



附：汽轮机原理及运行自学考试大纲

汽轮机原理及运行

[2000年版]

组编/全国高等教育自学考试指导委员会
主编/陈汝庆

全国高等教育自学考试指定教材

电厂热能动力工程专业(独立本科段)

中国电

全国高等教育自学考试指定教材
电厂热能动力工程专业（独立本科段）

汽轮机原理及运行

（附：汽轮机原理及运行自学考试大纲）

全国高等教育自学考试指导委员会 组编
陈汝庆 主编

中国电力出版社

内 容 提 要

本书是为高等教育自学考试热能动力工程专业(独立本科段)编写的专业课自学教材。

全书共分五章,内容包括汽轮机能量转换的基本原理、变工况特性、负荷调节和汽轮机安全经济运行的基本知识,力图使其具有专业特点。教材各章均附有思考题。

本书既可作为热能动力工程专业(独立本科段)的函授教材,也可作为热能动力工程专业技术人员的参考书。

图书在版编目(CIP)数据

汽轮机原理及运行/陈汝庆主编. —北京:中国电力出版社, 2000

全国高等教育自学考试指定教材, 电厂热能动力工程专业(独立本科段)

ISBN 7-5083-0399-7

I. 汽… II. 陈… III. 蒸汽透平-高等教育-自学考试-教材 IV. TK26

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2000)第 41226 号

中国电力出版社出版

(北京三里河路 6 号 100044 http://www.cepp.com.cn)

责任编辑:赖广秀 责任校对:庞俊秀 版式设计:王 群

北京第二外国语学院印刷厂印刷

2000 年 9 月第一版 2000 年 9 月北京第一次印刷

787 毫米×1092 毫米 16 开本 17 印张 384 千字

印数 0 0001—5000 册 定价 23.60 元

版 权 所 有 不 得 翻 印

(本书如有印装质量问题,请与当地教材供应部门联系)

组 编 前 言

当您开始阅读本书时，人类已经迈入了21世纪。

这是一个变幻难测的世纪，这是一个催人奋进的时代。科学技术飞速发展，知识更替日新月异。希望、困惑、机遇、挑战，随时随地都有可能出现在每一个社会成员的生活之中。抓住机遇，寻求发展，迎接挑战，适应变化的制胜法宝就是学习——依靠自己学习、终生学习。

作为我国高等教育组成部分的自学考试，其职责就是在高等教育这个水平上倡导自学、鼓励自学、帮助自学、推动自学，为每一个自学者铺就成才之路。组织编写供读者学习的教材就是履行这个职责的重要环节。毫无疑问，这种教材应当适合自学，应当有利于学习者掌握、了解新知识、新信息，有利于学习者增强创新意识、培养实践能力、形成自学能力，也有利于学习者学以致用、解决实际工作中所遇到的问题。具有如此特点的书，我们虽然沿用了“教材”这个概念，但它与那种仅供教师讲、学生听，教师不讲、学生不懂，以“教”为中心的教科书相比，已经在内容安排、形式体例、行文风格等方面都大不相同了。希望读者对此有所了解，以便从一开始就树立起依靠自己学习的坚定信念，不断探索适合自己的学习方法，充分利用已有的知识基础和实际工作经验，最大限度地发挥自己的潜能达到学习的目标。

欢迎读者提出意见和建议。

祝每一位读者自学成功。

全国高等教育自学考试指导委员会

1999年7月

编 者 的 话

《汽轮机原理及运行》是根据全国高等教育自学考试指导委员会和中国电力企业联合会考委[1997]19号文及1997年10月教材编前会议确定的编写大纲和1999审定的《汽轮机原理及运行》课程考试大纲,为高等教育自学考试热能动力工程专业(独立本科段)编写的专业课自学教材。读者对象为参加热能动力工程专业(独立本科段)自学考试的学员。本书可作为该专业的函授教材,并可供热能动力工程专业的技术人员参考。

本书针对高等教育自学考试的特点和热能动力工程专业对本课程的基本要求,在《电厂汽轮机》课程的基础上进一步对有关的基本知识和基本理论巩固、加深和扩充,尽量减少不必要的重复。全书共分五章,其内容包括汽轮机能量转换的基本原理、变工况特性、负荷调节和汽轮机安全经济运行的基本知识,力图使其具有专业特点。

教材着重基本知识和基本理论的阐述,注意吸收成熟的新技术成果,紧密结合生产实际,以适应当前电力工业的技术水平。教材各章均附有思考题,便于读者自学时掌握重点,提高分析问题和解决问题的能力。有少量内容实践性较强,单靠教材较难掌握,书中带*的内容不作考核要求。

本书由武汉水利电力大学陈汝庆主编,并编写第四、五章;武汉水利电力大学王建梅编写第一章;武汉水利电力大学谢诞梅编写第二章;武汉水利电力大学胡念苏编写第三章。武汉水利电力大学樊天竟为本书的编写提供了不少资料。本书由华北电力大学徐振远教授主审,华北水利水电学院庞立云教授和武汉水利电力大学叶信芳副教授也参加了审定工作,他们对本书的编写提出许多指导和修改意见,在此特表示衷心感谢。限于编者的水平,书中难免有缺点,甚至错误,请读者和教师批评指正,以利教材进一步修订和完善。

编 者

2000年5月

第二节 汽轮机滑参数启动.....	214
第三节 汽轮机程控启动.....	221
第四节 汽轮机的停机.....	226
第五节 汽轮机的寿命损耗和寿命管理.....	235
思考题.....	247
习题.....	249
参考文献.....	248
附：《汽轮机原理及运行》自学考试大纲	251

第一章 汽轮机的热力特性

第一节 蒸汽在汽轮机内的能量转换

汽轮机是一种以蒸汽为工质，利用蒸汽热能作功的旋转式原动机。与其它原动机相比，具有转速高、效率高、单机功率大、运行安全可靠等特点，因此在电力、冶金、化工、航运等领域中获得广泛的应用。蒸汽在汽轮机内流动的过程中作功，蒸汽流动的通道称为汽轮机的通流部分，它由一系列的叶栅组成。一系列喷嘴叶栅和其后相邻的一系列动叶栅构成的基本作功单元称为汽轮机的级，它是蒸汽进行能量转换的基本单元。由一个级构成的汽轮机称为单级汽轮机，而由若干个级构成的汽轮机称为多级汽轮机。因此研究级的工作原理，就掌握了整个汽轮机工作原理的核心。

一、汽轮机级内能量转换的特点

蒸汽在汽轮机级内的能量转换过程，是先将蒸汽的热能在其喷嘴叶栅中转换为蒸汽所具有的动能，然后再将蒸汽的动能在动叶栅中转换为轴所输出的机械功。图 1-1 是简单的单级冲动式汽轮机结构示意图。具有一定温度和压力的蒸汽先在固定不动的喷嘴流动道中进行膨胀加速，蒸汽的压力、温度降低，速度增加，将蒸汽所携带的部分热能转变为蒸汽的动能。从喷嘴叶栅喷出的高速气流，以一定的方向进入装在叶轮上的动叶栅，在动叶流动道中，气流改变速度的方向和大小，对动叶栅产生作用力，推动

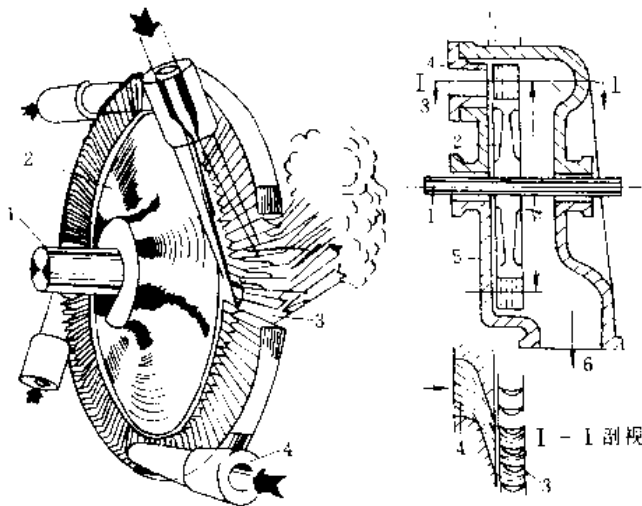


图 1-1 单级汽轮机结构示意图

1—主轴；2—叶轮；3—动叶；4—喷嘴；5—汽缸；6—排气口

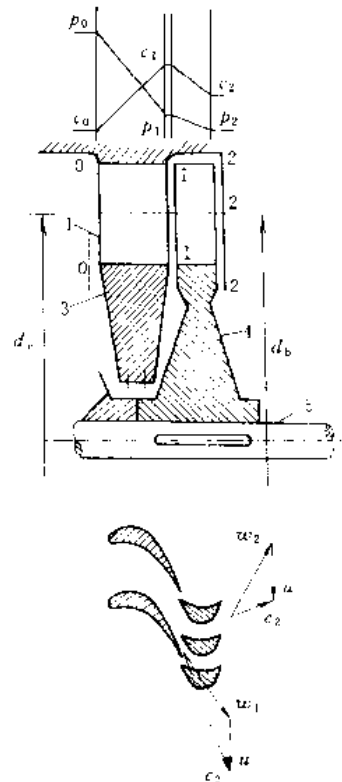


图 1-2 汽轮机工作过程示意图

1—喷嘴；2—动叶片；3—隔板；
4—叶轮；5—轴

叶轮旋转作功，通过汽轮机轴对外输出机械功，完成动能到机械功的转换（如图 1-2 所示）。

由上述可知，汽轮机中的能量转换经历了两个阶段：第一阶段是将蒸汽所携带的热能转变为蒸汽所具有的动能，第二阶段再将蒸汽的动能转变为轴所输出的机械功。

二、汽轮机级内能量转换的条件

蒸汽在汽轮机级内进行能量转换，必须具备相应的条件。首先，蒸汽应具备一定可供转换的能量。汽轮机是利用蒸汽的热能作功，因此为了使能量转换能够进行，则要求蒸汽具有一定的可用热能，即蒸汽需具有足够高的温度和压力，而且喷嘴叶栅的进口蒸汽压力必须高于其出口蒸汽压力，即喷嘴进出口应具有一定的蒸汽压差。其次，进行能量转换的叶栅也需具备有一定的结构条件，如叶栅流道截面积的变化应满足连续流动方程，叶片的截面应为流线型，流道应具有良好的几何形状，流道的壁面应为光滑的表面等，使流道内的流动损失尽可能的小。同时，为了在动叶栅内使更多的动能转化为机械功，则动叶栅结构形式应满足汽流产生冲击力和反击力的要求，即动叶栅必须是弯曲的渐缩形流道，且可以绕轴线运动。此外，喷嘴叶栅喷出的高速汽流应能顺利地进入动叶栅流道，以减少流动损失，故喷嘴叶栅也应为弯曲的流道（见图 1-2）。当具备了这样的能量条件和结构条件，蒸汽的能量转换才能顺利地在汽轮机的级内完成。

三、蒸汽在喷嘴叶栅和动叶栅内的能量转换

蒸汽在汽轮机内的能量转换，是在喷嘴叶栅和动叶栅内流动的过程中进行的，因此研究汽轮机级内的能量转换，就要研究蒸汽在喷嘴叶栅和动叶栅中的流动特性、作功原理及流动过程中产生的损失等，并掌握它们之间的数量关系，了解能量转换的本质。

在实际情况下，蒸汽在叶栅通道中流动时，汽流的各项参数沿着三个坐标方向均有变化，同时又具有不稳定的性质，应属于有粘性、非定常的三元流动。但为了便于分析和研究，通常将叶栅内的流动简化为绝热、稳定的一元流动。简化之后，就可以很方便的研究叶栅流道内的能量转换规律。

1. 蒸汽流动的基本方程

(1) 过程方程。根据《工程热力学》的基本理论，等熵过程的过程方程为：

$$pv^\kappa = \text{常数}$$

式中 p 、 v ——气体压力 (Pa) 和比体积 (m^3/kg)；

κ ——绝热指数，对水蒸气不是常数，通常取其平均值；过热蒸汽 $\kappa \approx 1.3$ ；干饱和蒸汽 $\kappa \approx 1.135$ ；湿蒸汽 $\kappa \approx 1.035 + 0.1x$ ，其中 x 为蒸汽的湿度。

由于蒸汽的实际膨胀作功过程是有损失的绝热过程，称多变过程，其过程方程为：

$$pv^n = \text{常数} \quad (1-1)$$

式中 n ——多变过程指数， $1 < n < \kappa$ ，其大小决定于流动损失的大小。

(2) 连续性方程。连续性方程是表达流体流动时的质量守恒定律。在稳定流动过程中，流过通道不同截面上的流量相等。对于一元稳定流动有：

$$G = \frac{Ac}{v} = \frac{A_1 c_1}{v_1} = \frac{A_2 c_2}{v_2} = \text{常数} \quad (1-2a)$$

式中 G ——流过通道各横截面的蒸汽质量流量, kg/s;

A ——通道内相应横截面的面积, m^2 ;

c ——垂直于相应截面的汽流速度, m/s;

v ——截面 A 处的蒸汽的比体积, m^3/kg ;

对式 (1-2a) 进行微分, 得到连续性方程的微分表达式为:

$$\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} - \frac{dv}{v} = 0 \quad (1-2b)$$

式 (1-2b) 表示一元稳定流动中汽流速度 c 和比体积 v 的变化率与通道截面变化之间的关系。在膨胀流动过程中, 亚音速汽流的速度变化率大于其比体积变化率, 通道截面积将随速度的增大而减小; 超音速汽流的速度变化率小于其比体积变化率, 通道截面积将随速度的增大而增大。

(3) 能量方程。根据热力学第一定理, 热力系内一元稳定流动的能量方程为:

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} + q = h_1 + \frac{c_1^2}{2} + W \quad (1-3)$$

式中 h_0 、 c_0 ——蒸汽流入热力系时的比焓 (J/kg) 和流速 (m/s);

h_1 、 c_1 ——蒸汽流出热力系时的比焓 (J/kg) 和流速 (m/s);

q ——每千克蒸汽与外界交换的热量 (J/kg), 从外界吸热为正, 对外界放热为负;

W ——每千克蒸汽对外界做的机械功 (J/kg)。

2. 蒸汽在喷嘴叶栅内的能量转换

在汽轮机的喷嘴中, 蒸汽将其所携带的热能转换为其所具有的动能。喷嘴在汽轮机中固定不动, 故不对外做功。由于蒸汽微团通过喷嘴叶栅流道时所需的时间极短, 且叶栅各流道排列在一起, 其散热损失与其转换的能量相比非常小, 即可以认为蒸汽在喷嘴中流动时与外界无热交换, 故可将该热力过程简化为绝热过程 (如图 1-3 所示)。

若不计流动中的摩擦损失, 该能量转换过程为等熵过程, 根据能量守恒定理得到喷嘴内的能量转换方程, 可表示如下:

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_{1t} + \frac{c_{1t}^2}{2} = h_0^*$$

若考虑实际流动过程中的损失, 则实际的能量转换方程应表示为:

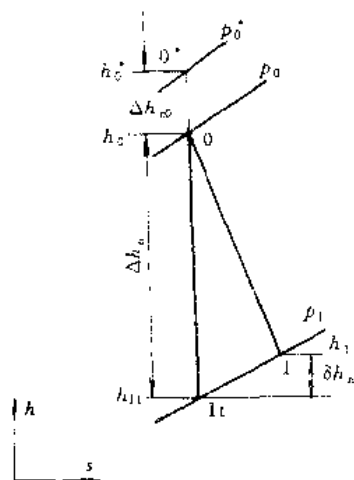


图 1-3 蒸汽在喷嘴中膨胀的热力过程线
 p_0^* ——喷嘴叶栅进口滞止压力; p_0 ——喷嘴叶栅进口压力; p_1 ——喷嘴叶栅出口压力; δh_n ——喷嘴损失

$$\begin{aligned}
h_0 + \frac{c_0^2}{2} &= h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_0^* \\
\Delta h_n &= h_0 - h_{1i} = \frac{c_{1i}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} \\
c_{1i} &= \sqrt{2(h_0 - h_{1i}) + c_0^2} = \sqrt{2\Delta h_n + c_0^2} \\
&= \sqrt{2(h_0^* - h_{1i})} = \sqrt{2\Delta h_n^*}
\end{aligned} \tag{1-4}$$

式中 h_0 、 c_0 ——喷嘴叶栅进口蒸汽的比焓 (J/kg) 和实际流速 (m/s);
 h_{1i} 、 c_{1i} ——喷嘴叶栅出口蒸汽的理想比焓 (J/kg) 和理想速度 (m/s);
 h_1 、 c_1 ——喷嘴叶栅出口蒸汽的实际比焓 (J/kg) 和实际流速 (m/s);
 h_0^* 、 Δh_n^* 、 Δh_n ——喷嘴叶栅进口蒸汽的滞止比焓、滞止理想焓降和理想焓降 (J/kg)。

由于蒸汽是具有一定粘性的实际气体, 蒸汽在喷嘴叶栅内流动时, 汽流与流道壁面之间、汽流各部分之间存在碰撞和摩擦, 产生损失, 称喷嘴损失, 用 δh_n 表示。流动损失使喷嘴叶栅出口的实际蒸汽速度小于蒸汽的理想流速。一般将实际速度与理想速度的比值称为喷嘴速度系数, 用符号 φ 表示, 通过试验求取。 φ 值的大小与喷嘴结构形式及喷嘴压力比有关, 一般情况下, $\varphi = 0.95 \sim 0.97$ 。

$$c_1 = \varphi c_{1i}$$

喷嘴损失是蒸汽在流道内的摩擦而损耗的动能, 故

$$\delta h_n = \frac{1}{2}(c_{1i}^2 - c_1^2) = \frac{1}{2}(1 - \varphi^2)c_{1i}^2 \tag{1-5}$$

在绝热条件下, 摩擦产生的热量被蒸汽吸收, 使蒸汽的焓值增加, 喷嘴叶栅出口蒸汽的实际焓值为:

$$h_1 = h_{1i} + \delta h_n$$

3. 蒸汽在动叶栅内的能量转换

(1) 冲击原理和反击原理。汽轮机中蒸汽的动能转换为机械能, 一般通过两种不同的工作原理来实现, 即冲击原理和反击原理。冲击原理是指当运动的流体受到物体阻碍时, 对物体产生的作用力, 称为冲击力。流体质量越大、受阻前后的速度矢量变化越大, 则冲击力越大。反击原理是指当原来静止的或运动速度较小的流体, 在膨胀加速时, 对流动所产生的一个与流动方向相反的作用力, 称为反击力。流道前后压差越大, 膨胀加速越明显, 则反击力越大。随着反击力的产生, 蒸汽在动叶栅内完成了两种能量转换, 即蒸汽在

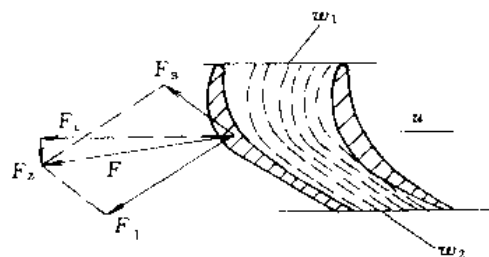


图 1-4 蒸汽对动叶流道产生的作用力

动叶栅内进行膨胀, 将蒸汽的部分热能转化为蒸汽流动的动能, 同时随着蒸汽的加速流动, 则又对动叶栅产生一个反击力, 推动转子转动, 完成动能到机械功的转换。一般情况下, 动叶栅是在冲击力 F_1 和反击力 F_2 的共同作用下进行能量转换 (如图 1-4 所示)。

(2) 蒸汽在动叶栅中的流动。蒸汽在动叶

栅中将蒸汽所携带的动能转化为推动叶轮旋转的机械功,这种能量转换表现为蒸汽在动叶栅内速度大小和方向的变化。蒸汽在动叶栅内流动时,与喷嘴叶栅的最大区别在于:喷嘴叶栅是固定不动的,而动叶栅是随着叶轮一起旋转,即动叶栅存在一个圆周运动速度 u ,因此蒸汽在动叶栅中的流动是一个相对运动。根据相对运动的原理,蒸汽的绝对运动速度 c 、相对动叶栅的运动速度 w 和动叶栅圆周运动速度 u 之间的矢量关系为 $\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$ 。可用矢量三角形表示,如图 1-5 所示。

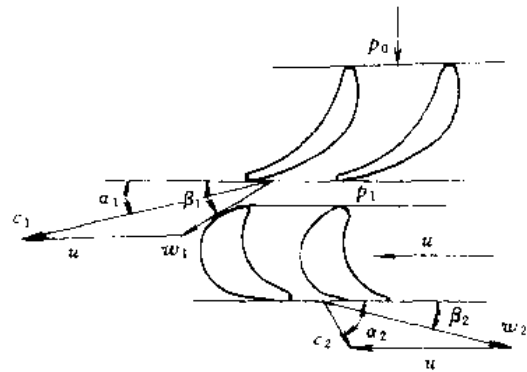


图 1-5 动叶栅进出口速度矢量三角形

动叶栅进、出口速度矢量关系为:

$$\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u} \text{ 和 } \vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}$$

动叶栅圆周速度:

$$u = \frac{\pi d_m n}{60} \quad (1-6)$$

解动叶进出口速度三角形,得动叶进口相对速度和其相对方向角:

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1} \\ \beta_1 &= \arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1} \end{aligned} \quad (1-7)$$

动叶出口绝对速度和其方向角:

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} \\ \alpha_2 &= \arccos \frac{w_2 \sin \beta_2}{c_2 \cos \beta_2 - u} \end{aligned} \quad (1-8)$$

式中 n ——汽轮机的转速 (r/min);

d_m ——动叶栅的平均直径 (m);

w_2 ——动叶出口汽流相对速度 (m/s);

α_1 、 β_2 ——喷嘴出口汽流绝对速度方向角和动叶出口汽流相对速度方向角。

将动叶视为相对静止时,即蒸汽以相对速度 w 流过动叶栅。采用相对速度 w 来研究动叶栅中的能量转换,与以绝对速度研究蒸汽在喷嘴中的能量转换类似。根据一元稳定流动能量方程,动叶栅的能量方程可表示为:

$$\begin{aligned} h_1 + \frac{w_1^2}{2} &= h_{2t} + \frac{w_{2t}^2}{2} \\ \Delta h_b &= h_1 - h_{2t} = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \end{aligned} \quad (1-9)$$

$$w_{2t} = \sqrt{2(h_1 - h_{2t}) + w_1^2} = \sqrt{2\Delta h_b + w_1^2} = \sqrt{2\Delta h_b^*} \quad (1-9)$$

式中 h_{2t} 、 w_{2t} ——动叶栅出口蒸汽的理想比焓 (J/kg) 和理想相对速度 (m/s);

h_1 、 w_1 ——动叶栅进口蒸汽的实际比焓 (J/kg) 和实际相对流速 (m/s);

Δh_b 、 Δh_b^* ——蒸汽在动叶栅内的理想焓降和滞止理想焓降(J/kg)。

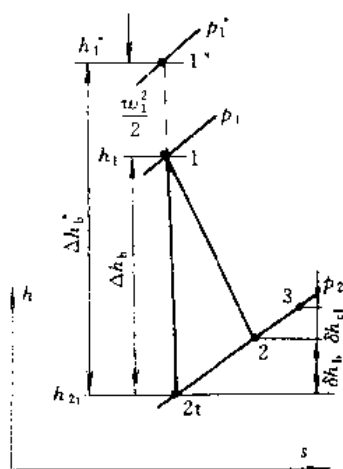


图 1-6 蒸汽在动叶中膨胀的热力过程线

p_1^* —动叶栅进口滞止压力； p_1 —动叶栅进口压力； p_2 —动叶栅出口压力

图 1-6 是蒸汽在动叶栅中的热力过程线。当 $\Delta h_b = 0$ 时，动叶栅中仅存在冲击力做功。

实际上，蒸汽在动叶流道内流动时也存在各种损失，这就导致蒸汽在动叶出口的实际相对速度 w_2 小于其出口的理想相对速度 w_{2i} 。动叶出口实际相对速度与理想相对速度的比值称为动叶速度系数，用符号 ϕ 表示，其大小与动叶流道的几何形状和动叶内蒸汽的膨胀程度等因素相关，通过试验求取。试验结果表明，现代汽轮机的动叶栅，速度系数 $\phi = 0.90 \sim 0.95$ 。动叶出口的实际相对速度：

$$w_2 = \phi w_{2i}$$

蒸汽在流道内因摩擦而损耗的动能称为动叶损失，用 δh_b 表示：

$$\delta h_b = \frac{1}{2}(w_{2i}^2 - w_2^2) = \frac{1}{2}(1 - \phi^2)w_{2i}^2 \quad (1-10)$$

在绝热条件下，摩擦产生的热量被蒸汽吸收，使动叶出口的焓值增加。动叶出口的实际焓值为：

$$h_2 = h_{2i} + \delta h_b$$

(3) 余速损失。当蒸汽离开动叶栅时，仍具有一定的绝对速度 c_2 ，动叶栅排汽将带走一部分蒸汽的动能，这部分动能未转换为机械功称为余速损失，表示为：

$$\delta h_{c2} = \frac{c_2^2}{2} \quad (1-11)$$

4. 蒸汽对动叶栅的作用力和轮周功率

(1) 蒸汽作用在动叶上的力。从对动叶栅进出口速度三角形（图 1-7）的分析可知：蒸汽流通过动叶栅时，其绝对速度 c 的大小和方向都发生变化，说明蒸汽受到力的作用，即动叶栅对汽流的作用力 F_b 和动叶栅前后蒸汽压力差对汽流产生作用力 F_s 。蒸汽在动叶栅内的流动过程如图 1-8 所示。

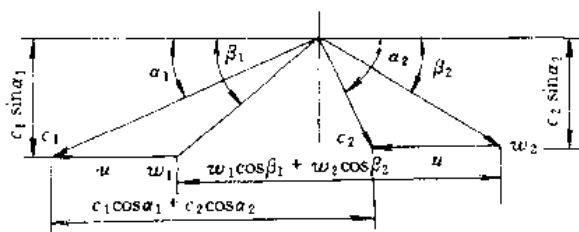


图 1-7 动叶栅进出口速度三角形

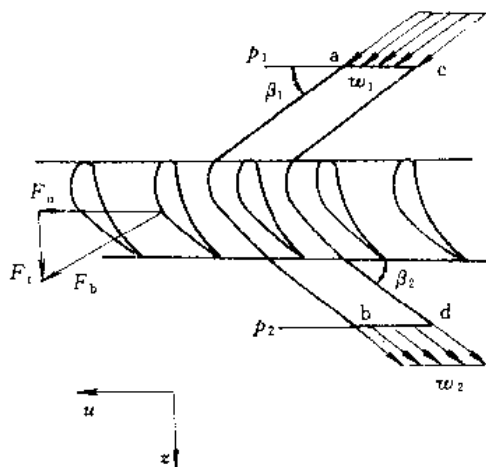


图 1-8 蒸汽在动叶栅内的流动过程

根据牛顿第二运动定律： $\vec{F}_0 + \vec{F}_x = m\vec{a} = \frac{m(\vec{c}_2 - \vec{c}_1)}{\tau} = G(\vec{c}_2 - \vec{c}_1)$

$$F_x = \pi d l_z (p_1 - p_2)$$

式中 d ——动叶直径 (m);

l_z ——动叶叶高 (m)。

根据牛顿第三运动定律：在蒸汽受动叶栅作用力的同时，蒸汽对动叶栅产生一个大小相等、方向相反的反作用力 F 。

$$\vec{F} = -\vec{F}_0 - G(\vec{c}_1 - \vec{c}_2) + \vec{F}_x$$

蒸汽对动叶栅产生的合力 F 可分解为轮周方向的切向力 F_u 和轴向力 F_x 。切向力是蒸汽对动叶做功的力，切向力越大则蒸汽做功能力越大。而轴向力只对动叶产生轴向推力，不作功，故为了减小轴向推力，轴向力应越小越好。根据图 1-7 速度三角形中各速度矢量之间的关系，绝对速度 c_1 和 c_2 的矢量差在轮周方向和轴向的投影分别为 $c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2$ 和 $c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2$ 。故：

$$F_u = G(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \quad (1-12)$$

$$F_x = G(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \pi d l_z (p_1 - p_2) \quad (1-13)$$

蒸汽对动叶栅的合力 F 为：

$$F = \sqrt{F_u^2 + F_x^2}$$

(2) 轮周功率。单位时间内切向力在动叶片上所做的功称为轮周功率。对于等速运动的动叶栅，轮周功率为：

$$P_u = F_u u = Gu(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \quad (1-14)$$

每千克蒸汽所做的轮周功为：

$$W_u = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \quad (1-15)$$

蒸汽在级内的滞止理想焓降扣除各项叶栅损失，即得 1kg 蒸汽在动叶栅内所作的轮周功，故：

$$\Delta h_u = W_u = \Delta h_{t_1}^* - \delta h_n - \delta h_b - \delta h_{c2} \quad (1-16)$$

式中 Δh_u ——级的轮周有效焓降。

四、级的分类和热力过程线

根据蒸汽在汽轮机内能量转换的特点，可将汽轮机的级分为纯冲动级、反动级、带反动度的冲动级和复速级等几种。它们之间在热力过程方面的差别是蒸汽在动叶流道内的膨胀程度，这种差别用反动度表示，级的反动度等于蒸汽在动叶栅的理想焓降 Δh_b 与整级的理想焓降 $\Delta h_{t_1}^*$ 之比，即

$$\text{反动度} \quad \Omega_m = \frac{\Delta h_b}{\Delta h_{t_1}^*} \quad (1-17)$$

$$\text{滞止反动度} \quad \Omega_m = \frac{\Delta h_b}{\Delta h_{t_1}^*} \quad (1-18)$$

1. 纯冲动级

蒸汽只在喷嘴叶栅中进行膨胀，而在动叶栅中蒸汽不膨胀的级称为纯冲动级。它仅利用冲击力做功。在纯冲动级中： $p_1 = p_2$ ； $\Delta h_n = 0$ ； $\Omega_m = 0$ 。

2. 反动级

蒸汽的膨胀一半在喷嘴中进行，一半在动叶中进行的级称为反动级。它的动叶栅中不仅存在冲击力，还存在较大的反击力做功。反动级的流动效率高于纯冲动级，但做功能力较小。在反动级中： $p_1 > p_2$ ； $\Delta h_n \approx \Delta h_b \approx 0.5\Delta h_1$ ； $\Omega_m = 0.5$ 。

3. 带反动度的冲动级

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进行的级称为冲动级。这种级兼有冲动级和反动级的特征，它的流动效率高于纯冲动级，做功能力高于反动级。在带反动度的冲动级中： $p_1 > p_2$ ； $\Delta h_n > \Delta h_b > 0$ ； $\Omega_m = 0.05 \sim 0.35$ 。

4. 复速级

在叶轮上装有两列动叶栅，并在两列动叶栅之间装有一列固定不动的导向叶栅，这种级称为复速级，也称速度级。复速级可以是纯冲动式的，也可以带有一定的反动度，即蒸汽除了在喷嘴中进行膨胀外，也可在两列动叶和导叶中进行适当的膨胀。由于复速级采用了两列动叶栅，其做功能力要比单列冲动级大，通常适用于需转换较大焓降的级。

相对于速度级，也将具有单列动叶栅的级称为压力级。图 1-9 是蒸汽在压力级内的热力过程曲线。

五、轮周效率和最佳速度比

1. 轮周效率

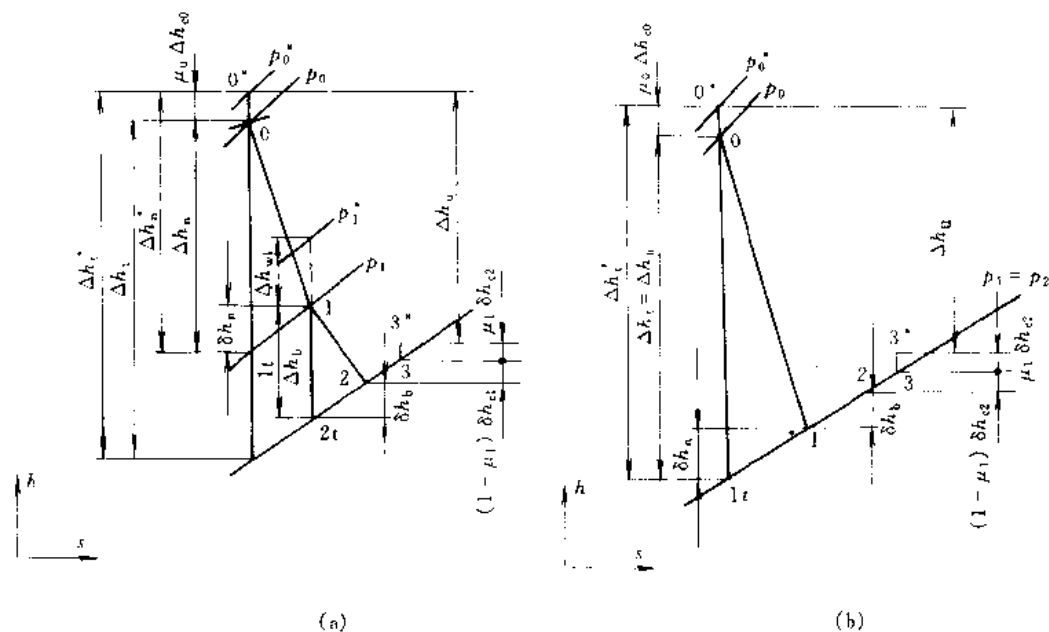


图 1-9 级的热力过程线

(a) $\Omega_m > 0$; (b) $\Omega_m = 0$

1kg 蒸汽在级内参与能量转换的理想能量为喷嘴入口蒸汽的动能与蒸汽在级内理想焓降之和，用 E_0 表示。若本级的余速被下一级利用，应从本级理想能量中扣除被下一级利用的动能，以免计算重复，即

$$E_0 = \frac{c_0^2}{2} + \Delta h_1 - \mu_1 \frac{c_2^2}{2} = \Delta h_1' - \mu_1 \frac{c_2^2}{2}$$

式中 μ_1 ——本级余速动能被下一级利用的百分比，称余速利用系数。

1kg 蒸汽在级内转换的轮周功和其理想能量 E_0 之比称为轮周效率，用 η_u 表示：

$$\eta_u = \frac{W_u}{E_0} \quad (1-19)$$

若用式 (1-16) 表示轮周功，则轮周效率可表示如下：

$$\eta_u = \frac{\Delta h_1' - \delta h_{1z} - \delta h_{1s} - \delta h_{c2}}{E_0} = 1 - \zeta_u - \zeta_b - \zeta_{c2}(1 - \mu_1) \quad (1-20)$$

式中 ζ_u 、 ζ_b 、 ζ_{c2} ——喷嘴能量损失系数、动叶能量损失系数和余速能量损失系数，分别为喷嘴损失、动叶损失和余速损失与理想能量 E_0 之比。

2. 速度比

影响轮周效率的主要因素是速度系数 ϕ 、 ψ 以及余速损失系数，其中余速损失系数的变化范围最大。余速损失的大小取决于动叶出口绝对速度。由图 1-10 所示的动叶进出口速度三角形可以看出，当其它条件不变，动叶绝对速度出口汽流角 $\alpha_2 = 90^\circ$ 时， c_2 的值最小，即此时余速损失和余速损失系数最小，级具有最高的轮周效率。当动叶进口速度三角形变化时，其出口速度三角形随之发生变化，即余速损失系数的大小取决于进口速度三角形的形状，因此在喷嘴出口角 α_1 不变时，动叶进口速度三角形的形状，取决于其两邻边的比值，即轮周速度 u 与喷嘴出口汽流速度 c_1 的比值，将其定义为速度比 x_1 ，表示如下：

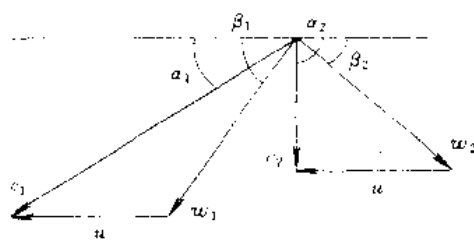


图 1-10 余速最小时的速度三角形

$$x_1 = \frac{u}{c_1} \quad (1-21)$$

3. 最佳速度比

轮周效率 η_u 最高时，所对应的速度比称为最佳速度比，用 $(x_1)_{opt}$ 表示。

(1) 纯冲动级的最佳速度比。对于纯冲动级，由于 $\Omega_m = 0$ ，所以 $\Delta h_b = 0$ ， $w_{21} = w_1$ 。若 $c_0 = 0$ ， $\mu_1 = 0$ ，此时轮周效率可表示为：

$$\eta_u = \frac{2u(w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2)}{c_1^2} = \frac{2u}{c_1^2} w_1 \cos \beta_1 \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right)$$

而 $w_1 \cos \beta_1 = c_1 \cos \alpha_1 = u$

故 $\eta_u = 2\phi^2 x_1 (\cos \alpha_1 - x_1) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \quad (1-22)$

由式 (1-22) 可以看出 η_u 与 x_1 、 ϕ 、 ψ 、 α_1 、 β_1 、 β_2 等值有关, 其中 ϕ 、 ψ 、 α_1 、 β_1 、 β_2 的值变化较小, 速度比 x_1 对轮周效率 η_u 的影响最大。根据式 (1-22), 可得到轮周效率和速度比的关系曲线, 如图 1-11 所示。由图中可以看出: 当 $x_1=0$ 时, 此时 $u=0$, 叶轮不转动, 故不作功, 所以 $\eta_u=0$; 当 $x_1=\cos\alpha_1$ 时, $\beta_1=\beta_2=90^\circ$, 即动叶相对速度在圆周方向的分速度为 0, 蒸汽对动叶不作功, 故 $\eta_u=0$ 。所以 x_1 在 $0\sim\cos\alpha_1$ 之间, 必存在一最佳值, 使轮周效率达到最大值。根据函数的极值条件, 此时 $d\eta_u/dx_1=0$ 。

由于纯冲动级采用等截面流动 ($\beta_1=\beta_2$), 若 ϕ 、 ψ 、 α_1 为常数, 据式 (1-22), 则

$$\frac{d\eta_u}{dx_1} = (\cos\alpha_1 - 2x_1)2\phi^2(1+\psi)$$

当 $\cos\alpha_1 - 2x_1 = 0$ 时, 得到纯冲动级的最佳速度比为:

$$(x_1)_{op} = \frac{1}{2}\cos\alpha_1 \quad (1-23)$$

(2) 反动级的最佳速度比。对于反动级, $\Omega_m=0.5$, $\Delta h_u=\Delta h_b$ 。喷嘴与动叶叶型相同, 则 $\phi=\psi$, $\alpha_1=\beta_2$ 。若 $c_0=w_1$, 则 $w_2=c_1$, 故 $w_1=c_2$ 。此时轮周效率可表示为:

$$\eta_u = \frac{\frac{1}{\frac{1}{x_1^2} - 1}}{1 + \frac{\phi^2}{x_1(2\cos\alpha_1 - x_1)}} \quad (1-24)$$

根据式 (1-24), 可得到反动级轮周效率和速度比的关系曲线, 如图 1-12 所示。

由式 (1-24) 得出, 当 $x_1(2\cos\alpha_1 - x_1)$ 为最大值时, η_u 有最大值。令 $y = x_1(2\cos\alpha_1 - x_1^2)$, 则 $dy/dx_1 = 2\cos\alpha_1 - 2x_1$ 。当 $x_1 = \cos\alpha_1$ 时, $dy/dx_1 = 0$, 则 η_u 有最大值, 故可得反动级的最佳速度比为:

$$(x_1)_{op} = \cos\alpha_1 \quad (1-25)$$

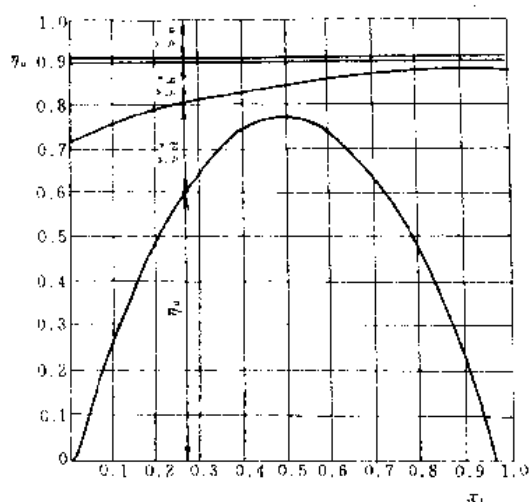


图 1-11 纯冲动级的轮周效率和速度比的关系曲线

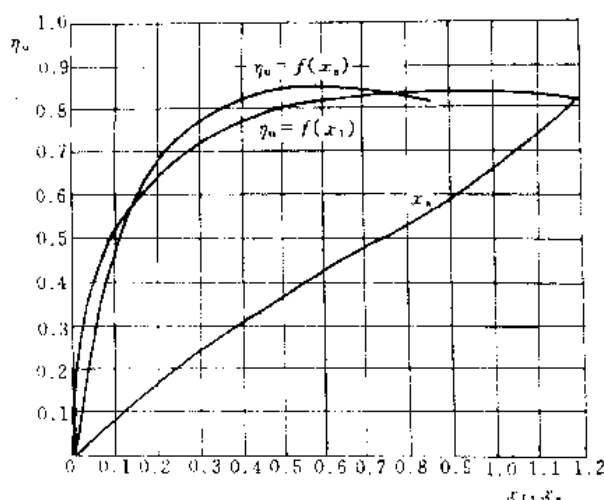


图 1-12 反动级的轮周效率和速度比的关系曲线

(3) 冲动级的最佳速度比。冲动级的反动度介于纯冲动级和反动级之间，反动度越大，其最佳速度比的值也愈大。其最佳速度比具有如下关系： $0.5\cos\alpha_1 < (x_1)_{op} < \cos\alpha_1$ 。冲动级的最佳速度比可表示为：

$$(x_1)_{op} \approx \frac{\cos\alpha_1}{2(1 - \Omega_m)} \quad (1-26)$$

4. 复速级的最佳速度比

(1) 复速级的热力过程。为了改善叶栅通道内的流动状况，提高复速级的效率，一般复速级都在其动叶和导叶内采用适当的反动度。而大多数情况下，复速级都是部分进汽的，故其反动度不宜过大，否则，由于反动度的增大会使动叶通道内的漏汽损失增大，导致级效率降低。目前常见的复速级内总的反动度约在 5%~15% 之间。复速级内反动度的分配，应按其各列叶片高度平滑变化来确定。不同反动度下，轮周效率与速度比的关系曲线示于图 1-13 中，图中效率曲线上的数字是复速级中各列叶片上反动度的百分数。由图中可知，当采用了适当的反动度后，可提高级的轮周效率，但级的最佳速度比值相应增大。

带反动度的复速级的热力过程线如图 1-14 所示。图中 0 是级的蒸汽进口点，0-1-2-3-4 线是级内的实际热力过程线，4 是动叶出口状态点。若考虑级的余速损失，出口焓值则由 4 点升到 5 点。复速级中各列叶栅的焓降分别表示如下：

$$\text{喷嘴焓降} \quad \Delta h_n = (1 - \Omega_b - \Omega_{gb} - \Omega'_b) \Delta h_t$$

$$\text{第一列动叶焓降} \quad \Delta h_b = \Omega_b \Delta h_t$$

$$\text{导叶焓降} \quad \Delta h_{gb} = \Omega_{gb} \Delta h_t$$

$$\text{第二列动叶焓降} \quad \Delta h'_b = \Omega'_b \Delta h_t$$

式中 Ω_b 、 Ω_{gb} 、 Ω'_b ——第一列动叶、导叶和第二列动叶中的反动度。

由各列叶栅的焓降可求得各列叶栅出口汽流速度为：

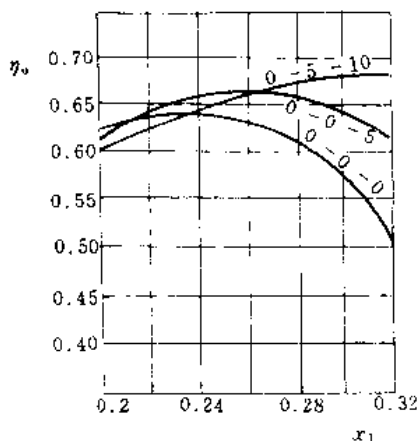


图 1-13 反动度对复速级轮周效率的影响

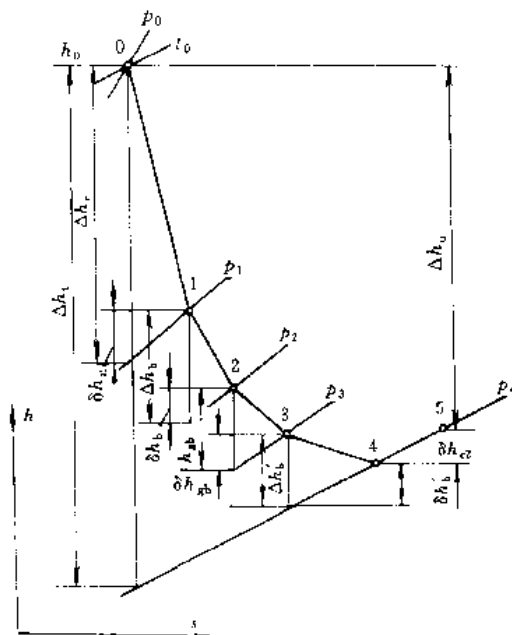


图 1-14 带反动度的复速级的热力过程线