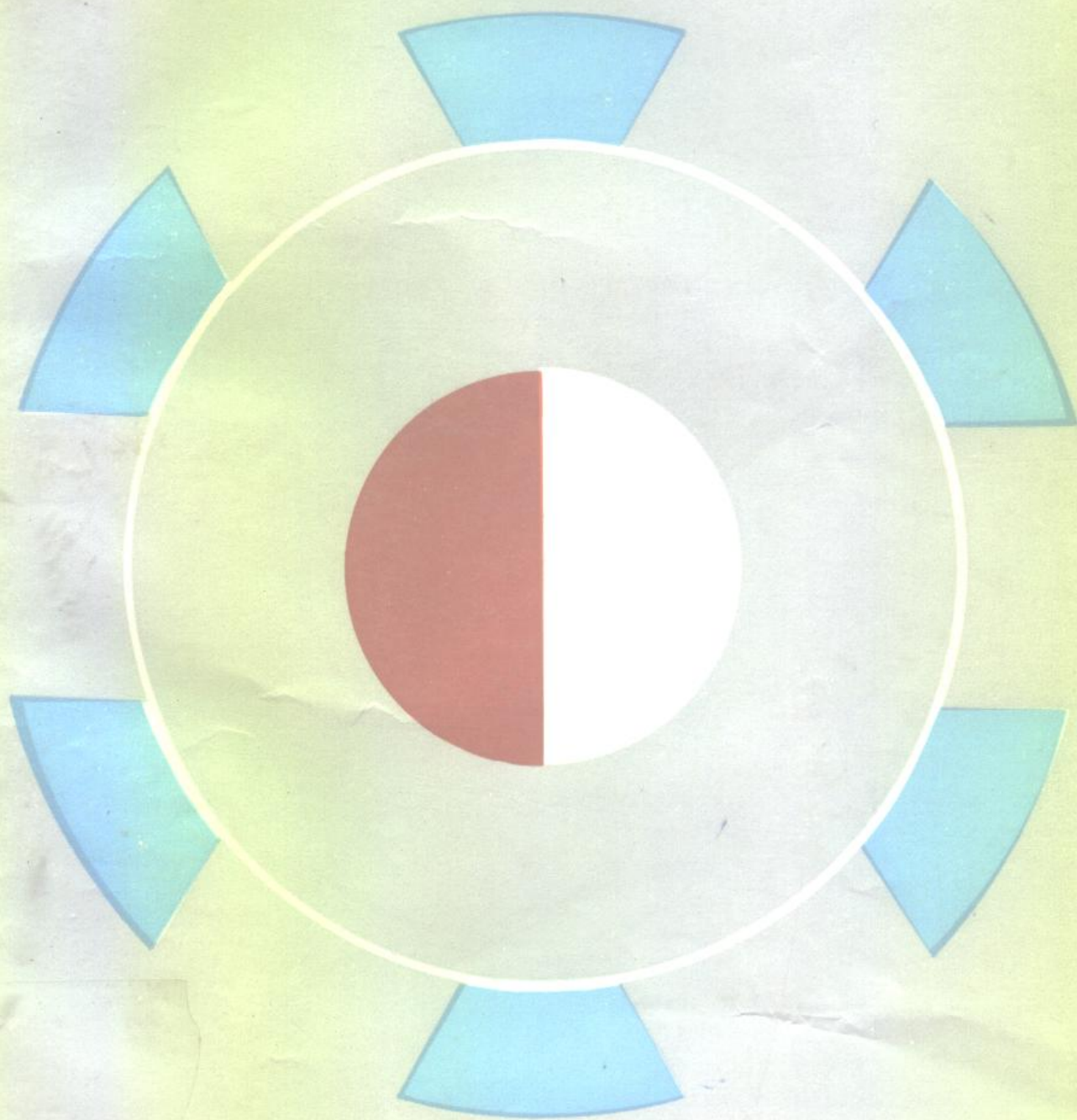
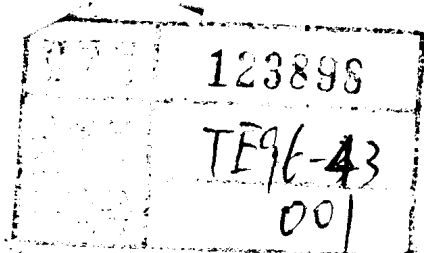


石油化工流体机械

主编 张湘亚 陈 弘



石油大学出版社



石油化工流体机械

主 编 张湘亚 陈 弘



石油0117354



石油大学出版社

内 容 提 要

本书较系统、全面地阐述了石油化工中常用的流体机械。全书共分五章,分别介绍了石油化工厂中常用的典型流体机械:离心泵、离心压缩机、轴流压缩机、活塞式压缩机及其它型式的泵和压缩机的基本理论、基本结构、工作原理;热力学、流体力学及动力学计算;基本性能、调节及主要零部件。

本书为高等工科院校石油化工机械专业教材,也可供轻化工机械、化工冶金机械等专业师生及有关工程技术人员参考。

722.35 39

石油化工流体机械

张湘亚 陈弘 主编

*

石油大学出版社出版发行

(山东省东营市)

新华书店经销

山东电子工业印刷厂印刷

*

开本 787×1092 1/16 27.125 印张 693 千字

1996 年 8 月第 1 版 1996 年 10 月第 2 次印刷

印数 1001-3000 册

ISBN 7-5636- 0760-9/TH·24

定价:32.00 元

前 言

《石油化工流体机械》是高等工科院校石油化工机械专业的教材。

本教材共分五章,分别介绍了石油化工厂常用的典型流体机械:离心泵、离心压缩机、轴流压缩机、活塞式压缩机及其它型的泵和压缩机。主要讲述这些流体机械的基本理论、工作原理、典型结构、基本性能、操作调节和主要零部件等内容。

本教材第一章、第二章由张湘亚同志编写,第三章由郝点同志编写,第四章、第五章由陈弘同志编写,全书由张湘亚、陈弘两人统稿。

本书由顾永泉教授主审

由于编者水平所限,书中缺点错误在所难免,殷切希望读者给予批评指正。

编 者

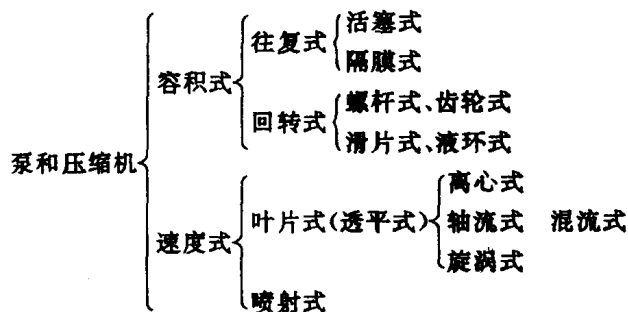
1995年6月

引言

流体机械是以流体为工质进行能量交换的机械。它包括把流体能量转换为机械能而输出轴功率的原动机(如水轮机、汽轮机等)和将机械能转变成流体能量的工作机(如泵、压缩机等)。其中把机械能转换为液体能量并输送液体的工作机称为泵,把机械能转换为气体能量并输送气体的机械称为压缩机。

本教材主要讲述其中的工作机(泵和压缩机)。泵和压缩机的用途十分广泛,几乎遍及工、农业的各个生产领域,如矿山、冶金、石油、化工、机械、交通、水利、排灌、原子能、航空航天技术和城市供排水、供气等。在石油、化工生产中的原料、半成品及成品大多为流体。因此,给流体增压、输送、克服阻力、提高位头,以满足连续生产的要求;用以增加流体压力满足各种反应条件的要求;在一些辅助性生产环节中的动力气源、仪表控制用气、采暖通风、空调及水循环等系统都离不开泵和压缩机。因此,它也是一种通用机械。

泵和压缩机的种类很多,按其作用原理可分为两大类:



容积式泵和压缩机是依靠机器工作容积周期性变化来吸排流体、实现对流体的增压和输送。其中活塞式是依靠活塞在缸中作往复运动而实现工作容积的周期性变化,如往复泵、活塞式压缩机等;隔膜式是用液压或机械驱动,利用膜片的往复运动代替活塞往复运动的泵和压缩机。回转式流体机械是借助转子在工作缸中的旋转过程实现工作容积的周期性变化来吸排流体、给流体增压与输送,根据转子结构的不同,有螺杆式泵和压缩机、滑片式泵和压缩机、液环式泵和压缩机以及齿轮泵等。容积式泵和压缩机对流量的适应性强,往复式可达到很高的压力。在小流量、高压力下选用较经济合理。

叶片式泵和压缩机是依靠高速旋转的具有叶片的工作轮,将机械能传给流体介质,达到流体增压和输送。根据流体在叶轮中流动情况的不同又可分为离心式、轴流式、混流式、旋涡式等,如离心式泵和压缩机、轴流式泵和压缩机、混流泵、旋涡泵等。

喷射式机械是速度式泵和压缩机的一种,这种机械没有工作轮,没有运动部件,是依靠一种流体的能量来输送另一种流体介质。常用于抽真空、混相输送及能量回收等场合。

这些机器各有特点,适用于不同场合,目前各种常用泵和压缩机的适用范围可参考图 0-1 及图 0-2。

目前石油化工生产装置中用量最大的泵是离心泵,据统计约占全部用泵的 90% 左右,在一些特殊用途的地方还选用其它型式的泵。在大型石油化工生产工艺中离心压缩机和轴流压

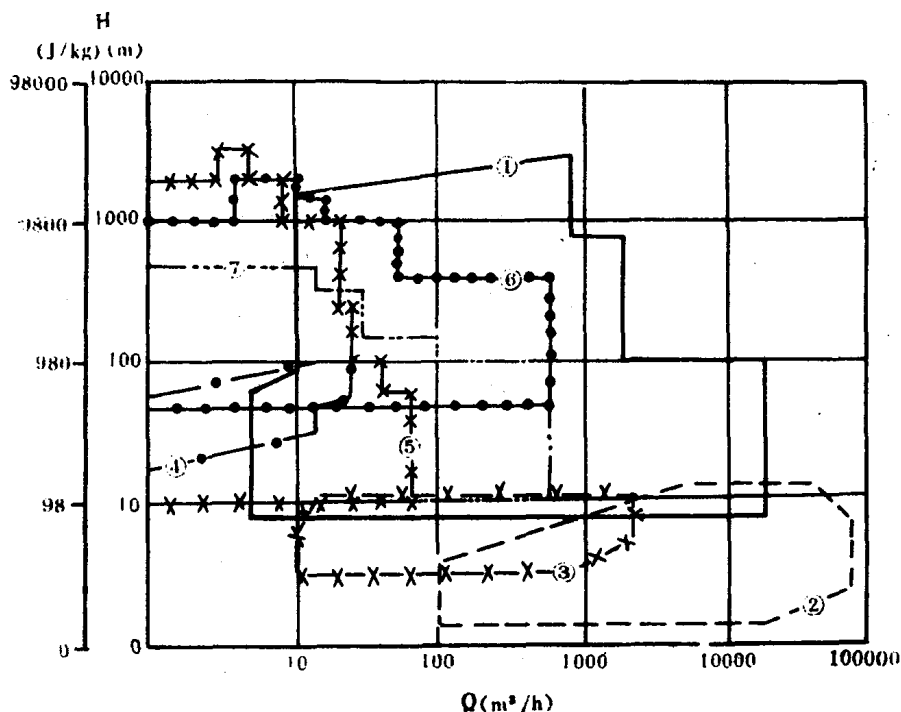


图 0-1 各种常用泵的使用范围

1-离心泵;2-轴流泵;3-隔膜泵;4-旋涡泵;5-往复泵;6-螺杆泵

缩机的使用越来越多,它在生产装置中占着重要的位置,而且多为单机运行,这些机器的运行状况直接影响工厂的生产。另外往复式压缩机由于能耗低、适应性强,因此使用仍很普遍,尤其在中、小型生产装置中大量使用。为此,本书重点讲述离心泵、离心压缩机、轴流压缩机及活塞式压缩机的基本原理、典型结构、选择使用与设计等基本知识,同时简要介绍其它型式的泵和压缩机的基本原理与典型结构。

泵和压缩机是我国机械制造业中的两大行业,发展十分迅速,品种、质量正在逐步满足国民经济各部门的需要。这些机械在生产装置中占着重要位置,而且是耗能大户。由此可见,提高流体机械可靠性和效率,对长周期安全生产及降低能源消耗具有重要意义。

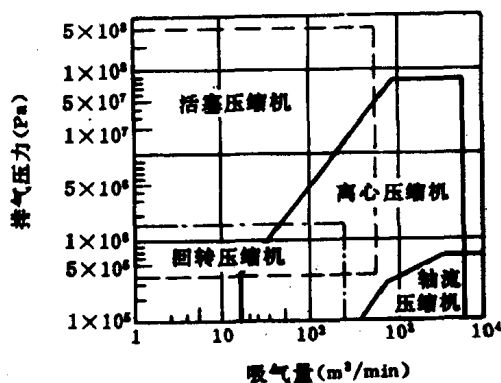


图 0-2 各类压缩机的适用范围

目 录

引言	1
第一章 离心泵	1
第一节 概述	1
第二节 离心泵的工作原理及能量分析	6
第三节 离心泵的汽蚀	15
第四节 离心泵的性能曲线	23
第五节 介质粘度对离心泵性能的影响及换算	32
第六节 相似理论在离心泵中的应用	39
第七节 离心泵的装置特性及工况调节	55
第八节 离心泵的主要零部件	66
习题	81
第二章 离心压缩机	87
第一节 概述	87
第二节 离心压缩机级的基本工作原理	90
第三节 级中的能量损失	104
第四节 离心压缩机的特性及调节	114
第五节 相似理论在离心压缩机中的应用	129
第六节 主要零部件	140
第七节 高速转子轴的临界转速	155
习题	180
第三章 轴流压缩机	184
第一节 轴流压缩机的特点和基本结构	184
第二节 轴流压缩机基元级与工作原理	187
第三节 预旋与反作用度	195
第四节 级中能量损失与级效率	200
第五节 多级轴流压缩机	206
第六节 轴流压缩机性能曲线与调节	214
第七节 轴流压缩机的不稳定工况	219
第八节 轴流压缩机叶片扭曲规律	225
习题	234
第四章 活塞式压缩机	235
第一节 概述	235
第二节 热力学基础知识	246

第三节	活塞式压缩机的工作循环	253
第四节	单级压缩机的热力计算	257
第五节	多级压缩机的热力计算	271
第六节	变工况工作及排气量调节	288
第七节	石油化工用压缩机的特点	293
第八节	活塞式压缩机机件受力分析	296
第九节	惯性力及惯性力矩的平衡	299
第十节	切向力图及飞轮矩	317
第十一节	机型选择原则	338
第十二节	活塞式压缩机的主要易损部件	343
	习题	364
第五章	其它型式的机泵	369
第一节	往复泵	369
第二节	齿轮泵	378
第三节	螺杆式泵和压缩机	382
第四节	滑片式泵和压缩机	398
第五节	液环式泵和压缩机	404
第六节	射流泵	408
第七节	旋涡泵	411
附录		415
一、	国际制单位与公制工程单位对照换算表	415
二、	饱和水蒸汽的压力与密度	416
三、	常用气体的主要物理性质	417
四、	常压下某些气体的定压比热 c_p	149
五、	常用气体的压缩性系数 Z	420

第一章 离心泵

第一节 概 述

一、离心泵的基本构成

典型离心泵的外形与结构如图 1-1.1 和图 1-1.2 所示。

离心泵主要由泵体、泵盖、轴、叶轮、轴承、密封部件和支座等构成。有些离心泵还装有导叶、诱导轮和平衡盘等。由原动机带动固定在轴上的叶轮旋转,使叶轮中的液体获得能量(包括压力能和动能)。为防止液体从泵壳等处泄漏,在各密封点上分别装有密封环或轴封箱。轴承及轴承悬架支持着转轴。整台泵和电机安装在一个底座上。离心

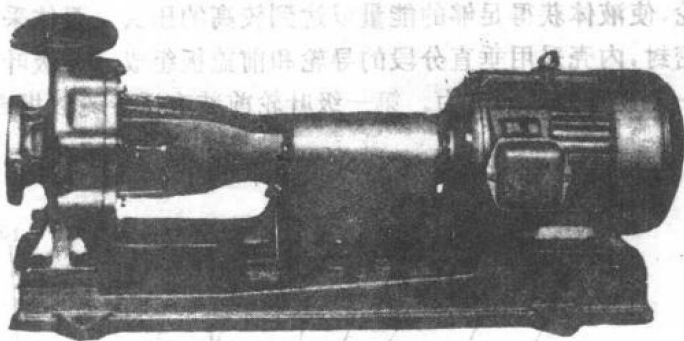


图 1-1.1 IS 型单级单吸离心泵及电机外形图

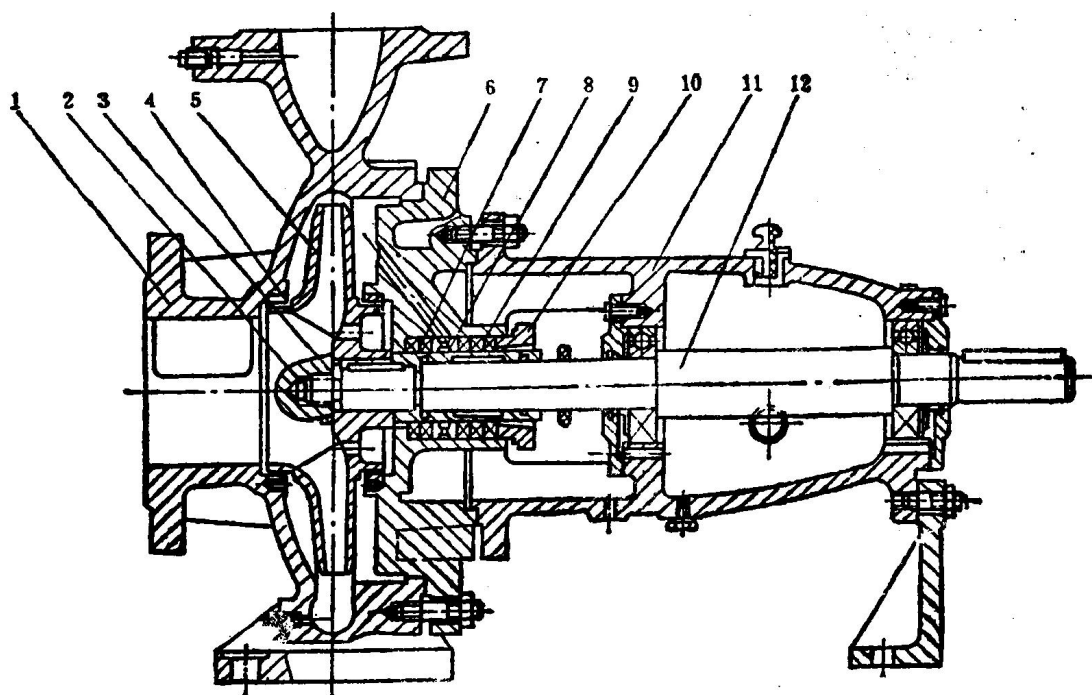


图 1-1.2 IS 型单级单吸离心泵结构图

1-泵体;2-叶轮螺母;3-制动垫片;4-密封环;5-叶轮;6-泵盖;
7-轴套;8-填料环;9-填料;10-填料压盖;11-轴承悬架;12-轴

泵的过流部件包括吸入室、叶轮及排出室(又称蜗壳)。对过流部件的主要要求是能达到所需要的流量和扬程、流动稳定、损失小、效率高以节省能耗。对整台泵的综合要求是:结构紧凑、工作可靠、检修方便、安全耐用。

二、离心泵的分类

离心泵的类型很多,分类方法也很多,通常可按下列方法分类:

1. 按液体吸入叶轮的方法分类 有单吸式(图 1-1.2)和双吸式(图 1-1.3)。双吸式泵顾名思义,叶轮两侧都有吸入口,液体从两面进入叶轮,因此在同样条件下比单吸式泵流量增加一倍;转子承受的轴向推力基本平衡,泵体为水平中分式。

2. 按叶轮级数分类 有单级泵(图 1-1.2,图 1-1.3)和多级泵(图 1-1.4)。同一根泵轴上串装两个以上叶轮的泵称为多级泵。图 1-1.4 是一台多级节段式高压热油泵。泵轴上串装八个叶轮,使液体获得足够的能量以达到较高的压头。泵体采用双层结构、外壳保证高压下的强度和密封,内壳采用垂直分段的导轮和前盖板组成。末级叶轮后装有平衡盘,以平衡整个转动部件——转子的轴向推力。第一级叶轮前装有诱导轮以提高泵的吸入能力。

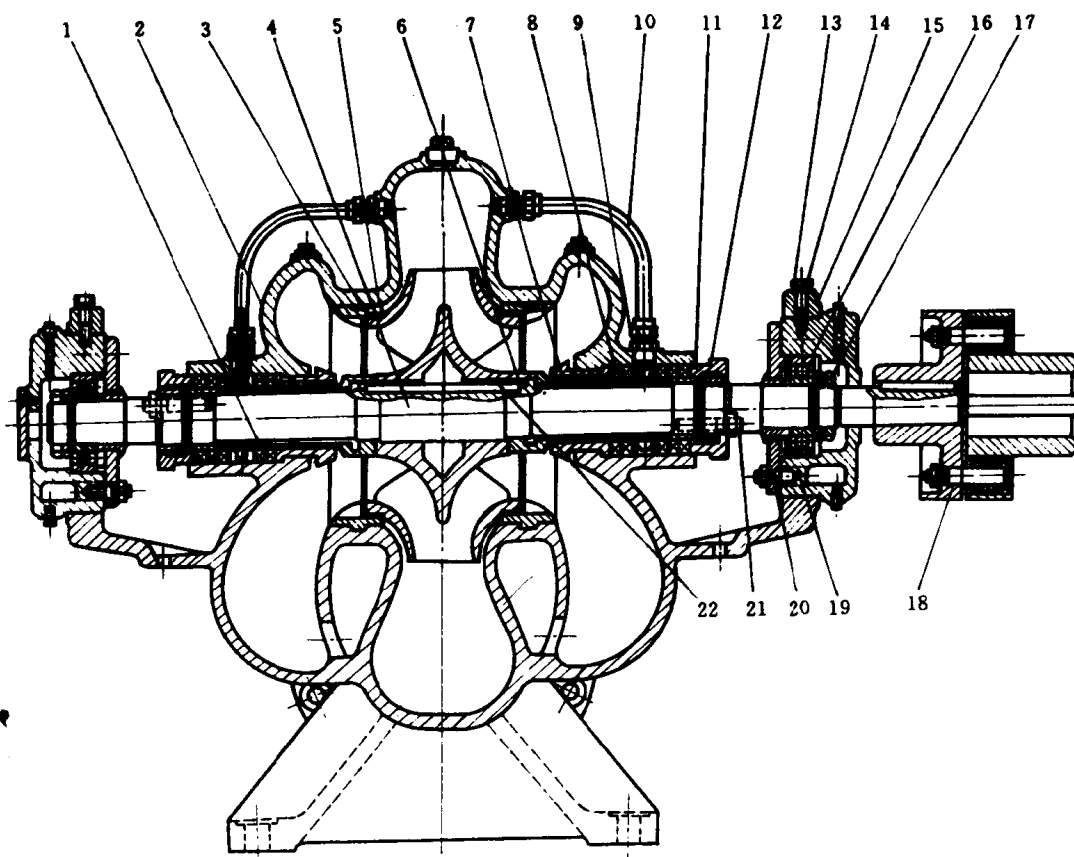


图 1-1.3 双级式离心泵

- 1-下泵体;2-上泵体;3-叶轮;4-轴;5-密封环;6-轴套;7-填料套;8-填料;9-液封圈;10-水封管;
11-填料压盖;12-轴套螺母;13-固定螺钉;14-轴承体;15-轴承体盖;16-单列向心球轴承;17-圆螺母;
18-联轴器部件;19-轴承档套;20-轴承端盖;21-双头螺栓;22-键

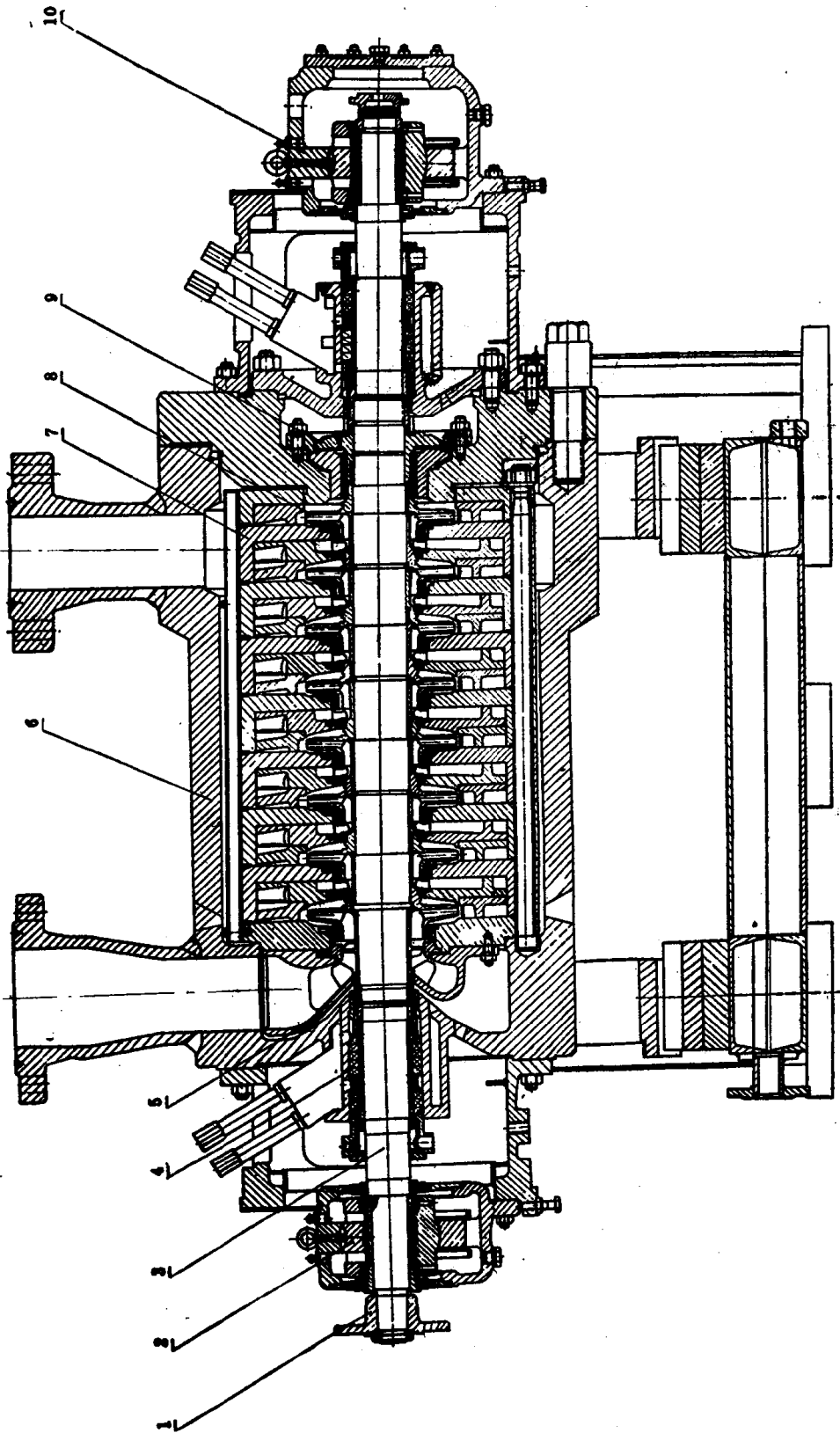


图 1-1.4 节段式多级高压热油泵
 1-联轴器; 2-滑动轴承; 3-轴; 4-密封软填料; 5-叶轮; 6-泵壳;
 7-中间叶轮; 8-叶轮; 9-平衡盘; 10-轴承架

3. 按壳体剖分方式分类

中开式泵 壳体在通过轴中心线的水平面上分开,图 1-1.3 所示离心泵即属此型式。

分段式泵 壳体按与轴垂直的平面剖分,如图 1-1.5 所示。

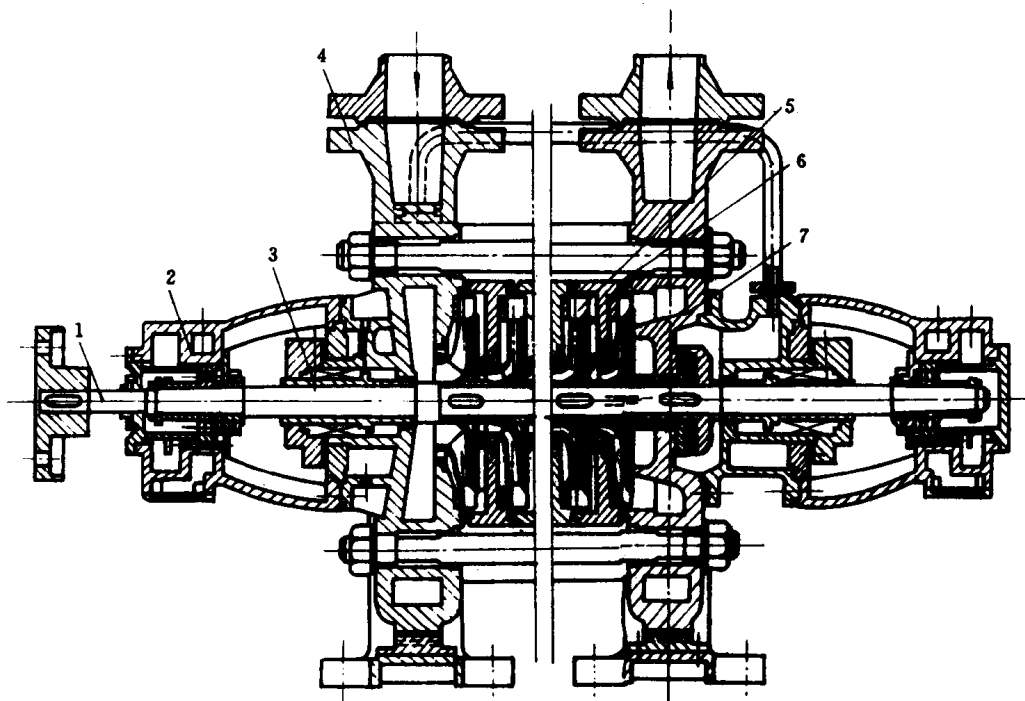


图 1-1.5 分段式多级离心泵

4. 按泵轴在空间的方位分类 有卧式泵和立式泵(图 1-1.6)。图 1-1.6 是高速部份流泵,是立式泵,用于输送甲铵或液氨,高转速($24 \times 10^3 \text{rpm}$),高扬程(1700 米液柱),但流量小,效率低。

此外还可按泵壳的结构分为蜗壳式泵和透平泵;按泵的扬程大小分为低压泵(扬程小于 20 米液柱)、中压泵(20~160 米液柱)和高压泵(高于 160 米液柱);按输送介质不同又可分为清水泵、油泵、杂质泵及耐腐蚀泵等。

三、离心泵的工作参数

1. 流量 泵单位时间内排出的液体量为泵的流量。体积流量用 Q 表示,单位是 m^3/s 或 l/s 。质量流量用 G 表示,单位是 kg/s 和 t/h 。 $G = \rho Q$, ρ 是液体密度, kg/m^3 。

2. 扬程 单位质量的液体,从泵进口到泵出口的能量增值为泵的扬程。亦就是单位质量的液体,通过泵所获得的有效能量,也称泵的总扬程。扬程常用符号 H 表示。在国际单位制中,扬程 H 的单位为 J/kg ,实为比能或比功的概念。但习惯上离心泵常以液柱高度(m)来表示其能量头,这样比较形象。虽然习惯上泵的扬程单位与高度单位一致,都是米(m),但不应把泵的扬程简单理解为液体排送能达到的高度,因为泵的总扬程不仅要用来提高液体的位置高度,还要用来克服液体在输送过程中的流动阻力以及提高液体的静压能和速度能。

在本章的阐述中,为了和国内泵的型号及产品样本单位一致,扬程 H 的单位均用“米液柱”或“m”表示。(“ J/kg ”与“m”之间可通过“重力加速度 g ”换算)

在工程计算中,可应用伯努利方程,计算出管路中泵所提供的扬程 H (参见图 1-2.1):

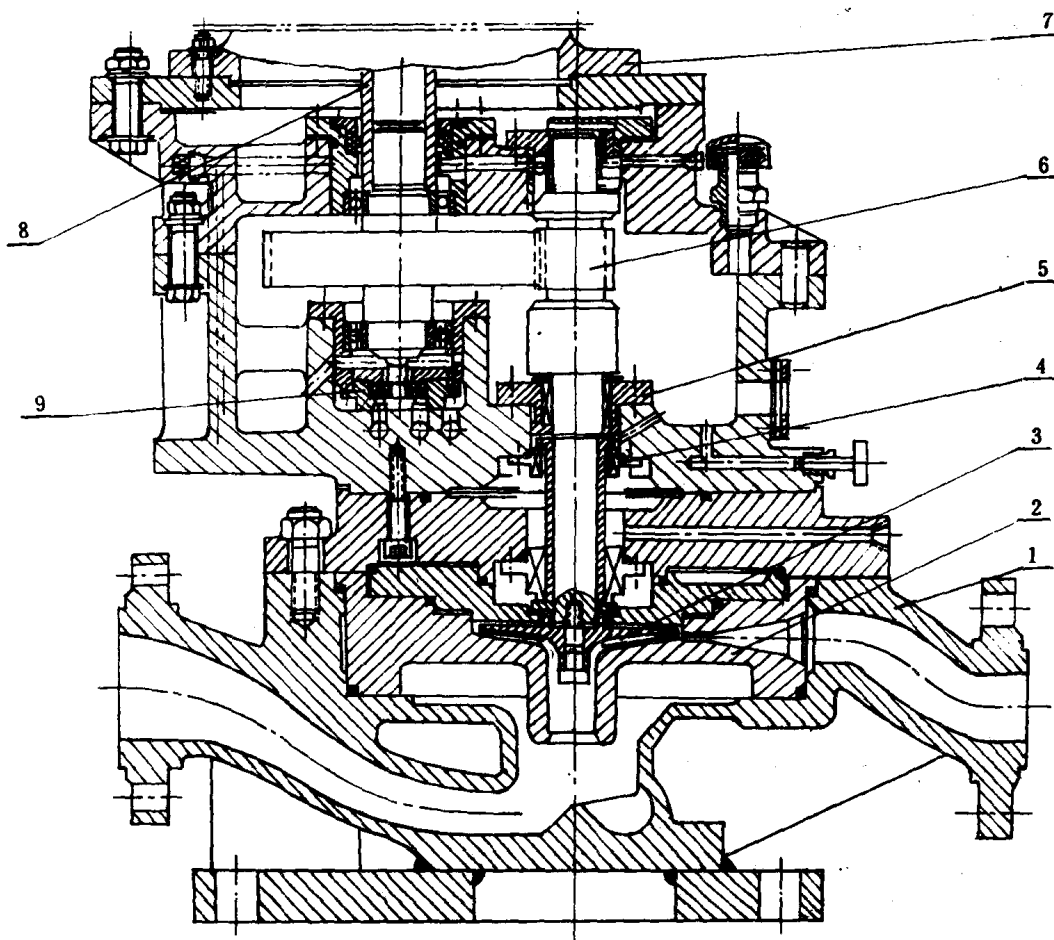


图 1-1.6 高速部分流泵

1-泵体; 2-扩散器; 3-叶轮; 4-机械密封; 5-高速轴承;
6-齿轮; 7-电动机; 8-联轴器; 9-内摆线油泵

$$\frac{p_A}{\rho g} + \frac{c_A^2}{2g} + z_A + H = \frac{p_B}{\rho g} + \frac{c_B^2}{2g} + z_B + \sum h_{AB}$$

即

$$H = \frac{p_B - p_A}{\rho g} + [z_B - z_A] + \frac{c_B^2 - c_A^2}{2g} + \sum h_{AB} \quad (1-1.1)$$

式中

p_A, p_B ——分别为吸液罐及排液罐液面上的压力, Pa;

ρ ——被输送液体的密度, kg/m^3 ;

z_A, z_B ——分别为吸液罐和排液罐液面至泵中心轴线的标高, m(泵中心标高为零);

c_A, c_B ——分别为吸液罐及排液罐液面的液体平均流速, m/s;

H ——泵的扬程, m 液柱;

$\sum h_{AB}$ ——液体由吸液罐 A 经吸入管路, 排出管路至排液罐 B 的流动损失总和; 但不计液体流经泵内的阻力损失, m。

若式(1-1.1)中 A、B 截面分别取为泵入口 s 和泵出口 d 截面, 则式(1-1.1)可写成:

$$H = \frac{p_d - p_s}{\rho g} + \frac{c_d^2 - c_s^2}{2g} + z_d - z_s \quad (1-1.2)$$

式中 p_s, p_d ——分别为泵入口和泵出口处压力, Pa;

c_s, c_d ——分别为泵入口和泵出口处流速, m/s;

因从 $s \rightarrow d$ 无管路损失, 所以 $\sum h$ 项为零。

若泵入口和出口管直径相近, 即 $c_s \approx c_d$, 则式(1-1.2)可写成

$$H = \frac{p_d - p_s}{\rho g} + z_d - z_s \quad (1-1.3)$$

3. 转速 n 指泵轴每分钟转数, 单位用 r/min。

4. 功率

轴功率 N ——单位时间内, 由原动机传递到泵主轴上的功率。亦称输入功率。

有效功率 N_e ——单位时间泵排出口流出的液体从泵中取得的能量, 亦称输出功率。其值可按下式计算

$$N_e = \frac{\rho g Q H}{1000} \quad \text{kW} \quad (1-1.4)$$

式中符号同前。

5. 泵效率 泵效率是衡量泵工作经济性的指标, 又称为泵的总效率, 用符号 η 表示。

$$\eta = \frac{N_e}{N} \times 100\% \quad (1-1.5)$$

效率 η 是反映泵中能量利用的程度, 因为泵在工作中存在各种能量损失, 不可能将原动机输入的功率 N 全部变为液体的有效功率 N_e 。泵的效率 η 愈高, 说明能量利用愈好, 损失愈小。

6. 汽蚀余量 “汽蚀”是透平水力机械特有的一种现象。液体被吸入离心泵的过程中, 当叶轮附近某处压力低于此液体的汽化压力时, 就会产生汽蚀。这是一种非常有害的现象。因此透平水力机械的设计及操作中必须保证不发生汽蚀, 通常用“汽蚀余量”参数来衡量, 以符号 $NPSH_r$ 表示, 它是离心泵吸入性能的指标。

第二节 离心泵的工作原理及能量分析

一、离心泵的工作原理

图 1-2.1 是离心泵装置示意图。离心泵在启动之前, 泵内应灌满液体, 工程上称为“灌泵”。启动后, 原动机带动叶轮旋转, 叶轮中的液体在叶片的驱动下与叶轮一起转动, 从而产生离心力。在此离心力作用下, 液体沿叶轮流道被甩向叶轮出口, 经过泵的排出室排至泵外。液体在叶轮中获得了能量, 表现为压力能和速度能的增大, 并依靠此能量流入工作管路。

在液体被甩出叶轮出口的同时, 叶轮入口处就形成低压, 在吸入罐和叶轮入口间形成负压差, 使吸入罐中液体经吸入管路流入叶轮入口。这样, 液体不断地进出叶轮, 保证离心泵能连续输出有一定扬程的液体。

二、液体在旋转叶轮中的流动规律——速度三角形

液体是沿泵轴方向进入叶轮中心, 然后沿径向流出叶轮, 再流入泵的压液室内。因此, 液体在叶轮流道内的流动情况较为复杂, 它在沿流道流动的同时, 又被叶轮叶片强迫着与叶轮一起转动, 使得研究和分析比较困难。为了便于从理论上进行分析, 暂且引用以下假设:

(1) 通过叶轮的液体是理想液体, 因此液体在叶轮内流动时无任何能量损失。

(2) 液体在叶片间的流动呈轴对称, 即每一液体质点在流道内相对运动轨迹与叶片曲线的

形状完全一致,在同一半径的圆周上,液体质点的相对速度大小相同、液流角相等。这种液体的相对运动只有当叶轮的叶片数无限多时才可能。因此为保证流动的轴对称性,叶片必须无限多且无限薄。

在这二条简化假设下,根据理论力学的原则,研究液体在叶轮中的运动时,可取动坐标系与叶轮系为一体,即叶轮的旋转运动便是牵连运动;当观察者与叶轮一起旋转时所看到的液体运动(相当于液体流经静止叶轮时的流动)就是相对运动。这样,液体在旋转叶轮中的复杂运动,便可以由液体的旋转运动及相对运动合成。

液体质点相对运动的速度称为相对速度,以矢量 $\vec{w}$ 表示,在无限多叶片的假设下,其方向与叶片方向一致,即沿叶片的切线方向,如图 1-2.2(a)所示。

液体质点的牵连速度,就是指与所求的液体质点瞬时重合的那点的叶轮圆周速度,用矢量 $\vec{u}$ 表示,其方向垂直于该点的半径,指向叶轮旋转方向,如图 1-2.2(b)所示。

液体质点相对于静止壳体的运动速度,称为绝对速度,以矢量 $\vec{c}$ 表示,其大小和方向可由

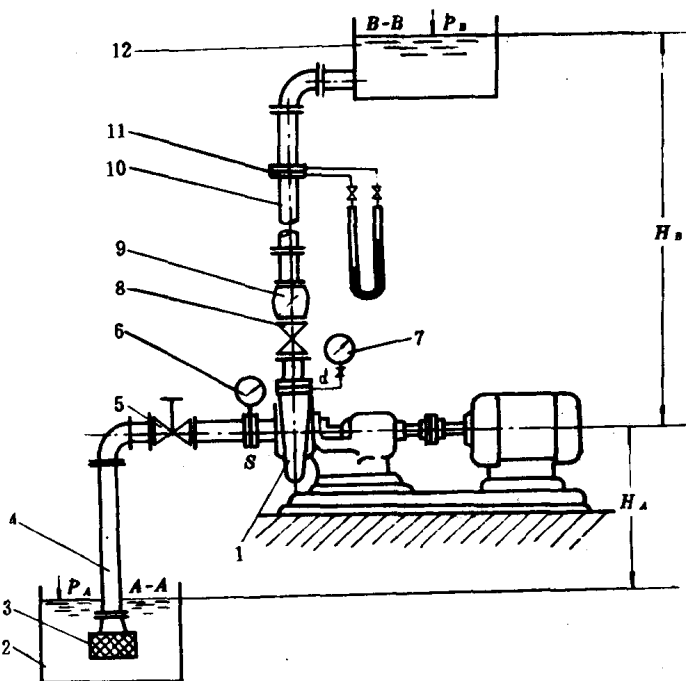


图 1-2.1 离心泵装置示意图

1-泵;2-吸液罐;3-底阀;4-吸入管路;5-吸入管调节阀;6-真空表;7-压力表;
8-排出管调节阀;9-单向阀;10-排出管路;11-流量计;12-排液罐

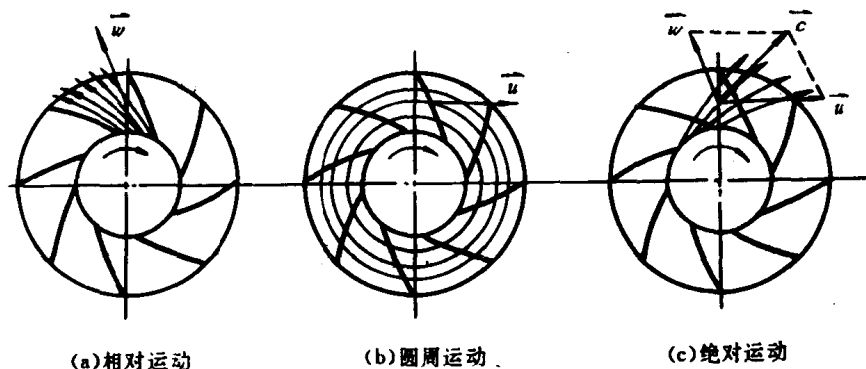


图 1-2.2 液体在叶轮中的流动

圆周速度和相对速度的矢量合成而决定,如图 1-2.2(c),即

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$$

由此可以作出叶轮中任一液体质点的三个速度矢量: $\vec{w}$ 、 $\vec{u}$ 和 $\vec{c}$ 。这三个速度矢量必将组成一个封闭三角形,称之为速度三角形,如图 1-2.3 所示。

表示液体在叶轮中运动速度大小和方向的速度三角形,直接反映了液体在叶轮流道内的运动规律。因此,它是研究叶片式机器能量传递的重要工具。尤其是叶轮叶片进口处和出口处的速度三角形,更是必不可少的。

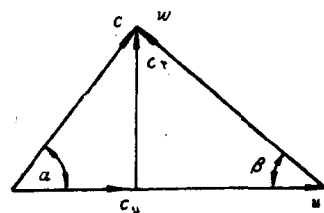


图 1-2.3 速度三角形

为以后分析计算方便,常把绝对速度 $\vec{c}$ 按径向与周向分解成两个分量:一个是与圆周速度 $\vec{u}$ 垂直(即沿半径方向)的分量,以 $\vec{c}_r$ 表示,称为液流绝对速度的径向分速或轴面速度;另一个是与圆周速度 $\vec{u}$ 平行的分量,以 $\vec{c}_\tau$ 表示,称为液流绝对速度的周向分速,如图 1-2.3。

在以后的讨论中,液流的速度除分别用上述符号表示外,液流速度间夹角与叶轮的几何参数分别用下列符号表示:

α ——液流绝对速度与圆周速度间的夹角;

β ——液流相对速度与圆周速度反方向间的夹角;

β_A ——叶片安装角,即叶片在该点的切线与圆周速度反方向间的夹角。在理想的简化假设情况下, $\beta_A = \beta$ 。在叶轮出口处的叶片安置角 β_{A2} 又常称为叶片离角;

D ——叶轮直径, m;

b ——叶轮轴面流道宽度, m;

z ——叶片数目,在理想条件下, $z = \infty$ 。

此外,还加用下角标 1、2 分别表示叶片进口、叶片出口处的参数;加用下角标 ∞ 来表示液体在叶片数为无限多的叶轮中流动时的参数。

现以叶片数无限多的理想叶轮为例来说明叶轮叶片进、出口处速度三角形的作法。

要作一个速度三角形,至少应知三个条件。圆周速度 $\vec{u}$ 只与叶轮尺寸 D 及工作转速 n 有关,其值可按下式计算:

$$u = \frac{\pi D n}{60} \quad \text{m/s} \quad (1-2.1)$$

速度三角形的高 c_r , 只与流量和叶轮流道的通流面积有关。设叶片无限多无限薄的叶轮径向分速 $c_{r\infty}$ 与考虑叶片厚度影响后的径向分速 c_r 相等, 则其大小可用下式计算

$$c_{r\infty} = c_r = \frac{Q_T}{\pi D b \tau} \quad (1-2.2)$$

式中 Q_T ——不计漏损时的理论流量, m^3/s ;

τ ——叶片的阻塞系数。反映叶片厚度对叶轮通流面积的影响。叶轮出口处的阻塞系数 τ_2 , 一般可按下式计算

$$\tau_2 = \frac{\pi D_2 - \frac{z \delta_2}{\sin \beta_{A2}}}{\pi D_2} = 1 - \frac{z \delta_2}{\pi D_2 \sin \beta_{A2}} \quad (1-2.3)$$

式中 δ_2 ——叶轮出口处的叶片厚度。一般情况下, $\tau_2 = 0.9 \sim 0.95$

还要再知道一个条件才能作出速度三角形。对叶道进口处(1 截面)的速度三角形, 这个条件常常是液体进入叶道时的周向分速 c_{u1} 。当泵具有图 1-2.1 所示的轴向收缩管状的吸液室时, 它一般不会使液体产生绕轴旋转, 所以可以认为进入叶道时, 液体无预旋绕, 即 $c_{u1} = 0$ 。对于叶道出口处(2 截面)的速度三角形, 若为理想叶轮, 则液流相对速度的方向 β_2 与出口处叶片安置角 β_{A2} 一致, 即 $\beta_2 = \beta_{A2}$ 。有了这些条件, 叶轮流道进、出口处的速度三角形就可作出来

了。

速度三角形中,按照余弦定理有:

$$\begin{aligned} w^2 &= u^2 + c^2 - 2uc\cos\alpha \\ &= u^2 + c^2 - 2uc_r \end{aligned} \quad (1-2.4)$$

三、描述离心泵内液体流动参数的三个基本方程式

1. 连续性方程式

连续性方程式是流体质量守恒的表达式。液体不可压缩,其密度为常数,在泵中常用体积流量 Q 表示的连续方程如下:

$$Q = c_1 f_1 = c_2 f_2 \quad (1-2.5)$$

式中 f_1, f_2 ——任意过流截面的面积, m^2 ;

c_1, c_2 ——液流绝对速度在垂直于该过流截面上的投影, m/s 。

叶轮进出口截面的体积流量为:

$$\begin{aligned} Q &= Q_2 = c_{r2} f_2 = c_{r2} \pi D_2 b_2 \tau_2 \\ &= Q_1 = c_{r1} f_1 = c_{r1} \pi D_1 b_1 \tau_1 \end{aligned} \quad (1-2.6)$$

2. 欧拉方程式

研究叶轮是如何将驱动机的能量传给液体,以及液体获得的能头大小与哪些因素有关,是个至关重要的问题。常用的方法是利用基本能量方程来建立叶轮对液体所做的功与液体运动状态变化之间的关系。基本能量方程可用动量矩定理推导。

根据动量矩定理可知,所研究的流体质量 G ,在任一瞬时相对于某一轴线的动量矩(即 $G \vec{c} \times \vec{r}$)对时间 t 的导数,等于作用在该流体上的合外力对同一轴线的力矩(即 $\vec{M}$),即

$$\vec{M} = \frac{d(G \vec{c} \times \vec{r})}{dt} \quad (1-2.7)$$

式中 $\vec{r}$ ——该流体质心至轴线的距离。

图 1-2.4 为动量矩定理在离心泵中应用的示意图。为了计算叶轮中液流的动量矩对时间的导数 $d(G \vec{c} \times \vec{r})/dt$,取叶轮前后盖板及两叶片进、出口之间所包围的液体来分析。设在某瞬间 t 充满于两叶片 $ABCD$ 间的液体,在瞬时 $t+dt$ 时流到 $A'B'C'D'$ 的位置(图 1-2.4)。在定常流动条件下,两叶片间 $A'B'CD$ 的液流的动量矩是不变的。因此,在上述两瞬间,液流动量矩的增值仅为 $ABB'A'$ 和 $CDD'C'$ 液流动量矩之差。因为 $ABB'A'$ 和 $CDD'C'$ 分别为在 dt 时间内流入及流出叶轮的液体量,根据流体连续性方程,这两部分流体质量应相等,即 $G_{ABB'A'} = G_{CDD'C'}$ 。对整个叶轮而言, dt 时间内流过叶轮的流体质量为

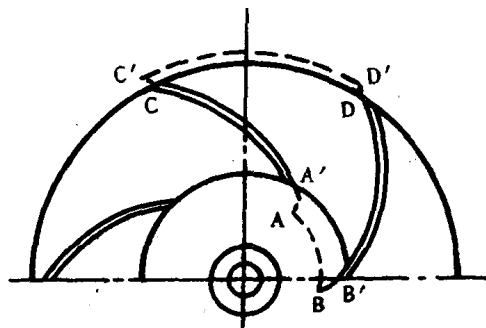


图 1-2.4 动量矩定理在离心泵中的应用

$$m = \sum G_{ABB'A'} = \sum G_{CDD'C'} = \rho Q_r dt$$

又知 $ABB'A'$ 的液流速度是叶轮叶道进口处的速度 $c_{1\infty}$, $CDD'C'$ 的液流速度是叶轮出口的速度 $c_{2\infty}$, 它们对旋转轴 O 轴的垂直距离分别为 l_1 及 l_2 (见图 1-2.5)。故在 dt 时间内流过叶轮的液