

文章编号: 1000-582X(2012)02-105-07

辊式磨平均曲面辊压计算方法^{*}

杜波¹, 陈世教¹, 秦大同¹, 吴益晓², 林毓培^{1,3}

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044;
2. 煤炭科学研究总院重庆研究院, 重庆 400037; 3. 西南大学智能传动工程技术研究中心, 重庆 400715)

摘要: 对辊式磨液压系统压力、磨辊与物料的接触面以及磨辊受力进行了分析, 提出了一种新的辊式磨辊压计算方法——平均曲面辊压计算方法, 并进行了理论公式推导。通过实例计算, 从辊压数值计算大小、磨机主要受力部件的应力应变情况和磨机功率三个角度, 将平均曲面辊压方法与传统平均物料辊压方法进行对比, 验证了该计算方法的正确性和准确性。根据推导出的平均曲面辊压计算公式, 分析了磨辊结构形式、物料最大粒度、料层厚度以及液压系统工作压力等设计参数对平均曲面辊压的影响, 为辊式磨的设计参数选择以及结构强度计算提供了理论基础。

关键词: 辊式磨; 平均曲面辊压; 二次曲面积分; 设计参数

中图分类号: TH123

文献标志码: A

Average surface roller pressure calculation method of roller mill

DU Bo¹, CHEN Shi-jiao¹, QIN Da-tong¹, WU Yi-xiao², LIN Yu-pei³

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China;
2. Chongqing Research Institute, China Coal Research Institute, Chongqing 400037, P. R. China;
3. Intelligent Transmission Engineering Research Center, Southwest University, Chongqing 400715, P. R. China)

Abstract: Hydraulic system pressure, contact surface between grinding roller and materials and grinding roller force of roller mill are analyzed. A new roller pressure calculation method named average surface roller pressure calculation method is proposed, and the corresponding theoretical formula is derived from three different perspectives, including roller pressure numerical calculation, stress and strain of main components and mill power through the calculation of real samples. The average surface roller and traditional average material roller pressure are compared to verify the correctness and accuracy of the proposed method. Design parameters such as the grinding roller structure, material maximum size, layer height and working pressure of the hydraulic system on the influence of roller are analyzed according to the formula of roller pressure. The research results provide theoretical basis for the selection of design parameters and the design calculation of structural strength for roller mill.

Key words: roller mill; average surface roller pressure; quadric surface integral; design parameters

辊式磨是根据料床粉磨原理, 通过相对运动的磨辊、磨盘碾磨装置来粉碎物料的一种机械。该类

磨机的辊压是物料粉碎的动力源, 将直接影响物料的成品粒度。因此, 辊压的准确计算对辊式磨设计

收稿日期: 2011-04-20

基金项目: 教育部优秀青年教师基金资助项目(SWU208046)

作者简介: 杜波(1982-), 男, 重庆大学博士研究生, 主要从事机械设计计算机辅助工程研究, (E-mail)dubocqu@163.com。
陈世教(联系人), 男, 重庆大学教授, (E-mail)sijchen@cqu.edu.cn。

具有重要的意义。

由于理论上磨辊和磨盘之间是线接触,磨辊和物料之间是点或面接触,因此物料所受真实辊压难于精确计算,传统的方法一般采用相对辊压方法。主要有以下几种方法:磨辊面积压力法将液压系统对磨辊的作用力简化为垂直于水平面的力,并将磨辊整个外表面作为承受压力的接触面,计算误差很大,只能作大概的指示作用。磨辊投影面积压力法受力方式与前者相同^[1],不同之处在于将磨辊外表面上在水平面上的投影作为承受压力的面积,计算误差较磨辊面积压力小,但远远偏离磨辊的真实辊压。平均物料辊压法以钝角确定的磨辊部分表面投影到水平面上的区域作为磨辊与物料的接触面^[2],较前两种辊压计算方法准确,是工程上比较常用的方法。但仍将受力面积简化为水平面上的投影面积,而且受力方式与前两种方法一样,不能全面反映辊压的受力情况,计算值也有一定的误差。

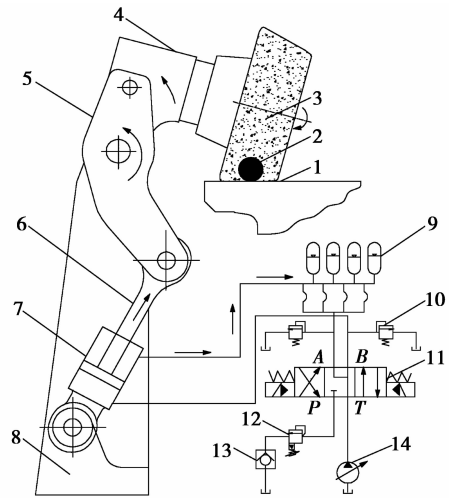
通过对辊式磨液压系统压力、磨辊与物料的接触面与磨辊受力进行分析,提出了一种基于二次积分的平均曲面辊压计算方法,并通过实例计算,将计算结果与平均物料辊压法进行对比,验证了该计算方法的正确性和准确性。分析了设计参数对平均曲面辊压的影响,为辊式磨的设计参数选择及结构强度设计计算提供参考依据。

1 辊式磨力学分析

虽然辊式磨的磨辊和磨盘形式多样,但其基本工作原理和结构形式是相似的,笔者以液压式 TRM 辊式磨为例,对其进行力学分析,其它类型辊式磨机可以此作为参考。由于辊式磨一般有 3~4 个磨辊,且均布在磨盘的四周,分别由各自的液压缸施压,互不干扰^[2],所以不必考虑所有磨辊的受力状态,只需对单个磨辊系统进行力学分析即可。

1.1 液压系统压力分析

辊式磨的结构形式以及液压系统原理如图 1 所示。当磨机正常工作时,磨辊由于与料层挤压而升高,摆杆向磨盘外摆出,通过摇臂带动液压缸活塞向上运动,将使油缸小腔中的油液进入气囊式蓄能器中,若忽略油液的可压缩性,流入蓄能器的油液在压力作用下将压缩蓄能器中的气囊。当物料破碎,磨辊回落时,蓄能器中的气囊会将储存的压力油补充到油缸小腔中,从而保证工作压力的平稳性。小腔内的瞬时压力由气囊的计算压力 P_1 与小腔油路中过载阀的调定压力 P_2 共同决定,取两者之间的小值。



1. 磨盘;2. 物料;3. 磨辊;4. 摆杆;5. 摇臂;
6. 活塞;7. 液压缸;8. 机身立柱;9. 气囊式蓄能器;
10. 过载阀;11. 电磁换向阀;12. 平衡阀;13. 单向阀;14. 油泵
图 1 辊式磨结构形式及液压系统原理简图

1.2 磨辊与物料接触面的确定

当磨辊作用在物料上时,由于物料颗粒表面无规则 and 排列散乱,会导致一部分物料与磨辊点接触,另一部分物料与磨辊面接触。如果同时考虑这两种接触方式将会使辊压计算具有很大的难度。为了简化计算,从充分满足磨机结构强度设计计算结果准确性的角度出发,提出以下三点假设^[4-5]:

- 1) 物料颗粒为球形。
- 2) 磨辊与物料充分接触即面接触,使磨辊的受力情况最为不利。
- 3) 磨辊与物料接触面上的每点辊压大小相等,方向垂直于接触面。

基于上述假设,以最大粒径颗粒被钳入时与磨辊的接触点连线为母线,沿水平方向形成一个切割曲面,从而得到的磨辊下部分表面即为磨辊与物料的接触面,如图 2 中阴影区域所示。其中接触点的连线是不规则曲线,可用最小二乘法拟合合成规则曲线。

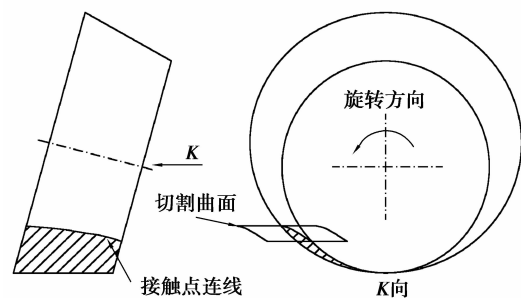


图 2 磨辊与物料接触面

1.3 磨辊受力状态分析

由于磨辊的外表面为锥形曲面,且轴线与磨盘平面成一定夹角,一般取 15° 左右^[2]。在辊磨工作过程中,磨辊实际受力比较复杂,但对磨机结构强度设计计算时,一般主要考虑如下几个力^[6-13](如图 3 所示):

1) 物料被钳入时对磨辊的摩擦力 F_1 : 磨辊由磨盘带动旋转,当物料钳入磨辊时,磨辊和物料之间相对运动产生该摩擦阻力。

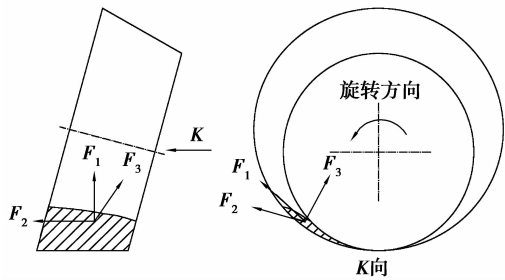


图 3 接触面上任意一点的受力分析

2) 物料沿接触面被甩出时对磨辊的摩擦力 F_2 : 物料随着磨盘旋转时,由于受到离心力和辊压的作用,会沿着磨辊母线轴向移动,对接触面产生摩擦阻力。

3) 物料对磨辊的反作用力 F_3 : 物料钳入磨辊时,与磨辊相互挤压产生的作用力。

2 磨辊辊压计算

2.1 液压系统最大工作压力计算

计算辊压之前,首先需要确定液压系统最大工作压力,假设液压系统的气囊工作在绝热状态,则根据理想气体方程可计算出加压液压缸小腔的最大压力 P_1

$$P_1 = P_0 \left(\frac{nV_0}{nV_0 - \Delta V} \right)^m \quad (1)$$

式中, P_0 为气囊初始压力, n 为单个磨辊的气囊个数, V_0 为气囊初始体积, ΔV 为液压缸小腔体积压缩量, m 为理想气体的绝热指数,取 1.4。

求出液压系统最大工作压力 P_1 之后,便可对液压缸进行受力分析。由于液压缸力学计算比较简单,这里不再叙述。

2.2 磨辊辊压计算

2.2.1 曲面方程、法向量方向余弦和面积元

以磨辊为研究对象,建立如图 4(a)所示的空间直角坐标系 $OXYZ$ 。

由前述分析可以看出,磨辊与物料的接触面是磨辊圆锥台外表面的一部分,其曲面方程为:

$$f(x, y, z) = \sqrt{kz^2 - y^2} - x,$$

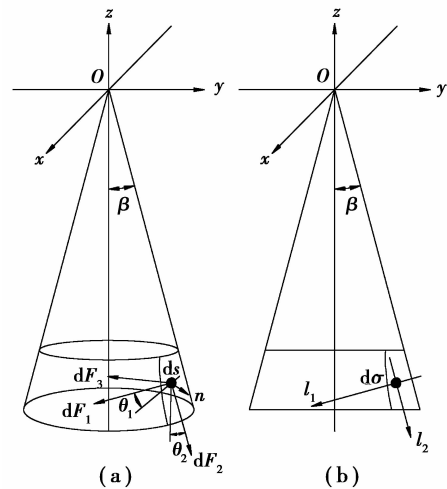


图 4 磨辊受力模型

$$\left. \begin{aligned} 0 &\leq x \leq x_1, \\ 0 &\leq y \leq y_1, \\ z_1 &\leq z \leq z_2. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中, k 为计算系数, $k = \tan^2 \beta$, β 为磨辊锥角一半, x_1 为接触面沿 x 方向的边界值, y_1 为接触面沿 y 方向的边界值, z_1, z_2 为圆锥台曲面沿 z 轴方向的最小最大值。

由曲面方程,可得法向量为

$$\mathbf{n} = \left(-1, -\frac{y}{\sqrt{kz^2 - y^2}}, \frac{kz}{\sqrt{kz^2 - y^2}} \right). \quad (3)$$

法向量方向余弦为

$$\mathbf{e}_n = (\cos \varphi_x, \cos \varphi_y, \cos \varphi_z) = \left(\frac{\sqrt{kz^2 - y^2}}{z \sqrt{k + k^2}}, \frac{y}{z \sqrt{k + k^2}}, -\frac{k}{\sqrt{k + k^2}} \right). \quad (4)$$

曲面面积元为:

$$ds = \sqrt{1 + \left(\frac{\partial f}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial z} \right)^2} d\sigma = \frac{z \sqrt{k + k^2}}{\sqrt{kz^2 - y^2}} d\sigma. \quad (5)$$

式中, $d\sigma$ 为面积元 ds 在 ZOY 平面内的投影。

2.2.2 dF_1, dF_2 和 dF_3 在 ZOY 平面内投影

在图 4(a)中,记 ds 为接触面上的一个面积元,其上三个力的微增量分别为 dF_1, dF_2 与 dF_3 。在图 4(b)中, l_1 为 dF_1 在 ZOY 平面内的投影,其方向向量为

$$\mathbf{e}_{l_1} = (-\cos \nu_1, -\cos \nu_1). \quad (6)$$

式中, ν_1, ν_1 为 l_1 与坐标轴 y, z 夹角,且 $\nu_1 + \nu_1 = 90^\circ$ 。

利用方向导数可求出 dF_1 与 l_1 夹角 θ_1 的正切值

$$\tan\theta_1 = -f_y \cos v_1 - f_z \sin v_1 = \frac{y \cos v_1 - kz \sin v_1}{\sqrt{kz^2 - y^2}} \quad (7)$$

设磨辊与物料的摩擦系数 μ , 磨辊的平均曲面辊压为 ΔF , 则 dF_1 在 ZOY 平面内投影分别为

$$\left. \begin{aligned} dF_{1y} &= \mu \Delta F \cos\theta_1 \cos v_1 ds, \\ dF_{1z} &= \mu \Delta F \cos\theta_1 \sin v_1 ds. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

同理, 可得 dF_2 在 ZOY 平面内投影分别为

$$\left. \begin{aligned} dF_{2y} &= \mu \Delta F \cos\theta_2 \sin v_2 ds, \\ dF_{2z} &= \mu \Delta F \cos\theta_2 \cos v_2 ds. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式中, v_2 为 l_2 与坐标轴 z 的夹角。

而 dF_3 在 ZOY 平面内的投影分别为

$$\left. \begin{aligned} dF_{3y} &= -\Delta F \cos\varphi_y ds, \\ dF_{3z} &= \Delta F \cos\varphi_z ds. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

2.2.3 磨辊平均曲面辊压

辊式磨受力模型如图 5 所示, 在 ZOY 平面内对 D 点建立其静态力矩平衡方程, 整理后可得磨辊平均曲面辊压 ΔF 。

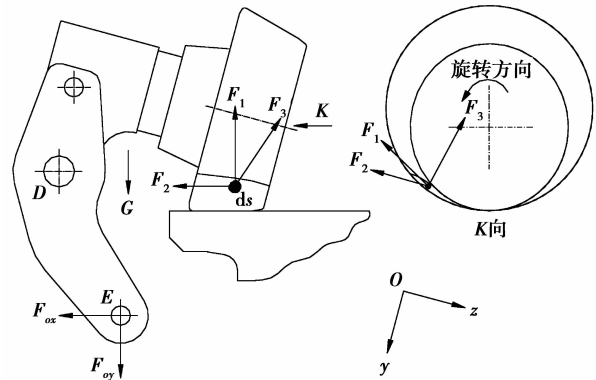


图 5 辊式磨受力模型

$$\Delta F = \frac{F_{ax}L_{ax} + F_{oy}L_{oy} + GL_G}{\iint_S [\mu(L_{F_{1y}} \cos\theta_1 \cos v_1 + L_{F_{1z}} \cos\theta_1 \sin v_1 - L_{F_{2y}} \cos\theta_2 \sin v_2 + L_{F_{2z}} \cos\theta_2 \cos v_2) + (L_{F_{3y}} \cos\varphi_y + L_{F_{3z}} \cos\varphi_z)] ds}$$

式中: G 为磨辊、摆杆等重力, L_G 为重力对 D 点力臂, F_{ax} 、 F_{oy} 为液压缸压力在 E 点产生的支反力, L_{ax} 、 L_{oy} 分别为 E 点支反力对 D 点的力臂, S 为磨辊与物料接触曲面, μ 为磨辊与物料的摩擦系数, 取 0.24^[2], L_{iy} 、 L_{iz} 为 dF_i 在 ZOY 平面的投影分量对 D 点的力臂 ($i=1, 2, 3$), θ_1 、 θ_2 为 dF_1 、 dF_2 分别与自身在 ZOY 平面投影的夹角, v_1 、 v_2 分别为 dF_1 、 dF_2 在 ZOY 平面投影分量与坐标轴的夹角。

令

$$\left. \begin{aligned} L_1 &= L_{F_{1y}} \cos v_1 + L_{F_{1z}} \sin v_1, \\ L_2 &= L_{F_{2y}} \sin v_2 - L_{F_{2z}} \cos v_2, \\ L_3 &= L_{F_{3y}} \cos\varphi_y + L_{F_{3z}} \cos\varphi_z. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

则式可简化为

$$\Delta F = \frac{F_{ax}L_{ax} + F_{oy}L_{oy} + GL_G}{\iint_S [\mu(L_1 \cos\theta_1 - L_2 \cos\theta_2) + L_3] ds} \quad (13)$$

3 实例计算及对比分析

3.1 辊压计算数值对比

根据推导的辊压计算公式, 以某 TRM 型辊式磨为例进行辊压计算, 其主要设计参数如表 1 所示:

表 1 辊式磨主要设计参数

型号	磨辊平均直径 D/mm	磨辊宽度 B/mm	磨辊锥角 $\alpha/(\circ)$	磨辊轴线与水平面夹角 $\gamma/(\circ)$	磨辊轴盘直径 R/mm	最大入磨粒径 d_{\max}/mm	料床厚度 H/mm	系统初始压力 P_0/MPa	过载阀调定压力 P_2/MPa	液压缸内径 d_1/mm	活塞杆直径 d_2/mm
$\Phi 4000/1990$ 锥辊-平盘式	1 800	690	30	15	4 000	75	25	14	16	450	190

文献[2]中的平均物料辊压计算公式为

$$P_2 = \frac{2F}{DB \sin\varphi} \quad (14)$$

式中: F 为磨辊所受的垂直力, D 为磨辊平均直径, B 为磨辊宽度, φ 为钝角。

运用 MATLAB 软件编程, 分别采用平均曲面辊压法和平均物料辊压法对同一型号辊式磨的辊压进行计算, 计算结果如表 2 所示:

表 2 两种辊压计算方法结果对比 N/mm²

平均曲面辊压	平均物料辊压	相对误差
7.94	7.66	3.66%

从表 2 中可以看出,笔者提出的平均曲面辊压与平均物料辊压法比较接近。但是平均曲面辊压法详细分析了磨辊接触面和接触面的受力状况,细化了受力计算公式,较平均物料辊压法准确。

3.2 辊式磨主要受力部件的应力应变对比

辊压计算是否合理将直接影响到辊式磨强度计算的结果。通过对比辊式磨主要受力部件的应力应变可以分析出两种辊压方法对辊式磨强度设计的影响。

采用 ANSYS 有限元分析软件对某 TRM 辊式磨主要受力部件的应力应变进行强度分析。由于篇幅有限,只给出了机身立柱的应力应变云图的对比结果,如图 6-9 所示。摆杆与磨辊轴、摇臂和机身立柱的应力应变分析计算结果如表 3 所示。

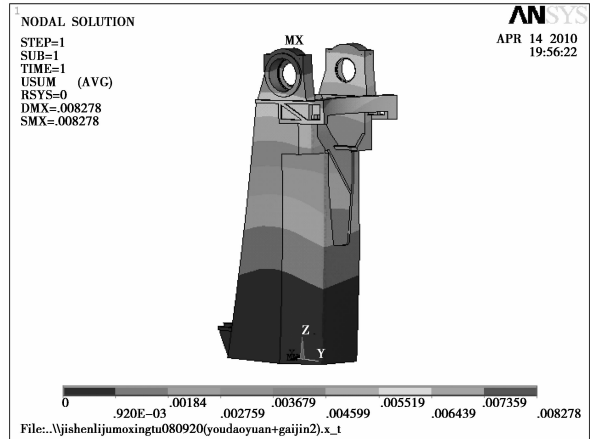


图 8 平均曲面辊压下机身立柱应变云图

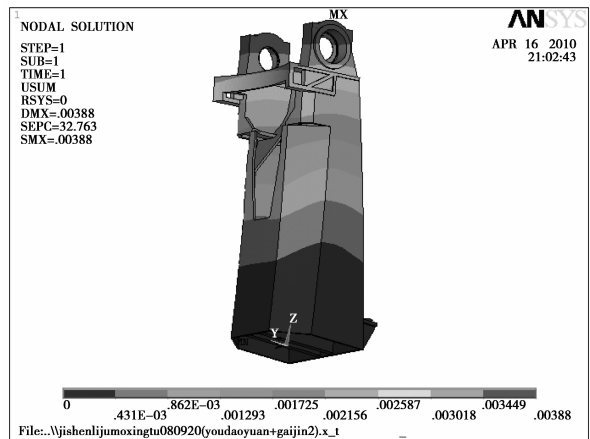


图 9 平均物料辊压下机身立柱应变云图

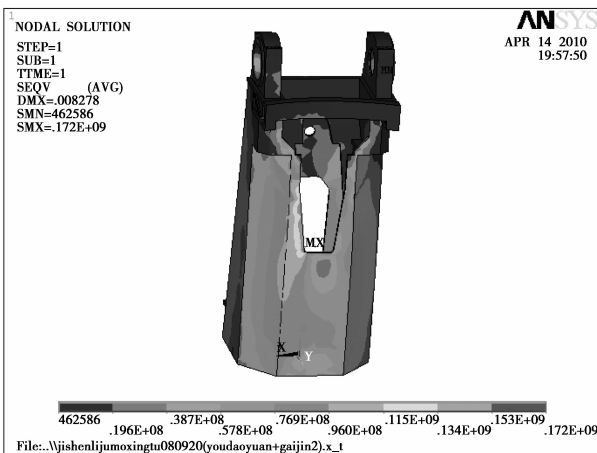


图 6 平均曲面辊压下机身立柱应力云图

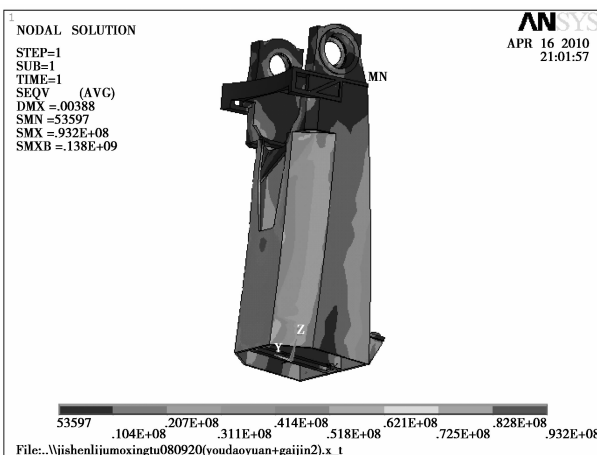


图 7 平均物料辊压下机身立柱应力云图

表 3 两种辊压下主要受力部件的应力应变对比

	摆杆与磨辊轴		摇臂		机身立柱	
	平均曲面辊压	平均物料辊压	平均曲面辊压	平均物料辊压	平均曲面辊压	平均物料辊压
MAX 值 /MPa	60.8	45.0	180	126	172	93.2
MAX 位置	不同	不同	不同	不同	不同	不同
MAX 值 /MPa	0.82	1.59	1.336	1.505	8.278	3.88
MAX 位置	相同	相同	相同	相同	相同	相同
变形形状	不同	不同	不同	不同	不同	不同

从表 3 中可以看出,平均曲面辊压与平均物料辊压对辊式磨主要受力部件的应力应变情况有着较大的差别。最大应力数值与位置的不同以及应变形状的不同使得平均曲面辊压下的辊式磨主要受力部件应力较大,变形复杂。而平均物料辊压下的磨机主要受力部件应力偏小,变形比较单一。造成这种差别的主要原因是由于两类辊压计算方法所采用的受力方

式不同,平均物料方法将受力面积简化为水平面上的投影面积,而平均曲面方法辊压法对磨辊与物料接触面上的受力状态进行了详细分析,更接近辊式磨主要受力部件在真实辊压下的应力应变情况。

3.3 磨机功率对比

辊压同时也是影响磨机功率的一种重要因素,辊式磨的功率包括了滑动功率 P_s 和滚动功率 P_r , 计算公式如下^[15]。

滑动功率 P_s

$$P_s = \frac{\mu_s \Delta P V L_2^2}{D_3} \left(1 - \sin\beta \frac{D_3}{D_1}\right) \quad (15)$$

式中, μ_s 为磨辊与物料滑动摩擦系数, ΔP 为磨辊母线上的线辊压, V 为磨辊大端的线速度, L_2 为磨辊母线长, D_1 为磨辊大端直径, D_3 为磨盘在磨辊大端处的直径。

滚动功率 P_r

$$P_r = \mu_r F_p V \left(1 - \frac{L_2}{D_3}\right) \quad (16)$$

式中, μ_r 为磨辊与物料滚动摩擦系数, F_p 为磨辊受到的总的作用力。

从而,磨机的整体实际功率为

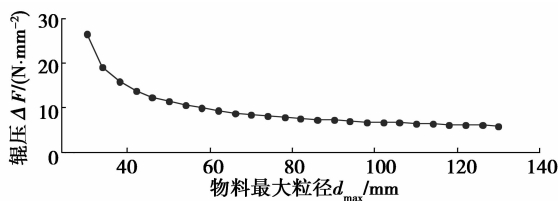
$$P_b = (1 + K_1) \frac{(P_s + P_r)K}{\eta_1 \eta_2} \quad (17)$$

式中, K 为功率备用系数, K_1 为计算系数, η_1 为电动机效率, η_2 为减速器效率。

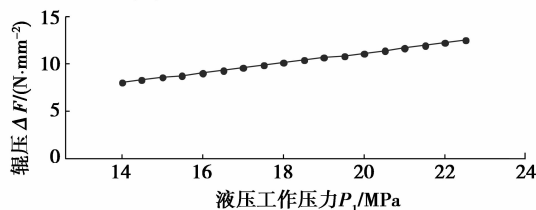
将两种辊压计算数值分别代入式(15)-(17), 可分别得到磨机功率, 计算结果如表 4 所示:

表 4 两种辊压下磨机功率对比

	滑动功率 P_s /kW	滚动功率 P_r /kW	实际功率 P_b /kW
平均曲面辊压	259	524	2 349
平均物料辊压	157	315	1 416
相对误差/%	64.97	66.35	65.89



(a) 物料最大粒径对辊压的影响



(c) 液压缸工作压力对辊压的影响

从表 4 中可以看出,平均曲面辊压的三种功率均大于平均物料辊压的对应功率,且相对误差都在 65%左右。因此选用不同的辊压计算磨机功率,将会产生很大的差异。而本例中的磨机磨盘的配用电机功率为 2 500 kW,由此可以看出以平均曲面辊压法计算的磨机实际功率更接近于磨盘电机的实际功率。同时也说明了平均曲面辊压较平均物料辊压更符合磨机的真实辊压。

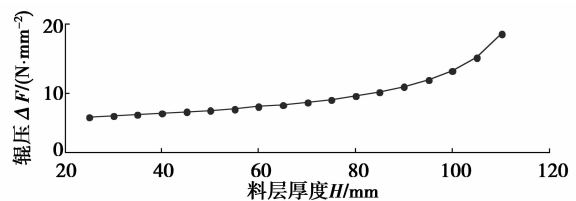
4 平均曲面辊压的影响因素分析

由平均曲面辊压计算公式(11)可以看出,分子部分主要包括了磨辊、摆杆等重力、液压缸活塞杆对摆杆铰孔处的支反力以及各自对 D 点的力臂,这部分的计算主要受液压缸最大工作压力 P_1 影响,而 P_1 则取决于磨机结构形式、液压系统中过载阀调定压力、物料最大粒径和料层厚度。分母部分是一个二次曲面积分,各主要参数是由磨辊接触面的函数决定,而接触面是根据磨辊结构形式(锥角、大小端直径)和物料最大粒径来确定的。

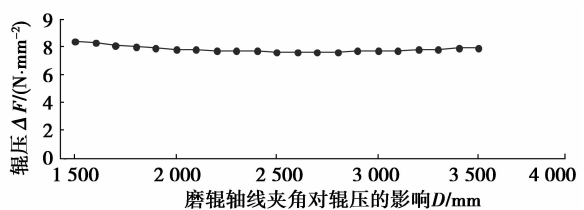
因此,提出的平均曲面辊压计算方法全面反映了磨辊的结构形式(包括磨辊平均直径 D 、磨辊锥度 α 和磨辊轴线与磨盘平面夹角 γ)、物料最大粒径 d_{\max} 、料层厚度 H 和液压缸工作压力 P_1 等设计参数的影响,更接近于磨辊的真实辊压。

笔者就上述设计参数对平均曲面辊压的影响进行了分析,结果如图 10 所示。从图中可以看出:

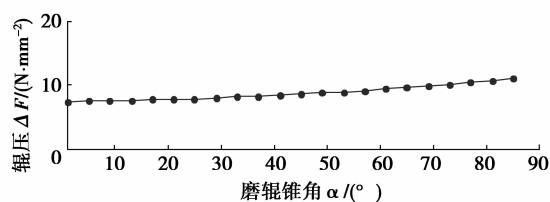
1) 辊压随最大粒径的增加逐渐减小,并趋于平稳;随料层厚度、液压缸工作压力、磨辊锥角和磨辊轴线夹角增加而上升;而辊压随磨辊平均直径的增加变化平稳。



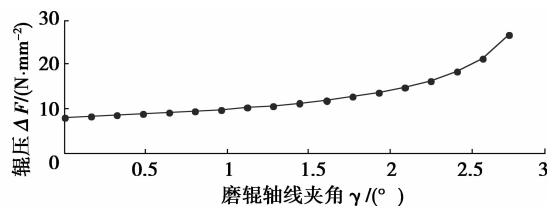
(b) 料层厚度对辊压的影响



(d) 磨辊平均直径对辊压的影响



(e) 磨辊锥角对辊压的影响



(f) 磨辊轴线夹角对辊压的影响

图10 设计参数对平均曲面辊压的影响曲线

2)各设计参数对平均曲面辊压的影响程度不同,物料最大粒径取小值时对辊压影响较大,取大值时对辊压几乎没有影响;而料层厚度取值小值时对辊压影响较小,取值过大时对辊压的影响急剧变化;液压缸最大工作压力和磨辊锥角对辊压有一定的影响;磨辊平均直径的变化对辊压影响很小;而磨辊轴线夹角变化对辊压值影响较大。

5 结论

1)对辊式磨的辊压计算进行了研究,提出了一种新的辊压计算方法——平均曲面辊压计算方法,并进行了理论推导。

2)通过实例计算和对比分析表明:平均曲面辊压计算方法能够得到正确的结果,详细地分析了磨辊接触面和接触面的受力状况,细化了受力计算公式,较平均物料辊压计算准确。

3)各设计参数对平均曲面辊压的影响程度不尽相同。如物料最大粒径对平均曲面辊压影响大;而磨辊平均直径对此影响程度较小。在辊式磨机设计中,应着重考虑对辊压影响程度较大的设计参数。

参考文献:

- [1] FEIGE F. The roller grinding mill-current technical position and potential development [J]. ZKG International, 1993, 46(8):451-456.
- [2] 王仲春. 水泥工业粉磨工艺技术[M]. 北京:中国建材工业出版社, 2000.
- [3] SCHAEFER H U. Loesche vertical roller mills for the comminution of ores and minerals [J]. Minerals Engineering, 2001, 14(10): 1155-1160.
- [4] 王介强, 宋守志. 关于料层粉碎的理论研究[J]. 中国矿业, 1998, 7(5): 48-50.
WANG JIE-QIANG, SONG SHOU-ZHI. A theoretical study of particle bads comminution [J]. China Mining Magazine, 1998, 7(5): 48-50.
- [5] WANG J H, CHEN Q R, KUANG Y L, et al. Grinding process within vertical roller mills: experiment and simulation [J]. Ming Science and

Technology, 2009, 19(1): 97-101.

- [6] 刘建寿, 赵红霞. 水泥生产粉碎过程设备[M]. 武汉: 武汉理工大学出版社, 2005.
- [7] BRUNDIEK H. The loesche mill for comminution of cement clinker and interground additives in practical operation [J]. ZKG International, 1994, 47(4): 179-186.
- [8] WERNER V, ZELKOWSKI J, SCHONERT K. Lab-scale roller table mill for investigating the grinding behaviour of coal [J]. Powder Technology, 1999, 105(1-3): 30-38.
- [9] JUNGA R, MATEUSZUK S, POSPOLITA J. Investigations into the movement of milled medium in the bowl of a ring roller mill [J]. Powder Technology, 2009, 191(1-2): 61-71.
- [10] KRAFT B. Grinding of solid fuels using MPS vertical roller mills [J]. ZKG International, 2005, 58(11): 36-47.
- [11] LEE D W, CHO S W, JOO W S. Failure stress estimation of table liner for vertical roller mill[J]. Key Engineering Materials, 2007, 345-346: 457-460.
- [12] MENG L Q. Vertical rolling mill's twist vibration[C]// Proceedings of the 2008 International Conference on Computer Science and Software Engineering, December 12-14, 2008, Wuhan, China. [s. l.]: IEEE Press, 2008: 1024-1027.
- [13] 江旭, 徐顺武, 朱昆泉. 立式辊磨机的粉磨机理及实验研究[J]. 武汉化工学院学报, 2006, 28(1): 60-63.
JIANG XU, XU SHUN-WU, ZHU KUN-QUAN. Theoretical and experimental study on vertical roller mill [J]. Journal of Wuhan Institute of Chemical Technology, 2006, 28(1): 60-63.
- [14] 同济大学数学系. 高等数学 [M]. 第六版下册. 北京: 高等教育出版社, 2007: 90-102.
- [15] 刘明. 平盘辊式磨主要工作参数的探讨[J]. 水泥, 1987(1): 13-18.
LIU MING. Discussions on main working parameters of table roller mill [J]. Cement, 1987(1): 13-18.

(编辑 张小强)