

高等学校教学用书

钱锡俊 陈 弘 编

泵和压缩机

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。书中对其它型式的泵也作了简要介绍。

此外本书还对泵和压缩机的选用作了阐述，各章均有例题及习题以加深对基本原理的理解和应用。本书为高等工科院校石油储运专业及有关专业的教材，也可作中等专业学校教学用书，还可供从事石油储运、石油化工专业的技术人员参考。

泵和压缩机

钱锡俊 陈弘 编

*

石油大学出版社出版

(山东省东营市)

新华书店发行

石油大学出版社微机室排版

山东省东营新华印刷厂印刷

*

开本 787×1092 1/16 21.25 印张 530 千字

1989 年 4 月第 1 版 1994 年 9 月第 3 次印刷

印数 7001—8200 册

ISBN 7-5636-0017-5/TB·02

定价: 9.00 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。共四章。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给予足够的介绍;最后一章简要介绍了石油及天然气储运中常用的其它型式泵和压缩机。因此,本书除适用于储运专业及其它有关专业教材外,也可供储运技术工作者,中等专业学生等参考。

本教材第一、二章由石油大学钱锡俊编写;第三、四章由石油大学陈弘编写。全书由石油大学顾永泉教授担任主审,提出很多宝贵意见。在编写过程中,石油大学北京研究生部任瑛教授、薛敦松副教授也曾提供了宝贵资料和建议,在此一并致以衷心地感谢。

一九八八、六

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 液体所获能头的分析	14
第四节 有限叶片数对理论扬程的影响	17
第五节 离心泵的性能曲线	19
第六节 离心泵的相似原理及其应用	27
第七节 离心泵的汽蚀与吸入特性	42
第八节 输送粘液时离心泵性能曲线的换算	56
第九节 离心泵的装置特性与工况调节	64
第十节 离心泵的系列及选用	74
第十一节 离心泵的主要零部件	84
第十二节 离心泵的节能	103
第二章 离心压缩机	117
第一节 离心压缩机的主要构件及基本工作原理	117
第二节 气体在级中流动的概念及基本方程	120
第三节 级中能量损失	138
第四节 级的性能曲线	146
第五节 多级离心压缩机的性能曲线	149
第六节 相似原理在离心压缩机中的应用	152
第七节 离心压缩机和管路的联合工作及工况调节	165
第八节 离心压缩机的主要零部件	180
第三章 往复式活塞式压缩机	195
第一节 往复式活塞式压缩机的基本结构和工作原理	195
第二节 往复式活塞式压缩机的工作循环	208
第三节 排气量	214
第四节 功率和效率	226
第五节 排气温度及排气压力	231
第六节 多级压缩	232
第七节 实际气体的压缩	236
第八节 压缩机变工况工作及排气量调节	250
第九节 往复式活塞式压缩机的类型及其选择	256

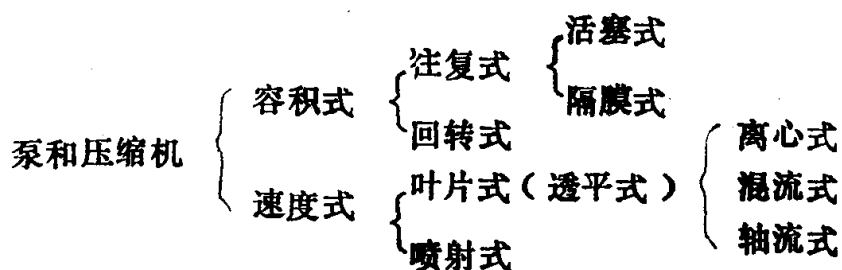
第四章 其它型式的泵	289
第一节 自吸式离心泵	289
第二节 旋涡泵	289
第三节 射流泵	293
第四节 往复泵	295
第五节 螺杆泵	305
第六节 齿轮泵	310
第七节 滑片泵	315
第八节 液环泵	317
附录	321
主要参考资料	333

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称为泵；输送气体介质并提高其能头的则称为压缩机。

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、交通和农田灌溉等等，所以它们又是通用机械。在石油化工生产中，其原料、半成品或产品大多是流体，因此泵和压缩机在其生产中占有更重要的地位。在石油及天然气的储运工作中，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。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，生产长距离输油管线用泵，提高了运输效率，降低了成本，对发展生产起了积极作用。在油库用泵和压缩机中，更是种类繁多，除大量用以集输、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两大类。



容积式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。其中活塞式是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；回转式是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。

透平式是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，主要分为离心式和轴流式，如离心泵、离心压缩机以及轴流泵和轴流压缩机等均属此类。

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。目前常用的泵和压缩机的适用范围可参考图 0-1 和图 2-3。

就泵来说, 由于离心泵具有结构简单, 体积小, 重量轻, 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, 所以为石油储运生产中大量应用。同时也广泛应用各种其它型式的泵。在压缩机方面, 活塞压缩机由于其能耗低、适应性强和灵活性大, 目前应用仍最普遍。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, 对其它型式泵也简略介绍。

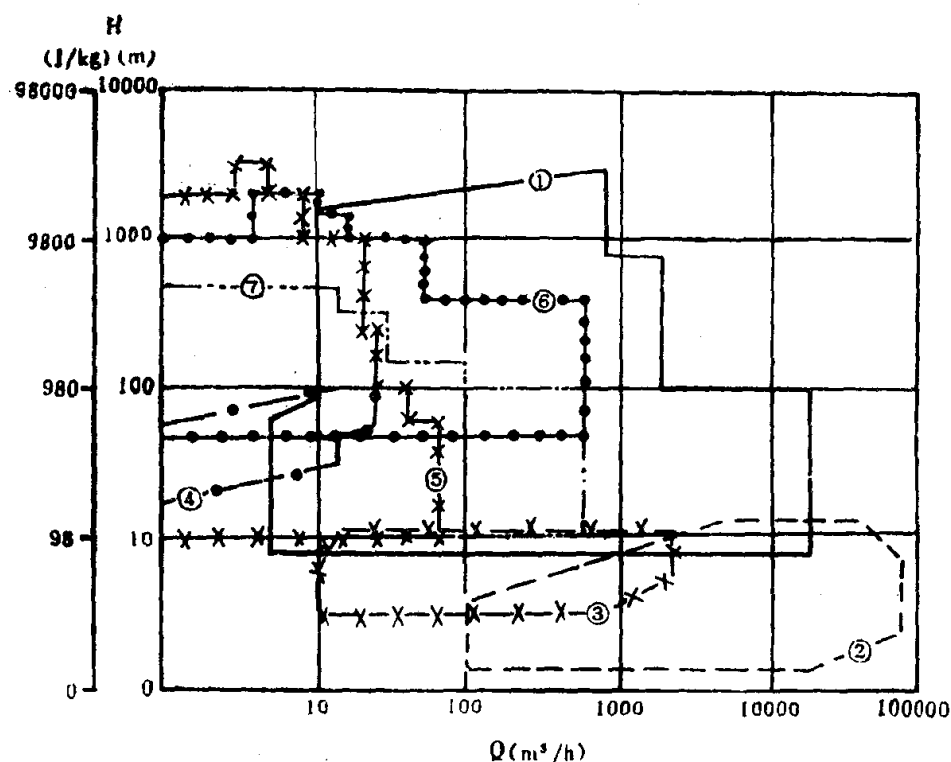


图0-1 各种常用泵的使用范围

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

本书中的计量单位一律采用国际单位制, 但考虑到目前石油储运生产中仍然大多采用公制单位, 为了便于两种单位制进行对照, 在本书最后附以国际单位制(SI)与工程单位制的主要单位对照表, 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。

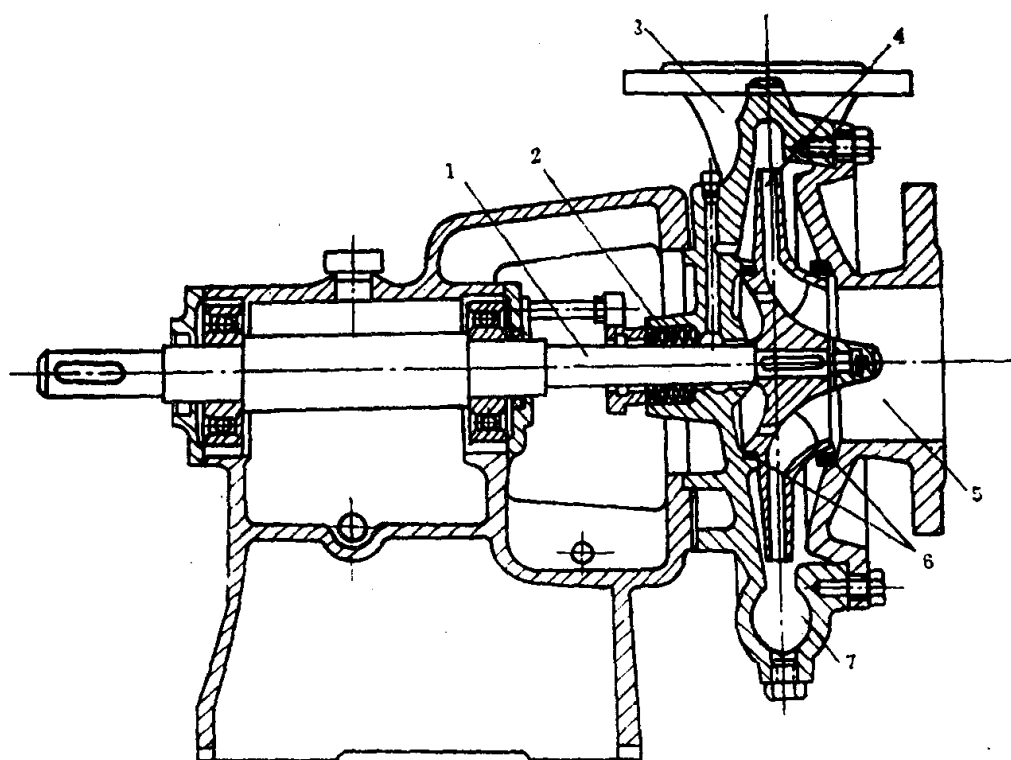


图1-1 离心泵的基本构件

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，要求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，其作用是把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大，为了减小后

面管路中的流动损失，故液体在送入排出管以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。

离心泵在启动之前，泵内应灌满液体，此过程称为灌泵。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输送到储罐或工作地点。

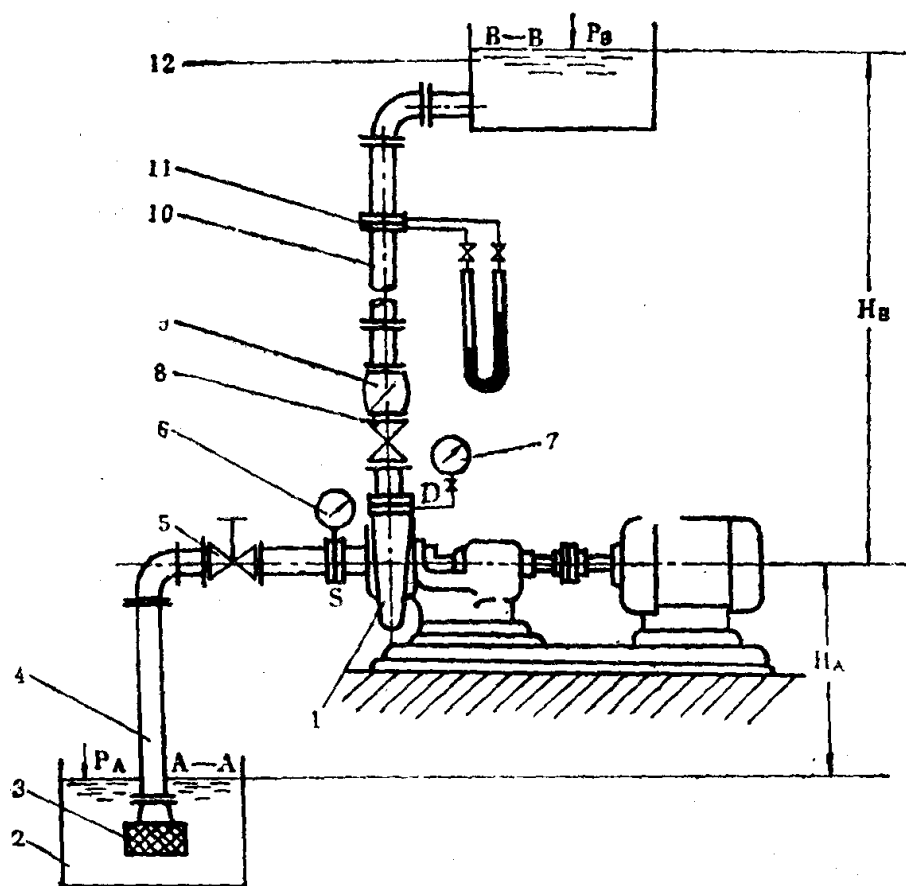


图1-2 离心泵的一般装置示意图

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

在液体被甩向叶轮出口的同时，叶轮入口中心处就形成了低压，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，便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。离心泵便如此连续不断地工作。

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，可用多个叶轮串联（或并联）起来对液体做功。

三、离心泵的分类

离心泵的类型很多，随使用目的不同，有多种结构。通常按其结构型式，分类如

下:

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 叶轮两侧都有吸入口, 液体从两面进入叶轮, 如图 1-3 所示。

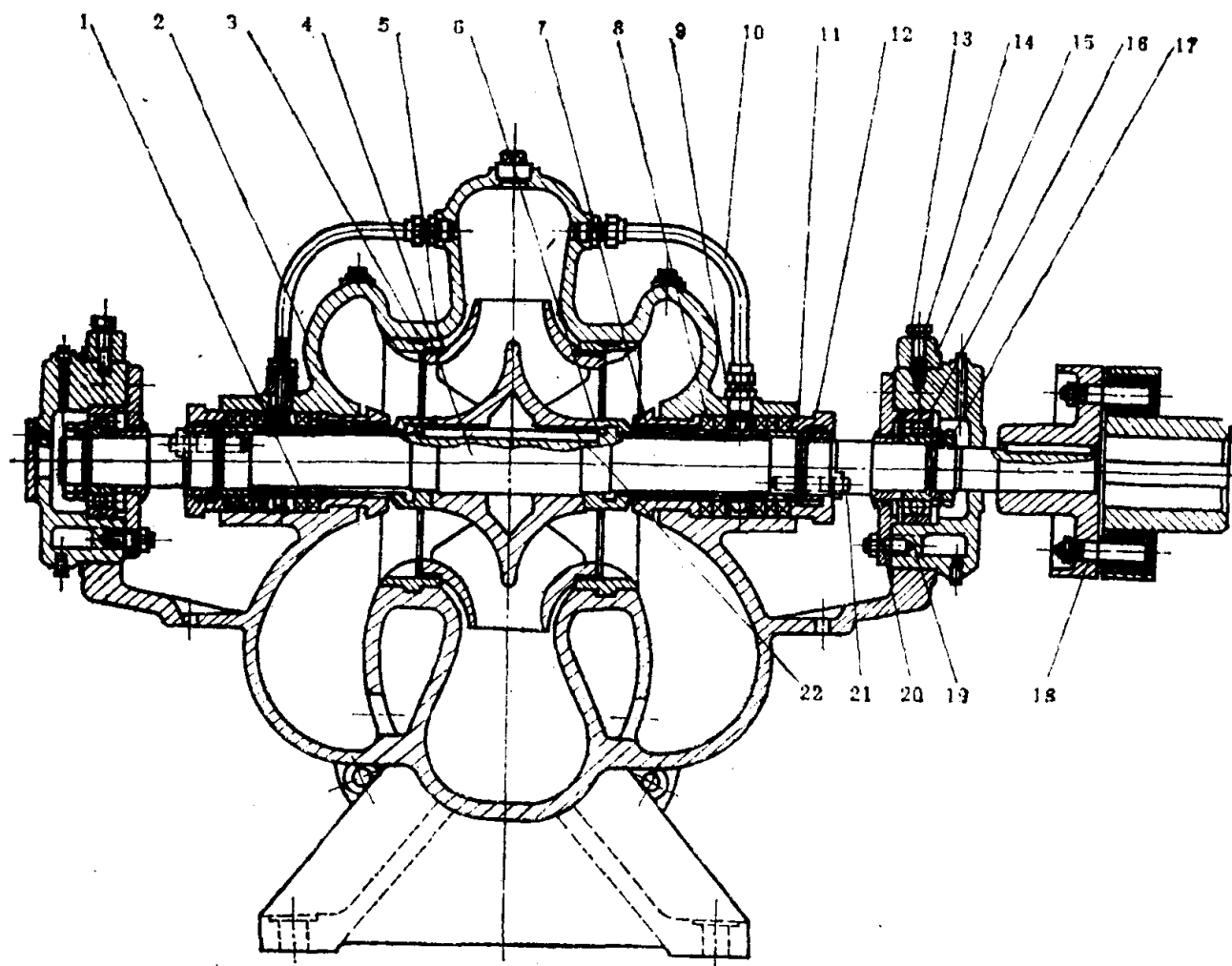


图1-3 双吸式离心泵

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, 以产生较高能头。

蜗壳式多级泵, 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。

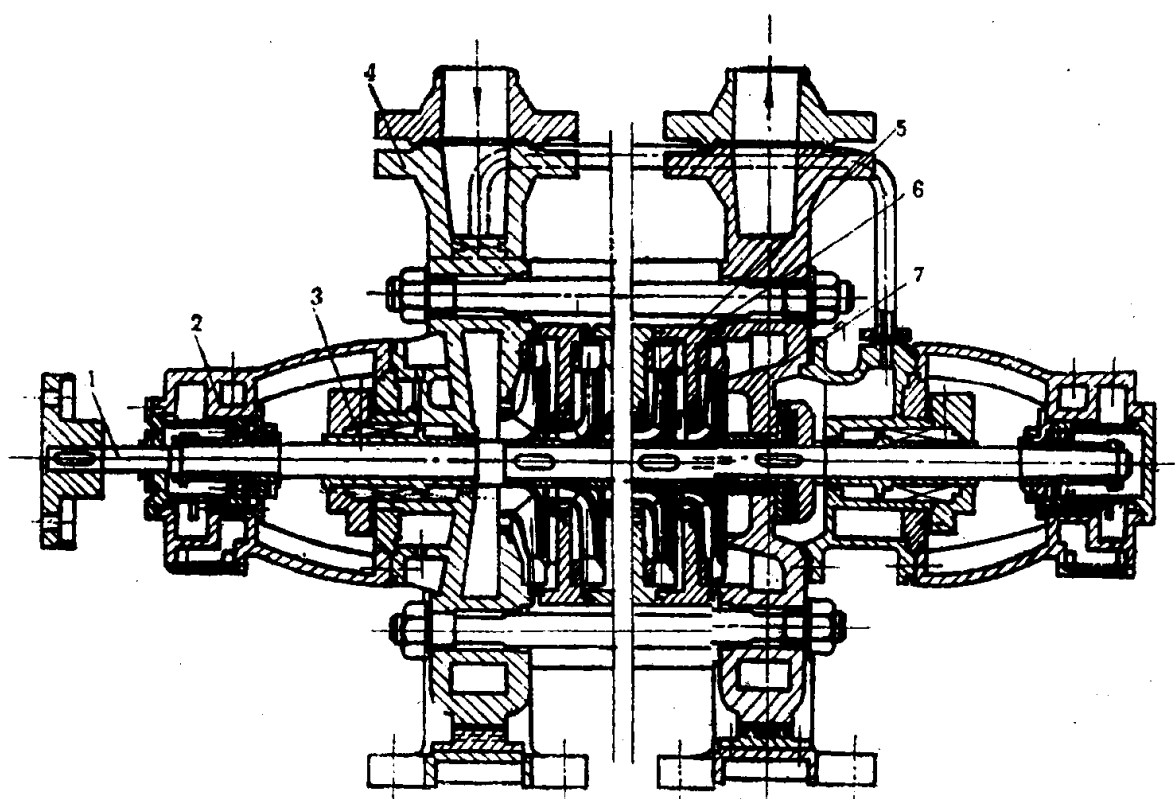


图1-4 分段式多级离心泵

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，如图1-5所示，以平衡泵的径向力。

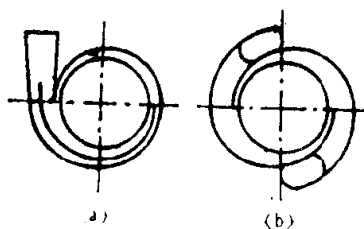


图1-5 双蜗室

(a) 双层蜗室；(b) 双蜗室

(3) 筒式泵 如图1-6所示，它的泵体为双层泵壳，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。

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，通用的单位是 m^3/h 、 m^3/s 或 L/s 。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

$$m = \rho Q$$

式中 ρ ——液体密度， kg/m^3 。

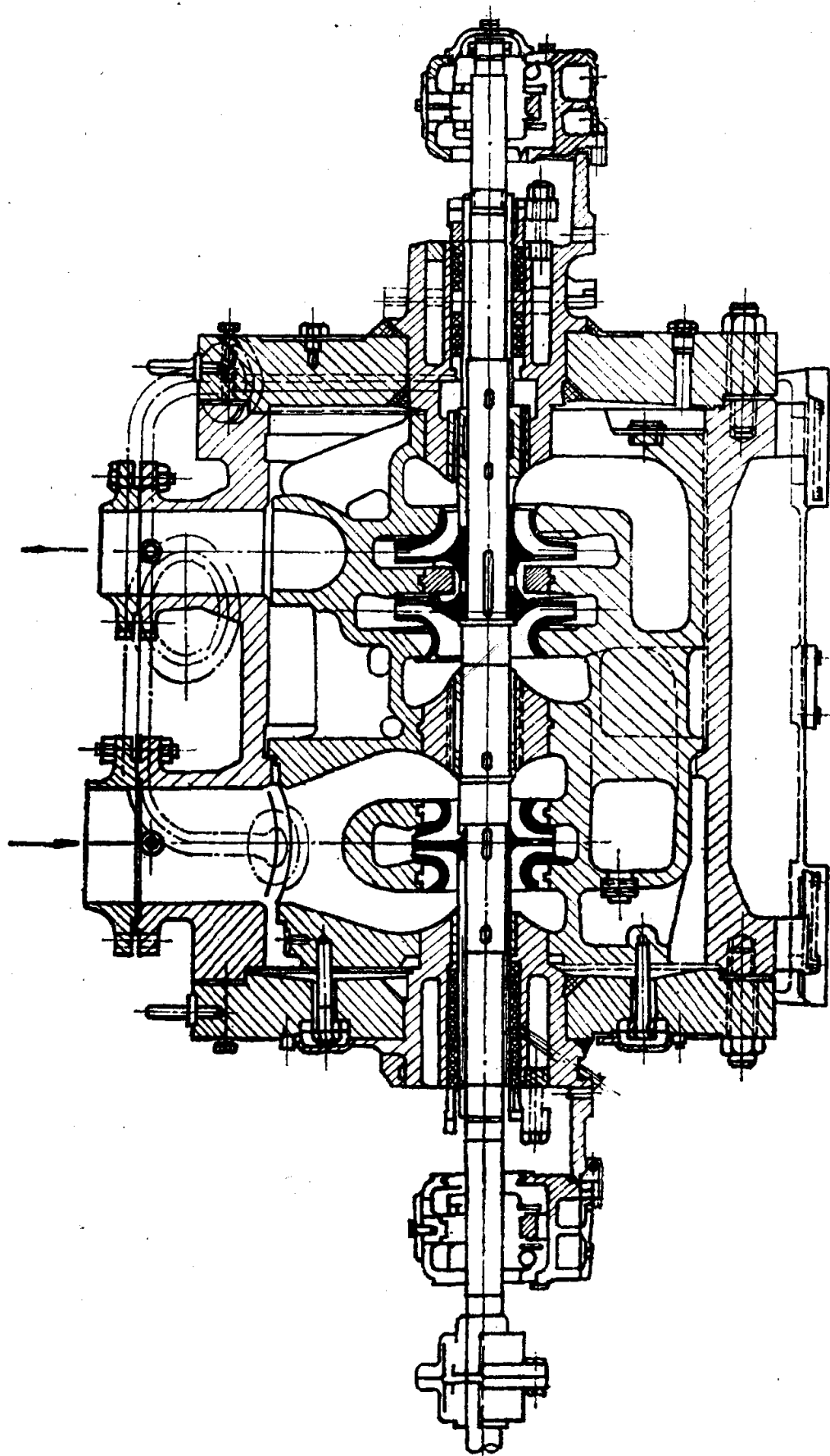


图1-6 筒式泵结构图

2. 扬程

泵的扬程是指每公斤液体从泵进口（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 。目前，在实际生产中，泵的扬程仍习惯用被输送液体的液柱高度 m 表示。虽然泵扬程的这一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（参见图1-2）

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

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， kg/m^3 ，这里假设 $\rho_A = \rho_B = \rho = \text{const}$ ；

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 ；

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

另一种情况是计算运转中的泵的扬程，这时可写泵入口与出口处液流的能量方程，

即

$$H = \frac{p_D - p_s}{\rho} + gZ_{SD} + \frac{c_D^2 - c_s^2}{2} \quad \text{J/kg} \quad (1-2)$$

式中 p_s 、 p_D ——分别为泵入口和出口处的压力， Pa ；

Z_{SD} ——泵入口中心到出口处的垂直距离， m ；

c_s 、 c_D ——分别为泵入口和出口处的液体平均流速， m/s 。

若泵入口和出口直径相差很小，根据连续方程，则 $c_D \approx c_s$ ，于是泵的扬程可用下式计算

$$H = \frac{p_D - p_s}{\rho} + gZ_{SD} \quad \text{J/kg} \quad (1-3)$$

在实际工程中，泵的扬程常用米液柱来表示，为此，将单位质量的能头 J/kg 除以 g （取 $g = 9.8 \text{ N/kg}$ ），则扬程单位变成用 J/N 表示了，即一牛顿液体通过泵后获得的有效能头，其单位为 $\frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{N}} = m$ 液柱了。公式(1-1)、(1-2)和(1-3)变为

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

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

$$H = \frac{p_D - p_s}{\rho g} + Z_{SD} \quad \text{m} \quad (1-3)'$$

以 m 表示的扬程 H 和压差 Δp 的换算关系为

$$\Delta p = \rho g H$$

3. 转速

泵的转速是指泵轴每分钟旋转的次数，用符号 n 表示，单位为转每秒，写作 r/s 。

4. 功率

功率是指单位时间内所做的功，如果在一秒钟内把1牛顿重的物体提高1m的高度，这时就对物体做了 $1N \cdot m$ 的功，即功率等于 $1N \cdot m/s$ ，或1W。瓦单位在工程上使用太小，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获得的有效能头。因此，泵的有效功率为

$$N_e = \frac{\rho H Q}{1000} \quad \text{kW} \quad (1-4)$$

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 来表示。由于泵工作时，泵内存在各种损失，例如其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，其大小用泵效率来量衡。因此泵的效率 η 等于有效功率与轴功率之比，表达式为

$$\eta = \frac{N_e}{N} \times 100\% \quad (1-5)$$

除上述五个参数外，还有汽蚀余量 Δh_r 或吸入真空度 H_r ，以及比转数 n_s 等，这些参数将分别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，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

液体是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，使研究和分析更加困难。为了便于从理论上进行分析，暂且引用以下两点假设：

(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，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，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，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，即与叶片相切，如图1-7a所示。

液体质点的牵连速度，就是指与所求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。

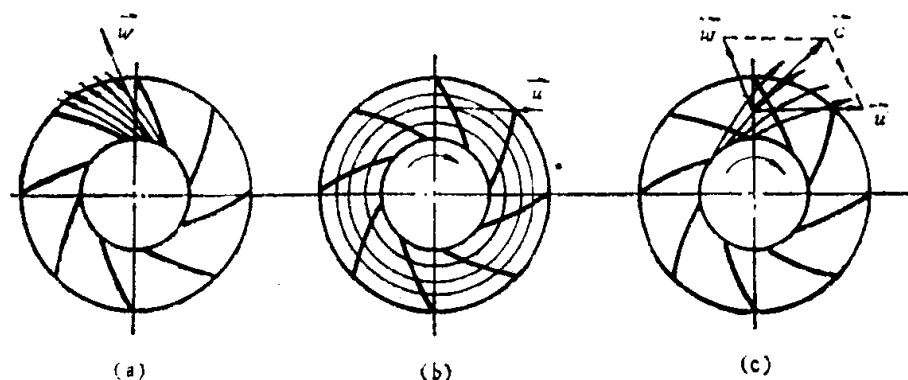


图1-7 液体在叶轮中的流动
(a) 相对运动；(b) 圆周运动；(c) 绝对运动

液体质点相对于静止的壳体的运动速度，称为绝对速度，以矢量 $\vec{c}$ 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，即

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

由此我们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的三角形，称之为速度三角形，如图1-8所示。

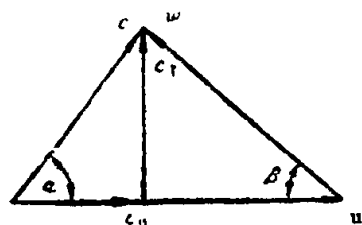


图1-8 速度三角形

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和出口处的速度三角形，将是我们研究问题的重点。

为以后计算方便，常常把绝对速度 $\vec{c}$ 分解成两个分量，一个是与圆周速度 $\vec{u}$ 垂直的分量，以 c_r 表示，称为液流绝对速度的径向分速，或轴面速度；另一个是与圆周速度 $\vec{u}$ 平行的分量，以 c_u 表

示, 称为液流绝对速度的周向分速, 参见图1-8。

在以后的讨论中, 为了简化, 书写中不再标出液流速度矢量的箭头, 且上述各速度分别用已述符号表示外, 其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 ——液流角, 即液流相对速度与圆周速度反方向间的夹角;

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

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, 其值可按下式计算

$$u = \pi D n$$

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

$$c_{r\infty} = c_r = \frac{Q_T}{\pi D b \tau}$$

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(参见图1-9)

$$\tau_2 = \frac{\pi D_2 - \frac{z \delta_2}{\sin \beta_{2A}}}{\pi D_2} \quad (1-6)$$

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 $c_{1u} = 0$ 。对叶道出口处点2的速度三角形, 若为理想叶轮, 则液流相对速度的方向 β_2 与出口处叶片角 β_{2A} 一致。有了这些补充条件, 叶轮流道进、出口处的速度三角形就可作出来了。

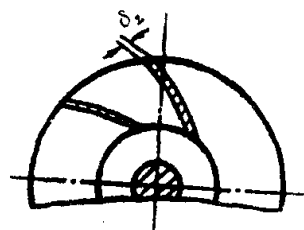


图1-9 叶片厚度影响的阻塞系数

二、离心泵的基本方程式

了解了液体在叶轮内流动的特点，就可以深入研究叶轮是如何将驱动机的能量传给液体的，以及液体获得能头大小与哪些因素有关。

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，质点系对某一轴线的动量矩对时间的导数，等于作用于该质点系诸外力对该轴的力矩之和，即

$$\frac{dL_o}{dt} = M_o$$

式中 L_o ——液流对O轴的动量矩；

M_o ——诸外力对O轴的力矩之和。

取叶轮轴为O轴。为了计算叶轮中液流的动量矩对时间的导数 $\frac{dL_o}{dt}$ ，取叶轮前后盖板及叶片进出口边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，见图1-10。在定常流动条件下，两叶片间A'B'CD部分液流的动量矩是不变的，因此，在上述两瞬间，这部分液流动量矩的增值仅为ABB'A'和CDD'C'这两部分液流动量矩之差。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，根据流体的连续性方程，这两部分液流的质量应相等，即 $m_{ABB'A'} = m_{CDD'C'}$ 。又知ABB'A'部分的液流速度是叶轮流道进口处的流速 c_1 ，CDD'C'部分的液流速度是叶轮出口处的流速 c_2 。就整个叶轮来说， dt 时间内流过叶轮的流体质量为

$$\sum m_{ABB'A'} = \sum m_{CDD'C'} = \rho Q_T dt$$

则在 dt 时间内流过叶轮的液流动量矩的变化值应是液流出口与入口动量矩之差，即

$$dL_o = \rho Q_T dt (c_2 l_2 - c_1 l_1)$$

式中 l_1 、 l_2 ——分别为 c_1 及 c_2 对O轴的垂直距离，由图1-11可知： $l_1 = r_1 \cos \alpha_1$ ， $l_2 = r_2 \cos \alpha_2$ 。 r_1 、 r_2 分别为叶轮叶片进、出口处的半径。

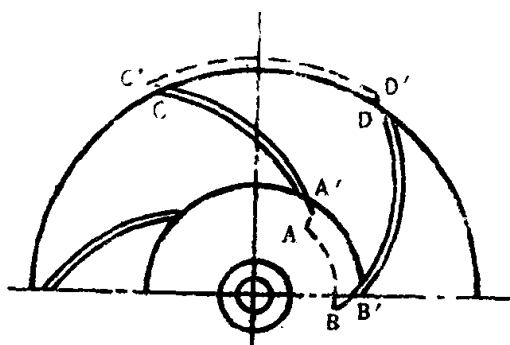


图1-10 动量矩定理在离心泵中的应用

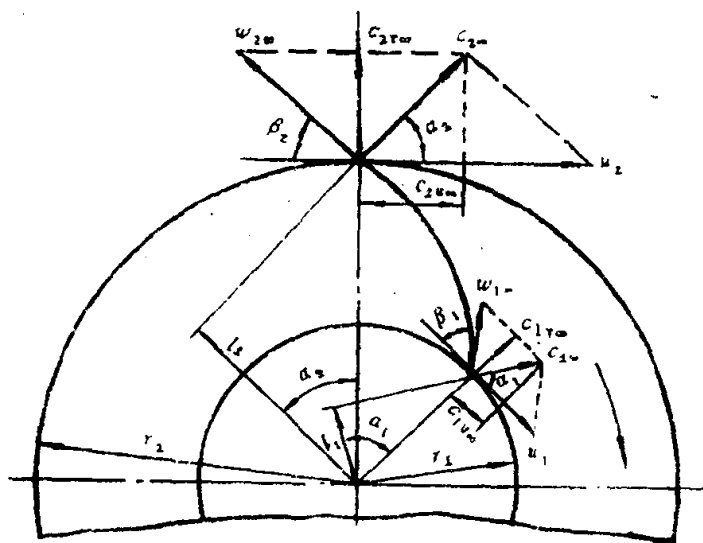


图1-11 叶轮叶片进出口速度三角形