

目 录

第1章 概述	(1)
§1-1 燃气轮机和蒸汽轮机在国民经济中的地位.....	(1)
§1-2 燃气轮机和蒸汽轮机的发展简史.....	(2)
§1-3 燃气轮机和蒸汽轮机的总体结构.....	(5)
第2章 叶轮机械气动力学基本方程	(17)
§2-1 状态方程.....	(17)
§2-2 连续流方程.....	(18)
§2-3 能量方程式(热焓形式的能量方程).....	(19)
§2-4 柏努利方程(机械能形式的能量方程).....	(21)
§2-5 运动方程.....	(24)
§2-6 动量矩方程.....	(24)
第3章 燃气轮机和蒸汽轮机装置的热力循环	(27)
§3-1 装置的热力过程及性能指标.....	(27)
§3-2 燃气轮机的简单循环.....	(31)
§3-3 燃气轮机的回热循环.....	(36)
§3-4 燃气轮机的间冷和间冷回热循环.....	(39)
§3-5 蒸汽轮机的中间再热循环.....	(43)
§3-6 蒸汽轮机的给水回热循环.....	(46)
§3-7 燃气-蒸汽联合循环.....	(54)
§3-8 回注蒸汽燃气轮机循环.....	(57)
第4章 涡轮	(63)
§4-1 基元级的工作原理.....	(63)
§4-2 涡轮叶栅的气动特性.....	(92)
§4-3 涡轮级扭转叶片的计算.....	(107)
§4-4 涡轮特性.....	(116)
§4-5 多级涡轮.....	(120)
第5章 压气机	(130)
§5-1 绪论.....	(130)
§5-2 轴流式压气机.....	(131)
§5-3 离心式压气机.....	(140)
§5-4 压气机的特性.....	(145)
第6章 燃烧室	(155)
§6-1 燃烧室的基本性能要求.....	(155)
§6-2 燃烧室的类型.....	(157)

§5-3	燃烧室的工作过程及其功能部件	(160)
§5-4	燃烧室的特性	(163)
第 7 章	涡轮机的变工况性能	(166)
§7-1	燃气轮机的组合形式	(166)
§7-2	燃气轮机变工况性能分析的一些概念	(167)
§7-3	分轴燃气轮机装置的变工况特性	(170)
§7-4	多轴燃气轮机装置的变工况特性	(174)
§7-5	燃气轮机装置的过渡过程	(177)
§7-6	蒸汽涡轮的变工况工作	(179)
§7-7	配汽方式对汽轮机变工况的影响	(182)
§7-8	滑压方法的变工况特点	(187)
§7-9	涡轮机的数学模型及其解法	(191)
第 8 章	涡轮机的调节	(197)
§8-1	涡轮机自动控制的基本内容及其发展	(197)
§8-2	涡轮机转速调节系统基本原理	(198)
§8-3	涡轮机的调节性能	(200)
§8-4	汽轮发电机组的运行方式	(203)
§8-5	燃气轮机的辅助调节器	(206)
附录	叶轮机械三元流动理论及其计算方法	(209)
§1	三元流动的基本方程	(209)
§2	求解三元流动问题的计算方法	(213)

第1章 概 述

§1-1 燃气轮机和蒸汽轮机在国民经济中的地位

燃气轮机是利用燃料的化学能转变为燃气的热能，再经燃气透平时将热能转变为机械能和电能的原动机。它采用空气而不用水蒸汽作工质，故可省去锅炉、冷凝器、给水处理等大型设备，因此燃气轮机装置比蒸汽轮机装置重量轻，体积小。从装置经济性看，目前燃气轮机装置效率已达40%，比较复杂的联合循环效率可达到40%~50%，已可与柴油机的经济性相比美。此外，燃气轮机还具有起动快、维修方便、运行可靠、自动化程度高、造价低等优点。

和蒸汽轮机装置相比，它的缺点是：

- (1) 单机功率比较小；
- (2) 运行寿命比较短；
- (3) 对燃料种类有较高的要求。

但这些缺点正在逐步克服。例如蒸汽-燃气联合的发电装置单套功率可达50~60万kW。又如早期的燃气轮机寿命仅几百小时，但现在的产品寿命已能长达数万小时，美国PW公司制造的FT8燃气轮机的寿命可超过20年。再如，燃用柴油或重油的机车燃气轮机在国内外早已试制成功。我国在1987年初制造成功的长征2型燃气轮机机车就燃用重油。这就大大节省了燃料费用。随着燃气轮机缺点的不断消除，它的固有优点也就更突出了。因此，近20年来燃气轮机在许多领域内得到了迅猛的发展。

燃气轮机由于能快速启动，因此在电站中常用作承担尖峰负荷和半尖峰负荷的机组或备用机组。在许多场合，燃气轮机已被公认为是比较适合在小功率电站中用作承担基本负荷的机组。由于燃气轮机体积小，重量轻，维护简单，机动性好，因此也常用作卡车移动式电站或列车电站。在船舶工业领域，燃气轮机作为舰艇的加速机组和水翼船、气垫船等的主动力，已占压倒优势，同时也被广泛用作舰艇主机、巡航机及油船动力等。在航空工业领域，它更占绝对优势。可以说，没有任何一种动力机械有这么多的应用方式，所以燃气轮机在国民经济中起着极其重要的作用。

蒸汽轮机是利用蒸汽的热能来作功的旋转式原动机。与其他热力发动机(如燃气轮机、柴油机等)相比，蒸汽轮机装置效率低一些，为25%~40%。但它具有单机功率大(可达100万kW以上)，运行可靠，以及能使用廉价燃料(煤)等优点。因而在中心电站发电和大型船舶及军舰的推进动力中得到极为广泛的应用。在冶金、化工等部门，也常以汽轮机驱动各种从动机械，如泵、风机、高炉风机、压气机等。此外，还可利用汽轮机的排气或中间抽气满足生产和生活上的供热需要。这种既供热又供电的热-电联产汽轮机具有较高的经济性。因此，汽轮机在现代工业各部门中占有相当重要的地位。这里还要指出的是，电力生产是衡量一个国家经济发展水平的重要标志之一。电力工业为国民经济各个领域和部门提供电能，它的发展直接影响工业建设的速度。我国电力工业到本世纪末要求年火力发电量为9000亿kW，火电装机容量为1.82亿kW。目前火力发电厂最主要的原动机是蒸汽轮机，因此对蒸汽轮机发电容量和效率

方面就有更高要求。在今后一段时期内,我国火电主力机组将是300~600MW的亚临界机组,同时还要大力发展超临界机组。

§1-2 燃气轮机和蒸汽轮机的发展简史

表1-1和表1-2为燃气轮机和蒸汽轮机初期发展重要事件的一览表。从1906年第一台

表 1-1 燃气轮机初期发展重要事件一览表

年份	国家	发明者	燃气轮机情况简介	燃气轮机特点
1906年	法国	拉马尔·阿尔巴哥	第一台压比为4,透平温度560°C,效率3%的燃气轮机	
1908年 1920年	德国	工程师霍尔·兹瓦斯	从1908年37kW,经不断发展至1920年功率达370kW,效率13%	等容燃烧燃气轮机
1939年	瑞士	爱休维斯公司	效率为31.5%的燃气轮机	第一台闭式燃气轮机
1939年	瑞士	BBC公司	压比为4.36,功率为4MW,效率为13%的燃气轮机	第一台发电用的简单循环燃气轮机
1939年	德国	海因凯尔公司	装有喷气发动机的飞机试飞成功	第一架涡轮喷气发动机
1941年	瑞士	BBC公司	功率为1641.2kW,效率16%的燃机	第一台机车燃气轮机
1947年	英国	MV公司(现GEC公司)	装有燃气轮机的舰艇试航	第一台船用燃气轮机
1950年	英国	Rover公司	装有燃气轮机的汽车问世	第一辆汽车燃气轮机

表 1-2 蒸汽轮机初期发展重要事件一览表

年份	国家	发明者	蒸汽轮机类型	蒸汽轮机特点
1883年	瑞典	工程师 古斯塔·拉伐尔	轴流式单级冲动式汽轮机 (功率:3.7kW;转速:26000r/min)	采用了缩放喷管(拉伐尔喷管)和等强度叶轮
1884年	英国	工程师 查尔斯·巴森斯	轴流式多级反动式汽轮机 (功率:3.7kW;转速:17000r/min)	反动式 多级
1896年	英国	工程师 巴森斯	汽轮机装在透平尼亚号船上,航速达32knots	
1900年	美国	寇蒂斯	单级复速级汽轮机(又称寇蒂斯涡轮)	采用复速级
1900年 1903年	法国 瑞士	拉透 崔利	多级冲动式汽轮机	把冲动原理应用于多级
1912年	瑞典	容斯特罗姆	辐流式汽轮机	辐流
1920年			抽汽式给水预热蒸汽汽轮机	提高了循环效率
1923年 1924年	德国	西门子公司	22.05MPa,400°C 超临界中间再热式汽轮机	提高循环效率

效率为3%的燃气轮机问世,到1939年的第一代工业上实用的电站燃气轮机和涡轮喷气发动机的出现,为燃气轮机的发展奠定了坚实的基础。从本世纪40年代起,燃气轮机开始进入了工业的各个领域,并且得到了完善的发展。50多年来,燃气轮机主要沿着以下几方面发展:

1. 单位公斤空气流量发出的功率(又称比功)增加

比功表征了燃气轮机的重量尺寸,是燃气轮机的一个重要指标。比功的发展情况见图 1-1,从中可以看到,60年代初期,比功为 149.2kJ/kg,60年代后期,比功为193.9kJ/kg。到70年代,比功增加到 261.1kJ/kg。80年代后,比功增加更快,据报道,新一代机型的比功已达300~363kJ/kg。从60年代末期到80年代中期,比功增加了26%以上,这使进、排气道面积下降了26%以上,这是一个很重要的进步。

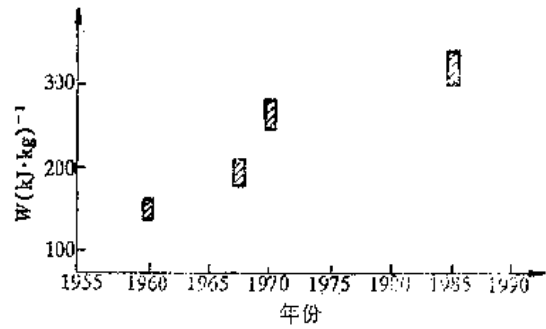


图 1-1 比功随年份的变化

2. 耗油率减少

耗油率表征着燃气轮机循环的经济性。图 1-2 中第一框图表明,50年代后期和60年代产品的耗油率为 355.4~484.57 g/(kW·h)。第二框图显示,60年代后半期产品的耗油率降为 333.8~284.3 g/(kW·h)。第三框图是70年代产品,耗油率为 259.6~234.81 g/(kW·h)。可见,近20年中耗油率改进了50%以上。据资料报道,80年代到90年代初的新一代燃气轮机,效率已达38%以上(耗油率约为 219.8g/(kW·h))。例如美国 GE 公司生产的 LM5000PDSTIG,其机组效率为 44.4%(耗油率约为 188.1g/(kW·h))。

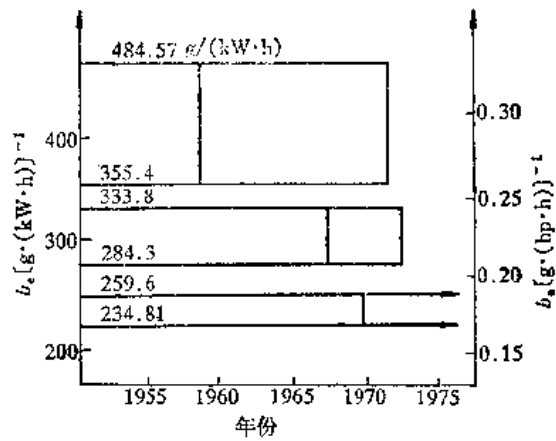


图 1-2 耗油率随年份的变化

3. 燃气初温不断提高

由于耐高温合金和冷却技术的不断发展,燃气初温的允许值也就不断提高。从图 1-3 可以看到,60年代初的产品,燃气初温仅为 1020~1090K,到70年代提高到 1380~1490K。80年代后,据报道新一代机型的燃气初温约为 1443~1513K,比70年代增高不多,这是由于目前金属的耐热极限约为 1373K 左右,温度的提高依赖于冷却技术的改进。近年来,国外正在研究各种冷却方式,包括气膜冷却、发散冷却、水和蒸汽等冷却方式,希望燃气温度能提高到 1873~2073K 左右。另一种是大力研制如 Si_3N_4 和 SiC 等材料的叶片,其耐热度可达 1573~1973K,已在静叶上试用。

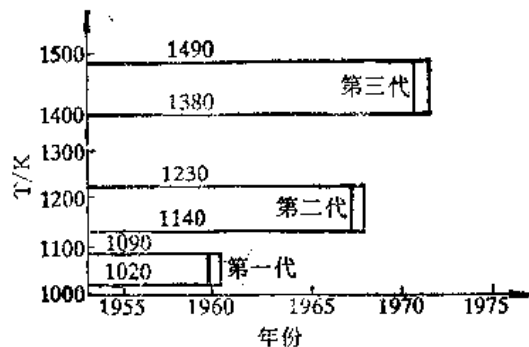


图 1-3 初温随年份的变化

近20年来,燃气轮机在许多领域内得到了迅猛的发展。然而在70年代后期,由于世界能

源危机的出现,燃气轮机的发展受到一定的抑制,在国际市场上也呈现不景气的状态。

新的困难、新的形势可以成为促进燃气轮机技术更臻完善的动力。80年代初期出现了许多研究课题,这决不是偶然的。其中比较重大的列举如下:

(1) 热力学或气动力学领域 蒸汽—燃气联合循环的研究和制造,新型绝热复合式发动机的研制,燃气轮机总能量综合利用,回热循环燃气轮机的发展,冷却技术的改进,蒸汽回注技术的采用,跨声速压气机和透平的出现,等等。

(2) 材料科学领域 新型耐热合金的研制,高温结构陶瓷的发展以及各种纤维增强高温复合材料的涌现,特种陶瓷叶片的开发,定向结晶、粉末冶金、陶瓷冶金等新工艺的采用等。

(3) 燃烧学方面 高效、高热容量、低污染燃烧室的研制,劣质材料乃至固体燃料燃烧机理的发展和应用;重燃料和重油的处理,降低排气中 NO_x 的含量,等等。

现在世界上已有多个国家、100多家企业生产近千种型号的燃气轮机。已形成了以GE、PW、GEC-RR、ABB、KWU、WH 6家大厂为中心的6个最大的跨国生产集团,其中产量最大的三家是GE、PW、GEC-RR,其产品正向高温、高压比、轻型箱装式发展,比较先进。

蒸汽轮机从1883年第一台实用性机组问世至今,已有100多年历史,它的主要技术发展趋势有以下几个方面:

(1) 单机功率的迅速增长

图1-4显示了汽轮机单机功率的增长情况,其中横坐标是年份(1910~1980年),纵坐标是单机功率。由于大功率机组效率高、单位功率成本低以及电厂的单位造价小等原因,现代电厂都力求采用目前可能生产的最大容量的机组。图中左方两条虚线表示世界上电站汽轮机单机功率在这70年中基本的增长趋势;很明显,1945年以后单机功率的增长率比1945年以前加快很多。图中同一条横线上有时出现不止一个圆点,这反映了同一功率等级的机组有不同型式(单轴或双轴,常规的或核动力的)。图中右方的一些圆点和两条虚线表示我国汽轮机单机功率的增长情况,可供比较。

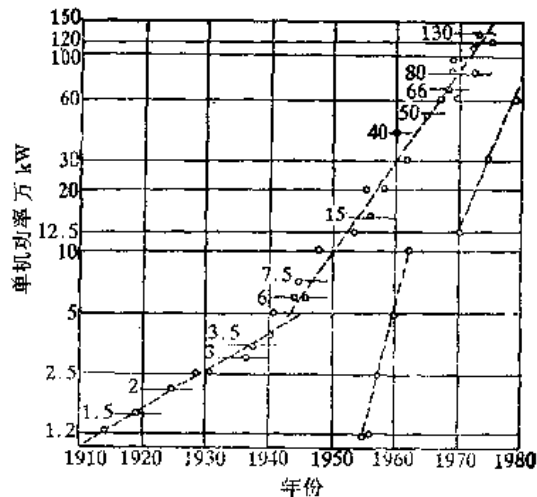


图 1-4 汽轮机单机功率的增长

(2) 蒸汽初始参数的提高

提高蒸汽参数可以改善机组的经济性。例如,超高参数电厂(蒸汽初压13MPa、初温565℃,中间再热温度565℃)的发电煤耗可达0.35kg/℃,而超临界参数(蒸汽初压24MPa,初温580℃,中间再热温度565℃)的发电煤耗可降低到0.315kg/℃。但蒸汽参数的提高是受一定条件限制的,由于目前倾向于少用奥氏体钢,多用珠光体钢,以提高机组的适应性,所以温度多稳定在560~570℃以下。至于压力,目前多采用亚临界(16~17 MPa)和超临界(24~25 MPa)两档。采用超临界压力,经济性可更高一些,但机组的适应性和可靠性略差一些。

(3) 采用联合循环系统提高效率

为了减少传热温差损失,提高循环上限温度,随着高温金属材料的开发和燃气轮机效率的提高,采用燃气—蒸汽联合循环,以提高机组的效率,已受到各国的重视。现在世界上已有约

2万 MW 机组以联合循环方式发电,它们的使用性得到了很高的评价,大大提高了机组热经济性。

(4) 降低金属消耗量和成本

机组的金属消耗量由早期的 4~8kg/kW,降低到现在的大功率汽轮机组的 2~3kg/kW。图 1-5 所示是几台典型机组的材料消耗率比较。由图可知,机组单位功率重量变化的基本趋势,是随单机功率的提高而下降。这里还要指出的是,新工艺的采用对减少机组单位功率的重量起了很重要的作用。例如,汽轮机大型转子过去采用整锻结构,现改用焊接结构后,不仅可减小锻件尺寸,容易保证制造质量,而且可以制成薄壁鼓形,节省了材料和减少了热应力。汽轮机组的制造成本也随材料消耗量和加工量的减少而降低。

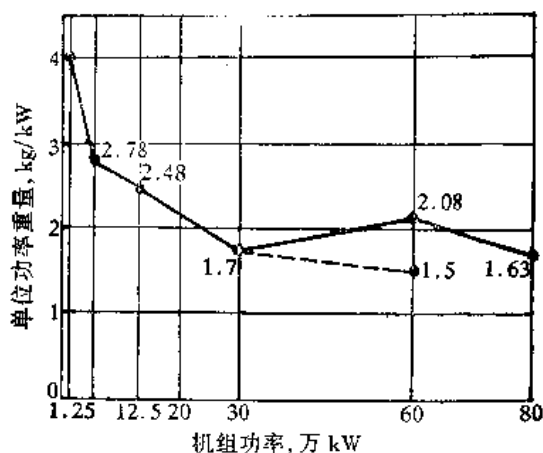


图 1-5 机组材料消耗率比较

(5) 提高机组的运行水平

机组的容量增大,参数提高,必然使其零部件增多,尺寸增大,热应力变化增大,因此也相应地增加了事故因素,使其安全可靠性降低。为了提高机组的运行、维护和检修水平,一般在保安报警和监测系统中采用了越来越先进的电子装备,如微机监控、计算机故障诊断等。为了提高机组运行的经济性,还采用了各种最优运行方式,如推广在低负荷范围内的变压运行和滑参数启停等运行方式,取得了良好的效果。

汽轮机制造能力往往标志着一个国家的科学技术和工业水平,所以世界上各发达或发展中国家内,汽轮机制造工业发展都比较快。美国主要集中在 GE 和 WH 公司,苏联主要集中在列宁格勒金属工厂(JM3)和哈尔科夫汽轮机厂(XTГ3)。其他如日本的日立、东芝、三菱等都是综合性机械制造企业,瑞士的 ABB 公司也是目前生产汽轮机的大型公司之一,它们都已取得了许多重要成就。

§1-3 燃气轮机和蒸汽轮机的总体结构

本节将通过若干机组的介绍,了解燃气轮机机组和蒸汽轮机总体结构的一般情况。

1. 燃气轮机

图 1-6 是船用斯贝燃气轮机的燃气发生器部分。斯贝 RB244 船用燃气发生器是由斯贝 RB168—62 航空涡扇发动机改型而成的。由图 1-6 可见,它具有 5 级低压轴流式压气机、11 级高压轴流式压气机,压气机分别由各自的两级涡轮驱动,燃烧室有 10 个火焰筒。燃气发生器的轴承均采用滚动轴承,并有油膜减振。压气机机匣上的附件齿轮箱用以传动滑油泵、换气泵、水泵、输出转速信号并和起动机构相联。压气机机匣和燃烧室外壳都有水平中分面,以便于检修。机匣上并设有孔探仪安装孔。

为了适应舰用要求,船用斯贝的动力涡轮设计寿命为 30 年,即与船龄相同。图 1-7 显示

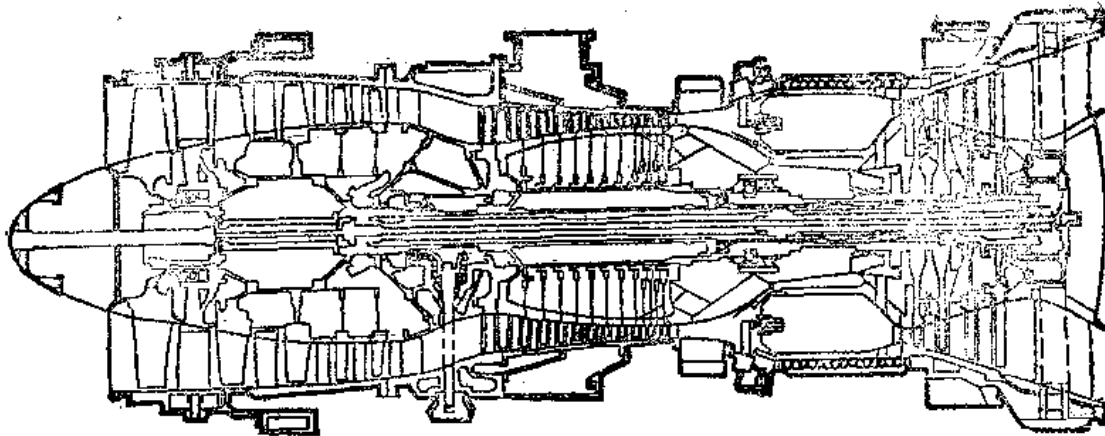


图 1-6 RB244船用燃气发生器

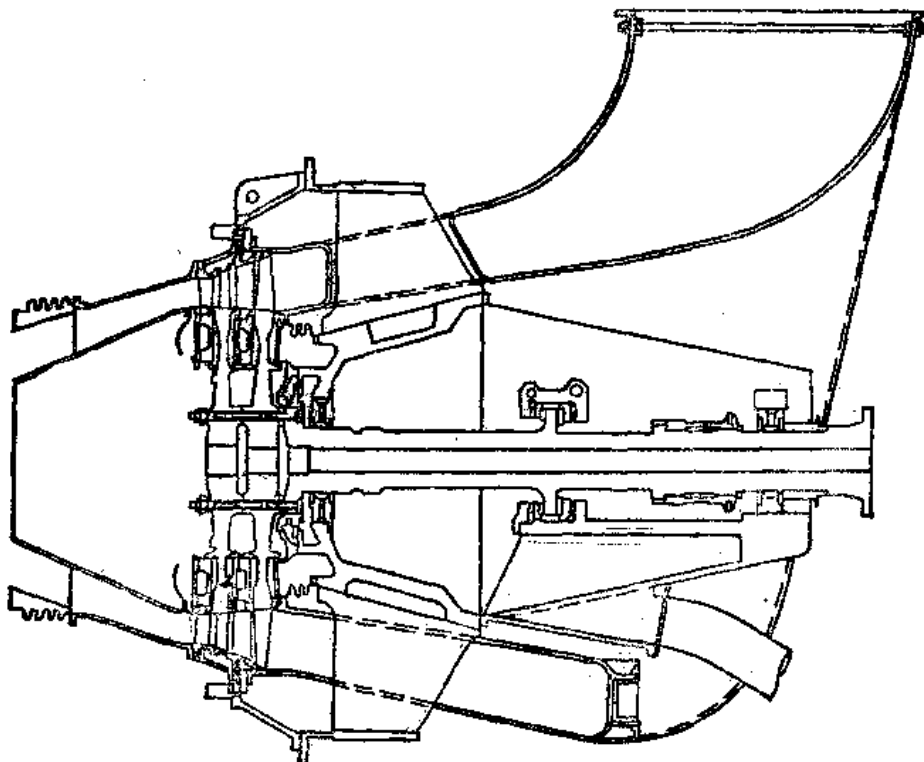


图 1-7 SM1A与SM2A的动力涡轮

动力涡轮的结构。动力涡轮的转子是悬臂式，支持在巴氏合金滑动轴承上。轴承安装在钢制的支承环中，轴承四周是排气蜗壳。动力涡轮通过扩压器与波纹管与燃气发生器作挠性连接。在舰艇使用期限内，动力涡轮不需拆下翻修。该涡轮的设计转速为 4730r/min，效率为 86.6%。

船用斯贝机的外形尺寸见图 1-8，斯贝 SM1A 型燃气轮机总重 19299kg，发生器部分重 1400kg。

箱装体的结构见图 1-9，它包括有安装在钢底座上的燃气发生器和动力涡轮，带有导流叶栅的进气系统、辅助设备、动力电流接头和灭火系统。箱体上有燃油、水、空气、电气、控制和滑油系统的标准接头。箱装体具有隔热、隔音、单独通风、抗冲击、抗原子、抗生物和抗化学污染的能力。

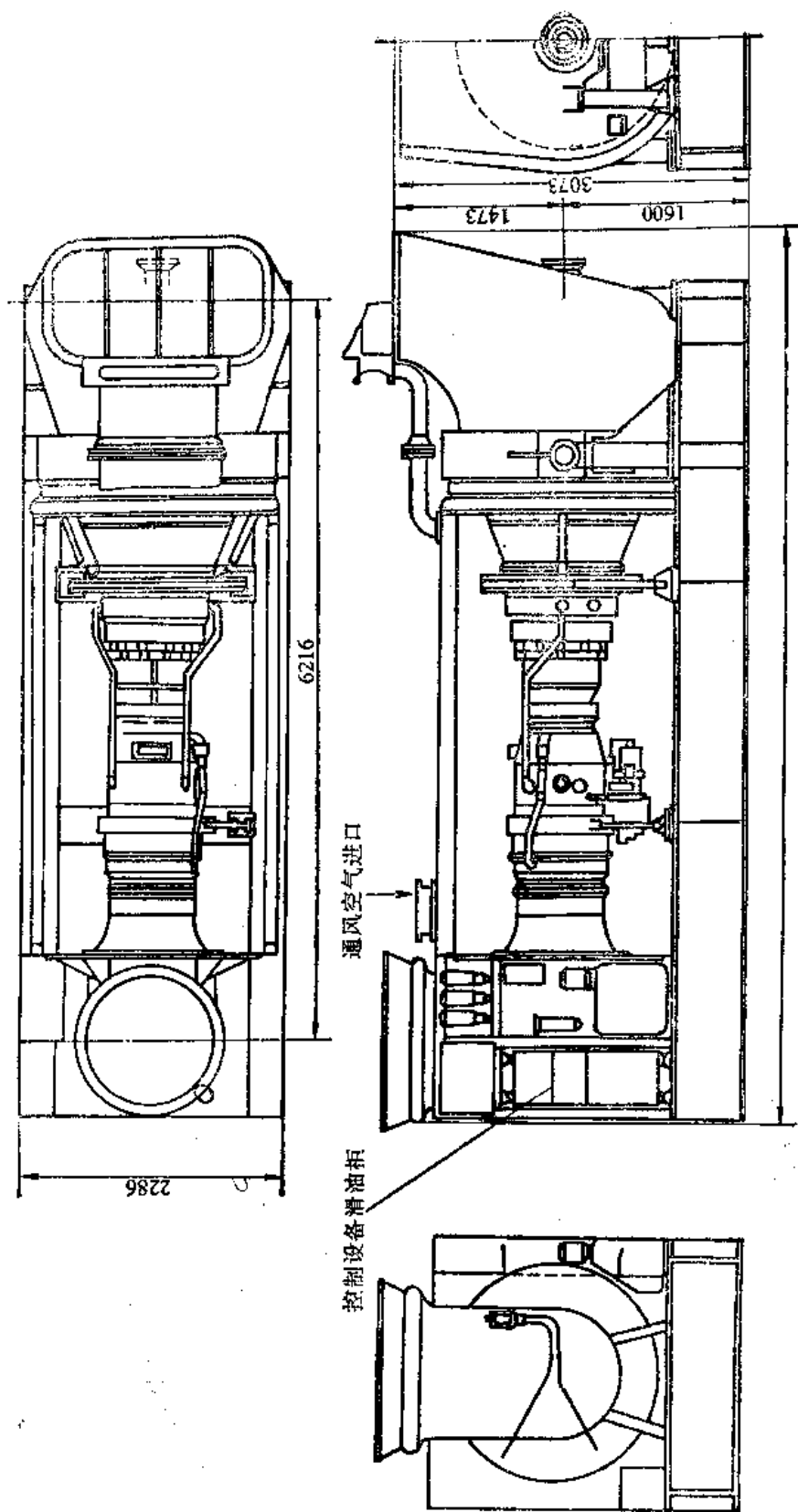


图 1-8 SM1A 燃气轮机的总布置

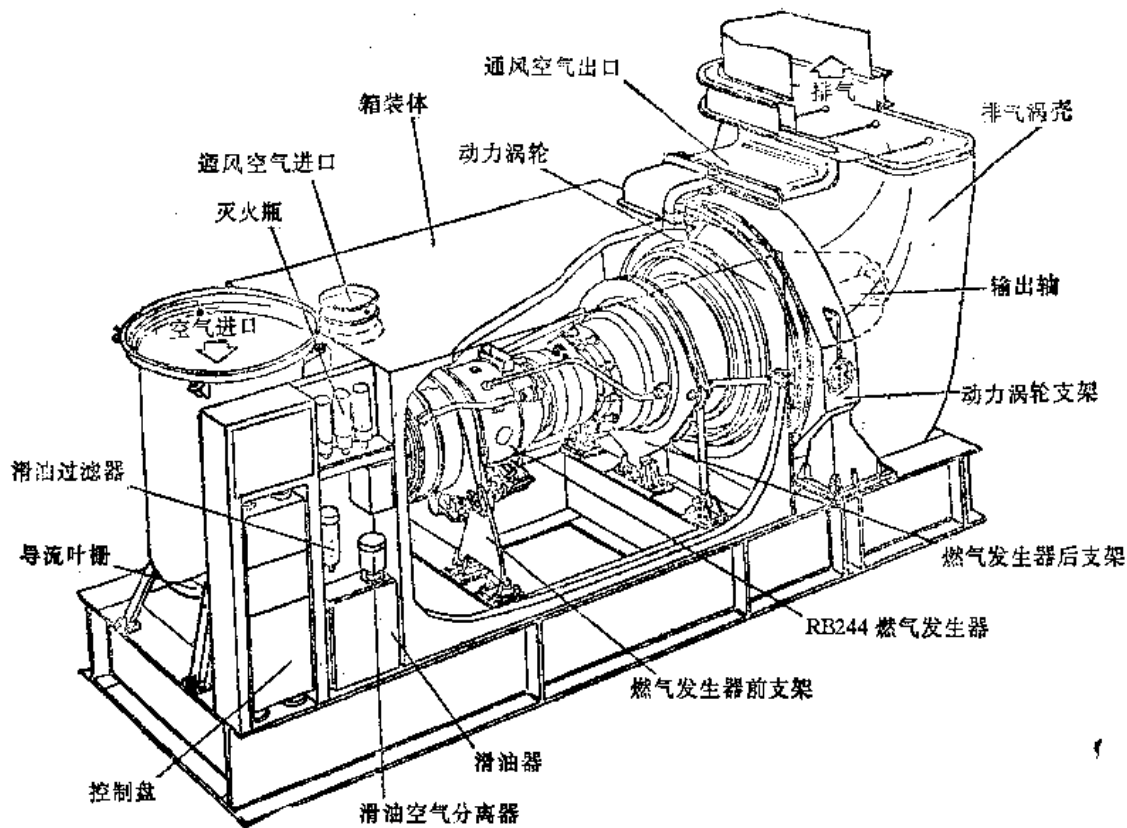


图 1-9 SM1A 船用燃气轮机箱装体

图 1-10 为 LM5000 船用燃气轮机的燃气发生器及其航空发动机母型 (CF6-50) 的剖视

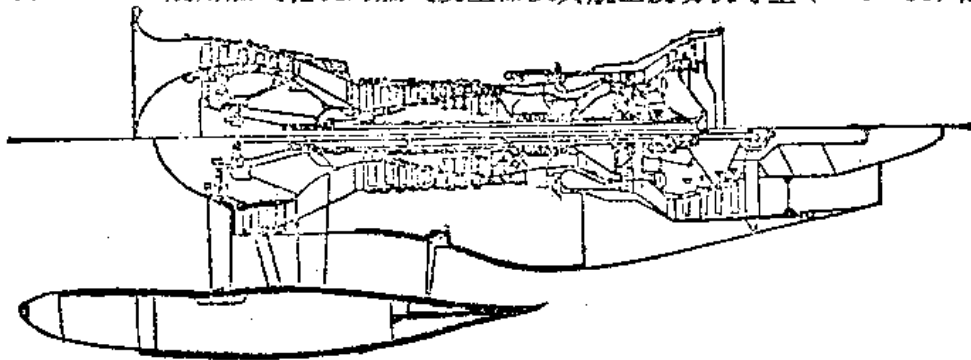


图 1-10 LM5000 船用燃气轮机及其航空发动机母型

图。LM2500 和 LM5000 都是美国通用电气公司的船用机组，它们都是从 CF6 航空系列改型而得。由图可见，LM5000 燃气轮机为双转子结构，由 5 级低压压气机、14 级高压压气机、2 级高压涡轮、1 级低压涡轮、环形燃烧室以及 3 级动力涡轮(图中未示出)所组成。机组总压比为 30，燃气初温高达 1533K，等焓功率达 44011.1kW(59000hP)。LM5000 机组本身的外形尺寸为 8.331×3.023×2.642(m)。

为了对船用机组箱装体的结构有进一步了解，图 1-11 中示出了 LM2500 机组及其箱装体。图中可看清发动机在箱体内的支撑。

船用燃气轮机的进、排气道的尺寸很大。图 1-12 为 LM2500 发动机的进、排气道简图，由图可见，它们所占空间与箱装体体积之间的比例。在进、排气道中都有消音器，进气道还用

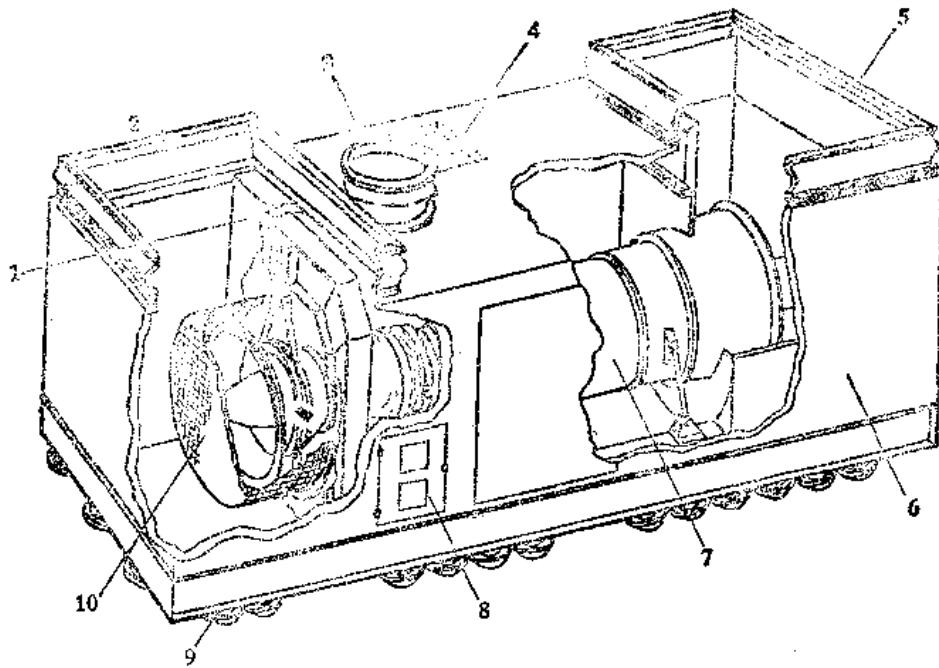


图 1-11 LM2500燃气轮机推进装置立体图

- 1—进气室端壁 2,5—箱体的弹性接口 3—箱体冷却空气入口 4,5—检修用入口
6—箱体外壁 7—发动机 9—底座下的减振器 10—发动机进口滤网

作发动机卸装后吊出机舱的通道。进气道侧的支管用于给箱装体输送冷却空气，而冷却空气的引出则是依靠发动机排出废气的引射作用。

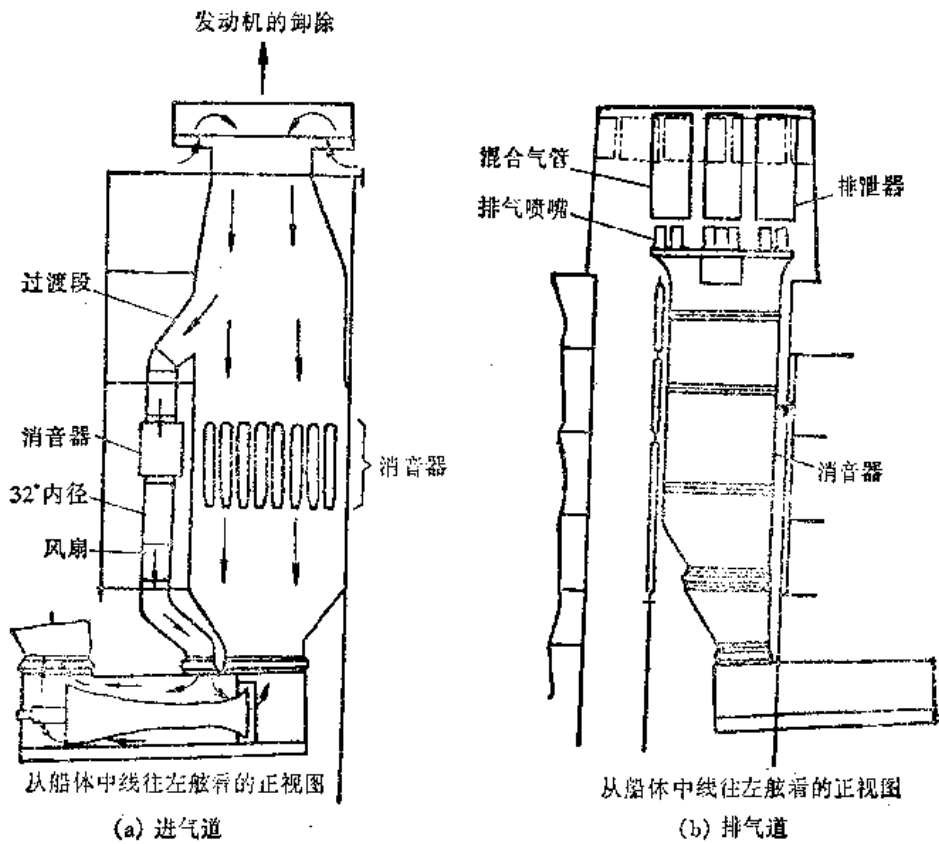


图 1-12 LM2500及进、排气道

2. 蒸汽轮机

图 1-13 示出了我国哈尔滨汽轮机厂自行设计生产的 20 万 kW 汽轮机的纵剖面图,它是一次中间再热、凝汽式、单轴、三缸、三排汽口的汽轮机。进入该机组高压缸的新蒸汽参数为 12.75MPa、535℃,经再热后进入中压缸的再热蒸汽温度为 535℃。该汽轮机的通流部分由高、中、低压三部分组成,共有 37 级。高压部分有 1 个单列调节级和 11 个压力级;中压部分为 10 个压力级;低压部分为三分流式,每一分流有 5 个压力级,其中一个分流布置在中压缸后部,另外两个分流对置在低压缸中。该汽轮机全长 21m,宽 10.8m,高(至运行层平台)4.7m,总长 36.3m。机组的外貌见图 1-14。汽轮机采用喷嘴调节。进入高压缸的新蒸汽由 2 个高压自动主汽阀和 4 个高压调节汽阀控制。高压缸排汽进入中间再热器,蒸汽再热后经过 2 个中压主汽阀和 4 个中压调节阀进入中压汽缸。中压汽缸排汽分三路进入低压部分,其中 1/3 流量进入中压后汽缸,其余 2/3 经连通管进入低压汽缸,再分别排入 3 台凝汽器。汽轮机负荷变化主要依靠高压调节汽阀进行调节。在低于额定负荷 35% 时,中压调节汽阀才参与调节,该阀在其他工况时保持全开状态。发生事故时,主汽阀和调节汽阀能快速关闭,以防止在紧急情况下造成汽轮机超速事故。

该机组的高压缸为双层缸结构,而中、低压缸为单层 PT 板套式结构,其与凝汽器的连接部份为刚性焊接结构。为满足调峰机组快速启动的需要,高、中压汽缸都设有法兰、螺栓加热装置,且采用较大又较合理的通流间隙。

汽轮机汽缸的横向定位依靠与基架和轴承相配的垂直键来保证。纵向热膨胀有两个死点,分别在第一、第二排汽口后壁以横向键定位。前轴承箱、中轴承箱和中压汽缸依靠基架的纵向平键向前(机头)膨胀,死点后的低压缸向发电机方向膨胀。

高压转子为整锻式;中压转子为整锻加套装结构;低压转子全部套装结构。高、中压两转子采用刚性联轴器连接,由 3 个轴承支承,称作三支点。低压转子与发电机转子采用半挠性联轴器连接,由两个轴承支承。这样转子由 5 个主轴承支撑,均系三油楔式。推力轴承设置在高、中压缸之间的中轴承箱内,它为摆动瓦块结构。调节系统有纯机械液压调节和电液结合调节两种,它们可以通过电液切换阀切换,控制机组的运行。

图 1-15 是苏联 JM3 生产的 120 万 kW 的汽轮机。该机的蒸汽初参数为 23.5MPa 和 540℃,并在 3.9MPa 的压力下中间再热到 540℃。

该汽轮机采用单轴布置,有 5 个汽缸,它们由高、中压缸和 3 个低压缸组成。机组采用节流调节法,并在蒸汽初压滑动时略有改变其负荷的可能性。蒸汽经过 4 个主汽门及 8 个调节汽门(每个主汽门壳体上焊接着两个调节阀门)进入高压缸中间部分,然后依次流过两个蒸汽流动方向相反的级段。布置在高压内缸中的第一段级组由 4 个级组成,第一段级组的隔板安装在高压内缸上,第一段级组排出的蒸汽在内外缸形成的环形空间绕流到第二段级组。第二段级组中 4 个级的隔板都固定在隔板套中,隔板套再安装在高压外缸上。经过中间再热后的蒸汽分别由两个主汽门和调节汽门组成的联合汽门进入双分流式中压缸的中间部位。在中压缸的每一股分流蒸汽中各布置 8 个级,前 3 级布置在中压缸内缸中,后面 5 个级则装在隔板套后,再装在中压缸外缸中。低压缸也采用双层结构,其末级动叶片长达 1200mm,排气口总面积达 66m²。高压转子为整锻转子,动叶片采用叉形叶根,并在叶身上整体铣制出围带折边。每 4~5 个叶片沿围带焊接成叶片组。中压缸转子也是整锻而成,动叶片的制作和高压缸相

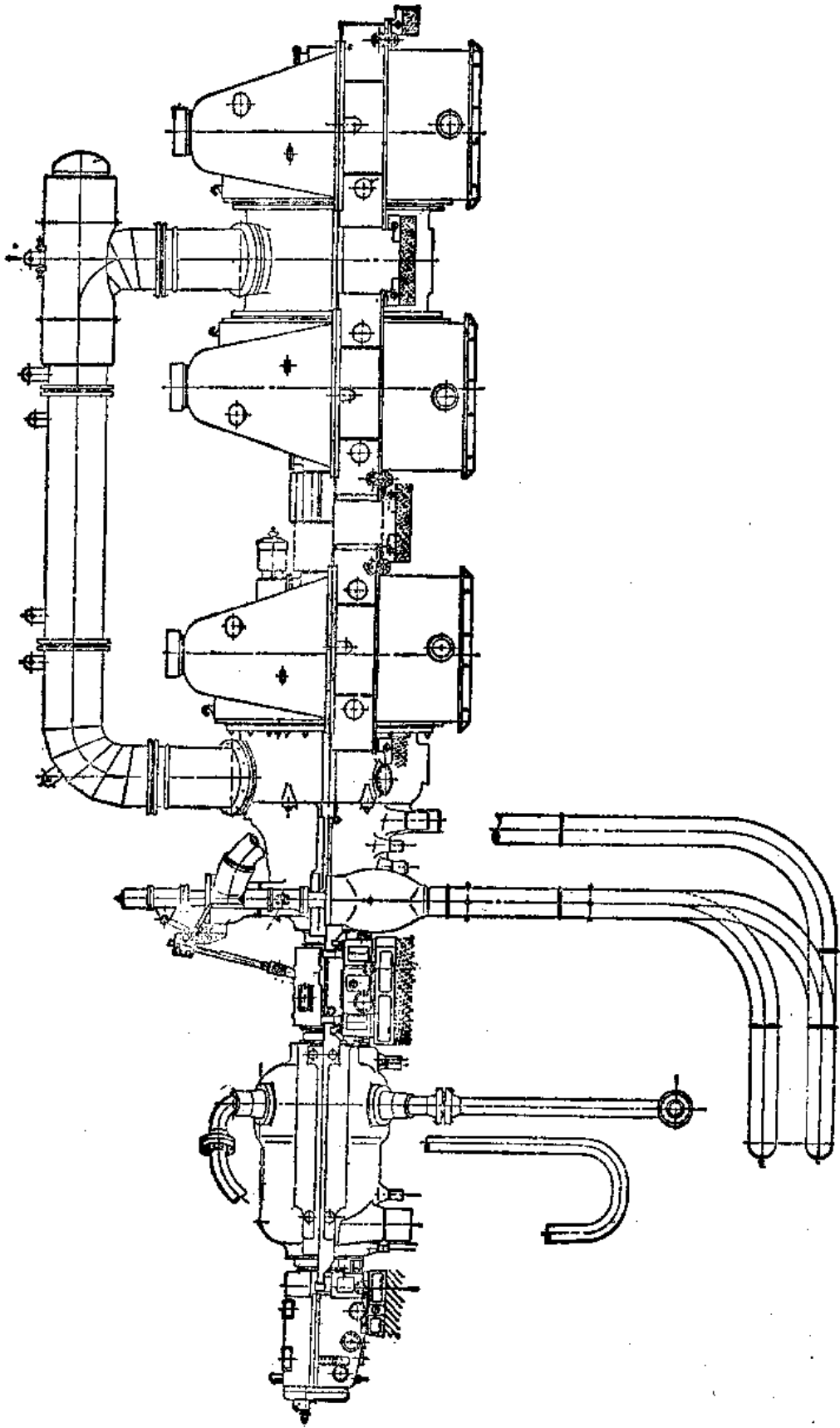


图1-14 机组外貌(1)

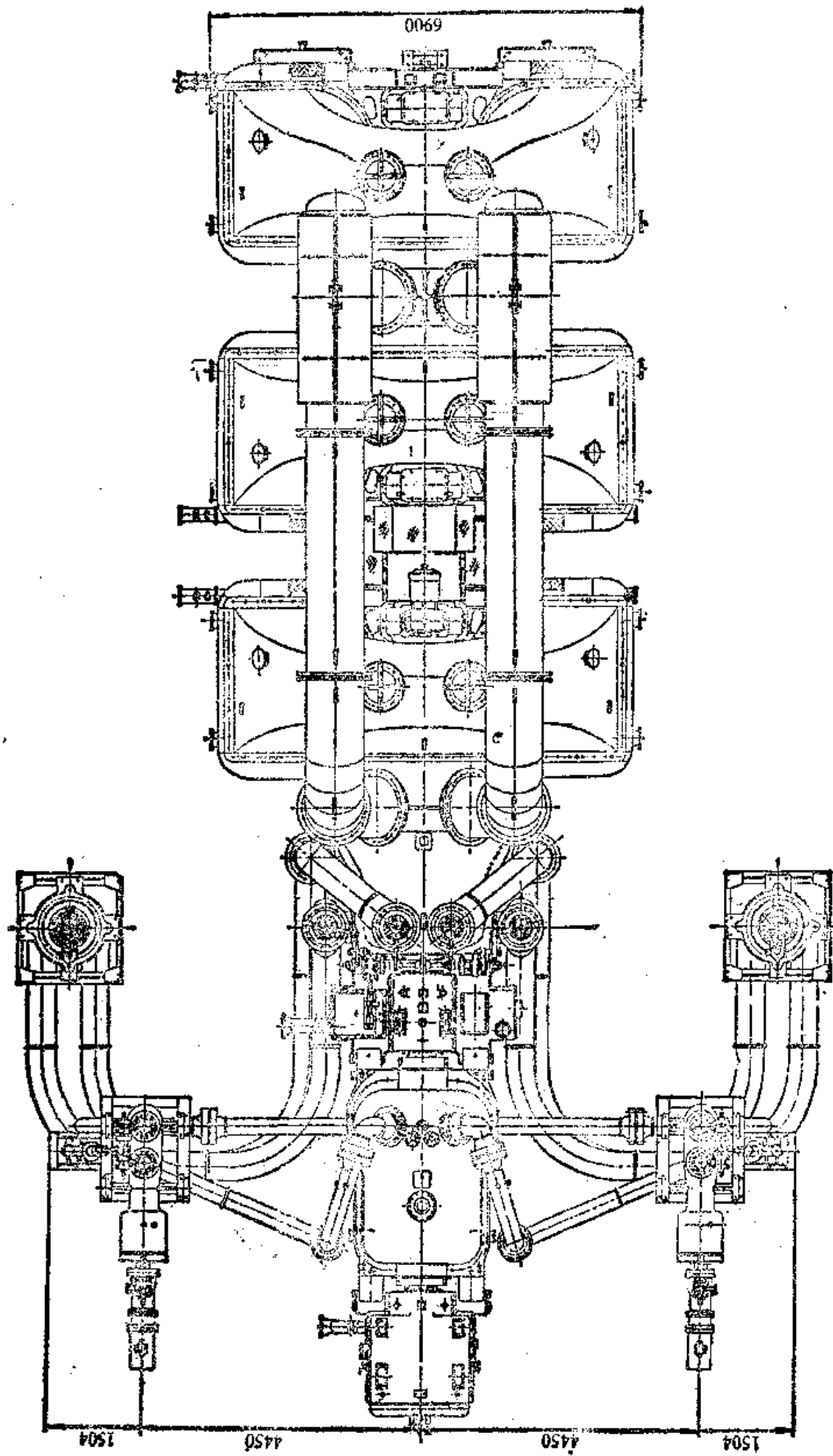


圖 1-14 机組外觀(2)

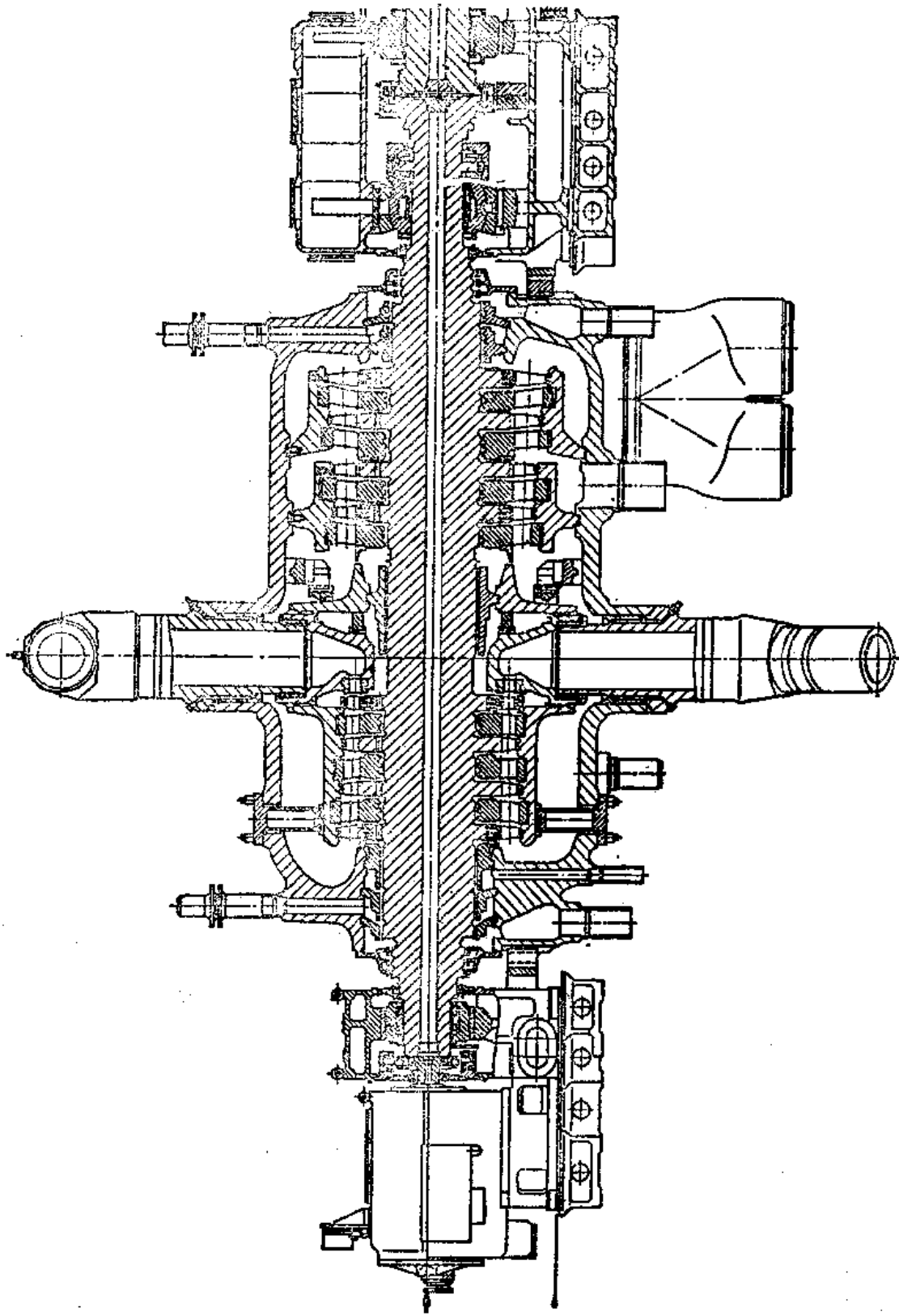


图 1-15 JM3K—1200—240 汽轮机纵剖面图(1)

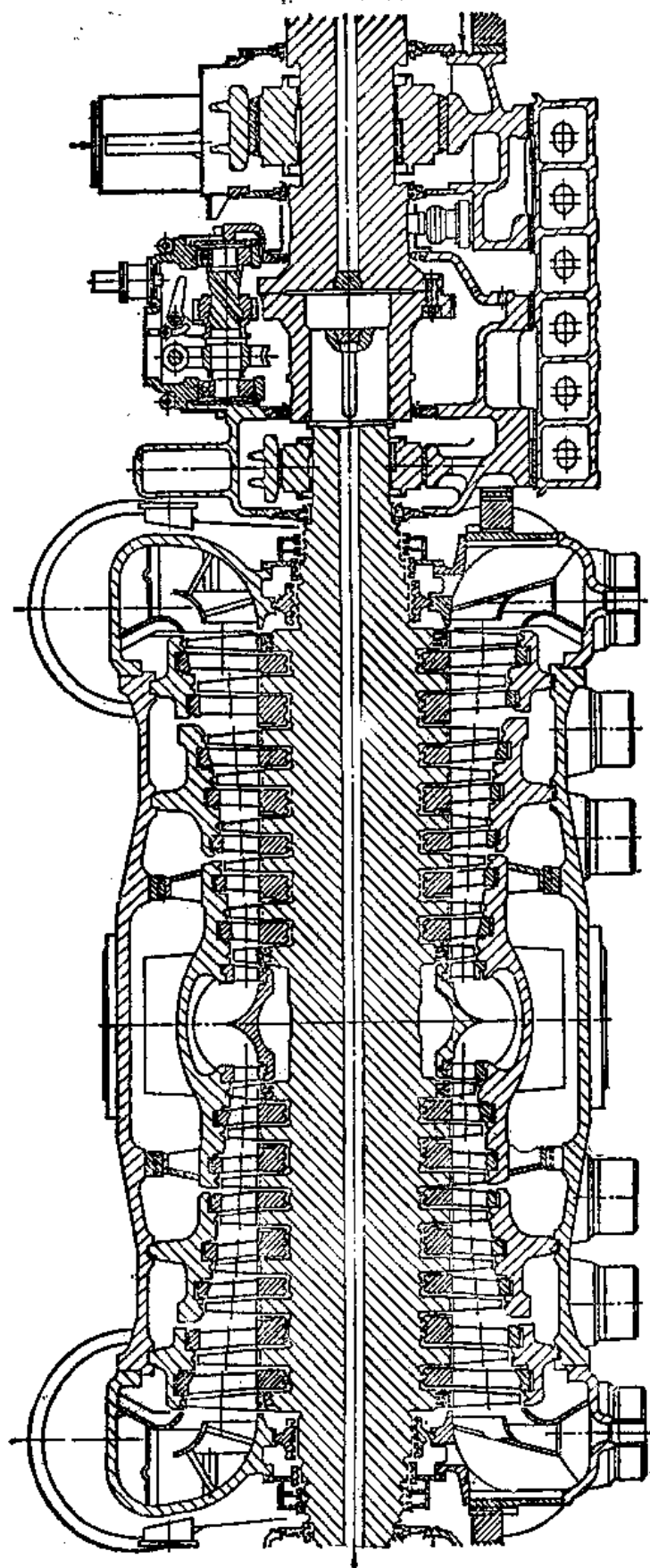


图 1-15 JIM3K—1200—240 汽轮机纵剖面图(2)

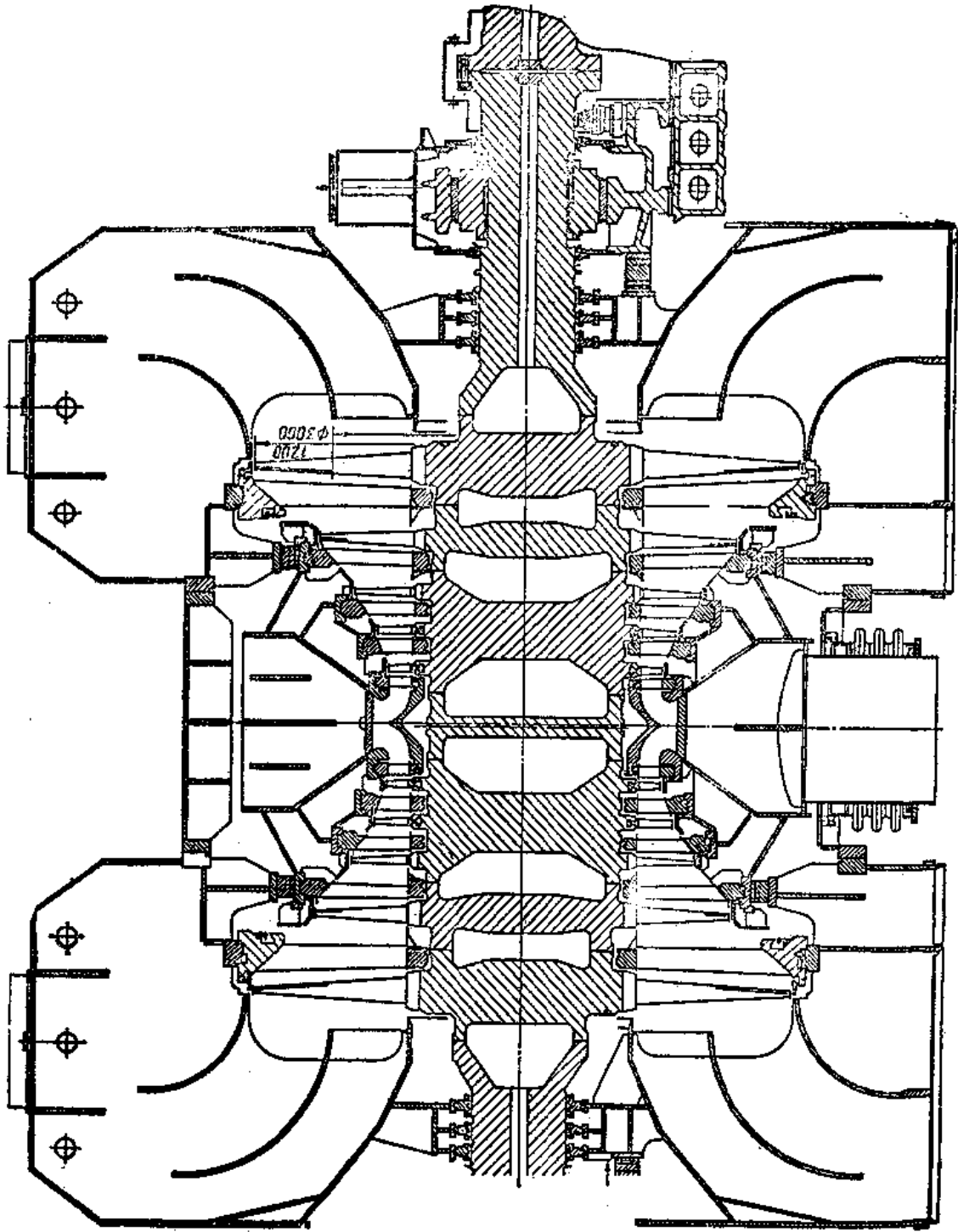


图 1-15 JM3 K-1200-240 汽轮机纵剖面图 (3)

同。低压缸转子采用新型焊接—锻造结构，从而保证在叶轮许用应力作用下转子具有更大的刚度。

推力轴承布置在高压缸和中压缸之间。汽轮机所有的转子之间都采用刚性联轴器连接。为了减少转子之间由于热膨胀而引起的偏心，增大了支承的刚度。JM3 现在已从原采用内含式轴承改为采用外伸式轴承，从而增大排气口在轴向上的尺寸，改善排气口蒸汽的流动条件。

汽轮机总长度为 47.9m，将发电机统计在内时总长达 72.8m，汽轮机组的总重量为

1900t。

自1949年以来,我国的燃气轮机和蒸汽轮机工业从无到有得到了很快的发展。自从1956年我国自制的第一批喷气式飞机试飞成功后,航空燃气轮机逐步从仿制转向自行设计,目前已有多种型号的发动机装备不同类型的飞机。我国的船用燃气轮机工业受到国际上舰艇推进装置全燃化浪潮的推动,从60年代初就开始试制船用燃气轮机。30余年来,在数千kW到数万kW功率范围内的机型设计、研究、试验、制造、运行等方面积累了丰富的经验。目前,我国船用燃气轮机正逐步进入航空改型技术阶段。机车和发电领域中,2983.8kW的机车燃气轮机,1500kW直至21700kW固定电站燃气轮机以及1000~3000kW移动电站燃气轮机都先后试制成功,投入运行。此外,小功率燃气轮机在我国也得到了一定的发展,其中37.3kW泵用燃气轮机已形成批量生产。

我国的蒸汽轮机制造工业与燃气轮机一样,在短短的30年中也取得了辉煌成就。1955年上海汽轮机厂制造的第一台汽轮机,功率为6MW,安装在淮南电厂,一直在正常运行。此后,我国生产了50MW,100MW,125MW,200MW和300MW等容量的凝汽式汽轮机,分别安装在全国各地电站中使用。船用汽轮机和工业用汽轮机也获得了飞速发展。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,其他还有北京重型电机厂、青岛汽轮机厂、武汉汽轮发电机厂和杭州汽轮机厂等中小型汽轮机厂。

今后,随着航空工业、发电工业、石油工业、舰船制造工业、天然气工业、采煤工业等的进一步发展,随着四个现代化的进程,我国的燃气轮机和蒸汽轮机工业必然会以更快的速度缩短与国际先进水平的差距。

第2章 叶轮机机械气动力学基本方程

叶轮机机械气动力学是气动力学的一个分支,它以叶轮机机械流道中的气体运动规律作为研究对象,所以它既服从气动力学的普遍规律,又有着自己的特点,并把这些特点体现于基本方程,直接应用于叶轮机机械。

在叶轮机机械的气动力学问题中,需要决定流场中的气流参数有:速度 c , 压力 p , 密度 ρ , 温度 T 以及焓 i , 熵 s 等等。与此同时,叶轮机机械的工质和外界有功量和热量的交换,在流动中也总存在着流动损失。因此写出的基本方程就把气流的参数变化和流道几何形状变化、功量与热量的交换等用定量的法则联系在一起。其所遵循的基本法则是物理系统的守恒定律。

叶轮机机械通常由静止的叶栅和旋转的动叶两者组成。当气体在旋转的动叶中流动时,工质既有相对于叶轮的相对运动,同时又随着动叶以角速度 ω 作旋转运动,如果这时仍在绝对坐标上来考察气体的流动,其流动图象和某些规律就显得较为复杂。由于我们关注的流动多半是相对动叶而言的,因此常常把坐标系和动叶固结在一起,这样,所观察到的是工质相对于动叶的相对运动,在对动叶中流动作研究时显然更为方便。因此,基本方程也分别以绝对坐标和相对坐标来表达。

§2-1 状态方程

如果考察的是一个点,或是一个气流参数均匀分布的截面,气流各参数之间的相互关系,可以通过状态方程加以确定。对理想气体而言,有状态方程:

$$pv = RT; \quad i = c_p T \quad (2-1)$$

式中, R 为气体常数; c_p 为定压比热。

燃气在一般情况下可视为理想气体,而对蒸汽来讲,当蒸汽处于过热状态,并离开饱和线足够远时,也可以近似地利用上式。

对于过热蒸汽来说,因为气体常数 R 值还与压力和温度有关,因此其状态可以更准确地用下式表述:

$$i = \frac{K}{K+1} pv + \text{const} \quad (2-2)$$

式中, K 为绝热指数。

当乘积 pv 恒定时,蒸汽的焓值不变。

当蒸汽由过热区向湿蒸汽区膨胀、过渡时,利用上述公式进行计算显得不太可靠,最好使用水蒸汽表。在实际工程计算中,除了运用这些水蒸汽表以外,还广泛使用以这些表为基础而绘制的水蒸汽焓-熵图。计算精度显然与图线的比例尺度以及状态变化的极限范围有关。

在一般情况下,对于全部过热蒸汽区及湿蒸汽区,用方程式来表示蒸汽状态的变化规律,其形式将相当复杂。通常把 $i-s$ 图分成几个区,例如 3 个区,并按区域把图线拟合适用于电子计算机应用的方程式(见图 2-1);

$$p_2 = p(s_2, t_2); T_2 = T(s_2, t_2) \quad (2-3)$$

可以用最小二乘方的方法,并以系数 A_i 来分别拟合 p, ρ, T 的值。例如:

$$p, \rho, T = \left(A_0 + A_1 \dot{t} + A_2 s + A_3 \frac{\dot{t}}{s} + A_4 \dot{t}s + \frac{A_5}{s} + \frac{A_6}{\dot{t}s} \right)^m \quad (2-4)$$

式中, $m_{p, \rho} = 8; m_T = 2$ 。

文献中也有各种基于物理概念上拟合的表达方法。

气流从一个截面向另一个截面过渡时,气体的状态变化可以是各种各样的。当温度不变时,其状态的变化过程是定温过程。当压力不变时,为定压过程,在叶片机中经常遇到的膨胀和压缩过程,是工质与外界没有热交换,同时流动没有损失的过程,称为等熵过程,其状态的变化过程中,参数的变化用等熵方程来描述,即

$$\frac{p}{\rho^k} = \text{const} \quad (s = s_0 = \text{const}) \quad (2-5)$$

方程中的等熵指数 K 随工质的状态不同而异,对于过热蒸汽, $K = 1.26 \sim 1.33$, 平均值可取 $K = 1.3$, 对于干饱和蒸汽,取 $K = 1.135$ 。当利用水蒸汽焓熵图进行计算时,等熵过程中状态变化可以沿 $s = \text{const}$ 的线确定。此外,对空气而言, $K = 1.4$, 燃气则取 $K = 1.33 \sim 1.35$ 。

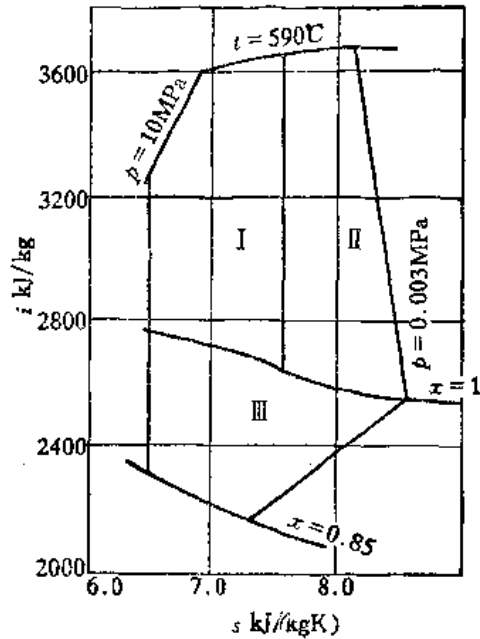


图 2-1 水蒸汽 $i-s$ 图及其分区拟合区域

§2-2 连续流方程

连续流方程是流体力学问题所特有的,它是质量守恒方程的数学表达式。由于不能违反质量守恒原理,故运动流体的速度和速度分布必须满足这一约束。

考察流过一个流管的流动。流管可以是变截面的。气流参数在流管的任何一截面上都是近似均匀分布的,把流动看成是一维的。这时质量守恒方程写成:

$$\rho c F = G = \text{const} \quad (2-6)$$

式(2-6)的微分形式可写成:

$$dG = \rho c dF + c F d\rho + \rho F dc \quad (2-7)$$

遍除 $\rho c F$, 得到:

$$\frac{dG}{G} = \frac{dF}{F} + \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dc}{c} \quad (2-8)$$

若通过流管四周壁面没有流量出入的话, $dG = 0$, 则

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

式(2-9)表示了在一元的近似条件下,密度 ρ 、速度 c 、截面积 F 三者之间遵循的数量关系。

连续流方程(2-6)表明,在流体流程上,任一截面上的流量都必须是相等的,即 $G =$

const. 在叶轮机上也应用上述结果(参见图 2-2)。画出动叶前和动叶后的两个特征截面(图中 1-1 和 2-2)。通常气流参数在该截面上是按某种特定规律沿半径变化的,在这种情况下,可以沿着横截面(半径方向)积分,求出流体的流量,并列流量相等的等式:

$$G = \int_{F_1} \rho_1 c_{1a} dF_1 = \int_{F_2} \rho_2 c_{2a} dF_2 \quad (2-10)$$

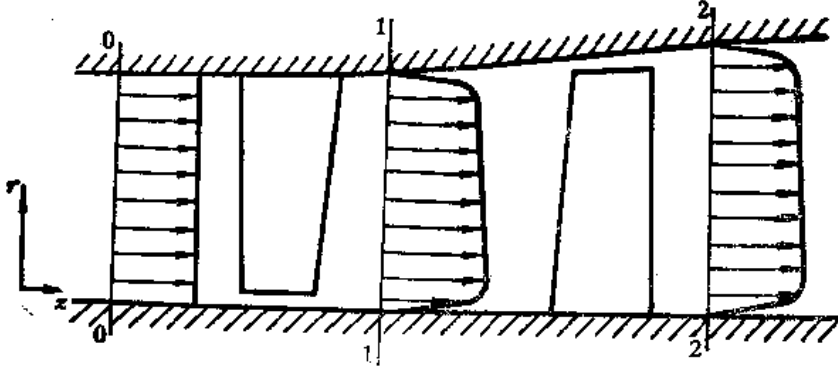


图 2-2 连续流方程在涡轮级中的应用

其中, ρ_1, c_{1a} 以及 ρ_2, c_{2a} 分别是两个截面上的气流参数。要指出的是, c_{1a} 和 c_{2a} 是垂直于面积 F_1, F_2 的速度分量。

式(2-10)表达了质量守恒的数学关系式,在叶轮机通流部分中任一截面都必须满足这关系式,这就对某些变量,如 c_a 的分布带来了约束。但与此同时,求解问题时也可看成多了一个补充条件。

§2-3 能量方程式(热焓形式的能量方程)

能量方程是根据能量不灭的原理而建立起来的能量平衡关系式。在叶轮机里,叶轮对气体做功,转换成气体的能量(压气机),或是相反,气体对叶轮做功,转换成轴上的轮周功(涡轮)。那些功量的交换以及气体自身能量转换的关系,都是由能量方程联系在一起的。

以热焓形式表示的能量方程,反映了外界与气体作功能交换和热交换时,对气流参数即温度、速度、总温、焓值的影响,以及相互转换的定量关系式。

能量方程可以在两种坐标系的情况下写出。

1. 绝对坐标系

研究蒸汽或气体在叶片机中作定常流动时,若略去重力的影响,在所考察的截面 1-1 上,每单位重量工质所具有的能量等于焓 i_1 与动能 $c_1^2/2$ 之和。而在出口截面 2-2 上,等于焓值 i_2 与动能 $c_2^2/2$ 之和。在流动过程中,外界给工质加入或取出的热量为 q_w ,同时和工质交换的机械功量为 L_u 。则根据能量守恒定律,该系统以热焓形式表达的能量方程为:

$$\pm q_w \pm L_u = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (2-11)$$

式中“+”号表示外界对工质加入热量或机械功,在叶片机中被称为轮周功。“-”号则表示气体对外界输出热量或对外界输出轮周功。显然,对于压气机, L_u 前取“+”号,而对涡轮则取“-”号。

以微分形式表达时,上式写成:

$$\pm dq_w \pm dL_u = di + cdc \quad (2-12)$$

在叶片机的热力分析中,通常引入总焓即 $i^* = i + \frac{c^2}{2}$ 的概念,于是式(2-11)写成:

$$\text{或是} \quad \pm q_w \pm L_u = i_2^* - i_1^* \quad (2-13)$$

$$\pm dq_w \pm dL_u = di^* \quad (2-14)$$

即工质和外界有热量和轮周功交换的结果表现为工质总焓值的变化。

如果在流动过程中流经叶片机的工质作绝能的流动,也就是在没有热量加入或是放出的绝热流动,也没有机械功交换的情况下(例如静叶栅列),则有

$$di^* = 0 \quad (2-15)$$

即工质在静叶栅中沿着流程方向总焓值是不变的。

焓值也可以分别用温度或比容和压力来表示:

$$\pm q_w \pm L_u = c_p(T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = c_p(T_2^* - T_1^*) \quad (2-16)$$

$$\pm q_w \pm L_u = \frac{K}{K-1}(p_2 v_2 - p_1 v_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (2-17)$$

在以热焓形式表达的能量方程中,没有显式地列出摩擦力所作的功。这是因为摩擦力所消耗的功实际上全部转换成热量。由于摩擦会使动能减少,但同时焓值提高,因此在总的能量平衡中没有显式反映。所以上述热焓形式的能量方程对于无粘和有粘的流动都是正确和适用的。但在用机械能形式表达的能量方程中,则必须以显式列出摩擦损失耗功的影响。

2. 相对坐标系

工质在流过叶片机时,既流过静止的部件,也流过转动的部件。由于在不同的坐标系下,对能量和功量的理解和表达式是不相同的。在研究动叶轮流动时,当采用相对坐标,观察者位于旋转的动叶轮上观察时,动叶轮将不再旋转而是相对静止的,因此动叶轮不再对气体做功或是输出轮周功,即 $L_u \equiv 0$ 。但是由于这时相对坐标系是旋转的,是非惯性坐标系,因此在计算功量时必须考虑反抗所有惯性力所作的功。

在相对旋转坐标系中,受有离心惯性力和哥氏惯性力。惯性力中的哥氏力始终垂直于相对速度 w ,故不作功。离心惯性力所作的功为负值,表示离心力方向与相对速度的径向分量的方向相一致。在表达式中则写成 $\left(\frac{\omega^2 r_2^2}{2} - \frac{\omega^2 r_1^2}{2}\right) = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ 。在和外界没有热交换的情况下,相对坐标系的热焓能量方程为:

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = i_2 - i_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (2-18)$$

式中, w 是气流的相对速度。

若定义转子焓 $h = i + \frac{w^2}{2} - \frac{\omega^2 r^2}{2}$,则可见,转子焓中包括三项,它们是静焓 i , 相对运动中的动能 $\frac{w^2}{2}$, 以及因牵连运动而存在的动能 $\frac{\omega^2 r^2}{2} = \frac{u^2}{2}$ 。

于是上式(2-18)可以写成更为简明的形式:

$$h = \text{const} \quad \text{或} \quad dh = 0 \quad (2-19)$$

即工质在沿着流程方向上的转子焓是不变的。

相对速度 w 和绝对速度 c 之间的关系可以用下面的关联式表达,牵连速度为 $r\omega$, 即圆周速度 u :

$$w_r = c_r; \quad w_u = c_u - r\omega; \quad w_z = c_z$$

由此求得转子焓和绝对坐标中总焓 i^* 间的关系:

$$\begin{aligned} h &= i + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} = i + \frac{w_r^2 + w_u^2 + w_z^2}{2} - \frac{u^2}{2} \\ &= i + \frac{c_r^2 + (c_u - r\omega)^2 + c_z^2}{2} - \frac{u^2}{2} \\ &= i + \frac{c^2}{2} - c_u r\omega = i^* - c_u r\omega \end{aligned} \quad (2-20)$$

若定义相对坐标中的总焓 $i_w^* = i + \frac{w^2}{2}$, 则

$$i_w^* = h + \frac{u^2}{2} \quad (2-21)$$

因此,在相对坐标系中考察的两个截面上,工质在叶片机中流动时,只有在圆周速度相等的特殊情况下,即流动是沿着圆柱面流动时: $r_1 = r_2$; $\frac{u_1^2}{2} = \frac{u_2^2}{2}$, 这时离心惯性力所作的功为零,于是得到:

$$i_w^* = \text{const} \quad (2-22)$$

即沿流程相对总焓值是不变的。上式也可写成:

$$i_{1w}^* = i_{2w}^* = c_p T_1 + \frac{w_1^2}{2} = c_p T_2 + \frac{w_2^2}{2} \quad (2-23)$$

当相对流速 w 增加时,静温下降,而当 w 减小时,相对动能降低,静温增加。

§2-4 柏努利方程(机械能形式的能量方程)

在叶轮机机械计算中,常用到另一种形式的能量守恒方程,即机械能形式的守恒方程,通常称为柏努利通用方程。

1. 绝对坐标系

热力学第一定律指出, $dq = dv + pdv$, 由于 $dv = c_v dT$, 同时 $pdv = d(pv) - vdp = d(RT) - vdp$, 于是

$$dq = (c_v + R)dT - vdp = c_p dT - vdp$$

上式的积分给出:

$$q = i_2 - i_1 - \int_1^2 \frac{dp}{\rho} \quad (2-24)$$

热量 q 可以写成:

$$q = \pm q_w + L_t$$

其中 q_w 为和外界的热交换量, 而 L_t 为和摩擦损失生成热 q_1 相当的摩擦功。于是式(2-24)写成:

$$\pm q_w + L_t = i_2 - i_1 - \int_1^2 \frac{dp}{\rho} \quad (2-25)$$

从热焓方程 $\pm q_w \pm L_u = i_2^* - i_1^*$ 中减去上式, 最终得到:

$$\pm L_u = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_f \quad (2-26)$$

L_u 的符号和前面一样, 外界对工质做功时取“+”号, 若工质对外做功取“-”号。

伯努利通用方程把气流的能量写成是密度和压力的函数以及动能之和, 同时考虑到和外界有功 L_u 的交换, 摩擦功 L_f 的影响。因为它在能量方程中除去了那些考虑内部热力学现象的项目, 因此它描述了纯机械过程的变化, 而且即使在具有热交换的情况下, 仍然是正确的。

与热焓方程不同, 摩擦功 L_f 项显式地反映在表达式中。

柏努利方程表明, 叶轮对气体的做功分为下列三个部分:

(1) 提高了气体的静压头; $\int_1^2 \frac{dp}{\rho}$;

(2) 增加了气体的动能 $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$;

(3) 克服在流动过程中所存在的摩擦损失 L_f 。

在理想气体和外界没有功量交换的情况下, 对静叶栅中的流动来说, $L_u = 0$, 且有 $L_f = 0$, 式 (2-26) 可取如下形式:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = 0 \quad (2-27)$$

上式表明了动能和静压在静叶栅中相互转换的关系。

对不可压流体, $\rho = \text{const}$, 上式即简化成:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = 0 \quad (2-28)$$

对可压缩流体, 为了求得积分 $\int_1^2 \frac{dp}{\rho}$, 还得事先知道热力过程中工质状态的变化规律。

假设系统是绝热的, 则状态过程变化符合 $\frac{p}{\rho^K} = \text{const}$, 式 (2-27) 的积分写成:

$$\int_1^2 cdc + \int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{c^2}{2} + \text{const} \times K \int \rho^{K-2} d\rho = \frac{c^2}{2} + \frac{K}{K-1} \frac{p}{\rho} = \text{const} \quad (2-29)$$

由于

$$\frac{K}{K-1} \frac{p}{\rho} = \frac{K}{K-1} RT = c_p T = i$$

式 (2-29) 即转化成:

$$\frac{c^2}{2} + i = i^* = \text{const} \quad (2-30)$$

对于其他不同的过程, 积分值的形式也是不相同的。

将伯努利方程用于叶轮机械, 积分 $\int_1^2 \frac{dp}{\rho}$ 则表示为压气机的压缩功或涡轮的膨胀功。

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, 方程中 $\int_1^2 \frac{dp}{\rho}$ 积分为:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{n}{n-1} R(T_2 - T_1) \quad (2-31)$$

式中 n 为多变指数。

对于压气机, 其多变压缩功利用上式可表示为:

$$L_{nc} = - \int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2-32)$$

其中, $\frac{p_2}{p_1}$ 为压气机的增压比, 这时柏努利方程写成:

$$L_u = L_{nc} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_f \quad (2-33)$$

方程表明, 外界加入给气体的外功用于完成多变压缩功, 克服全部流动损失以及增加气体的动能。

如果压缩过程是在没有摩擦和对外界没有热交换的情况下, 过程是等熵的, 多变指数改成绝热指数 K , $\int_1^2 \frac{dp}{\rho}$ 就等于等熵压缩功, 它是把气体从 p_1 压缩到 p_2 时所需的最少的功量, 并可写成 $L_{ad.c}$:

$$L_{ad.c} = \frac{K}{K-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \quad (2-34)$$

同样, 对涡轮级的膨胀过程表达为伯努利方程, 由于气流是膨胀的, $dp < 0$, 故积分 $\int_1^2 \frac{dp}{\rho}$ 将是负值。将积分的绝对值称为涡轮的多变膨胀功, 并以 L_{nT} 表示:

$$L_{nT} = - \int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}}} \right] \quad (2-35)$$

式中 $\frac{p_1}{p_2}$ 是涡轮中气流的膨胀比。

对于涡轮来说, 燃气是向外输出功量的, L_u 前取负号, 故有:

$$-L_u = -L_{nT} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_f$$

或是

$$L_u = L_{nT} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} - L_f \quad (2-36)$$

上式表明, 燃气膨胀时发出的多变功和动能变化之和, 除去流动损失 L_f 以后, 转化成为轴上的轮周功输出。

2. 相对坐标系

如果把柏努利方程应用于动坐标系, 动叶轮是相对静止的, 因此对外不作功, $L_u \equiv 0$ 。但这时离心惯性力对单位质量气体所作的功不等于零, 且等于 $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ 。这时能量方程的形式成为:

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + L_f \quad (2-37)$$

如果是离心式的叶轮(压气机), $u_2 > u_1$, 则向心力作的是负功率, 气体反抗向心力做功, 即需从外界加功。反之, 对于向心式叶轮(涡轮), $u_1 > u_2$, 向心力作的是正的功率, 即向心力对气体做功。

对于轴流式叶轮机, $u_1 = u_2$, 向心力不作功, 则有:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + L_f = 0 \quad (2-38)$$

上式表明,气流的相对速度和压力密切相关,相对速度提高,则压力下降。反之,当相对速度降低时,叶轮流道出口的压力提高。

§2-5 运动方程

从一元定常流动中,用两个截面分离出一个微元段,两截面的面积分别是 F 和 dF , 截面间沿流动轴线的距离为 dx (图 2-3)。作用在此微元段上的力有: F 截面上有压力 pF , 方向是从左到右; 在 $F+dF$ 截面上有压力 $(p+\frac{\partial p}{\partial x}dx)(F+dF)$, 其方向是从右到左。微元段侧面上的力为 $(p+\frac{1}{2}\frac{\partial p}{\partial x}dx)$, 它们在轴线方向上的投影值恰为 $(p+\frac{1}{2}\frac{\partial p}{\partial x}dx)dF$ (参见图), 其方向是从左到右。此外还存在摩擦阻力 ds , 方向与流速相反, 作用于侧面上。根据牛顿定律 $F=ma$, 有

$$\rho F dx \frac{dc}{dt} = pF + (p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx) dF - (p + \frac{\partial p}{\partial x} dx)(F + dF) - ds$$

将方程遍除 $dm = \rho F dx$; 略去高次项, 有:

$$\frac{dc}{df} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{ds}{dm} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - S_1$$

式中, S_1 为单位质量流体受到的阻力。

对于一元定常的流动, 参数均是 x 的单一变量, 于是可以写成 $\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{dp}{dx}$ 。

将方程两侧乘以 dx , 同时考虑到 $\frac{dx}{dt} = c$, 于是运动方程可写成:

$$cdc = -\frac{1}{\rho} dp - S_1 dx \quad (2-39)$$

如果流动是定熵的, 流管侧面没有摩擦, $S_1 = 0$, 则运动方程可以容易地进行积分, 由

$$cdc + \frac{dp}{\rho} = 0; \quad \frac{p}{\rho^k} = \text{const}$$

得出积分:

$$\frac{c_{1t}^2 - c_{2t}^2}{2} = \frac{K}{K-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \quad (2-40)$$

在计算流道出口截面速度时, 只要知道进口截面的状态参数 p_0, ρ_0 (或 T_0), 流速 c_0 , 以及出口截面的背压 p_1 , 就可以按上式求得。

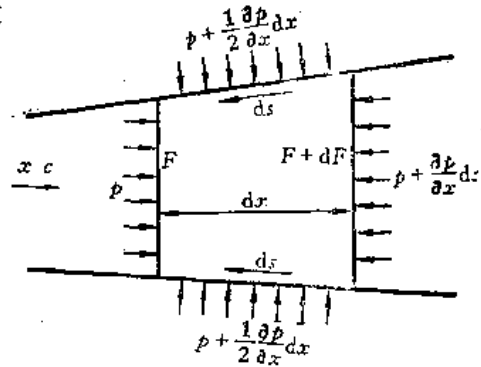


图 2-3 运动方程的推导

§2-6 动量矩方程

上面用能量守恒的原理探讨了叶轮机机械内能量转换的规律。这里将进一步考察气流动能的变化与叶轮机机械转轴上机械功之间的相互联系。为此, 首先推导动量矩方程。

从理论力学已经知道, 质点系对于某一固定点或固定的轴线的动量矩对时间的导数, 等于作用于质点系所有外力对同一点或转轴之矩的矢量和。也就是说, 作用在物体上的外力矩

的总和,等于动量矩对时间的变化率:

$$\sum r \times F = \frac{d}{dt} (\sum r \times mc) \quad (2-41)$$

式中, F 为作用在物体上的外力, m 为物体的质量, c 为物体的速度, r 为力的作用点到转轴的矢径。

对于叶轮机内的气流,上式同样是成立的。但是由于在气流中要划分出一个特定的气体微团,并按此方式进行计算是很不方便的,为此上式必须改写成另一种适用于流动气流的形式。为此,在运动流体中任意取一段流管 1-1-2-2,其两端为垂直于流管轴线的截面 1-1 和 2-2,同时,在该两特征截面上的气流参数,如压力 p 、速度 c 等等,都认为是已知的。一般说来,它的速度可以是三维的,然而只有 mc_u 对转轴 Ox 有动量矩。 c_r 与 x 轴相交,而 c_z 与 Ox 轴平行,因此它们对 Ox 轴的动量矩都等于零。

写出适用于流动流体的动量矩方程,流管 1-1-2-2 的位置经过 dt 时间以后移动到 1'-1'-2'-2',由于在定常流条件下,包含在公共容积 1'-1'-2'-2' 内的气流参数不随时间而改变,因此这部分流体所具有的动量矩在瞬间 t 和 $t+dt$ 时也是不变的。所以,在经过 dt 时间以后,流管 1-1-2-2 中气流动量矩的变化,在数值上就等于 2-2-2'-2' 之间的气流动量矩和 1-1-1'-1' 之间的那部分气流的动量矩之差。

容积 2-2-2'-2' 之间气流对转轴的动量矩为 $\Delta m_2 c_{2u} r_2$; 其中 Δm_2 为 2-2-2'-2' 容积中所包含的气流质量。同样,1-1-1'-1' 容积中气流对同一转轴的动量矩为 $\Delta m_1 c_{1u} r_1$,其中 Δm_1 为 1-1-1'-1' 那部分容积的气流质量。根据连续流条件, $\Delta m_1 = \Delta m_2 = q_m \cdot dt$,其中 q_m 为气体在单位时间内流过的质量流量。

于是,在经过 dt 时间以后,流经流管的气流,其动量矩的变化可写成:

$$\Delta m_2 c_{2u} r_2 - \Delta m_1 c_{1u} r_1 = q_m c_{2u} r_2 dt - q_m c_{1u} r_1 dt$$

在 dt 时间内,气流对转轴的动量矩变化率为:

$$\frac{q_m c_{2u} r_2 dt - q_m c_{1u} r_1 dt}{dt} = q_m (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1) \quad (2-42)$$

据式 (2-41) 可知,上式所表示的动量矩变化率就等于在转轴上获得的合力矩 $T = \sum r \times F$ 的大小,即:

$$T = q_m (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1) \quad (2-43)$$

这就表明,当气流带有切向速度 c_{1u} 在 r_1 处流入,而在 r_2 处以切向速度 c_{2u} 流出,则在转轴上获得以式 (2-43) 表示的合力矩 T 。若动叶轮以等角速度 ω 旋转,其角位移 $\theta = \omega dt$,则当流过的质量流量为 q_m 时,叶轮对气流所作的轮周功 L_u 为:

$$L_u = T\theta = q_m (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1) \omega dt = \Delta m (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1) \omega$$

对单位质量流量,叶轮转轴上的轮周功 L_u 与成:

$$L_u = \frac{L_u}{\Delta m} = \omega (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1) = c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1 \quad (2-44)$$

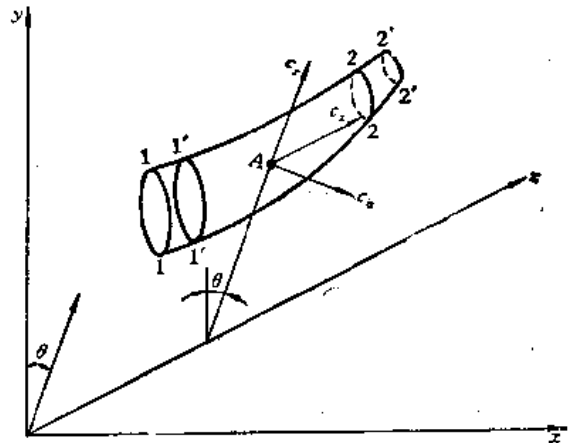


图 2-4 动量矩方程引证图

当流管的进出口半径相等(轴流式机械)时, $r_1 = r_2$, 于是有:

$$L_u = u(c_{2u} - c_{1u}) = u\Delta c_u \quad (2-45)$$

轮周功 L_u 的符号是这样规定的, 当 L_u 是正值时表明是加入轮周功, 这时叶轮对气体做功, 使得气流的流速 c_{2u} 比 c_{1u} 大, 流速增大并转换成压力的提高。这时相当于压气机级的工作状况。若气流对叶轮做功而导致流速降低, 则 c_{2u} 要比 c_{1u} 减小, L_u 是负值。这时气流流过动叶轮时从转轴上获得轮周功, 相当于涡轮的工作状况。

动量矩方程还可以写成另一种形式。利用速度三角形关系, 即相对速度、绝对速度和牵连速度之间的关联:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_{1u}$$

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2c_{2u}$$

将上式代入到式(2-45), 得到:

$$L_u = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (2-46)$$

上式通常称为第二欧拉功方程。

式(2-45)、(2-46)是叶轮机械中基本方程之一, 只要利用进出口截面气流参数的变化, 就可以求出转轴上轮周功的值, 或是相反。其方便之处还在于, 只要进出口截面气流参数是已知的, 就可以利用式(2-45)、(2-46)求得轮周功而不必深入了解在流管(叶栅通道)内流过的详细过程, 即使流体是有粘性的, 产生脱流, 甚至内部有其他过程发生, 如传热、化学反应等等, 动量矩方程仍然是适用的。

第3章 燃气轮机和蒸汽轮机装置的热力循环

§3-1 装置的热力过程及性能指标

1. 燃气轮机装置

在燃气轮机的各部件中,进行着不可逆的压缩过程、燃烧过程、换热过程和膨胀过程。本节中讨论在 $T-s$ 图上表示的这些过程,并推导有关的计算公式。

(1) 压缩过程

图 3-1 左方为 $T-s$ 图上的压缩过程,过程的初始参数为总压 p_1^* 及总温 T_1^* , 终了参数为总压 p_2^* , 总温 T_2^* , 在透平机械(压气机或涡轮)中,气体与外界的热交换极微,可以忽略不计,则压缩过程 1-2 是不可逆的绝热过程。图中也表示了理想的(即无损失的)压缩过程 1-2a,它是可逆的绝热过程,即等熵压缩过程。

压缩过程的终了压力 p_2^* 与初始压力 p_1^* 之比称为压比 π_c^* :

$$\pi_c^* = \frac{p_2^*}{p_1^*}$$

压缩过程所需的功为(相对于 1kg 工质):

$$W_c = \dot{q}_2^* - \dot{q}_1^* = c_{p,c} (T_2^* - T_1^*)$$

式中, $c_{p,c}$ 为实际压缩过程中的平均定压比热容 [kJ/(kg·K)]。

相应的理想压缩过程(即等熵压缩过程)所需的功为:

$$W_{ca} = \dot{q}_{2a}^* - \dot{q}_1^* = c_{p,ca} (T_{2a}^* - T_1^*)$$

式中, $c_{p,ca}$ 为理想压缩过程中的平均定压比热容 [kJ/(kg·K)]。

压缩过程的完善度常用等熵效率 η_c 来表示,它定义为在相同的压比下理想压缩过程耗功与实际压缩过程耗功之比:

$$\eta_c^* = \frac{W_{ca}}{W_c}$$

忽略 $c_{p,c}$ 和 $c_{p,ca}$ 的很小的差别,则等熵效率可以用温度差来表示,即:

$$\eta_c^* = \frac{T_{2a}^* - T_1^*}{T_2^* - T_1^*}$$

已知理想压缩过程的压力和温度之间具有如下关系:

$$\frac{T_{2a}^*}{T_1^*} = \left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{n}} = \pi_c^{*n}$$

式中, $n = \frac{k-1}{k}$ 。

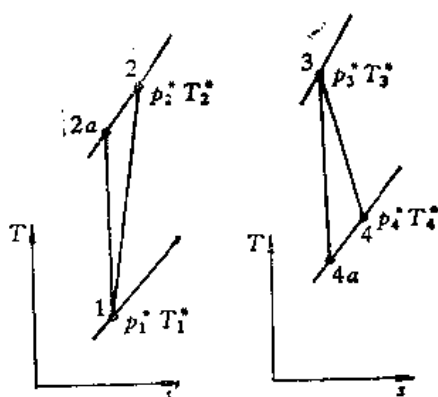


图 3-1 压缩和膨胀过程的 $T-s$ 图

这样,便得到常用的压缩过程耗功 W_c 的表达式:

$$W_c = \frac{W_{ca}}{\eta_c^*} = \frac{c_{p0} T_1^*}{\eta_c^*} \left(\frac{T_{2a}^*}{T_1^*} - 1 \right) = \frac{c_{p0} T_1^* (\pi_c^{*\gamma} - 1)}{\eta_c^*} \quad (3-1)$$

也得到压缩终了温度 T_2^* 的表达式:

$$T_2^* = T_1^* + \frac{W_c}{c_{p0}} = T_1^* \left(1 + \frac{\pi_c^{*\gamma} - 1}{\eta_c^*} \right) \quad (3-2)$$

(2) 膨胀过程

图 3-1 右方为 $T-s$ 图上的膨胀过程,该过程的初始参数为 p_3^* 、 T_3^* 、膨胀的终了参数为 p_4^* 、 T_4^* 、曲线 3-4 称为实际膨胀过程。在热交换可以忽略的情况下,它是一个不可逆的绝热过程,相应的理想的(无损失的)膨胀过程在图中为 3-4a 所表示,它是一可逆的绝热膨胀过程,也是等熵膨胀过程。

膨胀过程的初始压力与终了压力之比为膨胀比:

$$\pi_T^* = \frac{p_3^*}{p_4^*}$$

在同一膨胀比下,实际膨胀过程和理想膨胀过程所作的功,分别由下式表示:

$$W_T = \dot{q}_3^* - \dot{q}_4^* = c_{pT} (T_3^* - T_4^*)$$

$$W_{T_a} = \dot{q}_3^* - \dot{q}_{4a}^* = c_{pT_a} (T_3^* - T_{4a}^*)$$

膨胀过程的完善度也由等熵效率来表示,它定义为在相同的膨胀比下实际膨胀过程作功与相应的理想膨胀过程作功之比:

$$\eta_T^* = \frac{T_3^* - T_4^*}{T_3^* - T_{4a}^*}$$

显然,上式中也忽略平均比热容 c_{pT} 和 c_{pT_a} 的差异。必须指出, W_T 是相对于参与膨胀过程的 1 公斤工质的作功量;在燃气轮机中,参与压缩过程的工质性质和数量,往往有别于参与膨胀过程的工质性质和数量。

用类似于压缩过程的推导,可得到膨胀过程作功的表达式:

$$W_T = c_{pT} T_3^* (1 - \pi_T^{*n_1}) \eta_T^* \quad (3-3)$$

以及膨胀终了温度 T_4^* 的表达式:

$$T_4^* = T_3^* [1 - (1 - \pi_T^{*n_1}) \eta_T^*] \quad (3-4)$$

式中, $n_1 = \frac{k_1 - 1}{k_1}$, k_1 是膨胀过程的平均绝热指数。

(3) 燃烧过程

将燃料中的碳和氢与空气中的氧相互化合成二氧化碳和水蒸汽,同时释放出反应热(或称燃料低发热值),使燃烧产物的焓值上升。在对循环的各种性能作初步分析时,燃烧过程中加入到工质中的热量可用下式计算:

$$Q = c_{pg} (T_3^* - T_2^*) / \eta_b \quad (3-5)$$

式中, c_{pg} 为燃烧产物在 $T_2^* - T_3^*$ 区间的平均等压比热容, $[kJ/(kg \cdot K)]$, η_b 为燃烧效率。

燃气轮机的性能可以由若干性能指标来表征。第一个性能指标是比功。所谓燃气轮机的比功,是指单位质量工质所作的有用功,也就是单位质量工质所发出的功率。已知压缩过程中每单位质量工质耗功为 W_c , 膨胀过程中每单位质量工质作功为 W_T , 如忽略压缩过程和膨胀过程中流量的差别以及机械损失,则发动机的比功 W_1 近似地表示为:

$$W_1 \approx W_T - W_c \quad (3-6)$$

发动机比功越大,发出一定功率所需的流量就越小,发动机和进、排气管道的尺寸就越小。故比功表征了机组的重量和尺寸。

其次是燃气轮机的内效率。内效率定义为发动机的输出的有用功与消耗的燃料热量之比,如两者都以 1kg 工质为准,则内效率的表达式为:

$$\eta_i = W_i / f H_u \quad (3-7)$$

式中, f 为燃料质量与空气之比, H_u 为燃料的低发热量(kJ/kg)。

令 b_o 为单位时间(小时)单位输出功率的燃油消耗量,简称为耗油率:

$$b_o = 3600 f / W_i \quad (3-8)$$

故可得内效率与耗油率之间的关系:

$$\eta_i = 3600 / (b_o \cdot H_u) \quad (3-9)$$

在发动机内效率中除考虑排气带走的热量损失外,还考虑了在透平机械和燃烧室中的各种热力损失,同时也考虑了所有管道中的总压损失。

除了内效率外,发动机的经济性还可以用有效效率 η_o 来表示。它和内效率的区别主要在于计及透平机械中的机械损失(有时也计及外部漏气损失),亦即:

$$\eta_o = \eta_i \eta_m \quad (3-10)$$

式中, η_m 为燃气轮机的总的机械效率,它与各部件的机械效率等因素有关。

在燃气轮机热循环分析时,往往先不考虑管道总压损失和机械损失,然后再单独分析这些损失对发动机性能的影响。

发动机内效率表征了热能转化为机械功的完善度,是发动机经济性的主要指标。

发动机的经济性还可以用耗油率或耗热率来表示:

$$\text{耗油率: } b_o = 3600 / (\eta_i H_u) \quad (3-11)$$

$$\text{耗热率: } q = 3600 / \eta_i \quad (3-12)$$

除上述诸主要指标外,在分析发动机性能时往往引入所谓有用功系数,或称为功比 φ ,它定义为有用功与膨胀功之比:

$$\varphi = \frac{W_i}{W_T} = 1 - \frac{W_c}{W_T} \quad (3-13)$$

2. 蒸汽轮机装置

蒸汽轮机动力装置包括四部分主要设备——蒸汽锅炉,蒸汽轮机,凝汽器和水泵(图 3-2(a))。因此,在蒸汽轮机动力装置各设备中,进行着加热过程、膨胀过程、放热过程和压缩过程。

蒸汽轮机动力装置的朗肯循环示于图(3-2)的(a)和(b)中。3—4 线表示水在给水泵中绝热压缩过程;4—5 线表示水在锅炉中加热到沸腾温度的过程;5—6 线表示水在锅炉中的蒸发过程;6—1 线表示蒸汽在过热器中的过热过程;1—2 α 线表示蒸汽在蒸汽轮机中的理想膨胀过程,其实际膨胀过程用 1—2 线表示,见图 3-2 中(c);2—3 线(或 2 α —3 线)表示排出的蒸汽在凝汽器中的凝结放热过程。

水在锅炉中的加热、蒸发和过热等过程都是在定压下进行的。因此,传递给 1kg 水和蒸汽的热量 q_1 全部用来提高工质的焓:

$$q_1 = \phi_1^* - \phi_4 \quad (3-14)$$

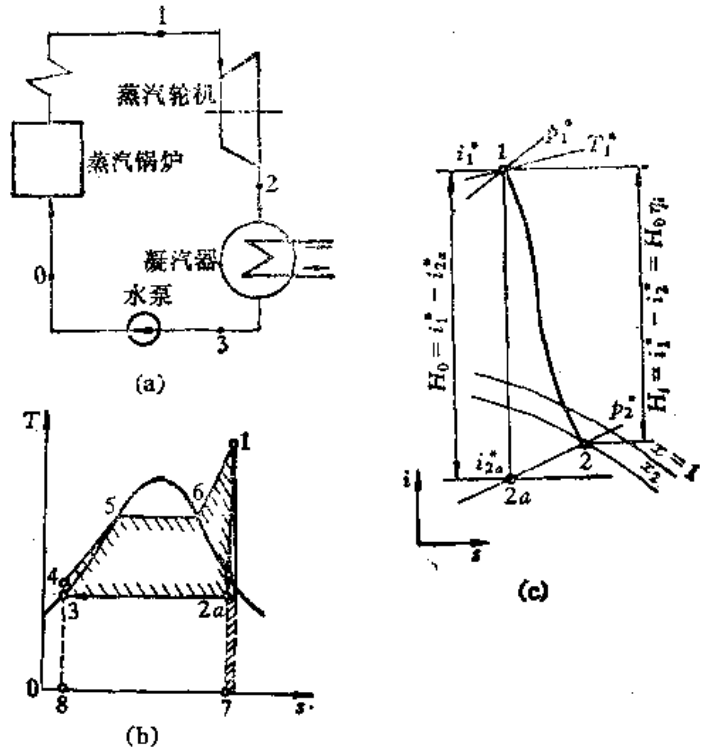


图 3-2 蒸汽轮机动力装置示意图及其在 $T-s$ 图和 $i-s$ 图上的表示

来自蒸汽轮机的蒸汽进入凝汽器，在定压下凝结，并将热量传递给冷却水。在理想朗肯循环中，这一热量可以按蒸汽在蒸汽透平中作等熵膨胀的排气焓 i_{2a}^* 与凝结水焓 i_3 之差来确定：

$$q_2 = i_{2a}^* - i_3 \quad (3-15)$$

1kg 蒸汽的理论功 W_{Tt} 等于吸入热量和放出热量之间的差值：

$$W_{Tt} = q_1 - q_2 = (i_1^* - i_4) - (i_{2a}^* - i_3) = (i_1^* - i_{2a}^*) - (i_4 - i_3) \quad (3-16)$$

上式中的焓差 $i_1^* - i_{2a}^*$ 代表蒸汽透平中 1kg 蒸汽在绝热膨胀过程中所作的功。焓差 $i_4 - i_3$ 是 1kg 水在给水泵中所消耗的功。

1kg 蒸汽的理论功与吸入热量之比称为蒸汽轮机装置循环的绝对效率或热效率：

$$\eta_t = \frac{W_{Tt}}{q_1} = \frac{(i_1^* - i_{2a}^*) - (i_4 - i_3)}{i_1^* - i_4}$$

上述表达式的分母中加、减一项 i_3 ，可得下式：

$$\eta_t = \frac{(i_1^* - i_{2a}^*) - (i_4 - i_3)}{(i_1^* - i_3) - (i_3 - i_4)} \quad (3-17)$$

如果分析汽轮机装置经济性时，因给水泵的功耗只占蒸汽透平所作功的很小一部分，可忽略不计，则装置的绝对效率 η_t 将等于：

$$\eta_t = \frac{i_1^* - i_{2a}^*}{i_1^* - i_3} \quad (3-18)$$

效率可以用热量之比表示，也可用功率之比表示。下面，借助于图 3-3 对蒸汽轮机装置的主要效率进行讨论。

由图 3-3 可知，蒸汽轮机机组各功率之间的关系是：

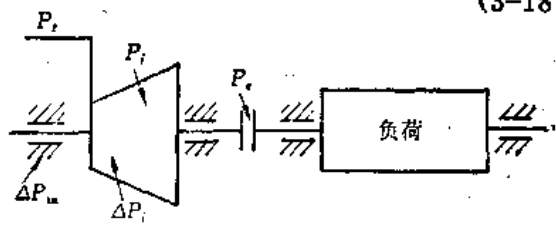


图 3-3 蒸汽轮机装置功率示意图

$$P_i > P_1 > P_e$$

式中, P_i 为蒸汽透平的理想功率(kW); P_1 为蒸汽透平的内功率(kW), $P_1 = P_i - \Delta P_i$; P_e 为蒸汽透平轴端功率, 又称有效功率(kW), $P_e = P_1 - \Delta P_m$ 。其中, ΔP_i 为蒸汽透平内部损失功率, 主要指叶片中损失, 叶轮的转动摩擦阻和鼓风损失, 内部漏气的损失, 余速损失等; ΔP_m 为主要包括蒸汽透平外部机械损失功率, 即蒸汽透平带动油泵、调速器和克服轴承摩擦阻力所消耗的功率, 有时也包括外部漏气损失。

由此可以得出:

(1) 绝对效率

绝对效率是蒸汽透平发出的各种形式的功率与蒸汽在整个热力循环中所吸收的热量之比。它是从整个热力循环角度出发来衡量蒸汽轮机工作经济性的指标。属于这一类的效率有:

$$\text{绝对热效率} \quad \eta_t = \frac{P_i}{Gq_1} \quad (3-19)$$

$$\text{绝对内效率} \quad \eta_1 = \frac{P_1}{Gq_1} \quad (3-20)$$

$$\text{绝对有效效率} \quad \eta_e = \frac{P_e}{Gq_1} \quad (3-21)$$

式中, G 为通过蒸汽透平的蒸汽流量(kg/h)。

(2) 相对效率

相对效率是蒸汽轮机发出的各种形式功率与蒸汽在蒸汽透平中能转变的理想功率之比。它是从蒸汽轮机本身出发来讨论其完善的程度和工作经济性的指标。属于这一类的效率有:

$$\text{相对内效率} \quad \eta_{t1} = \frac{P_1}{P_i} \quad (3-22)$$

$$\text{相对有效效率} \quad \eta_{te} = \frac{P_e}{P_i} \quad (3-23)$$

(3) 其他效率

$$\text{机械效率: } \eta_m = \frac{P_e}{P_1} \quad (3-24)$$

它表明蒸汽透平在机械方面工作效能的完善度。

(4) 各效率间的转换关系

$$\eta_1 = \eta_t \eta_{t1} \quad (3-25)$$

$$\eta_e = \eta_t \eta_{te} \quad (3-26)$$

$$\eta_{te} = \eta_{t1} \eta_m \quad (3-27)$$

近代蒸汽轮机装置中, 各种效率数值已大为提高, 循环热效率可达 40% 以上, 蒸汽透平相对内效率可达 83%~90%, 机械效率可达 93~97%。

§ 3-2 燃气轮机的简单循环

依次实现绝热压缩、等压(或近似等压)加热、绝热膨胀及等压(或近似等压)放热诸过程的循环称为燃气轮机的简单循环, 有时也称布来登循环。理想的简单循环已在工程热力学中讨论过并作出了有关压力比和温度比对循环有用功与效率影响的分析。

然而,在实际的发动机中,循环的诸过程都是不可逆的。其之所以不可逆,原因在于:

(1) 过程进行的速度

在透平机械和燃烧室中,过程发展得极其迅速,不可能保持平衡过程中所要求的气体状态变化无限缓慢的要求;

(2) 气体的粘性

实际气体都是粘性气体,故存在着工质内部和外部的摩擦,并由此引起过程中种种附加损失;

(3) 燃烧过程的不完全

正如工程热力学所指出,燃烧过程本身就是一个不可逆过程的例子,再加上在燃气轮机的燃烧室中燃烧过程的化学反应不完全,又增添了附加的损失;

(4) 加热引起的热阻

由气动力学可知,工质的总压损失不仅起因于粘性,而且也起因于“热阻”。当然,热阻对一般燃气轮机而言并不很大,但当在超音速流中燃烧时(如冲压发动机中)它却起着重要的作用;

(5) 热交换的存在

发动机的高温部件往往向外界辐射、散热,在某些冷却部件中也把部分得自工质的热量传给冷却剂,从而使过程偏离绝热过程并伴随着散热损失。

由此可见,简单循环的诸过程都是不可逆的。严格地说,不可逆过程是无法在热力线图($T-s$ 或 $p-v$ 图)上表示的。

图 3-4 上方为燃气轮机的简图,1、1'、2、3、4 分别表示各部件的进出口截面,称为特征截面。当发动机稳定工作时,可以认为诸特征截面上的总参数是稳定的,其值用特征截面上的平均值来表示。稳定的参数可以在热力线图上表示。于是在 $p-v$ 和 $T-s$ 图上得到1、1'、2、3、4 诸点,用适当的曲线连接这些点,就形成近似的实际循环。其中,1-1'是进气道中的过程,压力因压损而下降,但总温不变。1'-2是压气机的压缩过程,可认为是绝热的,但其熵值则因不可逆而逐渐增加。2-3是燃烧室中的燃烧过程。由于工质粘性和燃烧热阻,总压稍有下降,过程则稍稍偏离等压燃烧。3-4是透平中的膨胀过程,除非有强烈冷却,仍可视为有损失的绝热过

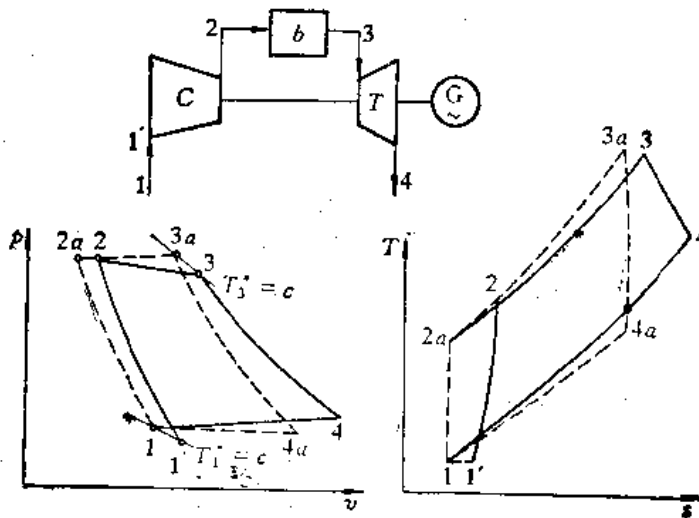


图 3-4 简单循环(有压损)

程。4-1 则是废气排出大气且在大气中冷却的过程。为了克服排气管道中的压力损耗,4 点的总压高于以 1 点为代表的大气压力。必须指出,除了有各种损失外,这个循环的另一特点是过程中工质的性质和数量因燃烧而发生变化。

在同一图中,用虚线表示了同样进气条件、同样最高压力和同样最高燃气温度下的理想循环。

正如上节指出的那样,在热力循环分析时,为了简化而又使所得的分析结论不失其一般的意义,先不考虑总压损失和机械损失,换言之,先只考虑三个损失,它们是:

(1) 压气过程中的损失

以压缩过程的等熵效率 η_c 来考虑。

(2) 膨胀过程中的损失

以膨胀过程的等熵效率 η_T 来考虑。

(3) 燃烧不完全损失

以燃烧效率 η_b 来考虑。

此外,在循环分析时忽略工质流量的变化。这样一来,实际循环的 $p-v$ 图和 $T-s$ 图如图 3-5 所示。这时由于不考虑压力损耗,点 1 和 1' 归并为一点,而燃烧过程 2-3 和放热过程 4-1 则沿等压线进行。图中虚线仍表示相应的理想循环。现在进一步分析实际简单循环的性能指标。

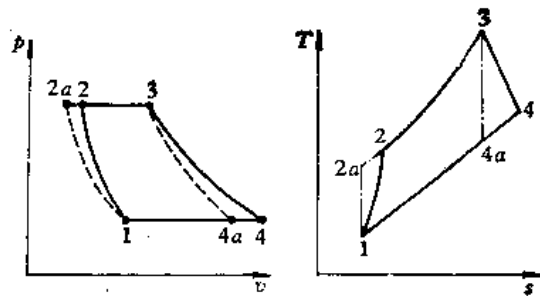


图 3-5 简单循环(无压损)

根据发动机比功和内效率的定义式(3-5)、(3-6)和式(3-7),有:

$$\eta_i = \frac{W_i}{fH_u} = \frac{W_T - W_c}{c_{pg}(T_3^* - T_2^*)} \eta_b \quad (3-28)$$

把 §3-1 中所得的有关压气机耗功、涡轮膨胀功、压气机压缩过程终了温度和膨胀过程的终了温度的表达式(3-1)、(3-2)、(3-3)、(3-4)代入上式,稍加整理后得到简单循环的比功和内效率的解析式:

$$W_i = T_1^* [c_{pT} \tau^* (1 - \pi_T^{*-n}) \eta_T^* - c_{pc} (\pi_c^{**} - 1) / \eta_c^*] \quad (3-29)$$

$$\eta_i = \frac{c_{pT} \tau^* (1 - \pi_T^{*-n}) \eta_T^* - c_{pc} (\pi_c^{**} - 1) / \eta_c^*}{c_{pg} \{ \tau^* - [1 + (\pi_c^{**} - 1) / \eta_c^*] \}} \eta_b \quad (3-30)$$

如果近似地认为所有过程中平均等压比热容相等,即

$$c_{pT} \approx c_{pc} \approx c_{pg} \approx c_p$$

和

$$n_1 \approx n$$

此外,由于不考虑压损,所以 $\pi_T^* = \pi_c^* = \pi^*$,这样解析式又可以进一步简化:

$$W_i = c_p T_1^* [\tau^* (1 - \pi^{*-n}) \eta_T^* - (\pi^{**} - 1) / \eta_c^*] \quad (3-31)$$

$$\eta_i = \frac{\tau^* (1 - \pi^{*-n}) \eta_T^* - (\pi^{**} - 1) / \eta_c^*}{\tau^* - [1 + (\pi^{**} - 1) / \eta_c^*]} \eta_b \quad (3-32)$$

式(3-29)~式(3-32)中引入了新的符号 τ^* ,

$$\tau^* = \frac{T_3^*}{T_1^*} \quad (3-33)$$

它是循环的最高温度与最低温度之比,简称循环的温度比。

由式(3-31)和式(3-32)可见,发动机的比功和内效率是部件效率(η_T^* 、 η_c^* 、 η_b)、循环压比 π 、循环温度比 τ 的函数。这里着重分析循环的两个重要参数——压比、温度比对发动机性能的影响。

由式(3-31)和式(3-32)可见,当压比 $\pi^*=1$ 时,比功和效率都为零。当 π 提高到所谓极限压比,即

$$\pi^* = (\eta_T^* \eta_c^* \tau^*)^{\frac{1}{n}} \quad (3-34)$$

时,压力机耗功等于涡轮膨胀功,比功和效率又等于零,这两个极端情况之间必存在使比功达到极大值的压比 $\pi_{w_{max}}^*$ 和使效率达到极大值的压比 $\pi_{\eta_{max}}^*$ 。它们可由式(3-31)和式(3-32)对 π^* 求一阶偏导,并置零后解出。令

$$\frac{\partial W_1}{\partial \pi^{*n}} = 0$$

求得:

$$\pi_{w_{max}}^* = (\tau^* \eta_c^* \eta_T^*)^{\frac{1}{2n}} \quad (3-35)$$

由此可见,与简单理想循环一样,相对于最大比功存在着一个最佳压比 $\pi_{w_{max}}^*$,从它的公式(3-35)可见,当 $\eta_c^* = \eta_T^* = 1$ 时,就变成工程热力学导出的理想循环公式;又可见 $\pi_{w_{max}}^*$ 刚好是极限压比的平方根。由式(3-32)可求相对于效率的最佳压比 $\pi_{\eta_{max}}^*$ 如下。令

$$\frac{\partial \eta_1}{\partial \eta^{*n}} = 0$$

得:

$$\pi_{\eta_{max}}^* = \left[\tau^* \eta_c^* \eta_T^* / \left(1 - \frac{\eta_{i_{max}}}{\eta_b} \right) \right]^{\frac{1}{2n}} \quad (3-36)$$

下面给出由式(3-36)求得的最佳压比 $\pi_{\eta_{max}}^*$ 的值:

$$\eta_T^* = 0.88, \quad \eta_c^* = 0.85$$

$$\tau^* = 2.46 \quad 2.83 \quad 3.20 \quad 3.56 \quad 4.31 \quad 5.40$$

$$\pi_{\eta_{max}}^* = 3.39 \quad 5.50 \quad 8.71 \quad 10.0 \quad 15.9 \quad 25.2$$

可以看出,温度比愈高,则最佳压比也愈大。在计算时,取涡轮效率和压气机效率为常数,从而显然回避了这样一个问题:当压比变化时,把这些效率取为常数是否合理?这问题留待部件详述时再行解决。

比较相同温度比下的 $\pi_{\eta_{max}}^*$ 和 $\pi_{w_{max}}^*$ 值,可发现在简单循环中相对于最大比功的最佳压比总是小于相对于最大效率的最佳压比,即当 τ^* 一定时, $\pi_{w_{max}}^* < \pi_{\eta_{max}}^*$ 。

现在分析温度比的影响。

从式(3-31)明显地看出,比功 W_1 随温度比 τ^* 单调增长,为了研究温度比对内效率的影响,把式(3-32)对 τ^* 求偏导,得:

$$\frac{\partial \eta_1}{\partial \tau^*} = \frac{(\pi^{*n} - 1)/\eta_c^* - \eta_T^*(1 - \pi^{*n})[1 + (\pi^{*n} - 1)/\eta_c^*]}{\{\tau^* - [1 + (\pi^{*n} - 1)/\eta_c^*]\}^2} \eta_b$$

式内分子可改写为:

$$\frac{\pi^{*n} - 1}{\pi^{*n} \eta_c^*} [\pi^{*n}(1 - \eta_T^*) + \eta_T^*(1 - \eta_c^*)] > 0$$

所以,内效率也随温度比 τ^* 单调增长。

以上的分析可以在图 3-6 中充分地表示出来,该图实线是按式(3-31)和式(3-32)绘制。它们代表内效率、比功随循环的主要热力参数(压比和温度比)变化的规律,图中虚线则是按式(3-35)和式(3-36)绘制。它们表示了最佳压比($\pi^*_{\eta_{max}}$ 和 $\pi^*_{w_{max}}$)随温度比变化的规律。

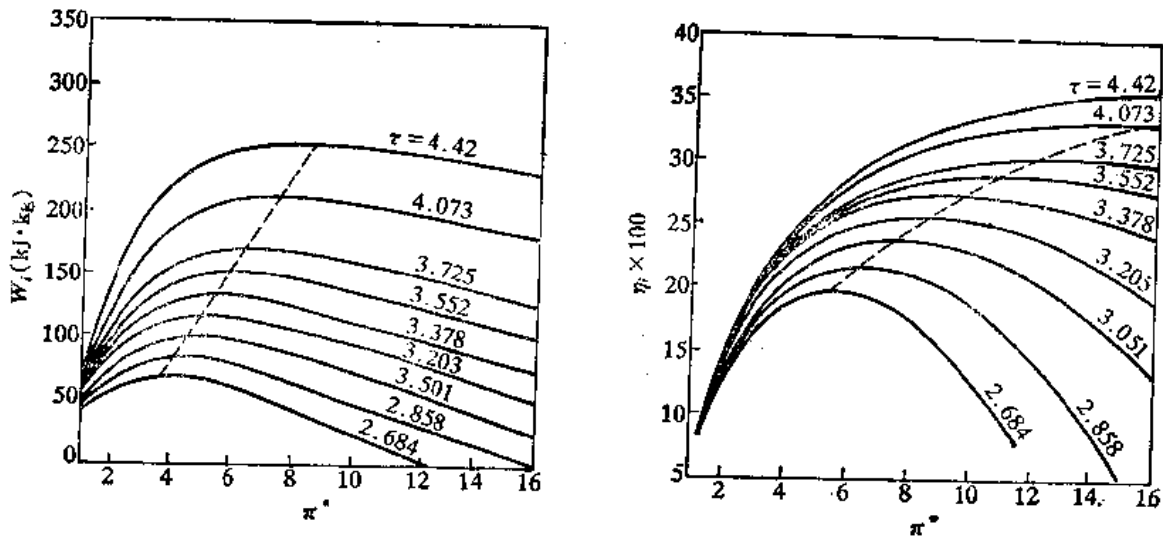


图 3-6 效率、比功随温度比、压比变化曲线

从图 3-6 可以得到如下结论:

(1) 当温度比给定时,比功和内效率随压比而变化;当 $\pi^* = \pi^*_{\eta_{max}}$ 时,内效率达最大值;当 $\pi^* = \pi^*_{w_{max}}$ 时,比功达最大值。本结论表明,必须慎重地选择发动机的压力比。通常当发动机的重量尺寸是主要矛盾时,应该把压比取在 $\pi^*_{w_{max}}$ 附近,以使比功达最大值,从而降低耗气率以及与之有关的机组重量尺寸;如果发动机的经济性是主要矛盾,则应该把压比取在 $\pi^*_{\eta_{max}}$ 附近,从而使发动机有最高的效率,把耗油率降低到最大程度。由于效率和比功曲线的极值点附近往往有一段平坦区,所以有时也可能把压比取在 $\pi^*_{\eta_{max}}$ 与 $\pi^*_{w_{max}}$ 之间,以兼顾经济性和重量及尺寸。

(2) 当压比给定时,比功和内效率都随温度比单调递增,即如某些文献上所述:效率先随温度比增加而增加、后随温度比增加而降低的观点是错误的。但必须指出,在一定压比下,温度比提高时,起始内效率升高很快,但以后升高的速度就缓慢下来。例如取压比 $\pi^* = 16$, T_3^* 从 873K 提升到 973K 时,内效率升高 10%; 而从 1373K 提高到 1473K 时,内效率仅升高 1.5%。有趣的是,如把式(3-32)取极限:

$$\lim_{\tau \rightarrow +\infty} \eta_i = (1 - \pi^{*\gamma}) \tau^{\gamma} \eta_b$$

上式括弧中是给定压比 π^* 下的理想循环的效率 η_i , 所以

$$\lim_{\tau \rightarrow +\infty} \eta_i = \eta_i \tau^{\gamma} \eta_b$$

由此可见,给定压比时,温度比无限提高,发动机的内效率还是低于同压比下的理想效率 η_i 。

(3) 温度比提高时,最佳压比也提高。这条结论表明,为了改善发动机的经济性或降低发动机的重量尺寸,在提高温度的同时,必须提高压比,这样才能充分发挥高温的效果。由于材料科学的发展,燃气轮机的燃气温度可以从第一代机组的 750℃ 提高到第三代机组的 1200℃。与此同时,压比也从第一代 4~6 提高到第三代的 20 以上。

其他因素如涡轮效率、压气机效率、燃烧室效率、流动阻力、变比热容等，都对实际循环性能会产生一定的影响。

燃气涡轮效率 η_T 、压气机效率 η_c 和循环比功 W_i 及内效率 η_i 间的关系可见式(3-31)和(3-32)。从式中可知, W_i 和 η_i 都是随 η_T 和 η_c 的下降而下降的。一般而言, 在常用的 τ^* 和 π^* 范围中, η_T^* 变化 1%, η_i 将变化 2%~3%, 而 η_c^* 变化 1%, η_i 将变化 1%~2%。

燃气轮机中工质的滞止压力的损失 Δp 是由进气道流动的阻力、燃烧室流阻和热阻以及排气道的流阻所引起的, 通常用压损率 ε 来表示, ε 与 Δp 之间的关系可表示为 $\varepsilon = \frac{\Delta p}{p} = 1 - \sigma$ 。式中 σ 称为由压损引起的总压恢复系数。一般而言, ε 每增加 5%, 约可使 W_i 下降 2%~5%; η_i 下降 1%~2%。

在作燃气轮机热力循环计算时, 定比热容的方法, 即假定工质的 c_p 、 k 是常数, 只适用于估算。作详细的热力计算时, 必须考虑 c_p 和 k 随燃料品种、燃料空气比(f)和燃气温度等不同而变化。燃气的性质是随工况而变化的。建议采用比热容与温度关系的解析式来求解, 因为这种方法的计算程序编制比较方便, 计算机的内存容量要求很小。由于篇幅关系, 这部分内容只得从略, 感兴趣的读者可参见有关文献。

§ 3-3 燃气轮机的回热循环

燃气轮机排气温度较高, 达 700K 以上, 如何利用排气中的废热一直是引人注目的课题。回热是废热利用的一种有效措施, 采用回热循环的燃气轮机简图及 $T-s$ 图示于图 3-7 和图 3-8。

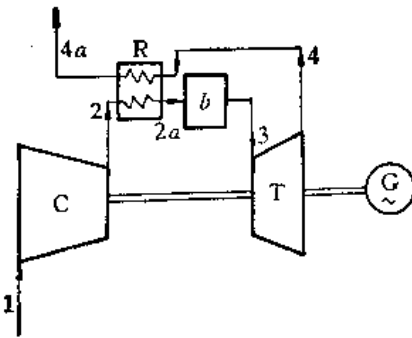


图 3-7 回热循环装置简图

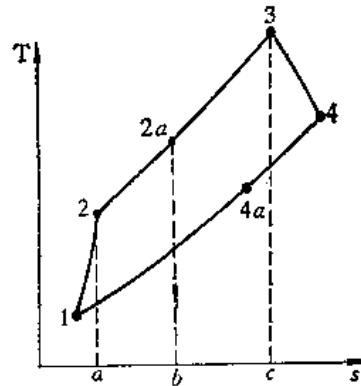


图 3-8 回热循环的 $T-s$ 图

由图 3-7 可见, 在燃气轮机装置中, 比简单循环多了一个称为回热器的热交换器 (图中 R)。热交换器换热面的一侧是从涡轮排出的高温废气, 另一侧是压气机出口的温度较低的空气。在回热器中, 一部分废气热量回收到空气中, 提高了空气进入燃烧室时的温度。如燃烧室出口温度一定, 则燃油供应量就可下降。

图 3-7 是回热循环的 $T-s$ 图。为了讨论方便, 先不考虑进排气道、燃烧室及回热器的流动阻力。在给定的压比 π^* 、温度比 τ^* 及部件效率 η_c^* 、 η_T^* 、 η_b 下, 回热循环的 $T-s$ 图和简单循环的 $T-s$ 图完全重合, 区别仅在于加热过程分为两段: 图中 2—2a 在回热器中加热, 而 2a—3 则在燃烧室中进行。可见, 热量 a—2—2a—b 是从废气中回收的, 而需要消耗燃料来获取的仅仅是热量 b—2a—3—c。相应的放热过程, 不言而喻也分成两段: 4—4a 是在回热器中

进行,过程4—4a中放出的热量,如忽略回热壁向外界散热,则在数值上应该等于2—2a过程中所吸收的热量。

从 $T-s$ 图上可以直观地看到,回热循环具有如下特点:

(1) 在相同的 π^* 、 τ^* 、 η_T^* 、 η_c^* 、 η_b 下,不计压力损耗,则回热循环的膨胀功 W_T 和压缩功 W_c 分别相等于简单循环的膨胀功和压缩功,故回热的采用对比功没有影响。从而,简单循环中有关比功的分析,在回热循环中都能适用。

(2) 在相同的 π^* 、 τ^* 、 η_T^* 、 η_c^* 、 η_b 下,不计压力损耗,回热循环的加入热量仅为 $b-2a-3-c$,而简单循环为 $a-2-3-c$,所以回热循环具有较高的内效率。

(3) 温度比一定,提高压比 π^* ,从 $T-s$ 图上可见,回热器中换热面两侧的温差 $(T_4^* - T_2^*)$ 将减小,回热效果必然降低。当压比高达 π_{UT}^* 时, T_4^* 等于 T_2^* ,则回热效果化为乌有。 π_{UT}^* 称为回热极限压比。所以,压比 π^* 小于 π_{UT}^* ,这是回热可能实现的必要条件。

(4) 压比 π^* 一定,提高温度比 τ^* ,回热器中温差增加,能提高回热的效果。

(5) 假如回热器换热面积无限大,那么空气最终可以加热到废气的最高温度 T_4^* ,但实际上受热面是有限的,所以空气的最终温度总是低于废气的最高温度,即 $T_{2a}^* < T_4^*$;而实际上空气接受的废热 $c_p(T_{2a}^* - T_2^*)$ 总是少于理论上可以接受的废热 $c_p(T_4^* - T_2^*)$ 。实际接受的废热与理论上可接受的废热极限值之比称为回热度 μ ,它表征回热的完善度:

$$\mu = \frac{c_p(T_{2a}^* - T_2^*)}{c_p(T_4^* - T_2^*)} = \frac{T_{2a}^* - T_2^*}{T_4^* - T_2^*} < 1 \quad (3-37)$$

从回热完善度的表达式中可以得到 T_{2a}^* 的表达式如下:

$$T_{2a}^* = T_2^* + \mu(T_4^* - T_2^*) \quad (3-38)$$

下面进一步研究回热循环热力性能的基本方程式。由于其比功与简单循环一样,故以下重点研究内效率。

参照简单循环的内效率公式(3-28),可写出回热循环的内效率公式:

$$\eta_{ir} = \frac{W_1 - W_c}{c_{p,a}(T_3^* - T_{2a}^*)} \eta_b$$

上式区别仅在分母中以 T_{2a}^* 代替式(3-28)中 T_2^* ,把 T_{2a}^* 的表达式(3-38)代入上式,经整理得到回热循环的内效率公式:

$$\eta_{ir} = \frac{\tau^*(1 - \pi^{*n})\eta_T^* - (\pi^{*n} - 1)/\eta_c^*}{\tau^* - (1 - \mu)[1 + (\pi^{*n} - 1)/\eta_c^*] - \mu\tau^*[1 - (1 - \pi^*)\eta_T^*]} \eta_b \quad (3-39)$$

从式(3-39)中可见,如回热度为零,此式就变得与简单循环的表达式(3-34)一样。

如果回热度 $\mu = 1$,则

$$(\eta_{ir})_{\mu=1} = \left(1 - \frac{\pi^{*n}}{\tau^*\eta_T^*\eta_c^*}\right) \eta_b$$

此时, π^* 的减小使内效率增大, $\pi^* \rightarrow 1$ 时, $\pi^{*n} \rightarrow 1$; $(\eta_{ir})_{\mu=1} \rightarrow (\eta_{ir})_{\mu=1, \max}$, 且

$$(\eta_{ir})_{\mu=1, \max} = \left(1 - \frac{1}{\tau^*\eta_T^*\eta_c^*}\right) \eta_b$$

在理想情况下, $\eta_T^* = \eta_c^* = \eta_b = 1$, 则

$$(\eta_{ir})_{\mu=1, \max} = 1 - \frac{1}{\tau^*}$$

也即完全回热的理想循环的最高效率等于同样温度比下的卡诺循环效率。

这种内效率随压比单调变化的情况,只有在完全回热($\mu = 1$)时才存在;在 $\mu \neq 1$ 时,如

$\lambda^* = 1$, 则式(3-39)变为:

$$\eta_{ir} = \frac{0}{(1-\mu)(\tau^*-1)} = 0$$

故内效率曲线如同简单循环那样将存在极值, 而回热循环的最佳压比 $(\pi_r^*)_{\eta_{max}}$ 也可以偏导式(3-39), 并置零后求得:

$$(\pi_r^*)_{\eta_{max}} = \left[\frac{\tau^* \eta_T^* (1-\mu) - \mu \tau^* \eta_T^*}{(1-\mu) - \tau^* + \mu \tau^* - \mu \tau^* \eta_T^* + (1-\mu) \tau^* \eta_T^*} + \frac{\tau^* \eta_T^* (1-\mu) - \mu \tau^* \eta_T^*}{(1-\mu) - \tau^* + \mu \tau^* - \mu \tau^* \eta_T^* + (1-\mu) \tau^* \eta_T^*} \right]^2 - \frac{\tau^* \eta_T^* [\tau^* \eta_c^* (1-\mu) + (1-\mu)(1-\eta_c^*) - \mu]}{(1-\mu) - \tau^* + \mu \tau^* - \mu \tau^* \eta_T^* + (1-\mu) \tau^* \eta_T^*} \quad (3-40)$$

把式(3-39)和式(3-40)绘成曲线(图3-9)。值得注意的是, 在一定的温度比 τ^* 下, 回热度提高, 内效率的峰值也跟着提高, 而最佳压比 $(\pi_r^*)_{\eta_{max}}$ (点划线) 则不断下降。在简单循环中比功的最佳压比总是小于效率的最佳压比, 采用回热后, 比功的最佳压比不受影响, 而效率的最佳压比则随回热度的提高而下降。所以在高回热度的机组中, 效率最佳压比很可能会倒过来小于比功最佳压比。这时, 要设计一台经济性高的发动机往往导致大的机组尺寸, 例如 $T_3^* = 1500\text{K}$, $\mu = 0.75$ 时, $(\pi_r^*)_{\eta_{max}} = 10$, 对输出影响不大; 但当 $\mu = 0.875$ 时, $(\pi_r^*)_{\eta_{max}}$ 仅为 6, 此时比功仅为峰值的 90%。

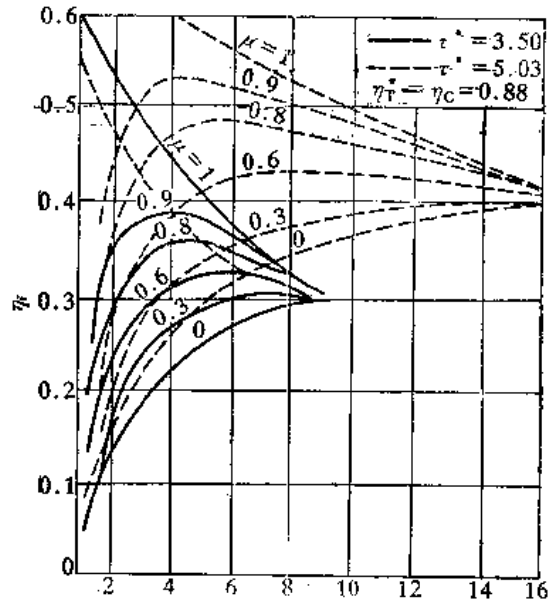


图 3-9 回热循环内效率随压比、温度比、回热度的变化

在图3-9上, 值得注意的还有, 不同回热度的效率曲线都在右方与简单循环的 $\mu = 0$ 曲线交于一点, 该点所对应的压力比就是已指出过的回热极限压比, 其值可由 $T_4^* - T_2^*$ 并置零后求得。

当压比为 π_{ur}^* 时, 不管回热器的受热面积有多大, 也不可能有丝毫废热回收, 因此所有的曲线内效率都等于无回热的简单循环效率。

在同一图上也可看出提高温度比 τ^* 的效果。

回热度提高无疑对内效率是有利的, 但是必须以增加换热面积从而增加重量尺寸为代价。设由废气传入空气的热量每小时为:

$$Q' = G'_m c_p (T_{2a}^* - T_2^*)$$

式中, G'_m 为流量(kg/h)。

从传热学知:

$$Q' = KA \Delta t \approx KA (T_4^* - T_{2a}^*)$$

式中, K 为传热系数($\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K})$); A 为换热面积(m^2); Δt 为对数平均温差(K)。

把上面两式联解, 得:

$$\frac{A}{G'_m} = \frac{c_p (T_{2a}^* - T_2^*)}{K (T_4^* - T_{2a}^*)} = \frac{c_p}{K} \cdot \frac{\mu (T_4^* - T_2^*)}{T_4^* - [T_2^* + \mu (T_4^* - T_2^*)]} = \frac{c_p}{K} \cdot \frac{\mu}{1-\mu}$$

上式两边乘 $\frac{q_T}{p_1}$, 并注意到它是比功的倒数, 故得:

$$\frac{A}{p_1} = \frac{c_p}{K} \cdot \frac{1}{W_1} \cdot \frac{\mu}{1-\mu} \quad (3-41)$$

式中, p_1 为叶轮机功率(kW)。比功 W_1 是不随 μ 变化的。上式表明了单位功率的换热面积是如何随回热度 μ 的变化而剧烈变化的。令 $K = 210 \sim 380 \text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K})$, $c_p = 1 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, $W_1 = 184 \text{kJ}/\text{kg}$, $p_1 = 7355 \text{kJ}/\text{s}$, 代入式(3-41), 得:

$\mu = 0.6$	$A = 740 \text{m}^2$	$\mu = 0.9$	$A = 4443 \text{m}^2$
$\mu = 0.7$	$A = 1152 \text{m}^2$	$\mu = 1.0$	$A = \infty \text{m}^2$
$\mu = 0.8$	$A = 1975 \text{m}^2$		

可见, $\mu = 0.9$ 与 $\mu = 0.6$ 相比, 换热面积几乎增加 5 倍。

回热度的选择不仅要考虑回热器的重量尺寸, 而且要考虑回热器引起的压力损耗, 故转而讨论回热循环中的压损影响。

回热循环中, 总压恢复系数为:

$$\sigma = \sigma_{01} \sigma_{22a} \sigma_{2a3} \sigma_{44a} \sigma_{4a}$$

式中, σ_{01} 、 σ_{22a} 、 σ_{2a3} 、 σ_{44a} 、 σ_{4a} 分别为进气道、回热器空气侧、燃烧室、回热器燃气侧和排气道中的总压恢复系数。

考虑压损后, 回热循环的内效率为:

$$\eta_{irp} = \frac{\tau^* \eta_T^* \sigma_T (1 - \pi^{*\sigma}) - (\pi^{*\sigma} - 1) / \eta_c^*}{\tau^* - (1 - \mu) [1 + (\pi^{*\sigma} - 1) / \eta_c^*] - \mu \tau^* \{1 - [1 - (\pi^* \sigma)^{-1/\sigma}] \eta_T^*\}} \eta_b \quad (3-42)$$

式中, σ_T 为膨胀过程的配置功系数, 定义同简单循环中的相应概念。

最大压比可由上式对压比偏导置零后解出:

$$(\pi_{irp}^*)_{\max} = \left\{ \tau^* \eta_T^* \eta_c^* \frac{1 - \mu (\eta_{irp})_{\max} / \eta_b}{1 - (1 - \mu) (\eta_{irp})_{\max} / \eta_b} \right\}^{\frac{1}{\sigma}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\sigma}} \quad (3-43)$$

当压损增加时, 总压恢复系数 σ 和最高效率 $(\eta_{irp})_{\max}$ 同时下降。当 $0 \leq \mu < 0.5$ 时, 这两个因素按相反的方向作用在 π_{\max} 上, 特别是当 $\mu = 0$ 时, 两个因素的影响几乎可以相互抵消(见简单循环), 当 μ 增加时, σ 的影响逐渐增大, 到 $\mu = 0.5$ 时, 只有 σ 起作用, 即 $\mu = 0.5$ 时,

$$\pi_{\max}^* = [\tau^* \eta_T^* \eta_c^*]^{\frac{1}{2\sigma}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\sigma}} \quad (3-44)$$

可见有压损时, 最佳压比增大。当 $\mu > 0.5$ 之后, σ 和 $(\eta_{irp})_{\max}$ 的降低都导致最佳压比的提高, 故在高回热度时, 有压损的效率最佳压比将较明显地比无压损的高。

顺便介绍一下极限回热度的概念。所谓极限回热度, 就是指回热度增加到某一极限时, 回热器附加压损使回热对提高效率方面的效果降为零。

§ 3-4 燃气轮机的间冷和间冷回热循环

中间冷却的热循环近似地表示在 $T-s$ 图上(见图 3-10), 与简单循环的区别仅存在于压缩过程。第一个压缩过程(1-2')的压比是 $\pi_1^* = \frac{p_2'}{p_1^*}$, 然后空气在中冷器中被冷却(过程 2'-1'), 如略去中冷器空气一侧的压损, 则 2'-1' 是等压冷却过程, 即

$$p_1'^* = p_2'^*$$

为了使中冷器的尺寸不致过大,一般冷却终了温度 $T_1'^*$ 往往高于 T_1^* , 其差达 $20 \sim 25^\circ\text{C}$, 令 ζ 为两个压缩过程起始温度之比, 即

$$\zeta = \frac{T_1'^*}{T_1^*}$$

从中冷器出来的工质, 又进入压气机, 被第二次压缩 (1'-2), 第二次压缩过程的压比为:

$$\pi_2^* = \frac{p_2^*}{p_1'^*}$$

可见, 发动机的总压比为:

$$\pi^* = \frac{p_2^*}{p_1^*} = \frac{p_2^*}{p_1'^*} \cdot \frac{p_1'^*}{p_1^*} = \pi_1^* \pi_2^*$$

发动机的温度比仍为 $\tau^* = \frac{T_3^*}{T_1^*}$ 。

任何压缩过程的耗功正比于过程的起点温度, 在 $T-s$ 图上可见, 由于间冷降低了第二段压缩过程的起点温度, 在相同的总压比下, 间冷的采用一定会使压缩过程耗功降低。在相同的压比 π^* 和温度比 τ^* 下, 间冷的引入对膨胀功无影响。故间冷循环的第一个特点, 就是使发动机比功增大。

压缩过程的终点温度 (在 $T-s$ 图上可见) 因间冷而降低, 所以, 必然使加热量增加, 如无回热, 则必导致燃料消耗增加。这时间冷的引入是否能提高效率, 从直观分析中无从判别。

为进一步在若干问题上作定量分析, 先写出间冷循环的比功和效率公式:

$$W_{\text{ior}} = c_p T_1^* [\tau^* (1 - \pi^{*n}) \eta_T^* - (\pi_1^{*n} - 1) / \eta_{c1}^* - \zeta (\pi_2^{*n} - 1) / \eta_{c2}^*] \quad (3-45)$$

$$\eta_{\text{ior}} = \frac{\tau^* (1 - \pi^{*n}) \eta_T^* - (\pi_1^{*n} - 1) / \eta_{c1}^* - \zeta (\pi_2^{*n} - 1) / \eta_{c2}^*}{\tau^* - (1 - \mu) \zeta [1 + (\pi_2^{*n} - 1) / \eta_{c2}^*] - \mu \tau^* [1 - (1 - \pi^{*n}) \eta_T^*]} \eta_b \quad (3-46)$$

考虑到 $\pi_2^* = \frac{\pi^*}{\pi_1^*}$, 故在比功和内效率的公式中, 与式 (3-39) 相比多了两个变量, 即 ζ 和 π_1^* 。

这说明发动机的性能不仅取决于两个重要热力参数 τ^* 和 π^* , 而且还取决于 π_1^* , 换言之还取决于两个压缩过程的压比分配。我们先在一定的 τ^* 和 π^* 下, 研究 π_1^* 对内效率的影响, 从而建立起中间压力 $p_2'^*$ 的选择原则。

令 $\pi_1^* \rightarrow \pi^*$, 则由 $T-s$ 图可见, 间冷循环的比功就趋近于简单循环; 令 $\pi_1^* \rightarrow 1$, 则间冷循环比功又趋近于简单循环。这里, 令人感兴趣的是, 在这两种极端情况之间, 发动机的比功和效率是如何随着 π_1^* 变化的。为此, 求取比功对低压压比的偏导并置零后, 解得使比功获极大值的最佳低压压比:

$$(\pi_1^*)_{W_{\text{max}}} = \left(\zeta \cdot \frac{\eta_{c1}^*}{\eta_{c2}^*} \right)^{\frac{1}{2n}} \sqrt{\pi^*} \quad (3-47)$$

由此可见, 如果两个压缩过程的效率相同, 始点温度相同, 那么为了使比功达极大值, 总压比应均匀地分配到两个压缩过程中去, 即:

$$(\pi_1^*)_{W_{\text{max}}} = \sqrt{\pi^*} \quad (3-48)$$

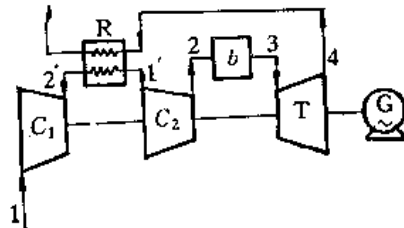
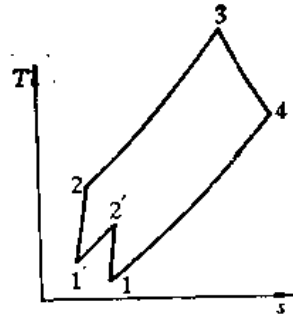


图 3-10 间冷循环

接着取效率对低压压比的偏导,置零后得到使效率达极大值的最佳低压压比,这可以用两种形式表示:

$$(1) \quad (\pi_1^*)_{\eta_{\max}} = \left[\frac{C}{B} + \sqrt{\left(\frac{C}{B}\right)^2 - \frac{AC}{BE} + \frac{D}{E}} \right]^{\frac{1}{n}} \quad (3-49)$$

式中: $A = \tau^*(1 - \pi^{*n})\eta_T^* + \frac{1}{\eta_{c1}^*} + \zeta \frac{1}{\eta_{c2}^*}$;

$$B = \tau^* - \mu\tau^*[1 - (1 - \pi^{*n})\eta_T^*] + \zeta(1 - \mu)\left(\frac{1}{\eta_{c2}^*} - 1\right);$$

$$C = \zeta(1 - \mu)\pi^{*n} \frac{1}{\eta_{c2}^*};$$

$$D = \zeta\pi^{*n} \frac{1}{\eta_{c2}^*};$$

$$E = \frac{1}{\eta_{c2}^*};$$

这种形式适宜用于计算 $(\pi_1^*)_{\eta_{\max}}$

$$(2) \quad (\pi_1^*)_{\eta_{\max}} = \sqrt[n]{\pi^* \left\{ \frac{\zeta\eta_{c1}^*}{\eta_{c2}^*} \left[1 - (1 - \mu) \frac{(\eta_{icr})_{\max}}{\eta_b} \right] \right\}} \quad (3-50)$$

现举数例,对最佳低压压比的计算予以说明。

已知 $\tau^* = 4.42, \pi^* = 10, \eta_{c1}^* = \eta_{c2}^* = 0.88, \eta_T^* = 0.87, \eta_b = 0.97, \zeta = 1$ 。求 $(\pi_1^*)_{\eta_{\max}}$ 和 $(\pi_1^*)_{W_{\max}}$ 。设 $\frac{1}{n} = 3.6364$ (即 $K = 1.3794$)。按式(3-47):

$$(\pi_1^*)_{W_{\max}} = 3.162$$

按式(3-49)计算结果列于下表:

μ	A	B	C	D	E	$(\pi_1^*)_{\eta_{\max}}$
0	4.077	4.555	2.1405	2.1405	1.1364	1.4955
0.25	4.077	3.6640	1.6054	2.1405	1.1364	1.6510
0.5	4.077	3.0440	1.0765	2.1405	1.1364	2.0312
0.75	4.077	2.4240	0.5351	2.1405	1.1364	3.069
1.0	4.077	1.8039	0	2.1405	1.1364	3.162

由表可见,仅当完全回热($\mu = 1$)时; $(\pi_1^*)_{\eta_{\max}} = (\pi_1^*)_{W_{\max}}$; 当 $\mu < 1$ 时, $(\pi_1^*)_{\eta_{\max}}$ 始终小于 $(\pi_1^*)_{W_{\max}}$ 。这种现象不是偶然的。如果用式(3-47)除式(3-50),得:

$$\frac{(\pi_1^*)_{\eta_{\max}}}{(\pi_1^*)_{W_{\max}}} = \left[1 - (1 - \mu) \frac{(\eta_{icr})_{\max}}{\eta_b} \right]^{\frac{1}{2n}}$$

可见,当 $\mu < 1$ 时方括弧中总是小于1。仅当 $\mu = 1$ 时,方括弧才等于1,故得证。

在近似计算中,可以用式(3-47)或式(3-49)来求取压比的分配,确定中间压力 $p_2'^*$; 在详细计算中,往往在不同的 $p_2'^*$ 下进行循环计算,然后按计算结果选择一个最佳的中间压力 $p_2'^*$ 。

解决了压比分配问题以后,可以讨论间冷循环的比功和内效率随温度比 τ^* 与压比 π^* 而变化的规律。在讨论比功问题时,压比分配就是按比功最大的原则来确定; 而讨论效率问题时,压比分配就按效率最大的原则来确定。这样,在比功和内效率方程中,低压压比 π_1^* 不再

是一个任意的变量,而是受式(3-47)或式(3-49)所限定的数值。但由于这两式比较复杂,在研究压比对效率和比功的影响时,都用式(3-48)来代替。因此,下面导出的结果对比功问题来说是较合理的,因为式(3-48)本身即按比功最大的要求导出,此式是由于忽略 η_{oi}^* 和 η_{oc}^* 、 T_1^* 和 T_1^* 的不大差别所引起的。对内效率问题来说,则在高回热度下,结论是较合理的;在低回热时,结论就显得比较粗略。因为如上所述,高回热度下, $(\pi_1^*)_{\eta_{max}}$ 是接近 $(\pi_1^*)_{w_{max}}$ 的。把 $\pi_1^* = \pi_2^* = \sqrt{\pi^*}$ 代入比功式(3-45)和内效率式(3-46),然后对压比 π^* 求偏导。置零后,求得比功最佳压比 $(\pi_{or}^*)_{w_{max}}$ 和效率最佳压比 $(\pi_{or}^*)_{\eta_{max}}$ 。同时可以发现,在间冷有回热的循环中, $\mu \approx \frac{1}{3}$ 是分界线,当回热度大于 $\frac{1}{3}$ 时,效率最佳压比 $(\pi_{or}^*)_{\eta_{max}}$ 小于比功最佳压比 $(\pi_{or}^*)_{w_{max}}$,回热度小于 $\frac{1}{3}$ 时则相反;而在简单带回热的循环中,则 $\mu \approx \frac{1}{2}$ 是分界线。

图 3-11、图 3-12 是据式(3-45)和式(3-46)绘制的耗气率和内效率曲线。图 3-11 是无回热的,图 3-12 是有回热的。为了比较,两图中都增添了简单循环的曲线。

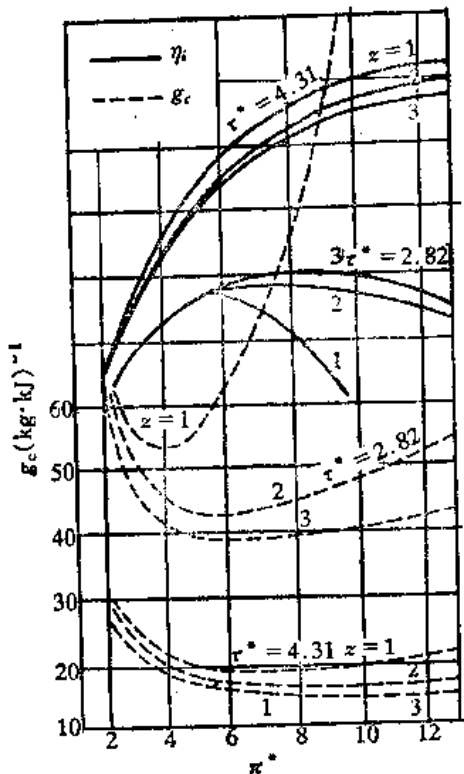


图 3-11 无回热间冷循环的内效率和气耗曲线

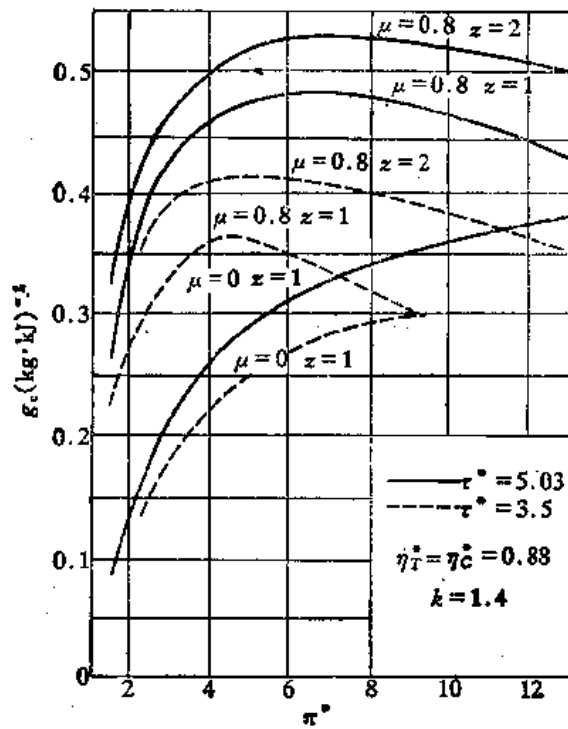


图 3-12 有回热循环的内效率和气耗曲线

分析这些曲线,可以得到如下结论:

(1) 无回热时,间冷循环的最佳效率(见图 3-11 中 $Z=2$ 为一次间冷)在燃气温度较低时(例如 $\tau^* \approx 2.82$)较简单循环 $Z=1$ 稍高,但为此要付出压比增加一倍的代价。当然,耗气率可以降低 25%~30%。在燃气温度较高时(例如 $\tau^* = 4.31$),简单循环的效率反而稍高于间冷循环(相对值约 3%~4%)。固然,循环需要较大的耗气率,但也仅高 12%~18%,不会引起实质性的后果。可见,如若不采用回热,间冷循环只有在低温比的机组中带来一些好处,特别是反映在比功方面。

(2) 当有较高回热度时(见图 3-12),例如, $\mu = 0.75 \sim 0.8$ 时,间冷的采用可明显地提高

效率。在同样的回热下, $\tau^* = 3.5$ 时, 内效率比无间冷循环相对提高约 14%; 当 $\tau^* = 5.03$ 时, 相对提高 9%。

(3) 图 3-11 和图 3-12 中也示出了二级间冷循环 ($Z=3$) 的曲线, 显见, 第二个间冷的引入对性能的影响远较第一个间冷为小, 所以增加间冷的次数不管从结构复杂化的角度, 还是从性能改进不多的角度来看, 都未必是合适的。

最后必须指出, 间冷器中须用冷却水。这就削弱了燃气轮机可以用于干旱少水地区的优点。

§ 3-5 蒸汽轮机的中间再热循环

1. 概述

图 3-13 表示一个采用中间再热循环蒸汽动力装置的示意图。过热水蒸汽在蒸汽轮机高压缸中膨胀后, 再返回锅炉的再热器中进行再次加热, 在再热器中把蒸汽温度从 T_r 提高到 T_1' 。中间再热后的蒸汽流进低压缸, 膨胀到凝汽器中的压力 $p_2'a$ 。

中间再热理想热力循环的 $T-s$ 图示于图 3-14 上。该图可以看成是两个循环的结合, 其中 7-3-4-1-re-2a-8-7 是基本循环, 8-2a-re-1'-2'a-9-8 是附加循环。在再热循环中, 1kg 蒸汽的理想功等于两个理想焓降之和:

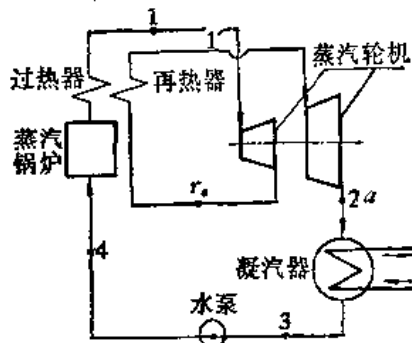


图 3-13 中间再热循环蒸汽动力装置示意图

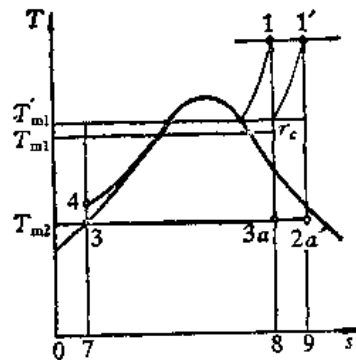


图 3-14 中间再热理想循环的 $T-s$ 图

$$L_{Tt}^{re} = (\dot{h}_1^* - \dot{h}_{r0}^*) + (\dot{h}_1'^* - \dot{h}_{2'a}^*) \quad (3-51)$$

式中, \dot{h}_1^* , $\dot{h}_1'^*$ 分别为新蒸汽和再热蒸汽滞止焓; \dot{h}_{r0}^* , $\dot{h}_{2'a}^*$ 分别为蒸汽在高压缸和低压缸中等熵膨胀之后的滞止焓。

在锅炉和中间再热器中, 加到 1kg 蒸汽中的热量为:

$$q_1 = (\dot{h}_1^* - \dot{h}_4) + (\dot{h}_1'^* - \dot{h}_{r0}^*) \quad (3-52)$$

式中, \dot{h}_4 为凝结水经过水泵绝热压缩后的焓。

中间再热理想循环的绝对效率为:

$$\eta^{re} = \frac{P_t}{Gq_1} = \frac{L_{Tt}}{q_1} = \frac{(\dot{h}_1^* - \dot{h}_{r0}^*) + (\dot{h}_1'^* - \dot{h}_{2'a}^*)}{(\dot{h}_1^* - \dot{h}_4) + (\dot{h}_1'^* - \dot{h}_{r0}^*)} \quad (3-53)$$

如果蒸汽在蒸汽轮机中进行实际膨胀过程, 且结束在湿蒸汽区内, 蒸汽在膨胀过程中的损失可以用相对内效率来考虑, 其实际膨胀过程可见图 3-15。这时 1kg 蒸汽的内功可以表达为:

$$L_{Tt}^{re} = (\dot{h}_1^* - \dot{h}_{r0}^*) \eta_{tI}^I + (\dot{h}_1'^* - \dot{h}_{2'a}^*) \eta_{tI}^{II} \quad (3-54)$$

式中, $\eta_{t1}^I, \eta_{t1}^{II}$ 分别是蒸汽轮机高压部分和低压部分的相对内效率。中间再热实际循环的绝对内效率可以表达如下:

$$\eta_{t1}^{*o} = \frac{(\dot{q}_1^* - \dot{q}_{r0}^*)\eta_{t1}^I + (\dot{q}_1'^* - \dot{q}_{r0}'^*)\eta_{t1}^{II}}{(\dot{q}_1^* - \dot{q}_4^*) + (\dot{q}_1'^* - \dot{q}_{r0}'^*)} \quad (3-55)$$

中间再热后的蒸汽温度, 通常取其等于或接近于新蒸汽的温度: $t_1'^* = t_1^* \pm (10 \sim 20)^\circ\text{C}$ 。

当附加循环 (8—2a—re—1'—2'a—9—8) 的平均吸热温度 $T_{m1}'^*$ 高于基本循环 (7—3—4—1—re—2a—8—7) 的平均吸热温度 T_{m1}^* 时, 只采用中间再热循环可以提高循环热效率。如果取中间再热之后的蒸汽温度 $T_1'^*$ 等于新蒸汽温度 T_1^* , 并改变高压缸出口送到再热器的蒸汽的温度 T_{r0}^* 。 T_{r0}^* 越高, 附加循环的效率也越高, 但是它在总循环中所占的比重将减小。当 T_{r0}^* 增高到 $T_{r0}^* = T_1^*$ 时, 将不再有中间再热。随着 T_{r0}^* 的降低, 附加循环的平均吸热温度 $T_{m1}'^*$ 低于基本循环的平均吸热温度 T_{m1}^* 时, 这就使总循环效率 η_{t1}^{*o} 反而有所降低。

中间再热的最佳蒸汽温度 $(T_{r0}^*)_{opt}$ 可以按下列方法分两步进行近似地估算。首先确定平均吸热温度 $T_{m1}^* = T_{r0}^*/(1 - \eta_t)$, 然后在 $T_{r0}^* = T_{m1}^*$ 的条件下按照式(3-53)计算再热循环的效率 η_{t1}^{*o} , 此后就可求出:

$$(T_{r0}^*)_{opt} = \frac{T_{r0}^*}{1 - \eta_t^{*o}} \quad (3-56)$$

通常 $(T_{r0}^*)_{opt} = (1.02 \sim 1.04)T_{m1}^*$ 。

在中间再热蒸汽温度 T_{r0}^* 一定的情况下, 附加循环的平均吸热温度 $T_{m1}'^*$ 的大小又取决于中间再热压力 p_{r0}^* 的数值。当 p_{r0}^* 选得过低时, 由于附加循环的平均吸热温度 $T_{m1}'^*$ 低于基本循环的 T_{m1}^* , 这时将使再热循环效率下降。反之, 当 p_{r0}^* 选得过高时, 虽然附加循环的 $T_{m1}'^*$ 可达到较高数值, 但附加循环的吸热量 $(\dot{q}_1'^* - \dot{q}_{r0}'^*)$ 占整个循环吸热量的份额将减小而使再热作用甚微。由此可见, 同样存在一个最有利的中间再热的压力值 $(p_{r0}^*)_{opt}$ 。一般选取中间再热之前的蒸汽压力约等于新蒸汽压力的 0.2~0.3。

2. 中间再热的效果及影响

把一个初压为 10.3MPa, 初温为 535°C, 背压为 5kPa 的中间再热循环和无中间再热的朗肯循环相比较时, 其热效率的提高随再热压力而变化的曲线如图 3-16 所示。从图中曲线 2 可见, 与最高循环效率相应的中间再热压力约为 2.2MPa, 大约是初压的 21.4%。曲线 1 表示的是考虑了透平湿气损失在内时的总效益提高的百分数随再热压力而变化的情况。曲线 2 的最高点出现在初压的 10% 附近, 它比曲线 1 的最高点位置向 p_{r0}^* 减小的方向偏得较多, 但效益的提高值也大得较多。这一现象的出现

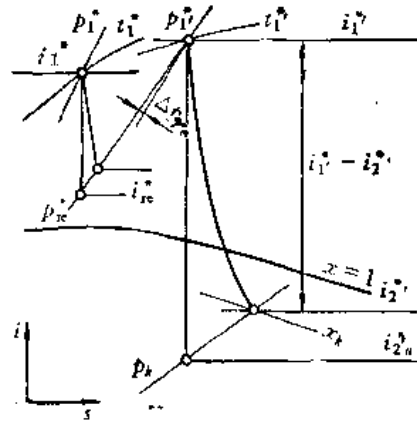


图 3-15 蒸汽中间再热式汽轮机的膨胀过程

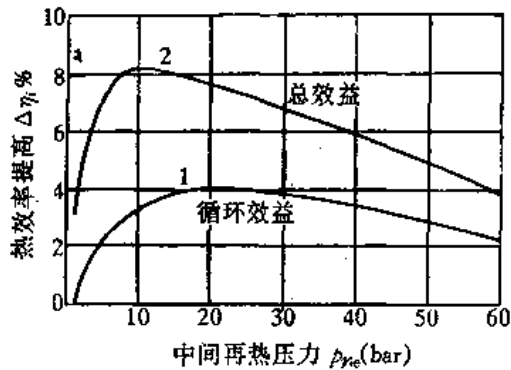


图 3-16 中间再热压力与循环效益的关系

是因为湿气损失在朗肯循环透平中是一项相当大的损失,而中间再热压力 p_{r0}^* 越低,透平的湿度越小(见图 3-15),湿气损失使透平总效率减小得也越少。

蒸汽通过再热器和往返管道时,存在压力损失 Δp_{re} (见图 3-15),它对中间再热效果有一定的影响。如图 3-17 所示,每 1% 的压降大约要使热效益减小 1%,而当 p_{r0}^* 偏离最佳压力时,效益的减低还要稍微大一些。图 3-17 中取的压降 Δp_{re} 为 p_{r0} 的 10%。

在蒸汽初温和透平排气湿度不变的条件下,中间再热提供了提高蒸汽初压的可能性。另外,机组的容量对再热循环的经济性也有一定的影响。图 3-18 示出中间再热循环的经济性随机组的初压及容量而变化的曲线。图中以 $p_1^* = 9\text{MPa}$ 功率为 50MW 为起算点,计算时 $t_1^* = t_1'^* = 540^\circ\text{C}$ 。由图可见,机组容量越大,中间再热循环的效益也越大。

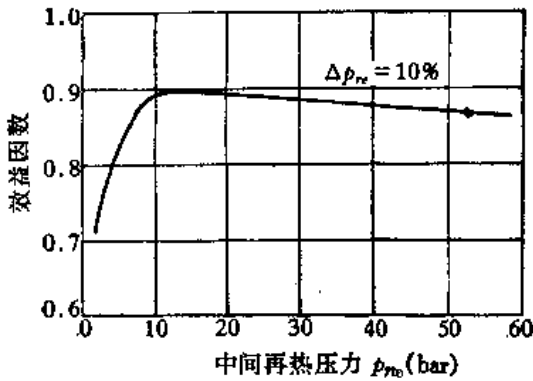


图 3-17 压降对中间再热效果的影响

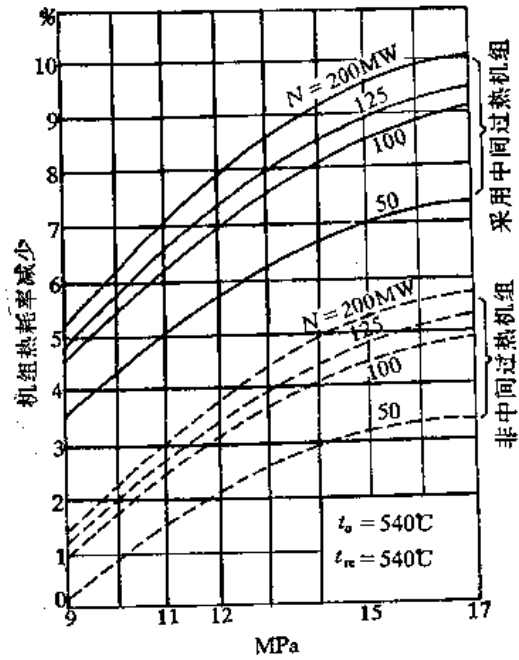


图 3-18 不同初压及容量的中间再热循环机组经济性变化曲线

3. 中间再热循环的利弊

中间再热循环的优点:

(1) 中间再热循环提高了循环热效率。据资料介绍,中间再热的采用相当于将普通朗肯循环的初温提高 $80\sim 110^\circ\text{C}$ 。这是很可观的,因为蒸汽初温从现有水平上每提高 30°C 左右,就会对高温合金钢材相应提出新的要求。

(2) 中间再热的采用使每公斤蒸汽在通过透平时的绝热焓降增大了。在透平发出同样功率的条件下,整个装置的蒸汽流量就比非中间再热机组减小了,这样就使锅炉、管道、水泵和冷凝系统的形体和尺寸都可以相应减小,从而减小了这些设备的相对制造费用。

中间再热循环采用虽然带来了上述的优点,但也具有以下一些问题:

(1) 汽机结构复杂,级数增加,金属消耗量增加 $4\%\sim 6\%$,使汽机本体费用约增加 $5\%\sim 12\%$ 。另外,汽机管道布置复杂,特别在单汽缸的中小透平上比较难以布置进汽、中间再热蒸汽以及许多回热抽气管道接头。

(2) 汽机、锅炉等运行方式较复杂,调节系统要求高,维护费用增加。

归结起来,对容量较小的机组不宜采用中间再热。100MW 以下的中心机组一般不采用中间再热的,125MW 以上的机组一般都采用中间再热。

§ 3-6 蒸汽轮机的给水回热循环

当锅炉水的蒸发温度与凝汽器的凝结水温度之间的差别较大时，可以用从蒸汽轮机某些中间级抽出的蒸汽的汽化热加热给水，这样的给水加热称为回热。给水加热器一般有两种基本方式：混合式加热器和表面式加热器。在混合式加热器中，加热蒸汽和给水直接混合(见图 3-19)，蒸汽和温度较低的给水接触后，其本身凝结成水，并将热量传给给水而使其加热到与蒸汽压力对应的饱和温度，加热端差 θ 显然是零。而表面式加热器中，加热蒸汽和水并不混合，而是通过金属表面实现热量传递(见图 3-24)。给水在加热器中的受热面(通常为管束)一侧通过，加热蒸汽流过另一侧进行凝结放热，热量通过受热面传给给水，并最后凝结为该蒸汽压力下的饱和水(称为疏水)，从加热器底部排出。由于金属壁存在传热阻力，因此在一般结构的面式加热器中，给水最后的加热温度不可能达到加热蒸汽凝结时的饱和温度，因此存在加热端差。

上述的给水回热的办法自从 20 年代开始应用以来，已成为汽轮机动力循环的基本构成部分，除了在某些军舰汽轮机装置中不采用给水回热循环之外，其他各种类型的大小汽轮机装置大都采用。本节将从给水回热循环的简化理论模型开始讨论，最后得出一些有用的结论。

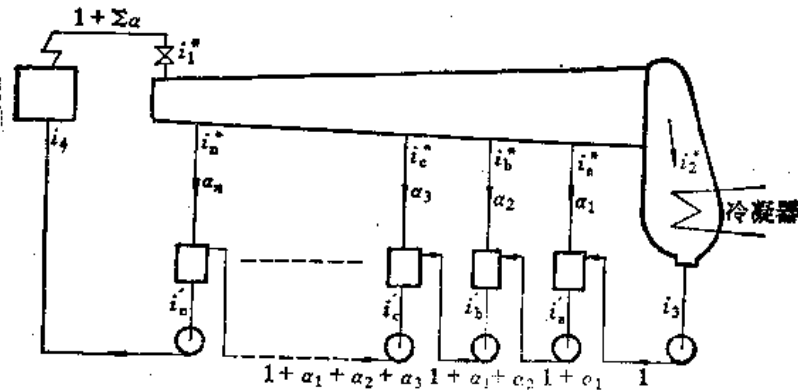


图 3-19 n级混合式加热器的回热抽汽系统

简化理论模型是一个具有 n 个抽气点和混合式加热器的回热抽气加热系统，如图 3-19 所示。其中各级加热器中的给水都由一个小水泵输入下一个压力较高的加热器。给水通过整个加热系统的总焓升为： $R = i'_n - i_3$ (见图 3-19 中的符号) 与该系统相应的 $T-s$ 图示于图 3-20。为了研究方便起见，对上述的模型可作下列的假设：

(1) 给水通过每一个加热器后，所得的焓升相同，即 $r = R/n$ ；

(2) 在透平实际膨胀过程曲线上，由 n 个点抽出的蒸汽在抽汽点压力下等压放热而凝结成饱和水的过程中所放出的热量大体上相同，即 $\Delta i = i_r - i_r' = \text{const}$ 。此处下标 r 代表任一级抽汽，它包括进口抽汽和排汽抽汽(见图 3-21)；

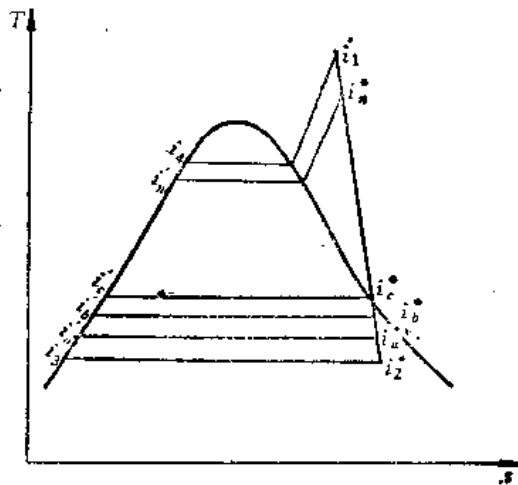


图 3-20 回热抽汽系统的 $T-s$ 图

(3) 各水泵的耗功忽略不计;

(4) 从透平各抽汽点到相应加热器之间的管道流动阻力忽略不计。

对上述简化模型, 据 Haywood 发表的论文和西安交通大学蔡颐年教授的分析总结, 可以归并成以下几点量化的结论, 以加深对实际给水回热系统的参数变化规律的深刻理解:

1. 透平进气量、加热级数、加热系统总焓升与各级抽汽的放热量间的关系

在图 3-19 中, 设第 a 点的抽汽量为 α_a , b 点抽汽量为 α_b, \dots , 第 n 点的抽汽量为 α_n 。透平的排气量为 1kg , 则第 a 号加热器的热平衡关系式可写为:

$$\begin{aligned} \alpha_a(i_a^* - i_a') &= 1 \cdot (i_a' - i_3) \\ \alpha_a &= \frac{i_a' - i_3}{i_a^* - i_a'} = \frac{r}{\Delta i} = \frac{R}{n \cdot \Delta i} \\ 1 + \alpha_a &= 1 + \frac{R}{n \cdot \Delta i} \end{aligned} \quad (a)$$

第 b 号加热器的热平衡关系式可写为:

$$\alpha_b(i_b^* - i_b') = (1 + \alpha_a)(i_b' - i_a')$$

即

$$\alpha_b \Delta i = (1 + \alpha_a)r = (1 + \alpha_a) \frac{R}{n}$$

故:

$$\alpha_b = \left(1 + \frac{R}{n \cdot \Delta i}\right) \frac{R}{n \cdot \Delta i} \quad (b)$$

由式(a)和式(b)可得:

$$1 + \alpha_a + \alpha_b = 1 + \frac{R}{n \cdot \Delta i} + \left(1 + \frac{R}{n \cdot \Delta i}\right) \frac{R}{n \cdot \Delta i} = \left(1 + \frac{R}{n \cdot \Delta i}\right)^2$$

同理可得:

$$1 + \alpha_a + \alpha_b + \alpha_c = \left(1 + \frac{R}{n \cdot \Delta i}\right)^3$$

因此, 所求的透平进汽量为:

$$1 + \alpha_a + \alpha_b + \dots + \alpha_n = 1 + \sum \alpha = \left(1 + \frac{R}{n \cdot \Delta i}\right)^n \quad (3-57)$$

2. 最佳的给水总焓升 R_n

图 3-19 所示的给水回热系统中, 若给水的最大焓升为 $R_0 = i_2 - i_3$, 现在要求 n 级加热系统中与最大循环效率, 即最小热耗率相应的给水总焓升 R_n 之值。

由工程热力学知, 一个热循环的热耗率 q 一般地可以表达为

$$q = 1 + \frac{q_2}{q_1 - q_2}$$

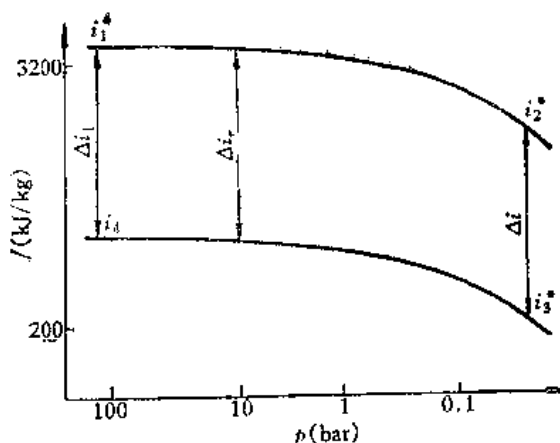


图 3-21 实际透平过程曲线上蒸汽的凝结放热

点抽汽量为 α_b, \dots , 第 n 点的抽汽量为 α_n 。透平的排气量为 1kg , 则第 a 号加热器的热平衡关系式可写为:

式中, q_1, q_2 分别表示进入循环和离开循环的热量(kJ/kg)。

对于图 3-19 所示的热系统, 热耗率 q 可表示为:

$$q = 1 + \frac{\dot{q}_n^* - \dot{q}_3}{(1 + \sum \alpha)(\dot{q}_1^* - \dot{q}'_n) - (\dot{q}_2^* - \dot{q}_3)} \quad (3-58)$$

上式中, $\dot{q}_2^* - \dot{q}_3 = \Delta \dot{q}$ 是一个常数, 所以欲使 q 最小, 必须使 $(1 + \sum \alpha)(\dot{q}_1^* - \dot{q}'_n)$ 为最大。为此, 将 q_1 改写成下式:

$$q_1 = (1 + \sum \alpha)[(\dot{q}_1^* - \dot{q}_4) + (\dot{q}_4 - \dot{q}'_n)] = (1 + \sum \alpha)[\Delta \dot{q} + (1 - x)R_0] \quad (3-59)$$

式中, x 代表最大可能焓升的一个部分数, 即 $x = \frac{\dot{q}'_n - \dot{q}_3}{\dot{q}_4 - \dot{q}_3} = \frac{R_n}{R_0}$ 。

现将 q_1 对 x 微分, 并令结果等于零:

$$\frac{dq_1}{dx} = (\Delta \dot{q} + R_0 - xR_0) \frac{d(1 + \sum \alpha)}{dx} - (1 + \sum \alpha)R_0 = 0 \quad (3-60)$$

根据式(3-57), 并注意到该式中 R 就是现在的 xR_0 , 则:

$$(1 + \sum \alpha) = \left(1 + \frac{xR_0}{n \cdot \Delta \dot{q}}\right)^n$$

于是

$$\frac{d(1 + \sum \alpha)}{dx} = \frac{R_0}{\Delta \dot{q}} (1 + \sum \alpha)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3-61)$$

将式(3-61)代入式(3-60)后, 经简化可得:

$$(\Delta \dot{q} + R_0 - xR_0) = \Delta \dot{q} + \frac{xR_0}{n}$$

从上式可确定与最小热耗率相应的 x 之值。若用 x_n 表示这特殊的 x 值, 则

$$x_n = \frac{n}{n+1} \quad (3-62)$$

因为

$$x_n = \frac{R_n}{R_0} = \frac{n}{n+1}$$

所以

$$R_n = \frac{n}{n+1} R_0 \quad (3-63)$$

式(3-63)表明, 在 n 级的给水回热系统中, 为了得到最小的热耗率 q_n , 给水总焓升 R_n 必须是最大可能焓升 R_0 的 $\frac{n}{n+1}$ 倍。

由式(3-57)、式(3-59)和式(3-58)可得 n 级给水回热系统的热耗率

$$q = 1 + \frac{\Delta \dot{q}}{\left(1 + \frac{xR_0}{n \cdot \Delta \dot{q}}\right)^n [\Delta \dot{q} + (1 - x)R_0] - \Delta \dot{q}} \quad (3-64)$$

当上式中的 x 代以 $x_n = n/(n+1)$, 就得到最小热耗量 q_n :

$$q_n = 1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{R_0}{(n+1)\Delta \dot{q}}\right)^{n+1} - 1} \quad (3-65)$$

3. 热耗率与加热级数的关系

式(3-65)中的括号项展开并略去 $\frac{R_n}{(n+1)\Delta\dot{t}}$ 的三次或三次以上的高次项 (因 $\frac{1}{n+1}$ 和 $\frac{R_n}{\Delta\dot{t}}$ 两者都比 1 小得多), 可得:

$$q_n = 1 + \frac{1}{\frac{R_n}{\Delta\dot{t}} \left(1 + \frac{n}{n+1} \cdot \frac{R_n}{2\Delta\dot{t}} \right)} \quad (3-66)$$

上式中, 当循环的进排汽参数给定时 R_0 和 $\Delta\dot{t}$ 都是常数, 因此给水回热系统的最小热耗率只随抽汽级数而变。由式(3-66)可见, n 大则 q_n 小, 但随 n 的增加, q_n 的值增加得越少。

级数为无限多级 (即代表理论给水回热) 或级数为零 (即没进行给水回热) 显然是两种极限情况, 它们的最小热耗率可表达如下:

(1) 令 $n = \infty$, 代入式(3-66), 得:

$$q_\infty = 1 + \frac{1}{\frac{R_n}{\Delta\dot{t}} \left(1 + \frac{R_n}{2\Delta\dot{t}} \right)} \quad (3-67)$$

上式适用于给水焓升达到最大可能值 R_0 的情况。

(2) 令 $n = 0$, 代入式(3-66), 得:

$$q_0 = 1 + \frac{\Delta\dot{t}}{R_0} \quad (3-68)$$

上式中当 $\Delta\dot{t} = \text{const}$ 时, 由图 3-20 看出, $R_0 = \dot{t}_4 - \dot{t}_3 = \dot{t}_1^* - \dot{t}_2^*$, 它代表透平所作的功。因此, 式(3-68)是与无给水回热的朗肯循环效率公式完全相符的。

4. 给水回热热耗率的绝对效益和相对效益

(1) 绝对效益

给水回热系统在热耗率上的绝对效益 ξ_a 可以用朗肯循环的热耗率 q_0 和给水回热系统的热耗率 q 两者之差来表示:

$$\xi_a = q_0 - q \quad (3-69)$$

其中 q_0 由式(3-68)决定, q 由式(3-64)决定。当 q 达到最小热耗率 q_n 时, ξ_a 达到最大值。

$$(\xi_a)_{\max} = q_0 - q_n = \frac{\Delta\dot{t}}{R_0} - \frac{\Delta\dot{t}}{R_0 \left(1 + \frac{n}{n+1} \cdot \frac{R_n}{2\Delta\dot{t}} \right)} = \frac{1}{2} \frac{\frac{n}{n+1}}{\left(1 + \frac{n}{n+1} \cdot \frac{R_n}{2\Delta\dot{t}} \right)} \quad (3-70)$$

式(3-70)中, 若令 $n = \infty$, 就可得理论给水回热系统的最大绝对效益的表达式:

$$(\xi_a)_{th, \max} = \frac{1}{2} \frac{1}{1 + \frac{R_n}{2\Delta\dot{t}}} \quad (3-71)$$

式(3-68)也可写为:

$$q_0 - 1 = \frac{\Delta\dot{t}}{R_0} \quad (3-72)$$

现将式(3-72)依次除式(3-70)和式(3-71), 经化简后就得到:

$$\frac{(\xi_a)_{\max}}{q_0 - 1} = \frac{1}{1 + \frac{n+1}{n} \cdot \frac{2\Delta\dot{t}}{R_0}} \quad (3-73)$$

$$\frac{(\xi_a)_{th, \max}}{q_0 - 1} = \frac{1}{1 + \frac{2\Delta\phi}{R_0}} \quad (3-74)$$

因为 q_0 是朗肯循环的热耗率, 因此 $q_0 - 1$ 在一定程度上也可以表示朗肯循环热耗率的大小, 故式(3-73)、式(3-74)可以看作是由朗肯循环改为给水回热系统后, 热效率提高的百分数。

从式(3-73)和式(3-74)可看出, $\frac{2\Delta\phi}{R_0}$ 越小, 热效率提高的百分数越大。当一个循环的进汽温度不变或变化不大时, 进汽压力越高, $\Delta\phi$ 就越小, 而 R_0 就越大, 因此 $2\Delta\phi/R_0$ 就越小。于是得到一个重要的结论: 当给水回热级数相同时, 在高压汽轮机装置中采用给水回热对降低热耗率的效果比在低压汽轮机装置中更大。

(2) 相对效益

绝对效益 ξ_a 和理论上最大绝对效率 $(\xi_a)_{th, \max}$ 之比可以称为给水回热系统的相对效益。它们表示为:

$$Y = \frac{\xi_a}{(\xi_a)_{th, \max}} = \frac{q_r - q}{q_0 - q_m} \quad (3-75)$$

最大相对效益相应地是

$$Y_n = \frac{(\xi_a)_{\max}}{(\xi_a)_{th, \max}} = \frac{1 + \frac{R_n}{2\Delta\phi}}{1 + \frac{n}{n+1} \cdot \frac{R_n}{2\Delta\phi}} \cdot \frac{n}{n+1} = \lambda \cdot \frac{n}{n+1} \quad (3-76)$$

式中

$$\lambda = \frac{1 + \frac{R_n}{2\Delta\phi}}{1 + \frac{n}{n+1} \frac{R_n}{2\Delta\phi}} \quad (3-77)$$

在通常应用的蒸汽压力范围内, $\frac{R_n}{2\Delta\phi}$ 在 1/6 (低压) 和 1/3 (高压) 之间。这时即使取 n 为 1, 式(3-77)也很接近于 1, 而且 n 越大, λ 越接近于 1。因此近似地取 $\lambda \approx 1$ 时, 式(3-77)就变为:

$$Y_n = \frac{n}{n+1} \quad (3-78)$$

这就是说, n 级给水回热系统的最大相对效益 Y_n 与最佳焓升部分数 α_n 相同, 并且近似地单独决定于抽汽次数 n , 而与蒸汽的参数无关。如果以 Y 和 α 为纵横坐标轴绘图, 就得到一组如图(3-22)所示的曲线。曲线上标明的数字代表抽气次数。由于 $Y_n = \alpha_n = \frac{n}{n+1}$, 所以各曲线的顶点都共同处于一条斜率为 $\text{tg}45^\circ$ 的直线上。

由图 3-22 可以看出:

(1) 随着回热级数 n 的增加, 循环效率也增加, 但效率提高值随 n 的增加而逐渐减小。因此采用过多级数并不有利, 因级数增多, 投资增加。具体级数要由技术经济比较确定。

(2) 对不同的回热级数 n , 各有一个最佳给水温度, 在此温度下, 循环效益最大。最佳给水焓值为:

$$\dot{q}_n' = \frac{\eta}{n+1} R_0 + \dot{q}_3 \quad (\text{kJ/kg})$$

(3) 回热级数越多, 最佳给水温度也越高。实际采用的最有利给水温度, 要低于最佳给水温度。这是因为给水温度不但与循环效率有关, 而且也影响到装置技术经济性。给水回热程度越高, 汽耗量越大, 锅炉蒸发量和投资要增加。此外, 还会使锅炉的排烟温度提高, 降低了锅炉效率。如果维持锅炉效率不变, 则需要加大锅炉的空气预热器受热面积, 增加了投资。通常给水温度大约为蒸汽初压下饱和水温度的 65%~75%, 即 $\omega = 0.65 \sim 0.75$ 。

5. 给水焓升的最优化分配

从上面小节 3. 中知道, n 级加热中最佳的给

水总焓升为 $R_n = \frac{n}{n+1} R_0$ 。本节主要讨论如下的问题, 即 R_n 如何正确分配给各加热器, 以便使装置热效率最高。

若系统中任选两个相邻的加热器 f 和 g 。设 r_{fg} 是给水通过这两个加热器时的总焓升。

现令 $\alpha = \frac{r_f}{r_{fg}}$, 则 $r_g = (1-\alpha)r_{fg}$ 。进入加热器 f 的给水流量用 $(1 + \sum_1^g \alpha)$ 表示, 则加热器 f

的出口给水流量为 $(1 + \sum_1^f \alpha)$, 而加热器 g 的出口给水流量为 $(1 + \sum_1^g \alpha)$ 。

焓升的最优化分配就是与最低热耗率 q 相对应的分配, 也就是必须使式 (2-59) 中

$(1 + \sum \alpha)$ 达最大值。而 $(1 + \sum \alpha)$ 最大, 在本例中就是必须使 $(1 + \sum_1^g \alpha)$ 最大, 从中可求出最佳

α 值。

首先列出 f 和 g 两个加热器的热平衡方程式。

加热器 f :

$$\alpha_f = (1 + \sum_1^g \alpha) \frac{\alpha r_{fg}}{\Delta \dot{q}}$$

所以:

$$(1 + \sum_1^f \alpha) = (1 + \sum_1^g \alpha) + \alpha_f = (1 + \sum_1^g \alpha) \left(1 + \frac{\alpha r_{fg}}{\Delta \dot{q}} \right)$$

加热器 g :

$$\alpha_g = (1 + \sum_1^f \alpha) \frac{(1-\alpha)r_{fg}}{\Delta \dot{q}}$$

所以:

$$(1 + \sum_1^g \alpha) = (1 + \sum_1^f \alpha) + \alpha_g = (1 + \sum_1^f \alpha) \left[1 + \frac{(1-\alpha)r_{fg}}{\Delta \dot{q}} \right]$$

即:

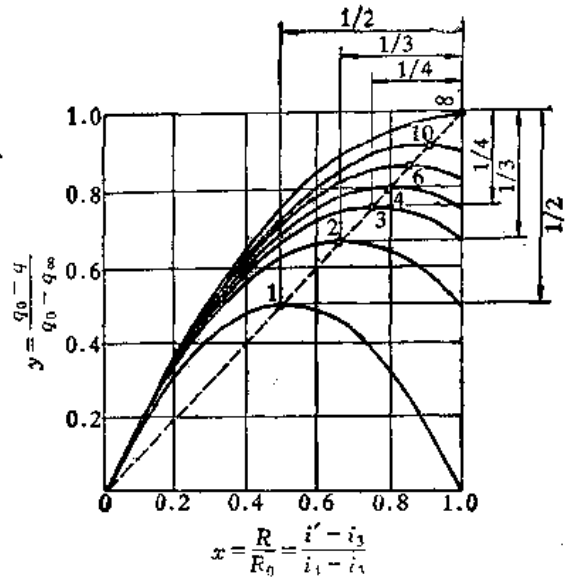


图 3-22 各种抽汽次数下的相对效益—给水焓升曲线

$$(1 + \sum_1^g \alpha) = (1 + \sum_1^g \alpha) \left(1 + \frac{a r_{fs}}{\Delta t}\right) \left[1 + \frac{(1-a) r_{fs}}{\Delta t}\right] \quad (3-79)$$

将式(3-79)对 α 微分,并使结果等于零,得到:

$$\alpha = \frac{1}{2}$$

由此可知,当两个相邻加热器中的给水焓升相同时, $1 + \sum_1^g \alpha$ 就达到最大值,故等焓升分配是这两个加热器中总焓升的最佳分配方法。但是这两个相邻加热器是所有 n 个加热器中任意选取的,由此可作出如下推论:整个系统中各个加热器内的给水焓升相同是保证系统热耗率达到最小值的必要条件。

从这里可清楚地看到,对于简化理论模型的给水回热系统而言,等焓升分配法是给水焓升最优的分配法,也就是通常采用的给水在各加热器中按等温升分配的法则,即:

$$T_n - T_{n-1} = \dots = T_b - T_a = T_a - T_3 = \frac{T_n - T_3}{n} \quad (3-80)$$

式中, $T_a, T_b, \dots, T_{n-1}, T_n$ 分别表示 n ($n=a, b, \dots, n$) 级加热器出口的给水温度(K), 见图 3-23。

从不同的理论模型,由于假设条件不同,可得出不同焓升分配法则。

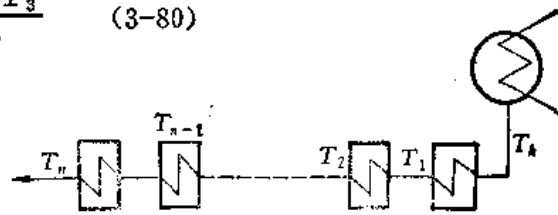


图 3-23 表示给水温度用图

6. 采用不同型式加热器的给水回热系统

在一个采用 n 级表面式加热器的理论给水回热系统中,如图 2-24 所示,只要仍旧保留在混合式加热器的 n 级理论系统中那些简化假设条件,另外再增加一个加热器传热端差为零的条件,可以证明式(3-57)所表明的透平进气量、加热级数、加热系统总焓升与各级抽汽的放热量间的关系继续适用。虽然各级加热器中的给水流量在两种系统中是并不相同的,但由于通过某一表面式加热器的给水流量比通过相应的混合式多出的数值正好等于从该表面式加热器出来的疏水量;此疏水在进入下面一个压力较低的加热器时由于闪蒸作用放出一部分热量,其值正好等于多余的给水量提高温度所需的热量。

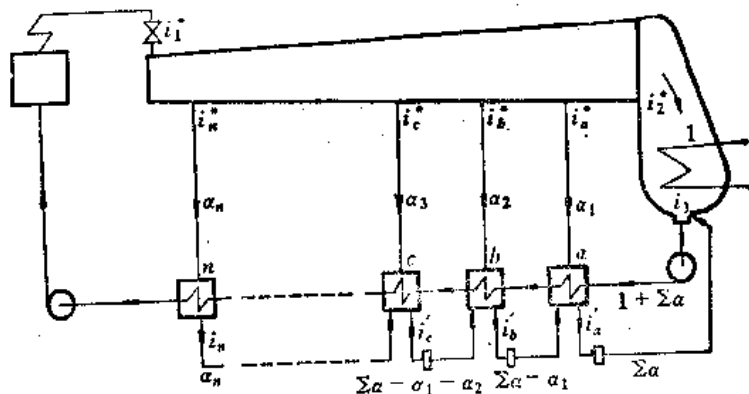


图 3-24 n 级表面式加热器的理论回热抽汽系统

既然表面式加热器的给水回热系统的总轴气量与在混合式加热器系统中一样,所以所有关于最有利的焓升,最大绝对效益和相对效益的分析也都同混合式加热器系统中的分析一样。

在 $\Delta\dot{\phi} = \text{const}$ 的简化条件下, 表面式加热器系统的最优化焓升分配当然也还是等焓升分配。

现代汽轮机装置实际上采用的回热系统一般都是只包括一个作为除氧器用的混合式加热器的表面式加热器系统。不难理解, 在维持理论模型的全部简化条件的前提下, 对于任意数目表面式加热器和任意数目混合式加热器所组成的混合系统, 前面的理论分析都是适用的, 并且也能得出和前面相同的结论。

7. 给水回热循环的汽耗量, 汽耗率及热耗率

配有具体回热系统的汽轮机装置带动发电机时, 其汽耗量、汽耗率及热耗率的精确计算可按下列算式进行。

设有 n 级给水回热, 其回热抽汽量为 $G_{n1}, G_{n2}, \dots, G_{nn}$, 总汽耗量 G_0 为凝汽量 G_2 与抽汽量的总和, 如图 3-25 所示。

$$G_0 = G_2 + \sum_{i=1}^n G_{ni} \quad (\text{kg/h}) \quad (3-81)$$

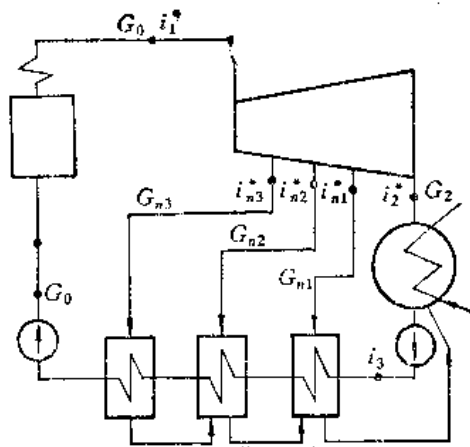


图 3-25 三级回热循环原则性热力系统图

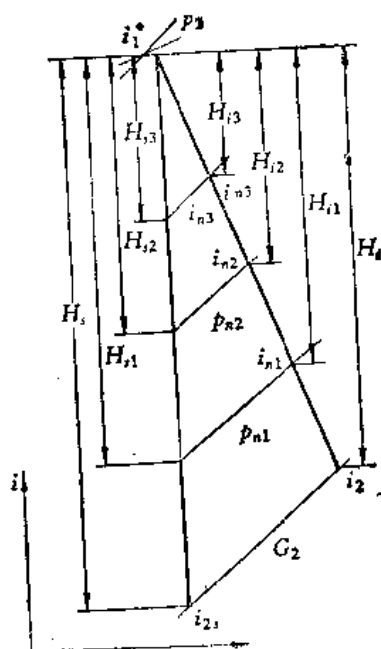


图 3-26 三级回热抽汽汽轮机膨胀过程线示意图

发电机输出的总的电功率 P_g 等于凝汽流功率 P_c 与抽汽流功率的总和:

$$P_g = \frac{G_2 \cdot H_c \cdot \eta_{og}}{3600} + \sum_{i=1}^n \frac{G_{ni} \cdot H_{si} \cdot \eta_{oai}}{3600}$$

式中, $H_c, H_{si} (i=1, 2, \dots, n)$ 分别为凝汽流与抽汽流绝热降 (kJ/kg);

$\eta_{og}, \eta_{oai} (i=1, 2, \dots, n)$ 分别为凝汽流与抽汽流的相对电效率, 它们为 $\eta_{og} = \frac{P_g}{P_t}$,

$\eta_{oai} = \frac{P_{oi}}{P_t}$ (P_t 为蒸汽透平的理想功率)。 P_g 又可写成下式:

$$P_g = \left(\frac{G_2 \cdot H_c}{3600} + \sum_{j=1}^n \frac{G_{nj} \cdot H_{sj}}{3600} \right) \eta_m \eta_g$$

式中, $H_c, H_{sj} (j=1, 2, \dots, n)$ 分别为凝汽流与抽汽流的可用焓降 (kJ/kg);

η_m, η_g 分别为蒸汽透平机械效率和发电机效率, $\eta_m = P_0/P_t, \eta_g = P_g/P_0$ 。

令 $G_2/G_0 = \alpha_2, G_{nj}/G_0 = \alpha_{nj} (j=1, 2, \dots, n)$, 则上式可写成:

$$P_g = G_0 \left(\frac{\alpha_2 \cdot H_2}{3600} + \sum_{j=1}^n \frac{\alpha_{nj} H_{jj}}{3600} \right) \eta_m \eta_g$$

$$G_0 = \frac{3600 P_g}{[\alpha_2 (\dot{i}_1^* - \dot{i}_2^*) + \sum_{j=1}^n \alpha_{nj} (\dot{i}_1^* - \dot{i}_{nj}^*)] \eta_m \eta_g} \quad (3-82)$$

令 $Y_j = \frac{\dot{i}_{nj}^* - \dot{i}_2^*}{\dot{i}_1^* - \dot{i}_2^*}$ ($j=1, 2, \dots, n$), Y_j 称为回热做功不足系数。于是式(3-82)可写成:

$$G_0 = \frac{3600 P_g}{(\dot{i}_1^* - \dot{i}_2^*) [\alpha_2 + \sum_{j=1}^n (1 - Y_j) \alpha_{nj}] \eta_m \eta_g} \quad (3-82a)$$

有时只需估算 G_0 作为初步计算的依据, 则可按下式初步估算汽轮机装置的汽耗量 G_0 :

$$G_0 = \frac{3600 P_g}{H_s \eta_{oi} \eta_m \eta_g} \cdot m + \Delta G \quad (\text{kg/h}) \quad (3-82b)$$

式中, m 为考虑回热抽汽引起的使进汽量增大的系数, 它与回热级数、给水总焓升值有关, 通常 $m=1.08-1.15$, ΔG 为考虑轴封、阀杆漏汽以及保证发出计算功率所加的余量, 通常 $\Delta G=3\% \sim 5\% G_0$ 。

与式(3-82a)相比, 显然 m 即相当于 $\frac{1}{[\alpha_2 + \sum_{j=1}^n (1 - Y_j) \alpha_{nj}]}$ 。但在式(3-82a)中则未

考虑 ΔG 的附加余量。

据以上推导, 可得以下结果:

回热循环汽耗率 g_T :

$$g_T = G_0 / P_g = \frac{3600}{(\dot{i}_1^* - \dot{i}_2^*) [\alpha_2 + \sum_{j=1}^n (1 - Y_j) \alpha_{nj}] \eta_m \eta_g} \quad (3-83)$$

回热循环汽轮机装置热耗量 Q_T :

$$Q_T = G_0 (\dot{i}_1^* - \dot{i}_4) \quad (\text{kJ/h}) \quad (3-84)$$

回热循环装置热耗率 q_T :

$$q_T = \frac{Q_T}{P_g} = g_T \cdot (\dot{i}_1^* - \dot{i}_4) \quad (\text{kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})) \quad (3-85)$$

回热对蒸汽透平前面几级的相对内效率产生良好的影响, 这是因为它使通过高压缸的蒸汽流量增加, 相应地可使进汽端叶片高度增大。同时, 由于蒸汽透平末几级的容积流量减小, 从而降低了末级中的余速损失。

§ 3-7 燃气-蒸汽联合循环

燃气轮机的排气往往具有足够高的温度可用来产生水蒸汽, 而所获得的水蒸汽-燃气联合循环(COGAS), 在 $T-s$ 图上的表示见图 3-27, 其中 1—2—3—4—1 是燃气循环。当燃气最高温度 T_3^* 较高时, 联合循环具有较高的效率。联合循环也是废热回收的一种有效措施, 与回热循环相比, 其优点是蒸汽锅炉较回热器易于制造和维护。

为了分析联合循环的性能, 要求先建立蒸汽循环参数之间的关系。既然由燃气循环的排气来产生蒸汽, 那么 4—1 过程中的每一点的温度都要高于蒸汽循环 $a-b-c$ 相应点的温度。有代表性的是:

$$T_3^* - T_b^* = \Delta T_b^* > 0$$

$$T_4^* - T_c^* = \Delta T_c^* > 0$$

其中 ΔT_b^* 是锅炉的温差, 而 ΔT_c^* 则是过热器中的温差。另外, 两个循环还应满足平衡方程, 即

$$G_{\text{mH}_2\text{O}}(\dot{q}_c^* - \dot{q}_b^*) = G_{\text{m气}}(\dot{q}_4^* - \dot{q}_5^*)$$

即

$$\frac{G_{\text{mH}_2\text{O}}}{G_{\text{m气}}} = \frac{c_p(T_4^* - T_5^*)}{\dot{q}_c^* - \dot{q}_b^*} = \frac{c_p(T_c^* + \Delta T_c^* - T_b^* - \Delta T_b^*)}{\dot{q}_c^* - \dot{q}_b^*}$$

(3-86)

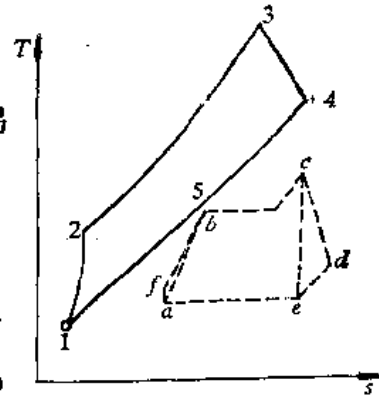


图 3-27 燃-蒸汽联合循环

式中, $G_{\text{mH}_2\text{O}}$ 、 $G_{\text{m气}}$ 分别是锅炉中产生的水蒸汽流量和通过燃气轮机的燃气流量。式(3-86)也是两个循环的热力参数之间的约束条件。

给定了燃气最高温度 T_3^* 和蒸汽放热温度 T_4^* 后, 在上述约束条件下, 我们可以选择各种不同的蒸汽和燃气循环的组合, 例如可以选取较高的蒸汽压力和温度 T_b^* , 为此必须提高 T_5^* ; 也可选取较低的 T_b^* , 从而不需要高的 T_5^* 。显然前者有利于提高蒸汽循环的效率, 而后者有利于提高燃气循环的效率。

联合循环的比功(相对于 1kg 燃气)由两部分组成, 其表达式分别为:

燃气比功:

$$W_{11} = c_p T_1^* \left[\tau^* \left(1 - \frac{T_4^*}{T_3^*} \right) - \frac{\pi^{**} - 1}{\eta_c^*} \right] = c_p T_1^* \left[\tau^* \left(1 - \frac{T_4^* + \Delta T_c^*}{T_4^* \tau^*} \right) - \frac{\pi^{**} - 1}{\eta_c^*} \right] \quad (3-87)$$

蒸汽比功:

$$W_{12} = c_p T_1^* \left(\frac{T_c^* + \Delta T_c^*}{T_1^*} - \frac{T_b^* + \Delta T_b^*}{T_1^*} \right) \left(\frac{\dot{q}_c^* - \dot{q}_4^*}{\dot{q}_c^* - \dot{q}_b^*} \right) \eta_{sT} \quad (3-88)$$

联合循环比功 W_{13} :

$$W_{13} = W_{11} + W_{12} \quad (3-89)$$

式中, η_{sT} 表示蒸汽涡轮的等熵效率;

\dot{q}_4^* 表示蒸汽等熵膨胀终点的焓。

联合循环内效率(略去燃气的比热容变化):

$$\eta_{\text{isom}} = \frac{\tau^* \left(1 - \frac{T_c^* + \Delta T_c^*}{T_1^* \tau^*} \right) + \left(\frac{T_c^* + \Delta T_c^*}{T_1^*} - \frac{T_b^* + \Delta T_b^*}{T_1^*} \right) \left(\frac{\dot{q}_c^* - \dot{q}_4^*}{\dot{q}_c^* - \dot{q}_b^*} \right) \eta_{sT} - \frac{\pi^{**} - 1}{\eta_c^*}}{\tau^* - \left[1 + \frac{\pi^{**} - 1}{\eta_c^*} \right]}$$

(3-90)

在联合循环中, 压气机压比 π^* 的选择不是随意的, 它取决于蒸汽循环的参数, 如果选定蒸汽温度 T_c^* 和过热器温差 ΔT_c^* , 则涡轮排气温度 T_4^* 就被确定:

$$T_4^* = T_c^* + \Delta T_c^*$$

涡轮膨胀比 π_T^* 也被确定:

$$\pi_T^* = \frac{1}{\left[1 - (1 - T_4^*/T_3^*)/\eta_T^* \right]^{\frac{1}{\gamma}}}$$

而压气机压比为:

$$\pi^* = \pi_T^* / \sigma_b$$

式中, σ_b 为包括燃烧室和锅炉燃气一侧的总压恢复系数。由此可见, 如果 τ^* 一定, 即 T_3^* 一定, 当蒸汽参数 T_0^* 确定后, 压比 π^* 就单值地决定, 不能任意挑选了。

由式(3-90)可见联合循环的效率取决于燃气温度比 τ^* , 压缩过程效率 η_c^* 、膨胀过程效率 η_T^* (隐含于 π^* 中)、过热蒸汽温度 T_0^* 、饱和蒸汽温度 T_b^* 、冷凝器压力 $p_a = p_d$ (由此可决定式中的 ϕ_d^*), 以及锅炉蒸发器和过热器的温差 ΔT_b^* 和 ΔT_c^* , 当然, 还与燃烧室、锅炉燃气侧以及管道中压损 (以 σ_b 表示, 隐含于 π^* 的求取过程中) 有关。以下数例的目的是要显示在一定的 τ^* 、 p_a^* 、 ΔT_c^* 、 ΔT_b^* 、 η_c^* 、 η_T^* 、 σ_b 的条件下, 蒸汽压力 p_b 和过热温度 T_0^* 的变化对联合循环效率的影响。

令 $\tau^* = 5$, $T_1^* = 278\text{K}$, $p_a^* = p_d^* = 266.64\text{Pa}$, $\Delta T_c^* = 55.5^\circ\text{C}$, $\Delta T_b^* = 27.8^\circ\text{C}$, $\eta_{cT} = 0.85$, $\eta_T^* = 0.85$, $\sigma_b = 0.95$ 。

计算结果用曲线表示在图 3-28 中。可见, 当最高燃气温度为 1390K 时, 过热蒸汽温度取 $T_0^* = 811\text{K}$, 联合循环的内效率可高达 0.55, 相应的耗油率为 $0.152\text{kg}/\text{kW}\cdot\text{h}$ 。蒸汽压力 p_b^* 的变化对效率稍有影响。同时又可见, 过热温度降低, 使联合循环的效率稍有降低 (见图 3-28 中 $T_0^* = 700\text{K}$ 线), 而相应的燃气循环的压比剧烈提高。

如果采用饱和蒸汽 (见图 3-28 中最下一条曲线), 则联合循环效率与蒸汽压力 p_b^* 有密切关系, 存在着最佳的 p_b^* 值使效率达极值。值得指出, 饱和蒸汽的方案中, 燃气循环的压比高到很难实现的地步。

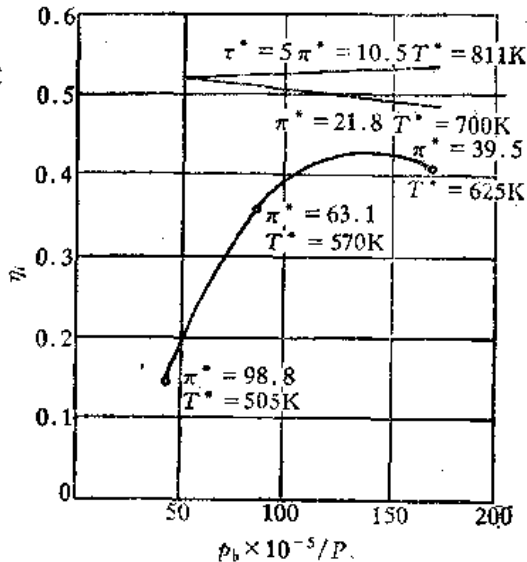


图 3-28 联合循环的效率曲线

燃-蒸联合循环的采用, 在西方已有 20 多年历史。早期联合循环是以蒸汽为主, 燃气轮机不过是作蒸汽锅炉的炉膛增压之用。到 60 年代, 整个概念被颠倒过来。燃气轮机在循环中作为主要的能源, 而它的排气废热则被用来产生蒸汽, 在蒸汽轮机中做功。由于联合循环的高效率, 低造价并可燃烧各种燃料, 现在已作为一种成熟的动力系统被全世界所接受。欧美、日本甚至斯里兰卡、沙特阿拉伯都致力于联合循环的研究或引进。我国对联合循环也已开始研制。在曲线图中所表示的效率, 由于有许多因素未予考虑, 可能略为偏高。目前正在运行的较新的机组实际达到的内效率约为 42%~43%。图 3-29 是某电站 115MW 联合循环的简图。所有已公布的参数都表明在简图上。该电站原用 30MW 的蒸汽轮机发电设备。为了适应供电增长的需要, 就购置了 Alsthom-Atlantique 公司的 85MW 的燃气轮机 (PG9111) 和 Cockerill 公司的废热回收锅炉, 在原有 30MW 蒸汽轮机基础上改建成 115MW 的燃-蒸联合循环, 不仅提高了功率, 而且把热效率提高了 50%。如以发电机输出端为基准, 则该联合循环的耗热率为 $2.374\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$, 效率达 42.1%。该机组的燃料低热值为 $33.75\text{kJ}/\text{kg}$ 的天然气, 同时也可以液体燃料。到 1981 年 5 月为止, 它已安全运行了 12000h, 被认为是该电网中最经济的装置。

燃-蒸联合循环的目前发展目标是, 效率高达 50% 的直接发电机组和燃烧煤而又具有最小的环境污染的机组, 看来这些机组都可在 2000 年前得到应用。

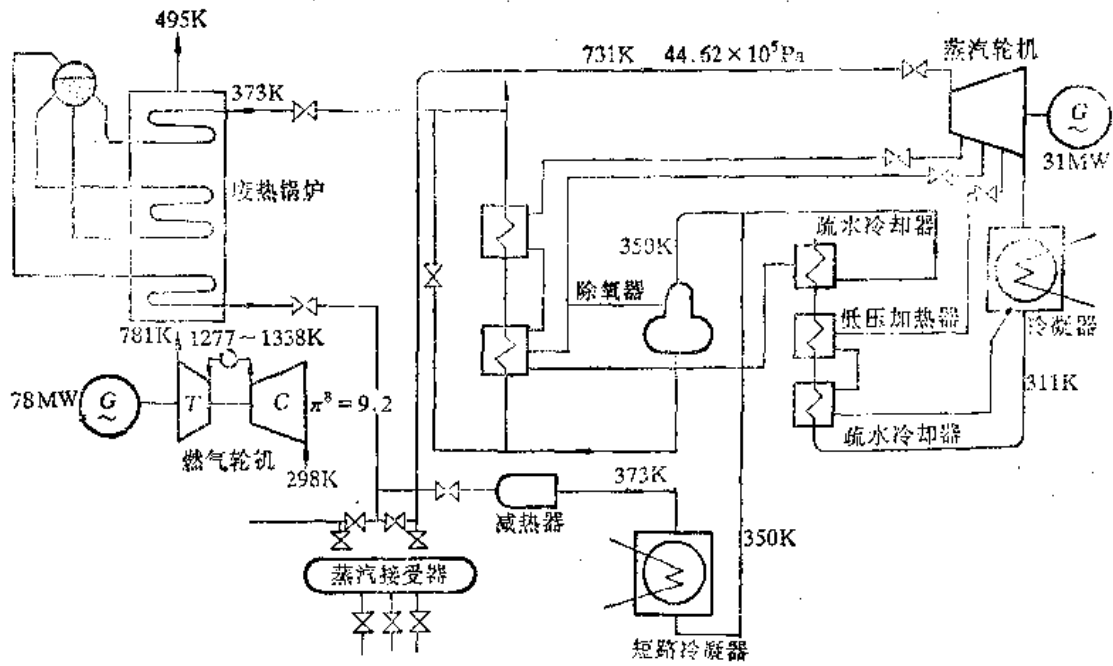


图 3-29 燃-蒸联合循环热线图

§ 3-8 回注蒸汽燃气轮机循环

图 3-30 为回注蒸汽燃气轮机装置的示意图。外界空气进入压气机，经压缩后进入燃烧室。同时，由余热锅炉产生的蒸汽经控制阀 1 也进入燃烧室。空气与燃料在燃烧室内进行燃烧，产生高温燃气。而进入燃烧室的蒸汽与燃气紊流混合，热能从燃烧产物输给蒸汽，而使其成为过热蒸汽，同时又降低了燃气本身温度，最终使混合气温度分布能满足涡轮进口处要求。然后，混合气进入涡轮膨胀做功，并带动压气机和负荷。从涡轮出口的排气进入余热锅炉，并将经处理和压缩过的水加热为过热或饱和蒸汽。余热锅炉产生的蒸汽，既可通过控制阀 1 注入燃烧室产生电力或机械功，也可通过控制阀 2 供生产使用，当然也可通过对控制阀 1 和 2 的调节，实现热-电联供。

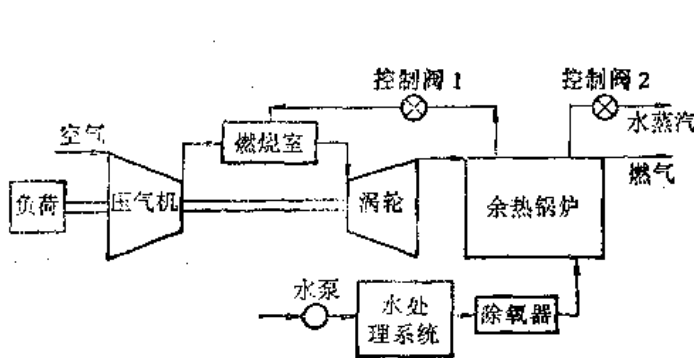


图 3-30 回注蒸汽燃气轮机的示意图

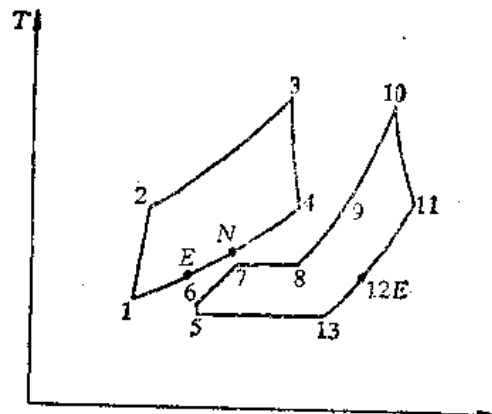


图 3-31 回注蒸汽燃气轮机实际循环的 $T-s$ 图

图 3-31 为回注蒸汽燃气轮机实际循环的 $T-s$ 图。1-2-3-4-N-E-1 为燃气轮机循环。

空气工质从状态 1 经压气机压缩到达状态 2。压缩空气与燃料在燃烧室内燃烧,使热力状态从 2 到达 3。然后,燃气在涡轮中膨胀到达状态 4。排气热量在余热锅炉内传输给另一工质,并经状态 N 到达状态 E 。从状态 E 到状态 1 为燃气在大气中的放热过程。图中 5-6-7-8-9-10-11-12E-13-5 为蒸汽轮机循环。工质水在状态 5 被压缩到状态 6,在状态 6 的压力略高于状态 2 的压力。状态 6 到 7 为水在省煤器中吸收涡轮的排气热能从而被加热到沸点温度 T_7 的过程。状态 7 到状态 8 为蒸发器内的蒸发过程。状态 8 到 9 为饱和蒸汽在过热器内的加热过程。状态 9 到 10 为水蒸汽在燃烧室内与燃气接触的吸热过程。状态 10 到 11 为过热蒸汽在涡轮中的膨胀过程。状态 11 到 12E 为蒸汽在余热锅炉内放热从而被冷却的过程。状态 12E 经状态 13 到达状态 5 为在大气中的冷却过程。从这里可看出,该循环本质上是平行联合布雷顿(Brayton)循环和朗肯(Rankine)循环系统,但由于两种工质的膨胀和冷却都在同一涡轮和同一余热锅炉中进行,输出又迭加在一起,故又称为复合,因此该循环又称双工质平行复合回热循环(简称 DFC)。

为了分析回注蒸汽燃气轮机循环的性能,要求先建立该循环参数之间的关系。现列出该循环性能参数的关系方程式。

1. 回注蒸汽燃气轮机的循环比功

$$W = [(1+f)\bar{c}_{pg} + g_v \bar{c}_{pv}](T_3^* - T_4^*) - \bar{c}_{pa}(T_2^* - T_1^*) \quad (3-91)$$

式中, f 为向燃烧室回注蒸汽后的燃料空气比,它为加入燃料量 G_f 和进入燃烧室的空气量 G_a 之比;

g_v 为注汽量,它为回注入燃烧室的蒸汽量 G_v 和进入燃烧室的空气量之比;

\bar{c}_{pg} 、 \bar{c}_{pv} 、分别为燃气和蒸汽在温度 T_3^* 和 T_4^* 之间的平均比热容;

\bar{c}_{pa} 为空气在温度 T_2^* 和 T_1^* 之间的平均比热容。

式(3-91)又可写成

$$W = [(1+f+g_v)\bar{c}_{pm}]T_3^*\eta_T^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^* \frac{k_m-1}{k_m}}\right) - \bar{c}_{pa} \frac{T_1^*}{\eta_c^*} \left(\pi_c^* \frac{k_a-1}{k_a} - 1\right) \quad (3-92)$$

式中, \bar{c}_{pm} 和 k_m 分别为燃气和蒸汽混合气体的比热容和绝热指数。

2. 回注蒸汽燃气轮机循环的效率

$$\eta_t = \frac{W}{fH_u} = \frac{[(1+f)\bar{c}_{pg} + g_v \bar{c}_{pv}](T_3^* - T_4^*) - \bar{c}_{pa}(T_2^* - T_1^*)}{fH_u} \quad (3-93)$$

式中的 f 为向燃烧室回注蒸汽后的油气比,为了将注入的蒸汽温度提高到与燃气相同的温度,必须向燃烧室喷入更多的燃料,这就是说, f 随 g_v 的增大而增大。回注蒸汽后,燃气轮机效率 η_t 的大小取决于式(3-93)中分子和分母的增长速率。如果循环功增长的速率大于油气比的增长速率,则回注蒸汽后不仅可增大 W ,而且也可提高 η_t 。

3. 燃烧室的热平衡

图 3-32 为燃烧室热平衡示意图。

空气、水蒸汽和燃料进入燃烧室的焓分别为 $G_a \dot{h}_a^*$ 、 $G_v \dot{h}_v^*$ 和 $G_f \dot{h}_f^*$; 燃料实际发热量

为 $\eta_b G_f H_u$ ；燃烧室出口处燃气和水蒸汽的混合气体的热焓为 $(G_a + G_v + G_f) \dot{h}_m^*$ ，根据能量守恒定律得

$$\begin{aligned} & \eta_b G_f H_u + G_f (\dot{h}_f^* - \dot{h}_0) + G_v \dot{h}_v^* |_{T-T_9^*} + G_a \dot{h}_a^* |_{T-T_2^*} \\ & = (1 + L_0) G_f \dot{h}_m^* |_{T-T_3^*} + (G_a - G_f L_0) \dot{h}_a^* |_{T-T_3^*} \\ & \quad + G_v \dot{h}_v^* |_{T-T_3^*} \end{aligned} \quad (3-94)$$

式中， L_0 为 1kg 燃料完全燃烧时所需的理论空气量；

$\dot{h}_v^* |_{T-T_9^*}$ 为余热锅炉出口处蒸汽的热焓；

\dot{h}_0 为测量燃油热值时所定的基准温度。

上式经整理可得：

$$f = \frac{\dot{h}_a^* |_{T-T_3^*} - \dot{h}_a^* |_{T-T_2^*} + g_v [\dot{h}_v^* |_{T-T_3^*} - \dot{h}_v^* |_{T-T_9^*}]}{\eta_b H_u - \dot{h}^*(T_3^*) + \dot{h}_a^* |_{T-T_2^*}} \quad (3-95)$$

式中的 $\dot{h}^*(T_3^*) = (1 + L_0) \dot{h}_m^* |_{T-T_3^*} - L_0 \dot{h}_a^* |_{T-T_3^*}$ ，并假定燃料的焓增 $\Delta \dot{h}_f$ 近似地等于 $\dot{h}_a^* |_{T-T_2^*}$ 。

4. 余热锅炉温度特性

(1) 余热锅炉内各个物理量之间的一般关系式

图3-33示出了混合气体沿余热锅炉放热时的温度变化曲线 $T_4^* - T_N^* - T_E^*$ ，和水在省煤器

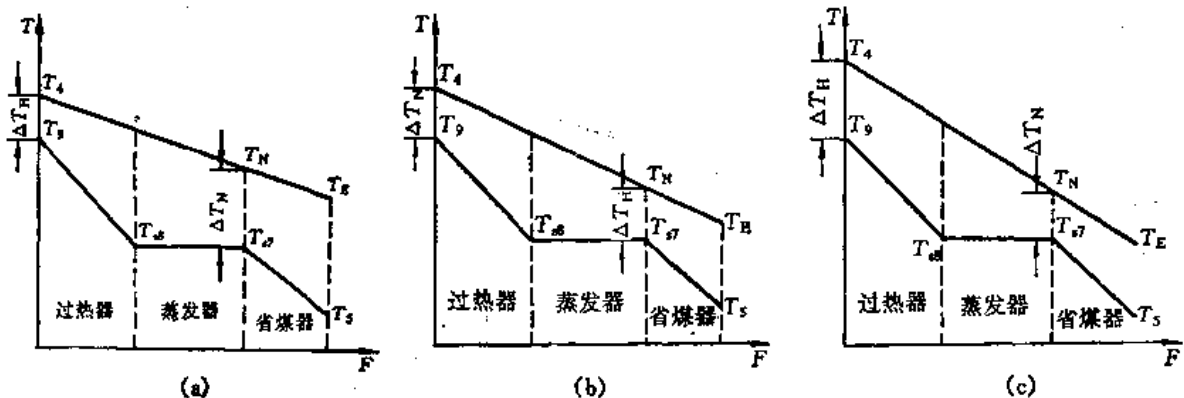


图 3-33 余热锅炉内工质的温度变化情况

器、蒸发器和过热器内被加热时的温度变化曲线 $T_9^* - T_{s7}^* - T_{s8}^* - T_9^*$ 。图中的 T_4^* 和 T_9^* 间的温差 $\Delta T_H^* = T_4^* - T_9^*$ 称为热端温差。 T_N^* 和 T_{s7}^* 两个温度之差称为汽化点温差或节点温差，可用符号 $\Delta T_N^* = T_N^* - T_{s7}^*$ 表示。根据能量守恒定律，在蒸发器和过热器内，混合气体与水蒸汽之间的热平衡关系为：

$$[(1 + f) \overline{c_{p\alpha}} + g_v \overline{c_{pv}}] (T_4^* - T_N^*) = g_v [\overline{c_{pv}} (T_9^* - T_{s8}^*) + r]$$

上式经整理可得：

$$T_9^* = T_{s8}^* + \frac{[(1 + f) \overline{c_{p\alpha}} + g_v \overline{c_{pv}}] (T_4^* - T_N^*)}{g_v \overline{c_{pv}}} - \frac{r}{\overline{c_{pv}}}$$

所以得：

$$\Delta T_H^* = T_4^* - T_9^* = \frac{r}{\overline{c_{pv}}} - \frac{(1 + f) \overline{c_{p\alpha}} [(T_4^* - T_{s7}^*) - \Delta T_N^*]}{g_v \overline{c_{pv}}} + \Delta T_N^* \quad (3-96)$$

或：

$$\Delta T_{N^*} = \left[\Delta T_{H^*} + \frac{(1+f)\overline{c}_{pg}(T_A^* - T_{s7}^*)}{g_v \overline{c}_{pv}} - \frac{r}{c_{pv}} \right] \frac{g_v \overline{c}_{pv}}{(1+f)\overline{c}_{pg} + g_v \overline{c}_{pv}} \quad (3-97)$$

式中, r 为汽化潜热。

式(3-96)、式(3-97)给出了 ΔT_{H^*} 、 ΔT_{N^*} 、 g_v 、 T_A^* 和 T_{s7}^* 等 5 个参数间的关系。从式(3-97)可以看出, 当 g_v 一定时, 如果 ΔT_{H^*} 的值越大, 则 ΔT_{N^*} 值也越大。 T_A^* 越高, 则 ΔT_{N^*} 值越大。如果 T_A^* 和 ΔT_{H^*} 一定, 则 ΔT_{N^*} 随 g_v 的增大而减小。

(2) g_v 与 ΔT_{H^*} 和 ΔT_{N^*} 之间的三种典型关系

图 3-33(a)、(b)和(c)分别为三种不同注汽量的情况。

① 当余热锅炉的产汽量较小时(见图 3-33(a)), 蒸汽从排气中吸收的热量少, 故排气温度线 $T_A^* - T_{N^*} - T_E^*$ 的斜率较小, 这时 $\Delta T_{N^*} > \Delta T_{H^*}$, 即最小温差出现在余热锅炉的蒸汽出口处。根据式(3-97), 下列不等式成立:

$$\frac{(1+f)\overline{c}_{pg}(T_A^* - T_{s7}^*)}{g_v \overline{c}_{pv}} - \frac{r}{c_{pv}} > 0 \quad (3-98)$$

即注汽量必须小于某一数值。由上式可得:

$$g_v < \frac{(1+f)\overline{c}_{pg}(T_A^* - T_{s7}^*)}{r} \quad (3-99)$$

② 当余热锅炉的产汽量 g_v 增大时, 蒸汽从排气中吸收的热量增多, 排气温度线 $T_A^* - T_{N^*} - T_E^*$ 的斜率也相应增大(见图 3-33(b)), 这时 $\Delta T_{N^*} = \Delta T_{H^*}$ 。根据式(3-97), 可得:

$$g_v = \frac{(1+f)\overline{c}_{pg}(T_A^* - T_{s7}^*)}{r} \quad (3-100)$$

③ 当余热锅炉的产汽量进一步增大时(见图 3-33(c)), 蒸汽从排气中吸收的热量也随之增多, 排气温度线 $T_A^* - T_{N^*} - T_E^*$ 的斜率也随之增大, 这时 $\Delta T_{N^*} < \Delta T_{H^*}$ 。根据式(3-97), 可得:

$$g_v > \frac{(1+f)\overline{c}_{pg}(T_A^* - T_{s7}^*)}{r} \quad (3-101)$$

由上述分析可以看出, 当燃烧室的注汽量由小增大时, 锅炉中两种工质的最小温差逐渐从过热器的出口移向蒸发器的进口, 这时存在一个转换点, 即 $\Delta T_{N^*} = \Delta T_{H^*}$ 。转换点所对应的注汽量, 称为“第一临界注汽量”, 并可用符号 $g_{v, cr1}$ 表示:

$$g_{v, cr1} = \frac{(1+f)\overline{c}_{pg}(T_A^* - T_{s7}^*)}{r} \quad (3-102)$$

当注汽量满足式(3-102)以后, 如再进一步增大注汽量, 则使 ΔT_{N^*} 越来越小。但当传热量一定时, 两种流体间的温差越小, 则所需的传热面积越大。因此汽化点处温差 ΔT_{N^*} 会影响锅炉的体积和重量。设计余热锅炉时, 对 ΔT_{N^*} 有一最低限值, 即余热锅炉的最小传热温差, 称为“节点温差”, 并用符号 $\Delta T_{N_{min}^*}$ 表示。据国外资料报导, $\Delta T_{N_{min}^*}$ 值的变化范围为 $16.7 \sim 27.8^\circ\text{C}$ 。与节点温差相应的注汽量, 称为“第二临界注汽量”。它的值可由式(3-96)求得, 令该式中 $\Delta T_{N^*} = \Delta T_{N_{min}^*}$, 则有:

$$g_{v, cr2} = \frac{(1+f)\overline{c}_{pg}(T_A^* - T_{s7}^* - \Delta T_{N_{min}^*})}{r - c_{pv}(\Delta T_{H^*} - \Delta T_{N_{min}^*})} \quad (3-103)$$

$g_{v, cr2}$ 是回注蒸汽燃气轮机实际上可能的最大注汽量。如果注汽量 g_v 大于 $g_{v, cr2}$, 则余热锅炉内产生的蒸汽将是饱和蒸汽甚至湿蒸汽。显然, 这样大的回注蒸汽量是没有实用价值

的,因这时燃气轮机的热效率将大幅度下降。

从式(3-92)、式(3-93)、式(3-94)可以看出,当部件的性能参数(即 η_c^* 和 η_T^* 等)一定时,影响循环功 W 和热效率 η_t 的物理量为升温比 τ 、增压比 π_c^* 、注汽量 g_v 、以及回注蒸汽的温度 T_q^* 。用一般函数的形式表示:

$$\begin{aligned} W &= f_w(\tau^*, \pi_c^*, g_v, T_q^*) \\ \eta_t &= f_\eta(\tau^*, \pi_c^*, g_v, T_q^*) \end{aligned} \quad (3-104)$$

回注蒸汽的压力 p_s^* 与空气的增压比 π_c^* 有关,它只须保证蒸汽能回注到燃烧室中与燃气进行掺混。故可假定:

$$p_s^* = p_1^* \pi_c^* + \Delta p^*$$

式中, Δp^* 的大小可根据调节阀的阻力和蒸汽流经管道时的摩擦阻力等损失来确定。因此,可将 p_s^* 视为 π_c^* 的简单函数,而不把它看作影响循环性能参数的独立变量。

为了使回注蒸汽燃气轮机循环的性能参数达到最佳值,上述各独立变量参数之间必须进行优化组合,但它们也受到一定约束。如图3-31中各热力参数必须满足下列关系:

- 1) $T_3^* = T_{10}^*$; 2) $T_4^* = T_{11}^*$; 3) $\Delta T_N^* = T_N^* - T_{s7}^* \geq \Delta T_{Nmin}^*$; 4) $T_4^* - T_6^* > 0$;
- 5) $T_{12E}^* - T_8^* > 0$; 6) $p_s^* > p_1^* \cdot \pi_c^*$; 7) $p_1^* = p_6^*$

图3-34表示了当涡轮进口温度为1353.15K时,回注蒸汽燃气轮机的 η_t 、 W 和 g_v 、 π_c^* 间的函数关系。从该图中可以得出一些有用的结论:

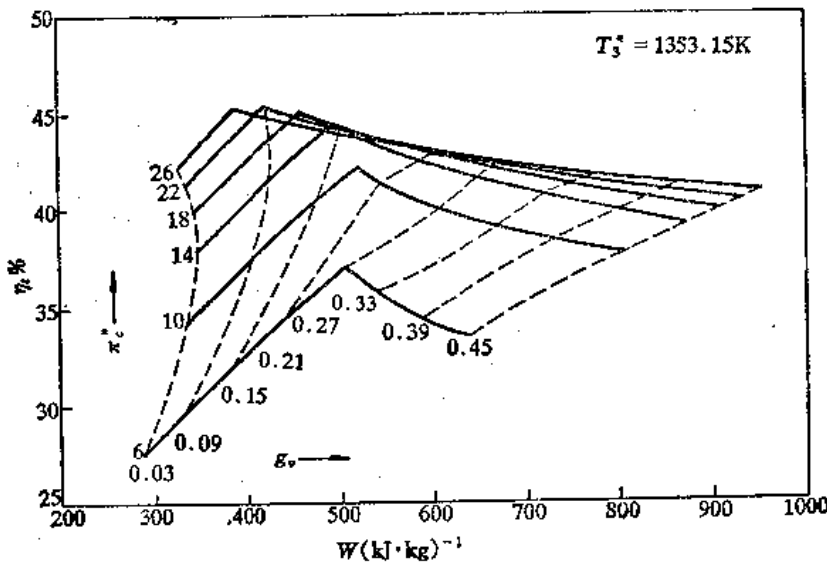


图 3-34 η_t - W 关系曲线图

(1) 温比 τ 一定时,相应于每一个注汽量 g_v 都有一个最大效率的压比 $\pi_{c^*,opt}$ 和一个最大比功的压比 $\pi_{w^*,opt}$ 。一般而言 $\pi_{c^*,opt} > \pi_{w^*,opt}$ 。

(2) 温比 τ 一定时,注汽量 g_v 对循环效率 η_t 和比功 W 的影响很大。在同一 π_c^* 下,随着 g_v 的增加, W 不断增长,直至受到某种限制。在不同的 π_c^* 值下,当 g_v 大于某一值后(如图中的 g_v 大于0.15)和保持为常数时,随 π_c^* 值的增大, W 也增大。此外,在相同的 π_c^* 值下, η_t 随 g_v 的变化会出现最大值,而且 π_c^* 越大, η_t 最大值也越大。在图中还可看出,相同的 g_v 下, η_t 随 π_c^* 的增大而增大,直至达到 η_t 最大值为止。从上所述,可得结论:利用回注蒸汽技术来改造现有燃气轮机时,在一般情况下,燃气轮机的增压比越大,则循环功 W 和热

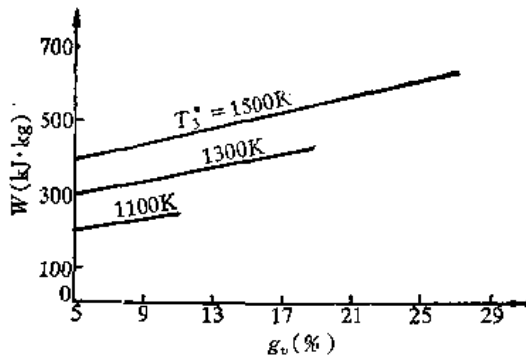


图 3-35 π_c 一定不同 T_3^* 时循环功 W 随注汽量 g_s 的变化

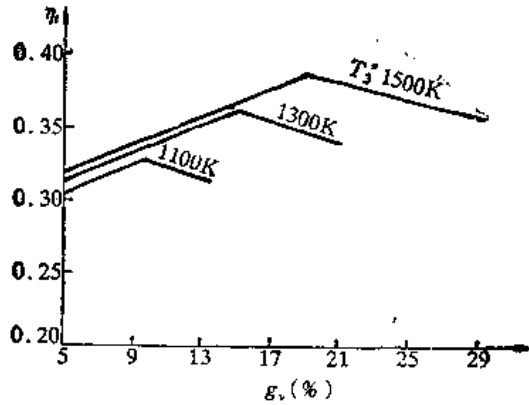


图 3-36 π_c 一定不同 T_3^* 时热效率 η_t 随注汽量 g_s 的变化

效率 η_t 的增长也越多,效果也越显著。

(3) 温比 τ 是影响循环性能的关键参数。随温比 τ 的提高,循环效率 η_t 和比功 W 都明显增大(见图 3-35 和图 3-36)。计算表明,利用现有的燃气轮机技术水平($T_3^* = 1200^\circ\text{C}$, $\pi_c^* = 20 \sim 25$),注蒸汽燃气轮机的效率可达 44%~48%,比功为 400~700kW/kg/s;将来,采用高温高压技术($T_3^* = 1600^\circ\text{C}$, $\pi_c^* = 30 \sim 40$),效率将达 60%左右,比功为 600~1000kW/kg/s。

回注蒸汽燃气轮机循环的采用,在西方已有十多年历史。本世纪 70 年代,由于能源供应紧张,节能问题受到各国能源专家的高度重视。1976—1981 年间美籍华人学者程大酉博士,研制成功了回注蒸汽燃气轮机,称之为“程氏双工质循环”。最早的商用回注蒸汽燃气轮机发电机组,是 1984 年由国际动力技术公司研制的奥内(Onan)560-GTU 机组,它是由盖莱特(Garrett)公司的 IE831-800 燃气轮机改装而成的。原机工质的最高温度 $T_3^* = 1233\text{K}$,增压比 $\pi_c^* = 11$,空气流量 $G_a = 3.58\text{kg/s}$,余热锅炉的产汽量为 $1360.8\text{kg/h} = 0.378\text{kg/s}$ 。蒸汽压力较压气机出口处空气压力高 $1.334 \times 10^6\text{Pa}$;采用回注蒸汽技术后,燃气轮机的峰值功率从 560kW 增加到 1100kW,即增大了 96.4%,而热效率达到 34%。

美国通用电气公司(GE 公司)为了开发蒸汽回注式燃气轮机产品,早在 1983 年就完成了 LM5000 燃气发生器的性能特性的有关估算工作。1986 年相继研制了 STIG-LM5000 全部回注和部分回注蒸汽燃气轮机发电机组以及 STIG-LM2500 回注蒸汽机组。全高压和低压蒸汽回注式 LM5000 燃气轮机的功率从 34265kW 增长到 48960kW,增大了 42.9%。而效率从原来 36.76% 提高到 42.9%,即提高了 16.7%。STIG-LM2500 机组的输出功率从 20300kW 增加到 25000kW,即增加了 22.9%;热效率从 34.55% 提高到 38.13%,即提高了 10.4%。此外,日本和意大利等国也投入了相当的力量,积极参与了蒸汽回注式燃气轮机的开发研制活动,并将多种型号的产品推向国际燃气轮机市场。国内的一些研究和生产单位正在努力从事蒸汽回注技术应用于燃气轮机的开发。703 研究所和原哈尔滨船舶工程学院已于 1989 年顺利地通过了“双工质平行复合循环燃气轮机的试验”部级鉴定。

第4章 涡轮

§4-1 基元级的工作原理

1. 概述,基元级的工作过程

在涡轮级里,工质的热能和压力能转变为轴上的机械功,这一能量转换过程是在静止的喷嘴(又称静叶)和旋转的动叶中完成的。喷嘴和装有动叶的工作轮是组成涡轮级的两个主要元件,一系列静叶和一系列动叶组成一个最基本的单元,称为“级”。如果整台涡轮只有一级的话,称之为单级涡轮,假如包含有几个级的话,则就称为多级涡轮。图4-1上示出了一台三级涡轮的纵剖面图(通常也称子午剖面),箭头所示表明了主气流和冷却空气的分配和流向。

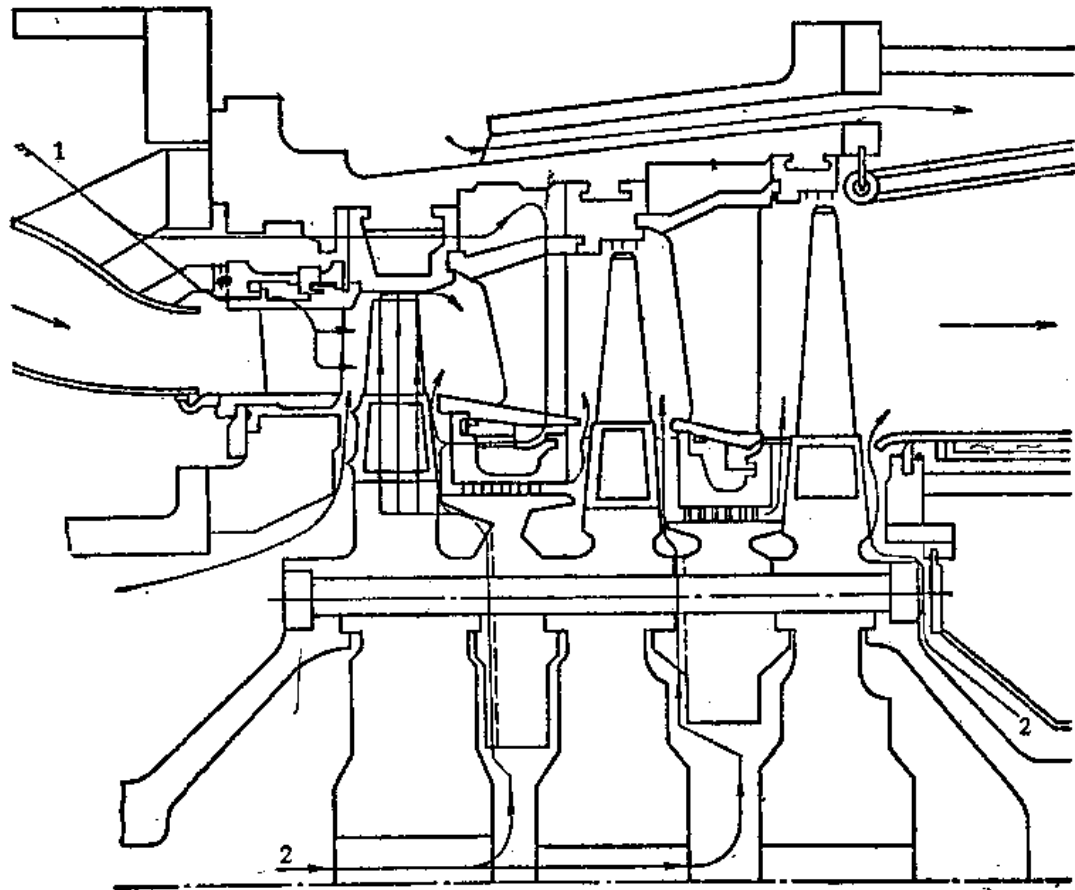


图 4-1 带冷却空气的燃气轮机纵剖面图

工质(燃气或水蒸汽)在喷嘴中膨胀,把热势能转变成动能,这时燃气的温度和压力都降低。然后,工质以很高的速度喷向动叶,然后在动叶的流道中顺着流道的形状逐渐改变其流动方向。为了使气流转向,叶片必须有一个力作用于气流,于是气流也必然有一个与之相应的作用力作用在叶片上。这个力在周向的分力就推动着工作轮不断地旋转并发出机械功,这就是工质的热势能转换成轴上机械功的过程。

从气体流动特性的研究中知道, 气体作加速流动时, 相应的损失较小。因此在设计中往往使得气流在动叶的流道中同样也有一定的加速度, 即让燃气在动叶流道中继续膨胀, 使之加速。这样一股加速气流自工作轮动叶片出口喷出, 就类似于喷气发动机尾喷管中的喷气流一样, 也会产生推力, 它同样会推动工作轮旋转而获得机械功。所以燃气在动叶栅中加速, 不仅可以改善流动状态, 同时也能获得一部分机械功, 其定量关系可以用动量矩方程给出。

气体在涡轮级中的流动是十分复杂的, 气流参数沿着直径方向和圆周方向都是不均匀的。但在初步分析时, 往往不需要详细了解叶片通流部分中气流沿径向和周向的变化情况。相反, 为了从总体上分析级的效率、功量等综合指标, 通常只须对参考直径(往往选取平均直径)上的气流参数进行分析。

如图 4-3 所示, 可以认为叶栅进口和出口截面上的气流参数沿周向是均匀的, 如果在级中, 在平均直径处取两个无限接近的相邻同心环形薄层, 它们组成了一个可以略去各参数沿叶高变化的“基元级”。若把基元级展开, 便得到图 4-3 中所示的两列叶栅(喷嘴叶栅和动叶叶栅), 展开得到的图形就成为平面叶栅。尽管气流在经过叶栅以及叶列间隙时气体的压力、速度的大小和方向和其他参数沿着周向都是不均匀的, 但是在基元级理论的讨论中, 所处理的都是它们的周向平均值。在叶轮机械的初步分析中, 引入基元级理论的流动模型, 就把复杂的三维流动简化成以流线为曲线坐标的一元流动。气体只有沿着流动方向, 通过各个不同特征截面时(喷嘴和动叶的进出口截面)气流参数才发生变化。

尽管这样的模型显得过于简化, 但在分析级的基本特征, 如能量转换、气流参数变化、效率等方面, 它仍然可以提供十分重要的规律性。在这一节里, 拟采用基元级的分析方法对涡轮级的一些有决定性意义的特征进行讨论。至于在叶栅平面内部气流的流动和沿叶高方向上气流参数的变化, 将放在后两节中分别阐述。有了后面较深入的补充了解以后, 对整个涡轮级的流动全貌也就有了清晰的认识。

高温高压的燃气(或蒸汽)以不大的初速 c_0 流入喷嘴。气体从进口压力 p_0 膨胀到控制流动的背压 p_1 。由于流道的收敛以及气体的膨胀, 为了满足连续流, 使得气体的流速由 c_0 加速到 c_1 , 此时温度随之下降到 T_1 。

气流以速度 c_1 并以和出口平面成夹角 α_1 的方向自喷嘴流出。 α_1 称为喷嘴气流出口角, 一般为 $14 \sim 20^\circ$ 。在旋转叶轮的平面上, 进入动叶的进口相对速度为 w_1 , 方向则为 β_1 , 其值可通过牵连速度 $w = \frac{\pi D n}{60}$ 加以确定。

在大多数情况下, 动叶栅的流道也是做成收敛的, 使气流有所加速以改善流动性能。所以动叶流道中不仅相对速度有增加($w_2 > w_1$), 而且气流在流道中转折, 方向也有改变。出口截面处的出口角为 β_2 。气体在动叶栅中膨胀, 压力继续下降, 直至给定的级出口背压 p_2 , 温度也相应下降至 T_2 。

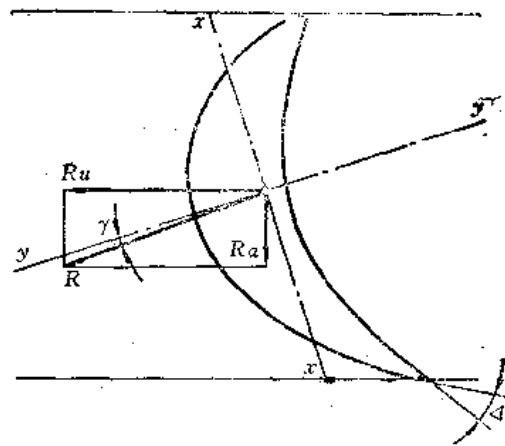


图 4-2 作用在叶片上的作用力 R 及其在周向和轴向上的分力 R_u 和 R_a 。

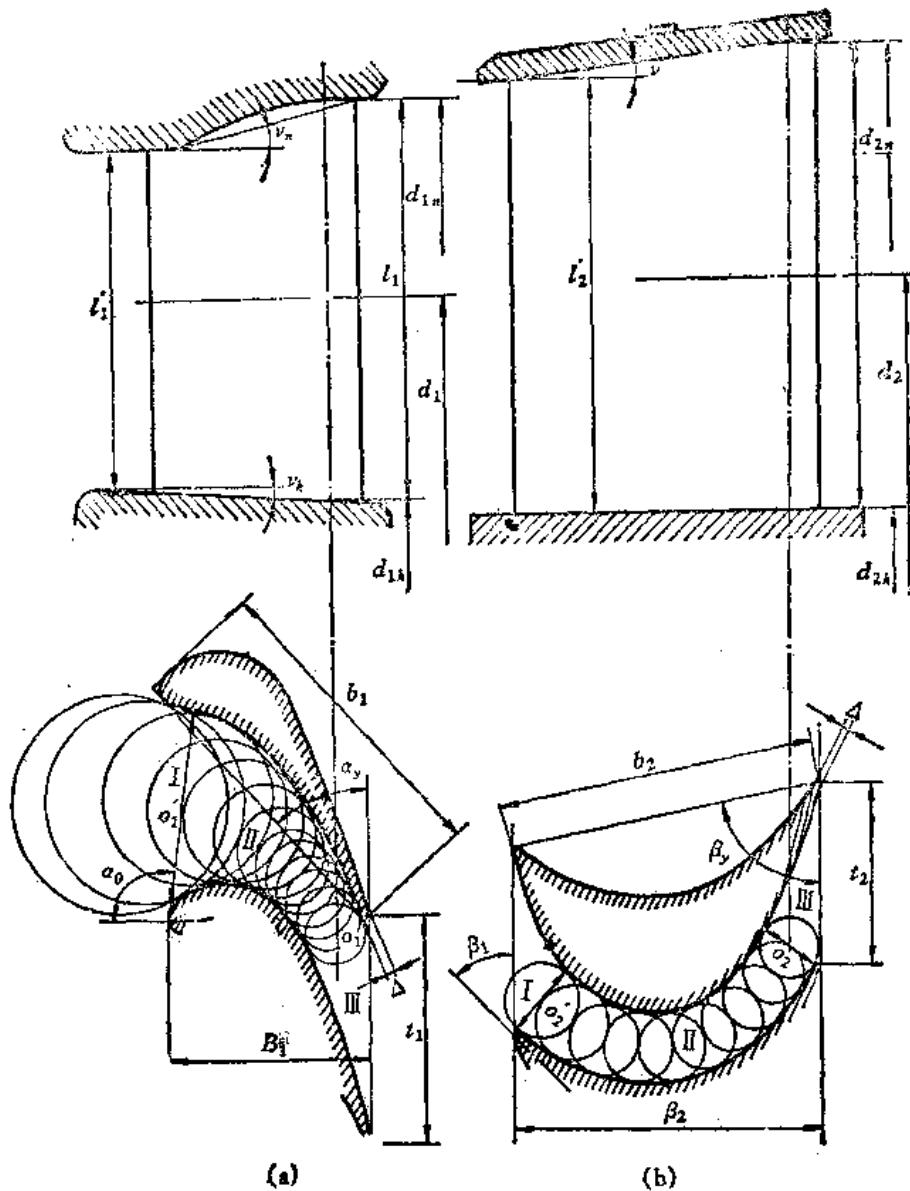


图 4-3 涡轮级叶栅的几何参数和基元级

(a) 喷嘴叶栅 (b) 动叶栅

在动叶出口处, 气流的绝对速度是 c_2 , 它可以通过 w_2 和 u_2 的合成得到。离开叶轮的绝对速度 c_2 在这一级内不能再被利用, 因此 $\frac{c_2^2}{2}$ 可以看成是损失掉了的动能, 通常称为余速损失,

并希望尽可能地小, 为此使其方向大致接近于 90° 。绝对速度 c_2 比进口速度 c_1 要小得多, 因此, 流过动叶叶轮的绝对运动的动能是减小的。这是由于动量的变化把喷嘴出口所获得的动能转换成了机械功的结果。但由于气流在动叶中是加速的, 因此相对速度 w 却是增加的, 由 w_1 增加至 w_2 , 如图 4-5 所示。

流过动叶进出口截面时的气流速度矢量变化可以拼接成一个三角形, 通常称为速度三角形。图 4-6 上示出了涡轮级的速度三角形。速度三角形是分析中极有用的工具。

虽然喷嘴和动叶在级中所承担的功能不尽相同, 但在气动热力设计上其本质是相同的, 对它们的要求可以归结为:

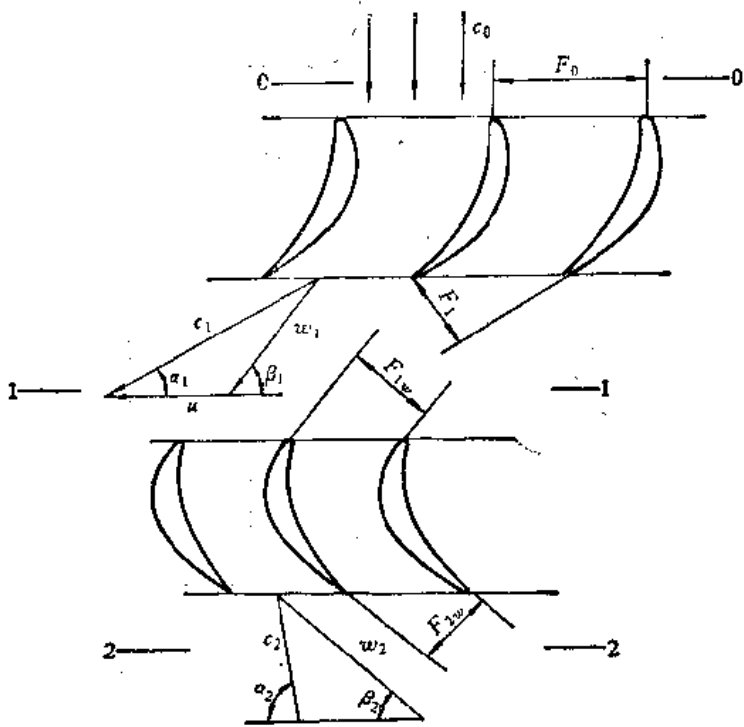


图 4-4 涡轮的基元级叶栅

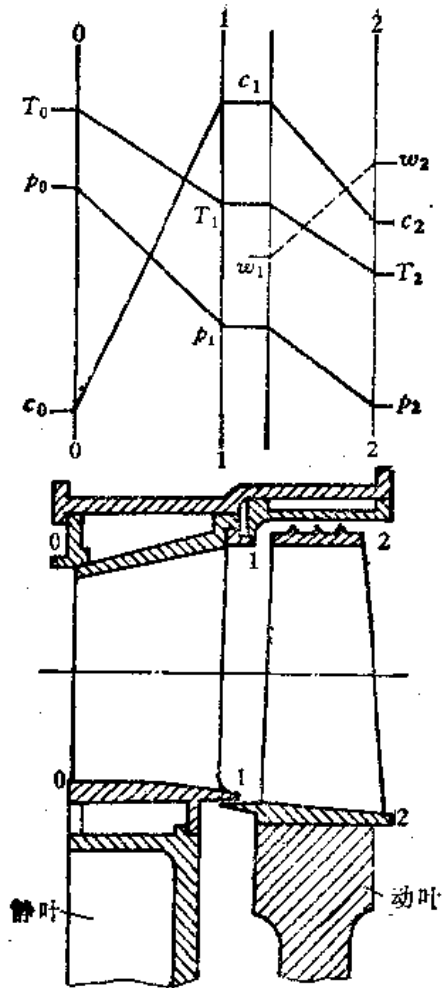


图 4-5 涡轮级中燃气状态的变化

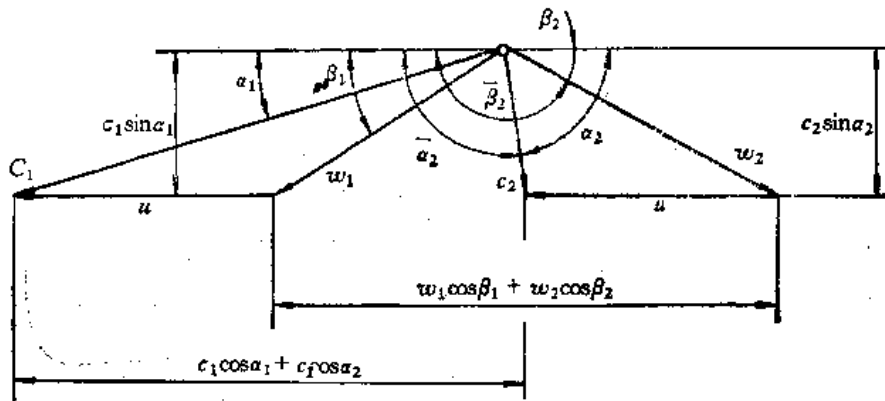


图 4-6 涡轮级的速度三角形

- (1) 使气流加速,把工质具有的势能、热能转换成速度能。
- (2) 使气流转折,在喷嘴中转折 $90^\circ - \alpha_1$,而在动叶中转折角为 $180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$ 。为此流道总是具有弯曲的轴线。它和直轴的喷嘴相比,多了一个斜切部分。
- (3) 在能量转换和气流转折过程中,损失要小,有较高的经济性。
- (4) 通流面积要求能通过给定的设计流量。

下面考察气流流经喷嘴和动叶时热力参数的变化规律。

2. 喷嘴和动叶出口气流参数的确定

涡轮级的做功是通过工质参数的变化来实现的。蒸汽轮机中用的工质是水蒸汽，而在燃气轮机中则是燃气。燃气可以看成是理想气体，而它的热力状态参数通过状态方程、过程方程求得。而水蒸汽的状态参数变化则可以按实际气体的方程求得，或是利用水蒸汽的焓熵图(或表)查出。下面以燃气工质为例，分析流动过程中气流热力参数的变化规律。

如果把喷嘴中的流动看成是理想过程，据能量方程，它是一个总焓保持不变的过程：

$$d\dot{i}^* = d\left(\dot{i} + \frac{c^2}{2}\right) = 0 \quad (4-1)$$

或是：

$$\dot{i}_0 + \frac{1}{2}c_0^2 = \dot{i}_{1t} + \frac{1}{2}c_{1t}^2 \quad (4-2)$$

由上式可见，喷嘴内气体的动能和焓值之和保持不变，当气体的动能增大，则焓值必然下降。所以喷嘴中气流的加速过程，实际上是焓降转换成动能的过程。气流理想出口速度 c_{1t} 可表示为：

$$C_{1t} = \sqrt{2(\dot{i}_0 - \dot{i}_{1t}) + c_0^2} \quad (4-3)$$

$$= \sqrt{2 \frac{K}{K-1} R(T_0 - T_{1t}) + c_0^2} \quad (4-4)$$

流动是压差引起的，因此以 $\frac{T_{1t}}{T_0} = \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{K-1}{K}}$ 代入式(4-4)，就可得到在进口参数 p_0, T_0, c_0 以及背压为 p_1 时的 c_{1t} 值：

$$c_{1t} = \sqrt{2 \frac{K}{K-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right] + c_0^2} \quad (4-5)$$

在涡轮机械的热力计算中，通常更方便的是用进口滞止参数进行运算，这时相应于 p_0, T_0, \dot{i}_0, c_0 的滞止参数为 $p_0^*, T_0^*, \dot{i}_0^*$ 。

此时 c_{1t} 的表达式可写成更为简明的形式：

$$\begin{aligned} c_{1t} &= \sqrt{2(\dot{i}_0^* - \dot{i}_{1t})} = \sqrt{2 \frac{K}{K-1} R(T_0^* - T_{1t})} \\ &= \sqrt{2 \frac{K}{K-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]} \end{aligned} \quad (4-6)$$

从上述表达式中可以看到流速和工质初始状态的 T_0^* 和压比 $\frac{p_1}{p_0^*}$ 的关系。当温度 T_0^* 愈高以及 $\frac{p_1}{p_0^*}$ 愈低时，所能转换的动能愈大。

喷嘴出口的其他参数可以通过状态方程和绝热方程求出：

$$T_{1t} = T_0^* \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (4-7)$$

$$\rho_{1t} = \frac{p_1}{RT_{1t}} \quad (4-8)$$

$$v_{1t} = \frac{1}{\rho_{1t}} = \frac{RT_{1t}}{p} \quad (4-9)$$

图 4-7 上示出了喷嘴中气流在 $\dot{i}-s$ 图上的膨胀过程， $A_0^* A_{1t}$ 表示了理想的绝热过程。

在实际流动过程中, 不可避免会由于摩擦以及其他形式的损失存在, 损耗一部分能量。因此实际得到的流速 c_1 要比理想条件下得到的 c_{1t} 为小。可以用不同的方法考虑损失所导致的速度减小。最常见的是利用速度系数 φ 来表示。 φ 值定义为 $\varphi = \frac{\text{实际速度}}{\text{理想速度}}$, 该值通过试验确定。对常见的喷嘴

叶栅 $\varphi = 0.94 \sim 0.98$ 。于是实际速度 c_1 可以写成:

$$c_1 = \varphi c_{1t} \quad (4-10)$$

考虑到损失的存在, 实际膨胀过程将沿着 $A_0^* A_1$ 线进行, 其终点焓值 i_1 将大于 i_{1t} 。这可看成在流动中损耗的动能转变成热量, 并加热了气体, 使出口气体的温度比理想绝热过程时高。

实际出口速度 c_1 仍可利用能量方程求得, 用焓值表示时可写成:

$$c_1 = \sqrt{2(i_0^* - i_1)} = \sqrt{2 \frac{K}{K-1} R(T_0^* - T_1)} \quad (4-11)$$

喷嘴中的能量损失 H_N 若用 φ 值来度量的话, 可以演化成:

$$H_N = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{2} = (1 - \varphi^2) H_{01}^* \quad (4-12)$$

式中, H_{01}^* 是喷嘴占有的理想等熵热降, $H_{01}^* = i_0^* - i_{1t}$ 。

能量损失 H_N 用焓值表示时, 也就是:

$$H_N = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2} = i_1 - i_{1t} \quad (4-13)$$

这样, 在图 4-7 的绝热过程的终点 A_{1t} , 沿等压线 p_1 向上加上 $H_N = A_{1t}B$ 的线段, 求得 A_1 点, 实际过程线就是连接 A_0^* 和 A_1 之间的曲线。

在 $T-s$ 图上 (图 4-8), H_N 可用面积 $A_{1t}A_1DC$ 表示, 它意味着在等压下由 A_{1t} 点到 A_1 点向气体加热。要指出的是, 动能损失 H_N 要比摩擦功 W_f (面积 $A_0^*CDA_1A_0^*$) 为小。这是因为, 有一部分摩擦功在膨胀过程中转化为热量加入气流之中, 又重新转换成动能, 因此不能视为损失, 这部分摩擦功在数量上即等于 W_f 和 H_N 的差值, 并可用面积 $A_0^*A_1A_{1t}$ 表示, 称之为重热。在 $T-s$ 图上, 在理想过程时能有效利用的热量以面积 A_0^*CGE 表示, 在实际过程中, 损失为 H_N , 在数量上由于 $A_{1t}A_1DC \approx EFHG$, 因此有效热能为 A_0^*CHF 。

考虑损失的另一种方法是用多变过程来描述 $A_0^*A_1$, 其多变指数 n 与速度系数的关系可以近似地

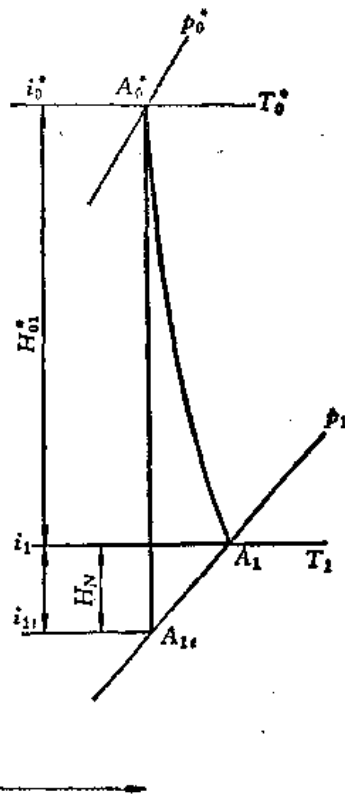


图 4-7 喷嘴膨胀过程在 $i-s$ 图上的表示

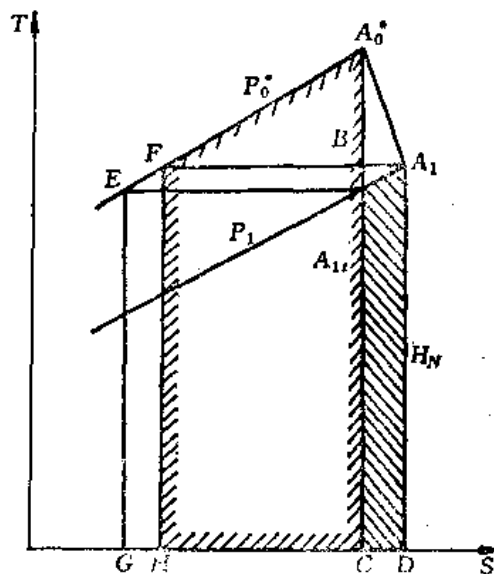


图 4-8 膨胀过程在 $T-s$ 图上的表示

写成:

$$\frac{n-1}{n} \approx \varphi^2 \frac{K-1}{K} \quad (4-14)$$

对膨胀过程来说, $n < K$ 。

应用多变过程的概念, 实际出口速度 c_1 的值可以表达成:

$$c_1 = \sqrt{2 \frac{K}{K-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]} \quad (4-15)$$

损失的存在使得出口速度降低, 因此在叶栅后测得的总压值 p_1^* 必然小于 p_0^* , 因此也可以用全压恢复系数 $\sigma = \frac{p_1^*}{p_0^*}$ 来度量损失的大小。当损失愈大时, σ 值愈低, 它是一个小于 1 的值。当计算实际流动时, 在数值上也可以方便地用一个当量的理想绝热过程来代替有损失的多变过程, 如图 4-9 上用 A_1^* 代替 A_1 , 此时 A_1^* 的进口滞止压力 p_1^* 则由给定的 σ 值确定。由于此时据能量方程, 存在 $T_1^* = T_0^*$, 故有:

$$c_1 = \sqrt{2 \frac{K}{K-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_1^*} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} \quad (4-16)$$

有损失时, 除了出口速度有所下降, 其他热力参数如温度、密度、比容也都将随之变化:

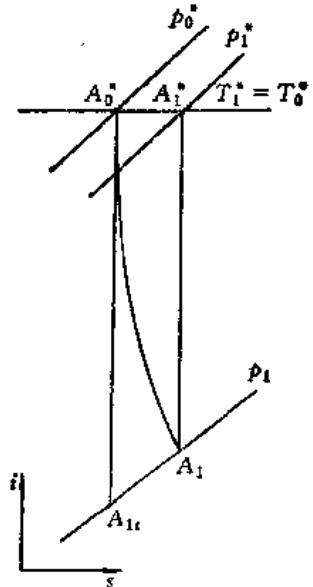
$$T_1 = T_{1t} + \frac{H_N}{c_p} = T_0^* \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{K-1}{K}} + \frac{H_N}{\frac{K}{K-1} R}$$

$$= T_0^* \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (4-17)$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1}$$

$$w_1 = \frac{1}{\rho_1} = \frac{RT_1}{p_1}$$

以上讨论了喷嘴流动时的热力参数计算。在旋转的动叶栅中, 气体通常也有膨胀加速, 其流动过程的分析与喷嘴中是完全一样的。图 4-10 示出了动叶栅中气体流动的轨迹线。可以看到, 在绝对运动上, 气体的轨迹(图中实线)是十分复杂的, 而在相对运动上则仍依循于流道的形状(图中虚线所示)。由于在绝对运动上和相对运动上轨迹不同, 气流和叶片相互之间的作用力是不相同的。在绝对运动上, 气体是作功的, 而在相对运动上, 则可以认为动叶栅是静止的, 因此气体对外不作功。于是能量方程在形式上完全可以写成和静止叶栅时相同的形式(限于轴流涡轮), 这时只要把进口流速 w_1 看成是 c_0 , 同时把出口



(4-18) 图 4-9 用绝热过程代替实际过程的表示

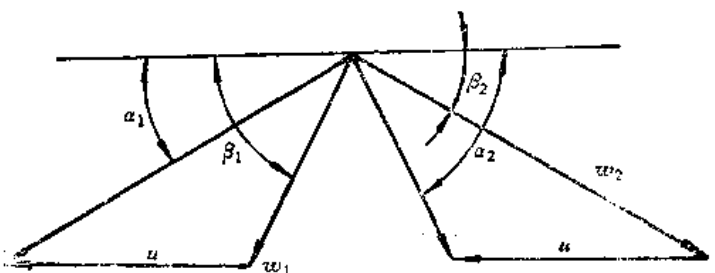
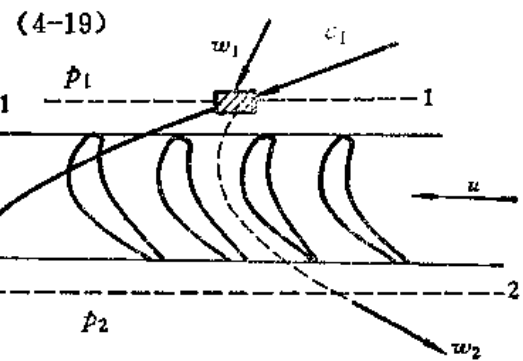


图 4-10 速度三角形和运动轨迹线

流速 w_1 比作 c_1 就可以了。动叶所承受的压力降则是相应于栅前的压力 p_1 到栅后的背压 p_2 。

相对运动上的进口流速 $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1$ ，其代数表达式为：

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1\cos\alpha_1} \quad (4-20)$$

与对喷嘴所作分析一样，可以写出动叶进口处当来流速度为 w_1 时相对运动上的滞止参数 $p_{w_1}^*$ 、 $T_{w_1}^*$ 、 $i_{w_1}^*$ ，此时只要把 M_{c_0} 改成 M_{w_1} ， c_0 改为 w_1 ，其中 $M_{w_1} = \frac{w_1}{a_1}$ ； $a_1 = \sqrt{KR T_1}$ 。

假设对轴流涡轮，动叶的进出口半径相等，于是圆周速度 $u_1 = u_2$ ，则根据：

$$d\left(\frac{w^2}{2}\right) + di = 0 \quad (4-21)$$

$$w_{2t} = \sqrt{2(i_{w_1}^* - i_{1t})} \quad (4-22)$$

$$= \sqrt{2 \frac{K}{K-1} p^* T_{w_1}^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{w_1}^*}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]} \quad (4-23)$$

在有损失时，动叶出口的实际流速 w_2 写成：

$$w_2 = \phi w_{2t} \quad (4-24)$$

其中， ϕ 动叶栅的速度系数。一般由于动叶转折较大以及进口流速高，因此损失比喷嘴中略高， $\phi = 0.93 \sim 0.95$ 。

动叶中的动能损失 H_R 表达成：

$$H_R = \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{2} = (1 - \phi^2) \frac{w_{2t}^2}{2} \quad (4-25)$$

实际过程终点的焓值 i_2 ：

$$\frac{w_2^2}{2} = i_{1w}^* - i_2 \quad (4-26)$$

其余的终态参数则由下式求取：

$$T_2 = T_{2t} + \frac{H_R}{c_p} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{K-1}{K}} + \frac{H_R}{c_p} = T_{w_1}^* \left(\frac{p_2}{p_{w_1}^*}\right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (4-27)$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} \quad (4-28)$$

$$v_2 = \frac{1}{\rho_2} = \frac{RT_2}{p_2} \quad (4-29)$$

已知相对运动上的参数，再回到绝对坐标，即：

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2w_2\cos\beta_2} \quad (4-30)$$

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{w_2}{c_2} \sin\beta_2\right) \quad \alpha_2 < 90^\circ \quad (4-31)$$

c_2 是离开级的速度，通常称为余速。如果 c_2 在下一级中被利用，则按等熵滞止得到的点 2^* 就可视为下一级的进口滞止初态点。如不被利用，就应作为余速损失，此时状态点为沿等压线 p_2 上升至与 2^* 点具有相同焓值 i_2^* 的点，这时熵增是明显的，表示为损失。

流经动叶的膨胀过程表示在图 4-11 上的 $i-s$ 图上。点 2^* 对于轴流涡轮 $u_1 = u_2$ 的情况，满足条件 $i_{w_1}^* = i_{w_2}^*$ 。

从以上讨论可见，动叶前、后的压力降是从 p_1 到 p_2 ，但由于 w_1 的存在，在计算时把 w_1 滞止到 $p_{w_1}^*$ 、 $T_{w_1}^*$ 作为动叶的初参数，则和喷嘴计算完全相同。然而作为动叶分配得到的焓降值 H_{12} 则应为压力线 p_1 和 p_2 之间、点 1 到点 2^* 的焓差。

如果级前的初参数为 p_0^*, T_0^* , 级后的背压 p_2 给定, 则整个级的等熵焓降 H_0^* 表达成:

$$H_0^* = i_0^* - i_{2ad}$$

当喷嘴后的背压为 p_1 时, 喷嘴占有的热降 H_{01}^* :

$$H_{01}^* = i_0^* - i_{1ad}$$

动叶占有的热降 H_{02}^* :

$$H_{02}^* = i_1 - i_{2t}$$

为了衡量整个焓降在喷嘴和动叶间的分配比例大小, 引入参数热力反动度 ρ , 并定义为:

$$\rho = \frac{H_{02}^*}{H_{01}^* + H_{02}^*} \quad (4-32)$$

从图示出的工作过程线可以发现, 随着损失的出现, 在熵增的方向上, 等压线是略略分开的, 因此 $H_{01}^* + H_{02}^*$ 将大于整个级的焓降 H_0^* , 这可以用重热现象来解释。但对单级涡轮来说, 热降不大。损失又不太大时, 仍可近似地认为 $H_{01}^* + H_{02}^* \approx H_0^*$, 于是 $\rho = \frac{H_{02}^*}{H_0^*}$, 并在设计的初始阶段就

加以设定。若气体在动叶道内只有转折而不进行膨胀加速, 动叶前后不存在压差, 反动度为零, 称为冲动式涡轮。为了改善流动, 通常使气流在动叶道中亦有加速, 总是分配一定的焓降给动叶, 动叶前的压力 p_1 高于出口压力 p_2 , 这时 $\rho > 0$, 称为反动式涡轮。设计中反动度 ρ 的值通常取在 $\rho = 0.05 \sim 0.5$ 。

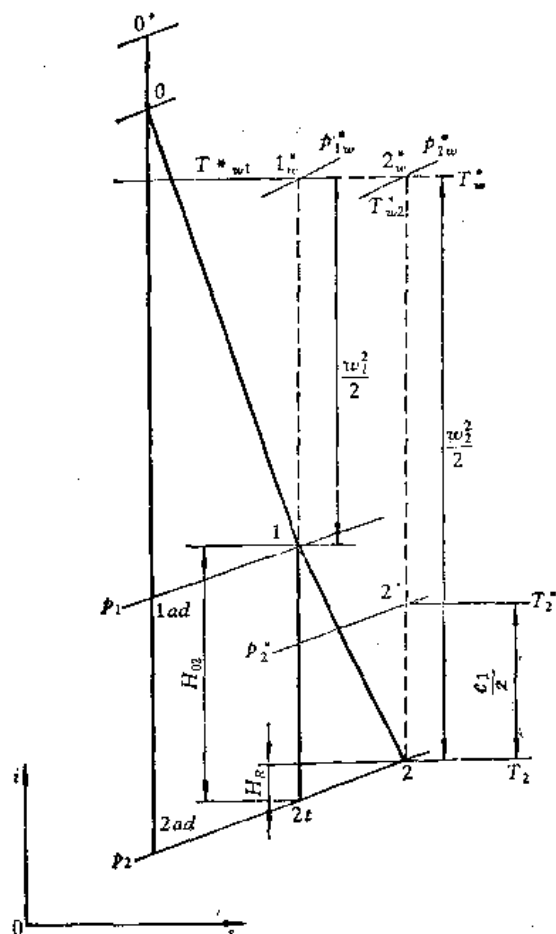


图 4-11 动叶中的膨胀过程在 $i-s$ 图上的表示

3. 通过喷嘴的流量及通流面积的确定

在涡轮的热力计算中, 经常需要解决这样一类问题: 在给定的初参数 p_0^*, T_0^* 以及背压 p_1 下, 当已知喷嘴出口截面的大小 F 时, 需求通过的流量, 或是为了通过给定的设计流量, 要决定喷嘴出口面积的尺寸。现在先略去过程中的损失问题, 进行分析。

在解决上述问题时所用到的基本工具是连续流方程:

$$G = \rho F c$$

出口截面 1-1 处的 ρ, c 通过上节得到的公式可以一一求得, 代入上式后不难得到 G 和面积 F 之间的相应关系式:

$$G = F \rho c = F \frac{p_0^*}{\sqrt{RT_0^*}} \sqrt{2 \frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]} \quad (4-33)$$

由上式可看到, 在初参数 p_0^*, T_0^* 和绝热指数 K 给定的情况下, G 和 F 的关系只取决于膨胀比 $\frac{p_1}{p_0^*}$ 的值。

不妨先考察一下, 在流量 G 给定的情况下当压比 $\frac{p_1}{p_0^*}$ 变化时, 截面积 F 作相应变化的规

律。随着压比 $\frac{p_1}{p_0}$ 的减小, 气体流速增加, 密度下降。与它们变化规律相适应, 截面积 F 也作相应的变化。据连续流方程有:

$$\frac{dF}{F} + \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dc}{c} = 0$$

或:

$$\frac{dF}{F} = -\frac{d\rho}{\rho} - \frac{dc}{c} = -dc \left(\frac{\frac{d\rho}{\rho}}{\frac{dc}{c}} - 1 \right)$$

由柏努利方程:

$$\frac{dp}{\rho} + cdc = 0$$

则:

$$\frac{dc}{c} = -\frac{1}{c^2} \frac{dp}{\rho}$$

据音速 a 的定义:

$$a^2 = \frac{dp}{d\rho}$$

于是上式整理成:

$$\frac{dF}{F} = \frac{dc}{c} \left(\frac{c^2}{a^2} - 1 \right) = \frac{dc}{c} (Ma^2 - 1) \quad (4-34)$$

由上式可见, 为了得到加速气流, 即有正的 dc , 则在亚音速的范围内 ($Ma < 1$), 喷嘴面积应该是收缩的 ($dF < 0$)。而在超音速范围内 ($Ma > 1$), 则要做成扩张的 ($dF > 0$)。在这两个范围的分隔处, Ma 恰等于 1, 即气流等于音速, 此时截面积是最小值, 见图 4-12。出现这种现象, 从

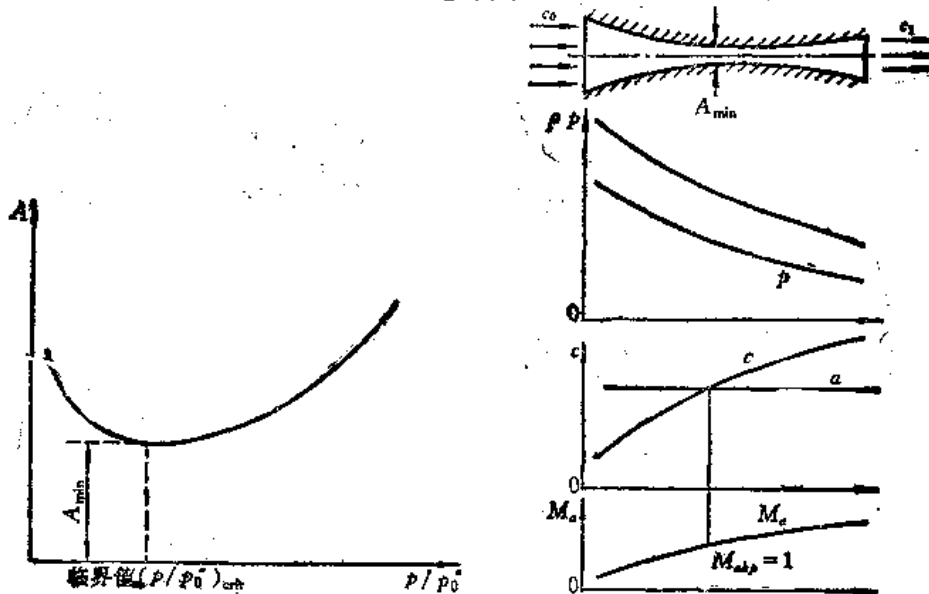


图 4-12 喷嘴截面和气流参数的变化规律

(a) 喷嘴截面随压比变化的规律 (b) 缩放喷嘴中气流参数的变化

物理学的角度上可解释为: 在亚音速范围内, 速度的增长率要比密度的减小快, 而在超音速时则相反, 密度的减小率要比速度增长率快。当然, 要能达到超音速流动, 是以要求有足够的大

的压降为前提的。此时,在最小截面处流速恰好等于音速。通常把该截面称之为临界截面,该截面上其他气流参数也都为临界值,并以下标 cr 表示。

根据临界截面上的流速等于音速($c = a = c_{cr}$)的条件,可以求出临界截面上的参数值。

已知音速可表示为:

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} = \sqrt{KR T}$$

式中, p 、 ρ 、 T 均为气流的当地参数。

临界截面的流速 $c_{cr} = a$, 据此可写成等式:

$$c_{cr} = \sqrt{\frac{2K}{K-1} R(T_0^* - T_{cr})} = \sqrt{KR T_{cr}} \quad (4-35)$$

由此得到临界温度比:

$$\frac{T_{cr}}{T_0^*} = \frac{2}{K+1} \quad (4-36)$$

与此同时,临界截面上的压力和密度的比值,由绝热状态方程得到:

$$\frac{p_{cr}}{p_0^*} = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (4-37)$$

$$\frac{\rho_{cr}}{\rho_0^*} = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{1}{K-1}} \quad (4-38)$$

将式(4-36)代入式(4-35),同样得到了临界速度 c_{cr} :

$$c_{cr} = \sqrt{\frac{2K}{K+1} RT_0^*} \quad (4-39)$$

临界比值只与工质的绝热指数 K 值有关,下表列出了不同工质的临界比值:

工 质	K 值	$\left(\frac{p}{p_0^*}\right)_{cr} = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K-1}}$	$\left(\frac{\rho_0^*}{\rho}\right)_{cr}$	$\left(\frac{T}{T_0^*}\right)_{cr}$	$c_{cr} = a$
空 气	1.4	0.528	1.894	0.833	$18.32\sqrt{T_0^*}$
燃 气	1.33	0.54	1.852	0.858	$18.12\sqrt{T_0^*}$
	1.35	0.537	1.863	0.851	$18.18\sqrt{T_0^*}$
过热蒸汽	1.3	0.5457	1.833	0.870	
干饱和蒸汽	1.135	0.5774	1.732	0.937	

这样,当给定喷嘴的进、出口参数后,将压比和临界压比值相比较,如果 $\left(\frac{p_1}{p_0^*}\right) > \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)_{cr}$, 则流动是亚音速的,可以选用收缩喷嘴;反之,当 $\left(\frac{p_1}{p_0^*}\right) < \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)_{cr}$ 时,流动是超音速的,那就应该做成缩放型的喷嘴(拉伐尔喷嘴)。这对直轴喷嘴是如此,但对弯轴流道的涡轮喷嘴,由于在结构上还存在着一个斜切部分,它在某种程度上可以替代喷嘴的扩张部分的作用,继续把气流加速到超音速。这点将在下节中讨论。

对于实际的喷嘴叶栅,喷嘴环所需要的、垂直于气流速度 c_1 的通流面积 F 应该是:

$$F = \pi d_m b_1 \sin \alpha_1 \quad (4-40)$$

式中, d_m 为环形叶栅的平均直径; l_1 为叶片高度; α_1 为气流出口角, 即气流和叶栅出口平面的夹角。

这样, 在给定设计流量 G 的情况下, 由前所述的公式中求出 F 面积值以后, 可以通过互适调整 α_1 、 d_m 、 l_1 的值, 得到优化的通流部分形状和尺寸。

4. 气流在斜切部分的膨胀

在高负荷的涡轮级中, 喷嘴出口流速往往可以达到 $M = 1.3 \sim 1.4$ 。这时虽已达到超音速流动, 但设计者通常不愿采用缩放型叶栅, 原因是其变工况特性甚差。而在收缩型叶栅中, 当背压低于临界压力时, 仍具有把气流加速至超音速的能力。因此, 在不太高的超音速流动时, 完全有理由选用收缩型叶栅, 以满足超音速设计要求。下面分析该条件下的流动特点。

在实际涡轮级中, 喷嘴叶栅的流道是弯轴的(图4-13)。由于流道的中心轴线与叶栅额线之间有着一个夹角, 其结果是在最小截面 AB 以后存在一个三角形区域 ABC , 通常就称为斜切部分, 这是弯轴流道结构上的必然结果。

如果栅后的背压 p_1 高于临界压力 p_{cr} , 则在 AB 截面(喉口)上气流达到 p_1 值, 并在斜切部分保持不变, 斜切部分对喷嘴工作不产生什么影响。当背压 p_1 逐渐降低, $p_1 < p_{cr}$ 时, 则在最小截面 AB 上气流的参数恰好达到临界值, 随后并将在斜切部分继续膨胀, 气流可以达到超音速。与此同时, 伴随着有气流的偏折, 即出现气流角 α_1 的增大, 增大量称之为偏折角 σ 。

气流的偏折可以用超音速气流绕过外钝角时的流动模型来解释。叶片的出口尾缘 A 点的压力由临界压力突然降低到出口压力 p_1 , 因此 A 点可以看成是一个扰动源, 自 A 点产生一组膨胀波。经过 A 点附近的膨胀波组的气流得到加速, 并绕 A 点转折一个角度。由 A 点产生的一组膨胀波推展到叶片背张 BC 上, 又反射成一组膨胀波, 因此在 BC 附近的气流须经过两组膨胀波, 一组是入射波, 另一组是反射波。穿越膨胀波组后的气流产生过度膨胀, 气流压力将低于喷嘴背压 p_1 , 因此在反射波后将产生激波, 气流在通过该激波时, 压力提高到与喷嘴的背压 p_1 相等。由上面简单的描述可见, 气流在喷嘴斜切部分的膨胀过程, 其流动图像是十分复杂的。

当膨胀在斜切部分范围的极限之内时, 偏折角的大小可以近似地通过连续流方程求得。写出 AB 和 AC 截面之间流量相等的连续流条件:

$$c_{cr} \rho_{cr} t \cdot \sin \alpha_1 = c_1 \rho_1 t \cdot \sin(\alpha_1 + \sigma)$$

其中, t 为栅距, 而 c_1 、 ρ_1 则为出口截面上的参数。由此得到:

$$\sin(\alpha_1 + \delta) = \frac{c_{cr} \rho_{cr}}{c_1 \rho_1} \sin \alpha_1 \quad (4-41)$$

式中的 $\frac{c_{cr} \rho_{cr}}{c_1 \rho_1}$ 恰恰是无因次流 $q(\lambda_1)$ 的倒数, 于是得到:

$$\sin(\alpha_1 + \delta) = \frac{\sin \alpha_1}{q(\lambda_1)} \quad (4-42)$$

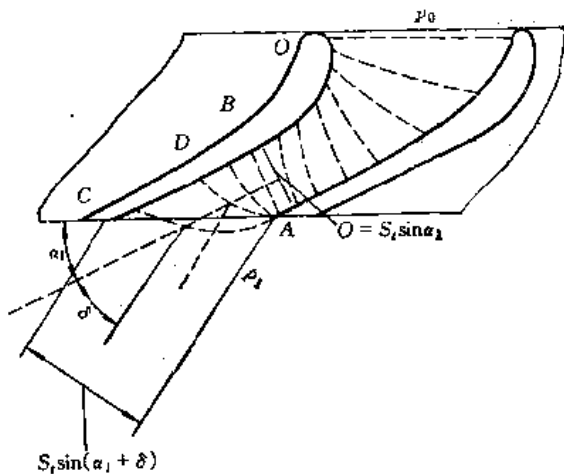


图 4-13 气流在斜切部分的偏折

无因次流量 $q(\lambda)$ 根据定义可推演成:

$$\begin{aligned} q(\lambda) &= \frac{\rho}{\rho_{cr}} \frac{c}{c_{cr}} = \left(\frac{p}{p_{cr}}\right)^{\frac{1}{K}} \cdot \lambda = \left(\frac{p}{p^*}\right)^{\frac{1}{K}} \left(\frac{p^*}{p_{cr}}\right)^{\frac{1}{K}} \cdot \lambda \\ &= \lambda \left(1 - \frac{K-1}{K+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{K-1}} \left(\frac{K+1}{2}\right)^{\frac{1}{K-1}} \end{aligned} \quad (4-43)$$

同时, λ_{it} 为与压比 $\frac{p_1}{p_0^*}$ 相对应的理想无因次速度:

$$\lambda_{it} = \frac{c_{it}}{c_{cr}} = \sqrt{\frac{K+1}{K-1} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]} \quad (4-44)$$

当考虑到损失以后, $\lambda_1 = \varphi \lambda_{it}$ 。由于连续流方程中列入的参数 ρ_1, c_1 都已考虑到损失, 故无因次流量相应地用 $q(\lambda_1)$ 表示, 即根据算出的 λ_1 代入式 4-43 算出, 或据 λ_1 从气动函数表直接查得。

由上式可见, 当 α_1 愈大, $\frac{p_1}{p_0^*}$ 愈小时, 气流的偏折角 δ 就愈大, 见图 4-14。随着偏折的出现, 周向分速减小, 导致涡轮轮周功减小, 效率降低。与此同时, 轴向分速的增加会造成通流能力的增加。因此, 当出现超临界压比时, 必须充分计及 δ 的影响。

气流在斜切部分的膨胀是有极限的。该条件可表达为: 由 A 点射出的膨胀波系, 其终止特性线与斜切口的 AC 平面重合, 这时气流的轴向分速等于音速。于是超音速气流中的扰动就不能再影响到马赫锥的外面, 即传到喷嘴叶栅的内部。在该情况下, 斜切部分的膨胀能力达到了极限, 这时的压力为 p_{min} 。若出口的背压 p_1 比 p_{min} 还要低, 则由 p_{min} 到 p_1 的部分只能在斜切部分外继续膨胀。

当出口压力 p_1 低于 p_{min} 时, 既然膨胀将在斜切部分之外进行, 因此这时沿叶型表面压力分布不会再变化, 即作用于叶型上的周向力将保持常数:

$$R_u = \text{const}$$

已经知道, 在超音速气流中, 在压比小于临界压比时, 流量是保持不变的。于是 R_u 只和栅前栅后的周向分速的差成正比:

$$R_u \propto |c_0 \cos \alpha_0 - c_1 \cos \alpha_1|$$

既然进口条件不变, 于是上列等式就意味着 $c_{1u} = c_1 \sin \alpha_1 = \text{const}$ 。

可以想象, 自压比从 $\epsilon_1 < \epsilon_{min} = \frac{p_{min}}{p_0}$ 时开始, 直到 $\epsilon \rightarrow 0$ 的极限情况为止, $c_1 \cos \alpha_1$ 在 p_{min} 时达到最大值, 而在压比继续减小的过程中始终保持不变。与此同时, 当 $p_1 < p_{min}$ 后, 在栅后的压力下降不可能再沿着气流传到斜切部分中, 那末相应于 p_{min} 的工况, 轴向速度 $c_1 \sin \alpha_1$ 就应该等于音速。随着 $p_1 < p_{min}$, 压力不断下降, 轴向分速虽然仍能继续增加, 但无补于提高轮周功。

现在来求极限膨胀时的 p_{min} 值。

据轴向分速为音速的条件, 可以写出:

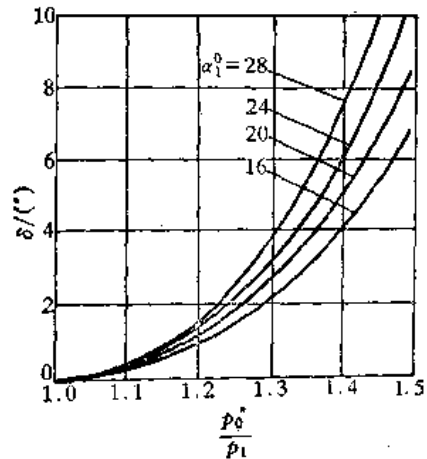


图 4-14 出口气流偏折角的计算

$$c_{1\max} \cdot \sin(\alpha_1 + \delta_{\max}) = a_1$$

或

$$\sin(\alpha_1 + \delta_{\max}) = \frac{1}{M_{\max}} \quad (4-45)$$

式中下标表示极限膨胀时的值。

求解时补充的另一个关系式是连续流条件,在极限条件时写成:

$$\sin(\alpha_1 + \delta_{\max}) = \frac{\sin \alpha_1}{q(\lambda_{\max})} \quad (4-46)$$

方程组(4-45)、(4-46)包含了两个未知数 δ_{\max} 和 λ_{\max} ,其中 M_{\max} 和 λ_{\max} 的关系是一一对应的,并可根据气动函数式得到,因此求解不会有困难。得到的极限膨胀比 $\frac{p_{\min}}{p_0^*}$ 的值为:

$$\epsilon_{\min} = \frac{p_{\min}}{p_0^*} = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{K-1}} (\sin \alpha_1)^{\frac{2K}{K+1}} = \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)_{cr} \cdot (\sin \alpha_1)^{\frac{2K}{K+1}} \quad (4-47)$$

在低于极限膨胀比 ϵ_{\min} 时,气流将在斜切口外膨胀。相应于 ϵ_{\min} 时的气流角将是 α_{lim} ,这时的偏折角用 α_{lim} 表示。

由上式可见,右边第一个因子是临界压比,而第二个因子则可视作斜切部分中所能转换的补充压比。在 α_1 不大时,斜切部分的膨胀能力是相当大的,同时由于它的变工况特性又相当稳定,因此在高负荷的涡轮级设计中,常广泛用于承担超临界的膨胀。

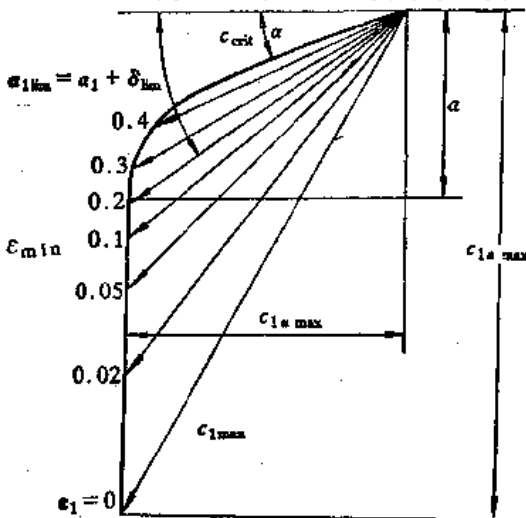


图 4-15 背压变化时气流速度和出口角的变化

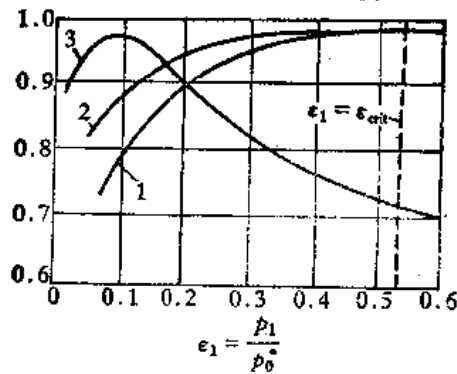


图 4-16 各种喷嘴变工况下的损失系数

- 1—收缩喷嘴 2—带斜切口的收缩喷嘴
3—膨胀喷嘴

5. 轮周功, 轮周效率和特性比

(1) 轮周功

在涡轮级的动叶中,气体自身具有的能量经过转换以后变成轴上的机械功,换句话说,就是气体对动叶做功。由此所得到的轮周功,虽然是通过动叶流道时气体速度的变化转换得来的,但是进入动叶的气体动能却是由喷嘴中气体的热势能转换而来的。因此,轮周功虽然是从动叶中发出,但却代表着整个涡轮级的能量转换过程。

图 4-17 左侧示出了反映动叶前、后速度的速度三角形,右端则给出了进口和出口两个速度三角形的合成图形。一般提到的速度三角形,就是指这个合成的图形。根据前面给出的计

算公式以及三角形函数关系,就可以分别得到 c_1 、 w_1 、 w_2 、 c_2 , 速度三角形就完全确定了。

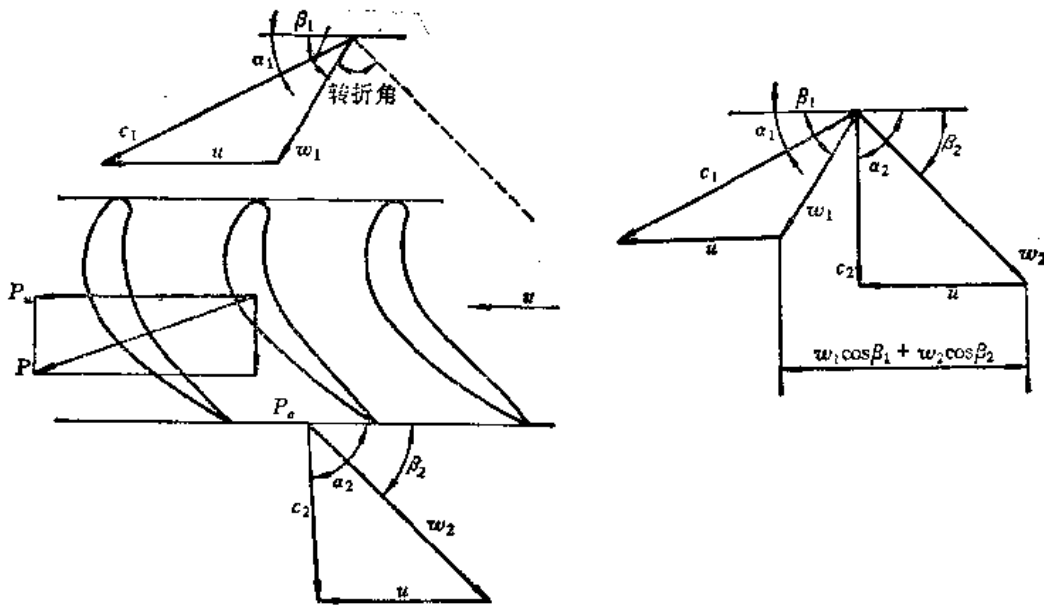


图 4-17 动叶前、后的速度变化和速度三角形

计算轮周功,必须确定气流速度变化与做功之间的定量关系式,在已知动叶进、出口截面的气流参数以后,轮周功的数值可由动量矩方程给出:

$$L_u = c_{1u}u_1 - c_{2u}u_2$$

对基元级而言,进、出口平均直径相等, $u_1 = u_2$, 于是

$$L_u = u(c_{1u} - c_{2u}) = u \cdot \Delta c_u \quad (4-48)$$

从速度三角形可见,若 $u_1 = u_2$, $c_{1u} - c_{2u} = w_{1u} - w_{2u}$, 故上式又可写成:

$$L_u = u(w_{1u} - w_{2u}) = u(w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2) = u \Delta w_u \quad (4-49)$$

从上述表达式可以看到,轮周功与轮周速度 u 和 Δc_u (Δw_u) 成正比。提高转速,增加圆周速度 u 显然能增大功量,但受到材料强度的限制。增加气流在动叶中的转折程度,使 Δw_u 增大,也可以有效地提高轮周功。这就要求将动叶设计成有较大的转折。这时,会引起气动损失的增加,并要求精心设计叶片造型。

在涡轮中,动叶将气流急剧地转折至另一侧,表现在速度三角形上, w_1 和 w_2 是分居两侧的,所以 w_{2u} 的符号总是与 w_{1u} 相反,故而功量实际上应为两者之和,并可以在速度三角形上以线段表示(图 4-17)。转折愈大,该线段愈长,轮周功就能提高愈多。从 Δc_u 的角度看,决定轮周功大小的是 c_{1u} 和 c_{2u} ,但对涡轮级来说, c_2 将是余速,带走动能并视为损失的,故希望尽量地小,即接近轴向排出,因此 c_{2u} 很小。所以决定轮周功的大小,主要是 c_{1u} , 为此若着眼于提高轮周功的话应选用较小的 α_1 值。

以上分析都是从基元级的定义出发,假定 $u_1 = u_2$ 。现在来探讨 $u_1 \neq u_2$ 的一般情况。即使在轴流涡轮中,由于子午面流道的扩张,动叶进、出口直径是不同的,因此也可以 $u_1 \neq u_2$ 。更为普遍的是径流涡轮的情况。气流由外径处径向流入,经过动叶轮而由轴向排出。这时 u_1 和 u_2 的值可以有很大的不同,通常 $u_1 > u_2$ 。在流量较小的小型动力机械领域内,采用轴流涡轮通常效率较低,不如径流向心式涡轮。因此在涡轮增压器、膨胀机、甚至小型燃气轮机装置上广泛应用了径流涡轮。图 4-18、4-19 上示出了增压器及燃气轮机用的径流式转子。

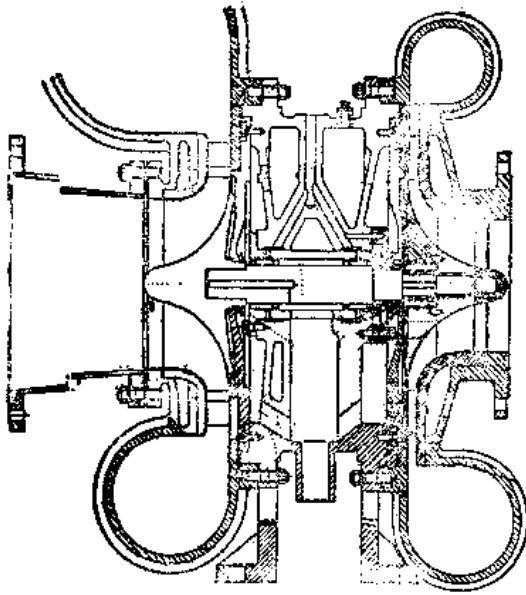


图 4-18 径流式增压器

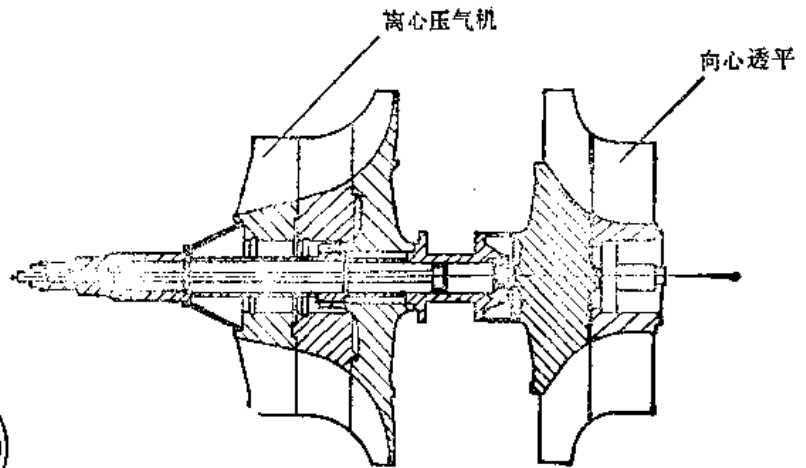


图 4-19 径流式燃气轮机的转子

对于 $u_1 \approx u_2$ 的情况, 此时利用速度三角形的关系则有:

$$u_1 c_1 \cos \alpha_1 = \frac{c_1^2 + u_1^2 - w_1^2}{2}$$

$$u_2 c_2 \cos \alpha_2 = \frac{c_2^2 + u_2^2 - w_2^2}{2}$$

代入轮周功方程(4-48), 得:

$$L_u = \frac{1}{2} [(c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2) + (u_1^2 - u_2^2)] \quad (4-50)$$

上式说明, 涡轮级中气流对叶轮所作的功可以分成下列几个部分, 一部分是由于高速燃气冲击动叶以后, 燃气本身绝对动能的减少所转换的功量; 另一部分是动叶中相对速度增加, 反作用力所作的功; 最后一项 $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$, 从物理意义上讲, 表示气流在旋转叶轮的离心力场内为

克服离心力所作的功, 有时把这一部分功简称为惯性力功。为了使这部分功量为正值, 必须是 $u_1 > u_2$, 也就是流向应该是向心的(图 4-20)。

当向心式涡轮所有的参数都选择得当时,

$\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$ 这一项的量可以是相当大的, 并达

到涡轮级整个功量中的 30%~40%。因此, 如能充分利用向心涡轮的这个特点, 可以更从容地设计出具有高压比和大焓降的涡轮机来。

与此同时要指出的是, 在向心涡轮中, 惯性力功与上面另两部分不同, 是无损失地直接转换成的。这就说明了为什么向心涡轮有可能获得较高的轮周功和轮周效率。同时,

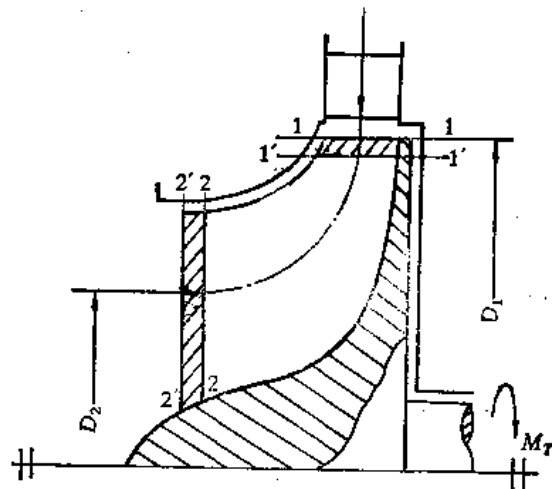


图 4-20 向心涡轮的流向

即使气流在叶轮中两度转向,流动损失是较大的, ϕ 值偏低,但它对效率的影响并不敏感,和其他参数的选择相比,是一个次要参数。一般说来, ϕ 的绝对值每降低1%,仅使 η 下降0.2%左右。不难看到,向心涡轮在设计上有许多不同于轴流涡轮的特点,这些差异的实质都是由 $u_1 \neq u_2$ 所引起的。顺便指出,当气流作离心流动时, $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$ 这一项将是负的,因此在离心涡轮中很难获得较大的轮周功。

通过以上对轮周功的讨论可以看到,当减小 α_1 和 β_2 ,增大圆周速度 u 以及 $\Delta w_u(\Delta c_u)$ 时,都能增加轮周功。在径流向心式涡轮中,还可以利用惯性力功获得一部分轮周功量。

如前面所示,气体在动叶流道中的加速也可以获得轮周功。这部分反作用力作的功占整个涡轮级轮周功的比值定义为运动学反动度,用 ρ_k 表示:

$$\rho_k = \frac{\frac{w_2^2 - w_1^2}{2}}{W_u} \quad (4-51)$$

上式仅适合于轴流式涡轮。对向心涡轮,则还应包含 $\frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$ 的那部分,通常称为气动反动度的那部分,这里就不再展开了。

运动学反动度和上面提到过的热力反动度 ρ 有些差别。热力反动度的定义是动叶中的等熵焓降与整个级的等熵焓降之比,而运动学反动度则是动叶中实际焓降与整个级的实际焓降之比,即考虑到损失存在的影响后实际功量的比。它们各有不同的使用场合,前者在热力计算时进行焓降分配时是较方便的,而后者则用来计算功量。但数值计算表明,两者的差别并不很大,各点大致落在(图4-21)阴影的范围内。

(2) 涡轮级的热力过程在焓焓图上的表示和效率

为了进一步研究涡轮级中能量转换的有效程度,现在来考察级的效率随着各种参数的变化而变化的规律。首先将级的热力过程完整地表示在焓焓图上(图4-22),并给以总的阐述。

喷嘴前气流的初始参数 p_0, T_0, c_0, i_0 ,其相应的滞止参数则为 p_0^*, T_0^*, i_0^* 。在 $i-s$ 图上分别用 A_0, A_0^* 表示,级的背压 p_2 也是给定的。相应得到级的理想焓降 H_0^* 。喷嘴中气体从进口总压 p_0^* 膨胀下降至 p_1 ,这时喷嘴的焓降为 $H_{01}^* = (1-\rho)H_0^*$ 。热力反动度 ρ 值是热力设计中选定的。 p_1 值与得到的 H_{01}^* 在数值上是关联的,并可方便地算得。喷嘴的出口理想速度 c_{1t} 和实际速度 c_1 和能量损失 H_N 分别可按式(4-6)、(4-10)、(4-12)算得。

在 $i-s$ 图上,喷嘴出口的理想状态用 $1t$ 点表示,在等压线 p_1 上加上 H_N 就得出实际的状态点 1 。 H_N 也可写成 $H_N = i_1 - i_{1t}$ 。实际速度 c_1 滞止后达到的压力线为 p_1^* ,而理想速度 c_{1t} 的滞止压力为 p_0^* ,两者之比为全压恢复系数 $\sigma_N = \frac{p_1^*}{p_0^*}$,其值取决于损失的大小。

在动叶中,气体压力由 p_1 进一步下降到出口背压 p_2 ,其等熵焓降为 $H_{02} = \rho H_0^*$ 。动叶出

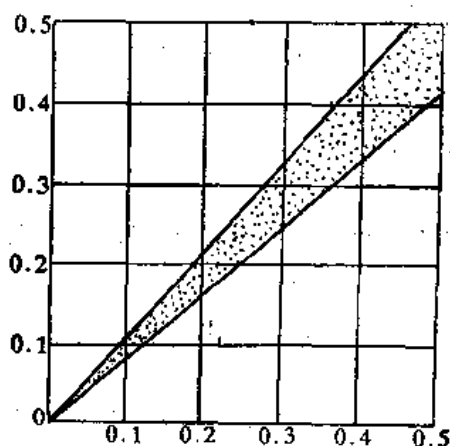


图 4-21 热力学反动度 ρ 和运动学反动度 ρ_k 的关系

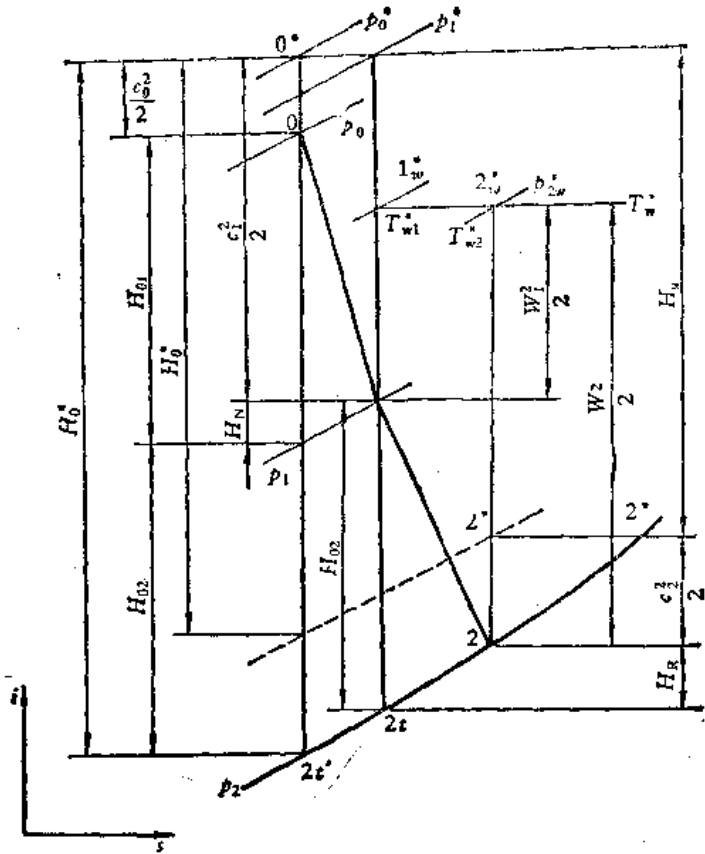


图 4-22 气体流经基元级的状态变化在*i-s*图上的表示

理想速度 w_{2t} 、实际速度 w_2 以及能量损失 H_R 可分别由式(4-23)(4-24)(4-25)求出, w_2 的滞止状态点 $2w^*$, 其压力为 p_{2w}^* , w_1 的滞止点为 $1w^*$, 其压力为 p_{1w}^* , 同样有 $\sigma_R = \frac{p_{2w}^*}{p_{1w}^*}$, 其值由动叶的大小确定。当 $w_1 = w_2$ 时, 存在 $i_{1w}^* = i_{2w}^*$ 的关系式。当 $w_1 \neq w_2$ 时, i_{2w}^* 可高于也可低于 i_{1w}^* 。

与喷嘴相仿, 动叶出口的理想和实际状态分别用 $2t$ 和 2 表示, 其焓差值即为能量损失 H_R 。

最后, 流出动叶的流速 c_2 , 由于做功已经完毕而离体, 故可视为余速损失。因此, 其状态点可在点 2 上沿等压线 p_2 加上 $H_{c2} = \frac{c_2^2}{2}$ 的线段。得 2^* 点。如果余速在下一级仍被利用, 则可不被看成损失, 从而没有熵的增加。此时可在点 2 上按滞止参数一样向上垂直加上 H_{c2} , 得到点 2^* , 该点就作为下一级的初始点。当然, 在大多数情况下, 可能只有部分余速被利用, 而另一部分则无法回收, 这时就应按利用系数 μ 分别处理两者不同的部分了。

通过上述分析可以看到, 涡轮级中存在着三种基本能量损失, 即喷嘴损失 H_N 、动叶损失 H_R 、余速损失 H_{c2} , 这三项损失的总和称之为轮周损失。很显然, 轮周功就应该是级的总能量中减去轮周损失, 因此轮周功的另一表达形式就可写成能量形式:

$$H_u = H_0^* - H_N - H_R - H_{c2} \quad (4-52)$$

在 *i-s* 图上直接用焓降表示, 即

$$H_u = i_0^* - i_2^* \quad (4-53)$$

对于纯冲动式涡轮，式(4-52)和用欧拉功形式写出的 $L_u = c_{1u}u_1 + c_{2u}u_2$ 是精确相等的。而对反动式涡轮，由于重热的存在， H_{02}' 和 H_{02} 只是近似相等，但相差甚微。

在涡轮级里除了上述三种损失以外，还可能存在着其他损失，诸如内部漏泄损失，冷却热端部件所导致的冷却损失，转动件(轮盘)和腔室内工质在相互作用时所引起的摩擦鼓风损失，湿蒸汽流动时的湿汽损失，由于特殊结构引起的流动损失(如速度级中的部分进汽损失)，等等。这些损失的存在都会减少轴上的有效功输出。因为这些损失都发生在涡轮通流部分的内部，并直接影响到工质参数的变化，可以在焓焓图上表示出来，所以这些损失通称之为内损失，其和用 $\sum H_i$ 表示。发生这些内损失的机理和分析，将在下面的章节中介绍。

除了上述损失以外，在涡轮机里还不可避免会出现由于传动或轴承等所引起的机械摩擦损失。相对内部损失而言，机械损失 H_m 不影响工质参数的变化，故称之为外损失。它们也会使轴上的机械功减少。

效率是用来衡量涡轮工作经济性和有效利用程度的重要指标。出于不同的评价角度，出现了各种定义不同的效率。

涡轮动叶轮上获得的轮周功 H_u 与等熵焓降 H_0^* 之比定义为轮周效率 η_u ：

$$\eta_u = \frac{H_u}{H_0^*} = \frac{i_0^* - i_2^*}{i_0^* - i_{2t}'} \quad (4-54)$$

这时等熵焓降是按进口总压 p_0^* 到出口背压 p_c 间计得的焓降 H_0^* 。若级的余速 c_2 被利用的话，在计算等熵焓降时就必须扣除 $c_2^2/2$ ，即把 p_0^* 到出口背压为总压 p_2^* 间的焓降 $H_0^{*'}$ 作为准绳，按此定义的效率 η_u^* 为：

$$\eta_u^* = \frac{H_u}{H_0^{*'}} = \frac{i_0^* - i_2^*}{i_0^* - i_{2t}^*} \quad (4-55)$$

为了相互区别， η_u 中的等熵焓降是根据总压对静压得出的，故称之为静效率。而 η_u^* 则是总压对总压得出的，称之为滞止效率。它考虑了余速的利用，所以滞止效率总是比静效率为高。通常余速得到利用的中间级的计算，或是在循环的计算时，常用到滞止效率。而对单级涡轮或是末级，如动力涡轮等，则常用静效率。静效率 η_u 中考虑了余速损失，反映叶轮机在能量转换上气动性能的完善程度，而 η_u^* 则给出了总的能量转换时的效率。

下面分析轮周效率和涡轮级内各种参数如 φ 、 ρ 、 $\frac{u}{c_{ad}}$ 等的相互关系，同时也给出其他的不同表达形式。

轮周效率 η_u 用等熵焓降和能量损失表示，则有：

$$\eta_u = \frac{H_u}{H_0^*} = \frac{H_0^* - H_N - H_R - H_{c2}}{H_0^*} = 1 - \zeta_N - \zeta_R - \zeta_{c2} \quad (4-56)$$

其中各项损失可用解析式表达成如下形式：

喷嘴能量损失 ζ_N ：

$$\zeta_N = \frac{H_N}{H_0^*} = \frac{1 - \varphi^2}{\varphi^2} \left(\frac{c_1}{c_{ad}} \right)^2 = (1 - \varphi^2)(1 - \rho) \quad (4-57)$$

式中 c_{ad} 是相应等于等熵焓降 H_0^* 的假想速度， $H_0^* = \frac{c_{ad}^2}{2}$ 。当 φ 和 ρ 一定时，喷嘴能量损失为常值。若 $\varphi = 0.95 \sim 0.98$ ，则对反动度 $\rho = 0$ 的级 $\zeta_N = 10 \sim 4\%$ ，而 $\rho = 0.5$ 的级 ζ_N 的值

为 5~2%。

动叶的能量损失 ζ_R ：

$$\zeta_R = \frac{H_R}{H_0^*} = \frac{1 - \phi^2}{\phi^2} \left(\frac{w_1}{c_{ad}} \right)^2 = \frac{1 - \phi^2}{\phi^2} \left(\frac{w_1}{c_1} \right)^2 \left(\frac{c_1}{c_{ad}} \right)^2 \quad (4-58)$$

其中：

$$\begin{aligned} \left(\frac{w_1}{c_1} \right)^2 &= \phi^2 \left[\frac{\rho}{1 - \rho} \left(\frac{1}{\phi^2} \right) + \left(\frac{w_1}{c_1} \right)^2 \right] \\ &= \phi^2 \left[\frac{\rho}{1 - \rho} \left(\frac{1}{\phi^2} \right) + 1 + \gamma - 2 \cos \alpha_1 \right] \end{aligned} \quad (4-59)$$

$$\left(\frac{c_1}{c_{ad}} \right)^2 = \phi^2 (1 - \rho) \quad (4-60)$$

式中， γ 表示 w 和 c_1 的比值，称为特性比 $\left(\gamma = \frac{w}{c_1} \right)$ ，是决定涡轮性能、参数匹配时的一个重要参数。

将式(4-59)、(4-60)代入式(4-58)，得到：

$$\zeta_R = \phi^2 (1 - \psi^2) (1 - \rho) \left[\frac{\rho}{1 - \rho} \left(\frac{1}{\phi^2} \right) + 1 + \gamma - 2 \gamma \cos \alpha_1 \right] \quad (4-61)$$

为了估计 ζ_R 的值，假定 $\phi = \psi = 0.95 \sim 0.98$ ，而取其最佳匹配时的值(见下节)， $\gamma = \gamma_{opt} = \frac{\cos \alpha_1}{2}$ ，且取 $\alpha_1 = 20^\circ$ 。

对于 $\rho = 0$ 的级：

$$\zeta_R = \phi^2 (1 - \phi^2) \left(1 - \frac{3}{4} \cos^2 \alpha_1 \right) \approx 3 \sim 13\%$$

对于 $\rho = 0.5$ 的级，则有：

$$\zeta_R = \phi^2 \frac{1 - \phi^2}{\phi^2} (1 - \rho) \approx 5 \sim 2\%$$

余速能量损失系数 ζ_{c_2} 的表达式比较复杂：

$$\begin{aligned} \zeta_{c_2} &= \left(\frac{w_2}{c_{ad}} \right)^2 + \left(\frac{w_1}{c_{ad}} \right)^2 - 2 \frac{w_1}{c_{ad}} \frac{w_2}{c_{ad}} \cos \beta_2 \\ &= \phi^2 (1 - \rho) \left(\frac{w_1}{c_1} \right)^2 + \phi^2 (1 - \rho) \gamma^2 - 2 \cos \beta_2 \phi^2 (1 - \rho) \gamma \frac{w_1}{c_1} \\ &= \phi^2 (1 - \rho) \left[\left(\frac{w_1}{c_1} \right)^2 - 2 \cos \beta_2 \frac{w_1}{c_1} \cdot \gamma + \gamma^2 \right] \end{aligned} \quad (4-62)$$

对于反动度 $\rho = 0$ 的级：

$$\zeta_{c_2} = \phi^2 \left[\phi^2 (1 + \gamma^2 - 2 \gamma \cos \alpha_1) - 2 \phi \gamma \cos \beta_2 \sqrt{1 + \gamma^2 - 2 \gamma \cos \alpha_1} + \gamma^2 \right] \quad (4-63)$$

若取 $\phi = \psi = 0.95 \sim 0.98$ ， $\alpha_1 = \beta_2 = 20^\circ$ ，同样， $\gamma = \gamma_{opt} = \frac{\cos \alpha_1}{2}$ ，则

$$\zeta_{c_2} = 3.7\% \sim 4.4\%$$

同样对反动度 $\rho = 0.5$ 的级，以 $\gamma = \gamma_{opt} = \cos \alpha_1$ 代入式(4-62)，有：

$$\zeta_{c_2} = \frac{1}{2} (1 - 2 \cos \alpha_1 \cos \beta_2 + \cos^2 \alpha_1) \phi^2$$

以上面的值代入上式， $\zeta_{c_2} = 5.3\% \sim 5.6\%$ 。

由上面的分析，对应于所取的具体值，轮周损失的总和 $(\zeta_N + \zeta_R + \zeta_{c_2})$ 对于反动度 $\rho = 0$ 的

级, 可为 16.7%~9.7%, 而对于反动度 $\rho = 0.5$ 的级, 则近似为 15.3%~9.6%。由此, 涡轮级的轮周效率大体可达 83%~90%。显然, 滞止效率还可望更高。从上面的初步分析中是不能简单地得出冲动式或者反动式何者更优的结论的, 因为还必须与结构设计、级数多少、所能转换焓降的大小、泄漏损失大小等其他一系列因素关联在一起, 才能最后作出抉择。

除此而外, 轮周效率还可以展开成各种其他的形式, 例如用速度值来表示:

$$\eta_u = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{c_{1t}^2 + w_{2t}^2 - w_1^2} = \frac{2u \Delta c_u}{c_{1t}^2 + w_{2t}^2 - w_1^2} = \frac{2u \Delta w_u}{c_{1t}^2 + w_{2t}^2 - w_1^2} \quad (4-64)$$

因此, 当速度三角形已经确定了的时候, 也可以用速度三角形中的诸速度值求得效率 η_u 。

在涡轮级的实际工况运行时或在进行试验时, 测得的参数往往是一些进、出口截面处的温度和压力。所以, η_u 有可能表达成上述参数的函数:

$$\eta_u = \frac{H_u}{H_0^*} = \frac{i_0^* - i_2^*}{i_0^* - i_{2t}} = \frac{1 - \frac{T_2^*}{T_0^*}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (4-65)$$

所以只要进口截面的 p_0^* 、 T_0^* 和出口截面的背压 p_2 、总温 T_2^* 已知的话, 效率也是同样确定的。上述形式只是最基本的, 实际上由于出口温度 T_2^* 沿截面分布很不均匀, 同时测量误差也较大, 所以还得使用其他方法, 例如用测功器来测定功率。并据此来计算有效功率。

如果从轮周功中减去内损失 ΣH_{li} , 则得到涡轮级的内功 H_i :

$$H_i = H_u - \Sigma H_{li} \quad (4-66)$$

内功与等熵焓降之比称为内效率 η_i :

$$\eta_i = \frac{H_i}{H_0^*}; \quad \eta_i^* = \frac{H_i}{H_0^{*'}} \quad (4-67)$$

相应的内功率

$$N_{e1} = \frac{G \cdot H_i}{75} (\text{hp}),$$

或

$$N_{e1} = \frac{G \cdot H_i}{102} (\text{kW}).$$

如果最后再考虑机械损失 H_m , 那末在涡轮轴上可以获得的有效功将是:

$$H_e = H_i - H_m \quad (4-68)$$

相应的有效功率:

$$N_e = \frac{G \cdot H_e}{75} (\text{hp}),$$

或

$$N_e = \frac{G \cdot H_e}{102} (\text{kW}).$$

有效功与内功之比即机械效率 η_M :

$$\eta_M = \frac{H_e}{H_i} = \frac{N_e}{N_{e1}} \quad (4-69)$$

同时, 有效效率可以定义为有效功和等熵焓降之比:

$$\eta_o = \frac{H_e}{H_0^*}; \quad \eta_o^* = \frac{H_e}{H_0^{*'}} \quad (4-70)$$

显然:

$$\eta_o = \eta_i \cdot \eta_M \quad (4-71)$$

(3) 轮周效率与特性比 $\frac{u}{c_{ad}}$

从以上的初步讨论中可以看到,要提高轮周效率,必须从两方面着手,一是尽量减小流动损失,从提高叶栅的流动效率上努力,另一方面则是使余速损失降至最低限度。前一问题留待下一节中讨论,这里着重分析如何减小余速损失的问题。

从式(4-62)对 ζ_{c_2} 的表达式可以看到,余速损失的大小除了与叶栅的气流角有关,还与特性比 $\frac{u}{c_{ad}}$ 或 $\frac{u}{c_1}$ 密切相关,它反映了气流速度与圆周速度的匹配要求,关系还是比较复杂的。但从速度三角形的简单分析可见,使 c_2 达到最小的相应条件是轴向流出时,即 $\alpha_2 = 90^\circ$ 。这时 c_2 可写成 $c_2 = u \operatorname{tg} \beta_2$, 于是 $H_{c_2} = \frac{u^2 \operatorname{tg}^2 \beta_2}{2}$ 。如果级的理想等熵焓降 $H_0^* = \frac{c_{ad}^2}{2}$, 则得到最小余速损失的表达式为:

$$\zeta_{c_2} = \frac{H_{c_2}}{H_0^*} = \left(\frac{u}{c_{ad}} \right)^2 \operatorname{tg}^2 \beta_2$$

若取 $\beta_2 = 20^\circ$, $\frac{u}{c_{ad}} = 0.55$, 则 $\zeta_{c_2} = 4\%$, 如 $\beta_2 = 30^\circ$, 则余速损失 ζ_{c_2} 可占整个级焓降的 10%, 这个比例是相当大的。若特性比等参数选取不当, c_2 偏离轴向, ζ_{c_2} 将会比上述值更有所提高。因此,合适地选取叶栅的气流角度及其与气流速度、圆周速度之间的相互匹配,对提高级的轮周效率有着重要的意义。

轮周效率 η_u 和特性比 $\frac{u}{c_{ad}}$ 之间的表达式为:

$$\eta_u = \frac{2u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{c_{ad}^2} \quad (4-72)$$

其中,

将关系式

以及

$$w_2 = \phi \sqrt{w_1^2 + \rho c_{ad}^2}$$

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1$$

$$c_1 = \phi \sqrt{1 - \rho} c_{ad} \quad \text{代入,则有:}$$

$$w_2 = \phi \sqrt{\phi^2 (1 - \rho) c_{ad}^2 + u^2 - 2u\phi \sqrt{1 - \rho} c_{ad} \cos \alpha_1 + \rho c_{ad}^2}$$

于是

$$\eta_u = 2 \frac{u}{c_{ad}} \left[\phi \sqrt{1 - \rho} \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_{ad}} + \phi \cos \beta_2 \sqrt{\phi^2 (1 - \rho) + \left(\frac{u}{c_{ad}} \right)^2 - 2\phi \sqrt{1 - \rho} \left(\frac{u}{c_{ad}} \right) \cos \alpha_1 + \rho} \right] \quad (4-73)$$

同时可以写出滞止效率 η_u^* :

$$\eta_u^* = \frac{2u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{c_{ad}^2 - c_c^2} = \frac{\eta_u}{1 - \left(\frac{c_c}{c_{ad}} \right)^2} \quad (4-74)$$

式中

$$\left(\frac{c_c}{c_{ad}} \right)^2 = \frac{w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \cos \beta_2}{c_{ad}^2} = \phi^2 + \left(\frac{u}{c_{ad}} \right)^2 - 2\phi \frac{u}{c_{ad}} \cos \beta_2$$

其中

$$\phi = \left(\frac{w_2}{c_{ad}} \right)^2 = \phi^2 \left[\phi^2 (1 - \rho) + \left(\frac{u}{c_{ad}} \right)^2 - 2\frac{u}{c_{ad}} \phi \sqrt{1 - \rho} \cos \alpha_1 + \rho \right]$$

根据式(4-73)、(4-74)画出的 $\eta_u = f\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)$ 曲线示于图(4-23)。从图可以看到,相应于效

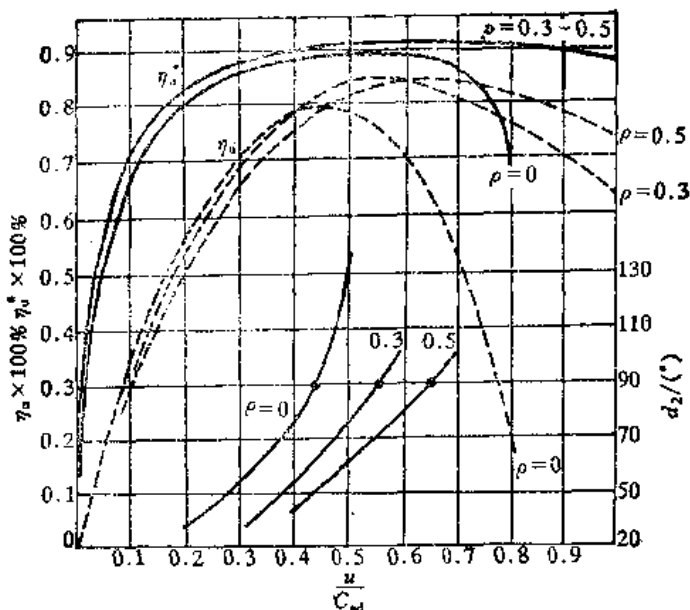


图 4-23 反动度对效率曲线的影响

率 η_u 最高处都有一个对应的 $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)$, 而且不同的 ρ 的级, 其值也是不一样的, 大的 ρ 的级, 其相应的 $\frac{u}{c_{ad}}$ 特性比值亦大。

可见, η_u 和许多参数有关, 诸如 $\rho, \frac{u}{c_{ad}}, \alpha_1, \beta_2, \varphi, \psi$, 等等。当损失系数 φ, ψ 提高以及 α_1, β_2 减小时, 在所有的情况下都会使效率提高。而 $\frac{u}{c_{ad}}$ 和 ρ 则不然, 只有在匹配恰当时, 所得到的 η_u 才是最高的。在给定的 $\varphi, \psi, \alpha_1, \beta_2$ 值下, 对应于任意反动度, 使轮周效率达到最高时的 $\frac{u}{c_{ad}}$ 值即为最佳特性比 $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)_{opt}$ 。文献表明, 也有采用 $\frac{u}{c_1}$ 来分析轮周效率的, 由此引出最佳特性比 $\frac{u}{c_1}$, 两者的结果是一致的。当已知级的等熵焓降时, 采用 $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)$ 似乎更直接。本书采用了 $\frac{u}{c_{ad}}$ 作为分析变量。

在下面的进一步分析中, 分别计算各项基本损失。

喷嘴中的损失 ζ_N 为:

$$\zeta_N = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{c_{ad}^2} = (1 - \varphi^2)(1 - \rho) \quad (4-75)$$

动叶中的能量损失 ζ_R 为:

$$\zeta_R = \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{c_{ad}^2} = (1 - \psi^2) \left[\varphi^2(1 - \rho) - \frac{u}{c_{ad}} \left(2\varphi\sqrt{1 - \rho} \cos\alpha_1 - \frac{u}{c_{ad}} \right) + \rho \right] \quad (4-76)$$

余速损失 ζ_{c_2} 为:

$$\begin{aligned} \zeta_{c_2} &= \left(\frac{w_2}{c_{ad}} \right)^2 + \left(\frac{u}{c_{ad}} \right)^2 - 2 \frac{u}{c_{ad}} \frac{w_2}{c_{ad}} \cos\beta_2 \\ &= \varphi^2(1 - \rho) \left[\left(\frac{w_{2t}}{c_1} \right)^2 - 2 \frac{u}{c_{ad}} \cdot \frac{w_{2t}}{c_1} \cos\beta_2 \cdot \frac{1}{\varphi\sqrt{1 - \rho}} + \left(\frac{u}{c_{ad}} \right)^2 \cdot \frac{1}{\varphi^2(1 - \rho)} \right] \quad (4-77) \end{aligned}$$

图 4-24 给出了涡轮级中的能量平衡图。

喷嘴损失 ζ_N 只与 φ 和 ρ 有关，而与特性比 $\frac{u}{c_{ad}}$ 无关，因此图中用一水平的直线表示。动叶的损失与 $\frac{u}{c_{ad}}$ 有关，当 ρ 和 α_1 不变时，随着 $\frac{u}{c_{ad}}$ 的增加，动叶进口的速度 w_1 和气流转折角 $[180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)]$ 都相应地有所减小，其结果导致动叶速度系数 ψ 的提高，因此，随着 $\frac{u}{c_{ad}}$ 增加， ζ_R 是下降的，但是对现代叶型设计来说， ψ 值的变化是不会很大的。与此同时可以看到，最明显的损失变化是余速损失，随着 $\frac{u}{c_{ad}}$ 偏离其最佳值，余速损失的增加是极其明显的，它也决定了整个效率曲线的走向。

在图 4-23 上同时也画出了用滞止效率 η_u^* 表示的曲线，它就显得十分平坦，在相当大的范围内看来并不依赖于 $\frac{u}{c_{ad}}$ 。滞止效率表示了一个当余速可以被进一步利用时的级效率，因此这时余速损失不再是影响效率的组成部分，因而呈现出平坦的滞止效率曲线是完全可以理解的，同时也证实了影响轮周效率的三个主要基本组成部分的损失中，唯余速损失和 $\frac{u}{c_{ad}}$ 的关系最为显著。

现在来求最佳特性比 $\frac{u}{c_{ad}}$ 的值。从效率 η_u 的

表达式可以看到，它是特性比 $\frac{u}{c_{ad}}$ 、反动度 ρ 、叶栅气流角 α_1, β_2 和损失系数 φ, ψ 的复杂函数。但在特殊情况下，效率 η_u 的表达式可以具有较为简单的形式。例如当级的反动度等于零的冲动级，轮周效率写成：

$$\eta_u = 2 \frac{u}{c_{ad}} \frac{(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{c_{ad}} - \frac{u}{c_{ad}} \frac{w_1 \cos \beta_1}{c_{ad}} \left(1 + \frac{w_2 \cos \beta_2}{w_1 \cos \beta_1} \right)$$

$$= 2 \frac{u}{c_{ad}} \left(\frac{c_1 \cos \alpha_1 - u}{c_{ad}} \right) \left(1 + \frac{w_2 \cos \beta_2}{w_1 \cos \beta_1} \right)$$

当纯冲动级 $\rho = 0$ 时，有关系式：

$$c_1 = \varphi c_{ad}; w_2 = \psi w_1$$

得到
$$(\eta_u)_{\rho=0} = 2 \frac{u}{c_{ad}} \left(\varphi \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_{ad}} \right) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right)$$

如果近似地认为在不同的 $\frac{u}{c_{ad}}$ 下级的反动度不变， $\rho = 0 = \text{const}$ ，同时 $\varphi, \psi, \alpha_1, \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$ 也是不变的，则相应于最高效率的最佳特性比 $\left(\frac{u}{c_{ad}} \right)_{opt}$ 可以通过轮周效率对 $\frac{u}{c_{ad}}$ 的偏导数为零得

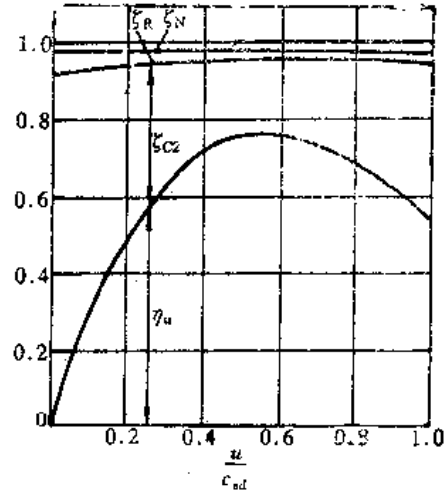


图 4-24 涡轮级中的能量平衡图

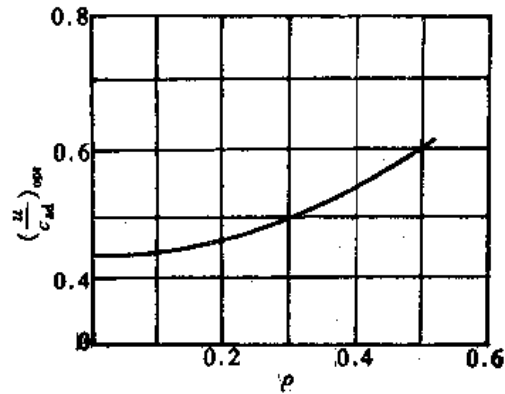


图 4-25 最佳 $\left(\frac{u}{c_{ad}} \right)_{opt}$ 和反动度 ρ 的关系

到, 由 $\partial \eta_u / \partial \left(\frac{u}{c_{ad}} \right) = 0$, 解得:

$$\left(\frac{u}{c_{ad}} \right)_{opt}^{\rho=0} = \frac{\phi \cos \alpha_1}{2} \quad (4-78)$$

由此并可得出冲动级的最高轮周效率值为:

$$\begin{aligned} (\eta_u^{max})^{\rho=0} &= \frac{\phi^2 \cos^2 \alpha_1}{2} \left(1 + \phi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \\ &= \frac{1}{2} \phi^2 (1 + \phi) \cos^2 \alpha_1 \end{aligned} \quad (4-79)$$

由此可见, 最高轮周效率将随着 α_1 值的减小而提高。但过小的 α_1 值会引起流动损失的增加, 即 ϕ 的下降, 对轮周效率也是不利的。

对于任意反动度的级, 利用求极值的办法得出 $\left(\frac{u}{c_{ad}} \right)_{opt}$ 有些困难。但如果认为 $(\eta_u)_{1max}$ 的值相应于最小余速的条件, 即余速是轴向的, $\alpha_2 \approx 90^\circ$, 则可以简单地求出任意反动度级的 $\left(\frac{u}{c_{ad}} \right)_{opt}$ 。

这时, 据 $\alpha_2 = 90^\circ$, 则有:

$$w_2^2 = u^2 + c_2^2$$

展开成:

$$\phi^2 [\rho c_{ad}^2 + \phi^2 (1 - \rho) c_{ad}^2 + u^2 - 2u\phi \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho} c_{ad}] = u^2 + c_2^2$$

或写成:

$$\begin{aligned} (1 - \phi^2) \left(\frac{u}{c_{ad}} \right)_{opt}^2 + 2\phi^2 \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho} \left(\frac{u}{c_{ad}} \right)_{opt} + \left(\frac{c_2}{c_{ad}} \right)^2 - \\ - \phi^2 \phi^2 - \rho \phi^2 (1 - \phi^2) = 0 \end{aligned} \quad (4-80)$$

若假设 $\phi = \psi = 1$, 则:

$$\left(\frac{u}{c_{ad}} \right)_{opt} = \frac{1 - \left(\frac{c_2}{c_{ad}} \right)^2}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho}} \quad (4-81)$$

如果近似地认为 $c_{1a} = c_{2a}$, 则 $c_2 = c_1 \sin \alpha_1 = c_{ad} \sqrt{1 - \rho} \sin \alpha_1$, 上式随之可以写成:

$$\left(\frac{u}{c_{ad}} \right)_{opt} = \frac{\cos^2 \alpha_1 + \rho \sin^2 \alpha_1}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho}}$$

由于 $\rho \sin^2 \alpha_1 \ll \cos^2 \alpha_1$, 最终得出:

$$\left(\frac{u}{c_{ad}} \right)_{opt} \approx \frac{\cos \alpha_1}{2 \sqrt{1 - \rho}} \quad (4-82)$$

由此可见, 在有反动度的级中 $\left(\frac{u}{c_{ad}} \right)_{opt}$ 反比于 $\sqrt{1 - \rho}$ 。该式可以和式(4-78)共同归并成统一的表达式:

$$\left(\frac{u}{c_{ad}} \right)_{opt} \approx \frac{\phi \cos \alpha_1}{2 \sqrt{1 - \rho}} \quad (4-83)$$

按上式, 比较一下 $\rho = 0$ 和 $\rho = 0.5$ 的级, 当 $\rho = 0.5$ 时, 这时级的 $\left(\frac{u}{c_{ad}} \right)_{opt}$ 要比 $\rho = 0$ 的

级大 $\sqrt{2}$ 倍。即随着反动度的提高，必须要有一个高的 $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)_{opt}$ 与之相适应，才能确保高的轮周效率。

上面已经提到， $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)$ 的选取还与涡轮级的作功能力相关。由于受到材料许用强度和结构上的限制，级的圆周速度不可能任意增大，受到一定的约束。在限定的 u 值下，小的 $\frac{u}{c_{ad}}$ 就意味着有较大的 c_{ad} ，即相应地可转换较大的焓降 H_0^* ，具有较大的作功能力。不同反动度的级，其 $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)_{opt}$ 是不相同，因而它们所能转换的焓降大小也是不同的。低的反动度所能转换的焓降要比高反动度者为大。以 $\rho=0$ 与 $\rho=0.5$ 的对比为例。

$$\frac{H_n^*(\rho=0)}{H_0^*(\rho=0.5)} = \frac{c_{ad}^2(\rho=0)}{c_{ad}^2(\rho=0.5)} = \frac{\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)^2(\rho=0.5)}{\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)^2(\rho=0)}$$

以各自的 $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)_{opt}$ 代入，在相同的 u 值条件下，得到：

$$\frac{H_n^*(\rho=0)}{H_0^*(\rho=0.5)} = \frac{2}{1}$$

这就表明，在相同的 u, φ, α_1 条件下，在各自保持最高效率的前提下，纯冲动式级所能承担的焓降，在改用 $\rho=0.5$ 的反动级时，需要两级才能承担。

最后简略讨论一下气流角 α_1 对效率曲线的影响。取小的 α_1 值，轮周功增加，效率有明显的提高， $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)_{opt}$ 向小的方向偏移。但实际上 α_1 减小时， φ 和 ψ 可能会下降，故实际效益可能不如图示可观。

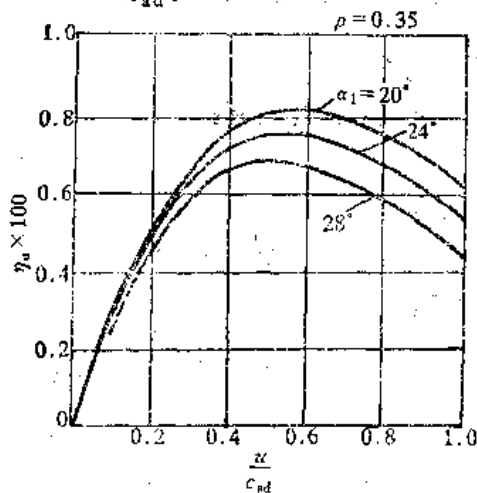


图 4-26 喷嘴出口角 α_1 对 $\eta_n = f\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)$ 的影响

6. 速度级

一个涡轮级所能转换的焓降 H_0^* 取决于圆周速度 u 和特性比 $\frac{u}{c_{ad}}$ 。在给定的圆周速度 u 之下， $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)$ 愈小，则所能转换的焓降值就愈大。但 $\frac{u}{c_{ad}}$ 值必须选成接近于 $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)_{opt}$ ，而不能任意取得太小。当 ρ 值低时， $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)_{opt}$ 值趋于小的值，若取极限值 $\rho=0$ ，则由 $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)_{opt}^{\rho=0} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2}$ 可得：

$$\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)_{opt} = 0.5 \varphi \cos \alpha_1 \approx 0.47$$

由此，相应于在最高效率下可以转换的焓降值近似地为：

$$(H_0^*)_{\text{opt}}^{\text{max}} = 0.5 \left(\frac{u}{0.47} \right)^2 \times 10^{-3} \quad (\text{kJ/kg})$$

圆周速度 u 的大小受到选用材料的强度、结构等因素的限制，在平均直径处通常取为 140~210 m/s (对高负荷的级可以达到更高)，于是—个级所能转换的最大焓降大致为：

$$(H_0^*)_{\text{opt}}^{\text{max}} = 45 \sim 100 \quad (\text{kJ/kg})$$

在大功率的蒸汽轮机中，常会面临这样的课题，即在给定的中等圆周速度下，既要尽可能保持高的效率，又要能转换最多的焓降，也就是增大级的作功能力，尽量减少整个机组的级数。

显示特性比 $\frac{u}{c_{ad}}$ 和能量损失的平衡图 4-24

表明，当 $\frac{u}{c_{ad}} < \left(\frac{u}{c_{ad}} \right)_{\text{opt}}$ 时，余速损失剧烈增加并导致效率的下降。为了减少这部分动能损失，可以在动叶出口后再设置—列转向导叶，将出口速度 c_2 转折至另一方向，并进入随后设置的第二列动叶栅。在气流经过第二列动叶栅时，可以进一步把第一列动叶栅出口的那一部分动能转换为轴上的轮周功 (图 4-27)。如果经过第二列动叶后出口的速度仍然相当高的话，则可以按上述方式再设置第二列转向导叶和第三列动叶。按这样的思路所形成的涡轮级，即首先在喷嘴中把热降转换成动能，而后在通过若干列相继随后排列的动叶列中转换成轮周功的级，称为速度级。速度级可以是两列的，也可以是三列的。随后将会表明，随着列数的增加，速度级可以达到的最高效率值将会降低。因此，现代的涡轮机实践中，通常只采用两列的速度级，而只有在一些效率不占主要地位的、用作辅机的涡轮机组中，才会用到三列的速度级，以求重量减轻、结构简化和级数减少。

速度级最主要的优点在于，它可以在适中的圆周速度下，以相对较高的效率转换相当大的焓降成为轴上的轮周功。对应于速度级的

$\left(\frac{u}{c_{ad}} \right)_{\text{opt}}$ 要比单列叶栅时为小，所能转换的焓降显然也要比单列时的大。

现在讨论速度级的工作过程和气动热力计算。图 4-27 和图 4-28 分别示出了速度级的流通部分和速度三角形。其标号与单级的相同，但为了便于区别，将属于第二列的参数符号上增加一个上标，如 c_1' 、 w_1' 、 c_2' 、 α_1' 等。在图 4-29 上则画出了热力工作过程在焓熵图上的表示。

速度级的气动热力计算与单列压力级的计算相似。单位重量 (1kg) 的工质流过速度级时

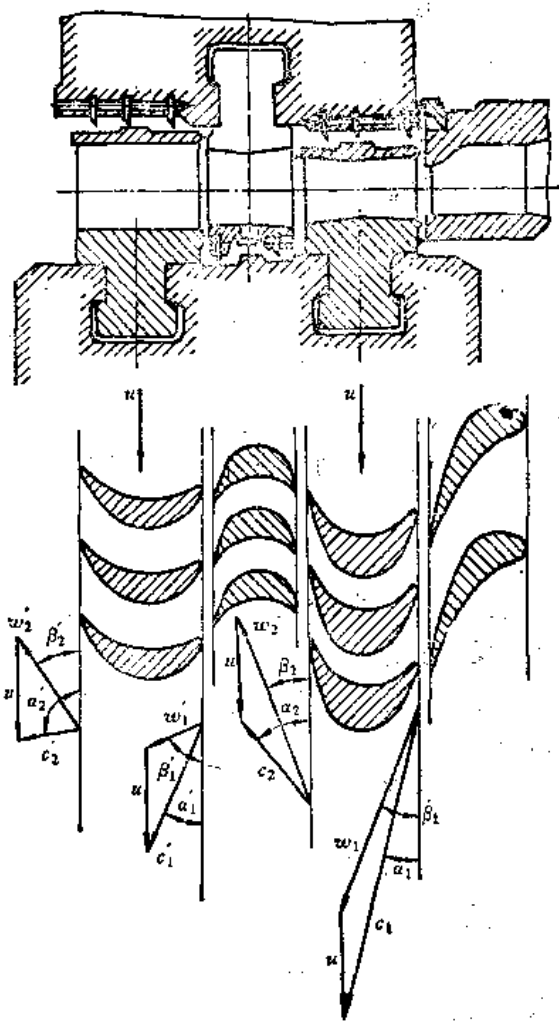


图 4-27 双列速度级及速度三角形

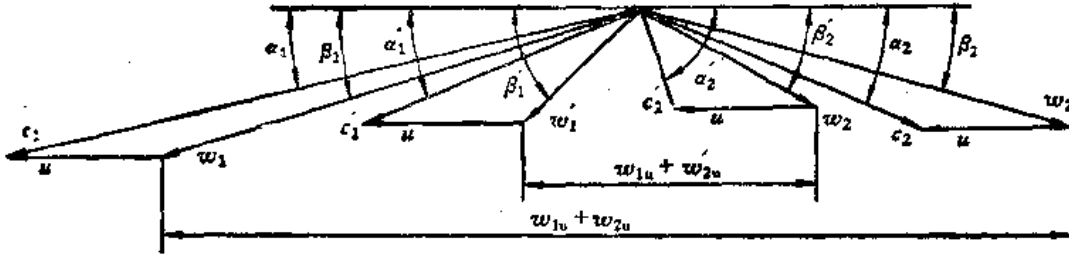


图 4-28 双列速度级的速度三角形

所作的功可视为第一列和第二列动叶所作的功的和。

据公式(4-48), 第一列动叶所作的功为:

$$L_u = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)$$

第二列动叶则为:

$$L_u' = u(c_1' \cos \alpha_1' + c_2' \cos \alpha_2')$$

速度级所作的功等于两列之和, 即

$$\Sigma L_u = u[(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) + (c_1' \cos \alpha_1' + c_2' \cos \alpha_2')] \quad (4-84)$$

或 $\Sigma L_u = u[(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) + (w_1' \cos \beta_1' + w_2 \cos \beta_2')]$ (4-85)

从画出的两列动叶做功的速度三角形(图 4-28)中可以看出, 速度级中功率的分配是很不均匀的, 在纯冲动式的速度级中, 第一列动叶的功率几乎占全部功率的 75%~80%, 而第二列的功率只占有 20%~25%, 这将造成叶轮上动力载荷的不均匀, 对叶片的振动性能会带来不利的影响。采用带反动度的设计可以控制并改善级的功率分配, 即留一部分焓降给第一列转向导叶和第二列动叶。

速度级的轮周效率可以写成如下形式:

$$\eta_u = \frac{\Sigma L_u}{H_0^*} = \frac{u[(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) + (c_1' \cos \alpha_1' + c_2' \cos \alpha_2')]}{H_0^*} \quad (4-86)$$

从另一角度考虑, 速度级的轮周效率也可以通过能量平衡的关系式得到,

$$\eta_u = 1 - \zeta_N - \zeta_R - \zeta_N' - \zeta_R' - \zeta_{c_2} = i_0^* - i_2^* \quad (4-87)$$

其中叶栅损失和余速损失可由下式确定:

$$\begin{aligned} \zeta_N &= \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \frac{c_1^2}{2}, & \zeta_R &= \left(\frac{1}{\phi^2} - 1\right) \frac{w_2^2}{2}, \\ \zeta_N' &= \left(\frac{1}{\varphi'^2} - 1\right) \frac{c_1'^2}{2}, & \zeta_R' &= \left(\frac{1}{\phi'^2} - 1\right) \frac{w_2'^2}{2}, \\ \zeta_{c_2} &= \frac{c_2'^2}{2} \end{aligned}$$

图 4-30 中给出了速度级和各列叶栅的轮周效率和损失随特性比变化的关系。其中喷嘴

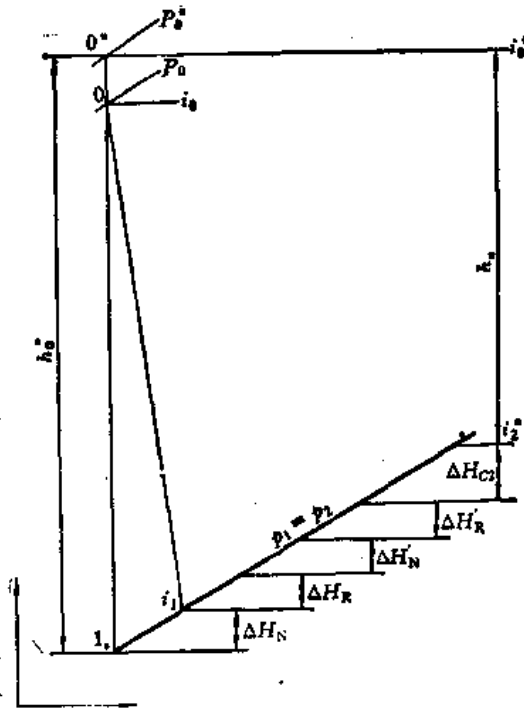


图 4-29 涡轮复速级热力过程焓熵图

中的能量损失 ζ_N 在不变的反动度和 $\varphi = \text{const}$ 时, 不随 $\frac{u}{c_{ad}}$ 而变化。动叶中的损失 ζ_R 随 $\frac{u}{c_{ad}}$ 的减小和 $w_{2t} = w_1$ 值的增加而稍有增加。变化最大的依然是余速损失, 随着 $\frac{u}{c_{ad}}$ 的减小, 余速损失剧烈地增加而导致效率下降。若采用第二列动叶, 在小的 $\frac{u}{c_{ad}}$ 区的部分余速损失将可转化成动叶轮周功并提高效率, 同时使最佳特性比 $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)_{opt}$ 向小的方向偏移。由图可见, 单列压力级的 $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)_{opt} \approx 0.46 \sim 0.48$, 双列速度级的 $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)_{opt} \approx 0.23 \sim 0.27$ 。当 $\frac{u}{c_{ad}} < 0.16$ 时, 双列速度级的余速损失已经很大。但采用三列速度级所带来的效益并不显著。三列速度级的最高效率区相应于 $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)_{opt} = 0.12 \sim 0.18$, 但在 $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right) = 0.17$ 时其效率绝对值已低于双列的, 故只有在更低的 $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)$ 范围内, $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right) = 0.08 \sim 0.16$, 三列速度级才会显示其优越性。

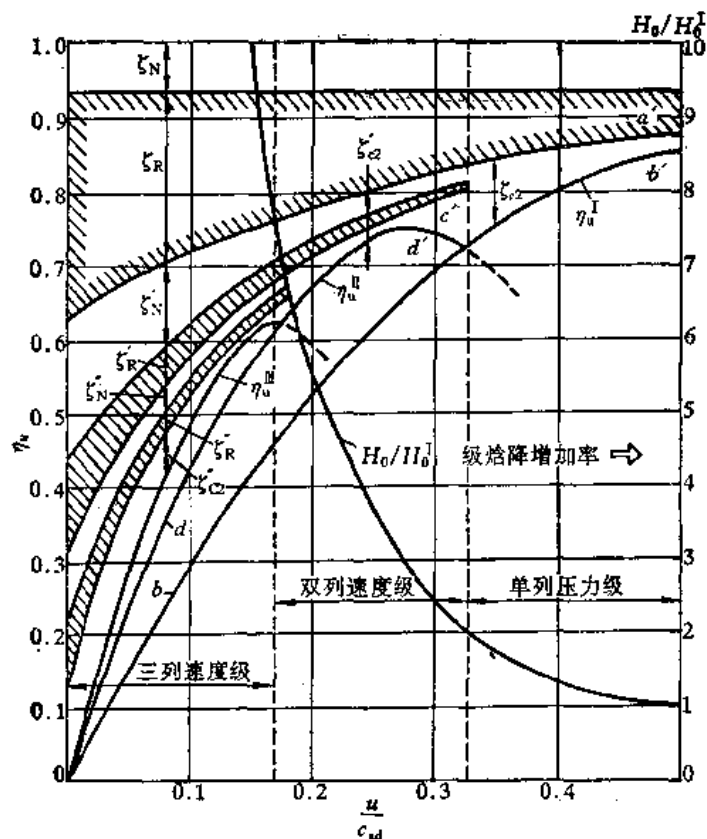


图 4-30 单列压力级和速度级的效率和损失随特性比 $\frac{u}{c_{ad}}$ 的变化关系

相对应于最高轮周效率的特性比 $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)_{opt}$ 也可以用数学的推导得出。对纯冲动式级, 若在理想条件下, $c_1 \sin \alpha_1 = c_2 \sin \alpha_2 = c_1' \sin \alpha_1' = c_2' \sin \alpha_2' = \dots$ 以及 $\beta_1 = \beta_2; \alpha_1' = \alpha_2; \dots$ 诸等式成立, 则由此可以导出, 为保证出口速度为轴向、余速损失为最小, 要求所对应的 u 值相比于单列压力级要小 m 倍 (m 为速度级的列数)。换句话说, 在冲动式速度级的最佳特性比值为 $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)_{opt} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2m}$ 。与此相应, 即在相同的圆周速度 u 下, 当级效率达到各自的最高值时,

与单列压力级相比较,双列速度级可转换的焓降 H_0^* 为其 4 倍,而三列的则可达到 9 倍(见图 4-30 的 $\frac{H_0^*}{H_0^*}$ 曲线)。

在速度级中,为了改善汽流在叶栅中的流动状况,以免工质在流道中出现逆压流动,同时也为了改善和控制速度级各列间的功率分配,可以使汽体在第一列喷嘴中不完全膨胀到级后背压,而使一部分热降在第二列动叶和转向导叶中膨胀,即在速度级中引入少量的反动度(一般不超过 10%~15%),这将有助于增加第二列动叶的做功量,并改善流动状况,总体上促使效率提高。增大喷嘴出口角能提高反动度,而这时轮周功是减小的。反之,则情况相反。因此带反动度的速度级,第一列喷嘴的出口角将增加,而第二列的则有所减小,例如采用 $\alpha = 26^\circ \sim 27^\circ$, 而 $\alpha_1' = 18 \sim 20^\circ$ 的组合方案。带反动度的速度级的轮周效率将是特性比和反动度的函数,如图 4-32 所示。曲线上的数字相应表示第一列动叶栅、导向叶栅和第二列动叶栅中的反动度值。当引入反动度以后,最大轮周效率会有所提高,但相应的 $(\frac{u}{c_{ad}})_{opt}$ 也随之增大。但是反动度的提高应有限度。由于速度级常常采用部分进汽,过高的反动度会导致部分进汽两派端处漏汽损失的增加,而使效率下降。

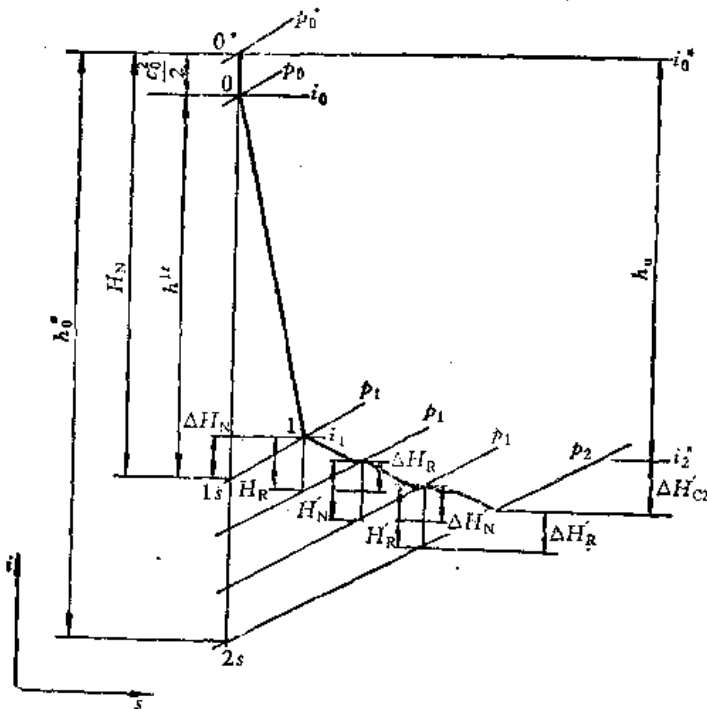


图 4-31 带反动度速度级的热力过程焓熵图

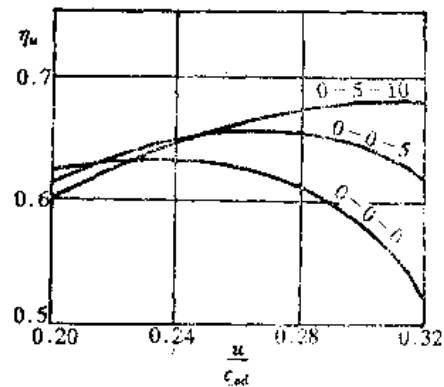


图 4-32 反动度对速度级效率的影响

§4-2 涡轮叶栅的气动特性

在上一节讨论涡轮基元级的能量转换问题时,提到了流动损失(如喷嘴损失和动叶损失)和气流出口角。这些参数通常称为叶栅的气动特性,它们对轮周功和通流面积的大小有着显著的影响。在这一节里,将重点分析平面叶栅的流动特性,并考察叶栅的主要气动特性,即流动损失和气流出口角随叶栅几何参数而变化的规律性,同时研究损失产生的机理,分类以及影响损失的诸因素。

1. 叶栅的几何参数

叶栅中气流的绕流状况既取决于叶型本身，也还与叶型组成叶栅时叶栅的几何参数有关。叶型除了要满足能实现高效率流动的要求外，还要满足强度和工艺条件，因此它的面积以及惯性矩等也都要通过强度校核和工艺审查。

叶型由下列主要几何参数所表征（图 4-33）：

中弧线——叶型型线诸内切圆中心的连线。

叶型转折角 θ ——在中弧线两端点处切线间的夹角。

弦长 b ——中弧线两端点之间的距离，习惯上为了测量方便，将叶型在该方向上的投影长度称为弦长。

叶型中弧线挠度 f ——弦长标示线与中弧线上平行于弦长方向的切线之间的距离。 θ 和 f 共同决定了叶型弯折程度的大小。

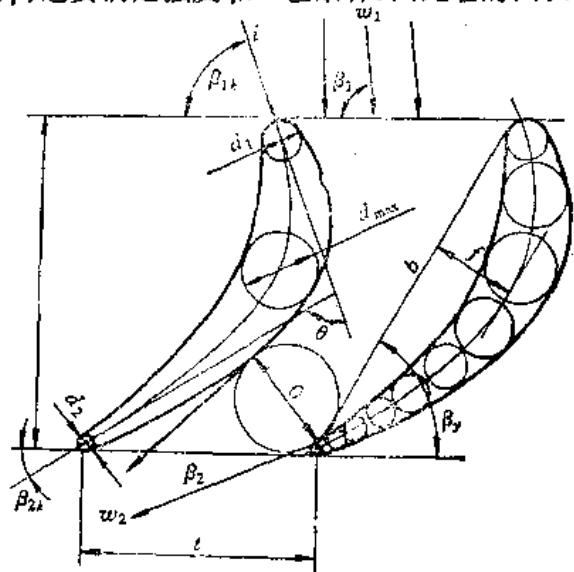


图 4-33 叶型的几何参数

进出口缘的厚度 d_1, d_2 ——组成进出口缘的圆直径。相对出口缘厚度表示为 $\frac{d_2}{o}$ ；其中 o 为流道出口最小截面，通常称为喉口。

叶型型线——叶型的坐标通常可以用离散的坐标值给出。对于用诸分段圆弧连接而成的型线，也可以给出圆心坐标和半径值来标定。

上述参数决定了叶型的几何特征，但相同的叶型在组成叶栅时，由于排列不同，也就是节距 t 和安装角 β_s 的不同，可以组成不相同的叶栅。因此，在讨论叶栅时还必须引进一些叶栅几何参数，它们与叶型几何参数共同决定了叶栅的整个几何流道以及随之而定的气动特性。属于叶栅几何参数的有：

叶栅节距 t ——相邻叶型对应点之间的距离。

安装角 β_s ——弦长方向与叶栅额线之间的夹角。

轴向宽度 β ——弦长在涡轮轴线方向上的投影长度。

喉口 o ——两相邻叶型形成的流道，其出口最小截面称之为喉口。它是叶栅的重要参数。可以看到，相同的叶型，当选取的栅距和安装角不同时，所形成的喉口将是不同的。

叶片的几何构造角 β_{1k}, β_{2k} ——中弧线在两端点处进、出口缘的切线和叶栅额线之间的夹角。

上面给出的叶栅几何参数中，只有节距 t 和安装角 β_s 是独立变量。叶栅节距与弦长的比值 t/b 称为叶栅的相对节距，而其倒数 b/t 则命名为稠度。对一个特定的叶型而言，通常有一个最佳的节距和安装角范围，此时流动损失最低。设计时最好不要偏离该范围太多。

有了叶栅的几何参数以后，在组成级的通流部分时，还必须决定许多相关的量，诸如直径、叶高、轴向间隙、径向间隙、超高、子午面锥角等。图 4-34 上示出了一个典型的冲动式和反动式级的通流部分纵剖面图。

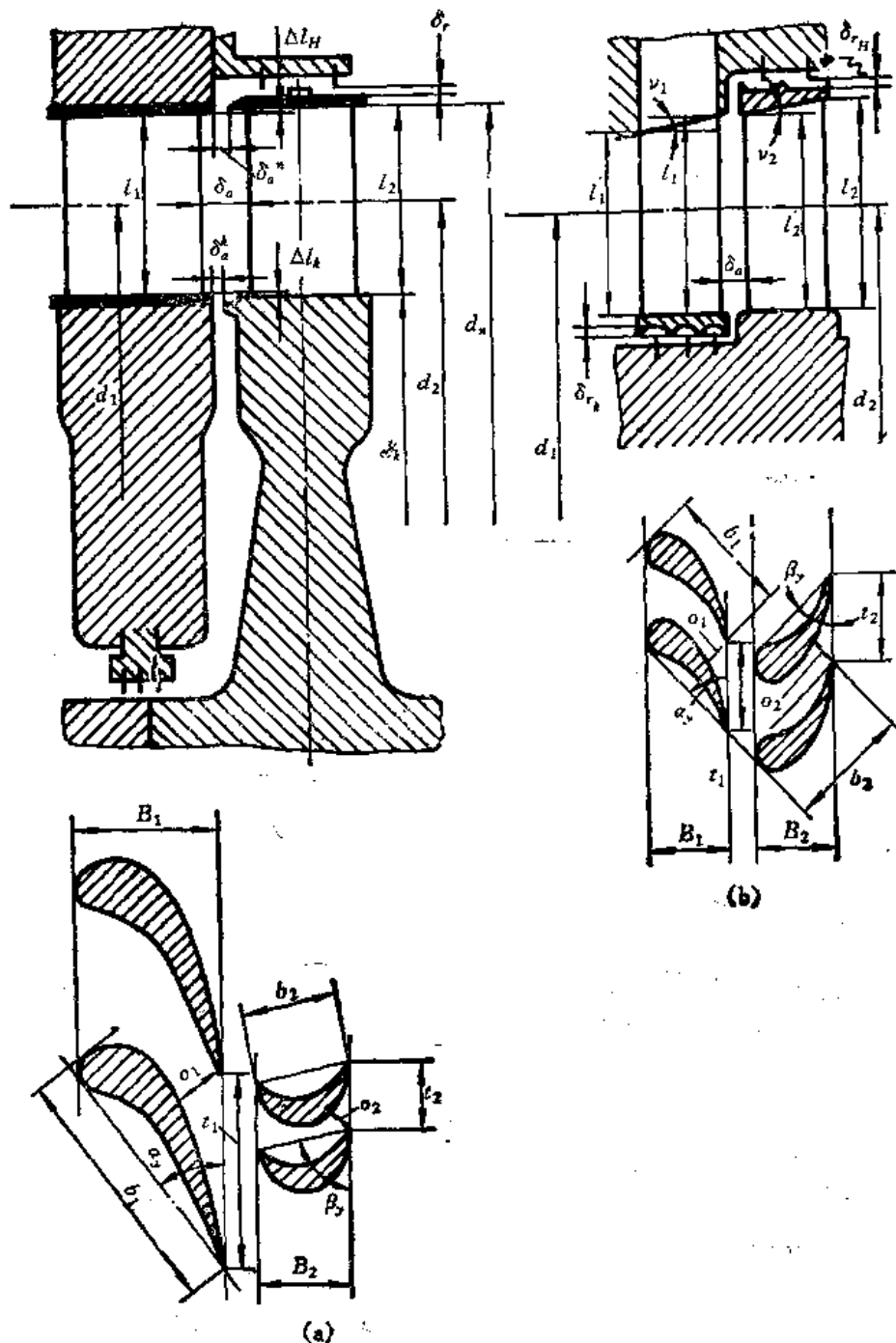


图 4-34 级的通流部分和叶型

(a) 冲动式级 (b) 反动式级

叶栅的工作特性除了与上面给出的那些几何参数有关以外,还与气流参数有关,其中有:
 $c_0(w_1)$ 、 $c_1(w_2)$ ——叶栅的进口和出口的气流速度。

$M_{c_1}(M_{w_2})$ ——相应的马赫数。 $M_{c_1}(M_{w_2}) < 0.7 \sim 0.9$ 时为亚音速叶栅, $0.9 < M_{c_1}(M_{w_2}) < 1.15$ 时为跨音速叶栅, $1.1 < M_{c_1}(M_{w_2}) < 1.3$ 时为超音速叶栅, $M_{c_1}(M_{w_2}) > 1.3 \sim 1.6$ 时为要采用缩放型流道的叶栅。

根据出口速度 M 值的大小不同,叶型成形设计上将有明显的差别。在超跨音速范围内工作的叶栅需要进行特殊的设计,并通常要用试验的方法不断检验完善。

属于气流工况参数的,还有表征粘性影响的雷诺数 $Re = \frac{c_1 b}{\nu}$, 其中特征长度往往选用弦长。

上述参数在研究叶栅流动时,均须明确加以规定。

叶栅的进、出口气流角也属于气流参数。

来流的进口角 β_1 不同于叶型的几何构造角 β_{1k} 。构造角对给定的叶型是一个固定的值,而 β_1 则随工况而变化,它可以等于 β_{1k} (例如在设计工况下),也可以与 β_{1k} 不一致(变工况下),其差值用冲角 i 来表示,并定义为 $i = \beta_{1k} - \beta_1$ 。按此定义,当来流角 β_1 小于构造角,气流撞击在叶腹面上时,冲角为正。而当 $\beta_1 > \beta_{1k}$, 气流撞击在叶背上时,冲角为负。当工况变动时,叶栅可以在正冲角或是在负冲角下工作,正冲角影响一般要显著得多,造成较大的流动损失。

下面讨论叶栅气流出出口角 β_2 的确定。

如果说来流角 β_1 取决于上游流动和工况条件而与叶栅本身的几何参数无关,那末在流过叶栅以后,叶栅出口的气流角 β_2 则与叶栅本身的几何参数以及流动工况条件密切相关。另一方面, β_2 又不完全等同于叶型的构造角 β_{2k} , 根据大量试验和理论分析, $\beta_2(\alpha_1)$ 的值可以近似地写成:

$$\beta_2(\alpha_1) = \arcsin \frac{0}{t} + \Delta\beta_2(\Delta\alpha_1) \quad (4-88)$$

式中, $\Delta\beta_2(\Delta\alpha_1)$ 的值可以据图 4-35 中曲线查得。 $\arcsin \frac{0}{t}$ 有时称为叶栅的有效气流角

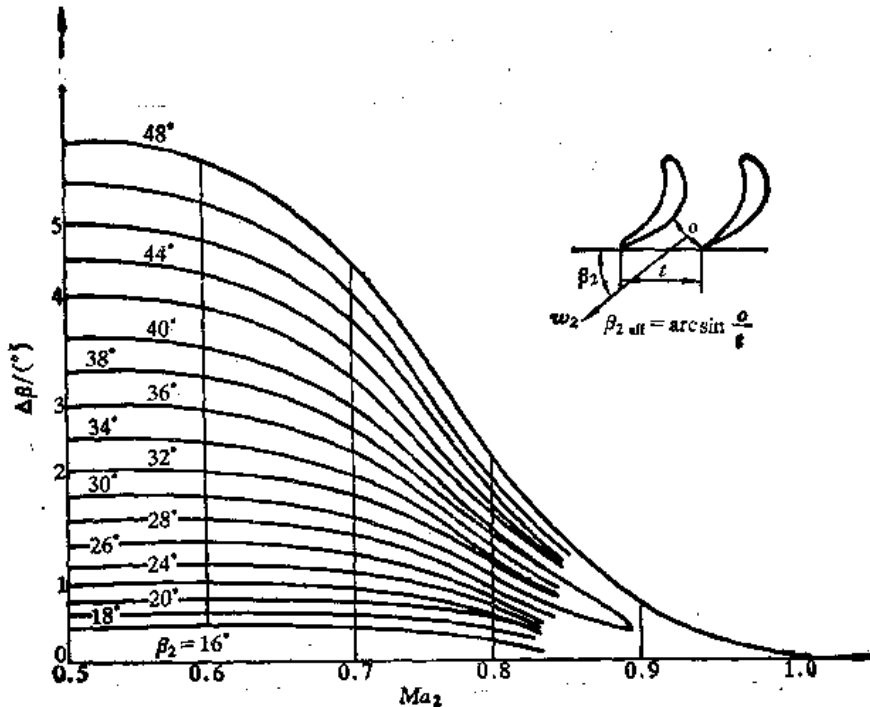


图 4-35 具有不同 $\beta_{2,eff}$ 角叶栅的气流出出口角 β_2

$\beta_2(\alpha_1)_{eff}$, 它是决定气流角 $\beta_2(\alpha_1)$ 的主要因素。它不仅与叶型本身的形状有关,同时也与节距、安装角有关。根据式(4-88)的方法可以看到,在亚音速流动时,气流角的出口角要比有效

气流角 $\arcsin \frac{0}{t}$ 为大。从这个意义上用讨论压气机时的概念来表达的话, 气流有着一定的落

后角 $\Delta\beta_2(\Delta\alpha_1)$ 。从图 4-35 可以看到, 在出口马赫数 $Ma_2 < 0.5$ 时, 工况参数 Ma_2 对落后角的影响是不大的, 而当流速增加时, 落后角逐渐减小, 而当 Ma 接近于音速时, $Ma_2 = 1$, 落后角趋近于零。可以看到的另一个性质是, 当叶栅的有效气流角愈大时, 则相应的落后角也愈大。

上面举出的计算 $\beta_2(\alpha_1)$ 的方法是一个常用的方法。已经进行了大量的试验和理论分析, 在此基础上提出了许多其他计算方法。但由于诸多因素都会对 $\beta_2(\alpha_1)$ 产生复杂的影响, 所以到目前为止, 还没有找到一个完整的, 适用范围广且精度高的计算方法。不少制造厂为了确保精度, 往往对所选定的叶栅进行专门的实验测定。

根据上面的分析, 叶型的折转角 θ 可以用 $\theta = 180^\circ - (\beta_{1k} + \beta_{2k})$ 来表示, 但叶栅使气流转折的能力, 应该用 $\theta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$ 来表示才更为全面, 它是叶栅的一个重要特征参数。精确地确定叶栅的气流出口角, 对轮周功、流通面积的大小, 进而对效率都有明显的影响。

对于喷嘴叶栅, 进口角大致为 $60^\circ \sim 100^\circ$, 出口角为 $8^\circ \sim 25^\circ$, 故而叶栅的折转角为 $45^\circ \sim 110^\circ$ 。对于动叶叶栅, 进口角为 $15^\circ \sim 170^\circ$, 出口角为 $0^\circ \sim 35^\circ$, 其折转角为 $5^\circ \sim 145^\circ$ 左右。由此可见, 喷嘴和动叶的叶型在原则上没有多大差别, 但在许多不同的具体场合中, 成形和设计上的差异可以是非常大的。

2. 叶型表面压力分布

在讨论叶栅的气动特性时, 沿叶型压力分布曲线是重要的分析数据。根据压力分布曲线的形态, 可以对叶栅中各种损失的形成和发展作出分析和估计。

沿着叶型表面的压力(速度)分布, 可以采用理论计算方法(通常称为跨叶片流面绕流计算)求得。由于计算机的快速发展, 已经成功地建立了许多高效能的计算程序, 这方面的详细阐述散见于各种专著。叶型表面压力分布也可以在叶栅的静态吹风试验中通过测定沿壁面的静压分布的方法获得。

压力分布曲线用压力系数 \bar{p} 相对于沿流程的距离 s 表示。压力系数 \bar{p} 定义为:

$$\bar{p} = \frac{p_i - p_1}{\frac{\rho_{it} c_{it}^2}{2}}$$

式中, p_i 为叶型上某一测点(计算点)上的静压, p_1 为叶栅出口静压。

由上述定义可以看到 \bar{p} 与速度之间的关系。由于 $\frac{\rho_{it} c_{it}^2}{2}$ 代表了与叶栅压降 $(p_0^* - p_1)$ 相

对应的叶栅出口气流理想动能, 故而压力系数 \bar{p} 实际上表示了测点压差 $p_i - p_1$ 在总压差 $p_0^* - p_1$ 中所占的比例。显然, 当 \bar{p} 下降时, 气流是加速膨胀的, 而 \bar{p} 增加时, 气流是扩压的。

在反动式叶栅中, 典型的压力分布如图 4-36 所示。在驻点处, $\bar{p} = 1$ 。过驻点后, 速度就很快增加, \bar{p} 则相应地较快下降。在叶背部, 由于驻点后叶型表面的曲率半径很小, 所以 \bar{p} 的下降很快, 只有在离驻点较远处, \bar{p} 的下降率才有所减小。腹面上的 \bar{p} 值总大于背面上的 \bar{p} 值。也就是说, 从背面到腹面的相应点有一个横向压力梯度, 腹面上的气流压力较高, 这可以看成是由于气流绕背面曲率的曲线运动离心力所致的。这种情况, 即使在理想条件下也总是存在的, 并可以看成是气流对叶栅产生周向力的来源。在图 4-38 上, 把作用在叶背和叶腹面

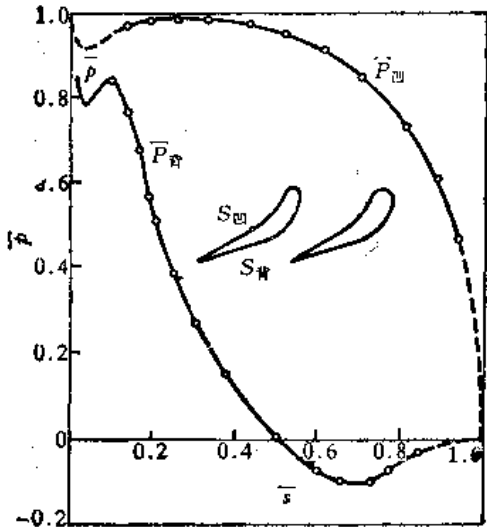
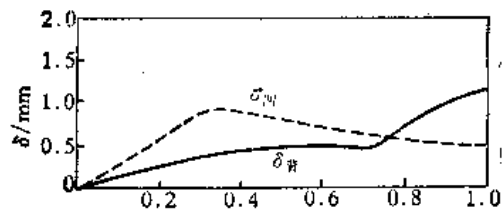


图 4-36 沿反动式叶型的压力分布和边界层厚度的变化

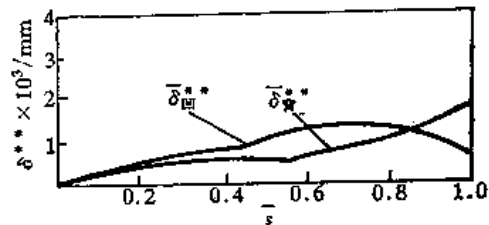
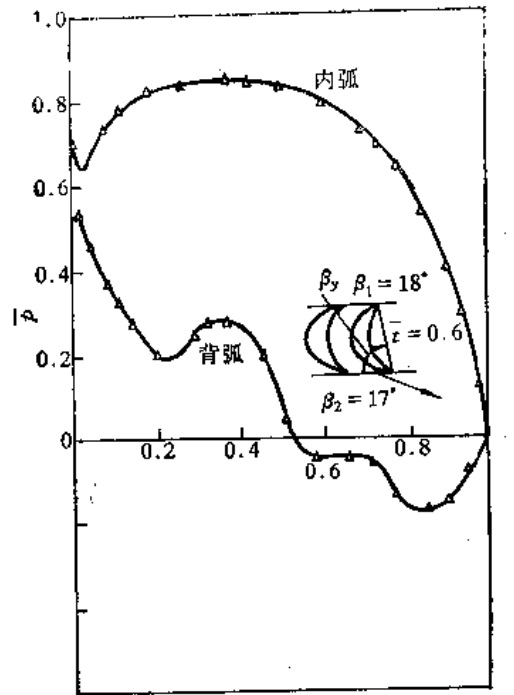


图 4-37 沿冲动式叶型的压力分布和边界层厚度的变化

上的压力转化成周向力来表示,在右侧图上可以明显地看到,正是由于叶腹表面上高的压力分布造成了周向力的形成。

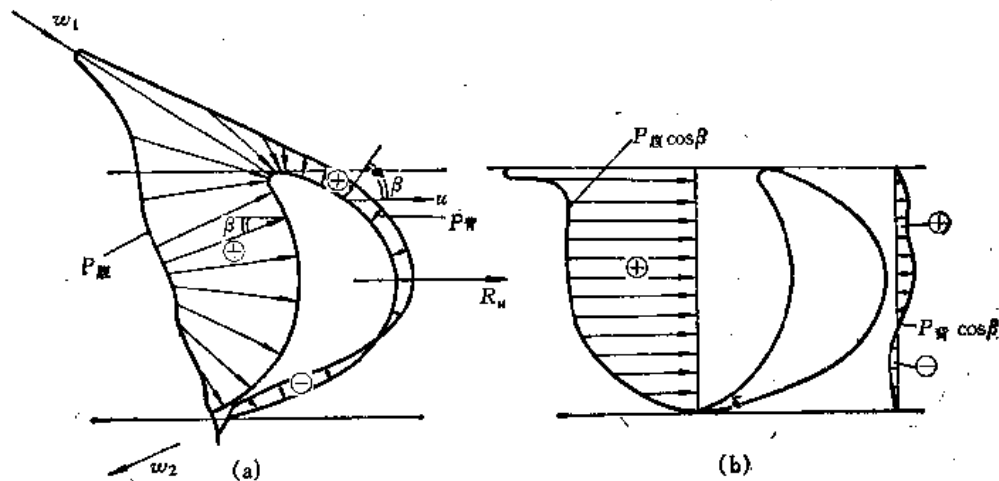


图 4-38 作用在叶背和叶腹上的压力

(a) 动叶片上压力分布图; (b) 在叶背和叶腹面,压力在周向上的投影

在上述这个横向压力梯度的作用下,叶背上相应点的压力可能会下降得十分显著,并有可能低于叶栅的出口压力。显然,这取决于气流的转折,转折愈大,横向压力梯度也愈大,就愈有

可能出现这种情况。在气道出口的斜切部分中,气流已经走出腹面的范围,腹面也就不能继续将气流压向背面,建立横向压力梯度的条件消失,因此在这一段内,原先较低的压就逐渐升高,就会出现一个扩压段。通过扩压作用,气流的压力回升到出口压力 p_1 。在腹面上,气流是逐渐下降到接近于背压 p_1 的,而不可能出现扩压段。通常腹面上的速度在开始时加速较快,然后,加速得比较缓慢,只有在接近出口边时,才有显著的加速。

从上面讨论中可以看到,在收敛的流道中,气流在很大区域范围内都是加速膨胀的,但在叶背部就有可能出现局部的扩压段,这个区段所占的范围愈大,流动的特性就愈差。在图4-36上可以看到,在扩压段处,边界层的动量损失厚度 δ 有显著的增加,使损失提高。所以良好的叶型设计就应该使局部扩压段影响尽量地小。

冲动式叶栅的压力分布(图4-37)和反动式相比较,其进口处气流的膨胀加速更为剧烈,由于它在进口处转折较大,所以在进口斜切部分也可能出现一个扩压段,这在反动式叶栅通常是不多见的。另外,与反动式一样,冲动式叶栅在叶背出口段也存在一个相较更为强烈的扩压段和相应的损失剧增。这些特点也就是导致冲动式叶栅气动效率较低的主要原因。

冲动式叶栅的腹面压力分布曲线大致与反动式的相似,在设计良好的情况下,一般不存在扩压段。

叶栅的气动特性在很大程度上可以直接从压力分布曲线的形状判断出来。一般说来,扩压段愈小,整个曲线形状有着均匀变化的走向,流动损失就愈小。当各几何参数变化(例如节距、安装角)或工况参数(进口冲角、马赫数等)改变时,压力分布曲线也将随之变化,并可据此判断叶栅气动特性的改变。所以,在叶栅流道分析中,沿叶型压力分布曲线是一个很有用的工具。

3. 涡轮叶栅中流动的能量损失

由于实际工质是有粘性的,因此在流过叶栅流道时会产生流动能量的损失,这种损失可分为两大范畴:型面损失和端部损失。通常型面损失是指无限长平面叶栅中的损失,而在有限高度的叶栅内,由于端壁存在而引起的附加损失则定义为端部损失。在湿蒸汽流动,还会出现湿汽损失。作超跨音速流动时,激波也会和边界层相互作用而使流动损失。在本节中将讨论这些损失。此外,当组成整个级乃至整个多级机组的通流部分时,还会出现其他由结构因素所引起的流动损失,这些将在多级涡轮的章节内加以阐述。

(1) 型面损失

型面损失就是基元级平面叶栅流动阻力的能量损失。在平面叶栅的吹风试验中,于栅后一定距离上实测得到的损失即为型面损失,它是摩擦损失、尾迹损失以及激波损失之和。

摩擦损失是当气流流过叶型壁面时的摩擦阻力损失,在高 Re 数的情况下,粘性效应可视为只集中在叶型表面处的薄层即边界层内。图4-39示出了叶型表面上边界层的形成。上图是边界层不脱流时的流动。现有的粘性流体力学理论已有足够的精度,可以根据按势流得到的叶型绕流结果(叶型表面压力分布)算出摩擦损失。加速的主流往往使边界层减薄,从而减少损失。反之,如果加速率减小,甚至出现扩压段时,边界层就会迅速增厚,使损失增加。因此,摩擦损失与叶型表面的压力分布密切相关,流道的收敛比对损失是头等重要的。已有的喷嘴叶栅的摩擦损失大致为0.01~0.015,而动叶栅为0.02~0.04。要指出的是,摩擦损失的大小在很大程度上还取决于叶片表面的光洁度,特别是叶背部的斜切部分。损失的增加量可以用 Re

数的影响来加以考虑。

在混流叶栅中，一般在叶背的斜切部分存在着扩压段，这时在正的压力梯度作用下，气流在局部地区会出现边界层的倒流、脱流，引起损失的剧增（图 4-39 的下图）。因为很难将脱流引起的旋涡损失和摩擦损失分开，因此把脱流损失归入到摩擦损失之中。

尾迹损失是当气流从尾缘处流出时，由于气流的粘性和叶片出口缘有一定的原度，因此，气流在出口缘处脱离，同时从叶背和叶腹以不同流速流出的两股边界层的相互作用，结果在出口缘后面形成一个旋涡区，即尾迹。这种旋涡运动的存在会引起能量消耗。

由于尾迹的存在，栅后的流场是极不均匀的。尾迹和气流的核心相互作用而使流场在一定的距离 ($Z = 1.3 \sim 1.9t$) 后趋于均匀化。图 4-40 示出了栅后 $Z = 0.1t$ (实线) 和 $Z = 1.8t$ (虚线) 距离上气流的速度、压力和出口角分布曲线。在气流均匀化过程中，栅后静压提高，而速度则是降低的。类似于突然膨胀，流场的均匀化也引起附加的能量损失。

尾迹损失与叶片出口处的尾迹区的大小和旋涡强度有关。显然，最主要的是出口边的厚度。此外，喉口的宽度和栅距也有明显的影响。

下面再简要地讨论一下各种参数对损失的影响。

冲角 i 的影响：冲角是影响叶型损失的最重要的工况参数。当进口角改变时，叶型表面的压力分布将随之变化，因此边界层的特征以及脱流点的位置都会发生变化而使叶型损失改变。当冲角为正时， $\beta_1 < \beta_{1k}$ ，会在叶背进口段出现扩压段，使叶背边界层变厚，并可导致脱流，这样叶型损失将急剧增加，图 4-41 示出了在正冲角下损失增加的趋势。在冲角为负时，冲角的影响明显降低。一般说来，在小的负冲角下，负冲角大致为 $3^\circ \sim 6^\circ$ 时，损失值最小。

从图 4-41 可以看到，对于冲动式叶型(曲线 2)，冲角的影响明显大于反动式的叶型(曲线 1)。

马赫数 Ma 对叶型损失的影响，只有当 $M > 0.4 \sim 0.6$ 时才会显示出来。这时由于边界层的减薄以及脱流可能性的减小，所以随着 M 数的提高，损失反而略有下降，并在某个 M 值下

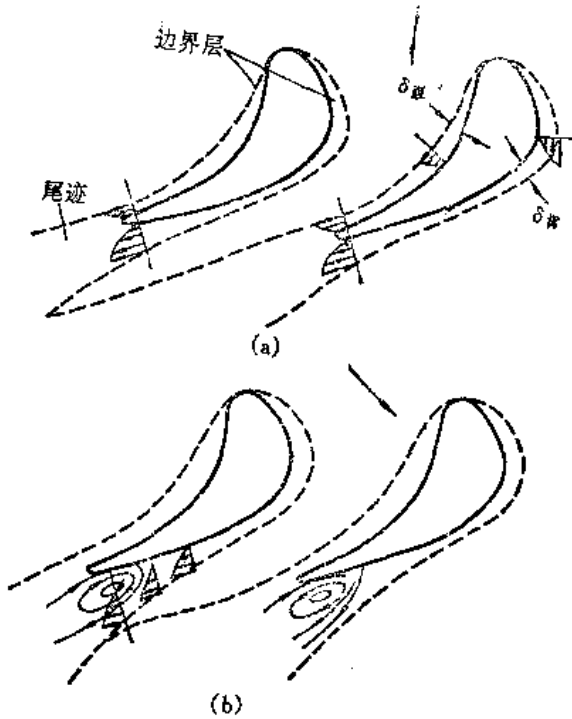


图 4-39 在叶型上形成的边界层
(a) 无脱流的流动； (b) 有脱流的流动

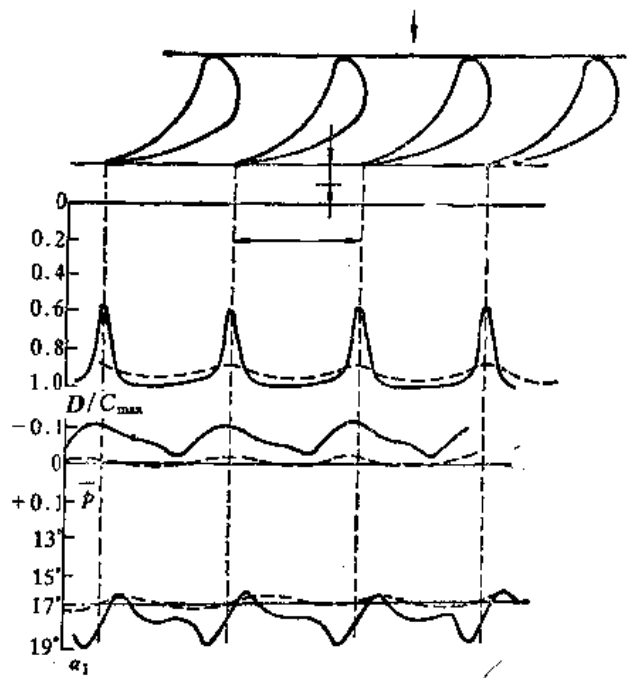


图 4-40 栅后不同距离处，速度、压力、出口角的分布
—— $z = 0.1t$ ---- $z = 1.8t$

(例如 $M = 0.7 \sim 0.9$) 损失达到最小。当叶栅出口流速大于临界值(也就是当叶型表面上某一点的最大流速达到音速时的栅后马赫数)时, 流道中就会出现激波并引起波阻损失和边界层的脱流, 使损失增大。但当马赫数继续提高, 达到一定值后, 激波后的气流压力将高于叶栅后的压力, 这改善了叶背出口段的流动状况, 使尾迹损失减少, 故叶型损失系数会有一些下降。当马赫数进一步增加到超音速区域内, 损失将急剧提高。图 4-42 示出了典型的亚音速、跨音速、超音速范围内的损失变化规律。

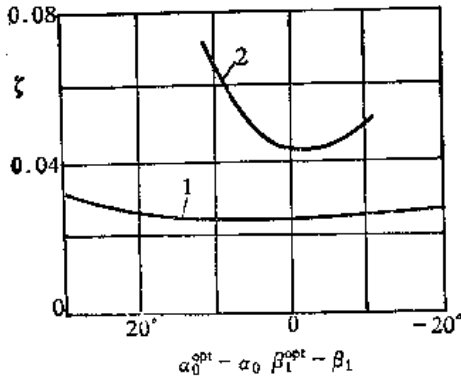


图 4-41 冲角对叶型损失的影响
1—喉嘴、反动式; 2—动叶、反动式

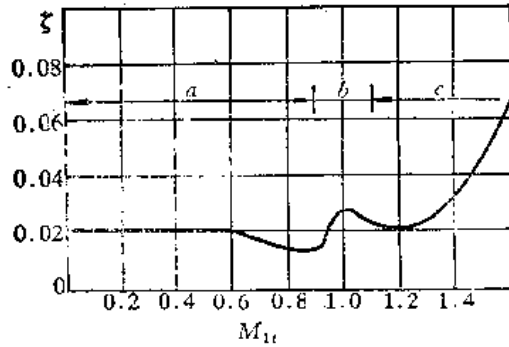


图 4-42 典型的 M 数对叶型损失的影响
a 亚音速, b 跨音速 c 超音速

当雷诺数处在自动化区范围内, 损失几乎不受 $Re_{a,t}$ 的影响, 达到白模区的 Re 数通常可认为是 $(3 \sim 10) \times 10^5$ 。在小于该 $Re_{a,t}$ 工况的损失增大, 可以按 $\Delta \zeta = 5.8 \cdot 10^{-4} Re^{-5/4}$ 估算。

(2) 端部损失

在有限高度的涡轮叶栅流道中, 气流具有空间流动的特征, 出现了与主流方向不同的跨流道横向流动(二次流), 并造成额外损失, 即端部损失或二次流损失。在流道中形成二次流的原因是气流的粘性和流道弯折时气流流过时所出现的横向压力梯度。

由于叶型腹面的压力较叶背处为高, 因此端壁上边界层内的质点就会在横向压力梯度的作用下流向叶背, 并与叶背上主流在壁面上形成的边界层相互作用, 结果在叶背端部处形成了剧烈的边界层膨大, 厚度急剧增大, 使得损失明显地增加。图 4-43 为二次流形成的示意图。

沿叶高方向测得损失的分布曲线见图 4-44。可以看出, 这个规律与边界层在端壁处的膨大增厚的分布规律是极为相似的, 从而证实了上述机理的正确性。通常把沿叶高的平均损失值中高于叶型损失的那部分定义为端部损失。

需要指出的是, 在主流中的质点具有较高的速度, 因此它产生的离心力能够平衡两个相邻叶型之间的横向压力梯度, 而不会作跨流道的横向流动。只有在端壁边界层内的质点, 其速度由于粘性摩擦而大为减小, 因此而无法平衡叶背和叶腹间的横向压力梯度。这就是为什么二次流只可能产生在叶片的两个端部的原因。

流道中出现二次流的结果, 是在靠近流道的两个端部出现两个对称布置的, 旋转方向相反的旋涡区, 赋予近端壁处的流场极为复杂的流态。

由于端部损失只产生于端部处, 因此其绝对值实际上并不随叶片高度的变化而变化。所以叶片愈高, 所分配到每单位高度上的损失就愈小。因此, 影响端部损失的最主要因素是叶片的相对高度 $\bar{r} = \left(\frac{r}{b}\right)$, 并与 b 成线性反比。二次流所占的区域还与弦长有关, 当弦长增加时, 端

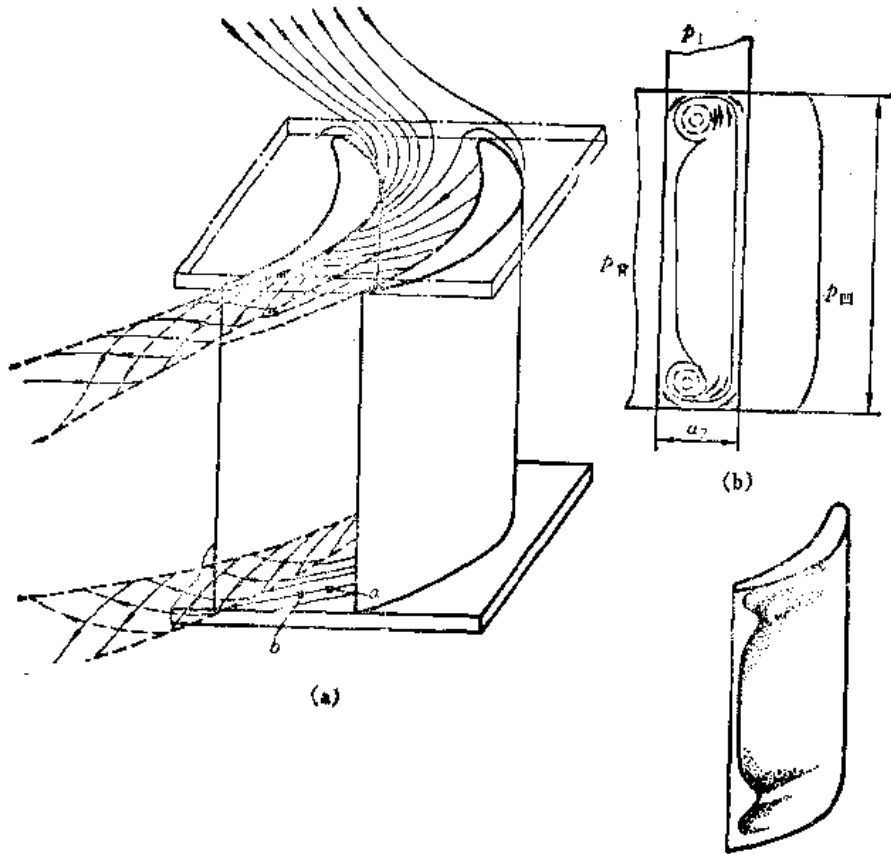


图 4-43 叶栅流道中二次流的形成

部损失随之成正比地增大。当叶片高度很小，到某一限度时，两端部的二次流在叶高中间汇合成一个较大的旋涡区，二次流损失有明显的剧烈增加，这时就不复存在原有的与叶高成线性关系规律了。

至于其他参数对端部损失的影响，可以认为：凡是使得横向压力梯度加剧的因素都会使端部损失增加，反之则减小。因此高的气动负荷和气流的剧烈转折都会使得端部损失增大。

根据横向压力梯度的大小取决于沿叶型压力分布，特别是与气动负荷有关的概念，不难看到，叶型损失系数综合地反映了诸多与气动负荷相关联的参数对流动损失的影响，所以比气动负荷系数更全面地考虑了流动的细节。图 4-45 中把端部损失的估算表达成和叶型损失相关的曲线，并考虑了叶高和气流转折角的影响。

4. 湿蒸汽流动及其损失

在高的初参数下工作的冷凝式汽轮机中，其最后几级已在饱和线以下的区域运行，工质是湿蒸汽。

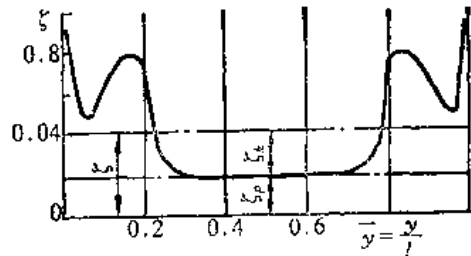


图 4-44 沿叶高方向损失分布图

ξ_e 端部损失, ξ_p 叶型损失

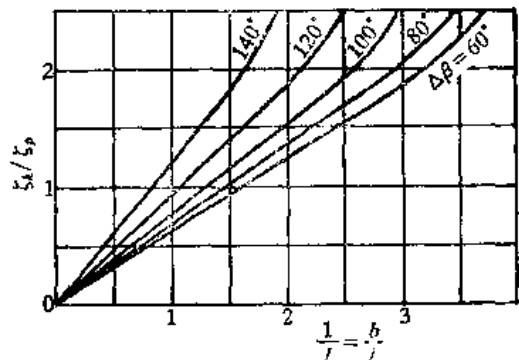


图 4-45 端部损失和叶型损失之比随

着转折角 $\theta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$ 与叶高的关系

对工作在饱和蒸汽和微过热蒸汽区域的

核电站汽轮机来说,则可能从前几级开始就已经遇到了湿蒸汽问题。

湿蒸汽和过热蒸汽不同,是汽液两相介质,即在干饱和蒸汽(汽相)中悬浮有水滴微粒(液相)。湿蒸汽流动与过热蒸汽不同,有着许多特点,并已形成了独自的研究领域。

在叶栅流道中,水滴微粒的运动速度远远小于蒸汽速度。水滴速度与蒸汽速度之比 $\frac{c}{c_1}$ 称为滑动系数。对于流过汽轮机级的湿蒸汽

汽流动,可以分别对汽相和水滴的运动画出速度三角形(图 4-46)。在喷嘴出口截面处绝对运动中,水滴的速度要比汽相小得多,因此在相对运动上水滴进入动叶的方向 β_1' 将比汽流运动的方向 β_1 大得多,即 $\beta_1' \gg \beta_1$ 。动叶进口角是参照 β_1 构成的,因此水滴进入动叶进口缘时将不能像汽流一样光顺地进入流道,而会撞击在叶片的背面,在叶片上形成制动力矩,减小轮周功。当水滴撞击动叶时,还将造成材料的侵蚀和磨损。在实机运行检修中,屡有动叶顶部背面被水滴侵蚀的现象发现,这证实了上述机理。

在叶栅流动中的两相流的实际运动是十分复杂的,湿蒸汽所导致的附加损失也远远不是简单的水滴撞击假设所能概括的。

现在来简要地描述湿蒸汽在汽轮机中的流动过程。在叶栅流道的加速流中,当蒸汽通过饱和线时,其流速 c 和压力梯度 dp 是很大的,因此热力状态的变化极其迅速,以致蒸汽流来不及实现均衡的凝结过程析出水滴。这时,蒸汽的温度 T 将低于按栅后压力 p 值根据热力性质表中查得的饱和温度 T_s 值。 T 值与 T_s 值的差 $\Delta T = T_s - T$ 就称为过冷。过冷蒸汽是处在不稳定的亚稳状态,只能在某一极限内相对稳定。当达到最大过冷时,蒸汽自动地过渡到平衡状态,新生的液相以极小尺寸水滴(凝结核心)形式出现。

当出现过冷蒸汽的膨胀时,汽流在叶栅中的理想焓降要比形成水滴的蒸汽的平衡膨胀时的理想焓降为小。在相同的叶栅前后的压力差下进行了比较,平衡膨胀和过冷膨胀之间的焓降差的相对值 $\frac{H_{01} - H_{01}''}{H_0}$ 称为过冷损失系数 ζ_0 。图 4-47 示出了 ζ_0 与汽流膨胀度之间的关系曲线。

析出的水滴,随着其颗粒尺寸大小的不同,在流道中的轨迹也是不尽相同的。图 4-48 中自左至右分别为进口处不同直径水滴颗粒的流线轨迹。汽流中的水滴可能因不稳定而碎裂。水滴愈小,滑差系数愈小。小的水滴将顺着主流运动,其速度和方向与主流相差较小。但大的水滴则会偏离主流的方向。试验表明,液相的主要部分是集中于大尺寸的水滴中的。因此,大水滴

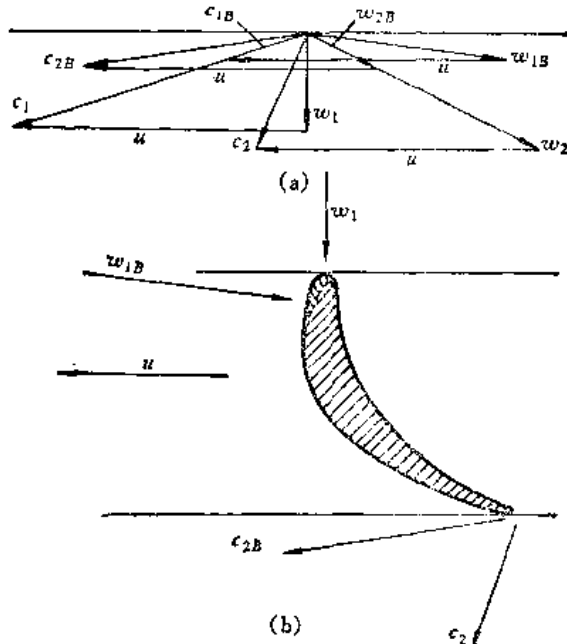


图 4-46 水分微粒与动叶片的相互作用
(a) 蒸汽(c_1, w_1)和水滴(c_{1B}, w_{1B})的速度三角形;
(b) 蒸汽汽流(w_1, c_2)和水滴(w_{1B}, c_{2B})相对动叶片叶型的方向

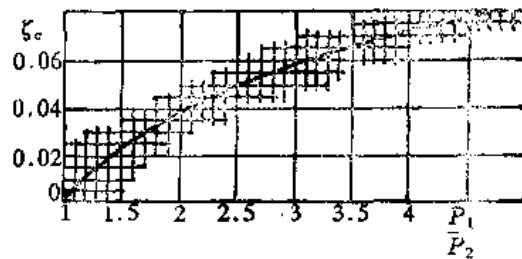


图 4-47 过冷损失系数与膨胀度的关系曲线

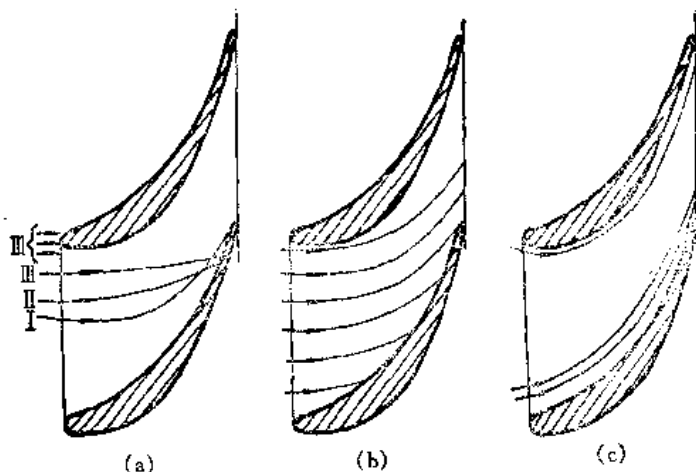


图 4-48 水滴在喷嘴流道中的运动轨迹

- (a) 进口处水滴直径不同, I - $d = 2MKM$, II - $d = 20MKM$, III - $d = 200MKM$
 (b) 进口处水滴直径相同, $d = 10MKM$;
 (c) 进口处水滴直径相同, $d < 1MKM$

与汽相之间由于滑差而出现的机械力的作用, 会在两相间造成损失。由于运动着的水滴下落的结果, 在叶片表面和端壁上会形成水膜, 它与汽流形成的壁面边界层相互作用, 而使汽流能量损失增大。当水滴撞击水膜时, 水膜还可能碎裂, 有一部分水滴又从水膜上脱流出来进入主流。水膜从叶片的出口边缘流出、粉碎, 并由此产生较大的水滴, 流入下游叶栅。图 4-49 描绘了总的概貌。总之, 在流道中的两相流动是一个有着摩擦、热交换、质量交换的过程。因此湿蒸汽流动下叶栅的特性, 包括能量损失、流量特性、出口角都将和过热蒸汽下的不同。

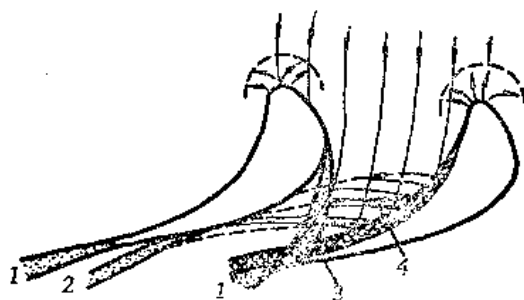


图 4-49 水滴和水膜在叶栅流道中的流动

叶栅和汽轮机级内由于湿蒸汽流动所附加的能量损失包括了以下主要部分: (1) 湿蒸汽过冷损失; (2) 蒸汽汽流驱赶水滴的能量损失; (3) 相互间的摩擦; (4) 由于水膜从叶栅出口流下时粉碎而导致尾迹变粗的附加损失; (5) 水膜与壁面的摩擦、水膜与边界层相互作用所引起的损失; (6) 水滴微粒撞击动叶产生的制动作用。其中, (2)、(3) 两项是决定损失增长的主要部分。因此, 随着蒸汽压力的提高, 湿蒸汽对叶栅特性的影响减弱。这主要是由于蒸汽和水滴之间的密度差减小, 水滴的尺寸变小, 水滴间的相对距离也有所缩小的缘故。

当湿蒸汽流过一个实际汽轮机时有个特点, 即无论是沿栅距还是沿叶高上, 其湿度都是不均匀的。图 4-50 示出了流过低压缸各级时湿度沿叶高的分布。显然, 由于受离心力作用的影响, 叶片顶部处湿度较大。

湿蒸汽的综合损失主要可以用湿度 y 来表征。在实际级的运行中, 由于湿蒸汽流动现象十分复杂, 并与许多因素, 诸如级前湿度 y_0 、级后湿度 y_2 、特性比 $\frac{v}{c_{ad}}$ 以及水份分散度等主要因素有关, 还很难找出一个精确的计算方法。在初步计算中, 大致可用下式估算:

$$\frac{\eta^y}{\eta_a} = 1 - ay_0 \quad (4-89)$$

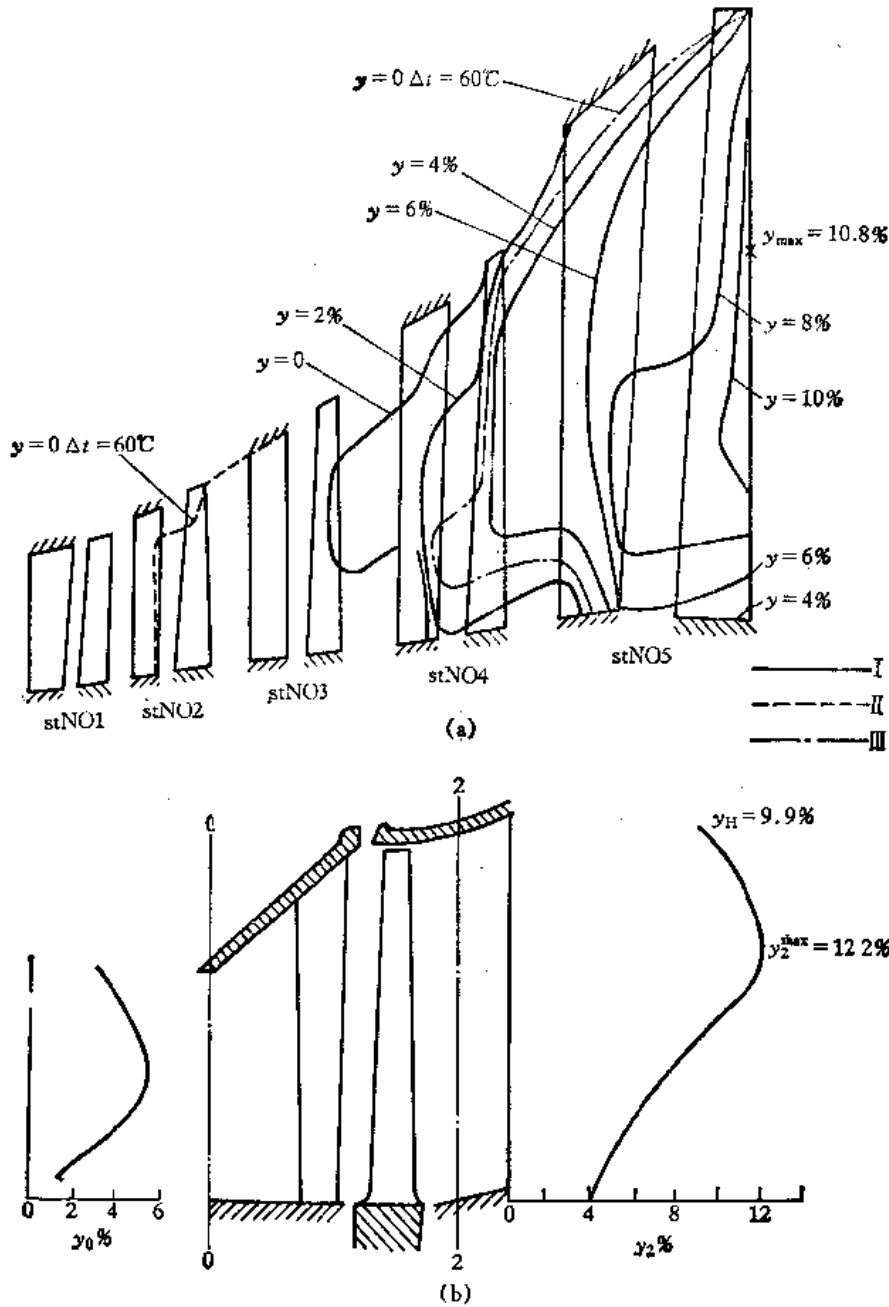


图 4-50 涡轮级内的湿度分布

(a) 计算值 I: 设计工况 II: $t_0 - t_{00} = 60^\circ\text{C}$ III: $t_{01} - t_{00} = 60^\circ\text{C}$

(b) 试验测定值(级前和级后)

其中, $y_{c,p}$ 是平均湿度, $y_{c,p} = 0.5(y_0 + y_2) \frac{H_0^v}{H_0}$; 系数 α 可根据具体结构的不同, 取 $\alpha = 0.4 \sim 0.9$, 如果 $y_0 = 8\%$, 若取 $\alpha = 0.8$, 则效率的下降可达 5% 以上。湿蒸汽损失对轮周效率的下降有可观的影响。为此, 必须采用各种有效降低湿度的措施和去湿装置, 例如改善循环过程, 中间抽汽加热, 采用内部去湿装置或是外部去湿装置, 增加轴向间隙, 等等。

5. 叶栅内的超音速流动

当气流的流速达到或超过音速时, 叶栅内的流动就会出现质的变化, 这种变化主要是由于

超音速气流流过尾缘时会出现激波系所致。在考察叶栅中的超音速流动时,那些来自壁面(流道壁面)或是自由界面(尾迹界面)上的反射波系,使流场形态变得非常复杂。

超音速气流的叶型绕流,在收缩型叶栅流道和缩放型叶栅流道中是不一样的。

(1) 收缩型流道的超音速流动

在叶栅流动中,局部区域经常会出现过度膨胀。通常在斜切部分,当地的压力往往会比栅后的压力更低。除此而外,在流道的横向截面、喉口、甚至直接在出口的截面上,压力和速度、出口角及流量沿着栅距有着极其不均匀的分布(图 4-51)。因此,即使在亚音速工况下,平均值为 $M_{1t} = 0.85 \sim 0.95$ 时,在流道中同样会出现局部的超音速流动,即 $M > 1$ 。试验表明,在跨音速范围内,即 $0.85 \sim 0.9 < M_{1t} < 1.05 \sim 1.15$,上述的不均匀性表现得最为明显。当 $M_{1t} > 1.15 \sim 1.2$ 后,不均匀性反而会减小。

在叶栅出口流动为超音速时,喉口截面处的压力刚好等于临界压力;在流向出口处,气流流速超过音速。从叶背面流向尾缘处的超音速气流绕流,相似于凹角的绕流,形成了激波 K_1 (图 4-52);因其位于栅外,称为外部尾缘激波。同样,从叶腹面

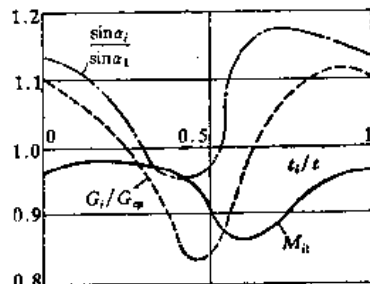


图 4-51 跨音速 $M_{1t} = 0.96$ 流动沿栅距的参数分布

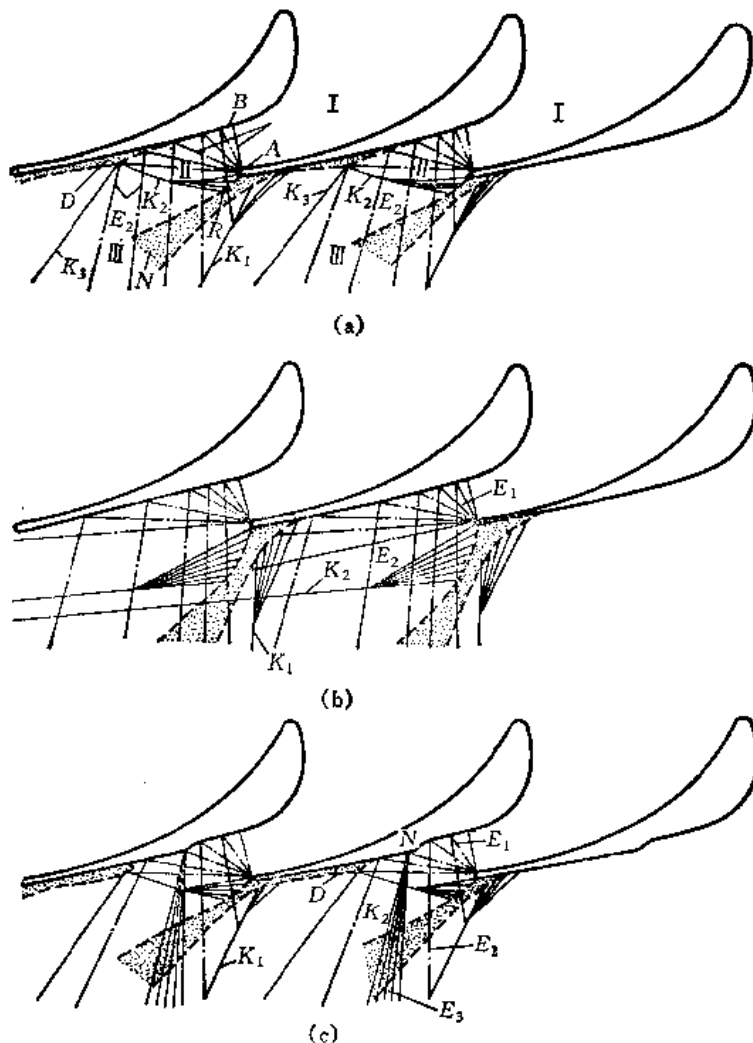


图 4-52 收缩型叶栅的超音速流动

a) 斜切口背弧直线成型叶栅 $M_{1t} = 1.1 \sim 1.4$ b) $M_{1t} > 1.6$ c) 背弧角折成型叶栅 $M_{1t} = 1.2 \sim 1.4$

流经同一尾缘的绕流,相似于凸角的绕流,其结果出现了膨胀波 E_1 。在叶栅的实际流动中,流道壁面上还会形成边界层,尾缘后出现带有强烈旋涡的尾迹 N 。直接位于栅后的压力通常要比斜切部分低。因此,在激波、边界层、尾迹的共同作用下,会出现波的反射、弯折和尾迹的变形,所以这部分的流动图象是极其复杂的。图 4-52 所示为不同 M_{1t} 和不同叶型背面成形时的超音速流动流谱。

收缩型叶栅超音速流动在出口流速 $M_{1t} > 1$ 时,流动可分为三个区域。I 区:从叶栅进口到最小截面 AB ,压力在该截面上降到临界值;第 II 区:由喉口 AB 、叶背 BD 和激波 K_2 组成,该区内压力逐渐下降。在越过激波 K_2 时,压力突跃升高。在反射膨胀波系 E_2 中,压力逐渐降低,而在穿越 K_1 、 K_2 时,压力又升高。

从上述流动流谱中可以看到,流动损失大小主要取决于斜切部分及在其后面区域内出现的波系流谱。显然,改变叶背部的型线能最有效地改变激波系的位置和强度,减弱激波的影响,降低损失。图 4-53 示出了超音速流动经过不同叶背型线时的型面损失。曲线 1 是常规的叶型,当叶型背弧改为直线,或者甚至向内凹的型线时,(图中相应的曲线 2 和 3),可以把超音速下损失剧增的临界范围推迟到 $M_{1t} = 1.2 \sim 1.3$ 。进一步研究表明,当把叶背型线改成如图 4-52 下面所示的带有折角型非传统设计时,甚至可以在 $M = 1.5 \sim 1.6$ 的工况下仍然保持有很小的损失增值;不过在亚音速范围下它具有较高的损失。在超音速流动下,细心设计叶型背弧型线是降低激波损失的最有效方法。

(2) 缩放型流道的超音速流动

当气流速度相当高时,即 $M_{1t} > 1.3 \sim 1.5$ 时,通常需要采用缩放型叶栅——带斜切部分的拉伐尔喷嘴(见图 4-54)。在该情况下,气流流经最小截面 F_{min} (图中相应为 σ_{min}) 处达到

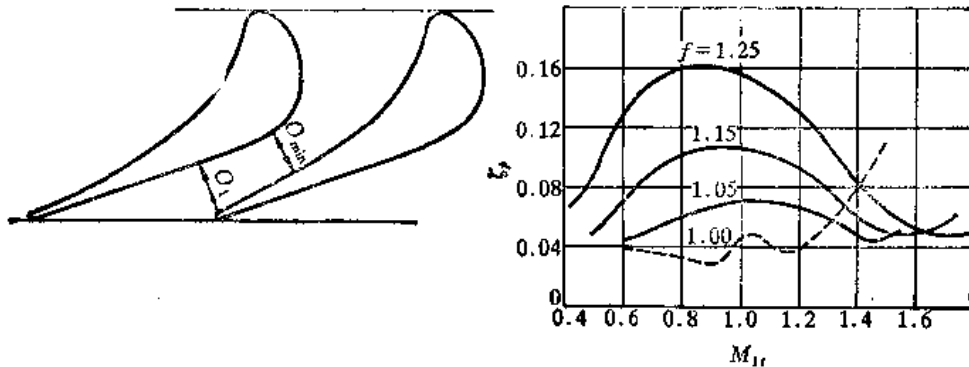


图 4-54 缩放型叶栅的成型及其叶型损失随出口马赫数 M_{1t} 和面积扩张比 $f = \frac{F_1}{F_{min}}$ 的变化规律

临界压力和临界速度 ($M = 1$),而在出口截面 F_1 (相应的为 σ_1) 处压力达到背压值,速度则为计算值的速度 M_{1t} 。出口截面和最小截面的比值 $f = \frac{F_1}{F_{min}} = \frac{\sigma_1}{\sigma_{min}}$ 是 M_{1t} 的函数,并可按气动函数求得,为了减少叶栅的流动损失,超音速叶栅需要专门的成形设计。与收缩型叶栅相似,叶型的斜切部分通常是用直线或内凹型线来成形的。

在变工况的情况下,当 $M_{1t} > M_{1tdes}$,则在出口截面 F_1 以前,流动特征和 M_{1tdes} 时一样,只有在斜切部分形成波系,与收缩型叶栅时相似。但是当 $M_{1t} < M_{1tdes}$ 设计值时,就会在流道的扩张部分出现激波,在激波后气流速度变成是亚音速的。激波的位置和损失的强度取决于流道扩张度 $f = \frac{F_1}{F_{min}}$ 和速度 M_{1t} 。随着 M_{1t} 的减小,激波位置逆着气流向上游移动。当背压刚好等于临界压比 ϵ_{cri} 和 p_0^* 的乘积时,即 $p_2 = p_{cri} = \epsilon_{cri} \cdot p_0^*$,则激波正好处在喉口 F_{min} 的截面上,流速 $M = 1$,激波表现为弱的压缩波。当背压提高至大于临界压力时,则在整个流道中都将是亚音速的流动,不可能出现超音速。

图 4-54 示出了典型的缩放型叶栅在不同的 M_1 下工作时的叶型损失变化曲线。这张曲线图显示的特点是:当出口流速 M_1 在低于设计流速 M_{1t} 的变工况下工作时,由于脱流和正激波而使损失剧增。脱流是由于出现的正激波和边界层相互作用而形成的。损失最大值的出现位置与面积比 $f = \frac{F_1}{F_{min}}$ 有关。当流速 M_1 再往下减小的时候,损失随之减小,此时激波位置虽然移向上游,但其强度是减弱的。在整个流道内出现亚音速流动的流场时,损失还将减小。由此可以看到,叶栅的设计流速 M_{1tdes} 选得愈高,也就是 $f = \frac{F_1}{F_{min}}$ 值愈大,那末叶栅在变工况时所导致的损失也会愈大。所以,在许多工业汽轮机中,当流速在 $M = 1.5 \sim 2.0$ 范围内时,尽可能不用缩放型叶栅,而宁可用收缩型叶栅,充分利用斜切部分的膨胀能力,为的是变工况下损失较小。只有当运输型汽轮机中,为了从整体上减小重量尺寸,单级的热降甚大,缩放型叶栅才受到重视和应用。

§4-3 涡轮级扭转叶片的计算

上文用一元流动基元级的理论分析了各种参数的变化规律,了解了涡轮级的特性。在此以后又以二元流动的方法考察了平面叶栅中的流动和损失形成的机理。但是只满足于这些是很不够的。实际上,就是在同一列环形叶栅中,在不同半径上,气流的参数也是不同的。

产生径向参数变化的根本原因,是叶片列之间离心力场的存在。喷嘴出口处的气流以很高的速度 c_1 按一定的方向射向动叶。 c_1 的速度可以分解成 c_{1u} 和 c_{1a} 。其中圆周速度 c_{1u} 使气体质点绕轴线以 r 为半径作圆周运动,因为气流是在环形叶栅的内外圆环中运动的。另一个速度分量 c_{1a} 则使气体质点向前推移。正是由于气体质点以 c_{1u} 的速度绕轴线作圆周运动,所以质点上受到一个向心力 $\frac{\Delta m c_{1u}^2}{r}$,其方向指向圆心。根据作用力和反作用力定律,质点就以一个大小相等、方向相反的离心力作用在它的上侧气层上。因此该薄层上侧流层压力必然要升高一个 Δp ,其大小就等于 $\Delta p = \frac{\Delta m \cdot c_{1u}^2}{r}$ 。如果没有这个压力的升高,那末空气层将不断地被加速甩出去。但实际上气流始终在各自的流层中作圆周运动,这是薄层气流上、下侧压力平衡的结果。

在级的出口截面 2-2 上,情况又有不同。在出口处为了减少级的余速损失,所以总是尽量使出口速度接近于轴向, $\alpha_2 = 90^\circ$,即气流是不旋转的, $c_{2u} \approx 0$,所以就不可能产生压力梯度。沿着半径方向上的静压力可以看成是均匀分布的,不随半径而变化。在喷嘴进口截面 0-0 上,

由于气流通常也是轴向的,所以也不可能产生压力梯度,并有着均匀的静压分布。

这样,在级前、级后截面上,参数沿径向是均匀的,而在级间截面上存在着显著的压力梯度。也就是喷嘴出口处的背压在半径方向上都是不相同的,叶顶处 p_1 较高,而叶根部 p_1 较低,从而热降在半径方向上的分配是不一样的(图 4-55),并导致反动度 ρ 沿叶高的不断增大,气流的其他热力参数 c 、 T 、 v 等也都随之有相应的变化。

因此,叶片列之间存在的径向压力梯度和反动度的变化是由气流的旋转,也就是 c_{1u} 的存在所引起的,而 c_{1u} 恰恰又是做功的需要。

由于压力梯度存在,导致沿叶高方向上气流参数都是变化的。同时沿叶高的圆周速度也是变动的,因此最终得到的速度三角形,在叶高半径方向上必将各自不同的。在热力设计中,当叶片高度较高时(以 $\frac{D}{l} < 10 \sim 11$ 来表征),气流的气动热力参数和圆周速度沿叶高的变化不容忽略,这时就应该考虑把叶片做成扭转的,用不同的叶型,以适应沿叶高方向上不同速度三角形的要求。

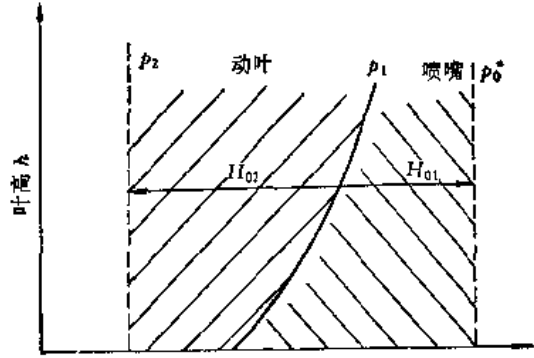


图 4-55 涡轮级沿叶高焓降分配示意图

1. 计算的基本方程式

本节讨论沿叶高上参数变化的计算方法。

气流参数沿着径向,即叶高方向上的变化规律遵循运动方程的径向分式(通常称为径向平衡方程),是牛顿第二定律的具体运用。

运动方程的径向分式写成:

$$\frac{Dc_r}{Dt} = \frac{-1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{c_u^2}{r} \quad (4-90)$$

展开式可以表达成

$$\frac{\partial c_r}{\partial t} + c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} + \frac{c_u}{r} \frac{\partial c_r}{\partial \theta} + c_z \frac{\partial c_r}{\partial z} - \frac{c_u^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (4-91)$$

首先考虑一个最简单的情况,即假设流动是定常、转对称的,同时质点作同心的圆柱面流动。这时,由于 $\frac{\partial}{\partial t} = 0$, $\frac{\partial}{\partial \theta} = 0$, $c_r = 0$, 式(4-91)可简化成下式:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{c_u^2}{r} \quad (4-92)$$

上式就称为简单径向平衡方程,因为它没有考虑径向分速 c_r 所产生的影响。如果质点不是作同心圆柱面的流动,而是有径向运动的话($c_r \neq 0$),则必须用全式(4-91)来进行计算。

简单径向平衡方程式(4-92)中包含着两个变量。压力与速度之间的关系可以通过能量守恒方程消去其中一个,而把方程化成只有一个变量的常微分方程。

应用热力学关系吉伯斯恒等式:

$$Tds = di - \frac{dp}{\rho} \quad (4-93)$$

由于滞止焓 $i^* = i + \frac{1}{2}c^2 = i + \frac{1}{2}(c_u^2 + c_a^2 + c_r^2)$, 上式写成:

$$di^* - Tds = \frac{dp}{\rho} + \frac{dc^2}{2} \quad (4-94)$$

对 r 求偏导:

$$\frac{\partial i^*}{\partial r} - T \frac{\partial s}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} - \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{c^2}{2} \right) \quad (4-95)$$

联立求解式(4-92)、(4-95), 由于 $c_r = 0$, 式中 $c^2 = c_u^2 + c_a^2$, 则可以得到:

$$\frac{\partial i^*}{\partial r} - T \frac{\partial s}{\partial r} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial (c_u r)^2}{\partial r} + \frac{\partial c_a^2}{\partial r} \right] \quad (4-96)$$

对于静止叶栅来说, 沿流线的能量方程表示为滞止焓不变 $\frac{Di^*}{Dt} = 0$ 。若假设级前进口气流参数沿半径是均匀的(通常实践上都尽力达到这一要求), 则由沿叶高与沿流线滞止焓不变的条件推知, 沿截面径向上的滞止焓也是不变的, 即 $\frac{\partial i^*}{\partial r} = 0$ 。若同时忽略粘性损失沿径向上的梯度, 令 $\frac{\partial s}{\partial r} = 0$, 上式就进而简化成为:

$$\frac{1}{r^2} \frac{d(c_u r)^2}{dr} + \frac{dc_a^2}{dr} = 0 \quad (4-97)$$

或

$$\frac{c_u^2}{r} dr + c_u dc_u + c_a dc_a = 0 \quad (4-98)$$

上式就称为等滞止焓等熵简化径向平衡方程式。因为这时方程只有一个变量 r , 故可写成常微分方程。

当将上式用于静叶栅气流计算时, 可以看到方程式(4-98)有两个变量(c_{1u} 和 c_{1a}), 因此方程有无穷多组的解。这时可以规定其中一个量的变化规律, 例如 $c_{1u}(r)$ (或 $c_{1a}(r)$), 随后从式(4-97)、(4-98)的积分中求出另一个量的分布规律, 如 $c_{1a}(r)$, 因此方程式(4-98)的求解时有一个自由度, 即其中一个速度分量的变化规律是可以任意选定的, 但另一个速度分量的分布则受方程的约束。不同的气流速度分布具有不同的特征, 也就表示着不同的“流型”。依循上述解法, 根据求得的速度分布, 然后以此求得叶片的设计型式, 得出其沿叶高的变化。这是个设计问题, 通常称为反命题。

在实践中有时会遇到另一类性质的问题, 即根据已知叶型分布扭转规律, 即给定出口角的分布规律 $\alpha_1 = \alpha(r)$, 用以求解气流参数的分布, 称之为正命题。这时可以把 $c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$ 代入上式, 得到另一种表达形式:

$$\frac{dc_1}{dr} + \frac{\cos^2 \alpha_1}{r} c_1 = 0 \quad (4-99)$$

这时 $\alpha_1(r)$ 以显式出现在式中。

当计算相对运动上的旋转动叶时, 径向平衡方程写成:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{c_{2u}^2}{r} = \frac{(w_{2u} - rw)^2}{r} \quad (4-100)$$

此时能量方程表示成转子焓沿流线不变, 即 $\frac{Dh}{Dt} = 0$ 。根据第二章中的推导, h 与 i 之间

的关系为:

$$\begin{aligned} h &= i + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} = i + \frac{c_a^2 + c_r^2 + (c_u - r\omega)^2}{2} - \frac{u^2}{2} \\ &= i + \frac{c^2}{2} - \omega c_u r = i^* - \omega c_u r \end{aligned}$$

于是有:

$$\frac{di^*}{dr} = \frac{dh}{dr} + \omega \frac{d(c_u r)}{dr} \quad (4-101)$$

将式(4-100), (4-101)代入式(4-95), 有:

$$\frac{\partial h}{\partial r} - T \frac{\partial s}{\partial r} = \frac{c_{2u}^2}{r} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial c_{2u}^2}{\partial r} + \frac{\partial c_{2a}^2}{\partial r} \right) - \omega \frac{\partial(c_{2u} r)}{\partial r} \quad (4-102)$$

与静叶的计算相似, 由于沿叶高上每一流线的能量方程给出 $\frac{\Delta h}{\Delta t} = 0$, 假设动叶进口处转

子焓沿径向为常数, 则可同样导出动叶出口截面处 $\frac{\partial h}{\partial r} = 0$ 。同样令 $\frac{\partial s}{\partial r} = 0$, 则上式简化成:

$$\left(c_{2u} \frac{dc_{2u}}{dr} + \frac{c_{2u}^2}{r} \right) - \omega \frac{d(c_{2u} r)}{dr} + w_{2a} \frac{d(w_{2a})}{dr} = 0 \quad (4-103)$$

即

$$\frac{c_{2u} r - \omega r^2}{r^2} \cdot \frac{d(c_{2u} r)}{dr} + w_{2a} \frac{dw_{2a}}{dr} = 0 \quad (4-104)$$

上式适用于反命题计算, 当给定环量 $c_u r$ 分布时, 有时会比给定速度分布更能反映做功的变化。

对于正命题的计算, 可将 h 对 r 求偏导:

$$\frac{dh}{dr} = \frac{di}{dr} + \frac{1}{2} \frac{dw^2}{dr} - \omega^2 r \quad (4-105)$$

代入吉伯斯恒等式, 消去 $\frac{di}{dr}$:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{dh}{dr} - T \frac{ds}{dr} - \frac{1}{2} \frac{dw^2}{dr} + \omega^2 r$$

和径向平衡方程联立求解, 得出:

$$\frac{1}{2} \frac{dw^2}{dr} - \omega^2 r + \frac{c_u^2}{r} = \frac{dh}{dr} - T \frac{ds}{dr}$$

由于 $c_u^2 = (w_u - r\omega)^2$, 故:

$$\frac{1}{2} \frac{dw_u^2}{dr} - \omega^2 r + \frac{w_u^2 - 2r\omega w_u \cos\beta_u + r^2\omega^2}{r} = \frac{dh}{dr} - T \frac{ds}{dr} \quad (4-106)$$

在同样的简化假设 $\frac{dh}{dr} = 0, \frac{ds}{dr} = 0$, 则有

$$\frac{dw_u}{dr} + \frac{\cos^2\beta_u}{r} w_u - 2\omega \cos\beta_u = 0 \quad (4-107)$$

从式(4-104)、(4-107)可以看到, 对动叶写出的计算方程, 除了与 $w_2 \cos\beta_2$ 有关以外, 还与转速 ω (或 ω) 发生密切相关。当令 $\omega = 0$, 并把 w 用 c 来置换, 就可得出绝对运动上的方程。但如把绝对运动上的方程只是简单地把 c 用 w 置换, 则不能得出相对运动上的方程, 因为求解时是以理想气体的运动方程, 即欧拉方程为基础的。它没有计入粘性力的作用, 但可以在能量方程中考虑粘性所带来的损耗, 从这意义上说, 上述简化模型忽略了当地粘性力的作用, 但考

虑到了粘性的历史积累的影响。

2. 各种不同的扭转规律

当气流参数沿着叶高按特定的规律变化时，其特征就用来命名这一流型。规律的选择是设计者所具有的一个自由度，因此往往从提高效率或是简化工艺的角度出发来选取变化规律。

(1) 等环量流型

据流体力学中关于环量的定义可知，等环量流动是无旋的，为此可望得到较高的效率。此时给出切向分速 $c_{1u}r = \text{const}$ ，用式(4-97)求解，得到 $c_{1a} = \text{const}$ 。同样，对等环量级的动叶计算，仍可给定补充条件为 $c_{2u}r = \text{const}$ ，由式(4-104)解得 $w_{2a} = \text{const}$ ，据此有 $c_{2a} = \text{const}$ 。因此，等环量级的静叶和动叶的流动规律分别都是

$$\left. \begin{aligned} c_u r &= \text{const} \\ c_a &= \text{const} \end{aligned} \right\} \quad (4-108)$$

据此等环量级所作的功：

$$L_u = (c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1)\omega = \text{const} \quad (4-109)$$

即功在沿半径方向上都是相等的。

级间的压力变化为：

$$\frac{p_1}{p_{1m}} = \left\{ 1 + \frac{K-1}{2} Ma_{1u,m} \left[1 - \left(\frac{r_m}{r} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{K}{K-1}} \quad (4-110)$$

式中， $Ma_{1u,m} = \frac{c_{1u,m}}{\sqrt{KRT_{1m}}}$ ，下标 m 为平均半径处的值。

反动度 ρ 的变化为：

$$\rho - \rho_m = (1 - \rho_m) \cos^2 \alpha_{1,m} \left[1 - \left(\frac{r_m}{r} \right)^2 \right] \quad (4-111)$$

可以看到，在等环量级中 ρ 的变化是相当显著的。它往往使根部的反动度降得很低，甚至出现负值，即会产生气流倒流，造成效率的急剧下降。与此同时，顶部出现过高的反动度同样会导致较大的漏泄损失。

图 4-56 上示出了等环量级的参数沿叶高的分布规律。

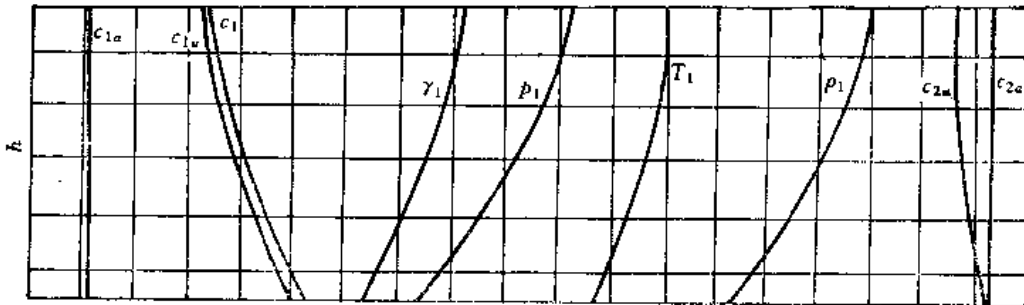


图 4-56 $c_u r = \text{const}$ 流型的参数沿叶高分布规律

已知气流参数沿径变化规律，就可以按各个半径上的速度三角形求出各个截面的角度变化，得到叶片扭转规律。

喷嘴任一半径处气流出口角 α_i 为：

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{c_{1a}}{c_{1u}} = \frac{c_{1a}}{c_{1um} r_m} = \operatorname{tg} \alpha_{1m} \frac{r}{r_m} \quad (4-112)$$

进入动叶的气流角 β_1 可写成:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u} = \frac{c_{1a}}{c_{1um} \frac{r'}{r} - u_m \frac{r'}{r_m}} = \frac{c_{1a}}{c_{1um} - u_m \left(\frac{r'}{r_m} \right)^2} \cdot \frac{r}{r_m} \quad (4-113)$$

而动叶出口角 β_2 为:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{2a}}{c_{2u} + u} = \frac{c_{2a}}{c_{2um} \frac{r'}{r} + u_m \frac{r'}{r_m}} = \frac{c_{2a}}{c_{2um} + u_m \left(\frac{r'}{r_m} \right)^2} \cdot \frac{r}{r_m} \quad (4-114)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{c_{2a}}{c_{2u}} = \frac{c_{2a}}{c_{2um} r_m} = \operatorname{tg} \alpha_{2m} \cdot \frac{r}{r_m} \quad (4-115)$$

图 4-57 示出了气流进出口角 α_1 、 β_1 、 β_2 、 α_2 的变化曲线。其中 α_1 、 β_1 、 α_2 是随半径的增大而增大的, 只有 β_2 是随半径的增大而逐渐减小的。其中 β_1 的变化最为剧烈, 这就要求强烈扭转叶片的进口边缘。

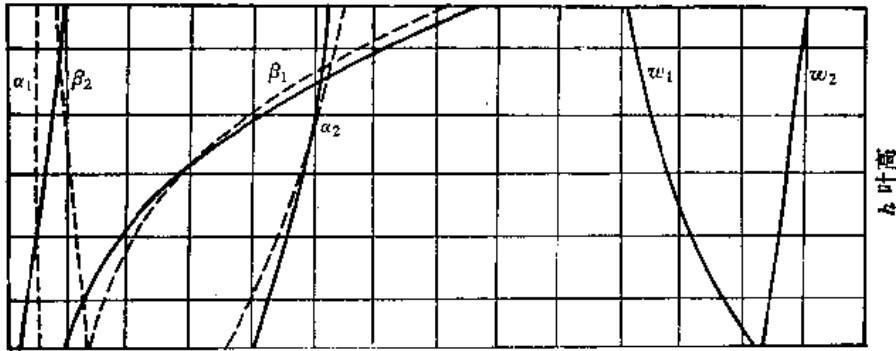


图 4-57 不同流型的几何参数沿叶高分布规律

—— $c_u r = \text{const}$ ---- $\alpha_1 = \text{const}$

扭转叶片示于图 4-58。整个叶片不平直, 而是从根部到顶部逐渐扭转了一个角度, 特别是进口边缘扭转最为剧烈。根部的 β_1 最小, 而 β_2 最大, 因此叶栅流道的收敛度在根部是最差的。各个截面叶型形状是各不相同的。根部的叶型弯曲是最为剧烈, 所以叶型也比较厚, 而顶部则较薄而趋于平直。整个动叶片相似于扭转了的、由根部向顶部逐渐削薄的机翼型板条。这从气动要求得到的造型, 恰恰也与强度上的要求相一致。

(2) 等 α_1 流型

在小的 $\frac{D}{\delta}$ 时, 采用等 α_1 流型可以改善根部反动度的值。这时静叶给出的补充条件为 $\alpha_1 =$

const , 以 $c = \frac{c_u}{\cos \alpha_1}$, $c = \frac{c_a}{\sin \alpha_1}$ 依次代入, 得到的速度分布是:

$$\left. \begin{aligned} c_{1u} r^{\cos^2 \alpha_1} &= \text{const} \\ c_{1a} r^{\cos^2 \alpha_1} &= \text{const} \end{aligned} \right\} \quad (4-116)$$

该方程组所表示的速度分布显然是一种有旋流动。

沿叶高上反动度也是不断增加的, 并可按下式计算:

$$\rho = 1 - (1 - \rho_m) \left(\frac{r_m}{r} \right)^{2 \cos^2 \alpha_1} \quad (4-117)$$

(3) 等密流流型

不论等环量流型还是等 α_1 流型, 在实际流动中, 由于在半径方向划出诸多的同心圆柱后, 通过计算可以发现, 在同心圆柱的进出口截面上流量不一定相等, 所以流线必然会出现径向摆动, 质点不再沿圆柱面流动。研究时认为这会导致效率下降, 所以在等密度流型就用 $\frac{\partial(\rho_1 c_{1a})}{\partial r}$ 作为补充条

件来代替 $\frac{\partial c_{1a}}{\partial r} = 0$ 。对于动叶则采用 $\frac{\partial(\rho_2 c_{2a})}{\partial r}$

$= 0$ 。由于沿叶高密流保持不变, 这就保证了不会出现径向流动。

(4) 直叶片级

在这样的级里, 叶片不作扭转, 而是直叶片。因此沿叶高上 α_1 和 β_2 的变化完全由结构来确定, 即由沿叶高上逐渐增大的节距来确定气流出口角 α_1 和 β_2 ($\sin \alpha_1 = \frac{c}{t_1}$; $\sin \beta_2 = \frac{c}{t_2}$)。通常, 当节距增大时, 出口角也随之增大。

在直叶片级里, 由于流线在径向上有强烈的摆动, 在远离中间截面处, 动叶进口 β_1 角与理论计算有很大的偏离, 形成很大的冲角损失。所以实际级内的反动度变化要比按简单径向平衡方程算出的要小, 同时效率也大受影响, 其下降的幅度可以近似地用下式估计:

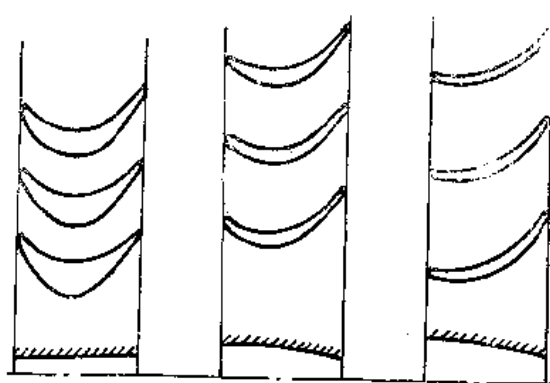
$$\Delta \eta = \frac{K_\theta}{\theta^2} \quad (4-118)$$

式中, $K_\theta = 0.8 \sim 1.2$; $\theta = \frac{D}{l}$ 。

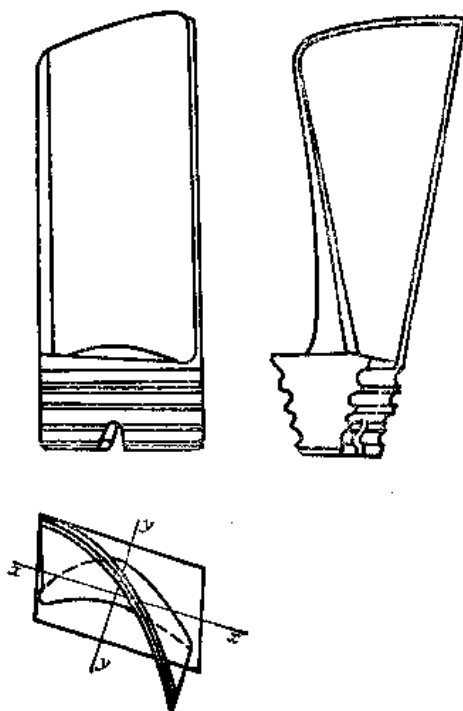
由技术经济分析得知, 对于大功率机组 ($> 10\text{MW}$), 当 $\theta < 10$ 时, 就得改用扭转叶片, 只有在小功率机组 ($1 \sim 2\text{MW}$) 才允许在 $\theta < 5$ 时考虑采用专门的扭转叶片。

3. 完全径向平衡方程与受控涡流型

不论是按照等环量、等 α_1 还是等密流规律设计的涡轮级, 它们的反动度沿径变化基本上是相似的。在某些场合下, 如 $\frac{D}{l}$ 很小, 叶高 l 很高时就会显示出它固有的缺点, 如反动度沿径的变化大, 根部容易出现负反动度, 顶部反动度高, 漏泄损失大。在低工况时, 根部容易脱流。当了午面通道在顶部有较大的扩张角时, 也会伴有强烈的涡旋。要改善这些缺点, 必须在提高根部反动度的同时, 降低顶部反动度, 即有意识地把沿径反动度的变化控制在较小的幅度以



a) 扭转叶片在不同叶高处的流道截面



b) 动叶片视图

图 4-58 扭转动叶片

内。与此同时,尽量减少端部的二次流损失,并把流量大部分集中到沿叶高上效率较高的区域中去。近年来发展起来的一种广义而言的受控涡流型,就是在这种思想指导下,充分利用完全径向平衡方程中所出现的新的项作为一种手段,对气流参数的分布进行优化控制的一种设计方法。

上面已述及,在更为普遍的情况下,通过静叶和动叶的流面不再是同心圆柱,而可以是在径向有摆动的任意旋转面。因此,在子午面上的投影将是一条弯曲的流线,如图 4-59 所示。这时径向分速也不再等于零。于是相应的完全径向平衡方程写成:

$$\frac{Dc_r}{Dt} - \frac{c_u^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (4-90)$$

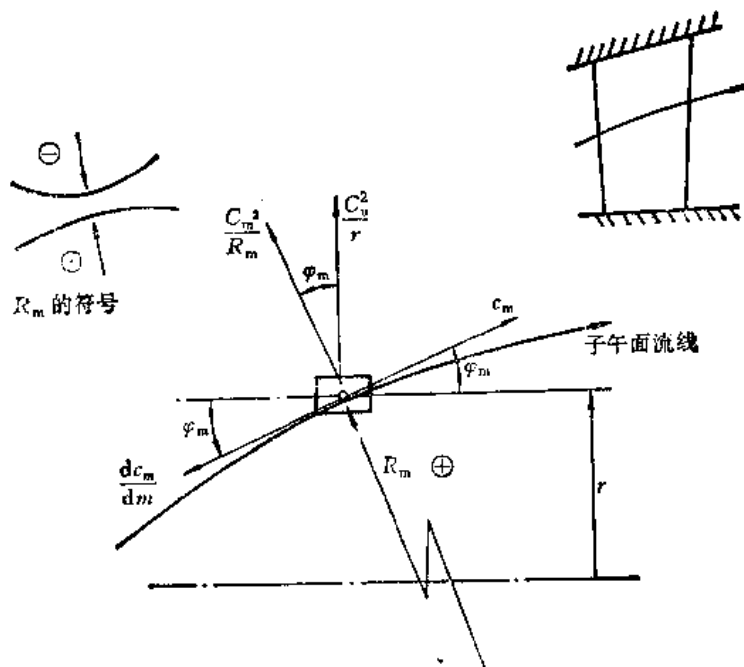


图 4-59 子午面流线及力的平衡

现在需要把方程展开成易于处理的形式。按 $c_r = c_m \sin \varphi_m$, 在定常和轴对称的条件下,

$\frac{D}{Dt} = c_m \frac{D}{dm}$, 则上式写成:

$$\frac{D(c_m \sin \varphi_m)}{Dt} - \frac{c_u^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (4-119)$$

其中左端展开成:

$$\begin{aligned} \frac{D(c_m \sin \varphi_m)}{Dt} &= c_m \frac{D(c_m \sin \varphi_m)}{dm} = c_m \left(c_m \cos \varphi_m \frac{d\varphi_m}{dm} + \sin \varphi_m \frac{dc_m}{dm} \right) \\ &= c_m^2 \cos \varphi_m \frac{d\varphi_m}{dm} + c_m \frac{dc_m}{dm} \sin \varphi_m \end{aligned}$$

由于 $\frac{d\varphi_m}{dm} = -\frac{1}{R_m}$, 表示子午流线某一点的曲率。 R_m 为流线的曲率半径。前面的负号是设定的,为的是以后规定向上凸的曲率半径为正,向下凸者为负。于是式(4-90)最终表达成:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{c_u^2}{r} + \frac{c_m^2}{R_m} \cos \varphi_m - c_m \sin \varphi_m \frac{dc_m}{dm} \quad (4-120)$$

上式与简单平衡方程相比,多出了后二项:其中一项 $\frac{c_m^2}{R_m} \cos \varphi_m$ 代表气流以子午速度 c_m 沿弯曲流线运动时所产生的向心加速度在 r 方向上的分量;如果流线是下凸的,那末它所产生的力将抵消一部分由于 $\frac{c_u^2}{r}$ 所产生的压力梯度;反之,如果流线是上凸的话,因而使两个向心力相互相加,使得径向压力梯度更加剧烈。另一项 $c_m \frac{dc_m}{dm} \sin \varphi_m$ 代表了气流质点沿 m 方向不等速运动时所产生的质量力在 r 方向上的分量;这一项同样也有加强或减弱 $\frac{c_u^2}{r}$ 作用的影响,但在轴流式涡轮中这一项的数量并不大。完全径向平衡方程式(4-120)反映了上述四种力的平衡关系,但其中 $\frac{c_u^2}{r}$ 项是基本项。

如上所述,如果希望充分利用完全径向平衡方程所提供的附加项来有效地减小 $\frac{\partial p}{\partial r}$,那就要求 $\frac{c_m^2}{R_m} \cos \varphi_m$ 项具有负值,也就是要求流线的形状是下凸的,且其中的 R_m 值较小,以便得到较大的向心力。

可以通过改变通流部分子午面形状的方法来适当地控制反动度的剧烈变化(图4-60),也可以改变叶片自身的扭转规律,使得流线在径向有着剧烈的摆动而在间隙站中出现下凸的曲率;这种扭转规律通常称为反扭。它的 $\alpha_1(r)$ 分布与等环量流型恰恰相反,是由顶截面向根截面增大的,这时由于根截面附近的通流能力大,所以流量向下流而使流线下凸。在动叶中, $\beta_2(r)$ 的扭转规律也与等环量流型相反,随着半径的增大而增大;顶截面通流能力大,于是流线又复向上摆动,这样就在叶片列之间的间隙站中形成 R_m 值很小的下凸曲率。

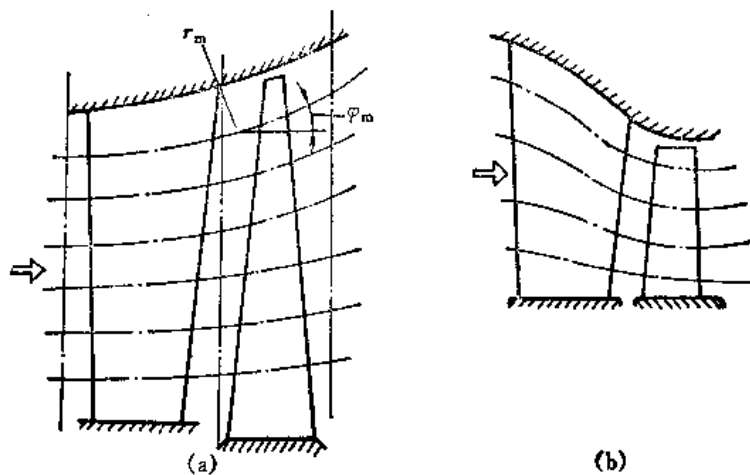


图 4-60 通流部分壁面形状对流线曲率的影响

图 4-61 所示的例子是结合了流道中子午面有大锥角扩张,把流量集中在中部高效区的设计。

除了上述方法,采用其他措施,如倾斜地安装叶片,使叶片出口边作非径向安装(以腹面向下的非径向安装),由于叶片力作用于气流,使之抵消一部分压力梯度。这种方法同样也可有效地降低压力梯度。这时方程右端应添上叶片作用力在径向的分量 F_r 。

除了将直叶片作周向倾斜安置以外,也提出了将静叶片在周向弯曲的设计。合适的弯曲

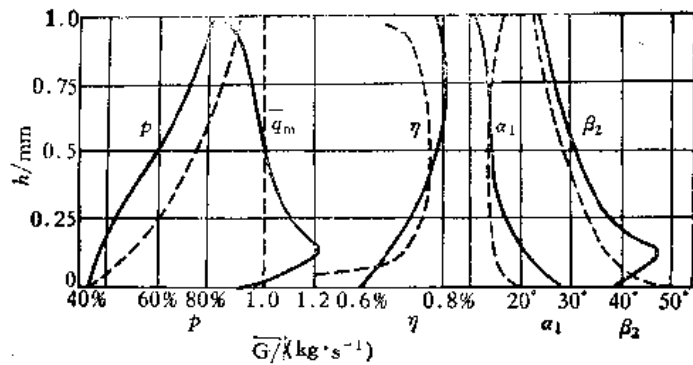
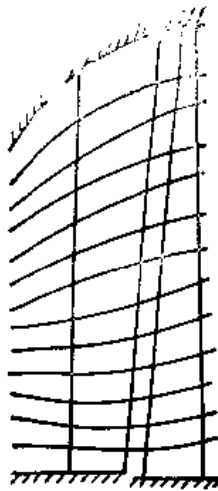


图 4-61 受控涡流型设计参数分布

角能够形成理想的静压分布，不仅能改善压力梯度的分布，同时也能将叶片两端的边界层中低能流体驱至主流区，避免端部边界层的堆积和分离，降低端部损失。在这类设计中，通常还将叶片迎着气流在轴向略作一些倾斜。这种静叶片又弯又扭，构成了“马刀”形状，称之为弯扭叶片，俗称“马刀”形叶片。和直列叶栅相比，特别是二次流损失要小得多，图 4-62 上示出了损失比较的曲线。弯扭叶片是近年来最新发展起来的技术成果，能有效地用在有大锥角扩张的末级设计中，提高级的效率。

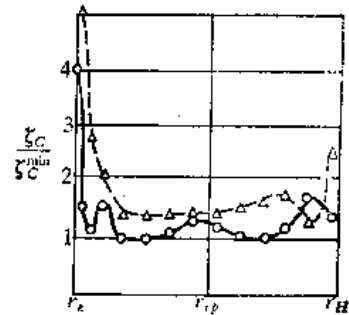
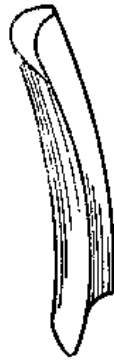


图 4-62 弯扭叶片(马刀型叶片)及其损失和常规叶片的比较
 ---△--- 常规的 —○— 弯扭叶片

§4-4 涡轮特性

1. 涡轮级的通用特性

涡轮级的通流部分形状和各级叶片的几何参数都是只相应于某一个工况下的热力计算和速度三角形，这个工况通常就称为设计工况。但涡轮在各种不同条件下实际运行时，根据负荷的要求，经常会偏离设计工况，即处于变工况下工作。所谓涡轮工况的变化，通常是指下列各参数的变化：

- (1) 转速(n)的变化。
- (2) 涡轮级前参数，主要是压力和温度(p_0^* 、 T_0^*)的变化。
- (3) 涡轮级后参数，一般是指背压(p_2)的变化。

上述参数的变化会导致各级间的焓降重新分配，速度三角形的变化，以及在动叶进口出现冲角等等，最终引起涡轮级的综合参数，如流量 G 、功率 N_{e_i} 以及效率 η_i 的变化。涡轮特性就是研究在非设计工况下，涡轮的性能参数(G 、 N_{e_i} 、 η_i)依从于涡轮工况参数(n 、 p_0^* 、 T_0^* 、 p_2)变化的规律性。它可以通实验的方法或计算的方法获得。实验得到的特性是比较可靠的，但要

求有复杂的试验装置。如果变工况的范围不广，也可以在整机试验时测定。如果有了正确的流动模型，用计算的方法得到的特性线在一定的范围内也可能满足工程方案筛选的要求，特别是考察一些变量对特性的影响时，计算的方法显得最为方便。

当用相似准则数为坐标来表示涡轮的特性线时，得到的将是通用特性，因为它可以不受具体参数变化的严格限制，只要准则数相等，工况就相似，而不必计较工况参数 T_0^* 、 p_0^* 、 p_2 、 n 值的绝对值是否相同，这在生产实践中是十分方便的。

相似准则数在流体力学教程中都作过详尽的推导。对涡轮特性的绘制来说，通常整理成如下的形式：

折合流量：
$$\frac{G\sqrt{T_0^*}}{p_0^*} = \beta F \varphi q(\lambda_{1t}), q(\lambda_{1t}) \text{ 为气动函数。}$$

折合转速：
$$\lambda_u = \frac{u}{c_{cr}} = \frac{u}{\sqrt{2 \frac{K}{K+1} R T_0^*}}$$

或：
$$\frac{n}{\sqrt{T_0^*}} = \frac{60}{\pi D \sqrt{T_0^*}}$$

压比：
$$\pi_{T^*} = \frac{p_0^*}{p_e}$$

效率： η_i (效率本身就是一个相似准则数)

功率的相似参数：

$$\frac{Ne_i}{p_0^* \sqrt{T_0^*}} = \frac{G\sqrt{T_0^*}}{p_0^*} \cdot \frac{K}{K-1} R \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_0^*} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \cdot \eta_i$$

还可以建立其他不同组合形式的相似准则数，只要符合动力相似 ($M_{ac} = idem$; $M_{au} = idem$)，其实质都是相同的。

因此，所须决定的涡轮性能参数 G 、 η_i 、 Ne_i 与工况参数 n 、 p_0^* 、 T_0^* 、 p_2 的关系，用上述相似准则数表示时，可以表达成如下通用特性的形式：

$$\left. \begin{aligned} \frac{G\sqrt{T_0^*}}{p_0^*} &= f_1(\lambda_u, \pi_{T^*}) \\ \eta_i &= f_2(\lambda_u, \pi_{T^*}) \\ \frac{Ne_i}{p_0^* \sqrt{T_0^*}} &= f_3(\lambda_u, \pi_{T^*}) \end{aligned} \right\} \quad (4-121)$$

当然也可以表达成其他的组合。图 4-63 上示出了一个涡轮级典型的特性线。一般说来，压比的影响要比转速 λ_u 大，所以通常用压比作为横坐标，而把转速作为参变量。图 4-64 则示出了另一种用等效率线和等流量线表达的形式，把压比和转速作为坐标，这在实践上也是查用十分方便的。

这样，只要组合的相似准则数相等，工况就相似，这时所有的涡轮级的特性参数，如效率、折合流量、折合功率、反动度等都相等，这些值都可以在无

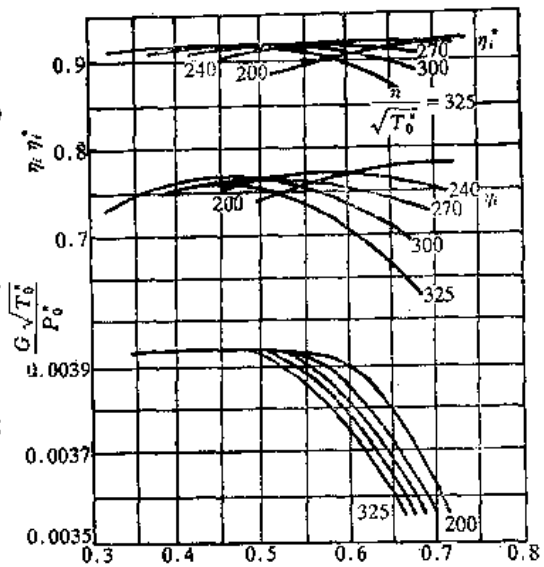


图 4-63 典型的涡轮级特性线

因次通用特性线上查得。例如，在不同的初温 T_0^* 时，涡轮流量 $\frac{G\sqrt{T_0^*}}{p_0^*}$ 和效率的变化，都可

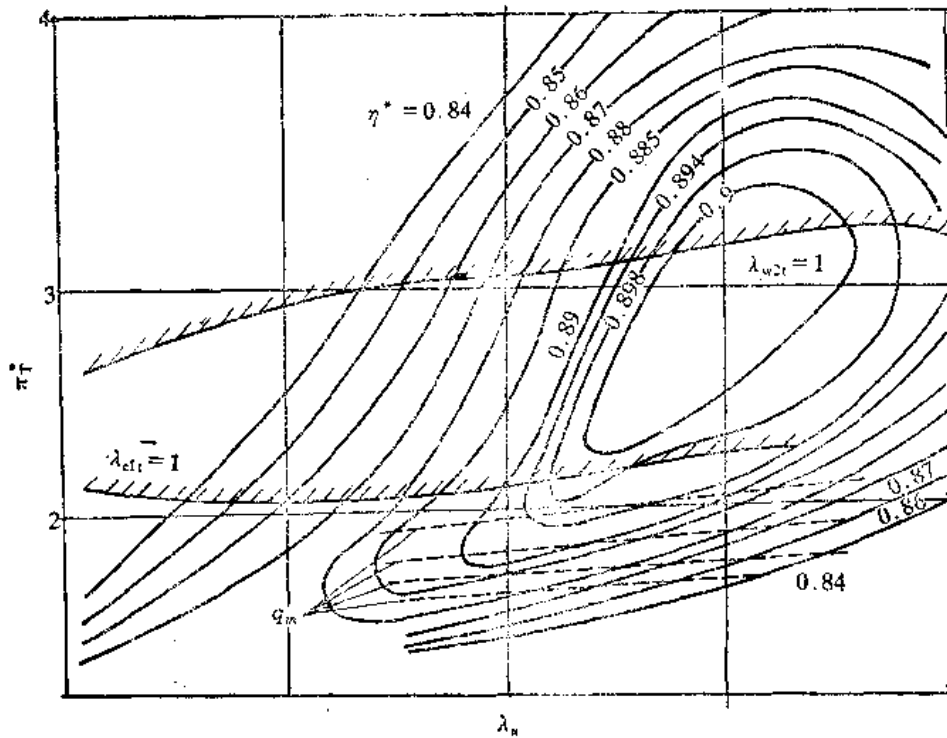


图 4-64 涡轮特性表达形式

以从同一张通用特性图上根据不同的 $\frac{T_0}{T_0^*}$ 和 π_T 查得。物理流量 G 则可从得到的 $\frac{G\sqrt{T_0^*}}{P_0^{0.5}}$ 换算求出。而效率因本身既是相似准则数, 又是物理量, 就不需进行换算了。

2. 用试验的方法测定涡轮特性

涡轮级特性可以在整机试验台架上或是在模拟动态的空气或蒸汽涡轮试验台上, 通过对特征截面上气流参数的测定而获得。在整机上进行试验, 工况的局限性很大, 测量因参数分布不均匀, 精度不高, 测点也往往受到结构限制而不尽如人意, 所以在全面研究一个级组的特性时, 不能作为主要手段。通常在研究涡轮级完整的气动特性时, 必须在专用的模拟涡轮试验台上进行测定和考核。这时, 由气源供给高压的空气, 或是由锅炉提供蒸汽, 通过涡轮使之发出功率, 然后排入大气(或排入冷凝口)。涡轮发出的功率由高速水力测功器吸收。通过进气阀的开启度对高压空气或蒸汽的进气量和压比进行调整, 以及控制水力测功器进水量大小的变化(控制吸收功率的大小), 可以在宽广的工况范围内调整涡轮的压比、流量和转速。在每一个工况下, 测定涡轮级的综合特性 η_i 、 G 、 Ne_i , 就可以绘制出相应于式(4-121)的通用特性线。试验所得的特性具有最可靠的精度。

试验内容主要包括级的外特性试验, 流场测定以及空转损失试验。级特性试验时, 在每一工况下应测定下列参数:

- (1) 流量 G , 用孔板流量计测定。
- (2) 水力测功器吸收的功率 Ne_T 。
- (3) 空转损失功率, 其中也包括轴承摩擦损失功率 Ne_f , 它是通过专门的试验确定的。
- (4) 级前的总压、总温和级后的静压 (p_0^* , T_0^* , p_2)。
- (5) 喷嘴后和级后(动叶栅后)的气流参数(出气角 α 和损失)沿栅距和叶高的变化规律。

通过(2)、(3)项的测定,可以算出涡轮级实际发出的功率 N_{oi} , 它等于 $N_{oi} = N_{oT} + N_{of}$ 。

接着连同上述测定的诸参数,按照相似准则数的要求,算出压比 $\frac{p_0^*}{p_2}$ 、无因次流量 $\frac{G\sqrt{T_0^*}}{p_0^*}$ 、

无因次转速 $\frac{n}{\sqrt{T_0^*}}$ 、无因次功率 $\frac{N_{oi}}{p_0^* \sqrt{T_0^*}}$ 、效率 η_o 等等,并绘制成通用特性线。

流场的测定(5)往往可以给出更为详细的气流流动规律,对它的分析有助于改进涡轮的性能。在模拟涡轮的壳体上开有缝槽,其上装有可沿槽移动的测针,借此可以测得叶栅的出口流场。

图 4-65 示出了模拟动态涡轮级试验台、测量系统的简图。工质是空气。空气由气源的压缩机组提供,通过干线引入,然后在燃烧室中加热至高温。由于高温燃气在测量上的困难,同时也为了节约能源消耗,只要空气的压力足够高,保证额定的转速,更多的是在常温下进行的。有时高压空气需要在电加热设备中加热至 $80 \sim 100^\circ\text{C}$,其目的是防止排气温度不低于露点而出现冰粒,它吸收的潜热会影响温度的测量精度。如果干线中来自压缩机的高压空气仍然保持相当的温度,加热就不一定必不可少。燃气或高压空气通向模拟涡轮级,作功后向大气排出,因此是一种开式装置,较之闭式循环,其设备比较简单。

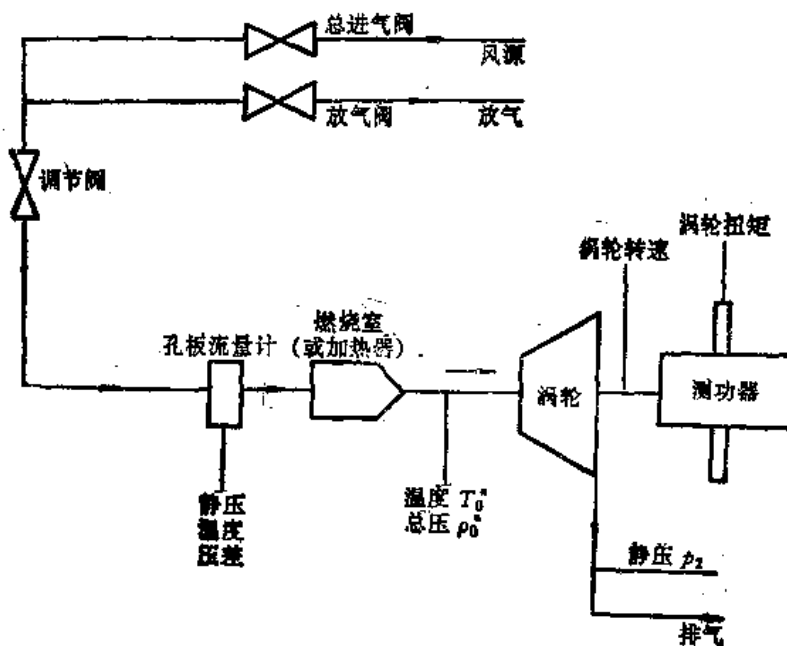


图 4-65 涡轮试验台及测量系统

可以看出,实验时利用相似准则的条件将会对整个试验带来许多方便。例如用高压常温空气代替高温燃气进行试验,不仅由此可以节省燃料,减少高温所带来的测量精度的下降,而且在满足相似准则的条件下,物理转速也可以下降,简化了试验装置。除此而外,在满足几何相似的条件,级的几何尺度也可按比例缩小,还能减少空气流量,进而使所需压气机的功率减小。相似理论在叶轮机械试验中所带来的效益是十分显著的。在某种近似意义下,蒸汽涡轮级的试验也可以用空气作工质来代替,只要这时绝热指数 K 值的影响不过分显著就行。

§4-5 多级涡轮

1. 多级涡轮机的热力过程

在现代的热电站和核电站中，汽轮机是在很高的初压(例如 23.5MPa)和高的真空度(例如 0.0034MPa)下工作的，其理想热焓降往往达到 1000~1600kJ/kg。先进的燃气轮机机组其压比也通常超过 20 以上。为了保证汽轮机和燃气轮机具有良好的经济性，即使取定的最佳特性比尽量地偏小，平均直径处叶片的圆周速度也将达到 1000m/s 以上，这是现有的热强合金材料所无法承受的强度条件。此外，汽流的出口流速也要高达 $M = 3 \sim 3.5$ ，流动过程因而出现很大的激波损失。所以动力工程中实际使用的大功率汽轮机和燃气轮机都是多级的。在蒸汽轮机中，蒸汽在依次连接的许多级中相继做功，每一个级中只利用整个汽轮机理想焓降中的一小部分。级数有时可以多达十几级，甚至更多，并配置在不同的汽缸内，根据流通时工作蒸汽的压力高低不同而分别被称为高压缸、中压缸、低压缸等。对多级汽轮机中高压和中压部分的级，叶片的圆周速度为 120~250m/s，低压缸中末几级的圆周速度可达到 350~450m/s，对大多数的级来说，汽流的马赫数均保证在 $Ma < 1$ ，特性比则接近于最佳特性比，以保证整台汽轮机有良好的经济性。

和速度级不同，多级汽轮机是由依次串联的许多单级组成的。而速度级的热焓主要在第一列喷嘴中膨胀，在随后的若干列转向导叶中只是完成转向，把甚高的汽流速度继续用来做功。

在图 4-66 上示出了一台多级冲动式汽轮机的通流部分简图。同图表明了压力由初压 p_0 逐渐下降至 p_K ，力矩 M 相继增加的变化曲线。汽流在一个初始级的喷嘴中膨胀，速度提高到 c_1 ，然后在动叶中做功，速度在出口处降为 c_2 ，这部分速度有可能被部分地利用，但也有可能因轴向间隙过大而损失掉。下一级的喷嘴将继续把总焓降中的一部分转换成速度能 c_1 ，然后依次做功。汽流的膨胀加速和做功不断交替，压力逐渐下降，直至达到出口背压 p_K 时为止。上述热力过程线在 $i-s$ 图上的表示见图 4-67。

与单级汽轮机相比，多级汽轮机具有以下的特点：

多级汽轮机中由于每一级焓降低，最佳特性比容易得到保证，因此效率较高。此外，各级焓降不高，使得汽流的 M 数适中，叶栅流动损失小。

由于流速不高，故要求的通流面积 F 增大，根据 $e l_1 = \frac{F_1}{\pi d e_1 \sin \alpha_1}$ (e 为部分进汽率， $e < 1$)

可以使得叶片的高度 l_1 不致过短，这时叶栅中的端部损失，以及由于相对径向间隙减小，漏汽也都会相应地有所减少。

在多级汽轮机中，上一级的出口余速动能有可能在下一级中继续地被利用，该部分动能增大了下一级的理想焓降。同时，上一级内的损失转变成热能，这部分热能也将加热汽体并部分地在下一级中被利用，该现象称之为重热，其结果造成了各级理想焓降之和将大于按主定熵线上所取得的总焓降值 H_0^* 。

上述这些特点都会使得整台多级汽轮机的效率提高。此外，多级汽轮机在结构上还允许采用抽汽对给水进行加热和实现蒸汽的再热、中间去湿等措施，这就使得整台装置的绝对效率有很大的提高。因此，尽管由于级数的增多，结构更加复杂，汽轮机制造成本提高，但在总体上

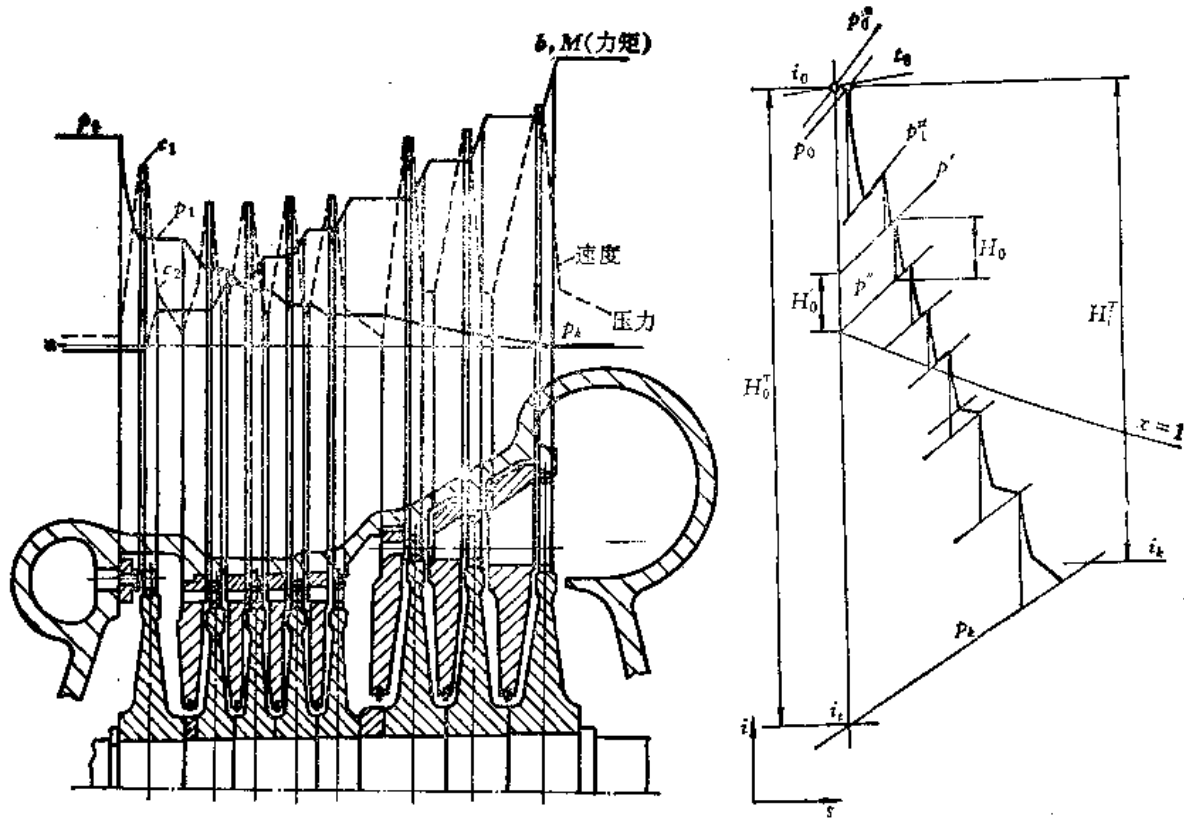


图 4-66 多级冲动式涡轮的通流部分及参数沿流程的变化 图 4-67 多级涡轮膨胀过程在 $i-s$ 图上的表示
 还被认为是高效率的合理设计,所以除特殊情况(例如辅机)外,现代汽轮机无一不做成多级多缸的结构。

要指出的是,当设计成多级汽轮机时,由于蒸汽压力的提高,在轴封处的漏汽损失就会增大,故要采取专门的结构设计,例如曲径式轴封,并在轴封系统中用外界注入蒸汽对轴封加以封严,防止工质从通流部分外泄,造成额外损失。此外,级间安装喷嘴的隔板上也装有汽封,以防止级间的漏汽损失的过大。这些在单级中是不存在的。图 4-68 示出了多级机组的蒸汽封严和疏水系统。

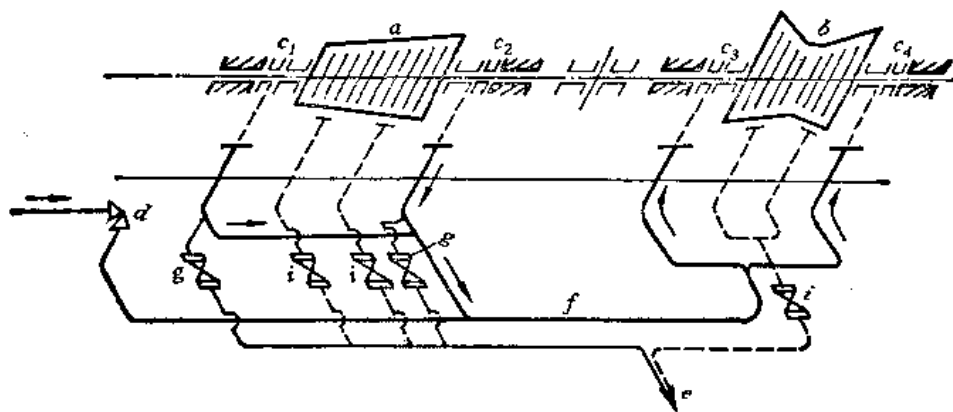


图 4-68 多级汽轮机组轴端的汽封和疏水系统

在多级涡轮机中存在的漏汽损失、部分进汽损失、叶轮摩擦损失都是属于内损失。由于它们是由多级的特点所导致的,故而在本章稍后部分加以讨论。

2. 重热系数

如上所述,多级汽轮机的优点之一就是上一级的能量损失可以在下一级中再得到部分的有效利用。级的能量损失转变成了热能,从而提高了级后蒸汽的焓值,在过热蒸汽区里,它使级后蒸汽温度增高,而在湿蒸汽区里则使蒸汽的干度提高。由于蒸汽温度或干度的提高,下一级的理想焓降要比按原来整机的主定熵线上计算的理想焓降值大。在图 4-67 上可以看到, $H_{0,II} > (H_{0,II})'$, $H_{0,III} > (H_{0,III})'$, 等等。之所以能有这种焓降的增加,由 $i-s$ 图可见,是由于等压线在焓增方向上是散开来的缘故。显然,如果等压线相互平行的话,则得不到由此生成的热降增量。

根据上面的叙述,如果表达成数学等式,则有:

$$\sum_{i=1}^Z H_{0i} - H_0^T = Q \quad (4-122)$$

式中, H_0^T 为按主定熵线得到的理想焓降值; $\sum_{i=1}^Z H_{0i}$ 为各级理想焓降值之和; Q 为多级汽轮机中从能量损失中回收的热能,它是多级汽轮机相对于单级汽轮机所增大的理想能量。

假定多级汽轮机的各级都具有相同的效率 η_i^{st} ,每一级利用的热降 H_i 应是其理想热降和效率的乘积, $H_i = H_{0i} \cdot \eta_i^{st}$ 。

于是整台汽轮机所利用的热降 H_i^T 应是各级所利用的热降之和:

$$H_i^T = \sum H_i = \sum (H_{0i}' + q^{st}) \cdot \eta_i^{st} \quad (4-123)$$

式中, H_{0i}' 为沿主定熵线得到的级理想焓降(图 4-67), q^{st} 代表各别级的理想焓降的增值,上标 st 表示各别级, T 则表示整台机组。

为简便起见,假定各级的效率 η_i^{st} 相等,则有:

$$H_i^T = \eta_i^{st} \sum H_{0i} = \eta_i^{st} \sum (H_{0i}' + q^{st}) = \eta_i^{st} (H_0^T + Q) \quad (4-124)$$

其中, H_0^T 为整个机组的理想热降, Q 为各级中损失以热量形式被利用的部分的总和。

从另一方面,对整台多级机组,可用热降等于:

$$H_i^T = H_0^T \cdot \eta_i^T \quad (4-125)$$

比较以上两式,不难将整台多级机组的效率 η_i^T 写成:

$$\eta_i^T = \eta_i^{st} \left(1 + \frac{Q}{H_0^T} \right) = \eta_i^{st} (1 + q_T) \quad (4-126)$$

比值 $q_T = \frac{Q}{H_0^T}$ 称为重热系数。它决定了相继级内可以被利用的那部分损失值。从上式可以看到,由于重热现象的存在,多级涡轮的内效率要比单级的要高。重热系数值与 H_0^T 、级数以及个别级的效率 η_i^{st} 有关,大致在 0.02~0.10 的范围内。

当多级汽轮机的热力过程线在 $i-s$ 图上已经绘出的话,只要利用式(4-122)、(4-126)把 $i-s$ 图上各级的热降求和,就可以确定重热系数。

有时候往往需要在设计前预估重热系数的值,这时可采用近似公式计算:

$$q_T = K_T (1 - \eta_i^T) H_0^T \frac{Z-1}{Z} \quad (4-127)$$

式中, Z 为级数,由于第一级中没有重热,所以在重热系数中应考虑减小 $\frac{Z-1}{Z}$ 的比值。

K_T 为系数,对工作在过热蒸汽区域, $K_T = 4.8 \times 10^{-4}$; 对工作在湿蒸汽区的, $K_T = 2.8 \times$

10^{-4} ;若过程线从过热蒸汽穿越饱和线达到湿蒸汽区时,则 $K_T = (3.2 \sim 4.3) \times 10^{-4}$, 上式中 H_0^r 的因次为(kJ/kg)。

在图 4-69 与示出了重热系数 $q_T = f(\eta_{st}^*, Z)$ 的关系曲线, 可以看到对工程上经常遇到的多级涡轮, 重热系数的值大致在 0.03~0.08 的范围内。

3. 漏汽损失

在涡轮机级中, 在转动元件与固定构件之间总留有一定的间隙以防止碰撞, 只要在间隙的两端存在着压差, 就会发生不同程度的漏汽, 这部分工质不流过通流部分的主流道, 从而不参加做功并可视为漏汽损失。

在涡轮级的内部以及机组的外端处, 为了防止漏泄, 经常采用各种结构形式的轴封和密封, 其中应用最广泛的是齿形轴封。现在先看一下它的工作原理。

齿形轴封分成高低齿轴封(又称曲径式轴封或拉别令轴封、迷宫式轴封)和平齿轴封(又称光轴轴封)。前者结构复杂, 封汽效果好, 通常用在汽轮机的高压段, 后者则常用在汽轮机的低压段, 因为该处的漏汽损失不如高压段处显著。

图 4-70 为常见的曲径式轴封的示意图。可以把轴封看成是许多依次排列的狭小环形缩

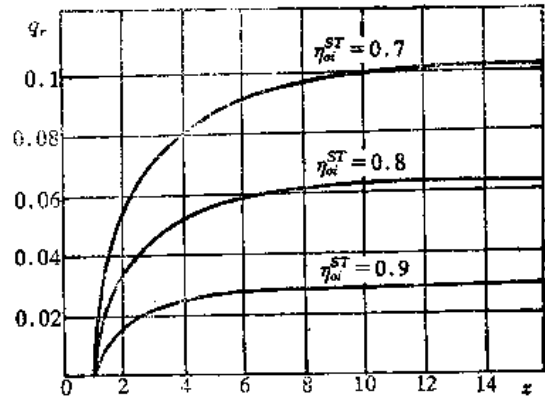


图 4-69 重热系数和级的平均效率以及级数的关系

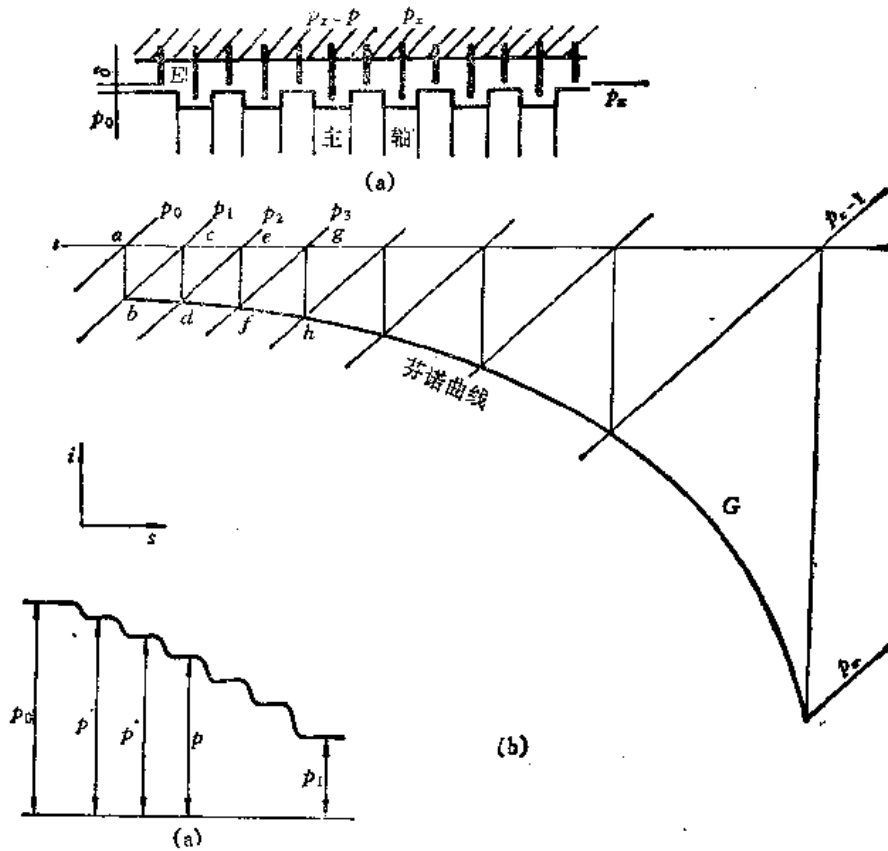


图 4-70 曲径轴封及其热力过程

a) 曲径轴封示意图 b) 曲径轴封的热力过程线

口和每两个缩口之间形成的环形腔室串联而成的。缩口是由静子上的薄金属封条和轴封套筒上的凹槽之间的很小的径向间隙(一般在 0.5mm 左右)所形成的。工质漏过这种轴封,当经过缩口时,由于面积的变小,工质的流速增大,压力相应下降。但当进入缩口后面容积相对很大的环形腔室内时,形成强烈的涡流,把速度耗失殆尽,全部动能转化成为热能,并将工质在等于腔室内压力的条件下加热,使滞止焓几乎恢复到缩口前的数值。其静压则比缩口前的压力低。因此工质漏过轴封的过程实际上是一个滞止焓不变的节流过程,即:

$$i + \frac{c^2}{2} = i^* = \text{const}$$

工质在流过串联的缩口和腔室时不断被加速,紧接着汽流动能全部被耗损。因此齿数愈多,阻力也就愈大,在相同的给定的两端的压力差条件下,采用齿形轴封后的漏汽量就会大幅度下降。

如果认为每一段轴封的全部缩口的环形面积大致相等,即 $F_1 = F_2 = F_3 = \dots = F$ 。由于通过轴封内各个缩口的流量必然是相等的,即未对每一缩口写出的连续流方程为:

$$\frac{G_v}{F} = \rho c = \text{const}$$

可见,由于工质的压力是逐渐降低的,因此密度也相应逐渐减小,为了满足连续流方程,使得愈往下游方向,缩口处的流速 c 必然逐渐增大。从能量转换的角度而言,下游缩口处两侧的焓降与初背压之比必然比上游处为大。这样依次通过轴封各缩口时愈往下游,流速愈高,压力差也愈大,并可以用图 4-70 上的芬诺线来表示。

当轴封的最后一个缩口两侧的压力差很大时,缩口处汽流流速可以达到与当地音速相等的临界值。这时轴封的漏汽量就是与轴封初压相对应的临界流量。在任何情况下,最后一个缩口的出口流速不可能超过临界速度,因而其他上游处缩口的出口流速必然小于当地音速。图 4-70 上的芬诺线是各个缩口出口处气流热力参数点的轨迹线,当最后一个缩口的气流速度达到临界值时,芬诺线在该点的切线正好与等熵线相重合。这时该轴封的漏汽量达到最大值。

对于光轴平齿形轴封(图 4-71),通过轴封缩口的汽流的动能不可能在腔室中全部损耗而完全转化为热能,而保留一部分动能带到下一个缩口。与齿形轴封相比,若间隙 δ_v 相同,缩口两侧的压差和焓降都相同的话,则光轴齿形缩口后的速度 c 必然较大,并导致较大的漏汽量。图 4-71 中示出了流量系数 K_v 曲线。

对于某些转子相对于静子的热膨胀很大的场合,要求轴向能允许有较大的相对位移,这时选用光轴平齿轴封就显得较为合适。图 4-71 中示出的另一种轴封是倾斜型的无阶梯双向梳齿轴封。

在涡轮级内和级间也常布置密封以防止工质的窜漏。由于冲动式级和反动式级的结构不同,因此漏汽的形式和数量各不相同,对级效率的影响也不相同。

图 4-72 示出了典型的冲动式级中典型的漏汽流向。

对于冲动式级,隔板前后存在着较大的压差,因此必定有一部分蒸汽从隔板前通过隔板与转轴之间的间隙漏到隔板与本级叶轮之间的汽室内,成为隔板漏汽损失。此外,这部分漏汽还有可能通过喷嘴和动叶根部之间的间隙流入动叶,由于这些漏汽不是从与主流相同的方向进入动叶的,因此不但不作功,而且还扰乱了主流的流动,造成额外的损失。改进动叶根部的密封形状,可以使汽流以与主流相同的方向进入动叶,减少损失(图 4-73)。

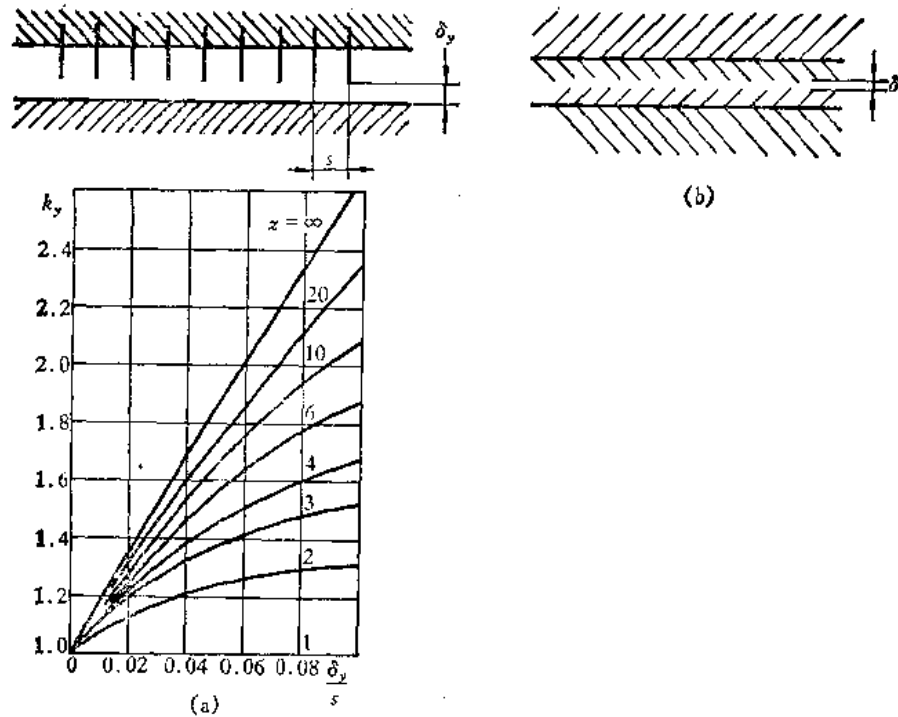


图 4-71

(a) 光轴平齿形轴封及流量修正系数 (b) 倾斜型双向梳齿轴封

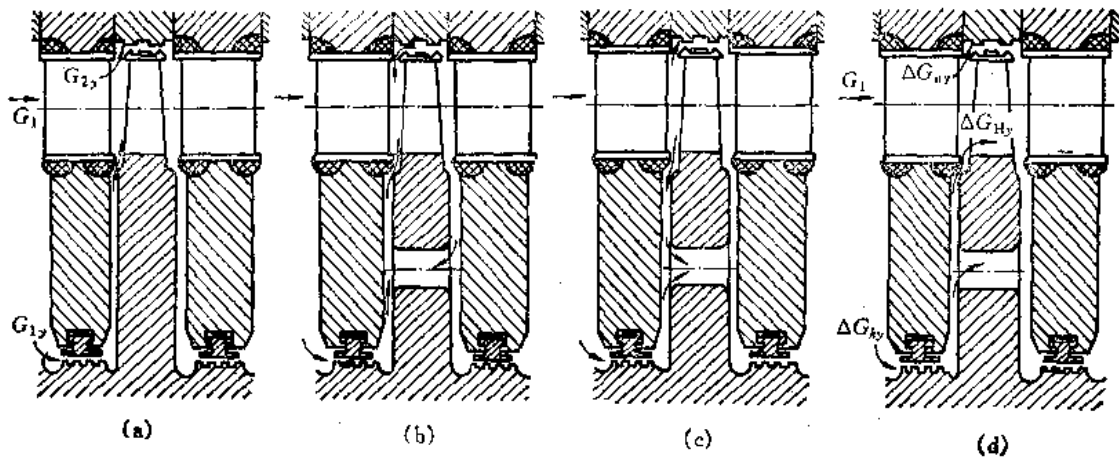


图 4-72 隔板式结构不同的漏汽形式

在冲动式级中，叶轮上通常开有平衡孔，因此有一部分隔板漏汽会经过平衡孔流到级后。由于平衡孔的大小和前后压差的不同，通过喷嘴和动叶根部之间的间隙的漏汽可能不是被吸入到动叶中去，而是由动叶根部间隙漏出，经平衡孔排入级后，这同样也会造成损失。因此，在动叶根部通常同样需要设置有效的汽封片以防止吸气或漏汽现象。

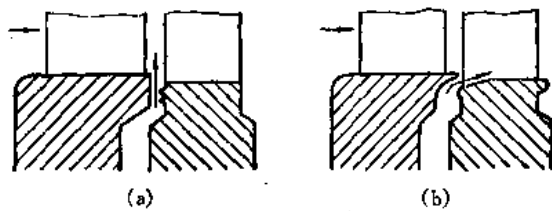


图 4-73 冲动式级根部密封结构

(a) 径向抽汲 (b) 轴向抽汲

对于反动式级转鼓结构而言，典型的漏汽流程见图 4-74 所示。可以看出，由于其结构的特点，其直径较大，漏汽面积相应也大，因此其漏汽损失要比冲动式的级大。这是因为，反动式

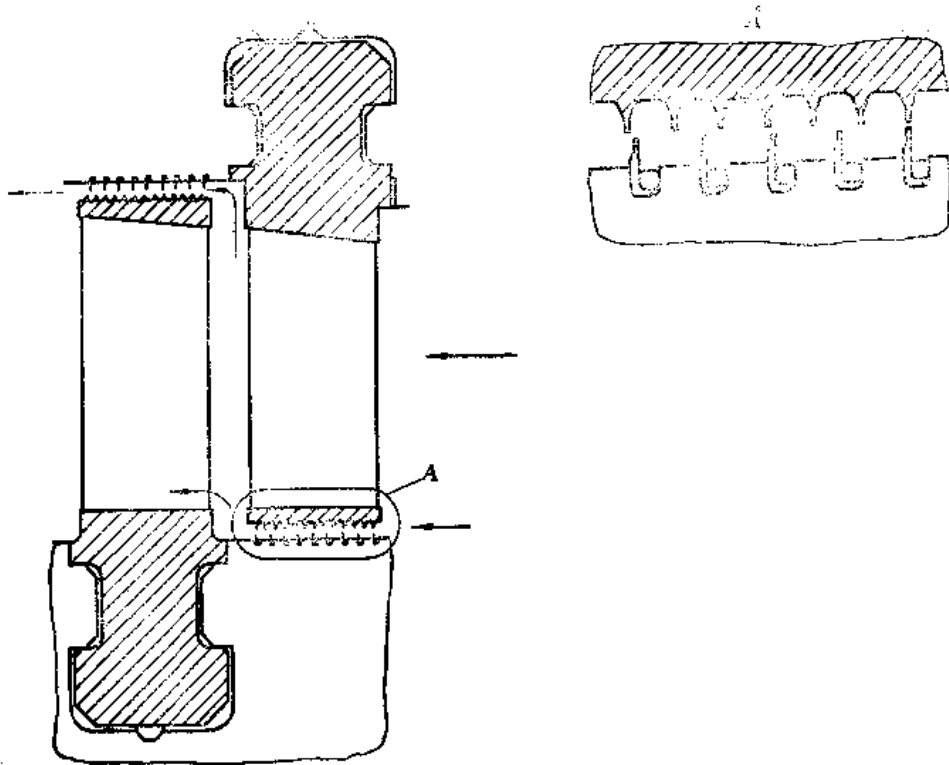


图 4-74 反动式转鼓结构的密封装置及漏汽流向

级的汽封是装在转鼓上的，其直径比冲动式隔板处的汽封直径大得多。有不少制造厂倾向于采用冲动式的设计，其中理由之一就是其漏汽损失可以控制得较小。

反动式级动叶前后的压差较大，所以叶顶的漏汽量也是相当可观的。

在动叶顶部，由于转子和汽缸之间有不同的相对膨胀以及转子振动时会产生碰擦，因而总留有一定的轴向间隙和径向间隙。即使是冲动式级，在叶顶处仍有较大的反动度，即动叶顶部处前后有较大的压差，这就势必造成很大的叶顶漏汽损失。因此，在叶顶处布置高效的汽封片装置和围带以减小这部分损失是极为重要的。图 4-75 示出了一些不同结构形式的汽封装置。

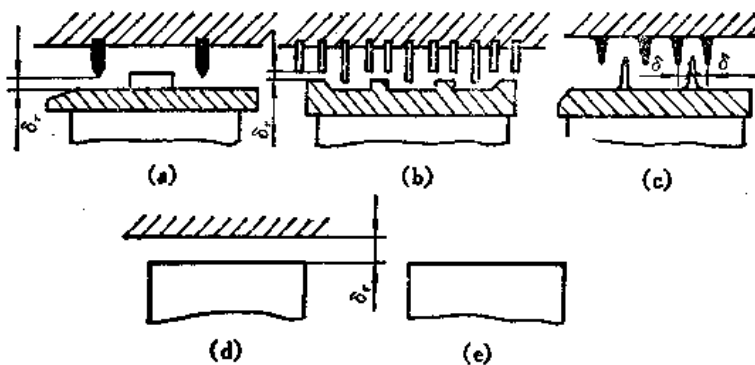


图 4-75 不同结构的顶部密封装置

要精确计算漏汽损失是十分困难的，因为它和级的许多具体结构参数、气动热力参数以及汽封结构有关。不同的漏汽流程在某种程度上也仅仅是逻辑意义上的分类，其损失实际上是无法明确分别计量并计算的。所以通常用模拟的动态级试验测定，并给出相应的经验公式加以估计。

4. 部分进汽及其损失

在汽轮机的高压段处,若进汽的容积流量 Gv 较小,这时算出的叶栅出口面积甚小,为了保证喷嘴高度不低于极限相对高度,喷嘴叶栅就不能像动叶栅那样整圈布置,而只是占据部分圆周,这样的布置方式就称为部分进汽。此外,在调速级(通常采用速度级)中,出于配汽方式的需要,也常采用部分进汽的形式。部分进汽率 e 定义为:

$$e = \frac{Z_0 t}{\pi d}$$

式中, Z 为喷嘴的数目。

因部分进汽而带来的能量损失称为部分进汽损失,它又可分为鼓风损失和斥气损失。图 4-76 示出了部分进汽弧端处气体的流动。

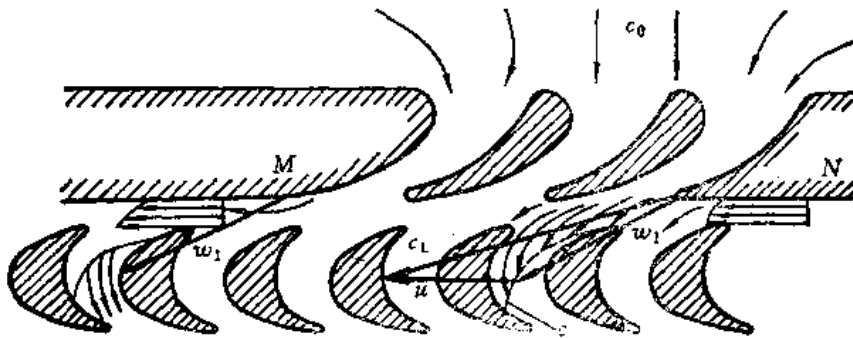


图 4-76 部分进汽弧端处的气体流动图象

(1) 鼓风损失发生在不装喷嘴的弧段内。当动叶转到没有工质通过的死区弧段时,动叶片就像鼓风机工作一样,将死区中基本上处于静止状态下的工质作强迫运动,从动叶片的一侧鼓送至另一侧,因此要消耗一部分轮周功。此外,动叶两侧与充满在轴向间隙内的不流动的工质之间也会产生摩擦,从而引起摩擦损失,其数值可能比前者更大。部分进汽率愈小,鼓风损失显然愈大。所以进汽率 e 的大小和叶高的匹配要合理选择。在结构上常采用护罩,在不通过蒸汽的弧段上动叶轮的外部罩以护罩以减少鼓风损失。

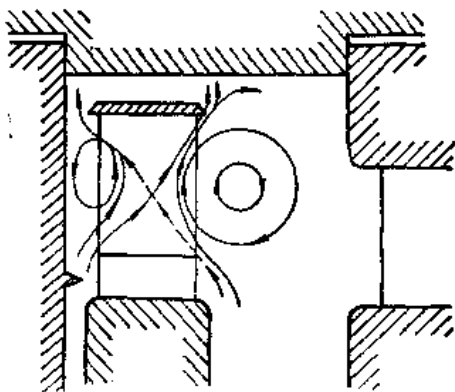


图 4-77 部分进汽级中鼓风汽流示意图

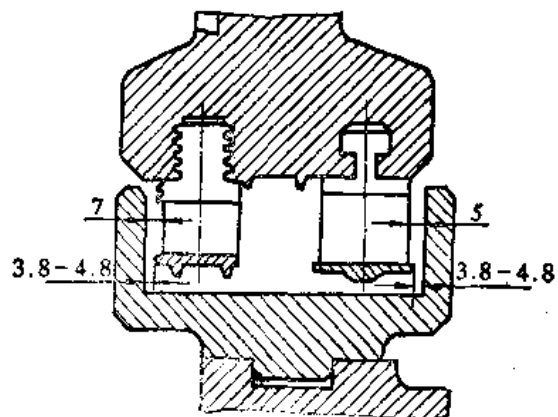


图 4-78 部分进汽双列级中减少鼓风损失的护罩

鼓风损失 ζ_B 可用经验公式计算:

$$\zeta_B = \frac{K_B}{\sin \alpha_1} \frac{1-e}{e} \left(\frac{u}{c_{ad}} \right)^2 \cdot m \quad (4-128)$$

式中, m 为速度级的列数, $K_B = 0.065$ 。

采用护罩时, 若护罩的占有弧段为 e_K , 则计算公式写成:

$$\zeta_B = \frac{K_B}{\sin \alpha_1} \frac{1 - e - 0.5e_K \left(\frac{u}{c_{ad}}\right)^2}{e} \cdot m \quad (4-129)$$

(2) 斥汽损失与鼓风损失相反, 它发生在装有喷嘴的工作弧段内。对应的汽道 c , 原先在动叶未进入工作段以前时, 是被呆滞蒸汽所充满的。当动叶进入工作段时, 喷嘴中射出的高速蒸汽首先必须把汽道中的呆滞蒸汽推出去, 使之加速。这就消耗了新鲜蒸汽的一部分动能。此外, 在喷嘴的弧段出口处 M , 喷嘴与动叶之间的间隙中将出现漏汽, 引起损失。与之相反, 在弧段的另一侧 N 处, 将出现抽汽, 将一部分呆滞蒸汽吸入动叶流道, 干扰了主流, 也会引起损失。这些损失组成了斥气损失。因为它发生在弧段的两端处, 故又称为弧端损失。在相同的部分进汽度下, 喷嘴沿圆周分布的组数愈多, 斥气损失也就愈大。

斥气损失可以用下式估算:

$$\zeta_{co} = K_{co} \frac{B_2 \cdot l_2 + 0.6B_2' l_2'}{F} \cdot \frac{u}{c_{ad}} \cdot \dot{\phi} \cdot \eta_i \quad (4-130)$$

式中, B_2, l_2, B_2', l_2' 分别是调速级(速度级)的第一列和第二列动叶的叶宽和叶高; $\dot{\phi}$ 为弧段数; F 为喷嘴出口面积。

可以看到, 不论是 ζ_B 还是 ζ_{co} 都与 $\frac{u}{c_{ad}}$ 值有关。因此在有部分进汽时, 级的最佳特性比将有变化, 不再是原有的值, 并通常是减小的。例如, 单列速度级, 当 $e = 1$ 时, $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)_{opt} = 0.47$, 而当在 $e = 0.4$ ($\dot{\phi} = 4, \alpha_1 = 13^\circ$) 下部分进汽时, $\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)_{opt} = 0.42$ 。

对调节级来说, 一个重要的问题是确定最佳的进汽度 e_{opt} 的值, 也就是在该情况下总的损失值最低。从连续流方程可以求得喷嘴的出口面积 F 以及相应的 $e l_1$ 。按此写出损失的计算表达式, 并相对于 e 求极值。据此得到的最佳 e_{opt} 值为:

$$\text{单列速度级:} \quad e^I = (4 \div 6) \sqrt{e l_1} \quad (4-131)$$

$$\text{双列速度级:} \quad e^{II} = (2.5 + 4) \sqrt{e l_1} \quad (4-132)$$

式中, l_1 的单位为 m 。

实际使用后的结果表明, 上式虽然十分简单, 但却具有相当好的效果。

5. 叶轮摩擦损失

当叶轮在充满工质的腔室内转动时, 工质的质点在盘面上被粘着, 并在离心力作用下被甩向外缘, 留下的空间由中心轮毂部分的工质进行补充。因此从连续流的要求, 外缘处的工质又将经由外壳的静止壁面又返回内径, 于是建立了一个连续的循环流动。显然, 像这样的二次流运动是极为复杂的, 因为它和腔室的容积、间隙值、壁面粗糙度以及雷诺数 WR_a 等有关。维持工质作这样的二次流需要消耗转子的动能, 因此也就形成了叶轮摩擦损失 ζ_f 。对紊流流动工况而言, 叶轮表面上的摩擦应力与汽流的平方和腔室中工质的密度成正比。

叶轮摩擦损失通常由实验确定。用损失系数 ζ_f 表示时, 它表示为叶轮摩擦鼓风损失所消耗的功率与级的理想功率之比, 因此 ζ_f 还与级的容积流量成反比。汽轮机高压段的 Gv 较小, 因此 ζ_f 较大, 叶轮摩擦损失的影响占有重要的地位。大型机组的低压段处 Gv 较大, 于是 ζ_f

较小,在有些情况下甚至可以忽略不计。燃气轮机中由于燃气的密度不大, ζ_f 值也不是很大。级的运行工况也会影响叶轮摩擦损失系数,损失和特性比 $\left(\frac{u}{c_{1d}}\right)$ 的三次方成正比。

摩擦所消耗的功率 ΔN_f 可以写成:

$$\Delta N_f = K_f \frac{u_h^3 d_h}{2v_1} \quad (4-133)$$

下标 h 表示轮缘的外径。 K_f 为实验系数,考虑了腔室内边界层的状态,并写成:

$$K_f = 2.5 \cdot 10^{-2} \left(\frac{s}{r_h}\right)^{0.1} \cdot Re_h^{-0.2} \quad (4-134)$$

式中, s 为轮盘和喷嘴环间的距离。

轮盘消耗的功率 ΔN_f 占总功率的相对值可以用 ζ_f 表示:

$$\zeta_f = \frac{\Delta N_f}{N_o} = \frac{K_f u_h^3 d_h^2}{2G H_o v_1} \quad (4-135)$$

由于 $G v_1 \approx F_1 c_{1d}$, 并忽略 d_h 和平均直径 d 的差异,最终得到叶轮摩擦损失系数的表达式:

$$\zeta_f = K_f \frac{d^2}{F_1} \left(\frac{u}{c_{1d}}\right)^3 \quad (4-136)$$

由此可见, ζ_f 值与所选叶轮直径 d 的五次方成正比,直径 d 的大小对摩擦损失值是非常显著的。

第5章 压气机

§5-1 绪论

压气机是组成燃气轮机装置的三大部件之一。它的作用是对气流进行压缩，提高气流的压力。在燃气轮机装置中得到成功应用的压气机有轴流式和离心式两种类型。

1. 轴流式压气机

轴流式压气机的气流方向大致与转轴线平行，其特点是流量大，单级压比低，所以通常由多级组成。

图 5-1 所示为一个轴流式压气机。它由转子和静子部件组成。转子部件包括转子叶片（工作叶片或动叶）、轮盘和轴，被支承在前后轴承上。静子部件包括静子叶片（导向叶片或静叶）和机匣。

2. 离心式压气机

在离心式压气机中，气体大致沿着和轴线垂直的半径方向流动。其特点是空气流量小，效率较低，但单级压比高。

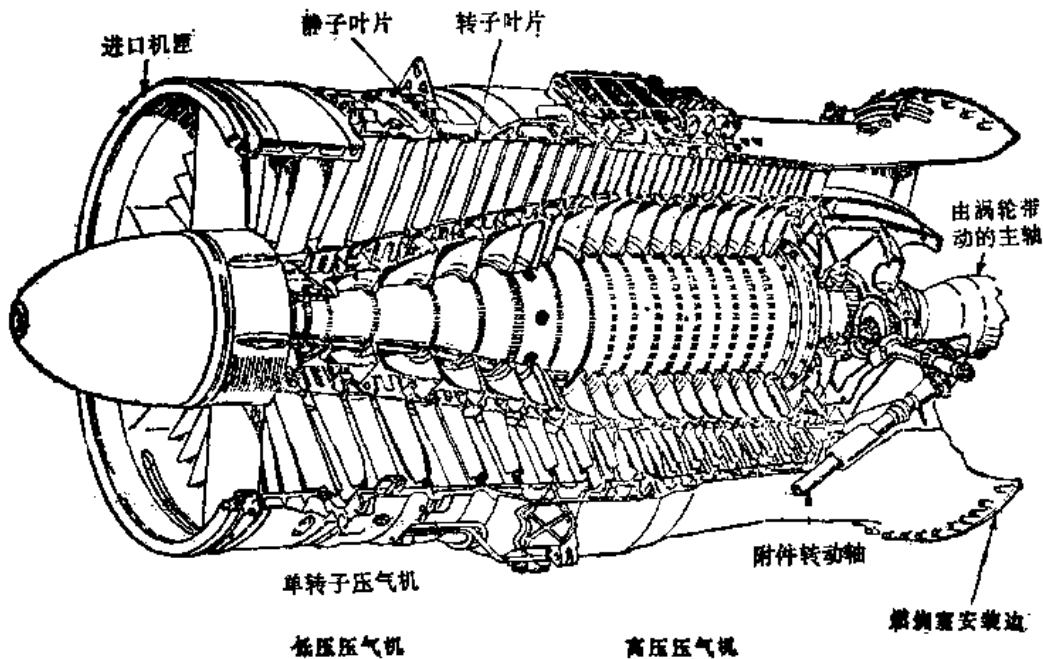


图 5-1 轴流式压气机

图 5-2 所示是一个典型的离心式压气机。它由进气系统、叶轮，扩压器和集气管组成。

在叶轮的前面一部分称导风轮，叶片向着旋转方向前弯，以迎合来流的相对速度。导风轮与工作叶轮一般是分别制造的，但也有一体制造的。工作叶轮叶片之间的通道呈径向辐射状，气流通过叶轮后，压力和速度增大。

气流从叶轮流后进入扩压器。扩压器的叶片与叶轮之间有一段间隙，它也起着扩压的作用，往往被称为无叶扩压器。

从扩压器流出的气流经集气管拐弯后进一步扩压，再进入燃烧室。

大功率的燃气轮机，因流量大，普遍采用轴流式压气机；小功率的机组，则常采用离心式压气机。

从燃气轮机的发展史看，压气机性能的改善对燃气轮机的发展具有决定性的影响。迄今为止，随着空气动力学理论水平的不断提高，不仅对压气机进行了大量的理论研究，而且对压气机叶栅的性能也作了系统的实验研究，从而为设计出性能优良的压气机创造了必要的条件。在研究压气机的工作性能时，遇到的主要困难之一是，由于存在着逆向压力梯度，叶片时会出现边界层脱离现象。压气机内的许多气动问题还有待进一步深入研究。这些问题包括：边界层和二次流形成的损失，激波与边界层的互相干扰，压气机不稳定工作时的失速和喘振，超音速叶栅内激波系的形态等。

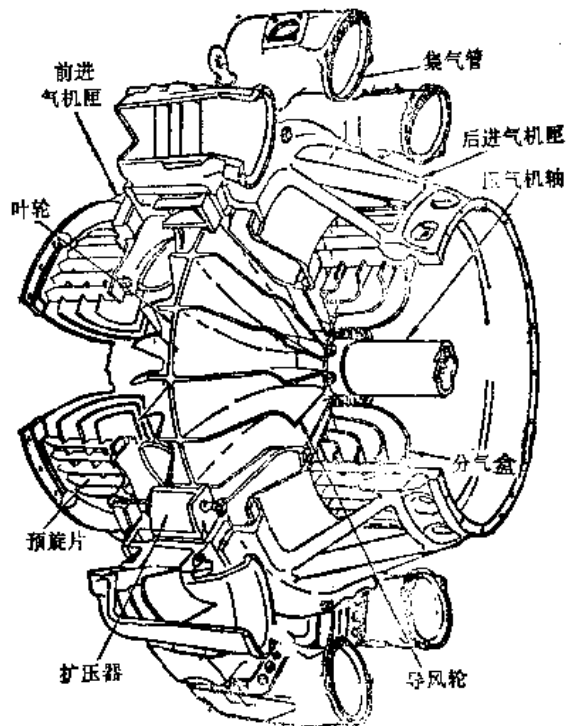


图 5-2 典型的离心式压气机

§5-2 轴流式压气机

1. 基元级速度三角形

一台轴流式由许多级构成，而其中的每一级，如图 5-3 所示，均由一圈转子叶片和一圈静子叶片组成。级的主要结构参数包括：

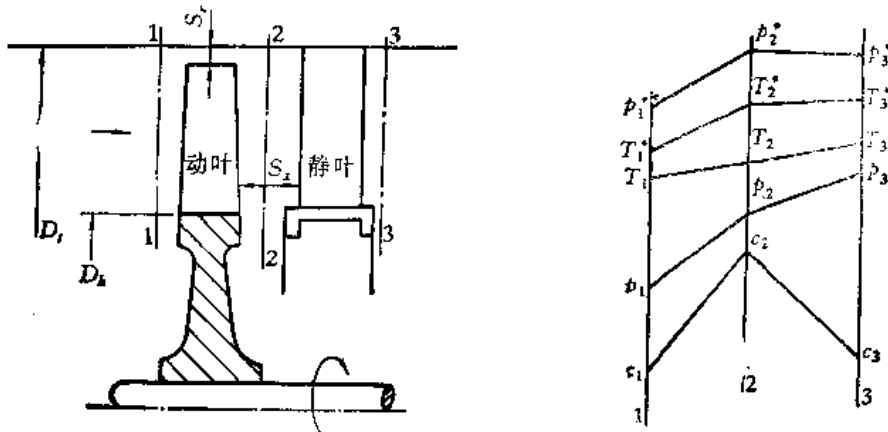


图 5-3 轴流级的简图及气流参数的变化

- (1) 外径 D_h ;
- (2) 轮毂直径, 即内径 D_{h1} ;
- (3) 平均直径 D_m ;
- (4) 轮毂比 $\nu = \frac{D_{h1}}{D_h}$;
- (5) 径向间隙 S_r ;
- (6) 轴向间隙 S_x 。

为了研究气流参数的变化, 在级前、级后和两个叶列之间的轴向间隙内分别取一个与轴线垂直的特征截面, 分别标以 1-1, 2-2, 3-3。

图中给出特征截面上的平均气流参数沿级通流部分的变化。若 1-1 截面上气流的温度为 T_1 , 静压力为 p_1 , 进口速度为 c_1 , 流过动叶栅时, 动叶栅对气流做功, 即将转轴输入的机械能转换成气体的能量, 因此在动叶出口截面 2-2 上, 气流的总压和总温都增大, 气流的静压和速度通常也得到提高。气流继续流过静叶栅通道时, 虽然没有外界机械能加给它, 但是由于静叶栅的通道形状促使它的部分动能转化成压力能, 使气流的静压力进一步提高, 所以级的出口截面 3-3 上, 静压提高到 p_3 , 流速下降到 c_3 。但气流的总温不变。总压因流道中有流动损失存在而略有下降。这样, 气流流过一个级后, 受到压缩, 密度增大, 压力升高。

如果用某一直径的圆柱面去截取压气机的一个级, 并展为平面, 即可得到一个由两排平面叶栅组成的基元级, 见图 5-4。基元级是构成压气机级的基本元素, 后者可以认为是由数量相当多的基元级叠加而成。选取基元级的目的是将实际压气机内复杂的三元流动进行简化。由于简化模型中保留了压气机的基本工作特征和主要因素, 而且还有大量的平面叶栅

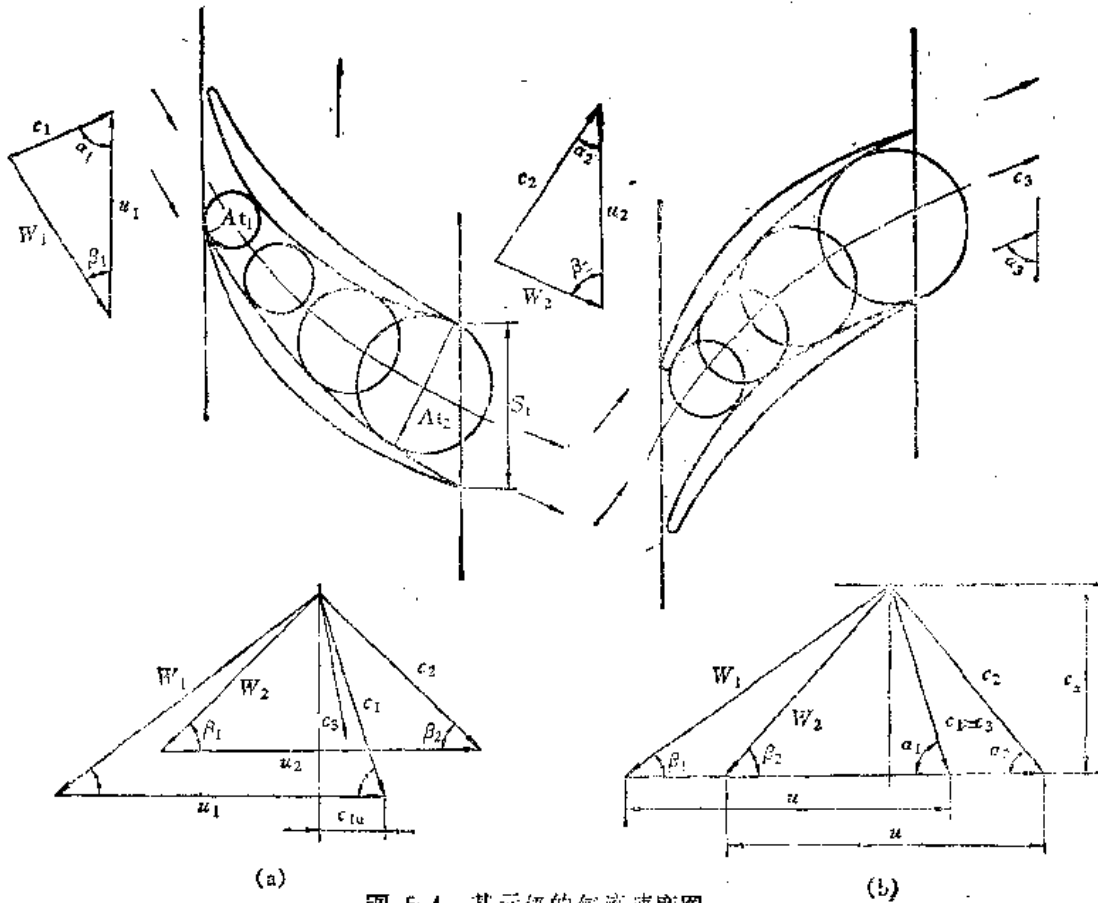


图 5-4 基元级的气流速度图

的实验资料,因此它对了解压气机的基本工作原理,制订压气机的初步设计方案,变工况估算是一个重要的工具。

假如气流在动叶栅前的速度为 c_1 ,动叶栅以圆周速度 u 运动,进入动叶栅的相对速度 w_1 是 c_1 与 u 的矢量差,这三个速度矢量构成了基元级的进口速度三角形。 c_1 与转子的周线方向(即叶栅的额线)的夹角为 α_1 ,称为绝对气流角。 w_1 与额线的夹角为 β_1 ,称为相对气流角。类似地,可画出动叶出口的速度三角形。

对于轴流压气机,级的增压比较小,且在级的通道中,其径向尺寸沿轴向逐渐缩小,所以可以假定级的进出口轴向分速不变,即 $c_{1x} \approx c_{2x} \approx c_{3x} \approx c_x$;此外,气流在级后的绝对速度 c_3 通常恢复到级前的绝对速度 c_1 ,即 $c_3 \approx c_1$ 。这样,把级前后的两个速度三角形画在一起,如图 5-4 中下方所示,可以更明白地看出各个速度之间的关系。

图中, c_1 在圆周方向上的分速度 c_{1u} 称为气动的预旋。当 c_{1u} 与 u 同向时为正预旋,反之为负预旋。

图中还表示出了动叶栅进出口通流面积 A_{f1} 和 A_{f2} ,对压气机平面叶栅,沿着气流流向,其通道一般是逐渐扩张的,即 $A_{f2} > A_{f1}$,而气流密度变化不大,从连续方程可知,气流速度逐渐下降,即 $w_2 < w_1$ 。它可以看成是一个相当于扩压器内的减速增压过程。对静叶栅而言,在绝对坐标下观察它的流动和从相对坐标下观察动叶栅内的流动是完全类似的,它也是一个减速增压的过程。

此外,气流通过动叶栅时,相对速度的方向产生变化,出现了气流转折,其转折角 $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ 。它的大小与相对速度下降的程度成正比。从而可以判断和比较叶栅的扩张度,即叶栅的增压能力。对于静叶栅也是如此。

2. 基元级内的能量转换

当气体流过基元级时,动叶栅将外界输入的机械功加给气体,同时在流动过程中气体的能量还会发生内部的转换。这些过程可用能量守恒和动量守恒的关系表达出来。

(1) 欧拉方程

气流在动叶栅中输给气体的机械功可用动量守恒方程确定:

$$W = c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1 \quad (5-1)$$

上式即为欧拉方程。由于静叶栅不对气流做功,所以 W 就是基元级加给单位质量气体的功,也称轮周功。

对于正圆柱面的基元级,则有:

$$W = u(c_{2u} - c_{1u}) = u\Delta c_u = u\Delta w_u \quad (5-2)$$

Δw_u 和 Δc_u 称为气流的扭速,它的大小显然与气流的转折角 $\Delta\beta$ 与 $\Delta\alpha$ 相对应。

从式 5-2 可以看出,加功量的大小取决于两个因素,即圆周速度 u 和气流扭速 Δw_u 。要提高压气机的增压能力,必须增大 u 和 Δw_u 。增大前者受到材料强度的限制,而增大后者受到叶栅气动性能的限制。这样,在亚音速范围内,大量提高基元级的增压比是明显受到限制的。

从速度三角形可以求得 uc_u 的值,代入 (5-1) 式:

$$W = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{c_x^2 - c_1^2}{2} \quad (5-3)$$

式中,右端第一项是动叶中相对速度动能的变化;第二项是离心力所耗的功,在正圆柱

面基元级内,它等于零;第三项是绝对速度动能的变化,它在静叶栅中进一步转化成气流的静压。

为了提高基元级的加功增压能力,可以采用超音速叶栅。它的作用原理如图 5-5 所示,进口的超音速气流 w_1 经过激波后,降为亚音速 w_2' ,静压提高,而后气流拐弯扩压。速度进一步下降到 w_2 ,而静压继续提高。

通常,叶栅进口的相对马赫数 $M_{w_1} \leq 1.3 \sim 1.5$,气流经过一道正激波的增压比可达 1.8 ~ 2.2,而波后的总压恢复系数为 0.97 ~ 0.94,损失不大。

对超音速叶栅而言,由于通过激波的增压能力很强,因而在激波后气流从 w_2' 到 w_2 的拐弯增压,不是主要的。一般情况,在激波后有一段收敛,使气流比较平稳地进入扩压通道。有时全部的扩压作用都由激波来完成,这时就不再有扩压通道,仅有收敛段。

从图中可以看到,轮周功为:

$$w_u = u(w_{1u} - w_{2u}) = u(\Delta w_{u_s} + \Delta w_u) \quad (5-4)$$

式中, Δw_{u_s} 为气流经过激波而引起的相对速度周向分量的增量。 Δw_u 为气流在通道中转弯而引起的相对速度周向分量的增量。

如果全部扩压作用都通过激波完成,则有 $\beta_2 = \beta_1$,轮周功为:

$$w_u = u \cdot \Delta w_{u_s} = u \cdot \cos \beta_1 (w_1 - w_2) \quad (5-5)$$

这样,激波后的速度也就是叶栅出口的速度。

(2) 能量守恒关系

假定气体的比热容是常数,忽略气流与外界的热交换,则由能量守恒方程得:

$$W = (\dot{i}_2 - \dot{i}_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \dot{i}_2^* - \dot{i}_1^* = c_p(T_2^* - T_1^*) \quad (5-6)$$

式中, \dot{i} 为 1kg 气体的热焓;

T 为气体的温度;

带 * 者为滞止参数。

上式既是 1kg 气体通过动叶栅时的能量守恒方程,也是通过基元级的能量守恒方程。公式表明,加入气体的轮周功等于气体滞止焓的增量。不论流动损失是否存在,它都适用。

为了表达气体在压气机内与机械能之间的转换关系,即外功,气体压缩功、动能变化和流动损失之间的关系,可以应用柏努利方程,其数学式为:

$$W = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + W_R \quad (5-7)$$

式中 W_R 为流动损失功。

对动叶栅,柏努利方程可以表示为:

$$W = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + W_{R1} \quad (5-8)$$

式中, W_{R1} 为动叶栅中的流动损失功。

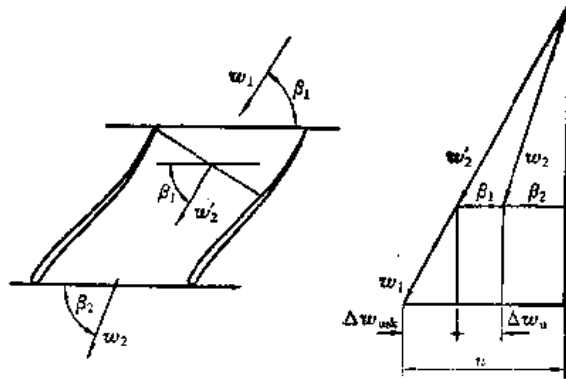


图 5-5 超音速叶栅的工作原理图

在上式中引入欧拉方程:

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

可求得:

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + W_{R1} \quad (5-9)$$

公式表明, 动叶栅相对速度减小所相当的功, 转变成了气体增加压力时消耗的压缩功和克服流动损失的功。

静叶栅内没有外功输入, 所以柏努利方程为:

$$0 = \int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} + W_{R2}$$

或

$$\frac{c_2^2 - c_3^2}{2} = \int_2^3 \frac{dp}{\rho} + W_{R2} \quad (5-10)$$

式中, W_{R2} 为静叶栅内流动损失的功。

公式表明, 静叶栅绝对速度减小所相当的功, 转化为气流在静叶栅内继续压缩的功和克服静叶栅内流动损失的功。

(3) 基元级的反力度

基元级中外界输入功的一部分在动叶栅内直接转换成气体的压力能, 另一部分则提高了气体的动能。然后, 这部分动能再在静叶栅内继续转换成气流的压力能。由于设计条件不同, 轮周功在这两列叶栅中分别转换成压力能的比例也不同, 为了表示出这一比例关系, 常采用反力度的概念, 它是基元级的基本参数之一。

反力度 Ω 定义为气流在动叶栅内静焓增量与滞止焓增量之比, 即:

$$\Omega = \frac{i_2 - i_1}{i_2^* - i_1^*} \quad (5-11)$$

对上式稍作变换, 可以把反力度与速度三角形联系起来。因为

$$W = (i_2 - i_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2)$$

故有

$$\Omega = 1 - \frac{1}{2W}(c_1^2 - c_2^2)$$

假定

$$c_{1x} = c_{2x}$$

而

$$W = u(c_{2u} - c_{1u})$$

则

$$\Omega = 1 - \frac{1}{2u}(c_{1u} + c_{2u})$$

由速度三角形

$$c_{1u} + c_{2u} = (c_{2u} - c_{1u}) + 2c_{1u}$$

最终得:

$$\Omega = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{\Delta c_u}{2w} \quad (5-12)$$

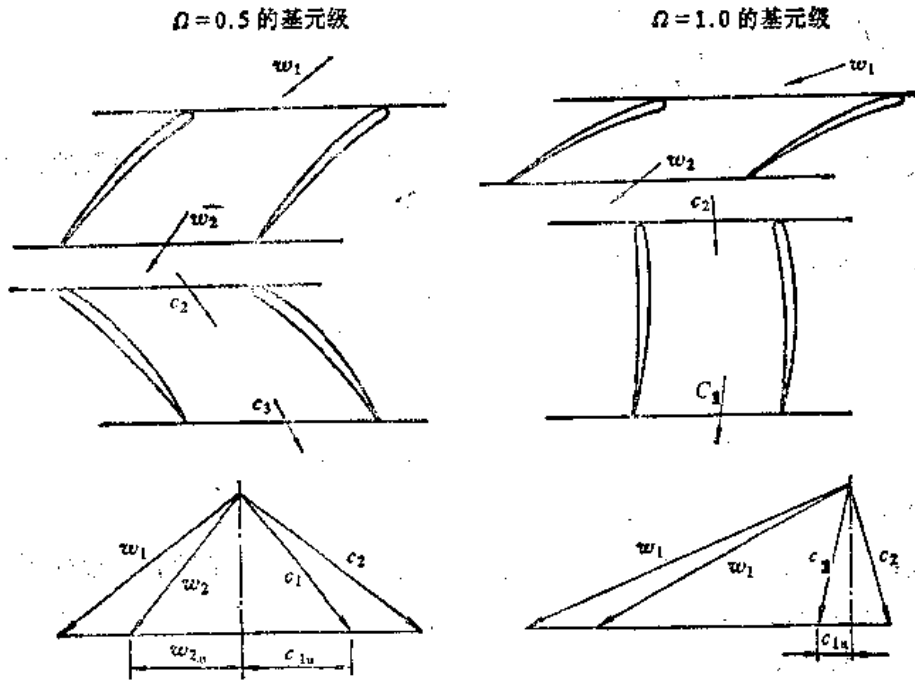


图 5-6 $\Omega=0.5$ 及 $\Omega=1.0$ 的基元级速度三角形

反力度的范围一般为 $0 < \Omega < 1$ 。

观察图 5-6 中 $\Omega=0.5$ 的速度三角形。由式 (5-12) 式, 当 $\Omega=0.5$ 时,

$$u = 2c_{1u} + \Delta c_u$$

故有

$$c_{1u} = w_{2u}$$

即速度三角形成对称形状。这时, $w_1 = c_2, w_2 = c_1$ (或 c_3)。这说明, 动叶栅和静叶栅有相同的速度扩压, 两列叶栅的负载是相同的。与其他反力度比较, 两列叶栅进口的气流马赫数 Ma_{w_1} 和 Ma_{c_2} 比较接近, 叶栅内的流动损失也都比较小。

由图 5-6 可以看出, 一定的反力度对应于一定的速度三角形, 即对应于一定的叶栅通道形状。还可以看出, Ω 和气流的前旋 c_{1u} 是相互联系的, Ω 将随正预旋的减少而增加, 而且在 Ω 继续增大时, 对应的 c_{1u} 将由正值过渡到负值。

(4) 基元级的性能参数

在压气机中, 直接反映其工作性能的参数是流量、压比和效率。

(a) 流量

流量是单位时间内通过通流截面的气体量, 常以质量流量 (kg/s) 或体积流量 (m^3/s) 计算。

由质量守恒定律可知, 压气机在各通流截面上的质量流量相等, 设通过基元级的质量流量以 q_m 表示, 则

$$q_m = \rho A c_a = \rho (2\pi r \Delta r) c_a = \text{const} \quad (5-13)$$

式中, $A = 2\pi r \Delta r$, 是基元级的通流截面积。

从上式可知, 当气体状态 ρ 和通流面积 A 一定时, 气流轴向速度 c_a 即代表压气机的通

流能力。一般，固定式压气机中 $c_1 = 80 \sim 120 \text{ m/s}$ ，运输式压气机中 $c_1 = 140 \sim 200 \text{ m/s}$ 。

(b) 压比

压比是气体通过压气机以后，压力的相对提高量，用 π_c 表示，它是无因次量：

$$\pi_c = \frac{\text{出口压力}}{\text{进口压力}} \quad (5-14)$$

压比反映了压气机的增压能力，亚音速轴流压气机级的压比一般在 $1.15 \sim 1.25$ ，通常不会超过 $1.35 \sim 1.40$ 。如果进、出口压力均为滞止压力，则上式给出的就是滞止压比 π_{c^*} 。

压比和压缩功的关系，可由热力学的基本关系式导出。对于多变压缩过程，有：

$$\begin{aligned} W_{p,01} &= \int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{nR}{n-1} T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \\ &= \frac{n}{n-1} RT_1 (\pi_c^{\frac{n-1}{n}} - 1) \end{aligned} \quad (5-15)$$

对于等熵压缩过程，则有：

$$W_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_1 (\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (5-16)$$

(c) 效率

基元级内的真实气体是有粘性的，所以在气体通过基元级时，总是存在着流动损失。效率就是用来表示能量转换过程的完善程度的，它是压气机的主要性能指标之一。

基元级的绝热效率(或称等熵效率)定义为在气流进口参数相同、压比相等的条件下，等熵压缩过程中滞止焓的增量和真实压缩过程中滞止焓的增量之比，即：

$$\eta_c^* = \frac{i_{3s}^* - i_1^*}{i_3^* - i_1^*} \quad (5-17)$$

因为 $i_2^* = i_3^*$ ， c_p 为常数时，则有：

$$\eta_c^* = \frac{T_{3s}^* - T_1^*}{T_3^* - T_1^*} \quad (5-18)$$

式中，有下脚 s 者是等熵过程终点的状态参数。

在近代的轴流式压气机中，基元级的绝热效率可以达到 $0.88 \sim 0.91$ 。

(5) 气体压缩的热力过程图

图 5-7 是在 $T-s$ 图上表示的气体压缩过程。静态参数为 p_1, T_1 的气体从 1 沿等熵过程线压缩到 2，其参数为 p_2, T_{2s} 。对有损失的流动则沿多变过程线压缩到 2，其参数为 p_2, T_2 。

把 1kg 气体从 T_1 沿等压线 p_2 加热到 T_2 时，如不计动能的变化，则面积 CD_2BC 就表示在此过程中加入的热量(或以热量单位表示的压缩功)。对于等熵过程 1-2，则面积 CD_2AC 表示了等熵功的大小。显然面积 $A2_2BA$ 是由于存在损失，使气体由相同的初始状态压缩到相同压力时需多消耗的功。

注意到：

$$W = W_{p,01} + W_R$$

由于多变过程线下的面积 $A12BA$ 表示流动损失消耗的功 W_R ，所以多变功与等熵功之差可用面积 12_221 表示，它是由于流动损失消耗的功又全部转变成热量，重新加热气体，使气

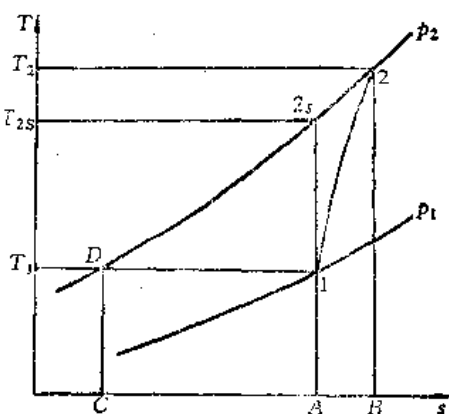


图 5-7 气体压缩过程的 $T-s$ 图

体温度增高,因而增加的压缩功,通常称为热阻功。

基元级内的气体压缩过程表示在 $i-s$ 图上时,如图 5-8 所示。

图中,点 1、2、3 分别代表基元级三个特征截面上的气体热力状态。下脚 s 是等熵压缩过

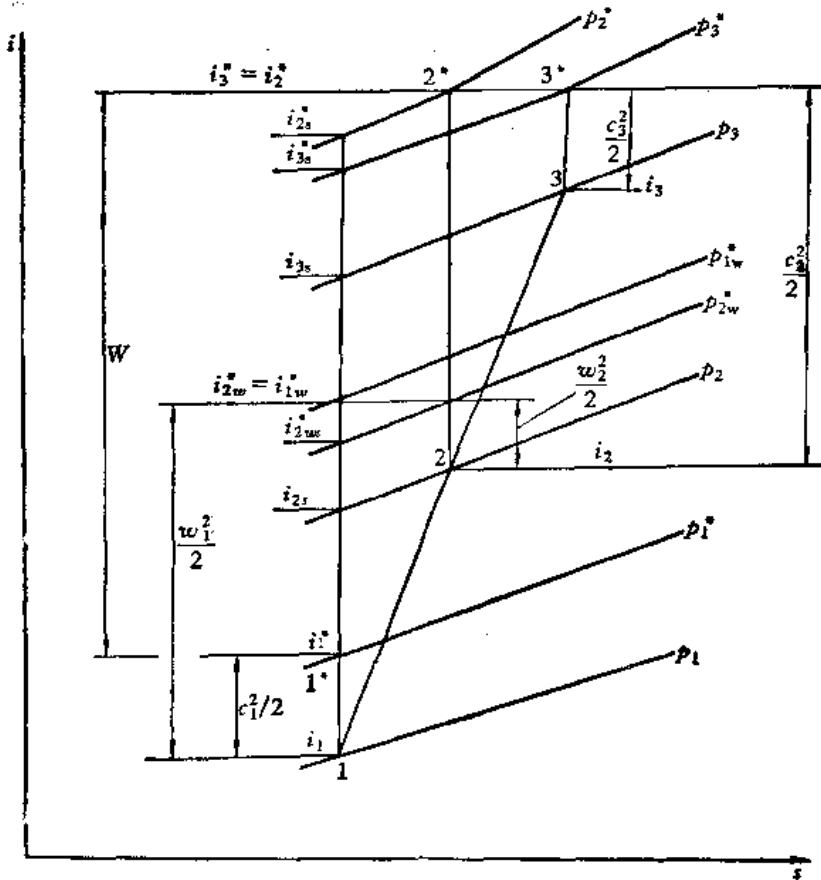


图 5-8 基元级内气体压缩过程的 $i-s$ 图

程的终点状态。其中的气流参数包括静参数 p, i , 滞止参数 p^*, i^* , 以及相对滞止参数 p_w^*, i_w^* 。从滞止参数和静参数的关系,有:

$$i^* = i + \frac{1}{2}c^2 \quad (5-19)$$

$$i_w^* = i + \frac{1}{2}w^2 \quad (5-20)$$

各状态点的滞止焓之间的关系,可由能量守恒方程确定,即:

对动叶栅

$$i_2^* = i_1^* + W \quad (5-21)$$

对静叶栅

$$i_3^* = i_2^* \quad (5-22)$$

滞止焓代表气流具有的总能量,由于决定动能的速度与坐标有关,所以滞止焓在绝对坐标系和相对坐标系中具有不同的数值。因

$$i_{2w}^* - i_{1w}^* = \frac{1}{2}(u_2^2 - u_1^2) \quad (5-23)$$

当 $u_1 = u_2$ 时,有

$$i_{2w}^* = i_{1w}^* \quad (5-24)$$

此外, $p_{2w}^* < p_{1w}^*$, $p_3^* < p_2^*$, 其下降的数值由流动损失的大小决定。

图 5-8 清楚地显示了气体压缩时的能量转换情况以及热力参数之间的联系, 也直观地反映了反力度、压比、效率和速度三角形的各种特点。

(6) 压气机平面叶栅的特性

压气机的扩压过程是在叶栅通道内进行的, 这一过程中气流参数的变化主要由叶栅通道的几何参数决定。图 5-9 示出了压气机平面叶栅的主要几何参数。它们的详细定义可参见涡轮章节的有关部分。

实际的压气机中, 叶栅几何参数和气动参数间的关系很复杂, 一般很难用理论方法计算得到可靠的数据, 所以目前仍多采用风洞进行平面叶栅的吹风试验来获取它的性能数据。

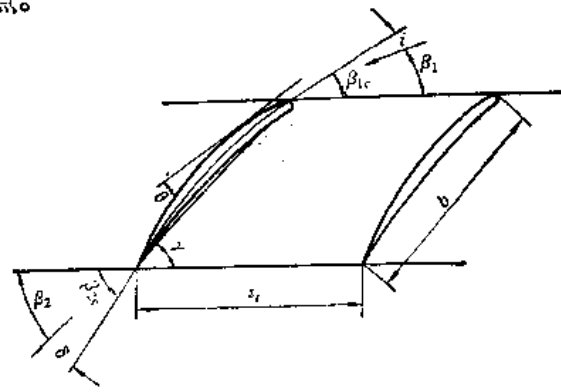


图 5-9 叶栅的基本参数

(a) 冲角特性

表示气流转折角 $\Delta\beta$ 和总压损失系数 $\bar{\omega}$ 随冲角 i 变化的关系曲线称为冲角特性:

$$\bar{\omega} = \frac{p_1^* - p_2^*}{p_1^* - p_1} \quad (5-25)$$

式中, p_1^* 、 p_2^* 分别为叶栅进、出口的滞止压力; p_1 为叶栅进口静压力。

由图 (5-10) 可知, 当气流冲角从负值逐渐增大时, 气流转折角的增大趋势近乎直线, 而总压损失系数则基本不变。这说明, 此时气流没有从叶片表面分离, 气流出口角 β_2 几乎不变, $\Delta\beta$ 随 i 成比例增加。这时的损失主要源于附面层内的摩擦, 因而总压损失 $\bar{\omega}$ 没有什么变化。当 i 进一步增大时, 在叶背近尾缘处开始出现气流分离。 β_2 因气流分离而有所减小,

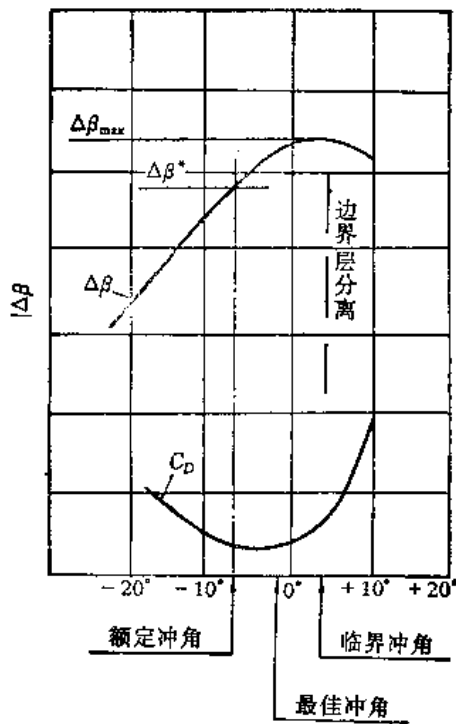


图 5-10 平面叶栅的冲角特性线

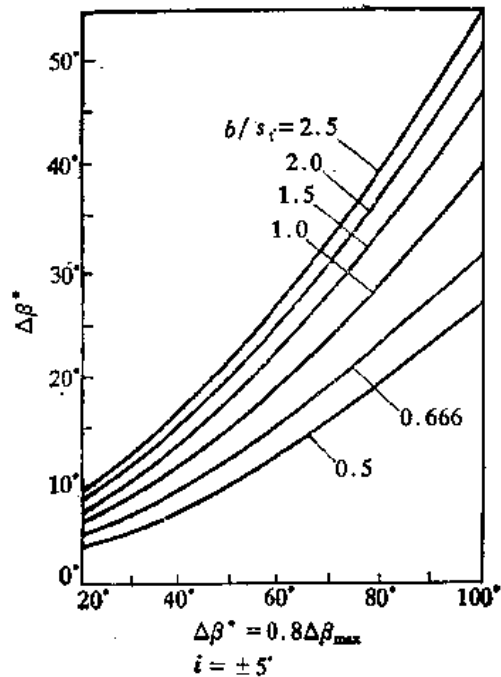


图 5-11 平面叶栅的额定特性线

$\Delta\beta$ 增大趋势变得平缓, 而 $\bar{\omega}$ 因分离扩大而逐渐增加。当 i 增加到临界冲角 i_{cr} 时, $\Delta\beta$ 达到最大值 $\Delta\beta_{max}$, 再继续增大 i , 将使 $\Delta\beta$ 快速下降而 $\bar{\omega}$ 急剧增加。

(b) 平面叶栅的额定特性

在 $\Delta\beta_{max}$ 的工作状态下, 可以得到最大的加功量(或压比)。但从效率的角度看, 此时的总压损失系数 $\bar{\omega}$ 较大。因此, 在设计基元级时, 要兼顾轮周功和效率, 同时还要使叶栅的工作留有必要的裕量, 即使偏离设计工况也不致产生过大的气流分离损失。Howell 建议取最大转折角的 80% 作为额定设计值, 即叶栅额定气流转折角:

$$\Delta\beta^* = 80\% \Delta\beta_{max} \quad (5-26)$$

与额定转折角相对应的是额定冲角 i^* 、额定落后角 δ^* 等。这种状态称为额定状态。

额定气流转折角主要取决于气流出口角 β_2^* 和叶栅稠度 b/S_1 。在大量实验数据的基础上, 画成了以 b/S_1 为参变数的 $\Delta\beta^*$ 和 β_2^* 的关系曲线, 这就是平面叶栅的额定特性线, 如图 5-11 所示。额定特性线上的每一点都对应于无穷多的几何参数不同的平面叶栅, 这些叶栅虽然有相同的 b/S_1 、 $\Delta\beta^*$ 和 β_2^* , 但叶栅的其他几何参数可以完全不同。这样就给设计人员带来极大的便利, 提供了一种具有实用价值的资料。

从图中看到气流转折角 $\Delta\beta^*$ 随 b/S_1 与 β_2^* 的增大而增大。当 $\Delta\beta^*$ 、 β_2^* 已知时, 可由该曲线确定合理的叶栅稠度。

平面叶栅风洞实验结果的重要性, 不仅在于使对额定转折角 $\Delta\beta^*$ 作出量的估计成为可能, 而且还可以供对叶栅的额定落后角作出量的估计, 并计及叶型在叶栅内的相互影响。

§5-3 离心式压气机

1. 基本结构

图 5-12 是一台离心式压气机的子午面断面示意图。图中, 1 是装有叶片的工作叶轮, 它安装在轴 5 上, 和轴一起转动; 2 是无叶扩压器, 它是一个静止的环形空间; 3 是叶片扩压器, 它是装在机壳上的一圈环形叶栅; 4 是蜗壳; 6 是进气道; 7 是排气口。

空气从进气道流入转动的工作轮之后, 沿着工作轮叶片构成的通道流动。这时, 空气在离心力的作用下被压缩, 压力增加, 流速也明显提高。随后, 空气进入扩压器, 扩压器将空气的动能转变成压力能, 进一步提高了空气的压力。在单独的压气机或增压器中, 压缩后的空气经过蜗壳排出; 在发动机中, 则直接经排气管排入燃烧室。

通常, 为了保证在工作轮的进口获得均匀的流场, 常将进气道作成收敛形。因此, 气流通过进气道后, 流速略有增加, 静压与静温略有下降。

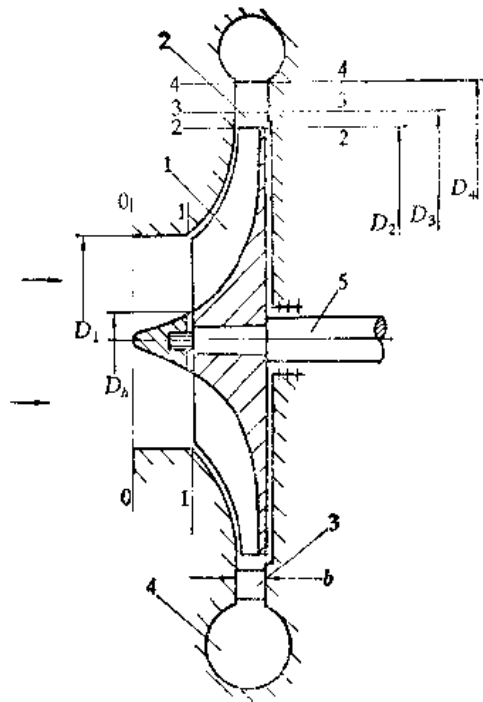


图 5-12 离心式压气机结构示意图

2. 工作原理

(1) 速度三角形

在工作轮进口处,以半径为 r 的圆柱面切割工作轮,展开成平面叶栅,如图 5-13 所示。工作轮进口的气流绝对速度是 c_1 ,并有预旋 c_{1u} ,相对速度是 w_1 。叶片的进口部分按照 β_1 的方向弯曲,弯曲以后的进口部分称为导风轮。

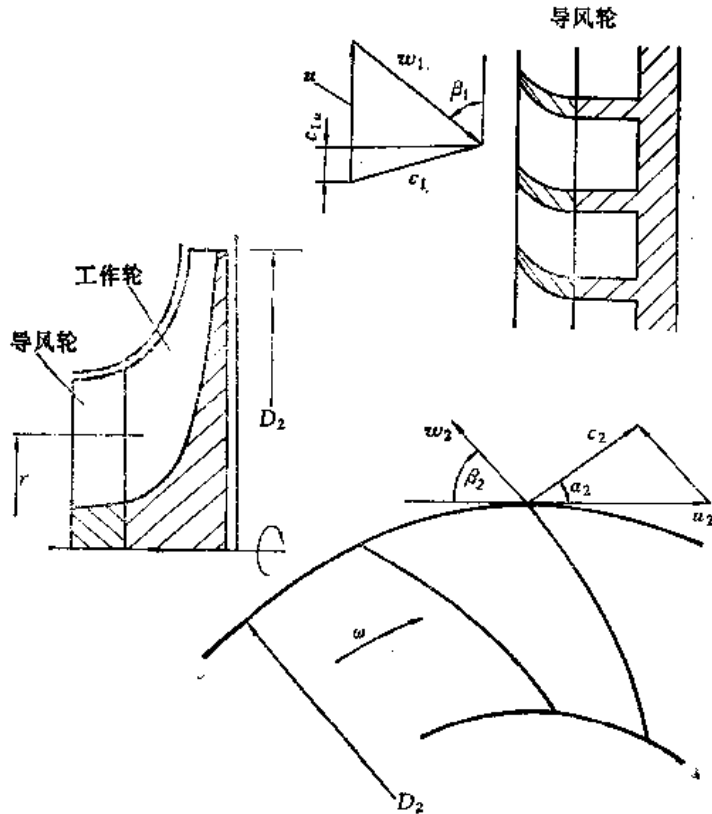


图 5-13 速度三角形

图中还画有工作轮出口处的气流速度三角形。其中 w_2 为工作轮出口的圆周速度,相对速度的方向以相对速度 w_2 和圆周速度反方向的夹角 β_2 表示。

(2) 滑差系数

气流在进入叶轮通道之前,绝对涡度为零。当气流通过旋转的叶轮通道时,由于气体的惯性作用,气流仍力图保持绝对涡度为零,因而形成与叶轮旋转方向相反的相对旋转运动,称为轴向涡,见图 5-14。



图 5-14 轴向涡示意图

滑差系数是表示通道内轴向涡强度的参数。滑差系数 μ (也称环流系数或功率系数) 的定义是:

$$\mu = \frac{c_{1u}}{c_{2u}} \quad (5-26)$$

参阅图 5-15,当工作轮叶片的数目是无限多时,工作轮内的气流被分成无限薄的流束,这时气流的运动与叶片形状保持一致,因而出口相对速度的方向就与叶片的出口安装角一致。对应的速度加上注脚 t 。实际的叶轮通道总是由有限数目的叶片构成的,由于轴向涡的附加速度,使出口相对速度的周向分速由 w_{2ut} 增加到 w_{2u} ,而出口绝对速度的周向分量则由 c_{2ut} 减

小到 c_{2u} 。图 5-15 中的流速未加 t 者,即表示实际流速。

(3) 加功量

叶轮对 1kg 气体作的功即加功量,在叶片数 $Z = \infty$ 时,为

$$W_t = c_{2ut}u_2 - c_{1um}u_m \quad (5-27)$$

式中,注脚 m 表示进口平均半径处的参数。在叶片为有限时,为

$$W = c_{2u}u_2 - c_{1um}u_m \quad (5-28)$$

若 $c_{1um} = 0$,则

$$\frac{W}{W_t} = \frac{c_{2u}}{c_{2ut}} = \mu < 1$$

这说明,轴向涡使工作轮的作功能力降低。

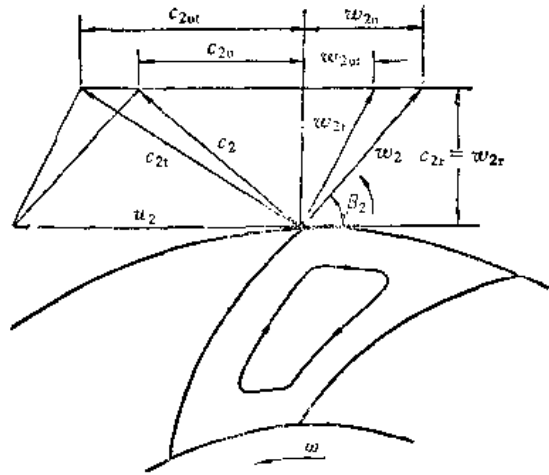


图 5-15 实际出口速度三角形

3. 进气装置

进气装置是进气道和进口导向器的总称。图 5-16 是进气道的几种类型,图 a 是轴向进气道,图 b 是蜗壳进口道,图 c 是双侧进气道。如果直接从大气中引入空气,就不需要进气道了。

进气道的形状应使流动损失小,工作轮的进口流场均匀。它的损失用总压恢复系数表示,一般在 0.97~0.99。

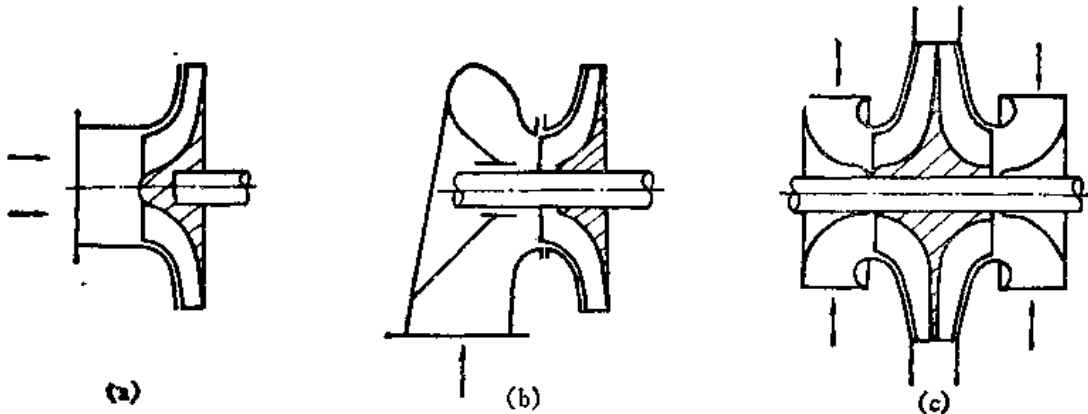


图 5-16 进气道的类型

进气道通常都是收敛的,其进口流速约为 60~100m/s,而出口流速可达 100~150m/s,通常希望工作轮进口的 $Ma_{w1} < 1$,以免产生附加的激波损失。

在需要进口预旋时,进气装置中还采用有静止的导向器。图 5-17 画出了导向器和导风轮的平面叶栅,还画有径向进气时的导向器。该导向器由一圈导向叶片和若干分气盘组成。分气的作用是使工作轮进口处的流场均匀。

4. 工作轮

工作轮的常用结构有半开式和闭式两种,见图 5-18。

半开式工作轮叶片的一侧与轮盘相联,另一侧是敞开的,它的流动损失比闭式叶轮大,但

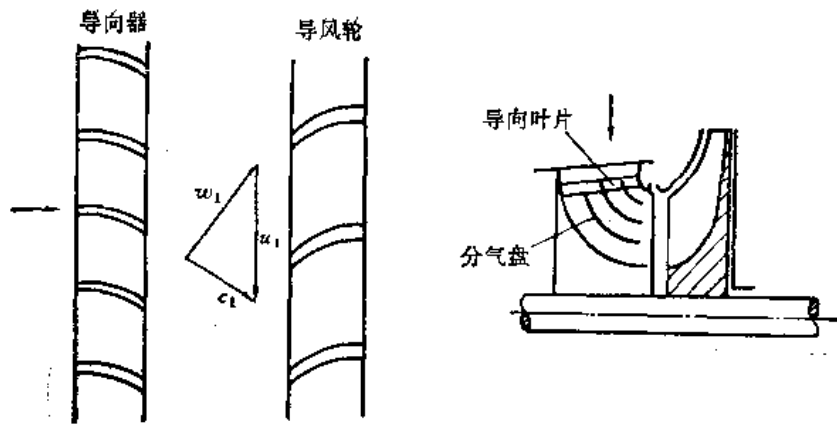


图 5-17 进口导向器是强度与刚性好，制造也简单。它是应用于发动机和增压器的主要形式。

闭式工作轮的叶片一侧与轮盘相联，另一侧装有圆环形的盖板，所以工作轮的通道是封闭的。由于强度的限制，闭式叶轮不能在高的圆周速度下工作，制造工艺也复杂，但是效率较高，它主要用于增压器和各种工业领域。

叶片的数目与工作轮直径的大小有关，一般在 9~30 片之间。

叶片的类型有三种：径向叶片，沿旋转方向弯曲的前弯式叶片，逆旋转方向弯曲的后弯式叶片，见图 5-19。

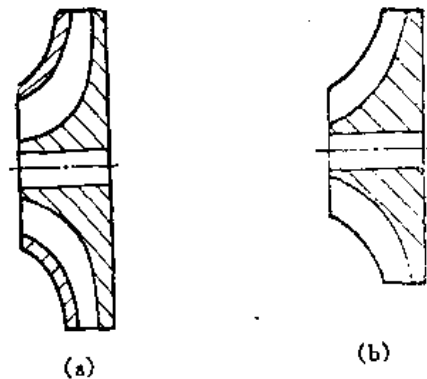


图 5-18 叶轮的结构形式 (a) 封闭式叶轮 (b) 半开式叶轮

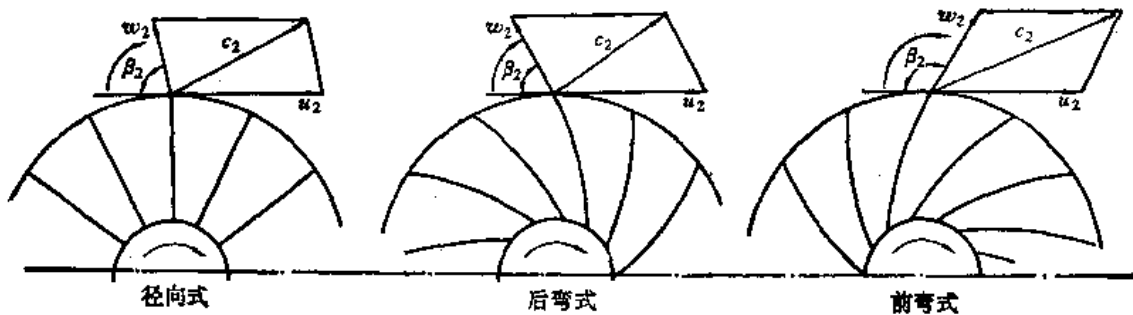


图 5-19 工作轮叶片的类型

前弯式叶片出口的 c_{2u} 较大，所以叶轮的作功能力也大；同时，由于叶片出口的 c_3 大，所以扩压器内的能量转换也大，但因扩压器效率低而使整机效率下降；前弯式叶片的强度与刚度也较差。因此，它主要用于通风机中。

后弯式叶片出口的流场比较均匀，可以改善扩压器的进口条件，在高压比的情况下，可得到比较平坦的性能曲线。在尺寸、重量要求不严的一般工业用途上，常采用后弯式叶片。

径向叶片的作功能力和效率均介于前弯式及后弯式之间，但它的强度与刚度好，加工方便，所以广泛用于发动机和增压器中。

此外，在闭式叶轮中，有时采用长短叶片的结构，以改善叶轮进口的流场并减少通道中轴向涡的影响。

5. 扩压器

扩压器的作用是将流出叶轮的空气动能转换成静压力。由于扩压器的尺寸常受严格限制,扩压器又要有很大的扩压度,因此工作条件很差。当正压力梯度很大时,常造成边界层从壁面分离,严重时,气体仍保留着很高的流速,而达不到提高静压的目的。

扩压器的扩张度一般以当量扩张角衡量,它是指与扩压器具有相同进出口面积和长度的截圆锥的锥角。当量扩张角一般不大于 12° ,通常是 $8\sim 10^\circ$ 。

(1) 无叶扩压器

它是工作轮外缘与叶片扩压器之间的径向环形空间。气体在这环形空间内,除去与机壳壁面的摩擦之外,没有外力矩传入。在理想情况下,动量矩不变,即 $c_u r = \text{const}$ 。径向速度 c_r 则取决于机壳两个侧壁的形状,为了减少损失,两侧壁常呈平行或略有收敛。

当两侧壁略有收敛时,可以近似认为 $b\rho = \text{const}$, b 是两壁间的轴向宽度, ρ 是气体密度。由连续方程

$$q_m = 2\pi r_2 b_2 \rho_2 c_{2r} = 2\pi r_3 b_3 \rho_3 c_{3r}$$

因为

$$b\rho = b_2 \rho_2 = b_3 \rho_3 = \text{const}$$

所以

$$c_r r = c_{2r} r_2 = c_{3r} r_3 = \text{const}$$

则

$$\text{tg}\alpha = \frac{c_r}{c_u} = \text{const}, \text{即 } \alpha = \alpha_2 = \alpha_3 = \text{const} \quad (5-29)$$

式中, α 是无叶扩压器中气体质点运动轨迹的切线与圆周切线之间的夹角。质点运动轨迹是一条对数螺旋线,如图5-20中虚线所示。

实际上,由于摩擦力的影响,气体质点的运动轨迹向增大 α 角的方向偏离。

无叶扩压器的效率一般不超过 $50\%\sim 60\%$ 。由于其扩压能力低(减速慢),所以在压气机尺寸的限制下,一般不单独使用它。但当 c_2 超过音速时,无叶扩压器在减速过程中不会形成激波,仅当 c_{2r} 超过音速时,才有激波产生。这一有价值的特点受到了广泛的利用。

(2) 叶片扩压器

它由一圈叶片组成若干个径向的扩张通道,其 α 角是逐渐增加的,有 $\alpha_4 > \alpha_3$,由于叶片迫使气流按叶片方向流动,故不同于无叶扩压器, $c_u r$ 不等于常数。因:

$$q_m = 2\pi r b \rho c_r$$

$$c_r = c \sin\alpha$$

故:

$$\frac{c_4}{c_3} = \frac{r_3}{r_4} \cdot \frac{\rho_3}{\rho_4} \cdot \frac{\sin\alpha_3}{\sin\alpha_4} \quad (5-30)$$

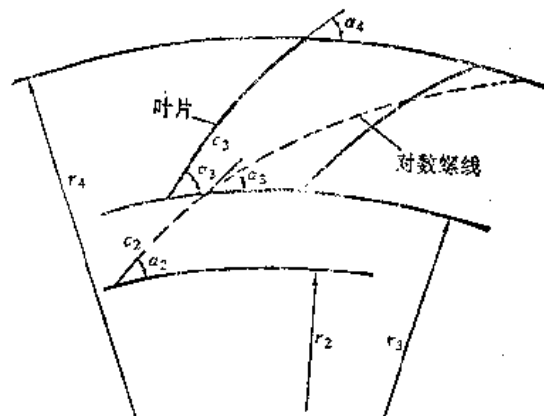


图 5-20 扩压器内的气体运动轨迹

上式表明,在相同的 r_3/r_4 时,由于 $\alpha_4 > \alpha_3$, 所以扩压器内的速度变化 c_4/c_3 比无叶扩压器内的速度变化大,即 c_4 可降到更低的值。这样,动能转换为静压的比例较大,扩压能力较高。换言之,在同样的扩压度下,叶片扩压器的尺寸较小。

由于气流在叶片扩压器内的流动轨迹较短,因而损失减少,效率较高。在设计工况下,一般可比无叶扩压器的效率高 3%~5%。但是,叶片扩压器也有明显缺点,即当进口气流速度的大小和方向改变时,气流对进口的冲击使叶片表面的边界层分离,损失迅速增大,甚至引起喘振。叶片扩压器使性能曲线变陡,稳定工作区域缩小。

扩压器叶片数一般为 15~36 片。为了避免共振,它不应是工作轮叶片数的整倍数。叶片的常用类型见图 5-21 所示。

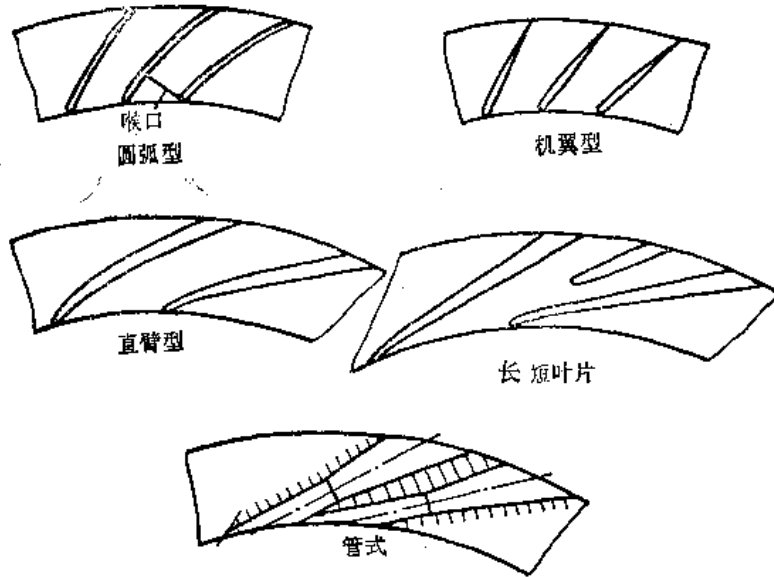


图 5-21 扩压器的叶片类型

叶片扩压器一般与无叶扩压器组合使用。无叶扩压器可使工作轮出口的气流参数均匀化,有助于改善叶片扩压器内的流动,提高效率。对高能量头的叶轮,特别是当 c_2 达超音速时,为了避免激波导致的波阻损失,无叶扩压器已成为不可缺少的组成部分。

§5-4 压气机的特性

1. 特性曲线的意义

前面各节讨论的压气机气动计算均是在设计工况下进行的。在实际运行中(例如启动、停车、部分负荷工况等),压气机的主要参数——转速、流量、压比、效率等——都会偏离设计值,随着工况的变动而变动。压气机的特性曲线就是描述各种工况下压气机主要参数之间关系的曲线。

一般来说,特性曲线可用下面一组方程来表达:

$$\pi_c^* = f_1(q_{mc}, n_c, p_0, T_0) \quad (5-31)$$

$$\eta_c^* = f_2(q_{mc}, n_c, p_0, T_0) \quad (5-32)$$

式中, p_0 为环境压力; T_0 为环境温度。

压气机的特性曲线既可以用理论计算获得,也可以通过实验测量绘制。后者是一个可靠

的方法。在进行压气机实验时,如时间间隔较短,通常可以忽略 p_0, T_0 的变化,这时压气机特性曲线的方程成为:

$$\pi_c^* = f_1(q_{mc}, n_o) \quad (5-33)$$

$$\eta_o^* = f_2(q_{mc}, n_o) \quad (5-34)$$

2. 压气机实验

图 5-22 是压气机实验装置的示意图。它由动力源、被试压气机、测量系统和控制节流阀等部分组成。

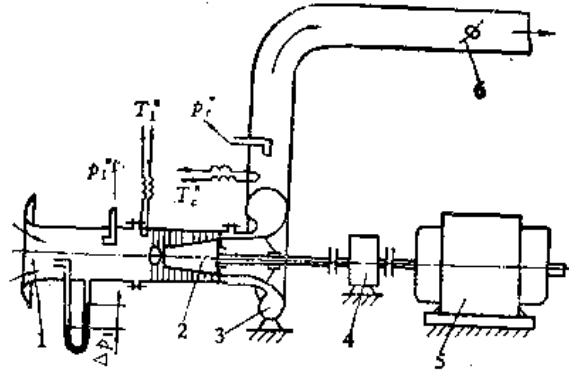


图 5-22 压气机实验装置示意图

动力源可以采用电动机、柴油机、燃气涡轮或蒸汽轮机。其功率和转速应能够独立加以调节。一般小型压气机实验多采用电动机,大型压气机多采用燃气轮机。

测量系统的传感器和显示仪表用于测量压气机转速 n_o , 空气流量 q_{mc} , 压气机进出口滞止压力和滞止温度 $p_1^*, T_1^*, p_2^*, T_2^*$, 以及环境压力和温度 (p_0, T_0), 压气机的扭矩 M_o (如有条件安装扭矩仪时)。

利用节流阀的开度变化,可以调节通过压气机流量的大小。

实验时,首先确定所需等转速线的条数及每条线上的测量点数,然后从低转速向高转速(或相反)逐级进行实验。利用动力源使压气机稳定在某一转速下运行,调节节流阀开度至不同测量点,记录下各测量参数,按下列各式计算出一组数据:

$$\pi_c^* = \frac{p_c^*}{p_1^*}$$

$$\eta_c^* = \frac{\pi_c^* \frac{\kappa-1}{\kappa} - 1}{\frac{T_c^*}{T_1^*} - 1}$$

流量 q_m 的计算公式,依流量计型式而定。不断改变转速,重复上述过程,可以求出多组数据,然后以 q_m 为横坐标,增压比 π_c^* ,效率 η_c^* 为纵坐标,画出以转速为参变量的压气机特性曲线。图 5-23 是一个典型的单级压气机的特性曲线。由图可见,在转速 n 一定时:

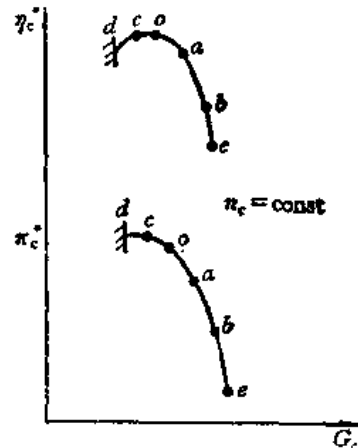


图 5-23 同一转速下压气机流量特性线

(1) 随着流量的减少,起初压比增加,达到某一最大值后,压比缓慢下降。

(2) 流量减小至某一数值时,压气机进入不稳定状态。流过压气机的气流会产生强烈的低频脉冲和很大的噪声,该点被称为喘振点。每一条转速线上都有一个喘振点,这些点的连线称为压气机的喘振线。它是压气机稳定工作区与不稳定工作区的分界线。

(3) 当流量增加到某一值时,压比和效率均急速下降,流量的增加受到限制,这一现象称之为“堵塞”。将各转速线上的堵塞工况点相连,就得到了压气机的堵塞边界线。

在实际应用中,为了使用的方便,常将效率曲线和压比曲线绘制在同一张图上,见图 5-24。绘制方法是:以 $\eta_c^* = \text{const}$ 的水平线画在效率特性线上,找出它与各转速的效率特性线的交点,并对应地移到压力曲线上,分别将它们连结起来,绘出等效率线。这样,仅用该图的下面部分就可完整地表述压气机的流量特性了。

3. 压气机的通用特性

上面讨论的压气机特性是在特定的进气条件下通过实验得到的。压气机实际运行的环境条件是经常变化的。这样，图 5-24 所示的特性线将因进气条件不同而有些变化。对不同的运行条件，需要用不同的特性线来确定压气机的主要参数。为了能够在各种进气条件下应用同一条压气机的特性线，可以应用相似理论，采用相似参数来绘制压气机的特性线，这就是压气机的通用特性线。

根据相似理论知道，相似流动的三个条件是几何相似、运动相似和动力相似。两台压气机的几何相似是指它们所有的几何尺寸成比例；运动相似是指它们对应点上的速度方向相同，速度大小成比例；动力相似是指对应点上的力相似（要求雷诺数 Re 与马赫数 M 分别相等）。对压气机通用特性曲线的绘制而言，由于压气机本身的几何尺寸不变，只要保证动力相似条件就可保证流动相似。压气机的雷诺数较大，一般都超过临界雷诺数 $Re_{cr} = (1.5 \sim 2) \times 10^5$ ，处于自模区内，流动中的粘性力影响可以忽略不计。通常压气机的进口是第一级工作轮的进口，它是旋转的，从速度三角形可知，只要保证 M_{ca} 和 M_u 相同，就可以满足动力相似条件了，即

$$M_{ca} = \frac{c_{1a}}{\sqrt{kRT_1}} = \text{const} \quad (5-35)$$

$$M_u = \frac{u_1}{\sqrt{kRT_1}} = \text{const} \quad (5-36)$$

式中， M_{ca} 、 M_u 称为相似参数。采用 M_{ca} 、 M_u 绘制压气机特性曲线，在实用上有时并不方便。通常采用与 M_{ca} 、 M_u 成比例的一些参数来绘制。显然，任何与 M_{ca} 、 M_u 成比例参数均是相似参数，例如 $\frac{q_m \sqrt{T_1^*}}{p_1^*}$ ， $\frac{n_c}{\sqrt{T_1^*}}$ 。图 5-25 就是用 $\frac{q_m \sqrt{T_1^*}}{p_1^*}$ ， $\frac{n_c}{\sqrt{T_1^*}}$ 绘制的一台压气机通用特性曲线。

此外，还有用与标准大气条件对比的折合流量和折合转速来绘制的通用特性曲线。折合参数如下：

$$q_{m0} = q_m \frac{1.013 \times 10^5}{p_1^*} \sqrt{\frac{T_1^*}{293}} \quad (5-37)$$

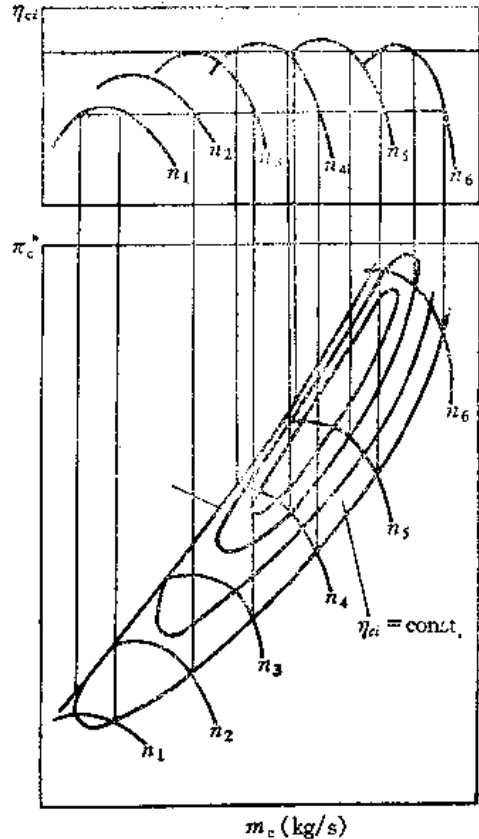


图 5-24 具有等效率线的压气机流量特性的绘制方法

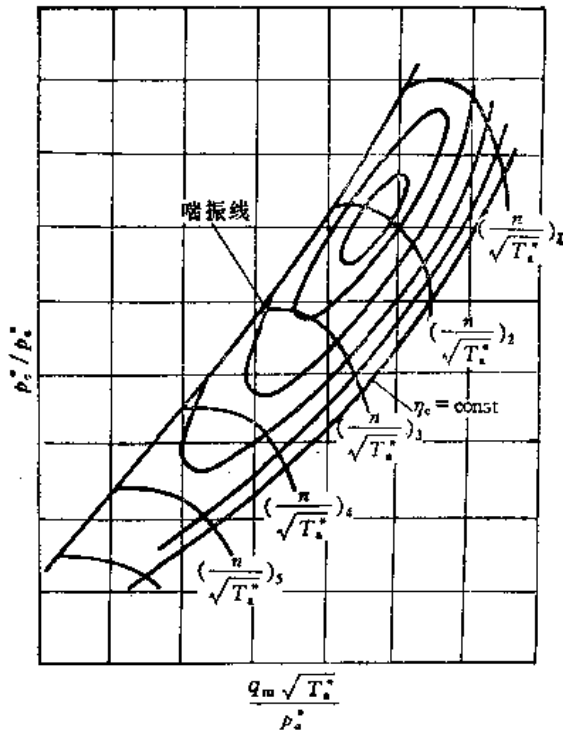


图 5-25 轴流式压气机的通用特性曲线

$$\eta_{cv} = \eta_c \sqrt{\frac{293}{T_1^*}} \quad (5-38)$$

它们也分别与相应的 M_{ca} 和 M_u 成比例。式中标准大气条件为 $p_0 = 1.013 \times 10^5 \text{Pa}$, $T_0 = 293\text{K}$ 。

4. 轴流级特性线特点的成因

在轴流级中,增压压比随空气流量变化的特点,可用图5-26来说明。在转速不变的条件下,对没有流阻损失的理想情况,增压压比与流量的关系如图中 $a-a$ 线所示。 $b-B-b$ 线则表示了只考虑摩擦阻力损失时的压比—流量关系。线 $A-B-C$ 是实际的压比—流量关系。

从动量矩方程中可知气体压缩过程中的实际耗功应等于 $u \cdot \Delta w_u$ 。当转速不变时,流量变化会使 Δw_u 改变,从而耗功也改变。在流阻损失为零时,等熵功就是实际耗功。为便于说明问题,假定压气机无预旋叶片,即 $\alpha_1 = 90^\circ$,且 $c_{1a} = c_1$ 在圆周速度 u 不变时,随流量增加, c_{1a} 也增大,而气流出口变化很小,从图 5-27 中的速度三角形可以看出, $\Delta w_u = u - c_{1a} \cot \beta_2$, 故 Δw_u

$$= \left(\frac{W_{a.c}}{RT_1^*} + 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

量的增大而减小,如图 5-26 中 $a-a$ 线所示。

实际压缩过程中的流动阻力损失可以粗略地分成两类:摩擦阻力损失和冲角引起的撞击损失。

摩擦损失包括气体与固体壁面(叶片表面、通道两端的壁面)的摩擦、气体微团之间的相互摩擦产生的损失,还包括局部超音速产生的波阻损失。这几种损失均与气体流速有关,转速一定时,摩擦损失将随空气流量的增加而增大。这时,级的实际耗功随流量而变化的关系如图 5-26 中 $b-B-b$ 线所示。

撞击损失与气流在叶片前缘处的进入方向有关。在设计工况下,气流角等于或十分接近叶片前缘的几何角,气流顺利进入叶道,撞击损失近于 0。当压气机在大于设计流量的条件下工作时,产生负冲角,在叶腹处产生附面层分离;而流量小于设计流量时,产

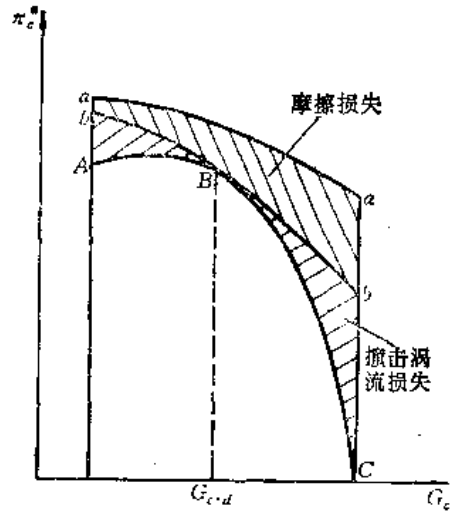


图 5-26 轴流级压比特性线的变化特点

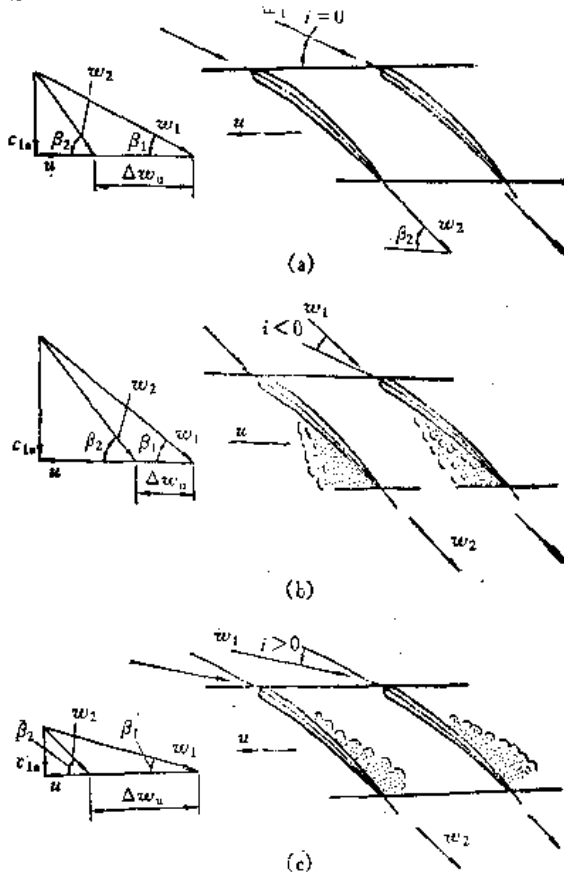


图 5-27 $n_c = \text{const}$ 时,不同流量下轴流式工作叶栅中流动情况和速度三角形

- (a) 流量等于设计值时; (b) 流量大于设计值时;
(c) 流量小于设计值时

生正冲角，在叶背处产生附面层分离。这两种情况都会引起涡流损失。考虑了撞击损失后的流量特性线如图 5-26 中 A—B—C 线所示。

级效率—流量特性线的特点与压比—流量特性线的特点是类似的，因为：

$$\eta_c^* = \frac{W_{a-c}}{W_o}$$

式中， W_o 为实际压缩功。

在不计热阻功的情况下：

$$W_o = W_{ac} + W_R$$

式中， W_R 为摩擦功。

等熵压缩功及摩擦功随流量而变化的规律已如上述，因此效率 η_c^* 随流量而变化的特点如图 5-28 所示。

运用上述分析方法，也可以得到离心式单级压气机压比—流量，效率—流量的特性线。

5. 多级压气机的特性线

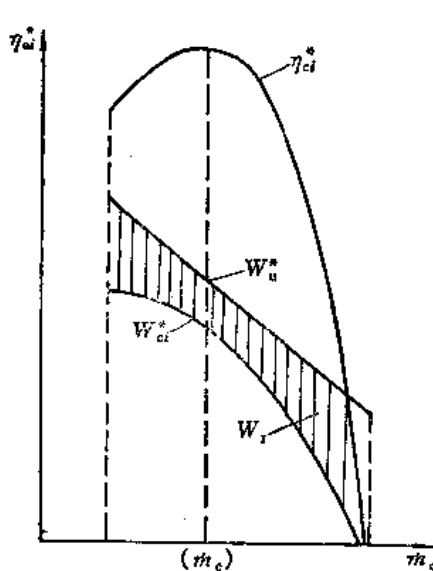


图 5-28 轴流式压气机效率随流量变化曲线的特点

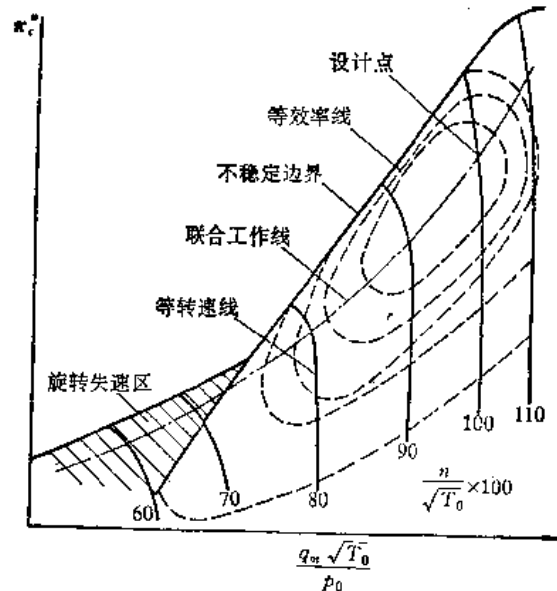


图 5-29 多级压气机的特性线图

轴流式多级压气机特性线与单级轴流压气机特性线相似，见图 5-29。但两者之间也存在着一些差别，主要有：

(1) 多级轴流式压气机的喘振点在压比线右侧支上，其压比就是该转速下的最高压比。压比线一般不存在左侧支，这是因为当流量减小到某一最小值时，喘振只在少数几级中出现。这时，其余各级仍处在特性线的右侧支处工作，所以某些级的喘振致使压气机进入不稳定工作状态。但整台压气机的工作点仍在压比曲线的右侧。所以多级压气机整机试验时，一般得不到曲线的左侧支。

(2) 多级轴流式压气机的压比、效率的变化比单级的变化更剧烈，即特性线更陡峭。亦即在一定转速下，它正常工作的流量范围较为狭窄。造成这一现象的主要原因是：a. 多级轴流压气机对气体所作的轮周功是各单级对气体所作的轮周功之和，在空气流量变化相同时，多级轴流压气机轮周功变化的绝对值比单级机大得多，因而压比、效率的变化也大得多；b. 在非设计工况下，不仅各级的流动损失增大，而且由于各级间的相互影响，压气机中的流动损

失会进一步增大，这也导致了多级压气机压比、效率曲线的变化更为剧烈。

(3) 多级轴流式压气机的特性线在高转速时比低转速时的变化更加陡峭，这是因为转速高时，圆周速度大，轮周功也大，当流量变化时，多级机轮周功变化的绝对值比较大。另外，高转速时，叶片通道内的气流速度快，流量稍有增加就易使末级气流速度接近或达到声速，在那里发生堵塞现象，流量不再随压比的减小而增大，这样，特性曲线就变得陡峭了。

6. 旋转失速，喘振

从压气机特性线图中可以看出，喘振边界是压气机稳定工作区和不稳定工作区的分界线。在非设计工况下工作的压气机，当转速一定时，随着流量的减小，压气机会出现失速，严重时进入喘振状态。失速与喘振既密切相关，又有区别。

(1) 旋转失速

压气机在一定转速下工作时，由于某种原因而出现流量增大，冲角 i 随轴向分速 c_{1a} 的增大而减小、变为负值，在负值过大时，如图 5-30 (a) 所示，气流从叶腹分离，叶片的通道变小，甚至出现喉口堵塞或变成“风车”状态，出现这种情况，会使效率下降，流量受到限制。

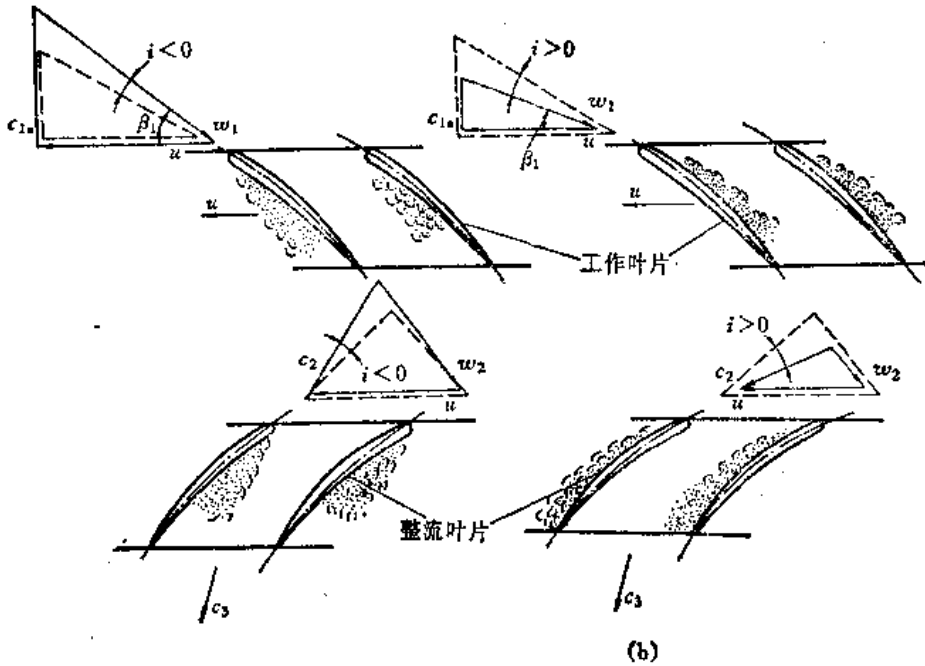


图 5-30 气体绕流轴流级叶栅的情况

(a) 流量大于设计值；(b) 流量小于设计值；虚线表示设计流量时的气流速度三角形

如当压气机的转速一定，流量减小时， c_{1a} 下降，使冲角 i 增大，产生正冲角，到正冲角过大时，会在叶背引起气流分离，这就是失速现象，如图 5-30 (b) 所示。这时，气流转折角 $\Delta\beta$ 增加，扭速 Δw 也增加，从而使叶栅通道中沿气流方向的压力梯度增大，气流拐弯产生的离心力场加剧了叶背的气流分离。失速使效率明显下降，甚至会导致喘振的发生。

实践证明，压气机叶栅中出现的失速区不是静止不动的。它围绕着叶轮轴线，以低于叶轮的转速连续地旋转。所以这种失速现象称为旋转失速。

产生旋转失速的原因，可用图 5-31 来解释。图中，压气机叶栅以圆周速度 u 向右侧运动，当流量减小至某一值时，首先在叶片 2 的叶背引起分离而失速，这时叶片 2 与叶片 3 之

间的通道会部分或全部地被分离气流所堵塞。从而在此通道进口处形成一个气流停滞区（低速区），它迫使附近的气流逐渐改变原有的方向。这样，位于停滞区右侧的气流冲角减小，叶片 2 的流动情况改善、气流分离现象逐渐消失，叶片 2 的失速得到解除。与此相反，位于停滞区左侧的气流冲角加大，使叶片 3 的叶背开始发生气流分离而失速。由此可见，气流的失速区并不是固定在一个叶片上，而是以与叶栅运动方向相反的速度 w' 向左侧方向转移。实验证明，旋转失速区的转移速度一般是叶栅圆周速度的 40%~70%。在地面上观察时，旋转失速区以较低的转速随压气机叶轮作同方向的旋转。

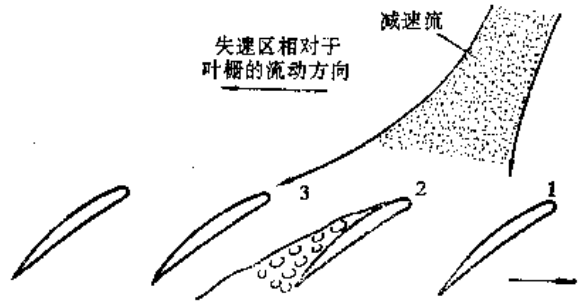


图 5-31 解释旋转失速的流动模型

旋转失速出现后，叶片会受到周期性交变的气动力作用，叶片材料会因而产生疲劳。如失速频率接近叶片自振频率，会使叶片产生很大的振动应力，造成叶片损坏。

(2) 喘振

旋转失速的发展会导致压气机喘振。喘振时，压气机的出口压力、流量等参数会出现大幅度的波动，伴有强烈的机械振动，发出特有的噪声。所以，压气机不允许在喘振条件下工作。

旋转失速引起的是气流的周向脉动，喘振引起的是气流的轴向低频高幅振荡。压气机沿气流运动方向具有正向压力梯度，当流量减少，叶背气流严重失速时，可能堵塞压气机通道，下游的高压气体会产生倒流而使压气机正向压力梯度消失。这时，气流在叶片的作用下又会沿正方向流动，但流量过小，失速区又会迅速扩大而产生堵塞，导致下游气体再度倒流。如此反复，就产生了气流剧烈的轴向振荡，这就是喘振。气流轴向振荡的频率为每秒 1 次到 10 多次。

在多级压气机中，并不是所有的级同时发生旋转失速的，但只要有一级或几级发生旋转失速，往往就会导致喘振的出现。

在多级压气机中，工作转速 n 偏离设计值时，也会导致一些级发生旋转失速甚至喘振。气体密度沿压气机气流运动方向逐渐增大，通流面积逐渐减小。从第一级与最末级 (Z 级) 之间的连续流动方程为：

$$A_1 c_{1a} \rho_1 = A_Z c_{Za} \rho_Z \quad (5-39)$$

得：

$$\frac{c_{Za}}{c_{1a}} \cdot \frac{\rho_Z}{\rho_1} = \frac{A_1}{A_Z} = \text{const} \quad (5-40)$$

利用多变过程的密度、压比关系代入上式得：

$$\frac{c_{Za}}{c_{1a}} \cdot \frac{\rho_Z}{\rho_1} = \frac{c_{Za}}{c_{1a}} \left(\frac{p_Z}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} = \text{const} \quad (5-41)$$

从上式可知，若压气机的转速偏离设计值，使压比发生变化，也必然导致第一级与最末级轴向分速之比发生变化。

图 5-32 示出了轴流式压气机第一级、中间级和最末级工作叶栅进口处的速度三角形；其中虚线是设计转速时的情况。当转速下降时，压气机压比也下降。从 (5-41) 式可知，轴向速度比 $\frac{c_{Za}}{c_{1a}}$ 增大，这表明，轴向分速 c_{Za} 的下降要比 c_{1a} 的下降缓慢一些，而各级的圆周速度 u

是一样的，这就导致了速度三角形发生变化，如图 5-32 中实线所示。从图中可知，第一级的冲角增大，引起叶背处气体分离而失速，从而可能产生喘振；中间级的气流冲角变化很小；而最末级的冲角减小，负冲角导致叶腹处气体分离，严重时造成堵塞。当转速升高至大于设计转速时，情况正好相反。

上述分析说明，当压气机工作转速小于设计值时，压气机前 n 级首先发生旋转失速，可能导致喘振；当压气机工作转速大于设计值时，压气机最后 n 级首先发生旋转失速，可能导致喘振。

7. 防止喘振的调节方法

压气机出现不稳定的工作状态，是由于偏离设计工况后，设计点的气流参数和几何参数的美好配合遭到破坏，形成过大的正、负冲角，使压气机发生喘振或堵塞的结果。所以，防止压气机的喘振尽管方法不同，但指导思想都是通过减小非设计工况时的冲角变化，来保持压气机工作的稳定性。

防喘振方法通常有放气、采用旋转导叶和分轴压气机等。

(1) 放气

放气是从压气机通流部分的一个或 n 个截面上引出空气，放到大气中或重新引回压气机进口，图 5-33 为其示意图。当压气机的工作点进入不稳定边界时，放气系统打开，这时，放气口截面前后的空气流量是不等的，它上游的各级的空气流量相对增加而它下游的各级的空气

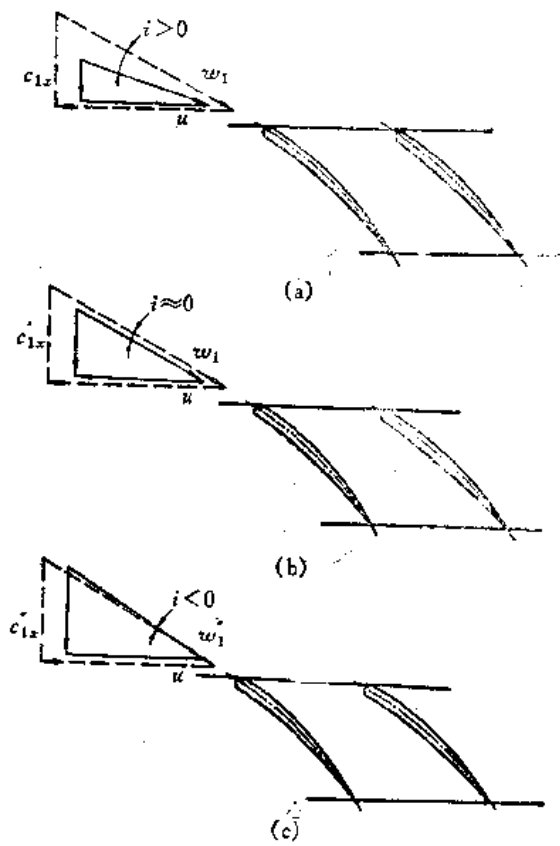


图 5-32 各级工作轮进口处速度三角形

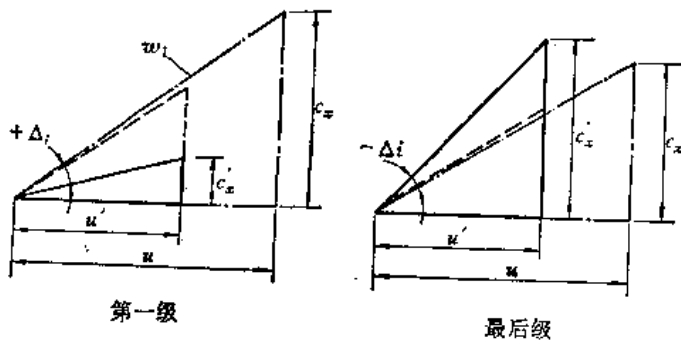
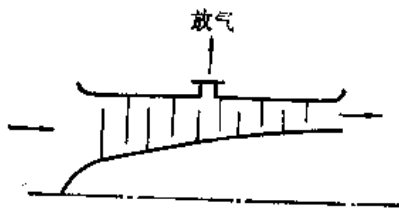
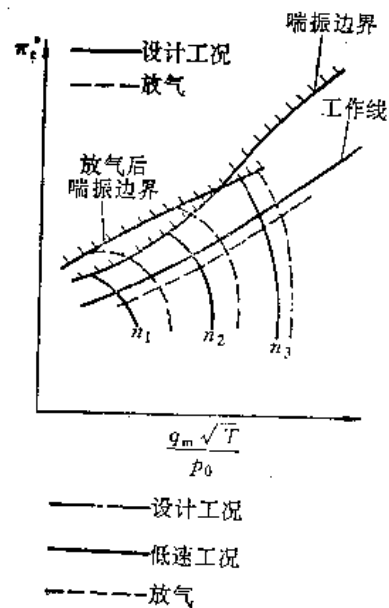


图 5-33 放气



流量相对减小,这就调节了放气口前、后各级的冲角变化。转速低于设计值时,前面级因正冲角过大而失速,后面级因负冲角过大而堵塞,放气使它们的冲角都减小了,改善了低速下的进口级与出口级的匹配,从而消除喘振,增大压气机工作的稳定性。图 5-33 中画出了放气前后速度三角形的变化,也画出了放气前后特性线和喘振边界的变化。

(2) 旋转导叶

采用旋转导叶的方法,是将叶片制作成可以按照叶片本身的一个轴线转动,从而使叶片的安装角得以改变的方法。

图 5-34 所示为旋转导叶及其安装角改变前后的速度三角形。

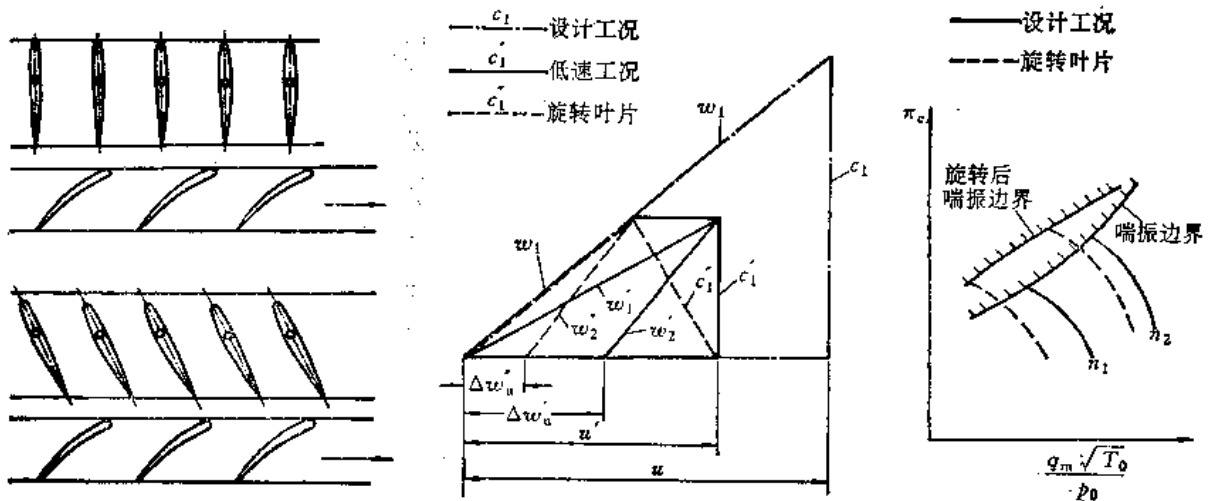


图 5-34 旋转叶片

由图可以看出,在低转速时,前几级出现过大的正冲角,如果减小导叶的安装角,使动叶栅进口的绝对速度流入角得以减小,那么就可以消除偏离设计值的正冲角,从而扩大了压气机在低速区的稳定工作范围。此外,当叶栅的流入角改变时,流出角的变化一般不大,所以导叶旋转后,动叶栅的扭速将减小,即该级的耗功和压头都减小,特性线上的等速线将移向低压比、小流量处,见图 5-34 所示。

(3) 分轴压气机

随着压气机设计压比的增高,在非设计工况下,前几级和后几级对设计点的偏离程度就变得更为严重。压比在 4~5 以下,一般不会出现喘振,压比大于 6,就必须采用放气和旋转导叶等防喘振装置。当压比大于 10~12 时,则常采用分轴的方法来防止喘振。分轴就是将压气机分成 2 个、甚至 3 个转子,分别由对应的涡轮带动,如图 5-35 所示。

压气机分轴以后,两个转子都可以在非设计工况下分别自动调整转速,使进口级和出口级的冲角变化减小,从而防止压气机喘振。在低转速时,单转子压气机的前几级耗功比例相对增加,而后几级的耗功比例相对减小,因此,在低转速时,双转子压气机的低压和高压转子耗功的比例将高于设计工况。但是,带动压气机的涡轮在低转速下发出的功率的变化正好与此相反,高压涡轮发出功的比例增大而低压涡轮发出的功的比例减小,因此,低压转子的转速下降得快,而高压转子的转速下降得慢,从而使前、后级圆周速度的变化和气流轴向分速的变化趋向协调,减小了冲角的变化,即消除了前几级喘振的危险和后几级的阻塞。

分轴压气机需要使用套轴,结构较复杂。

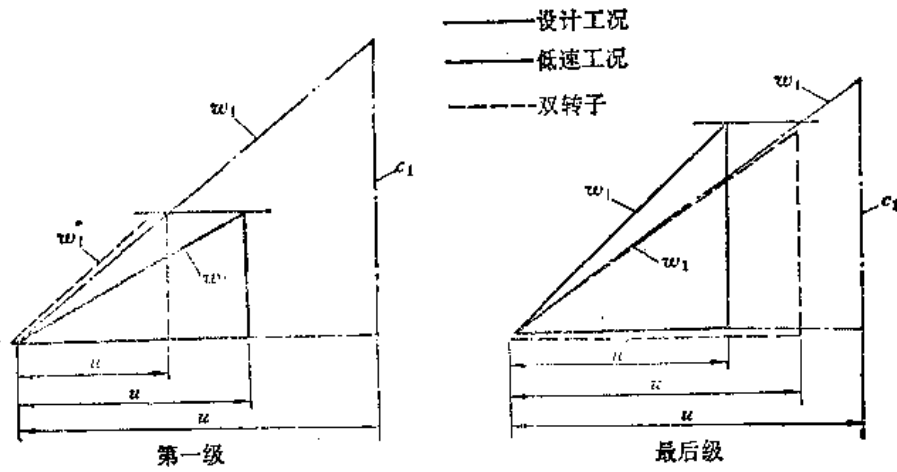
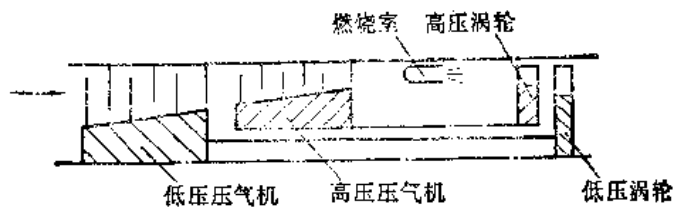


图 5-35 双转子压气机

第6章 燃烧室

燃烧室位于压气机与涡轮之间，是燃气轮机三大部件之一。它将压气机增压后的空气与燃料混合燃烧，把燃料的化学能转换为燃气的热能，使工质的焓值升高，在涡轮中膨胀做功的能力增大。燃烧室的工作情况对燃气轮机的性能有着重要的影响。

§6-1 燃烧室的基本性能要求

1. 燃烧效率高

由于存在着化学和物理的不完全燃烧损失以及对外散热损失，燃料蕴含的热能不能完全用来加热空气。常用燃烧效率来衡量燃烧完全程度和散热的大小：

$$\eta_B = Q_t / Q_o \quad (6-1)$$

式中， Q_t 为燃料实际用于加热工质的热量，即使燃烧室进口气体总焓增加到出口气体总焓的热量。 Q_o 为燃料完全燃烧时的释热量：

$$Q_o = q_{mf} H_u$$

式中， q_{mf} 为燃料消耗量 (kg/s)， H_u 为燃料的低热值 (kJ/kg)。

η_B 直接影响燃气轮机的耗油率，所以力求提高它。目前， η_B 的范围为 0.95~0.99。

2. 点火可靠，燃烧稳定

点火可靠是使燃气轮机迅速启动的必要条件。影响点火可靠性的因素主要是燃油和空气的比例(油气比)：

$$f = q_{mf} / q_m \quad (6-2)$$

式中， q_{mf} 为燃油流量 (kg/s)； q_m 为空气流量 (kg/s)。

但油气比还不能明白地表达出供油是否恰当，习惯上常采用余气系数 α 来描述：

$$\alpha = q_m / (q_{mf} L_o) \quad (6-3)$$

式中， L_o 为 1 公斤燃料完全燃烧时所需的理论空气量 (kg_{空气}/kg_{燃料})。

$\alpha = 1$ ，表示空气中所含的氧恰好能使燃料完全燃烧； $\alpha < 1$ ，表示在燃气中还有未燃烧完全的燃油，称为富油状态； $\alpha > 1$ 表示在燃气中还有未参加燃烧的氧元素，称为贫油状态。

点火以后不发生熄火及火焰脉动现象的稳定燃烧，是保证燃气轮机可靠工作的关键。

3. 压力损失小

燃烧室中的压力损失包括流阻和热阻引起的压损，它使涡轮进口总压下降，减小了涡轮发出的功率，增大了燃料消耗量，因此应力求降低。通常采用总压恢复系数 σ_B 来表示总压损失：

$$\sigma_B = \frac{p_T^*}{p_o^*} \quad (6-4)$$

式中, p_0^* 和 p_T^* 分别是燃烧室进、出口总压。目前, σ_{λ} 一般可达 0.92~0.97。

4. 出口温度场符合要求

(1) 火焰要短, 不能烧到涡轮中。

(2) 燃烧室比较短, 流出燃气的温度场不可能非常均匀。为了充分利用涡轮叶片材料的潜力, 沿叶高(径向)的燃气温度分布应按图 6-1 所示的规律分布。动叶根部承受应力最大, 要求燃气温度低些, 叶片顶部很薄, 强度、刚度较差, 散热不良, 要求燃气温度也低些, 而叶片中部(约 2/3~3/4 叶高处)燃气温度允许稍高些。这样, 可使整个动叶接近于等强度。但是, 实际的燃气温度分布不可能和上面曲线所希望的规律完全一致, 需要通过实验反复调试, 使其偏差不超过规定的范围。

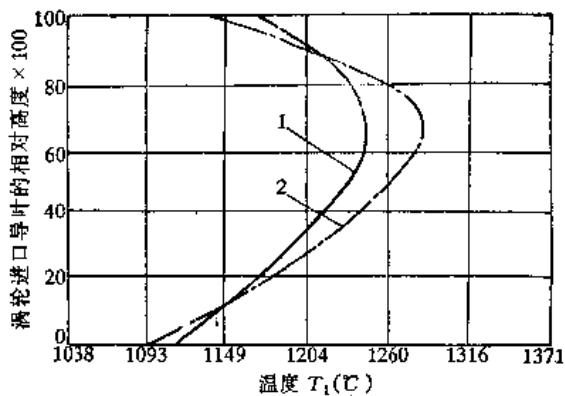


图 6-1 燃烧室出口处按周向平均的燃气温度沿叶高分布

(3) 为了保证涡轮导叶的可靠工作, 对周向燃气温度的分布, 尤其是燃气最高温度与平均温度之差, 也有一定的要求:

$$\text{最大不均匀度 } \theta_t = \frac{\text{最高温度} - \text{出口平均温度}}{\text{出口平均温度} - \text{进口平均温度}}$$

$$\text{不均匀系数 } \delta_t = \frac{\text{最高温度} - \text{出口平均温度}}{\text{出口平均温度}}$$

一般希望 $\theta_t < 30\% \sim 35\%$, $\delta_t \leq 15\%$ 。

(4) 对装有多个烧室的燃气轮机, 还要求各燃烧室出口的燃气平均温度偏差小于 15~20°C。

5. 燃烧热强度高

燃烧热强度是单位容积的燃烧空间(或单位面积的燃烧截面上), 在单位时间内, 折合到单位压力下, 能够释放出来的热量。定义如下:

比容积热强度:

$$q_v = \frac{\eta_R \cdot q_{mf} \cdot H_u}{p_0^* V_f} \quad [\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{kPa} \cdot \text{s}) \text{ 或 } \text{W}/(\text{N} \cdot \text{m})] \quad (6-5)$$

比面积热强度:

$$q_A' = \frac{\eta_R q_{mf} H_u}{p_0^* A_f} \quad [\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{kPa} \cdot \text{s}) \text{ 或 } \text{W}/\text{N}] \quad (6-6)$$

式中, V_f 为火焰管容积 (m^3), A_f 为火焰管横截面积 (m^2)。

燃烧热强度是一个反映燃烧室尺寸是否紧凑的指标。其值高, 就说明燃烧室尺寸较小, 重量较轻。它主要与燃烧室的结构型式、寿命要求、燃料种类等因素有关。目前还难以从理论上来计算燃烧室可能达到的 q_v 和 q_A , 各种类型燃烧室的 q_v 和 q_A 的统计数据如下:

固定式燃气轮机: $q_v = 30 \sim 200 \text{ W}/(\text{N} \cdot \text{m})$

$$q_A = 35 \sim 600 \text{ W}/\text{N}$$

航空燃气轮机: $q_v = 350 \sim 600 \text{ W}/(\text{N} \cdot \text{m})$

6. 排气污染少

为了保护环境,必须严格控制燃烧室排气中的污染物(NO_x , CO , C_xH_y , SO_2)以及冒烟质点等。

7. 寿命适当,便于维修

燃烧室工作条件恶劣,常会出现过热、变形、开裂、掉块等致命故障。影响燃烧室寿命的主要因素是火焰管壁温,所以应该合理选择材料,优化空气冷却条件,防止严重积碳,使火焰管壁温不超过该金属材料长期工作的许用限度。各类燃气轮机燃烧室的寿命;由于工作条件的差异有很大差别。地面运输式机组燃烧室的使用寿命为 $(3\sim 10)\times 10^3\text{h}$,而固定式燃气轮机燃烧室的使用寿命达到 $(20\sim 30)\times 10^3\text{h}$ 。

燃烧室的结构要便于使用孔探仪作日常维护检修,也要便于更换易损零件。

从上述的介绍中可以看出,这些要求相互之间是存在矛盾的,例如提高 q_v 会使 η_B 和 σ_B 恶化。所以必须全面考虑,统筹兼顾,根据任务要求,突出主要方面。

§6-2 燃烧室的类型

从总体结构方案看,燃烧室可分成圆筒型、分管型、环管型以及环形四种;从气流流过燃烧室的流程看,燃烧室又可分成顺流式和逆流式两种。

1. 总体结构分类

(1) 圆筒型燃烧室

这一结构采用圆筒形的外壳和火焰管。一台燃气轮机中,装置有1~2个这种燃烧室。一般分置于机组近旁或直接安装于机体上。其容积较大,压力损失小,适于燃用重质燃料,便于检修。但试验调整所需设置较大。它多用于固定式的大型重载荷型燃气轮机。往往采用逆流式布置,使气流流程短,结构紧凑(见图6-2)。

(2) 分管型燃烧室

分管型燃烧室由多个(一般是8~16个)小燃烧室组成,彼此之间用联焰管相连,起传焰和均压作用,如图6-3所示。每个燃烧室都有单独的外壳和火焰筒。这种燃烧室,由于流过每个单管的空气流量较小,可用较小的气源进行实验,调试较容易,在使用中可单独拆换,维护较方便。但它的缺点很多:空间利用率低,重量较大,须采用过渡管道与直流布置的压气机和涡轮相配等。故它常见于早期航空燃气轮机中,目前已较少被采用。

(3) 环管型燃烧室

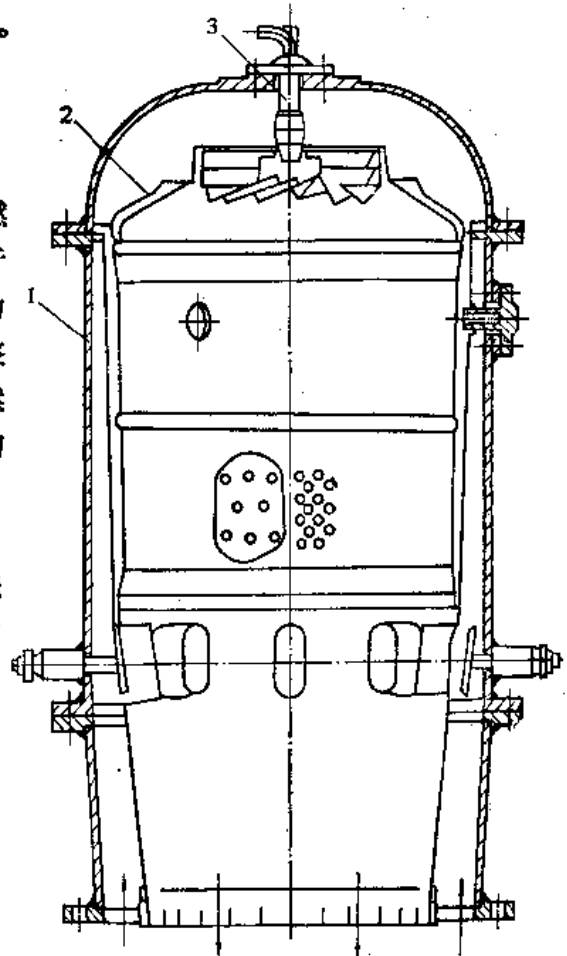


图 6-2 R700-1型燃气轮机燃烧室
1—外壳 2—火焰管 3—燃油嘴

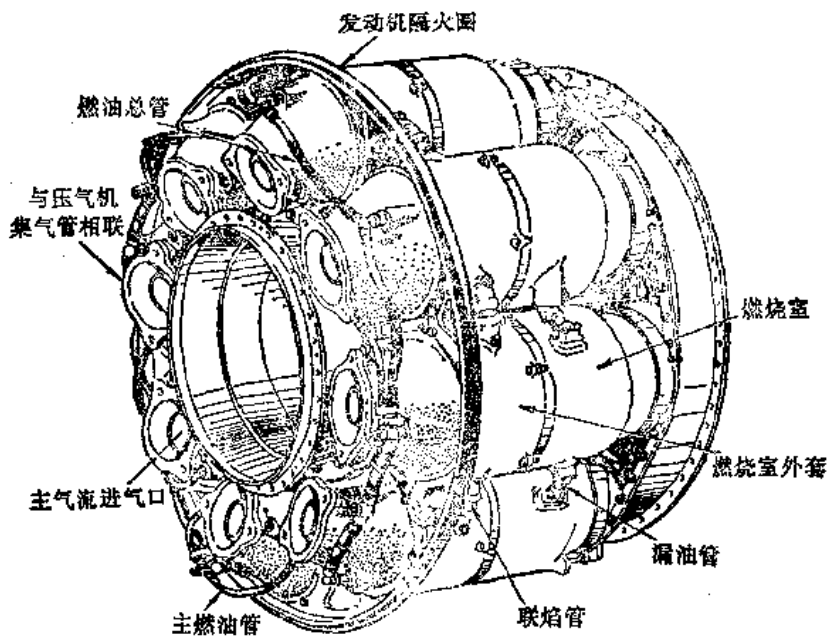


图 6-3 单管燃烧室结构图

环管型燃烧室也有单独的火焰筒。但这些火焰筒被包容在一个由内、外壳体所形成的共同的环形腔内。各火焰筒之间也以联焰管相通。其优点是结构较紧凑，由于火焰筒仍是单独的，调试时仍较为方便。图 6-4 所示是目前使用的一种典型的环管型燃烧室。

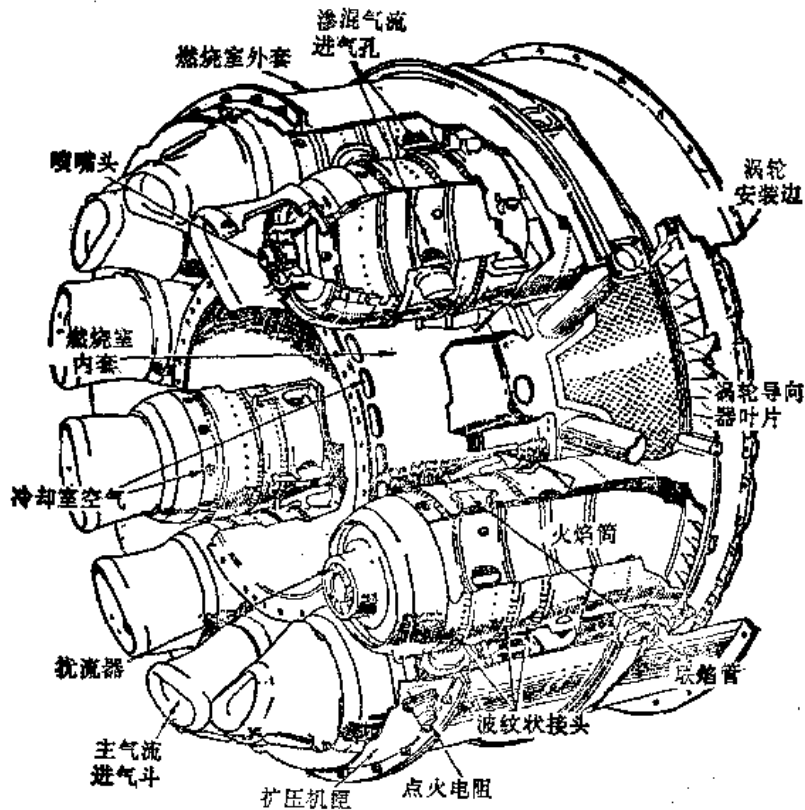


图 6-4 联管燃烧室结构图

(4) 环形燃烧室

典型的环形燃烧室如图 6-5 所示。它由 4 个同心的圆筒组成。在燃烧室内、外壳体形成的环形腔内，安装着由内、外环构成的环形火焰筒。火焰筒头部装有一圈燃油喷嘴和旋流器。它

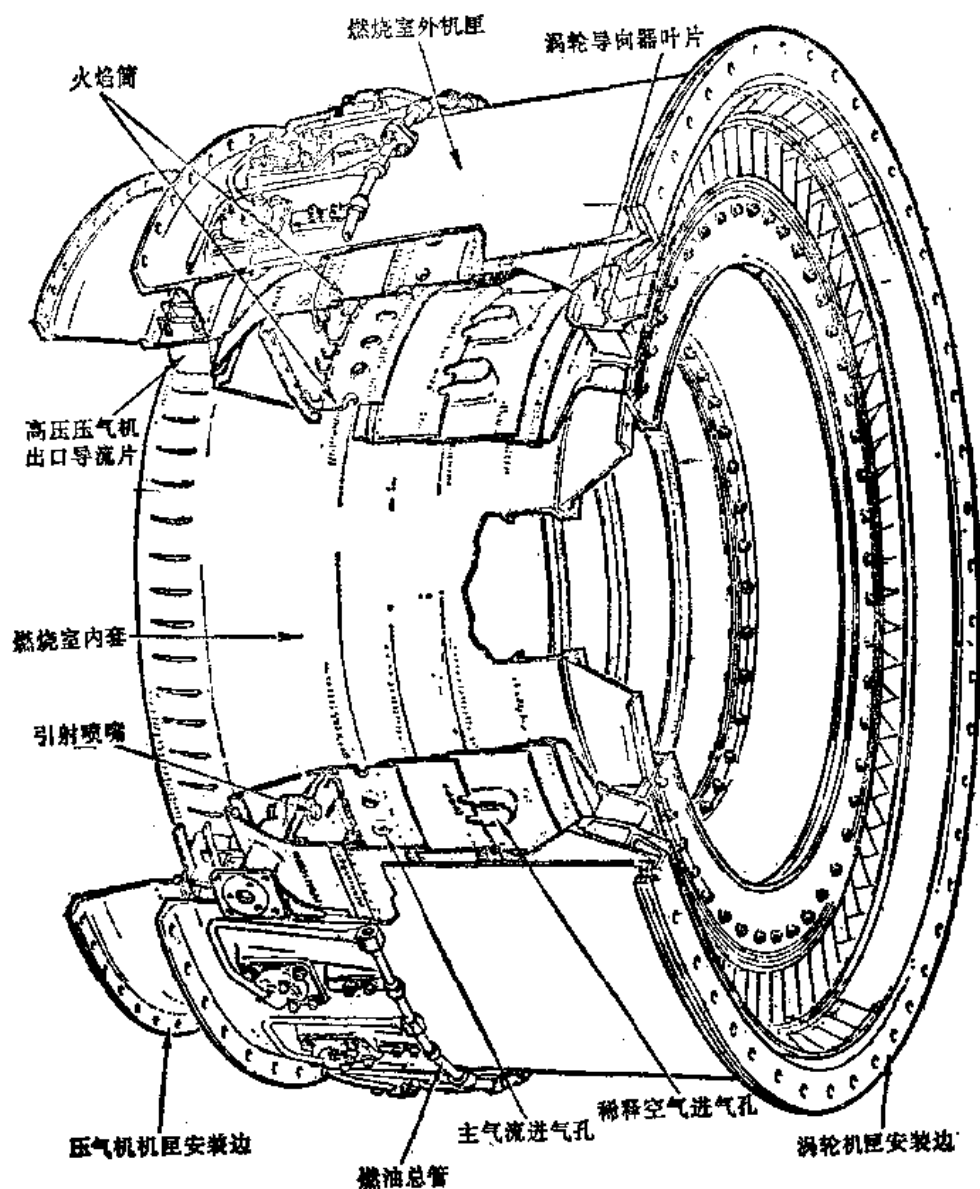


图 6-5 环形燃烧室结构图

的优点是空间利用率高,能与直流布置的压气机、涡轮的环形气道有很好的气动配合;流动损失小,有较均匀的出口周向温度场。但它也有明显的缺点:调试时耗气量大,油气匹配难度大,组织燃烧较难,使用中装拆维护比较困难。但这些缺点不是不可克服的,近年来,很多新型发动机上已广泛采用短环形燃烧室了。

2. 按气流流过燃烧室的流程分类

(1) 顺流式

空气从燃烧室的前端流入,燃烧后燃气直接由后端排出,这时压力损失较小,见图 6-3,图 6-4,图 6-5。

(2) 逆流式

空气由一端进入燃烧室外壳及火焰筒之间的环状空间,先沿火焰筒外围流动,流至头部再折转 180° 后,方才进入火焰筒内燃烧,最后燃气在空气进入端排出,见图 6-2。它通常可布置在压气机或涡轮外围,使机组轴向长度缩短,还能使空气得到火焰筒内燃气的预热,有利

于燃烧。但因流程中有气流的折返,因而压力损失较大。

§6-3 燃烧室的工作过程及其功能部件

1. 点火

燃气轮机启动时,必须依靠外来点火源点燃可燃混合气,为此,在燃烧室中设有点火器。图 6-6 所示的点火装置是利用外电源,使高压火花塞打火,点燃混合气的。在燃烧区点着之后,它即停止工作。为了保险起见,一台发动机的燃烧室一般都有两个点火装置。对于分管型或环管型燃烧室,则通过联焰管传播火焰,点燃各个火焰筒。

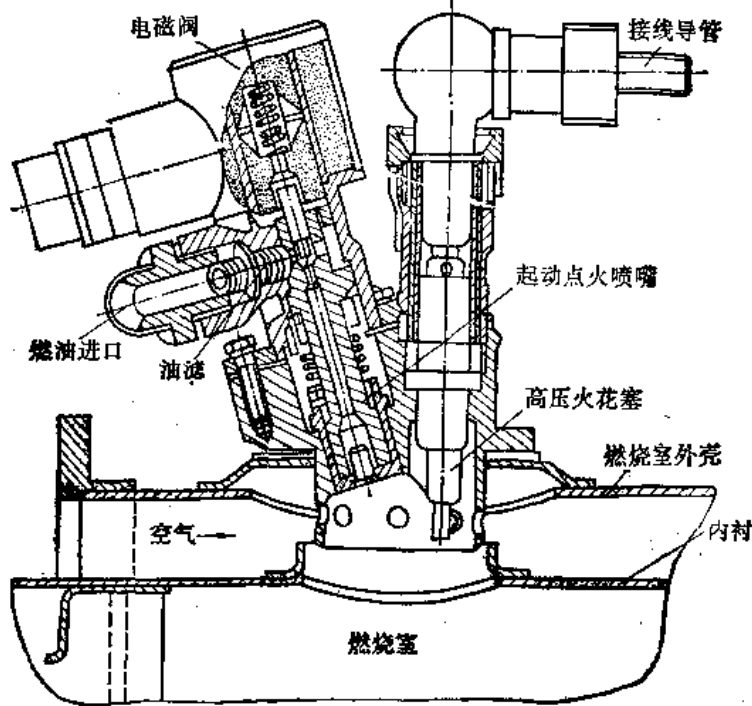


图 6-6 点火装置

2. 气流扩压减速

压气机出口的气流速度约为 $50\sim 100\text{m/s}$,为了减少总压损失和保证可靠燃烧,在进入火焰筒之前,要求气流速度降至 $30\sim 45\text{m/s}$ 。所以,在燃烧室进口处装有扩压器。实践证明,扩压角在 $7\sim 12^\circ$ 之间有利于减少流动损失。当前的发展趋势,由于压比提高,可采用如图 6-7 所示的短扩压器。它是在一小段锥形的预扩压器后接一个突扩部分,可以缩短扩压器的长度。

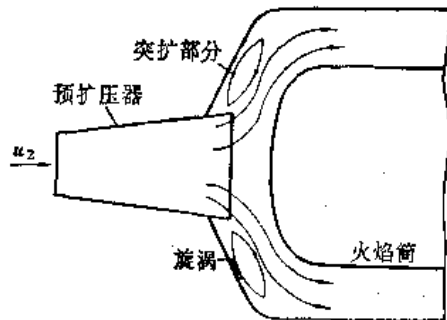


图 6-7 短扩压器

3. 喷油雾化

燃气轮机燃烧室中的燃烧过程,对液体燃料来说,包括雾化、蒸发、混合、燃烧化学反应和掺混冷却等过程。其特点是空气多,流速高。因此,燃料在燃烧室中停留时间很短,要燃烧良好,雾化和蒸发过程是非常重要的环节。雾化的作用,就是使燃油分裂成非常细小的微粒,扩大燃油与周围热燃气的接触表面积,增加吸热量,加快燃

油的蒸发。

燃油的雾化,大多采用离心式喷油嘴来完成。它的工作原理如图 6-8 所示。高压燃油以速度 c_0 经切向孔进入涡流室,在室壁限制下边旋转一边流向喷口。由于喷口流道截面积很小,所以 c_0 和 c_u 显著增大。在喷口处燃油并不充满整个截面,而是形成很薄的贴壁油膜。它离开喷口时的速度可达每秒数十米以上。油膜沿锥形表面喷射而出,其厚度越变越薄。在周围空气与油膜的相对运动下,薄膜很快破裂、粉碎,形成雾状液滴。

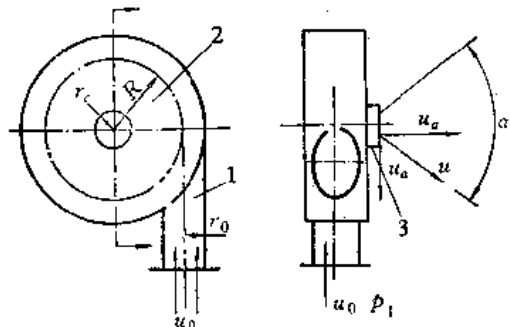


图 6-8 离心式喷嘴工作原理图

1—切向进口;2—旋流室;3—喷口

一定的喷嘴,油膜的锥角 α 是一定的。在额定工况时,在较大的供油压力下达到一定的燃油流量,燃油在离开喷口时流速较高,油膜能保持到相当薄的时候才破裂,雾化情况较好。但在低工况时,所需供油量很小,而供油量正比于供油压降的平方根,即 $q_{m1} \propto \sqrt{\Delta p}$ 。这样,燃油离开喷口时的流速就大大下降,油膜锥在离开喷口不远处即破裂成较大颗粒的液滴,雾化情况很差。为此,可采用图 6-9 所示的双路式离心喷嘴。它分为主、副油路,在低工况时,需要的油量较少,只要打开副油路供油;当需要油量增大时,才打开主油路同时供油。这样,在满足燃油量的变化的同时,供油压降变化大大缩小,可以获得较好的雾化质量。

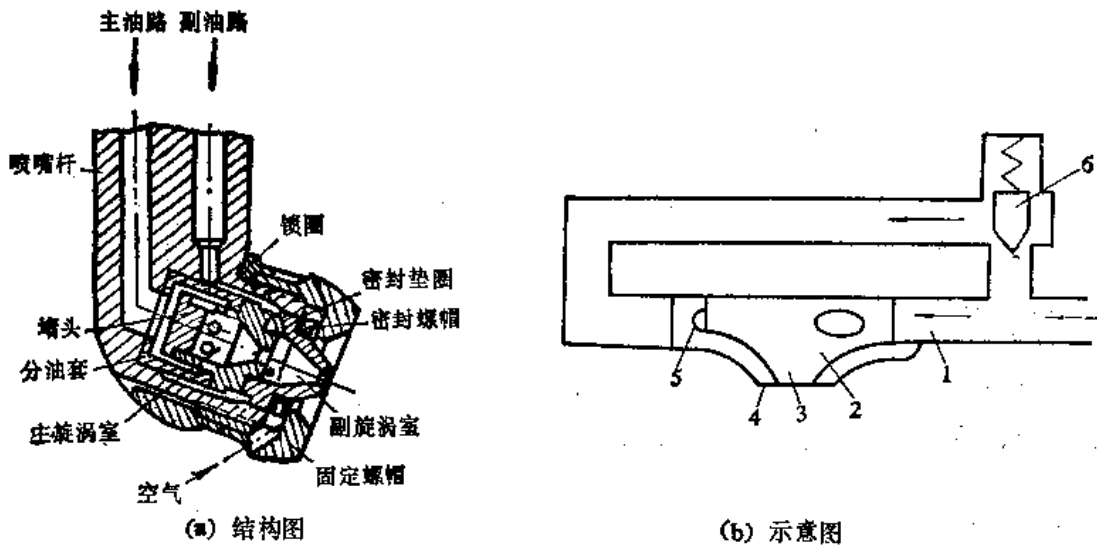


图 6-9 双油路双喷口离心喷油嘴

1—副油路;2—副旋涡室;3—副喷口;4—主喷口;5—主旋涡室;6—流量分配器—堵头

燃油喷嘴的另一种形式是如图 6-10 所示的蒸发式喷油嘴。燃油由喷油管喷出,与来自压气机的一部分高压空气渗合,经 T 字型热管壁加热蒸发,进一步与这部分高温空气渗合。使用这种喷油嘴的燃烧室燃烧效率较高,不冒烟,出口温度场较稳定,不随燃油量的变动而变化。它的缺点是蒸发管冷却困难而易过热,需要辅助启动供油系统。当前,这种蒸发式喷油嘴和环形燃烧室相配合,已得到广泛应用。

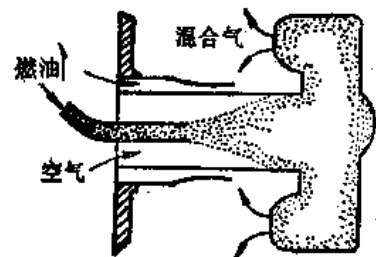


图 6-10 T型蒸发管的工作示意图

4. 燃烧回流区的形成和作用

由于扩压器尺寸的限制,其出口气流速度仍可达到 40m/s 左右。在这样的高速下,火焰不能保持稳定。解决这个问题的措施,是在火焰筒头部装有稳定火焰的进气装置。如图 6-11 所示,是一种常用的叶片式旋流器。空气经旋流器导向后作旋转射流运动,由于空气的粘性

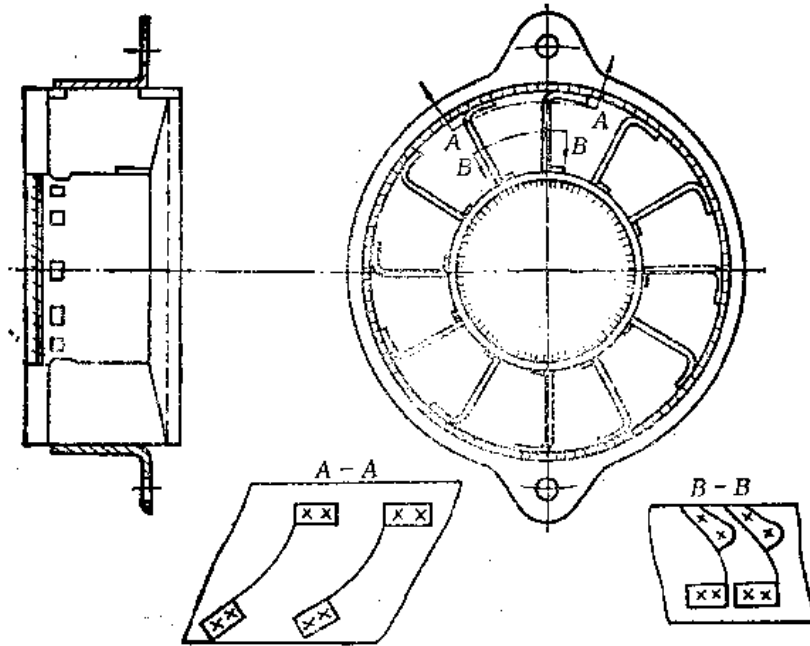


图 6-11 叶片式旋流器

的作用,在火焰筒中心造成一个低压区。在轴线方向存在着逆主流方向的压力差,在此压差作用下,下游有一部分高温气流逆流补充,结果形成了气体的回流,见图 6-12 所示的火焰管内的气流轴向速度分布。回流区的存在不仅提供了高温的点火热源,而且在回流区和顺流区之间的过渡区中,气流紊流度很高,流速很低,保证了燃料与空气的良好混合。回流的高温燃气促使燃油迅速蒸发汽化,并保证新鲜混合气不断被点燃。

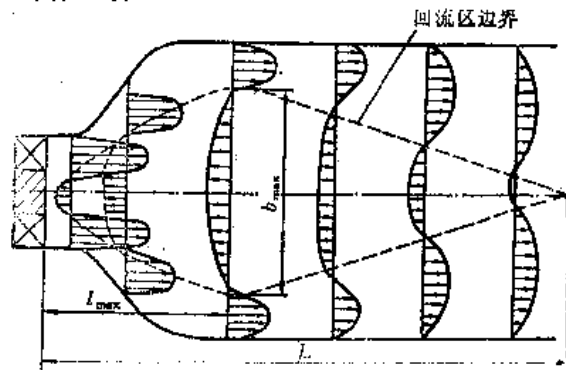


图 6-12 带叶片式旋流器的火焰管内气流轴向速度分布

5. 燃烧

当空气从火焰筒头部进入,燃油从喷嘴喷入后,点火器对头部的混合气点火。点燃后的混合气边燃烧边向下游流动,当它到达回流区末端时已基本燃烧完毕。部分高温燃气进入回流区,逆流到喷嘴附近,对刚刚喷入的油滴加热,使它蒸发、汽化,形成油蒸汽。油蒸汽与从旋流器进入的空气迅速掺混,形成混合气。回流的高温燃气也掺混进来,对混合气加热点火。经过一定的感应期后,混合气着火燃烧。然后,这个火源向四周扩展,把火焰传到整个头部,形成如图 6-13 所示的火焰锋面。作为点火源的混合气团本身,则由于燃烧往下游移动,它的位置和作用由来自上游的一个新鲜混合气团所替代。这一过程周而复始,这样,在火焰筒头部就保持着稳定燃烧。这一部分就是燃烧区中的主燃区。尚未燃烧完的油滴,则在位于主燃区下游的补燃区与进入火焰筒的二次气流混合之后继续燃烧。

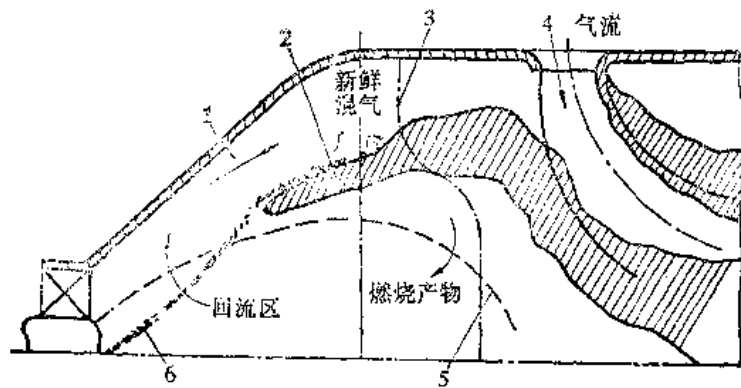


图 6-13 火焰管头部燃烧过程示意图

1—顺流区 2—火焰前锋 3—温度变化曲线 4—射流轴线 5—回流边界 6—燃料炬

6. 掺混冷却

燃油经过补燃区后,大部分已经烧光。火焰筒的掺混区的基本任务是将环形通道中的剩余二次空气引入火焰筒内,与高温燃烧产物混合降温,以获得所需的燃烧室出口温度场。同时,也进一步对少量未烧掉的油滴进行补燃。

在火焰筒头部,燃气温度往往高达 2000K 以上,为了保证火焰筒的可靠工作,要对壁面进行冷却,故进入火焰筒的二次气流一股由大孔射入,可减小阻力和加大穿透深度,促进混合,另一股经壁面小孔或窄缝,沿壁面形成冷却气膜,而后加入掺混气流。

§6-4 燃烧室的特性

燃烧室性能随进口压力 p_0 、温度 T_0 、空气流量 q_{m_a} 以及燃料流量 q_{m_f} 的变化而变化的规律称为燃烧室特性。它包括以下三方面内容:

1. 燃烧效率特性

实验证明,影响燃烧效率的主要参数是:

(1) 余气系数 α :

在一定的进口参数 p_0 、 T_0 、 c_0 下,存在一最佳余气系数 α_{opt} ,此时燃烧室达到最高的 η_B ,当 α 偏离 α_{opt} 时, η_B 将下降。设计良好的燃烧室应使 α_{opt} 接近或等于燃气轮机设计工况的 α 。当 $\alpha < \alpha_{opt}$ 时,燃烧室处于富油状态,头部燃烧区出现空气流量不足,导致燃烧速率下降,使火焰区变长。又由于供油量相对增多,燃油的轴向速度增大,使燃烧区后移,因此造成不完全燃烧, η_B 下降。严重时火焰会吹熄,这就是富油熄火;当 $\alpha > \alpha_{opt}$ 时,燃烧室头部燃烧区的空气流量相应增加,虽然有利于燃油和空气的扩散混合,但因喷油压力下降,雾化质量变差,油滴变大,导致燃烧区中未燃烧油滴增多,也使火焰区后移, η_B 下降,当 $\alpha \gg \alpha_{opt}$ 时,也会吹熄火焰,这就是贫油熄火。

(2) 进气压力 p_0

随着 p_0 的下降将导致 η_B 下降。因为 p_0 的下降就意味着 q_{m_a} 和 q_{m_f} 下降,这就导致了雾化质量的恶化。而空气密度的减小,不利于空气和燃油的混合,使化学反应和火焰传播速度减慢。这些不利因素均使 η_B 下降。

(3) 进气温度 T_0 。

η_B 将随 T_0 的增加而增高。因为 T_0 变大时燃料的蒸发速度变大，空气与油雾之间的传热传质变剧，这些都对燃烧过程有利。

(4) 进气速度 c_0 。

增大 c_0 会导致 η_B 下降，这是因为可燃混合气在高温区逗留时间减少的缘故；但 c_0 过分降低，会因湍流度的显著减少，而使 η_B 下降。

综合以上所述，可引入燃烧效率的相似准则参数 θ ：

$$\theta = \frac{p_0^{1.75} A_c D_c \rho^2 c_0 / 300}{q_{m\alpha}} \quad (6-7)$$

式中， A_c 为燃烧室参考截面面积， D_c 为燃烧室最大截面直径。

对几何相似的燃烧室，在采用同种燃料，雾化质量好，相同的 α 下， θ 相同时，可得到相近的 η_B ，见图 6-14。

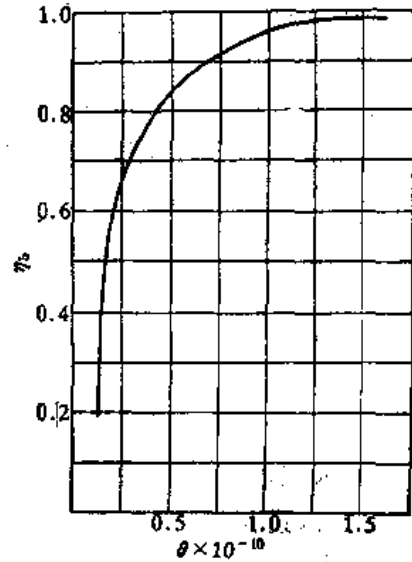


图 6-14 燃烧效率特性

2. 燃烧室的熄火特性

从上面对燃烧效率的影响因素的分析中可知，余气系数 α 的过大过小，都能引起熄火。 α 过大会引起贫油熄火， α 过小会引起富油熄火，只有在这两者之间，雾化的油滴才能稳定地着火燃烧。这一范围越宽，表示燃烧室的火焰稳定性越好。图 6-15 是一个典型的燃烧室的熄火特性。

从图可知，燃烧室的稳定性还与进气速度 c_0 有关。当 c_0 增加时，混合气进入回流区之前，可用于燃烧的时间减少，而使火焰稳定的 α 范围缩小。反之，当 c_0 减小到某一数值后，不仅富油熄火极限扩大不多，而且还会使贫油熄火极限迅速减小，这是由于 $q_{m\alpha}$ 小， q_{mf} 也小，喷油压力很低，雾化质量差，也不能保持稳定燃烧所致。

3. 燃烧室的总压损失

燃烧室的总压损失主要由以下几部分组成：

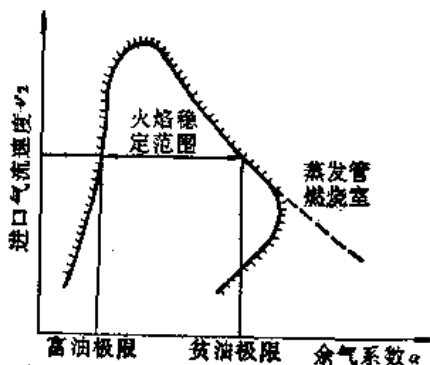


图 6-15 燃烧室熄火特性示意图

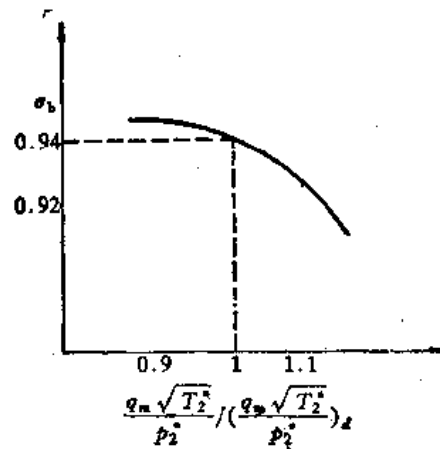


图 6-16 燃烧室总压恢复特性

(1) 扩压器中的扩压流阻损失；(2) 火焰筒进气(通过旋流器及各种进气孔)时的摩擦损失；(3) 燃烧室中回流、紊流和冷热空气掺混中，气流之间的摩擦损失；(4) 对气流加热而引起的热阻损失。其中最主要的损失是前三项的流动损失，其主要因素是进口气流速度。采用相似参数 $\frac{q_{m_0} \sqrt{T_0^*}}{P_0^*}$ ，忽略掉一些次要因素，可从实验数据整理出总压恢复系数 σ_b 与进口气流速度的关系：

$$\sigma_b = f \left(q_{m_0}, \frac{\sqrt{T_0^*}}{P_0^*} \right) \quad (6-8)$$

对于一定尺寸和结构的燃烧室，可作出如图 6-16 所示的曲线。

第7章 涡轮机的变工况性能

§7-1 燃气轮机的组合形式

燃气轮机装置在工况变动以后的稳定状态下的性能，简称变工况性能。其研究目的在于保证在各种负荷下能够可靠地、经济地运行。所谓经济，就是要求燃气轮机的燃耗率不因功率下降而极度恶化。所谓可靠，就是要求在各种负荷下，压气机不喘振，涡轮不超温。此外，机动性也是一个很重要的性能指标。所谓机动性，就是要求机组能迅速启动，并能及时适应外界负荷的变化。

燃气轮机装置的变工况性能与所携带的负荷种类有密切关系。负荷主要分为两大类：恒速负荷与变速负荷。驱动恒速交流发电机的燃气轮机携带恒速负荷，驱动泵和压气机的燃气轮机以及用作船舶、车辆推进装置的燃气轮机携带变速负荷。

变工况性能也与燃气轮机装置的具体组合形式有关。图 7-1 示出了几种组合形式。图 a 是国产 3000kW 卡车电站，由一台压气机、一台涡轮和一台燃烧室组成，该机组的轴直接联接负荷。图 b 是 LM2500 舰用燃气轮机，有两台涡轮，有效功率从低压涡轮输出。这种布置

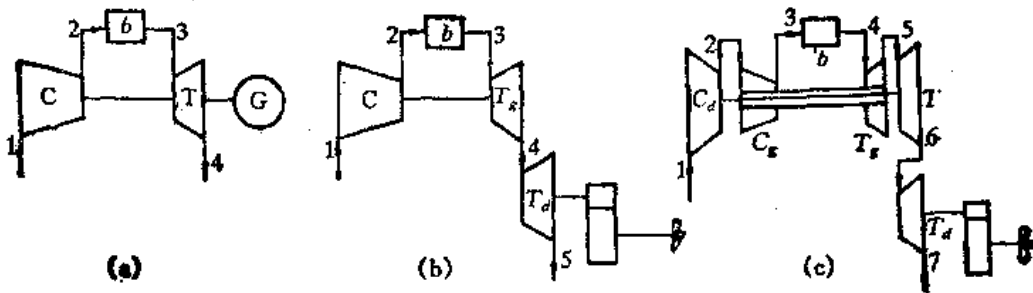


图 7-1 几种燃气轮机的简图

(a) (1连) (b) (1自低) (c) (2自低)

C—压气机 T—涡轮 b—燃烧室 g—高压 d—低压 Z—中压

称为分轴装置，低压涡轮称为自由动力涡轮。图 c 是 FT8 燃气轮机，有三台涡轮，低压压气机与中压涡轮联接，高压压气机与高压涡轮联接。不同组合形式具有不同的变工况特性，可以满足不同用途的要求。图 7-2 示出了从最简单的到比较复杂的一些组合形式。

组合形式的命名用三个字表示，第一个字表示压气机台数，第二个字表示动力涡轮的状态（自——自由动力涡轮，连——直接连接）。第三个字表示动力涡轮的位置（高——高压；低——低压）。如果有并联连接，再加“并”字。例如图 7-1 中三台机组，分别为 (1 连)，(1 自低) 和 (2 自低)。如果三轴机组的高压涡轮带低压压气机，低压涡轮带高压压气机，一般称为交叉布置，则在三个字后要加符号“X”。如果有中间加热、中间冷却、回热，则三个字后加破折号，再用“热”、“冷”、“回”等表示。

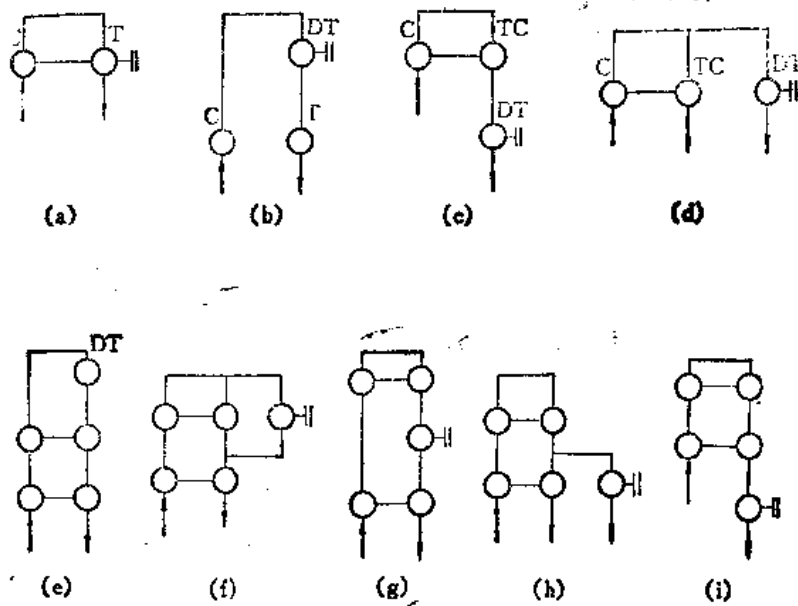


图 7-2 燃气轮机装置的几种类型

- (a) (1连) (b) (1自高) (c) (1自低) (d) (1自并) (e) (2自高)
 (f) (2自高并) (g) (2自中) (h) (2自低并) (i) (2自低)
 T—涡轮 C—压气机 DT—动力涡轮 TC—驱动压气机的涡轮

§7-2 燃气轮机变工况性能分析的一些概念

1. 变工况性能分析的数据和关系式

进行变工况分析时须有下列数据:

- (1) 压气机特性线;
- (2) 涡轮特性线;
- (3) 燃烧室特性;
- (4) 进气管和排气管压损数据。

进行变工况分析时须用下列关系式:

- (1) 燃烧室热平衡方程;

(2) 功率平衡方程: 如果涡轮只带压气机, 则 $P_{eT} = P_{ec}$, P_{eT} 为涡轮功率, P_{ec} 为压气机功率。如果涡轮只带负荷, 则 $P_{eT} = P_{ef}$, P_{ef} 为输出功率。如果涡轮同时带压气机和负荷, 则 $P_{eT} = P_{ec} + P_{ef}$;

(3) 流量平衡方程: 涡轮燃气流量 q_{mT} 等于压气机空气流量 q_{m0} 与燃料流量 q_{mf} 之和, 减去漏气或放气流量 q_{mL} , 即 $q_{mT} = q_{m0} + q_{mf} - q_{mL}$;

(4) 压比平衡方程: 对于(1连)型, 如果不考虑进出气管压损, 则涡轮膨胀比 $\frac{p_3^*}{p_2^*}$ 等于压气机压比 $\frac{p_2^*}{p_1^*}$ 乘以燃烧室压损系数 $\frac{p_3^*}{p_2^*}$;

(5) 转速平衡方程: 涡轮转速等于同轴上压气机转速。

2. 等温线

现在分析图 7-1 b 所示(1 自低)型分轴燃气轮机。假设已有压气机、涡轮和燃烧室特性, 并忽略进出气管压损。转速平衡方程式可写成:

$$\frac{n_1}{\sqrt{T_3^*}} = \frac{n_1}{\sqrt{T_1^*}} \sqrt{\frac{T_1^*}{T_3^*}} \quad (7-1)$$

流量平衡方程式可写成:

$$\frac{q_{mT} \sqrt{T_3^*}}{p_3^*} = \frac{q_{mc} \sqrt{T_1^*}}{p_1^*} \frac{p_1^*}{p_2^*} \frac{p_2^*}{p_3^*} \sqrt{\frac{T_3^*}{T_1^*}} \frac{q_{mT}}{q_{mc}} \quad (7-2)$$

式中, $\frac{p_2^*}{p_3^*}$ 和 $\frac{q_{mT}}{q_{mc}} = (q_{mc} + q_{mf} - q_{mL})/q_{mc}$ 为已知。高压涡轮功率与压气机功率的平衡方程为 $P_{oT1} = P_{oc1}$, 即:

$$q_{mT} c_{pT} T_3^* \left[1 - \left(\frac{p_2^*}{p_3^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \eta_T = q_{mc} c_{pc} T_1^* \left[\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] / \eta_c \quad (7-3)$$

对于压气机特性图中某一转速线上的某一工况, $\frac{n_1}{\sqrt{T_1^*}}$, $\frac{p_2^*}{p_1^*}$, $\frac{q_{mc} \sqrt{T_1^*}}{p_1^*}$ 和 η_c 为已知。如果任选一个 $\tau = \frac{T_3^*}{T_1^*}$ 值, 从式 (7-1)、式 (7-2) 可求出 $\frac{n_1}{\sqrt{T_3^*}}$ 和 $\frac{q_{mT} \sqrt{T_3^*}}{p_3^*}$, 然后查涡轮特性可得膨胀比 $\frac{p_2^*}{p_4^*}$ 和 η_T 。将有关数据代入式 (7-3)。如能满足, 则所选 $\frac{T_3^*}{T_1^*}$ 值是正确的。因此压气机特性图上每条等转速线上的一点相应于一个 $\frac{T_3^*}{T_1^*}$ 值。如果将各等转速线上的相同 $\frac{T_3^*}{T_1^*}$ 值的点联接, 就得到一条等温线, 如图 7-3 所示。

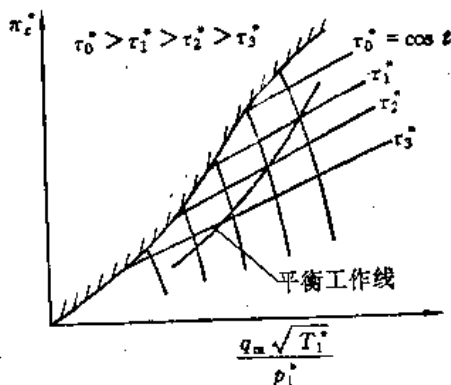


图 7-3 的等温线具有以下一些性质:

(1) 涡轮前的燃气初温 T_3^* 越高, 则等温线越靠近喘振边界。因为当涡轮通流面积一定时, 若 T_3^* 越高, 为了要流过同样的流量, 需要较高的初压。

(2) 等温线较平坦, 左端与喘振边界相交。

图 7-3 的等温线只考虑了燃气发生器的平衡条件。对于整个机组来说, 还要考虑自由动力涡轮与负荷之间的功率平衡, 才能在压气机特性图上绘出整个机组的平衡工作线。

等温线和机组平衡工作线的相对位置清晰地表示出工况变化时的燃气初温变化情况, 也在一定程度上反映了机组经济性变化的情况, 所以等温线在变工况分析时是有用的工具。

对于(1 连)型燃气轮机, 除了用转速平衡和流量平衡的式 (7-1)、式 (7-2) 外, 还要用压比平衡式, 才能求出等温线, 如图 7-4 所示。如果(1 连)型机组带动恒速发电机, 则从设计工况点 1 减少负荷到低工况点 2 时, $\frac{T_3^*}{T_1^*}$ 就下降,

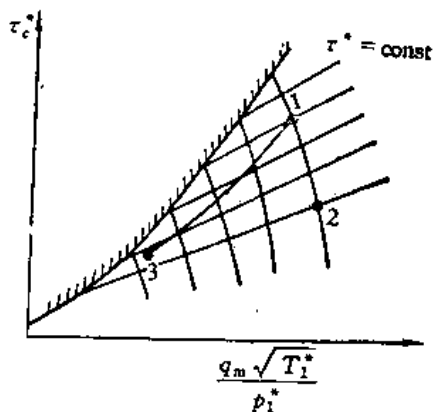


图 7-4 (1 连)机组的等温线族图

因此机组经济性也下降。从图上也可看出，在低工况时压气机不会喘振。如果带动变速负荷，则平衡工作线为1—3，低工况时经济性下降，并且可能接近喘振边界。

双转子(2自低)型发动机的等温线如图7-5所示。值得指出的是，低压压气机的等温线分布与单转子的不同，燃气温度越高，等温线越离喘振边界远，而高压压气机的等温线则和单转子的相似。

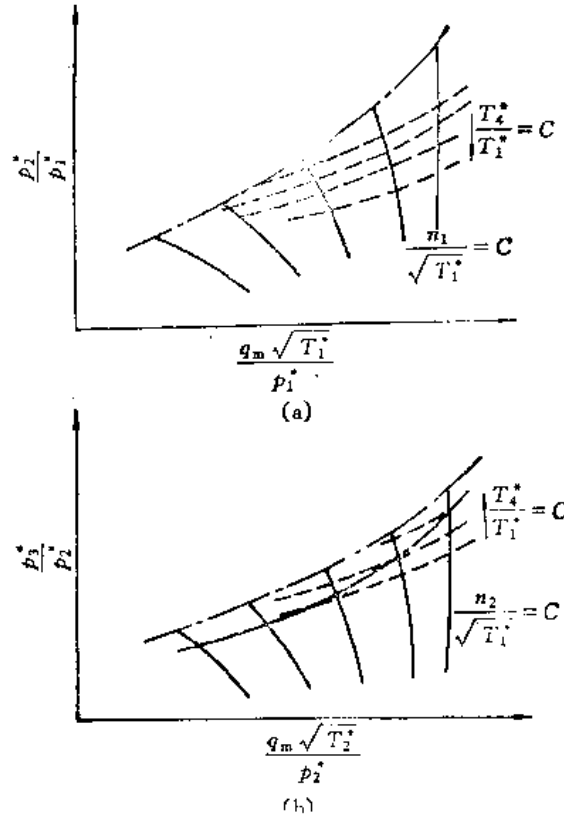


图 7-5 双转子发动机的等温线
(a) 低压压气机 (b) 高压压气机

3. 变工况时涡轮各级间膨胀比的再分配

当燃气轮机装置的工况发生变化时，流经涡轮的折合流量 $\frac{q_{mT}\sqrt{T_3^*}}{p_3^*}$ 和总的膨胀比 π_T^* 都会发生变化，这样就会导致各级膨胀比的重新分配，这是涡轮变工况特性中一个相当重要的问题。

图7-6中所绘的是一台三级涡轮。在设计工况时，涡轮各级前的初压为 $p_{3A}^{*'}、p_{3A}^{*''}、p_{3A}^{*'''}$ 。用 $p_{3B}^{*'}、p_{3B}^{*''}、p_{3B}^{*'''}$ 表示工况减小时涡轮各级前的初压。 p_4^* 表示涡轮出口背压。

从图7-6中可见，当工况减小时，涡轮总膨胀比减小， $\pi_{TB}^* = \frac{p_{3B}^{*'}}{p_4^*}$ 小于 $\pi_{TA}^* = \frac{p_{3A}^{*'}}{p_4^*}$ 。第一级涡轮在初压下降时，其背压也下降，所以膨胀比下降较少。最后一级在级前初压下降时，其背压不变，所以膨胀比下降较为明显。由此可得出结论：燃气涡轮在变工况时，处在膨胀线上位置越高的级，其膨胀比的变化越小，反之则变化越大。

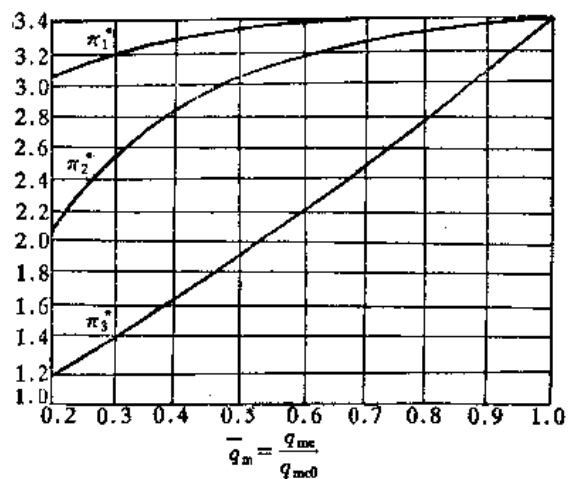
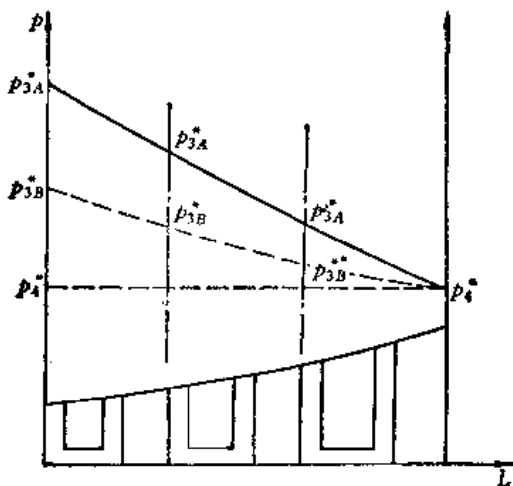


图 7-6 涡轮各级间膨胀比的分配关系 图 7-7 三个串联透平之间膨胀比的重新分配关系
上述结论也可推广到几个涡轮串联工作时各涡轮间的膨胀比分配关系上。图7-7所示为

三个涡轮串联工作时,由于工况发生变化时引起的膨胀比 π_1^* 、 π_2^* 和 π_3^* 之间的重新分配关系。其中 π_1^* 为高压涡轮膨胀比, π_2^* 为中压涡轮膨胀比, π_3^* 为低压涡轮膨胀比。

从图 7-7 可见,工况减小时,低压涡轮膨胀比 π_3^* 的减小最大,中压涡轮次之,而高压涡轮的膨胀比减小甚微。

§7-3 分轴燃气轮机装置的变工况特性

分轴燃气轮机,既可用以带动恒速的发电机,也可用以带动螺旋桨、压缩机等变速负荷,应用很广。

图 7-8、图 7-9 是代号为 401 的分轴燃气轮机的变工况特性。由图 7-8 可见,该机组在很低负荷时,共同工作还是远离喘振边界。所以它的稳定性是有保证的。图 7-9 a 曲线则清楚地表明:如假定 100% 负荷时耗油率为 1,则该机组耗油率在 75% 负荷时为 1.06,50% 负荷时为 1.25,而 25% 负荷时竟达 1.65。由此可见,本机组经济性变化的特点是负荷下降时经济性恶化,但在 75%~100% 的负荷变化范围中,经济性恶化不严重。在 75% 负荷以下随负荷减小,经济性剧烈变坏。

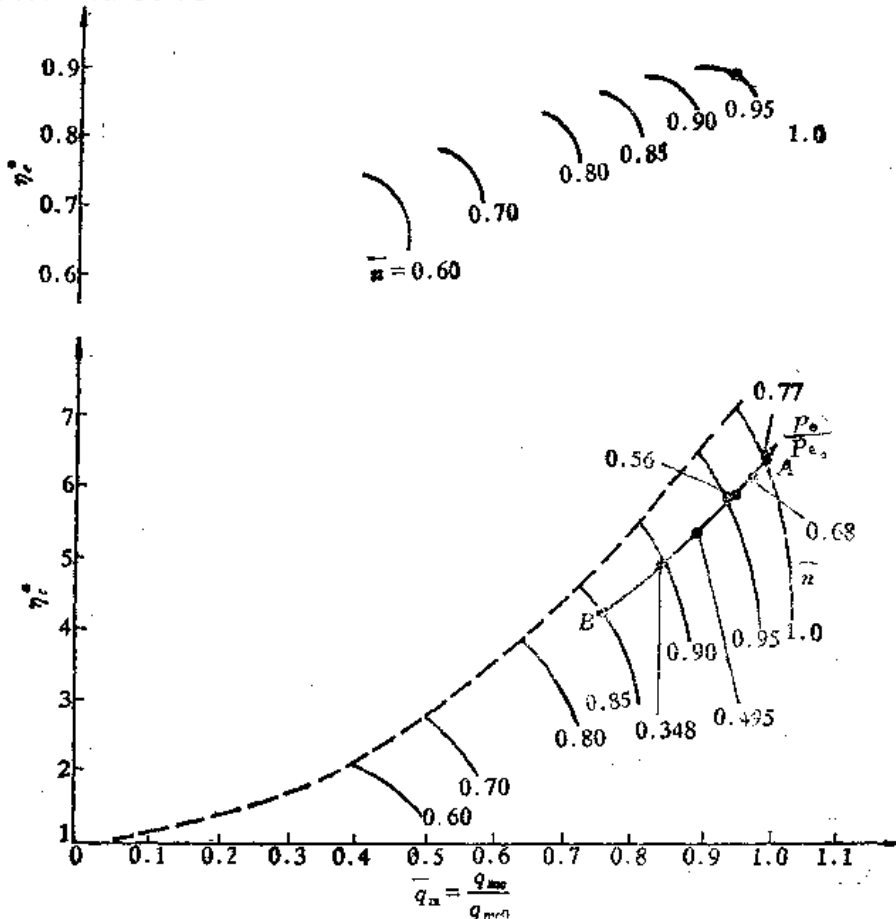


图 7-8 某舰用燃气轮机压气机与涡轮的共同工作线

上面分析所得的结论,对(1自低)机组都有普遍的意义。图 7-9 a 综合了四合同型机组的耗油率曲线,尽管这些机组之间有着种种差别,有的属于较先进水平(如 LM 2500 机组, $t_3^* = 1100^\circ\text{C}$, $\pi_c^* = 16.8$),有的参数较落后(如 G-2 机组, $t_3^* = 800^\circ\text{C}$, $\pi_c^* = 4.0$)。但是由于它们都是(1自低)型燃气轮机,就具有相同的耗油率变化规律。

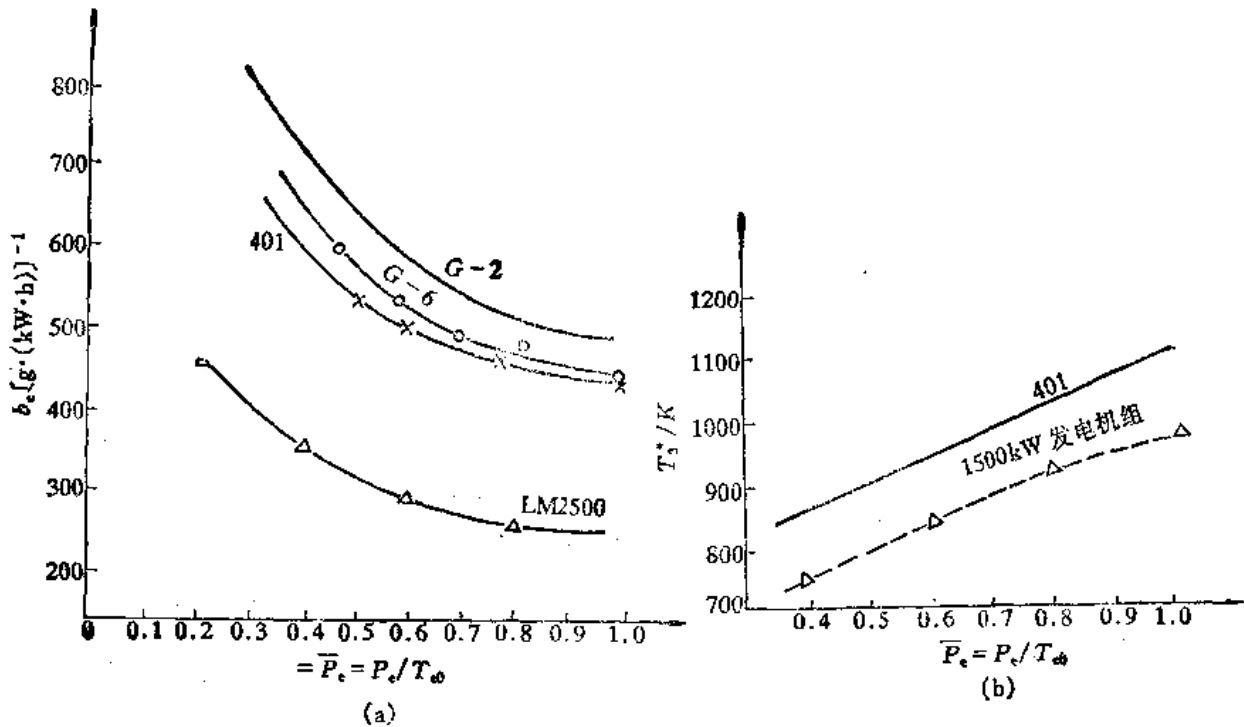


图 7-9 几种舰用燃气轮机变工况特性

(a) $b_e - \frac{P_c}{P_{c0}}$; (b) $T_3^* - \frac{P_c}{P_{c0}}$

(1 自低)型机组的经济性随着负荷的下降而迅速恶化的原因有二：首先是初温和压比降低；其次是部件效率(包括压气机、涡轮、燃烧室效率)的下降。

图 7-9(b) 中，实线表示代号为 401 的机组的初温 T_3^* 随负荷变化的情况，虚线则表示同类型的燃气轮机发电机组的燃气初温 T_3^* 随负荷变化的情况。尽管两机组的负荷特性不一， T_3^* 设计值不同，但却有类似的 T_3^* 随 $\frac{P_c}{P_{c0}}$ 变化的规律。即当负荷下降时， T_3^* 明显降低，负荷从 100% 降低到 40% 时，两燃气轮机的 T_3^* 都下降 200℃ 左右。燃气轮机的循环效率和燃气初温有着非常密切的关系。初温的下降必然导致循环效率的下降，这是本类型燃气轮机部分工况经济性下降的主要原因。据此，可以燃气初温的变化作为判断燃气轮机变工况经济性的一个重要标志。

负荷降低时，燃气初温为什么会迅速下降呢？(1 自低)燃气轮机中的压气机是由高压涡轮来带动的。在上述探讨中已知，当涡轮总膨胀比变化(下降)时，高压涡轮中膨胀比下降不多，所以高压涡轮的有效功下降不多，使压气机的转速、从而压气机和涡轮的流量在部分工况时下降较慢，这样，燃气轮机有效功输出的减小只能由初温降低来达到。这就是这一类型燃气轮机在变工况时燃气初温迅速下降的原因。

为了加深理解，这里提出另一种组合形式(1 自高)来进行比较。这种组合形式如图 7-10 所示，负荷由高压涡轮带，压气机由低压涡轮带。由于低压涡轮在变负荷时膨胀比和有效功有较大的下降，所以压气机转速的降低较(1 自低)形式快。所以在同样部分负荷时，例如 50% 负荷，(1 自高)的流量较小，温度较高。换句话说，在负荷降低时，(1 自高)的温度降低

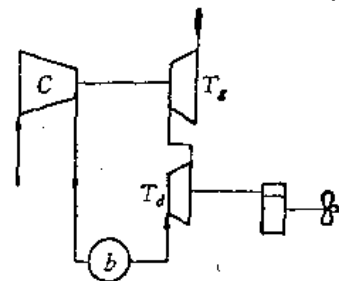


图 7-10 (1 自高)型燃气轮机简图

肯定较(1自低)型慢。

图7-11的计算实例表明,(1自高)的初温随负荷的下降比(1自低)要缓和得多,不仅如此,当负荷降低到80%之后,如果负荷再进一步下降,由于流量的剧烈减小,为了保证应有的功率,燃气初温反而略有上升。

从上面分析可知,带动压气机的涡轮在膨胀线上的位置对燃气轮机部分负荷的性能影响很大:在膨胀线上的位置越高,在部分负荷时流量变化越小,温度下降越快,从而使燃气轮机在部分工况下的经济性迅速恶化。

由图7-8上的平衡工作线可见,随着工况的进一步减小,压气机的效率越来越偏离其设计值。另外,在负荷很小时,由于特性比偏离设计值使涡轮效率也降低。所有这些都是使燃气轮机在部分负荷时经济性恶化的原因。

下面讨论部分负荷时的稳定性问题。

部分负荷时,燃气轮机稳定性的好坏与燃气轮机在变工况时燃气初温的变化规律有关。从图7-4可以看出等温线与压气机特性线的相对位置。如果在负荷降低时燃气初温迅速下降,则平衡工作线远离喘振边界线,燃气轮机就有较好的稳定性。反之,稳定性就差。

(1自低)燃气轮机在部分负荷时燃气初温下降剧烈,工况线远离喘振边界线,有较好的稳定性,当负荷降低到20%时,压气机还没有进入喘振区,如图7-12计算实例所示,而(1自高)型燃气轮机在部分负荷时燃气初温下降很慢或反而上升,在部分负荷时很容易进入喘振区,如图7-12所示,当负荷还高达60%时,平衡工作点已进入喘振区。这种低劣的稳定性能使(1自高)型燃气轮机在实用上失去任何价值。

任何真理都有其相对性。(1自低)型燃气轮机具有较好的稳定性这一结论也是有条件的。一般情况下,仍须对其稳定性作严格的检查。(1自低)型压气机喘振的可能性是由下述因素引起的。

首先,当负荷下降到一定程度后,由于涡轮和压气机等部件效率大幅度变坏,要维持规定的部分负荷,只有用提高燃气初温的方法。机组的初温变化可能是:先随负荷下降而迅速下降,随后可能有一定程度的提高。当初温提高时,就必然使平衡工作点移向喘振边界,增加了燃气轮机失去稳定性的可能。

其次一个因素,也是特别要强调的因素,是高增压比压气机的采用。随着高温材料冷却技术的发展,燃气轮机的燃气初温和增压比提高得很快。压气机的喘振边界形状与压比有密切关系,低压比压气机的喘振边界比较平坦。当级数增多,压比提高,也即在高压比的压气机中,喘振边界就变得陡削,从而使平衡工作线容易进入喘振区。

图7-13绘出了两台在设计工况下具有不同压比的压气机特性线。在高压比压气机中,喘振的可能性比低压比压气机大得多。因此,在高压比燃气轮机中,当采用(1自低)的形式时,仍特别要注意压气机的稳定工作问题。在一般情况下,往往要求采用特殊的措施来防止压气

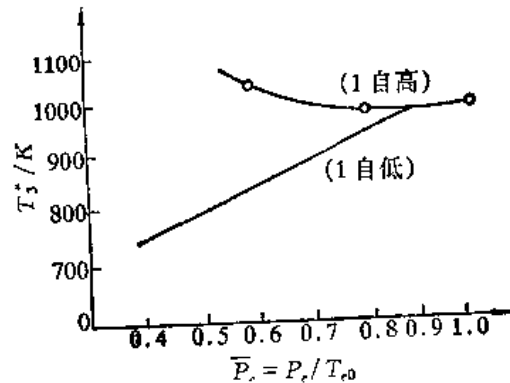


图7-11 (1自高)型与(1自低)型燃气轮机

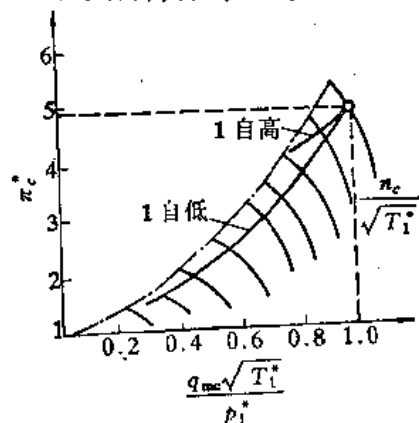


图7-12 (1自高)型与(1自低)型燃气轮机平衡工作线

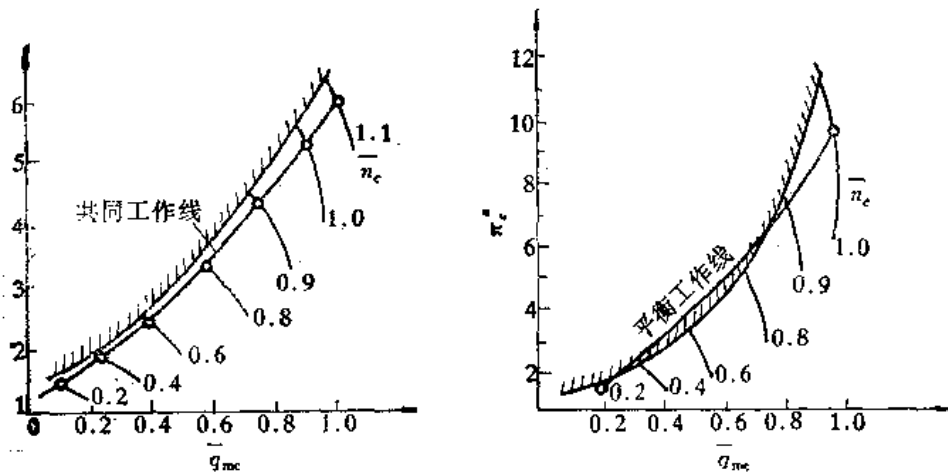


图 7-13 高增压比与低增压比压气机的特性

机的喘振。

最后讨论机组的加速性问题。机组的加速性包括它能否迅速启动，启动后能否从很低的负荷迅速过渡到全负荷。加速可以由一个简单的力学关系来分析，即：

$$I \frac{d\omega}{dt} = \Delta M$$

式中， I 为转子的转动惯量；

$\frac{d\omega}{dt}$ 为转子的角加速度；

ΔM 为转子上的剩余力矩。

下面，结合图 7-8、图 7-9 和上式来分析加速性。假定该燃气轮机在 B 点(0.346 负荷)工作，由于需要，要求机组发出全功率。提高功率的唯一方法是增大燃烧室的喷油量，从而提高涡轮前温度以增加涡轮的力矩。原来在 0.346 负荷平衡运行时，压气机力矩和机械损耗阻力矩之和等于涡轮力矩，也即剩余力矩为零。这是一切平衡工况共同工作的必要条件。现在为了加速，涡轮力矩突然上升，使转子上产生了剩余力矩。显然，喷油量增加越多，燃气初温突跃的幅度越大，轴上的剩余力矩也越大，转子加速也越快，从而保证燃气轮机在短时间内到达设计转速，发出设计全负荷功率。但是，对初温突跃的幅度是有严格限制的。为了保证高温零件的安全工作，加速时往往不允许燃气初温超过设计值。从本实例看，0.346 工况时，温度是 848K，而设计全负荷工况时，则为 1093K，这就是说，在所研究的加速过程中最大的温度突跃不能超过 245K。由于(1 自低)型的特点是负荷下降时燃气初温迅速下降，因此，当加速时，就能得到较大的温增，所以具有良好的加速性。另外，转动惯量 I 也影响到加速性。(1 自低)型由于整台压气机集中在一个转子上，所以与多台压气机型燃气轮机机组相比，压气机转子的转动惯量大，在一定程度上影响了加速性。

综上所述(1 自低)型燃气轮机的特点是低负荷经济性差，稳定性好；高压比的压气机须采取特殊措施来保证，机动性尚好。由于有这些特点，这种形式的燃气轮机得到了广泛应用。

一台压气机的燃气轮机中，除了上面讨论的(1 自低)型可采用外，也可从简化结构的角度出发，省去一台自由动力涡轮，把负荷直接连接在压气机轴上，如图 7-14，变成(1 连)型燃气轮机。这种形式在发电装置中有一定广泛性，但不适合携带变速负荷(如装在船上带螺旋桨)，其原因首先是海面情

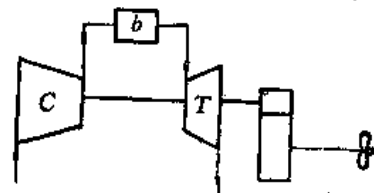


图 7-14 (1 连)型燃气轮机简图

况变化,螺旋桨“变重”时涡轮会出现超温,其次是加速性极差。

§7-4 多轴燃气轮机装置的变工况特性

多轴燃气轮机装置是指压气机台数大于两台燃气轮机。它们的组合形式很多,但实际应用的却不多,主要是变工况性能决定了其取舍。迄今为止,只有(2自低)型和(2自中)型在工程上得到应用,分别见图7-15和图7-16所示。这两种组合形式的区别,是自由涡轮在膨胀线上的位置不同,前者是低压,后者是中压。两者有一共同点,那就是从压气机和涡轮的配合来看,驱动高压压气机的涡轮在膨胀线上的位置都较驱动低压压气机的涡轮高;这在燃气轮机术语中称为平行排列。如果反过来,驱动高压压气机的涡轮在膨胀线上的位置较驱动低压压气机的涡轮低。在燃气轮机术语中称为交叉排列。

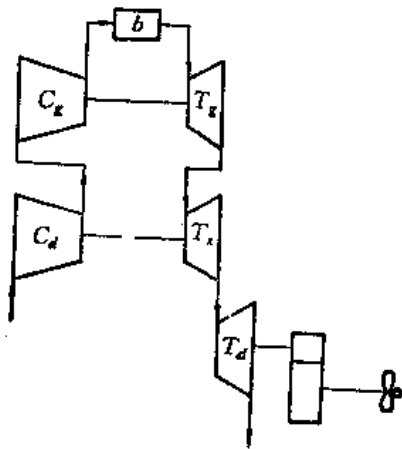


图 7-15 (2自低)型燃气轮机

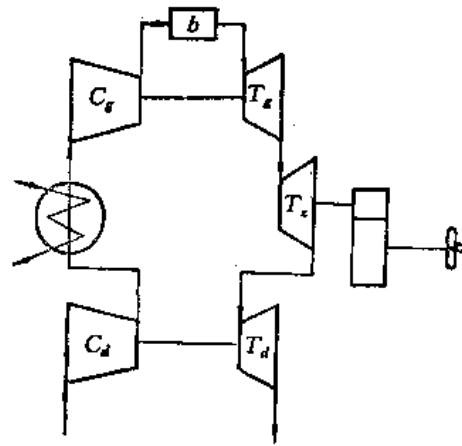
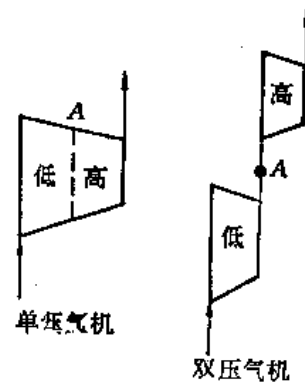


图 7-16 (2自中)型燃气轮机

从一台压气机组合形式到两台压气机组合形式的发展过程中,存在着许多矛盾。但从现有的资料来分析,可以认为,高压比压气机的稳定性的矛盾在过程发展中起着主导的作用。

当燃气轮机工况变化,转速下降时,压气机的失稳首先是低压部分的气流脱离引起的。

设想用高、低压两台压气机(即所谓双轴压气机)来代替单台压气机(图7-17),应注意高、低压两部分之间的A点的压力变化。如果分成两台压气机,A点的压力在部分工况时下降得比单台压气机快(即低压压气机负荷较轻),那么低压压气机特性线上的平衡工况线就离开喘振边界,从而加强了低压压气机的稳定性。反之,如果A点压力在部分工况时下降得比单压气机慢(即低压压气机负荷较重),那么低压压气机特性线上的平衡工况线就移向喘振边界,从而削弱了低压压气机工作的稳定性。所以,为了保证压气机的稳定性,有理由希望改设两台压气机后,A点压力下降得比单台压气机时快。



单轴压气机

双轴压气机

A点压力的变化与高、低压气机转速的相对变化有密切关系。

如果在部分负荷时,高压压气机与低压压气机的转速按同样比例下降,那么两台压气机的工作情况就完全和单轴压气机时一样,A点压力的变化也和单台压气机相同。在这种情况下,双轴压气机通流部分的气动情况与单轴压气机没有区别。

如果在某部分工况时,高压压气机转速与设计值相比下降得比低压压气机多,那么高压压

气机的通流能力的降低就比低压压气机剧烈。在这种情况下，只有在较高的 A 点(与单台压气机相比)压力下，高压压气机才有可能接受低压压气机所排出的空气量。这就是说，在部分负荷时，高压压气机转速下降得比低压压气机多，将不利于压气机工作的稳定性。

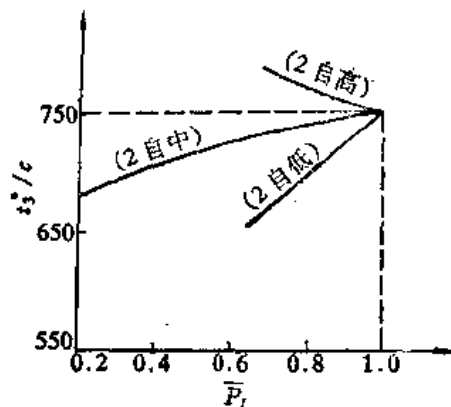
相反，如果高压压气机转速与设计值相比下降得比低压压气机少，那么在部分工况时， A 点的压力将降低得比单轴压气机快，这就有利于压气机工作的稳定性。

由此，可以得到关于判断双轴压气机工作稳定性的一个重要结论：随着负荷下降，如果高压压气机转速下降得比低压压气机慢，那么，低压压气机的稳定性，从而燃气轮机整机的低负荷稳定性，将因双轴压气机的采用而得到改善。

现在可以就平行排列与交叉排列作一比较分析。在交叉排列中，高压压气机由低压涡轮带动，而低压涡轮在负荷下降时焓降下降得较快，这就使高压压气机的转速下降得比低压压气机多，所以交叉排列的双压气机不仅不能解决“稳定性”，而且反而使它恶化。与之相反，平行排列的高压压气机是由高压涡轮来带动的，高压涡轮在负荷下降时焓降下降得较慢，从而使高压压气机转速下降得比低压压气机小，所以平行排列的双压气机能改善压气机工作的稳定性。这就是为什么现代工程用燃气轮机都毫不例外地采用并行排列形式的主要原因。

双轴压气机的另一个特点是：在较高的增压比时，双轴压气机可比单轴压气机在较宽的工况范围内保持较高的效率。这是因为，当总增压比降低时，单台压气机中前几级的流量系数减小，而最后几级的流量系数增大。这就使前几级及最后几级的工作状态显著地偏离设计状态，使级效率及整个压气机的效率都下降。但在双轴压气机中，由于低压压气机的转速下降得比高压压气机快，使压气机各个级偏离设计状态的程度将小得多。所以，各级能在较宽的工作状态范围内保持较高的效率。

现在来讨论高压涡轮作为自由动力涡轮(2自高)形式的工作情况。在这种形式中，高低压压气机分别由中压、低压涡轮带动。在部分负荷时，低压涡轮的焓降相对于高压涡轮要降低得较多，从而使压气机的转速降低得较多。所以，当负荷下降时，(2自高)型机组的流量下降极快，甚至快到这样程度：为了保持某一部分负荷输出，不得不提高燃气初温，图 7-18 的计算实例证明了这种可能。该燃气轮机的设计温度为 750°C ，初温随负荷下降而上升，这个特点既不利于高温部件的寿命，也不利于机组的加速性。所以(2自高)型机组不能得到实际应用。



这样一来，双压气机带自由动力涡轮的多轴燃气轮机装置的组合形式中只剩下(2自中)和(2自低)两种形式了。它们都属于平行排列。所以，在部分负荷时，低压压气机的转速减少得比较多。从原则上说，两者的稳定性都应较单压气机有所改善。其中，(2自中)的低压压气机是由低压涡轮带动，而(2自低)则由中压涡轮带动。低压涡轮的焓降在部分负荷时减少得较中压涡轮多。所以(2自中)的低压压气机转速的减小应比(2自低)剧烈。从稳定性来比较，(2自中)应比(2自低)更为有利。

(2自中)型和(2自低)型的稳定性相对于单台压气机来说是提高了。但在工况大幅度变动时，某一具体燃气轮机会不会发生喘振，须视设计点的位置、压气机喘振边界的形状、涡轮的特性等具体情况而定，不能作绝对肯定或绝对否定的结论。图 7-19 是 RM-60 低压压

气机特性曲线。这台机组虽然采用了(2自中)形式,但在40%负荷时还是出现了喘振,只是采取了防喘措施后(放气),工况线才重新移入稳定区。

综上所述可知:(1)(2自中)、(2自低)型机组的稳定性,在其他条件相同的情况下,较单台压气机的机组好;(2)(2自中)型比(2自低)型的稳定性更有改善;(3)尽管如此,在高

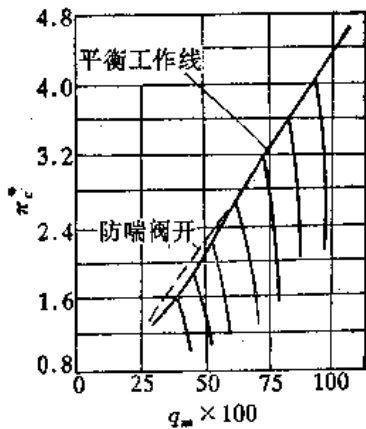


图 7-19 RM-60燃气轮机低压压气机的平衡工作线

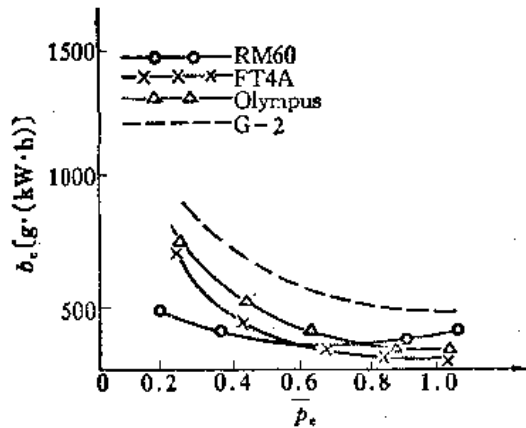


图 7-20 四台舰用燃气轮机耗油率的比较

增压比条件下,对(2自中)、(2自低)型的喘振问题还要予以高度注意,对具体的机组要作具体计算分析。

下面讨论(2自中)、(2自低)型机组的经济性。图7-20提供了四台燃气轮机的耗油率曲线。由图可知,(2自低)型的FT4A机组和Olympus机组的耗油率随着负荷降低而迅速增加,与(1自低)型的G2机组曲线相比,并无原则区别。如以100%负荷时油耗为1,则75%负荷时油耗为1.065,50%负荷时油耗为1.26,25%时油耗竟达1.95。图7-20中曲线又表明,(2自中)型的RM60机组油耗的变化具有与众不同的规律。在宽阔的负荷变动范围中,耗油率变化很小,也就是说,(2自中)型机组具有良好的部分负荷的经济性。

上述经济性的变化规律并不是偶然的,它是由这些形式的本质所决定的。(2自高)型中带动压气机的涡轮在膨胀线上的位置最低,(2自低)型最高,而(2自中)型介于两者之间。§7-3中已经探讨得知,压气机涡轮在膨胀线上的位置越高,则部分负荷时的流量变化越小,温度降低也越剧烈。可以判断,(2自低)型在部分负荷时燃气初温如同(1自低)型一样剧烈下降,见图7-18所示。这就使该型经济性随负荷下降而迅速恶化。而(2自高)型则相反,在部分负荷时,初温不仅不下降,而是同(1自高)型一样反而有所增高,从而影响了它的实用价值。至于(2自中),则介于两者之间,当负荷降低时,燃气初温只有少量的下降,这就决定了它在部分负荷时有良好的经济性。而且还可以指出,(2自中)型的初温下降幅度可以人为地予以控制,把高压压气机增压比的设计值减小一些,把一部分高压涡轮的焓降转移到低压涡轮,实际上就是降低了压气机涡轮在膨胀线上的位置,从而减小初温在部分负荷时变化的幅度,相反的措施则可以增大初温在部分负荷时变化的幅度。由此可见,RM60机组的油耗曲线平坦,主要是因采用(2自中)形式而致的,当然也包含着中间冷却、回热的影响。

关于(2自中)和(2自低)型机组的加速性问题,可作如下分析:当从低负荷加速到全负荷时,在其他条件相同的情况下,(2自低)型可以允许在加速过程中有较大的燃气初温增幅。另外,在双压气机的燃气轮机中,加速的快慢往往取决于转动惯量较大的低压压气机转子。在(2自低)形式中,低压压气机是由中压涡轮带动的,与(2自中)形式相比,在同样负荷变化幅度下,

它的低压压气机转速下降得较小,即有较高的转速。从下式中知:

$$t = \frac{\pi}{30} I \int_{n_1 \Delta M}^{n_0} \frac{dn}{n}$$

如部分负荷时转速 n_1 越高,那么加速到同样的设计转速 n_0 所需的时间就越短。由于上述两个原因,(2 自低)型的机动性较(2 自中)型为佳。

由以上分析可知,(2 自中)型机组虽机动性稍差,但具有较好部分负荷经济性和稳定性。但实际工程上大量应用的却不是(2 自中)型,而恰恰是(2 自低)型,这主要是由下面两个因素所决定的。

(1) (2 自中)型机组不能实现气体的直流布置。所谓直流布置即气流方向从机组进口到出口没有大的转折,使机组结构简单、布置紧凑。(2 自中)型机组由于采用中压涡轮输出,气体从高压涡轮出来经过管路流到中压涡轮,从中压涡轮出来再经过管路流到低压涡轮,无法实现气体的直流原则,增加巨大的气体管路,而且需增加机组长度。(2 自低)型机组虽然也由两台压气机、三台涡轮组成,但从图 7-1 上可见,整个机组仍能按气流直流原则布置得十分紧凑。

(2) (2 自中)型机组不能直接采用航空发动机改型。航空燃气轮机是燃气轮机中发展最早、技术上最成熟的,所以其他用途的燃气轮机往往走航空燃气轮机改型的道路,即采用航空燃气轮机的基本部分,包括压气机及其驱动涡轮、燃烧室(一般总称为燃气发生器)。当然,根据具体用途的要求,某些零件的材料须作适当的更换,重新设计的仅是动力涡轮。这不仅大大降低了燃气轮机的制造成本,而且还能使机组重量减轻、体积缩小,装拆修理十分方便。但是从航空发动机改型,不管是涡桨、涡喷还是涡扇改型,只能得到(2 自低)型,而不能得到(2 自中)型。

采用两台压气机的燃气轮机,除上述三种机组形式外,还有(2 连高)型和(2 连低)型两种双轴机组。(2 连高)机组携带恒速发电机负荷时,低压压气机才有可能避免喘振;携带变速螺旋桨负荷时,机组只能在高工况稳定工作。(2 连低)型机组正好相反,只有携带变速螺旋桨负荷时,低压压气机才能稳定工作,而带恒速发电机负荷时,只能在高工况下运行。

§7-5 燃气轮机装置的过渡过程

燃气轮机装置的过渡过程主要有启动过程、加速过程和减速过程等。

这里,以启动过程为例来说明燃气轮机过渡过程的一些特征。

启动过程是指燃气轮机装置从静止到空载工况的过渡过程。它的合理组织是燃气轮机装置的设计、试车以及运行中必须认真对待的一个问题。这个过程通常又可划分为三个阶段。下面结合图 7-21 和图 7-22 来分析启动过程中各个阶段的特点。

1. 冷加速阶段

燃气轮机和柴油机一样,没有外界能源是无法启动的。从图 7-21 可见,压气机—高压涡轮($C-T_1$)轴,即燃气发生器轴通过中间离合器与起动机 Q 连接,作为燃气轮机的起动机可以采用电动机、液力马达、小燃气轮机、空气涡轮等等。在起动机力矩的作用下,压气机开始沿着 $0-1'$ (见图 7-22) 加速和供气。当压气机的转速到达一定值 n_0' 时,燃烧室中起动机喷嘴开

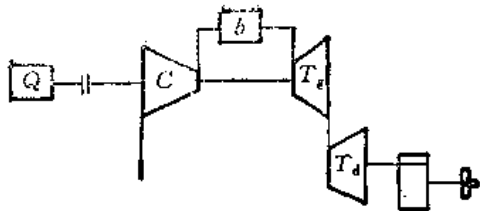


图 7-21 (1自低)型燃气轮机

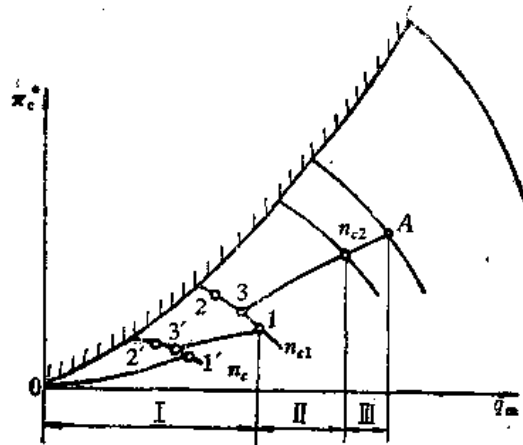


图 7-22 燃气轮机的启动过程

始供油并被点燃。因燃烧引起的温度突升，使压气机的流量和压力在短瞬时间内也作 $1'-2'$ — $3'$ 的突然变化。之后，压气机继续在起动机力矩的作用下沿 $3'-1$ 线加速。安装起动机力矩的目的，主要是为了在燃烧室中维持一般稳定的火焰，使在主喷油嘴喷油时起点火引燃的作用。起动机力矩的供油量很小，它对机组加速的影响可以忽略不计。在备有高能点火器的机组中，往往不需要起动机力矩，这时直接由起动机带到 n_{c1} 转速。由于在启动的第一阶段，燃烧室主喷油嘴尚未供油，加速主要靠起动机力矩，所以称为冷加速阶段。

2. 共同加速阶段

压气机的转速到达 n_{c1} 之后，主喷油嘴喷油燃烧。此时，压气机压比和流量也与起动机力矩点燃时一样，沿着 $1-2-3$ 作一次突变。主喷油嘴喷油后，涡轮的功率急剧增大，所以从 n_{c1} 之后，机组就在起动机力矩和涡轮力矩的共同作用下加速，所以称为共同加速阶段。

转速 n_{c1} 称为点火转速，它的大小主要根据主喷油嘴的最小供油量和允许的最高燃气初温来选择。如 n_{c1} 选得过小，点火时空气流量太小，点燃烧后就会发生超温；而 n_{c1} 选得过大，则必然使起动机功率增大，从而使起动机的重量、尺寸增大。

3. 脱扣后加速阶段

主喷油嘴投入工作后，涡轮功率逐步增大，到达某一转速时，涡轮力矩不仅能克服压气机和摩擦力矩，而且还有相当大的剩余力矩来产生加速，这时，起动机的存在已属多余。另外，一般起动机的力矩，在某一转速后，随着转速的升高而逐渐变小。因此，起动机对机组加速的作用越来越小。当转速上升到 n_{c2} 时，起动力矩已很小，此时可以通过离合器把起动机脱开。 n_{c2} 称为脱扣转速。 n_{c2} 之后的加速过程称为脱扣后加速过程，此过程一直延续到空载工况 A 点。脱扣转速应根据起动机的特性、涡轮和压气机的力矩特性来选择。

关于空载工况的定义有多种表述。比较合理的表述是：在最低的燃气温度的下，压气机——涡轮转子能够稳定工作的工况称为空载工况。图 7-23 中，在压气机特性线上绘有等温比线。图上 A 、 B 、 C 、 D 、 E 诸点上压气机与它的涡轮都可以平衡工作，但是燃气温度的以 C 点为最低。按上述定义， C 点就是空载工况。当然，也有理由希望空载时有效功率等于零或接近于零，这样，燃气轮机启动后，可以在较低的温度下空载运行，等待进一步的操作命令，而且还可以进行压气机清洗等工作。

启动过程第二、第三阶段的发展,主要取决于主喷油嘴的供油规律。在燃气轮机实践中,经常按以下三种条件来组织供油:

(1) 启动过程按某一等温线进行。例如国产卡车电站用燃气轮机的设计燃气温度为 937K,启动时,规定机组沿 673K 等温加速。

(2) 启动过程按最大温度线进行。例如国产舰用燃气轮机的设计燃气初温为 1173K。启动过程准备沿着最高温度 1173K 进行。

(3) 启动过程沿着喘振边界进行。

启动条件必须按照实际情况来正确选择。一般陆用发电燃气轮机对启动时间要求不高,可以选用第一种条件。这时机组在较低温度下启动,可以避免零部件中产生过大的热应力。一般用途的燃气轮机要求有较好的机动性,应力求缩短启动时间,这时用第二或第三种条件来组织供油较为合适。当采用第二种条件时,特别要注意压气机的喘振。因为根据一般的燃气轮机特性,压气机特性线上等温线的斜率要比喘振边界的斜率小,所以,最高温度线往往在较高转速时已与喘振边界相交。这时,如果按最高温度线来启动的话,压气机必然进入喘振区,使启动过程的进行变为不可能。但是,对于某些喘振裕度较大的燃气轮机,以及某些设有压气机放气、压气机转叶等防喘措施的燃气轮机,第二种条件不是不可以考虑的。第三种条件实际上是以压气机不喘振作为组织启动过程的主要条件。当采用这种条件时,要检查过程中燃气是否超温,以及超温的幅度与延续时间。在机动性要求较高的燃气轮机中,启动过程中燃气的短期超温是可以允许的。

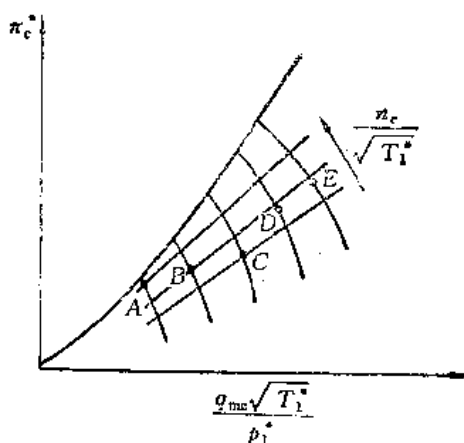


图 7-23 空载工况的选择

§7-6 蒸汽涡轮的变工况工作

由于蒸汽涡轮初压高,背压低,所以它的膨胀比很大。虽然蒸汽涡轮的初温比燃气涡轮低,但它的焓降还是比燃气涡轮大得多,所以蒸汽涡轮功率大,级数多。通常用弗留格尔(Flüger)公式来研究蒸汽涡轮的变工况性能。

由第 4 章知,对于等熵流动过程,流过收缩喷嘴的气体流量可写为:

$$\frac{q\sqrt{T_0^*}}{Ap_0^*} = \sqrt{\frac{1}{R} \cdot \frac{2K}{K-1} \left[\left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]} \quad (7-4)$$

式中,下角码“0”表示喷嘴进口截面上的参数;“1”表示喷嘴出口截面上的参数;A为喷嘴出口截面积。

理论和实践均证明,当 $\frac{p_1}{p_0^*}$ 较大时,即喷嘴的膨胀比不大时,式(7-4)是相当准确的。但是,当 $\frac{p_1}{p_0^*} \leq \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)_{cr}$ 以后,喷嘴出口截面上的流速已达音速,进一步降低喷嘴后的背压已不能影响出口截面上的压力值,亦即喷嘴内实际的膨胀比维持不变,流量亦不会变动,这称为临界工况。

在无粘流动和理想气体的假定下,喷嘴的临界压力比为 $\left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)_{cr} = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{K-1}}$ 。到达

临界状态后,流经喷嘴的流量称为临界流量,由下式决定

$$\frac{q_{cr}\sqrt{A_0^*}}{A p_0^*} = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K+1}{2(K-1)}} \sqrt{\frac{K}{R}} \quad (7-5)$$

可将各种工况下流经收缩喷嘴的流动分为两个区域:当 $\frac{p_1}{p_0^*} > \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)_{cr}$ 时,称为亚临界流动,此时的流量和压力比的关系如式(7-4)所示。

而当 $\frac{p_1}{p_0^*} \leq \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)_{cr}$ 时,称为临界流动,此时流过喷嘴的流量只与热力参数有关,而与压力比无关。若将式(7-4)和式(7-5)画在同一张图上,可得图7-24。仔细研究该图的右半部分,发现BC段与椭圆的1/4线段相当近似,若用椭圆曲线代替它,误差较小,故可用椭圆方程表示BC段的流量-压力比关系:

$$\frac{\left(\frac{q\sqrt{T_0^*}}{A p_0^*}\right)^2}{\left(\frac{q_{cr}\sqrt{T_0^*}}{A p_0^*}\right)^2} + \left[\frac{\left(\frac{p_1}{p_0^*}\right) - \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)_{cr}}{1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)_{cr}}\right]^2 = 1 \quad (7-6)$$

即

$$\frac{q}{q_{cr}} = \sqrt{1 - \left[\frac{\left(\frac{p_1}{p_0^*}\right) - \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)_{cr}}{1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)_{cr}}\right]^2} \quad (7-7)$$

式(7-7)适用于 $\frac{p_1}{p_0^*} > \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)_{cr}$ 的情况。

涡轮叶栅流道的流动情况与收缩喷嘴极为相似,只不过叶栅斜切口部分中可以继续膨胀加速,出口气流方向产生偏转而达到超音速,但以流量而言,由于最小截面(喉部)气流速度只能达到当地音速,流量也就限制住了,故式(7-4)至式(7-7)的各关系,仍可用于叶栅内流动。

涡轮级是由一系列静叶片和一系列动叶片组成的,流过静叶的流量和流过动叶的流量相等。所以,原则上只要求得静叶中流量的变化,也就知道了级的流量变化。

最简单的情况是认为,工况变动时,涡轮级的反动度保持不变。这时,对纯冲动级说,气流在动叶中不膨胀,级的流量应与一系列静叶完全相同,即公式(7-4)~(7-7)完全可以适用,只是 p_1 应改为 p_2 , 而临界压力比 $\left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)_{cr}$ 仍为 $\left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K-1}}$ 。具有不同反动度的级,流量变化基本上也可用上述公式分析,这时以 p_2 代替 p_1 , 但由于动叶栅内仍继续膨胀,级的临界压力比应小于 $\left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K-1}}$ 。其大小取决于级的平均反动度 ρ 。

当 $\rho = 0$ 时:

$$\left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)_{cr} = \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)_{cr} = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K-1}}$$

也可设想,当 $\rho = 0.5$ 时:

$$\left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)_{cr} \approx \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)_{cr}^2 = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{2K}{K-1}}$$

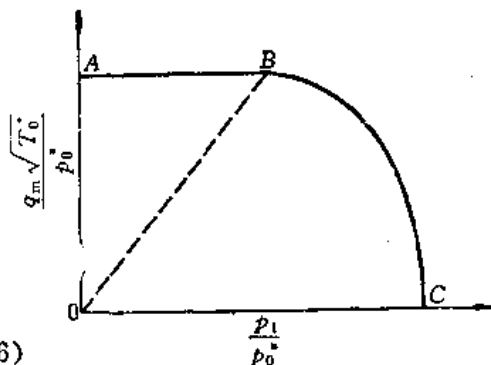


图 7-24 渐缩喷嘴流量与初压、背压的关系

对于其他的 ρ 值,在初步计算时,可认为:

$$\left(\frac{p_c}{p_0^*}\right)_{or} \approx \left(\frac{p_c}{p_0^*}\right)_{cr} \frac{1}{1-\rho} = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{(K-1)(1-\rho)}}$$

不论冲动式级还是反动式级,只要 $\frac{p_c}{p_0^*} > \left(\frac{p_c}{p_0^*}\right)_{or}$,流过一级的流量有如下关系:

$$\frac{q}{q_{cr}} = \sqrt{1 - \left[\frac{\left(\frac{p_c}{p_0^*}\right) - \left(\frac{p_c}{p_0^*}\right)_{cr}}{1 - \left(\frac{p_c}{p_0^*}\right)_{cr}} \right]^2} \quad (7-8)$$

如果涡轮级的设计工况参数标以下脚码“d”,则变工况与设计工况的流量比可写成:

$$\frac{\frac{q\sqrt{T_0^*}}{p_0^*}}{\left(\frac{q\sqrt{T_0^*}}{p_0^*}\right)_d} = \sqrt{\frac{\left[1 - \left(\frac{p_c}{p_0^*}\right)_{cr}\right]^2 - \left[\left(\frac{p_c}{p_0^*}\right) - \left(\frac{p_c}{p_0^*}\right)_{or}\right]^2}{\left[1 - \left(\frac{p_c}{p_0^*}\right)_{cr}\right]^2 - \left[\left(\frac{p_c}{p_0^*}\right)_d - \left(\frac{p_c}{p_0^*}\right)_{cr}\right]^2}} \quad (7-9)$$

事实上,许多实践证明,公式(7-8)和(7-9)不仅适用于单级涡轮,就是对几个级组成的级组,或是对整台涡轮机,也是合适的,这时, $\frac{p_c}{p_0^*}$ 应代以级组或整台涡轮的压力比,同时该级组或整台涡轮的临界压力比要比单级的小得多。当涡轮有足够多的级数时,则可近似认为 $\left(\frac{p_z}{p_0^*}\right)_{or} \approx 0$ 。此时的流量关系成为:

$$\frac{\frac{q\sqrt{T_0^*}}{p_0^*}}{\left(\frac{q\sqrt{T_0^*}}{p_0^*}\right)_d} = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_z}{p_0^*}\right)^2}{1 - \left(\frac{p_z}{p_0^*}\right)_d^2}} \quad (7-10)$$

式中, p_z 代表整台涡轮或涡轮级组的出口压力; p_0^* 代表整台涡轮或涡轮级组的进口滞止压力; T_0^* 代表整台涡轮或涡轮级组的进口滞止温度。

式(7-10)称为弗留给尔公式,它是分析涡轮变工况的一个重要关系式,尤其是对于级数很多的蒸汽涡轮,较为准确。而燃气涡轮总膨胀比较小,级数较少,其不准确性较大。一般说来,级数越多,弗留给尔公式越准确。这也就是在讨论燃气涡轮变工况时不用弗留给尔公式,而在讨论蒸汽涡轮变工况时才研究弗留给尔公式的原因。

在应用式(7-10)时,未考虑转速变化对各级通流能力的影响。实际上,由于提高了涡轮转速,相应提高了各级反动度,从而使涡轮流量有所下降。为了考虑转速的影响,可在式(7-10)的等号右端作修正:

$$\frac{\frac{q\sqrt{T_0^*}}{p_0^*}}{\left(\frac{q\sqrt{T_0^*}}{p_0^*}\right)_d} = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_z}{p_0^*}\right)^2}{1 - \left(\frac{p_z}{p_0^*}\right)_d^2}} \cdot \sqrt{1 - 0.4 \frac{\Delta n}{n_d}} \quad (7-11)$$

弗留给尔公式可适于整台涡轮机组,但前提是各级均处于亚临界流动工况,如果整台涡轮机中某一截面到达当地音速后,涡轮的流动特性就会改变。如果在第 i 排叶片出口达到当地音速,进一步降低这一排叶片出口后的压力,事实上并不能影响这排叶片前各级的相对流量和相对热力参数,这时维持临界流量不变,即

$$\frac{q\sqrt{T_0^*}}{p_0^*} = \left(\frac{q\sqrt{T_0^*}}{p_0^*} \right)_{cr} \quad (7-12)$$

最后,应该指出,应用弗留给尔公式研究的涡轮应是通过相同流量(满足连续流动),几何面积不变的各级之总体。

§7-7 配汽方式对汽轮机变工况的影响

变工况下汽轮机热力过程的特点与配汽方法有关,即与蒸汽流量以什么方式改变通过汽轮机有关。

汽轮机现使用三种配汽方式:节流配汽,喷嘴配汽和旁通配汽,旁通配汽又分为外旁通和内旁通配汽。

节流配汽时,送进汽轮机的全部蒸汽由一个或几个同时开启的阀门来调节,阀门后的蒸汽进入全部阀门共用的喷嘴组。

喷嘴配汽时,蒸汽经过几个调节阀门,其中每个阀门将蒸汽送进自己所分担的喷嘴弧段,阀门的开启是依次进行的。

外旁通配汽时,当蒸汽送到第一级喷嘴叶栅的调节阀门完全开启后,蒸汽流量的进一步增加是通过旁通阀来实现的,增加的蒸汽绕流过包括调节级在内的前几级而送往某一中间级。

有时,在高压高温汽轮机中采用内旁通,这时蒸汽从调节级汽室中经过旁通阀门绕流前面几个非调节级。当旁通阀门打开时,需要开启将蒸汽送往调节级的附加喷嘴组,因为经过内旁通阀的蒸汽仍须经过调节级。

1. 节流配汽汽轮机

节流配汽汽轮机采用一个阀或同时动作的几个阀(称节流阀)控制进入汽轮机的流量,如图 7-25 所示。随着功率的增加,节流阀逐渐开启,通入更多的蒸汽;反之,当汽轮机功率减小时,节流阀逐渐关闭,减少进入汽轮机的蒸汽量。经过节流阀的全部蒸汽引向汽轮机第一级喷嘴,而汽轮机第一级喷嘴面积在任何功率下都是不变的,因此,节流配汽汽轮机发出最大额定

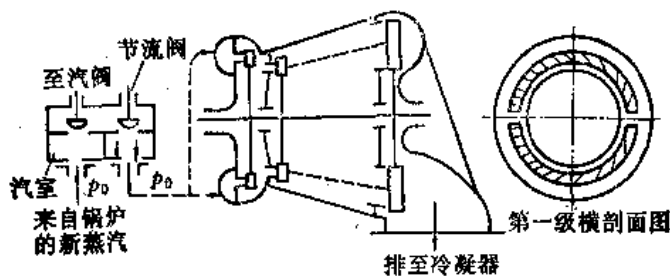


图 7-25 节流配汽汽轮机结构原理

功率时,节流阀处于全开状态,在所有其他低于额定功率的情况下工作时,节流阀都是部分开启的,蒸汽经过尚未完全开启的节流阀时受到节流作用,蒸汽在节流阀后的压力 p_0' 低于新汽压力 p_0 ,削弱了蒸汽工作能力,使汽轮机的理想焓降减小,并降低了汽轮机在低功率范围内的经济性。

图 7-26 为节流配汽汽轮机的蒸汽在 $i-s$ 图上的膨胀过程曲线,节流阀全开工况(额定工况)对应 ab 曲线,部分工况对应 cd 曲线,部分开启的阀门中的节流作用使蒸汽压力由 p_0 降低

到 p_0' , 焓值 i_0 不变, 理想绝热焓降由 H_0 降到 H_0' , 有效焓降由 H_i 降到 H_i' 。因此, 节流后汽轮机内效率为:

$$\eta_{oi} = \frac{H_i'}{H_0'} = \frac{H_i'}{H_0} \cdot \frac{H_0'}{H_0} = \eta_T' \cdot \eta_{ik} \quad (7-12)$$

式中, η_T' 为初参数改变后的涡轮效率, 而 η_{ik} 称为节流效率。

节流效率与汽轮机通流部分结构无关, 它是流量与蒸汽参数的函数。如图 7-26 所示, 当汽轮机功率降低(阀门关小), 蒸汽初参数降低时, 在背压不变条件下节流效率也降低。对高真空度的冷凝式汽轮机, 由于本身理想绝热焓降较大, 在很大的蒸汽流量变化范围内, 节流效率下降不多。而对背压较高, 理想绝热焓降较小的背压式汽轮机, 即使功率变化不大, 也会引起较大的节流损失。因此, 一般来说, 背压式汽轮机不宜采用节流配汽。

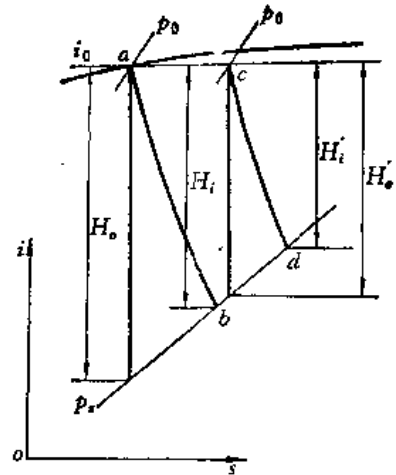


图 7-26 节流配汽汽轮机的汽态线

采用节流配汽的凝汽式汽轮机, 由于第一级通流面积不变, 因此第一级工况特性与中间级相同。从通流部分设计的角度而言, 节流配汽的蒸汽涡轮与燃气涡轮类似。

节流配汽汽轮机的优点为: 结构简单, 制造成本低, 功率变化时高温部分各级前后蒸汽温度变化较小。因此, 对功率变化的适应性较好。其缺点是在低功率下工作时, 由于节流损失太大, 经济性较差。因此, 节流配汽一般只用于辅助性小功率蒸汽轮机及担任基本负荷的大型凝汽式蒸汽轮机。

2. 旁通配汽汽轮机

旁通配汽的工作原理如图 7-27 所示, 新蒸汽流经主汽阀后由调节阀 1 进入汽轮机的第一级, 经各级膨胀做功后排出汽轮机。随着阀 1 的开启, 汽轮机的功率逐渐增大直至阀全开。当功率继续增大时就开启旁通阀 2, 使一部分新汽绕过旁通阀前的级组进入汽轮机某一中间级, 与通过旁通级组的蒸汽在 α 汽室中混合后进入后面的级组, 因为汽轮机中间某一级的通流面

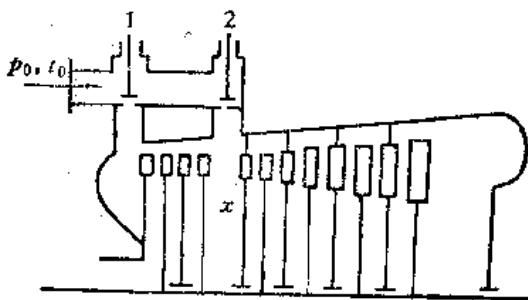


图 7-27 旁通配汽汽轮机示意图

1—调节阀 2—旁通阀

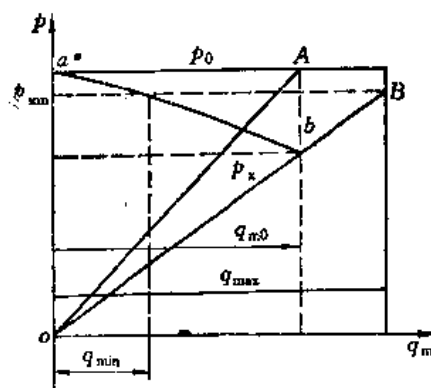


图 7-28 旁通配汽汽轮机蒸汽压力流量关系曲线

积总是大于第一级。当旁通阀继续开启时, 旁通级组后的蒸汽压力 p_x 不断上升, 直到旁通阀全部开启, p_x 上升到最大值 p_{xm} , 它与调节阀 1 后的压力 p_0 相差一个最小值, 以保证旁通级组流过最小流量 q_{min} , 如图 7-28 所示, OA 线表示调节阀后的压力与流量关系, A 点的横坐标

表示通过调节阀 1 的最大流量 q_{m0} ，纵坐标表示调节阀 1 全开启时阀后压力 p_0 ， OB 线表示旁通汽室中的压力 p_x 与流量的关系， B 点横坐标表示旁通阀全开启时汽轮机的最大流量值 q_{max} ， B 点纵坐标表示旁通阀后最大压力 p_{xm} ，它比 p_0 小 $\Delta p_x = p_0 - p_{xm}$ 。 ab 线表示阀 1、阀 2 的流量分配线， ab 线上各点的横坐标表示通过旁通级组的流量。

旁通阀越靠近中间级组的后面，汽轮机超负荷能力越大，但汽轮机大部分汽缸都几乎处于蒸汽的初参数之下。为了避免这种不利影响，可将汽轮机设计成内旁通配汽，即通过旁通阀的气流不是来自新汽而是来自汽轮机的双列调节级后，这样就会降低汽轮机后段汽缸的温度，如图 7-29 所示。采用内旁通时，为了确实降低汽轮机后段的工作温度，调节级的焓降必须相当大，所以大多采用双列复速级。

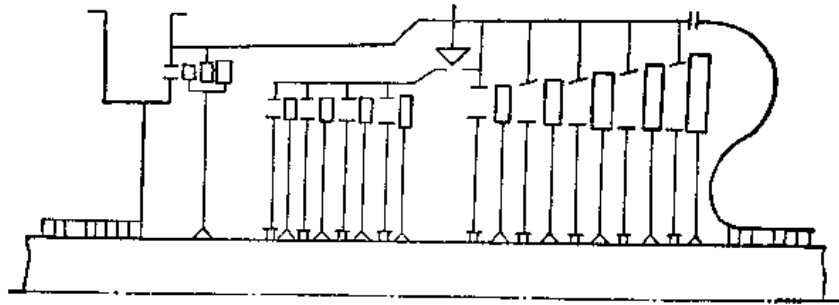


图 7-29 内旁通配汽汽轮机结构原理示意图

旁通配汽(包括外旁通和内旁通)主要用在舰船汽轮机上,能满足超负荷运行要求,而在凝汽式基本负荷发电汽轮机上很少采用。

3. 喷嘴配汽汽轮机

喷嘴配汽汽轮机运行时,主汽阀 1 处于全开位置,进入汽轮机的全部流量由依照规定的次序依次开启的调节阀 2 加以控制,每一个调节阀控制一个喷嘴组,如图 7-30 所示。当负荷很

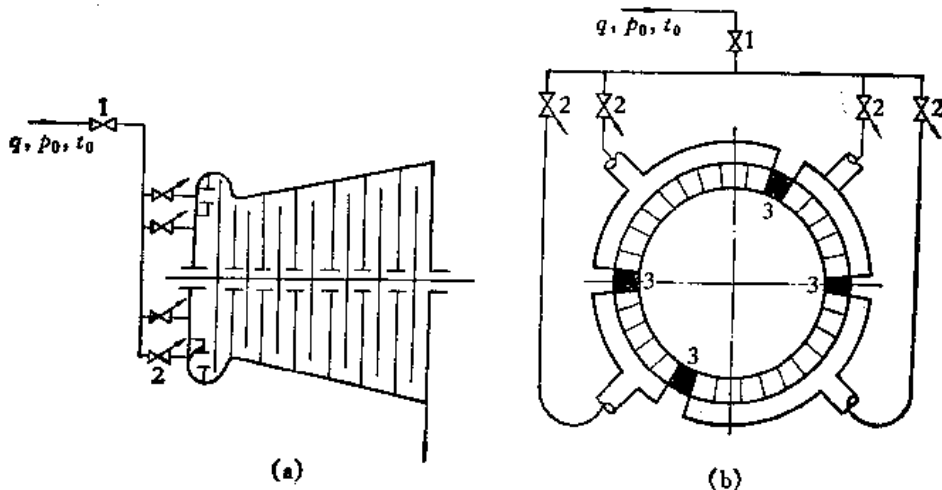


图 7-30 喷嘴配汽汽轮机示意图

小时,只有一个调节阀开启,也就只有第一喷嘴组进汽,部分进汽度最小;负荷增大而第一调节阀接近全开时,打开第二调节阀门,第二喷嘴组才进汽,部分进汽度增大;依次进行下去。因此,部分功率时,只有那个部分开启的调节阀门中的蒸汽节流较大,而其余全开调节阀门中的蒸汽节流已减至最小,故喷嘴配汽与节流配汽相比,节流损失较小,效率较高,这是喷嘴配汽的

主要优点。但是,由于沿圆周安装的喷嘴组间有间隔 3,如图 7-30 (b) 所示,因此,即使各调节阀均已全开,第一级仍是部分进汽,在间隔处无进汽,也就是说在最大功率下第一级仍有部分进汽损失。而且,第一级后汽室容积较大,余速不能被利用。而对于节流配汽,除功率很小者外,第一级就做成全周进汽,没有部分进汽损失,而且第一级余速可被第二级利用。因此,在设计额定功率下,喷嘴配汽汽轮机的效率比节流配汽汽轮机稍低。

在喷嘴配汽汽轮机中,第一级工作情况与其他级(中间级和末级)有明显区别,这种特殊的第一级称为调节级。这里,就有 4 个喷嘴组的调节级的工作情况作一讨论。

如图 7-31 所示,第 I、II 调节阀全开、第 III 调节阀部分开启、第 IV 调节阀关闭时调节级的热力过程线。初压为 p_0 的新蒸汽流经主阀门和两个全开的调节阀后,压力降到 p_0' , 调节级后压力为 p_2 , 第 I、II 两组喷嘴组和动叶的理想绝热焓降相等,即 $H_0^I = H_0^{II} = H_0$, 有效焓降也相等,即 $H_i^I = H_i^{II}$, 动叶后焓值为 i_2' 。流经部分开启的第 III 调节阀的蒸汽,其节流较大,第 III 喷嘴组前压力降为 p_0'' , 理想绝热焓降较小,为 H_0^{III} 。有效焓降为 H_i^{III} , 动叶后焓值较高,为 i_2'' 。由于调节级后的环形空间是相通的,级后压力 p_2 相同,故两股初压不同的汽流在调节级中同样膨胀到 p_2 , 在调节级汽室中混合后,流入第一非调节级。为使这两股汽流混合均匀,调节级汽室容积较大,且调节级直径大于非调节级第一级直径。这样可避免汽流在未混合之前进入第一非调节级,使得进汽不均匀而效率下降。

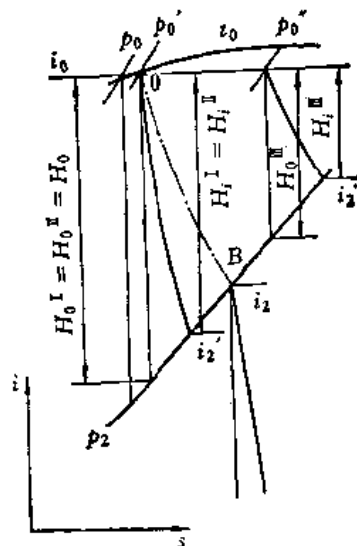


图 7-31 调节级的热力过程线

两股汽流混合后的热值 i_2 可用下式求得:

$$\begin{aligned} (q_I + q_{II})i_2' + q_{III}i_2'' &= (q_I + q_{II} + q_{III})i_2 = qi_2 \\ i_2 &= \frac{(c_I + c_{II})i_2' + c_{III}i_2''}{q} \\ &= \frac{(q_I + q_{II})(i_0 - I_i^I) + q_{III}(i_0 - H_i^{III})}{q} \\ &= i_0 - \left(\frac{q_I + q_{II}}{q} I_i^I + \frac{q_{III}}{q} H_i^{III} \right) \end{aligned} \quad (7-13)$$

而调节级的内效率 η_i 为:

$$\eta_i = \frac{i_0 - i_2}{H_0} = \frac{q_I + q_{II}}{q} \cdot \frac{H_i^I}{H_0} + \frac{q_{III}}{q} \cdot \frac{H_i^{III}}{H_0} = \frac{q_I + q_{II}}{q} \eta_{i,I} + \frac{q_{III}}{q} \eta_{i,III} \quad (7-14)$$

式中, q_I 、 q_{II} 、 q_{III} 分别为第 I、II、III 喷嘴组流量, $\eta_{i,I}$ 、 $\eta_{i,III}$ 分别为全开和部分开启调节阀后级组的内效率。

为了简化,图中常用点划线 OB 表示调节级热力过程线。

喷嘴配汽汽轮机中的调节级,由于上述的特殊性,其变工况与中间级和末级不同。这里介绍简化后的调节级变工况时压力与流量的关系。以具有 4 组喷嘴的喷嘴配汽汽轮机为例,为了突出调节级主要变工况特点,作以下简化假定:

- (1) 忽略调节级后温度变化的影响,调节级后压力 p_2 正比于全机流量;
- (2) 各种工况下调节级的反动度保持为零;

(3) 4个调节阀门依次开启,没有重叠度;

(4) 调节阀门全开后,该调节阀门控制的喷嘴组前压力为 p_0' 且保持不变。

图 7-32 (a) 即是在上述假设条件下有 4 个调节阀及 4 组喷嘴的调节级在变工况下初压背压与流量的曲线。在设计额定工况下,前 3 个调节阀门全开,第 IV 调节阀门关闭,流量为 q 。最大流量下,4 个调节阀门全开,流量为 $1.2q$ 。流过各喷嘴组的流量与总流量的曲线示于图 7-32 (b)。由于纵横坐标都是流量,故 OQ 线必然是 45° 斜线。

根据假定 (1), 图 7-32 (a) 中的辐射线 OS 表示调节级后压力 p_2 的变化线,与流量成正比。根据假定 (2), 则 $p_1 = p_2$, 故直线 OS 也代表喷嘴后压力 p_1 。

第 I 调节阀门开始开启到全开,由于节流作用,第 I 喷嘴组前压力 p_0^I 的变化由折线 $0-1-7$ 表示。在第 I 调节阀门开始开启到全开的过程中,调节级只有第 I 喷嘴组通汽,几何面积不变,故可把调节级和所有非调节级看成一个级组,因此第 I 喷嘴组前压力 p_0^I 与 q_1 成正比,以辐射线 $0-1$ 表示。点 1 表示第一调节阀门全开, $p_0^I = p_0'$, 到达最大值。直线 $1-3-7$ 是当第 II、III、IV 调节阀门依次开启时,根据假定 (4), 第 I 喷嘴组前压力 $p_0^I = p_0'$ 保持不变。虚线 $0-a-g$ 是折线 $0-1-7$ 的临界压力 p_{cr}^I 变化线, $p_{cr}^I = p_0^I \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ 。调节级后

压力 p_2 也是喷嘴组后压力 p_1 (以 $0-2-H$ 线段表示) 小于临界压力 p_{cr}^I (以 $0-a-H$ 虚线表示), 故第一喷嘴组流过的是临界流量, 图 7-32 (b) 中的折线 $O-I-J$ 表示流过的流量, 其中 $O-I$ 段表示第 I 调节阀门逐渐开大时, 第 I 喷嘴组前压力 p_0^I 逐渐增大, 临界流量正比于 p_0^I 而增大。当第 I 调节阀门全部开启, 第 I 喷嘴组前压力到达最大值 $p_0^I = p_0'$ 而不变化时, 临界流量也不变, 以 $I-J$ 段表示。图 7-32 (a) 中 $H-S$ 段表示的调节级后压力 p_2 (即喷嘴组后压力 p_1) 大于虚线 $H-h$ 表示的临界压力, 表明第 I 喷嘴组处于亚临界工况下工作, 喷嘴组前压力 p_0^I 又不变化, 故第 I 喷嘴组的流量随背压 p_2 的升高而按 (7-10) 式计算而下降, 如图 7-32 (b) 中 $J-K$ 段所示。

第 I 调节阀门开启以前, 第 I 喷嘴组前汽室, 经喷嘴、动叶与调节级后汽室相通, 故第 I 喷嘴组前压力也是 p_r , 以点 2 表示。第 I 调节阀门开启过程中和全开后, 第 I 喷嘴组前压力 p_0^I 的变化以曲线 $2-m-3-7$ 表示, p_0^I 的临界压力 p_{cr}^I 以虚线 $b-c-g$ 表示。以临界压力变化线 $b-c-g$ 与背压线 $0-s$ 的交点 r 为界, $2-r$ 段表示调节级后压力 p_2 (即 p_1) 大于临界压力 p_{cr}^I (以虚线 $b-r$ 表示), 故第 I 喷嘴组及其动叶所组成的级为亚临界工况工作, 级的压力—流量关系可由式 (7-10) 计算, 以 $2-m$ 曲线表示。 $r-4$ 段表示调节级后压力 p_2 (即

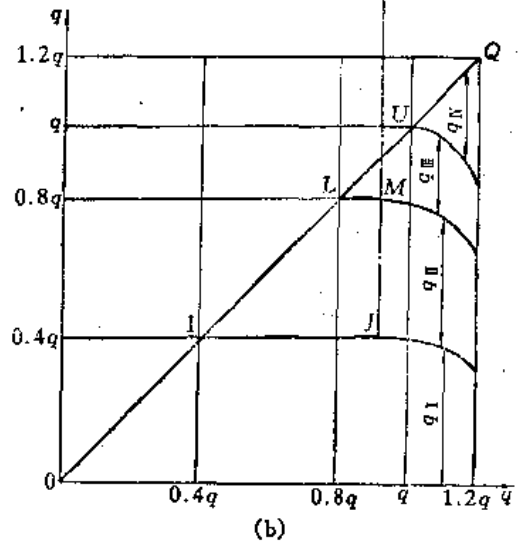
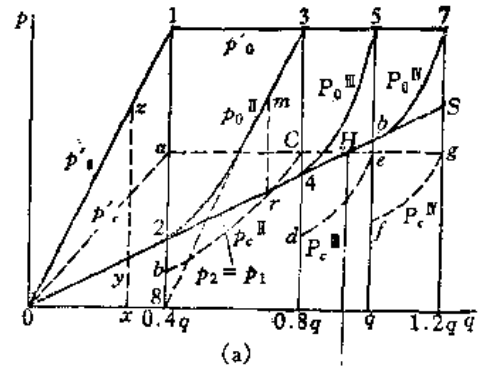


图 7-32 简化的调节级的压力与流量关系
(a) 各喷嘴组压力与流量的关系; (b) 各项喷嘴组流量与总流量的关系

p_1) 小于临界压力 p_{cr}^{II} , (以虚线 $r-c$ 表示), 故此时第 II 喷嘴组是临界工况工作, 流过的流量与喷嘴组前压力 p_0^{II} 成正比, 以 $m-3$ 线段表示。显然, 它是从点 8 发出的辐射线中的一段。直线 3-7 表示第 II 调节阀门已全开, 在第 III、第 IV 调节阀门开启时, $p_0^{II} = p_0'$ 不变。图 7-32(b) 中的斜线 $I-L$ 表示第 II 调节阀门不断开大, 第 II 喷嘴组中流量不断增大。直线 $L-M$ 表示第 II 调节阀门全开后, $p_0^{II} = p_0'$ 不变, 第 II 喷嘴组后背压 p_2 (4-H 段) 小于临界压力 p_{cr}^{II} (C-H 段), 第 II 喷嘴组中临界流量保持不变。曲线 $M-N$ 表示第 II 喷嘴组后背压 p_2 (H-S 段) 高于临界压力 p_{cr}^{II} (H-g 段), 且 $p_0^{II} = p_0'$ 不变, 流量随背压升高按式 (7-10) 计算而下降。

第 III 调节阀门开启时和开启后, 第 III 喷嘴组前压力 p_0^{III} 的变化如曲线 4-5-7 表示, 虚线 $d-e-g$ 表示曲线 4-5-7 的临界压力 p_{cr}^{III} 。第 III 喷嘴组后压力 p_2 (即 p_1 , 以 4-6-S 表示) 始终大于临界压力 p_{cr}^{III} (以 $d-e-g$ 表示), 故第 III 喷嘴组中流量始终小于临界流量。图 7-32 (b) 中斜线 $L-U$ 表示第 III 调节阀门打开, 流量随之增大。曲线 $U-V$ 表示第 III 调节阀门全开启后 p_0^{III} 不变, 而背压 p_2 (即 p_1) 升高, 第 III 喷嘴组流量随背压升高按式 (7-10) 计算而下降。

第 IV 喷嘴组前压力 p_0^{IV} 以曲线 6-7 表示, 相应临界压力 p_{cr}^{IV} 以虚线 $f-g$ 表示。与第 III 喷嘴组情况相同, 背压始终大于临界压力, 一直在亚临界工况下工作。图 7-32 (b) 中斜线 $U-Q$ 表示流过第 IV 喷嘴组的流量随第 IV 调节阀门的开大而增大。

若 4 个喷嘴组的喷嘴型线和尺寸都相同, 则当 4 个调节阀门全开启, 各喷嘴组前后压力都相同时, 各喷嘴组的流量必正比于喷嘴出口面积, 故图 7-32 (b) 中的线段 $A-K$ 、 $K-N$ 、 $N-V$ 、 $V-Q$ 之比就是各喷嘴出口面积之比。虽然设置第 IV 喷嘴组是为了承担起设计负荷 (20%) 的能力, 但其喷嘴组的面积 ($V-Q$ 段) 远远大于 20%。这是因为, 增大的面积以流过较多的流量用来弥补第 I、II、III 喷嘴组在亚临界工况下由于背压升高而减少的流量。

综上所述, 由于喷嘴配汽可以根据功率大小依次开启几个调节阀门, 所以它较适合当代电力系统运行情况, 因为当代电力系统的负荷变化得很剧烈。在假日里和夜间, 处于低谷时期, 电厂的负荷减小大于 50%。这时就把一部分汽轮机停机, 而其他汽轮机则在从 50% 到全功率范围内运行。在白天处于尖峰期间, 把尽可能多的汽轮机在全功率下运行。因此大部分汽轮机, 包括容量为 600MW、甚至 800MW 的汽轮机在内, 必须使汽轮机不仅能在全功率下工作, 而且能在相当低的功率下工作。显然, 此时喷嘴配汽是最经济的, 由汽轮机功率的降低引起的经济性恶化程度要比节流配汽小得多。除了经济性外, 汽轮机工作的安全性也很重要。具有喷嘴配汽的汽轮机, 在调节级叶栅中可能产生由于部分进汽引起的相当大的弯曲动应力。节流配汽因为全周进汽, 不会产生这种弯曲动应力。另外, 喷嘴配汽在功率变化时, 中间各级内由于蒸汽温度波动而引起汽轮机壳体的温度波动, 要比节流配汽时大得多。对在工况变化下运行的、每天深度减负荷和快速恢复负荷、停机和启动的汽轮机来说, 这一情况显得特别重要, 因为汽轮机壳体温度大幅度而急剧的变化将引起壳体较大温度应力, 从而降低了汽轮机的机动性和可靠性。

§7-8 滑压方法的变工况特点

随着中国电力事业的发展, 电网越来越大, 电网中大功率汽轮机所占的比例也越来越大,

由于大电网中日夜负荷峰谷差增大,迫使大电网必须用大功率汽轮机进行调峰。通常情况下,锅炉总是作为单独设备,以定压定温蒸汽供给汽轮机,使汽轮机在定压下通过不同配汽方式进行功率调整。但由于喷嘴配汽和节流配汽都具有局限性,近年来,人们将大功率汽轮机与锅炉作为一个单元,汽轮机调节阀全开或开度不变。电网根据负荷的大小调节进入锅炉的燃料量、给水量和空气量,使锅炉出口汽压和流量随负荷升降而升降,但出口汽温不变。因此,汽轮机的进汽温度 t 维持额定值不变,而进汽压力随负荷升降而增减,以调节汽轮机功率,适应负荷需要。汽轮机的进汽压力随外界负荷增减而上下“滑动”,不同于汽轮机在定压下工作。从控制汽轮机进汽流量的观点看,可以说汽轮机采用了滑压配汽方法运行。

在定压运行操纵汽轮机的配汽机构调节功率时,锅炉和新蒸汽管道经常处在额定压力作用之下。而在滑压运行时,汽轮机各调节阀全开,负荷大致与新蒸汽压力成比例地变化,锅炉受热面和通往汽轮机的蒸汽管道就能长时间在降低的压力下工作,从而可靠性提高,寿命延长。此外,就汽轮机本身而言,因为汽轮机前蒸汽的压力平滑地变化,而蒸汽温度都保持恒定(额定),所以当各调节阀均全开时,大部分汽轮机重要部件的温度保持不变,在变负荷时,汽轮机壳体不会出现不均匀温度场以及由此引起的温度应力,提高了汽轮机的安全性,从而也增强汽轮机调峰的能力。所以,从安全角度考虑,无论是对锅炉、管道还是汽轮机,滑压运行都比定压运行优越。

下面讨论滑压运行与定压运行在经济性上的差别。

滑压运行时主蒸汽温度不变,虽然主蒸汽质量流量和压力都随功率下降而减小,但各种功率下新蒸汽容积流量 qv 基本不变。如国产 300MW 机组 50% 额定功率时容积流量与额定功率时只相差 2% 左右。容积流量不变,就使各级喷嘴、动叶出口流速不变,而汽轮发电机组又是恒速运行机组,使特性比和内效率都不变。喷嘴配汽定压运行汽轮机在部分功率下调级效率下降较大,节流配汽定压运行汽轮机在部分功率下节流损失较大。

滑压运行机组在部分负荷下的锅炉给水压力降低,用变速给水泵就可降低给水泵耗功。众所周知,随着机组初压设计值的升高,给水泵功率越来越大,超高压机组给水泵功率占主机发电功率 2% 左右,亚临界机组占 3%~4%,超临界机组占 5%~7%。因此,低功率时给水泵耗功的减小将给滑压运行机组的热经济性带来明显的益处。

滑压运行机组在部分负荷下运行的不利因素是循环热效率 η_t 低于定压运行机组。因滑压运行机组在部分负荷下锅炉内平均吸热温度 \bar{T}_1 随吸热压力下降而下降,而冷源平均放热温度 \bar{T}_2 基本不变,这就必然使其循环效率低于定压运行机组的循环效率。

为了具体分析滑压运行机组的热经济性,图 7-33 上画出了喷嘴配汽定压运行(虚线)、节流配汽全压运行(点划线)、滑压运行(实线)三种不同配汽方法的高压级组变工况过程曲线。高压级组排汽在压力 p_n' 下进入再热器,忽略再热器中压力损失,加热到初温 t_0 (焓值 i_n')。

设喷嘴配汽定压运行汽轮机总吸热量为 Q_1 ,汽轮机中实际功为 $W_{\text{喷}}$,在忽略再热器流量与锅炉本体流量的差别的条件下,喷嘴配汽定压运行汽轮机组的热效率为:

$$(\eta_t)_{\text{喷}} = \frac{W_{\text{喷}}}{Q_1} \quad (7-15)$$

节流配汽汽轮机比喷嘴配汽汽轮机在部分负荷下吸热量少,少在再热器中的吸热量上,即:

$$\begin{aligned} \Delta Q_{\text{节}} &= (i_n') - (i_2')_{\text{喷}} - [(i_n') - (i_2')_{\text{节}}] \\ &= (i_2')_{\text{节}} - (i_2')_{\text{喷}} \\ &= (\Delta i_2)_{\text{节}} \end{aligned}$$

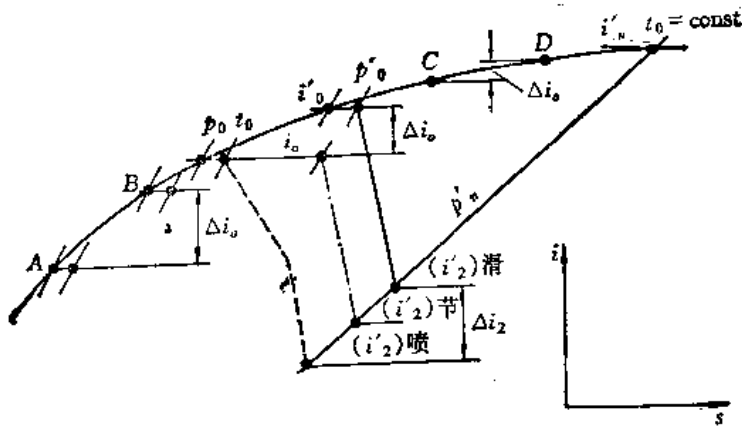


图 7-33 三种配汽方式的汽轮机高压级组过程曲线

所以节流配汽总吸热量为：

$$(Q_1)_{\text{节}} = Q_1 - (\Delta \dot{q}_2)_{\text{节}}$$

假设节流配汽与喷嘴配汽机组的相对内效率相同，则节流配汽机组实际功可近似为：

$$W_{\text{节}} = W_{\text{喷}} - (\Delta \dot{q}_2)_{\text{节}}$$

节流配汽机组的热效率为：

$$(\eta_t)_{\text{节}} = \frac{W_{\text{节}}}{(Q_1)_{\text{节}}} = \frac{W_{\text{喷}} - (\Delta \dot{q}_2)_{\text{节}}}{Q_1 - (\Delta \dot{q}_2)_{\text{节}}} \quad (7-16)$$

由上式可知，在部分负荷下 $(\eta_t)_{\text{节}} < (\eta_t)_{\text{喷}}$ 。

再来比较滑压配汽与定压喷嘴配汽的热经济性。由图 7-33 可知，两者在锅炉中吸热量的差别为：

$$\Delta \dot{q}_0 = \dot{q}_0' - \dot{q}_0$$

两者在再热器中吸热量的差别为：

$$\begin{aligned} \Delta Q_{\text{滑}} &= (\dot{q}_2')_{\text{滑}} - (\dot{q}_2')_{\text{喷}} \\ &= \Delta \dot{q}_2 \end{aligned}$$

故滑压配汽吸热量为：

$$(Q_1)_{\text{滑}} = Q_1 - \Delta \dot{q}_2 + \Delta \dot{q}_0$$

实际功可近似认为：

$$\begin{aligned} W_{\text{喷}} - W_{\text{滑}} &= [\dot{q}_0 - (\dot{q}_2')_{\text{喷}}] - [\dot{q}_0' - (\dot{q}_2')_{\text{滑}}] \\ &= \Delta \dot{q}_2 - \Delta \dot{q}_0 \end{aligned}$$

所以：

$$W_{\text{滑}} = W_{\text{喷}} - \Delta \dot{q}_2 + \Delta \dot{q}_0$$

忽略再热器与锅炉本体流量的差别，则滑压配汽汽轮机的热效率为：

$$(\eta_t)_{\text{滑}} = \frac{W_{\text{滑}}}{(Q_1)_{\text{滑}}} = \frac{W_{\text{喷}} - \Delta \dot{q}_2 + \Delta \dot{q}_0}{Q_1 - \Delta \dot{q}_2 + \Delta \dot{q}_0} \quad (7-17)$$

由此可见，在部分负荷下滑压配汽的热效率与定压喷嘴配汽相比，主要决定于 $\Delta \dot{q}_2$ 的大小，如果

$$\Delta \dot{q}_2 = \Delta \dot{q}_0, \text{ 则 } (\eta_t)_{\text{滑}} = (\eta_t)_{\text{喷}}$$

$$\Delta \dot{q}_2 < \Delta \dot{q}_0, \text{ 则 } (\eta_t)_{\text{滑}} > (\eta_t)_{\text{喷}}$$

$$\Delta \dot{q}_2 > \Delta \dot{q}_0, \text{ 则 } (\eta_t)_{\text{滑}} < (\eta_t)_{\text{喷}}$$

所以，两种机组在部分负荷时热经济性的高低取决于 $\Delta \dot{q}_2$ 和 $\Delta \dot{q}_0$ 的相对大小。

由水蒸汽焓熵图的性质可知,在过热区中,等温度曲线在高压区弯曲较大,在低压区较平坦,接近于等焓线。很明显,在相同的流量变化下, p_0 越高, $\Delta\phi_1$ 就越大,如图 7-33 左侧 A、P 两点之差所示;而 p_0 越低, $\Delta\phi_1$ 就越小,如图 7-33 右侧 C、D 两点之差所示。这就是说,越到高压区, $\Delta\phi_1$ 就越近 $\Delta\phi_2$; 越到高压区,滑压配汽在部分负荷下的热效率就越有可能接近定压喷嘴配汽在部分负荷下的热效率。

在初压 p_0 一定的情况下, $\Delta\phi_2$ 的大小主要取决于负荷。负荷越低,定压喷嘴配汽汽轮机中喷嘴阀门关闭就越多,于是部分进汽程度加剧,部分进汽损失加大,调节级效率也越低,在焓熵图上 $(\phi_2')_{喷}$ 往右移,使 $\Delta\phi_2$ 减小,从而使 $(\eta_i)_{喷}$ 降低,而 $(\eta_i)_{滑}$ 与 $(\eta_i)_{喷}$ 间差距减小。

由此可知,当初压较高,部分负荷较小时,滑压配汽的热经济性就较高;如果再考虑给水泵耗功的影响,热经济性更明显提高。

图 7-34 纵坐标是某一 300MW 滑压配汽中间再热机组相对于喷嘴配汽机组热耗率的相对差值,横坐标 N_r 表示机组运行功率相对于设计功率的百分数。机组初温为 538℃,在设计工况下滑压配汽的耗热率大约低 0.4%。为了突出主要因素,计算时对一些实际情况未予考虑,如定压喷嘴配汽汽轮机中调节阀在设计工况下未开足,滑压配汽汽轮机的调节阀在设计工况下尚有 10% 的节流(为了更好地适应工况变化)等。但计算中考虑了滑压汽轮机在部分负荷时给水泵耗功减少的因素。

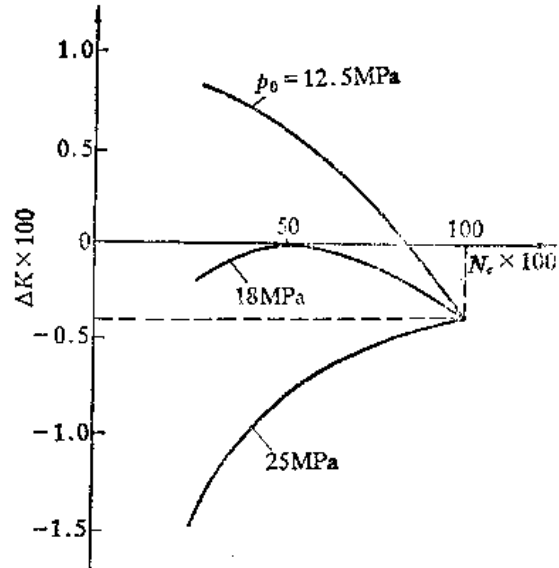


图 7-34 滑压配汽汽轮机的理论计算热经济性

由图 7-34 可知, $p_0 = 12.5 \sim 18 \text{MPa}$ 的汽轮机采用滑压配汽在热经济方面是没有什么好处的。这是因为,在较低初压下给水泵耗功上的收益还不足以补偿滑压配汽汽轮机在部分负荷时低效率的影响。18MPa 的汽轮机在 50% 以上的部分负荷下还不能显示出什么优越性,直到负荷降到 50% 以下时才变为有利。这是因为,负荷越低,给水泵耗功在两种汽轮机装置中的差别就越大,滑压配汽汽轮机的部分负荷低效率就越容易得到补偿。25MPa 的汽轮机则在整个负荷变动范围内都比定压喷嘴配汽汽轮机热耗率低。所以单纯从降低热耗率的角度来考虑,进汽压力在临界压力以下的汽轮机都不宜采用滑压配汽。

综合上述分析,目前调峰汽轮机组最常用的是滑压与定压相结合的一种运行方式。汽轮机组采用喷嘴配汽,高负荷区域内(如 80%~95% 额定设计负荷以上)进行定压运行,用开启、关闭调节阀来调节负荷,因为此时汽轮机组初压较高,循环热效率较高,负荷偏离设计值不大,相对内效率也较高。在低负荷区域内(如在 80%~95% 至 25%~50% 额定设计负荷之间),仅全关最后一个、两个或三个调节阀,进行滑压运行,这时没有部分开启阀门,节流损失相对最小,全机组内效率接近设计值;负荷急剧增减时,可开启、关闭调节阀进行应急调节。在最低负荷点以下(如在 25%~50% 额定设计负荷以下),又进行初压水平较低的定压运行,以免在低初压下经济性下降太多。这种复合滑压运行方式可使机组在所有变负荷区域内都有较高热经济性。

§7-9 涡轮机的数学模型及其解法

前面几节讨论的变工况性能是指涡轮机在稳定平衡状态下的性能。当外界负荷发生变化或改变燃油/蒸汽量后,平衡就受到破坏,涡轮机进入过渡过程。这时,热力参数如温度、压力、转速等都随着时间发生变化。这种变化会延续下去,直到出现新的平衡,涡轮机才进入新的稳定工况。为了深入研究涡轮机的性能,包括涡轮机的动态和稳态性能,必须建立必要的数学模型,然后用数值解法在计算机上求解。

本节主要介绍燃气涡轮机的数学模型及其解法。

任何动力学的问题都是研究惯性系统在外力或外力矩作用下的运动。燃气轮机也是一个惯性系统。系统中有以转动惯量 I 为表征的转动惯性;有以容积大小 V 为表征的容积惯性;也有以金属质量和比热容乘积 $m \cdot c$ 为表征的热惯性。动力学问题是研究在可控变量(燃油供给量、可调参数如涡轮或压气机导叶安装角等)或大气参数变化时,整个惯性系统的运动。

图 7-35 是(自低)燃气轮机的动力学的物理模型,模型中有燃气发生器转子和动力涡轮转子,它们都是转动惯量环节,其转动惯量分别以 I_1 和 I_2 表示。模型中有两个容积,第一个容积 V_1 位于压气机与高压涡轮之间,包括燃烧室的容积、压气机和涡轮之间的管道容积,第二

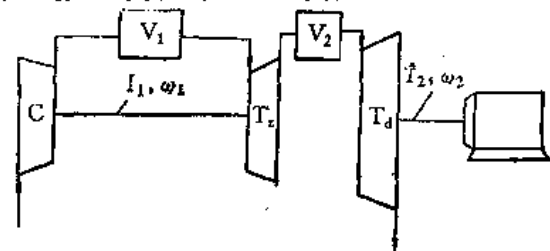


图 7-35 (自低)燃气轮机物理模型

个容积 V_2 位于高压涡轮和动力涡轮之间,包括该两涡轮之间的容积,有时也计入高压涡轮和动力涡轮通流部分的容积。整个系统的运动即为这些转子和容积的动态特性所决定。

如果燃气轮机中设有回热器等热交换部件,则必须设置热惯性环节。重型燃气轮机的转子、机匣、燃烧室火焰筒等都有明显的热惯性,而在轻型燃气轮机中,这些部件的热惯性可忽略不计。

通过转子和容积的运动方程式建立惯性系统的数学模型,它们具有如下的形式:

(1) 惯性环节的微分方程式

$$I_1 \omega_1 \frac{d\omega_1}{dt} = P_{eT_t} - P_{eC} \quad (7-18)$$

$$I_2 \omega_2 \frac{d\omega_2}{dt} = P_{eT_d} - P_{eL} \quad (7-19)$$

$$V_1 \frac{d\rho_{V_1}}{dt} = q_{mC} g_c (1+f) - q_{mT_t} \quad (7-20)$$

$$V_2 \frac{d\rho_{V_2}}{dt} = q_{mT_t} g_2 - q_{mT_d} \quad (7-21)$$

式中, P_{eT_t} 、 P_{eT_d} 分别为高压涡轮、动力涡轮的有效功; P_{eC} 、 P_{eL} 分别为压气机和负荷耗功; ρ_{V_1} 、 ρ_{V_2} 分别为容积 V_1 、 V_2 中气体的密度; q_{mT_t} 、 q_{mT_d} 分别为高压涡轮和动力涡轮进口流量; q_{mC} 、 g_c 、 $q_{mT_t} g_2$ 分别为压气机和高压涡轮出口流量; ω_1 、 ω_2 为两根转子的角速度; I_1 、 I_2 为两根转子的转动惯量; V_1 、 V_2 为容积。

(2) 部件特性方程组

压气机特性:

$$\tau_c^* = \frac{T_2^*}{T_1^*} = f_1\left(\frac{q_{mc}\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}, \frac{n_1}{\sqrt{T_1^*}}\right) \quad (7-22)$$

$$\pi_c^* = \frac{p_2^*}{p_1^*} = f_2\left(\frac{q_{mc}\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}, \frac{n_1}{\sqrt{T_1^*}}\right) \quad (7-23)$$

$$q_{mc} = \frac{q_{mc}\sqrt{T_1^*}}{p_1^*} \cdot p_1^* \frac{1}{\sqrt{T_1^*}} \quad (7-24)$$

$$P_{co} = f_3\left(\frac{q_{mc}\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}, \frac{n_1}{\sqrt{T_1^*}}, p_1^*, T_1^*\right) \quad (7-25)$$

燃烧室特性:

$$\sigma_b = \frac{p_3}{p_2} = f_{b1}\left(\frac{q_{mc}\sqrt{T_2^*}}{p_2^*}, \beta\right) \quad (7-26)$$

$$\eta_b = f_{b2}\left(\frac{q_{mc}\sqrt{T_2^*}}{p_2^*}, \beta\right) \quad (7-27)$$

高压涡轮特性:

$$\tau_{Tz}^* = \frac{T_3^*}{T_4^*} = f_4\left(\frac{q_{mTz}\sqrt{T_3^*}}{p_3^*}, \frac{n_1}{\sqrt{T_3^*}}\right) \quad (7-28)$$

$$\pi_{Tz}^* = \frac{p_3^*}{p_4^*} = f_5\left(\frac{q_{mTz}\sqrt{T_3^*}}{p_3^*}, \frac{n_1}{\sqrt{T_3^*}}\right) \quad (7-29)$$

$$q_{mTz} = \frac{q_{mTz}\sqrt{T_3^*}}{p_3^*} \cdot p_3^* \frac{1}{\sqrt{T_3^*}} \quad (7-30)$$

$$P_{oTz} = f_6\left(\frac{q_{mTz}\sqrt{T_3^*}}{p_3^*}, \frac{n_1}{\sqrt{T_3^*}}, p_3^*, T_3^*, \beta\right) \quad (7-31)$$

动力涡轮特性:

$$\frac{n_2}{\sqrt{T_4^*}} = f_7\left(\frac{q_{mTd}\sqrt{T_4^*}}{p_4^*}, \pi_{Td}^*\right) \quad (7-32)$$

$$\tau_{Td}^* = f_8\left(\frac{q_{mTd}\sqrt{T_4^*}}{p_4^*}, \pi_{Td}^*\right) \quad (7-33)$$

$$q_{mTd} = \frac{q_{mTd}\sqrt{T_4^*}}{p_4^*} \cdot p_4^* \frac{1}{\sqrt{T_4^*}} \quad (7-34)$$

$$P_{oTd} = f_9\left(\frac{q_{mTd}\sqrt{T_4^*}}{p_4^*}, \frac{n_2}{\sqrt{T_4^*}}, p_4^*, T_4^*, \beta\right) \quad (7-35)$$

负荷所消耗的有效功 P_{of} 取决于负荷特性, 这里认为:

$$P_{of} = f_{10}(n_2) \quad (7-36)$$

为了计算方便, 动力涡轮的特性方程 (7-32) 和 (7-33) 故意用不同于高压涡轮的形式来表达。

(3) 参数联系方程组

本组方程式是用以联系燃气轮机各特征截面上的热力参数:

$$T_2^* = T_1^* \cdot \tau_c^* \quad (7-37)$$

$$P_2^* = P_1^* \pi_c^* \quad (7-38)$$

$$T_3^* = f_{11}(T_2^* \cdot \beta, \eta_b) \quad (7-39)$$

$$P_3^* = P_1^* \pi_c^* \sigma_b \quad (7-40)$$

$$T_4^* = T_3^* + \tau_{T_2}^* \quad (7-41)$$

$$p_4^* = p_1^* \cdot \pi_c^* \cdot \sigma_b + \pi_{T_2}^* \quad (7-42)$$

$$T_5 = T_3^* + \tau_{T_2}^* + \tau_{T_d}^* \quad (7-43)$$

$$\pi_c^* \sigma_b + \pi_{T_2}^* + \pi_{T_d}^* = 1 \quad (7-44)$$

(7-44) 式是从下式推出的:

$$p_5^* = p_1^* \pi_c^* \sigma_b + \pi_{T_2}^* + \pi_{T_d}^*$$

而 $p_5^* = p_1^*$, 故得式 (7-44); 至于式 (7-39), 则是燃烧室的热平衡方程。该式和式 (7-26)、(7-27) 中的 β 是燃料系数。

上述第一组方程——惯性环节的微分方程组是燃气轮机动态和稳态计算的数学模型, 而第二、第三组方程则是求解此数学模型时所具备的辅助方程组。

燃气轮机动态性能的研究, 可归结为求解常微分方程组问题。最常用的方法即是四阶龙格库塔计算机数值解法。每一计算步长中, 要通过部件特性方程组及参数联系方程组求到 (7-18) 至 (7-21) 微分方程组中的右侧函数值。

研究燃气轮机稳态性能也是应用这一数学模型。只是, 所谓稳态, 就是一切热力参数都不随时间而变化的状态, 它包括设计工况和各种部分负荷在内的所有稳定工况。既然参数不随时间而变, 则 $\frac{d}{dt} = 0$, 那么数学模型中第一方程组就变为代数方程组, 所以稳态性能的求解就归结为一个非线性代数方程组的求解问题。求解时也必须利用第二和第三方程组。在稳态工况下, 式 (7-18)、(7-19) 为功率平衡方程, 式 (7-20)、(7-21) 为流量平衡方程。

考虑到部件特性方程组和参数联系方程组后 (也就是把该两方程组代入第一方程组后), 第一方程组内含有 p_1^* 、 T_1^* 、 $\frac{q_{mc}\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}$ 、 $\frac{n_1}{\sqrt{T_1^*}}$ 、 T_3^* 、 $\frac{q_{mT_2}\sqrt{T_3^*}}{p_3^*}$ 、 $\frac{q_{mT_d}\sqrt{T_4^*}}{p_4^*}$ 等 7 个变量。如果大气参数 p_1^* 、 T_1^* 给定, 再选一个变量作为可以自由选择数值的参变量, 那么方程组就成为一确定方程组, 可以求出唯一解, 此解表征一个特定的工况。另选一个参变量的值, 又可得到另一组解, 即表征另一个特定的工况。以此类推, 可以解出一系列部分工况的性能。

必须指出, 参变量的个数取决于可调参数的多少。如果只有一个供油量可调, 那么可以自由定值的参变量只有一个。一般可取最高温度 T_3^* 作为参变量, 其值的大小, 实际上就是表征工况的高低。

上述方程组可用矢量形式表示, 令:

$$E_1 = P_{oT_2} - P_{o0} \quad (7-45)$$

$$E_2 = P_{oT_d} - P_{o1} \quad (7-46)$$

$$E_3 = q_{mc} g_c (1 + f) - q_{mT_2} \quad (7-47)$$

$$E_4 = q_{mT_2} g_2 - q_{mT_d} \quad (7-48)$$

则:

$$E = f(X) = 0$$

$$X \in D \subset R^4; E, R^4 \rightarrow R^4 \quad (7-49)$$

E 称为残量 (即不平衡量), 故方程组也称为残量方程组。要求解平衡工况, 就是要在 $E = 0$ 的条件下解出所有变量 X 。这些变量的结合, 必定能保证 E 是零向量, 也即功率差无残量, 流量差无残量, 也就保证了发动机的平衡工况。

残量方程式的维数取决于燃气轮机热力系统惯性环节的多少。对于轻型运输式燃气轮机热力系统,表征容积惯性的容积 V_1, V_2 远小于表征转动惯性的转动惯量 I_1, I_2 。可以认为,容积 V_1, V_2 中的气体密度 ρ_1, ρ_2 不随时间而变化。这样,上述燃气轮残量方程组只有 (7-45) 和 (7-46), 而 (7-47) 和 (7-48) 变为:

$$q_{m0}g_0(1+f) = q_{mTz} \quad (7-47a)$$

$$q_{mTz}g_z = q_{mTd} \quad (7-48a)$$

它们已经不是残量方程组了。

考虑到部件特性方程组和参数联系方程组后,残量方程组内含有 $p_1^*, T_1^*, \frac{q_{m0}\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}, \frac{q_{mTz}\sqrt{T_3^*}}{p_3^*}, T_3^*$ 等 5 个变量, 原先 $\frac{q_{mTd}\sqrt{T_1^*}}{p_4^*}$ 两个变量可以通过式 (7-47a) 和 (7-48a) 以 $\frac{q_{m0}\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}$ 来表示。这样,残量方程组维数为二,方程组变量为 5 个。如果大气参数 p_1^*, T_1^* 给定,再选 T_3^* 变量为可以自由选择数值的参变量,方程组也成为一确定方程组,可以求出唯一解。

所以,轻型运输式燃气轮机热力系统的矢量形式可表示为:

$$E_1 = P_{0Tz} - P_{0c} \quad (7-50)$$

$$E_2 = P_{0Td} - P_{0f} \quad (7-51)$$

则:

$$E = f(X) = 0$$

$$X \in D \subset R^2; E: R^2 \rightarrow R^2 \quad (7-52)$$

同理,惯性环节较多的燃气轮机,残量方程组的维数也更多。例如(2自低)燃气轮机,当既考虑转动惯性又考虑容积惯性时,维数为七,当只考虑转动惯性时,维数降为三。可以试自证明之。

残量方程组是一组非线性方程组。常用的解非线性方程组的方法,都可以用来解残量方程组。这里重点介绍牛顿-莱普生迭代法以及其在燃气轮机计算上的应用。

已知残量方程:

$$E = f(X)$$

当自变量 X 微小变化 ΔX 时,残量的相应变化为 ΔE , 两者间关系可以足够精确地用下式表示:

$$\Delta E = J(E, X) \Delta X \quad (7-53)$$

式中 $J(E, X)$ 为 $n \times n$ 的雅可比矩阵(1自低) $n=4$, (2自低) $n=7$,

$$J(E, X) = \begin{pmatrix} \frac{\partial E_1}{\partial x_1}, \frac{\partial E_1}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial E_1}{\partial x_n} \\ \frac{\partial E_2}{\partial x_1}, \frac{\partial E_2}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial E_2}{\partial x_n} \\ \vdots \\ \frac{\partial E_n}{\partial x_1}, \frac{\partial E_n}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial E_n}{\partial x_n} \end{pmatrix}$$

式 (7-53) 可写成,

$$E_2 - E_1 = J(E, X) \cdot (X_2 - X_1) \quad (7-54)$$

当任意选定 X_1 之后, 方程组产生了残量 E_1 , 按下面提供的方法求出残量 E 关于 X 在 X_1 点上的 J 矩阵。为此目的, 希望下一个迭代点上 $E_2 = 0$, 该方程表明, 下一迭代点应为:

$$X_2 = X_1 - J^{-1}(E, X)_{x=x_1} E_1 \quad (7-55a)$$

把上式一般化, 得牛顿-莱普迭代如下:

$$X_{k+1} = X_k - J^{-1}(E, X)_{x=x_k} E_k \quad (7-55)$$

不难看出, 如果 E 所代表的是一组线性方程式的话, 那么一次迭代就可以求出满足 $E = 0$ 的解 X_2 。然而, 燃气轮机的残量方程组不是线性的, 所以须多次迭代才能使 E_{k+1} 收敛到规定的精度, 与该 E_{k+1} 相适应的自变量 X_{k+1} 才是残量方程组的解。 X_{k+1} 的值决定了燃气轮机的一个特定的平衡工况。

J 矩阵的每一个元都是 E 关于 X 的偏导数。在燃气轮机中, 残量不可能用自变量的解析式来表达, 所以不能用微商的办法求偏导, 而只能用差商。计算步骤如下:

已知 X_k 及其残量 E_k , 求 J 矩阵。

令 e_i 为 n 维基底向量, $i = 1, 2, \dots, n$, 则令:

$$X_{k1} = X_k + \Delta x_1 \cdot e_1$$

求得残量 E_{k1} , 于是得 J 矩阵第一列:

$$J_1 = \frac{E_{k1} - E_k}{\Delta x_1}$$

由

$$X_{k2} = X_k + \Delta x_2 \cdot e_2$$

求得残量 E_{k2} , 于是得 J 矩阵第二列:

$$J_2 = \frac{E_{k2} - E_k}{\Delta x_2}$$

以此类推, 直至:

$$X_{kn} = X_k + \Delta x_n \cdot e_n$$

求得残量 E_{kn} , 于是 J 矩阵第 n 列:

$$J_n = \frac{E_{kn} - E_k}{\Delta x_n}$$

这样可得到 J 矩阵:

$$J(E, X)_{x_k} = (J_1, J_2, \dots, J_n)$$

上列诸式中 $\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_n$ 都是实数, 由它们决定 X_k 的增量。

在应用迭代公式时, 须求 J 矩阵的逆, 可以采用现成的程序。建议用高斯-约当法。

用计算机求解残量方程, 进行燃气轮机稳态性能研究时, 只需下列几个步骤:

(1) 根据燃气轮机型式确定自变量:

$$(1 \text{ 自低}) \text{ 燃气轮机自变量应视为 } X = (p_1^*, T_1^*, \frac{q_{mc} \sqrt{T_1^*}}{p_1^*}, \frac{n_1}{\sqrt{T_1^*}}, T_3^*, \frac{q_{mT_3} \sqrt{T_3^*}}{p_3^*}, \frac{q_{mT_4} \sqrt{T_4^*}}{p_4^*})^T,$$

(2) 选定自变量的试算值(起算点) X_1 后, 在给定的大气条件 p_1^*, T_1^* 和参数 T_3^* 下, 可以利用部件特性方程组、参数联系方程组计算出残量方程组式(7-45)至式(7-48)右端的每一项, 从而求出残量 E_1 ;

(3) 建立 X_1 点上的 J 矩阵;

(4) J 矩阵求逆;

(5) 由牛顿-莱普生迭代求出第二个迭代点 X_2 ;

(6) 重复进行 (2)~(5), 直到残量范数 $\|E_{k+1}\| < \epsilon$, ϵ 是规定的精度, 则 X_{k+1} 即是解, 这样得到一个平衡工况;

(7) 改变参变量 T_3^* 的值, 重复 (2)~(6), 可得到一系列的平衡工况参数。从而计算得到燃气轮机从慢车到设计工况的全部性能。

第8章 涡轮机的调节

§8-1 涡轮机自动控制的基本内容及其发展

汽轮机和燃气轮机是大型高速运转的发动机,在生产实践中占有重要的地位,因此它们往往具有相当高的自动化程度。其调节、控制的内容大体上可分成以下几个方面:

1. 自动调节系统

在运行时要求某些参数保持为一定的常量,或要求这些参数随其给定值而变化,如功率、转速、压力等。为了满足上述要求,就需要配置相应的自动调节系统,如转速调节系统、压力调节系统等等。由于汽轮机和燃气轮机都是高速旋转的机械,它们的转速和设备安全性关系十分密切;另外,转速和它们的工作性能也是密切相关的,例如汽轮发电机组的转速与它的性能指标——发电机频率直接成正比,与发电机的电压也有密切的关系。因此,各种用途的汽轮机和燃气轮机,无论其功率大小,几乎都具有转速自动调节系统。

2. 程序控制系统

自动化水平较高的汽轮机和燃气轮机还具有自动启动装置,这一装置能够按照预定的程序自动启动汽轮机(或燃气轮机)及其辅助设备(或使它们自动停机)。在启动过程中还能对机组的参数(如热应力、振动、热膨胀等)和辅机的状态进行检测,如果它们超越了一定的范围,自动启动装置将自动调整升速过程。

3. 自动保护系统

为了使机组能在运行中免遭损坏,一般还设置了各种自动保护设备。当转速、振动、热应力、相对膨胀等参数超过了机组的许用限度时,保护系统就会自动投入工作,减少机组的负荷(减少蒸汽量或燃油量),或使机组停止运转,以避免故障的进一步扩大。

4. 自动检测系统

为了监督机组的运行情况,在汽轮机和燃气轮机上还设置了各种检测仪表,以监视其转速、功率、汽压、汽温等等。这些仪表除了具有指示功能以外,有的还具备自动记录、报警等功能。在计算机的配合下,还可以实现趋势预测、事故追记、故障诊断、效率计算、寿命估计等数据处理的功能。

不同的机组,其自动化程度不一样。一般功率越大,其自动化程度也越高。限于工业技术水平,国产汽轮机和燃气轮机与发达国家同类产品相比,自动化程度也有较大的差距。

汽轮机和燃气轮机的自动控制已经有了相当长的发展历史,小功率的汽轮机和燃气轮机一般都采用直接调节系统,即由调速器直接带动调节汽阀或燃油阀。以后随着机组容量的增大,拖动阀门所需要的力越来越大,于是就出现了间接调节系统,即将调速器的输出信号经过

液压放大以后,由液压执行元件来控制阀门的启闭,这种系统称为机械液压系统。机械液压系统投用实用已有数十年,我国目前还在广泛应用着。从60年代开始,又研制成功了电液调节系统。在电液调节系统中,测量转速的已经不是离心式机械调速器,而是电子测速元件,经电液转换器将电子测速元件输出的电子信号转换或液压信号,然后再去控制汽轮机的调节汽阀或燃气轮机的燃油阀。到了70年代初期,在计算机技术的推动下,又出现了计算机控制系统。由于计算机具有更加完善的运算和逻辑功能,因此系统性能得到了进一步的提高。这种控制系统目前在发达国家生产的汽轮机和燃气轮机上,已经得到了广泛的应用。

我国的机组控制系统,目前仍以机械液压为主;电液调节系统经过多次工业性试验,正在推广使用阶段;计算机控制正在研究之中,虽也进行了一定的工业性试验,但与发达国家相比,还有相当大的差距。本章重点介绍自动调节系统,也简介程序控制。

§ 8-2 涡轮机转速调节系统基本原理

汽轮机和燃气轮机是一种原动机,它们的任务是带动各种负荷机械,例如发电机、压缩机、船舶、车辆等。它们必须提供足够的转矩以满足负荷需求。如果忽略摩擦转矩,在平衡状态下,涡轮机发出的主动力矩 M_T 应等于带动负荷所需要克服的阻力矩 M_f ,即:

$$M_T - M_f = 0$$

涡轮机发出的主动力矩 M_T 一般是蒸汽量(或燃油量)和转速的函数,在蒸汽量(或燃油量)不变时,它与转速的关系如图8-1中曲线 A_T 所示。随着转速的升高,主动力矩逐渐减小。蒸汽量(或燃油量)变化时,其关系曲线随之而变,曲线 A_{T1} 、 A_{T2} 、 A_{T3} 对应不同蒸汽量(或燃油量)。一定负载下,发电机阻力矩 M_f 与转速 n 的关系以 A_f 曲线表示。随着转速的升高,阻力矩逐渐增大。当负载变化时,阻力矩曲线移动。 A_{f1} 、 A_{f2} 、 A_{f3} 对应不同负载的发电机阻力矩曲线。

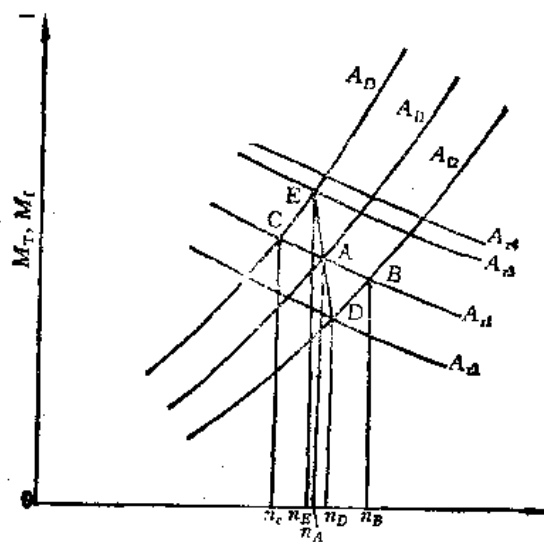


图 8-1 涡轮机调节示意图

曲线 A_{T1} 和 A_{f1} 的交点 A 就是平衡状态下的工作点,涡轮机主动力矩等于负荷阻力矩,其对应转速为 n_A 。当负荷量减小时,相应于发电机机组上即外界用户数量或用电量减少;相应于压缩机机组上,即外界所需气量减小;相应于舰船机组上,即风浪海情变化使船舶拖曳阻力减小。这时,阻力矩曲线由 A_{f1} 变到 A_{f2} ,涡轮机在原先转速 n_A 下发出的主动力矩大于负荷

量减小后的阻力矩，力矩差使转速增至 n_B ，轮机主力矩曲线 A_{T1} 与变化了的阻力矩曲线 A_{r2} 在 B 点相交，成为新平衡状态下的工作点。所以，当负荷量变化时，如果轮机不加以调节，它们也会在新的情况下得到新的平衡，只是新平衡状态下的转速 n_B 远远高于原先要求的运行转速 n_A 。这将影响发电机机组的发电质量（频率和电压），对其他类型机组，虽无发电质量要求，但将使机组承受不了高转速引起的高应力。

在轮机上安装调节器后，就可以避免上述情况的出现。图8-2A 为燃气轮机转速调节简图，图8-2B 为蒸汽轮机转速调节简图。以图8-2A 为例说明其工作原理。

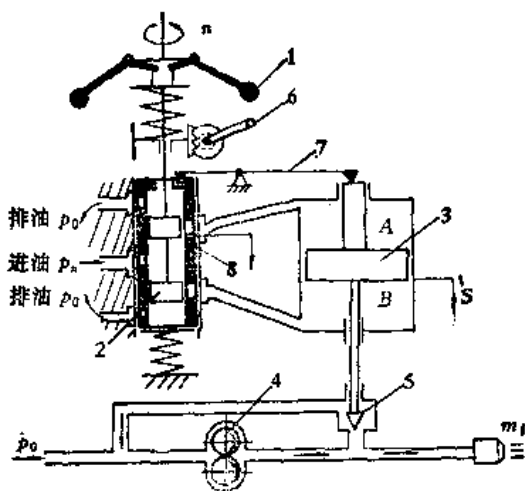


图 8-2A 燃气轮机转速调节系统简图

1—离心飞锤 2—油动机滑阀 3—油动机活塞 4—齿轮式油泵 5—回油针阀
6—手柄 7—反馈杆 8—反馈套筒

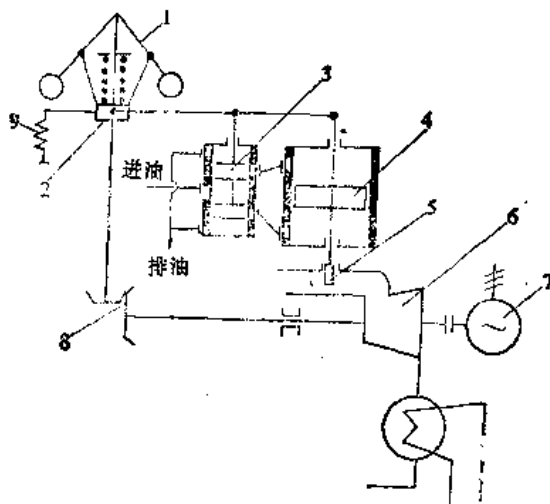


图 8-2B 汽轮机转速调节系统简图

1—离心飞锤 2—滑环 3—油动机滑阀 4—油动机活塞 5—调节阀门
6—汽轮机 7—发电机 8—传动齿轮 9—同步器

当负荷量下降到 A_{r2} 时（图8-1），机组转速增高，转速测量元件的离心飞锤1的离心力增大，大于手柄6给定的弹簧力，飞锤向外张开，使油动机滑阀2下移Y，原先油动机滑阀2的

两个凸肩遮住反馈套筒 8 的两个孔口,现在由于油动机滑阀 2 下移,孔口打开,高压油 p_h 从孔口间隙流到油动机活塞 3 的 B 腔, A 腔通过孔口间隙与低油路 p_0 相通,油动机活塞 3 在下腔高压、上腔低压的油压差作用下,向上移动 s , 打开回油针阀 5, 增大回油量, 减小进入发动机的燃油量, 使涡轮机主力矩曲线由 A_{T1} 下移, 转速下降。同时, 油动机活塞 3 通过反馈杠杆 7 将反馈套筒 8 下移, 减小油动机滑阀与反馈套筒间孔口的开度, 减缓油动机活塞 3 移动速度, 降低燃油量以及转速下降的速度。当反馈套筒 8 赶上油动机滑阀 2 的移动 Y 时, 油动机滑阀与反馈套筒间的孔口完全关闭, 油动机活塞停止移动, 调节过程结束。此时, 油动机活塞 3 处于一个新的平衡位置(对应一个新稳定供油量, 以 A_{T2} 曲线表示), 与油动机活塞 3 刚性联接的反馈套筒 8 以及油动机滑阀 2 也处于一个新的平衡位置上(稍低于原先平衡位置), 相应的转速也处在一个新的平衡值上(稍高于原先值, 为 A_{T2} 与 A_{T1} 的交点 D 所对应的转速 n_D)。同样, 当负荷量增大到 A_{T3} 时, 如果不装调节器, 转速将大大下降到 n_C 才稳定, 装了调节器后, 由于调节器的作用, 增大了供油量, 所对应的力矩曲线以 A_{T3} 表示, 转速由 A_{T3} 与 A_{T2} 曲线的交点 E 所对应的 n_E 。

蒸汽轮机转速调节(图 8-2B)的工作原理与燃气轮机转速调节一样。

涡轮机装了调节器后, 当负荷量变化时, 能使涡轮机的转速由很大的变化范围($n_B \sim n_C$)下降到允许的变化范围($n_D \sim n_E$)内。这种转速随负荷量变化相应变化的调节器为有差调节器。大多数涡轮机的转速调节器都是有差调节器。

由于涡轮机本身及其所带负荷性质不同, 调节器是各式各样的。但要完成自动调节任务, 不管哪一种调节器, 都需要有以下三种部件, 以完成三种不同的功能:

(1) 测量部件

用来测量被调量(如转速 n) 的大小, 并把原始的物理量参数(转速)转变成便于传送且与被调量成比例的测量信号, 将它与给定值进行比较, 当被调量与给定值有偏差时, 发出一个反映偏差大小的信号。

(2) 调节部件

接受测量部件传送来的反映偏差大小的信号, 按预定的规律动作并发出调节信号。为了满足各种不同要求, 有多种形式调节部件, 如液压式调节部件、气动式调节部件、电子式调节部件等。有很多种动作规律, 如比例动作规律、比例积分动作规律、比例微分积分动作规律等。

(3) 调节机构

接收调节部件发出的调节信号改变蒸汽流量和燃油量的大小。

把具有上述三个功能的调节器和调节对象(蒸汽轮机或燃气轮机)联接起来, 构成涡轮机调节系统。

§ 8-3 涡轮机的调节性能

涡轮机调节性能包括静态性能和动态性能两方面。

1. 调节系统静态性能

涡轮机原先在指定的被调参数下稳定地工作, 由于负荷变化, 平衡被破坏, 经过调节器的

动作，发动机的被调参数在新值下重新稳定工作。发动机的负荷（即发动机的功率）与被调参数间在各平衡状态下的关系，称为调节系统的静态特性。

调节系统由调节对象和调节器构成，所以，其静态性能由调节对象静态性能和调节器静态性能所决定。

调节器由测量部件、调节部件、调节机构等组成。每一部件接受输入量信号，送出输出量信号。在各平衡状态下，每一部件输入量与输出量的关系是它们的静特性。由各部件组成调节器后，各部件间信号是依次首尾相接。调节器的输入量是被调参数（如转速 n ），输出量是控制参数（如蒸汽量、燃油量 m_f ）。在各平衡状态下，输入量 n 和输出量 m_f 的关系是调节器的静态性能。

图 8-3 表示调节器、调节对象以及调节系统的静态性能。

通过试验或计算，可先行得到各部件的静特性。图 8-3(a) 为测量部件静特性，表示转速 n 与位移 y 的关系；图 8-3(b) 为调节部件静特性，表示位移 y 与位移 s 关系；图 8-3(c) 为调节机构静特性，表示位移 s 与蒸汽量或燃油量 m_f 的关系。在图 8-3(a) 上取点 1，得 n_1, y_1 ；在图 8-3(b) 上由 y_1 得 s_1 ；在图 8-3(c) 上由 s_1 得 m_{f1} ；由 n_1, m_{f1} 在 8-3(d) 上得点 1。找到若干点后，可得调节器静特性，见图 8-3(d)。这种调节器的输入量与输出量是一一对应的。

涡轮机调节对象静特性表示输入蒸汽量或燃油量 m_f 与输出功率 N_e 关系。它由变工况性能计算中求到，见图 8-3(e)。

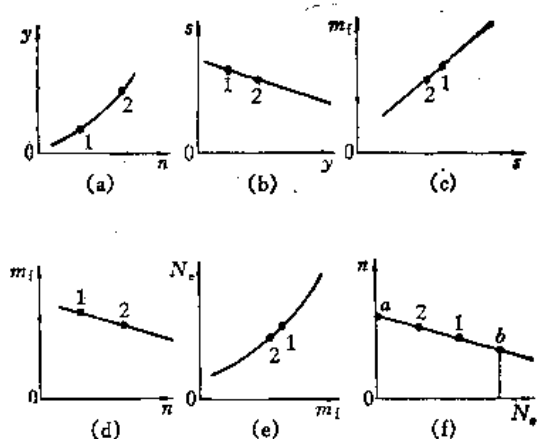


图 8-3 调节系统静特性

将调节器静特性与涡轮机调节对象静特性结合起来，可得调节系统静特性，见图 8-3(f)。

调节系统输入量（即功率 N_e ）与输出量（被调参数 n ）之间也是一一对应的定位关系。

空负荷的转速 n_a 与满负荷的转速 n_b 之差与额定转速 n_o 之比称为调节系统的转速不等率，即：

$$\delta = \frac{n_a - n_b}{n_o} \times 100\%$$

不等率是调节系统静特性的一个重要指标。不同用途的发动机，对不等率的要求不一样。

带电机的发动机,由于有作为基本负荷机组与尖峰负荷机组之分,对不等率的要求也不一样。对前者,希望电网负荷变化时,其功率变化小些,宜采用较大不等率;而对于后者,要求承担较多的电网负荷变动,适合采用较小的不等率。一般要求 $\delta = 3\% \sim 5\%$ 。对航空用发动机,为了保证飞机作机动飞行时推力不要变化太大,就要求被调参数(转速)不要变化太大,对不等率的要求很严格,一般要求 $\delta = 0.5\% \sim 1.5\%$ 。船用发动机,其不等率可介于发电用发动机与航空发动机之间。

在上面讨论中,认为每个元件的静特性都是一条线,上升过程与下降过程的曲线重合,得到的系统静特性也是一条线,这些静特性是理想特性。实际上,由于存在干摩擦力、铰链间隙、滑阀与孔口间重叠度等因素,多数元件的静特性实际上是两条线,一条是输入量增大时的特性线,一条是输入量减小时的特性线。图 8-4(a)表示,在测量部件中,由于存在干摩擦力,输入量 n 由 n_A 增大,但不足以克服干摩擦力时,输出量 y 并未变化,只有当输入量变化到 n_B 而足以克服干摩擦力时,输出量 y 才开始沿 BC 曲线变化。同样,输入量 n 由 n_C 减小但不足以克服干摩擦力时,输出量 y 并未变化,只有当输入量变化到 n_D , 并足以克服干摩擦力时,输出量 y 才开始沿 DA 曲线变化。显然,增大和减小输入量时,输出量沿两条曲线变化。图 8-4(b)表示调节部件中由于在滑阀和滑阀套筒孔口间存在重叠度等因素,其特性线也是两条。图 8-4(c)表示调节机构静特性,因阀门开度 s 与蒸汽量或燃油量 m_f 间的关系是唯一的,也认为在喷嘴配汽蒸汽轮机中 n 个喷嘴阀门间无重叠度,所以,其静特性是一条线。由于测量部件和调节部件的静特性是两条,由它们组成的调节器静特性也是两条,见图 8-4(d)。一条是根据转速上升时测量部件、调节部件、调节机构的上升特性线得到的;另一条是根据转速下降时各部件的下降特性线得到的。图 8-4(e)表示涡轮机调节对象特性线,因输入涡轮机的蒸汽量或燃油量 m_f 与涡轮机发出的功率 N 间的关系是唯一的,所以,其特性线也是一条线。

由于调节器的特性线有两条,见图 8-4(d),所以与调节对象(图 8-4(e))组成的调节系统的特性线也有两条,见图 8-4(f)。在同一功率下,转速上升曲线上的转速 n_1' 和转速下降曲线上的转速 n_1'' 间的转速差 $\Delta n = n_1' - n_1''$, 与额定转速 n_0 的比值称为调节系统的迟缓率或死区,以 ϵ 表示,即:

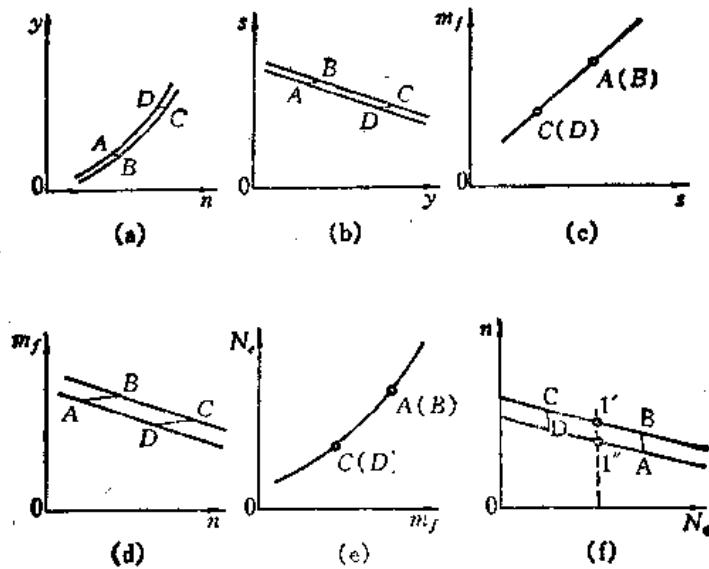


图 8-4 调节系统迟缓率

$$\epsilon = \frac{n_1' - n_1''}{n_0} \cdot 100\%$$

迟缓率是调节系统静特性的另一个重要指标。迟缓率过大，会引起调节系统摆动。在设计、制造、安装和运行中，都应该使迟缓率减至最小。一般要求迟缓率不大于 0.5%。

2. 调节系统动态性能

由于负荷变化，原先的平衡被破坏，在调节器作用下，被调参数是否能进入新平衡状态，其过渡过程是怎样随时间而变化的，这些都与调节系统的动态性能有关。

一个系统，在不同形式和不同幅值的扰动作用下，其作用过程是不一样的。为了比较调节系统动态品质的优劣，选定一种最典型或最常出现的扰动形式，作为研究性能的标准输入信号。最常用的是单位阶跃信号，其数学表达式为：

$$x(t) = \begin{cases} \pm 1 & \text{当 } t \geq t_0 \\ 0 & \text{当 } t < t_0 \end{cases}$$

单位阶跃信号的形式，如图 8-5(e)所示。

调节系统在阶跃扰动作用下，被调量的变化过程一般有两类。一类如图 8-5(a)、图 8-5(b)所示，被调量最后能重新进入平衡。这两种调节系统的动态性能是稳定的。另一类如图 8-5(c)、图 8-5(d)所示，被调量在受到扰动后，不能进入新的平衡，而是等幅振荡或是扩大振荡。这两种调节系统是不稳定的。

评价调节系统的动态性能，可从三个方面进行：

(1) 稳定性

这是调节系统最基本的要求。不稳定的系统在涡轮机中是不能被采用的。不但必须稳定，而且还要有一定的稳定裕度，即每次调节过程中振荡次数不应过多（约 2~3 次）。

(2) 准确性

以调节过程中被调参数的最大瞬时值来表示。当出现最大的扰动作用时，不允许瞬时值超过涡轮机所允许的最大值。

(3) 快速性

即调节过程持续时间的长短，一般希望尽可能短，以保证这次扰动所引起的调节过程在下次扰动发生以前就已结束。根据不同机组的不同要求，调节持续时间通常为几秒到几十秒。

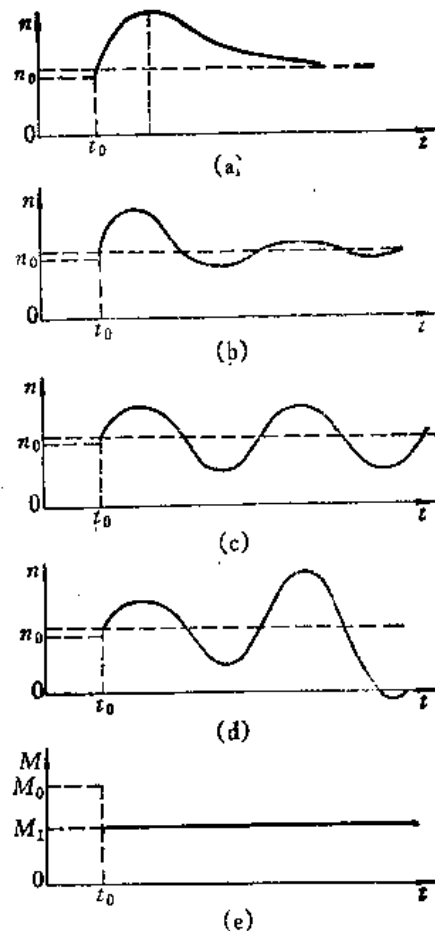
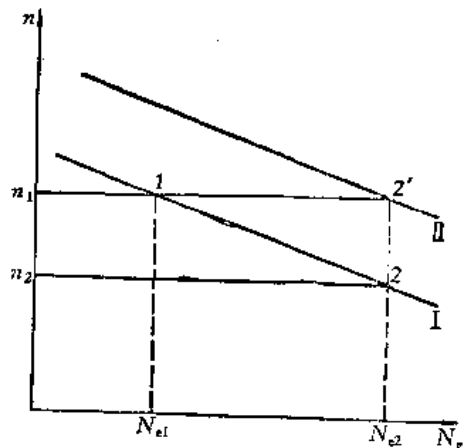


图 8-5 调节系统动态特性

§ 8-4 汽轮发电机组的运行方式

汽轮发电机组有两种基本运行方式：一种是单机运行，即在电网中只有一台机组向用户供电；另一种是并网运行，此时在电网中同时有两台或两台以上机组向用户供电。

单机运行时,机组的负荷即等于用户的耗电量,根据调节系统的静特性,负荷增加时,机组的转速将要下降。因为交流电的频率与发电机的转速成正比,所以在负荷增加时,电网的频率将按照静特性而略有降低;负荷减小时,频率将略有上升。如图 8-6 所示。当功率由 N_{e1} 增加到 N_{e2} , 则转速(频率)将由 n_1 下降到 n_2 。频率的变化显然是不希望发生的,为了补偿频率的变化,在调节系统中附加了一种频率(即转速)调整设备,称为同步器,它的作用是使静特性作平行的上下移动。如图 8-6 所示,当功率由 N_{e1} 增加到 N_{e2} 时,工作点由 1 移至 2, 转速由 n_1 下降到 n_2 。如果此时把静特性由 I 平移至 II, 则工作点将由 2 移至 2', 此时汽轮机的功率(即负荷)仍为 N_{e2} , 而转速则由 n_2 上升到 n_1 。



所以,在单机运行时,平移静特性的结果是改变机组的转速,而汽轮机的输出功率则保持不变。

在并网运行时,由于电网中各处的频率总是相等的,而且因汽轮发电机组的转速与频率成正比,所以并网运行的特点是电网中并列运行的各汽轮发电机组的转速都是相等的,而且并网运行时是通过电网由各台机组共同向用户供电,所以,各汽轮发电机组功率的总和应等于用户的总耗电量。

假设在电网中只有两台机组,它们的静特性如图 8-7 所示。设电网的频率是 f_1 , 与 f_1 对应的转速是 n_1 , 根据两台机组的静特性, I 号机组和 II 号机组的功率分别是 N_{eI}' 和 N_{eII}' 。两台机组所发出的功率总和 $N_{eI}' + N_{eII}'$ 应等于用户所消耗的功率 N_L' 。设电网的负荷增加了 ΔN_L , 使电网频率从 f_1 下降到 f_2 , 机组的转速从 n_1 下降到 n_2 。由静特性曲线可知, I 号机和 II 号机的功率分别增大到 N_{eI}'' 和 N_{eII}'' , 而且必然有 $\Delta N_L = \Delta N_{eI} + \Delta N_{eII}$ 的关系。从图 8-7 上可看到,静特性平坦的机组(I 号机),其功率的变化值 ΔN_{eI} 比较大;而静特性线较陡的机组(II 号机),其功率的变化值 ΔN_{eII} 比较小。也就是说,不等率越大,则电网频率变化时功率变化越小,而不等率越小,则电网频率变化时功率变化越大。

所以,在电网负荷变化后,电网频率的变化将使电网中各台机组的功率相应地增大或减小,从而进入新的功率平衡,并且将电网频率的变化限制在一定的限度以内,这种作用称为一次调频作用。

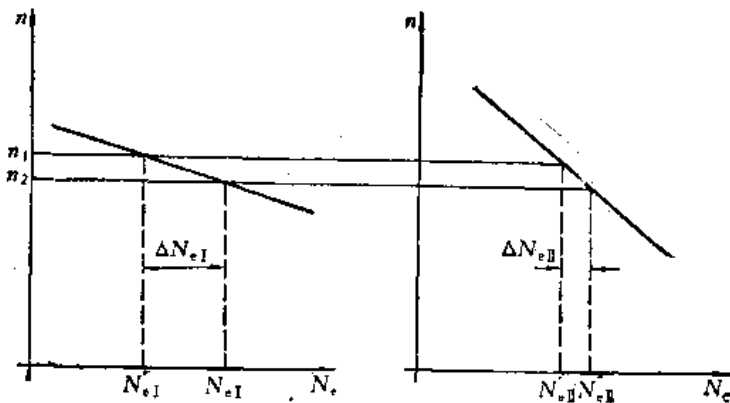


图 8-7 并网运行时的负荷分配

并网运行时,也可以利用同步器平移某一台机组的静特性,但其作用将不是改变机组的转速,而是改变它的功率。这是因为,在一个电网里,一般都有很多台发电机组同时向用户供电,每一台机组功率的变化对电网频率的影响可以认为是微小的,所以可以近似地把电网频率看成是固定不变的常数。如图 8-8 所示,当把某一台机组静特性由 I 平移至 II 时,由于电网的频率恒定不变,所以它的功率即由 N_{e1} 增加到 N_{e2} 。当然,实际上电网的频率将略有提高,使其他机组的功率略有减小。这一台机组功率的增长恰好为其他机组功率的减小所抵消。因为电网中机组的台数很多,所以频率的变化与单机运行时相比要小得多。而且,电网的调度人员也正是利用这种办法来调整电网的频率,使之保持在额定值的范围内的。这种调整频率的作用称为二次调频。

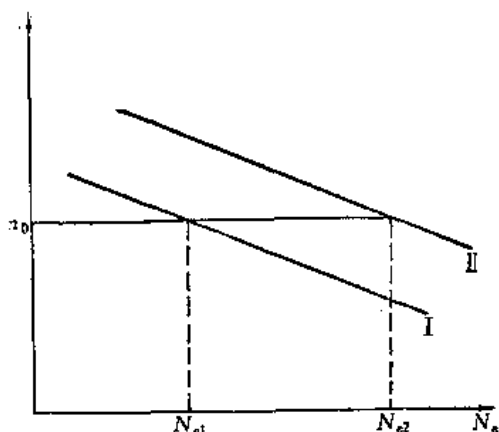


图 8-8 并网运行时平移静特性的作用

要实现静特性的平移,原则上只需将调节器中任一部件静特性平移即可,所以平移静特性的方法很多,这里介绍的,是平移测量部件静特性,以使系统静特性平移。

图 8-9 是带有辅助弹簧的调节器。飞锤的离心力与测量部件本身主弹簧 a 和辅助弹簧 b 的张力相平衡,辅助弹簧 b 的张力可以通过手轮加以调整。当转动手轮使辅助弹簧的预紧力增大时,在同样转速下测量部件输出量 y (即 O 点) 将向下移动,或者看成为了保持同样输出量 y (即 O 点) 值,必须有更大的离心力(即输入量转速),所以增大辅助弹簧预紧力将使测量部件的静特性平行地向上移动。用作图法可以求得调节系统静特性平行地移动。图 8-10 以四象限图示来求解调节系统的静特性。第二象限表示测量部件静特性,输入转速 n , 输出位移 y ; 第三象限表示调节部件静特性,输入位移 y , 输出位移 s ; 第四象限表示调节机构和调节对象合在一起的静特性,输入位移 s , 输出功率。由第二、第三、第四象限用作图法可得第一象限即调节系统静特性。当改变辅助弹簧预紧力,使测量部件静特性平移,结果使调节系统静特性平移。使静特性平移的机构称之为同步器; 这里,改变辅助弹簧预紧力的手轮即是同步器。

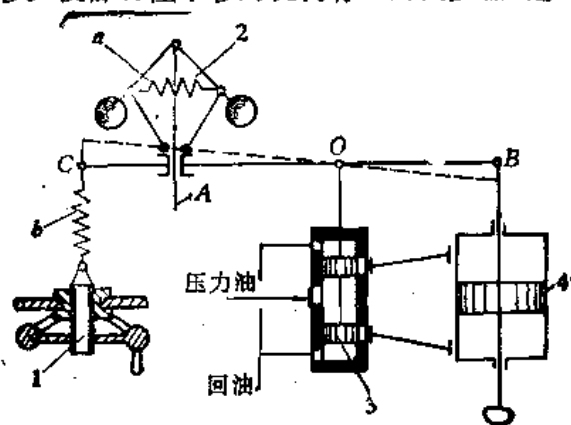


图 8-9 采用辅助弹簧的同步器

1—同步器 2—调速器 3—滑阀 4—油动机

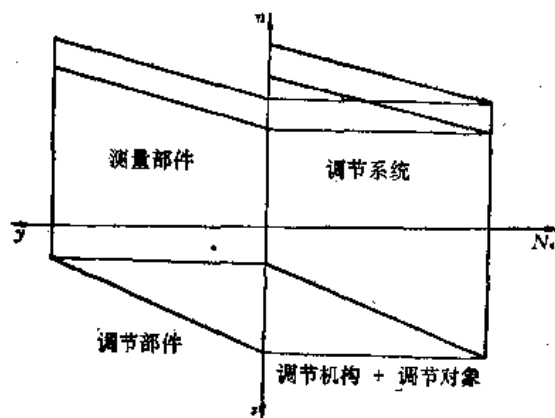


图 8-10 改变辅助弹簧预紧力时静特性的平移

同步器的行程,也即静特性的平移范围,应该满足汽轮机运行的要求。

在并网运行时,同步器的功能是改变汽轮发电机组的功率。所以在电网频率不变,而且蒸汽的初温、初压都是额定值时,同步器的行程至少应使汽轮机的功率能够在零到额定功率之间

作任意变动。图 8-11 表示的同步器的行程,至少应该使调节系统静特性的变动范围等于它的不等率 δ 。但是,实际上电网频率是变化的,它可能高于额定值,也可能低于额定值。另外,蒸汽的初温、初压和背压都有可能偏离额定值。为了使机组在电网低周波时仍能减负荷到零或者仍能并入电网,要求同步器的行程能够使静特性在降低转速的方向再向下移动3%~5%。为了使机组在电网频率升高时也能带上满负荷,要求同步器的行程能够在转速升高方向再向上移动1%~2%。同步器只要在低转速方向有足够行程范围,就可以使机组在低转速时就受到转速调节系统的控制,利用同步器来使汽轮机升速并带上负荷,但是同步器在使汽轮机升速方向有过大的富裕行程是不适宜的,因为在操作不当它可能导致调节系统在甩负荷性能上的恶化。所以,同步器的行程应使汽轮机在空负荷时能超过额定转速 $\delta+(1\sim2)\%$ (但不宜更大),在降低转速方向能降低3%~5%(允许更低)。

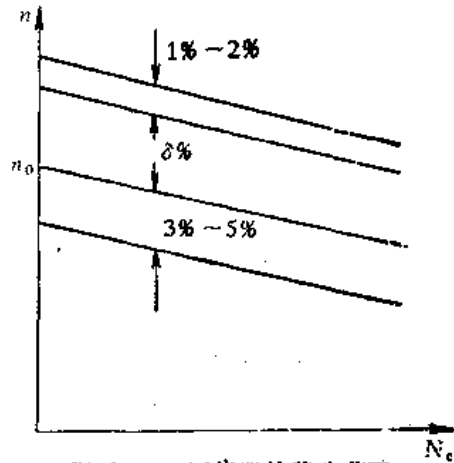


图 8-11 同步器的移动范围

§ 8-5 燃气轮机的辅助调节器

燃气轮机除了像蒸汽轮机一样需要一套转速调节器外,为了保证可靠地将燃气轮机从一个工况过渡到另一个工况,还需要有一套辅助调节器,以保证装置的正常运行。

从第 7 章的讨论中知道,为了较快完成过渡过程,必须较大幅度地增加燃油量。但在低工况时,往往会受到压气机喘振的限制,而在高工况时,往往会受到最高温度的限制;如图 8-12 所示。

控制过渡过程的辅助调节器,必须保证发动机既能迅速地过渡又能安全可靠。根据用以控制燃油量的参数类型,可将辅助调节器分为两大类。一类是以时间程序来控制燃油量,即供油量是时间的函数;另一类是以热力参数来控制燃油量,即供油量是某热力参数的函数。辅助调节器一般有以下几种:

(1) 液压延迟器

它是一种以时间程序来控制供油量的辅助调节器。图 8-13 所示为这种调节器的原理图。

延迟活塞 3 的活塞杆与转速调节器(图 8-2A)上的控制给定弹簧的手柄 6 相连。当手柄 1 从某一低功率工况突然推到某一高功率工况时,首先移动滑阀 2,打开油路孔口,使高压油 p_n 流入延迟活塞 3 左端,延迟活塞右端与低压油 p_0 相通,延迟活塞右移,转动手柄 6(见图 8-2A),增大给定弹簧的弹簧力,带动滑阀上移 y ,使油动机活塞下移 s ,关小调节部件 5(图

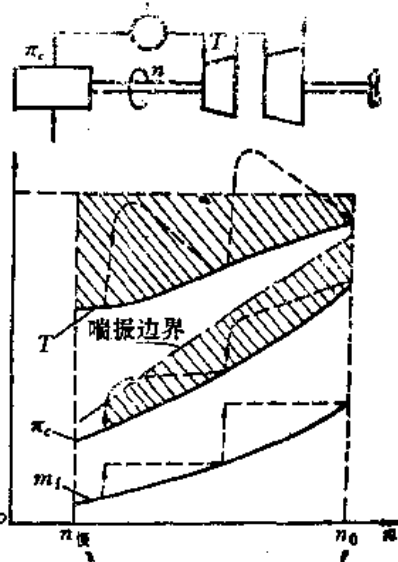


图 8-12 过渡过程特性

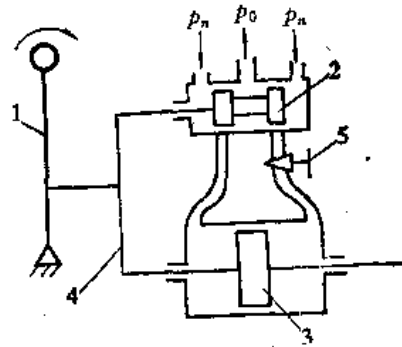


图 8-13 液压延迟器

1—手柄 2—滑阀 3—延迟活塞
4—杠杆 5—节流器

8-2A), 增大燃油量。但由于在液压延迟器油路通道上有一节流器 5, 延迟活塞只能缓慢地移动, 转速调节器(图 8-2A)上的给定弹簧力也只能缓慢地增大, 使供油量以一定的速度缓慢增大, 避免富油情况的产生。当延迟活塞 3 通过杠杆 4 使滑阀 2 反方向移到中立位置时, 延迟活塞 3 停止移动, 过渡过程结束, 发动机就在某一功率下运行, 延迟活塞 3 移动速度完全取决于节流器 5 的阻力。调整阻力值, 可以改变燃油量增速。这种辅助调节器由于基于液动原理, 不易受外界影响, 只要调整好节流器 5 的阻力, 发动机总是以某一速度增大供油量, 比较稳定。但发动机所允许的富油量并不是在整个加速过程中完全是一样大小的, 只要发动机的进气量增加得快, 就允许供油量有较大增长, 而不会导致喘振或超温。但延迟器无法反映这种情况。

(2) 气动式辅助调节器

它是一种以压气机出口压力 p_2^* 来控制供油量的辅助调节器。图 8-14a 为这种调节器的原理图。当快速向下推动手柄 6 时, 转速测量部件上的给定弹簧力突然增大, 向上移动滑阀, 使油动机活塞 3 的 A 室通高压油、B 室通低压油而下移, 使供油量急增, 喷嘴前油压 p_T 也急剧增大。该油压力作用在加速滑阀 9 的下端。由于发动机转子有惯性, 转速增加相对较慢, 故压气机出口气体压力 p_2^* 增加较慢。此时, 作用在加速滑阀 9 下的油压力大于气体压力和弹簧力的合力, 加速滑阀 9 上移, 使高压油 p_T 流向油动机活塞 3 的 B 室, A 室与回油 p_0 相通, 控制油动机活塞 3 下移速度, 使加速供油量由急增变为较慢增加, 防止过丰富油。随着发动机转速的增大, 压气机流量增大, 压比增大, 压气机出口压力 p_2^* 也逐渐加大, 加速滑阀 9 下移, 使联通 A 室和 B 室的油孔开度减小。加速供油量增加, 转速又增大。当转速增大到一定值, 压气机出口压力增大到一定程度时, 加速滑阀 9 重新关闭通向 A 室和 B 室的油孔, 辅助调节器退出工作。

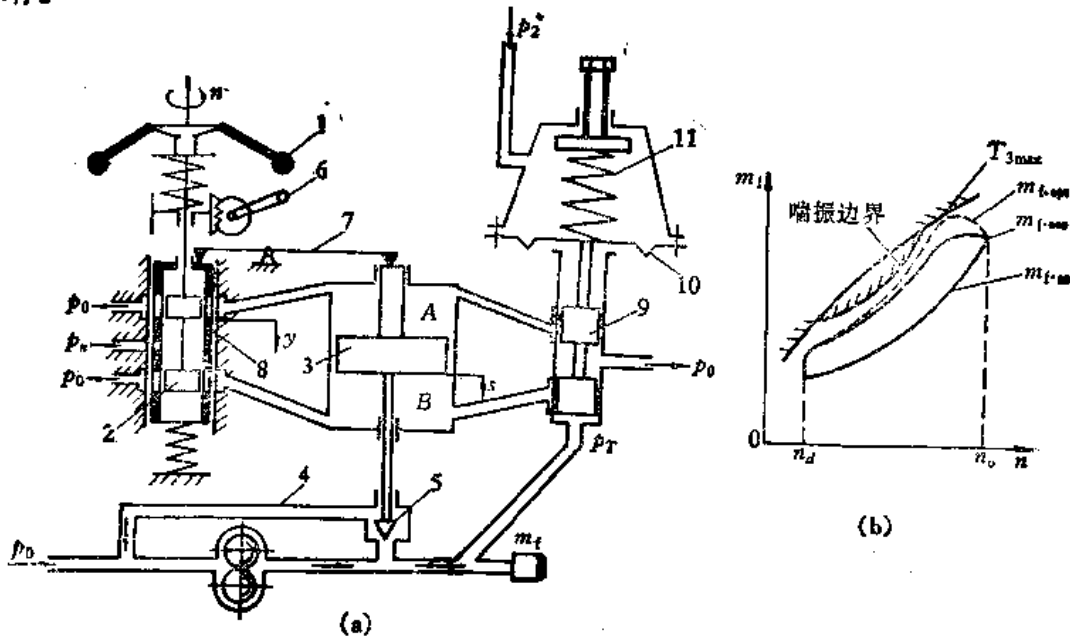


图 8-14 气动式辅助调节器

a) 原理图 b) 加速供油线

- 1—离心飞锤 2—油动机滑阀 3—油动机活塞 4—齿轮式油泵 5—回油针阀 6—手柄
7—反馈杠杆 8—反馈套筒 9—加速滑阀 10—薄膜 11—平衡弹簧

在过渡过程中, 加速滑阀 9 处于下端的油压力和上端的气压力及弹簧力的合力作用下, 从而控制油动机活塞 3 的运动速度, 这就保证了供油量的变化与空气流量的变化相适应, 接近加

速需油量 $m_{f,acc}$ 所需求的供油线, 见图 8-14(b)。

这种辅助调节器虽能根据压气机出口压力(即压气机空气流量)调节供油量, 但还是不能充分发挥发动机加速性能。这是因为, 在高转速时, 由于压气机的喘振边界线离发动机的联合工作线较远, 因此允许有更大的富油量, 而这种辅助调节器的加速供油量, 只能随压气机出口压力的增大而增大, 不会提供更多燃油量, 不能按照最佳加速需油量 $m_{f,opt}$ 所要求的供油线供油, 见图 8-14(b)。

(3) 凸轮程序控制辅助调节器, 其主要工作原理是由压气机转轴带动一个专门型线的加速凸轮(图 8-15(a))凸轮型线的设计保证经过杠杆传动等一系列机构后, 能使供油量 m_f 、压气机出口压力 p_2^* 、压气机转速 n 三参数间的关系满足图 8-15(b) 的曲线形状要求。这种辅助调节器使参数比 $\frac{m_f}{p_2^*}$ 随转速 n 变化。按图 8-15(b) 的形状, 在中等转速段, 让燃油量 m_f 的增大比压力 p_2^* 的增加慢 ($\frac{m_f}{p_2^*}$ 较小, 富油程度较小), 就容易避免喘振; 而在高转速段, 让燃油量 m_f 的增加比压力 p_2^* 的增加快 ($\frac{m_f}{p_2^*}$ 较大, 富油程度大), 就能进一步发挥加速潜力, 因此是较理想的辅助调节器。它是以三个参数组合来控制供油量的, 性能就比前面以两个参数来控制供油量优越, 当然, 其代价是结构上更复杂了。

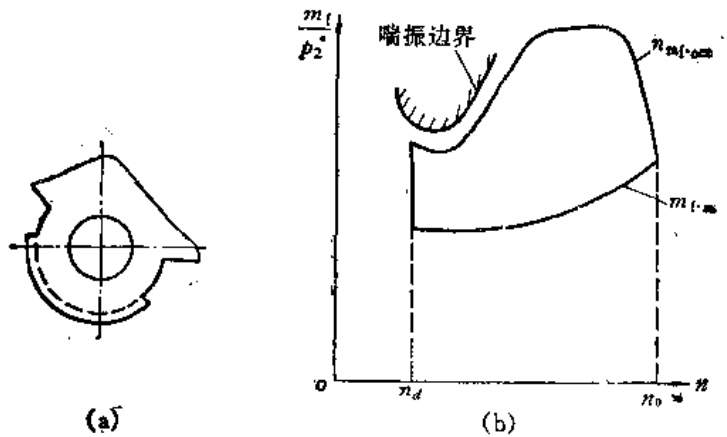


图 8-15 凸轮程序控制辅助调节器
(a) 加速凸轮 (b) 程序控制规律

附录 叶轮机三元流动理论及其计算方法

§ 1 三元流动的基本方程

无粘性、可压缩的流体在叶轮机内的三元流动遵循下列诸气动热力学的基本定律。

绝对坐标系下的欧拉方程可以写成：

$$\frac{Dc}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \nabla P + F \quad (1)$$

这里， $\frac{D}{Dt}$ 是随流体质点的全导数，速度矢量 c 是绝对坐标系下的速度，称之为绝对速度， F 为质量力，一般在流体机械中可以忽略。

由于叶轮机上的叶片总是绕某一轴 (Z 轴) 以等角速度 ω 旋转的，因此更方便的是在旋转系统上来考察流体的运动，即引入相对坐标系。在该系统中的速度为相对速度 w ，它与绝对速度 c 的关系可表达成：

$$c = w + \omega \times r \quad (2)$$

其中 r 是任一点的位置矢量。

于是，

$$\frac{Dc}{Dt} = \frac{Dw}{Dt} + \omega \times \frac{Dr}{Dt} + \frac{D\omega}{Dt} \times r \quad (3)$$

由于等角速度旋转：

$$\frac{D\omega}{Dt} = 0$$

若定义 $\frac{D}{Dt}$ 是绝对坐标系内随质点求导数，同时 $\frac{D'}{Dt}$ 为相对坐标系中的随质点求导数，对空间任一矢量 r 均成立关系式：

$$\frac{Dr}{Dt} = \frac{D'r}{Dt} + \omega \times r \quad (4)$$

若 r 为位置矢量，则式(4)说明绝对速度等于相对速度加上因坐标系转动而引起的牵连速度。与此同时，同样有：

$$\frac{Dw}{Dt} = \frac{D'w}{Dt} + \omega \times w \quad (5)$$

将式(4)、(5)代入(3)得出：

$$\begin{aligned} \frac{Dc}{Dt} &= \frac{Dw}{Dt} + \omega \times \frac{Dr}{Dt} = \frac{D'w}{Dt} + \omega \times w - \omega \times \left(\frac{D'r}{Dt} + \omega \times r \right) \\ &= \frac{D'w}{Dt} + \omega \times w + \omega \times (\omega \times r) \\ &= \frac{D'w}{Dt} + 2\omega \times w - \omega^2 r \end{aligned} \quad (6)$$

$$= \frac{\partial w}{\partial t} + w \cdot \nabla w + 2\omega \times w - \omega^2 r \quad (7)$$

从所得到的关系式可以看出，绝对值加速度向量是相对加速度向量、哥氏加速度向量 $2\omega \times w$ 和向心加速度向量 $-\omega^2 r$ 的向量和。

向心加速度的方向是沿径向指向转轴的，它是由于相对坐标系的旋转而产生的，其大小等于 $\omega^2 r$ ，可以把它看成是牵连加速度。

由于牵连运动是旋转运动，流体相对于旋转的叶轮流道作相对运动，因而不可避免地要产生哥氏加速度，其方向始终垂直于 w 。如果再加细分，哥氏加速度又由两部分组成：其中一半 ($\omega \times w$) 是由周向速度 $\omega \times r$ 在相对速度 w 方向上的变化而产生的，而另一半 ($\omega \times w$) 则是由于相对速度 w 在周向速度 $\omega \times r$ 方向

上的变化而产生的。只有当 ω 与 w 平行时，哥氏加速度 $2\omega \times w$ 才等于零。

由于向心加速度和哥氏加速度的存在，使得旋转叶轮中流体的运动在本质上不同于静止元件中的流动。

将式(6)代入式(1)，就可得到描述流体在相对坐标系下的运动微分方程式：

$$\frac{Dw}{Dt} - \omega^2 r + 2\omega \times w = -\frac{1}{\rho} \nabla p \quad (8)$$

在表达式(8)时已把相对系内的导数 $\frac{D'}{Dt}$ 的一撇略去，并忽略质量力 F 。

在旋转的叶轮机械中，通常采用圆柱坐标系 (r, θ, Z) 显得更为方便。展开上式，在圆柱坐标中的分量形式表示成：

$$\frac{Dw_r}{Dt} - \frac{(w_u + r\omega)^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r}$$

或：

$$\left(\frac{Dw_r}{Dt} - \frac{w_u^2}{r} \right) - 2\omega w_u - \omega^2 r = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (9a)$$

$$\frac{1}{r} \frac{D(rw_u + r^2\omega)}{Dt} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \theta}$$

或：

$$\frac{Dw_u}{Dt} + \frac{w_r w_u}{r} + \epsilon \omega w_r = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \quad (9b)$$

$$\frac{Dw_z}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial Z} \quad (9c)$$

上列方程组说明，作用在流体微团上 r 方向上的压力合力 $-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r}$ 和离心惯性力 $\frac{(w_u + r\omega)^2}{r}$ 以及加速度 $\frac{Dw_r}{Dt}$ 所产生的惯性力相平衡。而在圆周向 θ 方向上，作用在微团上的压力合力 $-\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \theta}$ 则引起流体微团动量矩的变化 $\frac{D(rw_u + r^2\omega)}{Dt}$ ，或是说 $c_u r$ 随着流线的变化率，会直接产生 p 在圆周方向上的变化，是关系到叶轮机械作功量大小的一个重要参数。

此外也可以看到，在轴向 Z 方向上，作用在流体微团上的压力合力 $-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial Z}$ 引起加速度 $\frac{Dw_z}{Dt}$ 。

若方程式(8)中的 $\omega=0$ ，并以绝对速度 c 代替相对速度 w ，则就转变为绝对运动微分方程的矢量式(1)。

另外，由于

$$\frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial w}{\partial t} + (w \cdot \nabla)w$$

再利用矢量关系式：

$$(w \cdot \nabla)w = \frac{1}{2} \nabla w^2 - w \times (\nabla \times w)$$

式(8)还可展开成：

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \frac{1}{2} \nabla w^2 - w \times (\nabla \times w) - \omega^2 r + 2\omega \times w = -\frac{1}{\rho} \nabla p \quad (10)$$

当 $\frac{\partial}{\partial t} = 0$ 时，即得到定常流动下的运动方程。这时式(10)的表达形式显得较为直接。

运动方程(10)在径向、圆周向和轴向的分量表示为：

$$\frac{\partial w_r}{\partial t} + w_r \frac{\partial w_r}{\partial r} + \frac{w_u}{r} \frac{\partial w_r}{\partial \theta} + w_z \frac{\partial w_r}{\partial Z} - \frac{w_u^2}{r} - \omega^2 r - 2\omega w_u = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (11a)$$

$$\frac{\partial w_u}{\partial t} + w_r \frac{\partial w_u}{\partial r} + \frac{w_u}{r} \frac{\partial w_u}{\partial \theta} + w_z \frac{\partial w_u}{\partial Z} + \frac{w_r w_u}{r} + 2\omega w_r = -\frac{1}{\rho r} \quad (11b)$$

$$\frac{\partial w_z}{\partial t} + w_r \frac{\partial w_z}{\partial r} + \frac{w_\theta}{r} \frac{\partial w_z}{\partial \theta} + w_z \frac{\partial w_r}{\partial Z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial Z} \quad (11c)$$

上面得到的运动方程组的基础是无粘性流体的欧拉方程, 为了接近实际情况, 在计算中希望能通过经验数据的加入, 用人为的形式考虑到流动的损失。最好的方式是把式(9-10)中的压力梯度项 $\frac{1}{\rho} \nabla p$ 利用热力学关系式以焓与熵的梯度来替代。

按照热力学第一定律, 对任何一系统加入的热量 Q 等于流体内能 U 的增量和所作功量之和:

$$\frac{DU}{Dt} + p \frac{D(\rho^{-1})}{Dt} = Q \quad (12)$$

其中内能可以写成:

$$dU = c_v dT$$

引入热力学参数静焓 i , 滞止焓 i^* , 滞止转焓 $h = i^* - \omega(c_n r) = i + \frac{w^2}{2} - \frac{\omega^2 r^2}{2}$, 以及熵 s , 根据已知的关系式, 有:

$$Tds = dU + p d(\rho^{-1}) \quad (13)$$

利用滞止焓 $i^* = i + \frac{c^2}{2}$, 静止焓 $i = U + p\rho^{-1}$ 的表达式, 可以推导得:

$$\begin{aligned} T\nabla s &= \nabla U + p\nabla\left(\frac{1}{\rho}\right) = \nabla i - \nabla\left(\frac{p}{\rho}\right) + p\nabla\left(\frac{1}{\rho}\right) = \nabla i - \frac{\nabla p}{\rho} \\ &= \nabla h - \nabla\frac{w^2}{2} + \nabla\frac{\omega^2 r^2}{2} - \frac{\nabla p}{\rho} = \nabla h - \frac{1}{2}\nabla w^2 + \omega^2 r - \frac{\nabla p}{\rho} \end{aligned}$$

即

$$-\frac{\nabla p}{\rho} = T\nabla s - \nabla h + \frac{1}{2}\nabla w^2 - \omega^2 r \quad (14)$$

代入式(10),

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \omega \times w - w \times (\nabla \times w) = -\nabla h + T\nabla s \quad (15)$$

上述形式的运动方程首先是由吴仲华教授推导得出的。在定常流动条件下其分量形式可写成:

$$-\frac{w_\theta^2}{r} - w_\theta \frac{\partial w_\theta}{\partial r} + \frac{w_\theta}{r} \frac{\partial w_r}{\partial \theta} + w_z \left(\frac{\partial w_r}{\partial Z} - \frac{\partial w_z}{\partial r} \right) - 2\omega w_\theta = -\frac{\partial h}{\partial r} + T \frac{\partial s}{\partial r} \quad (16a)$$

$$\frac{w_r w_\theta}{r} + w_r \frac{\partial w_\theta}{\partial r} - \frac{w_r}{r} \frac{\partial w_r}{\partial \theta} - w_z \left(\frac{\partial w_z}{r \partial \theta} - \frac{\partial w_\theta}{\partial Z} \right) + 2\omega w_r = -\frac{\partial h}{r \partial \theta} + T \frac{\partial s}{r \partial \theta} \quad (16b)$$

$$-w_r \left(\frac{\partial w_r}{\partial Z} - \frac{\partial w_z}{\partial r} \right) + w_\theta \left(\frac{1}{r} \frac{\partial w_z}{\partial \theta} - \frac{\partial w_\theta}{\partial Z} \right) = -\frac{\partial h}{\partial Z} + T \frac{\partial s}{\partial Z} \quad (16c)$$

此外, 有时为了简化起见, 还可以将方程(15)化成包含绝对运动旋涡的形式。因 Z 轴与 ω 平行, 故

$$c = w + \omega \times r$$

于是

$$\nabla \times c = \nabla \times w + \nabla \times (\omega \times r)$$

但因

$$\nabla \times (\omega \times r) = (r \cdot \nabla) \omega - (\omega \cdot \nabla) r + \omega (\nabla \cdot r) - r (\nabla \cdot \omega) = 2\omega$$

所以

$$\nabla \times c = \nabla \times w + 2\omega \quad (17)$$

把上述关系式代入式(15), 即有:

$$\frac{\partial w}{\partial t} - w \times (\nabla \times c) = -\nabla h + T\nabla s \quad (18)$$

对于相对定常运动, 在圆柱坐标系中可表示为:

$$-w_\theta \left[\frac{\partial(r c_\theta)}{r \partial r} - \frac{\partial c_r}{r \partial \theta} \right] + w_z \left(\frac{\partial c_r}{\partial Z} - \frac{\partial c_z}{\partial r} \right) = -\frac{\partial h}{\partial r} + T \frac{\partial s}{\partial r} \quad (19a)$$

$$-w_z \left(\frac{\partial c_z}{r \partial \theta} - \frac{\partial c_\theta}{\partial Z} \right) + w_r \left[\frac{\partial(r c_\theta)}{r \partial r} - \frac{\partial c_r}{r \partial \theta} \right] = -\frac{\partial h}{r \partial \theta} + T \frac{\partial s}{r \partial \theta} \quad (19b)$$

$$-w_r \left(\frac{\partial c_r}{\partial Z} - \frac{\partial c_z}{\partial r} \right) + w_\theta \left(\frac{\partial c_z}{\partial r \partial \theta} - \frac{\partial c_\theta}{\partial Z} \right) = -\frac{\partial h}{\partial Z} + T \frac{\partial s}{\partial Z} \quad (19c)$$

下面来写出连续流方程。在绝对坐标系下,其形式可写成:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{c}) = 0 \quad (20)$$

将 $\nabla \cdot (\rho \mathbf{c})$ 展开,上式还可以写成:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \mathbf{c} \cdot \nabla \rho + \rho \nabla \cdot \mathbf{c} = 0 \quad (21)$$

或

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \mathbf{c} = 0 \quad (22)$$

对于可压缩流体的定常流动,式(20)变成:

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{c}) = 0 \quad (23)$$

或是

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho c_r)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho c_\theta)}{r \partial \theta} + \frac{\partial(\rho c_z)}{\partial Z} = 0 \quad (24)$$

在相对坐标系下的连续流方程,由于:

$$\nabla \cdot (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}) = 0$$

故有:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{w}) = 0 \quad (25)$$

在相对运动为定常时,其形式和式(23)相似,即:

$$\nabla \cdot (\rho \cdot \mathbf{w}) = 0 \quad (26)$$

关于状态方程,对理想气体最常用的是方程:

$$P = \rho RT \quad (27)$$

但是由于运动方程组中, $\frac{\nabla P}{\rho}$ 项已用焓和熵代替了,故状态方程有时常表达成:

$$\rho = f(i, s) \quad (28)$$

根据:

$$di = dU + d\left(\frac{P}{\rho}\right) = c_v dT + R dT = c_p dT = \frac{\gamma}{\gamma-1} R dT$$

其中, $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$

另外,由式(13)知:

$$T ds = c_v dT + \rho RT d\left(\frac{1}{\rho}\right)$$

所以:

$$d\left(\frac{s}{R}\right) = \frac{1}{\gamma-1} d \ln p - \frac{\gamma}{\gamma-1} d \ln \rho$$

由于:

$$a^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right), = \gamma RT$$

得到:

$$d \ln \rho = -d\left(\frac{s}{R}\right) + \frac{d \ln i}{\gamma-1}$$

即:

$$\ln \rho = -\frac{s}{R} + \frac{1}{\gamma-1} \ln i + A$$

积分后有:

$$\rho = A i^{\frac{1}{\gamma-1}} e^{-\frac{s}{R}} \quad (29)$$

式(29)就是用焓和熵来表示的状态方程。状态方程的形式与坐标系的选择无关。

能量方程可以写成各种形式。

按热力学第一定律有:

$$Q = \frac{DU}{Dt} + \rho \frac{D}{Dt} \left(\frac{1}{\rho} \right) \quad (30)$$

或沿流线:

$$\frac{Dh}{Dt} = Q \quad (31)$$

在无粘、绝热、等熵的条件下, $Q=0$, 等价于式(31), 能量方程也可写成:

$$T \frac{Ds}{Dt} = Q \quad (32)$$

上式沿流线成立。

这样, 上面导出的动量方程(三个方向上)、能量方程、连续流方程、状态方程, 共 6 个方程。其中未知函数 w, ρ, i (或 h), s 也是 6 个。连同相应的边界条件和初始条件在一起, 构成了封闭方程组, 依此可以完全确定叶轮机机械流体流动问题的解。

§ 2 求解三元流动问题的计算方法

所导出的叶轮机机械三元流动的基本方程组是一个非线性的体系, 对它的直接求解, 即使采用数值方法, 也是十分困难的。根据叶轮机机械的自身特点, 发展了许多三元流动理论和相应的计算方法, 其总的思路是把一个三元问题简化为易于求解的两个二元问题, 或是若干个一元问题, 通过其解之间的相互迭代, 得到所谓的准三元流动解。在实践中广泛应用的有通流矩阵法、流线曲率法、任定准正交面法、有限元法, 等等。近年来, 直接解三元流动的理论 and 计算也开始日趋成熟。

下面将简要地介绍 s_1 和 s_2 相对流面理论和任定准正交面理论及其计算方法, 以便对三元流动有一个基本的了解。更为详尽的细节可以参阅有关的专著。

1. s_1 和 s_2 流面理论(通流矩阵法)

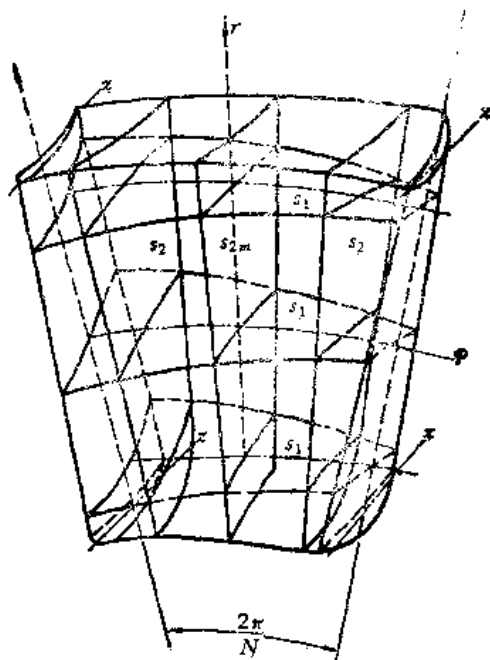
s_1 和 s_2 流面理论是吴仲华教授于 1952 年提出的具有普遍意义的理论, 为叶轮机机械内部流动的计算奠定了扎实的理论基础。这种处理方法是把整个叶轮机机械内的三元流场简化成两个分别在 s_1 和 s_2 相对流面上相关的二元流动的流动问题。这种方法原则上可由这两个二元流面相互迭代、逐次逼近而得到三元流场的准确解。

s_1 和 s_2 流面是这样形成的: 见图 1, 叶栅通道中的流动可以分为若干个从根部到顶部的 s_2 流面(子午流面)和若干个从叶片到叶片的 s_1 流面(跨叶片流面)。 s_1 和 s_2 与某一个位于叶栅前或叶栅中的 Z 为常数的平面的交线分别是一个圆弧和径向线。从圆弧和径向线上向后延伸的流线总和组成了 s_1 和 s_2 流面。 s_1 流面原则上不是一个回转面, 它与 $Z = \text{const}$ 平面的交线也不是圆弧, 但为计算分析简便起见, 可以足够准确地认为 s_1 流面是回转面。在不计粘性力时, 叶片表面就是一个 s_2 流面。把通过两个叶片间通道中的流量进行等分的 s_2 流面, 称为中心 s_2 流面, 用 s_{2m} 表示。显然, 在所有的 s_2 流面中, s_{2m} 最具有代表性。

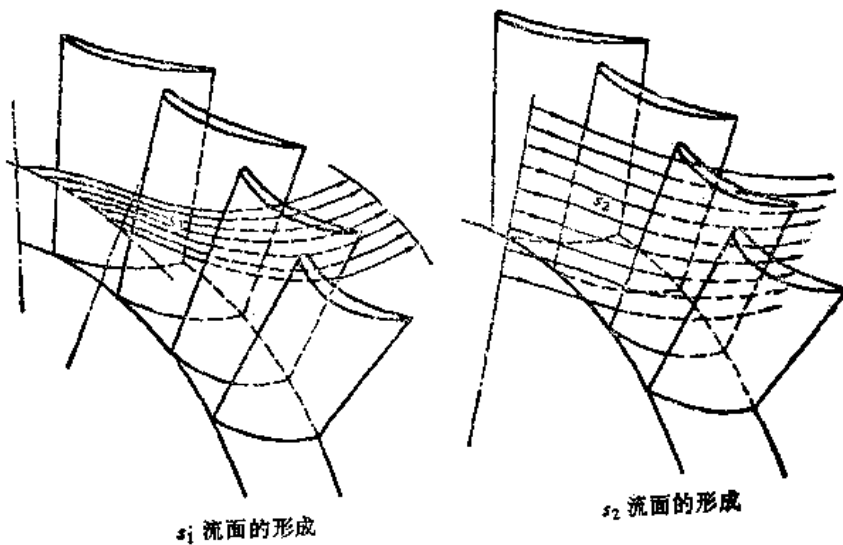
如果流体是沿 s_1 或 s_2 流面流动, 则基本方程中所有的三个坐标变量就可消去其中的一个。

s_2 流面上的基本方程可推导如下。

假设该平均流面是某一曲面:



s_1 和 s_2 流面



s_1 流面的形成

s_2 流面的形成

图1 s_1 和 s_2 相对流面

$$s(r, \theta, Z) = 0 \quad (33)$$

则垂直于这一表面的单位法向量 n 必有:

$$\frac{n_x}{\frac{\partial s}{\partial r}} = \frac{n_\theta}{\frac{1}{r} \frac{\partial s}{\partial \theta}} = \frac{n_z}{\frac{\partial s}{\partial Z}} \quad (34)$$

对于 s_2 流面, 常写成是圆周方向坐标的单值函数:

$$\theta = \theta(r, Z) \quad (35)$$

这样, 用两个坐标 (r 和 Z) 就可以确定流面上的任一点, 座标 θ 由式(35)得出。因此, 流面上任一参量 q 可以认为只是 r 和 Z 的函数。

$$q = q(r, \theta(r, Z), Z) \quad (36)$$

因此, 沿流面只有两个方向的偏导数。

沿流面取偏导, 则有:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \bar{q}}{\partial r} &= \frac{\partial q}{\partial r} \frac{\partial r}{\partial r} + \frac{\partial q}{\partial \theta} \frac{\partial \theta}{\partial r} = \frac{\partial q}{\partial r} - \frac{n_r}{n_u r} \frac{\partial q}{\partial \theta} \\ \frac{\partial \bar{q}}{\partial Z} &= \frac{\partial q}{\partial Z} \frac{\partial Z}{\partial Z} + \frac{\partial q}{\partial \theta} \frac{\partial \theta}{\partial Z} = \frac{\partial q}{\partial Z} - \frac{n_z}{n_u r} \frac{\partial q}{\partial \theta} \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

沿着一条流线, 参数 q 的变化率是:

$$\frac{Dq}{Dt} = w_r \frac{\partial \bar{q}}{\partial r} + w_z \frac{\partial \bar{q}}{\partial Z} \quad (38)$$

在写出的特殊导数上加上“-”, 表示为是沿流面取的, 并区别于普通的偏导数。\$\frac{\partial}{\partial r}\$ 是在流面上固定 Z 值时(即 $Z = \text{const}$)的偏导数, \$\frac{\partial}{\partial r}\$ 是 Z, θ 固定时的偏导数。只有在轴对称流动时, 两个导数相等。

对于流面上的流动, 现可用特殊导数来表示各基本方程。

利用(37)代入动量方程(19), 经简化有:

$$-\frac{w_u}{r} \frac{\partial (c_u r)}{\partial r} + w_z \left(\frac{\partial w_r}{\partial Z} - \frac{\partial w_z}{\partial r} \right) = -\frac{\partial h}{\partial r} + T \frac{\partial s}{\partial r} + F_r \quad (39a)$$

$$\frac{w_r}{r} \frac{\partial (c_u r)}{\partial r} + \frac{w_z}{r} \frac{\partial}{\partial Z} (c_u r) = F_\theta \quad (39b)$$

$$-w_z \left(\frac{\partial w_r}{\partial Z} - \frac{\partial w_z}{\partial r} \right) - \frac{w_u}{r} \frac{\partial (c_u r)}{\partial r} = -\frac{\partial h}{\partial Z} + T \frac{\partial s}{\partial Z} + F_z \quad (39c)$$

其中, F_r, F_θ, F_z 为 F 在 r, θ, Z 上的分量, 就是所谓的叶片力, 故有:

$$F = \frac{1}{n_u r} \left(\frac{\partial h}{\partial \theta} - T \frac{\partial s}{\partial \theta} \right) = -\frac{1}{n_u r} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial \theta} n \quad (40)$$

由于矢量力 F 垂直于 s_s 流面, 故有关系式:

$$F_r w_r + F_\theta w_\theta + F_z w_z = 0 \quad (41)$$

同样, 把式(37)代入相对定常连续流方程, 得到:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial (\rho w_r r)}{\partial r} + \frac{\partial (\rho w_z)}{\partial Z} = \rho c(r, Z) \quad (42)$$

其中:

$$c(r, Z) = -\frac{1}{n_u r} \left[n_r \frac{\partial w_r}{\partial \theta} + n_\theta \frac{\partial w_\theta}{\partial \theta} + n_z \frac{\partial w_z}{\partial \theta} \right] \quad (43)$$

由于得到的连续流方程式(42)尚不是引入流函数的标准形式, 引入了一个加权因子 B 。令:

$$\frac{D \ln B}{Dt} = -c$$

则式(42)变成

$$\frac{\partial}{\partial r} (\gamma B \rho w_r) + \frac{\partial}{\partial Z} (r B \rho w_z) = 0 \quad (44)$$

这样, B 应满足如下一阶偏微分方程:

$$\frac{w_r}{B} \frac{\partial B}{\partial r} + \frac{w_z}{B} \frac{\partial B}{\partial Z} = -c(r, Z) \quad (45)$$

吴仲华教授指出, B 与流面的当地角厚度成正比, 在通流分析中可认为

$$B = \frac{\text{叶片通道的周向厚度}}{\text{叶片节距}}$$

可见 B 也只是一种相对厚度, 当其增大或减小某一比例倍数时, 对连续流方程是没有影响的。

能量方程: 在定常、绝热、无粘的情况下写成:

$$\frac{Dh}{Dt} = 0 \quad (46)$$

写到 s_s 流面上为:

$$w_r \frac{\partial h}{\partial r} + w_z \frac{\partial h}{\partial Z} = 0 \quad (47)$$

$$T \left[w_r \frac{\partial s}{\partial r} + w_z \frac{\partial s}{\partial Z} \right] = 0 \quad (48)$$

状态方程对理想气体仍有,

$$P = \rho RT$$

现在就可以定义流函数 ψ :

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \psi}{\partial r} &= r B \rho w_z \\ \frac{\partial \psi}{\partial Z} &= -B r \rho w_r \end{aligned} \right\} \quad (49)$$

把方程(49)代入径向运动方程(39a), 即可以得到流函数 ψ 的方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial Z^2} &= \frac{\partial \psi}{\partial r} \frac{\partial}{\partial r} [\ln(\rho r B)] + \frac{\partial \psi}{\partial Z} \frac{\partial}{\partial Z} [\ln(\rho r B)] + \\ &+ \frac{r \rho B}{w_z} \left[\frac{\partial h}{\partial r} - T \frac{\partial s}{\partial r} - \frac{w_a}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\gamma c_a) - F_r \right] \end{aligned} \quad (50)$$

代入轴向运动方程, 得到类似方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial Z^2} &= \frac{\partial \psi}{\partial r} \frac{\partial}{\partial r} [\ln(\rho r B)] + \frac{\partial \psi}{\partial Z} \frac{\partial}{\partial Z} [\ln(\rho r B)] - \\ &- \frac{r \rho B}{w_r} \left[\frac{\partial h}{\partial r} - T \frac{\partial s}{\partial r} - \frac{w_a}{r} \frac{\partial}{\partial Z} (\gamma c_a) - F_z \right] \end{aligned} \quad (51)$$

吴仲华基本方程的两种形式即式(50)(51)的解满足连续流方程、三个运动方程中的两个方程及能量方程。如果除此以外, 由方程(48)给出焓的变化, 则这意味着流函数的解满足所有三个运动方程, 并可应用任一形式的数值计算方法来得到流函数的解。

在实际计算时, 当分析轴流、径流和混流式叶轮机械时, 在某些情况下式(50)(51)右边的 w_z 或 w_r 可能等于零, 造成计算困难。故常用旋转坐标的方法把 (r, Z) 转换到 (x, y) 坐标, 使流道分析可以延伸到更为宽广的范围。这时, 基本方程写成如下形式:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = q(x, y) \quad (52a)$$

在计算时, 为了减少计算机存储量大的困难, 有采用如下方程差分化:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} + E \frac{\partial \psi}{\partial x} = q(x, y) + E \frac{\partial \psi}{\partial x} = Q(x, y) \quad (52b)$$

基本方程(50)、(51)是非线性的, 但是可以借助于逐次逼近和修正准线性方程求解(52)。对于一给定的 $q(x, y)$ 的分布, 由式(52)得到 ψ 的解, 然后用改进的 ψ 的解来修正函数 $q(x, y)$, 重复这一过程, 直到满足收敛准则为止。于是吴仲华提出的两类流面的求解基本内容可以归纳为:

- (1) 把流面上的流函数作为待求的未知函数;
- (2) 将求解域分成一定的网格, 采用适当的差分格式, 将关于 ψ 的偏微分方程离散化(参见图 2);
- (3) 最后变成求解关于网格点上的流函数 ψ_{is} 的代数方程组:

$$[M] \cdot [\psi] = [F]$$

其中, $[M]$ 为系数矩阵, $[\psi]$ 和 $[F]$ 则分别为未知与已知列向量。利用松弛迭代法, 解出 $[\psi]$, 从而求出整个流场。

由于流函数的求解是用有限差分法迭代进行的, 差分的结果形成了 ψ 在网格点上值的矩阵方程式, 因此通常把这种求解方法称为通流矩阵法。

关于 s_2 流面的解, 其过程几乎同 s_1 流面的解一样, 只是对 s_1 流面往往假设其为一回转面, 是轮毂到叶尖区域内的流线在子午面 $r-Z$ 平面上的投影绕 Z 轴旋转而成的。

在轴流式叶轮机械中, s_1 流面常写成 r 的单值函数:

$$r = r(\theta, Z) \quad (53)$$

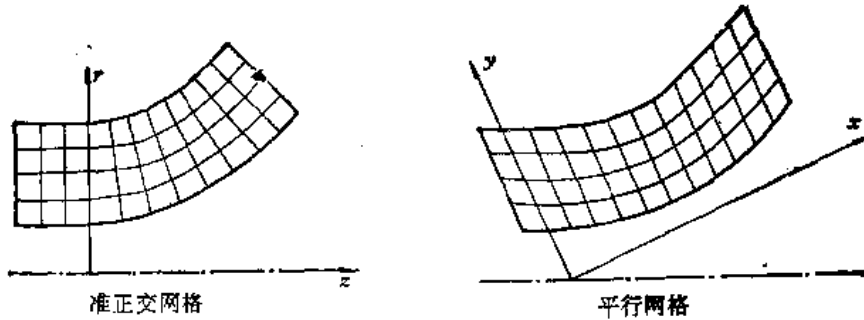
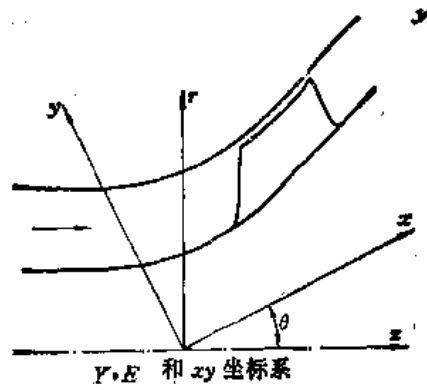


图2 s_2 流面求解时的坐标系 (r, Z) 和 (x, y) 以及网格划分

因此流面上任一参量 q 可以认为只是 θ 与 Z 的函数, 即

$$q = q(r(\theta, Z), \theta, Z)$$

流面上的偏导数为:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial q}{\partial \theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial q}{\partial \theta} - \frac{n_\theta}{n_r} \frac{\partial q}{\partial r} \quad (54)$$

$$\frac{\partial q}{\partial Z} = \frac{\partial q}{\partial Z} - \frac{n_Z}{n_r} \frac{\partial q}{\partial r} \quad (55)$$

于是方程组变成:

$$\frac{w_\theta}{r} \frac{\partial w_r}{\partial \theta} + w_Z \frac{\partial w_r}{\partial Z} - \frac{w_\theta^2}{r} - 2\omega w_\theta = f_r \quad (56)$$

$$\frac{w_r w_\theta}{r} - \frac{w_r}{r} \frac{\partial w_\theta}{\partial \theta} - w_Z \left(\frac{\partial w_r}{r \partial \theta} - \frac{\partial w_\theta}{\partial Z} \right) + 2\omega w_r = -\frac{1}{r} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{T}{r} \frac{\partial s}{\partial \theta} + f_\theta \quad (57)$$

$$-w_r \frac{\partial w_\theta}{\partial Z} + w_\theta \left(\frac{\partial w_r}{r \partial \theta} - \frac{\partial w_\theta}{\partial Z} \right) = -\frac{\partial h}{\partial Z} + T \frac{\partial s}{\partial Z} + f_Z \quad (58)$$

式中:

$$f = \frac{1}{n_r} \left(\frac{\partial h}{\partial r} - T \frac{\partial s}{\partial r} - \omega^2 r \right) n$$

为使连续流方程存在流函数, 引入加权因子 b , 使

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (b \rho w_\theta) + \frac{\partial}{\partial Z} (b \rho w_Z) = 0 \quad (59)$$

b 可以认为是流面的厚度,

于是存在流函数 Ψ , 使:

$$\frac{\partial \Psi}{\partial \theta} = r b \rho w_Z, \quad \frac{\partial \Psi}{\partial Z} = -b \rho w_\theta$$

同 s_2 流面解一样, 代入动量方程组成流函数方程组, 随即选择 r 及 Z 轴, 旋转一定的角度后, 得到,

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial x^2} = F(\theta, x) \quad (60)$$

在计算时发现,为使计算机的储存减到最少,可以把上式写成:

$$\frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 \bar{\Psi}}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \bar{\Psi}}{\partial x^2} + E \frac{\partial \bar{\Psi}}{\partial x} = F(\theta, x) + E \frac{\partial \bar{\Psi}}{\partial x}$$

或:

$$\nabla^2 \bar{\Psi} + E \frac{\partial \bar{\Psi}}{\partial x} = F'(\theta, x) \quad (61)$$

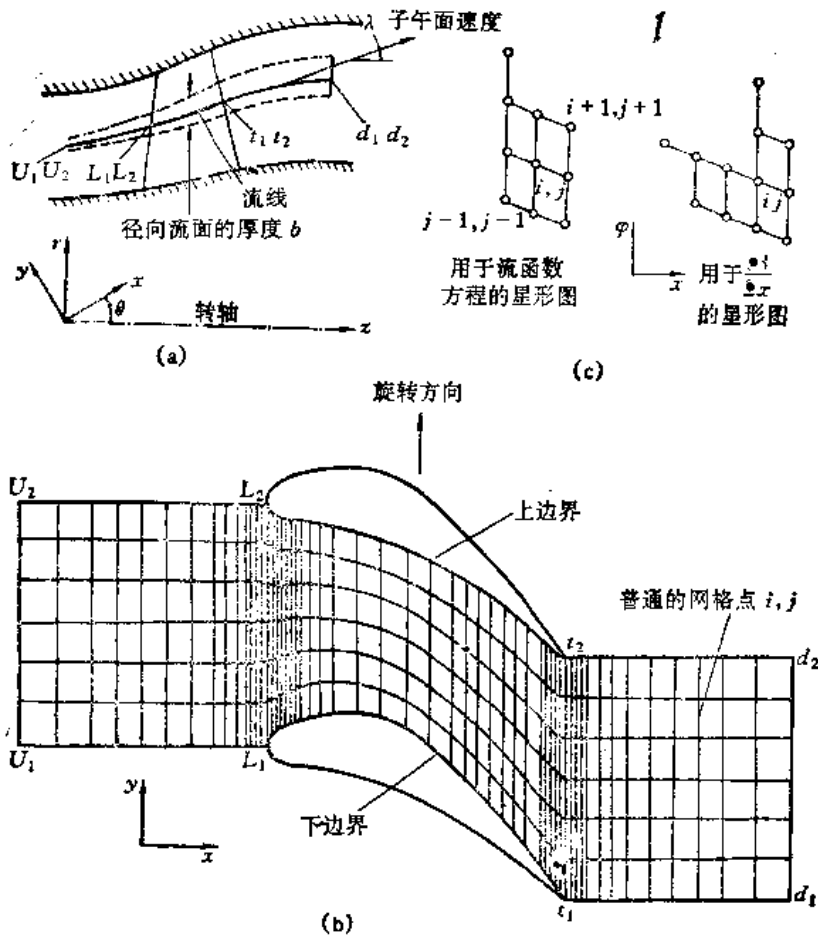


图3 求解 s_1 流面时的网格划分

(a) 子午平面 (b) 叶片到叶片的平面 (c) 用于普通网格点的有限差星形图

利用有限差近似可以把经过修改的流函数方程(61)及其边界条件写成矩阵形式:

$$[M] \cdot [\Psi] = [F'] \quad (62)$$

其求解方法仍然是对一给定的矢量 $[F']$ 求解,它本身对密度分布很敏感,应用新的流槽修正 $[F']$,而后重复计算步骤,直到两相邻解的偏差落在要求的极限以内时为止。

同样,从 s_1 的计算可以看到,普遍的三元流动基本方程当改写到适合于 s_1 流面上的流动基本方程时,自变量由三个 (r, θ, Z) 减少到两个,成为 θ, Z 的问题,求解就简单多了。在解题时通常要先给出流面形状,即给出叶片形状 $r(\theta, Z)$ 和流面厚度 (θ, Z) 。

综上所述,三元流动利用两类流面理论,可以通过 s_1 和 s_2 的相互迭代得到真解。以较成熟的正命题计算为例:根据速度三角形确定的通流部分初步设计, s_1 流面形状大致已经得到,所以计算首先从 s_1 开始,沿叶高方向取三个或更多的任意回转面,进行 s_1 流面的计算。根据各叶高上任意回转面上的计算结果,求得流线沿轴向、周向和半径方向上的分布。

根据上述结果,将各个 s_1 流面上流景百分率相同的流线光滑地连接起来,构成 s_2 流面。这样构成的 s_2 流面可以是三个或三个以上,其中 50% 流量的流线连接而成的称为中心流面 s_{2m} 。 s_2 流面的计算如果简

略一些,就可以只算一个 s_{2m} 。但如果把 s_1 流面的翘曲考虑进去,则应多算几个 s_2 流面。

接下来是进行迭代。把各个 s_2 流面上相同流量百分率的流线连成光滑的曲面,就得到新的 s_1 流面。如果算出来的结果和上一次计算 s_1 流面时的设定值相差不大,满足精度要求,便可以认为迭代收敛能得到方程的解。

这样的求解过程是很繁复的,因此,到目前为止,通常只满足它的初次近似解,采用由 s_2 流面到 s_1 流面(假定为回转面)的一次代入计算,得到的是准三元解。

2. 流线曲率法和任定准正交面法

三元流动求解方法中的另一个范畴是流线曲率法,或是称为速度梯度法。早期广泛应用的 Hamrick、Katsanis、Novak 等方法都是不同假设或形式下的流线曲率法,它们曾被用来分别计算子午流面或跨叶片流面。流线曲率法与矩阵法不同,不是从分割网格开始,而是从近似地假设初始流线开始的。与 s_1 、 s_2 流面理论的思路相仿,根据基本运动方程,推导演绎出沿任一准正交线 q_m 和 θ 的速度梯度方程,其大致形式为:

$$s_2 \text{ 流面: } \frac{dw}{dq_m} = f(w, q)$$

$$s_1 \text{ 流面: } \frac{dw}{d\theta} = f(w, \theta)$$

准正交线是与流线相交的任定线,一般是直线。它是从原先必须与流线相垂直的法线向梯度方程的改进。给定准正交线和边界流线相交处的相对速度初值,就可沿准正交线积分上述方程,求得准正交线上任一点的速度和密度等参数。然后,利用连续流方程以积分形式求出沿整个通道(准正交线在轮毂和轮缘内的截距)的总流量。如求得的流量值与给定的设计流量不符,则修改初始设定的相对速度值。同时,根据初次求得沿准正交线上的速度、密度值,采用一定的松弛因子,重新进行流线形状的计算,得出新的流线。此后即可重新反复以上的计算,进行迭代收敛,得到最后二元流场的解。因此,其实质是把一个二元问题化为一个一元问题的反复迭代来求解。

采用与假想流线相斜交的准正交线族的优点,是它们在迭代计算时是不变的,因此大大简化了原先沿法线积分时法线在迭代中不断改变的麻烦做法。此外,连续流条件的满足是通过积分形式的迭代得的,而不是用流函数复杂的数学表达,因此思路直观,公式简单,容易为工程技术人员所接受,特别是适用于径流式叶轮机械的计算。但与矩阵法相比,由于引入了过多的假设,在进出口处的精度较差。

在 Katsanis 的基于流线分析的准正交线法的基础上,忻孝康、蒋锦良提出了一种任定准正交面方法。这种方法在计算中可以同时考虑两族流面间的相互影响,而不是通过两族流面间的相互迭代来作相互修正。这种任定准正交面法在采用曲线样条理论,经过空间流线的适当迭代以后,就可以直接得到整个叶片通道内的三元解。由于在计算中仍采用 s_1 流面为回转面的假设,所得到的解仍然是准三元解。

现在简要介绍任定准正交面方法。

任定准正交面是将 s_2 流面上的准正交线 q_m 和 s_1 回转流面上的准正交线 θ 合起来组成的一个曲面 s_q 。此曲面上就是子午面上的准正交线 q_m 绕 Z 轴回转形成的回转锥面。准正交面法就是将欧拉方程转化为在该准正交面上的沿两个准正交线方向上的速度梯度方程,将此两方向上的速度梯度方程积分,通过校验流经准正交面的流量来完成流线的迭代的。因此,计算是在给定的一族准正交面上进行的。

下面推导沿空间任一方向 q 上相对速度的速度梯度方程式。

在定常、均质 $ds=0$ 和无粘的假设下,式(11)可写成:

$$\frac{Dw_r}{Dt} - \frac{c_u^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (63a)$$

$$\frac{1}{r} \frac{D(c_u r)}{Dt} - \frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \quad (63b)$$

$$\frac{Dw_z}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial Z} \quad (63c)$$

按等熵假设 $ds=0$, 即有 $di = \frac{dp}{\rho}$ (64)

据
$$-\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} = -\frac{1}{\rho} \left(w_r \frac{\partial P}{\partial r} + w_u \frac{\partial p}{r \partial \theta} + w_z \frac{\partial p}{\partial Z} \right)$$

把 $w_r = \frac{dr}{dt}$ 乘式(63a), 以 $w_u = r \frac{d\theta}{dt}$ 乘式(63b), 和以 $w_z = \frac{dZ}{dt}$ 乘式(63c), 然后代入上式, 经整理后有:

$$\frac{1}{2} \frac{dw^2}{dt} = \omega^2 r \frac{dr}{dt} - \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dt}$$

据式(64),

$$\frac{di}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt}$$

于是:

$$\frac{1}{2} \frac{dw^2}{dt} = \omega^2 r \frac{dr}{dt} - \frac{di}{dt}$$

沿流线把此方程积分, 即得:

$$i - \frac{\omega^2 r^2}{2} + \frac{w^2}{2} = \text{const}$$

上式实质上就是等熵流动的能量方程。从进口开始沿流线写出(下标 i 表示进口的), 得:

$$w^2 - w_i^2 = \omega^2 (r^2 - r_i^2) - 2(i - i_i) \quad (65)$$

由于:

$$c_u = w_u + \omega r; \quad c_m = w_m;$$

故:

$$c^2 = c_r^2 + c_u^2 + c_z^2 = w^2 + 2c_u \omega r - \omega^2 r^2$$

令 $c_u r = \lambda$; 因此在进口处:

$$i_i^* = i_i + \frac{c_i^2}{2} = i_i + \frac{w_i^2 + 2\omega \lambda_i - \omega^2 r_i^2}{2}$$

将该 i_i 值代入式(65), 得:

$$i = i_i^* - \omega \lambda + \frac{\omega^2 r^2 - w^2}{2} \quad (66)$$

当与流线相斜交的任意准正交线方向取为 q 时, 则有:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dq} = \frac{di}{dq} = \frac{di_i^*}{dq} - \omega \frac{d\lambda}{dq} + \omega^2 r \frac{dr}{dq} - w \frac{dw}{dq} \quad (67)$$

与此同时, 沿空间任一方向 q 上的导数:

$$\frac{dp}{dq} = \frac{\partial p}{\partial r} \cdot \frac{dr}{dq} + \frac{\partial p}{\partial \theta} \frac{d\theta}{dq} + \frac{\partial p}{\partial Z} \frac{dZ}{dq}$$

利用式(63a)(63b)(63c)中的 $\frac{\partial p}{\partial Z}$; $\frac{\partial p}{\partial \theta}$; $\frac{\partial p}{\partial r}$ 的诸值代入上式, 给出 q 方向压力梯度的表达式:

$$-\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dq} = \left[\frac{dw_r}{dt} - \frac{(w_u + \omega r)^2}{r} \right] \frac{dr}{dq} + \frac{d(rw_u + \omega r^2)}{dt} \frac{d\theta}{dq} + \frac{dw_z}{dt} \frac{dZ}{dq} \quad (68)$$

式中的 $\frac{dp}{dq}$ 用式(67)代入, 就得到 q 方向上的速度梯度方程式。

注意到:

$$\begin{aligned} w_m &= w \cos \beta & w_u &= w \sin \beta \\ w_r &= w_m \sin \alpha & w_z &= w_m \cos \alpha \end{aligned}$$

以及存在关系式:

$$\begin{aligned} \frac{dm}{w_m} &= \frac{dr}{w_r} = \frac{dZ}{w_z} = \frac{dx}{w} \\ \frac{d\alpha}{dt} &= \frac{d\alpha}{dm} \cdot \frac{dm}{dt} = \frac{w_m}{r_c} \end{aligned}$$

下标 m 表示是子午面方向投影的参数, r_c 为子午流线的曲率半径,

式(67)(68)合并,经整理后得到:

$$\frac{dw}{dq} = a \frac{dr}{dq} + b \frac{dZ}{dq} + c \frac{d\theta}{dq} + \frac{1}{w} \left(\frac{di_i^*}{dq} - \omega \frac{d\lambda}{dq} \right) \quad (69)$$

式中:

$$\left. \begin{aligned} a &= \frac{w \cos^2 \beta \cos \alpha}{r_0} - \frac{w \sin^2 \beta}{r} + \sin \alpha \cos \beta \frac{dw_m}{dm} - 2\omega \sin \beta \\ b &= -\frac{w \cos^2 \beta \sin \alpha}{r_0} + \cos \alpha \sin \beta \frac{dw_m}{dm} \\ c &= w \sin \alpha \cos \beta + r \cos \beta \left(\frac{dw_m}{dm} + 2\omega \sin \alpha \right) \end{aligned} \right\} \quad (70)$$

上式是沿空间任一曲线 q 方向上的速度梯度方程。现在写出沿准正交面上两族曲线方向上的速度梯度方程。这是两条特殊的线,一条是沿准正交面与叶片压力面的交线 q_m 方向,另一条是沿准正交面上 $q_m = \text{const}$ 的圆弧线。准正交面的形成见图 4。

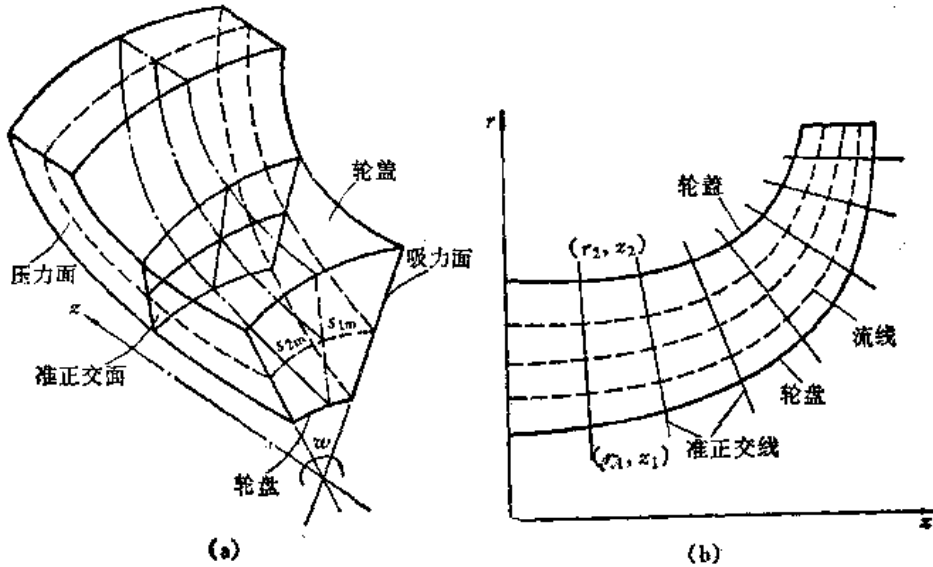


图 4 准正交面的形成

由于所取的准正交面是一个回转面,其母线是一条直线,图 4 中的 AB :

$$\left. \begin{aligned} r &= r_1 + q_m \cos \psi \\ Z &= Z_1 - q_m \sin \psi \end{aligned} \right\} \quad (71)$$

其中, (r_1, Z_1) 是准正交线 AB 与轮盘的交点 c 点的坐标, q_m 是从 c 点算起沿 AB 线的截距, ψ 是 AB 的法线 n_a 与 Z 轴的夹角。

消去式(71)中的 q_m , 则直线方程为:

$$(r - r_1) \sin \psi + (Z - Z_1) \cos \psi = 0 \quad (72)$$

设叶片压力面方程为:

$$\theta_a = f_a(r, Z) \quad (73)$$

则压力面与准正交面的交线(空间曲线)方程的参数形式为:

$$\left. \begin{aligned} r_a &= r_1 + q_m \cos \psi \\ Z_a &= Z_1 - q_m \sin \psi \\ \theta_a &= \theta_a(r_a, Z_a) = \theta_a(q_m) \end{aligned} \right\} \quad (74)$$

现将式(69)中的 q 方向取为该交线 q_m 方向, 即有:

$$\frac{dw}{dq_m} = a \frac{dr_a}{dq_m} + b \frac{dZ_a}{dq_m} + c \frac{d\theta_a}{dq_m} + \frac{1}{w} \left(\frac{di_i^*}{dq_m} - \omega \frac{d\lambda}{dq_m} \right) \quad (75)$$

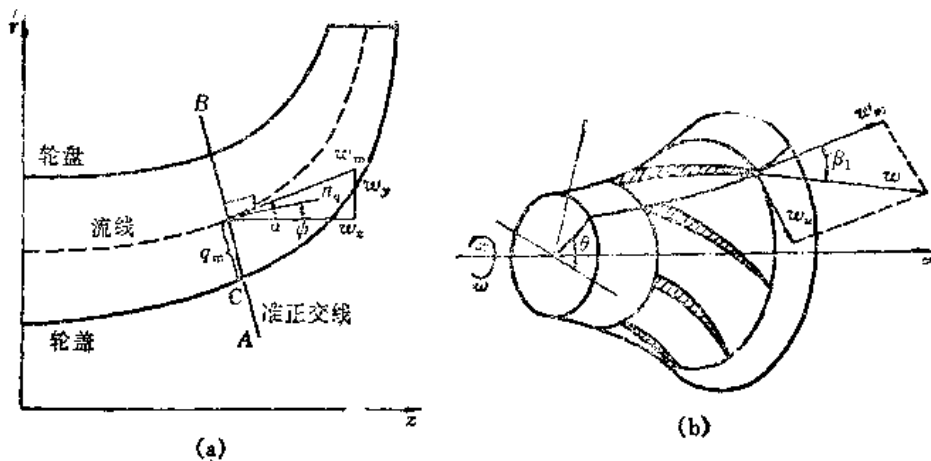


图5 速度矢量关系图

由式(74)可见
$$\frac{dr_A}{dq_m} = \cos \psi; \quad \frac{dZ_A}{dq_m} = -\sin \psi \quad (76)$$

于是将式(70)和(76)代入(75),经简单的运算,就可得到:

$$\frac{dw}{dq_m} = Aw + B + (cw + D) \frac{d\theta_A}{dq_m} + \frac{1}{w} \left(\frac{di_t^*}{dq_m} - \omega \frac{dl}{dq_m} \right) \quad (77)$$

其中:

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{\cos^2 \beta \cos(\psi - \alpha)}{r_c} - \frac{\sin^2 \beta \cos \psi}{r} \\ B &= -\cos \beta \sin(\psi - \alpha) \frac{dw_m}{dm} - 2\omega \sin \beta \cos \beta \\ C &= \sin \alpha \sin \beta \cos \beta \\ D &= r \cos \beta \left(\frac{dw_m}{dm} + 2\omega \sin \alpha \right) \end{aligned} \right\} \quad (78)$$

所须求的另一个是沿准正交面上 $q_m = \text{const}$ 的圆弧方向(即 θ 方向)的速度梯度方程。

由于沿 $q_m = \text{const}$ 的圆弧段有:

$$\frac{dr}{d\theta} = 0, \quad \frac{dZ}{d\theta} = 0, \quad \frac{d\theta}{d\theta} = 1 \quad (79)$$

故把式(69)的 q 取作 θ , 并利用式(79), 即可得到所求方程:

$$\frac{dw}{d\theta} = Cw + D + \frac{1}{w} \left(\frac{di_t^*}{d\theta} - \omega \frac{dl}{d\theta} \right) \quad (80)$$

其中,系数 C 和 D 与式(78)中相同。

在计算中所必须满足的连续流条件可表达为: 通过任一准正交面以及相邻两个叶片组成的通道内的流量都应相等, 并等于计算时给定的设计点(或任一工况点)流量。其计算公式可用两重积分形式写出:

$$G = \int_0^{q_{m\max}} \int_{\theta_d}^{\theta_c} \rho w \cdot nr d\theta dq_m = \int_0^{q_{m\max}} \int_{\theta_d}^{\theta_c} \rho w_m \cos(\psi - \alpha) r d\theta dq_m \quad (81)$$

式中, q_{mB} 为轮毂到轮盖的 q_m 的截距, θ_d 叶片压力面的辐角, θ_c 叶片吸力面的辐角。由于是曲面上积分, 所以 $\theta_d = \theta_d(q_m)$, $\theta_c = \theta_c(q_m)$ 都是曲线方程

方程(77)(80)和(81)就是准正交面计算中所用到的三个基本方程。

现以计算一离心式压气机的叶轮作为算例, 把求解时的具体步骤简要叙述如下:

(1) 准正交面的划分与形成。先在子午面上任意取定与所有子午流线均相交的准正交线, 共 m 条(见图4)。为简单起见, 准正交线可取为直线。得出 m 条准正交线和轮毂、轮盖交点的坐标以及相应的 ψ 角。

(2) 在子午面上形成初始子午流线。可采用由准正交直线的等距离分割或按回转环形面积相等的方法来初步确定子午流线, 将准正交线作 n 等分, 即得到 $n+1$ 条子午流线, 从而得到子午流线与准正交线交点的

坐标。

(3) 由于假设 s_1 流面是回转面, 故上述 $n+1$ 条子午流线绕 Z 轴回转即形成了 $n+1$ 个 s_1 流面。接着在该 $n+1$ 个 s_1 流面上可以形成初始空间流线。先把准正交面切割叶轮的某个叶片通道的情况画成图 6。其中图 6(a) 为准正交面切割的流道在 $Z = \text{const}$ 平面上的投影, 其边界为四边形。图 6(b) 为准正交面切割的流道在 $q_m - \theta$ 坐标系中的展开图。此四边形上下两条都是直线 ($q_m = 0$ 和 $q_m = q_{mH}$), 而且准正交面与 s_1 流面的交线也是直线。另两个边界的坐标 θ_a 和 θ_s 由叶片相应的压力面和吸力面的几何形状决定, 它可以用解析表达式, 也可以用离散点的形式给出。在已知叶片的几何坐标 (r, Z) 就可用插值求出 θ_a 和 θ_s 。

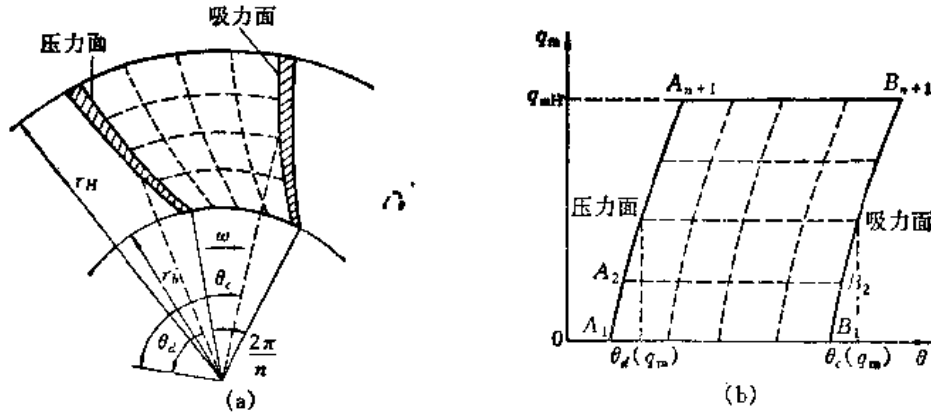


图 6

在 $q_m - \theta$ 平面上, 将 $q_m = \text{const}$ 的直线上, 对 θ 进行 n 等分, 形成的就是 s_2 流面。

这样, 便得到了整个叶片流道内的初始流线节点位置。即共有 m 个准正交面, $(n+1)$ 个 s_1 流面, $(h+1)$ 个 s_2 流面, 这三组面交点的坐标可以通过相应的几何关系一一求得。

(4) 在得到初始流线的坐标以后, 根据样条曲线理论求出流线上的各种几何量 (如 α, β, R_c) 以及求解基本方程组 (77)(80)(81) 时所需的各个参量 ($\frac{dw_a}{dm}, \frac{dw_m}{dm}$ 等), 开始时相对速度 w 值可取每个准正交面上为常数, 轮毂处的相对速度初值 $w_i^{(0)}$ 可由输入设定。

(5) 采用某种数值求解的公式 (例如 Runge-Kutta 预测校正法) 对两个常微分方程 (77)(80) 数值积分, 求解整个流场的 w 值。

在计算时, 对每一个准正交面, 先沿压力面积分式 (77), 在 A_1 点给定的初值下, 求出 A_2, A_3, \dots, A_{n+1} 点的 w 值。然后沿 $q_m = \text{const}$ 线积分式 (80), A_1 点积分到吸力面上 B_1 点, 从而获得整个网格点上的 w 值。

(6) 积分连续流方程 (81) 来校核总的流量是否等于给定流量。如不满足, 应修改 A_1 点的给定初值 $w_i^{(0)}$, 此后重复步骤 (5)~(6), 直到满足计算精度要求为止。

(7) 在满足流量精度要求后, 采用流量等分反插的方法, 求出新的流线坐标点。若新、旧流线坐标点的最大偏差已满足计算精度, 则可认为计算结束, 所得到的流线位置和速度分布即为求解结果。若不满足, 采用流线坐标的松弛因子, 给出新的流线坐标, 再从头开始, 从步骤 (4) 重新计算, 直到新、旧流线坐标的吻合程度也达到设定精度为止。

根据以上简述可以看到, 准正交面计算方法的实质是把一个三元流动问题近似地转化为多个相关的一元流动问题来迭代求解。其优点是原理简明, 计算工作量小, 且适合于径流式叶轮的计算。缺点是叶片进出口流动计算误差大, 且不能用来解反命题。

