

《汽轮机原理》

任课教师：胡丹梅

上海电力学院动力系

绪论

1 火电厂基本概念

(一) 能量转换过程

燃料化学能 → 蒸汽热能 → 机械能 → 电能

(二) 火电厂三大主机

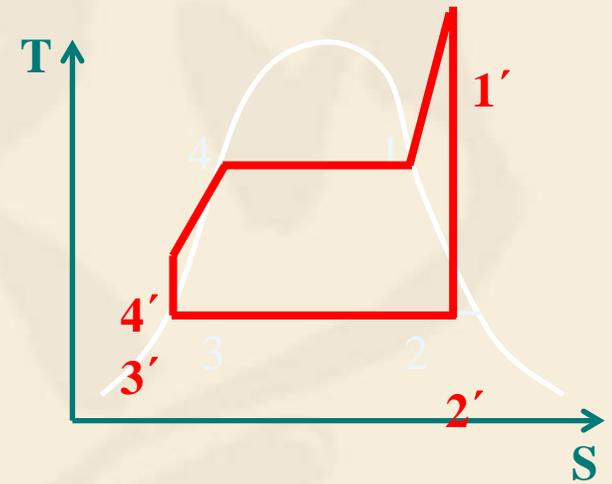
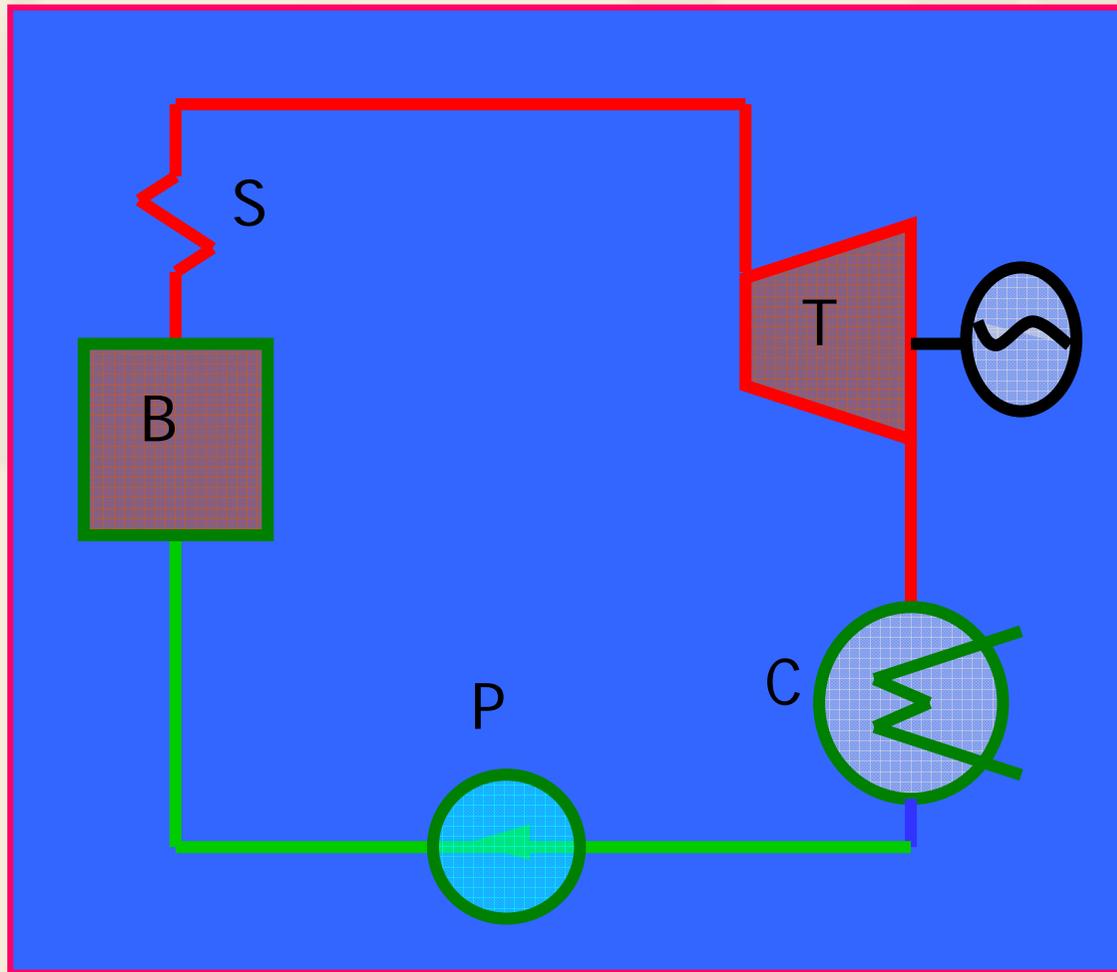
锅 炉：将燃料的化学能转变为蒸汽的热能

汽轮机：将锅炉生产蒸汽热能转化为

转子旋转机械能

发电机：将旋转机械能转化为电能

火力发电厂示意图



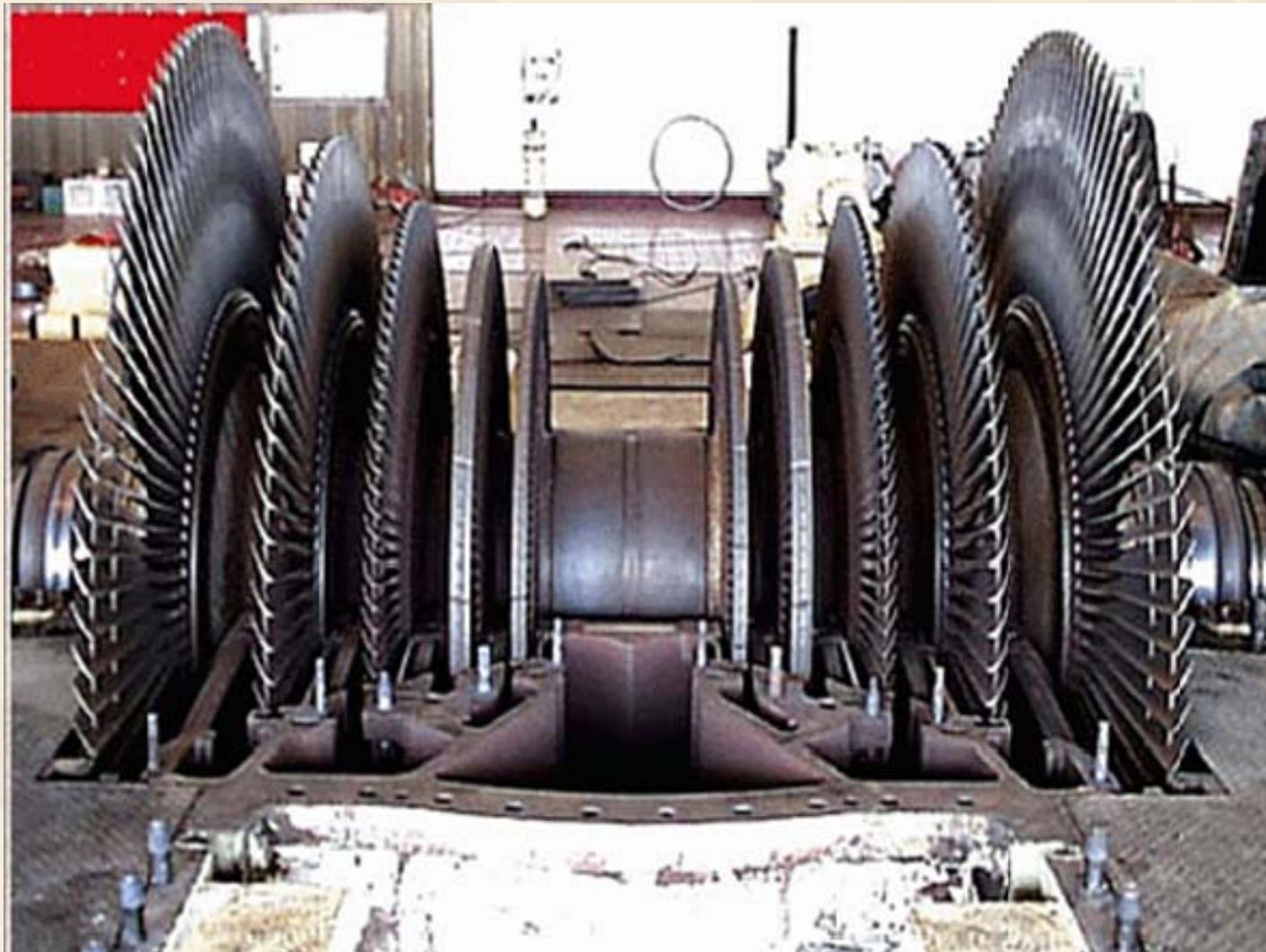
B: 锅炉

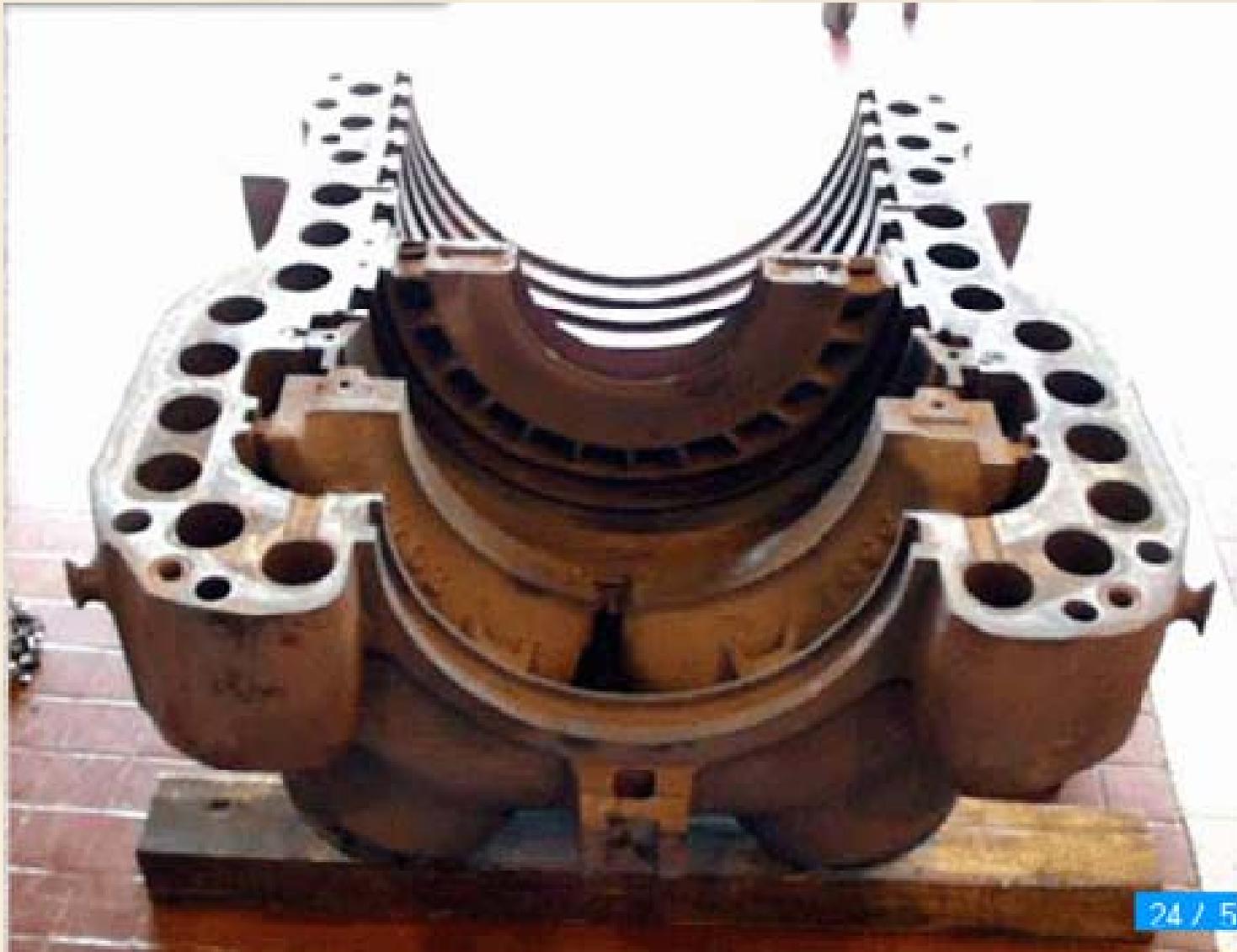
S: 锅炉过热器

T: 汽轮机

C: 冷凝器

P: 水泵





2 汽轮机分类:



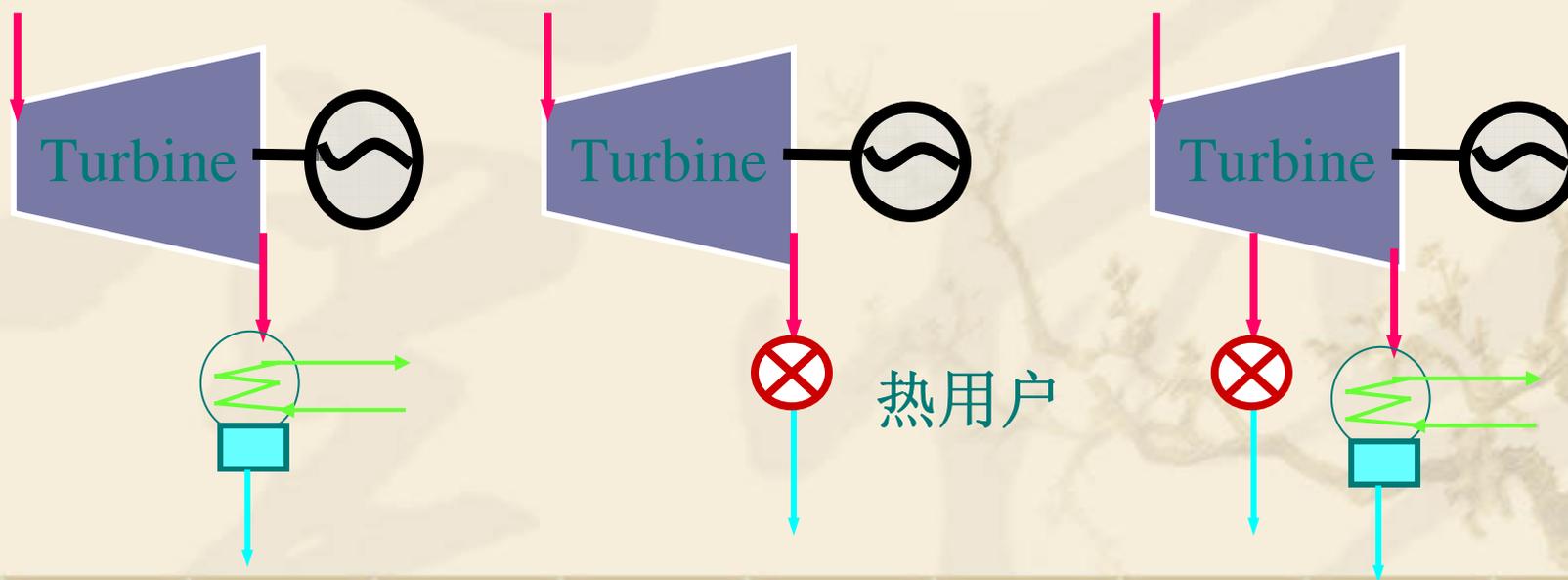
❖ 按热力特性分类（即汽轮机型式）

∞ 凝汽式、中间再热式

∞ 背压式

∞ 调整抽汽式

} 供热



❖ 按主蒸汽参数分类

- ❧ 低压汽轮机：小于1.47 Mpa；
- ❧ 中压汽轮机：1.96 ~ 3.92 Mpa；
- ❧ 高压汽轮机：5.88 ~ 9.81 Mpa；
- ❧ 超高压汽轮机：为11.77 ~ 13.93 Mpa；
- ❧ 临界压力汽轮机：15.69 ~ 17.65 Mpa；
- ❧ 超临界压力汽轮机：大于22.15 Mpa；
- ❧ 超超临界压力汽轮机：大于32 Mpa

我国一次能源需求的情景预测 (Mtce)

	1971	2000	2010	2030	年增长率 (%)
煤	274	941	1220	1826	2.2
石油	61	337	480	826	3.0
天然气	4	43	81	216	5.5
核电	0	6	33	90	9.3
水电	4	27	41	77	3.5
其它	0	1	6	13	6.8
总和	343	1355	1861	3048	2.7

我国电力生产的情景预测 (TWh)

	1971	2000	2010	2030
煤	98	1081	1723	3503
石油	16	46	51	54
天然气	0	19	74	349
核电	0	17	90	242
水电	30	222	333	622
其它	0	2	10	42
总共	144	1387	2282	4813

3 汽轮机的主要技术发展

- ❖ 采用大容量机组
- ❖ 提高蒸汽初参数
- ❖ 采用联合循环系统提高效率
- ❖ 提高机组的运行水平

4 汽轮机制造工业

- ❖ 美国 通用电气公司、西屋电气公司
- ❖ 日本 日立制作所、东芝电器会社、三菱重工株式会社
- ❖ 瑞士 **BBC**公司
- ❖ 中国 哈尔滨汽轮机厂、上海汽轮机厂、东方汽轮机厂、北京重型电机厂、青岛汽轮机厂、武汉汽轮发电机厂、杭州汽轮机厂、南京汽轮发电机厂

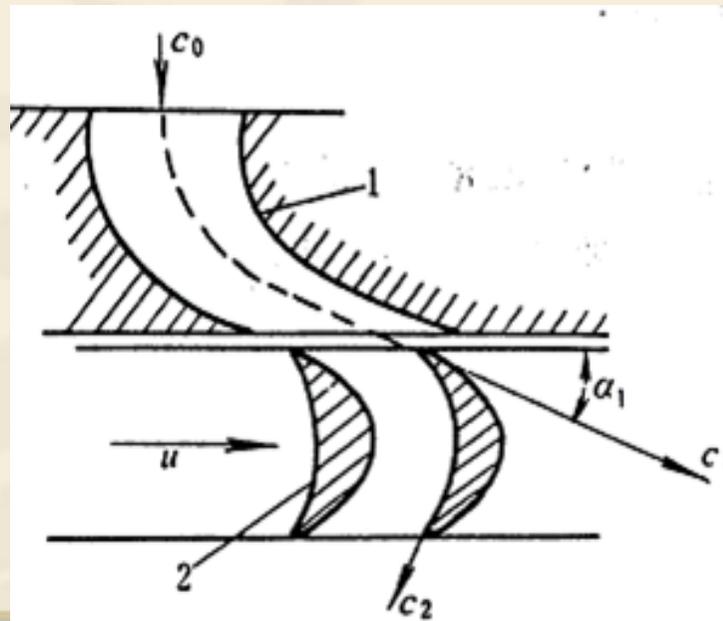
第一章 汽轮机级的工作原理

第一节 概述

一、汽轮机的级、级内能量转换过程

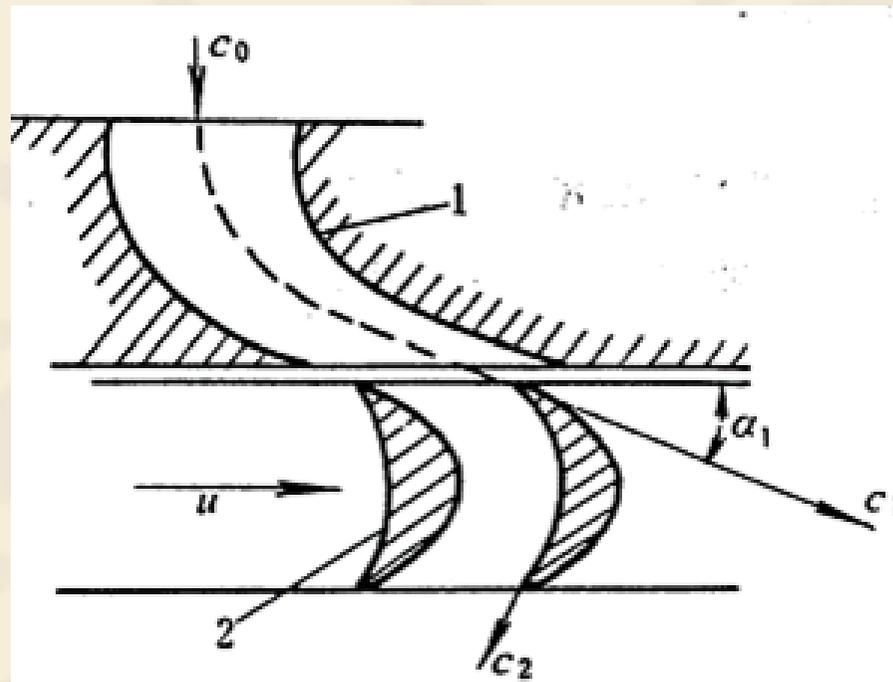
1, 汽轮机的级：静叶栅 动叶栅

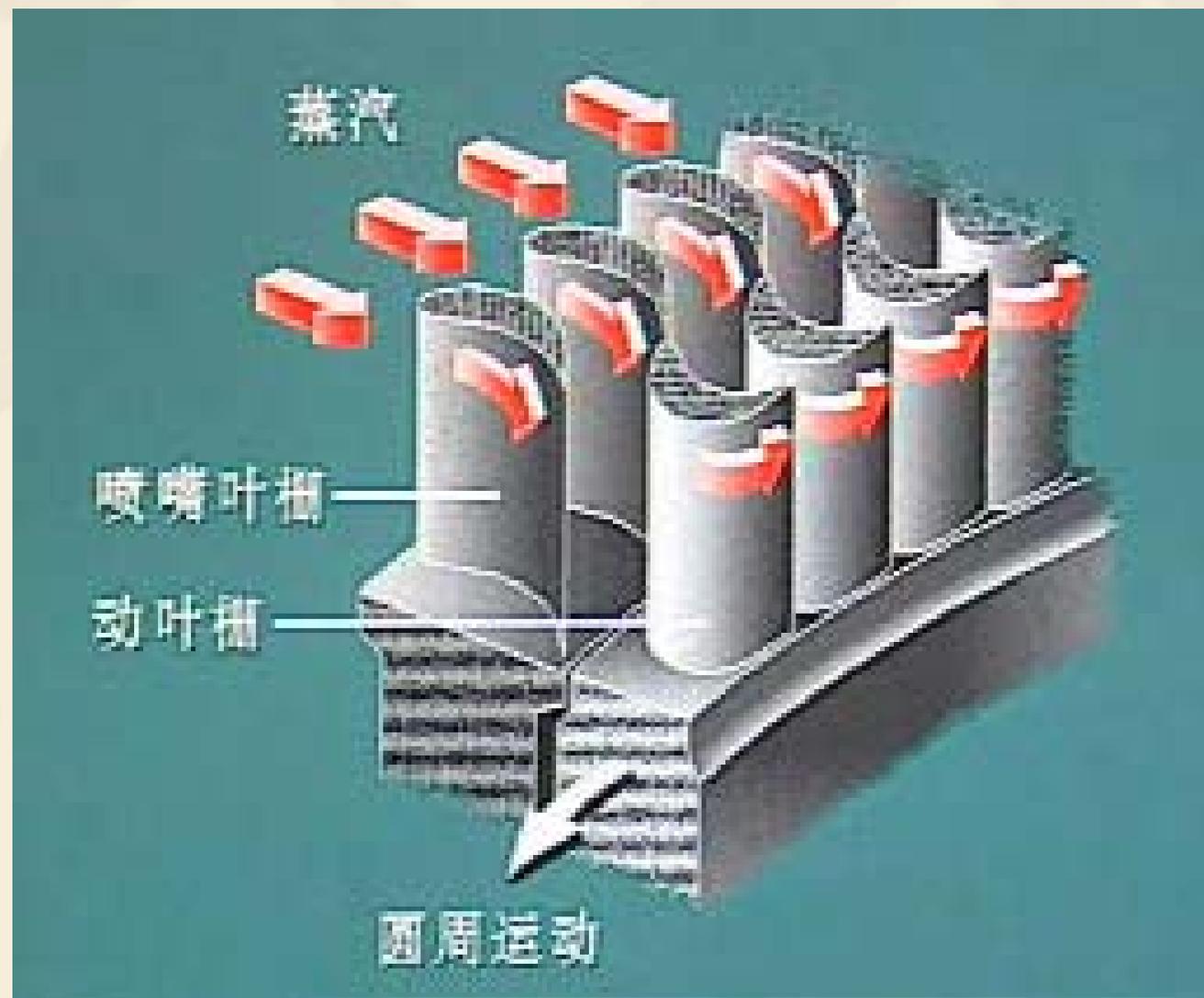
是汽轮机作功的最小单元。



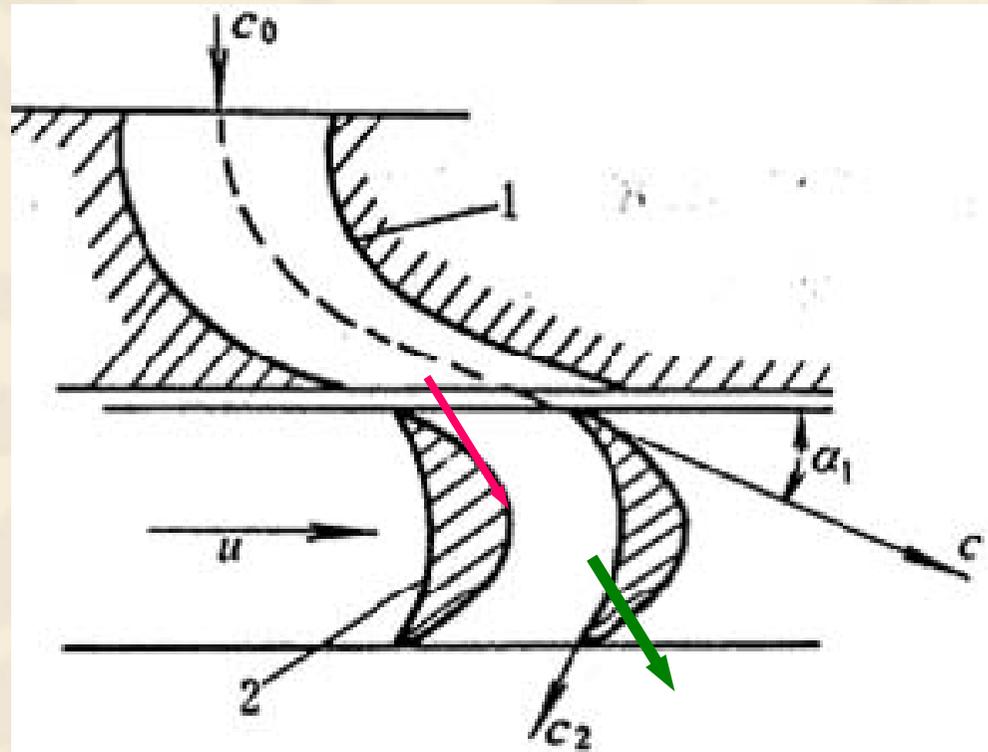
2, 级内能量转换过程:

具有一定压力、温度的蒸汽通过汽轮机的级时，首先在静叶栅通道中得到膨胀加速，将蒸汽的热能转化为高速汽流的动能，然后进入动叶通道，在其中改变方向或者既改变方向同时又膨胀加速，推动叶轮旋转，将高速汽流的动能转变为旋转机械能。

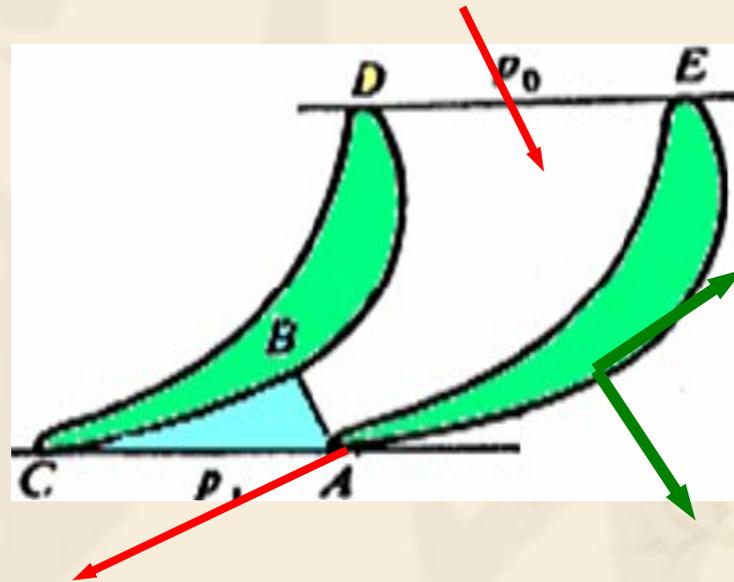




3, 冲动级: 当汽流通过动叶通道时, 由于受到动叶通道形状的限制而弯曲被迫改变方向, 因而产生离心力, 离心力作用于叶片上, 被称为**冲动力**。这时蒸汽在汽轮机的级所作的机械功等于蒸汽微团流进、流出动叶通道时其动能的变化量。而这种级称为冲动级。



4, 反动级: 当汽流通过动叶通道时, 一方面要改变方向, 同时还要膨胀加速, 前者会对叶片产生一个冲动力, 后者会对叶片产生一个反作用力, 即反动力。蒸汽通过这种级, 两种力同时作功。通常称这种级为反动级。



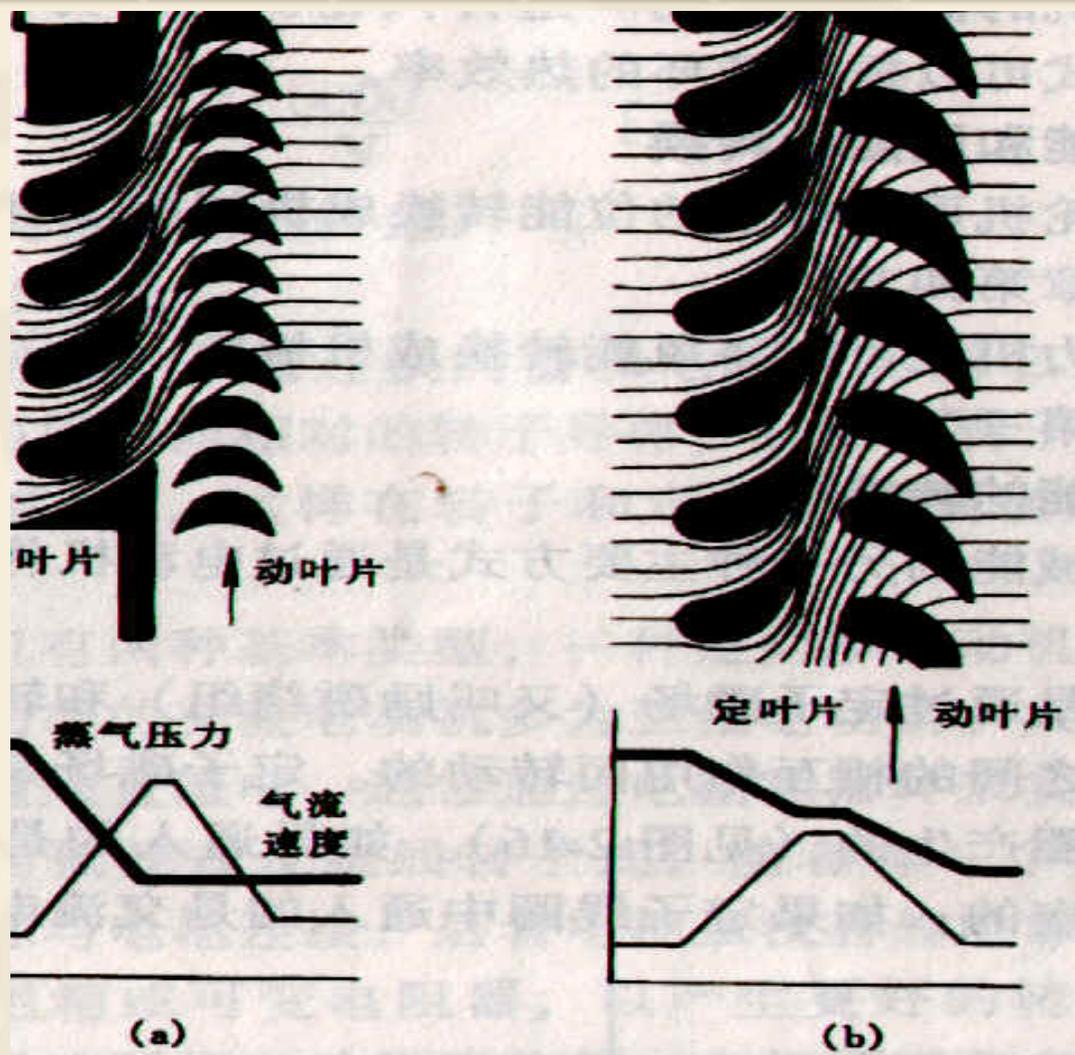


图 2-15 汽轮机的工作原理

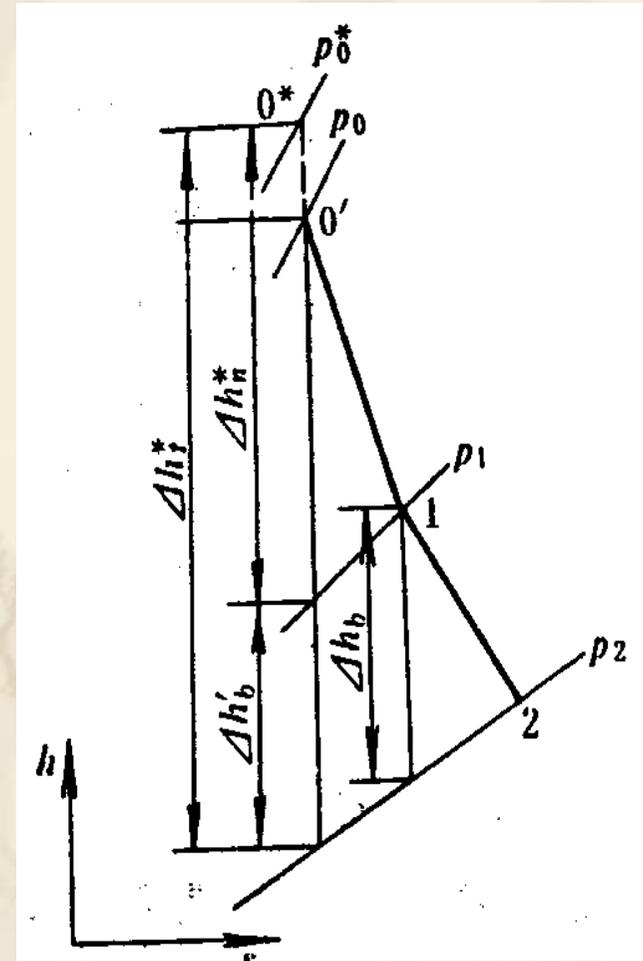
(a) 冲动式汽轮机；(b) 反动式汽轮机

二，反动度

$$\Omega_m = \frac{\Delta h_b}{\Delta h_t^*} \approx \frac{\Delta h_b}{\Delta h_n^* + \Delta h_b}$$

$$\Delta h_n^* = (1 - \Omega_m) \Delta h_t^*$$

$$\Delta h_b = \Omega_m \Delta h_t^*$$



三， 冲动级和反动级

❖ 冲动级有三种不同的形式：

1， 纯冲动级： 通常把反动度 Ω 等于零的级称为纯冲动级。对于纯冲动级来说， $p_1 = p_2$ 、 $\Delta h_b = 0$ 、 $\Delta h_n^* = \Delta h_t^*$ 蒸汽流出动叶的速度 C ，具有一定的动能 C 未被利用而损失，称这种损失为余速损失，用 δh_{c2} 表示。

2， 带反动度的冲动级

为了提高级的效率，通常，冲动级也带有一定的反动度（ $\Omega = 0.05 \sim 0.20$ ），这种级称为带反动度的冲动级，它具有作功能力大、效率高的特点。

3. 复速级

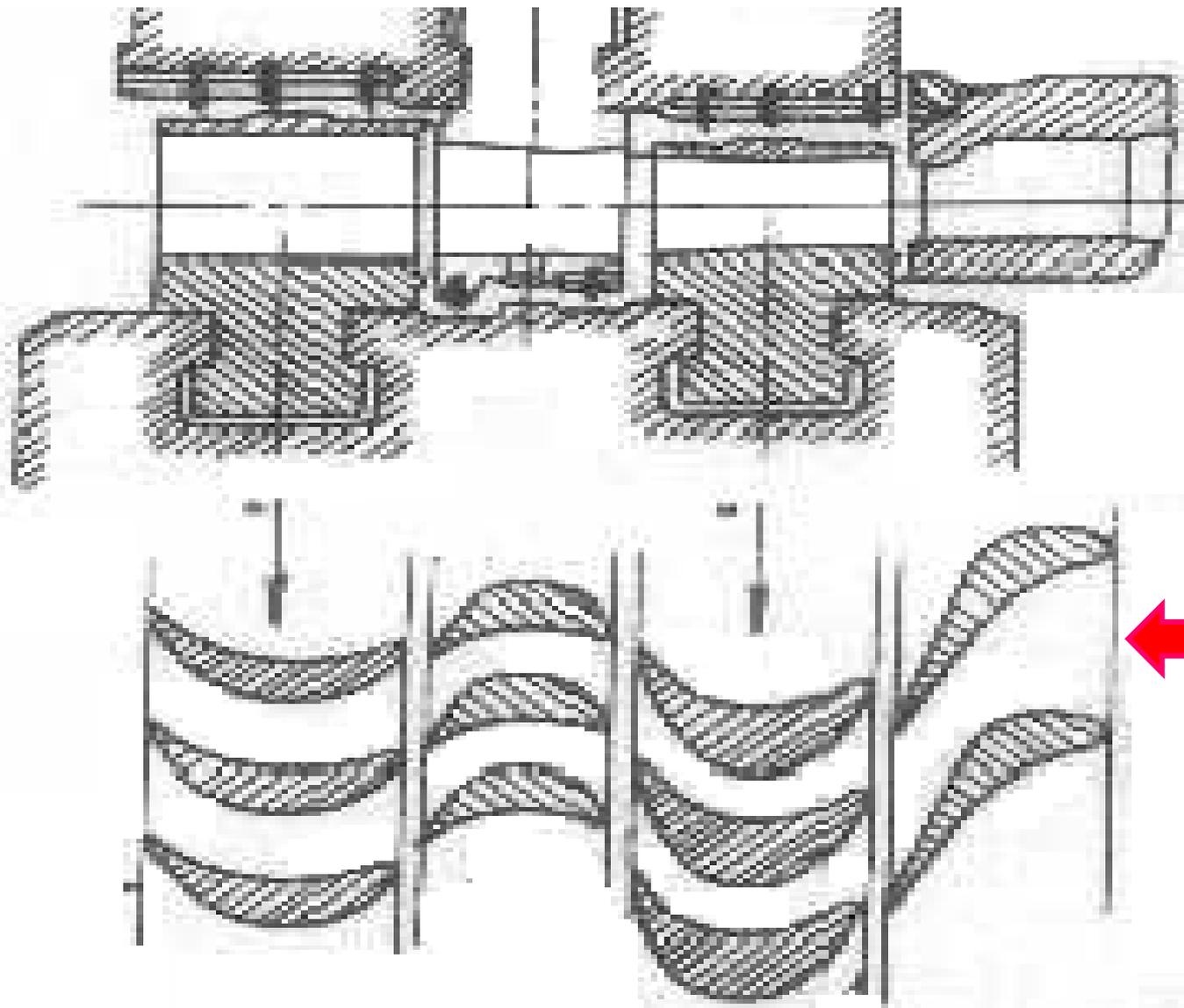
由一组静叶栅和安装在同一叶轮上的两列动叶栅及一组介于第一、二列动叶栅之间、固定在汽缸上的导向叶栅所组成的级，称为复速级。第一列动叶栅通道流出汽流，其流速还相当大，为了利用这一部分动能，在第一列动叶栅之后装上一列导向叶栅以改变汽流的方向，使之顺利进入第二列动叶栅通道继续做功。复速级也采用一定的反动度。复速级具有作功能力大的特点。

4. 反动级

通常把反动度 $\Omega = 0.5$ 的级称为反动级。对于反动级来说，蒸汽在静叶和动叶通道的膨胀程度相同，即是 $p_1 > p_2$,

$\Delta h_b = \Delta h_n^* = \frac{1}{2} \Delta h_t^*$ 反动级是在冲动力和反动力同时作用下做功。

反动级的效率比冲动级高，但作功能力小。



第二节 汽轮机级内能量转换过程

一、基本假设和基本方程式

流过叶栅通道的蒸汽是具有粘性、非连续性和不稳定的三元流动的实际流体。为了研究方便，特作如下假设：

- 1. 蒸汽在叶栅通道的流动是稳定的：**即在流动过程中，通道中任意点的蒸汽参数不随时间变化而改变。
- 2. 蒸汽在叶栅通道的流动是一元流动：**即蒸汽在叶栅通道中流动时，其参数只沿流动方向变化，而在与流动方向相垂直的截面上不变化。
- 3. 蒸汽在叶栅通道的流动是绝热流动：**即蒸汽在叶栅通道中流动时与外界没有热交换。

基本方程式：

1. 连续方程式 $G = c\rho A = \frac{cA}{v} = const.$

2. 能量方程式 $h_0 + \frac{c_0^2}{2} + q = h_1 + \frac{c_1^2}{2} + W$

3. 状态及过程方程式

$$pv = RT \quad pv^k = const.$$

4. 动量方程式

$$-cdp - R_1 dk = cdc \quad cdc = -vdp$$

5. 气动方程式

$$a = \sqrt{k \frac{p}{\rho}} = \sqrt{kvp} \quad \mathbf{M} = \frac{\mathbf{c}}{\mathbf{a}}$$

二，蒸汽在静叶栅通道中的膨胀过程

喷嘴的作用是让蒸汽在其通道中流动时得到膨胀加速，将热能转变为动能。喷嘴是固定不动的，蒸汽流过时，不对外做功， $W = 0$ ；同时与外界无热交换， $q = 0$ 。则根据能量方程式，则

$$h_0 + \frac{1}{2}C_0^2 = h_1 + \frac{1}{2}C_1^2$$

对于过热蒸汽，可近似看做理想气体，则上式可写成：

$$\frac{1}{2}(C_1^2 - C_2^2) = h_0 - h_1 = \frac{k}{k-1}(p_0v_0 - p_1v_1)$$

(一) 喷嘴出口汽流速度计算

1, 喷嘴出口的汽流理想速度

在进行喷嘴流动计算时, 喷嘴前的参数 p (初速) 是已知的条件。按等熵过程膨胀, 其过程曲线如图1---7所示。根据式 (2--9), 则喷嘴出口汽流理想速度为

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

或者式 (2--10) 为

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

上二式中, c_{1t} ---- 蒸汽流出喷嘴出口的理想速度 (m/s);

h_{1t} ---- 蒸汽按等熵过程膨胀的终态焓 (J/kg)。

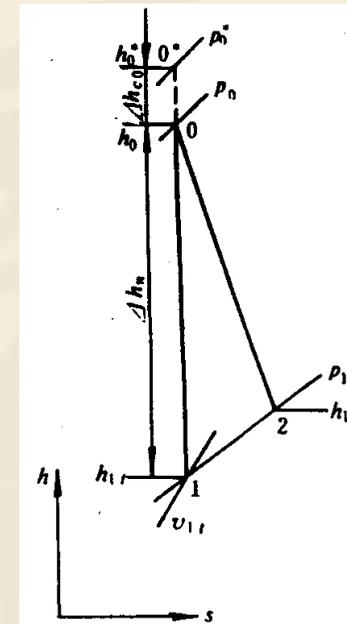


图1---7中， $\Delta h_n = h_0 - h_{1t}$ 称为**喷嘴的理想焓降**。为了方便，引用滞止参数，如图1---7所示，滞止焓值为：

$$h_0^* = h_0 + \frac{1}{2} C_0^2 = h_0 + \Delta h_{c0}$$

把相应的**滞止参数** p_0^* 、 v_0^* 、 h_0^* 分别代入式(1---17)和(1-20)，则

$$c_{1t} = \sqrt{2\Delta h_n^*}$$

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

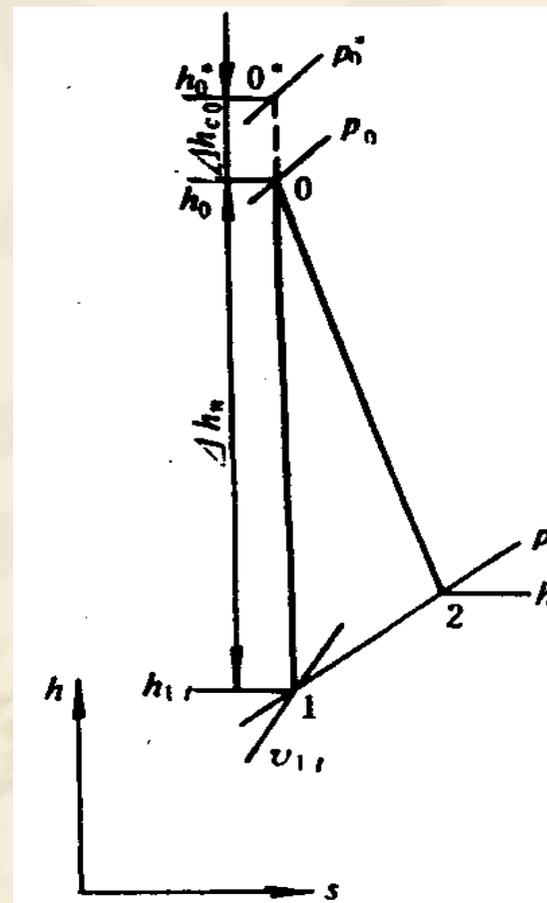
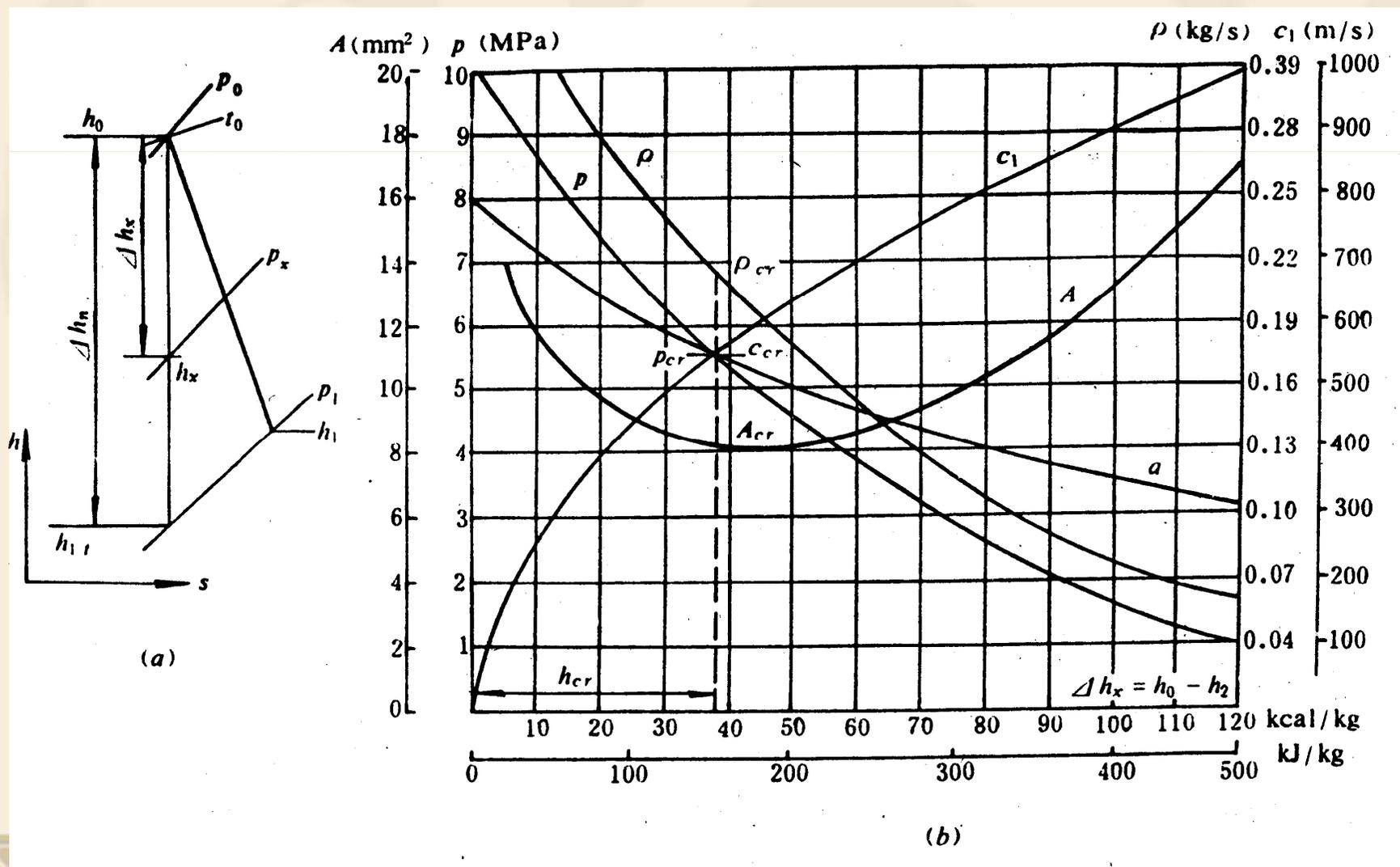


图1---7

图1—8 压力、焓降、截面积、汽流速度、音速、比容沿流动的变化规律



2, 喷嘴出口的汽流实际速度

实际流动是有损失的，汽流实际速度小于汽流理想速度。通常用喷嘴速度系数 ϕ 来考查两者之间的差别（通常取 $\phi= 0.97$ ）。这样，喷嘴出口的汽流实际速度为

$$c_1 = \phi c_{1t}$$

3, 喷嘴损失

蒸汽在喷嘴通道中流动时，动能的损失称为喷嘴损失，用 δh_n 表示：

$$\delta h_n = \frac{1}{2}(C_{1t}^2 - \frac{1}{2}C_1^2) = \frac{1}{2}C_{1t}^2(1 - \phi^2) = (1 - \phi^2)\Delta h_n^* \quad (1-26)$$

喷嘴损失与喷嘴理想焓降之比称为**喷嘴能量损失系数**，用 ζ_n 表示：

$$\zeta_n = \frac{\delta h_n}{\Delta h_n^*} = (1 - \phi^2) \quad (1-26a)$$

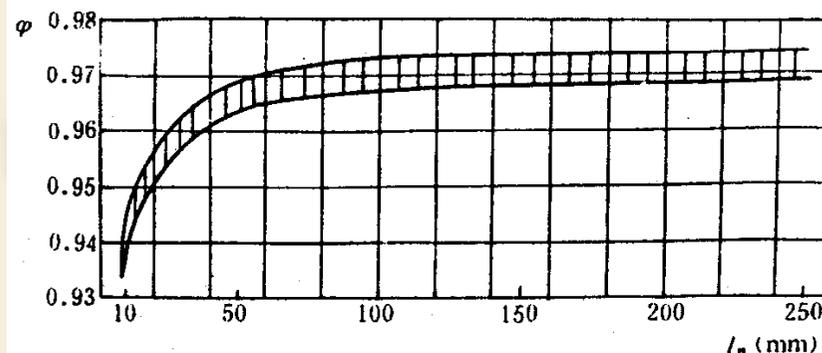


图 1-7 渐缩喷嘴速度系数随高度 l_n 变化的曲线
上限线— $B_n = 55\text{mm}$ ；下限线— $B_n = 80\text{mm}$

(二) 喷嘴中汽流的临界状态

1, 临界速度

汽流的音速为 $a = \sqrt{kp v} = \sqrt{kRT}$, 当在式 (2--12)中用滞止参数表示有关参数时, 代入音速公式, 则有

$$\frac{a^2}{k-1} + \frac{C^2}{2} = \frac{a_0^{*2}}{k-1}$$

上式中, a_0^* 为滞止状态下的音速。当 p_0^* 、 v_0^* 知时, a_0^* 一定值。

在膨胀过程中, 到某一截面会出现汽流速度等于当地音速。当汽流速度等于当地音速时, 则称此时的流动状态为临界状态。这时的参数为临界参数, 用 p_{cr} 、 v_{cr} 、 C_{cr} 等表示。若以代入 (2--16) 则临界速度为:

$$C_{cr} = \sqrt{\frac{2}{k+1} a_0^{*2}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_0^* v_0^*} = \sqrt{k p_{cr} v_{cr}}$$

2, 临界压力

根据 (2--17), 临界压力为:

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

对于等熵膨胀过程来说, 有 $\frac{v_0^*}{v_{cr}} = \left(\frac{p_{cr}}{p_0^*}\right)^{\frac{1}{k}}$, 则上式为

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

上式表明, 临界压力只与蒸汽指数 k 和初压有关。临界压力与初压之比称为临界压力比, 用 ε_{cr} 表示:

(1 ---24)

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

对于过热蒸汽 ($k=1.3$), 则 $\varepsilon_{cr}=0.546$;

对于饱和蒸汽 ($k=1.135$), 则 $\varepsilon_{cr}=0.577$.

(三) 喷嘴截面积的变化规律

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

(1--- 3 1)

- (1) 当汽流速度小于音速，即 $M < 1$ 时，若要使汽流能继续加速，即 $dc/dx > 0$ ，则必须 $dA/dx < 0$ ，也就是说喷嘴截面积必须沿流动方向逐渐减小，即做成渐缩喷嘴。
- (2) 当汽流速度大于音速，即 $M > 1$ 时，若要使汽流能继续加速，即 $dc/dx > 0$ ，则必须 $dA/dx > 0$ ，也就是说喷嘴截面积必须沿流动方向逐渐增加，即做成渐扩喷嘴。
- (3) 当汽流速度在喷嘴某截面上刚好等于音速，即 $M = 1$ ，这时， $dA/dx = 0$ 。表明横截面 A 不变化，即 A 达到最少值。根据上述分析可知，简单的渐缩喷嘴是得不到超音速汽流的。为了达到超音速，除了喷嘴出口蒸汽压力必须小于临界压力外，还必须在喷嘴形状上加以保证，即作成缩放喷嘴。汽流通过缩放喷嘴时，在喷嘴喉部达音速，然后在渐扩部分达超音速。

(四) 喷嘴流量计算

1, 喷嘴的理想流量 G_t 计算

喷嘴的理想流量 G_t 可用下式计算:

$$G_t = A_n \frac{c_{1t}}{v_{1t}} \quad (1-32)$$

式中, A_n ---- 喷嘴出口处截面积, (m);

c_{1t} ---- 喷嘴出口处理想汽流速度, (m/s);

v_{1t} ---- 喷嘴出口处比容, (m / kg)。

若用 (2-12a)表示, 又有 $\frac{1}{v_{1t}} = \frac{1}{v_0^*} \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}}$, 则上式为

$$G_t = A_n \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_0^*}{v_0^*} \left(\varepsilon_n^{\frac{2}{k}} - \varepsilon_n^{\frac{k+1}{k}}\right)}$$

称 $\varepsilon_n = \frac{p_1}{p_0}$ 为喷嘴前后压力比。

2, 喷嘴流量曲线

对于式(1---33), 当喷嘴前的参数 p_0^* 和 v_0^* 和喷嘴出口截面积 A_n 一定时, 通过喷嘴的流量 G_t 只取决于喷嘴前后压力比。它们的关系如

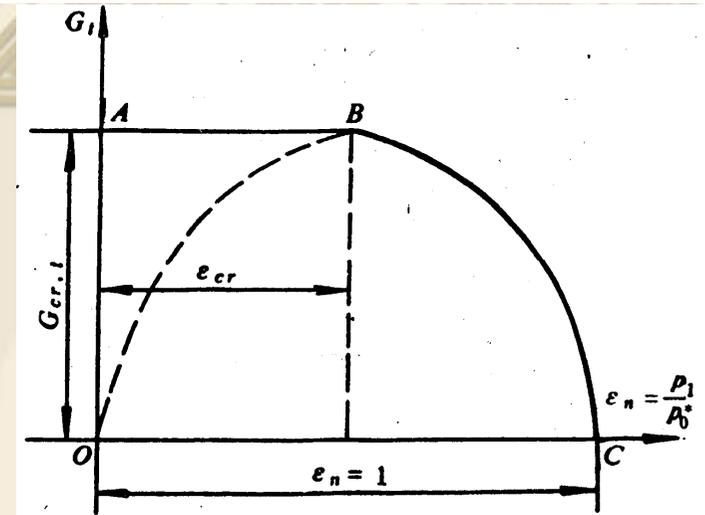


图1---11

图1---11中ABC曲线所示。当压力比从1逐渐

缩小时, 流量逐渐增加, 当喷嘴前后压力比

等于临界压力比 ($\epsilon_n = \epsilon_{cr}$), G_t 达最大值, 如B所示。这时的流量称为**临界流量**, 用 G_{cr} 表示。当喷嘴前后压力比小于临界压力比时, 流量保持最大值不变, 如AB所示。其临界流量为:

$$G_{crt} = A_n \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{p_0^*}{v_0^*}} = \lambda A_n \sqrt{\frac{p_0^*}{v_0^*}} \quad (1 \text{ ---- } 36)$$

式中, λ 只与 k 值有关。对于**过热蒸汽** ($k=1.3$), $\lambda = 0.667$; **饱和蒸汽** ($k=1.135$), $\lambda = 0.635$ 。

3, 通过喷嘴的实际流量的计算

通过喷嘴的实际流量为:

$$G = A_n \frac{c_1}{v_1} = A_n \frac{\phi c_{1t}}{v_1} \frac{v_{1t}}{v_{1t}} = \phi \frac{v_{1t}}{v_1} G_t = \mu G_t \quad (1-39)$$

式中, $\mu_n = \phi \frac{v_{1t}}{v_1}$ 称为喷嘴流量系数。对于过热蒸汽, 取 $\mu_n = 0.97$;
对于饱和蒸汽, 取 $\mu_n = 1.02$ 。

考虑了流量系数之后, 通过喷嘴的实际流量为:

对于过热蒸汽: $G_{cr} = 0.648 A_n \sqrt{\frac{p_0^*}{v_0^*}}$

对于饱和蒸汽:

$$G_{cr} = 0.647 A_n \sqrt{\frac{p_0^*}{v_0^*}}$$

另外还可以用单一的计算公式表示:

$$G_{cr} = 0.648 \beta A_n \sqrt{\frac{p_0^*}{v_0^*}} \quad (1-42)$$

β 称为彭台们系数。对于亚临界流动, $\beta < 1$, 对于临界流动, $\beta = 1$ 。

(五) 蒸汽在喷嘴斜切部分的流动

为了使喷嘴中流出的汽流顺利进入动叶通道，在喷嘴出口处必须有一段斜切部分，如图1--14所示。这样，实际喷嘴由两部分所组成：一部分是渐缩部分**ABDE**，**AB**为最小截面处。另一部分为斜切部分**ABC**。

由于斜切部分的存在，它将给汽流产生影响。

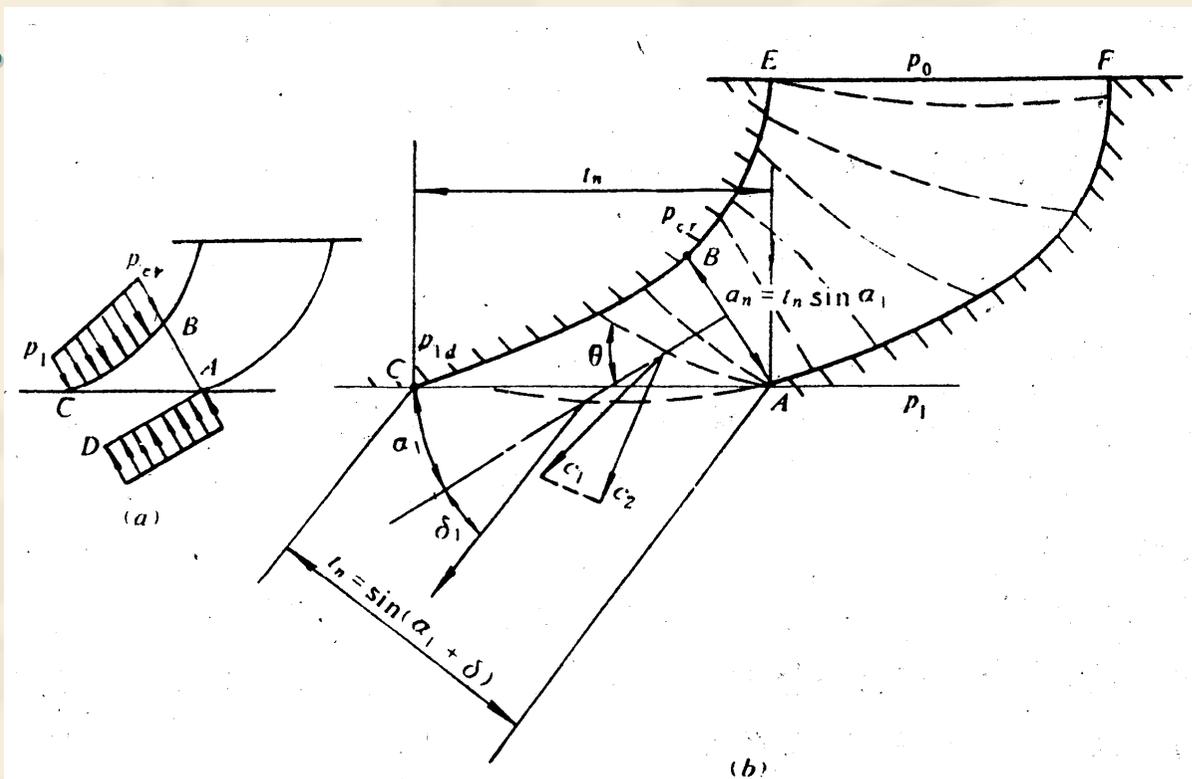


图 1-14 蒸汽在斜切部分的膨胀

(a) 斜切部分两侧压力分布情况；(b) 斜切部分内汽流的偏转

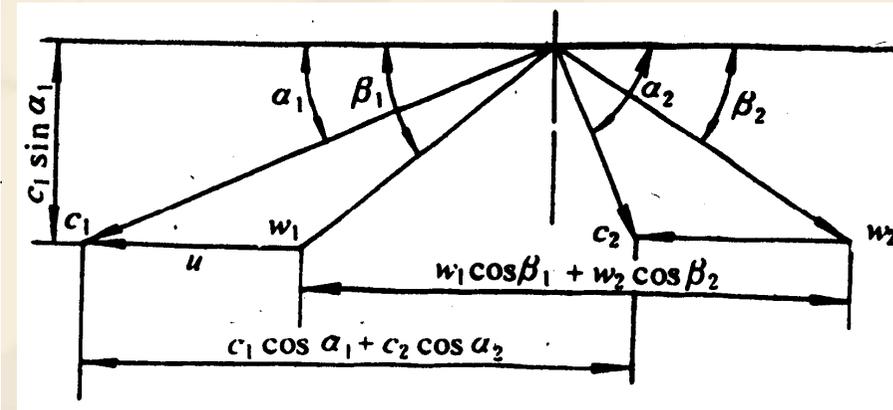
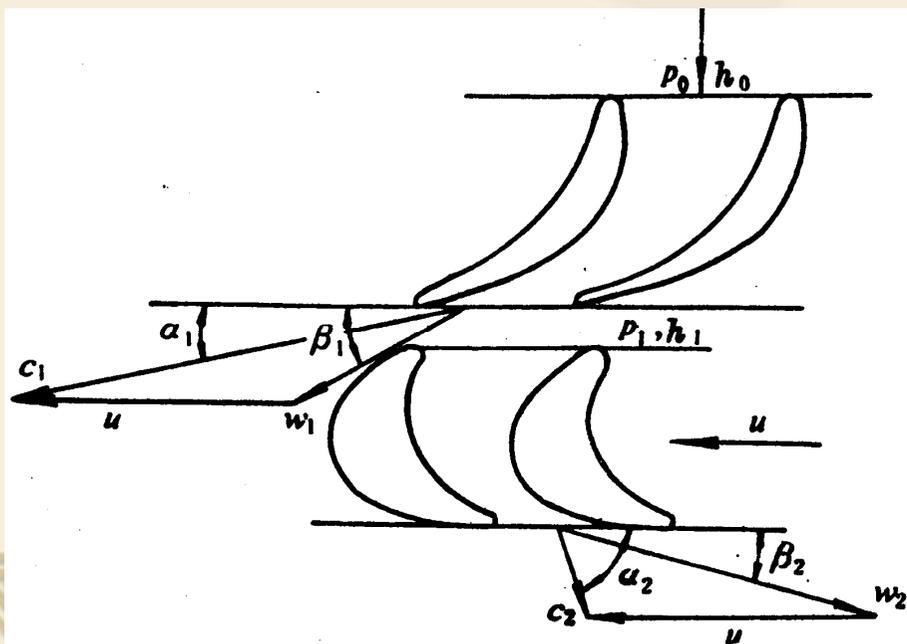
1, 当喷嘴出口压力（背压）大于或等于临界压力时，AB截面上的流速小于或等于音速，喉部压力等于背压（ $p_1 = p_{1b}$ ），汽流通过喷嘴，只在渐缩部分膨胀加速，而在斜切部分ABC处不膨胀加速。斜切部分只起导向作用。从喷嘴流出的汽流与动叶运动方向成一角度(称为喷嘴出汽角 α_1)。

2, 当喷嘴出口压力（背压）小于临界压力时，汽流在AB截面上达临界状态，汽流在斜切部分要继续膨胀加速，蒸汽压力由临界 p_{cr} 压力下降为 p_1 ，汽流速度由临界速度到大于音速，并且汽流方向要发生扰动和偏转，如图1---14所示。

三，蒸汽在动叶栅中的流动与能量转换过程

(一) 动叶进出口速度三角形

从喷嘴中来的高速汽流，进入动叶通道中，其方向和大小都要发生变化，其结果是将蒸汽的动能转变为机械功。为了计算蒸汽做功大小，必须确定动叶栅进出口汽流速度的变化。动叶栅进出口速度三角形表示动叶栅进出口处汽流绝对速度、相对速度和圆周速度 u 之间的关系。如图1---15所示 c_1 为喷嘴出口汽流速度，出汽角为 α_1 ， u 为动叶栅圆周速度，是进入动叶栅的相对速度，方向角为 β_1 。这样，由 c_1 、 w_1 和 u 组成的三角形就是动叶进口速度三角形。



动叶进口速度三角形的相对速度 w_1 和方向角 β_1 可由下式确定：

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1}$$

$$\beta_1 = \arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{W_1} = \arctan \frac{c_1 \sin \alpha_1}{c_1 \cos \alpha_1 - u}$$

为了使汽流顺利进入动叶通道而不发生碰撞，动叶栅的几何进口角 β_{1g} 应等于进汽角 β_1 。

如图1--15所示，蒸汽最后以相对速度 w_2 (动叶出汽角 β_2) 流出动叶通道。对于冲动级来说， w_2 的大小取决于反动度的大小，一般来说， $w_2 > w_1$ 。这样，汽流从动叶通道中流出的绝对速度的大小和方向可以从图解得到。 c_2 、 α_2 可用下式求得：

$$c_2 = \sqrt{W_2^2 + u^2 - 2uW_2 \cos \beta_2}$$

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{W_2 \sin \beta_2}{W_2 \cos \beta_2 - u}$$

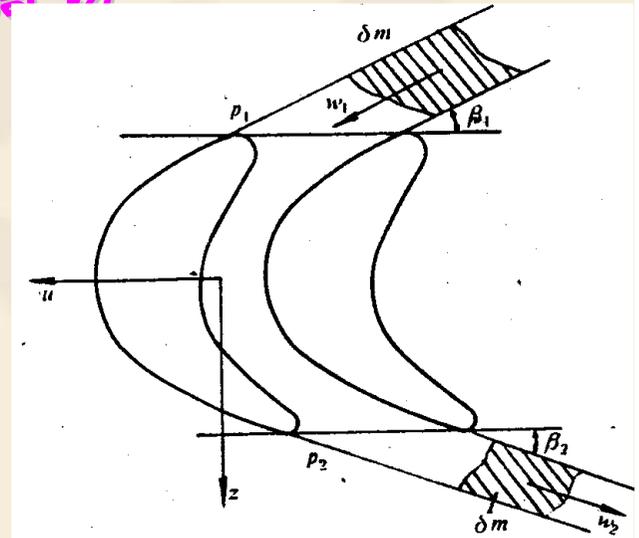
为了方便，通常将动叶进出口速度三角形绘制成一起。

(二) 蒸汽作用在动叶片上的力及轮周功

为求取蒸汽在动叶栅做功大小，必先求取蒸汽对动叶栅的作用力。

1, 蒸汽对动叶片的作用力

蒸汽在动叶栅通道中要改变方向、或者还要膨胀加速，其对动叶片的作用力可用下式进行计算：



圆周分力 $F_u = G(W_1 \cos \beta_1 + W_2 \cos \beta_2)$

(1 ---- 64)

或者 $F_u = G(C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2)$

(1 ---- 64 a)

轴向分力 $F_z = G(W_1 \sin \beta_1 - W_2 \sin \beta_2) + A_z (P_1 - P_2)$

(1 ---- 67)

或者 $F_z = G(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + A_z (P_1 - P_2)$

合力 $F_0 = \sqrt{F_u^2 + F_z^2}$

(1 --- 68)

以上各式中， G ----单位时间内流过动叶栅的流量；

A_z ----动叶通道轴向投影面积。

2, 轮周功和轮周功率

蒸汽通过汽轮机的级在动叶片上所作的有效机械功称为**轮周功**。而单位时间内作出的轮周功称为**轮周功率**。轮周功率为圆周分力和圆周速度的乘积：

$$N_u = F_u * u = G * u(C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2)$$

或者, $N_u = Gu(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)$ (J / s)

用**G**除以上二式, 得到每**1kg**蒸汽所作出的轮周功。**轮周功**表示作功能力, W_{u1} 表示:

$$W_{u1} = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)$$

或者, $W_{u1} = u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)$

结合速度三角形和余弦定理, **轮周功**还可以用下式表示:

$$W_{u1} = \frac{1}{2} [(c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)] \quad (\text{J} / \text{kg})$$

4, 动叶损失

动叶损失就是蒸汽通过动叶栅的能量损失，由于动叶损失的存在，使动叶出口的焓值由 h_{2t} 升到 h_2 ，则动叶损失为：

$$\delta h_b = \frac{1}{2}(W_{2t}^2 - W_2^2) = (1 - \Psi^2)\Delta h_b^*$$

动叶损失 δh_b 与 Δh_b^* 之比成为动叶栅的能量损失系数，即

$$\zeta_b = \frac{\delta h_b}{\Delta h_b^*} = 1 - \psi^2 \quad (1--- 62)$$

在计算时， ψ 通常取 $\psi = 0.85 \sim 0.95$ 。

5、余速损失

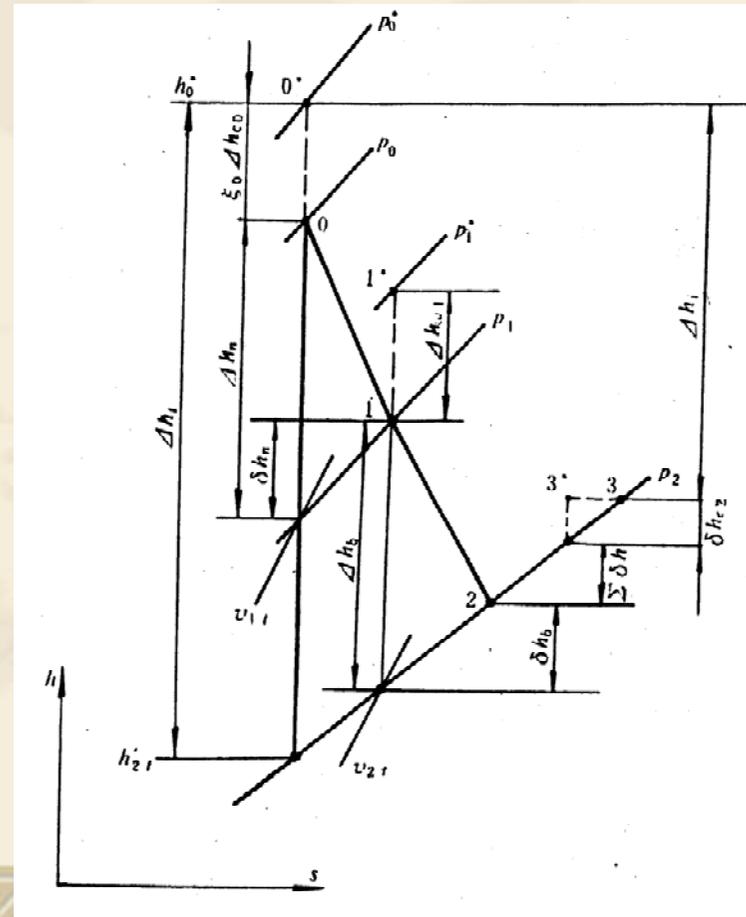
由速度三角形可知，蒸汽在动叶栅中做功之后，最后以绝对速度 C_2 离开动叶，其具有的动能称为**余速损失**：
$$\delta h_{c2} = \frac{1}{2} C_2^2$$

在多级汽轮机中，余速损失可以被下一级所利用，其利用程度可用**余速利用系数** ξ 表示， $\xi=0\sim 1$ 之间。

考虑了喷嘴损失、动叶损失和余速损失之后，汽轮机的级在 $h-s$ 图上的过程曲线如图1--21所示。图中，称为**级的轮周有效焓降**：

$$\Delta h'_u = \xi_0 \frac{c_0^2}{2} + \Delta h_t - (\delta h_n + \delta h_b + \delta h_{c2})$$

(1 ----- 76)



作业与思考题：

- 1、已知机组某级级前压力 $p_0=1.85\text{MPa}$ ，温度 $t_0=340\text{ }^\circ\text{C}$ ；级后蒸汽压力为 $p_2=1.5\text{MPa}$ 。级的反动度 $\omega_m=0.12$ 。喷嘴出汽角 $\alpha_1=11.1^\circ$ ，动叶出汽角 $\alpha_2=18.3^\circ$ 。若级的速度比 $\beta_2=0.54$ ，喷嘴速度系数 $\varphi=0.97$ ，进入喷嘴的初速度 $c_0=52.3\text{m/s}$ ，试计算动叶出口相对速度及绝对速度，并绘制动叶进出口速度三角形(标出速度、角的符号和数值)。
- 2、已知汽轮机的第三级前压力 $p_2=5.13\text{MPa}$ ，温度 $t_0=467.5\text{ }^\circ\text{C}$ 级后蒸汽压力为 $p_4=4.37\text{MPa}$ 。进口初速动能 $\Delta h_{c_0}=1214\text{ kJ/kg}$ ，级的平均直径 $d_m=998.6\text{ mm}$ ，级的反动度为 $\omega_m=0.079$ 喷嘴出汽角 $\alpha_1=10.7^\circ$ ，动叶出汽角 $\alpha_2=17.9^\circ$ 。喷嘴和动叶的速度系数分别为 $\varphi=0.97$ 、 $\varphi=0.935$ ，机组转速 $n=3000\text{r/m}$ 。试绘制动叶进出口速度三角形(标出速度、角的符号和数值)。
- 3、分析喷嘴截面积的变化规律。
- 4、分析蒸汽在喷嘴斜切部分的流动规律。
- 5、画出渐缩喷嘴的流量曲线图。

§ 1-3 汽轮机级的轮周效率和最佳速度比

蒸汽在级内所具有的理想能量不能百分之百地转变为轮周功，存在着损失。为了描述蒸汽在汽轮机级内能量转换的完善程度，通常用各种不同的效率来加以说明。

一、轮周效率与速度比

1, **轮周效率**：蒸汽在汽轮机级内所作出轮周功 W_{u1} 与它在级内所具有的理想能量 E_0 之比称为级的轮周效率,即

$$\eta_u = \frac{W_{u1}}{E_0} = \frac{\Delta h_u}{E_0}$$

2, **级的理想能量**：一般来说，级的理想能量是级的理想焓降、进入本级的动能和本级余速动能被下一级所利用部分的代数和，即

$$E_0 = \xi_0 \frac{c_0^2}{2} + \Delta h_t - \xi_1 \frac{c_2^2}{2} = \Delta h_t^* - \xi_1 \delta h_{c2}$$

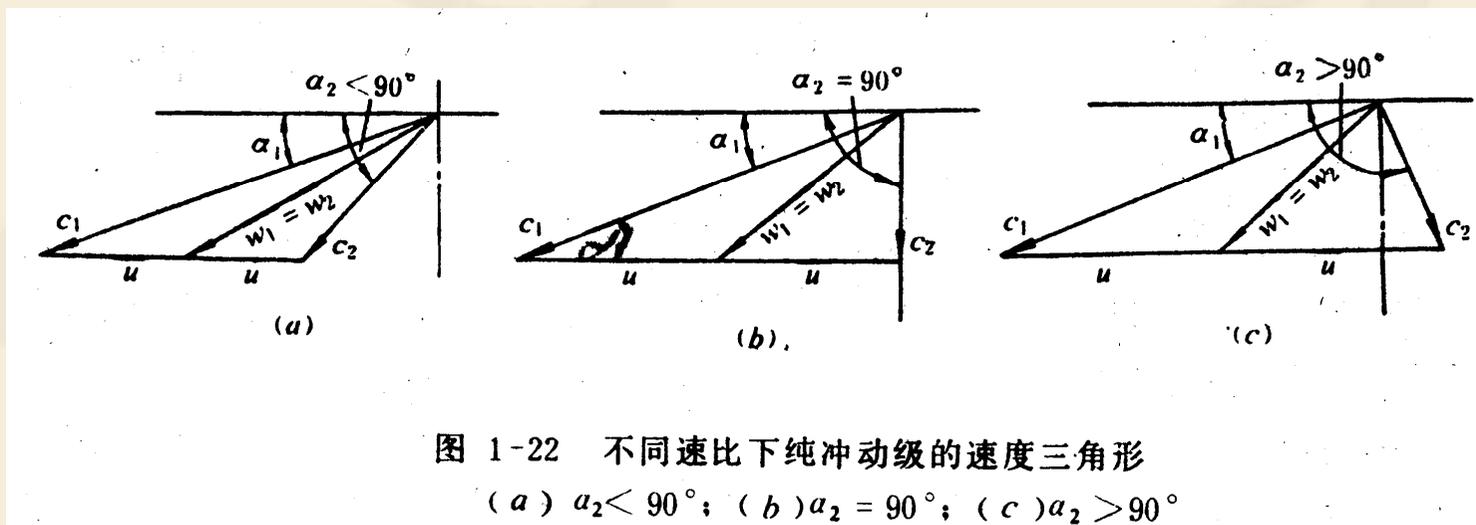
3, 级的理想速度: 为了研究方便, 这里引入一个级的理想速

度 C_a 定义: $\frac{1}{2}C_a^2 = \Delta h_t^* = \Delta h_n^* + \Delta h_b$

4, 级的轮周效率: $\eta_u = 1 - \zeta_n - \zeta_b - (1 - \mu_1)\zeta_{c2}$

或者 $\eta_u = \frac{2u(C_1 \cos \alpha_1 - C_2 \cos \alpha_2)}{C_a^2 - \mu_1 C_2^2}$

式中, ζ_n 、 ζ_b 、 ζ_{c2} 分别为喷嘴损失、动叶损失和余速损失与级的理想能量之比, 称其为喷嘴、动叶和余速能量损失系数。



5, 速度比: 从式 (1---80) 可以看到, 为了提高 级的轮周效率, 则要求减少喷嘴损失、动叶损失和余速损失。其中, 前二项损失与相应的速度系数 φ 、 ψ 有关。如果选定了动静叶栅的叶型, 则系数 φ 、 ψ 就确定了。这样, 为了提高轮周效率, 就得尽量减少余速损失。而余速损失, 很显然 c_2 不可能为零。这里从动叶进出口速度三角形上来分析。为了说明问题, 把动叶进出口速度三角形画成图1--22的形式。其中, 图b, 动叶出口速度 c_2 刚好为轴向排汽, 其余速损失最少。只要 u/c_1 选用合理, 就能达到轴向排汽的目的。而图a、b中的 u/c_1 都不可能使 c_2 轴向排汽, 也就不可能使余速损失最小。这样, 使 c_2 达到轴向排汽的速度比 u/c_1 称为最佳速度比, 用 $(x_1)_{op}$ 表示。级的速度比通常用字母 $x_1 = u/c_1$ 或 $x_a = u/c_a$ 表示。它是汽轮机级的一个很重要的特性。速度比的取值直接影响汽轮机的效率和作功能力。对于不同形式的级, 其最佳速度比是不相同的。

二，轮周效率与速度比的关系

(1) 对于不考虑余速利用的纯冲动级： 其最佳速度比是：

$$(x_1)_{op} = \frac{1}{2} \cos \alpha_1 \quad \text{或} \quad (x_a)_{op} = \frac{\varphi}{2} \cos \alpha_1$$

一般来说， $\alpha_1 = 12^\circ \sim 16^\circ$ ，因此， $(x_1) = 0.46 \sim 0.49$ 。若取 $\varphi = 0.97$ ，则 $(x_a) = 0.45 \sim 0.48$ 。

对于反动度不为零的冲动级， $(x_a)_{op} = \mathbf{0.48 \sim 0.52}$ ；

当考虑余速利用的中间级， $(x_a)_{op} = \mathbf{0.585}$ 左右。

(2) 对于复速级，其最佳速度比为： $(x_1)_{op} = \frac{1}{4} \cos \alpha_1$

通常，复速级的最佳速度比为： $(x_a)_{op} = \mathbf{0.2 \sim 0.28}$ 之间。

(3) 对于反动级，其最佳速度比为： $(x_1)_{op} = \cos \alpha_1$

若取 $\varphi = \psi = 0.93, \alpha_1 = 20^\circ$ ， 则 $(x_1)_{op} = \cos \alpha_1 = \mathbf{0.94}$ 。

作业与思考题：

- 1、已知汽轮机某级前压力 $p_0 = 5.2 \text{ MPa}$ ，温度 $t_0 = 470^\circ \text{C}$ ；级后蒸汽压力为 $p_2 = 4.4 \text{ MPa}$ 。进口初速动能 $\Delta h_{c0} = 1.2 \text{ kJ/kg}$ ，级的平均直径 $d_m = 0.999 \text{ m}$ ，级的速度比 $x_1 = u/c_1 = 0.517$ ，喷嘴出汽角 $\alpha_1 = 10.8^\circ$ ，动叶出汽角 $\beta_2 = 17.9^\circ$ 。喷嘴速度系数分别为 $\varphi = 0.97$ ，机组转速 $n = 3000 \text{ r/m}$ 。若排汽动能全部利用，试求级的有效焓降和轮周效率。
- 2、已知单级汽轮机，级的平均直径 $d_m = 106.7 \text{ cm}$ ，转速 $n = 3000 \text{ r/s}$ ，喷嘴出汽角 $\alpha_1 = 18^\circ$ ，级的速度比 $x_1 = u/c_1 = 0.42$ ，喷嘴速度系数分别为 $\varphi = 0.96$ ，动叶的速度系数 $\psi = 0.84$ 。又知动叶出汽角比进汽角小 3° ，级的流量 $G = 7.26 \text{ kg/s}$ ，试求蒸汽作用在动叶片上的切向力 F_u ，轮周功率 N_u 和轮周效率 η_u ，并画出级的速度三角形。

§ 1-4 汽轮机级通流部分主要尺寸的确定

前提条件：蒸汽流量 G ，参数 p_0 t_0 p_2 ；转速 n ，初速 c_0 ，级的平均直径 d_m ，反动度 Ω_m 。

一，叶栅型式的选择：

1，喷嘴叶栅型式的选择

喷嘴叶栅型式的选择主要决定于需要得到多大的出口速度。即根据喷嘴前后压力比 ε_n 来确定：

- ❖ 当需要得到小于或等于音速气流时，即 $\varepsilon_n > 0.546$ ，可选用渐缩喷嘴。
- ❖ 当喷嘴前后压力比还不大于0.3~0.4时，即 $0.3 \leq \varepsilon_n \leq 0.546$ ，仍然可选用渐缩喷嘴，这时，可利用喷嘴斜切部分继续膨胀加速，以得到超音速气流。
- ❖ 当喷嘴前后压力比小于 $\varepsilon_n < 0.3$ 时，则必须选用缩放喷嘴。我国常用喷嘴型线见表1--1（p41）。

2, 动叶栅型式的选择

动叶栅型式的选择的方法和静叶栅相似。但动叶栅通道中的流动多为亚音速流动。根据动叶栅的各参数，根据速度三角形，计算 w_1 ，查 p_1^* ；再根据压力比 $\varepsilon_b = \frac{p_2}{p_1}$ 的值和临界压力比相比，是否超临界。

国产汽轮机常用动叶叶型见表**1--2(p42)**。

二、喷嘴叶栅与动叶栅尺寸的确定：

汽轮机热力设计的任务，除了确定级的效率、功率和蒸汽对叶片的作用力之外，还必须选定动静叶片的型线、有关几何尺寸大小。

(一) 渐缩喷嘴

(1) 当喷嘴前后压力比等于或大于临界压力比时，喷嘴出口汽流速度小于或等于临界速度。与喷嘴出口汽流速度 c_{1t} 相垂直的截面 A_n 为最小截面，如图

1—33所示，其面积为：

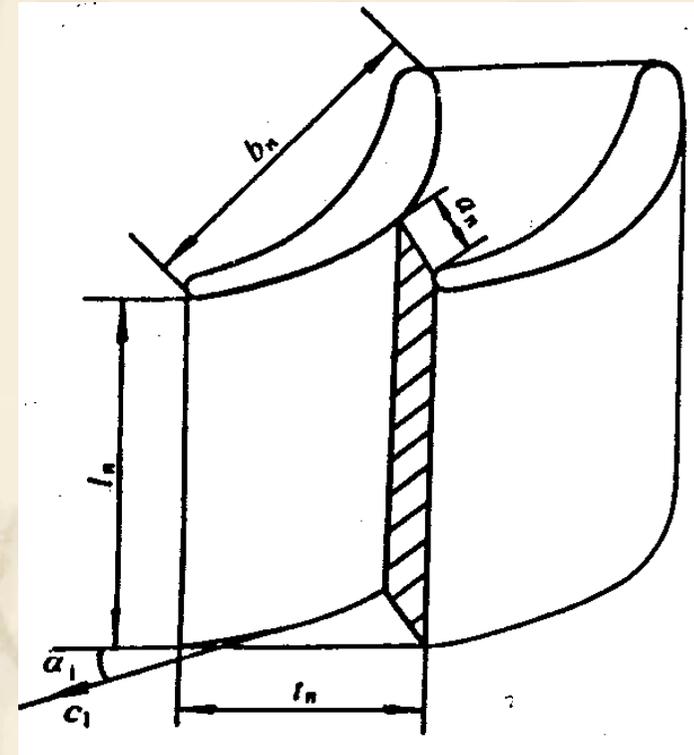
$$A_n = \frac{G v_{1t}}{\mu_n c_{1t}}$$

式中， G -----级的蒸汽流量， (kg / s) ；

v_{1t} ---- 喷嘴出口处的蒸汽比容， m^3 / kg

μ_n ---- 流量系数，对于过热蒸汽， $= 0.97\mu_n$ ，对于饱和蒸汽， $= 1.02$ ；

c_{1t} ---- 喷嘴出口汽流理想速度 (m / s) 。



若整级喷嘴个数 z_n ，每个汽道喉部面积为： $a_n l_n = l_n t_n \sin \alpha_1$ 则级的喷嘴出口总面积为： $A_n = z_n t_n l_n \sin \alpha_1$

上式中， t_n 为喷嘴节距， $z_n l_n$ 为安装有喷嘴的弧长。当级为全周进汽时， $z_n l_n = \pi d_m$ （ d_m 为级的平均直径）。当级为部分进汽（ $e < 1$ ）时， $z_n l_n = e \pi d_m$ （ e 为部分进汽度）。当考虑了部分进汽之后，则喷嘴叶高为：

$$l_n = \frac{A_n}{e \pi d_n \sin \alpha_1} = \frac{G v_{1t}}{e \pi d_m C_{1t} \mu_n \sin \alpha_1}$$

上式中， α_1 由所选用喷嘴型线来确定。而喷嘴型线又由喷嘴前后压力比来确定。

(2)当喷嘴前后压力比为： $\varepsilon_{cr} > \varepsilon_n > 0.3$ 这时，仍然选用渐缩喷嘴，是利用其斜切部分继续膨胀而得到超音速气流。这时喷嘴出口气流角要发生偏转。喷嘴喉部截面积和叶高分别为：

$$(A_n)_{\min} = \frac{G}{0.648\sqrt{p_0^*/v_0^*}} \quad l_n = \frac{(A_n)_{\min}}{e\pi d_m \sin \alpha_1}$$

喷嘴出口气流偏转角由下式确定：

$$\sin(\alpha_1 + \delta_1) \approx \sin \alpha_1 \frac{v_{1t} C_{cr}}{v_{cr} C_{1t}} \quad (1-121)$$

上式中， v_{cr} -----喷嘴喉部截面处的比容；

C_{cr} -----喷嘴临界速度。

(二) 缩放喷嘴

当喷嘴前后压力比小于0.3时，则要采用缩放喷嘴。

(三) 动叶栅几何参数的确定

动叶栅几何参数的计算方法和静叶栅相似。但动叶栅通道中的流动多为亚音速流动。动叶栅出口截面积和叶高可按下式计算：

$$A_b = \frac{Gv_{2t}}{\mu_b w_{2t}} = e\pi d_b l_b \sin \beta_2$$
$$l_b = \frac{A_b}{e\pi d_b \sin \beta_2}$$

其中， v_{2t} ---- 动叶栅出口理想比容；

w_{2t} ----- 动叶栅出口相对速度；

μ_b ----- 流量系数，对于过热蒸汽， $\mu_b=0.93\sim 0.95$ ，对于饱和蒸汽， $\mu_b = 0.94\sim 0.98$ ；

e ----- 部分进汽度。

其中，动叶出汽角由所选定的叶型确定。国产汽轮机常用动叶叶型见表1--2。

三、喷嘴叶栅与动叶栅几个主要参数的选定

(一) 喷嘴出汽角 α_1 的选择

通常，喷嘴出汽角 $\alpha_1=11\sim 14^\circ$ ；

复速级几何的参数可按上述方法计算，但复速级的喷嘴出汽角比单列级大一些，一般， $\alpha_1=13\sim 18^\circ$ 。另外，在复速级中，要使通流部分光滑变化。

为此，复速级必须适当地采用反动度以满足通流部分光滑变化。复速级各列叶栅的出汽角可以在下列范围内选

择 $\beta_2 = \beta_1 - (3 \sim 5^\circ)$; $\alpha_1 = \alpha_1 - (5 \sim 10^\circ)$; $\beta_2 = \beta_1 - (7 \sim 8^\circ)$ 。

(二) 部分进汽度的选择:

- 1，一般采用全周进汽 ($e=1$)；小型机采用部分进汽 ($e<1$)；
- 2，调节级采用部分进汽 ($e<1$)，分4~7组。

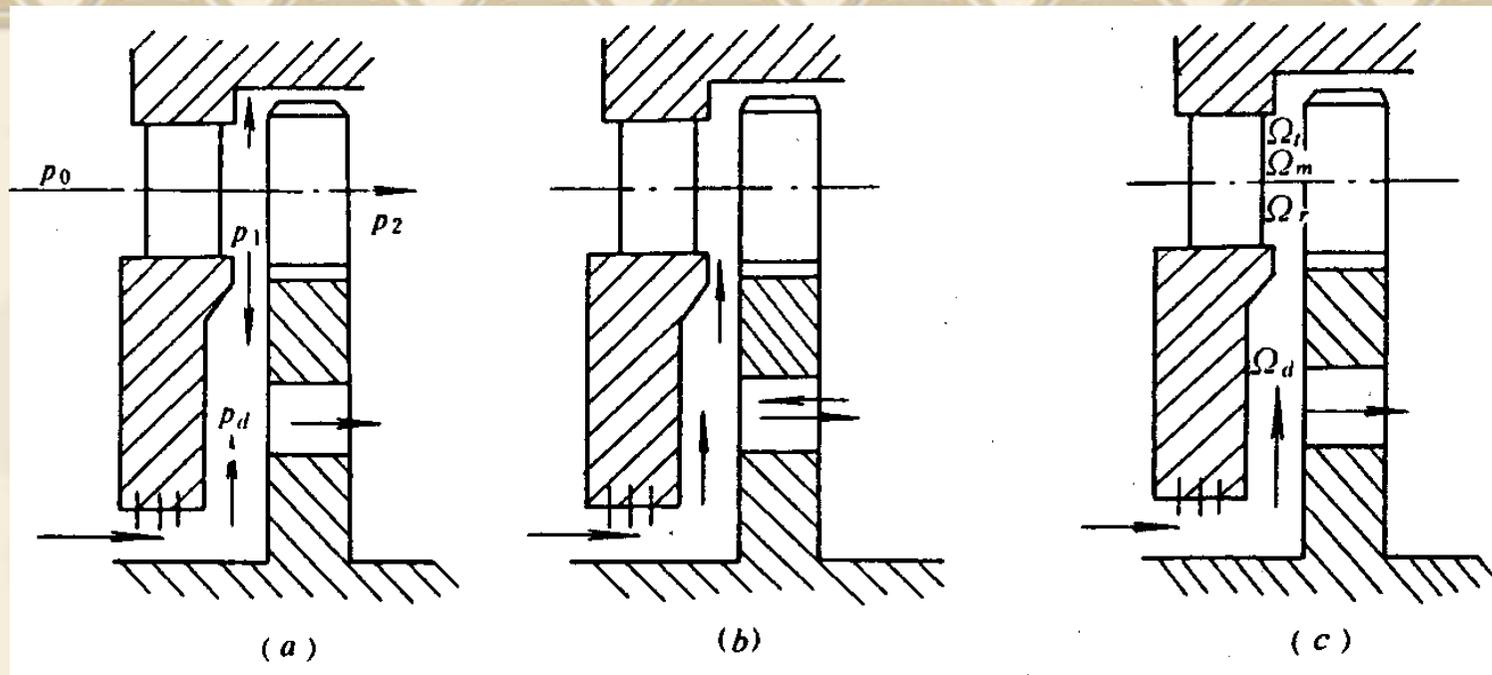
(三) 盖度的选择: 通常要求动叶进口高度略大于喷嘴出口高度。

(四) 冲动级内反动度的合理选用:

纯冲动级具有作功能力大的特点,但其效率较低。当适当地选用反动度之后,就可以达到提高效率的目的。这是因为,采用适当的反动度,可以提高动叶的速度系数 ψ ,以减小动叶损失;也可以减小动叶根部轴向间隙中由于吸汽而产生的附加损失。

- 1, 当根部反动度较大时,则平均反动度会更大,会造成叶顶和平衡孔漏汽,因而产生损失;
- 2, 当根部反动度太小或者为负时,会造成叶片根部吸汽,或者使级后蒸汽通过平衡孔回到动叶前,造成损失;
- 3, 当根部反动度 $\Omega_r = 0.03 \sim 0.05$ 时可以达到以上目的,同时也可以使动叶前后压力差不至太大以至造成大的叶顶漏汽损失。

图
1
36



在进行汽轮机热力设计时，通常是按级的平均直径处的平均反动度进行计算的。但级的反动度沿叶高是变化的，这样，平均反动度为：

$$\Omega_m = 1 - [(1 - \Omega_r) \left(\frac{d_b - l_b}{d_b} \right)] \quad (1-128)$$

叶根反动度为：

$$\Omega_t = 1 - [(1 - \Omega_m) \left(\frac{d_b - l_b}{d_b + l_b} \right)] \quad (1-129)$$

式中， d_b 、 l_b 动叶栅的平均直径、叶高。

确定某一级的反动度，除了合理选用动静叶栅之叶型之外，主要是靠通过一定的动静叶栅出口面积比(f)来实现的。即一定的反动度对应一定的动静叶栅出口面积比(f)。 Ω_m 面积比随着反动度的增加而减小。汽轮机中反动度与动静叶栅出口面积比的对应范围为：

1. 直叶片级

$$\Omega_m = 0.05 \sim 0.20, \quad f = 1.86 \text{ --- } 1.65 .$$

2. 扭叶片级

$$\Omega_m = 0.2 \text{ --- } 0.4, \quad f = 1.7 \text{ ---- } 1.4 .$$

3. 复速级

复速级的反动度在 Ω_m 0.03~0.08 范围内，则其面积比为：

$$f_n : f_{1b} : f_{gb} : f_{2b} = 1 : (1.6 \sim 1.45) : (2.6 \sim 2.35) : (4 \sim 3.2).$$

§ 1—5 叶栅试验与叶栅损失

这里，只简单介绍叶栅几何特性

一， 叶栅几何特性

- 1, **叶型、型线**: 叶片截面的形状、周线分别称为叶型、型线;
- 2, **等截面叶片和变截面叶片**: 叶型及面积沿叶高不变的叶片称为等截面叶片, 反之为变截面叶片。
- 3, **亚音速叶栅、近音速叶栅、超音速叶栅。**
- 4, **叶栅几何参数: (如图1—38)**
 - d_m -----平均直径;
 - l ——叶高;
 - t ——节距;
 - B ——叶片宽度;
 - b ——弦长;

Δ ——出口边厚度;

a 、 a_1 、 a_2 ——进出口宽度。

5, 无因次几何特性:

$\bar{t} = \frac{t}{b}$ ——相对节距;

$\bar{l} = \frac{l}{b}$ ——相对叶高;

$\theta = \frac{d}{l}$ ——径高比。

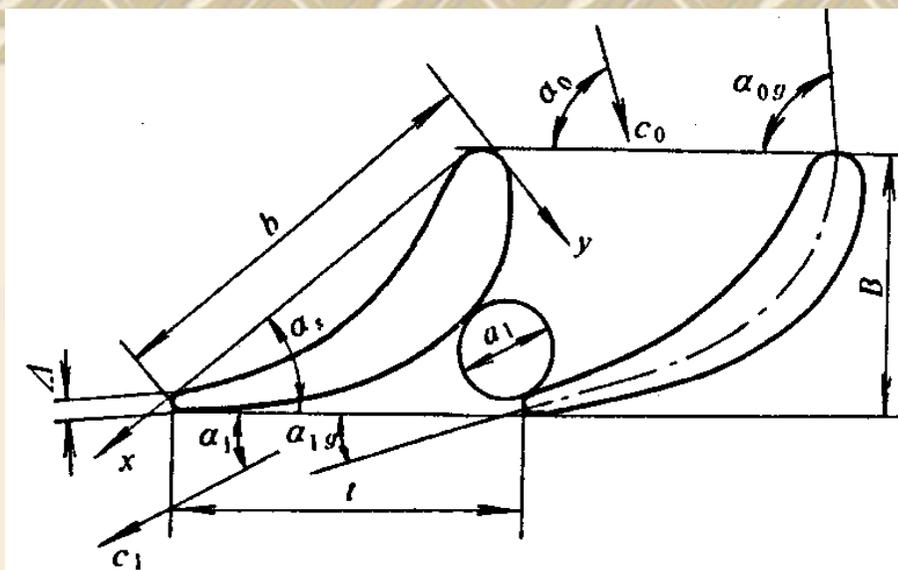


图1—38

6, 汽流角度:

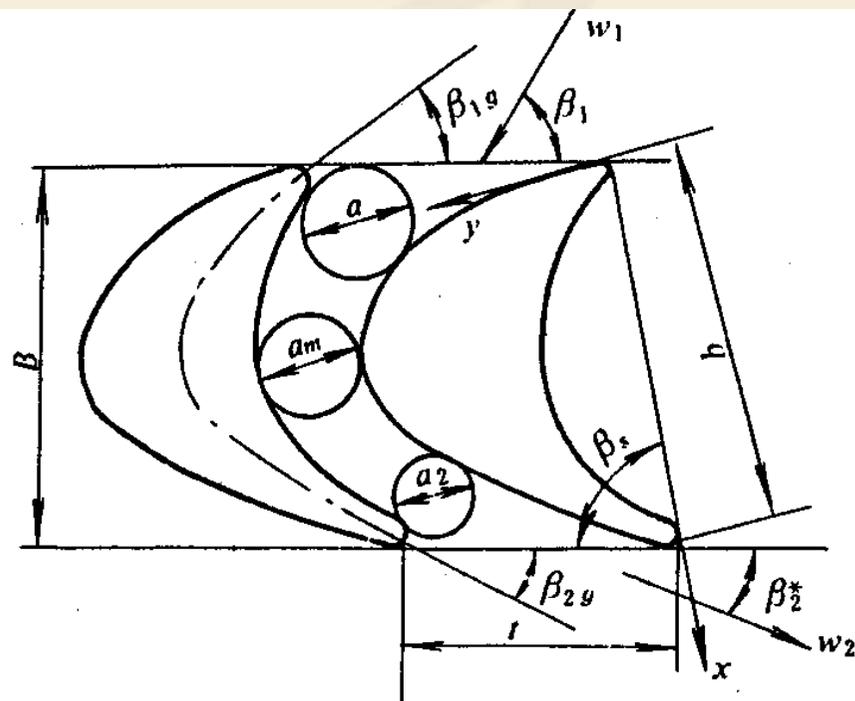
a_0 、 β_1 ——喷嘴、动叶进口汽流角;

a_1 、 β_2^* ——喷嘴、动叶出口汽流角;

a_{og} 、 β_{1g} ——喷嘴、动叶叶型进口角;

a_{1g} 、 β_{2g} ——喷嘴、动叶叶型出口角;

a_s 、 β_s ——喷嘴、动叶叶型安装角。



§ 1—6

汽轮机级内损失和级效率

前面提到的喷嘴损失 δh_n 、动叶损失 δh_b 、余速损失 δh_{c2} 都是级内损失。除此之外，级内损失还包括：叶高损失 δh_f 、扇形损失 δh_r 、叶轮摩擦损失 δh_{fr} 、部分进汽损失 δh_f 、漏汽损失 δh_e 、湿汽损失 δh_{leak} 、湿汽损失 δh_x 。

当然，不是每一级都同时具有这所有损失，而是根据具体情况分别分析计算其不同的损失。如只有在部分进汽的级才有部分进汽损失，工作在湿蒸汽区的级才有湿汽损失。

一，级内损失

1，叶高损失

将喷嘴和动叶中与叶高有关的损失称为级的叶高损失或叫端部损失。当叶片较短（一般说叶高 $l < 12 \sim 15$ ）时，叶高损失明显增加。这时，必须采用部分进汽。叶高损失常用下面半经验公式计算：

$$\delta h_l = \frac{a}{l} \Delta h_u$$

式中， a ——经验系数，

$a = 1.2$ （单列级，不含扇形损失）；

$a = 1.6$ （单列级，含扇形损失）； $a = 2$ （双列级）；

Δh_u ——不包括叶高损失的轮周有效焓降，

$$\Delta h_u = \Delta h_t^* - (\delta h_n + \delta h_b + \delta h_{c2})$$

l —— 叶栅高度 (mm)。

2 , 扇形损失

由于汽轮机的叶栅是安装在叶轮上的，呈环形。汽流参数和叶片几何参数（节距、进汽角）沿叶高是变化的。在设计时，只有在平均直径处，设计条件才能得到满足。而其他截面上，由于偏离设计条件将会引起附加损失。这个附加损失称为扇形损失 δh_θ ，用下式计算：

$$\delta h_\theta = \zeta_\theta E_0 \quad (\text{k J} / \text{k g}) \quad (1 \text{ --- } 147)$$

$$\zeta_\theta = 0.7 \left(\frac{1}{\theta} \right)^2 \quad (1 \text{ --- } 147)$$

式中， $\theta = d_b / l_b$ 称为径高比。可以看到，扇形损失的大小与径高比的平方成反比， $\zeta_\theta = 0.7 \left(\frac{1}{\theta} \right)^2$ 越小，扇形损失越大。当 $\theta > 10 \sim 12$ 时，级应该采用等截面直叶片。等截面直叶片的设计和加工都比较容易，但存在着扇形损失；当 $\theta < 10$ 的级，则应采用扭叶片。

3, 叶轮摩擦损失 δh_f

由于蒸汽粘性，叶轮在汽室中作高速旋转时，存在着叶轮轮面与蒸汽及蒸汽之间的相对运动而产生的摩擦。克服摩擦和带动蒸汽质点运动，就要耗功。同时，靠近叶轮轮面侧的蒸汽质点随叶轮一起转动时，受到离心力作用而产生径向运动。这样，靠近隔板处的蒸汽质点的旋转速度小，自然要向旋转中心处流动以保持蒸汽的连续性。于是，在叶轮两侧的汽室中就形成了涡流运动，如图1--50所示。蒸汽的涡流运动要消耗一部分轮周功。

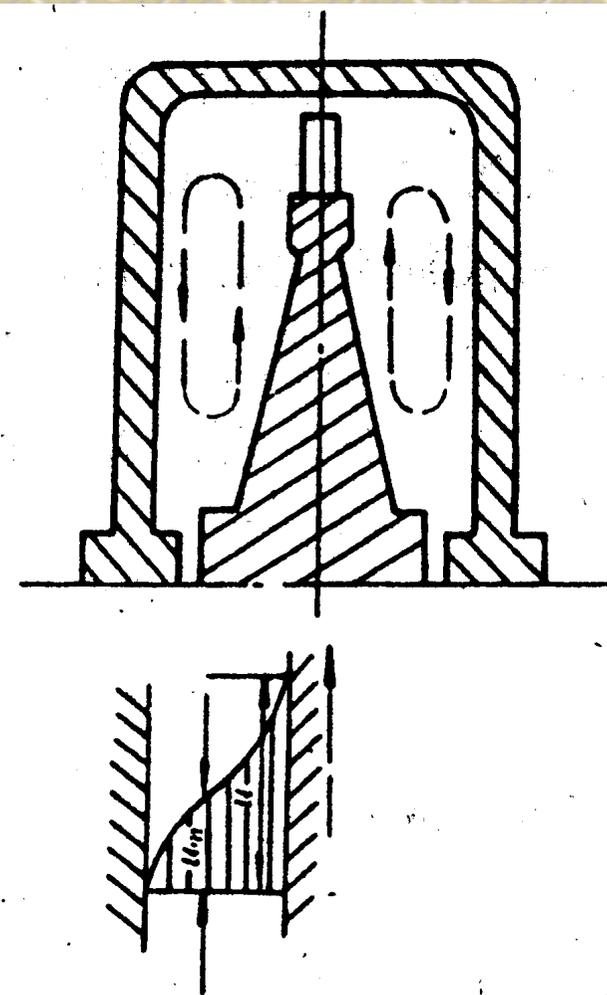


图 1-34 级汽室内的汽
速度分布图
(计算叶轮摩擦损失)

叶轮摩擦损失可用以下经验公式计算：

$$\Delta N_f = k_1 (d_b - l_b)^2 \left(\frac{u}{100} \right)^3 \frac{1}{v_{2t}}, \quad (\text{k W}) \quad (1-49)$$

式中， k -----与蒸汽性质有关，对于过热蒸汽， $k=1$ ，对于饱和蒸汽， $k=1.2 \sim 1.3$ ；

d 、 l 、 u -----级的平均直径、叶高、圆周速度；

v_{2t} -----动叶出口蒸汽比容。

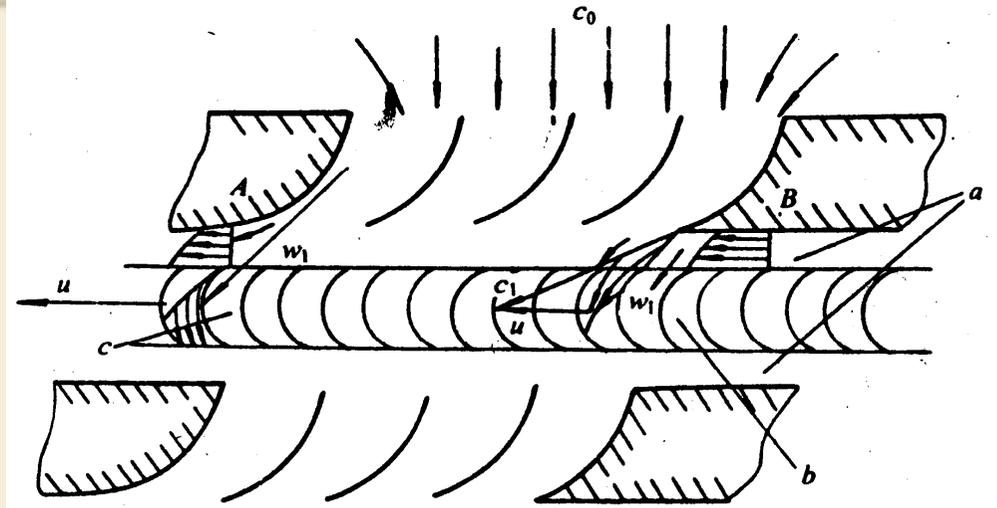
叶轮摩擦损失也可用焓降来表示：

$$\delta h_f = \frac{3600 \Delta N_f}{D_1}$$

或者 $\delta h_f = \zeta_f E_0 \quad \zeta_f = 0.75 * 10^3 \frac{d_b}{l_b \sin \alpha_1} X_a^3$

4, 部分进汽损失 δh_e

采用部分进汽，就产生了部分进汽损失，由“鼓风”损失和“斥汽”损失两部分所组成的。



“鼓风”损失发生在没有喷嘴叶片的弧段内。动叶通过这一弧段时，要象鼓风机一样把滞留在这一弧段内的蒸汽鼓到出汽边而耗功。

“斥汽损失”发生在安装有喷嘴叶片的弧段内。动叶片由非工作区进入工作区弧段时，动叶通道中滞留的蒸汽要靠工作区弧段中喷嘴喷出的主流蒸汽将其吹出，要消耗轮周功。另外，如图1--52 由于叶轮作高速旋转，这样，在喷嘴出口端的A点存在着漏汽；而在B点又存在着抽吸作用，将一部分蒸汽吸入动叶通道，干扰主流，同样会引起损失。这样就形成了斥汽损失。

总的部分进汽损失由以上两部分所组成，即

$$\delta h_e = \delta h_w + \delta h_s \quad , \quad (\text{kJ} / \text{kg}) \quad (1-156)$$

而

$$\delta h_w = B_e \frac{1}{e} (1 - e - 0.5e_c) E_0 X_a^3 \quad \delta h_s = C_s \frac{1}{e} \frac{Z_{ng}}{d_m} E_0 X_a$$

上三式中， e -----部分进汽度；

$$e_c \text{-----} e_c = 1 - e ;$$

E -----级的理想能量；

X_a -----级的速度比；

B_c -----系数，单列级， $B_c = 0.15$ ，

双列级， $B_c = 0.55$ ；

Z_{ng} -----喷嘴组数；

C_s -----经验系数，单列级， $C_s = 0.012$ ，双列级，

$$C_s = 0.016。$$

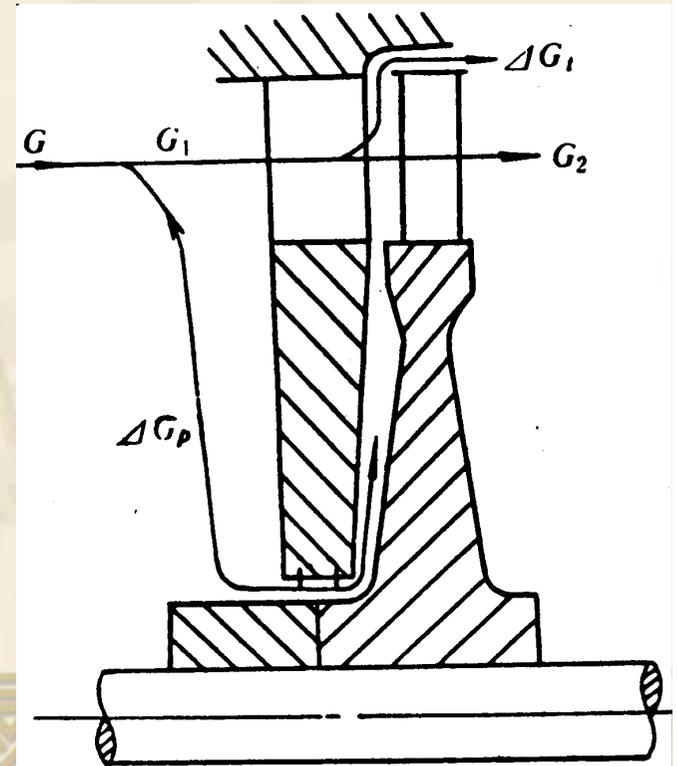
5, 漏汽损失 δh_{leak}

在汽轮机中，由动静两部分所组成的级，有间隙。由于压差的作用，有间隙存在，就会漏汽如图 1 ---53 所示。

在隔板前后存在压差，又有隔板间隙。就必然有一部分蒸汽通过隔板间隙流到级后。这部分蒸汽不作功。另外，漏汽不是从喷嘴中以正确方向流入动叶通道，它不但不做功，反而要干扰主流。这样，就形成了隔板漏汽损失。为了解决这一问题，要在叶轮盘上开设平衡孔，

以便让隔板漏汽从平衡孔漏出，而不干扰主流。

另外，由于反动度的存在，动叶前后有压力差。必然有一部分蒸汽不通过动叶通道而从叶顶间隙漏到级后。这部分蒸汽也不作功，形成了叶顶损失。



漏汽损失是由于压力差和间隙的存在而引起的。减少漏汽损失、减小漏汽量，就应该减小间隙面积和蒸汽压力差。通常采用齿形轴封来解决这一问题。漏汽量和漏汽损失计算方法如下：

(1) 隔板漏汽量的计算

$$\Delta G_p = \frac{\mu_p A_p C_p}{v_{1t}} = \mu_p A_p \frac{44.72 \sqrt{\Delta h_n^*}}{v_{1t} \sqrt{Z_p}}$$

(2) 动叶顶漏汽量的计算

$$\Delta G_t = \frac{\mu_t A_t C_t}{v_{2t}} = \frac{\mu_t \pi (d_b + l_b) \delta + 44.72 \sqrt{\Omega_t \Delta h_t^*}}{v_{2t}}$$

(3) 隔板损失计算

$$\delta h_p = \frac{\Delta G_p}{G_l} \Delta h_u^* = \frac{A_p}{A_n \sqrt{Z_p}} \Delta h_n$$

(4) 叶顶漏汽损失计算

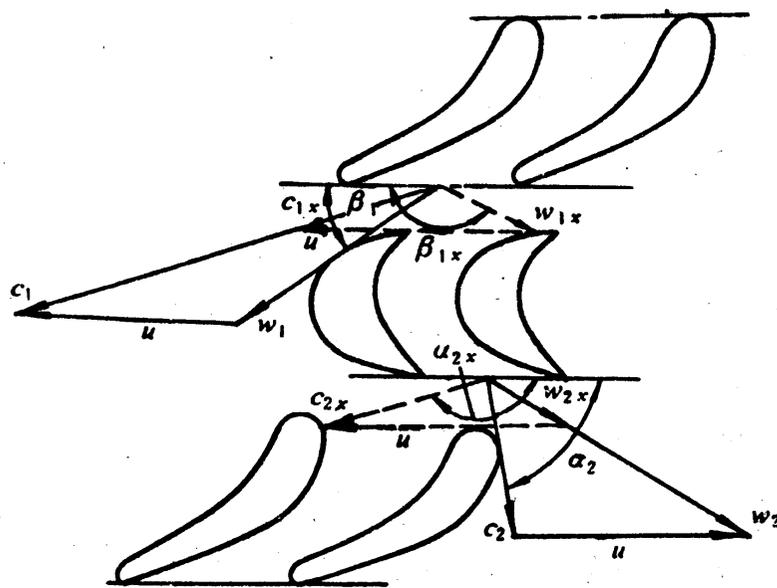
$$\delta h_t = \frac{\Delta G_t}{G_l} \Delta h_u''$$

(注：以上四式中的符号见书)

6. 湿汽损失

蒸汽在汽轮机最后几级时便进入湿蒸汽区，这里将产生湿汽损失。产生湿汽损失的原因在于：

- (1) 一部分蒸汽在膨胀加速过程中凝结成水滴，减少了做功蒸汽量；
- (2) 水滴不膨胀做功，反为高速气流所夹带前进，要消耗一部分轮周功；
- (3) 由于水滴前进速度低于蒸汽速度。这样，从动叶进口速度三角形上分析，水滴从喷嘴中流出时，正好打击动叶背弧，阻止动叶前进，减小了有用功；而水滴从动叶流出之后又打击下一级喷嘴的背弧。水滴长期冲刷片，使叶片进口边背弧被打击成许多麻点，严重时，会打穿叶片。



湿汽损失通常用下面经验公式计算：

$$\delta h_x = (1 - X_m) \Delta h_u''$$

式中， X_m ----- 级的平均蒸汽干度；

$$\Delta h_u'' = \Delta h_t^* - (\delta h_n + \delta h_b + \delta h_{c2} + \delta h_l + \delta h_\theta)$$

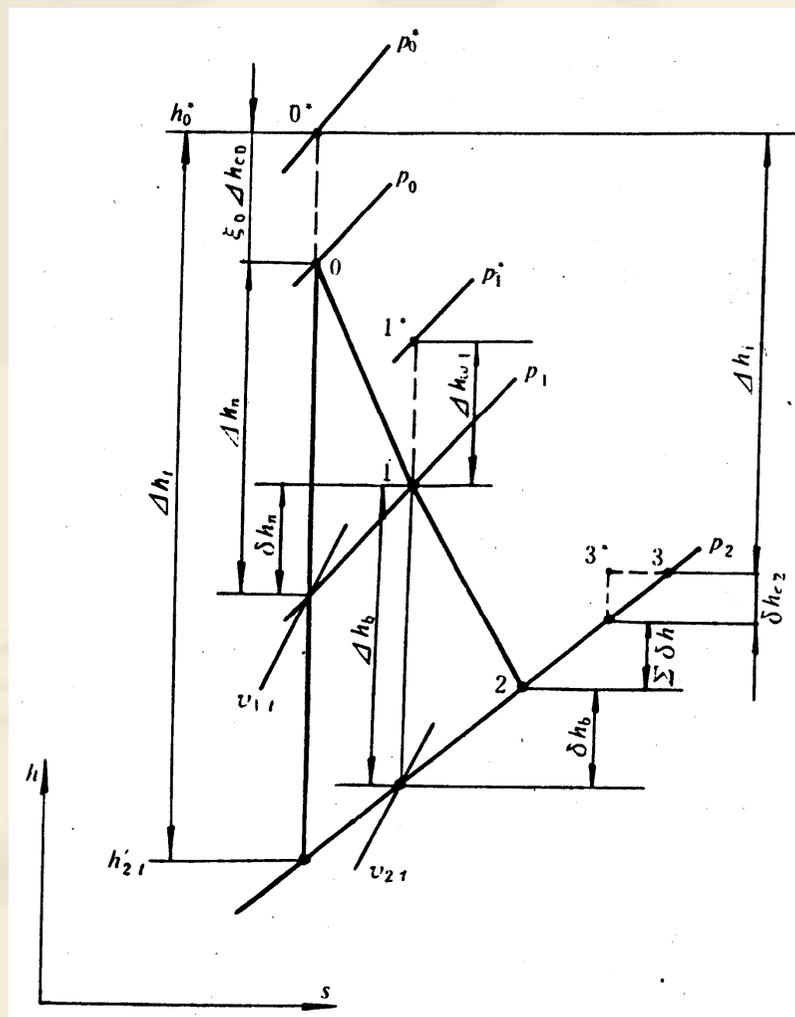
见如湿蒸汽会引起湿汽损失和冲蚀叶片，就必须采取一些去湿措施。即：采用去湿装置，如捕水槽、捕水室等，以减少蒸汽中的水分。提高叶片本身的抗湿能力，主要是设法增强叶片进汽边背弧的抗湿性能。如，在动叶片进汽边背弧加焊硬质合金、电火花处理等。

(二) 级的相对内效率和内功率

1、级的实际热力过程曲线

级内许多损失存在。则进入级的蒸汽所具有的理想能量就不可能全转化为有效功。但损失又转换为热能，加热蒸汽本身，使动叶出口排汽焓值升高。考虑了各种损失之后级的实际热力过程曲线如图 1---63 所示。其中，0 点为级前滞止状态点，3 为有余速利用时的下一级级前进口状态点。

Δh_i 为级的有效焓降，它表示 1 kg 蒸汽所具有的理想能量最后转化为有效功的能量。 Δh_i 越大，机的内效率



率就越高。

1, 级的相对内效率 (级效率)

$$\eta_i = \frac{\Delta h_i}{E_0} = \frac{1}{E_0} [\Delta h_t^* - (\delta h_n + \delta h_b + \delta h_l + \delta h_\theta + \delta h_f + \delta h_e + \delta h_{leak} + \delta h_x + \delta h_{c2})]$$

级效率是衡量级内能量转换完善成度的最后指标。

2, 级的内功率

$$N_i = \frac{D_l \Delta h_i}{3600} \quad \text{或者} \quad N_i = G \Delta h_i$$

作业与思考题：

- 1、级的热力计算：已知汽轮机转速 $n = 3000\text{r/m}$ ，通过级的流量 $G=65\text{t/h}$ ，级的平均直径 $d_m = 1.44\text{ m}$ ，级的理想焓降 $\Delta h_t = 125.6\text{kJ/kg}$ ，蒸汽初速 $c_0 = 91.5\text{m/s}$ ，级前压力 $p_0 = 0.0981\text{MPa}$ ，干度 $x_0 = 0.99$ ，级的反动度 $\Omega_m = 0.2$ ，喷嘴出汽角 $\alpha_1 = 19^\circ$ 。要求：
- (1) 确定静、动叶栅通流面积、叶高；
 - (2) 级的速度三角形；
 - (3) 级的内功率、内效率；
 - (4) 级的热力过程曲线。
- 2、提高叶片抗蚀的办法有哪些？
- 3、汽轮机的级共有哪些损失？其产生原因，如何减小？

§ 1—7 长叶片级

前面讨论级的气动特性和几何参数时，都是以一元流动模型为理论依据，以级的平均直径截面上的参数作为代表来进行研究和计算的。按这种计算方法设计的叶片，称为等截面直叶片，即叶片的几何参数沿叶高不变。显然，这种设计方法计算方便，叶片加工简单。

但是，对于汽轮机低压部分的级来说，蒸汽比容变化快，容积流量大，级的平均直径大，叶片长径高比很小。气动参数沿叶高变化大。在这种情况下，如果仍然按等截面直叶片进行设计，则级的实际轮周效率比计算值要低得多。其原因就在于：

(1) 沿叶高圆周速度不同所引起的损失： 从叶根到叶顶，其相应的圆周速度相差很大。（如200MW汽轮机的末级叶片，平均直径为2000 mm，叶高为665 mm，径高比 $\theta = 3$ ，其叶顶的圆周速度为418.6 m/s，而叶根的的圆周速度为209.7m / s，二者相差一半）。图1--70

所示。由于圆周速度沿叶高增加，使汽流进入动叶通道时的进汽角 β_1 沿叶片高逐渐增大，即 $\beta_{1t} > \beta_{1m} > \beta_{1r}$ 。如果仍以平均直径处速度三角形有关参数作为依据来进行设计，并采用等截面直叶片。那么，除了平均直径附近处之外，其余直径处的汽流在进入动叶通道时，都会有不同程度的撞击现象发生。这样都会造成损失。

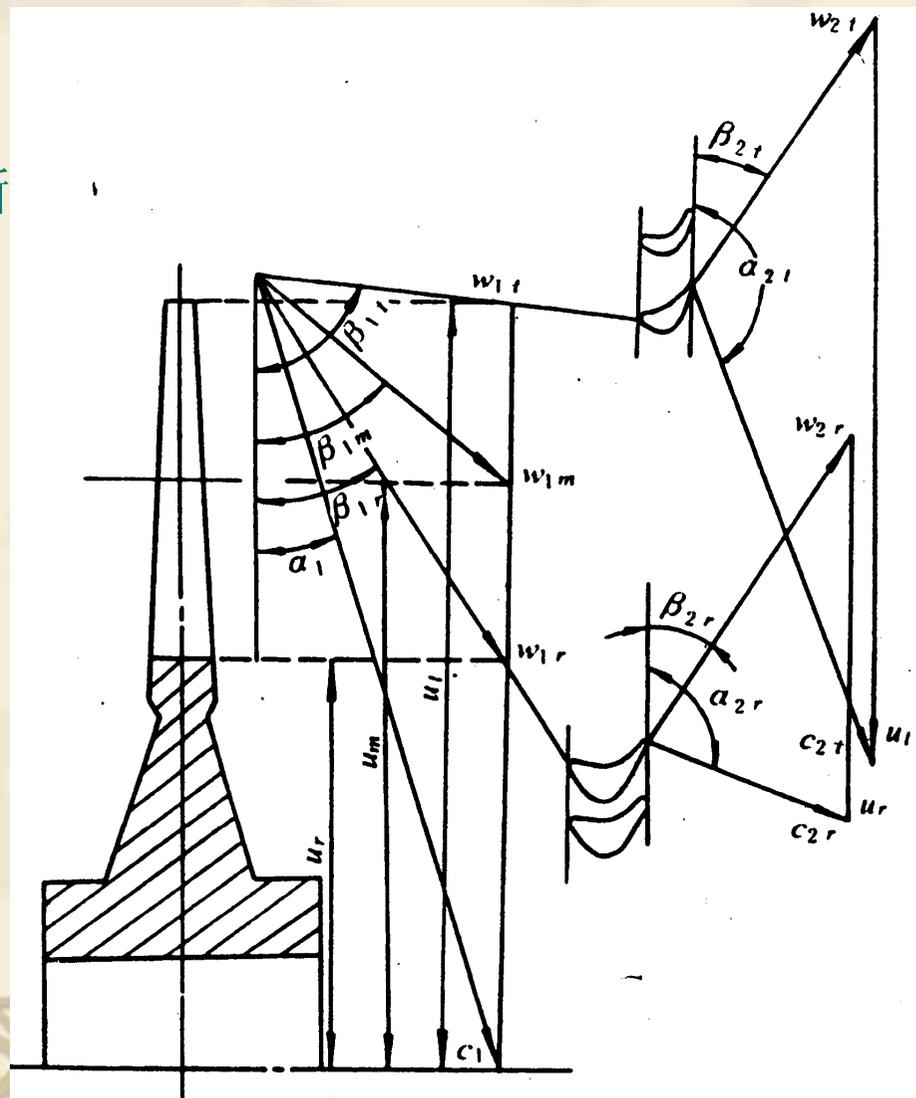


图1—70

(2) 沿叶高相对节距不同所引起的损失：叶片是安装在叶轮上的，呈环形，当径高比很小时，节距沿叶高变化很大。而每一种叶栅都有一个最佳的相对节距，其对应叶栅的效率最高。只要偏离这一最佳值，都会引起损失，造成效率下降。

(3) 轴向间隙中汽流径向流动所引起的损失：蒸汽从动、静叶栅通道中流出时，都有一定的圆周速度，因此，在动、静轴向间隙中必然产生离心力作用，而产生径向流动。径向流动就会造成损失。而且，叶片越长，径向流动造成的损失就越大。

因此，对于长叶片级来说，就不能采用短叶片级的来进行设计。就必须把长叶片级设计成型线沿叶高变化的变截面叶片，即扭叶片。扭叶片加工困难，制造成本高。长叶片级的设计普遍采用径向平衡法。这种设计方法的核心问题就是确定动、静叶栅轴向间隙汽流的平衡条件。建立径向平衡条件，建立径向平衡方程式，然后求解径向平衡方程式，由此得出汽流参数沿叶高的变化规律。径向平衡法有简单径向平衡法和完全径向平衡法。

一，简单径向平衡法

简单径向平衡法是假设动、静叶栅轴向间隙中汽流作轴对称的圆柱面流动，其径向分速为零，子午线曲线半径无穷大。求得的简单径向平衡方程式为：

喷嘴出口轴向间隙：
$$\frac{dp_1}{dr} = \frac{1}{v_1} \frac{C_{1u}^2}{r} \quad (1 \text{ ---- } 186)$$

动叶出口轴向间隙：
$$\frac{dp_2}{dr} = \frac{1}{v_2} \frac{C_{2u}^2}{r} \quad (1 \text{ ---- } 186a)$$

上二式中， p ----- 蒸汽压力；
 r ----- 级的半径；
 v ----- 蒸汽比容。

二，完全径向平衡法

完全径向平衡法认为，在动、静叶栅轴向间隙中，圆周方向的流面是一个轴对称的任意回转面。完全径向平衡方程式为：

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{C_u^2}{r} - C_m^2 \left(\frac{\cos \varphi_m}{R_m} + \frac{\sin \varphi_m}{C_m} \frac{\partial C_m}{\partial m} \right) \quad (1-185)$$

式中， ρ ----- 蒸汽密度；

C_u 、 C_m ----- 汽流圆周分速、子午分速；

φ_m ----- 子午分速对Z轴的倾角；

R ----- 流面上某点的曲率半径。

用简单径向平衡法设计所得到的流型有：理想等环量流型、等角流型、喷嘴出口等环量和动叶出口连续流流型、等密流流型。用完全径向平衡法导出的流型有：三元流流型、可控涡流型。

补充：高效新叶型的开发与应用

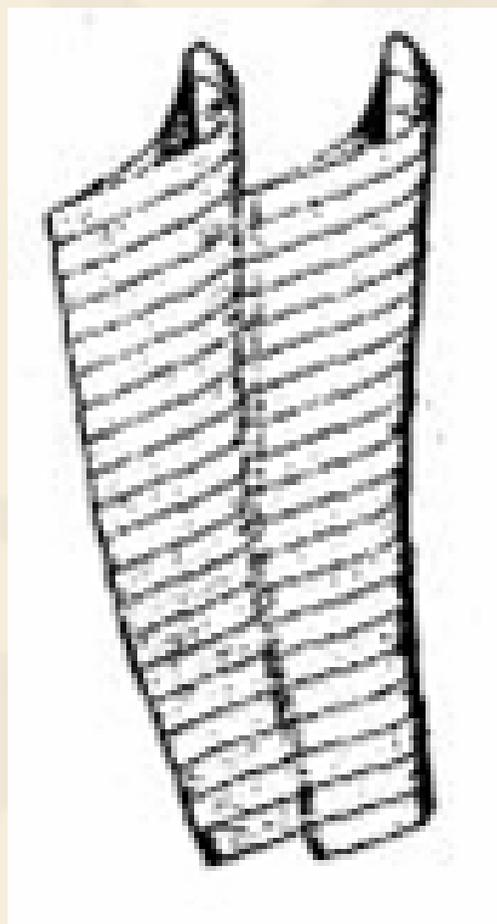
- 1、SCHLIST叶型（平衡叶型），后加载叶型；
- 2、分流叶栅（宽窄组合叶栅）；
- 3、三元流场设计：弯扭叶片，可控涡流技术；
- 4、高效、高可靠性末级长叶片技术。

在100MW、125MW和200MW汽轮机改造中，就是利用这些新型高效叶片技术对通流部分进行改造，再配合：（1）新型汽封（可调汽封，多齿汽封，椭圆汽封；（2）高效进汽室[涡壳进汽（无叶喷嘴）]，高效排汽缸。

这三种机改造实践表明：通过改造后，功率增加10%，机组内效率提高，热耗降低，煤耗下降。



图2 复合-扭曲叶片和控制流量型叶片的几何形状



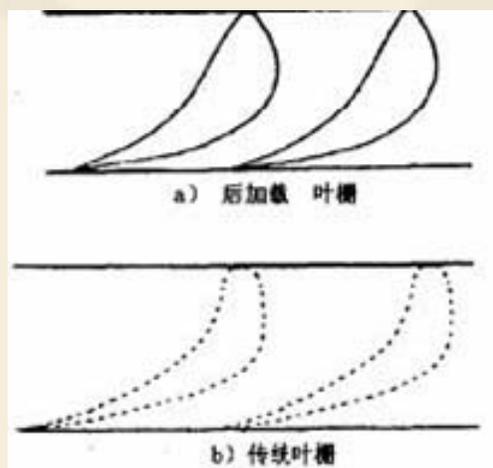


图1 典型后加载叶栅与传统叶栅

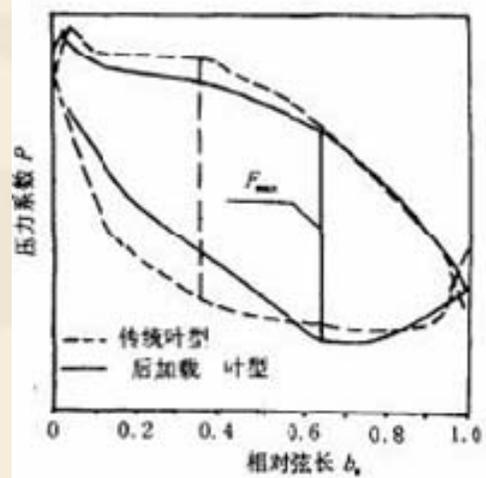
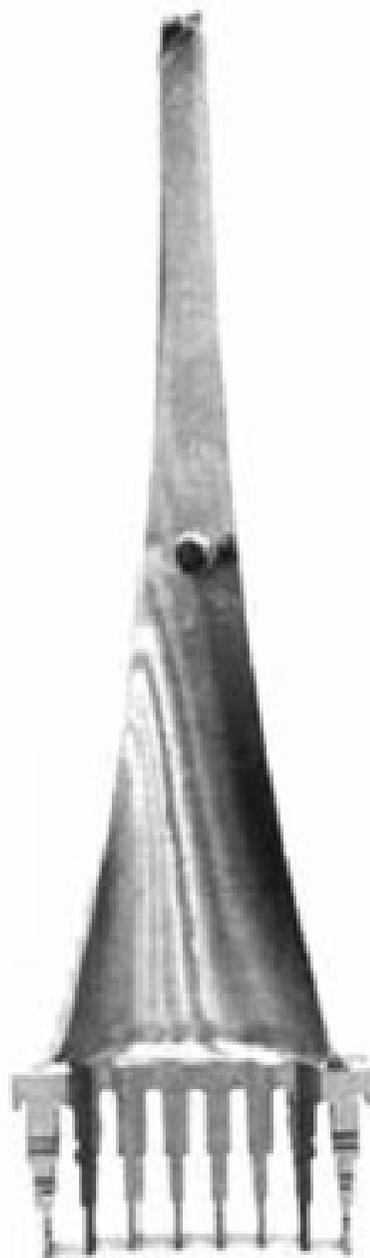
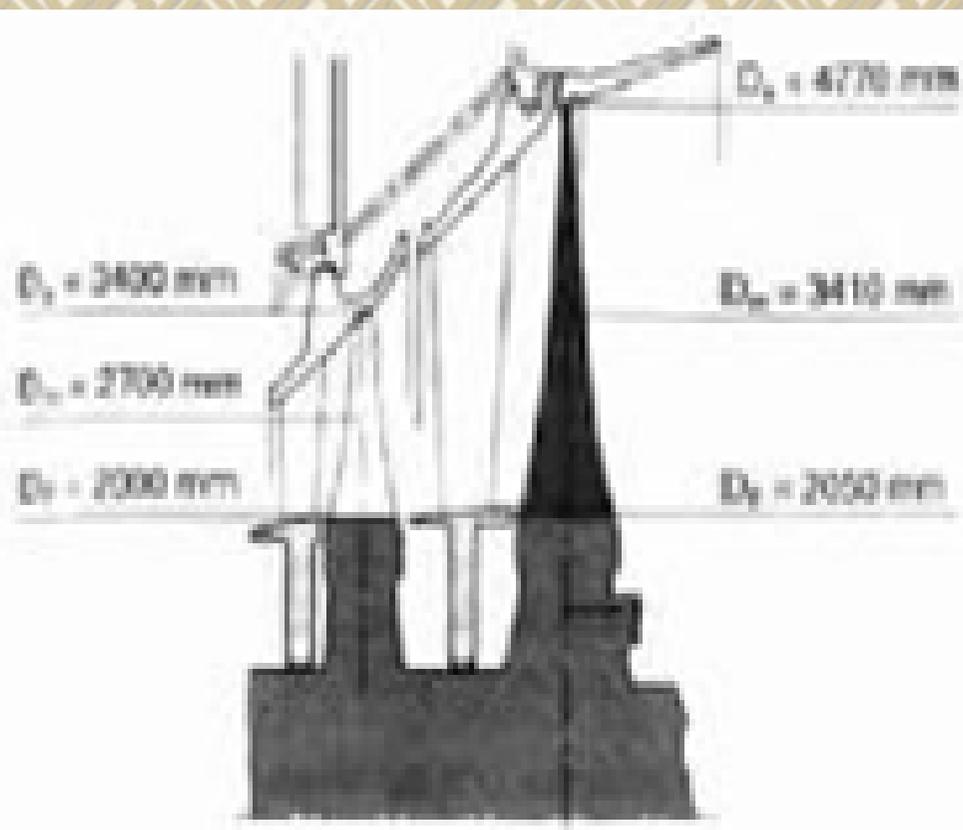


图2 新旧叶片表面气动负荷分布之比较



采用了增强型高
强度12Cr钢。这
是日立公司开发
的采用12Cr材料
的超长叶片。

图5 用于50Hz的新型1092.2mm长叶片



L_1	=	700 mm	L_2	=	1300 mm
A	=	5.9 m ²	A	=	14.6 m ²
P_{max}	=	36 MW	P_{max}	=	56 MW
U_1	=	534 m/s	U_2	=	749 m/s

图12 具有700mm首级叶片和1300mm末级叶片的低压缸



图7 带整体圆带的圆柱形叶片



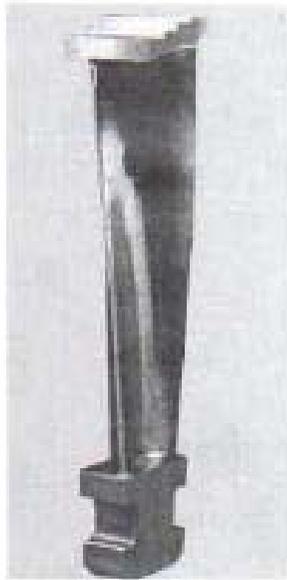
图9 低压缸扭曲动叶片

设计特点

- ▶ 叶顶为超音速设计

优点

- ▶ 经过优化避免了侵蚀
- ▶ 效率高
- ▶ 成熟设计



设计特点

- ▶ 短叶片带整体圆带

优点

- ▶ 长叶片的叶型损失减少
- ▶ 效率高

图8 高、中和低压缸中低压部分所用的叶片



设计特点

- ▶ 沿圆周方向弯曲抑制了叶根部可能发生的分流现象
- ▶ 中空叶型
- ▶ 取水槽或用蒸汽加热从而使累积的凝结水汽化

优点

- ▶ 叶型损失低

图10 末级静叶片



图2 复合-扭曲叶片和控制流型叶片的几何形状

