



# 水泵 微型计算机 辅助设计

● 陈次昌 金树德 编著



机械工业出版社

# 水泵微型计算机辅助设计

陈次昌 金树德 编著



机械工业出版社

(京)新登字054号

### 内 容 简 介

本书共分四章。第一章根据计算机辅助设计的特点和需要，系统地介绍了水泵的基本理论，并介绍了离心泵、混流泵和轴流泵叶轮及压水室的水力设计方法；第二章对本书采用的计算机程序作了说明；第三章介绍了设计实例；第四章列出了离心泵、混流泵和轴流泵的实用计算机程序。

本书可供从事水泵设计和研究的工程技术人员以及高等院校水力机械专业的师生参考。

## 水泵微型计算机辅助设计

陈次昌 金树德 编著

责任编辑：孙 瑞 版式设计：冉晓华

封面设计：郭景云 责任校对：肖新民

责任印制：王国光

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄大街24号)

邮政编码：100037

(北京市书刊出版业营业登记证出字第117号)

机械工业出版社京丰印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本  $850 \times 1168^{1/32}$  · 印张  $9^{1/4}$  · 字数 242 千字  
1993年12月北京第1版·1993年12月北京第1次印刷  
印数 001—850 · 定价：14.00元

ISBN 7-111-03781-2/TH·460

## 前 言

随着计算机技术的发展，CAD(计算机辅助设计)在各行各业的应用日益广泛，成为现代设计方法的主要内容之一。

目前，国内在水泵设计中仍然沿用传统的手工设计绘图方法，工作量大，设计精度低，设计周期长，企业对水泵的CAD的要求越来越迫切，而国内出版的水泵类书籍中真正涉及到这方面内容的尚未见到。

江苏工学院排灌机械研究所自1983年以来一直从事水泵CAD系统的研究开发工作，其“离心泵微型计算机辅助设计”的课题于1986年6月通过了机械电子工业部鉴定，获1987年机械电子工业部教育局科技进步奖，软件已向多家工厂转让，取得了明显的经济效益和社会效益，本书是在总结上述工作的基础上写成的，目的是进一步促进CAD在水泵行业中的应用。

为节省篇幅起见，本书内容只涉及水泵过流部件的水力设计。

本书可供流体机械，特别是从事水泵设计和研究的工程技术人员以及高等院校流体机械专业的师生参考。

另外，书中虽然列出了用BASIC语言编写的离心泵和轴流泵设计程序，但由于水泵的应用范围很广，对水泵的要求也是多种多样的，该程序不可能满足所有的要求。但是，水泵设计中的主要过程都已包含在该程序中，读者只要根据自己的需要稍加改动便可用来进行水泵设计。程序中安排了多处人-机对话，为有经验的设计者提供了用武之地。此外，程序中还增加了屏幕显示功能，可以在屏幕上显示叶轮进出口速度三角形、叶片表面速度分布以及叶轮轴面投影图、平面投影图等，以供设计者参考，增加了设计的灵活性。

本书由陈次昌同志和金树德同志编著，崔韵春同志参加了第

四章离心泵程序的调试，张晓峰同志参加了第四章轴流泵程序的调试。

本书在编写过程中得到江苏工学院高良润教授、关醒凡教授的支持，在此一并致谢。

由于编者水平有限，编写时间仓促，文中错误和不妥之处在所难免，敬请读者批评指正。

编者

1991年10月

# 目 录

## 前 言

第一章 水泵的基本理论 .....	1
第一节 水泵水力设计的任务与要求 .....	1
一、水力设计的任务 .....	1
二、水力设计的要求 .....	1
第二节 水泵的主要性能参数 .....	2
一、流量 .....	2
二、扬程 .....	3
三、转速 .....	3
四、汽蚀余量 .....	3
五、功率和效率 .....	3
第三节 水泵内液体流动分析 .....	4
一、叶轮内部液体流动分析 .....	4
二、叶轮水力计算方法概述 .....	6
三、压水室内部液体流动分析 .....	10
第四节 水泵的基本方程 .....	11
一、用相对运动伯努利方程推导水泵的基本方程 .....	11
二、基本方程的意义 .....	12
第五节 叶轮中液流的滑移 .....	12
一、液流的滑移现象 .....	12
二、滑移的修正方法 .....	13
第六节 水泵内的损失与效率 .....	17
一、机械损失和机械效率 .....	17
二、容积损失和容积效率 .....	18
三、水力损失和水力效率 .....	19
四、水泵的效率 .....	19
第七节 水泵的特性曲线 .....	19

一、扬程-流量曲线( $H-Q$ )	19
二、功率-流量曲线( $N-Q$ )	22
三、效率-流量曲线( $\eta-Q$ )	23
第八节 水泵的相似理论及其应用	23
一、水泵相似定律	24
二、比转数及水泵的分类	25
第九节 水泵内的汽蚀	28
一、汽蚀现象	28
二、汽蚀基本方程	29
三、汽蚀系数和汽蚀比转数	32
四、汽蚀对水泵性能的影响	34
第十节 离心泵和混流泵的水力设计	35
一、叶轮	35
二、压水室	66
第十一节 轴流泵的水力设计	77
一、叶轮	77
二、导叶	114
第十二节 离心泵、混流泵叶轮内部三元流动计算	120
一、三元流动计算的发展	120
二、主流——边界层组合计算方法	126
三、数值计算示例	166
<b>第二章 对计算机设计程序的说明</b>	170
第一节 离心泵设计程序	170
一、输入设计参数	170
二、绘制叶轮轴面投影图的变量名称	170
三、程序框图	171
第二节 轴流泵设计程序	173
一、输入设计参数	172
二、程序框图	174
<b>第三章 设计实例</b>	177
第一节 离心泵设计实例	177
一、设计参数	177
二、计算机打印出的计算结果	177

三、计算机绘制的水力模型图 .....	179
第二节 轴流泵设计实例 .....	181
一、设计参数 .....	181
二、计算机打印出的计算结果 .....	181
三、计算机绘制的水力模型图 .....	181
第四章 计算机程序 .....	182
第一节 离心泵设计程序 .....	182
第二节 轴流泵设计程序 .....	234
一、轴流泵设计程序(1) .....	234
二、轴流泵设计程序(2) .....	268
参考文献 .....	286



# 第一章 水泵的基本理论

## 第一节 水泵水力设计的任务与要求

### 一、水力设计的任务

水泵的流道包括吸水室、叶轮和压水室。水泵水力设计的基本任务是根据给定的扬程、流量、汽蚀余量、效率等设计参数，设计出具有良好能量特性和汽蚀特性的水泵流道形状。

### 二、水力设计的要求

为了保证所设计的水泵具有良好的能量特性和汽蚀特性，水泵的水力设计应满足以下几方面的要求：

1. 应使水泵内的水力损失最小，以保证水泵具有最高的水力效率。

水流流过水泵的过流部件时，会产生各种损失。例如在叶轮入口处的冲击损失、叶片表面的沿程摩擦损失、叶片出口处负压面侧的脱流和旋涡所引起的能量损失、叶轮内部的二次流损失、压水室入口的撞击损失、压水室内的沿程摩擦损失、压水室出口段的扩散损失等，水力设计的主要任务之一就是确定最佳的过流部件流道形状，使水泵在不同工况下工作时，水泵内的各种水力损失之和最小。

2. 应保证水泵具有必要的汽蚀性能

水泵的汽蚀性能是一项很重要的指标。汽蚀不仅会破坏叶轮的流道表面，而且影响水泵的运转特性，当汽蚀严重时，水泵的流量、扬程、效率均会显著下降，同时还伴随着噪声和振动，使水泵不能正常工作。近年来，为了减小水泵的体积和重量，一般倾向于提高水泵的转速，但转速增加的结果必然会造成汽蚀性能的下降，因此，在设计中，如何保证水泵具有良好的汽蚀性能是

一项重要的课题。

### 3. 应使水泵具有符合要求的性能曲线

水泵是一种通用机械，其应用范围很广，不同的使用条件，对其性能曲线有不同的要求。在非设计工况下使用时，要求水泵的高效范围宽广；为了保证水泵系统的运行稳定，要求减小水泵性能曲线上出现的驼峰；低比转数的潜水电泵常常因过载而毁坏电机，所以要求水泵的功率曲线尽量平坦，并具有极大值。

上述这些要求有时是互相矛盾的。比如在提高水泵的汽蚀性能时，通常会造成本水泵的效率下降。要综合地满足各方面的要求是一项复杂的工作，因此需要对水力计算方法进行深入的研究。此外，在水泵水力设计中，有时还要求结构强度设计以及水泵运行所必需的水力性能数据，例如水流作用在叶轮上的径向力和轴向推力等，这些方面的理论计算尚不成熟，因此往往依靠实验来解决。

## 第二节 水泵的主要性能参数

表征水泵主要工作性能的参数有流量、扬程、转速、汽蚀余量、功率和效率。

### 一、流量

流量是水泵在单位时间内所抽送的液体量，有体积流量和质量流量之分，但通常所说的流量是指体积流量，仅在极少数的情况下才采用质量流量。

体积流量用 $Q$ 表示，单位为米<sup>3</sup>/秒( $m^3/s$ )，升/秒( $l/s$ )或米<sup>3</sup>/小时( $m^3/h$ )。

质量流量用 $Q_0$ 表示，单位为千克/秒( $kg/s$ )或者吨/小时( $t/h$ )。

体积流量与质量流量之间的关系为：

$$Q = \frac{Q_0}{\rho} \quad (1-1)$$

式中  $\rho$  为液体密度( $kg/m^3$ )。

## 二、扬程

扬程是指单位重量液体通过水泵后所获得的能量，即水泵吸入口处与压出口处单位重量液体的机械能之差，用 $H$ 表示。

$$E_2 = Z_2 + \frac{P_2}{r} + \frac{V_2^2}{2g}$$

$$E_1 = Z_1 + \frac{P_1}{r} + \frac{V_1^2}{2g}$$

式中  $E_2$ 、 $E_1$ ——水泵压出口、吸入口处单位重量液体的能量，单位是米(m)；

$Z_2$ 、 $Z_1$ ——水泵压出口、吸入口到任选测量基准面的距离，单位是米(m)；

$P_2$ 、 $P_1$ ——水泵压出口、吸入口处液体的压力，单位是牛顿/米<sup>2</sup>(N/m<sup>2</sup>)；

$V_2$ 、 $V_1$ ——水泵压出口、吸入口处液体的绝对速度，单位是米/秒(m/s)；

$r$ ——液体的重度，单位是牛顿/米<sup>3</sup>(N/m<sup>3</sup>)。

水泵的扬程公式为：

$$H = (Z_2 - Z_1) + \frac{P_2 - P_1}{r} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad (1-2)$$

## 三、转速

水泵的转速是指水泵转子每分钟旋转的转数，用 $n$ 表示，单位是转/分(r/min)。

## 四、汽蚀余量

水泵的汽蚀余量是表征水泵汽蚀性能好坏的参数，用 $\Delta h$ 或NPSH表示，单位为米(m)。国外称为净正吸入水头(NetPositive Suction-Head)。

## 五、功率和效率

水泵的功率是指水泵的输入功率，即是原动机传到水泵轴上的功率，用 $N$ 表示，单位为瓦(W)。

水泵的输出功率是指液体流过水泵时，由水泵传递给它的有

效功率，也就是质量流量与单位质量流体流过水泵时所增加的能量乘积，用 $N_e$ 表示。

因此，水泵的有效功率为：

$$N_e = Q\rho gH(W) = \frac{Q\rho gH}{1000} (\text{kW}) \quad (1-3)$$

式中  $Q$ ——流量( $\text{m}^3/\text{s}$ )；

$\rho$ ——液体密度( $\text{kg}/\text{m}^3$ )；

$H$ ——扬程(m)。

输入功率和输出功率之差是水泵内的损失功率，损失的大小用水泵的效率来计量。水泵的效率是输出功率与输入功率之比，以 $\eta$ 表示：

$$\eta = \frac{N_e}{N}$$

### 第三节 水泵内液体流动分析

研究水泵内流体流动规律的目的是为了找出液体流动状况与流道几何形状之间的关系，以便确定合适的流道形状，保证得到所要求的水力性能。

水泵内的实际流动是非常复杂的，对水泵内流场的实测结果表明，液流中存在着各种旋涡，具有三元性，即流动参数随着三个空间坐标而变化。同时，对任一固定的空间点来说，流体运动参数还随时间而变化，即流动是非定常的。以 $q$ 表示流体运动参数，则：

$$q = q(x, y, z, t)$$

特别是叶轮内的流动，由于流体在流过叶轮的同时还随着叶轮一起转动，故情况更为复杂，研究和分析也更加困难，而且叶轮内流体运动状况对水泵性能起着决定性作用，因此，水泵的基本理论也主要集中在研究叶轮内部的流动规律和叶轮的水力设计上。

#### 一、叶轮内部液体流动分析

实验表明，液体粘性对于叶轮内部的流动具有很大的影响，

由于粘性存在，叶轮内部的液流存在着边界层，边界层脱流、二次流等等，但是，实验也表明，由于叶轮内部流动的雷诺数 $Re$ 通常很大，同时也由于内部流动中边界层的排挤作用本身又反过来抑制边界层的发展，因而除了脱流区以外，液体粘性的影响主要表现在固体壁面附近的一层很薄的边界层内，在边界层以外的大部分区域中可以忽略液体粘性的影响，因此，在计算叶轮内部流场时，一般可以不考虑液体的粘性，必要时可以用边界层理论来进行修正。

此外，实验研究还表明，叶轮内部的液流对于静止坐标系来说是非定常运动，但是对于随叶轮一起转动的坐标系来说却可近似地认为是定常运动。

根据以上分析，在研究水泵叶轮内部流场时，可以作如下两点基本假设：

1. 水流是无粘性的(理想流体)。
2. 水流的相对运动定常。

在这两点假设下，叶轮内部流体质点在动坐标系( $r$ 、 $\varphi$ 、 $z$ )下的运动方程为：

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} &= -W_r \frac{\partial W_r}{\partial r} - W_u \frac{\partial W_u}{r \partial \varphi} - W_z \frac{\partial W_z}{\partial z} \\ &\quad + \frac{W_u^2}{r} + \omega^2 + 2W_u \omega \\ \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{r \partial \varphi} &= -W_r \frac{\partial W_u}{\partial r} - W_u \frac{\partial W_u}{r \partial \varphi} - W_z \frac{\partial W_z}{\partial z} \\ &\quad - \frac{W_r W_u}{r} - 2W_u \omega \\ \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} &= -W_r \frac{\partial W_z}{\partial r} - W_u \frac{\partial W_z}{r \partial \varphi} - W_z \frac{\partial W_z}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (1-4)$$

连续方程

$$\frac{\partial W_r}{\partial r} + \frac{\partial W_u}{r \partial \varphi} + \frac{\partial W_z}{\partial z} + \frac{W_r}{r} = 0 \quad (1-5)$$

当 $\omega$ 和流量已知时，上述四个方程中含有四个未知量 $P$ 、

$W_r$ 、 $W_u$ 、 $W_z$ ，原则上只要给出适当的边界条件就可求得叶轮内部水流的相对速度场和压力场：

$$W_r = W_r(r, \varphi, z)$$

$$W_u = W_u(r, \varphi, z)$$

$$W_z = W_z(r, \varphi, z)$$

$$P = P(r, \varphi, z)$$

叶轮内任一点处液体质点的绝对速度 $V$ 等于该点的相对速度 $W$ 和牵连速度 $U$ 的矢量和，即 $V = U + W$ ，三种速度向量所组成的图形称为该点液体运动的速度三角形(图1-1)。式(1-4)是非线性偏微分方程，在数学上求解还比较困难，故在实际应用时尚需进一步简化。

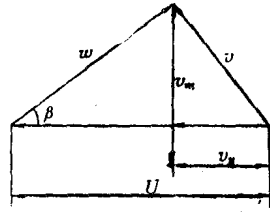


图1-1 速度三角形

## 二、叶轮水力计算方法概述

图1-2为离心泵和轴流泵的轴面流线示意图。在离心泵中，水流从轴向流入叶轮，在叶轮内改变流向，沿径向流出，其流面近似于喇叭面；而在轴流泵中，水流轴向流入并轴向流出叶轮，其流面近似于圆柱面。因此，在水泵叶轮的水力计算中采用了以下两点假设：

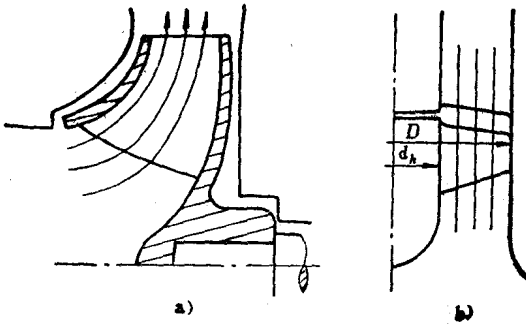


图1-2 轴面流线  
a) 离心泵 b) 轴流泵

### 1. 轴对称假设

在这一假定下,叶轮内的压力 $P$ 和速度 $W$ 只是 $r$ 和 $z$ 的函数,即:

$$\frac{\partial P}{r \partial \varphi} = \frac{\partial W_r}{r \partial \varphi} = \frac{\partial W_u}{r \partial \varphi} = \frac{\partial W_z}{r \partial \varphi} = 0$$

该假定用于离心泵和混流泵叶轮的水力计算中。

在实际流动中,离心泵和混流泵叶轮内的流面是任意曲面,但为了简化,可以将真实流面近似地作为回转面处理。于是,叶轮内的水流运动可以归结为在回转面上的流动。

轴对称假定的前提是叶片数无限多,叶片厚度无限薄。因为只有当叶片厚度无限薄时,才可能有 $\frac{\partial P}{\partial \varphi} = 0$ ,这时叶片压力面和负压面的压差 $\Delta P = 0$ 。假设作用于叶片上微元面积 $dA$ 上的力为 $\Delta P \cdot dA$ ,其在圆周方向上的分量为 $(\Delta P \cdot dA)_u$ ,则作用于叶轮的力矩为:

$$M = z \int_A r (\Delta P \cdot dA)_u$$

式中 $z$ 为叶片数,若 $\Delta P = 0$ ,则只有当 $z$ 为无限多时, $M$ 才会是有限值。因此,轴对称假设也可以称为叶片数无限多假设。

由于假设叶片数无限多,叶片厚度又无限薄,因此,液流流经叶轮时,流线和叶片形状完全一致。这样,离心泵和混流泵叶轮的水力设计就可以采用流线法来进行,即首先根据流动规律在流面上求出流线,然后在流线上加厚绘制出叶片形状。

根据轴对称假设,叶轮内各轴面上的流动完全相同,因而在计算中只需要考虑一个轴面上的流动。一元理论假设轴面内沿同一过水断面形成线上的速度分布是均匀的。二元理论则假定轴面内的流动有势( $w_u = 0$ )或有涡( $w_u \neq 0$ )。据此可以作出轴面流线,以轴面流线为母线的回转面即为流面,叶片绘形可在流面上进行(图1-3)。

应当指出,无限叶片数的假设虽然将叶轮内复杂的三元流动简化成了二元流动,但它原则上排除了计算叶片表面速度的可能性,因而也就不可能建立计算叶轮汽蚀系数的方法,也不可能应

用边界层理论来考虑叶轮内部的粘性损失。

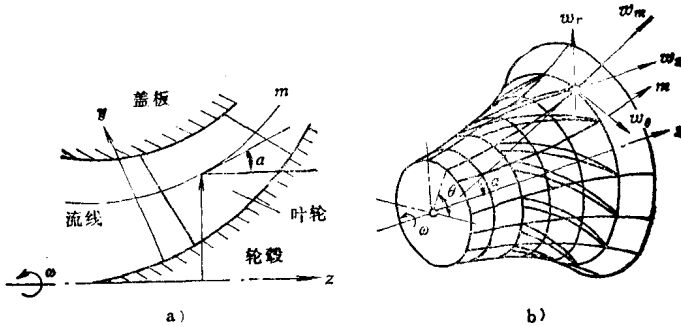


图1-3 混流泵轴面、回转面

a) 轴面 b) 回转面

## 2. 圆柱层间无关性假设

即假定水流绝对速度的径向分量  $V_r = 0$ ，水流在叶轮中沿着圆柱面流动，各圆柱层间的水流没有相对流动。该假设用于轴流泵叶轮的水力计算中。

由于各圆柱层间的水流互不干扰，故可将圆柱面展开，将轴流泵叶轮内复杂的三元流动简化为平面直列叶栅的绕流，从而可以应用叶栅理论来求解。叶栅理论中常用的计算方法有：①升力法；②保角变换法；③奇点分布法。

升力法是一种半经验半理论的计算方法。它借助于单翼及平板叶栅的实验数据，经过修正而用来设计轴流泵叶轮的叶栅，该方法只能满足总的能量转换要求，对于叶栅中的流动情况无法求解。

保角变换法的主要依据是：①任何一个解析的复变函数都代表着理想不可压缩流体的一种势流；②解析函数的解析函数仍然是解析函数。因此，可以通过一个解析函数将平面叶栅的绕流变换为单位圆的绕流，而后的绕流计算问题在流体力学中已经解决。

奇点分布法是利用源、汇和旋涡等势流中的奇点来代替叶栅中的翼型，只要恰当地选择奇点的分布规律，就可以使奇点和平面平行来流所合成的流场与真实的叶栅绕流完全相同。因此，叶



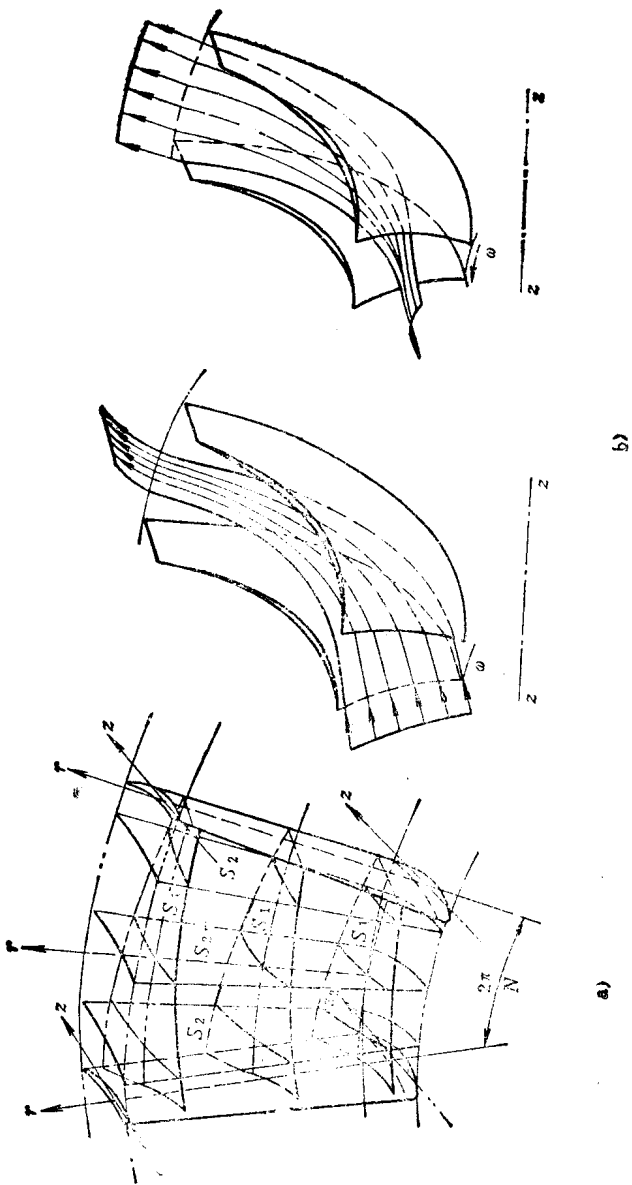


图1-4  $S_1, S_2$ 流面  
a) 轴流线 b) 离心式