

工厂动力机械

于荣宪 主编

东南大学出版社

前 言

本书是按照东南大学热能工程专业教学大纲编写的。

全书共分四章，介绍热能工程专业所必须具备的动力机械基本知识。这些动力机械包括化工、动力、冶金、机械、轻工、食品等工业部门以及矿山、水利、交通工程和工业企业的暖通、空调等普遍应用的转动机械：泵、风机、压缩机、汽轮机。该课程涉及工程力学、机械、热工理论等多门学科的内容。掌握这些内容对工程热力学、流体力学和传热学知识的深化和应用也具有重要的意义。

该书积我校热能工程专业多年的教学经验编写而成。在内容的选取上，注意与我国实际情况密切联系；加强基本原理，贯彻少而精的原则；各部分内容突出重点，兼顾一般。为加深对书中内容的理解，各章都编写了一定数量的例题、思考题、练习题，意在强调对学生智能的训练和技能的培养。

全书由东南大学于荣宪主编，王文琪教授主审并编写第四章的一、三、四、五节。限于编者水平，书中错误在所难免，请读者批评指正。

编者 1990年10月

目 录

第一章 泵	1
第一节 概述	1
第二节 叶轮理论	4
第三节 离心泵的能量损失	12
第四节 泵的性能曲线	16
第五节 相似原理在泵中的应用	19
第六节 水泵的汽蚀	25
第七节 泵的结构	38
第八节 泵的轴向推力及其平衡	44
第九节 典型离心泵	48
第十节 其它型式的泵	57
第十一节 泵的运行和调节	64
第十二节 泵的选型	71
思考题	80
练习题	81
第二章 风机	86
第一节 概述	86
第二节 离心通风机的能量损失	90
第三节 相似理论在通风机中的应用	95
第四节 离心通风机性能曲线	105
第五节 离心通风机结构	112
第六节 轴流通风机基本理论	128
第七节 通风机在管道中的工作和调节	145
第八节 通风机选型、安装和运行	154
第九节 其它型式的风机	168
第十节 转子的平衡	172
第十一节 通风机噪声及其控制	179
思考题	195
练习题	197
第三章 空压机	200
第一节 概述	200
第二节 空压机的工作循环	203
第三节 空压机的功率和效率	208
第四节 空压机的排气量和压缩比	212
第五节 活塞式空压机的结构	222
第六节 空压机的附属系统和设备	228

第七节	活塞式空压机结构特点	241
第八节	其它型式的空压机	246
第九节	活塞式空压机的参数测量	251
第十节	空压机的试运转和运行	263
	思考题	270
	练习题	271
第四章	蒸汽轮机	273
第一节	概述	273
第二节	汽轮机的主要部件	278
第三节	汽轮机级的工作过程	287
第四节	级的通流部分尺寸和级内损失、效率、功率	302
第五节	级的最佳速度比与效率的关系	318
第六节	复速级(速度级)	322
第七节	长叶片级	333
第八节	多级汽轮机	342
第九节	供热式汽轮机	356
第十节	变转速汽轮机	365
第十一节	汽轮机的凝汽设备	370
	思考题	386
	练习题	387
	参考文献	390

第一章 泵

泵是将原动机的机械能转变成液体的动能和压能的机械，是输送液体的机械。泵能将液体从低位置压送到高位置，将压力低的容器中的液体，压送到压力高的容器中去。

泵的种类很多，有往复式的活塞泵、齿轮泵、喷射泵、轴流泵、离心泵。工程上应用得最多的还是离心泵，本章以介绍离心泵为主。

第一节 概述

一、泵的工作原理

活塞泵利用活塞的往复运动传递液体，而齿轮泵是靠一对啮合的齿轮的转动压送液体的。喷射泵则是由高速喷射的一种流体引泄另一种流体。轴流泵和离心泵是利用叶轮的叶片对液体做功，使液体获得动能和压能，而输送液体的。

图 1-1(a) 是离心泵简图，泵启动前在叶轮、泵壳和吸液管内都充满液体。当原动机带动泵的叶轮高速旋转时，叶轮中的液体受到离心力作用，被甩向叶轮四周。经螺旋形泵壳，流向出液管。叶轮中的液体向外流，必使叶轮中心入口处产生真空。液体就连续地流入旋转的叶轮并被叶轮甩出去。叶轮的叶片对液体做功，使其获得动能。液体流过螺旋形泵壳时，又把液体的大部分动能变成压能。泵是靠离心力原理工作的，所以叫离心泵。离心泵结构简单、效率高、流量调节也方便，同时又可制成各种不同流量和出口压力的一系列型式，在工农业生产中得到了极广泛的应用。

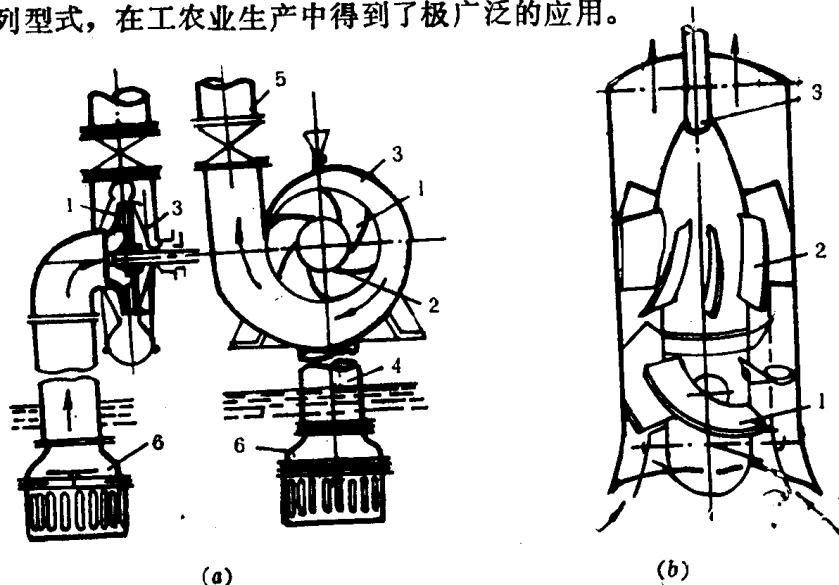


图 1-1 离心泵和轴流泵简图

- (a) 离心泵：1—叶轮；2—叶片；3—螺旋泵壳；4—吸液管；5—出液管；6—底阀
(b) 轴流泵：1—叶轮叶片；2—导流叶片；3—泵轴

图 1-1 (b) 是轴流泵的简图, 泵由带螺旋浆叶片的叶轮和导流叶片组成。叶轮由泵轴带动旋转, 而导流叶片是固定不动的。叶轮的叶片将轴的旋转力矩传给流入叶轮中的液体并对其做功, 从而使液体获得能量。液体沿着导流叶片在泵轴方向流出泵外, 故称轴流泵。轴流泵结构紧凑, 出口压力较低, 但流量大。

二、泵的主要参数

泵的主要性能参数有: 流量 Q 、扬程 H 、功率 N 、效率 η 、转速 n 、比转速 n_s , 对水泵, 还有汽蚀余量 Δh 或吸上真空高度 H_s 。

1. 流量 Q

流量是单位时间内泵所输送的液体量。若用 Q 表示体积流量 (单位是 m^3/s), G 表示重量流量 (单位为 N/s), 则两者的关系为

$$G = \gamma Q$$

式中 γ ——泵所输送液体的重度 (N/m^3)。

2. 扬程 H

扬程是指单位重量液体通过泵所获得的能量 ($\text{N}\cdot\text{m}/\text{N}$), 即能头 m 。实际上扬程亦是泵出口和进口单位重量液体的压能和动能的增量: $H = (p_2 - p_1)/\gamma + (v_2^2 - v_1^2)/2g$ 。当泵出口与进口的动能之差 $(v_2^2 - v_1^2)/2g$ 不大时, 扬程可近似写成

$$H = (p_2 - p_1)/\gamma = H_2 - H_1$$

式中 H ——泵的扬程 (m);

H_1 ——泵进口的压能头 (m);

H_2 ——泵出口的压能头 (m)。

3. 功率 N

功率指单位时间内所作的功。单位时间泵对液体所作的功, 也就是液体所获得的功, 称为泵的有效功率 N_e ; 原动机传递给泵轴的功率, 称为泵的轴功率 N 。有效功率为

$$N_e = GH/1000 = \gamma QH/1000$$

式中 N_e ——泵的有效功率 (kW);

γ ——泵所输送的液体重度 (N/m^3);

Q ——泵的体积流量 (m^3/s);

G ——泵的重量流量 (N/s);

H ——泵的扬程 (m)。

4. 效率 η

效率: 泵的有效功率占输入功率的百分数。泵的轴功率即输入功率, 它不可能全部转变成有效功率, 因为泵有各种损失都要消耗一部分能量即损失部分功率。泵的总效率 η 是有效功率与轴功率之比:

$$\eta = (N_e/N) \times 100\%$$

式中 η ——泵的总效率 ($\%$);

N_e ——泵的有效功率 (kW);

N ——泵的轴功率 (kW)。

5. 转速 n

转速是指泵轴每分钟的转数。泵的流量、扬程和功率都会随转速的变化而改变。泵铭牌或说明书的流量 Q 、扬程 H 、功率 N 都是对额定转速 n 而言的。

除以上五个主要参数外，比转速 n_s ，汽蚀余量 Δh 或吸上真空高度 H_s ，将在后面陆续介绍。

三、泵的型号

1. 基本型号

泵的基本型号即泵的名称，用汉语拼音字母表示，如表 1-1 所示。

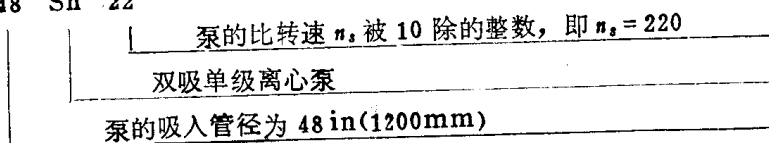
表 1-1 泵的基本型号

字母	泵的名称	字母	泵的名称
X	单吸单级离心泵	DN	单级凝结水泵
BA	单吸单级悬臂离心泵	SN	双吸凝结水泵
Sh	双吸单级离心泵	SD	深井低速泵
FD	多级低速离心泵	DG	分段式多级锅炉给水泵
FG	多级高速离心泵	DK	单吸水平中开式多级泵
D	多段式多级离心泵	BN	悬臂式耐酸泵
DS	多级双吸离心泵	Ch	齿轮油泵
NB	凝结水泵(卧式)	ZLQ	轴流立式泵
NL	凝结水泵(立式)	SZB	水环式真空悬臂泵

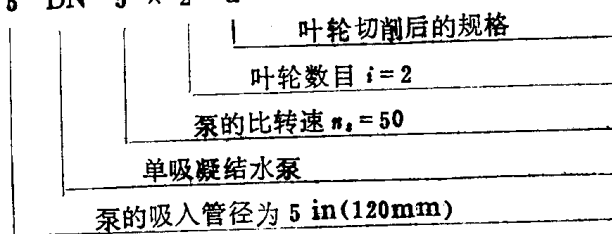
2. 补充型号

泵的补充型号是在基本型号的前后，用阿拉伯数字表示泵的性能参数或结构特点。举例如下：

48 Sh 22



5 DN 5 × 2 a



泵出口压强 $p_2 = 180 \times 10^5 \text{ Pa}$
泵的流量 $Q = 500 \text{ m}^3/\text{h}$
多级多段式锅炉给水泵

第二节 叶轮理论

泵是叶轮机械,为深入讨论泵的原理和性能,必须研究流体在叶轮内流动的规律。因为叶轮的流道复杂,研究流体在其中流动的规律相当困难。为使讨论简化,先按理想情况考虑,首先假设,叶轮内流动的是不可压缩的理想流体,暂不考虑因流体粘性而产生的流动损失,认为是一种流场速度分布均匀的恒定流动。其次假设,叶轮的叶片无限多,这样理想流体就沿着叶片的型线流动。

一、流体在叶轮内的运动和速度三角形

当流体随叶轮一起旋转的同时,又从旋转着的叶轮里向外流。流体随叶轮旋转的运动称为圆周运动,其速度称为圆周速度,用 u 表示。流体从旋转着的叶轮里向外流动称为相对运动,其速度称为相对速度,用 w 表示。圆周速度和相对速度的合速度称为绝对速度,用 v 表示。 v 是 u 和 w 的向量和,即 $v = u + w$ 。

圆周速度 u 的方向与叶轮圆周切线方向一致,如图 1-2(a) 所示;相对速度 w 的方向与叶片相切,如图 1-2(b) 所示;绝对速度 v 的方向是 u 和 w 的合成速度方向,如图 1-2(c) 所示。

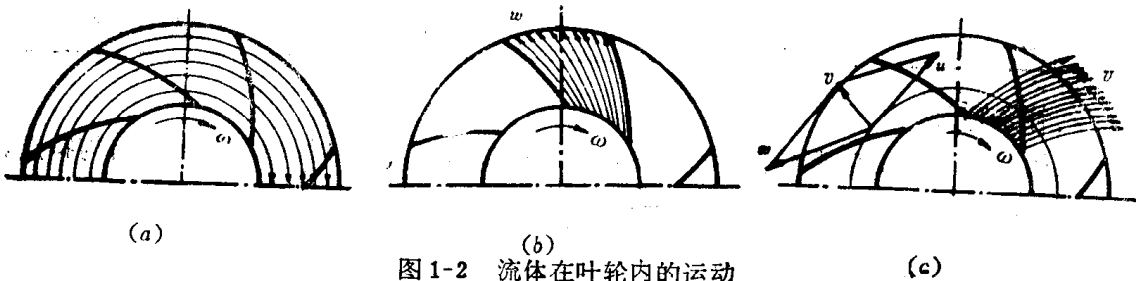


图 1-2 流体在叶轮内的运动

由三种速度向量组成的向量图,称为速度三角形,如图 1-3 所示。为计算方便,将绝对速度 v 分解成两个互相垂直的分量:与圆周切线相垂直的径向分速 v_r ,另一个与圆周切线一致的是周向分速 v_u 。绝对速度 v 与圆周速度 u 间夹角用 α 表示;相对速度 w 与沿反向的圆周速度 u 之间的夹角用 β 表示,称为流动角。

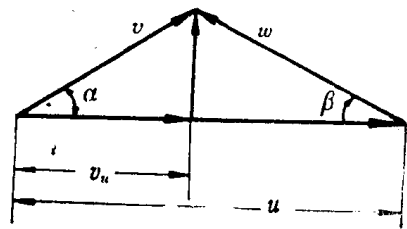


图 1-3 速度三角形

叶片切线与圆周速度反方向之间的夹角 β_A 称为叶片安装角。当流体沿叶片型线流动时,流动角 β 与安装角 β_A 相等。现规定下标 1 表示进入叶轮流道后的位置;下标 2 表示流道出口的位置;下标 ∞ 表示无限多叶片时的参数。

在流道内任意一点都可作出该点的速度三角形,在研究流体在叶轮内的流动时,一

般只作出叶轮进、出口的速度三角形。它是研究流体在叶轮内能量转换及其参数变化的基础。从速度三角形中，很容易看出：

$$\left. \begin{aligned} \text{径向分速} \quad v_r &= v \sin \alpha \\ \text{周向分速} \quad v_u &= v \cos \alpha = u - v_r \operatorname{ctg} \beta \\ \text{圆周速度} \quad u &= \pi D n / 60 \end{aligned} \right\} \quad (1-2-1)$$

式中 D ——叶轮直径 (m)；

n ——叶轮转速 (r/min)。

对于一个实际的叶轮，径向分速 v_r 可用下式计算：

$$v_r = Q_T / A = Q / A \eta_v = Q / \pi D b \phi \eta_v \quad (1-2-2)$$

式中 v_r ——径向分速 (m/s)；

Q_T ——理论流量 (m³/s)；

Q ——实际流量 $Q = Q_T \eta_v$ (m³/s)；

η_v ——容积效率 (%)；

A ——叶轮流道的截面积 $A = \pi D b \phi$ (m²)；

b ——叶轮厚度 (m)；

ϕ ——因叶片存在使流道减小的系数，称为排挤系数，对水泵 $\phi = 0.75 \sim 0.95$ ，大泵取高值。

二、能量方程

叶轮内流体流动的能量方程是叶轮对流体做功或流体获得能量的表达式。根据前面简化讨论所作的假设，用动量矩定理，即可导出叶轮内流体流动的能量方程。

试看图 1-4，理想不可压流体沿叶型流动。现将坐标固定在叶轮上随叶轮等角速度 ω 转动，从坐标上看流体在流道中的流动即为恒定流动。取叶轮的进、出口为控制面，如图中虚线所示。根据流体力学的动量矩定理：单位时间内流体通过叶轮的动量矩变化，等于作用在该流体上的外力矩，写成数学式为

$$\rho \int (r \times v) dQ_T = F \times r$$

这里外力矩 $F \times r$ 就是叶轮旋转给予控制体内流体的力矩 M ，即 $F \times r = M$ 。

叶轮出口处流体对转轴的动量矩为 $\rho Q_T v_2 \cos \alpha_2 r_2$

叶轮进口处流体对转轴的动量矩为 $\rho Q_T v_1 \cos \alpha_1 r_1$

以上两个动量矩之差就是单位时间内流体通过叶轮的动量矩变化，于是有

$$\rho Q_T (v_2 \cos \alpha_2 r_2 - v_1 \cos \alpha_1 r_1) = M$$

注意到 $u_2 = r_2 \omega$ ； $u_1 = r_1 \omega$ ； $v_{2u} = v_2 \cos \alpha_2$ ； $v_{1u} = v_1 \cos \alpha_1$ ，叶轮以等角速度 ω 旋转，传递给流体的功率 $N = M \omega$ ，则上式写成

$$N = \rho Q_T (u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u})$$

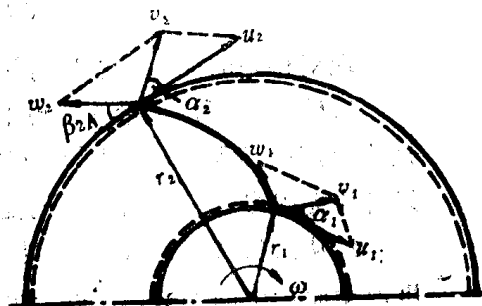


图 1-4

叶轮对单位重量流体所作的功为 N/G ，即单位重量流体所获得的能量，称为理论能量头 $H_{T\infty}$

$$H_{T\infty} = N/G = (u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u})/g \quad (1-2-3)$$

式中 $H_{T\infty}$ —— 理论能量头 (m)；
 G —— 流体的重量流量 (N/s)；
 u_1, u_2 —— 叶轮进、出口的圆周速度 (m/s)；
 v_{1u}, v_{2u} —— 流体在叶轮进、出口处的周向分速 (m/s)。
 式(1-2-3)是叶轮机械的能量方程，也称欧拉(Euler)方程。
 当流体沿径向流入叶轮时 $\alpha_1 = 0$ ， $v_{1u} = 0$ ，上式变成

$$H_{T\infty} = u_2 v_{2u}/g \quad (1-2-4)$$

如果流体在叶轮机械内的流动方向是轴向的，流体流入和流出叶轮时在同一半径上，这时 $u_1 = u_2 = u$ ，则能量方程可写成

$$H_{T\infty} = u(v_{2u} - v_{1u})/g \quad (1-2-5)$$

若以单位体积流体所获得的能量，即以压强来表示，则

$$p_{T\infty} = \rho g H_{T\infty} = \rho(u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}) \quad (1-2-6)$$

对轴流叶轮 $p_{T\infty} = \rho u(v_{2u} - v_{1u}) \quad (1-2-7)$

根据速度三角形，利用余弦定律，有以下关系式：

$$w_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2v_2 u_2 \cos \alpha_2$$

$$w_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2v_1 u_1 \cos \alpha_1$$

将以上两式代入式(1-2-3)和式(1-2-6)，得到能量方程的另一种形式：

$$H_{T\infty} = (u_2^2 - u_1^2)/2g + (w_1^2 - w_2^2)/2g + (v_2^2 - v_1^2)/2g \quad (1-2-8)$$

$$p_{T\infty} = \rho(u_2^2 - u_1^2)/2 + \rho(w_1^2 - w_2^2)/2 + \rho(v_2^2 - v_1^2)/2 \quad (1-2-9)$$

现对得到的能量方程进行讨论。

1. $H_{T\infty}$ 是单位重量的理想不可压缩流体流过叶片无限多叶轮时所获得的能量。对水泵称为理论扬程，单位是 m 液柱。对风机 $p_{T\infty}$ 则表示是单位体积的理想不可压缩流体流过叶片无限多叶轮时所获得的能量，称为全风压，单位是 $\text{Pa}(\text{N/m}^2)$ 。

2. 从式(1-2-8)知，理论能头 $H_{T\infty}$ 由三部分能头组成。其中 $(u_2^2 - u_1^2)/2g$ 是圆周速度改变而产生的能头， $(w_1^2 - w_2^2)/2g$ 是相对速度改变而产生的能头，这二种能头是流体通过叶轮后增加的压能头。因为在叶轮出口和进口列出能量平衡方程则有

$$\int_2 \frac{dp}{r} + \frac{v_2^2}{2g} = \int_1 \frac{dp}{r} + \frac{v_1^2}{2g} + H_{T\infty} \quad \text{或} \quad H_{T\infty} = \int_1^2 \frac{dp}{r} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

将此式与式(1-2-8)相比较，显然 $(u_2^2 - u_1^2)/2g$ 和 $(w_1^2 - w_2^2)/2g$ 是压能头。而 $(v_2^2 - v_1^2)/2g$ 是流体通过叶轮后增加的动能头，它的一部分将在螺旋形蜗壳中转变成压

能。

3. 为提高理论能头, 在叶轮设计时, 一般都使 $\alpha_1 = 90^\circ$ 。此外, 增加 v_2 即使叶片出口的安裝角 β_{2A} 增大; 增加 u_2 即使叶轮直径 D_2 和转速 n 增大。这些措施都可提高叶轮的能头。

4. 在理论能头 $H_{T\infty} = (u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u})/g$ 中没有流体性质的参数 (μ, ρ)。当叶轮尺寸 (D, b)、转速 n 和流量 Q 相同时, 风机产生 m 气柱与泵产生的 m 液柱是相等的。但产生的压强从表达式 $p_{T\infty} = \rho(u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u})$ 中看出, 显然相差很大, 因为液体与气体的密度相差近千倍。

5. 对轴流式叶轮机械, 因为 $u_1 = u_2 = u$, 从 $H_{T\infty} = (u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u})/g$ 可知, 只有在 $u_2 > u_1$ 时才能产生更大的 $H_{T\infty}$ 。因此轴流式叶轮机械产生的能头要比离心式低。

三、反应度 (反作用度或反动度)

把叶轮产生的动能头用 $H_{em} = (v_2^2 - v_1^2)/2g$ 表示, 压能头用 $H_{ep} = (u_2^2 - u_1^2)/2g + (w_1^2 - w_2^2)/2g$ 表示。动能头 H_{em} 大, 流动损失大, 为提高叶轮的效率要减少动能头的比例, 要使叶轮产生尽可能大的压能头。为此, 引进反映叶轮压能头占理论能头 $H_{T\infty}$ 比例的反应度 Ω , 反应度愈大叶轮效率就愈高。

$$\Omega = H_{ep}/H_{T\infty} = (H_{T\infty} - H_{em})/H_{T\infty} = 1 - H_{em}/H_{T\infty} \quad (1-2-10)$$

对轴流式叶轮, $u_2 = u_1$, 静压只剩下 $p_{st} = (w_1^2 - w_2^2)\rho/2$, 这时

$$\Omega = p_{st}/p_{T\infty} \quad (1-2-11)$$

再由速度三角形可知, $v_2^2 = v_{2r}^2 + v_{2u}^2$, $v_1^2 = v_{1r}^2 + v_{1u}^2$, 代入动能头表达式有 $H_{em} = (v_2^2 - v_1^2)/2g = (v_{2r}^2 - v_{1r}^2)/2g + (v_{2u}^2 - v_{1u}^2)/2g$ 。因为在一般情况下 v_r 比 v_u 小得多, 而且 $(v_{2r}^2 - v_{1r}^2)$ 不大, 可忽略。若流体径向流入叶轮, 即 $\alpha_1 = 90^\circ$, 这时 $v_{1u} = 0$ 。这样动能头表达式变成 $H_{em} = v_{2u}^2/2g$, 理论能头 $H_{T\infty} = u_2 v_{2u}/g$, 则反应度的计算式为

$$\Omega = 1 - H_{em}/H_{T\infty} = 1 - \frac{v_{2u}^2/2g}{u_2 v_{2u}/g} = 1 - v_{2u}/2u_2 = \frac{1}{2} + \frac{v_{2r}}{2u_2} \operatorname{ctg} \beta_{2A} \quad (1-2-12)$$

由此可知, 反应度随叶片出口安裝角 β_{2A} 的增加而减小。就是说, 叶片出口安裝角越大的叶轮, 产生的压能越少, 效率越低。反之, β_{2A} 越小产生的压能越多, 效率越高。

四、不同叶片型式对能头的影响

通常用叶片出口安裝角 β_{2A} 的大小, 把叶轮分为三种:

1. 后弯叶片式叶轮

后弯叶片式叶轮, 简称后弯叶轮, 其叶片弯曲方向与叶轮旋转方向相反, $\beta_{2A} < 90^\circ$, 如图 1-5(a) 所示。

2. 径向叶片式叶轮

径向叶片式叶轮, 简称径向叶轮, 其叶片出口方向为径向, $\beta_{2A} = 90^\circ$, 如图 1-5(b) 所示。

3. 前弯叶片式叶轮

前弯叶片式叶轮, 简称前弯叶轮, 其叶片弯曲方向与叶轮旋转方向相同, $\beta_{2A} > 90^\circ$,

如图 1-5(c) 所示。

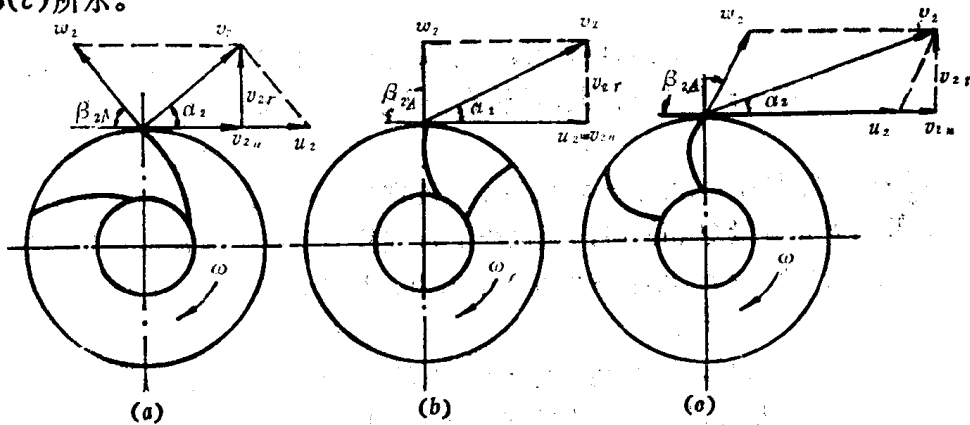


图 1-5 三种叶轮

(a) 后弯叶轮 $\beta_{2A} < 90^\circ$ (b) 径向叶轮 $\beta_{2A} = 90^\circ$ (c) 前弯叶轮 $\beta_{2A} > 90^\circ$

如果三种叶轮的几何尺寸 (D 、 b)、流量 Q 、转速 n 都相等，流体都是径向流入叶轮即 $\alpha_1 = 90^\circ$ 。则从能量方程和反应度进行比较分析： $H_{T\infty} = u_2 v_{2u} / g = u_2 (u_2 - v_{2r} \text{ctg} \beta_{2A}) / g$ ； $\Omega = 1/2 + v_{2r} \text{ctg} \beta_{2A} / 2u_2$ 。

(1) $\beta_{2A} < 90^\circ$ 的后弯叶轮

因在 $\beta_{2A} < 90^\circ$ 时， $\text{ctg} \beta_{2A}$ 为正值， β_{2A} 愈小则 $v_{2r} \text{ctg} \beta_{2A}$ 的值愈大，而能头 $H_{T\infty}$ 小，反应度 Ω 大即叶轮效率高。但 β_{2A} 不能过小，小到一定极限最小值时，叶片就不对流体作功了，即 $H_{T\infty} = 0$ 、 $\Omega = 1$ 时，有一个最小极限角 $\beta_{2A \text{min}} = \text{arc ctg}(u_2 / v_{2r})$ 。

(2) $\beta_{2A} = 90^\circ$ 的径向叶轮

由于 $\beta_{2A} = 90^\circ$ 时， $\text{ctg} \beta_{2A} = 0$ ，所以这时能头 $H_{T\infty} = u_2^2 / g$ ，反应度 $\Omega = 1/2$ 。二者都是定值，不随 β_{2A} 变了。

(3) $\beta_{2A} > 90^\circ$ 的前弯叶轮

当 $\beta_{2A} > 90^\circ$ 时 $\text{ctg} \beta_{2A}$ 为负值， β_{2A} 愈大能头 $H_{T\infty}$ 愈大，反应度 Ω 愈小即效率愈低。因为 Ω 至多等于零，这时 $v_{2r} \text{ctg} \beta_{2A} = -u_2$ ，相应最大的能头为 $H_{T\infty \text{max}} = 2u_2^2 / g$ 和最大安装角 $\beta_{2A \text{max}} = -\text{arc ctg}(u_2 / v_{2r})$ 。

综合上述，前弯叶轮的能头比后弯叶轮高，但效率却比后弯叶轮低。径向叶轮介于两者之间。为了提高叶轮机械的效率，一般采用压能较高即反应度大的后弯叶轮。水泵的叶片出口安装角 $\beta_{2A} = 20^\circ \sim 30^\circ$ ，风机 $\beta_{2A} = 30^\circ \sim 60^\circ$ 。但在风机中常采前弯叶轮，因为其转速 n 、流量 Q 和能头 $H_{T\infty}$ 与后弯叶轮相等时，叶轮直径 D_2 就可减小，从而使体积和重量都减小了。低压前弯叶轮风机 $\beta_{2A} = 90^\circ \sim 155^\circ$ 。

五、有限叶片叶轮中流体的流动

前面假设叶片无限多，流体沿叶片型线流动，流动角 β_2 与安装角 β_{2A} 相等的理想情况。实际上叶轮的叶片都是有限的，例如水泵一般叶片为 5~7 片。在叶片之间的流道中，除了有相对流动，还存在轴向涡流。

轴向涡流是由于流体本身的惯性引起的。实验如图 1-6(a) 所示。在一个圆盘边上放一碗水，水上放一指向 d 点的箭头。当圆盘按顺时针方向旋转时，尽管 d 点变了，但

箭头方向始终不变。这是由于碗中的水因惯性按反时针方向旋转的结果。如果叶轮进、出口被封闭，流道就相当于一个绕轴心旋转的碗。流道中的流体就有一个与叶轮旋转方向相反的相对旋转运动，结果形成如图 1-6(b) 所示的轴向旋涡。轴向旋涡使流道中相对速度分布不均匀了，流体在叶轮出口的流动角偏离了叶片安装角。因为流量 Q 和转速 n 不变，径向速分速 v_{2r} 和圆周速度 u_2 不变，但叶轮出口的相对速度 w_2 ，由于有旋涡而增加了。在速度三角形上看，周向分速减少了 Δv_{2u} ，如图 1-6(c) 所示。

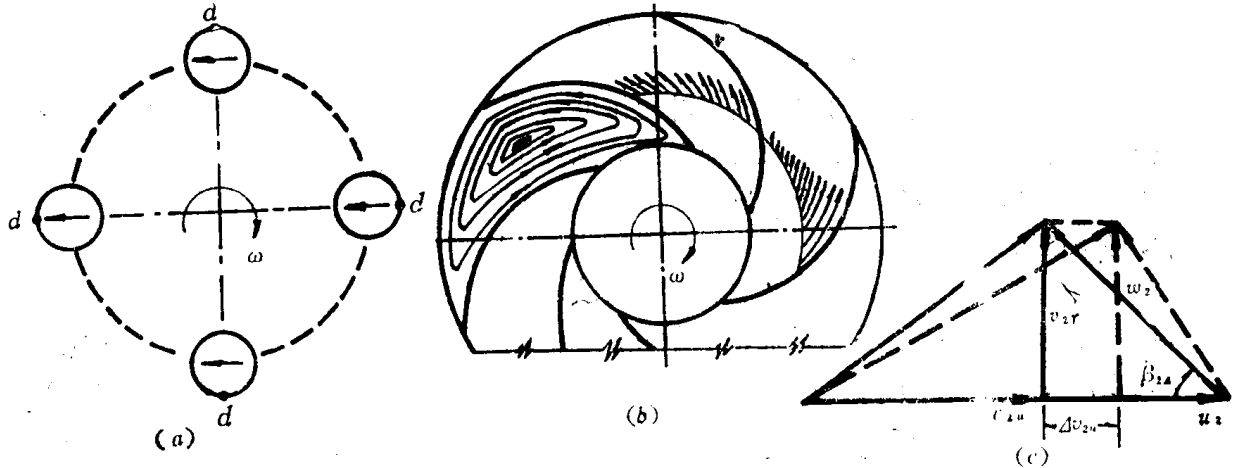


图 1-6 流体在叶轮流道中的流动

无限多叶片叶轮的理論能头 $H_{T\infty} = u_2 v_{2u} / g$ ，而有限叶片叶轮的理論能头 $H_T = u_2 (v_{2u} - \Delta v_{2u}) / g$ 。把 H_T 与 $H_{T\infty}$ 之比称为能头减小的环流系数 k ，其表达式为

$$k = H_T / H_{T\infty} = 1 - \Delta v_{2u} / v_{2u} \quad (1-2-13)$$

此式说明，由于流道中存在轴向旋涡的影响，使叶轮的能头比无限多叶片的理論能头减少了。目前环流系数尚难以用理論方法计算，多采用以下的半经验式计算：

1. 水泵多用斯基克钦 (Stechkin) 式

$$k = \frac{1}{1 + (2\pi/3z) \{1/[1 - (D_1/D_2)^2]\}} \quad (1-2-14)$$

式中 z ——叶片数；

D_1 、 D_2 ——叶轮进口和出口直径。

泵的叶片数可用下式计算：

$$z = 6.5 \sin \frac{\beta_{1A} + \beta_{2A}}{2} \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) \quad (1-2-15)$$

2. 风机多用爱克 (B. Eck) 式

(1) 对前、后盘平行叶轮，即 $b_1 = b_2$

$$k = \frac{1}{1 + \sin \beta_{2A} \left\{ (\pi/z) [1 - (D_1/D_2)^2] \right\}} \quad (1-2-16)$$

(2) 对 v_r 为常数的叶轮，即 $br = \text{常数}$

$$k = \frac{1}{1 + \sin \beta_{2A} \left\{ (\pi/2z) [1 - (D_1/D_2)] \right\}} \quad (1-2-17)$$

(3) 对前弯叶轮, 即 $\beta_{2A} > 90^\circ$

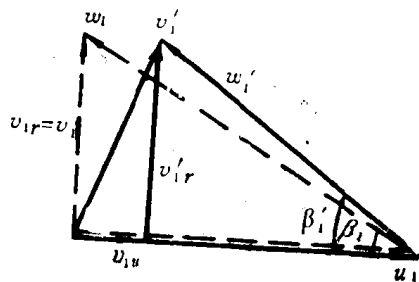
$$k = \frac{1}{1 + (1.5 + 1.1\beta_{2A}/90^\circ) / \left\{ z [1 - (D_1/D_2)^2] \right\}} \quad (1-2-18)$$

利用以上环流系数的半经验计算式, 叶片有限多叶轮的理論能头 H_T 即可用式(1-2-13)计算出来。

六、流体进入叶轮前的预旋

流体进入叶轮之前由于旋转着的叶轮作用, 开始由轴向流动逐渐转变成螺旋流动。流体的这种旋进流动称为预旋或先期旋绕。预旋使叶轮进口产生圆周分量 v'_{1u} , 因而进口的速度三角形发生变化, 如图 1-7 所示。

图中虚线表示无旋时的速度三角形, 实线表示产生预旋后的速度三角形, 这时叶轮的能头方程, 根据式(1-2-3)和式(1-2-13)应该改成;



$$H_T = k(u_2 v_{2u} - u_1 v'_{1u}) / g \quad (1-2-19) \quad \text{图 1-7 流体进入叶轮的预旋}$$

目前预旋产生的圆周分量 v'_{1u} , 只能用实验求出它占 u_1 的比例, 称为预旋系数 φ ,

$$\varphi = v'_{1u} / u_1 \quad (1-2-20)$$

风机的预旋系数 $\varphi = 0.3 \sim 0.5$

离心泵预旋系数 首级叶轮 $\varphi = 0.2$, 次级叶轮 $\varphi = 0.25 \sim 0.4$

预旋虽使叶轮的能头降低, 但使相对速度 w_1 减小, 减小损失, 提高了叶轮的效率。它还能改善泵的汽蚀性能。

例 1-1 一台离心水泵通过叶轮的理論流量 $Q_T = 0.03 \text{ m}^3/\text{s}$, 转速 $n = 2900 \text{ r}/\text{min}$, 叶轮外径 $D_2 = 200 \text{ mm}$, 叶轮出口宽度 $b_2 = 10 \text{ mm}$, 叶片出口安装角 $\beta_{2A} = 30^\circ$ 。设水径向流入叶轮, 试问叶轮的圆周速度 u_2 、出口相对速度 w_2 、夹角 α_2 和叶片无限多叶轮的理論能头 $H_{T\infty}$ 各为多少?

$$\text{解 } u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi \times 0.2 \times 2900}{60} = 30.37 \text{ m/s}$$

$$v_{2r} = \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2} = \frac{0.03}{\pi \times 0.2 \times 0.01} = 4.77 \text{ m/s}$$

$$w_2 = \frac{v_{2r}}{\sin \beta_{2A}} = \frac{4.77}{\sin 30^\circ} = 9.54 \text{ m/s}$$

$$v_2 = \left(u_2^2 + w_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_{2A} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$= \left[(30.37)^2 + (9.54)^2 - 2 \times 30.37 \times 9.54 \cos 30^\circ \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$= 22.62 \text{ m/s}$$

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{v_{2r}}{v_2} = \arcsin \frac{4.77}{22.62} = 12.17^\circ$$

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos 90^\circ}{g}$$

$$= \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{30.37 \times 22.62 \times \cos 12.17^\circ}{9.81} = 68.45 \text{ m}$$

例 1-2 有一个泵轮，测量得到 $D_2 = 160 \text{ mm}$ ， $D_1 = 60 \text{ mm}$ ， $b_2 = 7 \text{ mm}$ ， $b_1 = 15 \text{ mm}$ ， $\beta_{2A} = 28^\circ$ ，有 5 个叶片。试问该叶轮进口叶片的安装角 $\beta_{1A} = ?$ 环流系数 $k = ?$

解 由 $z = 6.5 \sin \frac{\beta_{2A} + \beta_{1A}}{2} \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right)$ 可知

$$\frac{\beta_{2A} + \beta_{1A}}{2} = \arcsin \frac{z}{6.5} \left(\frac{D_2 - D_1}{D_2 + D_1} \right) = \arcsin \frac{5}{6.5} \times \frac{160 - 60}{160 + 60}$$

$$= \arcsin 0.34985$$

$$\therefore \beta_{1A} = 2 \times 20.4659 - \beta_{2A} = 40.93^\circ - 28^\circ = 12.93^\circ$$

$$k = \frac{1}{1 + \frac{2\pi}{3z} \frac{1}{1 - (D_1/D_2)^2}} = \frac{1}{1 + \frac{2\pi}{3 \times 5} \frac{1}{1 - (60/160)^2}} = 0.604$$

例 1-3 离心水泵的转速 $n = 1450 \text{ r/min}$ ，通过叶轮的理論流量 $Q_T = 0.05 \text{ m}^3/\text{s}$ 。叶轮外径 $D_2 = 320 \text{ mm}$ ，内径 $D_1 = 120 \text{ mm}$ ，叶轮出口宽度 $b_2 = 15 \text{ mm}$ ，有叶片 $z = 7$ ，叶片出口安装角 $\beta_{2A} = 22.5^\circ$ 。设因有叶片而使流道减小的排挤系数 $\phi = 0.95$ ，因泄漏泵的容积效率 $\eta_v = 0.98$ ，水径向流入叶轮。试计算该泵的理论扬程 H_T 和因轴向旋涡而引起的周向分速的减少量 Δv_{2u} 。

解 叶轮出口有效的断面积为

$$A_2 = \pi D_2 b_2 \phi = \pi \times 0.32 \times 0.015 \times 0.95 = 0.0143 \text{ m}^2$$

叶轮出口水的径向分速为

$$v_{2r} = \frac{Q_T}{A_2} = \frac{Q_T}{A_2 \eta_v} = \frac{0.05}{0.0143 \times 0.98} = 3.57 \text{ m/s}$$

叶轮出口的圆周速度为

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi \times 0.32 \times 1450}{60} = 24.29 \text{ m/s}$$

由速度三角形可知

$$v_{2u} = u_2 - v_{2r} \text{ctg} \beta_{2A} = 24.29 - 3.57 \times \text{ctg} 22.5^\circ$$

$$= 15.67 \text{ m/s}$$

无限多叶片の理論扬程为

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 v_{2u}}{g} = \frac{24.29 \times 15.69}{9.81} = 38.80 \text{ m}$$

在叶片有限时，环流系数为

$$k = \frac{1}{1 + \frac{2\pi}{3z} \frac{1}{1 - (D_1/D_2)^2}} = \frac{1}{1 + \frac{2\pi}{3 \times 7} \frac{1}{1 - (120/320)^2}} = 0.742$$

理论扬程为

$$H_T = k H_{T\infty} = 0.742 \times 38.80 = 28.79 \text{ m}$$

周向分速的减少量，可由 $k = 1 - \Delta v_{2u}/v_{2u}$ 得

$$\Delta v_{2u} = v_{2u}(1 - k) = 15.67 \times (1 - 0.742) = 4.04 \text{ m/s}$$

第三节 离心泵的能量损失

任何机械设备都应追求高效率，泵也不例外。对泵内各种能量损失的研究，目的是为了提提高效率。效率是能量转变的程度、表示机械性能的经济指标。这一节讨论离心泵的能量损失、效率和功率以及它们之间的关系。

一、机械损失和机械效率

机械损失是由泵的轴封、轴承和叶轮圆盘的摩擦所耗的功率。

1. 轴封和轴承的摩擦损失

轴封和轴承的摩擦损失与它们的结构型式和输送的液体性质有关。例如，采用填料密封结构，填料箱的压盖压得紧摩擦损失就大，太紧时还会因摩擦生热而烧毁填料。大中型泵多采用机械密封、碳精迷宫密封、浮动环密封等型式，轴封的摩擦损失就小。泵轴封和轴承摩擦损失的功率 $\Delta N_{s,r}$ ，约为泵轴功率的(1~5)%，大泵取低值。

轴封和轴承的能量损失为

$$\Delta N_{s,r} = (0.01 \sim 0.05) N \quad (1-3-1)$$

式中 $\Delta N_{s,r}$ ——轴封和轴承的能量损失功率(kW)；

N ——泵的轴功率(kW)。

2. 叶轮圆盘的摩擦损失

泵的叶轮在泵壳内旋转，液体与叶轮发生摩擦消耗能量。这部分能量损失是机械损失中的主要成分，约为轴功率的(2~10)%。对整体铸造的叶轮，叶轮圆盘摩擦损失的功率 $\Delta N_{d,r}$ 可用以下经验式计算：

$$\Delta N_{d,r} = 0.88 \times 10^{-6} \gamma u_2^3 D_s^2 \quad (1-3-2)$$

式中 $\Delta N_{d,r}$ ——叶轮圆盘摩擦损失的功率(kW)；

γ ——泵输送液体的重度(N/m³)；

u_2 ——叶轮外径的圆周速度(m/s)；

D_2 ——叶轮外径(m)。

可见叶轮圆盘的摩擦损失与液体重度 γ 成正比，输送密度越大的液体，这项损失越大。与叶轮的圆周速度 u_2 的三次方、与叶轮外径 D_2 的二次方成正比。实际上，因为 $u_2 \propto D_2 n$ 是与 D_2 的五次方和 n 的三次方成正比。因此叶轮外径 D_2 越大，转速 n 越高，这项损失会急剧增加。泵的效率将会很差。欲使泵产生相同的能头或扬程时，宁可增加转速 n 而不要把叶轮外径 D_2 作得太大。

后面将会详细介绍由泵转速 n 、流量 Q 、扬程 H 组成的一个综合性参数——比转速 n_s 的概念。简单地说，若转速为定值，泵的流量 Q 大、扬程 H 低，则比转速 n_s 大；反之，泵流量 Q 小、扬程 H 高，比转速 n_s 小。

图 1-8 给出了叶轮圆盘摩擦损失功率和容积损失功率与比转速的关系曲线。由图可知，比转速 n_s 小即高扬程 H 的泵，叶轮圆盘摩擦损失非常大。这是因为高扬程泵的叶轮外径 D_2 和转速 n 都大。

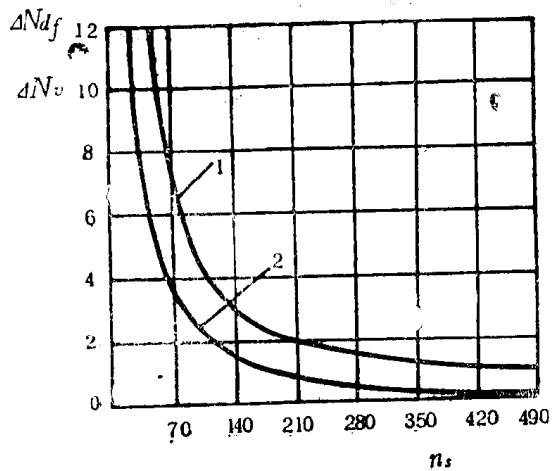
3. 机械效率

机械损失的功率 ΔN_m 是轴封和轴承损失功率 $\Delta N_{s,f}$ 与叶轮圆盘摩擦损失的功率 $\Delta N_{d,f}$ 之和：

$$\Delta N_m = \Delta N_{s,f} + \Delta N_{d,f} \quad (1-3-3) \quad \text{图 1-8 圆盘、容积损失与 } n_s \text{ 关系}$$

$$\text{机械效率 } \eta_m = (N - \Delta N_m) / N = 1 - \Delta N_m / N \quad (1-3-4)$$

一般离心泵在额定负荷时，机械效率 $\eta_m = 90\% \sim 98\%$ 。



1—圆盘摩擦损失功率
2—容积损失功率

二、容积损失和容积效率

在泵的叶轮中，获得能量的部分液体，从高压侧通过间隙向低压侧泄漏，这种损失称为容积损失或泄漏损失。容积损失功率 ΔN 随比转速 n_s 的变化曲线，如图 1-8 所示。曲线说明泵的扬程越高，容积（泄漏）损失就越大。

为防止高压液体向低压处泄漏，在泵壳与叶轮入口处装有密封（防漏）环，如图 1-9(a) 所示。多级泵的级间隔板处也有泄漏。从叶轮出口经过密封（防漏）环的间隙，回流到叶轮入口的泄漏量 q_1 可用下式计算：

$$q_1 = C_1 A (2g\Delta H)^{\frac{1}{2}} \quad (1-3-5)$$

式中 C_1 ——泄漏系数， $C_1 = 0.15 \sim 0.5$ ，间隙小而曲折的密封取小值；

A ——密封环间隙的环形面积(m^2)；

ΔH ——密封环间隙两侧的能头差(m)。

图 1-9(b) 是平衡轴向推力的平衡盘结构。有一部分液体 q_2 通过平衡盘的间隙泄漏了，这也是一部分容积损失。