

文章编号:1007-967X(2009)03-0041-03

PEJ1215 颚式破碎机后肘板的强度分析计算*

张世军

[中国有色(沈阳)冶金机械有限公司, 辽宁 沈阳 110141]

摘要:因 PEJ1215 简摆颚式破碎机在现场使用时多次出现后肘板断裂问题, 本文通过对后肘板进行静强度和疲劳强度分析, 得出比较合理的改进方案, 从而预防了肘板断裂问题。

关键词:颚式破碎机; 肘板; 疲劳强度; 安全系数; 静强度

中图分类号: TG231.3 **文献标识码:** A

0 前言

PEJ1215 简摆颚式破碎机适用于破碎块度不大于 1 000 mm 各种中硬性矿石及岩石, 由动力部分、传动部分和工作部分组成。动力部分是电动机。传动部分由三角皮带、偏心轴、连杆、前后肘板和动颚等组成。工作部分为破碎腔。传动部分安装在架体上, 架体两侧壁和前壁与动颚构成破碎腔。破碎机工作时, 电动机通过三角皮带带动主轴转动, 使连杆上下运动。当连杆上升时, 前肘板和后肘板之间夹角变大, 从而推动动颚板向固定颚板靠近, 与此同时压碎物料。当连杆下行时, 前肘板和后肘板之间夹角变小, 动颚板在拉紧弹簧作用下离开固定颚板, 此时被压碎的物料从破碎腔排出。随电动机连续转动而破碎机动颚绕固定心轴作周期性摆动, 进而压碎物料, 其外形如图 1 所示。

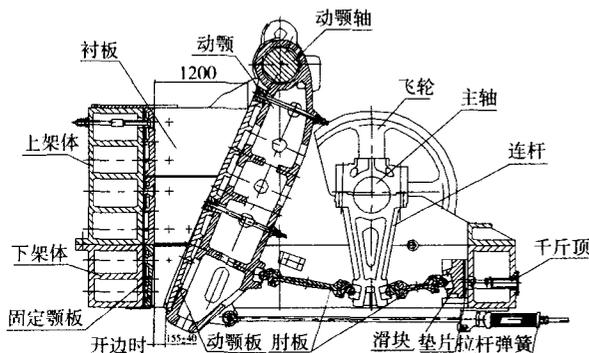


图1 PEJ1215 简摆颚式破碎机

颚式破碎机后肘板有两个作用: 一是当非破碎物进入破碎腔时, 肘板可先行折断, 从而保护机器其他零部件, 它是破碎机的保险件; 二是更换不同长度肘板, 可调整排矿口大小。因此, 肘板既是易损件又是保险件。在正常工作中, 如果肘板头与肘板座之

间润滑不好, 可导致肘板头与肘板座的磨损很快, 使用寿命降低。此外, 肘板头和肘板座之间传递很大的挤压力, 并承受冲击载荷。当破碎机落入非破碎物时, 为了防止机器重要零部件破坏, 又因肘板是机器中最便宜的零件, 通常是用它作为保险件, 在设计时, 特意提高它的许用应力或削弱它的断面, 以便超载时破坏, 借以达到保险目的。但由于设计时很难准确计算破碎力, 有时超载它未被破坏, 有时未超载时它反而破坏了。因此, 在负荷试车时, 要反复进行修正最终找到最合适的截面尺寸达到保险作用。PEJ1215 颚式破碎机的肘板断裂就属于后者。

1 后肘板的受力分析

1.1 结构尺寸

后肘板的受力 F_{DF} 是根据参考资料^[1]介绍的作图法求得, 见图 2。

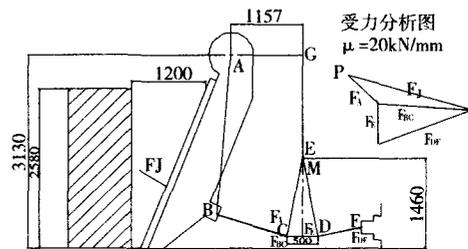


图2 破碎机后肘板受力分析图

由图 2 给出各尺寸的长度为: $L_{AB} = 2\ 587\ \text{mm}$; $L_{BC} = 1\ 120\ \text{mm}$; $L_{EC} = L_{ED} = 1\ 301.5\ \text{mm}$; $L_{AG} = 1157\ \text{mm}$; $L_{CD} = 500\ \text{mm}$; $L_{EM} = 350\ \text{mm}$; $L_{DF} = 685\ \text{mm}$ 。其余尺寸见图。

1.2 破碎力的计算

按实验法确定在动颚板上作用的最大破碎力 F_{\max} 为^[2]:

* 收稿日期: 2009-02-13

$$F_{max} = qLH$$

式中 q ——动颚衬板上单位面积的平均压力 (Mpa), 取 $q=2.8$ Mpa;

L ——破碎腔的长度(mm), 取 $L=1\ 510$ mm;

H ——破碎腔的高度(mm), 取 $H=2\ 580$ mm。

则有: $F_{max} = 2.8 \times 1\ 510 \times 2\ 580 = 10\ 908$ (kN)

这样, 设计计算载荷 F_j 为:

$$F_j = 1.5F_{max} = 1.5 \times 10\ 908 = 16\ 362$$
 (kN)

对于筒摆颚式破碎机最大破碎力 F_j 的作用点是在离排料口高度 h 为 $1/3$ 破碎腔高度 H 处, 则有: $h = 1/3 \times 2\ 580 = 860$ mm

F_j 力的作用方向为在作用点垂直于动颚衬板表面。

1.3 后肘板的作用力

后肘板的作用力由作图法求得。动颚板为三力汇交力系, 由 F_j 、 F_{BC} 和 F_A 三力的力三角形图解求得前肘板作用力 $F_{BC} = 1.39 \times 10^4$ (kN); 再由连杆结构件分析, 其他为三力汇交力系, 由 F_{BC} 、 F_{DF} 、 F_E 三力的力三角形, 求得后肘板作用力 $F_{DF} = 1.44 \times 10^4$ (kN)。

2 后肘板的静强度计算

2.1 后肘板材料的力学性能

后肘板的材料为 HT200。根据参考资料^[3], 有

厚度 $\delta = 40 \sim 80$ mm 的铸件(后肘板的设计厚度 $\delta = 65$ mm), 抗拉强度 $\sigma_b = 145$ MPa。由受力分析可知后肘板在工作中承受压缩载荷, 根据参考资料灰铸铁的抗压强度 σ_{yb} 约为抗拉强度 σ_b 的 $3 \sim 5$ 倍, 因此计算中取:

$$\sigma_{yb} = 4\sigma_b = 4 \times 145 = 580$$
 MPa (1)

2.2 后肘板的应力计算

后肘板所受的应力 σ 可按下式计算:

$$\sigma = \frac{F_{DF}}{A} = \frac{F_{DF}}{(B - n_1 D)\delta - 2A_c}$$
 (2)

式中 F_{DF} ——后肘板的工作载荷 N, 取 $F_{DF} = 1.44 \times 10^4$ (N);

A ——后肘板的承载面积(mm²);

B ——后肘板的宽度(mm), 取 $B = 1\ 320$ mm;

n_1 ——后肘板的承载面上的开孔数目;

D ——后肘板的承载面上开孔的直径(mm);

δ ——后肘板的厚度(mm);

A_c ——后肘板在承载面上每一个起吊螺空的面积(mm²);

$$\begin{aligned} \text{取 } A_c &= 85 \times 2 \times 2 + 45 \times 14 \times 23 + 3 \times 36 \\ &= 2\ 788 \text{ mm}^2. \end{aligned}$$

后肘板在不同厚度 δ , 开孔直径 D 和开孔数目 n 下的应力计算值分别见表 1、表 2 和表 3。

表 1 板厚 $\delta = 65$ mm, 孔径 $D = 190$ mm, 后肘板的强度计算

| 参数 | 最大计算破碎力 F_j (kN) | 后肘板厚度 δ (mm) | 承载面积 A (mm ²) | 工作应力 σ (MPa) | 静强度计算 | | | 疲劳强度计算 | | | | |
|-----------------|--------------------|---------------------|-----------------------------|---------------------|--------------------------|------------|--------------|--------------------------|--------------|----------------|------|------|
| | | | | | 抗压强度 σ_{yb} (MPa) | 计算安全系数 n | 许用安全系数 $[n]$ | 疲劳极限 σ_{01} (MPa) | 计算安全系数 n_f | 许用安全系数 $[n_f]$ | | |
| | | | | | 3个孔 ($n_1=3$) | | 43 174 | 333.5 | | 1.74 | | |
| 2个孔 ($n_1=2$) | 1.44×10^4 | 65 | 55 524 | 259.3 | 580 | 2.24 | 3.0 | 329 | 1.27 | 1.5~1.8 | | |
| 1个孔 ($n_1=1$) | | | 67 874 | 212.2 | | | | | | | 2.73 | 1.55 |
| 无孔 ($n_1=0$) | | | 80 224 | 179.5 | | | | | | | 3.23 | 1.83 |

表 2 板厚 $\delta = 65$ mm, 孔径 $D = 150$ mm, 后肘板的强度计算

| 参数 | 最大计算破碎力 F_j (kN) | 后肘板厚度 δ (mm) | 承载面积 A (mm ²) | 工作应力 σ (MPa) | 静强度计算 | | | 疲劳强度计算 | | | | |
|-----------------|--------------------|---------------------|-----------------------------|---------------------|--------------------------|------------|--------------|--------------------------|--------------|----------------|------|------|
| | | | | | 抗压强度 σ_{yb} (MPa) | 计算安全系数 n | 许用安全系数 $[n]$ | 疲劳极限 σ_{01} (MPa) | 计算安全系数 n_f | 许用安全系数 $[n_f]$ | | |
| | | | | | 3个孔 ($n_1=3$) | | 50 974 | 282.5 | | 2.05 | | |
| 2个孔 ($n_1=2$) | 1.44×10^4 | 65 | 60 724 | 237.1 | 580 | 2.45 | 3.0 | 329 | 1.39 | 1.5~1.8 | | |
| 1个孔 ($n_1=1$) | | | 70 474 | 204.3 | | | | | | | 2.83 | 1.61 |
| 无孔 ($n_1=0$) | | | 80 224 | 179.5 | | | | | | | 3.23 | 1.83 |

表 3 板厚 $\delta = 70$ mm, 孔径 $D = 190$ mm, 后肘板的强度计算

| 参数 | 最大计算破碎力 F_j (kN) | 后肘板厚度 δ (mm) | 承载面积 A (mm ²) | 工作应力 σ (MPa) | 静强度计算 | | | 疲劳强度计算 | | | | |
|-----------------|--------------------|---------------------|-----------------------------|---------------------|--------------------------|------------|--------------|--------------------------|--------------|----------------|------|------|
| | | | | | 抗压强度 σ_{yb} (MPa) | 计算安全系数 n | 许用安全系数 $[n]$ | 疲劳极限 σ_{01} (MPa) | 计算安全系数 n_f | 许用安全系数 $[n_f]$ | | |
| | | | | | 3个孔 ($n_1=3$) | | 46 924 | 306.9 | | 1.89 | | |
| 2个孔 ($n_1=2$) | 1.44×10^4 | 70 | 60 224 | 239.1 | 580 | 2.42 | 3.0 | 329 | 1.37 | 1.5~1.8 | | |
| 1个孔 ($n_1=1$) | | | 73 524 | 195.9 | | | | | | | 2.96 | 1.68 |
| 无孔 ($n_1=0$) | | | 86 824 | 165.9 | | | | | | | 3.49 | 1.98 |

2.3 静强度安全系数

后肘板静强度安全准则如下:

$$n = \frac{\delta_{yb}}{\delta} \leq [n] \quad (3)$$

式中 n ——后肘板计算安全系数,各种情况下的 n 值,见表1、表2、表3;

$[n]$ ——许用静强度安全系数,根据参考资料[4]取 $[n]=3$ 。

3 后肘板的疲劳强度

3.1 后肘板材料的疲劳性能

根据参考资料[4],铸铁材料拉压脉动循环交变应力的疲劳极限 σ_{ol} 为:

$$\sigma_{ol} = 1.42\sigma_{-11}, \sigma_{-11} = 0.4\sigma_b \quad (4)$$

式中 σ_{-11} ——材料的拉压对称循环交变应力疲劳极限,MPa;

σ_b ——材料的抗拉强度极限,MPa。因后肘板主要是承压,因此取 σ_b 为 $\sigma_{yb} = 580$ MPa。

σ_{ol} ——材料的拉压脉动循环交变应力疲劳极限,MPa 则有 $\sigma_{ol} = 1.42 \times 0.4 \times \sigma_{yb} = 1.42 \times 0.4 \times 580 = 329$ MPa

3.2 安全系数

疲劳强度设计安全准则如下:

$$n_f = \frac{\sigma_{ol}}{\sigma} \geq [n_f]$$

Strength Analyzing Calculation on Back Toggle Plate of PEJ1215 Jaw Crusher

ZHANG Shi-jun

[NFC (Shenyang) Metallurgy Machinery Co., Ltd, Shenyang 110141, China]

Abstract: The broken problem of back toggle plate often happens when PEJ1215 simple pendulum jaw crusher is operated on site. This article has given more reasonable improving program after analyzing the static strength and fatigue strength thus preventing the broken problem of back toggle plate.

Key words: jaw crusher; toggle plate; fatigue strength; safety factor; static strength

(上接第55页)

[3] 北京矿冶研究总院分析室. 矿石及有色金属分析手册[M]. 北京:冶金工业出版社,2007:189-191.

[4] 罗扶中. 国内金分析方法的现状和发展趋势[J]. 桂林冶金地质

学院学报,1991,11(8):325-330.

[5] 张爱黎 邢志强. 电渗析法分离金银的研究[J]. 有色矿冶, 2000,(01):31-35.

Study on Solid Phase Extraction and Spectrophotometric Determination of Gold with Thio-Michler's Ketone

WANG Shi-he, BAI Ru

(Department of Chemical Engineering, Liaoning institute of geology project professional, Dandong 118008, China)

Abstract: The porous graphitization carbon black loaded with 5-(2-hydroxy-5-nitrophenylazo)-thio-rho-danine (HNATR) was prepared, and used as a filler of solid phase extraction cartridge for separation of Au. Gold could be adsorbed quantitatively when gold-bearing samples flowed through the cartridge in 1.0 mol/L of phosphoric acid medium. The enriched gold in cartridge was eluted with 0.1 mol/L of sodium thiosulfate, realizing the high multiples enrichment of low concentration gold and the separation from most interfering ions.

Key words: spectrophotometric method; gold; solid phase extraction; enrichment

全套选矿设备、砂石设备、窑炉设备

老牌厂商 直接销售 产品现货可考察、直接服务更迅捷

式中 n_f ——疲劳强度安全系数;

$[n_f]$ ——疲劳强度许用安全系数,根据参考资料[4]。

4 结论

(1) 原设计的后肘板板厚 $\delta=65$ mm,开设3个孔径 $D=190$ mm 的孔,无论是静强度安全系数或是疲劳强度安全系数都与许用值差得比较多,比较容易断裂;

(2) 由计算结果看出,当采用 $\delta=65$ mm,2个孔 $D=190$ mm 或 $\delta=65$ mm,2个孔 $D=150$ mm 及 $\delta=70$ mm 2个 $D=190$ mm 的结构方案,无论静强度还是疲劳强度比较近许用值。另外,板厚 $\delta=65$ mm,中间开1个孔 $D=190$ mm 也是一个可行的方案;

(3) 因后肘板材料为 HT200 是属于脆性材料,比较容易发生脆断,因此在孔 D 的中心连线,周围应作铸件的缺陷检查。

参考文献:

- [1] 周恩浦. 矿山机械(选矿机械部分)[M]. 冶金工业出版社, 1979.
- [2] 刘树英. 破碎粉磨机械设计[M]. 东北大学出版社,2001.
- [3] 曾正明. 机械工程材料手册[M]. 机械工业出版社,2003.
- [4] 机械设计手册编委会. 机械设计手册新编(第5卷)[M]. 机械工业出版社,2004.