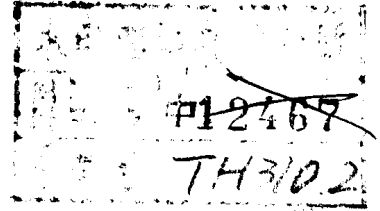
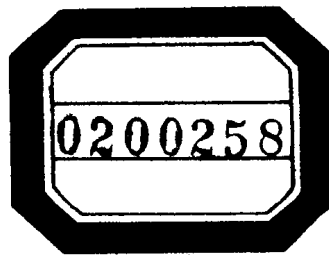


# 叶片泵设计手册

沈阳水泵研究所  
中国农业机械化科学研究院 主编

机械工业出版社





# 叶片泵设计手册



005819 水利部信息所

沈阳水泵研究所  
中国农业机械化科学研究院 主编



机械工业出版社

本书内容包括：水力学、流体力学的基本知识；离心泵、混流泵、轴流泵、旋涡泵及部分流泵的基本理论、结构和设计方法，强度计算及计算实例。并附有常用资料与数据以及有关标准和水力模型。

本书可供泵制造业的设计人员参考，也可供泵使用部门（电站、矿山、石油、化工、农田排灌等）及工业院校泵专业的师生参考。

ZW46/01

### 叶片泵设计手册

沈阳水泵研究所 主编  
中国农业机械化科学研究院

\*

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南街一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第117号）

重庆印制一厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

\*

开本 $787 \times 1092^{1/16}$ ·印张41·字数1005千字

1983年7月重庆第一版·1983年7月重庆第一次印刷

印数0.001—6.600·定价4.20元

\*

统一书号：15033·5174

## 前 言

新中国成立以来，我国泵制造业从无到有，从小到大，得到了很大的发展。不仅生产和科学技术的水平不断提高，而且技术革新和技术改造工作也取得了显著的成绩，创造了大量的新产品、新工艺、新材料和新技术。而今，我们在总结经验的基础上，根据叶片泵设计工作的需要，编写了本书，以供水泵设计工作者参考。

本书的编写工作是在一机部科技局、农机部中国农业机械化科学研究院和沈阳水泵研究所的组织领导下，在水泵行业各单位的大力支持下完成的。

参加本书编写及修改工作的人员有：沈阳水泵研究所张成、王安生，中国农业机械化科学研究院赵海有，长沙水泵厂孙贻燕，甘肃工业大学关醒凡，华中工学院刘甲凡，哈尔滨工业大学查森。其他参加编写的人员还有：上海水泵厂刘逸龄，无锡水泵厂赵廷舫，北京水泵厂胡铁贞，石家庄水泵厂马威远，沈阳水泵研究所李必祥，镇江农机学院谢达荣、许恭，华中工学院毛羽冲等。此外，沈阳水泵厂吴宗圣同志对机械密封部分作了修改。主编单位：沈阳水泵研究所、中国农业机械化科学研究院。全书由沈阳水泵研究所张成同志作了系统的汇总、修改和补充。

全书完成后，由一机部通用机械研究所姚兆生同志做了校订。

本书在搜集资料的深度和广度方面都还做得不够，同时由于编写人员的水平所限，书中难免有不少缺点和错误，希望读者批评指正，以便再版时修订。

编 者

1979.10.

# 符号及角标

## 常用计量单位

量的名称	单位名称	单位代号	量的名称	单位名称	单位代号
长度	毫米, 厘米, 米	mm, cm, m	平面角	弧度, 度	rad, °
时间	秒, 分, 小时	s, min, h	热量	千卡	kcal
体积	升, 立方米	l, m <sup>3</sup>	动力粘度(运动 粘性系数)	达因·秒/厘 米 <sup>2</sup> (泊) 公斤力· 秒/米 <sup>2</sup>	dyn·s/cm <sup>2</sup> (P)  kgf·s/m <sup>2</sup>
重量	公斤力, 吨力	kgf, tf	运动粘度(运 动粘性系数)	毫米 <sup>2</sup> /秒(厘 沱), 米 <sup>2</sup> /秒	mm <sup>2</sup> /s(cSt), m <sup>2</sup> /s
力	公斤力	kgf			
功率	千瓦, 马力 (公制)	kW, PS			
转速	每分钟转数	r/min			

## 常用符号

符号	名称	单位	符号	名称	单位
$A$	面积	mm <sup>2</sup> , cm <sup>2</sup> , m <sup>2</sup>		重量	kg, t
$a$	加速度	m/s <sup>2</sup>		重量流量	kg/s, t/h
$B$	宽度	mm, cm, m	$g$	重力加速度	m/s <sup>2</sup>
$b$	宽度	mm, cm, m	$H$	扬程	m
$C$	汽蚀比转数			高度	m
$C_D$	叶栅阻力系数		$H_1$	单级扬程	m
$C_{D1}$	单翼阻力系数		$H$	几何吸入高度	m
$C_L$	叶栅升力系数		$H_{1,2}$	几何压出高度	m
$C_{L1}$	单翼升力系数		$H_p$	势扬程	m
$D$	直径	mm, cm, m	$H_v$	吸入真空度	m
$D_0$	叶轮进口有效直径	mm, cm, m	$H$	理论扬程	m
$D_1$	叶片进口边直径	mm, cm, m	$H_{i,\infty}$	无限多叶片的理论 扬程	m
$D_i$	叶轮进口直径	mm, cm, m	$H_d$	动扬程	m
$D_m$	密封环直径	mm, cm, m	$\Delta H$	压头损失, 压力降, 压力差	m
$D_n$	平衡盘内直径	mm, cm	$\Delta H_c$	水力撞击损失	m
$D_w$	平衡盘外直径	mm, cm	$\Delta H_{m0}$	水力摩擦损失	m
$d$	直径	mm, cm	$\Delta H_{m1}$	密封间隙处的压力降	m
$d_h$	轮毂直径	mm, cm	$\Delta H_s$	吸入管路中的水力 损失	m
$E$	能量	kg·m	$\Delta h$	汽蚀余量	m
	弹性模量	kg/mm <sup>2</sup> , kg/cm <sup>2</sup>	$\Delta h_d$	装置汽蚀余量(有效 的汽蚀余量)	m
$e$	偏心距, 边界层厚度	mm	$\Delta h_r$	泵汽蚀余量(必需的 汽蚀余量)	m
$F$	力	kg			
$f$	力	kg			
$F_D$	叶栅中翼型上的迎面 阻力	kg			
$F_L$	叶栅中翼型上的升力	kg			
$F_R$	径向力	kg			
$G$	切变模量	kg/mm <sup>2</sup> , kg/cm <sup>2</sup>			

⊖ 扬程的单位应为“m液柱”, 但习惯上一般用“m”表示。

符号	名称	单位	符号	名称	单位
$i$	级数		$r$	半径	mm, cm
$K$	系数		$S$	弧长, 叶片真实厚度,	mm, cm
$K_m$	轴面速度系数			吸入比转数	
$K_v$	圆周速度系数		$S_u$	叶片在圆周方向的	mm, cm
$K_v$	速度系数			厚度	
$L$	长度	mm, cm, m	$t$	温度	℃
$l$	长度	mm, cm, m		时间	s, min, h
$M$	力矩	kg·cm, kg·m		叶片间距	mm, cm
$M_t$	转矩	kg·cm, kg·m	$\Delta t$	温升	℃
$m$	质量	kg	$u$	圆周速度	m/s
$n$	转速	r/min	$V$	体积	l, m <sup>3</sup>
	安全系数		$v$	速度, 液体流速	m/s
$n_s$	比转数		$v_m$	轴面分速度	m/s
$NPSH_a$	有效的净正吸入水头	m	$v_m$	轴面分速度 (不计排挤)	m/s
$NPSH_r$	必需的净正吸入水头	m	$v_w$	圆周分速度	m/s
$P$	功率, 轴功率	kW, PS	$w$	相对速度	m/s
	平衡力	kg	$y$	挠度	mm, cm
$P_e$	有效功率	kW, PS	$Z$	几何高度	m
$P_D$	动力机功率, 配带功率	kW, PS	$Z$	叶片数	
$P_h$	水力功率	kW, PS	$Z_t$	扭转断面系数	cm <sup>3</sup> , m <sup>3</sup>
$\Delta P_m$	机械损失功率	kW, PS	$Z_w$	弯曲断面系数	cm <sup>3</sup> , m <sup>3</sup>
$\Delta P_v$	圆盘摩擦损失功率	kW, PS	$a$	角加速度	rad/s <sup>2</sup>
$\Delta P_{st}$	轴承及填料中的摩擦损失功率	kW, PS		线膨胀系数	
$p$	压力	kg/cm <sup>2</sup>		有限叶片数时液体质点的绝对速度与圆周速度间的夹角	°
$p_a$	大气压力	kg/cm <sup>2</sup>	$a_\infty$	无限叶片数时液体质点的绝对速度与圆周速度间的夹角	°
$p_p$	排出压力	kg/cm <sup>2</sup>	$\alpha$	涡形体舌角, 导叶片安放角	°
$p_s$	吸入压力	kg/cm <sup>2</sup>	$\beta$	平面角	°
$p_t$	某温度下的饱和蒸汽压力	kg/cm <sup>2</sup>		有限叶片数时液体质点的相对速度与圆周速度间的夹角	°
$p_v$	液体饱和蒸汽压力	kg/cm <sup>2</sup>	$\beta_\infty$	无限叶片数时液体质点的相对速度与圆周速度间的夹角	°
$p_y$	液面压力	kg/cm <sup>2</sup>	$\beta$	叶片安放角	°
$p_{y1}$	吸入液面压力	kg/cm <sup>2</sup>	$\Delta\beta$	冲角	°
$p_{y2}$	排出液面压力	kg/cm <sup>2</sup>	$\Gamma$	环量	m <sup>2</sup> /s
$Q$	体积流量	l/s, m <sup>3</sup> /s, m <sup>3</sup> /h	$\gamma$	重度	kg/m <sup>3</sup>
$Q_t$	理论流量	l/s, m <sup>3</sup> /s, m <sup>3</sup> /h			
$q$	泄漏量	l/s, m <sup>3</sup> /s, m <sup>3</sup> /h			
$R$	半径	mm, cm			
	反作用力	kg			
$R_e$	雷诺数				

符号	名称	单位
$\gamma_0$	比重	
$\delta$	厚度	mm, cm
	翼型冲角	°
$\epsilon$	线应变	
$\zeta$	水力阻力系数	
$\eta$	效率	
	动力粘度 (动力粘性系数)	kg · s/m <sup>2</sup>
$\eta_h$	水力效率	
$\eta_m$	机械效率	
$\eta_v$	容积效率	
$\theta$	扩散角或收缩角	
$\lambda$	水力摩擦阻力系数, 叶片汽蚀系数, 放大或缩小系数	
$\mu$	泊松比、流量系数	
$\nu$	运动粘度 (运动粘性系数)	mm <sup>2</sup> /s, m <sup>2</sup> /s
$\rho$	曲率半径	mm, cm
	密度	g/cm <sup>3</sup> , kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	泵汽蚀系数	

符号	名称	单位
	正应力	kg/mm <sup>2</sup> , kg/cm <sup>2</sup>
$\sigma_{-1}$	对称循环弯曲疲劳极限	kg/mm <sup>2</sup> , kg/cm <sup>2</sup>
$\sigma_a$	弯曲应力幅	kg/mm <sup>2</sup> , kg/cm <sup>2</sup>
$\sigma_b$	抗拉强度	kg/mm <sup>2</sup> , kg/cm <sup>2</sup>
$\sigma_c$	挤压应力	kg/mm <sup>2</sup> , kg/cm <sup>2</sup>
$\sigma_t$	拉伸应力	kg/mm <sup>2</sup> , kg/cm <sup>2</sup>
$\sigma_s$	屈服强度	kg/mm <sup>2</sup> , kg/cm <sup>2</sup>
$\sigma_w$	弯曲应力	kg/mm <sup>2</sup> , kg/cm <sup>2</sup>
$\sigma_y$	压缩应力	kg/mm <sup>2</sup> , kg/cm <sup>2</sup>
[ $\sigma$ ]	许用应力	kg/mm <sup>2</sup> , kg/cm <sup>2</sup>
$\tau$	切应力	kg/mm <sup>2</sup> , kg/cm <sup>2</sup>
$\tau_{-1}$	对称循环扭转疲劳极限	kg/mm <sup>2</sup> , kg/cm <sup>2</sup>
$\tau_a$	扭转应力幅	kg/mm <sup>2</sup> , kg/cm <sup>2</sup>
[ $\tau$ ]	许用切应力	kg/mm <sup>2</sup> , kg/cm <sup>2</sup>
$\varphi$	叶片包角	°
$\psi$	排挤系数	
$\omega$	角速度	rad/s
$\omega_y$	液体旋转角速度	rad/s

角 标

- 0 —— 叶轮进口处参数
- 1 —— 叶片进口边稍后参数, 吸入值, 单级 (扬程) 值, 轴流泵单翼参数
- 1 —— 对称循环值
- 2 —— 叶轮出口处参数, 排出值
- 3 —— 导叶进口边, 叶轮出口 (无排挤), 基圆上, 涡形体等参数
- 4 —— 导叶出口边参数
- 5 —— 反导叶进口参数
- 6 —— 反导叶出口参数
- $\infty$  —— 无限值, 无穷远处液流
- a —— 大气压, 应力幅
- b —— 叶片背面参数
- c —— 冲击损失
- cr —— 临界值
- D —— 阻力, 动力机, 配带值
- d —— 当量值, 导叶的参数
- g —— 重量, 管路, 叶片工作面等参数
- h —— 水力, 轮毂参数
- i —— 任意值, 指示值
- j —— 几何, 计算, 挤压, 局部, 介质, 进口等参数

- L —— 升力
- l —— 拉伸
- m —— 机械, 轴面, 模型等的参数
- $m_o$  —— 摩擦
- $m_i$  —— 密封
- n —— 内径
- p —— 势 (扬程)
- s —— 吸入值
- t —— 理论值, 填料 (摩擦) 和弹簧 (压力) 等参数
- u —— 圆周方向参数
- v —— 动 (扬程), 容积 (效率), 速度 (系数), 真空, 汽化等值
- w —— 弯曲, 外径等参数
- y —— 圆盘, 液面 (压力), 液体 (旋转角速度), 压出, 压缩, 叶轮, 叶片等参数
- z —— 轴, 轴承的参数
- max —— 最大值
- min —— 最小值
- ( $\bar{\quad}$ ) —— ( ) 的平均值
- [ ] —— 许用值
- opt —— 最优值

# 目 次

前言

符号及角标

第一章 水力学和流体力学基础 .....	1
第一节 基本概念 .....	1
第二节 流体的基本方程式 .....	2
第三节 流体动力相似律 .....	5
第四节 层流和紊流、“光滑管”和“粗糙管” .....	7
第五节 沿程水头损失和局部水头损失 .....	8
第六节 有旋运动和有势运动 .....	10
第七节 平面势流 .....	24
第八节 翼型 .....	25
第九节 叶栅 .....	31
第十节 边界层 .....	37
第二章 叶片泵的基本理论 .....	40
第一节 主要参数 .....	40
第二节 液体在叶轮中的运动 .....	40
第三节 基本方程式 .....	43
第四节 泵内的损失与效率 .....	43
第五节 泵的特性曲线及其形状 .....	55
第六节 泵的相似定律及比转数 .....	59
第七节 离心泵叶轮的切割 .....	62
第八节 介质粘度对泵性能的影响及其计算 .....	63
第三章 泵的汽蚀 .....	69
第一节 汽蚀现象概述 .....	69
第二节 汽蚀余量 .....	70
第三节 提高泵抗汽蚀性能的措施 .....	85
第四节 诱导轮 .....	91
第四章 叶片泵的结构型式及其选择 .....	102
第一节 结构的分类 .....	102
第二节 旋涡泵的结构型式 .....	103
第三节 部分流泵的结构型式 .....	105
第四节 离心泵的结构型式 .....	108
第五节 混流泵的结构型式 .....	141
第六节 轴流泵的结构型式 .....	144
第七节 结构型式的选择 .....	152
第五章 离心泵的水力设计 .....	162
第一节 叶轮 .....	162



第二节	压出室 .....	185
第三节	吸入室 .....	208
第四节	自吸泵 .....	213
第六章	混流泵的水力设计 .....	218
第一节	叶轮 .....	218
第二节	压出室及吸入室 .....	240
第三节	例题 .....	244
第七章	轴流泵的水力设计 .....	262
第一节	叶轮 .....	262
第二节	压出室 .....	300
第三节	吸入室 .....	308
第八章	旋涡泵及部分流泵的设计 .....	311
第一节	旋涡泵的特点 .....	311
第二节	旋涡泵的设计计算 .....	317
第三节	部分流泵的特点 .....	326
第四节	部分流泵的设计计算 .....	327
第九章	径向力、轴向力及其平衡 .....	329
第一节	径向力及其平衡 .....	329
第二节	轴向力及其平衡 .....	331
第三节	平衡盘的计算、灵敏度与设计程序 .....	342
第四节	平衡机构设计中的注意事项 .....	356
第十章	零件强度及轴的临界转速计算 .....	365
第一节	轴的强度计算 .....	365
第二节	轴的临界转速计算 .....	379
第三节	离心泵转子零件的强度计算 .....	403
第四节	泵体的强度计算 .....	416
第五节	螺栓联接部分的强度计算 .....	427
第六节	轴流泵零件的强度计算 .....	443
第十一章	轴承及其润滑 .....	455
第一节	滚动轴承的选择计算 .....	455
第二节	滑动轴承的计算 .....	465
第三节	推力轴承的计算 .....	475
第四节	水润滑橡胶轴承的计算 .....	480
第五节	润滑油及润滑型式的选择 .....	486
第十二章	泵的轴封 .....	489
第一节	常用的轴封种类及设计要求 .....	489
第二节	填料密封 .....	489
第三节	机械密封 .....	496
第四节	浮动密封 .....	524
第十三章	材料的选择 .....	526
第一节	常用材料 .....	526
第二节	材料选择 .....	536

第十四章 设计程序与实例 .....	541
第一节 设计算程序 .....	541
第二节 设计实例 .....	542
附录	
I 单位换算与常用数表 .....	569
II 常用数据 .....	577
III 有关标准及技术条件 .....	585
IV O形橡胶密封圈 .....	595
V 水力模型 .....	605
VI 法兰标准 .....	629
VII 公差与配合新旧国标对照 .....	643
VIII 普通螺纹公差与配合新旧国标对照 .....	644

# 第一章 水力学和流体力学基础

## 第一节 基本概念

### 一、不可压缩流体和可压缩流体

流体是液体和气体的统称。液体的体积随压力和温度的变化很小，称为不可压缩流体；而气体的体积随压力和温度的改变有显著变化，故称为可压缩流体。

### 二、流体的连续性

从微观的角度来看，流体是由无数分子所组成的，分子与分子之间有间隙。然而，对于大多数工程实际问题来说，最重要的是研究流体和固体之间力学作用的平均、统计效应。因此我们可以对流体采用一个很重要的假设，即把它看作是由无数流体质点（流体微团）组成的连续介质。

流体质点或流体微团是指它的大小与放置在流体中的物体（如叶轮的叶片）相比是微不足道的，因此可以把它当做一个点看待。但是，它应包含足够多的分子，使之能用统计平均的方法求出它宏观的物理特征量（如压力、密度、速度、温度等等）。

根据流体的连续性假设，可以认为表征流体质点运动特征的各种物理量（如速度、压力等等）也应是空间座标的连续函数。这样就可用数学解析方法来分析流体的平衡和运动的规律了。

### 三、流体的粘性

流体是由无数不断运动着的分子所组成，由于分子之间力的作用，当流体的各部分之间有相对运动时，就会产生阻止这种相对运动的摩擦切应力，流体的这种特性，称为流体的粘性，或称粘滞性。

流体内部的摩擦切应力  $\tau$  可根据牛顿内摩擦定律来进行计算。

$$\tau = \eta \frac{dv}{dn} \quad (1-1)$$

式中  $\eta$ ——流体的动力粘性系数；

$n$ ——壁面的法线；

$dv$ ——沿法线方向  $dn$  段的速度增量(图1-1)。

$dv/dn$ 是法向的速度变化率，也叫流体的速度梯度。

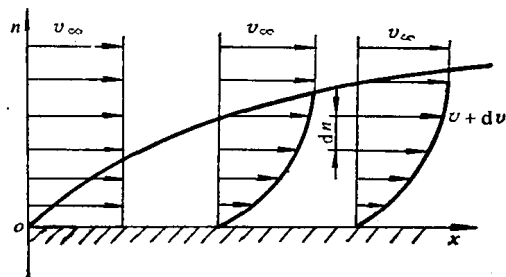


图1-1 速度变化图  
 $v_{\infty}$ —无穷远处来流速度

### 四、理想流体和实际流体

自然界中的流体（即实际流体）都是有粘性的，运动时都会产生摩擦阻力，这就给研究

流体的运动带来很大的困难。因此，在流体力学研究中假定一种理想流体，它是无粘性的，在运动时不产生摩擦阻力。在处理实际流体运动问题时，如首先研究这种理想流体，就较易得出结果，然后再考虑实际流体的粘性，对上述结果进行相应的修正，以减少研究工作量。

另外，在某些场合下，在一定的流动区域内，流体的粘性并不起决定性的作用。例如，在边界层外面的区域内，由于速度梯度很小，粘性作用可忽略不计，这时流体运动可按理想流体来处理，并能得到实际所允许的足够精确的结果。

## 五、定常流动和非定常流动

流体运动时，流体的运动参数（如密度、压力、速度）不随时间改变的流动称为定常流动。

流体运动时，流体的运动参数随时间改变的流动称为非定常流动。

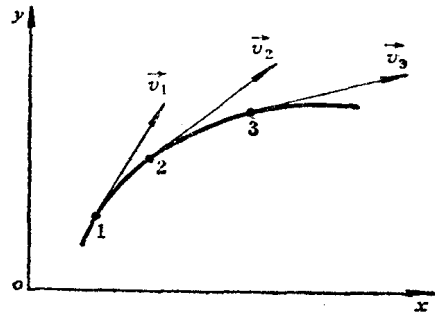


图1-2 流线

## 六、流线、流管、流束、有效断面、流量、平均流速、湿周和水力半径

流线——流场（即流体运动的空间）中某一瞬时的空间曲线，在这条曲线上所有流体质点的速度均与该曲线相切(图1-2)。

在定常流动中，由于流场中每一点的速度大小和方向固定不变，所以流线的位置和形状都是不变的。而在非定常流动中，流线的位置和形状是不断变化的。

流管——在流场中作任意封闭曲线，通过该曲线上的每一点作流线，形成一个任意长的管状曲面，称为流管。

流束——充满流管内部的全部流体称为流束或总流。

有效断面——垂直于总流的横断面称为总流的有效断面，通常以 $A$ 表示。如流线互相平行，则有效断面是平面；否则，有效断面是曲面。

断面为无限小的流束称为微小流束。

流量——单位时间内通过有效断面的流体数量称为流量。若流体数量以体积计，称为体积流量，以 $Q$ 表示；若以重量计，称为重量流量，以 $G$ 表示。

平均流速——体积流量被有效断面面积除得的商称为有效断面上的平均流速，通常以 $v$ 表示。

湿周——有效断面上流体与周围固体壁面接触的长度称为湿周，通常以 $X$ 表示。

水力半径——有效断面面积被湿周除得的商称为水力半径，通常以 $R$ 表示。

## 第二节 流体的基本方程式

### 一、连续方程式

对于不可压缩流体的一元定常流动，连续方程式为：

$$Q = v_1 A_1 = v_2 A_2 = v A \quad (1-2)$$

式中  $Q$ ——通过有效断面的流量(图1-3)；

$v$ ——有效断面上的平均流速;

$A$ ——有效断面面积。

公式 (1-2) 说明通过各有效断面上的流量总是相等的。不论是理想流体还是实际流体, 只要是不可压缩的流体, 而且作一元定常流动均可应用。此外, 对于非定常流动, 就某个瞬时而言, 亦可应用此式。

也可将连续方程式以微分形式表示为

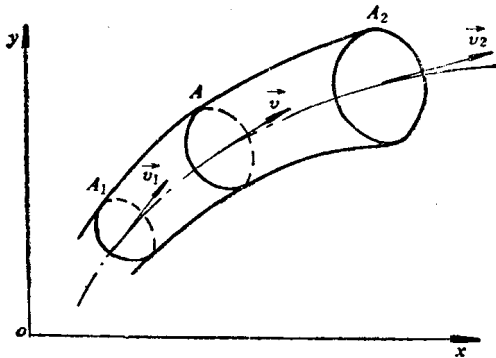


图1-3 流量

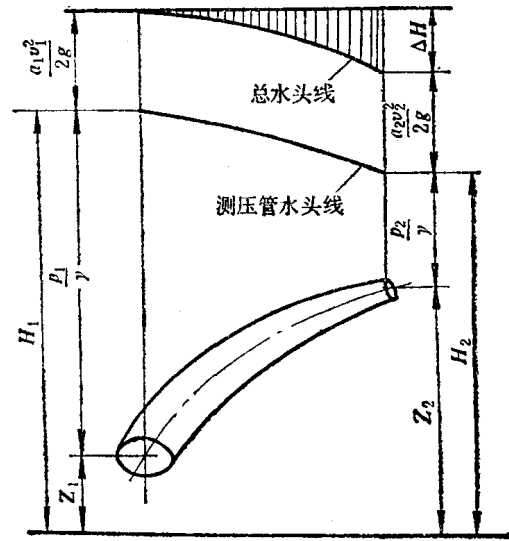


图1-4 能量图

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (1-3)$$

公式 (1-3) 的物理意义是: 在单位时间内, 流进与流出单位体积表面的流体体积相等。

## 二、能量方程式或伯努利 (Bernoulli) 方程式

### 1. 实际流体中总流的任意两个缓变断面上的能量方程式

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \Delta H \quad (1-4)$$

式中  $Z_1$ 、 $Z_2$ ——两个有效断面的几何中心 (形心) 距离任意一个水平基准面的位置高度;

$p_1$ 、 $p_2$ ——两个有效断面的几何中心上的压力;

$\gamma$ ——流体重度;

$v_1$ 、 $v_2$ ——两个有效断面上的平均流速;

$\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ ——两个有效断面上的动能修正系数;

$g$ ——重力加速度;

$\Delta H$ ——两个有效断面间的能量损失。

动能修正系数  $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$  是由于有效断面上速度分布不均而引入的。通常情况下, 可认为  $\alpha_1 = \alpha_2$ 。在工程计算中, 对于圆管紊流, 取  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ ; 对于圆管层流, 取  $\alpha_1 = \alpha_2 = 2$ 。

公式 (1-4) 中每一项的量纲都是长度。在图 1-4 中, 用垂直线段的长度表示各项物理的意义和几何意义是:

$Z$ ——比位能也称位置水头或位置高度;

$\frac{p}{\gamma}$ ——比压能也称压力水头;

$\frac{\alpha v^2}{2g}$ ——比动能也称速度水头；  
 $H = Z + \frac{p}{\gamma}$ ——比势能也称测压管水头；  
 $Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g}$ ——总比能也称总水头；  
 $\Delta H$ ——单位重量流体所损失的能量，水头损失（其中包括沿程损失和局部阻力损失）。

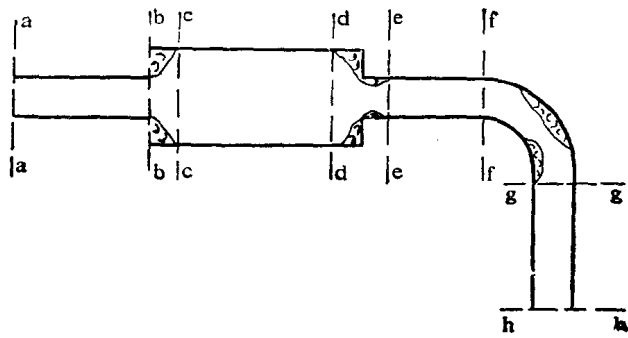


图 1-5 缓变流断面

总流能量方程式在工程上得到广泛应用，应用时需注意如下各项：

- (1) 必须是不可压缩流体的定常流动，质量力只有重力，流量沿程不变；
- (2) 所选择的两个断面必须是缓变流断面，而两个断面中间可以是急变流；
- (3) 压力  $p_1$ 、 $p_2$  可取绝对压力，也可取相对压力，但必须一致。

图1-5所示的各有效断面都可看作是缓变流断面，但在有漩涡的三段中不能取断面。

对于理想流体，沿总流各断面上的能量为一常量。

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \quad (1-5)$$

若在所研究的两个断面之间有外界能量加入，或有额外的能量损失时，则能量方程式为

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \pm E + \Delta H \quad (1-6)$$

式中  $-E$ ——单位重量的流体所获得的能量，如泵；

$+E$ ——单位重量的流体额外损失的能量，如水轮机。

## 2. 实际流体相对运动的能量方程式

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + \Delta H \quad (1-7)$$

式中  $Z_1$ 、 $Z_2$ ——叶轮进、出口断面处的位置高度；

$p_1$ 、 $p_2$ ——叶轮进、出口断面处的压力；

$w_1$ 、 $w_2$ ——叶轮进、出口断面处的相对速度；

$u_1$ 、 $u_2$ ——叶轮进、出口断面处的圆周速度(见图1-6)。

公式(1-7)亦可写成

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} + \Delta H \quad (1-8)$$

## 三、动量方程式和动量矩方程式

一元定常流动的动量定律是指：单位时间内流出控制面(边界面)(如图 1-7 中的 ABCD)

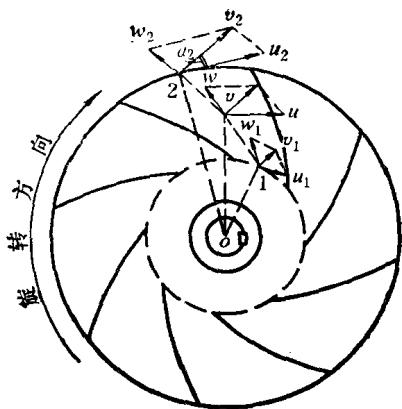


图1-6 叶轮的相对流速

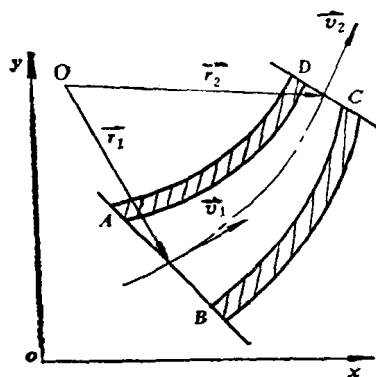


图1-7 动量图

与流入控制面流体的动量之差，等于控制面内流体所受外力之向量和。动量方程式为

$$\rho Q(\vec{v}_2 - \vec{v}_1) = \sum \vec{F} \quad (1-9)$$

式中  $\rho$ ——流体的密度；  
 $Q$ ——通过断面上的流量；  
 $\vec{v}_1, \vec{v}_2$ ——所取断面上的平均流速；  
 $\sum \vec{F}$ ——作用在流体上外力的向量和。

作用在流体上的外力包括：流体的质量力、固体作用在流体上的力及控制面外的流体作用在控制面边界处流体的力。

一元定常流动的动量矩定理是指：单位时间内流出控制面流体的动量对任一定点  $O$  之矩与流入控制面流体的动量对同一定点  $O$  之矩的差，等于控制面中的流体所受外力对于  $O$  点之矩的向量和。动量矩方程式为

$$\rho Q(\vec{r}_2 \times \vec{v}_2 - \vec{r}_1 \times \vec{v}_1) = \sum M_o(\vec{F}) \quad (1-10)$$

式中  $\vec{r}$ ——从任一定点  $O$  到断面形心处的矢量半径(图1-7)；  
 $\vec{r} \times \vec{v}$ ——矢量  $\vec{r}$  与  $\vec{v}$  的矢量积；  
 $M_o(\vec{F})$ ——外力  $\vec{F}$  对  $O$  点之矩。

### 第三节 流体动力相似律

#### 一、几何相似

模型与实物（液流）的几何相似是指两者具有相似的几何形状，其一切相对应的线性尺寸均成固定比例，其比值为  $\lambda_L$ ，称为几何相似常数。

$$\frac{L}{L_m} = \frac{D}{D_m} = \dots = \lambda_L \quad (1-11)$$

式中的下角标  $m$  表示模型上（液流）的对应长度。

#### 二、运动相似

模型与实物（液流）的运动相似是指两者的流动中对应点上的速度向量方向一致，大小成固定比例。

$$\frac{v}{v_m} = \frac{w}{w_m} = \frac{u}{u_m} = \dots = \frac{L/t}{L_m/t_m} = \frac{\lambda L}{\lambda_t} \quad (1-12)$$

式中  $\lambda_t$ ——在模型和实物液流中对应点处的流体质点经过对应线段所需时间的比值。下角标  $m$  的为模型液流的速度。

若模型和实物液流的运动满足运动相似，则两者必须首先满足几何相似。

### 三、动力相似

若模型和实物液流之间满足动力相似，则两个流动必须是运动相似，而且作用在对应的流体质点上的力成固定比例，其比值为  $\lambda_F$ ，称为动力相似常数。

$$\frac{F}{F_m} = \frac{ma}{m_m a_m} = \lambda_F \quad (1-13)$$

式中  $m$ ——质量；

$a$ ——加速度。

根据公式 (1-13) 可以得到

$$\frac{F_m L_m}{m_m v_m^2} = \frac{FL}{mv^2} = N_e \quad (1-14)$$

就是说，凡是模型和实物的液流满足动力相似，则  $\frac{FL}{mv^2}$  必相等，并以符号  $N_e$  表示，称为牛顿判别数。

牛顿 (Newton) 判别数  $N_e$  是表示一般的动力相似。在流体力学中，作用在流体上的力有三种：质量力 (重力、离心力)、压力和摩擦力。在实际工程上，要想使三种力都满足动力相似是不可能的，因为在流动的各种现象中，起主导作用的一般只有其中某一种力，而其他的力则可以忽略不计。对于模型和实物满足几何相似、运动相似，而且作用在对应流体质点上的一种起主要作用的力成固定比例，则认为近似满足动力相似了。

进行模型泵试验时，摩擦力是起主要作用的力，而另外两种力 (质量力和压力) 可忽略不计。

流体中的摩擦力  $T$  可以用下式计算：

$$T = \eta A \frac{dv}{dn} \quad (1-15)$$

式中  $\eta$ ——流体的动力粘度 (动粘性系数)；

$A$ ——接触面积；

$\frac{dv}{dn}$ ——流体的速度梯度。

将摩擦力  $T$  代替公式 (1-14) 中的  $F$ ，并以  $\nu = \frac{\eta}{\rho}$  代入上式，则得

$$\frac{v_m L_m}{\nu_m} = \frac{vL}{\nu} = Re \quad (1-16)$$

式中  $\nu$ ——流体的运动粘度 (运动粘性系数)；

$Re$ ——雷诺 (Reynolds) 数。

公式 (1-16) 说明：两个几何相似的液流，如果主要作用力是摩擦力时，其满足近似动



力相似的充分必要条件，是它们的雷诺数相等。

如果流动的雷诺数  $Re$  很大，达到了阻力平方区（自动模拟流动区），此时雷诺数相等的动力相似准则自动满足。泵内液流通常又都是处在阻力平方区，所以，只要模型和实物满足几何相似，则动力相似就自动得到满足。泵的相似准则——比转数  $n_s$  就是在此基础上推导出来的。

## 第四节 层流和紊流、“光滑管”和“粗糙管”

### 一、层流和紊流

流体运动具有两种不同的状态，当流速小于某一确定值时，流体是有规律的层状流动，流体质点互不干扰，流体的这种运动称为层流运动；当流速大于该确定值时，流体质点有规律运动就受到破坏，而变成混乱地运动，流体的这种运动称为紊流运动。

### 二、层流和紊流的判别

流动状态是层流还是紊流，与管径  $d$ 、速度  $v$  和流体的运动粘性系数  $\nu$  有关，由雷诺数  $Re$  来判别，这时雷诺数的表达式为

$$Re = \frac{v D_d}{\nu}$$

式中  $D_d$ ——断面当量直径。

$D_d = \frac{4A}{\chi}$ ，其中  $A$  为断面面积， $\chi$  为断面湿周。圆管  $D_d = d$ （管径）。

工程技术上，对圆管的流动，通常判别的标准为

$$Re < 2000 \quad \text{层流}$$

$$Re > 2000 \quad \text{紊流}$$

一般粘度较大的油液流动大多属于层流，而水流多属于紊流。

### 三、层流底层、“光滑管”和“粗糙管”

紊流运动中，在紧靠近管壁处，由于管壁的限制和吸附，以及粘性力的作用，存在着一层很薄的流体保持层，称为层流底层。距离管壁越远，管壁的这种限制和吸附作用的影响也就越小，流体质点的混杂能力也变强。因此，紊流中的流体是由层流底层、过渡区和紊流核心区所组成，如图 1-8 所示。

层流底层的厚度  $\delta$  与流体的运动速度、流体的粘度、管子直径等有关，可以用下式计算：

$$\delta = 30 \frac{d}{Re \sqrt{\lambda}} \quad (1-17)$$

式中  $d$ ——圆管直径；

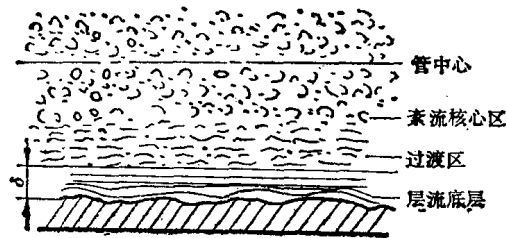


图1-8 流动图