

振动筛 振动给料机 振动输送机 的设计与调试

闻邦椿 刘凤翹 刘杰 编著



化学工业出版社

振动筛 振动给料机 振动输送机 的设计与调试

闻邦椿 刘凤翹 刘杰 编著

化学工业出版社

内 容 简 介

本书系统地阐述了振动筛、共振筛、概率筛、等厚筛、电磁振动给料机、自同步惯性振动给料机、共振型惯性振动给料机、水平式振动输送机、及垂直式振动输送机等各种振动机械的结构、工作原理、设计计算、参数选择、加工制造、安装调试、使用维护及某些主要及特殊零部件的设计计算方法。可供从事振动机械设计、研究、制造、及现场使用的工程技术人员及大专院校师生阅读或参考，也可供现场工人阅读。

振动筛 振动给料机 振动输送机 的设计与调试

闻邦椿 刘凤翥 刘杰 编著

责任编辑：任文斗

封面设计：许立

化学工业出版社 出版发行

(北京和平里七区十六号楼)

北京海丰印刷厂印刷

新华书店北京发行所经销

开本 $787 \times 1092^{1/32}$ 印张 $15^{1/8}$ 字数352千字

1989年2月第1版 1989年2月北京第1次印刷

印 数 1—2,770

ISBN 7-5025-0309-9/TH·5

定 价 5.50元

前 言

在许多情况下，振动是一种不必要的和有害的现象，但在某些场合，振动是有益的。最近二十多年来，振动已逐渐被应用到许多工业部门，用来完成某些工艺过程，或提高机器的工作效率。到现在，振动的利用已经形成为机械振动学的一个有广泛发展前途的、并与生产有密切联系的重要分支。据统计，目前应用于工业中的利用振动来工作的机器（简称振动机）有上百种之多，例如，振动给料机、振动放矿机、振动输送机、振动上料机、振动筛、共振筛、振动冷却机、振动干燥机、振动脱水机、振动粉磨机、振动落砂机、振动成型机、振动压路机、振动沉拔桩机、振捣器、振动试验台、动平衡试验机、振动时效用激振器、木工振动刨等。其中振动给料机、振动输送机、振动筛和共振筛，作为通用机械，已被广泛应用于采矿、冶金、煤炭、化工、轻工、机械、电力、建筑、建材、交通、水利、铁道和国防等工业部门。

随着我国建设事业的发展及四个现代化建设的迫切需要，对这类机器不仅在品种和规格上，而且在质量上也提出了愈来愈高的要求。为此，本书较系统地 and 较全面地叙述这类机器的结构型式和工艺参数、运动学参数、动力学参数及其主要零部件的设计计算方法，并说明这些机器调试的基本原理。这对于扩大这类机器的使用范围，发展品种，提高它们

的质量，改善它们的工作性能，进而提高这类机器的生产率与工作效率，都是有实际意义的。

本书共分六章。第一章叙述在振动输送机、振动给料机和振动筛中物料运动的基本原理，介绍这类机器工艺参数与运动学参数的选择原则和计算方法。

第二章叙述普通振动筛和共振筛、电磁振动筛、概率筛、等厚筛和概率等厚筛的构造和特点，动力学参数的计算方法，零部件的结构设计方法和机器调试的基本原理。

第三章叙述电磁振动给料机、自同步振动给料机、惯性共振式给料机的构造和特点，动力学参数的计算方法，部件的结构设计和机器的调试方法。

第四章和第五章分别叙述水平（或微倾斜）振动输送机和垂直振动输送机的构造，动力学参数计算方法、机器结构设计及调试的基本原理。

第六章叙述振动筛、共振筛、振动给料机和振动输送机弹性元件的结构型式与特点及其计算方法。

在编写本书的过程中，我们得到许多单位的热情帮助与支持，他们为本书提供了不少宝贵资料。我们还得到王为庶、李树忠、陈宇明、林向阳等同志的大力协助，特此致以深切的谢意。

由于水平所限，不当之处，甚至是错误的地方在所难免，请读者批评指正。

编 者

目 录

第一章 振动输送的基本原理及振动输送机的运动学参数与工艺参数的选择	(1)
第一节 物料振动输送的基本型式及其选择	(1)
第二节 直线振动机中物料滑行运动的基本原理及运动学参数与工艺参数的选取	(2)
第三节 直线振动机中物料抛掷运动的基本原理及运动学参数与工艺参数的选取	(20)
第四节 圆运动振动机中物料运动的基本原理及运动学参数的选取	(33)
第五节 椭圆运动振动机中物料运动的基本原理及运动学参数的选取	(41)
第二章 普通振动筛与共振筛、概率筛及等厚筛	(53)
第一节 筛机的用途、筛分方法及其特点	(53)
第二节 单轴和双轴惯性振动筛的构造与特点	(65)
第三节 惯性式、连杆式和电磁式共振筛的构造与特点	(84)
第四节 概率筛和等厚筛的构造与特点	(98)
第五节 物料筛分的概率理论及应用	(108)
第六节 振动筛和共振筛运动学参数与工艺参数的选取	(123)
第七节 惯性式振动筛与共振筛的动力学分析	(132)
第八节 惯性式振动筛与共振筛的动力学参数	(178)
第九节 振动筛与共振筛的结构设计	(187)

第十节	振动筛和共振筛的安装与调整	(206)
第十一节	振动筛和共振筛的维护与检修	(214)
第三章	振动给料机	(218)
第一节	振动给料机的分类及应用	(218)
第二节	振动给料机的构造及工作原理	(221)
第三节	振动给料机的动力学参数计算	(233)
第四节	电磁振动给料机的电磁参数	(250)
第五节	电磁振动给料机的控制系统	(279)
第六节	振动给料机的结构设计	(289)
第七节	振动给料机的安装、调试及试车	(308)
第八节	振动给料机的使用、维护、检修及故障处理	(320)
第四章	水平及微倾斜振动输送机	(324)
第一节	水平及微倾斜振动输送机的用途、特点及分类	(324)
第二节	弹性连杆式振动输送机的构造及特点	(327)
第三节	惯性式与电磁式振动输送机的构造及特点	(335)
第四节	弹性连杆式振动输送机的动力学分析	(339)
第五节	弹性连杆式振动输送机的动力学参数	(357)
第六节	振动输送机的结构设计	(365)
第七节	振动输送机的安装与调整	(388)
第八节	振动输送机的维护与检修	(399)
第五章	垂直式振动输送机	(405)
第一节	垂直式振动输送机的分类及使用范围	(405)
第二节	垂直式振动输送机的构造与工作原理	(406)
第三节	惯性式垂直振动输送机的动力学参数	(420)
第四节	惯性共振式垂直振动输送机的动力学参数	(428)
第五节	弹性连杆式垂直振动输送机的动力学参数	(440)
第六节	漏斗型振动喂料机的动力学参数	(455)
第七节	垂直振动输送机的结构设计	(458)

第六章 振动筛、振动给料机与振动输送机弹性元件的 设计与计算	(467)
第一节 弹性元件的种类及其特点	(467)
第二节 弹性元件的组合刚度	(469)
第三节 金属螺旋弹簧的刚度与强度计算	(472)
第四节 板弹簧的刚度与强度计算	(482)
第五节 橡胶弹簧的刚度与强度计算	(484)
常用符号表	(495)
附表 本书所用单位与法定计量单位换算表	(497)
参考文献	(498)

第一章 振动输送的基本原理及振动输送机的运动学参数与工艺参数的选择

第一节 物料振动输送的基本型式及其选择

振动输送机、振动给料机和振动筛（统称为振动机）是通过槽体的振动来输送物料的。物料在槽体中输送的基本方式有两种：滑行运动和抛掷运动。只要适当地选择振动机的运动学参数（振幅、频率、振动方向角和安装倾角），便可以对槽体中的物料按上述的任意一种方式进行输送。

一、滑行运动

物料始终保持与槽底相接触，在槽体的每一个振动周期中，物料沿槽底向前滑动一个微小距离，因而在槽体以一定的频率连续振动的情况下，便可以将物料连续地从槽体中输送出去。

二、抛掷运动

物料时而与槽底接触，时而与槽底脱离，即物料时而被槽体向前上方抛起，作抛物线运动，时而又落回槽底。物料每次被抛起之后，都向前前进一个微小距离，从而实现物料的连接输送。

在设计振动输送机、振动给料机和振动筛时，对上述两种输送方式或物料运动状态的选择，主要取决于物料的磨损性、对输送速度的要求、防止物料自身破碎的要求、振动机

构的型式及工作面的运动轨迹等。

当用于不允许破碎的易碎性物料或粉状物料的输送时，常采用滑行运动的输送方式或滑行运动状态，但在这种状态下，振动机的槽体易受到磨损。当用于对破碎无特殊要求的物料的输送时，则通常选用抛掷运动的输送方式或抛掷运动状态。因为在这种状态下，振动机槽体的磨损较轻，物料的输送速度一般较滑行运动状态为高，所以大多数振动机通常都选用抛掷运动状态。

物料输送方式的选择还与振动机构的类型和机体的运动轨迹有关。对于连杆式振动机构，既可采用滑行运动的输送方式，也可采用抛掷运动的输送方式；在惯性式与电磁式振动机构中，通常采用抛掷运动的输送方式。

对于直线运动的振动机或近似于直线的椭圆运动的振动机，既可以在滑行运动状态下输送物料，也可以在抛掷运动状态下输送物料；对于圆周运动的振动机和近似于圆周的椭圆运动的振动机，通常只采用抛掷运动的输送方式，因为在滑行运动情况下，该种振动机不能获得较大的输送速度。

在选定物料的输送方式之后，便可进一步确定与物料运动状态相适应的运动学参数，即振动机槽体的振幅、振动频率、振动方向角及安装倾角等。

第二节 直线振动机中物料滑行运动的基本原理及运动学参数与工艺参数的选取

一、实现滑行运动的条件及滑行指数的选择

要使物料在振动机的槽体中不出现抛掷，其必要条件是使物料与槽底始终保持接触，也就是使物料颗粒在垂直于槽底方向的重力分力，大于或等于因槽体振动所引起的物料颗

粒的惯性力在垂直于槽底方向的分力（图1-1）。

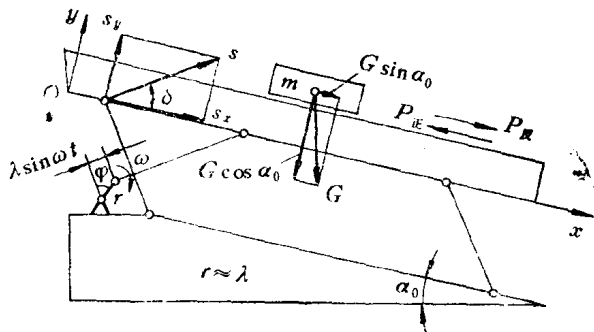


图 1-1 槽体运动规律及物料受力分析

由图1-1可知，物料颗粒的重力在槽底垂直方向的分力为 $G \cos \alpha_0$ ，而由于槽体沿着某一倾斜方向作简谐振动，使物料颗粒所获得的惯性力在垂直于槽底方向的分力为 $m \omega^2 \lambda \sin \delta$ 。因而，物料与槽底保持接触的条件是：

$$G \cos \alpha_0 \geq m \omega^2 \lambda \sin \delta \quad (1-1)$$

式中 G ——物料的重量，公斤；

m ——物料的质量，公斤·秒²/毫米；

α_0 ——振动机槽体安装倾角，度；

ω ——槽体振动的圆频率，秒⁻¹；

λ ——槽体振幅，厘米；

δ ——振动方向角，即槽体振动方向与槽体底面的夹角，度。

将 $G = mg$ 代入式 (1-1)，化简后得

$$\frac{\omega^2 \lambda \sin \delta}{g \cos \alpha_0} \leq 1 \quad (1-2)$$

设

$$D = \frac{\omega^2 \lambda s \sin \delta}{g \cos \alpha_0} \quad (1-3)$$

式中 D ——抛掷指数，即垂直于槽底方向的振动加速度分量与重力加速度分量之比；

g ——重力加速度， $g=9800$ 毫米/秒²。

当抛掷指数 D 小于或等于 1 时，式 (1-2) 成立，物料不可能被抛起，此即物料与槽底始终保持接触的基本条件。

由图 1-1 看出，促进物料颗粒沿 x 方向出现滑行的作用力是物料平行于槽底方向的惯性力分力与重力分力之和，以 P 表示，即

$$P = m\omega^2 \lambda \cos \delta \sin \varphi + G \sin \alpha_0 \quad (1-4)$$

式中 φ ——振动相位角，度。

而极限摩擦力 F_0 是正压力 N 与静摩擦系数 f_0 的乘积，即

$$F_0 = \mp f_0 N \quad (1-5)$$

式中 f_0 ——物料对槽体的静摩擦系数；

N ——正压力，按下式计算

$$N = -m\omega^2 \lambda s \sin \delta \sin \varphi + G \cos \alpha_0 \quad (1-6)$$

式 (1-5) 中之“ \mp ”号代表摩擦力的方向。当计算正向滑动时取“-”号，计算反向滑动时取“+”号。正向滑动系指物料顺着排料方向滑动，反向滑动系指物料与排料方向相反的滑动。

要使物料颗粒出现正向滑动，必须使 P 力大于极限摩擦力 F_0 ，即

$$P > -F_0 \quad (1-7)$$

由式 (1-4) 看出，当 $\sin \varphi = 1$ 时，力 P 达最大值，而 F_0 为最小值，这时式 (1-7) 可化简为

$$\frac{\omega^2 \lambda \cos(\mu_0 - \delta)}{g \sin(\mu_0 - \alpha_0)} > 1 \quad (1-8)$$

式中 μ_0 ——物料对槽底的静摩擦角。
设

$$K = \frac{\omega^2 \lambda}{g} = \frac{\pi^2 n^2 \lambda}{900g} \quad (1-9)$$

$$D_k = K \frac{\cos(\mu_0 - \delta)}{\sin(\mu_0 - \alpha_0)} \quad (1-10)$$

式中 K ——振动强度（或称机械指数），系振动加速度幅值与重力加速度之比；

n ——每分钟槽体振动次数，次/分；

D_k ——正向滑行指数。

由上式看出，当正向滑行指数 D_k 大于1时，物料可以出现正向滑行。

再由式(1-4)看出，当 $\sin\varphi = -1$ 时，力 P 达最小值，使物料出现反向滑行的条件是

$$P < -F_0 \quad (1-11)$$

即

$$\frac{\omega^2 \lambda \cos(\mu_0 + \delta)}{g \sin(\mu_0 + \alpha_0)} > 1 \quad (1-12)$$

设

$$D_q = K \frac{\cos(\mu_0 + \delta)}{\sin(\mu_0 + \alpha_0)} \quad (1-13)$$

式中 D_q ——反向滑行指数。

当反向滑行指数 $D_q > 1$ 时，物料可以出现反向滑行。

综上所述，根据抛掷指数 D 、正向滑行指数 D_k 及反向滑

行指数 D_q 的大小，可以得到以下两种滑行运动状态：

1. 当 $D < 1$, $D_k > 1$, $D_q < 1$ 时，只出现正向滑行的运动状态：

2. 当 $D < 1$, $D_k > 1$, $D_q > 1$ 时，在振动机槽体的一个振动周期内，将会出现正向滑行和反向滑行两种运动状态。

对一般振动机，正向滑行指数通常大于反向滑行指数，所以尽管出现不同程度的反向滑行，物料仍然会向排料端移动。此外，有时在 $D_k > 1$, $D_q > 1$ 的情况下，由于物料滑行运动的连续性，当物料正向滑行的终止时间超过产生反向滑行的开始时间时，则反向滑行不可能按时出现，甚至是不可能出现。这个问题将在以后进一步说明。

对于振动输送机来说，反向滑行没有实际意义，反而会增大槽体的磨损，所以通常希望只产生较大的正向滑行，最好不产生反向滑行。因此，在设计与使用振动输送机与振动给料机时，常取 $D < 1$, $D_k = 2 \sim 3$, $D_q \approx 1$ 。

二、运动学参数的选择与计算

当选定好 D_k 与 D_q 之后，可由式 (1-10) 和式 (1-13) 求出正向滑行指数与反向滑行指数的比值：

$$\frac{D_k}{D_q} = \frac{\sin(\mu_0 + \alpha_0) \cos(\mu_0 - \delta)}{\sin(\mu_0 - \alpha_0) \cos(\mu_0 + \delta)} \quad (1-14)$$

设

$$c = \frac{D_q \sin(\mu_0 + \alpha_0)}{D_k \sin(\mu_0 - \alpha_0)} \quad (1-15)$$

式 (1-14) 化简后，可得以下计算振动方向角的公式

$$\delta = \arctg \frac{1-c}{(1+c)f_0} \quad (1-16)$$

对于振动输送机来说,槽体的安装倾角 α_0 通常为零度,有时装成不大的倾角($\alpha_0 < 7^\circ$);对于振动给料机,通常取 $\alpha_0 = 10^\circ$,最大达 15° ,少数情况下取 $\alpha_0 = 0^\circ$,因为增大倾角,可增加振动给料机的产量、当产量一定时可减小振动给料机的规格。静摩擦角 μ_0 可由手册中查出,或由试验得出。代入式(1-15)和式(1-16),便可求得振动方向角 δ 。

根据所求得的振动方向角 δ 及选定的倾角 α_0 ,便可按下式计算所需的振动强度 K :

$$K = D_k \frac{\sin(\mu_0 - \alpha_0)}{\cos(\mu_0 - \delta)} \quad (1-17)$$

或

$$K = D_q \frac{\sin(\mu_0 + \alpha_0)}{\cos(\mu_0 + \delta)} \quad (1-18)$$

因为 $K = \frac{\omega^2 \lambda}{g} = \frac{\pi^2 n^2 \lambda}{900g}$,所以在选定振幅 λ 之后,可按下式计算所需的每分钟振动次数 n :

$$n = 30 \sqrt{\frac{D_k g \sin(\mu_0 - \alpha_0)}{\pi^2 \lambda \cos(\mu_0 - \delta)}} \text{次/分} \quad (1-19)$$

或

$$n = 30 \sqrt{\frac{D_q g \sin(\mu_0 + \alpha_0)}{\pi^2 \lambda \cos(\mu_0 + \delta)}} \text{次/分} \quad (1-20)$$

如果首先选定振动次数 n ,则所需振幅可按下式计算:

$$\lambda = 900 \frac{D_k g \sin(\mu_0 - \alpha_0)}{\pi^2 n^2 \cos(\mu_0 - \delta)} \text{毫米} \quad (1-21)$$

或

$$\lambda = 900 \frac{D_q g \sin(\mu_0 + \alpha_0)}{\pi^2 n^2 \cos(\mu_0 + \delta)} \text{毫米} \quad (1-22)$$

由上式看出,当振动次数较高时,振幅较小;当振动次

数较低时，则振幅较大。

三、滑始角、滑止角、滑行平均速度及生产率计算

1. 滑始角、滑止角及几种滑行运动状态

滑始角是指滑行开始时刻的振动相位角，而滑止角是滑行终了时刻的振动相位角，由式 (1-7) 及 (1-11) 不难导出正向滑始角与反向滑始角的计算公式

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{k_0} &= \arcsin \frac{1}{D_k} \\ \varphi_{q_0} &= \arcsin \left(-\frac{1}{D_q} \right) \end{aligned} \right\} (1-23)$$

式中 φ_{k_0} ——理论正向滑始角；

φ_{q_0} ——理论反向滑始角。

由上式看出，理论正向滑始角 φ_{k_0} 在 $0^\circ \sim 180^\circ$ 的范围内，而理论反向滑始角 φ_{q_0} 在 $180^\circ \sim 360^\circ$ 的范围内。如果考虑到物料运动的连续性条件，即当正向滑止角大于反向滑始角，或者是反向滑止角大于正向滑始角，且满足式 (1-7) 的条件时，前一周期的滑止角即为后一周期的滑始角（如图 1-4c、d、e 所示）。所以，实际正向滑始角 φ'_k 便将大于理论正向滑始角 φ_{k_0} ，而实际反向滑始角 φ'_q 便将大于理论反向滑始角 φ_{q_0} 。当物料开始正向滑行或反向滑行之后，由于摩擦力的存在，使物料对槽体的相对滑行速度减少，直到物料对槽体的相对速度等于零时，正向滑行与反向滑行便告终结。正向滑止角以 φ'_k 表示，而反向滑止角以 φ'_q 表示。 φ'_k 和 φ'_q 可按以下方法求出。

当物料开始正向滑行之后，其运动方程为

$$m \ddot{x}_u = m \omega^2 \lambda \cos \delta \sin \varphi + G \sin \alpha_0 - f N$$

式中 \ddot{x}_u ——物料对槽底在 x 方向的相对运动加速度；

f ——物料对槽底的动摩擦系数。

将式 (1-6) 中的正压力 N 代入上式, 可求得相对速度

$$\begin{aligned} \dot{x}_u &= \int_{\frac{\varphi}{\varphi_k}}^{\varphi} \frac{\omega}{\omega} \ddot{x}_u dt \\ &= \frac{\omega \lambda \cos(\mu - \delta)}{\cos \mu} [\cos \varphi'_k - \cos \varphi - \sin \varphi_k (\varphi - \varphi'_k)] \end{aligned} \quad (1-24)$$

式中 μ ——动摩擦角;

φ_k ——假想正向滑始角, 即以动摩擦角 μ 代入式 (1-23) 中计算得出的正向滑始角, 其计算公式为

$$\varphi_k = \arcsin \frac{\sin(\mu - \alpha_0)}{K \cos(\mu - \delta)} \quad (1-25)$$

当 $\mu = \mu_0$ 时, $\varphi_k = \varphi_{k0}$, 但通常情况下 $\mu < \mu_0$, 所以一般 φ_k 比 φ_{k0} 小。

由于振动输送机和振动给料机的安装倾角 α_0 小于动摩擦角 μ , 所以经过一定时间之后, 即当 $\varphi = \varphi'_k$ 时, 相对速度 $\dot{x}_u = 0$, 即正向滑行结束。

根据式 (1-24), 当用实际正向滑止角 φ'_k 代替 φ 时, 可得以下正向滑行的终结条件:

$$\cos \varphi'_k - \cos \varphi'_k - \sin \varphi_k (\varphi'_k - \varphi'_k) = 0 \quad (1-26)$$

按照上式可作出如图 1-2 所示的曲线。

假想正向滑始角 φ_k 可按式 (1-25) 求出, 实际正向滑始角 φ'_k 与物料的滑行状态有关, 其值或等于最小正向滑始角 φ_{k0} , 或在 $\varphi_{k0} \sim 180^\circ - \varphi_{k0}$ 的范围内。实际正向滑始角 φ'_k 的确定方法, 在说明实际反向滑止角 φ'_k 的求法之后说明。