

高等学校教材

汽 轮 机

华中工学院主编

电力工业出版社

内 容 提 要

本书共分六章。主要内容有：蒸汽在叶栅中的流动，单级和多级汽轮机中的能量转换过程、热力设计和变工况特性，凝汽设备的工作原理和变工况特性，汽轮机主要零部件的强度计算，汽轮机调节系统的工作原理等。书中着重于基本概念和基本工作原理的阐述，并附有少量计算例题。

本书为高等院校电厂热能动力专业《汽轮机》课程的通用教材，也可供从事汽轮机专业工作的工程技术人员参考。

高等学校教材
汽 轮 机
华中工学院主编

电力工业出版社出版
(北京崇文门外大街)
水利电力印刷厂印刷

787×1092毫米 16开本 30.75印张 703千字 1插页
1980年9月第一版 1980年9月北京第一次印刷
印数 00001—10200 册 定价 3.55 元
书号 15035·4090

前 言

本书是根据原水利电力部1978年3月召开的全国高等院校电厂热能动力专业教材会议所制订的《汽轮机》教材编写大纲编写的。

全书共分六章。内容包括汽轮机级的工作原理、多级汽轮机的工作过程及其热力设计、汽轮机的变动工况及核算、凝汽设备、汽轮机主要零部件的强度核算和汽轮机调节。

本书在内容上着重于基础理论的阐述，并注意联系生产实际力求反映汽轮机专业方面的新水平，因此编入了叶栅实验及应用、长叶片级的三元流动与可控涡流型、电子计算机在通流部分热力核算中的应用、叶片的弯扭复合振动、功频电液调节等有关内容。书中小字排印的部分，教师讲授时可灵活掌握，此外书中还编选有一定数量的计算例题。

本书第一、二、四章由华中工学院曹则益编写并任主编，第三章由华中工学院吴季兰编写，第五、六章由南京工学院曹祖庆、帅志明、康松编写。

本书经重庆大学、东北电力学院和浙江大学审稿，并由重庆大学主审。西安交通大学、华北电力学院、山东工学院、太原工学院、云南工学院、上海电力专科学校、重庆电力学校等单位也参加了审稿。

本书在编写过程中曾得到兄弟院校以及有关电厂、制造厂的大力支持和热情帮助，在此谨向这些单位和有关同志表示衷心感谢。

对于书中存在的不妥或错误之处，欢迎读者提出批评和指正。

编 者

1980年3月

目 录

前 言

第一章 汽轮机级的工作原理 1

第一节 概述	1
第二节 汽轮机级的工作过程	7
第三节 级的轮周效率与最佳速度比	35
第四节 叶栅试验数据及其应用	51
第五节 汽轮机级通流部分主要尺寸的确定	62
第六节 汽轮机级内的各项损失和级效率	67
第七节 冲动级内反动度的合理选取	84
第八节 汽轮机级热力计算示例	90
第九节 长叶片级	93

第二章 多级汽轮机 113

第一节 多级汽轮机的工作过程及其优缺点	113
第二节 多级汽轮机的重热现象和重热系数	116
第三节 多级汽轮机中的余速利用	118
第四节 多级汽轮机的损失	120
第五节 汽轮机及其装置的效率	133
第六节 多级汽轮机的轴向推力及其平衡方法	135
第七节 单缸多级凝汽式汽轮机的极限功率	143
第八节 多级汽轮机热力设计的一般原则与方法	147
第九节 供热式汽轮机与中间再热式汽轮机的热力计算特点	174
第十节 原子能电站汽轮机	189

第三章 汽轮机在变工况下的工作 187

第一节 喷嘴的变工况	187
第二节 级与级组的变工况	194
第三节 工况变动时各级焓降、反动度的变化	200
第四节 汽轮机蒸汽量的调节方式和调节级的变工况	206
第五节 凝汽式汽轮机的工况图	221
第六节 变工况下的热力核算	224
第七节 蒸汽初终参数变动时对汽轮机工作的影响	235
第八节 工况变动时轴向推力的变化	246
第九节 供热式汽轮机及其工况图	247

第四章 汽轮机的凝汽设备 256

第一节 凝汽设备的任务及其主要部件	256
第二节 凝汽器的类型	258

第三节	蒸汽在凝汽器内的凝结过程以及空气对凝结的影响	263
第四节	凝汽器内压力的确定及其影响因素	267
第五节	抽气器	270
第六节	凝汽器的变工况	274
第七节	多压凝汽器	278
第五章	汽轮机零件强度	281
第一节	叶片的弯曲应力与拉伸应力	281
第二节	有围带或拉金叶片组的弯曲应力	290
第三节	叶根与轮缘应力	294
第四节	叶片材料与许用应力	299
第五节	叶片振动现象及有关概念的说明	301
第六节	单个叶片的自振频率计算	305
第七节	叶片组的自振频率计算	320
第八节	自振频率的测定	325
第九节	叶片的安全准则与调频	329
第十节	叶轮应力的一般方程式	334
第十一节	叶轮应力计算	337
第十二节	叶轮与主轴的材料及其许用应力	348
第十三节	轮系的振动、振型及自振频率	349
第十四节	轮系振动的安全评价	353
第十五节	主轴强度	356
第十六节	转子的临界转速	357
第十七节	转子的校平衡	367
第十八节	汽缸法兰与法兰螺栓	369
第十九节	汽缸壁及其套箍应力	376
第二十节	汽缸与螺栓的材料及其许用应力	380
第二十一节	隔板的应力与挠度	381
第二十二节	隔板的材料和许用应力	386
第六章	汽轮机的调速系统	388
第一节	一般说明	388
第二节	典型的汽轮机调速系统简介	392
第三节	调速系统的转速感受机构	396
第四节	调速系统的传动放大机构	403
第五节	配汽机构	419
第六节	汽轮机调速系统的静态特性	425
第七节	汽轮机调速系统静态试验和调整	439
第八节	汽轮机的保安装置	443
第九节	调速系统的动态特性	450
第十节	中间再热式汽轮机的调节	461
第十一节	供热式汽轮机的调节	466
第十二节	功率-频率电液调节系统	474
附录	国际单位制与工程单位制的换算	485

第一章 汽轮机级的工作原理

第一节 概 述

汽轮机是利用蒸汽的热能来作功的旋转式原动机。它在工作时先把蒸汽的热能转变成动能,然后再使蒸汽的动能转变成机械能。因此,汽轮机的工作原理是基于蒸汽动能的应用。

图 1-1 是最简单的单级汽轮机的结构图。从图中可见,具有一定压力和一定温度的蒸汽先在固定不动的喷嘴4中膨胀加速,膨胀时蒸汽的压力、温度降低,速度增加,使热能转变成动能。然后,从喷嘴出来的高速汽流,以一定的方向进入装在叶轮2上的动叶栅3中。在动叶栅中汽流改变速度,产生作用力,推动叶轮转动作功,完成动能到机械能的转变。

由上述可知,在汽轮机中蒸汽的热能转变成机械能,实际上是经历了两个连续的过程。首先在喷嘴叶栅中蒸汽的热能转变成动能,然后在动叶栅中蒸汽的动能转变成机械能。

因此,从结构上来看,喷嘴叶栅和与它相配合的动叶栅便构成了汽轮机作功的基本单元,通常称这个作功单元为汽轮机的级。由一个级构成的汽轮机就称为单级汽轮机,而由一个以上的级所构成的汽轮机就称为多级汽轮机。

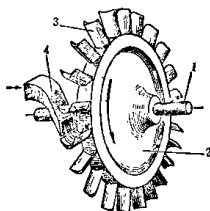


图 1-1 单级汽轮机结构示意图
1—叶轮轴; 2—叶轮; 3—动叶栅; 4—喷嘴

一、冲动作用原理和反动作用原理

在汽轮机级中蒸汽的动能到机械能的转变,一般是通过两种不同的作用原理(冲动与反动原理)来实现的。

(一) 冲动作用原理

由力学可知,当一运动物体在碰到另一静止的或运动速度比它低的物体时,就会受到阻碍而改变其速度,同时给阻碍它运动的物体一作用力,通常称这个作用力为冲动力。这个力的大小,主要决定于运动物体的质量和它的速度变化。质量越大,作用力越大;受阻前后的速度变化越大,作用力也越大。如果阻碍运动的物体在此力的作用下产生了运动或速度发生了变化,那么运动物体就作出了机械功。显然,转变成机械功的能量即为运动物体动能的变化值。

现在来分析,高速蒸汽流冲击在汽轮机叶片上,使叶片运动作出机械功的情况。如图 1-2 所示,蒸汽从喷嘴出来,以速度 c_1 流向圆弧形弯曲面,此弯曲面相当于汽轮机的动叶片,它能沿着汽流方向移动。汽流进入弯曲面内弧所构成的汽道后,沿着内弧逐

渐改变流动方向，最后以速度 c_2 离开汽道， c_2 的方向恰与 c_1 相反。由于蒸汽在汽道内改变流动方向，故每一微团汽流都产生一个离心力作用在叶片上，我们用 F_1 、 F_2 、 F_3 、……等表示这些力。在点1处的离心力 F_1 可以分解成垂直分力 F_{z1} 与水平分力 F_{u1} 。同理，在点4的 F_4 也可分解为 F_{z4} 和 F_{u4} 。由于汽流在汽道内不再膨胀，并假定流动中没有产生损失，则在1与4和2与3等对应点上的力相等，故 F_{z1} 和 F_{z4} 恰好抵消。同样，在其它对应点的垂直分力也互相抵消，因此蒸汽微团的离心力在垂直方向的分力之和为零，而在水平方向的合力为 $F_u = F_{u1} + F_{u2} + F_{u3} + \dots + F_{un}$ 。叶片在这个 F_u 力的推动下，就以速度 u 向右运动，作出机械功，这就是冲动作用原理。显然，这时转变成机械功的能量就是进入叶片的动能 $\frac{\Delta c_1^2}{2g}$ 与离开叶片的动能 $\frac{\Delta c_2^2}{2g}$ 之差值。由此可知，冲动作用原理的特点是汽流在动叶汽道内不膨胀加速，只改变流动方向。

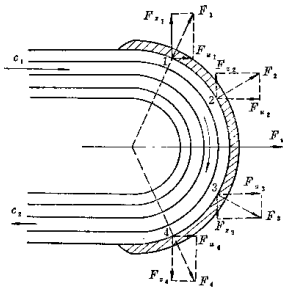


图 1-2 蒸汽对叶片的作用力

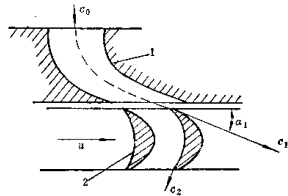


图 1-3 冲动式汽轮机中喷嘴与
动叶的剖面形状及相互位置
1—喷嘴；2—动叶

在实际汽轮机中，由于结构关系，从喷嘴出来的汽流，并不与动叶片的运动方向平行，而是与动叶片的运动方向形成某一角度 α_1 ，相应动叶片的形状也不是半圆形，如图1-3所示。但是作为作用原理，上述的冲动作用原理同样适用于实际的汽轮机。

(二) 反动作用原理

反动力的产生与上述冲动力产生的原因不同，反动力是由原来静止或运动速度较小的物体，在离开或通过另一物体时，骤然获得一个较大的速度增加而产生的。例如，火箭内燃料燃烧而产生的高压气体以很高的速度从火箭的尾部喷出，如图1-4所示。这时从火箭尾部喷出的高速气流就给火箭一个与气流方向相反的作用力，在此力的推动下火箭就向上运动。这种反作用力称为反动力。在汽轮机中，当蒸汽在动叶片构成的汽道内膨胀加速时，汽流必然对动叶片作用一个由于加速而引起的反动力，推动叶片运动，作出机械功，这就是反动作用原理。如图1-5所示，蒸汽以速度 w_1 进入动叶汽道，正如前面所说这时蒸汽就

对叶片作用一个冲动力 F_i ，如果这时蒸汽在汽道内继续膨胀加速，然后以速度 w_2 ($w_2 > w_1$) 流出动叶汽道，则汽流就给叶片一个方向与 w_1 相反的反动力 F_r 。这样，在冲动力 F_i 和反动力 F_r 的合力作用下，使叶片运动作出机械功。由此可知，反动作用原理的特点是，汽流在动叶汽道内不仅改变方向，而且还进行膨胀加速。

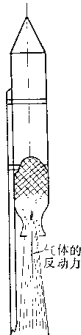


图 1-4 火箭工作原理

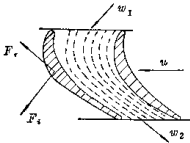


图 1-5 蒸汽在动叶汽道内膨胀时对动叶的作用力

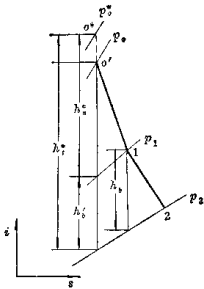


图 1-6 确定级反动度用的热力过程示意图

二、汽轮机级的反动度

在汽轮机某一级中，蒸汽在动叶汽道内膨胀程度的大小，常用级的反动度 ρ_m 来表示。它等于蒸汽在动叶汽道内膨胀时所降落理想焓降 h_b 和整个级的滞止理想焓降 h_t^* 之比，即

$$\rho_m = \frac{h_b}{h_t^*} \approx \frac{h_b}{h_n^* + h_b} \tag{1-1}$$

上式中的符号如图1-6所示，其中 h_n^* 为喷嘴的滞止理想焓降。显然，当已知级的理想焓降 h_t^* 后，只要选定一个合适的反动度 ρ_m ，便可根据（1-1）式来确定喷嘴和动叶中的理想焓降，即

$$h_n^* = (1 - \rho_m) h_t^*$$

和

$$h_b = \rho_m h_t^*$$

应当指出，上述的 h_n^* 和 h_b ，一般是指平均直径截面上喷嘴和动叶中的理想焓降，所以由（1-1）式确定的反动度就称为平均反动度。如果在（1-1）式中采用动叶根部或顶部截面上的 h_b ，则得到的是根部或顶部的反动度，同理，依此类推可得到动叶相应截面的反动度。所以严格地说，沿着动叶高度其反动度是不相同的。但对于较短的直叶片级来说，通常均用平均反动度作为代表来进行分析与计算。本书在以后的讨论中，除有特别说明外，凡反动度一词均指平均反动度。

三、汽轮机级的类型及其特点

根据蒸汽在汽轮机级通流部分●中的流动方向，汽轮机级可分为轴流式与辐流式两种。由于电站汽轮机绝大多数采用轴流式级，因此这种级是下面研究的主要对象。按照蒸汽在级内能量转换的具体情况，又可将轴流式级分为纯冲动级、反动级、带反动度的冲动级和复速级等几种。

(一) 纯冲动级

反动度 $\rho_m=0$ 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流动方向，故动叶栅进出口的压力相等，即 $p_1=p_2$ ， $h_0=0$ ， $h_1^*=h_2^*$ 。

图 1-7 表示蒸汽在流过纯冲动级时，它的压力和速度的变化情况。从图中可见，蒸汽在喷嘴叶栅中膨胀，压力由进口处的 p_0 降到出口处的 p_1 ，速度由 c_0 增加到 c_1 。即在喷嘴叶栅中蒸汽的热能转变成动能。然后蒸汽进入动叶栅，在动叶栅中蒸汽不膨胀只改变方向，故按冲动原理给动叶一冲动力，推动叶轮转动作出机械功。由于蒸汽只有部分动能在动叶栅中转变为机械功，故蒸汽离开动叶栅时仍具有速度 c_2 ，由于动能 $\frac{Ac_2^2}{2g}$ 未被利用来作功，故是一项损失，称之为余速损失。

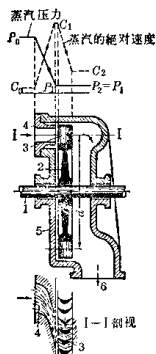


图 1-7 纯冲动级中蒸汽压力和速度变化示意图

1—主轴；2—叶轮；3—动叶栅；4—喷嘴叶栅；5—汽缸；6—排汽口

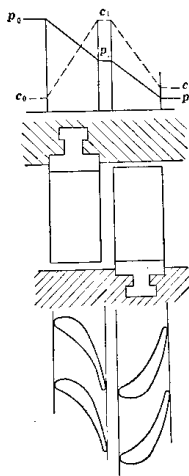


图 1-8 反动级中蒸汽压力和速度变化示意图

- 汽轮机本体中汽流的通道称为汽轮机的通流部分，它包括调节阀、级的通流部分和排汽部分。这里以及以后所指的通流部分均为级的通流部分。

(二) 反动级

通常把反动度 $\rho_m = 0.5$ 的级叫做反动级。这种级的特点是：蒸汽的膨胀一半在喷嘴叶栅中发生，另一半在动叶栅中发生，即 $h_0 = h_n = 0.5h_t$ ， $p_1 > p_2$ 。

图 1-8 表示蒸汽流过反动级时，压力和速度的变化情况。压力为 p_0 的蒸汽以速度 c_0 进入喷嘴叶栅（静叶栅），并在其中膨胀，压力降为 p_1 ，速度增加到 c_1 ，然后进入动叶栅，给动叶一冲动力；在动叶栅中蒸汽继续膨胀，压力降至 p_2 ，最后以速度 c_2 流出动叶栅。由于蒸汽在动叶栅中膨胀加速，所以还要给动叶一反动力。在上述两种力的作用下，使叶轮转动作出机械功。由此不难看出，纯冲动级和反动级的根本区别是，在反动级中，蒸汽的热能转变为动能的过程，不仅发生在喷嘴叶栅中，而且也发生在动叶栅中。此外，从后面的讨论中还可以看到，纯冲动级的作功能力要比反动级的大，这是它的优点，但其缺点是效率较低。所以为了提高级的效率，一般都在冲动级中采用适当的反动度，因此纯冲动级实际上现在已不再采用。

(三) 带反动度的冲动级

这种级介于纯冲动级和反动级之间，其反动度为： $0 < \rho_m < 0.5$ ，一般取 $\rho_m = 0.05 \sim 0.20$ 。也就是说，在这种级中，蒸汽的膨胀大部分发生在喷嘴叶栅中，只有小部分在动叶栅中发生，所以这时： $h_n > h_0$ ， $p_1 > p_2$ 。显然，这种级的能量转换既具有冲动级的特点，又具有反动级的因素，故称这种级为带反动度的冲动级，但习惯上仍简称为冲动级。由于它既具有冲动级作功能力大的特点，又具有反动级效率高的优点，因此在汽轮机中得到广泛地应用。

图 1-9 表示蒸汽流过这种级时，蒸汽压力和速度变化的情况。

(四) 复速级

这种级实际上是冲动级的一种延伸。如图 1-10 所示，所不同的只是在叶轮上装有两列动叶栅，并在第一列动叶栅后装了一列固定不动的导向叶栅。蒸汽在喷嘴中膨胀加速，压力由 p_0 降到 p_1 ，速度由 c_0 增加到 c_1 。蒸汽经过第一列动叶栅时，只将一部分动能转变成机械功，所以从第一列动叶栅出来的蒸汽速度 c_2 还相当大，有足够的力量再去推动第二列动叶栅。但由于这时气流方向与动叶转动方向相反，因此在第一列动叶栅后装上一列固定不动的导向叶栅，它的作用是改变气流的方向，使气流离开导向叶栅的方向符合第二列动叶栅的进汽方向，这样就可以将第一列动叶栅出来的蒸汽动能继续在第二列动叶栅内加以利用。显然，复速级的作功能力要比单列冲动级的大，故通常是在一级中要求承担很大焓降时采用复速级。为了改善复速级的效率，在复速级中采用一定的反动度，即蒸汽除了在喷嘴中进行大部分膨胀之外，在各列动叶栅及导向叶栅中也进行适当的膨胀。由于这种级有两列动叶，故也称双列复速级。

汽轮机级除按上述方法分类外，在使用中还往往把汽轮机级分为压力级和速度级两大类。上面所介绍的四种级中，除复速级属于速度级外，其余都称为压力级。此外，在设计和运行中，通常又把采用喷嘴调节（配汽）的汽轮机的第一级称为调节级，这是因为在汽轮机负荷变化时，第一级的喷嘴参与了负荷调节。一般中小容量的汽轮机常用复速级作为调节级，而大容量汽轮机则常用单列冲动级作为调节级（在某些情况下，大容量汽轮机也

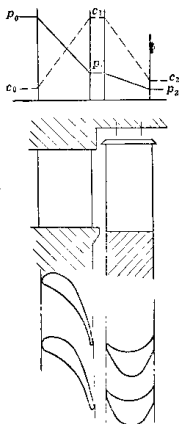


图 1-9 带反动度的冲动级中
压力和速度变化示意图

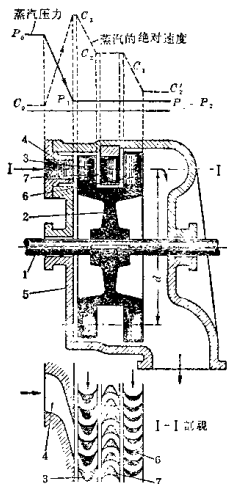


图 1-10 复速级中压力和速度变化的示意图

1—轴；2—叶轮；3—第一列动叶栅；4—喷嘴；5—汽缸；6—第二列动叶栅；7—导向叶栅

有用复速级作调节级的)。有时还会碰到所谓扭叶片级，它实际上还是压力级，区别在于这种级的叶片形状是沿叶片高度变化的，呈扭曲形状。

除此之外，在对汽轮机级的工作进行分析与研究时，为了更好地阐明它的内在特性，还需要把汽轮机级根据其工作条件分成孤立级和中间级两种类型。孤立级的特点是，其余速动能全部损失，不为下级所利用，并且在一般情况下，它本身也不利用上级的余速动能；中间级的特点是，其余速动能部分或全部地为下级所利用，一般它本身也部分或全部地利用上级的余速动能。显然，在多级汽轮机中，孤立级只是个别的，而绝大多数是中间级。例如，对于采用喷嘴调节的多级汽轮机，只有调节级与最后级属于孤立级。

由于孤立级与中间级的工作条件不同，因此反映到级的一些特性（速度比与效率以及速度比与反动度之间的关系）上也将是不同的。所以，下文除了分析研究其共同点外，还将分别讨论其不同点。

第二节 汽轮机级的工作过程

近代发电用的汽轮机都是由若干个级串联所构成的多级汽轮机，因此为了认识整台汽轮机的工作过程，就必须从研究级的工作过程开始。因为只有这样，才能有助于理解和掌握全机的内在规律。

蒸汽的热能之所以能转变为汽轮机轴上的机械功，其根本原因是由于蒸汽在喷嘴叶栅和动叶栅中的流动所形成的。所以研究级的工作过程，也就是研究蒸汽在喷嘴叶栅和动叶栅中的流动特性、作功原理以及流动中产生损失的原因，并利用 $i-s$ 图、速度三角形和基本流动方程式，从数量上引出它们之间的关系。

一、基本假设和基本方程式

(一) 基本假设

在实际情况下，蒸汽在叶栅通道中流动时具有三元流动的特性，即汽流的各项参数沿着三个坐标方向均有变化，同时各点的流动参数还要受到有规律的扰动，所以又具有不稳定流的性质。但是，为了分析和运算上的方便，通常作如下假设：

(1) 蒸汽在叶栅通道中的流动为稳定流，即蒸汽在叶栅通道中任何一点的参数在流动过程中均不随时间而变化。实际上，绝对的稳定流是不存在的，稳定流是有条件的，暂时的，相对的。当汽轮机功率不变时，由于蒸汽参数变化不大，就可以相对地认为是稳定流动。当然在负荷突然变化时，就不能认为是稳定流动了。

(2) 蒸汽在叶栅通道中的流动是一元流动，即在叶栅中气流参数只沿着流动方向变化，而在垂直于流动方向的截面上的参数是不变的。显然，这和实际情况不完全相符，但当叶栅的相对高度较小时，可以近似地认为是一元流动。

(3) 蒸汽流过叶栅通道是绝热流动，即蒸汽流过叶栅时与外界不发生热的交换。这是由于蒸汽流过叶栅通道的时间极短，而且喷嘴和动叶一般是成组布置或是整圈布置，所以相邻叶片的情况几乎完全相同，彼此之间没有热的交换。因此实际上绝热过程是可以实现的。

根据这些假定，就可以把蒸汽在叶栅通道中的流动，当作一元稳定流动来研究。实践证明，这种一元流方法，不但可以说明汽轮机的能量转换过程和变工况特性，而且对于大多数汽轮机级特别是那些相对高度较小的高、中压级可以获得足够精确的计算结果，但对于相对高度较大的低压级，就必须应用二元或三元流动的方法去分析。

(二) 可压缩流体的基本方程式

在进行汽轮机级的热力计算以及研究蒸汽的流动特性时，往往要用到可压缩流体一元流动的一些基本方程式。这些基本方程式是：

1. 状态及过程方程式

理想气体的状态方程式为：

$$pv = RT \quad (1-2)$$

式中 p —— 气体压力 (公斤/米²)，

v —— 气体比容 (米³/公斤);
 T —— 气体温度 (K);
 R —— 气体常数 (公斤·米/公斤·度)。

气体常数 R 对理想气体来说是常数, 不随温度、压力而变。但对于实际气体, 只有当它离液体状态越远, 温度越高和压力越低时, 越接近于理想气体。所以严格地说, 过热蒸汽的 R 值并不是常数, 它随着温度和压力的不同略有改变, 而湿蒸汽的 R 值变化就较大。因此, 在汽轮机的热力计算中, 通常是应用由试验数据绘制成的 $i-s$ 图或水蒸汽表来确定要求的各个参数。尤其是当膨胀过程从过热区进入饱和区时, 利用 $i-s$ 图 来进行计算不但方便而且准确。

理想气体在某状态下的焓值可表示为:

$$i = c_p T$$

式中 c_p 为气体的定压比热, 它可表示为 $c_p = AR \frac{k}{k-1}$ 。上式可写成:

$$i = \frac{Ak}{k-1} R/T = \frac{Ak}{k-1} pv \quad (1-3)$$

当蒸汽进行等熵膨胀时, 膨胀过程方程式为:

$$pv^k = \text{常数} \quad (1-4)$$

式中 k 是绝热(等熵)指数。对于过热蒸汽, $k=1.3$ 。对于湿蒸汽, $k=1.035+0.1x$, 其中 x 是膨胀过程初态的蒸汽干度。

实际的膨胀过程总是有损失的, 所以在对有损失的绝热膨胀过程进行分析时, 我们就用多变过程方程式来表示, 即

$$pv^n = \text{常数} \quad (1-5)$$

式中 n 为多变指数, 其大小决定于损失系数的大小, 一般它与速度系数 φ (对动叶栅为 ψ) 有 (1-44) 式的关系。

2. 连续性方程式

图1-11是从汽流里截取的一小段流管, 流管的两个端面分别为 A_1 与 A_2 。现以 c_1 表示垂直于截面 A_1 上的汽流平均速度, v_1 为该处的汽流平均比容, 而在截面 A_2 处相应的速度为 c_2 , 比容为 v_2 。这样在单位时间内流过截面 A_1 和 A_2 的蒸汽量分别为:

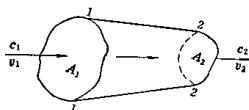


图 1-11 流管示意图

$$G_1 = \frac{c_1}{v_1} A_1$$

$$G_2 = \frac{c_2}{v_2} A_2$$

对于稳定流动来说, 单位时间内流过流管各截面的蒸汽量是相等的, 即

$$A_1 \frac{c_1}{v_1} = A_2 \frac{c_2}{v_2} = A \frac{c}{v} = G = \text{常数} \quad (1-6)$$

或者

$$Gv = Ac \quad (1-6a)$$

式中 G —— 单位时间的蒸汽流量 (公斤/秒);

- A ——管道内任一横截面 (米²) ;
 c ——垂直于截面 A 的蒸汽速度 (米/秒) ;
 v ——在截面 A 上的蒸汽比容 (米³/公斤) 。

公式 (1-6a) 就是可压缩流体稳定流动的连续性方程式。如果对 (1-6) 式取对数后
再微分, 则可得到连续性方程式的微分形式:

$$\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} - \frac{dv}{v} = 0 \quad (1-6b)$$

连续性方程式 (1-6a) 应用比较广泛, 它指出了稳定流动中通道面积和汽流比容、速度的相互关系。而公式 (1-6b) 则表明: 通道截面的改变与汽流的速度和比容的变化有关, 也即与流动时的热力过程有关。所以当知道了某一热力过程中速度和比容的变化规律, 就不难从连续性方程式中求出通道截面沿流程变化的规律, 这一点对以后讨论喷嘴截面面积沿流程的变化规律是很重要的。

3. 动量方程式

动量方程式是用以确定蒸汽流动时速度变化和
作用力的关系的。假定汽流在截面逐渐缩小的流管
内沿 x 方向作稳定流动, 在流管内垂直于汽流速度
方向上任意截取一段微元长 dx 的流管, 如图1-12所
示, 其进口截面为 A_0 , 出口截面为 A_1 。一般来
说, 作用在这段微元流体上的力有压力、阻力和重
力。由于重力与压力相比较小, 故可略去重力不
计。这样, 作用在流体上的力只有压力和阻力。

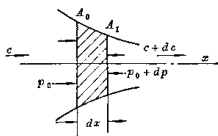


图 1-12 渐缩管道中的流动

若以 p_0 表示截面 A_0 上的压力, 则在截面 A_1 上的压力为 $p_0 + dp$; 摩擦阻力用 dR 表示, 它的方向与流动方向相反。如果令 $dm = \frac{\gamma A dx}{g}$ 为这段微元汽流的质量, 则根据牛顿第二定律就有:

$$A_0 p_0 - A_1 (p_0 + dp) - dR = dm \frac{dc}{dt}$$

式中 $\frac{dc}{dt}$ 为流管内汽流的加速度。由于所取的 dx 极小, 所以 $A_0 \approx A_1 \approx A$, 因此上式
可写成:

$$-Adp - dR = Adx \frac{\gamma}{g} \times \frac{dc}{dt}$$

若用 $dG = A\gamma dx = \frac{Adx}{v}$ 除上式各项, 则得

$$-vdp - Rdx = \frac{1}{g} \times \frac{dx}{dt} dc = \frac{1}{g} cdc \quad (1-7)$$

式中 $R = \frac{dR}{dG}$, 是作用在每公斤汽流上的摩擦阻力。公式 (1-7) 为一元流动的动量
方程式。如果流动是等熵的, 即无损失 ($R = 0$), 则公式 (1-7) 就变为:

$$-vdp = -\frac{1}{g}cdc \quad (1-8)$$

公式(1-8)就是一元稳定流无损失时的动量方程式, 其中的负号说明, 在无损失的流动过程中压力和速度是相反方向变化的, 即当汽道内汽流的压力降低时, 汽流的速度就增加。反之, 当汽流的压力升高时, 汽流的速度就减小。

将公式(1-8)在流管的进口和出口两个截面之间沿汽流方向积分, 则可求到它的积分表达式:

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2g} = - \int_{p_0}^{p_1} vdp \quad (1-9)$$

因为是等熵过程, 所以 $v = v_0 p_0^{\frac{1}{k}} p^{-\frac{1}{k}}$, 将此关系代入积分式后, 上式就变成:

$$\begin{aligned} \frac{c_1^2 - c_0^2}{2g} &= v_0 p_0^{\frac{1}{k}} \int_{p_1}^{p_0} p^{-\frac{1}{k}} dp = \frac{k}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_1) \\ &= \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \end{aligned} \quad (1-9a)$$

如果是不可压缩流体 ($v = \text{常数}$), 则(1-9)式的积分式就变成:

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2g} = (p_0 - p_1)v = \frac{p_0 - p_1}{\rho g}$$

或

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = \frac{p_0 - p_1}{\rho} \quad (1-10)$$

式中 ρ 为流体的密度。在《流体力学》中公式(1-10)叫做伯努利方程, 因此公式(1-8)称为伯努利微分方程。

4. 能量方程式

能量方程可以由热力学第一定律得到。在稳定流动时, 汽流经过图1-13所示的热力系统的能量方程式可写成:

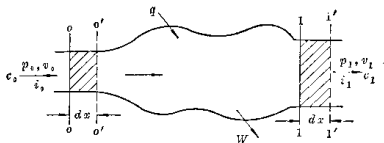


图 1-13 蒸汽流经任意热力系统示意图

$$i_0 + \frac{Ac_0^2}{2g} + q = i_1 + \frac{Ac_1^2}{2g} + \Delta W \quad (1-11)$$

式中 c_0 、 c_1 ——分别为蒸汽进入和流出系统(通道)时的速度(米/秒),

i_0 、 i_1 ——分别为蒸汽进入和流出系统时的焓值(大卡/公斤);

q —— 一公斤蒸汽流过系统时从外界所吸收的热量 (大卡/公斤);

W —— 一公斤蒸汽流过系统时对外界作出的机械功 (公斤·米/公斤)。

不管蒸汽在流动过程中是否有损失, 公式 (1-11) 都是适用的。因为只要在等式左边的热量中加上由于损失而产生的热量, 而在等式右边的机械功中加上由于损失而消耗的功就可以了。由于这两项在数值相等, 故彼此抵消了。在进行汽轮机热力计算以及讨论其它许多实际问题时, 经常要用到能量方程式, 故必须很好地掌握并能灵活地应用。

二、蒸汽在喷嘴中的膨胀过程

上面已介绍过, 在汽轮机中喷嘴的作用是将蒸汽的热能转变为动能。现在就来研究蒸汽在喷嘴中的流动问题。但在解决这个问题时应注意到, 喷嘴在汽轮机中是固定不动的, 因此蒸汽流过喷嘴时, 不对外作功, 即 $AW=0$; 其次, 可以认为蒸汽在喷嘴中流动时与外界无热的交换 (在动叶栅中也一样), 即为绝热过程, 所以 $q=0$ 。故对于喷嘴来说, 能量方程 (1-11) 就变成下列形式:

$$\dot{i}_0 + \frac{Ac_0^2}{2g} = \dot{i}_1 + \frac{Ac_1^2}{2g} \quad (1-12)$$

或
$$\frac{Ac_1^2}{2g} = \dot{i}_0 - \dot{i}_1 + \frac{Ac_0^2}{2g} \quad (1-12a)$$

由此不难看出, 由于膨胀后蒸汽的焓降低 (即 $\dot{i}_1 < \dot{i}_0$), 所以喷嘴出口的速度将增加。对于理想气体或近似地对于过热蒸汽来说, 在等熵膨胀时, 有 (1-9a) 式的关系, 故 (1-12) 式可改写成:

$$\frac{A}{2g} (c_1^2 - c_0^2) = \dot{i}_0 - \dot{i}_1 = \frac{Ak}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_1) = \frac{Ak}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (1-13)$$

公式 (1-12) 和 (1-13) 就是蒸汽在喷嘴中流动时的能量方程式, 一般在作喷嘴的具体计算时应用 (1-12) 式, 而在进行分析讨论时则多应用 (1-13) 式。

(一) 喷嘴出口汽流速度的计算

利用公式 (1-12) 或 (1-13) 可以算出喷嘴出口的汽流速度。在计算时, 喷嘴前的蒸汽参数 p_0 和 t_0 一般为已知参数, 并且汽流进入喷嘴时通常具有一定的初速度 c_0 , 如图 1-14 中的 (a)。若蒸汽按等熵过程膨胀, 如图 1-14 (b) 中的 0—1 线。则根据 (1-12) 式, 喷嘴出口的汽流理想速度为:

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2g}{A} (\dot{i}_0 - \dot{i}_{1t}) + c_0^2} \quad (1-14)$$

或根据 (1-13) 式, 则为:

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2gk}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_1) + c_0^2} = \sqrt{\frac{2gk}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + c_0^2} \quad (1-15)$$

上二式中 c_{1t} —— 蒸汽出喷嘴的理想速度;

$\dot{i}_{1t}$ —— 蒸汽等熵膨胀的终焓;

v_1 ——蒸汽等熵膨胀时在喷嘴出口处的比容。

在实际计算时，是应用水蒸汽的 i - s 图来求出相应的蒸汽焓值，这不但方便，而且准确。如图1-14 (b) 所示，图中 $h_a = i_0 - i_{1t}$ 称为喷嘴的理想焓降。

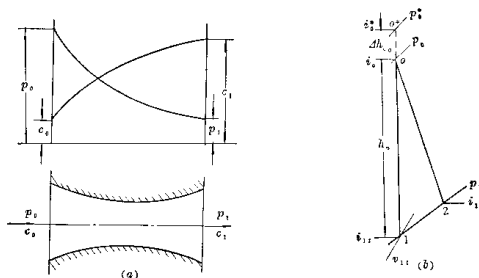


图 1-14 蒸汽在喷嘴中的流动
(a) 喷嘴中蒸汽压力和速度的变化; (b) 蒸汽在喷嘴中的热力过程

为了便于计算与分析，引用了滞止参数。所谓滞止参数即设想汽流被等熵地滞止到初速等于零的状态参数，如图1-14 (b) 所示，经过这样变换后，喷嘴进口状态就从实际初参数 p_0 、 t_0 、 i_0 的“0”点转变到滞止参数 p_0^* 、 t_0^* 、 i_0^* 的“0*”点。这样，滞止参数的焓值 i_0^* 可从下式求得：

$$i_0^* = i_0 + \frac{Ac_0^2}{2g}$$

将 $g = 9.81 \text{ 米/秒}^2$ ， $A = \frac{1}{427} \text{ 大卡/公斤} \cdot \text{米}$ 以及滞止参数代入公式 (1-14) 和 (1-15) 中可写成：

$$c_{1t} = 91.5 \sqrt{i_0^* - i_{1t}} = 91.5 \sqrt{h_a^*} \quad (1-16)$$

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2gk}{k-1} p_0^* v_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (1-16a)$$

在实际流动过程中，由于蒸汽是具有一定粘性的实际汽体，所以流经喷嘴时会产生各种损失，从而使汽流获得的动能减小。因此，喷嘴出口的实际汽流速度 c_1 要比理想速度 c_{1t} 小。一般用喷嘴的速度系数 φ 来考虑这种损失。这样，喷嘴出口的实际速度为：

$$c_1 = \varphi c_{1t} = 91.5 \varphi \sqrt{h_a^*} \quad (1-17)$$

由此可见，只要知道了 φ 和 h_a^* 后，便可按公式 (1-17) 求出 c_1 。

如果以热量单位 (大卡/公斤) 来表示损失的大小，则喷嘴中流动的能量损失 Δh_a (简称喷嘴损失) 可表示为：