

汽轮机热力设计

上海机械学院 王乃宁 张志刚 编著

水利电力出版社

内 容 提 要

本书系统地介绍国内外大功率汽轮机热力设计的设计原理、选择原则和设计思想。全书共分九章，主要内容有：直叶片级的热力设计原理及计算方法，平面叶栅与环形叶栅的气动特性，扭叶片级的气动热力设计原理及计算方法，汽轮机级的模化设计方法，多级汽轮机的热力设计，热电合供汽轮机及驱动给水泵用汽轮机的选择原则及设计方法等。

本书为从事汽轮机设计的工程技术人员及大专院校热能动力专业和透平专业的高年级学生、研究生、教师的参考用书，亦可供从事汽轮机制造和科研的工程技术人员参考。

责任编辑：刘大猷

封面设计：郝开勇

汽轮机热力设计

上海机械学院 王乃宁 张志刚 编著

*

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 18.75印张 426千字 1插图

1987年9月第一版 1987年9月北京第一次印刷

印数0001—2260册 精装定价6.25元

书号 15143·6147

前 言

本书是为从事汽轮机设计和研究工作的工程技术人员，大专院校热能动力和透平专业的高年级学生、研究生、教师编写的一本参考书。它是在我们多年来进行汽轮机原理和汽轮机装置的教学基础上编写而成的。全书系统地阐述了汽轮机、特别是大功率汽轮机的设计原理、选择原则和设计思想，着重反映了七十年代以来国内外大功率汽轮机方面的技术成就。

全书共分九章，主要内容有：直叶片级的设计原理及计算方法，平面叶栅和环形叶栅的气动特性，扭叶片级的气动热力设计原理及计算方法，汽轮机级的模化设计方法，多级汽轮机的热力设计，热电合供汽轮机及驱动给水泵用汽轮机的选择原则及设计方法等。其中一些内容，如环形叶栅气动性能的改善，可控涡扭叶片级的物理实质及可控途径，相似理论在透平实验和模化设计中的应用，凝汽式汽轮机的修正曲线，汽封漏汽量的计算，驱动给水泵用汽轮机的设计以及湿蒸汽的凝结等，都根据我们多年来在教学上的经验及科研成果，进行了系统深入的论述。由于本书偏重于设计应用方面的论述，尽量减少一般教科书中易见的基本内容，故读者在阅读本书前应具备工程热力学、流体力学和透平原理方面的基础知识。

本书于1977年由上海机械学院王乃宁、张志刚、李福伦、卫敬明、陶正良等五位同志开始编写，期间走访了水利电力部、上海汽轮机厂、哈尔滨汽轮机厂、东方汽轮机厂、北京重型电机厂、哈尔滨工业大学、西安交通大学、西安热工研究所和华东电业管理局中心试验所等许多单位，收集了有关资料并听取了不少有益的建议，于1980年5月完成全书的初稿。1983年又根据水利电力出版社的要求，对原稿进行了大幅度的修改和补充，将原稿十八章改写为九章，编写分工如下：第一、二、三、四章由张志刚编写，第五章由李福伦编写，第六、七、八、九章由王乃宁编写，并由卫敬明协助改编，全书由张志刚统稿。

全书原稿曾由哈尔滨工业大学涡轮机教研室和上海汽轮机厂设计科的同志进行了详细的审阅，并提出了许多宝贵意见，在此，谨致以衷心的感谢。

限于水平，编著这样一本内容广泛、实践性较强的书，错误和不当之处在所难免，诚望读者批评指正。

编著者

1985年11月于北京

目 录

前 言	
第一章 直叶片级的热力设计	1
§ 1-1 直叶片级的热力参数与结构参数的选择	1
§ 1-2 单列级的热力计算	8
§ 1-3 双列级的热力计算	16
第二章 叶栅的气动特性及其应用	26
§ 2-1 叶栅损失	26
§ 2-2 叶栅的气流出口角	45
§ 2-3 环形叶栅的气动特性	48
§ 2-4 叶栅试验数据的应用	54
第三章 扭叶片级的气动热力设计——简单径向平衡法	56
§ 3-1 概述	56
§ 3-2 喷嘴出口等环流、动叶出口连续流扭叶片级的热力设计	58
§ 3-3 喷嘴出口等轴速、动叶出口连续流扭叶片级的热力设计	61
§ 3-4 喷嘴等截面、动叶连续流扭叶片级的热力设计	65
第四章 扭叶片级的气动热力设计——完全径向平衡法	73
§ 4-1 问题的提出	73
§ 4-2 三元流动基本方程	75
§ 4-3 简化的空间气流模型与基本方程	84
§ 4-4 完全径向平衡设计	96
§ 4-5 可控涡流型	117
第五章 汽轮机级的模化与模拟设计	127
§ 5-1 汽轮机级的相似准则与模化	127
§ 5-2 汽轮机级的模拟设计	150
第六章 多级汽轮机的热力设计	169
§ 6-1 多级汽轮机通流部分各主要参数的变化规律	169
§ 6-2 汽轮机热力设计基本参数的选择和确定	171
§ 6-3 汽轮机通流部分的热力设计	175
§ 6-4 湿蒸汽级	182
§ 6-5 凝汽式汽轮机的热耗修正曲线	195
§ 6-6 轴封及轴封系统	203
第七章 大功率汽轮机	216
§ 7-1 国内外大功率汽轮机发展概况	216
§ 7-2 增大汽轮机功率的措施	217
§ 7-3 大功率汽轮机的热力系统	222

§ 7-4 大功率汽轮机结构上的某些特点	229
§ 7-5 大功率汽轮机内效率的估算及设计特点	235
§ 7-6 大功率汽轮机示例	239
第八章 热电合供汽轮机	248
§ 8-1 概述	248
§ 8-2 背压式汽轮机	249
§ 8-3 调节抽汽式汽轮机	253
§ 8-4 一次调节抽汽式汽轮机工况图	256
§ 8-5 二次调节抽汽式汽轮机工况图	263
§ 8-6 调节抽汽式汽轮机的热力设计特点	267
第九章 驱动给水泵用汽轮机	274
§ 9-1 给水泵的驱动方式	274
§ 9-2 辅助汽轮机驱动给水泵	277
§ 9-3 驱动给水泵用辅助汽轮机的型式及其在热力系统中的连接	279
§ 9-4 凝汽式辅助汽轮机的热力设计特点	281
§ 9-5 辅助汽轮机的变动工况	283
§ 9-6 辅助汽轮机的低负荷工况及切换方式	287
§ 9-7 辅助汽轮机-给水泵组的单泵运行工况	290
§ 9-8 钻孔喷嘴	291
参考文献	293

第一章 直叶片级的热力设计

多级汽轮机的高压部分大多采用直叶片级。按其结构，直叶片级可分为单列级、双列级等；按工作原理，则可分为纯冲动级、反动级以及带反动度的冲动级。

对于电站大功率汽轮机来说，当机组的热力系统和整机级数确定后，即须对各级进行详细的热力计算。

汽轮机级热力计算的主要任务是确定级的几何结构参数，热力参数以及级的效率和功率。其方法有速度三角形法和模拟法二种。直叶片级大多采用速度三角形法，它的特点是以均匀的一元流动为理论基础，平面叶栅的静吹风试验为实验依据，以平均截面上的参数作为整个级的热力参数，通过基本方程和速度三角形的求解来完成级的热力计算。这种方法的通用性强，便于电子计算机应用。

§ 1-1 直叶片级的热力参数与结构参数的选择

汽轮机级效率的大小与所选用的叶型、速比、反动度以及级的结构参数等一系列因素有关。只有合理地选择这些参数，方能使设计的级具有较高的效率。

一、叶型的选择

蒸汽的热能转变为叶轮的机械功主要是通过喷嘴和动叶的叶片来实现的。如何合理地选择气动性能和强度性能良好的静、动叶片，对于安全、经济运行有着十分重要的意义。

进行叶型选择时，设计者须根据汽轮机级的具体条件，考虑以下几个方面：

1. 叶栅类型的选择

喷嘴叶栅和动叶栅按气流马赫数 M (喷嘴按出口马赫数，动叶按进口马赫数)可分为亚

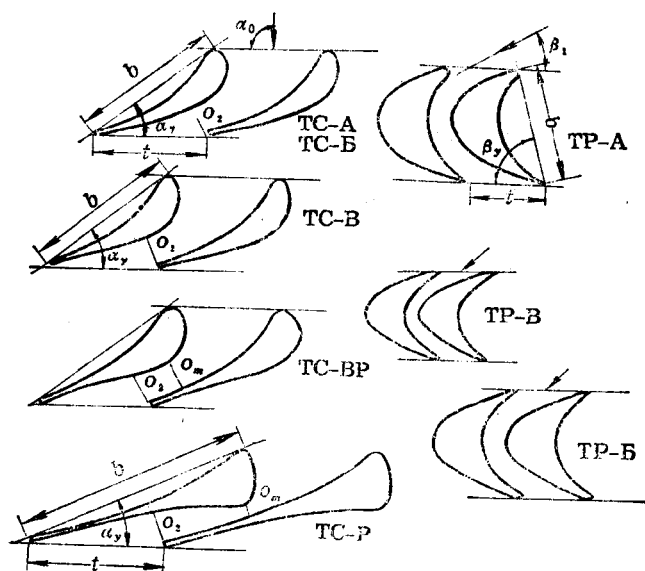


图 1-1 不同马赫数时冲动式叶栅和反动式叶栅的叶型

音速叶栅($M < 0.8$)、跨音速叶栅($0.8 \leq M \leq 1.4$)和超音速叶栅($M > 1.5$),其叶片型线表示在图 1-1 上。设计时,应根据喷嘴和动叶工作马赫数的大小,选择合适的喷嘴和动叶叶型。

单列级一般都作为压力级来使用,在大功率汽轮机中也可作为调节级使用,其工作马赫数大多在亚音速范围,故一般都选用亚音速叶栅。双列级的工作马赫数较高,但是,由于超音速叶栅的工艺性能和变工况性能较差,且亚音速叶栅可利用其斜切部分的继续膨胀实现超音速流动,因此尽管工作马赫数较高,双列级的喷嘴和动叶仍可采用亚音速叶栅。当喷嘴叶栅的压比 $\frac{p_1}{p_0} \leq 0.3 \sim 0.4$ 、出口马赫数 $M_1 > 1.5$ 时,则须采用跨音速或超音速叶栅。

表 1-1 为苏联 МЭИ 所发表的叶栅系列。

表 1-2 为我国自行设计研制的红旗 1 号和红旗 2 号叶型,其气动特性良好,在单列级中采用这样的叶型,可以达到较高的效率。

2. 气流出口角 α_1 和 β_2 的选择

由汽轮机工作原理可知,静、动叶栅气流出口角 α_1 、 β_2 的大小对于级的通流能力、作功能力以及级效率都有直接的影响,设计时必须考虑汽轮机级所处的具体条件,选择恰当的气流出口角。

在高压级中,汽轮机的容积流量 Gv 一般较小,为了不使叶片高度太低,减少端部损失,往往选用出口角较小的叶型,通常 $\alpha_1 = 11^\circ \sim 14^\circ$; 反之,在汽轮机的中、低压部分,由于容积流量较大,为了控制叶片高度的急剧增长,往往选用出口角较大的叶型,通常 $\alpha_1 = 13^\circ \sim 17^\circ$ 。因此,在选择叶栅的 α_1 和 β_2 时,应预先分析该级容积流量的大小,然后加以取定。取定时,应注意同一级段内的叶片尽量选用相同的叶型,以利于制造生产。例如国产 300MW 机组高压缸第 1~8 压力级的喷嘴全部采用同一种 TC-1A (1) 叶型,而中压缸第 9~16 压力级的喷嘴则全部采用 TC-2A (1) 叶型,这样既符合容积流量增大的要求,又符合简化工艺装备的要求。

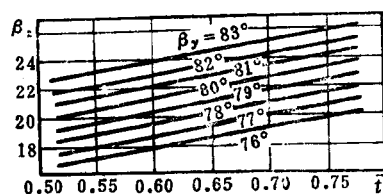
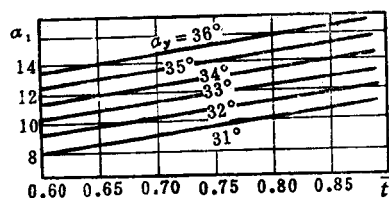


图 1-2 叶栅气动特性曲线

表 1-2 我国自行设计、研制的叶型

	喷 嘴	动 叶
叶型编号	HQ-2	HQ-1
角 度	$\alpha_1 = 11^\circ \sim 13^\circ$	$\beta_1 = 22^\circ \sim 23^\circ$ $\beta_2 = 19^\circ \sim 21^\circ$

3. 叶片宽度的选择

在生产实际中,同一种型线的喷嘴和动叶,其叶宽 (B_n 、 B_b) 和安装角 (α_y 、 β_y) 并不是任意的,根据叶片制造工艺和通用性的要求,通常一种叶型只生产几档宽度的叶片供设计选用。为此,选用时须事先通过强度估算,选定叶片的某一档宽度,以满足气动、强

表 1-1

MЭH 汽轮机叶栅的主要几何特性

叶栅类型	叶栅系列	速度范围 (M_{c1}, M_{c2})	进气角 α_1, β_1	出气角 α_2, β_2	MЭH 叶型型号	最佳栅距 $\bar{t}_{op}$	最佳安装 角 α_2, β_2	说 明
喷嘴、反动式动叶栅	(A) 系列	0.3~0.9	70~100	8~11	TC-0A	0.76~0.95	30~33	适用于小速 比下工作的中 间级
				10~14	TC-1A	0.74~0.90	32~36	
				13~17	TC-2A	0.70~0.90	37~41	
				16~22	TC-3A	0.65~0.85	41~46	
				22~27	TC-4A	0.60~0.74	43~46	
				27~32	TC-5A	0.55~0.64	46~49	
				33~37	TC-6A	0.52~0.60	53~56	
				13~17	TC-1A-I	0.74~0.95	50~54	
				17~22	TC-2A-I	0.7~0.9	56~60	
				22~27	TC-3A-I	0.65~0.85	62~66	
				27~32	TC-4A-I	0.6~0.74	68~72	
				32~37	TC-5A-I	0.55~0.64	72~75	
	(B) 系列	0.85~1.3	70~110	10~14	TC-1B	0.74~0.95	32~36	
				13~17	TC-2B	0.70~0.90	37~41	
				16~22	TC-3B	0.65~0.85	41~46	
				22~27	TC-4B	0.58~0.74	44~50	
				27~32	TC-5B	0.55~0.64	48~54	
	(B) 系列	1.3~1.6	60~120	7~11	TC-1B	0.65~0.75	27~31	$f=1.05\sim1.3$
				11~15	TC-2B	0.65~0.75	37~41	
				15~20	TC-3B	0.65~0.75	37~41	
				20~25	TC-4B	0.65~0.75	46~50	
				7~11	TC-1BP	0.55~0.65	27~31	
		1.6~2.5	60~120	11~15	TC-2BP	0.55~0.65	37~41	
				15~20	TC-3BP	0.52~0.65	37~41	
				20~25	TC-4BP	0.55~0.65	46~50	
				14~25	TP-0A	0.6~0.75	76~79	
	(A) 系列	0.3~0.9		18~33	TP-1A	0.6~0.7	76~79	
				25~40	TP-2A	0.58~0.65	76~79	
				28~45	TP-3A	0.56~0.64	77~80	
				35~50	TP-4A	0.55~0.64	74~78	
				40~55	TP-5A	0.52~0.60	76~79	
				45~65	TP-6A	0.52~0.58	77~81	
	(b) 系列	0.85~1.25		18~28	TP-1B	0.59~0.7	77~82	
				22~33	TP-1BK	0.58~0.65	81~85	
				26~38	TP-2B	0.57~0.62	83~88	
				30~42	TP-2BK	0.55~0.60	84~88	
				35~48	TP-3B	0.52~0.6	85~89	
				24~28	TP-4B	0.55~0.60	84~88	
冲动式动叶栅	(B) 系列	1.25~1.9		18~24	TP-1B	0.57~0.65	87~89	
				20~26	TP-2B	0.58~0.63	87~89	
				23~30	TP-3B	0.55~0.60	87~90	
				26~32	TP-4B	0.54~0.58	88~90	
				18~20	TP-1B	0.57~0.65	87~89	
				20~23	TP-2B	0.58~0.63	87~89	
				22~26	TP-3B	0.55~0.60	87~90	
				25~28	TP-4B	0.54~0.58	88~90	

注 (1) 叶型型号中符号的意义为: T——汽轮机, C——喷嘴, P——动叶, A——亚音速叶型, B——超音速叶型, B——超音速叶型;

(2) 叶型型号中数字 0、1、2、... 表示叶栅进、出口角的系列, 数字增大表示叶栅进、出口角增大。

度方面的要求：叶宽如果选得过大或过小，将会造成材料浪费或者叶片断裂事故。例如国产125MW机组的第1~5压力级动叶为25TP-1A(1)叶型，第6~12压力级的动叶为30TP-1A(1)叶型，它们的型线相同，但前者的叶宽为25mm、后者为30mm，即同一种叶型采用二档叶宽，已可满足全部压力级动叶的需要，既符合强度性能要求，又符合材料工艺要求。

4. 叶片个数的确定

当叶型、弦长(b_n 、 b_b)和安装角选定以后，根据所选叶栅的气动特性曲线(α_1 - α_y - $\bar{t}_n$)、(β_2 - β_y - $\bar{t}_b$) (图1-2)，由 α_1 、 α_y 和 β_2 、 β_y 查出相对栅距 $\bar{t}_n$ 、 $\bar{t}_b$ ，便可在已知平均直径 D_m 的条件下确定叶片的只数：

$$z_n = \frac{\pi D_n}{\bar{t}_n}, \quad z_b = \frac{\pi D_b}{\bar{t}_b},$$

计算时叶片只数须取整。按此确定的叶片个数可从结构上保证气流出口角 α_1 、 β_2 的实现。

二、速比的选择

速比是影响汽轮机技术经济的一个重要特性参数。速比选择得是否恰当，不仅对余速损失的大小有较严重的影响，而且对叶轮摩擦损失、部分进汽损失、湿汽损失等也有一定程度的影响。此外，速比还关系到汽轮机级直径的大小和多级汽轮机中级数的多少。因此，速比是一个既影响热经济性，又影响制造成本的综合技术经济参数，设计时必须合理地选择。

由图1-3可知：不同级的最高轮周效率所对应的最佳速比 $(u/c_1)_{op}$ 是不相同的，且在最高轮周效率的附近存在着一个较佳的速比范围，在这个范围内选择速比，就能使余速损失最小，保证汽轮机级具有较高的效率。在实际应用中，考虑各种损失对效率曲线的影响以及采用级速比 u/c_1 等原因，故设计时常用的速比范围为：

复速级： $u/c_1 = 0.22 \sim 0.26$

带反动度的冲动级： $u/c_1 = 0.46 \sim 0.52$

反动级： $u/c_1 = 0.65 \sim 0.70$

一般而言，选用较小的速比值较为合理，因为速比取得略小，对级效率的影响并不明显，而级的直径却可有所减小，有利于节约材料、降低制造成本。但须指出，设计时并不是预先选定某一个速比值就可以认定其为最佳，而是要选择若干个速比值，进行不同方案的热力计算，然后进行各方案的技术经济比较，才能定出合理的速比值。

三、反动度的合理确定

采用一定的反动度可以改善动叶流道的气动性能，减少动叶损失。但采用多大的反动度为合理需进行具体的分析。图1-4为单列级三种不同根部反动度 ρ_r 对动叶根部气动状况的影响，由图可以看出反动度对汽轮机级效率的重要作用。

(1) 第一种情况 (图1-4, a) 根部反动度 ρ_r 取得较大，此时主流蒸汽的一部分将从动叶进口根部处，经过轴向间隙与隔板汽封的漏汽一起，通过平衡孔流至级后，这部分根部漏汽损失完全是由于根部反动度取得较高所致。与此同时，由于根部反动度取得较大，动叶顶部的反动度 ρ_t 必然随之增大，动叶顶部的漏汽损失也相应增加，这种现象对于

短叶片的高压级尤须防止, 所以, 对于直叶片级来说, 采用高的根部反动度是不合理的。

(2) 第二种情况 (图1-4, b) 根部反动度 ρ_r 取得过低, 甚至为负反动度时, 这时从隔板汽封漏入的蒸汽不再经过平衡孔流到级后, 而是通过轴向间隙被吸入动叶进口根部。不仅如此, 当根部的负反动度较大时, 还会使一部分级后蒸汽通过平衡孔倒流回动叶, 使动叶进口根部处于吸汽状态。这股吸入动叶的汽流, 不但不能做功, 反而扰乱了主流, 加剧了根部端壁附面层的分离, 使根部气动性能恶化。试验证明, 吸汽对损失的影响比漏汽更为严重, 因此采用较低的根部反动度也是不合理的。

(3) 第三种情况 (图1-4, c) 根部反动度取得比较适当, 一般为 $\rho_r=0.03\sim0.05$, 此时动叶根部前后的压力达到平衡, 从而在动叶进口根部既不发生漏汽, 也不发生吸汽,

恰好处于一种不吸不漏的状态。这时从隔板汽封漏过来的蒸汽将直接通过平衡孔流到级后, 避免了吸、漏对主流蒸汽的干扰, 使级内漏汽对级效率的不利影响控制在最小限度内。显然, 选取这样的根部反动度是比较合理的。

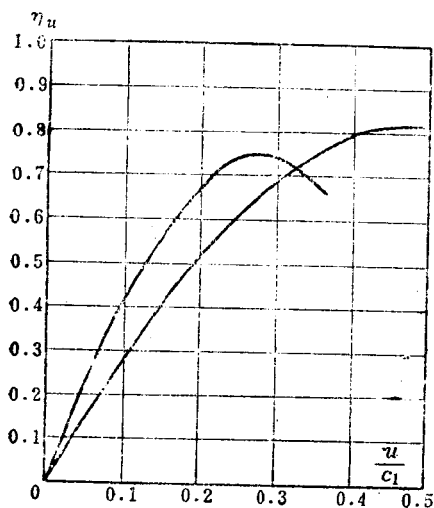


图 1-3 不同级的效率曲线

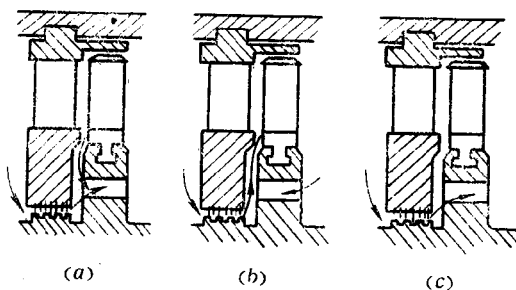


图 1-4 动叶根部的三种气动情况

在进行直叶片级的热力计算时, 一般都是按平均截面处的反动度 ρ_m 进行计算的。因此, 当选定了一个合理的根部反动度后, 尚须计算出相应的平均反动度, 计算时通常采用如下半经验公式:

$$\rho_m = 1 - (1 - \rho_r) \left(\frac{D_b - l_b}{D_b} \right) \quad (1-1)$$

设计时, 须事先估算一个动叶节径 D_b 和叶高 l_b , 然后将选定的根部反动度 ρ_r 代入式(1-1), 即可算出相应的平均反动度 ρ_m 。显然, 只要所选择的根部反动度是合理的, 那末按上式算得的平均反动度也应该是比较合理的。因为按这样的平均反动度去进行级的热力设计, 由此定出的基本尺寸, 能从结构上保证动叶根部处于不吸不漏的状态, 使整个级具有较高的效率。

四、结构要素的确定

汽轮机级的通流部分是由静、动叶栅以及其它几何结构要素所组成的(图1-5)。在进行级的热力设计时, 除了合理地选择叶型、速比、反动度之外, 尚须合理地选定级的几何结构要素, 这样才能设计出比较合理的通流部分, 以达到减少损失, 提高效率的目的。

设计时所要确定的结构要素有:

1. 动叶超高

所谓动叶超高是指动叶高度超过喷嘴高度的那部分叶高, 即 $\Delta l' = l_b - l_n$ 。它由动叶顶部超高 Δl_t 和根部超高 Δl_r 所组成, 即 $\Delta l = \Delta l_t + \Delta l_r$ 。

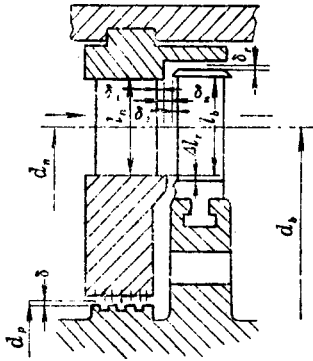


图 1-5 汽轮机级的通流部分结构图

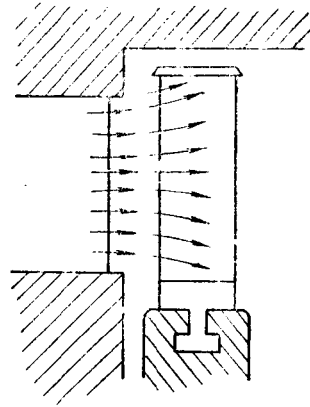


图 1-6 汽流扩散示意图

超高对效率的影响有两面性: 汽流从喷嘴出口进入动叶时, 有向围带和叶根两端扩散的趋向 (图1-6), 超高的存在能满足汽流的这种径向扩散的要求, 同时适当的顶部超高还能减少动叶顶部的漏汽。此外, 考虑到叶片制造和装配上的误差, 如果没有动叶超高, 就会因静、动叶径向位置的偏差, 造成一部分汽流冲击到汽道之外的叶根或围带上, 形成不必要的附加损失。所以, 动叶保持一定的超高, 对减少流动损失是有利的。但是, 超高不能过大, 过大了反而助长了汽流在径向的突然膨胀, 使汽流在动叶顶部和根部产生较大的径向分速, 形成旋涡, 这种来流状态对动叶的端壁附面层带来了非常不利的影响, 造成较强的二次流损失, 反而降低级效率。故应按叶顶漏汽损失和端部损失之和为最小的原则来确定动叶超高, 通常可从以下几个方面来考虑:

(1) 当叶片高度较大时, 动叶顶部的反动度随之增大, 这时叶顶前后的压差及其顶部漏汽将相应增加。在这种情况下, 为了减少叶顶漏汽, 往往将顶部超高取得略大些。

(2) 在高压级中, 叶片高度虽小, 但叶顶漏气损失所占的比重却较大, 对级效率有明显的影晌。为此, 一般在围带上都装有径向或轴向汽封, 以减少顶部漏汽, 在这种情况下, 顶部超高就可取得偏小些。

(3) 根部超高一般都比顶部超高要小, 因为叶片制造和装配方面的误差不会很大, 一般根部超高取 1 mm 左右就能防止汽流冲击到流道以外的叶根上; 相反, 如果根部超高取得略大, 反而会促使根部气动性能恶化, 降低级效率。

根据上述分析, 在进行级的热力设计时, 叶顶和叶根超高可按表1-3推荐的数据选取。

2. 轴向间隙

叶轮在汽缸和隔板中旋转, 动、静叶之间必定存在着轴向和径向间隙。由级的通流部分结构图 (图1-5) 可见, 动、静叶之间总的轴向间隙由三部分构成, 即 $\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_n$ 。

表 1-3

动叶超高的选用范围

喷嘴高度 l_n	mm	≤ 50	50~90	90~150	> 150
顶部超高 Δl_1	mm	1.5	2	2~2.5	2.5~3.5
根部超高 Δl_2	mm	0.5	1	1~1.5	1.5

其中 δ_2 称为开式轴向间隙, δ_1 和 δ_2 分别称为喷嘴和动叶的闭式轴向间隙。

对于围带上部不装径向汽封的汽轮机级, 开式轴向间隙 δ_2 的大小对汽轮机级效率有着非常明显的影响, 由图 1-7 的试验曲线可见, 随着开式轴向间隙的增大, 围带上部的漏汽将迅速增加, 级效率随之降低; 当开式轴向间隙从 0.25mm 增加到 2.65mm 时, 级效率下降了 7.2%。对于围带上部装设径向汽封的汽轮机级, 由于径向汽封的存在, 开式轴向间隙的大小对顶部漏汽的影响相应较小, 图 1-8 的试验曲线说明了这点, 尽管开式轴向间隙的大小各不相同, 但效率曲线却几乎相近。

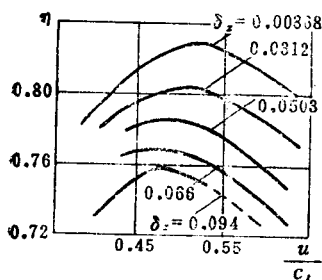


图 1-7 无径向汽封时, 开式轴向间隙对级效率的影响

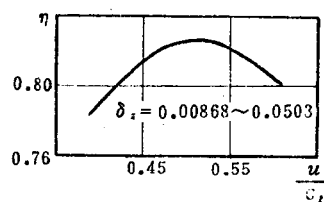


图 1-8 装径向汽封时开式轴向间隙对级效率的影响

一般地说, 压力级的开式轴向间隙应尽可能取得小一些, 以减少叶顶的漏汽损失和机组的轴向长度; 但是从机组的运行角度来看, 应根据启动、停机、变工况等各种条件下的差胀大小来确定, 否则若开式轴向间隙取得过小, 甚至小于机组的相对差胀, 运行时就难免会发生动静结构之间的碰磨, 引起机组振动并造成事故。因此, 必须从安全、经济两方面来确定开式轴向间隙的大小: 在正常情况下, 一般 $\delta_2 = 1.5 \sim 2.0 \text{ mm}$; 对调峰机组以及差胀较大的机组, δ_2 须适当取得大一些。

闭式轴向间隙 δ_1 和 δ_2 对级效率有着作用相反的两种影响: 当 δ_1 和 δ_2 增大时, 喷嘴出口到动叶进口之间的轴向距离增大了, 这有利于减少喷嘴出口尾迹的影响, 使动叶进口的汽流趋于均匀, 有利于级效率的改善; 但是, δ_1 和 δ_2 增大后, 汽流运动的路程增长了, 因而增加了汽流与上、下端壁之间的摩擦, 减少了动叶进口汽流的动能, 不利于级效率的提高。因此, δ_1 和 δ_2 有一个较佳的范围。

应该指出: 在汽轮机的设计实践中, 闭式轴向间隙的选取还不能单纯从上述气动效率方面来决定, 还应当与材料消耗、机组长度等各种因素来综合考虑, 这样确定的间隙大小, 既能保证良好的气动性能, 又不使机组的轴向尺寸增大过多, 表 1-4 推荐的数据供设计时选取。

表 1-4

轴 向 间 隙 推 荐 数 据

喷嘴高度 l_n (mm)	≤ 50	50~90	90~150	>150	
喷嘴闭式轴向间隙 δ_1 (mm)	1~2	2~3	3~4	4~6	$\delta_s = 1.5$
动叶闭式轴向间隙 δ_2 (mm)	2.5	2.5	2.5	2.5	
总轴向间隙 δ (mm)	5~6	5~6	7~8	8~10	

3. 径向间隙

在动叶顶部加装围带和径向汽封,对减少叶顶漏汽具有显著的效果。根据试验,当 $\delta_s = 1.5\text{mm}$ 、 $\rho_r = 0.03$ 、 $D/l = 40$ 时,装设径向汽封($z_t = 2$, $\delta_t = 1\text{mm}$)可提高效率2%,所以在机组的高压部分普遍采用径向汽封,以减少顶部漏汽。

从封汽效果来看径向间隙应越小越好,然而从机组振动和热膨胀来看,径向间隙不能取得太小,因此,在保证机组安全运行的条件下 δ_t 尽可能取小些,一般设计时可取为:

$\delta_t = 0.5 \sim 1.5\text{mm}$,当叶高较大时, δ_t 取偏大值,反之取偏小值。

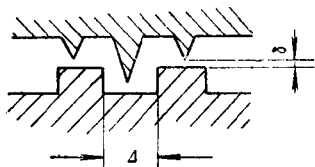


图 1-9 隔板汽封凹槽

尚须说明,动叶顶部的汽封效果不仅与径向间隙的大小有关,而且还与径向汽封的齿数 z_t 和开式轴向间隙 δ_s 的大小有关。当开式轴向间隙因差胀需要而取得较大时,则须适当增多径向汽封的齿数和减小径向间隙,以控制动叶顶部漏汽损失的增大。

冲动式汽轮机的隔板内缘与轮轴之间存在着径向间隙,由于隔板两侧的压差较大,故一般都采用隔板汽封来减少隔板间隙中的漏汽,特别在大功率机组的高压级中,由于隔板厚度较大,汽封齿数可以增多,同时普遍采用高低齿式的汽封来提高封汽效果(图1-9)。这时汽封凹槽的开档 Δ 要取得适当,如果取得太小,对差胀不利,齿片容易碰损,引起振动;如果取得太大,汽封齿数就要减少,使漏汽增大。设计时通常取: $\Delta = 11 \sim 12\text{mm}$, $\delta = 0.5 \sim 1.0\text{mm}$ 。

综上所述,在进行汽轮机的热力设计时,不能单从热力计算的结果来加以判断,还须从产品的结构设计中加以保证,即不仅要结合具体条件选用先进的叶型、合理的速比和反动度,而且还要选用合适的结构参数,这样方能使设计的汽轮机达到安全、经济、满发的要求。

§ 1-2 单列级的热力计算

单列级热力设计的特点是以一元流动为理论依据,平面叶栅静吹风试验资料为实验基础,平均截面上的参数为代表,运用气动基本方程和速度三角形进行级的热力计算,以确定级的主要几何尺寸、热力参数、效率和功率。

在进行级的热力计算之前，必须作好如下准备：

(1) 完成汽轮机级的焓降分配和回热系统的热平衡计算，以确定各单列级的进、出口热力参数和流量（有关这方面的内容将在以后讨论）；

(2) 根据所在级的具体条件，选定喷嘴、动叶叶型和级的结构要素。

设计的主要原始数据为：级前蒸汽压力 p_0 和温度 t_0 （如果级前进口初速 c_0 较大时，须以进口的滞止参数 p_0^* 、 t_0^* 来代替相应的静态参数），级后压力 p_2 ，级的进口流量 G_0 和转速 n 。

设计的大致步骤是：根据喷嘴压比和容积流量的大小选定喷嘴型线、出口角 α_1 ；然后按喷嘴的进口流量，应用连续方程算出喷嘴叶栅的喉口面积和出口高度；接着根据计算所得的喷嘴高度和选定的动叶超高确定动叶高度，并应用连续方程算出动叶的出口角 β_2 。经过上述计算步骤即可确定静、动叶栅的几何参数和通流部分的主要尺寸。热力设计的另一任务是确定级的效率和功率，其大致步骤是：按能量方程算出静、动叶栅的汽流出口速度和级的速度三角形；然后分析级内可能存在的各项损失，并按公式算出各项损失的大小；最终确定该级所能达到的内效率和内功率。

应该指出，一个好的设计并不是一次计算即能完成的，往往需要经过多次方案比较后才能确定。此外，具体计算方法也各不相同，应该灵活掌握。

现举例说明单列级热力计算的详细内容。

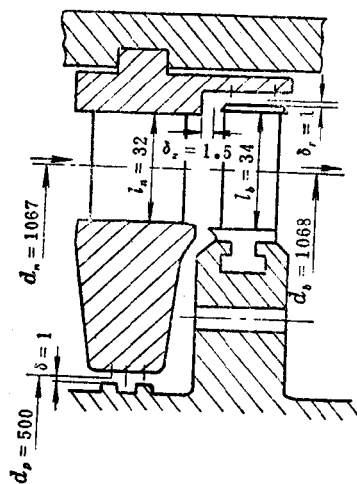


图 1-10 压力级通流部分尺寸

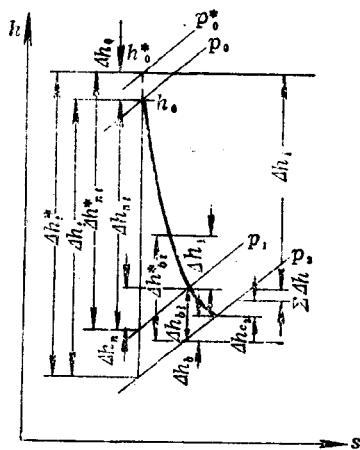


图 1-11 压力级热力过程线

【例题】 试对某汽轮机的压力级进行热力计算。已知数据：级前初压 $p_0 = 0.985\text{MPa}$ ，级前初焓 $h_0 = 3047.61\text{kJ/kg}$ ，级后压力 $p_2 = 0.76\text{MPa}$ ，级流量 $D = 85000\text{kg/h}$ 、 $G = 23.6\text{kg/s}$ ，转速 $n = 3000\text{r/min}$ 。

解 具体计算如下：

1. 级的等熵滞止焓降 Δh_{0-2}^*

根据级的进、出口参数 p_0 、 h_0 、 p_2 ，利用水蒸汽 $h-s$ 图查出级的等熵出口焓值 $h_{2s} = 2984.31\text{kJ/kg}$ （见图1-11），然后由下式算出级的等熵焓降为：

$$\Delta h_t = h_0 - h'_{1t} = 3047.61 - 2984.31 = 63.30 \text{ (kJ/kg)}$$

由于进口初速为零，故级的等熵滞止焓降等于级的等熵焓降，即

$$\Delta h_t^* = \Delta h_t = 63.30 \text{ kJ/kg}$$

2. 反动度 ρ

为了确定喷嘴的等熵焓降，必须选定级的反动度。其选择原则是保持动叶根部不吸不漏的状态，为此选定级的反动度为： $\rho = 0.062$ 。

3. 喷嘴等熵滞止焓降 Δh_{nt}^*

$$\Delta h_{nt}^* = (1 - \rho) \Delta h_t^* = (1 - 0.062) \times 63.30 = 59.38 \text{ (kJ/kg)}$$

4. 喷嘴理想出口速度 c_{1t}

$$c_{1t} = \sqrt{2 \Delta h_{nt}^*} = \sqrt{2 \times 59.38 \times 10^3} = 344.6 \text{ (m/s)}$$

5. 喷嘴等熵出口参数 h_{1t} 、 v_{1t} 、 p_1

首先由 h_0 和 Δh_{nt} 求出喷嘴等熵出口焓值：

$$h_{1t} = h_0 - \Delta h_{nt} = 3047.61 - 59.38 = 2988.23 \text{ (kJ/kg)}$$

然后由 h - s 图（见图 1-11），从进口状态 p_0 、 h_0 等熵膨胀到 h_{1t} ，查得等熵出口比容：

$$v_{1t} = 0.31 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ 以及出口压力 } p_1 = 0.77 \text{ MPa}$$

6. 喷嘴出口面积 A_n

首先根据喷嘴压比的大小，判断其流动状态，然后选用出口面积的计算公式。因压比

$$\varepsilon = \frac{p_1}{p_0} = \frac{0.77}{0.985} = 0.782, \text{ 大于临界压比值，故出口面积按下式计算：}$$

$$A_n = \frac{G_n v_{1t}}{\mu_1 c_{1t}} = \frac{23.12 \times 0.31}{0.97 \times 344.6} = 214 \text{ (cm}^2\text{)}$$

式中 μ_1 ——喷嘴流量系数，须根据蒸汽过热度或喷嘴前的蒸汽湿度由试验曲线（图 1-13）

决定，本例查得 $\mu_1 = 0.97$ ；

G_n ——喷嘴进口流量，它的大小应等于级流量 G 减去隔板汽封漏汽量 ΔG_e ，即 G_n

$= G - \Delta G_e = 23.61 - 0.49 = 23.12 \text{ (kg/s)}$ 。其中隔板汽封漏汽量的计算可在有关汽轮机原理书中找到，这里不再赘述。

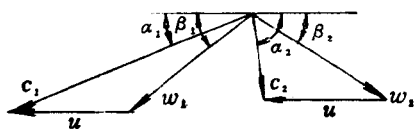


图 1-12 压力级速度三角形

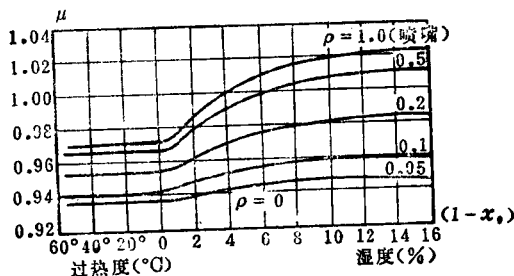


图 1-13 流量系数曲线

7. 级速比 u/c_1

当反动度选定后，为保证良好的级特性，相应地选择级速比为： $u/c_1 = 0.47$ 。

顺便指出，一般在方案热力设计时，可选择若干个速比值，平行地进行热力计算，然

后通过各方案技术经济比较, 确定最佳速比值。

8. 级理想速度 c_t

$$c_t = \sqrt{2\Delta h_t^*} = \sqrt{2 \times 63.30 \times 10^3} = 356(\text{m/s})$$

9. 圆周速度 u

$$u = c_t \left(\frac{u}{c_t} \right) = 356 \times 0.47 = 167.7(\text{m/s})$$

10. 平均直径 d

一般喷嘴和动叶的平均直径并不相等, 须分别确定。

$$\text{动叶平均直径: } d_b = \frac{60u}{\pi n} = \frac{60 \times 167.7}{3.1416 \times 3000} = 1068(\text{mm})$$

喷嘴平均直径: 须根据动叶顶部和根部超高的分布情况决定, 现取 $d_n = d_b - 1 = 1067 \text{ mm}$ 。

11. 喷嘴出口角 α_1

根据喷嘴前后压比选取 25TC-1A(1) 叶型。通过强度估算采用弦长 $b_n = 47.95 \text{ mm}$ 、安装角 $\alpha_y = 32^\circ 30'$ 这一档叶片, 并按容积流量的大小选择 α_1 角, 然后在该叶型的气动特性曲线 ($\alpha_1 - \alpha_y - \bar{t}_n$) (图 1-14) 上查出对应的相对栅距 $\bar{t}_n$, 通过叶片数 z_n 来保证 α_1 角的实现。

实际上, α_1 的确定是一个试凑过程。经凑算 n 次后选取喷嘴叶片数 $z_n = 90$, 于是喷嘴节距为:

$$t_n = \frac{\pi d_n}{z_n} = \frac{3.1416 \times 1067}{90} = 37.3(\text{mm})$$

相对节距为:

$$\bar{t}_n = \frac{t_n}{b_n} = \frac{37.3}{47.95} = 0.777$$

然后根据 $\bar{t}_n = 0.777$ 和 $\alpha_y = 32^\circ 30'$, 在 25TC-1A(1) 叶型的气动特性曲线 (图 1-14) 上查得: $\alpha_1 = 11^\circ 25'$ 。

12. 喷嘴高度 l_n

$$l_n = \frac{A_n}{\pi d_n \sin \alpha_1} = \frac{214 \times 10^2}{3.1416 \times 1067 \times 0.198} = 32.4(\text{mm})$$

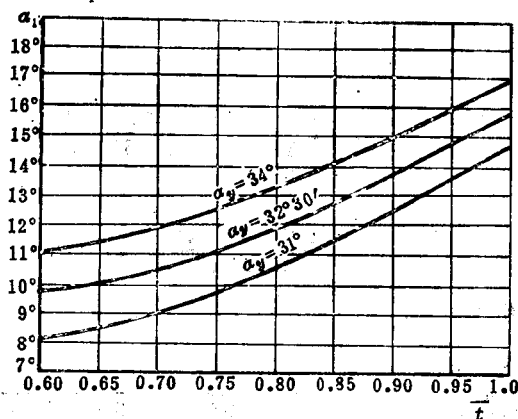


图 1-14 25TC-1A(1) 叶型的 ($\alpha_1 - \alpha_y - \bar{t}_n$) 曲线

喷嘴的计算高度不是整数时, 对设计制造都不方便, 为此须将喷嘴的计算高度取整数, 以此作为喷嘴的实际高度。现取整为: $l_n = 32\text{mm}$ 。

13. 动叶高度 l_b

根据喷嘴高度的大小, 按表1-3选取合适的动叶超高 $\Delta l = 2\text{mm}$, 由此即可定出动叶高度: $l_b = l_n + \Delta l = 32 + 2 = 34(\text{mm})$ 。

14. 喷嘴出口实际速度 c_1

先求喷嘴速度系数 φ , 可查 25TP-1A(1) 叶型的损失系数曲线 (图1-15、图1-16), 并按 $\bar{t}_n$ 、 b_n/l_n 分别查得 ζ_{np} 和 ζ_k , 得 $\zeta_n = \zeta_{np} + \zeta_k$, 由此即可算出 $\varphi = \sqrt{1 - \zeta_n}$ 。但在一般热力设计时, 不考虑端部损失的喷嘴速度系数可取为 $\varphi = 0.97$ 。因此, 喷嘴出口实际速度 c_1 为:

$$c_1 = \varphi c_{1t} = 0.97 \times 345.4 = 335(\text{m/s})$$

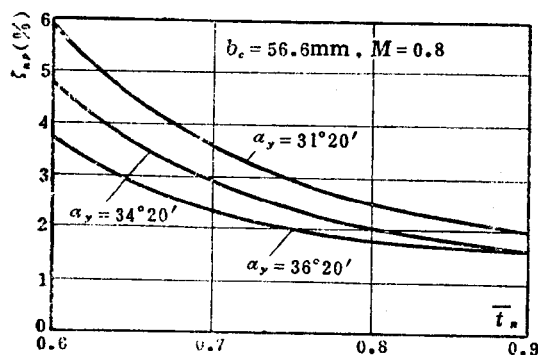


图 1-15 25TC-1A(1) 叶型 ($\zeta_{np} - \alpha_y - \bar{t}_n$) 曲线

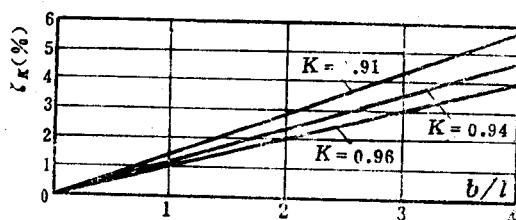


图 1-16 25TC-1A(1) 叶型的 ($\zeta_k - K - b/l$) 曲线

15. 喷嘴损失 Δh_n

$$\Delta h_n = (1 - \varphi^2) \Delta h_{nt}^* = (1 - 0.97^2) \times 59.38 = 3.509(\text{kJ/kg})$$

16. 喷嘴实际出口焓 h_1

$$h_1 = h_{1t} + \Delta h_n = 2988.24 + 3.51 = 2991.75(\text{kJ/kg})$$

17. 动叶进口角 β_1

按速度三角形 (见图1-12):

$$\beta_1 = \text{tg}^{-1} \left(\frac{c_1 \sin \alpha_1}{c_1 \cos \alpha_1 - u} \right) = \text{tg}^{-1} \left(\frac{335 \times \sin 11^\circ 25'}{335 \times \cos 11^\circ 25' - 167.7} \right) = 22^\circ 36'$$

18. 动叶进口相对速度 w_1

$$w_1 = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{\sin \beta_1} = \frac{335 \times \sin 11^\circ 25'}{\sin 22^\circ 36'} = 173(\text{m/s})$$

19. 动叶出口理想相对速度 w_{1t}

按动叶能量方程:

$$w_{1t} = \sqrt{2\rho \Delta h_{1t}^* + w_1^2} = \sqrt{2 \times 0.062 \times 63.30 \times 10^3 + (173)^2} = 195.5(\text{m/s})$$