

颚式破碎机优化设计与实践

任红英¹ 张岐生²

TD45 A

(1.湖南工业学校 湖南湘潭 411100 2.萍乡高专 江西萍乡 337000)

摘要:在分析颚式破碎机主要结构参数的基础上建立了优化设计数学模型,提出了优化解法,试制了样机并进行工业生产实践,在实际生产中明显提高了经济效益。

关键词:颚式破碎机 优化设计 生产实践

一、问题的提出:

复摆颚式破碎机是一种应用很广泛的机械设备,随着科学技术的发展,人们对颚式破碎机的结构参数进行了大量的研究工作,提出了许多如何合理确定破碎机结构参数应注意的问题及设计方法。但是,尚未对所有影响动颚运动特性的主要因素,进行综合考虑。因此,在某种程度上,所得到的结论仅是局限在某一范围内的可行方案,而不是最佳方案。

为了综合研究参数对动颚运动特性的影响,选择最优设计方案,笔者把主要结构参数综合起来,利用优化设计方法,建立以提高颚式破碎机生产率,改善它的运动特性为目标的五维、2L+N个不等约束、二个等约束的优化数学模型进行优化设计,并通过样机工业试验,取得了较好的效果。

二、影响动颚运动特性和破碎特性的主要参数分析

1. 破碎机排料口动颚水平行程 S_{x1} 及进料口动颚水平行程 S_{x2} , 我们简称为下部行程和上部行程, 对于下部行程 S_{x1} , 如果过小, 物料所受挤压力小, 会大大降低生产率。但如果过大, 则有可能在排料口处由于物料的过挤压而使破碎力剧烈增大, 致使机件过载而损坏。因此, 对破碎机下部行程作以下限制:

$$S_{x1} \leq (0.70 \sim 0.75) d_{\min} \quad (\text{式中 } d_{\min} \text{——最小排料口尺寸})$$

对于上部行程, 也存在类似问题, 故也作以下限制:

$$S_{x2} \leq (2 \sim 2.2)e \quad (\text{式中: } e \text{——主轴偏心距。})$$

2. 动颚特性 n : 在啮角 α 一定的情况下, 破碎效果的好坏, 还与动颚特性值 n 有关。动颚特性值 n 为

$$n_1 = \frac{S_{y1}}{S_{x1}} \quad n_2 = \frac{S_{y2}}{S_{x2}} \quad (\text{式中: } S_{y1}, S_{y2} \text{为上下部垂直行程})$$

垂直行程有促使排料作用, 但会加剧齿板相对搓动磨擦磨损, 影响齿板寿命, 在确定了水平行程的条件下, 一般要求 n 值越小越好。

3. 啮角 α : α 过大, 物料在破碎腔内滑动而无法破碎, 一般它应满足:

$$\alpha \leq 21g^{-1}f \quad \text{式中 } f \text{——齿板与物料间的摩擦系数。多取 } 18^\circ \leq \alpha \leq 22^\circ$$

4. 偏心距 e : 偏心距 e 是影响动颚运动特性的一个主要参数, 增大 e , 可以相应增大整个动颚的行程, 但随着 e 的增大, 势必增加所需电机功率。实际生产中, e 往往成系列, 选择范围较窄, 故把 e

① 收稿日期: 2001-05-06

作为一个已知参数来考虑。

5. 动颚悬挂高度 h : 动颚悬挂高度是指动颚悬挂中心到固定颚上部给矿口平面的垂直距离, 减少 h , 可以加大动颚的平均行程, 以取得较佳的破碎效果, 但其下降过大, 会导致动颚轴承载荷加大, 还可能由于大块物料撞击动颚头部形成的反力矩大于拉紧弹簧的预压力产生的阻力矩使肘板脱落, 故一般取: $h \leq 0.1L'$, L' ——动颚悬挂点至排料口处间距在活动齿板面 x 的投影值。

6. 摆动角 φ : 摆动角的大小, 对动颚行程有一定影响, 为了确保肘板与肘板垫之间呈滚动摩擦, 以延长肘板与肘板垫的使用寿命, 肘板摆动角不应超过肘板与肘板垫接触处 2 倍摩擦角。

7. 肘板角 β : 由分析得知, 增加肘板角动颚下部水平行程将随之增大, 但在下部行程有限制时, 增加肘板角只能缩小偏心距 e , 导致上部行程减小, 因此, 对于 β 应限制为:

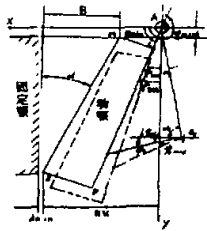
$$\beta < \sin^{-1} \frac{S_{x1} \cos(90^\circ - r)}{2e} - \frac{\varphi}{2} \quad \text{式中: } r \text{——最大传动角}$$

8. 肘板长度 l_2 : 因肘板长度与下部行程成正比, 与摆动角和肘板角的大小成反比, 故它的变化对动颚运动特性有较大影响。本文把它作为一个设计变量。

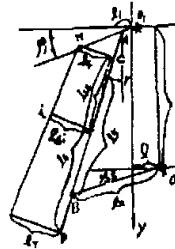
9. 传动角 r : 传动角增加能增大有效力矩的传递, 减少机械承载处的摩擦阻力, 提高机构的传动效率。可是随着它的增加, 实质上减小了肘板角和摆动角。本文在考虑降低动颚运动特性为主的正支撑情况下, 取 $42^\circ \leq r \leq 55^\circ$

三、数学模型的建立

1. 机构运动分析: 由机构简图一、二得: (此处推导从略)。



图一



图二

$$X_i = l_1 \cos \varphi_1 + (l_3 + l_{6i}) \sin \varphi + (l_4 + l_{4i}) \cos \varphi$$

$$Y_i = l_1 \sin \varphi_1 + (l_3 + l_{6i}) \cos \varphi - (l_4 + l_{4i}) \sin \varphi$$

式中 X_i, Y_i ——为 ME 上任一点的坐标(不含 M, E 点)

l_{6i}, l_{4i} ——为相应点在 l_6 上和 l_4 上的垂直长度(与 l_4 平行)。

上式中, 只须代入相应点运动至极限位置相应值, 可求出各点坐标值 $X_{E_{max}}, Y_{E_{max}}, X_{E_{min}}, Y_{E_{min}}, X_{M_{max}}, Y_{M_{max}}, X_{M_{min}}, Y_{M_{min}}, BM$ 中间任意点: $X_{imin}, Y_{imin}, X_{imax}, Y_{imax}$

2. 建立数学模型:

由上述运动分析知, 动颚的运动特性主要与 $l_1 \dots l_9$ 这些几何参数有关。其中 l_1 一般是成系列的, l_4, l_7 一般与动颚的结构强度有关, 因此, 在未考虑强度因素之前, 把 l_1, l_4, l_6, l_7 作为已知参数, 而把 l_2, l_3, l_5, l_8, l_9 作为设计变量, 所以有:

$$X = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5]^T = [l_2, l_3, l_5, l_8, l_9]^T$$

以上述分析来看, 破碎机的破碎效果, 在啮角已定的情况下, 主要由动颚行程及其特性值 (S_T/S_R) 来确定, 由此建立的数学模型有:

目标函数:

$$F(X) = F(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5)$$

$$= \left| \frac{Y_{i\max} - Y_{i\min}}{X_{i\max} - X_{i\min}} \right| W_1 + \left| \frac{Y_{j\max} - Y_{j\min}}{X_{j\max} - X_{j\min}} \right| W_2 + \left| \frac{Y_{k\max} - Y_{k\min}}{X_{k\max} - X_{k\min}} \right| W_3$$

式中: W_i ——加权因子, $\sum_{i=1}^3 W_i = 1$

据前述参数分析, 确定约束条件为:

曲柄存在条件约束:

$$g_1(X) = x_1 - l_1 \geq 0 \quad g_2(X) = x_3 - x_1 \geq 0 \quad g_3(X) = \sqrt{x_4^2 + x_5^2} - l_1 \geq 0$$

$$g_4(X) = x_1 + x_3 - l_1 - \sqrt{x_4^2 + x_5^2} \geq 0 \quad g_5(X) = x_1 + x_3 - l_1 + \sqrt{x_4^2 + x_5^2} \geq 0$$

$$g_6(X) = x_3 + \sqrt{x_4^2 + x_5^2} - l_1 - x_1 \geq 0$$

$$\text{悬挂高度限制: } g_7(X) = x_1/2 - |x_2| \geq 0$$

$$\text{行程限制: } g_8(X) = S_{\uparrow\max} - X_{M\max} + X_{M\min} \geq 0$$

$$g_9(X) = S_{\downarrow\max} - X_{E\max} + X_{E\min} \geq 0$$

$$g_{10}(X) = S_{M\max} - X_{M\min} - S_{\downarrow\min} \geq 0$$

$$\text{传动角限制: } g_{11}(X) = \cos(r_{\min}) - \cos(r_{\pm\min}) \geq 0$$

$$g_{12}(X) = \text{tg}^{-1}\left(\frac{l_7}{l_6 + l_3 - l_5}\right) - r_{\max} \geq 0$$

$$\text{摆动角限制: } g_{13}(X) = \varphi_{\max} - \varphi_{2\max} + \varphi_{2\min} \geq 0$$

$$g_{14}(X) = \varphi_{2\max} - \varphi_{2\min} - \varphi_{\min} \geq 0$$

$$\text{肘板角限制: } g_{15}(X) = \beta_{\max} - \varphi_{2\min} \geq 0$$

$$g_{16}(X) = \varphi_2 - \varphi_{\min} \geq 0$$

$$\text{啮角限制: } g_{17}(X) = \alpha_{\max} - \psi_{\min} - \text{tg}^{-1}\left(\frac{l_7 - l_4}{l_6}\right) \geq 0$$

$$g_{18}(X) = \psi_{\min} + \text{tg}^{-1}\left(\frac{l_7 - l_4}{l_6}\right) - \alpha_{\min} \geq 0$$

$$\text{机构尺寸限制: } g_{19}(X) = BM - X_{E\max} \geq 0$$

$$g_{20}(X) = x_5 - x_4 \geq 0$$

$$g_{21}(X) = l_6 - x_3 \geq 0$$

$$g_{22}(X) = \alpha_{1\max} - |\text{tg}^{-1}(x_4/x_5)| \geq 0$$

保证 ABO_1O_2 为四杆机构的约束: $h_1(X) = l_1 \cos\varphi_1 + x_4 - x_1 \cos\varphi_2 + x_3 \sin\psi = 0$

$$h_2(X) = l_1 \sin\varphi_1 - x_5 - x_1 \sin\varphi_2 + x_3 \cos\psi = 0$$

因此上述数学模型可以简述为:

$$F(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) \rightarrow \min$$

不等约束: $g_u(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) \geq 0 \quad u = 1, 2, \dots, 22$

等约束: $h_v(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) = 0 \quad v = 1, 2$

四、数学模型的优化解法与设计方

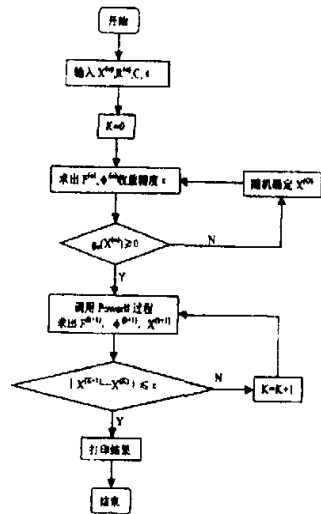
利用内点法, 合惩罚函数法, 将上述数学模型变为:

$$\varnothing(x) = F(x) + R^{(k)} \sum_{u=1}^{22} \frac{1}{g_u(x)} + \frac{1}{\sqrt{R^{(k)}}} \sum_{v=1}^2 h_v(x)$$

即将原来的 22 个不等约束, 2 个等约束的优化问题转化为一个无约束的优化问题。

在整个计算程序中, 我们运用了 Powell 法作为无约束优化的子程序, 选用二次插值法作为一维搜索子程序。其程序框图如右:

利用上述程序和数学模型, 我们对 PEG250×400 破碎机进行计算; 选择两组不同的惩罚因子 R、递减系数 C 和上、下部最大水平行程 $X_{\uparrow\max}$ 、 $X_{\downarrow\max}$



$$\text{取初始数据为: } W = \begin{bmatrix} 1/2 \\ 1/8 \\ 3/8 \end{bmatrix} \quad X^{(0)} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_1 \\ I_2 \\ I_3 \\ I_4 \\ I_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 250 \\ 90 \\ 600 \\ 75 \\ 480 \end{bmatrix}$$

得到如下结果: 方案一: 取 $R=3, C=0.1, X_{上max}=18.6, X_{下max}=4$, 经四轮循环得:

$$F=1.97795 \quad n_M=1.36 \quad S_{MX}=18.363 \quad S_{EY}=31.323$$

$$\bar{n}_i = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 n_i = 2.79 \quad n_E=2.24 \quad S_{MY}=24.993 \quad S_{EX}=13.999$$

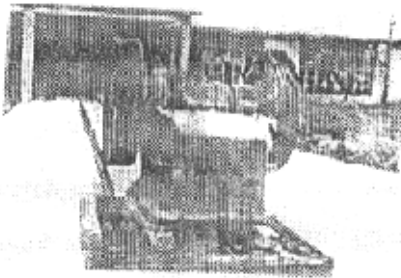
方案二: 取 $R=10, C=0.3, X_{上max}=19.8, X_{下max}=15$, 经 15 轮循环得:

$$F=1.92712 \quad \bar{n}_i=2.80 \quad n_M=1.31 \quad n_E=2.17$$

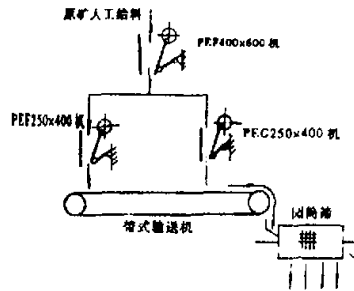
五、工业生产实践

我们取优化设计方案一, 对 PEG250×400 破碎机进行了产品设计、试制, 并在江西某钨矿进行了工业试验, 实践证明, 优化设计的破碎机具有生产率高、节能、齿板寿命长、产品粒度均匀等优点。

1. 样机外观结构, 见图三所示:



图三



图四

2. 生产流程图(见图四), 图四所示 PEF 为上海建设四厂供图机, PEG250×400 为试制样机。

3. 我们对试制样机性能参数进行了测试, 实践证明了样机有如下特点:

A. 生产率高:(原矿硬度 $f=10\sim 20$ 石英岩)

排矿口宽度(毫米)	20	30	40
生产率(吨/时)	11.78	14.71	20.9

据 JB1388-83 标准, PE250×400 破碎机当排矿口为 20-80 毫米时, 生产率为 5-20 吨/时, 测试结果表明样机生产率比标准提高约一倍。

B. 产品粒度均匀:

破碎产品粒度均匀, 细粒级较多。样机排矿口调至 30 毫米时, 产品筛分结果如下:

粒度大小(毫米)	0-18	18-28	28-37	37-45	>45
粒度组成(%)	31.32	29.42	22.66	10.47	3.13

结果表明, 排矿口为 30 毫米(闭边)时, 小于 37 毫米产品占给矿总量的 86.4%。用户反映, 原 PEF250×400 排砂口调至 25 毫米时还不如样机排矿口调至 40 毫米时的粒度组成好。

C. 节能:

试验中,利用 0.5 级功率表对电机功耗进行了测试,证明使用 13 瓦电机出力足够。

空载功率 (kw)	平均负载功率 (kw)	瞬时峰值功率 (kw)	理论设计电机功率 (kw)	原 PEF250×400 电机 功率(kw)
1.71	5.12		13	22

D. 齿板寿命长

江西某钨矿半边山选矿原使用的 PEF250×400 破碎机固定齿板,使用 12 天更换一块,而样机固定齿板可使用 22 天才更换,寿命提高 75% 以上。

4. 技术经济效益:(与上海定型机对比)

项 目	PEG250×400 优化设计样机	PEF250×400 (上海供图)
给砂口尺寸(毫米)	250×400	250×400
排砂口尺寸周整范围(毫米)	20—80	20—80
生产率(吨/小时)	11.7—30.64	6.4—22
主轴转速(转/分)	300	300
电机功率(千瓦)	13	22
外形尺寸(毫米)(长×宽×高)	1140×1180×1145	1450×1315×1296
机重(吨)	2.4	3
密封形式	迷宫密封	毡圈密封
调整装置	垫片	楔 块
年更换齿板费(元)	3284	5760
年耗电量(万度)(二班作业)	≈2.8	≈8.15
主轴偏心距(毫米)	9	10
单位功耗生产率(t/kw·h)	0.57—1.95	0.43—1.47
齿板寿命(小时)	固定齿板 250	177
	活动齿板 400	350

六、结语:

1. 用优化数学模型来设计颚式破碎机的主要结构参数是可行的,可取得较好的效果。
2. 由计算结果表明,最佳方案的破碎机动颚悬挂点是处于负悬挂范围,证明了[2]的论点是可行的。
3. 本文在某种程度上促进了对复摆颚式破碎机的综合研究,但是由于忽略了个别因素的影响,所得方案与整机综合参数的最佳方案相比,存在一定的差距,还有待于对数学模型的进一步完善。

参考文献:

- [1] 戎吉华,“复摆颚式破碎结构参数的确定”,《矿山机械》,1982 年第 4 期
- [2] 张岐生,“论复摆颚式破碎机主轴低悬挂”,全国第二届破磨学术报告会《论文集》
- [3] 何正惠、郭平琴、张岐生,“颚式细碎机械优化设计”,《南方冶金学院报》,1989 年第 4 期
- [4] 张岐生,“低悬挂破碎机工业试验报告”
- [5] 王永乐,“机械优化设计基础”,《黑龙江科技出版社》

责任编辑:何 萍