



高等学校教材

汽轮机原理

重庆大学 沈士一 西安交通大学 庄贺庆 合编
东南大学 康 松 华北电力学院 庞立云



TK261
S42

357227

高等学校教材



汽轮机原理

重庆大学 沈士一 西安交通大学 庄贺庆 合编
东南大学 康 松 华北电力学院 庞立云



水利电力出版社

(京)新登字115号

内 容 提 要

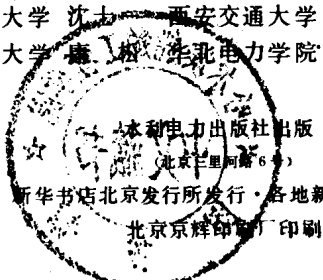
本书对“汽轮机原理”课程的三大部分内容,即汽轮机热力工作原理、汽轮机零件强度和汽轮机调节都作了介绍,主要内容有汽轮机级的工作原理、多级汽轮机、汽轮机变工况特性、凝汽设备、汽轮机零件强度及汽轮机调节。并结合大型汽轮机的运行特点,介绍了有关内容。

本书为高等学校热能动力类专业本科“汽轮机原理”课程的基本教材,也可供有关专业的师生与工程技术人员参考。

DE20108

高等学校教材
汽 轮 机 原 理

重庆大学 沈士一 西安交通大学 庄贺庆
东南大学 康 松 华北电力学院 庞立云 合编



中国电力出版社出版
(北京三里河路6号)
新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售
北京京辉印厂印刷

787×1092毫米 16开本 24.75印张 565千字 2插页

1992年6月第一版 1992年6月北京第一次印刷

印数 0001—5710册

ISBN 7-120-01520-6/TK·242

定价 6.40元

前 言

本书是根据1988年高等学校热能动力类专业教学委员会汽轮机教学组张家界会议上拟定及1989年吉林扩大会议上审定的《汽轮机原理》教材（新编本）的编写大纲编写的。

全书除绪论外共分六章：汽轮机级的工作原理、多级汽轮机、汽轮机的变工况特性、汽轮机的凝汽设备、汽轮机零件的强度校核及汽轮机调节系统。

本书对“汽轮机原理”课程的三大部分内容，即汽轮机的热力工作原理、汽轮机的零件强度和汽轮机的调节都作了必要的介绍，符合专业教学委员会制定的“汽轮机原理”课程的基本要求。同时，根据我国改革开放以来电力工业的迅速发展，扼要介绍了有关大型机组的内容，如汽轮机级的模化与模拟设计，小容积流量工况与叶片颤振，轴系扭振，汽轮机主要部件的热应力及寿命管理的基本概念诸问题。此外，还在绪论中介绍了汽轮机发展历史和目前国内外汽轮机工业概况。由于另有《汽轮机习题集》和《汽轮机课程设计参考资料》与本书配套，所以该部分内容本书从略。

本书除了作为热能动力类专业本科学生的教材外，还可供从事汽轮机技术工作和研究工作的工程技术人员参考。

本书绪论和第一章由华北电力学院庞立云编写，第二、六章由东南大学康松编写，第三、四章由重庆大学沈士一编写，第五章由西安交通大学庄贺庆编写，全书由沈士一统稿，沈士一在统稿中做了大量细致的工作。

全书承华北电力学院张保衡教授主审。

由于水平有限，书中难免出现缺点和错误，望读者批评指正。

编 者

1991年6月

目 录

前 言

绪 论	(1)
-----------	-------

第一章 汽轮机级的工作原理	(7)
---------------------	-------

第一节 概述	(7)
第二节 蒸汽在喷嘴和动叶通道中的流动过程	(13)
第三节 级的轮周功率和轮周效率	(25)
第四节 叶栅的气动特性	(37)
第五节 级内损失和级的相对内效率	(47)
第六节 级的热力设计原理	(60)
第七节 级的热力计算示例	(71)
第八节 扭叶片级	(77)

第二章 多级汽轮机	(96)
-----------------	--------

第一节 多级汽轮机的优越性及其特点	(96)
第二节 进汽阻力损失和排汽阻力损失	(104)
第三节 汽轮机及其装置的评价指标	(109)
第四节 轴封及其系统	(112)
第五节 多级汽轮机的轴向推力及其平衡	(123)
第六节 单排汽口凝汽式汽轮机的极限功率	(127)

第三章 汽轮机的变工况特性	(130)
---------------------	---------

第一节 喷嘴的变工况特性	(130)
第二节 级与级组的变工况特性	(134)
第三节 配汽方式及其对定压运行机组变工况的影响	(148)
第四节 滑压运行的经济性与安全性	(158)
第五节 小容积流量工况与叶片颤振	(164)
第六节 变工况下汽轮机的热力核算	(175)
第七节 初终参数变化对汽轮机工作的影响	(191)
第八节 汽轮机的工况图与热电联产汽轮机	(199)

第四章 汽轮机的凝汽设备	(210)
--------------------	---------

第一节 凝汽设备的工作原理、任务和类型	(210)
第二节 凝汽器的真空与传热	(214)
第三节 凝汽器的管束布置与真空除氧	(219)
第四节 抽气器	(224)
第五节 凝汽器的变工况	(229)
第六节 多压式凝汽器	(232)

第五章 汽轮机零件的强度校核	(236)
----------------------	---------

第一节 汽轮机零件强度校核概述	(236)
-----------------------	---------

第二节	汽轮机叶片静强度计算	(237)
第三节	汽轮机叶轮静强度概念	(252)
第四节	汽轮机转子零件材料及静强度条件	(255)
第五节	汽轮机静子零件的静强度	(258)
第六节	汽轮机叶片的动强度	(262)
第七节	叶轮振动	(290)
第八节	汽轮发电机组的振动	(294)
第九节	汽轮机主要零件的热应力及汽轮机寿命管理	(313)
第六章	汽轮机调节系统	(327)
第一节	汽轮机自动调节和保护的基本原理	(327)
第二节	液压调节系统	(345)
第三节	中间再热式汽轮机的调节	(368)
第四节	调节系统的试验和调整	(375)
第五节	汽轮机功频电液调节	(378)
第六节	背压式和抽汽式汽轮机的调节	(386)
参考文献		(389)

绪 论

一、汽轮机装置在国民经济中的地位

经济的发展,社会的进步,都是以现代高度电气化为前提的。电力工业是现代化国家的基本工业之一,电力生产量是一个国家经济发展水平的重要指标之一。在现代电力工业中,火力发电在数量上比重最大,其次是水电和核电。在火力发电厂和核电站中,绝大多数都是以汽轮机拖动发电机来生产电能的,汽轮发电机组为人类提供了80%左右的电能,所以汽轮机是现代化国家中重要的动力机械设备。

汽轮机又名“蒸汽透平”,是将蒸汽的热能转换成机械功的一种旋转式原动机。它比其它类型原动机具有单机功率大、热经济性高、运行安全可靠、单位功率制造成本低等一系列优点,所以它不仅是现代火力发电和核动力工业中所普遍采用的发动机,而且还广泛应用于冶金、化工、船运等部门,直接拖动各种泵、风机、压缩机和船舶的螺旋桨等。汽轮机的排汽或中间抽汽可用来满足生产和生活上供热的需要,这种用于热能和电能联合生产的热电式汽轮机,具有更高的热经济性,对节约能源具有重要意义。

二、汽轮机发展概述

1883年瑞典工程师拉伐尔(Laval)创造出第一台轴流式汽轮机,这是一台3.7kW的单级冲动式汽轮机,转速高达26000r/min,相应的轮周速度为475m/s。在这台汽轮机中,拉伐尔解决了等强度轮盘、挠性轴和缩放喷嘴等较为复杂的汽轮机技术问题。

1884~1894年,英国工程师巴森斯(C.A.Parsons)相继创造出了轴流式多级反动式汽轮机、辐流式汽轮机和背压式汽轮机。

1900年前后,美国工程师寇蒂斯(Curtis)创造出了现在通常所谓的寇蒂斯(复速级)单级汽轮机。

与此同时,法国工程师拉透(Rateau)和瑞士工程师崔利(Zoelly)分别在拉伐尔单级汽轮机的基础上应用了分级的原理,制造出了多级冲动式汽轮机。

这样,在前后十几年里基本形成了汽轮机的两种基本类型,即多级冲动式汽轮机和多级反动式汽轮机。

为了满足其它工业部门对蒸汽的需要,在1903年至1907年间,出现了热能、电能联合生产的汽轮机,即背压式及调节抽汽式汽轮机。

1920年左右,随着蒸汽动力装置循环的改进,出现了给水回热式汽轮机。这种汽轮机的应用不但使整个装置的热效率有较大的提高,而且也提高了汽轮机本身的相对内效率,更重要的是为提高汽轮机单机功率创造了条件。因此,从那时起,给水回热式汽轮机几乎完全代替了原来的纯凝汽式汽轮机,而且一直被应用到现在。随着蒸汽参数的提高和单机功率的增加,抽汽级数也愈来愈多。

1925年,出现了第一台中间再热式汽轮机,这种汽轮机及其装置的主要优点是相对效

率和绝对效率都比较高,而且能在更大程度上满足提高单机功率的要求,同时减少了末级的蒸汽湿度。

1912年瑞典的容斯特罗姆兄弟创造了具有两个反向转子的辐流式汽轮机,这种汽轮机的缺点是单机功率不能做得很大。1930年德国西门子公司将辐流式高压级与普通的任何一种轴流式低压级结合起来,制成一种能应用较高蒸汽参数的汽轮机。

至此,今天所能见到的电站汽轮机的主要类型差不多已经齐备。

本世纪40年代以后,尤其是最近20几年来,汽轮机发展特别迅速。现代汽轮机发展的基本方向是以增大单机功率为中心线索的。增大单机功率能减少单位功率的材料消耗和制造工时,如200MW汽轮机单位功率的制造工时仅为100MW汽轮机的63%,增大单机功率后适宜采用较高的蒸汽参数,可提高机组的热经济性,节约电厂占地面积,减少机组运行人员,从而降低电站建设投资和运行费用。

自70年代以来,工业发达国家汽轮机的制造水平普遍进入百万级。双轴汽轮机一度发展较快,最大单机功率达到1300MW。但由于双轴汽轮机制造成本高、占地面积大、管道系统复杂、建厂投资大等原因,在长叶片等主要技术问题得到解决以后,又开始建造大功率单轴机组。1980年苏联制造的1200MW单轴汽轮机投入运行,这是世界上到目前为止火电站中最大的单轴机组。该汽轮机转速为3000r/min,五缸六排汽,新汽压力为23.5MPa,新汽温度为540℃,一次中间再热,再热温度为540℃,末级叶片长度为1200mm,材料为钛合金。

单机功率的增大和蒸汽初参数的提高,必然导致汽轮机热力系统、自动调节系统、保护系统以及监测和控制系统的进一步复杂化。

当今世界上,汽轮机的主要制造企业有:美国的通用电气公司(General Electric Co.简称GE),生产冲动式汽轮机,年生产能力约为20000MW,占美国生产汽轮机总容量的2/3,是世界上最大的汽轮机制造企业。美国的西屋电气公司(Westing House Electric Co.简称WH),生产反动式汽轮机,年生产能力约为10000MW。加拿大、意大利和日本等国均有与GE和WH有从属关系或专利关系的汽轮机制造企业。瑞士的勃朗·鲍维利公司(Brown Boveri Co.简称BBC)是一家国际性跨国公司,在联邦德国、法国和瑞典都有子公司,生产反动式汽轮机,产品主要销于国际市场,年生产能力在10000MW左右。法国的阿尔斯通-大西洋公司(Alsthon-Atlantique Co.简称AA),既生产冲动式也生产反动式汽轮机,垄断了法国大型发电设备的生产,年生产能力可达10000MW。苏联的列宁格勒金属工厂(Ленинградский Металлический Завод,简称ЛМЗ),是苏联生产汽轮机的最大工厂,它主要生产200~1200MW凝汽式汽轮机和60~200MW供热式汽轮机。日本的利用GE专利生产冲动式汽轮机的株式会社日立制造所(简称日立)和东京芝浦电气株式会社(简称东芝),利用WH专利生产反动式汽轮机的三菱株式会社(简称三菱),年生产能力均为4000~5000MW。

我国自1955年制造第一台中压6MW汽轮机以来,在以后的30几年时间里,已经走完了从中压机组到亚临界600MW机组的全部过程,特别是近10几年内,发展较快。这预示着我国将制造出更大功率等级的汽轮机,逐步赶上世界先进水平。

我国生产汽轮机的主要工厂有哈尔滨汽轮机厂、上海汽轮机厂和东方汽轮机厂。除了这三个大型工厂以外，还有北京重型电机厂、青岛汽轮机厂和武汉汽轮机厂等中小型汽轮机厂，还有以生产工业汽轮机为主的杭州汽轮机厂和以生产燃气轮机为主的南京汽轮机厂。

三、汽轮机的分类和型号

汽轮机历史悠久，用途广泛，类型繁多，可以从不同的角度将汽轮机进行分类，如表 0.1 所示。

表 0.1 汽 轮 机 的 分 类

分 类	类 型	简 要 说 明
按工作 原 理	冲动式汽轮机	由冲动级组成，蒸汽主要在喷嘴中膨胀，在动叶栅中只有少量膨胀
	反动式汽轮机	由反动级组成，蒸汽在喷嘴和动叶中膨胀程度相同。由于反动级不能做成部分进汽，故调节级采用单列冲动级或复速级
按热力 特 性	凝汽式汽轮机	排汽在高度真空状态下进入凝汽器凝结成水。有些小汽轮机没有回热系统，称为纯凝汽式汽轮机
	背压式汽轮机	排汽直接用于供热，没有凝汽器。当排汽作为其它中低压汽轮机的工作蒸汽时，称为前置式汽轮机
	调节抽汽式汽轮机	从汽轮机某级后抽出一定压力的部分蒸汽对外供热，其余排汽仍进入凝汽器。由于热用户对供热蒸汽压力有一定要求，需要对抽汽供热压力进行自动调节，故称为调节抽汽。根据供热需要，有一次调节抽汽和两次调节抽汽
	抽汽背压式汽轮机	具有调节抽汽的背压式汽轮机
	中间再热式汽轮机	进入汽轮机的蒸汽膨胀到某一压力后，被全部抽出送往锅炉的再热器进行再热，再返回汽轮机继续膨胀做功
	混压式汽轮机	利用其它来源的蒸汽引入汽轮机相应的中间级，与原来的蒸汽一起工作。通常用于工业生产的流程中，作为蒸汽热能的综合利用
按汽流 方 向	轴流式汽轮机	组成汽轮机的各级叶栅沿轴向依次排列，气流方向的总趋势是轴向的，绝大多数汽轮机都是轴流式汽轮机
	辐流式汽轮机	组成汽轮机的各级叶栅沿半径方向依次排列，气流方向的总趋势是沿半径方向的
按用途	电站汽轮机	用于拖动发电机，汽轮发电机组需按供电频率定转速运行，故也称为定转速汽轮机，主要采用凝汽式汽轮机。也采用同时供热供电的（抽汽式、背压式）汽轮机，通常称它们为热电汽轮机或供热式汽轮机
	工业汽轮机	用于拖动风机、水泵等转动机械，其运行速度经常是变动的，也称为变转速汽轮机
	船用汽轮机	用于船舶推进动力装置，驱动螺旋桨。为适应倒车的需要，其转动方向是可变的
	凝汽式供暖汽轮机	在中低压缸连通管上加装蝶阀来调节供暖抽汽量，抽汽压力不像调节抽汽式汽轮机那样维持规定的数值，而是随流量大小基本上按直线规律变化的
按进汽 参 数	低压汽轮机	新蒸汽压力小于 1.5MPa
	中压汽轮机	新蒸汽压力为 2 ~ 4MPa

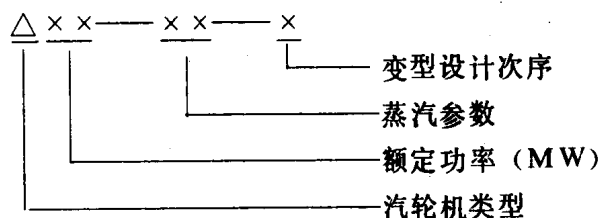
续表

分 类	类 型	简 要 说 明
按进汽参数	高压汽轮机	新蒸汽压力为 6 ~ 10MPa
	超高压汽轮机	新蒸汽压力为 12 ~ 14MPa
	亚临界汽轮机	新蒸汽压力为 16 ~ 18MPa
	超临界汽轮机	新蒸汽压力超过 22.2MPa
按功率	大功率汽轮机	现在国内有关会议和文件中, 大功率汽轮机常指 200MW 以上的汽轮机
	小功率汽轮机	按我国目前状况, 为 25MW 以下的汽轮机 ^[2]

此外, 汽轮机还可以按汽缸数目 (单缸、双缸、多缸)、按排列方式 (单轴、双轴) 等来分类。

汽轮机的种类很多, 为了便于使用, 常采用一定的符号来表示汽轮机的基本特征 (蒸汽参数、热力特性和功率等), 这种符号组称为汽轮机的型号。

国产汽轮机的型号表示方法是:



我国目前制造的汽轮机类型采用汉语拼音来表示, 如表 0.2 所示。蒸汽参数用数字来表示, 如表 0.3 所示。

表 0.2

国产汽轮机类型的代号

代 号	类 型	代 号	类 型
N	凝 汽 式	CB	抽汽背压式
B	背 压 式	H	船 用
C	一次调节抽汽式	Y	移 动 式
CC	两次调节抽汽式		

四、本书的内容及研究方法

各类汽轮机中, 以大功率、等转速为突出特点的电站汽轮机, 无论从应用的广泛程度上, 还是从体现汽轮机原理的典型性上, 或者从发展水平的先进性上, 都可以作为汽轮机的主要类型来看待。所以本课程以电站汽轮机为主要研究对象, 这不仅对其它类型的汽轮机具有代表性, 而且对热能动力类专业来说也有实用性。

冲动式汽轮机和反动式汽轮机在电站中都获得了广泛应用。这两种类型汽轮机的差异不仅表现在工作原理上, 而且表现在结构上, 前者为隔板型, 后者为转鼓型, 这就是轴流

表 0.3

汽轮机型号中参数的表示方法

汽轮机类型	蒸汽参数表示方法	示 例
凝 汽 式	-主蒸汽压力/主蒸汽温度-	N50-8.82/535
中 间 再 热 式	-主蒸汽压力/主蒸汽温度/中间再热温度-	N300-16.7/537/537
一次调节抽汽式	-主蒸汽压力/调节抽汽压力-	C50-8.82/0.118
两次调节抽汽式	-主蒸汽压力/高压抽汽压力/低压抽汽压力-	CC25-8.82/0.98/0.118
背 压 式	-主蒸汽压力/背压-	B50-8.82/0.98
抽 汽 背 压 式	-主蒸汽压力/抽汽压力/背压-	CB25-8.82/0.98/0.118

式汽轮机的基本类型。

隔板型汽轮机如书末附图 1 所示，动叶片嵌装在轮盘的外缘上，喷嘴装在隔板上，隔板的外缘嵌入汽缸内壁或隔板套的相应槽道内。隔板的内壁与轴颈之间装有汽封，这是汽轮机中固定部件和转动部件之间常用的一种密封零件，它们也用来作为转子前后端的外部轴封。虽然这种结构并不能保证完全密封，但当圆周速度很大和温度很高时，通常只能采用这种不直接接触的密封形式。

转鼓型汽轮机如书末附图 2 所示，动叶片直接嵌装在鼓形转子的外缘上，喷嘴装在汽缸内部圆周的表面上或持环上，它没有轮盘和隔板。叶片的一端可以是自由的，叶片与汽缸或喷嘴叶栅与转子之间形成很小的间隙，也可以在叶片端部附加一条围带，用以形成汽封。

一个世纪以来的实践证明，冲动式和反动式汽轮机没有相互取代的可能性，而是沿着各自的道路在发展。所以在本课程中讨论它们共同遵守的规律的同时，也注意到各自的特性。

本书将讨论汽轮机的工作原理，凝汽设备的工作，汽轮机调节，以及汽轮机主要零部件的强度和寿命。

对于汽轮机工作原理的研究总是从级开始的。汽轮机的工作以级的工作为基础，但并不是这些级的简单组合，所以还要进一步研究整机的工作原理。汽轮机工作时会遇到各种不同的工作条件，所以还必须研究在不同条件下工作时的特性，亦即变工况问题。实质上，汽轮机工作原理主要研究通流特性和通流能力问题，能量转换和效率问题，变工况问题。这三个问题彼此之间有着密切的联系，如能量转换和效率在相当大的程度上决定着通流部分的流动效率，而流动效率直接影响着通流能力；变工况特性既在能量转换和通流能力问题上也在流动效率上表现出来。只有在详细地研究每个问题的基础上，才能具体地理解它们之间的关系。

由于电站汽轮机大多采用凝汽式汽轮机，所以凝汽设备也就成了电站汽轮机装置的一个重要组成部分，它的工作直接影响到整个装置的经济性和安全性。因此在研究了汽轮机的工作原理之后，要讨论凝汽设备的工作。

电站汽轮机是在高温、高压、高转速条件下工作的大型动力设备，一旦发生重大事故，对人身及设备所造成的直接危害将是十分严重的；因事故而被迫停机、停电期间，给发电

厂本身及电用户带来的经济损失也是十分严重的。可见汽轮机的安全运行具有特别重要的意义，设计时必须保证汽轮机的主要零部件安全地工作和有足够长的寿命。在汽轮机的运行条件改变时，必须对一些有关的零件进行强度及振动校核，因此本书要研究汽轮机主要零部件的强度和振动问题。

电能是不能大量储存的，用户的耗电量又是随时变化的，发电厂必须根据用户的需要随时改变自己的电能生产量。另外，各种用电设备对供电的质量即电能的频率和电压都有一定的要求。这两者均与汽轮机的转速有关，所以当外界负荷改变时，要通过转速调节系统及时改变汽轮机的进汽量，使汽轮机发出的功率与外界负荷相适应，同时维持汽轮机的转速在允许的范围内变化，以保证输出电能的质量。为了保证安全运行，汽轮机还装设各种保护装置。所以汽轮机的转速调节和保护装置也是本书的主要研究内容之一。

汽轮机原理这门课程的突出特点是，每个方面的问题所依据的基本理论不同，例如：在研究汽轮机的工作原理时主要涉及到工程热力学和流体力学方面的问题；研究零部件的强度主要以理论力学和材料力学为基础；调节问题在很大程度上与自动调节原理有关。虽然每个侧面都有各自的特点和研究方法，但这些方面的研究又是互相联系、彼此影响的。

本书的内容与发电厂的生产实际有着密切的联系，它具有较强的实践性，因此，除重视掌握基本理论和基本知识外，还必须充分注意理论结合实际。

第一章 汽轮机级的工作原理

第一节 概 述

汽轮机本体中作功汽流的通道称为汽轮机的通流部分，它包括主汽门、调节汽门、导管、进汽室、各级喷嘴和动叶及汽轮机的排汽管。现代电站汽轮机均为多级汽轮机，由若干级组成。由一系列喷嘴叶栅和其后紧邻的一系列动叶栅构成的工作单元称为汽轮机的级。因为汽轮机的热功转换是在各个级内进行的，所以研究级的工作原理是掌握整个汽轮机工作原理的基础。

一、级的工作过程

图1.1.1为某一冲动式汽轮机级的示意图。喷嘴叶片安装在隔板体上，动叶片安装在叶轮的外缘上。喷嘴前截面用0-0表示，喷嘴叶栅和动叶栅之间的截面用1-1表示，动叶后截面用2-2表示。这三个截面通常称为级的特征截面或计算截面。各截面上的汽流参数分别注以下标0、1和2，如 p_0 、 p_1 和 p_2 分别表示喷嘴前、喷嘴后和动叶后的蒸汽压力。

在喷嘴通道内，蒸汽由压力 p_0 膨胀到 p_1 ，温度由 t_0 下降到 t_1 ，汽流速度相应地由 c_0 上升到 c_1 。可见，蒸汽从喷嘴的进口到出口实现了由热能向动能的转换。

高速流动的蒸汽由喷嘴出口进入动叶时，给予动叶以冲动力 F_i 。通常汽流在动叶槽道中继续膨胀，并转变方向，当汽流离开动叶槽道时，它给叶片以反动力 F_r （见图1.1.2），这两个力的合力，推动动叶带动叶轮和轴旋转，作出机械功。

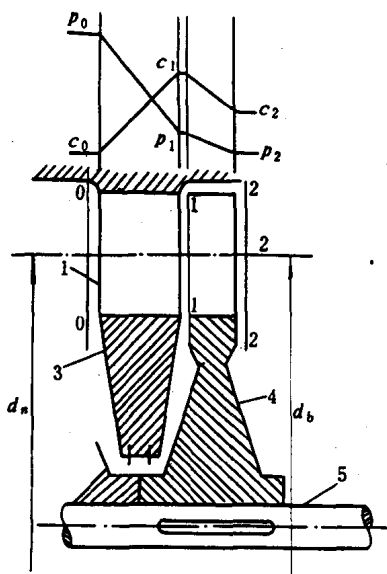


图 1.1.1 汽轮机级的示意图

1—喷嘴；2—动叶片；3—隔板；
4—叶轮；5—轴

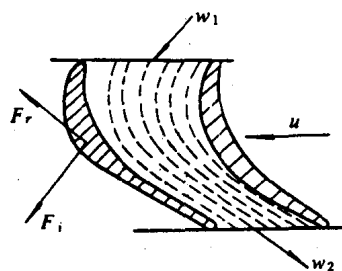


图 1.1.2 蒸汽在动叶汽道内膨胀时对动叶的作用力

动叶以转速 n 绕汽轮机轴旋转，用 $\vec{u}$ 表示动叶平均直径 d_b 处（即 $\frac{1}{2}$ 叶高处，见图

1.1.1) 的圆周速度, 其大小为

$$u = \frac{\pi d_b n}{60} \quad (1.1.1)$$

其方向为动叶运动的圆周方向。由于动叶以圆周速度 $\vec{u}$ 运动, 所以, 以 $\vec{c}_1$ 表示的喷嘴出口汽流的绝对速度, 是以相对速度 $\vec{w}_1$ 进入动叶的。 $\vec{c}_1$ 、 $\vec{u}$ 与 $\vec{w}_1$ 构成动叶进口速度三角形, 如图 1.1.3(a) 所示, 即

$$\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u} \quad (1.1.2)$$

汽流以相对速度 $\vec{w}_2$ 离开动叶, 由于动叶以圆周速度 $\vec{u}$ 运动, 所以动叶出口汽流的绝对速度是 $\vec{c}_2$ 。 $\vec{w}_2$ 、 $\vec{u}$ 与 $\vec{c}_2$ 构成动叶出口速度三角形, 如图 1.1.3(a) 所示, 即

$$\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u} \quad (1.1.3)$$

图中 β 表示叶轮旋转平面与相对汽流速度的夹角, α 表示叶轮旋转平面与绝对汽流速度的夹角。下标 1 代表动叶进口, 下标 2 代表动叶出口。为实用方便, 常将动叶栅进出口汽流速度三角形绘在一起, 如图 1.1.3(b) 所示。

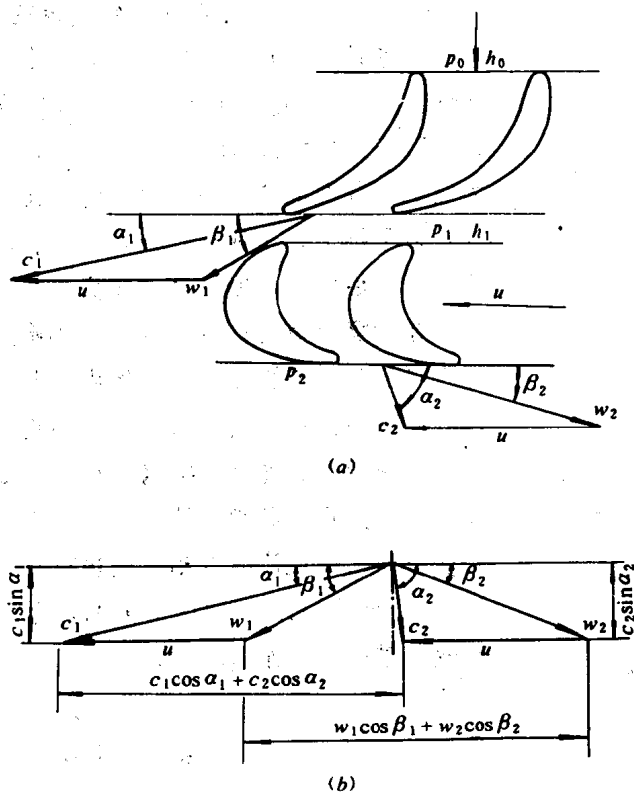


图 1.1.3 动叶栅进出口汽流速度三角形

(a) 动叶栅汽道示意图; (b) 顶点靠拢的速度三角形

$\vec{c}_1$ 的方向角 α_1 通常在 $11^\circ \sim 17^\circ$ 范围内选取。 $\vec{w}_2$ 的方向角为 β_2 , 对于冲动级, β_2 约比 β_1 小 $2^\circ \sim 4^\circ$, β_2 的数值大约在 $20^\circ \sim 30^\circ$ 之间。关于 $\vec{c}_1$ 和 $\vec{w}_2$ 的数值确定, 将在本章第二节中讨论。当 $\vec{c}_1$ 和 $\vec{w}_2$ 确定后, 就可通过速度三角形的关系求得 $\vec{w}_1$ 和 $\vec{c}_2$, 即

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1} \quad (1.1.4)$$

$$\beta_1 = \arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1} = \arctan \frac{c_1 \sin \alpha_1}{c_1 \cos \alpha_1 - u} \quad (1.1.5)$$

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \cos \beta_2} \quad (1.1.6)$$

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{w_2 \sin \beta_2}{c_2} = \arctan \frac{w_2 \sin \beta_2}{w_2 \cos \beta_2 - u} \quad (1.1.7)$$

$\vec{w}_1$ 和 $\vec{c}_2$ 也可以通过按比例线段绘制速度三角形求得。

以上分析了蒸汽在级内的流动过程。下面从热力学的观点介绍蒸汽在级内的热力膨胀过程。 $h-s$ 图上级的热力过程线如图1.1.4所示。

因为图中点0表示蒸汽在喷嘴前的状态，点0⁰表示汽流在喷嘴前的滞止状态，即假设喷嘴进口初速 c_0 滞止为零的状态，故点0⁰与点0的比焓差等于喷嘴前汽流速度 c_0 所具有的动能，用 δh_{c_0} 表示，则

$$\delta h_{c_0} = \frac{c_0^2}{2} \quad (1.1.8)$$

图中点0⁰的蒸汽压力 p_0^0 表示喷嘴前的滞止压力，点0的蒸汽压力 p_0 表示喷嘴前压力。如果蒸汽在喷嘴内由 p_0 至 p_1 的膨胀过程是等比熵的，则这个过程在图中用线段01'表示，喷嘴的等比熵比焓降用 Δh_n 表示。但实际上，具有粘性的蒸汽在喷嘴内的膨胀过程是有损失的，因此，在绝热的条件下，蒸汽在膨胀过程中比熵将增加，此时喷嘴出口的汽流状态如点1所示，实际的热力过程用线段01表示。喷嘴出口汽流的实际比焓值 h_1 与理想比焓值 $h_{1'}$ 之差即是喷嘴中的能量损失，用 δh_n 表示。 δh_{c_0} 、 Δh_n 和 δh_n 见图1.1.4。

在动叶通道内，蒸汽从压力 p_1 膨胀到 p_2 。若是等比熵过程，则用线段12'表示，动叶中的等比熵比焓降用 Δh_b 表示。动叶内的实际过程也是有损失的，比熵是增加的，其过程如线段12所示。动叶出口实际比焓值 h_2 与理想比焓值 $h_{2'}$ 之差即为动叶内的能量损失，用 δh_b 表示。

汽流离开动叶通道时具有一定的速度 c_2 ，这个速度对应的动能在该级内已不能转换为机械功，因而对该级来说是一种能量损失，称为余速损失，用 δh_{c_2} 表示。 Δh_b 、 δh_b 和 δh_{c_2} 均见图1.1.4。余速损失可用下式表示：

$$\delta h_{c_2} = \frac{c_2^2}{2} \quad (1.1.9)$$

若用 Δh_t^0 表示级的滞止理想比焓降，则 $\Delta h_t^0 = \Delta h_t + \delta h_{c_0}$ 。1kg蒸汽在级的动叶栅上转换为机械功的有效比焓降称为轮周有效比焓降，以 Δh_u 表示，则

$$\Delta h_u = \Delta h_t^0 - \delta h_n - \delta h_b - \delta h_{c_2} \quad (1.1.10)$$

式中，喷嘴损失 δh_n 、动叶损失 δh_b 和余速损失 δh_{c_2} 之和称为轮周损失。

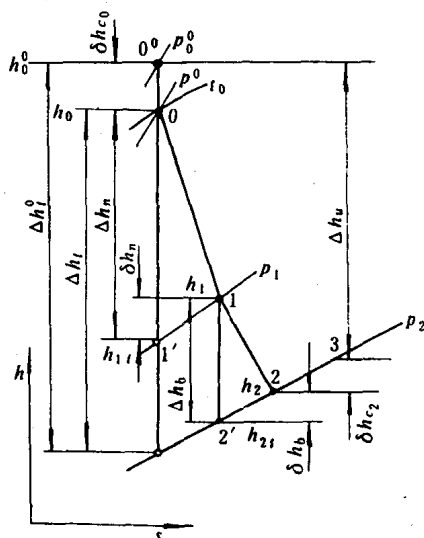


图 1.1.4 喷嘴及动叶的热力过程

应当指出,级中的流动过程和热力膨胀过程只是分析问题的角度不同,前者是用流体力学的观点,后者是用热力学的观点,通过分析,以便理解级的作功原理和能量损失的物理本质,并展示出能量转换的数量关系。在以后的讨论中,将进一步了解到这两种过程是有机地结合的。

二、级的反动度

级的反动度 Ω 是表示蒸汽在动叶通道内膨胀程度大小的指标。级的平均直径处(即 $\frac{1}{2}$ 叶高处)的反动度用 Ω_m 表示,其表达式为

$$\Omega_m = \frac{\Delta h_b}{\Delta h_i^0} \approx \frac{\Delta h_b}{\Delta h_n^0 + \Delta h_b} \quad [17] \quad (1.1.11)$$

由于 $h-s$ 图上等压线沿比熵增方向发散,故严格地说 $(\Delta h_n^0 + \Delta h_b) > \Delta h_i^0$,但由于喷嘴损失 δh_n 很小,在实用中常认为 $\Delta h_n^0 + \Delta h_b = \Delta h_i^0$ 。显然

$$\Delta h_b = \Omega_m \Delta h_i^0 \quad (1.1.12)$$

$$\Delta h_n^0 = (1 - \Omega_m) \Delta h_i^0 \quad (1.1.13)$$

式中 Δh_n^0 ——喷嘴的滞止理想比焓降, $\Delta h_n^0 = \Delta h_n + \delta h_{c_0}$ 。

三、级的类型和特点

对轴流式汽轮机来说,所采用的轴流级按照级内蒸汽能量转换的特点,可分为纯冲动级、冲动级、反动级和复速级等几种。

1. 纯冲动级

反动度 $\Omega_m = 0$ 的级称为纯冲动级。它的特点是蒸汽只在喷嘴中膨胀,在动叶栅中不膨胀而只改变流动方向,故动叶栅中蒸汽进出口压力相等,即 $p_1 = p_2$, $\Delta h_b = 0$, $\Delta h_n^0 = \Delta h_i^0$ 。这种级的动叶上,既受到喷嘴出口高速汽流的冲动力,又受到汽流在动叶槽道中转向后流出时的反动力,但没有蒸汽膨胀加速对动叶的反动力。由于这种级的动叶中流动效率低,损失大,故已不再采用。

2. 反动级

反动级是指蒸汽在喷嘴和动叶中理想比焓降相等的级,即 $\Delta h_n = \Delta h_b = 0.5 \Delta h_i$ 。由于蒸汽在动叶栅中的膨胀程度较大,故动叶栅内的流动效率比冲动级高,但动叶顶部漏汽量也常比冲动级大。这种级的结构及其压力和速度的变化如图1.1.5所示,其动叶上既受到冲动力,又受到汽流在动叶中膨胀加速及转向后流出时的反动力。

3. 冲动级

冲动级介于纯冲动级和反动级之间,通常取 $\Omega_m = 0.05 \sim 0.30$ 。显然,蒸汽的膨胀大部分发生在喷嘴中,只有少部分发生在动叶中, $p_1 > p_2$, $\Delta h_n > \Delta h_b$ 。这种级的结构及其压力和速度的变化如图1.1.1所示。由于它的能量转换既有冲动级的特点,又有反动级的因素,故应称之为带反动度的冲动级,习惯上称为冲动级,其动叶上的受力类型与反动级相同,但受力大小不同。

4. 复速级

由固定的喷嘴叶栅、导向叶栅和安装在同一叶轮上的两列动叶栅所组成的级称为复速

级，又称双列速度级，如图1.1.6所示。复速级的喷嘴出口流速很高，高速汽流流经第一列动叶做功后余速 c_2 很大，具有余速 c_2 的汽流进入导向叶栅，其方向改变成与第二列动叶进汽方向一致后，再流经第二列动叶做功，所以这种级实际上是单列冲动级的一种延伸。因为第二列动叶是利用第一列动叶排汽余速 c_2 的动能继续做功的，因而称为速度级。

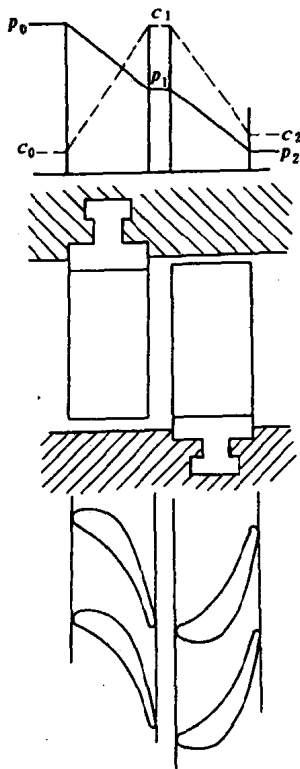


图 1.1.5 反动级示意图

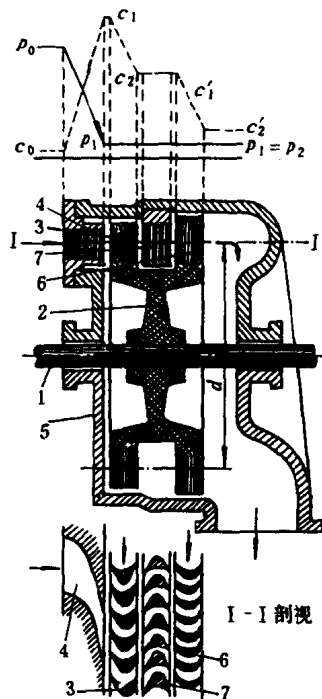


图 1.1.6 复速级单级汽轮机示意图

1—轴；2—叶轮；3—第一列动叶栅；4—喷嘴；
5—汽缸；6—第二列动叶栅；7—导向叶栅
——蒸汽压力；----蒸汽的绝对速度

四、级的简化一元流动模型和基本方程式

(一) 简化的一元流动模型

实际上，蒸汽在级的叶栅通道中的流动是粘性可压缩流体在弯曲通道内的三元不稳定流动，流动情况是非常复杂的。为了突出主要矛盾，揭示流动的内在规律，通常作如下几点简化假设：

(1) 流动是稳定的 即在所考虑的时间内通过叶栅任一截面的流量和蒸汽参数均不随时间变化。当汽轮机功率和蒸汽初参数基本不变时，可以近似地认为是稳定流动。

(2) 流动是绝热的 即在叶栅中蒸汽与外界没有热交换。由于蒸汽通过叶栅的时间极短，且叶栅一般成组布置，相邻叶片的情况相同，彼此之间没有热交换，蒸汽向外界的散热量与总热能相比很小，故可以视为绝热过程。

(3) 流动是一元的 认为叶栅中汽流参数只沿流动方向变化，而在与流动方向相垂直的截面上汽流参数不变。