

载料旋晃机构的研究

——斗式旋晃给料器的开发

许林成

章建浩

(无锡轻工业学院)

(南京农业大学)

摘要 本文着重阐述将研制的载料旋晃机构用于开发一种新型斗式给料器所涉的理论与应用问题。

关键词 旋晃机构；斗式给料器；自动定向输送

0 引言

多功能旋晃机是无锡轻工业学院在多年的生产实践与科研活动中参照古老的手动旋筛基本工作原理而发明创造的一个新机种。本课题则是该项研究的继续和发展，旨在通过深入剖析新开发的斗式旋晃给料器及其空间旋晃机构的运动学和动力学问题，进一步阐明此一设备的独特性能，以便将它更好应用于产品包装及机械制造行业多种小型物件的自动定向排列输送等场合。

1 机构特点及运动分析

1.1 机构主要特点

图1所示为实验用载料旋晃机构简图。它主要由空间连杆机构和行星齿轮机构组合而成。料斗托盘8装在转臂10上，改变臂长可调节盘心的转动半径。同理，改变滑块3沿曲柄2的相对位置可调节料盘的倾斜角。无级调速电机(图中未示)通过减速器1、曲柄2、滑块3、连杆4和主传动轴5一方面使具有球面铰接的内摆架6作纯旋晃运动，另一方面还带动行星齿轮9绕内摆架上的中心轮公转同时绕自身轴线作同一角速度的反向自转、结果使料斗托盘8绕减速器1的输出轴作正圆平动，并对盘心作同周期纯旋晃的复合运动。实际上目前研制的几种载料旋晃机构大都有此基本特征。

为简化本机构结构的分析，可暂不考虑行星轮系部分，而仅将内架摆6和外摆

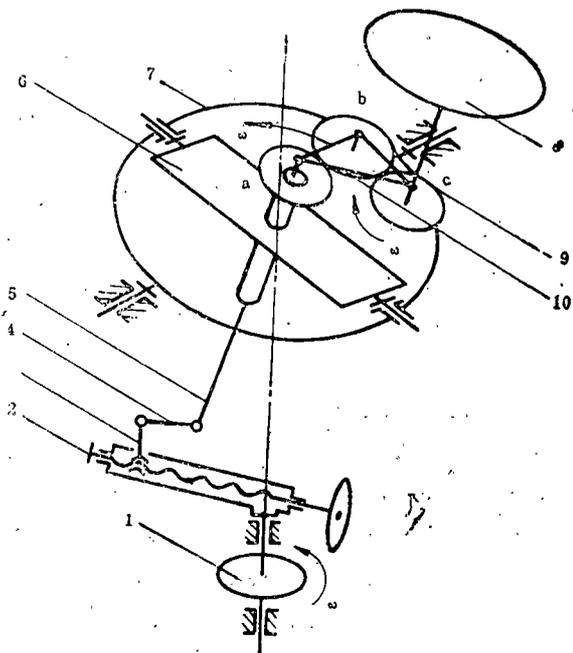


图1 载料旋晃机构简图

- 1——减速器 2——曲柄 3——滑块 4——连杆
- 5——主传动轴 6——内摆架 7——外摆圈
- 8——料斗托盘 9——行星齿轮 10——转臂

圈7以下的空间连杆机构视为独立的闭环系统。当取活动杆为标号2、3、4、5、6、7时,由于杆数 $n=6$,相应的五级运动副数 $p_5=7$,则其自由度

$$W_1 = 6n - 5p_5 = 6 \times 6 - 5 \times 7 = 1 \quad (1)$$

扳动曲柄2上的螺杆手轮能够实现调节料盘倾斜角的目的。当将整个机构调好之后,由于各运动副的轴线均汇交于一点,加之,存在三个公共约束,故机构自由度的计算式应改为

$$W_2 = 3n - 2p_5 = 3 \times 3 - 2 \times 4 = 1 \quad (2)$$

这说明能满足单个原动件(即减速器输出轴)的运动要求。

其次考察带动料盘回转的行星齿轮机构。如图1所示,中心轮 a 固定在内摆架6上主轴套筒的顶端,转臂10与主传动轴5固连并支承着二行星轮 b 和 c 。待调好该臂长,为保证料斗托盘8上某一矢径恒与内摆架6的摆动轴线保持平行,显然必须要求行星轮 c 相对内摆架6的角速度 ω_c ,同中心轮的 ω_a 一样也为零。另外,设中心轮 a 和行星轮 c 的齿数各为 Z_a 、 Z_c ,转臂10相对内摆架6的角速度为 $\omega_H (= \omega)$,由于

$$\frac{\omega_c - \omega_H}{\omega_a - \omega_H} = \frac{Z_a}{Z_c} \quad (3)$$

故知 $Z_c = Z_a$ 。

1.2 盘面运动分析

参阅图2,为求得盘面作复合运动的坐标关系,设:

- $oxyz$ ——通过外摆圈固定轴承及曲柄原动轴的静坐标系(参考系 I)
- $ox_1y_1z_1$ ——通过外摆圈的固定轴承和摆动轴承,且与外摆圈固连的动坐标系(参考系 II)
- $ox_2y_2z_2$ ——通过外摆圈摆动轴承和主传动轴,且与内摆架固连的动坐标系(参考系 III)
- $ox_3y_3z_3$ ——通过转臂和主传动轴,且与转臂固连的动坐标系(参考系 IV)
- $ox_p y_p z_p$ ——通过料盘中心轴线且与盘面固连的动坐标系(参考系 V)

H ——料盘工作表面中心与内外摆圈摆动中心的高差

ρ ——料盘对主动传轴的偏心距

β ——料盘的倾斜角

ω ——曲柄原动轴的角速度(相应的转速为 n)

α_0 ——曲柄对静坐标面 xoz 的回转相位角

α ——料盘对动坐标 x_3 的回转相位角,或内摆圈旋晃最低点 j 对动坐标 x_1 、 x_2 的相位角

θ_1 ——外摆圈中间平面对静坐标 x 的摆角

θ_2 ——内摆圈中间平面对静坐标 y 的摆角

为满足某种工艺要求,在结构上可取转臂与曲柄的相位差为 180° ,使料盘相对于静坐标 z 呈外倾式。令本系统的工作时间为 t ,显然,

$$\alpha = \omega t$$

$$\alpha_0 = 180^\circ + \alpha = 180^\circ + \omega t$$

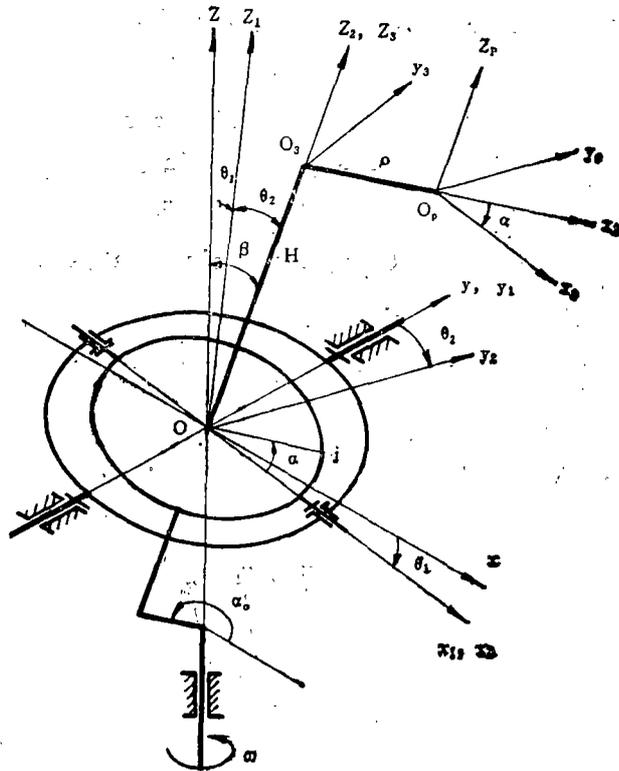


图2 空间旋晃机构各参考系关系示意图

要探明料盘本身的复杂运动状况，可采用方向余弦矩阵法进行机构分析。设盘面上某定点P在参考系V的坐标为 (x_p, y_p, z_p) ，依前述条件写出如下矩阵：

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\theta_1 & 0 & \sin\theta_1 \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\theta_1 & 0 & \cos\theta_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{pmatrix} \quad (4)$$

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\theta_2 & \sin\theta_2 \\ 0 & -\sin\theta_2 & \cos\theta_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{pmatrix} \quad (5)$$

$$\begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & H \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_3 \\ y_3 \\ z_3 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (6)$$

$$\begin{pmatrix} x_3 \\ y_3 \\ z_3 \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha & 0 & \rho \\ -\sin\alpha & \cos\alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_p \\ y_p \\ z_p \\ 1 \end{pmatrix} \quad (7)$$

经推导得料盘上某定点P对参考系I的位移方程

$$[x, y, z]^T = [A][x_p, y_p, z_p]^T + [B_x, B_y, B_z]^T \tag{8}$$

式中

$$[A] = \begin{bmatrix} \cos\theta_1 & -\sin\theta_1 \sin\theta_2 & \sin\theta_1 \cos\theta_2 \\ 0 & \cos\theta_2 & \sin\theta_2 \\ -\sin\theta_1 & -\cos\theta_1 \sin\theta_2 & \cos\theta_1 \end{bmatrix}$$

$$B_x = H \sin\theta_1 \cos\theta_2 + \rho(\cos\theta_1 \cos\alpha - \sin\theta_1 \sin\theta_2 \sin\alpha)$$

$$B_y = H \sin\theta_2 + \rho \cos\theta_2 \sin\alpha$$

$$B_z = H \cos\theta_1 - \rho(\sin\theta_1 \cos\alpha + \cos\theta_1 \sin\theta_2 \sin\alpha)$$

参阅图3, 在上述参考系中, 沿动坐标取任意向量Z₁、Z₂、Z₃, 且令Z与Z₁的夹角为θ₁, Z₁与Z₂的夹角为θ₂, Z与Z₂的夹角为β, 根据两向量数量积原理直接写出各夹角的关系式:

$$\cos\theta_1 = \frac{Z \cdot Z_1}{|Z| |Z_1|}$$

$$\cos\theta_2 = \frac{Z \cdot Z_2}{|Z_1| |Z_2|}$$

$$\cos\beta = \frac{Z \cdot Z_2}{|Z| |Z_2|}$$

$$= \frac{Z \cdot Z_1}{|Z| |Z_1|} \cdot \frac{Z_1 \cdot Z_2}{|Z_1| |Z_2|}$$

$$= \cos\theta_1 \cos\theta_2$$

(9)

再根据该图空间几何关系求出

$$\text{tg}\theta_1 = \frac{AA'}{OA'}$$

$$= \frac{jj'}{Oj'} \cdot \frac{Oj'}{OA'}$$

$$= \text{tg}\beta \cos\alpha$$

(10)

然后依次解出:

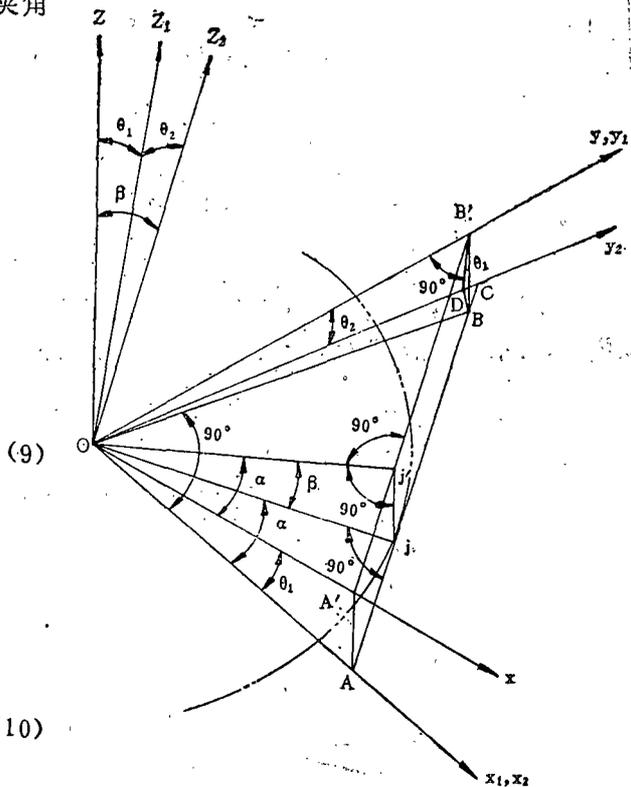


图3 内摆圈摆角空间几何关系示意图

$$\cos\theta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\beta \cos^2\alpha}} \quad (11)$$

$$\sin\theta_1 = \frac{\operatorname{tg}\beta \cos\alpha}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\beta \cos^2\alpha}} \quad (12)$$

$$\cos\theta_2 = \cos\beta \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\beta \cos^2\alpha} \quad (13)$$

$$\sin\theta_2 = \sin\beta \sin\alpha \quad (14)$$

将上式(8)及其有关各式分别对时间 t 求导, 可得料盘上某定点 p 对参考系 I 的速度方程和加速度方程, 即

$$[\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}]^T = [\dot{A}][x_p, y_p, z_p]^T + [\dot{B}_x, \dot{B}_y, \dot{B}_z]^T \quad (15)$$

式中

$$[\dot{A}] = \begin{pmatrix} (\cos\theta_1)' - \sin\theta_1(\sin\theta_2)' - (\sin\theta_1)' \sin\theta_2 & \sin\theta_1(\cos\theta_2)' + (\sin\theta_1)' \cos\theta_2 & \\ 0 & (\cos\theta_2)' & (\sin\theta_2)' \\ -(\sin\theta_1)' - \cos\theta_1(\sin\theta_2)' - (\cos\theta_1)' \sin\theta_2 & & 0 \end{pmatrix}$$

$$\begin{aligned} \dot{B}_x &= H[\sin\theta_1(\cos\theta_2)' + (\sin\theta_1)' \cos\theta_2] \\ &\quad - \rho[\omega \cos\theta_1 + \sin\theta_1(\sin\theta_2)' + (\sin\theta_1)' \sin\theta_2] \sin\alpha + \rho(\cos\theta_1)' \\ &\quad - \omega \sin\theta_1 \sin\theta_2] \cos\alpha \end{aligned}$$

$$\dot{B}_y = H(\sin\theta_2)' + \rho[\omega \cos\theta_2 \cos\alpha + (\cos\theta_2)' \sin\alpha]$$

$$\dot{B}_z = 0$$

$$\text{及} \quad [\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}]^T = [\ddot{A}][x_p, y_p, z_p]^T + [\ddot{B}_x, \ddot{B}_y, \ddot{B}_z]^T \quad (16)$$

式中

$$[\ddot{A}] = \begin{pmatrix} (\cos\theta_1)'' - \sin\theta_1(\sin\theta_2)'' - 2(\sin\theta_1)'(\sin\theta_2)' & \sin\theta_1(\cos\theta_2)'' + 2(\sin\theta_1)'(\cos\theta_2)' & \\ & -(\sin\theta_1)'' \sin\theta_2 & +(\sin\theta_1)'' \cos\theta_2 \\ 0 & (\cos\theta_2)'' & (\sin\theta_2)'' \\ -(\sin\theta_1)'' - \cos\theta_1(\sin\theta_2)'' - 2(\cos\theta_1)'(\sin\theta_2)' & & 0 \\ & -(\cos\theta_1)'' \sin\theta_2 & \end{pmatrix}$$

$$\ddot{B}_x = H[\sin\theta_1(\cos\theta_2)'' + 2(\sin\theta_1)'(\cos\theta_2)' + (\sin\theta_1)'' \cos\theta_2]$$

$$\quad - \rho[2\omega(\cos\theta_1)' + \sin\theta_1(\sin\theta_2)'' + 2(\sin\theta_1)'(\sin\theta_2)' + (\sin\theta_1)'' \sin\theta_2]$$

$$\quad - \omega^2 \sin\theta_1 \sin\theta_2] \sin\alpha + \rho[(\cos\theta_1)'' - 2\omega \sin\theta_1(\sin\theta_2)' - 2\omega(\sin\theta_1)' \sin\theta_2]$$

$$\quad - \omega^2 \cos\theta_1] \cos\alpha$$

$$\ddot{B}_y = H(\sin\theta_2)'' + \rho[(\cos\theta_2)'' - \omega^2 \cos\theta_2] \sin\alpha + 2\rho\omega(\cos\theta_2)' \cos\alpha$$

$$\ddot{B}_z = 0$$

设料盘上 p 点的坐标为 $(x_p, 0, 0)$, 并取 $x_p = 170\text{mm}$, $H = 240\text{mm}$, $\rho = 160\text{mm}$, $\beta = 10^\circ$, $n = 60\text{r/min}$, 代入式(8)、式(15)和式(16), 借计算机绘制如图4、图5、图6所示的该点对参考系 I 的位移、速度及加速度曲线。再按式(16)考察主要结构参数与料盘上给定点运动加速度的互依变化关系:

- a. 盘面每一同心圆各点加速度 $a_x = x$, $a_y = y$, $a_z = z$ 的变化规律完全相同, 惟盘心处 $a_z = 0$.
- b. H 和 ρ 值的大小仅影响 a_x 、 a_y .
- c. β 值愈大, 各向加速度幅值也增大, 对 a_z 的影响尤为明显。

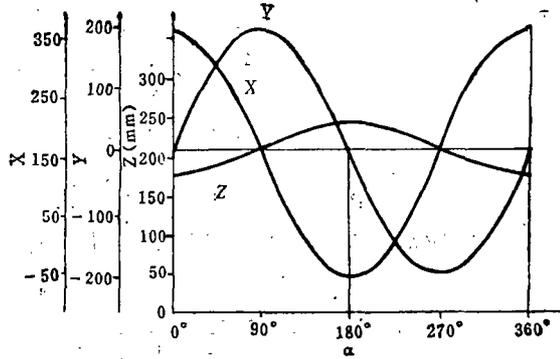


图4 料盘给定点位移曲线

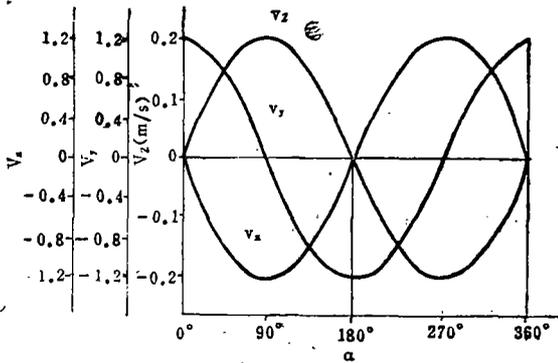


图5 料盘给定点速度曲线

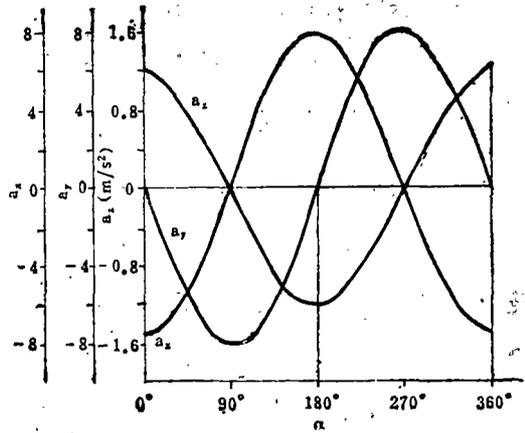


图6 料盘给定点加速度曲线

2 送料机理及影响因素

当前, 在产品包装和机械制造等行业, 所用物件送料装置类型较多, 各有优缺点及适用范围, 起着相辅相成的作用。至于新开发的斗式旋晃给料器则是参照国内外广泛应用的斗式电磁振动给料器提出技术方案构思的, 使之既具有后者的若干结构特征和工艺性能, 又可借助旋晃的机械传动适当增大料斗直径提高生产能力, 并确保工作更加稳定可靠。实用中, 应按本文阐述的基本原理因地制宜组配多样机构结构, 力求整个设备简单紧凑, 降低制造成本, 便于推广。

参阅图7所示的旋晃料斗, 其主体部分呈圆柱形, 沿内外壁面布有单头螺旋滑道。工作时, 散乱的物件(如糖块、销轴之类)由锥形斗底进入内螺旋滑道即能自动实现定向排列。到

了顶部再转入外螺旋滑道盘旋而下，最后从摆角较小的排料口流出。斗外最好配置一段存料导槽，以缓和供送的波动性。

2.1 物件沿滑道运动的必要条件

首先要探明在旋晃过程物件进入内螺旋滑道的条件。

参阅图8，在斗底内螺旋滑道入口沿坐标 y_p 取定点 $P(0, R, 0)$ ，鉴于料盘相对内摆架为平动，故知该点的切线 PQ 应始终平行于坐标 x_p (或 x_1, x_2)。当盘面最低点 j_p 对坐标 x_p 的相位角 $\alpha > 90^\circ$ 时，该切线的倾斜角就等于外摆圈的摆角 θ_1 。这样，可将其绝对值与内螺旋滑道平均螺旋角 θ_0 之差称为给定点滑道面的旋晃瞬时倾斜角 θ_p ，写成下式

$$\theta_p = \theta_1 - \theta_0 \quad (17)$$

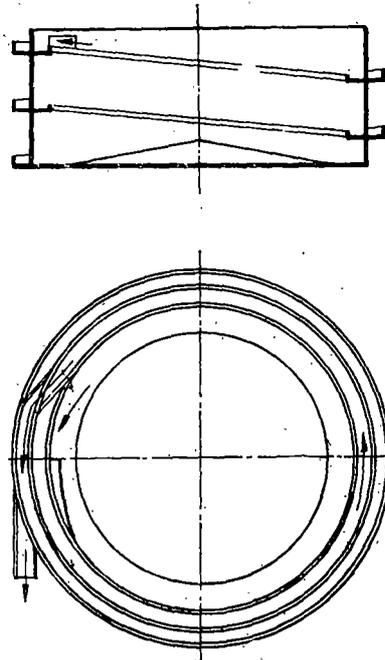


图7 旋晃料斗简图

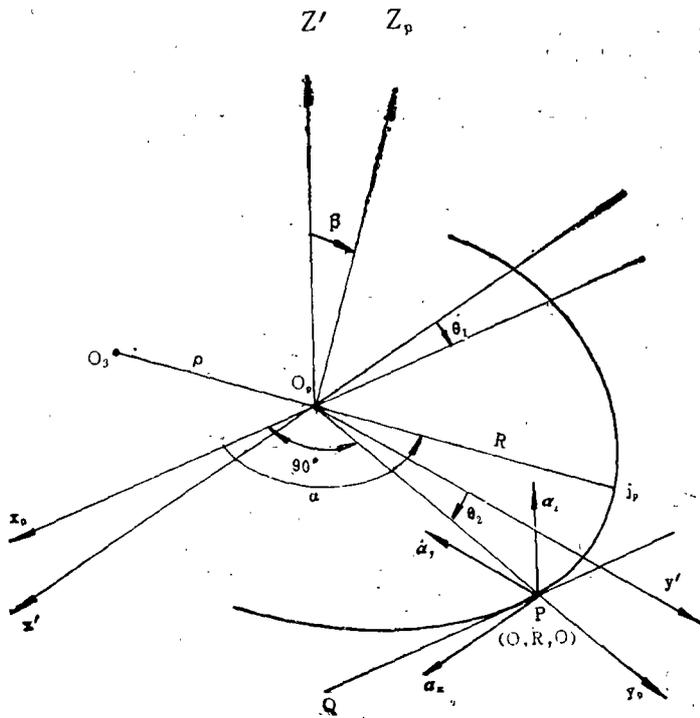


图8 斗底滑道入口瞬时倾斜角及加速度分析示意图

已知 $\theta_1 = \arctg(\operatorname{tg}\beta |\cos\alpha|) \leq \beta$, 可见 θ_p 亦为 α 或 t 的函数。

其次, 参阅图9分析被供送物件在内螺旋源道入口 P 点的受力情况。令物件的质量为 m , 重力为 G , 同底面和壁面的正压力各为 N_1, N_2 , 相应的摩擦力各为 F_1, F_2 , 滑动摩擦系数均为 μ , 故知 $F_1 + F_2 = \mu(N_1 + N_2)$, 据此建立运动方程:

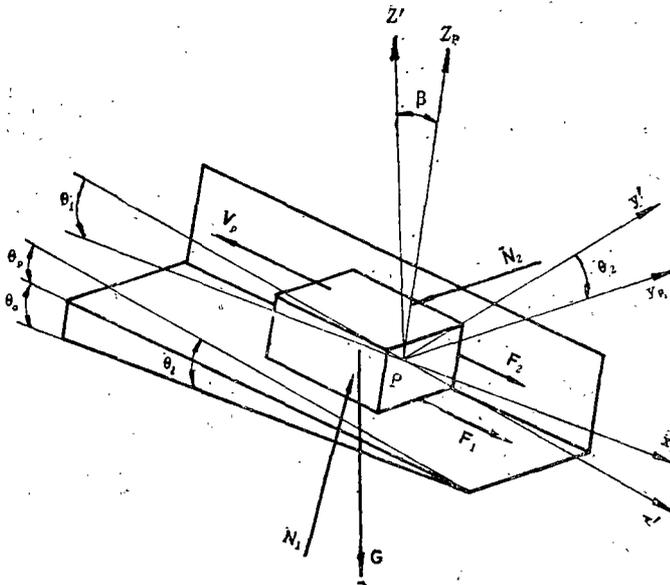


图9 滑道入口给定点物件受力分析示意图

$$N_1 - mg \cos\theta_2 \cos\theta_p = m(-\ddot{x} \sin\theta_p + \ddot{y} \sin\theta_2 \cos\theta_p + \ddot{z} \cos\theta_2 \cos\theta_p)$$

$$mg \sin\theta_2 - N_2 = m(\ddot{y} \cos\theta_2 - \ddot{z} \sin\theta_2)$$

得

$$N_1 = m[-\ddot{x} \sin\theta_p + (g \cos\theta_2 + \ddot{y} \sin\theta_2 + \ddot{z} \cos\theta_2) \cos\theta_p] \quad (18)$$

$$N_2 = m[(g + \ddot{z}) \sin\theta_2 - \ddot{y} \cos\theta_2] \quad (19)$$

相对旋晃料斗的底部而言, 为保证物件从内螺旋滑道入口向上滑移, 必须控制如下条件

$$F_1 + F_2 - mg \cos\theta_2 \sin\theta_p \leq m(\ddot{x} \cos\theta_p + \ddot{y} \sin\theta_2 \sin\theta_p + \ddot{z} \cos\theta_2 \sin\theta_p)$$

若取 $\theta_0 < 5^\circ$, $\beta < 25^\circ$, 可近似解出

$$\operatorname{tg}\theta_p > \frac{-\ddot{x} + \mu[\ddot{y}(\sin\theta_2 - \cos\theta_2) + (g + \ddot{z})(\sin\theta_2 + \cos\theta_2)]}{\mu\ddot{x} + \ddot{y} \sin\theta_2 + (g + \ddot{z}) \cos\theta_2} \quad (20)$$

令核准数

$$k_0 = \operatorname{arctg} \frac{-\ddot{x} + \mu[\ddot{y} \sin\theta_2 - \cos\theta_2] + (g + \ddot{z})(\sin\theta_2 + \cos\theta_2)}{\mu\ddot{x} + \ddot{y} \sin\theta_2 + (g + \ddot{z}) \cos\theta_2} \quad (21)$$

则要求

$$\theta_p > k_\theta = f(\alpha) \tag{22}$$

借式(21)绘制如图10所示的 k_θ - α 关系曲线。这表明，当其他参数确定后，只有物件所在内螺旋滑道面的旋晃瞬时倾斜角 θ_p 大于相应的校核准数值 k_θ 时，相对斗底而言，物件才能沿滑道表面向上运动。

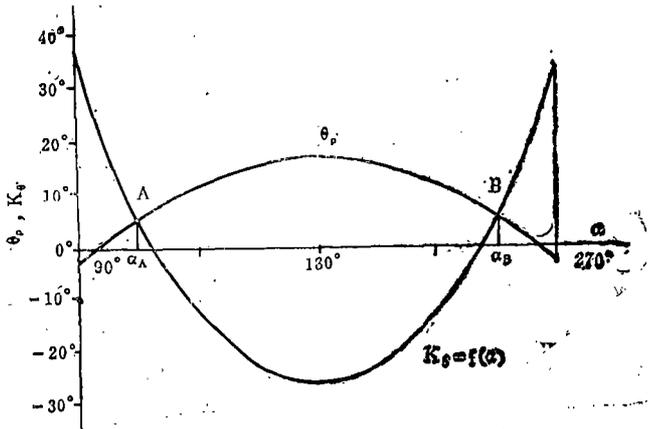


图10 θ_p, k_θ - α 关系曲线

$$H = 240\text{mm} \quad \rho = 160\text{mm} \quad R = 250\text{mm} \quad \beta = 20^\circ$$

$$\theta_0 = 2^\circ \quad \mu = 0.27 \quad n = 60\text{r/min}$$

由于图中两条曲线 θ_p 与 k_θ 相交于左右的A、B两点，与此相对应，投影到横坐标上即为 α_A 、 α_B ，不难理解，前者是物件向上滑移起始相位角，而后者则是终止相位角。因此该二角之差

$$\Delta\alpha = \alpha_B - \alpha_A \tag{23}$$

表示物件沿内螺旋滑道向上滑移的区间角或分布角，显然 $0 < \Delta\alpha < 180^\circ$ 。当 β 一定时， θ_0 愈大， $\Delta\alpha$ 相应减小，这会直接影响本给料器的供给能力，通常取 $\theta_0 = 2^\circ \sim 5^\circ$ 。

2.2 物件沿滑道运动的影响因素

2.2.1 料盘倾斜角 参阅图11，在给定条件下， $\Delta\alpha$ - β 曲线出现高峰值，要选择适当的料盘

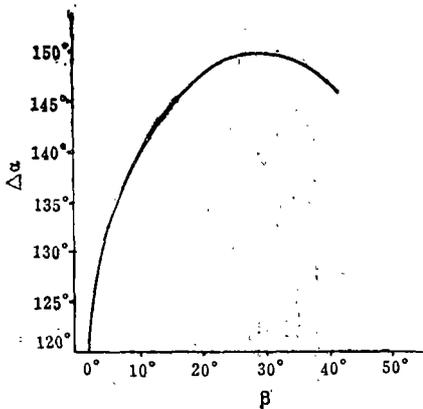


图11 $\Delta\alpha$ - β 关系曲线

$$H = 240\text{mm} \quad \rho = 160\text{mm} \quad R = 170\text{mm}$$

$$\theta_0 = 2^\circ \quad \mu = 0.19 \quad n = 60\text{r/min}$$

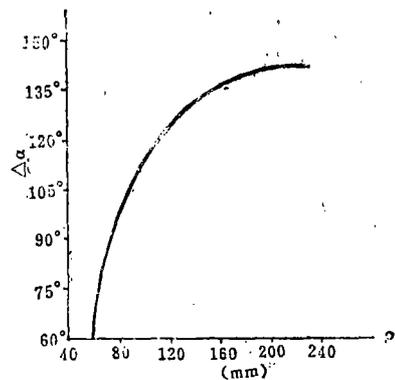


图12 $\Delta\alpha$ - ρ 关系曲线

$$H = 240\text{mm} \quad R = 170\text{mm} \quad \beta = 12^\circ$$

$$\theta_0 = 2^\circ \quad \mu = 0.19 \quad n = 60\text{r/min}$$

倾角斜 β 以利于增大 $\Delta\alpha$ 提高供送能力。如果 β 过大,不仅 $\Delta\alpha$ 有所减小,还会引起物件在螺旋滑道上产生跳动现象,难以维持稳定的工作状态。

2.2.2 料盘偏心距 参阅图12,在给定条件下,随着料盘偏心距 ρ 的增大, $\Delta\alpha$ - ρ 曲线呈现先急剧上升而后趋于平缓的状态。为便于从料斗排出已整理好的物件,再考虑旋晃机构的结构要素,对 ρ 宜取适当的偏小值。

2.2.3 料盘旋晃转速 根据前图10得知,当 $\alpha = 180^\circ$ 时, θ_p 出现最高值,而 k_0 却出现最低值,说明物件最容易进入内螺旋滑道。借此条件可求出料盘的下限角速度 ω_{min} 。仍选滑道上P点的坐标为 $(0, R, 0)$,又知 $\alpha = 180^\circ, \theta_1 = \beta, \theta_2 = 0, \theta_p = \beta - \theta_0$,导出 x, y, z 各值一并代入式(20),再考虑 $\beta \leq 25^\circ, (1 - \cos\beta)^2 \approx 0$,遂近似得

$$\omega_{min}^2 = \frac{g[\text{tg}(\beta - \theta_0) - \mu]}{\mu R \sin^2\beta - [1 + \mu \text{tg}(\beta - \theta_0)]\{H \sin\beta + \rho[\cos\beta + (2 - \cos\beta)\sin^2\beta]\}} \quad (24)$$

强调指出,上式中若出现 $\omega_{min} \leq 0$ 的情况,就意味着即使料盘不作旋晃运动,只是由于 $\theta_p \geq \phi_m$ ($\phi_m = \arctg\mu$),物件靠自身重力作用同样能够沿滑道移动,这一点对设计料斗的外螺旋滑道有一定的指导意义。另外,如果出现 $\beta = \theta_0 = 0, \mu > 0$ 的情况,那么要使物件能对作正圆平动的水平盘面产生运动,必须保证 $\omega \geq \omega_{min} = \sqrt{g\mu/\rho}$,这有助于全面理解图13中 n_{min} - β 曲线的变化。

由图6的加速度曲线看出,对物件所在点 $P(0, R, 0)$ 来说,当 $\alpha = 180^\circ$ 时,一旦发生 $a_z \rightarrow 0, N_1 \rightarrow 0$,将使它有从滑道上“起跳”的趋势。故称与此对应的料盘旋晃角速度为上限角速度 ω_{max} 。根据前述条件援引式(18),取 $N_1 = 0$,解出

$$\omega_{max}^2 = \frac{g}{H \sin\beta + \rho[\cos\beta + (2 - \cos\beta)\sin^2\beta]\text{tg}(\beta - \theta_0)} \quad (25)$$

上式表明, ω_{max} 与 R, μ 无关,对照 ω_{min} 当然有所差别。取有关值可绘出如图13所示的 n_{max} - β 及 n_{min} - β 的关系曲线。在此基础上进而绘出如图14所示的 $\Delta\alpha$ - n 关系曲线,便于合理

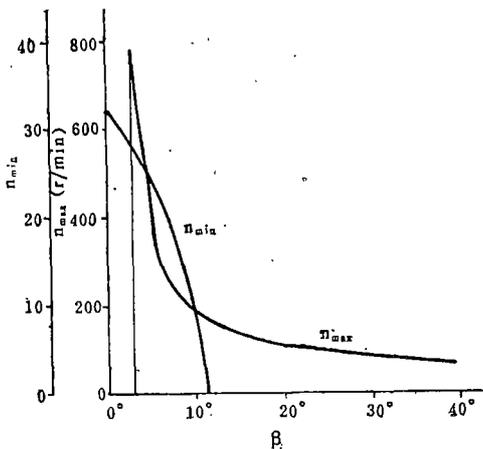


图13 n_{max}, n_{min} - β 关系曲线

$$H = 240\text{mm} \quad \rho = 160\text{mm} \quad R = 170\text{mm} \\ \theta_0 = 2^\circ \quad \mu = 0.19$$

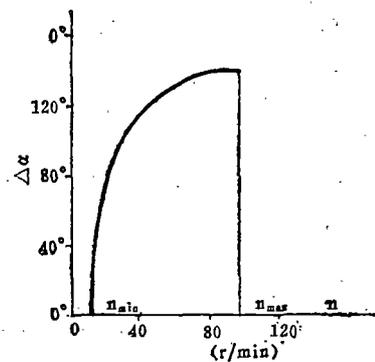


图14 $\Delta\alpha$ - n 关系曲线

$$H = 240\text{mm} \quad \rho = 160\text{mm} \quad R = 170\text{mm} \\ \beta = 10^\circ \quad \theta_0 = 2^\circ \quad \mu = 0.19$$

选定各主要参数,特别是两个主调节参数 β 、 n ,保证 $\Delta\alpha$ 有足够大,且使 $n_{\min} < n < n_{\max}$,以利提高供送能力。

3 供送能力计算

斗式旋晃给料器的供送能力可用式表示为:

$$Q = K \frac{R \Delta \alpha S n}{l} \quad (\text{pcs/min}) \quad (26)$$

式中

R ——物件沿料斗内螺旋滑道的运动半径

S ——斗内分流滑道的个数

l ——单个物件沿滑道运动方向的长度

K ——有效供送系数,是对理论供送能力提出的总修正,应按具体生产条件由实验或经验确定;为减少物件进入内螺旋滑道产生相互干扰和断流现象,对本旋晃料斗不宜在底部存料过多,而这同加料状况有关。

还需指出,对上式 $R\Delta\alpha/l$ 的计算值要舍尾存整。

参 考 文 献

- 1 许林成. 多动能旋晃机的研究, 第二届国际包装学术讨论会论文集(国外包装技术选登, 1989; 1)
- 2 张启先. 空间机构的分析与综合, 上册, 机械工业出版社, 1984
- 3 许林成主编. 包装机械原理与设计, 上海科学技术出版社, 1988
- 4 Automated Assembling Production Data Memoranda, Section 1, The Institution of Production Engineers, 1971

A Research of the Wobble Revolving Mechanism
with Feed Material

—The Development of the Wobble Revolving Hopper Feeder

Xu Lincheng

Zhang Jianhao

(Wuxi Inst. of Light Ind.) (Nanjing Univ. of Agri.)

Abstract: On the basis of creating a new type of machine ——wobble revolving machine, this paper focuses on study of the kinematics and dynamics of the wobble revolving mechanism with feed material. In addition, according to unique wobble revolving motion law of the material tray, a special function is studied concretely which is the automatic orientational delivery for rigid pieces in packaging industry and other field.

Keywords; wobble revolving mechanism; hopper feeder; automatic orientational delivery