

机械卡盘设计中的计算误差分析与应用

陈宝杰¹, 谭全胜²

(1. 中国地质大学 北京 北京 100083; 2. 廊坊美联制动装置有限公司 河北 廊坊 065000)

摘 要 通过对普通机构二维力因素影响的分析, 利用修正公式计算求值, 以修正单因素影响最大值计算所产生的误差。利用这一计算方法, 对 CD-3 型钻机卡盘进行了计算, 得到了正确的设计结果, 说明用修正公式对多因素影响采用单因素影响最大值计算进行修正是可行的。

关键词 机械设计; 误差分析; 单因素影响; 多因素影响; 修正公式; 钻机卡盘

中图分类号 TP634.3+1 **文献标识码** A **文章编号** 1000-3746(2003)03-0030-03

Analyses and Usages of Calculation Errors on Designing Mechanical Chuck/CHEN Bao-jie, BU Chang-gen (China University of Geosciences, Beijing 100083, China)

Abstract: After analyzed the effect factors of the two dimension forces applied on convenient mechanism, the modified equations are used to calculate the values. So that the errors of maximum calculated value resulting from individual effect factor can be corrected. The chuck of CD-3 drilling rig was calculated by this method and right results were got out. That shown it is feasible to correct the maximum calculated value by individual factor effects instead of by multi-factor effects.

Key words: mechanical design; error analyses; individual fact effect; multi-fact effect; modified equation; chuck of rig

对于机械卡盘的设计计算, 由于卡瓦受到二维力因素作用的影响, 卡盘夹紧力的计算理论上应采用多因素影响计算^[1], 即通过计算各力合力的方式求值, 它所反映的是夹紧力实际受力情况。但在实际的工程钻机设计计算过程中, 为简单起见, 常按照单因素影响最大值计算^[2], 即取各力值的最大值作为计算夹紧力的数值, 而较小的力值则忽略, 故称之为单因素影响最大值计算。

实际上, 不仅是卡盘的设计计算中存在单、多因素影响计算, 其它各类机械设备的设计计算也主要是这 2 种计算方式, 并且, 绝大多数情况下采用单因素影响计算。单、多因素影响计算方法不同, 必然产生一定的误差, 虽然机械计算中允许误差的存在, 但是, 对实际为多因素影响的情况下, 采用单因素影响最大值计算, 它所产生的误差量是多少, 若误差过大是否存在减少误差的单因素影响计算方式? 针对上述问题, 本文从普通机构受二维力因素影响的情况入手, 进行了分析探讨, 并结合 CD-3 型钻机卡盘的设计计算进行实例验证。

1 误差分析

在工程力学中, 若一个力(原始力)作用在构件上所产生的衍生力是单维的, 则称该构件是单因素

影响, 若产生的衍生力是二维的, 则称为多因素影响。多因素影响构件受力图见图 1。

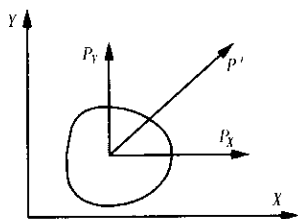


图 1 多因素影响构件受力图

如图 1 所示: 一多因素影响构件受到力 P_X 、 P_Y 作用, 并且由于多因素影响反映的是实际受力影响, 因此, 按照实际的多因素影响计算, 则构件实际所产生的合力 P' 为:

$$P' = \sqrt{P_X^2 + P_Y^2} \quad (1)$$

若按照机械计算中常采用的单因素影响最大值计算, 则构件所产生的力 P 为:

$$P = \max(P_X, P_Y) \quad (2)$$

式中 $\max(P_X, P_Y)$ ——取变量最大值函数。

由公式(1)和(2)可以看出: P_X 、 P_Y 符合坐标轮换原则。因此, 为了便于分析, 假设 $P_X \geq P_Y$, 则公式(2)化简成:

$$P = P_X \quad (3)$$

收稿日期 2002-08-28

作者简介: 陈宝杰(1978-)安徽人, 中国地质大学(北京)硕士在读, 地质工程专业, 研究方向为地质工程机械, 北京市海淀区学院路 29 号, (010)82322625, zbj@163.com; 谭全胜(1970-)河北廊坊人, 美联制动装置质量管理处处长, 工程师, 机械制造工艺及设备专业。

对于公式 (1) 将 P_X 提出, 得方程:

$$P' = P_X \sqrt{1 + (P_Y/P_X)^2} \quad (3-a)$$

引入符号 K , 并令 $K = \sqrt{1 + (P_Y/P_X)^2}$, 由于假设 $P_X \geq P_Y$, 故 $1 \leq K \leq 1.41$, 公式 (3-a) 化为:

$$P' = P_X K \quad (3-b)$$

设 ΔP 为采用单因素影响最大值与多因素影响计算所求得力值的绝对误差, 则 ΔP 计算公式为:

$$\Delta P = P' - P = P_X (K - 1)$$

等式两边同除以 P' , 得

$$\Delta P/P' = (P_X/P') (K - 1) = 1 - 1/K \quad (3-c)$$

$\Delta P/P'$ 即为单因素影响最大值计算与多因素影响计算产生的相对误差量。相对误差 $\Delta P/P'$ 与 K 的关系曲线如图 2。

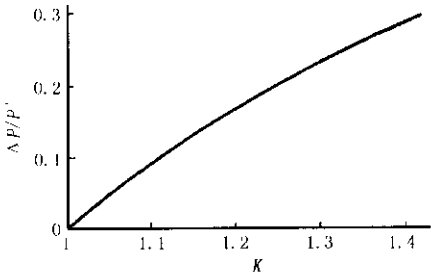


图 2 相对误差曲线图

从图 2 可以看出 $\Delta P/P'$ 是随 K 递增的: 当 $K = 1$, 即 $1 - 1/K = 0$ 时, 不存在误差, 公式 (3) 可化为 $P = P_X$, 实际受力是单因素影响; 当 $1 < K \leq 1.41$ 时, 属于多因素影响, 存在相对误差值, 并且当 $K = 1.41$ 时, $\Delta P/P'$ 误差达到最大值, 为 30%。

再看 $\Delta P/P'$ 与 P_X, P_Y 的关系, 由于 K 与 P_Y/P_X 成正比, 故 $\Delta P/P'$ 与 P_Y/P_X 也成正比, 把 $K = 1.41$ 代入 $\sqrt{1 + (P_Y/P_X)^2}$ 求得 $P_Y/P_X = 1$ 。可见 $\Delta P/P'$ 的值是随 P_Y/P_X 的比值增大而增大的, 当 $P_Y/P_X = 1$, 即 P_X, P_Y 相等时, 误差值 $\Delta P/P'$ 最大值为 30%。

同样, 当 $P_X \geq P_Y$ 时, 也可以得到上述结论。

因此, 对于多因素影响的构件, 采用单因素影响最大值计算与实际的多因素影响计算所求得的力值的误差值在 0 ~ 30% 之间, 特别是当计算所得的二维力值 (P_X, P_Y) 相等时, 将产生 30% 的误差值。

对于实际的机械设计的各类计算, 允许计算误差一般情况下都在 10% 以内, 故采用单因素影响最大值计算的 0 ~ 30% 的误差值显得过大。在实际的设计计算过程中, 就可能出现设计不合理现象, 从而会引起一些工程事故。如何合理地减小单因素影响最大值计算所产生的误差值呢?

由于采用单因素影响最大值计算的主要缺陷是

误差过大, 故只要对误差值进行一定的修正, 使其计算结果在允许的误差范围之内, 即可满足误差要求。可以采用常见的以修正值乘以单因素影响计算公式 (1) 从而得到所需的公式。其公式可由多因素影响公式 (2) 推导得到, 过程如下:

引入符号 $\lambda = \min(P_X, P_Y) / \max(P_X, P_Y)$, 则公式 (2) 可化为:

$$\begin{aligned} P' &= \sqrt{1 + [\min(P_X, P_Y) / \max(P_X, P_Y)]^2} \\ &\quad \max(P_X, P_Y) \\ &= \sqrt{1 + \lambda^2} \max(P_X, P_Y) \end{aligned}$$

令 $K_a = \sqrt{1 + \lambda^2}$, $P_a = P'$, 上式可简化为:

$$P_a = K_a \max(P_X, P_Y) \quad (4)$$

公式 (4) 即是具有误差修正功能的单因素影响计算公式 (以下简称修正公式), 由于 K_a 的作用是对单因素影响最大值计算产生的误差进行修正, 故称 K_a 为修正系数。

由推导过程得知, K_a 是与 λ 相关的, 故可以由 λ 值确定修正系数 K_a 的数值; 同时, 由于在实际的机械设计计算中是允许存在误差的, 并且由机械设计可靠性知, 当机构受到稳定载荷的作用, 若计算载荷的误差为 5%, 通过求解可得机械的可靠性为 99.9% 以上, 符合可靠性条件。因此, 可以选择允许误差 5% 作为选择修正系数 K_a 的标准。通过计算得到修正系数 K_a 的值见表 1。

表 1 修正系数 K_a 值

λ	0 ~ 0.3	0.3 ~ 0.5	0.5 ~ 0.7	0.7 ~ 0.9	0.9 ~ 1
K_a	1	1.08	1.17	1.29	1.37

由于表 1 中 λ 的值是以取值范围的形式存在的, 故对于已确定的 P_X, P_Y 的值, 只需大致估计出 $\min(P_X, P_Y) / \max(P_X, P_Y)$ 的取值范围, 即可得到修正系数 K_a 的值。因此, 对于多因素影响的构件, 若需要修正单因素影响最大值计算所产生的误差, 可以采用修正公式进行计算求值, 从而避免误差过大的现象。

2 卡盘计算分析

下面结合 CD-3 型钻机卡盘设计中采用单因素影响最大值和修正公式进行设计计算所产生的误差量对卡盘设计的影响做具体的实例分析与验证。

图 3 为 CD-3 型钻机的卡盘结构受力简图, 该卡盘设计采用连杆增力式常闭型, 当钻机处于钻进状态时, 卡盘的碟形弹簧产生的推力通过中间连杆

增力机构使卡瓦夹紧钻杆并与之共同运动,因而卡瓦要受到夹紧力夹紧钻杆而产生的阻碍钻杆滑落的摩擦力 P_x 和驱动旋转运动的摩擦力 P_y 的共同作用,其中 P_x 、 P_y 可分别由钻杆自重和钻杆产生的转矩求出。

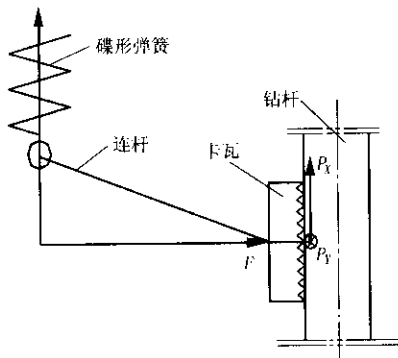


图 3 卡盘结构受力简图

对于连杆增力式这类卡盘的设计计算,在材料选择、零件参数等条件确定的情况下,影响卡盘的主要因素是卡瓦的耐磨损性,也就是确定卡瓦的磨损量,当卡盘提供的夹紧力不能满足钻杆正常工作所需的夹紧力时,即可认为是确定了卡瓦的磨损量。因此,选择卡盘设计磨损量作为设计基准分析,说明单因素影响最大值和修正公式对卡盘设计计算的影响。表 2 列出了 CD-3 型钻机卡盘设计计算的部分相关参数。

表 2 CD-3 型钻机卡盘设计参数

卡瓦设计磨损量/mm	2.5	
工况	①	②
转速 $n/(r \cdot \min^{-1})$	67	144
钻杆直径 d/mm	71	54
$P_x, P_y/kN$	60, 118	60, 73
实际(多因素)计算所需夹紧力 P'/kN	266	190
单因素影响计算所需夹紧力 P/kN	236	146
单因素计算误差量/%	11	23
修正公式计算所需的 P_a/kN	276	188
修正公式计算误差/%	3.7	1
卡瓦磨损量/mm	2 2.5	2 2.5
卡瓦实际提供夹紧力 F/kN	262 254	262 254

由表 2 可以看出：

(1)对于工况①,采用单因素影响最大值所产生的误差为 11%,误差量较小,但从其中计算数值可以看出:由于实际计算所需的夹紧力 P' (266 kN)与卡瓦实际提供的夹紧力 F 值较为接近,因此,该工况属于临界状态。对于此临界工况,若采用单因素影响最大值计算,当卡瓦磨损 2.5 mm 时,计算得

卡瓦实际的夹紧力 F (254 kN)大于所需夹紧力 P (236 kN),故由此可确定卡瓦的磨损量是 0~2.5 mm,与设计磨损量相同。而按照实际的多因素影响计算得知,当卡瓦磨损 2 mm 时,卡盘实际提供的夹紧力(262 kN)已经不能满足正常钻进所需的夹紧力 P' (266 kN),在实际的钻进过程中,就可能出现钻杆打滑、脱落等现象,严重时会引起事故。

(2)对于工况②,采用单因素影响设计计算的误差达到 23%,误差显然过大,但是,由于在该工况中,实际所需夹紧力 P (190 kN)远小于卡瓦提供的夹紧力 F (254 kN),因此,在预定的磨损范围 0~2.5 mm 内,能够保持正常工作,但是,采用单因素影响设计计算 23% 的误差却为以后的设计计算中误差量的控制带来了不便。

(3)比较工况①和②的误差量可以看出,对于工况②,由于 P_x 、 P_y 的计算值较为接近,故计算所求得的误差值达到 23%;而工况① P_x 、 P_y 的值相差较大,误差只有 11%。因此,在卡盘的设计计算中,若求得的力 P_x 、 P_y 的值在相差过大(如强力起拔)的情况下,则可以完全采用单因素影响计算,其所产生的误差值在允许范围之内。

(4)采用修正公式(4)计算时,对于 2 种工况,计算误差值均在允许范围之内,基本反映了构件的真实受力情况,满足误差要求,并且,设计出的设备安全性能较高。所以,在 CD-3 型钻机设计计算中,涉及到多因素影响而采用单因素影响最大值计算时,大量数据均采用了该公式进行计算,从而得到合理性与正确性较高的设计结果。

3 结论

(1)对于多因素影响的构件,采用单因素影响最大值计算与实际的多因素影响计算所求得的力值的误差值在 0~30% 之间,特别是当计算所得的二维力值(P_x 、 P_y)相等时,将产生 30% 的误差值。

(2)采用修正公式进行设计计算,减小了采用单因素影响最大值计算所产生的误差量,在实际的设计计算中适合采用。

(3)由卡盘的设计计算可见:对于临界状态或是处于 P_x 、 P_y 值趋近相等的情况下,采用实际的多因素影响或者修正公式计算,可以减小计算误差量;而当计算求出的二维力 P_x 、 P_y 的值相差过大,则采用单因素影响计算而不会产生较大的误差值。因

(下转第 34 页)

表 1 取土器各部分的长度尺寸 /mm

土层类别	取土器有效长度	土样长	余土筒长	管靴长
一般粘性土	490	240	200	50
软质土	640	240	300	100

2.3 取土器的内、外间距比

2.3.1 内间距比

$$C_i = (D_s - D_e) / D_e \times 100\%$$

式中 D_s ——取土器的内径 ; D_e ——取土器的刃口直径。

内间距比主要是控制土样与取土器内壁摩擦引起的压密扰动和减少掉块的现象 ,提高土样的采取率。在软粘土中内间距比以 0.5% ~ 1.0% 为宜 ,一般粘性土以 1.0% ~ 1.5% 为宜 ,老粘土中以 1.3% ~ 1.5% 为宜。

2.3.2 外间距比

$$C_o = (D_w - D_t) / D_t \times 100\%$$

式中 D_t ——取土器的外径 ; D_w ——取土器的刃口外径。

外间距比主要作用是为减少取土器外壁与孔壁的摩擦 ,即减小取土器进入土层的阻力。当外间距比大时 ,取土器易于进入土层 ,但太大会增加取土器的面积比 ,从而加大土样的扰动程度。对于一般粘性土和老粘土层 ,外间距比以 1% 为宜 ,对软粘土取零即可。

2.4 面积比

即取土器最大断面与所取土样断面之比的百分值。目前国内面积比通常采用 17% ~ 38% ,最大 48% ,最小为 8%。不同的土层面积比合理值选择如下 :一般粘性土小于 30% ,软粘土小于 20% ,砂类土小于 10%。

2.5 管靴刃口的形式及角度

管靴刃口的形式及角度合适与否对采取土样的质量影响很大。用若干不同型式的活塞取土器反复试验 ,得出土样无侧限抗压强度百分比与管靴刃口角度对应的关系曲线图(如图 1)。

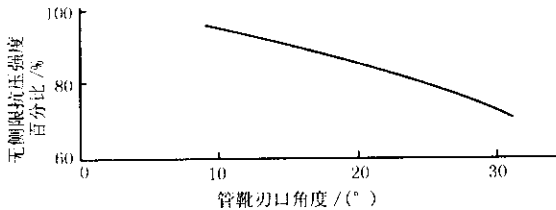


图 1 无侧限抗压强度与管靴刃口角度对应关系

由图 1 可以看出 :如管靴刃口角度为 10°时 ,无侧限抗压强度达 90% 以上 ,管靴刃口角度为 30°时 ,无侧限抗压强度仅为 70% 左右。因而取土器的管靴刃口角度以不大于 10°为宜。

为解决管靴内壁对土样的压密扰动 ,管靴的形式可适当改进为如图 2 的形式。

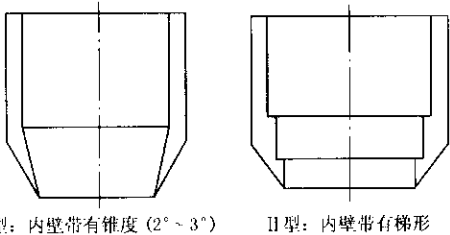


图 2 改进后的管靴形式

使用这种形式的管靴 ,可明显地看出土样的扰动会相应地减少。从原来的长圆筒状摩擦改为线型摩擦(I 型)或尽量减小摩擦面积(II 型) ,使土样在进入取土筒的过程中 ,尽可能地减小阻力。用这种形式的管靴 ,在一般粘性土层中取样效果良好。因土样在进入取土筒后 ,由于土样的受力状态发生变化 ,土样本身或多或少地要产生膨胀 ,增加了与取土筒内壁的摩擦力 ,从而就可避免掉样现象的发生。

3 结语

取土器虽小 ,它在工程勘察中所起的作用却不小 ,目前尚无专门文献对其进行定性和定量研究。但在实际施工过程中 ,针对不同的地质情况 ,如果能选定合适的取土器 ,对提高土样的采取率和采取质量 ,确实大有裨益。近 3 年来 ,我集团公司下属 6 家勘察公司狠把技术关、质量关 ,工勘项目优良率都超过了 95% ,且呈逐年上升的趋势 ,受到了设计和用户单位的普遍好评。

(上接第 32 页)

此 ,在卡盘的设计计算中 ,采用卡盘强力起拔的工况做受力分析设计是比较安全的。

参数文献 :

[1] 杨惠民. 钻探设备[M]. 北京 :地质出版社 ,1988.
[2] 王成. 单卡瓦动作常闭型复合液压夹持器[J]. 探矿工程 , 1998 (4).
[3] E. B 豪根. 机械概率设计[M]. 北京 :机械工业出版社 ,1985.
[4] 编写组. 机械设计手册[M]. 北京 :机械工业出版社 ,1991.