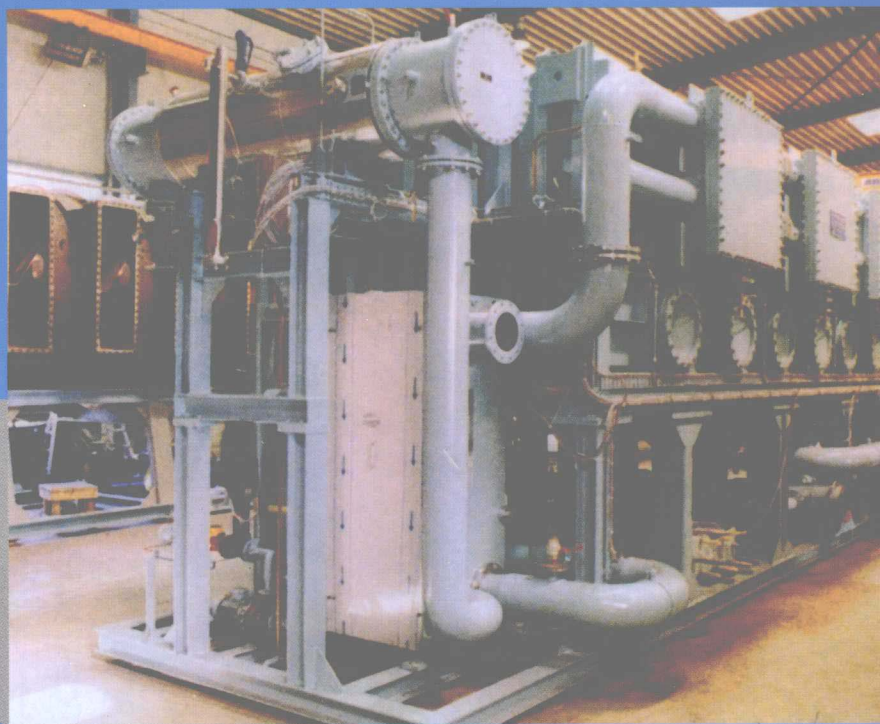


船舶与海洋工程系列
CHUANBO YU HAIYANG GONGCHENG XILIE



船舶辅机

● 姚寿广◎主 编



哈尔滨工程大学出版社
Harbin Engineering University Press

船舶与海洋工程系列
CHUANBO YU HAIYANG GONGCHENG XILIE



船舶辅机

● 姚寿广◎主 编

 哈尔滨工程大学出版社
Harbin Engineering University Press

内 容 简 介

书中系统地介绍了各种通用船舶辅机的工作原理、性能特点、典型结构、选用和使用要点,以及常见故障的分析和处理方法。全书共分六编。第一编为船用泵,内容包括离心泵、往复泵、回转泵、旋涡泵、喷射泵等;第二编为气体输送机械,内容包括活塞式压缩机和通风机;第三编为甲板机械,内容包括液压技术和液压元件、舵机、锚装置、起货机及减摇装置;第四编为船舶制冷装置与空调装置;第五编为船舶辅锅炉;第六编为船舶海水淡化和防污染装置。

本书是船舶类院校热能与动力工程(船舶动力装置、船舶内燃机专业方向)及轮机工程专业船舶辅机课程的教学用书,也可作为水运交通类院校船舶运用工程相关专业的教材,以及船厂、船舶机务、船检和港监等相关部门技术人员的培训参考书。

图书在版编目(CIP)数据

船舶辅机/姚寿广主编. —哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2007

ISBN 978-7-81073-619-0

I. 船… II. 姚… III. 船舶辅机-高等学校-教材 IV. U664.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2007)第 094616 号

出版发行 哈尔滨工程大学出版社
社 址 哈尔滨市南岗区东大直街 124 号
邮政编码 150001
发行电话 0451-82519328
传 真 0451-82519699
经 销 新华书店
印 刷 肇东粮食印刷厂
开 本 787mm×1 092mm 1/16
印 张 21.75
字 数 538 千字
版 次 2007 年 10 月第 2 版
印 次 2007 年 10 月第 2 次印刷
定 价 36.00 元
<http://press.hrbeu.edu.cn>
E-mail: heupress@hrbeu.edu.cn



前 言

“船舶辅机”课程是船舶与交通类高等院校各相关专业及方向的一门重要的专业必修课。本书重点介绍了船舶通用辅助机械的基本理论、基本知识、基本计算及工作原理与特性。全书编写力求符合少而精及便于自学的原则,除了具有较强的针对性、系统性外,又重点地介绍了当前船舶辅机的发展及先进技术的应用。

本书第二、三、五编由姚寿广教授编写,第一编由彭东升副教授编写,第四编由路诗奎副教授编写,第六编由周根明副教授编写,全书最后由姚寿广教授统稿、定稿。

本书由哈尔滨工程大学姜润秋教授和上海海事大学胡以怀教授担任主审,两位教授对本书的编写内容提出了许多宝贵的意见,在此深表谢意。

由于编者水平有限,成书时间仓促,书中谬误难免,恳请广大读者批评指正,以待日后改之。

编 者



目 录

第一编 船用泵

第1章 离心泵	3
1.1 离心泵的工作原理、分类和特点	3
1.2 离心泵的叶轮理论	7
1.3 离心泵的性能	12
1.4 离心泵的运行和选择	27
第2章 轴流泵、旋涡泵和喷射泵	34
2.1 轴流泵	34
2.2 旋涡泵	36
2.3 喷射泵	40
第3章 往复泵	43
3.1 往复泵的工作原理、分类和特点	43
3.2 往复泵的流量和性能曲线	45
3.3 往复泵工作过程分析	48
3.4 空气室	49
第4章 回转泵	52
4.1 轴向柱塞泵	52
4.2 径向柱塞泵	58
4.3 齿轮泵	60
4.4 渐开线内啮合齿轮泵和摆线内啮合齿轮泵	64
4.5 叶片泵	65

第二编 气体输送机械

第5章 活塞式压缩机	71
5.1 活塞式压缩机在舰船上的用途	71
5.2 活塞式压缩机的工作过程	72
5.3 压缩机的热力性能	76
5.4 活塞式压缩机的结构	78
5.5 压缩机排气量的调节及自动控制	85

5.6 自由活塞式压缩机	88
第6章 通风机	91
6.1 通风机在舰船上的用途及分类	91
6.2 离心式通风机	91
6.3 轴流式通风机	95
6.4 通风机的特性曲线	96

第三编 甲板机械

第7章 液压技术和液压元件	100
7.1 液压技术的基本知识	100
7.2 控制元件	101
7.3 执行元件	114
7.4 辅助元件	123
第8章 舵机	128
8.1 舵机概述	128
8.2 舵的作用原理	134
8.3 液压舵机的工作原理与基本组成	139
8.4 液压舵机的转舵机构	141
8.5 液压舵机的遥控系统	149
8.6 液压系统	151
8.7 电液操舵装置实例	154
第9章 锚装置	158
9.1 锚装置概述	158
9.2 锚装置的受力分析、工作过程和功率计算	163
9.3 锚机实例	166
第10章 起货机	170
10.1 起货机概述	170
10.2 起货机的液压系统	172
10.3 液压起货机的操纵机构	180
10.4 回转式起货机的液压系统实例	183
第11章 减摇装置	193
11.1 减摇装置概述	193
11.2 液压系统	195
11.3 液压执行机构	198

第四编 船舶制冷与空调装置

第12章 船舶制冷装置	203
12.1 蒸汽压缩式制冷装置的工作原理	203

12.2	制冷剂、载冷剂和润滑油	210
12.3	制冷压缩机	217
12.4	冷凝器	221
12.5	蒸发器	222
12.6	制冷装置的主要附属设备和控制器件	225
12.7	船舶制冷系统	236
12.8	船舶冷藏舱的隔热	239
12.9	冷库热负荷和装置总制冷量的确定	241
12.10	吸收式制冷	243
12.11	热电制冷	249
第 13 章	船舶空气调节装置	252
13.1	船舶空调的设计参数与空调装置的组成	252
13.2	空调的送风量、送风参数与空调分区	254
13.3	船舶空调系统及设备	257
13.4	空气的输送与分配	261
13.5	空调装置的自动调节	264

第五编 船舶辅锅炉

第 14 章	船舶辅锅炉结构	270
14.1	立式横烟管锅炉	270
14.2	D 型水管锅炉	272
14.3	立式直水管锅炉	275
14.4	强制水循环辅助锅炉	276
14.5	废气锅炉	277
第 15 章	船舶辅锅炉的燃油设备及系统	282
15.1	燃油的燃烧过程	282
15.2	燃烧器	284
15.3	燃油系统	292
第 16 章	船舶辅锅炉的汽、水系统	294
16.1	炉水的自然循环	294
16.2	影响蒸汽带水的因素和汽水分离设备	297
16.3	锅炉的蒸汽给水、凝水和排污系统	299
16.4	汽、水系统常见故障	302
第 17 章	锅炉的水处理	304
17.1	锅炉水处理概述	304
17.2	水垢的产生和锅内水处理	306
17.3	锅炉的腐蚀	309
17.4	炉外水处理	311
17.5	锅炉排污	313

第六编 船舶海水淡化和防污染装置

第 18 章 船舶海水淡化装置	315
18.1 海水淡化装置概述	315
18.2 船用蒸馏式海水淡化装置的工作原理	316
18.3 影响真空蒸馏式海水淡化装置工作的主要因素	317
18.4 海水淡化装置实例	319
18.5 船用海水淡化装置的运行及管理	321
第 19 章 船舶防污染装置	323
19.1 船舶对航运环境的污染及防止措施	323
19.2 船舶油水分离和排油监控	325
19.3 油水分离器的结构和工作原理	330
19.4 船舶生活污水处理装置	332
19.5 船舶垃圾处理装置	335
参考文献	339

第一编 船用泵

泵是一种液体输送机械,它可将原动机的机械能转变为液体的机械能(压力能、位能和动能)。船用泵是指符合船舶规范规定和船用技术条件要求的各种供船舶使用的泵。

船用泵在现代船舶上有着十分广泛的应用,它是船舶辅机的重要组成部分。其中有为内燃动力装置服务的,如供给柴油机燃油的燃油泵、缸套冷却水泵、滑油泵;有为蒸汽动力装置服务的,如锅炉给水泵、锅炉燃油泵、海水循环泵;有为船舶安全航行服务的,如压载泵、消防泵、总用泵;有为船员和旅客服务的,如饮用水泵、热水循环泵、卫生泵。另外,对于其他辅机装置,如甲板机械、海水淡化装置、辅助锅炉、空调和制冷装置也需要专门的泵为它们服务。

1. 泵的分类

船用泵的种类繁多,根据其工作原理,一般可以分为以下三种类型。

(1)叶片式泵 通过叶片的高速旋转作用来提高液体能量。离心泵、轴流泵和旋涡泵都属于叶片式泵。

(2)容积式泵 利用工作容积的变化,完成吸入和排出过程来提高液体能量。容积式泵又可分为往复泵和回转泵两种类型,齿轮泵、叶片泵和螺杆泵都属于回转泵。

(3)喷射泵 利用小股流体的高速喷射作用来提升和输送其他较大量的液体。

叶片式泵、容积式泵和喷射泵的工作原理各不相同,它们也各自具有不同的特点和特性。

2. 泵的主要性能参数

泵的主要性能参数有流量、压头、功率、效率和转速等。

(1) 流量

流量是指泵在单位时间内所输送液体的数量,它可以用体积流量 $Q(\text{m}^3/\text{s}$ 或 $\text{l/s})$ 表示,也可以用质量流量 $M(\text{kg/s})$ 表示。

对于回转泵来说,几何排量是指泵每转一周,由其几何尺寸计算而得到的排出液体的体积,用 $q(\text{cm}^3/\text{r})$ 表示。

(2) 压头

压头是指单位重量液体通过泵后所获得的能量,用 $H(\text{m})$ 表示。压头又称为扬程或能头,如泵的压头计算图所示,若忽略吸水液面和排水液面的速度变化,则泵的压头 H 等于吸水液面与排水液面间的位置水头差 H_t ,与吸水液面和排水液面间的压力水头差 H_p ,及液体在管路中的流动损失 $\sum h_w$ 之和,即

$$H = H_t + H_p + \sum h_w$$

式中 H_t ——位置水头差, $H_t = H_B + H_D$ (其中 H_B 和 H_D 分别为吸、排水池液面至卧式泵轴中心线的距离。当吸水池液面在泵轴中心线以上时, H_B 取“-”号;在泵轴中心线以下时, H_B 取“+”号);

H_p ——压力水头差, $H_p = \frac{p_D - p_B}{\gamma}$ (其中 p_B 和 p_D 分别为吸、排水池液面压力, γ 为液

体重量);

$\sum h_w$ ——总流动损失水头。

泵的压头通常可以通过泵入口处真空表读数 p_E 和出口处压力表读数 p_M 来计算,即

$$H = \frac{p_E + p_M}{\gamma} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \Delta y$$

式中 v_1, v_2 ——分别为泵进、出口处液体流速;

Δy ——压力表和真空表间表位高度差;

g ——重力加速度。

在工程上,当压力不是非常高时,液体重度可以看作常数,在液体进、出口速度相差不大,真空表位与压力表位差高度相差较小时,泵的工作压头

$$H = \frac{p_E + p_M}{\gamma}$$

由于回转泵输送的常常是油液,一般排出压力也较高,因此,采用压力 p 而不是压头 H 作为其主要性能参数。它们间的关系为

$$p = \gamma H$$

(3) 功率

功率是指单位时间内所做的功。泵的功率可分为有效功率 N_e 和轴功率 N_b 。有效功率 N_e 是指单位时间内液体通过泵所得到的能量,是泵的输出功率,即

$$N_e = \gamma Q H$$

轴功率 N_b 是指原动机传给泵轴的功率,也是泵的输入功率。

(4) 效率

泵在工作时内部存在着各种损失,有效功率不可能完全等于轴功率。泵的效率是指有效功率 N_e 与轴功率 N_b 之比,效率反映了泵工作的完善程度,即

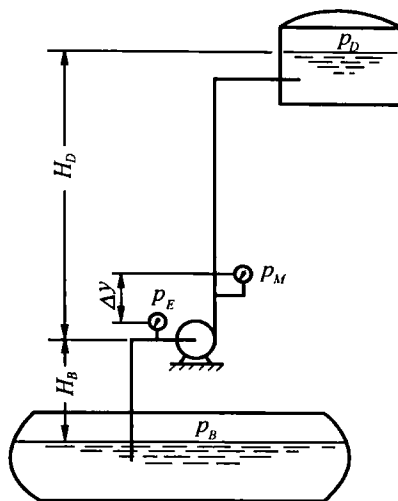
$$\eta = \frac{N_e}{N_b} \times 100\%$$

(5) 转速

转速 n 是指泵轴每分钟的转数,用 $n(\text{r/min})$ 表示。一定的转速产生一定的流量、压头,就需要一定的轴功率。选配原动机时必须按泵所规定的转速选取,否则泵的工作将达不到一定要求或造成某些部件的损坏。

通常在泵的铭牌上所表示的以上五个主要性能参数的数值是指泵在额定工况下的数值,当泵的实际工况偏离了额定工况时,泵的实际工作参数也将发生变化。

除了以上五个主要性能参数以外,还有一些其他性能参数,这将在后面的章节中介绍。



泵的压头计算图



第 1 章

离 心 泵

1.1 离心泵的工作原理、分类和特点

1.1.1 离心泵的工作原理

离心泵由叶轮、泵壳等零部件所组成,如图 1-1 所示,离心泵在工作时,液体在高速旋转的叶轮内受到离心力的作用,从叶轮中心甩向叶轮外缘。这样,在叶轮入口处形成了真空,液体在外部压力的作用下不断进入叶轮。泵壳汇集流向外缘的液体并将其平稳地导向出口,同时还降低了液流的速度,提高了液体的压力,以减少液体的流动阻力损失。

在以角速度为 ω 旋转的叶轮流道内,半径为 r 处沿流线方向取一截面积为 A ,长度为 ds 的微圆柱体,如图 1-2 所示,将坐标固定在叶轮上。微圆柱体的体积为 $Ad s$,它所受离心力沿流线方向上的分力为 $\rho A d s \cos \theta$,两端面间的压力差为

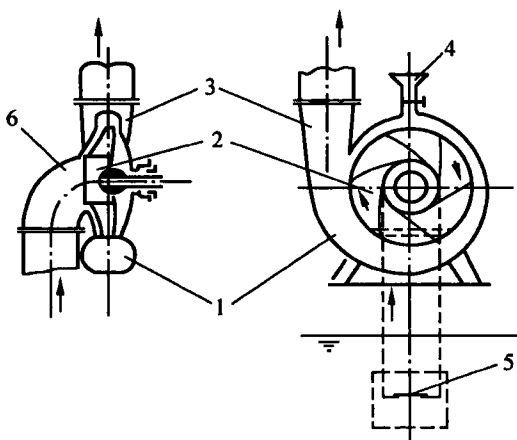


图 1-1 离心泵的结构示意图

1—泵壳;2—叶轮;3—排出管;4—注水阀;5—底阀;6—吸入管

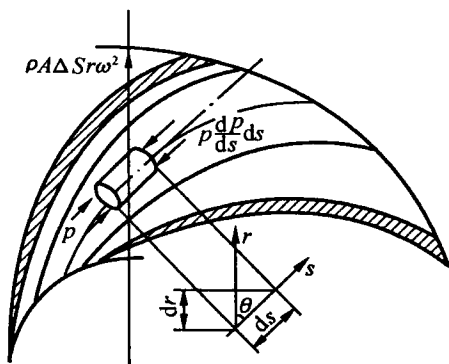


图 1-2 离心力计算图

$$A \left[p - \left(p + \frac{dp}{ds} ds \right) \right] = - A \frac{dp}{ds}$$

设液体在叶轮内的相对速度为 w , 液体的运动加速度则为 $w \frac{dw}{ds}$, 若不考虑液体重力,

则可得运动方程

$$\rho A ds w \frac{dw}{ds} = -A \frac{dp}{ds} + \rho \omega^2 ds \cos \theta$$

因 $\cos \theta = \frac{dr}{ds}$, 则上式可写成

$$w \frac{dw}{ds} = \omega^2 \frac{dr}{ds} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{ds}$$

将上式从叶轮入口处到叶轮出口处积分得

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \frac{\omega^2 (r_2^2 - r_1^2)}{2} - \frac{p_2 - p_1}{2}$$

式中 r_1, r_2 ——叶轮的内外半径;

w_1, w_2 ——叶轮进、出口处相对速度;

p_1, p_2 ——叶轮进、出口处液体压力;

ρ ——液体密度。

因 $\Delta p = p_2 - p_1$, 则

$$H = \frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{r_2^2 \omega^2 - r_1^2 \omega^2}{2g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad (1-1)$$

由式(1-1)可知, 叶轮所产生的压头与叶轮的圆周速度 u 及液体在叶轮内的相对速度 w 有关。叶轮外径越大, 转速越高, 则压头越高。同时还可以看出, 离心泵产生的压头与液体的重度无关, 而压力与液体的重度成正比。

应当指出, 式(1-1)没有考虑液体进入叶轮和流出叶轮的速度变化。有关进、出叶轮液体的速度变化对压头的影响将在下一节讨论。

1.1.2 离心泵的分类

离心泵的种类很多, 分类的方法也很多, 通常有以下几种分类方法。

1. 按叶轮的个数或级数来分

(1) 单级泵 泵壳中只有一个叶轮, 又称单叶轮泵, 如图 1-3 所示。

(2) 多级泵 泵壳中有多个叶轮组成, 如图 1-4 所示。液体顺次流经各个叶轮, 一个叶轮便是一级。叶轮数目越多, 级数越多, 压头也越高。船用离心泵一般不超过四级。

2. 按吸入液体的方式分

(1) 单吸泵 液体从叶轮一侧进入叶轮, 如图 1-5(a) 所示。

(2) 双吸泵 液体从叶轮两侧进入叶轮, 如图 1-5(b) 所示。

3. 按叶轮形式分

(1) 开式叶轮 叶轮两侧都无盖板, 如图 1-6(a) 所示。这种叶轮效率较低, 但适用于

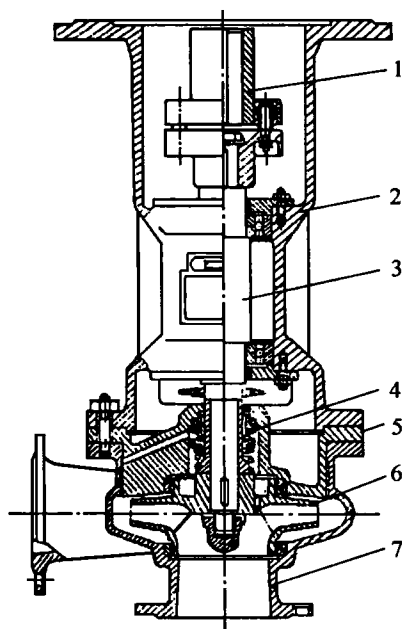


图 1-3 船用立式单级离心泵结构

1—联轴器; 2—轴承座; 3—轴; 4—机械密封;
5—泵盖; 6—叶轮; 7—泵体

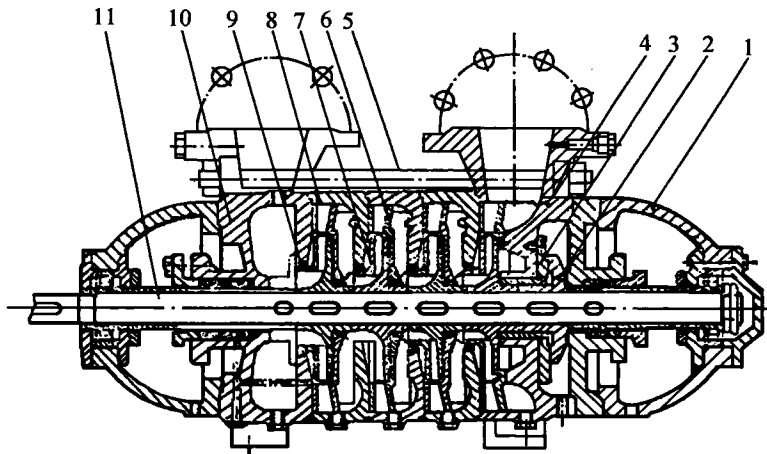


图 1-4 多级泵结构

1—轴承架;2—平衡盘;3—固定板;4—出水段;5—螺栓;6—导叶;7—叶轮;8—中间段;
9—防漏环;10—进水段;11—轴

输送污水或含有泥浆杂质的液体。

(2)半开式叶轮 叶轮没有前盖板,仅由后盖板和叶片组成,如图 1-6(b)所示。

(3)闭式叶轮 叶轮由前后盖板和叶片组成,如图 1-6(c)所示。这种叶轮效率高,但要求所输送的液体较清洁,不含硬颗粒杂质。离心泵多采用这种叶轮。

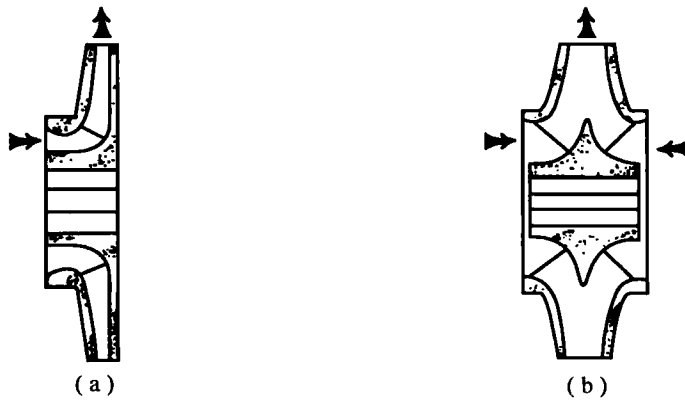


图 1-5 单吸式叶轮和双吸式叶轮

(a)单吸式叶轮;(b)双吸式叶轮

4. 按能量转换装置分

(1)蜗壳式 液体从叶轮流出后进入螺旋形蜗壳,由于蜗壳内流道截面按叶轮旋转方向逐渐均匀扩大,液体的部分动能在蜗壳内转换为压力能,由排出管排出,如图 1-7(a)所示。蜗壳式泵结构简单,体积小,效率高,常用于单级泵或多级泵的最后一级。

(2)导叶式 叶轮四周装有一圈固定的导叶,导叶除了起导流作用外还能将部分的动能转换为压力能。如图 1-7(b)所示,这种结构常用在多级泵中,但在少数中小型单级泵中也

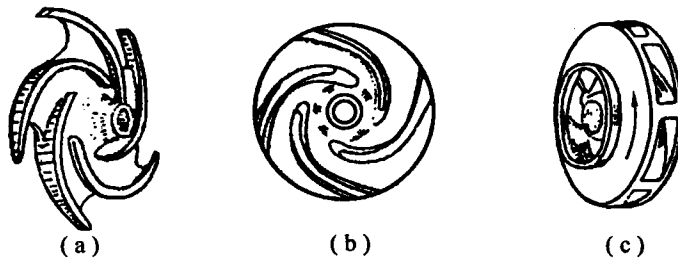


图 1-6 叶轮的形式
(a)开式叶轮;(b)半开式叶轮;(c)闭式叶轮

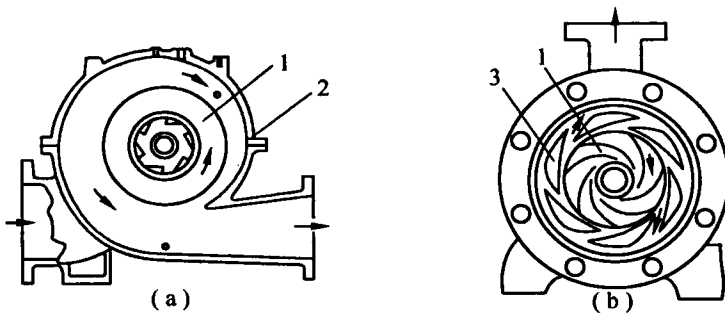


图 1-7 蜗壳式离心泵和导叶式离心泵
(a)蜗壳式;(b)导叶式
1—叶轮;2—蜗壳;3—导叶

采用。

5. 按泵轴中心位置分

(1)立式泵 泵轴垂直设置。立式泵占用机舱面积小,泵的吸入口位置较低。船用离心泵大部分为立式泵,如图 1-3 所示。

(2)卧式泵 泵轴水平设置。卧式泵的重心位置低,操作和修理方便。在机舱面积较宽敞时可采用卧式泵,如图 1-4 所示。

此外,离心泵还可以按泵体接缝形式、泵的压头及输送液体的性质等来分。

1.1.3 离心泵的特点

目前,离心泵是船上应用最为广泛的一种泵,常用作锅炉给水泵、循环水泵、消防泵、压载水泵、柴油机冷却水泵和总用泵等。在国民经济其他领域,离心泵的生产数量和使用范围也都超过了其他类型的泵。

离心泵具有以下优点:

- (1)流量范围大,流量和压头平稳,没有波动;
- (2)转速高,可以与高速原动机直接连接,因而传动机构简单;
- (3)结构简单,体积小,重量轻;
- (4)调节和维修容易,易于实现自动化和远距离操作。

离心泵也有以下缺点:

- (1)在一般情况下,离心泵在启动前需先灌水或用真空泵将吸入管内的空气抽出;
- (2)液体粘度对泵的性能影响较大,当液体粘度增加时,泵的流量、压头和效率会显著降低;
- (3)对于需要小流量、高压头的场合,泵的应用受到一定限制。

1.2 离心泵的叶轮理论

1.2.1 液体在叶轮内的流动和速度三角形

1. 简化假设

液体在叶轮内的流动是十分复杂的,为了研究其运动的主要规律,做以下假设:

- (1)叶轮的叶片数目为无限多,叶片厚度为无限薄,这种叶轮称为理想叶轮;
- (2)流过叶轮的液体为理想流体,即没有粘性的液体;
- (3)叶轮内液体的流动是稳定流动。

根据以上假设,可将液体在叶轮内复杂的实际流动简化为理想流体的一元稳定流动。液体的运动轨迹与叶片的型线相重合,并且可以不考虑液体在叶轮内的流动损失。

2. 速度三角形

离心泵在工作时,液体一方面随叶轮作旋转运动;另一方面在叶轮流道内由里向外作相对运动。因此液体在叶轮内的流动是一种复合运动。液体质点随叶轮作圆周运动的速度称为圆周速度 u ,如图 1-8(a)所示。液体质点在叶轮内作相对运动的速度称为相对速度 w ,如图 1-8

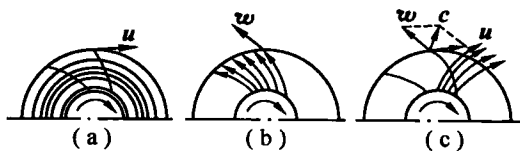


图 1-8 液体在叶轮内的运动
(a)圆周速度;(b)相对速度;(c)绝对速度

(b)所示。液体质点相对于泵壳作绝对运动的速度称为绝对速度 c ,如图 1-8(c)所示。绝对速度是圆周速度和相对速度的矢量和,即

$$c = u + w \quad (1-2)$$

由液体质点运动的三种速度矢量组成的三角形称为速度三角形,如图 1-9 所示。速度三角形是分析液体质点在叶轮内的运动规律及能量转换的基础。为了便于分析,通常将速度 c 分解成两个相互垂直的分量:一个是径向分速度 c_r ,它与叶轮的圆周切线相垂直;另一个是圆周分速度 c_u ,它与圆周切线方向相同。绝对速度 c 与圆周速度 u 之间的夹角为 α ,相对速度 w 与沿圆周速度 u 反方向之间的夹角 β 称为流动角。而叶片切线与沿圆周速度反方向之间的夹角 β_y 为叶片安装角。当液体沿叶片型线运动时,流动角即等于叶片安装角。脚标“1”表示液体进入叶轮叶片后的参数,脚标“2”表示液体流出叶轮叶片前的参数,脚标“ ∞ ”表示叶轮为理想叶轮的参数。

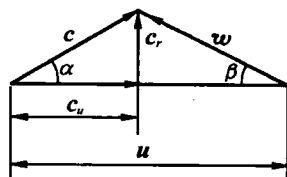


图 1-9 速度三角形

1.2.2 能量方程式(Euler 方程)

离心泵的能量方程式是建立在前面所作的简化假设基础上,根据动量矩定理推导出来的。由动量矩定理可知,在稳定流动中,单位时间内流体通过叶轮的动量矩的变化等于作用于该流体上的外力矩。

设时间 Δt 内流过叶轮的液体的理论体积流量为 Q_T , 液体密度为 ρ , 可知叶轮叶片进口处的动量矩为 $\rho Q_T c_{1u\infty} R_1 \cos \alpha_1$, 叶轮叶片出口处的动量矩为 $\rho Q_T c_{2u\infty} R_2 \cos \alpha_2$, 如图 1-10 所示。若作用在理想叶轮轴上的理论力矩为 $M_{T\infty}$ 。则由动量矩定理可得

$$M_{T\infty} \Delta t = \rho Q_T (c_{2u\infty} R_2 \cos \alpha_2 - c_{1u\infty} R_1 \cos \alpha_1) \Delta t$$

因 $c_{1u\infty} = c_{1\infty} \cos \alpha_1$ 和 $c_{2u\infty} = c_{2\infty} \cos \alpha_2$, 由此可得

$$M_{T\infty} = \rho Q_T (c_{2u\infty} R_2 - c_{1u\infty} R_1)$$

若叶轮以等角速度 ω 旋转, 则传给液体的功率为

$$N_{T\infty} = M_{T\infty} \omega = \rho Q_T (c_{2u\infty} R_2 - c_{1u\infty} R_1) \omega$$

或

$$N_{T\infty} = \rho Q_T (c_{2u\infty} R_2 - c_{1u\infty} R_1) \quad (1-3)$$

式中 $N_{T\infty}$ 为理想叶轮的理論输出功率。

由于是理想流体流过理想叶轮, 不考虑各种损失, 即 $N_{T\infty} = \rho g Q_{T\infty} H_{T\infty}$ 。将此式代入式 (1-3) 得

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} (u_{2\infty} c_{2u\infty} - u_{1\infty} c_{1u\infty}) \quad (1-4)$$

式中 $H_{T\infty}$ 为单位重量理想流体从理想叶轮中获得的能量。

式(1-4)为离心泵的能量方程式, 也是叶片式泵和风机的能量方程式, 它是欧拉(Euler)于 1754 年首先推导出来的, 又称欧拉方程。

根据速度三角形并利用余弦定律得

$$w_{1\infty}^2 = c_{1\infty}^2 + u_1^2 - 2u_1 c_{1\infty}$$

$$w_{2\infty}^2 = c_{2\infty}^2 + u_2^2 - 2u_2 c_{2\infty}$$

将以上两式代入式(1-4)得

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_{1\infty}^2 - w_{2\infty}^2}{2g} + \frac{c_{2\infty}^2 - c_{1\infty}^2}{2g} \quad (1-5)$$

式(1-5)是能量方程式的另一种表达形式。

由式(1-5)可知, 理想流体通过理想叶轮所获得的理论压头 $H_{T\infty}$ 与流体的密度及种类无关。这样, 如果离心泵与离心风机的叶轮尺寸相同, 转速相同, 则流体所获得的压头也是相同的; 但其压力是不同的, 因为压力与流体的密度有关。分析式(1-4)可知, 要提高 $H_{T\infty}$

应从两方面着手, 增加 $u_2 C_{2u\infty}$ 项或减少 $u_1 C_{1u\infty}$ 项。而 $u_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60}$, 其中 n_2 为叶轮转速, D_2 为叶轮外径, 因此, 增加转速或增大叶轮外径都可以提高 $H_{T\infty}$ 。但增大叶轮外径, 因材料强度、效率等因素的影响而受到限制, 这样提高转速是当前普遍采用的一个方法。 $C_{2u\infty}$ 是与

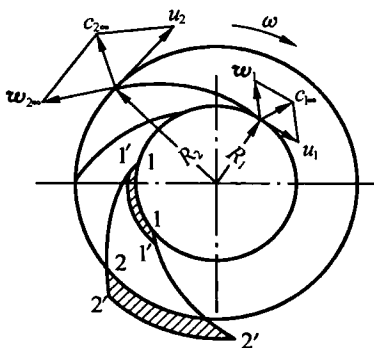


图 1-10 叶轮叶片进出口速度三角形

叶片的出口安装角 $\beta_{2y\infty}$ 有关, 即与叶片的形式有关。 $\beta_{2y\infty}$ 对 $H_{T\infty}$ 的影响将在下面讨论。为了减少 $u_1 C_{1u\infty}$ 项, 则必须减小叶片入口处速度 $C_{1u\infty}$ 。若当 $\alpha_{1\infty} = 90^\circ$ 时, 式(1-4)可简化为

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} u_2 c_{2u\infty} \quad (1-6)$$

由式(1-5)可知, $H_{T\infty}$ 由三部分组成, 每一部分都具有一定的物理意义: $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$ 为液体通过叶轮后由于离心力的作用而增加的压力能, u_2 越大, 则泵的压头越高; $\frac{w_{1\infty}^2 - w_{2\infty}^2}{2g}$ 为液体通过叶轮后, 由于流道断面积的增大使液体相对速度减小而增加的压力能; $\frac{c_{2\infty}^2 - c_{1\infty}^2}{2g}$ 为液体通过叶轮后, 因绝对速度的增大而增加的动能, 这个动能的一部分将在泵的蜗壳或导叶中转换为压力能。

1.2.3 叶片形式分析

1. 叶片形式的分类

根据叶片的出口安装角 $\beta_{2y\infty}$ 的大小可将叶轮的形式分为以下三类。

(1) 后弯式叶轮: $\beta_{2y\infty} < 90^\circ$, 即叶片的弯曲方向与叶轮的旋转方向相反, 如图 1-11(a) 所示。

(2) 径向式叶轮: $\beta_{2y\infty} = 90^\circ$, 即叶片出口处的切线方向为径向, 如图 1-11(b) 所示。

(3) 前弯式叶轮: $\beta_{2y\infty} > 90^\circ$, 即叶片的弯曲方向与叶轮的旋转方向相同, 如图 1-11(c) 所示。

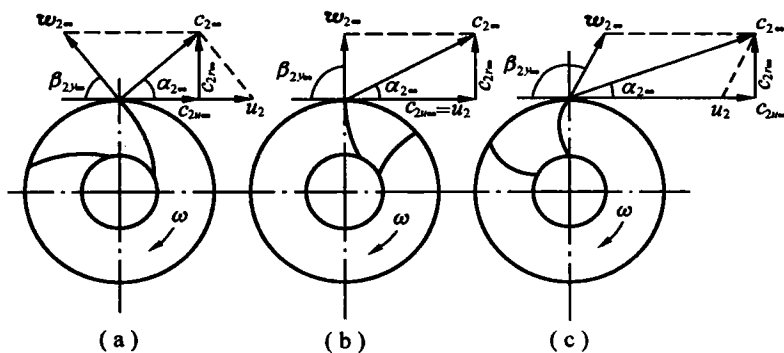


图 1-11 叶片的形式
(a) 后弯式; (b) 径向式; (c) 前弯式

2. 叶片形式对 $H_{T\infty}$ 的影响

根据速度三角形中的几何关系, 可知

$$c_{2u\infty} = u_2 - c_{2y\infty} \cot \beta_{2y\infty} \quad (1-7)$$

将上式代入式(1-6)中得

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} u_2 (u_2 - c_{2y\infty} \cot \beta_{2y\infty}) \quad (1-8)$$