

汽轮机的 特殊运行方式

苏联П.Н.施亞新著

電力工業出版社

統一書號：15036·519

定 价 0.70 元

汽輪机的特殊运行方式

苏联技术科学副博士П.Н.施亞新著

凌 長 卿譯

電力工業出版社

內 容 提 要

本書由苏联电站部国营地区发电厂及线路改进局編成。它具体地講述了在汽輪机处于異常状态时如何确定其最合理运行方式的問題，例如汽輪机在蒸汽规范与原設計规范不同时的运行方式；汽輪机在缺少一段或数段汽叶和隔板时的运行方式等。本書的特点是簡明扼要，沒有过多的理論敘述，在敘述每一問題时都列有簡單的計算公式并附有各种例題。因而它在我国各发电厂汽机分場的运行工作中具有实用价值。

本書供发电厂汽机分場各种不同程度的工程技术人员在实际工作中参考。

П. Н. ШЛЯХИН

ОСОБЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

ГОСЭНЕРГОИЗДАТ МОСКВА 1951

汽輪机的特殊运行方式

根据苏联国立动力出版社1951年莫斯科版翻譯

凌 長 卿 譯

*

599R146

电力工業出版社出版(北京府右街26号)

北京市書刊出版營業許可証出字第082号

北京市印刷一厂排印 新华書店發行

*

787×1092 $\frac{1}{2}$ 开本 * 48印張 * 107千字 * 定价(第10类)0.70元

1957年 7 月北京第 1 版

1957年 7 月北京第 1 次印刷(0001—4,100册)

目 录

概 論	3
第一章 确定汽輪机設計的运行条件	4
第 1 节 喷嘴調整法多段汽輪机热降的重新分配	4
第 2 节 节流調整法多段汽輪机热降的重新分配	13
第 3 节 反动式汽輪机各段热降的重新分配	20
第二章 汽輪机当蒸汽规范不符合設計值时的运行	21
第 1 节 新蒸汽压力高于設計值	21
第 2 节 新蒸汽压力低于設計值	30
第 3 节 新蒸汽温度低于設計值	32
第 4 节 排汽压力的变化	33
第 5 节 汽輪机在真空惡化的情况下运行	36
第 6 节 調整抽汽室中汽压的变化	38
第三章 反动式汽輪机在缺少中間几列叶片的情况下运行	43
第 1 节 在缺少中間几列叶片的情况下 运行时汽輪机叶片的过負荷	44
第 2 节 叶片兩側的汽压变化对叶片弯曲应力的影响	48
第 3 节 保証汽輪机叶片不过負荷运行的条件	49
第 4 节 汽輪机在通汽部分损坏的情况下 运行时的允許蒸汽流量	51
第四章 反动式汽輪机在缺少中間几列叶片时 具有代表性的运行情况	59
A. 沒有調整抽汽的軸流式汽輪机	59
I. 具有一列或兩列的速度調整段 和若干反动段的	

冲动反动合併式汽輪机	59
第 1 节 去掉反动部分第一段导向叶片和工作叶片	59
第 2 节 去掉反动部分头兩段或若干段导向叶片和工作叶片	65
第 3 节 汽輪机在缺少一段或若干段反动叶片的情况下 运行时軸向压力的变化	68
第 4 节 去掉最后一段或兩段工作叶片和导向叶片	75
第 5 节 汽輪机在缺少最后一段工作叶片的情况下 运行时軸向压力的变化	85
第 6 节 汽輪机在缺少最后几段叶片的情况下 运行时經濟性的变化	90
第 7 节 去掉汽輪机的中間一段或几段叶片	90
第 8 节 喷嘴的計算	98
第 9 节 汽輪机裝置喷嘴或节流板时的允許出力	100
第 10 节 汽輪机在缺少个别段叶片的情况下 运行时經濟性的变化	100
II. 具有調整段和部分新蒸汽导入中間段的	
反动式汽輪机	101
B. 具有調整抽汽的軸流式汽輪机	103
B. 輻流式汽輪机	104
第五章 冲动式汽輪机通汽部分缺少个别部件时 具有代表性的运行情况	105
A. 沒有調整抽汽的汽輪机	105
第 1 节 去掉第一段的工作叶片	105
第 2 节 去掉任何一中間段的工作叶片	113
第 3 节 去掉最后一段的工作叶片	116
第 4 节 去掉一中間段的隔板	117
第 5 节 去掉最后一段的隔板	121
第 6 节 在通汽部分缺少个别部件的情况下 运行时汽輪机經濟性的改变	123
B. 具有調整抽汽的汽輪机	124
第 1 节 去掉一中間段的工作叶片	124
第 2 节 去掉一中間段的隔板	124
第六章 在汽輪机运行中清扫凝汽器	125
附 录	130

概 論

在任何情況下，即使在短時而迫不得已的條件下，汽輪機的運行都應當是安全可靠的。按其構造的特殊性來說，汽輪機是這樣的一種原動機，即當它在沒有經過詳細計算的方式下運行時，它可能是不安全的。這樣的運行方式是：通汽部分各別區域通過了過量的蒸汽；通汽部分缺少某些機件而被迫運行；進汽或排汽的規範與額定數值不符等等。這時在工作葉片、隔板、緊固法蘭的螺栓或螺柱上以及推力軸承等零件上，可能產生不能允許的應力。運行記錄上不止一次地指出，工作葉片的損壞、隔板的彎曲和推力軸承的熔化等事故，都是由於這些零件過負荷而造成的。因此，當運行方式與設計不符時，決不允許汽輪機某些零件的應力超過允許數值。

但是，當汽輪機在不符合設計的特殊方式下運行時，用計算的方法來檢查其工作的安全可靠性，不是常常可能的。因此，製造廠的設計條件應當是估計汽輪機是否可在特殊方式下運行的原始資料。

當汽輪機必須轉入特殊的運行方式時，首先應當善於正確地估計汽輪機的特性對於上述各零件的強度的影響，並保證這些零件能安全可靠地運行。下面將討論汽輪機在運行中所發生的特殊運行方式，以及制定保證汽輪機安全可靠的運行方法。

第一章 确定汽轮机设计的运行条件

实际上，汽轮机常常是在不符合设计的方式下运行的。但是，应当把下面两种方式区别开来，一种方式是汽轮机各零件的应力低于设计值，另一种方式是引起各零件的应力增高。

当汽轮机蒸汽规范为设计值，通汽部分完好和负荷不超过额定值时，照例说来，各零件的应力不应高于制造厂的允许数值。当蒸汽规范与额定不符，通汽部分结垢，通汽部分缺少个别机件运行时，则甚至在轻负荷时，各零件的应力也可能高于设计值。

汽轮机各零件的应力，与各段压力降的分配或相应的热降有关。因此，为了正确地估计新蒸汽规范的变化，和其他与设计条件的不符对于汽轮机安全运行的影响，必须知道各段设计的热降分配。因此，确定了各段的热降重新分配以后，便可确定汽轮机在任何特殊方式下运行时，某些零件的应力将变化到什么程度。

关于汽轮机在不符合于设计的方式下各段热降可能的重新分配，只要对汽轮机运行的各别具体情况加以研究，便可得到最明显的概念。

第 1 节 喷嘴调整法多段汽轮机热降的重新分配

图 1 (is-图) 所示为喷嘴调整法冲动式凝汽轮机各段的热力过程。当新蒸汽规范为额定，即压力为 p_{00} ，温度为 t_{00} ，而在各调速汽门完全开启时，线 $A_0 a_1 a_2 a_k$ 表示通过汽轮机的蒸汽流量为额定时的热力过程线。当通过汽轮机的蒸汽流量为额定值时，除第一调速汽门部分开启的情况外，调整段的理想热降 h'_{00} 将最小，而所有其余非调整压力段的理想热降 H'_{00} 将最大。即第 1、第 2、第 3 等等各压力段的理想热降 h'_{00} 、 h'_{00}^I 、 h'_{00}^{II} 等等达到最大值。这些热降是根据工作叶片免受蒸汽弯曲所需的强度计

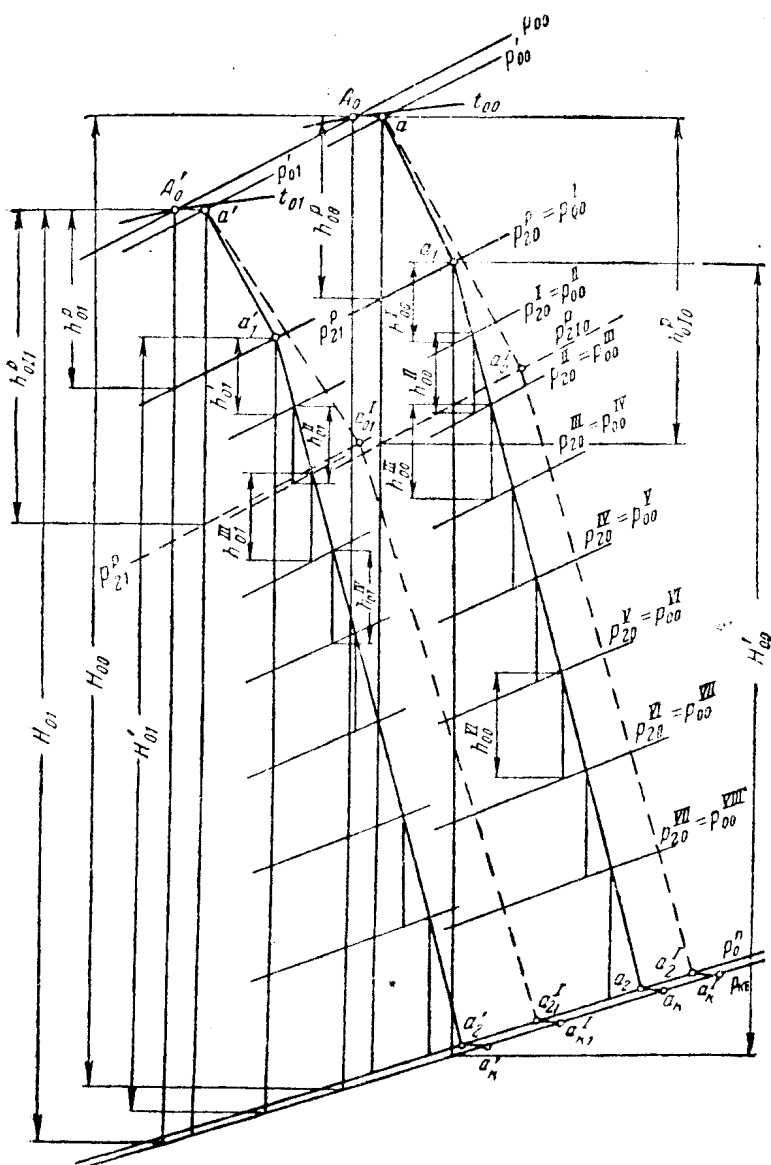


圖 1 噴嘴調整法汽輪機在 $h-s$ 圖上的熱力過程

算來確定的。

第 1、第 2、第 3 等等各壓力段隔板上的壓力降 $p_{20}^I - p_{20}^I$, $p_{20}^I - p_{20}^{II}$, $p_{20}^{II} - p_{20}^{III}$ 等等同樣將達到最大值。隔板上的上述壓力降同樣是計算數值。當工作葉片具有反动度時，隔板上的壓力降將要小些，即減去工作葉片上壓力降的數值。

汽輪機蒸汽流量的變化引起各段壓力的變化。對於真空度高的凝汽式汽輪機來說，當蒸汽所通過的噴嘴斷面不變時，各段的壓力在任何變動的運行方式下均可由下式確定：

$$p_{01} = \frac{D_1}{D_0} \times p_{00} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{00}}}, \quad (1)$$

式中 D_0 ——汽輪機在額定負荷時的每小時蒸汽流量；

D_1 ——汽輪機在變動的運行方式下每小時的蒸汽流量；

p_{01} 和 T_{00} ——在額定負荷時，任一中間段前蒸汽的壓力和絕對溫度（此處符號 00 表示汽輪機任意一段）；

T_{01} ——在變動的運行方式下，與 p_{01} 同一段前蒸汽的絕對溫度。

當汽輪機蒸汽流量變化而 p_{00} 和 t_{00} 不變時， $\sqrt{\frac{T_{01}}{T_{00}}}$ 的變化很小。因此，當汽輪機蒸汽流量減少時，由公式 (1) 可知各段的壓力將降低。這樣一來，當汽輪機蒸汽流量減少時，調整段汽室中的汽壓將降落，而調整段上的理想熱降將增加。調整段上的最大熱降將發生在一個調速汽門完全開啓的時候。此時調整段汽室中的汽壓將等於 p_{210}^p （如圖 1 虛綫所示），因而理想熱降 h_{010}^p 將達到設計的最大值。汽輪機在任何運行方式下，決不允許調整段上的理想熱降大於 h_{010}^p ，而其餘各段上的理想熱降分別不允許大於 h_{00}^I 、 h_{00}^{II} 、 h_{00}^{III} 等等。

汽輪機前新蒸汽溫度降低將使理想熱降減少。

如果新蒸汽壓力不變而等於 p_{00} 時，新蒸汽溫度由 t_{00} 降至 t_{01} ，則整個汽輪機的理想熱降將由 H_{00} 降至 H_{01} （圖 1）。

對於沒有抽汽的單流式汽輪機來說，在發電機端保持額定出

力的情况下，可以写出下列兩式：

a) 当蒸汽规范为額定时出力的方程式

$$N_{20} = D_0 H_{00} \eta_{oi0} \eta_{im} \eta_{le} \frac{1}{860}; \quad (2)$$

6) 当新蒸汽温度降低时出力的方程式

$$N_{20} = D_1 H_{01} \eta_{oi1} \eta_{im} \eta_{le} \frac{1}{860}; \quad (2a)$$

式中 D_0 和 D_1 ——当新蒸汽温度为額定和降低时，每小时通过汽輪机的蒸汽流量；

H_{00} 和 H_{01} ——当新蒸汽温度为額定和降低时，汽輪机的理想热降；

η_{oi0} 和 η_{oi1} ——当新蒸汽温度为額定和降低时，汽輪机的相对內效率；

η_{im} 和 η_{le} ——机械效率和發电机效率。

根据公式(2)和(2a)，当新蒸汽温度降低时，汽輪机的蒸汽流量可由下式确定：

$$D_1 = D_0 \frac{H_{00} \eta_{oi0}}{H_{01} \eta_{oi1}}. \quad (3)$$

在实用上，取 $\eta_{oi1} \approx \eta_{oi0}$ ，已足够准确。根据这个条件，汽輪机的蒸汽流量简化为下式：

$$D_1 = D_0 \frac{H_{00}}{H_{01}}. \quad (3a)$$

汽輪机的蒸汽流量增大，要引起各压力段工作叶片过負荷，特别是最后一段叶片，我們在下面便要談到。

在上述情况下，調整段汽室中的汽压，根据公式(1)，可由下式确定：

$$p_{21}^n = \frac{D_1}{D_0} \sqrt{\frac{T_{21}^n}{T_{20}^n}} p_{20}^n, \quad (4)$$

式中 T_{20}^n 和 T_{21}^n ——当新蒸汽规范为額定和温度降低时，調整段汽室中蒸汽的绝对温度；

p_{20}^n ——当新蒸汽规范为額定和通过汽輪机的蒸汽

流量为 D_0 时，調整段汽室中的汽压。

計算証明，当汽輪机前新蒸汽温度降低时，比值 $\frac{D_1}{D_0}$ 增長較 $\sqrt{\frac{T_{21}^p}{T_{20}^p}}$ 降低为快。因此，当 $N_{30} = \text{常数}$ 时，調整段汽室中的汽压 $p_{21}^p > p_{20}^p$ 。

一方面，新蒸汽温度降低，另一方面，調整段汽室中压力增高，結果引起調整段的理想热降減少。新蒸汽温度降低愈大，則压力 p_{21}^p 較 p_{20}^p 將愈高，而 h_{00}^p 減少也愈多(至 h_{01}^p)。

h_{00}^p 显著減少，可能引起調整輪工作叶片上反动度增高和推力軸承上軸向压力增大。这样，当 t_{00} 降低时，会造成汽輪机运行的不利条件。

当負荷为額定和新蒸汽及排汽压力为設計值时，汽輪机前新蒸汽温度降低要少許減少各压力段上的理想热降，即 H'_{01} 將小于 H'_{00} (圖 1)。可是，最后一段叶片上的理想热降甚至較設計值还要增大。故热降減少主要是發生在高压汽缸各段叶片上。上述各段叶片上的热降減少，可能引起工作叶片上反动度增加，結果引起推力軸承上軸向压力增大。这样一来，汽輪机前新蒸汽温度降低而沒有降低發電机端的負荷，不可避免地要引起最后一段叶片和隔板以及推力軸承的过負荷。

例如，当新蒸汽温度由 400°C 降低至 380°C 时，最后一段叶片上的理想热降約增加 1%。考虑通过該段的蒸汽流量的增加，叶片过負荷約为 2.5%。新蒸汽温度由 400°C 降低至 350°C ，要引起最后一段工作叶片更大的过負荷(約为 6%)。因此，当新蒸汽温度降低时，只有在降低負荷和排汽湿度不高的条件下，才可以允許汽輪机运行。各非調整段上的理想热降，根据公式(1)計算所得到的压力值，分別为 h_{01}^I 、 h_{01}^{II} 、 h_{01}^{III} 等等(圖 1)。

当負荷为額定并且新蒸汽温度降低为 t_{01} 时，汽輪机的热力过程如圖 1 中的折綫 $A'_0 a' a'_1 a'_2 a'_3$ 所示。

显然，調整段上的最大理想热降 h_{010}^p ，即設計值，將發生在

一个调速汽门完全开启的时候。因此，当新蒸汽温度降低时，为了估计调整轮工作叶片是否能安全可靠地运行，必须确定调整段在一个调速汽门完全开启时的理想热降。

当一个调速汽门完全开启时，通过汽轮机的蒸汽流量可按下式计算^①：

当汽轮机前新蒸汽压力和温度均为额定时，

$$D_{10} = 3600 \times 203 f_{c1} \sqrt{\frac{p'_{00}}{v'_{00}}} ; \quad (5)$$

当汽轮机前新蒸汽温度降低时，

$$D_{11} = 3600 \times 203 f_{c1} \sqrt{\frac{p'_{01}}{v'_{01}}} , \quad (5a)$$

式中 f_{c1} ——第一调速汽门所控制的喷嘴羣的最小截面积，公尺²；

p'_{00} 和 v'_{00} ——当新蒸汽压力和温度均为额定时，蒸汽在喷嘴前的绝对压力和比容，公斤/公分²和公尺³/公斤；

p'_{01} 和 v'_{01} ——当新蒸汽压力为额定 p_{00} 而温度降低为 t_{01} 时，蒸汽在喷嘴前的绝对压力和比容，公斤/公分²和公尺³/公斤。

当缺乏制造厂资料时，蒸汽流量 D_{10} 可按公式(5)计算。此时应当测出喷嘴的最小截面积 f_{c1} 。

当一个调速汽门完全开启和新蒸汽温度降低时，根据公式(5)和(5a)，通过汽轮机的蒸汽流量由下式确定：

$$D_{11} = D_{10} \sqrt{\frac{p'_{01} v'_{00}}{p'_{00} v'_{01}}} \approx D_{10} \frac{p'_{01}}{p'_{00}} \sqrt{\frac{T'_{00}}{T'_{01}}} . \quad (6)$$

可以足够准确地假定 $p'_{01} \approx p'_{00}$ ，故

$$D_{11} = D_{10} \sqrt{\frac{T'_{00}}{T'_{01}}} \approx D_{10} \sqrt{\frac{T'_{00}}{T'_{01}}} , \quad (6a)$$

式中 T'_{00} 和 T'_{01} ——当温度为额定 t_{00} 和降低为 t_{01} 时，新蒸汽

① 对于所有喷嘴调整法汽轮机，当仅一个调速汽门开启时，蒸汽在喷嘴内的速度均假定高于临界速度。

的绝对温度。

这样一来，通过汽轮机的蒸汽流量的增大，与喷嘴前蒸汽比容的比值的平方根成正比例。

因此，当一个调速汽门完全开启和新蒸汽温度降低时，根据公式(4)，调整段汽室中的汽压可由下式决定：

$$p_{21}'' = p_{20}'' \frac{D_{11}}{D_{10}} \sqrt{\frac{T_{21}''}{T_{20}''}} \approx p_{20}'' \frac{D_{11}}{D_{10}} \sqrt{\frac{T_{01}''}{T_{00}''}} \quad (7)$$

当一个调速汽门完全开启和新蒸汽压力及温度为额定，即 P_{00} 和 t_{00} 时，汽轮机的热力过程如虚线 $A_0 a_0 a_2^I a_K^I$ (图1) 所示。当新蒸汽温度降低和一个调速汽门开启时，汽轮机的热力过程如虚线 $A'_0 a' a_{01}^I a_{21}^I a_{K1}^I$ (图1) 所示。计算证明，当一个调速汽门完全开启时，调整段上的理想热降随着新蒸汽温度的降低要少许减小，即 $h_{011}'' < h_{010}''$ 。

例如，当温度由 400°C 降低至 380°C 时，凝汽式中压汽轮机调整段上的理想热降约减少 4.8%。在这个条件下，蒸汽流量却仅增大 1.8% 左右，即调整段上热降的减少较蒸汽流量的增大快些。因此，当新蒸汽温度降低时，调整段工作叶片上的应力要少许减少。

新蒸汽温度升高要引起相反的现象。在这种情况下，必须记住，温度的升高常常使汽轮机通汽部分零件的许可应力降低。因此，在上述情况下，对于汽轮机上述各零件的强度如果没有经过特别详细的计算，要估计汽轮机运行的安全可靠性是不可能的。本书只讨论蒸汽规范这样的变化，即不需经过特别繁难的计算便可以很有把握地保证汽轮机的安全运行。关于汽轮机前新蒸汽温度升高的情况，已超出本书讨论的范围。

当 t_{00} = 常数时，汽轮机前新蒸汽压力升高要使理想热降增大。考虑发电机端的出力不变，当新蒸汽压力升高时，根据公式(2)，出力应由下式表示：

$$N_{90} = \frac{D_1 H_{01} \eta_{oi1} \eta_{m1}}{860}, \quad (8)$$

式中 D_1 ——当出力为额定和新蒸汽压力升高时，通过汽轮机的蒸汽流量；

H_{01} ——当新蒸汽压力升高时汽轮机内的理想热降；

η_{oi1} ——当压力升高时汽轮机的相对内效率。

当新蒸汽压力降低时，如果通汽部分没有结垢，汽轮机的蒸汽流量将低于设计值。此时汽轮机内的理想热降也要减低。因此，凝汽式汽轮机在压力降低的情况下运行时，其出力将低于额定并可按下式确定：

$$N_{01} = N_{00} \frac{D_1 H_{01}}{D_0 H_{00}} = N_{00} \sqrt{\frac{p'_{01} v'_{00}}{p'_{00} v'_{01}}} \frac{H_{01}}{H_{00}} \approx N_{00} \frac{H_{01} p_{01}}{H_{00} p_{00}}, \quad (8a)$$

式中 D_1 ——当汽轮机前汽压降低时，通过汽轮机的最大蒸汽流量；

H_{01} ——当新蒸汽压力降低时，汽轮机内的理想热降；

p_{00} 和 p_{01} ——新蒸汽压力为设计值和降低时的绝对压力。

从公式(2)和(8)中1取 $\eta_{oi1} \approx \eta_{oi0}$ ，则当汽压升高和出力为额定时，通过汽轮机的蒸汽流量可由下式确定：

$$D \approx D_0 \frac{H_{00}}{H_{01}}. \quad (9)$$

因为 $H_{01} > H_{00}$ ，故蒸汽流量 $D_1 < D_0$ 。因此，当新蒸汽压力升高和汽轮机负荷为额定时，调整段室中的汽压将较新蒸汽压力为额定时低些。非调整段上的理想热降将相应地较 H'_{00} 少些。所以，各压力段工作叶片和隔板的应力将较设计的运行方式时低些。

当一个调速汽门完全开启和新蒸汽压力升高时，根据公式(6)，通过汽轮机的蒸汽流量由下式表示：

$$D_{11} = D_{10} \sqrt{\frac{p'_{01} v'_{00}}{p'_{00} v'_{01}}} \approx D_{10} \frac{p'_{01}}{p'_{00}} \sqrt{\frac{T'_{00}}{T'_{01}}}, \quad (10)$$

式中 p'_{01} 和 v'_{01} ——当新蒸汽压力升高时，调整段喷嘴前蒸汽的压力和比容；

T'_{00} 和 T'_{01} ——当压力为 p_{00} 和 p_{01} 时，调整段喷嘴前蒸汽

的絕對溫度。

因為 $\sqrt{\frac{T'_{00}}{T'_{01}}} \approx 1$, 故最後得:

$$D_{11} = D_{10} \frac{p'_{01}}{p'_{00}}, \quad (10a)$$

即通過汽輪機的蒸汽流量 D_{11} 的增長, 與噴嘴前汽壓的升高成正比例。當新蒸汽壓力升高和一個調速汽門完全開啓時, 調整段上的理想熱降接近於設計值, 這在實用上已有足夠的準確性。但實際上調整段上的理想熱降將少許高於設計值。如果忽略增加的熱降, 則可認為: 汽輪機噴嘴前新蒸汽壓力升高所引起的調整段工作葉片過負荷, 與蒸汽流量的增加成正比例。同時, 當新蒸汽壓力升高時, 由於熱力過程綫向熵小的一側移動, 使汽輪機最後幾段的濕度增大。總的說來, 當新蒸汽壓力升高時, 汽輪機在一個調速汽門完全開啓的情況下運行, 同樣應當認為是最危險的運行方式。當新蒸汽壓力升高, 汽輪機在額定負荷下運行時, 如果此時排汽的濕度沒有超出允許範圍的話(例如沒有超過10—12%), 可以認為是安全可靠的。當 t_{00} = 常數時, 隨著新蒸汽壓力的降低, 汽輪機內的熱降減少。當調整段噴嘴內的蒸汽速度為臨界速度時, 通過汽輪機的蒸汽流量可按下列式確定:

$$D_1 = 3600 \times 203 f_c \sqrt{\frac{p'_{01}}{v'_{01}}} \text{ 公斤/小時}, \quad (11)$$

式中 f_c ——調整段噴嘴的最小截面積, 公尺²;

p'_{01} 和 v'_{01} ——噴嘴前蒸汽的絕對壓力和比容, 公斤/公分² 和公尺³/公斤。

如果假設, 當蒸汽規範為設計值和負荷為額定時, 蒸汽從調整段噴嘴中流動發生臨界速度, 則當壓力降低時, 根據設計的条件, 通過汽輪機的蒸汽流量可按下列式計算:

$$D_1 = D_0 \sqrt{\frac{p'_{01} v'_{00}}{p'_{00} v'_{01}}} \approx D_0 \frac{p'_{01}}{p'_{00}} \approx D_0 \frac{p_{01}}{p_{00}}, \quad (11a)$$

式中 D_0 ——當負荷為額定和蒸汽規範均為設計值時通過汽輪機

的蒸汽流量;

p'_{00} 和 v'_{00} ——当蒸汽规范为设计值时调整段喷嘴前蒸汽的绝对压力和比容。

从最后一式中可以得出结论,即汽轮机的蒸汽流量减少与压力降低成正比例。当一个调速汽门完全开启时,蒸汽流量的减少同样与压力降低成正比例。调整段上的热降,在实用上可以认为接近于设计值。因此,当新蒸汽压力降低时,调整段叶片将在低于设计应力的情况下运行。此时,汽轮机所有各段中的压力均低于设计值。这样,叶片上的应力和隔板上的应力及挠度同样将低于设计值。

对于凝汽式汽轮机来说,当调整段的蒸汽速度低于临界速度时,在压力降低的情况下,蒸汽流量同样可按公式(11a)计算。但对于背压式汽轮机,这一公式是不适用的,而应按下式进行计算:

$$D_1 = D_0 \sqrt{\frac{(p'_{01})^2 - (p'_{20})^2}{(p'_{00})^2 - (p'_{20})^2}}, \quad (12)$$

式中 p'_{20} ——汽轮机最后一段出口的汽压,即背压力。

第 2 节 节流调整法多段汽轮机热降的重新分配

图 2 中所示为节流调整法多段汽轮机在 is -图上的热力过程。在经济负荷时,新蒸汽全部通过节流汽门进入第一段。折线 $A_0aa_2a_n$ 表示汽轮机当经济负荷时在 is -图上的热力过程。

汽轮机负荷提高至额定数值,是由于一部分新蒸汽导入一中間段汽室中而实现的。在所讨论的例子中,为第 4 段的汽室。该段叫做过负荷段。

在额定负荷下,凝汽式汽轮机过负荷汽室中的汽压可按下式确定:

$$p_{nn} = \frac{D_0}{D_3} \sqrt{\frac{T'_{n0}}{T'_{n3}}} p_{n0}, \quad (13)$$

式中 D_0 和 D_3 ——汽轮机在额定负荷和经济负荷时的蒸汽流