



粉碎机械的 理论与应用

周恩浦 等著



中南大学出版社

粉碎机械的理论与应用

周恩浦 等著



中南大学出版社

粉碎机械的理论与应用

周恩浦 等著

☐责任编辑 邓立荣

☐出版发行 中南大学出版社

社址:长沙市麓山南路 邮编:410083

发行科电话:0731-8876770

传真:0731-8710482

☐经 销 湖南省新华书店

☐印 装 中南大学印刷厂

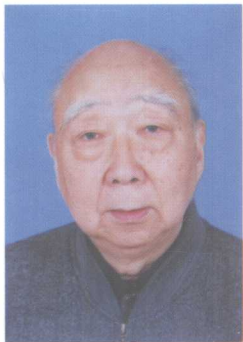
☐开 本 850 × 1168 1/32 ☐印张 11.75 ☐字数 292 千字

☐版 次 2004 年 10 月第 1 版 ☐2004 年 10 月第 1 次印刷

☐书 号 ISBN 7-81061-992-6/TH · 010

☐定 价 30.00 元

图书出现印装问题,请与经销商调换



周恩浦 男，1931年2月生，江苏省江都县人。1955年毕业于北京矿业学院机械系。中南工业大学机械工程系教授。长期从事矿山机械学科的教学及研究工作。先后研究了提高颚式破碎机性能的途径、圆锥破碎机的运转可靠性、冲击破碎机的运动学及动力学、冲击破碎的粉碎效率与参数、球磨机内钢球的动力学及性能参数、球磨机衬板断面形状与磨碎效率等。设计了球磨机、各种规格的改进型复摆颚式破碎机、冲击颚式破碎机、节能型立式冲击粉碎机（获国家专利）等。其中球磨机获原中国有色金属工业总公司科技进步奖、250x400B型复摆颚式破碎机获广西新产品成果奖及其他奖4项。编著出版《矿山机械》（选矿机械），发表论文《锤式破碎机锤头的动力学及锤头运动的稳定性》、《球磨机性能参数的研究》等70多篇。

前 言

我从事矿山机械及粉碎机械的教学和科研工作近40年,先后编写了《采掘与运输机械》、《选矿机械》、《破碎与筛分机械》等150多万字的教材,出版了《矿山机械(选矿机械部分)》教科书。

改革开放以后,我参加了矿山机械行业活动,深入生产实践,结合工厂的需求,先后开展了老产品改造及新产品的研制工作。我撰写了有关粉碎机械的论文及科研报告70多篇,先后发表在各种学术期刊上。

通过几十年的教学与科研工作,我对粉碎机械建立了一种特殊的情感,深知我国目前的粉碎机械在技术先进性、运转可靠性、使用经济性等方面与国外同类设备相比,还存在着一定的差距。为了学科的发展,我愿在耄耋之年,将历年的论文及科研报告选编汇集成书,以我的少许经验和点滴心得奉献给从事粉碎机械学科工作的朋友们,若能受之有益,则感欣慰,足矣!

本书在选编时,不仅收集了我的部分著作,而且还将研究生在我的指导下撰写的论文及与曹中一老师、廖贻勇高工合写的论文均辑于本书。

本书主要介绍了粉碎机械的基本理论、运动学及动力学的分析研究、结构参数及性能参数的合理选择、设计方法、耐磨材料的选用及粉碎机械的发展动态。本书不仅为合理选择机器的结构参数和性能参数提供理论依据,而且也为机器在运转过程中出现的故障提出分析问题和解决问题的方法。

本书可作为高等学校工程机械、冶金、建筑材料、道路工程及

化工等有关专业的教学参考书,亦可供有关专业的工程技术人员参考。

在老产品改造及新产品研制过程中,曾经得到许多工厂领导的支持,特别是广西桂林矿山机械厂的历届领导及工程技术人员,尤其是廖貽勇高级工程师的鼎力相助,给予了各方面的大力支持。在此,向他们表示真诚的谢意。

在科研工作中,我指导的研究生张国旺、银金光、刘排秧、曾洪茂等同志在繁重而紧张的学习过程中,协助做了很多工作。借此机会,向他们表示衷心的感谢。

选编汇集成书的想法虽有多年,但是却顾虑重重。如资金问题、健康状况,特别是考虑本书的出版价值,一直是犹豫不决,以致拖延下来。这次在女儿们及我指导的研究生的支持和鼓励下,在廖貽勇高工及曹中一老师等的关心下,终于完成了这项工作。在此表示诚挚的谢意。

书中内容虽经反复审核,难免存在一些缺点和不足之处,恳切希望读者批评指正。

周恩浦

2004. 2. 4 于中南大学

目 录

第一篇 颚式破碎机及辊式破碎机	(1)
1 破碎机啮角的选择	周恩浦(3)
2 颚式破碎机排料口最小宽度的确定	周恩浦(8)
3 简摆颚式破碎机运动学的分析和结构参数的确定	周恩浦(16)
4 简摆颚式破碎机的最优结构参数和工作参数	周恩浦编译(24)
5 简摆颚式破碎机破碎力的计算	周恩浦译(32)
6 颚式破碎机飞轮尺寸的设计计算	周恩浦(38)
7 颚式破碎机破碎板的断面形状	周恩浦(46)
8 冲击颚式破碎机的动力学分析及其最佳平衡配重的 确定	刘排秧 周恩浦(58)
9 颚式破碎机的质量评定及提高性能的途径	周恩浦(67)
10 Rotex 型破碎机(回转颚式破碎机)	周恩浦(76)
11 辊式破碎机理论极限转速的确定	周恩浦(80)
第二篇 冲击式破碎机	(83)
1 锤式破碎机锤头的动力学及锤头运动的稳定性	周恩浦(85)

- 2 反击式破碎机转子轴承的计算 周恩浦摘译(95)
- 3 锤式破碎机最大破碎力的研究
..... 银金光 周恩浦(105)
- 4 锤式破碎机弹性支承转子系统临界转速的分析
..... 银金光 周恩浦(115)
- 5 环式破碎机的试验研究 周恩浦 张国旺(127)
- 6 环式破碎机动力学分析及主要参数的优化设计
..... 张国旺 周恩浦(132)
- 7 环式破碎机主要参数设计的探讨
..... 张国旺 周恩浦(141)
- 8 节能型立式冲击粉碎机的试验研究及基本参数的确定
..... 周恩浦 曾洪茂 廖贻勇(150)
- 9 冲击破碎机冲击速度、冲击时间和破碎力的确定
..... 曾洪茂 周恩浦(160)

第三篇 圆锥破碎机 (171)

- 1 旋回破碎机机架强度的计算 周恩浦(173)
- 2 细碎圆锥破碎机破碎腔的设计 周恩浦(180)
- 3 圆锥破碎机偏心部件及球面轴承的故障分析和
受力计算 周恩浦(192)
- 4 提高圆锥破碎机的运转可靠性 周恩浦(205)
- 5 惯性破碎机的运动特征及主要参数
..... 曹中一 周恩浦(213)
- 6 惯性破碎机的弹性支承刚度 曹中一 周恩浦(223)

第四篇 磨矿机 (231)

- 1 球磨机内部磨矿介质的运动学 周恩浦(233)
- 2 球磨机性能参数的研究 周恩浦(248)
- 3 球磨机结构参数的研究 周恩浦(258)
- 4 合理选择磨矿机筒体衬板的断面形状 周恩浦(269)
- 5 磨矿机筒体衬板的设计 周恩浦编译(287)
- 6 自磨机的结构设计与分析 周恩浦(298)
- 7 辊磨机基本参数的确定 周恩浦 廖贻勇(313)

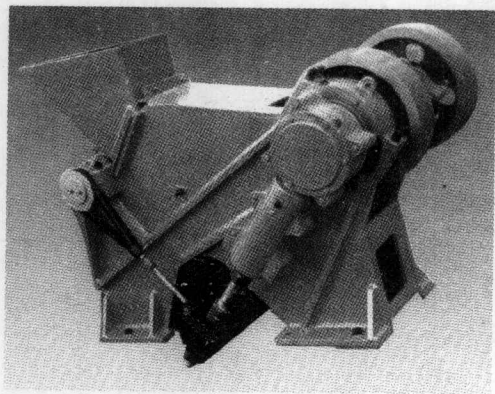
第五篇 粉碎机械的发展动态 (321)

- 1 移动式选矿厂 周恩浦(323)
- 2 破碎机和磨矿机衬板概况 周恩浦(336)
- 3 粉碎机械的发展动态 周恩浦(342)

参考文献 (364)

第一篇

颚式破碎机及辊式破碎机



320 × 240 冲击颚式破碎机试验样机

1 破碎机啮角的选择

中南矿冶学院 周恩浦

在破碎机中采用压碎方式破碎物料时,破碎效果主要取决于破碎机构的啮角。啮角过大时,物料在破碎腔中就会产生滑动现象,因而加剧了破碎板的磨损,同时还降低了机器的生产能力。

在破碎过程中,为了不使物料产生向上的滑动现象,啮角 α 应满足以下条件(作用在物料块上的力如图 1 所示)。

$$\Sigma y \leq 0 \quad \text{即} \quad 2P \sin \frac{\alpha}{2} - 2fP \cos \frac{\alpha}{2} - G \leq 0$$

$$\sin \frac{\alpha}{2} - f \cos \frac{\alpha}{2} - \frac{G}{2P} \leq 0$$

解上述三角方程得

$$\cos \frac{\alpha}{2} \leq \frac{-\frac{G}{2P}f + \sqrt{f^2 - \left(\frac{G}{2P}\right)^2 + 1}}{f^2 + 1}$$

即
$$\alpha \leq 2 \arccos \frac{-\frac{G}{2P}f + \sqrt{f^2 - \left(\frac{G}{2P}\right)^2 + 1}}{f^2 + 1} \quad (1)$$

通常由于物料块的重量 G 与破碎力 P 相比甚小,故可忽略不计。因此公式(1)可改为

$$\alpha \leq 2 \arccos \frac{1}{\sqrt{f^2 + 1}} \quad (2)$$

$$\alpha \leq 2\varphi \quad (3)$$

式中, f 为物料与破碎板表面的滑动摩擦系数, φ 为物料与破碎板表面的摩擦角, $f = \tan \varphi$ 。

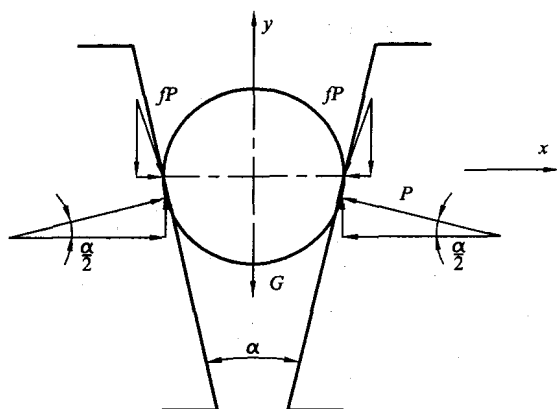


图1 破碎机的啮角

啮角的大小取决于摩擦系数 f , f 与物料的硬度有关, 硬度愈高, f 愈低。钢与大理石的摩擦系数 $f = 0.17$, 与石灰石的摩擦系数为 0.24 。

将 $f = 0.17$ 与 $f = 0.24$ 代入公式 (2) 或 (3) 得: $\alpha = 19^{\circ}20' \sim 27^{\circ}$ 。

啮角的大小对破碎机的生产率有很大影响。Gieskieng 和 Gauldie 用颞式破碎机进行了试验。如以 $\alpha = 26^{\circ}$ 时的生产率为 1, 当改变啮角 α 时, 其生产率的变化如表 1。

表 1

啮 角 α	25	24	23	22	21	20
生产率(据 Gieskieng)	1.03	1.06	1.09	1.12	1.15	1.18
生产率(据 Gauldie)	1.05	1.10	1.15	1.21	1.27	1.34

Gieskieng 的试验结果表明, α 在 26° 以下, 啮角每减少 1° , 则生产率增加 3%。Gauldie 的结果表明, α 在 26° 以下, 啮角每减少 1° , 生产率增加近 6%。目前, 啮角一般在 $20^\circ \sim 24^\circ$ 之间选取。但在大型粗破碎机中, 如何选取 α 仍值得研究。

下面以 1500×2100 简摆颚式破碎机为例讨论。在大型粗破碎机中, 由于给料粒度大, 计算啮角时可以计入物料块的重量 G 。若最大给料块为 1200mm (假定为球形), 物料的密度 $\rho = 2.65\text{t/m}^3$, 则单个物料块的重量 G 为

$$G = \frac{\pi}{6} D^3 \rho = \frac{\pi}{6} \times 1.2^3 \times 2.65 = 2400 \text{ kg} \quad (4)$$

破碎单个物料块的破碎力 P 可按下式计算:

$$P = \frac{\sigma_a \pi W^2}{10 - 8 \frac{Z}{W}} \quad (5)$$

式中 σ_a ——物料的抗张强度,

$$\sigma_a = \left(\frac{1}{15} \sim \frac{1}{26} \right) \sigma_b$$

W ——物料的边长或直径;

Z ——破碎板的齿距。

设物料的抗压强度 $\sigma_b = 2000\text{kg/cm}^2$, 则取 $\sigma_a = \frac{\sigma_b}{26} = \frac{2000}{26} = 72\text{kg/cm}^2$, $W = 120\text{cm}$, $Z = 20\text{cm}$ 。

将上述各值代入(5)得

$$P = \frac{72 \cdot \pi \cdot 120^2}{10 - 8 \frac{20}{120}} = 336000 \text{ kg}$$

由此知 $G/P = \frac{2400}{336000} = 0.00715$ 。

当 $f = 0.17$, $G/P = 0.00715$ 时代入(1)得

$$\cos \frac{\alpha}{2} = 0.9853 \quad \text{即} \quad \frac{\alpha}{2} = 9^{\circ}50' \quad \text{或} \quad \alpha = 19^{\circ}40'$$

当 $f=0.24$, $G/P=0.00715$ 时代入(1)得

$$\cos \frac{\alpha}{2} = 0.9716 \quad \text{即} \quad \frac{\alpha}{2} = 13^{\circ}40' \quad \text{或} \quad \alpha = 27^{\circ}20'$$

从以上结果可知,物料块的重量对啮角大小是有影响的,但影响不大。

在大型粗碎机中,由于给料粒度大,重量大,形状又不规则,因而能克服破碎力的向上分力,阻止物料块产生滑动现象,所以啮角可以选大些。

由于啮角的增大,颚式破碎机和旋回破碎机的机架(破碎腔)高度都降低,其降低值为(参见图2):

$$\frac{\tan(\alpha + \theta) - \tan\alpha}{\tan(\alpha + \theta)} \times 100$$

此式为机架高度与原来高度相比,降低了的百分数。

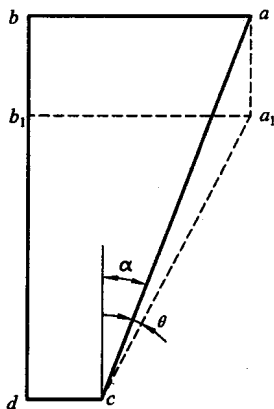


图2 破碎腔的尺寸

例如:1500×2100 简摆颚式破碎机,若给料口(1500×2100)和排料口(250~300)的尺寸不变,仅将啮角从 24°增至 25°,则机架高度的降低值为

$$\frac{\tan 25^\circ - \tan 24^\circ}{\tan 25^\circ} \times 100 = \frac{0.4633 - 0.4452}{0.4633} \times 100 = 3.91\%$$

由于啮角采用了 25°,其生产率计算得

$$Q_{25} = \frac{Q_{24} \tan 24^\circ}{\tan 25^\circ} = \frac{500 \times 0.4452}{0.4633} = 482 \text{ t/h}$$

由此可知生产率降低了:

$$\frac{500 - 482}{500} \times 100 = 3.6\%$$

最近国外设计的大型颚式破碎机(Black 型)其啮角为 27°,610×915 颚式破碎机的啮角为 25°。旋回破碎机,苏联取 $\alpha = 26^\circ 30'$,美国取 27°~29°,但在给料处最大值不超过 25°,英国建议采用 29°~30°。

在大型粗碎机中,即使啮角增加很小,也会使机器的高度、重量、成本降低很多。当前在产品更新换代、挖潜、革新、改造工作中,对机器的结构参数和工作参数应进一步研究。

(《矿山机械》1980 年第 4 期)

2 颚式破碎机排料口最小宽度的确定

中南矿冶学院 周恩浦

排料口宽度的大小直接影响着破碎机的生产率、功率消耗和破碎板的磨损。

排料口宽度的表示方法国内外尚不统一。目前,国内对排料口宽度的定义是指在破碎机的排料口底部,当动颚板与定颚板最接近时(闭口边),一颚板的齿峰和另一颚板的齿谷之间的最短距离。国外一般以动颚板与定颚板相距最远时(开口边)表示排料口的宽度。苏联在颚式破碎机的国家标准中,明确规定排料口宽度系指开口时的尺寸。

排料口的最小宽度必须保证物料在破碎腔的下部不产生过压实现象,也就是不造成排料口的堵塞。合理的排料口最小宽度可以确定如下。

如图1所示,假定动颚作平移运动,忽略了动颚在摆动过程中啮角变化的影响和物料与破碎板间的摩擦力对排料的影响。破碎产品在重力作用下自由下落。

当颚式破碎机以临界转数运转时,从闭口边的极限位置 BB_1 后退到开口边时的极限位置 CC_1 ,断面为 ABB_1A_1 的梯形棱柱体的物料落下后,其上的物料紧接着填满断面为 ACC_1A_1 的破碎腔。物料的充填密度为 μ_2 。当动颚从 CC_1 摆动到 BB_1 位置时,位于梯形 ACC_1A_1 棱柱体内的松散物料,经破碎压缩后成为 ABB_1A_1 的梯形棱柱体,物料的充填密度为 μ_1 ,但物料的重量保持不变。

断面 ABB_1A_1 梯形棱柱体的体积为

$$V_1 = \frac{2d + S}{2} hL \quad (1)$$