

106883

Tk26
K30

高等学校教材

汽轮机变工况特性

东南大学 曹祖庆

水利电力出版社

内 容 提 要

本书系统地介绍了汽轮机在变工况下的运行特性、变工况时过渡过程的原理和计算方法,以及变工况原理在具体问题中的应用。

本书为热动力类专业高年级学生及研究生教材,亦可供从事汽轮机运行、管理等工作的工程技术人员参考。

高 等 学 校 教 材

汽轮机变工况特性

东南大学 曹祖庆

水利电力出版社出版

(北京三里河路6号)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

水利电力出版社印刷厂印刷

787×1092毫米 16开本·16印张 355千字

1991年5月第一版 1991年5月北京第一次印刷

印数0001—2110册

ISBN 7-120-01292-4/TK·211

定价4.20元

前 言

本书是根据1988年3月在南京召开的全国热动力类高等学校教学委员会第一次会议讨论确定的专业培养目标和规格要求,以及1988年10月及1989年8月汽轮机教学组会议审查通过的“汽轮机变工况特性”课程编写大纲,在作者多年来为研究生讲授的讲义基础上,修改补充而成的。

本书仍沿用习惯上常用的汽轮机变工况特性这一术语,在内容上还包括过渡过程,以及汽轮机在一些特殊工况下的运行问题。

本书为热动力类专业高年级学生及研究生教材,亦可供从事汽轮机运行、管理等工作的工程技术人员参考。

本书在内容的选取和阐述的过程中,注意培养学生在思考和解决问题方面的能力。全书包括下列主要内容:

在第一章中,讲解蒸汽性质和状态方程,作为理想气体处理时的误差;考虑有损失流动时的临界现象和斜切部分的偏斜角;阀门内的流动特性;在等截面通道中的流动。

在第二章中,讨论机内压力和流量的关系,弗留格尔公式的证明及证明方法中存在的问题;弗留格尔公式的应用,级和级组的临界压力比;考虑级组压力比的椭圆公式。

第三章是讨论工况改变时反动度的改变,考虑的因素有速度比、压力比、比容比、面积比、体积流量比以及转速比改变时反动度的改变;级内漏汽量的计算及漏汽对反动度的影响。

第四章是说明级的变工况计算方法,包括利用叶栅空气动力特性及近似公式的速度三角形法,模拟级算法,逐级由前向后、由后向前以及前后结合的混合算法;调节级及末级的通用曲线和初参数变动时的修正;小体积流量引起的特殊问题等。

第五章重点讨论不同调节方式对汽轮机负荷调节速度及负荷的适应性、经济性等的影响,以及中间再热机组调节方式的特点。

第六章是讨论负荷变动过程中过渡过程、中间容积及相联的加热器中压力的变化,以及轴向推力改变的计算方法。

第七、八、九三章为变工况理论在初终参数变化较大和机内通流部分有损坏工况下的应用,以及对老式机组的改造,以提高其经济性。

在本书稿修订过程中以及完稿后,曾由西安交通大学庄贺庆副教授两次认真详细审阅,就书中有些内容、提法和观点上值得商榷的地方提出了很宝贵的意见,并提供了一些资料供作者修改补充时参考,对保证本书的质量起了重要作用。作者尊重审稿人的意见,认真考虑,进行了必要的修改补充。在此,谨致以衷心的感谢。

在本书的编写过程中,得到东南大学动力系和电厂热能教研组的领导和同事们的支持和鼓励。本书的最初读者——作者的学生们也对本书提过不少有益的意见。在此一并向他

们表示衷心的感谢。

限于作者的水平和实践经验，在本书中会有一些错误和不当之处，敬请读者指出，以便改正。

曹祖庆

1989年11月

符 号 说 明

a —— 音速	α —— 汽流绝对速度方向角
B —— 特征流量系数、叶宽	β —— 汽流相对速度方向角、彭台门系数
b —— 喷嘴和动叶出口面积比, $b = F_1/F_2$	δ —— 汽流偏斜角、速度利用百分数
C —— 热容量	ε —— 压力比
c —— 绝对速度	ζ —— 损失系数 (百分数)
D —— 直径、流量 (kg/s)	η —— 效率 (百分数)
d —— 直径、汽耗率	μ —— 流量系数、油动机位移相对变量
e —— 部分进汽度	$\Delta m/m_0$
F —— 面积	ρ —— 密度、反动度、压力相对变量 $\Delta p/p_0$
f —— 动叶和喷嘴出口面积比, $f = F_1/F_2$	σ —— 错油门滑阀位移相对变量 $\Delta s/s_{max}$
G —— 流量 (单位不一定)	$\varepsilon_0/(1-\varepsilon_0)$
h —— 焓	φ —— 喷嘴速度系数、转速相对变量 $\Delta \omega/\omega_0$
J —— 转动惯量	x —— 阀门流量比 (实际流量与理论流量或临界流量之比)
k —— 绝热指数	ψ —— 动叶速度系数
l —— 叶栅高度	ω —— 角速度
L —— 长度、流程	下角注标
M —— 马赫数、力矩、质量	a —— 定熵
m —— 油动机位移、阀门开度	b —— 平衡孔或包箍
N —— 功率	eq —— 当量值
n —— 多变指数	l —— 汽封处
Q —— 热量	m —— 平均值
q —— 热量、热耗率	o —— 初始态、额定值
R —— 气体常数	ov, co —— 过冷液态参数
P —— 作用力	r —— 叶根
p —— 压力	reg —— 调节级级后参数
S —— 运算符	sat —— 饱和态参数
s —— 熵	sup —— 过热态参数
T —— 绝对温度、时间常数	t —— 叶顶、理想状态、喉部参数、管子
t —— 摄氏温度、节距	u —— 轮周参数
u —— 轮周速度	y —— 漏汽或吸汽
V —— 容积	1 —— 初态、喷嘴出口处, 附加 1 表示变工况
v —— 比容	状态下参数
W —— 功、冷却水量、截面系数	2 —— 级后或级组后参数
x —— 速比 u/c 、蒸汽干度	* —— 临界状态
Z —— 速比 u/w_{11} 、个数 (级数、叶片数、汽封片数等)	

目 录

前 言

符号说明

第一章 真实气体有损失的流动	1
第一节 水蒸气性质	1
一、水蒸气的性质图表与公式 二、计算要点	
第二节 蒸汽理论分析及近似计算方程	5
一、绝热指数 k (定嫡指数) 二、临界压力比 三、理想焓降 四、 pv 与焓的关系式	
第三节 流量与进出口压力的关系	8
一、流量理论公式 二、椭圆公式 三、长喷嘴的极限背压	
第四节 有损失的流动过程	10
一、有损失流动过程的图形表示 二、有损失绝热过程的多变指数 n	
第五节 喷嘴有损失流动时的临界现象及斜切出口偏斜角	12
一、定性说明 二、有摩擦损失时的临界压力比 三、有摩擦损失时的喉部压力 p_* 四、有损失时斜切部分的膨胀与偏斜角 五、有损失时斜切部分膨胀极限背压与最大偏斜角 δ	
第六节 阀门流动特性及计算	16
一、理论计算的难点 二、扩压管的效率 三、阀门流量的计算	
第七节 流量系数与速度系数	19
一、流量计算 二、湿蒸汽流量系数大于1的解释	
第八节 等截面通道中有损失的流动	22
一、流动方程 二、参数沿流程的变化 三、出口状态、临界状态 四、流动情况的分析	
参考文献	27
第二章 压力与流量的关系 级与级组的临界压力比	28
第一节 斯托多拉关于流量与压力的关系式	28
一、包曼公式 二、斯托多拉关于流量与压力关系的说明 三、斯托多拉流量与参数关系的数学表达式	
第二节 弗留格尔关于流量与压力关系的证明	30
一、弗留格尔的证明 二、弗留格尔证明中存在的问题 三、寇尔顿用反动式级组证明弗留格尔公式的方法 四、寇尔顿证明方法的特点 五、其它证明方法	
第三节 弗留格尔公式的应用	36
一、应用条件 二、初温 T_0 及背压 p_2 的影响	
第四节 级的临界压力比	38
一、喷嘴达到超临界的判断 二、动叶达到临界的判断 三、考虑反动度变化时级的临界压力比 四、级的椭圆曲线 五、级的临界流量 六、级的流量椭圆方程	
第五节 级组的临界压力比	45
一、两相邻级压力比间的联系 二、级组临界压力比的计算方法 三、计算级组临界压力比举例 四、变工况下各级压力比的计算 五、级组临界压力比的近似估计	

第六节 考虑级临界压力比的弗留格尔公式	50
一、考虑级临界压力比时的椭圆公式 二、弗留格尔公式的准确性 三、级组流量与压力比的关系曲线	
参考文献	53
第三章 工况变动时级的反动度及级内漏汽的改变	54
第一节 级内反动度的选定	54
第二节 级的反动度与 f 、 x_a 及 ε 等的关系	54
一、 $\rho=f(f, x_a, \varepsilon)$ 关系式的推导 二、各因素对 ρ 值的影响 三、其它因素影响的修正	
第三节 变工况下反动度改变的近似计算	61
一、 x_a 改变对反动度的影响 二、喷嘴与动叶出口面积比改变时对反动度的影响 三、压力比或比容比对反动度的影响 四、工况改变时动叶进口碰撞损失对反动度改变的影响 五、体积流量及转速改变时对反动度的影响	
第四节 动静叶片间参数沿半径方向的变化	72
一、一般情况 二、对直叶片现在常用的反动度沿半径变化的经验公式	
第五节 级内漏汽情况及漏汽量计算	74
一、轴封漏汽 二、平衡孔处的漏汽 三、叶轮的临界反动度 四、叶轮临界反动度另一条件——叶根处压力的平衡 五、叶轮反动度的计算	
第六节 级内漏汽引起反动度的改变	79
一、叶顶包络处漏汽 G_d 的影响 二、叶根漏汽 G_r 的影响 三、喷嘴板轴封漏汽 G_f 的影响 四、叶根吸汽的影响 五、叶根吸汽对效率的影响	
第七节 考虑漏汽时级的反动度计算	84
一、在设计级反动度时的步骤 二、对已有级的反动度计算步骤	
参考文献	86
第四章 级的变工况计算	87
第一节 级的速度三角形算法与模拟级算法的比较	87
一、速度三角形法 二、模拟级算法	
第二节 速度三角形法中一些系数的确定	89
一、利用叶栅气动特性曲线 二、利用常规系数、曲线和经验公式	
第三节 级内其它损失的计算	96
一、变工况时动叶进口撞击损失 二、叶轮摩擦损失 ^① 三、湿汽损失 四、部分进汽损失	
第四节 用模拟级曲线计算	100
一、苏联莫斯科动力学院压力级用模拟级计算曲线 二、某汽轮机制造公司压力级用模拟级计算的方法	
第五节 变工况逐级核算	109
一、已知级前参数，求后面参数 二、已知级后参数，求前面参数 三、由前向后、由后向前混合计算	
第六节 调节级及末级通用曲线	114
一、调节级变工况特性计算——通用特性曲线 二、调节级特性曲线 三、末级变工况计算	
第七节 级在小体积流量下的工作特性	119
一、短直叶片级在小体积流量下的工作特性 二、长叶级在小体积流量下的工作特性	
第八节 机组的近似热力核算与估计	125
一、用 x_a 估计级的理想焓降 二、只对调节级及末级进行变工况计算 三、级后参数法	

参考文献	131
第五章 汽轮机负荷调节	133
第一节 机组的经济指标	133
一、经济调度的种类 二、经济指标	
第二节 机组负荷经济调度	135
一、用哪一台机组承担外界负荷 二、外界负荷在运行机组间的分配 三、真实机组负荷分配问题 四、停用一台机组抑或各机组同时降低负荷	
第三节 中间再热机组调节方案特性	139
一、常用调节方案特征 二、再热压力 三、调节方案的比较 四、不同调节方案实例	
第四节 不同调节方案机组经济性、安全性及负荷适应性的比较	144
一、汽轮机方面的比较 二、锅炉方面的比较 三、热力系统方面的比较 四、调节性能方面的比较 五、复合调节	
第五节 再热单元机组调节的几个问题	151
一、再热机组采用单元制的必要性与汽温调节 二、机炉负荷的协调调节 三、负荷响应的滞后与过调 四、旁路与旁路容量	
第六节 少蒸汽运行	156
一、目的 二、少蒸汽运行要点 三、经济比较	
参考文献	158
第六章 汽轮机工况变动时的过渡过程	160
第一节 调速系统动态方程	160
第二节 汽轮发电机转子方程	161
一、 $\Sigma \Delta M_T$ 二、 ΔM_T 三、 ΔM_e 四、 $M(\tau)$	
第三节 中间容积的动态过程	166
一、中间容积的影响 二、以往中间容积方程式的计算公式及缺点 三、汽轮机中常见的中间容积形式	
第四节 中间再热容积的数学模型	169
一、模型 二、容积前后的级组方程式 三、中间再热容积中储汽量的变化——质量平衡 四、压力损失 五、中间容积方程	
第五节 表面式热交换器与抽汽管道组成的中间容积	173
一、级组流量方程式 二、抽汽管道阻力 三、质量平衡 四、能量平衡 五、中间容积方程式 $\partial p / \partial \tau$ ——按总能量改变计算	
第六节 除氧器容积	179
一、定压运行除氧器 二、滑压运行除氧器 三、升压过程 四、降压过程	
第七节 凝汽器空间	183
一、进入凝汽器的蒸汽量和级组参数关系 二、排汽管损失 三、排汽压力的升高和降低过程 四、中间容积方程	
第八节 过渡过程中的轴向推力	184
一、情况说明 二、级的轴向推力的改变 三、级组轴向推力的改变 四、机组轴向推力的改变	
参考文献	187
第七章 汽轮机在非设计参数下运行	188
第一节 初终参数偏差的影响	188

一、试验法 二、偏导数法 三、热力学法	
第二节 新汽压力提高超过允许偏差	191
一、调节级工作情况 二、调节级以后各级工作情况的改变 三、调节级后抽汽供汽	
第三节 新汽压力降低超过允许偏差	195
一、喷嘴调节 二、节流调节 三、旁通调节	
第四节 初温改变超过允许偏差	197
一、初温提高超过允许偏差 二、初温降低超过允许偏差	
第五节 背压机组的背压改变超过允许偏差	199
一、背压降低超过允许偏差值 二、背压提高超过允许偏差	
第六节 凝汽式汽轮机升高背压改为供热机组	202
一、目的 二、运行时的安全 三、真空恶化对辅机的影响 四、双缸凝汽式汽轮机改为供热运行 五、恶化真空供暖汽用的经济性分析	
第七节 轴向推力的测定	205
一、轴向推力的直接测定 二、根据压力中心压力推算平均压力 三、根据油膜温度监视轴向推力	
参考文献	207
第八章 汽轮机在个别通流部分机件拆除条件下运行	208
第一节 调节级叶片拆除后的工作	208
一、喷嘴调节 二、节流调节 三、旁通调节	
第二节 冲动式汽轮机非调节级叶片拆除后的工作	212
一、中间级叶片的拆除 二、最后级叶片的拆除 三、调节抽汽汽轮机中间级叶片的拆除	
第三节 喷嘴板拆除而该级叶片未拆除情况下的工作	213
一、喷嘴板拆除后运行应该注意的问题 二、轴向推力的增加 三、功率的降低	
第四节 冲动式汽轮机内拆除一级后的工作	214
一、调节级的拆除 二、第一非调节级的拆除 三、中间级的拆除 四、安装节流板 五、最后级的拆除	
第五节 反动式汽轮机叶片列的拆除	216
一、反动式汽轮机的特点 二、允许蒸汽流量的估计 三、负荷的限制 四、节流板的安装	
参考文献	219
第九章 对现有汽轮机经济性的改进	220
第一节 提高汽轮机经济性的方向	220
一、提高汽轮机的新汽参数 二、降低背压 三、改进热力循环 四、改进汽轮机的构造	
第二节 调节方式的改进	221
一、减小经常运行负荷下的节流损失 二、改旁通进汽为喷嘴调节进汽 三、提高变工况时的效率	
第三节 降低阀门全开时的压力损失	224
一、对调节阀设计的要求 二、蒸汽在阀内的流动特点 三、阀门压力损失的降低 四、汽流的稳定性 五、调节级等通流面积过大引起阀门压力损失的增大	
第四节 更换新型叶栅	228
一、改进喷嘴叶栅的效果 二、改进动叶栅的效果 三、级内动、静叶栅同时改进 四、叶片出口角的影响	
第五节 调整级间的轴向间隙及加径向汽封片	231

一、封闭轴向间隙的影响 二、开口轴向间隙的影响 三、径向汽封片的影响 四、轴向间隙的调整与径向汽封的安装 五、叶片组包箍片间的间隙	
第六节 减小余速损失	236
一、减小余速损失的途径 二、中间级扩压管的应用 三、提高排汽管效率	
第七节 减小级间流通阻力	239
一、在部分进汽的级组中进汽弧段的相对位置 二、直径突变处阻力的减小 三、两缸间流通阻力的减小	
第八节 减小轴封漏汽损失	241
一、旧有机组轴封系统的缺陷 二、减小轴封漏汽面积 三、改进轴封系统	
参考文献	243

第一章 真实气体有损失的流动

第一节 水蒸气性质

一、水蒸气的性质图表与公式

汽轮机的工质是水蒸气（以后简称蒸汽），由于它是一种真实气体，其热力性质与热力参数的关系，远较理想气体复杂，现在尚不能用理论公式来描述。在进行机组设计及核算时，要大量用到蒸汽的特性数据，占计算工作中很重要的一部分。现在采用的蒸汽热力参数间的关系和特性数据，是根据1963年水蒸气性质国际会议上制定的骨架表。在该表中列出了在某一压力和温度范围内蒸汽的热力性质。该表允许偏差数值的选择是照顾到所有试验结果都在规定的允许偏差范围内。一些国家有自己的水蒸气性质表，各表中的数据相互之间有一些差别，但是差值还是在骨架表允许范围内。在有了骨架表以后，再根据表中的数据，拟合出水蒸气性质的计算公式。

根据试验数据得出的特性函数，或称正则函数， g （自由焓）= $g(p, T)$ ，或者 f （自由能）= $f(v, T)$ ，然后根据特性函数和其它热力特性的定义式，用偏微分形式导出其它热力性质的表达式（亦称导出函数），即 p 、 T 与 v 、 s 及 h 等的关系式，在已知两参数后便可求出其它参数。正则函数是公式的定义性表达式，而导出函数则是为了实际应用，是正则函数的补充。在国际水蒸气性质会议下成立的国际公式化委员会（IFC）拟订出工业用的IFC公式（1967）及通用的和科研用的IFC公式，然后根据IFC公式计算出的数据编制水蒸气性质表和绘制焓熵图等。

在几次国际水蒸气性质会议上，对上述IFC公式均予以肯定，只是在定压比热的一个小区域内有些偏差，需要修正。主要变动的是导热系数、粘度、普朗特数及表面张力部分。因此，IFC公式仍完全满足工业中使用要求。

随着计算机的应用日趋普遍，IFC蒸汽性质公式虽然准确度很高，但函数复杂，在计算机中所占的内存大，计算速度慢，并且在过热区内，其表达式为 v 、 h 、 $s=f(p, T)$ ，当已知 h 、 s 求 p 、 T 时，必须用迭代法，求解隐函数方程；另外，在临界区附近的表达式为 p 、 h 、 $s=f(v, T)$ ， v 为自变数，而在工程中 v 常为因变数，均需解隐函数方程，很不方便，故在一般工程计算中很少应用。目前，在计算机中计算蒸汽性质常用的方法有两种，现说明如下。

（一）插值法

此法实际上是：将需要用到的蒸汽表区域首先存入磁盘内，计算时由程序调用；对于不在表中的点，用插值法计算求得。

在采用此法时，计算程序比较简单，但因输入的数据多（多到几千个），使得数据的编制和输入十分费时，并且容易出错；另外，所占内存空间大。欲节省内存，可将数据文

件先存入磁盘，然后根据需要，部分调入内存。总之，这种方法数据编制工作量大，使得一般人不愿采用。

(二) 计算公式法

现在普遍使用计算机进行汽轮机热力计算所用的蒸汽参数公式，因要求的精确度、所用计算机的容量和计算速度不同，我国各制造厂、科研单位和高等学校都有自己拟合求得的蒸汽性质计算公式，都能保证一定的精确度，故不作过多的介绍。现在仅以苏联热工研究所拟合的公式为例说明于下。式中参数及其单位为： $p(\text{MPa})$ ， $T(\text{K})$ ， $h(\text{kJ/kg})$ ， $s[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$ ， $R[0.46151\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$ 。

1. 过热蒸汽区

(1) 以温度、压力为自变量，计算过热蒸汽的焓、熵及比容的公式，适用于 $0.02\sim 40\text{MPa}$ ， 660°C 以下， $s>6.15\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

$$v = \frac{Ry}{p} + A_0 + A_1 p \quad (1-1)$$

式中 $y = \frac{T}{1000}$ ，

$$A_0 = b_0 + b_1 y + \frac{b_2}{y^2} + \frac{b_3}{(y-y_1)^2}, \quad y_1 = 0.21,$$

$$A_1 = c_0 + \frac{c_1}{y^8} + \frac{c_2}{y^{14}}.$$

$$h = h_0 + \left(A_2 p + A_3 \frac{p_2}{2} \right) \times 1000 \quad (1-2)$$

式中 $h_0 = k_0 + k_1 y + k_2 y^2 + k_3 \ln y$;

$$A_2 = b_0 + 3 \frac{b_2}{y^2} + 3 \frac{b_3}{(y-y_1)^2} + 2b_1 y_1 (y-y_1)^2;$$

$$A_3 = c_0 + 9 \frac{c_1}{y^8} + 15 \frac{c_2}{y^{14}}.$$

$$s = s_0 + A_4 p + A_5 \frac{p_2}{2} - R \ln(1000p) \quad (1-3)$$

式中 $s_0 = \left(k_1 \ln y + 2k_2 y - \frac{k_3}{y} + k_4 \right) \frac{1}{1000}$;

表 1-1 公式 (1-1)、(1-2) 及 (1-3) 中的系数 b 、 c 及 k 值

n	b_n	c_n	k_n
0	3.237×10^{-4}	5.608×10^{-6}	2.12787×10^3
1	2.5×10^{-4}	-2.5993×10^{-6}	1.48286×10^3
2	-1.1354×10^{-3}	-1.2604×10^{-6}	3.79026×10^3
3	-4.381×10^{-4}		4.6174×10
4			1.08161×10^4

$$A_4 = -b_1 + 2 \frac{b_2}{y^3} + 2 \frac{b_3}{(y-y_1)^3};$$

$$A_5 = 8 \frac{c_1}{y^8} + 14 \frac{c_2}{y^{15}}.$$

以上三式中的系数见表1-1。

(2) 由 p 、 s 求 h 。

以压力及熵为自变量，计算过热蒸汽的焓。

当压力为 $0.002\sim 10\text{MPa}$ ，温度低于 600°C 时；

$$h = h'' + A(s - s'') + B(s - s'')^2 + C(s - s'')^3 \quad (1-4)$$

式中 $A = T_s(p)(K)$, 为压力 p 下饱和汽温度 T_s ;

$$B = 93.15 - 0.0015764(T_s - 401)^2;$$

$$C = 149.616 - 1.0076T_s + 0.002422T_s^2 - 1.7551 \times 10^{-6}T_s^3;$$

参数上加“ s ”、“ s'' ”分别表示该压力下干饱和汽和饱和水的参数。

当压力为10~26MPa, 温度低于660℃时:

$$h = h_{s1} + A_1(s - s_1) + 145.696(s - s_1)^2 \quad (1-5)$$

式中 $s_1 = 6.2383 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

$$h_{s1} = \sum_{n=0}^4 k_n(p - 9.80665)^n;$$

$$A_1 = \sum_{n=0}^3 a_n(p - 9.80665)^n.$$

式中系数见表1-2。

表 1-2 公式 (1-5) 中的系数 k 及 a

n	0	1	2	3	4
k_n	3.1087×10^4	2.68115×10	-8.9508×10^{-1}	2.8634×10^{-2}	-4.5269×10^{-4}
a_n	6.68×10^4	1.68253×10	-5.5942×10^{-1}	1.2194×10^{-2}	

2. 饱和水及干饱和汽

当压力为0.002~11MPa时, 饱和温度与压力的关系为:

$$\ln p_s = \sum_{n=1}^4 a_n y^n + a_5 \ln(1000 y_s) \quad (1-6)$$

式中 $y_s = T_s/1000(K)$;

$$y_s = 1 / \sum_{n=0}^5 b_n (\ln p_s)^n.$$

饱和水参数公式:

$$h' = \sum_{n=0}^5 c_n y^n, \quad v' = \sum_{n=0}^5 d_n y^n, \quad s' = \sum_{n=0}^5 e_n y^n \quad (1-7)$$

干饱和汽参数公式:

$$h'' = \sum_{n=0}^5 f_n y^n, \quad s'' = \sum_{n=0}^5 g_n y^n \quad (1-8)$$

$$v'' = \frac{R y_s}{p_s} \left[\sum_{n=0}^5 k_n (y_s - 0.217315)^n + k_6 (y_s - 0.27315)^{30} \right] \quad (1-9)$$

式中系数见表1-3。

表 1-3 公式 (1-6)、(1-7)、(1-8)、(1-9) 中系数 a 、 b 、 c 、 d 、 e 、 f 、 g 及 k

n	a_n	b_n	c_n	d_n
-1	-7.821541	—	—	—
0	8.286568×10	2.20732	-3.15399×10^3	2.71288×10^{-3}
1	1.028003×10	-2.117187×10^{-1}	2.913765×10^4	-2.51341×10^{-3}
2	-1.148776×10	-2.166605×10^{-3}	-1.224973×10^5	1.590227×10^{-1}
3	—	1.619692×10^{-4}	2.984568×10^5	-5.625152×10^{-1}
4	—	4.899600×10^{-6}	3.632168×10^5	1.162960
5	—	3.691725×10^{-8}	1.785296×10^5	-1.299779
6	—	—	—	6.110896×10^{-1}
n	e_n	f_n	g_n	k_n
-1	—	—	—	—
0	-1.154816×10	6.010277×10^3	2.960815 $\times 10$	0.9997
1	9.615764×10	-4.74930×10^4	-1.327532×10^3	-0.029
2	3.418428×10^3	2.388416×10^5	-1.680140×10^3	-0.2
3	7.197764×10^3	-5.704046×10^5	6.151844×10^3	-10
4	-7.973969×10^3	6.772865×10^5	-2.409461×10^3	4.4×10^{13}
5	3.640519×10^3	-3.264862×10^5	3.125479×10^3	—
6	—	—	-1.470736×10^3	—

二、计算要点

在用蒸汽参数公式计算时，还得解决下列两个问题。

(一) 确定参数区域

在用蒸汽参数公式计算时，必须注意的是公式有一定的适用范围。故计算时首先应进行判断：是过热区还是饱和区，是超临界还是不超临界，是水还是汽。在汽轮机热力计算中，主要是判断在过热区还是饱和区。具体做法是：当已知 P 、 s 或 t 时，则根据 P 用饱和公式求得 s'' 、 t_s ，若 $s > s''$ ， $t > t_s$ ，则在过热区，否则便在饱和区。

(二) 隐函数方程求解方法

当已知的参数，不是 P 、 s 或 P 、 t ，而是 P 、 h 或 P 、 v 等时，要确定其它参数，则需要对隐函数求解，一般均用迭代法。用迭代法解方程的方法甚多，如切线法、弦截法、抛物线法等，可参看专门书籍。较常用的有两次迭代取得导数的信息法。此法收敛较快。它的基本思路是，设隐函数方程为 $x = f(x)$ ，最初有初始值 x_k ，代入方程中求出 $\tilde{x}_{k+1} = f(x_k)$ ，作第一次校正；然后将 $\tilde{x}_{k+1}$ 代入方程作第二次校正，求得 $\bar{x}_{k+1} = f(\tilde{x}_{k+1})$ ；再用下式求改进 x_{k+1} 值作为下次试算的初始值：

$$x_{k+1} = \bar{x}_{k+1} \frac{(\bar{x}_{k+1} - \tilde{x}_{k+1})^2}{(\tilde{x}_{k+1} - 2\tilde{x}_{k+1} + x_k)} \quad (1-10)$$

经过几次迭代，当两次求出的 x_{k+1} 间的相对误差小于控制精度 δ ，即 $(x_{k+1} - x_k)/x_k < \delta$ 时，便认为求得真值，迭代工作完毕。

第二节 蒸汽理论分析及近似计算方程

由于水蒸气是一种真实气体，与理想气体有一定的差别，在工程计算中，须用蒸汽图表和公式。但在进行理论分析研究时，即在公式推导时，仍不得不用理想气体公式，否则就没有简单的关系式。在用理想气体公式分析时，气体常数、绝热指数是用符合水蒸气特性的数值，这是因为在过热区过热度较高时蒸汽与理想气体差别较小。

一、绝热指数 k （定熵指数）

在气体工作过程的分析中，常用到绝热指数 k 。（因可逆绝热过程为定熵过程，故亦有称定熵指数），对于水蒸气，可根据与其它已知参数间的关系，

$$k = -\frac{v}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_s$$

求出各状态下的绝热指数 k 值。在图1-1中，标出了我国现在采用的发电厂汽轮机标准新汽参数的状态点。根据汽轮机的相对内效率一般都在80%左右（大容量机组会高些）。从图1-1中可以看出，大部分级工作区域内的绝热指数 $k=1.28\sim 1.29$ ，通常取 k 值等于1.30，使计算引起一些误差。

二、临界压力比

临界压力比的公式为：

$$\varepsilon_* = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

ε_* 的数值与 k 有关。现将不同 k 值的临界压力比与 $k=1.30$ 时计算结果比较如表1-4所示，表中 $\Delta\varepsilon_* = \varepsilon_* - \varepsilon_{*1.30}$ ，在湿蒸汽区 $\Delta\varepsilon_* = \varepsilon_* - \varepsilon_{*1.35}$ 。

表 1-4

不同 k 值时的临界压力比较

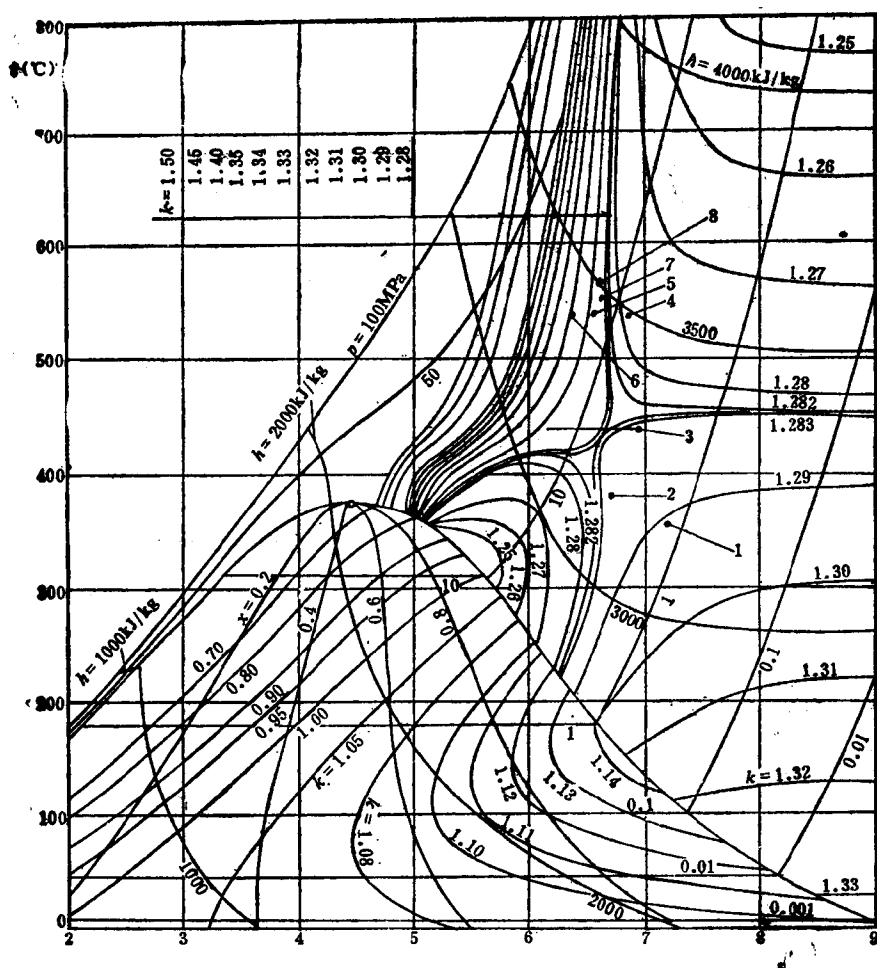
x						1	0.98	0.96	0.94
k	1.32	1.31	1.30	1.29	1.28	1.135	1.133	1.131	1.129
ε_*	0.5421	0.5439	0.5457	0.5475	0.5494	0.5774	0.5778	0.5782	0.5787
$\frac{\Delta\varepsilon_*}{\varepsilon_*}(\%)$	-0.66	-0.33	0	0.33	0.68	0	0.07	0.12	0.22

由表1-4可以看出，在过热区，当 k 都用1.30时，相对于 $k=1.29\sim 1.28$ 来说有一些误差，故临界压力比 ε_* 以按0.5475计算为宜。对于湿蒸汽区，在通常用的 x 范围内，即使都按 $x=1$ ， $k=1.135$ 计算， ε_* 用0.5774，其误差都在允许范围内。

三、理想焓降

（一）不同 k 值时的误差

对于理想气体，其理想焓降 Δh_i 的公式为，



状态点	1	2	3	4	5	6	7	8
压力 $p(\text{MPa})$	1.275	2.354	3.434	8.829	12.753	16.187	12.753	16.187
温度 $t(^{\circ}\text{C})$	350	380	435	535	535	535	550	565

图 1-1 蒸汽绝热指数

$$\Delta h_i = \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{k}{k-1} R T_0 \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

蒸汽在不同初参数时，有不同的 k 值。现在在不同压力比 ε 条件下用不同 k 值计算的 $\Delta h_{i,k}$ 与用 $k=1.30$ 计算的 $\Delta h_{i,1.3}$ 的误差 $\Delta h_{e,s}(\%) = (\Delta h_{i,k} - \Delta h_{i,1.3}) / \Delta h_{i,k}$ 列于表1-5。

由表1-5可以看出，在过热区，在不同初参数下，用不同 k 值计算时，只要压力比大于0.50， k 由1.27增大到1.32时，在相同的压力比条件下，理想焓降的误差 $\Delta h_{e,s}(\%)$ 均不太大，一般可小于0.5%。对于湿蒸汽，在计算其理想焓降时，用 $k=1.3$ ，则引起的误

表 1-5

不同压力比下用不同 k 值计算的误差 Δh_{ts} (%)

$k \backslash \Delta h_{ts}(\%)$	ϵ								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
1.32	-1.22	-0.88	-0.70	-0.60	-0.40	-0.30	-0.21	0.13	0.07
1.29	0.62	0.45	0.34	0.26	0.20	0.14	0.10	0.06	0.03
1.27	1.93	1.38	1.05	0.80	0.61	0.45	0.37	0.20	0.09
1.135	12.76	8.95	6.71	5.11	3.87	2.85	1.99	1.24	0.58
1.132	13.65	9.15	6.85	5.22	3.95	2.91	2.13	1.27	0.59
1.129	13.34	9.35	7.00	5.33	4.04	2.97	2.08	1.30	0.61

差甚大，一般都有2%~3%的误差；但若按 $x=1$ 或者 $x=0.95$ 时的 k 值计算理想焓降，则误差都不大；故对湿蒸汽建议用 $k=1.132$ （相当于 $x=0.97$ ）计算 Δh_{ts} ，误差都不大。

（二）蒸汽的理想焓降

对于水蒸气，由于其与理想气体有些差别，在进行汽轮机的具体热力计算时，其理想焓降的计算是利用蒸汽性质的图表或者拟合的公式进行的。但是在分析及近似计算时，仍用理想气体的公式，两者虽然有一些差别，但在过热度比较大的区域中，将水蒸气作理想气体处理，误差亦不太大。对于压力比大于0.5时，用理想气体计算理想焓值的误差小于0.1%，是允许的。但是当过热度不太大时，如对6.0MPa、435℃，1.5MPa、300℃，即使压力比大于0.5时，误差亦较大，约为0.5%；当初压较高，压力比又较小，例如小于0.5时，则误差大到接近于1%。

总的说，对于水蒸气，在近似分析中，其理想焓降用理想气体公式计算，仍认为是可以接受的。

四、 pv 与焓的关系式

对于理想气体，焓和内能都只是温度的函数，节流过程是定焓过程，也是定温过程。根据 $pv=RT$ 关系式，定温、定焓即是定 pv 。

对于水蒸气，定焓过程并不是定温过程，随着压力的降低，温度亦稍有降低，特别是在过热度不大的区域内更是如此。但是对于水蒸气，在等焓时， pv 近似地为一常数，还是相当精确的，故可写出以下关系式：

$$pv = A(h - 1900) \quad (1-11)$$

在相当大的范围内， A 近似地可认为是一常数，为1/4380。对 pv 乘积的误差在 $\pm 0.5\%$ 内。在汽轮机通常应用的过热区内，对于高压区，此常数稍小些；反之，对于低压区， A 值稍大些。因此对于蒸汽， pv 乘积用 h 表示比用 T 表示更正确些。

若希望近似式更准确一些，可用在更大的压力范围内，计算比容时可用：

$$pv = \frac{1}{(4360 + 0.4187p)}(h - 1900) \quad (1-11a)$$

当用手算时，在 $h-s$ 图中，因等 v 线与等 p 线近似于平行，读取 v 值很不准确。在用蒸汽表求 v 时，需多次内插，计算麻烦，故用上式计算较为方便。欲求出的 v 值更准确一些，可在已知 p 、 h 附近取蒸汽表上有的 p 、 h 值，查得 v 值，计算出 A ，然后再用以求 v 。