



普通高等教育“十二五”规划教材

能源动力类专业

汽轮机课程设计

肖增弘 王雷 夏永军 王强 编

应用型



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS



普通高等教育“十二五”规划教材

能源动力类专业

汽轮机课程设计

肖增弘 王 雷 编
夏永军 王 强
李 勇 张炳文 主审



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

内 容 提 要

本书以电厂汽轮机热力设计为核心, 主要介绍了汽轮机的工作原理、汽轮机本体结构、给水回热加热系统、多级汽轮机的热力设计、变工况下汽轮机级的热力核算、转子轴向推力计算、50MW和300MW机组热力设计实例, 并在光盘中附有热力设计程序。

本书可作为高等院校热能与动力工程专业学生的汽轮机课程设计参考教材, 也可供相关专业的技术人员参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

汽轮机课程设计 / 肖增弘等编. —北京: 中国电力出版社, 2012.6

普通高等教育“十二五”规划教材

ISBN 978-7-5123-3223-2

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

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2012) 第 137386 号

中国电力出版社出版、发行

(北京市东城区北京站西街 19 号 100005 <http://www.cepp.sgcc.com.cn>)

航远印刷有限公司印刷

各地新华书店经售

*

2012 年 9 月第一版 2012 年 9 月北京第一次印刷

787 毫米×1092 毫米 16 开本 11.5 印张 276 千字

定价 22.00 元 (含 1CD)

敬 告 读 者

本书封底贴有防伪标签, 刮开涂层可查询真伪

本书如有印装质量问题, 我社发行部负责退换

版 权 专 有 翻 印 必 究

前 言

为了贯彻落实《教育部关于“十二五”普通高等教育本科教材建设的若干意见》，加强教材建设，确保教材质量，中国电力教育协会组织制定了普通高等教育“十二五”规划教材。根据高等教育教学指导委员会的指导性意见和大纲要求，我们新编了这本教材。

汽轮机课程设计作为热能与动力工程专业的重要实践课程，是对汽轮机原理课程的重要补充，学生通过进行汽轮机热力计算，能系统掌握汽轮机的理论知识，将理论知识更好地应用到实际工作中，同时能很好地锻炼学生独立思考能力，培养综合运用所学知识解决实际问题的能力以及团结协作的工作能力，是培养适应于现代生产的应用型、专业型技术人员不可或缺的关键环节。

本教材紧密联系电厂生产实际，以 300MW 及以上火电机组为典型机组，着重介绍了汽轮机的基本工作原理、汽轮机本体结构、给水回热加热系统、多级汽轮机的热力设计、变工况下汽轮机级的热力核算、转子轴向推力计算，对 50MW 和 300MW 机组进行了热力设计实例计算。同时，本书为了加强学生的理解，配有一张光盘，里面附有热力设计程序。

本教材与热能与动力工程专业教材《汽轮机原理》相配，可供该专业学生进行汽轮机课程设计时参考使用；也可作为核工程与核技术专业《核汽轮机原理》的教学参考用书，教师在使用本教材时，可以根据专业特点对教材内容进行取舍。

本书由沈阳工程学院肖增弘、王雷、夏永军、王强合编，其中肖增弘编写了第一章、第二章、第三章，王雷编写了第五章、第七章及附录，夏永军编写了第六章，王强编写了第四章，全书由肖增弘统稿，由东北电力大学李勇、张炳文审稿。

在编写过程中得到了铁岭电厂生技部王中利、大唐国际安生部方占岭的大力帮助和支持，在此表示衷心的感谢。

由于编者水平有限，书中难免存在疏漏与不足之处，恳请读者批评指正。

编 者

2012 年 5 月

目 录

前言

第一章 汽轮机的工作原理	1
第一节 汽轮机级的工作原理	1
第二节 多级汽轮机	18
第三节 汽轮机的变工况	25
第二章 汽轮机本体结构	32
第一节 汽轮机定子结构	32
第二节 汽轮机转子结构	40
第三章 给水回热加热系统	47
第一节 给水回热加热器	47
第二节 给水回热加热系统	50
第四章 汽轮机的热力计算	53
第一节 汽轮机基本参数和结构的选择	53
第二节 热力过程线的拟定	58
第三节 回热系统热平衡的初步计算	63
第四节 汽轮机漏汽量的计算	66
第五节 调节级的选择及计算	69
第六节 压力级的级数确定与比焓降分配	73
第七节 逐级详细计算	80
第五章 汽轮机变工况热力核算	81
第一节 概述	81
第二节 压力级的倒序算法	83
第三节 压力级的顺序算法	90
第四节 压力级混合算法	98
第五节 调节级变工况核算	100
第六节 整机变工况热力核算	106
第六章 转子的轴向推力计算	109
第一节 轴向推力的组成及计算方法	109
第二节 推力轴承的安全系数	111
第三节 计算举例	112
第七章 汽轮机的热力计算实例	114
第一节 50MW 汽轮机热力计算	114
第二节 300MW 汽轮机热力计算	137

附录 A 计算中常用的数据与曲线..... 165

附录 B 计算用参考资料 167

参考文献 176

第一章 汽轮机的工作原理

第一节 汽轮机级的工作原理

汽轮机本体中做功汽流的通道称为汽轮机的通流部分,它包括主汽门、调节汽门、导管、进汽室、各级喷嘴和动叶及汽轮机的排汽管。近代大功率汽轮机都是由若干个级构成的多级汽轮机。因为级的工作过程在一定程度上反映了整个汽轮机的工作过程,所以对汽轮机工作原理的讨论一般总是从汽轮机的级开始的,这有助于理解和掌握全机的内在规律性。

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

一、蒸汽的冲动作用原理和反动作用原理

(一) 冲动作用原理

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

(二) 反动作用原理

由牛顿第三定律可知,一物体对另一物体施加一作用力时,这个物体上必然要受到与其作用力大小相等、方向相反的反作用力。例如火箭就是利用燃料燃烧时产生的大量高压气体从尾部高速喷出,对火箭产生的反作用力使其高速飞行的,这个反作用力称为反动力。

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

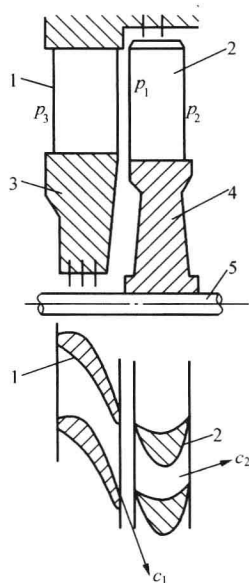


图 1-1 汽轮机级的示意图

1—喷嘴叶栅; 2—动叶栅; 3—隔板;
4—叶轮; 5—轴

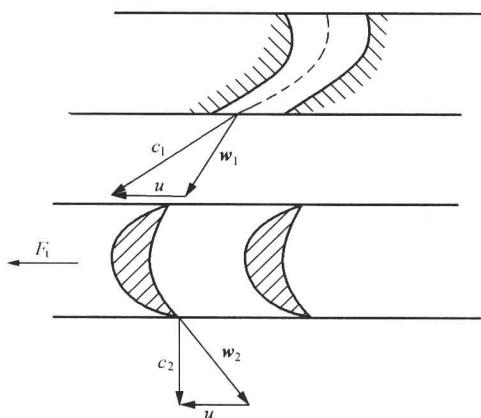


图 1-2 蒸汽流过无膨胀的动叶通道时速度的变化

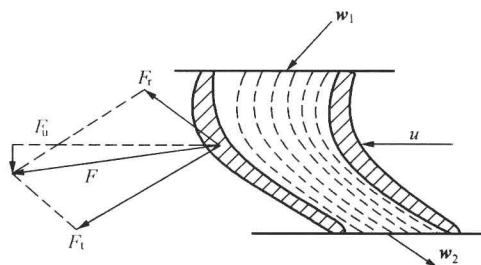


图 1-3 蒸汽在动叶通道内膨胀的流动情况

二、汽轮机级的类型和特点

(一) 级的反动度

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

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

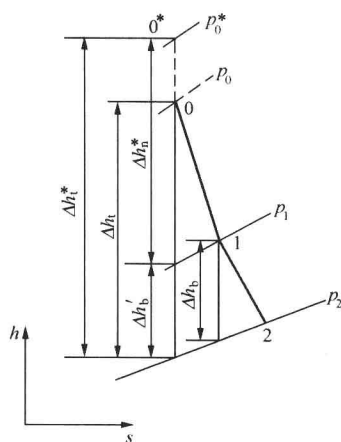


图 1-4 蒸汽在级中膨胀的热力过程线

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

(二) 级的类型和特点

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

1. 冲动级和反动级

根据反动度的不同可将级分为纯冲动级、冲动级、反动级三种。

(1) 纯冲动级。反动度 $\Omega_m = 0$ 的级称为纯冲动级，它的特点是蒸汽只在喷嘴叶栅中膨胀，在动叶栅中不膨胀而只改变其流动方向，因此动叶栅进出口压力相等，即 $p_1 = p_2$ ， $\Delta h_b = 0$ ， $\Delta h_t^* = \Delta h_n^*$ ，动叶片的叶型为对称弯曲。纯冲动级做功能力大，效率低，现代汽轮机中均不采用。

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

的特点,得到了广泛的应用。

(3) 反动级。反动度 $\Omega_m \approx 0.5$ 的级称为反动级。其特点是蒸汽在喷嘴叶栅中的膨胀和在动叶栅中的膨胀程度近似相等,即 $\Delta h_n^* \approx \Delta h_b \approx \frac{1}{2} \Delta h_t^*$ 。动静叶栅称为互为镜内映射状叶栅。

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

2. 压力级和速度级

按蒸汽的动能转换为转子机械能的过程不同,汽轮机的级可分为压力级和速度级。

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

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

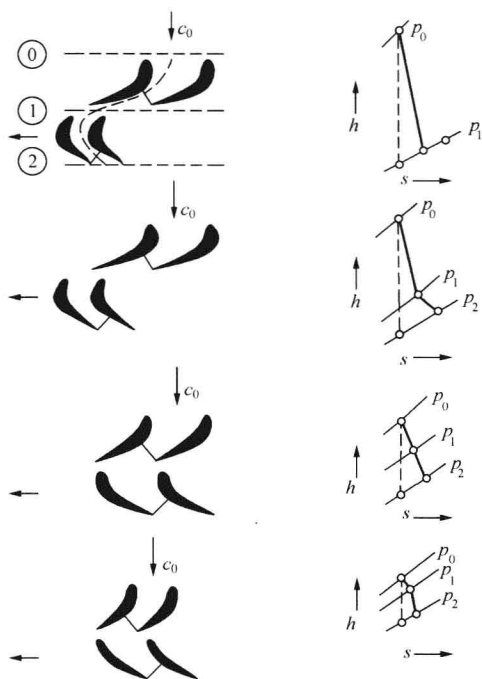


图 1-5 不同反动度对应的不同叶型

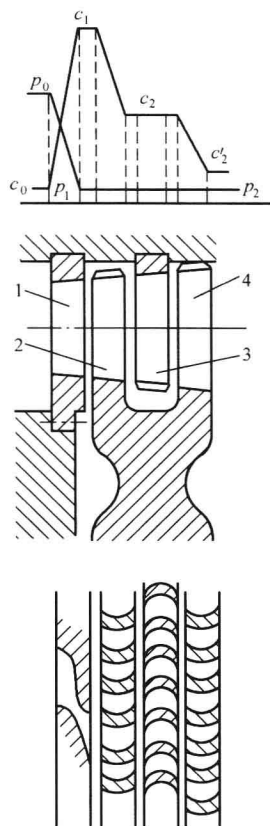


图 1-6 复速级中汽流压力和速度变化示意图

1—喷嘴; 2—第一列动叶; 3—导叶; 4—第二列动叶

复速级都是冲动式的。蒸汽在喷嘴中膨胀加速后,在第一列动叶栅中只将其中一部分动能转变为机械功,然后经导向叶栅转向,进入第二列动叶栅,又将另一部分动能转换为机

械功。因此复速级的做功能力比单列冲动级的大，但效率较低，通常在一级内承担较大的焓降时才采用复速级。为了提高复速级的效率，可将其设计成带有一定的反动度。

3. 调节级和非调节级

按级的通流面积是否随负荷大小而变，可将级分为调节级和非调节级。

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

(2) 非调节级。通流面积不随负荷改变而改变的级称为非调节级。

非调节级与调节级的一个不同点是，调节级总是做成部分进汽的，而非调节级可以是全周进汽的，也可以是部分进汽的。

三、蒸汽在喷嘴中的膨胀过程

蒸汽流经喷嘴时，压力逐渐降低，速度逐渐增加，使蒸汽的热能不断转变为动能。蒸汽在喷嘴中膨胀的热力过程线如图 1-7 所示。

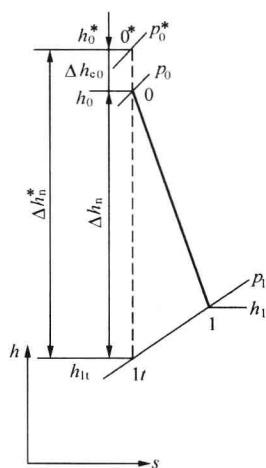


图 1-7 蒸汽在喷嘴中的热力过程

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

四、喷嘴中汽流速度的计算

(一) 喷嘴出口汽流的理想速度

在对喷嘴进行计算时，一般喷嘴前的蒸汽参数与喷嘴后的压力均为已知。因喷嘴是固定不动的，所以蒸汽流经喷嘴时不对外做功，又因蒸汽在喷嘴中膨胀时与外界无热交换，所以可得蒸汽在喷嘴中膨胀的能量方程式为

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

则喷嘴出口汽流的理想速度 c_{1t} 为

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2\Delta h_n + c_0^2} \quad (1-3)$$

$$= \sqrt{2(h_0^* - h_{1t})} = \sqrt{2\Delta h_n^*} \quad (1-4)$$

(二) 喷嘴出口汽流的实际速度及喷嘴损失

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

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{1t}} \quad (1-5)$$

喷嘴速度系数 φ 是一个小于 1 的数, 其值主要与喷嘴高度、叶型、喷嘴汽道形状、压比及喷嘴表面粗糙度等因素有关。由于影响因素复杂, 现在还很难用理论计算求解, 一般由试验确定。 φ 与叶片高度 l_n 关系密切, 故实验数据常绘制 φ 随 l_n 的变化曲线, 如图 1-8 所示, 它是喷嘴宽度 B_n 在 55~88mm 范围内在不同叶高条件下绘制的曲线。

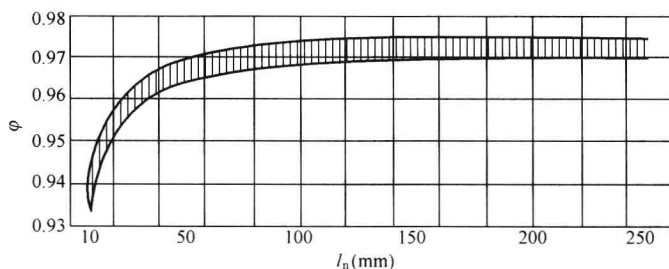


图 1-8 渐缩喷嘴速度系数 φ 随叶片高度 l_n 的变化曲线

由图 1-8 可知, 喷嘴速度系数 φ 随叶片高度 l_n 的增高而增加, 当 $l_n < 12 \sim 15 \text{ mm}$ 时, φ 值急剧下降。故设计时, 要求叶片高度 l_n 不小于 $12 \sim 15 \text{ mm}$ 为宜; 在满足强度要求的条件下, 尽量选择窄喷嘴, 以减小损失。

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

根据式 (1-5), 喷嘴出口汽流的实际速度为

$$c_1 = \varphi c_{1t} \quad (1-6)$$

$$= \varphi \sqrt{2(h_0^* - h_{1t})} = \varphi \sqrt{2\Delta h_n^*} \quad (1-7)$$

喷嘴出口汽流的实际速度小于理想速度所造成的能量损失称为喷嘴损失 δh_n 。喷嘴速度系数的大小实质上反映了蒸汽在喷嘴中流动过程中损失的大小。喷嘴损失 δh_n 与喷嘴速度系数 φ 的关系可表示为

$$\delta h_n = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{2} = (1 - \varphi^2) \Delta h_n^* \quad (1-8)$$

五、喷嘴流量计算

(一) 喷嘴的理想流量

在稳定流动中, 流经任一截面的流量相等, 因此计算流量时可选取任一截面来计算, 通常取最小截面或出口截面。

流经喷嘴的蒸汽流量可根据连续性方程求得。对于等熵流动, 通过喷嘴的理想流量 G_{nt} 为

$$G_{nt} = \frac{A_n c_{1t}}{v_{1t}} \quad (1-9)$$

式中 A_n ——喷嘴出口面积, m^2 ;

c_{1t} ——喷嘴出口理想速度, m/s ;

v_{1t} ——喷嘴出口理想比体积, m^3/kg 。

(二) 喷嘴的实际流量

蒸汽在喷嘴中的实际流动具有一定的流动损失, 通过喷嘴的实际流量为

$$G_n = \frac{A_n c_1}{v_1} = \frac{A_n c_{1t}}{v_{1t}} \frac{v_{1t} c_1}{c_{1t} v_1} = \phi \frac{v_{1t}}{v_1} G_{nt} = \mu_n G_{nt} \quad (1-10)$$

其中

$$\mu_n = \phi v_{1t} / v_1$$

式中 μ_n ——喷嘴的流量系数，它是喷嘴的实际流量与理想流量之比。

六、蒸汽在动叶中的流动过程

动叶栅可以看成是旋转的喷嘴，前面讨论的一元定常绝热流动理论在喷嘴流动上的应用，其间建立的一些概念及相应的公式同样适用于蒸汽在动叶栅中的流动。不同的是蒸汽在动叶栅中将动能转换为机械功，为了计算蒸汽对动叶栅的作用力和所做的功，就必须确定蒸汽在动叶汽道进出口截面上的汽流速度和动量的变化。

(一) 动叶栅进出口速度三角形

动叶以转速 $n(\text{r/min})$ 旋转，用字母 u 表示动叶进出口平均直径 d_m 处的圆周速度，则

$$u = \frac{\pi d_m n}{60} \quad (1-11)$$

其方向为动叶运动的圆周方向。喷嘴出口汽流的速度 c_1 为绝对速度，方向为速度 c_1 与叶轮旋转平面的夹角，用字母 α_1 表示；动叶圆周速度 u 为牵连速度；蒸汽进入动叶的相对速度，用 w_1 表示，方向为 w_1 与叶轮旋转平面的夹角，用字母 β_1 表示。由《理论力学》可知，相对速度 w_1 、牵连速度 u 、绝对速度 c_1 三者可构成一封闭的速度三角形，即

$$c_1 = w_1 + u \quad (1-12)$$

此三角形称为动叶栅的进口速度三角形，见图 1-9。

同理，动叶出口汽流的绝对速度 c_2 ，圆周速度 u ，蒸汽流出动叶时的相对速度 w_2 ，三者组成动叶出口速度三角形，即

$$c_2 = w_2 + u \quad (1-13)$$

其中， c_2 的方向为与叶轮旋转平面的夹角，用字母 α_2 表示；蒸汽流出动叶的速度为相对速度 w_2 的方向，亦为其与叶轮旋转平面的夹角，用字母 β_2 表示。

(二) 蒸汽在动叶栅中膨胀的热力过程线

蒸汽在动叶栅中没有膨胀时，动叶进口、出口压力相等即 $p_1 = p_2$ ， $\Delta h_b = 0$ ，如纯冲动级。蒸汽在动叶栅中有膨胀时，压力逐渐降低，速度逐渐增加，同时将蒸汽的动能不断转变为机械能。蒸汽在动叶栅中膨胀的热力过程线如图 1-10 所示。

1 点为动叶前蒸汽的状态点，1* 点是动叶前蒸汽的滞止状态点。动叶前蒸汽的压力为 p_1 ，焓值为 h_1 ，蒸汽以相对速度 w_1 进入动叶中膨胀到压力 p_2 。在无损失的情况下，膨胀沿等熵线 1-2t 进行，动叶出口理想状态点为 2t 点，对应的焓值为 h_{2t} ，动叶的理想比焓降为 Δh_b ，滞止理想比焓降为 Δh_b^* 。在有损失的情况下，膨胀沿 1-2 线进行，动叶出口实际状态点为 2 点（2 点在热力过程线上的准确位置取决于动叶损失的大小），对应的焓值为 h_2 。

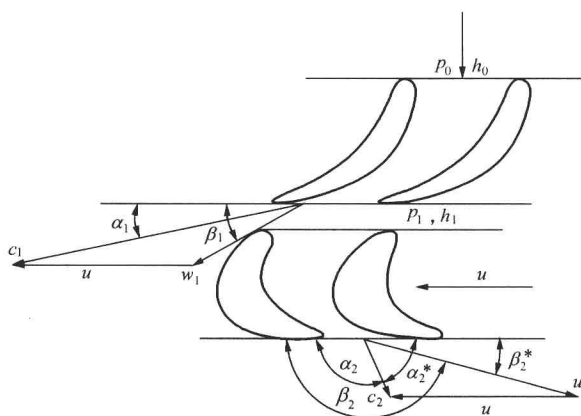


图 1-9 动叶栅进出口汽流速度三角形示意图

$$\delta h_{c2} = \frac{c_2^2}{2} \quad (1-22)$$

在多级汽轮机中，由于结构上的原因，上一级的余速损失常可以部分或全部被下一级所利用。通常用余速利用系数 μ_0 表示本级利用上一级余速损失的程度，用 μ_1 表示该级的余速损失被下一级所利用的程度，也就是下一级喷嘴进口蒸汽所具有的动能。

七、级的热力过程线

前面分析了蒸汽在喷嘴和动叶内的膨胀过程，其热力过程线如图 1-12 所示。

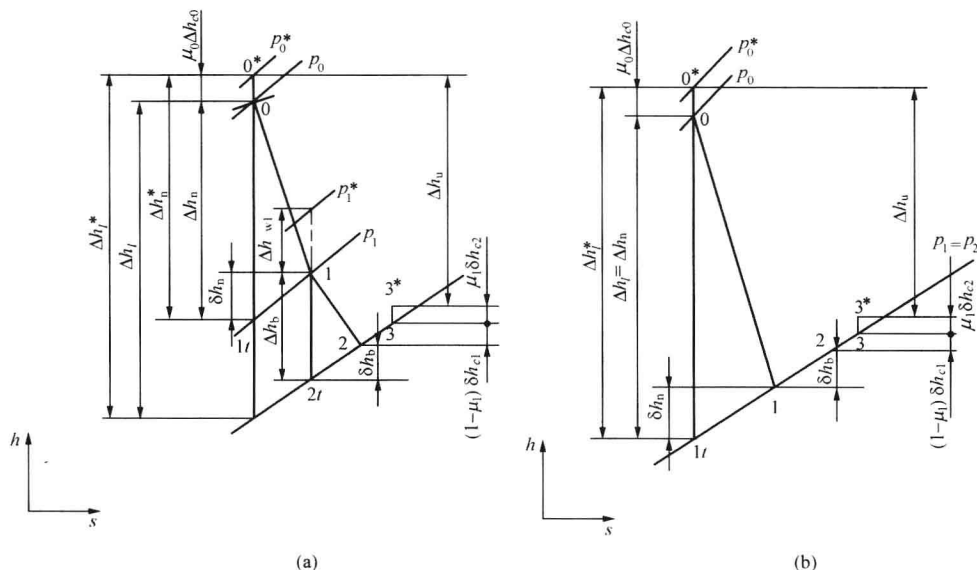


图 1-12 汽轮机级的热力过程

(a) 带反动度的冲动级；(b) 纯冲动级

图 1-12 中 Δh_u 为级的轮周有效比焓降，是转换为轮周功的能量，其表达式为

$$\Delta h_u = \mu_0 \frac{c_0^2}{2} + \Delta h_t - \delta h_n - \delta h_b - \delta h_{c2} \quad (1-23)$$

式中，喷嘴损失 δh_n 、动叶损失 δh_b 、余速损失 δh_{c2} 之和称为轮周损失。

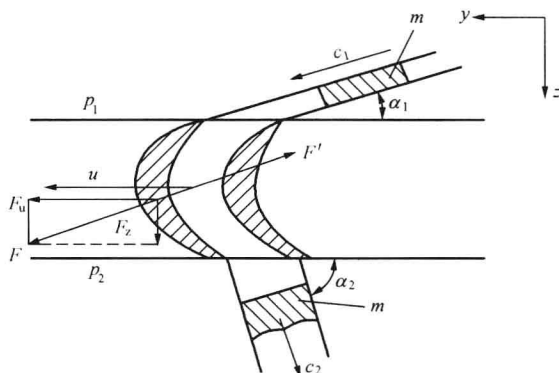


图 1-13 动叶栅蒸汽流动受力图

八、蒸汽作用在动叶片上的力和轮周功率

(一) 蒸汽作用在动叶片上的力

从喷嘴流出的高速蒸汽进入动叶通道，以冲动力和反动力作用于动叶上，二者的合力为蒸汽对动叶片的作用力 F 。因为蒸汽的流动方向与动叶的旋转方向有一定的角度，所以通常将这个力分解为沿圆周方向的周向力 F_u 和沿汽轮机轴线方向的轴向力 F_z ，如图 1-13 所示。周向力 F_u 推动叶轮旋转做功，而轴向力 F_z 是转子产生轴向推力。

1. 周向力 F_u

根据牛顿第三定律，动叶所受的周向力

F_u 为

$$F_u = -F'_u = G(c_2 \cos \alpha_2 + c_1 \cos \alpha_1) \quad (1-24)$$

或

$$F_u = G(w_2 \cos \beta_2 + w_1 \cos \beta_1) \quad (1-25)$$

2. 轴向力 F_z

同理, 蒸汽在轴向的动量改变量等于轴向的作用冲量, 即

$$F_z = -F'_z = G(w_1 \sin \beta_1 - w_2 \sin \beta_2) + A_z(p_1 - p_2) \quad (1-26)$$

式中 F'_z ——轴向动叶对汽流的作用力, N;

A_z ——动叶通道轴向投影面积, m^2 。

(二) 轮周功率

单位时间内周向力 F_u 推动叶轮旋转所做的功, 称为轮周功率, 表达式为

$$P_u = Gu(c_2 \cos \alpha_2 + c_1 \cos \alpha_1) = Gu(w_2 \cos \beta_2 + w_1 \cos \beta_1) \quad (1-27)$$

单位千克蒸汽所做的轮周功为

$$W_u = P_u / G = u(c_2 \cos \alpha_2 + c_1 \cos \alpha_1) = u(w_2 \cos \beta_2 + w_1 \cos \beta_1) \quad (1-28)$$

根据速度三角形的余弦定理可导出轮周功的另一表达形式为

$$W_u = \frac{1}{2}[(c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)] \quad (1-29)$$

式 (1-29) 表明, 单位蒸汽流量在一级内所做的轮周功 W_u 为由喷嘴带进动叶的蒸汽动能 $c_1^2/2$ 、蒸汽在动叶栅中由于热能的继续转换而增加的动能 $(w_2^2 - w_1^2)/2$ 、以及蒸汽离开该级时所带走的能量 $c_2^2/2$ 这三部分能量的代数和。

九、级的轮周效率及最佳速比

(一) 级的轮周效率

单位千克蒸汽流过某级时所产生的轮周功 w_u 与蒸汽在该级中的理想能量 E_0 之比, 称为该级的轮周效率, 用 η_u 来表示, 即

$$\eta_u = \frac{W_u}{E_0} = \frac{\Delta h_u}{E_0} \quad (1-30)$$

对于多级汽轮机, 某些级的余速损失中有部分能量或全部能量被下一级所利用, 因此在计算理想能量 E_0 时, 应考虑该级对上一级余速损失的利用 $\mu_0 c_0^2/2$ 以及被下一级利用的余速损失 $\mu_1 c_1^2/2$, 即

$$E_0 = \mu_0 \frac{c_0^2}{2} + \Delta h_t - \mu_1 \frac{c_1^2}{2} = \Delta h_t^* - \mu_1 \frac{c_1^2}{2} \quad (1-31)$$

将式 (1-28) 和式 (1-31) 代入式 (1-30), 则轮周效率为

$$\eta_u = \frac{u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)}{\Delta h_t^* - \mu_1 \frac{c_1^2}{2}} \quad (1-32)$$

令 $\Delta h_t^* = c_a^2/2$, c_a 称为假想速度 (假定级的滞止理想焓降 Δh_t^* 全部在喷嘴中膨胀时的喷嘴出口理想速度)。将 Δh_t^* 代入式 (1-32) 得

$$\eta_u = \frac{2u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)}{c_a^2 - \mu_1 c_2^2} \quad (1-33)$$

若轮周功以能量的形式表示, 则轮周效率又可表示为

$$\eta_u = \frac{\Delta h_t^* - \delta h_n - \delta h_b - \delta h_{c2}}{E_0} \quad (1-34)$$

轮周效率的物理意义从式(1-34)看得十分清楚, 如果汽轮机级内的喷嘴损失 δh_n 、动叶损失 δh_b 和余速损失 δh_{c2} 比较大, 则该级的轮周效率就比较低; 反之亦然。为了提高级的轮周效率, 就必须从减小各项轮周损失入手。

(二) 速比

通常把圆周速度 u 与喷嘴出口汽流速度 c_1 之比称为速度比, 简称速比, 用 x_1 表示, 即 $x_1 = u/c_1$ 。速比对轮周效率的影响很大, 同时还影响着级的做功能力, 所以它是汽轮机级的一个非常重要的参数。

在汽轮机级的计算中, c_1 为未知量, 且不易测得。因此为了实用上的方便, 常用 $x_a = u/c_a$ 代替 x_1 , x_a 称为假想速比。假想速比 x_a 与速比 x_1 的关系为

$$x_a = \frac{u}{c_a} = \frac{u}{\sqrt{2\Delta h_t^*}} = \frac{u\varphi\sqrt{(1-\Omega_m)}}{\varphi\sqrt{2\Delta h_t^*(1-\Omega_m)}} = \frac{u\varphi\sqrt{(1-\Omega_m)}}{c_1} = x_1\varphi\sqrt{(1-\Omega_m)} \quad (1-35)$$

十、级通流部分主要尺寸的确定

无论是静叶片还是动叶片, 都是按照一定的规律等距离的分别安装在隔板和叶轮上。由相同叶片构成的汽流通道的组合体称为叶栅。静叶片组成的叶栅称为静叶栅(也称喷嘴叶栅), 动叶片组成的叶栅称为动叶栅。

(一) 喷嘴叶栅尺寸与流量关系方程式

喷嘴叶栅尺寸与流量的关系是根据连续性方程确定的。当喷嘴叶栅前后的压力比大于临界压比, 即汽流在喷嘴叶栅中作亚音速流动时, 有

$$G_n = \mu_n \frac{A_n c_{1t}}{v_{1t}} \quad (1-36)$$

如图 1-14 所示, 喷嘴出口面积 $A_n = z_n t_n l_n \sin \alpha_1$, 式中, z_n 为该级的喷嘴数; t_n 为相邻喷嘴的节距; l_n 为喷嘴高度。这样, 式(1-36)可写成

$$G_n = \mu_n \frac{c_{1t} z_n t_n l_n \sin \alpha_1}{v_{1t}} \quad (1-37)$$

令部分进汽度 e 为工作喷嘴所占的弧长 $z_n t_n$ 与整个圆周长度 πd_n 之比, 即 $e = \frac{z_n t_n}{\pi d_n}$ 。式中 d_n 为喷嘴叶栅的平均直径。则连续性方程又可写成

$$G_n = \mu_n \frac{e \pi d_n c_{1t} l_n \sin \alpha_1}{v_{1t}} \quad (1-38)$$

则喷嘴高度 l_n 为

$$l_n = \frac{G_n v_{1t}}{\mu_n e \pi d_n c_{1t} \sin \alpha_1} \quad (1-39)$$

关于部分进汽度 e 的确定, 对于汽轮机的级, 一般都采用全周进汽, 即 $e=1$ 。而对于调节级 (即喷嘴调节汽轮机的第一级) 和某些高压级, 由于容积流量 Gv 值很小, 若采用全周进汽, 会使喷嘴高度小于极限值 $11\sim 15\text{mm}$, 端部损失急剧增大, 效率明显降低, 此时就不得不采用部分进汽, 在通流面积不变的条件下, 使喷嘴高度 l_n 增大。这里需要说明的是, 采用部分进汽会产生部分进汽损失, 使效率降低, 特别是当 $e < 0.15$ 时, 部分进汽损失将急剧增大。因此, 当 Gv 较小时, 应合理选择 e 、 l_n 、 α_1 , 以获得较高的效率。通常可以先确定 l_n , 求 e 。若 e 值太小, 则可改变 α_1 或 l_n , 以提高 e 。总之, 应在保证 l_n 不小于 $11\sim 15\text{mm}$ 的条件下, 尽可能使 e 接近于 1。

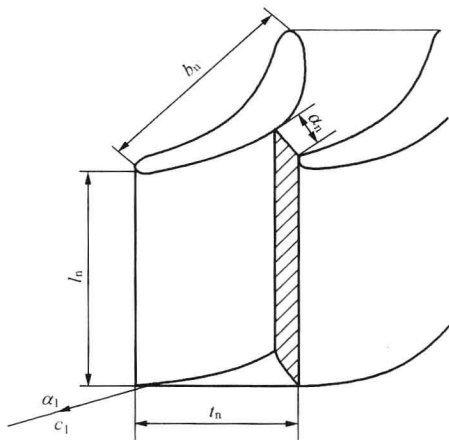


图 1-14 喷嘴汽道示意图

当喷嘴压比等于或小于临界压比, 即汽流在喷嘴栅中作音速或超音速流动时, 在喷嘴最小 (喉部) 截面处, 汽流参数达到临界值。

根据通过喷嘴的实际临界流量表达式, 可得喷嘴喉部面积及喷嘴高度分别为

$$A_n = \frac{G_{nc}}{0.648 \sqrt{p_0^*/v_0^*}} \quad (1-40)$$

$$l_n = \frac{A_n}{\pi d_n \sin \alpha_1} \quad (1-41)$$

对于渐缩喷嘴, 当利用斜切部分膨胀获得超音速汽流时, 喷嘴出口汽流的方向角应考虑偏转角 δ_1 。

(二) 动叶栅尺寸的确定

当汽流在动叶栅中作亚音速流动时, 可有

$$G_b = \mu_b \frac{A_b w_{2t}}{v_{2t}} \quad (1-42)$$

式中 G_b ——通过动叶栅的流量;

v_{2t} ——理想状态下动叶后的蒸汽比体积;

μ_b ——汽流通过动叶栅的流量系数, 可由图 1-10 查得, 一般在过热蒸汽区 $\mu_b = 0.93 \sim 0.95$, 在湿蒸汽区可更大一些; 而 w_{2t} 可计算得到, 又因为 $A_b = \pi d_b l_b \sin \beta_2$,

式中 e 和喷嘴栅相同, 则

$$l_b = \frac{G_b v_{2t}}{\mu_b \pi d_b w_{2t} \sin \beta_2} = \frac{A_b}{\pi d_b \sin \beta_2} \quad (1-43)$$

当动叶利用斜切部分膨胀获得超音速汽流时, 与喷嘴叶栅相同, 此时应计算出动叶喉部截面积, 同时应考虑动叶汽流的偏转角 δ_2 。

十一、级内损失和级效率

(一) 级内损失

在理想情况下, 汽轮机级内热能转换为机械功的最大能量等于蒸汽在级内的理想比焓降。实际上由于级内存在着各种各样的损失, 蒸汽的理想比焓降不可能全部转变为机