

中等专业学校教学用书

选矿厂辅助设备

(修 订 版)

冶金工业出版社

ZHONGDENG ZHUANYE
XUEXIAO JIAOXUE YONGSHU

中等专业学校教学用书

选矿厂辅助设备

(修 订 版)

郭迺熙 主编

冶金工业出版社

中等专业学校教学用书

选矿厂辅助设备

(修订版)

郭迺熙 主编

*

冶金工业出版社出版

(北京北河沿大街嵩祝院北巷39号)

新华书店总店科技发行所发行

化学工业出版社印刷厂印刷

*

850×1168 1/32 印张8 字数210千字

1981年7月第一版 1991年6月第二版

1991年6月第四次印刷

印数15,001~17,500册

ISBN 7-5024-0839-8

TD·144(课) 定价2.30元

再 版 前 言

《选矿厂辅助设备》修订版是根据1986年制定的全国中等专业学校选矿专业教学计划和该课程教学大纲的要求，在第一版的基础上修改编写的。

本修订版中，除保留了第一版的基本内容外，着重深化和扩展了设备在实际应用上的有关理论和知识，如矿浆泵的选型和操作维护，矿仓的选型和计算，浓缩、过滤设备的选型和计算，尾矿库的建设和维护、管理等。

修订版力求能反映国内外近年来在本学科的技术和生产实践上的发展，增补了新型砂泵、泡沫泵、高效浓缩机和压滤机等有关内容。

本书第一篇和第三篇由广西河池民族工业中等专业学校郭迺熙修改，第二篇由长沙有色金属专科学校廖灿生修改，全书由郭迺熙主编。

1987年7月在长沙有色金属专科学校，有太原冶金工业学校、吉林冶金工业学校、南宁有色金属学校及长沙有色金属专科学校等单位的同志参加了本书的审稿，提出了许多宝贵意见，在此对以上各校有关同志表示感谢。

由于编者水平所限，书中的错误和不妥之处，望读者给予指正。

编 者
1989年12月

前 言

本书是为中等专业学校金属选矿专业编写的教学用书，全书共分为三篇，第一篇内容为选矿厂流体输送设施和设备，包括水力学基础、供水及送风设备；第二篇为选矿厂固体输送设施和设备，包括矿仓、皮带运输机等；第三篇为选矿厂产品脱水设备，主要是产品的浓缩和过滤设备。本书亦可供选矿技术人员和工人参考。

根据选矿专业的教学要求，本书在取材上着重于工艺的基本理论及设备的选择与使用方面。本书力求简明扼要，反映现代技术水平和我国的生产实践。

本书的第一、三篇由郭迺熙编写，第二篇由廖灿生编写，经龚明光、雷季纯同志审阅。在编写过程中，长沙矿山设计院有关同志为我们提供了许多技术资料和宝贵意见，在此表示感谢。

由于编者水平有限，书中一定还存在缺点和错误，恳请广大读者批评指正。

编 者

1979年5月

目 录

第一篇 选矿厂流体输送	1
第一章 选矿厂供水	1
第一节 供水要求和供水系统	1
第二节 离心泵的工作原理	4
第三节 离心泵的工况和调节	11
第四节 离心泵的轴向压力和汽蚀	16
第五节 离心泵的主要部件和常用离心水泵	19
第六节 往复式水泵	30
第二章 选矿厂矿浆输送	34
第一节 矿浆输送方法	34
第二节 矿浆压力输送设备	37
第三节 矿浆压力输送设备的选择计算	45
第三章 气体输送机械	48
第一节 压缩机和鼓风机	49
第二节 通风机	60
第三节 真空泵	63
第四章 选矿厂收尘设备	67
第一节 粉尘的危害和产生粉尘的原因	67
第二节 抽气除尘	72
第三节 粉尘的处理和回收	82
第二篇 选矿厂固体物料的贮存和输送	99
第五章 矿仓和给矿机	99
第一节 矿仓的选择和计算	99
第二节 给矿机	129
第六章 胶带运输机	145
第一节 概述	145
第二节 胶带运输机的零件和部件	148
第三节 胶带运输机传动的必要条件	167

第四节	胶带运输机的选择计算	170
第三篇	选矿厂产品处理	193
第七章	沉淀浓缩.....	195
第一节	沉淀浓缩的原理	195
第二节	浓缩机	199
第三节	浓缩机的选择计算	208
第八章	过滤	212
第一节	过滤的过程和基本原理	212
第二节	真空过滤机	218
第三节	压滤机	229
第九章	尾矿处理.....	236
第一节	概述	236
第二节	尾矿库	237
第三节	尾矿设施的维护和监测	245
参考文献		247

第一篇 选矿厂流体输送

第一章 选矿厂供水

选矿有各种不同的方法，如浮选、重选和磁选等。选矿厂根据处理矿石的不同，选矿工艺流程千差万别，但绝大多数选矿厂采用的是以水为介质的湿法选矿工艺。因此大多数选矿厂都离不开水，据统计，一般选矿厂每处理1t原矿要消耗3~8t水，某些重选厂处理1t原矿，可能消耗水20t之多。除了生产用水之外，还需要日常生活用水和消防用水。

第一节 供水要求和供水系统

一、供水要求

不同工艺流程的选矿厂，对水的数量和质量有不同的要求。表1-1是各种类型选矿厂的生产用水消耗定额的大致数值。

表 1-1 选矿厂用水消耗定额

工艺类别	用水定额(m ³ /t固体)
浮选厂	3~4.5
磁选厂	4~5.5
重选厂	8~16

在质量方面随用途不同有各种要求，例如重选和磁选作业对水中含有的各种杂质要求不甚严格，所以可以大量使用经过简单处理的生产废水。但对某些作业中的供水有压力的特殊要求，跳

汰机的筛下补加水，湿式强磁选机的精矿卸料冲洗水都要求有较高的压力。而浮选作业则对水中的溶质成分含量有较严格的要求，一般包括：

(1) 浊度 是指单位体积的水中固体微细杂质的含量，通常用每升多少毫克来表示。浊度过大，会影响浮选的分选效果，一般应控制在每升3~5毫克以下。

(2) 硬度 水的硬度是指每升水中溶解的钙、镁盐类总毫克当量数。含量高则称为硬水，硬水中的钙、镁离子对浮选过程有一定影响，特别是对某些氧化矿的浮选影响更大。浮选用水一般硬度应当小于8度。

(3) 酸碱度 水中氢离子浓度大小对浮选过程有显著影响，通常用pH值表示。浮选用水的pH值一般为6~8。

(4) 有害离子 除了钙镁离子之外，水中溶解的某些重金属离子也对浮选有较大影响，例如铜离子会对金属硫化矿浮选产生明显的干扰作用，称为有害离子。各种有害离子的具体含量限度，根据选别对象和工艺条件不同而异。

二、供水系统

供水系统包括取水、蓄水构筑物、供水机械、供水管路和配水管网。选矿厂的供水系统随当地自然条件和经济条件有各种不同的布置方式，图1-1是一种典型的供水系统布置图。

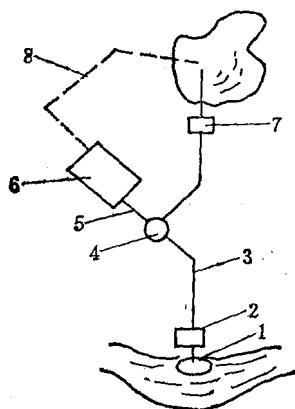


图 1-1 选厂供水系统

- 1—集水构筑物；2—水泵站；
3—供水管路；4—高位水池；
5—配水管网；6—选厂；
7—回水泵站；8—尾矿输送管

水泵站2通过水源集水构筑物1抽取新鲜水并通过供水管路3将水送到选矿厂的高位蓄水池或水塔，由高位水池4通过配水管网5分配到选矿厂6的各供水点。选矿厂的排出废水，可在厂

区沉淀池澄清后经回水泵站，送回回水高位蓄水池再分配到选矿厂使用。选矿厂排出的尾矿经尾矿输送管路或流槽 8 送到尾矿库，尾矿库的澄清水也可以经尾水回水泵站 7 送回到选矿厂回水高位水池再用。

供水系统中的蓄水设施(高位水池或水塔)，能调节平衡供水管路和配水管网之间的流量，同时也改善了水泵的工作情况，因为水泵直接向用户供水时，管路中流量随需要经常变化而使水泵无法稳定工作，工作效率不能充分发挥。

供水系统中的配水管网由管子和各种附件组成，包括主管、分支管、闸阀、弯头、三通和四通等。按其布置形式可分为枝状管网和环状管网，如图 1-2 所示。枝状管网的优点是布置简单，埋设、安装费用低；缺点是当某一管段发生事故时，在事故点以后的各管段将停止工作。环状管网则相反，发生事故时，可通过环上的另一分支将水送到事故点后面的管段，但埋设费用和安装费用均较枝状管网大很多。

选矿厂工业用水以枝状配水管网居多数。

三、供水机械

在供水系统中，用来提升和扬送水的机械称为水泵，水泵是一种能量转换机械，它把原动机的机械能转化为被输送液体的势能和动能，提高了液体的压力和流速。

水泵的类型按其工作原理一般可分为三种：

(1) 叶片式泵 它是依靠工作叶轮的旋转运动来输送液体的，常见的有离心泵、轴流泵和混流泵。

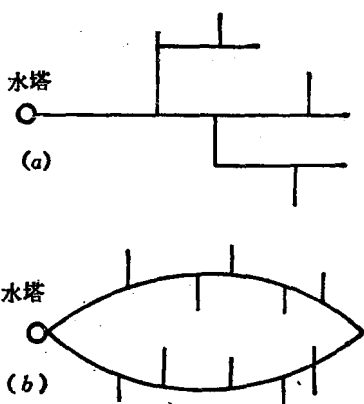


图 1-2 枝状管网和环状管网
(a)枝状管网；(b)环状管网

(2) 容积式泵 它是依靠工作室容积的改变来输送液体的，例如常见的往复泵就是靠活塞的往复运动来改变缸体的容积。

(3) 流体作用泵 它是依靠工作流体运动的能量来输送液体的，喷射泵、气升泵属于此类。

选矿厂供水系统中大量使用的是离心水泵。离心泵具有结构简单、调节方便、工作效率高等优点，使这类水泵在工农业生产上得到广泛的应用。

第二节 离心泵的工作原理

一、离心泵工作原理

如图1-3所示，离心泵是由叶轮1、泵壳3、吸入管4和排出管5所组成。叶轮1由电动机带动高速转动，此时充满泵体内的

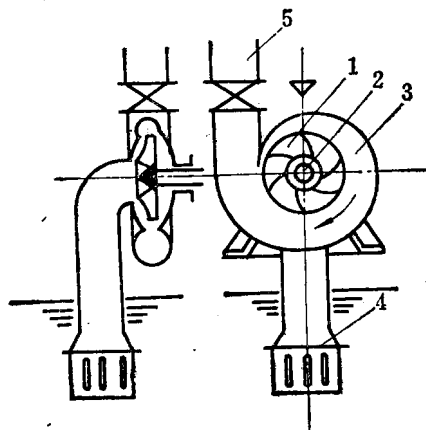


图 1-3 离心泵

1—叶轮；2—轴；3—泵壳；
4—吸入管；5—排出管

的水在离心力的作用下，从叶轮中心被抛向叶轮外缘。在这个过程中，水获得了能量，提高了它所具有的压力和速度。水离开叶轮进入泵壳后，因为流道断面逐渐增大，水的运动速度逐渐降低，便将其部分动能转变为压力能，进一步提高了水的压力，于是水以较高的压力进入排出管道。当水以较高速度从叶轮中抛出时，叶轮中心进口处压力减小

到低于外界大气压，这样依靠吸入管进口和叶轮中心处的压力差将水经吸入管源源不断地吸进叶轮中。泵工作时水就能连续不断的吸进泵内并以一定的压力排出送到所需的地方。

由以上的说明可以看出，离心泵输送水主要是靠离心力作用。离心力的大小与叶轮直径、转数和液体重度有关，转数、叶轮直径和液体重度愈大离心力愈大。当泵内存在空气时，由于空气的重度远小于水，则产生的离心力很小，就不能形成所需要的压力和真空，泵就不能正常工作，我们称此现象为气堵。所以离心水泵在起动前，必须预先使泵壳内充满水，运转中也尽量防止空气漏入。

(一) 离心水泵的压头

离心泵的压头也称为扬程，它是依靠叶轮旋转时的离心力而产生的。可以通过分析叶轮中水的运动规律来导出离心泵压头的表达式。

离心泵工作时，水一方面随着叶轮旋转，同时又从转动着的叶轮向外流出，如图1-4所示。水随着叶轮一同旋转的速度称为圆周速度，以 u 表示，其方向与叶轮的切线方向一致。水沿着叶轮流道相对于叶轮向外流出的速度称为相对速度，以 W 表示，它的方向与叶轮叶片切线方向一致。水相对于泵壳的运动速度称为绝对速度，用 C 表示，它是圆周速度 u 和相对速度 W 的矢量和，即 $\vec{C} = \vec{u} + \vec{W}$ 。

图1-4即为叶轮进口和出口处的速度合成三角形。对绝对速度 C 可以分解为圆周分速度 $C_u = C \cos \alpha$ 和径向分速度 $C_r = C \sin \alpha$ 。

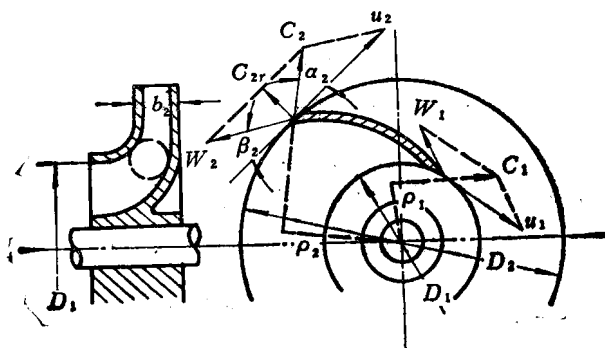


图 1-4 叶轮速度合成图

理论上推导离心泵的压头表达式是以下列假设条件为依据进行的。

(1) 叶轮的叶片数为无穷多, 叶片厚度无穷小, 因而可以认为两叶片间液体质点只沿着叶片的曲线运动。

(2) 叶轮内液体运动时无摩擦阻力, 因此没有水头损失。

(3) 液体进入和离开叶轮时无冲击损失。

根据物理学的动量矩定理, 作用在液体上的所有外力矩的总和应等于液体的动量矩增量。对于离心泵叶轮中的液体则有:

$$M_R = K_2 - K_1 \quad (1-1)$$

式中 M_R ——作用在泵轴上的旋转力矩;

K_2 ——液体在叶轮出口处的动量矩, 即:

$$K_2 = m \dot{C}_2 \rho_2 = \frac{Q\gamma}{g} C_2 R_2 \cos \alpha_2$$

K_1 ——液体在叶轮进口处的动量矩, 即:

$$K_1 = m \dot{C}_1 \rho_1 = \frac{Q\gamma}{g} C_1 R_1 \cos \alpha_1$$

式中 m ——单位时间流过叶轮的液体质量, 即: $m = \frac{Q\gamma}{g}$ 其中

Q 为流量 (m^3/s); γ 为液体重度 (N/m^3);

ρ_2 ——转动中心向速度 C_2 所引的垂直线长度, 即叶轮出口处液体动量矩的臂长, $\rho_2 = R_2 \cos \alpha_2$ 其中 R_2 为叶轮出口处半径;

ρ_1 ——转动中心向速度 C_1 所引的垂直线长度, 即叶轮进口处液体动量矩的臂长, $\rho_1 = R_1 \cos \alpha_1$ 其中 R_1 为叶轮进口处半径。

将 K_1 、 K_2 代入式 (1-1) 则得到:

$$M_R = \frac{Q\gamma}{g} (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1)$$

将上式两端同乘以叶轮的旋转角速度 ω , 则

$$M_R \omega = \frac{Q\gamma}{g} (C_2 R_2 \omega \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \omega \cos \alpha_1)$$

因为 $R_2\omega = u_2$, $R_1\omega = u_1$, 所以外力矩所作的功应为,

$$Q\gamma H_T = M_R\omega = \frac{Q\gamma}{g}(C_2u_2\cos\alpha_2 - C_1u_1\cos\alpha_1)$$

式中 H_T ——叶轮产生的理论压头。

$$\text{因此 } H_T = \frac{1}{g}(C_2u_2\cos\alpha_2 - C_1u_1\cos\alpha_1) \quad (1-2)$$

式 (1-2) 即是离心泵理论压头表达式, 称为离心泵理论压头方程式。为了减少液体进入叶轮时的冲击损失, 通常在设计时使叶轮进口处 $\alpha_1 = 90^\circ$, 这样公式 (1-2) 可化为:

$$H_T = \frac{1}{g} C_2u_2\cos\alpha_2 = \frac{1}{g} u_2C_{2u} \quad (1-3)$$

分析式 (1-3) 可以看出, 理论压头的大小正比于叶轮圆周速度和绝对速度的圆周分速的乘积。由叶轮出口速度三角形可知, 绝对速度的圆周分速与叶轮的圆周速度成正比关系。因此可以认为理论压头近似地与叶轮圆周速度的二次方成正比, 提高叶轮转速, 增大叶轮直径都可以大幅度地提高离心泵的理论压头。

实际离心泵的叶轮, 其叶片数目总是有限的, 叶片本身也有一定的厚度, 所以两叶片间的液体运动并不是紧密地受叶片的约束, 因而产生附加的涡流运动。另外在实际液流的运动中存在着一一定的摩擦和冲击阻力损失, 这样实际离心泵的压头较理论压头为小。我们引入水力效率 η_k 来校正理论压头方程式, 即

$$H = \eta_k H_T = \eta_k \frac{u_2 C_{2u}}{g} \quad (1-4)$$

式中 H ——离心泵的实际压头;

η_k ——水力效率, 一般为 $0.8 \sim 0.9$ 。

(二) 离心泵的流量、效率和功率

如图1-5所示, 离心泵的理论流量可按式计算:

$$Q_T = F_2 C_{2r} = \pi D_2 b_2 C_{2r}$$

式中 F_2 ——液体在叶轮出口处的有效断面积;

C_{2r} ——液流在叶轮出口处绝对速度的径向分速；

D_2 ——叶轮外径；

b_2 ——叶轮出口的断面宽度。

由叶轮出口速度三角形可知：

$$C_{2r} = W_2 \sin \beta_2$$

式中 β_2 ——叶轮出口处的液流脱离角。

因此

$$Q_T = \pi D_2 b_2 W_2 \sin \beta_2 \quad (1-5)$$

离心泵的实际流量由于存在漏损，主要是叶轮出口处的高压液体通过泵壳与叶轮间的缝隙漏回到叶轮进口的低压区，因而实际流量总是小于理论流量。我们引入容积效率 η_v 来校正理论流量。

$$\text{即 } Q = \eta_v Q_T = \eta_v \pi D_2 b_2 W_2 \sin \beta \quad (1-6)$$

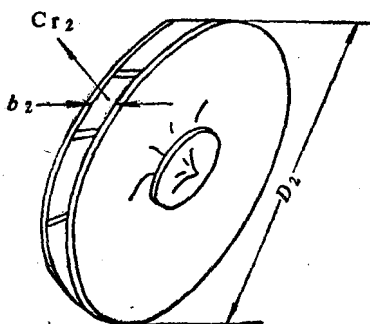


图 1-5 理论流量计算示意图

式中 η_v ——容积效率，一般为0.9~0.95。

离心泵的总效率由下式确定：

$$\eta = \eta_k \eta_v \eta_m \quad (1-7)$$

式中 η_m ——泵运转时由于机械摩擦引起的能量损失而引入的机械效率，一般为0.85~0.97。

由公式 (1-7) 可知泵的总效率等于上述三种效率的乘积，一般为0.65~0.85。

离心泵的功率有有效功率、轴功率和电机功率之分。

$$\text{有效功率: } N_{\text{效}} = \frac{QH\gamma}{1000} \text{ (kW)} \quad (1-8)$$

式中 Q ——离心泵的流量， m^3/s ；

H ——离心泵的压头， m ；

γ ——液体重度 (N/m^3)。

$$\text{轴功率: } N_{\text{轴}} = \frac{N_{\text{效}}}{\eta} = \frac{QH\gamma}{1000\eta} \text{ (kW)} \quad (1-9)$$

$$\text{电机功率: } N = K \frac{N_{\text{轴}}}{\eta_{\text{传}}} = K \frac{QH\gamma}{1000\eta\eta_{\text{传}}} \text{ (kW)} \quad (1-10)$$

式中 K ——备用系数，为1~1.15；

$\eta_{\text{传}}$ ——传动效率，根据传动方式不同而不同，若泵直接由电机传动，则 $\eta_{\text{传}}=1$ 。

二、离心泵的特性曲线

在转速一定的情况下，用曲线表示离心泵的流量 Q 和压头 H 、功率 N 、效率 η 的关系，称为离心泵的特性曲线。

由离心泵叶轮出口速度三角形可知：

$$C_{2u} = u_2 - W_2 \cos \beta_2$$

$$\text{则 } H_T = \frac{u_2 C_{2u}}{g} = \frac{u_2 (u_2 - W_2 \cos \beta_2)}{g} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 W_2 \cos \beta_2}{g}$$

而 $Q_T = \pi D_2 b_2 W_2 \sin \beta_2$ 即：

$$W_2 = \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2 \sin \beta_2}, \text{ 将此式代入到理论压头方程式中则有:}$$

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 Q_T}{\pi D_2 b_2 g} \operatorname{ctg} \beta_2 \quad (1-11)$$

式(1-11)即为理论压头和理论流量之间的关系式，当转速一定时， u_2 为常数，对于一定的离心泵，其几何尺寸也是常数，因此，我们可以将式(1-11)简化为 $H_T = A - BQ_T$ 的形式，其中：

$$A = \frac{u_2^2}{g}, \quad B = \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2 g}$$

这样，便得到泵的理论特性曲线，它在 $H-Q$ 坐标图上是一条直线，如图1-6中的 AB 线。

实际离心泵的特性曲线不同于理论特性曲线，因为：

(1) 叶轮的叶片数目是有限的，因而产生了涡流损失，如

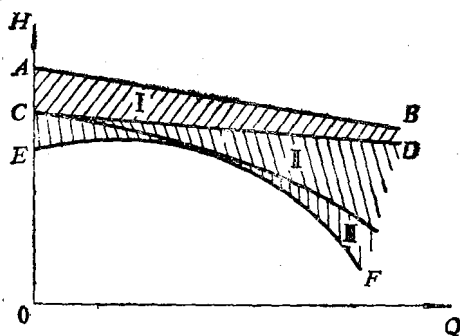


图 1-6 离心泵特性曲线示意图

图1-6中CD线与AB线间 I 部分的压头损失。

(2) 由于液体在叶轮中的运动产生了阻力损失，如图1-6中 II 部分的压头损失。

(3) 由于液体对叶轮叶片的冲击也会产生能量损失，如图1-6中 III 部分的压头损失。

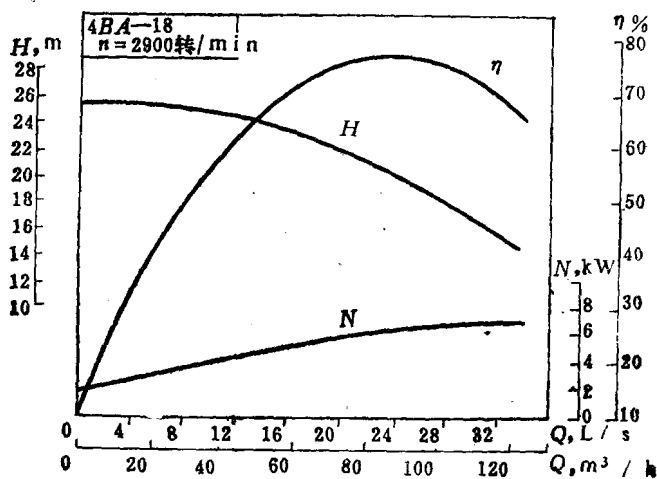


图 1-7 离心泵特性曲线