



全国高等职业教育示范专业规划教材
热能动力类专业

泵与风机 运行检修

BENG YU FENGJI YUNXING JIANXIU

程俊骥 主编



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS



配电子资源

全国高等职业教育示范专业规划教材
(热能动力类专业)

泵与风机运行检修

主 编 程俊骥
参 编 马 强



NLIC2970819108



机械工业出版社

本书以大中型火力发电厂的泵与风机为例,讲述了泵与风机的基本理论,泵与风机运行及检修的基本知识和操作技能,并在资料链接和知识拓展模块中讲述了在泵与风机的拆装操作过程中必须掌握的理论知识及注意事项等。本书以泵与风机的运行检修为重点,理论和实践紧密结合,可作为高、中等职业院校热能动力类专业泵与风机课程的教材,也可作为火力发电厂辅机培训教材及有关技术人员的参考资料。

本书配有电子课件,凡使用本书作为教材的教师可登录机械工业出版社教材服务网 www.cmpedu.com 下载。咨询邮箱: cmpgaozhi@sina.com。咨询电话: 010-88379375。

主 编 程 俊 骥
参 审 吕 蔚

图书在版编目 (CIP) 数据

泵与风机运行检修/程俊骥主编. —北京:机械工业出版社, 2012. 5
全国高等职业教育示范专业规划教材. 热能动力类专业
ISBN 978-7-111-38371-0

I. ①泵… II. ①程… III. ①泵—高等职业教育—教材②鼓风机—
高等职业教育—教材 IV. ①TH3②TH44

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2012) 第 096054 号

机械工业出版社 (北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑: 王海峰 责任编辑: 王海峰 沈 荣

版式设计: 刘怡丹 责任校对: 张晓蓉

封面设计: 鞠 杨 责任印制: 张 楠

北京诚信伟业印刷有限公司印刷

2012 年 8 月第 1 版第 1 次印刷

184mm×260mm·8.75 印张·212 千字

000 1—3 000 册

标准书号: ISBN 978-7-111-38371-0

定价: 18.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

社服务中心: (010) 88361066

门户网: <http://www.cmpbook.com>

销 售 一 部: (010) 68326294

教材网: <http://www.cmpedu.com>

销 售 二 部: (010) 88379649

读者购书热线: (010) 88379203 封面无防伪标均为盗版

前 言

本书为全国高等职业教育示范专业规划教材之一，是依据热能动力工程专业的人才培养目标编写而成的。

本书内容密切结合生产实际，插图较多，可作为普通高等院校能源动力类热能与动力工程专业泵与风机运行检修的实训教材，还可作为高职高专电力技术类火电厂集控运行和电厂热能动力装置专业的教材，同时可供从事电厂辅机运行与检修的工程技术人员参考。

全书共六章，第一、三、六章由程俊骥编写，第二、四、五章由马强编写。本书在编写过程中参考了有关著作和一些电厂的现场实际运行资料，加入了作者多年来从事泵与风机理论教学和现场实际工作的经验，并得到了承德石油高等专科学校热能工程系许多老师的帮助，编者在此一并表示衷心感谢。

感谢李心刚教授对本书的认真审阅。

由于编者水平有限，书中缺点和错误在所难免，敬请广大读者批评指正。

第一章 绪论	1
第一节 泵与风机的作用及分类	1
第二节 泵与风机的性能参数	2
第三节 泵与风机的运行特性	3
第二章 离心泵	5
第一节 离心泵的工作原理及分类	5
第二节 离心泵的主要性能参数	6
第三节 离心泵的构造	7
第四节 离心泵的安装与运行	8
第五节 离心泵的维护与检修	9
第三章 轴流泵	11
第一节 轴流泵的工作原理及分类	11
第二节 轴流泵的主要性能参数	12
第三节 轴流泵的构造	13
第四章 混流泵	15
第一节 混流泵的工作原理及分类	15
第二节 混流泵的主要性能参数	16
第三节 混流泵的构造	17
第五章 罗茨鼓风机	19
第一节 罗茨鼓风机的工作原理及分类	19
第二节 罗茨鼓风机的主要性能参数	20
第三节 罗茨鼓风机的构造	21
第六章 离心式通风机	23
第一节 离心式通风机的工作原理及分类	23
第二节 离心式通风机的主要性能参数	24
第三节 离心式通风机的构造	25

目 录

前言	任务 4-3 离心泵或风机的相似律 与比转速	57
第一章 泵与风机的基本构造与工作 原理	第五章 离心泵与风机的运行	65
任务 1-1 离心泵的基本构造	任务 5-1 管路特性曲线及 工作点	65
任务 1-2 离心风机的基本构造	任务 5-2 泵与风机的并联、串联 工作	68
任务 1-3 离心泵与风机的工作原 理及基本性能	任务 5-3 泵与风机的工况 调节	71
任务 1-4 轴流泵与风机的基本 构造	任务 5-4 泵与风机的运行操作及 事故处理	77
任务 1-5 轴流泵与风机的工作 原理	任务 5-5 现代高压锅炉给水泵的 运行特点	83
第二章 泵与风机的性能	第六章 离心泵与风机的检修	93
任务 2-1 泵与风机的功率、损失 与效率	任务 6-1 检修中所使用的一般测 量工具	93
任务 2-2 泵与风机的性能 曲线	任务 6-2 离心泵的拆卸 (解体)	105
第三章 动平衡与静平衡	任务 6-3 离心泵典型零部件的 检修	109
任务 3-1 转子找静平衡	任务 6-4 离心泵与风机轴承的 检修	119
任务 3-2 转子找动平衡	任务 6-5 离心泵的装配	125
任务 3-3 激光对中仪	任务 6-6 离心风机的检修	127
第四章 离心泵的汽蚀与安装高度 ..	附录 泵与风机的型号编制	131
任务 4-1 离心泵的汽蚀现象及其 影响		
任务 4-2 离心泵的几何安装 高度		

第一章 泵与风机的基本构造与工作原理

【学习任务】

- 1) 学习离心泵与风机的基本构造及其各部件的作用。
- 2) 学习离心泵与风机的工作原理。
- 3) 学习流体在叶轮内的流动——速度三角形。
- 4) 学习离心泵与风机的基本方程式。
- 5) 学习轴流泵与风机的基本构造及其各部件的作用。
- 6) 学习轴流泵与风机的工作原理。

【学习目标】

- 1) 能够根据一台单级单吸式离心泵说明其基本构造——叶轮、泵壳、泵轴、泵座、密封环、轴封装置、轴向力平衡装置、轴承；能够指出其构造的特点与作用。
- 2) 能够根据一台离心式风机说明其基本构造——叶轮、机壳、轴、进风口、支撑传动方式、进风箱、前导器、扩散器；能够指出并说明其构造的特点及作用。
- 3) 掌握离心泵与风机的概念及工作原理。
- 4) 了解速度三角形的基本内容；掌握离心泵与风机的能量方程式。
- 5) 能够说明轴流泵与风机的构造特点及其作用。

【操作技能】

拆装一台单级单吸式离心泵及一台一般离心式风机，从而掌握其基本构造和工作原理。

任务 1-1 离心泵的基本构造

离心泵主要由叶轮、轴承、泵壳、泵座、密封环和轴封装置等构成，如图 1-1 及图 1-2 所示。

利用原动机（电动机、汽轮机）驱动输送液体并提高液体能量的流体机械称为泵，而输送气体并提高气体能量的流体机械称为风机。

从图 1-1 中可以看到离心泵的构造。离心泵的泵壳 1 由铸铁制成，壳内呈螺旋形，其工作流道端面逐渐扩大，至压水管 5 称为蜗壳；吸水管为 4，它深入水中并装有底阀 6；由于离心泵在起动之前，泵内首先应灌满液体，此过程称为灌泵。灌泵时由灌水漏斗 8 向泵内及吸入管内灌入液体（水），并排除泵内及管内的空气；为了防止灌入的液体从排水管漏走，故装一底阀（单向阀）6。

可在灌水漏斗下安装一个阀门，当漏斗灌满后可关闭这个阀门。在泵的出口处一般安装一闸阀 7（有时安装一单向阀或调节阀），可以隔断泵与出口管系的连通。

下面介绍离心泵的主要部件。

1. 叶轮

叶轮是离心泵最主要的部件，它一般由两个圆形盖板以及盖板之间若干片弯曲的叶片和轮毂组成，如图1-3所示。叶片固定在轮毂上，轮毂中间有穿轴孔，与泵轴用键相联接，并以螺母拧入轴端的螺扣上，压紧并对螺母进行防松（如开口销与带槽螺母防松或止动垫圈防松）。该螺母一方面可以防止水（液体）侵入键，另一方面其流线型可起到导水作用。

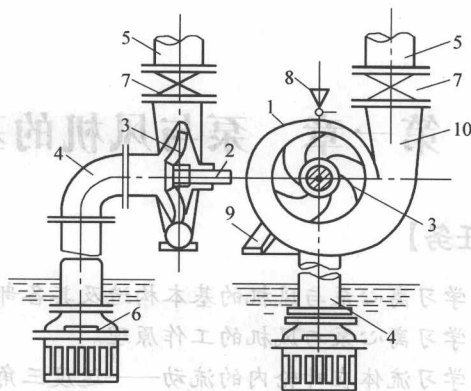


图 1-1 单级单吸离心泵的构造

- 1—泵壳 2—泵轴 3—叶轮 4—吸水管 5—压水管
6—底阀 7—闸阀 8—灌水漏斗 9—泵座
10—扩散管

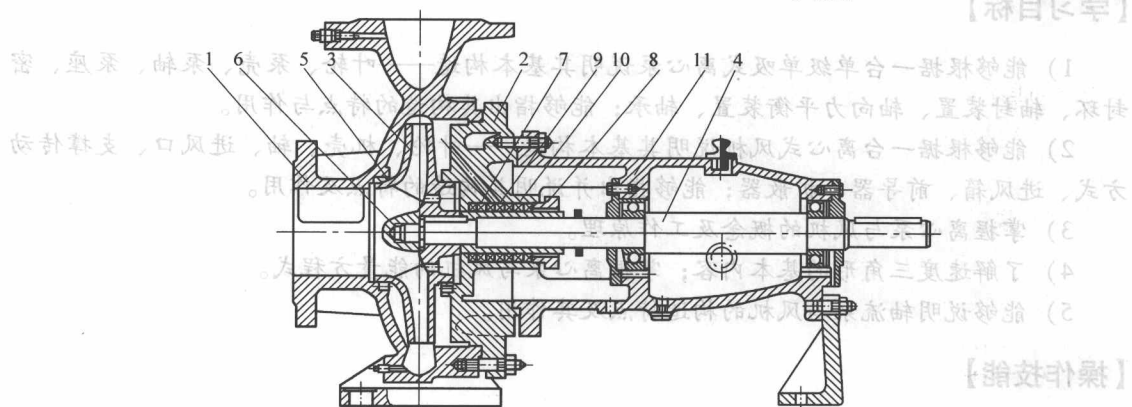


图 1-2 单级离心泵的结构

- 1—泵体 2—泵盖 3—叶轮 4—轴 5—密封环 6—叶轮螺母
7—轴套 8—填料压盖 9—填料环 10—填料 11—悬架轴承部件

离心泵的叶轮可分为单吸叶轮和双吸叶轮两种，目前多采用铸铁、铸钢和青铜制造。叶轮按其盖板情况可分为封闭式叶轮、敞开式叶轮和半开式叶轮三种形式，如图1-4所示。凡具有两个盖板的叶轮，均称为封闭式叶轮，这种叶轮应用最广，前述的单吸式、双吸式叶轮均属于这种形式；只有叶片而没有完整盖板的叶轮称为敞开式叶轮；只有后盖板而没有前盖板的叶轮，称为半开式叶轮。一般在

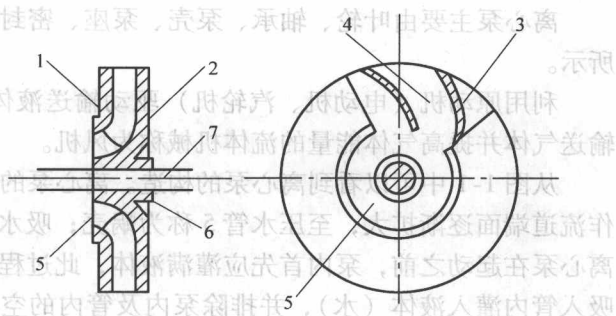


图 1-3 叶轮结构简图

- 1—前盖板 2—后盖板 3—叶片 4—流道
5—吸水口 6—轮毂 7—泵轴

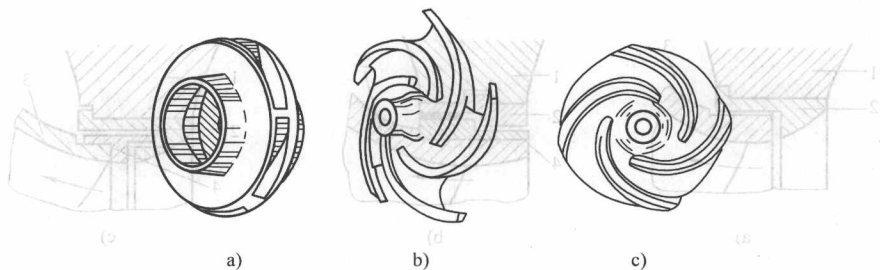


图 1-4 叶轮形式

a) 封闭式叶轮 b) 敞开式叶轮 c) 半开式叶轮

抽吸含有悬浮物的污水泵中，为了避免堵塞，有时采用开式或半开式叶轮。这种叶轮的特点是叶片少，一般仅有 2~5 片；而封闭式叶轮一般有 6~8 片，多的可至 12 片。

2. 泵壳

离心泵的泵壳常注成蜗壳形，其过水部分要求有良好的水力条件，如图 1-5 所示。泵壳的作用是收集来自叶轮的液体，并使部分液体的动能转换为压力能，最后将液体均匀地导向排出口。泵壳顶部设有充水和放气的螺孔，以便在水泵起动前用来充水和排走泵壳内的空气；底部设有放水的方头螺栓，以便停用和检修时排水。

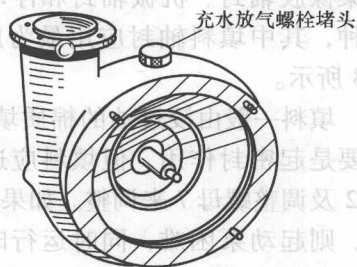


图 1-5 蜗壳形泵壳

3. 泵轴

泵轴是用来旋转叶轮并传递转矩的，常用的材料是碳素钢和不锈钢。泵轴应有足够的抗扭强度和足够的刚度，它与叶轮用键进行联接，另一端则与联轴器节等连接。

4. 泵座

泵座上有与底板和基础固定的法兰孔，有收集轴封滴水的水槽。轴向的水槽底部设有泄水螺孔，以便随时排出由填料盖内渗出的水。

5. 减漏环

减漏环也称为承磨环或密封环，用来减小高速转动的叶轮和固定的泵壳之间的缝隙，从而减少泵壳内由高压区泄漏到低压区的液体量，如图 1-6 所示。

减漏环是一种金属口环，通常镶嵌在缝隙处的泵壳上，或在泵壳与叶轮上各镶一个。此环的接缝面可以做成阶梯形，以增加液体的回流阻力，提高减漏效果。图 1-7 所示为三种不同形式的减漏环。

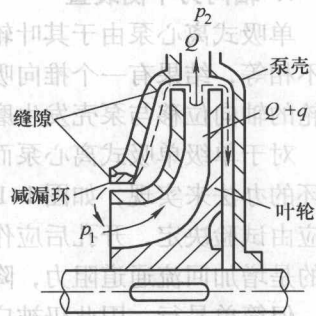


图 1-6 减漏装置

6. 轴封装置

在离心泵的泵轴与泵壳之间存在着间隙，如不采取措施，间隙处就会泄漏。当间隙处的液体压力大于大气压力时（如单吸式离心泵），泵壳内的高压水就会通过此间隙向外大量泄漏；当间隙处的液体压力为真空时（如双吸式离心泵），则大气就会从间隙处漏入泵内，从而降低泵的吸水性能。为

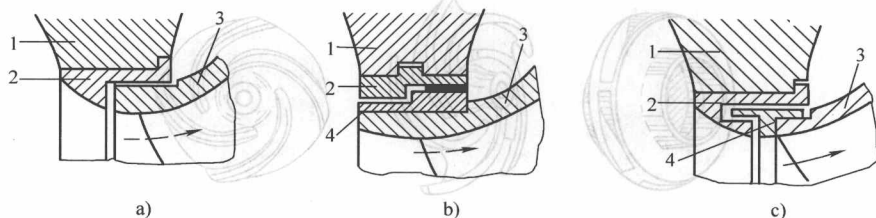


图 1-7 减漏环的形式

a) 单环形 b) 双环形 c) 双环迷宫型

1—泵壳 2—镶在泵壳上的减漏环 3—叶轮 4—镶在叶轮上的减漏环

此,需在轴与泵之间的间隙处设置密封装置,称为轴封。常用的轴封有填料轴封、骨架橡胶轴封、机械轴封和浮动环轴封等几种,其中填料轴封应用最为广泛,如图 1-8 所示。

填料一般由浸过油的棉质填料 3 构成,主要是起密封作用,但填料应通过调整压盖 2 及调整螺母 7 来调整。如果填料压得太紧,则起动泵困难,同时运行时耗费功率并且轴易发热;如果填料压得太松,则水泵中的液体漏损太大,会使效率降低,或者会在水泵的低压区内有空气渗入的可能,螺母拧紧程度以 1s 内有一滴液体漏出为合适。

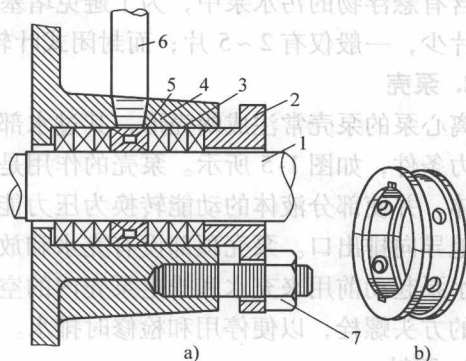


图 1-8 带水封环的填料密封

a) 填料密封 b) 水封环

1—轴 2—压盖 3—填料 4—填料箱
5—水封环 6—引水管 7—调整螺母

放置水封环 5,其目的是当泵内吸入口处于真空情况时,从水封环注入高于 0.1MPa 的液体(水)以防止空气漏入泵内;当泵内水压高于 0.1MPa 时,可用高于泵内压力 0.05 ~ 0.10MPa 的密封液体(水)注入,起到水封作用,以减少泄漏,并起到冷却和润滑的作用。

7. 轴向力平衡装置

单吸式离心泵由于其叶轮盖板不具有对称性,当离心泵工作时,作用于前后盖板上的压力不相等,结果有一个推向吸入端的轴向推力 Δp 作用于叶轮上,如图 1-9 所示,从而造成叶轮的轴向位移与泵壳发生磨损,水泵消耗的功率也相应增大。

对于单级单吸式离心泵而言,一般采取在叶轮后盖板上钻平衡孔,并在后盖板上加装减漏环的办法来实现,如图 1-10 所示。开孔位置应接近轮毂且要尽可能对称,开孔面积及个数应由试验决定,开孔后应作叶轮的静、动平衡试验。为配合开平衡孔,加装了减漏环,其目的是增加回流通路阻力,降低开孔区水压。用这种办法平衡轴向推力会使水泵效率有所降低,但简单易行,因此仍被广泛采用。

对于多级单吸式离心泵,为了平衡轴向推力,一般在最后一级装设推力平衡盘,其结构示意图如图 1-11 所示。

平衡盘用键与轴联接,盘、轴、叶轮可视为一个“固联体”,随轴一起转动。当水泵运行时,在平衡推力过程中泵轴作有限的(允许的)左右窜动。

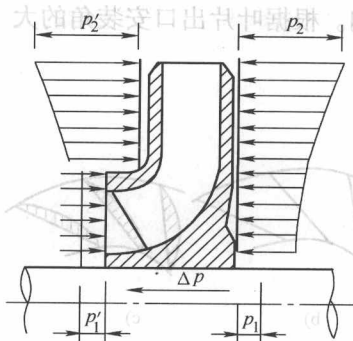


图 1-9 轴向推力

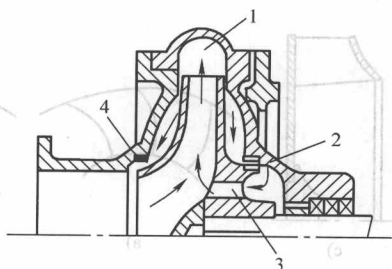


图 1-10 平衡孔及减漏环

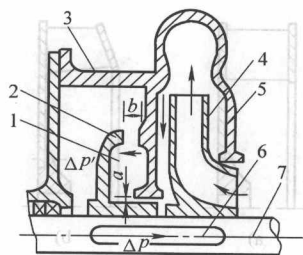


图 1-11 推力平衡盘示意图

1—排出压力 2—加装的减漏环
3—平衡孔 4—泵壳上的减漏环

1—平衡室 2—平衡盘 3—通大气孔
4—叶轮 5—泵壳 6—键 7—泵轴

8. 支承

水泵有两个支承，都是滚动轴承，用液体润滑油润滑。

任务 1-2 离心风机的基本构造

一般离心风机的主要工作部件有叶轮、机壳、机轴等，其主要结构分解示意图如图1-12所示。对于大型离心风机，一般还有进气箱、前导器和扩压器等，现分述如下。

1. 叶轮

叶轮是离心风机的核心部分，它的尺寸和几何形状对风机的特性有着重大影响。离心风机的结构如图 1-13 所示。

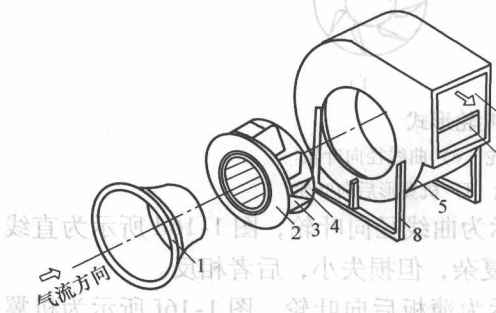


图 1-12 离心风机主要结构分解示意图

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（风舌） 8—支架

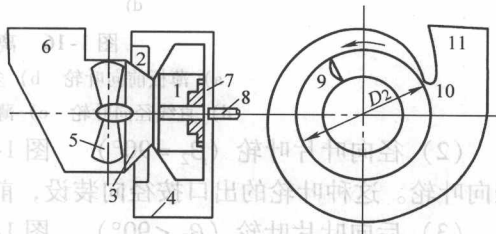


图 1-13 离心风机结构示意图

1—叶轮 2—稳压器 3—集流器 4—机壳
5—导流器 6—进气箱 7—轮毂 8—主轴
9—叶片 10—蜗舌 11—扩压器

叶轮由前盘、后盘、叶片及轮毂组成，其作用是转换能量，产生能头。叶轮前盘可分为直前盘、锥形前盘和弧形前盘三种，如图 1-14 所示。

叶轮上的主要零件是叶片，其基本形状包括弧形、直线形和机翼形三种，如图 1-15 所

示。叶片的形状、数目及出口安装角对通风机的工作有很大影响。根据叶片出口安装角的大小不同,可将叶轮分为以下三种:

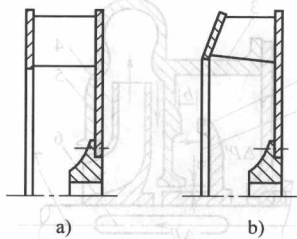


图 1-14 叶轮前盘结构形式示意图

a) 直前盘 b) 锥形前盘 c) 弧形前盘

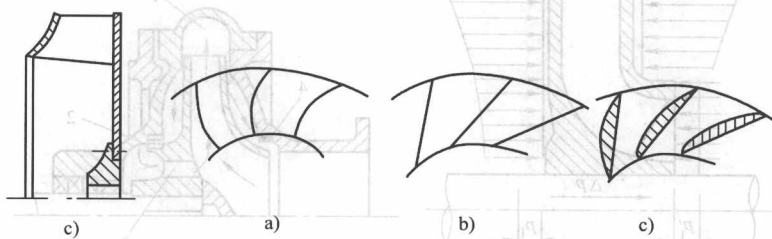


图 1-15 叶片的基本形状

a) 弧形 b) 直线形 c) 机翼形

(1) 前向叶片叶轮 ($\beta_2 > 90^\circ$) 图 1-16a 所示为薄板前向叶轮, 图 1-16b 所示为多叶前向叶轮。这类叶片的出口方向和叶轮旋转方向相同, 叶轮流道短, 而出口较宽, 水头损失大, 水力效率低。

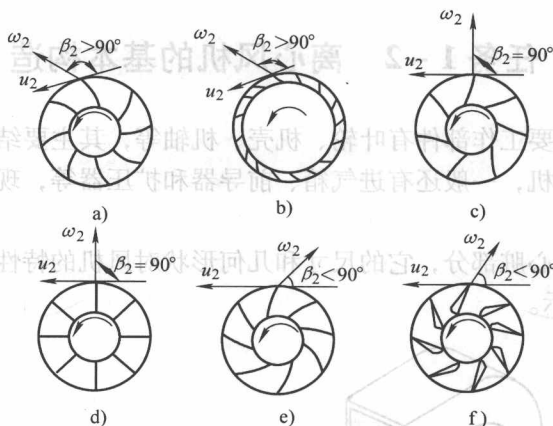


图 1-16 离心风机的叶轮形式

a) 薄板前向叶轮 b) 多叶前向叶轮 c) 曲线径向叶轮
d) 直线径向叶轮 e) 薄板后向叶轮 f) 机翼形后向叶轮

(2) 径向叶片叶轮 ($\beta_2 = 90^\circ$) 图 1-16c 所示为曲线径向叶轮, 图 1-16d 所示为直线径向叶轮。这种叶轮的出口按径向装设, 前者制作复杂, 但损失小, 后者相反。

(3) 后向叶片叶轮 ($\beta_2 < 90^\circ$) 图 1-16e 所示为薄板后向叶轮, 图 1-16f 所示为机翼形后向叶轮。这种叶轮的出口方向和叶轮旋转方向相反, 叶轮能量损失少, 整机效率高, 运转噪声低, 但产生的风压较低。

图 1-17 所示为离心风机叶轮的主要结构参数示意图, 图中 D_0 为叶轮进口直径, D_1 为叶片进口直径, D_2 为叶片出口直径, b_1 为叶片进口宽度, b_2 为叶轮出口宽度, β_1 为叶片进口安装角, β_2 为叶片出口安装角。

2. 机壳

风机的机壳又称为蜗壳, 由螺形室、蜗舌和扩压器组成, 如图 1-18 所示。螺形室的作用是收集从叶轮来的气体, 引导至出口, 并将气体的部分动能转变为压能。螺形室的轮廓线

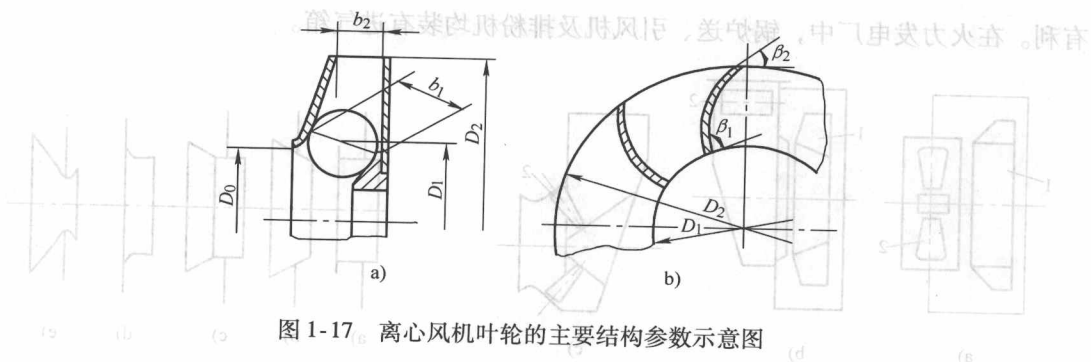


图 1-17 离心风机叶轮的主要结构参数示意图

是一条阿基米德线或对数螺旋线。

通常把在螺形室出口附近的“舌状”结构称为蜗舌，其作用是防止部分气流在蜗壳内循环流动。蜗舌分为平舌、浅舌及深舌三种，如图 1-19 所示。蜗舌处的流动复杂，它的几何形状和蜗舌尖部的圆弧半径 r' ，以及距叶轮的距离 t ，对风机的性能、效率和噪声等影响均较大。

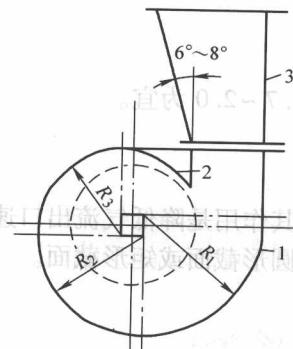


图 1-18 机壳

1—螺形室 2—蜗舌 3—扩压器

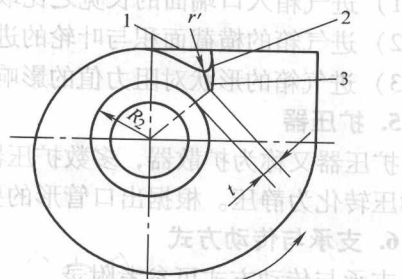


图 1-19 螺形室出口附近的蜗舌

1—平舌 2—浅舌 3—深舌

3. 导流器

导流器也叫前导器，又称为风量调节器，一般在大型离心通风机或要求性能调节的通风机的进风口或进风口流道内装设。运行时，通过改变导流器叶片的角度（开度）来改变通风机的性能，扩大工作范围和提高调节的经济性。常见的导流器有轴向导流器、简易导流器和斜叶式导流器等，如图 1-20 所示。

4. 集流器和进气箱

集流器的作用是在损失最小的情况下引导气流均匀地充满叶轮进口，其几何形状、导流器与叶轮入口间隙的大小对风机性能均有影响。集流器的基本形式有圆筒形、圆锥形和锥弧形等，如图 1-21 所示。锥弧形集流器最符合气流流动规律，经实验发现，它与圆筒形集流器相比，效率可提高 2%~3%，故在大型风机上得到了广泛应用。

进气箱一般只用在大型或双吸式离心通风机上，一方面，当进风口需要转弯时安装进气箱能改善进口流动状况，减少因气流不均匀进入叶轮而产生的流动损失；另一方面，安装进气箱可使轴承装于通风机的机壳外边，便于安装和维修，对锅炉引风机的轴承工作条件更为

有利。在火力发电厂中, 锅炉送、引风机及排粉机均装有进气箱。

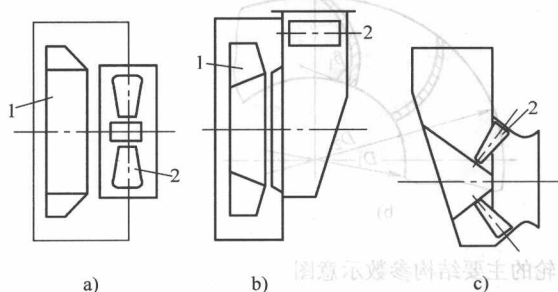


图 1-20 导流器的形式

a) 轴向导流器 b) 简易导流器 c) 斜叶式导流器
1—叶轮 2—导流器

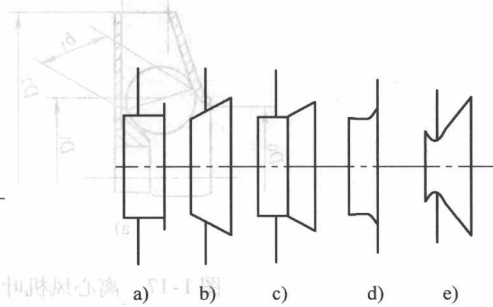


图 1-21 集流器的形式

a) 圆筒形 b) 圆锥形 c) 圆柱与圆锥组合型
d) 弧形 e) 锥弧形

进气箱的几何形状和尺寸对气流进入风机后的流动状态的影响极为显著, 如果进气箱结构不合理, 由此所造成的阻力损失可达风机全压的 15% ~ 20%。由实验可知, 在确定进气箱的几何形状和尺寸时, 应注意以下几点:

- 1) 进气箱入口端面的长宽之比取 2 ~ 3 为宜。
- 2) 进气箱的横截面积与叶轮的进口面积之比一般取 1.7 ~ 2.0 为宜。
- 3) 进气箱的形状对阻力值的影响很大。

5. 扩压器

扩压器又称为扩散器, 多数扩压器与机壳作成一体, 其作用是降低气流出口速度, 使部分动压转化为静压。根据出口管形的要求, 扩压器可作成圆形截面或矩形截面。

6. 支承与传动方式

支承与传动方式可参考附录。

任务 1-3 离心泵与风机的工作原理及基本性能

当叶轮在充满液体的蜗形壳体内旋转时, 由于叶片与流体之间的相互作用, 使液体获得能量。当此能量足以克服叶道以及外界阻力时, 流体就沿叶轮的轴向流入蜗壳并向外输送。在叶轮的进口管处, 流体吸入叶轮。

假如吸入管内的流体能源源不断地补给的话, 那么流体就将连续不断地从叶轮获得能量, 并输送出去。由于流体的能量中除了压力能还有动能, 而动能不加变换就被利用的情况是很少的, 因此, 从叶轮流出的流体还必须经过扩压管, 将其动能的一部分转换成为压力能, 从而使其压力能进一步提高。由于在进行能量转换时, 流体是在与机械轴垂直的方向上流动的, 所以称为轴流式, 但是习惯上称为离心式。

一、离心泵与风机的基本性能

离心泵与风机的基本性能可以用以下参数来表示。

1. 流量

单位时间内泵或风机所输送的流体量称为流量, 常用体积流量并以字母 q_v 表示, 单位

是 m^3/s 或 m^3/h , 若采用质量流量, 其单位是 kg/h 。

2. 泵的扬程或风机的全压

泵的扬程或风机的全压分别表示每单位质量 (或每单位体积) 的流体流经泵或风机时所获得的总能。

流经泵的出口断面与进口断面单位质量流体所具有的总能量差称为泵的扬程, 用字母 H 表示, 其单位为 mmH_2O 或 Pa 。

流经风机出口断面与进口断面单位体积流体所具有的总能量差称为风机的全压, 用字母 p 表示, 其单位为 mmH_2O 或 Pa 。

对于风机来说, 由于输送的是气体 (可压缩性流体), 即使进出口的风管直径相差不大, 但流速仍可相差很大, 因此其动压改变较大, 且在全压中所占的比例很大, 有时甚至可达全压的 50% 以上。而克服管道的阻力又要静压来承担, 因此, 风机的风压需要由全压 p (Pa) 及静压 p_{st} (Pa) 分别表示, 其中动压以符号 p_{d} (Pa) 表示

$$p_{\text{d}} = \frac{\rho v_2^2}{2}$$

$$p_{\text{st}} = p_2 - \left(p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} \right)$$

$$p = \left(p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} \right) - \left(p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} \right) \quad (1-1)$$

式中 p_1 、 p_2 ——风机进口和出口截面处气体的压力 (Pa);

v_1 、 v_2 ——风机进口和出口截面处气体的平均流速 (m/s)。

由上可知, 风机的全压 p 包括静压 p_{st} 和动压 p_{d} 两部分, 即

$$p = p_{\text{st}} + p_{\text{d}}$$

二、离心泵与风机的工作原理

离心泵与风机的工作原理如图 1-22 所示。先在叶轮内充满流体, 并在叶轮不同方向上取 A、B、C...H 几块流体, 当叶轮旋转时, 各块流体也被叶轮带动一起旋转起来。这时, 每块流体必然受到一个离心力的作用, 在这个离心力的作用下, 流体的静压能提高了, 流体从叶轮中心被甩向叶轮的外缘, 于是叶轮中心 O 处形成了真空。外界流体在大气压的作用下, 源源不断地沿着吸入管流向 O 处补充, 已从叶轮得到能量的流体则流入机壳, 将一部分动能转变为压力能, 然后沿着压力管道排出, 这样就形成了泵与风机的连续工作。

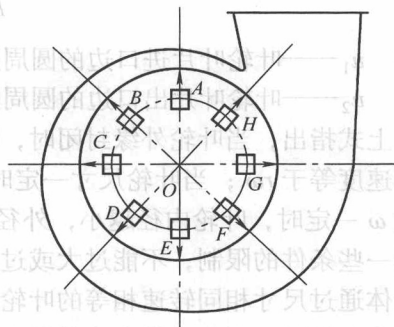


图 1-22 离心泵与风机工作原理示意图

以上只是对离心泵与风机的工作原理做了定性分析, 下面进一步分析流体通过叶轮后与静压能增加有关的因素。

如图 1-23 所示, 假设叶轮外缘封闭, 流体充满叶轮但没有流动, 同时流体之间也没有

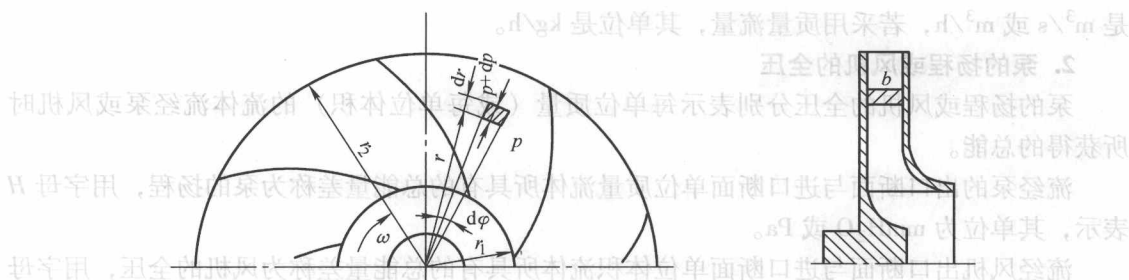


图 1-23 离心泵与风机的工作原理

相对流动,即把流道内的流体看做刚体。

在叶轮流道内取一流体质点 dm , 其所在半径为 r 、厚度为 dr 、宽度为 b , 所对应的圆心角为 $d\varphi$, 则其质量为

$$dm = \rho r d\varphi dr b$$

当质点随叶轮以角速度 ω 旋转时, 其圆周速度为 u , 产生的离心力为 dF , 其值为

$$\begin{aligned} dF &= dm \frac{u^2}{r} = dmr\omega^2 \\ &= \rho d\varphi b \omega^2 r^2 dr \end{aligned}$$

(1-1) 此离心力 dF 应被径向压力差所平衡, 即

$$\begin{aligned} dF &= brd\varphi dp \\ dp &= \frac{dF}{brd\varphi} = \rho r \omega^2 dr \end{aligned}$$

设流体密度不变, 且叶轮内缘和外缘的半径各为 r_1 和 r_2 , 则得其相应的压力差为

$$\begin{aligned} \int_{p_1}^{p_2} dp &= \rho \omega^2 \int_{r_1}^{r_2} r dr = \rho \omega^2 \left(\frac{r_2^2 - r_1^2}{2} \right) = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) \\ p_2 - p_1 &= \rho \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \right) \end{aligned} \quad (1-2)$$

式中 u_1 ——叶轮叶片进口边的圆周速度 (m/s);

u_2 ——叶轮叶片出口边的圆周速度 (m/s)。

上式指出, 当叶轮外缘封闭时, 叶轮中产生的压力差与叶轮圆周速度的平方差成正比, 圆周速度等于 $r\omega$; 当叶轮尺寸一定时, 角速度 ω 越大, 即转速越高, 压力差就越大; 当角速度 ω 一定时, 叶轮内径越小, 外径越大, 则压力差越大, 但内径的减小和外径的增大都受到一些条件的限制, 不能过大或过小。并且压力差又与流体的密度 ρ 成正比, 当不同密度的流体通过尺寸相同转速相等的叶轮时, 密度大的流体, 产生的压力差也大。由于液体的密度远大于气体, 因此, 泵产生的压力远大于风机的压力。

应该指出, 上式是在叶轮外缘封闭、无流量输出时流体压力的升高, 完全是由于离心力作用的结果。当有流量输出时, 不仅有离心力的作用, 而且还有流动时的流体动量改变, 因此, 流体获得的能量由动量矩的改变来得到。

三、流体在叶轮内的运动及速度三角形

为了深入讨论泵与风机的原理和性能, 首先要了解流体在叶轮内的流动规律。由于流体

在叶轮中的流动比较复杂,因而在研究其运动规律时,先作几点假设:第一,假设叶轮中的叶片数为无限多,即认为流体质点是严格地沿着叶片的型线流动,也就是说,流体质点的运动轨迹与叶片的型线相重合;第二,假设流体为理想流体,即没有粘性的流体,由此可暂不考虑速度场不均匀带来的叶轮中的流动损失;第三,假设叶轮中的流动为稳定流动;第四,假设液体在很大的压差下体积变化甚微,而气体在压差改变不大时体积变化也很小,因此,在叶轮中流动的流体可以认为是不可压缩的。

泵与风机工作时,流体一方面和叶轮一起作旋转运动,同时又从叶轮的流道里向外流,因此,流体在叶轮里的运动是一种复合运动。

当叶轮带着流体作旋转运动时,流体质点具有一个随叶轮旋转的圆周运动(牵连运动),如图 1-24a 所示,其运动速度称为圆周速度,用符号 u 表示。它的方向与圆周的切线方向一致,大小与所在半径 r 及转速 n 有关。此外,流体的质点又相对于旋转的叶轮在叶片流道中作相对运动,如图 1-24b 所示,其运动速度称为相对速度,用符号 w 表示。它的方向为流体质点所在处的叶片切线方向,它的大小与流量 Q 及流道的形状有关,因而与绝对速度的径向分速度 v_r 及 β 有关,即 $w = v_r / \sin\beta$ 。流体在叶轮内的任何瞬间都是既作圆周运动,又作相对运动。流体相对于机壳的运动称为绝对运动,如图 1-24c 所示,其运动速度称为绝对速度,用符号 v 表示,它是以上两个速度的向量和,即

$$v = u + w$$

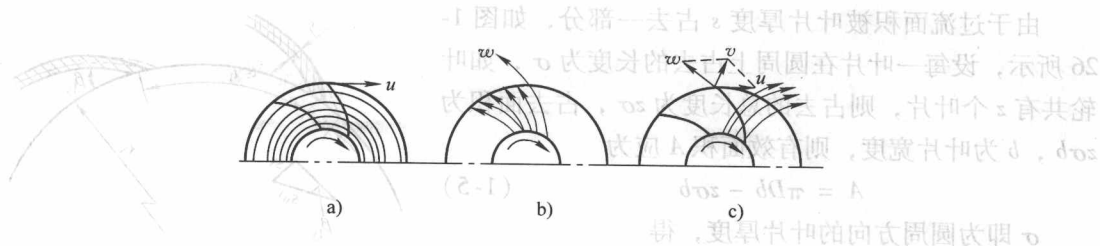


图 1-24 流体在叶轮内的运动

a) 圆周运动 b) 相对运动 c) 绝对运动

由这三种速度组成的向量图称为速度三角形,或简称为速度图,如图 1-25 所示。为了计算上的方便,绝对速度 v 可以分解成两个相互垂直的分量:一个是径向分速度 v_r (轴面速度),它与叶轮的圆周切线相垂直;另一个是圆周速度 v_u ,它与圆周切线方向一致。在速度三角形中,绝对速度 v 与圆周速度 u 之间的夹角用“ α ”表示;相对速度 w 与沿反方向圆周速度 u 之间的夹角用 β 表示,称为流动角。而将叶片切线与圆周切线速度反方向之间的夹角,称为叶片的安装角,用 β_y 表示。当流体沿叶片型线流动时,流动角 β 即等于安装角 β_y 。用下角标“1”表示进入叶道后的位置、“2”表示流道出口前的位置、“ ∞ ”表示无限叶片时的参数。

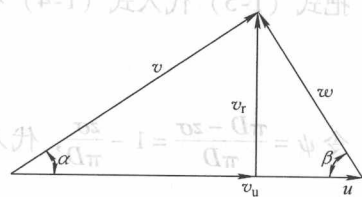


图 1-25 速度三角形

速度三角形是研究流体在叶轮内的能量转换及其参数变化的基础,在叶轮流道内的任意一点都可以作出该点的速度三角形。在研究叶轮的流动状态时,只需作出叶轮进口及出口的速度三角形。

四、速度三角形的计算

速度三角形一般只要知道三个条件就可以作出。根据泵与风机设计时所采用的参数,可以比较方便地求出 u 、 v_r 及 β 角,用这三个参数就可以做出速度三角形,其求法如下:

1. 圆周速度 u

$$u = \frac{\pi D n}{60} \quad (1-3)$$

式中 D ——叶轮直径(做进出口速度三角形时分别用 D_1 或 D_2 代入,单位为 m);

n ——叶轮转速 (r/min)。

2. 径向分速 v_r

由连续流动方程式得

$$v_r = \frac{Q_T}{A} = \frac{Q}{A \eta_v} \quad (1-4)$$

式中 Q_T ——理论流量;

Q ——实际流量;

η_v ——容积效率;

A ——有效面积(与 v_r 垂直的过流面积)。

由于过流面积被叶片厚度 s 占去一部分,如图 1-26 所示,设每一叶片在圆周上占去的长度为 σ ,如叶轮共有 z 个叶片,则占去的总长度为 $z\sigma$,占去面积为 $z\sigma b$, b 为叶片宽度,则有效面积 A 应为

$$A = \pi D b - z\sigma b \quad (1-5)$$

σ 即为圆周方向的叶片厚度,得

$$\sigma = \frac{s}{\sin \beta_y}$$

把式 (1-5) 代入式 (1-4) 得

$$v_r = \frac{Q}{(\pi D b - z\sigma b) \eta_v}$$

令 $\psi = \frac{\pi D - z\sigma}{\pi D} = 1 - \frac{z\sigma}{\pi D}$, 代入上式则得

$$v_r = \frac{Q}{\pi D b \eta_v \psi} \quad (1-6)$$

式中 ψ ——排挤系数。对于水泵, ψ 应该在 0.75 ~ 0.95 的范围内,小泵取下限,大泵取上限。

3. 相对速度 w 的方向或 β 角

当叶片无限多时,相对速度 w 的方向应与叶片安装角 β_y 的方向一致,即相对速度与圆周切线之间的夹角 β 等于叶片的安装角 β_y 。 β_y 在设计时是根据经验数值选取的。

求出 u_2 、 v_r 及 β 角后,就可以按一定比例做出速度三角形。

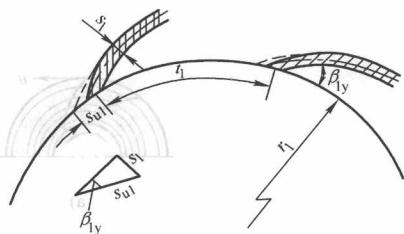


图 1-26 排挤系数示意图