

普通高等教育“十一五”规划教材
PUTONG GAODENG JIAOYU SHIYIWU GUIHUA JIAOCAI



QILUNJI SHEBEI
JI XITONG

汽轮机设备 及系统

肖增弘 盛伟 主编
夏永军 副主编



中国电力出版社

<http://jc.cepp.com.cn>

Thermal Energy & Power

普通高等教育“十一五”规划教材
PUTONG GAODENG JIAOYU SHIYIWU GUIHUA JIAOCAI



QILUNJI SHEBEI
JI XITONG

汽轮机设备 及系统

主 编 肖增弘 盛 伟
副主编 夏永军
编 写 张瑞青
主 审 牛卫东



中国电力出版社
<http://jc.cepp.com.cn>

内 容 提 要

本书为普通高等教育“十一五”规划教材。

本书系统地阐述了汽轮机级的工作原理、汽轮机本体结构、汽轮机调节及保护系统、汽轮机的辅助设备及系统、供热式汽轮机等。本书在加强基本理论的同时，紧密结合我国汽轮机设备及系统的应用及发展的实际，着力反映国内外先进的技术，并力求体现应用性的原则。

本书可作为高等学校能源动力类本科教材，也可作为高职高专电力技术类专业教材，还可供从事相关专业的工程技术人员参考使用。

图书在版编目 (CIP) 数据

汽轮机设备及系统/肖增弘, 盛伟主编. —北京: 中国电力出版社, 2008

普通高等教育“十一五”规划教材

ISBN 978-7-5083-7273-0

I. 汽… II. ①肖…②盛… III. 火电厂-蒸汽透平-高等学校-教材 IV. TM621.4

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2008) 第 102130 号

中国电力出版社出版、发行

(北京三里河路6号 100044 http://jc.cepp.com.cn)

航远印刷有限公司印刷

各地新华书店经售

*

2008年11月第一版 2008年11月北京第一次印刷

787毫米×1092毫米 16开本·17.5印张 424千字 1插页

定价 28.00 元

敬告读者

本书封面贴有防伪标签, 加热后中心图案消失
本书如有印装质量问题, 我社发行部负责退换

版权专有 翻印必究



前 言

为贯彻落实教育部《关于进一步加强高等学校本科教学工作的若干意见》和《教育部关于以就业为导向深化高等职业教育改革若干意见》的精神,加强教材建设,确保教材质量,中国电力教育协会组织制定了普通高等教育“十一五”教材规划。该规划强调适应不同层次、不同类型学校,满足学科发展和人才培养的需求,坚持专业基础教材与教学急需的专业教材并重、新编与修订相结合。本书为新编教材。

根据培养高等工程技术应用型人才的要求,本书在编写过程中基础知识以够用为度,着重强调内容的系统性和应用性,设备及系统部分以大容量机组为基础,以主要系统为主线,强调设备在系统中的地位,体现了火电厂集控运行专业方向的特点。

本书第一、三章由沈阳工程学院张瑞青编写;第二章由沈阳工程学院盛伟编写;第四、六章由沈阳工程学院夏永军编写;绪论、第五、七章由沈阳工程学院肖增弘编写。全书由肖增弘负责统稿,由山东电力研究院牛卫东主审。

由于编者水平所限,书中疏漏之处在所难免,恳切希望读者批评指正。

编 者

2008年10月

目 录

前言	1
绪论	1
第一章 汽轮机级的工作原理	4
第一节 概述	4
第二节 蒸汽在喷嘴中的流动过程	10
第三节 蒸汽在动叶中的流动过程	18
第四节 级的轮周效率及最佳速比	22
第五节 级通流部分主要尺寸的确定	29
第六节 级内损失和级效率	32
第七节 长叶片级	43
第二章 多级汽轮机	46
第一节 多级汽轮机的工作过程	46
第二节 多级汽轮机的损失	47
第三节 多级汽轮机的效率和经济指标	50
第四节 多级汽轮机的轴向推力	55
第三章 汽轮机的变工况	57
第一节 喷嘴的变工况	57
第二节 级与级组的变工况	59
第三节 汽轮机的配汽方式及调节级变工况	71
第四节 凝汽式汽轮机的工况图	80
第五节 蒸汽参数变化对汽轮机工作的影响	81
第六节 变工况时轴向推力的变化	85
第四章 汽轮机本体结构	87
第一节 叶片	87
第二节 转子	98
第三节 汽缸	106
第四节 隔板与静叶持环	118
第五节 汽封	122
第六节 轴承	124
第七节 盘车装置	135
第五章 汽轮机调节及保护系统	139
第一节 调节系统的基本原理	139
第二节 调节系统的静态特性	144
第三节 调节系统的动态特性	152

第四节	中间再热式汽轮机调节的特点	154
第五节	调节系统中的主要部件	157
第六节	电液伺服执行机构	166
第七节	危急遮断系统	174
第八节	汽轮机的供油系统	180
第六章	汽轮机的辅助设备及系统	189
第一节	凝汽设备及系统	189
第二节	回热加热设备及系统	199
第三节	给水除氧设备及系统	213
第四节	主再热蒸汽及旁路系统	222
第五节	主给水和主凝结水系统	228
第六节	发电厂供水系统和疏放水系统	231
第七节	空冷机组的系统和热力系统中的空气系统	235
第八节	轴封系统	237
第九节	发电机密封油系统	240
第十节	循环冷却水系统	241
第十一节	发电厂原则性热力系统	242
第十二节	发电厂全面性热力系统	255
第七章	供热式汽轮机	261
第一节	背压式汽轮机	261
第二节	一次调节抽汽式汽轮机	263
第三节	二次调节抽汽式汽轮机	268
参考文献		271

绪 论

汽轮机是一种将水蒸气的热能转变成高速旋转机械功的热力原动机。在热力发电厂中,锅炉将燃料的化学能转变成蒸汽的热能,蒸汽经过汽轮机将热能转变为旋转机械能,汽轮机带动发电机又将机械能转变成电能。汽轮机与其他原动机(如燃气轮机、柴油机等)相比,具有单机功率大、效率高、转速快、运行平稳和寿命长等特点,因此在火力发电厂中得到广泛的应用。由于汽轮机又能设计成变转速运行,所以还可以用它直接驱动泵、风机、压气机和船舶的螺旋桨等各种从动机械。因此,汽轮机在电力生产和工业生产上都有着极其重要的作用。

一、汽轮机的发展历史

1883年瑞典工程师拉瓦尔利用力的冲动作用原理首先制造出第一台3.68kW的单级冲动式汽轮机,1884年英国的帕森斯利用力的反动原理发明了反动式汽轮机。随着科学技术的不断发展,特别是冶金工业和制造水平的提高,汽轮机的进汽参数已发展到超超临界参数,单机容量也在不断提高。由瑞士制造的双轴1300MW汽轮机、前苏联制造的单轴1200MW汽轮机和法国制造的1500MW核电站汽轮机等都已投入运行,2000MW汽轮机也在开发研制中。

近几十年来汽轮机制造业发展的主要特点有以下六方面。

(1) 增大单机功率。增大单机功率可迅速发展电力,降低单位功率投资成本,提高机组的热经济性,加快电站建设速度。

(2) 提高蒸汽参数。可提高电厂循环效率和汽轮机效率,同时也可提高单机功率。

(3) 采用一次中间再热。采用中间再热后可降低汽轮机末级蒸汽的湿度,为提高蒸汽初压创造了条件,从而可提高机组的热效率和运行可靠性。

(4) 采用燃气—蒸汽联合循环发电装置。燃气轮机和蒸汽轮机联合循环装置可提高电厂的热效率,还可解决燃煤发电存在的严重环境污染问题,节省大量冷却水,另外投资相对降低,负荷适应性也较好。

(5) 提高机组的运行水平。现代大型机组增设和改善了保护、报警和状态监测系统,配置了智能化故障诊断系统,提高了机组运行、维护和检修水平,增强了机组运行的可靠性,并保证了规定的设备使用寿命。

(6) 发展原子能电站汽轮机。核电站汽轮机投资高,但运行费用较低,而且功率大,相对的投资和运行费用小。发展核电也是解决能源不足的主要途径。

目前世界上汽轮机的主要制造企业有:美国的通用电气公司,西屋电气公司,日本的三菱、东芝和日立公司,欧洲的ABB公司,俄罗斯的列宁格勒金属工厂、哈尔科夫透平发动机厂和乌拉尔透平发动机厂,英国的通用电气公司和帕森斯公司,法国的阿尔斯通—大西洋公司,德国的电站设备联合制造公司等。

我国自1955年开始由上海汽轮机厂生产出第一台中压6MW汽轮机,此后陆续生产出12、25、50、100、125、200MW和300MW汽轮发电机组。20世纪80年代初又从美国西

屋电气公司引进了 300MW 和 600MW 机组的整套制造技术, 经过消化吸收、不断优化, 机组的各项技术性能均基本达到国外同类机组的先进水平, 使我国电力工业得到进一步发展。

我国生产汽轮机的主要工厂有上海汽轮机厂、哈尔滨汽轮机厂、东方汽轮机厂、北京重型电机厂、青岛汽轮机厂和武汉汽轮发电机厂等, 另外, 南京汽轮发电机厂以生产燃气轮机为主, 杭州汽轮机厂以生产工业汽轮机为主。

二、汽轮机的分类及型号

(一) 汽轮机的分类

1. 按工作原理分

(1) 冲动式汽轮机。主要由冲动级组成, 蒸汽主要在喷嘴叶栅 (或静叶栅) 中膨胀, 在动叶栅中只有少量膨胀。

(2) 反动式汽轮机。主要由反动级组成, 蒸汽在喷嘴叶栅 (或静叶栅) 和动叶栅中都进行膨胀, 且膨胀程度大致相同。

2. 按热力特性分

(1) 凝汽式汽轮机。蒸汽在汽轮机中膨胀做功, 做完功后的蒸汽在低于大气压力的真空状态下进入凝汽器凝结成水。若将蒸汽在汽轮机某级后引出再次加热, 然后再返回汽轮机继续膨胀做功, 这就是中间再热凝汽式汽轮机。

(2) 背压式汽轮机。汽轮机的排汽压力大于大气压力, 排汽直接供热用户使用, 而不进入凝汽器。当排汽作为其他中、低压汽轮机的工作蒸汽时, 又称前置式汽轮机。

(3) 抽汽式汽轮机。从汽轮机中间某级后抽出一定的可以调整参数、流量的蒸汽对外供热, 其余汽流排入凝汽器。可分为一次调整抽汽式汽轮机和两次调整抽汽式汽轮机。

(4) 抽汽背压式汽轮机。具有调整抽汽的背压式汽轮机, 调整抽汽和排汽都分别供热用户。

(5) 多压式汽轮机。汽轮机的进汽不止一个参数, 在汽轮机的某中间级前又引入其他来源的蒸汽, 与原来的蒸汽混合共同膨胀做功。

3. 按主蒸汽压力分

(1) 低压汽轮机。主蒸汽压力为 0.12~1.5MPa;

(2) 中压汽轮机。主蒸汽压力为 2~4MPa;

(3) 高压汽轮机。主蒸汽压力为 6~10MPa;

(4) 超高压汽轮机。主蒸汽压力为 12~14MPa;

(5) 亚临界压力汽轮机。主蒸汽压力为 16~18MPa;

(6) 超临界压力汽轮机。主蒸汽压力大于 22.1MPa;

(7) 超超临界压力汽轮机。主蒸汽压力大于 32MPa。

此外, 按汽流方向可分为轴流式、辐流式和周流式 (回流) 式汽轮机; 按汽缸数目可分为单缸、双缸和多缸汽轮机; 按用途可分为电站汽轮机、工业汽轮机和船用汽轮机; 按布置方式可分为单轴和双轴汽轮机; 按工作状态可分为固定式和移动式 (如列车电站) 汽轮机等。

(二) 型号

为了便于识别汽轮机的类型, 每台汽轮机都有自己的产品型号。我国生产的汽轮机所采用的系列标准及型号已经统一, 汽轮机产品型号表示方法为

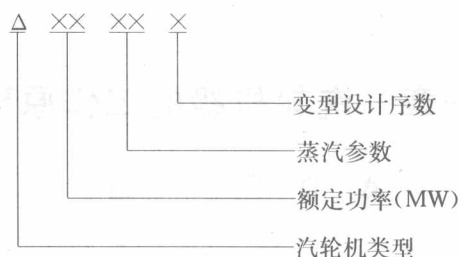


表 0-1 列出了国产汽轮机型号的代表号。

表 0-1 国产汽轮机型号的代表号

型 式	代 号	型 式	代 号
凝汽式	N	船用	CY
背压式	B	工业用	G
一次调整抽汽式	C	移动式	Y
两次调整抽汽式	CC	核电站汽轮机	HN
抽汽背压式	CB		

示例:

N1000-26.25/600/600: 表示带有中间再热的凝汽式汽轮机, 额定功率为 1000MW, 新蒸汽压力为 26.25 MPa, 新蒸汽温度为 600℃, 中间再热蒸汽温度为 600℃。

N600-16.7/537/537: 表示带有中间再热的凝汽式汽轮机, 额定功率为 600MW, 新蒸汽压力为 16.7 MPa, 新蒸汽温度为 537℃, 中间再热蒸汽温度为 537℃。

NC300/225-16.7/537/537: 带有中间再热、一次可调节抽汽供热、凝汽式汽轮机, 额定功率为 300MW, 额定供热量下功率为 225MW, 新蒸汽压力为 16.7 MPa, 新蒸汽温度为 537℃, 中间再热蒸汽温度为 537℃。

C50-8.82/0.118: 表示一次调整抽汽式汽轮机, 额定功率为 50MW, 新蒸汽压力为 8.82MPa, 调节抽汽压力为 0.118MPa。

CC12-3.34/0.98/0.118: 表示二次调整抽汽式汽轮机, 额定功率为 12MW, 新蒸汽压力为 3.34MPa, 高压抽汽压力为 0.98MPa, 低压抽汽压力为 0.118MPa。

B50-8.82/0.98: 表示背压式汽轮机, 功率为 50MW, 新蒸汽压力为 8.82MPa, 背压为 0.98MPa。

CB25-8.82/1.47/0.49: 表示抽汽背压式汽轮机, 额定功率为 25MW, 新蒸汽压力为 8.82MPa, 抽汽压力为 1.47MPa, 背压为 0.49MPa。

第一章 汽轮机级的工作原理

第一节 概 述

汽轮机本体中做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。近代大功率汽轮机都是由若干个级构成的多级汽轮机。由于级的工作过程在一定程度上反映了整个汽轮机的工作过程，所以对汽轮机工作原理的讨论一般总是从汽轮机的级开始的，这有助于理解和掌握全机的内在规律性。

汽轮机的级是汽轮机中最基本的工作单元。它是由一系列静叶栅（或喷嘴叶栅）和其后紧邻的一系列动叶栅所组成，如图 1-1 所示。从能量观点上看，它是将蒸汽的热能转变为汽轮机机械能的一个能量转换过程，其中，在喷嘴叶栅中（也可以有部分在动叶栅中）将蒸汽的热能转变为蒸汽的动能，然后在动叶栅中将蒸汽的动能转变为转子的机械功。

一、蒸汽的冲动作用原理和反动作用原理

1. 冲动作用原理

由力学知识可知，当一运动的物体碰到另一个静止的或速度不同的物体时，就会受到阻碍而改变其速度的大小和方向，同时给阻碍它运动的物体一个作用力，这个力称为冲动力。同理，从喷嘴中流出的高速气流冲击在汽轮机的动叶上，气流受到动叶的阻碍，而改变了其速度的大小和方向，同时气流给动叶施加了一个冲动力。图 1-2 所示为无膨胀的动叶通道，蒸汽以速度 w_1 进入动叶通道，由于受到动叶的阻碍不断地改变运动方向，最后以速度 w_2 流出动叶，则蒸汽对动叶施加了一个轮轴方向的冲动力，此力的大小主要决定于单位时间内通过动叶通道的蒸汽质量及其速度的变化，蒸汽质量越大，速度变化越大，则冲动力就越大。

2. 反动作用原理

由牛顿第三定律可知，一物体对另一物体施加一个作用力时，这个物体上必然要受到与其作用力大小相等、方向相反的反作用力。例如火箭就是利用燃料燃烧时产生的大量高压气体从尾部高速喷出，对火箭产生的反作用力使其高速飞行的，这个反作用力称为反动力。

在反动式汽轮机中，从喷嘴中流出的高速气流流进动叶后，一方面由于气流速度方向改变而产生一个冲动力，另一方面由于蒸汽在动叶通道内继续膨胀，气流加速将产生一个反动力，动叶是在蒸汽这两种力的合力的作用下旋转做功的。图 1-3 所示为蒸汽在动叶通道内膨胀的流动情况。

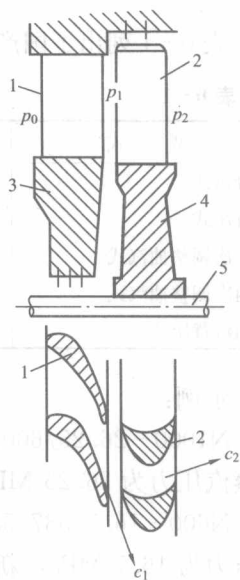


图 1-1 汽轮机级的示意图

1—喷嘴叶栅；2—动叶栅；3—隔板；
4—叶轮；5—轴

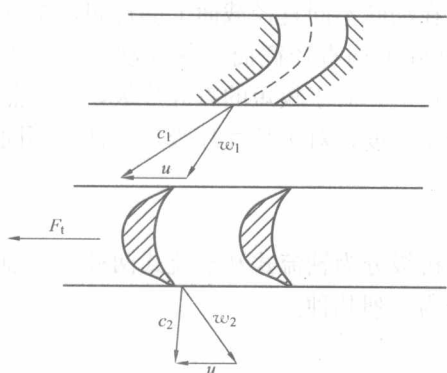


图 1-2 蒸汽流过无膨胀的动叶通道时速度的变化

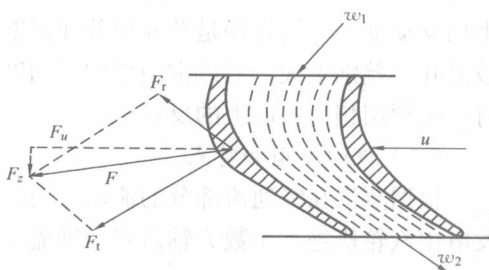


图 1-3 蒸汽在动叶通道内膨胀的流动情况

二、汽轮机级的类型和特点

(一) 级的反动度

级的动叶栅可以仅受蒸汽冲动力的作用，也可以既受冲动力的作用，又受反动力的作用。为了说明汽轮机级中反动力的大小，即蒸汽在动叶栅内膨胀程度的大小，引入反动度的概念，常用字母 Ω_m 表示，它等于蒸汽在动叶栅中膨胀的理想比焓降 Δh_b 和在整个级中膨胀的滞止理想比焓降 Δh_t^* 之比，即

$$\Omega_m = \frac{\Delta h_b}{\Delta h_t^*} \quad (1-1)$$

图 1-4 是蒸汽在级中膨胀的热力过程线。0 点表示喷嘴前蒸汽的状态点，0* 点表示蒸汽等熵滞止到初速等于零时的状态点， p_1 、 p_2 分别表示喷嘴出口压力和动叶出口压力。蒸汽从滞止状态点 0* 在级内等熵膨胀到 p_2 时的比焓降 Δh_t^* 为级的滞止理想比焓降。 Δh_n^* 为蒸汽在喷嘴中等熵膨胀时的滞止理想比焓降， Δh_b 为蒸汽在动叶中的理想比焓降。

由于在 $h-s$ 图上等压线沿比熵增方向是发散的，故严格的说 $(\Delta h_n^* + \Delta h_b) > \Delta h_t^*$ ，但由于喷嘴损失很小，在实用中常认为 $(\Delta h_n^* + \Delta h_b) \approx \Delta h_t^*$ ，因此

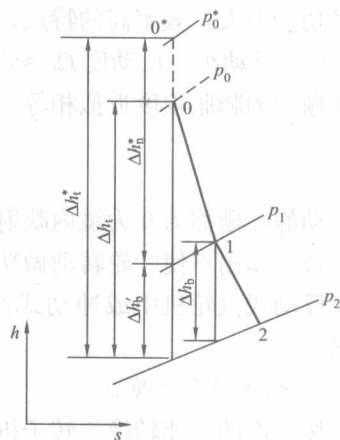


图 1-4 蒸汽在级中膨胀的热力过程线

$$\Omega_m = \frac{\Delta h_b}{\Delta h_n^* + \Delta h_b'} \approx \frac{\Delta h_b}{\Delta h_n^* + \Delta h_b} \quad (1-2)$$

$$\Delta h_n^* = \Delta h_n + \Delta h_{c0}$$

式中 Δh_n ——蒸汽在喷嘴中等熵膨胀时的理想比焓降；

Δh_{c0} ——利用上一级的余速动能。

根据式 (1-1) 和式 (1-2) 可得到

$$\Delta h_b = \Omega_m \Delta h_t^*$$

$$\Delta h_n^* = (1 - \Omega_m) \Delta h_t^*$$

由上式可知， Ω_m 越大， Δh_b 越大，即蒸汽对动叶栅的反动力越大。

实际上, 蒸汽参数沿动叶高度是变化的, 所以在动叶不同直径截面上的理想比焓降是不同的, 因此, 反动度沿动叶高度也不同。\$\Omega_m\$ 表示动叶平均直径截面上的反动度, 称为级的平均反动度。平均直径是动叶顶部和根部直径的平均值。对于较短的直叶片级, 由于蒸汽参数沿叶高差别不大, 所以常用平均反动度表示级的反动度; 对于长叶片级, 在计算不同截面时, 必须用相应截面上的反动度。

(二) 级的类型和特点

根据蒸汽在级通流部分的流动方向, 可将汽轮机级分为轴流式和辐流式两种。目前国内发电用汽轮机绝大多数为轴流式。轴流式级通常分为下列几种。

1. 冲动级和反动级

根据反动度的不同可将级分为纯冲动级、冲动级、反动级三种。

(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叶栅中膨胀, 在动叶栅中不膨胀而只改变其流动方向, 因此动叶栅进出口压力相等, 即 \$p_1 = p_2\$, \$\Delta h_b = 0\$, \$\Delta h_i^* = \Delta h_n^*\$; 动叶片的叶型为对称弯曲。纯冲动级做功能力大, 效率低, 现代汽轮机中均不采用。

(2) 冲动级。反动度 \$\Omega_m = 0.05 \sim 0.30\$ 的级称为带反动度的冲动级, 简称冲动级。它的特点是蒸汽的膨胀大部分在喷嘴叶栅中进行, 只有一小部分在动叶栅中继续膨胀, 因此 \$p_1 > p_2\$, \$\Delta h_n > \Delta h_b\$。由流体力学知识可知, 加速汽流可改善汽流的流动特性, 故冲动级具有做功能力大, 效率高的特点, 得到了广泛的应用。

(3) 反动级。反动度 \$\Omega_m \approx 0.5\$ 的级称为反动级。其特点是蒸汽在喷嘴叶栅中的膨胀和在动叶栅中的膨胀程度近似相等, 即

$$\Delta h_n^* = \Delta h_b = \frac{1}{2} \Delta h_i^*$$

动静叶栅称为互为镜内映射状叶栅。由于蒸汽在动叶栅中膨胀加速, 是在冲动力和反动力的合力作用下使叶轮转动做功的, 所以反动级的效率比冲动级高, 但做功能力较小。一般用于反动式汽轮机中或冲动式汽轮机的末几级。图 1-5 为不同的反动度对应的不同叶型情况。

2. 压力级和速度级

按蒸汽的动能转换为转子机械能的过程不同, 汽轮机的级可分为压力级和速度级。

(1) 压力级。蒸汽的动能转换为转子机械能的过程在级内只进行一次, 称为压力级。这种级以利用级组中合理分配的压力降或比焓降为主, 效率较高, 且在叶轮上只装一列动叶栅, 故又称为单列级。压力级可以是冲动级, 也可以是反动级。

(2) 速度级。蒸汽的动能转换为转子机械能的过程在级内进行一次以上的级称为速度级。速度级有双列和多列之分。级的比焓降较大。较常用的是双列速度级, 如图 1-6 所示, 它在单列级动叶栅之后增加一列导向叶栅和一列动叶栅, 故称为双列速度级, 又称复速级。

复速级都是冲动式的。蒸汽在喷嘴中膨胀加速后, 在第一列动叶栅中只将其中一部分动能转变为机械功, 然后经导向叶栅转向, 进入第二列动叶栅, 又将另一部分动能转换为机械功。因此复速级的做功能力比单列冲动级的大, 但效率较低, 通常在一级内承担较大的比焓降时才采用复速级。为了提高复速级的效率, 可将其设计成带有一定的反动度。

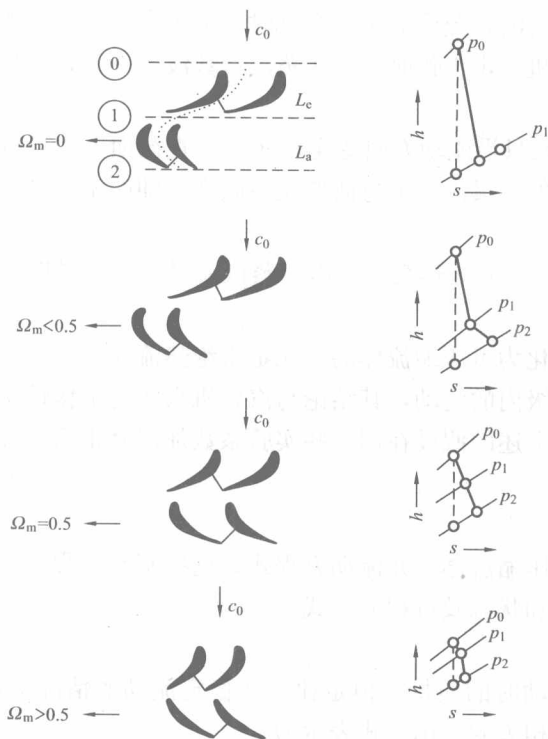


图 1-5 不同反动度对应的不同叶型

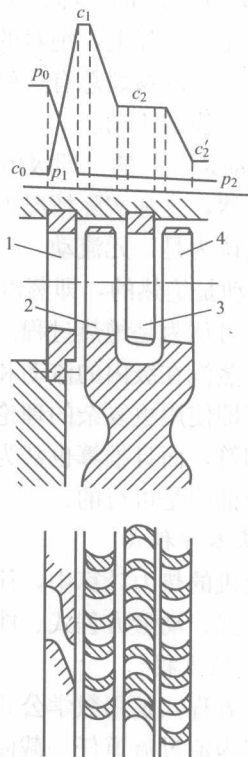


图 1-6 复速级中汽流压力和速度变化示意图

1—喷嘴；2—第一列动叶；
3—导叶；4—第二列动叶

3. 调节级和非调节级

按级的通流面积是否随负荷大小而变化，可将级分为调节级和非调节级。

(1) 调节级。通流面积随负荷改变而改变的级称为调节级。如：喷嘴调节汽轮机的第一级为调节级。这种级在机组运行时，可通过改变其进汽面积来控制进汽量，从而达到调节汽轮机负荷的目的。调节级可以是复速级，也可以是单列级。通常中小型汽轮机用复速级作为调节级，而大型汽轮机用单列级作为调节级。

(2) 非调节级。通流面积不随负荷改变而改变的级称为非调节级。

非调节级与调节级的另一个不同点是，调节级总是做成部分进汽的，而非调节级可以是全周进汽的，也可以是部分进汽的。

三、蒸汽流动的基本方程

(一) 基本假设

蒸汽在级的叶栅通道内的流动实际上是黏性可压缩流体的非定常、非连续的三元流动，流动情况非常复杂。现阶段利用三元流动理论对蒸汽的实际流动状态进行计算是较准确的，汽轮机制造厂已经在对低压缸进行三元流场计算了。

在设计相对高度较小的叶栅时，传统的一元流动计算方法仍可得到满意的结果。在汽轮机研究中许多方面仍依赖于简单的一元流动理论。为将复杂的流动简化为能反映蒸汽实际流动主要规律的简单流动模型，除把蒸汽当作理想气体处理外，还需作如下假设。

(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而变化。实际上, 绝对的稳定流动是没有的, 蒸汽流过一个级时, 由于有动叶在喷嘴叶栅后转过, 蒸汽参数总有一些波动。当汽轮机稳定工作时, 由于蒸汽参数波动不大, 可以相对地认为是稳定流动。

(2) 流动是一元的, 即级内蒸汽的任一参数只沿流动方向变化, 而在垂直截面上没有任何变化。显然, 这和实际情况也是不相符的, 但当级内通道弯曲变化不激烈, 即曲率直径较大时, 可以认为是一元流动。

(3) 流动是绝热的, 即蒸汽流动的过程中与外界无热交换。由于蒸汽流经一个级的时间很短暂, 故可认为是绝热过程。

这样, 蒸汽在级内的流动和能量转换就简化为可压缩流体的一元定常绝热流动。

考虑到即使用更复杂的理论来研究蒸汽在级内的流动, 其结论与汽轮机真实的工作情况也不完全相符, 而且推算也甚为麻烦, 因此, 上述的假设在用一些实验系数加以修正后, 在工程实践中证明是可行的。

(二) 基本方程式

在汽轮机的热力计算中, 往往需要应用可压缩流体一元流动方程式, 这些基本方程式有连续性方程式、动量方程式、能量守恒方程式和状态及过程方程式。

1. 连续性方程

连续性方程式是用数学公式来表达流体流动时的质量守恒定律。在稳定流动的情况下, 每单位时间内流过流道任一截面的蒸汽流量是相等的, 用公式表示为

$$G = \frac{Ac}{v} = \frac{A_1 c_1}{v_1} = \frac{A_2 c_2}{v_2} = \text{常数} \quad (1-3)$$

式中 G ——蒸汽质量流量, kg/s;

A ——流道内任一横截面积, m^2 ;

c ——垂直于截面 A 的蒸汽速度, m/s;

v ——截面 A 上的蒸汽比体积, m^3/kg 。

连续性方程也可以用微分形式表示为

$$\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} - \frac{dv}{v} = 0 \quad (1-4)$$

式 (1-3) 和式 (1-4) 表明了, 在稳定流动中, 通道截面积、汽流速度和汽流密度之间的变化关系, 不论是理想气体还是实际气体以及流动中是否有损失均适用。

2. 动量方程

动量方程也称运动方程, 是牛顿第二定律的数学表达式, 它反映了作用在汽流上的力与汽流速度变化之间的关系。

如图 1-7 所示, 在汽流中沿流动方向任意截取一个微元段, 若不计该微元段重力的作用, 则作用于该微元段上的压力、阻力和汽流运动的加速度之间的

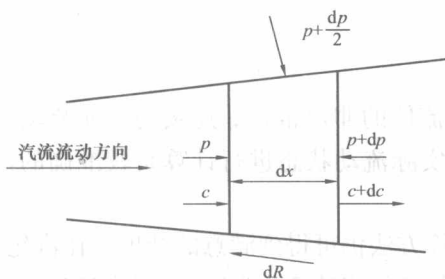


图 1-7 作用在汽流微元段上的力

关系,可写为

$$Ap + \left(p + \frac{dp}{2}\right)dA - (p + dp)(A + dA) - dR = dG \frac{dc}{dt}$$

式中 A ——微元段起始端的截面积, m^2 ;

p ——作用在截面 A 上的压力, Pa;

dR ——作用在微元段上的摩擦阻力, N;

c ——微元段的流动速度, m/s;

dG ——微元段蒸汽的质量, kg。

将上式展开, 简化并略去二阶微量, 整理后得

$$-vd p - Rdx = cdc \quad (1-5)$$

$$R = \frac{dR}{dG}$$

式中 dx ——微元段长度, m;

v ——微元段蒸汽比体积, m^3/kg 。

R ——作用在单位质量蒸汽上的摩擦阻力。

若流动是无损失的等熵流动, 则 $R=0$, 于是一元稳定无损失流动的运动方程为

$$-vd p = cdc \quad (1-6)$$

式 (1-5) 和式 (1-6) 中负号表示流动过程中的压力和阻力的变化方向与流速的变化方向相反。

3. 能量方程

对于稳定流动, 根据能量守恒定律, 输入系统的能量等于输出系统的能量。若略去气体位能的变化, 则能量守恒方程式可表达为

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} + q = h_1 + \frac{c_1^2}{2} + w \quad (1-7)$$

式中 h_0 、 h_1 ——蒸汽流入和流出系统时的焓值, J/kg;

c_0 、 c_1 ——蒸汽流入和流出系统时的速度, m/s;

q ——单位千克蒸汽流过系统时从外界吸收的热量, J/kg;

w ——单位千克蒸汽流过系统时对外界所做的功, J/kg;

能量方程式 (1-7) 对有损失的流动和无损失的流动都适用。

4. 状态及过程方程

理想气体的状态方程式为

$$pv = RT \quad (1-8)$$

式中 p ——气体压力, Pa;

v ——气体比体积, m^3/kg ;

T ——热力学温度, K;

R ——通用气体常数, 对于蒸汽, $R=461.76J/(kg \cdot K)$ 。

对于水蒸气, 由于其性质复杂, 建立纯理论的状态方程式很困难。因此, 在实际计算水蒸气的有关问题时, 主要采用水蒸气图表来确定其状态。

在对水蒸气流动进行分析计算时, 可以近似的使用理想气体状态方程。但需指出的是, 水蒸气的气体常数 R 即使在过热蒸汽区也不是常数, 在湿蒸汽区 R 值的变化就更大了。

蒸汽从一个状态变化到另一个状态时的过程可以是各种各样的,而每一个过程均可以用一定的过程方程式来描述。当蒸汽进行等熵膨胀时,其过程方程可表示为

$$pv^\kappa = \text{常数} \quad (1-9)$$

其微分形式为

$$\frac{dp}{p} + \kappa \frac{dv}{v} = 0 \quad (1-9a)$$

式中 κ ——等熵指数,它随气体状态的变化而变化。

对于过热蒸汽, $\kappa=1.3$; 对于湿蒸汽, $\kappa=1.035+0.1x$ (x 为膨胀过程初态的蒸汽干度); 对于干饱和蒸汽, $\kappa=1.135$ 。

对于绝热过程,多变过程方程为

$$pv^n = \text{常数} \quad (1-10)$$

式中 n ——多变过程指数。

第二节 蒸汽在喷嘴中的流动过程

一、蒸汽在喷嘴中的膨胀过程

蒸汽流经喷嘴时,压力逐渐降低,速度逐渐增加,使蒸汽的热能不断转变为动能。蒸汽在喷嘴中膨胀的热力过程线如图 1-8 所示。

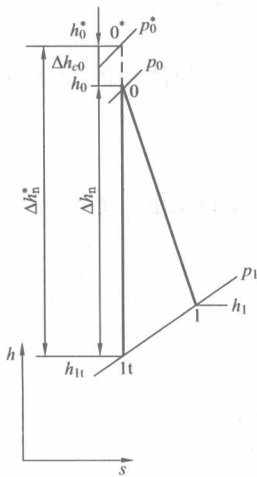


图 1-8 蒸汽在喷嘴中膨胀的热力过程线

0 点为喷嘴前蒸汽的状态点,0* 点为喷嘴前蒸汽的滞止状态点。蒸汽的初压力为 p_0 , 初始焓值为 h_0 , 以初速度 c_0 进入喷嘴膨胀到压力 p_1 。在无损失的情况下,膨胀沿等熵线 0—1t 进行,喷嘴出口理想状态点为 1t 点,对应的焓值为 h_{1t} ,喷嘴的理想比焓降为 Δh_n ,喷嘴的滞止理想比焓降为 Δh_n^* ($\Delta h_n^* = \Delta h_n + \Delta h_{c0}$)。在有损失的情况下,膨胀沿 0—1 线进行,喷嘴出口实际状态点为 1 点 (1 点在热力过程线上的准确位置取决于喷嘴损失的大小),对应的焓值为 h_1 。

二、喷嘴中汽流速度的计算

1. 喷嘴出口汽流的理想速度

在对喷嘴进行计算时,一般喷嘴前的蒸汽参数与喷嘴后的压力均为已知。由于喷嘴是固定不动的,因而蒸汽流经喷嘴时不对外做功;又蒸汽在喷嘴中的膨胀过程可认为是绝热过程,即与外界无热交换。因此可得蒸汽在喷嘴中膨胀的能量方程式为

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_{1t} + \frac{c_{1t}^2}{2} \quad (1-11)$$

则喷嘴出口汽流的理想速度 c_{1t} 为

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2\Delta h_n + c_0^2} \quad (1-12)$$

$$= \sqrt{2(h_0^* - h_{1t})} = \sqrt{2\Delta h_n^*} \quad (1-12a)$$

$$h_0^* = h_0 + \Delta h_{c0}$$

$$\Delta h_{c0} = c_0^2/2$$

式中 h_0^* ——滞止状态点的焓值。

理想气体在等比熵过程中的比焓差可表示为

$$h_0^* - h_{1t} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R(T_0^* - T_{1t}) = \frac{\kappa}{\kappa - 1} (p_0^* v_0^* - p_1 v_{1t}) \quad (1-13)$$

将式 (1-13) 代入式 (1-12a) 可得

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} p_0^* v_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\kappa-1/\kappa} \right]} \quad (1-14)$$

或

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} p_0^* v_0^* (1 - \epsilon_n^{\kappa-1/\kappa})} \quad (1-15)$$

$$\epsilon_n = \frac{p_1}{p_0^*}$$

式中 ϵ_n ——喷嘴压比, 即喷嘴后压力 p_1 与喷嘴前的滞止压力 p_0^* 之比。

式 (1-12) 常用于喷嘴的计算, 表明喷嘴出口汽流理想速度的大小取决于喷嘴的滞止理想比焓降。式 (1-15) 常用于理论分析, 它表明影响喷嘴出口汽流速度的因素。在给定蒸汽性质和初态的情况下, c_{1t} 仅是压比的单值函数。

2. 喷嘴速度系数

蒸汽在喷嘴中流动时产生摩擦、涡流等损失, 使喷嘴出口汽流的实际速度 c_1 小于理想速度 c_{1t} , 喷嘴出口汽流实际速度减小的程度用喷嘴速度系数 φ 表示, 即

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{1t}} \quad (1-16)$$

喷嘴速度系数 φ 是一个小于 1 的数, 其值主要与喷嘴高度、叶型、喷嘴汽道形状、压比及喷嘴表面粗糙度等因素有关。由于影响因素复杂, 现在还很难用理论计算求解, 一般由试验确定。 φ 与叶片高度 l_n 关系密切, 故实验数据常绘制 φ 随 l_n 的变化曲线, 如图 1-9 所示, 它是喷嘴宽度 B_n 在 55~80mm 范围内在不同叶高条件下绘制的曲线。图中上面那条线对应的

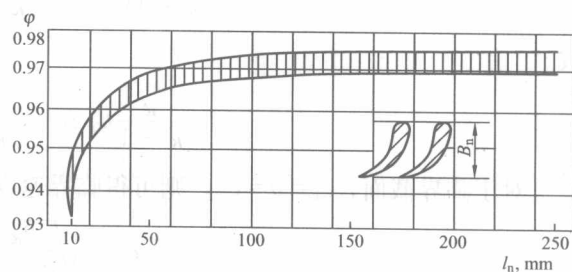


图 1-9 渐缩喷嘴速度系数 φ 随叶片高度 l_n 的变化曲线

喷嘴宽度 $B_n = 55\text{mm}$, 下面那条线对应的喷嘴宽度 $B_n = 80\text{mm}$ 。

由图 1-9 可知, 喷嘴速度系数 φ 随叶片高度 l_n 的增高而增加, 当 $l_n < 12 \sim 15\text{mm}$ 时, φ 值急剧下降。故设计时要求叶片高度 l_n 以不小于 $12 \sim 15\text{mm}$ 为宜。在满足强度要求的条件下, 尽量选择窄喷嘴, 以减小损失。

喷嘴速度系数 φ 值一般在 $0.92 \sim 0.98$ 之间, 对于渐缩喷嘴, 常把与叶片高度有关的损失另用经验公式计算 (详见本章第六节), 这时可取 $\varphi = 0.97$ 。

3. 喷嘴出口汽流的实际速度及喷嘴损失

根据式 (1-16), 喷嘴出口汽流的实际速度为

$$c_1 = \varphi c_{1t} \quad (1-17)$$

$$= \varphi \sqrt{2(h_0^* - h_{1t})} = \varphi \sqrt{2\Delta h_n^*} \quad (1-17a)$$