

整体俯仰式斗轮堆取料机 俯仰系统重心位置的测定与分析

李毅民 张瑞连 陈晓刚

摘要 本文详细论述了整体俯仰式斗轮堆取料机重心位置的测量计算方法,为设备安装、维修提供了切实可行的理论依据,具有广泛的实用性。

斗轮堆取料机采用液压油缸驱动的整体俯仰机构分为整体俯仰式和非整体俯仰式。整体俯仰式是回转平台上设有两个铰轴支撑整个俯仰系统,另有一个或两个油缸连接回转平台和俯仰系统用于调节俯仰角度。整体俯仰系统上的各点如斗轮、悬臂、配重等在俯仰过程中绕回转平台上两铰轴中心所转动的角度相等,即它们作为一个整体。常见的整体俯仰机构形式见图1、图2。

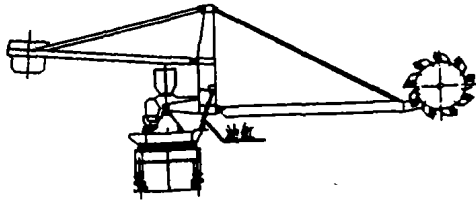


图1 塔架式整体俯仰系统

在设备安装、使用与维护过程中,需要了解和掌握整机或俯仰系统的重心位置及其变化规律,以便检修。整体俯仰系统的重心位置及变化规律可通过测定不平衡力矩再经过计算得到。

1 不平衡力矩的测定

不平衡力矩为俯仰系统重心距回转平台两铰轴中心线间距与俯仰系统总重之

积,可采用测接地力与测油缸油压方式来测量并计算。

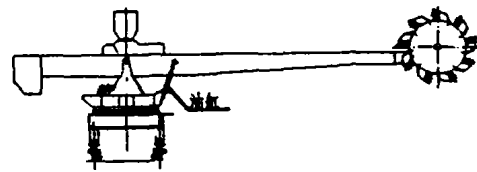


图2 单梁式整体俯仰系统

1.1 接地力方法测定不平衡力矩

使用汽车起重机电子测力计等仪器测量两个俯仰角度位置的接地力见图3。

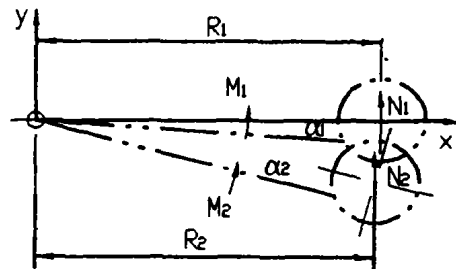


图3 接地力的测定

测量条件:在测量俯仰角度范围内俯仰系统的重心位置必须始终在回转平台两铰轴中心线前部,以防后仰倾翻,油缸与俯仰系统必须脱开,所以测得的接地力一定

大于零。

测量后得到不平衡力矩为：

$$M_1 = N_1 R_1 \quad \beta = \alpha_1 = 0 \quad \text{为水平} \quad (1)$$

$$M_2 = N_2 R_2 \quad \beta = \alpha_2 \quad (2)$$

式中：

β —俯仰角度，度；

M_1 、 M_2 —对应于 α_1 、 α_2 的不平衡力矩， $\text{kN}\cdot\text{m}$ ；

N_1 、 N_2 —对应于 α_1 、 α_2 的接地力， kN ；

R_1 、 R_2 — N_1 、 N_2 距铰轴中心线间距，

m 。

1.2 用测油缸压力的方法测不平衡力矩

用油缸力计算不平衡力矩(见图4)，采用精度较高的压力表分别测量油缸有杆腔与无杆腔压力 P_{a1} 、 P_{b1} 、 P_{a2} 、 P_{b2} 。

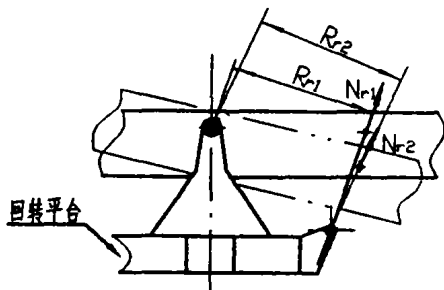


图4 用油缸力计算不平衡力矩
计算油缸受力：

$$N_{r1} = n [P_{a1} (\pi D^2 / 4) - P_{b1} \pi (D^2 - d^2) / 4] \quad (3)$$

$$N_{r2} = n [P_{a2} (\pi D^2 / 4) - P_{b2} \pi (D^2 - d^2) / 4] \quad (4)$$

式中：

D —油缸内腔直径， m ；

d —活塞杆直径， m ；

P_{a1} —俯仰角度为 α_1 时无杆腔压力， kPa ；

P_{b1} —俯仰角度为 α_1 时有杆腔压力， kPa ；

P_{a2} —俯仰角度为 α_2 时无杆腔压力， kPa ；

P_{b2} —俯仰角度为 α_2 时有杆腔压力， kPa ；

N_{r1} 、 N_{r2} —油缸在俯仰角度为 α_1 、 α_2 时所受的力， kN ，

当 $N_{r1} > 0$ 或 $N_{r2} > 0$ 时油缸受压，

当 $N_{r1} < 0$ 或 $N_{r2} < 0$ 时油缸受拉；

n —油缸数量，等于1或2。

不平衡力矩计算：

$$M_1 = N_{r1} \cdot R_{r1} \quad \beta = \alpha_1 = 0 \quad \text{为水平} \quad (5)$$

$$M_2 = N_{r2} \cdot R_{r2} \quad \beta = \alpha_2 \quad (6)$$

式中：

R_{r1} 、 R_{r2} —俯仰角度分别为 α_1 、 α_2 时铰轴中心线距活塞杆轴线的间距， m 。

2 俯仰系统重心位置的计算

测定不平衡力矩后，根据两个俯仰角度及相对应的 M_1 、 M_2 值计算出重心的位置。此重心位置是俯仰角度为零度时相对于回转平台两铰轴中心线的相对位置。

图5为重心计算简图，俯仰铰轴中心0为坐标原点， α_1 、 α_2 分别为两个下俯位置的角度，假定C点为俯仰系统的重心，C点距0点的距离为 r ，C点与0点的连线与X轴夹角为 Φ ，俯仰 α_1 、 α_2 后C点与0点的连线与X轴夹角为 $\Phi - \alpha_1$ 和 $\Phi - \alpha_2$ 。

由静平衡关系可得：

$$M_1 = G \cdot r \cos(\Phi - \alpha_1) \quad (7)$$

$$M_2 = G \cdot r \cos(\Phi - \alpha_2) \quad (8)$$

式中：

G —俯仰系统总重量， t ；

r —俯仰时重心绕0点转动半径， m ；

(7)式除以(8)式得：

$$\begin{aligned} M_1/M_2 &= \cos(\Phi - \alpha_1) / \cos(\Phi - \alpha_2) \\ &= \frac{\cos\Phi \cos\alpha_1 + \sin\Phi \sin\alpha_1}{\cos\Phi \cos\alpha_2 + \sin\Phi \sin\alpha_2} \\ &= \frac{\cos\Phi \cos\alpha_1 + \sqrt{1 - \cos^2\Phi} \cdot \sin\alpha_1}{\cos\Phi \cos\alpha_2 + \sqrt{1 - \cos^2\Phi} \cdot \sin\alpha_2} \end{aligned} \quad (9)$$

设: $E = M_1/M_2$

$$X = \cos\Phi, \sin\Phi = \sqrt{1 - x^2},$$

$$a = \cos\alpha_1, b = \sin\alpha_1,$$

$$c = \cos\alpha_2, d = \sin\alpha_2;$$

则(9)式可简化为:

$$E = \frac{ax + b\sqrt{1 - x^2}}{cx + d\sqrt{1 - x^2}} \quad (10)$$

整理得:

$$[(a - cE)^2 + (b - dE)^2] x^2 = (b - dE)^2$$

$$X = \pm \sqrt{\frac{(b - dE)^2}{(a - cE)^2 + (b - dE)^2}} \quad (11)$$

将 x, a, b, c, d 对应的各变量代入(11)式得:

$$\cos\Phi = \pm \sqrt{\frac{(\sin\alpha_1 - \frac{M_1}{M_2} \sin\alpha_2)^2}{(\cos\alpha_1 - \frac{M_1}{M_2} \cos\alpha_2)^2 + (\sin\alpha_1 - \frac{M_1}{M_2} \sin\alpha_2)^2}} \quad (12)$$

式(12)中, M_1, M_2 由式(1)、(2)或(5)、(6)求得, α_1, α_2 可由设备上的角度编码器测出。因而由(12)式可求出 Φ 值。因为俯仰系统重心位置在中心线前部, 所以 Φ 取值范围为 $0^\circ < \Phi < 90^\circ$ 。

俯仰时重心绕 0 点转动半径为 r :

$$r = M_1/G \cdot \cos(\Phi - \alpha_1) \quad (13)$$

因而, 俯仰系统重心坐标为:

$$X_C = r \cos\Phi \quad (14)$$

$$Y_C = r \sin\Phi \quad (15)$$

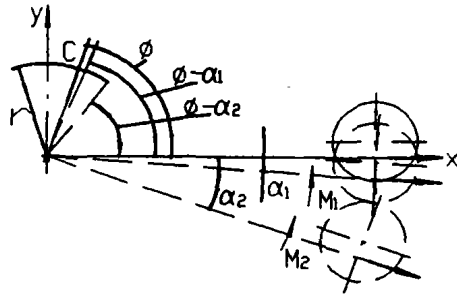


图5 俯仰系统重心位置计算

3 俯仰系统重心的变化规律

俯仰系统重心位置随俯仰角度的变化而变化, 其规律为:

$$X_C = r \cos(\Phi + \alpha) \quad (16)$$

$$Y_C = r \sin(\Phi + \alpha) \quad (17)$$

式中:

α —俯仰角度, 上仰时 $\alpha > 0$, 下俯时 $\alpha < 0$, 水平时 $\alpha = 0$ 。

4 整体俯仰系统重心位置及变化规律计算的意义

(1) 可进一步分析油缸在整个俯仰角度范围内受力的变化规律。

(2) 可进一步分析整机的稳定性及各个走行轮的轮压状态。

(3) 为设备维护提供载荷变化依据, 做到心中有数, 避免工作失误。