

357201

舰 船 汽 轮 机

张俊迈 胡德明 编著



国防工业出版社

出版说明

根据国务院国发[1978]23号文件批转试行的“关于高等学校教材编审出版若干问题的暂行规定”，中国船舶工业总公司承担了全国高等学校船舶类专业教材的编审、出版的组织工作。自1978年以来，完成了两轮教材的编审、出版任务，共出版船舶类专业教材116种，对解决教学急需，稳定教学秩序，提高教学质量起到了积极作用。

为了进一步做好这一工作，中国船舶工业总公司成立了“船舶工程”、“船舶动力”两个教材委员会和“船电自动化”、“惯性导航及仪器”、“水声电子工程”、“液压”四个教材小组。船舶类教材委员会（小组）是有关船舶类专业教材建设的研究、指导、规划和评审方面的业务指导机构，其任务是为作好高校船舶类教材的编审工作，并为提高教材质量而努力。

中国船舶工业总公司在总结前两轮教材编审出版工作的基础上，于1986年制订了《1986年——1990年全国高等学校船舶类专业教材选题规划》。列入规划的教材、教学参考书等共166种。本规划在教材的种类和数量上有了很大增长，以适应多层次多规格办学形式的需要。在教材内容方面力求做到两个相适应：一是与教学改革相适应；二是与现代科学技术发展相适应。为此，教材编审除贯彻“打好基础，精选内容，逐步更新，利于教学”的原则以外，还注意了加强实践性教学环节，拓宽知识面，注重能力的培养，以适应社会主义现代化建设的需要。

这批教材由各有关院校推荐，同行专家评阅，教材委员会（小组）评议，完稿后又经主审人审阅，教材委员会（小组）复审。本规划所属教材分别由国防工业出版社、人民交通出版社以及各有关高等学校的出版社出版。

限于水平和经验，这批教材的编审出版工作还会有许多缺点和不足，希望使用教材的单位和广大师生积极提出宝贵意见，以便改进工作。

中国船舶工业总公司教材编审室

1988年3月

前 言

本书根据船舶动力专业《舰船汽轮机》课程的教学要求编写，分十一章，内容包括汽轮机原理与热计算，舰船汽轮机组结构与主要尺寸计算，舰船汽轮机组设计基础和舰船汽轮机组运行等四个方面的问题。

本书编写既注重基本理论、知识与技能的培养，保持学科体系的系统完整，又照顾到新技术的发展和应用。在涡轮机气动热力学和零件强度的理论和计算方面，满足本科教学大纲的要求。围绕舰船汽轮机组初步设计的需要，阐述了设计的基本观点和初步设计计算方法，以培养从事舰船汽轮机组设计论证的独立工作能力。对于结构分析和运行管理方面，照顾到轮机专业的需要，也作了比较深入的讨论。根据有关科技的发展和作者单位近年来的研究与应用成果，对于电子计算机辅助设计与优化设计、有限元法用于汽轮机零件强度分析、以及对汽轮机变工况计算和齿轮减速器强度计算的发展，作了必要的介绍。附录中编入了汽轮机初步设计中十分有用的三个计算机程序，可以在 IBM-PC 及其兼容型微机上直接运行，并列出了舰用汽轮机初步设计计算表格。全书内容比较全面，材料比较丰富，有其特色。

本书由海军工程学院张俊迈（第一、二、三、四、八章）、胡德明（第五、六、七、九、十、十一章）两教授合编，陈林根和徐宜桂两同志分别参加了第三、九章、§8-9 和第五、十章、§11-3 的初稿编写工作。经华中理工大学翦天聪教授、哈尔滨船舶工程学院李赫教授和海军工程学院周永泉副教授审阅，最后由翦天聪教授主审。作者所在教研室的同志为本书出版做了许多工作。对于以上同志表示衷心感谢。

由于编者水平所限，书中不足之处在所难免，欢迎读者批评指正。

编 者

1990 年12 月

目 录

绪论	1
第一章 汽轮机级	
§ 1-1 喷嘴中的一元流动	4
§ 1-2 叶栅气动特性	13
§ 1-3 基元级的工作过程和轮周效率	21
§ 1-4 级的内损失和内效率	31
§ 1-5 汽轮机级通流部分主要尺寸计算	36
§ 1-6 长叶片级	39
§ 1-7 复速级	48
§ 1-8 湿蒸汽级的工作特点	53
第二章 多级汽轮机	
§ 2-1 多级汽轮机的工作特点	60
§ 2-2 舰船汽轮机组的内、外损失及效率	63
§ 2-3 汽轮机转子所受到的轴向力	72
第三章 汽轮机设计工况热计算	
§ 3-1 按速度三角形法作汽轮机级热计算	75
§ 3-2 按模型级法作汽轮机级和级组热计算	78
§ 3-3 级和级组的热计算程序及最优化设计	84
第四章 舰船汽轮机的变工况工作	
§ 4-1 汽轮机级的变工况	90
§ 4-2 舰船汽轮机功率调节和级上压力与焓降随蒸汽流量的变化	100
§ 4-3 提高舰船汽轮机装置低速经济性的措施	106
§ 4-4 用速度三角形法进行变工况热计算	112
§ 4-5 用模型级法进行变工况热计算	121
§ 4-6 部分节流的调节级变工况计算	122
§ 4-7 初、终蒸汽参数与转速变化对汽轮机工作的影响	125
第五章 汽轮机主要零件结构与强度计算	
§ 5-1 通流部分零件结构	134
§ 5-2 叶片强度计算	140
§ 5-3 叶片振动	144
§ 5-4 转子结构与强度计算	154
§ 5-5 转子临界转速的计算	164
§ 5-6 汽缸	169
§ 5-7 汽封和轴承	172
第六章 舰船汽轮机组的结构和齿轮减速器与冷凝器主要尺寸计算	
§ 6-1 齿轮减速器及其附件的结构	181

§ 6-2	齿轮减速器主要尺寸的计算	190
§ 6-3	凝汽设备的工作原理和结构	196
§ 6-4	冷凝器主要尺寸的计算	205
§ 6-5	典型舰船汽轮机组简介	209

第七章 舰船汽轮机组的控制和保护系统

§ 7-1	概述	222
§ 7-2	控制和保护系统的检测元件	226
§ 7-3	控制和保护系统的执行机构	231
§ 7-4	汽阀和配汽机构	234
§ 7-5	舰船汽轮机组的控制和保护系统示例	242
§ 7-6	汽封压力自动调节系统	248

第八章 舰船汽轮机组设计基础

§ 8-1	舰船汽轮机组设计的基本步骤与要求	253
§ 8-2	初、终蒸汽参数和机组类型的选择	254
§ 8-3	正车汽轮机主要参数的确定	258
§ 8-4	高压汽轮机初步设计	261
§ 8-5	低压汽轮机初步设计	267
§ 8-6	各型机组的设计比较	271
§ 8-7	电子计算机辅助舰船汽轮机初步设计	272
§ 8-8	倒车汽轮机初步设计	274
§ 8-9	主汽轮机尺寸、重量的确定与机组配置	277
§ 8-10	汽轮机组优化设计基本概念	279

第九章 舰船汽轮机组与推进器的配合工作

§ 9-1	船-机-桨的配合工作	282
§ 9-2	舰船汽轮机组的变向过程	288
§ 9-3	计算机仿真方法用于研究转速过渡过程	292

第十章 舰船汽轮机组的起停问题

§ 10-1	转子和汽缸的不稳定温度场、应力场的数值计算方法	297
§ 10-2	转子和汽缸热应力、热变形的近似估算方法	307
§ 10-3	热疲劳、热冲击和汽轮机的寿命	311
§ 10-4	舰船汽轮机组起动方式的分析	314

第十一章 舰船汽轮机组的操纵与管理

§ 11-1	舰船汽轮机组在正常情况下的操纵与管理	318
§ 11-2	舰船汽轮机组故障的分析与处理	325
§ 11-3	汽轮机组故障诊断的专家系统	329

附录

附录一	水蒸气状态参数计算程序	331
附录二	速度三角形法汽轮机级的热计算程序	342
附录三	汽轮机转子临界转速计算程序	347
附录四	舰船汽轮机初步设计计算表	350
主要参考文献		354

绪 论

汽轮机即蒸汽涡轮机，又称蒸汽透平 (Steam Turbine)，是一种以蒸汽为工质的热机，通过蒸汽的热能变为动能，再从动能变为机械功的两重能量变化，以产生连续的回转运动。常用它来驱动发电机、某些工业机械或船舶推进器与其它机械，分别称为发电汽轮机、工业汽轮机或船舶汽轮机。船舶汽轮机又有驱动推进器的主汽轮机与驱动泵、鼓风机等的辅汽轮机之分。

图 0-1 表示一部最简单的汽轮机结构简图。它由四个基本部分组成：

1. 通流部分 (Steam Path)：蒸汽在其中流过并实现能量转换的部分，由喷嘴 1 和动叶 3 构成；
2. 定子 (Stator)：包括汽缸 2 及其上所固定的零件，如喷嘴箱、隔板(图中没有)等所有静止部分的总称；
3. 转子 (Rotor)：所有转动部分的总称，包括图中的叶轮 4 和机轴 5；
4. 两端部分：位于汽轮机轴的两端，包括汽封、推力轴承 6、轴承 7 等为保证汽轮机正常工作所必需的各种零件。

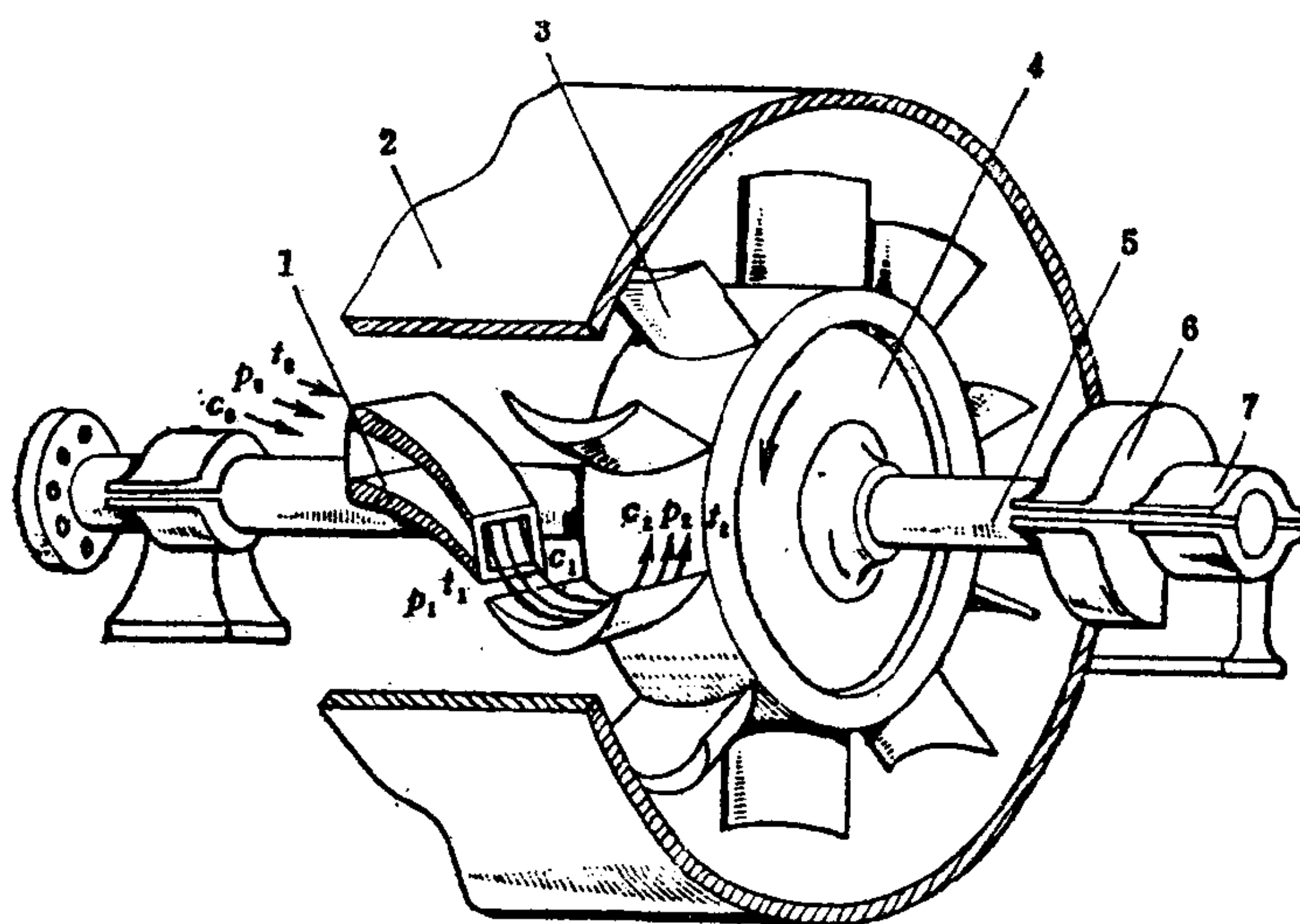


图0-1 单级冲动式汽轮机示意图

1—喷嘴； 2—汽缸； 3—动叶； 4—叶轮； 5—机轴，
6—推力轴承； 7—轴承。

实际汽轮机的类型不同，具体结构也有所不同，但上述四大部分是不可缺少的。

根据能量转换方式的不同，汽轮机有冲动式与反动式两大类。冲动式汽轮机在喷嘴中实现蒸汽的热能变动能，而在动叶通道中实现动能变机械功。图 0-2 为单级冲动式汽轮机的纵剖面图，其上方表示出蒸汽压力、速度的变化。把若干个图 0-2 所示的冲

动级串在一根轴上，装在一个汽缸内，就成了多级冲动式汽轮机，又称压力级汽轮机。在单级冲动式汽轮机的轮缘上安装两列或两列以上动叶，相邻两列动叶之间在汽缸上装有一列导向叶片，使蒸汽动能依次在各列动叶上被利用，即构成速度级汽轮机。其中有两列动叶的速度级又称复速级，如图 0-3 所示。

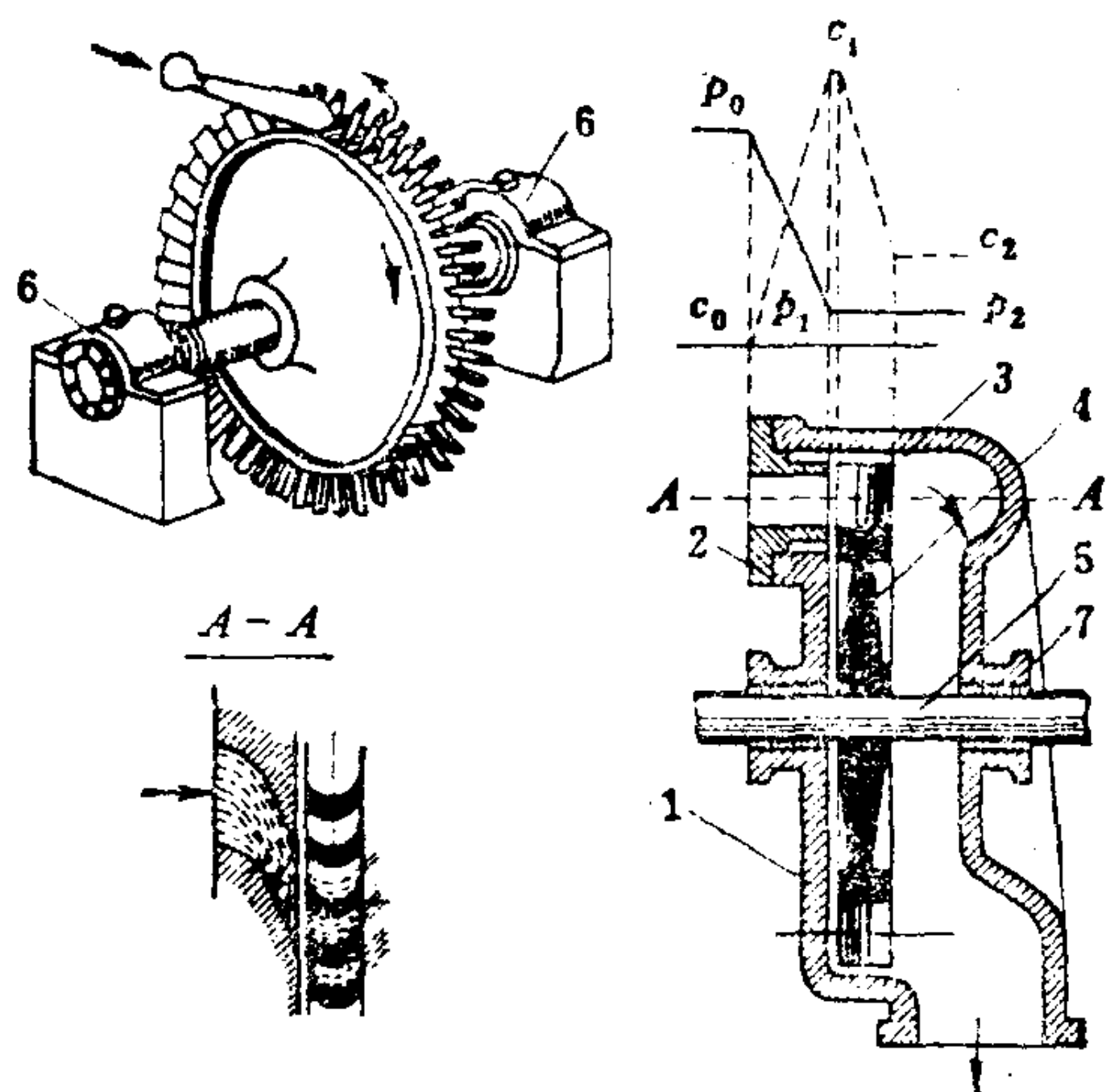


图0-2 单级冲动式汽轮机

1—汽缸；2—喷嘴；3—动叶；4—叶轮；
5—机轴；6—轴承；7—汽封。

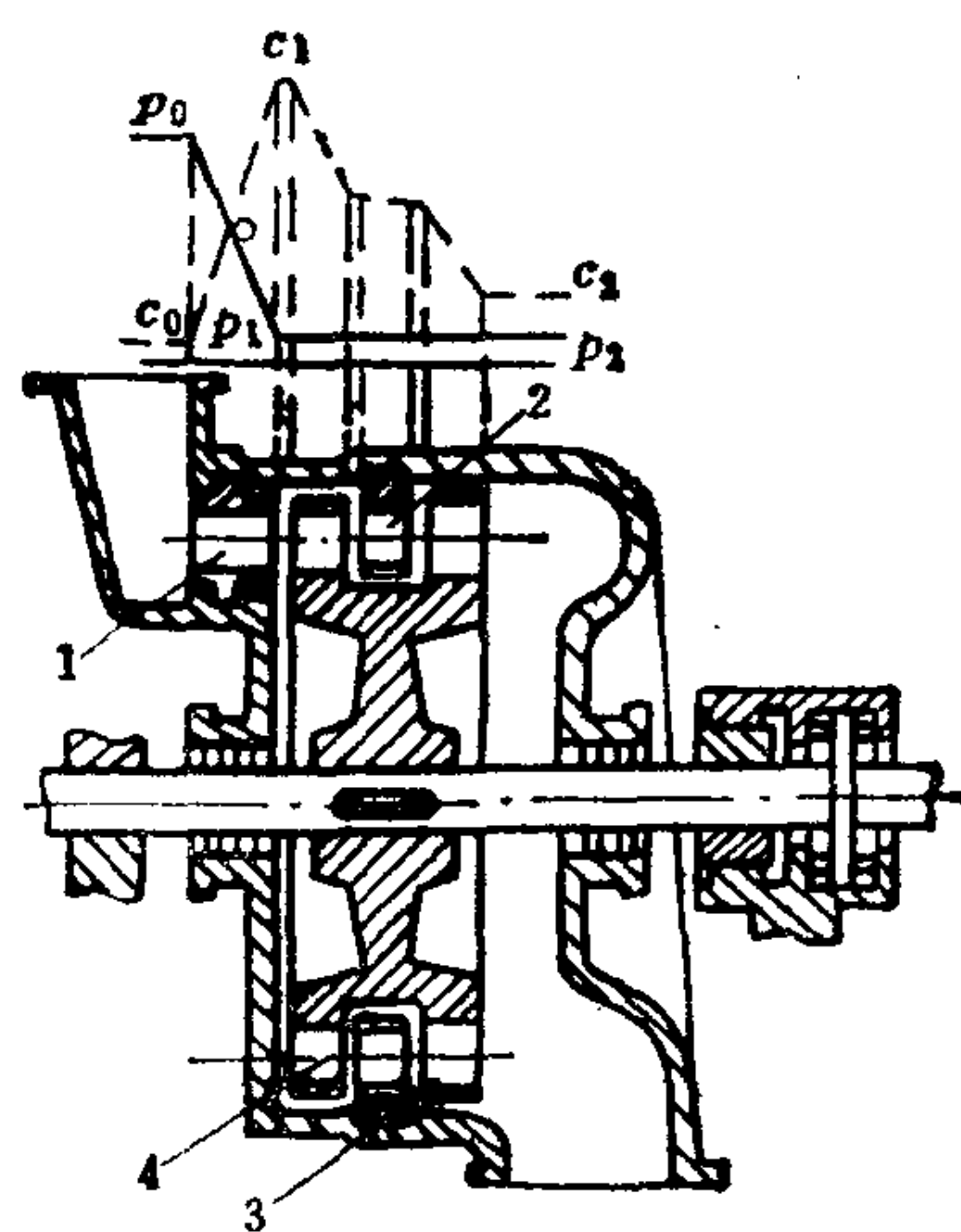


图0-3 复速级汽轮机

1—喷嘴；2—导叶；3，4—动叶。

反动式汽轮机与冲动式汽轮机的不同点在于蒸汽在它的动叶栅通道中同时实现热能变动能与动能变机械功的两重能量变化，在结构上它以静叶代替喷嘴，而以鼓式转子代替轮式转子。图 0-4 表示一部反动式汽轮机的简图，图的上方曲线 I，II 分别表示其中蒸汽压力与速度的变化。反动式汽轮机总是多级的。

船舶主汽轮机由上述各种类型的级组合而成。辅汽轮机视功率大小可能为复速级或压力级，小型辅机也可能采用单级冲动式汽轮机。

世界上第一台实际应用的汽轮机由英国人帕森斯 (C.A.Parsons) 于 1884 年设计制成，是一部 7.5kW 的反动式汽轮机。1889 年瑞典人拉瓦尔 (De Laval) 制成第一部单级冲动式汽轮机。1895 年美国人柯蒂斯 (C.G.Curtis) 制成第一部速度级汽轮机。1898 年法国人拉脱 (A.C.E.Rateau) 制成第一部压力级汽轮机。100 年来，汽轮机从发明到发展有了巨大的变化。目前世界上最大的发电汽轮机组功率已达 1500MW。汽轮机已成为大型火力发电站和核电站唯一的或主要的发动机类型。由于

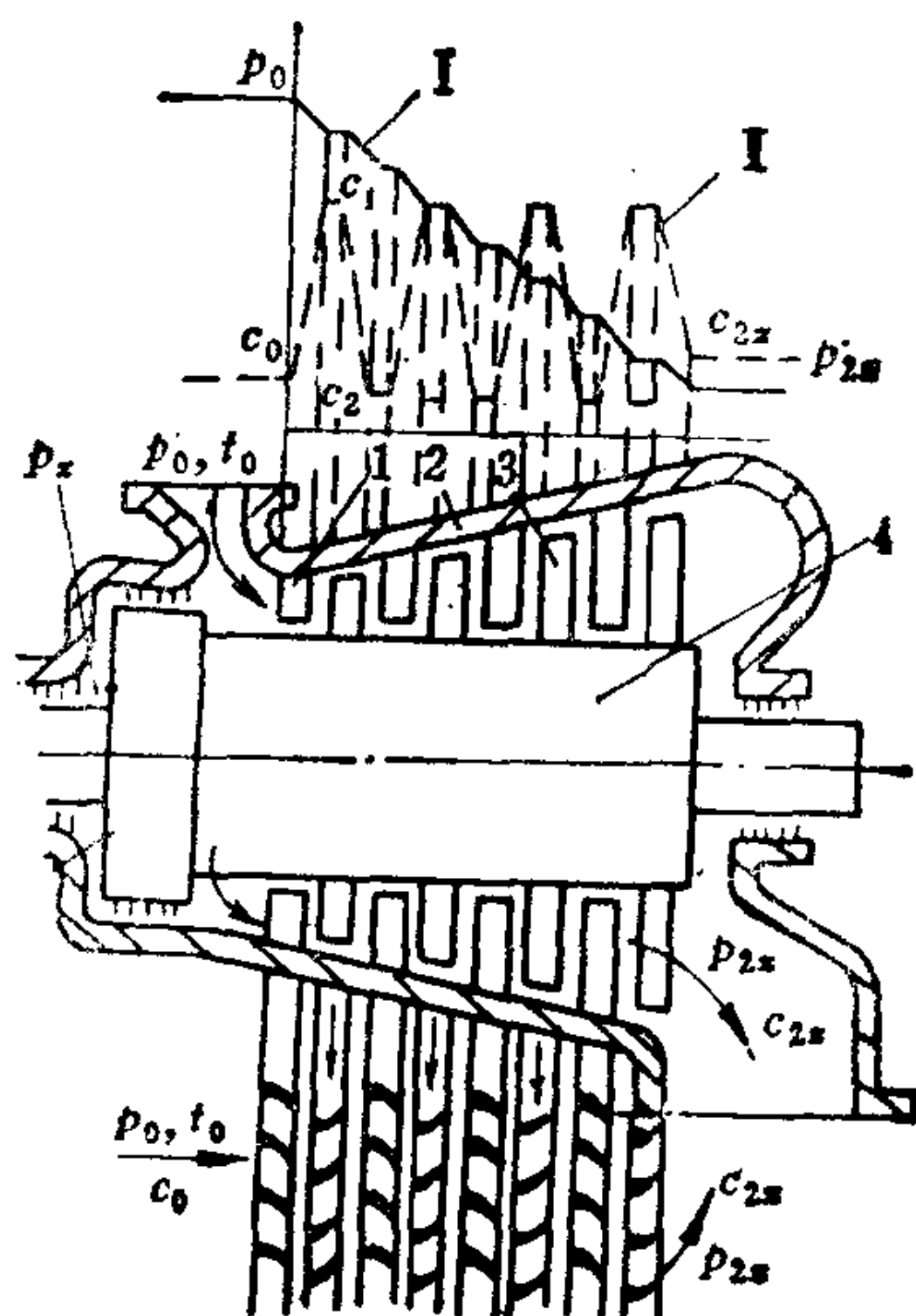


图0-4 反动式汽轮机

1—静叶；2—汽缸；3—动叶；4—转子；
5—平衡活塞；I—压力变化；II—速度变化。

它具有单机功率大，连续回转工作平稳，以及可靠性好等优点，被广泛地应用于大、中型舰船上。直到50年代，曾经是中型以上军舰动力的唯一类型。60年代以来，燃气轮机异军突起，由于它效率较高，装置较紧凑等优点，在水面军舰中受到青睐。近年来有了很大发展。但是，现有大、中型水面军舰中仍以汽轮机舰占多数，在核潜艇中都采用汽轮机推进。大型民用船舶也采用汽轮机作主机。

船舶主汽轮机组由主汽轮机、冷凝器和齿轮减速器三大部分组成。图0-5为典型的船舶主汽轮机结构局部剖示图。

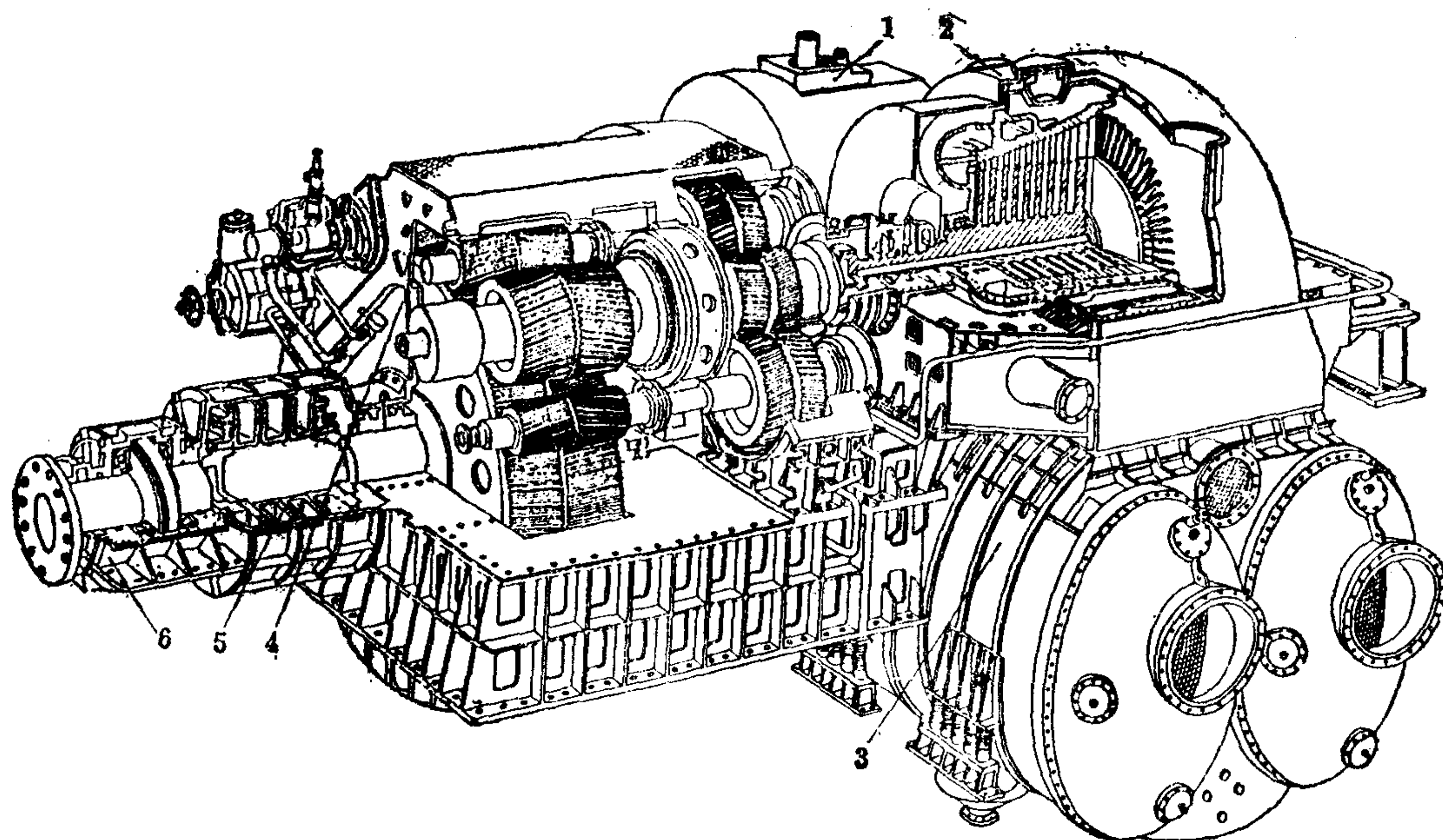


图0-5 船舶主汽轮机组

1—高压汽轮机；2—低压汽轮机；3—冷凝器；4—齿轮减速器；
5—主推力轴承；6—支持轴承。

自1956年制成第一部6000kW发电汽轮机以来，我国汽轮机制造业得到了很大发展，目前已制成300及600MW发电汽轮机，并自行设计建造了300MW核电站汽轮机。在舰船汽轮机方面，设计建造了从3680kW至26500kW各型汽轮机多种，已经具备了自行设计与独立生产能力。在汽轮机理论方面，吴仲华教授于50年代初对三元流动计算进行了开创性的工作，近年来涌现出一批新的科研人员，取得了许多科研成果。

随着现代科学技术的发展，汽轮机学科在理论和实践上也继续向前发展。在气动热力学方面三元流动理论和两相流动等问题正在不断深入，在强度与振动方面有限元法用于强度计算取得了许多成果，对叶片复合振动与转子扭振的研究也在继续深入，有关零件寿命估算问题已提到日程上来；新材料、新工艺的研究与应用也取得了许多成果；电子计算机的应用在产品设计与优化设计与计算机辅助设计、运行监控与故障诊断，以及过程仿真和计算机模拟训练等都有长足的进展。可以预见，我国的汽轮机技术及汽轮机工业，必将获得更迅猛的发展。

第一章 汽轮机级

§ 1-1 喷嘴中的一元流动

蒸汽在喷嘴通道中实现热能变为动能的能量转换,在反动级的静、动叶栅和带反动度的冲动级动叶栅通道中,也产生同样的能量转换。为了简化,对弯曲的喷嘴通道沿中心线取坐标系,以任一坐标点横截面上的汽流参数平均值表示该点的参数值,所研究的问题变成了一元流动问题。研究的目的在于求出能量转换的量的关系,探讨为了实现能量转换通道面积应有的变化规律,并计算所流过的蒸汽流量。首先讨论无损失的理想情况,然后讨论实际情况,最后研究实际倾斜安装的喷嘴斜切部分流动的问题。

一、理想流动的基本假设和基本方程

(一) 理想流动的基本假设

除上述一元流动假设外,还假定为:

- (1) 稳定流动 以稳定流动的汽流参数平均值代替它们的周期平均值;
- (2) 绝热流动 忽略流动过程对外部的热交换;
- (3) 等熵流动 不考虑汽流粘性的影响,即认为流动过程中没有能量损失,实际上汽流的粘性作用集中表现在附面层内,层外的核心汽流可以认为是等熵的,忽略附面层的影响,就可以整个地看作是等熵流动。

(二) 基本定律和方程

研究喷嘴中的一元流动问题,所用到的热力学与气体动力学基本定律和方程有:

1. 理想气体的状态方程和过程方程

理想条件下,过热蒸汽(特别是当过热度较高时)遵循理想气体状态方程

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

式中 p ——绝对压力, Pa;

v ——比容, m^3/kg ;

R ——气体常数, $R = 461.76 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$;

T ——绝对温度, K。

蒸汽过程也可以用理想气体的过程方程来描述。理想的绝热等熵过程,即可逆的绝热过程方程为:

$$pv^k = \text{常数} \quad (1-2)$$

绝热指数 k 对于空气有 $k = 1.4$, 对于过热蒸汽 $k = 1.3$, 对于干度为 x 的湿蒸汽 $k = 1.035 + 0.1x$ 。

蒸汽的焓值也按理想气体的焓值公式计算

$$i = c_p T \quad (1-3)$$

式中 i ——蒸汽的焓, J/kg ;

c_p ——定压比热,

$$c_p = \frac{k}{k-1} R \quad \text{J/kg} \cdot \text{K}$$

于是, (1-3) 式可以写成,

$$i = \frac{k}{k-1} RT = \frac{k}{k-1} pv \quad (1-4)$$

2. 质量守恒定律和连续方程

根据质量守恒定律, 在稳定流动的条件下, 通过流管任意截面的质量流量保持不变, 由此导出流体沿管流动的连续方程。对图 1-1 所示的一元流管, 写出两个截面的流量公式, 由质量守恒定律, 有:

$$\frac{A_1 c_1}{v_1} = \frac{A_2 c_2}{v_2} = \frac{Ac}{v} = G = \text{常数} \quad (1-5)$$

式中 A ——通道面积, m^2 ;

c ——气流速度, m/s 。

把任意截面的连续方程写成微分形式, 有

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

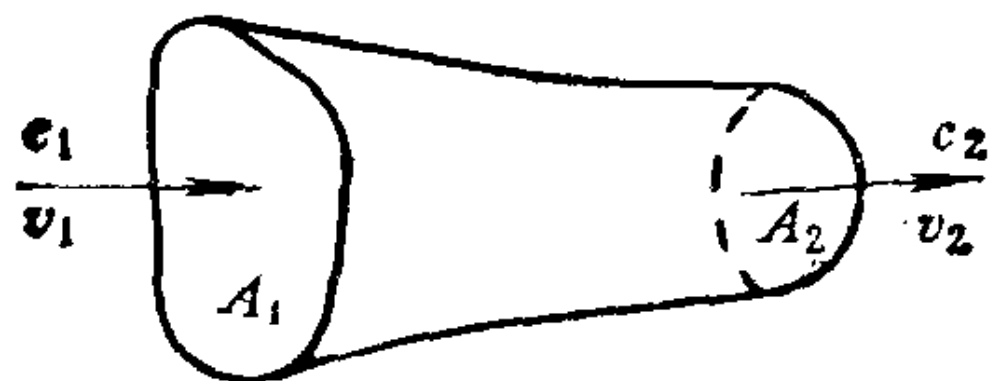


图1-1 一元流管示意

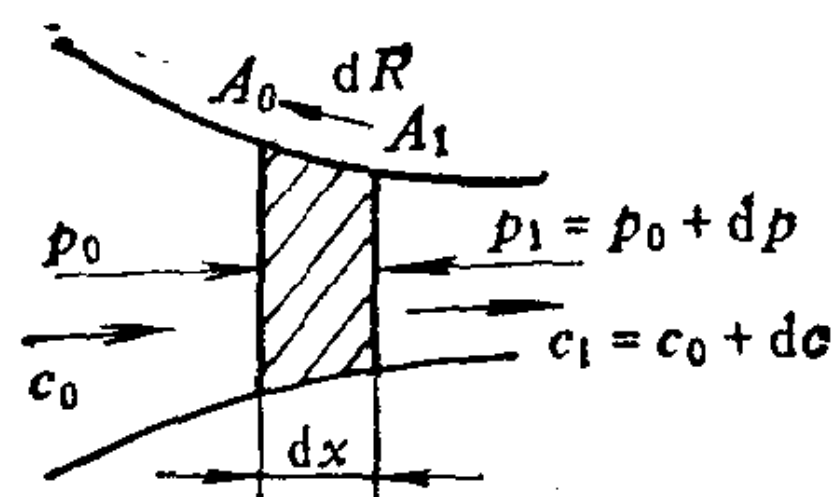


图1-2 流管中蒸汽微团的动量变化

3. 动量定律和运动方程

以 A_0 和 A_1 两截面截取流管中的蒸汽微团, 如图 1-2 所示。两截面间距离 dx 很小, 近似认为截面积相等, $A_0 = A_1 = A$ 。取微团蒸汽的平均密度为 ρ , 则该微团的质量为 $\rho A dx$ 。微团所受外力有 A_0 截面上蒸汽压力 p_0 的作用力, A_1 截面上蒸汽压力 $p_1 = p_0 + dp$ 的作用力, 以及周围壁面的流动阻力 dR 。微团在 A_0 面上的流动速度为 c_0 , 经 $d\tau$ 时间到达 A_1 截面, 其速度变为 $c_1 = c_0 + dc$ 。根据动量定律, 可以写出,

$$[p_0 A - (p_0 + dp) A - dR] d\tau = \rho A dx (c_0 + dc - c_0)$$

即,

$$-A dp - dR = \rho A \frac{dx}{d\tau} dc$$

无粘性条件下 $dR = 0$, 以 $dx/d\tau = c$ 代入, 得运动方程,

$$-\frac{dp}{\rho} = c dc$$

或

$$-v dp = c dc \quad (1-7)$$

对已知流管, 从入口至出口积分上式, 得气流速度与蒸汽参数变化的关系,

$$\frac{1}{2} (c_1^2 - c_0^2) = - \int_{p_0}^{p_1} v dp \quad (1-8)$$

出口气流速度加下标 “t” 表示为理想条件下的出口速度。以 (1-2) 式代入, 积分得,

$$\begin{aligned}
-\frac{1}{2}(c_{1r}^2 - c_0^2) &= -\frac{k}{k-1}(p_0 v_0 - p_1 v_1) \\
&= -\frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]
\end{aligned} \quad (1-9)$$

于是得到喷嘴出口理想气流速度的计算公式:

$$c_{1r} = \sqrt{-\frac{2k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + c_0^2} \quad (1-10)$$

4. 能量守恒定律和能量方程

图 1-3 表示单位质量蒸汽的热力学体系, 流入和流出的蒸汽焓值及流速分别为 i_0 、 c_0 和 i_1 、 c_1 , 流动过程中对外的热交换为 q , 所作的机械功为 W 。根据能量守恒定律, 输入总能量与输出总能量保持平衡, 得能量方程:

$$i_0 + \frac{c_0^2}{2} + q = i_1 + \frac{c_1^2}{2} + W \quad (1-11)$$

流动过程有损失时, 输出端应加上为克服流动阻力所作的功, 输入端也应加上这部分功损失后转化成的热量, 两者相等, 可以互相抵消, 上式依然成立。

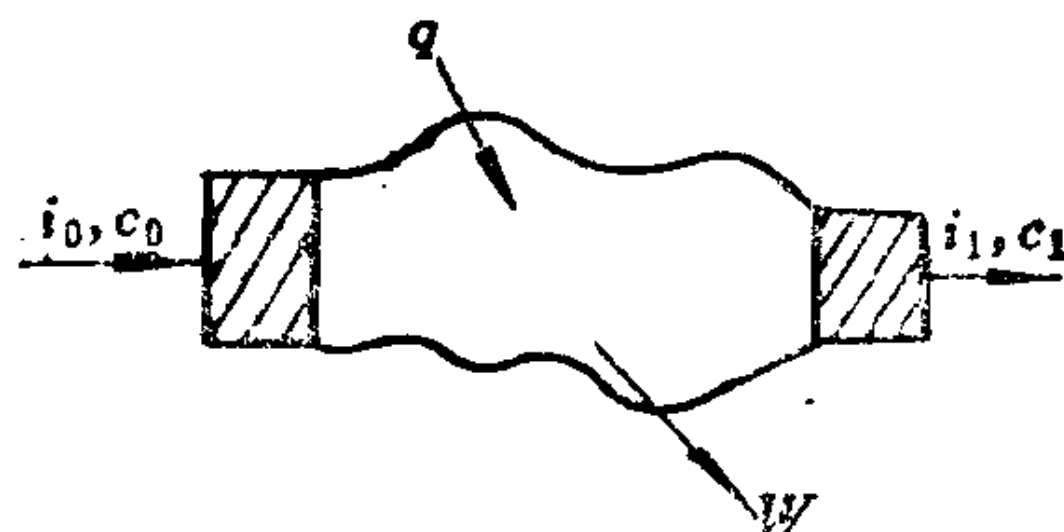


图1-3 蒸汽流动的热力学体系

二、喷嘴中蒸汽理想流动过程与喷嘴面积变化规律

利用以上四个基本方程, 得到喷嘴中蒸汽流动过程的基本规律。

1. 喷嘴出口汽流速度计算

已知喷嘴入口蒸汽初始状态参数 p_0 、 v_0 、 c_0 和出口压力 p_1 , 由 (1-10) 式计算出口汽流速度 c_{1r} 。推导 (1-10) 式时取蒸汽绝热指数 k 为常数, 实际上流动中各点的指数 k 值并不相等, 这样计算的汽流速度只是近似值。(1-10) 式给出了蒸汽速度与状态参数的解析关系, 用于理论分析比较方便。

实际计算常用 (1-11) 式。理想条件下蒸汽在喷嘴中流动过程对外所作的机械功为零, 并忽略对外的热交换, (1-11) 式变为:

$$c_{1r}^2 - c_0^2 = 2(i_0 - i_{1r}) \quad (1-12)$$

这里, 出口焓值 i_{1r} 是理想等熵过程的终焓。令

$$h_a = i_0 - i_{1r} \quad \text{J/kg}$$

称为喷嘴的等熵焓降, (1-12) 式化为:

$$c_{1r}^2 - c_0^2 = 2h_a$$

于是, 喷嘴出口汽流理想速度的计算公式为:

$$c_{1r} = \sqrt{2h_a + c_0^2} \quad \text{m/s} \quad (1-13)$$

已知喷嘴入口蒸汽初始参数和出口压力, 蒸汽在喷嘴中的理想流动过程, 可以用垂直线 $A_0 A_{1r}$ 在焓熵图上表示, 如图 1-4 所示。若喷嘴入口的蒸汽初速所具有的动能全部转化为热能, 以提高蒸汽焓值, 这时的初焓称为滞止初焓, 即:

$$i_0^* = i_0 + \frac{c_2^2}{2} \quad \text{J / kg}$$

如图 1-4 中 A^* 点所示。该点的蒸汽参数称为滞止初参数，用上标 “*” 表示，如 p^* ， t^* ， v_0^* 等。焓降

$$h_a^* = i_6^* - i_{1r} = h_a + \frac{c_0^2}{2} \quad \text{J/kg} \quad (1-14)$$

称为喷嘴的滞止焓降。以 (1-14) 式代入 (1-13) 式, 喷嘴出口理想速度为:

$$c_{11} = \sqrt{2h_u^*} \quad \text{m/s} \quad (1-15)$$

同样，以蒸汽的滞止初参数代入 (1-10) 式，此时入口初速 $c_0 = 0$ ，得：

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

比较 (1-15) 和 (1-16) 两式可见, 滞止等熵焓降为:

$$h_a^* = \frac{k}{k-1} p_0^* v_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (1-17)$$

2. 喷嘴面积变化和临界参数

对 (1-2) 式两边取对数并微分, 得:

$$\frac{dp}{p} + k \frac{dv}{v} = 0 \quad (1-18)$$

与 (1-7) 式合并, 得:

$$\frac{dv}{v} = \frac{cdv}{kTv} \quad (1-19)$$

由音速公式

$$a = \sqrt{k\rho v} \quad (1-20)$$

上式化为:

$$\frac{dv}{v} = \frac{cd c}{a^2} = \left(\frac{c}{a}\right)^2 \frac{dc}{c} = Ma^2 \frac{dc}{c} \quad (1-21)$$

式中 $Ma = c/a$ 为马赫数。以 (1-21) 式代回 (1-6) 式, 得:

$$\frac{dA}{A} = (Ma^2 - 1) \frac{dc}{c} \quad (1-22)$$

该式说明喷嘴通道面积的相对变化率与速度的相对变化率的关系。喷嘴中速度的变化率总是正的，面积变化率则随着 Ma 值的大小不同可正可负：当 $Ma < 1$ 时，面积变化率取负号，出口速度小于音速时用渐缩式喷嘴；当 $Ma > 1$ 时，面积变化率为正，出口速度大于音速时用缩放式喷嘴。缩放喷嘴中 $Ma = 1$ 处面积变化率为零，即达到它的最小值，称为喷嘴喉部。

图 1-5 表示喷嘴中各项汽流参数与通道面积随蒸汽焓降的变化。横坐标表示等熵焓

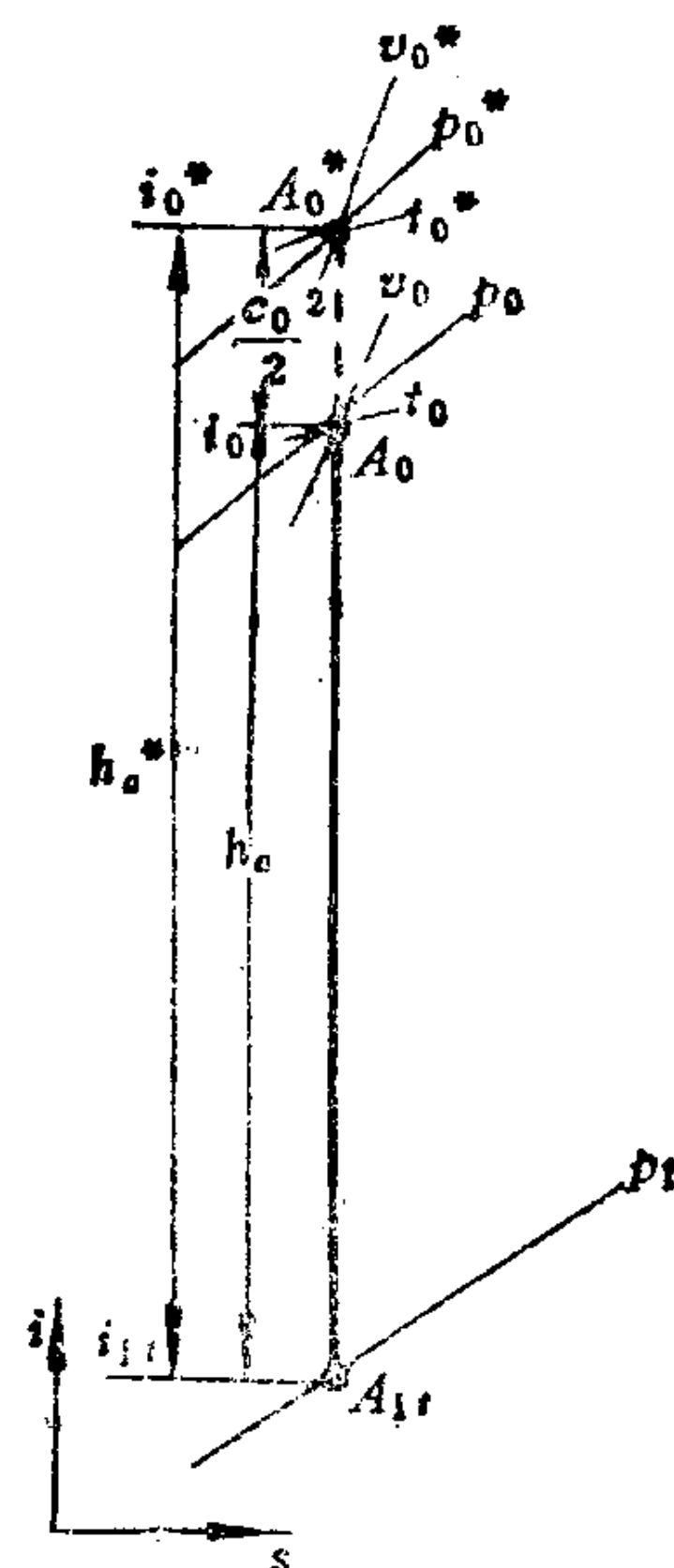


图1-4 焓熵图上蒸汽在喷嘴中的理想流动过程

降, 按一定比例尺也可化为喷嘴轴线方向的坐标。纵坐标表示蒸汽参数和通道面积。喉部处为临界值, 加下标 “cr” 表示。以临界参数的值代入 (1-16) 及 (1-20) 式, 由于喉部处的汽流速度即当地音速, 有:

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

以 (1-2) 式代入消去比容 v , 整理得到:

$$\varepsilon_{cr}^* = \frac{p_{cr}}{p_0^*} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1-23)$$

ε_{cr}^* 称为临界压比, 其值只与气体性质有关:

对于过热蒸汽 $k=1.3$ $\varepsilon_{cr}^*=0.546$

对于干饱和蒸汽 $k=1.135$

$\varepsilon_{cr}^*=0.577$

对于空气 $k=1.4$ $\varepsilon_{cr}^*=0.528$

喷嘴入口汽流初速一般很小, 其滞止初压 p_0^* 与初压 p_0 十分接近, 有时以 ε_{cr} 来代替 ε_{cr}^* , 应用时要注意区别。

以 (1-23) 式代入 (1-16) 式, 得临界速度的计算公式:

$$c_{cr} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_0^* v_0^*} \quad (1-24)$$

以上关于喷嘴面积变化规律的讨论, 以及图 1-5 所示的曲线, 只要令汽流流动方向相反, 同样可用来分析扩压管中的流动。

3. 通过喷嘴的蒸汽流量

按喷嘴出口面积用连续方程计算蒸汽流量

$$G_t = \frac{A_n c_{1t}}{v_{1t}} \quad \text{kg/s} \quad (1-25)$$

A_n 为喷嘴出口面积, 其余参数加下标 “t” 表示理想条件下的值。以 (1-16) 式及 (1-2) 式代入

$$G_t = A_n \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_0^*}{v_0^*} \left(\varepsilon_n^* \frac{2}{k} - \varepsilon_n^* \frac{k+1}{k} \right)} \quad \text{kg/s} \quad (1-26)$$

式中, $\varepsilon_n^* = p_1/p_0^*$ 为相对于滞止初压的喷嘴压比。图 1-6 作出蒸汽流量随喷嘴压比变化的曲线关系。作图时令喷嘴出口面积及蒸汽初参数不变, 压比的变化即表示出口压力变化。当喷嘴出口压力与初压相等, $\varepsilon_n^* = 1$ 时, 蒸汽流量为零。随着压比减小, 流量逐渐增大, $\varepsilon_n^* = \varepsilon_{cr}$ 时达最大值, 即临界流量 G_{cr} 。压比进一步降低必须采用缩放喷嘴, 在出口面积不变的条件下其喉部面积必减小, 蒸汽流量也将减少 (虚线 BO 段), 整个流量变化情况如曲线 ABO 所示。对于渐缩式喷嘴, 当压比小于临界压比时, 出口截面上仍保持为临界压力不变, 蒸汽流量也保持为临界流量不变, 整个流量变化情况如图中

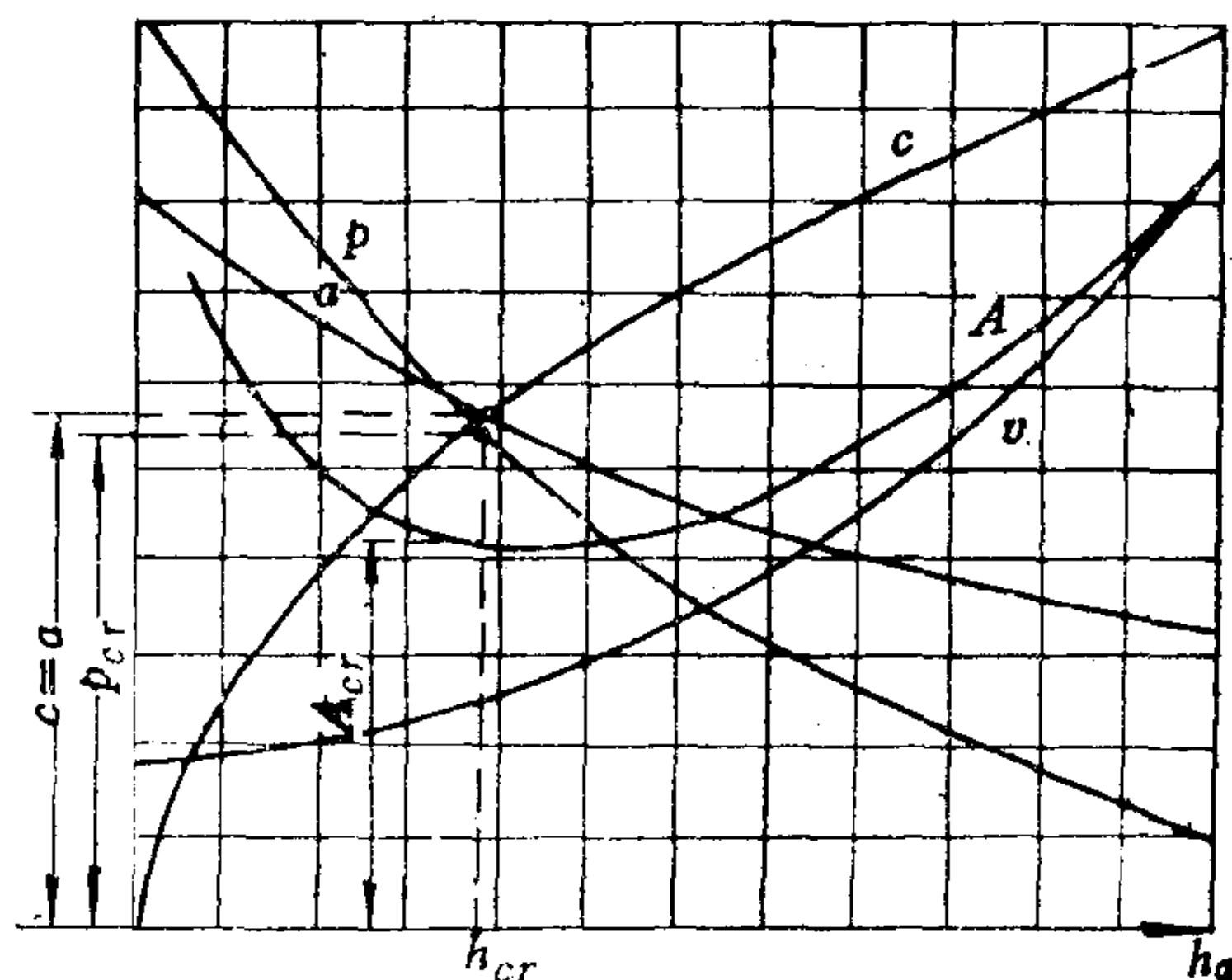


图1-5 喷嘴中汽流参数与通道面积随蒸汽焓降的变化

ABC 线所示。

(1-26) 式两边除以喷嘴出口面积 A_n ，得单位面积流量随压比变化的关系：

$$\frac{G_t}{A_n} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_0^*}{v_0^*} \left(\varepsilon_n^{*\frac{2}{k}} - \varepsilon_n^{*\frac{k+1}{k}} \right)} \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \quad (1-27)$$

该式也可看作沿喷嘴轴线不同截面上的单位面积蒸汽流量随该截面上的蒸汽压比变化的关系。

(1-27) 式右边根号内的函数对压比 ε_n^* 求导，令其一阶导数为零，得单位面积流量为最大值时的压比，即临界压比，有：

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

所得结果与 (1-23) 式完全一样。

以喉部面积和临界压比的值代入 (1-26) 式，得临界流量为：

$$G_{tcr} = A_{cr} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{p_0^*}{v_0^*}} = \alpha A_{cr} \sqrt{\frac{p_0^*}{v_0^*}} \quad (1-28)$$

其中 $\alpha = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ 称为临界流量系数，其值与气体的绝热指数 k 有关，

对于过热蒸汽	$k=1.3$	$\alpha=0.667$
对于饱和蒸汽	$k=1.135$	$\alpha=0.636$
对于空气	$k=1.4$	$\alpha=0.685$

三、喷嘴中蒸汽的实际流动过程

1. 实际出口速度和喷嘴损失

前面所述的理想流动基本假设中，前两个假设在实际喷嘴流动中基本上可以满足，第三个关于无粘性的假设与实际流动差别较大。由于蒸汽粘性的影响，喷嘴出口汽流速度将减小，出口蒸汽焓值提高，其流量也将减小。

图 1-7 在焓熵图上表示喷嘴中的实际流动过程。喷嘴实际出口速度与理想出口速度之比称为喷嘴速度系数，用 $\varphi = c_1/c_{1i}$ 表示。于是

$$c_1 = \varphi c_{1i} = \varphi \sqrt{2h_{an} + c_0^2} \quad \text{m/s} \quad (1-29)$$

这里， h_{an} 表示喷嘴中的等熵焓降。速度系数的大小与喷嘴的结构类型及其表面加工粗糙度有关，通常由试验得到，其值大约为 0.93~0.97。

理想出口速度所具有的动能与实际动能之差，称为喷嘴损失，用 Δh_n 表示：

$$\Delta h_n = \frac{c_{1i}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1i}^2}{2} = \zeta_n h_{an} \quad \text{J/kg} \quad (1-30)$$

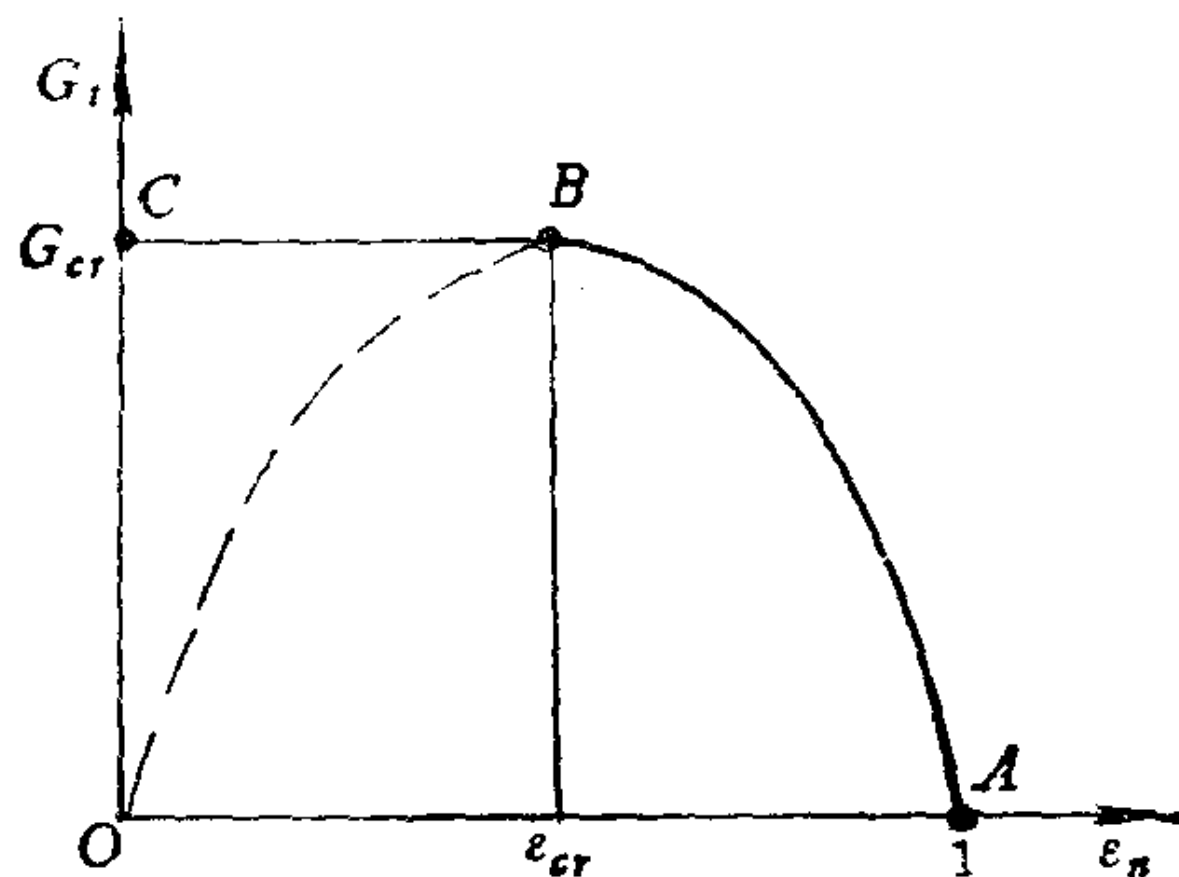


图1-6 喷嘴蒸汽流量随压比的变化

式中 ζ_n ——喷嘴损失系数, $\zeta_n = 1 - \varphi^2$ 。

由于喷嘴损失转化为热量, 提高了喷嘴出口蒸汽的焓值, 实际过程终焓为:

$$i_1 = i_{1r} + \Delta h_n \quad (1-31)$$

实际过程终点如图 1-7 中 A_1 点所示。 $A_0 A_1$ 线表示喷嘴实际流动过程的近似过程线。由于喷嘴损失沿它的轴线变化很难逐点计算, 实际计算时有意义的只是它的初、终状态点, 故一般即以直线表示流动过程。

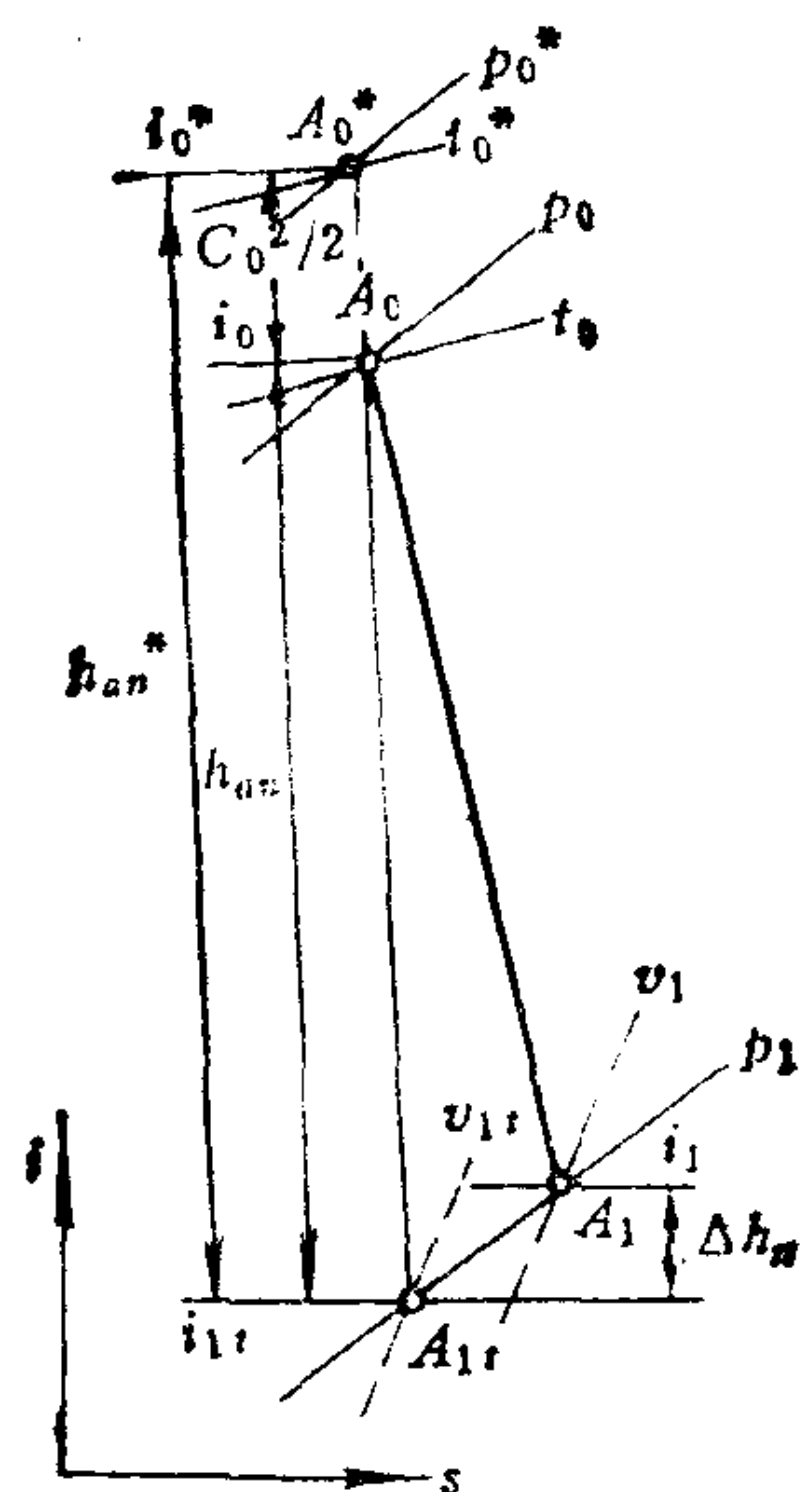


图1-7 喷嘴中蒸汽实际流动在焓熵图上的热过程

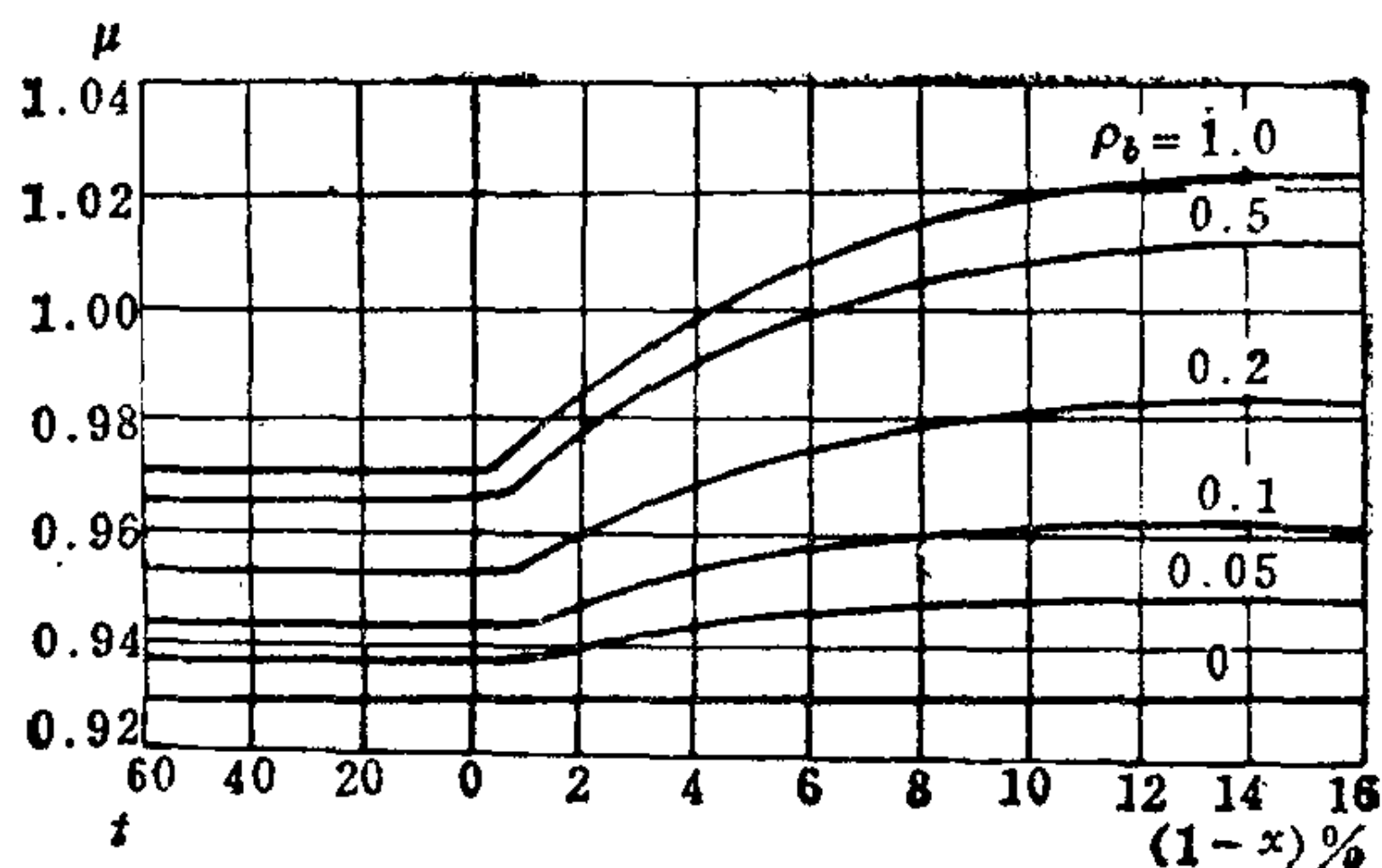


图1-8 喷嘴与叶栅的流量系数

2. 实际蒸汽流量

由于存在损失, 喷嘴出口实际蒸汽速度减小, 而蒸汽比容增大, 流过喷嘴的实际蒸汽流量必小于理想流量。实际计算时用喷嘴流量系数 μ_n 来考虑实际流量的减少, 有:

$$G = \mu_n G_r = \mu_n A_n c_{1r} / v_{1r} \quad \text{kg/s} \quad (1-32)$$

按照一元流动假设, 也可以根据喷嘴出口截面的实际平均速度与平均蒸汽比容, 用连续方程计算实际蒸汽流量:

$$G = \frac{A_n c_1}{v_1} \quad \text{kg/s} \quad (1-33)$$

合并 (1-32) 及 (1-33) 两式, 有:

$$\mu_n = \frac{c_1}{c_{1r}} \frac{v_{1r}}{v_1} = \varphi \frac{v_{1r}}{v_1} \quad (1-34)$$

实际上喷嘴出口蒸汽速度及比容分布不均, 难以得到用于流量计算的平均值。喷嘴流量系数通常由试验测得, 图 1-8 给出了一组喷嘴与叶栅通道流量系数曲线, 曲线上的数字表示叶栅的反动度 ρ_b , 即叶栅中的焓降与出口汽流动能之比。对于喷嘴 $\rho_b = 1$; 对于反动式叶栅 $\rho_b \approx 0.5$, 对于冲动式叶栅 $\rho_b \approx 0$ 。图中以蒸汽过热度或湿度为横坐标。由图可见, 对于过热蒸汽, μ 值大约为 0.93 至 0.97; 对于湿蒸汽, 由于蒸汽中的水份来不及凝结, 其汽化潜热未放出, 蒸汽比容较小, μ 值可能大于 1。

四、蒸汽在喷嘴斜切部分内的流动

为使汽流以一定的角度流入动叶栅通道，喷嘴中心线在出口处总是与轮面成一定夹角，称为喷嘴出口角，如图1-9中 α_1 所示。喷嘴垂直出口面 AB 与斜出口面 AC 之间的三角形区域，称为喷嘴的斜切部分。前面所讨论的喷嘴出口截面，都指垂直出口面 AB 。当喷嘴出口后的压力（ AC 面上的压力）与 AB 面上的压力相等时，蒸汽在斜切部分内并不发生膨胀。若 AC 面上的压力低于 AB 面时，汽流将在斜切部分内膨胀，并且发生转向。

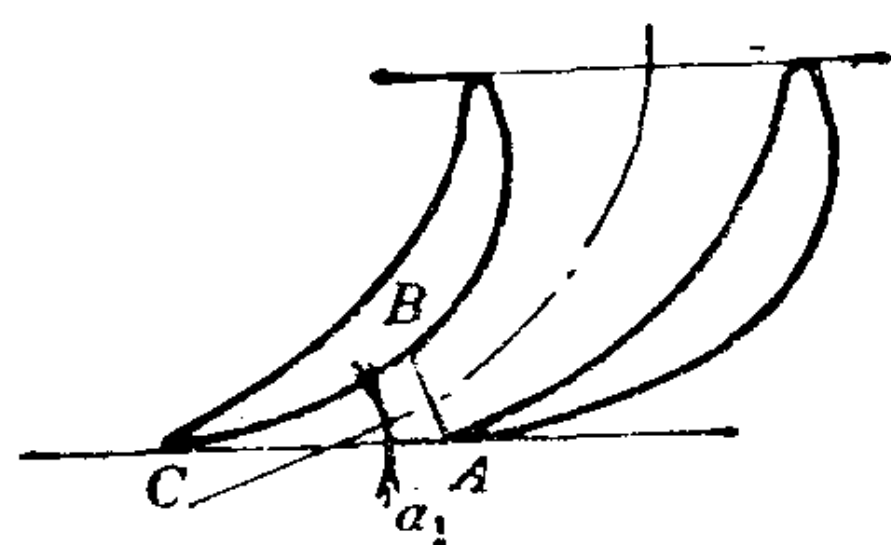


图1-9 喷嘴斜切部分

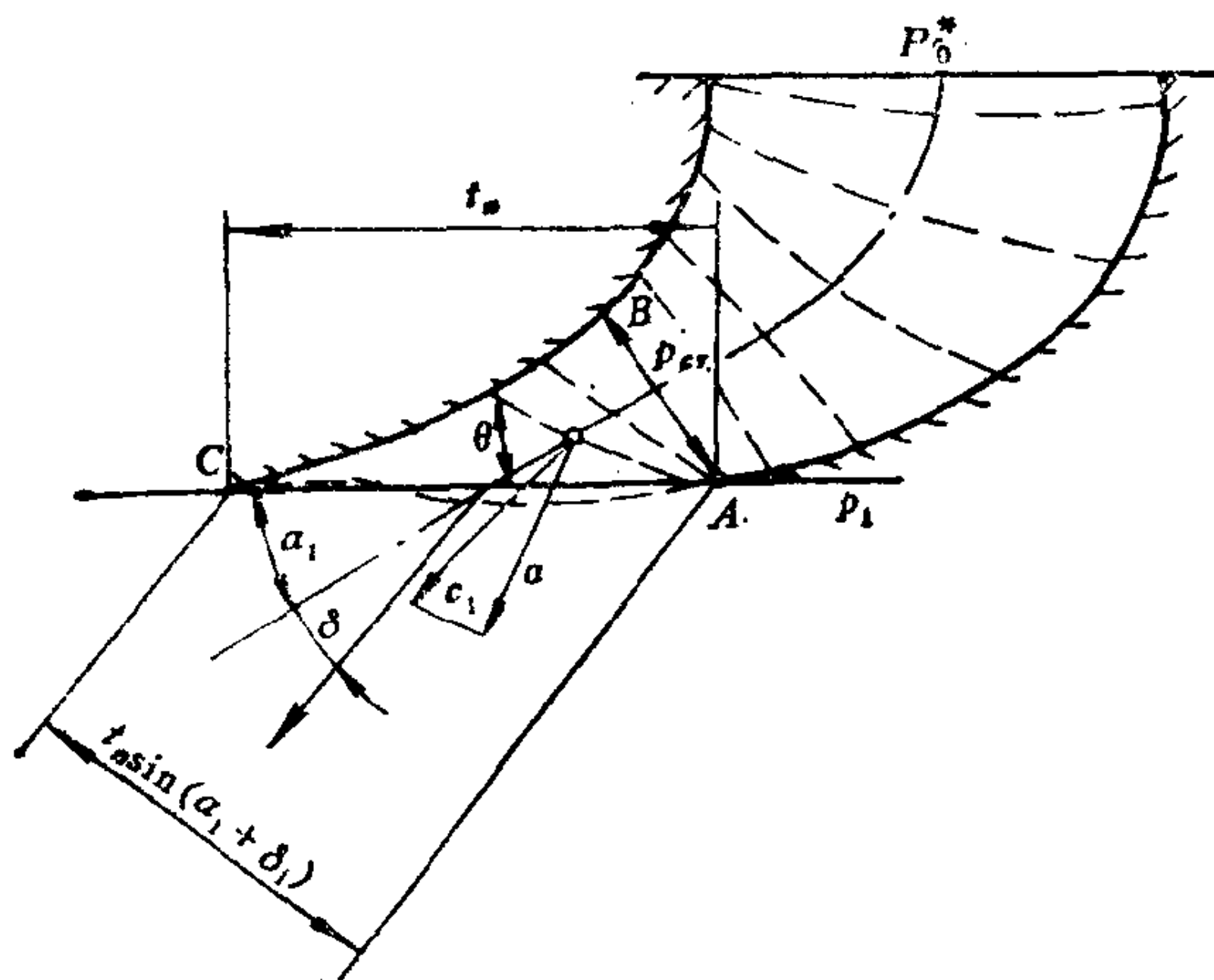


图1-10 蒸汽在喷嘴斜切部分内的膨胀

图1-10用虚线表示喷嘴通道中汽流的等压面。在垂直出口面 AB 以前，等压面大致与通道中心线垂直，汽流沿中心线加速。对于渐缩式喷嘴，当背压足够低时，蒸汽膨胀到垂直出口面 AB 时其参数恰为临界值，从临界压力 p_{cr} 到出口压力 p_1 ，蒸汽将在斜切部分内膨胀。在 A 点处，蒸汽压力迅速由 p_{cr} 降至 p_1 ，沿 BC 边蒸汽压力逐渐下降，斜切部分内等压面将逐渐倾斜。汽流在压力下降的方向上产生加速，流速逐渐增大，出汽角也渐增大。 AC 面上的汽流实际出口角与 AB 面上的喷嘴出口角之差 δ ，称为斜切部分膨胀的汽流转向角。把 A 点看作产生膨胀波组的扰动源，利用气动力学关于超音速气流绕外钝角流动的理论，可以计算转向角 δ 。

工程上常由 AB 及 AC 两截面上的连续方程计算转向角 δ 。由于两截面上流量相等，即：

$$\mu_n \frac{l_n t_n \sin \alpha_1 c_{cr}}{v_{cr}} = \mu'_n \frac{l'_n t_n \sin(\alpha_1 + \delta) c_{1r}}{v_{1r}} \quad (1-35)$$

通常两截面的喷嘴高度相等 $l_n = l'_n$ ，并且认为两个流量系数也相等 $\mu_n = \mu'_n$ ，于是得到：

$$\sin(\alpha_1 + \delta) \approx \frac{v_{1r}}{v_{cr}} \frac{c_{cr}}{c_{1r}} \sin \alpha_1 \quad (1-36)$$

由此不难算出转向角 δ 。为了求出转向角与压比的关系，利用(1-2)、(1-16)及(1-24)式，可将上式化成

$$\sin(\alpha_1 + \delta) \approx \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k-1}{k+1}}}{e_n^* \frac{1}{k} \sqrt{1 - e_n^* \frac{k-1}{k}}} \sin \alpha_1 \quad (1-37)$$

图 1-11 由计算作出转向角 δ 与压比 ε^* 的关系曲线，曲线上的数字表示喷嘴出口角 α_1 ，点划线 ab 表示斜切部分的最大膨胀角和对应的极限压比。说明如下。

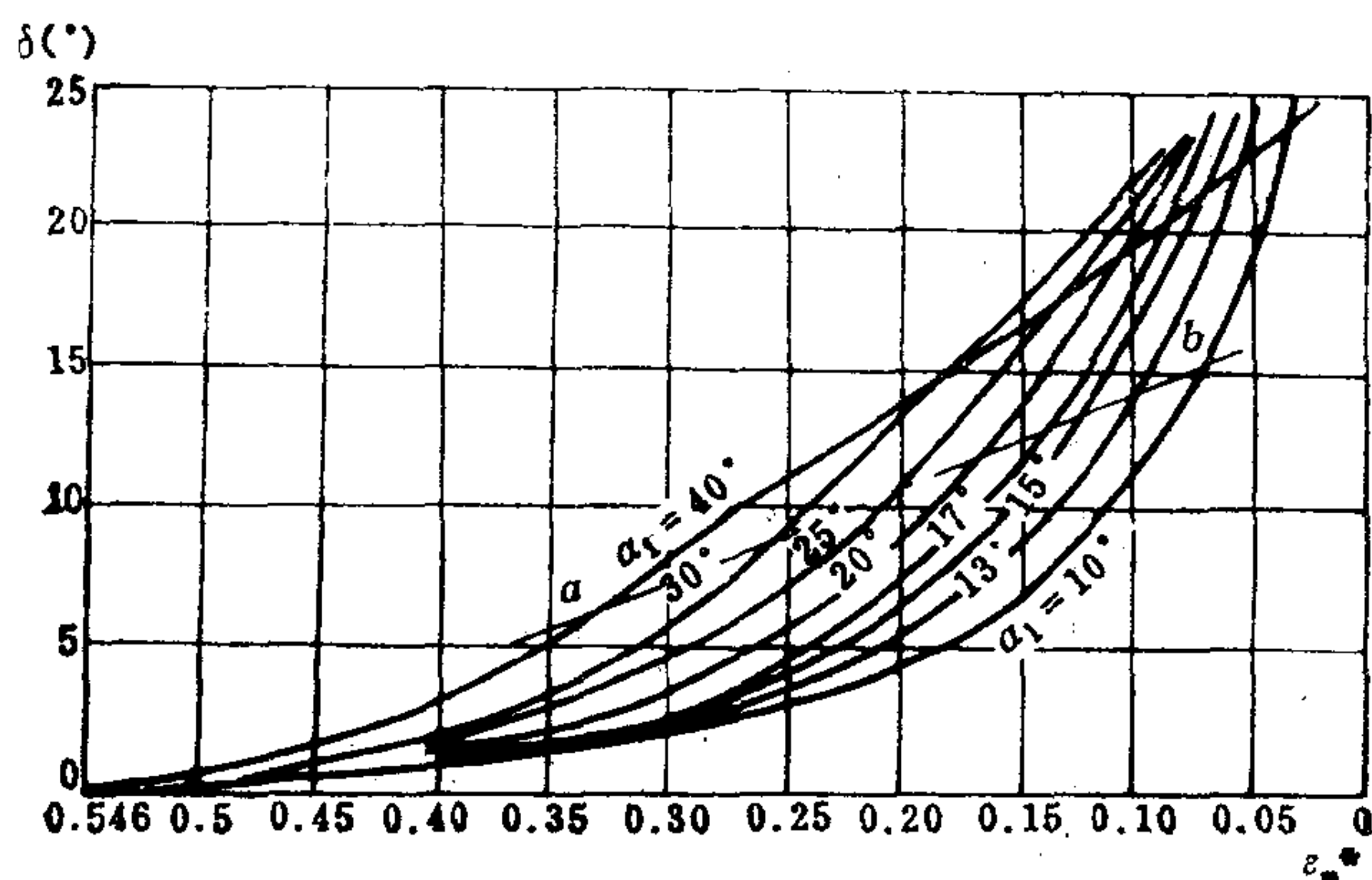


图1-11 斜切部分膨胀的汽流转向角曲线

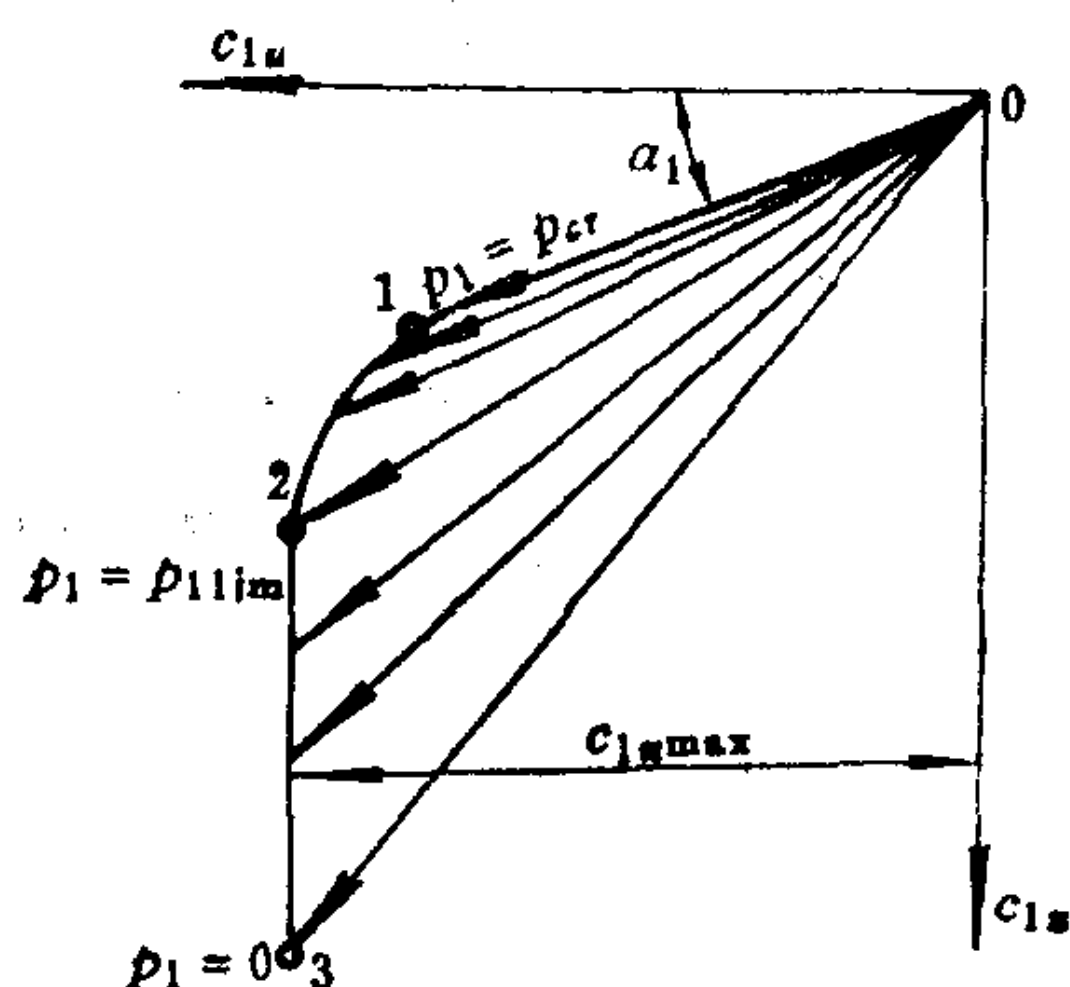


图1-12 喷嘴出口汽流的速端曲线

图 1-12 绘出了不同背压下喷嘴出口汽流速度的矢量线，将它们的端点连接起来得速端曲线 0-1-2-3。当 $p_1 \geq p_{cr}$ 时，随着背压降低 c_1 沿 0-1 直线逐渐增大，汽流出口角保持不变，转向角为零。当 $p_{cr} > p_1 \geq p_{lim}$ 时，蒸汽在喷嘴斜切部分内膨胀， c_1 的大小及其倾斜角同时增大，速端沿 1-2 曲线变化。当 $p_1 = p_{lim}$ 时，斜切部分内膨胀的最后一个等压面 $p_1 = p_{lim}$ 恰好落在斜出口边 AC (图 1-10) 上，即到达斜切部分的最大膨胀能力，此时轮周分速 c_{1u} 达到最大值 $c_{1u\max}$ ， p_{lim} 为斜切部分膨胀的极限压力，它与初压之比 $\varepsilon_{lim} = p_{lim}/p_0$ 称为极限压比。背压进一步降低到 $p_1 < p_{lim}$ 时，蒸汽在斜出口面 AC 以后继续膨胀， c_{1u} 保持为最大值不变，速端沿直线 2-3 变化，当 $p_1 = 0$ 时到达 3 点。利用上述关系，可以导出 $\varepsilon_{lim} = p_{lim}/p^*$ 的关系。

也可以利用图 1-10 中的等压线的关系求得极限压比 ε_{lim} 。斜切部分内的等压线组即超音速汽流中的特性线组，汽流通过特性线将产生膨胀，任一点上汽流方向与通过该点的特性线之间的夹角 θ 即马赫角。极限情况下，特性线落在斜出口边 AC 上，即达到斜切部分最大膨胀能力。利用马赫角的公式

$$\sin \theta = 1/Ma_1 = c_{1cr}/c_{1s},$$

这里， c_{1cr} 为出口边压力下的音速。在所讨论的极限情况下， $\theta = \alpha_1 + \delta$ ，于是：

$$\sin(\alpha_1 + \delta) \approx \frac{v_{1s}}{v_{cr}} \frac{c_{cr}}{c_{1s}} \sin \alpha_1 = \frac{1}{Ma_1} = \frac{c_{1cr}}{c_{1s}}$$

或即

$$\sin \alpha_1 \approx \frac{c_{1cr}}{c_{cr}} \frac{v_{cr}}{v_{1s}} \quad (1-38)$$

利用等熵过程方程 (1-2) 式，将比容之比化为压比的关系：

$$\frac{v_{cr}}{v_{1s}} = \left(\frac{p_1}{p_{cr}} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{1}{k}} \left(\frac{p_0^*}{p_{cr}} \right)^{\frac{1}{k}} = \varepsilon_1^{\frac{1}{k}} \varepsilon_{cr}^{-\frac{1}{k}}$$

在所讨论的极限情况下， $p_1 = p_{lim}$ ， $\varepsilon_1 = \varepsilon_{lim}$ 。以此及音速公式 (1-20)、喷嘴喉部临界速度公式 (1-24) 代回 (1-38) 式，得：