

武汉钢铁学院第二届学术年会

机械系论文选编

武汉钢铁学院机械系编

一九八一年

说 明

本集所选系1980年10月我系参加湖北省金属学会冶金设备第一届学术年会获得大会及小组宣读的各篇论文。我系与外单位合作的此类论文亦皆入选。

按采选设备、冶炼设备、轧钢设备、安装修理、液压传动、机械制造的顺序编排。

编 者

一九八一年元月

目 录

水轮钻机回转力矩的探讨.....	武汉钢铁学院	许铁林 (1)
液压挖掘机铲斗机构的优化设计.....	武汉钢铁学院	田家熙 (5)
振动筛工作弹簧的横向刚度与不稳定工作区.....	武汉钢铁学院	陈敬常 (14)
杠杆式双缸液压泥炮评荐.....	武汉钢铁学院	欧阳克诚 (24)
降低15吨转炉倾动机构动载荷的试验		
——涟钢15吨转炉第二次测试分析		
.....	武汉钢铁学院、上海机电设计院、连源钢厂	(33)
	武汉钢铁学院	胡传安执笔
施罗曼飞剪上刀架动荷应力及事故分析		
.....	武汉钢铁学院	何光远 尤其佳 吕华雄 (51)
	武钢冷轧厂	王作凯 王守则 李孟欣
单偏心浮动轴式剪切机运动学及液压平衡系统的设计.....	武汉钢铁学院	黄培文 (80)
从武钢〇七工程实践看机械设备安装技术的发展		
.....	武汉钢铁公司	李树强 (94)
	武汉钢铁学院	谷士强
由结构的虚位移控制桁架装配起拱.....	武汉钢铁学院	王光启 (101)
矿山及工程机械用先导溢流阀的动态分析.....	武汉钢铁学院	杨文华 (106)
电气、液压控制圆弧砂轮修磨器的研制.....	武汉钢铁学院	陈顽石 (116)
起重机用减速器齿轮“低速磨损”现象的分析研究.....	武汉钢铁学院	吴世辉 (120)
锥形同模数渐开线花键齿侧过盈联接的原理及其设计计算		
.....	武汉钢铁学院	王少恒 周肇成 (124)
	上海彭浦机器厂	王 瑞 岩

牙轮钻机回转力矩的探讨

武汉钢铁学院 许 铁 林

提 要

鉴于在确定牙轮钻机的回转力矩时,国内外现在还主要地是类比或者凭借经验的情况,本文从岩石破碎过程出发,用弹性力学系统,提出了计算回转力矩的数学公式。文末,利用此公式对国产的及引进的钻机作了对比计算。

一、公式的导出

设岩石是一连续的均质弹性体。牙轮钻机在工作时,在强大轴压及冲击作用下,借回转的作用,产生孔底的完全破碎。这种加压和回转的联合工况示于图1。

图1的这种情况相当于集中力作用于半无限大物体和回转力矩作用下的扭转二种情况的组合。于是:

(1)在集中力P的作用下(2),如图2。

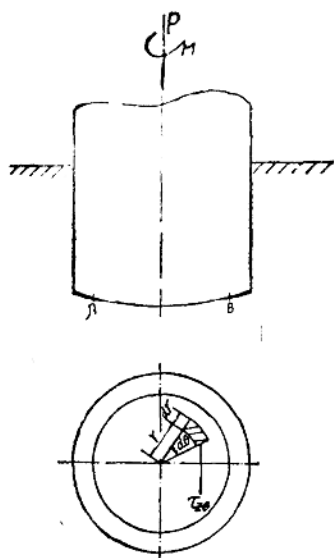


图 1

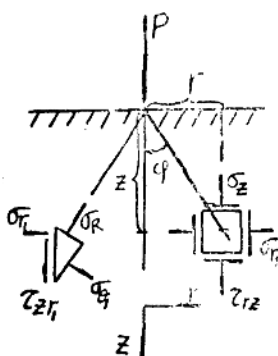


图 2

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{P}{2\pi} \left\{ (1-2\mu) \left[\frac{1}{r^2} - \frac{Z}{r^2} (r^2 + Z^2)^{-\frac{1}{2}} \right] - 3r^2 Z (r^2 + Z^2)^{-\frac{5}{2}} \right\} \\ \sigma_\theta = \frac{P}{2\pi} (1-2\mu) \left[-\frac{1}{r^2} + \frac{Z}{r^2} (r^2 + Z^2)^{-\frac{1}{2}} + Z (r^2 + Z^2)^{-\frac{5}{2}} \right] \\ \sigma_z = -\frac{3P}{2\pi} \cdot Z^3 \cdot (r^2 + Z^2)^{-\frac{5}{2}} \\ \tau_{zr} = -\frac{3P}{2\pi} \cdot r \cdot Z^2 \cdot (r^2 + Z^2)^{-\frac{5}{2}} \end{cases}$$

式中: P : 作用于半无限体的边界平面上的集中力;

Z : 纵坐标——旋转轴;

r : 横坐标——垂直于旋转轴;

σ_R : 径向应力;

μ : 波桑比;

σ_θ : 在 $Z-r$ 对称平面内的主应力;

σ_z : 在垂直于 E 轴平面内的主应力;

σ_r : 在垂直于 E 轴平面内的主应力;

τ_{rz} 、 τ_{zr} : 在垂直于 Z 轴平面内的剪应力

(II) 在迴转力矩 M 的作用下:

$$\begin{cases} \sigma_{rz} = \sigma_{zr} = \sigma_{rz} = \tau_{zr} = 0 \\ \tau_{ze} = W(v) \cdot \sigma_z \end{cases}$$

式中: $W(v)$ 为速度的函数

应力叠加

$$\begin{cases} \sigma_z = \sigma_{z1} + \sigma_{z2} \\ \tau_{ze} = f \{ \tau_{ze1} + \tau_{ze2} \} \end{cases}$$

便为该联合工况下的应力分布。

现在, 我们来计算迴转力矩 M 的大小。

当在半无限大物体上作用着方向沿着对称轴的力 P 以及迴转力矩 M 时:

$$P = (6 \sim 7) \cdot D$$

在迴转力矩 M 的作用下, 使得钻头和岩石间存在着磨擦力, 磨擦力的方向和旋转的方向一致, 也就是在与平面图形为圆的接触面的半径相垂直的方向。磨擦力的大小等于法向压力与磨擦系数的乘积: (1)

$$\text{即 } \tau_{ze} = f \{ \tau_{ze1} + \tau_{ze2} \} = F(v) \sigma_z = \mu \sigma$$

$F(v)$ 是磨擦系数, 取为常数 μ 。

在图(1)中:

$$\text{我们考查接触为圆的边界面上 } \begin{cases} \sigma_z = \sigma_{z1} + \sigma_{z2} = \sigma_{z1} \\ \tau_{ze} = F(v) \sigma_z = \mu \sigma_{z1} \end{cases}$$

在圆的接触面积中取面积元 $S_i = r d\theta dr$

则该面的力矩为: $M_i = S_i \tau_{ze} r = r^2 \mu \sigma_{z1} d\theta dr$

于是欲刻取下整个炮孔岩石所需的迴转力矩则为

$$M = \int \int M_i = \int \int r^2 \mu \sigma_{z1} d\theta dr$$

当 θ 由 $0 \rightarrow 2\pi$, r 由 $0 \rightarrow \frac{D}{2}$ 时, 并且注意到 $\mu = \frac{r}{Z} = \tan \Psi$, 代入上式积分

$$M = \int \int r^2 \mu \sigma_{z1} d\theta dr = \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{D}{2}} r^2 \mu \left[-\frac{3P}{2\pi} Z^3 (r^2 + Z^2)^{-\frac{5}{2}} \right] dr d\theta$$

$$= \frac{3}{2} \frac{\mu^3}{(1 + \mu^2)^{\frac{5}{2}}} PD$$

取 $\mu = 0.38 \sim 0.4$ 代入上式, 便得到回转力矩的计算公式

$$M = 0.063 PD \quad (1)$$

取 $\mu = 0.38 \sim 0.4$, $P = (6 \sim 7) fD$, 代入上式化简, 我们得到计算回转力矩公式的另一形式

$$M = 5 \times 10^{-4} fD^2 \quad (2)$$

式(1)中, P 的单位是公斤, 孔径 D 的单位是米, 回转力矩 M 的单位是公斤·米

式(2)中, f 是普氏硬度, D 是毫米, M 的单位是公斤·米

二、公式的应用

我们用上面得到的回转力矩计算公式, 对国产以及引进美国B—E公司的钻机进行对比计算, 列如下表。

表1 国产牙轮钻机回转力矩对照

机 型	孔 径 (mm)	轴 压 (T)	用 $P = (6 \sim 7) fD$	回 转 力 矩		差 值 $\frac{M_1 - M_2}{M_1} \%$
			求得的岩石 f 值	设备现有值 M_1 : kg-m	用 $M = 0.063 PD$ 计算值 kg-m	
ky-250	250	45	27.69	721	708	1.8%
HyZ-250A	250	32	19.69	500~600	504	0.3%
HyZ-250C	250	47				

表2 美国B—E公司牙轮钻机回转力矩对照

机 型	孔 径		轴 压		用 $P = (6 \sim 7) fD$ 求岩石 f 值	回 转 力 矩		差 值 $\frac{M - M_1}{M_1} \%$
	吋	mm	磅	kg		设备现有值 M_1 : kg-m	用 $M = 0.063 PD$ 计算值 kg-m	
40—R	$6\frac{3}{4}$ ~9	~228.6	5×10^4	22680	15.26	290.325	326.633	11%
45—R	$6\frac{3}{4}$ ~11	~279	7×10^4	31752	17.48	587.563	558.905	5%
60—R	9 ~12 $\frac{1}{4}$	~311.15	11×10^4	49896	24.70	912.45	980.000	6.5%
61—R	$12\frac{1}{4}$ ~17 $\frac{1}{2}$	~444.5	13×10^4	58968	20.00	1838.725	1651.310	11%

三、结 语

由上表可以看到,用本文所提出的公式求得的回转力矩和目前国内的钻机是相符的。对于引进的美国B—E公司的钻机,数值亦比较接近。作为强度计算,在设计估算时可参改应用。

参 考 资 料

- [1]弹性理论的接触问题 A·A 加 林 1958。
- [2]弹性与塑性理论 H·N·别茹霍夫 1963。
- [3]采掘机械第二册 东北工学院 1978。

液压挖掘机铲斗机构的优化设计

武汉钢铁学院 田家熙

近年来随着液压技术的发展和液压元件质量的不断提高, 液压挖掘机的应用也越来越广。一台挖掘机的性能的好坏与其机构尺寸设计是否合理有极大的关系。目前国内对挖掘机的机构设计, 多采用作图和试凑的办法。由于液压挖掘机的机构杆件较多, 尤其是铲斗机构, 它是六杆机构(见图一), 任何一个杆件的尺寸变化以及一些杆件间相互位置的变化, 都会引起机构工作性能的变化, 因此采用上述旧方法是很难设计出符合工作条件要求的, 比较理想的机构尺寸。

随着电子计算机的普遍应用, 优化设计的方法也逐步渗透到各个设计领域中。用优化的方法对复杂的机构进行尺寸设计也是非常有效的, 因此上述用作图法难以解决的液压挖掘机的机构尺寸的设计, 完全可以采用优化的方法。

以下以液压正铲挖掘机的铲斗机构为例, 进行优化设计。

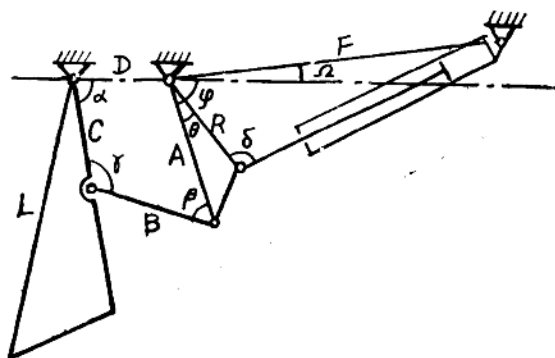


图 一

一、铲斗机构优化设计的步骤

1. 提出设计要求

对于液压正铲挖掘机的铲斗机构, 可提出以下几条基本要求:

- (1) 铲斗的转角应不小于 140° ;
- (2) 机构各杆件的长度要有一定限制, 过大或过小均会给结构设计带来困难;

(3) 为了保证机构的传动效率,在铲斗转动整个过程,机构传动角不应小于 30° ;

(4) 采用铲斗挖掘时,随着铲斗的转动,铲斗油缸作用于斗齿的挖掘力(以下简称挖掘力)的变化规律,要尽可能符合土壤作用于斗齿上的阻力(以下简称挖掘阻力)的变化规律。这样就能最大限度地发挥挖掘机的能力。

2. 确定设计变量

一个设计方案可以用一组独立的设计参数来表示。在这些参数中,有的是预先给定的,有的是可以在设计中进行变化的。在优化设计中,把那些在设计过程允许其变化的设计参数称作设计变量。

正铲挖掘机的铲斗机构的型式已确定,如图一所示。其设计变量共计十个,即七个杆件长度 A 、 B 、 C 、 D 、 L 、 R 、 F 和三个角度值 α_1 、 θ 、 Ω 。 α_1 角是铲斗起始位置角,其他符号代表的意义均已表示于图一中。这十个设计变量无论改变那一个,都会引起挖掘力的变化。

设计变量愈多,要找到一个最佳的设计方案,其工作量也是愈大,因此应当尽可能地减少设计变量的数目,即将那些和设计要求无关的设计变量看成是常量。

在本设计中,我们要求随着铲斗的转动,挖掘力 P 的变化要符合一定的规律。 P 力和液压缸的恒定推力 T 之间的关系可用下式表示:

$$P = \frac{C \cdot R \sin \gamma \cdot \sin \delta}{L \cdot A \cdot \sin \beta} T \quad (1)$$

式中 γ 、 δ 、 β 均为杆件间的夹角,可参看图一。由式(1)可见,铲斗转动时, P 力的变化是由于 γ 、 δ 、 β 三个角度值的变化而引起的,因此凡是和 γ 、 δ 、 β 有关的各设计变量均不可省略,反之与 γ 、 δ 、 β 无关的变量则可作为常量来处理。下面就根据这个原则来对上述十个设计变量进行精简。

设计参数 L 对 γ 、 δ 、 β 无影响,换言之,它只能影响 P 力的绝对值的大小,而不影响 P 力的相对变化值,故可从设计变量中删去。

将机构所有杆件按同一比例放大或缩小时,各杆件间的夹角不变,因此可以将设计变量 A 、 B 、 C 、 D 中的任何一个作为常量看待。在本设计中可将曲柄 C 作为常量,即令 $C=1$,这样处理后计算出的 A 、 B 、 D 值均为相对值,即为 C 杆长度的倍数。

同理,在其他设计变量值一定时, δ 角数值只和 F/R 的数值有关,因此也可将 R 看作常量,即令 $R=1$ 。在求得最佳的设计方案后,如果由于液压缸的尺寸或其他结构上的原因,需要将 F 值(或 R 值)加大或减小时,只要记得将 R 值(或 F 值)按比例增减,则 P 力的变化规律将不会改变。顺便指出, R 值的改变将会使 P 力的绝对值发生变化(可参看公式(1)),因此我们可以在液压缸推力 T 不变的条件下,通过改变 R 值(但保持 F/R 不变)来调整 P 力的大小。正因为如此,在本设计中可不必考虑 P 力的绝对值是否满足挖掘土壤的要求。

由图一可知 δ 角除取决于 F/R 值外,还取决于 F 杆和 R 杆间的夹角 $(\varphi + \Omega - \theta)$ 的大小。 φ 值不是独立变量,当 A 、 B 、 C 、 D 和 α 值确定后, φ 值就确定了,所以 δ 角实际上取决于 $(\Omega - \theta)$ 值。为了简化计算,可令 $\Omega = 0$,即假定液压缸的支点 N 是在 D 杆的延长线上,如图二中实线所示。按此条件求得最佳设计结果后,如果由于某种原因希望将液压缸的支点偏离 D 杆的延长线,则只需将 F 杆和 R 杆同时转过 $\Delta \Omega$ 角,如图二中虚线所示,那么仍

然能保持 δ 角不变。这是因为当 Ω 角和 θ 角同时增加 $\Delta\Omega$ 后，二者的差值 $(\Omega - \theta)$ 不变。

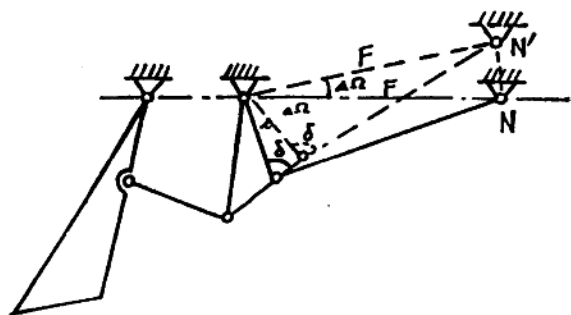


图 二

通过以上分析可知，铲斗机构的设计变量可以由十个精简为六个，即A、B、X、D、F、O和 α_1 。

在优化设计通常都将这些设计中变量表示为一个向量的分量，如公式(2)所示：

$$X = \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \\ X_5 \\ X_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A \\ B \\ D \\ F \\ 0 \\ \alpha_1 \end{pmatrix} \quad (2)$$

因此在以各个设计变量为坐标轴形成的 n 维设计空间内(在本例中 $n = 6$)，一个向量，或一个点就代表了一个设计方案。

3. 建立目标函数

优化设计就是在所有可行的设计方案中寻求一个最符合设计要求的方案，亦即最佳设计方案，因此必须有一个评定设计方案优劣的定量标准。为此可根据设计要求建立一个目标函数(或称评价函数)作为评定标准。一般来说，目标函数是设计变量的函数，即

$$F(X) = F(X_1, X_2, \dots, X_n)$$

通常采用目标函数值愈小，设计方案愈好的评定办法，所以优化设计问题实质上就是求多变量函数的极小值问题。

对铲斗机构的主要设计要求如上所述共计四点，前三点可作为设计的约束条件来处理(见下文)，因此只需根据第四点，即随着铲斗的转动，也就是随着 α 角的增大，挖掘力 P 的变化要尽可能符合挖掘阻力的变化规律，来建立目标函数。 P 力随 α 角的变化规律可用图三 $P = f(\alpha)$ 曲线上间隔均为 30° 的六个点($P_1, P_2, \dots, P_6$)和平均挖掘力 P 值之间的比值 K_1 来表示，

$$K_i = P_i / \bar{P} \quad (i=1, 2, \dots, 6) \quad (3)$$

$$\bar{P} = \frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 P_i \quad (4)$$

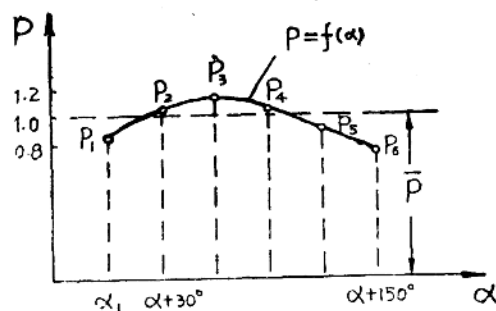


图 三

设计时根据挖掘机的实际工作情况（如挖掘对象、操作方法等等）提出对 $P = f(\alpha)$ 曲线形状的要求，也就是给定 K_i 值。考虑到挖掘阻力的变化规律在多数情况下是开头较大，中间最大，末尾较小，故在本设计中给定的 K_i 值为：

$$\begin{aligned} K_1 &= 0.85 & K_2 &= 1.05 \\ K_3 &= 1.15 & K_4 &= 1.05 \\ K_5 &= 0.90 & K_6 &= 0.70 \end{aligned}$$

（注：这一组 K_i 值是按计算 $\bar{P}$ 时，不包括 P_6 而提出的，理由见下文）

显然，如果希望挖掘力的变化愈小愈好，亦即 $P = f(\alpha)$ 曲线愈平愈好，只需将所有的 K_i 值均取为 1 即可。

上述给定的 K_i 值，反映了我们所期望的 P 力变化规律，因而在优化设计的过程中，我们所追求的目标就是设计出的机构，其实际的 K_i 值应当和上述事先给定的 K_i 值尽可能相近。因此可用下式作为目标函数：

$$F(X) = \sum_{i=1}^6 (P_i / \bar{P} - K_i)^2 \quad (5)$$

由公式(1)可知 P 力正比于 $\frac{\sin \gamma \cdot \sin \delta}{\sin \beta}$ ，如果令

$$y_i = \frac{\sin \gamma \cdot \sin \delta}{\sin \beta} \quad (i=1, 2, \dots, 6) \quad (6)$$

则目标函数可改写为

$$F(X) = \sum_{i=1}^6 (y_i / \bar{y} - K_i)^2 \quad (7)$$

式中 $\bar{y}$ 为各个 y_i 值的算术平均值，即

$$\bar{y} = \frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 y_i \quad (8)$$

如果认为对铲斗转动过程的末阶段的P力大小,不必要求很严,则可在设计中采用权加的办法,来强调 $P = f(\alpha)$ 曲线上前面五个点的重要性,而且在计算 $\bar{y}$ 值时,把 y_5 除外,也就是用下列两式

$$F(X) = W \times \sum_{i=1}^5 (y_i / \bar{y} - K_i)^2 + (y_5 / \bar{y} - K_5)^2 \quad (9)$$

$$\bar{y} = \sum_{i=1}^5 y_i \quad (10)$$

来代替公式(7)和(8),作为目标函数。本设计中即采用(9)和(10)式作为目标函数。公式(9)中的W为加权因子,可取 $W = 5$ 。

为了计算 y_i 值,必须寻求计算 γ 、 δ 和 β 值的公式。铲斗机构的工作情况不外乎图四中的(a)和(b)两种情况。前者是 α 角超过 180° 后的情况。通过简单的数学推导,即可得出以下计算公式,这些公式于图四中的两种情况均适用。

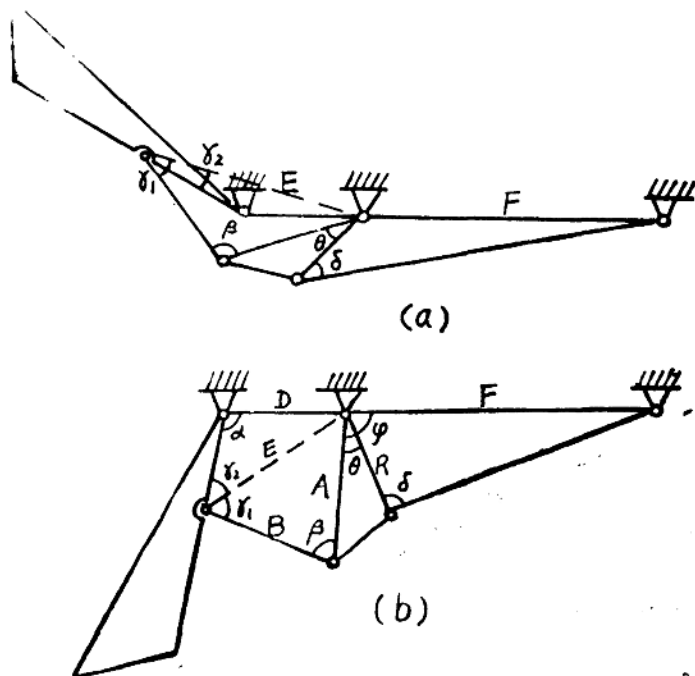


图 四

$$E = (D^2 + 1 - 2 D_0 \cos \alpha)^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

$$\gamma_1 = \arccos \left(\frac{B^2 + E^2 - A^2}{2 B \cdot E} \right) \quad (12)$$

$$\gamma_2 = \arccos\left(\frac{1 + E^2 - D^2}{2 E}\right) \quad (13)$$

$$\gamma = \gamma_2 \pm \gamma_1 \quad (\alpha > 180^\circ \text{时, 用负号}) \quad (14)$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{E}{A} \sin \gamma_1\right) \quad (15)$$

$$\varphi = \alpha + \gamma + \beta - \pi \quad (16)$$

$$\sin \delta = \frac{F \cdot \sin(\varphi - \theta)}{[F^2 + 1 - 2F \cdot \cos(\varphi - \theta)]^{\frac{1}{2}}}$$

为了计算出 $P = f(\alpha)$ 曲线上 6 个点的 y_i 值, 公式(11)中的 α 值应由 $\alpha = \alpha_1$ 开始, 每隔 30° 计算一次, 至 $\alpha = \alpha_1 + 150^\circ$ 为止。

以上列出了建立目标函数所需的全部公式, 根据这些公式就可编写计算机程序了, 但要按公式(2)把 A、B、……等符号换成 X_1 、 X_2 ……等符号。

4. 确定约束条件

为了保证机构能正常工作并满足各种设计要求, 设计变量的变化范围往往要受到许多约束。所以, 所谓最佳设计实际上只是在满足各种约束条件下的最佳设计方案。

对于铲斗机构应提出下列各约束条件:

(1) 四连杆机构的各个杆件长度不能相差过大, 否则会给强度设计和机构设计带来困难, 或者造成机构尺寸过大, 使用不便。本设计中给定的上下极限值为:

$$0.3 < A < 2.5$$

$$0.3 < B < 2.5$$

$$0.3 < C < 2.5$$

(2) 为了使 A、B、C、D 四个杆件能组成四连杆机构, 且铲斗能转动 150° , 四个杆间的长度必须满足下列要求:

$$A + B - D - 1 > 0$$

$$A - B + D + 1 > 0$$

$$B - A + D + 1 > 0$$

(3) 考虑到按装液压缸的可能和液压缸从全缩到全伸之间长度的合理比例, F 杆的长度要有限制, 即

$$2 < F < 3.5$$

(4) 为了保证铲斗能传动 150° , 起始角 α_1 不宜过大, 否则铲斗将会和斗杆相碰。

$$30^\circ < \alpha_1 < 90^\circ$$

(5) 要使机构有良好的转动性能, 传动角 γ 和 δ 不应小于 30° , 或大于 150° 。考虑到 γ 和 δ 的极限值必定出现于 $\alpha = \alpha_1$ 和 $\alpha = \alpha_1 + 150^\circ$ 两个点上, 故有

$$\sin \gamma_1 > 0.5$$

$$\sin \gamma_2 > 0.5$$

$$\sin \gamma_1 > 0.5$$

$$\sin \gamma_2 > 0.5$$

(6) 由于 α_1 角不超过 90° , δ 角不应小于 30° , 故 θ 角的变化范围也受到限制。

$$0^\circ < \theta < 90^\circ$$

在优化设计中，通常将约束条件写成

$$G_j(X) \geq 0 \quad (j = 1, 2, \dots, Z) \quad (18)$$

型式，式中 Z 为约束方程的总数，因此根据公式(2)和(18)可将上述所有约束条件写成下列的标准型式：

$$G_1(X) = x_1 - 0.3 \geq 0$$

$$G_2(X) = 2.5 - X_1 \geq 0$$

$$G_3(X) = X_2 - 0.3 \geq 0$$

$$G_4(X) = 2.5 - X_2 \geq 0$$

$$G_5(X) = X_2 - 0.3 \geq 0$$

$$G_6(X) = 2.5 - X_3 \geq 0$$

$$G_7(X) = X_1 + X_2 - X_3 - 1 \geq 0$$

$$G_8(X) = X_1 - X_2 + X_3 + 1 \geq 0$$

$$G_9(X) = X_2 - X_1 + X_3 + 1 \geq 0$$

$$G_{10}(X) = X_4 - 2 \geq 0$$

$$G_{11}(X) = 3.5 - X_4 \geq 0$$

$$G_{12}(X) = X_5 - \frac{\pi}{6} \geq 0$$

$$G_{13}(X) = \frac{\pi}{2} - X_5 \geq 0$$

$$G_{14}(X) = \sin \gamma_1 - 0.5 \geq 0$$

$$G_{15}(X) = \sin \gamma_2 - 0.5 \geq 0$$

$$G_{16}(X) = \sin \delta_1 - 0.5 \geq 0$$

$$G_{17}(X) = \sin \delta_2 - 0.5 \geq 0$$

$$G_{18}(X) = X_6 \geq 0$$

$$G_{19}(X) = \frac{\pi}{2} - X_6 \geq 0$$

5. 优化方法的选用

本设计属于有约束最优化问题，解这类问题的方法很多，如可行方向法，复形法、罚函数法，随机方法等等。作者解本题时采用了经过作者改进后的复形法——新复形法。新复形法和一般所用复形法的主要区别有两点：其一、不是沿坏点和复形中点的连线，而是沿坏点和好点的连线方向寻求反映点；其二是当反映点超出约束边界时，不是沿原方向退回边界内，而是沿目标函数值增加最少，约束函数值增加最多的方向退回边界内，有关新复形法的计算方法和计算机程序，另有专文介绍，这里不重复了。

二、计 算 实 例

根据上面所提出的目标函数和约束条件，以及给定的具体数据，上机计算后求得的最佳点为：

$$X = \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \\ X_5 \\ X_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A \\ B \\ D \\ F \\ \theta \\ \alpha_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2.46696 \\ 1.77658 \\ 0.488164 \\ 3.50000 \\ 0.633198 \\ 1.57000 \end{pmatrix}$$

其目标函数值为

$$F(X) = 7.2 \times 10^{-3}$$

实际计算出的 $P = f(\alpha)$ 曲线上各点的 K_i 值和给定的 K_i 值之间的差别, 表示于表 1 中。

表 1 K_i 值 对 照 表

	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6
给 定 值	0.85	1.05	1.15	1.05	0.90	0.70
实 际 值	0.8371	1.078	1.129	1.053	0.9035	0.6865
相 对 误 差	1.5%	2.7%	1.8%	0.3%	0.4%	1.9%

以上计算出的杆件长度均为相对值, 使用时可根据机构上和强度上的需要, 先选定 C 值和 R 值 (C 和 R 可以选用不同数值), 然后按上述的相对值求出 A 、 B 、 D 和 F 的绝对值。

优化设计是采用计算机计算, 故计算结果是六位有效数字, 在实际应用时, 取其前三位数字已足够了。

三、讨 论

由表 1 可见优化设计所得出的 $P = f(\alpha)$ 曲线和给定值之间是很相近的, 但是仍然有一定的误差, 误差最大处为 2.7%。为什么不能设计出和给定曲线完全一致的曲线呢? 其原因有二: 第一, 一个实用的设计不可避免地会提出许许多多约束条件, 因此上述的最佳点只是在给定的许多约束条件下的最好的设计方案。如果改变约束条件, 则最佳点也会改变。例如将 α_1 的允许值加大, 最佳点就会改变, 目标函数值也将进一步减小。第二个原因是由于这种机构型式本身的特点所决定的。这就是说采用这种机构型式很容易设计出中间高、二边低、即 P 力波动大的 $P = f(\alpha)$ 曲线。要想设计出 P 力波动很小的曲线则非常困难。本例中所采用的 K_i 值, 是要求铲斗在 120° 的工作区域内, P 力变化不超过 $\pm 15\%$, 也就是要求 P 力波动很小, 因此是很难完全实现的, 如果将 P 力允许的波动范围放宽, 则目标函数值就会进一步下降。

关于最理想的 $P = f(\alpha)$ 曲线形状, 亦即最适当的 K_i 给定值, 当然应当根据挖掘机的具体工

作情况来决定，本例中所给出的 K_i 值，仅供参考，设计者可以根据具体情况给出不同的 K_i 值。但是必须注意所给出的一组 K_i 值，应当满足下列条件，即

$$\frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 K_i = 1$$

如果计算 P 时，不考虑最后一点的 P 值，则应采用如下条件：

$$\frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 K_i = 1$$

以上是正铲铲斗机构为例进行优化设计，但所论述的原则和方法，完全适用于反铲的铲斗机构。

总之，利用优化设计的方法，可以大大提高液压挖掘机铲斗机构的设计效率，并使设计人员有可能设计出挖掘力按事先给定的规律变化的机构来。

振动筛工作弹簧的横向刚度与 不稳定工作区

武汉钢铁学院 陈敬常

在黑色冶金工艺流程中,筛分作业是其中重要的一环,由于振动筛具有结构简单、筛分效率高等一系列优点,在近代的筛分作业中获得广泛的应用。

振动筛的种类繁多,但若仅就其总体结构所形成的弹性体系而言,可概括为单质量弹性体系与双质量弹性体系两大类。简言之,振动筛由振动体——筛箱;弹性元件——弹簧所组成的弹性体系,并在外界干扰力(定向或不定向的)的作用下产生强迫振动而满足生产工艺的需要。

圆柱形螺旋弹簧是各类振动筛中最常见的弹性元件。在大多数情况下,筛机的性能直接取决于螺旋弹簧的动力特性。为保证筛机工作的可靠性,必须根据螺旋弹簧所处的特定受载条件作出全面的理论分析和实验研究。

在一般情况下,筛箱经由弹簧斜置于基础上。在实际工作中,无论筛箱作定向振动(如自相平衡振动筛)抑或是作非定向振动(如自定中心振动筛),其工作弹簧在外干扰力作用下,除产生纵向变形 δ_y 外,同时,在干扰力之水平 F_x 的作用下,尚有横向变形 δ_x 。在现有的一些设计计算资料中,通常是忽略了螺旋弹簧横向变形的影响,即忽视了螺旋弹簧横向刚度的因素,从而理论计算的结果与实际状态出现较大的偏差,以致影响到准确地选定筛机特性的最佳参数和筛机的工作性能。

本文通过对螺旋弹簧横向刚度的理论分析讨论振动筛工作弹簧的正确设计计算方法。

1. 振动筛工作弹簧的横向刚度。

为讨论方便起见,现以单质体自相平衡振动筛为例(图1)

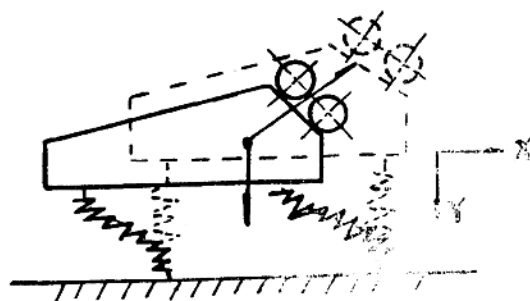


图1 单质体振动筛工作状态示意图