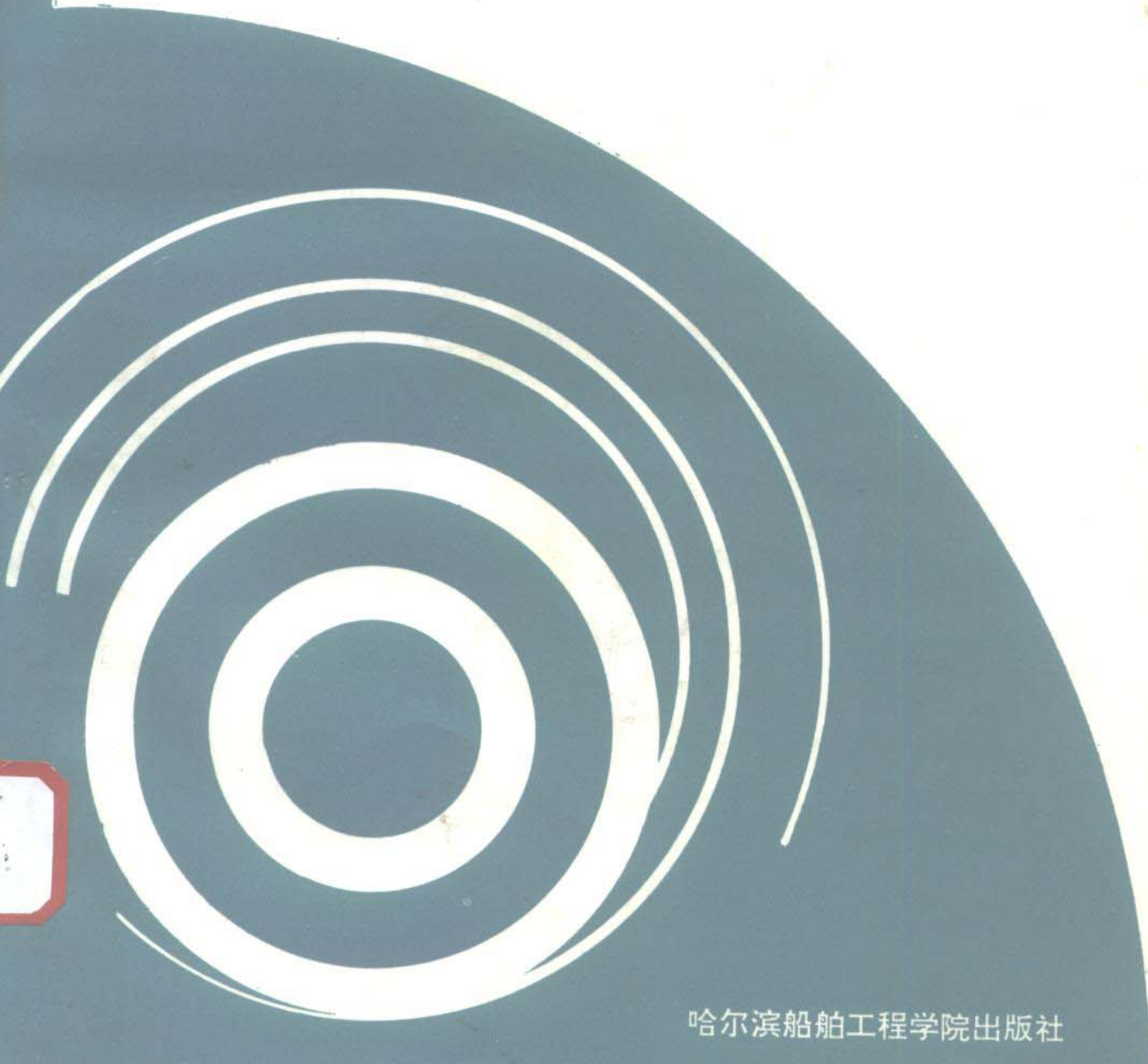


# 船舶压气机原理

牛利民 编

do5tVer文川网  
古籍书城  
入驻商家  
在文川网搜索古籍书城 获取更多电子书



哈尔滨船舶工程学院出版社

U 664-131  
M 30 7.1

# 船舶压气机原理

牛利民 编

哈尔滨船舶工程学院出版社

(黑) 新登字第 9 号

## 内 容 简 介

本书应用热力学和气体动力学的一般原理, 讨论船舶燃气轮机中使用的压气机气体流动和能量转换的规律。本书系统地论述了压气机基元级、级和整机的基本工作原理、设计方法和叶栅气体动力学的实验研究; 单级和整机的实验研究; 还研究了以相似理论为基础的变工况性能。也讨论了压气机不稳定工作问题。

本书着重讨论船用压气机有关的特点, 尤其侧重于当前船舶压气机广泛采用的轴流式压气机的介绍。

本书可作为高等院校热力涡轮机专业和其它动力机械、能源等专业高年级本科学生的教材, 也可供有关专业的工程技术人员参考。

### 船舶压气机原理

牛利民 编

\*

哈尔滨船舶工程学院出版社出版  
新华书店首都发行所发行  
毕升电脑排版有限公司排版  
哈尔滨工业大学印刷厂印刷

\*

开本 787×1092 1/16 印张 14.375 字数 330 千字  
1993 年 12 月 第 1 版 1993 年 12 月 第 1 次印刷  
印数: 1-1000 册

ISBN 7-81007-347-8/U·31

定价: 6.80 元

docsriver 文川网  
入驻商家 古籍书城

在文川网搜索古籍书城 获取更多电子书

# 前 言

本书是根据（1986年）全国高等院校船舶动力类专业教材会议制定的船舶燃气轮机专业中《船舶压气机原理》课程教学基本要求编写而成的。

《工程热力学》、《流体力学》和《气体动力学》是《船舶压气机原理》课程的先导课，学生在学习本课程之前应该对船舶燃气轮机结构有必要的了解。

本书的任务是阐明船舶压气机的基本工作原理、气动设计基础、压气机特性以及不稳定工作等基本理论，并力求结合该领域当前工程设计中新的科研成果和技术进步来丰富、开拓本学科的内容。本课程着重讨论船用燃气轮机中使用的压气机的特点，主要叙述当前广泛采用的轴流式压气机的有关情况。全书共九章。

本书由哈尔滨工业大学秦仁教授和西安交通大学李超俊教授主审。哈尔滨工业大学秦仁教授、中国船舶工业总公司703研究所张春霖高级工程师及哈尔滨船舶工程学院刘顺隆教授对原稿进行了详细的审阅，并提出了很多宝贵意见。在编写过程中，作者得到船舶动力类专业教材委员会副主任杨光升教授、贾锡印教授以及作者的同事李赫教授、刘光宇教授等的大力帮助，在此，谨表示衷心的感谢！

由于水平所限，时间仓促，错误在所难免，殷切希望读者批评指正。

编 者

1992年4月

# 目 录

|  |    |
|--|----|
| 第一章 概 述                                  | 1  |
| § 1-1 压气机简介                              | 1  |
| § 1-2 压气机发展概况以及在船舶燃气轮机中使用的压气机的特点         | 6  |
| § 1-3 压气机在国民经济中的应用                       | 8  |
| § 1-4 《压气机原理》课程的性质、内容和学习方法               | 10 |
| 第二章 热力学与气体动力学的基本方程和基本概念                  | 12 |
| § 2-1 气体状态方程                             | 12 |
| § 2-2 连续性方程                              | 13 |
| § 2-3 运动方程                               | 14 |
| § 2-4 热焓形式的能量方程                          | 16 |
| § 2-5 热力学第一定律方程式                         | 18 |
| § 2-6 机械能形式的能量方程——广义柏努里方程                | 18 |
| § 2-7 动量守恒方程——欧拉方程                       | 20 |
| § 2-8 动量矩方程                              | 21 |
| 第三章 轴流式压气机基元级理论                          | 23 |
| § 3-1 轴流式压气机基元级概述                        | 23 |
| § 3-2 基元级的速度三角形                          | 24 |
| § 3-3 基元级对气流的加功增压原理                      | 28 |
| § 3-4 亚音基元级和超音基元级的扩压流动                   | 31 |
| § 3-5 亚音基元级中气流参数与坐标系的关系以及气流压缩过程的 $i-s$ 图 | 33 |
| § 3-6 基元级的压缩功和效率                         | 36 |
| § 3-7 基元级的反动度和预旋                         | 41 |
| § 3-8 基元级的无因次参数和无因次速度三角形                 | 45 |
| § 3-9 气体绕流叶栅的气体动力方程和基元级最佳效率及流量系数         | 50 |
| 第四章 轴流式压气机平面叶栅实验数据及基元级气动设计基础             | 58 |
| § 4-1 平面叶栅的几何参数和气动参数                     | 58 |
| § 4-2 亚音平面叶栅的实验研究(攻角特性)                  | 61 |
| § 4-3 霍维尔(Howell)平面叶栅的综合实验数据             | 64 |
| § 4-4 美国航空咨询委员会平面叶栅综合实验数据的介绍             | 69 |
| § 4-5 平面叶栅几何参数的确定(平面叶栅造型简介)              | 72 |
| 第五章 轴流式压气机的扭向设计                          | 78 |

|            |                     |            |
|------------|---------------------|------------|
| § 5-1      | 不同半径处基元级共同工作的条件     | 78         |
| § 5-2      | 等环量扭向规律             | 81         |
| § 5-3      | 等反动度扭向规律            | 88         |
| § 5-4      | 沿径向等功、等平均绝对气流角的扭向规律 | 93         |
| § 5-5      | 中间扭向规律              | 95         |
| § 5-6      | 完全径向平衡方程简介          | 101        |
| § 5-7      | 关于叶片叶身设计的简单说明       | 104        |
| § 5-8      | 轴流式压气机超跨音速级的特点      | 105        |
| § 5-9      | 轴流压气机级中的流动损失        | 112        |
| <b>第六章</b> | <b>多级轴流式压气机</b>     | <b>118</b> |
| § 6-1      | 多级轴流式压气机的工作特点       | 118        |
| § 6-2      | 多级轴流式压气机的通流部分形式     | 124        |
| § 6-3      | 多级轴流式压气机的参数选择       | 125        |
| § 6-4      | 多级轴流式压气机的气动计算       | 128        |
| <b>第七章</b> | <b>离心式压气机</b>       | <b>135</b> |
| § 7-1      | 离心式压气机工作概况          | 135        |
| § 7-2      | 气流在进气系统中的流动         | 139        |
| § 7-3      | 气流在工作轮中的流动          | 142        |
| § 7-4      | 气流在扩压器中的流动          | 159        |
| § 7-5      | 离心式压气机的热力计算         | 165        |
| § 7-6      | 超音离心压气机简介           | 173        |
| <b>第八章</b> | <b>压气机实验和特性</b>     | <b>175</b> |
| § 8-1      | 压气机的实验装置和实验中的参数测量   | 176        |
| § 8-2      | 单级轴流式压气机特性          | 179        |
| § 8-3      | 压气机的通用特性曲线          | 184        |
| § 8-4      | 相似理论在压气机实验和设计过程中的应用 | 189        |
| § 8-5      | 压气机特性的计算方法          | 193        |
| <b>第九章</b> | <b>压气机的不稳定工作</b>    | <b>209</b> |
| § 9-1      | 概述                  | 209        |
| § 9-2      | 不稳定工况的物理现象          | 210        |
| § 9-3      | 改善多级轴流式压气机特性的方法     | 217        |
| § 9-4      | 颤振介绍                | 221        |
|            | <b>参考文献</b>         | <b>224</b> |

# 第一章 概 述

压气机作为气体工质的压缩、传输机械，它在国民经济各部门中占有重要地位，特别是在动力、冶金、石油、化工等部门得到了广泛的应用。

压气机是船舶燃气轮机的重要组成部件之一。它的功用是消耗由涡轮部件提供的机械功来压缩空气，提高空气的总压，高效率并连续不断地向燃烧室部件输送足够压力和流量的压缩空气。

按照压缩气体方式的不同，压气机通常分为两大类：(1)是容积式压气机，包括活塞式、蜗杆式、罗茨式、涡旋式压气机等；(2)是叶轮机械式压气机。

本书仅研究讨论叶轮机械式压气机的工作原理和特性。在第一章中，将简要介绍叶轮机械式压气机、压气机发展概况及船舶燃气轮机中压气机的特点；压气机在国民经济中的应用等内容。同时，对《压气机原理》课程的性质、内容和学习方法也都做了说明。

## § 1-1 压气机简介

叶轮机械式压气机是一种叶轮旋转式机械。它利用叶轮把原动机的机械能加给气体工质，从而提高气体工质的总压（静压和动能）。这种叶轮机械式压气机习惯上也称之为透平式压气机。

众所周知，叶轮机械是一种具有轮轴（或轮盘）和叶片，用途十分广泛的旋转式机器。从人们日常生活中常见的电风扇，直到工业生产中经常使用的鼓风机、通风机（离心式和轴流式）、叶轮泵（离心泵、轴流泵和混流泵），用于发电的水轮机和汽轮机，用于舰船、航空、发电、机车等动力的燃气轮机、压气机、涡轮，甚至用于船舶、航空推进的螺旋桨等等都属于叶轮机械范围。叶轮机械的共同特点是没有往复运动部件，工作原理是建立在叶轮与工质间的流体动力、能量交换以及在叶轮中的能量转换等基础上的。因而，它适用于高速旋转的工作条件和大功率场合。特别是由于流体力学和气体动力学的新进展，可以使叶轮与工质间的能量交换和转换做到十分有效，流动损失很小，效率较高。

叶轮机械通常分为两类：(1)是对流动的工质加入能量，即本身是消耗功率的机器，如压气机、鼓风机、通风机、泵和风扇等皆属此类。(2)是从流动的工质中获取能量，即本身是获得功率的机器，如水轮机、燃气涡轮、风车、汽轮机等均属这一类。显然，我们的研究对象——叶轮机械式压气机是属于消耗功率的，它消耗了原动机的轴功率，实现了对空气的增压。

叶轮机械式压气机可分为离心式、轴流式和混流式三种型式。

离心式——气体工质在压气机通流部分内大致沿离心方向（半径方向）流动，亦称径



流式。

轴流式——气体工质在压气机通流部分内大致沿转轴平行方向流动。

混流式——气体工质在压气机通流部分内的流动方向既有径向流动,又有轴向流动,它的通流部分由轴流式和离心式两部分组合形成,通常轴流级在前,离心级在后。

叶轮机械式压气机按其压力不同可分为通风机、鼓风机和压气机。

通风机——指压力在  $101325\text{N/m}^2$ , 温度为  $293\text{K}$  状态下, 出口总压值小于  $14710\text{N/m}^2$  (表压) 的叶轮式压气机。

鼓风机——指升压在  $14710\sim 245167\text{N/m}^2$  (表压) 之间的叶轮式压气机。

压气机——指升压大于  $245167\text{N/m}^2$ , 或增压比(出口压力和进口压力之比)大于 3.5 的叶轮式压气机。

由于轴流式压气机是在流体力学和气体动力学不断发展的基础上逐步发展和完善起来的, 它具有尺寸紧凑、通流能力强、效率高等优点, 因而在功率为  $6000\text{hp}$  ( $4413\text{kW}$ ) 以上的船舶燃气轮机中得到了广泛的应用。

离心式压气机在早期的航空燃气轮机中曾一度被采用, 后来很快被轴流式压气机所取代。目前, 高性能的离心式压气机在小功率船舶、航空和工业燃气轮机中, 因具有结构简单、轴向尺寸小、单级压比大、特性平稳宽广、叶片沾污时性能下降小、不用调节可稳定工作等突出优点, 仍有开发应用价值。近些年来, 巡航船舶燃气轮机以及间冷-回热燃气轮机的开发, 使人们对离心式压气机研制、发展更有了新的兴趣。

实际上在中、小功率燃气轮机上也可以采用混流式压气机, 特别是在间冷-回热燃气轮机中用它很适合。

本书将以轴流式压气机为主, 离心式压气机为辅, 进行讨论和研究。

轴流式压气机主要由两部分组成, 如图 1-1 所示。

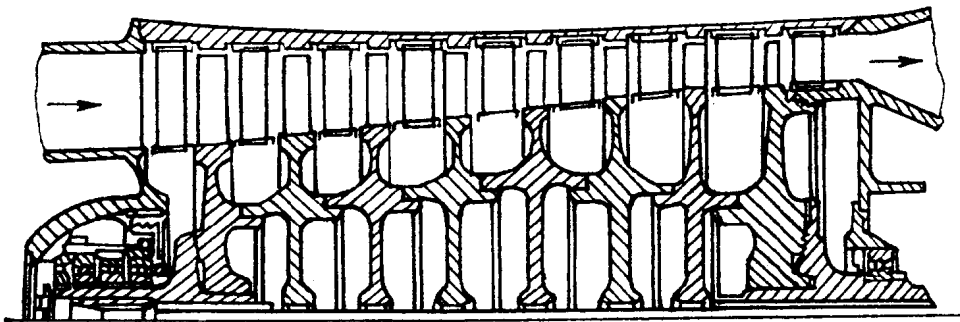


图 1-1 轴流式压气机结构图

在图中, 静子部分为压气机静止不动的部分。通常它由进气管、进口预旋导向器、导向器(静子叶片环)、出口导向器、出口管和静子机匣等组成。

转子部分为压气机的旋转可动部分。它由轮盘（或轮鼓、鼓盘）以及动叶片环（工作叶片或动叶）和轮轴等组成。压气机的旋转可动部分简称压气机转子或压气机工作轮。

压气机转子和静子的相应元件总和成为压气机的通流部分，通流部分及其功用如下：

#### 1. 进气管

进气管的作用是使外界大气或输气管道中的气体能较均匀地进入压气机进口预旋导向器。气体工质在这里经适当加速，以保证进入预旋导向器前的气流具有均匀的流场。

#### 2. 进口预旋导向器

通常为固定在进气管后部的具有收敛形通流部分的静止环形叶栅。它的作用是使气流在这里加速并获得一定的预先扭转（切向分速），从而保证气流沿叶片高度以一定大小的速度和方向进入压气机第一级工作叶片环。

#### 3. 动叶片环

它由装在轮盘或轮鼓、鼓环上均匀分布的许多工作叶片组成。外界的机械功通过工作叶片传递给气体工质，以增加气体工质的压力和动能。

#### 4. 导向器（静叶）

它由位于动叶之后，均匀固定在压气机静子机匣内环表面上的静子叶片环构成。导向器的功用是将从工作叶片环中流出的气体工质的动能转化成压力能，同时又使气流在进入下一级动叶片之前具有一定的流速和方向。

轴流式压气机都是一级一级地串接起来形成的。虽然气流经过每一个单级的压力升高并不算很大，但多级串接却可以实现所需数值的压力升高。

在轴流式压气机中，每一列动叶片环以及随后的导向器（静子叶片环）合在一起就构成了压气机的一个级。由此可知，级是多级轴流式压气机的基本组成单元。

#### 5. 出口导向器

在最后一级导向器的后面，有时还设置一列导向器，这列导向器称为出口导向器。其功用是使从未级导向器出来的气流转变为轴向流动，以保证气流在燃烧室扩压器内的流动稳定，并提高压气效率。

#### 6. 出口管

船舶燃气轮机压气机的出口管多为直流简单结构。其环形通流部分与燃烧室相适应和配合，把经过增压的空气输送到燃烧室。

离心式压气机也由转子和静子两部分组成，如图 1-2 所示。

在图中，转子部分由轴、导风轮和工作轮等组成。导风轮位于工作轮的前面，与旋转方向前弯的导风轮叶片迎合了相对气流的速度方向，将气流良好地导入工作轮。工作轮将机械功加给工质，气体工质在工作轮叶片间形成的通道中作轴向转径向的复杂运动，增加了气流的压力（静压）和动能（速度）。

静子部分由进气系统、机匣-扩压器和排气管三部分组成。进气系统包括框架、防护网、预旋片、导气盆等构件。预旋片使压气机入口的气流沿叶轮的旋转方向造成一个必要的扭转（切向分速），以减小气体工质进入叶轮的相对速度。导气盆则保证进入的气流均匀地转弯，大体上由径向转成轴向，以减少流动损失。框架为承力结构，也是阻隔外物进入压气机防护网的支承。机匣-扩压器为静子的主要承力件。工作轮与扩压器间的环

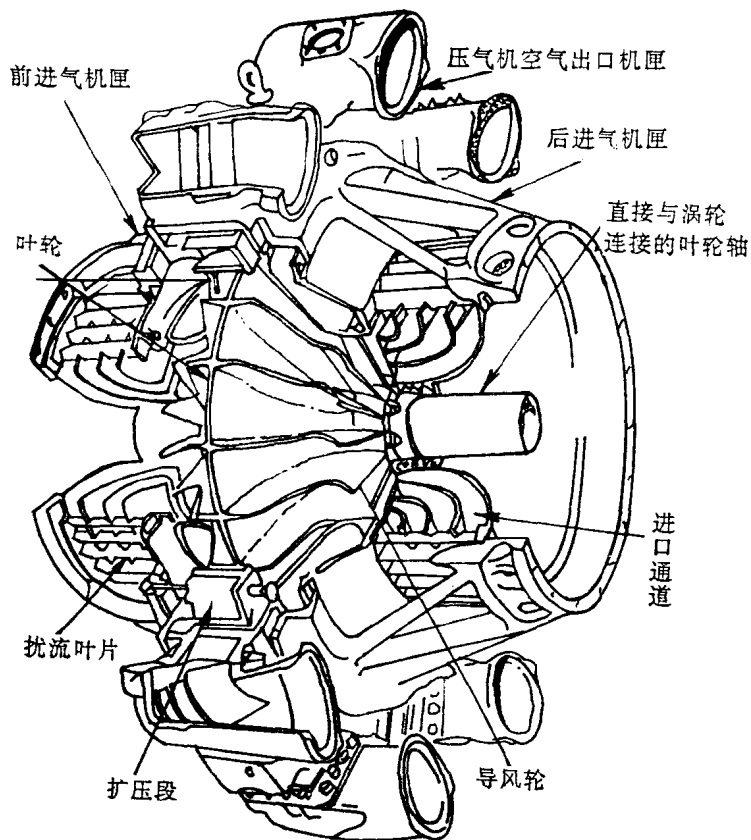


图 1-2 离心式压气机结构图

腔构成了离心压气机的无叶扩压器。气流从工作轮流出进入无叶扩压器和叶片扩压器，实现了气流的减速扩压。排气管连接在叶片扩压器的下游，气流经排气管拐弯并进一步扩压后进入燃烧室。

压气机的主要性能参数有：

(1) 压比  $\epsilon^*$

它是压气机出口处总压  $p_z^*$  与压气机进口处总压  $p_i^*$  的比值，即  $\epsilon^* = \frac{p_z^*}{p_i^*}$ 。有时压比也

用静参数表示，即  $\epsilon = \frac{p_z}{p_i}$ 。有的压气机也使用排气压力  $p_z$  这个指标来代替压比。

(2) 流量  $G$

它是单位时间内流过压气机任意截面的气体质量。其单位常用  $\text{kg/s}$  表示。有时也采用进气容积流量  $V$ ，但多用于固定式压气机。进气容积流量表示压气机进口截面单位时间内流过的气体容积。其单位常用  $\text{m}^3/\text{h}$ ； $\text{m}^3/\text{min}$ ； $\text{m}^3/\text{s}$  表示。

(3) 转速  $n$

指压气机工作轮的旋转速度。其单位表示是  $\text{rpm}$ 。

#### (4) 功率 $N$

通常指驱动压气机所需要的轴功率。其单位表示是 kW，船舶燃气轮机中的压气机更经常使用的功率单位是马力 (hp)。

#### (5) 效率 $\eta$

效率是表征压气机能量转换的性能指标，通常用绝热效率  $\eta_s$  表示。后面将有专门的章节进行详细介绍和讨论。

表 1-1 列出了几种船舶和航空燃气轮机中使用的部分压气机的性能指标。

表 1-1 几种压气机的部分性能指标

| 燃气轮机型号       | 压气机类型和级数                                | 压比 $\epsilon$ | 流量 $G$<br>(kg/s) | 转速 $n$<br>rpm            | 国别 |
|--------------|---|---------------|------------------|--------------------------|----|
| 船舶 407       | 单转子<br>8 级轴流                            | 6.78          |                  |                          | 中国 |
| 船舶 409       | 单转子<br>10 级轴流                           | 7.6           | 20.7             | 12300                    | 中国 |
| 船舶 401- I    | 单转子<br>12 级轴流                           | 8.36          | 52.47            | 8600                     | 中国 |
| 船舶 LM2500    | 单转子<br>16 级轴流                           | 17.8          | 62.8             |                          | 美国 |
| 船舶 LM5000    | 双转子<br>低压 5 级轴流<br>高压 14 级轴流            | 30            | 134              |                          | 美国 |
| 船舶 Spey SM1A | 双转子<br>低压 5 级轴流<br>高压 11 级轴流            | 17.2          | 52.44            |                          | 英国 |
| 船舶 RB211     | 双转子<br>低压 7 级轴流<br>高压 6 级轴流             | 18            | 84               |                          | 英国 |
| 船舶 ME990     | 离心式 2 级                                 | 12            | 19.5             |                          | 美国 |
| 航空 Spey      | 双转子<br>风扇 5 级轴流<br>高压 12 级轴流            | 20.7          | 55               | 风扇 8115<br>高压 12490      | 英国 |
| 航空 RB211     | 三转子<br>风扇 1 级轴流<br>低压 7 级轴流<br>高压 6 级轴流 | 26            | 124              | 风扇 3530<br>低压<br>高压 9392 | 英国 |
| 航空 Turmo 3C  | 混流<br>轴流 1 级<br>离心式 1 级                 | 5.8           | 5.85             | 33500                    | 法国 |
| 航空 Dart-10   | 离心式 2 级                                 | 6.35          | 12               | 15000                    | 英国 |

## § 1-2 压气机发展概况以及在船舶燃气轮机中使用的压气机的特点

### 一、压气机发展概况

由于受热力学、机械学和气体动力学发展水平的限制，早期的工业用气体压缩输送机械——通风机和鼓风机多采用容积式结构，如活塞式、罗茨式、滑片式、蜗杆式通风机和鼓风机等。叶轮机械式的气体压缩输送机械是在19世纪才开始应用的。但那时，这种风机的出口总压很低，仅 $98\sim 294\text{Pa}$ ，效率也很低，仅 $15\sim 25\%$ 。将出口压力大于 $343235\text{N/m}^2$ 的叶轮机械式气体压气机真正投入工业使用和发展是近代的事情。近50年来，叶轮机械式压气机技术取得了巨大的进步，迅速发展到今天的高水平，并成为动力、冶金、石油、化工等许多工业部门广泛采用的气体压缩传输机械。

轴流式压气机的基本概念早在100年前就有人提出来了。早期的实验压气机之一就是把一台反动式涡轮反向旋转，实验结果证明效率很低。20世纪初期，英国帕森斯设计并制造了世界上第一台轴流式压气机，它具有19级，流量 $85\text{m}^3/\text{min}$ ，压力 $12100\text{N/m}^2$ （表压），转速 $4000\text{rpm}$ ，效率约 $60\%$ 。由于效率低，而没能成功地推广应用。

20世纪30年代，工业蓬勃发展。为迎合航空事业的发展需要，加强了对轴流式压气机的气体动力学理论分析和平面叶栅吹风实验研究，使轴流式压气机的效率提高到 $80\sim 85\%$ 。从40年代开始，轴流式压气机已广泛地应用于航空燃气轮机中，迄今仍占有很重要的地位。现代轴流式压气机的效率可高达 $86\sim 90\%$ 。除在航空燃气轮机中广为使用之外，还广泛地应用于船舶燃气轮机、工业燃气轮机装置及其它工业部门流程中。

20世纪50年代末期，航空工业进入了一个新时代。一方面高空高速飞机对涡轮喷气发动机提出了尺寸小、推力大、特性好的高标准要求；另一方面又诞生和发展了涡轮风扇发动机。这两个方面都极大地促进了轴流式压气机技术的迅速发展，设计研制了高速、高负荷单、双级跨音速风扇；低切线速度、低噪音、高负荷、高效率单级跨音速风扇；高负荷、高速、高效率多级轴流压气机，以及用于小型涡轮风扇发动机和航空燃气轮机的具有管式超音扩压器的高压比离心式压气机等。这些技术进展主要是在下列基础上获得的：

#### 1. 关于压气机内部流动的研究方面

对超、跨音速气体动力学在理论和实验方面取得了很大进步。对超、跨音基元级中气体流动、激波模型有了较好地了解；对叶栅几何尺寸、叶栅形状和激波结构之间的关系以及减弱激波强度的办法均有了比较正确的认识，在此基础上进行了大量的超跨音速压气机和风扇的实验工作，积累了比较多的可供设计时参考的实验资料和经验数据，包括适于高马赫数工作的尖薄叶型、超音速基元级攻角选择及落后角的确定、可供叶片三元流场计算选用的各种经验数据和沿叶高的损失分布模型等。

#### 2. 高速电子计算机的使用

早期压气机的设计，由于受到计算工具的限制，在求解压气机通流部分的气体流动时，不得不作许多简化假设。现在，高速电子计算机的开发和应用，我们有可能使求解

的结果更接近于真实的流动过程，即在超、跨音速级的气动设计中采用考虑通道几何特征、叶片的空间形状和位置、沿叶高焓熵梯度、附面层增厚等因素的三元流场的计算方法。而且，可以使我们在几十秒或几分钟内完成压气机的流场计算。无疑，这便于采用优化设计方法进行压气机参数的选择和通道型式等的确定。

关于压气机和风扇设计方面的进展，还体现在对二次流的研究，对展弦比影响压气机特性的研究以及对压气机实验领域中新的测试技术的研究和应用等。船舶、航空燃气轮机中压气机的这些技术进展极大地促进了在国民经济各部门中使用的压气机技术的进步。

但也应当看到，无论在压气机内气体动力学方面，还是在压气机实验技术方面都还存在许多问题需要我们去研究解决。例如流场的计算尚远远不能解决激波与附面层的干扰问题；对风扇和压气机中的二次流动、端面效应等物理过程的了解，涉及这方面效应的工程计算方法也有待进一步提高；多级压气机特性和不稳定边界的计算与实验实测结果相差甚远的问题。此外，压气机实验中级间参数的精确测量问题至今没能得到理想的解决。压气机中流动问题的复杂性，决定了人们要对许多至今仍然不十分明了的技术问题作进一步深入的研究。

## 二、对压气机气动设计的要求以及船舶燃气轮机中压气机的特点

一般来说，压气机气动设计应满足下述要求：

1. 设计点参数如压比、流量、效率、进口压力和进口温度等，应符合设计技术要求，以保证压气机设计工况时具有良好的气动性能。

2. 具有宽广、稳定的变工况特性。

3. 尺寸、重量和结构布局方面能满足燃气轮机总体结构的要求，并尽可能使结构简单、制造容易、使用方便、安全可靠且成本低廉。

4. 尽可能选定成熟的技术方案，以减少调试工作量，缩短研制周期。

由此可知，这些要求是互相联系，又互相制约的。对于一定的总体结构和总体性能所限定的压气机使用条件，通常也就基本上确定了该压气机的使用技术特点。但最佳气动设计方案的选定，则必须根据具体情况，通过不同技术方案的比较，对各种矛盾的要求作出全面考虑之后，才能最终完成。

船舶燃气轮机中压气机总体结构和总体性能的具体使用条件，事实上就确定了这种压气机的使用技术特点。

(1) 与航空燃气轮机中的压气机相比，船舶燃气轮机中的压气机对尺寸、重量方面的要求没有前者那么苛刻。但与工业燃气轮机中的压气机相比，它还是有比较严格的尺寸、重量要求的。

(2) 与航空燃气轮机中的压气机相比，船舶燃气轮机中的压气机由于船舶推进功率的变化范围大，例如巡航功率通常仅为最大功率的  $1/8$ ，因而要求具有更好的变工况特性，以保证压气机在宽广的变工况范围内高效率、稳定可靠地工作。当然，这一特殊要求也可以用巡航机组、加速机组联合使用的办法加以解决，但对于全工况使用的船舶燃气轮机而言，压气机部件的气动设计就必须突出在保证功率变化范围大的条件下，具有稳定、经济、可靠工作的变工况特性。

(3) 与航空和工业燃气轮机中的压气机相比, 船舶燃气轮机中的压气机是在海洋环境条件下工作的。空气的密度、湿度大, 又含有大量的盐份, 这首先会造成压气机零部件气动负荷的加大以及燃气轮机止推轴承负荷的加大。其次, 盐份又会造成在压气机通流部分, 特别是压气机叶片表面上的沉积, 并形成硬厚盐层。一方面盐份的沉积会对压气机通流部分元件结构材料表面产生低温腐蚀; 另一方面, 这种沉积硬厚层会改变通流部分的外形, 从而使压气机性能显著地恶化。

(4) 与航空燃气轮机中的压气机相比, 船舶燃气轮机中的压气机还必须能适应最大工况或大工况下较长时间持续使用的要求。特别是还得满足船舶燃气轮机返修寿命比航空燃气轮机长许多倍的具体使用要求 (一般歼击机用航空燃气轮机的返修寿命为 400 小时, 而船舶燃气轮机的返修寿命一般在 8000 小时以上)。

(5) 对于巡航和全工况船舶燃气轮机, 对压气机效率往往提出很高的要求, 以保证燃气轮机的经济性能符合规定的指标。

综上所述, 船舶燃气轮机中的压气机和航空或工业燃气轮机中的压气机有许多不同之处。船舶燃气轮机中压气机气动设计的重点往往是放在保证设计点具有高效率和平稳、宽广良好的变工况特性的前提下, 确保压气机在具有优良的海洋环境条件下的工作适应性、工作可靠性和长寿命。通常为了缩短研制周期、减少调试工作量、结构简单可靠、加工制造方便, 时常采用偏于“保守”的高亚音速级设计的轴流式压气机气动方案。但超跨音级是发展方向, 因而船舶燃气轮机中的压气机采用超跨音级气动设计方案也是势在必行的。由于船舶燃气轮机中使用的压气机在气动设计和使用特点与航空或工业燃气轮机中使用的压气机的不同, 因而, 船舶压气机在气动参数选择和结构设计、材料和表面涂层的选取, 甚至在防喘、进气过滤、通流部分的清洗等均应具有许多特色。

## § 1-3 压气机在国民经济中的应用

叶轮机械式压气机在国民经济各部门中占有重要的地位, 特别是在冶金、石油、化工以及动力等工业部门中获得了广泛的应用。

### 一、冶金工业

#### 1. 高炉鼓风

在生铁的冶炼过程中, 为了维持高炉内的化学反应, 提高炉内温度, 必须供给炉内大量的空气。对于需用  $3000\text{m}^3/\text{min}$  以上供风量的大型高炉, 一般采用轴流式压气机, 由电动机或蒸汽轮机驱动。

#### 2. 氧气炼钢

采用纯氧顶吹转炉炼钢, 能使钢铁工业高速度发展, 又可节省建设投资。在炼钢过程中则需要出口压力为  $3138100\text{N}/\text{m}^2$  左右的氧气压气机。

#### 3. 氧气的制取

近代制氧机械装置中, 氧气是通过分离空气得到的。因为空气中约有  $1/5$  体积的氧和  $4/5$  体积的氮, 可以利用它们的沸点不同, 通过精馏中的蒸发冷凝操作把它们分开。为

了实现这个过程，就需要用压气机提高空气压力。例如，低压制氧流程中，需要把空气增压到  $588402\text{N/m}^2$  左右，通常采用轴流加离心的混合式压气机。

## 二、石油化学工业

### 1. 化肥

有了合成氨，就可以生产出尿素、硝铵等各种化肥。合成氨由氮气和氢气化合生成。氮气由空气分离或其它方法获得。氢气则由煤、石油、天然气燃烧分解获得。氮气和氢气的混合气体用压气机增压（低压流程为  $1471 \times 10^4\text{N/m}^2$  左右；中压流程为  $2354 \times 10^4\text{N/m}^2$  左右；高压流程为  $3138 \times 10^4\text{N/m}^2$ ），然后进入合成塔合成，这些几乎都采用多级离心式压气机。

### 2. 石油精炼

石油精炼大都分为蒸馏、精炼、裂化、重整等工艺过程。其中裂化和重整这两个工艺过程皆需要对气体进行增压，离心压气机可以满足要求。

### 3. 石油化工

为了得到化工产品的基础材料丙烯、乙烯、丁二烯、苯等，并将这些原料进一步加工成塑料、纤维、橡胶等，离心式压气机在这些工艺流程中是关键的设备之一。

### 4. 天然气输送

把处理好的天然气通过管系直接输送至用户，为了克服管系中的压力损失，因此需要天然气输送压气机。这种压气机的排气压力，视管系的长短和气量大小等因素决定，一般为  $19.6 \times 10^4 \sim 78.5 \times 10^4\text{N/m}^2$  左右。

### 5. 制冷

压缩制冷无论在石油化工，还是采暖通风等各方面都得到越来越多的应用。压气机是压缩制冷装置的核心设备。用得较多的是离心式压气机。

## 三、动力工业

### 1. 燃气轮机

燃气轮机是由压气机、燃烧室和涡轮等部件组成的。采用压气机提高空气的压力并将其输送到燃烧室，在燃烧室内与喷入的雾化燃油混合燃烧形成高温高压的燃气，燃气在涡轮中膨胀作功发出轴功率。压气机作为燃气轮机的重要部件之一，它的性能优劣会直接影响燃气轮机的总体性能。无论船舶、航空或工业大功率燃气轮机皆采用轴流式压气机。而中、小功率的燃气轮机采用离心式压气机或混流式压气机。

### 2. 内燃机增压

内燃机增压是利用内燃机气缸排出的废气驱动涡轮，此涡轮称为废气涡轮。废气涡轮拖动空气离心式压气机，从外界吸入的空气经此压气机增压后进入内燃机气缸，这样使进入气缸的空气大为增加，注入的燃油量就可相应地增多。对同样尺寸的内燃机组，由于采用了增压，输出功率就能大大提高，一般可提高功率  $50\% \sim 80\%$ ，甚至更多。内燃机增压采用离心式压气机。

### 3. 动力风源

在机械、建筑、采矿等工业部门中，也广泛采用压缩空气以带动各种风动工具，如风镐、气锤、铆枪等。因此，在这些部门中压气机就成为不可缺少的动力设备。



## § 1-4 《压气机原理》课程的性质、内容和学习方法

《压气机原理》是船舶热力涡轮机及其装置专业教学计划中的专业必修课程。该课程主要讲授船舶燃气轮机中的压气机部件的工作原理、气动设计和特性等。课程从气体动力学和热力学的观点研究气体流经压气机通流部分的全过程，讨论和分析压气机的工作原理和设计原则，压气机的结构、强度、振动、工艺等内容另设专门课程讲授，不包含在本课程范围内。但必须指出，在进行压气机气动设计时，要树立全面观点。如在以气体动力学和热力学的观点考虑叶轮设计时，应同时考虑和兼顾叶轮结构、工艺、强度、振动等方面的要求。

《压气机原理》课程与有关的技术基础课、专业课有密切联系。

压气机和涡轮是燃气轮机的两个基本部件，两者性能的优劣直接影响燃气轮机的性能。《压气机原理》和《涡轮原理》两门课程组成传统的《叶轮机械原理》课程的两大部分，它们之间也有密切的关系。《燃气轮机原理》课程中最关心的是燃气轮机的共同工作线，这就取决于压气机和涡轮的特性，因而《压气机原理》与《燃气轮机原理》密切相关，掌握好前者是学好后者的必要条件。此外，对压气机不稳定工作的分析，还是分析叶片断裂故障的必备知识，因而《压气机原理》与《燃气轮机强度与振动》也密切相关。

关于本课程的学习方法，仅提供下述几点意见，供读者参考：

### (1) 应树立和培养实践和辩证的观点

回顾叶轮机械的发展历史可以明显看出，叶轮机械技术是在大量的科学实验基础上发展起来的。没有大量的、系统的平面叶栅吹风实验数据的综合整理，就不可能成功地设计和研制出性能优良的亚音速压气机和涡轮。同样，没有大量的超跨音速压气机单转子和单级实验研究成果，也就不可能设计和研制出现代高性能超跨音速风扇和压气机。再者，新设计的高性能多级压气机几乎全部都是通过实验获得测试数据，经反复修改设计、调试才获得成功的，所有这些，都是因为气体工质在叶轮机械中的复杂流动性质所决定的。实验就是实践的一个重要方面，通过实践找出客观规律，得出理论，这就是我们强调实践观点的理由。

考虑到压气机在各方面的要求，以及这些要求之间的矛盾性质，因此必须树立辩证的观点来决定设计中的取舍问题，以保证设计出的压气机能满足最主要的性能指标要求。

当然，除此而外，对工程性和理论性都很强的《压气机原理》课程而言，树立理论和工程实践相结合的观点也是十分必要的。

### (2) 对不同章节的内容，在学习过程中应注意到各有差别

基本原理部分是课程的基础。在学习这部分内容时，应特别注重基本概念的树立和理解以及气流绕流平面叶栅物理图画的分析。对一些最基本的方程更要从物理意义上理解清楚并进行必要的记忆和应用。

气动设计基础部分内容复杂。本书所介绍和讨论的也仅仅是气动设计工作的一部分，因而学习这部分内容时，应善于分析矛盾并抓住主要环节，树立正确的设计思想，也应

docsriver 文川网  
入驻商家 古籍书城

在文川网搜索古籍书城 获取更多电子书

学会掌握和占有实验资料和经验数据，并根据具体的设计要求，正确加以运用。应当指出，真正掌握好压气机的气动设计，还有待通过今后的再学习和工作中的反复实践来实现。

关于压气机特性和不稳定工作这部分内容的学习，则应注意工程问题影响因素多和解决问题的途径多样化的特点，要善于分析矛盾，并根据实际的、具体的情况正确选择解决问题的工程方法，切忌思想上的片面性和绝对化。

我们深信读者一定能通过自己的探索和努力，创造出更多更好的学习本课程的方法来。

## 第二章 热力学与气体动力学的基本方程和基本概念

气体在压气机通流部分内的流动是非常复杂的。它不仅具有非定常的三元性质，而且在附面层中气体工质的粘性将强烈显示出来。当存在激波时流场中气体工质的参数在激波前后将发生突跃性变化。由此可知，压气机中气体工质的流动具有粘性、不连续和非定常的三元流动性质，因而求解这样的气体流动问题是非常困难，甚至是不可能的。但是，在许多情况下，可以作一系列的假设，把气体工质在压气机内的复杂运动适当简化，又可以保证具有足够的精度。

气体工质流动的基本方程组是研究任何流场的基础。这些方程联系着流场中各点的气体参数。在这里我们重温热力学和气体动力学课程中已经推导过和建立的这些方程和基本概念，并从物理意义以及它们在压气机中应用的角度加以强调、说明，进而深入掌握它们，是我们这一章的基本出发点。

### § 2-1 气体状态方程

气体的主要状态参数如压力  $p$ 、比容  $v$  和温度  $T$  之间存在着一定的关系：

$$f(p, v, T) = 0 \quad (2-1)$$

对于理想气体而言，上述关系可表达为：

$$pv = RT \quad (2-2)$$

或

$$\frac{p}{\rho} = RT \quad (2-3)$$

式中  $p$  为压力，单位：N/m<sup>2</sup>；

$v$  为比容，单位：m<sup>3</sup>/kg；

$T$  为绝对温度，单位：K；

$\rho = \frac{1}{v}$  为密度，单位：kg/m<sup>3</sup>；

$R$  为气体常数，单位：N·m/kg·k，它是与压力  $p$ ，密度  $\rho$  和温度  $T$  无关的物理常数。

式 (2-2) 或式 (2-3) 称为克拉伯隆方程式。

在自然界中，真实气体在低压或高温条件下（例如在普通压气机中气体工质的压力和温度），是接近理想气体性质的，工程上允许应用理想气体状态方程，而不会造成很大的误差。

近代叶轮机械式压气机也广泛应用于石油和化工部门的高压、低温情况。在这种条

件下，被压缩的气体工质就不能再视作理想气体了。在这种情况下，对于单一成分的真实气体，在大多数情况下可以应用气体状态图线（压力-焓图）进行参数计算。但对于一些特殊气体，特别是混合气体，目前尚无气体状态图可以利用，这时可应用下述近似的真实气体状态方程式进行计算。

$$pv = ZRT \quad (2-4)$$

式中  $Z$  为气体工质的压缩因子，其数值与对比压力  $p_r$  和对比温度  $T_r$  有关，即  $Z=f(p_r, T_r)$ 。对比压力  $p_r$  是气体压力  $p$  与该气体工质的临界压力  $p_c$  的比值，即  $p_r = \frac{p}{p_c}$ ；对比温度  $T_r$  是气体温度与该气体工质的临界温度  $T_c$  的比值，即  $T_r = \frac{T}{T_c}$ 。各种气体工质的临界压力  $p_c$  和临界温度  $T_c$  数值可由有关的资料查得。而由对比压力  $p_r$  和对比温度  $T_r$  及压缩因子  $Z$  的关系曲线，即  $Z=f(p_r, T_r)$  图线，可以确定  $Z$  的具体数值。对于理想气体， $Z=1$ 。

## § 2-2 连续性方程

连续性方程是质量守恒定律的数学表达式。

对于定常微元气流股的连续方程可表示为：

$$\Delta m = \rho_1 c_1 \sin \alpha_1 \Delta A_1 = \rho_2 c_2 \sin \alpha_2 \Delta A_2 \quad (2-5)$$

式中  $\Delta m$  为气体微元流股任意截面积的单位质量流量；

$\rho_1$ 、 $\rho_2$  和  $c_1$ 、 $c_2$  分别为对应截面 1-1 和 2-2 上气体的密度和速度，如图 2-1 所示； $\Delta A_1$  和  $\Delta A_2$  分别为对应截面 1-1 和 2-2 的截面积。

$\alpha_1$  和  $\alpha_2$  分别为对应截面 1-1 和 2-2 与微元气流股轴线间的夹角。微元气流股轴线方向和气流方向重合。

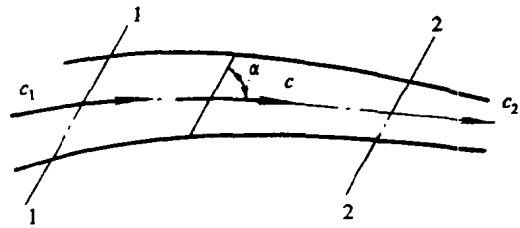


图 2-1 连续方程用简图

如果所研究的流管截面上的气流是均匀的，或者能把流管截面上的气流参数用平均值取代，则流管的连续方程式可表示为：

$$\dot{m} = \rho_1 c_1 \sin \alpha_1 A_1 = \rho_2 c_2 \sin \alpha_2 A_2 \quad (2-6)$$

如果所研究的流管截面的气流参数不均匀，则可以沿横截面对 (2-5) 积分，求出流管的气体流量。

$$\dot{m} = \int_{A_1} \rho_1 c_1 \sin \alpha_1 dA_1 = \int_{A_2} \rho_2 c_2 \sin \alpha_2 dA_2 \quad (2-7)$$

一元定常流动条件下流管连续方程的最简形式为：

$$\dot{m} = \rho_1 c_1 A_1 = \rho_2 c_2 A_2 = \rho c A \quad (2-8)$$

式中  $\dot{m}$  为单位时间内通过流管任一横截面积的气体质量流量。

式 (2-8) 的微分表达式为:

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dc}{c} + \frac{dA}{A} = 0 \quad (2-9)$$

此式表明在一元近似条件下, 流管中速度  $c$ 、密度  $\rho$  和流管横截面积  $A$  之间的物理关系。

在压气机原理中, 得到广泛应用的连续方程式的形式是以气体的滞止 (总) 参数和气动函数  $q(\lambda)$  表示的。

由气体动力学可知, 微元气流股的流量可表示为:

$$\Delta m_i = \mathcal{K} \frac{p_i^*}{\sqrt{T_i^*}} q(\lambda_i) \sin \alpha_i \Delta A_i \quad (2-10)$$

式中  $\mathcal{K} = \sqrt{\frac{K}{R} \left(\frac{2}{K+1}\right) \frac{K+1}{K-1}}$ ;

$p_i^*$  和  $T_i^*$  分别为所研究截面  $i-i$  上的气流滞止压强和滞止温度。

$q(\lambda)$  为气体动力学函数——无因次密流;

$\mathcal{K}$  为有关于气体比热比  $K$  和气体常数  $R$  的综合常数。

在上述假设所研究的流管截面上的气流是均匀的, 或者能把流管截面上的气流参数用平均值取代, 则可以把微元气流股连续方程 (2-10) 应用到压气机流管任何一个截面, 这时的流量为  $\dot{m}_i$ , 其连续方程式可表示为:

$$\dot{m}_i = \mathcal{K} \frac{p_i^*}{\sqrt{T_i^*}} q(\lambda_i) \sin \alpha_i A_i \quad (2-11)$$

### § 2-3 运动方程

运动方程是牛顿第二定律的数学表达式, 它是联系作用在流体上的力和流体速度变化的基本方程式。如图 2-2 示出了一个流管。令  $l$  为气体在流管中的流动方向, 在流管中任意取一横截面 1-1, 其面积用  $A$  表示。此横截面上的气流速度和压力分别用  $c$  和  $p$  表示。沿气流方向在横截面 1-1 附近下游取横截面 2-2, 该横截面上的压力和面积分别为  $p + \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right) dl$  和  $A + \left(\frac{\partial A}{\partial x}\right) dl$ 。令  $\tau_w$  表示流管壁面摩擦应力,  $dA_w$  表示对应  $dl$  段上的壁面微元环面积, 根据牛顿第

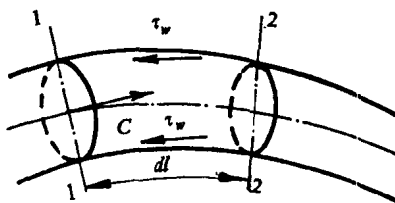


图 2-2 运动方程简图

二定律得：

$$Ap - (p + \frac{\partial p}{\partial l} dl)(A + \frac{\partial A}{\partial l} dl) + \frac{p + p + \frac{\partial p}{\partial l} dl}{2} (A + \frac{\partial A}{\partial l} dl - A) - \tau_w dA_w \cos \alpha = \rho Adl \left( \frac{Dc}{dt} \right)_l$$

式中  $\left( \frac{Dc}{dt} \right)_l$  表示流体的加速度在  $l$  方向上的投影。如果令流管壁面微元环面积在  $l$  方向上的投影与微元体积  $Adl$  之比为  $4/D_c$  则上式经过化简，并略去高阶微量后变为：

$$\frac{Dc}{dt} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial l} - \frac{4\tau_w}{\rho D_c} \quad (2-12)$$

式中  $D_c$  为当量圆管直径，又称水力直径。

在一元流动条件下，速度  $c$  仅是座标  $l$  和时间  $t$  的函数，所以

$$\frac{Dc}{dt} = \frac{\partial c}{\partial t} + c \frac{\partial c}{\partial l} = \frac{\partial c}{\partial t} + c \frac{\partial c}{\partial l}$$

这样运动方程 (2-12) 变成

$$\frac{\partial c}{\partial t} + c \frac{\partial c}{\partial l} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial l} - \frac{4\tau_w}{\rho D_c}$$

对于定常流动，气流速度  $c$  和压力  $p$  仅是座标  $l$  的函数，所以，这些气流参数对  $l$  的偏导数就等于它们对座标的全导数。

$$c \frac{dc}{dl} = - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dl} - \frac{4\tau_w}{\rho D_c}$$

或者

$$cdc = - \frac{dp}{\rho} - \frac{4\tau_w}{\rho D_c} dl \quad (2-13)$$

沿流线将此式积分，积分上、下限分别取流管的进口和出口处的参数，并相应地注以下标 0 和 1，于是得：

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = - \int_{p_1}^{p_0} \frac{dp}{\rho} - \int_{l_0}^{l_1} \frac{4\tau_w}{\rho D_c} dl \quad (2-14)$$

对于理想流动，摩擦应力  $\tau_w = 0$ ，此时式 (2-13) 和 (2-14) 分别变为：

$$cdc = - \frac{dp}{\rho} \quad (2-15)$$

和

$$\frac{c_{1s}^2 - c_{0s}^2}{2} = - \int_{p_0}^{p_1} \frac{dp}{\rho} \quad (2-16)$$

对于绝热的理想流动，熵在流动过程中保持常数（等熵流动），所以上式中下标  $s$  表示等熵过程。

将有摩擦流动的运动方程 (2-12) 或 (2-14) 与理想流动的运动方程 (2-15) 或 (2-16) 相比较，不难看出，由于壁面上的摩擦应力  $\tau_w$  永远指向流动的反方向，所以式 (2-12) 或式 (2-14) 中右端第二项永远为正值。这说明摩擦阻力总是使气流速度减小。

就是说, 不管流动中压力升高还是降低, 摩擦阻力总是使有摩擦流动时的速度  $c_1$  小于理想流动时的速度  $c_{1r}$ 。由气体动力学知, 摩擦应力  $\tau_w$  与许多因素有关, 通常是通过实验的方法来考虑摩擦对气流速度的影响, 即首先按理想流动用式 (2-16) 计算气流速度  $c_{1r}$ , 然后再利用实验数据对速度  $c_{1r}$  进行修正。

对于理想的等熵流动  $\tau_w=0$ , 气体状态参数的变化满足等熵过程方程:

$$\frac{p}{\rho^k} = \frac{p_0}{\rho_0^k} = \text{const} \quad (2-17)$$

将 (2-17) 代入 (2-16), 积分得:

$$\frac{c_{1r}^2 - c_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (2-18)$$

在计算流管出口截面上的气流速度  $c_{1r}$  时, 作为已知条件常常给定流管进口截面上的气体状态参数, 如压力  $p_0$ 、温度  $T_0$  和速度  $c_0$ , 以及出口截面上的气体状态参数, 如压力  $p_1$ , 这样可按式 (2-18) 计算出气流出口处的速度:

$$c_{1r} = \frac{2k}{k+1} RT_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + c_0^2 \quad (2-19)$$

## § 2-4 热焓形式的能量方程

热焓形式的能量方程是能量守恒定律的另一种形式的数学表达式。它表示出外界对气体作功和加热或散热对气流参数静温度或静焓、速度和滞止温度或滞止焓变化的影响, 可以在两种坐标情况下来表示该方程。

### 一、绝对坐标系

在研究气体工质在叶轮机械中流动时, 可以略去位能的影响, 在定常流动的情况下, 热焓形式的能量方程可表示为:

$$\pm dh \pm dq = di + d \frac{c^2}{2}$$

或

$$\pm h \pm q = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (2-20)$$

式中  $h$  为外界与流经叶轮机械中每千克质量流体 (气体) 交换的机械功, 在叶轮机械中常称之为理论功或轮缘功;

$q$  为外界与流经叶轮机械中每千克质量流体 (气体) 交换的热量;

$i_1, i_2$  分别为对应截面 1-1 和 2-2 的每千克质量流体 (气体) 的静焓;

“+”、“-” 分别表示外界对气体加入热量或机械功, 气体对外界输出热量或机械功。

对于压气机而言, 是外界对气体作功, 在略去气流与外界热交换情况下, 式 (2-20) 可表示为:



$$h = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = i_2^* - i_1^* \quad (2-21)$$

式中  $i = c_p T$ ;  $i^* = c_p T^*$ , 分别为气体的静焓和滞止焓 (或总焓)。

$c_p$  为气体工质的定压比热。

$$h = c_p(T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = c_p(T_2^* - T_1^*) \quad (2-22)$$

式 (2-22) 得到较为广泛的应用, 人们正是通过测量叶轮机械进口和出口截面上的气流总温来计算压气机对气体加入机械功的数值的。当然也可以用式 (2-22) 由加入气体的机械功来计算出气体的出口总温度。

从热焓形成的能量方程可以看出, 方程中没有摩擦功这一项, 因此在实际使用中显得特别方便。实际上, 气体流动时的摩擦损失几乎全部转变成热量加入气体, 使气体的焓值增加, 但在方程的能量平衡中并无影响。例如, 在方程 (2-22) 中, 如果因为存在摩擦而使截面 2-2 上气体动能减小, 则气流动能的减小量恰好等于该截面气流静焓的增加, 故截面 2-2 上总焓并不因有无摩擦而变化。由此可知, 热焓形式绝对坐标系下的能量方程对无粘性和有粘性两种情况都是正确、适用的。

应当指出, 适合整体气流的式 (2-20) ~ 式 (2-22) 也适用于单独的微元气流股。但是必须计及相邻微元气流股之间的能量交换情况, 特别是对于沿压气机叶片的叶高, 气流总温和总压很不均匀, 且其它参数场也有很大梯度的情况下, 必须计算出相邻气流股之间的能量交换数值, 并计入微元气流股能量方程中。显然, 相邻气流股之间的能量交换的计算是相当困难和复杂的。幸好为了获得高性能的叶轮机械, 在设计时总是尽可能的使气流的总温和总压沿叶高的分布接近于均匀, 因而, 式 (2-20) ~ 式 (2-22) 可以用于诸微元气流股的气流参数的分析计算, 且不会造成很大的误差。

## 二、相对坐标系

在研究叶轮机械的动叶中的气体流动时, 采用相对坐标系 (即观察者坐落在旋转的叶轮上观察气流流动) 会更加方便。此时, 在观察者看来, 叶轮不再是旋转运动的, 而是相对静止不动的。因而, 在这样的相对坐标系下, 动叶不对气流做功, 即  $h_w = 0$ 。此外, 由于采用了这一非惯性坐标系, 而必须计入离心惯性力所作的功, 它可以用气体微团在离心力场中势能增加  $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$  来度量。所以相对坐标系下的热焓形式的能量方程可表示为:

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = i_2 - i_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = i_{2w}^* - i_{1w}^* = c_p(T_{2w}^* - T_{1w}^*) \quad (2-23)$$

式中  $w_1$ 、 $w_2$  分别为 1-1、2-2 截面气流的相对速度;

$i_{1w}^*$ 、 $i_{2w}^*$  分别为 1-1、2-2 截面气流的相对总焓;

$T_{1w}^*$ 、 $T_{2w}^*$  分别为 1-1、2-2 截面气流的相对总温。

若圆周速度  $u_1 = u_2$ , 则离心惯性力所作功为零, 则气流的相对总焓 (或相对总温) 保持不变, 即:

$$i_{1w}^* = i_{2w}^* = c_p T_1 + \frac{w_1^2}{2} = c_p T_2 + \frac{w_2^2}{2} \quad (2-24)$$

由此看出, 用此式分析动叶中气流相对速度和静温之间的转换关系极其明确, 动能

增加，静温下降；动能减小，则静温升高。

## § 2-5 热力学第一定律方程式

热力学第一定律方程式实质上是对气体微团而言的能量守恒方程式。这个方程式是在与讨论的微团一起运动的坐标系中写下的（或在特殊的情况下，对静止的气流写下的）。其表达式为：

$$dq = du + pdv = c_v dT + pdv \quad (2-25)$$

式中  $dq$  为输入气体微团的微小热量；

$du$  为气体微团内能的微小增量；

$pdv$  为容积变化功； $dv$  是气体比容的微小变化。

对于运动着的气流而言，在方程中利用焓的概念代替内能会更加方便，于是有

$$dq = c_p dT - v dp = di - v dp \quad (2-26)$$

如图 2-3，在叶轮机中，从 1-1 到 2-2 截面对式 (2-26) 积分则得：

$$q = i_2 - i_1 - \int_1^2 \frac{dp}{\rho} \quad (2-27)$$

式中  $\int_1^2 \frac{dp}{\rho}$  为运动气体的压缩功或膨胀功。

$q$  为输入到截面 1-1 和 2-2 之间气体的全部热量。它由外界输入到这部分气体的热量  $q_e$  和摩擦力作功所产生的热量  $q_f$  组成。因此，式 (2-27) 又可以表示为：

$$\pm q_e + q_f = i_2 - i_1 - \int_1^2 \frac{dp}{\rho} \quad (2-28)$$

由前面分析知，摩擦热和摩擦力作功是当量的，即  $q_f = h_f$ ，因此式 (2-28) 亦可写成：

$$\pm q_e + h_f = i_2 - i_1 - \int_1^2 \frac{dp}{\rho} \quad (2-29)$$

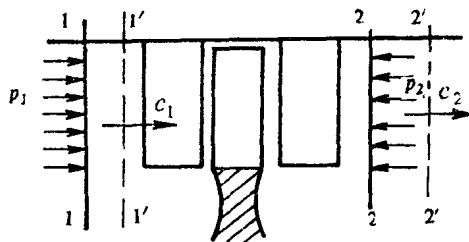


图 2-3 热力学第一定律简图

## § 2-6 机械能形式的能量方程——广义柏努里方程

热焓形式的能量方程式虽然可以把流动气体的压缩功或膨胀功与气流的热焓、加入热量和摩擦功联系起来，但却不能反映气体流动中的机械能（例如压力势能与速度能）之间的转换关系。也不能显式地反映流动损失对气流参数的影响，因而在工程上还需要导出机械能形式的能量方程式。

由气体动力学知,柏努里方程是在理想气体定常流动,而且没有能量输入条件下,积分气体运动方程而得到的。根据能量守恒方程(2-20)和热力学第一定律方程(2-28)可以导出广义柏努里方程式,可得出两种坐标系下来表示机械能形式的能量方程。

### 一、绝对坐标系

从能量方程(2-20)减去热力学第一定律方程(2-28)便可以得到绝对坐标系下的机械能形式能量方程式:

$$\pm h = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + h_{f,12} \quad (2-30)$$

该方程表明:对压气机而言, $h$ 取“+”号,表示输入气体的理论功消耗在气体压缩耗功、增加气体动能及克服流阻做功三个方面。该方程可以看作是柏努里方程在具有流动摩擦和输入机械功这两种情况的综合。

对于理想流动情况,即无流阻功, $h_{f,12}=0$ 下,当外界功 $h=0$ 时,根据式(2-30)可以得到广义柏努里方程的特殊形式——柏努里积分。

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = 0 \quad (2-31)$$

由于广义柏努里方程是从能量方程(2-20)和热力学第一定律方程(2-28)相减得到的,所以这三个方程(2-20)、(2-28)、(2-30)不同时独立,只能是其中任意两个方程可以是独立的。就是说,在作流场参数计算时,只允许同时选用上述三个方程中的任意两个,同时利用三个方程是没有意义的。

可以看出,方程(2-30)显式地表示了流阻损失对机械能平衡关系的影响。它既可用于等熵过程,也适用于有摩擦的非等熵过程。

应当指出,方程(2-30)也可以用于气流与外界有热交换的过程。虽然在方程(2-30)中没有显式地包含外加热量项,但由于外界加热或取出热会影响气体的热力变化过程,因而会影响方程式中各项的具体数值。

在有摩擦和对外界有热交换的情况下,气体状态按多变过程变化时,这时方程(2-30)中的积分为:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{n}{n-1} R(T_2 - T_1) \quad (2-32)$$

式中  $n$  为多变指数。

对于压气机而言,我们用  $h_p$  表示这个积分,称之为压气机的多变压缩功,它可以表示为:

$$h_p = \frac{n}{n-1} RT_1 \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2-33)$$

式中  $p_2/p_1$  为气流在压气机中的静参数表示的增压比。

在没有摩擦和对外界热交换的情况下,即等熵过程时,则多变指数  $n$  等于绝热指数  $k$ ,这时对应的  $\int_1^2 \frac{dp}{\rho}$  就变成了等熵压缩功  $h_i$ ,它可以表示为:

$$h_i = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (2-34)$$

在没有对外热交换的情况下, 等熵压缩功  $h_s$  是把气体从  $p_1$  压缩到  $p_2$  时所需要的最小的压缩功, 因为它对应于没有流动损失的情况。

对于压气机, 式 (2-30) 又可以表示为:

$$h = h_p + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + h_{f12} \quad (2-35)$$

上式表明, 压气机加给气体的理论功  $h$  用来完成多变压缩  $h_p$ 、增加气体的动能  $(c_2^2 - c_1^2) / 2$  以及克服流动损失  $h_{f12}$ 。

## 二、相对坐标系

在相对坐标系, 外界对气流做功  $h_w = 0$ , 但离心惯性力对气体微团做功, 其大小可以用  $(u_2^2 - u_1^2) / 2$  表示, 这时机械能形式的能量方程为:

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + h_{f12} \quad (2-36)$$

当  $u_1 = u_2$  时, 离心惯性力做功为零, 此时

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + h_{f12} = 0 \quad (2-37)$$

应用式 (2-37) 分析气体流经动叶过程参数变化是很方便的。对于压气机而言, 空气流经动叶片发生的相对动能的减小用于气流的压缩和克服流体阻力。

## § 2-7 动量守恒方程——欧拉方程

在分析与计算流动气体与固体壁面相互作用时, 采用动量守恒方程非常方便, 因此动量守恒方程在叶轮机械原理中具有广泛的应用。用动量守恒方程往往单凭流管注、出口的数据, 就可以求出气流与固体壁面间的作用力, 而不必弄清楚流场内部的详细细节。

为了研究气体流过叶轮机叶栅时的受力情况和动量变化, 选取如图 2-4 所示的控制面。

在动叶栅前方 1-1 截面上作用有静压力  $p_1$ , 在动叶栅后方 2-2 截面上作用有静压力  $p_2$ , 围绕动叶栅控制面内气流受叶片作用于气流的力  $\vec{P}$ 。控制面的另外两条由前到后的曲线边界是相距为  $t$  的两条流线,  $t$  称为栅距。由于气流的周期性, 作用于这两条流线上的诸力的大小相等方向相反, 因而完全相互抵消。因此根据动量定理, 单位时间内流出控制面的动量与流入控制面的动量差值等于作用于控制面内气体的全部外力之和。即

$$\vec{P} + \vec{p}_1 t + \vec{p}_2 t = \dot{m} (\vec{w}_2 - \vec{w}_1) \quad (2-38)$$

式中  $\dot{m}$  为 1 秒内通过截面  $t$  的气体质量, 而

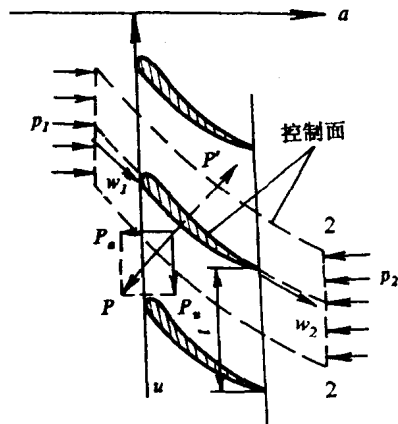


图 2-4 动量守恒方程用简图

$\vec{w}_2$  和  $\vec{w}_1$  则为叶栅前后的气流速度。

显然，气流作用在叶片上的力  $\vec{P}'$  与叶片作用于气流的力  $\vec{P}$  大小相等方向相反。因此

$$\vec{P}' = \dot{m} \vec{w}_1 - \dot{m} \vec{w}_2 + \vec{p}_1 t + \vec{p}_2 t \quad (2-39)$$

如果将  $\vec{P}'$  投影到轴向和切向，并以脚标  $u$  和  $a$  分别表示诸向量在切向和轴向坐标轴上的投影，则可得到叶片所受的轴向分力  $P'_a$  和切向分为  $P'_u$ ：

$$P'_a = \dot{m} (w_{1a} - w_{2a}) + (p_1 - p_2)t \quad (2-40)$$

$$P'_u = \dot{m} (w_{1u} - w_{2u}) \quad (2-41)$$

## § 2-8 动量矩方程

在叶轮机械中，确定气流对旋转叶栅的力和力矩有着特殊的意义。运用质点系动量矩定理——质点系对任一轴的动量矩的时间导数等于作用在该质点系上的外力对同一轴的力矩。把它运用到定常流动的气流股，可以方便地解决上述提及的气流对旋转叶栅的力、力矩和理论功的确定问题。而且，它具有动量守恒方程相似的好处，即仅需知道单位时间内气体流入和流出控制面的动量矩变化，就可以算出作用于控制面上的合力矩，而不必弄清流场内部的详细情况。

作为举例，我们选取一离心压气机的定常流动的封闭控制面，如图 2-5 所示。离心压气机叶轮的角速度为  $\omega$ ；叶轮进、出口气体的绝对速度分别为  $c_1$  ( $\vec{c}_1 = \vec{u}_1 + \vec{w}_1$ ) 和  $c_2$

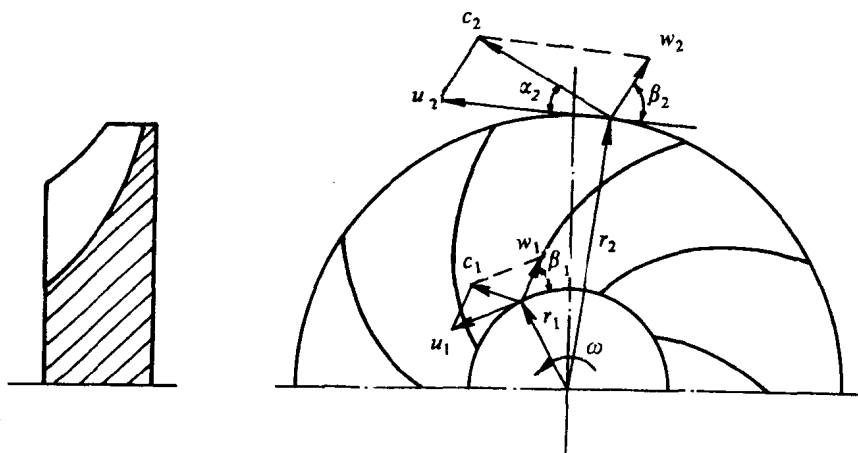


图 2-5 离心压气机导出欧拉动量矩方程的简图

( $\vec{c}_2 = \vec{u}_2 + \vec{w}_2$ )。运用动量矩定理，可列出叶轮对控制面内气体的力矩  $M$ ：

$$M = \dot{m} (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1)$$

式中  $\dot{m}$  为每秒气流流过离心压气机的质量流量；

$r_1, r_2$  分别为离心压气机进、出口截面的平均半径；

$\alpha_1, \alpha_2$  分别为离心压气机进、出口截面平均半径处气流的速度角。

由理论力学知，叶轮加给气体的功率  $N$  为  $M\omega$ ，也就是说等于  $\dot{m}h$ ，即  $N = M\omega = \dot{m}h$ 。由此关系式我们可以得出在叶轮机械中经常运用的重要的欧拉动量矩方程式：

$$h = \frac{M\omega}{\dot{m}} = (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \omega$$

$$= u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \quad (2-42)$$

式中  $c_2 \cos \alpha_2 = c_{2u}$ 、 $c_1 \cos \alpha_1 = c_{1u}$ ，分别为叶轮出、进口绝对速度在圆周方向的分速度；

$r_2 \omega = u_2$ 、 $r_1 \omega = u_1$ ，分别为叶轮出、进口的圆周速度。

式 (2-42) 即称为欧拉动量矩方程式。

利用余弦定理有：

$$u c \cos \alpha = \frac{c^2 + u^2 - w^2}{2}$$

代入 (2-42) 式，则得

$$h = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (2-43)$$

式 (2-43) 是欧拉动量矩方程式的另一种表达式。

对于轴流式压气机，常取  $r_1 = r_2 = r$ ，则

$$h = u(c_{2u} - c_{1u}) \quad (2-44)$$

$$h = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (2-45)$$

docsriver 文川网  
入驻商家 古籍书城

在文川网搜索古籍书城 获取更多电子书

## 第三章 轴流式压气机基元级理论

### § 3-1 轴流式压气机基元级概述

在轴流式压气机中, 气体质点大体上是在圆柱形回转面上沿轴线方向流动的。轴流式压气机的显著特点是通流能力强, 因而在限定压气机迎面尺寸的情况下, 可以流过较多的空气。因为气流流动路线比较平直而少曲折, 故便于组织流场, 可以获得较高的压气机效率。特别是它可以由多个单级串列组成, 尽管每一单级的增压比只有 1.15~1.35 左右, 却可以获得很高的整机增压比。因此, 在较大功率的船舶、航空和工业燃气轮机中轴流式压气机得到广泛的应用。轴流式压气机在燃气轮机中的作用是在低流动损失的情况下, 对所流过的空气加功增压, 以向燃气轮机的其它部件——燃烧室和涡轮提供一定压力和流量的压缩空气, 压气机所消耗的功由涡轮提供, 其数量大约占涡轮功的 2/3。由燃气轮机原理知, 压气机性能指标的优劣将直接影响燃气轮机的比功和热效率。

轴流式压气机都制成多级形式, 气体的增压过程是顺次在各组成级中进行的。虽然多级的共同工作有其特殊问题, 但为了了解轴流式压气机的工作原理, 必须对气流在压气机级中压缩机理予以讨论。

所谓的轴流式压气机的级, 是由工作轮以及紧跟其后的导向器组合在一起构成的。级是压气机的基本组成单元, 每一级的基本工作原理是大致相同的, 为了研究多级轴流式压气机对气流的加功增压原理, 可以先用一个级来说明。图 3-1 是轴流式压气机一个级的示意图。

为了说明级中气流参数的变化, 在工作轮(动叶)前、后和导向器(静叶)后面各取一个与回转轴线垂直的截面作为参考截面。人们习惯上规定动叶前的截面的 1-1 截面, 动叶后(或静叶前)的截面为 2-2 截面, 静叶后的截面为 3-3 截面。对于处在这些截面上的气流参数各注以脚标 1、2、3。

每一级的主要特征尺寸有:

机匣的内径, 即级的外径  $D_i$ ;

轮毂直径, 即级的内径  $D_h$ ;

平均直径, 即级的中径  $D_m$ ,  $D_m$  有两种计算方法:

$$D_m = \sqrt{\frac{D_i^2 + D_h^2}{2}} \quad \text{称为几何平均直径;}$$

$$D_m = \frac{D_i + D_h}{2} \quad \text{称为算术平均直径。}$$

在压气机计算中, 一般常用算术平均直径。



轮毂比  $\bar{d} = \frac{D_h}{D_i}$ ;

径向间隙  $\delta$  为机匣内径与转子外径间的间隙;  
轴向间隙  $\Delta$  为动、静叶片环之间沿轴向的间隙。

为了使所研究问题简化, 工程上引用了基元级的概念。

所谓基元级就是运用两个相距  $dr$  的圆柱面对轴流式压气机的一个级进行剖切, 切出一薄层气流和叶片, 如图 3-1。这种薄层叶片通常称为基元叶片或叶片元素。 $dr$  间这种动叶栅和静叶栅的总和称为基元级。因为  $dr$  很小, 故可以略去沿叶片高度气流参数的变化, 因而可以把基元级叶栅中沿柱面上的流动看作与平面叶栅中的流动相同。引入基元级的概念之后, 就可以用研究平面叶栅中气流流动的方法来研究压气机基元级中的流动情况。于是, 多级轴流式压气机分成许多级, 每一个级又由很多基元级叠合而成, 每一个基元级的工作原理大体相仿。这样, 就可以把基元级流动过程看作是压气机流动过程的缩影, 对一个复杂过程的研究进行了切实的简化。

应当指出, 轴流式压气机中的实际流动, 气流参数在给定的半径上沿圆周方向是变化着的。但在分析基元级的流动时, 我们常略去气流参数沿周向的不均匀性, 而认为在工作轮和导向器的轴向间隙中的气流具有轴对称性。

在轴流式压气机的近代设计中, 考虑到实际流动情况, 基元级的设计往往是在锥面或任意回转面上进行, 这时基元级流管半径将是变化的。

轴流式压气机的级是压气机中能量交换的基本单元。轴流式压气机由各级动叶和静叶交替串联在一起组成叶栅通道, 通常称为压气机的通流部分, 它是轴流压气机的核心, 也是压气机气动设计的主要对象。

船舶、航空、机车等运输式燃气轮机使用的轴流式压气机通常采用具有直流式结构的进气管和排气管。而固定式工业燃气轮机使用的轴流式压气机或工业轴流式压气机则常采用蜗壳式结构的进气缸和排气缸。

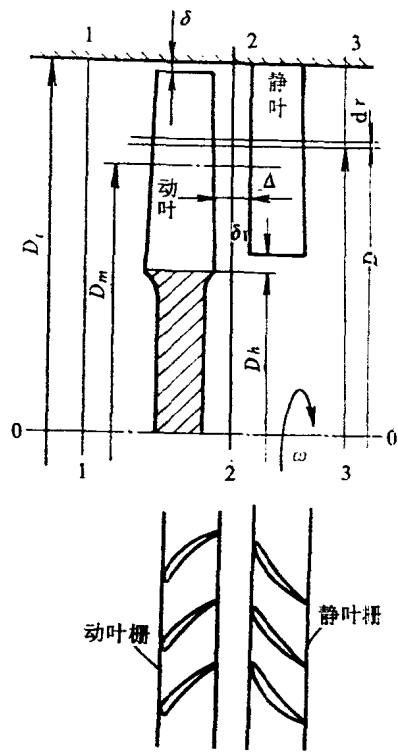


图 3-1 轴流式压气机级和基元级的示意图

### § 3-2 基元级的速度三角形

基元级速度三角形表示了压气机基元级内气流速度之间的关系。在压气机的气动设计中, 速度三角形的计算是十分重要的。同时, 它也是研究、讨论基元级工作原理的主