

汽轮机组临界状态判别定理及改进型 Flugel 公式

张春发 崔映红 杨文滨 张德成

宋之平

(华北电力大学动力系, 保定 071003)

(华北电力大学动力系, 北京 100085)

摘要 从汽轮机的基本工作原理出发, 得出在临界状态下, 临界压力与临界流量和初温平方根之积成正比变化等结论. 在此基础上证实了 Sttla 流量实验的部分结论, 并分析了 Flugel 公式的计算精度, 提出了改进型 Flugel 公式, 改善了原型 Flugel 公式的精度. 简化了汽轮机的变工况计算, 丰富了汽轮机的变工况理论.

关键词 汽轮机 临界压力 临界流量 改进 Flugel 公式

众所周知, 汽轮机末级的排汽为高真空状态, 温度水平最低, 音速最小, 而直径最大, 轮周速度也最大, 为保证最佳速比, 末级的理想流速最大. 因此, 除容量很小的纯凝汽机组和背压供热机组以外, 目前的汽轮机组在设计工况下均处于临界工况. 然而, 在使用工况范围内, 当负荷降低或排汽压力升高到一定程度时, 机组又转变为亚临界工况. 汽轮机的变工况研究, 对于确定机组变工况后的安全性与经济性具有重要意义. 在汽轮机所有变工况中, 从临界工况转变为亚临界工况(或相反)的变工况最为复杂. 研究机组何时由临界工况转变为亚临界工况(或相反), 寻求临界压力的变化规律是研究汽轮机变工况特性的重要问题之一.

在目前的变工况核算方法中, 根据核算的次序来划分, 可分为由汽轮机排汽参数向进汽参数的逆序核算方法和由进汽参数向排汽参数的顺序核算方法两种. 逆序核算迭代嵌套层次复杂, 不仅烦琐, 而且由于所需全机几何尺寸太多以及某些可选择特性参数在一定范围内的不确定性, 经常使这种计算方法不收敛, 即使收敛, 其计算速度也远不能满足机组性能在线监测的需要. 顺序核算方法简单, 但不能计算临界状态下的变工况. 本文从汽轮机内工质流动的基本原理出发, 利用现有的变工况理论, 并进行适当的简化, 得出凝汽式汽轮机临界压力与临界流量和初温平方根之积成正比变化等结论, 用以指导变工况计算不仅减少了逆序核算方法中嵌套层次, 而且使顺序核算也能进行临界状态下的变工况. 这不仅便于工程实际应用, 也丰富了变工况理论. 为进一步促进变工况理论的发展, 我们提出了改进型 Flugel 公式.

汽轮机的变工况是以级的变工况和喷嘴(或动叶)的变工况为基础的. 所以, 本文从喷嘴(或动叶)的变工况开始, 进而研究级和级组的变工况特性.

1 喷嘴的临界压力

喷嘴出口流速达到或超过临界速度时, 称喷嘴处于临界工况. 若设计工况和变工况后, 喷嘴流速均达到和超过临界速度, 则这两种工况下的临界流量之比为^[1, 2]

$$\frac{D_{cl}}{D_c} = \frac{0.648A_n \sqrt{P_{01}^0/v_{01}^0}}{0.648A_n \sqrt{P_0^0/v_0^0}} = \frac{P_{01}^0}{P_0^0} \sqrt{\frac{P_{01}^0 v_0^0}{P_0^0 v_{01}^0}} = \frac{P_{01}^0}{P_0^0} \sqrt{\frac{T_0^0}{T_{01}^0}}, \quad (1)$$

式中, D_{c1} 和 D_c 分别为变工况后和设计工况下的临界流量; P_{01}^0 , T_{01}^0 和 ν_{01}^0 分别为变工况后喷嘴前的滞止初压、滞止初温和滞止比容(凡变工况参数, 右下角都多加一脚标“1”, 以下均相同); A_n 为喷嘴出口面积. 式中右侧分子与分母乘以喷嘴临界压力比 ε_c , 注意到 $p_c = p_0^0 \varepsilon_c$, 立即得到

$$\frac{D_{c1}}{D_c} = \frac{P_{01}^0}{P_0^0} \sqrt{\frac{T_0^0}{T_{01}^0}} = \frac{P_{c1}}{P_c} \sqrt{\frac{T_0^0}{T_{01}^0}},$$

即

$$\frac{P_{c1}}{P_c} = \frac{P_{01}^0}{P_0^0} = \frac{D_{c1}}{D_c} \sqrt{\frac{T_{01}^0}{T_0^0}}. \quad (2)$$

上述渐缩喷嘴变工况的结论, 也同样适用于具有渐缩形通道的动叶, 只要把喷嘴前的热力参数换为动叶前的相对热力参数即可. 利用管流的临界截面及流量关系式^[3]也可导出(1)式, 但由文献[1,2]推导, 可适用于蒸汽轮机的设计与运行控制, 其中流量已考虑了喷嘴速度系数及湿蒸汽区工质膨胀时凝结滞后等实际因素的影响. (2)式用于喷嘴变工况计算非常方便, 可事先判别喷嘴出口的流动状态.

2 级的临界压力

2.1 临界状态下, 级内流动状态的划分

级内喷嘴叶栅或动叶栅两者之一的流速达到或超过临界流速, 就称该工况为级的临界工况. 对纯凝汽式机组, 除容量很小的机组外, 末级在设计工况下均为临界工况. 一般 200 MW 及以下的机组记为 I 型机组, 设计工况下, 末级喷嘴处于亚临界, 动叶处于超临界状态. 一般 300 MW 及以上机组记为 II 型机组, 设计工况下, 末级喷嘴和动叶均处于临界状态. 当工况发生变动时, 级的流动状态会发生变化. 为了研究方便, 工况变动可以采取这样的方式实现: 从级的设计工况开始, 改变级后压力. 对于 I 型机组, 当末级级后压力由设计工况变低时, 末级动叶始终为临界工况, 喷嘴始终为亚临界工况. 当级后压力由设计工况逐渐升高时, 动叶由超临界、恰为临界, 变为亚临界, 喷嘴始终为亚临界工况. 对于 II 型机组, 当级后压力由低变高时, 末级的状态变化顺序为: 动叶超临界、喷嘴超临界, 动叶恰为临界、喷嘴超临界, 动叶亚临界、喷嘴超临界, 动叶亚临界、喷嘴恰为临界, 动叶亚临界、喷嘴亚临界.

这样, 由于设计的不同, 末级为临界工况时, 其流动状态可归纳为如下两种类型:

I 型机组: 喷嘴亚临界, 动叶恰为临界或超临界.

II 型机组: 喷嘴恰为临界、动叶亚临界, 喷嘴超临界、动叶亚临界, 喷嘴超临界、动叶恰为临界, 喷嘴超临界、动叶超临界.

2.2 级的临界压力与临界流量的定义

喷嘴和动叶之一或全部达到临界或超临界时, 称级的工况为临界工况, 相应的流量为临界流量. 临界工况的定义在许多文献中多见, 而级的临界压力概念和定义在目前的文献中还没有见到. 我们定义使级达到临界工况的最高背压称为级的临界压力. 级临界压力与级前压力之比称为级的临界压力比. 这样, 对于 I 型机组, 末级的临界压力等于喷嘴亚临界、动叶恰为临界时的级后压力. 对于 II 型机组, 末级的临界压力等于喷嘴恰为临界、动叶亚临界时的级

后压力. 当级前参数一定时, 级的临界压力有唯一确定的数值, 而级处于临界工况时的级后压力不是唯一的, 其级后压力可以是小于级的临界压力的任何数值. 级刚好达到临界状态时的流量等于临界流量.

对于 II 型机组, 为了进一步深入分析级的喷嘴和动叶所处的状态, 定义喷嘴超临界、动叶恰为临界时动叶后的压力为级的伪临界压力. 当级后压力由临界压力降到伪临界压力及以下时, 喷嘴由恰为临界状态变为超临界状态, 动叶由亚临界、恰为临界, 变为超临界状态. 反之, 级后压力由设计值升高, 动叶由超临界、恰为临界, 变为亚临界状态时, 此时的级仍为临界工况, 此时的级后压力不是级的真实临界压力, 故称为伪临界压力.

2.3 级的临界压力

2.3.1 喷嘴亚临界, 动叶恰为临界 动叶恰为临界时, 只要采用动叶的相对热力学参数, 喷嘴的变工况结论就可用于动叶, 故

$$\frac{D_{cl}}{D_c} = \frac{P_{11}^0}{P_1^0} \sqrt{\frac{T_1^0}{T_{11}^0}}. \quad (3)$$

写出由动叶前滞止参数膨胀到动叶前实际参数变工况前后的连续性方程, 有

$$\frac{D_{cl}}{D_c} = \frac{P_{11}^0}{P_1^0} \sqrt{\frac{T_1^0}{T_{11}^0}} \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon'_{b1} - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c} \right)^2} \bigg/ \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon'_b - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c} \right)^2}, \quad (4)$$

其中, $\varepsilon'_{b1} = p_{11} / p_{11}^0$, $\varepsilon'_b = p_1 / p_1^0$. (3) 与 (4) 式比较, 得出 $\varepsilon'_{b1} = \varepsilon'_b$, 即 $p_{11} / p_{11}^0 = p_1 / p_1^0$ 或 $p_{11}^0 / p_1^0 = p_{11} / p_1$. 因此, (3) 式可以进一步写为

$$\frac{D_{cl}}{D_c} = \frac{P_{11}^0}{P_1^0} \sqrt{\frac{T_1^0}{T_{11}^0}} = \frac{P_{11}}{P_1} \sqrt{\frac{T_1^0}{T_{11}^0}}. \quad (5)$$

因膨胀过程是假想膨胀, 变工况前后膨胀过程多变指数 n 相同, 写出变工况前后膨胀过程方程:

$$\frac{T_{11}^0}{T_{11}} = \left(\frac{p_{11}^0}{p_{11}} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad \frac{T_1^0}{T_1} = \left(\frac{p_1^0}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

以上两式对应相除, 并整理, 有 $\frac{T_{11}^0}{T_{11}} \bigg/ \frac{T_1^0}{T_1} = \left(\frac{\varepsilon'_b}{\varepsilon'_{b1}} \right)^{\frac{n-1}{n}}$. 因为 $\varepsilon'_{b1} = \varepsilon'_b$, 所以 $\frac{T_{11}^0}{T_{11}} = \frac{T_1^0}{T_1}$. 因此, (5) 式

还可以写成

$$\frac{D_{cl}}{D_c} = \frac{P_{11}^0}{P_1^0} \sqrt{\frac{T_1^0}{T_{11}^0}} = \frac{P_{11}}{P_1} \sqrt{\frac{T_1}{T_{11}}}. \quad (6)$$

喷嘴后的参数是动叶实际进口参数, 喷嘴变工况前后均为亚临界, 写出其连续方程, 注意到喷嘴出口截面为定值, 得到

$$\frac{D_{cl}}{D_c} = \frac{P_{01}^0}{P_0^0} \sqrt{\frac{T_0^0}{T_{01}^0}} \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_{n1} - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c} \right)^2} \bigg/ \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_n - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c} \right)^2}, \quad (7)$$

其中, $\varepsilon_{n1} = p_{11} / p_{01}^0$, $\varepsilon_n = p_1 / p_0^0$. 与 (6) 式 $D_{cl} / D_c = (p_{11} / p_1) \sqrt{T_1 / T_{11}}$ 相比较, 得到

$$\left(\frac{\sqrt{T_0^0}}{\sqrt{T_{01}^0}} \bigg/ \frac{\sqrt{T_1}}{\sqrt{T_{11}}} \right) \frac{\varepsilon_n}{\varepsilon_{n1}} \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_{n1} - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c} \right)^2} \bigg/ \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_n - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c} \right)^2} = 1. \quad (8)$$

因变工况前后喷嘴速度系数相同, 工质在喷嘴中膨胀的多变指数相同, 于是有 $T_1/T_0^0 = \varepsilon_n^{\frac{n-1}{n}}$
 $= \varepsilon^N$ 及 $T_{11}/T_{01}^0 = \varepsilon_{n1}^{\frac{n-1}{n}} = \varepsilon_{n1}^N$. 代入(8)式得到

$$\left(\frac{\varepsilon_{n1}^{N/2}}{\varepsilon_n^{N/2}} \frac{\varepsilon_n}{\varepsilon_{n1}} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_{n1} - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c} \right)^2} \bigg/ \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_n - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c} \right)^2} = 1,$$

$$\varepsilon_{n1}^{\frac{N}{2}-1} \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_{n1} - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c} \right)^2} = \varepsilon_n^{\frac{N}{2}-1} \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_n - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c} \right)^2}.$$

上式的解为 $\varepsilon_n = \varepsilon_{n1}$, 代入(7)式中得到

$$\frac{D_{c1}}{D_c} = \frac{P_{01}^0}{P_0^0} \sqrt{\frac{T_0^0}{T_{01}^0}}. \quad (9)$$

以 $\varepsilon_n = \varepsilon_{n1}$ 代入喷嘴膨胀过程方程, 可得到

$$\frac{T_0^0}{T_{01}^0} = \frac{T_1}{T_{11}}. \quad (10)$$

级变工况前后参数的变化关系还可以用喷嘴实际进口参数表示, 采用(6)式的推导方法, 得到

$$\frac{D_{c1}}{D_c} = \frac{P_{01}}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \text{ 及 } \frac{T_0^0}{T_{01}^0} = \frac{T_0}{T_{01}}. \quad (11)$$

总结(5)~(11)式, 得到

$$\frac{D_{c1}}{D_c} = \frac{P_{01}^0}{P_0^0} \sqrt{\frac{T_0^0}{T_{01}^0}} = \frac{P_{01}}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} = \frac{P_{11}}{P_1} \sqrt{\frac{T_1}{T_{11}}} = \frac{P_{11}^0}{P_1^0} \sqrt{\frac{T_1^0}{T_{11}^0}}, \quad (12)$$

$$\frac{T_0^0}{T_{01}^0} = \frac{T_0}{T_{01}} = \frac{T_1}{T_{11}} = \frac{T_1^0}{T_{11}^0}. \quad (13)$$

(12)式还可以写为

$$\frac{D_{c1}}{D_c} \sqrt{\frac{T_{01}^0}{T_0^0}} = \frac{P_{01}^0}{P_0^0} = \frac{P_{01}}{P_0} = \frac{P_{11}}{P_1} = \frac{P_{11}^0}{P_1^0}. \quad (14)$$

(14)式是比较准确的公式, 一般文献在推导(14)式时认为(13)式是近似假设的, 其实不然. 本文证明: 只要在变工况前后速度系数 ϕ 与 ψ 不变, 则(13)式严格成立. 除速度系数影响膨胀过程多变指数外, 对于处于湿蒸汽区的级, 平均干度也会影响多变指数. 因此, (13)式应用于湿蒸汽区时略有误差.

推导(13)和(14)式时主要用了变工况前后喷嘴动叶以及假想喷嘴动叶的流量比相同的条件, 逐次关联级的特征参数. (6)和(9)式的推导方法具有普遍性, 在下文中不再详述类似推导过程, 只说明参数的关联顺序. 如本小节参数的关联顺序为: 动叶前滞止参数-动叶前实际参数-喷嘴前滞止参数-喷嘴前实际参数. 将(14)式最右边的等式分子分母同乘以喷嘴的临界压力

比 ε_{cb} , 注意到此时级的临界压力等于喷嘴亚临界而动叶恰为临界状态时的级后压力 $P_0 \varepsilon_{cb}$, 于是

$$\frac{P_{cs1}}{P_{cs}} = \frac{P_{11}^0}{P_1^0} = \frac{P_{11}}{P_1} = \frac{P_{01}}{P_0} = \frac{P_{01}^0}{P_0^0} = \frac{D_{c1}}{D_c} \sqrt{\frac{T_{01}^0}{T_0^0}}. \quad (15)$$

令 $\varepsilon_{cs} = P_{cs} / P_0^0$, ε_{cs} 称为级的临界压力比. 由(15)式容易证明

$$\varepsilon_{cs1} = \varepsilon_{cs}. \quad (16)$$

(15)和(16)式可叙述为级的临界压力定理: 级的临界压力与级的临界流量及级前滞止初温的平方根成正比, 级的临界压力比是只与级的结构尺寸及汽轮机转数有关的不变量. 本文只研究定转速汽轮机, 故级的临界压力比是只与级的结构尺寸有关.

2.3.2 喷嘴恰为临界, 动叶亚临界 变工况前后喷嘴恰为临界, 得到

$$\frac{D_{c1}}{D_c} = \frac{P_{01}^0}{P_0^0} \sqrt{\frac{T_0^0}{T_{01}^0}}.$$

喷嘴前滞止参数与喷嘴前实际参数相关联, 得到

$$\frac{D_{c1}}{D_c} = \frac{P_{01}}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}}.$$

喷嘴前滞止参数与喷嘴后实际参数即动叶前实际参数相关联, 得到

$$\frac{D_{c1}}{D_c} = \frac{P_{01}^0}{P_0^0} \sqrt{\frac{T_0^0}{T_{01}^0}} = \frac{P_{01}^0 \varepsilon_{cn}}{P_0^0 \varepsilon_{cn}} \sqrt{\frac{T_0^0}{T_{01}^0}} = \frac{P_{11}}{P_1} \sqrt{\frac{T_1}{T_{11}}}.$$

动叶前滞止参数与动叶前实际参数相关联, 得到

$$\frac{D_{c1}}{D_c} = \frac{P_{11}^0}{P_1^0} \sqrt{\frac{T_1^0}{T_{11}^0}}.$$

动叶后压力等于级的临界压力, 动叶前滞参数与动叶后实际参数相关联, 得到

$$\frac{D_{c1}}{D_c} = \frac{P_{11}^0}{P_1^0} \sqrt{\frac{T_1^0}{T_{11}^0}} = \frac{P_{21}}{P_2} \sqrt{\frac{T_2}{T_{21}}} = \frac{P_{cr1}}{P_{cr}} \sqrt{\frac{T_2}{T_{21}}}.$$

由于

$$\frac{T_0^0}{T_{01}^0} = \frac{T_0}{T_{01}} = \frac{T_1}{T_{11}} = \frac{T_1^0}{T_{11}^0} = \frac{T_2}{T_{21}},$$

由前式得到

$$\frac{P_{cs1}}{P_{cs}} = \frac{P_{11}^0}{P_1^0} = \frac{P_{11}}{P_1} = \frac{P_{01}}{P_0} = \frac{P_{01}^0}{P_0^0} = \frac{D_{c1}}{D_c} \sqrt{\frac{T_{01}^0}{T_0^0}}. \quad (17)$$

同理可证

$$\varepsilon_{cs1} = \varepsilon_{cs}. \quad (18)$$

对于 II 型级, (17)和(18)式也可总结为级的临界压力定理, 内容叙述同上.

2.3.3 级的伪临界压力 对于 II 型机组, 已经定义了末级级的伪临界压力, 它等于末级喷嘴超临界、动叶恰为临界时动叶后的压力(既是级后压力). 写出变工况前后喷嘴超临界、动叶

恰为临界式的连续性方程, 得到

$$\frac{D_{c1}}{D_c} = \frac{P_{01}^0}{P_0^0} \sqrt{\frac{T_0^0}{T_{01}^0}} = \frac{P_{11}^0}{P_1^0} \sqrt{\frac{T_1^0}{T_{11}^0}}. \quad (19)$$

喷嘴前滞止参数与喷嘴前实际参数相关联, 动叶前滞止参数与动叶前实际参数相关联, 得到

$$\frac{D_{c1}}{D_c} = \frac{P_{01}^0}{P_0^0} \sqrt{\frac{T_0^0}{T_{01}^0}} = \frac{P_{01}}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} = \frac{P_{11}^0}{P_1^0} \sqrt{\frac{T_1^0}{T_{11}^0}} = \frac{P_{11}}{P_1} \sqrt{\frac{T_1}{T_{11}}}.$$

考虑到 $\frac{T_0^0}{T_{01}^0} = \frac{T_0}{T_{01}} = \frac{T_1}{T_{11}} = \frac{T_1^0}{T_{11}^0}$, 伪临界压力 $p_{csb} = p_1^0 \varepsilon_c$ 及 $p_{csb1} = p_{11}^0 \varepsilon_c$, 得到

$$\frac{p_{csb1}}{p_{csb}} = \frac{P_{01}^0}{P_0^0} = \frac{P_{01}}{P_0} = \frac{P_{11}^0}{P_1^0} = \frac{P_{11}}{P_1} = \frac{D_{c1}}{D_c} \sqrt{\frac{T_{01}^0}{T_0^0}}.$$

定义伪临界压力比 $\varepsilon_{csb} = p_{csb} / p_0^0$, 由上式知 $\varepsilon_{csb1} = \varepsilon_{csb}$. 伪临界压力的有关内容也可类似地总结为前文的定理.

3 级组的临界压力

流量相等而依次串联排列的若干级称为级组. 当级组内各级的汽流速度小于临界速度时, 称级组为亚临界工况. 当级组内至少有一列叶栅的出口流速达到或超过临界速度时, 称级组为临界工况. 定义在一定的初参数下, 使级组达到临界工况的最高背压为级组的临界压力. 此时除刚达到临界的一列叶栅出口流速恰为音速外, 其余所有级的叶栅均为亚临界. 级组背压达到临界压力时, 如果出口流速达到音速的那一列叶栅不是级组的最后一列叶栅, 当背压从临界压力继续降低时, 先达到临界状态的叶栅之后某叶栅(不一定是相邻叶栅)也将达到临界状态, 该状态对应的级后压力不是级组的临界压力, 称之为级组的伪临界压力. 以此类推, 当背压继续降低时, 还会出现第2和第3伪临界压力. 不包括调节级的正常级组, 当初参数一定, 背压降低时, 最先达到临界的叶栅一般是末级动叶栅. 当容量很大时(≥ 300 MW), 末级喷嘴先达到临界状态(Ⅱ型机组), 背压再降低, 动叶开始达到临界或超临界状态. 本文仅研究不包括调节级的正常级组的变工况, 即Ⅰ型机组变工况和Ⅱ型机组变工况.

关于级组末级的变工况在级的变工况中已经详述. 由于级组变工况时, 除末级外其余各级均是亚临界工况, 用级变工况中参数关联的方法推得, 级组的临界压力(或伪临界压力)与级组各对应特征截面的压力成正比, 与临界流量和各对应特征截面温度的平方根成正比. 用 P_{cg} 表示级组的临界压力, 有

$$\frac{P_{cg1}}{P_{cg}} = \frac{P_{01z}^0}{P_{0z}^0} = \frac{P_{11z}^0}{P_{1z}^0} = \frac{P_{11z}}{P_{1z}} = \dots = \frac{P_{011}^0}{P_{01}^0} = \frac{P_{111}}{P_{11}} = \frac{P_{111}^0}{P_{11}^0} = \frac{P_{211}}{P_{211}} = \frac{D_{c1}}{D_c} \sqrt{\frac{T_{011}^0}{T_{01}^0}}, \quad (20)$$

$$\frac{T_{0z}^0}{T_{01z}^0} = \frac{T_{1z}}{T_{11z}} = \frac{T_{1z}^0}{T_{11z}^0} = \dots = \frac{T_{01}^0}{T_{011}^0} = \frac{T_{11}}{T_{111}} = \frac{T_{11}^0}{T_{111}^0} = \frac{T_{21}}{T_{211}}. \quad (21)$$

令级组的临界压力比 $\varepsilon_{cg} = p_{cg} / p_{01}^0$, 由(20)式知 $\varepsilon_{cg1} = \varepsilon_{cg}$, 即级组变工况时, 级组的临界压力比不变. 机组运行时, 出于对机组安全性和经济性的考虑, 主蒸汽温度和再热蒸汽温度不得超温 5°C 欠温 10°C . 设蒸汽初温为 540°C , (20)式中忽略温度的影响所产生的误差小于 0.74% . 因

此, 在实用变工况范围内常常忽略温度的影响.

级组临界压力或伪临界压力的有关内容也可总结为前文所述定理.

4 Sttla 流量实验部分结论的证明及 Flugle 公式的改进

Sttla 流量实验^[1]很早, 后来以 Sllta 流量实验为基础导出了著名的 Flugle 公式. Flugle 公式出现以后一直是汽轮机变工况分析的理论基础^[1, 2]. Sttla 流量实验得出级组蒸汽流量与初压 P_0 和背压 P_g 的关系曲线, 每一条曲线表示级组在某一初压下背压与流量的关系. 级组在某一初压下, 背压由大逐渐变小, 级组流量由零开始逐渐沿椭圆关系式增大. 当背压减小到一定程度时, 此时的背压称为级组的临界压力, 机组的流量不再增加而保持不变. 从不同初压描绘的不同实验曲线上看, 级组的临界压力与初压和临界流量成正比. 我们证明过的计算式表明, 级组的临界压力不仅与级组初压成正比, 而且与级组达到临界状态后的任何特征截面压力成正比, 还与临界流量和级组初温的平方根之积成正比. 我们证明的公式与 Sttla 流量实验得出的临界压力与级组初压成正比关系完全吻合. 在临界流量与临界压力成正比关系式中, 我们证明的关系式比 Sttla 流量实验更准确. Sttla 流量实验表明临界压力与临界流量成正比, 我们证明的公式表明临界压力与临界流量和级组初温平方根之积成正比. 这样, 只能认为 Sttla 流量实验是忽略级组初温的近似实验或实验时保持级组初温不变. 上节内容也是对 Sttla 流量实验部分结论的理论证明. 尽管如此, Sttla 流量实验在级组变工况理论中仍然占有重要的地位, 因为它证明了级组亚临界时级组流量与背压的变化关系满足椭圆方程.

Flugle 公式是在 Sttla 流量实验的基础上推导出来的, 推导时认为级组的级数无穷多, 临界压力为零. 因此, 得出的结果用于级数较多的级组准确性很好. 根据级组的定义, 可以认为末一级单独构成一个级组, 末一和末二两级可以构成一个级组, 末一、末二和末三 3 级也可以构成一个级组, 等等. Sttla 流量实验的实际级组由 8 级构成, 其临界压力比为 0.06. 如果级组的级数减少, 例如, 由末一、末一末二、末一末二末三构成的级组其临界压力比将很大, 忽略临界压力将带来很大误差. 下面我们将寻求用于较少级数的级组也能保证一定精度的改进型 Flugle 公式.

上节对级组的临界压力与临界压力比的论述, 不仅实用于级数较多的级组, 包括 Sttla 流量实验级组, 也适用于级数较少的机组, 包括末一级单独构成的级组. 无论级组的级数多少, 也无在任何工况下, 级组的流量总等于降低级组背压时级组内首先达到临界的那一列叶栅的流量. 级组的状态与那一列叶栅的状态一一对应, 级组为亚临界时, 那一列叶栅也为亚临界. 当级组刚达到临界状态(恰为临界状态)时, 那一列叶栅也为刚达到临界状态(恰为临界状态). 当级组超临界时, 那一列叶栅也为超临界. 用下脚标 “s” 表示级或级组的参数, 以通常符号表示那一列叶栅的参数. 众所周知, 叶栅流量可以由椭圆方程形成的彭台门系数表示, 因此, 有

$$\frac{D_s}{D_{cs}} = \frac{D}{D_c} = \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_n - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c} \right)^2}, \quad (22)$$

其中, ε_n 代表先达到临界状态的那一列叶栅的膨胀压比. 若那一列叶栅为动叶栅, ε_n 写为 ε_b . ε_c 是叶栅的临界压比, 只与工质的绝热指数有关. 将(22)式表示在坐标图上, 见图 1 中 0 曲线. 如果将 Sttla 流量实验曲线也表示在图 1 中, 实验级组的临界压比等于 0.06, 见图中的曲线 8, 该曲线也满足椭圆方程. 曲线 0 和 8 的两椭圆之间构成一狭小区域, 可以设想当级组的级数为

m 时, 其曲线也应满足椭圆方程, 不妨设该曲线方程为

$$\frac{D_s}{D_{cs}} = \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_s - a}{b} \right)^2}. \quad (23)$$

当 $\varepsilon_s = \varepsilon_{cs}$ 时, $D_s/D_{cs} = 1$, 代入(23)式得到 $a = \varepsilon_{cs}$. 当 $\varepsilon_s = 1$ 时, $D_s/D_{cs} = 0$, 代入(23)式中得到 $b = 1 - \varepsilon_{cs}$, 因此, (23)式一定可以写成

$$\frac{D_s}{D_{cs}} = \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_s - \varepsilon_{cs}}{1 - \varepsilon_{cs}} \right)^2}. \quad (24)$$

将该方程表示在图 1 中, 若级组由末一级单独构成, 见曲线 1. 当级组初参数改变时, 由上节的内容可知级组的临界压力比不变, 改变后的参数以下标另加“1”表示, 有

$$\frac{D_{s1}}{D_{cs1}} = \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_{s1} - \varepsilon_{cs}}{1 - \varepsilon_{cs}} \right)^2}. \quad (25)$$

由(24)和(25)式得到

$$\frac{D_{s1}}{D_s} = \frac{D_{cs1}}{D_{cs}} \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_{s1} - \varepsilon_{cs}}{1 - \varepsilon_{cs}} \right)^2} / \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_s - \varepsilon_{cs}}{1 - \varepsilon_{cs}} \right)^2}. \quad (26)$$

由前节内容可知

$$\frac{D_{cs1}}{D_{cs}} = \frac{P_{01}^0}{P_0^0} \sqrt{\frac{T_0^0}{T_{01}^0}}.$$

因此, (26)式可改写为

$$\frac{D_{s1}}{D_s} = \frac{P_{01}^0}{P_0^0} \sqrt{\frac{T_0^0}{T_{01}^0}} \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_{s1} - \varepsilon_{cs}}{1 - \varepsilon_{cs}} \right)^2} / \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_s - \varepsilon_{cs}}{1 - \varepsilon_{cs}} \right)^2}. \quad (27)$$

(27)式是改进型 Flugle 公式. 若令 $\varepsilon_{cs} = 0$, 则由改进型 Flugle 公式即可得到著名的 Flugle 公式原型, 即

$$\frac{D_{cs1}}{D_{cs}} = \sqrt{\frac{(p_{01}^0)^2 - p_{21}^2}{(p_0^0)^2 - p_2^2}} \sqrt{\frac{T_0^0}{T_{01}^0}}.$$

改进型 Flugle 公式拓宽了其应用范围, 改进了计算精度. 不仅可用于中间级的变工况计算, 而且还可用于末几级, 甚至末一级的变工况计算. 当然, 用于叶栅的变工况计算更为准确. 若注意到当 $\varepsilon_{s1} < \varepsilon_{cs}$, $\varepsilon_s < \varepsilon_{cs}$ 时, 记 $\varepsilon_{s1} - \varepsilon_{cs} = 0$, $\varepsilon_s - \varepsilon_{cs} = 0$, 则改进型 Flugle 公式还可应用于亚临界与超临界之间的变工况计算.

由于在改进型 Flugle 公式的推导过程中仍假定了椭圆关系式, 虽然比 Flugle 公式的精度和应用范围有了很大改进, 但改进型 Flugle 公式仍然是近似的. 表 1 比较了用于机组末级变工况计算时改进型、原型 Flugle 公式引起的误差, 其中 P_2 为末级前参数不变流量比变化时用变工况详细核算得到的实际背压, P_{21} 为用原 Flugle 公式计算得出的背压, P_{22} 为用改进型 Flugle

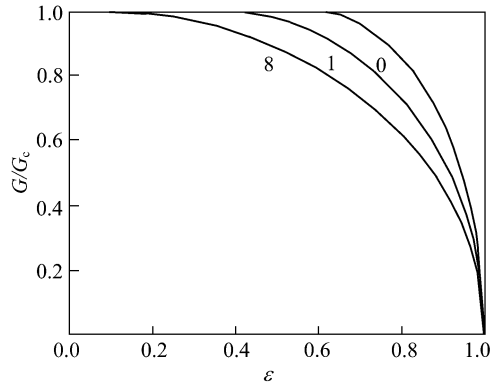


图 1 不同级数机组临界流量对比曲线

公式计算得出的背压, 计算时所用的参数为国产东方 300 MW 机组设计参数. 由表 1 可知, 在实用变工况范围内, 用原型 Flugle 公式计算末级前压力误差很大. 在接近临界工况时, 相对误差约 17%, 偏离临界工况越远相对误差越小. 当流量降低到 40%时, 相对误差为 2.32%. 用改进型 Flugle 公式计算误差很小, 相对误差比原型 Flugle 公式的计算结果小一个数量级, 在接近临界工况时的最大相对误差为 2.13%. 改进型 Flugle 公式显著改善了原型 Flugle 公式的精度.

表 1 计算误差比较

G/G_c	1	0.98	0.95	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4
P_2/kPa	11.78	15.39	17.36	19.43	22.10	23.93	25.30	26.35	27.14
P_{21}/kPa	11.78	12.86	14.29	16.32	19.50	21.93	23.84	25.34	26.51
P_{22}/kPa	11.78	15.10	16.99	19.05	21.79	23.69	25.12	26.22	27.07
$\frac{P_2 - P_{21}}{P_2} / \%$	0	16.44	17.68	16.01	11.76	8.36	5.77	3.83	2.32
$\frac{P_2 - P_{22}}{P_2} / \%$	0	1.88	2.13	1.96	1.40	1.00	0.71	0.49	0.26

5 结论

(i) 本文严格定义了级和级组的临界压力, 提出伪临界压力的概念, 并给出了由设计工况求临界压力的方法. 级或级组的临界压力以及伪临界压力正比于级或级组内各特征截面的压力参数, 同时正比于级或级组的临界流量和各特征截面温度平方根之积.

(ii) 证明了在通流面积保持不变的变工况中, 级和级组的临界压力比为一不变值.

(iii) 在级组的变工况计算中, 可先求出级组变工况后的临界压力, 与变工况后级组的实际背压比较, 可准确判断级组内的流动状态. 从而减少了逆序计算中判断叶栅是否超临界的过程嵌套层次, 并使顺序计算成为可能.

(iv) 对于回热抽汽级组, 从末一抽和末二抽对应的级内过热蒸汽状态开始顺序计算末级变工况参数, 如排汽焓、排汽干度和余速损失等, 简单准确, 为电厂热力系统监测提供了实用变工况计算方法.

(v) 本文对 Sttla 流量实验部分结论给出了证明, 推导出的改进型 Flugle 公式比原型 Flugle 公式精度高, 适用范围广.

(vi) 改进型 Flugle 公式揭示了叶栅、级和级组变工况的内在关系. 计算时均可用改进型 Flugle 公式, 不同点在于叶栅、级和级组的临界压力比不同.

参 考 文 献

1 沈士一. 汽轮机原理. 北京: 中国电力出版社, 1998
2 剪天聪. 汽轮机原理. 北京: 水利电力出版社, 1990
3 潘文全. 工程流体力学. 北京: 清华大学出版社, 1987. 197