前　言

《矿山机械》（选矿机械部分）是根据冶金工业部矿山机械专业教学计划和本课程的教学大纲编写的。本书是矿山机械专业的教科书，也可供从事选矿机械设计、制造、维修工作的工程技术人员、工人参考。

本书以系统地阐述本学科的基本理论和基本知识为主。并结合国内生产实际，反映了我国选矿机械方面的新成就，同时对国外选矿机械的发展动向亦作了扼要的介绍。

本书重点阐述破碎机械、筛分机械和磨矿机械的工作原理、基本理论、构造、主要工作参数的计算、各部件的受力分析和主要零件的设计计算等。对于分级机械、选别机械和脱水机械的工作原理、构造、主要工作参数的选择和计算也作了简略介绍。由于矿山机械专业设有“矿山机械的润滑、修理与安装”课，故本书对于安装、维护、检修方面的内容未作专题介绍。

本书由中南矿冶学院矿山机械教研室周恩浦主编。本书第五章由江西冶金学院单人騵编写，其余均由周恩浦编写。

在编写过程中得到了东北工学院、沈阳重型机器厂、沈阳选矿机械研究所、洛阳矿山机械研究所等单位的大力协助和热情支持，提供了许多宝贵资料和意见。初稿完成后，又邀请了中南矿冶学院等单位对书稿进行了审查。在此，谨向上述单位和有关同志表示衷心感谢。

由于编者水平有限，书中一定存在不少的缺点和错误，恳切地希望读者提出宝贵意见，给予批评指正。

编　者

1978年10月

目　　录

前言

绪论…… 1

一、选矿机械在国民经济中的作用…… 1

二、选矿的工艺流程…… 1

三、选矿机械的发展概况…… 5

第一章　破碎和磨碎原理及其设备的分类…… 6

第一节　矿石的破碎和磨碎方法…… 6

第二节　破碎和磨碎产品的粒度特性…… 7

第三节　破碎理论……11

第四节　破碎机和磨矿机的分类及其工作特点……14

第二章　颚式破碎机……16

第一节　概述……16

第二节　颚式破碎机的构造……16

第三节　颚式破碎机的结构参数及工作参数的选择和计算……25

第四节　颚式破碎机主要零部件的计算……31

第五节　颚式破碎机的运动学和动力学……38

第三章　旋回破碎机……42

第一节　概述……42

第二节　旋回破碎机的构造……42

第三节　旋回破碎机的结构参数和工作参数的选择和计算……47

第四节　旋回破碎机主要零件的受力分析……49

第四章　圆锥破碎机……52

第一节　概述……52

第二节　圆锥破碎机的构造……53

第三节　圆锥破碎机的结构参数和工作参数的选择与计算……60

第四节　圆锥破碎机的运动学和动力学……63

第五节　圆锥破碎机主要零件的计算……72

第五章　冲击式破碎机……76

第一节　概述……76

第二节　冲击式破碎机的构造……78

第三节　冲击式破碎机的结构参数和工作参数的选择和计算……84

第四节　冲击式破碎机主要零件的计算……87

第五节　冲击式破碎机的动力学……89

第六章　振动筛和共振筛……92

第一节　概述……92

第二节　振动筛和共振筛的构造……94
第三节　振动筛筛上物料的运动分析…… 104
第四节　振动筛和共振筛运动学参数的选择和工艺参数的计算…… 112
第五节　惯性振动筛的动力学分析及动力学参数的计算…… 116
第六节　共振筛的动力学分析及动力学参数的计算…… 122
第七章　磨矿机…… 131
第一节　概述…… 131
第二节　磨矿机的构造及结构参数的选择…… 134
第三节　磨矿机的工作理论和主要参数的计算…… 142
第四节　磨矿机主要零件的计算…… 156
第八章　螺旋分级机和水力旋流器…… 162
第一节　概述…… 162
第二节　螺旋分级机…… 162
第三节　水力旋流器…… 166
第九章　选别机械…… 168
第一节　重力选矿机…… 168
第二节　浮选机…… 184
第三节　磁选机和电选机…… 191
第十章　脱水机械…… 206
第一节　浓缩机…… 206
第二节　真空过滤机…… 211
结束语…… 219

绪　　论

一、选矿机械在国民经济中的作用

从矿山开采出来的矿石称为原矿。原矿通常是由有用矿物和脉石所组成。有用矿物就是含有用成分（如Fe、Cu）的矿物，如Fe_2O_3、CuS等。脉石就是原矿中没有使用价值的或不能被利用的部分，如SiO_2。有用矿物和脉石有的呈紧密的实体，有的则以疏散的混合物状态存在。

矿石中一般不是只含有一种金属（有用成分），而是含有多种金属。含一种金属的矿石叫单金属矿石，含有两种或多种金属的矿石称为多金属矿石。

从矿山开采出来的矿石多为品位较低的矿石，例如贫铁矿石通常只含铁20～30%，铜矿石含铜只有0.5～2%。由于现代冶炼技术对矿石的品位有一定的要求，例如在铁矿石中铁的品位应高于45～50%，铜矿石中铜的品位应高于8%等，所以，为了满足冶炼上的要求，对于品位低的贫矿石在冶炼前必须进行选矿。这种选矿的主要目的就是用物理方法将矿石中的脉石和有害的杂质尽可能地除掉，提高矿石的品位，以达到冶炼的要求和提高冶炼产品的质量；此外，选矿还可将几种有用矿物相互分离，使之不因冶炼一种金属而使另一种金属损失掉；其次，选矿还可大量节约矿石的运输费用，特别是对品位较低的矿石。

选矿是采矿和冶炼的一个中间环节。它在提高矿石品位使之符合冶炼要求以及合理利用国家资源方面，成为国民经济中一个不可缺少的组成部分。

在选矿厂中，生产过程的主要作业，都是借助于选矿机械（破碎机、筛分机、磨矿机、分级机、选别机械和脱水机械）来完成。这类机械设备依靠皮带运输机、给料机、砂泵以及其它辅助设备联系起来，使选矿的生产过程实现综合机械化。在选矿厂中，其中任一机器停止运转，都将引起选矿厂的生产停顿。所以，正确地设计和选择选矿机械，加强机械设备的保养和维修工作，保证每台设备正常运转，对提高选矿过程的技术经济指标有着很大的意义。

二、选矿的工艺流程

选矿的工艺流程是由选前的准备作业、选别作业和选后的脱水作业等组成。每个作业都起着不同的作用。

1．选前的准备作业　有用矿物在矿石中通常呈嵌布状态。嵌布粒度的大小，通常为几毫米至0.05毫米。目前，露天矿开采出来的原矿最大块度为1300～200毫米，地下矿开采出来的原矿最大块度为600～200毫米。因此，为了从矿石中提出有用矿物，必须将矿石破碎，使其中的有用矿物得以单体分离，以便选出矿石中的有用矿物。有用矿物和脉石颗粒解离得越完全，有用矿物选别作业的效果就越好。

对于绝大多数矿石，选前的准备作业可分两个阶段进行：

（1）破碎筛分作业：破碎是指将块状矿石变成粒度大于1～5毫米产品的作业。粗嵌布的矿石（有用矿物的粒度为几毫米），经破碎后即可进行选别。破碎矿石通常是采用各种型式的破碎机。

选矿厂最终破碎粒度是结合磨矿作业来考虑的，最适宜的产品粒度一般为10～25毫米，这是为了使破碎与磨矿总成本达到最低。

将矿山开采出来的粒度为1300～200毫米的原矿石破碎到粒度为10～25毫米的产品时，破碎比的范围是：

$$i_{max}=\frac{D_{max}}{d_{min}}=\frac{1300}{10}=130 \qquad (1)$$

$$i_{min}=\frac{D_{min}}{d_{max}}=\frac{200}{25}=8 \qquad (2)$$

式中 i——破碎作业的总破碎比；

D、d——原矿和破碎产物中最大粒度（最大粒度是指通过95%矿量的方筛孔尺寸）。

在一台破碎机中要达到这样大的破碎比是比较困难的。由于本身构造的特点，破碎机只能在一定限度的破碎比下，才能有效地工作。各种破碎机在不同的工作条件下其破碎比的范围见表1。

表 1 各种破碎机在不同工作条件下的破碎比范围

破碎段数	破碎机型式	流程类型	破碎比范围
第Ⅰ段	颚式破碎机和旋回破碎机	开路	3～5
第Ⅱ段	标准圆锥破碎机	开路	3～5
第Ⅱ段	标准圆锥破碎机（中型）	闭路	4～8
第Ⅲ段	短头圆锥破碎机	开路	3～6
第Ⅲ段	短头圆锥破碎机	闭路	4～8

由表1可以看出，要把矿石从原矿的粒度破碎到所需的粒度，必须采用几台串联工作的破碎机，实行分段破碎。总破碎比等于各段破碎比的乘积。

筛分就是将颗粒大小不同的混合物料按粒度分成几种级别的分级作业。从矿山开采出来的矿石，其粒度大小很不一致，其中含有一定量的细粒矿石，如其粒度适于下段作业的

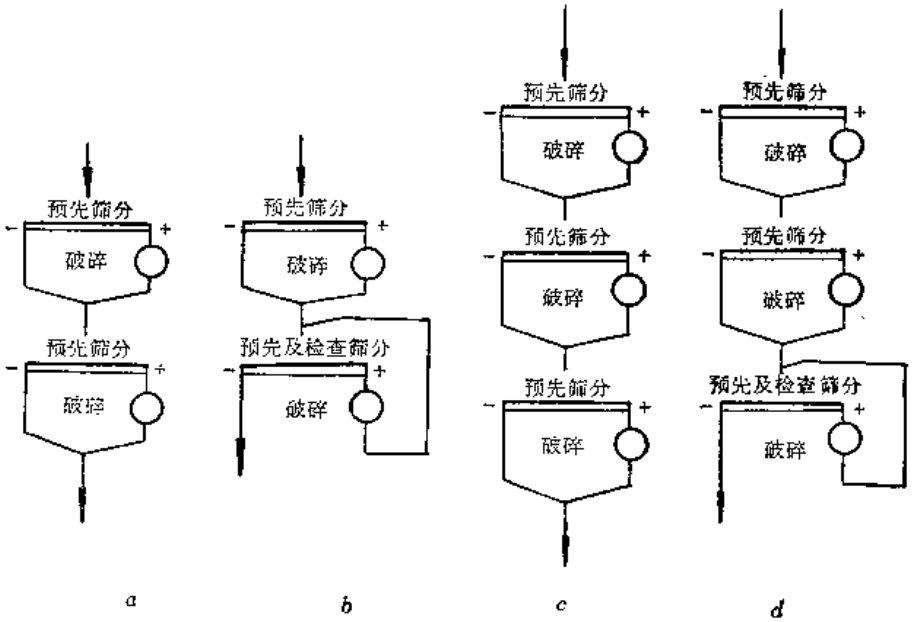


图 1 基本破碎筛分流程

要求，那么，这些矿石就无需破碎。所以，当矿石进入破碎机之前，应将细粒矿石分出，这样可以增加机器的处理能力和防止矿石的过粉碎。其次，在破碎后的产品中也时常含有粒度过大的矿粒，这也要求将过大的矿粒从混合物料中分出并返回破碎机中继续破碎。为了达到上述目的，必须进行筛分。

在选矿厂中，破碎和筛分组成联合作业。基本破碎筛分流程如图 1 所示。

小型选矿厂常采用二段开路破碎流程（图1*a*），第一段一般可不设预先筛分。中小型选矿厂常用二段一次闭路破碎流程（图1*b*）或三段一次闭路破碎流程（图1*d*）。大型选矿厂常用三段开路破碎流程（图1*c*）或三段一次闭路破碎流程（图1*d*）。在处理含水分较高的泥质矿石及易产生大量石英矿尘的矿石时，以采用开路破碎流程为宜，因采用闭路破碎时，易使筛网及破碎机堵塞，或产生很多有害矿尘。

破碎筛分流程中所用的主要机械有颚式破碎机、旋回破碎机、圆锥破碎机、固定筛、振动筛和共振筛。

（2）磨碎分级作业　有用矿物呈细粒嵌布时，由于粒度比较小（1～0.05 毫米），因此，矿石经几段破碎以后，必须继续进行磨碎，才能使有用矿物与脉石达到单体分离，以便选出有用矿物而去掉脉石。

为了控制磨矿产品的粒度和防止矿粒的过粉碎或泥化，通常采用分级作业与磨矿作业联合进行。

图 2 表示最基本的磨矿分级流程。

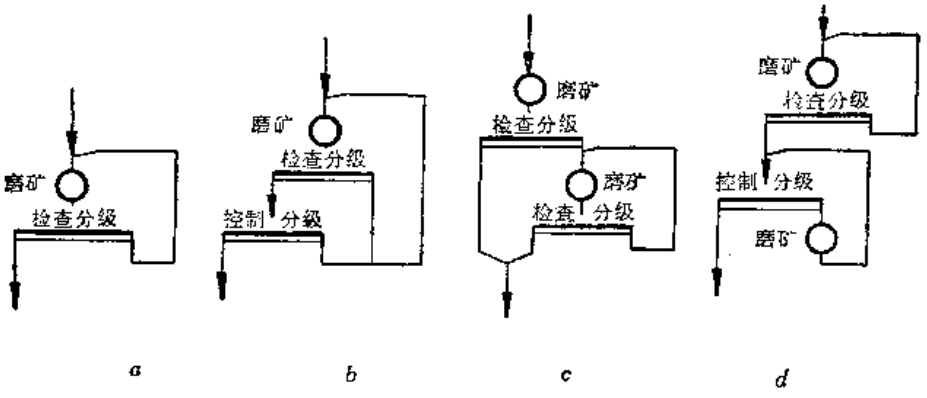


图 2　基本磨矿分级流程

由于磨矿机有较大的破碎比，一般磨矿细度大于0.15毫米时采用一段磨矿；小于0.15毫米时采用两段磨矿。磨矿作业可以分为开路及与分级设备构成闭路两种型式。开路磨矿易造成物料的过粉碎，故仅用在以棒磨机代替细碎的情况下或物料泥化时对选别效果没有影响才采用，一般均与分级设备构成闭路。分级设备一般在粗磨时常采用螺旋分级机，细磨时采用螺旋分级机或水力旋流器与磨矿机构成闭路循环。

随着自磨机在选矿厂的应用，使破碎和磨碎流程大为简化，从而减少了基建和设备投资以及维护管理费用，降低了选矿成本。

2．选别作业　矿石经破碎到一定大小的粒度以后，虽然有用矿物呈单体分离状态，但仍与脉石混在一起，所以，必须根据矿石的性质，用适当的方法选出矿石中的有用矿物。最常用的选矿方法有以下几种：

（1）重力选矿法：重选是利用矿石中有用矿物和脉石的比重差，在介质（水、空气、重介质——重液或悬浮液）中造成不同的运动速度而使它们分离的一种选矿方法。

重选的设备有跳汰机、摇床、溜槽和重介质选矿机等。

（2）浮游选矿法：浮选是根据各种矿物表面物理化学性质的差别，而使有用矿物与脉石相互分离的选矿方法。

浮选是在浮选机中进行的。

（3）磁力选矿法：磁选是根据有用矿物与脉石的磁性不同，而使它们分离的一种选矿方法。

磁选是在磁选机中进行的。

此外，还有根据矿物的导电性、摩擦系数、颜色和光泽等不同而进行选矿的一些其它选矿方法，如静电选矿法，摩擦选矿法，光电分选法等。目前还出现了一种细菌选矿法，它主要是利用某些细菌及其代谢产物的氧化作用，使矿石中的金属变成硫酸盐形式溶解出来，然后适当处理，回收有用金属。

3．选后的脱水作业 绝大多数的选矿产品（如浮游精矿，摇床精矿等）都含有大量的水分，因此，对于运输和冶炼加工都很不方便，所以，在冶炼前，必须将选矿产品中的水分脱除。

脱水通常按以下几个阶段进行：

（1）浓缩：这是利用液体中的固体粒子在重力或离心力的作用下产生沉淀而排出一部分水分的作业。浓缩过程通常是在浓缩机中进行的。

（2）过滤：由于浓缩后的产品还含有一定量的水分，所以，还要进一步脱水。矿泥（浮游精矿等）的脱水是采用过滤的方法在过滤机上进行的。过滤是利用某种多孔材料（如滤布）制成的隔板使固体颗粒与水分离的作业。

（3）干燥：它是脱水过程的最后阶段。干燥是根据加热蒸发的原理以减少物料中水分的作业。干燥机是用于这种作业中的机器。

矿石经过选矿过程以后，可以得到几种产品：精矿、尾矿和中矿。

选矿过程的效率主要用回收率来表示。回收率是以精矿中金属的重量与原矿中金属的重量之比的百分数表示。回收率愈高，则选矿过程的效率愈高。

各种矿石的选矿过程是不同的，它们取决于矿石的性质、选矿厂所在地的自然条件、冶炼要求等一系列因素。图3为用主要设备和辅助设备表示的某金属选矿厂矿石流动的机械流程图。

由图3可以看出，从矿山开采出来的矿石，

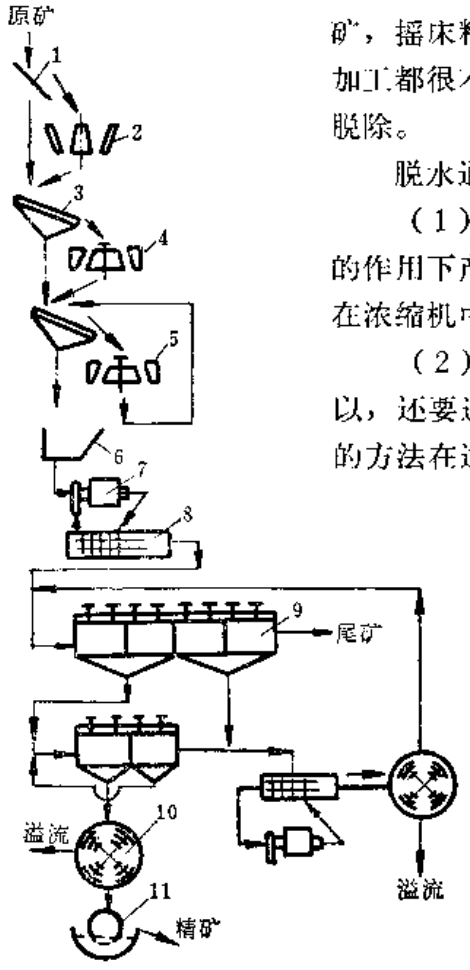


图3 机械流程图

1—固定格筛；2—旋回破碎机；3—振动筛；4—标准型圆锥破碎机；5—短头型圆锥破碎机；6—矿仓；7—球磨机；8—螺旋分级机；9—浮选机；10—浓缩机；11—真空过滤机

在送到冶炼厂之前，要经过一系列工序连续的加工处理。

选矿机械是根据选矿流程来选择的。但是，选矿机械结构的改善或新型选矿机械的出现，也会对选矿工艺流程产生影响，甚至会引起工艺流程的重大改变。

三、选矿机械的发展概况

新中国成立以来，随着选矿工业的发展，选矿机械经历了从无到有、从小到大、从单个品种和规格到多个品种和规格的发展过程。各种选矿机械产品已经形成系列。现在生产的各种型式和规格的破碎机、磨矿机和选别机械，基本上能满足国民经济建设的需要，同时，在自磨机、液压破碎机、反击式破碎机、离心选矿机、梯形跳汰机、重介质振动溜槽、永磁磁选机等新产品的研制和新技术的应用方面都取得了一定的成果。但是，根据我国矿藏资源的特点（贫矿多、共生矿物多、细粒嵌布矿物多），选别机械的品种还不能完全满足新的选矿工艺的需要，特别需要发展一些适于对难选矿物分选的选别机械。

为了适应钢铁工业高速发展的需要，加速实现社会主义的四个现代化，必须不断地改进现有产品的结构，提高制造质量，加强耐磨材料的研究，延长易损零部件和机器的使用寿命，充分发挥机器的生产能力，搞好产品的标准化、系列化、通用化，努力提高选矿过程的机械化和自动化水平，研制大型、高生产率和高效率的选矿机械。

第一章　破碎和磨碎原理及其设备的分类

第一节　矿石的破碎和磨碎方法

破碎是一种使大块物料变成小块物料的过程。这个过程是用外力（人力、机械力、电力、化学能、原子能或其它方法等）施加于被破碎的物料上，克服物料分子间的内聚力，使大块物料分裂成若干小块。矿石是脆性材料，它在很小的变形下就发生毁坏。

目前在工业上主要是利用机械力来破碎矿石。利用机械力破碎矿石的方法有以下几种：

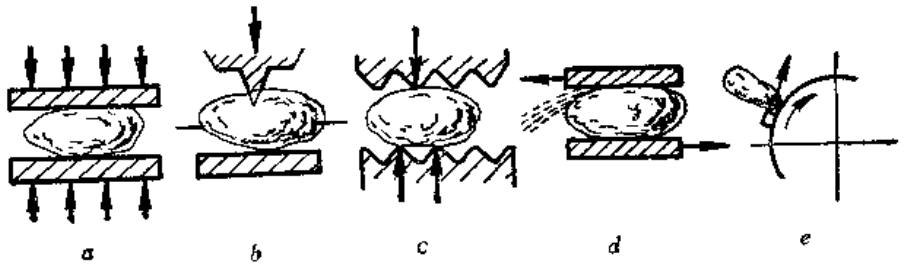


图 1-1　矿石的破碎和磨碎方法

a—压碎；*b*—劈碎；*c*—折断；*d*—磨碎；*e*—冲击破碎

（1）压碎（图1-1*a*）：将矿石置于两个破碎表面之间，施加压力后，矿石因压应力达到其抗压强度限而破碎。

（2）劈碎（图1-1*b*）：用一个平面和一个带有尖棱的工作表面挤压矿石时，矿石将沿压力作用线的方向劈裂。劈裂的原因是由于劈裂平面上的拉应力达到或超过矿石拉伸强度限。矿石的拉伸强度限比抗压强度限小很多。

（3）折断（图1-1*c*）：矿石是受弯曲作用而破坏。被破碎的矿石就是承受集中载荷的两支点或多支点梁。当矿石内的弯曲应力达到矿石的弯曲强度限时，矿石即被折断。

（4）磨碎（图1-1*d*）：矿石与运动的表面之间受一定的压力和剪切力作用后，其剪应力达到矿石的剪切强度限时，矿石即被粉碎。磨碎的效率低，能量消耗大。

（5）冲击破碎（图1-1*e*）：矿石受高速回转机件的冲击力而破碎。它的破碎力是瞬时作用的，其破碎效率高，破碎比大，能量消耗少。

实际上，任何一种破碎机和磨矿机都不能只用前面所列举的某一种方法进行破碎，一般都是由两种或两种以上的方法联合起来进行破碎的，例如压碎和折断，冲击和磨碎等。

矿石的破碎方法主要是根据矿石的物理机械性质，被破碎矿石块的尺寸和所要求的破碎比来选择。

矿石分为坚硬矿石（硬矿石），中等坚硬矿石和软矿石；也可分为粘性矿石和脆性矿石。根据矿石的物理机械性质，矿石的抗压强度最大，抗弯强度次之，抗磨强度再次之，抗拉强度最小。对于坚硬矿石最好采用压碎、劈碎和折断（弯曲）的破碎方法，而对粘性矿石则采用压碎和磨碎方法破碎，脆性矿石和软矿石采用劈碎和冲击破碎的方法为宜。随着耐磨材料质量的提高和使用寿命的增长，对于硬而脆的矿石也可以采用冲击破碎的方

法。

各种矿石的物理机械性质见表1-1。

表 1-1 矿石的物理机械性能

矿石性质	矿石种类	抗压强度限σ_b(公斤/厘米^2)	弹性模数E(公斤/厘米^2)	普氏硬度系数
软矿石	煤	20～40		2～4
	方铅矿	45		
	菱铁矿	70		
	无烟煤	～90		
	闪锌矿	～100		
	疏松石灰石	400		
低于中硬矿石	致密石灰石	500～1000，甚至达1300	350000	6～10
	褐铁矿	～820		
	磁铁矿	1065	680000～720000	
中硬矿石	花岗岩	1200～1500	515000～614000	12～15
	纯褐铁矿	1250		
	正长岩	1250～1560		
	大理石	500～1500	565000	
	致密砂岩	～1600		
高于中硬矿石	半假象赤铁矿	1580～1955		15～18
	辉绿岩	1800～2000	612600～790000	
	闪长岩	2000		
	片麻岩	1720～2200		
极硬矿石	石英岩	1980～2180	780000～1030000	18～20
	闪长岩	1800～2400		
	斑岩	1530～2800	680000	
	铜矿石	1500～2800		
	钛磁铁矿	2340		
	玄武岩	2000～3000	562000～913000	
	花岗长英岩	～3500		

第二节 破碎和磨碎产品的粒度特性

一、粒度及其表示方法

矿块的大小称为粒度。矿块一般都是不规则的几何形体，需要用几个尺寸来表示它的大小，但是，通常都用一个尺寸——平均直径或等值直径来表示矿块的大小。

平均直径通常用来表示破碎机的给矿和排矿中最大矿块的尺寸，并用它来计算破碎比。矿块的平均直径可由下式求出：

$$d=\frac{l+b}{2} \tag{1-1}$$

或

$$d=\frac{l+b+t}{3} \tag{1-2}$$

式中 d——矿块的平均直径（简称矿块直径）；

b——矿块宽度；

l——矿块长度；

t——矿块厚度。

矿块粒度很小时，可用等值直径来表示。等值直径是将细粒物料颗粒作为球体来计算的，计算公式为：

$$d_{d_2}=\sqrt[3]{\frac{6V}{\pi}}=1.24\sqrt[3]{V}=1.24\sqrt[3]{\frac{G}{\delta}} \tag{1-3}$$

式中 G——矿粒重量；

δ——矿物比重；

V——矿粒体积。

公式（1-1）、公式（1-2）和公式（1-3）是单个矿块粒度的计算方法。对于由不同粒度混合组成的矿粒群，通常用筛分方法来确定矿粒群的平均直径。如通过筛孔为d_1的上层筛面而留在筛孔为d_2的下层筛面上的矿粒群，其粒度既不能用最大矿粒的粒度表示，也不能用最小矿粒的粒度表示，通常用下列方法表示：

$$-d_1+d_2 \qquad 或 \qquad d_1\sim d_2$$

当$-d_1+d_2$粒级的粒度范围很窄，筛比不超过$\sqrt{2}=1.414$时，则此粒级的平均直径可用下式计算：

$$d=\frac{d_1+d_2}{2} \tag{1-4}$$

二、破碎磨碎产品的粒度特性

破碎、磨碎和筛分的产品，都是由粒度不同的各种矿物颗粒所组成。为了鉴定破碎机和磨矿机的破碎效果和检查破碎、磨碎和筛分产品的质量，必须确定它们的产品粒度组成和粒度特性曲线。确定混合物料的粒度组成，通常采用筛分分析的方法（简称筛析）。

筛析一般采用标准筛。标准筛的筛面是使用正方形筛孔的金属丝筛网。标准筛有多种不同的标准，我国通常采用泰勒标准筛。泰勒标准筛的筛孔大小用网目（简称目）来表示。网目是指一英寸（1英寸=25.4毫米）长度内所具有的筛孔数目。网目愈多，筛孔愈细。这种筛子是以200目（筛孔宽0.074毫米）作为基本筛，筛孔由上到下逐渐减小，构成筛序。两个相邻筛子的筛孔尺寸之比称为筛比。泰勒标准筛有两个筛比，即基本筛比（$\sqrt{2}=1.414$）和补充筛比（$\sqrt[4]{2}=1.189$）。补充筛比即在$\sqrt{2}$筛比的基本筛序中间又插入一套筛比为$\sqrt{2}$的附加筛序构成。求筛孔大小时，可根据筛比计算。例如计算基本筛的上一基本筛序150目的筛子的筛孔尺寸时，用基本筛的筛孔乘以基本筛比，即$0.074\times\sqrt{2}=0.104$毫米。

进行筛析时，从被筛析的物料中称出适量的试样。试样称好后置于一套标准筛的第一层筛面上并用盖封闭，然后放在振筛器上进行筛析，筛析的时间一般为10～15分钟。筛好后将各层筛上的物料分别进行称量，然后以试样的总重量分别除各个粒级的重量，即可得到每一粒级相应的产率，以百分数表示。

根据筛析的结果，可以作出原矿，破碎产品和磨碎产品的粒度特性曲线。粒度特性曲线表示产率和物料粒度之间的关系。这种曲线的绘制方法很多，随研究的目的而定。通常是以直角坐标的横轴表示筛孔尺寸与原矿最大粒度之比，或者是筛孔尺寸与破碎机排矿口

之比，或者是筛孔尺寸与磨碎产品的最大粒度之比；纵轴表示每一层套筛上物料重量累积百分数或简称筛上量累积产率（%）。利用各种矿样的筛析数据，可以作出图1-2到图1-7的粒度特性曲线。

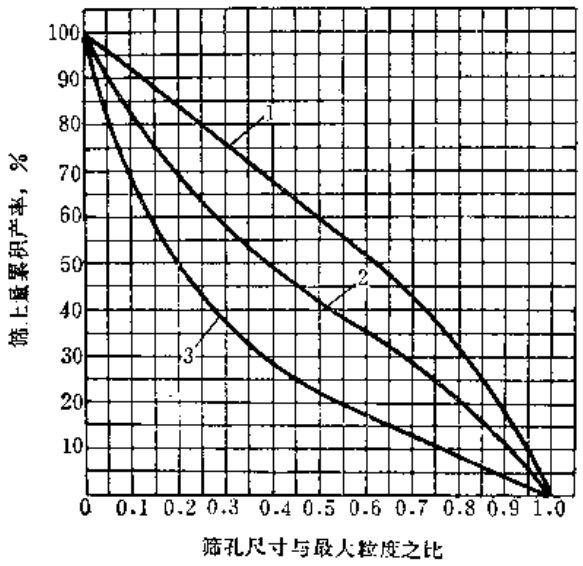


图 1-2　原矿粒度特性曲线

1—难碎性矿石；2—中等可碎性矿石；3—易碎性矿石

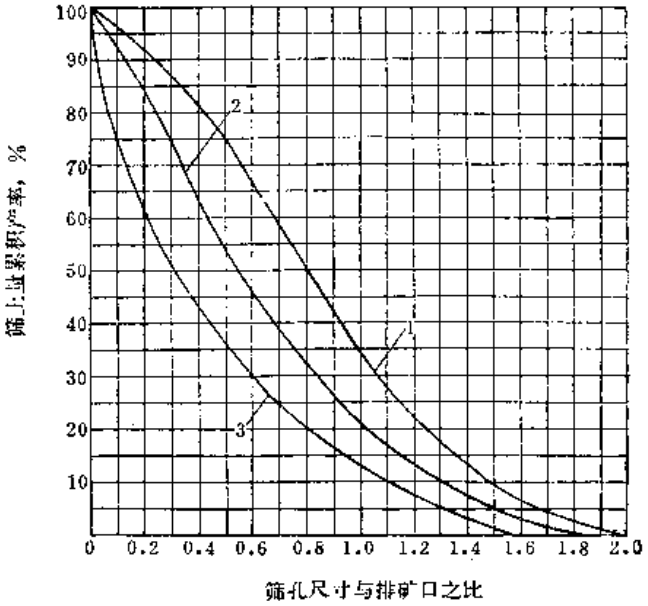


图 1-3　旋回破碎机破碎产品粒度特性曲线

1—难碎性矿石；2—中等可碎性矿石；3—易碎性矿石

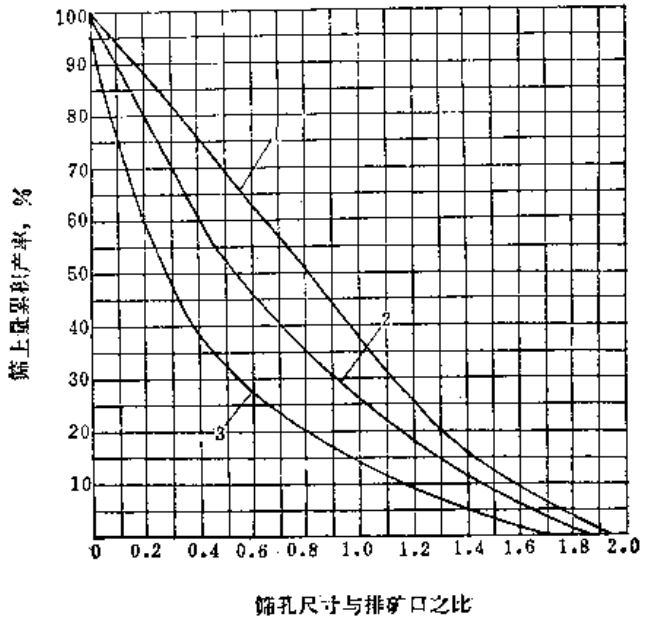


图 1-4　颚式破碎机破碎产品粒度特性曲线

1—难碎性矿石；2—中等可碎性矿石；3—易碎性矿石

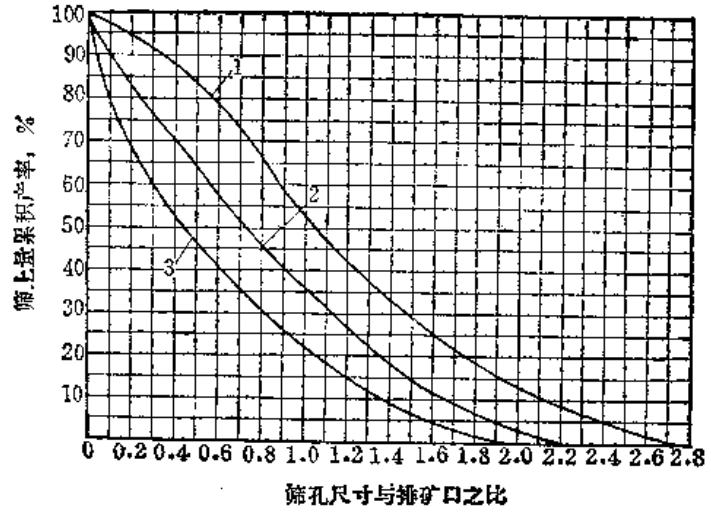


图 1-5　标准圆锥破碎机破碎产品粒度特性曲线

1—难碎性矿石；2—中等可碎性矿石；3—易碎性矿石

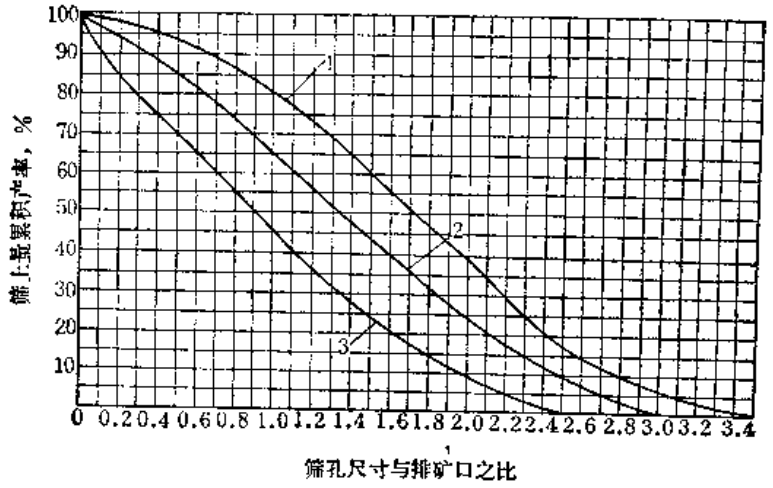


图 1-6　短头圆锥破碎机开路破碎产品粒度特性曲线

1—难碎性矿石；2—中等可碎性矿石；3—易碎性矿石

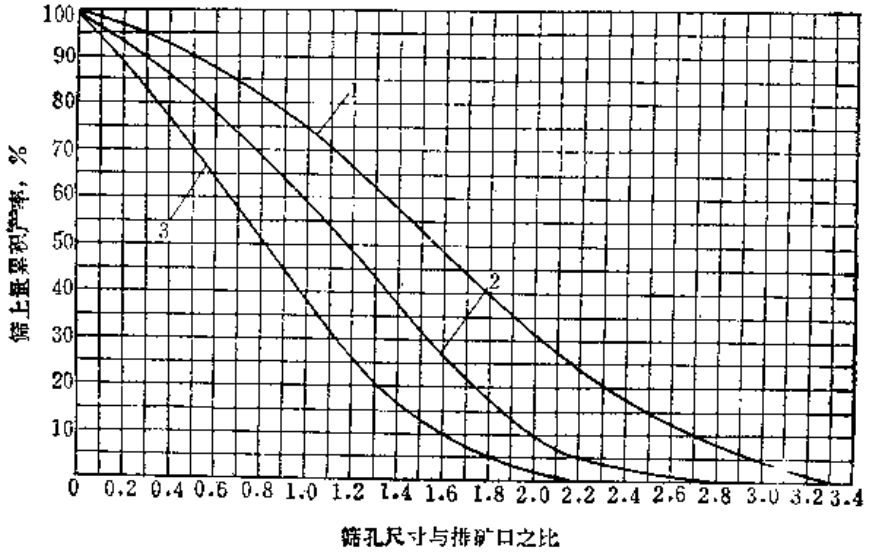


图 1-7　短头圆锥破碎机闭路破碎产品粒度特性曲线

1—难碎性矿石；2—中等可碎性矿石；3—易碎性矿石

粒度特性曲线的横坐标轴与曲线间的任一条垂线（纵坐标），其值表示大于横坐标轴上相应点所代表的物料粒度的产率。这一数值与100之差就是粒度小于这一尺寸的物料产率。两条线段（纵坐标）之差，就是在横轴上相应两点间的颗粒尺寸（物料粒级）的产率。

从图1-2到图1-7表示的粒度特性曲线中看出，难碎性矿石的粒度特性曲线1都是凸形曲线，这表明矿石中的粗粒级物料占多数；中等可碎性矿石的粒度特性曲线2都近似于直线，这表明各种粒级所占的产率大致相等；易碎性矿石中的粒度特性曲线3都是凹形曲线，这表明矿石中的细粒级物料占多数。根据图中的粒度特性曲线，可以比较各种矿石的破碎难易程度，检查破碎机和磨矿机的工作情况，比较各种破碎机和磨矿机的破碎效果。

第三节 破 碎 理 论

破碎理论是研究矿石在破碎过程中的能量消耗与哪些因素有关，并确定用外力破碎矿石时所作的功。

物料块破碎时，系沿最脆弱的断面裂开。在破碎后所生成的碎块上，这些脆弱面就不存在了。所以在破碎时，脆弱点和脆弱面逐渐消失，随着物料粒度的减小，物料变得越来越坚固。因而破碎较小的物料时，消耗的能量就较多。

破碎时所消耗的功，一部分使被破碎的物料块变形，并以热的形式散失于周围空间，一部分则用于形成新表面，变成固体的自由表面能。

由于破碎过程极其复杂，能量的消耗与很多因素有关，如矿石的物理机械性质、矿石的形状、尺寸和温度、采用的破碎方法等，因此，现有的破碎理论，都没有完整地解释矿石被破碎的实质，均有一定的局限性。目前，破碎理论有三种假说：面积假说、体积假说和裂缝假说。

一、面积假说

破碎功耗与破碎过程中物料新生成表面的面积成正比，或内力的单元功dA_i与物料的破断面的面积增量dS成正比。即

$$dA_i = K_i dS \tag{1-5}$$

式中K_i为比例系数。

假设物料块的形状为立方体，边长为D，如顺着一个面把它破碎开，则新生成的表面积为$S = D^2$。公式（1-5）可写为：

$$dA_i = K_i dS = K_i dD^2 = 2K_i D dD \tag{1-6}$$

破碎Q立方米由不同粒度和形状的物料块组成的混合物料。破碎后得到数量相同的产物，而破碎产物则是由粒度更小的各种粒度和形状的物料组成。为了便于讨论，假定所有物料块都是尺寸相同的规则立方体。

Q立方米物料中的物料块数目是：

$$N = \frac{Q}{D^3} \tag{1-7}$$

破碎Q立方米物料时的单元功为：

$$dA = N dA_i = \frac{Q}{D^3} \times 2K_i D dD = 2K_i Q \frac{dD}{D^2} \tag{1-8}$$

设原矿和破碎产物的平均直径为 D_{pj} 和 d_{pj}。将公式（1-8）积分，即得破碎 Q 立方米物料时所需之功。公式（1-8）的右边取负号，因为外力功与内力功的绝对值相等，但符号相反。

$$A=-2K_1Q\int_{D_{pj}}^{d_{pj}}\frac{dD}{D^2}$$

$$=K_RQ\left(\frac{1}{d_{pj}}-\frac{1}{D_{pj}}\right)$$

$$=K_R\frac{i-1}{D_{pj}}Q \tag{1-9}$$

式中 $K_R=2K_1$。

物料块平均直径的计算公式如下：

$$D_{pj}=\frac{\Sigma W}{\Sigma\frac{W}{D}};\qquad d_{pj}=\frac{\Sigma W}{\Sigma\frac{W}{d}} \tag{1-10}$$

式中 W——窄粒级的重量产率；

d——由筛分分析得出的窄粒级的平均直径（该级别中最大直径与最小直径的算术平均值）。

由公式（1-9）可知，当原矿的平均直径 D_{pj} 一定时，破碎功与破碎比减 1 之值成正比；如原矿的平均粒度不同而破碎比相同，则破碎功与原矿平均粒度成反比。

实践证明，当破碎比一定时，原矿粒度越小，破碎所需的能量越大。

面积假说只能近似地计算破碎比很大时的破碎总功耗，也就是只能近似地用在磨矿机的磨矿中，因为它只考虑了生成新表面所需的功。

二、体积假说

将几何形状相似的同类物料破碎成几何形状也相似的产品时，其破碎功耗与被破碎物料块的体积或重量成正比，或内力的单元功 dA_2 与破碎物料块的变形体积的微量 dV 成正比，即

$$dA_2=K_2dV=K_2dD^3=3K_2D^2dD \tag{1-11}$$

式中 K_2 为比例系数。

破碎 Q 立方米物料时的单元功：

$$dA=NdA_2=\frac{Q}{D^3}\times3K_2D^2dD=3K_2Q\frac{dD}{D} \tag{1-12}$$

破碎 Q 立方米物料所需之功：

$$A=-3K_2Q\int_{D_{pj}}^{d_{pj}}\frac{dD}{D}=3K_2Q\ln\frac{D_{pj}}{d_{pj}}=K_kQ\ln i \tag{1-13}$$

式中 $K_k=3K_2$。

物料块平均直径的计算公式为：

$$\ln D_{pj}=\frac{\Sigma W\ln D}{\Sigma W};$$

$$\ln d_{pi}=\frac{\Sigma W\ln d}{\Sigma W} \tag{1-14}$$

由公式（1-13）可见，根据体积假说，破碎功只与破碎比有关。

根据体积假说，按照虎克定律，被破碎物料的体积为V时，破碎功的计算公式为：

$$A=\frac{\sigma_b^2 V}{2E} \tag{1-15}$$

式中 σ_b、E——物料的抗压极限强度和弹性模数；

V——被破碎物料的体积。

若将直径为D的物料体积V_1破碎到直径为d的体积V_2时，其所需之功为：

$$A=\frac{\sigma_b^2}{2E}(V_1-V_2) \tag{1-16}$$

公式（1-16）是目前用理论方法确定破碎机的电动机功率的基本公式。

体积假说只能近似地计算粗碎和中碎时的破碎总功耗，因为它只考虑了变形功。

三、裂缝假说

裂缝假说是介于面积假说和体积假说之间的一种破碎理论。它认为破碎矿石时，外力首先使物料块产生变形，外力超过强度极限以后，物料块就产生裂缝而破碎成许多小块。破碎每一物料块的单元功与物料块的体积及表面积的几何平均值的增量成正比。即

$$dA_3=K_3 d\sqrt{VS}=K_3 d\sqrt{D^3D^2}=2.5K_3D^{1.5}dD \tag{1-17}$$

式中K_3为比例系数。

破碎Q立方米物料时的单元功：

$$dA=N dA_3=\frac{Q}{D^3}\times 2.5K_3D^{1.5}dD=2.5K_3Q\frac{dD}{D^{1.5}} \tag{1-18}$$

破碎Q立方米物料所需之功为：

$$A=-2.5K_3Q\int_{D_{pi}}^{d_{pi}}\frac{dD}{D^{1.5}}=5K_3Q\left(\frac{1}{\sqrt{d_{pi}}}-\frac{1}{\sqrt{D_{pi}}}\right)$$

$$=K_BQ\left(\frac{1}{\sqrt{d_{pi}}}-\frac{1}{\sqrt{D_{pi}}}\right) \tag{1-19}$$

式中$K_B=5K_3$。

物料块平均直径的计算公式是：

$$D_{pi}=\left[\frac{\Sigma W}{\Sigma\frac{W}{\sqrt{D}}}\right]^2 \qquad d_{pi}=\left[\frac{\Sigma W}{\Sigma\frac{W}{\sqrt{d}}}\right]^2 \tag{1-20}$$

公式（1-19）只能近似地确定中碎过程的总功耗。

以上所介绍的三种破碎理论都有些局限性和误差，导出的公式还不能完全用于定量计算，因为在计算破碎功的绝对值时，比例系数为未知数。这些公式只能用于破碎和磨碎过程的定性研究。欲准确地选择破碎机和磨矿机的电动机功率，必须在理论计算的基础上广泛地利用实验资料。

第四节　破碎机和磨矿机的分类及其工作特点

选矿厂所使用的破碎机按给矿和产品的粒度大小分为：粗碎破碎机（由1500～500毫米，破碎到350～100毫米）；中碎破碎机（由350～100毫米破碎到100～40毫米）；细碎破碎机（由100～40毫米破碎到30～10毫米）。

破碎机按工作原理和结构特征可分为：

（1）颚式破碎机（图1-8 *a*）：其工作部分由固定颚和可动颚组成。当可动颚周期性地靠近固定颚时，则借压碎作用将装于其间的矿石破碎。由于装在固定颚和可动颚上的破碎板表面具有波纹状牙齿，因此对矿石也有劈碎和折断作用。

（2）旋回破碎机和圆锥破碎机（图1-8 *b*）：其破碎部件是由两个几乎成同心的圆锥体——不动的外圆锥和可动的内圆锥组成的。内圆锥以一定的偏心半径绕外圆锥中心线作偏心运动，矿石在两锥体之间受压碎和折断作用而破碎。

（3）辊式破碎机（图1-8 *c*）：矿石在两个平行且相向转动的圆柱形辊子中受压碎（光辊）或受压碎和劈碎作用（齿辊）而破碎。如果两个辊子的转数不同，还有磨碎作用。

（4）冲击式破碎机——锤式破碎机和反击式破碎机（图1-8 *d*）：利用机器上高速旋转的锤子的冲击作用和矿石本身以高速向固定不动的衬板上冲击而使矿石破碎。

磨矿机（图1-8 *e*）是由一个筒体，两个主轴承和一套传动装置所组成。矿石的磨碎主要是靠破碎介质落下时的冲击力和运动时的磨剥作用。按照破碎介质的不同，磨矿机分为球磨机，棒磨机，砾磨机和自磨机。

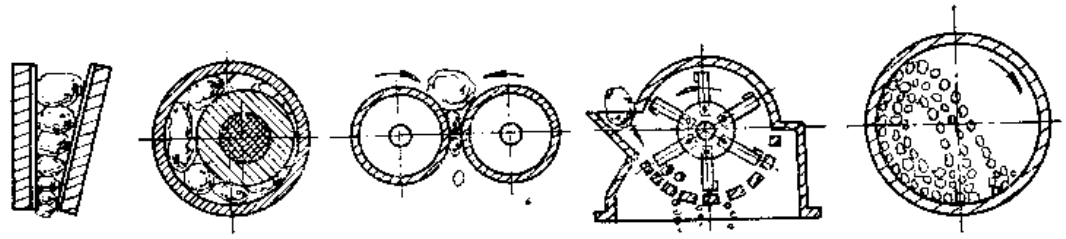


图 1-8　破碎机和磨矿机的主要型式

a—颚式破碎机；*b*—旋回破碎机和圆锥破碎机；*c*—辊式破碎机；*d*—锤式破碎机；*e*—磨矿机

破碎机和磨矿机的型式是根据所采用的选矿工艺流程、矿石的物理机械性质、破碎比及影响矿石可碎性的其它一些因素进行选择的。

破碎机经常在繁重负荷的条件下和灰尘密布的恶劣环境中进行工作，为了保证破碎机在运转过程中的安全性和可靠性，每一种破碎机必须满足以下要求：

（1）破碎机的传动装置、给矿口及排矿口必须要有安全保护装置；

（2）破碎机必须各有可靠的防尘装置和除尘装置；

（3）破碎机都应当有简单而有效的保险装置；

（4）破碎机的构造应当保证迅速而容易地更换其全部被磨损了的部件，特别是破碎部件。这些部件的数目应当使之最少，每一个部件的重量也不要太大，而其形状则应尽可能地便于制造和检修；

（5）破碎机应有迅速而容易地改变破碎比的装置，即排矿口的调节装置；

（6）最大给矿块的直径应比破碎机给矿口的宽度小10～20%。破碎机的给矿和排矿应当是连续的。

破碎机的破碎效率以所消耗的能量来衡量，即以每千瓦·小时电能所处理的破碎产物的吨数来表示；有时也采用电能消耗的倒数，即以破碎每吨物料所需的千瓦·小时数来表示。

第二章　颚式破碎机

第一节　概　　述

颚式破碎机经过100多年的实践和不断地改进，其结构已日臻完善。它具有构造简单，工作可靠，制造容易，维修方便等特点。所以，直到现在仍然广泛地用于选矿、建筑材料、硅酸盐和化学工业中。它在选矿工业中多半用来对坚硬和中硬矿石进行粗碎和中碎。在其它工业中有时也作细碎用。

在颚式破碎机中，物料的破碎是在两块颚板之间进行的。可动颚板绕悬挂心轴对固定颚板作周期性摆动（图2-1）。当动颚靠近固定颚板时，则位于两颚板间的矿石受压碎、劈裂和弯曲作用而破碎。当动颚离开固定颚板时，已破碎的矿石在重力作用下，经排矿口排出。

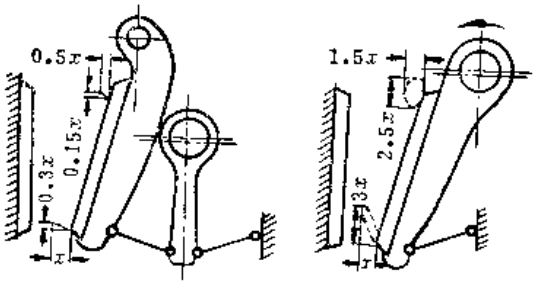


图 2-1　颚式破碎机的主要类型

a—简单摆动颚式破碎机；b—复杂摆动颚式破碎机

目前，颚式破碎机应用最广泛的只有两种型式：动颚作简单摆动的曲柄双摇杆机构颚式破碎机（图 2-1a）和动颚作复杂摆动的曲柄摇杆机构颚式破碎机（图 2-1b）。前者多半制成大型和中型的，其破碎比 $i=3\sim6$；后者一般制成中小型的，其破碎比可达10。随着机械工业的发展，复杂摆动颚式破碎机已向大型方向发展。

颚式破碎机的规格用给矿口宽度 B 和长度 L 来表示。例如，给矿口宽度为900毫米，长度为1200毫米的破碎机表示为：900×1200颚式破碎机。

根据给矿口宽度 B 与长度 L 的大小，颚式破碎机可以分为大、中、小三类。给矿口宽度大于600毫米者为大型；给矿口宽度由300毫米到600毫米者为中型；小于300毫米者为小型。

第二节　颚式破碎机的构造

我国生产的900×1200井下简摆颚式破碎机的构造如图2-2所示。颚式破碎机的破碎腔是由固定颚板（即机架1的前壁）和可动颚板5构成。固定颚和可动颚都衬有锰钢制成的破碎板2和4。破碎板用螺栓和楔固定于颚板上。为了提高破碎效果，两破碎板的表面都带有纵向波纹，而且是凸凹相对。这样，对矿石除有压碎作用外，还有弯曲作用。破碎机工作空间的两侧壁上也装有锰钢衬板3。由于破碎板的磨损是不均匀的，特别是靠近排矿口的下部磨损最大，因此，往往把破碎板制成上下对称的，以便下部磨损后，将其倒置而重复使用。大型破碎机的破碎板是由许多块组合而成，各块都可以互换，这样就可延长破碎板的使用期限。

为了使破碎板与颚板紧密贴合，其间须衬有由可塑性材料制成的衬垫。衬垫用锌合金或塑性大的铝板制成。因为贴合不紧密会造成很大的局部过负荷，使破碎板损坏，紧固螺栓拉断，甚至还会造成动颚的破裂。

可动颚板悬挂在心轴6上，心轴则支承在机架侧壁上的滑动轴承中。可动颚板绕心轴对固定颚板作往复摆动。

动颚的摆动是借曲柄双摇杆机构来实现的。曲柄双摇杆机构由偏心轴9、连杆7、前推力板（前肘板）15和后推力板（后肘板）13组成。偏心轴放在机架侧壁上的主轴承中，连杆（上连杆头）则装在偏心轴的偏心部分上，前后推力板的一端支承在下连杆头两侧凹槽中的肘板座14上，前推力板的另一端支承在动颚后壁下端的肘板座上，而后推力板的另一端则支承在机架后壁的楔铁12中的肘板座上。当偏心轴通过三角皮带轮从电动机获得旋转运动后，就使连杆产生上下运动。连杆的上下运动又带动推力板运动。由于推力板不断改变倾斜角度，因而使动颚绕心轴摆动。连杆向上运动时进行破碎矿石。当连杆位于下部最低位置时，推力板与水平线所成的倾斜角通常为10～12°。

后推力板不仅是传递力的杆件，而且也是破碎机的保险零件。当破碎机中落入不能破碎的物体而使机器超过正常负荷时，后推力板立即折断，破碎机就停止工作，从而避免整个机器的损坏。

当连杆向下运动时，为使动颚、推力板和连杆之间互相保持经常接触，因而采用以两根拉杆11和两个弹簧10所组成的拉紧装置。拉杆11铰接于动颚下端的耳环上，其另一端用弹簧10支承在机架后壁的下端。当动颚向前摆动时，拉杆通过弹簧来平衡动颚和推力板所产生的惯性力。

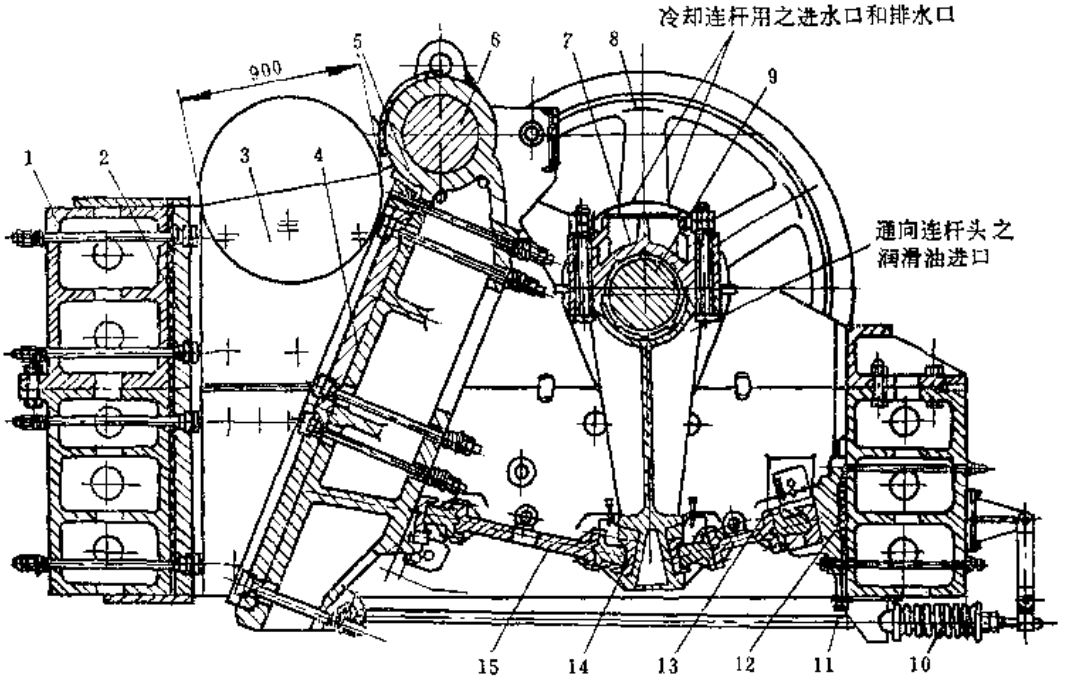


图 2-2　900×1200井下简单摆动颚式破碎机

1—机架；2—破碎板；3—侧面衬板；4—破碎板；5—可颚动板；6—心轴；7—连杆；8—飞轮；9—偏心轴；10—弹簧；11—拉杆；12—楔铁；13—后推力板；14—肘板座；15—前推力板

颚式破碎机有工作行程和空转行程，所以电动机的负荷极不均衡。为了减少这种负荷的不均衡性，在偏心轴的两端装有飞轮 8 和皮带轮。皮带轮同时也起飞轮作用。在空转行程中，飞轮把能量储存下来，在工作行程中它再把能量释放出来。

在机架后壁与楔铁12之间，放一组具有一定尺寸的垫片。当改变垫片的厚度时，可以调整排矿口的宽度。

破碎机的全部轴承都采用铸有巴氏合金的滑动轴承。随着滚动轴承制造技术水平的提高，今后将在大型破碎机上采用滚动轴承。主轴承和连杆头的轴瓦过热时可用循环水冷却。

破碎机的摩擦部件用稀油和干油润滑。偏心轴和连杆头的轴承采用齿轮油泵压入稀油进行集中循环润滑；动颚轴承和肘板座的支承垫采用手动干油润滑枪定期压入干油润滑。

这种结构的简摆颚式破碎机起动时，消耗的功率大，排矿口的调节是用人力，破碎机采用机械保险装置，更换保险零件——推力板时操作困难。为了克服上述缺点，我国又生产了900×1200液压简摆颚式破碎机，它的结构如图2-3所示。液压简摆颚式破碎机的特点是采用了液压连杆结构，实现分段启动，降低了起动功率，机器的超负荷保险装置也是利用液压连杆装置，排矿口的间隙采用液压调整，机器的体积小，重量轻。这种机器的液压系统及原理见图2-4。

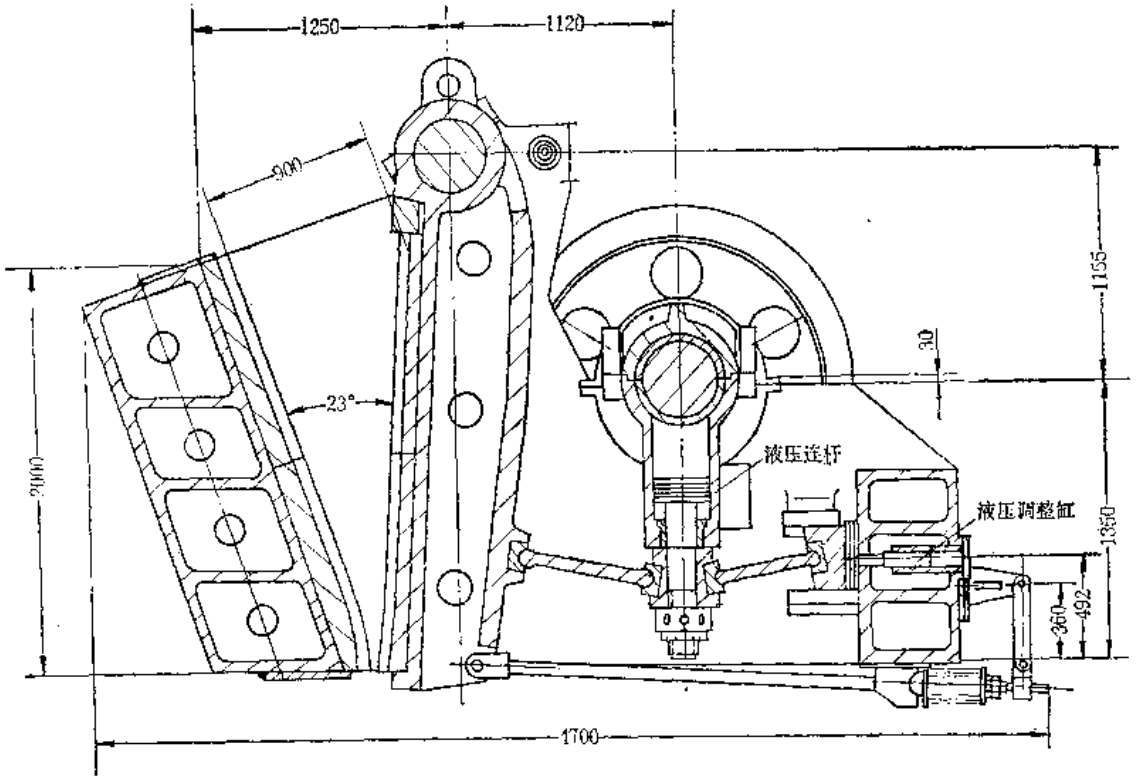


图 2-3　900×1200液压简摆颚式破碎机

900×1200液压简摆颚式破碎机液压连杆的构造如图2-5所示。它主要是由连杆头、杆身（缸体）、活塞和肘板座组成，它们之间用螺栓连接在一起。

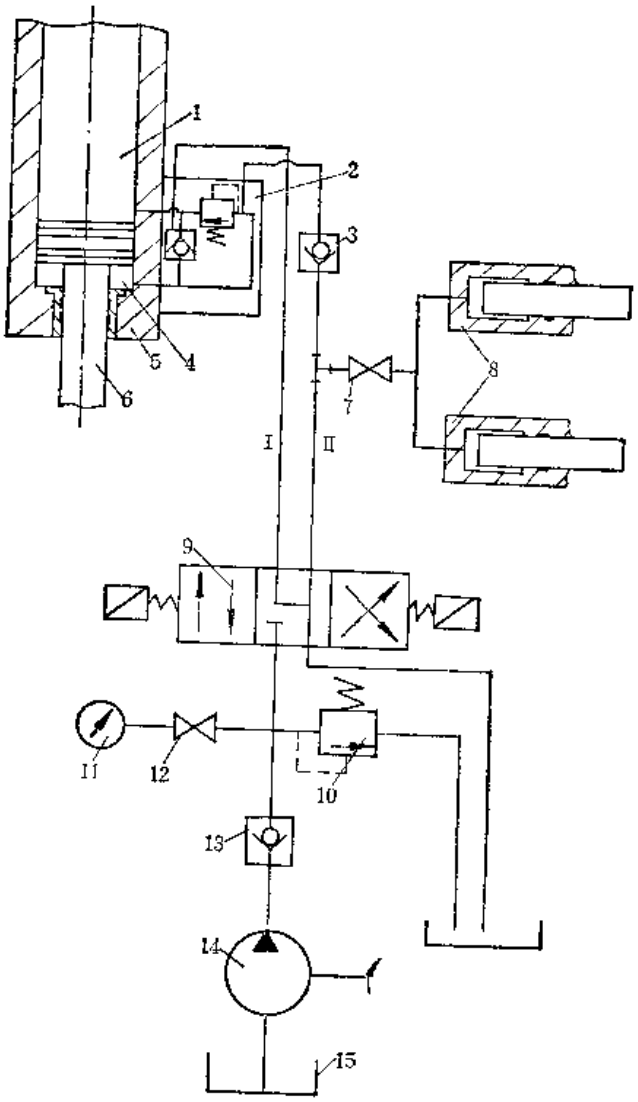


图 2-4　900×1200液压简摆颚式破碎机的液压系统及原理

1—上油室；2—组合阀；3—单向阀；4—下油室；5—连杆油缸；6—连杆活塞；7—截止阀；8—调整排矿口用油缸；9—电磁换向阀；10—溢流阀；11—压力表；12—压力表开关；13—单向阀；14—单级叶片泵；15—油箱

破碎机分两段启动。首先启动液压系统的油泵电动机，然后使电磁换向阀的左侧电磁铁通电，将阀芯推向右端，接通油路Ⅰ，于是压力油推开组合阀中的单向阀，使连杆油缸的下油室和上油室相通。这时再启动主电动机，偏心轴带动连杆油缸做上下往复运动，但连杆活塞和动颚不动作。主电动机启动后，立即使电磁换向阀换向，切断油路Ⅰ，组合阀内的单向阀也自动复位关闭，切断了连杆油缸的下油室与上油室的通路。当电磁换向阀的阀芯移向左端时，则接通油路Ⅱ，向连杆油缸的下油室充满压力油，使油缸与活塞形成一个整体——连杆，此时，偏心轴的旋转运动就经连杆而使动颚作往复运动，破碎机达到正常运转。这时就使换向阀的电磁铁断电，关闭油泵电动机，停止液压系统的工作。启动过程完成后，破碎机就开始正常工作。

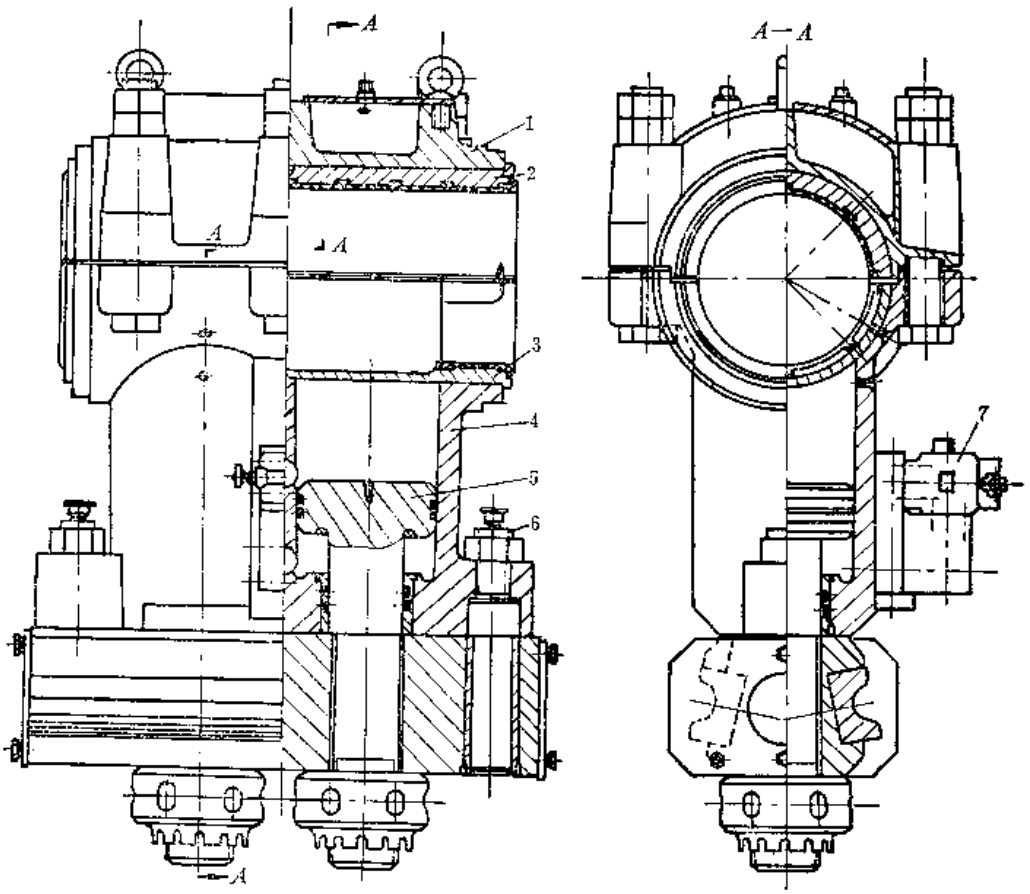


图 2-5　液压连杆的结构

1—瓦盖；2—上瓦；3—下瓦；4—连杆油缸；5—连杆活塞；6—导杆；7—组合阀

当破碎机中进入非破碎物时，作用在连杆活塞上的拉力增大，油缸下油室的油压也随着增大，若增大到超过组合阀内的高压溢流阀规定压力时，油缸下油室的压力油就通过高压溢流阀流到油缸上油室，使连杆油缸与活塞分开，动颚就停止摆动，从而起到保险作用。如非破碎物自动排出，破碎机可继续工作，但须启动油泵电动机向连杆油缸下油室补充油量。如非破碎物不能自动排出，则应立即停车进行处理。

排矿口的调整是采用液压方法进行的。调整排矿口时，应在连杆油缸充满油的情况下进行，以便测得准确的排矿口大小。调整时，首先放松拉紧弹簧的螺母，打开截止阀（平时是常闭的），启动液压系统的油泵电动机，向位于机架后部的两个水平油缸内充油，柱塞即推动楔铁往前移动，当移动到所需要的位置时就关闭截止阀，调整垫片的厚度。调整后打开截止阀，靠破碎机的动颚、推力板和连杆的向后压力将油缸内的油压回油箱，并将拉紧弹簧重新压缩到一定的位置后关闭截止阀。

为了降低大型简摆颚式破碎机启动时的功率消耗，我国还生产了1200×1500分段启动简摆颚式破碎机。这种破碎机的构造特点是在偏心轴的两端装置了液压摩擦离合器（图2-6）。破碎机的皮带轮和飞轮借助于摩擦离合器与偏心轴相连。摩擦离合器装有摩擦片，并用弹簧压紧。离合器由液压系统控制。启动破碎机时，首先开动油泵电动机，使压力油

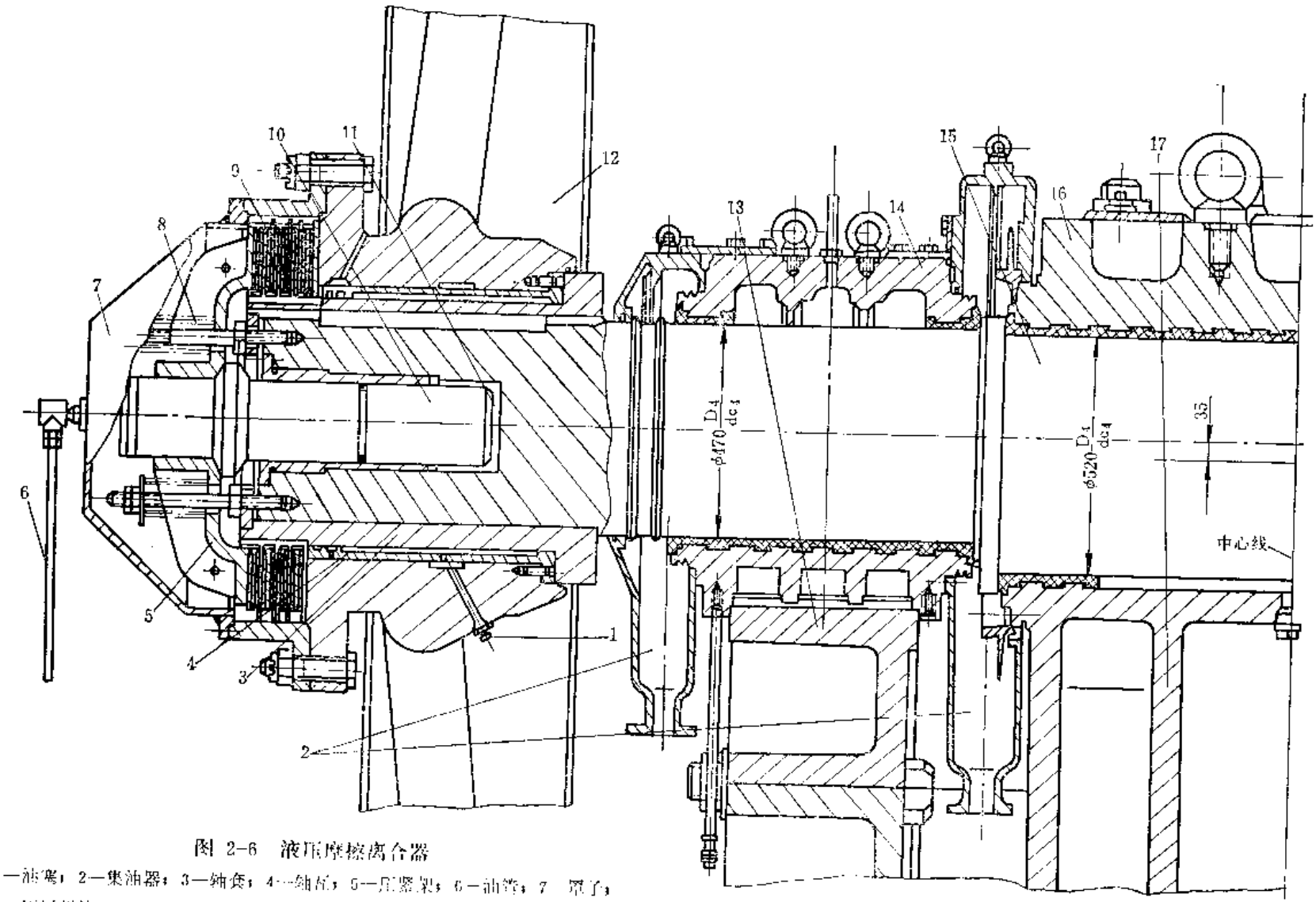


图 2-6　液压摩擦离合器

1—油泵；2—集油器；3—轴套；4—轴杆；5—压紧架；6—油管；7　罩子；
8—压紧弹簧；9 -摩擦片；10—柱塞；11—油缸；12 -皮带轮；13　机架；
14—轴承盖；15—偏心轴；16—连杆头；17--连杆

沿油管经柱塞中心通孔进入柱塞的右方（皮带轮处）和左方（飞轮处），推动柱塞面使弹簧压缩，于是摩擦离合器的摩擦片分开，则皮带轮、飞轮同时与偏心轴脱开。这时，停止油泵电动机，启动主电动机，皮带轮转动。然后通过继电器和电磁换向阀的作用，顺序接通摩擦离合器。先使皮带轮与偏心轴闭合，后使飞轮与偏心轴闭合。扭矩由皮带轮传给偏心轴，再由偏心轴传递给飞轮。破碎机就是依此顺序分三段启动运转。图 2-7 是 1200×1500简摆颚式破碎机的液压系统及原理图。

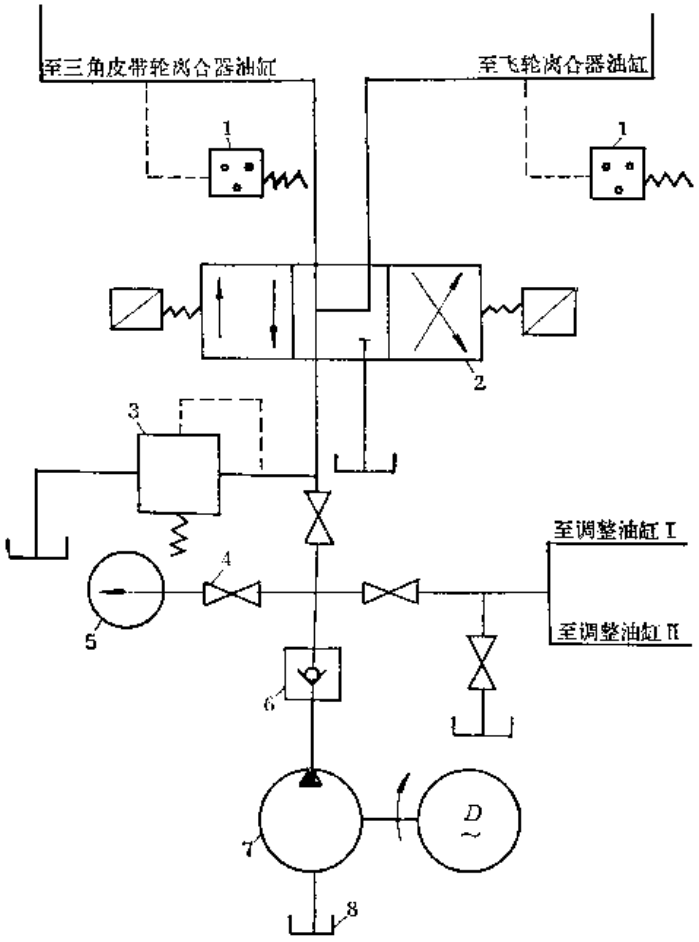


图 2-7　1200×1500 分段启动简摆颚式破碎机的液压系统及原理

1—压力继电器；2—电磁换向阀；3—溢流阀；4—压力表开关；5—压力表；6—单向阀；7—单级叶片泵；8—油箱

液压摩擦离合器同时也作为机器的超负荷保险装置。机器正常工作时，如果突然超载，过电流继电器通过延时继电器使油泵电动机启动，则离合器分离，同时切断主电动机。

排矿口的大小也是通过液压系统来调整的。

我国生产的复摆颚式破碎机的构造如图 2-8 所示。这种破碎机的动颚14直接悬挂在偏心轴13上。动颚的下部由推力板 5 支撑住。推力板的另一端支承在与机架15的后壁相连的楔形调整机构的楔铁 7 上。

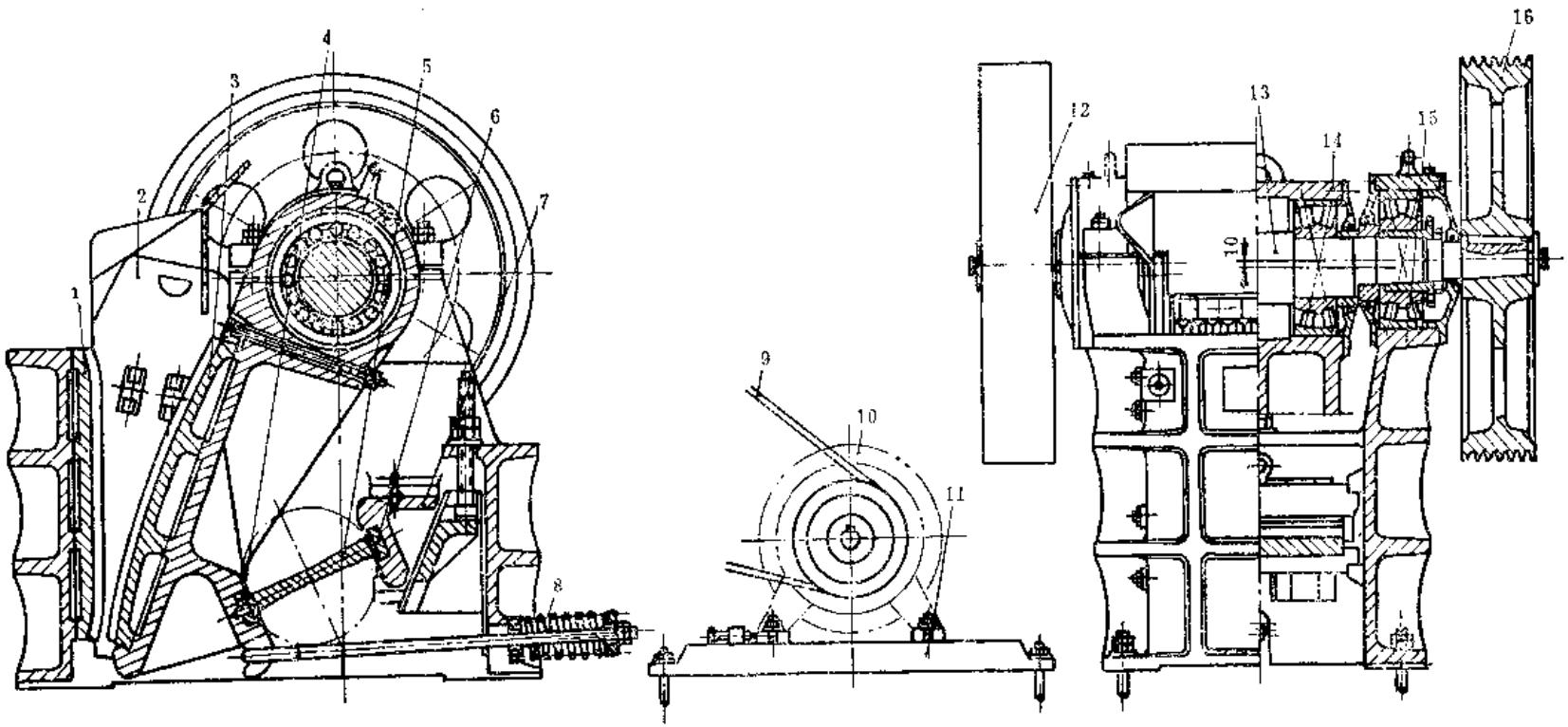


图 2-8　复摆颚式破碎机

1—固定颚板；2—边护板；3—破碎板；4—肘板座；5—推力板；6—肘板座；7—楔铁；8—弹簧；9—三角皮带；10—电动机；11—铁轨；12—飞轮；13—偏心轴；14—动颚；15—机架；16—皮带轮

在偏心轴的两端装有飞轮 12 和皮带轮 16（同时起飞轮作用）。在飞轮的轮缘上有配重，用以部分地平衡连杆在运动时所产生的惯性力。

当偏心轴按逆时针方向旋转时，动颚便作复杂摆动——动颚上端的运动轨迹近似为圆形，而下端则为椭圆形。动颚的这种运动不仅产生压碎力，而且也产生磨碎力。

排矿口的调整是借楔形调整机构来实现的。楔铁 7 沿导轨左右移动时，可使排矿口减小或增大。

排矿口的间隙也有用液压千斤顶来调整的（图2-9）。

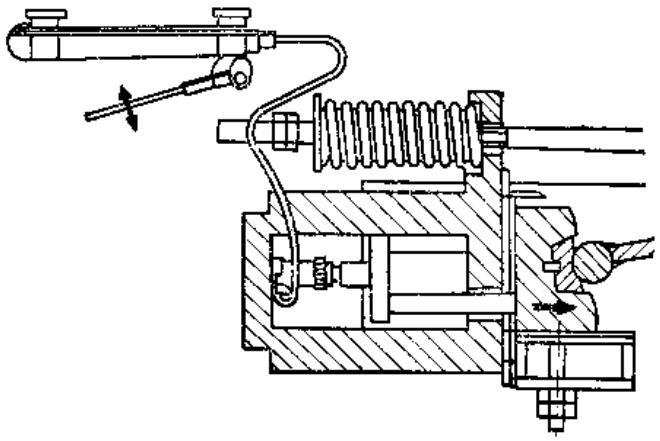


图 2-9　排矿口间隙的液压调整机构

复摆颚式破碎机采用滚动轴承。破碎机的其它部件与简摆颚式破碎机相似。

表 2-1 为国产颚式破碎机的基本参数。

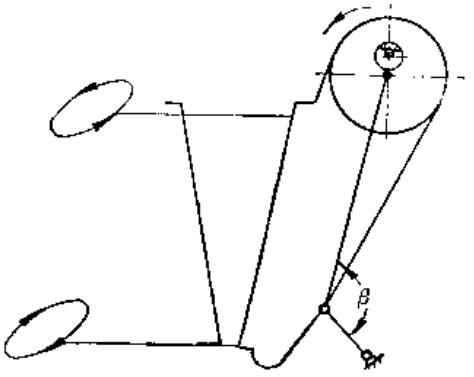


图 2-10　负倾角复摆颚式破碎机的运动轨迹

复摆颚式破碎机与简摆颚式破碎机相比，其优点是：动颚上部水平行程较大（图 2-1 *b*），可以满足矿石破碎时所要求的压缩量，而且动颚向下运动时有促进排矿的作用。所以前者的生产率高30%左右。但是，由于动颚垂直行程大，使破碎板磨损快且加重了产品的过粉碎现象，从而使非生产性的能量消耗增加。为了克服上述缺点，国外有将推力板制成负倾角的复摆颚式破碎机（图2-10）。在具有相同的水平行程或偏心距的情况下，推力板成负倾角的破碎机，其动颚垂直行程小于推力板成正倾角的复摆颚式破碎机的相应值。

表 2-1　颚式破碎机的基本参数

基本参数	破碎机型式							
	简单摆动			复杂摆动JB 1388—74				
	1500×2100	1200×1500	900×1200	PE-90	PE-60	PE-40	PE-25	PE-15
给矿口尺寸 $B \times L$(毫米)	1500×2100	1200×1500	900×1200	900×1200	600×900	400×600	250×400	150×250
排矿口调整范围(毫米)	170～220	130～180	150～180	100～200	75～200	40～100	20～80	10～40
最大给料尺寸(毫米)	1100	850	650	750	480	350	210	125
生产率(吨/小时)	460～600	170	140～180	150～300	35～120	8～20	4～14	1～3
偏心轴转数(转/分)	100	135	180	200～250	230～280	250～300	280～320	300～340
电动机功率(千瓦)	260～280	180	110	95～110	75～80	30	15～17	5.5

简摆颚式破碎机的动颚垂直行程小（图2-1 *a*），故不存在上述缺点。但是，它的上部

水平行程小，而破碎腔上部皆为较大的矿块，欲破碎它们，需要较大的水平行程。因此，该破碎机不能充分满足矿石破碎所要求的压缩量，这就降低了破碎机的生产率。如果增大动颚上部的水平行程，则必然会使得下部水平行程增加，从而造成产品粒度更加不均匀。为了局部地消除这一缺陷，即消除动颚上部与下部水平行程的巨大差异，国外有把动颚心轴的位置提高，并向前移动至破碎腔啮角的分角线上。

鉴于上述两种破碎机都存在着缺点，世界各国除了在原来机器的结构上改进其缺点外，均在不断地探索新的结构。不论何种型式的机构，其目的都是力求水平行程大，而垂直行程小。

近几年来，随着露天开采比重的增加和大型挖掘机、大型自卸汽车的采用，露天矿运往破碎车间的矿块粒度达1.5～2米，同时被采矿石的品位日益降低，要保持原有生产量就必须大大增加开采量和破碎量，因而就使破碎机朝着大型、高生产率的方向发展。目前，国外生产的简摆颚式破碎机的最大规格是2100×3000毫米，复摆颚式破碎机的最大规格是1500×2100毫米。

第三节　颚式破碎机的结构参数及工作参数的选择和计算

为了保证颚式破碎机运转的可靠性和经济性，在设计时必须正确地确定它的结构参数和工作参数，并以此作为计算机器零件强度的基础。

一、结构参数的选择和计算

1. 给矿口与排矿口的尺寸　我国生产的颚式破碎机，给矿口长度L为宽度B的1.25～1.6倍。对于大型破碎机，取$L=(1.25\sim1.5)B$，中小型破碎机则取$L=(1.5\sim1.6)B$。在小型破碎机中，为了获得较高的生产率，$\frac{L}{B}$值可以选大一些。国外生产的小型破碎机，$\frac{L}{B}=2\sim3.6$。给矿口宽度$B=(1.1\sim1.25)D_{max}$，$D_{max}=(0.75\sim0.9)B$，D_{max}是最大给矿粒度，这是由破碎机啮住矿块的条件所决定的。

排矿口的最小宽度可按下式选定：

对于简摆颚式破碎机：
$$e=d_{max}-s=\left(\frac{1}{5}\sim\frac{1}{7}\right)B \tag{2-1}$$

对于复摆颚式破碎机：
$$e=d_{max}-s=\left(\frac{1}{7}\sim\frac{1}{10}\right)B \tag{2-2}$$

式中　d_{max}——最大排矿粒度；

s——动颚的摆动行程（排矿口处的水平行程）。

2. 啮角α　破碎机的动颚与固定颚衬板之间的夹角称为啮角。当破碎矿石块时，必须使矿石块既不向上滑动，也不从破碎机的给矿口中跳出来。为此，啮角α应该保证矿石块与颚板工作表面间产生足够的摩擦力以阻止矿石块被推出去。

为了确定α角，应该分析当矿石块被颚板挤压时作用在矿石块上的力的情况。

假设矿块的形状为球形。当颚板压紧矿石时，作用在矿石块上的力如图2-11所示。P_1和P_2为颚板作用在矿石块上的压碎力，其方向垂直于颚板表面。由压碎力所引起的摩擦力fP_1和fP_2是平行于颚板表面的，f是颚板与矿石之间的摩擦系数。由于矿石块的自

重与压碎力P_1和P_2相比甚小，故可忽略不计。

当直角坐标系的位置如图2-11所示时，则矿石不向上滑动的条件为：

$$P_1\cos\alpha_1+fP_1\sin\alpha_1=P_2\cos\alpha_2+fP_2\sin\alpha_2 \tag{2-3}$$

$$P_1\sin\alpha_1+P_2\sin\alpha_2\leqslant fP_1\cos\alpha_1+fP_2\cos\alpha_2 \tag{2-4}$$

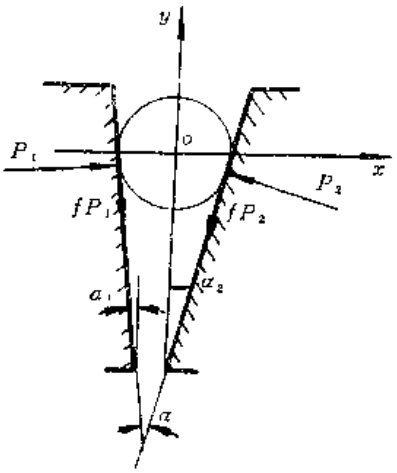


图 2-11 矿块在颚板间的受力分析

由公式 2-3 得：

$$P_2=P_1\frac{\cos\alpha_1+f\sin\alpha_1}{\cos\alpha_2+f\sin\alpha_2}$$

将P_2值代入公式2-4中，经化简整理后得：

$$(1-f^2)(\sin\alpha_1\cos\alpha_2+\cos\alpha_1\sin\alpha_2)\leqslant 2f(\cos\alpha_1\cos\alpha_2-\sin\alpha_1\sin\alpha_2)$$

或 $$(1-f^2)\sin(\alpha_1+\alpha_2)\leqslant 2f\cos(\alpha_1+\alpha_2)$$

即 $$\tan(\alpha_1+\alpha_2)\leqslant\frac{2f}{1-f^2} \tag{2-5}$$

如矿石与衬板之间的摩擦角为φ，则$f=\tan\varphi$，故

$$\tan(\alpha_1+\alpha_2)\leqslant\frac{2\tan\varphi}{1-\tan^2\varphi}=\tan 2\varphi$$

即 $$\alpha=\alpha_1+\alpha_2\leqslant 2\varphi \tag{2-6}$$

式中 $\alpha_1=0\sim10°$。

由公式 2-6 可知，为了使颚式破碎机正常地进行破碎工作，啮角α应该小于摩擦角的两倍。不然，矿块就会向上跳出，而不被压碎，因而降低了破碎机的生产率和破碎效率，甚至还会造成严重的安全事故。

颚式破碎机的啮角一般在17～24°范围内。对于复杂摆动式来说，啮角不应大于20～22°，简单摆动式不应大于22～24°，下限值在破碎硬岩石的情况下采用，而上限值则在破碎软岩石的情况下采用。正确地选择啮角对于提高破碎机的破碎效率具有很大意义。减小啮角，可使破碎机的生产率增加，但会引起破碎比的减少；增大啮角，虽可增加破碎比，但同时又减少生产率。因此，选择啮角时，应该全面考虑。

3．动颚的摆动行程s与偏心轴的偏心距r 动颚的摆动行程s是破碎机最重要的结构参数。在理论上，动颚的摆动行程应按矿石达到破坏时所需之压缩量来决定。然而，由于破碎板的变形，及其与机架间存在的间隙等因素的影响，实际选取的动颚摆动行程远远大于理论上求出的数值。

在简摆颚式破碎机中，动颚的摆动行程是破碎腔的上部行程小，下部行程大。在复摆颚式破碎机中，动颚的摆动行程则是上部大，下部小。矿块的尺寸是从破碎腔的上部向下逐渐减小的，所以只要动颚的上部摆动行程能够满足破碎矿石所需的压缩量就可以了。根据实验，破碎腔上部的动颚摆动行程应大于$0.01D_{max}$，D_{max}是最大给矿粒度。

根据实验，复摆颚式破碎机的动颚摆动行程受排矿口宽度的限制，因为，如果动颚下部的行程增加到大于排矿口最小宽度的0.3～0.4倍时，将引起物料在破碎腔下部的过压实现象，容易造成排矿口的堵塞，使负荷急剧增大。所以，动颚下部的摆动行程不得大于排矿口宽度的0.3～0.4倍。

实际上，动颚行程是根据经验数据确定的。通常对于大型颚式破碎机，$s=25\sim45$毫

米，中小型颚式破碎机，$s=12\sim15$毫米。

动颚的摆动行程确定以后，偏心轴的偏心距 r 可以根据初步拟定的构件尺寸利用画机构图的方法来确定。通常，对于复摆颚式破碎机，$s\approx(2\sim2.2)r$，对于简摆颚式破碎机，$s\approx r$。

4．主要构件尺寸的确定

（1）破碎腔高度H：在啮角一定的情况下，破碎腔的高度由所要求的破碎比而定，通常，破碎腔的高度$H=(2.25\sim2.5)B$。式中B为给矿口宽度。

（2）动颚轴承中心距给矿口平面的高度 h：为了保证在破碎腔的上部产生足够的破碎力来破碎大块矿石，因而在给矿口处，动颚必须有一定的摆动行程，为此，动颚的轴承中心距给矿口平面的高度：对于简摆颚式破碎机为 $(0.37\sim0.4)\ L\geqslant h\geqslant0.2L$，根据试验，当生产率达到最大值时，动颚悬挂点的合适高度为 $h=(0.37\sim0.4)L$（图2-15）；对于复摆颚式破碎机，$h\leqslant0.1L$（图2-17）。式中L为动颚长度。

（3）偏心距 r 对连杆长度 l 的比值 λ：在曲柄摇杆机构中，当曲柄作等速回转时，摇杆来回摆动的速度不同，具有急回运动的特征。连杆愈短，即 $\lambda=\frac{r}{l}$值愈大，则这种不对称现象就愈显著。曲柄（偏心轴）的转数是根据矿石在破碎腔中自由下落的时间而定，因此，连杆的长度不宜过短。通常，对于大型颚式破碎机，$\lambda=\frac{1}{30}\sim\frac{1}{60}$，$l=(0.3\sim0.5)L$对于中小型颚式破碎机，$\lambda=\frac{1}{65}\sim\frac{1}{85}$，$l=(0.85\sim0.9)L$。式中$L$为动颚长度。

（4）推力板长度K：当动颚的摆动行程 s 和偏心距 r 确定以后，在选取推力板长度时，对于简摆颚式破碎机，当曲柄偏心位置为最高时，两个推力板的内端点略低于两个外端点的连线，即使β角（推力板与连杆之间的夹角）近于90°。后推力板在角度 $\gamma=5\sim13°$之间运动（图2-15）。推力板长度与偏心距有下列关系：

$$K_{min}=16.5r;\quad K_{max}=25r \tag{2-7}$$

两个推力板长度应根据机构的运动要求来决定，二者不必强求一致。

复摆颚式破碎机的推力板长度也可参考公式 2-7 所列关系选取。通常传动角 $\beta=45\sim50°$。

5．破碎腔的形状 破碎腔的形状是决定生产率、动力消耗和衬板磨损等破碎机性能的重要因素。

破碎腔的形状有直线型和曲线型两种。若两种破碎腔的给矿口宽度、排矿口宽度、动颚的摆动行程和摆动次数均相同时，矿石在破碎腔内的流动状态如图2-12所示。图中实线表示颚板闭合时的位置，虚线表示颚板后退最远时的位置。

图2-12中的许多水平线，表示矿石在陆续向下运动时所占据的区域。处于水平面 1 上的矿石，当动颚摆到虚线位置时，便下落到水平面 2 上。两水平面 1 和 2 间的垂直距离，就是破碎机在空转行程时矿块落下的距离。在颚板下一次的工作行程中，水平面 2 处的矿块则被破碎，到空转行程时，矿块便落到水平面 3 上。依此类推，矿块逐渐被破碎而粒度逐渐减小，最后通过排矿口排出去。

由图2-12a可以看到，在直线型破碎腔中，各连续的水平面间形成的梯形断面的体积，

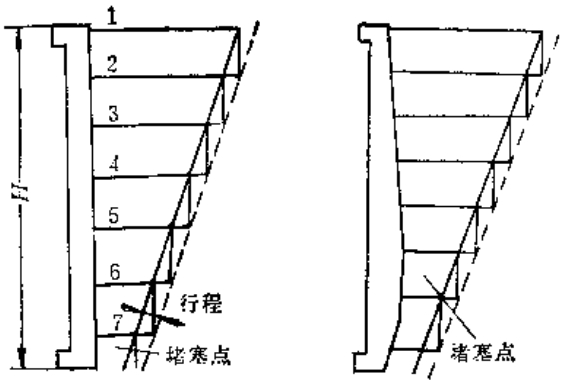


图 2-12　破碎腔的形状

a —直线型破碎腔；b —曲线型破碎腔

向下依次递减，矿石间的空隙也逐渐减小，而动颚的摆动行程和压碎力却逐渐增大，矿石到排矿口附近的排矿速度就减慢，于是在排矿口附近就容易发生堵塞现象，这是造成机器过载和衬板下端磨损严重的主要原因。

图2-12 b 表示曲线型破碎腔，它是将固定颚衬板改成曲线形，曲线是按破碎腔的啮角从上向下逐渐减小的原则而设计的。在曲线型破碎腔中，各连续的水平面间形成的梯形断面的体积，从破碎腔的中部往下是逐渐增加的，因而矿石间的空隙增大，有利于排矿。由于堵塞点上移，故在排矿口附近不易发生堵塞现象。

实践证明，当动颚的摆动行程和摆动次数相同时，曲线型破碎腔具有以下优点：（1）生产率高；（2）破碎比大，产品粒度均匀，过粉碎少；（3）破碎腔下端衬板的磨损较小，延长了衬板的使用寿命；（4）破碎每吨产品的动力消耗减少。

二、工作参数的选择与计算

1．动颚的摆动次数（偏心轴的转数）　选择动颚的摆动次数时，不仅要使机器的生产率高，而且还要使机器的功率消耗少。但是，目前用理论方法确定动颚的摆动次数时，只考虑了生产率高这个因素，而对其它影响因素则忽略不计。

为了简化计算，假定动颚作平移运动，即忽略了动颚在摆动过程中啮角变化的影响，其次，不考虑矿石与衬板间的摩擦力对排矿的影响，破碎产品在重力作用下自由下落。

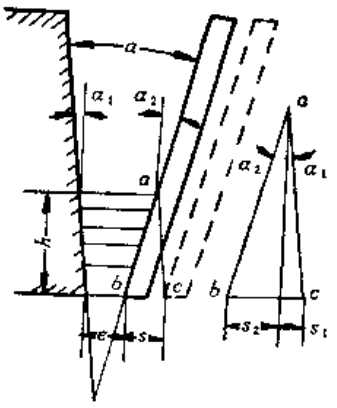


图 2-13　确定颚式破碎机的转数

当动颚摆动一次时，从破碎腔中排出的破碎产品是断面为梯形的棱柱体（图 2-13）。棱柱体下部的宽度等于排矿口的最小宽度 e，而上部的最大宽度等于 $e+s$，s 为动颚下端的行程。棱柱体的高度为：

$$h=\frac{s_1}{\tan\alpha_1}=\frac{s_2}{\tan\alpha_2}=\frac{s_1+s_2}{\tan\alpha_1+\tan\alpha_2}=\frac{s}{\tan\alpha_1+\tan\alpha_2} \qquad (2\text{-}8)$$

棱柱体在其自重作用下自由地通过排矿口的时间是：

$$t_1=\sqrt{\frac{2h}{g}}=\sqrt{\frac{2s}{g(\tan\alpha_1+\tan\alpha_2)}}\ \text{秒}$$

设 n 为动颚每分钟的摆动次数，则动颚一次单向摆动的时间为：

$$t=\frac{1}{2}\times\frac{60}{n}=\frac{30}{n}\ \text{秒}$$

令 $t_1=t$，则可求得理论上生产率最高的动颚的摆动次数为：

$$n=30\sqrt{\frac{g(\tan\alpha_1+\tan\alpha_2)}{2s}}$$

式中重力加速度 $g=981$厘米/秒^2，代入上式则得：

$$n=665\sqrt{\frac{\tan\alpha_1+\tan\alpha_2}{s}} \tag{2-9}$$

若 $\alpha_1=0$，则 $\alpha_2=\alpha$，故

$$n=665\sqrt{\frac{\tan\alpha}{s}} \tag{2-10}$$

式中动颚下端行程 s 的单位以厘米代入。

对于中小型颚式破碎机，其动颚的摆动次数可以直接按公式2-9或2-10确定。对于大型颚式破碎机，动颚的摆动次数应按计算的理论值降低20～40%选取。由于简摆颚式破碎机具有较大的摆动质量，故产生的惯性力就比较大，为了减小机构的惯性力和降低功率消耗，动颚的摆动次数应按上限值降低选取。

2．生产率 简摆颚式破碎机的生产率是以动颚摆动一次，从破碎腔中排出一个松散的棱柱形体积的矿石作为计算的依据。

根据图2-13，动颚摆动一次，排出的棱柱体断面积为：

$$F=\frac{e+(e+s)}{2}h=\frac{2e+s}{2}\cdot\frac{s}{\tan\alpha_1+\tan\alpha_2}$$

棱柱体的长度即为破碎腔的长度 L，故棱柱体的体积等于：

$$V=FL=\frac{Ls(2e+s)}{2(\tan\alpha_1+\tan\alpha_2)}\text{米}^3$$

若动颚每分钟摆动 n 次，则破碎机的生产率为：

$$Q=60nV\delta=\frac{30nLs(2e+s)\delta}{\tan\alpha_1+\tan\alpha_2}\text{吨/时} \tag{2-11}$$

式中 δ——矿石的松散比重，吨/米^3。

公式2-11只是对于简摆颚式破碎机而言，对于复摆颚式破碎机的生产率，应按公式2-11的计算结果增大20～30%，因其动颚的运动轨迹有促进排矿的作用。

从公式2-11中看出，在一定范围内，生产率随着转数 n 的增高而增大，并且随着啮角的减小而增大。由于给矿粒度的变化和给矿的不均匀，所以公式2-11是近似的，但是可以用它来分析各种因素对破碎机生产率的影响。

颚式破碎机的生产率，除利用理论公式计算外，还常常采用下列经验公式计算：

$$Q=K_1K_2q_0e\frac{\delta}{1.6}\text{吨/时} \tag{2-12}$$

式中 K_1——矿石可碎性系数（表2-2）；

K_2——粒度修正系数（表2-3）；

q_0——单位排矿口宽度的生产能力，吨/毫米·时（表2-4）；

e——排矿口宽度，毫米；

δ——矿石的松散比重，吨/米^3。

3．电动机功率 在颚式破碎机的破碎过程中，其功率消耗与转数、规格尺寸、排矿

表 2-2 矿石可碎性系数K_1

矿石强度	抗压强度（公斤/厘米²）	普氏硬度系数	K_1
硬	1600～2000	16～20	0.9～0.95
中硬	800～1600	8～16	1.0
软	<800	<8	1.1～1.2

表 2-3 粗碎设备的粒度修正系数K_2

给矿最大粒度D_{max}/给矿口宽度B	0.85	0.6	0.4
K_2	1.0	1.1	1.2

表 2-4 颚式破碎机单位排矿口宽度的生产能力 q

破碎机规格	250×400	400×600	600×900	900×1200	1200×1500	1500×2100
q_0	0.4	0.65	0.95～1.0	1.25～1.3	1.9	2.7

口宽度、啮角大小以及被破碎矿石的物理机械性质和粒度特性有关。破碎机转数愈高，机器尺寸愈大，功率消耗愈大；破碎比愈大，功率消耗也愈大。但是，对功率消耗影响最大的还是矿石的物理机械性质。由于功率消耗与许多因素有关，现在尚无一个完整的理论公式能精确地计算出破碎机的功率消耗。

目前，在理论上计算颚式破碎机的电动机功率一般都以体积假说为基础。

假定给矿口宽度为B，长度为L，排矿口最小宽度为e，则根据图2-14即可求得动颚在每次工作行程内破碎矿石的体积：

$$V=\frac{KCL(B^2-e^2)}{2\tan\alpha} \tag{2-13}$$

由于在破碎时，矿石不是全部充满破碎腔，而是有一定的空隙，故在公式2-13中须计入破碎腔的充满系数C。若原矿未经预先筛分，则其中小于排矿口宽度的矿粒就直接通过破碎腔而未遭到破碎，因此，在公式2-13中还应乘以原矿的粒度特性系数K。

当破碎前将原矿中小于排矿口宽度的细粒物料筛出时，可取 $K=1$；如果原矿的粒度特性曲线为直线，可取$K=\frac{D_{max}-(e+s)}{D_{max}}$，$D_{max}$是原矿中的最大矿块尺寸；如果原矿的粒度特性曲线为凹形，$K<\frac{D_{max}-(e+s)}{D_{max}}$，取 $K=0.4\sim0.5$；C 值视 K 值大小而变动。当$K=0.7\sim1$时，$C=0.2\sim0.3$；$K=0.4\sim0.5$时，$C=0.4\sim0.5$。K与C的乘积一般为0.2～0.25。

根据公式1-16和公式2-13则可求得颚式破碎机的电动机功率的计算公式：

$$N=\frac{\sigma_p^2 nLKC(B^2-e^2)}{2448000E\tan\alpha\eta}\text{千瓦} \tag{2-14}$$

式中 η——破碎机的传动效率，$\eta=0.75\sim0.85$。其它符号同前，重量单位为公斤，长

度单位为厘米。

从公式2-14看出，破碎机的功率消耗与其转数、规格尺寸、排矿口宽度、啮角、被破碎矿石的物理机械性质和粒度特性有关。实际上，由于颚式破碎机的破碎过程是非常复杂的，有些因素尚未完全反映出来，有些因素（如矿石的σ_s和E）也很难准确地选取。所以，公式2-14只能供初步计算破碎机功率时应用，以便进一步用实验方法来修正。

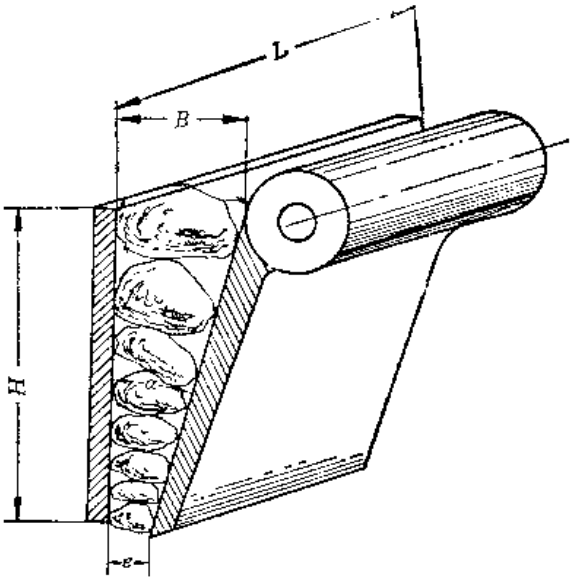


图 2-14　确定颚式破碎机的功率图

颚式破碎机的电动机功率也可采用下列公式计算。

对于简摆颚式破碎机：

$$N \approx 10LHsn \text{ 千瓦} \tag{2-15}$$

对于复摆颚式破碎机：

$$N \approx 18LHrn \text{ 千瓦} \tag{2-16}$$

式中　H——固定颚板的计算高度，米；

r——主轴的偏心距，米；

其它符号同前。L、s的单位取米。

公式2-15和公式2-16是在实验的基础上推导出来的计算公式，计算结果与实际数据颇为相近。

第四节　颚式破碎机主要零部件的计算

一、破碎力

破碎机的破碎力是计算机器各个零件强度和刚度的原始数据。破碎力的大小与很多因素有关，因而确定破碎力的方法也很多，概括起来有以下几种方法：

（1）理论计算法：根据破碎矿石所需的破碎功导出破碎力的计算公式，因其计算结果与实际相差较大，故在实践中很少应用。

（2）功耗计算法：根据电动机的安装功率，结合破碎机的结构特点，导出破碎力的计算公式。

（3）实验分析法：根据实验数据导出的公式来计算破碎力。

目前，国内多是采用实验分析法来确定颚式破碎机的破碎力。根据对复摆颚式破碎机的固定颚和动颚的实际受力测定，在破碎机动颚上所产生的破碎力系与矿块纵断面面积成正比。因此，作用在动颚上的最大破碎力可以按下式计算：

$$P_{max} = qLH \tag{2-17}$$

式中　q——衬板单位面积上的平均压力，其值可参考表2-5选取，或取q＝27公斤/厘米^2；

L、H——破碎腔的长度和高度。

最大破碎力都是垂直作用于固定颚和动颚上，其作用点的位置，根据试验测定，复摆颚式破碎机的最大破碎力多发生在破碎腔高度的0.35～0.65处。对于简摆颚式破碎机，最大破碎力的作用点是在破碎腔（由给矿口平面算起）的$\frac{2}{3}$处。当破碎单一大块矿石时，作用点则向上移。

表 2-5　衬板单位面积上的平均压力

矿　石　种　类	抗压强度σ_b（公斤/厘米^2）	q（公斤/厘米^2）
浦阳青石	2500	30
花岗岩	2200	28
花岗岩	1800	20.5
石灰石	1800	19

当计算破碎机零件强度时，考虑冲击载荷的影响，应将P_{max}增大50%。故破碎机的计算破碎力为：

$$P_{js}=1.5P_{max} \tag{2-18}$$

二、各部件的受力分析

计算颚式破碎机各个零件的强度和刚度以前，必须先求得作用在各个部件上的外力。计算破碎力P_{js}是确定这些外力的原始数据。根据P_{js}力利用分析法或图解法即可求得各个部件上的计算载荷。

假定简摆颚式破碎机两推力板为对称形，连杆位于上极限位置时，推力板垂直于动颚。当两颚板压紧矿石时，则由图2-15可以得到下列关系式：

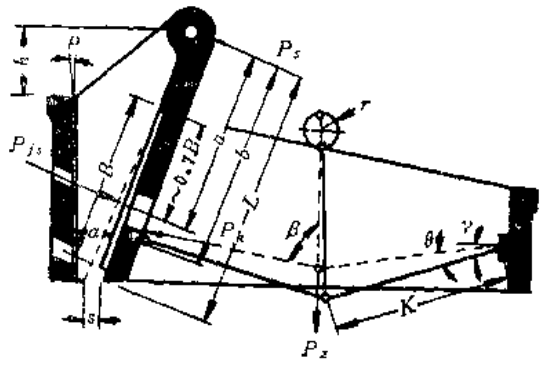


图 2-15　简摆式破碎机受力分析

$\rho=0\sim10°$；$h=0.2L$；$a\leqslant b=0.7\sim0.75L$；$B=0.8L$；

$\alpha=18\sim24°$；$\gamma=5\sim13°\theta\approx4\sim6°$

$$P_s=P_{js}\frac{b-a}{b} \tag{2-19}$$

$$P_k=P_{js}\frac{a}{b} \tag{2-20}$$

$$P_z=2P_k\cos\beta \tag{2-21}$$

式中　P_s——作用在动颚轴承上的外力；

P_k——作用在推力板上的外力；

P_z——作用在连杆上的外力；

a——动颚悬挂轴到破碎力作用点的距离；

β——当两颚板处于压紧矿石状态时，推力板与连杆之间的夹角。

假设作用在连杆上的力$P_z=100$公斤，改变β角，计算沿推力板中心线方向的作用力P_k。P_k力随β角的增加而增加，计算结果列于表2-6中。

从表2-6中看出，当β角接近90°时，P_k力将增长到最大值。因此，破碎力也将达到最大值。所以，在设计颚式破碎机时，应使β角接近于90°（当连杆处于上极限位置时），这样可以减少连杆和偏心轴的作用力，因而就减轻了它们的重量。

表 2-6 推力板的受力情况

β	60°	65°	70°	75°	80°	82°	84°	86°	88°	90°
P_k(公斤)	100	118	146	193	288	360	478	717	1433	∞

图解法：设计颚式破碎机时，采用图解法确定各部件上的计算载荷比较方便。

图2-16是简摆颚式破碎机各部件计算载荷的图解法。我们先选定长度和力的比例尺，画出机构的工作位置图，并且先不考虑各杆件连接铰销上摩擦力的影响。首先取动颚为分离体，动颚上作用有三个力：破碎力 P_{js}，其大小和方向都是已知的；前推力板的计算力 P_k，其方向（沿推力板中心线）为已知；动颚悬挂心轴的反力 P_s，只知其作用点一定通过心轴中心 o_1 点。根据理论力学静力学基本公理——在同一平面内三个互不平行的力相互平衡，则它们的作用线必汇交于一点。因此，P_{js} 与 P_k 力的作用线交于点 a，而 P_s 力作用线的方向必定通过 o_1 点和 a 点。从点 a 用选定的比例尺画出 P_{js} 的矢量，根据力的平行四边形定理，即可按选定的力的比例尺求得 P_k 力的大小和 P_s 力的大小及方向。

再取连杆为分离体。后推力板和连杆的计算力的方向已知，前推力板 P_k 力的大小和方向已由上述图解法确定。由于两推力板对称布置，故 $P_k'=P_k$，由此，则可求得后推力板和连杆的计算力 P_k' 和 P_z。

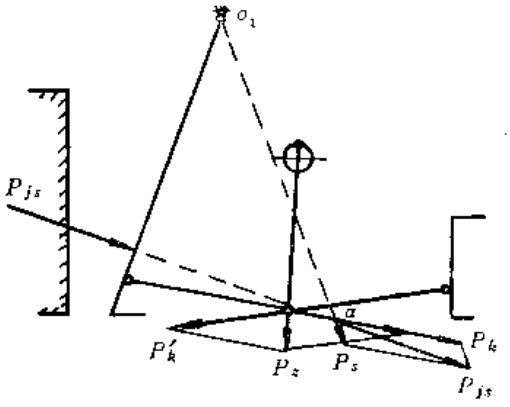


图 2-16 简摆颚式破碎机各部件受力的图解法

如果考虑各个铰销上的摩擦力，则各杆件上的力的作用线就不通过铰销的中心，而与铰销的摩擦圆相切。

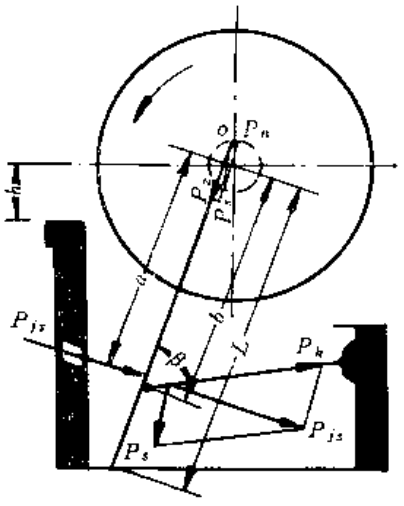


图 2-17 复摆颚式破碎机各部件受力的图解法
$h\leqslant 0.1L$；$\beta=45\sim50°$

复摆颚式破碎机各部件的受力(见图2-17)可按上述方法确定。

三、主要零件的强度计算

颚式破碎机的主要零件有：偏心轴、动颚及其心轴、连杆、推力板、动颚的拉杆与弹簧、机架以及飞轮等。

颚式破碎机的偏心轴、动颚及其心轴、连杆的强度和刚度可按《机械零件》的计算方法进行计算。下面仅介绍颚式破碎机的推力板、动颚的拉杆与弹簧、机架和飞轮的计算方法。

1．推力板 推力板是颚式破碎机中构造最简单、成本最低的零件。在标准结构中，一般都是用它作为保险零件，故计算时要降低其安全系数。设计时建议将其许用应力提高25～30%。为了削弱推力板的断面，有时沿其宽度方向布有通孔。

在计算推力板的强度时，一般是根据动颚的宽度来决定推力板的宽度，再由这个宽度来求推力板的厚度。其计算公式如下：

$$P_k = B\delta[\sigma_p]' \tag{2-22}$$

式中 P_k——沿推力板中心线方向作用的外力，公斤；

B——推力板的宽度，厘米；

δ——推力板的厚度，厘米；

$[\sigma_p]'$——推力板的计算许用压应力，公斤/厘米^2。

对于铸铁制的，其$[\sigma_p]'=(1.25\sim1.3)[\sigma_p]$，$[\sigma_p]$是铸铁的正常许用压应力；对于钢制的，$[\sigma_p]'=[\sigma_p]$，此时起保险作用的不是钢板，而是铆钉或螺钉，铆钉与螺钉的许用剪应力也要提高25～30%。计算公式为：

$$P_k=(1.25\sim1.30)\frac{\pi d^2}{4}n[\tau] \tag{2-23}$$

式中 d——铆钉或螺钉的直径，厘米；

n——铆钉或螺钉的个数；

$[\tau]$——铆钉或螺钉的正常许用剪应力，公斤/厘米^2。

对于HT15-32及HT28-48，许用压应力为$[\sigma_p]=900$公斤/厘米^2；对于A_2或A_3号钢板，$[\sigma_p]=900\sim1100$公斤/厘米^2；用A_2或A_3号钢作的铆钉或螺钉，其正常许用剪应力为$[\tau]=800\sim900$公斤/厘米^2。

2．拉紧弹簧 拉紧弹簧是用来保证颚式破碎机整个机构的紧密结合，并部分地平衡在动颚与推力板工作时所产生惯性力。设计弹簧时，必须合理地选择弹簧的刚度，若弹簧的刚度不足，则不能达到上述要求，如刚度过大，又会过多地引起非生产性能量的消耗。

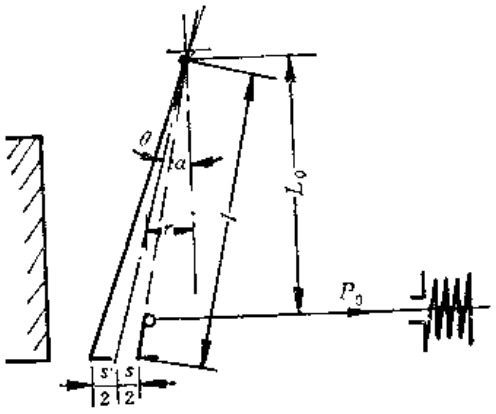


图 2-18 拉紧弹簧的计算

计算弹簧时，首先必须确定在动颚的摆动周期内弹簧的最大压缩力P_0（图2-18）。为此，应该先确定动颚对悬挂心轴的力矩和，即动颚对悬挂心轴的惯性力矩及重力矩。

动颚对悬挂心轴的惯性力矩可由下式确定：

$$M_1=-J\varepsilon \tag{2-24}$$

式中 J——动颚对于悬挂心轴的转动惯量，公斤米·秒^2；

ε——动颚摆动时的角加速度，1/秒^2。

动颚摆动时，其角加速度是一个变量。为了使计算简化，近似地把动颚的摆动运动视为简谐运动。因此，动颚摆动时的角加速度可近似地按下式计算：

$$\varepsilon=-\omega^2\theta=-\omega^2\cdot\frac{\lambda}{l} \tag{2-25}$$

式中 ω——主轴的角速度，$\omega=\frac{\pi n}{30}$，n 为偏心轴转数；

λ——动颚最下点的振幅，$\lambda\approx\frac{s}{2\cos\alpha}$，$s$ 为动颚最下点的行程（米），α 为动颚在右死点时与垂直线间的夹角；

l——动颚悬挂中心到动颚下端的距离，米。

将ω、λ值代入公式 2-25 中得：

$$\varepsilon=-\frac{\pi^2n^2}{900}\times\frac{s}{2l\cos\alpha}\approx-\frac{sn^2}{182l\cos\alpha} \tag{2-26}$$

动颚摆动到左死点时，由动颚自重G而产生的重力矩为：

$$M_2=-Gr \tag{2-27}$$

式中 r——动颚重心的垂线与悬挂心轴的垂线之间的距离，米。

公式2-27中的负号表示重力矩的方向与动颚的惯性力矩方向相反。所以，当动颚摆到左死点时，动颚对悬挂心轴的力矩和为：

$$M=M_1+M_2 \tag{2-28}$$

由此，则可求得弹簧的最大压缩力为：

$$P_0=\frac{nM}{L_0} \tag{2-29}$$

式中 n——安全系数，$n=1.5\sim2$；

L_0——P_0到悬挂中心的力臂，米。

然后，根据 P_0 按一般计算弹簧的方法，校核它的强度与刚度。为了不使所造的弹簧刚度过大，弹簧的工作圈数要大于 5 圈。

根据P_0可以对拉杆进行拉伸强度校对。

3．机架 颚式破碎机的机架在工作中受很大的冲击载荷，因此，它应具有足够的强度和刚度。目前，破碎机的机架有整体机架（整体铸造、铸件焊接的及钢板焊接的）和组合机架。组合机架虽然解决了大型破碎机制造和运输上的困难，但在机械加工、装配和拆卸方面却增加了不少麻烦。其次，组合机架的刚性较差。

机架周围所设的加强筋，原则上是设在横的方向承受折断及弯曲应力的位置。在轴承处应设置放射状加强筋以增加高度方向的刚度，防止侧壁在受力时弯曲和颤动。纵向加强筋一般是起附带加强作用。

颚式破碎机的机架形状比较复杂，同时受力也比较恶劣（冲击载荷），设计时，一般是根据类似机架的结构决定断面尺寸，然后近似地校核它的强度。

对于整体机架，可以看作是一个静不定框架，在它的前壁上作用有破碎力 P_{js}，后壁上作用有后推力板的计算力P_k'的水平分力 P_H，在两侧壁的动颚心轴轴承处和偏心轴轴承处作用有支承反力。为了简化计算，忽略支承反力对侧壁的影响，并且将作用在机架后壁上的P_H力取为P_{js}，另外，将作用在前、后壁上的破碎力 P_{js} 视为集中力。

由此，则可根据材料力学中的卡氏定理来计算颚式破碎机的机架。图2-19所示，在框架的前、后壁上作用有破碎力P_{js}，今沿框架侧壁中心n-n切断，则 n-n 断面处作用有弯矩M_0及纵向力N（因框架原来处于平衡状态，切断后，为了仍要维持框架平衡，故在其上

加M_o及N)，由于对称性，两侧壁上之力矩及力是相等的。今将框架分为四段，根据卡氏定理，则由所有作用在框架上的力而引起断面 $n-n$ 的转角为：

$$\theta_n=\frac{\partial u}{\partial M_o}=4\left[\int_0^{\frac{l}{2}}\frac{M(x)dx}{EJ_1}\times\frac{\partial M(x)}{\partial M_o}+\int_0^{\frac{h}{2}}\frac{M(y)dy}{EJ_2}\times\frac{\partial M(y)}{\partial M_o}\right] \tag{2-30}$$

式中 $M(x)=M_o$，则$\frac{\partial M(x)}{\partial M_o}=\frac{\partial M_o}{\partial M_o}=1$

$M(y)=M_o-Ny$，则$\frac{\partial M(y)}{\partial M_o}=\frac{\partial(M_o-Ny)}{\partial M_o}=1$

$N=\frac{P_{js}}{2}$

将以上各值代入公式2-30中得：

$$\theta_n=4\left[\int_0^{\frac{l}{2}}\frac{M_o dx}{EJ_1}+\int_0^{\frac{h}{2}}\frac{\left(M_o-\frac{P_{js}}{2}\times y\right)dy}{EJ_2}\right]$$

$$=\frac{2M_o l}{EJ_1}+\frac{2M_o h}{EJ_2}-\frac{P_{js}h^2}{4EJ_2}$$

但是，在这种情况下，$\theta_n=0°$则

$$\frac{2M_o l}{EJ_1}+\frac{2M_o h}{EJ_2}-\frac{P_{js}h^2}{4EJ_2}=0$$

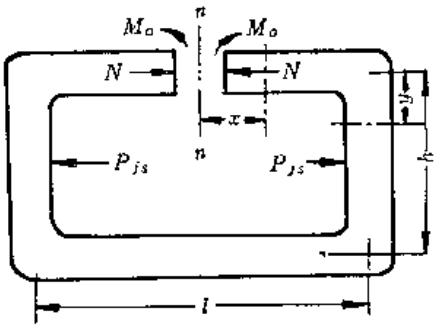


图 2-19 机架的计算简图

由此，则得：

$$M_o=\frac{P_{js}h^2}{8\left(\frac{J_2}{J_1}l+h\right)} \tag{2-31}$$

式中 l——机架前、后壁中心线间距离，厘米；

h——机架侧壁中心线间距离，厘米；

J_1和J_2——机架侧壁与前壁断面的惯性矩，厘米^4。

求得M_o后，即可确定作用在前、后壁中央的最大弯矩为：

$$M_{max}=M_o-\frac{P_{js}h}{4} \tag{2-32}$$

根据所求得的M_o及M_{max}，即可确定机架的断面尺寸或校核其强度。校核机架侧壁强度的计算公式为：

$$\sigma_1=\frac{M_o}{W_1}+\frac{P_{js}}{2F}\text{公斤/厘米}^2 \tag{2-33}$$

校核机架前壁强度的计算公式为：

$$\sigma_2=\frac{M_{max}}{W_2}\text{公斤/厘米}^2 \tag{2-34}$$

式中 W_1、W_2——机架侧壁和前壁的断面模数，厘米^3；

F——机架侧壁断面面积，厘米^2。

由于电子计算机的广泛应用，机架的计算可以采用有限单元法。

4．飞轮 颚式破碎机是间断工作的机器，因而必然会引起阻力的变化，使其电动机的负荷不均，形成机械速率的波动。为了降低电动机的额定功率，且使机械的速率不致波动太大，故在偏心轴上装有飞轮。飞轮在空行程时储存能量，在工作行程时则放出能量，这样就可以使电动机的负荷均匀。

现在来研究颚式破碎机飞轮的计算方法。

设动颚在空行程和部分无负荷的工作行程时间t_1秒内的功率消耗为N_1千瓦，动颚在工作行程的破碎时间t_2秒内的功率消耗为N_2千瓦，电动机的额定功率为N千瓦，并且$N_1<N<N_2$。

动颚在t_1秒时间内，$N>N_1$的情况下，多余的功率就使飞轮的能量增加。如果在空转阶段开始时，飞轮的角速度等于ω_{min}，在空转阶段终了时，飞轮的角速度增为ω_{max}。在有载运转$N_2>N$的情况下，飞轮就输出能量，飞轮的角速度就由ω_{max}降至ω_{min}。

由此，可以列出空转时功的平衡方程式：

$$102Nt_1=102N_1t_1+\frac{J}{2}(\omega_{max}^2-\omega_{min}^2)$$

或
$$102Nt_1=102N_1t_1+J\omega^2\delta$$

则飞轮储存的能量为：

$$J\omega^2\delta=102t_1(N-N_1) \tag{2-35}$$

设空转时的功率消耗$N_1=pN$，p称损失系数。故

$$N-N_1=N-pN=N(1-p)=N\eta$$

式中η是考虑摩擦损失的机械效率，$\eta\approx0.75\sim0.85$。简摆颚式破碎机取低值，复摆颚式破碎机可取高值。

由此，公式2-35可改写为：

$$J\omega^2\delta=102t_1N\eta \tag{2-36}$$

则飞轮的转动惯量为：

$$J=\frac{102t_1N\eta}{\omega^2\delta} \tag{2-37}$$

根据理论力学知飞轮的飞轮矩为：

$$GD^2=49J \text{ 公斤·米}^2 \tag{2-38}$$

将公式2-37代入公式2-38中，则得飞轮重量G的计算公式：

$$G=\frac{49J}{D^2}=49\times\frac{102t_1N\eta}{\omega^2\delta D^2}\text{公斤} \tag{2-39}$$

式中 g——重力加速度，$g=9.81$米/秒^2；

D——飞轮的直径，米；

ω——飞轮的平均角速度，即偏心轴的角速度，$\omega=\frac{\omega_{max}+\omega_{min}}{2}$；

δ——速度不均匀系数，$\delta=\frac{\omega_{max}-\omega_{min}}{\omega}$，对于大型颚式破碎机，可取$\delta=0.01\sim0.03$；对于中小型颚式破碎机可取$\delta=0.03\sim0.05$。[7]

对于复摆颚式破碎机，空转的时间t_1和有载运转的时间t_2可以近似地认为是相等的。偏心轴回转一周的时间$t=\frac{60}{n}$秒，则$t_1=t_2=\frac{30}{n}$秒。将上述各值代入公式2-39中，简化并整理后得：

$$G=11\times10^6\frac{N\eta}{n^3\delta D^2}\text{公斤} \tag{2-10}$$

对于简摆颚式破碎机，可取$t_1=\frac{2}{3}t=\frac{40}{n}$秒，则

$$G=14.7\times10^6\frac{N\eta}{n^3\delta D^2}\text{公斤} \tag{2-11}$$

计算飞轮的尺寸时，一般是先给定飞轮的直径（取皮带轮的直径），然后求飞轮的重量。飞轮的实际重量G_0约为理论重量G的1.2～1.3倍。为了使偏心轴的工作条件更为有利，对于大型颚式破碎机，飞轮是制成两个（其中的一个也作皮带轮用），分别置于轴的两端；对于中小型颚式破碎机，飞轮可制成一个（也作皮带轮用）。如果飞轮是铸铁制的，则其最大的圆周速度不得超过30米/秒。

第五节　颚式破碎机的运动学和动力学

颚式破碎机的连杆和动颚，在机器运转时会产生很大的惯性力。这种惯性力将在机器各运动副中引起一种动压力，因而会增加运动副中的磨损，影响构件的强度，降低机器的效率。此外，由于惯性力的大小和方向的周期性变化，将使机器及基础发生振动和偏心轴回转的不均匀性。为了消除这些有害的影响，必须研究颚式破碎机的运动速度、加速度和惯性力的变化规律，以便寻求解决的方法。

下面仅以复摆颚式破碎机为例，研究这种机构的惯性力的平衡方法。

复摆颚式破碎机是曲柄摇杆机构。首先用选定的长度比例尺μ_l作机构图，如图2-20所示。

为了确定曲柄AB（偏心轴）在每转时间内惯性力的变化规律，按曲柄一转的回转角分成12等分，并画出12个不同位置的机构图。

各构件的惯性力是根据构件的质量和重心加速度来确定，惯性力的方向与重心加速度的方向始终相反。为了确定惯性力，必须先计算各构件的重量，定出曲柄AB和构件BC（动颚和连杆）的重心位置（构件CD——推力板的重量与构件BC的重量比较是很小的，故可略去不计）。

曲柄AB的重心位于直线AB的B点上，其到A点的距离等于偏心轴的偏心距。构件BC的重心位置可用重心坐标的普遍公式求出。

曲柄AB作匀速转动，故B点的线速度为：

$$v_B=\frac{\pi rn}{30}\text{米/秒} \tag{2-12}$$

式中　r——曲柄半径，即偏心轴的偏心距；

n——曲柄每分钟转数。

v_B的方向与曲柄垂直。

由于曲柄 AB 作匀速转动，故 B 点的切向加速度等于零，法向加速度为：

$$a_B=\frac{v_B^2}{r}\text{ 米/秒}^2 \qquad (2\text{-}43)$$

a_B 只改变方向不改变大小。

选定速度比例尺 μ_v 和加速度比例尺 μ_a 作 B 点速度图和加速度图。如图2-21所示。

由于曲柄 AB 的半径 r 与构件 BC 和 CD 的长度相比很小，因而构件 CD 绕 D 点的摆角甚小，故可将 C 点的运动轨迹近似地取为垂直于构件 CD 的直线 mn。

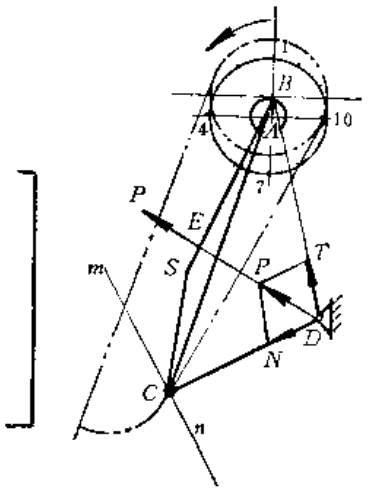


图 2-20　复摆颚式破碎机的机构图

过速度图极点 p 作平行于 mn 的直线 m_1n_1，则 m_1n_1 即是构件 BC 的 C 点的速度方向线。根据速度矢量投影法，从 B 点速度 v_B 的端点 b_1、b_2……b_{12} 作垂直于相对应位置的构件 BC 的垂线，与 m_1n_1 线分别交于 c_1、c_2、……c_{12} 点，线段 pc_1、pc_2、……pc_{12} 即是不同位置的 c 点的速度，而线段 b_1c_1、b_2c_2、……$b_{12}c_{12}$ 是 C 点对 B 点的相对速度。

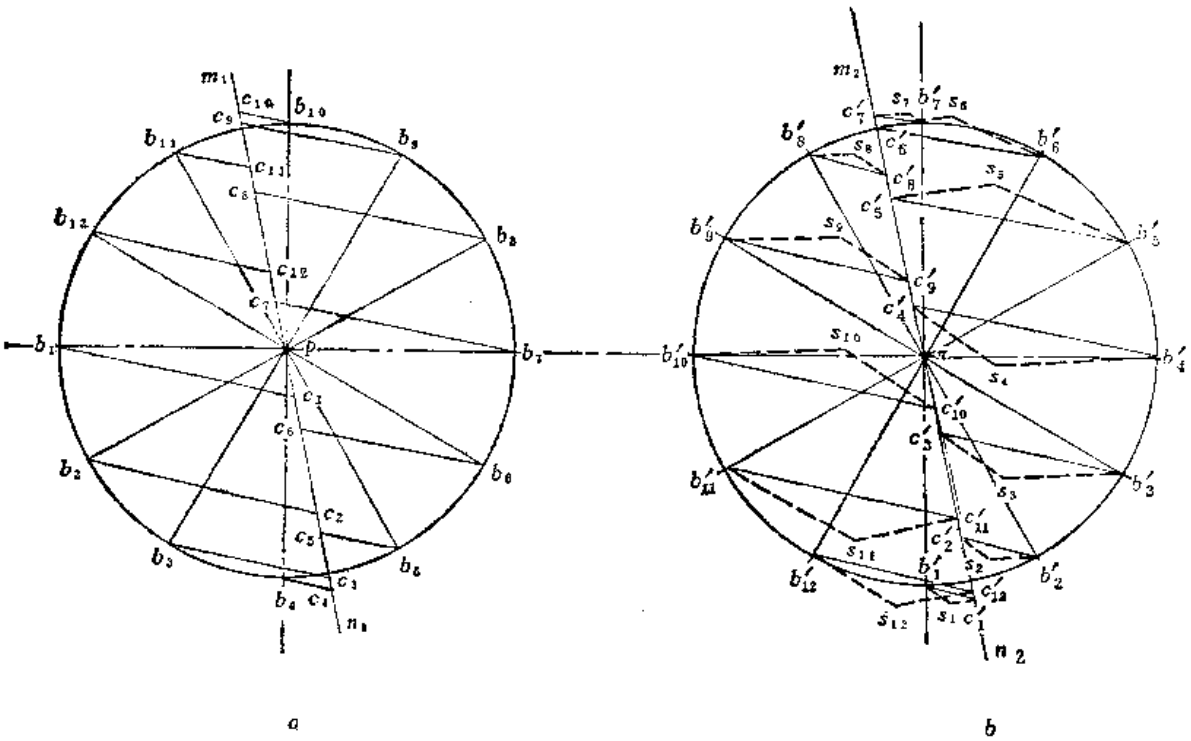


图 2-21　复摆颚式破碎机的速度图和加速度图

a —速度图；b —加速度图

过加速度图极点 π 作平行于 mn 的线 m_2n_2，则 m_2n_2 即是构件 BC 的 C 点的加速度方向线。从 B 点加速度 a_B 的端点 b_1'、b_2'……b_{12}' 作垂直于相对应位置的构件 BC 的垂线，与 m_2n_2 线交于 c_1'、c_2'、……c_{12}' 点，线段 $\pi c_1'$、$\pi c_2'$、……$\pi c_{12}'$ 即是不同位置的 C 点的加速度，而线段 $b_1'c_1'$、$b_2'c_2'$、……$b_{12}'c_{12}'$ 是 C 点相对于 B 点的切向加速度 a_{CB}^t，其方向垂直于构件 BC。

C点相对于B点的法向加速度$a^n_{CB}=\frac{v^2_{CB}}{l_{BC}}$，方向沿构件$BC$；由于构件$BC$的长度$l_{BC}$较大，而$v_{CB}$又较小，故$a^n_{CB}$比较小，可以略去不计。

根据加速度影像法，即根据加速度$\triangle b_1c_1s_1$与构件$\triangle BCS$相似的原理，在加速度图上求得构件BC的重心S的加速度πs_1、πs_2、……πs_{12}。

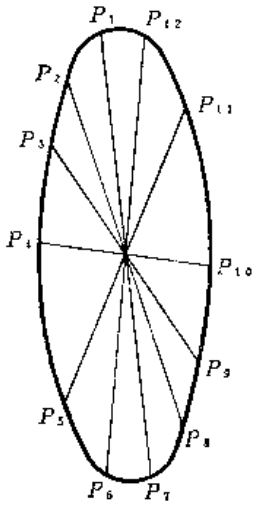


图 2-22　复摆颚式破碎机的惯性力图

设曲柄AB的重量（即偏心轴的偏心重量）为G_1，则其惯性力为：

$$P_0=-\frac{G_1}{g}a_B \tag{2-44}$$

式中$g=9.81$米/秒^2。这种大小不变而方向周期变化的惯性力，全部作用在偏心轴的轴承上。

构件BC的惯性力和惯性力偶矩为：

$$P=-\frac{G_2}{g}a_S$$

$$M=-J_S\varepsilon=-J_S\frac{a^t_{CB}}{l_{BC}} \tag{2-45}$$

式中　G_2——构件BC的重量；

J_S——构件BC对其重心的转动惯量；

ε——构件BC的角加速度。

将P和M合成一个不通过重心S的总惯性力P，其大小和方向与通过S的P相同，但两者相距一垂直距离h，其值为：

$$h=\frac{M}{P} \tag{2-46}$$

选定力的比例尺μ_p作构件BC在曲柄处于不同位置时的惯性力图，如图2-22所示。

构件BC的总惯性力P由偏心轴和推力板承受，然后再传给机架及其基础。将构件BC处于各个位置的惯性力P_1、P_2、……P_{12}分别分解到构件BC的B点和C点，得到T_1、T_2……T_{12}和N_1、N_2……N_{12}。

作用在偏心轴上的总压力为：

$$\overline{P}_z=\overline{P}_0+\overline{T} \tag{2-47}$$

这个周期变化的压力会引起机器及其基础的振动，同时会造成偏心轴回转的不均匀性。

为了消除惯性力的有害影响，通常采用回转对重的平衡方法达到部分平衡，即在飞轮和皮带轮上安放对重，对重的位置在偏心轴偏心部分的相反位置上。对重的量G_0。按下式选取：

$$G_0=G_1\frac{r}{r_0}+\frac{900T_{pj}}{r_0n^2}\text{公斤} \tag{2-48}$$

式中　r_0——对重重心到偏心轴轴承中心线的距离，米；

T_{pj}——惯性力分力T的平均值，即

$$T_{pj}=\frac{T_1+T_2+\cdots\cdots+T_{12}}{12}\text{公斤}$$

颚式破碎机的回转平衡对重也可按下式进行计算：

$$G_0=\frac{r}{r_0}\left[G_1+\left(\frac{b}{L}+K\frac{a}{L}\right)G_2\right]\text{公斤} \tag{2-49}$$

式中 L——连杆的长度；

a——连杆重心到曲柄销的距离；

b——连杆重心到肘板座的距离；

K——平衡系数，通常$K=\frac{1}{3}\sim\frac{2}{3}$。其它符号表示意义同前。

对重可以与颚式破碎机的皮带轮和飞轮的轮缘铸成一体，也可以用螺钉连接；在大多数情况下，对重作成弓形或扇形。但是，弓形对重比扇形有利，因为它的重心位于皮带轮和飞轮的轮缘附近，因此在保证对重所产生的惯性力的情况下，其重量要轻些。

这种利用回转对重的平衡方法，不仅不能达到完全平衡的要求，而且还产生附加惯性力的有害影响，因此，目前生产的大型简摆颚式破碎机，由于偏心轴的转数较低，连杆的质量又比较小，虽然动颚的质量比较大，但动颚的加速度比连杆的小很多，因此，近年来有不加对重的趋势。

第三章　旋回破碎机

第一节　概　　述

旋回破碎机在选矿和其他工业部门中，广泛地用来粗碎各种硬度的矿石。

旋回破碎机的工作原理如图 3-1 所示。旋回破碎机的工作机构是由两个截面圆锥体——活动圆锥(破碎圆锥)和固定圆锥（中空圆锥体）所组成。活动圆锥的心轴支承在铰链 o 中，并且偏心地安置在中空的固定圆锥体内。心轴 oA 旋转时，活动圆锥体的素线依次靠近及离开中空的固定圆锥体的素线。活动圆锥体的每条素线犹似绕 o 点摆动，它与颚式破碎机的工作原理相同。

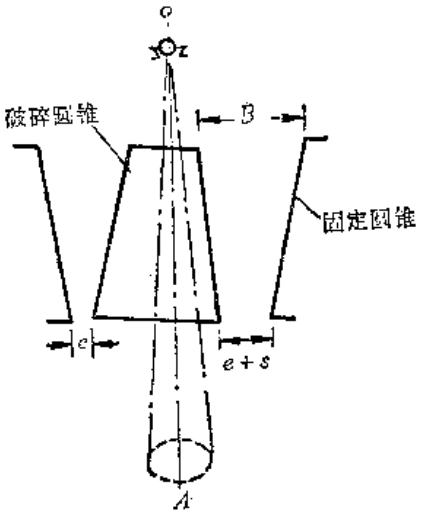


图 3-1　旋回破碎机的工作原理

当活动圆锥靠近固定锥时，处于两者之间的矿石就被破碎；活动圆锥离开固定锥时，破碎产品则因自重经排矿口排出。旋回破碎机的主要破碎作用是压碎，但是，矿石也受有弯曲作用而折断。

旋回破碎机的规格尺寸用给矿口宽度/排矿口宽度表示，如900/160。

旋回破碎机的破碎工作是连续的。它与颚式破碎机比较，其优点是生产能力大，工作平稳，破碎单位重量矿石的耗电量少，产品粒度较均匀。它的缺点是机器的高度较大，构造复杂，制造和修理费用高，基建投资多，维护工作较复杂。

第二节　旋回破碎机的构造

旋回破碎机基本上有三种型式：固定轴式，斜面排矿式和中心排矿式。由于前两种存在许多缺点，因此，我国仅生产中心排矿式旋回破碎机。

中心排矿式900/160旋回破碎机（图3-2）的机架是由机座14、中部机架10和横梁 9 组成。它们彼此用螺栓固紧。破碎机的机座14安装在钢筋混凝土的基础上。

旋回破碎机的工作机构是破碎锥32和固定锥（中部机架）10。中部机架10的内表面镶有三行平行的锰钢衬板11，最下面的一行衬板支承在机架下端凸出部分上，而上面一行则插入中部机架10上部的凸边中。这样，就能承受碎矿时由于摩擦而产生的推力和破碎力的垂直分力。中部机架与衬板间须用锌合金（或水泥）浇铸。

破碎锥32的外表面套有三块环状锰钢衬板33，为了使衬板与锥体紧密接触，在两者间浇注锌合金，并在衬板上端用螺帽 8 压紧。在螺帽上端装以锁紧板 7，以防螺帽松动。

破碎锥装在主轴31上。主轴的上端是通过锥形螺帽 2 、锥形压套 1 、衬套 4 和支承环 6 悬挂在横梁 9 上。为了防止锥形螺帽松动，其上还装有楔形键 3 。衬套 4 以其锥形端支承在支撑环 6 上，而其侧面则支承在内表面为锥形的衬套 5 上。破碎机运转时，由于衬套

4的下端与锥形衬套5的内表面都是圆锥面，故能保证衬套4沿支撑环6和锥形衬套5上滚动，从而满足了破碎锥旋摆运动的要求。

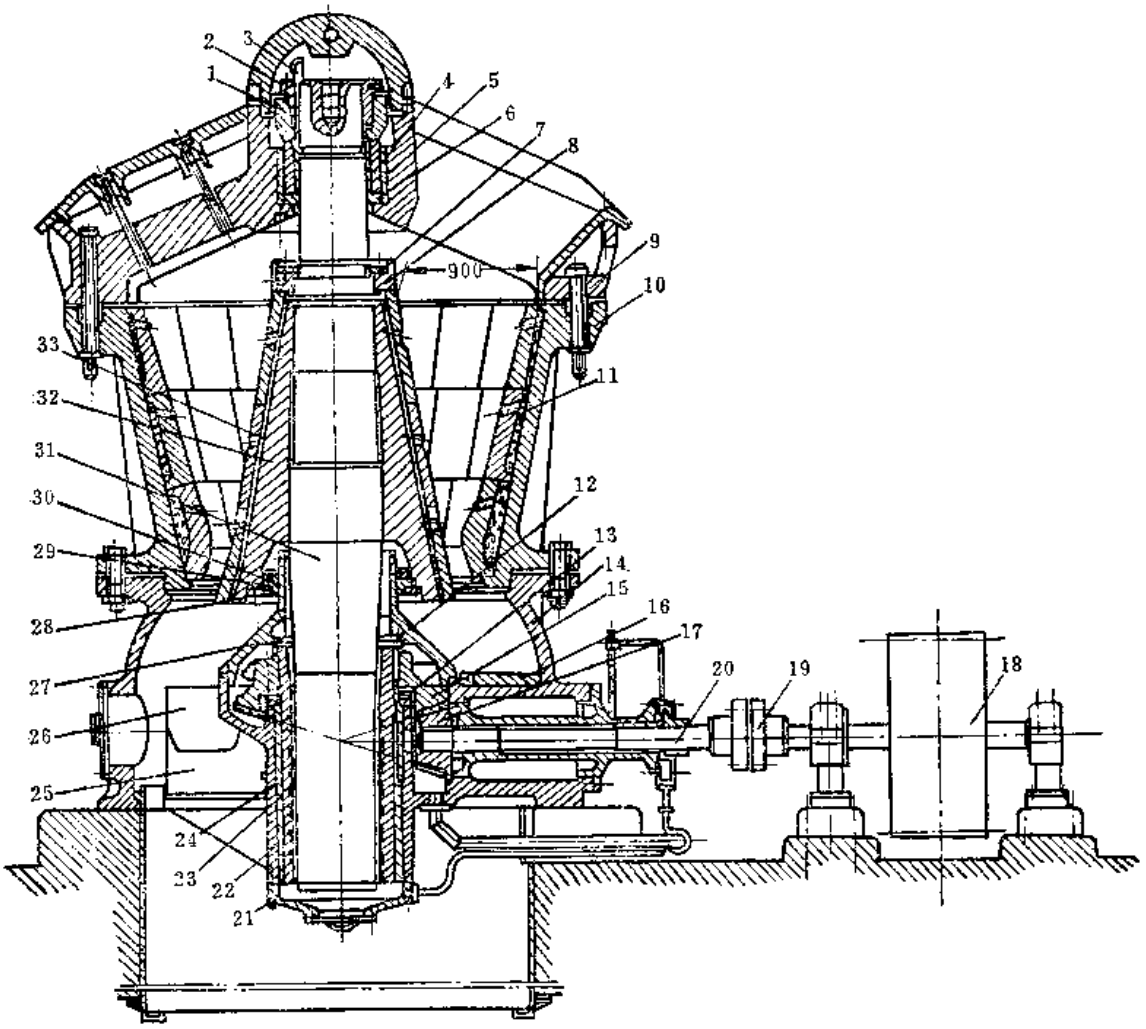


图 3-2　中心排矿式900/160旋回破碎机

1—锥形压套；2—锥形螺帽；3—楔形键；4—衬套；5—锥形衬套；6—支承环；7—锁紧板；8—螺帽；9—横梁；10—固定锥(中部机架)；11—衬板；12—挡油环；13—青铜止推圆盘；14—机座；15—大圆锥齿轮；16—护板；17—小圆锥齿轮；18—皮带轮；19—联轴节；20—传动轴；21—机架下盖；22—偏心轴套；23—衬套；24—中心套筒；25—筋板；26—护板；27—压盖；28、29、30—密封套环；31—主轴；32—破碎锥；33—衬板

主轴的下端插入偏心轴套22的偏心孔中，该孔对破碎机轴线成偏心。偏心轴套旋转时，破碎锥的轴就以横梁上的固定悬点为锥顶作圆锥面运动，从而产生破碎作用。

偏心轴套是通过三角皮带轮18、弹性联轴节19、并由圆锥齿轮15、17带动。

偏心轴套22在机座的中心套筒24的钢衬套23中转动，套筒利用四根筋板25与机座连接。在筋板25和传动轴套筒的上面，敷设有锰钢护板26和16，以免落下的矿石砸坏筋板和套筒。偏心轴套的整个内表面和偏心轴套比较厚的一边约$\frac{3}{4}$的外表面（即承受破碎压力的一边），都浇铸巴氏合金。为使巴氏合金牢固地附着在偏心轴套上，在轴套的内壁上布

置有环状的燕尾槽。

偏心轴套的止推轴承由三片止推圆盘组成。上面的钢圆盘与固定在偏心轴套上的大圆锥齿轮连接在一起。它回转时，就沿中间的青铜圆盘13转动，而青铜圆盘又沿下面的钢圆盘转动。下面的钢圆盘用销子固定在中心套筒的上端，以防止其转动。

为了防止矿尘进入破碎机内部的各摩擦表面和混入到润滑油中去，在破碎锥下端装有由三个具有球形表面的套环28、29和30构成的密封装置。套环28用螺钉固定在破碎锥上。套环29装在中心套筒的压盖27的颈部上，它们之间装有骨架式橡胶油封。上部套环30自由地压在套环29上。这种结构的密封装置比较可靠，矿尘不易透过各套环之间的缝隙进入破碎机的内部。

排矿口的宽度是用主轴上端的锥形螺帽 2 来调节。调节时，首先用桥式起重机将主轴和破碎锥一起向上稍稍提起，然后，将主轴悬挂装置上的螺帽 2 旋出或旋入，将排矿口调节到要求的宽度。这种装置的调节范围很小，而且调节时很不方便。

破碎机的保险零件是装在皮带轮18轮毂上的四个有削弱断面的保险销轴，断面的尺寸通常按电动机负荷的二倍来计算。如果破碎机内掉入大块非破碎物，则小轴应被剪断，破碎机停止运转而使其他零件免遭破坏。这种保险装置虽然构造简单，但可靠性较差。

旋回破碎机用稀油和干油进行润滑。旋回破碎机所需的润滑油是由专用油泵站供给的，油沿输油管从机座下盖21上的油孔流入偏心轴套的下部空间内，由此再沿主轴与偏心轴套之间的间隙，以及偏心轴套与衬套之间的间隙上升，润滑这些摩擦表面后，一股油上升的途中与挡油环12相遇而流至圆锥齿轮；另一股油上升到偏心轴套的止推圆盘13上。润滑油润滑了各部件以后，经排油管流出。破碎机的传动轴20的轴承有单独的进油与排油管。

主轴的悬挂装置是通过手动干油润滑装置定期用干油进行润滑。

旋回破碎机的基本参数列于表3-1中。

表 3-1　旋回破碎机的基本参数

基本参数	规格				
	PX500/75	PX700/130	PX900/160	PX1200/180	PX1200/250
给矿口宽度(毫米)	500	700	900	1200	1200
排矿口宽度(毫米)	75	130	160	180	250
最大给矿粒度(毫米)	400	550	750	1000	1000
生产率(吨/小时)	150	300	500	1000～1100	1400～1500
破碎锥直径(毫米)	ϕ1200	ϕ1310	ϕ1630	ϕ1740	
破碎锥摆动次数(次/分)	140	140	125	110	110
电动机功率(千瓦)	130	145	180	310～350	310～350
破碎锥的最大提升量(毫米)	140	160	140	200	
外形尺寸(毫米)	3017×2030×3486		6445×3280×5470	8798×4682×7295	10800×6770×7300
机器重量(吨)	42.18	71.98	143.69	224	225

以上介绍的这种旋回破碎机的缺点是没有可靠的保险装置，调节排矿口的装置不仅操作不方便，而且调节范围也很小。所以，目前开始在旋回破碎机中采用液压调整和液压保险。液压调整和液压保险装置可使排矿口宽度的调节工作容易进行，使机器的保险装置可靠。图3-3是我国生产的1400液压旋回破碎机的结构图。

1400液压旋回破碎机的结构与普通旋回破碎机基本相同，不同的仅是在机座下部装有油缸，破碎锥支承在油缸的上部。油缸的上部有三个摩擦盘，上摩擦盘固定在主轴下端，下摩擦盘固定在柱塞上，中摩擦盘的上表面是球面，下表面是平面。破碎机工作时，中摩擦盘的上球面和下平面与上下摩擦盘都有相对滑动。改变油缸内的油量即可调整排矿口的大小。

旋回破碎机的液压系统如图3-4所示。系统中的蓄能器起保险作用，内部充气压力一般为18公斤/厘米^2。单向节流阀起过铁动作快而复位动作慢的作用，以便减轻复位时对破碎机的强烈冲击。

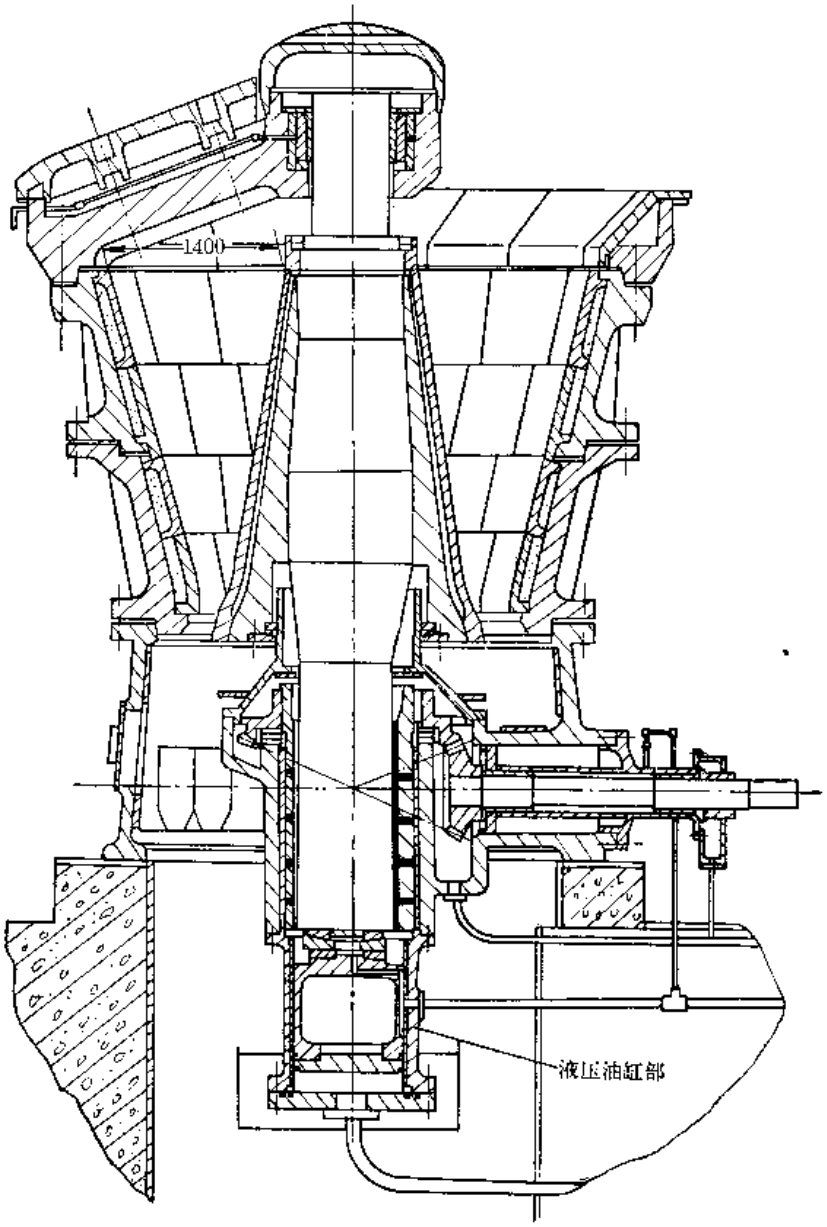


图 3-3　1400液压旋回破碎机

启动破碎机前，首先要向油缸内充油。充油时，先打开截止阀8并关闭截止阀9，然后再启动油泵。当油压接近10公斤/厘米^{2}时，破碎锥开始上升，破碎锥升到工作位置后就

关截止阀8，同时也停止油泵。液压系统的压力保持10公斤/厘米^{2}左右，破碎机可开始工作。破碎机工作之后，系统油压可达15～18公斤/厘米^2。

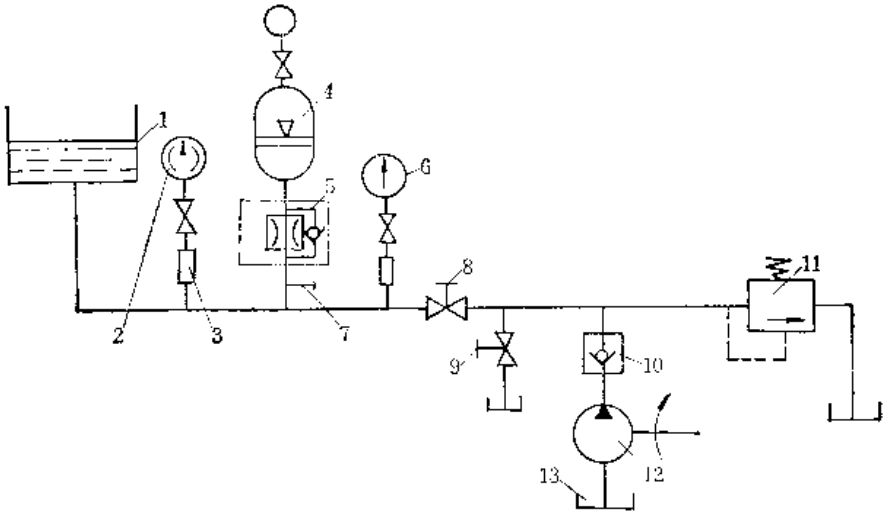


图 3-4 底部单缸液压旋回破碎机的液压系统

1—油缸；2—电接点压力表；3—减震器；4—蓄能器；5—单向节流阀；6—压力表；7—放气阀；8—截止阀；9—截止阀；10—单向阀；11—溢流阀；12—单级叶片泵；13—油箱

当增大排矿口时，则打开截止阀8和9，油缸内的油在破碎锥自重的作用下流回油箱。破碎锥下降到需要位置后，即关闭截止阀8和9。当减小排矿口时，则打开截止阀8，启动油泵向油缸内充油，破碎锥就上升，达到要求的排矿口宽度时，即关闭截止阀8和停止油泵。

液压装置也是机器的保险装置。当破碎腔中进入非破碎物时，由于破碎力激增，而使破碎锥向下压柱塞，于是，油缸内的油压大于蓄能器内的气体压力，油缸内的油被挤入蓄能器中，因而破碎锥下降，排矿口增大，非破碎物排出。非破碎物排出之后，由于蓄能器的作用，破碎锥比较缓慢地自动复位。

为了适应破碎中等硬度矿石的需要，我国还设计和生产了一种颚旋式破碎机(图3-5)。它的构造基本上与旋回破碎机相同，其区别仅是上部给矿口向一侧扩大，而另一侧系为封闭。这样，在一台机器上就具有两个破碎腔，可以同时进行两次破碎。因此，这种机器具有破碎比大和生产率高等优点。

目前，国外的旋回破碎机有如下的发展动向：

（1）随着原矿开采粒度的增大，要求制造更大型的旋回破碎机，已有给矿口宽度为2130毫米的旋回破碎机；

（2）制造出一种无齿轮传动的旋回破碎机，其三角皮带轮或电动机直接装在偏心轴套上；

（3）减小机器高度；

（4）为了提高破碎机的传动效率，全部采用滚动轴承；

（5）为了保证机器的安全可靠，排矿口调整方便，国外制造了液压调整和保险的旋

回破碎机。液压缸可置于机器的上部或底部；

（6）采用液力联轴节作为机器的保险装置；

（7）为了简化制造工艺，缩短制造周期，减轻机器重量，国外有将旋回破碎机的机架全部改为焊接结构。

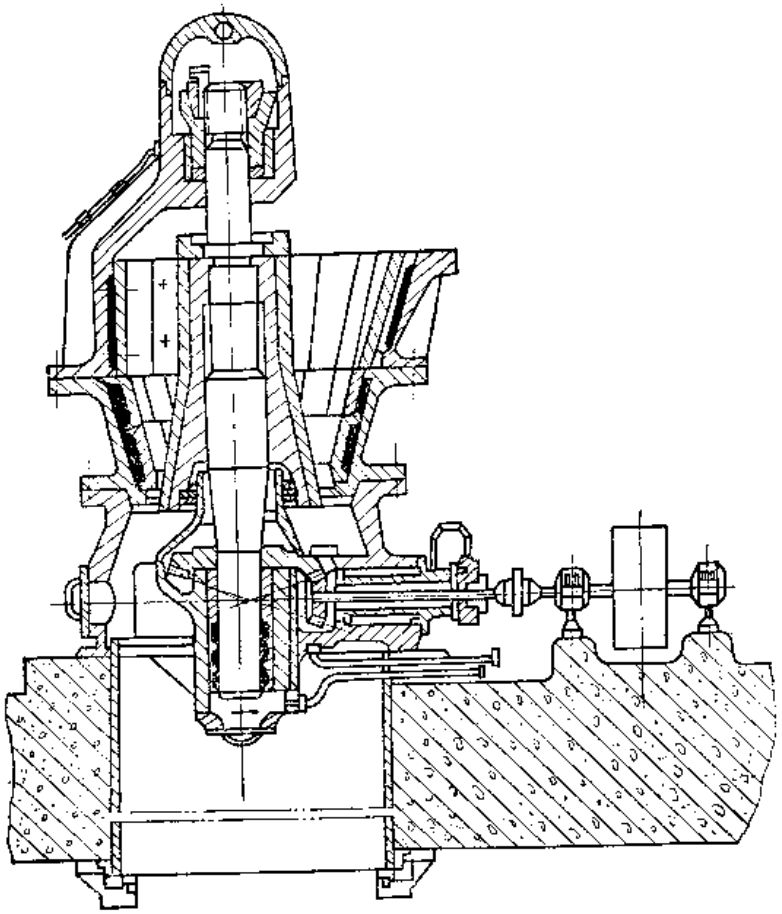


图 3-5　颚旋式破碎机

第三节　旋回破碎机的结构参数和工作参数的选择和计算

旋回破碎机与颚式破碎机相比，虽然构造不同，但破碎过程却相似，其区别仅是旋回破碎机的破碎过程是连续的，而颚式破碎机的破碎过程是间断的。因此，旋回破碎机的参数计算方法与颚式破碎机基本相同。

一、结构参数的选择和计算

1．给矿口与排矿口尺寸　选取原则与颚式破碎机相同。

2．啮角α　旋回破碎机的啮角α（图3-6）亦须按公式（2-6）选取。一般取$\alpha=\alpha_1+\alpha_2=22\sim27°$。由于旋回破碎机的入料块度大、重量大，能够克服破碎力的向上分力，因而在衬板上产生的滑动现象很少。基于这个原因，啮角α可以选用最大值。即使是啮角增加很小，也会使机器的重量、高度、成本降低很多。

为了减小作用在破碎锥上的破碎力的垂直分力，从而减轻破碎锥支承装置的负荷，故α_2应取小些，而α_1应取大些，通常取$\alpha_1=12\sim18°$。

3. 破碎锥的摆动行程s 破碎锥的摆动行程 s 是指在排矿口平面内，破碎锥中心线

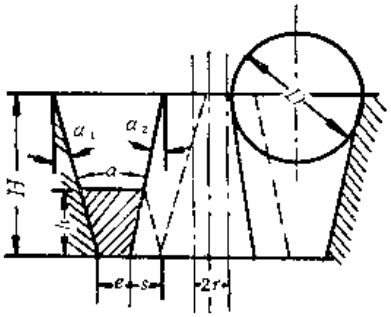


图 3-6 旋回破碎机的啮角

的摆动量，它等于破碎锥中心线对机架中心线在该平面内的偏心距 r 的二倍。设计时按破碎机的规格及给料尺寸选择行程数值，一般为22～44毫米。如 s 值过小，会使生产率显著下降，s 值过大，则使功率消耗增加和排矿粒度加大。

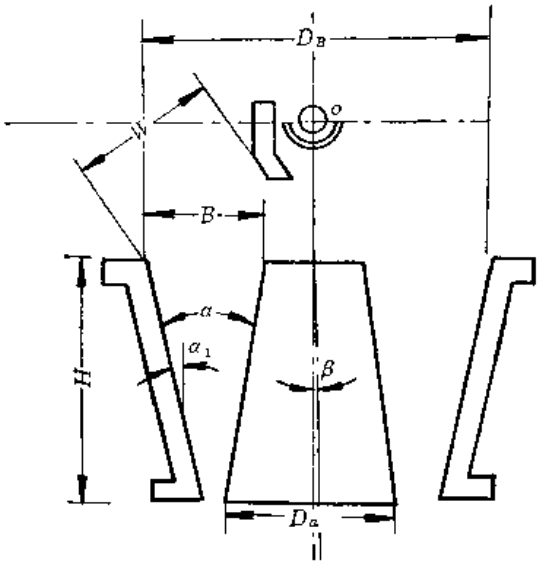


图 3-7 旋回破碎机的基本结构尺寸

4. 基本结构尺寸的确定 旋回破碎机的基本结构尺寸如图3-7 所示。B 为给矿口的宽度，其他各部尺寸均依此进行计算。$W=1.05B$，它限制了悬挂点 o 的位置。固定锥上部直径通常是在给矿口的平面上测量，其经验公式为：

$$D_B=(2.6\sim2.8)B\text{毫米} \tag{3-1}$$

根据上述原则，选定α_1，α 及 $\beta=30'\sim1°$，再按要求的破碎比（旋回破碎机的破碎比一般为 $i=5\sim8$）确定排矿口宽度，由此，即可确定破碎腔的高度和破碎锥的底部直径。

二、工作参数的选择与计算

1. 破碎锥的摆动次数n（偏心轴套的转数） 旋回破碎机破碎腔的断面形状和排矿过程与颚式破碎机相同，故其破碎锥的摆动次数可按颚式破碎机的方法确定。它的理论计算公式为：

$$n=665\sqrt{\frac{\tan\alpha_1+\tan\alpha_2}{s}}\text{转/分} \tag{3-2}$$

式中 s 的单位用厘米。

目前，实际选用的旋回破碎机的工作转数大约比用理论公式3-2 算出的小 35～50%。产生差别的原因，在于推导该公式时没有考虑物料自破碎机中排出时所遇到的各种阻力。设计时，可采用下列经验公式计算：

$$n=175-50B \tag{3-3}$$

式中 B 表示给矿口宽度，单位用米。

破碎机的工作转数对机器的生产率有很大的影响。在一定范围内，生产率随着转数的增高而增大。转数增高，电动机功率消耗亦有所增加，但物料的单位功耗却降低了。目前，美国采用的经验公式为：

$$n=240-85B \text{ 转/分} \tag{3-4}$$

破碎锥除了绕机器中心线旋转外、由于摩擦作用，还绕本身的轴线转动。空载运转时，自转方向与偏心轴套的回转方向相同；有载运转时，自转方向与偏心轴套的回转方向相反。破碎锥的自转运动，可以使产品粒度均匀，也能使破碎锥衬板的磨损均匀。

2. 生产率 旋回破碎机生产率的理论计算公式可按颚式破碎机的方法进行推导。理论计算公式只可作定性研究之用，由于其误差较大，实际上多采用经验公式2-12计算，但式中q_0须按表3-2选取。

3. 电动机功率N 旋回破碎机功率的计算方法与颚式破碎机功率的计算方法相似。由于理论计算公式与实际相差很大，所以确定旋回破碎机的功率通常采用经验公式。对于中心排矿式旋回破碎机的功率可用下面的经验公式计算：

$$N=85D^2K \quad \text{千瓦} \tag{3-5}$$

式中 D——破碎锥下端的最大直径，米；

K——考虑破碎锥转数改变的修正系数，对于给矿口宽度：

$B\leqslant 900$，$K=1$；$B=1200$，$K=0.91$；$B=1500$，$K=0.85$。

表 3-2 旋回破碎机单位排矿口宽度的生产率（$\delta=1.6$吨/米^3）

规格	500/75	700/130	900/160	1200/180	1500/180	1500/300
q_0(吨/毫米·小时)	2.5	3.0	4.5	6.0	10.5	13.5

从表3-3可以看出，根据公式（3-5）计算的旋回破碎机的电动机功率与实际颇为相近。

表 3-3 旋回破碎机的电动机功率

规格	500/75	700/130	900/160	1200/180
$N=85D^2K$	122.2	145	166	303
实际选用的电动机功率（表3-1）	130	145	180	310

第四节 旋回破碎机主要零件的受力分析

一、破碎力

在破碎过程中，破碎力的大小由于受矿石的物理机械性质、块度、破碎方法、以及矿石在破碎腔内的分布状况等因素的影响，因此，很难用理论公式来计算。目前，对于旋回破碎机，通常是根据电动机的功率来计算破碎力。因为旋回破碎机的偏心距较小，偏心轴套的转数也较低，故不能造成很大的功能储备，因而电动机的功率大部分都消耗在破碎矿石上。

设破碎力P作用在破碎锥高度的$\frac{1}{3}$处（从排矿口平面算起）。

假定由破碎力P引起偏心轴套内表面的反作用力P_1（图3-8）是作用在偏心轴套的中部。P_1的作用线不在破碎锥轴线与机器中心线所组成的n-n平面内，而是偏斜一个角度γ。根据偏心轴套的磨损情况，$\gamma=20\sim30°$。

由于主轴悬挂装置对破碎锥的反作用力对悬挂点o产生的力矩较小，近似计算时可略去不计，则破碎力P和偏心轴套的反作用力P_1对悬挂点o的力矩平衡方程式为：

$$Pl=P_1l_1$$

即

$$P=\frac{P_1l_1}{l}\text{公斤} \qquad (3\text{-}6)$$

式中 l——P到悬挂点o的距离，米；

l_1——P_1到悬挂点o的距离，米。

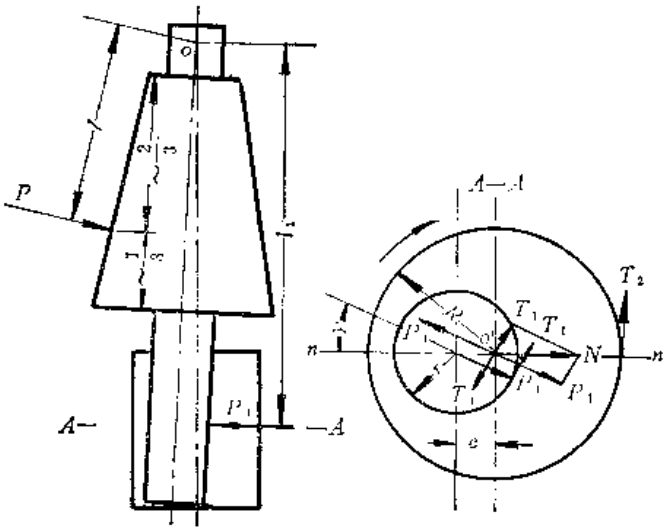


图 3-8 旋回破碎机破碎力的计算图

现在来研究偏心轴套上作用力的平衡问题。因为破碎锥和偏心轴套的不平衡质量的惯性力较小，故讨论偏心轴套的平衡时可以不考虑。

在偏心轴套的内表面除P_1外，还作用有与P_1位于一个平面上的摩擦力$T_1=f_1P_1$，方向如图3-8所示，式中f_1为破碎锥轴与偏心轴套内表面间的摩擦系数。

在o'点上加两对大小相等，方向相反的力P_1和T_1。将位于o'点的力P_1和T_1几何相加，则得合力：

$$N=\sqrt{P_1^2+T_1^2}=P_1\sqrt{1+f_1^2} \qquad (3\text{-}7)$$

合力N在偏心轴套的外表面引起摩擦力$T_2=f_2N$。式中f_2为偏心轴套外表面与机架衬套间的摩擦系数。

由此，作用在偏心轴套上的扭矩则为：

$$\begin{aligned}M&=P_1e\sin\gamma+T_1(r-e\cos\gamma)+T_2R\\&=P_1e\sin\gamma+f_1P_1(r-e\cos\gamma)+Rf_2P_1\sqrt{1+f_1^2}\end{aligned} \qquad (3\text{-}8)$$

或

$$P_1=\frac{M}{e\sin\gamma+f_1(r-e\cos\gamma)+Rf_2\sqrt{1+f_1^2}}\text{公斤} \qquad (3\text{-}9)$$

式中 e——偏心轴套内孔平均半径处的偏心距，米；

r——偏心轴套内孔的平均半径，米；

R——偏心轴套外表面的半径，米。

根据旋回破碎机的工作情况，偏心轴套内外表面属半液体摩擦，取$f=f_1=f_2=0.03$。由于f和e值较小，故公式3-9中的$f_1e\cos\gamma$和f_1^2可近似地取为零，则公式3-9可简化为：

$$P_1=\frac{M}{e\sin\gamma+f(r+R)}\text{公斤} \qquad (3\text{-}10)$$

将公式3-10代入公式3-6中得：

$$P=\frac{Ml_1r}{l[e\sin\gamma+f(r+R)]}\text{公斤} \qquad (3\text{-}11)$$

式中M的值可按电动机功率N求出：

$$M=\frac{974N\eta}{n}\text{公斤米} \tag{3-12}$$

式中 η——传动效率，$\eta=0.6\sim0.7$；

n——偏心轴套的每分钟转数。

考虑到电动机的过负荷和机器旋转部件惯性力的影响，其最大破碎力为：

$$P_{max}=2P=\frac{2Ml_1}{l[e\sin\gamma+f(r+R)]}\text{公斤} \tag{3-13}$$

二、受力分析

旋回破碎机的主要零件有：传动轴、齿轮、偏心轴套、主轴和悬挂装置。传动轴和齿轮上的受力大小，只要已知电动机功率，就可利用分析法计算确定，而偏心轴套、主轴和悬挂装置的受力情况可用图解法确定。

计算破碎力P是分析这些零件受力的原始数据。为了简化计算，不考虑破碎锥与偏心轴套的惯性力对主轴受力的影响，并假定：

（1）力P作用在破碎锥高度的$\frac{1}{3}$--处（从底部算起）；

（2）偏心轴套的反力P_1作用在偏心轴套与主轴接触部分的中点；

（3）悬挂装置的反力P_2的作用点如图3-9中所示的M点。

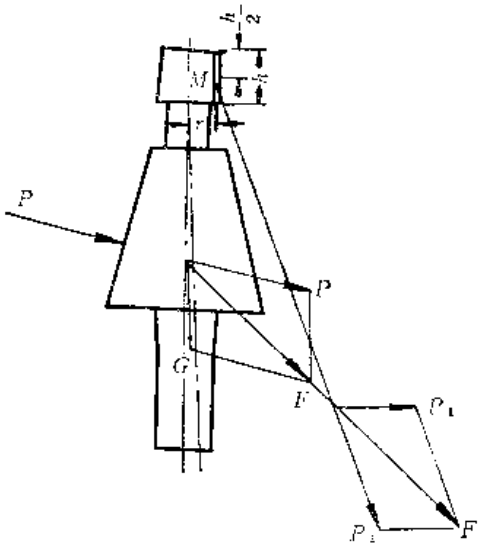


图 3-9 旋回破碎机的受力图

图3-9所示，取破碎锥作分离体，先将P力延长，与破碎锥自重G合成F力，然后根据同一平面的三个力互成平衡必交于同一点的定理，求出偏心轴套与悬挂装置对主轴的反力$-P_1$和$-P_2$。负号表示反力的方向与图3-9所示的方向相反。

已知P_1和P_2后，就可以计算主轴、偏心轴套和悬挂装置的强度。

在旋回破碎机的运转过程中，当非破碎物进入机器内，或是机器超负荷运转时，由于机器的保险装置效果不好，往往会引起主轴的局部裂痕或断裂的重大设备事故。除了上述原因外，若主轴的材料不好，加工精度低，机器的安装质量不高，这些因素也都会引起主轴的局部裂痕或断裂事故。旋回破碎机主轴的断裂多发生在固定衬板处的螺纹退刀槽的地方。对于局部裂痕和断裂的轴可用焊接法修理。

第四章　圆锥破碎机

第一节　概　　述

圆锥破碎机主要用于对各种硬度的矿石进行中碎和细碎。它的工作原理与旋回破碎机相同。圆锥破碎机的破碎锥具有较高的摆动次数和较大的摆动行程，因而在破碎腔内的矿石是受大行程的快速冲击，又因在破碎腔的下部设有一定长度的平行碎矿区，能保证矿石在平行区内至少被破碎一次，因此，圆锥破碎机具有破碎比大，产量高，功耗少、产品粒度均匀和适于破碎硬矿石等优点，所以，这种破碎机获得广泛应用。

根据破碎腔的形状，圆锥破碎机分为：标准型（中碎用）、中型（中细碎用）和短头型（细碎用）三种型式，其中以标准型和短头型应用最广。破碎腔的形状和尺寸见图 4-1 和表4-1。

表 4-1　圆锥破碎机破碎腔的尺寸

型　　式	规　格（毫米）	给矿口宽度 B（毫米）	排矿口宽度 e（毫米）	平行区长度 l（毫米）
标准型	600	75	12～25	60
	900	135	15～50	75
	1200	170	20～50	100
	1750	250	25～60	150
	2200	350	30～60	175
中　型	900	70	5～20	90
	1200	115	8～25	120
	1750	215	10～30	150
	2200	275	10～30	250
短头型	600	40	15	125
	900	50	3～13	150
	1200	60	3～15	200
	1750	100	5～15	275
	2200	130	5～15	350

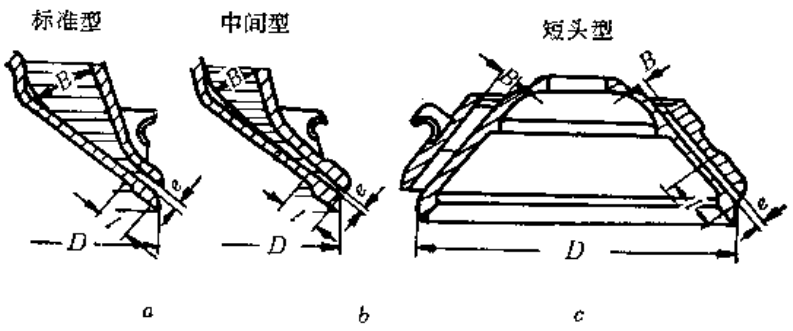


图 4-1　圆锥破碎机破碎腔的形状

a—标准型；b—中间型；c—短头型

根据调整排矿口和过负荷时的保险方式，圆锥破碎机分为弹簧保险和液压保险两种类型。

圆锥破碎机的规格尺寸用破碎锥的底部直径D（毫米）表示。

第二节　圆锥破碎机的构造

图4-2是弹簧保险圆锥破碎机的构造图。破碎机的工作机构是由带锰钢衬板16的破碎锥和带锰钢衬板12的调整环10组成。破碎锥的锥体17与其衬板16之间要浇注一层锌合金，以保证其紧密结合。衬板12与调整环10之间也浇注了一层锌合金，同时，用U形螺钉通过衬板上的挂钩将其悬挂在调整环上，以保证紧固的联接。

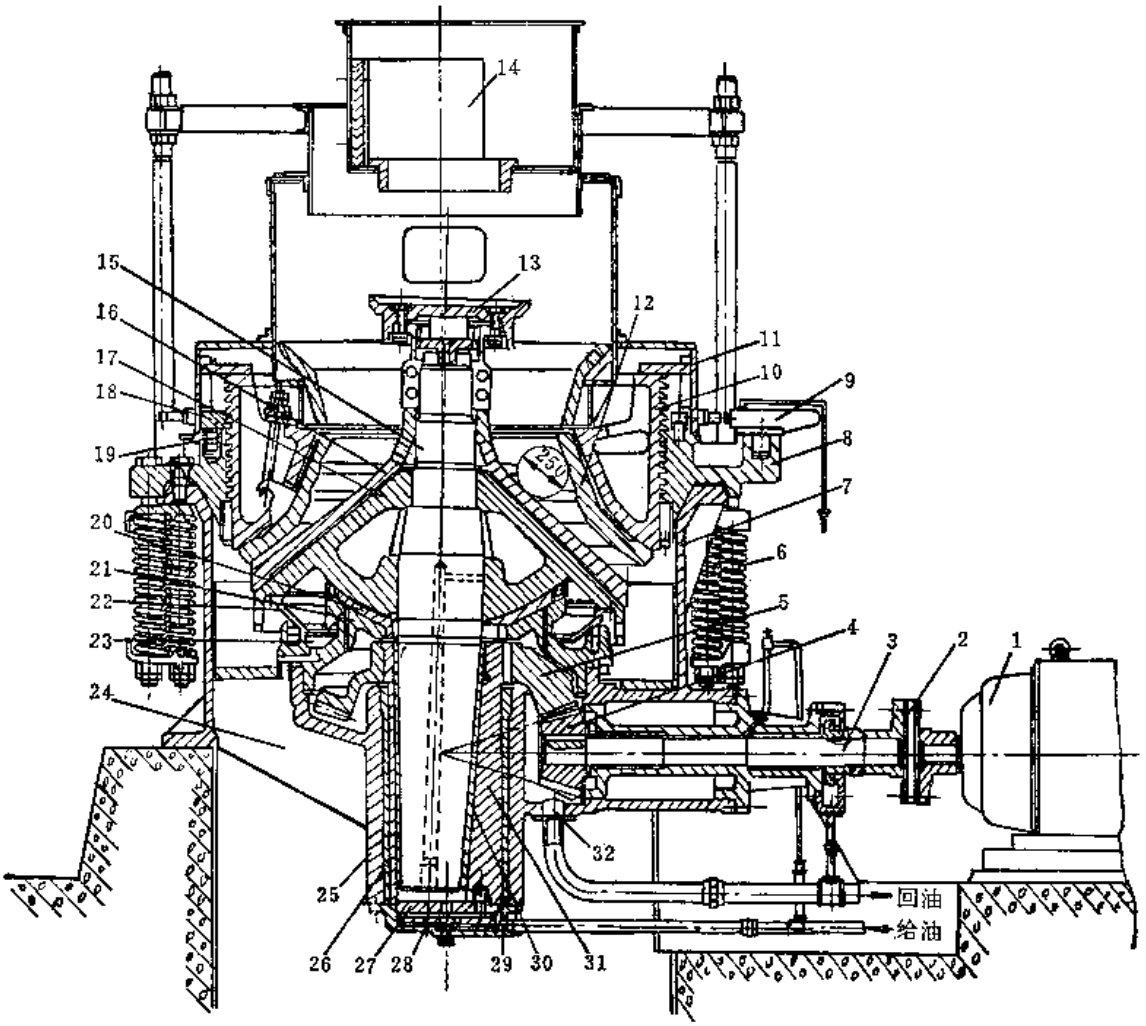


图 4-2　1750型圆锥破碎机

1—电动机；2—联轴节；3—传动轴；4—小圆锥齿轮；5—大圆锥齿轮；6—弹簧；7—机架；8—支承环；9—推动油缸；10—调整环；11—防尘罩；12—衬板；13—给矿盘；14—给矿箱；15—主轴；16—衬板；17—破碎锥体；18—锁紧螺母；19—活塞；20—球面轴瓦；21—球面轴承座；22—球形预圈；23—环形槽；24—肋板；25—中心套筒；26—衬套；27—止推轴承；28—机架下盖；29—进油孔；30—锥形衬套；31—偏心轴套；32—排油孔

破碎锥的锥体17压装在锥形轴15上。锥形轴的一端装入偏心轴套31的锥形孔内。在偏心轴套的锥形孔中装有青铜（或MC-6尼龙）衬套30。偏心轴套放在机架7的中心套筒25中，其间还装有青铜（或MC-6尼龙）衬套26。偏心轴套与衬套26的间隙及锥形轴与锥形衬套30的间隙（图4-3）对保证破碎机的正常运转极为重要，间隙过大会引起偏心轴套和锥形轴很大的倾斜，使衬套局部发热；间隙过小也会引起衬套发热，甚至会因金属扩散作用使衬套发热部分缩小而将锥形轴夹紧。表4-2为圆锥破碎机衬套的容许间隙。

表 4-2　圆锥破碎机衬套的间隙（JB 1385—74）

间　隙(毫　米)	规　格				
	600	900	1200	1750	2200
a	2～2.5	2.2～2.7	2.5～3	3～3.6	4～4.6
b	2.2～2.7	2.3～2.8	2.4～3	2.9～3.6	3.8～4.6
c	6～7	7～8	8～9	9～10	10～11

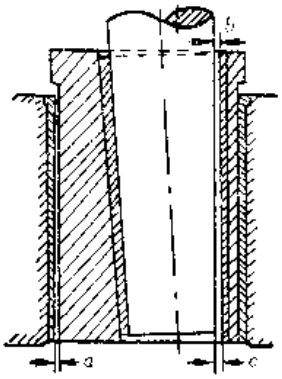


图 4-3　圆锥破碎机衬套的间隙

电动机1的旋转运动通过弹性联轴节2、传动轴3和圆锥齿轮副4与5传给偏心轴套，使其绕破碎机中心线转动。当偏心轴套旋转时，支承在球面轴瓦20上的破碎锥便围绕固定点o摆动，从而使矿石在破碎空间不断地遭到挤压和弯曲作用而破碎。被破碎的矿石从支承在框架上的给矿箱14落到给矿盘13上，由此再均匀地落入破碎锥周围的破碎空间内。破碎后的矿石从两锥体下部的排矿缝隙经过联接机架7与中心套筒25的筋板24之间的空隙落到破碎机下面的皮带运输机上运走。

偏心轴套31支承在由三片圆盘组成的止推轴承27上，最下面的钢圆盘固定在机架下盖28上，上面的钢圆盘与偏心轴套用销钉相联，并随之转动，而中间的青铜圆盘则作相对滑动。青铜圆盘的总厚度每年至少要检查两次，因为青铜圆盘磨损后，就要减少圆锥齿轮的啮合间隙。圆锥齿轮啮合的侧面间隙不足，就会在齿面和传动轴的轴承上产生很大的附加负荷。圆锥齿轮的啮合间隙（图4-4）列于表4-3内。

为了平衡破碎锥作旋回运动而产生的惯性力矩，保证偏心轴套与机架衬套25沿全长接触，并使偏心轴套的厚边紧压在机架的衬套上，所以，在大圆锥齿轮上铸有平衡重。

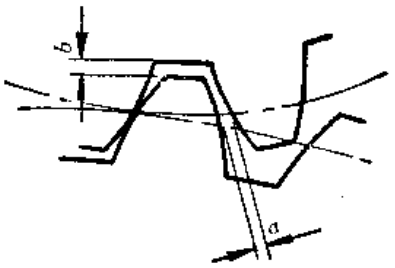


图 4-4　圆锥齿轮的啮合间隙

破碎锥支承在球面轴承座21的青铜球面轴瓦20上。为了满足破碎锥作旋回运动的要求，破碎锥锥体17的下表面要做成球形。为了保证破碎机的正常工作，必须使锥体17的球面半径比球面轴瓦的球面半径大一些。在这种情况下，锥体将会支持在球面轴瓦的外圆，工作一个时期后，则支持在球面的整个表面上。

为防止灰尘进入机器运动部分的摩擦面，在球面轴承上有水封防尘装置。在球面轴承座21上有盛水或不结冻液体的环形槽23，而在破碎锥下端固定有球形领圈22，其下端插入

表 4-3 圆锥破碎机圆锥齿轮的啮合间隙（JB 1385—74）

规　　格	600	900	1200	1750	2200
侧间隙 a（毫米）	2.2～2.7	2.6～3.2	2.3～3.4	3～3.7	3.2～4
顶间隙 b（毫米）	3.5	4	5	6.2	7.5
齿 轮 模 数	14	16	20	24	30

环形槽的水中，球形颈圈把灰尘挡住，使其落入水槽中，这样就能防止灰尘进入机器内部。水或其它液体不断的循环流动，清水从专用水箱用水泵经由进水管送入槽中，带有灰尘的回水则从排水管中排出。

支承环 8 和调整环 10 组成了调节排矿口缝隙的调整装置。支承环安装在机架 7 的上部，用装置在破碎机周围的弹簧 6 与机架贴紧。支承环的上面有锁紧螺母18。支承环上部装有锁紧油缸及活塞19（1200圆锥破碎机装10个油缸，1750圆锥破碎机装12个油缸，2200圆锥破碎机装16个油缸）。防尘罩11装于支承环上，外部周边焊有矩形齿块。两对拨爪33及一对推动油缸 9 均分别安装在支承环上（图4-5）。排矿口液压调整装置的液压系统见图4-6。工作时，高压油通入锁紧油缸使活塞上升，将锁紧螺母和调整环稍微顶起，使锯齿形螺纹斜面紧密贴合。调整排矿口时需使锁紧油缸卸载，锯齿形螺纹放松，然后操纵液压系统，使推动油缸动作，推动防尘罩带动调整环向右或向左旋转，使固定锥上升或下降，以达到调节排矿口缝隙的目的。

调整环的锯齿形螺纹采用毡圈或橡皮圈密封。

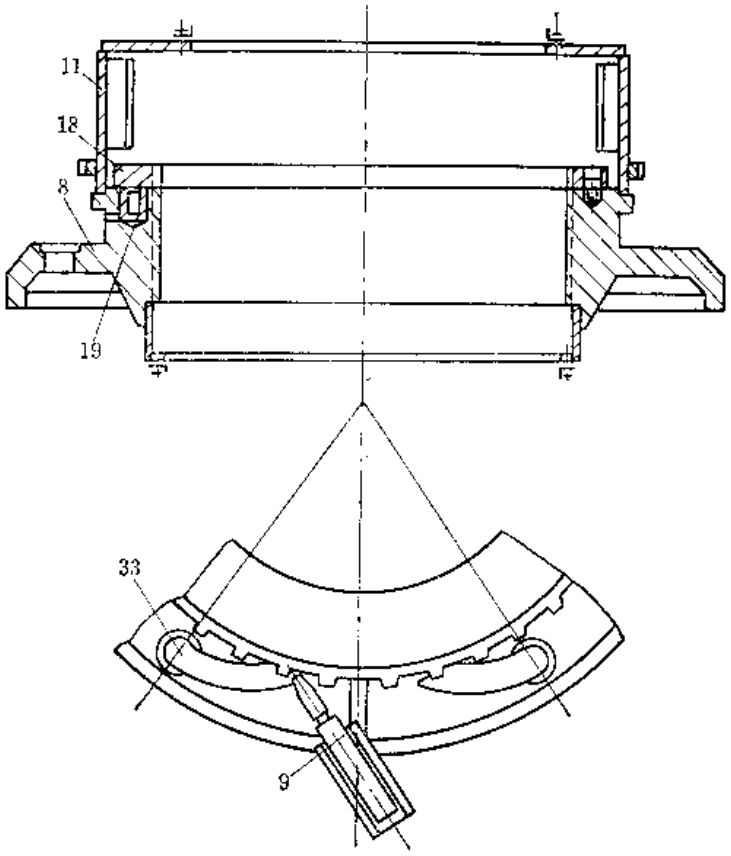


图 4-5 调整装置结构图

安置在机架周围的弹簧6是破碎机的保险装置。当破碎机中掉入非破碎物（锤子、钎头等）时，支承在弹簧上的支承环、调整环力求向上抬起而压缩弹簧6，从而增大了排矿缝隙使非破碎物经排矿口排出，避免机件的破坏。弹簧的张紧程度对机器的正常工作具有很大的意义。在拧紧弹簧时应考虑到使其留有一定的压缩裕量。破碎机每组弹簧压缩后的工作高度见表4-4。

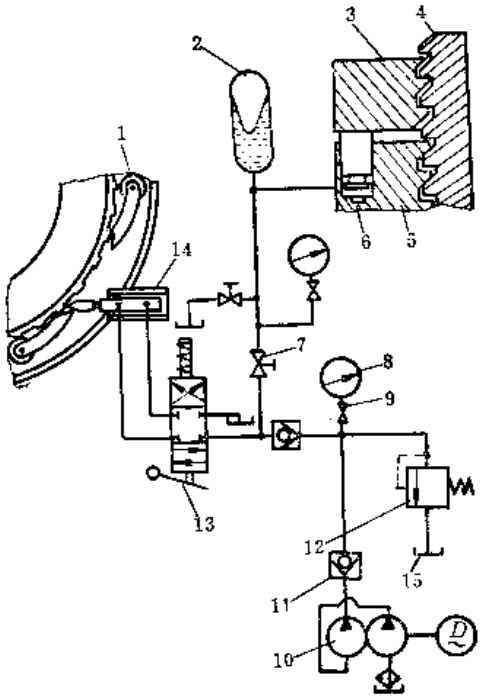


图 4-6　排矿口液压调整装置的液压系统

1—拨爪；2—蓄能器；3—锁紧螺母；4—调整环；5—支承环；6—锁紧油缸；7—截止阀；8—压力表；9—压力表开关；10—双级叶片泵；11—单向阀；12—高压溢流阀；13—手动换向阀；14—推动油缸；15—油箱

表 4-4　弹簧的工作高度（JB 1385—74）

规　　格	600	900	1200	1750	2200
弹簧工作高度(毫米)	297	372	448	659～645	666
弹簧总压力(吨)	40	70	150	250～300	400

圆锥破碎机是采用稀油循环润滑系统来润滑机器的圆锥齿轮副4、5，偏心轴套31的内外衬套30，26，球面轴瓦及传动轴轴承等摩擦部件。油从机架下盖28侧壁上的进油孔29进入偏心轴套下面的止推圆盘中，油经过圆盘的中心孔沿其端面上的油沟流入，从而润滑止推圆盘的工作表面，同时，油从圆盘中心孔沿偏心轴套与其内外衬套的间隙上升以润滑各摩擦表面，其次，还有一股油沿主轴上的中心孔上升而润滑球面轴承。从偏心轴套和球面轴承内溢出的润滑油，润滑圆锥齿轮副，最后，油便从排油孔32排出而流回油箱中。传动轴轴承是采用单独的循环油路进行润滑的。

锯齿形调整螺纹的润滑是通过支承环侧壁上的注油孔定期向螺纹中压入黄油。

弹簧圆锥破碎机的型式及基本参数列于表4-5中。

表 4-5 弹簧圆锥破碎机的型式及基本参数（JB 1385—74）

型式	基本参数							
	破碎锥大端直径（毫米）	给矿口宽度（毫米）	排矿口调整范围（毫米）	产量（吨/小时）	偏心套转数（转/分）	主电机功率（千瓦）	弹簧总压力（吨）	机重（吨）
PYB600 标准型锥破碎机	ϕ600	75	12～25	40	356	28	40	5.5
PYD600 短头圆锥破碎机	ϕ600	40	3～15	23	356	28	40	5.5
PYB900 标准圆锥破碎机	ϕ900	135	15～50	50～90	333	55	70	9.64
PYZ900 中型圆锥破碎机	ϕ900	70	5～20	20～65	333	55	70	9.64
PYD900 短头圆锥破碎机	ϕ900	50	3～13	15～50	333	55	70	9.74
PYB1200 标准圆锥破碎机	ϕ1200	170	20～50	110～168	300	110	150	24.7
PYZ1200 中型圆锥破碎机	ϕ1200	115	8～25	42～135	300	110	150	25
PYD1200 短头圆锥破碎机	ϕ1200	60	3～15	18～105	300	110	150	25.3
PYB 1750标准圆锥破碎机	ϕ1750	260	25～60	280～480	245	155	300	50.3
PYZ1750中型圆锥破碎机	ϕ1750	215	10～30	115～320	245	155	300	50.3
PYD1750短头圆锥破碎机	ϕ1750	100	5～15	75～230	245	155	300	50.3
PYB2200 标准圆锥破碎机	ϕ2200	350	30～60	590～1000	220	280/260	400	80
PYZ2200 中型圆锥破碎机	ϕ2200	275	10～30	200～580	220	280/260	400	81.4
PYD2200 短头圆锥破碎机	ϕ2200	130	5～15	120～340	220	280/260	400	81

注：1.推荐最大给矿粒度为给矿口尺寸的0.85倍；

2.产量为中等硬度，容重为1.6吨/米^{3}矿石的近似产量。

上述圆锥破碎机的排矿口调节装置虽然改用液压操纵，但结构仍为螺纹调节装置，由于难免灰尘进入螺纹内，所以排矿口的调节仍感困难，其次取出卡在破碎腔中而不能破碎的物体也很不方便。为了克服弹簧保险的圆锥破碎机的缺点，近年来，我国已设计和生产了液压保险的多缸液压圆锥破碎机及液压调整和保险的底部单缸液压圆锥破碎机。

液压保险的多缸液压圆锥破碎机仅起液压保险的作用，排矿口的调节装置仍与弹簧保险圆锥破碎机相同，也是用液压操纵。多缸液压圆锥破碎机的结构除了将布置在机架周围的弹簧换成液压缸以外，其它部件基本上与弹簧保险圆锥破碎机相似。这种破碎机的构造较复杂，制造成本高，维修困难。

底部单缸液压圆锥破碎机的工作原理与弹簧圆锥破碎机相同。它的构造如图4-7所示。破碎锥的主轴插入偏心轴套内，其下端支承在油缸内活塞上方的球面圆盘上，活塞下方通入高压油以支承活塞。为了防止灰尘进入机器内的摩擦表面，采用了密封筒和球形圈的干式密封防尘装置，偏心轴套的旋转运动是由电动机通过皮带轮经圆锥齿轮副而传给的。由于偏心轴套的旋转，从而使破碎锥作锥面运动。机架装置在四块橡胶支承垫上（或固定在基础上），运转时机器将整体自由摆动，其摆动方向与偏心轴套转动方向相同。

这种破碎机排矿口的调节是通过油缸中油量的增加或减少使破碎锥上升或下降，从而达到排矿口的减小或增大，如图4-8所示。

机器的过载保护作用也是通过液压系统中装有惰性气体（氮气等）的蓄能器来实现的，如图 4-9 所示。蓄能器内的气体压力比油缸内的油压稍高一点，因此在正常工作情况下，油不能进入蓄能器里去。但当破碎机中进入非破碎物时，破碎锥即向下压活塞，于是油路中的油压大于蓄能器内的气体压力，油进入蓄能器内，因此破碎锥下降，排矿口增大，排除非破碎物，从而实现机器的保险。

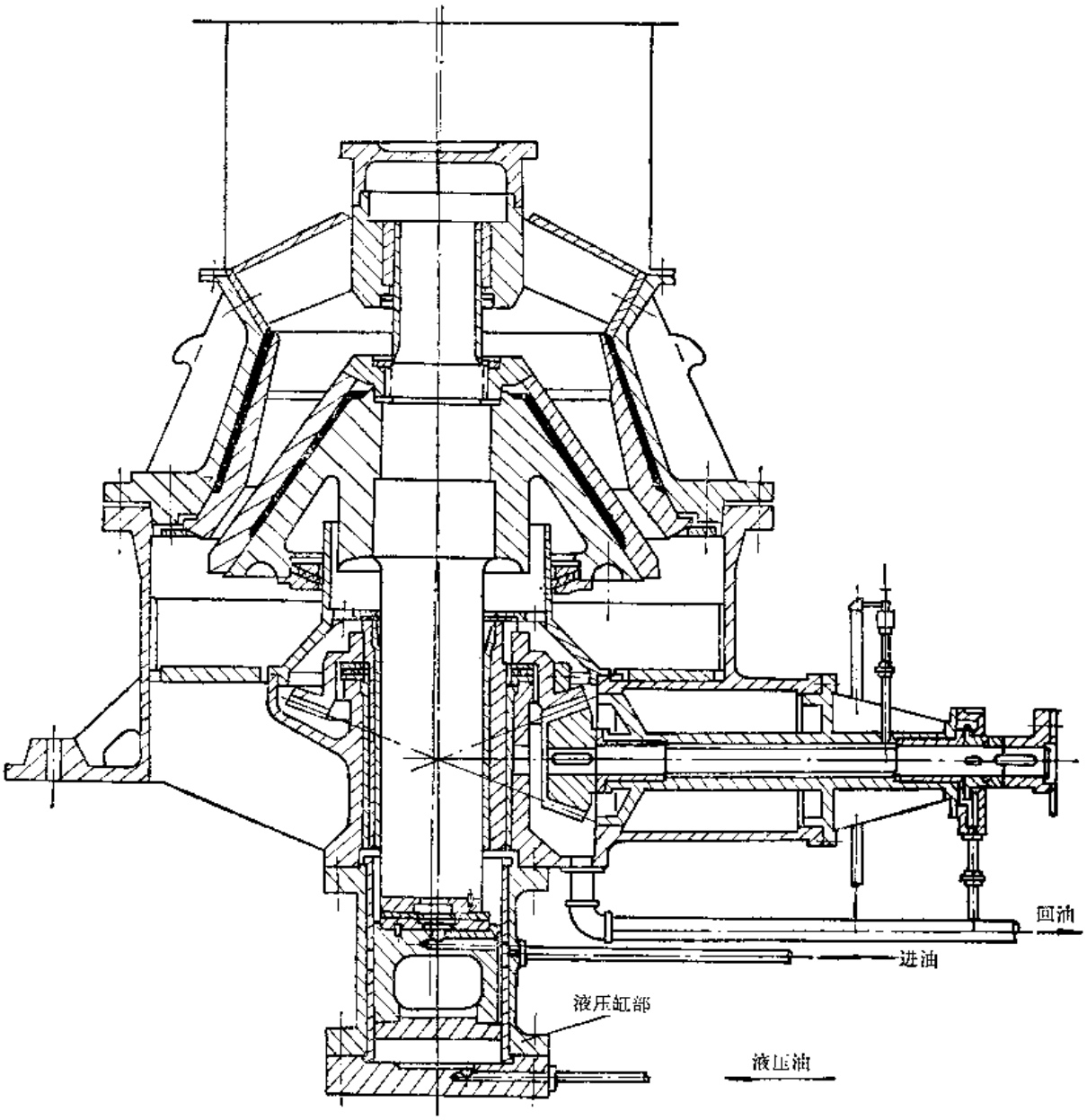


图 4-7　底部单缸液压圆锥破碎机

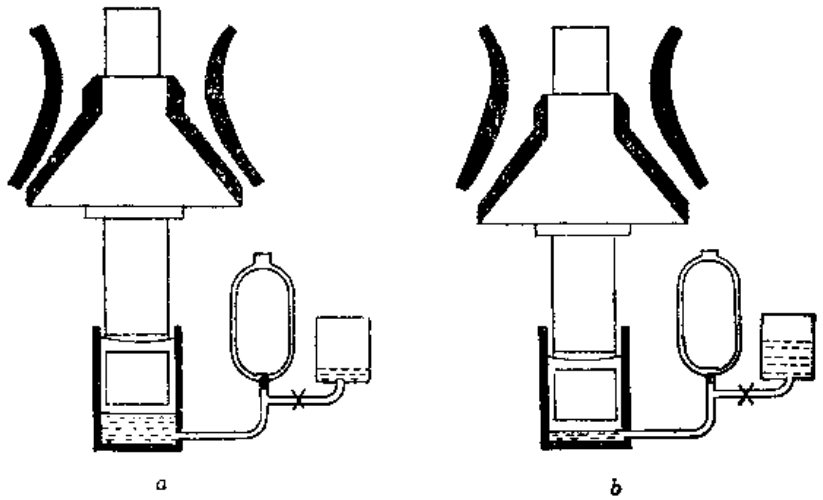


图 4-8　排矿口的调节

a—排矿口减小；b—排矿口增大

非破碎物排出后，气体压力又高于油压，则进入蓄能器内的油又被压回油缸，使破碎锥恢复正常工作位置。

这种破碎机的液压系统如图4-10所示。液压系统由油箱、油泵、单向阀、高压溢流阀、手动换向阀、截止阀、蓄能器、放气阀、液压缸和必要的配件组成。

液压系统工作前，油箱内应注有一定数量的液压油。蓄能器内充入50公斤/厘米^{2}压力的惰性气体。

当首次或系统放油后重新往液压系统压油时，应先将放气阀11打开，手动换向阀5位于给油位置，然后再启动油泵2向系统压油，这是为了排出系统中的空气。因为系统中存有残余空气，则机器工作时将导致破碎锥的上下振动。当放气阀冒出油时即关闭放气阀，并继续向系统压油，破碎锥在一定压力(小于10公斤/厘米^2)下徐徐升起，而油箱1的油位则缓慢下降。当破碎锥上升到与固定锥接触时，应立即停止给油，使手动换向阀位于中间位置。这时油箱内的油位可作为排矿口标尺的零位。然后使手动换向阀位于回油位置，系统中的油在破碎锥的重力作用下返回油箱，油箱内的油位上升，破碎锥则下降。当破碎锥下降到最低位置时，油箱内的油位数值则作为上限。油箱内的油位变化量即为排矿口相应的变化量。

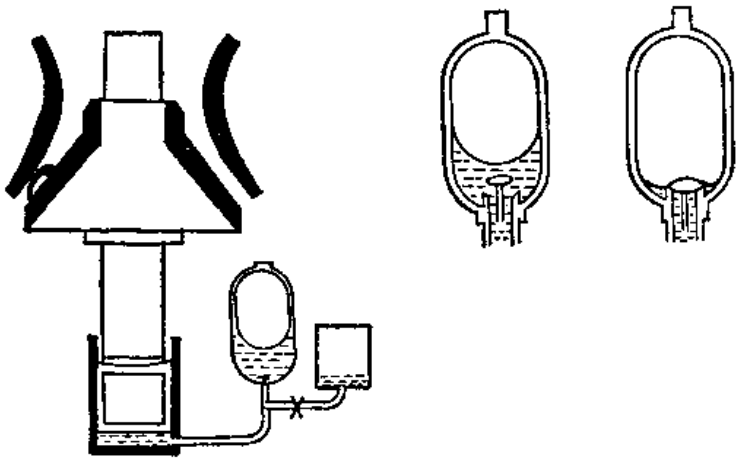


图 4-9　液压保险的工作原理图

根据产品粒度的要求调好排矿口后，关闭截止阀6，油就封闭在该截止阀与油缸13之间。机器在运转时亦可调整排矿口，但要停止给矿。

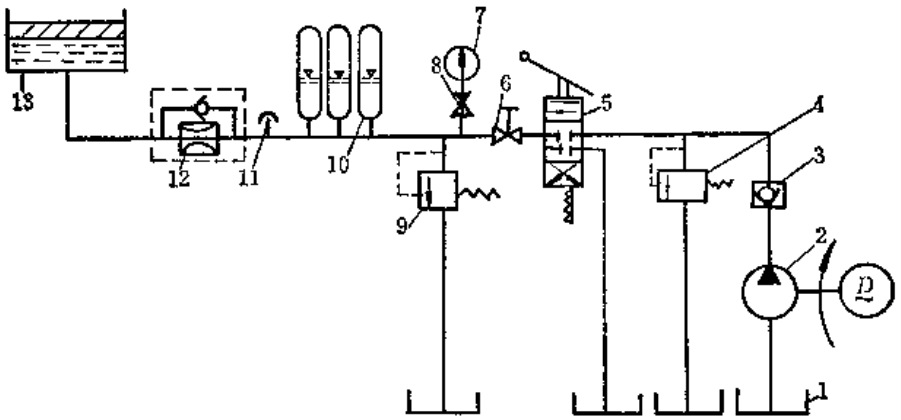


图 4-10　底部单缸液压圆锥破碎机的液压系统示意图

1—油箱；2—油泵；3—单向阀；4—高压溢流阀；5—手动换向阀；6—截止阀；7—压力表；8—压力表开关；9—安全阀；10—蓄能器；11—放气阀；12—单向节流阀；13—机器油缸

液压系统中高压溢流阀4是为了控制油泵工作时系统的压力，而安全阀9是当机器内进入过大的非破碎物而不能排出时，系统压力过高，机器超载过大时，则放油降压，保护主机不致破坏。

底部单缸液压圆锥破碎机的优点是结构简单，制造容易，使用方便，其缺点是维修困难。

液压圆锥破碎机是圆锥破碎机的发展方向。目前，国外已开始制造ϕ3048毫米液压调整与保险的圆锥破碎机。同时还生产了无齿轮传动的圆锥破碎机。

第三节　圆锥破碎机的结构参数和工作参数的选择与计算

一、结构参数

1．给矿口宽度与排矿口宽度　给矿口宽度$B=(1.2\sim1.25)D$，给矿粒度D系根据选矿流程决定。排矿口宽度应该有一个调整范围，以供破碎各种硬度矿石的需要。对于不同硬度的矿石，其排矿的过大颗粒系数$Z=\frac{d_{max}}{e}$（d_{max}是产品的最大粒度，e是排矿口宽度）不同。对于中碎用圆锥破碎机来说，破碎硬矿石时$Z=2.4$；中硬矿石$Z=1.9$；软矿石$Z=1.6$。确定中碎用圆锥破碎机的排矿口宽度时，必须考虑产品中过大颗粒对细碎破碎机给矿粒度的影响，因为中碎用破碎机一般不设检查筛分。细碎用圆锥破碎机通常都有检查筛分，它的排矿口宽度一般就应等于所要求的产品粒度，可不考虑产品的过大颗粒问题。

2．啮角α　圆锥破碎机的啮角（图4-11）仍需满足下列要求：

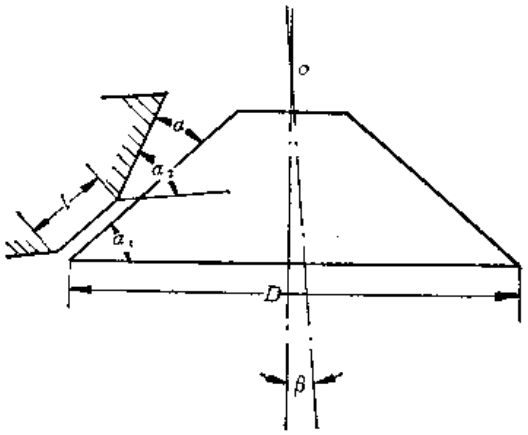


图 4-11　圆锥破碎机的啮角及平行带

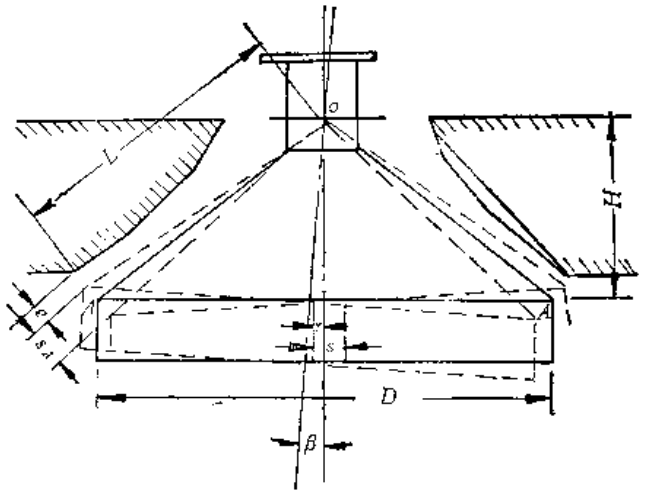


图 4-12　破碎锥的摆动行程

$$\alpha=\alpha_2-(\alpha_1-\beta)\leqslant 2\varphi \qquad (4\text{-}1)$$

式中　α_1、α_2——破碎锥与固定锥的锥面倾斜角；

β——破碎锥轴线与机器中心线的夹角，一般$\beta=2°$；

φ——矿石与衬板之间的摩擦角。

设计时，通常取$\alpha=21\sim23°$。中碎用圆锥破碎机取$\alpha_1=40=45°$；细碎用圆锥破碎机取$\alpha_1=50\sim55°$。在不增加结构尺寸的条件下，尽量增大α_1，这样可以提高机器的生产率。

3．破碎锥的摆动行程 破碎锥的摆动行程 s（排矿口平面内的破碎锥轴线的摆动行程）由图4-13所示的几何关系计算得：

$$s=2r=2H\tan\beta \tag{4-2}$$

式中 r——破碎锥轴线在排矿口平面内的偏心距；

H——破碎锥下边缘到球面中心 o 点的高度。

破碎锥下部 A 点的行程为：

$$s_A\approx 2L\tan\beta \tag{4-3}$$

式中 L——破碎锥母线长度。

圆锥破碎机的摆动行程 s 和 s_A 值见表4-6。

表 4-6 破碎锥的摆动行程 s 和 s_A

规格	600	900	1200	1750	2200
s（毫米）	20	24	31	43	58
s_A（毫米）	29	39	51	75	95

4．平行碎矿区长度 l 为了保证破碎机的产品达到一定的细度和均匀度，圆锥破碎机的破碎腔下部必须设有平行碎矿区（图4-1）。在平行碎矿区内物料至少要受一次检查性破碎。对于标准型圆锥破碎机，平行碎矿区的长度可按下式确定：

$$l=(0.08\sim 0.085)D \tag{4-4}$$

式中 D 是破碎锥的底部直径。

短头型圆锥破碎机的平行碎矿区长度为标准型的1.75～2倍。

5．破碎腔的设计 破碎腔的结构参数（给矿口与排矿口宽度、啮角、动锥的摆动行程和平行碎矿区长度）和形状对物料的破碎过程起着重要的作用，它是决定生产率、动力消耗、衬板磨损、产品粒度的均匀性及合格率等各项指标的重要因素。设计破碎腔时，必须使物料能均匀地分布在破碎腔内，破碎后的物料应能通畅地从破碎腔内排出，同时应控制产品粒度的均匀性。为此，圆锥破碎机的破碎腔从上至下顺序分为三个区域：受料区、破碎区和平行区。

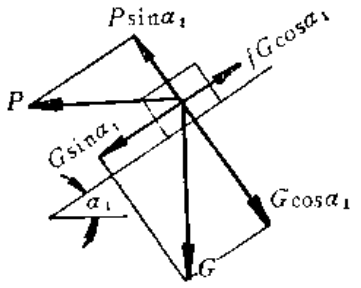


图 4-13 矿石在破碎锥上所受的力

破碎腔根据生产率和破碎比的要求进行设计。设计破碎腔时应保证体积级差为10～15%。

二、工作参数

1．破碎锥的摆动次数 圆锥破碎机破碎锥的倾角 α_1 较小，在破碎锥下部还有不同长度的平行碎矿区，故破碎了的矿石几乎没有可能自由下落，多半靠矿石自重沿破碎锥斜面而排出，因此，圆锥破碎机破碎锥的摆动次数是根据它的排矿特点来进行计算的。

图4-13表示已破碎的矿石从平行碎矿区的始点滑到末点时所受的力：矿石重力分力 $G\sin\alpha_1$、摩擦力 $fG\cos\alpha_1$ 和离心惯性力 P。但是，惯性力 P 随时间而改变自己的方向，在破碎锥摆动一次的时间内，它对矿石下滑的影响平均为零，因此可以不考虑。

由图4-13知矿石沿破碎锥平行碎矿区下滑时产生的加速度按下式确定：

$$-\frac{G}{g}\cdot a=G\sin\alpha_1-fG\cos\alpha_1$$

故

$$a=g(\sin\alpha_1-f\cos\alpha_1)$$

式中 f——矿石与破碎锥表面的摩擦系数，一般$f=0.25\sim0.35$；

g——重力加速度，$g=981$厘米/秒^2。

假定矿石以等加速度在破碎锥摆动一次的时间 t 秒内滑过平行碎矿区长度 l 厘米，故

$$l=\frac{1}{2}at^2=\frac{1}{2}g(\sin\alpha_1-f\cos\alpha_1)\left(\frac{60}{n}\right)^2$$

则

$$n=1330\sqrt{\frac{\sin\alpha_1-f\cos\alpha_1}{l}}\text{次/分} \tag{4-5}$$

公式4-5系指标准型圆锥破碎机而言，对于短头型圆锥破碎机，由于其平行区长度约比标准型大一倍，故破碎锥的摆动次数可按矿石在平行区长度中要遭受两次破碎来选取。实际上，制造厂为了制造方便和通用化，而把同一规格的中、细碎圆锥破碎机取相同的破碎锥摆动次数。这样就导致短头型圆锥破碎机的产品中，过大颗粒的含量增多，从而增加了破碎机与筛分机闭路流程的循环负荷，降低了联合机组的生产率。

圆锥破碎机的摆动次数也可以用下列经验公式计算：

$$n=\frac{320}{\sqrt{D}}\text{次/分} \tag{4-6}$$

式中 D——破碎锥底部直径，米。

2．生产率 圆锥破碎机的生产率与矿石性质(可碎性、比重、节理、粒度组成等)、机器的类型、规格、以及破碎机操作条件（破碎比、负荷系数、给矿均匀程度）等因素有关，同时还与破碎机在选矿工艺流程中的配置情况有关。目前还没有把所有这些因素全部包括进去的理论计算方法，一般多采用经验公式进行概略计算，并根据实际条件加以校正。

在开路破碎时，圆锥破碎机的生产率按下式计算：

$$Q=K_1K_2q_0e\frac{\delta}{1.6}\text{吨/小时} \tag{4-7}$$

式中 K_1——矿石的可碎性系数（表2-2）；

K_2——破碎比的修正系数（表4-7）；

q_0——单位排矿口宽度的生产能力（表4-8），吨/毫米·时；

e——排矿口宽度，毫米；

δ——矿石的松散比重，吨/米^3。

在闭路破碎时，圆锥破碎机的生产能力按闭路通过矿量来计算：

$$Q'=KQ\text{吨/小时} \tag{4-8}$$

式中 Q——开路时破碎机的生产能力，吨/小时；

K——闭路时平均给矿粒度变细的系数，中型或短头型圆锥破碎机在闭路时，一般

表 4-7　中碎与细碎圆锥破碎机破碎比修正系数 K_2

标准或中形圆锥破碎机		短头圆锥破碎机	
$\frac{e}{B}$	K_2	$\frac{e}{B}$	K_2
0.6	0.9～0.98	0.4	0.91～0.97
0.55	0.92～1.0	0.25	1.0～1.05
0.4	0.96～1.06	0.15	1.06～1.12
0.35	1.0～1.1	0.075	1.14～1.2

注：1. e—指上段破碎机的排矿口宽度；B—为本段中碎或细碎圆锥破碎机的给矿口宽度，但当闭路破碎时，即指闭路破碎机的排矿口宽度与给矿口宽度的比值；

2. 设有预先筛分时取小值，不设预先筛分时取大值。

表 4-8　开路破碎时，弹簧圆锥破碎机 q_0 值

规格	q_0	
	标准型和中型	短头型
600	1.0	
900	2.5	4.0
1200	4.0～4.5	6.5
1750	8.0～9.0	14.0
2200	14.0～15.0	24

注：当排矿口小时取大值，排矿口大时取小值。

按1.15～1.4选取（矿石硬时取小值，软时取大值）。

3．电动机功率　圆锥破碎机的电动机功率可按下列经验公式计算：

$$N=65D^{1.5}\text{千瓦} \tag{4-9}$$

式中　D——破碎锥底部直径，米。

根据公式4-9计算的电动机功率与实际选用的数值见表4-9。

表 4-9　圆锥破碎机的电动机功率

规格	600	900	1200	1750	2200
根据公式4-9计算的 N（千瓦）	25	53	92	188	290
实际选用的 N（千瓦）（见表4-5）	30	55	110	155	280

第四节　圆锥破碎机的运动学和动力学

一、圆锥破碎机的运动学

旋回破碎机或圆锥破碎机，都具有在空间摆动的破碎锥。破碎锥的轴线与机器中心线相交于 o 点，其夹角为 β（对于旋回破碎机，$\beta=30'$；对于圆锥破碎机，$\beta=2°$）。破碎机运转时，破碎锥轴线对机器中心线作圆锥面运动，其锥顶为悬挂点 o（旋回破碎机）或球面轴承中心 o（圆锥破碎机）。o 点在破碎锥的运动过程中始终保持静止。因此，破碎锥的运动可视为刚体绕定点的转动。

由于破碎锥支承装置的结构特点，破碎锥不仅随偏心轴套的偏心孔绕机器的中心线作

旋转运动，而且还绕自己的轴线旋转。

因此，破碎锥的运动是由两种旋转运动组成：进动运动或牵连运动——破碎锥绕机器中心线作旋转运动；自转运动或相对运动——破碎锥绕自己的轴线作旋转运动。破碎锥的这种复杂运动称为规则进动。这种运动可以归结为破碎锥绕瞬时轴线的旋转运动。因为破碎锥绕瞬时轴线旋转的角速度向量$\overline{\omega_0}$是进动角速度向量$\overline{\omega}$和自转角速度向量$\overline{\omega_1}$的几何和，即按平行四边形法则而相加。角速度向量的所在线与物体的转动轴相重合，角速度向量的方向由右螺旋规则决定。图4-14为破碎锥的各个角速度向量图。

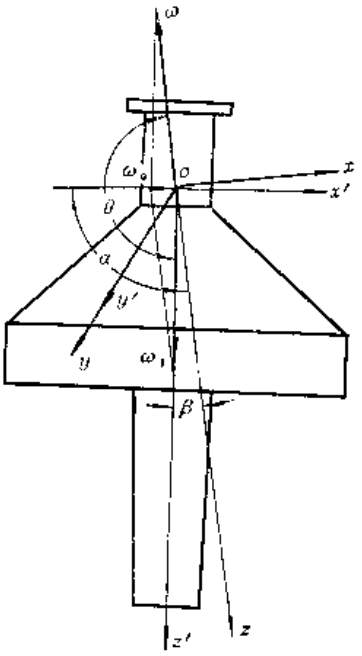


图 4-14　破碎锥的角速度向量图

破碎锥的进动角速度向量$\overline{\omega}$、自转角速度向量$\overline{\omega_1}$和绝对角速度向量$\overline{\omega_0}$在坐标轴ox和oz上的投影为：

$$\omega_0 \sin\alpha = \omega_1 \sin\beta$$

$$\omega = \omega_0 \cos\alpha + \omega_1 \cos\beta \quad (4\text{-}10)$$

解上列联立方程组得：

$$\omega_0 = \omega \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \quad (4\text{-}11)$$

式中α为瞬时轴线与机器中心线之间的夹角。

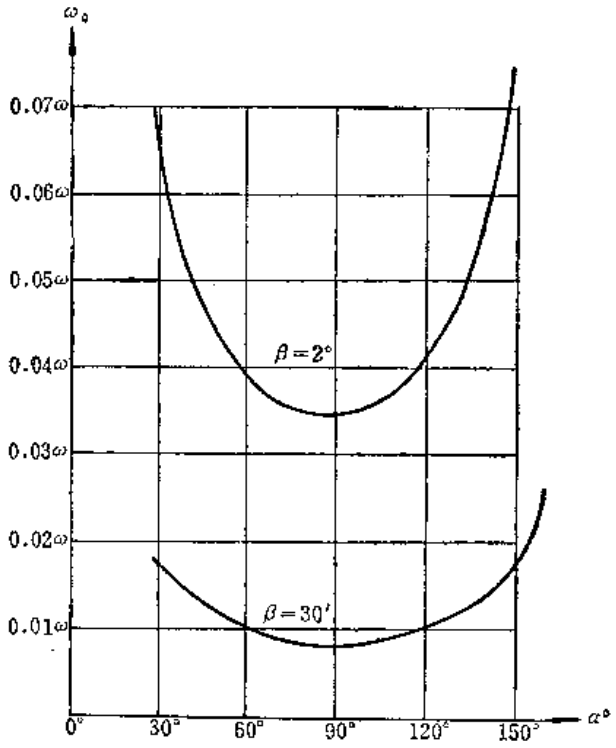


图 4-15　ω_0与角α的关系曲线

当ω和β为定值时，则$\omega_0 = f(\alpha)$的函数关系见图4-15。

从公式4-11或图4-15中看出，当$\alpha+\beta=90°$时，ω_0有最小值：

$$\omega_{0min} = \omega \sin\beta \quad (4\text{-}12)$$

当$\alpha=0$时，则ω_0有最大值：

$$\omega_{0max} = \omega \quad (4\text{-}13)$$

破碎机在空载运转和有载运转时，破碎锥的瞬时轴线位置是不同的。

破碎机在空载运转时，由于安装或制造的质量，或球面轴承和偏心轴套内孔的润滑等情况的变化，可能出现两种极限情况：

（1）当$\omega_1=0$时，则$\omega_0=\omega$，即破碎锥的瞬时轴线与破碎机中心线重合，也就是瞬时轴线的最终位置。这种情况表明破碎锥与偏心轴套一起转动。产生的原因则是由于安装

或制造误差，造成破碎锥主轴与偏心轴套内孔局部接触，或因润滑不好、轴与偏心轴套内孔之间的间隙过小而使主轴被偏心轴套抱住。这种情况是绝对不允许的，应该停止机器运转，立即检查。

（2）当$\omega_1=\omega$时，说明安装质量和制造质量以及润滑都很好。根据平行四边形法可以求得ω_0的方向和大小。从图4-16可以看出，由于$\overline{o\omega}=\overline{\omega\omega_0}$，$\angle o\omega\omega_0=\beta$，故$\triangle o\omega\omega_0$为等腰三角形，$\angle\omega\omega_0 o=\angle\omega o\omega_0=\dfrac{180-\beta}{2}$，因此，

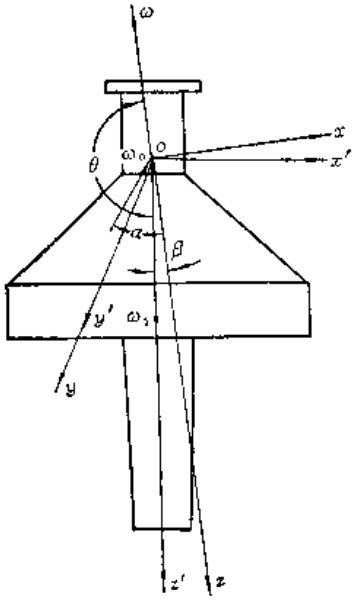


图 4-16　空载时破碎锥的角速度向量图

$$\alpha=180^\circ-\frac{180^\circ-\beta}{2}=90^\circ+\frac{\beta}{2}\qquad(4\text{-}14)$$

对于旋回破碎机（$\beta=30'$），$\alpha=90°15'$；对于圆锥破碎机（$\beta=2°$），$\alpha=91°$。

ω_0的大小可由下式确定：

$$\omega_0=2\omega\cos\left(90^\circ-\frac{\beta}{2}\right)\qquad(4\text{-}15)$$

根据以上的分析，破碎机空载运转时，破碎锥的绝对角速度ω_0的转动方向始终与偏心轴套的回转方向相同。根据实践，破碎机正常运转时，破碎锥的绝对转数为10～15转/分，即$\alpha\approx120\sim150°$。

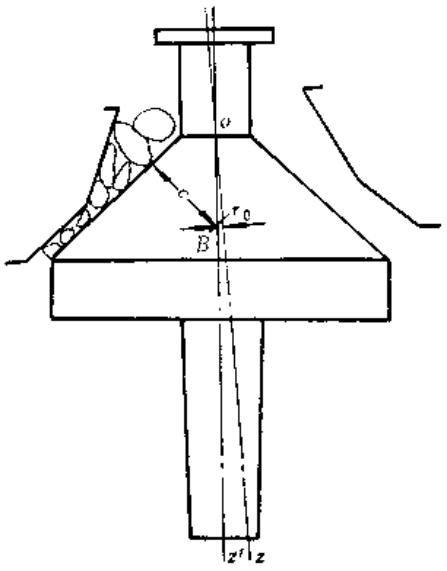


图 4-17　有载时破碎锥的速度计算图

破碎机有载运转时，矿石对破碎锥表面的摩擦力大大地超过了作用在破碎锥的上部支承点和偏心轴套内孔对破碎锥的摩擦力，因此，破碎锥就以通过球面中心和破碎锥与矿石的接触点的连线为瞬时轴线（由于接触点是变化的，可以近似地取破碎锥的母线为瞬时轴线）沿位于破碎腔内的矿石层作无滑动的滚动。滚动的角速度ω_0'可由破碎锥轴线上的B点绕以破碎锥母线为瞬时轴线转动时的速度来确定。

oz'轴上的B点（图4-17）以角速度ω_0'绕瞬时轴线转动，故B点的速度为：

$$v_B=-c\omega_0'$$

式中c为B点至瞬时轴线（破碎锥的母线）的垂距。

oz'轴上的B点又以角速度ω绕oz轴转动，故B点的速度亦为：

$$V_B=r_0\omega$$

式中r_0为B点至oz轴的垂距。

由此，则知：

$$V_B=-c\omega_0'=r_0\omega$$

即

$$\omega_0' = -\frac{r_0}{c}\omega \tag{4-16}$$

式中负号表示ω_0'的转动方向与ω的转动方向相反。根据破碎机的结构尺寸，通常，$\frac{r_0}{c}\approx 0.04\sim0.05$。

破碎机有载运转时，对于旋回破碎机，$\alpha_{min}=15\sim30°$；对于圆锥破碎机，$\alpha_{min}=40\sim50°$。破碎锥的绝对角速度ω_0'的转动方向与偏心轴套的转动方向相反。

二、圆锥破碎机的动力学

圆锥破碎机的破碎锥和偏心轴套的质心都不在其回转中心线上，故在运转过程中，必然要产生惯性力和对固定点o的惯性力矩。它们作用于机架上时，则为一种周期性的动载荷，因而引起机架的振动和偏心轴套的偏斜，严重影响机器的正常运转。因此，必须研究产生的惯性力和惯性力矩的大小和方向，以便采取措施消除其有害的影响。

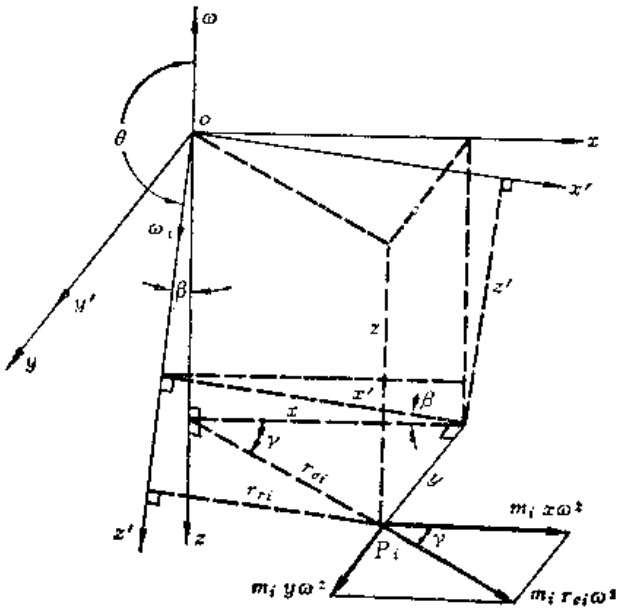


图 4-18　牵连惯性力对ox'、oy'、oz'轴的力矩

1．破碎锥的惯性力和惯性力矩

根据圆锥破碎机的运动学分析，圆锥破碎机的破碎锥是作规则进动。为使破碎锥作规则进动，必须在其上加一具有一定大小和方向的对固定点o的外力力矩，反过来说，在迫使破碎锥作这种运动时，在破碎锥上将作用有与外力力矩大小相等方向相反的惯性力矩。

作用在破碎锥上的惯性力矩可以用下述方法确定❶。

以固定点o为原点，取定坐标系$oxyz$，使oz轴（即角速度向量$\bar{\omega}$的方向）与破碎机中心线重合（图4-18）；取动坐标系$ox'y'z'$，使oz'轴（即相对角速度向量$\bar{\omega}_1$的方向）与破碎锥的轴线重合，并且使ox'轴位于oz轴与oz'轴构成的垂直平面内，则oy'轴垂直于该平面。从oy'轴的正向一端看去，由$\bar{\omega}$到$\bar{\omega}_1$转过一个θ角的方向是正的转向，即反时针的方向。

将破碎锥分成许多垂直并对称于oz'轴的薄圆片。令P_i表示任一薄圆片上的质点，其绝对加速度$\bar{a}_{pi}$为：

$$\bar{a}_{pi}=\bar{a}_{ei}+\bar{a}_{ri}+\bar{a}_{ki} \tag{4-17}$$

式中　a_{ei}——牵连加速度，$a_{ei}=r_{ei}\omega^2$；

r_{ei}为P_i至oz轴的垂距；

a_{ri}——相对加速度，$a_{ri}=r_{ri}\omega_1^2$；

---

❶ 此内容由中南矿冶学院周总浦、樊勇坚合写。

r_{ri}为P_i至oz'轴的垂距；

a_{ki}——哥氏加速度，$a_{ki}=2\omega V_{ri}\sin(\overline{\omega},\overline{V}_{ri})$；$V_{ri}$为$P_i$的相对速度。

设m_i为质点P_i的质量，则加于质点P_i上的惯性力为：

$$C_{ei}=m_i a_{ei}=m_i r_{ei}\omega^2$$
$$C_{ri}=m_i a_{ri}=m_i r_{ri}\omega_i^2$$
$$C_{ki}=m_i a_{ki}=2m_i\omega V_{ri}\sin(\overline{\omega},\overline{V}_{ri}) \tag{4-18}$$

下面就分别确定牵连惯性力、相对惯性力、哥氏惯性力对ox'、oy'、oz'轴的力矩。

（1）牵连惯性力对ox'、oy'、oz'轴的力矩

将质点P_i的牵连惯性力$m_i r_{ei}\omega^2$沿定坐标轴ox、oy分解为：

$$C_{eix}=m_i r_{ei}\omega^2\cos\gamma=m_i x\omega^2$$
$$C_{eiy}=m_i r_{ei}\omega^2\sin\gamma=m_i y\omega^2 \tag{4-19}$$

由此，则可写出质点系的牵连惯性力的分力对ox'、oy'、oz'轴的力矩为（沿坐标轴方向的力矩向量为正）：

$$M_{ex'}=-\Sigma m_i y\omega^2 z'$$
$$M_{ey'}=\Sigma m_i x\omega^2 z \tag{4-20}$$
$$M_{ez'}=-\Sigma m_i x\omega^2 y+\Sigma m_i y\omega^2 x'$$

由图4-18可知：

$$x=x'\cos\beta-z'\sin\beta$$
$$y=y' \tag{4-21}$$
$$z=z'\cos\beta+x'\sin\beta$$

将公式（4-21）分别代入公式（4-20）中得：

$$M_{ex'}=-\omega^2\Sigma m_i y' z'=0$$

因为破碎锥对称于oz'轴，所以破碎锥对于oz'轴的离心转动惯量$\Sigma m_i y' z'=0$。

$$\begin{aligned}M_{ey'}&=\omega^2\Sigma m_i(x'\cos\beta-z'\sin\beta)(z'\cos\beta+x'\sin\beta)\\&=\omega^2\Sigma m_i[x'z'(\cos^2\beta-\sin^2\beta)+\sin\beta\cos\beta(x'^2-z'^2)]\\&=\omega^2\Sigma m_i\sin\beta\cos\beta(x'^2-z'^2)\\&=\omega^2\Sigma m_i\sin\beta\cos\beta[(x'^2+y'^2)-(z'^2+y'^2)]\\&=-\omega^2\sin\theta\cos\theta(\Sigma m_i r_z'^2-\Sigma m_i r_x'^2)\\&=-\omega^2\sin\theta\cos\theta(J_1-J_2)\end{aligned}$$

式中$\Sigma m_i x' y'=0$，r_z'和r_x'分别为P_i至oz'和ox'轴的距离，所以J_1和J_2分别为破碎锥对oz'和ox'轴的转动惯量。

$$M_{ez'}=-\omega^2\Sigma m_i(x'\cos\beta-z'\sin\beta)y'+\omega^2\Sigma m_i y' x'=0$$

式中$\Sigma m_i x' y'=0$，$\Sigma m_i z' y'=0$。

（2）相对惯性力对ox'、oy'、oz'轴的力矩

相对角速度ω_i为常数，故相对加速度只有向心加速度。因破碎锥对称于oz'轴，所以破碎锥内每两个对称质点的相对惯性力总是大小相等，方向相反。它们相互抵消，因而对

于任何轴的力矩均为零。

（3）哥氏惯性力对ox'、oy'、oz'轴的力矩

将ω移到P_i处，并沿ox'和oz'轴分解为$\omega_{z'}$和$\bar{\omega}_{z'}$，其值为：

$$\omega_{z'}=\omega\sin\beta$$

$$\omega_{z'}=\omega\cos\beta$$

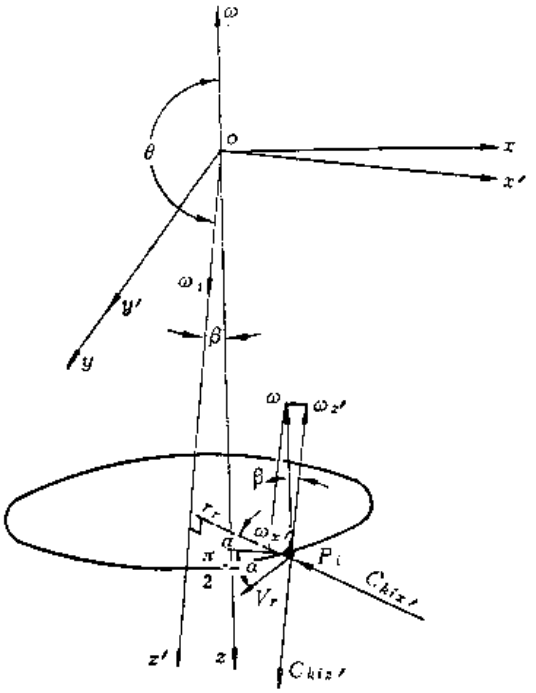


图 4-19　哥氏惯性力对ox'、oy'、oz'轴的力矩

$\bar{\omega}_{z'}$和$\bar{\omega}_{z'}$组成的平面与坐标面$x'oz'$平行，因此，哥氏加速度沿ox'和oz'轴的分量为（图4-19）：

$$a_{kix'}=2\omega_{z'}V_r\sin\frac{\pi}{2}=2\omega\cos\beta r_r\omega_1$$

其方向沿r_r线的离心方向。

$$a_{kiz'}=2\omega_{x'}V_r\sin\left(\frac{\pi}{2}-\alpha\right)$$

$$=2\omega\sin\beta r_r\omega_1\cos\alpha=2\omega\omega_1\sin\beta x'$$

其方向垂直于$x'oy'$平面而与oz'轴反向。

因此，对应于哥氏加速度分量的惯性力为：

$$C_{kix'}=m_ia_{kix'}=2m_i\omega\omega_1\cos\beta r_r$$

$$C_{kiz'}=m_ia_{kiz'}=2m_i\omega\omega_1\sin\beta x' \quad (4\text{-}22)$$

$C_{kix'}$都通过oz'轴，而且破碎锥内每两个对称质点的这种惯性力彼此平衡，因而整个破碎锥的这种惯性力也成平衡，故其对于任何轴的力矩皆为零。而$C_{kiz'}$的方向与oz'轴一致。与P_i对称的质点P_i'的惯性力具有同样大小，但方向相反。因此，这两个质点的惯性力组成一个力偶，作用面平行于坐标面$x'oz'$，力偶矩等于：

$$2m_i\omega\omega_1\sin\beta x'\cdot 2x'=4m_i\omega\omega_1\sin\beta x'^2$$

整个破碎锥的哥氏惯性力由在平行平面内的这些力偶组成，它们对于ox'、oy'、oz'轴的力矩为：

$$M_{kx'}=0$$

$$M_{ky'}=-\Sigma 4m_i\omega\omega_1\sin\beta x'^2=-\omega\omega_1\sin\beta\Sigma 4m_ix'^2 \quad (4\text{-}23)$$

$$M_{kz'}=0$$

因破碎锥对oz'轴是对称的，$\Sigma m_ix'^2=\Sigma m_iy'^2$，故

$$\Sigma 4m_ix'^2=\Sigma 2m_i(x'^2+y'^2)=\Sigma 2m_ir_r^2=J_1$$

式中$2m_i$代表一对质点的质量。由此可知：

$$M_{ky'}=-\omega\omega_1\sin\beta\Sigma 4m_ix'^2=-J_1\omega\omega_1\sin\beta=-J_1\omega\omega_1\sin\theta$$

由上述可知，各惯性力对ox'、oy'、oz'轴的力矩之和为：

$$M_{x'}=M_{ex'}+M_{rx'}+M_{kx'}=0$$

$$
\begin{aligned}
M_{y'} &= M_{ey'} + M_{ry'} + M_{ky'} \\
&= -\omega^2 \sin\theta\cos\theta(J_1 - J_2) - J_1\omega\omega_1\sin\theta \\
&= -J_1\omega\omega_1\sin\theta\left(1 + \frac{J_1 - J_2}{J_1}\cdot\frac{\omega}{\omega_1}\cos\theta\right)
\end{aligned}
\tag{4-24}
$$

$$
M_{z'} = M_{ez'} + M_{rz'} + M_{kz'} = 0
$$

为了计算破碎锥的转动惯量J_1和J_2，可把破碎锥及其心轴分成许多简单形状的单元体（图4-20），由下式分别求出每个单元体的转动惯量ΔJ_{1i}和ΔJ_{2i}，然后取其总和即为J_1和J_2。转动惯量的计算公式如下：

$$
J_1 = \Sigma\Delta J_{1i} = \frac{1}{2}\Sigma m_i R_i^2 = \frac{\gamma\pi}{2g}\Sigma(R_i^4 - R_{i-1}^4)(Z_i - Z_{i-1})
$$

$$
\begin{aligned}
J_2 &= \Sigma\Delta J_{2i} = \frac{1}{2}\Sigma\Delta J_{1i} + \Sigma m_i Z_i^2 \\
&= \frac{\gamma\pi}{g}\left[\frac{1}{3}\Sigma(R_i^2 - R_{i-1}^2)(Z_i^3 - Z_{i-1}^3)\right. \\
&\quad \left. + \frac{1}{4}\Sigma(R_i^4 - R_{i-1}^4)(Z_i - Z_{i-1})\right]
\end{aligned}
\tag{4-25}
$$

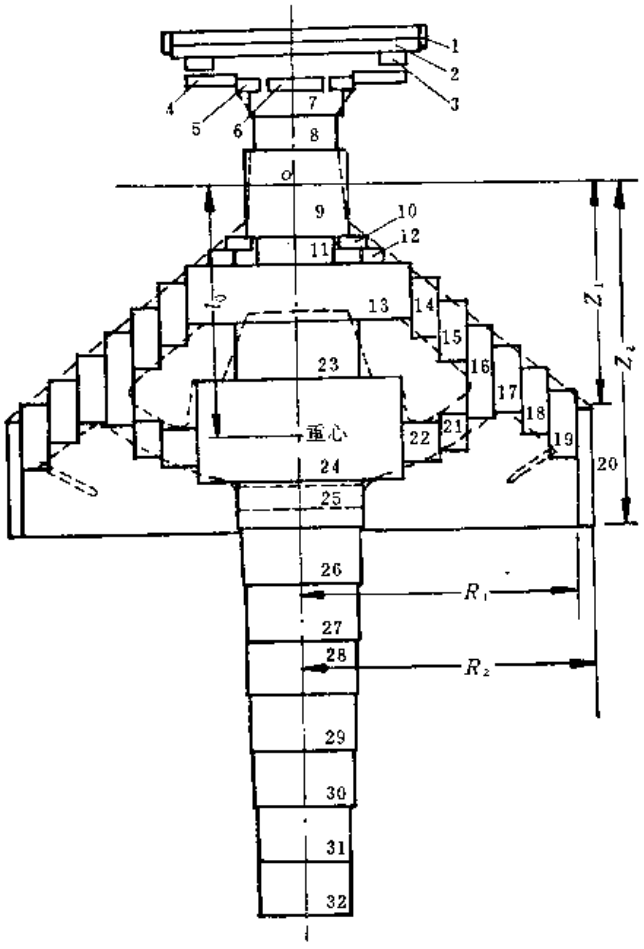


图 4-20　破碎锥转动惯量近似确定法

式中　m_i——每个单元体的质量；

γ——破碎锥及其心轴材料的比重，吨/米^3；

g——重力加速度，米/秒^2；

R_{i-1}及R_i——破碎锥的轴线到相应单元体的边缘的距离，米；

Z_{i-1}及Z_i——破碎锥的悬挂点到单元体的边缘的距离，米。

破碎锥绕破碎机中心线以等角速度ω回转时，根据质心运动定理，破碎锥的惯性力为：

$$C=mr\omega^2 \tag{4-26}$$

式中 m——破碎锥的质量；

r——破碎锥的质心到破碎机中心线的距离。

破碎锥的惯性力作用线到固定点o的距离为：

$$h=\frac{M_T}{C} \tag{4-27}$$

惯性力位于水平方向，不通过破碎锥的质心。

2. 偏心轴套的惯性力 由于偏心轴套的质心不在其回转轴线上，因此，它在旋转中也产生惯性力C_p，其值等于偏心轴套内锥孔所包容的质量，以相同的角速度绕同一轴线旋转时产生的惯性力，但方向相反。惯性力的大小和作用点的位置可用积分方法确定：

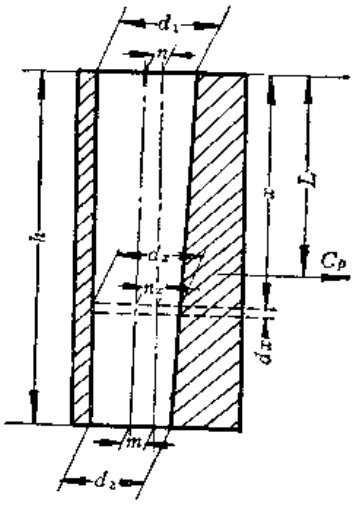


图 4-21 偏心轴套的惯性力

$$C_p=\int_v dC_p=\frac{\rho}{g}\omega^2\int_v n_x dV_x \tag{4-28}$$

$$L=\frac{\int v x dC_p}{\int v dC_p} \tag{4-29}$$

式中 dC_p——偏心孔体的微分惯性力；

dV_x——偏心孔体的微分体积；

ρ——偏心轴套的比重；

n_x——dV_x的重心到回转轴线的距离；

x——从偏心轴套的上平面到dC_p作用线的距离；

L——从偏心轴套的上平面到dC_p的合力C_p作用线的距离。

偏心轴套的各几何尺寸见图4-21。

根据图 4-21 可以写出：$n_x=n+(m-n)\frac{x}{h}$；$dV_x=\frac{\pi d_x^2}{4}dx$；$d_x=d_1-(d_1-d_2)\frac{x}{h}$。

将n_x、dV_x、和d_x值代入公式4-28和公式4-29中，积分后得：

$$C_p=\frac{\pi\rho\omega^2 h}{48g}[d_1^2(3n+m)+2d_1d_2(n+m)+d_2^2(3m+n)] \tag{4-30}$$

$$L=\frac{[d_1^2(3n+2m)+d_1d_2(4n+6m)+d_2^2(3n+12m)]h}{5[d_1^2(3n+m)+2d_1d_2(n+m)+d_2^2(3m+n)]} \tag{4-31}$$

3. 圆锥破碎机的平衡 破碎锥作规则进动时，作用在其上的惯性力矩有使β角增大的趋势，但由于β角已受偏心轴套的结构限制，不可能改变，因此，在空载时对机架套筒和球面轴承产生一种随偏心轴套回转而周期变化的反力，从而引起机器的有害振动和偏心

轴套发生偏斜而不能正常运转。

旋回破碎机和圆锥破碎机的破碎锥在空载运转时都产生有害的惯性力和惯性力矩，但是，由于旋回破碎机的偏心轴套转数低，破碎锥的直径小，故产生的惯性力和惯性力矩比较小，可以不必考虑平衡问题；对于圆锥破碎机则必须很好地平衡，否则，破碎机不能正常运转。

圆锥破碎机的平衡主要是为了消除破碎锥产生的方向变化的惯性力和惯性力矩，保证偏心轴套不产生偏斜和引起机器的振动。

目前，圆锥破碎机都是采用在大圆锥齿轮上加平衡重的方法来平衡破碎锥的惯性力和惯性力矩。

破碎机空载运转时，作用在破碎锥和偏心轴套上的力如图4-22所示。破碎锥的惯性力C和自重G的合力R为球面轴承的反作用力R_q及偏心轴套的反作用力R_{p1}所平衡。偏心轴套的惯性力C_p和平衡重的惯性力C_d的合力作用在偏心轴套的偏心孔与主轴接触面长度约$\frac{1}{3}$处（从偏心轴套上部量起）。根据偏心轴套保持平衡的条件，作用力R_{p1}也作用于同一高度上。

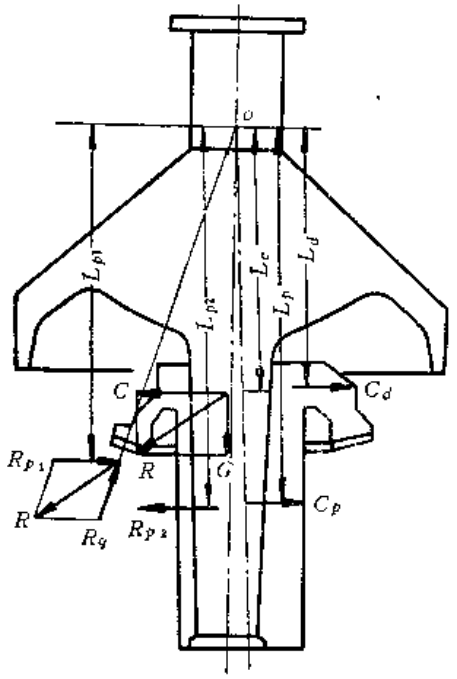


图 4-22　圆锥破碎机的平衡

为了平衡破碎锥的惯性力C和惯性力矩M，保证偏心轴套不发生偏斜，作用在偏心轴套上的R_{p1}、（与图4-22所示方向相反），C_p和C_d及其对球面中心O点的力矩应满足下列平衡方程式：

$$R_{p2}=R_{p1}-C_p-C_d \tag{4-32}$$

$$R_{p2}L_{p2}=R_{p1}L_{p1}-C_pL_p-C_dL_d \tag{4-33}$$

由于受破碎机结构尺寸的限制，要想完全平衡破碎锥的惯性力和惯性力矩是困难的。式中R_{p2}为未完全平衡时的剩余作用力。为使偏心轴套的外表面受力均匀，在选定结构尺寸时，应当使R_{p2}作用在偏心轴套与机架衬套的接触面中部。

圆锥破碎机的主轴与偏心轴套的偏心孔之间，偏心轴套外径与机架衬套之间都有较大的间隙存在，因此，若选定的平衡重的重量不同，在空载运转时，偏心轴套将会出现两种工作状态。

（1）如果选定的平衡重的重量较小，则

$$R_{p2}=R_{p1}-C_p-C_d>0 \tag{4-34}$$

即在空载运转时，主轴压向偏心轴套的薄边（左侧），偏心轴套也以薄边压向机架衬套，而右侧出现间隙（图4-23a）。有载运转时，由于破碎力的作用，使主轴和偏心轴套均压向右侧，而在左侧出现间隙（图4-23c）。

这种运动状态的优点是破碎机从空载过渡到有载运转时，偏心轴套的外表面容易形成油膜，机架衬套的受力较小，平衡重小，缺点是有冲击，易使偏心轴套偏斜。

（2）如果选定的平衡重的重量较大，则

$$R_{p2}=R_{p1}-C_p-C_d<0 \tag{4-35}$$

即在空载运转时，主轴压向偏心轴套的薄边（左侧），右侧出现间隙，偏心轴套的厚边压向机架衬套（右侧），左侧出现间隙（图4-23 b）。有载运转时，主轴和偏心轴套都压向右侧，左侧出现间隙（图4-23 c）。

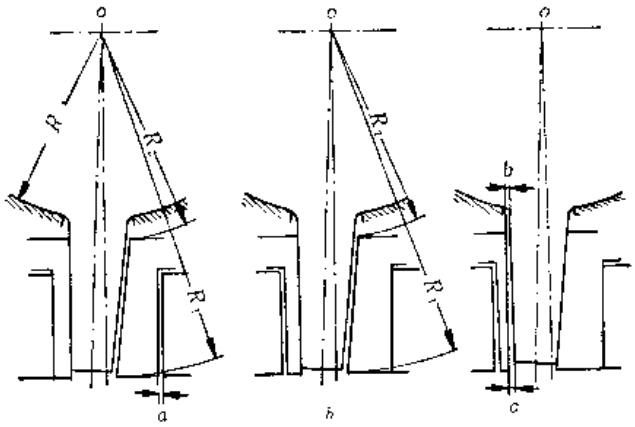


图 4-23　圆锥破碎机主轴和偏心轴套的运动状态

这种运动状态的优缺点与第一种运动状态相反。

我国生产的圆锥破碎机基本上是按第二种运动状态来选取平衡重的。

实际上，选取平衡重的重量时，应使不平衡力矩$R_{p2}L_{p2}$变得最小，即平衡重最小，但也使其不致引起机器的振动和偏心轴套的偏斜，并使偏心轴套的厚边压向机架衬套。

为了保证机器的正常工作，在设计时应使破碎锥的球面半径比球面轴承的半径稍大些，使破碎锥支承在球面的周围上，而工作一段时期后，则应支承在球面的全部表面上，这是为了造成破碎锥稳定工作所必须的条件。同时，破碎机的零件应精确制造，以保证破碎锥主轴与偏心轴套内孔沿全长接触，即必须保证破碎锥主轴轴线与破碎机的中心线在球面中心相交。否则，将破坏破碎机的正常工作。

为了保证在偏心轴套的内外相对滑动表面之间形成稳定的液体润滑油膜，防止由于热膨胀的差异而可能产生的抱轴现象以及考虑大件加工公差的特点和大件装配精度的需要，因此，圆锥破碎机的偏心轴套内外表面与主轴和机架衬套之间必须有较大的间隙（比一般滑动轴承大）。为使偏心轴套的相对滑动表面沿高度均匀接触，设计破碎机时，其间隙的大小可以根据经验，按下列关系选取。

对于第一种运动状态（图4-23 a）：

$$(b+a)\frac{R_1}{R_2}=c+a \tag{4-36}$$

对于第二种运动状态（图4-23 b）：

$$\frac{R_1}{R_2}b=c \tag{4-37}$$

通常取$a=2\sim4$毫米，$b=2\sim4$毫米，根据机器结构尺寸，由公式4-36或公式4-37即可求出c。

由于间隙的存在，所以机器的实际排矿口尺寸比名义排矿口尺寸增大$a+b$或b，而破碎锥轴线与机器中心线的夹角β也比理论值略为减小。

第五节　圆锥破碎机主要零件的计算

计算机器的零件强度时，首先必须确定破碎力的大小。

弹簧保险的圆锥破碎机的破碎力是根据保险弹簧的初压力来计算的。在正常碎矿时，弹簧的初压力应能阻止机器的支承环向上抬起，并保证它与机架经常接触。当破碎机中掉入非破碎物时，破碎力急剧增加，弹簧的初压力不足以阻止支承环向上抬起的力，因而支承环绕机架上的A点（图4-24）向上翻转某一个角度，从而增大了夹有非破碎物那一边的破碎腔的排矿口，因此，就造成弹簧的附加压缩，产生最大破碎力。

根据圆锥破碎机的工作特点，我们必须分别确定正常破碎力和最大破碎力。

假定正常破碎力作用在平行碎矿区的起点，并取整个固定锥作为分离体，则固定锥上诸外力对A点力矩平衡方程式为：

$$Pl_P+fPl_F-(G+np)R=0$$

故
$$P=\frac{R(G+np)}{l_P+fl_F} \qquad (4\text{-}38)$$

式中 P——正常破碎力，吨；

R——固定锥中心线到A点的距离，米；

G——固定锥的重量，吨；

n——弹簧的数目；

p——每个弹簧的初压力，吨；

f——矿石与衬板间的摩擦系数；

l_P、l_F——P和fP力对A点的力臂，米。

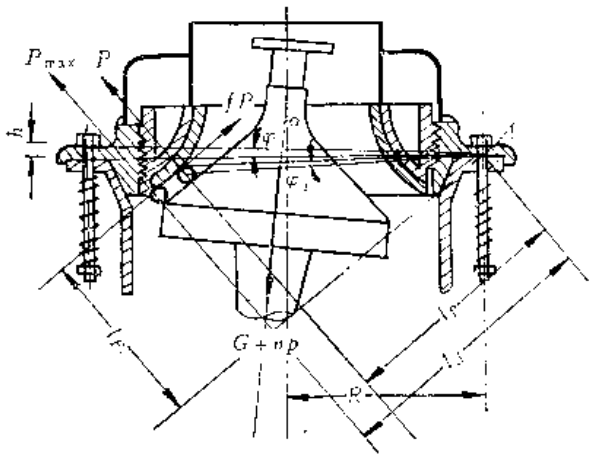


图 4-24 破碎力的计算图

计算破碎力P时，必须先选定弹簧的初压力np。若选定的弹簧初压力偏低，则支承环（固定锥）会出现剧烈跳动，从而引起机件摩损或损坏，若弹簧初压力偏高，则弹簧的压缩裕量减少，不能适应过载和过铁的要求。根据多年的生产实践经验，弹簧的初压力按表4-4选定。

弹簧的初压力亦可用下列经验公式计算：

$$P=(85\sim100)D^2\text{吨} \qquad (4\text{-}39)$$

式中D表示破碎锥的大端直径（米）。对于1750和2200圆锥破碎机取小值，对于其它规格的圆锥破碎机可取大值。

当破碎机中掉入非破碎物时，则固定锥将绕A点被抬起（图4-24），从而使破碎机周围各组弹簧产生不同的附加变形。弹簧的附加变形量与非破碎物的尺寸和它在破碎腔中所处的位置有关。假定非破碎物的尺寸等于$(0.85\sim0.95)(e+s)$，非破碎物在平行区的始点和终点各受一次挤压。

非破碎物在平行区始点受挤压时，可用图4-24所示的图解法确定固定锥平行区始点抬高后绕A点的转角φ_1（弧度），然后按$h_1\approx2R\varphi_1$求得离A点最远的那组弹簧的附加变形量h_1。同理也可求得非破碎物在平行区终点受挤压时，离A点最远的那组弹簧的附加变形量$h_2\approx2R\varphi_2$。计算最大破碎力时，可按弹簧附加变形量的平均值$h=\frac{h_1+h_2}{2}$计算。

弹簧系沿机器周边布置，故每组弹簧的附加变形量是不同的。当离A点最远的弹簧抬高h距离时，机架周围各组弹簧的附加变形量与其至A点的距离成正比。由图4-25知距A点某处弹簧的附加变形量h_φ为：

$$h_\varphi=\frac{hR(1+\cos\varphi)}{2R}=\frac{h}{2}(1+\cos\varphi) \tag{4-40}$$

设弹簧沿机器周边均匀分布，单位弧长上的弹簧个数为 $i=\frac{n}{2\pi R}$，每个弹簧的刚度为 C（吨/米）。现沿机器周边取弧长 $Rd\varphi$，则机器周围各组弹簧的附加压缩力对 A 点的力矩为：

$$M=2\int_0^\pi C\times\frac{h}{2}(1+\cos\varphi)\times i\times Rd\varphi\times R(1+\cos\varphi)=\frac{3}{4}ChnR \tag{4-41}$$

假定最大破碎力作用在破碎锥的末端，则固定锥上诸外力对 A 点的力矩平衡方程式为：

$$P_{max}l_d+fP_{max}l_F-(G+np)R-\frac{3}{4}CnhR=0$$

故

$$P_{max}=\frac{\left(\frac{3}{4}Cnh+np+G\right)R}{l_d+fl_F} \tag{4-42}$$

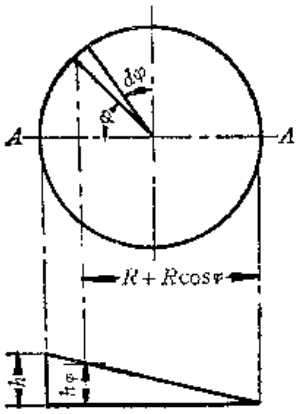


图 4-25 弹簧变形图

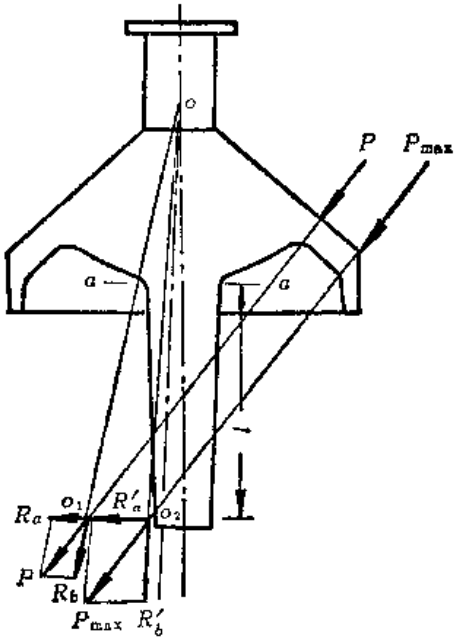


图 4-26 主轴受力的图解法

式中各符号的意义同前。

液压圆锥破碎机的破碎力可以根据液压系统的液压力来确定。

单缸液压圆锥破碎机的破碎力可用下式计算：

$$P=\frac{0.785d^2p-G}{\cos(\alpha_1-\beta)}\text{公斤} \tag{4-43}$$

式中 d——液压缸柱塞直径，厘米；

p——正常碎矿时，液压缸压力或蓄能器的充气压力，公斤/厘米²，各种规格的单缸液压圆锥破碎机均取 $p=50$公斤/厘米²；

G——破碎锥的重量，公斤；

α_1——破碎锥的锥面倾角；

β——破碎锥轴线与机器中心线的夹角。

系统各液压元件的工作压力不应低于70公斤/厘米²，以便满足运转过程中，在工作状态下调节排矿口和排除破碎腔堵矿事故的要求。

作用在机器上的外力——破碎力确定以后，即可进行载荷分析和零件的强度计算。根据破碎机运转工作的需要，我们仅研究主轴所受载荷和强度的计算方法。

主轴所受载荷可按图4-26所示的图解法决定。绘制图4-26时，假定破碎锥主轴以其下端边缘与偏心轴套接触。实际上由于破碎机制造与安装方面的误差，在破碎机工作中很容易产生这种现象，因此使主轴受力处于最不利状态。

取破碎锥作分离体。假定圆锥破碎机的正常破碎力P作用在平行碎矿区的起点，最大破碎力作用在破碎锥下边缘。将破碎力P和P_{max}沿其作用线方向移至主轴下端水平线上的o_1和o_2点。偏心轴套给主轴下端的反力R_a或R'_a一定通过o_1和o_2点，且成水平方向。根据三力平衡必交于一点的定理，球面轴承给破碎锥的反力R_b和R'_b，必定通过o_1或o_2点，以及球面中心o点。应用平行四边形的作图法，则可求得R_a或R'_a和R_b或R'_b的大小和方向。

利用图解法所求的结果是近似的。这种简化计算方法偏重于安全方面，故在实际工作中是允许的。

已知R_a及R'_a后，把破碎锥的主轴视为一端受集中载荷的悬臂梁，设主轴的直径为d，则其危险断面a-a上（图4-26）的弯曲应力：

$$\sigma_w=\frac{R_a l}{0.1d^3}<[\sigma]_w$$

$$\sigma'_w=\frac{R'_a l}{0.1d^3}<[\sigma]'_w \qquad (4\text{-}44)$$

对于强度限为$\sigma_B=70\sim90$公斤/毫米^{2}的合金结构钢，其$[\sigma]_w=1500$公斤/厘米^2；而$[\sigma]'_w\leqslant300$公斤/厘米^2。

根据公式4-44计算主轴的强度后，再校对其安全系数n，一般$n>2$即可。

主轴是圆锥破碎机中最重要的零件，它不仅价值昂贵，更主要的是制造复杂，若在运转过程中，发生断轴事故，则会严重影响选矿厂的生产任务。所以，保证主轴的使用寿命是很重要的问题。主轴的寿命不仅与本身的结构、材料及制造质量有关，而且与机器使用情况有关，如操作制度，维修工作的质量等。目前，主轴折断的部位多数是在破碎锥底部球面的下方a-a断面处。断轴事故的发生，多是由于破碎腔内落入过大块金属，保险弹簧失去作用，结果使主轴载荷急剧增大，以致产生主轴的折断事故。断裂的轴可用焊接法修理。

为防止主轴的断裂，除了改进主轴结构，提高主轴的疲劳强度外，可在圆锥破碎机之前的皮带运输机上，安置金属探测器及悬挂磁铁，用来吸除矿石中的金属物品（如钎头、锤头、挖掘机铲斗的齿等），防止金属物品落入破碎腔内，以保证破碎机的正常工作。

第五章　冲击式破碎机

第一节　概　　述

冲击式破碎机是利用高速回转的锤头冲击矿石，使其沿自然裂隙、层理面和节理面等脆弱部分而破碎。

冲击式破碎机的类型很多，但目前用得最广的有锤式破碎机（锤头铰接式）和反击式破碎机（锤头固定式）。

锤式破碎机的基本结构如图 5-1 所示。矿石给入破碎机后，即受到高速回转锤头的冲击而破碎，破碎了的矿石从锤头处获得动能以高速冲向破碎板和筛条，同时还有矿石之间相互撞击而遭到进一步破碎。小于筛条缝隙的矿石从缝隙中排出，个别大于缝隙的矿石在筛条上再经锤头的附加冲击、研磨而破碎，达到合格粒度后即从筛条缝隙中排出。

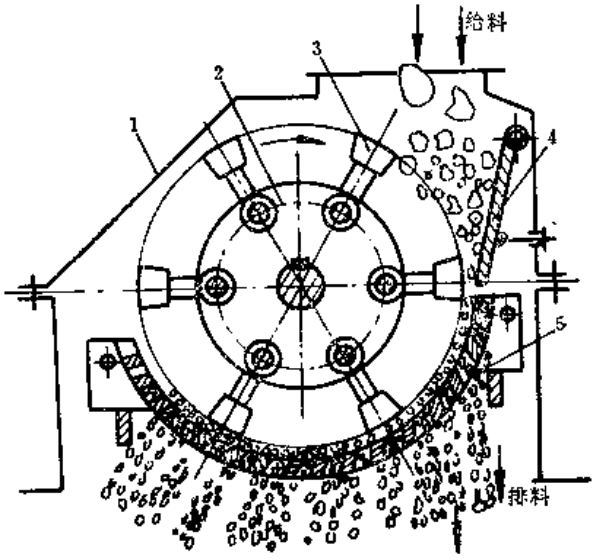


图 5-1　锤式破碎机的结构示意图

1—机架；2—转子；3—锤头；4—破碎板；5—筛条

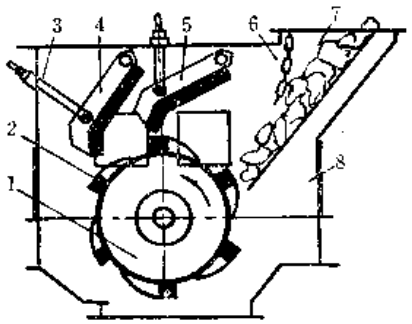


图 5-2　反击式破碎机的结构示意图

1—转子；2—锤头；3—拉杆；4—第二级反击板；5—第一级反击板；6—链条；7—进料口；8—机体

反击式破碎机的基本结构如图 5-2 所示。矿石从进料口沿导矿板进入锤头打击区受到冲击破碎后，有两种不同情况：小块物料受到锤头冲击后，将按切线方向抛出，此时，料块所受的冲击力可近似地认为通过料块的重心；大块物料则由于偏心冲击而使料块与切线方向成 δ 角（图5-8）偏斜抛出。物料被高速抛向反击板，再次受到冲击破碎，然后又从反击板弹回到锤头打击区来，继续重复上述破碎过程。矿石在锤头和反击板间的往返途中，还有相互碰撞的作用。由于矿石受到锤头、反击板的多次冲击和相互间的碰撞，使得矿石不断地沿本身的节理界面产生裂缝、松散而破碎。当破碎后的矿石粒度小于锤头与反击板之间的缝隙时，就从机内下部排出，即为破碎后的产品。

反击式破碎机的工作原理与锤式破碎机基本相同，但结构与破碎过程却各有差异。反击式破碎机的锤头是固定地安装在转子上，有反击装置和较大的破碎空间。破碎时，能充分利用整个转子的能量，破碎比较大，可作为矿石的粗、中、细碎设备。锤式破碎机的锤

头是以铰接的方式固定在转子上，破碎过大的矿石时，会发生锤头后倒——失速现象，转子的能量得不到充分利用，因此不能击碎大块矿石。矿石的反击和相互碰撞次数也较少。当矿石没有被破碎到要求的粒度时，还要依靠锤头对卡在机器下部筛条上的矿石进行附加冲击和研磨来破碎。由于反击式破碎机下部没有筛条，所以锤式破碎机的产品粒度较反击式破碎机均匀。通常，锤式破碎机用作矿石的中、细碎设备。

冲击式破碎机与其它型式的破碎机相比，具有下列优点：

（1）利用冲击原理进行破碎。使矿石沿节理、层理等脆弱面破碎，破碎效率高，能量消耗少，产量大，产品粒度均匀，过粉碎现象少；

（2）破碎比大。锤式破碎机一般$i=10\sim15$，最高可达 40 左右。反击式破碎机的破碎比更大，可达 150 以上，因而破碎段数可以减少，简化了生产流程，减少了基建投资；

（3）机器的构造简单，加工量少，因而便于制造，成本低，操作维修也较简便；

（4）具有选择性破碎的特点，即比重大的矿石，破碎后粒度小，比重小的矿石，破碎后粒度大，有利于矿物的选别；

（5）设备自重轻，工作时没有明显的不平衡振动，不需笨重的基础。

冲击式破碎机的最大缺点是：锤头的磨损较大，被破碎的矿石愈硬，则磨损就愈快，造成更换锤头的工作频繁。因此，不适于破碎坚硬矿石，当矿石中的水分大于 9% 或含有粘性物料时，对锤式破碎机，筛条易堵塞，对反击式破碎机，则反击板表面易粘结，减少破碎空间，从而降低生产率，有时也会造成设备事故。

表 5-1　冲击式破碎机分类表

			不可逆式		可逆式	同向旋转	反向旋转	相向旋转
单转子	单式	单排锤头						
		多排锤头						
	反击式	不平均整栅板						
		等边整栅板						
双转子	锤式	转子位于同水平						
	反击式	转子位于同水平						
		转子位于不同水平						

目前，冲击式破碎机已在水泥、化学、电力、冶金等工业部门广泛用来破碎各种物料，如石灰石、炉渣、焦炭、煤及其它中等硬度的矿石。

冲击式破碎机的结构型式很多，其分类方法见表5-1。

在工业部门中最常用的锤式破碎机是单转子的、不可逆的、多排的、带铰接锤头的锤式破碎机；最常用的反击式破碎机则是单转子的、不可逆的、带刚性固定锤头的反击式破碎机。有些部门为了简化流程，也采用双转子反击式破碎机。

冲击式破碎机的规格是以转子直径D和转子长度L来表示。D是指锤头端部所绘出的圆周直径，L是指沿轴向排列的锤头有效工作长度。

第二节　冲击式破碎机的构造

图5-3为我国生产的ϕ1600×1600毫米单转子，不可逆、多排、铰接锤头的锤式破碎机。它适用于破碎石灰石、煤、石膏或其它中等硬度的矿石，待破碎物料的表面水分不得超过2%。这种机器是由传动装置、转子、格筛和机架等几个部分组成。

电动机通过弹性联轴节直接带动主轴旋转。主轴转数为600转/分。主轴通过球面调心滚柱轴承安装在机架两侧的轴承座中。轴承采用干油润滑。

为了避免破碎大块物料时，锤头的速度损失不致过大和减小电动机的尖峰负荷，在主轴的一端装有飞轮。

转子是由主轴、圆盘和锤头等零件组成。主轴上装有11个圆盘，并用键与轴刚性地联接在一起。圆盘间装有间隔套、为了防止圆盘的轴向串动，两端用圆螺母固定。锤头位于两个圆盘的间隔内，铰接地悬挂在销轴上。销轴贯穿了所有圆盘，两端用螺母拧紧。在每根销轴上装有10个锤头。圆盘上配置了四根销轴，所以锤头的总数是40个。为了防止锤头的轴向移动，销轴上装有销轴套。圆盘上还配有第二组销轴孔，当锤头磨损20毫米后，为了更充分利用锤头材料，可将锤头及销轴移到第二组孔内安装，继续进行碎矿工作。

格筛设在转子的下方，它由弧形筛架和筛板组成。筛架分左右两部分。筛架上的筛板由数块拼成。筛板利用自重和相互挤压的方式固定在筛架上。筛板上铸有筛孔，筛孔略呈锥形，内小外大，以利排矿。弧形筛架的两端都悬挂在横轴上，横轴通过吊环螺栓悬挂在机架外侧的凸台上。调节吊环螺栓的上下位置可以改变锤头端部与筛板表面的间隙大小。格筛左端与机架内壁有一间隔空腔，便于非破碎物从此空腔排出机外，防止非破碎物在机器内损坏其它零件。格筛的右上方装有平面形破碎板。

锤式破碎机的机架是用钢板焊成箱形结构。机架沿转子中心线分成上、下机架两部分，彼此用螺栓固定在一起。上机架的上方有给矿口。在机架的内壁（与矿石可能接触的地方）装有锰钢衬板。为了便于维修，在上、下机架的两侧均设有检查门。

单转子锤式破碎机除了上述不可逆式以外，还有一种可逆式的，这种机器的特点是转子可以逆转，目的是减少机器因更换锤头所造成的停车时间。当锤头的一侧磨损后，可将转子反转，利用锤头未磨损的一侧继续工作。因此，机器的零部件需制成对称形，给料口必须设在机器的上方中部。这种机器多用于煤的破碎，其它物料的破碎则多用不可逆式锤式破碎机。

单转子锤式破碎机的型式及基本参数见表5-2。

图5-4为我国生产的ϕ500×400单转子反击式破碎机的构造图。

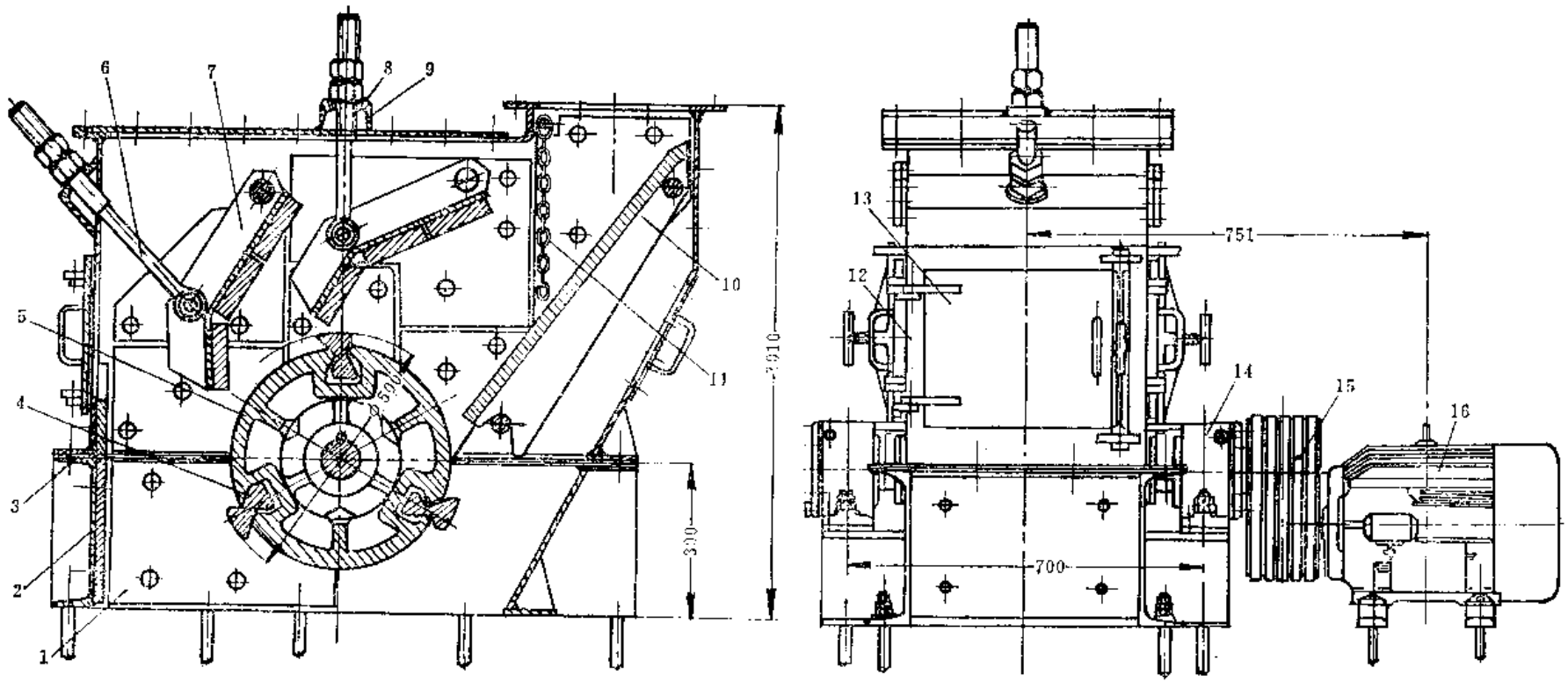


图 5-4　ϕ500×400单转子反击式破碎机

1—防护衬板；2—下机体；3—上机体；4—锤头；5—转子；6—半眼螺栓；7—反击板；8—球面垫圈；9—锥面垫圈；10—给矿溜板；11—链条；12—门；13—后门；14—滚动轴承架；15—皮带轮；16—电动机

表 5-2 单转子锤式破碎机的型式及基本参数（JB1807—76）

型号	型式	转子直径×长（毫米）	转子转数（转/分）	产量（吨/时）	电机功率（千瓦）	破碎物料			
						物料名称	表面水分（%）	最大进料块度（毫米）	出料粒度（毫米）
PC-88	不可逆式	800×800	1000	35～45	75	石灰石	≤2	≤120	≤15
PC-1010		1000×1000	1000	60～80	135			≤200	≤15
PC-1212		1250×1250	750	90～110	180			≤200	≤20
PC-1414		1400×1400	750	160～180	280			≤250	≤20
PC 1616		1600×1600	600	220～280	480			≤350	≤20
PCK-66	可逆式	600×600	1250	15～30/7.5～15	55	煤/石灰石	≤9/≤2	≤80/≤40	≤3
PCK-88		800×800	1250	50～70/25～35	115				
PCK-1010		1000×1000	1000	100～130/50～65	280				
PCK-1212		1250×1250	750	150～180/75～90	320				
PCK-1413		1430×1300	750	200/100	380				
			1000	400/200	550				

注：1. 可逆式锤式破碎机的出料粒度中，≤3毫米的粒度不得少于80%；

2. 表中PCK系列带有/的参数，其分子为煤的参数，分母为石灰石的参数，型号中的K为可逆式的代号；

3. 超过PC系列规格的产品，按产量500吨/时和750吨/时规格发展。

这种破碎机主要由上下机架、转子、反击板等部分组成。由电动机经三角皮带传动而使转子高速回转，迎着矿石下落方向进行冲击而使矿石不断破碎至小颗粒后由机体下部排出。

转子上固定着三块锤头。锤头用比较耐磨损的高锰钢材料铸造而成。转子本身用键固定在主轴上。主轴的两端借助滚动轴承支承在下机架上。

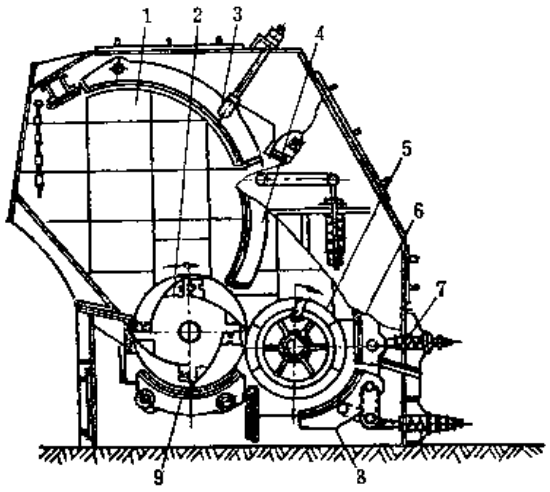


图 5-5 ϕ1250×1250双转子反击式破碎机

1—机体；2—第一级转子；3—第一反击板；4—分腔反击板；5—第二级转子；6—第二反击板；7—调节弹簧；8—第二均整栅板；9—第一均整栅板

反击板的一端通过悬挂轴铰接于机架上部，另一端由羊眼螺栓利用球面垫圈支承在机架上的锥面垫圈上。反击板呈自由悬挂状态置于机体内部。调节羊眼螺栓上的螺母的位置，可以改变反击板和转子间的间隙。当机器中进入不能破碎的铁块时，反击板受到较大的压力而使羊眼螺栓向上及向后移开，使铁块等物体排出，从而保证了机器不受破坏。反击板在自身的重力作用下，又恢复到原来的位置，以此作为机器的保险装置。

机架沿转子轴心线分成上、下机架两部分。下机架承受整个机器的重量，并借地脚螺栓固定于地基上。上、下机架在破碎区的内壁上装有锰钢衬板。上机架上装有便于观察和检修用的侧门及后门，在门上镶有橡皮防尘装置。机器的进料处设置有链幕，用以防止物料破碎时飞出机外。

破碎机的滚动轴承用干油润滑。

我国还生产了 ϕ1250×1250 双转子反击式破碎机，其结构如图5-5所示。这种破碎机

相当于两个单转子反击式破碎机串联使用。第一个转子相当于粗碎，第二个转子相当于细碎，所以可同时作为粗、中、细碎设备使用。这种设备的破碎比大，产量高，产品粒度均匀，但功率消耗多。

这种破碎机主要由平行排列、有一定高度差(两转子中心连线与水平线的夹角约12°)的两个转子和上、下机体及第一级、第二级破碎腔的反击板等部分组成。两个转子分别由两台电动机经过弹性联轴节、液力联轴器、三角皮带组成的传动装置带动，按同向高速回转。第一级转子将矿石从－850毫米破碎至100毫米左右排入第二级破碎腔，第二级转子继续将矿石破碎至－20毫米，并从机体均整棚板处排出。

反击式破碎机的基本参数见表5-3和表5-4。

表 5-3 单转子反击式破碎机的基本参数（JB1604—75）

型号	转子尺寸（毫米）	最大给料尺寸（毫米）	出料粒度（毫米）	产量（吨/时）	转子转数（转/分）	电动机功率（千瓦）	机器外形尺寸（毫米）	机器重量（不计电器）（吨）
PF 0504	φ500×400	100	<20	4～10	960	7.5	1305×996×1010	1.35
PF-1007	φ1000×700	250	<30	15～30	680	40	2170×2650×1850	5.54
PF 1210	φ1250×1000	250	<50	40～80	475	95	3357×2255×2460	13.24

表 5-4 双转子反击式破碎机的基本参数（JB2259—77）

型号	转子尺寸（毫米）	最大给料尺寸（毫米）	出料粒度（毫米）	产量（吨/时）	电动机功率（千瓦）		转子线速度（米/秒）	
					第一转子	第二转子	第一转子	第二转子
2PF 0606	φ650×650	350	<20	20～30	28	28	25～35	40～50
2PF-1010	φ1000×1000	450	<20	50～70	60	75	25～35	40～50
2PF-1212	φ1250×1250	850	<25	100～140	130	155	25～35	40～50
2PF 1622	φ1600×2250	1100	<25	260～340	320	380	25～35	40～50
2PF 2022	φ2000×2250	1200	<25	440～560	570	650	25～35	40～50
2PF-2030	φ2000×3000	1400	<25	750～1000	1250	1250	25～35	40～50

随着近代机器制造业科学技术的发展，以及适于高速、重负荷滚动轴承和耐磨材料的出现，为反击式破碎机的进一步发展，提供了物质基础，而反击式破碎机的选择性破碎和大的破碎比等特性，使其发展速度和使用范围，在较短的时间内迅速地超过了其它型式的破碎机。目前，世界上各主要工业国家都已发展和生产了各种类型的反击式破碎机，其中包括给料粒度可达2米的粗碎用反击式破碎机和产品粒度小于3毫米的细碎用反击式破碎机。

近年来，西德生产了一种新型的、适用于硬岩破碎的Hardopact反击式破碎机（图5-6）。它的转子线速度约为22～26米/秒，比通常的反击式破碎机的转子线速度低15～20%。鉴于锤头的磨损与其线速度的二次方成正比，因此，降低锤头的线速度，可使锤头的磨损减少。此外，改进了锤头的结构，采用了特厚的、不需加工的合金钢。锤头的利用率可达2/3（按重量计）。

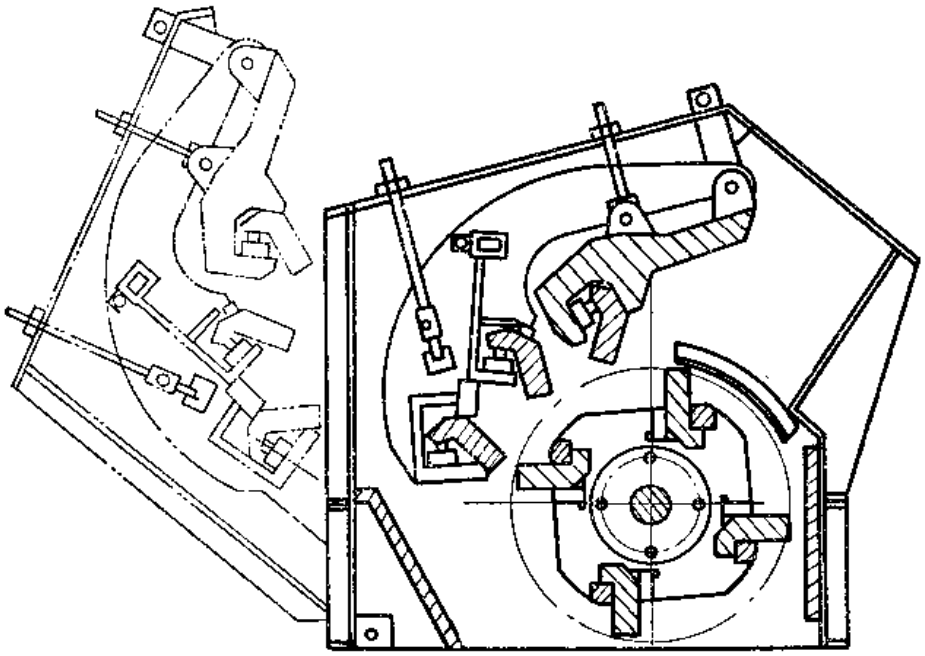


图 5-6　Hardopact反击式破碎机

为了在低速运转时仍能保证产品粒度，采用了三个反击板构成的三个破碎腔的结构。该破碎机可将400毫米的给料一次破碎到0～35毫米。其小时处理能力为30～240吨。

冲击式破碎机的主要零件有锤头、转子、反击板等。

1．锤头　锤头是冲击式破碎机中最易磨损的零件。它是以高速回转时产生的冲击能来击碎矿石的，因而自身也受到矿石的撞击和研磨作用而磨损。锤头的磨损与很多因素有关，如锤头的结构、材料、制造质量、矿石的性质、处理量、转子的圆周速度等。

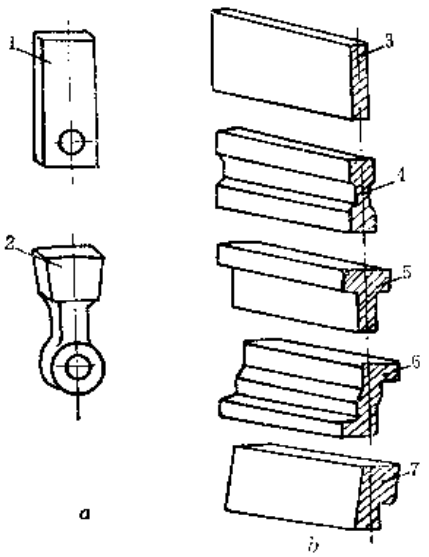


图 5-7　锤头的形状

a—锤式破碎机的锤头；b—反击式破碎机的锤头；1—板状；2—块状；3—长条形；4—I形；5—T形；6—S形；7—斧形

锤头的材料通常采用高锰钢或冷硬铸铁，这对破碎中等硬度的矿石是适用的，但对硬矿石来说，则使用寿命较短。目前，国外为了延长锤头的使用寿命，采用马氏体高铬铸铁制作锤头，取得了较好的效果。

锤头的形状有很多种型式，常用的几种形状见图5-7。

图5-7中的板状和块状锤头用于锤式破碎机。它们都是通过销轴悬挂在转子上。块状锤头较板状锤头重，它主要用于破碎块度和硬度较大的物料。

反击式破碎机使用的锤头形状有长条形、I形、T形、S形和斧形（图5-7）。锤头在转子上的固定方法有三种：

（1）螺钉固定法：用螺钉固定锤头，螺钉露在打击表面，易被打坏。螺钉受到的剪力也较大，严重时会被剪断，使锤头从转子中飞出，造成严重事故。

（2）压板固定法：锤头从侧面插入转子的沟槽中，两端用压板压紧，防止左右串动。采用这种结构形式的时候，锤头的制造尺寸必须严格控制。但由于高锰钢等耐磨材料不易加工，因此装配工作困难。用这种方法固定的锤头容易松动。

（3）楔块固定法：目前国外大都采用楔块固定。工作时在离心力的作用下，锤头、楔块和转子便会愈转愈紧。用这种方法固定的锤头，其表面与背面都没有螺钉露出，工作可靠，拆换方便。

锤式破碎机的锤头数目是根据被破碎物料的块度、硬度和转子长度而定。被破碎物料的块度和硬度较大时，锤头的重量应选用重一些，但数目要少一些；反之，锤头的重量应选用轻一些，数目可多一些。通常，沿圆周方向有3～6个锤头，沿转子长度方向有6～20个锤头。

反击式破碎机的锤头数目与转子直径有关。转子直径小于1米时，锤头可选用3个；直径为1～1.5米时，可选用4～6个；直径为1.5～2米时，可选用6～10个。矿石较硬和破碎比较大时，锤头数目要多些。

2. 转子 冲击式破碎机的转子结构型式有整体式、组合式和焊接式三种。

锤式破碎机的转子，由于要铰接悬挂锤头，因而采用组合式转子，它是由多个圆盘和间隔套组成。

反击式破碎机的转子，必须具有足够的重量以适应破碎大块矿石的需要。若转子过轻，破碎时会使转子大大减速，降低破碎效果；如转子过重，则使起动困难。破碎机的转子大都采用整体式的铸钢结构。它的重量较大，可以满足破碎机的工作要求。这种结构的转子，坚固耐用，便于安放锤头，但也有采用数块铸钢或钢板做成的圆盘叠合而成的转子。这种组合式的转子，制造方便，容易得到平衡。小型的反击式破碎机也有采用钢板焊接的空心转子，它便于制造，但强度和耐用性较差。

3. 反击板 在冲击式破碎机的破碎过程中，反击板的作用是承受被锤头击出的矿石在其上碰撞破碎，同时又将碰撞破碎后的矿石重新弹回破碎区，再次进行冲击破碎。反击板的形状和结构，对破碎效率影响极大。为了获得最好的破碎效果，矿块与反击板的表面应呈垂直碰撞。反击板的表面形状有折线形和渐开线形等。折线形反击板（图5-4），结构简单，但不能保证矿石得到最有效的冲击。渐开线形反击板的破碎效率较高，因在反击板的各点上，矿石都是以垂直的方向进行冲击。由于渐开线形反击板制造困难，故采用多段圆弧组成的近似于渐开线形的反击板（图5-5）。

反击板也可制成反击辊和反击栅条的结构形式。这些反击装置也可以做成折线形或各种弧形。它们主要是起筛分作用，提高破碎机的生产能力，减少过粉碎和降低功率消耗。

破碎粘湿性的矿石时，为了防止破碎区和排矿区被矿石堵塞，反击辊可采用回转式的。各回转辊由链条带动，转辊的旋转会将粘在反击辊上的矿石排出。

反击板的级数一般是两级。大型的破碎机也可以是三级的。

在锤式破碎机中，反击板又称为破碎板。常用的破碎板有带齿的和不带齿的平板形两种。带齿的破碎板，破碎矿石的效果较好。

反击板和锤头一样，极易磨损，因此，反击板也是用耐磨的高锰钢制造。

在反击式破碎机中，反击装置通常带有排料间隙调整机构。在破碎腔内进入铁块时，这种机构还起着过铁保护的作用。常用的结构型式有自重式（图5-4）、弹簧式（图5-5）

$$G_0=G\left(\frac{r}{r_0}\right)^2 \text{公斤} \tag{5-4}$$

式中 r——锤头的打击中心到悬挂点的距离，米；

r_0——锤头的重心到悬挂点的距离，米。

3．基本结构尺寸的确定

（1）给矿口的宽度和长度：锤式破碎机的给矿口宽度$B>3d_{max}$，d_{max}表示最大给矿块的尺寸。反击式破碎机的给矿口宽度$B\approx0.7D$，D为转子直径，给矿口长度L与转子长度相同。

（2）排矿口尺寸：锤式破碎机的排矿口尺寸由筛条间隙尺寸控制，一般按入磨粒度要求来确定。当破碎脆性物料时，为了提高生产率，可以增大筛条间隙尺寸。反击式破碎机的排矿口尺寸：$s_{1min}\approx0.1D$；$s_{2min}\approx0.01D$（见图5-8）。

（3）给矿方式与给矿导板的倾角：锤式破碎机要求给矿块有一定的垂直下落速度故给矿口一般都设置在机架的上方。反击式破碎机的工作特点是要求给矿块沿导板给入，因此，给矿导板的倾角β不应小于50°，否则会容易引起矿块的堆积。给矿导板的卸载点通常位于锤头回转30°左右处（从水平线开始），冲击效果较好。角度过小（即卸载点过低）时，更易于矿块堆积，从而导致锤头和转子体的磨损加剧。

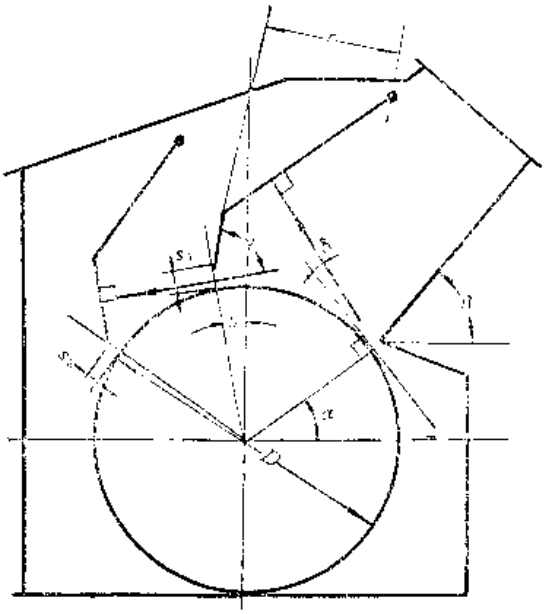


图 5-8 反击式破碎机的基本结构尺寸

（4）反击板的悬挂位置（图 5-8）：它直接影响设备的处理能力。θ角小，则矿块在锤击区的冲击破碎次数增多，可以获得较大的破碎比。通常，$0°<\theta<65°$，$r=(0.17\sim0.2)D$，$\gamma\approx55\sim65°$，$\delta\approx1\sim2°$。

二、主要工作参数的计算

1．转子的转数 从冲击破碎的特点可以看出，转子的转数是冲击式破碎机最重要的工作参数。它影响着破碎机的破碎效率、破碎比和生产能力。

转子的转数可按下式计算：

$$n=\frac{60v}{\pi D} \text{转/分} \tag{5-5}$$

式中 v——转子的圆周速度；

D——转子直径。

转子的圆周速度v可以根据待破碎矿石的性质按下式计算：

$$v\approx0.01\sqrt{\frac{g}{\gamma}}\left(\frac{\sigma_{\text{拉}}}{E}\right)^{-5/6}{}^{1/3} \text{米/秒} \tag{5-6}$$

式中 g——重力加速度，$g=981$厘米/秒^2；

γ——矿石比重，公斤/厘米^3；

σ_n——矿石的抗压强度，公斤/厘米^2；

E——矿石的弹性模数，公斤/厘米^2。

由于公式（5-6）没有反映出破碎比这一因素，所以按上式计算的转子圆周速度只能作为选取转子转数时参考。目前，冲击式破碎机的转子圆周速度的使用范围是15～80米/秒。通常，粗碎时取15～40米/秒，细碎时取40～80米/秒。虽然转子圆周速度愈高，破碎比愈大，但锤头磨损也快，功率消耗也大。因此在满足产品粒度要求的情况下，转子的圆周速度应偏低选取。

2. 生产率 由于锤式破碎机与反击式破碎机的结构和破碎过程不同，所以计算机器生产率的公式也不同。目前，还没有一个考虑了各种因素的理论计算公式，基本上都是利用经验公式来计算。

破碎中等硬度物料时，锤式破碎机的生产率按下式计算：

$$Q=(30\sim45)\ DL\delta \text{吨/小时} \tag{5-7}$$

式中 D、L——转子的直径和长度，米；

δ——矿石的松散比重，吨/米^3。

反击式破碎机的生产能力可按下式计算：

$$Q=60K_1C(h+a)dbn\delta \quad \text{吨/小时} \tag{5-8}$$

式中 K_1——理论生产能力与实际生产能力的修正系数；一般取0.1；

C——转子上锤头数目；

h——锤头高度，米；

a——锤头与反击板间的距离，米；

d——排矿粒度，米；

b——锤头宽度，米；

n——转子的转数，转/分；

δ——矿石松散比重，吨/米^3。

3. 电动机功率 冲击式破碎机的功率消耗与很多因素有关，但主要取决于矿石的性质，转子的圆周速度，破碎比和生产能力。

目前，冲击式破碎机的电动机功率尚无一个完整的理论计算公式，一般都是根据生产实践或实验数据而采用经验公式选择破碎机的电动机功率。

根据生产实践的实际资料来选择电动机功率：

$$N=KQ \text{ 千瓦} \tag{5-9}$$

式中 Q——机器的生产能力，吨/小时；

K——比功耗，千瓦/吨，比功耗视待破碎物料的性质、机器的结构特点和破碎比而定。对中等硬度的石灰石，锤式破碎机取$K=1.4\sim2$；反击式破碎机取$K=0.5\sim2$。对煤取$K=0.8\sim1.5$。粗碎时偏小取，细碎时偏大取。

反击式破碎机的电动机功率也可根据实验数据而得的经验公式来计算：

$$N=K_0Qi^{1.2} \text{千瓦} \tag{5-10}$$

式中 K_0——比例系数。对于中等硬度的矿石取$K_0=0.026$；

Q——生产能力，吨/小时；

i——破碎比。

对于双转子反击式破碎机，由公式（5-9）和公式（5-10）算出的数值是两台电动机功率之和。第一转子的电动机功率消耗约为第二转子电动机功率消耗的0.6～0.7倍。

第四节　冲击式破碎机主要零件的计算

一、破碎力的确定

冲击式破碎机的工作原理是利用锤头的冲击来破碎矿石的。矿石与高速同转的锤头冲击而破碎，其破碎力的大小可按动量定理求得（设矿块碰撞前的速度为零）：

$$mv_0 = Pt \quad 即 \quad P = \frac{mv_0}{t} \tag{5-11}$$

式中　P——破碎力，公斤；

m——矿块的质量，公斤·秒^2/米；

v_0——冲击后矿石的速度，米/秒；

t——冲击时间，秒。

矿块与高速回转的锤头冲击后，获得了比锤头端点线速度更大的速度。这是由于弹性压缩和其后的矿块内应力释放使矿石产生一个飞动速度。这个速度比锤头端点的线速度要大。根据弹性碰撞理论，若假定矿块与锤头碰撞前的速度为零，则碰撞后矿石的速度为：

$$v_0 = v + Kv \tag{5-12}$$

式中　v——转子的圆周速度（锤头端点线速度），米/秒；

K——恢复系数，$0 < K < 1$。若考虑矿石与锤头产生斜碰撞，可取$K = 0.2 \sim 0.3$。

冲击时间可按下式计算：[93]

$$t = \frac{2.48R}{v_0} 秒 \tag{5-13}$$

式中　R——矿块的半径，米。

从公式（5-11）可以看出，当冲击时间很短时，在冲击瞬间便会产生强大的破碎力（冲击力），使矿块得到有效的破碎。

反击式破碎机转子上各零件的强度校核可按公式（5-11）确定的破碎力来计算，但对锤式破碎机，由于锤头是铰接悬挂在转子的销轴上，并且是按碰撞中心平衡原理来设计的，所以，破碎力不会传到转子上，故不能用此力来校核转子上各零件的强度。锤式破碎机通常是利用锤头本身产生的离心惯性力作为外载荷来校核转子上各零件的强度。

二、转子轴的强度计算

由于作用在转子轴上每个瞬间的载荷大小不等，其作用的持续时间又短，仅为千分之几秒，而确定的外载荷又与实际破碎情况出入较大，因此，按一般方法计算的转子轴的强度往往偏大，多年来的实践表明，当转子体发生严重故障时，转子轴仍能保持完整无损。根据西德有关文献推荐，转子轴的强度校核可以按以下简略方法计算。

作用在转子轴上的相当弯矩为：

$$M_d = \sqrt{M_k^2 + M_n^2} \tag{5-14}$$

式中　M_k——作用在轴上的弯曲力矩，其值可按下列经验公式计算：

$$M_k = \frac{1}{8} \cdot G_R \text{ 公斤米，（}G_R\text{为转子的总重量，公斤）；} \tag{5-15}$$

M_n——作用在轴上的相矩，$M_n=974\frac{N}{n}$公斤米。　　(5-16)

（N为电动机功率，千瓦；n为转子每分钟转数）。

已知相当弯矩后，即可计算转子轴的几何尺寸。计算结果与按通常采用的计算方法相比，显得偏小。是否符合破碎机的实际状况，须结合实际进一步验证。

三、轴承耐久性计算

计算轴承耐久性时，作用在轴承上的载荷P_L可以根据下述经验公式确定：

$$P_L=3G_R \qquad (5\text{-}17)$$

轴承的使用寿命，一般规定为30000小时。

四、反击装置的自重、弹簧预压力或液压力的确定

反击式破碎机工作时，反击装置的正常工作位置是靠其自重、弹簧预压力或液压力来保持的。对于这种自重、弹簧预压力或液压力大小的确定，可以通过反击装置工作时的平衡条件来计算。

根据动量定理，矿块撞击在反击板表面上所产生的冲击力P_f可按下式计算：

$$P_f=\frac{mv(1+K)}{t} \qquad (5\text{-}18)$$

式中　m——撞在反击板上的矿块质量，公斤·秒²/米；

K——恢复系数；

v——矿块撞击在反击板上的冲击速度。考虑到矿块间的相互干扰，其值可按转子的圆周速度计算，米/秒；

t——矿块在反击板上的冲击持续作用时间，秒。其值可按公式（5-13）计算，但式中v_0应用v取代。

撞击在反击板上的矿块质量，可以按照下述假设确定：（图5-9）矿块受锤头冲击和与反击板碰撞时的破碎过程是以自身等分的形式进行的。即第一块接触反击板的矿块质量是最大给矿块质量的一半，即 $m_1=\frac{m}{2}$，第二块为第一块的四分之一，即 $m_2=\frac{m_1}{4}$，第三块 $m_3=\frac{m_2}{4}$，依此类推。为了计算方便起见，取其平均值：

$$m_{pj}=\frac{m_1+m_2+m_3\cdots\cdots m_n}{n} \qquad (5\text{-}19)$$

式中n为沿反击板高度方向上的矿块数。

整个反击板上承受的冲击力，则可由下式求得：

$$P_f=k\mu z\frac{m_{pj}v(1+K)}{t} \qquad (5\text{-}20)$$

式中　k——给料粒度的不均匀性和料块破碎后的不规则形状与假设呈球形间的差异的修正系数，其值为0.5～0.7；

μ——不均匀系数，$\mu=0.1\sim0.25$；

z——撞击在反击板长度方向上的质量为m_{pj}的矿块数。其它符号同前。

冲击力的作用点位置，可近似地认为作用在距铰接点的1/3处(图5-9)。

根据反击装置的平衡条件，即可求得所需的反击板自重为：

$$W=\frac{P_f\cdot\frac{1}{3}L}{e}\text{——公斤} \qquad (5\text{-}21)$$

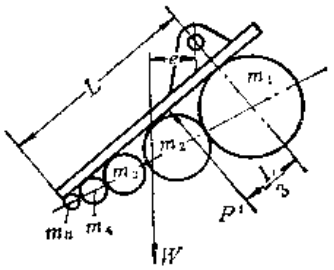


图 5-9　反击装置的平衡

式中　L——反击板的悬挂轴心到其下端点的距离，米；

e——反击板的悬挂轴心到其重力的距离，米。

若反击装置的排料间隙调整机构采用弹簧调节装置或液压装置时，则可根据实际结构位置，按上述方法即可求得弹簧预压力或液压力的大小。

上述计算方法，由于假设的矿块破碎过程与实际情况有差别，故其计算结果应参考现有设备进行修正。

第五节　冲击式破碎机的动力学

冲击式破碎机是属于高速运转的机器，为了使其稳定运转，正常地进行工作，首先，必须使它的转子获得静力平衡和动力平衡。如果转子的重心不在它的几何中心线上，则产生静力不平衡现象；若转子的回转中心线和其几何中心线相交，则将产生动力不平衡现象（图5-10）。这两种不平衡现象，都会产生很大的惯性力和惯性力矩，从而引起机器的不稳定运转，使机器的主轴、轴承和机架等部件受力情况恶化，降低零件的使用寿命，特别是在轴承上产生周期性的冲击负荷，使轴承发热甚至碎裂。影响机器稳定运转的因素，除了转子的平衡问题外，还有由于不平衡而引起机器的振动以及锤头击碎矿块时所产生的冲击力的反力等因素，所以，除了在制造上要保证转子的静力平衡和动力平衡外，还必须进行动力学计算。

一、主轴的临界转数

对于高速运转的机器，若转动机件由于不平衡而使重心偏离回转轴线 e 时，就会产生离心惯性力 $F=m\omega^2e$，虽然 e 值一般很小，但是 F 与 ω^2 成比例，故在高速运转下就会产生很大的惯性力，从而引起机器的振动。若惯性力的频率和主轴的自振频率相等时，就发生共振，使主轴的挠曲增大，振动亦渐趋剧烈，这时的主轴转数称为临界转数。在这种情况下，即使 e 值很小，对于主轴也是非常危险的。所以在确定冲击式破碎机的转数时，必须计算主轴的临界转数，也就是确定它的自振频率。

对于转子几何中心线平行偏离主轴中心线 e 时（图5-10a），主轴的自振频率 ω_0 为：

$$\omega_0=\sqrt{\frac{g}{f}} \qquad (5\text{-}22)$$

式中　g——重力加速度，$g=981$厘米/秒^2；

f——主轴受均布载荷时产生的静挠度。

主轴的临界转数则为：

$$n_0=\frac{30}{\pi}\omega_0=300\sqrt{\frac{1}{f}}\text{转/分} \qquad (5\text{-}23)$$

对于转子中心线与主轴中心线成某一角度偏斜并在中间相交时，主轴上受的载荷如图5-10b所示。在这种情况下，主轴的自振频率有两个数值[10]：

低了轴承的使用寿命。

为了使锤式破碎机工作时，在锤头销轴上不产生反作用力，必须对锤头进行碰撞平衡计算，使冲击力P通过离销轴中心的距离为h的碰撞中心上，这样就可以消除P_y为。h的大小按“理论力学”课程中求碰撞中心的公式来计算，其计算公式为：

$$h=\frac{J_o}{Ma} \tag{5-26}$$

式中 J_o——锤头对销孔中心的转动惯量；

M——锤头的质量；

a——锤头重心到销孔中心的距离。

锤头的碰撞中心应取在锤头允许磨损高度的中点。

三、转子的平衡

转子的不平衡现象主要是由于转子零件的制造质量和装配精度不良造成的，同时在工作过程中，锤头的偏倒和磨损不均匀，也是影响转子不平衡的因素。因此，为了保证机器稳定而可靠地运转，应该注意以下几个方面：

（1）转子零件的几何形状应简单、规则，便于加工；

（2）保证转子零件的加工和装配精度；

（3）提高锤头的耐磨性，及时更换磨损了的锤头。更换锤头时，最好是全部更换或者是沿圆周方向对称更换。锤头重量要一致，其误差值不得超过制造厂的规定值；

（4）应保证给矿的均匀性；

（5）转子装配后必须进行平衡试验。对于长度较小和转数在每分钟800转以下的转子，只须进行静力平衡。对于长度较长的转子，除了静力平衡外，还必须进行动力平衡试验。

第六章　振动筛和共振筛

第一节　概　　述

一、筛分机械的用途

从井下或露天采矿场开采出来的或经过破碎的物料，是以各种大小不同的颗粒混合在一起的。在选矿厂、选煤厂和其他工业部门中，物料在使用或进一步处理前，常常需要分成粒度相近的几种级别。物料通过筛面的过孔分级称为筛分。筛分所用的机械称为筛分机械（或简称筛子）。

在选矿工艺流程或有用矿物加工前的准备过程中，筛分作业可以分为以下几种：

（1）独立筛分：筛分后所得到的产物即为成品时，这种筛分就称为独立筛分。例如在选煤厂中，将原煤分成几种不同级别而直接供消费者使用的产品，就是采用独立筛分。

（2）预备筛分：为下一步加工而进行的筛分作业称为预备筛分。在选矿厂中，如采用重力选矿、电磁选矿等方法时，则要求矿石有一定的粒度范围，因而在选别作业以前，须将矿石分成若干级别，以利选别作业的顺利进行。

（3）辅助筛分：这种筛分作业是和破碎作业配合使用的。在破碎机前分出粒度已符合要求的合格产品，这种筛分方式通常称为预先筛分；在破碎机后用以检查破碎产品粒度的筛分作业通常称为检查筛分。

筛分机械除了用于物料分级之外，还用于脱水、脱泥和脱介（在重介质选矿中，须将矿粒中间的重介质洗下，以便回收并重新利用）等工作。

在选矿厂和选煤厂中应用的筛分机械有很多种结构型式，如固定格筛、弧形筛、旋流筛、滚轴筛、筒筛、摇动筛、惯性振动筛和共振筛等。目前，由于惯性振动筛具有构造简单、生产能力大、筛分效率高等优点，因而在选矿厂、选煤厂及其它工业部门中已被广泛用于分级、脱水、脱介和脱泥作业。共振筛在生产实践中也取得较好的效果，但因具有较大的冲击载荷，故其机件（如横梁与侧板）容易损坏，须进一步研究和改进。

二、筛面

筛面是筛分机械的基本工作部分，其上有许多尺寸和形状一定的孔眼，这些孔眼称为筛孔。在一个筛面上筛分物料时，可获得两种产品。透过筛孔的物料称为筛下产品，留在筛面上的物料称为筛上产品。

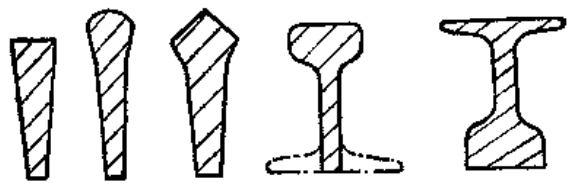


图 6-1　各种棒条的断面形状

筛分机械上所用的筛面，一般按被筛物料的粒度和筛分作业的工艺要求，可以采用棒条筛面、板状筛面、编织筛面、波浪形筛面、条缝筛面和非金属筛面等。

1. 棒条筛面　棒条筛面是由平行排列的异形断面的钢棒组成。各种棒条的断面形状如图 6-1 所示。这种筛面通常用在固定筛或重型振动筛上，适用于对粒度大于50毫米的粗粒级物料的筛分。

2. 板状筛面 板状筛面通常由厚度为5～8毫米的钢板制成。钢板的厚度一般不超过12毫米。

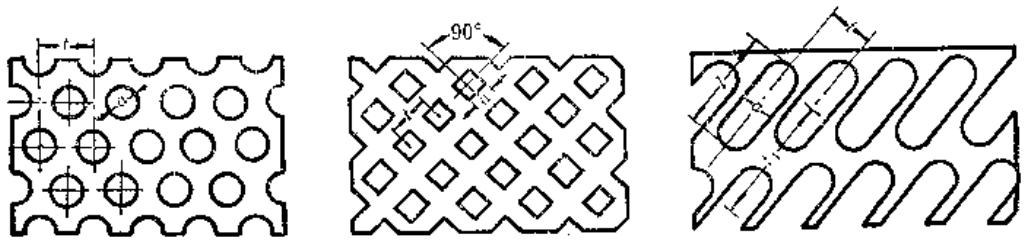


图 6-2 板状筛面上筛孔的排列方法

筛孔的形状有圆形、方形和长方形。长方形筛孔的筛面与圆形或方形筛孔的筛面比较，它的优点是开孔率较大、筛面重量轻、生产能力较大，处理含水较多的物料时，能减少筛面堵塞现象。但是，长方形筛孔的筛面，只能在对筛分产物粒度的要求并不特别严格的情况下使用。

板状筛面上筛孔排列的方法如图 6-2 所示。圆形筛孔一般布置在等边三角形的顶点。方形筛孔可按直角等腰三角形斜向排列。长方形筛孔通常与筛面的纵轴排成一定角度。筛孔间的距离应考虑筛面的强度和开孔率（筛面的有效面积）的大小。

孔距一般按经验公式确定：当筛孔$a=10\sim100$毫米时，则孔距$t=1.25a$。

板状筛面的开孔率按下式计算：

圆孔：

$$F_0=\frac{90.7a^2}{t^2}\%$$

方孔：

$$F_0=\frac{100a^2}{t^2}\%$$

长方孔：

$$F_0=\frac{100a(l-0.215a)}{t\,t_1}\%$$

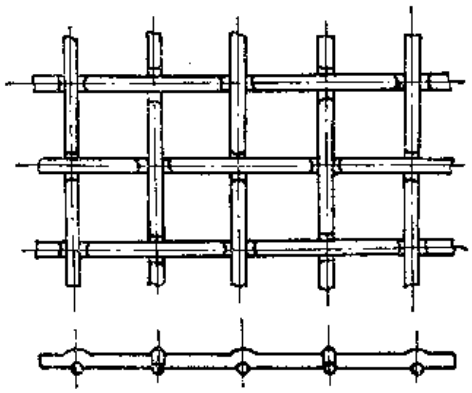


图 6-3 编织筛面

板状筛面的优点是比较牢固，刚度较大、使用寿命较长；缺点是开孔率较小，约为40～60%。板状筛面一般用于中等粒级物料的筛分。筛孔尺寸通常为12～50毫米。

3. 编织筛面 编织筛面（图6-3）是用钢丝编织而成。筛孔的形状为方形或长方形。开孔率可达75%。编织筛面的优点是开孔率高、重量轻、制造方便；缺点是使用寿命较低。为了提高编织筛面的使用寿命，钢丝的材料应采用弹簧钢或不锈钢。编织筛面适用于中细粒级物料的筛分。

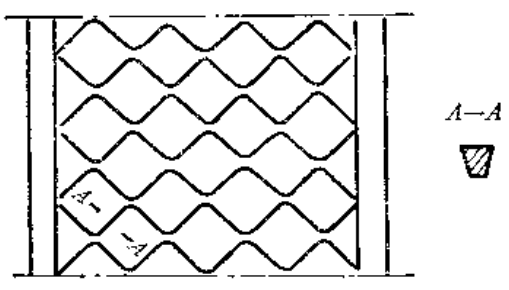


图 6-4 波浪形筛面

4. 波浪形筛面 波浪形筛面（图 6-4）的筛条沿横向波压成波浪形，波长的大小可按筛孔的要求而定。筛孔由两筛条并合组成。筛条的横断面为倒梯形。材料采用65锰钢。它富有弹性，能产生较小振幅的二次

振动，这种振动有利于消除筛孔的堵塞。

5. 条缝筛面 条缝筛面是由不锈钢条构成。筛条的断面形状如图 6-5 所示。缝宽有0.25、0.5、0.75、1和2毫米等。条缝筛面主要用于中、细粒级物料的脱水、脱介和脱泥作业。

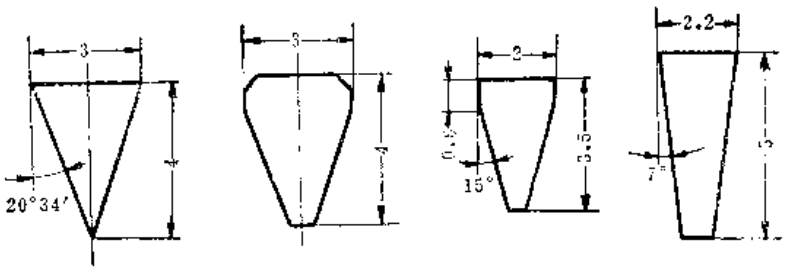


图 6-5 筛条的断面形状

条缝筛面的结构型式有穿条式（图6-6）、焊接式（图6-7）和编织式（图6-8）三种。穿条式条缝筛面的优点是结构可靠，缺点是制造复杂、耗费材料较多、开孔率较低。焊接式条缝筛面与穿条式相比，可节约30%的材料，而且制造简单。编织式条缝筛面的优点是开孔率较高、重量轻、装拆方便，但使用寿命较低。

6. 非金属筛面 目前，我国使用的非金属筛面有天然橡胶、合成橡胶（聚氨脂）和尼龙等几种。橡胶筛面多用于黑色和有色金属矿山的矿石分级。橡胶筛面的厚度一般为12～20毫米，筛孔应比要求筛分的物料粒度大10～25%。橡胶筛面的优点是耐磨、抗折断能力强，因此，它的使用寿命一般比板状筛面长6～7倍，比编织筛面长13～20倍。同时，它还具有防止堵孔、减少噪音、维护方便等优点。它的缺点是开孔率较低，不适于细粒级物料的筛分。尼龙筛条与不锈钢筛条的结构相同，它的优点是重量轻，耐磨；缺点是筛条长度受限制，一般为600毫米。

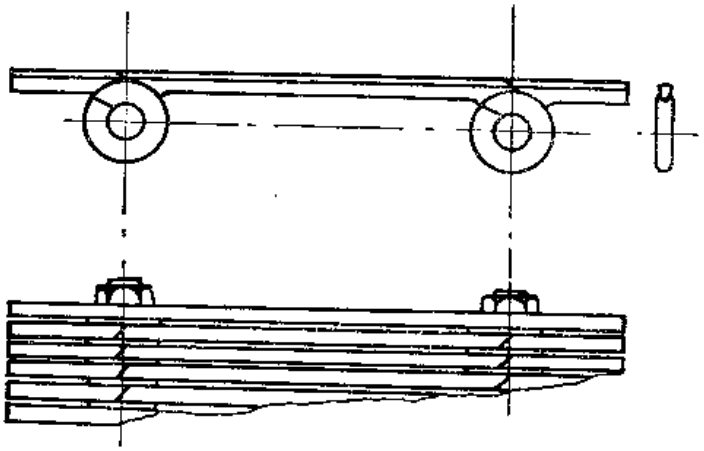


图 6-6 穿条式条缝筛面

筛面紧固的可靠性对筛面的使用寿命和筛分效率影响很大。筛面的拉紧和压紧方式必须使筛面均匀地拉紧。

板状筛面和条缝筛面的两侧用木楔压紧（图6-9），木楔遇水后膨胀，可把筛面压得很紧。筛面的中间用方头螺钉压紧。

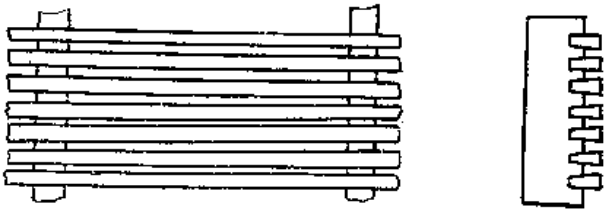


图 6-7 焊接式条缝筛面

编织筛面的两侧用钩紧装置钩紧（图6-10），筛面的中间部分用U形螺钉压紧。

第二节 振动筛和共振筛的构造

一、惯性振动筛的构造

惯性振动筛（图6-11）是靠固定在其中部的带偏心块的惯性振动器驱动而使筛箱产生

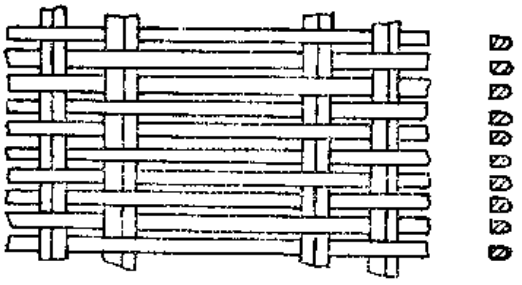


图 6-8　编织式条缝筛面

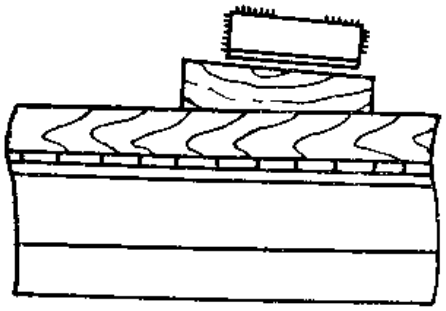


图 6-9　板状筛面和条缝筛面的压紧方式

振动的。

惯性振动筛按振动器的型式可以分为单轴振动筛（图6-11 *a* 和 *b*）和双轴振动筛（图6-11 *c*）。

单轴振动筛是由单轴振动器回转时产生的惯性力迫使筛箱振动。筛箱的运动轨迹为圆形或椭圆形。单轴振动筛一般用于物料的分级。

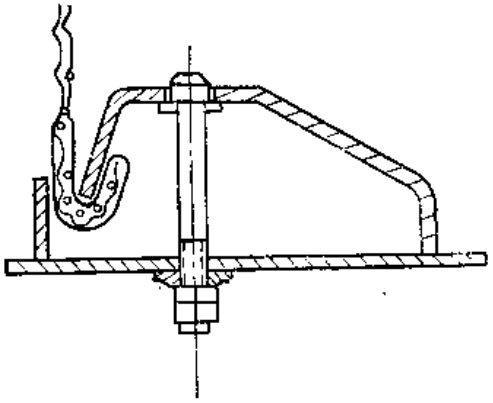


图 6-10　编织筛面的钩紧装置

单轴振动筛可分为纯振动筛和自定中心振动筛。这两种振动筛只是振动器的结构略有不同。纯振动筛（图6-11 *a*）的轴承中心与皮带轮中心位于同一直线上。当筛子工作时，皮带轮就随筛箱一起振动。这样，就必然引起三角皮带的反复伸缩，从而使皮带很易损坏。因此，纯振动筛的振幅较小，一般均不大于3毫米。自定中心振动筛（图6-11 *b*）的皮带轮中心位于轴承中心与偏心块的重心之间，并使皮带轮的中心线位于偏心块与振动机体合成的质心上，即使其保持下列关系：

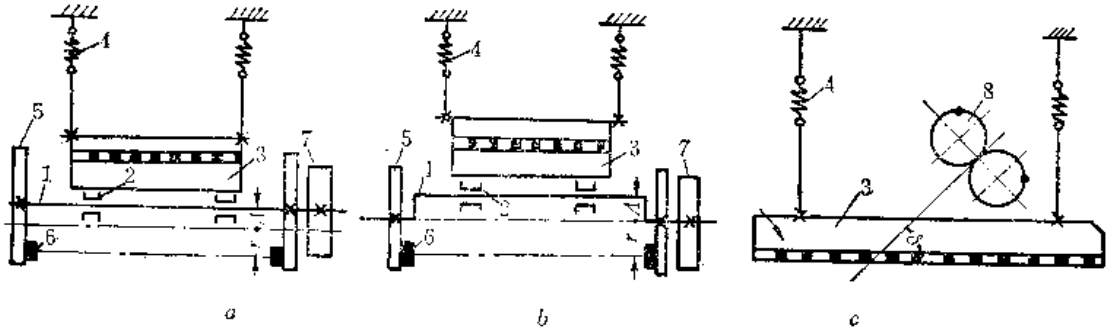


图 6-11　惯性振动筛

a—纯振动筛；*b*—自定中心振动筛；*c*—双轴振动筛

1—主轴；2—轴承；3—筛箱；4—吊杆弹簧；5—压盘；6—偏心块；7—皮带轮；8—双轴振动器

$$MA = mr$$

式中　M——振动机体的质量；

A——筛箱的振幅；

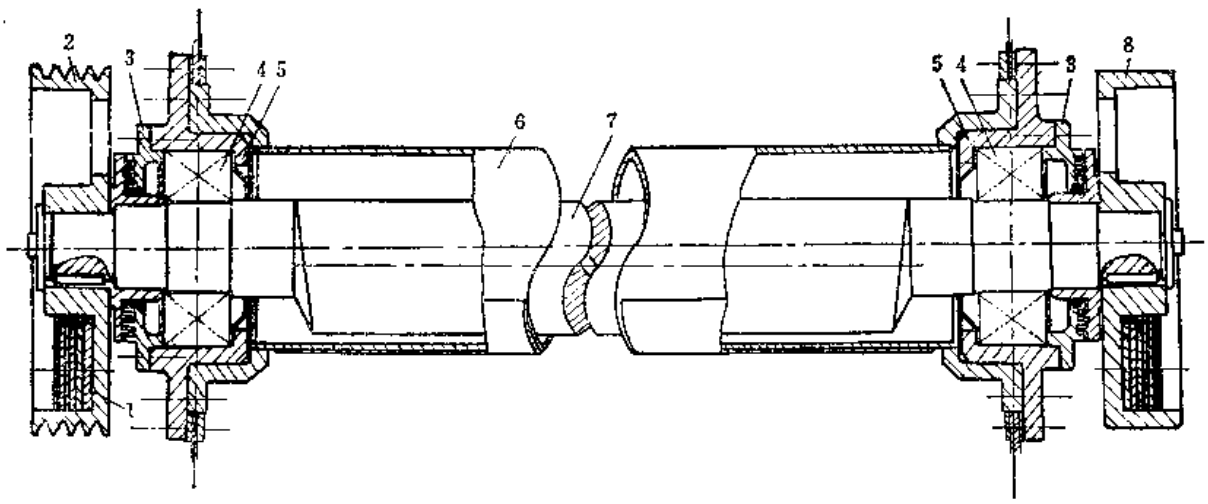


图 6-13　自定中心振动筛的振动器

1—偏心块；2—皮带轮；3—轴承端盖；4—滚动轴承；5—轴承座；6—圆筒；7—主轴；8—圆盘

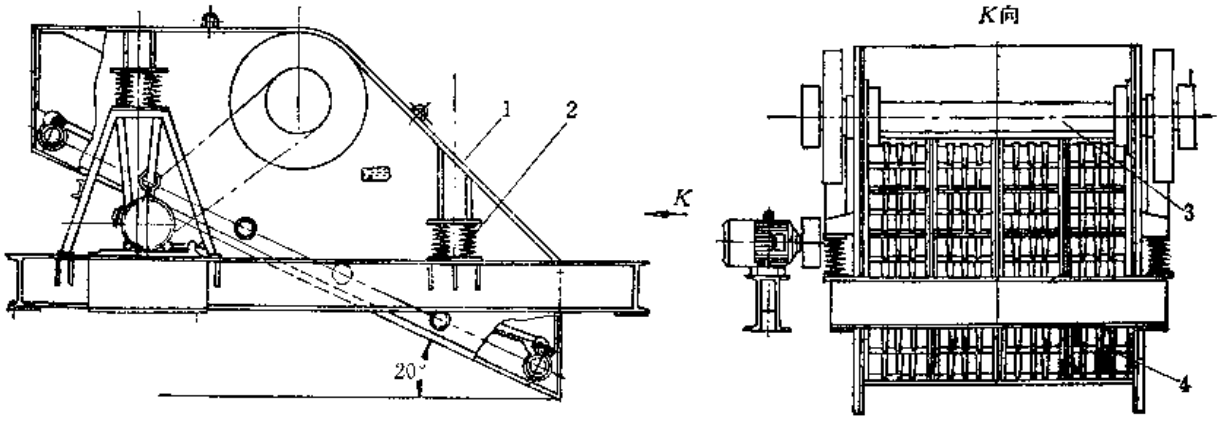


图 6-14　1750×3500重型振动筛

1—筛框；2—弹簧；3—振动器；4—鹅条筛面

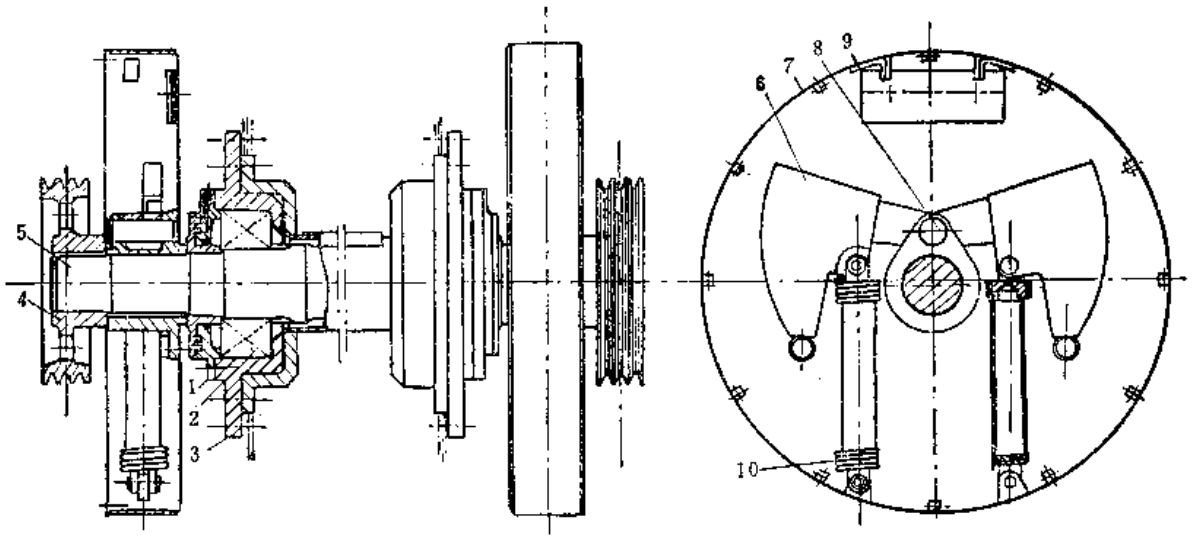


图 6-15　重型振动筛的振动器

1—轴承端盖；2—滚柱轴承；3—轴承座；4—皮带轮；5—主轴；6—偏心块；7—振动器外壳；8—销轴；9—挡块；10—弹簧

表 6-1 矿用单轴振动筛基本参数（JB1806—76）

型号	筛面尺寸（宽×长）（毫米）	面积（米²）	层数	安装型式	入料粒度（毫米）	筛孔尺寸（毫米）
DD918 / 2DD918	900×1800	1.6	1/2	吊式	≤60	1、2、3、6、8、10、13、16、20、25
ZD1224 / 2ZD1224	1200×2400	2.9	1/2	座式	≤100	6、8、10、13、16、20、25、30、40
ZD1530 / 2ZD1530	1500×3000	4.5	1/2	座式	≤100	6、8、10、13、16、20、25、30、40、50
ZD1540 / 2ZD1540	1500×4000	6	1/2			
ZD1836 / 2ZD1836	1800×3600	6.5	1/2	座式	≤150	6、8、10、13、16、20、25、30、40、50
ZD1845 / 2ZD1845	1800×4500	8.1	1/2			
ZD2150 / 2ZD2150	2100×5000	10.5	1/2	座式	≤150	10、13、16、20、25、30、40、50
ZD2160 / 2ZD2160	2100×6000	12.6	1/2			

1的齿轮联接。因两轴的回转方向相反，速度相等，所以两偏心重量所产生的离心惯性力在一个方向上互相抵消，而在与此相垂直的方向上的离心惯性力的合力使筛箱沿直线方向振动。由于振动方向线与水平面有一定的倾角，因而筛箱一般是安装成水平或缓倾斜的。双轴振动筛在选煤厂中常用于分级、脱水、脱介、脱泥等作业，在选矿厂中应用较少。

双轴振动筛有吊式和座式两种。图6-16为吊式双轴振动筛的结构图。振动器是采用箱式振动器（图6-17）。这种箱式振动器的四个偏心块成对的布置在箱体外，故结构紧凑。

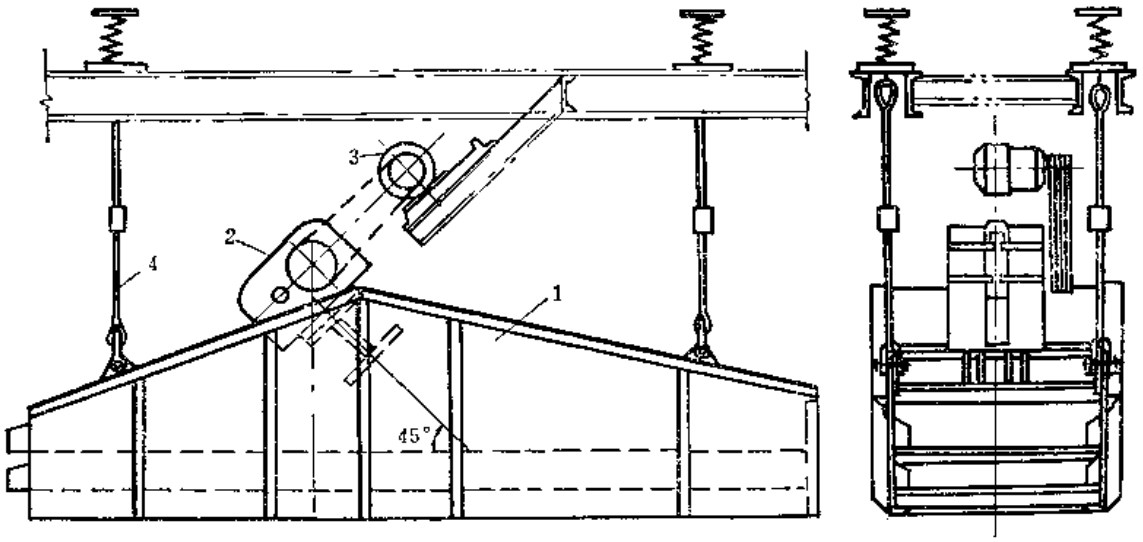


图 6-16 吊式双轴振动筛

1—筛箱；2—箱式振动器；3—电动机；4—吊杆装置

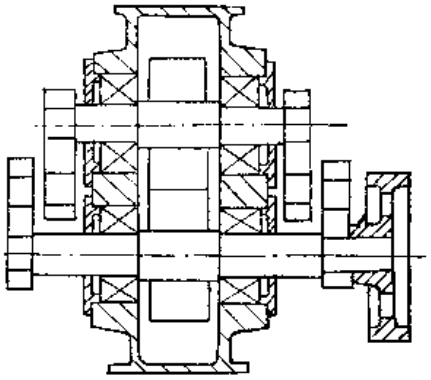


图 6-17　箱式振动器

图6-18为座式双轴振动筛的结构图。振动器是采用筒式振动器（图6-19）。

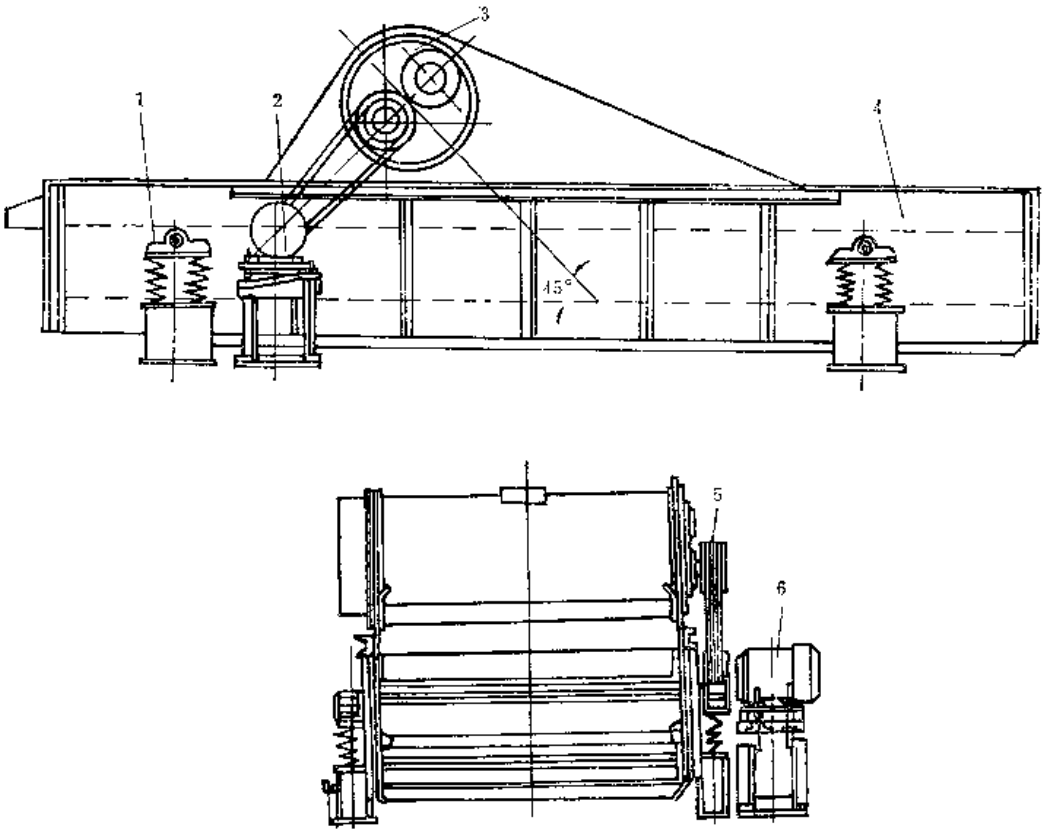


图 6-18　座式双轴振动筛

1—支承装置；2—电动机座；3—筒式振动器；4—筛箱；5—三角皮带；6—电动机

惯性振动筛一般由振动器、筛箱、隔振装置、传动装置等部分组成。

1. 振动器　单轴振动筛的振动器有纯振动式振动器、轴承偏心式自定中心振动器和皮带轮偏心式自定中心振动器。三者的结构特点及优缺点比较见以上所述，目前多采用皮带轮偏心式自定中心振动器。振动器偏心重量的配置方式及优缺点见表6-2。

根据表 6-2 的分析比较，偏心重量的配置方式以第三种方案较好，可在大型筛子中采用。

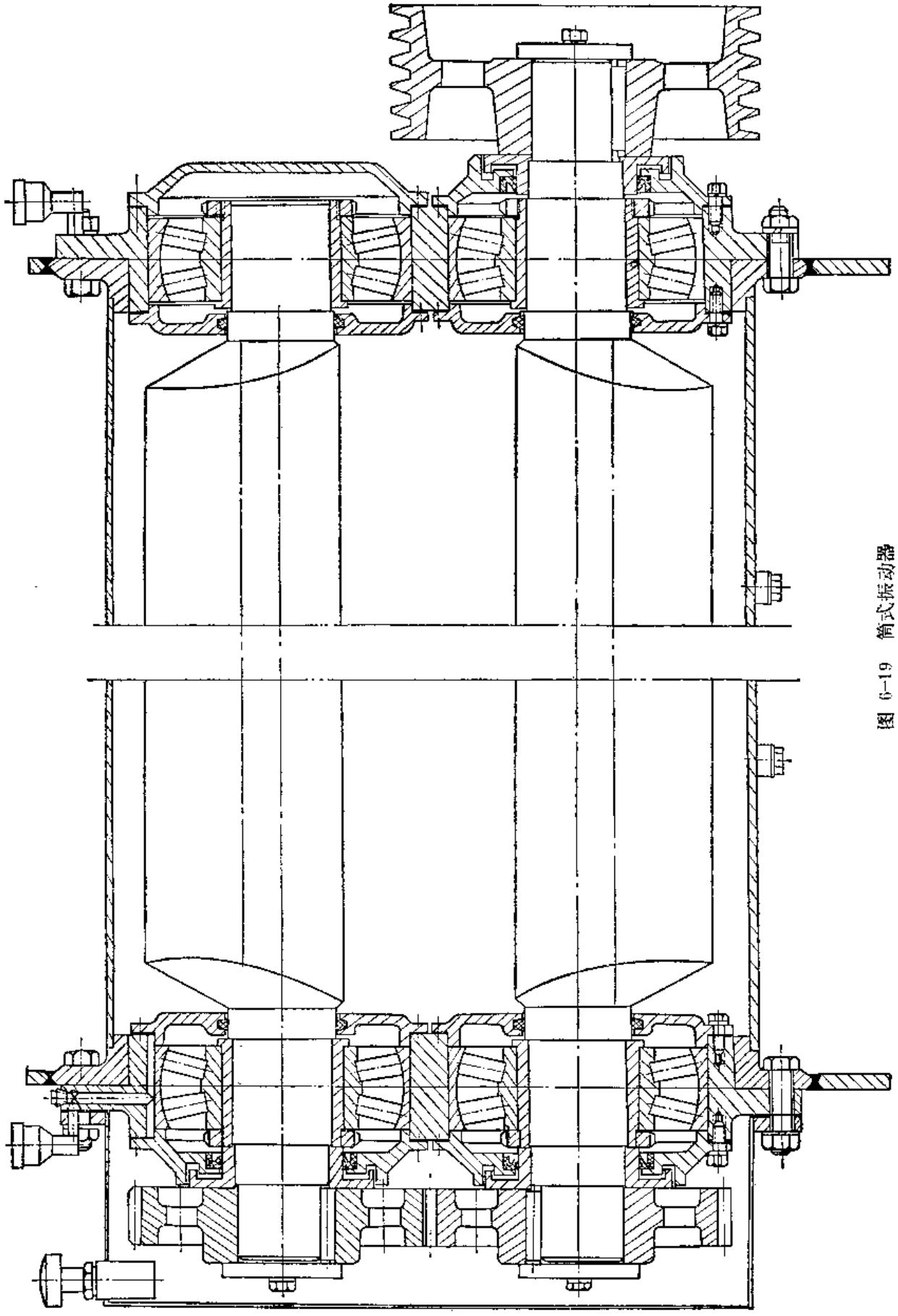
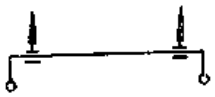
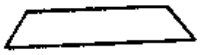


图 6-19 筒式振动器

双轴振动筛的振动器有箱式振动器（图6-17）和筒式振动器(图6-19)。箱式振动器的结构紧凑，便于吊式安装，缺点是要有较大断面的支承横梁，制造也较复杂。筒式振动器的优点是高度小，重心低，便于座式安装，缺点是宽度较大。

表 6-2 偏心重量的配置方式及优缺点

偏心重量的配置方式			
弯矩图			
结构特点	偏心重量全布置在侧壁以外的圆盘上	偏心重量全布置在两侧壁之间的传动轴上	偏心重量分别布置在传动轴和侧壁以外的圆盘上
优点	1. 传动轴各部无偏心，加工简便； 2. 中点弯矩较小； 3. 偏心重量可调，筛子振幅可调。	1. 无圆盘，结构最简单； 2. 筛箱宽度以外仅有皮带轮，宽度尺寸最小； 3. 偏心重全在轴上，充分利用空间，结构紧凑。	1. 传动轴中心弯矩最小； 2. 偏心重量可调，振幅可调； 3. 圆盘直径较小； 4. 结构较紧凑。
缺点	1. 宽度尺寸大； 2. 圆盘直径较大，结构不紧凑； 3. 零件多，结构较复杂。	1. 传动轴中点弯矩较大； 2. 偏心重不可变，振幅不可调。	1. 轴和皮带轮都有偏心重，制造较复杂； 2. 宽度尺寸大； 3. 结构复杂。

箱式和筒式振动器都有一对高速回转的齿轮，这必然使振动器的结构复杂，同时，由于采用稀油润滑，容易造成漏油，轴承也易发热，因而维护工作量增大。为了消除这些缺点，近年来发展了一种自同步双轴振动器（图 6-20）。这种振动器的双轴没有齿轮联接，两根轴分别由两台电动机驱动，双轴的严格反向同步旋转是依靠力学关系自动保持的。

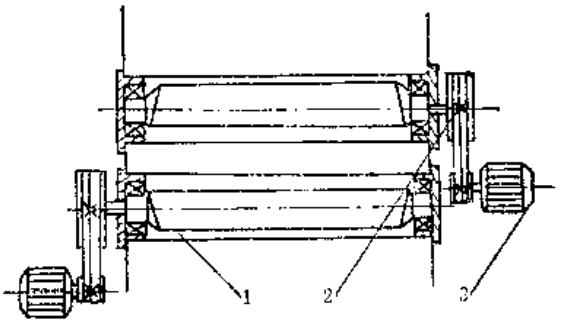


图 6-20 自同步双轴振动器

1—偏心轴；2—皮带轮；3—电动机

振动器除了上述结构型式外，还有一种简单的振动器是振动电机，即电机上安装偏心块，振动电机直接安装在筛箱上，没有传动装置，这种振动器适合于小型筛子。

2. 筛箱 筛箱由筛框、筛面及其压紧装置组成。筛框是由侧板和横梁构成。侧板采用厚度为6～16毫米的A_5或20号钢板制成。横梁常用圆形钢管、槽钢、方形钢管或工字钢制造。筛框必须要有足够的刚性。筛框各部件的联接方式有铆接、焊接和高强度螺栓联接三种。铆接结构的制造工艺复杂，但对振动负荷有较好的适应能力。焊接结构施工方便，但焊缝复杂，内应力较大，在强烈的振动负荷作用下，往往发生焊缝开裂，甚至造成构件断裂。为了消除焊接结构的内应力，可采用回火处理。焊接结构适用于中小型振动筛。高强

度联接螺栓联接可靠，可以使筛框在现场装配，特别适用于大型振动筛。

筛面的结构型式及其压紧装置见第一节。

3. 支承方式与隔振装置 振动筛的支承方式有吊式（图6-12）和座式（图6-14）两种。

振动筛的隔振装置常用的有螺旋弹簧、板弹簧和橡胶弹簧，其优缺点见表6-3。

根据振动筛振幅较大的特点，隔振装置宜采用圆柱螺旋弹簧。

表 6-3 各种隔振装置的比较

种　类	螺旋弹簧	板弹簧	橡胶弹簧
优　点	1. 刚度可以设计很小，消振性能好； 2. 结构紧凑，外形尺寸较小； 3. 不需要紧固件； 4. 工作可靠。	横向刚度大，可消除横振。	1. 外形尺寸最小； 2. 刚度较大，隔振性能好。
缺　点	横向刚度小，筛子易发生横振。	1. 外形尺寸大； 2. 安装较困难； 3. 折断事故较多。	1. 不适合于大振幅； 2. 动负荷大。

4. 传动装置 振动筛通常采用三角皮带传动装置，它的结构简单，可以任意选择振动器的转数，但运转时皮带容易打滑，可能导致筛孔堵塞。近年来，振动筛也有采用联轴节直接驱动的。联轴节可以保持振动器的稳定转数，而且使用寿命很长，但振动器的转数是不可调的。

5. 消振装置 单轴振动筛起动与停车时，由于通过共振区，机体的振幅将会急剧地增大，从而引起弹簧的严重过载，使其寿命降低，皮带也易损坏，同时还危及厂房建筑物。因此，必须设法消除筛子在起动和停车时产生的共振现象。目前采用的消振方法主要有以下三种：

（1）自移式偏心重（图6-15）：当振动筛起动或停车时，振动器主轴的转速较低，这时两块偏心重的重心在弹簧拉力的作用下，靠近回转中心，因此，振动器产生的激振力小，振动筛就能平稳地通过共振区。当转速不断增加，超过振动筛自振频率达到一定值以后，偏心重产生的离心惯性力（或惯性力矩）超过弹簧的拉力（或拉力矩）时，偏心重自动移到工作位置，这时振动器产生的激振力急剧增加，从而使筛箱产生振动。偏心重弹出和拉回时的主轴转速一般取振动筛自振频率的两倍，这也是选择偏心重弹簧刚度的根据。

（2）电机反接制动：电机反接制动的原理是振动筛停车时，待转数降低到接近共振转数时将电源两相换接。由于电机定子的磁场方向改变，迫使转子突然降速到零，这时振动筛快速越过共振区，使共振跳动成为不可能。这种消振方法效果很好。

（3）弹性限位：这是通过固定在刚性支架上的橡胶缓冲件，将振动筛在各个方向限位，使之不能有大的跳动。

二、共振筛

共振筛是在接近共振状态下进行工作的一种振动筛。共振筛依其传动机构的型式，可分为弹性连杆式和惯性式；按主振弹簧的类型，又可分为线性和非线性。目前广泛采用双

质量系统的共振筛。

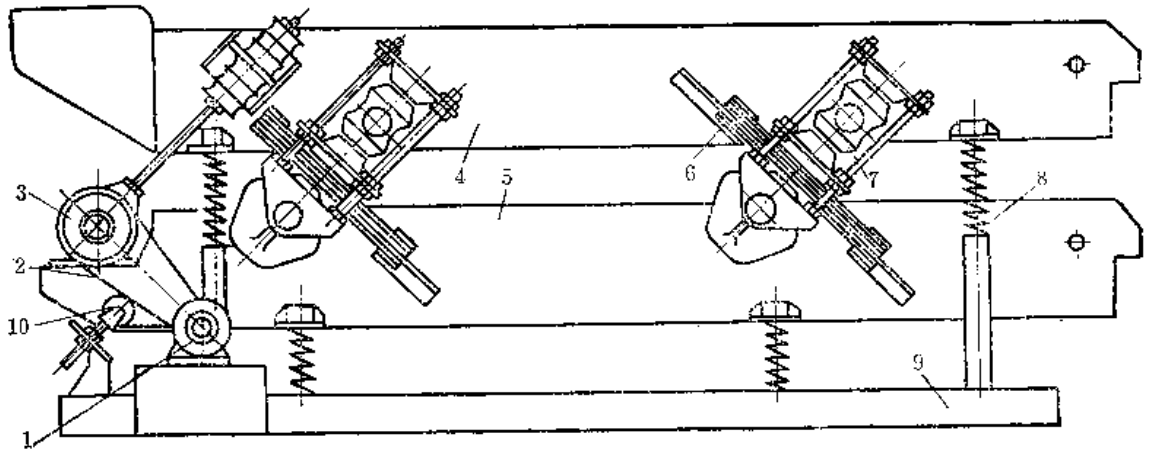


图 6-21 弹性连杆式共振筛

1—电动机；2—三角皮带；3—传动机构；4—上筛箱；5—下筛箱；6—板弹簧；
7—橡胶弹簧；8—隔振弹簧；9—固定机架；10—张紧轮

弹性连杆式共振筛的结构如图6-21所示。它是由两个接近相等的振动质量所组成的振动系统，这样可以使振动机体作用在基础上的动负荷得到平衡。弹性连杆式共振筛是由偏心轴套带动头部装有弹簧的连杆驱动，迫使上筛箱和下筛箱在45°振动方向上作相对运动。此时，筛箱是在接近共振的低临界状态（即强迫频率低于自振频率）下工作。

筛箱的结构与惯性振动筛基本相同，仅在筛箱侧板上增设固定橡胶弹簧及板弹簧的支座。

主振弹簧采用带有安装间隙的橡胶弹簧，因而弹性力具有非线性的特征。

为了使两个筛箱实现定向振动，在两个筛箱之间安设了板弹簧，板弹簧通常用厚度为10～12毫米的电木板制造。

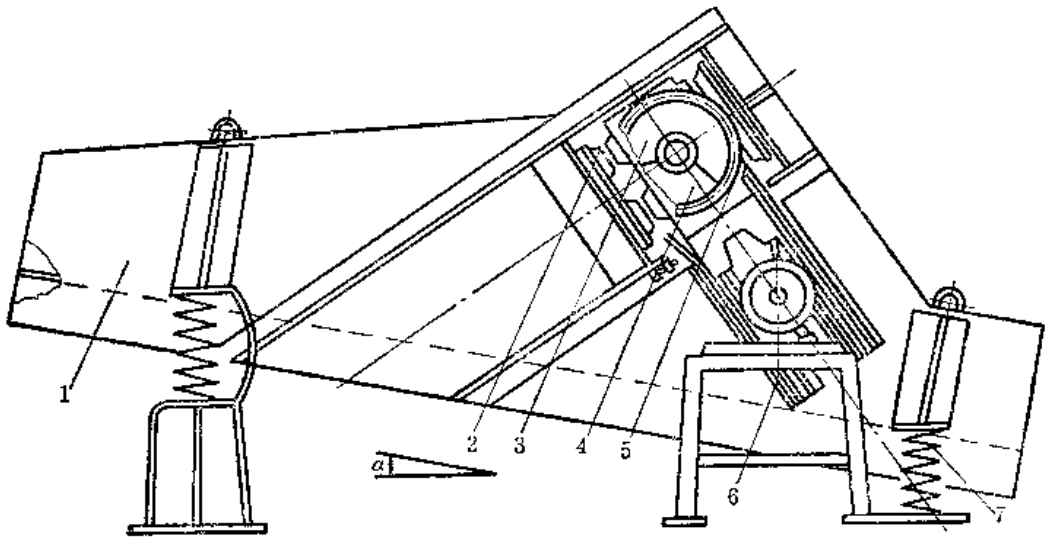


图 6-22 惯性式共振筛

1—筛箱；2—主振弹簧；3—皮带轮；4—偏心块；5—平衡质量；6—板弹簧；
7—隔振弹簧

加速度：

$$v_x = A\omega\sin\omega t$$

$$v_y = A\omega\cos\omega t \tag{6-2}$$

$$a_x = A\omega^2\cos\omega t$$

$$a_y = -A\omega^2\sin\omega t \tag{6-3}$$

根据筛子的运动特性（位移、速度、加速度）即可研究筛上物料的运动学。

物料在筛面上可能出现三种运动状态：正向滑动（沿排料方向——即沿 x 方向滑动）、反向滑动（逆排料方向滑动）和跳动。这些运动状态只有在一定条件下（如一定的振动次数和振幅）才能出现。下面就分析出现正向滑动、反向滑动和跳动的条件。

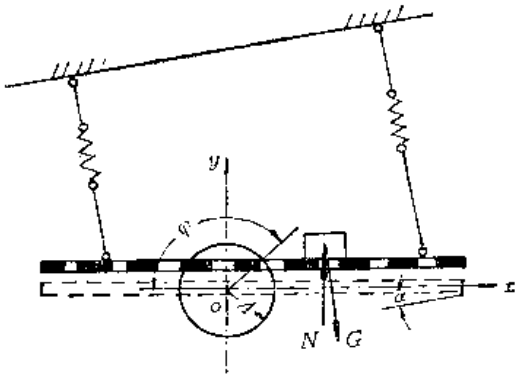


图 6-24　筛面作圆运动时，筛上物料的运动分析

1．物料颗粒出现正向滑动的条件　当物料颗粒与筛面一起运动时，其位移、速度和加速度即等于筛面的位移、速度和加速度。

现在先研究一下位于筛面上质量为 m 的物料颗粒的动力平衡条件。

作用于质量为 m 的物料颗粒上的力有（图6-24）：

（1）物料颗粒的重力为：

$$G = mg,\quad g \text{ 为重力的加速度。}$$

（2）筛面对物料颗粒的反作用力为：

$$N - mg\cos\alpha = ma_y = -mA\omega^2\sin\omega t$$

或

$$N = mg\cos\alpha - mA\omega^2\sin\omega t \tag{6-4}$$

式中 α 为筛面倾角。

（3）筛面对物料颗粒的极限摩擦力为：

$$F = fN = f(mg\cos\alpha - mA\omega^2\sin\omega t) \tag{6-5}$$

式中 f 为物料颗粒对筛面的静摩擦系数。

物料颗粒沿筛面开始正向滑动时的临界条件：

$$mg\sin\alpha - F = ma_x$$

或

$$mg\sin\alpha - f(mg\cos\alpha - mA\omega^2\sin\omega t) = mA\omega^2\cos\omega t$$

$$-mA\omega^2\cos\varphi_k + mg\sin\alpha = f(mg\cos\alpha - mA\omega^2\sin\varphi_k) \tag{6-6}$$

因为 $f = \tan\mu$，μ 为静滑动摩擦角。将上式化简后得：

$$\cos(\varphi_k + \mu) = -\frac{g}{A\omega^2}\sin(\mu - \alpha) \tag{6-7}$$

式中 φ_k 为正向滑始角。

令

$$-b_k = \cos(\varphi_k + \mu)$$

则

$$n = \frac{30}{\sqrt{b_k}}\sqrt{\frac{g\sin(\mu-\alpha)}{\pi^2 A}} \tag{6-8}$$

式中b_k称为正向滑动系数。由公式（6-8）可知，物料颗粒出现正向滑动的条件是$b_k<1$。当$b_k=1$时，则可求得使物料颗粒沿筛面产生正向滑动的最小转数为：

$$n_{+\min}=30\sqrt{\frac{g\sin(\mu-\alpha)}{\pi^2 A}} \tag{6-9}$$

为了使物料颗粒沿筛面产生正向滑动，必须取筛子的转数$n>n_{+\min}$。

2. 物料颗粒出现反向滑动的条件 物料颗粒沿筛面开始反向滑动时的临界条件：

$$mg\sin\alpha+F=ma_x$$

即

$$mA\omega^2\cos\varphi_q=mg\sin\alpha+f(mg\cos\alpha-mA\omega^2\sin\varphi_q) \tag{6-10}$$

将上式化简后得：

$$\cos(\varphi_q-\mu)=\frac{g}{A\omega^2}\sin(\mu+\alpha)=b_q \tag{6-11}$$

式中 φ_q——反向滑始角；

b_q——反向滑动系数。

则

$$n=\frac{30}{\sqrt{b_q}}\sqrt{\frac{g\sin(\mu+\alpha)}{\pi^2 A}} \tag{6-12}$$

由公式（6-12）可知，物料颗粒出现反向滑动的条件是$b_q<1$。当$b_q=1$时，则可求得使物料颗粒产生反向滑动的最小转数为：

$$n_{-\min}=30\sqrt{\frac{g\sin(\mu+\alpha)}{\pi^2 A}} \tag{6-13}$$

为了使物料颗粒产生反向滑动，必须取筛子的转数$n>n_{-\min}$。

3. 物料颗粒出现跳动的条件 物料颗粒出现跳动的条件是颗粒对筛面的法向压力$N=0$，即

$$mg\cos\alpha=ma_y$$

或

$$g\cos\alpha=A\omega^2\sin\varphi_d \tag{6-14}$$

由此得：

$$b_d=\sin\varphi_d=\frac{g\cos\alpha}{A\omega^2}=\frac{\cos\alpha}{K}=\frac{1}{K_v} \tag{6-15}$$

式中 b_d——物料跳动系数；

φ_d——跳动起始角；

K——振动强度，$K=\frac{A\omega^2}{g}$；

K_v——抛射强度，它表明物料在筛面上跳动的急剧程度。

公式（6-15）可写成下列形式：

$$n_0=\frac{30}{\sqrt{\sin\varphi_d}}\sqrt{\frac{g\cos\alpha}{\pi^2 A}}=\frac{30}{\sqrt{b_d}}\sqrt{\frac{g\cos\alpha}{\pi^2 A}} \tag{6-16}$$

当$b_d<1$或$K_v>1$时，则物料颗粒能出现跳动。当$b_d=1$或$K_v=1$时，则可求得物料颗粒开始跳动时的最小转数为：

$$n_{0\min}=30\sqrt{\frac{g\cos\alpha}{\pi^2 A}} \tag{6-17}$$

为了使物料颗粒产生跳动，必须取筛子的转数$n>n_{0\min}$。

以上分析了物料颗粒出现正向滑动、反向滑动及跳动的条件，导出了出现这些运动状态的最小转数。关于物料颗粒的滑止角、滑动角及运动速度也可以导出计算公式。由于在目前使用的振动筛中多数采用跳动状态，因此，下面仅讨论跳动的跳动终止角、跳动角及运动速度。

4. 跳动终止角及跳动角 物料颗粒离开筛面以后，颗粒沿筛面法线方向的运动方程式为：

$$m\frac{du}{dt}=-mg\cos\alpha \tag{6-18}$$

将公式（6-18）积分，得物料颗粒开始跳动的时间t_d到时间t的速度：

$$u=u_d-g\cos\alpha(t-t_d) \tag{6-19}$$

上式中的u_d为物料颗粒跳动开始时的初速度。若忽略物料颗粒对筛面冲击的影响，则可认为u_d等于筛面的速度，即

$$u_d=v_y=A\omega\cos\varphi_d$$

由此，公式（6-19）则变为：

$$u=A\omega\cos\varphi_d-\frac{g\cos\alpha}{\omega}(\varphi-\varphi_d) \tag{6-20}$$

物料颗粒跳动后，按抛物线轨迹下落与筛面相遇时的法向位移（图6-25）：

$$y_b=y_d+\int_d^b u\,dt \tag{6-21}$$

式中y_d为物料颗粒开始跳动时的纵坐标，即$y_d=A\sin\varphi_d$，将公式（6-20）代入公式（6-21中），并积分后得：

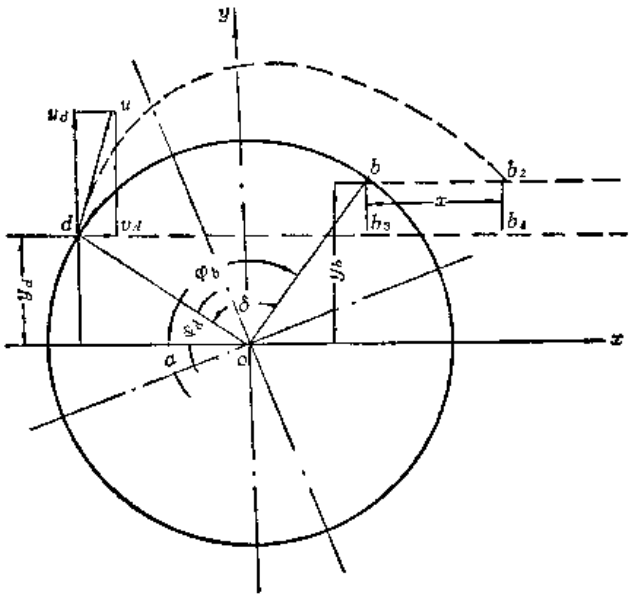


图 6-25 物料的跳动状态

$$y_b=A\sin\varphi_d+A\cos\varphi_d(\varphi_b-\varphi_d)-\frac{g\cos\alpha}{\omega^2}\times\frac{(\varphi_b-\varphi_d)^2}{2} \tag{6-22}$$

y_b为跳动一次后，物料颗粒落到筛面上的纵坐标，即$y_b=A\sin\varphi_b$。φ_b为物料颗粒跳动

一次后又落到筛面时的轴之相位角（跳动终止角），$\varphi_b=\delta+\varphi_d$，$\delta$ 为跳动角。将以上关系式代入公式（6-22）中，化简后则得：

$$\tan\varphi_d=\frac{\delta-\sin\delta}{\frac{\delta^2}{2}-(1-\cos\delta)} \tag{6-23}$$

公式（6-23）所示的物料颗粒跳动起始角 φ_d 与跳动角 δ 之间的关系可以用曲线表示（图6-26）。

根据公式（6-15）知：

$$K_v=\frac{1}{\sin\varphi_d}=\csc\varphi_d=\sqrt{\csc^2\varphi_d}=\sqrt{\cot^2\varphi_d+1} \tag{6-24}$$

当$\delta=360°=2\pi$，则由公式（6-23）和公式（6-24），可得：

$$\tan\varphi_d=\frac{1}{\pi}，即\ \varphi_d=17°40'$$

$$K_v=\sqrt{\pi^2+1}=3.3$$

将 $\varphi_d=17°40'$ 代入公式（6-16）中，得物料颗粒跳动的第一临界转数：

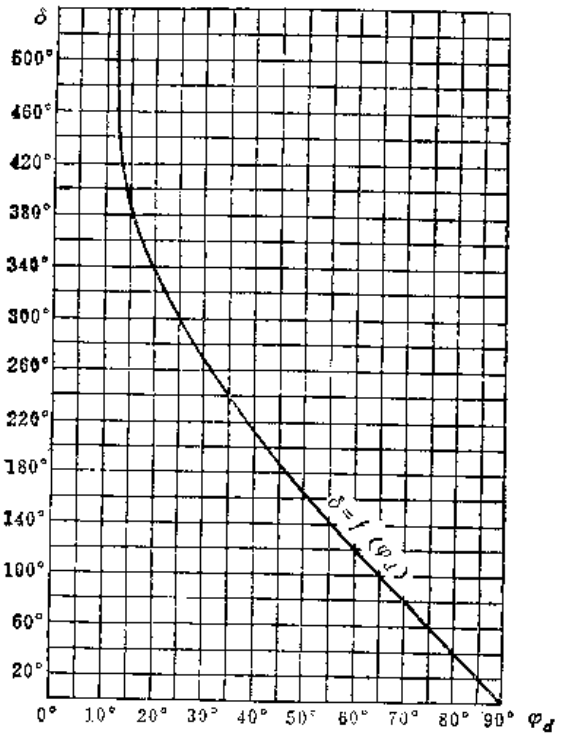


图 6-26　跳动起始角与跳动角的关系曲线

$$n_{01}\approx 54\sqrt{\frac{g\cos\alpha}{\pi^2 A}} \tag{6-25}$$

当$\delta=720°=4\pi$时，则由公式（6-23）和公式（6-24）可得：

$$\tan\varphi_d=\frac{1}{2\pi}，即\ \varphi_d=9°2'$$

$$K_v=\sqrt{4\pi^2+1}=6.36$$

将 $\varphi_d=9°2'$ 代入公式（6-16）中，得物料颗粒跳动的第二临界转数：

$$n_{02}\approx 75\sqrt{\frac{g\cos\alpha}{\pi^2 A}} \tag{6-26}$$

5. 物料颗粒跳动的平均速度 当筛子的转数 $n\approx n_{01}$ 时，即物料颗粒的跳动角 $\delta\approx 360°$，在这种情况下，虽然在一次循环中应出现物料颗粒的滑动状态，但由于前一循环中颗粒对筛面的多次冲击，使滑动状态不能形成，故滑动角接近等于零。

物料颗粒从 d 点起跳，到 b 点跳动终止时沿 x 方向的位移（如图 6-25 中的线段 db_4）为：

$$s_\delta=v_d t+\frac{1}{2}g\sin\alpha t^2=v_d\frac{\delta}{\omega}+\frac{1}{2}g\sin\alpha\left(\frac{\delta}{\omega}\right)^2 \tag{6-27}$$

式中 v_d 为物料颗粒起跳时沿 x 方向的运动速度，$v_d=A\omega\sin\varphi_d$。

由此，则

$$s_\delta=A\sin\varphi_d\delta+\frac{1}{2}g\sin\alpha\left(\frac{\delta}{\omega}\right)^2 \tag{6-28}$$

在同一时间 t 内，筛面的位移为（图6-25）：

$$\begin{aligned}s_c&=db_3=A\cos\varphi_b-A\cos\varphi_d\\&=A[\cos(\varphi_d+\delta)-\cos\varphi_d]\end{aligned} \tag{6-29}$$

因此，在一次循环中，物料颗粒对筛面的位移为：

$$\begin{aligned}s=x&=b_3b_4=s_\delta-s_c\\&=A\sin\varphi_d\delta+\frac{1}{2}g\sin\alpha\left(\frac{\delta}{\omega}\right)^2-A[\cos(\varphi_d+\delta)-\cos\varphi_d]\end{aligned} \tag{6-30}$$

当筛子在近于第一临界转数下工作时，即 $\delta\approx 360°$，则上式方括号内的数值接近于零，故

$$s=A\sin\varphi_d\delta+\frac{1}{2}g\sin\alpha\left(\frac{\delta}{\omega}\right)^2 \tag{6-31}$$

物料跳动的平均速度为：

$$v=\frac{sn}{60}=\frac{n}{60}\left[A\sin\varphi_d\delta+\frac{1}{2}g\sin\alpha\left(\frac{\delta}{\omega}\right)^2\right] \tag{6-32}$$

当 $\delta\approx 360°$ 时，则 $\tan\varphi_d\approx\sin\varphi_d$，$\sin\delta\approx 0$，$1-\cos\delta\approx 0$。

由此，公式（6-23）可以简化为：

$$\sin\varphi_d\approx\tan\varphi_d\approx\frac{2}{\delta}\text{或}\ \delta\approx\frac{2}{\sin\varphi_d} \tag{6-33}$$

根据 $\delta\approx\frac{2}{\sin\varphi_d}$ 和公式（6-15），则可将公式（6-32）简化为下列形式：

$$v=\frac{An}{30}(1+K_v\tan\alpha) \tag{6-34}$$

按上式计算所得的结果与实际情况相比，计算值较大，这是由于未考虑到物料的特性、摩擦、冲击等因素的影响。为此，上式须乘以修正系数 K_0。初步计算时可取 $K_0\approx 0.13\sim 0.15$。

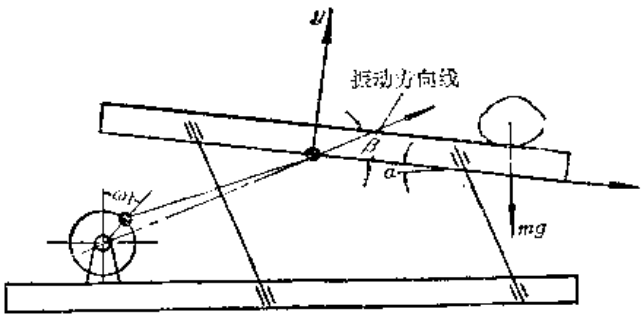


图 6-27　筛面作直线运动时筛上物料的运动分析

$$v = K_v \frac{An}{30}(1 + K_f \tan\alpha) \qquad (6\text{-}35)$$

二、筛面作直线运动的振动筛

直线振动筛的筛面沿振动方向线作简谐振动，筛面的位移方程式可用下式表示（图6-27）：

$$s = A\sin\varphi = A\sin\omega t \qquad (6\text{-}36)$$

筛面的位移、速度、加速度在 x 方向（平行于筛面）和 y 方向（垂直于筛面）的分量为：

$$\begin{aligned} &s_x = A\cos\beta\sin\omega t;\quad s_y = A\sin\beta\sin\omega t \\ &v_x = A\omega\cos\beta\cos\omega t;\quad v_y = A\omega\sin\beta\cos\omega t \\ &a_x = -A\omega^2\cos\beta\sin\omega t;\quad a_y = -A\omega^2\sin\beta\sin\omega t \end{aligned} \qquad (6\text{-}37)$$

式中 β 为振动方向角，即振动方向线与筛面的夹角。其它符号同前。

当振动筛的筛面以不同的振次与振幅作连续振动时，筛面上的物料可能出现相对静止、正向滑动、反向滑动和跳动。由于在直线振动筛中，目前多数采用跳动状态，因此，下面仅讨论物料跳动时的条件、跳动终止角、跳动角及跳动时的平均运动速度。

1．物料颗粒出现跳动的临界条件　物料颗粒出现跳动的临界条件是颗粒对筛面的法向压力 $N=0$，即

$$mg\cos\alpha = mA\omega^2\sin\beta\sin\varphi \qquad (6\text{-}38)$$

由此可得：

$$b_d = \sin\varphi_d = \frac{g\cos\alpha}{A\omega^2\sin\beta} = \frac{\cos\alpha}{K\sin\beta} = \frac{1}{K_v} \qquad (6\text{-}39)$$

公式（6-39）可写成下列形式：

$$n_0 = \frac{30}{\sqrt{\sin\varphi_d}}\sqrt{\frac{g\cos\alpha}{\pi^2 A\sin\beta}} = \frac{30}{\sqrt{b_d}}\sqrt{\frac{g\cos\alpha}{\pi^2 A\sin\beta}} \qquad (6\text{-}40)$$

当 $b_d<1$ 或 $K_v>1$ 时，则物料能出现跳动，若 $b_d>1$ 或 $K_v<1$ 时，则 φ_d 无解，物料不能出现跳动。

当 $b_d=1$ 或 $K_v=1$ 时，则可求得物料开始跳动时的最小转数为：

$$n_{0\min} = 30\sqrt{\frac{g\cos\alpha}{\pi^2 A\sin\beta}} \qquad (6\text{-}41)$$

为了使物料产生跳动，必须取筛子的转数 $n>n_{0\min}$。

2．跳动终止角及跳动角　物料颗粒离开筛面以后沿筛面法线方向的运动方程式为：

$$m\frac{du}{dt} = -mg\cos\alpha \qquad (6\text{-}42)$$

将公式（6-42）积分，得物料颗粒从开始跳动的时间 t_d 到时间 t 的速度为：

$$u = u_d - g\cos\alpha(t - t_d) \qquad (6\text{-}43)$$

若忽略物料颗粒对筛面冲击的影响，则可取物料颗粒开始跳动时的初速度 u_d 等于筛面的速度，即

$$u_d = v_y = A\omega \sin\beta\cos\varphi_d$$

将上式代入公式（6-43）中，则

$$u = A\omega \sin\beta\cos\varphi_d - \frac{g\cos\alpha}{\omega}(\varphi - \varphi_d) \tag{6-14}$$

物料颗粒跳动后，按抛物线轨迹下落与筛面相遇时的法向位移为：

$$y_b = y_d + \int_d^b u\,dt \tag{6-15}$$

式中$y_b = A\sin\beta\sin\varphi_b$，$y_d = A\sin\beta\sin\varphi_d$，并将公式（6-44）代入公式（6-45）中，积分后化简可得：

$$\sin(\varphi_d + \delta) = \sin\varphi_d + \delta\cos\varphi_d - \frac{\delta^2}{2}\sin\varphi_d \tag{6-16}$$

将上式化简，可得：

$$\tan\varphi_d = \frac{\delta - \sin\delta}{\frac{\delta^2}{2} - (1 - \cos\delta)} \tag{6-17}$$

当已知跳动起始角φ_d时，则可由图6-25查出跳动角δ，从而可以算出跳动终止角$\varphi_b = \varphi_d + \delta$。

3. 物料跳动时的平均运动速度 物料颗粒从振动相角φ_d起跳，到振动相角φ_b跳动终止时，沿x方向的位移为：

$$s_\delta = v_d t + \frac{1}{2} g\sin\alpha t^2$$

$$= A\cos\beta\cos\varphi_d\delta + \frac{g\sin\alpha}{2\omega^2}\delta^2 \tag{6-18}$$

式中v_d为物料颗粒起跳时沿x方向的运动速度，$v_d = v_x = A\omega\cos\beta\cos\varphi_d$。

在同一时间t内，筛面的位移为：

$$s_c = A\cos\beta\cos\varphi_b - A\cos\beta\cos\varphi_d \tag{6-19}$$

因此，物料在每个运动周期中对筛面的位移为：

$$s = s_\delta - s_c$$

$$= A\cos\beta\cos\varphi_d\delta + \frac{g\sin\alpha}{2\omega^2}\delta^2 - A\cos\beta(\cos\varphi_b - \cos\varphi_d)$$

$$= A\cos\beta\left(\delta\cos\varphi_d + \frac{g\sin\alpha}{2A\omega^2\cos\beta}\delta^2 - \cos\varphi_b + \cos\varphi_d\right) \tag{6-20}$$

根据公式（6-39）和公式（6-46），上式可以化简为：

$$s = \frac{\delta^2}{2} A\cos\beta\sin\varphi_d\left(1 + \frac{\sin\alpha\sin\beta}{\cos\alpha\cos\beta}\right)$$

$$= \frac{\delta^2}{2} \cdot \frac{g}{\omega^2} \cdot \frac{\cos(\beta - \alpha)}{\sin\beta}$$

若令n_p表示物料跳动一次的时间与振动一个周期的时间之比，即$n_p = \frac{\delta}{2\pi}$，则上式可

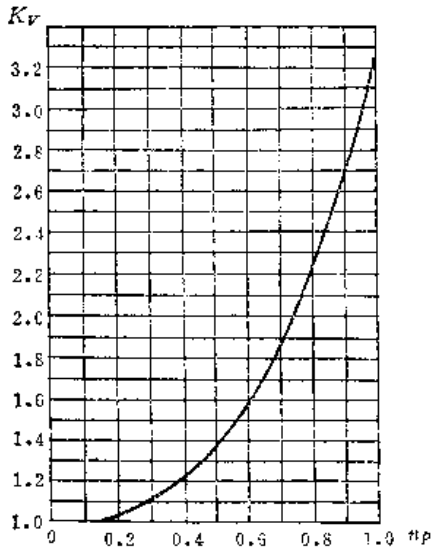


图 6-28 n_p与K_V的关系曲线

写为：

$$s=\frac{1800g n_p^2}{n}\times\frac{\cos(\beta-\alpha)}{\sin\beta} \qquad (6\text{-}51)$$

物料跳动的平均运动速度为：

$$v=\frac{n}{60}s=\frac{30g n_p^2}{n}\times\frac{\cos(\beta-\alpha)}{\sin\beta}$$

直线振动筛一般接近水平安装，即$\alpha\approx0$。考虑物料性质及其它因素的影响，理论计算公式应乘以速度修正系数η。一般$\eta=0.6\sim0.8$。因此，物料的实际运动速度可按下式确定：

$$v=\eta\frac{30g n_p^2}{n}\cot\beta \text{ 米/秒} \qquad (6\text{-}52)$$

式中n_p值根据K_V的大小按图6-28选取。

第四节 振动筛和共振筛运动学参数的选择和工艺参数的计算

一、振动筛和共振筛运动学参数的选择

振动筛和共振筛的运动学参数有筛面倾角、振动方向角（对于直线振动筛）、振幅、振动次数及筛上物料的运动速度等。为了选择这些运动学参数，必须先确定物料的运动状态。

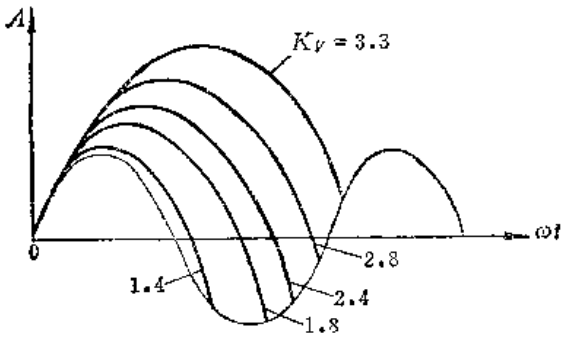


图 6-29 筛上物料的跳动状态

为了防止筛孔堵塞，并能获得较高的筛分效率和生产率，目前，在振动筛中多采用物料的跳动状态。

图6-29表示筛面振动运动和物料抛掷运动之间的关系。从图中可以看出，当$K_V=3.3$时，筛面的一个振动周期正好等于物料的一个跳动周期，这时物料与筛面接触的时间最短，故对减少筛面的磨损是有利的。

为了获得较高的筛分效率，最好使物料颗粒在筛子的每一个振动周期能接触筛孔，故在一般情况下$K_V<3.3$。目前，单轴振动筛取$K_V=3\sim3.5$；双轴振动筛取$K_V=2.2\sim3$；共振筛通常取$K_V=2\sim3.3$。

1．筛面倾角α 筛面倾角的大小决定于要求的生产率和筛分效率。当筛子的其它参数确定后，筛面倾角大，则生产率高而筛分效率低；筛面倾角小，则生产率低而筛分效率高。所以当产品质量要求一定时，就应有一个合理的倾角。根据实践经验，筛面倾角推荐使用下述数据：

单轴振动筛用于预先分级：$\alpha=15\sim25°$；

单轴振动筛用于最终分级：$\alpha=12.5\sim20°$；

双轴振动筛或共振筛用于分级：$\alpha=0\sim10°$；

双轴振动筛或共振筛用于脱水、脱介：$\alpha=-5\sim0°$。

2. 振动方向角β 双轴振动筛和共振筛一般接近水平安装，为了保证物料的移动，必须有振动方向角。振动方向角β一般在30～65°范围内选取。β值大，物料抛掷高，筛分效率高，适用于难筛物料。β值小，物料运动速度快，生产率高，适用于易筛物料。为了适应各种筛分的需要，目前，双轴振动筛和共振筛多采用45°的振动方向角。

3. 振幅A 振动筛的振幅通常按下列数据选取：

单轴振动筛用作预先筛分：$A=2.5\sim3.5$毫米；

单轴振动筛用作最终筛分：$A=3\sim4$毫米；

双轴振动筛：$A=3.5\sim5.5$毫米；

共振筛：$A=6\sim15$毫米。

4. 振动次数n 振动次数可在选定抛射强度K_v和振幅A后按下式计算。

对于单轴振动筛：

$$n\approx\sqrt{\frac{900000K_v\cos\alpha}{A}}\text{次/分} \tag{6-53}$$

对于双轴振动筛和共振筛：

$$n\approx\sqrt{\frac{900000K_v\cos\alpha}{A\sin\beta}}\text{次/分} \tag{6-54}$$

式中振幅A的单位为毫米。

目前，单轴振动筛的振动次数一般为800～1200次/分；双轴振动筛一般为700～900次/分；共振筛为400～800次/分。

5. 物料的运动速度 单轴振动筛的物料运动速度可按下列经验公式计算：

$$v=\frac{K_0N}{1000}\cdot\frac{n^2A}{g}\left(1+22\sqrt{\tan^3\alpha}\right)\left(\frac{\alpha}{18}\right)\text{米/秒} \tag{6-55}$$

式中 K_0——修正系数，其值按表6-4选取；

N——常数，$N=0.18$毫米/秒；

n——振动次数，次/分；

A——振幅，米；

g——重力加速度，$g=9.81$米/秒^2；

α——筛面倾角。

表 6-4 修 正 系 数

每小时单位筛宽的容积生产率 Q_1（米^3/米·小时）	25	30	35	40	45	50	55	60	70	80	100	120	180
修正系数 K_0	1.7	1.4	1.25	1.15	1.05	1.0	0.95	0.92	0.89	0.85	0.8	0.78	0.75

直线振动筛的物料运动速度按公式（6-52）计算。

二、振动筛和共振筛工艺参数的计算

振动筛和共振筛的工艺参数包括筛面的长度和宽度、筛子的生产率和筛分效率。

1. 筛面的长度和宽度 根据给定的生产率、要求的筛分效率和物料的筛分特性，按公式（6-57）或公式（6-58）计算出需要的筛面面积。对于双层筛，应按单层筛逐层进行计算，算出每层相应的生产能力所需的筛面面积，然后取其中最大值。

计算出筛面面积后，可按公式（6-56）计算筛面的宽度。通常，式中物料层的厚度 $h \leqslant 4a$，a 为筛孔尺寸。

一般说来，当给料端物料层的厚度给定之后，筛面的宽度直接影响筛子的生产率，而筛面的长度，直接影响筛分效率。通常，矿用振动筛的筛面长度一般为4米左右，长宽比约为2。用于最终分级、脱水和脱介的煤用振动筛筛面长度为6米左右，长宽比约为1.5～2.5。筛面宽度受结构限制，不宜太宽。筛面宽度以1.25米最小。矿用振动筛按0.3米的间隔增加成筛面宽度系列，煤用振动筛按0.25米的间隔增加成宽度系列。

2. 生产率的计算 振动筛的生产率一般均按入筛原料量来计算。生产率的计算方法通常有流量法和平均法两种：

（1）流量法：

$$Q = 3600Bhv\gamma \text{吨/小时} \tag{6-56}$$

式中 B——筛面的宽度，米；

h——筛面上物料层的厚度，米；

v——物料运动的平均速度，米/秒；

γ——物料的松散比重，吨/米^3。

（2）平均法：

煤用振动筛的生产率计算公式：

$$Q = Fq \text{吨/小时} \tag{6-57}$$

式中 F——筛面工作面积，米^2；

q——单位筛面面积生产率，吨/米^2·小时；其值见表6-5。

表 6-5 单位筛面面积生产率

作业名称	分级					脱水		脱介	
筛孔尺寸(毫米)	100	80	50	25	13	末煤	煤泥	块煤	末煤
q(吨/米^2·小时)	110	90	60	30	12～17	7	2	7～9	3.5～4.5

矿用振动筛的生产率计算公式：

$$Q = Fq\gamma KLMNOP \text{吨/小时} \tag{6-58}$$

式中 F——筛子的工作面积，米^2；

q——单位筛面面积生产率，米^3/米^2·小时；其值见表6-6；

γ——物料的松散容重，吨/米^3；

K、L、M、N、O、P——校正系数，见表6-7。

三、筛分效率

在筛分作业中，筛分效率是衡量筛分过程的质量指标。筛分效率是指筛下产物重量与原料中筛下级别（筛下级别是指原料中所含粒度小于筛孔尺寸的物料）重量的比值。筛分

表 6-6 单位筛面面积生产率

筛孔尺寸(毫米)	0.16	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8	1.17	2.0	3.15	5
q值(米³/米²·小时)	1.9	2.2	2.5	2.8	3.2	3.7	4.4	5.5	7.0	11
筛孔尺寸(毫米)	8	10	16	20	25	31.5	40	50	80	100
q值(米³/米²·小时)	17	19	25.5	28	31	34	38	42	56	63

表 6-7 系数K、L、M、N、O、P值

系数	考虑的因素	筛分条件及各系数值									
K	细粒影响	给料中粒度小于筛孔之半的颗粒的含量(%)	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
		K 值	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
L	粗粒影响	给料中过大颗粒(大于筛孔)的含量(%)	10	20	25	30	40	50	60	70	80	90
		L 值	0.94	0.97	1.0	1.03	1.09	1.18	1.32	1.55	2.0	3.36
M	筛分效率	筛分效率(%)	40	50	60	70	80	90	92	94	96	98
		M 值	2.3	2.1	1.9	1.6	1.3	1.0	0.9	0.8	0.6	0.4
N	颗粒形状	颗粒形状	各种破碎后的物料(除煤外)			圆形颗粒(例如海砾石)			煤			
		N 值	1.0			1.25			1.5			
O	湿度影响	物料的湿度	筛孔小于25毫米						筛孔大于25毫米			
			干的		湿的		成团		视湿度而定			
		O 值	1.0		0.75～0.85		0.2～0.6		0.9～1.0			
P	筛分方法	筛分方法	筛孔小于25毫米						筛孔大于25毫米			
			干的			湿的(附有喷水)			任何的			
		P 值	1.0			1.25～1.4			1.0			

效率一般以百分数表示。筛分效率可按下式计算:

$$E=\frac{100(\alpha-\vartheta)}{\alpha(100-\vartheta)}100\% \qquad (6\text{-}59)$$

式中 α——原料中筛下产物含量的百分数;

ϑ——筛上产物中筛下级别含量的百分数。

将原料和筛上产物进行精确的筛分，根据筛分结果即可算出筛下级别含量α及ϑ。筛分所用筛面的筛孔尺寸和形状，应与测定筛分效率所用的筛子相同。

筛分机械的筛分效率与物料的粒度特性、物料的湿度、筛孔形状、筛面倾角、筛面长度、筛面的运动特性及生产率等因素有关。不同用途的筛分机械对筛分效率有不同的要求。

第五节　惯性振动筛的动力学分析及动力学参数的计算

一、惯性振动筛的动力学分析

惯性振动筛的振动系统是由振动质量（筛箱和振动器的质量）、弹簧和激振力（由回转的偏心重块产生的）构成。为了保证筛子稳定地工作，必须对惯性振动筛的振动系统进行计算，以便找出振动质量、弹簧刚性、偏心重块的质量矩与振幅的关系，合理地选择弹簧的刚性和确定偏心重块的质量矩。

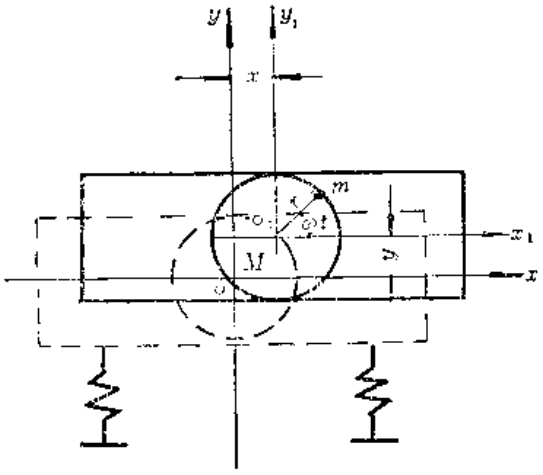


图 6-30　单轴振动筛的振动系统

图6-30表示单轴振动筛的振动系统。为了简化计算，假定振动器转子的回转中心和机体（筛箱）的重心重合，激振力和弹性力通过机体重心。此时，筛子只作平面平移运动。今取机体静止平衡时（即机体的重量为弹簧的弹性反作用力所平衡时的位置）的重心所在点o作为固定坐标系统（xoy）的原点，而以振动器转子的旋转中心o_1作为动坐标系统（$x_1o_1y_1$）的原点。

偏心重块质量m的重心不仅随机体一起作平移运动（牵连运动），而且还绕振动器的回转中心线作回转运动（相对运动），则其重心的绝对位移为：

$$x_m = x + x_1 = x + r\cos\varphi = x + r\cos\omega t$$

$$y_m = y + y_1 = y + r\sin\varphi = y + r\sin\omega t$$

式中　r——偏心质量的重心至回转轴线的距离；

φ——轴之回转角度，$\varphi=\omega t$，ω为轴回转之角速度，t为时间。

偏心质量m运动时产生的离心力为：

$$F_x = -m\frac{d^2x_m}{dt^2} = -m(\ddot{x} - r\omega^2\cos\omega t)$$

$$F_y = -m\frac{d^2y_m}{dt^2} = -m(\ddot{y} - r\omega^2\sin\omega t)$$

式中$mr\omega^2\cos\omega t$和$mr\omega^2\sin\omega t$为偏心质量m在x与y方向之相对运动离心力或称激振力。

在单轴振动筛的振动系统中，作用在机体质量M上的力除了F_x和F_y外，还有机体惯性力$-M\ddot{x}$和$-M\ddot{y}$（其方向与机体加速度方向相反）、弹簧的作用力$-K_xx$和$-K_yy$（K_x和K_y表示弹簧在x和y方向的刚度，弹簧作用力的方向永远是和机体重心的位移方向相反）及阻尼力$-c\dot{x}$和$-c\dot{y}$（c称为粘滞阻力系数，阻尼力的方向与机体运动速度方向相反）。

当振动器作等速圆周运动时，将作用在振动机体M上的各力，按理论力学中的动静法建立的运动微分方程式为：

$$(M+m)\ddot{x}+c\dot{x}+K_x x=mr\omega^2\cos\omega t$$

$$(M+m)\ddot{y}+c\dot{y}+K_y y=mr\omega^2\sin\omega t \tag{6-60}$$

式中M为振动机体的计算质量，其值可按下式确定：

$$M=m_j+K_w m_w$$

式中 m_j——振动机体质量；

m_w——筛子上的物料质量；

K_w——物料结合系数，一般$K_w=0.15\sim0.3$。

根据单轴振动筛运动微分方程式（6-60）的全解可知，机体在x和y轴方向的运动是由自由振动和强迫振动两个谐振动相加而成。事实上，由于有阻尼力存在的缘故，自由振动在机器工作开始后会逐渐消失，因此，机体运动只剩下强迫振动这部分了。所以，只须讨论公式（6-60）的特解，其特解为：

$$x=A_x\cos(\omega t-\alpha_x);\quad y=A_y\sin(\omega t-\alpha_y) \tag{6-61}$$

式中

$$A_x=\frac{mr\omega^2\cos\alpha_x}{K_x-(M+m)\omega^2};\quad \alpha_x=\tan^{-1}\frac{c\omega}{K_x-(M+m)\omega^2}$$

$$A_y=\frac{mr\omega^2\cos\alpha_y}{K_y-(M+m)\omega^2};\quad \alpha_y=\tan^{-1}\frac{c\omega}{K_y-(M+m)\omega^2}$$

式中A_x和A_y为x方向和y方向机体的振幅；α_x和α_y为x方向和y方向的激振力对位移之相位差角。

由于在惯性振动筛中，阻尼力不大，α_x和α_y通常为170～180°，所以$\cos\alpha_x\approx\cos\alpha_y\approx-1$，这时将公式（6-61）的二式平方后相加得：

$$\frac{x^2}{A_x^2}+\frac{y^2}{A_y^2}=1 \tag{6-62}$$

公式（6-62）为标准椭圆方程式，即机体的运动轨迹为椭圆形。

当$K_x\ll(M+m)\omega^2$时，$A_x\approx A_y=A$，即当弹簧刚性很小时，机体作圆周运动，其运动方程式为：

$$x^2+y^2=A^2 \tag{6-63}$$

从振幅的计算式可知，当$K=(M+m)\omega^2$时，即自振频率$\left(\sqrt{\frac{K}{M+m}}\right)$与强迫振动频率（$\omega$）相等时，则机体将出现共振（图6-31），这时弹簧就有因过载而被破坏的危险。共振时的转数可由下式求得：

$$n_p=\frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{K}{M+m}} \tag{6-64}$$

下面就根据图6-31分析单轴振动筛的几种工作状态。

1．低共振状态 低共振状态——$n<n_p$，即$K>(M+m)\omega^2$。若取$K=(M+2m)\omega^2$，则机体的振幅$A=r$。在这种情况下，可以避免筛子起动和停车时通过共振区，从而能提高弹簧的工作耐久性，同时能减小轴承的压力，延长轴承寿命，并能减少筛子的能量

消耗，但是在这种工作状态下工作的筛子，弹簧的刚度要很大，因此，必然会在地基及机架上出现很大的动力，以致引起建筑物的振动。所以，必须设法消振，但目前尚无妥善和简单的消振方法。

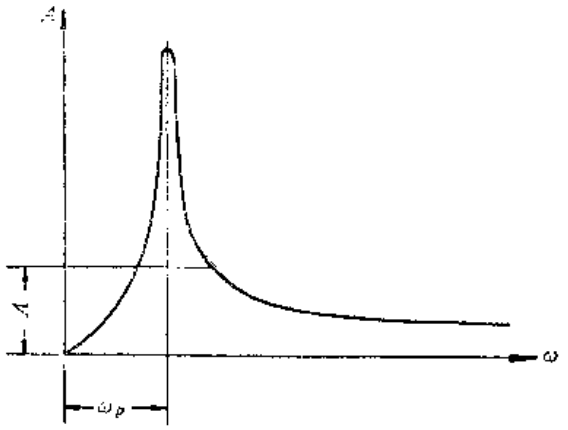


图 6-31　振幅和转子角速度的关系曲线

2．共振状态　共振状态——$n=n_p$，即$K=(M+m)\omega^2$。振幅A将变为无限大。但由于阻力的存在，振幅是一个有限的数值。当阻力及给料量改变时，将会引起振幅较大的变化。由于振幅不稳定，这种状态没有得到应用。

3．超共振状态　超共振状态——$n>n_p$，这种状态又分为两种情况：

（1）n稍大于n_p，即K稍小于$(M+m)\omega^2$。若取$K=M\omega^2$，则得$A=-r$。因为$n>n_p$，所以筛子起动与停车时要通过共振区。这种状态的其它优缺点与低共振状态相同。

（2）$n\gg n_p$，即为远离共振区的超共振状态。此时，$K\ll(M+m)\omega^2$。从图6-31可以很明显地看出：转速ω愈高，机体的振幅A愈平稳，即振动筛的工作愈稳定。这种工作状态的优点是：弹簧的刚度较小，传给地基及机架的动力也就较小，因而不会引起建筑物的振动。同时，因为不需要很多弹簧，筛子的构造也较简单。目前设计和应用的振动筛，通常都是采用这种工作状态。为了减少振动筛对地基的动负荷，根据振动隔离理论，只要使强迫振动频率ω大于自振频率ω_p的五倍即可得到良好的效果。采用这种工作状态的筛子，必须设法消除筛子在起动和停车时，由于通过共振区而产生的共振现象。目前采用的消振方法见第三节。

以上分析了激振力和弹性力通过机体重心的机体振动特性。若由于结构的限制，振动器旋转轴的中心在y轴上。在这种情形下，激振力和弹性力并不通过机体重心，这时，振动机体将绕其重心作不同程度的摇摆振动。

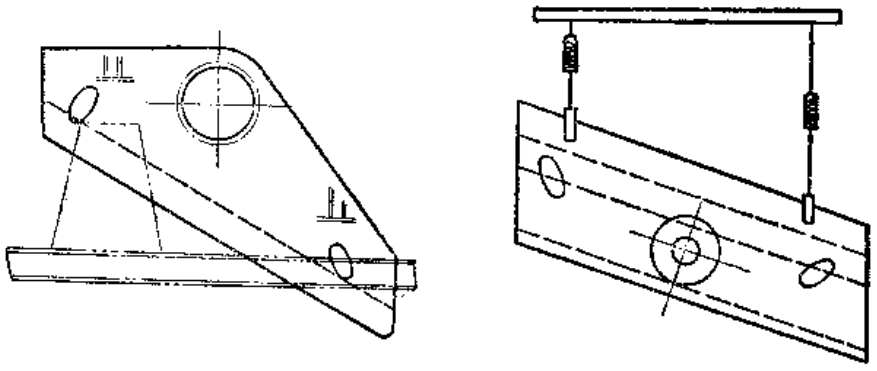


图 6-32　筛箱的运动轨迹

单轴振动筛的惯性振动器装于筛箱重心的上部或下部时，筛箱前后端的运动轨迹如图6-32所示。当振动器布置在机体重心上部时，两端椭圆形长轴延长线在筛面以上相交。由

于给料端长轴向前，有利于给入筛子的物料迅速散开。排料端长轴向后，起减低物料运动速度的作用，有利于难筛颗粒的透筛。振动器在机体重心下部时，两端椭圆长轴在筛面以下相交。由于给料端长轴向后，阻碍给入筛子的物料散开。排料端长轴向前，使物料加速通过筛面，不利于难筛颗粒透筛。这种振动器的布置方式国内外很少采用。

双轴振动筛的振动系统如图6-33所示。按单轴振动筛动力学的分析方法，振动系统的运动微分方程式为：

$$(M+2m)\ddot{x}+c\dot{x}+Kx=2mr\omega^2\sin\omega t \quad (6\text{-}65)$$

解上述方程式，得机体振幅A和相位差角α为：

$$A=\frac{2mr\omega^2\cos\alpha}{K-(M+2m)\omega^2}$$

$$\alpha=\tan^{-1}\frac{c\omega}{K-(M+2m)\omega^2} \quad (6\text{-}66)$$

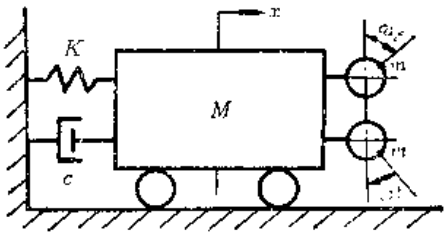


图 6-33 双轴振动筛的振动系统

系统的自振频率为：

$$\omega_p=\sqrt{\frac{K}{M+2m}} \quad (6\text{-}67)$$

二、惯性振动筛动力学参数的计算

1．隔振弹簧刚度的确定 选取弹簧刚度时，不仅要考虑使弹簧传给基础的动负荷不使建筑物产生有害的振动，而且还须考虑弹簧应有足够的支承能力。弹簧的刚度一般是通过强迫振动频率ω与自振频率ω_p的比值来控制。通常对吊式振动筛取频率比$z=\frac{\omega}{\omega_p}=5\sim6$；对座式振动筛取频率比$z=\frac{\omega}{\omega_p}=4\sim5$。由此，弹簧刚度的计算公式为：

对于单轴振动筛：

$$K=(M+m)\omega_p^2=(M+m)\left(\frac{\omega}{z}\right)^2 \quad (6\text{-}68)$$

对于双轴振动筛：

$$K=(M+2m)\omega_p^2=(M+2m)\left(\frac{\omega}{z}\right)^2 \quad (6\text{-}69)$$

若一台筛子由i个弹簧支承，则每个弹簧刚度$k=\frac{K}{i}$。

振动筛传给地基的动负荷可按下式计算：

$$T=AK \quad (6\text{-}70)$$

2．振动器的偏心质量及其偏心距的确定 振动筛在超共振状态下工作时，由于弹簧的刚度很小，故在振幅计算式中的K值可以忽略，则可得：

对于单轴振动筛：

$$(M+m)A=-mr \quad (6\text{-}71)$$

对于双轴振动筛：

$$(M+2m)A=-2mr \quad (6\text{-}72)$$

式中负号表示机体振动质量M和偏心块质量m的重心在振动中心的两个不同方向上，计算时取绝对值。

M和A为已知，但m和r均为未知数，因此可以根据振动器的结构和轴的强度要求选定r值，则m可按公式（6-71）或公式（6-72）求出。

3、电动机的选择 惯性振动筛的功率消耗主要由振动器为克服筛子运动阻力而消耗的功率N_1和克服轴在轴承中的摩擦力而消耗的功率N_2来确定。

单轴振动筛的振动器为克服筛子运动的阻力而消耗的功率可按作用在筛子上的激振力所作的功来计算。

作用在筛子上的激振力为：

$$\begin{aligned} F_{ox}&=mr\omega^2\cos\omega t \\ F_{oy}&=mr\omega^2\sin\omega t \end{aligned} \tag{6-73}$$

振动器激振力所作之单元功按下式计算：

$$dW_x=F_{ox}dx=F_{ox}\frac{dx}{dt}\,dt=F_{ox}\dot{x}\,dt$$

$$dW_y=F_{oy}dy=F_{oy}\frac{dy}{dt}\,dt=F_{oy}\dot{y}\,dt \tag{6-74}$$

根据公式（6-61）可以求得筛子的运动速度为：

$$\begin{aligned} \dot{x}&=-A_x\omega\sin(\omega t-\alpha_x) \\ \dot{y}&=A_y\omega\cos(\omega t-\alpha_y) \end{aligned} \tag{6-75}$$

若取机体振幅$A_x=A_y=A$，振动周期$T=\dfrac{2\pi}{\omega}$，则振动器振动一次所作之功为：

$$\begin{aligned} W&=W_x+W_y \\ &=\int_0^{2\pi/\omega} mr\omega^2\cos\omega t[-A\omega\sin(\omega t-\alpha)]dt \\ &\quad+\int_0^{2\pi/\omega} mr\omega^2\sin\omega t[A\omega\cos(\omega t-\alpha)]dt \\ &=2mr\omega^2A\pi\sin\alpha \end{aligned} \tag{6-76}$$

振动器为克服运动阻力的功率消耗为：

$$N_1=\frac{Wn}{60\times102}=\frac{2mr\omega^3A\sin\alpha}{204} \tag{6-77}$$

式中 $A=\dfrac{mr\omega^2\cos\alpha}{K-(M+m)\omega^2}$ 当筛子在$K\ll(M+m)\omega^2$状态下工作时，则式中K值可忽略不计。将$A=\dfrac{mr\omega^2\cos\alpha}{(M+m)\omega^2}$代入公式（6-77）中，则得：

$$N_1=\frac{m^2r^2\omega^3}{204(M+m)}\sin2\alpha=\frac{cm^2r^2\omega^3}{204(M+m)}\text{千瓦} \tag{6-78}$$

式中 $c=\sin2\alpha$，计算时可取$c=0.2\sim0.3$。

轴承上的压力将决定于质量m在绝对运动时产生的离心惯性力。它既可能大于相对运动的离心惯性力（$F_0=mr\omega^2$），也可能比这个力小。因此，在轴承上的压力不是固定不变的。通常在计算时，总把它看作是不变的。取$F_0=mr\omega^2=$常数。因此，消耗于轴承中的摩擦功率为：

$$N_2=\frac{Wn}{60\times102}=\frac{fF_0\pi dn}{60\times102}=\frac{fmr\omega^3d}{204}\text{千瓦} \tag{6-79}$$

式中 d——轴颈的直径；

f——滚动轴承的摩擦系数，$f=0.001\sim0.01$。当润滑油粘度小时取较小值，反之取较大值。

单轴振动筛的电动机功率为：

$$\begin{aligned}N&=\frac{1}{\eta}(N_1+N_2)\\&=\frac{1}{\eta}\left\{\frac{cm^2r^2\omega^3}{204(M+m)}+\frac{fmr\omega^3d}{204}\right\}\\&=\frac{(M+m)An^3(cA+fd)}{177500\eta}\text{千瓦}\end{aligned} \tag{6-80}$$

式中 η——传动效率，$\eta=0.95$。

式中其它符号表示意义同前。长度单位取米，重量单位取公斤。

同理，双轴振动筛的电动机功率为：

$$N=\frac{(M+2m)An^3(cA+fd)}{177500\eta}\text{千瓦} \tag{6-81}$$

惯性振动筛起动时，电动机需克服偏心质量的静力矩和摩擦力矩，起动后由于惯性作用，功率消耗较少，因而需选用高起动转矩的电动机。因此，按公式（6-80）和公式（6-81）计算的功率，必须按起动条件校核：

$$\frac{M_r}{M_H}\geqslant\frac{M_0}{M_H} \tag{6-82}$$

式中 M_r——电机的起动转矩；

M_H——电机的额定转矩；

M_0——振动筛偏心重量的静力矩与轴承的摩擦静力矩之和。

三、惯性振动筛的设计步骤

设计振动筛时，首先须知下述资料：物料的处理量，物料的物理性质和粒度组成，筛分的方式（脱水、脱介、分级）和分级的粒度，其它特殊要求（准许占地面积、准许安装高度、准许动负荷等）。然后按以下步骤设计：

（1）根据机器的用途选定采用单轴振动筛或双轴振动筛。分级一般用单轴振动筛，脱水、脱介一般用双轴振动筛。

（2）根据给定的生产率，要求的筛分效率和物料的筛分特性，按公式（6-57）或公式（6-58）计算出需要的筛面面积，分配筛面的长度和宽度。

（3）按物料的跳动状态选定抛射强度K_r值，然后选择计算振幅A、振动次数n、筛面倾角α、振动方向角β和物料运动速度等工艺参数，并按公式（6-56）验算生产率。

（4）估计振动筛的重量：

中小型单轴振动筛：0.5吨/米^{2}筛面；

中小型双轴振动筛：0.6吨/米^{2}筛面；

大型单轴振动筛：　0.6吨/米^{2}筛面；

大型双轴振动筛：　0.7吨/米^{2}筛面。

然后按公式（6-71）或公式（6-72）计算振动器的偏心质量并分配之。

（5）根据技术先进性、经济合理性和使用可靠性的要求，选择筛框、筛面、振动器、传动装置的结构。初算轴承、轴及传动装置的零件强度和电动机功率，画出部件装配图和零件图。

（6）精确计算筛箱、振动器的重量和重心。精确校核振动器的偏心重量。精确计算轴承、轴及传动装置的零件强度和电动机功率。

（7）按公式（6-68）或公式（6-69）计算隔振弹簧的刚度，然后按最恶劣的工作条件选择弹簧的许用应力来计算弹簧。

（8）布置筛箱、振动器和隔振弹簧的相互位置。单轴振动筛的振动器旋转轴的中心一般是通过筛箱重心，这样可使激振力的作用线通过筛箱重心，从而使筛箱各点的运动轨迹接近相同。若由于结构限制，单轴振动筛的振动器可布置在筛箱重心的上方。

双轴振动筛振动器的安装位置应使激振力的作用线通过筛箱和振动器的总重心。

隔振弹簧应等距离布置在总重心两边，但不可太靠近两端，以减小侧板压力。

（9）画出总图。

第六节　共振筛的动力学分析及动力学参数的计算[12]

为了确定共振筛的动力学参数（如弹簧刚性、激振力及功率等），必须分析共振筛的动力学特性。

根据对共振筛的模型试验，观察到共振筛有两个共振区，即低频共振区和高频共振区（图6-35）。在低频共振区内，通常是隔振弹簧对机体的振动起着主导作用，此时，两个振动机体几乎连成一体向同一方向产生振动，其振幅显著增大，在高频共振区内，主振弹簧起着主导作用，两个振动机体作方向相反、振幅较大的振动。共振筛通常在高频共振区附近工作。

由于共振筛采用的主振弹簧的类型不同，共振筛分线性和非线性主振系统。下面仅以弹性连杆式共振筛为例，分析线性和非线性主振系统的动力学特性及动力学参数的计算。

一、弹性连杆式线性共振筛的动力学分析

弹性连杆式共振筛的主振系统是指由主振弹簧与振动质量组成的振动系统。带有线性主振弹簧（即弹性力与位移成正比关系，弹簧刚性为常数）的振动系统称为线性主振系统。

当共振筛正常工作时，两振动机体在x方向彼此作反向运动，其振动方向垂直于板弹簧的中心线，机体沿板弹簧中心线方向（y方向）的振动是不大的，而且机体绕其重心的摇摆振动也很小，因此，为了简化共振筛的计算过程，仅研究机体沿x方向的振动，而机体沿y方向的振动和机体的摇摆振动则略去不计。

为了简化共振筛的主振系统，先确定机体1和机体2的隔振弹簧沿振动方向的刚性。

设机体 1 和机体 2 沿振动方向的位移为x_1和x_2，振动方向角为β，则机体 1 和机体 2 沿 a 向和 b 向的位移为：

$$S_{1a}=x_1\sin\beta;\quad S_{1b}=x_1\cos\beta$$
$$S_{2a}=x_2\sin\beta;\quad S_{2b}=x_2\cos\beta$$

隔振弹簧在 a 向和 b 向的弹性力为：

$$P_{1a}=k_{1a}x_1\sin\beta;\quad P_{1b}=k_{1b}x_1\cos\beta$$
$$P_{2a}=k_{2a}x_2\sin\beta;\quad P_{2b}=k_{2b}x_2\cos\beta$$

上述各弹性力在振动方向上的弹性力合力为：

$$P_1=k_1x_1=P_{1a}\sin\beta+P_{1b}\cos\beta=k_{1a}x_1\sin^2\beta+k_{1b}x_1\cos^2\beta$$
$$P_2=k_2x_2=P_{2a}\sin\beta+P_{2b}\cos\beta=k_{2a}x_2\sin^2\beta+k_{2b}x_2\cos^2\beta$$

所以，机体 1 和机体 2 的隔振弹簧沿振动方向的刚性为：

$$k_1=k_{1a}\sin^2\beta+k_{1b}\cos^2\beta$$
$$k_2=k_{2a}\sin^2\beta+k_{2b}\cos^2\beta \qquad (6\text{-}83)$$

式中k_{1a}、k_{2a}、k_{1b}和k_{2b}表示机体 1 和机体 2 的隔振弹簧在弹簧中心线方向 a 与垂直于弹簧中心线方向 b 的刚性。

因此，共振筛的主振系统（图6-34a）可以简化为图6-34b所示的二自由度振动系统的力学模型。

由图6-34b可以写出机体质量m_1和m_2的振动方程：

$$-m_1\ddot{x}_1-k_1x_1-f(\dot{x}_1-\dot{x}_2)-k(x_1-x_2)-k_0(x_1-x_2-r\sin\omega t)=0$$
$$-m_2\ddot{x}_2-k_2x_2+f(\dot{x}_1-\dot{x}_2)+k(x_1-x_2)+k_0(x_1-x_2-r\sin\omega t)=0 \qquad (6\text{-}84)$$

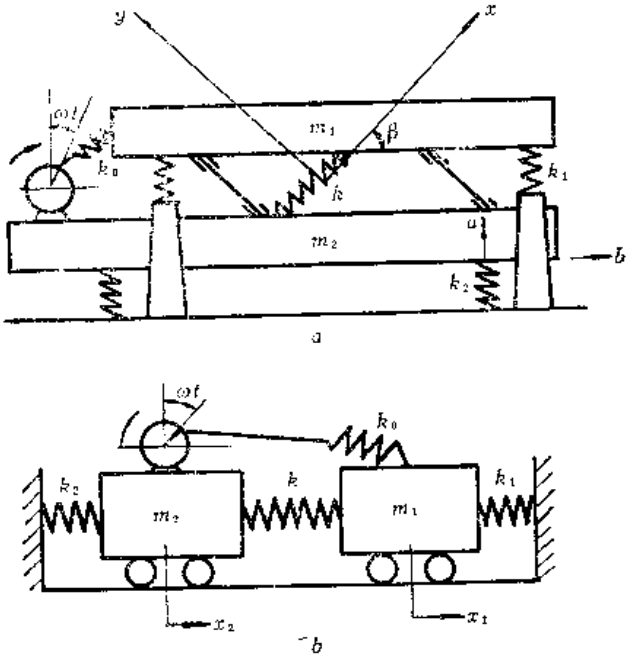


图 6-34　共振筛的力学模型

为了尽量避免动力传到基础，隔振弹簧的刚性（k_1和k_2）应尽可能小，通常为主振弹簧刚性的$\frac{1}{5}\sim\frac{1}{10}$，对主振系统的影响不大，故可略去不计，即$k_1\approx0$，$k_2\approx0$。故公式

(6-84) 可以简化为下列形式：

$$-m_1\ddot{x}_1-f(\dot{x}_1-\dot{x}_2)-k(x_1-x_2)-k_0(x_1-x_2-r\sin\omega t)=0$$
$$-m_2\ddot{x}_2+f(\dot{x}_1-\dot{x}_2)+k(x_1-x_2)+k_0(x_1-x_2-r\sin\omega t)=0 \qquad (6\text{-}85)$$

将公式 (6-85) 之第一式乘以$\frac{m_2}{m_1+m_2}$，第二式乘以$\frac{m_1}{m_1+m_2}$，然后两式相减，则可求得与二自由度振动系统等效的单自由度振动系统的运动方程为：

$$m\ddot{x}+f\dot{x}+k'x=k_0r\sin\omega t \qquad (6\text{-}86)$$

式中 m——振动质量的诱导质量，$m=\frac{m_1m_2}{m_1+m_2}$；

x、$\dot{x}$、$\ddot{x}$——振动质量m_1对m_2的相对位移、相对速度和相对加速度，$x=x_1-x_2$，$\dot{x}=\dot{x}_1-\dot{x}_2$，$\ddot{x}=\ddot{x}_1-\ddot{x}_2$；

f——相对阻力系数；

k'——主振弹簧的计算刚性，$k'=k+k_0$，k为主振弹簧的刚性，k_0为连杆弹簧的刚性；

r——偏心轴的偏心距；

ω——回转角速度；

t——时间。

由于阻尼力的存在，自由振动在机器正常运转时将会消失，因此下面仅研究强迫振动。设方程 (6-86) 的特解为：

$$x=A\sin(\omega t-\alpha) \qquad (6\text{-}87)$$

式中 A——机体 1 对机体 2 的相对振幅；

α——激振力超前于相对位移x的相位差角。

根据公式 (6-87) 求得相对速度$\dot{x}$和相对加速度$\ddot{x}$，然后，代入公式 (6-86) 中，化简后，则可求得相对振幅A及相位差角α：

$$A=\frac{k_0r\cos\alpha}{k'-m\omega^2}=\frac{k_0r\cos\alpha}{m\omega_0^2-m\omega^2}=\frac{k_0r\cos\alpha}{m\omega_0^2\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)}=\frac{k_0r\cos\alpha}{(k+k_0)(1-z_0^2)}$$

$$\alpha=\tan^{-1}\frac{f\omega}{k'-m\omega^2}=\tan^{-1}\frac{2bz_0}{1-z_0^2} \qquad (6\text{-}88)$$

式中 z_0——频率比，$z_0=\frac{\omega}{\omega_0}$，即强迫频率$\omega$与主振系统的自振频率$\omega_0$之比；

b——相对阻尼因数，$b=\frac{f}{2m\omega_0}$。

根据公式 (6-87) 可以确定机体的相对位移x。下面求机体 1 和机体 2 的绝对位移x_1和x_2。

将公式 (6-85) 的一式与二式相加，即得：

$$m_1\ddot{x}_1=-m_2\ddot{x}_2 \qquad (6\text{-}89)$$

因为机体1和机体2的加速度$\ddot{x}_1$和$\ddot{x}_2$之比通常等于位移x_1和x_2之比，所以

$$m_1 x_1 = -m_2 x_2$$

即

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{-x_2}{x_1}$$

或

$$\frac{m_1 + m_2}{m_2} = \frac{x_1 - x_2}{x_1} = \frac{x}{x_1} \tag{6-90}$$

由此可得：

$$x_1 = \frac{m_2}{m_1 + m_2} x$$

同理可得：

$$x_2 = -\frac{m_1}{m_1 + m_2} x \tag{6-91}$$

将公式（6-87）代入公式（6-91）中，则可求得：

$$x_1 = \frac{m_2}{m_1 + m_2} A\sin(\omega t - \alpha) = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot \frac{k_0 r \cos\alpha}{(k + k_0)(1 - z_0^2)} \cdot \sin(\omega t - \alpha)$$

$$x_2 = -\frac{m_1}{m_1 + m_2} A\sin(\omega t - \alpha) = -\frac{m_1}{m_1 + m_2} \cdot \frac{k_0 r \cos\alpha}{(k + k_0)(1 - z_0^2)} \cdot \sin(\omega t - \alpha) \tag{6-92}$$

由此，则知机体1和机体2的振幅为：

$$A_1 = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot \frac{k_0 r \cos\alpha}{(k + k_0)(1 - z_0^2)}$$

$$A_2 = -\frac{m_1}{m_1 + m_2} \cdot \frac{k_0 r \cos\alpha}{(k + k_0)(1 - z_0^2)} \tag{6-93}$$

根据公式6-93，可以作出振幅A_1、A_2与强迫频率ω的关系曲线，如图6-35所示。

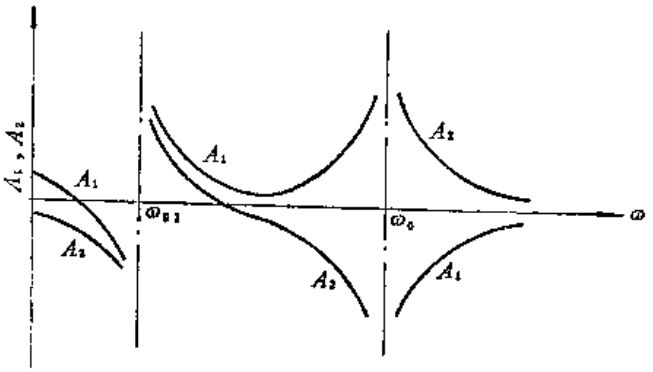


图 6-35　强迫频率与振幅的关系曲线

由隔振弹簧中心线方向的刚性起主导作用的低频自振频率可近似按下式计算：

$$\omega_{01} = \sqrt{\frac{k_{1a} + k_{2a}}{m_1 + m_2}}$$

或

$$n_{01} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{k_{1a} + k_{2a}}{m_1 + m_2}} \tag{6-94}$$

低频自振频率ω_{01}通常较工作频率ω小很多，一般n_{01}为150～300次/分。

由主振弹簧起主导作用的高频自振频率ω_0可由公式（6-88）求得的公式计算：

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{(k + k_0)(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}$$

$$n_0 = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{(k + k_0)(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}} \tag{6-95}$$

目前绝大多数共振筛的工作频率ω稍低于高频自振频率ω_0。

当共振筛在高频共振区附近工作时，由公式（6-93）看出，两振动质量的运动方向相反。若强迫频率ω与自振频率ω_0相接近时，振幅将显著增大。根据ω与ω_0的关系，可以将共振筛的工作状态分为以下三种：

（1）共振状态：即$\omega=\omega_0$。这种状态所需的激振力小，但当阻尼力变化时，容易引起振幅的变化。一般不选用这种状态。

（2）略超过共振状态：即$\omega>\omega_0$。这种状态当阻尼力及给料量变化时，振幅也有较大的波动，目前应用较少。

（3）略低于共振状态：即$\omega<\omega_0$。这种状态的振幅稳定性较好，所需的激振力较小，传动机构受力也较小，目前在共振筛中广泛采用这种工作状态。通常取$\omega=0.8\sim0.95\omega_0$，即频率比$z_c=0.8\sim0.95$。

二、弹性连杆式非线性共振筛的动力学分析

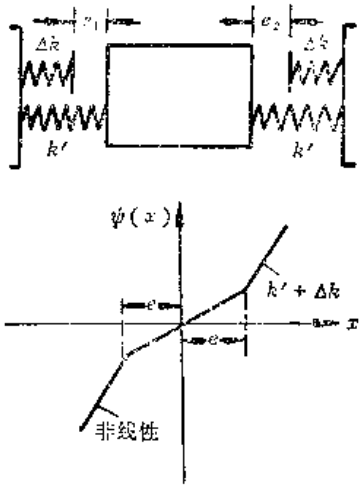


图 6-36　弹簧特性曲线

所谓非线性，主要是指弹性力与位移的关系是非线性的，即并非是直线关系，如图6-36所示。

非线性共振筛由于采用了橡胶弹簧，并且留有安装间隙，所以主振弹簧的弹性力不与位移成正比，因而它是非线性的。由于弹性力是非线性的，故阻尼力也是非线性的。

非线性共振筛与线性共振筛相比，有以下一些优点：（1）振幅较稳定；（2）所需的激振力较小；（3）橡胶弹簧的尺寸可以减小；（4）能促进排料及减少筛孔堵塞，并提高筛分效率和生产率。但其缺点是外载荷较线性共振筛大得多，因而容易使横梁及其它机件发生损坏。所以非线性共振筛的机体必须有足够大的刚度与强度。

非线性共振筛近似计算的特点就是求出主振非线性弹簧的等效刚性（即与线性弹簧相当的刚性，也就是实际机器的自振频率与用等效弹簧刚性来代替非线性弹簧时机器的自振频率是相等的）。求得等效弹簧刚性与等效阻力系数之后，代入线性共振筛的计算公式中，即可求出非线性共振筛的动力学参数。

非线性共振筛在正常工作时，其非线性弹性力是对称的或近似于对称的。即使是不完全对称的，但按对称的进行计算，其误差也不大。

图6-36表示出带有上下安装间隙e_1和e_2的非线性主振弹簧。工作时e_1和e_2接近相等$e\approx e_1\approx e_2$。e为非线性主振弹簧的平均工作间隙，其值可按下式计算：

$$e\approx\frac{e_1+e_2}{2} \tag{6-96}$$

由于主振弹簧是非线性的，所以，阻尼力也是非线性的。按照线性振动系统建立振动方程式的方法，可以写出非线性共振筛的振动方程式为：

$$m\ddot{x}+F(\dot{x})+\psi(x)=k_0r\sin\omega t \tag{6-97}$$

式中$F(\dot{x})$与$\psi(x)$表示与相对速度及相对位移有关的非线性阻尼力与非线性弹性力，其它

符号同前。

根据公式（6-94）用等效线性化方法可以求出非线性主振弹簧的等效刚性k_{de}。

$$k_{de}=k'+\Delta k\left\{1-\frac{4}{\pi}\cdot\frac{e}{A}\left[1-\frac{1}{6}\left(\frac{e}{A}\right)^2-\frac{1}{40}\left(\frac{e}{A}\right)^4\right]\right\} \tag{6-98}$$

式中Δk为非线性主振弹簧的刚性，$\frac{e}{A}$为隙幅比。其它符号同前。

同理，可以求出等效阻力系数：

$$f_{de}=f+\Delta f\left\{1-\frac{4}{\pi}\cdot\frac{e}{A}\left[1-\frac{1}{6}\left(\frac{e}{A}\right)^2-\frac{1}{40}\left(\frac{e}{A}\right)^4\right]\right\} \tag{6-99}$$

式中Δf为非线性阻力系数。

将公式（6-88）第一式中的k'用k_{de}公式（6-98）代入，即可得：

$$A=\frac{k_0 r\cos\alpha}{k'-\Delta k\left\{1-\frac{4}{\pi}\cdot\frac{e}{A}\left[1-\frac{1}{6}\left(\frac{e}{A}\right)^2-\frac{1}{40}\left(\frac{e}{A}\right)^4\right]\right\}-m\omega^2} \tag{6-100}$$

根据上式可作出A与ω的关系曲线，如图6-37所示。从图中可以看出，非线性共振筛的$A-\omega$曲线的头部向右偏斜。设

$$\beta=\frac{k'}{k'+\Delta k} \tag{6-101}$$

若$\Delta k=0$，则$\beta=1$，此时，$A-\omega$曲线的头部不偏斜，实际上就是线性振动。若$\Delta k\gg k'$，即β值越小，则$A-\omega$曲线的头部愈向右偏斜，曲线越平缓。所以，为了获得稳定的振幅，可以减小线性主振弹簧的刚性，或增加非线性主振弹簧的刚性。

在非线性共振筛中，其自振频率为：

$$\omega_0=\sqrt{\frac{k_{de}}{m}}=\sqrt{\frac{1}{m}\left\{k'+\Delta k\left[1-\frac{4}{\pi}\cdot\frac{e}{A}\left(1-\frac{1}{6}\left(\frac{e}{A}\right)^2-\frac{1}{40}\left(\frac{e}{A}\right)^4\right)\right]\right\}} \tag{6-102}$$

因为主振弹簧的等效刚性k_{de}为振幅A的函数，所以自振频率ω_0也是振幅A的函数，它随A的变化而变化。

当$\frac{e}{A}$很小，或$A\to\infty$时，则其自振频率称为固有频率：

$$\omega_c=\sqrt{\frac{k'}{m}+\frac{\Delta k}{m}} \tag{6-103}$$

当$A<e$时，则非线性弹簧不参加工作，此时，其自振频率用ω_b来表示，并称为线性自振频率：

$$\omega_b=\sqrt{\frac{k'}{m}} \tag{6-104}$$

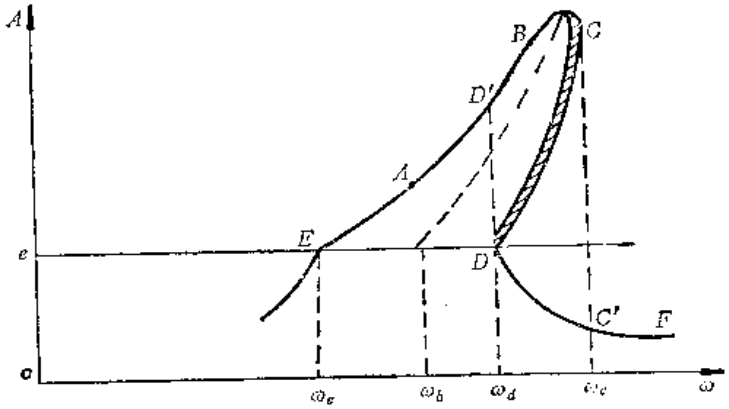


图 6-37　相对振幅A与强迫频率ω的关系曲线

在$A-\omega$曲线中，不是所有工作点都是稳定的，在工作频率ω_e到ω_c的区间内，振幅稳定区为曲线$EABC$和$DC'F$，而曲线CD为振幅不稳定区。当工作频率ω逐渐增大到ω_c时，振幅通过C点时，在C点上的振幅产生破坏，振幅下落到C'点，即出现降幅跳跃，如ω从

C'点逐渐减小，当达到D点时，则振幅出现增幅跳跃，由D点升到D'点。因此，为了保证筛子的工作可靠性，工作频率ω应当小于ω_c。共振筛的工作频率通常为：

$$\omega=(0.85\sim0.95)\omega_0$$

或

$$\omega=(0.6\sim0.85)\omega_a \tag{6-105}$$

三、共振筛的动力学参数的计算

共振筛的动力学参数有：隔振弹簧的刚性、所需的激振力、频率比、主振弹簧的等效刚性、隙幅比、非线性弹簧的刚性及功率等。

1. 隔振弹簧的刚性 根据公式(6-94)，隔振弹簧沿其中心线方向的刚性可由下式确定：

$$k_{1a}+k_{2a}=(m_1+m_2)\frac{\pi^2 n_{01}^2}{900}\text{公斤/厘米} \tag{6-106}$$

隔振弹簧的刚性不得过大，若刚性过大，则传给地基的动载荷大，同时机体与隔振弹簧会产生冲击。当刚性较小时，则可避免上述两种情况的发生。但隔振弹簧的刚性不宜过小，必须保证它有一定的支承能力。隔振弹簧的刚性与低频自振频率有关，目前，通常选取$n_{01}=150\sim300$次/分，且取$k_{1a}=k_{1b}$。

隔振弹簧垂直于弹簧中心线方向的刚性应通过测定来确定，一般取$k_b=0.3k_a$。

2. 诱导质量 根据公式(6-86)知诱导质量为：

$$m=\frac{m_1m_2}{m_1+m_2} \tag{6-107}$$

式中 $m_1=m_{j1}+K_{w1}m_{w1}+K_{g1}m_{g1}$

$m_2=m_{j2}+K_{w2}m_{w2}+K_{g2}m_{g2}$

m_{j1}和m_{j2}代表机体1和机体2的质量；m_{w1}和m_{w2}代表机体1和机体2上物料的质量；m_{g1}和m_{g2}代表与机体1和机体2相联的隔振弹簧的质量；K_{w1}、K_{w2}和K_{g1}、K_{g2}代表机体1和机体2上物料的结合系数及隔振弹簧的结合系数。通常$K_w=0.1\sim0.3$，$K_g=0.15\sim0.33$。

3. 频率比及主振弹簧的等效刚性 为了获得较稳定的振幅，通常取频率比$z_0=\frac{\omega}{\omega_0}=0.85\sim0.95$，固有频率比$z_a=\frac{\omega}{\omega_a}=0.6\sim0.85$。线性共振筛可取得低些，而非线性共振筛则应取高些。

主振弹簧的等效刚性可由下式确定：

$$k_{dz}=\frac{1}{z_0^2}m\omega^2 \tag{6-108}$$

4. 相对振幅及所需的激振力 根据公式6-88和公式6-93可得相对振幅的计算式：

$$A=-\frac{m_1}{m}A_1=-\frac{m_2}{m}A_2 \tag{6-109}$$

当确定机体1或机体2的振幅后，即可按公式(6-96)计算相对振幅。

相位差角α按公式(6-88)计算。

根据公式(6-88)可得所需激振力P的计算式：

$$P=k_0 r=\frac{A}{\cos\alpha}(k_{dx}-m\omega^2)=\frac{m\omega^2 A}{\cos\alpha}\left(\frac{1}{z_0^2}-1\right) \tag{6-110}$$

为了使传动机构的受力较小，连杆弹簧的刚性k_0应按下式选取：

$$k_0=k_{dx}-m\omega^2 \tag{6-111}$$

偏心轴的偏心距应按下式选取：

$$r=\frac{A}{\cos\alpha} \tag{6-112}$$

5. 非线性弹簧的刚性及隙幅比$\frac{e}{A}$ 根据公式(6-98)，非线性弹簧的刚性按下式计算：

$$\Delta k=\frac{k_{dx}-k'}{1-\frac{4}{\pi}\cdot\frac{e}{A}\left[1-\frac{1}{6}\left(\frac{e}{A}\right)^2-\frac{1}{40}\left(\frac{e}{A}\right)^4\right]} \tag{6-113}$$

对共振筛来说，增大Δk可以提高振幅的稳定性，但会显著增大筛箱横梁与侧板上的动应力。对于大型共振筛，应适当减小Δk值，而对小型共振筛，可以适当增大Δk值。

当共振筛的隙幅比$\frac{e}{A}$愈小，则所需的Δk愈小；$\frac{e}{A}$愈大，则Δk愈大。当$\frac{e}{A}$小于0.5时，$\frac{e}{A}$的二次方与四次方很小，略去后，误差不超过5%，由此，$\frac{e}{A}$可按下式近似计算：

$$\frac{e}{A}=\frac{\pi}{4}\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_0}\cdot\frac{1}{z_0}\right)^2\right]\left(1+\frac{k'}{\Delta k}\right) \tag{6-114}$$

若取$k'\ll\Delta k$，$z_0=0.9\sim0.95$，$z_a=\frac{\omega}{\omega_0}=0.6\sim0.85$，则可求得$\frac{e}{A}=0.2\sim0.5$。对于小型共振筛，可取$\frac{e}{A}=0.3\sim0.5$；大型共振筛，可取$\frac{e}{A}=0.2\sim0.4$

6. 电动机功率 当共振筛在$z_0=0.85\sim0.95$的状态下工作时，不仅振幅较为稳定，而且传动机构的力矩和摩擦功率也可以显著减小，这时，共振筛的功率主要用于克服外部阻力。因此，共振筛的电动机功率可按下式计算：

$$N=\frac{1}{102\eta T}\int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} f\dot{x}\,\dot{x}\,dt=\frac{1}{102\eta T}\int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} fA^2\omega^2\cos^2(\omega t-\alpha)dt$$

$$=\frac{1}{102\eta\frac{2\pi}{\omega}}\times fA^2\omega^2\frac{\pi}{\omega}=\frac{fA^2\omega^2}{204\eta}=\frac{k_0^2 r^2\omega\sin 2\alpha}{408\eta(k'-m\omega^2)}\text{千瓦} \tag{6-115}$$

式中 η——传动效率，$\eta=0.9\sim0.95$；

T——周期，$T=\frac{2\pi}{\omega}$。

其它代表符号同前。上式是由公式(6-87)和公式(6-88)导出。

当$\alpha=45°$时，则功率达最大值为：

$$N_{max}=\frac{k_0^2 r^2 \omega}{108\eta(k'-m\omega^2)}\text{千瓦} \tag{6-116}$$

选择电动机的功率还应进行起动力矩校核，即

$$M>\frac{M_e}{\eta} \tag{6-117}$$

式中 M——电动机的起动力矩；

M_e——最大阻力矩。

最大阻力矩可按下式计算：

$$M_e=\frac{k_0(k+\Delta k)r^2}{k'+\Delta k}\left(\frac{1}{2}\sin 2\varphi_m-\frac{\Delta k}{k+\Delta k}\cdot\frac{e}{r}\cos\varphi_m\right) \tag{6-118}$$

式中φ_m为最大阻力矩M_e时的相位角，其计算公式为：

$$\varphi_m=\sin^{-1}\left\{\frac{1}{4}\cdot\frac{\Delta k}{k'}\cdot\frac{e}{r}-\sqrt{\left(\frac{1}{4}\cdot\frac{\Delta k}{k'}\cdot\frac{e}{r}\right)^2+0.5}\right\} \tag{6-119}$$

当$\Delta k=0$时，

$$M_e=\frac{1}{2}\cdot\frac{k_0 k}{k'}r^2 \tag{6-120}$$

第七章 磨 矿 机

第一节 概 述

磨矿作业不仅用于选矿工业，而且在建筑、化学和电力等工业部门中亦广泛应用。

在选矿工业中，当有用矿物在矿石中呈细粒嵌布时，为了能把矿石中的脉石分出，并把各种有用矿物相互分开，必须将矿石磨细至0.3～0.1毫米，而有时磨至0.05～0.07毫米以下。磨矿细度与选矿指标有着密切的关系，在一定程度上，金属回收率随着磨矿细度的减小而增加。因而适当减小矿石的磨碎细度能提高金属的回收率和产量。磨矿所消耗的动力占选矿厂动力总消耗的50%以上。因此，磨矿作业在选矿的工艺流程中占据很重要的地位。

磨矿是在磨矿机中进行的。圆筒型磨矿机（图7-1）有一个空心圆筒1，圆筒两端是带有端盖2和3的空心轴颈4和5。轴颈支承在轴承上。圆筒内装有各种直径的破碎介质（钢球、钢棒和砾石等）。当圆筒绕水平轴线按规定的转数回转时，装在筒内的破碎介质和矿石在离心力和摩擦力的作用下，随着筒壁上升到一定高度，然后脱离筒壁自由落下或滚下。矿石的磨碎主要是靠破碎介质落下时的冲击力和运动时的磨剥作用。矿石是从圆筒一端的空心轴颈不断地给入，而磨碎以后的产品经圆筒另一端的空心轴颈不断地排出，筒内矿石的移动是利用不断给入矿石的压力来实现。湿磨时，矿石被水流带走，干磨时，矿石被向筒外抽出的气流带出。

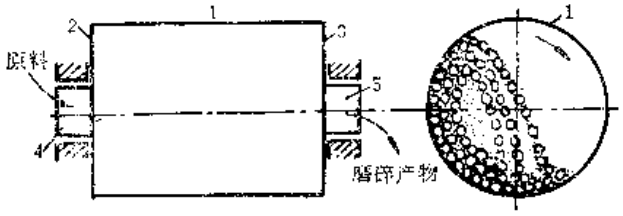


图 7-1 磨矿机的工作原理

1—空心圆筒；2、3—端盖；4、5—空心轴颈

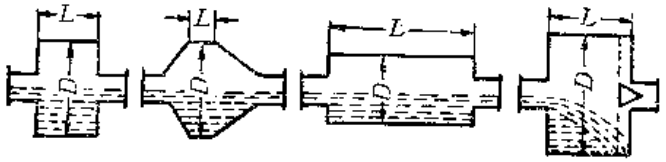


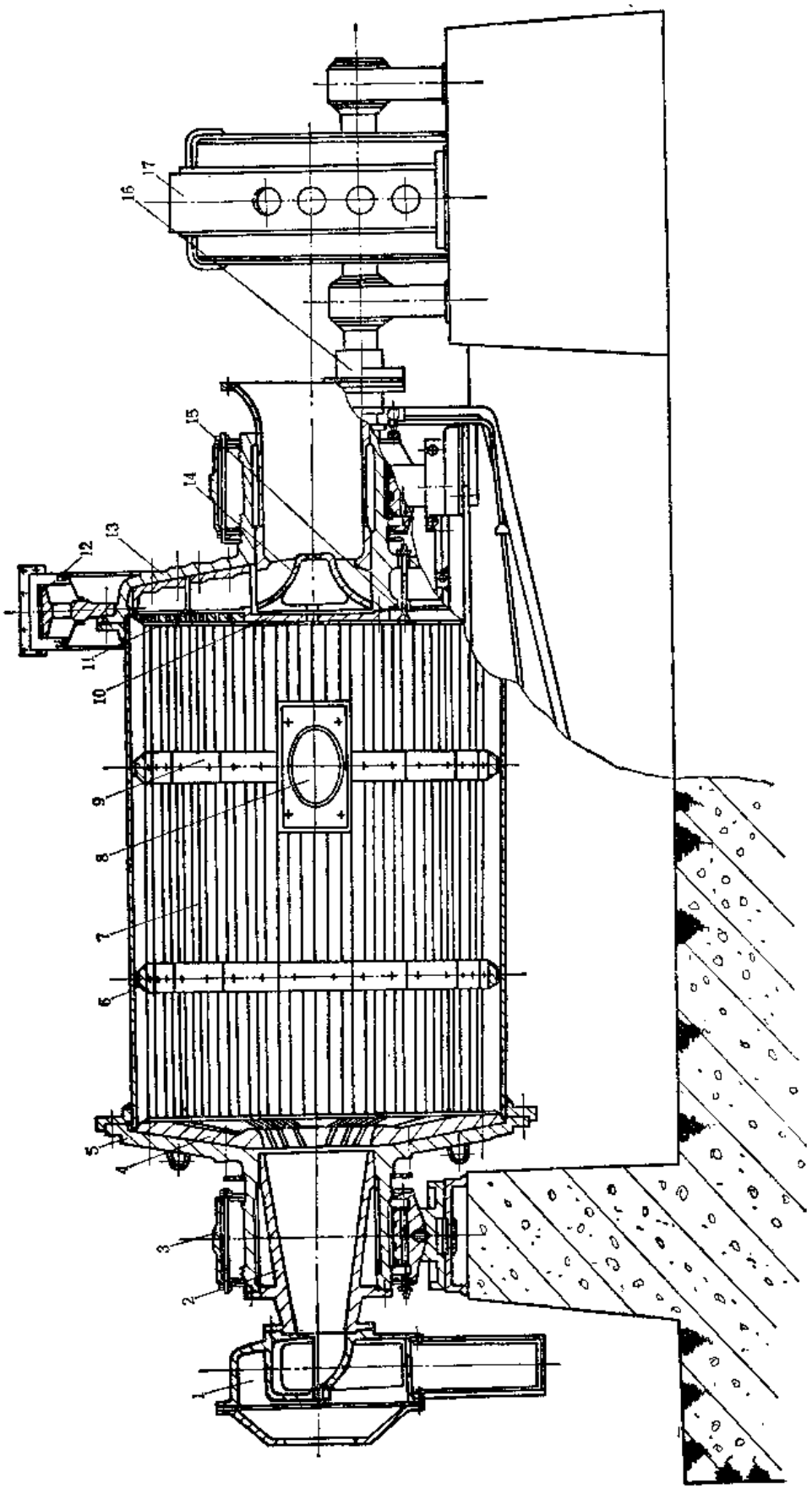
图 7-2 磨矿机的类型

a—短筒型磨矿机（溢流型）；*b*—圆锥型磨矿机（溢流型）；*c*—管型磨矿机(溢流型)；*d*—短筒型磨矿机（格子型）

按照筒体的形状，磨矿机可以分为圆锥型和圆筒型两种（图7-2）。圆筒型磨矿机又可分为短筒型和管型磨矿机。短筒型磨矿机的筒体长度 $L \leqslant 2l$（l表示筒体的直径）。管型磨矿机的长度则不小于筒体直径的3倍。

按照破碎介质的不同，磨矿机可以分为球磨机、棒磨机、砾磨机和自磨机。球磨机的介质是钢球或铸铁球，棒磨机是钢棒，砾磨机是用磨圆了的硅质卵石，自磨磨矿机则是用被粉碎物料本身作为介质。

磨矿机的排矿方法通常有中心排矿和格子排矿两种。中心排矿即是磨碎产品经排矿端空心轴颈自由溢出。为此，筒内矿浆的水平必须高于排矿轴颈最低母线的水平。中心排矿的磨矿机称为溢流型磨矿机。格子排矿则是在筒体排矿端安装有排矿格子，磨矿产品经格


17
16
15
14
13
12
11
10
9
8
7
6
5
4
3
2
1

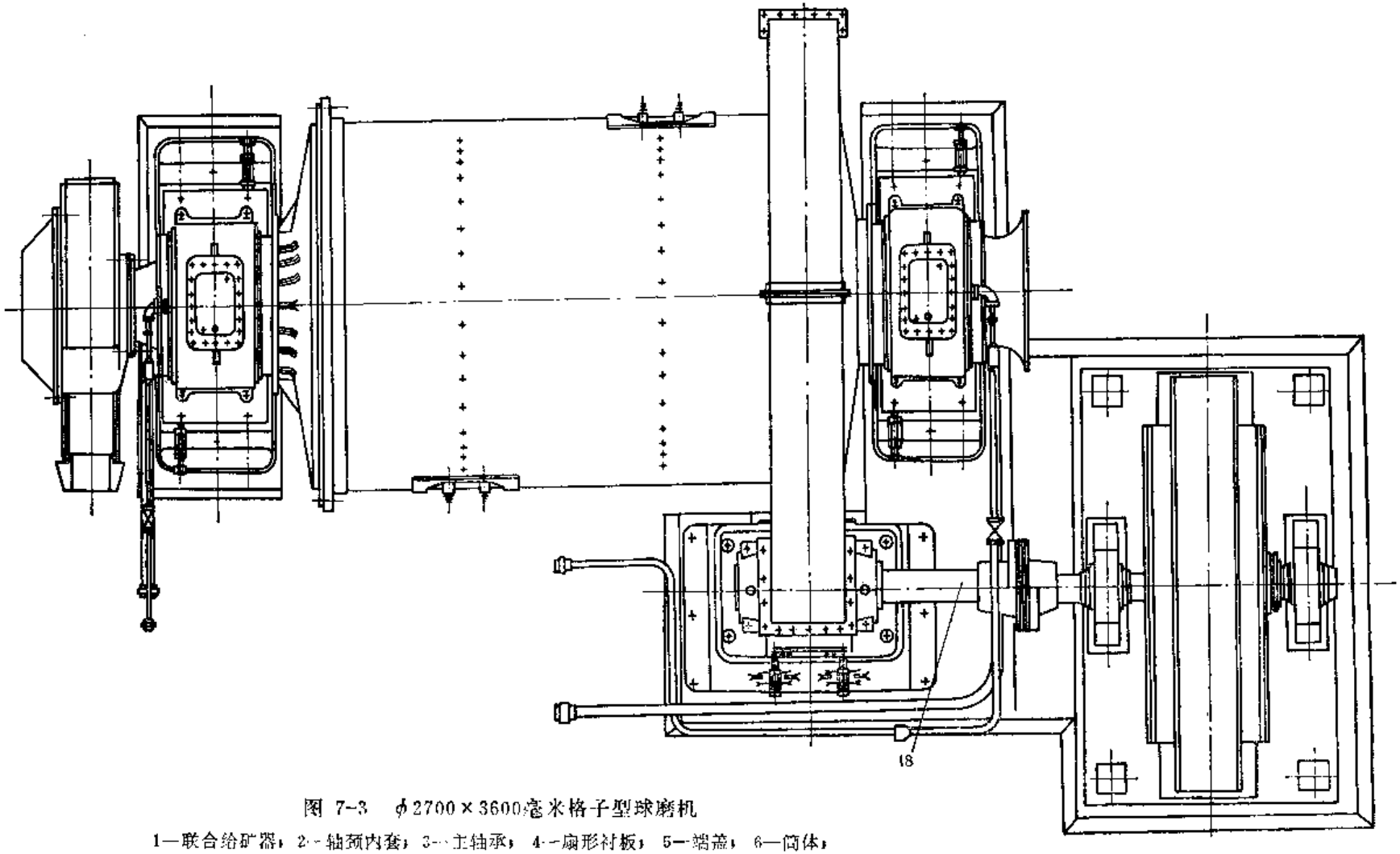


图 7-3　ϕ2700×3600毫米格子型球磨机

1—联合给矿器；2—轴颈内套；3—主轴承；4—扇形衬板；5—端盖；6—筒体；
7—衬板；8—人孔；9—楔形压条；10—中心衬板；11—格子衬板；12—齿圈；
13—端盖；14—轴颈内套；15—楔铁；16—弹性联轴节；17—电动机；18—传动轴

于外边缘处的孔而排出。格子排矿的磨矿机称为格子型磨矿机。磨矿机的排矿方法除了上述两种方法以外，还有周边排矿式。它是通过筒体周边排矿的，目前很少采用。

在选矿工业中广泛使用球磨机和棒磨机。

球磨机可以破碎各种硬度的矿石，其破碎比很大，通常为200～300。球磨机可用于粗磨也可用于细磨，但以细磨效率最好。球磨机的给矿粒度不得大于65毫米，最适宜的给矿粒度是6毫米以下。它的产品粒度在1.5～0.075毫米之间。

棒磨机多在球磨机之前用来进行粗磨。给矿粒度一般不应超过20～25毫米，产品粒度多在3毫米以下。

上述各种磨矿机可用于干磨，也可用于湿磨。由于湿磨有很多优点，例如生产率大（约比干磨大30%），产品过粉碎现象少等，所以在我国各选矿厂中几乎完全采用湿磨。但对于某些忌水矿物，或因气候条件不宜用水的场合和某些缺水地区，则采用干磨作业较合适。

磨矿机的规格以圆筒内径D（除去衬板）及其工作长度L表示。

第二节　磨矿机的构造及结构参数的选择

一、磨矿机的构造

各种类型的球磨机、棒磨机和砾磨机的结构基本上相同，它们之间仅是某些部件不同而已。

图7-3为ϕ2700×3600毫米格子型球磨机的总图。球磨机由以下六个部分组成：筒体部、给矿部、排矿部、轴承部、传动部和润滑系统。

球磨机的圆形筒体6是由几块钢板焊接而成，同时在它的两端焊有法兰盘，利用它和铸钢的端盖5和13联接。为了便于更换磨损了的衬板7和检查磨矿机的内部状况，在筒体上开有人孔8。为了使衬板与筒体内壁紧密接触和缓冲钢球对筒体的冲击，在衬板与筒体内壁之间敷有胶合板。

为了保护筒体内表面不受磨损和控制钢球在筒体内的运动轨迹，筒体内铺有由高锰钢制成的衬板7。衬板的构造应该便于安装和更换。衬板的厚度一般为50～130毫米。衬板的厚度不宜过大，采用厚的衬板虽可延长衬板的使用寿命，但使磨矿机的有效容积减少，因而降低了球磨机的生产能力。

为了提高衬板的使用寿命，国外均在发展和使用橡胶衬板。橡胶衬板具有寿命长（比钢衬板的寿命长3～4倍）、重量轻、安装时间短、更换时工作安全、工作噪音小等优点。我国对橡胶衬板正在进行工业性试验。

衬板的表面形状应该使球荷与衬板表面的相对滑动量最少，这不仅可以增加衬板的使用寿命，而且可以降低功率消耗。所以，衬板的表面形状对磨矿效率的影响很大。通常，细磨矿时，采用细棱边或完全光滑的衬板，而在粗磨矿时，则采用带棱的衬板。

衬板具有很多不同的断面形状，如图7-4所示。图中，a、b和c是直接用螺栓固定在筒体上的单块衬板。这种衬板更换容易，但要求螺钉孔密封，不然会在工作时漏出矿浆。为了防止矿浆沿螺钉孔流出，在螺帽下面垫有橡皮圈和金属垫圈（图7-5）。图7-4c和d是条形衬板。这种衬板是用楔形压条9固定，并用端盖衬板压紧（图7-3）。这种衬板制造简单，由于螺钉孔数目少（条形衬板也可不用螺钉固定，完全用端盖衬板压紧的结构型

式），因而增强了筒体的强度和刚性。目前，我国生产的磨矿机很多采用这种结构型式。

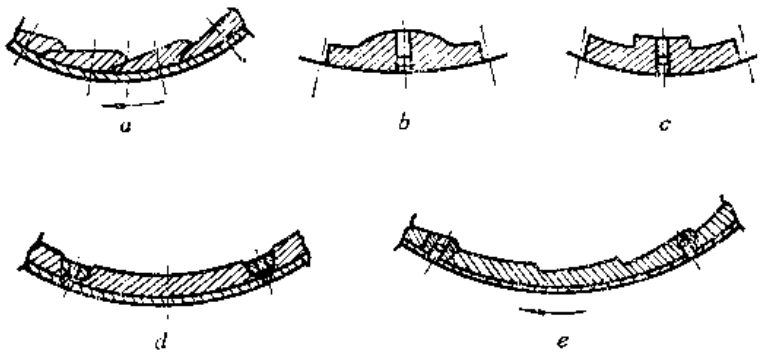


图 7-4　衬板的表面形状

a—搭接的；b—波浪形；c—凸形；d—平滑形；e—阶梯形

给矿部是由带有中空轴颈的端盖 5（图7-3），联合给矿器 1，扇形衬板 4 和轴颈内套 2 等零件组成。为了防止给入的矿石对中空轴颈内表面的磨损，在中空轴颈内镶有一个内表面带螺旋的铸造内套，螺旋有助于给矿。给矿器 1 用螺钉固定在内套的端部。联合给矿器可同时给入原矿和分级机的返矿。

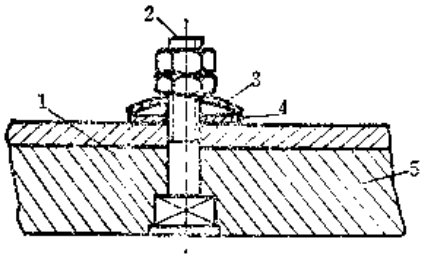


图 7-5　衬板的固定装置

1—筒体；2—螺栓；3—金属垫圈；4—橡皮圈；5—衬板

排矿部也是由带有中空轴颈的端盖13，格子衬板11、楔铁 15、中心衬板10和轴颈内套 14 等零件所组成。在端盖的内壁上铸有放射形的筋条 8 根，相当于隔板。每两根筋条之间有格子衬板，并用楔铁挤压住。楔铁则用螺钉穿过壁上的筋条固紧在端盖上。在中心部分是利用中心衬板的止口托住所有

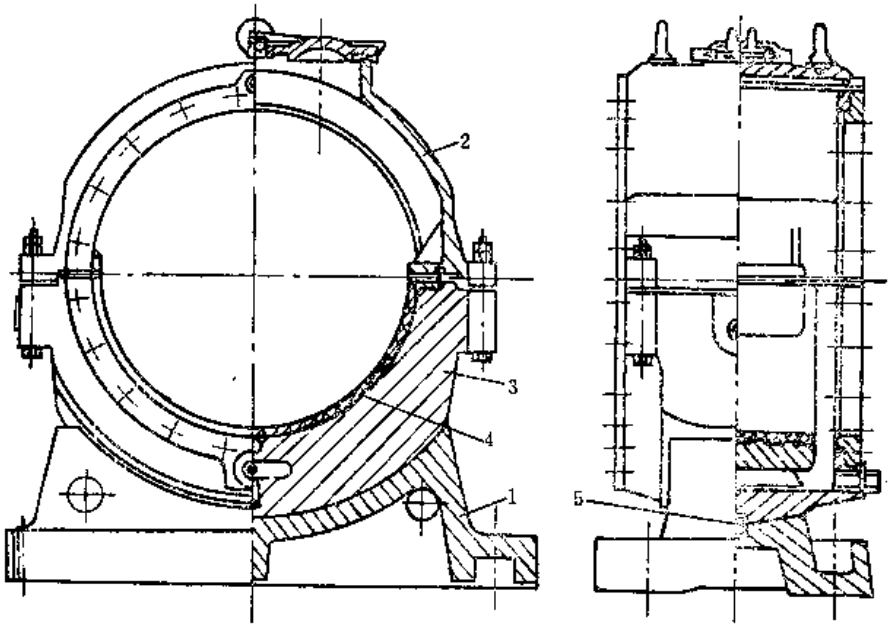


图 7-6　球磨机的主轴承

1—下轴承座；2—轴承盖；3—下轴瓦；4—巴氏合金；5—圆柱销钉

的格子衬板。在中空轴颈内镶有内套。内套在排矿格子的一端制成喇叭形叶片，以引导由隔板掏起的矿浆顺着叶片流出。

球磨机的中空轴颈支承在自位调心式滑动轴承3上。轴承（图7-6）基本上是由下轴承座1、轴承盖2、表面铸有巴氏合金4的下轴瓦3及圆柱销钉5等零件所组成。轴承座和下轴瓦制成球面接触，其目的是为了补偿安装误差。为了防止轴瓦从轴承座上滑出，在底座和轴瓦的球面中央放有圆柱销钉。

这种轴承是采用稀油集中循环润滑。在南方工作的大型球磨机，由于散热条件差，通常在主轴承上设有专门的冷却装置。

球磨机的筒体是通过齿轮传动装置由电动机17经联轴节16（图7-3）带动回转。齿轮传动装置由装在筒体排矿端的齿圈12和传动齿轮所构成。传动齿轮装在传动轴18上，传动轴支承在轴承座中的两个双列调心滚柱轴承上。为了防止灰尘落入齿轮副中，用防尘罩将其全部密封。

传动齿轮用干油润滑，而传动轴两端的滚柱轴承则用稀油循环润滑。

格子型球磨机的主要技术特征列于表7-1中。

表 7-1　格子型球磨机基本参数（JB 1406—74）

规　格（毫米）	筒体有效容积（米³）	最大装球量（吨）	适宜工作转数（转/分）	需用电动机		返矿勺头半径（毫米）	机器重量（吨）
				功率（千瓦）	转数（转/分）		
湿式 ϕ900×900	0.45	1	35～40	7	750	900	4.4
干式-ϕ900×900	0.45	0.8	35～40	6	750		4.4
湿式 ϕ900×1800	0.9	2	35～40	13	750	900	5.1
干式 ϕ900×1800	0.9	1.6	35～40	11	750		5.4
湿式 ϕ1200×1200	1.1	2.5	30～34	19	750	1200	11.4
干式-ϕ1200×1200	1.1	2	30～35	15	750		11
湿式-ϕ1200×2400	2.2	5	30～34	38	750	1200	13.4
干式-ϕ1200×2400	2.2	4	30～35	30	750		12.5
湿式-ϕ1500×1500	2.2	5	27～30	40	750	1400	13.7
干式 ϕ1500×1500	2.2	4	27～30	32	750		13
湿式-ϕ1500×3000	4.4	10	27～30	80	750	1400	17
干式-ϕ1500×3000	4.4	8	27～30	64	750		16.5
湿式-ϕ2100×2200	6.6	15	23～26	132	750	1500	47
湿式-ϕ2100×3000	9	20	23～26	180	750	1500	50.6
湿式-ϕ2700×2100	10.4	23	20～23	250	750	1800	69
湿式-ϕ2700×3600	18	40	20～23	430	187.5	1800	77
湿式 ϕ3200×3500	24	54	18～21	615	167	2000	100
湿式 ϕ3200×4500	31	72	18～21	790	167	2000	138
湿式-ϕ3600×4000	35	80	17～20	980	167	2400	144
湿式-ϕ3600×5500	49	105	17～20	1300	150	2400	151

溢流型球磨机与格子型球磨机的构造基本相同，其区别仅在于筒体内无排矿格子。

格子型球磨机与溢流型球磨机比较，具有下列优点：排矿口矿浆面低，矿浆通过的速度快，能减少矿石过粉碎，装球多，不仅可装大球，同时还可以使用小球，由于排矿端装有格子，小球不会被矿浆带出筒体，并能形成良好的工作条件。格子型球磨机比同规格的

溢流型球磨机的产量高20～30%，并节省电力10～30%。它的缺点是构造较溢流型球磨机稍复杂。

棒磨机不同于球磨机的是不采用圆球作为破碎介质，而是采用圆棒。棒的直径通常为40～100毫米，棒的长度一般比筒体长度短25～50毫米。棒磨机的锥形端盖敷上衬板后，内表面是平的，这是为防止圆棒在筒体旋转时发生歪斜。棒磨机主要是利用棒滚动时借磨碎与压碎的作用将矿石粉碎。当棒磨机转动时，棒只是在筒体内互相转移位置。棒磨机不只是用棒的某一点来打碎矿石，而是以棒的全长来压碎矿石，因此在大块矿石没有破碎前，细粒矿石很少受到棒的冲压，这样就减少了矿石的过粉碎，而且所得产品的粒度比较均匀。

根据棒磨机的工作特性，通常取其转数比球磨机的转数低一些，约为临界转数的60～70%。

棒磨机的给矿粒度不宜大于25毫米，否则会使棒子歪斜，工作时导致棒子的弯曲和折断，从而使磨矿效果恶化。

棒磨机一般在第一段开路磨矿中用于矿石的细碎和粗磨。

近年来，球磨机与棒磨机在结构上无显著的重大改变，只是向大型的方向发展，即增大球磨机筒体的直径和长度。根据生产实践证实，磨矿机的生产率与筒体直径的2.5～2.6次方成正比，因此增大筒体直径将是磨矿机今后的发展方向。但是，将筒体增大至4000毫米以上时，将在运输和安装方面带来许多困难，直径4000毫米已达到铁路车皮的极限轮廓尺寸，所以，增大筒体容积唯一可行的方法是增加其长度。目前，国外生产的格子型球磨机的最大规格有ϕ5000×7000毫米和ϕ4570×7620毫米。

磨矿机除了以上所介绍的几种类型外，还有一种无介质磨矿机——自磨机。

自磨机的工作原理与球磨机，砾磨机的工作原理基本相同。不同的仅是它不另外采用破碎介质（有时为了提高其处理能力，也加入少量的钢球，通常只占自磨机有效容积的2～3%左右），而是利用矿石本身在筒体内相互连续不断的冲击和磨剥作用来达到粉碎矿石的目的。在破碎和磨碎的同时，空气流以一定的速度通入自磨机中，将粉碎了的矿物从自磨机内吹出，并进行分级。这种新的磨矿方法的主要优点是粉碎比非常大，能使直径1米以上的矿块，在一次磨碎过程中排矿粒度小于0.075毫米（200网目）。因此可以简化破碎流程，并降低选矿厂基本建设的设备投资及其日常维护和管理费用。由于自磨机的过磨现象少，处理后的矿物表面干净，因而能提高精矿性质、精矿品位和回收率。

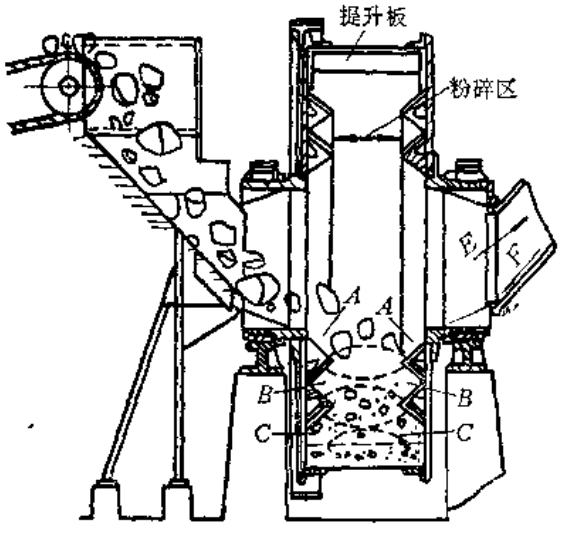


图 7-7　干式自磨机的磨矿过程

在自磨机内的磨矿过程如图7-7所示。给矿中的小粒，由给矿端给入，沿A面均匀地落于筒体底部中心，然后向二侧扩散；给矿中的大块具有较大的动能，总是趋向较远的一侧，但其中有一部分必然要和A、B面相碰，然后向另一侧返回，因此也使大块得到

均匀分布。波峰衬板的$A-A$和$B-B$面在这里的作用是防止给入物料产生有害的偏析。自排矿端沿下面返回的颗粒也均匀地落于筒体底部的中心，然后向两边扩散。大块和细粒在筒体底部沿轴向运动，方向正好相反，于是就产生磨碎作用。

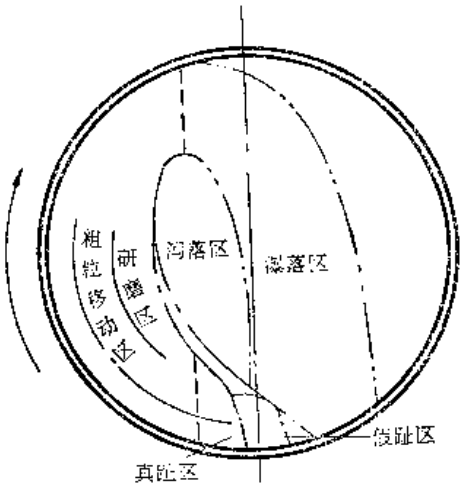


图 7-8　筒体内的物料运动图

提升板$C-C$和波峰衬板$B-B$有楔住矿石的作用。均匀分布在筒体底部的矿石，在“真趾区”集中（图 7-8）。由于筒体的回转和筒体长度很短，矿石首先在$C-C$处楔住，而且沿轴向挤成“拱形”，并逐渐向上发展，在$B-B$之间也形成“拱形”，于是在“真趾区”的所有矿石均处于受压状态。

矿石随筒体转动，位置迅速提高，矿石很快由压力状态转入张力状态。当矿石的重力克服离心力时，矿石就脱离筒体而在筒体内作循环运动。矿石各粒级的循环路径是不同的。粗粒级按滑落状态运动，细粒级按抛落状态运动。在磨碎区内，粗粒在很短的时间内回至破碎区，处于内层；大于25毫米的颗粒向磨矿机中心移动，借重力滑落于“真趾区”前，而成外层。在这种情况下，个别粗粒还有自转运动。由给矿端进入的原矿落在“真趾区”的上部，部分原矿落在“假趾区”的后面。

“真趾区”内的矿石，在拱的楔压力作用下，向筒体中心移动，对小颗粒产生磨碎作用。

滑落到“假趾区”后面的矿石，和转动着的提升板$C-C$碰击后，反弹到滑落区矿石的表层，此时，不仅矿石自身遭到破碎，而且也破碎了在滑落区相碰的矿石。

小于25毫米的矿石按抛落式状态工作。当矿粒沿着抛物线轨迹自由落下时，由于冲击作用而把矿石砸碎成很细的颗粒。

筒体内的矿石在冲击、磨碎和压碎作用下逐渐地遭到粉碎。合乎产品粒度要求的颗粒被通入自磨机内的循环空气流排出。

自磨机的规格是以筒体内直径D和筒体内长度L表示。

自磨机主要有干式自磨机和湿式自磨机两种。

$\phi 4000\times1400$干式自磨机的构造如图7-9所示。自磨机的构造基本上与球磨机相似，它也是由筒体部、给料部、排料部、轴承部、传动部和润滑系统等几个部分组成。但是，各部分的结构根据自磨机的工作要求有所不同。

自磨机的筒体直径较大而筒体长度较小，这是为了防止自磨机工作时发生物料偏析现象。一般$\frac{D}{L}\approx3\sim3.5$。筒体上的衬板，除了保护筒体避免损坏之外，其主要的作用是提升物料，因此，在圆周上每隔一定距离固定有提升衬板。衬板的高度及间距对物料的运动轨迹有很大影响。衬板的高度和高度与间距的比值都必须适宜，才能获得最高的生产能力和最低的能量消耗。

给料和排料端盖是采用与筒体中心线垂直的平面结构，其上装有波峰衬板。波峰衬板

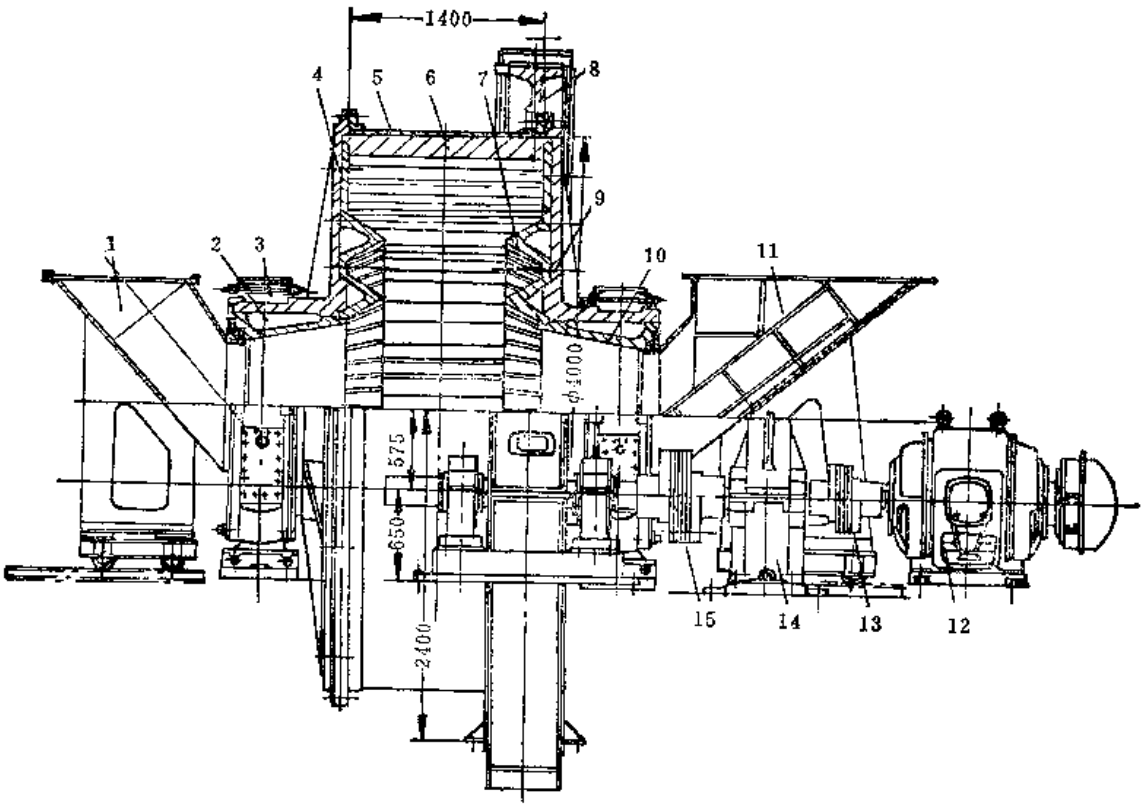


图 7-9　ϕ4000×1400干式自磨机

1—出料漏斗；2—轴颈内套；3—主轴承；4—端盖；5—筒体；6—提升衬板；7—波形衬板；8—齿轮传动装置；9—端盖；10—轴颈内套；11—给料漏斗；12—电动机；13—弹性联轴节；14—减速器；15—弹性联轴节

具有破碎和侧向反击作用，并可防止物料“偏析”现象的产生。

自磨机主轴承的长度比球磨机的轴承短而直径大。

自磨机的工作特点是满载启动，所以要求电动机应有较大的启动转矩。由于自磨机的转数较低（一般为临界转数的70～80%），为了简化传动系统，一般选用低速电动机。

自磨机是采用稀油集中循环润滑系统。

为了保证干式自磨机内已达到产品要求的物料颗粒及时排出并进行分级、收集及气体净化，自磨机还配置了主风机、粗粉分级设备、细粉分级设备、锁气器、除尘设备、阀门、风管和辅风机等辅助设备。干式自磨机的自磨系统如图7-10所示。

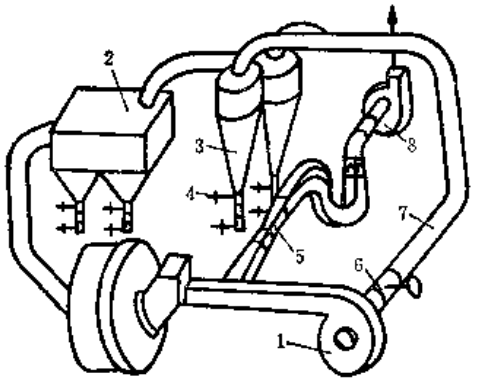


图 7-10　干式自磨系统图

1—主风机；2—粗粉分级设备；3—细粉分级设备；4—锁气器；5—除尘设备；6—阀门；7—风管；8—辅风机

湿式自磨机是在不断地往磨机中给水的情况下，借助于矿石相互之间碰撞和磨剥而完成全部或部分破碎和粉磨过程，产品粒度达到－200目或更细。湿式自磨机的构造如图7-11所示。它在结构上的特点有：

（1）采用移动式带有积料衬垫（减少矿石对料斗的直接冲击和磨损）的给矿漏斗；

（2）采用排矿“自返装置”自行闭路磨矿。从格子板排出的物料通过锥形筒筛，筛下物料由排矿口排出，筛上物料（大块）则经螺旋自返装置返回自磨机内再磨；

（3）自磨机的大齿轮固定在排矿端的中空轴颈上。

我国设计和制造的自磨机规格和基本参数载于表7-2中。

目前，美国已制造出直径为13.2米、功率为7000～8000马力的自磨机。自磨机的给矿口若能容许直接给入原矿时，则可不用粗碎设备，直接处理由矿山运来的原矿石，这样就可以节约基建投资和维护管理费用，所以应用大型自磨机是今后发展的趋势。

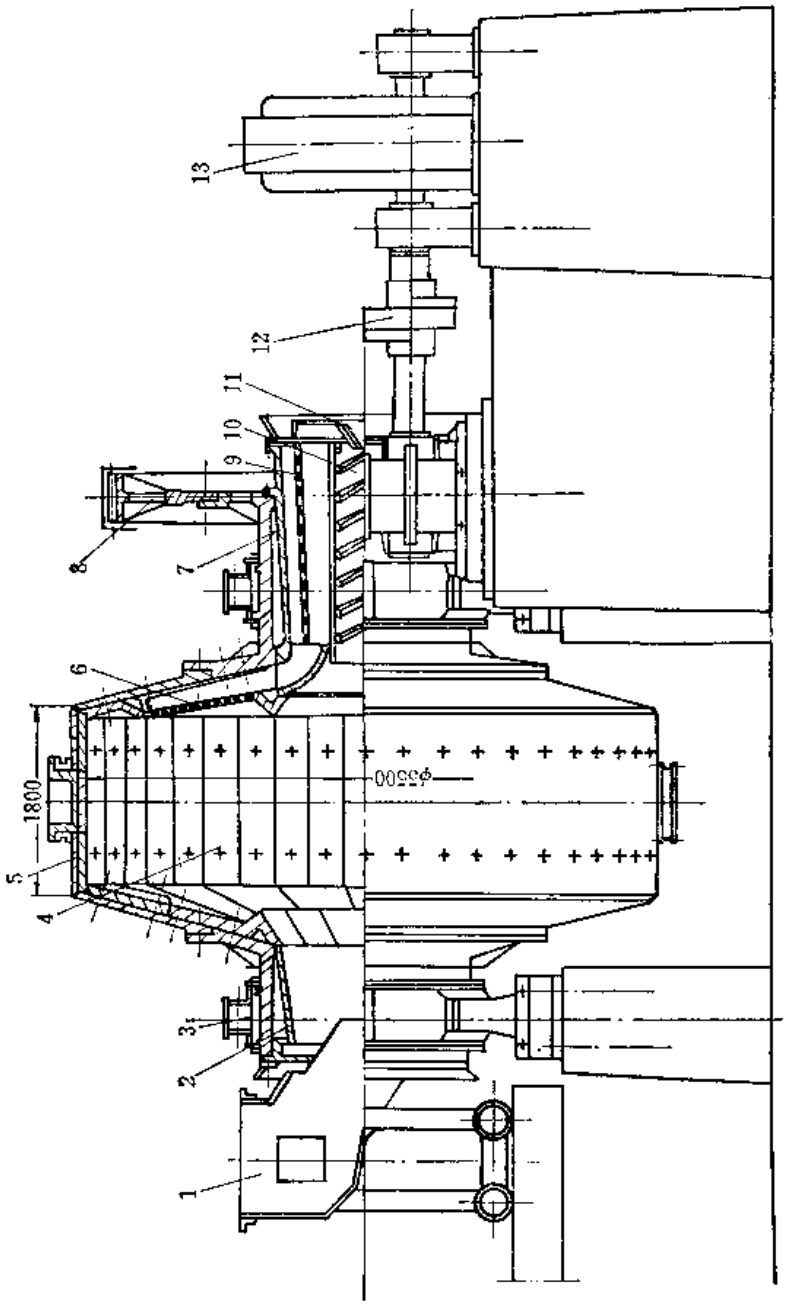


图 7-11　φ5500×1800溢式自磨机

1—给矿漏斗；2—轴颈内套；3—主轴承；4—提升衬板；5—筒体；6—格子板；7—轴颈内套；8—齿轮传动装置；9—锥形筒筛；10—螺旋自返装置；11—排矿口；12—弹性联轴节；13—电动机

表 7-2　自磨机的规格和基本参数

规格及名称	筒体尺寸（毫米）		给矿粒度	排矿粒度	转速	产量	主电机		机器总重（不计电机）
	直径	长度	（毫米）	（毫米）	（转/分）	（吨/时）	功率（千瓦）	转数（转/分）	（吨）
ϕ3000×1000干式自磨机	3000	1000			19.5		95	730	
ϕ4000×1400干式自磨机	4000	1400			18	30～35	240	735	81.5
ϕ6000×2000干式自磨机	6000	2000			14.4	100～150	800	125	197.5
ϕ4000×1400湿式自磨机	4000	1400	＜350		17		245	735	63.94
ϕ5500×1800湿式自磨机	5500	1800	＜350		15		900	167	155

二、磨矿机的结构参数

1. 筒体内径D和长度L　磨矿机的生产能力（小时产量）和功率消耗，近似地与磨矿机的筒体内径$D^{2.5}$和筒体长度L成正比，因此，磨矿机向大型方向，特别是大直径方向发展。

根据实践总结，磨矿机的筒体内径D与筒体长度L有如下关系：

格子型球磨机：$L=(0.7\sim2)D$，对于磨碎比大、物料的可磨性差、产品粒度要求细时，取大值，反之，取小值；

溢流型球磨机：$L=(1.3\sim2)D$；

棒　磨　机：$L=(1.5\sim2)D$；

管　磨　机：$L=(2.5\sim6)D$，对于开路磨矿系统，取$L=(3.5\sim6)D$，对于闭路磨矿系统，取$L=(2.5\sim3.5)D$。

对于自磨机，为了防止自磨机工作时发生物料偏析现象，所以筒体的内径较大，筒体长度较小，两者的比值不是常数，它随筒体内径的变化而变化。对于干式自磨机，推荐采用$\frac{D}{L}=2\sim4$；对于湿式自磨机，$\frac{D}{L}\approx3$。

2. 主轴承的直径和宽度　主轴承的直径d和宽度B等结构尺寸，取决于中空轴颈的结构尺寸，中空轴颈的结构尺寸是由进料和出料的需要而确定的。通常，$d=(0.35\sim0.40)D$，$B=(0.45\sim0.60)d$。

对于干式自磨机，给矿端和排矿端的中空轴外径$d=\frac{D}{2.6}\sim\frac{D}{2.7}$，中空轴长度$L_1=\frac{D}{5.2}\sim\frac{D}{5.3}$。对于湿式自磨机，$d=\frac{D}{2.7}\sim\frac{D}{2.8}$。

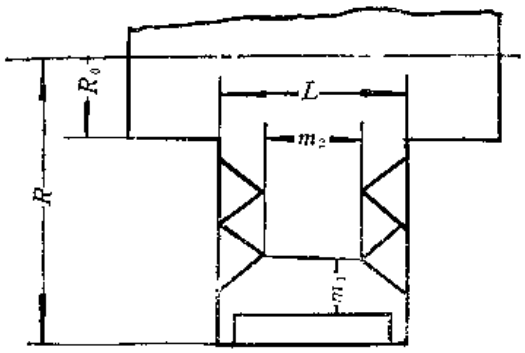


图 7-12　干式自磨机中衬板的相对尺寸

3. 自磨机衬板的几何尺寸

（1）提升衬板：提升衬板的高度h和间距l对物料的运动轨迹有很大的影响。通常，$\frac{l}{h}=3\sim4.5$。提升衬板的间距应大于最

大给矿粒度。

（2）干式自磨机的波峰衬板：为了保证矿石在磨机内产生侧向反击作用，筒体两侧波峰衬板的间距m_2不应大于$0.8L$（图7-12）。波峰衬板几何尺寸的选择见表7-3。

表 7-3 波峰衬板几何尺寸的选择

筒体直径（毫米）	筒体长度（毫米）	m_1（毫米）	m_1/m_2
1800	900	250	0.47
2250	1050	350	0.54
2700	1200	450	0.70
3600	1200	490	0.73
5100	1500	800	1.06

第三节 磨矿机的工作理论和主要参数的计算

为了合理而经济地选择磨矿机的工作参数（临界转数、工作转数、装球重量和所需功率），提高磨矿机的磨矿效率（每小时单位功耗的处理矿量——处理原矿吨数/千瓦小时）和生产率，首先，必须研究磨矿机工作时破碎介质在筒体内的运动规律。

一、磨矿机中破碎介质的运动分析

在磨矿机中，破碎介质的运动状态与筒体的转速和破碎介质与筒体衬板的摩擦系数有关。破碎介质在筒体中的运动状态基本上有三种：

（1）泻落式运动状态（图7-13*a*）：磨矿机在低速运转时，全部介质顺筒体旋转方向转一定的角度，自然形成的各层介质基本上按同心圆分布，并沿同心圆的轨迹升高，当介质超过自然休止角后，则像雪崩似地泻落下来，这样不断地反复循环。在泻落式工作状态下，物料主要因破碎介质互相滑动时产生压碎和研磨作用而粉碎。

棒磨机和管磨机一般采用这种状态工作。

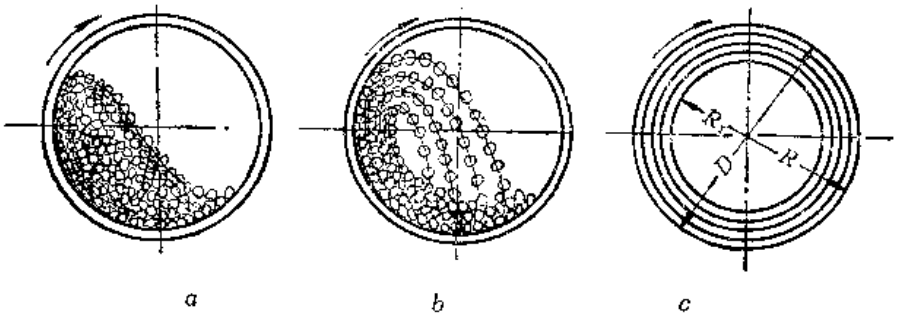


图 7-13 破碎介质的运动状态

a—泻落式运动状态；*b*—抛落式运动状态；*c*—离心式运动状态

（2）抛落式运动状态（图7-13*b*）：当破碎介质在高速旋转的筒体中运动时，任何一层介质的运动轨迹都可以分为两段（图7-14）：上升时，介质从落回点A_1到脱离点A_5是绕圆形轨迹A_1A_5运动，但从脱离点A_5到落回点A_1，则按抛物线轨迹A_5A_1下落，以后又沿圆形轨迹运动，反复循环。在筒体内壁（衬板）与最外层介质之间的摩擦力作用下，外层介质沿圆形轨迹运动。在相邻各层介质之间也有摩擦力，因此，内部各层介质也沿同心圆的圆形轨迹运动，它们好像是一个整体，一起随筒体回转。摩擦力取决于摩擦系数及作用在筒体内壁（或相邻介质层）上的正压力。正压力是由重力的径向分力N和离心力C产

生。重力的切向分力T对筒体中心的力矩使介质产生与筒体旋转方向相反的转动趋势，如果摩擦力对筒体中心的力矩大于切向分力T对筒体中心的力矩，那么介质与筒壁或介质层之间便不产生相对滑动，反之则存在相对滑动。

摩擦系数决定于矿石的性质、筒体内表面（衬板）的特点和矿浆浓度。当摩擦系数一定时，若筒体内破碎介质不多而筒体转速也低时，由于正压力小而使得摩擦力很小时，则将出现介质沿筒壁相对滑动，而介质层之间也有相对滑动。这时介质（球）同时也绕其本身的几何轴线转动。

在任何一层介质中，每个介质之所以沿圆形轨迹运动，并不是单纯靠这个介质受到的摩擦力而孤立地运动，而是依靠全部介质的摩擦力，这个介质只作为所有回转介质群中的一个组成部分而被带动，并被后面同一层的介质“托住”。

抛落式工作时，物料主要靠介质群落下时产生的冲击力而粉碎，同时也靠部分研磨作用。球磨机就是采用这种工作状态。

（3）离心式运动状态（图7-13c）：磨矿机的转速越高，介质也就随着筒壁上升得越高。超过一定速度时，介质就在离心力的作用下而不脱离筒壁。在实际操作中，如遇到这种情形时，即不发生磨矿作用。

下面以球磨机为例，分析球磨机在抛落式工作状态时球的运动规律。

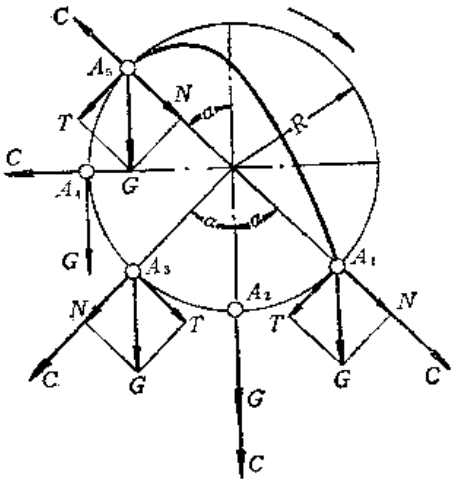


图 7-14　在球磨机抛落式工作状态下球的运动轨迹及作用于球上的力

当球磨机开始工作时，由于离心力和摩擦力的作用，球与筒体一起转动。任何一层球的运动轨迹为以筒体中心为中心，以R为半径（球所在回转层的半径）的圆周。当球与筒体一起转动而被提升到一定高度以后，因球的离心力小于球重的向心分力，此时，球就以初速度v（筒体的圆周速度）离开筒壁作抛物线运动，下落后，重又回到圆的轨迹上。在运转过程中，球在球磨机内即按圆与抛物线的轨迹周而复始地运动着。

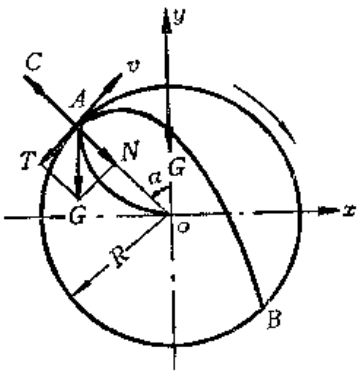


图 7-15　球的运动轨迹

研究球在球磨机内的运动规律时，我们是分析筒体内最外层的一个球的运动来说明筒体内全部钢球的运动。为了使讨论简化，现作如下假定：

1）在轴向各个不同的垂直断面上，钢球的运动状况完全相似；

2）球与筒壁及球与球间无相对滑动；

3）略去钢球的直径不计，因此外层球的回转半径可以用筒体的内半径表示。

1. 球的脱离点的轨迹　任取一垂直断面，如图7-15所示。当筒体回转时，筒体内的钢球在离心力C和摩擦力的作用下，随着筒体作圆周运动，其运动方程式可写成：

$$x^2+y^2=R^2 \tag{7-1}$$

式中　R——筒体内半径，米。

当球随筒体沿圆形轨迹运行到A点时，作用在球上的离心力C等于球重G的径向分力N，而且其切向分力T被后面的一排球的推力作用所抵消。如球越过A点，则球就以切线方向的速度v离开筒壁沿抛物线轨迹下落。

若以α表示球脱离圆轨迹的角度（脱离角），则在A点（脱离点）上保持下列关系：

$$C=G\cos\alpha$$

式中　$C=mR\omega^2=m\frac{v^2}{R}$，将$C$值代入上式得：

$$\frac{v^2}{R}=g\cos\alpha \tag{7-2}$$

式中　m——球的质量；

v——球的运动速度，　$v=\frac{\pi Rn}{30}$米/秒；

n——筒体的转数，转/分；

g——重力加速度，米/秒^2。

将$v=\frac{\pi Rn}{30}$代入公式（7-2）中，化简后得：

$$R=\frac{900}{n^2}\cos\alpha \tag{7-3}$$

公式（7-3）表示以原点o为极点，oy轴为极轴的圆的极坐标方程式。式中，R表示从极点o到圆周上任何一点的向量半径；α表示向量半径与极轴的夹角；$\frac{900}{n^2}$表示圆的直径。若将极坐标方程式变换为以o为原点的直角坐标方程式时，则在xoy直角坐标系中，$\cos\alpha=\frac{y}{R}$，并将此值和公式7-1代入公式7-3中，即得：

$$x^2+\left(y-\frac{900}{2n^2}\right)^2=\left(\frac{900}{2n^2}\right)^2 \tag{7-3a}$$

公式7-3a表示筒体内各层球由圆运动转入抛物线运动时，脱离点的轨迹以$o_1\left(o,\frac{900}{2n^2}\right)$为圆心，半径为$\frac{900}{2n^2}$的圆的直角坐标方程式。由此可知，各球层脱离点的位置随筒体转数的不同而变化。当筒体转数不变，已知某球层的半径时，则该球层的脱离角为一定值。公式(7-3)或公式(7-3a)为球的脱离点的轨迹方程式。

2．球的落点轨迹　球从A点离开筒壁，以初速度v与水平成一角度抛出而沿抛物线轨迹运动，最后落到筒壁上的B点（图7-16）。B点称为落点，β称为落角。

取A点为XAY坐标的原点，则对该坐标可写出球沿抛物线运动的轨迹方程式为：

$$Y=X\tan\alpha-\frac{gX^2}{2v^2\cos^2\alpha}$$

或以公式（7-2）中$v^2=Rg\cos\alpha$代入上式，则

$$Y=X\tan\alpha-\frac{X^2}{2R\cos^2\alpha} \qquad (7\text{-}4)$$

对XAY坐标，球沿圆周运动的轨迹方程式为：

$$(X-R\sin\alpha)^2+(Y+R\cos\alpha)^2=R^2 \qquad (7\text{-}5)$$

落点B的位置就是两运动轨迹的交点。将公式（7-4）和公式（7-5）联立解之，可得B点的坐标为：

$$X_B=4R\sin\alpha\cos^2\alpha \qquad (7\text{-}6)$$

$$Y_B=-4R\sin^2\alpha\cos\alpha \qquad (7\text{-}7)$$

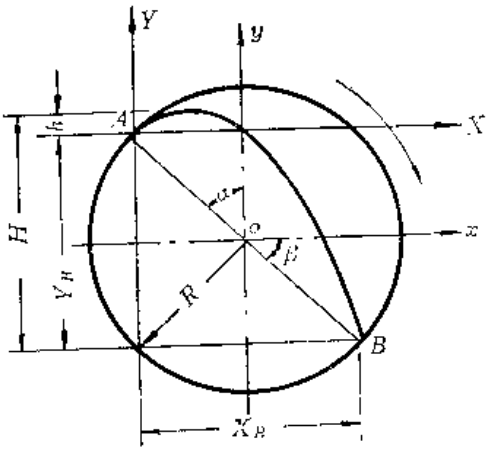


图 7-16　球的落点轨迹

由图7-16知落角β为：

$$\sin\beta=\frac{Y_B-R\cos\alpha}{R}=\frac{4R\sin^2\alpha\cos\alpha-R\cos\alpha}{R}=3\cos\alpha-4\cos^3\alpha$$

式中Y_B取绝对值。

由三角学知：

$$\cos3\alpha=4\cos^3\alpha-3\cos\alpha$$

则

$$\sin\beta=-\cos3\alpha=-\sin(90^\circ-3\alpha)$$

故

$$\beta=3\alpha-90^\circ \qquad (7\text{-}8)$$

由此，从图7-16中可以明显看出：从球的断离点到它的落点的圆弧长度，以及与它相适应的圆心角等于4α。从公式（7-8）得知，球的断离角α越大，其落角β也越大。此β角决定了落点B的位置。

3. 最内层球的最小半径　当筒体的转数为一定值时，根据公式(7-3)和公式（7-8）可以绘出包括不同回转半径的每一层球的断离点和落点的曲线。图7-17中的AA_1o曲线即为断离点曲线，而BB_1o为落点曲线。A_1和B_1点分别为最内层球的断离点，而R_1即为最内层球的回转半径。又称它为最小半径。

最小半径应保证该层球断离后仍按抛物线轨迹降落而不与他层球发生干涉作用。当最内层球的回转半径小于最小半径时，即会产生球的干涉作用，破坏了球的正常循环。

最小半径R_1的值，可以利用落点B的横坐标对角α的一次导数等于零来求得。

若取筒体中心o为xoy坐标的原点，则由图7-17可知B点的横坐标为：

$$x_B=4R\sin\alpha\cos^2\alpha-R\sin\alpha$$

式中　$R=\frac{900}{n^2}\cos\alpha$，代入上式并化简，得：

$$x_B=\frac{900}{n^2}(4\cos^3\alpha\sin\alpha-\sin\alpha\cos\alpha)$$

令$\frac{dx_B}{d\alpha}=0$，经化简整理后得：

$$16\cos^4\alpha-14\cos^2\alpha+1=0$$

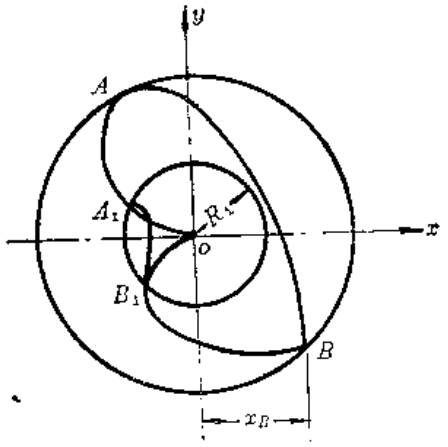


图 7-17　最内层球的最小半径

根据代数公式解得 x_B 为最小值时的断离角 $\alpha_1=73°50'$，将α_1值代入公式(7-3)中，则得最小半径为：

$$R_1=\frac{250}{n^2} \tag{7-9}$$

由上式知，当 n 一定时，要保证球载的正常循环，球载的最内层半径不得小于$\frac{250}{n^2}$。

4．球的循环次数 球在球磨机中运动一周的时间并不等于筒体旋转一周的时间，球在圆的轨迹上运动的时间是：

$$t_1=\frac{60}{n}\cdot\frac{360-4\alpha}{360}=\frac{90-\alpha}{1.5n}\text{秒} \tag{7-10}$$

球在抛物线轨迹上运动的时间是：

$$t_2=\frac{X_B}{v\cos\alpha}=\frac{4R\cos^2\alpha\sin\alpha}{\frac{\pi Rn}{30}\cos\alpha}=19.1\frac{\sin2\alpha}{n}\text{秒} \tag{7-11}$$

球运动一周的全部时间是：

$$t_0=t_1+t_2=\frac{90-\alpha+28.6\sin2\alpha}{1.5n}\text{秒} \tag{7-12}$$

当球磨机旋转一周时，球的循环次数是：

$$j=\frac{t}{t_0}=\frac{90}{90-\alpha+28.6\sin2\alpha}\text{次/转} \tag{7-13}$$

式中 t——筒体回转一周的时间，$t=\frac{60}{n}$秒。

由此可见，球的循环次数取决于断离角α。球磨机筒体转速不变时，球的循环次数是随球所在回转层的位置而异。同一层球的循环次数，随转速的改变而变化，转速愈高，α角愈小，因此，在筒体转一周的时间内，循环的次数也愈少。达到临界转速时，$\alpha=0$，因此，在筒体转一周的时间内，球也回转一次。

以上是利用数学分析的方法来讨论钢球在筒体内的运动情况，因而导出一些用试验方法进行观察时所不易得到的结论和参数关系。实验证明，理论与实际是相近的。其实际运动情形与理论间存在的差异主要是钢球在筒体内的运动并不像我们在推导数学公式时所假定的那样，事实上，各层钢球之间并非互相静止，而是有滑动现象存在。

二、磨矿机的临界转数和工作转数

当筒体的转数达到某一数值，使外层球的$\alpha=0$，$C=G$ 时，如图7-18所示，即外层球在筒体内沿圆轨迹上升到最高点A，并开始和筒体一起回转，而不离开筒壁。在这种情况下，球磨机的转数叫做临界转数。

由图7-18可知，球在A点时的断离角α等于零。将$\alpha=0$代入公式(7-3)中，即可得出球磨机的临界转数：

$$n_0=\frac{30}{\sqrt{R}}=\frac{42.4}{\sqrt{D}}\text{转/分} \tag{7-14}$$

式中 D——球磨机筒体直径，米。

由于公式（7-14）是在上述三个假定的基础上推导出来的，因此，理论上求得的临界转数并非实际的临界转数。磨矿机的临界转数主要取决于破碎介质的装入量和衬板的表面形状，实质上也就是决定于介质与衬板、介质层与介质层之间的相对滑动量的大小。所以，磨矿机的理论临界转数只是标定磨矿机工作转数的一个相对标准。

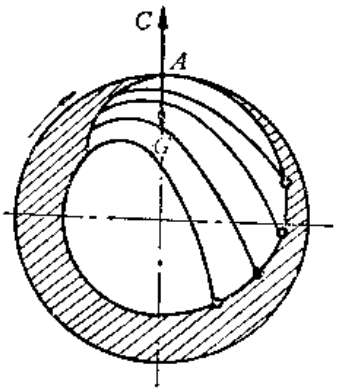


图 7-18　球磨机的临界转数

为使球磨机正常进行磨矿工作，球磨机的转数必须小于临界转数。这一转数，即是通常所谓的工作转数。球磨机一般是按“抛落”状态工作。实现这种工作状态的工作转数有很多，但其中一定有最有利的工作转数。球磨机的最有利的工作转数应该保证球沿抛物线下落时的高度最大，从而使球在垂直方向获得最大的动能来粉碎矿石。为此，必须求出球产生最大落下高度时的断离角α。由此即可确定球磨机的最有利的工作转数。

由图7-16可见，球的落下高度为：

$$H=h+Y_B \tag{7-15}$$

球由断离点A上升的高度h，根据抛物体的运动学可由下式确定：

$$h=\frac{v^2\sin^2\alpha}{2g} \tag{7-16}$$

根据公式(7-2)，将$v^2=Rg\cos\alpha$代入上式，则得：

$$h=0.5R\sin^2\alpha\cos\alpha$$

从公式（7-7）知落点B的纵坐标（对XAY坐标）为：

$$Y_{B'}=4R\sin^2\alpha\cos\alpha \tag{7-17}$$

所以球的落下高度为：

$$H=0.5R\sin^2\alpha\cos\alpha+4R\sin^2\alpha\cos\alpha=4.5R\sin^2\alpha\cos\alpha \tag{7-18}$$

由上式可知，落下高度H是球的断离角α的函数。欲求H的最大值，必须使H对α的一次导数$\frac{dH}{d\alpha}=0$，即

$$\frac{dH}{d\alpha}=\frac{d(4.5R\sin^2\alpha\cos\alpha)}{d\alpha}=0 \tag{7-19}$$

上式经整理后，得：

$$\alpha=54°40' \tag{7-20}$$

这个断离角α就能保证球获得最大的落下高度，而使球具有最大的冲击力。将此角度入公式（7-3）中，则可得到球磨机最有利的工作转数：

$$n_1=\frac{30\sqrt{\cos\alpha}}{\sqrt{R}}=\frac{30\sqrt{\cos 54°40'}}{\sqrt{R}}\approx\frac{22.8}{\sqrt{R}}\approx\frac{32}{\sqrt{D}} \tag{7-21}$$

最有利的转速率为：

$$\varphi_1=\frac{n_1}{n_0}=\frac{\frac{32}{\sqrt{D}}}{\frac{42.4}{\sqrt{D}}}\times 100\%=76\% \tag{7-22}$$

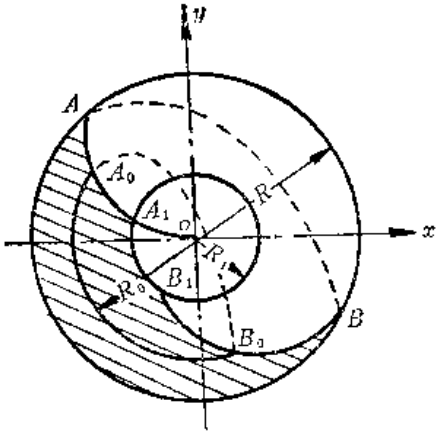


图 7-19 缩聚层的回转半径

上面导出的最有利的工作转数是指筒体内最外一层球而言。实际上球磨机工作时，筒体内装有许多层球。根据公式(7-3)知 $\cos\alpha=\frac{n^2R}{900}$，当 n 值一定时，α 角随球的回转半径 R 的不同而不同。显然，最外层球处于最有利的工作条件（即 $\alpha=54°40'$）时，其余各层球都将处于不利的工作条件。所以，为了使更多的球处于有利的工作条件，我们设所有不同回转半径的球层集中在某一层上，该层称为“缩聚层”。如果该层处于最有利的工作条件（$\alpha=54°40'$），则意味着所有各层球都处于最有利的工作条件。

由图7-19所示，用 A_0和B_0表示“缩聚层”的断离点和落点，R_0表示该层的回转半径，其值可根据圆盘对于其中心 o 的转动惯量的计算方法由下式确定：

$$(\pi R^2)R^2-(\pi R_1^2)R_1^2=\pi(R^2-R_1^2)R_0^2$$

即

$$R_0=\sqrt{\frac{R^2+R_1^2}{2}} \tag{7-23}$$

当“缩聚层”球处于最有利的工作条件时，即$\alpha=54°40'$，则由公式（7-3）得：

$$R_0=\frac{900\cos\alpha}{n^2}=\frac{900\cos 54°40'}{n^2}=\frac{520}{n^2} \tag{7-24}$$

最内层球的回转半径由公式(7-9)知$R_1=\frac{250}{n^2}$。将$R_0=\frac{520}{n^2}$和$R_1=\frac{250}{n^2}$代入公式(7-23)中，经化简后，即得“缩聚层”最有利的工作转数为：

$$n_2=\frac{26.3}{\sqrt{R}}=\frac{37.2}{\sqrt{D}}\ \text{转/分} \tag{7-25}$$

此时，球磨机最有利的转速率则为：

$$\varphi_2=\frac{n_2}{n_0}=\frac{\frac{37.2}{\sqrt{D}}}{\frac{42.4}{\sqrt{D}}}\times 100\%=88\% \tag{7-26}$$

因此，在理论上，球磨机最有利的工作转数为：

$$n=(76\%\sim 88\%)n_0 \tag{7-27}$$

上述结论都是在介质与衬板及介质与介质之间没有相对滑动的情况下得出的，但是在磨矿机中，这种相对滑动量或多或少都是存在的，所以根据公式(7-27)求得的工作转数，并不一定是最有利的，因此，磨矿机的工作转数要根据实际情况选取。例如：

（1）衬板的表面形状：带有凸棱的衬板表面，能减少破碎介质的相对滑动量，增加其提升高度，故其工作转数应比采用平滑形衬板时低些。

（2）矿石硬度和磨矿细度：对于大块坚硬矿石粗磨时，应采用较大的破碎介质和较高的工作转数，以利于增加对物料的冲击作用。反之，应采用较小的破碎介质和较低的工

作转数，从而能强化研磨作用和减少动力消耗。

（3）磨矿方式：湿式磨矿，由于水的润滑作用，破碎介质与衬板之间产生较大的相对滑动，因此，在相同条件下，湿式磨矿机的工作转数应比干式磨矿机高5%左右。

（4）破碎介质的充填率：充填率越低，则其相对滑动量越大，故工作转数应取高些。

目前，世界各国对最有利的工作转数都进行了大量的研究和实验工作，积累了很多资料，认为从提高生产率的观点出发，增加球磨机的工作转数是有利的。从国内的实验资料证明，当转数增加时，生产率可以得到较大的提高，可是衬板的寿命则急剧降低，而且功率消耗增加，所以目前生产的球磨机，其工作转数多在 $(76\%\sim88\%)n_0$之间。

对于棒磨机，为了防止钢棒互相干扰，取$n=(0.65\sim0.70)n_0$。对于管磨机，由于磨矿细度的要求，取$n=(0.68\sim0.76)n_0$。对于自磨机取$n=(0.83\sim0.85)n_0$。

三、破碎介质的装载量

装载量的多少及各种介质直径的配比对磨矿效率有一定的影响。装载量过少，会使磨矿效率降低；装载量过多，内层球运动时则会产生干涉作用，破坏了球的正常抛落运动，使球载下落时的冲击力减小，故磨矿效率也要降低。

破碎介质的装载量G可按下式计算：

$$G=\frac{\pi}{4}D^2L\gamma\varphi \tag{7-28}$$

式中 D、L——筒体的内径和长度，米；

γ——破碎介质的松散比重。锻制钢球取$\gamma=4.5\sim4.8$吨/米^3；铸造铁球取$\gamma=4.3\sim4.6$吨/米^3；轧制钢棒取$\gamma=6\sim6.5$吨/米^3；钢段取$\gamma=4.5\sim4.8$吨/米^3；

φ——破碎介质的充填率。

破碎介质充填率φ即是破碎介质的装载面积S与筒体横断面内截面积的比值，即

$$\varphi=\frac{S}{\pi R^2}=\frac{s_1+s_2}{\pi R^2} \tag{7-29}$$

式中 s_1和s_2为筒体内作圆周运动和作抛物线运动的球载面积，如图7-20所示。

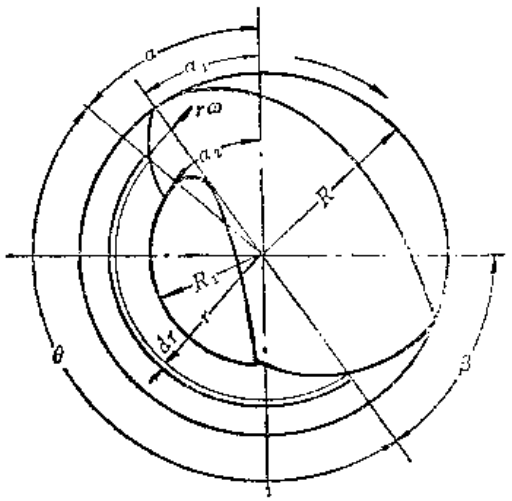


图 7-20 球磨机的装载面积

根据图7-20，知

$$\theta=270^\circ-(\alpha+\beta)=270^\circ-(\alpha+3\alpha-90^\circ)$$
$$=360^\circ-4\alpha=2\pi-4\alpha \tag{7-30}$$

取微分弧形面积：

$$ds_1=r\theta dr \tag{7-31}$$

根据公式（7-3）知$r=\frac{900}{n^2}\cos\alpha$，则 $dr=-\frac{900}{n^2}\sin\alpha d\alpha$。由此，公式(7-31)可写为：

$$ds_1=-\left(\frac{900}{n^2}\right)^2(2\pi-4\alpha)(\sin\alpha\cos\alpha)d\alpha=-\left(\frac{900}{n^2}\right)^2(\pi-2\alpha)\sin2\alpha d\alpha \tag{7-32}$$

球载作抛物线运动的微分球载面积为：

$$ds_2=\omega r dr t_2 \tag{7-33}$$

式中 ω——筒体的角速度；

t_2——球在抛物线轨迹上运动的时间，

$$t_2=\frac{X_B}{v\cos\alpha}=\frac{4r\cos^2\alpha\sin\alpha}{\omega r\cos\alpha}=\frac{4\cos\alpha\sin\alpha}{\omega}$$

由此，公式（7-33）则变为：

$$ds_2=-\omega\left(\frac{900}{n^2}\right)^2(\sin\alpha\cos\alpha)\frac{4\cos\alpha\sin\alpha}{\omega}d\alpha$$

$$=-\left(\frac{900}{n^2}\right)^2\sin^2 2\alpha d\alpha \tag{7-34}$$

球载面积S可由下式求出：

$$s=s_1+s_2=\int ds_1+\int ds_2 \tag{7-35}$$

$$=\int_{\alpha_0}^{\alpha_1}-\left(\frac{900}{n^2}\right)^2(\pi-2\alpha)\sin 2\alpha d\alpha+\int_{\alpha_2}^{\alpha_1}-\left(\frac{900}{n^2}\right)^2\sin^2 2\alpha d\alpha$$

$$=-\frac{1}{2}\left(\frac{900}{n^2}\right)^2\left|(\pi-2\alpha)\cos 2\alpha+\sin 2\alpha-\alpha+\frac{1}{4}\sin 4\alpha\right|_{\alpha_2}^{\alpha_1}$$

根据公式(7-14)和公式(7-21)知 $\psi=\sqrt{\cos\alpha}$，故

$$\pi R^2=\pi\left(\frac{900}{n^2}\right)^2\cos^2\alpha=\pi\left(\frac{900}{n^2}\right)^2\psi^4 \tag{7-36}$$

将公式（7-35）和公式（7-36）代入公式(7-29)中，得：

$$\varphi=\frac{1}{2\pi\psi^4}\left|(\pi-2\alpha)\cos 2\alpha+\sin 2\alpha-\alpha+\frac{1}{4}\sin 4\alpha\right|_{\alpha_2}^{\alpha_1} \tag{7-37}$$

当$\psi=0.76$，$\alpha_1=\cos^{-1}\psi^2=54°40'$，$\alpha_2=\cos^{-1}\frac{R_1}{R}\cos\alpha_1=\cos^{-1}k\psi^2=73°50'$时，根据公式（7-37）则可算出$\varphi_{max}=0.42$。

当$\psi=0.88$，$\alpha_1=\cos^{-1}\psi^2=39°15'$，$\alpha_2=\cos^{-1}k\psi^2=73°50'$时，则$\varphi_{max}=0.58$。

通常，湿式格子型球磨机取$\varphi=0.4\sim0.45$；溢流型球磨机、棒磨机取$\varphi=0.35\sim0.4$；干式格子型球磨机、管磨机取$\varphi=0.25\sim0.35$。

从上面的分析可以看出，最有利的转数决定了最适当的破碎介质的装载量。因此，当其它条件一定时，对于既定转数的磨矿机，其装载量过多或过少都会降低磨矿机的处理能力及磨矿效率。

装入球磨机中的钢球直径主要决定于给矿粒度、被破碎矿石的物理机械性质以及磨矿细度等因素。给矿和磨矿细度愈大，矿石愈是坚硬，要求钢球的直径愈大；相反，给矿和磨矿细度愈小，矿石愈是松脆，则要求钢球的直径愈小。

实际上，球磨机工作时，装入的钢球直径是不相等的。球载中不但应有足够数量的磨碎粗粒物料的大球，同时也应有研磨细粒物料的中球和小球。为了提高球磨机的磨矿效率，通常以某种适当的比例装入各种直径的钢球，该比例需根据具体生产条件来确定。

四、磨矿机的功率

磨矿机的功率主要消耗于破碎介质在圆轨迹上运动时，从落回点提升到脱离点，并使其具有一定的运动速度，即获得抛出的动能，而沿抛物线轨迹下落。这种功率消耗称为有用功率。此外，尚有一小部分功率消耗于克服空心轴颈与轴承之间的摩擦和传动装置的阻力。目前，确定磨矿机所需功率的方法有：按每吨产量的单位功耗计算；按经验公式计算；按理论公式计算；按类比法计算。下面仅介绍后两种方法。

磨矿机功率的理论计算公式主要是分析磨矿机有用功率的计算方法。有用功率的计算方法依磨矿机的工作状态而定。对于泻落式工作状态，破碎介质和矿石位于偏斜位置时(图7-13 a)，有用功率是根据其重量所产生的力矩来计算的。对于抛落式工作状态，有用功率是根据破碎介质和矿石落下时的动能等于使它作抛落运动所耗的功来计算的。

下面就以球磨机处于抛落式运动状态时，来分析它的有用功率的计算方法。

球磨机处于抛落工作状态时，物料在磨矿机中的磨碎作用主要依靠落下来的冲击功能。所以，磨矿机所消耗的有用功率，应该等于抛落下来的球在单位时间内所作的功。

在磨矿机筒体回转一周的时间内，单元球层质量dm的冲击动能为：

$$dE=\frac{1}{2}dmv_B^2 \tag{7-38}$$

式中 $dm=\frac{dG}{g}=\frac{1}{g}2000\pi rL\gamma dr$ 公斤·秒^2/米。 (7-39)

公式(7-39)中，γ为球载的松散比重，吨/米^3，其它符号同前。

v_B为球在落点B的速度。任一球层在脱离点A的水平速度为$v_x=v\cos\alpha$(图7-21)，球沿抛物线运动到落点B时，其水平速度仍为$v_x=v\cos\alpha$，落点的垂直速度为：

$$v_y=\sqrt{2gH}$$

由公式(7-18)知$H=4.5r\sin^2\alpha\cos\alpha$，代入上式中，则

$$v_y=\sqrt{2gH}=\sqrt{2g4.5r\sin^2\alpha\cos\alpha}=3v\sin\alpha$$

由此，则得：

$$v_B=\sqrt{v_x^2+v_y^2}=\sqrt{v^2\cos^2\alpha+9v^2\sin^2\alpha}=v\sqrt{9-8\cos^2\alpha} \tag{7-40}$$

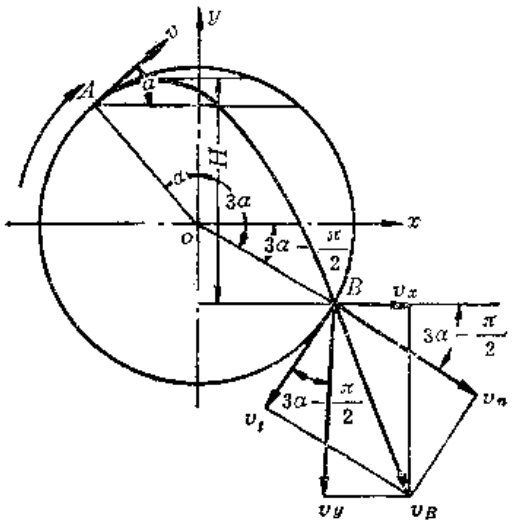


图 7-21 球在落点的速度

将公式(7-39)和公式(7-40)代入公式(7-38)中，则得：

$$dE=\frac{dmv_{\frac{2}{2}}}{2}=\frac{2000\pi rLv dr}{g}\times\frac{v^2(9-8\cos^2\alpha)}{2}\text{公斤米}$$

根据公式(7-2)和公式(7-3)，$v^2=rg\cos\alpha$，$\cos\alpha=\frac{r}{a}$，$a=\frac{900}{n^2}$。将上述各值代入上式，即转化为单一变数的函数：

$$dE=\frac{1000\pi\gamma L}{a}\left(9r^3-\frac{8}{a^2}r^5\right)dr \tag{7-41}$$

对公式(7-41)进行积分，积分的上下限为R到R_1并令$k=\frac{R_1}{R}$，则可确定在磨矿机筒体转一周时整个落下球载所作的功A：

$$A=\frac{1000\pi\gamma L}{a}\left[9\int_{R_1}^{R}r^3dr-\frac{8}{a^2}\int_{R_1}^{R}r^5dr\right]$$

$$=\frac{1000\pi\gamma LR^4}{4a}\left[9(1-k^4)-\frac{16R^2}{3a^2}(1-k^6)\right]$$

$$=\frac{1000\pi\gamma LR^3\psi^2}{4}\left[9(1-k^4)-\frac{16}{3}\psi^4(1-k^6)\right]\text{公斤米} \tag{7-42}$$

磨矿机所消耗的有用功率N，应该等于抛落下来的球载在单位时间内所作的功，即

$$N=\frac{An}{60\times102}=\frac{1000\pi\gamma LR^3\psi^2n}{4\times60\times102}\left[9(1-k^4)-\frac{16}{3}\psi^4(1-k^6)\right]\text{千瓦}$$

以 $n=\psi\frac{30}{\sqrt{R}}$(公式7-21)，$R=\frac{D}{2}$代入上式，得：

$$N=0.678D^{2.5}L\gamma\psi^3\left[9(1-k^4)-\frac{16}{3}\psi^4(1-k^6)\right]\text{千瓦} \tag{7-43}$$

或再以$\frac{G}{\varphi}=\frac{\pi D^2}{4}L\gamma$(公式7-28)代入公式(7-43)则得：

$$N=0.864\frac{G}{\varphi}\sqrt{D}\psi^3\left[9(1-k^4)-\frac{16}{3}\psi^4(1-k^6)\right]\text{千瓦} \tag{7-44}$$

在公式(7-43)中，如球磨机充填率φ和筒体转速率ψ保持一定的条件下，系数k是常数。所以，磨矿机在抛落式运动状态下工作时，若其他条件相同的情况下，它消耗的有用功率与$D^{2.5}L$成比例。

按公式(7-44)算出的磨矿机有用功率是偏高的，因为在球载落下时产生的冲击动能，只有一部分动能消耗在击碎物料上，还有一部分能量传给磨矿机筒体的回转运动。

在冲击的瞬间，球在落点B的速度为v_B，其方向与打击线（筒体中心与打击接触点的联线oB）成一角度，将速度v_B分解为径向速度v_n和切向速度v_t。

从图7-21可知，v_B的径向分速度v_n为：

$$v_n=v_x\cos\left(3\alpha-\frac{\pi}{2}\right)+v_y\cos\left[\frac{\pi}{2}-\left(3\alpha-\frac{\pi}{2}\right)\right]$$

$$=v_x\cos\left(3\alpha-\frac{\pi}{2}\right)+v_y\sin\left(3\alpha-\frac{\pi}{2}\right)$$

$$=v\cos\alpha\sin3\alpha-3v\sin\alpha\cos3\alpha$$

因

$$\sin3\alpha=3\sin\alpha-4\sin^3\alpha$$

$$\cos3\alpha=4\cos^3\alpha-3\cos\alpha$$

故

$$v_n=8v\sin^3\alpha\cos\alpha \tag{7-45}$$

v_B的切线速度v_t为：

$$v_t=-v_x\sin\left(3\alpha-\frac{\pi}{2}\right)+v_y\cos\left(3\alpha-\frac{\pi}{2}\right)=v_x\cos3\alpha+v_y\sin3\alpha$$

$$=v+4v\sin^2\alpha\cos2\alpha \tag{7-46}$$

利用球的冲击作用使物料磨碎，仅仅依靠径向分速度v_n所产生的垂直冲击力。切线分速度v_t不会产生冲击作用，它只能使球沿圆形轨迹移动，即切线分速度v_t产生的动能转化成协助筒体旋转的主动力矩。所以，按公式(7-44)计算的有用功率应该减去由v_t产生的这部分能量。

单元球层质量dm下落冲击时，其切线分速度v_t产生的动能为：

$$dE_t=\frac{dmv_t^2}{2}=\frac{1}{2}\cdot\frac{2000\pi rL\gamma dr}{g}\cdot v^2(1+4\sin^2\alpha\cos2\alpha)^2$$

$$=1000\pi L\gamma\frac{r^3}{a}dr\left(12\frac{r^2}{a^2}-8\frac{r^4}{a^4}-3\right)^2$$

$$=1000\pi L\gamma dr\left(9\frac{r^3}{a}-72\frac{r^5}{a^3}+192\frac{r^7}{a^5}-192\frac{r^9}{a^7}+64\frac{r^{11}}{a^9}\right) \tag{7-17}$$

根据上述方法，可以得到：

$$A_t=1000\pi L\gamma\int_{R_t}^{R}\left(9\frac{r^3}{a}-72\frac{r^5}{a^3}+192\frac{r^7}{a^5}-192\frac{r^9}{a^7}+64\frac{r^{11}}{a^9}\right)dr$$

$$=1000\pi L\gamma R^3\psi^2\left[\frac{9}{4}(1-k^4)-12\psi^4(1-k^6)+24\psi^8(1-k^8)\right.$$

$$\left.-19.2\psi^{12}(1-k^{10})+\frac{16}{3}\psi^{16}(1-k^{12})\right] \tag{7-18}$$

$$N_t=\frac{A_tn}{60\times102}=2.72LD^{2.5}\psi^3\gamma\left[\frac{9}{4}(1-k^4)-12\psi^4(1-k^6)+24\psi^8\times\right.$$

$$\left.\times(1-k^8)-19.2\psi^{12}(1-k^{10})+\frac{16}{3}\psi^{16}(1-k^{12})\right]$$

或

$$N_t=3.47\frac{G}{\varphi}\sqrt{D}\psi^3\left[\frac{9}{4}(1-k^4)-12\psi^4(1-k^6)+24\psi^8(1-k^8)\right.$$

$$\left.-19.2\psi^{12}(1-k^{10})+\frac{16}{3}\psi^{16}(1-k^{12})\right] \tag{7-49}$$

因此，磨矿机的有用功率N_0应该等于：

$$N_0 = N - N_t$$
$$= LD^{2.5}\varphi\psi[29.03(1-k^6) - 65.2\psi^4(1-k^8) + 52.2\psi^8(1-k^{10}) - 14.5\psi^{12}(1-k^{12})] \text{ 千瓦} \quad (7\text{-}50)$$

公式(7-50)中的 k 值是随不同的 φ 值和 ψ 值而变化的，其值可根据表 7-4 选取，或按下式计算：

$$k = \sqrt[3]{1 - \frac{\pi\varphi}{2.52\psi^2}} \quad (7\text{-}51)$$

表 7-4 k 值

φ (%)	ψ (%)						
	70	75	80	85	90	95	100
30	0.635	0.700	0.746	0.777	0.802	0.819	0.831
35		0.618	0.683	0.726	0.759	0.781	0.797
40		0.508	0.606	0.669	0.711	0.740	0.760
45			0.506	0.600	0.656	0.694	0.721
50				0.508	0.592	0.644	0.676

磨矿机由于克服机械摩擦而消耗的功率，可以用机械传动效率 η 来考虑。对中心传动的磨矿机，$\eta = 0.92 \sim 0.94$；对周边传动的磨矿机，$\eta = 0.86 \sim 0.9$。中间有减速装置时，应选低值，直接传动则选用高值。

根据某些实际资料，磨矿机的起动功率一般超过其电动机功率约 3.5 倍，但在正常情况下工作时，则不超过其80%。因此，在选择电动机时应考虑这个因素。

根据上述理论分析，磨矿机所需的有用功率与其筒体直径的 2.5 次方和长度成正比。因此，只要知道在类似条件下工作的其它尺寸磨矿机的功率以后，就可确定任一磨矿机的功率。通常，磨矿机的功率都是根据试验的小型磨矿机在各个具体磨矿条件下，得到的试验数据进行推算的。这种方法就称为类比法，磨矿机功率的推算公式为：

$$N = \frac{D^y L}{D_e^y L_e} N_e \text{ 千瓦} \quad (7\text{-}52)$$

式中 N_e——试验的磨矿机功率，千瓦；

D_e、L_e——试验磨矿机的筒体内径与长度；

D、L——计算磨矿机的筒体内径与长度；

y——对于一般磨矿机，$y = 2.5$；对于自磨机，$y = 2.5 \sim 2.6$。

五、磨矿机生产能力的计算

在生产中影响磨矿机生产能力的因素很多，变化也较大，因此，目前还很难用理论公式来计算它的生产能力。现在一般都根据“模拟方法”来计算磨矿机的生产能力，即根据实际生产的磨矿机在接近最优越的工作条件下工作时的资料，再结合磨矿机的型式和尺寸、矿石的可磨性、给矿及产品粒度等因素加以校正。

磨矿机生产能力的计算一般按新形成级别的方法进行。此方法一般采用 −0.074 毫米（−200目）作计算级别。

设计的磨矿机的生产能力可按下列公式计算：

$$Q=\frac{Vq}{\beta_2-\beta_1}\ \text{吨/小时} \tag{7-53}$$

式中 V——设计的磨矿机有效容积，米^3；

β_2——产品中小于0.074毫米级别含量；

β_1——给矿中小于0.074毫米级别含量；

q——按新形成级别（−0.074毫米）计算的单位生产能力，吨/米^3·时。

q值由试验确定，或采用矿石性质类似、设备及工作条件相同的生产指标。当无试验与生产指标时，可按下列公式计算：

$$q=q_0K_1K_2K_3K_4 \tag{7-54}$$

式中 q_0——生产厂磨矿机按新形成（−0.074毫米）级别计算的实际单位生产能力，吨/米^3·小时；

K_1——矿石磨矿难易度系数。系数可用实验方法确定。磨矿机研磨设计规定处理的矿石与研磨供比较用的矿石（即现厂目前处理的矿石）时，按新形成级别计算的生产率之比，就是系数K_1。系数K_1亦可按表7-5选取；

K_2——磨矿机型式校正系数（表7-6）；

K_3——磨矿机直径校正系数，$K_3=\left(\frac{D_1-b_1}{D_2-b_2}\right)^{0.2}$。式中$D_1$和$D_2$为设计的和目前工作的磨矿机的直径，米；$b_1$和$b_2$为磨矿机衬板的厚度，米；

K_4——磨矿机给矿粒度和产品粒度系数；$K_4=\frac{m_1}{m_2}$；m_1、m_2系设计与生产的给矿和产品粒度按新形成（−0.074毫米）级别计算的相对生产能力。m_1，m_2值见表7-7。

表 7-5 矿石磨矿难易度系数K_1

矿石硬度		可磨度系数
普氏系数	硬度系数等级	
<2	很软	1.4～2.0
2～4	软的	1.25～1.5
4～8	中等硬度	1.0
8～10	硬的	0.75～0.85
>10	很硬	0.5～0.7

表 7-6 磨矿机型式校正系数K_2

磨矿机型式	格子型球磨机	溢流型球磨机	棒磨机
K_2	1.0	0.9	1.0～0.85

注：棒磨机K_2值当磨矿细度大于0.3毫米时取大值，反之取小值。

β_1和β_2在计算中应按实际资料计算，若无实际资料时，一般可按表7-8和表7-9选取。

表 7-7　给矿粒度及产品粒度相对生产能力 m 值

给矿粒度（毫米）	产品粒度（毫米）					
	0.4	0.3	0.2	0.15	0.10	0.074
	−0.074毫米级别含量（%）					
	40	48	60	72	85	95
40～0	0.77	0.81	0.83	0.81	0.80	0.78
20～0	0.89	0.92	0.92	0.88	0.86	0.82
10～0	1.02	1.03	1.00	0.93	0.90	0.85
5～0	1.15	1.13	1.05	0.95	0.91	0.85
3～0	1.19	1.16	1.06	0.95	0.91	0.85

注：1. 本表为处理一般矿石在不同给矿粒度和排矿粒度时，按新形成 −0.074 毫米级别计算的磨矿机相对生产能力（标准磨矿条件为：给矿粒度10～0 毫米，产品粒度0.2毫米）；

2. 磨矿产品的粒度以95%的矿量通过的筛孔尺寸来表示。

表 7-8　给矿粒度与 −0.074毫米级别含量 β_1

给矿粒度（毫米）		40～0	20～0	10～0	5～0	3～0
β_1（%）	难碎性矿石	2	5	8	10	15
	中等可碎性矿石	3	6	10	15	23
	易碎性矿石	5	8	15	20	25

表 7-9　产品粒度中 −0.074毫米级别含量 β_2

产品粒度（毫米）	0.4	0.3	0.2	0.15	0.1	0.074
β_2(%)	40	48	60	72	85	95

第四节　磨矿机主要零件的计算

一、磨矿机工作时筒体的受力分析

磨矿机在抛落工作状态下工作时，筒体内的载荷（破碎介质和物料）分布如图7-22所示。

作用在筒体上的力由主轴承承受。因此，为了计算主轴承和筒体的强度，首先必须确定作用在筒体上的力。

作用在磨矿机筒体上的力有：筒体（包括衬板和齿轮）的重量 G_d，它是通过筒体中心垂直向下作用；与筒体一起作圆周运动的破碎介质和物料的重量及离心力；作抛物线运动的破碎介质和物料落下后对筒体的冲击力；此外还有齿轮传动的圆周力，一般计算时可以不考虑。

下面就根据磨矿机在抛落状态下工作时分析筒体的受力情况。

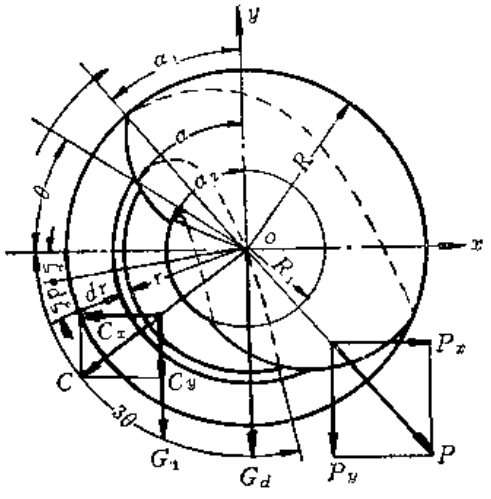


图 7-22　作用在筒体上的力

作圆周运动的破碎介质和物料的重量可以根据载荷分布图确定（图7-22）。在筒体长度上取单元介质层的重量 dG_1 为：

$$dG_1 = -\gamma r d\xi dr L \tag{7-55}$$

所以

$$G_1 = -\gamma L r dr \int_{-\theta}^{3\theta} d\xi = -\gamma L r dr 4\theta \tag{7-56}$$

式中负号表示重力方向向下。

磨矿机回转时，G_1 产生的离心力的水平分力为：

$$C_x = -\int dm_1 r\omega^2 \cos\xi = -\frac{\gamma L}{g}\omega^2 r^2 dr \int_{-\theta}^{3\theta} \cos\xi d\xi$$

$$= -\frac{\gamma L}{g}\omega^2 r^2 dr(\sin 3\theta + \sin\theta) \tag{7-57}$$

离心力的垂直分力为：

$$C_y = -\int dm_1 r\omega^2 \sin\xi = -\frac{\gamma L}{g}\omega^2 r^2 dr \int_{-\theta}^{3\theta} \sin\xi d\xi$$

$$= -\frac{\gamma L}{g}\omega^2 r^2 dr(-\cos 3\theta + \cos\theta) \tag{7-58}$$

作抛物线运动的载荷，在单位时间内抛出的载荷质量为：

$$dm_2 = \frac{\gamma L}{g} r\omega dr$$

若载荷作抛物线运动的时间 $t_2 = \frac{4r\omega\cos\theta}{g}$（将 $\alpha = \frac{\pi}{2} - \theta$ 及 $\sin\theta = \frac{r\omega^2}{g}$ 代入公式7-11中即得），则载荷重量为：

$$G_2 = dm_2 g t_2 = -4\frac{\gamma L}{g} r^2\omega^2 dr\cos\theta \tag{7-59}$$

作抛物线运动的载荷，下落时对筒壁的冲击力可以根据动量定理确定。

冲击力的水平分力：

$$P_x = dm_2(v_x - v_{dx})$$

式中 v_x——载荷在落点的水平速度，$v_x = r\omega\sin\theta$；

v_{dx}——筒体在载荷落点的水平速度，$v_{dx} = -r\omega\sin\beta = -r\omega\sin(3\alpha - 90°) = -r\omega\sin[3(90° - \theta) - 90°] = -r\omega\sin 3\theta$

将 dm_2、v_x、v_{dx} 代入上式，则得：

$$P_x = \frac{\gamma L}{g}\omega^2 r^2 dr(\sin\theta + \sin 3\theta) \tag{7-60}$$

冲击力的垂直分力：

$$P_y = -dm_2[-(r\omega\cos\theta - g t_2) - r\omega\sin\beta]$$

$$= -\frac{\gamma L}{g} r^2\omega^2 dr(3\cos\theta + \cos 3\theta) \tag{7-61}$$

根据以上分析的结果可以看出：

$$P_x+C_x=0$$

$$P_y+C_y=G_2$$

由此，则知磨矿机在抛落状态下工作时，载荷作用在筒体上的力等于破碎介质和物料的重量和，即

$$G_m=G_1+G_2=G+0.14G=1.14G \tag{7-62}$$

式中G为筒体内破碎介质的重量，$0.14G$为筒体内物料的重量。

载荷G_m的作用线偏离筒体中心线的垂距l等于：

$$l=\frac{M}{1.14G}=\frac{102N}{1.14G\omega} \tag{7-63}$$

式中 N——磨矿机的有用功率，千瓦；

ω——筒体的角速度。

作用在筒体上的总载荷为：

$$G_z=G_d+G_m \tag{7-64}$$

G_z力的方向可近似地认为通过筒体中心且垂直向下，并沿筒体全长均匀分布。

对于湿式磨矿机，由于筒体内有矿浆，球载抛落时的冲击载荷被矿浆和球载所吸收，传到筒体上已很小，因此也可以不考虑。所以，湿式磨矿机的筒体上只作用有筒体自重G_d、作圆周运动的破碎介质和物料的重量G_1及离心力C。

根据公式7-56，式中$r=\frac{g}{\omega^2}\sin\theta$，$dr=\frac{g}{\omega^2}\cos\theta d\theta$，利用积分法求得$G_1$的计算式为：

$$G_1=-4\gamma L\theta r dr=-4\gamma L\int_{\theta_1}^{\theta_0}\theta\frac{g}{\omega^2}\sin\theta\frac{g}{\omega^2}\cos\theta d\theta$$

$$=-\frac{4\gamma Lg^2}{\omega^4}\int_{\theta_1}^{\theta_0}\theta\sin\theta\cos\theta d\theta$$

$$=-\frac{4\gamma Lg^2}{\omega^4}\cdot\frac{1}{4}\Big|\sin\theta(\cos\theta+2\theta\sin\theta)-\theta\Big|_{\theta_1}^{\theta_0}$$

$$=-\frac{\gamma Lg^2}{2\omega^4}\Big|\sin2\theta-2\theta\cos2\theta\Big|_{\theta_1}^{\theta_0} \tag{7-65}$$

由G_1产生的离心惯性力则为：

$$C=-\int_{R_1}^{R}\int_{-\theta}^{3\theta}\frac{dG_1}{g}r\omega^2=-\frac{\gamma L\omega^2}{g}\int_{R_1}^{R}r^2dr\int_{-\theta}^{3\theta}d\xi$$

$$=-\frac{4\gamma L\omega^2}{g}\int_{\theta_1}^{\theta_0}\theta\frac{g^2}{\omega^4}\sin^2\theta\frac{g}{\omega^2}\cos\theta d\theta$$

$$=-\frac{4\gamma Lg^2}{\omega^4}\int_{\theta_1}^{\theta_0}\theta\sin^2\theta\cos\theta d\theta$$

$$=-\frac{4\gamma Lg^2}{9\omega^4}\Big|3\cos\theta-\cos^3\theta+3\theta\sin^3\theta\Big|_{\theta_1}^{\theta_0} \tag{7-66}$$

G_1与C力的作用点位于与筒体一起作圆周运动的载荷横断面积的重心上。该重心可按

下式确定：

$$x_c=\frac{\int_m d_{m1} r\cos\xi}{\int_m d_m}=\frac{2}{\omega^2}\cdot\frac{\left|\sin^4\theta-\frac{2}{3}\sin^6\theta\right|_{\theta_1}^{\theta_0}}{\left|\sin 2\theta-2\theta\cos 2\theta\right|_{\theta_1}^{\theta_0}}$$

$$y_c=\frac{\int_m d_{m1} r\sin\xi}{\int_m d_{m1}}$$

$$=\frac{2}{\omega^2}\cdot\frac{\left|-\frac{2}{3}(\cos^3\theta\sin^3\theta)-\frac{1}{16}\sin 4\theta+\frac{1}{4}\theta\right|_{\theta_1}^{\theta_0}}{\left|\sin 2\theta-2\theta\cos 2\theta\right|_{\theta_1}^{\theta_0}} \qquad (7\text{-}67)$$

当磨矿机筒体的转数确定以后，可按公式7-3和公式7-9求出断离角α_1和最小半径R_1或其断离角α_2，由此，则可确定$\theta_0=\frac{\pi}{2}-\alpha_1$和$\theta_1=\frac{\pi}{2}-\alpha_2$。然后，根据公式(7-65)、公式(7-66)和公式(7-67)计算G_1、C力及其作用点的位置，利用图解法可以求得作用在筒体上的总载荷为：

$$\overline{G}_z=\overline{G}_1+\overline{C}+\overline{G}_d \qquad (7\text{-}68)$$

二、筒体的强度计算

磨矿机的筒体在外力作用下产生弯曲力矩、扭转力矩和切力，其中由扭转力矩和切力产生的应力和变形很小，根据实践经验，只需计算最大弯曲应力和校核径向刚度。

最大弯曲应力为：

$$\sigma=\frac{M_{w\max}}{W}\leqslant[\sigma] \qquad (7\text{-}69)$$

式中 $M_{w\max}$——最大弯曲力矩；

W——筒体弯曲断面模数。

当载荷分布如图7-23所示时，其最大弯曲力矩为：

$$M_{w\max}=\frac{G_z}{8}(L_k+2l_j) \qquad (7\text{-}70)$$

式中 L_k——两轴承支点间的距离；

l_j——支点到端盖的距离。

若筒体上无人孔时，弯曲断面模数为：

$$W=\frac{1}{4}\pi D^2\delta C_1 \qquad (7\text{-}71)$$

若筒体上有人孔时，弯曲断面模数为：

$$W=\left[\frac{1}{4}D^2\delta\left(\pi-\frac{\theta}{2}-\sin\frac{\theta}{2}\right)+\frac{1}{2}D(B-b)\delta\right]C_1 \qquad (7\text{-}72)$$

式中C_1表示螺栓孔的削弱系数，取$C_1=0.9$。其它符号见图7-24。

计算筒壁的弯曲应力时，考虑到它的反复循环变化的特性，许用应力$[\sigma]$应按疲劳限σ_{-1}选取。由于人孔及螺栓孔等处有应力集中，取安全系数为3.5～4.0。许用应力按下式计算：

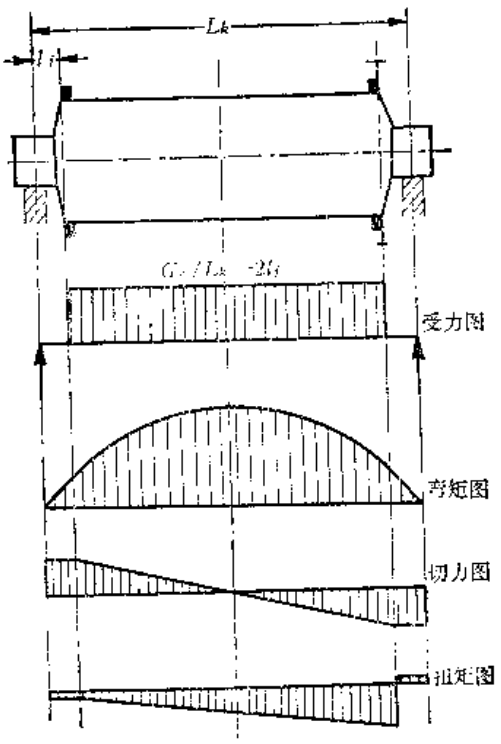


图 7-23　筒体受力分析

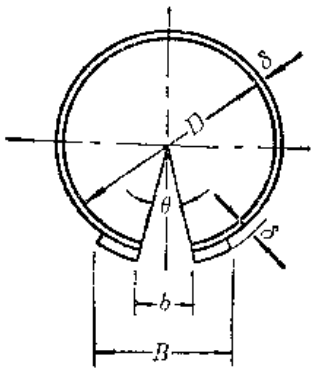


图 7-24　筒体断面

$$[\sigma]=\frac{\sigma_{-1}}{3.5}\sim\frac{\sigma_{-1}}{4.0}\text{公斤/厘米}^2 \quad (7\text{-}73)$$

式中 $\sigma_{-1}=\frac{1}{3}\sim\sigma_B$，$\sigma_B$为抗拉强度限。

短筒型磨矿机的筒体通常用 A3F 钢板制造，长筒型磨矿机用 A3、20、20g 钢板制造。筒体壁厚一般为18～30毫米。

筒体是大直径的薄壁圆筒，容易产生径向变形，故筒体的径向刚度按下式校核：

$$\frac{D}{\delta}\leqslant 150 \quad (7\text{-}74)$$

三、主轴承的验算

主轴承的直径和宽度等结构尺寸根据要求确定以后，可按作用在轴瓦上的单位压力来进行计算：

$$p=\frac{R_{max}}{F}=[p] \quad (7\text{-}75)$$

式中　p——轴承单位面积上的压力，公斤/厘米^2；

R_{max}——轴承上的最大载荷，$R_{max}=\frac{G_z}{2}$公斤；

F——轴承在水平面的投影面积，厘米^2；

$[p]$——许用压力，$[p]$=15～20公斤/厘米^2。

轴承在水平面的投影面积按下式计算：

$$F=ld\sin\theta$$

式中　l——轴承宽度，厘米；

d——轴承直径，厘米；

θ——轴颈与轴瓦接触包角之半，根据要求规定$2\theta\approx 75\sim 90°$。

计算出单位压力 p 以后，再按pv特性校核：

$$pv\leqslant 20\sim 25 \quad \text{公斤/厘米}^2\cdot\text{米/秒} \quad (7\text{-}76)$$

式中　v——轴承的线速度，米/秒。

四、筒体法兰盘与端盖连接螺栓的计算

球磨机的筒体是通过筒体法兰盘和端盖用连接螺栓联接起来，并借空心轴颈支承在主轴承上。因为筒体要承受很大的力，所以筒体法兰盘与端盖的接合是球磨机的一个重要部分。连接螺栓不仅要根据强度来选择，而且还要注意筒体法兰盘与端盖接触的紧密性。为此，螺栓之间的距离不应超过螺栓直径的10倍。

连接螺栓要受到作用在筒体上的合力G_z的作用，另外还受到螺栓处在圆周切线方向上的圆周力的作用。此外接合处还受到弯曲力矩的作用。因此，处在端盖下部的螺栓同时受到弯曲和剪切作用。为了简化螺栓的计算，只把剪切作为作用力来考虑，把弯曲力矩的作用考虑在减低许用剪应力以内。

合力G_z沿筒体长度均匀分布，则每边端盖的连接螺栓受力是$\frac{G_z}{2}$。

在螺栓配置圆周半径R_0（厘米）切线方向上的圆周力为：

$$P_0=\frac{97500N_0}{nR_0}\text{公斤}$$

式中 N_0——传递到大齿轮上的功率，千瓦；

n——筒体转数，转/分。

一边端盖的连接螺栓受到的剪切合力则为：

$$Q=\sqrt{\left(\frac{G_z}{2}\right)^2+P_0^2}\quad\text{公斤}\tag{7-77}$$

每个螺栓的剪切应力：

$$\tau=\frac{4Q}{km\pi d^2}\leqslant[\tau]\quad\text{公斤/厘米}^2\tag{7-78}$$

式中 k——螺栓锁紧不均匀系数，$k=0.5$；

m——每边端盖的连接螺栓的个数；

d——螺栓的直径，厘米；

$[\tau]$——螺栓的许用剪应力，$[\tau]=(0.2\sim0.3)\sigma_T$，$\sigma_T$为材料的屈服限。

第八章　螺旋分级机和水力旋流器

第一节　概　　述

各种不同大小、形状和比重的混合颗粒，在水中按沉降速度不同，分成若干级别的作业称为湿式分级。

湿式分级与筛分不同之处，在于筛分是将物料按体积（粒度）分成级别，而湿式分级则是将物料按等降速度分成级别，即是通过湿式分级而获得的每一级别，都包含有轻而粗的和重而细的、但在水中沉降速度相等的矿粒。筛分一般只用于粒度大于2毫米矿石的分级，而粒度为0.1毫米以下的细矿粒的分级，通常采用湿式分级作业。

用于湿式分级作业的设备有水力分级机和机械分级机。

水力分级机是重力选矿的主要分级设备。在水力分级机中，是向矿浆中给入一定压力的补充上升水流，水流的方向与矿粒沉降的方向相反，被分级的矿粒群在水中由于沉降条件（如上升水流的速度大小，沉降面积的大小）的不同而分成若干级别。

根据分级过程的不同，水力分级机分为自由沉降水力分级机和干涉沉降水力分级机。

机械分级机主要是用在湿式磨矿闭路循环中。在磨矿流程中加入分级作业，可以避免磨矿产品的过粉碎，控制送入选别作业去的矿石粒度。分级机可从粗砂中分出成品（分级机溢流），并把粗砂返回磨矿机再磨。在磨矿闭路循环中，也有用水力旋流器作为分级设备的。

在机械分级机中，矿粒的分离过程基本上是在矿浆从给矿处流至溢流处的路程中进行的。沉落在槽底的较粗颗粒称为粗砂，悬浮的微细颗粒称为溢流。粗砂是由分级机中的机械排矿装置排出，同时机械排矿装置还促使溢流加速排出，并对矿浆有着一定的搅拌作用，从而防止溢流中细粒的沉降，提高分级效果。因此，机械排矿装置的动作对于分级机的分级效果及其生产能力都有影响。机械排矿装置的动作应尽可能使矿浆不产生旋涡或局部性的搅动，并应使各部分都显得很均匀。

根据排矿机构的不同，机械分级机可以分为：耙式分级机、浮槽式分级机和螺旋分级机。

耙式分级机和浮槽式分级机由于存在着很多缺点，已被螺旋分级机所代替。螺旋分级机具有如下优点：构造简单；与磨矿机的配置和操作方便；槽底坡度较大，因而返砂提升高度大，便于与磨矿机成自流联接；分级带较稳定，可以得到较细的溢流。螺旋分级机也可用于物料的脱泥和脱水。

第二节　螺 旋 分 级 机

一、螺旋分级机的工作原理与分类

螺旋分级机（图8-1）通常是由以下几部分组成：半圆形的水槽；作为排矿机构的螺旋装置；支承螺旋轴的上、下轴承部；螺旋轴的传动装置和螺旋轴的升降机构。

经过细磨的矿浆从进料口给入水槽，倾斜安装的水槽下端为矿浆分级沉降区，螺旋低

速回转，搅拌矿浆，使大部分轻细颗粒悬浮于上面，流到溢流边堰处溢出，成为溢流，进入下一道选矿工序，粗重颗粒沉降于槽底，成为矿砂（粗砂），由螺旋输送到排矿口排出。如分级机与磨矿机组成闭路，则粗砂经溜槽进入磨矿机再磨。

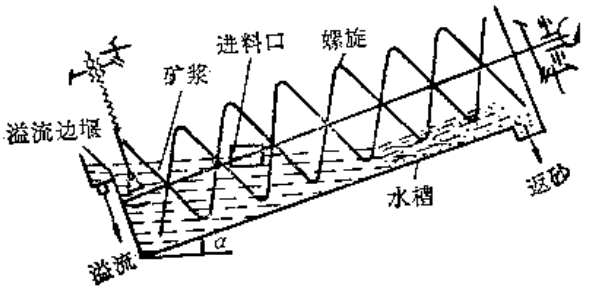


图 8-1　螺旋分级机的工作原理

螺旋分级机按其螺旋轴的数目可分为单螺旋和双螺旋分级机；按其溢流堰的高度又可分为高堰式、沉没式和低堰式三种。

高堰式螺旋分级机溢流堰的位置高于螺旋轴下端的轴承中心，但低于溢流端螺旋的上缘。这种分级机具有一定的沉降区域，适用于粗粒度的分级，可以获得大于 100 网目的溢流粒度。

沉没式螺旋分级机溢流端的整个螺旋都浸没在沉降区的液面下，其沉降区具有较大的面积和深度，适用于细粒度的分级，可以获得小于 100 网目的溢流粒度。

低堰式螺旋分级机溢流堰低于溢流端轴承的中心。因此，沉降区的面积小，溢流生产能力低。这种分级机一般不用于分级处理，而是用来冲洗矿砂进行脱泥。

螺旋分级机的规格用螺旋直径来表示。

二、螺旋分级机的构造

图 8-2 为高堰式双螺旋分级机的结构图。半圆形水槽 2 通常用钢板和型钢焊成，其侧

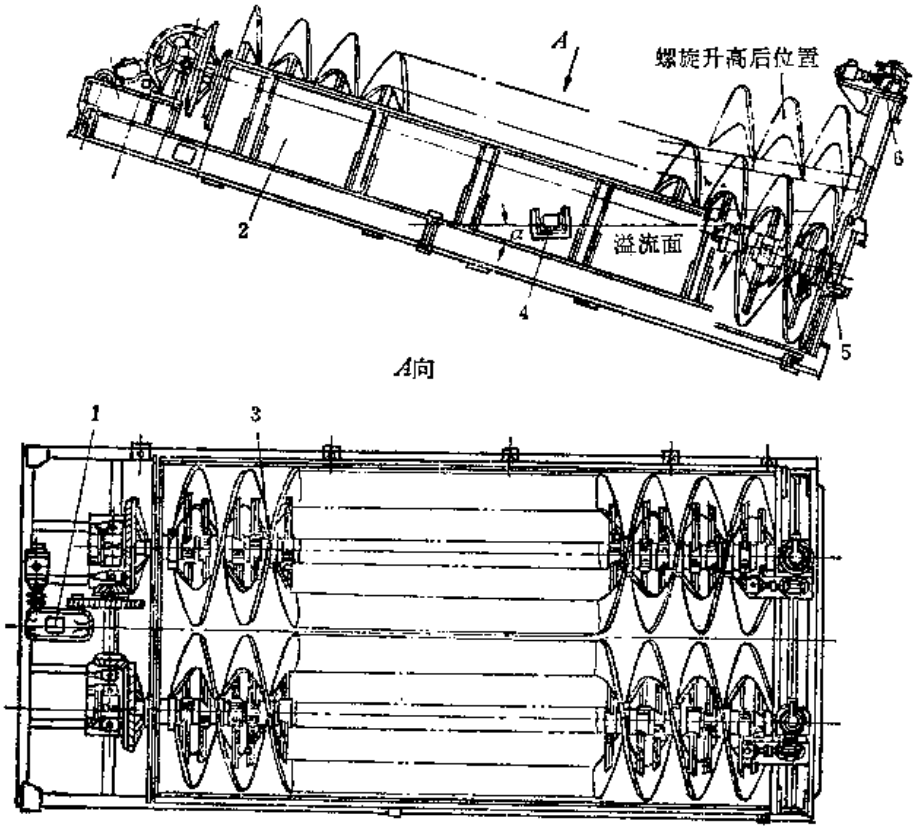


图 8-2　高堰式双螺旋分级机

1—传动装置；2—水槽；3—左、右螺旋轴；4—进料口；5—下部支座；6—提升机构

壁设有进料口。返砂口在槽体上端的下部。为了在必要时能排出矿浆，水槽下部设有放水阀，正常工作时关闭。

水槽内装有带左右螺旋叶片的纵向空心轴3。空心轴上以卡箍方式装有与螺旋导角相适应的支架板，用来连接螺旋叶片，螺旋多数采用双头等螺距螺旋。在叶片边缘上装有耐磨衬铁（一般用中锰球墨铸铁）。螺旋的作用是搅拌矿浆和把沉降于槽底的粗砂运向上端排出，溢流从溢流堰溢出。

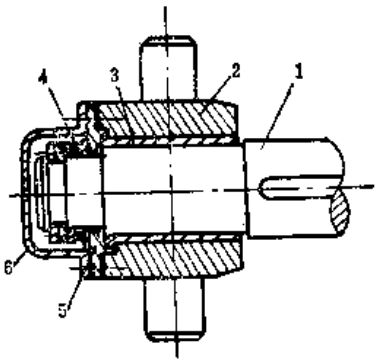


图 8-3　十字形轴头支座的结构

1—轴；2—支座；3—轴衬；4—止推轴承；5—压盖；6—端盖

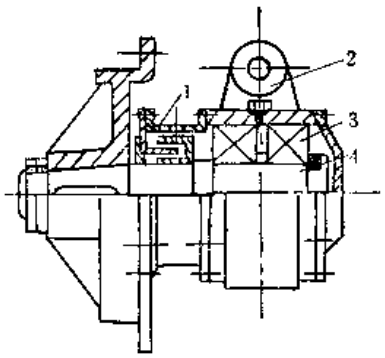


图 8-4　机械密封滚动轴承支座

1—密封圈；2—支承座；3—滚动轴承；4—轴

空心轴一般采用无缝钢管或用长钢板卷成螺线形焊接。空心轴的两端焊有轴颈，上端支承在可转动的十字形轴头内，下端支承在下部支座中。

十字形轴头支座的结构如图8-3所示。支座两侧的轴头支承在传动架上。这种装置可以满足螺旋轴在作旋转运动的同时，又可作升降运动。

下部支座长期沉没在矿浆中，因而轴承的密封装置是保证设备正常运转的关键问题。目前，常用的下部轴承的密封装置有三种，即机械密封滚动轴承支座（图8-4）、压力水封树脂瓦滑动轴承支座（图8-5）及压力水封橡胶轴衬（一般用皮带机废胶带组叠而成）。这些结构型式的密封性均不够理想，最近，在机械密封滚动轴承支座的基础上，用手动干油泵注入高压油，寿命可达1年左右，其结构如图8-6所示。

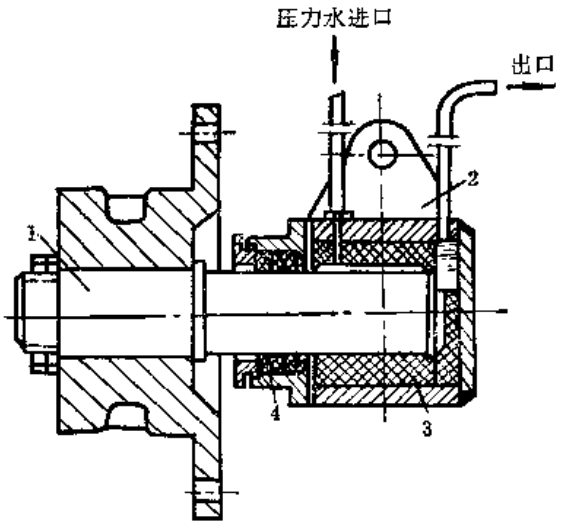


图 8-5　压力水封树脂瓦滑动轴承支座

1—轴；2—支承座；3—树脂瓦；4—密封圈

螺旋轴由传动装置带动旋转。传动装置安装在机器的上端，它由电动机、减速器、圆柱齿轮和圆锥齿轮传动副等组成。

为了避免机器再启动时由于沉砂压住而造成机器过载，螺旋分级机设有螺旋轴的升降机构。它的作用是在停车时将螺旋轴提起和在工作时调节螺旋负荷的大小。螺旋轴的升降是由电动机通过减速机和一对圆锥齿轮带动丝杆而实现的。

三、螺旋分级机主要参数的选择和计算

1．水槽倾角的选择　水槽倾角的大小决定于分级沉降区的面积，而沉降区的面积又与溢流粒度有关，所以，水槽倾角通常是根据处理物料的性质及溢流粒度来确定。水槽倾角α一般在12～18°30′之间。要求获得较细粒度的溢流时，倾角应取较小值，反之，则应

取较大值。

2．溢流堰高度的选择 溢流堰的高度 h（图8-7）是根据要求的溢流粒度来确定。当要求溢流度较细时，溢流堰高度应取较大值，反之，则取较小值。对于高堰式螺旋分级机，$h=\left(\frac{1}{4}\sim\frac{3}{8}\right)D$，$D$为螺旋直径；对于沉没式螺旋分级机，$h=\left(\frac{3}{4}\sim1\right)D$。

3．螺旋轴长度的选择 螺旋轴的长度是根据溢流堰高度 h、水槽倾角 α 和返砂脱水区长度 l（图8-7）来确定。返砂脱水区长度 l 是按配套球磨机所要求的含水量及其尺寸和位置而定。返砂脱水区长度一般为1.5～2米左右。

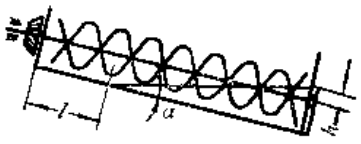


图 8-7 螺旋轴长度的确定

4．螺旋直径的确定 螺旋直径和个数(单或双)根据溢流生产量按下列经验公式计算：

对于高堰式螺旋分级机：

$$D=0.103\sqrt{\frac{24Q_2}{mK_1K_2}}-0.08\text{米} \qquad (8\text{-}1)$$

对于沉没式螺旋分级机：

$$D=0.115\sqrt{\frac{24Q_2}{mK_1K_2}}-0.07\text{米} \qquad (8\text{-}2)$$

式中 Q_2——溢流生产量，吨/小时；

m——分级机的螺旋个数；

K_1——矿石比重修正系数（表8-1）；

K_2——溢流粒度修正系数（表8-2）。

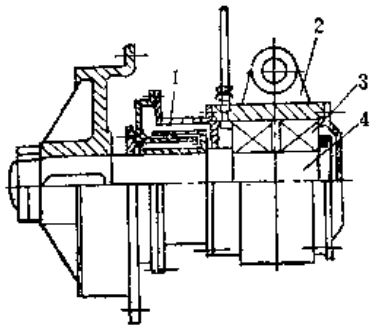


图 8-6 高压油多层盘根密封的下部支座

1—多层密封；2—支承座；3—滚动轴承；4—轴

表 8-1 矿石比重修正系数K_1

矿石比重	2.70	2.85	3.00	3.20	3.30	3.50	3.80	4.00	4.2	4.5
K_1	1.00	1.08	1.15	1.25	1.30	1.40	1.55	1.65	1.75	1.90

表 8-2 溢流粒度修正系数K_2

溢流粒度（毫米）		1.17	0.83	0.59	0.42	0.30	0.20	0.15	0.10	0.074	0.061	0.053	0.044
K_2	高堰式	2.50	2.37	2.19	1.96	1.7	1.41	1.00	0.67	0.46			
	沉没式						3.00	2.30	1.61	1.00	0.72	0.55	0.36

5．螺旋导程的选择 螺旋导程与要求的返砂量、螺旋直径和转速等因素有关。通过实践，螺旋导程 $s\approx(0.5\sim0.6)D$。国外有些螺旋分级机的螺旋采用了不等螺距，即溢流端的螺旋导程 $s\approx0.5D$，而返砂端的螺旋导程 $s\approx0.75D$。这样既增大了返砂量，又保证了溢流端搅拌平稳，从而提高了溢流质量，增加了处理量。

6．螺旋轴转速的确定 螺旋轴的旋转速度，应该满足及时运送沉砂的要求，但必须避免在分级沉降区内形成剧烈的搅拌作用，保持分级沉降区的平稳状态。螺旋轴的转速除

按返砂量选定外，还应考虑要求的溢流粒度。螺旋轴的转速一般为3～12转/分。小型螺旋分级机取较高的转速，大型螺旋分级机取较低的转速。要求溢流粒度较粗时，螺旋轴转速应取高些，反之，则应取低些。

7．生产能力的计算 螺旋分级机的生产能力取决于许多因素，通常按经验公式计算。

螺旋分级机如按返砂量（指固体重量）计算其生产能力时，则可根据下列经验公式计算：

$$Q_1=5.625mK_1D^3n \quad \text{吨/小时} \tag{8-3}$$

式中 n 为每分钟螺旋转数。其它符号表示意义同前。

螺旋分级机如按溢流量（指固体重量）计算其生产能力时，对于高堰式螺旋分级机：

当$D<1$米时，$$Q_2=\frac{1}{24}mK_1K_2(94D^2+16D) \text{ 吨/小时} \tag{8-4}$$

当$D>1$米时，$$Q_2=\frac{1}{24}mK_1K_2(65D^2+74D-27.5) \text{ 吨/小时} \tag{8-5}$$

对于沉没式螺旋分级机：

当$D<1$米时，$$Q_2=\frac{1}{24}mK_1K_2(75D^2+10D) \text{吨/小时} \tag{8-6}$$

当$D>1$米时，$$Q_2=\frac{1}{24}mK_1K_2(50D^2+50D-18) \text{吨/小时} \tag{8-7}$$

在螺旋分级机的工作过程中，必须密切注意螺旋的负荷情况。螺旋的负荷大小可以利用升降机构使螺旋升高或降低来调节。若返砂量增加或随矿浆从球磨机中排出的钢球增多，则螺旋的负荷增大，如未及时进行负荷调节，必然会引起螺旋轴的折断事故。因此，操作中应消除钢球从球磨机中排出的现象和注意螺旋负荷的变化情况，及时进行调整。在机器停车前，应先停止给料，并排出槽内物料之后方可停车。机器必须在无负荷的情况下才可起动。

第三节 水力旋流器

水力旋流器是水力分级机的一种结构型式，它是一种利用离心力的作用来进行分级的设备。水力旋流器用于细粒物料选别前的分级及脱泥，亦用在磨矿回路中作检查分级及控制分级用。

水力旋流器（图8-8）的筒体，上部为圆柱形，下部为圆锥形。在圆柱形筒体的周壁上装有与筒壁成切线方向的给矿管，顶部装有溢流管，在圆锥形筒体的下部装有排矿口。为了减少磨损，在给矿口、排矿口和筒体内衬有耐磨材料——辉绿岩铸石或耐磨橡胶。

矿浆以0.5～2.5公斤/厘米^{2}的压力，5～12米/秒的高速经给矿管沿切线方向进入圆筒部分。进入旋流器中的矿浆以很大的速度旋转，产生很大的离心力。在离心力的作用下，较粗的颗粒被抛向器壁，沿螺旋线的轨迹向下运动，并由排矿口排出，较细的颗粒与水一起在锥体中心形成内螺旋矿流向上运动，经溢流管排出。

水力旋流器的规格用圆筒部分的直径表示。

水力旋流器的生产率及溢流粒度随圆筒部分直径的增大而增大。直径大的旋流器，其

分级效率差，溢流中粗粒含量多。如需获得粒度较细的溢流，必须采用直径较小的旋流器。选矿厂采用的旋流器，其直径一般为100～600毫米。

矿浆的入口压力对旋流器的工作指标影响很大，在其它条件一定时，压力增大则进入器内的切线速度增大，因而颗粒所受的离心力增大，使更细的颗粒抛向器壁，溢流浓度减小，沉砂浓度增高。

在其它条件相同时，给矿粒度粗比给矿粒度细时所得沉砂浓度大，但溢流粒度要粗。给矿浓度变化时，沉砂及溢流浓度亦变化。给矿浓度小时，分级效率高。

溢流管的直径与旋流器的直径之比一般为0.1～0.3，与给矿口的直径之比为1～2。排矿口直径与溢流管直径之比为0.4～0.8。旋流器的锥角在分级时一般以15～30°为宜。

水力旋流器与其它分级机相比，其优点为：（1）没有运动部件，构造简单；（2）单位容积处理能力大；（3）矿浆在机器中滞留的量和时间少，停工时容易处理；（4）分级效率高，有时可高达80%，其它分级机的分级效率一般为60%左右；（5）设备费低。其缺点为：（1）砂泵的动力消耗大；（2）机件磨损剧烈；（3）给矿浓度及粒度的微小波动对工作指标有很大影响。

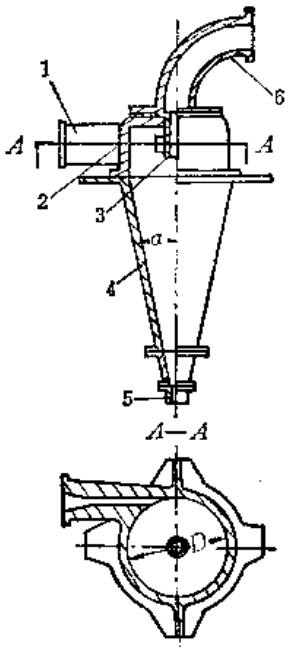


图 8-8　水力旋流器

1—给矿管；2—圆柱外壳体；3—溢流管；4—锥形容器；5—排矿口；6—导管

第九章　选　别　机　械

第一节　重　力　选　矿　机

一、重力选矿的基本原理和方法

重力选矿是利用各种矿物的比重差异，在介质中造成不同的运动状态（运动的方向、速度、加速度及运动轨迹等）而进行选别的一种方法。作为选分介质的有水、空气、重液（比重大于水）和悬浮液。在空气中进行的重力选矿过程称为风力重力选矿，在液体中进行的称为水力重力选矿。目前，在选矿厂和选煤厂中广泛采用水力重力选矿。

在介质中，作用在矿粒上的重力为：

$$G_0=mg_0=V(\delta-\Delta)g$$

即

$$g_0=\frac{\delta-\Delta}{\delta}g \tag{9-1}$$

式中　m、V、δ——矿粒的质量、体积和比重；

Δ——介质的比重；

g——重力加速度；

g_0——矿粒在介质中的重力加速度。

g_0是表示矿粒在介质中在重力作用下运动状态的主要参数。若矿粒比重大于介质比重，则矿粒将下沉，反之将上浮。假设两种矿粒的比重为δ_1和δ_2，其g_0的差值为：

$$g_{01}-g_{02}=\frac{\delta_1-\delta_2}{\delta_1\delta_2}\Delta g \tag{9-2}$$

根据公式9-2可见，两种矿粒的g_0值的差别越大，则越易于分离。介质比重越大，矿粒间的比重差越大，则越利于按比重分选。当矿物的比重差值相同时，随着矿粒比重δ_1和δ_2的增大，g_0的差值越小，则分选将逐渐趋于困难。

矿粒在介质中的分离，除受本身比重和介质性质（密度和粘度）的影响以外，还受矿粒粒度和形状的影响。随着粒度的减小，按比重分层的困难程度增大。为了提高选矿效率，使矿粒尽可能按比重分离，在入选前应脱除泥质部分，或分成粒度范围较窄的若干级别。

对于微细颗粒，因其自重很小，所以在重力场中按比重或粒度分离的速度和精确性大大降低。为了解决这一问题，可以使细颗粒的分离在离心力场内进行。在离心力场中，由于可以获得比重力加速度大得多的离心加速度，所以按比重分选要比在重力场中有效得多。

重力选矿法广泛地用于处理煤、稀有金属矿石（钨、锡、钽、钛、锆等）和贵金属矿石（金、铂）。

重力选矿根据作用原理可以分为以下几种方法：跳汰选矿、摇床选矿、重介质选矿、斜槽选矿和离心力选矿等。重力选矿所使用的主要机械有跳汰机、摇床、重介质选矿机、螺旋选矿机和离心选矿机等。

二、跳汰机

跳汰选矿法是重力选矿中最常见的一种方法。它是使不同比重的矿粒群在垂直运动的介质（水）流中按比重分层的一种选矿法。跳汰法可以用来处理各种不同的金属矿石及非金属矿石，在我国广泛地用它来处理钨矿石及煤，也有用来处理锡矿石。跳汰法主要是用来选别比较粗的颗粒。跳汰选矿的粒度范围一般为20～0.1毫米，对煤为100～0.5毫米。

跳汰选矿是在垂直运动的介质流（水流）——上下交变水流中进行的。跳汰机按介质鼓动机构的型式有活塞式跳汰机和隔膜式跳汰机。前者主要用于选煤，后者广泛用于钨、锡等有色金属矿石的选别，也可用于选别赤铁矿。下面仅介绍选矿厂常用的隔膜式跳汰机。

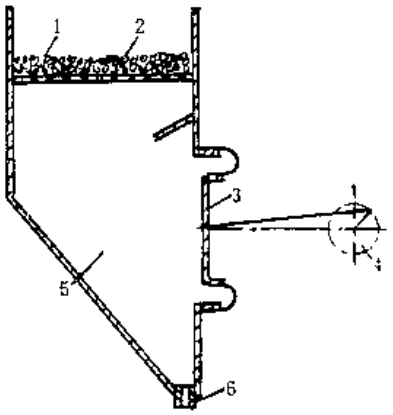


图 9-1　隔膜式跳汰机的结构示意图
1—床石层；2—筛网；3—隔膜；4—曲柄连杆机构；5—水箱；6—排矿口

1．隔膜跳汰机的工作原理及分类　隔膜跳汰机（图9-1）主要由槽体、筛网、隔膜、传动装置和排矿装置等部分组成。

当处理细粒矿石或未分级的物料时，为了避免过多的矿粒由筛网漏下，造成精矿质量不纯，故在筛网上铺上一层一定厚度的床石。床石的比重应小于重矿物而大于轻矿物，颗粒尺寸约比选矿产品中最大颗粒的直径大两倍。

在跳汰机的槽体中装满水。由于曲柄连杆机构的运动使隔膜作往复鼓动时，槽体中的水便透过筛网产生上下交变的水流。入选矿粒群给到床石层上面。当水流向上冲击时，水流通过筛网把床石层稍稍冲起，使矿层松散悬浮。此时，轻、重、大、小不同的矿粒具有不同的沉降速度，互相移动位置，大比重的粗颗粒沉于下层。当水流下降时，又产生吸入作用。吸入作用促使“钻隙”的产生。即比重大而粒度小的矿粒穿过大比重粗矿粒的间隙进入下层。为了减小下降水流对细而轻的矿粒的吸入作用，以便提高精矿质量，通过筛下水管补加筛下上升水。经过这种跳汰的多次循环，矿粒群按比重进行了分层。分层的结果是：大比重的细矿粒位于最下层，其上面是大比重的粗矿粒，再上面是小比重的中等矿粒，最上面是小比重的粗矿粒。小比重的细矿粒，阻留在粗粒及中等矿粒之间，不能进入下层。床石由于比重和粒度较大，不论何时都位于最下层。

位于下层的大比重粗、细矿粒穿过床石层从筛孔漏下来，并聚集在水箱的底部。根据堆积量周期地由精矿排出口 6 排出。筛上的粗粒精矿也可以通过筛上排矿装置排出。位于上层的轻矿粒，则在横向水流和连续给矿的排挤作用下，移动至跳汰机尾部排出。

根据隔膜鼓动方向，隔膜跳汰机分成以下几种型式。

（1）侧动型隔膜跳汰机：隔膜位于水箱侧壁，并与筛网垂直，如 600-1000×900 梯形跳汰机。

（2）旁动型隔膜跳汰机：水箱被隔板分成鼓动室和跳汰室二部分，隔膜装在鼓动室的上盖板上，如300×450双斗隔膜跳汰机。

（3）下动型隔膜跳汰机：隔膜装在水箱锥底上面，鼓动方向正对着筛网，如1000×1000双室可动锥底跳汰机。

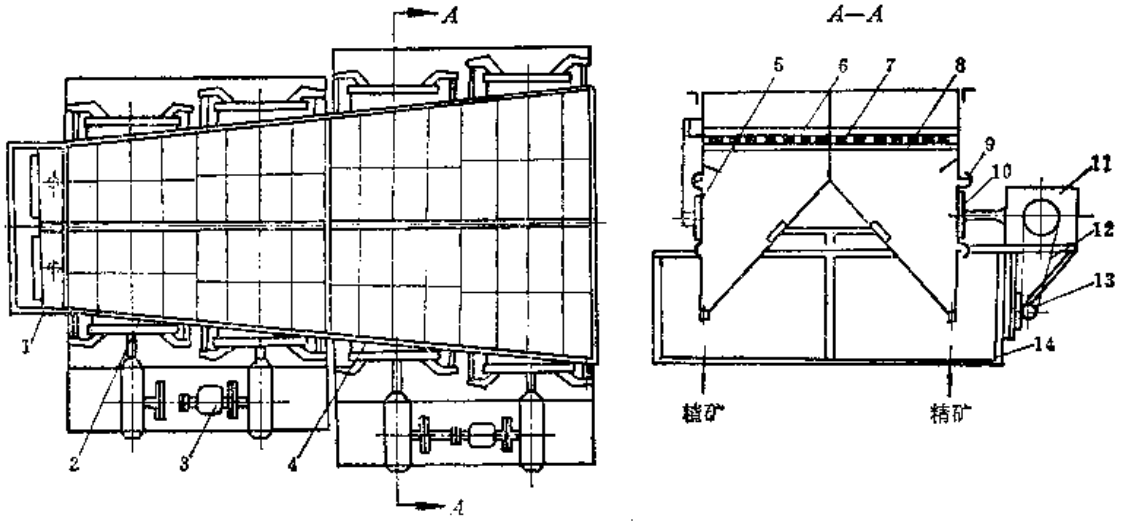


图 9-2　600-1000×900梯形跳汰机

1—给矿槽；2——、二室槽体；3—电动机；4—三、四室槽体；5—后鼓动盘；6—压筛框；7—筛网；8—承筛框；9—鼓动隔膜；10—前鼓动盘；11—传动箱；12—三角皮带；13—中间轴；14—机架

2. 隔膜跳汰机的构造　隔膜跳汰机的结构型式很多，但基本结构相似。下面就以梯形跳汰机为例，介绍它的构造。

600-1000×900梯形跳汰机的构造如图9-2所示。跳汰室分两列，每列四室。每个跳汰室均为梯形截面，即沿矿浆流动方向由窄变宽，使矿浆流速随着跳汰室的变宽而减慢，有利于细粒级重矿物的回收。

每两个并列跳汰室配置一个传动箱（图9-3）。传动箱主要由一组曲柄连杆机构组成。改变内、外偏心套的相对位置，可得隔膜冲程 0～50 毫米。改变位于中间轴上的皮带轮直径，可以使冲次在 120～300 次/分范围内调节。为了适应矿层性质的变化，四个并列跳汰室的冲程、冲次可以分别调节，配成不同的跳汰制度。第一室矿层厚，流速高，配以大冲程低冲次，便于回收粗粒级重矿物。第四室矿层薄，流速低，配以小冲程高冲次，便于回

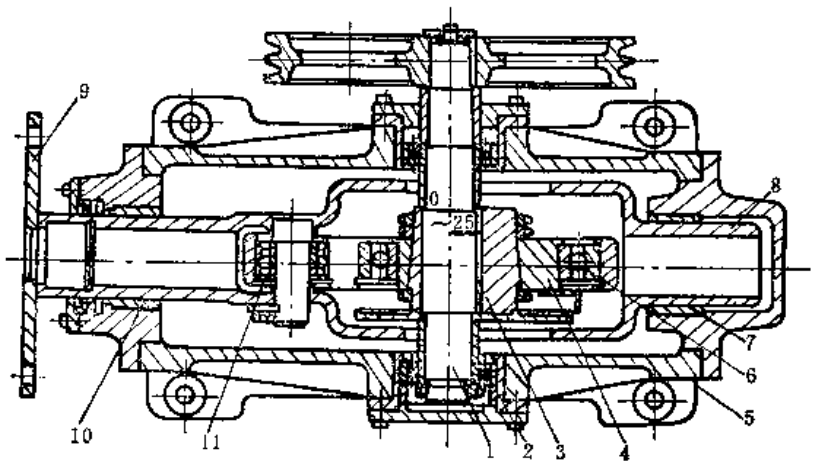


图 9-3　梯形跳汰机的传动箱

1—主轴；2—轴承；3、4—内、外偏心套；5—箱体；6—轴承；7—滑套；8—往复杆；9—联接圆盘；10—滑套；11—轴承

收细粒级重矿物。第二、三室的矿层厚度和流速居中，冲程和冲次介于一、四室之间。

鼓动隔膜位于槽体水箱侧壁。筛下补加水管接在槽体水箱内侧斜壁上，位于筛网中部。

水箱锥端设有精矿排出管。

梯形跳汰机适于选别0.074毫米以上细粒级重矿物。对于粒度较细、精矿产率较小的锡、钨等有色金属矿石，可用梯形跳汰机代替粗砂摇床。在赤铁矿选矿中，可以用来选别－6毫米粒级的矿石。

3. 隔膜跳汰机的主要参数

（1）跳汰室的宽度和长度：跳汰室的筛网面积是影响跳汰机处理量的重要因素，增大筛网面积可以增大跳汰机的处理量。决定了跳汰室规格以后，应使筛网的有效面积尽量增大，以减少对水流的阻力，并使水流均匀地分布到整个筛面上。

跳汰室的宽度影响物料的均匀给入和排出，其宽度越大，床层各部位松散度相差越显著，对跳汰过程不利。根据使用经验，矿用跳汰机最大宽度为1米，个别有宽达1.6米的。每个跳汰室的长度要满足物料分层所需要的停留时间，通常，最大长度不超过1米。

（2）冲程系数：冲程系数是鼓动隔膜面积A_0与跳汰室筛网面积A之比，即

$$\beta=\frac{A_0}{A} \tag{9-3}$$

各种跳汰机的冲程系数是不同的。在隔膜跳汰机中，冲程系数$\beta=0.4\sim0.7$。选别细粒级物料的跳汰机，采用较小的冲程系数。

（3）冲程和冲次：为了提高金属回收率和精矿品位，必须合理地选择跳汰机的冲程和冲次。

冲程和冲次决定着水流的速度和加速度。在隔膜跳汰机中，隔膜是由曲柄连杆机构驱动的，因此，隔膜沿运动方向的位移，速度和加速度可以近似地写成下式：

$$\begin{aligned}
s&=\frac{l}{2}(1-\cos\omega t)\\
v&=\frac{l}{2}\omega\sin\omega t\\
a&=\frac{l}{2}\omega^2\cos\omega t
\end{aligned} \tag{9-4}$$

隔膜运动速度v与介质运动速度u的关系应该满足下列条件，即

$$\frac{u}{v}=\frac{A_0}{A}=\beta \tag{9-5}$$

因此，介质（水）的位移、速度和加速度为：

$$\begin{aligned}
s_j&=\beta\frac{l}{2}(1-\cos\omega t)\\
u&=\beta\frac{l}{2}\omega\sin\omega t\\
a_j&=\beta\frac{l}{2}\omega^2\cos\omega t
\end{aligned} \tag{9-6}$$

介质运动的最大速度和最大加速度为：

$$u_{max}=\beta\frac{l}{2}\omega=\beta\frac{\pi nl}{60}$$

$$a_{jmax}=\beta\frac{l}{2}\omega^2=\beta\frac{\pi^2n^2l}{1800} \tag{9-7}$$

式中 l——隔膜冲程；

n——冲次，次/分。

从公式9-7可见，冲程与冲次越大，则介质的运动速度和加速度越大。如果跳汰机中的水流加速度超过重力加速度时，则会使床层运动过度松散，影响分选过程的进行。

通常，对于粗粒级和大比重的物料，床层厚而筛下补加水量小时，可采用大冲程和小冲次；对于细粒级的物料，可采用小冲程和大冲次。若跳汰宽级别细粒物料时，为了降低尾矿品位，可以采用大冲程。

跳汰机的冲程与冲次的选择与很多因素有关。所以，合理的冲程与冲次要根据作业要求和实践经验而选定。

隔膜跳汰机的冲程一般为10～20毫米，冲次一般为250～350次/分。

（4）筛下补加水量：根据公式9-6，可以绘出水流的位移、速度和加速度曲线。图9-4表示水流的速度曲线。虚线表示的正弦跳汰周期，下降水流的速度大，使床层过早地紧密，缩短了矿粒的有效分层时间，同时产生强烈的吸入作用，将小比重细粒物料吸入精矿中而降低精矿品位。因此，生产上一般都不采用这种对称跳汰周期，而在跳汰机的筛下连续或间断地补加水，改变对称跳汰周期，使之适应矿粒分选的要求。筛下补加水量(筛下水速为 u_0) 后的跳汰周期如图9-4中的实线所示。

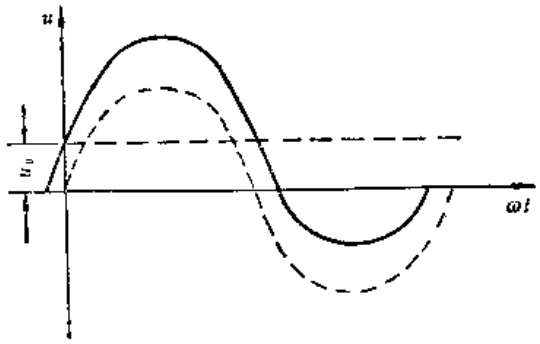


图 9-4 跳汰周期

筛下水可以增加床层的松散度。处理宽级别物料时，应减少筛下水，以便降低上升水流的速度，免将细粒重矿物冲到尾矿中去，并且加强下降水流的速度，使大比重的细粒矿物透过床层。处理窄级别物料时须增加筛下水量。

三、摇床

1. 概述 摇床是用于选别细粒物料的重力选矿设备，它广泛应用于选别钨、锡、钽、铌和其它稀有金属和贵金属矿石，也可用于选别铁、锰矿石和煤。当处理钨、锡矿石时，摇床的有效回收粒度范围为2～0.04毫米。

摇床的选矿过程是在具有来复条的倾斜床面上进行的（图9-5）。矿粒群从床面上角的给矿槽送入，同时由给水槽供给横向冲洗水。于是，矿粒在重力、横向水流冲力、床面作往复不对称运动所产生的惯性力和摩擦力的作用下，按比重和粒度分层，并沿床面作纵向运动和沿倾斜床面作横向运动。因此，比重及粒度不同的矿粒沿着各自的运动方向逐渐由 A 边向 B 边呈扇形流下，分别从精矿端和尾矿侧的不同区间排出，最后被分成精矿、中矿和尾矿。

摇床的优点是富矿比高，选别效率较高，容易看管，便于调节。它的缺点是单位面积生产率低，占用厂房面积大。

根据摇床的结构特征和床面的运动特性，摇床的分类见表 9-1。

根据选别的矿石粒度不同，摇床可分矿砂（2～0.2毫米）摇床和矿泥（0.2～0.037毫米）摇床。两者的区别仅是床面上来复条的型式和选用的冲程、冲次不同，基本结构是相同的，所以，同一结构的摇床，只要更换不同型式的床面，就可以从矿砂摇床变为矿泥摇床。

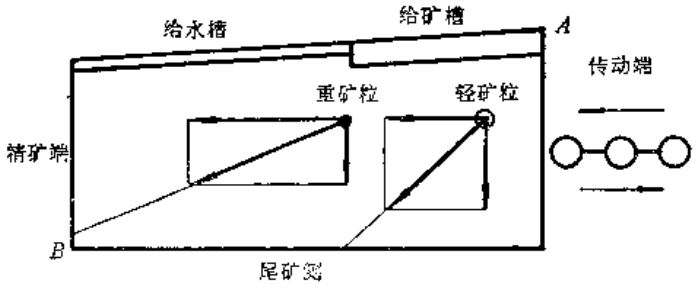


图 9-5　摇床工作示意图

2. 摇床的构造　6-S摇床（图9-6）主要由床面、传动机构（床头）和调坡机构等组成。

表 9-1　摇床的类型

摇床名称	传动机构	支承方式	床面运动轨迹	往复运动特性
云锡摇床	凸轮杠杆式	滑动	直线	不对称运动
弹簧摇床	惯性振动式	滚动		
6-S 摇床	曲柄连杆式	摇动	弧线	
离心摇床	惯性振动式			

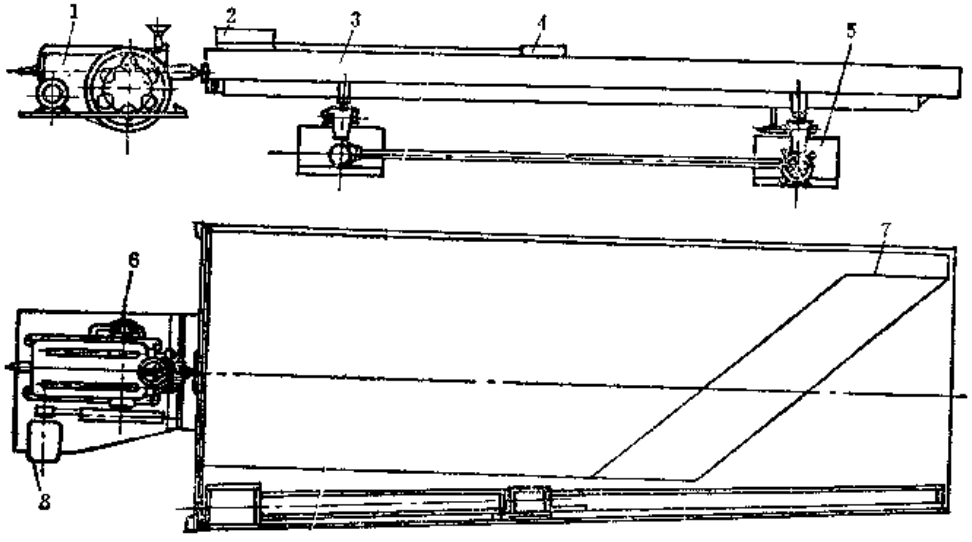


图 9-6　6-S摇床

1—床头；2—给矿槽；3—床面；4—给水槽；5—调坡机构；6—润滑系统；7—来复条；8—电动机

床面形状有梯形和菱形两种。床面一般为木制。木制床面上铺有一层漆灰或橡皮（或采用聚氯脂耐磨橡胶作为耐磨层）。有的选矿厂采用水泥床面，以节省木材。在水泥床面上可涂上生漆，选矿效果也很好。还有使用聚氯乙烯塑料床面的。

床面通常钉有木制的来复条或刻有沟槽。来复条的高度由给矿端向精矿端逐渐减小，以使分层后的矿粒逐渐被横向水流冲下。

来复条的形状、尺寸和排列方法应适应给矿的要求。当处理粗砂时，希望造成对分选有利的涡流，因此采用高度较大的来复条，当处理细砂和矿泥时，希望矿流平稳，不产生强烈的旋涡，因此采用高度小的来复条或刻槽床面。表 9-2 为常用来复条的断面形状和排列方式。

表 9-2　常用来复条的断面形状和排列方式

种　类	断　面　形　状	排　列　方　式	应用范围
矩　形	水流方向	42°	用于矿砂摇床
三角形		32°	用于矿泥摇床
梯　形	10~15　4　35　19	±0　42°	用于矿砂摇床
锯齿形	3　14　40	±0　5　45°	用于矿泥摇床
刻　槽	25　1.5　5	±0　4　42°	用于矿泥摇床

床面的上端有给矿槽和给水槽。

床面用摇动支撑支承在调坡机构（图9-7）上。摇动支撑使床面在垂直平面内作弧线起伏的前后往复运动。摇动支撑用槽钢固定在调节座板上。当用手轮通过调节丝杆使调节座板在鞍形座上回转时，即可调节床面倾角。

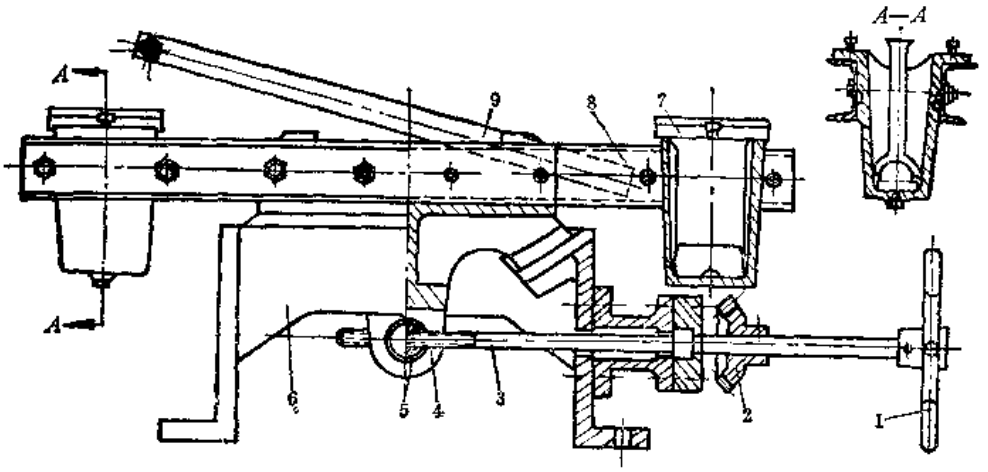


图 9-7　6-S摇床调坡机构

1—手轮；2—伞齿轮；3—调节丝杆；4—调节座板；5—调节螺母；6—鞍形座；7—摇动支撑机构；8—槽钢；9—床面拉条

床面的纵向往复运动是通过曲柄连杆式传动机构（图9-8）来实现的。电动机通过皮带传动，使大皮带轮14带动偏心轴7旋转，连杆5随之作上下运动。连杆向下运动时，肘板6推动后轴11和往复杆2向后移动，弹簧9受到压缩。床面是通过联动座1和往复杆2相连的，因而此时亦使床面作后退运动，当连杆向上运动时，由于弹簧的恢复力使床面向前运动。

床面的冲程大小，可旋转手轮，移动调节滑块4的位置来调节。调节范围为10～30毫米。

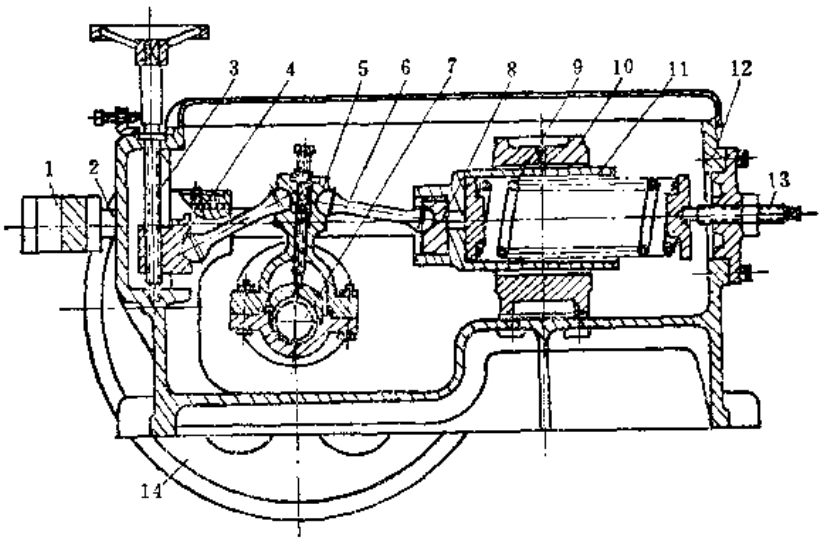


图 9-8　曲柄连杆式传动机构

1—联动座；2—往复杆；3—调节丝杆；4—调节滑块；5—连杆；6—肘板；7—偏心轴；8—肘板座；9—弹簧；10—轴承座；11—后轴；12—箱体；13—调节螺栓；14—大皮带轮

整个传动机构都封闭在铸铁箱内。箱内盛有少量润滑油，用安装在箱体外部偏心轴末端的小齿轮油泵，进行集中润滑。

云锡式摇床和6-S摇床的主要区别是传动机构。云锡式摇床是采用凸轮杠杆式传动机构（图9-9），床面下设有弹簧装置，弹簧座固定在地基上。床面的后退运动依靠摇动机构，前进运动依靠弹簧装置。床面支承采用滑动支承。床面坡度采用楔形调坡机构调节。

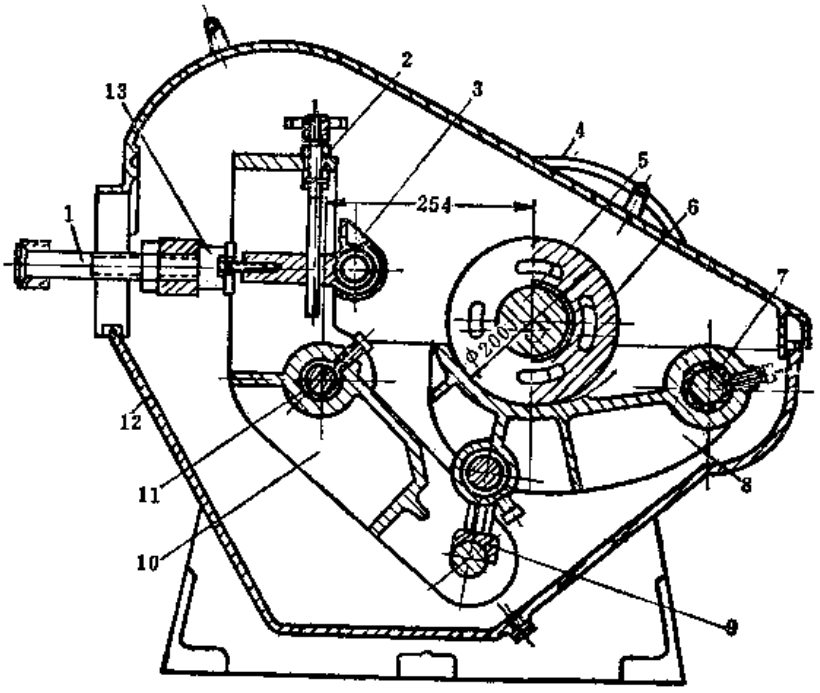


图 9-9　凸轮杠杆式传动机构

1—拉杆；2—调节丝杆；3—滑动头；4—大皮带轮；5—偏心轴；6—滚轮；7—支臂偏心轴；8—摇杆支臂；9—连接杆；10—摇杆臂；11—摇臂轴；12—箱体；13—联接叉

图9-10是由凸轮杠杆式传动机构简化而来的凸轮摇臂式传动机构。这种机构虽然结构简单，维护方便，但床面运动的不对称性降低了。

弹簧摇床（图9-11）是我国创造的一种新型摇床。传动机构采用惯性振动式，它主要由带偏心轮的惯性振动器和两个刚度不同的弹簧组成。它的特点是负加速度大（图9-14），适于选别中细粒矿石。

为了克服摇床单位面积生产率低，占用厂房面积大的缺点，生产上还应用多层床面的摇床。多层摇床有双层的，三层的和六层的。多层床面叠置，用一个传动机构传动。

为了提高摇床的处理量和有效地回收细粒物料，还研究了一种离心摇床。离心摇床的工作原理基本上与平面摇床相同，不同的只是平面摇床的选别作用发生在重力场中，而离心摇床的选别作用除重力之外又引入一个比重大几倍、甚至几十倍的离心力，因而强化了选矿过程。

离心摇床工作时，床面既作往复运动又作旋转运动。转数越高，离心力越大，矿粒分选就越快，处理能力也就越大。

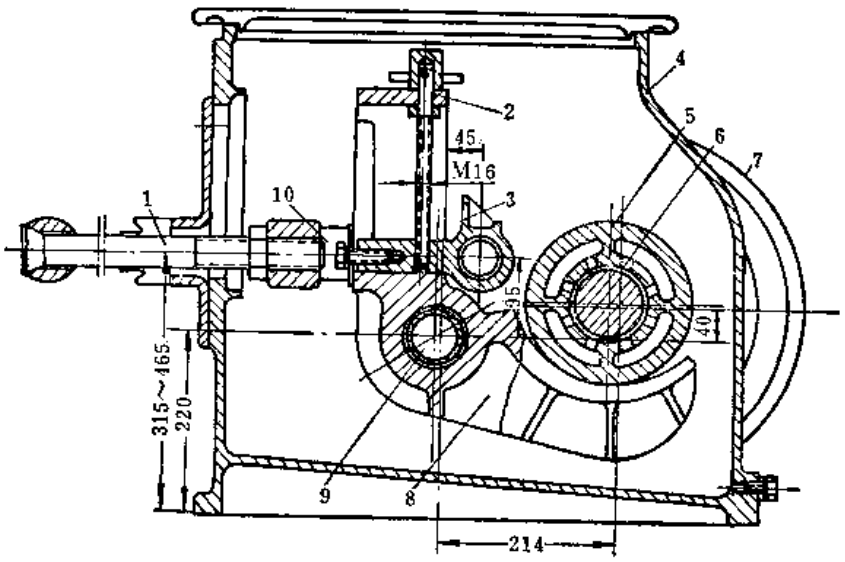


图 9-10　凸轮摇臂式传动机构

1—拉杆；2—调节螺杆；3—滑动头；4—箱体；5—滚轮；6—偏心轴；7—皮带轮；8—摇臂；9—摇臂轴；10—联接叉

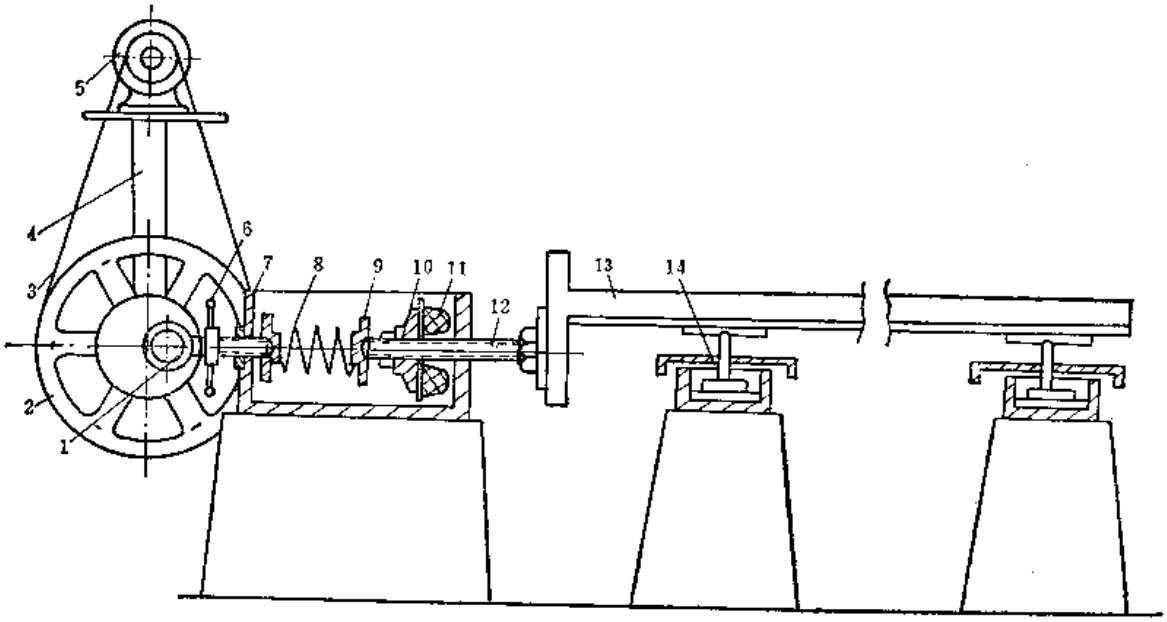


图 9-11　弹簧摇床

1—偏心拉杆；2—偏心轮；3—三角皮带；4—支架；5—电动机；6—手 轮；7—弹簧箱；8—金属软弹簧；9—弹簧支座；10—螺帽；11—橡皮硬弹簧；12—拉杆；13—床面；14—床面支承装置

3．床面运动特性的分析　床面的运动特性影响矿粒的松散分层和纵向移动速度。

6-S摇床床面的运动特性——位移、速度、加速度曲线如图9-12所示。

由于床面作往复不对称运动，因而在矿粒上作用有惯性力。欲使矿粒与床面作纵向相对运动，矿粒的惯性力必须大于矿粒与床面间的摩擦力，即

$$ma \geqslant G_0 f \tag{9-8}$$

式中 m——矿粒的质量；

a——矿粒惯性加速度；

G_0——矿粒在水中的重量；

f——矿粒与床面间的摩擦系数。

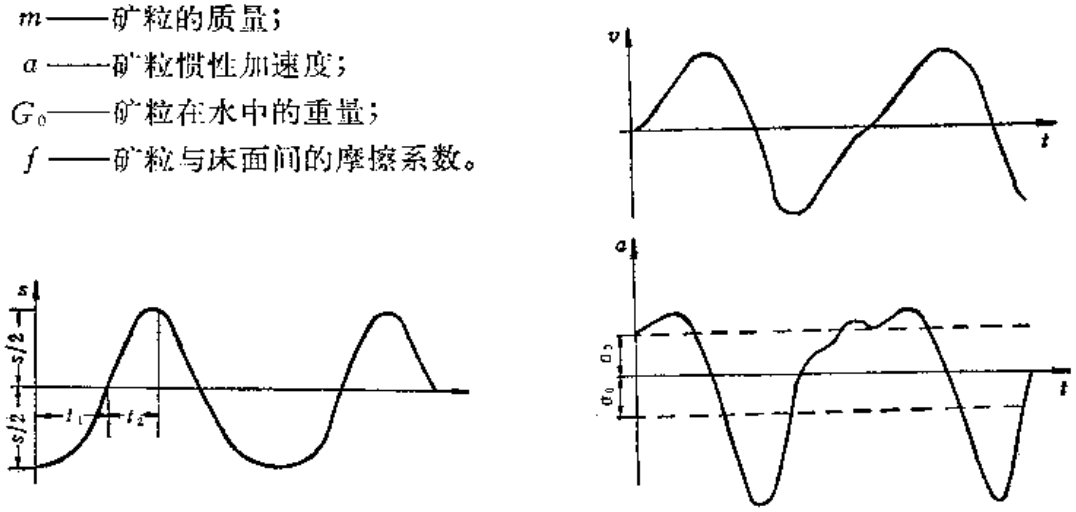


图 9-12 6-S摇床的位移、速度、加速度曲线

矿粒开始对床面作纵向运动时的加速度称为临界加速度，其值为：

$$a_0 = \frac{G_0}{m} f \tag{9-9}$$

由公式9-1，可得：

$$a_0 = \left(\frac{\delta - \Delta}{\delta}\right) g f = g_0 f \tag{9-10}$$

公式9-10说明临界加速度的大小与矿粒的比重和矿粒与床面间的摩擦系数有关。所以，不同比重和形状的矿粒，其开始运动的时间和速度各不相同，只要床面运动的瞬时加速度大于临界加速度时，矿粒便能开始作纵向相对运动，其运动方向则与加速度运动方向相反。

瞬时加速度的大小和方向，随床面作往复不对称运动而变化。如取床面精矿端方向为正，则当：

$|+a| > a_0$时，矿粒则对床面作反向运动；

$|-a| > a_0$时，矿粒则对床面作正向运动；

$|\pm a| \leqslant a_0$时，矿粒则相对床面静止不动。

由此可见，床面的运动特性是实现矿粒群在床面上纵向松散和分层的重要条件。若使矿粒只作正向运动，必须使

$$|+a|_{max} < a_0 < |-a|_{max}$$

所以，负加速度的大小是实现矿粒向精矿端运动的主要因素。

根据6-S摇床的运动特性曲线，可以看出，当床面前进时，只有前进行程前半段比后半段占较多的时间，前进行程结束时和后退行程开始时床面才具有较大的负加速度，使矿粒逐渐向精矿端移动（正向运动）。如设

$$K = \frac{\text{前进行程前半段时间}}{\text{前进行程后半段时间}} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{|-a|_{max}}{|+a|_{max}}$$

则K值反映了加速度的周期变化规律。K值越高，加速度曲线的不对称性便越大，矿

粒向精矿端的跃进也越大。对于细而重的矿粒，因其临界加速度较大，故要求较大的K值；对于粗而轻的矿粒，因其临界加速度较小，故选用较小的K值。由此可知，为了提高选别效率，必须根据入选矿物的粒度和比重来选定K值。在曲柄连杆式传动机构中，当调节滑块4（图9-8）下移时，K值便增大，反之，K值便减小。

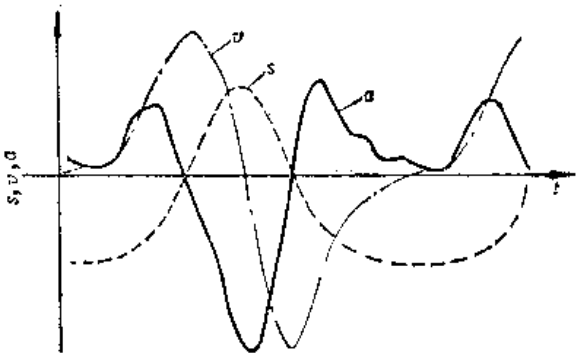


图 9-13　云锡式摇床的运动特性曲线

云锡式摇床的运动特性曲线如图9-13所示。它与6-S摇床相比，床面运动的不对称性较大，并具有较大的负加速度。调节支臂偏心轴7（图9-9）的偏心位置，可以改变摇杆支臂8的回转中心位置，从而使床面的运动具有不同的不对称性，故能适合不同性质矿物的选别要求，特别适合于细粒物料的选别。

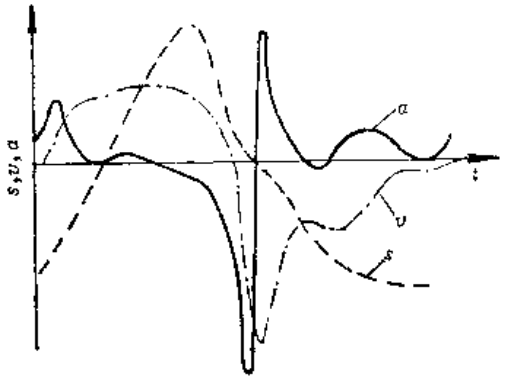


图 9-14　弹簧摇床的运动特性曲线

弹簧摇床的运动特性曲线如图9-14所示。由于床面是被弹簧急剧弹回，所以获得了极短而强的负加速度。

设计或调节摇床时，应使床面运动的负加速度比大比重矿粒的临界加速度大1.5～3倍，以保证矿粒能出现正向滑行，使床面运动的正加速度小于或接近大比重矿粒的临界加速度，即矿粒不致出现或出现不大的反向滑行。

4．摇床的主要参数

（1）床面的形状和尺寸：床面形状有梯形和菱形两种。工业用摇床主要采用梯形床面。工业用床面尺寸（长×宽）一般为4500×1800毫米，长宽比为2.5。当选别细泥时（－37微米占93%），其适宜的床面长宽比为2～2.5。

（2）冲程与冲次：冲程与冲次是根据被选矿物的粒度来选择的。粗粒矿物应选用大冲程低冲次；细粒矿物选用小冲程高冲次。冲程调节范围一般为8～25毫米，冲次调节范围为250～400次/分。

设计摇床的传动机构时，冲程与冲次必须是可以调节的。

（3）电动机功率：摇床的电能消耗不大，电动机容量可根据规格大小和生产能力取0.55～1千瓦。

四、重介质振动溜槽

重介质振动溜槽用于赤铁矿、锰矿等黑色金属矿石的选别，也可以用于其它有色金属矿石的选别。

1．工作原理　图9-15为重介质振动溜槽的示意图。振动溜槽工作时，首先将作为重介质用的悬浮液（悬浮液是由2～0毫米的硅铁、磁铁、赤铁矿或方铅矿等固体颗粒和水混合而成）从机器头部给入槽体中，在槽体的振动和槽底水室上升水流的作用下，介质松散悬浮，形成具有一定密度的、流动性较大的重介质床层。矿石由首部送入槽体中。矿石在

运动的床层上由于自身重力作用开始分离。比重大于床层比重的矿石，穿过床层沉入槽底，并在槽体摇动作用下向前滑行，由分离隔板下面排出。比重小于床层比重的矿石，悬浮在床层的上面，随介质流动而由分离隔板上面排出。排出的轻、重矿物分别在脱介筛上用水冲洗，脱除介质。回收的介质（或经净化后）再循环使用。

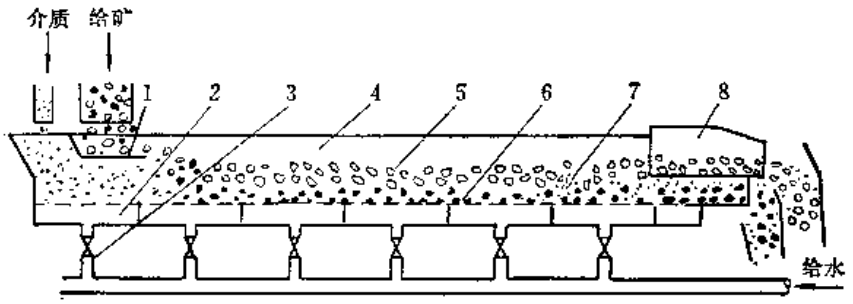


图 9-15　重介质振动溜槽示意图

1—给矿盘；2—槽底水室；3—给水管；4—槽体；5—轻产品；6—重产品；7—重介质；8—分离隔板

2．基本结构　重介质振动溜槽（图9-16）由槽体、支承杆、传动装置、分离隔板和底座等组成。

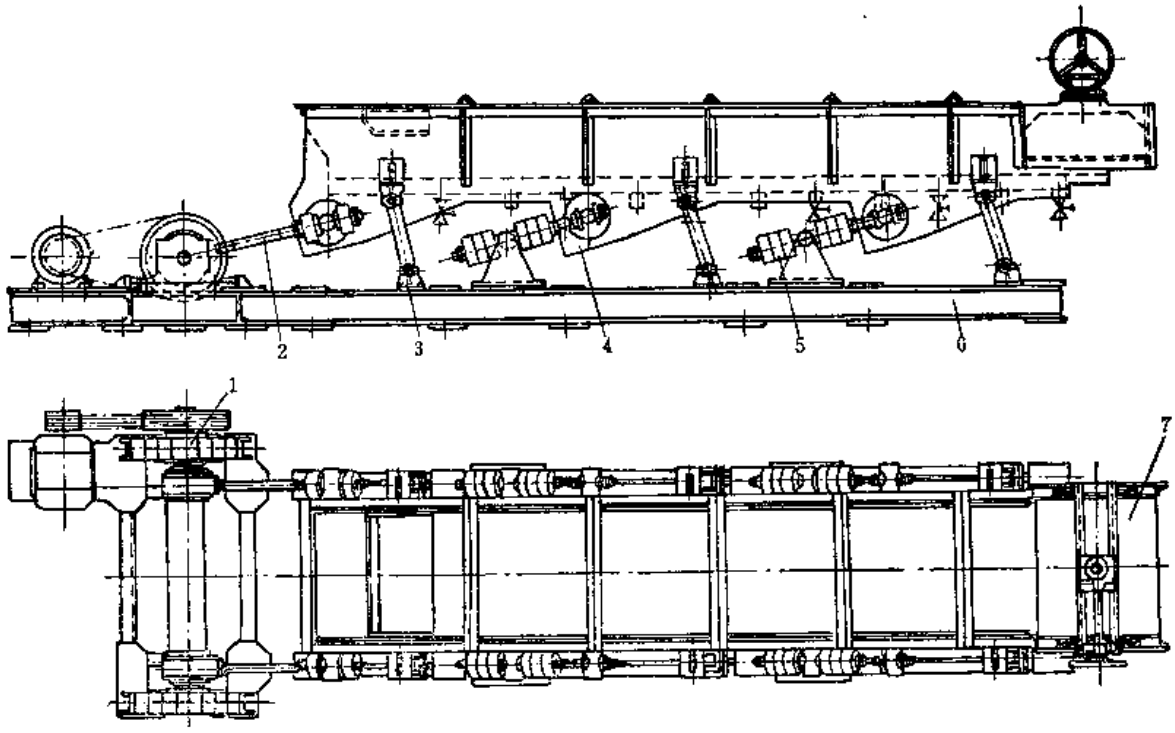


图 9-16　1000×5500重介质振动溜槽

1—传动装置；2—弹性连杆；3—支承杆；4—槽体；5—工作弹簧；6—底座；7—分离隔板

槽体是一个带有槽底水室的长方形溜槽。槽底水室由隔板分成6个单独封闭的水箱。水箱的上盖板由两层筛板组成，上筛板的筛孔直径10～12毫米，孔距30毫米，下筛板的筛

孔直径3毫米，孔距60毫米。两层筛板之间的间隙为1毫米。每个水箱底面的中心位置有一给水管，以便给入高压水。水管上装有闸阀，可以分别调节给水量。槽体向排矿方向与水平成3°倾角安装。

槽体由三对铰链支承杆支承在底座上。槽体下部装有橡胶工作弹簧作为蓄能弹簧。

传动装置采用曲柄连杆机构。连杆与槽体的联接有两种结构型式：弹性连杆和刚性连杆。弹性连杆即在连杆和槽体的铰接部位用橡胶弹簧缓冲。这种机构的优点是传动机构受力小，轴承寿命长，所需起动功率小；缺点是结构较复杂。刚性连杆即连杆与槽体直接铰接起来。这种结构的优点是振幅较稳定，结构较简单；缺点是传动机构受力大，轴承寿命短，所需起动功率大。

连杆中心线和工作弹簧的中心线平行。

偏心头的偏心距由偏心套和偏心轴的偏心距组成。改变两者的相对位置，即可在一定范围内调节槽体的冲程。当弹性连杆式振动溜槽的弹簧刚性变化时，能用改变偏心距的办法使槽体冲程稳定。

分离隔板设在槽体尾部，其上下位置可用手轮调节。

3．基本参数的计算

（1）槽体振动质量：

$$m=m_1+Km_2$$

即

$$G=G_1+KG_2 \tag{9-11}$$

式中 G_1——参与振动的固定重量，包括槽体、分离隔板的自重、支承杆和连杆部分重量（以一半计入）；

K——外加负荷的当量质量系数，一般为0.35～0.4；

G_2——参与振动的外加负荷重量，包括介质重量，矿石重量和水室水重。

（2）槽体的冲程和冲次：槽体的冲程和冲次应使重矿物既能沿筛板向前滑行，又能使槽体内的介质保持稳定。

通常，槽体的冲程取16～20毫米，冲次取360～380次/分。

（3）弹簧刚度的计算：整个振动溜槽构成一个弹性系统。总弹簧刚度的计算，连杆弹簧刚度和工作弹簧刚度的配比，应该使连杆受力最小，同时又能保证槽体冲程稳定。

1）采用刚性连杆时的弹簧刚度：当振动溜槽自振频率接近等于强迫振动频率时，则连杆所受的力最小。因此，则得弹簧刚度的计算公式：

$$K_1=m\omega^2=m\frac{\pi^2n^2}{900} \tag{9-12}$$

式中 K_1——工作弹簧刚度；

m——槽体振动质量；

ω——强迫振动频率，$\omega=\frac{\pi n}{30}$；

n——槽体冲次，次/分。

2）采用弹性连杆时的弹簧刚度：

设

$$r=\frac{\omega}{\omega_0}\text{及}Z=\frac{K_2}{K_1+K_2}$$

式中 ω_0——振动溜槽的自振频率；

K_2——连杆弹簧刚度。

式中其它符号表示意义同前。

连杆受力最小和冲程稳定的条件是：

$$Z=1-r^2 \tag{9-13}$$

根据选矿工艺要求，冲程变化不能超过±10%，为此应该使$r\leqslant 0.6$。

振动溜槽的自振频率为：

$$\omega=\sqrt{\frac{K_1+K_2}{m}}$$

则

$$K_1+K_2=m\omega_0^2 \tag{9-14}$$

按公式（9-13）和公式（9-14）即可确定K_1和K_2之值。

（4）电动机功率的计算：有蓄能弹簧结构的刚性连杆及弹性连杆的振动溜槽，电动机功率应按起动转矩来选择。

1）刚性连杆式振动溜槽：

$$\text{起动功率}\quad N=\frac{K_1e^2n}{2\times 975000\eta}\text{千瓦} \tag{9-15}$$

2）弹性连杆式振动溜槽：

$$\text{起动功率为：}N=\frac{K_1K_2e^2n}{2(K_1+K_2)\times 975000\eta}\text{千瓦} \tag{9-16}$$

式中 e——偏心头的偏心距；

η——传动效率，$\eta=0.95$。

式中长度单位为毫米，重量单位为公斤。

选用电动机功率时，尚须考虑皮带轮的起动转矩和起动时克服机构中的摩擦阻力而需要的起动转矩。

五、离心选矿机

1．概述 离心选矿机是选别0.074～0.01毫米的细粒物料的有效设备。它被广泛用作钨、锡矿泥的粗选设备，并可用于选别其它稀有金属矿泥及细粒嵌布的赤铁矿。

离心选矿机是目前应用比较成功的矿泥粗选设备，它与一般矿泥选矿设备比较具有下列优点：有效回收粒度下限低，可达10微米，而一般矿泥选矿设备只能回收19微米或更粗的粒度；选别指标高；处理量大。它的缺点是间断作业，结构比较复杂，需要一套执行机构和控制机构。

2．构造与工作原理 离心选矿机的结构如图9-17所示。它由主机（包括转鼓、给矿器、冲矿嘴、接矿槽、分矿器等）、控制机构和执行机构三部分组成。主机的作用是选矿。执行机构用于给矿、断矿、冲矿、分矿等。控制机构是控制执行机构各部分的动作，使离心选矿机能按时准确地进行给矿、断矿、冲矿、分矿等动作。

离心选矿机的选别过程是在旋转着的空心锥形转鼓（锥角8～10°）内进行的。当矿浆给入转鼓后，在流膜和离心力的作用下，矿粒按比重分层，重矿粒附着在转鼓的内壁上，成为精矿，轻矿粒位于表层，被流膜冲到转鼓大头而排至尾矿槽中。经过一定时间后，通过控制机构和执行机构，停止给矿，皮膜阀打开，用高压水将紧贴在转鼓内壁上的精矿冲下，流入精矿槽内。待精矿排完，停止冲水，又重新开始给矿。每个工作周期大约3分半钟左

右。整个过程由时间继电器和电磁铁（或凸轮）组成的控制-执行机构自动进行。

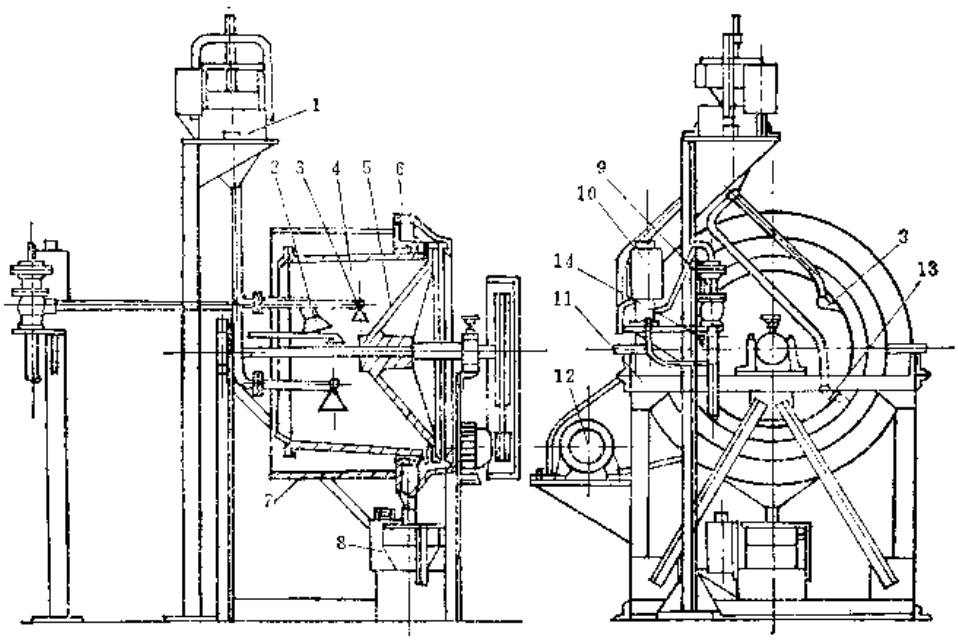


图 9-17　ϕ800×600离心选矿机

1—给矿器；2—冲矿嘴；3—给矿嘴；4—转鼓；5—底盘；6—接矿槽；7—防护罩；8—分矿器；9—皮膜阀；10—三通阀；11—机架；12—电动机；13—下给矿嘴；14—冲洗水扁管

离心选矿机是在离心力场中实现流膜选矿的设备。它的工作原理与平面溜槽中的流膜选矿是基本相同的，只是由于离心力的引入，强化了流膜选矿过程。

给入到转鼓内的矿浆随转鼓转动，并向排矿端鼓壁倾斜的方向流动，从而使矿浆在转鼓内形成螺旋线方向运动。这样就使矿浆流动的距离增长，强化了流膜选矿过程。由于矿浆呈螺旋运动，在给矿端出现较明显的波峰，波峰在向排矿端的运动过程中可以激起较大的涡流，因此能克服较强的离心沉降速度而形成松散的悬浮层，并使混入底层的脉石翻到上层，排入尾矿中，而比重大的细粒在离心力的作用下，通过悬浮的松散层析离到下层。由于离心力的作用，不仅增强了矿粒的沉降能力，而且还增大了流膜的流动速度，从而提高了设备的处理能力。分层和排矿速度的加快，使得离心选矿机能够在较短的转鼓内完成分选过程。

3．主要参数

（1）转鼓的直径和长度：转鼓直径大则选别面积大，因而处理量也大。如果直径太大容易产生拉沟现象。转鼓的长度主要是影响回收率。转鼓越长回收率越高，如果太短、轻、重矿粒尚未分层就跑入尾矿。目前，离心选矿机有两种规格：ϕ800×600和ϕ1600×900。

（2）转鼓的倾角：转鼓的倾角必须保证尾矿能够在轴向方向流动。如果倾角太小、轻、重矿物虽然能够分层，但由于矿浆在轴向方向流动速度很慢，彼此不能分开，甚至越积越多而影响分层。如果倾角太大，矿浆的轴向流动速度很快，容易把重矿物冲跑，破坏了分选过程。一般粗选采用4°倾角，精选采用5°倾角。

（3）转鼓的转数：对于一定大小的离心选矿机，转数越大，产生的离心力越大。提高转数，尾矿品位降低，精矿产率和回收率相应提高，但精矿品位降低。选别钨、锡矿泥时，粗选转数为450～500转/分；精选转数为300～400转/分为宜。对铁矿一般不超过400转/分。

第二节 浮 选 机

一、概述

浮游选矿（简称浮选）是根据各种矿物表面不同的物理化学性质来选别有用矿物的一种方法，各种矿物表面对水具有不同的润湿性。能被水润湿表面的矿物叫做亲水性矿物；反之，表面不能水润湿的矿物，叫做疏水性矿物，在易于被水润湿的表面上，水能够迅速而容易地排挤空气，然而，在不易润湿的表面上，空气将排挤水。

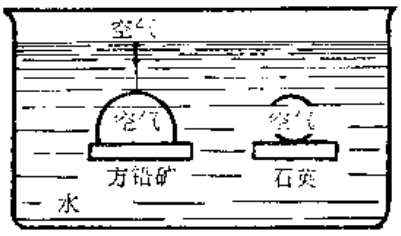


图 9-18 气泡附着在矿物表面的示意图

如将亲水性矿物（如石英）和疏水性矿物（如方铅矿）放在盛有水的容器里，并且，使气泡与固体表面相触时，我们可以看出：空气从方铅矿的表面上排挤水，同时气泡附着在其表面上（图 9-18）。相反，空气并不从石英的表面上排挤水，同时气泡也不能附着在它的表面上。如果气泡比矿物的颗粒尺寸大得多时，则矿物与附着在它身上的气泡，要比排开同体积水的重量轻些，在这种情况下，附着在气泡上的矿物象气球似地上升到液面上。

从上述的实验中，可以看到，如果矿物表面不被水润湿，则这种矿物能附着在气泡上，并在一定的条件下，可以浮到水面，这就是浮游选矿法的原理。

矿物的表面性质（亲水性或疏水性）是可以改变的。这可以用某种药剂与矿物表面发生作用而变为亲水性或疏水性的矿物。所以，矿物的浮游度是可以控制的。

浮选前，矿石要磨碎到一定的细度，使有用矿物与脉石达到单体分离，以便分选。在进行浮选时，将捕集剂加入磨碎后的矿浆中，由于这些药剂的作用，造成了矿粒表面的疏水性，因此，促使颗粒附着在气泡上。为了使捕集剂与矿浆中的矿粒更好地发生接触，就要进行搅拌。矿浆是依靠抽吸和弥散空气用的叶轮来进行搅拌的，或依靠压缩空气来进行搅拌。搅拌的同时导入空气形成气泡，并加入起泡剂。浮选时用了起泡剂，就能更好地把空气弥散，并造成坚韧的、能把有用矿粒带到液面上来的浮选泡沫。

在矿浆不断地搅拌过程中，有用矿物颗粒表面具有疏水性及制造出坚韧泡沫以后，矿粒与气泡相遇，附着在气泡上而被带到液面，构成一层矿化泡沫，然后把这种泡沫刮下来，这种泡沫就是精矿。另外不附着在气泡上的其它矿物留在矿浆里，也就是尾矿，这种尾矿若含有有用矿物，则需送去继续处理；反之，就把它输送到尾矿场去。

浮选法在选有色、黑色、稀有金属矿物和非金属矿物等方面，都得到了广泛的应用，而且在造纸、制糖等化学工业、炉渣、镍、冰铜等冶金半成品和废水处理等方面也采用浮选法。

浮选机按充气和搅拌矿浆的方式可以分为三类：

（1）机械搅拌式浮选机：它是利用叶轮或回转子的旋转（同时形成负压）而使矿浆

进行充气和搅拌。

（2）压气式浮选机：它是由外部用鼓风机送入压缩空气来完成矿浆的充气和搅拌。

（3）混合式浮选机：这种浮选机除了由叶轮或回转子的旋转使矿浆进行充气和搅拌外，还从外部用鼓风机送入压缩空气，以加强矿浆的充气和搅拌作用。

目前国内应用较为广泛的是机械搅拌式浮选机。此类浮选机又可根据搅拌机构的型式分为叶轮式浮选机（XJK型）、棒型浮选机、伞型浮选机（XJM型）等。

随着浮选机向大型化发展，为了保证足够的充气量和搅拌作用，国外加强了对混合式浮选机和压气式浮选机的研究和使用。

二、机械搅拌式浮选机的构造

图9-19为叶轮式浮选机的结构图。叶轮式浮选机是由一排木制的或金属制的长方形槽子所组成，其间可用隔板分成几个浮选槽。大型浮选机每两个浮选槽是一个机组，小型的则由4个或6个浮选槽组成一个机组。每台浮选机都是由几个机组所组成。每个机组的第一个槽是吸入槽（带有给矿管3），其下部是和第二个槽相通的，故称第二槽为直流槽（无给矿管）。每个槽内有竖轴7，其下端装有叶轮9，上端装有皮带轮4。叶轮是由上电动机经三角皮带轮带动旋转。由于叶轮的旋转，在叶轮上面的定子8下形成负压，致使空气由进气管11进入，形成气泡。吸入的空气和由给矿管进入的矿浆在叶轮上部混合，并被旋转的叶轮抛向槽体周围。为了防止矿浆产生涡流，在槽体内装有稳流器15——直立翅板。欲浮矿物被气泡带至矿浆表面形成矿化泡沫层，用旋转的刮板16将泡沫刮出即得精矿。而不浮的矿物和脉石则经槽子侧壁上的闸门2进入下一浮选槽内。每个机组的矿浆水平可用闸门2来调节。在竖轴外装有和进气管相连的中心套筒6。为了控制吸气量的多少，在中心套筒的下部开有较大的循环孔12，用闸门13进行控制，同时还在定子盖板上布置了许多小孔14来改变矿浆的内循环。

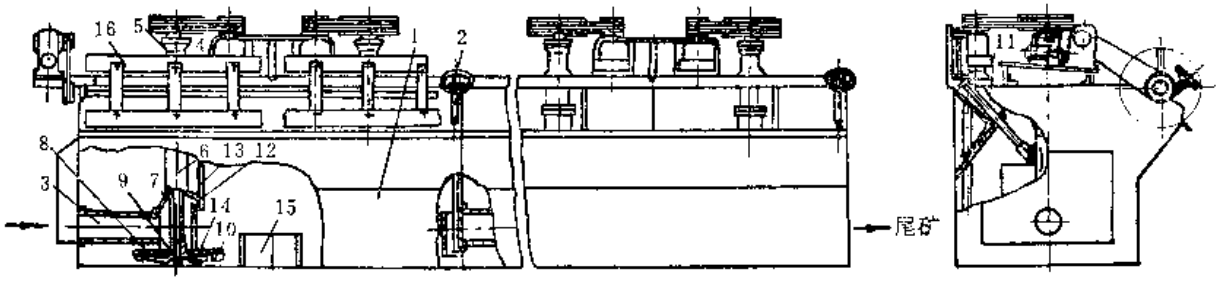


图 9-19 叶轮式浮选机

1—机槽；2—闸门；3—给矿管；4—皮带轮；5—轴承；6—中心套筒；7—竖轴；8—定子；9—叶轮；10—定子导向叶片；11—进气管；12—中矿返回孔；13—闸门；14—矿浆循环孔；15—稳流器；16—刮板

矿浆在槽内的充气和搅拌是借叶轮的旋转和定子的作用而产生的。叶轮是一个铸铁圆盘。其上有4个或6个辐射状的长方形叶片。这样可以使矿浆沿圆盘四周在径向方向强烈地抛出。增强矿浆的充气和搅拌。在叶轮上面有定子，它与中心套筒相连。定子在浮选机内起着重要的作用。首先由于进到叶轮上的矿浆被旋转的叶轮抛出后，在定子下面形成真空，造成负压，从而使空气由进气管被吸进槽中。其次，定子能使强烈充气搅拌区与其它

部分有一定程度的隔离，从而起着稳流的作用。另外，定子还能使叶轮在突然停车时不致淤塞。图9-20为叶轮式浮选机叶轮定子的结构图。定子上带有导向叶片，叶片与半径成55～65°的倾斜角。定子上导向叶片的作用和离心水泵或通风机的导向器一样，使从叶轮甩出的矿浆流能够平稳畅通地逐渐扩散出去，叶片起了整流作用，使动压变成静压，减少了出口时的压力损失，增加叶轮进口处的真空，使充气量增大。定子上还开有许多适当大小的矿浆循环孔。

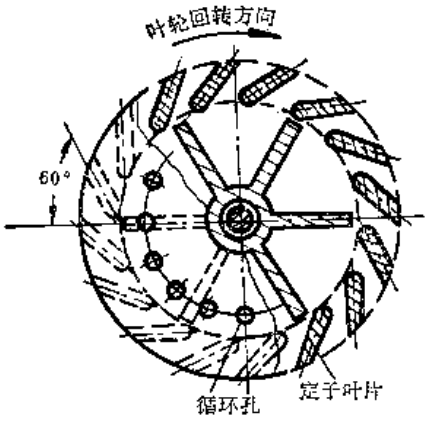


图 9-20　叶轮式浮选机的叶轮定子结构图

定子导向叶片内缘与叶轮叶片外缘之间间隙的大小对于浮选机的充气量影响很大。这个间隙一般为6～10毫米，如果间隙增大到15～20毫米，进入的空气量就要比最大可能进入的空气量减少50～60%。这时，浮选机必须停止工作，进行检修。为了使叶轮、定子、垂直轴、进气管及轴承装配准确，所以在设计制造时将它们装成一个部件，检修时将整个部件拆出而换上一个新的。这样不仅提高了检修质量，而且大大缩短了停车检修的时间。

近年来，为了防止叶轮和定子导向叶片的磨损，开始采用衬胶叶轮与定子。它是由金属骨架外衬软质橡胶所组成。衬胶叶轮和定子与白口铸铁件相比，具有体轻、运转平稳、耐磨性好、使用寿命长、维护和检修方便等优点，有助于选矿指标的提高。

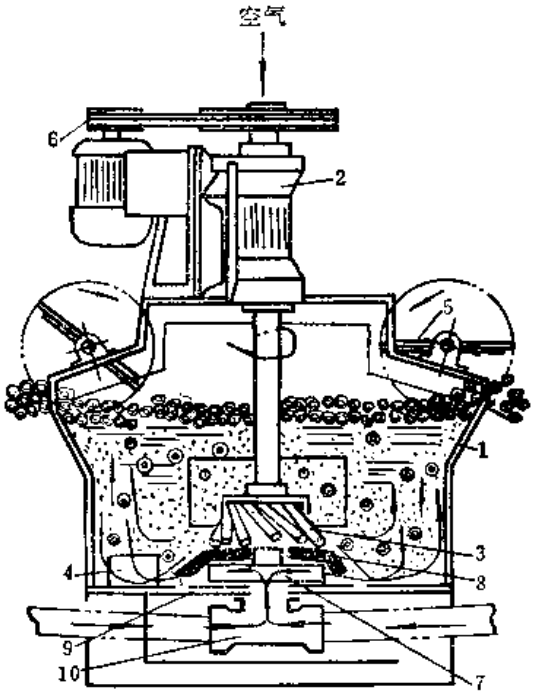


图 9-21　棒型浮选机的结构及工作示意图

1—槽体；2—轴承体；3—斜棒叶轮；4—稳流器；5—隔板；6—传动装置；7—提升叶轮；8—压盖；9—底盖；10—导浆管

棒型浮选机（图9-21）与其它机械搅拌式浮选机一样，是利用斜棒叶轮回转时所产生的负压，经空心主轴吸入空气，并弥散形成泡沫，靠棒轮的强烈搅拌与抛射作用，使空气泡与矿浆充分混合，并由混合区向下排出，借助于压盖、稳流器的导向作用，使之连续、均匀地流向槽体四周，而后又徐徐扩大上升到液面。这样，既能使矿粒和气泡有较多的接触机会，使有用矿物颗粒在药剂的作用下很快被气泡所吸附而浮至液面，又能使矿流在分选区稳定流动，不致因气泡破坏使有用矿物重新落入槽底，从而促成了分选过程的顺利进行。

棒型浮选机与其它机械搅拌式浮选机比较，它具有结构简单、吸气量大、搅拌力强、浮选速度快、效率高等优点。

三、浮选柱

浮选柱是一种无搅拌机构的空气压入式浮选机。图9-22为刮板式浮选柱的结构图。浮选柱是一个高达4～8.6米的柱体，其断面形状有圆形、方形或上方下圆形，直径为0.5～3.5米。

矿浆从上部给矿管给入，均匀地流入浮选柱内。压缩空气是经柱体下端的充气室通过竖置的空气管向柱内充气。形成的大量细小气泡，均匀地分布在整个断面上。矿浆在重力作用下缓缓下降，气泡由下往上缓缓升起，与矿浆中所要选取的有用矿物在柱中不断相遇。在对流运动中由于浮选药剂的作用，所要选取的矿物便附着于升起的气泡表面上，在柱体上部形成矿化泡沫层，由刮板刮入或自溢到精矿槽中，其余矿物（一般是脉石或非选矿物）则从柱体下部锥底的尾矿管排出。

为使浮选柱正常运转，要求严格控制给矿量、风量和风压。

浮选柱分自溢式和刮板式浮选柱。自溢式浮选柱是由上体、中间圆筒和下体组成，整个柱体为圆形。刮板式浮选柱还有泡沫刮板和传动装置，其柱体形状为上方下圆形。

浮选柱与机械搅拌式浮选机比较，它具有结构简单、占地面积小、耗电量低、易损件少等优点，但其缺点是空气管和尾矿管易堵塞，工作稳定性差等。

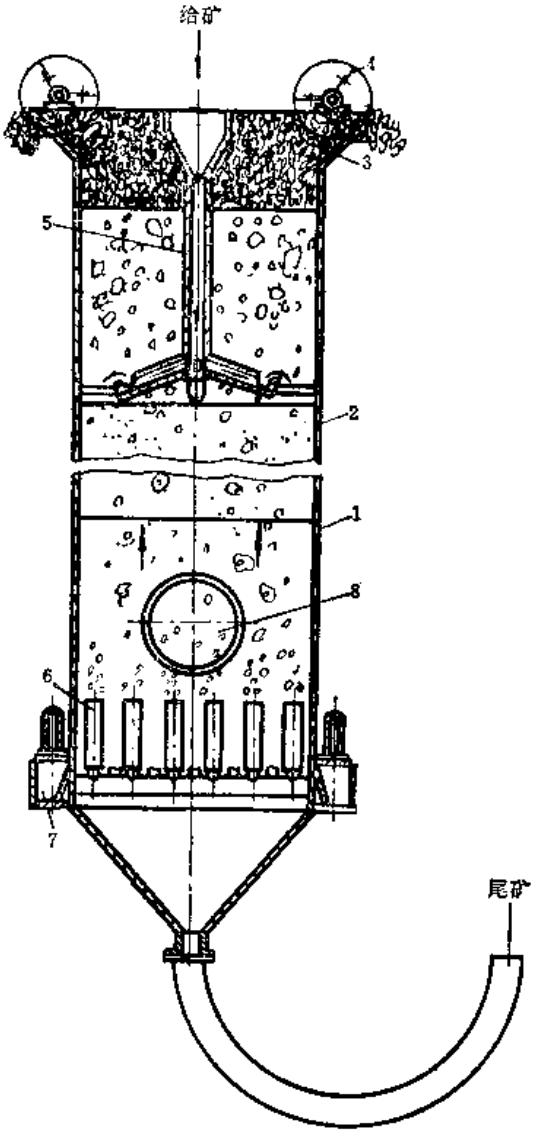


图 9-22　刮板式浮选柱

1—下体；2—中间圆筒；3—上体；4—刮板；5—给矿管；6—空气管；7—充气室；8—观察孔

四、浮选机的设计

浮选机是完成浮选过程的主要设备。浮选机性能的好坏对浮选指标有很大影响。因此，浮选机必须满足以下基本要求：

（1）为了向矿浆中充入足够的空气，浮选机必须具备充气机构。这些空气应尽量弥散成大量大小适中的气泡，并均匀地分布在整个浮选槽内。充气量（以每分钟通过1平方米槽截面的空气量——立方米来衡量）越大，空气弥散及气泡分布越均匀，则矿粒与气泡接触的机会越多，浮选效率就越高。

（2）为了使矿粒悬浮在矿浆中，并均匀地分布在整个浮选槽内，造成矿粒与气泡充分接触的条件，浮选机必须有搅拌机构。搅拌还可促进某些难溶药剂的溶解与分散。

（3）根据工艺的需要，为了调节矿浆水平面、泡沫层厚度及矿浆流动速度，浮选机应有相应的调节机构。

（4）为了保证浮选过程的连续性，浮选机应能连续接受给矿和排矿，为此必须有受

矿、刮泡和排矿装置。

此外，浮选机还应有工作可靠，操作和维修方便，结构简单，生产率大，动力消耗少，耐磨等要求。

1．机械搅拌式浮选机的结构分析

（1）搅拌机构：在机械搅拌式浮选机中，搅拌机构是它的主要部件。矿浆的充气

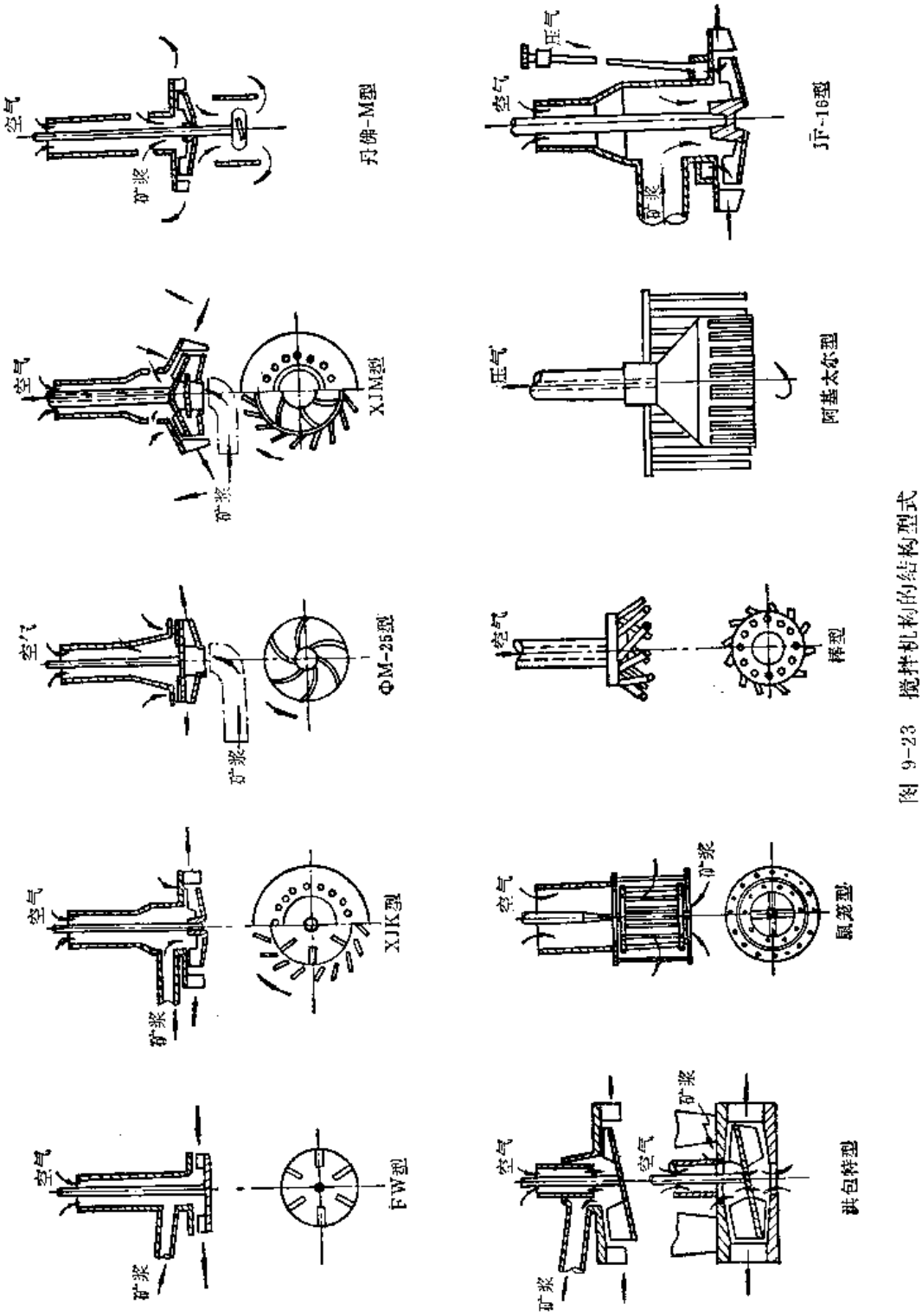


图 9-23 搅拌机构的结构型式

量、搅拌的强烈程度和气泡弥散的均匀性等，都与搅拌机构的型式有关，它对浮选机的性能影响较大。搅拌机构的型式很多，国内外浮选机采用的有代表性的搅拌机构的型式如图9-23所示。

FW型搅拌机构是一种最简单的型式。它是由平型的盖板和带辐射状叶片的叶轮组成。由于它的充气量小，单位处理量的电耗较大，目前已很少采用。

XJK型搅拌机构用于XJK型浮选机中，它的优缺点已在前面介绍了。这种搅拌机构的浮选机不仅在选矿厂获得广泛应用，而且在选煤厂也有使用。

ΦM-25型搅拌机构的特点是采用了双层辐射叶轮，分别吸入空气和矿浆。过去使用的煤用浮选机，大部分采用这种叶轮。

XJM型搅拌机构用于XJM型煤用浮选机中。这种搅拌机构采用了三层伞形叶轮，分别吸入空气和煤浆。伞形叶轮的上层有径向的辐射叶片，与伞形定子配合吸入空气和循环煤浆流，伞形叶轮的下层有弧形叶片，叶轮的上层与下层用伞形挡板分隔成吸气室和吸浆室。叶轮的上层从中空轴吸入空气，下层从浮选机底部吸浆管吸入煤浆。伞形定子上设有与径向成60°的导向叶片。由于空气可从空心轴及套筒分别吸入，所以，这种叶轮的充气量较大，因为煤浆流动呈W形，易于在降低槽深时，保持液面稳定，达到电耗小，充气量大的效果，同时，也能避免煤泥在槽底沉积。

丹佛-M型搅拌机构装有两个叶轮，上部为离心式叶轮，下部为轴向螺旋桨式叶轮。从上部叶轮区吸入空气和矿浆，经下部叶轮进一步搅拌，使空气再度弥散，形成微小气泡，并使槽底矿浆处于悬浮状态。这种浮选机的单位面积生产能力高，生产费用低。

洪包特型搅拌机构是一种摇动斜盘，倾角为10～15°的斜盘上带有叶片。盖板下面有幅射状叶片。在斜盘上，空气管插入锥形罩内。叶轮从锥形罩中吸入矿浆，矿浆进入叶轮时，经过环形孔，并借喷射作用从中空套筒中吸入大量的空气。这种搅拌机构的充气量大。电能消耗少。

鼠笼型搅拌机构是出现较早的一种结构型式，由于它的充气量大，生产能力高，浮选槽的深度较小，所以，在一些大型浮选机中仍然采用这种机构。它的缺点是工作不够稳定，液面高度变化时，充气量变化很大。

棒型搅拌机构是一种新型的结构型式，它的优点是结构简单，充气量大，浮选速度快，目前在选矿厂已推广使用。

阿基泰尔型搅拌机构是压气式浮选机的一种搅拌机构。空心轴的下端装有圆锥形转子，转子周边设有垂直棒，转子外面有定子稳流装置。空气由低压鼓风机（0.1～0.15大气压）供给，经空心轴进入槽内。转子只起搅拌作用。这种转子可以正反转动，所以，使用寿命长，由于是压入空气，充气量容易调节，电能消耗也较低。

JF-16型搅拌机构是混合式浮选机的一种搅拌机构。空气除了由叶轮吸入一部分外，还从外部经压风管送入压缩空气。压风管与盖板上的气环相连，盖板下面有孔与叶轮相通。从外部补加空气可以提高浮选机的充气量，但补加空气后，气泡变大，液面易翻花。

（2）槽体：槽子的深度、矿浆在槽内的流动方式、刮泡方式、稳流装置等都影响着浮选机的工作效率。

槽子的深度与充气量与电能消耗有关。降低槽子的深度不仅能使充气量增加，而且还能减少电能消耗。但是，减小槽子的深度，浮选槽的容积将按比例减小，从而缩短了矿浆

在槽内的停留时间。为了保证浮选时间，就要增加浮选机的槽数，或增大槽子的断面尺寸。若槽子深度太小，则气泡矿化的路程缩短，泡沫层易出现翻花的现象。从增加充气量和减少电能消耗而言，采用较小的槽子深度是适宜的。

浮选槽有间接式和直流式两种。间接式的浮选槽，槽与槽之间有中间室（图9-19），矿浆从一个槽到下一个槽受闸门控制，并由叶轮通过吸浆管吸入，所以，矿浆流速受到限制。直流式的浮选槽，槽子是串通的，没有中间室，矿浆可以从浮选槽的最大横截面流过，通过能力较大，所以，采用直流式可以提高浮选机的生产能力，并易于实现浮选机的自动控制，但是，直流式浮选机的液面不易调整。目前，大多数浮选机是隔几个槽设一中间室，这样，就兼有直流式和间接式的优点。

槽体一般是方形，但也有采用圆形（如鼠笼型搅拌机构）或其它形状的。浮选槽可以根据泡沫量采用一面刮泡和两面刮泡。

浮选槽的底部，通常装设若干垂直放置的稳流板。稳流板的作用是降低从叶轮出来的矿浆速度，并改变其运动方向，使槽底形成许多小涡流，使矿粒保持悬浮状态，增加矿粒与气泡的接触机会。稳流板的形状可以是辐射形，也有曲线形或其它形状。

在浮选槽内，并不是所有空间都有气泡存在，只是含有气泡的那些容积才进行矿化作用，所以，这部分容积称为有效容积。浮选机的有效容积与搅拌机构和稳流装置有关。

2．机械搅拌式浮选机的参数计算

（1）叶轮的直径和转数：设计机械搅拌式浮选机时，常将其比作离心式水泵，把浮选机内的搅拌叶轮看作水泵内的叶轮，浮选机的槽子则看作水泵的外壳和出水管。搅拌叶轮从中心吸入矿浆，矿浆从搅拌的离心作用中，取得能量，使其升起到一定的高度。

根据离心水泵的工作原理，通过搅拌叶轮的含气矿浆（矿浆和空气混合物）量可用下式计算：

$$Q=\alpha\pi Dhc_r\text{，米}^3/\text{分} \tag{9-17}$$

式中 α——矿浆流的压缩系数；

D——叶轮的直径，米；

h——叶轮中叶片的高度，米；

c_r——叶轮出口处，矿浆的径向速度，米/秒。

矿浆的径向速度c_r与矿浆的圆周速度$\left(u=\frac{\pi Dn}{60}\right)$成正比，所以，利用公式9-17，可得：

$$\frac{Q_1}{Q_2}=\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\times\left(\frac{h_1}{h_2}\right)\times\left(\frac{n_1}{n_2}\right) \tag{9-18}$$

从公式9-18可以看出，叶轮所通过的含气矿浆能力与叶轮直径的平方、叶片高度和叶轮转数成正比。

增加叶轮的直径和转数，虽然可以提高通过叶轮的含气矿浆量，但是，却使浮选槽的有效容积减少和电能消耗增大。

根据试验结果，槽子宽度与叶轮直径之比一般在2～3的范围内。

浮选机工作时，矿化泡沫要上升到槽子的液面上，所以叶轮除了应有一定的通过能力外，还应该给矿浆一定的能量，使矿粒能浮游起来，即是从叶轮出来的含气矿浆，应该有一定的静压头，这个静压头要相当于叶轮至槽面的矿浆深度。矿浆的静压头与叶轮的直径

和转数有关。根据离心水泵的扬程计算公式可得：

$$H=\vartheta\frac{u^2}{2g} \tag{9-19}$$

式中 H——叶轮至槽面的矿浆深度，米；

g——重力加速度，米/秒^2；

u——叶轮的圆周速度，米/秒；

ϑ——压头系数，$\vartheta=0.2\sim0.3$。

若将$u=\frac{\pi Dn}{60}$和$\vartheta=0.2$代入上式，则得：

$$n=\frac{189}{D}\sqrt{H} \tag{9-20}$$

由此可见，当槽子的深度增加时，如果叶轮的直径不变，为了保证矿浆具有一定的静压头，必须增加叶轮的转数。目前，大多数浮选机的叶轮圆周速度在8～10米/秒的范围内。

（2）浮选机的功率：浮选机叶轮的传动功率是根据流经叶轮的矿浆上升到槽面所作的功来决定，它可按下式计算：

$$N=\frac{(Q_1+Q_2)HV}{102\eta}\text{千瓦} \tag{9-21}$$

式中 Q_1——吸入矿浆量，米^3/秒；

Q_2——循环矿浆量，米^3/秒；

H——叶轮至槽面的矿浆深度，米；

V——矿浆比重，公斤/米^3；

η——叶轮的效率，$\eta=0.6\sim0.8$。

（3）浮选机的处理量：机械搅拌式浮选机的处理量（按干矿量计算），一般用下式计算：

$$Q=\frac{60nVK}{\left(R+\frac{1}{\gamma}\right)t}\text{吨/小时} \tag{9-22}$$

式中 n——浮选槽数；

V——浮选机的单槽容积，米^3；

K——有效容积系数，一般取$K=0.65\sim0.75$，扫选作业取较大值，精选作业取较小值，粗选作业取中间值；

R——矿浆液固比（按重量计）；

γ——矿石比重，吨/米^3；

t——浮选时间，分，浮选时间根据实验室试验或处理类似矿物的实际数据确定。

第三节 磁选机和电选机

一、磁力选矿的基本原理

1. 矿物的磁性和磁选过程 磁力选矿是以各种矿物的磁性差别为基础的一种选矿方法。矿物按比磁化系数（比磁化系数表示单位质量的矿物在单位磁场强度中产生的磁矩）

的大小可分三类：强磁性矿物（如磁铁矿）、弱磁性矿物（如钛铁矿、赤铁矿和钨锰铁矿）、非磁性矿物（如石英）。几种矿物的比磁化系数见表9-3。

表 9-3 几种矿物的比磁化系数表

	矿物名称	硬度（毫米）	颜色	比磁化系数 k（厘米³/克）
强磁性矿物	磁铁矿	0.83～0		80000×10^{-6}
	磁黄铁矿	0.83～0		5400×10^{-6}
弱磁性矿物	钛铁矿	0.83～0	黑色	399×10^{-6}
	赤铁矿	0.42～0	暗赤色	290×10^{-6}
	钨锰铁矿	0.13	黑褐色	66×10^{-6}
	锰矿	0.83	暗赤色	75×10^{-6}
非磁性矿物	石英	0.13	无色	10×10^{-6}
	锡石			0.83×10^{-6}

强磁性矿物（$k\geqslant3000\times10^{-6}$厘米³/克）在磁场强度$H=900\sim1600$奥斯特磁选机中可以选出。弱磁性矿物（$k=15\times10^{-6}\sim600\times10^{-6}$厘米³/克）在磁场强度$H=6000\sim18000$奥斯特磁选机中可以选出。非磁性矿物（$k<15\times10^{-6}$厘米³/克）在现有磁选机中不能分选。

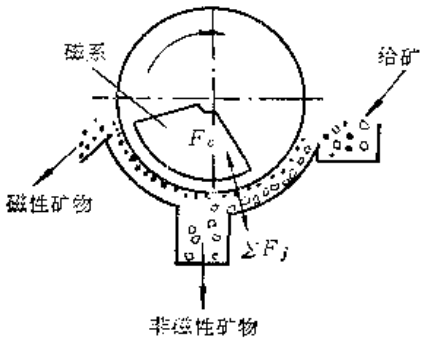


图 9-24 磁选过程示意图

磁选法是黑色金属矿石，特别是磁铁矿石和锰矿石的主要选矿方法。磁选法在含有磁性的有色金属和稀有金属矿石的选矿中也有应用。

具有不同磁性的矿物通过磁选机的磁场时（图9-24），矿物同时受到磁力和机械力的作用。磁性矿物所受磁力大于机械力，故改变原来的运动轨迹；而非磁性矿物由于不受磁力的作用，沿着原来的路径通过磁场。由此，则可按矿物磁性的不同获得两种或几种单独的选矿产品。

为了使磁性矿粒与非磁性矿粒很好分离，必须使作用在磁性矿粒上的磁力大于与其方向相反的机械力的合力，即

$$F_c\geqslant\Sigma F_j \tag{9-23}$$

式中 F_c——作用在磁性矿粒上的磁力；

ΣF_j——与磁力方向相反的所有机械力的合力，包括重力、惯性力、摩擦力和介质阻力等。

如果要使磁性较强和磁性较弱的两种矿物很好地分离，必须使作用在磁性较强的矿粒上的磁力大于与其方向相反的机械力的合力，而作用在磁性较弱的矿粒上的磁力，必须小于与磁力方向相反的机械力的合力。

2. 磁选机的磁场特性 利用磁选法分选矿物的主要条件是磁力，而磁力的大小既与矿物的磁性有关，也与磁选机的磁场特性有关。

磁场特性主要是指磁场强度和磁场梯度在磁场空间的变化规律及其对磁力大小、分布

的影响。

在工程上，磁场强度常用下式表示：

$$H=\frac{B}{\mu}\text{奥斯特} \tag{9-24}$$

式中 B——磁感应强度，高斯；

μ——介质的导磁系数。

磁场强度H的矢量与磁感应强度B的矢量是一致的。

磁场分均匀磁场和非均匀磁场。在均匀磁场中，各点的磁场强度和方向都是相同的，因而位于其中的磁性矿粒所受的引力和斥力大小相等（图9-25 a），只受转矩的作用产生旋转，转至与磁场方向一致时就停止了，矿粒并不产生移动，也就是不被任何一个磁极吸过去。

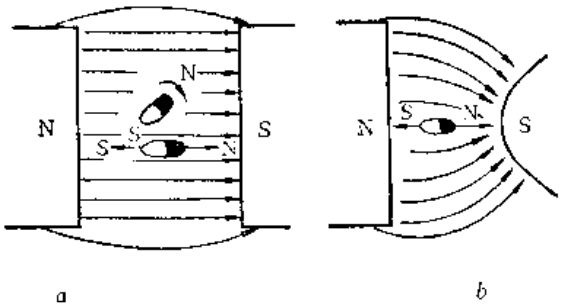


图 9-25 磁性矿粒在磁场中的运动状态

a—均匀磁场；b—非均匀磁场

在非均匀磁场中（图9-25 b），磁场强度的大小和方向是逐点变化的，磁性矿粒在其中除受转矩作用外，还受磁力的作用，使矿粒从磁场强度低的地方向磁场强度高的地方移动。在磁选机中就是利用磁力吸住磁性矿粒，从而达到使磁性矿物与非磁性矿物分离的目的。所以，在磁选机中只采用不均匀磁场，因为磁场越不均匀，作用在磁性矿粒上的磁力就越大。

磁场强度的非均匀性用磁场梯度表示。磁场梯度是沿磁极法线方向磁场强度的变化量，用$\frac{dH}{dx}$（或$gradH$）表示。在非均匀磁场中，各点磁场强度的大小和方向不同，即$\frac{dH}{dx}\neq 0$，$\frac{dH}{dx}$越大，则磁场的非均匀性也越大；反之，磁场的非均匀性越小。

磁场强度和磁场梯度的乘积称为磁场磁力，即

$$F=H\times\frac{dH}{dx}\text{奥斯特}^2/\text{厘米} \tag{9-25}$$

在非均匀磁场中，作用在磁性矿粒上的磁力可用下式表示：

$$F_c=KVH\frac{dH}{dx}=KVHgradH\text{达因} \tag{9-26}$$

式中 K——矿物的体积磁化系数。K是1立方厘米矿物在磁场强度为1奥斯特的外磁场中所产生的磁矩；

V——矿粒的体积，厘米^3；

H——磁场强度，奥斯特；

$\frac{dH}{dx}$——磁场梯度，奥斯特/厘米。

公式9-26表示的是单个矿粒上受到的磁力。为了比较不同矿粒在磁场中所受磁力的大小，通常采用比磁力，即作用在单位质量矿粒上的磁力，其计算公式为：

$$f_c=\frac{F_c}{m}=\frac{KVII}{V\delta}gradH=kHgradH\text{达因/克} \qquad (9\text{-}27)$$

式中 m——矿粒的质量，克；

δ——矿粒的密度，克/厘米^3；

k——矿物的比磁化系数，厘米^3/克。

公式9-27表明，作用在磁性矿粒上的比磁力与矿粒的比磁化系数k成正比，即矿粒的磁性越强，所受的磁力越大。比磁力与矿粒所处的磁场强度和磁场梯度的乘积（即磁场磁力）成正比，即磁场强度越大，磁场梯度越大，则矿粒所受的磁力越大。在公式9-27中，k为矿粒本身的磁性，是磁选能否进行的主要依据。若矿粒的磁性很弱，在磁选机磁场中所受的磁力就很小，这种矿粒就难于选出。磁场强度和磁场梯度是磁选机磁场工作性能的主要指标。设计磁选机时，应力求增大磁场磁力，从而扩大分选矿物的品种，提高设备的生产能力。

3. 磁选机的磁系 磁选机的磁场是由永久磁铁和电磁铁产生的。永久磁铁一般用锶铁氧体（$SrO\cdot 6Fe_2O_3$）或钡铁氧体（$BaO\cdot 6Fe_2O_3$）磁性材料制成。电磁铁是由供给直流电的绕组、铁心和磁极端部组成的。铁心是由软铁制成，在铁心上套有线圈。磁极端部固定在铁心的边上。目前弱磁场磁选机多采用永久磁铁，强磁场磁选机多采用电磁铁。

对磁选机磁场的要求，不仅要有足够的磁场强度，而且要有一定的不均匀性，即具有一定的磁场梯度，这样，才能产生足够的磁场磁力。

根据磁选机磁系的构造特点，磁系可分为开放磁系（图9-26 a、b）和闭合磁系（图9-26 c）两种。

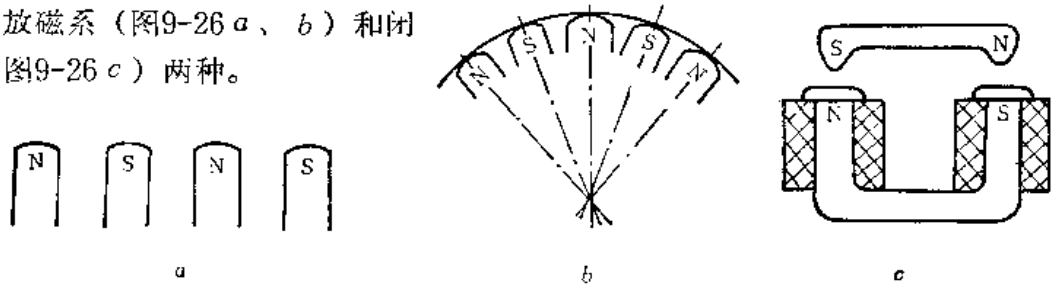


图 9-26 开放和闭合磁系

a、b—开放磁系；c—闭合磁系

开放磁系的两磁极间，由于空气隙大，磁阻很大，因而产生的磁场强度较低，所以只用于弱磁场磁选机的磁系。

闭合磁系的两磁极间，由于空气隙小，磁阻小，易于产生较高的磁场强度，所以多用于强磁场磁选机。

开放磁系的特点是磁极单向排列，排列的方式有平面排列（图9-26 a）、圆柱面排列（图9-26 b）和塔形排列（图9-38）

开放磁系的磁场特性决定于极距、极宽与极隙的比值和磁块厚度。

极距的变化对磁系的磁场强度和磁场作用深度都有影响。

图9-27表示不同极距对磁场强度沿极面中心垂直方向的变化。从图中可以看出，极距小时，磁场梯度大，离极面的距离稍有增加，则磁场强度下降较多，而极距大时，磁场梯度小，磁场强度下降较少。由此可见，极距大的磁系，磁场作用深度大，磁距小的磁系，磁场作用深度小。

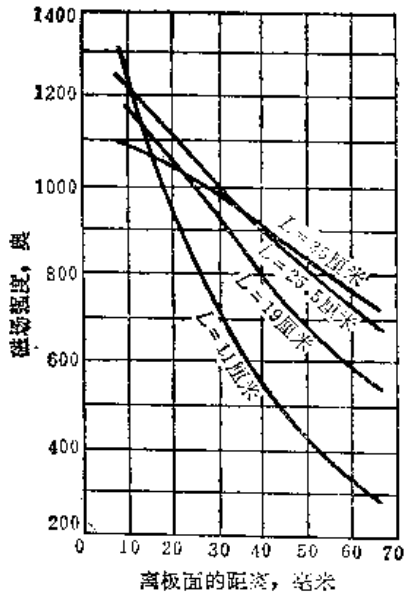


图 9-27　不同极距时磁场强度沿垂直方向的变化

在磁选过程中，一般要求磁性矿粒在移动过程中受到较均匀的磁力，以防止磁性矿粒脱落，因此，对极宽 b 与极隙 a 都有一定的要求。当极距 $L(L=b+a)$ 相同而极宽对极隙比值不同时，磁极表面上的磁场强度 H 变化情况如图 9-28 所示。从图中可以看出，仅当 $b:a=1.20:1$ 时，极宽与极隙上面的磁场强度才变化不大，这样就能防止磁性矿在磁力较小处脱落。

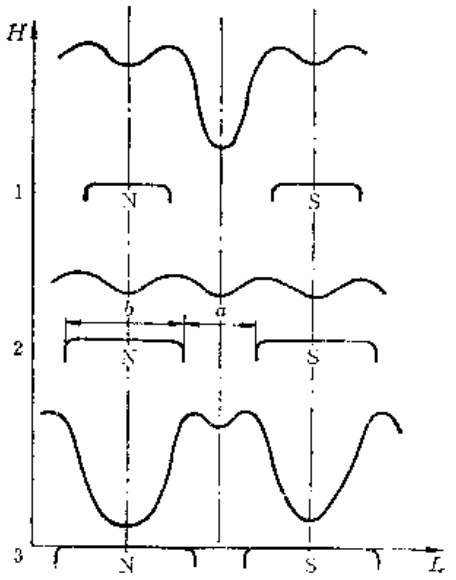


图 9-28　b 与 a 的比值不同时，H 沿 L 的变化曲线

1—$b:a=0.75:1$；2—$b:a=1.20:1$；3—$b:a=3.00:1$

通常，对于电磁磁系：$b:a=1.5:1$；对于湿式永磁筒式磁选机的磁系：$b:a=2(3):1$；对于干式永磁筒式磁选机的磁系 $b:a=5:1$。

磁极高度主要对永磁磁系而言。永磁磁系的磁场强度随磁极高度的增加而增加，但增加到一定数值时，磁场强度达到饱和。图9-29表明，当磁块（86×66×18毫米）增至五块时，磁场强度近似饱和，如继续增加磁块，磁场强度不再增加。因此，磁极组（由86×66×18毫米磁块组成）的高度通常为90毫米。当磁极断面增加后，磁极组的高度仍可增加，但需根据实测决定。

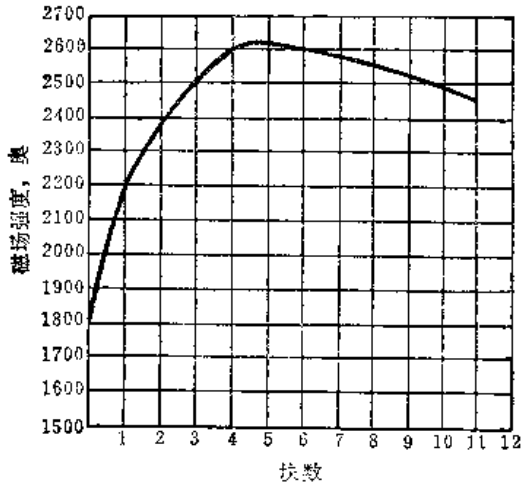


图 9-29　磁场强度与磁块厚度的关系

闭合磁系的特点是磁极双侧配置。要获得较高的磁场强度和磁场梯度，选择适当的感应磁极（或感应介质）和原磁极形状是很重要的。

常见的闭合磁系磁极对的形状如图9-30所示。方案 a 的磁极对是由一平面极（原磁极）和一尖形齿极（感应磁极）组成。方案 b 和 c 的磁极对是由一平面极（原磁极）和矩形齿极、尖形齿极（感应磁极）组成。方案 e、d 的磁极对是由槽形磁极（原磁极）和矩形齿极、尖形齿极（感应磁极）组成。图9-31表示方案 b、c、d、e 的磁场强度和磁场力的变化曲线。

从图9-31中可以看出，当原磁极相同时，尖形齿极比矩形齿极可以获得较高的磁场力，即方案 c 比方案 b 的磁场力大；方案 e 比方案 d 的磁场力大。这是由于尖形齿极比矩

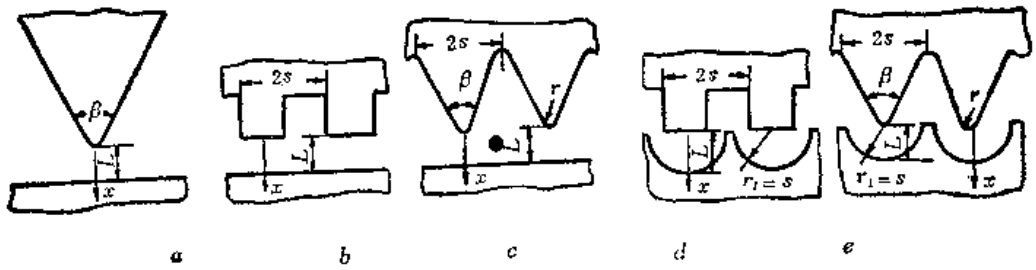


图 9-30　闭合磁系磁极对的形状

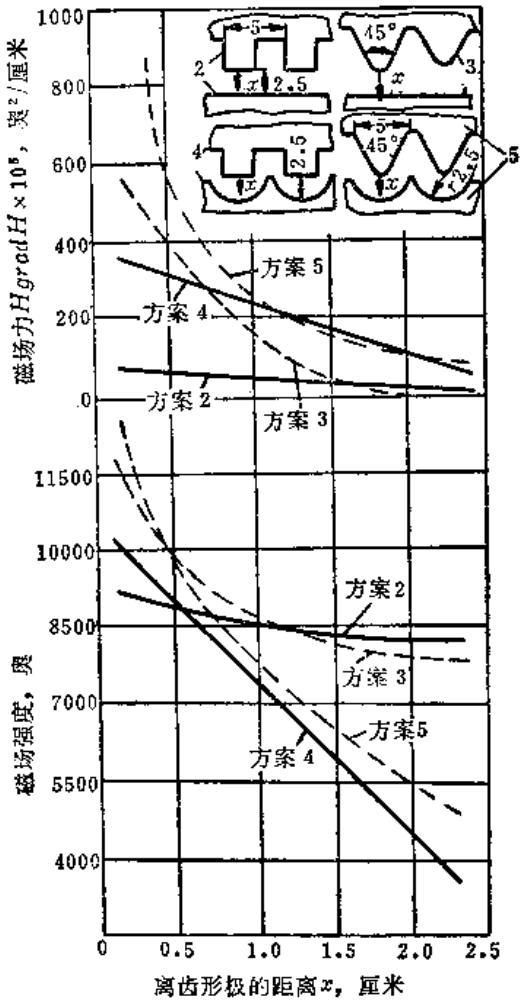


图 9-31　各种磁极对的$H=f(x)$和$HgradH=f(x)$曲线

形齿极能够造成非均匀性大得多的磁场。

尖形齿极的尖削角对磁场力的大小也有影响。磁场的非均匀性随着尖削角的增大而下降。通常单齿极的尖削角采用60°，多齿极采用45°。

为了避免尖形齿极的磁性饱和及防止尖端由于磨损而造成工作间隙的增大，所以应将齿的尖端制成圆弧形。实践证明，对于单齿极的圆弧半径$r\approx0.5L$（L为极距）；对于多齿极$r\approx0.2s$（$2s$为齿距）。

槽形磁极的凹槽应按半径$r_1\approx s$制成圆弧形。

矩形齿极的齿高、齿宽、齿槽宽对磁场的非均匀性和磁场力均有影响，通常应根据矿物的磁性通过试验选定。当被选矿石中磁性矿物的磁性很弱，且其含量低时（<30%），最好采用齿宽 c 小于齿槽宽 b $\left(\text{如}\frac{c}{b}=\frac{1}{2}\right)$ 的齿形；磁性矿物的磁性较强，且其含量也很高时（≥50%），最好采用齿宽 c 大于齿槽宽 b $\left(\text{如}\frac{c}{b}=\frac{2}{1}\right)$ 的齿形。在一般情况下，取齿高 a 不大于齿距 $2s$，齿宽 c 约等于齿槽宽 b 的齿形。

二、磁选机的分类与构造

目前，国内外生产的磁选机种类很多，其分类方法也各不相同。根据产生磁场的方法不同，磁选机分为电磁磁选机和永磁磁选机；根据选别方式的不同，磁选机分为干式磁选机和湿式磁选机；根据磁场强度的强弱不同，磁选机分为弱磁场磁选机（H<2500奥斯特）和强磁场磁选机（H=6000～26000奥斯特）；根据结构的不同，磁选机分为筒式、盘式、辊式、环式和带式磁选机。

1．弱磁场湿式永磁筒式磁选机 永磁筒式磁选机已广泛应用于黑色及有色金属选矿厂、重介质选煤厂以及其它工业部门。它具有结构简单、体积小、重量轻、效率高、耗电少等优点，现已几乎全部代替了复杂笨重的带式磁选机和电磁筒式磁选机。

湿式永磁筒式磁选机能选别粒度为6毫米以下的强磁性矿物。

湿式永磁筒式磁选机根据槽体的型式可以分为顺流型、逆流型和半逆流型三种。

顺流型磁选机的工作原理如图9-32所示。矿浆由给矿管1进入给矿箱2，由挡矿板3上边缘溢出，均匀地流入选矿槽。矿浆中的磁性矿物受磁力吸引，附着于圆筒4上。由

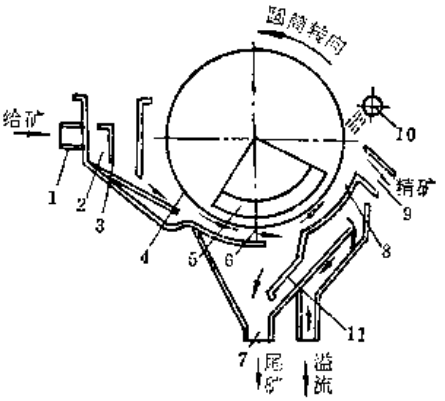


图 9-32 顺流型磁选机的工作原理

1—给矿管；2—给矿箱；3—挡矿板；4—圆筒；5—磁系；6—扫选区；7—尾矿管；8—脱水区；9—精矿管；10—冲洗水管；11—槽底

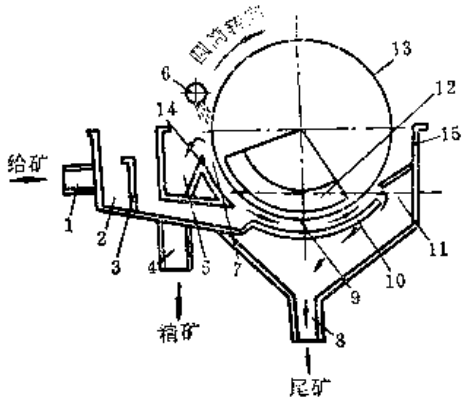


图 9-33 逆流型磁选机的工作原理

1—给矿管；2—给矿箱；3—挡矿板；4—精矿管；5—精矿溜槽；6—冲洗水管；7—脱水区；8—尾矿管；9—扫选区；10—槽底；11—溢流堰；12—磁系；13—圆筒；14—前壁；15—侧壁

于磁极极性交变排列，而且矿浆的流动方向与圆筒的转动方向相同，所以，吸附在圆筒上的磁性矿物经过几次磁搅动作用之后，使混杂在磁性矿物中的非磁性矿物在离心力和水流冲力的作用下被甩到槽底。磁性矿物通过脱水区8，脱离磁场，被水冲下后经精矿管9排出槽体外。尾矿沿扫选区6经槽底11从尾矿管7流出。

顺流型磁选机适用于粒度为6～0毫米的强磁性矿物的精选作业（或粗选作业），可获

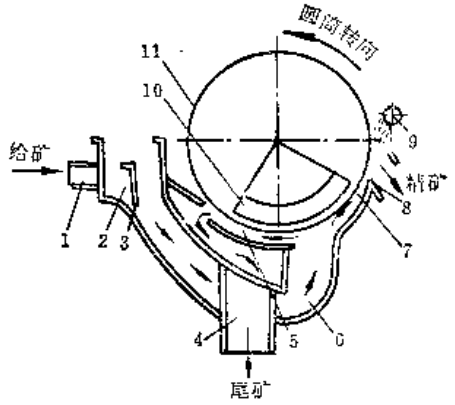


图 9-34 半逆流型磁选机的工作原理

1—给矿管；2—给矿箱；3—挡矿板；4—尾矿管；5—扫选区；6—槽底；7—脱水区；8—精矿管；9—冲洗水管；10—磁系；11—圆筒

得高品位的精矿。但是，由于矿浆流速大，难免带走少量的磁性矿物，因此，尾矿品位稍高。

逆流型磁选机的工作原理如图9-33所示。逆流型磁选机的扫选区较长，回收磁性矿粒较充分，因此，回收率高。它适用于粒度为0.6～0毫米的强磁性矿物的粗选或扫选作业。

半逆流型磁选机的工作原理如图9-34所示。矿浆从中间给入，扫选区比逆流型的短些，脱水区比顺流型的长些，因此，它兼有逆流型的高回收率和顺流型的高精矿品位的优点，分选指标较好。半逆流型磁选机在选矿厂获得广泛地应用，它适用于粒度为0.2～0毫米矿物的精选或粗选作业。

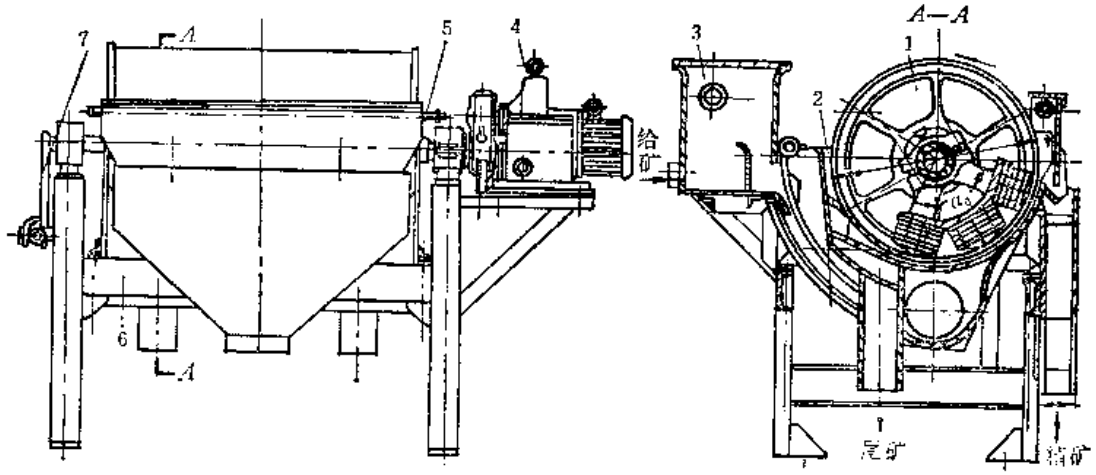


图 9-35 半逆流型永磁筒式磁选机

1—永磁圆筒；2—槽体；3—给矿箱；4—传动部分；5—卸矿水管；6—机架；7—转向装置

半逆流型永磁筒式磁选机（图9-35）主要由传动装置、永磁圆筒和槽体等部分组成。

传动装置系采用JCH型齿轮减速三相异步电动机，通过一对开式齿轮带动永磁圆筒旋转，其传动系统见图9-36。圆筒圆周速度为1.2～1.3米/秒。由于圆筒直径不同，圆筒转速也不同。圆筒直径600毫米的转速为40转/分，圆筒直径750毫米的转速为35转/分。

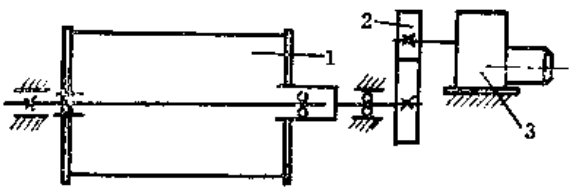


图 9-36 传动系统示意图

1—永磁圆筒；2—开式齿轮副；3—JCH型齿轮减速三相异步电动机

永磁圆筒由圆筒、轴和磁系组成。圆筒是由3～4毫米厚的不锈钢板焊接而成。为了保护筒体不受磨损，通常在圆筒表面衬一层2～4毫米的橡胶。筒体两端用铸铝端盖密封，端盖的中心装有球面滚动轴承，轴承安装在心轴上。心轴则支承在机架上。

磁系是产生磁能的源泉。磁系主要由永磁磁块和磁轭组成。根据圆筒直径的大小，

磁系有3～5个磁极。通常，直径600毫米的圆筒配用三极磁系，而直径750毫米的圆筒采用4～5个极的磁系。图9-37表示四极磁系的示意图。

永磁磁块的材料是锶铁氧体。磁块规格是86×60×h毫米，厚度h有15、18、21毫米。磁块用环氧树脂胶粘在加工好的低碳钢板上，通常由5块组成一个磁极组，然后充磁，最后安装在磁轭上。磁轭是用低碳钢或工业纯铁铸造而成，它的作用是联接磁块构成放射状磁系，起导磁作用。磁极的极性沿圆周方向交变排列。

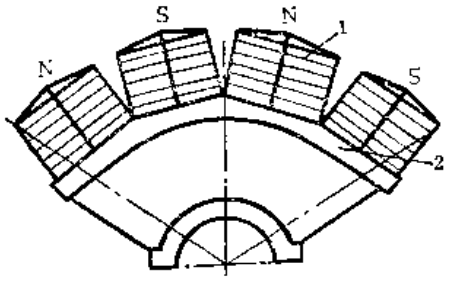


图 9-37　四极磁系示意图

1—永磁磁块；2—磁轭

磁选机的槽体用非导磁材料不锈钢（靠近磁极部分）和普通钢板焊接而成。目前也有用工业塑料板焊接的。

2. 磁力脱水槽、预磁器和脱磁器　磁力脱水槽具有选别和脱水两种作用。它主要用于分选粒度1.5～0毫米的强磁性矿物——磁铁矿、磁黄铁矿和经过磁化焙烧的赤铁矿、褐铁矿等。在一段或两段磨矿后采用磁力脱水槽时，其作用是脱除矿物中的细粒脉石，进行粗选。当用在磁选机之后，过滤机之前时，主要作用是脱水，也有一定的精选作用。

磁力脱水槽有电磁的和永磁的两种。目前，大多数磁选厂都采用永磁脱水槽。

永磁脱水槽（图9-38）主要由槽体，给矿装置，磁系，给水装置及排矿装置等组成。

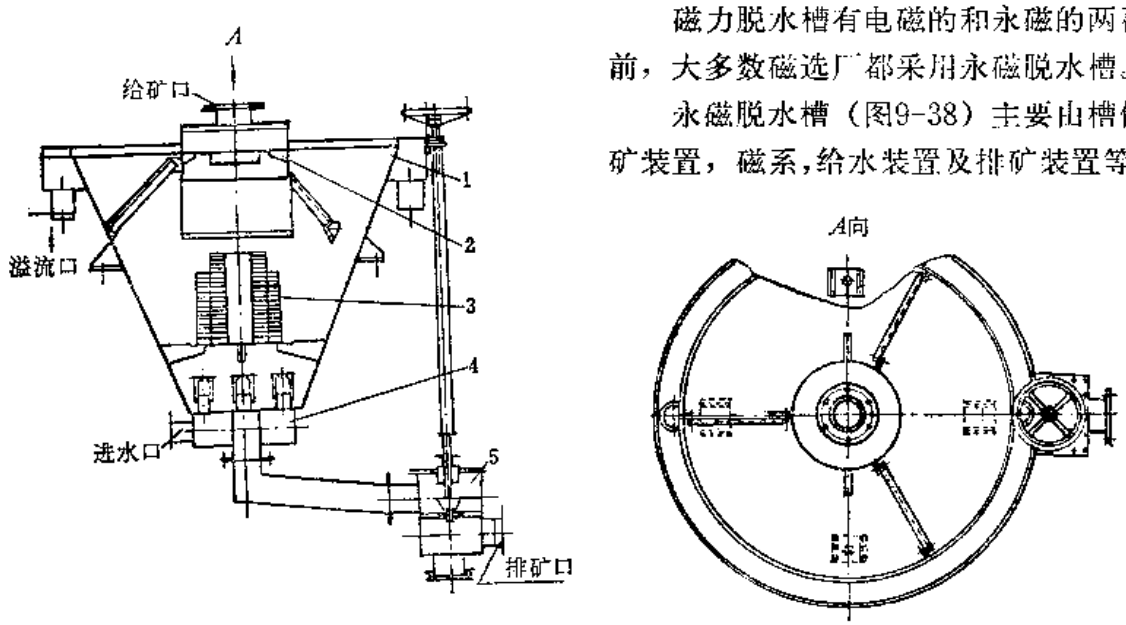


图 9-38　永磁脱水槽

1—槽体；2—集矿筒；3—磁系；4—给水管；5—排矿管

槽体是用钢板制成的倒置中空圆锥体，锥角为45～60°。其上端有溢流槽，底部有两个对称布置的溢流管，用于排出尾矿。槽体底部有一个弯形排矿管与排矿箱相连，用于排出精矿。

给矿装置为圆形集矿筒，上部由钢板制成，下部用橡胶板或塑料板制成，以防止磁感应。给矿装置由三根角钢支承于槽体内壁上。

磁系是由磁块组成的圆塔形结构。磁块在圆周上均匀分布，空隙处用三角形木楔楔紧，用铜螺钉将磁块固定在一个钢制底板上，然后固定于槽体内的四个支板上。

磁系结构应使产生的磁场有利于磁性矿粒向精矿区沉降，即能倾斜下降。为此，槽体内沿轴向的磁场强度及磁场梯度是由上向下逐渐增加，而沿径向的磁场强度及磁场梯度是由外向内逐渐增加，这样就达到磁力脱水槽分选的要求。

给水装置是由给水管及布置在排矿口周围的4～6个喷水管构成。喷水管端部装有返水帽，使上升水流均匀分布。

排矿装置是用于控制排矿量。转动手轮使螺杆上下移动，便能调节阀门的开闭程度，从而达到控制排矿量的目的。

在磁力脱水槽中，矿浆从上部进入集矿筒，落至返矿盘上，再流入槽内。这种给矿方式，给矿面积大，溢流均匀而稳定。磁性矿物在磁力和重力的作用下，克服上升水流阻力，被吸在磁系上，吸的足够多就掉下来，沉降于槽底，经排矿口排出。非磁性矿物及矿泥在上升水流的作用下，克服重力上升，由溢流槽排出。

上升水流的作用，一方面是将非磁性细粒矿物及矿泥冲入尾矿，另一方面也使磁性矿粒呈松散状态，将夹杂于其中的细粒脉石及矿泥冲洗出来，从而提高精矿品位。

由于上升水流的作用，微细的磁性矿粒很易冲入尾矿。为了克服这一缺点，矿浆在进入磁力脱水槽之前，先通过预磁器进行预先磁化。矿浆中的磁性矿物经预先磁化后，由于细粒的强磁性矿物的剩磁和矫顽力作用，使细粒矿物聚成磁团。磁团所受磁力和重力要比单个矿粒大得多，因而可以提高磁力脱水槽的分选效果。

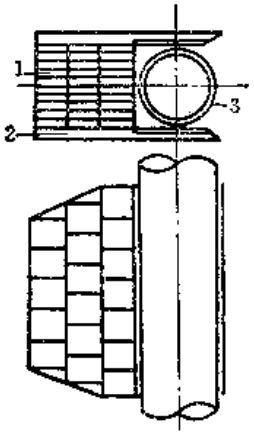


图 3-39 永磁预磁器
1—磁块；2—磁导板；3—矿浆管

预磁器有电磁的和永磁的两种。电磁预磁器是由绕在铜管上的电磁线圈组成。线圈内通入直流电，在铜管内产生磁场，磁场强度一般为 400 奥斯特左右，磁场方向（铜管内磁力线方向）平行于矿浆流动的方向。矿浆流经铜管时，磁性矿粒就被磁化，从而相互吸引聚成磁团。磁场强度等于或超过 400 奥斯特时，矿浆在预磁器内流经的时间应大于 0.2 秒。

永磁预磁器（图9-39）是由磁块组、磁导板和非磁性材料（塑料或橡胶）的矿浆管组成。为了保证矿粒的充分磁化，预磁器的磁场强度应大于 400 奥斯特，矿浆通过预磁器的时间要大于 0.2 秒。为了使矿浆能顺利地通过预磁器，预磁器应产生均匀磁场，并且预磁器矿浆管的入口及出口处的磁场梯度不应很大，避免产生较大的磁力将矿粒吸入管道内壁而堵塞矿浆流。

经过磁力脱水槽或磁选机选别后的强磁性矿物，由于剩磁的作用而发生的磁团聚现象，这对磁性产品的精选或分级（如再磨后的分级）都是不利的。为此，必须采用脱磁器去掉磁团的剩磁，使其分散，以利下段作业的顺利进行。

脱磁器（图9-40）是由套在铜管或非磁性材料管上的圆锥形线圈组成。线圈中通入频率为50周波的交流电。矿浆通过管道时，由于沿矿浆流动方向的线圈匝数逐渐减小，强磁性矿粒在这逐渐减小的交变外磁场作用下，其磁感应强度 B 与外磁场强度 H 相应地形成形状相似而面积逐渐缩小的磁滞回线（图 9-41），剩磁和矫顽力逐步缩小，从而达到脱磁的目的。

3. 盘式磁选机 盘式磁选机属于强磁场磁选机，它用于干式细粒状弱磁性矿物的分

选。盘式磁选机有单盘、双盘和三盘三种。这三种磁选机的结构、工作原理基本相同，都具有工作间隙和磁场强度可调的特点，但生产能力较小。下面仅介绍一下双盘磁选机的工作原理和结构。

双盘磁选机用于选别干式、粒度小于2毫米的弱磁性矿物，如钨矿、钛铁矿、锆英矿，独居石等，并具有同时分选几种矿物的特点。

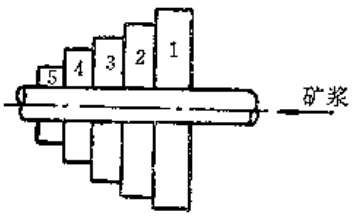


图 9-40 脱磁器

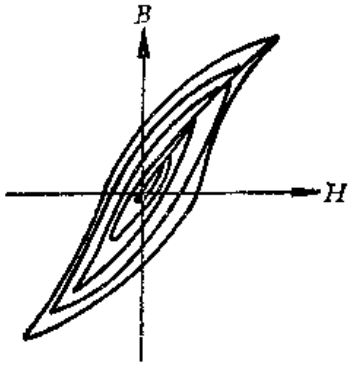


图 9-41 脱磁器中矿粒的磁滞回线

双盘磁选机的工作原理如图9-42所示。入选矿物经给矿槽下部的闸门进入永磁分矿筒时，强磁性矿物被分选出来，经斜槽落入首部接矿斗中，弱磁性矿物在重力和离心力作用下，落到筛子上。筛上物由筛框一侧排到接矿斗中，筛下物（弱磁性矿物）由给矿盘送到回转的磁盘下面的强磁区进行分选。吸在磁盘上的矿物被带到侧面弱磁区，矿物在重力和离心力作用下，落到两侧的接矿斗中，未吸落的矿物由卸矿刷强迫脱落，经磁盘四次分选后，非磁性矿物沿给矿盘被送入尾部接矿斗中。

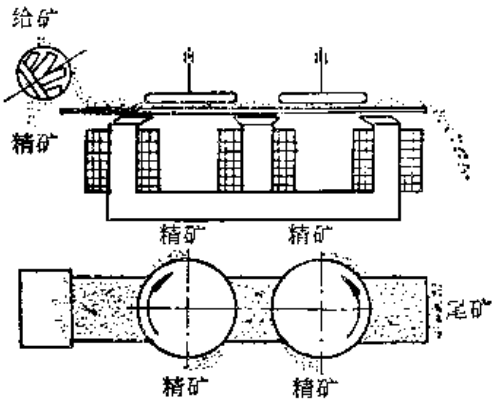


图 9-42 双盘磁选机的工作原理

双盘磁选机的构造如图9-43所示。该机主要由给矿斗、永磁分矿筒、偏心振动给矿盘、磁盘传动装置、电磁系统、机架等部分组成。电气控制箱为该机的附属设备。

永磁分矿筒2的圆筒由铜板制成，筒内装有永久磁铁。永磁分矿筒由电动机经三角皮带和蜗轮减速器带动回转。

偏心振动给矿盘（图9-44）由振动头和给矿盘组成。振动头由搭轮、偏心轴、偏心套和连杆构成。振动头由电动机经皮带单独驱动。借助搭轮可得三种频率，其振幅由偏心轴和偏心套的相对置决定。给矿盘由2毫米厚的不导磁不锈钢板和铸铝架组成，给矿端设有2毫米筛孔的筛网，用两块和六块单板弹簧分别与振动头和机架相连接。

磁盘6分别由电动机经蜗轮减速器带动相向旋转，磁盘的升降由手轮调节。两磁盘的安装位置和旋转方向不允许调换。

电磁系统由“凵”型的铁芯和磁盘组成，构成一个“回”型的磁回路。铁芯由DT_3工业纯铁铸成，每个铁芯上装有两个线圈。

机架是用槽钢焊接而成。永磁分矿筒的下部、筛子侧面、每个磁盘的侧面以及尾部均设有铝制的接矿斗。

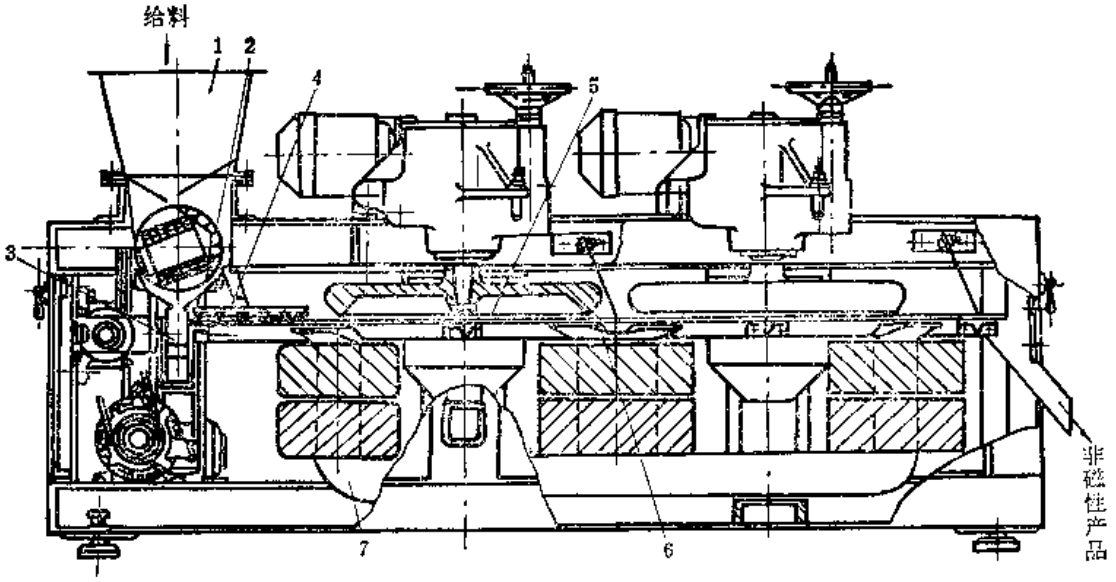


图 9-43　双盘磁选机

1—给矿斗；2—永磁分矿筒；3—接矿斗；4—筛料槽；5—偏心振动给矿盘；6—磁盘；7—磁系

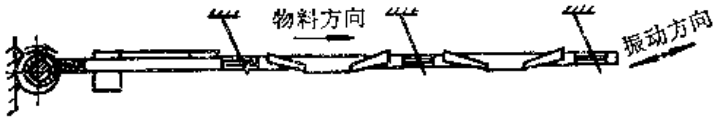


图 9-44　偏心振动给矿盘

三、电选机

电选是矿物在高压电场作用下，利用矿物的电性差异而达到分选的一种选矿方法。

有些矿物由于比重和磁性差别不大，或因无适合的浮选药剂，往往用重选法、磁选法或浮选法不能很好地进行分选，但是利用矿物的电性差别却能有效地分选，特别是对于砂矿和稀有金属脉矿的精选，电选法通常是一种有效的选矿方法。

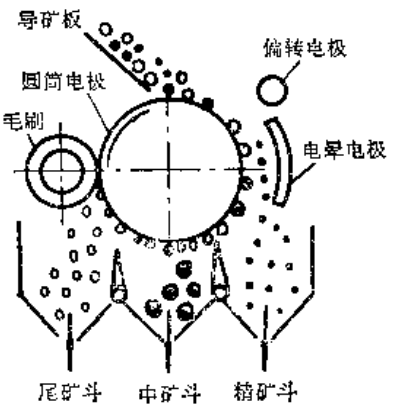


图 9-45　电选机的工作原理

电选和其它选矿方法不同，电选的分离过程是在高压电场的条件下，主要是通过矿物电性这个内因实现的，矿物的电性主要是矿物的导电率(导电系数)、介电常数和比导电度。根据导电率的大小，矿物可分为三类：导体矿物，半导体矿物和非导体矿物。

电选机是实现不同电性矿物分离的设备。电选机按电场的特性可分为静电场电选机、电晕电场电选机、复合电场（静电场和电晕电场组合）电选机。按结构特征可分为筒式、箱式、板式和带式电选机。

电选机的工作原理如图9-45所示。

当电选机的高压电极（与高压电源负极相连）通入高压电时，在电晕电极与圆筒之间产生电晕电场，而在偏转电极与圆筒之间形成非均匀静电场。电晕电场是不均匀电场，在电晕电极附近的

电场强度很强，随着距离的增大，电场强度减弱得很快。在大气压力下提高两电极间的电位差到某一数值时，由负极发射出大量的电子，这些电子在电场的作用下以很大的速度运动，当和气体（如空气）分子碰撞时便使气体分子电离。气体被电离的正离子飞向负极，负离子飞向正极（圆筒接地是正极）。矿物沿导矿板给到圆筒电极上。导电性不同的矿物进入电场后，都获得负电荷。导体矿物由于界面电阻接近于零，故很快把得到的电荷传导给圆筒，因而在电场力和机械力的作用下，离开筒面偏向偏转电极而落入精矿斗中；非导体矿物由于界面电阻很大，故在圆筒上的放电速度比得到电荷的速度慢得多，从而吸附在圆筒表面，然后受毛刷作用而落入尾矿斗中，半导体矿物则介入二者之间，落入中矿斗中。

在分选过程中，矿粒受到下列几种力的作用（图9-46），由于受力不同，导体、半导体和非导体矿粒在电场中的运动轨迹不同，因而使矿物得到分选。

1. 作用在矿粒上的电力

（1）库仑力：根据库仑定律，矿粒在电场中所受的库仑力为：

$$F_1 = Q_{(R)}E \tag{9-28}$$

式中 $Q_{(R)}$——矿粒上的剩余电荷；

E——矿粒所在位置的电场强度。

由于矿粒上的剩余电荷为负电荷，故F_1促使矿粒被吸引在圆筒表面上。

（2）非均匀电场引起的力：如矿粒在电场中被极化（非导体矿物）或感应（导体矿物）而形成电偶极子时，非均匀电场对它有一个吸向电场强度大的区域的力：

$$F_2 = r^3 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 2} E \frac{dE}{dx} \tag{9-29}$$

式中 r——矿粒的半径；

ε——矿粒的介电常数；

$\frac{dE}{dx}$——电场梯度。

由公式9-29可知，电场越不均匀，则$\frac{dE}{dx}$越大，F_2也越大。在电晕放电的电场中，越靠近电晕电极，则电场梯度越大，而在圆筒表面附近的电场，电场梯度很小，为此F_2也很小。

（3）界面吸力：界面吸力是由荷电矿粒的剩余电荷与圆筒表面相应位置的感应电荷（此感应电荷与剩余电荷大小相等，符号相反）之间产生的吸引力，即

$$F_3 = \frac{Q_{(R)}^2}{r^2} \tag{9-30}$$

式中符号表示意义同前。

界面吸力使矿粒吸向圆筒表面。界面吸力的大小主要决定于矿粒的剩余电荷，而剩余电荷又决定于矿粒的界面电阻。界面电阻大时，剩余电荷多，所受的库仑力和界面吸力就大，反之则相反。

2. 作用在矿粒上的机械力

（1）矿粒本身的重力：

$$F_4 = mg \tag{9-31}$$

式中 m——矿粒的质量；

g——重力加速度。

在AC两点间的电场区内，重力F_4从A点开始起着使矿粒沿圆筒表面移动或脱离的作用。

（2）离心惯性力：

$$F_5 = m\frac{v^2}{R} \tag{9-32}$$

式中 v——圆筒表面的线速度；

R——圆筒半径。

为了保证不同电性的矿粒在选分带分离，必须分别满足以下条件。

在选分带AC段内分出导体矿物时：

$$F_1 + F_3 + mg\cos\alpha < F_2 + F_5 \tag{9-33}$$

式中α为矿粒在圆筒表面所在处的半径与垂线间的夹角。

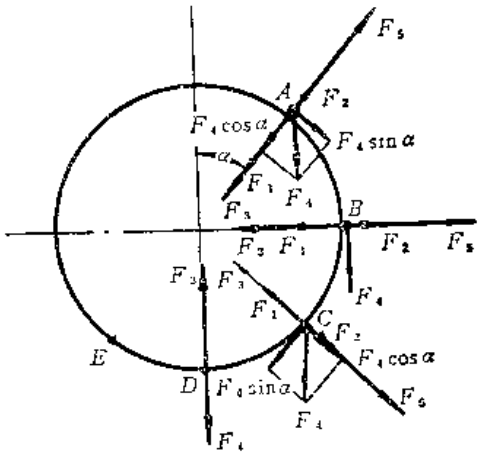


图 9-46 作用在矿粒上的力

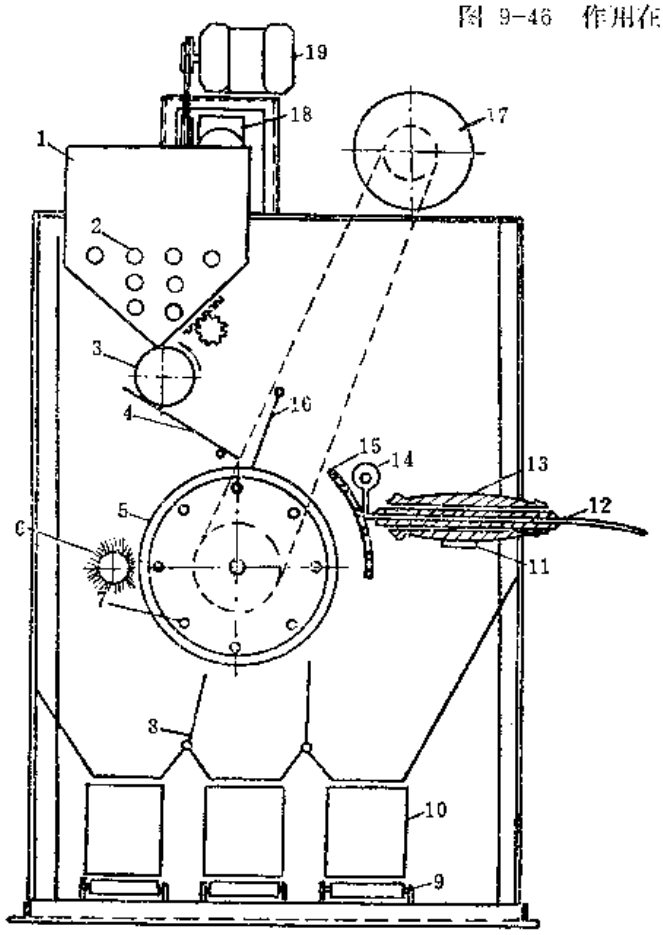


图 9-47 ϕ370×600高压电选机

1—加热给矿斗；2—加热管；3—给矿辊；4—导矿板；5—辊筒；6—毛刷；7—辊筒加热管；8—分矿隔板；9—托滚；10—接矿斗；11—高压电阻支承架；12—高压电源引入电缆；13—高压瓷套管；14—偏转电极；15—电晕电极；16—挡矿板；17—直流电动机；18—减速箱；19—给矿辊传动电机

在选分带CD段内分出半导体矿物时：

$$F_1+F_3+mg\cos\alpha<F_2+F_5 \tag{9-31}$$

在选分带DE段内分出非导体矿物时：

$$F_3>mg\cos\alpha+F_5$$

图9-47为$\phi 370\times 600$高压电选机的结构示意图。该机是采用电晕电场和静电场相组合的复合电场。电选机由以下几个主要部件组成：

（1）给矿装置：给矿装置由给矿斗、加热器和给矿辊等组成。被分选矿物经给矿斗加热后，通过闸门、给矿辊、导矿板均匀地落到圆筒上进行分选。给矿辊由电动机经减速器带动旋转。

（2）圆筒：圆筒在电选机中作为接地正极起分选作用。圆筒用无缝钢管加工后表面镀铬制成，它绕固定的空心轴转动。圆筒由直流电动机经皮带轮带动旋转。圆筒转数采用无级调速。为了避免空气温度变化对分选过程的影响，在圆筒内装有加热器，使圆筒表面温度保持在80°C左右。

（3）电晕电极与偏转电极：电晕电极采用直径小于0.2毫米的电晕丝张紧于铜制弧形支架上，形成弧形的电晕电极组。在电晕丝的旁边安有直径为40毫米的铜管作为偏转电极。这些电极能平行地移动，极距可以调节。电晕电极与圆筒表面的距离可在45～150毫米范围内调节，以适应矿物粒度和电性等条件的变化。

电选机的高压直流电源采用四管桥式全波整流线路，整流电压和电流比较稳定。

第十章 脱 水 机 械

湿式选矿所得之产品，常常含有大量的水分，因此不便于运输，也满足不了冶炼加工的要求。在严寒地区，含有水分的精矿则会被冻结，因而使装载和运输发生困难。所以，精矿在送往冶炼或作其它用途之前，必须先进行脱水。从选矿产品中除去水分的过程，叫做脱水作业。

选矿产品脱水的方法有以下几种：自然脱水，浓缩，过滤和干燥。第一种方法用作粗粒物料的脱水，而后面的三种方法，作为矿泥的脱水。在后三种方法中，浓缩和过滤通常是选矿厂不可缺少的方法，干燥在选矿厂内应用较少，通常在冶炼厂内应用。

在选矿厂的脱水作业中，通常采用的脱水设备有浓缩机和过滤机。

第一节 浓 缩 机

浓缩是在浓缩机中进行的。浓缩机是一个圆形的贮水池，矿浆中的固体颗粒受重力作用下沉而与水分离。固体颗粒沉到池底，它们在池底相互紧密地积聚，同时又受刮板的压力，使沉淀物进一步浓缩，然后由底部卸料口排出。在浓缩池上部形成的一层澄清水，经池边溢流槽排出。浓缩机一般用于过滤之前的精矿浓缩或用作尾矿脱水。用作精矿浓缩的浓缩机，它的产品是由底部卸料口排出的精矿，其浓度指标为75%以下，同时控制溢流浓度，防止精矿流失。用作尾矿脱水的浓缩机，它的产品是由上部溢流槽排出的溢流水。溢流水的含固量指标小于0.5%，排泥指标为20～30%。

在选矿厂中通常使用连续式浓缩机。往浓缩机中送入矿浆，排出澄清水和排出浓缩产品，都是连续进行的。

浓缩机按其传动方式可分为中心传动式和周边传动式两种。

一、中心传动式浓缩机

中心传动式浓缩机分小型（直径为ϕ1.8～ϕ20米）与大型（直径可达ϕ100米以上）两种。

小型中心传动式浓缩机（图10-1）由浓缩池、耙架、传动装置，信号安全装置、耙架提升装置、给料装置和卸料装置等组成。

圆柱形浓缩池7用水泥或钢板做成，池底稍呈圆锥形或是平的。在池底的中心有一个排出浓缩产品的卸料斗10。池子上部周边设有环形溢流槽8。

为了提高浓缩效率，在浓缩池的澄清区下部，沿池的周围装有倾斜板6。装设倾斜板后，矿浆流就沿倾斜板的空间向斜上方运动，固体颗粒在两块斜板之间垂直沉降，沉降的路程缩短，时间减少，沉降到倾斜板上的微细颗粒团聚在一起，沿倾斜板向下滑，沉降速度加快。装设倾斜板后，也增大了浓缩机的自然沉淀面积。

在浓缩池的中间安有一根竖轴9，轴的末端固定有一个十字形耙架5，耙架的下面装有刮板。耙架与水平面成8～15°。竖轴由固定在桁架1上的电动机经圆柱齿轮减速器、中间齿轮和蜗轮减速器带动旋转。

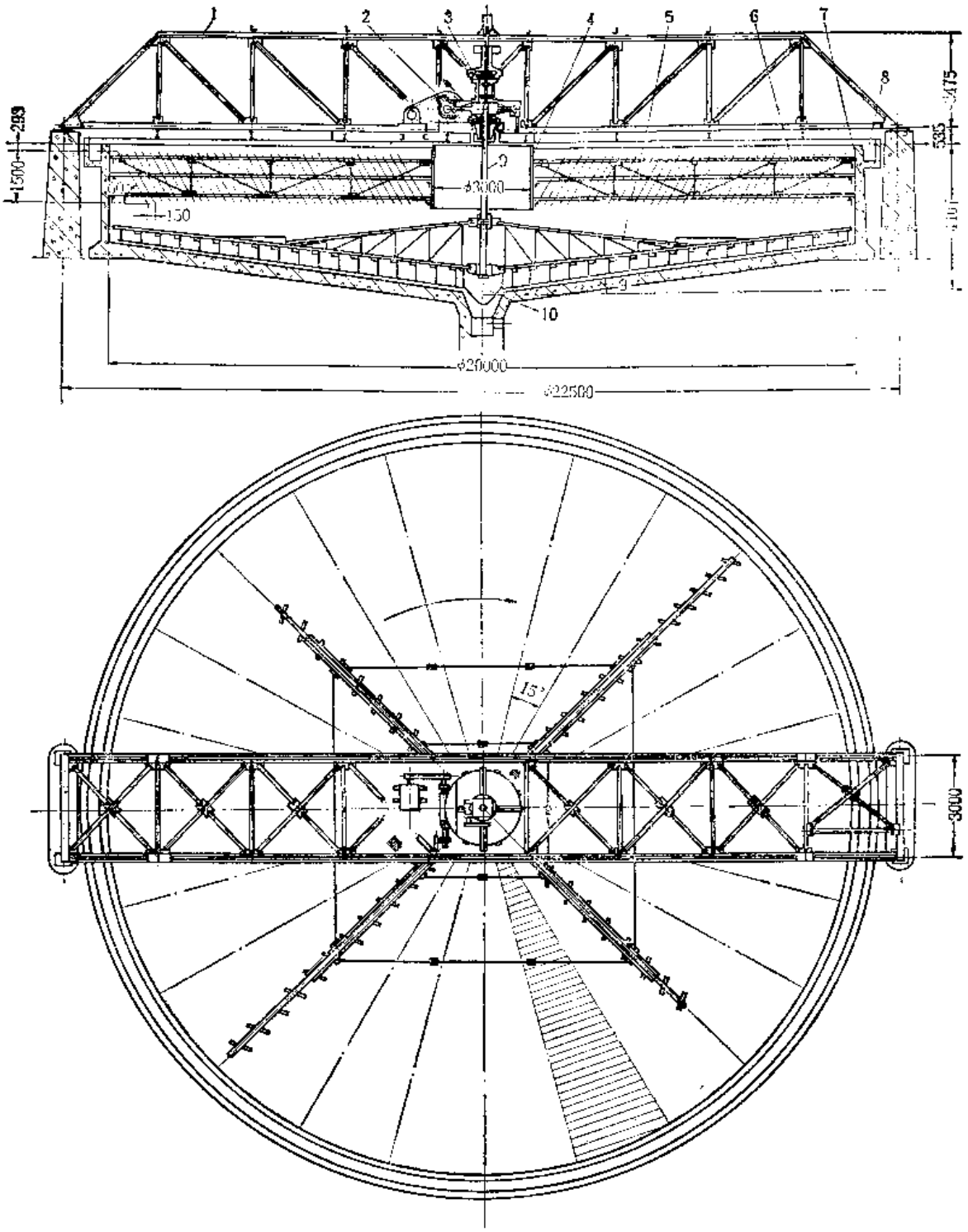


图 10-1 ϕ20米中心传动式浓缩机

1—桁架；2—传动装置；3—耙架提升装置；4—受料筒；5—耙架；6—斜板装置；7—浓缩池；8—环形溢流槽；9—竖轴；10—卸料斗

当竖轴旋转时，矿浆沿着桁架上的给矿槽流入池中心的受料筒4，并向浓缩池的四周流动。矿浆中的固体颗粒渐渐沉降到浓缩池的底部，并被耙架下面的刮板刮入池中心的卸料斗10，用砂泵排出。上面澄清的水层就从池上部的环形溢流槽8溢出。

在操作过程中，必须注意排料的浓度。浓缩机的过负荷，或是物料非常浓缩的情况，

都会使卸料斗淤塞和耙架扭弯。

为了防止浓缩机的过负荷，设有信号安全装置和耙架提升装置。

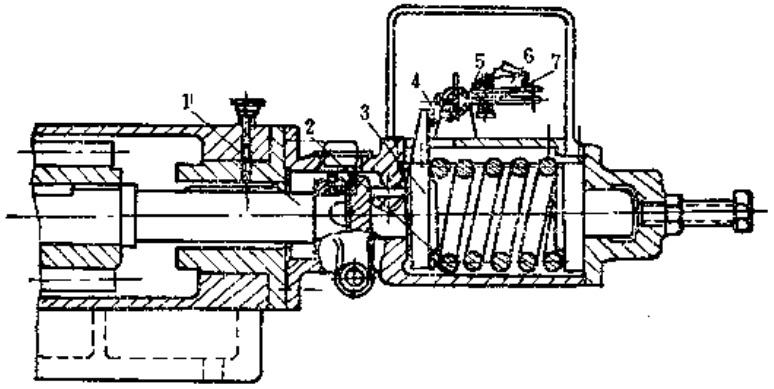


图 10-2　水银开关控制器

1—蜗杆；2—弹簧；3—垫圈；4—触头；5—开关座；6—水银开关；7—调整螺栓

信号安全装置采用水银开关控制器（图 10-2）。蜗杆 1 的一端支承于垫圈 3 中，此垫圈为弹簧 2 所支持。当浓缩机负荷过大时，即沉淀物太多而使耙架转动阻力过大时，蜗杆螺纹上所受的压力增大，使蜗杆沿轴向发生移动，压缩弹簧，将垫圈推向右方。垫圈上带一个触头 4，使之与偏心的水银开关座 5 相触。开关座上固定着三个不同倾角的水银开关（图10-3）。其中最下面的开关 1 控制提升电动机使耙架下降；中间开关 2 控制提升电动机使耙架上升；上面的开关 3 控制传动部分主电动机。

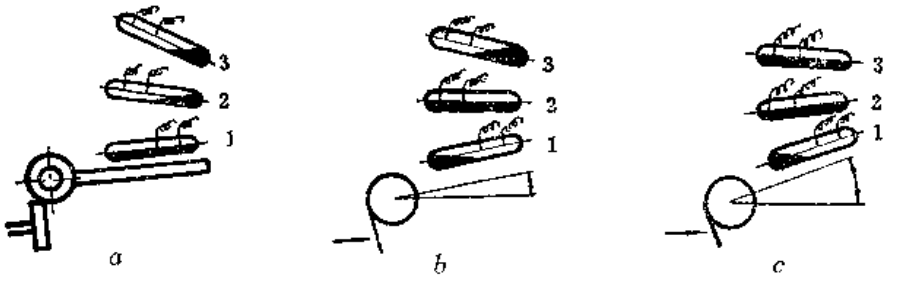


图 10-3　水银开关位置图

在正常负荷情况下，各水银开关的位置如图 10-3*a*，开关 1 处于水平状态，二触点接通，此时耙架下降到最低极限位置，开关 2 与 3 均断开；随着负荷的增加，使刮泥的阻力矩增大，当达到一定值时，蜗杆的轴向力克服弹簧力而发生位移，使水银开关座转动一定角度，各开关位置变成如图 10-3*b*，开关 1 断开，开关 3 仍然断开，开关 2 接通，即提升电动机接通，耙架上升。如果在耙架上升过程中负荷减少，则蜗杆在弹簧力的作用下恢复原位，开关位置回复到图10-3*a*，于是提升电动机反转，耙架下降。反之，在耙架上升过程中，负荷继续增加，耙架上升到最高极限位置时，如蜗杆继续产生轴向位移，开关座又转一个角度，开关变成图10-3*c* 的位置，1 仍然断开，2 接通，3 也接通，发出警报，全机停转。

图10-4表示耙架的提升装置。为了将耙架提起，竖轴 1 和轴套 2、蜗轮 3 的联接是滑动连接，竖轴可作轴向运动。在竖轴的止推轴承外壳 4 的上部固定有传动轴 5，轴上有螺纹，与蜗轮连接的螺母 6 旋入传动轴上。利用提升电动机的正向或反向旋转运动带动蜗杆使蜗轮转动，可将传动轴提高或下降，又通过止推轴承的外壳而将竖轴-耙架提高和下降。将提升电动机连接在控制线路上，就可实现自动提耙。传动轴的螺纹上固定一个挡

块，在提升架上固定两个行程开关，控制耙架的最高和最低的极限位置。

二、周边传动式浓缩机（图10-5）

浓缩池4是由混凝土制成，其中心有一个钢筋混凝土的支柱。耙架3的一端借助于特殊的轴承置于浓缩池的中心支柱上，耙架的另一端与传动小车相连接，并由小车上的滚轮2支承在浓缩池圆周敷设的钢轨轨道1上。滚轮由固定在传动小车上的电动机经减速器、齿轮齿条传动装置驱动，使之在轨道上滚动，带动耙架回转以刮集沉淀物。

为了对电动机供电，在中心支柱上装有环形接点，而沿环滑动的集电接点则与耙架相连，并由敷设在耙架上的电缆将电流从这些接点引入电动机。

周边传动式浓缩机由于耙架刚性较大，故其直径可以做得很大，一般可达50米，最大规格为ϕ100米。国外最大规格达ϕ180米。在大型选矿厂中广泛采用这种型式的浓缩机。

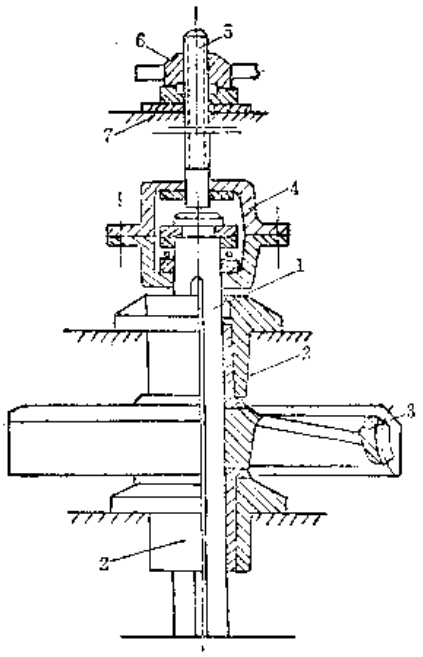


图 10-4 耙架的提升装置

1—竖轴；2—轴套；3—蜗轮；4—止推轴承外壳；5—传动轴；6—螺母；7—提升架

浓缩机耙架的运动速度决定于浓缩物料的特性。耙架的旋转速度很慢，以避免破坏矿粒的沉淀过程。对矿粒较粗和容易沉降的物料、耙子的转速为6米/分左右；对极细矿粒和细粒精矿，耙子的转速应小于3～4米/分。

浓缩机的构造简单，管理容易，因此它被广泛用来浓缩各种物料。上述两种浓缩机的缺点是占地面积大，不能用来沉积大于0.3毫米的产品，因为在这种情况下可能将浓缩机淤塞。

为了节省厂房占地面积，可采用多层浓缩机。这种浓缩机只是将两个或四个浓缩池叠加起来，其结构与一般小型中心传动式浓缩机相同。目前，为了减少占地面积，浓缩机不是向大型化发展，而是改进机器结构，如安置倾斜板，增大有效工作面积，添加凝聚剂，强化浓缩过程、提高浓缩效率。

浓缩机是选矿厂中极其重要的机器之一。如果它的生产遭到了破坏，就可能使全厂停工，因为全部精矿矿浆都要经过它来处理。因此它的所有机构应当经常保持正常。

在浓缩机开动前，必须检查闸门、池的下部导管和传动机构是否正常，而且必须确认在池内没有意外落入的物品时，才可开动浓缩机。

当浓缩机工作时，应当注意浓缩机的负荷、溢流的纯度和浓缩产品的浓度。

浓缩机的过负荷可能引起严重的事故，如中心传动式浓缩机的竖轴折断，周边传动式浓缩机的耙子滞塞，并使耙架停止运动。为了避免发生这样的事故，应随时注意浓缩矿浆的浓度变化情况，及时改变浓缩矿浆的排出速度。

排矿斗的堵塞是浓缩机运转中最主要的故障之一。可能发生堵塞的原因是粗粒物料、木屑、破布等落入浓缩机中，特别是在砂泵运转中断时更可能发生。当排矿斗堵塞时，必须关闭浓缩产品管道上的闸门，并且用高压水压入排矿斗，这样持续几分钟即可消除堵塞现象。若浓缩机的池内落入木屑、破布等物时，为了彻底排出故障，应当完全将池内的矿浆排出，再进行清理。

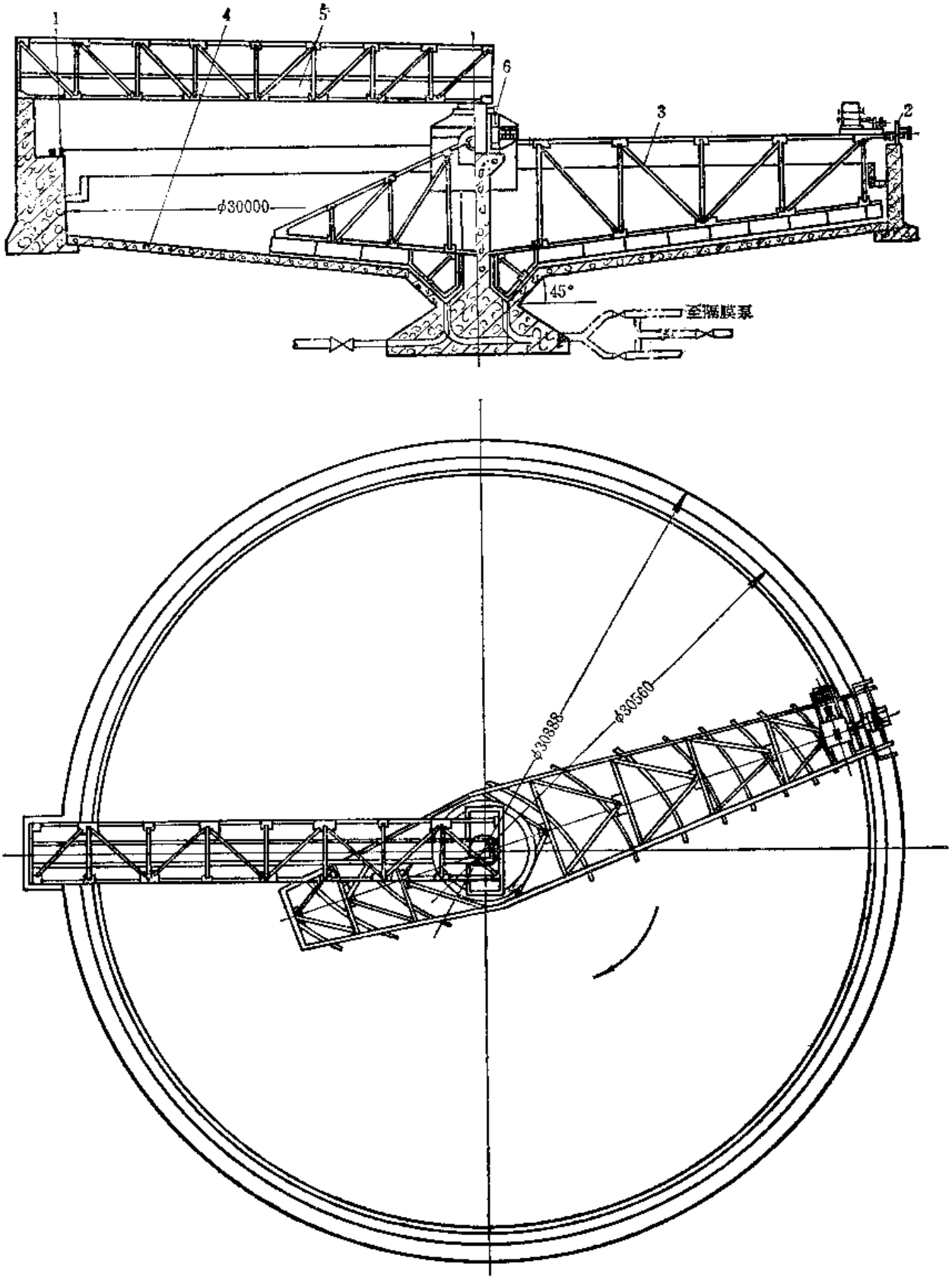


图 10-5　φ30米周边传动式浓缩机

1—轨道；2—滚轮；3—耙架；4—浓缩池；5—给料槽；6—集电装置

第二节 真空过滤机

浓缩后，矿浆的进一步脱水，是采用过滤的方法在过滤机上进行的。过滤是利用多孔

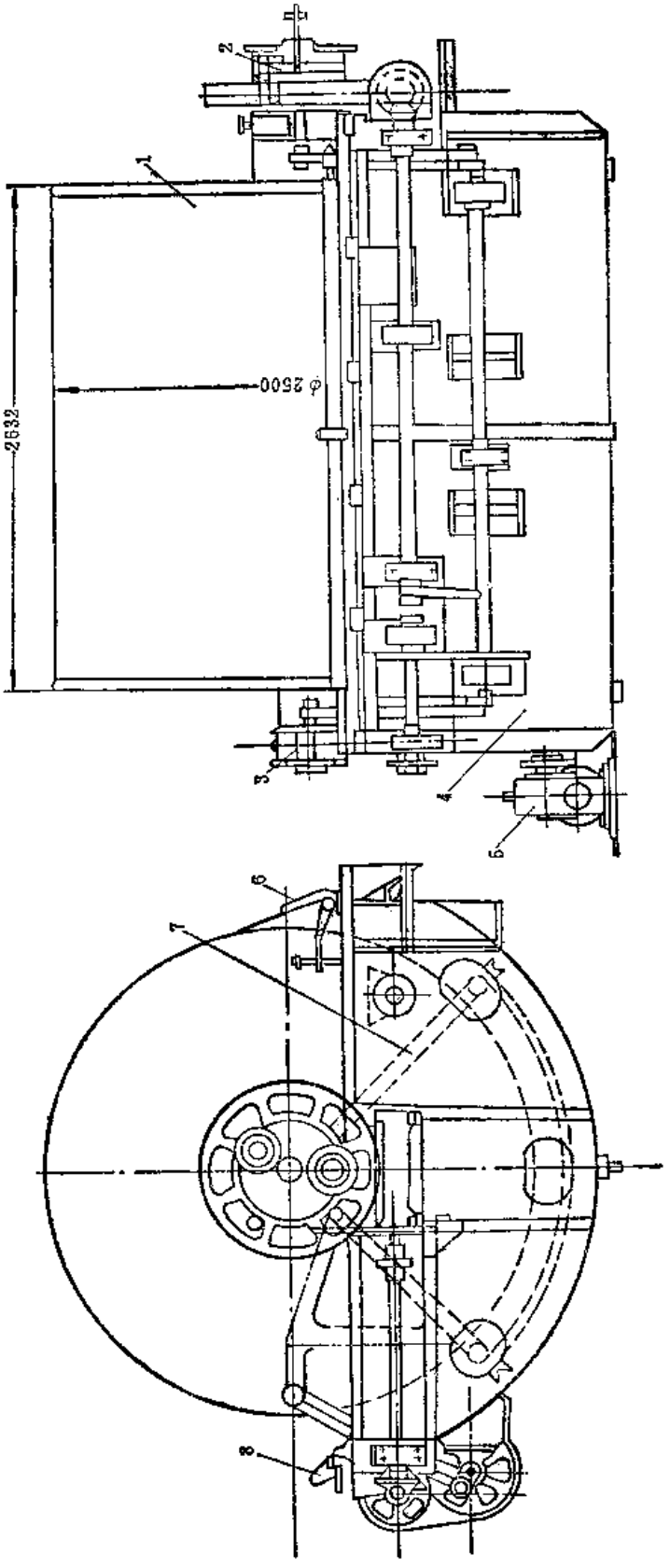


图 10-6 20米²外滤式圆筒真空过滤机

1—筒体；2—分配头；3—主轴承；4—矿浆槽；5—传动装置；6—刮刀；7—搅拌器；8—绕线机构

的滤布来使固体颗粒与水分离。真空过滤机的工作原理是在滤布的一面由真空泵抽成负压，于是在滤布的两面形成压力差。在这个压力差的作用下，矿浆中的液体透过滤布成为滤液，矿浆中的固体颗粒被阻留在滤布上形成滤饼。滤液不断地被排出机外，滤饼则用刮板刮下。过滤工作是连续进行的。

真空过滤机按照过滤表面的形状可以分为盘式、筒式和平面真空过滤机，它们的工作原理是相同的。

一、外滤式圆筒真空过滤机

外滤式圆筒真空过滤机（图10-6）是由筒体、主轴承、矿浆槽、传动装置、搅拌器、分配头、刮刀和绕线机构等部分组成。

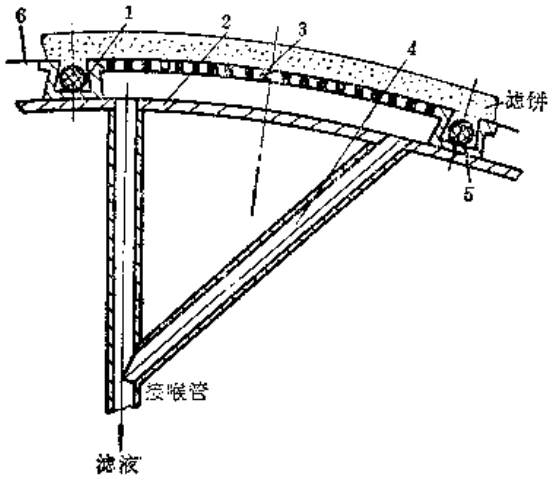


图 10-7　过滤机筒体的结构

1—隔条；2—筒体；3—过滤板；4—管子；5—胶条；6—滤布

过滤机的筒体是用钢板焊接制成。筒体的外表面用隔条 1（图10-7）沿圆周方向分成24个独立的轴向贯通的过滤室，每个过滤室都用管子 4 与分配头相通。过滤室里铺设过滤板 3。滤布 6 覆盖在过滤板上，滤布用胶条 5 嵌在隔条的绳槽内，并借助绕线机构（螺杆传动）用钢丝连续缠绕住滤布而使其固定在筒体上。

筒体左端的空心轴颈上固定着链轮，用以传动绕线机构运动。绕线机构的传动系统如图10-8所示。筒体左端的链轮带动链轮 10，使绕线机构的螺杆11转动，从而使螺母（绳轮座）12沿螺杆移动，实现用钢丝缠绕滤布的要求。筒体右端的喉管与分配头相连，并在其外径上装有蜗轮。

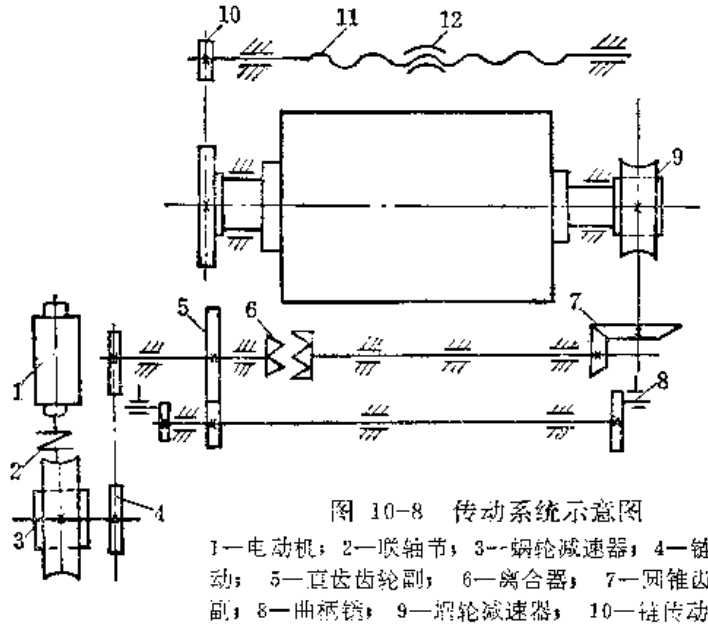


图 10-8　传动系统示意图

1—电动机；2—联轴节；3—蜗轮减速器；4—链传动；5—直齿齿轮副；6—离合器；7—圆锥齿轮副；8—曲柄销；9—摆轮减速器；10—链传动；11—螺杆；12—螺母（绳轮座）

过滤机的筒体通过主轴承支承在矿浆槽上，并由电动机经蜗轮减速器、链传动、伞齿轮副和蜗轮传动装置驱动筒体回转（图10-8）。

筒体的下部位于矿浆槽内。矿浆槽的底部装有往复摆动的搅拌器，用来搅拌矿浆，使固体颗粒呈悬浮状态，防止其沉积在槽底。搅拌器的传动系统见图10-8。搅拌器支承在筒体两端的主轴承座上。搅拌器是由电动机 1 通过弹性联轴节 2、蜗轮减速器 3、链传动 4、直齿齿轮副 5 带动曲柄销 8 运动，从而使搅拌器绕主轴承座作往复摆动进行搅拌作用。

分配头是过滤机的重要部件，其位置固定不动，它的一面与喉管密合并保持滑动接触。喉管有与过滤室数量相同的孔道，每个孔道都经过管子分别和对应的一个过滤室接通。为了维修方便，在分配头和喉管之间加了一块可以更换的零件——分配盘。分配头的另一面有管子与真空泵、鼓风机相联。通过它控制过滤机的各个过滤室依次地进行过滤、滤饼脱水、卸料以及清洗滤布。

分配头内部有几个布置在同一圆周上并且互相隔开的空腔，形成几个工作区（图10-9）。Ⅰ区和Ⅱ区与真空泵接通，工作时里面为负压，与Ⅰ区相对应的筒体部分浸在矿浆中，称为过滤区，Ⅱ区在液面之上，称为滤饼脱水区。Ⅵ区和Ⅳ区都与鼓风机相通，工作时里面为正压。Ⅳ区为卸料区，Ⅵ区为滤布清洗区。Ⅲ、Ⅴ、Ⅶ三个区不工作，只是为了把其它几个工作区域隔开。

过滤机工作时，筒体在矿浆槽内旋转，处于筒体下部位置的过滤室经过管子、喉管与分配头的Ⅰ区接通，室内为负压，水透过滤布进入过滤室，被真空泵抽向机外，滤布表面形成滤饼。当过滤室转到脱离液面的位置以后，过滤室与分配头的脱水区接通，滤饼中所含的水分进一步降低。当这个过滤室转到与分配头Ⅳ区接通时，鼓风机使有压力的空气经过分配头、喉管、管子吹入过滤室，使该过滤室内由负压变成正压，使脱水后的滤饼与滤布脱离，并用刮板刮下来排出机外。该过滤室继续旋转到滤布清洗区时继续向过滤室内鼓风（或鼓风与给水相配合），清洗滤布，恢复它的透气性。清洗完毕的这个过滤室继续旋转，又进入过滤区，开始了又一次循环。

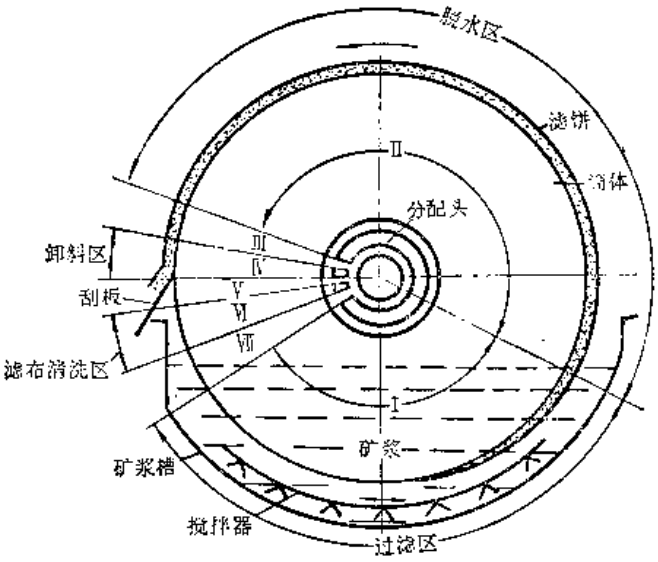


图 10-9　外滤式过滤机工作原理和分配头分区示意图

真空过滤机依靠真空作为脱水的动力，所以保持过滤室和分配头的密封性，使其具有较高的真空度（450～600毫米水银柱），这对提高过滤效果是很重要的。分配头要经常进行润滑和检查，并且要定期修研。滤布要注意清洗，发现破漏须及时修补。否则，不仅会降低真空度，而且会使大量的矿砂进入过滤室造成过滤机各部分的磨损。

外滤式过滤机在选矿厂中主要用来过滤粒度比较细、不易沉淀的浮选的有色金属和非金属精矿。

二、内滤式圆筒真空过滤机

内滤式圆筒真空过滤机的构造如图10-10所示。这种过滤机的滤布装于筒体的内表面。筒体的一端支承在主轴承上，而另一端支承在托辊上，并由传动机构驱动旋转。喉管和分配头的作用与外滤式过滤机相同，结构也与其相似。不同的是分配头内抽真空和鼓风区域的位置不一样。内滤式过滤机在筒体内部形成的滤饼是在顶部位置卸料，并用皮带运输机或溜槽运出机外。

内滤式过滤机的矿浆装在筒体内部，在形成滤饼时，除了依靠真空的压力以外，由于没有采用搅拌器，还可以借助于固体颗粒本身的重力。矿浆中粒度较大的颗粒沉降速度大，先附着在滤布上，粒度较小的颗粒沉降速度慢，后附着于大颗粒的上面，这样形成的滤饼透气性好，还可以减少滤布的堵塞。内滤式过滤机的缺点是不便于观察过滤的操作情况，维修工作不方便。

在选矿厂中，内滤式过滤机主要用来过滤磁选的铁精矿。

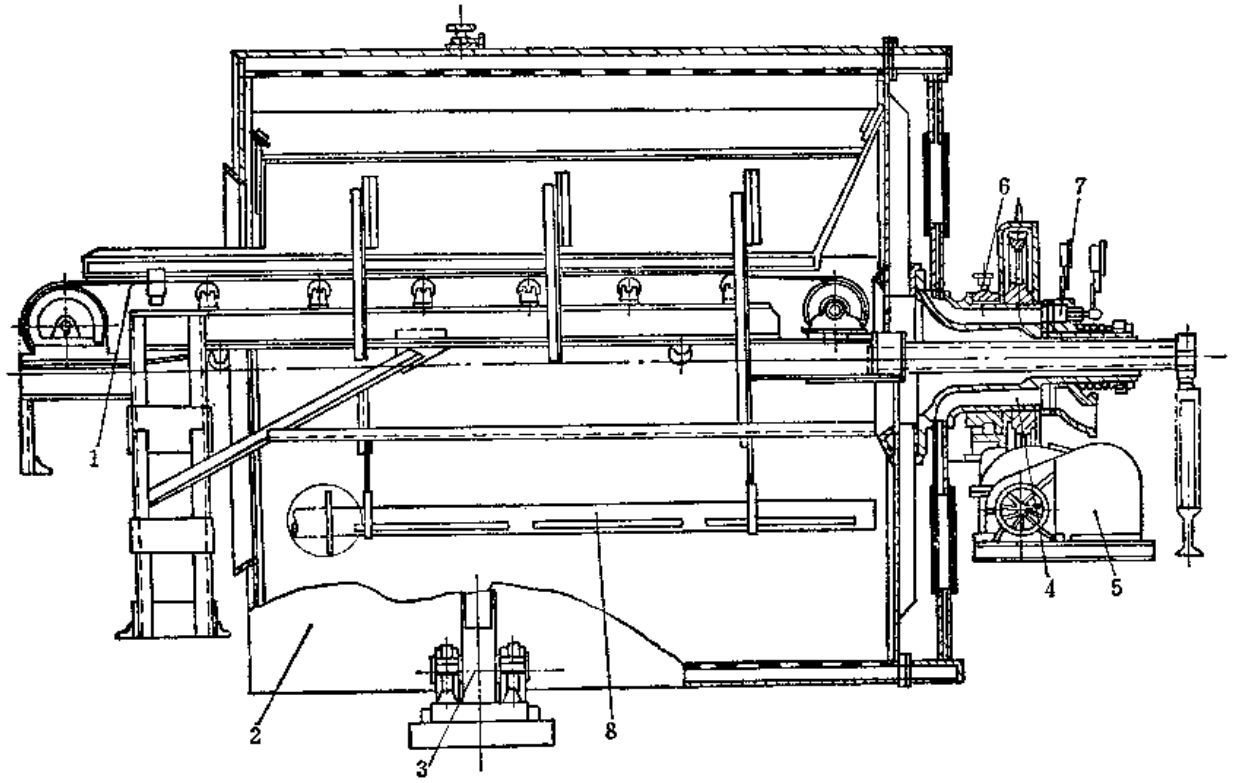


图 10-10　40米²内滤式圆筒真空过滤机

1—皮带运输机；2—筒体；3—托辊；4—喉管；5—传动机构；6—主轴承；7—分配头；8—给矿管

三、真空磁力过滤机和折带式真空过滤机

外滤式和内滤式真空过滤机都存在着生产能力低和脱水效果较差的缺点，不能适应生产发展的需要。近年来，在筒式真空过滤机的基础上，设计和生产了真空磁力过滤机和折带式真空过滤机。这两种新型过滤机在我国一些选矿厂已经取得了较好的使用效果。

真空磁力过滤机（图10-11）主要适用于粒度较粗的强磁性矿物精矿矿浆的脱水。它的构造类似于外滤式圆筒真空过滤机，不同之处是给矿槽在筒体的上部，筒体内部装有锶铁氧体永久磁系，促使磁性矿物迅速地吸引到滤布表面。

由于上部给料，使得滤饼按粒度分层的效果更加明显。当磁性精矿形成滤饼时，颗粒同时受到重力和磁力的作用，粗颗粒精矿向滤布运动得快，粗颗粒首先接触滤布，所以，滤饼的透气性好。其次，滤饼在磁场区形成的过程中，由于磁系极性变化而产生的磁搅动作用也有利于滤饼的脱水。大量的水是通过给矿槽的溢流口溢出。在真空脱水区，滤饼中的残存水分透过滤布并经过滤室和分配头上的两个真空管路而被抽出。滤饼是用压缩空气

吹落，并借助刮板刮下。卸料完毕后滤布就被清洗，冲洗是用鼓风和水交替进行的。

真空磁力过滤机较之同规格的内滤式过滤机，其效率提高三倍以上。

折带式真空过滤机是在外滤式圆筒真空过滤机的基础上发展的一种新式过滤机。它对细、粘物料的过滤效果较好。

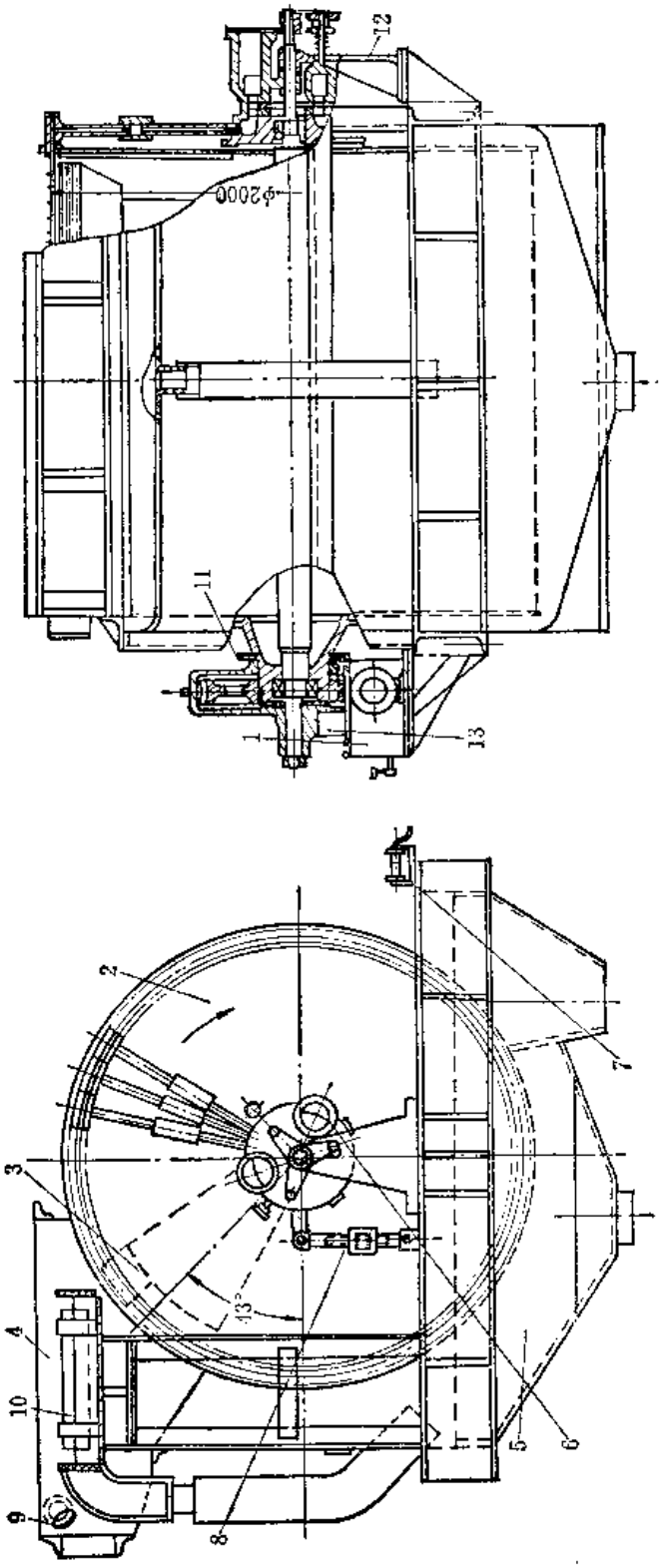


图 10-11 真空磁力过滤机

1—传动装置；2—筒体；3—永久磁系；4—给料槽；5—溢流槽；6—分配头；7—绕线装置；8—风区调整螺杆；9—给料管；10—溢流堰；11—大齿轮；12—支架；13—磁系调整螺杆

外滤式过滤机过滤细、粘物料时，存在卸料困难，透气性差，滤布易堵塞，滤饼水分高，生产能力低等缺点。如何改善细、粘物料的脱水效果一直是脱水作业中的一个难题，国内外为解决这一问题做了许多工作。折带式真空过滤机改变了卸料方式，又加强了滤布的清洗，所以使细、粘物料的脱水效果获得了改善。

折带式真空过滤机的结构和工作示意图如图10-12所示。它的滤布布置与外滤式过滤机不同。当滤饼经过真空区以后，滤布就由一套辊子引出筒外进行卸料和清洗，清洗好的滤布再回到筒体上重新工作。

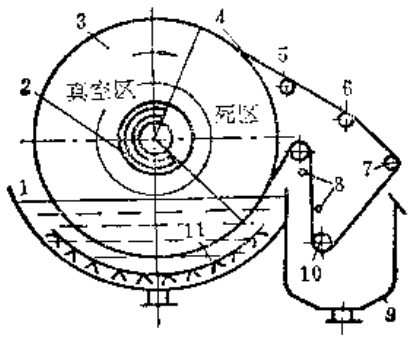


图 10-12 折带式真空过滤机的结构和工作示意图

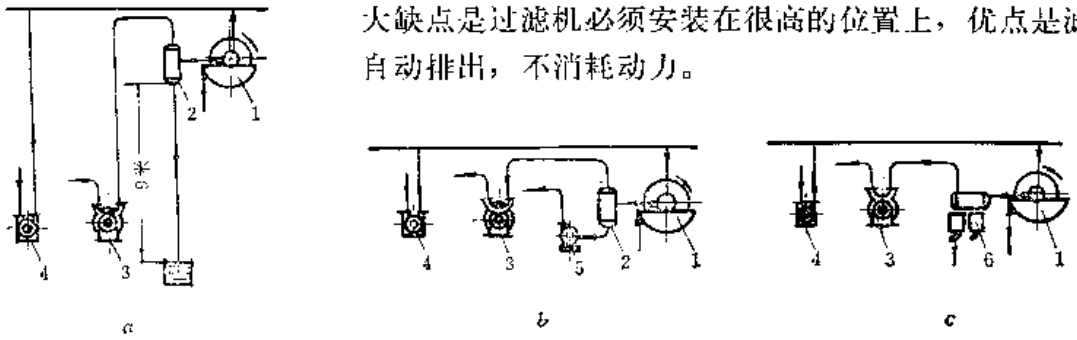
1—矿浆槽；2—分配头；3—筒体；4—滤布；5—托辊；6—调整辊；7—卸料辊；8—水管；9—清洗槽；10—张紧轮；11—搅拌器

折带式真空过滤机不用鼓风卸料，而是使滤布绕过卸料辊，通过变化曲率使滤饼自动下落。也可以用刮板等机构帮助卸料。这种卸料方式，不仅卸料比较完全，提高了过滤机的生产能力，而且不用鼓风，避免了回水造成的滤饼水分的增加。外滤式过滤机虽然采用鼓风清洗滤布，但是，因为滤布固定在筒体上，清洗区角度较小，清洗不够彻底。折带式过滤机将其滤布引出筒体以外，可以有足够的时间并采取有效的方法清洗滤布。一般用压力水冲洗滤布的两面，根据实际需要还可以用刷子和打布器等装置进行更彻底的清洗，以保证滤布的透气性。

四、过滤系统

在选矿厂中，脱水一般是分两段进行——浓缩和过滤。过滤操作需要很多的辅助机械和设备。真空过滤机必须与气水分离器、真空泵、鼓风机、离心泵、自动排液装置、管路等组成一个系统才能正常工作。过滤系统的配置大致可分为三种，如图10-13所示。

图10-13 *a* 中，滤液和空气先被真空泵抽到气水分离器，空气由上部被抽走，滤液从下部自动地流入水池内。因为气水分离器中是负压，所以要使滤液能从分离器中排出，分离器下底和水池要保持有 9 米的高差。这种配置方式的最大缺点是过滤机必须安装在很高的位置上，优点是滤液能自动排出，不消耗动力。



a *b* *c*

图 10-13 过滤系统

1—过滤机；2—气水分离器；3—真空泵；4—鼓风机；5—离心泵；6—自动排液装置

图10-13 *b* 中，进入气水分离器中的滤液用离心泵强制抽出。过滤机的安装位置可以较低。缺点是需要专门设置离心泵，要消耗动力。

图10-13 *c* 中，用自动排液装置取代了气水分离器和离心泵。这种过滤系统，滤液既能自动排出，又不需要将过滤机设置在很高的位置上。

自动排液装置是利用过滤系统内部的负压和滤液产生的浮力之间的平衡与不平衡，周期性的自动放出滤液，不需要另外的动力来源。

自动排液装置的结构如图10-14所示。图示位置为右边排液箱与气水分离器的通路被橡胶阀隔绝，空气阀顶起，空气进入排液箱内，箱内形成正压，于是闭死上部的单向阀，箱内积存的滤液靠自重从排液阀流出；与此同时，左边排液箱内的橡胶阀打开，空气阀关闭，箱内形成负压，排液阀靠大气压力关闭，气水分离器中的滤液流入箱内。随着流入滤液的增加，浮筒所受的浮力增大。当左排液箱内浮筒所受的浮力大于右排液箱内浮筒所受的向上压力时，通过杠杆的作用使左浮筒升起，右浮筒下降。左右排液箱的工作状态相互变换。

过滤系统中采用的真空泵，一般为水环式和柱塞式两种。水环式真空泵允许滤液带入泵中短期运转，其维护较简单，但消耗动力大。柱塞式真空泵需要的功率小，维护比较麻烦，要求避免滤液带入真空泵中。在采用柱塞式真空泵的系统中往往设置一个气水分离器，以净化进入真空泵气缸中的空气。过滤机所需要的真空度为450～600毫米水银柱，每平方米过滤面积需要吸气量约为0.8～1.3米^3/分。

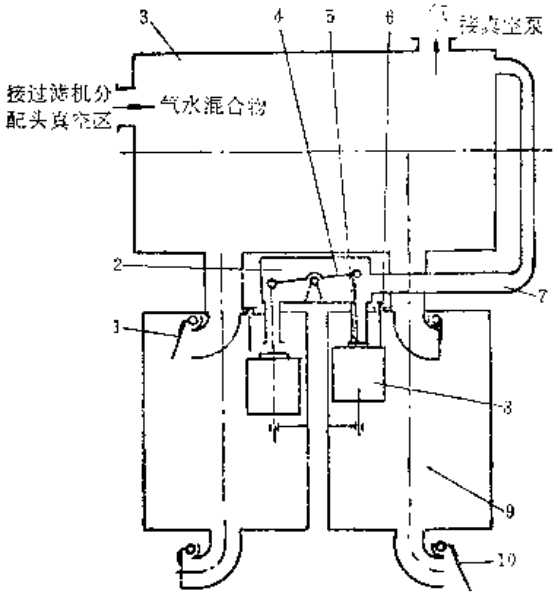


图 10-14　自动排液装置的结构和工作原理示意图

1—单向阀；2—杠杆箱；3—气水分离器；4—杠杆；5—橡胶阀；6—空气阀；7—连通管；8—浮筒；9—排液箱；10—单向阀

在过滤系统中，一般采用叶式或罗茨鼓风机集中供给鼓风卸料和滤布清洗。一些使用水环式真空泵的选矿厂利用水环式真空泵排出的空气作为卸料和清洗滤布用，效果很好，节省了鼓风设备和动力消耗。采用这种方法供给压缩空气，需要在真空泵排气管道中加一个气水分离器，以减少鼓风带入过滤室中的水分。过滤机需要的鼓风压力为0.1～0.3公斤/厘米^2，每平方米过滤面积需要压缩空气量约为0.2～0.5米^3/分。

五、真空过滤机的工作参数

过滤机的工作参数有：生产能力和滤饼水分、筒体转数、电动机功率等。这些参数的确定与被过滤的矿浆种类和浓度、以及过滤机的类型有关。

1．生产能力和滤饼水分　生产能力和滤饼水分是衡量过滤机性能和生产情况的主要指标。选矿厂使用的过滤机大部分是以滤饼为产品。过滤机的生产能力系指干精矿的产量。生产能力的大小，通常用过滤机的利用系数来表示，即用每平方米过滤面积每小时生产干精矿粉的吨数表示。滤饼水分是指滤饼中含水重量的百分比，如滤饼水分为11%，是指一吨滤饼中含有0.11吨水。

过滤机的生产能力和滤饼水分与机器本身性能有关，也与被过滤物料的性质、粒度、矿浆的粘度和浓度有很大关系。

筒式过滤机的利用系数可用下式计算：

$$W=60n\delta\gamma(1-M)\text{吨/米}^2\cdot\text{时} \qquad (10\text{-}1)$$

式中 n——筒体每分钟的转数；

δ——滤饼厚度，米；

γ——滤饼容重，吨/米^3；

M——滤饼水分。

2．筒体的转数和耙式搅拌器的摆动次数 筒体的转数对生产能力和滤饼水分影响很大。筒体的转数随被过滤的物料性质和矿浆浓度而定。过滤浮选精矿等物料时，可取n=0.15～0.6转/分；过滤磁选精矿等物料时，n=0.5～2.0转/分。易过滤的物料选用较高转速，反之，选用低转速。

在设计过滤机时，筒体的转数不能定为一个转数，为了适应过滤各种不同物料的要求，筒体的转数要有一个变化的范围，因此，过滤机传动系统中需要有一个无级变速箱，以便根据使用条件具体选定一个适合的筒体转数。

耙式搅拌器的摆动次数通常为20～60次/分。一般均采用低的搅拌次数，只有个别极易沉淀的物料才选用较高的搅拌次数。

3．电动机功率 真空过滤机在运转中所消耗的功率主要用来克服两端主轴颈或辊圈的摩擦阻力矩M_1、分配头处分配盘与错气盘之间的摩擦阻力矩M_2、刮刀刮取滤饼的阻力矩M_3、筒体上滤饼的重力对筒体产生的阻力矩M_4、搅拌器搅拌矿浆的阻力矩M_5以及传动系统各部分的摩擦损失等。M_1、M_2、M_3、M_4和M_5都可以通过理论公式计算出来，传动系统各部分的摩擦损失用传动效率来考虑。

过滤机所需的电动机功率可以用理论公式计算，也可以用经验公式确定。下面仅介绍确定电动机功率的经验公式。

（1）外滤式筒型真空过滤机：

筒体和搅拌器分别传动时，筒体的电动机安装功率用下列公式确定：

$$N_1=(1.2\sim1.5)\sqrt{\frac{A}{10}}\text{千瓦} \tag{10-2}$$

式中A表示过滤面积，米^2。过滤机效率高，传动效率低时，式中系数取大值，反之取小值。

搅拌器的电动机安装功率：

$$N_2=(1.0\sim1.3)N_1\text{千瓦} \tag{10-3}$$

（2）内滤式筒型真空过滤机：

$$N=(1.7\sim2.0)\sqrt{\frac{A}{10}}\text{千瓦} \tag{10-4}$$

式中A表示过滤面积，米^2。筒体直径大，传动系统效率低，过滤机效率高时，式中系数取大值，反之取小值。

结　束　语

我国选矿机械产品的品种与规格，虽然已经初步形成系列，基本上满足了生产的需要，但与国内外同类型的产品相比，在产品的品种、规格、性能、结构、制造质量、使用寿命等方面，仍然有一定的差距。因此，为了适应选矿工业发展的要求，必须大力加强选矿机械的科学研究工作，按照专业化协作的原则组织选矿机械的生产。为了加速选矿机械的发展，应该加强以下几方面的工作。

1．加强选矿机械基础理论的研究

由于选矿机械是一门发展中的学科，许多基本理论和计算公式都不够成熟，有些只能作定性分析，不能作定量计算。例如功率的计算和参数的选定等。为了提高产品的性能，达到技术上的先进性和经济上的合理性，必须大力加强选矿机械基础理论的研究。

2．不断地创造新的、大型、高效率、耐用的选矿机械

为了向钢铁工业提供大量原料，必须强化破碎过程、强化选矿过程。为此，不断更新机器设备、提高效率、向大型化发展是选矿工业发展的要求。采用大型设备，可以增加处理量，节省厂房，降低成本。

多年来，国外发展了反击式破碎机、自磨机和移动式破碎机，还生产了多种型式的振动筛和多品种的选别机械。

目前，国外的移动式破碎机一般用于石灰石矿、石棉矿以及部分有色金属矿的露天开采。在露天矿采用移动式破碎机和皮带运输机连续生产，可以提高劳动生产率，降低运输费用。当采用汽车-固定式破碎机方案时，需要2个挖掘机司机，每台汽车需1～2个司机，一个破碎工；采用移动式破碎机-皮带运输机方案时，包括装载、破碎和运输只需要2个人。目前，欧洲使用的大型移动式破碎机，采用2～4米^{3}铲斗挖掘机装载时，小时生产能力可达1100吨；美国使用的大型移动式破碎机是采用12米^{3}铲斗挖掘机装载，小时生产能力达到1000～4000吨。

移动式破碎机主要由破碎机和行走机构组成。破碎机的型式有颚式破碎机、颚旋式破碎机、旋回破碎机、圆锥破碎机、锤式破碎机、反击式破碎机和辊式破碎机。破碎机装在爬行曳行车上，用推土机来移动破碎机组；或采用自行式行走机构。自行式行走机构一般采用履带式和迈步式两种。近年来，迈步式行走机构用得比较广泛。

根据我国的资源情况，为了强化采矿强度，今后露天开采的比重会逐渐增加。露天矿采用连续生产的设备来代替间断生产的设备有很大的经济意义。它不仅解决了整个生产过程的连续化，而且也便于实现自动化。因此，在我国应该发展这种设备。

3．不断地改进现有产品结构，合理地确定机器参数，提高产品性能

采用先进的液压技术、先进的制造工艺、优良的材质，提高零件强度，从而减小零件和机器的尺寸，以利于减轻机器重量，延长使用寿命。

国外破碎机的结构特点主要是液压传动，主轴承较为普遍地采用滚动轴承，采用液压系统调整机器的排矿口和实现过负荷的保险装置，采用钢板焊接或钢板组合机架，也有用铸钢机架的，但为数不多。

目前，我国在破碎机中已经采用了液压技术，复摆颚式破碎机采用了焊接机架，但滚

动轴承在大型破碎机和磨矿机的主轴承中尚未采用，需要研制适于大型破碎机和磨矿机使用的高负荷、耐冲击的滚动轴承。

4．研制和采用新的耐磨材料，延长易损零部件的使用寿命

选矿机械易损零部件的使用寿命较低，这是当前提高设备利用率的关键问题。由于强化选矿过程，提高选矿过程的自动化水平，因而提高易损零部件的使用寿命，减少耐磨材料的消耗问题就显得非常重要。目前，国外都在进行耐磨材料的研制工作，寻求价格低廉的、耐磨性能高的材料。

破碎机的破碎板和磨矿机的衬板一般多用高锰钢制成，因为它具有很高的韧性和良好的加工硬化特性，所以应用历史较久，数量较多。用高锰钢制成的破碎板和衬板的使用寿命一般为3～6个月。目前，在一些欧美国家中，高锰钢的用量逐渐减少，较多地采用了硬镍材料，其使用寿命比高锰钢增长一倍左右。瑞典在磨矿机中采用了橡胶衬板，其使用寿命比高锰钢衬板长3～4倍。橡胶衬板已在我国化工和水泥工业部门使用的湿式磨矿机中得到应用，使用效果较好。在金属选矿厂中也正在进行橡胶衬板的试验。磨矿机衬板还可采用铸石衬板，其使用寿命与高锰钢衬板差不多，但价格仅为高锰钢衬板的六分之一。

提高破碎板和衬板的使用寿命，不仅需要寻求新的耐磨材料，而且需要合理设计破碎板和衬板的结构。

在新的耐磨材料中，塑料已越来越被人们重视。塑料具有比重小、抗腐蚀性能强、耐磨、摩擦性能好、抗震、并且具有足够的机械强度等优点，可与金属材料相比美。日本神户制钢所制造的简摆颚式破碎机，其动颚轴承采用了含油合成树脂。我国在圆锥破碎机中将铜制衬套改用尼龙（MC-6）衬套。尼龙衬套的使用寿命超过铜衬套的一倍以上。在摇床上使用了聚氯乙烯塑料床面。

用塑料制造矿山机器的零部件，不但能节省大量金属材料，减轻机器重量，而且还能够改进机器的使用性能，提高机器的可靠性，延长机器寿命，降低机器成本。

5．增加选别机械的品种，适应难选矿物和多金属共生矿物选矿工艺的要求

近二十年来，选矿厂处理的原矿品位愈来愈低，而处理量却愈来愈大，因而要求尽可能地提高精矿品位和回收率，要求对难选矿物和多金属共生矿物进行分选和综合利用；同时，由于矿石性质不同，所以需要增加选别机械的品种、型式和规格来满足各种选矿工艺的要求。国外对此十分重视。例如国外生产的浮选机型号不少于四、五十种。在我国，从现有的选别机械来看，除电选机外，不论是浮选机、重力选矿机或磁选机，目前都有定型产品生产。但从品种上看，若要满足日益发展的选矿工艺需要与进一步利用我国丰富的矿藏资源，尚需努力发展一些新型的选别机械。

6．搞好产品的标准化、系列化、通用化工作

积极发展系列化产品，同类零部件的尺寸应该尽量标准化、通用化，提高互换性，以便最快地、最合理地、最经济地组织生产，有利于设计和维修工作。

7．逐步实现选矿生产过程的自动化

选矿厂实现自动化，可使设备能力提高10～15%，劳动生产率增长25～50%，选矿成本降低3～5%。因此，国外很重视选矿厂的生产自动化。目前，有些国家的选矿厂采用了工业电视，检测仪表和相应的控制装置进行远距离监视或管理生产过程、操纵机器的运行、掌握矿仓料位和矿浆液面高度。

近几年来，我国的选矿生产过程自动化有了一定的发展。金属探测器、电子皮带秤等得到了应用，实现了破碎机组的集中控制、磨矿-分级回路的自动控制和精矿脱水自动化作业线。自动控制程度已由个别参数的测量发展到参数控制。由于自动化润滑装置的应用，液压技术在破碎机上作为控制、保险、调整方式的应用，特别是电子计算机和工业电视的推广应用，都促进了破碎机组和磨矿机组的完全自动化。预计我国的选矿过程自动化在不太长的时间内，将从逐渐完成过程参数的测量及机组的自动控制而过渡到集中自动控制。

参 考 文 献

〔1〕 第一机械工业部编，矿山冶金设备定型产品样本(选矿设备)，机械工业出版社，1973。

〔2〕 东北工学院矿山机械教研室编著，选矿机械，冶金工业出版社，1959。

〔3〕 С.Е.安德列耶夫、В.В.茨维列维奇、В.А.别洛夫著，有用矿物的破碎、磨碎和筛分，中国工业出版社，1963。

〔4〕 Д.И.Беренон著，Дробильное оборудование обогатительных и дробильных Фабрик，Металлургиздат，1958。

〔5〕 Ю.А.Муйземнек著，Усилия и Нагрузки в Конусных Гирационных Дробилках Издательство «Машиностроение»，1964。

〔6〕 沈阳重型机器厂编，国外破碎粉磨设备发展概况与结构计算，机械工业出版社，1975。

〔7〕 周恩浦，颚式破碎机飞轮尺寸的设计计算，矿山机械，1976第四期。

〔8〕 戎吉华，冲击式破碎机及其设计计算，矿山机械，1974第六期和1975第一期。

〔9〕 В.П.洛玛金著，煤粉制备（上册），电力工业出版社，1957。

〔10〕 布·勒·达维道夫著，矿山机械动力学，煤炭工业出版社，1957。

〔11〕 煤用振动筛系列设计组编，单、双轴振动筛专辑，选煤技术通讯，1973第二期和第三期。

〔12〕 闻邦椿，共振筛的工作特性与动力学参数的合理选择，矿山机械，1974第五期。

〔13〕 戎吉华，国外新型筛分机械，矿山机械，1973第五、六期。

〔14〕 沈阳选矿机械研究所编，选矿机械，机械工业出版社，1974。

〔15〕 东北工学院选矿教研室，磁电选矿，冶金工业出版社，1977。

〔16〕 《选矿设计参考资料》编写组，选矿设计参考资料，冶金工业出版社。1972。