

第三章 汽轮机在变工况下工作

1, 工况：设计工况、额定工况、变动工况。

变动工况：当外界负荷变动、蒸汽参数和转速变动，都是变动工况。

2, 研究变动工况的目的：

- 了解汽轮机在不同工况下的效率变化，以设法使效率变化不多。
- 了解汽轮机在不同工况下受力情况，保证机组安全。

第一节 喷嘴在变工况下的工作

一、渐缩喷嘴的变动工况及其流量网

1、渐缩喷嘴的流量变化

(1) 当喷嘴前后压力比 $\varepsilon_n > \varepsilon_{cr}$ 时, $p_1 > p_{cr}$ (亚临界), 流量为

$$G = \mu_n A_n \sqrt{p_0^* \rho_0^*} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (3-1)$$

(2) 当喷嘴前后压力比 $\varepsilon_n \leq \varepsilon_{cr}$ 时, $p_1 \leq p_{cr}$ (临界) 流量为临界流量

$$G = G_{cr} = 0.648 A_n \sqrt{p_0^* \rho_0^*} \quad (3-2)$$

上二式中:

p_0^* 、 ρ_0^* ——喷嘴前压力、密度;

p_1 、 p_{cr} ——喷嘴后压力、临界压力;

$\varepsilon_n = \frac{p_1}{p_0^*}$ ——压力比;

A_n ——喷嘴出口截面积。

分析：对于式 (3—1)

(1) 当 μ_n 、 A_n 、 p_0^* 、 ρ_0^* 不变时， G 只与 p_1 (ε_n) 有关；

* 当 $p_1 = p_0^*$ ， $\varepsilon_n = \frac{p_1}{p_0^*} = 1$ ，则 $G=0$ ； (A点)

* 当 $p_{cr} < p_1 < p_0^*$ 时， $\varepsilon_{cr} < \varepsilon_n < 1$ ， G 如图3—1之AB所示；

* 当 $p_1 = p_{cr}$ 时， $\varepsilon_n = \varepsilon_{cr}$ ， G 达临界值 G_{cr} (B点)

* 当 $p_1 < p_{cr}$ 时， G 保持临界流量不变，(BC)

(2) 当 p_0^* 、 ρ_0^* 变为另一值 p_{01}^* 、 ρ_{01}^* 时，曲线为A'B'C'。

2, 用椭圆代替流量曲线：(略)

3, 当初压不变，对于任意一背压，

通过渐缩喷嘴的流量为：

$$G = \beta G_{cr} = 0.648 \beta A_n \sqrt{p_0^* \rho_0^*}$$

(3—4)

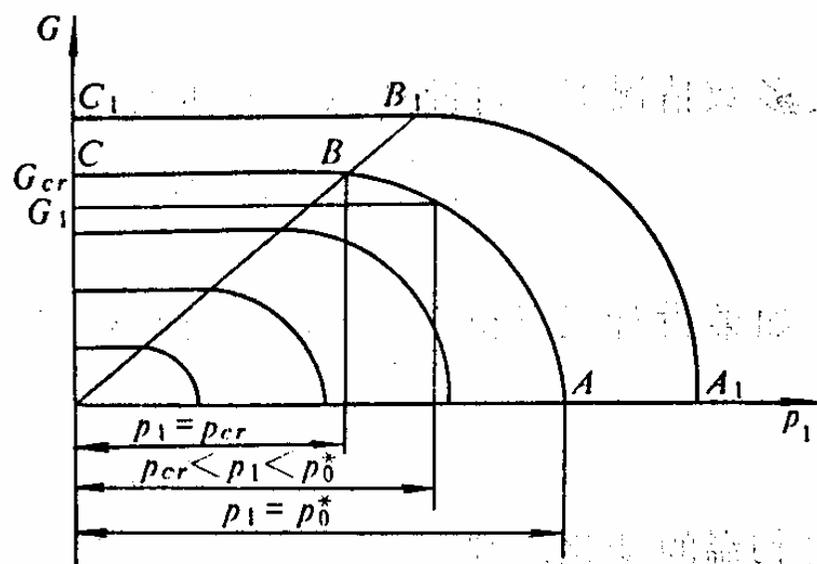


图 3-1 渐缩喷嘴流量与压力
关系曲线

4, 当喷嘴前后参数同时变化时, 其流量变化为:

$$\frac{G_1}{G} = \frac{0.648\beta_1\sqrt{p_{01}^*\rho_{01}^*}}{0.648\beta\sqrt{p_0^*\rho_0^*}} = \frac{\beta_1\sqrt{p_{01}^*\rho_{01}^*}}{\beta\sqrt{p_0^*\rho_0^*}} = \frac{\beta_1}{\beta} \frac{\sqrt{RT_0^*}}{\sqrt{RT_{01}^*}} \frac{p_{01}^*}{p_0^*} = \frac{\beta_1 p_{01}^*}{\beta p_0^*} \sqrt{\frac{T_0^*}{T_{01}^*}}$$

由于温度比变化不大, 则上式为:

$$\frac{G_1}{G} = \frac{\beta_1 p_{01}^*}{\beta p_0^*} \quad (3-5a)$$

5, 当两种工况均为临界流量时, 则 $\beta_1 = \beta = 1$, 则式 (3-5a) 为

$$\frac{G_{cr1}}{G_{cr}} = \frac{p_{01}^*}{p_0^*} \sqrt{\frac{T_0^*}{T_{01}^*}} \quad (3-6)$$

或者

$$\frac{G_{cr1}}{G_{cr}} = \frac{p_{01}^*}{p_0^*} \quad (3-6a)$$

6, 流量网

前面所讲流量曲线ABC, 每一工况对应一根曲线, 不方便。为了扩大适应性, 改用压力比、流量比作为坐标, 作出流量曲线。

横坐标: $\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_{0m}^*}$ ——相对背压, 纵坐标: $\beta_m = \frac{G}{G_{0m}}$ ——流量比。

$\varepsilon_0 = \frac{p_0^*}{p_{0m}^*}$ ——相对初压, p_{0m}^* ——最大初压,

(3—7)

则流量比为:

$$\beta_m = \frac{G}{G_{0m}} = \frac{G}{G_{cr}} \frac{G_{cr}}{G_{0m}} = \beta \frac{G_{cr}}{G_{0m}} = \beta \frac{p_0^*}{p_{0m}^*} = \beta \varepsilon_0$$

根据前面所讲椭圆方程:

$$\beta_m = \sqrt{\varepsilon_0^* - \left(\frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_{cr} \varepsilon_0}{1 - \varepsilon_{cr}} \right)^2} \quad (3—8)$$

根据上式作图(3—2)的流量网。图中, ε_1 、 β_m 、 ε_0 三个中只要已知其中的二个, 则可以求得第三个。然后用温度修正。

二、缩放喷嘴的变工况及流量网 (略)

作业与思考题:

1、在设计工况下渐缩喷嘴前的蒸汽压力 $p_0 = 2.16\text{MPa}$ ，温度 $t_0 = 350^\circ\text{C}$ ，喷嘴后的压力 $p_1 = 0.589\text{MPa}$ ，流量为 3kg/s 。

- 若流量保持为临界值，则最大背压（ $(p_1)_{\max}$ ）可以为多少？
- 若要流量减少为原设计值的 $1/3$ ，则在初压、初温不变时，背压 p_{11} 应增高至何值？
- 又设背压维持为 0.589MPa 不变，则初压 p_{01} 应降低到何数值（假定初温不变）才能使流量为原设计值的 $4/7$ ？

2、工况变动前，渐缩喷嘴的初压 $p_0 = 8.83\text{MPa}$ ，初温 $t_0 = 500^\circ\text{C}$ ，背压 $p_1 = 4.9\text{MPa}$ ，工况变动后，初压降为 $p_{01} = 7.06\text{MPa}$ ，背压降为 $p_{11} = 4.413\text{MPa}$ 。试用分析法和查流量网图解法确定工况变动前后通过喷嘴的流量比系数（温度变化忽略）。

第二节 汽轮机级的变动工况

一、工况变动时，级前后压力与流量的关系

(一) 两种工况均为临界状态

1、喷嘴在临界下工作：

这时，流量均为临界流量，与背压无关，只与级前参数有关。

$$\frac{G_{cr1}}{G_{cr}} = \frac{p_{01}^*}{p_0^*} \sqrt{\frac{T_0^*}{T_{01}^*}}$$

或者，

$$\frac{G_{cr1}}{G_{cr}} = \frac{p_{01}^*}{p_0^*}$$

(3—20)

2, 动叶在临界下工作:

和喷嘴类似, 有 $\frac{G_{cr1}}{G_{cr}} = \frac{p_{11}^*}{p_1^*}$, 流量G和动叶前的滞止压力成正比,

$$\frac{G_{cr}}{A'_0} = p_1^* \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_1^*} \left(\varepsilon_1^{\frac{2}{k}} - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}} \right)}$$

设两种临界流量为:

$$\frac{G_{cr1}}{A'_0} = p_{11}^* \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_{11}^*} \left(\varepsilon_{11}^{\frac{2}{k}} - \varepsilon_{11}^{\frac{k+1}{k}} \right)}$$

二者相比得:

$$\frac{G_{cr1}}{G_{cr}} = \frac{p_{11}^*}{p_1^*} \sqrt{\frac{T_1^* \left(\varepsilon_{11}^{\frac{2}{k}} - \varepsilon_{11}^{\frac{k+1}{k}} \right)}{T_{11}^* \left(\varepsilon_1^{\frac{2}{k}} - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}} \right)}} \quad (3---21)$$

上二式中, A'_0 ——动叶出口面积;

ε_1 ε_{11} ——分别为工况变动前后, 动叶前的实际压力与滞止压力比:

即:

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_1^*} \quad \varepsilon_{11} = \frac{p_{11}}{p_{11}^*}$$

又因为 $\frac{G_{cr1}}{G_{cr}} = \frac{p_{11}^*}{p_1^*}$, 并认为 $T_1^* = T_{11}^*$

所以有

$$\sqrt{\frac{\left(\frac{2}{\varepsilon_{11}^k} - \varepsilon_{11}^{\frac{k+1}{k}}\right)}{\left(\frac{2}{\varepsilon_1^k} - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}\right)}} = 1$$

上式中，只用当 $\varepsilon_1 = \varepsilon_{11}$ 时，（3—22）才能成立。

$$\text{即 } \frac{p_1}{p_1^*} = \frac{p_{11}}{p_{11}^*} \longrightarrow \frac{p_{11}}{p_1} = \frac{p_{11}^*}{p_1^*} = \frac{G_{cr1}}{G_{cr}} \quad (3-23)$$

上式表明，动叶出口速度达临界时，通过动叶的流量不仅与动叶前的滞止压力 p_1^* 成正比，并且动叶前的实际压力 p_1 成正比。另外，忽略动叶顶漏汽，通过动叶的流量 G_{cr} 、 G_{cr1} 可以用喷嘴前的气动参数表示，即

$$\text{喷嘴流量: } \frac{G_{cr}}{A_n} = \varphi p_0^* \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_0^*} \left(\frac{2}{\varepsilon_n^k} - \varepsilon_n^{\frac{k+1}{k}} \right)}$$

$$\text{另一工况为: } \frac{G_{cr1}}{A_n} = \varphi p_{01}^* \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_{01}^*} \left(\frac{2}{\varepsilon_{n1}^k} - \varepsilon_{n1}^{\frac{k+1}{k}} \right)}$$

二者相比，并认为 $T_0^* = T_{01}^*$ ，结合式 (3—23) $\frac{G_{cr1}}{G_{cr}} = \frac{p_{01}^*}{p_0^*} \sqrt{\frac{\left(\frac{2}{\varepsilon_{n1}^k} - \frac{k+1}{\varepsilon_{n1}^{\frac{k+1}}}\right)}{\left(\frac{2}{\varepsilon_n^k} - \frac{k+1}{\varepsilon_n^{\frac{k+1}}}\right)}} = \frac{p_{11}}{p_1}$

$$\frac{p_{11} / p_{01}^*}{p_1 / p_0^*} = \frac{\varepsilon_{n1}}{\varepsilon_n} = \sqrt{\frac{\left(\frac{2}{\varepsilon_{n1}^k} - \frac{k+1}{\varepsilon_{n1}^{\frac{k+1}}}\right)}{\left(\frac{2}{\varepsilon_n^k} - \frac{k+1}{\varepsilon_n^{\frac{k+1}}}\right)}} = (1)$$

同样，只有当 $\varepsilon_{n1} = \varepsilon_n$ 时，上式才能成立，即有： $\frac{p_{11}}{p_{01}^*} = \frac{p_1}{p_0^*}$

因此

$$\frac{G_{cr1}}{G_{cr}} = \frac{p_{11}}{p_1} = \frac{p_{01}^*}{p_0^*}$$

上式表明，在各种工况下，动叶内流动均达临界时，通过该级的流量与级前压力比成正比，与级后压力无关。

(二) 级均在亚临界工况下工作时

根据连续性方程，经过一系列推导，可得出级均在亚临界工况下工作时级的流量与压力的关系：

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{21}^2}{p_0^2 - p_2^2}} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \quad (3-31)$$

当忽略温度影响时，有

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{21}^2}{p_0^2 - p_2^2}} \quad (3-31a)$$

三、动叶进口处的撞击损失

在设计工况下，气流进口角和动叶几何角是相适应的。但是，当工况变动后，级的理想焓降 Δh_i 会变化，从而会引起速度 c_1 变化，则 w_1 也要变化， w_1 的方向角也要变化。这样一来，就会引起动叶进口处的撞击损失。从速度三角形（图3—7）上就可以看到其产生撞击损失的情况。

分析:

1, 当级的焓降 Δh_t 增加时, c_1 增加, $c_{11} > c_1$, $w_{11} > w_1$, $\beta_{11} < \beta_1$, 打击内弧;

2, 当级的焓降 Δh_t 减小时, c_1 减小, $c_{11} < c_1$, $w_{11} < w_1$, $\beta_{11} > \beta_1$, 打击背弧;

3, 冲角: $\theta = \beta_1 - \beta_{11}$ 。有正冲角和负冲角, 不论是打击内弧还是打击背弧, 都会引起撞击损失, 使效率降低。

4, 撞击损失的计算:
$$\Delta h_{\beta 1} = \frac{1}{2} (w_{11} \sin \theta)^2 \quad (3-32)$$

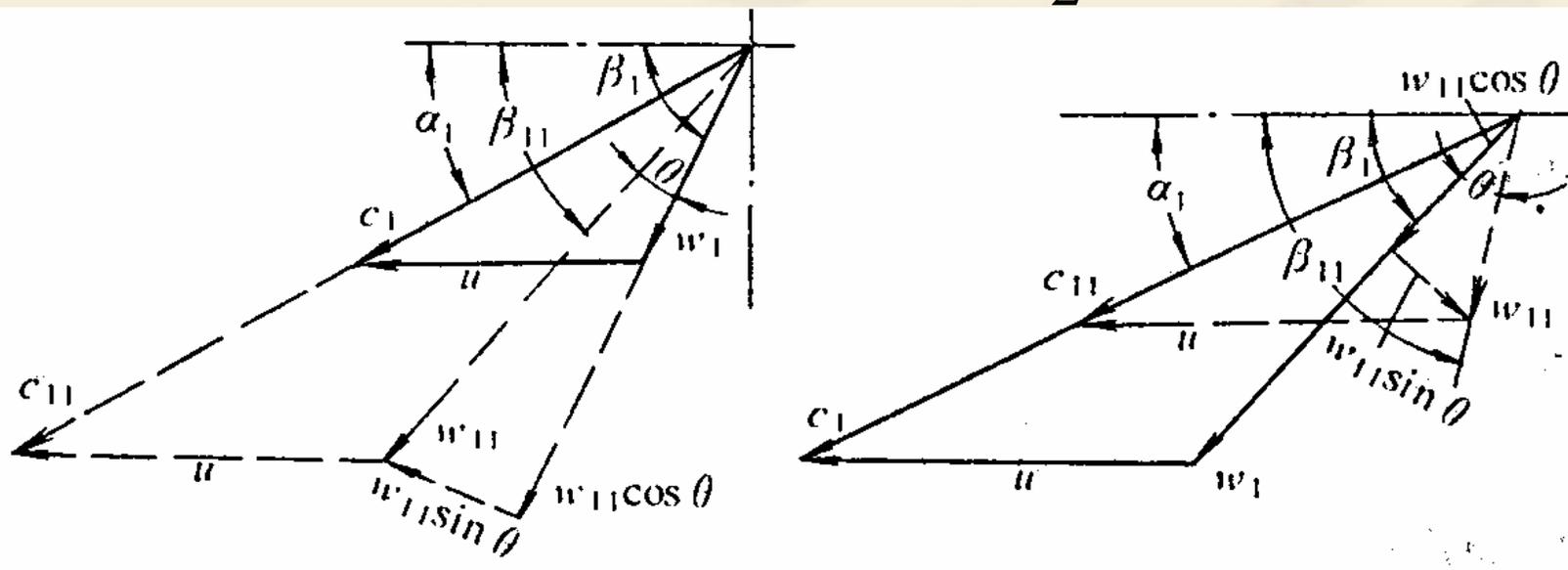


图 3-7

三、级内反动度的变化

(一) 级内反动度的变化

级内反动度的变化，不仅影响效率，而且也影响零件强度和轴向推力。经过讨论动叶通道的流动情况之后，得出下面的结论。

结论：当级的焓降 Δh_t 减小（速度比 x_1 增加）时，则反动度 Ω_m 增大；

当级的焓降 Δh_t 增加（速度比 x_1 减小）时，则反动度 Ω_m 减小。

并且，反动度的变化与原设计值大小有关，原设计值大，变化就小；

相反，原设计值小，变化就大。

(二) 反动度变化的计算

由于级的焓降 Δh_t 变化引起反动度变化，通常用下式计算：

1, 当 $\frac{\Delta x_a}{x_a}$ 在很大范围内变化时，可用下式计算

$$\frac{\Delta \Omega_x}{1 - \Omega_m} = 0.5 \frac{\Delta x_a}{x_a} - 0.3 \left(\frac{\Delta x_a}{x_a} \right)^2 \quad (3-35)$$

2, 当 $\frac{\Delta x_a}{x_a}$ 在 $(-0.1 < \frac{\Delta x_a}{x_a} < 0.2)$ 范围内变化时，可用下式计算

$$\frac{\Delta \Omega_x}{1 - \Omega_m} = 0.4 \frac{\Delta x_a}{x_a} \quad (3-36)$$

第三节 级组的变动工况

一、级组前、后压力和流量的关系

(一) 级组中各级均未达临界工况：

级组为流量相同的若干连续几级组成，根据第二节式（3—31），级组

中每一级均有 $\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{21}^2}{p_0^2 - p_2^2}} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}}$ 同样的关系存在。将其改写成

$$\left(\frac{G_1}{G}\right)_i^2 \left(\frac{T_{01}}{T_0}\right)_i (p_0^2 - p_2^2)_i = (p_{01}^2 - p_{21}^2)_i$$

设级内有Z级，则

$$\text{第一级：} \left(\frac{G_1}{G}\right)_1^2 \left(\frac{T_{01}}{T_0}\right)_1 (p_0^2 - p_2^2)_1 = (p_{01}^2 - p_{21}^2)_1$$

第二级:

$$\left(\frac{G_1}{G}\right)_2 \left(\frac{T_{01}}{T_0}\right)_2 (p_0^2 - p_2^2)_2 = (p_{01}^2 - p_{21}^2)_2$$

第Z级:

$$\left(\frac{G_1}{G}\right)_z \left(\frac{T_{01}}{T_0}\right)_z (p_0^2 - p_2^2)_z = (p_{01}^2 - p_{21}^2)_z$$

各级相加得:

$$\sum_{i=1}^z \left(\frac{G_1}{G}\right)_i \left(\frac{T_{01}}{T_0}\right)_i (p_0^2 - p_2^2)_i = \sum_{i=1}^z (p_{01}^2 - p_{21}^2)_i$$

这里, 有 $\left(\frac{G_1}{G}\right)$ 为常数, 而温度比可看作不变, 这样一来, 有

$$\sum_{i=1}^z (p_0^2 - p_2^2)_i = (p_0^2 - p_z^2)$$

同理可得

$$\sum_{i=1}^z (p_{01}^2 - p_{21}^2)_i = (p_{01}^2 - p_{z1}^2)$$

所以 $\left(\frac{G_1}{G}\right)^2 \left(\frac{T_{01}}{T_0}\right) (p_0^2 - p_z^2) = (p_{01}^2 - p_{z1}^2)$

经改写得:

$$\left(\frac{G_1}{G}\right) = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{z1}^2}{p_0^2 - p_z^2}} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \quad (3-37)$$

当忽略温度影响时，为：

$$\left(\frac{G_1}{G}\right) = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{z1}^2}{p_0^2 - p_z^2}} \quad (3-37a)$$

上式称为**弗留格尔公式**。

** 对于凝汽式汽轮机来说，可把调节级之外的所有级看成一个级组，这样，级组前后压力（ p_0 、 p_z ）相差很大，则

(3—38)

$$\left(\frac{G_1}{G}\right) = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{z1}^2}{p_0^2 - p_z^2}} = \frac{p_{01}}{p_0}$$

二，弗留格尔公式的应用条件

1，通过同一级组各级的流量应相同；

对于凝汽机组，各级回热抽汽是按一定比例，可不考虑其影响，而把除调节级之外的所有压力级看成一个级组。

2，在不同工况下，组各级的面积应保持不变。而调节级是部分进汽，而且进汽度要发生变化，因此调节级不能同压力级合为一组。假设级组内各级通流面积发生了相同程度的变化，则弗留格尔公式须作修正：

$$\left(\frac{G_1}{G}\right) = a \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{z1}^2}{p_0^2 - p_z^2}}$$

或者

$$\left(\frac{G_1}{G}\right) = a \frac{p_{01}}{p_0}$$

其中， $a = \frac{A_1}{A}$ ——面积变化之比。

作业与思考题：

1、已知某级组进汽压力 $p_0=3.0\text{MPa}$ ，温度 $t_0 = 400^\circ\text{C}$ ，级组排汽压力 $p_1 = 0.12\text{MPa}$ ，通过级组的流量 $G=36\text{t/h}$ 。试求：当级组初温和背压不变，而流量减半时级组的初压 p_{01} 。

2、已知某汽轮机级原设计在速度比 $x_1 = \frac{u}{c_1} = 0.495$ 下工作，这时喷嘴中的理想焓降 $\Delta h_n = 83.74\text{kJ/kg}$ ，喷嘴出汽角 $\alpha_1 = 14^\circ$ 。当工况改变时，喷嘴中的理想焓降减少一半（转速不变）。试计算当蒸汽进入叶片时，由于相对速度的大小和方向发生变化，因而产生的撞击损失，并计算气流进入动叶的动能。

3、某汽轮机级设计条件下 $x_a = \frac{u}{c_a} = 0.42$ ，级的理想焓降 $\Delta h_t = 104.67\text{kJ/kg}$ ，级别的反动度 $\Omega_m = 0.05$ ，工况改变后， $\Delta h_{t1} = 125.6\text{kJ/kg}$ ，而圆周速度 u 不变。试计算工况改变后的反动度 Ω_{m1} 。

第四节 工况变动时汽轮机各级焓降的变化

根据第一章的讨论，级的理想焓降可近似写成

$$c_a = \sqrt{2\Delta h_t^*} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0^* v_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

所以 41)
$$\Delta h_t = \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (3)$$

一、凝汽式汽轮机

根据前面的讨论可知，当工况变动时，通过级的流量与级前压力成正比，即

$$\left(\frac{G_1}{G} \right) = \frac{p_{01}}{p_0} = \frac{p_{21}}{p_2} = \dots \quad \text{所以:} \quad \frac{p_2}{p_0} = \frac{p_{21}}{p_{01}}$$

上式表明，当工况变动时，凝汽式汽轮机各中间级前后压力比不变。这样，代入式（3—41）后，级的理想焓降不变。当然，级的速度比和级效率也不变。

而级的内功率为：
$$N_i = G\Delta h_t \eta_i = B \bullet G \quad (3—42)$$

这就说明：在计算汽轮机各中间级的变动工况时，不需要逐级进行详细计算，只需求得各级前的压力，然后将热力过程曲线平移即可。而调节级和末级的变动工况，则要进行详细计算。

二，背压式汽轮机

1，如果背压式汽轮机最后一级达临界，则各级前的压力与流量成正比。其焓降、效率、反动度、功率的变化规律和凝汽式汽轮机各中间级一样。

2，但是，背压式汽轮机的末级一般不会达临界，其压力与流量的关系应按弗留格尔公式进行计算

$$\left(\frac{G_1}{G} \right) = a \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{z1}^2}{p_0^2 - p_z^2}}$$

上式经变换后为：

$$p_{01}^2 = \left(\frac{G_1}{G}\right)^2 (p_0^2 - p_z^2) + p_{z1}^2 \quad (3-43)$$

同样有：

$$p_{21}^2 = \left(\frac{G_1}{G}\right)^2 (p_2^2 - p_z^2) + p_{z1}^2$$

上式中， p_0 、 p_2 、 p_z 分别为某中间级前后压力和整机背压。

对上式的两边同除以 p_0^2 得

$$\frac{p_{01}^2}{p_0^2} - \left(1 - \frac{p_z^2}{p_0^2}\right) \left(\frac{G_1}{G}\right)^2 = \left(\frac{p_z}{p_0}\right)^2 \quad (3-44)$$

上式表明，当背压不变时，背压式汽轮机各级前压力与流量的关系按双曲线规律变化。离末级越远，越近于直线，如图3---17所示。

从图上分析：

- 1，对于背压式汽轮机的前几级，当工况偏离设计值不远时，级前压力与流量的关系近于直线；
- 2，当流量在设计值附近变化时，可认为各中间级焓降不变，或变化很小；
- 3，当流量变化较大时，各级焓降都要变化，并且最后一、二级变化最大。

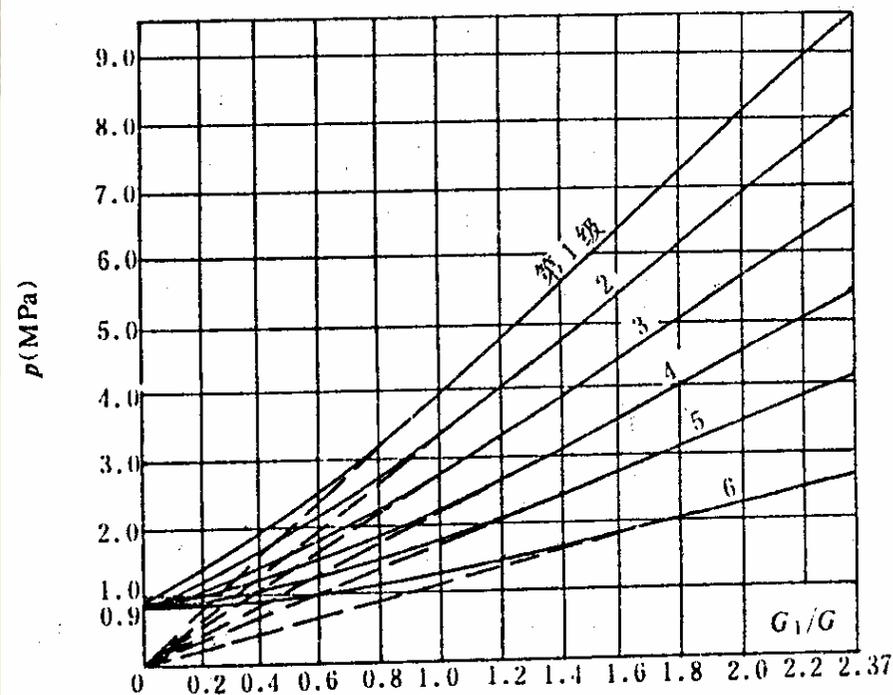


图 3-17 背压式汽轮机各级 $p-G$ 关系曲线

• 三、末级的变工况特性

• 右图为背压为常数时，最末级压力与流量的关系。

- 1, 在工况变动时（背压不变），级前后压力比（ $\frac{p_z}{p_{z-1}}$ ）不是常数，所以级的焓降要变化。
- 2, 当流量增加时， p_{z-1} 上升，而 p_z 不变，则压差 Δp 增大，末级焓降 Δh_t 增加；
- 3, 当流量减小时， p_{z-1} 降低，而 p_z 不变，则压差 Δp 减小，末级焓降 Δh_t 减小。
- 因此，在工况变动时，末级焓降、效率、反动度、功率都要变化。

** 总结:

对于喷嘴调节的凝汽式汽轮机，当流量（功率）变化时，其焓降的变化主要发生在调节级和末级；

当流量增加时，调节级焓降减小，末级焓降增加，各中间级焓降近乎不变；

当流量减小时，调节级焓降增大，末级焓降减小，各中间级焓降近乎不变；

对于背压式汽轮机，调节级和末级的焓降都要随流量G而变化。

作业与思考题：

- 1、在设计工况下汽轮机的流量 $D_0 = 132.6\text{t/h}$ ，调节级汽室压力 $p_1 = 1.67\text{MPa}$ 。当流量变为 $D_{01} = 90\text{t/h}$ ，试问调节级汽室压力应为多少？若压力级结垢使通流面积减少5%，则调节级汽室压力又为多少？
- 2、某级组在设计工况下调节级汽室压力 $p_1 = 40\text{MPa}$ ，凝汽器压力 $p_c = 0.006\text{MPa}$ 。当负荷降低到76%额定负荷时，调节级汽室压力为多少？此时，凝汽器压力降到 $p_{c1} = 0.005\text{MPa}$ 。

第五节 汽轮机的调节方式和调节级的变动工况

汽轮机的内功率为： $N_i = D_0 \Delta H_t \eta_i = B \bullet D_0$

当初参数不变或变化不大时，汽轮机的内功率就取决于进汽量 D_0 的大小。因此，对汽轮机的功率进行调节，主要是对进汽量进行调节。常用的调节方式有：节流调节、旁通调节、喷嘴调节、变压调节。

一，节流调节

1，节流调节：这种调节方式就是用一个（或两个）调节阀对进入汽轮机的全部进汽量 D_0 进行调节。当功率增加时，开大调节阀的开度（L）。在额定工况下，全开（L=1）。当功率减小时，关小调节阀的开度（L），进入汽轮机的全部进汽量都受到节流作用。当机组功率变化时，流量和焓降都要变化。如图3—19、3--20所示。

2，节流调节的热力过程曲线（图3—20）；

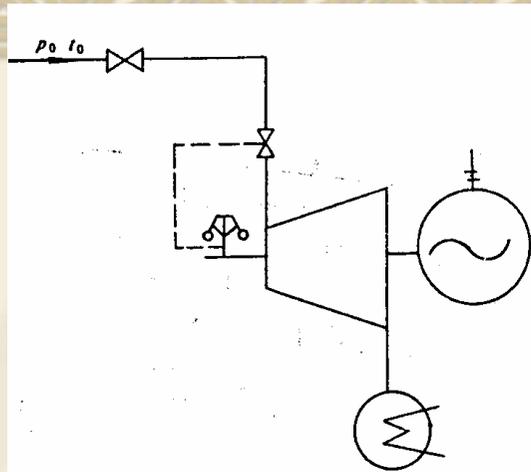


图 3-19 节流调节汽轮机的示意图

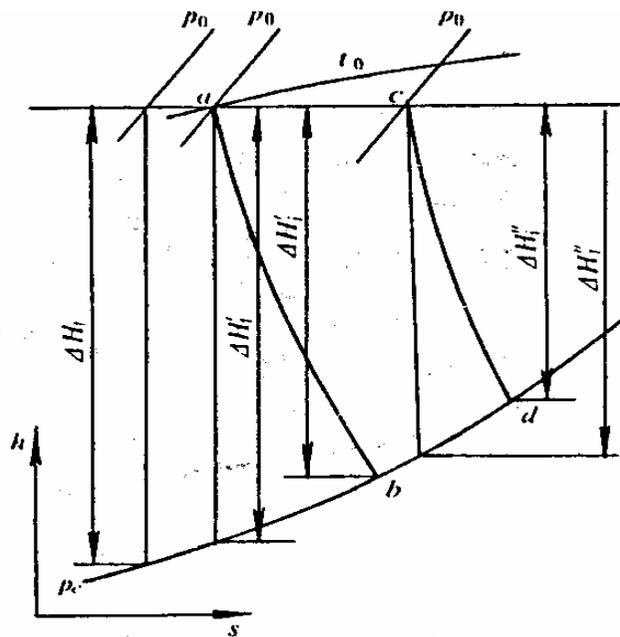


图 3-20 节流调节汽轮机的热力过程线

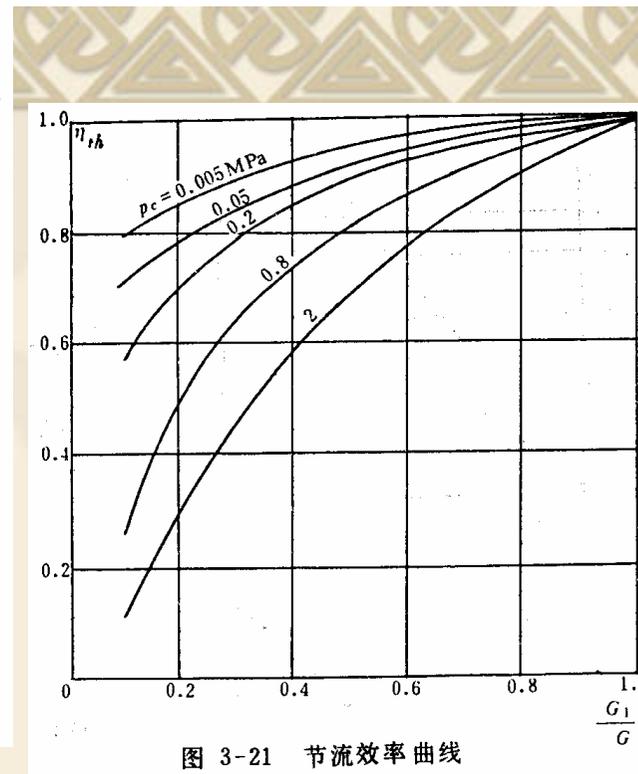


图 3-21 节流效率曲线

3, 节流调节的效率

蒸汽经节流之后，焓值不变压力降低（ p_0' 降到 p_0'' ），节流后的内效率为：

$$\eta_{ri} = \frac{\Delta H_i''}{\Delta H_t} = \frac{\Delta H_i''}{\Delta H_t''} \frac{\Delta H_t''}{\Delta H_t} = \eta_{ri}' \cdot \eta_{th} \quad (34-3)$$

式中， η_{ri}' ——通流部分的相对内效率；

η_{th} ——调节阀的节流效率，为部分开启和全开时理想焓降之比。

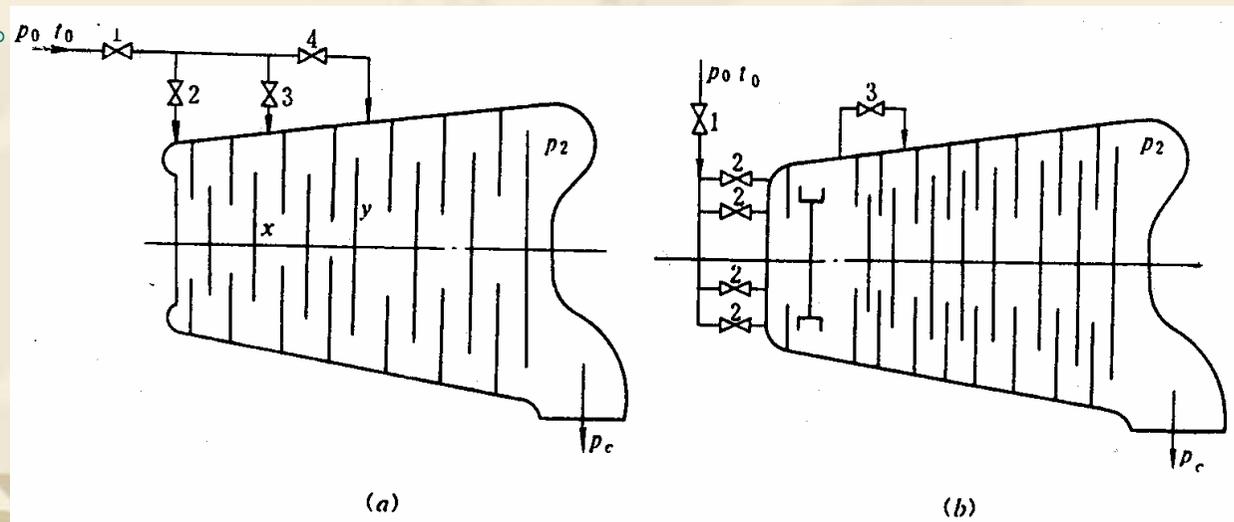
节流效率曲线（图3-21）（根据曲线分析）

二，旁通调节

1，旁通调节有外旁通调节和内旁通调节（图3—22）。

2，旁通调节的工作原理：

- (1) 当发经济功率时，调节阀2全开，旁通阀3、4关闭。相当于节流调节；
- (2) 当过负荷时，调节阀2全开，旁通阀部分开启。由于后几级有较大的通流面积，可以多进汽、多做功；
- (3) 过负荷时，通过旁通阀部分的蒸汽有节流损失，旁通阀不能全开，效率有所降低；
- (4) 当开旁通阀时，旁通室压力升高，旁通级焓降减小，速度比增大，功率减小，效率降低。



3, 旁通调节汽轮机的变工况曲线 (图3—23)

- 图3—23a 压力与流量的关系。OA为调节阀后（第一级前）的压力随流量的变化情况。全开时，流量为 D_0 ，压力为 p'_0 ；OB为旁通室的压力变化情况。当流量为 D_0 ，压力为 p_{x0} ；过负荷时，流量增加，压力 p_x 升高。
- 图3—23b为流量的变化曲线：当流量从0~ D_0 时，流量为oa，在 D_0 时达a；过负荷时，旁通级流量呈双曲线减少。

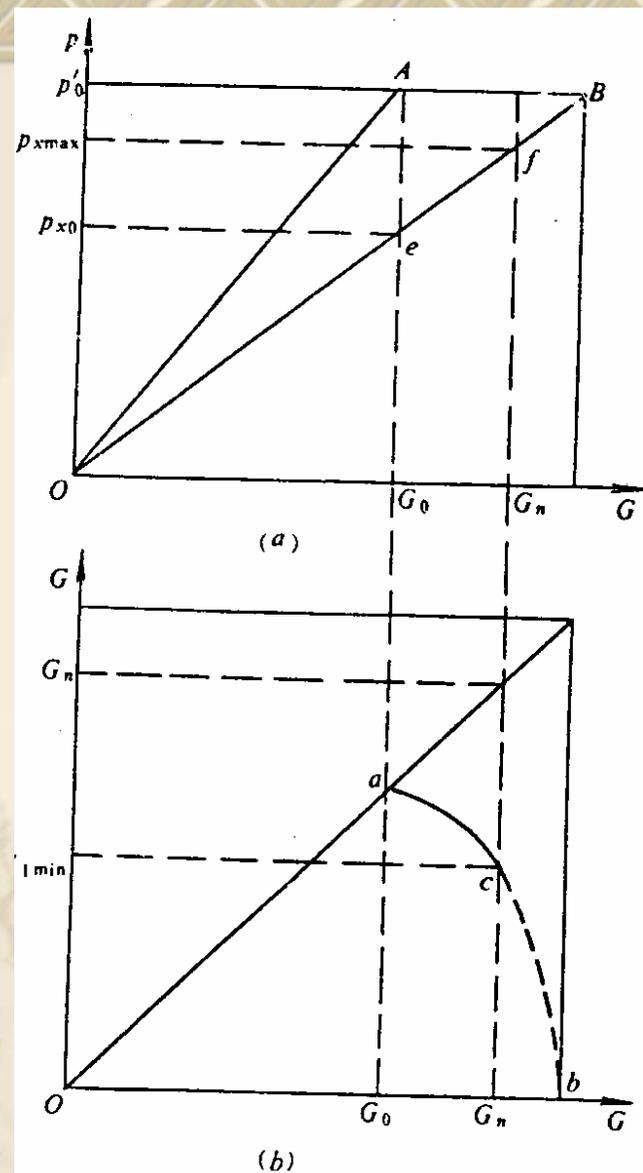


图 3-23 旁通调节汽轮机的变工况曲线

三，喷嘴调节

这是一种应用最广泛的调节方式。每一个调节阀控制一组喷嘴组。中小型机组一般有4~7个调节阀，大型机组一般有4~6个调节阀。

在这种调节方式中，机组运行时，只有一组喷嘴的蒸汽受到节流作用，节流损失小。第四调节阀一般是在过负荷时（或者在初参数降低而要求发额定负荷时）才使用。

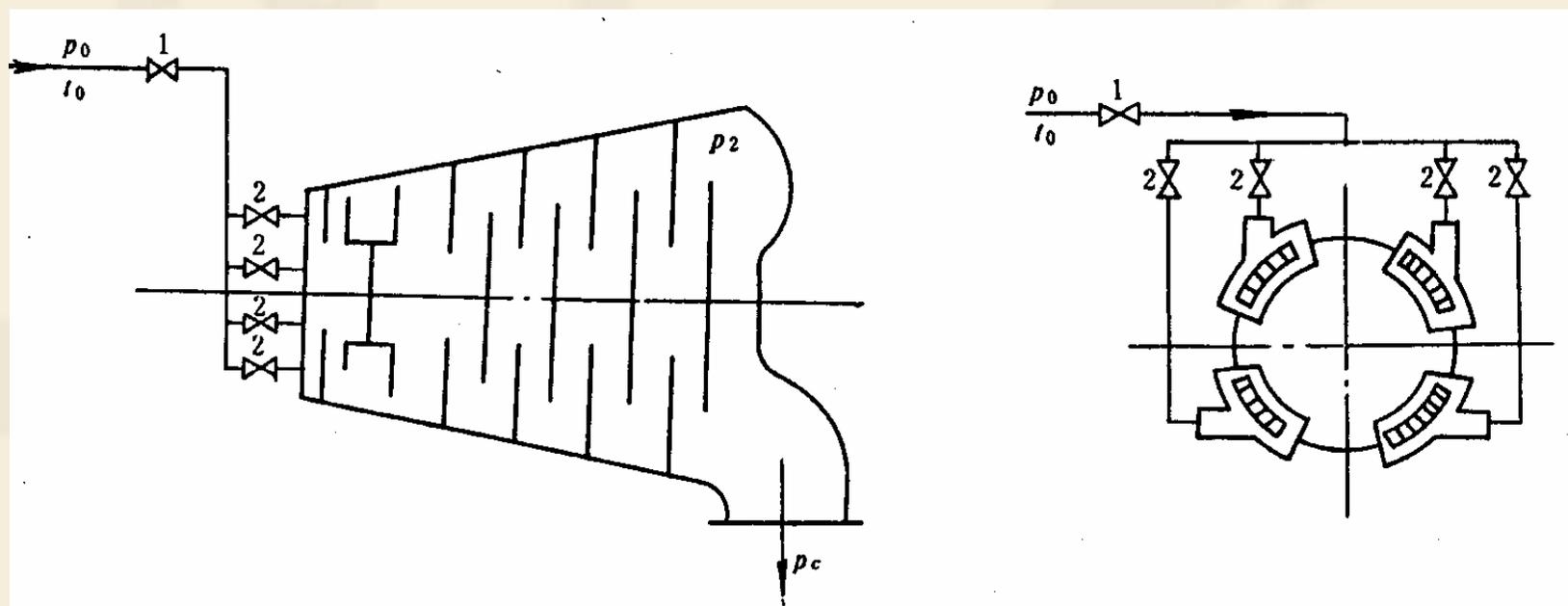


图 3-25 喷嘴调节汽轮机示意图
1—主汽阀； 2—调节阀

四，调节级的变工况

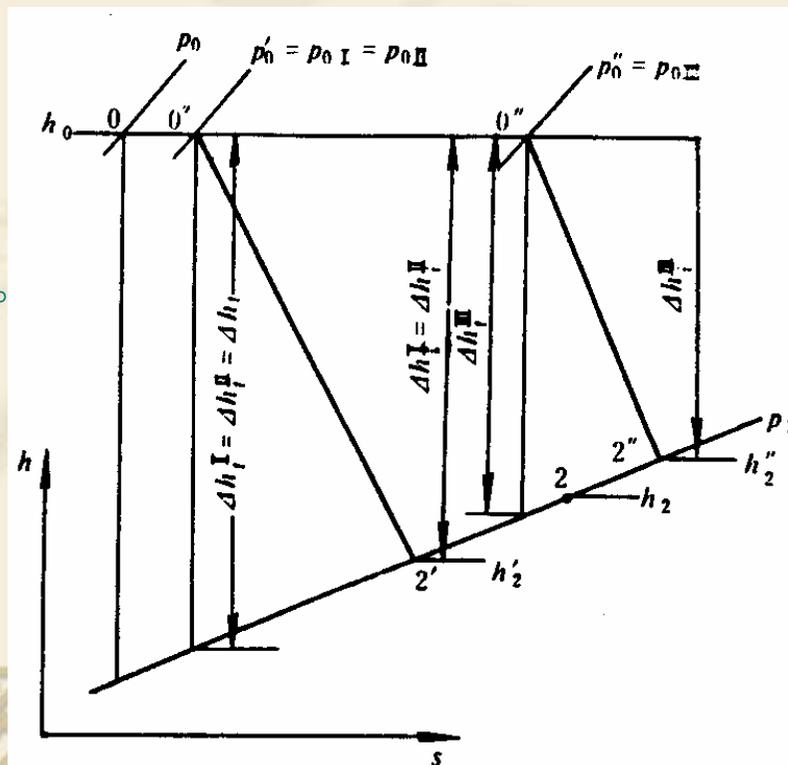
先假定：（1）调节级的反动度 $\Omega_m = 0$ ，则 $p_1 = p_2$ ；各阀无重叠度。

（一）调节级的热力过程曲线（图 3-25, 图 3-26）：

在某一工况下，第一、二阀全开，阀后压力为 $p_{0I} = p_{0II} = p_0'$ ；

第三阀部分开启，阀后压力为 $p_{0III} = p_0'' < p_0'$ （因有节流）；

- 两全开阀的调节级热力过程曲线如 $0'2'$ ，理想焓降 $\Delta h_t^I = \Delta h_t^{II} = \Delta h_t$ ，有效焓降为 $\Delta h_i^I = \Delta h_i^{II}$ ，终焓为 h_2' ；
- 部分开启阀的调节级热力过程曲线如 $0''2''$ ，理想焓降 Δh_t^{III} ，有效焓降为 Δh_i^{III} ，终焓为 h_2'' 。
- 调节级后压力为 $p_1 = p_2$ ，混合后的焓值为 h_2 。



(二) 调节级的内效率和流量计算:

根据热力过程曲线, 有:

$$\text{热平衡: } (D_{\text{I}} + D_{\text{II}})h_2' + D_{\text{III}}h_2'' = (D_{\text{I}} + D_{\text{II}} + D_{\text{III}})h_2 = Dh_2$$

混合后的焓值:

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{(D_{\text{I}} + D_{\text{II}})h_2' + D_{\text{III}}h_2''}{D} = \frac{1}{D} \left[(D_{\text{I}} + D_{\text{II}})(h_0 - \Delta h_i^{\text{I}}) + D_{\text{III}}(h_0 - \Delta h_i^{\text{III}}) \right] \\ &= h_0 - \left[\left(\frac{D_{\text{I}} + D_{\text{II}}}{D} \right) \Delta h_i^{\text{I}} + \frac{D_{\text{III}}}{D} \Delta h_i^{\text{III}} \right] \end{aligned} \quad (3-46)$$

1、调节级的内效率:

$$\eta_{ri} = \frac{\Delta h_i}{\Delta h_t} = \frac{h_0 - h_2}{\Delta h_t} = \frac{D_{\text{I}} + D_{\text{II}}}{D} \frac{\Delta h_i^{\text{I}}}{\Delta h_t} + \frac{D_{\text{III}}}{D} \frac{\Delta h_i^{\text{III}}}{\Delta h_t} = \frac{D_{\text{I}} + D_{\text{II}}}{D} \eta_{ri}^{\text{I}} + \frac{D_{\text{III}}}{D} \eta_{ri}^{\text{III}}$$

(3-47)

其中, $D_{\text{I}}, D_{\text{II}}, D_{\text{III}}$ 分别为第一、二、三阀的流量; D ——总流量;

$\Delta h_i^{\text{I}}, h_2^{\text{I}}, \eta_{ri}^{\text{I}}$ 分别为两全开阀调节级有效焓降、焓值、内效率;

$\Delta h_i^{\text{III}}, h_2^{\text{II}}, \eta_{ri}^{\text{III}}$ 分别为部分开启阀调节级有效焓降、焓值、内效率。

为了求得调节级在变工况下的内效率，必须先确定各调节阀的流量、阀后压力、调节级后汽室压力。

2、调节级后汽室压力 P_2 的确定：

对于凝汽式汽轮机来说，调节级后汽室压力就是第一压力级级前压力，可用弗留格尔公式求得：

$$\frac{p_{21}}{p_2} = \frac{G_1}{G} \quad \circ$$

3、通过调节级任意一喷嘴组的流量：

$$G_i = 0.648 A_{ni} \beta_1 \sqrt{p_{0i} \rho_{0i}} = \frac{0.648 A_{ni} \beta_1 p_{0i}}{\sqrt{\frac{p_0}{\rho_0}}}$$

其中， β_1 ——流量比；

A_{ni} ——喷嘴组截面积；

p_0 、 ρ_0 ——主汽阀前参数；

p_{0i} 、 ρ_{0i} ——该喷嘴组前参数。

上式改写成:

$$G_i = \frac{0.648 A_{ni}}{\sqrt{\frac{p_0}{\rho_0}}} \frac{\beta_1}{\frac{p_1}{p_{0i}}} p_1 = \mu_i A_i p_1 \quad (3-48)$$

式中, A_i ——系数, $A_i = \frac{0.648 A_{ni}}{\sqrt{\frac{p_0}{\rho_0}}}$;

A_{ni} ——喷嘴组截面积; μ_i ——系数, $\mu_i = \frac{\beta_1}{\frac{p_1}{p_{0i}}}$ 。

式(3—48)对于全开阀、部分开启阀都适用:

(1) 对于全开阀: $p_{0i} = p_0' = 0.95 p_0$, 由 $\frac{p_1}{p_{0i}}$ 查表3-2, 求得 μ_i , 则 G_i 可求得;

(2) 对于部分开启阀: $G_i' = G_0 - G_i'$ 阀后压力 p_0'' 根据 μ_i' 求 G_i , 查3-2表。

4、当反动度不等于零时, $p_2 \neq p_1$, 在计算流量时, 可用级的压力比

代替喷嘴压力比 $\varepsilon_n = \frac{p_1}{p_0}$, $\varepsilon = \frac{p_2}{p_0}$ 这样, 式(3—48)为

(3—49)

$$G_i = 0.648 A_{ni} \beta_1 \sqrt{p_{0i} \rho_{0i}} = \frac{0.648 A_{ni} \beta \lambda_i}{\sqrt{\frac{p_0}{\rho_0}} \frac{p_2}{p_{0i}}} p_2 = \mu_i A_i p_2$$

其中, β_2 ——级的流量比;

λ_i ——系数, $\lambda_i = \frac{\beta_1}{\beta_2}$; μ_i ——系数, $\mu_i = \frac{\beta \lambda_i}{p_2}$

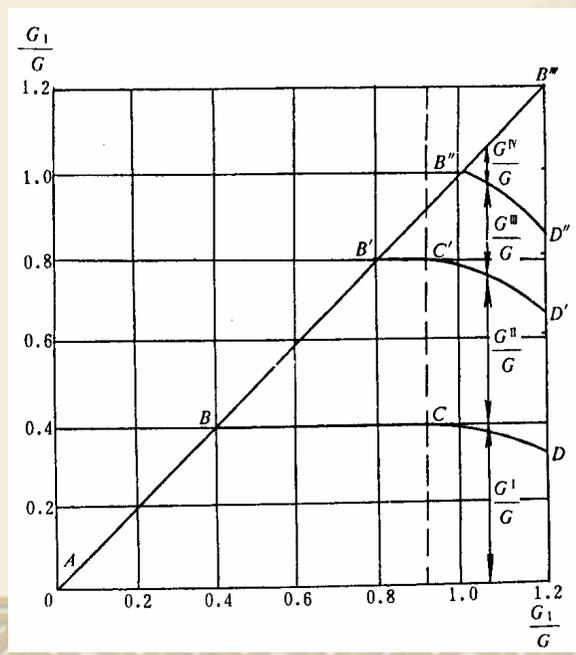
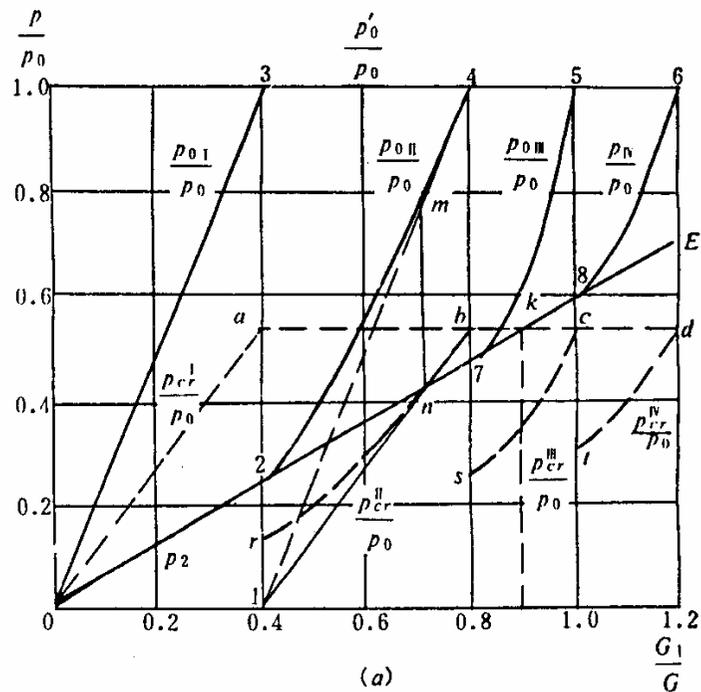


图 3—27

(三) 调节级的压力——流量曲线 (D—P曲线)

图3—27为调节级的压力——流量曲线 (D—P曲线)：假设调节级的反动度 $\Omega_{\bar{m}} = 0$ ，则 $p_1 = p_2$ 。对于凝汽机来说，调节级后的压力 $p_2 (= p_1)$ 与流量成正比，为线OE所示。流量为图3—27b所示。

1, 第一阀开启过程： 当开度 $L_1=0\sim 1$ 时，

- (1) 阀后（喷嘴组1前）压力 $p_{0I} = 0 \sim 1.0$ ，如曲线0-3所示；
- (2) 喷嘴组1的临界压力： $p_{cr1} = \varepsilon_{cr} \cdot p_{0I} = 0.546$ 曲线0- a；
- (3) 喷嘴组1后的压力 $p_1 (p_2)$ ： $p_2 = 0 \sim$ 曲线“0-2”；
- (4) 通过喷嘴组1的流量为临界流量，如AB所示，其后为BCD；

2, 第二阀开启过程： 当开度 $L_2=0\sim 1.0$ 时，

- (1) 阀后（喷嘴组前）压力 p_{0II} = 从点2开始，如“2—4”，因为喷嘴相通。
- (2) 阀2的临界压力： p_{cr} 如 r-n-b 所示；
- (3) 喷嘴组2 后的压力 p_1 ：如 2-n-7 所示；
其中，点n 之前， $p_2 > p_{cr}$ ， 流量为亚临界，
点n之后， $p_2 < p_{cr}$ ， 流量为临界。

- (4) 通过喷嘴组的流量：如BB'C'D'所示。

3, 第三阀开启过程: 当开度 $L_3=0\sim 1.0$ 时,

(1) 阀后(喷嘴组前)压力: P_{0III} , 如'7-5-6'所示;

(2) 临界压力为: 's-c'线, (整个级从'k'点后, $p_2 > p_{cr}$);

(3) 喷嘴组后的压力: $p_2 > p_{cr}$;

(4) 亚临界流动。

4, 第四阀开启过程: $L_4=0\sim 1.0$ 时, $\frac{G_1}{G} > 1$, 过负荷, 亚临界流动。

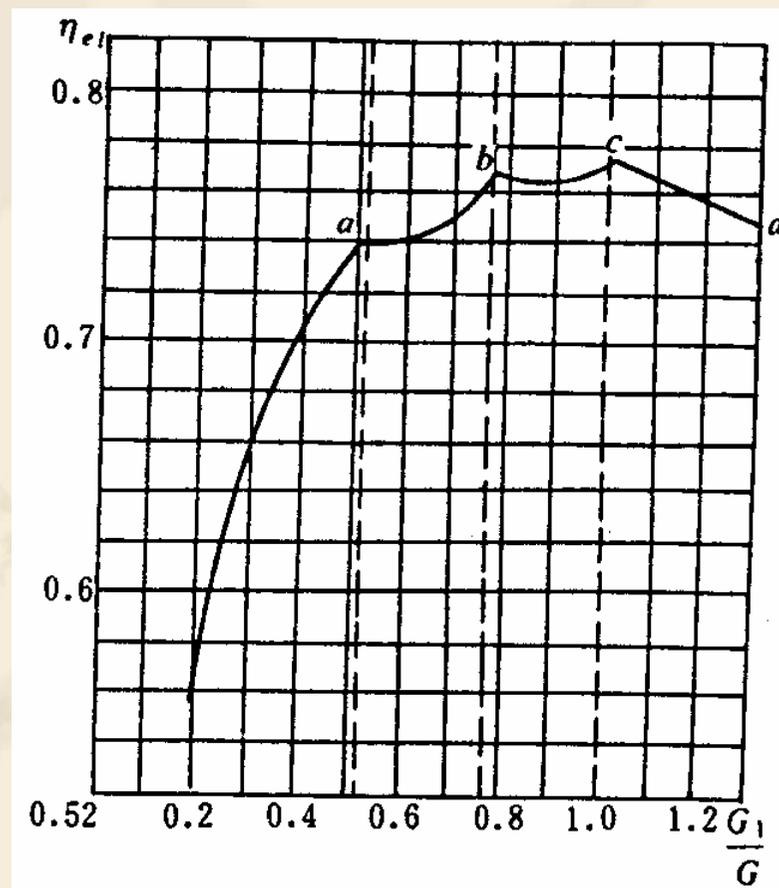
5, 调节级的焓降变化:

从图3—27a可见, 随着流量增加, 压差 ($p_0' - p_2$) 是逐渐减少的, 焓降也是逐渐减少的。相反, 则压差 ($p_0' - p_2$) 和焓降也是逐渐增加的。特别是第一调节阀全开而第二阀还未开启之时, 焓降最大, 压差 ($p_0' - p_2$) 最大, 是调节级的最危险工况。

6, 调节级后的变化较大, 不能忽略, 在计算时应修正;

7, 调节级的效率曲线:

在前面的讨论中, 就可以求得任意流量下通过各阀的流量、阀后压力、级后压力、各组喷嘴的焓降。这样就可以求得整个调节级的效率。如图3—28所示的效率曲线 0-a-b-c-d, 曲线呈波折状。原因在于各阀在开启过程中有节流存在。



五，滑压调节

1，电网负荷变化问题：峰谷差问题；电网调峰：水电，抽水蓄能，火电。

而火电调峰办法：（1）低负荷运行；（2）两班制启停。

2，滑压运行：

对于调峰机组，启停频繁，负荷变化大。为了适应这一特点，通常采用滑压运行。根据外界负荷变化情况，调整燃烧量和给水压力，使锅炉出口蒸汽压力变化，而温度不变。汽轮机调节阀全开，没有节流损失。

3，滑压运行的特点：

（1）提高了部分负荷下的经济性：* 调节阀全开，无节流损失；* 变速给水泵，减少厂用电；* 提高了末级的干度，减少了湿汽损失；

（2）提高了机组运行的可靠性和负荷的适应性。

4，滑压运行的方式：

（1）纯滑压运行：

（2）节流滑压运行：机组稳定运行时，调节阀有一定余量；降负荷时，采用滑压运行；升负荷时，采用定压运行。

（3）复合滑压运行：高负荷时，定压运行；中间负荷时，变压运行；低负荷时，定压运行。

第六节 凝汽式汽轮机的工况图

工况图：汽轮机功率与汽耗量的关系曲线——汽耗特性。

一，节流调节凝汽式汽轮机的工况图：

1，功率与流量的关系：
$$D = \frac{3600N_{el}}{\Delta H_t \eta_{ri} \eta_{ax} \eta_{el}} = \frac{3600}{\Delta H_t \eta_{ri}' \eta_{th}} \left(\frac{N_{el}}{\eta_{el}} + \Delta N_{ax} \right)$$

而汽轮机的功率可分为两部分：（1）有效功率 $\left(\frac{N_{el}}{\eta_{el}} \right)$ ；（2）克服机械损失耗功 (ΔN_{ax}) ；而汽轮机的内效率 (\quad) η_{ri} 等于汽轮机通流部分的内效率 (\quad) 与 η_{ax} 调节阀节流效率的乘积 $(\quad = \eta_{ri} \cdot \eta_{ax}) \cdot \eta_{th}$

当负荷变化不大时，可认为效率 $(\eta_{ri}, \eta_{ax}, \eta_{el})$ 近似不变。另外，当转速一定时，机械损失 (ΔN_{ax}) 为常数，则上式可写出：

$$D = d_1 N_{el} + D_{nl} \quad (3-51)^{40}$$

式中， d_1 ——汽耗微增率，即每增加单位功率所需增加的汽耗量；

$$d_1 = \frac{3600N_{el}}{\Delta H_t \eta_{ri}' \eta_{th} \eta_{el}}$$

D_{nl} ——空载汽耗量， $D_{nl} = \frac{3600\Delta N_{ax}}{\Delta H_t \eta_{ri}' \eta_{th}}$ ，通常为（0.05~0.1）Do。

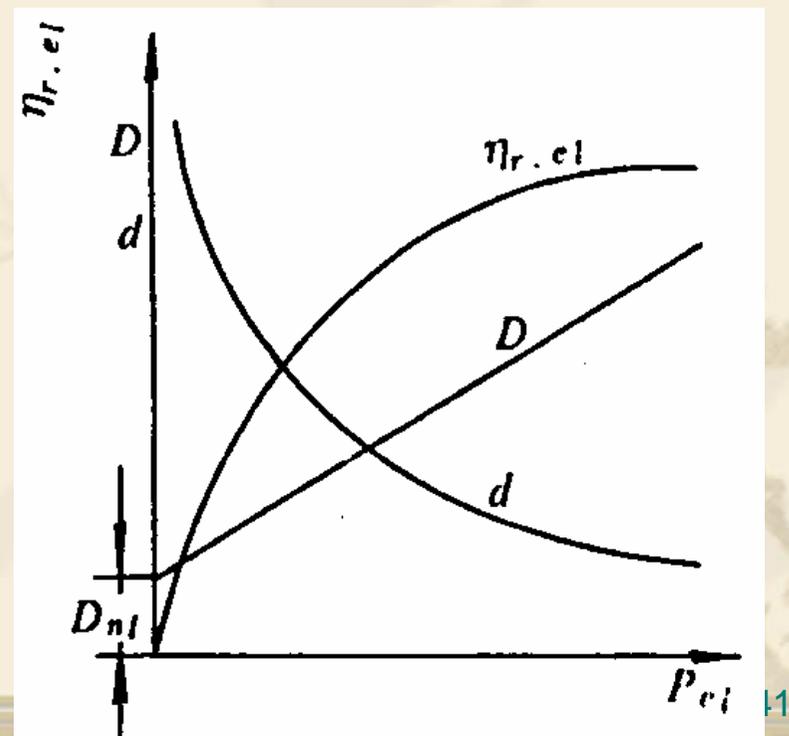
2, 工况图

图3—39表示汽轮机 D 、 d 、 $\eta_{r.el}$ 与功率（ N_{el} ）的关系：随着功率（ N_{el} ）的增加，流量 D 、效率

$\eta_{r.el}$ 增加，汽耗率减少，空载汽耗

量（ D_{nl} ）不变。 $D-N_{el}$

近似直线。



二，喷嘴调节凝汽式汽轮机的工况图：

1，喷嘴调节凝汽式汽轮机的工况图 如图3—40所示。由于喷嘴调节汽轮机的效率曲线呈波折形，所以汽耗率和电效率曲线也呈波折形。由于重叠度的原因，汽耗量与功率的关系近似为一直线（ABC）。其中B点对应额定负荷，BC为过负荷。

2，汽耗特性方程：

当功率小于经济功率时，

$$D = D_{nl} + d_1 N_{el}$$

当功率大于经济功率时，

$$D = D_{nl} + d_1(N_{el}) + d_1'[N_{el} - (N_{el})_e]$$

式中， d_1' —— 过负荷时的汽耗微增率。

当大于额定负荷 $(N_{el})_e$ 时，

η_{ri} 下降， $d_1' > d_1$ 。

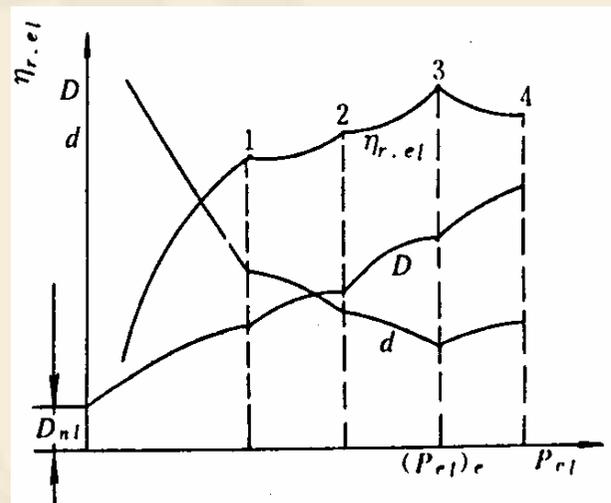


图 3—40

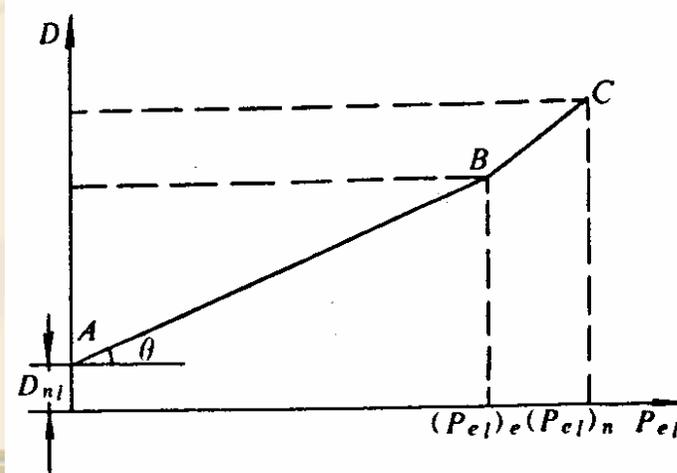


图 3—41

三，旁通调节凝汽式汽轮机的工况图：

1，旁通调节凝汽式汽轮机的 D 、 d 、 $\eta_{r.el}$ 与功率（ N_{el} ）的关系如图3—42所示。在设计功率时，效率最高；当旁通阀投入后效率降低。

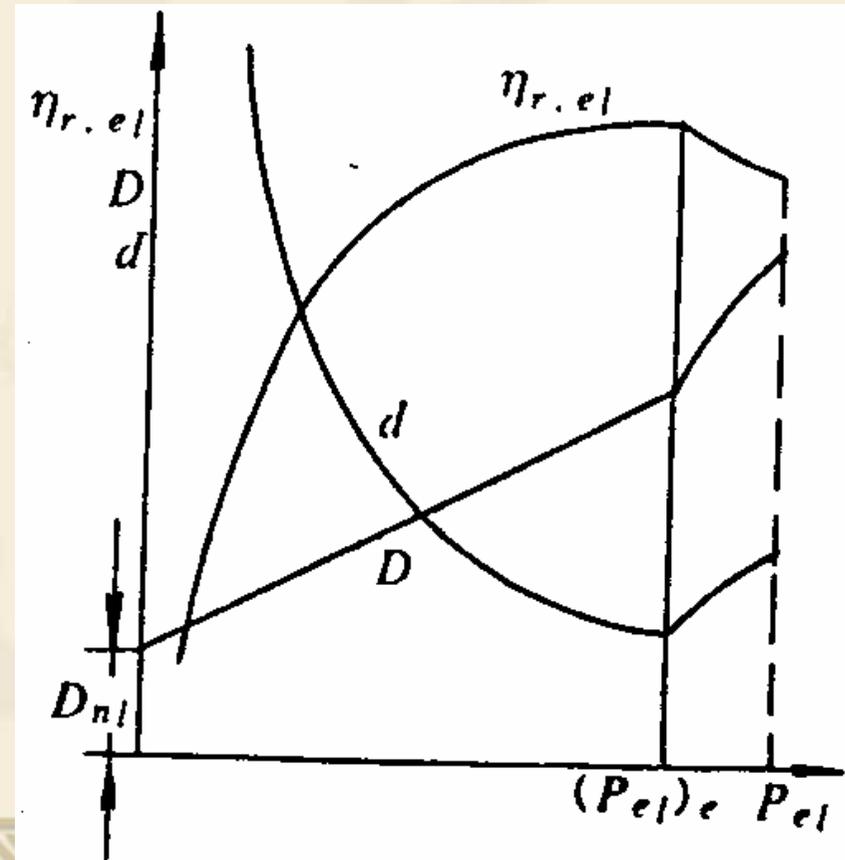
2，汽耗特性方程：

(1) 当功率小于经济功率时，

$$D = D_{nl} + d_1 N_{el}$$

(2) 当功率大于经济功率时，

$$D = D_{nl} + d_1 (N_{el})_e + d'_1 [N_{el} - (N_{el})_e]$$



四，蒸汽量调节方式的比较和选择：

1，调节方式的选择：

- (1) 承担基本负荷的机组：要求效率高，多采用节流调节和单列级作调节级的喷嘴调节方式；
- (2) 承担尖峰负荷的机组：要求负荷适应性好，当工况变动时效率变化不大，常选用双列级作调节级的喷嘴调节方式。
- (3) 背压机：采用喷嘴调节方式。

2，调节级焓降大小的选用： 调节级焓降大小对机组经济性影响很大，图3—45表示功率相同的两台机组，在设计工况下，调节级焓降大小不同，在工况变动时，级后压力与流量的关系。

设计工况下，调节级焓降大 (Δh_{t1})，流量减小时焓降变化 ($\delta\Delta h_{t1}$) 小；

设计工况下，调节级焓降小 (Δh_{t1})，流量减小时焓降变化 ($\delta\Delta h_{t1}$) 大；

* 承担**基本负荷**的机组，运行时，负荷变化不大，则调节级焓降应取小些，以求较高的效率；

* 承担**尖峰负荷**的机组，运行时，负荷变化大，则调节级焓降应取大些（双列级），使之在工况变动时，调节级焓降变化不大，效率变化不大。

第七节 工况变动时，汽轮机轴向推力的变化

一，冲动式汽轮机轴向推力的变化

级的轴向推力的大小取决于几前后压力差和反动度。因此级的轴向推力的

变化可近似表示为：
$$\frac{F_{z1}}{F_z} \approx \frac{\Omega_{m1} \Delta p_{s1}}{\Omega_m \Delta p_s}$$

式中， $\Delta p_s = p_0 - p_2$ 。

1，凝汽式汽轮机轴向推力的变化：

(1) 对于节流调节凝汽式汽轮机：除了最末一、二级外，各级焓降和反动度近似不变，可导出轴向推力与功率（流量）成正比；但最末一、二级焓降和反动度要变化，但对总推力影响不大。因此，最大轴向推力发生在最大功率时；

(2) 对于喷嘴调节凝汽式汽轮机：在工况变动时，压力级焓降和反动度近似不变，可导出轴向推力与功率（流量）成正比；而调节级的轴向推力变化复杂，但对总的轴向推力影响不大。因此，最大轴向推力发生在最大功率时。

2, 背压式汽轮机轴向推力的变化:

(1) 调节级的轴向推力变化同上;

(2) 压力级的轴向推力不与流量成正比, 最大轴向推力发生在中间负荷。

二, 反动式汽轮机轴向推力的变化:

对于反动式汽轮机, 由于设计反动度大, 因此变化小。轴向推力只与动叶前后压力差成正比, 最大轴向推力发生在最大功率时。

三, 轴向推力的监督:

由于轴向推力难以准确计算, 在实际中, 通常通过测量推力轴承的油膜温度来监督轴向推力的变化。

第九节 蒸汽初终参数的波动对经济性的影响

工况变动时，除流量变化之外，汽轮机的初终参数也有变动。当初终参数变化超过一定范围后，不仅影响机组的经济性，对机组的安全也会有影响。

一、初温、背压不变，初压变化对功率的影响

蒸汽初压的变化，将会引起进汽量、理想焓降和内效率的变化。汽轮机

的内功率为：

$$N_i = \frac{D\Delta H_t \eta_{ri}}{3600} \quad (3-78)$$

当初压变化不大时，汽轮机的内功率变化为：

$$\Delta N_i = \frac{\Delta H_t \eta_{ri}}{3600} \frac{\partial D}{\partial p_0} \Delta p_0 + \frac{D \eta_{ri}}{3600} \frac{\partial \Delta H_t}{\partial p_0} \Delta p_0 + \frac{D \Delta H_t}{3600} \frac{\partial \eta_{ri}}{\partial p_0} \Delta p_0 \quad (3-79)$$

(一) 当初压变化而调节阀开度不变,

对式 (3—79) 的各项进行简化、推导可得:

$$\Delta N_i = \frac{\Delta H_t \eta_{ri}}{3600} \frac{\Delta p_0}{p_0} + \frac{D \eta_{ri}}{3600} p_0 v_0 \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \frac{\Delta p_0}{p_0} \quad (3-83)$$

上式两边同除以式 (3—78) 得相对值:

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left[1 + \frac{p_0 v_0}{\Delta H_t} \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \frac{\Delta p_0}{p_0} \quad (3-83a)$$

上式表明, 当初温、背压不变时, 功率变化量 (ΔN_i) 正比于初压改变量

(Δp_0), 而背压越高, 初压对功率的影响就越大, 即对背压机影响更大。如图 3—58 所示, 在不同背压下, 功率增加与初压的关系。

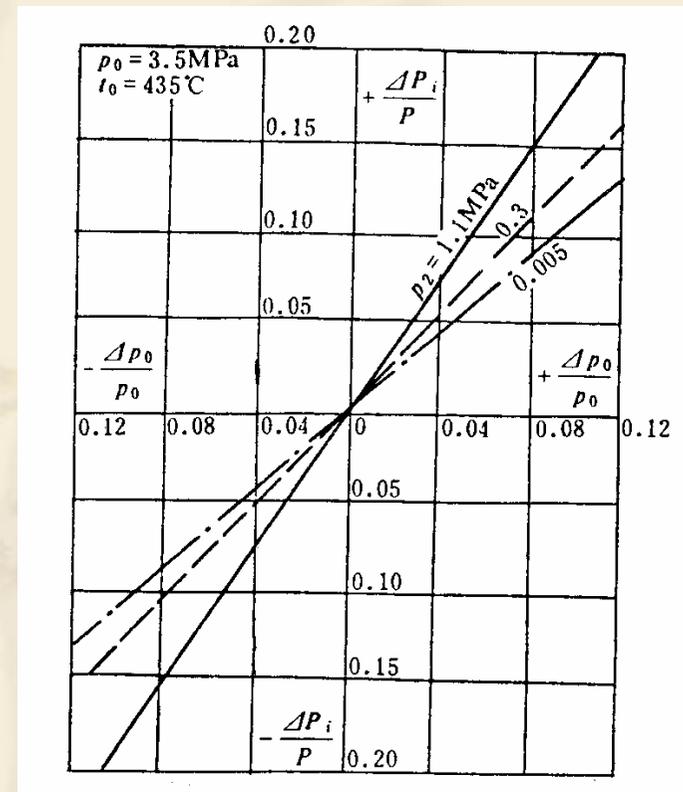


图3—58

(二) 初压 (p_0) 变化, 保持流量 (D) 不变

1, 对于喷嘴调节汽轮机来说: 初压 (p_0) 变化, 保持流量 (D) 不变, 则必需改变调节阀的开度。若忽略节流损失, 则功率要改变, 这种功率要改变是焓降变化所引起的, 这样式 (3—83) 变为

$$\Delta N_i = \frac{D \eta_{ri}}{3600} p_0 v_0 \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \frac{\Delta p_0}{p_0} \quad (3-84)$$

或者

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \frac{p_0 v_0}{\Delta H_t} \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \frac{\Delta p_0}{p_0} \quad (3-84a)$$

2, 对于节流调节汽轮机来说, 当初压 (p_0) 变化, 流量 (D) 不变, 必需改变调节阀的开度, 则第一级前的压力不变。因此, 理想焓降不变。初压变化不会引起功率变化, 但有节流损失。

3, 对于中间再热机组, 初压 (p_0) 变化只会对高压缸起作用。而高压缸的功率一般只占总功率的1/4~1/3, 对功率影响不大。

(三) 初压 (p_0) 变化, 要求功率 (N_i) 不变, 则流量要变化

$$D = \frac{3600N_i}{\Delta H_t \eta_{ri}}$$

所以:
$$\frac{\Delta D}{\Delta p_0} = 3600N_i \left[-\frac{1}{\eta_{ri}} \frac{1}{\Delta H_t^2} \frac{\partial \Delta H_t}{\partial p_0} - \frac{1}{\Delta H_t} \frac{1}{\eta_{ri}^2} \frac{\partial \eta_{ri}}{\partial p_0} \right] \quad (3-85)$$

或者
$$\frac{\Delta D}{D} = \left[-\frac{1}{\Delta H_t} \frac{\partial \Delta H_t}{\partial p_0} \Delta p_0 - \frac{1}{\eta_{ri}} \frac{\partial \eta_{ri}}{\partial p_0} \Delta p_0 \right] \quad (3-85a)$$

上式表明, 当上升, 理想焓降增加, 效率 η_{ri} 提高, 流量D减少。当忽略效率变化时, 上式为: (3-86)

$$\frac{\Delta D}{D} = \left[-\frac{1}{\Delta H_t} \frac{\partial \Delta H_t}{\partial p_0} \Delta p_0 \right]$$

二、初压、背压不变，初温变化对功率的影响

当初温在一定范围内变化时，会影响功率；初焓变化，也会影响蒸汽在锅炉内的吸热量 Q 。

(一) 蒸汽总吸热量 Q 不变

这时，功率为

$$N_i = \frac{D\Delta H_t \eta_{ri}}{3600} = \frac{Q\Delta H_t \eta_{ri}}{3600(h_0 - h_{fw})}$$

当初温变化时，理想焓降 ΔH_t 、初焓 h_0 和效率 η_{ri} 都要变化。

对上式进行推导得：

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{1}{T_0} - \frac{C_p}{h_0 - h_{fw}} + \frac{1}{(30 \sim 50)\eta_{ri}} \% \right) \Delta t_0$$

(3—90)

(二) 调节阀的开度不变

这种情况下，初温变化对功率的影响为：

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left[\frac{1}{\Delta H_t} \frac{\partial \Delta H_t}{\partial t_0} + \frac{1}{\eta_{ri}} \frac{\partial \eta_{ri}}{\partial t_0} + \frac{1}{D} \frac{\partial D}{\partial t_0} \right] \Delta t_0$$

其中， $\left[\frac{1}{D} \frac{\partial D}{\partial t_0} \right] \approx -\frac{1}{2T_0}$

(三) 流量保持不变

这种情况下，初温变化对功率的影响为：

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left[\frac{1}{\Delta H_t} \frac{\partial \Delta H_t}{\partial t_0} + \frac{1}{\eta_{ri}} \frac{\partial \eta_{ri}}{\partial t_0} + \right] \Delta t_0$$

(四) 初温变化对机组安全的影响：

初温变化对机组安全的影响，主要对主汽阀、调节阀、调节级的影响，引起较大的热应力。

三、初压、初温不变，背压变化对功率的影响

背压变化对汽轮机的影响主要在末级。为了方便，假定在设计工况下，末级级后压力为临界压力（ p_{2cr} ）。工况变化后有两种情况：（1）末级级后压力由临界压力（ p_{2cr} ）上升；（2）末级级后压力由临界压力（ p_{2cr} ）下降。通常， $w_{2t} = 320 \text{ m/s}$ ， $k=1.13$ ， $\mu_2 = 1.012$ ，所以，

$$p_{2cr} = 321 \frac{G}{A_b} = f(G)$$

（一）背压由临界压力（ p_{2cr} ）上升

当背压由临界压力（ p_{2cr} ）上升到 p_2 时，（1）级的焓降（ Δh_t ）减少；

（2）余速损失改变；（3）级效率改变；（4）凝结水温度改变。这四方面都活引起功率变化，最后可得：

$$\Delta N_i = G \chi x_m \frac{w_{2cr}^2}{k-1} \left\{ \eta_{ri}' \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{2cr}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] - \frac{k-1}{k} \left[\left(\frac{p_2}{p_{2cr}} \right)^{-\frac{2}{n}} - 1 \right] + \frac{(k-1)u \cos \beta_2}{w_{2cr}} \left[\left(\frac{p_2}{p_{2cr}} \right)^{-\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\}$$

对于凝汽机组， w_{2t} 为常数（370m/s）， β_2 、 u 、 k 、 η_{ri} 为定值，则由上式可得单位流量的功率增量 $\left(\frac{\Delta N_i}{G} \right)$ 只与压力比 $\left(\frac{p_2}{p_{2cr}} \right)$ 有关。

$$\frac{\Delta N_i}{G} = f \left(\frac{p_2}{p_{2cr}} \right) \quad (3----101)$$

结合式（3—95），有 $\frac{\Delta N_i}{G} = F \left(\frac{p_2}{G} \right)$ (3---102)

因此，根据不同的 $\left(\frac{p_2}{G} \right)$ ，就可以算出相应的功率增量 $\left(\frac{\Delta N_i}{G} \right)$ 。

（二）背压由临界压力（ p_{2cr} ）下降：

当背压由临界压力（ p_{2cr} ）下降时，使汽流在动叶的斜切部分膨胀，反动度增加， β_2 发生偏转，变成 $\left(\beta_2 + \delta_2 \right)$ 。对喉部前的流动没有影响。因此，功率变化只是由于 w_2 的大小和方向改变所引起的，经过推导可得：对于一定机组，当背压由临界压力（ p_{2cr} ）下降时，所引起单位流量的功

率变化为：

$$\frac{\Delta N_i}{G} = F \left(\frac{p_2}{G} \right)$$

和式（3—102相同

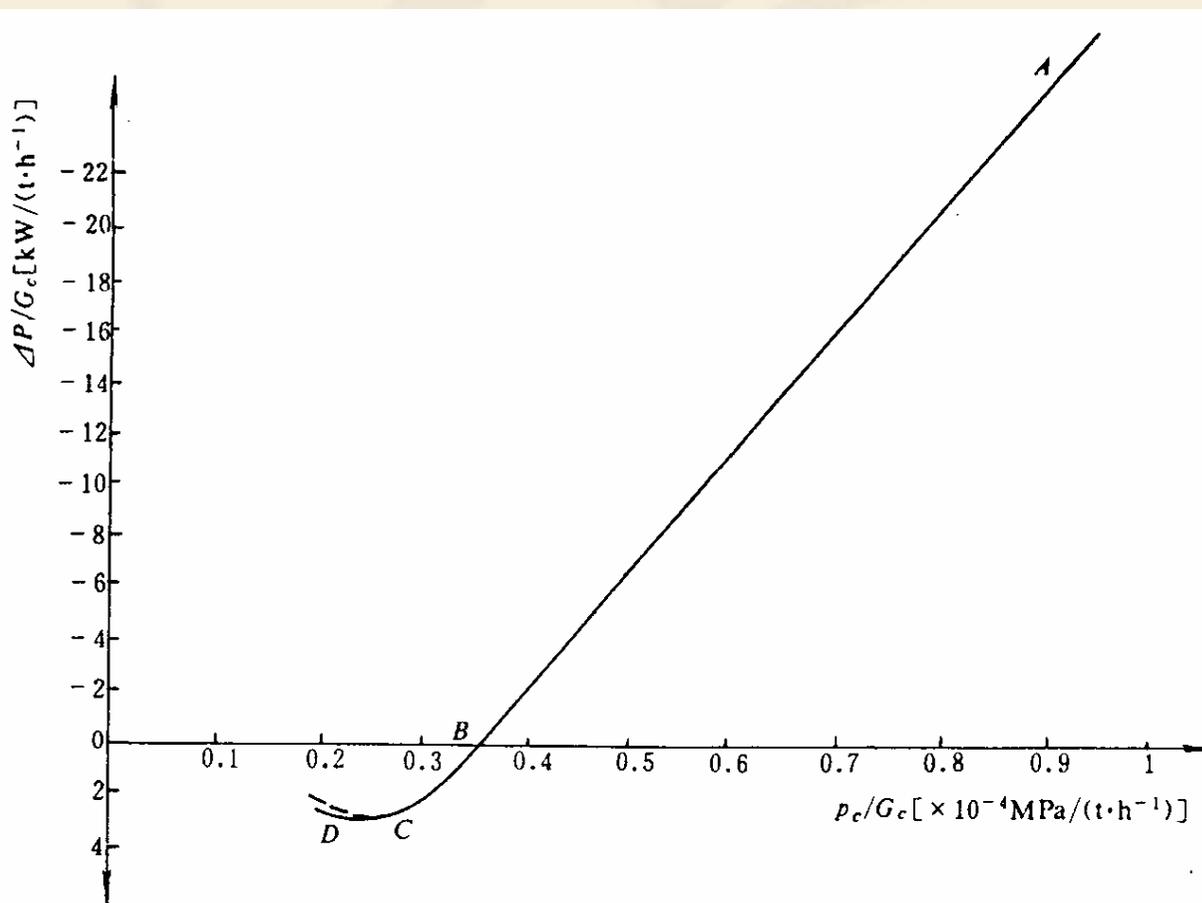
(三) 通用曲线

从以上分析，当背压变动时，单位蒸汽流量的功率变化均与 $\left(\frac{p_2}{G}\right)$ 有关。为了方便，将上述两种情况绘成统一的曲线。这条曲线具有通用性，如图3—66所示：**BA**线，按背压上升的情况绘制，**BD**线，按背压下降的情况绘制；**C**点对应喷嘴斜切部分刚好用完的极限状态。从**C**点起，再继续降低背压，功率不再增加。

$$p_{2cr}$$

在**BA**段， $p_{2cr} \nearrow$ ，功率呈直线下降；

在**BC**段， \searrow ，功率增加，到**C**点为止，其后不再增加。



作业与思考题：

- 1、某中压汽轮机新蒸汽参数 $p_0 = 3.5\text{MPa}$ ， $t_0 = 435\text{ }^\circ\text{C}$ ，凝汽器压力 $p_c = 0.0049\text{MPa}$ 。为了利用循环水供暖，将凝汽器压力提高至 $p_{c1} = 0.06\text{MPa}$ 。若流量与设计工况相同，整个装置的相对电效率由原工况的 $\eta_{r.el} = 0.8$ 降为 0.66，则汽轮机的功率将减少多少倍？（不计回热抽汽）。
- 2、初参数为 $p_0 = 8.83\text{MPa}$ ， $t_0 = 480\text{ }^\circ\text{C}$ ，背压 $p_z = 1.08\text{MPa}$ 的汽轮机，设计工况下的相对内效率 $\eta_{r.i} = 0.8$ 。试计算蒸汽初温每改变 $1\text{ }^\circ\text{C}$ 时所引起功率相对增量 $\frac{\Delta N_i}{N_i}$ 。另外，当温度升高到 $500\text{ }^\circ\text{C}$ 时，功率相对增量又为多少？