

131509

TK26
5478

职工大学教材

浙江电力职工大学

汽 轮 机

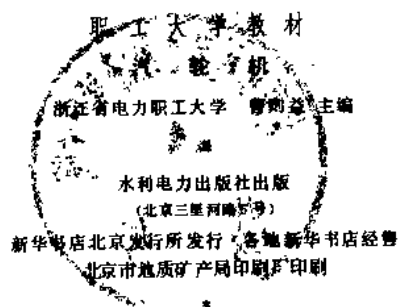
浙江省电力职工大学 曹则益 主编

水利电力出版社

内 容 提 要

本书根据电力职工大学教学大纲编写,主要内容有蒸汽在叶栅中的流动及能量转换、多级汽轮机的热力设计和变工况特性、供热式汽轮机、凝汽设备、汽轮机主要零部件的强度和振动计算、汽轮机调节系统的工作原理及汽轮机运行等。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。

本书为电力职工大学电厂热动力专业《汽轮机》课程的教材,也可供有关专业师生和工程技术人员参考。



787×1092 毫米 16 开本 21.5 印张 487 千字
1990 年 11 月第一版 1990 年 11 月北京第一次印刷
印数 0001—2490 册
ISBN 7-120-01134-0/TK·182
定价 9.90 元

前 言

本书是根据1985年5月在上海电业职工大学召开的“水电部职工大学电厂热能动力专业汽轮机课程组会议”决定,为满足电力职工大学电厂热能动力专业“汽轮机”课教学的需要而编写的。

全书分汽轮机级的工作原理、多级汽轮机、汽轮机的变工况、供热式汽轮机、汽轮机的凝汽设备、汽轮机零件强度与振动、汽轮机调节和汽轮机运行等八章。在编写中,编者根据近几年职工大学汽轮机课的教学实践,着重阐述基本概念、基础理论和运行知识。

本书第一、二、四章由浙江省电力职工大学曹则益同志编写,并担任主编;第三、六章由东北电业职工大学宋自洁同志和曹则益同志编写;第五、七章由黑龙江电力职工大学刘恕义同志和曹则益同志编写;第八章由上海电业职工大学庄肖曾同志编写。全书由华北电管局职工教育中心王树立同志主审。

本书在编写过程中曾得到各兄弟学校的热情帮助和支持,并对初稿提出了许多宝贵意见,在此谨向有关同志致谢。

限于编者的水平,书中难免有不妥和错误之处,恳切希望读者批评和指正。

编者

1989年5月

目 录

前 言

绪 论	(1)
-----	-------

第一章 汽轮机级的工作原理	(3)
---------------	-------

第一节 概述	(3)
--------	-------

第二节 汽轮机级的工作过程	(5)
---------------	-------

第三节 汽轮机级的轮周效率与最佳速度比	(25)
---------------------	--------

• 第四节 汽轮机级通流部分主要尺寸的确定	(36)
-----------------------	--------

第五节 级内损失和级效率	(40)
--------------	--------

第六节 冲动级内反动度的选取	(50)
----------------	--------

第七节 汽轮机级的热力计算示例	(51)
-----------------	--------

• 第八节 长叶片级	(55)
------------	--------

第二章 多级汽轮机	(63)
-----------	--------

第一节 多级汽轮机的特点及其工作过程	(63)
--------------------	--------

第二节 重热现象和重热系数	(64)
---------------	--------

第三节 多级汽轮机中的余速利用	(68)
-----------------	--------

第四节 多级汽轮机的损失	(69)
--------------	--------

第五节 汽轮机及其装置的效率	(78)
----------------	--------

第六节 多级汽轮机的轴向推力及其平衡方法	(80)
----------------------	--------

第七节 汽轮机的极限功率和提高单机功率的途径	(83)
------------------------	--------

• 第八节 多级汽轮机的热力设计	(85)
------------------	--------

• 第九节 多级汽轮机简介	(94)
---------------	--------

第三章 汽轮机的变工况	(98)
-------------	--------

第一节 喷嘴的变工况	(98)
------------	--------

第二节 汽轮机级与级组的变工况	(104)
-----------------	---------

第三节 变工况时各级焓降、反动度的变化	(110)
---------------------	---------

第四节 汽轮机功率的调节方法和调节级的变工况	(117)
------------------------	---------

第五节 凝汽式汽轮机的工况图	(126)
----------------	---------

• 第六节 变工况下的热力核算	(128)
-----------------	---------

第七节 蒸汽初终参数变化对汽轮机工作的影响	(132)
-----------------------	---------

第八节 工况变动时轴向推力的变化	(140)
------------------	---------

• 第四章 供热式汽轮机	(142)
--------------	---------

第一节 供热式汽轮机的类型及其经济性	(142)
--------------------	---------

第二节 背压式汽轮机	(143)
------------	---------

第三节 调节抽汽式汽轮机	(145)
--------------	---------

第四节 调节抽汽式汽轮机的热力设计特点	(151)
---------------------	---------

第五章 汽轮机的凝汽设备	(154)
第一节 凝汽设备的任务及其组成	(154)
第二节 表面式凝汽器	(155)
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	(158)
第四节 凝汽器内压力的确定	(160)
第五节 凝汽器的变工况特性	(162)
第六节 抽气器	(164)
第七节 多压凝汽器	(167)
第六章 汽轮机零件强度与振动	(170)
第一节 叶片的强度计算	(170)
第二节 叶根与轮缘的强度计算	(178)
第三节 叶片材料与许用应力	(181)
第四节 叶片振动	(183)
第五节 叶片的振动形式	(189)
第六节 等截面叶片静频率的计算	(192)
第七节 叶片振动的安全准则与调频	(205)
第八节 汽轮机转子的临界转速	(210)
第九节 隔板的强度计算	(213)
第七章 汽轮机调节	(220)
第一节 一般概念	(220)
第二节 典型调速系统简介	(222)
第三节 调速系统的转速感受机构及其静态特性	(225)
第四节 液压式传动放大机构及其静态特性	(230)
第五节 配汽机构及其静态特性	(239)
第六节 调速系统的静态特性	(243)
第七节 汽轮机的保护装置	(252)
第八节 调速系统的动态特性	(256)
第九节 中间再热式汽轮机的调节	(260)
第十节 功频电液调节	(265)
第十一节 供热式汽轮机的调节	(273)
第八章 汽轮机运行	(279)
第一节 汽轮机的热应力、热膨胀、热变形(热翘曲)	(279)
第二节 汽轮机启动	(298)
第三节 汽轮机的停机	(308)
第四节 调峰	(313)
第五节 汽轮机的几种典型事故及其预防	(317)
编写参考书	(336)

绪 论

汽轮机是一种将水蒸汽的热能转换成机械功的高速旋转式原动机。它具有单机功率大、效率高、转速快、运转平稳和寿命较长等特点。所以无论在常规的火电厂还是在核电站中,都是采用汽轮机来驱动发电机的。由于汽轮机亦可变速运行,所以还可用它来驱动各种泵、风机、压气机和船舶的螺旋桨等,因而汽轮机的用途是很广的。

自1883年瑞典的拉瓦尔和1884年英国的帕森斯分别创制了第一台实用的单级冲动式和多级反动式汽轮机以来,汽轮机制造业的发展已有一百多年的历史了。但汽轮机制造业发展较快的年代是本世纪40年代以后的近40年间,尤其在近20年来发展得特别迅速,而发展的主要特点是增大单机容量和提高进汽参数。

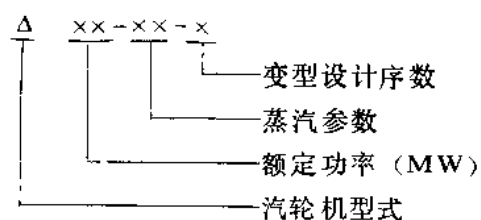
提高单机容量的好处主要是:(1)可降低机组单位容量的造价。例如,苏联800MW机组的单位容量成本比500MW机组的低17%,而1200MW机组的单位容量成本又比800MW机组的低15%~20%;(2)可提高机组的效率。例如,法国1968年投运的600MW机组的热耗为7762 kJ/kW·h,比1958年投运的125MW机组的热耗低277 kJ/kW·h,即每年可节省大约4万t标准煤;(3)在电网容量不变的条件下,可减少新建电站的数目,加快电站建设速度。例如,日本建设2×600MW机组的电站与建设5×250MW机组的电站相比,工期缩短21个月。因此,现代电厂都尽量采用大容量机组。目前已投运的最大单机容量为1300MW,是瑞士勃朗·鲍威利为美国制造的。

但需要指出,汽轮机单机容量的增大,亦需要与电网容量相适应,一般认为,容量为100~1000万kW的电网,最经济的单机容量为电网容量的6%~10%。

目前,在世界汽轮机制造业中,美国和苏联都发展得比较快。美国的汽轮机生产主要有通用电气公司(GE)、沃斯汀·豪斯公司(WH)和帕特·怀特公司(PW)。苏联生产汽轮机的工厂主要有列宁格勒金属工厂(ЛМЗ)和哈尔科夫汽轮机厂(ХТИЗ)。除美国和苏联外,日本、英国、西德、加拿大、法国、瑞士和意大利的汽轮机制造业亦较发达。

我国的汽轮机制造厂均是在解放后陆续兴建起来的。1955年上海汽轮机厂生产了我国第一台汽轮机,功率为6MW,安装在淮南电厂。到目前为止,我国生产的汽轮机中,单机功率最大的为600MW,是哈尔滨汽轮机厂生产的,安装在平圩电厂。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,除了这三个大型厂之外,还有北京汽轮机厂、武汉汽轮发电机厂和青岛汽轮机厂等中小型汽轮机厂,以及以生产工业汽轮机为主的杭州汽轮机厂。

汽轮机的种类多,用途广。因此,为了使用方便,常用一定的符号来表示它的基本特性或用途,这些符号就称为汽轮机的型号。国产汽轮机的型号由四部分组成,各部分的含义为:



汽轮机型式用表0-1所示的代号表示。

表 0-1 国产汽轮机型式代号

型 式	代 号	型 式	代 号
凝 汽 式	N	抽汽背压式	CB
背 压 式	B	船 用	H
一次调节抽汽式	C	移 动 式	Y
两次调节抽汽式	CC		

示例:

(1) N100-8.82/535: 表示凝汽式、功率为100MW、蒸汽初压为8.82MPa/蒸汽初温为535℃;

(2) N200-12.75/535/535: 表示凝汽式、功率为200MW、蒸汽初压为12.75MPa蒸汽初温为535℃/中间再热温度为535℃;

(3) CC12-3.43/0.98/0.118: 表示两次调节抽汽式、功率为12MW、蒸汽初压为3.43MPa/高压抽汽压力为0.98MPa/低压抽汽压力为0.118MPa;

(4) B25-8.82/0.98: 表示背压式、功率为25MW、蒸汽初压为8.82MPa/背压为0.98MPa;

(5) CB25-8.82/1.47/0.49: 表示抽汽背压式、功率为25MW、蒸汽初压为8.82MPa/抽汽压力为1.47MPa/背压为0.49MPa。

第一章 汽轮机级的工作原理

第一节 概 述

一、汽轮机级的概念

在汽轮机中,将蒸汽的热能转换成机械功的基本单元称汽轮机级。图1-1表示汽轮机的某一级,它主要由喷嘴叶栅和动叶栅所组成。一般喷嘴叶栅装在不动的隔板3上,动叶栅装在叶轮4上,随叶轮一起转动。

当具有一定压力和温度的蒸汽通过汽轮机级时,蒸汽先在喷嘴叶栅1中膨胀加速,使蒸汽的热能转换成动能。然后蒸汽进入动叶栅2,使动能转换为机械功。蒸汽在动叶汽道内流动时,如果只改变流动方向,而不进行膨胀加速,则汽流对动叶片只作用一个由于改变流动方向而产生的离心力(称冲动力),动叶片在此冲动力作用下绕轴5旋转,产生机械功;如果蒸汽在动叶汽道内流动时,不仅改变流动方向,而且还进行膨胀加速,则汽流不仅对动叶片作用一个冲动力,同时还作用一个由于加速而产生的反作用力(称反动力),在此两力的合力作用下,动叶片绕轴转动,产生机械功。

二、汽轮机级的反动度

在现代汽轮机中,为了改善蒸汽在动叶汽道内的流动状态,以减少流动损失,蒸汽在动叶汽道内流动时亦进行一定的膨胀,通常用级的反动度来衡量蒸汽在动叶栅中膨胀程度的大小。蒸汽在动叶栅中膨胀所降落理想焓降 Δh_b 与整级的滞止理想焓降 Δh_t^* 之比值称为级的反动度,用 Ω 表示:

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

式中的 Δh_t^* 、 Δh_n^* 和 Δh_b 如图1-2所示。显然, $\Delta h_n^* = (1 - \Omega)\Delta h_t^*$ 、 $\Delta h_b = \Omega\Delta h_t^*$ 。

一般来说,蒸汽参数沿动叶高度是变化的,所以在动叶不同直径截面上的理想焓降是不同的。因此,反动度沿动叶高度亦是不同的。由动叶平均直径截面上的理想焓降所确定的反动度称为平均反动度,用 Ω_m 表示。相应的就有叶根反动度和叶顶反动度。对于叶片较

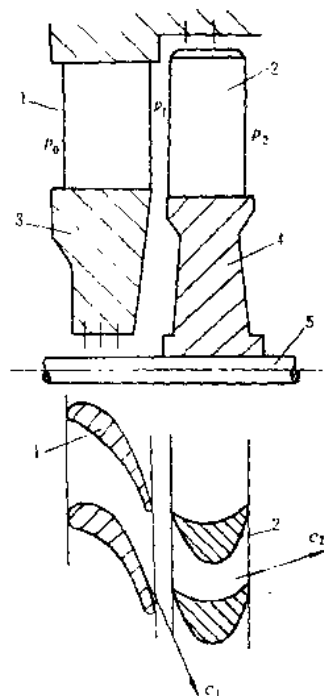


图 1-1 汽轮机级示意图

1—喷嘴叶栅; 2—动叶栅; 3—隔板; 4—叶轮; 5—轴

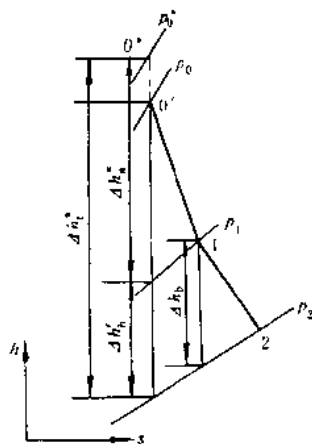


图 1-2 确定级反动度用的
热力过程示意图

短的直叶片级，由于蒸汽参数沿叶高差别不大，所以通常不计反动度沿叶高的变化，均用平均反动度表示级的反动度。

三、汽轮机级的类型

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（汽流方向与轴平行）和辐流式（汽流方向与轴垂直）两种。目前国内发电用汽轮机绝大多数为轴流式。轴流式级通常分成下列几种。

（一）冲动级和反动级

按蒸汽在动叶汽道内膨胀程度的不同，轴流式级可分为冲动级和反动级。

1. 冲动级

冲动级是指反动度较小或等于零的级。在这种级中蒸汽作用在动叶片上的力主要是冲动力，而反动力较小或等于零。平均反动等于零（ $\Omega_m = 0$ ）的冲动级称为纯冲动级。由于这种级的效率较低，现代汽轮机中均不采用纯冲动级，而是采用带少量反动度（ $\Omega_m = 0.05 \sim 0.20$ ）的冲动级。这种级的结构简图如图1-1所示。

2. 反动级

通常将 $\Delta h_n = \Delta h_b = \frac{1}{2} \Delta h_t$ 的级称为反动级。这种级的特点是：蒸汽的膨胀一半发生在喷嘴叶栅中，另一半发生在动叶栅中，所以这种级的平均反动度较大（ $\Omega_m \approx 0.5$ ），动叶栅前后的压力差亦较大。此外，由于蒸汽在喷嘴和动叶中的膨胀程度相同，所以蒸汽在喷嘴和动叶中的流动情况基本一样。因此，为了简化加工工艺，喷嘴和动叶采用同一种叶型。图1-3是反动级的结构示意图。

（二）压力级与速度级

按照蒸汽动能转为机械功的过程不同，轴流式级可分为压力级和速度级。

1. 压力级

蒸汽的动能转为机械功的过程在级内只进行一次级称为压力级。这种级在叶轮上只装一列动叶栅，故又称单列级。压力级可以是冲动级，亦可以是反动级。

2. 速度级

蒸汽的动能转为机械功的过程在级内进行一次以上的级称为速度级。目前常用的是进行两次转变的级。这种级一般在叶轮上装有两列动叶栅，故称双列级，又称复速级或寇蒂斯级。

复速级都是冲动式的，与单列冲动级不同的是它由一列喷嘴叶栅、一列导向叶栅和两列动叶栅组成，如图1-4所示。这样

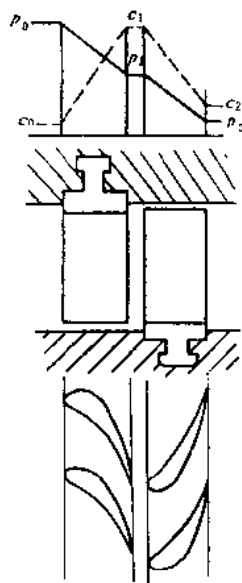


图 1-3 反动级结构
示意图

从喷嘴叶栅出来的高速汽流，先在第一列动叶栅中将一部分动能转变为机械功，然后经导向叶栅转向后，进入第二列动叶栅，又将一部分动能转变为机械功。与单列冲动级一样，为了提高效率，也不采用纯冲动式的复速级，而是采用带少量反动度的复速级。

(三) 调节级与非调节级

按照级的通汽面积（进汽度）是否能随负荷大小而变，又可以将级分为调节级和非调节级。

1. 调节级

通汽面积能随负荷改变而改变的级称为调节级。这种级在运行时，可改变其通汽面积来控制其进汽量，从而达到调节汽轮机负荷的目的，故称调节级。一般中小型汽轮机用复速级作为调节级，而大型汽轮机常用单列冲动级作为调节级。

2. 非调节级

通汽面积不能随负荷改变而改变的级称为非调节级。

调节级与非调节级的另一个不同是，调节级总是做成部分进汽的，而非调节级既可以是全周进汽的，亦可以是部分进汽的。

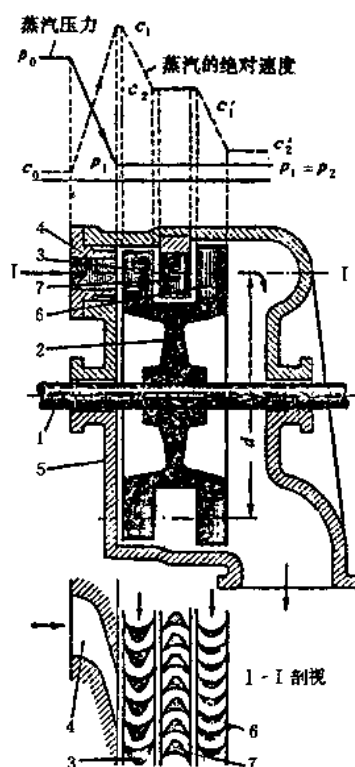


图 1-4 复速级中压力和速度变化的示意图

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

第二节 汽轮机级的工作过程

一、蒸汽流动的基本方程式

级的工作过程实际上是能量转换过程，它是由蒸汽通过喷嘴叶栅和动叶栅来完成的。蒸汽流动的基本方程式就是表达蒸汽在喷嘴叶栅和动叶栅中的能量转换规律，并从数量上确定能量之间的转换关系。

蒸汽在叶栅内流动是一个复杂的粘性的不稳定的三元流，目前还无法完全按照蒸汽的实际流动状态进行级的计算。因此，为便于进行级的分析与计算，首先需将复杂的流动简化为既反映蒸汽实际流动的主要规律，又能使问题获得解决的简单流动模型，为此作如下假定：

(1) 蒸汽在叶栅中的流动为稳定流（又叫定常流），即汽道内任一点的汽流参数不随时间变化。当汽轮机的负荷和参数变化不大时，可以近似地认为是稳定流；

(2) 蒸汽在叶栅中的流动为一元流，即在叶栅中汽流参数只沿流动方向变化，而在

垂直于流动方向的截面上均匀一致;

(3) 蒸汽在叶栅内的流动是绝热的, 即认为级内蒸汽与外界无热交换。

可见, 以上假定, 实质上是把蒸汽在级内的流动简化为绝热的一元稳定流。实践证明, 这种一元流动模型, 不但可以说明汽轮机级的能量转换过程和变工况特性, 而且对叶片较短的级可以获得足够精确的计算结果。但对叶片较长的级误差较大, 这时应采用简化的二元或三元流动模型。

在研究汽轮机级内蒸汽的能量转换以及进行级的热力计算时, 需要用到下列可压缩流体的一元流基本方程。

(一) 状态及过程方程式

1. 状态方程式

气流在某一截面上的状态参数之间的关系由状态方程式确定, 对于理想气体其状态方程式为:

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

式中 p ——气体压力 (Pa);

v ——气体比容 (m^3/kg);

T ——绝对温度 (K);

R ——气体常数 ($\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$)。

对于水蒸汽上式只近似地适用于远离饱和状态的过热蒸汽。适用于不同状态水蒸汽的状态方程式形式极其复杂, 不便实际计算 (除非用电子计算机)。因此, 在实际计算蒸汽的有关问题时, 为了获得足够的精度, 广泛采用水蒸汽表或其 $h-s$ 图来确定其状态。

2. 过程方程式

蒸汽从一个状态变化到另一个状态的过程可以是各种各样的, 而每一种过程均可由一定的过程方程式来描述。当气体进行等熵过程时, 其过程方程式为:

$$pv^k = \text{常数} \quad (1-3)$$

式中 k 为等熵指数, 其大小取决于当时的状态; 对过热蒸汽 k 在 1.26~1.33 范围, 对近似计算可取其平均值, 即取 $k = 1.3$; 对于饱和蒸汽 $k = 1.135$; 对湿蒸汽 $k = 1.035 + 0.1x$, 其中 x 为过程初态的干度。

对有损失的绝热过程, 可用多变过程方程式

$$pv^n = \text{常数} \quad (1-4)$$

式中 n 为多变指数, 其大小决定于损失系数的大小, 其关系为:

$$\left. \begin{array}{l} \text{对喷嘴:} \quad n = \frac{k}{1 + (1 - \varphi^2)(k - 1)} \\ \text{对动叶:} \quad n = \frac{k}{1 + (1 - \psi^2)(k - 1)} \end{array} \right\} \quad (1-5)$$

其中 φ 和 ψ 为喷嘴和动叶的速度系数 (图1-7和图1-19)。

3. 理想气体过程中的焓差可表示为:

$$\Delta h = c_p \Delta T = c_p (T_2 - T_1)$$

$$c_p = \frac{Rk}{k-1}$$

故
$$\Delta h - \frac{k}{k-1} R (T_2 - T_1) = \frac{k}{k-1} (\rho_2 v_2 - \rho_1 v_1) \quad (1-6)$$

(二) 连续方程式

连续方程式是以数学公式来表达的质量守恒定律。对于稳定流动，流过通道不同截面上的流量不变，即

$$G = \frac{Ac}{v} \quad \text{常数} \quad (1-7)$$

式中 G ——单位时间内流过流道任意截面的蒸汽质量 (kg/s);

A ——流道内任一横截面积 (m^2);

c ——垂直于截面 A 的蒸汽速度 (m/s);

v ——截面 A 上的蒸汽比容 (m^3/kg)。

上式即为可压缩流体稳定流的连续方程式，它表示在稳定流动中流道截面积、汽流速度、汽流比容之间的相互关系，不论是理想气体还是实际气体，以及流动中是否有损失均适用。

对上式取对数后再微分，则可得到连续方程式的微分形式：

$$\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} - \frac{dv}{v} = 0 \quad (1-8)$$

上式表示流道截面积的变化率与速度和比容的变化率有关。如果流动中速度变化率大于比容变化率，则流道截面积将随速度的增大而减小。反之，则随速度增大而增大。

(三) 动量方程式

动量方程式是牛顿第二定律的数学表达式。它是用来确定汽流速度变化和作用力的关系的。假定蒸汽在图1-5所示的流道内沿 x 方向作稳定流动，则根据流道内任一微元流体的受力情况（不计重力），按牛顿第二定律可写出其最终表达式：

$$-vdp - R_1 dx = cdc \quad (1-9)$$

其中 $R_1 = \frac{dR}{dm}$ 是作用在单位质量流体上的阻力。若流

动是无损失的等熵流动，则 $R_1 = 0$ ，于是就得到无损失的一元稳定流动的动量方程式：

$$cdx = -vdp \quad (1-9a)$$

公式 (1-9a) 中的负号说明，在无损失流动过程中，压力和速度是相反方向变化的，即当汽道内汽流压力降低时，汽流的速度就增加；反之，汽流的压力升高时，速度就减小。

(四) 能量方程式

对于稳定流动，根据能量守恒定律，输入系统的能量必须等于输出系统的能量。若略

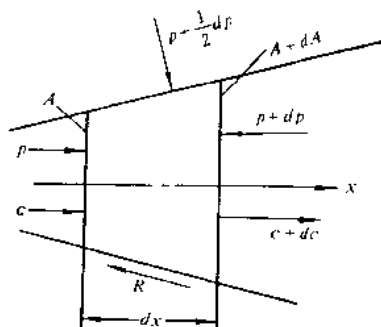


图 1-5 作用在微元汽流上的力

去势能的变化, 则系统的能量方程式可写成:

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} + q = h_1 + \frac{c_1^2}{2} + W \quad (1-10)$$

式中 c_0 、 c_1 ——分别为蒸汽流入和流出系统时的速度 (m/s);

h_0 、 h_1 ——分别为蒸汽流入和流出系统时的焓值 (J/kg);

q ——千克质量蒸汽流过系统时从外界吸收的热量 (J/kg);

W ——千克质量蒸汽流过系统时对外界作出的机械功 (J/kg)。

能量方程式 (1-10) 对有损失的流动与无损失的流动都是适用的。

二、蒸汽在喷嘴中的流动过程

喷嘴的作用是将蒸汽的热能转变为动能。在轴流式汽轮机中喷嘴是固定不动的, 因此蒸汽通过喷嘴时, 不对外做功, 即 $W = 0$ 。若蒸汽在喷嘴中流动时, 与外界无热交换, 即 $q = 0$ 。则根据式 (1-10) 蒸汽在喷嘴中的能量转换规律为:

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2}$$

$$\text{或} \quad \frac{c_1^2}{2} = h_0 - h_1 + \frac{c_0^2}{2} \quad (1-11)$$

对于理想气体或近似地对于过热蒸汽, 有式 (1-6) 的关系, 故上式可改写成:

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = h_0 - h_1 = \frac{k}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_1) \quad (1-12)$$

以上三式就是蒸汽在喷嘴中热能和动能的转换公式。

(一) 喷嘴出口汽流速度的计算

1. 喷嘴出口的理想速度

在计算时, 喷嘴前的蒸汽参数 p_0 、 t_0 (h_0) 和初速 c_0 是已知的。若蒸汽按等熵过程膨胀, 如图 1-6 中的 01 线所示。

根据公式 (1-11) 喷嘴出口的汽流理想速度为:

$$c_{1r} = \sqrt{2(h_0 - h_{1r}) + c_0^2} \quad (1-13)$$

或由式 (1-12) 为:

$$c_{1r} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + c_0^2} \quad (1-14)$$

上两式中 c_{1r} ——蒸汽出喷嘴的理想速度 (m/s);

h_{1r} ——蒸汽等熵膨胀的终态焓 (J/kg)。

图 1-6 中的 $\Delta h_x = h_0 - h_{1r}$, 称为喷嘴的理想焓降。为了便于计算与分析, 引用滞止参数, 如图 1-6 所示, 滞止状态的焓值为:

$$h_0^* = h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_0 + \Delta h_{c0}$$

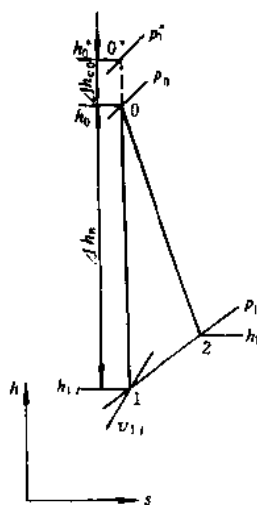


图 1-6 蒸汽在喷嘴中的膨胀过程

把滞止参数 p_0^* 、 v_0^* 和 h_0^* 分别代入 (1-13) 和 (1-14) 式, 则得:

$$c_{1i} = \sqrt{2 \Delta h_n^*} \quad (1-13a)$$

$$c_{1i} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0^* v_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (1-14a)$$

2. 喷嘴出口的汽流实际速度

实际流动中由于损失, 使喷嘴出口的汽流实际速度小于理想速度。在汽轮机中, 一般用喷嘴速度系数 φ 来考虑理想速度与实际速度之间的差别, 速度系数 φ 是实际速度 c_1 与理想速度 c_{1i} 之比, 于是

$$c_1 = \varphi c_{1i} \quad (1-15)$$

3. 喷嘴损失

蒸汽在喷嘴中流动时的动能损失称为喷嘴损失, 用 δh_n 表示:

$$\delta h_n = \frac{c_{1i}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_{1i}^2}{2} (1 - \varphi^2) = (1 - \varphi^2) \Delta h_n^* \quad (1-16)$$

喷嘴损失 δh_n 与理想焓降 Δh_n^* 之比, 称为喷嘴的能量损失系数, 用 ζ_n 表示:

$$\zeta_n = \frac{\delta h_n}{\Delta h_n^*} = (1 - \varphi^2) \quad (1-17)$$

喷嘴中的损失大小取决于速度系数的高低, 而 φ 的大小主要与喷嘴高度、表面粗糙度、汽道形状以及汽道前后压力比等因素有关。由于影响 φ 的因素多而复杂, 难以用理论计算精确求得, 故速度系数 φ 通常由试验方法求得。图 1-7 是根据试验数据整理的渐缩喷嘴的速度系数随喷嘴高度 l_n 变化的曲线。从图中可见, φ 随喷嘴高度 l_n 的减小而减小。当喷嘴高度小于

12~15 mm 时, φ 急剧下降。因此为了减小喷嘴损失, 喷嘴高度应不小于 15 mm。此外, 在相同的高度 l_n 下, 喷嘴的宽度 B_n 越小, 则速度系数 φ 越高。所以在强度允许的条件下, 尽量采用宽度小的喷嘴。

通常渐缩喷嘴中的流动损失不大, 为计算方便一般取 $\varphi = 0.97$, 而将其中与高度有关的损失 (叶高损失) 单独用半经验公式计算 (见后)。

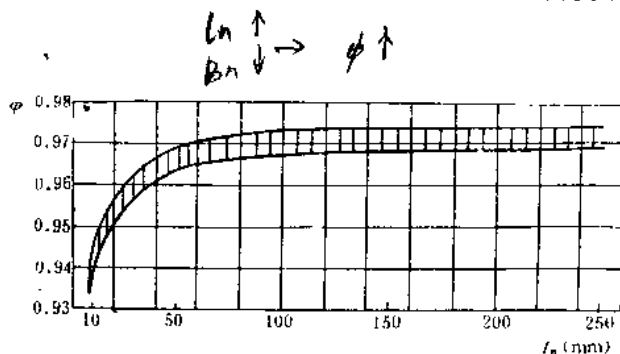


图 1-7 渐缩喷嘴速度系数随高度 l_n 变化的曲线

上限线— $B_n = 55 \text{ mm}$; 下限线— $B_n = 80 \text{ mm}$

(二) 临界速度与临界压力比

1. 临界速度

汽流中微弱压力波的传播速度称为音速, 它与当时汽流的状态参数有关, 即

$$a = \sqrt{k p v} = \sqrt{k R T} \quad (1-18)$$

若在公式 (1-12) 中用滞止参数表示, 并相应代入音速关系, 则可得到:

$$\frac{a^2}{k-1} + \frac{c^2}{2} = \frac{a_0^{*2}}{k-1} \quad (1-19)$$

上式中的 a_0^* 为滞止状态下的音速，当 p_0^* 和 v_0^* 为已知时， a_0^* 为一确定值。

随着蒸汽在喷嘴内膨胀，汽流速度逐渐增大，汽流的压力 p_x 和焓值 h_x 逐渐下降，音速 a 亦相应随之减小，它们的变化规律如图1-8所示。由图不难看到，蒸汽在膨胀过程中，一定会出现在汽道某一截面上的汽流速度等于当地音速。与当地音速相等的汽流速度称为临界速度，用 c_{cr} 表示。这时汽流所处的状态称为临界状态，这时汽流的参数称为临界参数，均在右下角标以“cr”，如 p_{cr} 、 v_{cr} 、 c_{cr} 等。

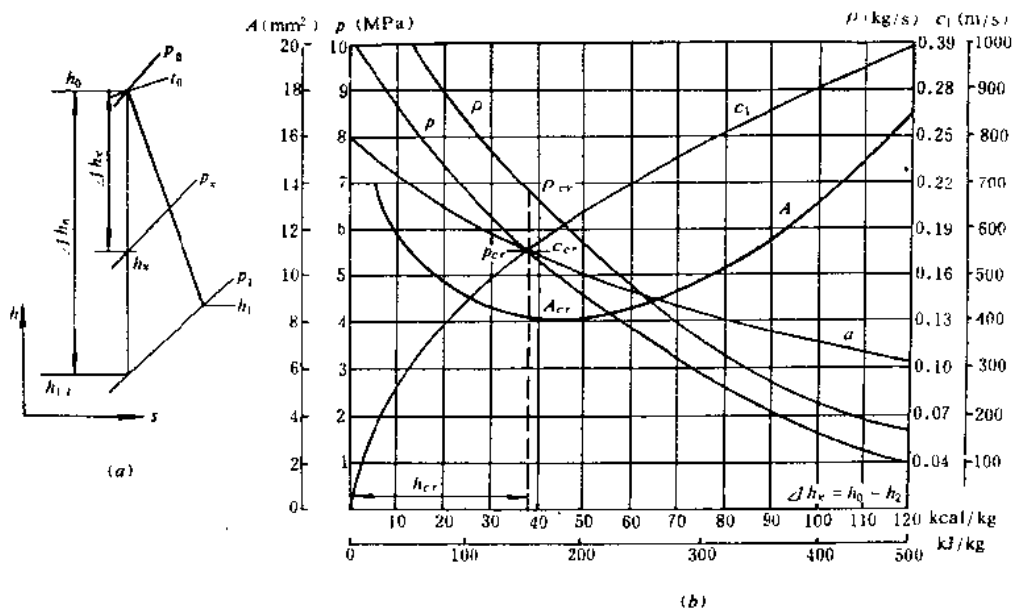


图 1-8 蒸汽在喷嘴中膨胀时各项参数沿流程变化规律

(a) 热力过程线；(b) 汽道面积与各参数的关系曲线

以 $c = a = c_{cr}$ 代入式 (1-19)，则得临界速度表达式：

$$c_{cr} = \sqrt{\frac{2}{k-1} a_0^{*2}} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0^* v_0^*} = \sqrt{k p_{cr} v_{cr}} \quad (1-20)$$

从式 (1-20) 可以看到临界速度的一个重要特性，即对一定的流体临界速度的大小只取决于初态参数 (p_0^* 、 v_0^*) 而与过程中是否有损失无关。

2. 临界压力与临界压力比

根据公式 (1-20)，临界压力可表示为：

$$p_{cr} = \left(\frac{2}{k+1} \right) p_0^* \frac{v_0^*}{v_{cr}}$$

可见，为了确定临界压力 p_{cr} ，需知道从状态 (p_0^* 、 v_0^*) 膨胀到状态 (p_{cr} 、 v_{cr}) 的过程

{20} $\frac{k}{k-1} \rightarrow$ 临界

性质。为此，假定为等熵膨胀，则有 $\frac{v_0^*}{v_{cr}} = \left(\frac{p_{cr}}{p_0^*} \right)^{\frac{1}{k}}$ 于是

$$p_{cr} = p_0^* \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1-21)$$

上式表明，等熵过程中临界压力只与蒸汽的等熵指数 k 和蒸汽初压 p_0^* 有关。临界压力 p_{cr} 与初压 p_0^* 之比称为临界压力比，用 ε_{cr} 表示：

$$\varepsilon_{cr} = \frac{p_{cr}}{p_0^*} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1-22)$$

上式表明，在等熵过程中临界压力比 ε_{cr} 只与蒸汽的等熵指数 k 有关。因此，对过热蒸汽 ($k = 1.3$)， $\varepsilon_{cr} = 0.546$ ；对于饱和蒸汽 ($k = 1.135$)， $\varepsilon_{cr} = 0.577$ 。由于湿蒸汽的 $k = 1.035 + 0.1x$ ，所以其 ε_{cr} 将随干度 x 的变化而改变 ($x = 1 \sim 0.84$ ， $\varepsilon_{cr} = 0.577 \sim 0.5807$)。

(三) 汽道横截面积的变化规律

由连续方程式的微分形式 (1-8) 可知，汽流的速度和比容的变化规律与汽道横截面积的变化有关。这表示，要获得一定的汽流参数变化必须有一定的流道横截面积的变化与之对应。下面主要研究在等熵流动时，汽流的速度变化与流道横截面积变化之间的关系。为此引用等熵过程的动量方程式 (1-9a)

$$v dp = -c dv$$

其次，引用等熵过程方程式 $p v^k = \text{常数}$ ，并取对数后再微分，则得

$$\frac{dp}{p} + k \frac{dv}{v} = 0$$

综合以上两式得：

$$\frac{dv}{v} = \frac{c dv}{k p v} = M^2 \frac{dc}{c} \quad (1-23)$$

式中 M 称为马赫数，是汽流速度与当地音速之比，即 $M = \frac{c}{a}$ 。公式 (1-23) 说明了可压缩汽体的一个重要特性：在亚音速区 ($M < 1$)，速度变化率大于比容变化率，而在超音速 ($M > 1$)，比容变化率大于速度变化率。

将式 (1-23) 代入连续方程式 $\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} + \frac{dv}{v} = 0$ ，则得

$$\frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dx} = (M^2 - 1) \frac{1}{c} \cdot \frac{dc}{dx} \quad (1-24)$$

上式就是沿汽流方向 (x) 汽流截面积变化与速度变化之间的普遍关系式。对加速流动和扩压的减速流动均适用。从式中可以明显看出，汽道横截面积的变化规律，不仅取决于速度本身的变化，而且还取决于马赫数 M 的大小，即还与汽流速度小于音速还是大于音

速有关。例如：

(1) 当气流速度小于音速 ($M < 1$) 时, 若要使气流继续加速 ($\frac{dc}{dx} > 0$), 则由式

(1-24) 可见, 由于 $(M^2 - 1) < 0$, 所以 $\frac{dA}{dx} < 0$ 。即要使亚音速气流继续加速, 则汽道横截面积必须沿气流方向逐渐减小, 这种喷嘴称为渐缩喷嘴。

(2) 当气流速度大于音速 ($M > 1$) 时, 若要气流继续加速 ($\frac{dc}{dx} > 0$), 则由式

(1-24) 可知, 这时必须使 $\frac{dA}{dx} > 0$, 即汽道横截面积随气流加速应逐渐扩大, 这种喷嘴称为渐扩喷嘴。

(3) 当气流速度在某截面上等于音速 ($M = 1$) 时, 则由式 (1-24) 可知, 这时 $\frac{dA}{dx}$

$= 0$, 表明这时函数 A 将产生极值。下面将证明函数 A 将产生极小值。即汽道截面积达到最小值。这表示气流作等熵膨胀时, 气流的临界速度发生在汽道的最小截面处, 这个最小截面积称为临界截面或喉部。临界速度发生在最小截面上的原因如下: 由数学知, 函数的一次导数等于零, 其值不是最小就是最大。如果临界速度发生在最大截面上, 则喷嘴应具有图1-9所示的形状。假设在最大截面 A_{max} 左边的来流速度小于音速 ($M < 1$), 由式

(1-24) 可见, 因为 $\frac{dA}{dx} > 0$, 则必使 $\frac{dc}{dx} < 0$ 。亦就是说越接近最大截面 A_{max} , 气流速

度越小。相反, 如果来流的速度大于音速 ($M > 1$), 则由式 (1-24) 可见, 由于 $\frac{dA}{dx} > 0$, 这时必使 $\frac{dc}{dx} > 0$, 这表明越接近最大截面 A_{max} 速度越大。由此可见, 不论是亚音速气流还是超音速气流, 临界速度不可能发生在最大截面上, 而只可能发生在最小截面上。

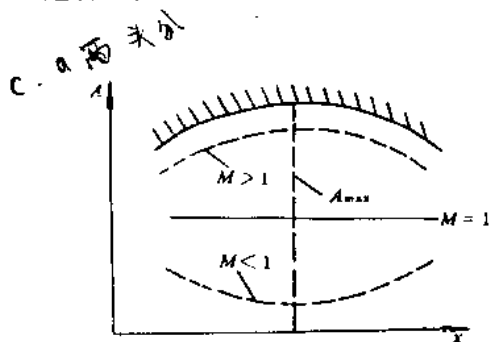


图 1-9 速度沿流程的变化

以上分析表明, 流道横截面积的变化规律在亚音速区和超音速区是截然不同的。其根本原因正如公式 (1-23) 表示的在于: 在亚音速区气流的速度变化率大于比容变化率, 而在超音速区却相反, 气流的速度变化率小于比容的变化率。因此, 气流在膨胀过程中, 如果先是 $\frac{dc}{c} > \frac{dv}{v}$, 然后 $\frac{dc}{c} < \frac{dv}{v}$, 则汽道的横截面积变化应先渐缩后渐扩, 而气流速度就由亚音速过渡到超音速。

由此不难看到, 气流在简单的渐缩喷嘴中加速, 在喷嘴的出口截面上是不可能获得超音速的。因此, 为了使喷嘴中的气流由亚音速变为超音速, 除了喷嘴出口压力必须小于临界压力外, 还必须从喷嘴形状上加以保证, 即需采用缩放喷嘴 (又称拉伐尔喷嘴)。缩放喷嘴是由渐缩喷嘴和渐扩喷嘴组合而成, 渐缩部分与