

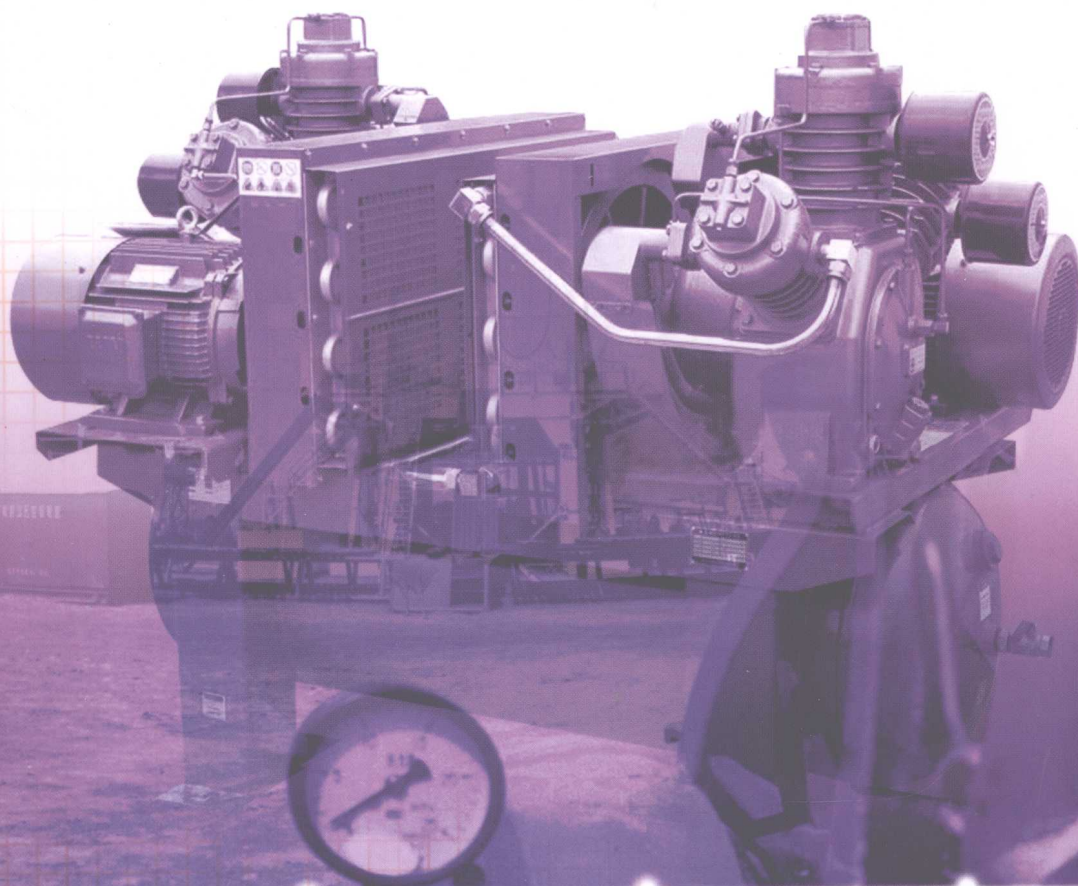


高等学校教材

泵和压缩机

(第二版)

钱锡俊 陈弘 主编



中国石油大学出版社

○ 高等学校教学用书 ○

泵和压缩机

钱锡俊 陈 弘 主编

中国石油大学出版社

内 容 提 要

泵和压缩机在石油储运、石油化工中用途极广。本书系统阐述了离心泵和离心压缩机的工作原理及特性、相似原理的应用、装置特性及零部件、活塞式压缩机的热力计算、动力分析及主要零部件。书中对其他型式的泵也进行了简要介绍。此外本书还对泵和压缩机的选用进行了阐述。各章附有例题及习题,可用于加深对基本原理的理解和应用。

本书可作为高等工科院校石油储运专业及其他相关专业的教材,也可作为中等专业学校的教学用书,还可供从事石油储运、石油化工专业的技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

泵和压缩机/钱锡俊,陈弘主编. —2版. —东营:中国
石油大学出版社,2007.3
ISBN 978-7-5636-2191-0

I. 泵… II. ①钱…②陈… III. ①离心泵②离心式压缩
机 IV. TH311 TH452

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2007)第 029430 号

书 名: 泵和压缩机
作 者: 钱锡俊 陈 弘

出 版 者: 中国石油大学出版社(山东 东营 邮编 257601)
网 址: <http://www.uppbook.com.cn>
电子信箱: shiyoujiaoyu@126.com
排 版 者: 中国石油大学出版社排版中心
印 刷 者: 东营市新华印刷厂
发 行 者: 中国石油大学出版社(电话 0546-8391797,8392791)
开 本: 180×235 印张: 21.75 字数: 488 千字
版 次: 2007 年 3 月第 2 版第 1 次印刷
定 价: 29.00 元

编 者 的 话

本书是为高等工科院校石油及天然气储运专业编写的专业技术基础课教材。全书共分四章。第一章系统讲述离心泵的结构、工作原理及特性,对离心泵的性能换算及应用也有较详细的介绍;第二章系统讲述离心压缩机的结构、工作原理、特性及其应用换算;第三章重点介绍活塞式压缩机的结构、工作原理以及主要热力参数计算,对活塞式压缩机的动力分析也进行了相应的介绍;第四章简要介绍了石油及天然气储运中常用的其他型式泵和压缩机。因此,本书除可用作储运专业及其他相关专业的教材外,也可供储运技术工作者和其他相关人员参考。

本书第一、第二章由石油大学钱锡俊编写;第三、第四章由石油大学陈弘编写。全书由石油大学顾永泉教授主审并提出了很多宝贵意见。在编写过程中,石油大学北京研究生部任瑛教授、薛敦松副教授也提供了许多宝贵资料和建议,在此一并向他们表示衷心感谢。

编 者

1988 年 6 月

目 录

引 言	1
第一章 离心泵	3
第一节 离心泵的工作原理及分类	3
第二节 离心泵的基本方程式	9
第三节 流体所获能头的分析	14
第四节 有限叶片数对理论扬程的影响	18
第五节 离心泵的性能曲线	20
第六节 离心泵的相似原理及其应用	28
第七节 离心泵的汽蚀与吸入特性	43
第八节 输送粘液时离心泵性能曲线的换算	57
第九节 离心泵的装置特性与工况调节	66
第十节 离心泵的系列及选用	75
第十一节 离心泵的主要零部件	85
第十二节 离心泵的节能	106
第二章 离心压缩机	118
第一节 离心压缩机的主要构件及基本工作原理	118
第二节 气体在级中流动的概念及基本方程	121
第三节 级中能量损失	139
第四节 级的性能曲线	147
第五节 多级离心压缩机的性能曲线	151
第六节 相似原理在离心压缩机中的应用	154
第七节 离心压缩机和管路的联合工作及工况调节	167
第八节 离心压缩机的主要零部件	182
第三章 往复活塞式压缩机	197
第一节 往复活塞式压缩机的基本结构和工作原理	197
第二节 往复活塞式压缩机的工作循环	210
第三节 排气量	216
第四节 功率和效率	228

第五节	排气温度及排气压力·····	233
第六节	多级压缩·····	235
第七节	实际气体的压缩·····	238
第八节	压缩机变工况工作及排气量调节·····	252
第九节	往复式活塞式压缩机的类型及其选择·····	258
第四章	其他型式的泵·····	292
第一节	自吸式离心泵·····	292
第二节	旋涡泵·····	293
第三节	射流泵·····	296
第四节	往复泵·····	299
第五节	螺杆泵·····	309
第六节	齿轮泵·····	314
第七节	滑片泵·····	320
第八节	液环泵·····	321
附 录	·····	326
参考文献	·····	342

引 言

在石油及天然气的储存和运输工程中,广泛地使用各种管输流体机械,用来增加流体的能量、克服流动阻力,达到沿管路输送的目的。泵和压缩机是最常用的流体机械。输送液体介质并提高其能头的机械称为泵;输送气体介质并提高其能头的机械称为压缩机。

泵和压缩机的用途十分广泛,几乎遍及工、农业各个生产领域,如矿山、冶金、机械、石油化工、国防、交通和农田灌溉等,所以它们又是通用机械。石油化工生产的原料、半成品或产品大多是流体,因此泵和压缩机在其中占有更重要的地位。石油及天然气的储运离不开管道、储罐、泵或压缩机。管道是输送工具,储罐是储存设备,而泵和压缩机是连接管道和储罐的输送动力装置。随着石油工业生产的发展,石油产品输送的管道化就日益重要。例如,我国已建成多条大型长输油气管道,生产长距离输油管线用泵,提高了运输效率、降低了成本,对发展生产起到了积极作用。油库用泵和压缩机更是种类繁多,除大量用于集输、装卸外,在一些辅助性环节中,如动力风源、仪表控制用风及水循环系统等,都离不开泵和压缩机。

泵和压缩机种类繁多,按其作用原理可分为容积式和速度式两大类(图 0-1)。

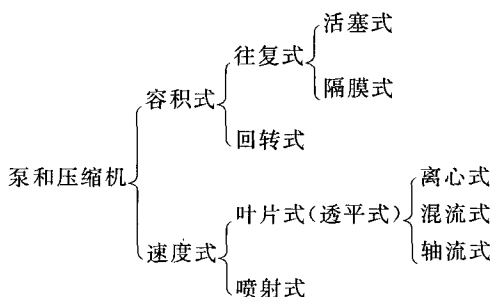


图 0-1 泵和压缩机的分类

容积式泵和压缩机是依靠工作容积的周期性变化来实现流体的增压和输送的。其中,活塞式依靠活塞在气缸内作往复运动而实现工作容积的周期性变化,例如往复泵和活塞式压缩机;隔膜式属于液压驱动,利用膜片来代替活塞的作用;回转式借助于转子在缸内作回转运动来实现工作容积的周期性变化,例如滑片泵和滑片压缩机、螺杆泵和螺杆压缩机以及齿轮泵等。

透平式泵和压缩机属于速度式泵和压缩机。透平式依靠旋转的工作叶轮将机械能传递给流体介质,并转化成流体的能头。根据介质在叶轮内的流动方向,主要分为离心式、轴流式和混流式,如离心泵、离心压缩机以及轴流泵和轴流压缩机等。喷射式也可认为属于速度式,但它没有叶轮,依靠一种介质的能量来输送另一种流体介质,如喷射泵等。

这些机器各有其特点,适用于不同的生产条件。常用的泵和压缩机的适用范围可参考图 0-2 和图 2-3。

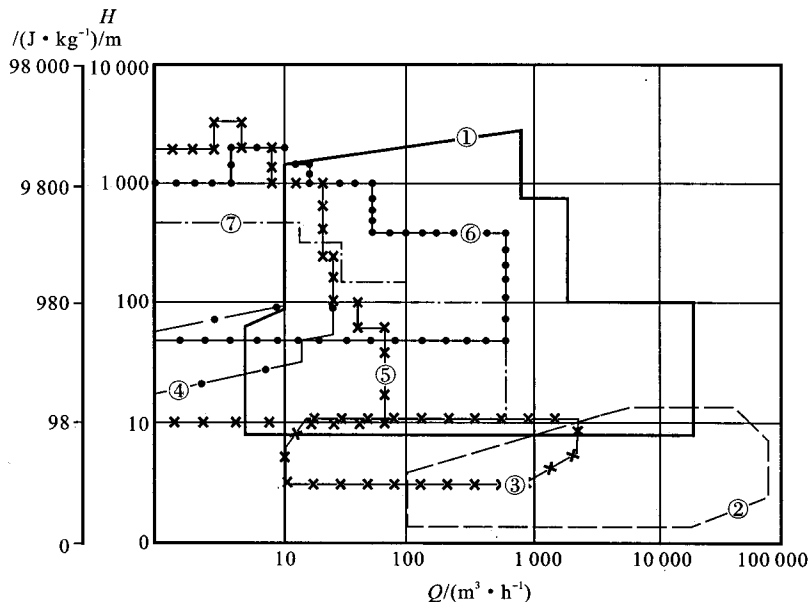


图 0-2 各种常用泵的使用范围

1—离心泵;2—轴流泵;3—混流泵;4—旋涡泵;5—电动往复泵;6—三螺杆泵;7—蒸汽往复泵

就泵来说,由于离心泵具有结构简单、体积小、质量轻,操作平稳、流量稳定、性能参数范围广,易于制造、便于维修等优点,在石油储运生产中得到了大量应用。同时,其他各种型式的泵的应用也很广泛。在压缩机方面,活塞式压缩机由于其能耗低、适应性强和灵活性大,应用仍最普遍。近年来,透平式压缩机发展很快,在天然气的长距离输送中也已采用。

本书重点讲述离心泵、离心压缩机和活塞压缩机的基本原理,对其他型式的泵也简略介绍。

本书中的计量单位一律采用国际单位制(SI)。考虑到石油储运生产中仍然大量采用公制工程单位,为了便于两种单位制进行对照,本书附有国际单位制与公制工程单位制的对照表,供读者参考。

第一章 离 心 泵

第一节 离心泵的工作原理及分类

一、离心泵的基本构成

离心泵的主要部件有叶轮、轴、吸入室、蜗壳、轴封箱和口环等,如图 1-1 所示。有些离心泵还装有导叶、诱导轮和平衡盘等。

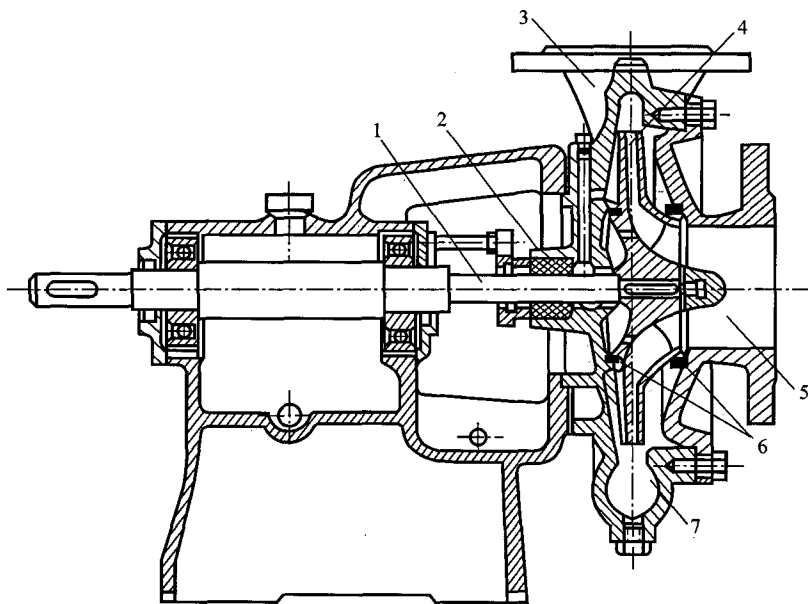


图 1-1 离心泵的基本构件

1—轴;2—轴封箱;3—扩压管;4—叶轮;5—吸入室;6—口环;7—蜗壳

离心泵的过流部件是吸入室、叶轮和蜗壳,其作用简述如下:

(1) 吸入室。吸入室位于叶轮进口前,其作用是把液体从吸入管引入叶轮。对吸入室的要求是液体流过吸入室时流动损失较小,并使液体流入叶轮时速度分布较均匀。

(2) 叶轮。叶轮是离心泵的重要部件,液体就是从叶轮中得到能量的。对叶轮的要求是在流动损失最小的情况下使单位质量的液体获得较高的能头。

(3) 蜗壳。蜗壳位于叶轮出口之后,其作用是将从叶轮内流出来的液体收集起来,并把它按一定的要求送入下级叶轮入口或送入排出管。由于液体流出叶轮时速度很快,为了减

小后续管路中的流动损失,液体在送入排出管前必须将其速度降低,把速度能变成压力能,这个任务也要由蜗壳(或导叶)来完成。蜗壳在完成上述两项任务时,要求流动损失越小越好。

二、离心泵的工作原理

图 1-2 所示是离心泵的一般装置示意图。

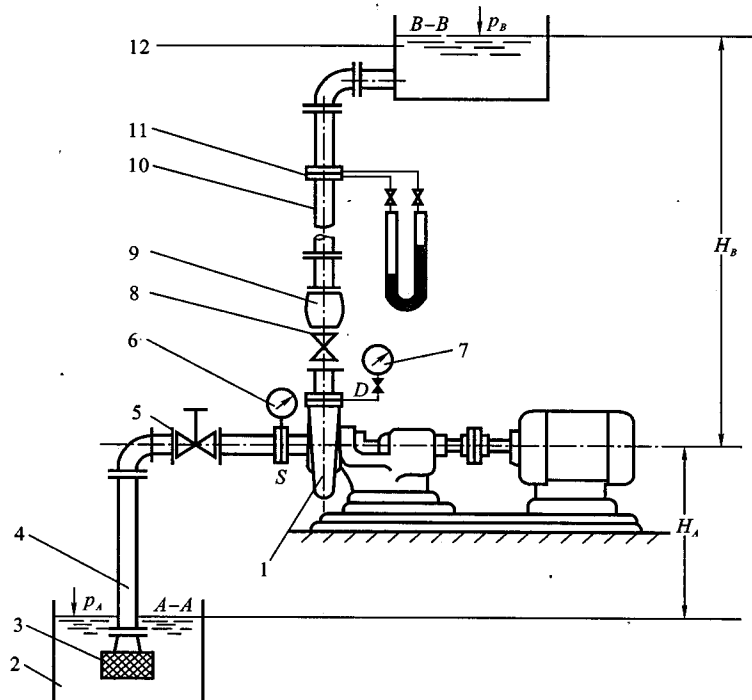


图 1-2 离心泵的一般装置示意图

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

离心泵在启动之前,泵内应灌满液体,此过程为灌泵。启动后工作时,驱动机通过泵轴带动叶轮旋转。叶轮中的叶片驱使液体一起旋转,因而产生离心力。在离心力作用下,液体沿叶片流道被甩向叶轮出口,并流经蜗壳送入排出管。液体从叶轮获得能量,使压力能和速度能均增加,并依靠此能量将液体送到储罐或工作地点。

在液体被甩向叶轮出口的同时,叶轮入口中心处形成低压,从而在吸液罐和叶轮中心处的液体之间就产生了压差。吸液罐中的液体在这个压差作用下不断地经吸入管路及泵的吸入室进入叶轮中。这样,叶轮在旋转过程中,一面不断地吸入液体,一面又不断地给吸入的液体以一定的能头,将液体排出。离心泵便是如此连续不断地工作的。

当用一个离心叶轮不能使液体获得满足工艺需要的能头时,可将多个叶轮串联(或并联)起来使用。

三、离心泵的分类

离心泵的类型很多,根据使用目的不同有多种结构。通常按其结构型式进行分类。

1. 按液体吸入叶轮方式

(1) 单吸式泵。如图 1-1 所示,叶轮只有一侧有吸入口,液体从叶轮的一面进入。

(2) 双吸式泵。如图 1-3 所示,叶轮两侧都有吸入口,液体从叶轮的两面进入。

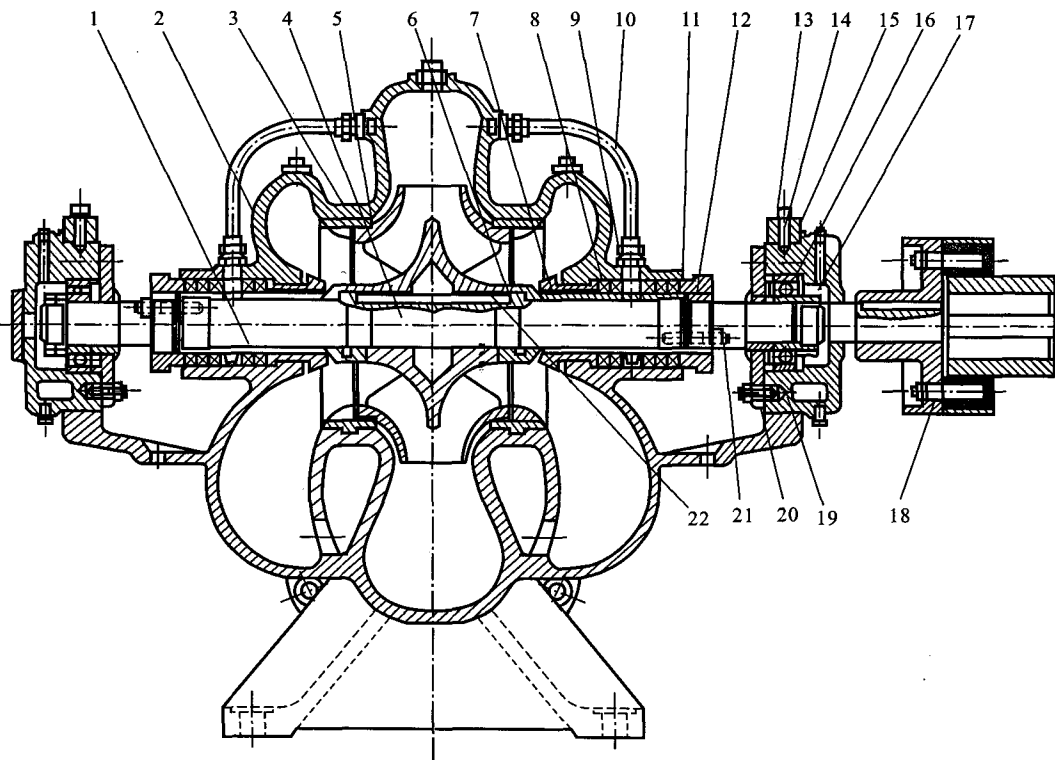


图 1-3 双吸式离心泵

1—下泵体;2—上泵体;3—叶轮;4—轴;5—口环;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—轴承挡套;20—轴承端盖;21—双头螺栓;22—键

2. 按叶轮级数

(1) 单级泵。泵体中只装有一个叶轮。图 1-1 和图 1-3 所示的离心泵分别为单级单吸悬臂离心泵和单级双吸离心泵。

(2) 多级泵。同一根泵轴上装有串联的两个或两个以上的叶轮。图 1-4 所示为一台分段式多级离心泵,轴上装有 4~12 个叶轮,以产生较高的能头。蜗壳式多级泵的泵体采用水平中开式或径向剖分。叶轮采用对称布置,可基本平衡轴向力。

3. 按壳体剖分方式

(1) 中开式泵。壳体在通过轴中心线的水平面上分开,图 1-3 所示离心泵即属此型式。

(2) 分段式泵。壳体按与泵轴垂直的平面剖分,如图 1-4 所示。

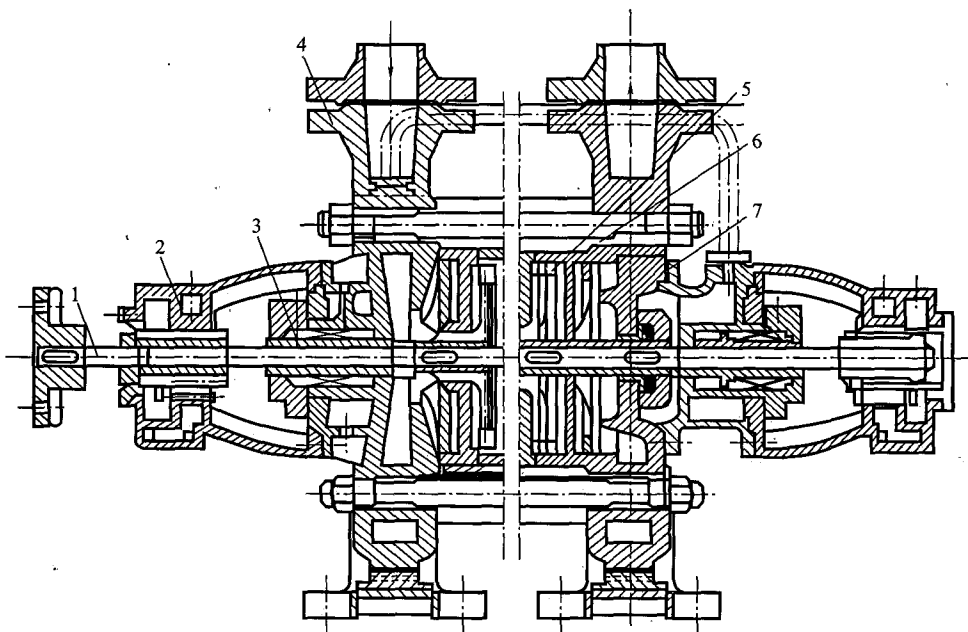


图 1-4 分段式多级离心泵示意图

1—转子部件;2—托架部件;3—机械密封;4—吸入段;5—导叶;6—中段;7—压出段

4. 按泵体形式

(1) 蜗壳泵。壳体呈螺旋线形状,液体自叶轮甩出后,进入螺旋形的蜗室,再送入排出管内,如图 1-3 所示。

(2) 双蜗壳泵。泵体设计成双蜗室以平衡泵的径向力,如图 1-5 所示。

(3) 筒式泵。如图 1-6 所示,泵体为双层泵壳。外泵壳是一个铸造圆筒,两端用端盖封闭,上部设吸入管和排出管。泵运转时,外泵壳承受全部液体压力。内泵壳是水平剖分式,转子装到内泵壳内。拆卸时把内泵壳连同转子一起从外泵壳中抽出。

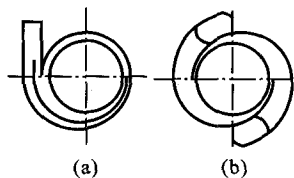


图 1-5 双蜗室

(a) 双层蜗室;(b) 双蜗室

此外,还可以按离心泵所输送介质的不同而分为清水泵、油泵、耐腐蚀泵等。

四、离心泵的主要工作参数

离心泵的主要工作参数包括流量、扬程、功率、效率、转速和汽蚀余量等。

1. 流量

流量是指泵在单位时间内输送的液体量,通常用体积流量 Q 表示。体积流量常用的单位是 m^3/h , m^3/s 或 L/s 。流量也可用质量流量 m 表示,其单位为 kg/h 或 kg/s 。

质量流量 m 与体积流量 Q 之间的关系为:

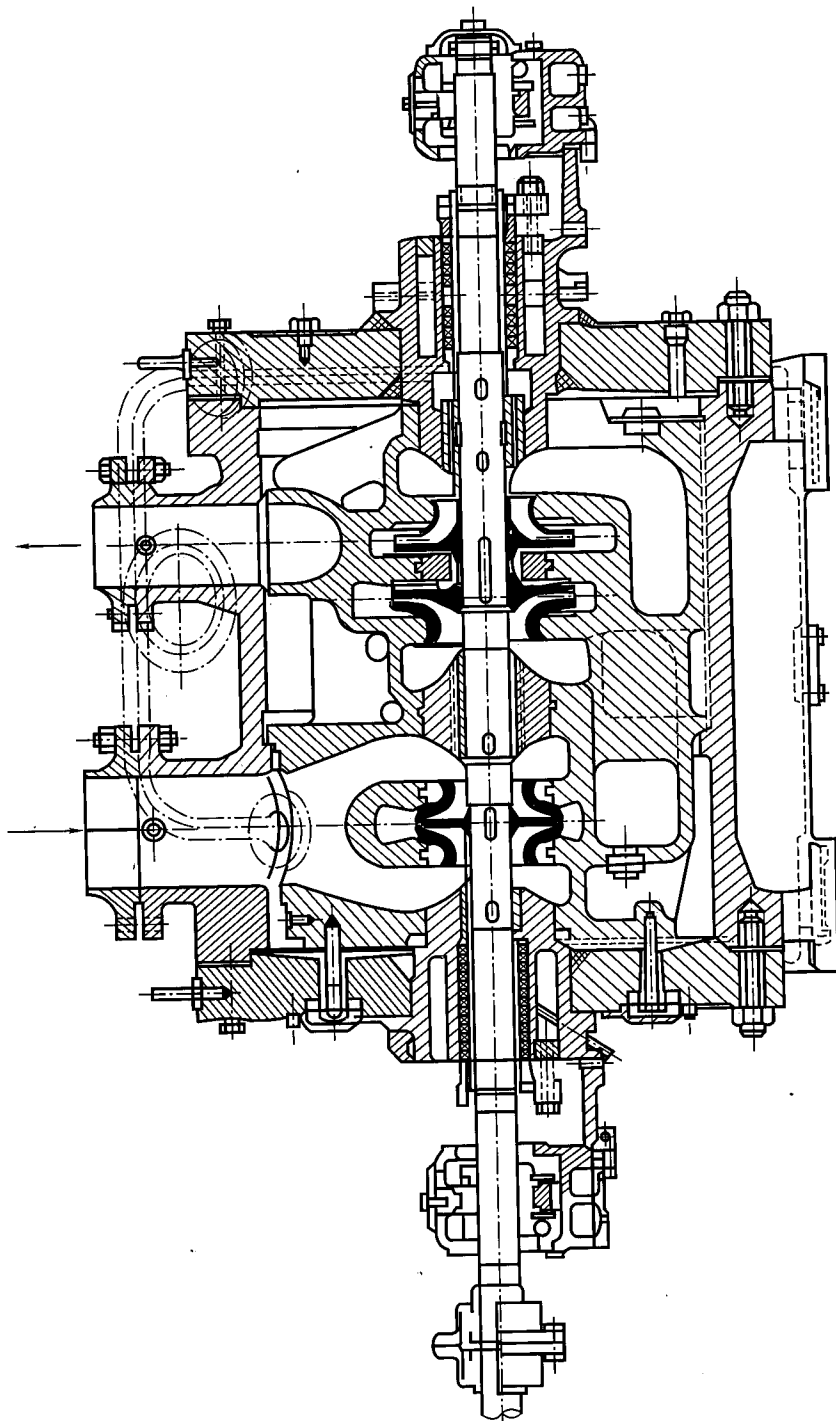


图 1-6 筒式泵结构示意图

$$m = \rho Q \quad (1-1)$$

式中 ρ ——液体密度, kg/m^3 。

2. 扬程

泵的扬程是指单位质量液体从泵进口(泵进口法兰)到泵出口(泵出口法兰)的能头增值,也就是单位质量液体通过泵以后获得的有效能头,即泵的总扬程,常用符号 H 表示,单位为 J/kg 。在实际生产中,泵的扬程习惯用被输送液体的液柱高度表示。虽然用液柱高度表示时,泵的扬程的单位与高度单位一样,但不应把泵的扬程简单地理解为液体所能排送的高度。因为泵的有效能头不仅要用来提高液体的位高,而且还要用来克服液体在输送过程中的流动阻力,以及提高输送液体的静压能和速度能等。

在工程应用中,有两种情况需要计算泵的扬程。一种情况是在已知的管路中输送一定的流量时,计算泵所需的扬程。根据泵给单位质量液体的能头 H 与输送液体所消耗的能头相等的能量平衡方程,可写出计算泵扬程的公式为(图 1-2):

$$H = \frac{p_B - p_A}{\rho} + g(H_B + H_A) + \frac{c_B^2 - c_A^2}{2} + \sum h_f \quad (1-2)$$

式中 p_A, p_B ——分别为吸液罐和排液罐液面上的压力, Pa ;

ρ ——被输送液体的密度,这里假设 $\rho_A = \rho_B = \rho = \text{const}$, kg/m^3 ;

g ——重力加速度, m/s^2 ;

H_A, H_B ——分别为吸液罐和排液罐液面至泵中心轴线的垂直高度, m ;

c_A, c_B ——分别为吸液罐和排液罐液面的液体平均流速, m/s ;

$\sum h_f$ ——吸入与排出管内总流动阻力损失,但不计液体流经泵的阻力损失, J/kg 。

另一种情况是计算运转中的泵的扬程。这时可写出泵进口与出口处液流的能量方程,即:

$$H = \frac{p_D - p_S}{\rho} + gZ_{SD} + \frac{c_D^2 - c_S^2}{2} \quad (1-3)$$

式中 p_S, p_D ——分别为泵进口和出口处的压力, Pa ;

g ——重力加速度, m/s^2 ;

Z_{SD} ——泵进口中心到出口处的垂直距离, m ;

c_S, c_D ——分别为泵进口和出口处的液体平均流速, m/s 。

若泵进口和出口的直径相差很小,根据连续方程有 $c_D \approx c_S$,于是泵的扬程可用下式计算:

$$H = \frac{p_D - p_S}{\rho} + gZ_{SD} \quad (1-4)$$

在实际工程应用中,泵的扬程常用米液柱表示。为此将单位质量的能头(单位为 J/kg)除以 g (取 $g = 9.8 \text{ m}/\text{s}^2 = 9.8 \text{ N}/\text{kg}$),则扬程单位就变成用 J/N 表示了,即 1 N 液体通过泵后所获得的有效能头,其单位 J/N 等价于高度单位 m 。若扬程的单位用 m 来表示,则公式(1-2),(1-3)和(1-4)变为:

$$H = \frac{p_B - p_A}{\rho g} + (H_B + H_A) + \frac{c_B^2 - c_A^2}{2g} + \sum h_t \quad (1-5)$$

$$H = \frac{p_D - p_s}{\rho g} + Z_{SD} + \frac{c_D^2 - c_s^2}{2g} \quad (1-6)$$

$$H = \frac{p_D - p_s}{\rho g} + Z_{SD} \quad (1-7)$$

以 m 为单位表示的扬程 H 和压差 Δp 的换算关系为:

$$\Delta p = \rho g H \quad (1-8)$$

3. 转速

泵的转速是指泵轴每秒旋转的次数,用符号 n 表示,单位为 r/s 。

4. 功率

功率是指单位时间内所做的功。如果在 $1 s$ 内把 $1 N$ 的物体提高 $1 m$ 的高度,就对物体做了 $1 N \cdot m$ 的功,即功率等于 $1 N \cdot m/s$ 或 $1 W$ 。单位瓦(W)在工程上使用太小,常用千瓦(kW)来表示。

泵的功率分输入的轴功率 N 和输出的有效功率 N_e 。有效功率表示在单位时间内泵输送出去的液体从泵中所获得的有效能头。因此,泵的有效功率为:

$$N_e = \frac{\rho H Q}{1\,000} \quad (1-9)$$

式中 ρ ——液体密度, kg/m^3 ;

H ——扬程, J/kg ;

Q ——体积流量, m^3/s 。

5. 效率

效率是衡量离心泵工作经济性的指标,用符号 η 表示。由于泵工作时,泵内存在各种损失(如运动部件间产生相对摩擦而消耗一定的功率),所以不可能将驱动机输入的功率全部转变为液体的有效功率。轴功率 N 与有效功率 N_e 之差即为泵内损失功率,其大小可用泵的效率来衡量。泵的效率 η 等于有效功率与轴功率之比,表达式为:

$$\eta = \frac{N_e}{N} \times 100\% \quad (1-10)$$

除上述五个参数外,还有汽蚀余量 Δh_r 、吸入真空度 H_s 、比转数 n_s 等。这些参数将在第六节和第七节中介绍。

第二节 离心泵的基本方程式

本节主要研究叶轮与流体之间能量的传递过程,确定泵使液体获得多少有效能头。

液体在叶轮中获得能头,首先表现为液体流速大小和流动方向的改变,因此,本节首先分析液体在叶轮流道中的流动规律。

一、液体在叶轮中的流动——速度三角形

液体沿轴向进入叶轮中心,然后沿径向流出叶轮,再流入泵的压液室内。液体在叶轮流

道内的流动情况较为复杂。它在流过叶轮的同时又被叶轮的叶片强迫着一起转动,给研究和分析带来困难。为了便于从理论上进行分析,给出以下两点假设:

(1) 通过叶轮的液体是理想液体,即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的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,其液流角相等。液体的这种相对运动,只有当叶轮的叶片数为无限多时才能实现,所以假设叶轮是由无限多、无限薄的叶片所组成。

液体在叶轮中的流动是一种复杂的运动。根据理论力学知识,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,则叶轮的旋转运动就是牵连运动。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,液体在叶轮中流动时的复杂运动便可以由液体的旋转运动和相对运动合成。

液体质点相对运动的速度称为相对速度,用矢量 w 表示。在无限多叶片的假设下,相对速度方向与叶片方向一致,即与叶片相切,如图 1-7a 所示。

液体质点的牵连速度指与所求液体质点瞬时重合的点的叶轮圆周速度,用矢量 u 表示,其方向垂直于叶轮圆半径,指向叶轮旋转方向,如图 1-7b 所示。

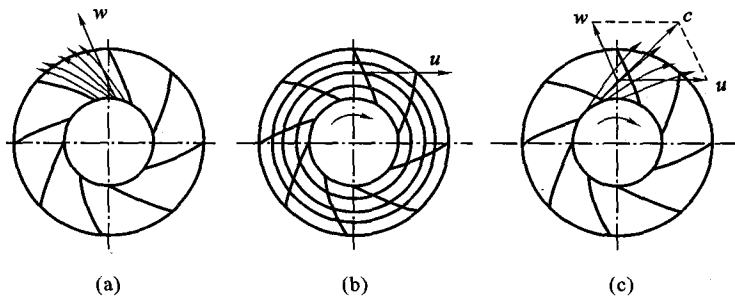


图 1-7 液体在叶轮中的流动

(a) 相对运动; (b) 圆周运动; (c) 绝对运动

液体质点相对于静止的壳体的运动速度称为绝对速度,用矢量 c 表示,其大小和方向由圆周速度和相对速度的矢量合成而决定,如图 1-7c 所示。

$$c = u + w \quad (1-11)$$

由此我们可以作出叶轮中任一液体质点的三个速度矢量 w , u 和 c 。这三个速度矢量组成一个封闭的三角形,称为速度三角形,如图 1-8 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。其中,叶轮叶片进口和出口处的速度三角形将是我们研究的重点。

为以后计算方便,常常把绝对速度 c 分解成两个分量。一个是与圆周速度 u 垂直的分量,以 c_r 表示,称为液流绝对速度的径向分速(或称轴面速度);另一个是与圆周速度 u 平行的分量,以 c_u 表示,称为液流绝对速度的周向分速,如图 1-8 所示。

在以后的讨论中,上述各速度除分别用已述符号表示外,其液流速度间的夹角与叶轮的几何参数还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 ——液流角,即液流相对速度与圆周速度反方向间的夹角;

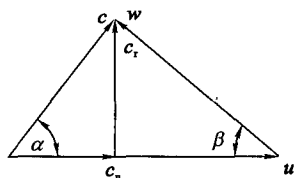


图 1-8 速度三角形

β_A ——叶片角,即叶片在该点的切线与圆周速度反方向间的夹角(在理想情况下, $\beta_A = \beta$;在叶轮出口处的叶片角 β_{2A} 又常叫做叶片的离角);

D ——叶轮直径, m;

b ——叶轮轴面流道宽度, m;

z ——叶片数目。

此外;还采用下标 1, 2 等分别表示叶片进口、叶片出口处的参数,采用下标 ∞ 来表示液体在叶片数无限多的叶轮中流动时的参数。

下面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,起码应知道三个条件。一般速度三角形的底边 u 只与叶轮的尺寸 D 及工作转速 n 有关,其值可按式计算:

$$u = \pi D n \quad (1-12)$$

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。假设叶片为无限多、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:

$$c_{r\infty} = c_r = \frac{Q_T}{\pi D b \tau} \quad (1-13)$$

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。

叶片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 一般可按式计算(图 1-9):

$$\tau_2 = \frac{\pi D_2 - \frac{z \delta_2}{\sin \beta_{2A}}}{\pi D_2} \quad (1-14)$$

式中 δ_2 ——叶轮出口处的叶片厚度。

一般情况下, $\tau_2 = 0.9 \sim 0.95$ 。

此外,还要知道一个条件才能将速度三角形作出。对叶道进口处点 1 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_{1u} 。当泵具有图 1-1 所示的轴向收缩管状的吸液室时,它一般不会使流过的液体产生绕轴旋转,所以可以认为进入叶道时液体无预旋,即 $c_{1u} = 0$ 。

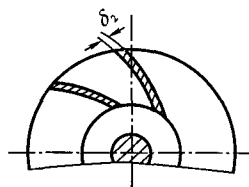


图 1-9 叶片厚度影响的阻塞系数