

200MW

火力发电机组运行技术丛书

汽轮机运行

东北电力科学研究院 编著



中国电力出版社

www.cepp.com.cn

汽轮机变工况运行的热力特性

汽轮机在起停运行中的蒸汽参数影响汽轮机组运行的安全性和经济性，在汽轮机的运行规程中对这些参数都有明确的限定，因为它们对于汽轮机的正常运行是非常重要的。运行规程对制造厂家方面汽轮机设备故障以及修复后的容许运行参数一般没有规定，需要加以必要的分析计算后才能确定。在汽轮机现场实际运行中，由于设备和热力系统等诸多原因，其运行参数有时会有所变动，汽轮机的运行参数也会出现某些异常，汽轮机组能否继续安全经济地运行，必须给出明确的分析确定，这种情况下，必需进行热力工况变动的分析计算才能确定。为了方便运行人员，建立系统、简明的技术概念，编者针对多年来常遇到的问题，在本章中介绍汽轮机各种变工况运行特性的热力计算方法。

汽轮机通流部分各个级由隔板喷嘴和轮盘动叶组成，在下面变工况的分析计算中，都将级的通流过程划分为三个截面考虑。①级前名为“0”截面，其蒸汽参数为 p_0 、 v_0 、 t_0 ；②喷嘴后（动叶前）名为“1”截面，蒸汽参数为 p_1 、 v_1 、 t_1 ；③动叶后（级后）名为“2”截面，该截面内的蒸汽参数为 p_2 、 v_2 、 t_2 。工况变动前的蒸汽流量、压力、温度、比容等参数，以级前截面为例分别表示为 G 、 p_0 、 t_0 、 v_0 ，新工况下表示为 G_1 、 p_{01} 、 t_{01} 、 v_{01} 等。

第一节 蒸汽流量与级内蒸汽参数的关系

汽轮机通流部分级内蒸汽参数与其通过蒸汽流量关系的详细计算是繁复的，但在许多情况下，可以用比较简单的公式计算。

1. 蒸汽流速保持临界值蒸汽流量与级内蒸汽参数的关系

汽轮机工况变动幅度内，两种工况喷嘴内的蒸汽流速保持为临界值，则通过级的蒸汽流量与级内蒸汽参数的关系可用式（1-1）表示。

$$\frac{G_1}{G} = \frac{p_{01}}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \quad (1-1)$$

式中 G 、 G_1 ——工况变动前后的蒸汽流量，kg/s；

p_0 、 p_{01} ——工况变动前后级前蒸汽压力，MPa；

T_0 、 T_{01} ——工况变动前后级前蒸汽热力学温度，K。

严格说来，式中的级前蒸汽参数应该考虑初速度，即应该采取制动参数。实际上，在大多数计算中，可以近似地认为级内临界蒸汽流量是与级前压力成比例的，如式（1-2）所示

$$\frac{G_1}{G} = \frac{p_{01}}{p_0} \quad (1-2)$$

即使所考虑的工况中临界速度不是发生在喷嘴内,而是发生在动叶片内,式(1-2)也是成立的。

当喷嘴前蒸汽参数不变、喷嘴后蒸汽压力降低至临界压力(p_c)时,喷嘴内蒸汽流动速度达到临界值,通过的最大蒸汽流量称为临界流量。喷嘴后蒸汽压力低于临界压力值之后,其可能的任何波动变化,将不致引起蒸汽流量和喷嘴前蒸汽参数的变化。使喷嘴后蒸汽压力与喷嘴前的蒸汽压力比 ϵ 为

$$\epsilon = p_1/p_0 \quad (1-3)$$

则临界压力比为

$$\epsilon_c = p_c/p_0 \quad (1-4)$$

对于过热蒸汽, $\epsilon_c = 0.546$; 对于干饱和蒸汽, $\epsilon_c = 0.577$; 对于湿蒸汽, ϵ_c 与蒸汽干度有关,而在汽轮机各级可能的工作范围内,蒸汽干度大于 0.85,实际上仍采取 $\epsilon_c \approx 0.577$ 。

2. 蒸汽流速低于临界值蒸汽流量与级内蒸汽参数的关系

汽轮机的两种工况下,级内喷嘴或动叶中蒸汽流速低于临界速度时,即 $\epsilon > \epsilon_c$,级内通过蒸汽流量与其内参数的关系分析如下。喷嘴出口截面的连续流动方程式为

$$Gv_{1t} = \mu_1 A_1 c_{1t} \quad (1-5)$$

或

$$G = \left[\mu_1 A_1 \frac{1}{v_{2t}} \sqrt{\frac{2gh_0}{B}} \right] \frac{v_{2t}}{v_{1t}} \sqrt{1-\rho} \quad (1-6)$$

式中 G ——蒸汽流量, kg/s;

v_{1t} ——喷嘴出口蒸汽比容, m^3/kg ;

A_1 ——喷嘴出口截面积, m^2 ;

c_{1t} ——等熵过程喷嘴出口汽流速度, m/s;

μ_1 ——喷嘴的流量系数;

h_0 ——级的理想焓降(等熵焓降), kJ;

g ——重力加速度, $g = 9.80 m/s^2$;

B ——功热当量, kJ/kN·m; ($B = 1$)

v_{2t} ——级后蒸汽比容, m^3/kg ;

ρ ——级的反动度。

式(1-6)中方括号内的式子表示通过喷嘴的蒸汽流量,其中 h_0 为级的理想焓降,喷嘴前蒸汽参数为 p_0 、 t_0 、 v_0 ,而喷嘴后的压力则等于级后的压力 p_2 。

式(1-6)的蒸汽流量公式还可以转换为新的表示形式,首先可表达以临界流量,即

$$G = \alpha G_c \frac{v_{2t}}{v_{1t}} \sqrt{1-\rho} \quad (1-7)$$

式中 G_c ——喷嘴的临界流量, kg/s;

α ——相对蒸汽流量系数。

相对蒸汽流量系数可以精确地用椭圆方程式给以确定

$$\alpha = \sqrt{1 - \frac{(p_2 - p_c)^2}{(p_0 - p_c)^2}}$$

式中 p_c ——喷嘴的临界压力, MPa。

喷嘴的临界流量, 不论是过热蒸汽还是湿蒸汽, 都可以按式 (1-8) 计算

$$G_c = 20.3 A_{\min} \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \quad (\text{kg/s}) \quad (1-8)$$

式中 $A_{\min}$ ——喷嘴最小截面积, m^2 。

最后, 式 (1-7) 还可以写成

$$G = 20.3 A_{\min} \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{1 - \frac{(p_2 - p_c)^2}{(p_0 - p_c)^2}} \times \frac{v_{2t}}{v_{1t}} \sqrt{1 - \rho} \quad (1-9)$$

于工况变动后级前的蒸汽参数为 p_{01} 、 t_{01} 、 v_{01} , 而级后蒸汽压力为 p_{21} 时, 通过级的蒸汽流量 G_1 也可以同样的形式表示。这时级的反动度将发生变化而有 $\rho_1 = \rho + \Delta\rho$ 。

这时, 两个工况下的蒸汽流量的比可以写成

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{(p_{01}^2 - p_{21}^2) - a(p_{01} - p_{21})^2}{(p_0^2 - p_2^2) - a(p_0 - p_2)^2}} \cdot \sqrt{1 - \frac{\Delta\rho}{1 - \rho}} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \quad (1-10)$$

其中 $a = \frac{\epsilon_c}{1 - \epsilon_c}$, 对于过热蒸汽 $a = 1.2$ 。这里采取了 $\left[\frac{v_{2t}/v_{1t}}{v_{2t}/v_{1t}}\right]_1 = 1$, 这个假定对准确度的影响是可以忽略的

$$1 - \frac{\Delta\rho}{1 - \rho} = \frac{1 - \rho_1}{1 - \rho}, \quad \Delta\rho = \rho_1 - \rho$$

式中

p_0 、 p_{01} ——工况改变前后级前蒸汽压力, MPa;

p_2 、 p_{21} ——工况改变前后级后蒸汽压力, MPa;

T_0 、 T_{01} ——工况改变前后级前蒸汽热力学温度, K;

v_{1t} 、 v_{2t} ——分别为喷嘴后和动叶后蒸汽比容, m^3/kg ;

$[v_{2t}/v_{1t}]$ 、 $[v_{2t}/v_{1t}]_1$ ——工况改变前后蒸汽比容的比值;

ρ 、 ρ_1 ——工况改变前后级的反动度。

式 (1-10) 中 $\Delta\rho/(1 - \rho)$ 的数值, 对于冲动式汽轮机的级, 可以按照式 (1-11) 求得

$$\Delta\rho_x/(1 - \rho_0) = 0.5 \frac{\Delta x}{x_0} - 0.3 \left(\frac{\Delta x}{x_0}\right)^2 \quad (1-11)$$

$$x_0 = u/c_\phi$$

$$\Delta x = (u/c_\phi)_1 - (u/c_\phi)$$

$$c_\phi = \sqrt{\frac{2g}{B} \cdot h_0}$$

式中 u ——动叶片旋转的切向速度, m/s ;

c_ϕ ——级的焓降算得的喷嘴出口速度, m/s 。

在 u/c_ϕ 变化不大时, $\left(-0.1 < \frac{\Delta x}{x} < +0.2\right)$, 可按式 (1-12) 所示近似公式求得

$$\Delta\rho_x/(1-\rho_0) = 0.4 \frac{\Delta x}{x_0} \quad (1-12)$$

实际情况下,反动式汽轮机的级在工况变化及 u/c_ϕ 发生变化时,其反动度变化甚小。在汽轮机级内间隙较大漏汽很大时,可以不计算反动度的变化,式(1-10)即变成

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

$(p_0 - p_2)^2$ 较 $(p_0^2 - p_2^2)$ 小得多,忽略去 $(p_0 - p_2)^2$ 和反动度变化 Δp 等项,式(1-10)又可简化如下

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{21}^2}{p_0^2 - p_2^2}} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \quad (1-13)$$

这里式(1-10)内所略去的部分本身有补偿的作用,采用式(1-13)的计得数据与采用式(1-10)及详细热力计算所得数据的对比,表明简化了的式(1-13)也是足够准确的,是可以在实际中应用的。

综合上述的两种情况,所分析对比计算的两个工况中级内的蒸汽流量都等于或保持低于临界值,明显地,其计算分析方法确是较简便的。在机组工况变化较大时,会出现一个工况级内蒸汽流量等于临界值,而在另一个工况级内蒸汽流量却低于临界值的情况。在这种情况下,必须首先求出发生临界流量的工况(有时只能用试验的方法来确定)。然后再按照所述的低于临界及等于临界的两种情况下的方法进行计算。这种情况仅在研究凝汽式汽轮机最后一级的工作情况、调整级的工作情况,以及在研究级去掉通流部分部件的汽轮机的工况时才会遇到。

第二节 蒸汽流量变动时汽轮机 各级间压力和焓降的分配

本节将介绍多级式汽轮机在蒸汽流量变动时的工况。汽轮机不可能经常在设计的蒸汽流量下运行,因为它的输出功率不可能经常是额定的。供热式汽轮机的蒸汽流量更是时常变化,即使输出功率不变,由于热负荷的变动,也会带来各级蒸汽流量的变化。蒸汽流量的变化将使各级蒸汽压力和焓降重新分配,引起汽轮机输出功率的变化、机组效率和通流部分元件体内应力的变化。假设蒸汽流量由 G 改变为 G_1 , 通道截面积不变的情况下,对级组的工况进行分析。

1. 级组内一个或几个级达到临界工况

级组内一个级或几个级,在蒸汽流量为 G 或 G_1 时都达到临界工况。对于在临界速度运行的级而言,当工况变动时,蒸汽湿度变化不大,其级前的蒸汽压力可以由式(1-1)确定,即

$$\frac{p_{01}}{p_0} = \frac{G_1}{G} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_0}} \quad (1-14)$$

在大多数计算中,考虑蒸汽温度变化不大,可以近似地认为级前的蒸汽压力与蒸汽流通量成正比,即

$$\frac{p_{01}}{p_0} = \frac{G_1}{G}$$

对于级组该级前面若干级工况的研究分析,可确信该级前各级的蒸汽压力的变化也是与蒸汽流量成比例的,更精确地说是符合式(1-15)的

$$\frac{p_{01}}{p_0} = \frac{G_1}{G} \sqrt{\frac{T_{01} x_{01}}{T_0 x_0}} \quad (1-15)$$

式中 p_0 、 p_{01} ——工况变动前后级组前的蒸汽压力, MPa;

T_0 、 T_{01} ——工况变动前后级组前的蒸汽热力学温度, K;

x_0 、 x_{01} ——工况变动前后级组前蒸汽干度;

G 、 G_1 ——前后工况级组通汽流量, kg/s;

这是因为这些级喷嘴后的蒸汽压力是与蒸汽流量成比例的,因而其每级喷嘴的压力比不变反动度不变。所以通过级组的蒸汽流量与各级前的蒸汽初压力成比例。反动度在这里确是不变的,因为级内的压力比 $\epsilon = p_2/p_0$ 保持不变,而特性 u/c_ϕ 又仅仅按照热力学温度 T_0 变化的程度而变化。

2. 级组内没有一个级内产生临界流动

级组内没有一个级内产生临界流动的情况。对于这样的级组内的第 i 级,根据式(1-13),可以得出

$$\left(\frac{G_1}{G}\right)^2 \left(\frac{T_{01}}{T_0}\right)_i (p_0^2 - p_{2i}^2)_i = (p_{01}^2 - p_{21}^2)_i \quad (1-16)$$

用 z 表示这一级组内的级数,把从 $i=1$ 到 $i=z$ 级的这些类同的式子的左侧和右侧分别加起来,得

$$\left(\frac{G_1}{G}\right)^2 \left(\frac{T_{01}}{T_0}\right) \sum_{i=1}^z (p_0^2 - p_{2i}^2)_i = \sum_{i=1}^z (p_{01}^2 - p_{21}^2)_i \quad (1-17)$$

在式(1-17)中,蒸汽的热力学温度的比被移放在总加符号之外,之所以这样做,是因为对于级组中所有的级,这个数值是大致相同的

$$\left(\frac{T_{01}}{T_0}\right)_i \approx \frac{T_{01}}{T_0} \quad (1-18)$$

显然

$$\sum_{i=1}^z (p_0^2 - p_{2i}^2)_i = p_0^2 - p_{2z}^2 \quad (1-19)$$

$$\sum_{i=1}^z (p_{01}^2 - p_{21}^2)_i = p_{01}^2 - p_{21}^2 \quad (1-20)$$

式中 G 、 G_1 ——工况变动前后蒸汽流量, kg/s;

p_0 、 p_2 ——蒸汽流量为 G 级组前后蒸汽压力, MPa;

p_{01} 、 p_{21} ——蒸汽流量为 G_1 级组前后蒸汽压力, MPa;

T_0 、 T_{01} ——工况变动前后级前蒸汽热力学温度, K;

可导得下式

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{21}^2}{p_0^2 - p_{2z}^2}} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \quad (1-21)$$

$$\text{或} \quad \frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{\left(\frac{p_{01}}{p_0}\right)^2 - \left(\frac{p_{z1}}{p_0}\right)^2}{1 - (p_z/p_0)^2}} \sqrt{T_0/T_{01}} = \sqrt{\frac{\epsilon_{01}^2 - \epsilon_{z1}^2}{1 - \epsilon_z^2}} \sqrt{\frac{1}{\tau}} \quad (1-22)$$

式中 $\epsilon_{01} = p_{01}/p_0$;

$\epsilon_{z1} = p_{z1}/p_0$;

$\epsilon_z = p_z/p_0$;

$\tau = \frac{T_{01}}{T_0}$ 。

对于凝汽式汽轮机, $(p_z/p_0)^2$ 及 $(p_{z1}/p_0)^2$ 通常是小得可以忽略不计的, 于是通流蒸汽量就直接与级组前的蒸汽压力成正比关系, 不论其末级是否存在临界状态, 下列关系式都成立

$$\frac{G_1}{G} = \frac{p_{01}}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \quad (1-23)$$

3. 某些非设计运行工况

在某些非设计工况的运行条件下, 某些级组蒸汽速度原来低于临界值, 会出现临界速度或者相反。在背压式汽轮机的末级, 当背压大量降低或凝汽式汽轮机的末端几级蒸汽流量减少或其他一些情况下, 都会遇到这种情况。

对于这样的级组的计算分析, 当该级组内的某一级从低于临界的工况进入临界工况或反之, 必须首先求出在级内发生临界流量的工况, 这种工况可以利用附录 A 图 A-1 中的曲线来确定 (在大多数情况下可以用试选的方法求得), 然后应用前所列举的低于临界流量及临界流量的有关公式按两种方式分别进行计算。

4. 非设计条件下各级压力与焓降的重新分配

汽轮机在非设计的条件下运行时, 各级的压力与焓降的重新分配。级的理想焓降为

$$h_0 = \frac{BK}{K-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \approx \frac{BK}{K-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \quad (1-24)$$

式中 h_0 ——级的理想焓降, kJ;

K ——蒸汽绝热膨胀指数, 过热蒸汽 $K=1.3$, 饱和蒸汽 $K=1.135$;

R ——气体常数。

(1) 在凝汽式汽轮机或当级组内存在临界工况时, 级前与级后的蒸汽压力随着蒸汽流量成正比例变化, 工况变化时, 级的压力比 p_2/p_0 为常数, 即级的理想焓降与蒸汽流量无关, 而是与级前的蒸汽的热力学温度 T_0 成比例。在大多数场合下, 当蒸汽流量变化时, 温度 T_0 保持不变或者变化不显著。因此, 对于凝汽式汽轮机的中间级组各级, 理想焓降实际上与蒸汽流量无关。这时特性 u/c_ϕ 及反动度 ρ 不变, 因而叶片的效率 η_{on} 及级的漏汽损失 ζ_y 将维持不变, 同样, 摩擦、鼓风与冲击的相对损失 $\zeta_{ms} + \zeta_k$ 也将不变。在这种情况下, 凝汽式汽轮机的中间级的内效率与蒸汽流量无关, 而级的内功率是与蒸汽流量成比例的, 即

$$P_i = GE_0 \eta_{0i} \approx C \cdot G \quad (1-25)$$

式中 P_i ——级组的内功率, kW;

G ——蒸汽流量, kg/s;

E_0 ——级组的理想焓降, kJ/kg;

η_{0i} ——级组的相对内效率;

C ——常数。

上述关系对于汽轮机的最末一级是不适用的, 因为这一级的压力比 p_2/p_0 和蒸汽流量有关系, 且对于在湿蒸汽区内运行的末数级, 湿度损失 ζ_x 并非常数。

(2) 低于临界速度工作的级组内的焓降的重新分配及变化。该级组内的任何一级的级后及级前的压力比 p_2/p_0 将随工况变化有所变化, 可由式 (1-21) 确定。由 z 级组成的级组的某级级前的蒸汽压力, 在新的蒸汽流量 G_1 和新的级组后的蒸汽压力 p_{z1} 的工况下将有

$$p_{01}^2 = \left(\frac{G}{G_1}\right)^2 (p_0^2 - p_z^2) + p_{z1}^2 \quad (1-26)$$

这一级后的蒸汽压力按照同一公式有

$$p_{21}^2 = \left(\frac{G}{G_1}\right)^2 (p_2^2 - p_z^2) + p_{z1}^2 \quad (1-27)$$

由此可得该级的压力比为

$$\left(\frac{p_{21}}{p_{01}}\right)^2 = \frac{p_2^2 - p_z^2 + p_{z1}^2 \left(\frac{G_1}{G}\right)^2}{p_0^2 - p_z^2 + p_{z1}^2 \left(\frac{G_1}{G}\right)^2} \quad (1-28)$$

先假定级组的背压保持不变, 即 $p_{z1} = p_z$, 此时式 (1-28) 变为

$$\left(\frac{p_{21}}{p_{01}}\right)^2 = \frac{\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^2 - \left(\frac{p_z}{p_0}\right)^2 \left[1 - \left(\frac{G_1}{G}\right)^2\right]}{1 - \left(\frac{p_z}{p_0}\right)^2 \left[1 - \left(\frac{G_1}{G}\right)^2\right]} \quad (1-29)$$

式中 G 、 G_1 ——工况变动前后级组的蒸汽流通量, kg/s;

p_0 、 p_{01} ——相应于蒸汽流量 G 和 G_1 , 某级前的蒸汽压力, MPa;

p_2 、 p_{21} ——对应于蒸汽流量 G 和 G_1 , 上述某级后的蒸汽压力, MPa;

p_z 、 p_{z1} ——相应于蒸汽流量 G 和 G_1 , 级组后的蒸汽压力, MPa。

从式 (1-29) 可知, 压力比 p_z/p_0 愈大, 即所考虑的级愈靠近该级组的最末级时, 蒸汽流量的变动, 致使该级的压力比 p_{21}/p_{01} 及级内焓降的变化愈显著, 这从图 1-1 中的图线可以明显看到, 该图所绘即为背压式汽轮机级的理想焓降在蒸汽流量降低时的变化趋势。

在蒸汽流量不变的情况下, 级组后蒸汽压力发生变化时级内焓降变化情况的分析。这时公式 (1-29) 可换写成下列形式

$$\left(\frac{p_{21}}{p_{01}}\right)^2 = \frac{\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^2 - \left(\frac{p_z}{p_0}\right)^2 \left[1 - \left(\frac{p_{z1}}{p_z}\right)^2\right]}{1 - \left(\frac{p_z}{p_0}\right)^2 \left[1 - \left(\frac{p_{z1}}{p_z}\right)^2\right]} \quad (1-30)$$

分析式 (1-30), 同样还可以看到, 所考虑的该级愈靠近级组的最末级, 级的压力比 p_{21}/p_{01} 变化的程度就愈大, 相应的焓降的变化也愈大。

前面给出的公式和曲线图的分析表明, 在汽轮机的蒸汽流量不同或者背压不同时, 主要

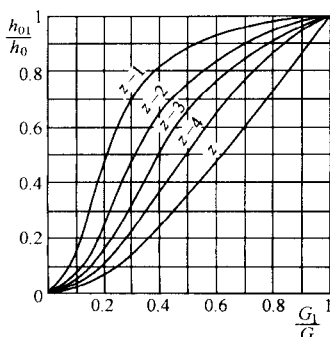


图 1-1 背压式汽轮机的各级的
焓降与蒸汽流量的变化关系
(z 表示级数)

是最末一级的焓降发生变化, 最末一级前的那些级的焓降则在较小程度上变化, 而汽轮机前部的非调整级的焓降实际上保持不变。明显地, 蒸汽流量大量降低时将引起汽轮机所有的或几乎所有的非调整级的焓降的减小。

5. 不同配汽机构的汽轮机在蒸汽流量变动时的情况分析

不同配汽机构的汽轮机在蒸汽流量变动时, 各级内蒸汽压力与焓降的变化情况如下:

(1) 节流调节的情况。在蒸汽流量减少时, 汽轮机通流部分的理想焓降也减少了, 这主要是由于最末一级焓降的减少。应当注意, 节流调节流量变化时, 第一级喷嘴前的蒸汽温度的变化是不显著的。由于大多数级内的焓降不变, 温度的变化对于其他各级的影响也是不显著的, 所以在利用式

(1-21) 及式 (1-23) 时, 可以不考虑 $\sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}}$ 这个乘数。

(2) 喷嘴调节的情况。降低蒸汽流量会引起调整级汽室内蒸汽压力的减小, 从而也引起了非调整级的理想焓降总量的减少, 这个减小主要是最末级焓降的减少, 而调整级理想焓降反而增加了。汽轮机工况变化时, 蒸汽温度的变化可能很大, 因此按式 (1-21) ~ 式 (1-23) 进行计算时, 必须考虑到这点。只有在一个调节汽门工作的各种工况下, 温度才不变化, 级的理想焓降, 也就是可利用的焓降也不变。

(3) 旁路调节法。采用把蒸汽旁通入中间级汽室的方法来实现汽轮机过负荷的调节, 这样会引起该中间级汽室内蒸汽压力的增加, 因此也就使得其后若干级 (主要是末级) 内理想焓降增加。这样被旁路级组的蒸汽流量及其理想焓降都将减少。在旁路汽室内的蒸汽温度可以按蒸汽混合的方法计算, 这个温度可能比设计的工况要显著地升高。在有内部旁路的汽轮机内, 可采用由增加通过调整级叶轮的蒸汽并同时从这道叶轮的汽室内引导这部分蒸汽到中间级汽室里以实现机组的过负荷。这种情况下, 调整级汽室内的蒸汽压力通常不变, 调整级的焓降也保持不变, 被旁路的那些级的焓降减少, 而其后几级的焓降则增加。

第三节 调整级工况变动的分析

蒸汽流量变化时, 汽轮机调整级的工况有很大的变化, 调整级汽室内 (即级后) 的蒸汽压力、部分喷嘴组前的蒸汽压力及进汽率都将发生变化。现代大型汽轮机在各个调整汽门后 (喷嘴组前) 和调整级汽室内都有蒸汽参数测点, 以便对运行工况进行监测分析。这些测点须完整无缺, 同时机组的设计均须对调整级的工况变动情况加以计算分析。

调整级的工况计算特点在于需考虑两部分汽流, 一部分是通过全开汽门供汽的那些喷嘴组的汽流, 另一部分是通过未全开的汽门供汽的那些喷嘴组的汽流。

设所考虑喷嘴组通过的蒸汽流量为 G_n , 级后 (调节级汽室) 蒸汽压力为 p_2 , 全开的调整汽门的喷嘴组前蒸汽参数为 p_0 、 t_0 和 v_0 , 局部开启的调整汽门后的蒸汽压力为 p_{0n} 。

1. 调整级反动度 $\rho = 0$ 时

首先考虑分析调整级反动度 $\rho = 0$ 时的情况。根据通过喷嘴的实际蒸汽流量的计算公式

$$G = \mu \alpha G_c (\text{kg/s}) \quad (1-31)$$

式中 μ ——喷嘴的流量系数，即实际流量对理论流量的比值；

α ——相对流量系数；

G_c ——喷嘴的临界流量，kg/s。

$$G_c = 20.3 A_{\min} \sqrt{\frac{p'_0}{v'_0}} \quad (1-32)$$

式中 $A_{\min}$ ——喷嘴的最小通流截面积，m²；

p'_0 ——喷嘴前的蒸汽压力（精确计算时须采用制动压力），kPa；

v'_0 ——喷嘴前蒸汽比容，m³/kg。

上述临界流量公式对于过热蒸汽或湿蒸汽都是适用的，其中已考虑了喷嘴的形状和尺寸对流量系数的影响因素，这样喷嘴组的蒸汽流量公式可以写为

$$G_n = 20.3 \alpha A_{1n} \sqrt{\frac{p_{0n}}{v_{0n}}}, \text{ kg/s} \quad (1-33)$$

式中 A_{1n} ——所考虑喷嘴组的最小通流截面积，m²；

p_{0n} ——喷嘴组前的蒸汽压力，kPa；

v_{0n} ——喷嘴组前的蒸汽比容，m³/kg；

调整汽门对于通过该喷嘴组的汽流有节流作用，于是

$$p_{0n} v_{0n} = p_0 v_0 = \text{常数}$$

式中 p_0 、 v_0 ——调整门前的主蒸汽参数。

式(1-33)可以改写成

$$G_n = 20.3 \alpha A_{1n} \frac{p_{0n}}{\sqrt{p_0 v_0}} = \frac{20.3 A_{1n}}{\sqrt{p_0 v_0}} \frac{\alpha}{p_2/p_{0n}} \cdot p_2 \quad (1-34)$$

式中 p_2 ——级后蒸汽压力，kPa。

式(1-34)中的第一个乘数 $\frac{20.3 A_{1n}}{\sqrt{p_0 v_0}}$ 对于给定的喷嘴组是常数，第二个乘数 $\frac{\alpha}{p_2/p_{0n}}$ 明显地仅与压力比 p_2/p_{0n} 有关，因为蒸汽的相对流量 α 仅是 p_2/p_{0n} 的函数。对于一个给定的喷嘴，设喷嘴前蒸汽压力为 p_0 （精确计算须采用制动压力 p'_0 ），喷嘴后蒸汽压力为 p_1 （ $\rho=0$ 时， $p_1=p_2$ ），如前所述，相对流量系数 α 可按椭圆方程式(1-35)求得，或者按照附录 B-1 表中数据查得。

$$\alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{\epsilon - \epsilon_c}{1 - \epsilon_c} \right)^2} = \sqrt{1 - \left(\frac{p_1 - p_c}{p_0 - p_c} \right)^2} \quad (1-35)$$

$$\epsilon = p_1/p_0$$

式中 ϵ_c ——临界压力比， $= p_c/p_0$ ；对于过热蒸汽为 0.546，对于干饱和蒸汽和湿蒸汽于汽轮机内其干度一般大于 0.85，实际上均采取 ≈ 0.577 ；

关于收缩形喷嘴对于过热蒸汽的 $\frac{\alpha}{p_2/p_{0n}} = f(p_2/p_{0n})$ 关系曲线示于图 1-2 中。

对于喷嘴的设计，在其设计压力比 $\epsilon = p_1/p'_0$ 较其临界压力比 ϵ_c 小很多时，就会采用扩散型喷嘴，在各种类型汽轮机的调整级内往往采用有这样的喷嘴。如果设计的喷嘴出来的



蒸汽流速超过临界速度不多，喷嘴通常还是制成收缩形的，而容许蒸汽在斜切部分内膨胀。对于扩散形喷嘴，其 α 值应按式 (1-36) 确定，设扩散形喷嘴的几何特性为 $A_{\min}/A_1$ ，则式 (1-36) 中的极限压力比 ϵ_u 可按式 (1-37) 确定。

$$\alpha = \frac{G}{G_c} = \sqrt{1 - \left(\frac{\epsilon - \epsilon_u}{1 - \epsilon_u} \right)^2} \quad (1-36)$$

$$\epsilon_u = \epsilon_c + (1 + \epsilon_c) \sqrt{1 - \left(\frac{A_{\min}}{A_1} \right)^2} \quad (1-37)$$

式中 α ——扩散形喷嘴的相对流量系数；

ϵ_u ——扩散形喷嘴的极限压力比， $\epsilon_u = p_{1u}/p_0$ ；

$A_{\min}$ ——扩散形喷嘴喉部最小截面积， m^2 ；

A_1 ——扩散形喷嘴出口截面积， m^2 ；

p_{1u} ——喷嘴出口的极限背压， kPa 。

对于过热蒸汽

$$\epsilon_u = 0.546 + 0.454 \sqrt{1 - \frac{A_{\min}}{A_1}}$$

在已知喷嘴组工况 G_n 及 P_2 的条件下，可以借助式 (1-34) 求出 $\frac{\alpha}{p_2/p_{0n}}$ ，并根据图 1-2 求得喷嘴组前的蒸汽压力 p_{0n} 。也可以借助附录 B 中图 B-1 来解决。

通过所考虑喷嘴组的蒸汽流，其在级内的可用焓降为 $h_{0n} = h_{0n} \eta_{0n}$ ，应仅是压力比 p_2/p_{0n} 的函数，而与蒸汽在喷嘴前是否节流无关。实际上汽流的可用焓降为

$$h_{0n} = \frac{BK}{K-1} p_{0n} v_{0n} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{0n}} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] = \frac{BK}{K-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{0n}} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \quad (1-38)$$

因为可用焓降只与 p_2/p_{0n} 有关，所以 $u/c_\phi = f\left(\frac{p_2}{p_{0n}}\right)$ ，假定叶片的效率 η_{0n} 与雷诺数无关，即级的叶片效率 η_{0n} 也仅与 p_2/p_{0n} 有关。这样，对于调整级的所有工况，即蒸汽流量在相当大的变化范围内，只相应为一条 $h_{0n} = f\left(\frac{p_2}{p_{0n}}\right)$ 的曲线，使得计算大为简化。

2. 反动度不须忽略的情况的分析

汽轮机组工况变动时，调整级的反动度的变化与特性 u/c_ϕ 及压力比 p_2/p_{0n} 有关，并且由于 $u/c_\phi = f(p_2/p_{0n})$ ，于是反动度仅是压力比 p_2/p_{0n} 的函数。对于不同的反动度 ρ_0 和在冲动式汽轮机最有代表性的 x_1 、 β_1 、 x_0 、 β_0 的数值的调整级，按照式 (1-39) 和式 (1-40) 绘制出 $\frac{\Delta\rho}{1-\rho_0} = \frac{\Delta x}{x_0}$ 的关系曲线如图 1-3。

$$\frac{\Delta\rho}{1-\rho_0} = C \frac{\Delta x}{x_0} \quad (1-39)$$

$$C = \frac{2\varphi \cos(\beta_1 - \alpha_1) \frac{1}{\cos\beta_1} - 2x_0 - \Delta x}{\frac{1}{\cos^2\beta_1} + x_0^2 - \varphi \frac{\cos(\beta_1 - \alpha_1)}{\cos\beta_1} \sqrt{1 - \rho_0(x_0 - \Delta x)}} x_0 \quad (1-40)$$

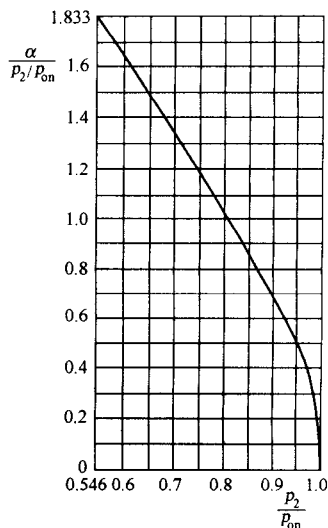


图 1-2 计算具有收缩形通道的调整级喷嘴叶栅的辅助曲线

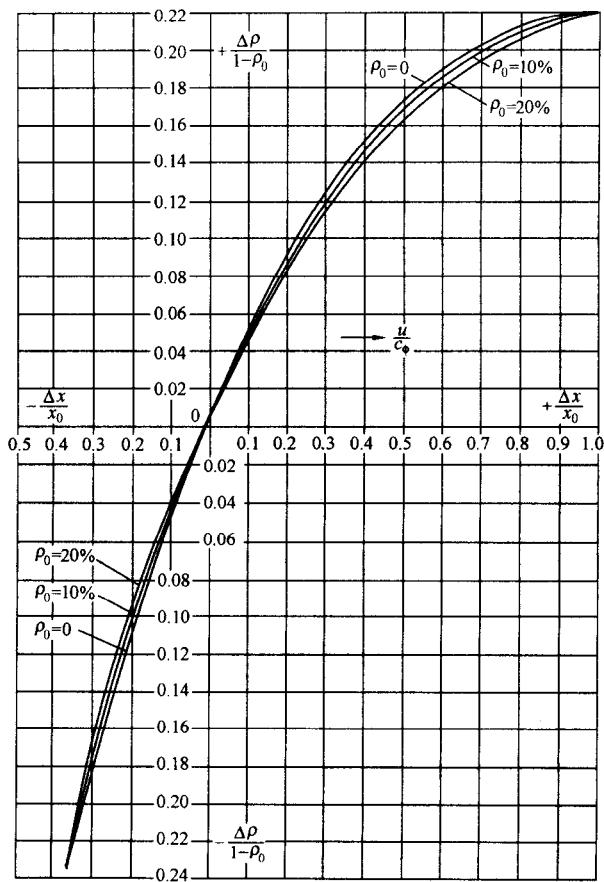
α_1 ——喷嘴结构出汽角,°。

图 1-3 在工况变动时, 反动度值 (ρ) 变化与 $\frac{\Delta x}{x_0}$ 的关系曲线

从图 1-3 中可以看到, 所绘制的关系曲线是具有通用性质的, 即对于冲动式汽轮机的所有的级, $\frac{\Delta \rho}{1 - \rho_0}$ 实际上仅仅与 $\frac{\Delta x}{x_0}$ 有关。这就使得在计算冲动式汽轮机的变动工况时, 借助所绘曲线可以足够精确地计算在不同压力比 (p_2/p_{0n}) 下的反动度 ρ 的数值 (对于转速固定的汽轮机, 这里所确定的反动度变化毋须进行转速校正)。通常还可利用式 (1-41) 计算得喷嘴的压力比 p_1/p_{0n} 。

$$\frac{p_1}{p_{0n}} = \rho + (1 - \rho) \frac{p_2}{p_{0n}} \quad (1-41)$$

图 1-3 中曲线也可拟合成如上节介绍的关系式(1-11)和式(1-12)方便地进行计算。

前述计得的反动度为理论反动度 ρ_t , 未考虑级内间隙可能存在的蒸汽泄漏情况, 对于调节级叶轮, 其间隙的相对面积较大, 考虑级内间隙蒸汽泄漏等情况, 其实际反动度 ρ 应

为

$$\rho = \rho_t - \Sigma \Delta \rho \quad (1-42)$$

进一步的计算是按照 A.C. 集里别尔曼的方法, 它采取类如前述反动度为零时的那种计算方法, 但是在使用的流量曲线图中, 以喷嘴后的压力 p_1/p_{0n} 来代替级后的压力比 p_2/p_{0n} , ($\rho \neq 0$, p_1 与 p_2 不相等), 这样必须按具体情况给出式 (1-43) 的曲线图。

$$\frac{\alpha_c}{p_1/p_{0n}} = f\left(\frac{p_1}{p_{0n}}\right) \quad (1-43)$$

式中 α_c ——喷嘴压力比为 p_1/p_{0n} 时, 其相对蒸汽流量系数。

类如式 (1-34) 可写出式 (1-44)

$$G_n = \frac{20.3 A_{1n}}{\sqrt{p_0 v_0}} \frac{\alpha_c}{p_1/p_{0n}} \cdot p_1 \quad (1-44)$$

这里须注意调节级内反动度变化的某些特点。于汽轮机只载部分较低负荷时, 调整级汽室内蒸汽压力将严重下降, 蒸汽在喷嘴的斜切部分内和动叶的斜切部分内就会继续膨胀。对于这种工况, 前述的反动度变化的通用曲线和公式就不再适用。从在叶片流道内发生临界速度开始, 进一步降低级后蒸汽压力就会引起反动度的增大。这是因为动叶前的蒸汽压力是不变的, 即喷嘴内的焓降也不变, 但是级的总焓降却是升高的。

3. 调整级效率的变化分析

调整级效率的变化分析。调整级效率的计算须考虑两种汽流, 级的效率按式 (1-45) 确定

$$\eta_{0n} = \frac{G_I h_0^I \eta_{0n}^I + G_{II} h_0^{II} \eta_{0n}^{II}}{(G_I + G_{II}) h_0} \quad (1-45)$$

式中 η_{0n} ——级的效率;

G_I ——通过全开汽门的蒸汽流量, kg/s;

G_{II} ——通过局部开启汽门的蒸汽流量, kg/s;

h_0^I 、 h_0^{II} ——分别为全开汽门和局部开启汽门蒸汽流的理想焓降, kJ;

η_{0n}^I 、 η_{0n}^{II} ——分别为全开汽门和局部开启汽门蒸汽流的效率, kJ;

h_0 ——级的焓降, kJ;

须计算级内由于摩擦、鼓风、冲击及漏汽而引起的损失, 始可求出级的内效率以及调整级汽室内的蒸汽状态点 A_1 参见图 1-4。

级的相对内效率计算如式 (1-46) 所示

$$\eta_{0i} = \eta_{0n} - \zeta_{mb} - \zeta_K - \zeta''_y \quad (1-46)$$

其中 ζ_{mb} 、 ζ_K 、 ζ''_y 分别代表级内叶轮的摩擦、鼓风和冲击损失。

带有两个速度级的叶轮的摩擦、鼓风和冲击损失分别按照下式计算

$$\zeta_{mb} = \frac{1}{h_0 G v} [A' d^2 + B' (1 - e - 0.5 e_3) d (l_2^{1.5} + l_2'^{1.5})] \left(\frac{u}{100}\right)^3 \quad (1-47)$$

式中 d ——级的平均直径, m;

l_2 、 l_2' ——分别为第 1、2 列叶片长度, cm;

e ——局部充汽率;

- l_3 ——保护罩所占的相对弧长；
 v ——该级汽室内蒸汽的比容， m^3/kg ；
 u ——平均直径处的切向速度， m/s ；
 h_0 ——理想焓降， kJ/kg ；
 G ——蒸汽流量， kg/s ；

其中 A' 、 B' 为经验系数。调整级叶轮于蒸汽室内，而不是紧密地夹于两个挡板中间时，

$$A' = 2 \sim 4, B' = 3.5;$$

$$\zeta_k = 0.11 \frac{b_2 l_2 + b'_2 l'_2}{A_1} \cdot \eta_{0n} m \frac{u}{c_\phi} \quad (1-48)$$

$$\zeta_y'' = \frac{G_y}{G_1} \cdot \eta_{0n} = \frac{\mu_3 A_3}{\mu_1 A_1} \sqrt{\frac{\rho}{1-\rho}} \cdot \eta_{0n} \quad (1-49)$$

式中 b_2 、 b'_2 ——分别为第 1、2 列动叶片的宽度；

l_2 、 l'_2 ——分别为第 1、2 列动叶片的长度；

m ——喷嘴的组数；

A_1 ——喷嘴出口截面积。

式 (1-48) 为部分进汽时，把阻滞的蒸汽从叶片通道内排出去所耗功率损失。

式 (1-49) 为冲击式级叶片安装间隙漏汽所造成的损失，这项损失一般只在间隙显著增大或反动度显著增加的时候才有必要计算。

调整级的效率可以通过汽轮机试验测得该级汽室内的蒸汽状态加以确定。实验表明，如果有一个调整汽门开启得不完全，调整级汽室内的蒸汽温度即是不均匀的，这样调整级的效率就不可能精确地给以确定。因此所有的汽轮机的热力性能考核验收试验，甚至一般的热力性能试验，都要明确地给定调整汽门的试验阀点，对调整汽门的开启状况有明确的规定。

汽轮机调整级效率的实验数据是缺乏的，图 1-5 提供的调整级双列叶片级的效率与速度比 u/c_ϕ 的关系曲线，可作为汽轮机运行工作或热力计算中，近似地估计和确定工况变动时调整级的效率变化。图中提供了喷嘴高度对效率影响的校正系数。

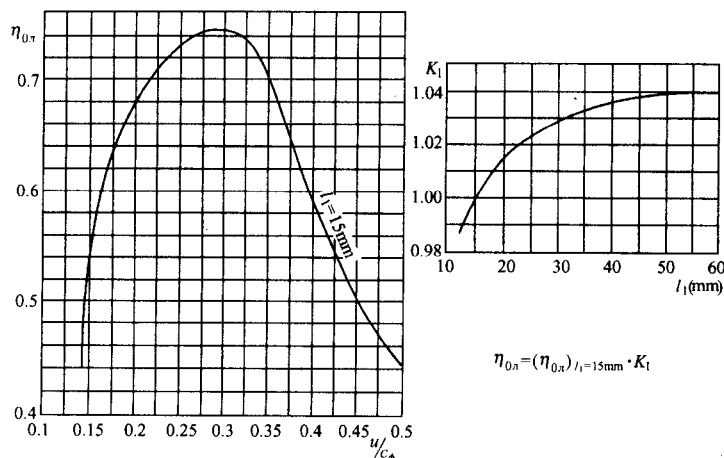


图 1-5 双列级叶片效率与 u/c_ϕ 的关系曲线

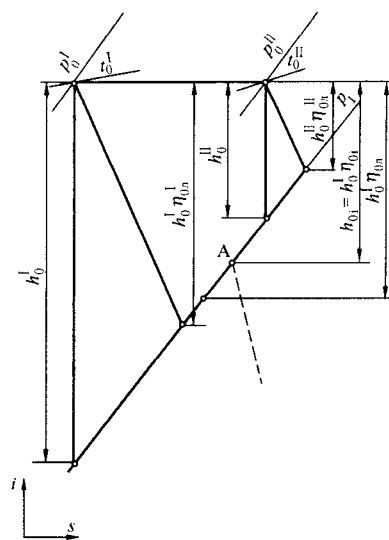


图 1-4 汽流在调整级内的膨胀过程

A—混合点

第四节 凝汽式汽轮机最末级在 排汽压力变化时的工况

凝汽式汽轮机最末一级的工况特点是,在某些工况下,例如保持蒸汽流量不变,逐渐提高凝汽器的真空度时,该级的喷嘴和动叶片中将产生临界速度,蒸汽流将进一步在其通道的斜切部分,甚至在斜切部分之外继续膨胀,致使蒸汽流向产生偏转的情况。

1. 汽轮机最末一级在蒸汽流量保持不变而终压力不同情况下的工况分析

假定在设计工况下,通过级的蒸汽流量低于临界值,随着凝汽器内真空的提高级后压力的降低,喷嘴、动叶片中蒸汽流速将上升,当级后压力(机组排汽压力)达到某一个压力数值(p_2)时,喷嘴或叶片内的蒸汽流会出现临界状况。假设喷嘴先于叶片开始出现临界情况,即喷嘴后的蒸汽压力首先达到临界压力(p_{1c}),就会出现这种情况。

$$p_{1c} = \varepsilon_c p'_0 = 0.577 p'_0 \quad (1-50)$$

若是继续出现降低级后的蒸汽压力为 p_{21} , p_{21} 低于 p_2 ,这样会引起喷嘴后的蒸汽压力 p_1 降低,低于其临界压力 p_{1c} ,于是蒸汽将在喷嘴的斜切部分内膨胀,喷嘴出口的蒸汽流速即增大了。级前的蒸汽压力(p_0)以及其制动压力(p'_0)是不变的,因为通过级的蒸汽流量是保持不变的。级后蒸汽压力的进一步降低将使动叶内发生临界工况,即动叶后(级后)蒸汽压力降至临界压力(p_{2c})。再继续降低级后的蒸汽压力(p_2)使得其

$$p_{2c} = \varepsilon_c p'_1 = 0.577 p'_1 \quad (1-51)$$

低于临界压力 p_{2c} 时,喷嘴后的蒸汽压力 p_1 , (制动压力 p'_1)将维持其数值不变。而从级后蒸汽压力等于临界压力 p_{2c} 开始,在动叶的斜切部分内将发生蒸汽的膨胀。当级后的蒸汽压力低于某一压力值 p_{2*} 时,即 $p_2 < p_{2*}$,汽轮机的排汽流就在动叶片的斜切部分以外膨胀。显然,虽然级的压力降增加了,但蒸汽在最末级动叶片斜切部分以外的膨胀不会增加叶轮圆周方向的推动力 F_u ,因而也不会增大末级功率。

$$F_u = G(\omega_{1u} + \omega_{2u}) \quad (1-52)$$

式中 F_u ——叶轮圆周方向所受切向推动力, N;

G ——蒸汽流量, kg/s;

ω_{1u} 、 ω_{2u} ——动叶进出口蒸汽切向速度, m/s。

另外也可能有只在动叶中发生临界的工况,自该临界工况出现开始,级前的和喷嘴后的蒸汽压力在级后压力(机组背压)降低时将保持不变,即使喷嘴内的工况并非临界。

2. 末级动叶内产生临界工况背压(p_{2c})的确定

蒸汽从动叶出来的理论相对速度可以借助连续方程式计算。

$$\omega_{2t} = \frac{Gv_{2c}}{\mu_2 A_2} \quad (1-53)$$

另一方面,在临界状态下,这个速度应该等于蒸汽参数为 p_{2c} 、 v_{2c} 时的音速,即

$$\omega_{2t} = a_* = 10 \sqrt{kp_{2c} v_{2c}} \quad (1-54)$$

上列式中 ω_{2t} ——动叶出口蒸汽的理论相对速度, m/s;

p_{2c} ——动叶出口蒸汽临界压力, kPa;

v_{2c} ——动叶出口蒸汽临界比容, m^3/kg ;

A_2 ——动叶出口截面积, m^2 ;

μ_2 ——动叶的流量系数;

a_* ——蒸汽的音速, m/s ;

G ——通过级的蒸汽流量, kg/s ;

K ——绝热指数, 对于过热蒸汽 $K = 1.3$, 对于干饱和蒸汽 $K = 1.135$;

g ——重力加速度, $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ 。

由式 (1-53) 和式 (1-54) 可算得末级临界工况的背压 p_{2c}

$$p_{2c} = \frac{1}{\mu_2} \sqrt{\frac{p_{2c} v_{2c}}{kg}} \cdot \frac{G}{A_2} \cdot 10^{-1} = \frac{a_*}{\mu_2 kg} \cdot \frac{G}{A_2} \cdot 10^{-2} \quad (1-55)$$

在凝汽式汽轮机最末一级可能的工作范围内, 即各类凝汽式汽轮机在工况变动时其最末一级可能具有的蒸汽状态参数范围内, 蒸汽的临界速度的变化是不显著的, 平均等于

$$a_* = 10 \sqrt{kg p_{2c} v_{2c}} = 370 \text{ m/s}$$

于是式 (1-55) 可以用下列近似公式来代替

$$p_{2c} \approx 0.33 \frac{G}{A_2} \quad (\text{kPa}) \quad (1-56)$$

式中 G ——蒸汽流量, kg/s ;

A_2 ——动叶出口截面积, m^2 。

确定产生临界流动状态的背压 p_{2c} , 对于分析最末一级的运行工况是十分重要的, 也是必要的。对于分析研究有去掉的级的汽轮机的工作时, 即会碰到这类问题。在这种情况下, 仍旧可以认为临界速度 (a_*) 在蒸汽参数变化的很大范围内, 是大致不变的, 但是应该了解, 这个常数并不总是等于 370 m/s 。

3. 蒸汽在末级动叶斜切部分发生继续膨胀时背压 p_{2*} 的确定

蒸汽在末级动叶斜切部分发生继续膨胀时, 背压 p_{2*} 可按下列公式计得

$$p_{2*} = p_{2c} (\sin \beta_2)^{\frac{2K}{K+1}} \quad (1-57)$$

式中 p_{2*} ——末级动叶斜切部分发生膨胀时的背压, kPa ;

β_2 ——动叶结构的出口角;

p_{2c} ——末级临界工况背压, kPa ;

K ——绝热指数。

在蒸汽流量不变的条件下提高凝汽器真空度, 将汽轮机背压从临界压力 p_{2c} 降低为上述的 p_{2*} , 末级功率的增量的确定是具有重要意义的。这种情况下, 末级功率的增加只是由于从动叶排出蒸汽的相对速度的大小和流向的改变, 因为动叶进口的蒸汽速度没有变化。功率增量公式如下

$$\Delta P_{0n} = \frac{Gu}{102g} [\omega_2 \cos(\beta_2 + \delta) - \omega_{2c} \cos \beta_2] \quad (1-58)$$

$$\omega_2 = \omega_{2c} \sqrt{\frac{K+1}{K-1}} \sqrt{1 - \epsilon_2^{\frac{K-1}{K}}} \quad (1-59)$$

式中 Δp_{0n} ——末级动叶功率的增量, kW ;

$$\epsilon_2 = \frac{p_2}{p'_{1}} = \epsilon_c \frac{p_2}{p_{2c}};$$

ω_2 ——动叶出口蒸汽的相对速度, m/s;

ω_{2c} ——动叶出口蒸汽的临界相对速度, m/s;

u ——动叶片的圆周切向速度, m/s;

G ——级的蒸汽流量, kg/s;

ϵ_c ——动叶的临界压力比, $= \frac{p_{2c}}{p'_{1}};$

K ——绝热指数;

g ——重力加速度, $g = 9.8 \text{ m/s}^2;$

δ ——动叶片斜切部分蒸汽流向偏转角度,°;

β_1 、 β_2 ——动叶结构进出口角度,°。

在级后压力从临界背压 p_{2c} 降低到所述背压 p_{2*} 的场合下, 功率的增量为最大。这时

$$\cos(\beta_2 + \delta) = \sqrt{\frac{1 - (\sin\beta_2)^{\frac{2(K-1)}{K+1}}}{1 - \epsilon^{\frac{K-1}{K}}}} \quad (1-60)$$

将式 (1-59) 和式 (1-60) 代入式 (1-58) 中即可得到最大功率增量 $\Delta P_{0\pi \cdot \max}$

$$\Delta P_{0\pi \cdot \max} = \frac{Gu\omega_{2c}}{102g} \left\{ \sqrt{\frac{K+1}{K-1} [1 - (\sin\beta_2)^{\frac{2(K-1)}{K+1}}]} - \cos\beta_2 \right\} \quad (1-61)$$

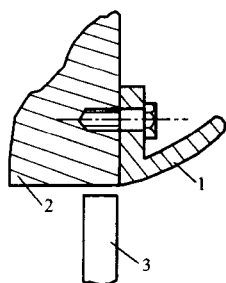


图 1-6 导流环安装示意图

1—导流环; 2—隔板套;
3—末级动叶

前面已经指出, 继续提高凝汽器内真空度, 降低级后蒸汽压力 (机组背压), 使得 $p_2 < p_{2*}$, 这样将不会引起附加功率的增加。这表明汽轮机的排汽室真空度对汽轮机的经济运行是十分重要的, 但并不是愈高愈好, 应综合对比汽轮机运行工况与循环水泵的耗电功率, 找出经济上的最佳真空值。

一些制造厂和发电厂在机组的末级后加装如图 1-6 所示的简易蒸汽整流导向环管, 这样, 在机组背压稍低于 p_{2*} 压力值的情况下, 蒸汽在动叶斜切部分以外的膨胀, 以及末级动叶效率有所提高, 使得末级的附加功率 ($\Delta P_{0\pi \cdot \max}$) 可以稍有增大, 在改善机组经济性方面, 这个技术措施也是可以采取的。

第五节 主蒸汽压力对汽轮机功率的影响

1. 机组所有调速汽门全开工况的分析

已知汽轮机的内功率公式可写成

$$P_i = \frac{GH_0 \eta_{0i}}{3.6} \quad (1-62)$$

式中 P_i ——汽轮机内功率, kW;