。主要研究方向为机械系统最优化设计、虚拟样机技术。
- E-mail: dgang@sjtu.edu.cn