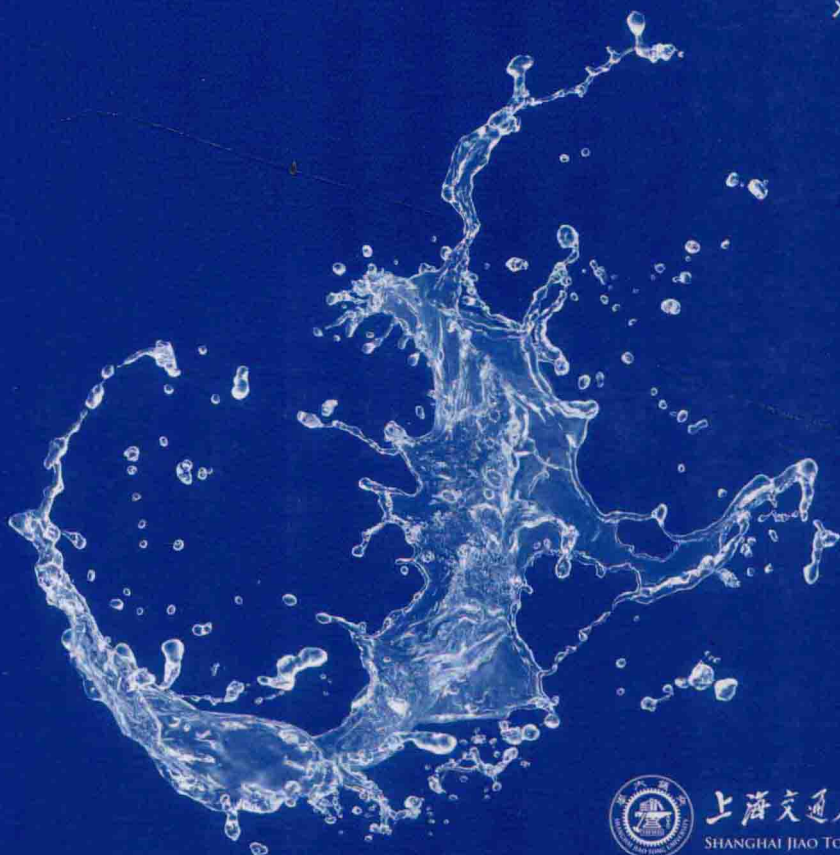


上海市“085工程”资助出版精品教材

流体机械泵与风机

刘红敏 编

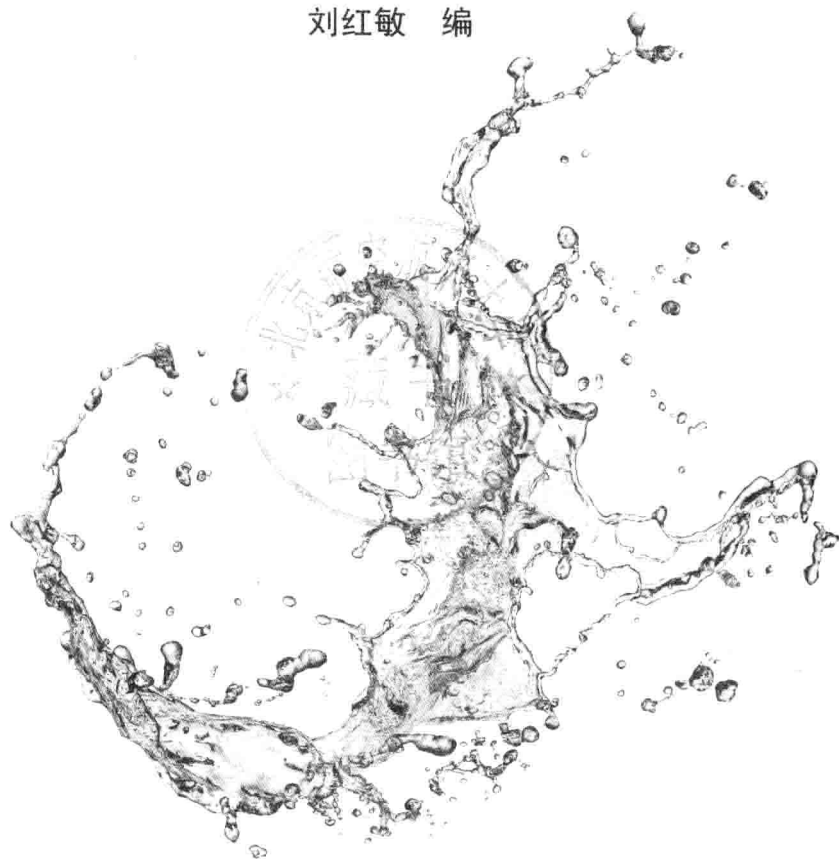


上海交通大学出版社
SHANGHAI JIAO TONG UNIVERSITY PRESS

上海市“085工程”资助出版精品教材

流体机械泵与风机

刘红敏 编



上海交通大学出版社
SHANGHAI JIAO TONG UNIVERSITY PRESS

内容提要

泵与风机是国民经济各个部门都广泛使用的通用机械,如人们日常生活中的通风、采暖、给水、排水,农业中的排涝、灌溉,石油工业中的输油、输气都离不开泵与风机。

本书从实用角度出发介绍了泵与风机的工作原理,基本的数学模型和理论计算方法。图文并茂并举有实例。对泵和风机的选用知识、安装要求等做了介绍。理论与实际相结合,通俗易懂。适合学生教科书和初学者入门自学成才。

图书在版编目(CIP)数据

流体机械泵与风机/刘红敏编. —上海:上海交通大学出版社,2014

ISBN 978-7-313-10486-1

I. 流... II. 刘... III. ①机械泵—高等学校—教材 ②风机—高等学校—教材 IV. ①TH3 ②TH4

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2013)第 268887 号

流体机械泵与风机

编 者:刘红敏

出版发行:上海交通大学出版社

邮政编码:200030

出 版 人:韩建民

印 制:常熟市梅李印刷有限公司

开 本:787mm×1092mm 1/16

字 数:185 千字

版 次:2014 年 3 月第 1 版

书 号:ISBN 978-7-313-10486-1/TH

定 价:35.00 元

地 址:上海市番禺路 951 号

电 话:021-64071208

经 销:全国新华书店

印 张:7.75

印 次:2014 年 3 月第 1 次印刷

版权所有 侵权必究

告读者:如发现本书有印装质量问题请与印刷厂质量科联系

联系电话:0512-52661481

前 言

泵与风机是国民经济各个部门都广泛应用的通用机械。例如,船舶上水和油的输送;人们日常生活中的采暖、通风、给水、排水;航空航天事业中的卫星上天、火箭升空和超音速飞机的翱翔蓝天;农业中的排涝、灌溉;石油工业中的输油和注水;其他工业比如化学工业中高温、腐蚀性流体的排送等都离不开泵与风机。据统计,在全国的总用电量中,有 30%左右是泵与风机耗用的,其中泵的耗电占 21%左右。

本书根据高等学校热能动力专业教学大纲的要求,追踪国内外先进科技发展动态,并结合这些年教材的使用情况修订而成,使它既能适用于普通高等院校本科教学所需,也能满足高等专科学校的教学所用。结合专业特点,修订后的教材着重分析泵与风机的基本理论、运行特点、使用中常见的问题及改进措施。同时,在教材内容的深度和广度上,进行了加深和拓宽。

本书为四年制本科热能动力专业、建筑环境与设备、船舶辅机专业的必修课教材,也可作为有关专业泵与风机课程的参考书,亦可作为相关专业工程技术人员的参考用书。本书的编写广泛吸收了国内各类优秀泵与风机教材的精华,力求有所发展和提高。为适应热能动力专业发展和培养目标的需要,加强了必要的理论基础并做到与专业密切结合;精心设计了全书的知识体系和内容。本书内容包括:绪论,叶片式泵与风机的基本理论,叶片式泵的性能及结构,叶片式风机的结构及性能,泵与风机的运行、调节及选择,容积式泵与风机及其他类型泵简介等。为培养学生科学思维、提高分析和解决工程问题的能力,各章均精心选编和设计了思考题和习题。

本书共 7 章,由刘红敏负责本书的编写和统稿工作。上海海事大学章学来教授对全书进行了认真细致的审阅,提出了修改建议和意见,特此致谢。在编写过程中,还得到阚安康老师和涂淑平老师提供的研究资料的支持和帮助,在此一并表示感谢。

鉴于编者水平有限,书中疏漏和不妥之处在所难免,恳请专家、读者批评指正。

编 者

2013 年 9 月

目 录

第 1 章 绪论	1
1.1 泵与风机在制冷空调和船舶上的应用	1
1.2 泵与风机的分类	3
1.3 泵与风机的主要评价参数	4
思考题与习题	6
第 2 章 离心式泵与风机的基本理论	7
2.1 离心式泵与风机的工作原理	7
2.2 流体在叶轮中的运动分解	8
2.3 离心式泵与风机的基本方程	9
2.4 叶轮叶片型式及其对理论性能的影响	14
2.5 离心式泵与风机的理论性能曲线	15
2.6 泵与风机的损失与效率	17
2.7 泵与风机的实际性能曲线	20
思考题与习题	22
第 3 章 轴流式泵与风机的基本理论	23
3.1 轴流式泵与风机的特点和参数	23
3.2 轴流式泵与风机基本方程	24
3.3 轴流式泵与风机的性能	26
3.4 轴流式泵与风机的基本型式	28
思考题与习题	29
第 4 章 泵与风机的结构组成	30
4.1 离心式泵的主要部件和基本结构	30
4.2 离心式风机的主要部件和基本结构	40
4.3 泵与风机的型号编制	44
思考题与习题	47
第 5 章 泵与风机的性能特点	48
5.1 泵与风机的相似律	48
5.2 相似律的实际应用	50
5.3 风机的无因次性能曲线	52
5.4 比转数	55

5.5 通用性能曲线图与选择性能曲线图·····	58
5.6 泵的气蚀·····	60
思考题与习题·····	68
第6章 泵与风机的运行和工况调节·····	70
6.1 管路特性曲线和工作点·····	70
6.2 泵或风机的联合工作·····	75
6.3 泵与风机运行工况的调节·····	79
6.4 离心泵正常工作所需附件及扬程计算·····	86
6.5 泵与风机运行中的主要问题·····	89
6.6 泵与风机的选型·····	93
思考题与习题·····	98
第7章 其他常用泵与风机·····	99
7.1 往复式泵·····	99
7.2 螺杆泵·····	103
7.3 水环真空泵·····	108
7.4 旋涡泵·····	110
7.5 喷射泵·····	112
7.6 贯流式风机·····	114
参考文献·····	116

第1章 绪 论

1.1 泵与风机在制冷空调和船舶上的应用

泵与风机是将原动机(如电动机、汽轮机等)提供的机械能转换成流体的机械能,以达到输送流体或造成流体循环流动等目的的机械。通常,把提高液体机械能的机械称为泵,把提高气体机械能的机械称为风机。

泵与风机是国民经济各个部门都广泛应用的通用机械。例如,船舶上水和油的输送;人们日常生活中的采暖、通风、给水、排水;航空航天事业中的卫星上天、火箭升空和超音速飞机的翱翔蓝天;农业中的排涝、灌溉;石油工业中的输油和注水;其他工业比如化学工业中高温、腐蚀性流体的排送等都离不开泵与风机。据统计,在全国的总用电量中,有 30%左右是泵与风机耗用的,其中泵的耗电占 21%左右。

1.1.1 在制冷空调领域的应用

在中央空调系统中,必须有多台泵与风机同时配合主机工作,才能使整个系统正常运转。作为空调冷源设备的冷水机组,其冷冻水或其他载冷剂的循环离不开冷冻水泵或载冷剂循环泵。如果冷水机组采用的是水冷式冷凝器,冷却水泵则必不可少,同时,其附属设备冷却塔中还要用到轴流风机;如果采用的是风冷式冷水机组,其冷凝器的强制冷却离不开风机。空调系统中的风机除了提供送风或抽风的动力外,还用于提供新风、排放污浊空气、提供空气幕实现冷热空气的隔离等。图 1-1 是一典型中央空调循环水系统的工作示意图。

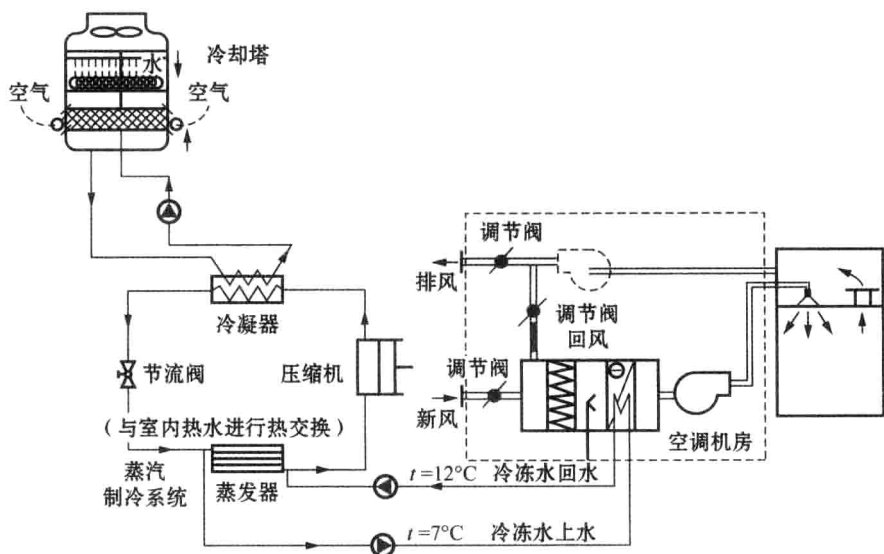


图 1-1 中央空调循环水系统工作示意图

1.1.2 在船舶领域的应用

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。在船上它们经常被用来输送海水、淡水、污水、滑油和燃油等各种液体。为达到这一目的就需提高被输送液体的压力能、位能,或克服液体在管路中流动的阻力,因此从本质上说,泵是用来提高液体机械能的设备。

船用泵在现代船舶上有着十分广泛的应用,根据其用途的不同,可分为:

(1) 船舶动力装置用泵。有燃油泵、润滑油泵、海水泵、淡水泵、舵机或其他液压甲板机械的液压泵、锅炉装置的给水泵、制冷装置的冷却水泵、海水淡化装置的海水泵和凝水泵等。

(2) 船舶通用泵。有舱底水泵、压载水泵、消防水泵、日用淡水泵、日用海水泵、热水循环泵;还有兼作压载、消防、舱底水泵用的通用泵。

(3) 特殊船舶专用泵。某些特殊用途的船舶,还设有为其特殊营运要求而设置的专用泵,例如油轮的货油泵、挖泥船的泥浆泵、喷水推进船上的喷水推进泵、无网渔船上的捕鱼泵等。

图 1-2 为国产 CDW25-0.35 电动双缸四作用往复泵。其型号含义为:C——船用;D——电动;W——往复泵;25——额定流量(m^3/h);0.35——额定排出压力(MPa)。该泵主要由电动机、减速器、曲柄连杆机构、阀箱、泵体及润滑油泵等组成。

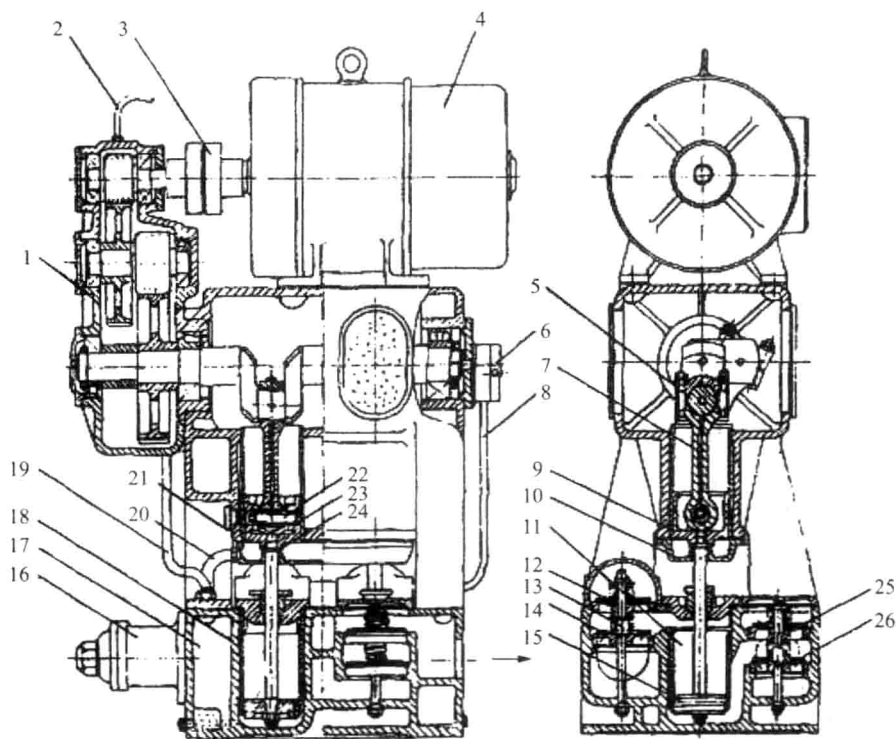


图 1-2 CDW 型电动往复泵

1-减速器;2,8,19,20-油管;3-联轴器;4-电机;5-曲轴;6-滑油泵;7-连杆;9-十字头;10-油盘;

11-缸套;12,25-排出阀;13-固定螺栓;14,26-吸入阀;15-活塞;16-安全阀;17-滑油箱;

18-泵缸体;21-螺塞;22-十字头销;23-定位弹簧圈;24-锁紧螺帽

电动机 4 为防滴式交流电动机,安装在泵的顶部并固定在曲柄箱上,其转向必须与机体上的方向一致,以防自带的润滑油泵 6 反转而不能供油。电动机通过挠性联轴节 3,再经两级齿轮减速器 1 减速(也有采用皮带减速传动)后,带动曲轴 5 回转。曲轴为整体锻造,并由两个互成 90° 的曲拐组成,这样使得两个活塞相差半个行程,当某缸瞬时流量最大时,另一缸瞬时流量却最小,而且不论曲轴在何种位置,泵缸均有液体排出,这样可减小流量和耗功的波动。曲轴由三个滚柱轴承支承,其中右侧一个是可作轴向移动的自位轴承。拆卸曲轴时必须拆卸减速器的壳体,才能将曲轴经减速器侧的圆孔取出。连杆 7 的大端轴承与曲柄销相连,小端经十字头 9 与活塞杆相连。这样,当电动机带动曲轴回转时,通过曲柄连杆机构将曲轴的回转运动转变为活塞 15 的往复运动。曲柄连杆机构由来自中心油孔的滑油润滑。

泵缸 18 的缸体由灰铸铁浇铸而成,内镶青铜缸套 11,以防海水腐蚀。活塞由青铜制成。在活塞外周装有活塞环以起密封作用,活塞环有金属(灰铸铁、青铜、钢)和非金属(夹布胶木、塑料等)两类,可根据所输送液体的性质、温度和压力加以选择。当活塞环采用青铜和非金属材料时,其内侧常加衬弹簧,以增强弹力。

泵出口的安全阀 16 安装在阀箱上,用以限制泵的最大排出压力。调整安全阀弹簧张力即可改变其开启压力。其开启压力应为泵额定排出压力的 1.1~1.15 倍。当泵排出管路阀门全闭时,安全阀的排放压力(全流压力)一般应不大于额定排出压力加 0.25 MPa。安全阀在泵出厂时即经试验合格并加以铅封。

1.2 泵与风机的分类

根据泵与风机的工作原理,通常可以将它们分类如下。

1.2.1 容积式

容积式泵与风机在运转时,机械内部的工作容积不断发生变化,从而吸入或排出流体。按其结构不同,又可再分为:

1) 往复式

这种机械借活塞在汽缸内的往复作用使缸内容积反复变化,以吸入和排出流体,如活塞泵(piston pump)等;

2) 回转式

机壳内的转子或转动部件旋转时,转子与机壳之间的工作容积发生变化,借以吸入和排出流体,如齿轮泵(gear pump)、螺杆泵(screw pump)等。

1.2.2 叶片式

叶片式泵与风机的主要结构是可旋转的、带叶片的叶轮和固定的机壳。通过叶轮的旋转对流体做功,从而使流体获得能量。

根据流体的流动情况,可将它们再分为下列数种:

(1) 离心式泵与风机。

(2) 轴流式泵与风机。

(3) 混流式泵与风机,这种风机是前两种的混合体。

(4) 贯流式风机。

1.2.3 其他类型的泵与风机

如喷射泵(jet pump)、旋涡泵(scroll pump)、真空泵(vacuum pump)等。

图 1-3 是泵与风机按照工作原理的分类图。

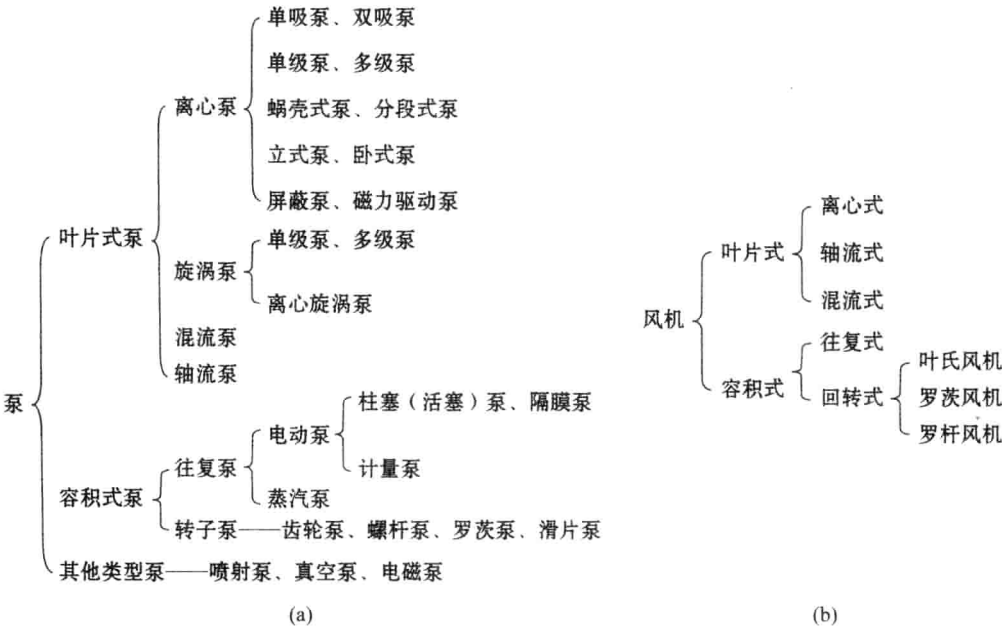


图 1-3 泵与风机的分类示意图
(a) 泵的分类 (b) 风机的分类

根据增压能力大小,风机又可分为:

- (1) 低压风机:增压值小于 1 000 Pa(100 mmH₂O 以下)。
- (2) 中压风机:增压值 1 000~3 000 Pa(100~300 mmH₂O)。
- (3) 高压风机:增压值大于 3 000 Pa(300 mmH₂O 以上)。

低压和中压风机大都用于通风换气、排尘系统和空气调节系统。高压风机则用于一般锻冶设备的强制通风及某些气力输送系统。我国还生产了许多专门用于排尘、输送煤粉、锅炉引风、排酸雾和防爆、防腐用的各种专用风机。

1.3 泵与风机的主要评价参数

制冷空调专业常用泵是以不可压缩的流体为工作对象的。而风机的增压程度不高(通常只有 9 807 Pa 或 1 000mmH₂O 以下),所以本书内容都按不可压缩流体进行论述。

1.3.1 泵的扬程与风机的全压和静压

泵的扬程的定义是:泵所输送的单位重量流量的流体从进口至出口的能量增值。也就是单位重量的流体通过泵所获得的有效能量,单位是 m。

显然,单位重量流量的流体所获得的能量增量可用流体能量方程来计算。如分别取泵或风机的入口与出口为计算断面,如图 1-4 所示,列出它们的表达式可得:

$$H_1 = Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g}$$

$$H_2 = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

式中: p —压强/Pa;

γ —水的容重/(N/m³);

v —水流速度/(m/s)。

下角“1”和“2”分别表示设备的入口和出口断面的参数。两式相减,就可以求出叶轮工作时单位重量流量的流体所获得的能量增量

$$H = Z_2 - Z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (1-1)$$

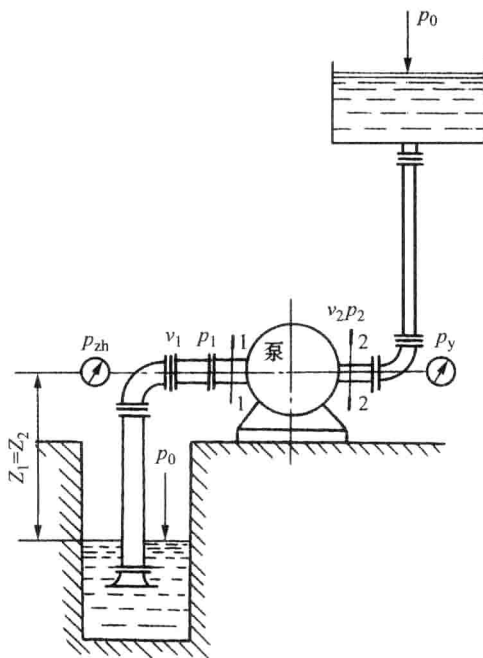


图 1-4 水泵的进出口断面能量示意图

风机的压头(全压) p 系指单位体积气体通过风机所获得的能量增量,单位为 Pa。由于 $1 \text{ Pa} = \frac{1 \text{ N}}{\text{m}^2}$, 故风机的 p 表示压强又称全压。

风机的静压 p_j 定义为风机全压减去风机出口动压,即假设 $Z_2 = Z_1$ 时有

$$p_j = (p_2 - p_1) - \frac{\rho v_1^2}{2} \quad (1-2)$$

式中: ρ —气体密度/(kg/m³)。

从上式看出:风机静压,不是风机出口的静压 p_2 ,也不是风机出口与进口静压差 $p_2 - p_1$ 。

1.3.2 流量 Q

单位时间内泵与风机所输送的流体量称为流量。常用体积流量表示,单位为“ m^3/s ”或“ m^3/h ”。严格讲,风机的体积流量,特指风机进口处的体积流量。重量流量和体积流量的关系为

$$G = \gamma Q \quad (1-3)$$

1.3.3 功率及效率

如前所述,泵的扬程 H 是指单位重量流体通过泵所获得的有效能量。所以在单位时间内通过泵的流体所获得的总能量叫有效功率,以符号 N_e 表示。

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

而风机的全压 p 是指单位体积气体通过风机所获得的有效能量。所以其 N_e 等于:

$$N_e = Q p / 1000 \text{ (kW)} \quad (1-5)$$

式中 γ 为输送液体的容重/ (N/m^3) ;流量 Q 用 m^3/s 计;扬程 H 以 m ,压头 p 以 N/m^2 为单位。

为表示输入的轴功率 N 被流体的利用程度,用泵或风机的全效率(简称效率) η 来计量。即:

$$\eta = N_e / N \quad (1-6)$$

将式(1-6)加以变换,并用式(1-4)代入可以得到轴功率的计算式

$$N = \frac{N_e}{\eta} = \frac{\gamma Q H}{1000 \eta} = \frac{Q p}{1000 \eta} \text{ (kW)} \quad (1-7)$$

同理,其静压效率的表达式为

$$\eta_i = \eta \frac{p_i}{p} \quad (1-8)$$

通常泵或风机的效率,是由试验确定的。

1.3.4 转速 n

指泵或风机叶轮每分钟의转数即“ r/min ”。

此外,对于泵,还有泵的比转速(或型式数)、气蚀余量(或吸上真空高度)等;对于风机,还有风机的比转速及无因次性能参数等,这些将分别在以后的有关章节中讨论。随着科学技术的不断进步,泵与风机正向着大容量、高转速、高效率及自动化等方向发展。

思考题与习题

- (1) 简述泵与风机的概念以及它们的不同和相似点。
- (2) 泵与风机在制冷空调和船舶上的应用有哪些?
- (3) 泵与风机按照工作原理可以分为哪几大类?
- (4) 泵与风机主要有哪些性能参数? 水泵的扬程和风机的全压有什么区别和联系?

第2章 离心式泵与风机的基本理论

2.1 离心式泵与风机的工作原理

敞口圆筒绕中轴旋转时,在离心力的作用下,液面呈抛物面状,液体沿筒壁上升,转得越快上升越高,离心泵与风机就是利用叶轮旋转而使水产生离心力来工作的。

离心式泵和风机的主要结构部件是叶轮和机壳。机壳内的叶轮固装于由原动机拖动的转轴上。当原动机带动叶轮旋转时,机内流体便获得能量。

离心式泵与风机的工作原理是,叶轮高速旋转时产生的离心力使流体获得能量,即流体通过叶轮后,压能和动能都得到提高,从而能够被输送到高处或远处。离心式泵与风机最简单的结构型式如图 2-1、图 2-2 所示。叶轮是由叶片和连接叶片的前盘及后盘所组成,叶轮后盘装在转轴上。

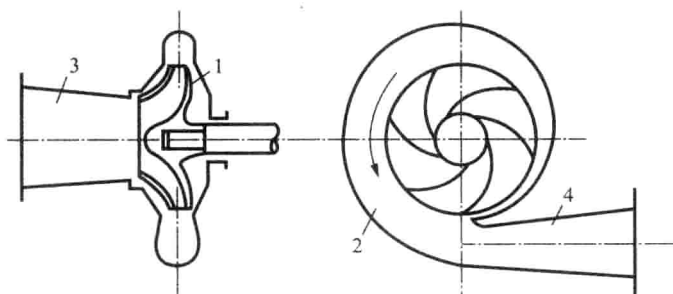


图 2-1 离心式泵结构示意图

1-叶轮;2-压水室;3-吸入室;4-扩散管

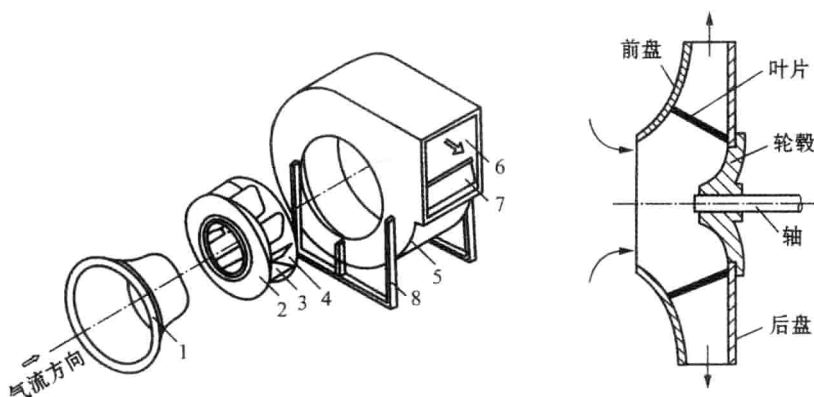


图 2-2 离心式风机结构示意图

1-吸入口;2-叶轮前盘;3-叶片;4-后盘;5-机壳;6-出口;7-截流板,即风舌;8-支架

以泵为例,叶轮 1 装在一个螺旋形的外壳内,当叶轮旋转时,流体轴向流入,然后转 90 度进入叶轮流道并径向流出。叶轮连续旋转,在叶轮入口处不断形成真空,从而使流体连续不断地被泵吸入和排出。

以风机为例,当叶轮旋转时,叶片间的气体也随叶轮旋转而获得离心力,并使气体从叶片之间的出口处甩出。被甩出的气体挤入机壳,于是机壳内的气体压强增高,最后被导向出口排出。气体被甩出后,叶轮中心部分的压强降低。外界气体就能从风机的吸入口通过叶轮前盘中央的孔口吸入,源源不断地输送气体。

2.2 流体在叶轮中的运动分解

叶轮的几何参数,叶轮流道的几何形状如图 2-3 所示。其中, D_0 为叶轮进口直径, D_1 、 D_2 为叶片的进、出口直径, b_1 、 b_2 为叶片的进、出口宽度, β_1 、 β_2 为叶片进、出口的安装角度。它指叶片进、出口处的切线与圆周速度反方向线之间的夹角,用来表明叶片的弯曲方向。

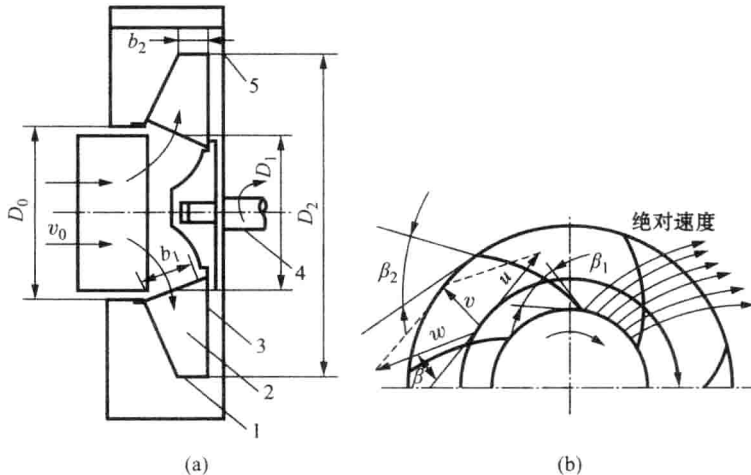


图 2-3 流体在叶轮流道中的流动

(a) 风机的叶轮 (b) 流体在叶轮中的速度

1-叶轮前盘;2-叶片;3-后盘;4-轴;5-机壳

流体在叶轮中的运动很复杂,是一个复合运动。当叶轮旋转时,在叶片进口“1”处,流体一方面随叶轮旋转作圆周牵连运动,其圆周速度为 u_1 ;另一方面又沿叶片方向作相对于叶片的相对运动,其相对速度为 w_1 。因此,叶轮中的流体相对于地面的运动称为绝对运动,其绝对速度为 v_1 。流体在进口处的绝对速度 v_1 应为 u_1 与 w_1 两者之矢量和。同理,在叶片出口“2”处,流体的圆周速度 u_2 与相对速度 w_2 之矢量和为绝对速度 v_2 ,如图 2-4 所示。

为了便于分析,常常将绝对速度 v 分解为与流量有关的径向分速 v_r 和与压头有关的切向分速 v_u ,见图 2-4(e)。前者的方向与叶轮的半径方向相同,后者与叶轮的圆周运动方向相同。

$$v = v_r + v_u \quad (2-1)$$

速度 v 和 u 之间的夹角 α 叫做叶片的工作角。 α_1 是叶片的进口工作角, α_2 是叶片出口工作角。显然,工作角与计算径向分速及切向分速有关。速度三角形图是研究流体在叶轮内能

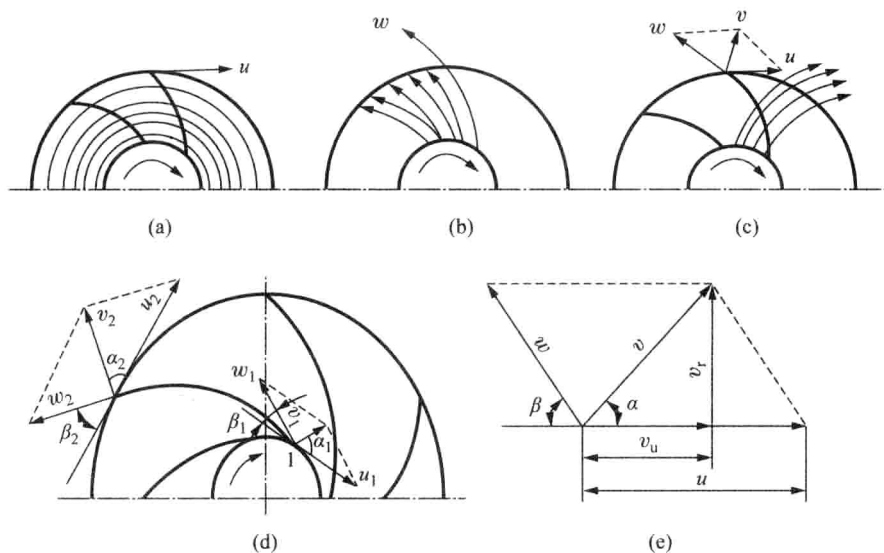


图 2-4 流体在叶轮流道中的运动图解

(a) 圆周运动 (b) 相对运动 (c) 绝对运动 (d) 进出口速度图 (e) 速度三角形图

量转换及其性能的基础。

当叶轮流道几何形状(安装角 β 已定)及尺寸确定后,如已知叶轮转速 n 和流量 Q_T ,即可求得叶轮内任何半径 r 上的某点的速度三角形。

这里,流体的圆周速度 u 为:

$$u = \omega \cdot r = \frac{\pi dn}{60} \quad (2-2)$$

由于叶轮流量 Q_T 等于径向分速度 v_r 乘以垂直于 v_r 的过流断面积 F ,即 $Q_T = v_r \cdot F$,由此可求出径向分速度 v_r 。其中 F 是一个环周面积,可近似认为它是以半径 r 处的叶轮宽度 b 作母线,绕轴心线旋转一周所形成的曲面,故有:

$$F = 2\pi r b \epsilon \quad (2-3)$$

式中, ϵ 为叶片排挤系数,它反映了叶片厚度对过流面积的遮挡程度,对于水泵,其值在 0.75~0.95 之间,小泵取低限,大泵取高限。

既然 u 和 v_r 已求得,又已知 β 角,则此速度三角形就不难绘出了。

2.3 离心式泵与风机的基本方程

从理论上研究流体在叶轮中的运动情况和获得能量的关系,就是泵与风机的基本方程式。

2.3.1 基本假设

鉴于流体在叶轮流道中的运动十分复杂,为便于应用一元流动理论来分析其运动规律,欧拉在其透平理论中提出了如下的“理想叶轮”:

(1) 假设流体通过叶轮的流动是恒定的,且可看成是无数层垂直于转动轴线的流面之总和,在层与层的流面之间其流动互不干扰。

(2) 假设流经叶轮的流体是理想不可压缩流体,即在流动过程中,不考虑由于粘性使速度场不均匀而带来的叶轮内的流动损失。

(3) 假设叶轮具有无限多的叶片,叶片厚度无限薄。因此流体在叶片间流道作相对流动时,其流线与叶片形状一致,且当流体进、出叶片流道时,与叶片进、出口的几何安装角 β_1, β_2 一致,即流体“进入和流出时无冲击”,同一圆周上速度的大小均匀。

2.3.2 方程式推导

根据上述欧拉对“理想叶轮之假设”,当流体进入叶轮之后,叶轮从外界向流体所供给的能量,就应全部被流体获得。用“动量矩”定理可以简便地导出这种能量关系。由力学中的动量矩定理可知:作用于控制面内流体上的外力对转轴的力矩等于单位时间内控制面流体对该轴的动量矩的增量与通过控制面净流出的动量矩之和。

取叶轮的进、出口圆柱面为控制面。当叶轮转速恒定时,流体流动是恒定流动,控制面内流体动量矩增量为零,则外力矩等于单位时间内通过控制面流出与流入的动量矩的差值。这里,将流体的有关参数都注以“ T_∞ ”角标,例如 $Q_{T_\infty}, H_{T_\infty}$ 等,其中“ T ”表示理想流体,“ ∞ ”表示叶片为无限多。于是,以 Q_{T_∞} 表示流经叶轮的体积流量,则在叶片进口“1”处的每秒动量矩就是 $\rho Q_{T_\infty} v_{u1T_\infty} r_1$;而出口“2”处的每秒动量矩,在连续流动的条件下,就应为 $\rho Q_{T_\infty} v_{u2T_\infty} r_2$ 。故对于流量为 Q_{T_∞} 的流体,其动量矩的变化率应为:

$$\rho Q_{T_\infty} (r_2 \cdot v_{u2T_\infty} - r_1 \cdot v_{u1T_\infty})$$

由动量矩定理,它就应等于作用于流体的外力矩 M (同时,它又恰好等于外力施加于叶轮转轴上的力矩)。故有:

$$M = \rho Q_{T_\infty} (r_2 \cdot v_{u2T_\infty} - r_1 \cdot v_{u1T_\infty})$$

由于外力矩 M 乘以叶轮角速度 ω 就正是加在转轴上的外加功率 $N = M \cdot \omega$;而在单位时间内叶轮对流体所作的功 N ,在理想条件下,又全部转化为流体的能量,即 $N = \gamma Q_{T_\infty} H_{T_\infty}$,再将 $u = r\omega$ 的关系代入上式,使得:

$$N = M\omega = \gamma Q_{T_\infty} H_{T_\infty} = \rho Q_{T_\infty} (r_2 \cdot v_{u2T_\infty} - r_1 \cdot v_{u1T_\infty}) \omega$$

经化简,就可以得到理想化条件下单位重量流体的能量增量与流体在叶轮中运动的关系,即欧拉方程,该方程是 1754 年首先由欧拉提出的:

$$H_{T_\infty} = \frac{1}{g} (u_{2T_\infty} v_{u2T_\infty} - u_{1T_\infty} v_{u1T_\infty}) \quad (2-4)$$

欧拉方程有如下特点:

(1) 用动量矩定理推导基本能量方程时,并未分析流体在流道中途的运动过程,于是,流体所获得的理论扬程 H_{T_∞} ,仅与流体在叶片进、出口处的运动速度有关,而与流动过程无关。

(2) 流体所获得的理论扬程 H_{T_∞} ,与被输送液体的种类无关。也就是说无论被输送的流体是水或是空气,乃至其他密度不同的流体;只要叶片进、出口处的速度三角形相同,都可以得到相同的液柱或气柱高度(扬程)。但是水和空气所需功率不同,因为功率和流体的重度成正比。

(3) 当进口切向分速 $v_{u1T_\infty} = v_{1T_\infty} \cos \alpha_1 = 0$ 时,根据式(2-4)计算的理论扬程 H_T 将达到最大值。因此,理论最大扬程为当 $\alpha_{1T_\infty} = 90^\circ, v_{u1T_\infty} = 0$ 时,有

$$H_{T_\infty} = \frac{u_{2T_\infty} v_{u2T_\infty}}{g} \quad (2-5)$$

2.3.3 欧拉方程的修正

在欧拉方程推导过程中所做的假设,前两点暖通制冷空调领域使用的泵与风机是满足的,因此需要修正的是第(3)点假设:即叶片无限多和叶片无限薄,此时,流道中任何点的相对流速 w 均沿着叶片的切线方向。然而,实际上叶片数目只有几片或几十片,叶片之间的流速有一定的宽度,叶片对流束的约束就相对减小了,使理论扬程有所降低。

在有限数目叶片的流道中,除有前述的流量为 Q_T 的均匀相对流动之外,还有一个因流体惯性而产生的与叶轮转动方向相反的轴向相对涡流运动,如图 2-5 所示。

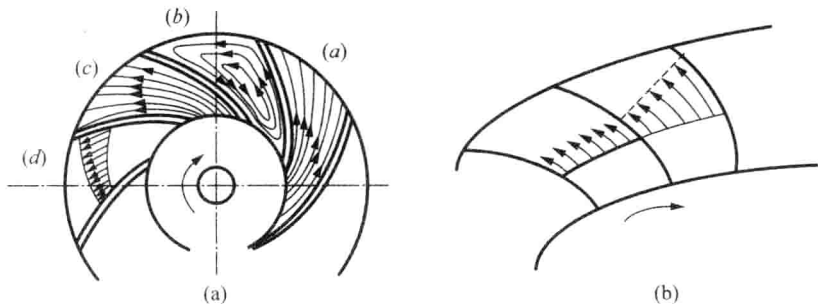


图 2-5 相对涡流对流速分布的影响

此涡流运动与沿叶片的均匀流动迭加之后,在顺叶轮转动方向的流道前部,相对涡流助长了原有的相对流速;而在后部,则抑制原有的相对流速。结果,相对流速在同一半径的圆周上分布不均匀,如图 2-6(a)所示,它一方面使叶片两面形成压力差,作为作用于轮轴上的阻力矩,需原动机克服此力矩而耗能;另一方面,在叶轮出口处,相对速度将朝旋转的反方向偏离于切线,图 2-6(b)中由 $w_{2T\infty}$ 变为 w_{2T} ,原来的切向分速度 $v_{u2T\infty}$ 将减小为 v_{u2T} 。根据同样分析,叶片进口处相对速度将朝叶轮转动方向偏移,从而使进口切向分速度由原有的 $v_{u1T\infty}$ 增加到 v_{u1T} 。

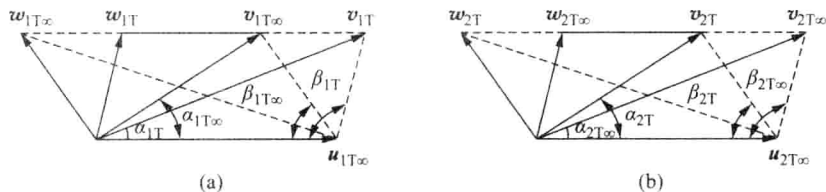


图 2-6 相对涡流对进出口速度的影响

(a) 进口速度的偏移 (b) 出口速度的偏移

由于上述影响,按式(2-4)计算的叶片无限多的扬程 $H_{T\infty}$ 要降低到叶片有限多的 H_T 值。无限多叶片的欧拉方程表达的 $H_{T\infty}$ 与有限多叶片实际叶轮的欧拉方程式得出的 H_T 之间的关系至今还只能以经验公式来表明,而这些经验公式的使用范围也极其有限。这里用小于 1 的涡流修正系数 k (英美等国则称滑差因子)来联系,即:

$$H_T = kH_{T\infty} = \frac{k}{g}(u_{2T\infty}v_{u2T\infty} - u_{1T\infty}v_{u1T\infty}) \quad (2-6)$$

对离心机来说,水泵值可取 0.8,风机可取 0.8~0.85, k 是离心式叶轮设计的重要系数。

或

$$\dot{H}_T = \frac{1}{g}(u_{2T}v_{u2T} - u_{1T}v_{u1T}) \quad (2-7)$$