大型自同步惯性振动给料机  
隔振系统的参数计算

为使大型自同步惯，性撮动绐料机能平穏地工作.减小传递给地基或结构架的动载荷.必须对隔振弹簧參 数及其支承（吊挂）点的位置进行较精确的设计计算。

振动给料机隔振系统计算

大型自同步惯t生振动给料机多数为单质体振动 系统•其隔振弹黃的作用主要是对振动质体进行弹 性支承,配合机体实现所要求的振动规律.同时减小 传递给地基或结构架的动栽荷。对隔振弹簧的基本 要求是工作时不致于失效.从给料机工作稳定的角 度出发.对隔振弹賛的支承位置也需要设计计算。

因此.正确选择隔振系统的弹簧参数有助于振动机 体满足工况要求.并能较平稳地运转。对于大型自 同步惯性振动给料机.如果只按照一般的简单近似 计算,则隔振系统往往难以满足使用要求。现介绍 一种较精确的计算方法。

1. 为使给料机隔振系统能够满足实际工作需 要.并实现良好的隔振效果.需要根据给定的要求, 对每个支承(吊挂)点的垂直方向动栽荷允许值 〔％〕及水平方向的动栽荷允许值勇X界定.计算 出每个支承点弾黄刚度的最高伎和編。

正常工作时，给料机每个支承点传递给基础的 垂直方向动载荷尸如及水平方向动载荷尸血分别 为：

Pdyi = \*yi y =知 SI 11 (N) (D

S = kA , = X cos (N) (2)

式中 板、X 一 基础相连的每个支承(吊挂)的 弹簧刚度在垂直及水平方向的最 大值，N/ nin

y、X、一体在垂直方向、水平方向及 振动方向上的振幅，mm

—辰动方向角，(°)

启动或停车时.给料机每个支承点传递给基础 的垂直方向动栽荷尸如与水平方向动载荷尸血分别 为：

尸dyi = /Pdyi =(3~7) *kyi* sin (N) (3)

Akj =丿尸此=(3 〜7)虹 cos (N) (4)

式中*J* ― W本共振时振幅扩大倍数,一般取3〜

*7* .使用能耗制动控制箱时取小值

可见•自同步惯性振动给料机启动和停车时，传 递给基础的动栽荷幅值较大•要求：

尸倾〈〔尸dy〕 (5)

m <〔％〕 (6)

由式(3)⑷⑸(6)得单个隔振弹簧刚度的最大 值始和*X为:*

少〈〔尸旳〕/〔(3〜7) sin 〕 (7)

如 <〔％〕/〔(3〜7)〕cos 〕 (8)

设给料机支承弹黄为4个.则弹黄在垂直方向 的总刚度为£七，

£ b=4Ayi W ； \*- (N/mm) (9)

' (3 〜7) sin

1. 为使给料机振幅稳定.对于单质体的自同 步惯性振动给料机一般要求垂直方向隔振系统的频 率比5(激振圆频率/振动系统固有频率)为：

>2.5 (10)

忽略阻尼的影响，隔振弹簧的总刚度£ *k、:*

*£ k、=* +唯'/ 1000 =尢 Sp + *km( >nm +* 上)〕VI(XX)

Z(>y 4uy g

(II)

式中m — M动质体计算质量.kg

*nt = mp + km( nim + ~)*

*S*

阳一槽体和连接件等构件组成的质量. 屈

振动质体物料结合系数

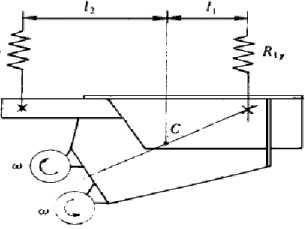
一f体中物料的振动质体质量-kg *r—*动质体承受的仓压，N *g* 一力加速度，m/s'

―敖振圆频率，1/s

比较式⑼(11).取其较小值作为自同步惯性振 动给料机隔振系统在垂直方向上的总剛度设计值 £幻0

如图1所示,c为振动质体重心为重心 C与前、后弹簧支承点的距离。对于大型自同步惯 函辰动给料机.为了保证机体在工作时不致出现较 大的摆动,要求前、后隔振弹簧的刚度加和*灼*淸足 下式；

(12)

图1 9同歩惯性振动给料机支承形式

kly/l = *k2yl2*

如，

式中"—隔振弹簧的刚度和.N/ mm 炫一隔振弹簧的刚度和.N/mm 在*1\ = 11*时&ly =场 由于妇y+场=2勾(总刚度) 故 *k\ = k? kJ* 2 (13)

设，2＞如此时加y＞郷， 为使知和场满足式⑼要求.取*kh=Lky/2*

(14) 根据式(12)得 *k2y = (// l2)* S = (/,/ 萨 *kJ 2* (15) 这样可以满足前弾黄与后弹簧具有相同变形量的要 求O

弹簧实际总刚度£ *k疽弋\*,* (16)

一般的十毋十自同步惯怕辰动给料机未考虑料仓压 力对给料机料槽的影响。对于中、小型的产吕,由干给 \*咁曹中物料质量小于或近似等于机体的质量风*，* 隔振弹黃的青陵形/•。可由参考文献Q〕表中4或者文 献2〕表们査出。而对于比较大型的自同步惯歯辰动 给料机.由于料槽中物料质量较大•还承受着较大的料 仓压力'虽使用了溜槽供料'咸压.但仍有一部分压力作 用在州曹上.在设计隔振弹簧的静变形时.若仍采用上 述文献中推荐的参数，则会使产品在使用中出现弹簧 并圏、机构撞击等现象.严重时会引起弾簧钢丝或吊钩 断裂应该进行较精确的计算。

忽略阻尼影响.振动系统在垂直方向上的固有 圆频率。'可用下式表 \_

-=(,/s) (,7)

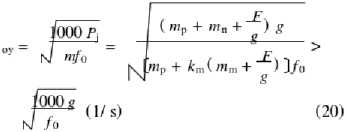
停机时、隔振弹賛静变形再与静载荷*Pj*有如 下关系：

乙=(mp + *mm +*

f)

•N)

(18)



Pj =E Vo(N)

(19)

由此可得关系式:

1. io

为使大型自同步惯性振动给料机正常工作，或 在启动、停车过程中振动机体与隔振弹簧不发生脱 离或冲击，其运转过程中可能产生的最大动变形量 /d应小于静变形量fo ,

/d＜/o (21)

弹簧的动变形久以给料机启动或停车通过共 振区时最大。一般地：

/d=\_/y = (3〜7) y (mm) (22)

当大型自同步惯性振动给料机与能耗制动控制 箱配合使用 '制动效果较好时.弾黃的动变形量可取 小值'由式(19)得：

/0=*哄 ky* ＞/d

因此£灯 ＜鸟/为 ⑵)

当按照式(23)计算所得的隔振弹黄总剛度不能 满足要求时,则要对弹黃进行调整。

5

弹簧的一般参数可参考有关机械设计手册或参 考文献0〕进行设计计算。

弹簧的实际圏教*叫,*

〃()=〃 + 1 . 5 (24)

式中〃一黃的工作圈数

弹黃的节距/,

f = Cfo + A sin *)\/ n + d* (mm) (25)

式中 一1动方向角，(°)

弹簧螺旋角'，

r = arctan (/A *D) (°)* (26)

式中D一簧中径,mm

弹簧自由高度Ho.

= /o + sin +( n0 - 0. 5) J (mm) (27) 式中*d*一簧钢丝直径,mm

弹簧的最小裁荷尸顽，最大栽荷6心和极限裁 荷*Pi*分别按下式计算：

尸mn =灯侦0 - y) = ^y(/o -而)(N) (28)

*g=* A-y(/o+ y) = *ky*(/o + Sin ) (N) (29)

*Pj = ky* (/o +1 y)=幻(/o + 3 sin 丿(N) (30)

(I)计算单个弹黄的水平剛度可参考有关设计 手册。

（2）根据式（8）的要求.单个弹簧的水平刚度 场应淌足下式：

〔尸dJ

廟%〜7） cos

如果不能满足此式要求.则重新调整弹賛的有 关参数。

—7 —