

高等学校学用書

汽輪机与燃气輪机的調整

下 册

苏联И. И. 基利洛夫著

電力工業出版社

高等学校教学用书

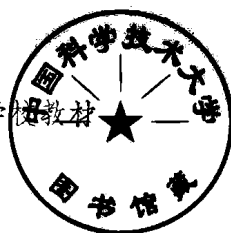
汽轮机与燃气轮机的调整

下册

苏联Н. И. 基利洛夫教授著

余克 緒译

苏联高等教育部批准作为高等工业学校教材



电力工业出版社

內 容 提 要

本書敘述汽輪機的調整，分析現行的調整系統，並研究這些系統主要構件的構造特點。

本書分兩冊出版。上冊內容包括第一、第二兩篇，下冊包括第三、第四兩篇。第一篇敘述調整靜力學。第二篇敘述調整動力學和研究調整過程的方法，並探討許多特殊調整問題（摩擦、延遲等的影響）。第三篇包括調整系統的基本知識和現代汽輪機的保护裝置。第四篇略述開式燃氣輪機裝置的調整動力學。

本書經蘇聯高等教育部批准為高等工業學校的教材，也可供從事汽輪機和燃氣輪機的設計和進行工作的工程技術人員參考。

И. И. КИРИЛЛОВ

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРОВЫХ И ГАЗОВЫХ ТУРБИН

ГОСЭНЕРГОИЗДАТ МОСКВА 1952

汽輪機與燃氣輪機的調整 下冊

根據蘇聯國立動力出版社1952年莫斯科版翻譯

余 克 緒譯

*

621R154

電力工業出版社出版（北京府右街26號）

北京市書刊出版業營業許可證出字第082號

北京市印刷一廠排印 新華書店發行

*

787×1092 $\frac{1}{2}$ 開本 * 72印張 * 155千字 * 定價（第10類）1.00元

1957年3月北京第1版

1957年8月北京第1次印刷（0001—5,100冊）

目 录

第三篇 汽輪机的調整

第九章 凝汽式汽輪发电机的調整	3
9-1. 調整任务	3
9-2. 轉子方程式	4
9-3. 蒸汽室方程式	6
9-4. 蒸汽室对調整过程的影响	8
9-5. 除去負荷时汽輪机調整的計算方法	11
第十章 利用廢汽的汽輪机的調整	21
10-1. 背压式汽輪机的調整	21
10-2. 抽汽式汽輪机的不联系調整	23
10-3. 抽汽式汽輪机的联系調整	32
10-4. 二次抽汽的汽輪机的調整	49
10-5. 帶差动繼动器的两个参数的联系自治調整	56
10-6. 具有差动繼动器的三个和三个以上参数的联系自治調整	66
10-7. 除去負荷时抽汽式汽輪机調整过程的特点	72
第十一章 液力調整	78
11-1. 液力調整的理論	78
11-2. 用一个离心泵的速度液力調整方案	93
11-3. 用两个离心泵的液力調整方案	95
第十二章 汽輪机的保护裝置	96
12-1. 預防机器加速	96
12-2. 自动停汽閥	101
12-3. 防护汽輪机軸向位移	105
12-4. 防护汽輪机蒸汽压力的增高	103
12-5. 蒸汽滑油調整器、减压閥和溢油閥	109

12-6.	自动單向閥	111
第十三章	選擇機器自動控制系統的經濟根据	114
13-1.	設計上的技術課題	114
13-2.	選擇原理上的調整方案的經濟根据	115
13-3.	統一調整系統的組合件和零件的規格	118
第十四章	調整系統的故障	120
14-1.	調整系統的調整	120
14-2.	調整系統的故障	122

第四篇 燃气輪机的調整

第十五章	燃气輪机裝置各構件的运动微分方程式	127
15-1.	調整任务	127
15-2.	轉子方程式	131
15-3.	壓縮机与燃气輪之間的容积方程式	133
15-4.	燃燒室方程式	137
15-5.	調整器方程式	140
第十六章	單軸燃气輪机裝置	141
16-1.	單軸燃气輪机裝置的調整方案	141
16-2.	机器的轉动質量对于調整过程的影响	146
16-3.	壓縮机与燃气輪之間的容积 对于調整过程的影响	149
第十七章	双軸燃气輪机裝置	155
17-1.	双軸燃气輪机裝置的調整方案	155
17-2.	壓縮机机組在調整过程中的作用	156
17-3.	气体温度和轉速的动力猝动	160
17-4.	壓縮机分別帶动的燃气輪机裝置	165
17-5.	燃气輪机的保护裝置	171
	参考文献	172

第三篇 汽輪机的調整

第九章 凝汽式汽輪發電机的調整

9-1. 調整任务

圖 120 为最簡單的凝汽式汽輪發電机的簡圖。汽輪机 2 帶动發電机 3。蒸汽經汽閥 1 流入汽輪机。汽閥与汽輪机輪叶箱之間設有蒸汽室 5。在汽輪机輪叶箱的各独立部分之間也有相当大的蒸汽室（在双缸汽輪机中，特别是具有中間过热的时候）。蒸汽最后流入凝汽器 4。

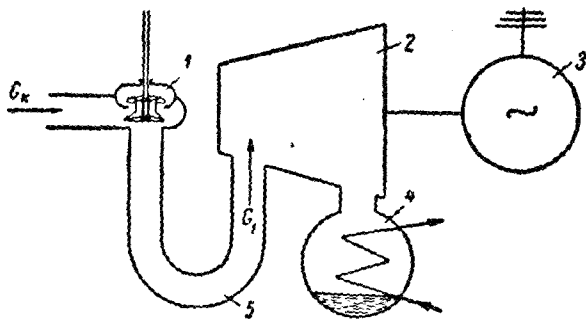


圖 120 凝汽式汽輪机簡圖

蒸汽是从鍋爐引到汽輪机来，鍋爐的积汽能力通常是如此之大，以致在調整計算时，几乎可把工質的来源看作是無限制的。因此，在調整过程中，可把汽輪机前面的蒸汽压力和温度视为不变。在积汽能力甚为微弱的蒸汽鍋爐裝置中，汽輪机調整过程和鍋爐調整过程应当一起研究。后者本書不拟加以研究。

可見汽輪机的速度調整是借調整器对工質分配机构(汽閥)發生作用而實現的。

汽閥的移动引起蒸汽的节流現象，因而使流入汽輪机的蒸汽数量和性質都發生变化，这样的調整称为节流調整。

具有几个汽閥时，汽閥的移动，由于遮掩着各組噴管，会引起噴管有效截面的变化。这样的調整称为噴管調整。采用噴管調整时，汽閥也必然引起蒸汽的节流。

新蒸汽不但可引到汽輪机輸汽部分的第一級，而且可引到中間各級。这样的調整称为旁通調整。

对于所有上述的調整方法，要从一个工作情况轉到另一工作情况，既与流入汽輪机的蒸汽流量的变化有关，也与蒸汽状态的变化有关，就是說，利用質和量的調整原則。

汽閥可赋予以各种形狀，汽閥的形狀对于汽輪机的特性有很大的影响，因而对于調整动力学也有很大的影响。

凝汽式汽輪发电机的調整任务，就是保持它們的轉速在一狹小范围之內。調整不均匀系数通常約为4%，有时可到2%。

通常采用錐形离心式調整器，以及与油压調整器联合起来的离心泵和齿輪泵作为控制机构。

直接調整很少采用，只有在功率很小的汽輪机中才被采用，这是因为要移动汽閥要求很大的力量的緣故。对于一般汽輪机，广泛地采用具有一个、两个和三个繼动器的間接調整。

虽則平稳复原調整具有許多优点，但在汽輪机中很少被人采用。

汽輪机調整的特点就是它們具有蒸汽室，在一定的情况下，蒸汽室可能对調整过程發生重大的影响。由于汽輪机旋轉机件所容許的应力甚高，所以对于汽輪发电机加速的限制必須提出严格的要求。

由此可見，在設計汽輪机时，就产生某些与实现动作可靠的自动裝置有关的复杂而重要的問題，这些自动裝置保証汽輪发电机的轉速維持在一定范围之內，并保証稳定的調整过程。

9-2. 轉子方程式

現在讓我們研究一部借助于一个汽閥来实现节流調整的凝汽式汽輪发电机的最簡單的示意圖(圖 120)。

在第六章內曾經用一般形式导出轉子方程式(6-10)。在研究凝汽式汽輪机調整动力学时，多半可以忽略凝汽器压力的变化对調整过程

的影响。可以認為在第一列噴管前的蒸汽温度与蒸汽室内压力有代数上的关系。在这两种假設情况下，汽輪机的轉矩仅与第一列噴管前的蒸汽压力 p_1 和旋轉角速度 ω 有关，即

$$M_T = f(p_1, \omega).$$

这时轉子方程式(6-10)將会有下列的簡單形式:

$$\frac{dq}{dt} = \frac{c_1}{T_\rho} - \frac{q}{T_\varphi}, \quad (9-1)$$

式中

$$\rho = \frac{\Delta p_1}{p_{10}},$$

$$T_\rho = \frac{I \omega_0}{\frac{\partial M_T}{\partial p_1} p_{10}}, \quad (9-2)$$

$$T_\varphi = \frac{I}{\frac{\partial M_T}{\partial \omega}}. \quad (9-3)$$

如果汽閥与第一列噴管間的蒸汽室很小，則可認為汽輪机的蒸汽流量完全由汽閥的位置 m 或机构上与汽閥联系的繼动器的位置所决定，即

$$M_T = f(m, \omega).$$

于是轉子的运动可用方程式(6-20)表示:

$$\frac{dq}{dt} = \frac{\mu}{T_\mu} - \frac{q}{T_\varphi}, \quad (9-4)$$

式中

$$\mu = \frac{\Delta m}{m_{\text{最大}}},$$

$$T_\mu = \frac{I \omega_0}{\frac{\partial M_T}{\partial m} m_{\text{最大}}}. \quad (9-5)$$

而 T_φ 的值見(9-3)式。

汽輪机通常用几个汽閥来控制。这个情况并不使調整动力学的研究發生困难，因为如用 m 表示各个汽閥或使它們移动的繼动器依次移动的总和，并用圖解法表示轉矩与这个量 m 的关系，則很容易算出各动力常数中的导数。

9-3. 蒸汽室方程式

設汽閥與第一列噴管之間有由管道與汽輪機內各室所構成的蒸汽室5(圖120)。我們用 Γ 表示汽閥與噴管間的蒸汽容積。當繼動器和與繼動器聯系的汽閥移動時，蒸汽流過汽閥的流量 G_{κ} 和流入汽輪機的流量 G_1 就發生變化。流入汽輪機的蒸汽流量 G_1 僅與汽輪機該段前后的蒸汽狀態有關，而其隨蒸汽參數而變化的關系可由公式(6-17)或(6-18)決定。

在所研究的凝汽式汽輪機圖中，反壓力 p_2 與壓力 p_1 比較起來，為數很小，溫度 T_1 變化也不大。因此在粗略計算時，可取

$$G_1 = G_{10} \frac{p_1}{p_{10}}. \quad (9-6)$$

由汽閥控制的蒸汽流量，系根據與其規定的構造形式有關的實驗曲線來決定。這個流量亦可根據下面的公式[文獻35]算出：

$$G_{\kappa} = 4.462 q_{\kappa} f \sqrt{\frac{p_0}{v_0} \left[1 - 1.09 \left(1 - \frac{p_1}{p_0} \right) - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^2 \right]},$$

式中 f ——汽閥有效截面，公尺²； (9-7)

p_0, v_0 ——初始壓力和比容，公斤/公尺²和公尺³/公斤；

p_1 ——汽閥后面的壓力，公斤/公尺²；

G_{κ} ——由汽閥控制的蒸汽流量，公斤/公尺²；

q_{κ} ——流量系數，用實驗方法決定。

汽閥與汽輪機兩者的蒸汽流量的差引起該空間內蒸汽比重的變化，如下式所示：

$$(\Delta G_{\kappa} - \Delta G_1) dt = \Gamma d\gamma. \quad (9-8)$$

流量 G 的大小決定于汽閥的開度，即是說，決定于座標 m 所確定的繼動器的位置和汽閥后面的壓力 p_1 （汽閥前面的壓力 p_0 假定為常數）。因為汽閥后面的蒸汽溫度可認為與蒸汽室內的壓力 p_1 有代數學上的關系，所以流量 G_1 僅僅是 p_1 的函數。因此，對於小波動來說，下列二式將是有效的：

$$\Delta G_{\kappa} = \frac{\partial G_{\kappa}}{\partial m} \Delta m + \frac{\partial G_{\kappa}}{\partial p_1} \Delta p_1; \quad (9-9)$$

$$\Delta G_1 = \frac{\partial G_1}{\partial p_1} \Delta p_1. \quad (9-10)$$

將(9-6)和(9-7)二式微分，則很容易求得(9-9)和(9-10)二式中的偏微分导数如下：

$$\frac{\partial G_1}{\partial p_1} = \frac{G_{10}}{p_{10}};$$

$$\frac{\partial G_K}{\partial p_1} = \frac{2.231 q_K f \left(1.09 - 2 \frac{p_{10}}{p_0} \right)}{\sqrt{p_0 v_0 \left[1 - 1.09 \left(1 - \frac{p_{10}}{p_0} \right) - \left(\frac{p_{10}}{p_0} \right)^2 \right]}}. \quad (9-11)$$

上式仅仅在比值 $\frac{p_1}{p_0}$ 大于临界比值时才是正确的，而且总是 $\frac{\partial G_K}{\partial p_1} < 0$ 。如比值 $\frac{p_1}{p_0}$ 小于临界比值，则 $\frac{\partial G_K}{\partial p_1} = 0$ 。

当計算上述导数时，如蒸汽的流量与其参数有更加复杂的关系时，可采用圖解法。

讓我們研究蒸汽室內蒸汽状态变化的多变过程 ($p v^n = \text{常数}$)。作了恰恰和第 6-2 节中一样的計算之后，則得蒸汽室的方程式如下：

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\mu}{R_u} - \frac{p_1}{R_p}, \quad (9-12)$$

式中

$$\mu = \frac{\Delta m}{m_{\text{最大}}},$$

$$p_1 = \frac{\Delta p_1}{p_{10}},$$

$$R_u = - \frac{\Gamma G_{10}}{n \frac{\partial G_K}{\partial m} m_{\text{最大}}}, \quad (9-13)$$

$$R_p = \frac{\Gamma G_{10}}{n \left(\frac{\partial G_1}{\partial p_1} - \frac{\partial G_K}{\partial p_1} \right) p_{10}}. \quad (9-14)$$

式中 n ——多变指数。

9-4. 蒸汽室对调整过程的影响

讓我們研究具有蒸汽室的凝汽式汽輪机(圖 120)。为了要得到更明显的結果,一开始我們假定为速度直接調整。

对于直接調整,所研究的动力系統的运动可用下列各式表示。

轉子方程式(9-1):

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{\rho_1}{T_\rho} - \frac{\varphi}{T_q}; \quad (9-15)$$

蒸汽室方程式(9-12):

$$\frac{d\rho_1}{dt} = \frac{\mu}{R_\mu} - \frac{\rho_1}{R_\rho}; \quad (9-16)$$

調整器方程式:

$$\dot{\zeta} = -\frac{\varphi}{\delta}, \quad (9-17)$$

而且对直接調整來說(看第 6-5 节),

$$\dot{\zeta} = -\mu.$$

我們写出这个系統的特性方程式:

$$\omega^2 + \left(\frac{1}{T_q} + \frac{1}{R_\rho} \right) \omega + \frac{1}{T_q R_\rho} + \delta \frac{1}{T_q R_\mu} = 0.$$

將方程式(9-15)——(9-17)与第 7-7 节中間接調整所得的方程式比較,則显而易见,如果設 $T_\rho = T_\mu$; $R_\mu = T_s$; 而 $z = \frac{R_\mu}{R_\rho}$, 則蒸汽室对于調整过程的影响,恰如繼动器对于間接調整的影响一样。因此要研究蒸汽室的影响,可利用第 7-7 节中为間接調整所作的結論,圖 120 的曲綫也包括在內。利用这个圖可以估計蒸汽室对于轉速的动力猝动的影响^①。

① 所說的曲綫可以推广到所研究的調整方案,因为对于所比較的两个方案來說,初始条件相同,因而积分常数 C_1 和 C_2 也相同。实际上对于所研究的調整方案來說,当 $t=0$ 时,得

$$\varphi_0 = \dot{\zeta}_0; \mu_0 = -\dot{\zeta}_0; \frac{d\rho_1}{dt} = 0;$$

从方程式(9-16)可得出

$$\rho_{10} = \frac{\mu_0}{R_\mu} - \frac{\rho_1}{R_\rho} = -\frac{\dot{\zeta}_0}{z}.$$

对于間接調整，如果忽略自动調整的性能，則对数減縮的数值可用公式(7-84)来表达：

$$d = \frac{2\pi}{\sqrt{4k_1 - 1}},$$

式中 $k_1 = \frac{T_s}{z^2 \delta T_\mu}$.

对于所研究的动力系统，阻尼減縮的公式也是一样，此时

$$k_1 = \frac{R_\rho^2}{\delta T_\rho R_\mu}.$$

可見 R_ρ 之值为数很大时，对于調整过程是有害的。

随着 k_1 值的增加，轉速的动力猝动也增加(圖120)。

因为动力常数 R_ρ 和 R_μ 是与处在所研究空間中的蒸汽重量成比例的，所以可以作出結論：处在汽閥与汽輪机第一列噴管之間的蒸汽重量过大者，不利于調整过程，因其会增加轉速的动力猝动而减小阻尼減縮。

調整器內的固定摩擦对于調整过程的影响，可在上述常数交换的条件下，用为間接調整而作的圖(圖110)来研究。根据像第7-9节中所說的理由，可作出結論說，在有蒸汽室时，当准則(7-28)

$$k_1 = \frac{R_\rho^2}{\delta T_\rho R_\mu} \text{ 和 } k_2 = \frac{R_\rho}{T_\eta}.$$

达一定数值时(按照圖110)，摩擦可能引起自动振动。

对于繼动器時間不能認為小到可以忽略的間接調整，在联立方程式(9-15)——(9-17)中，等式 $\xi = -\mu$ 必須用繼动器的微分方程式(7-28)来代替：

$$T_s \frac{d\mu}{dt} = -\xi - z\mu. \quad (9-18)$$

对于間接調整，把微分方程式(9-15)——(9-18)加以研究，而忽視机器的自动調整能力($T_\eta = \infty$)，則导致如下的稳定性准則：

$$\frac{1}{R_\rho} + \frac{z}{T_s} - \frac{R_\rho}{z\delta R_\mu T_\rho} > 0. \quad (9-19)$$

既然蒸汽室的方程式类似于繼动器的方程式，則对于間接調整来

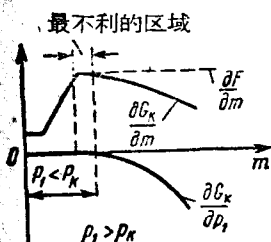


圖 121 $\frac{\partial G_k}{\partial m}$ 和 $\frac{\partial G_k}{\partial p_1}$ 随汽

閥开度而变化

动力常数 R_u 和 R_p 随工作情况而猛烈地

变化。因此就产生了一个問題：应当选择怎样的情况作为最不利的情况来計算呢？

汽輪机的工作情况不同， R_u 和 R_p 式中的导数 $\frac{\partial G_k}{\partial p_1}$ ， $\frac{\partial G_1}{\partial p_1}$ 和 $\frac{\partial G_k}{\partial m}$ 也都起变化。如果在全部工作情况下，取 $\gamma_{10} \approx \text{常数}$ ，則 R_u 和 R_p 将仅取决于所指出的导数。現在我們將 $\frac{\partial G_k}{\partial m}$ 和 $\frac{\partial G_k}{\partial p_1}$ 的变化表示为汽閥开度的函数(圖 121)。

表示 $\frac{\partial G_k}{\partial m}$ 取决于汽閥行程 m 的曲綫，在汽閥后面压力低于临界压力 p_k 之区域内，是以某种比例尺来描繪汽閥窗口的形状，因为

$$\frac{\partial G_k}{\partial m} = G_f \frac{\partial f}{\partial m}$$

式中 G_f ——在单位時間內流过汽閥窗口单位面积的蒸汽流量(在 $p_1 = \text{常数}$ 时，流量 G_f 始終不变)，而 $\frac{\partial f}{\partial m}$ ——汽閥窗口随行程而开放的面积的变化，而且 $\frac{\partial f}{\partial m} = b$ ，此处 b ——在位置 m_0 时汽閥窗口的宽度。

在汽閥后面蒸汽压力高于临界压力的区域内， G_f 的数值小于声速区域内的数值，因而影响导数 $\frac{\partial G_k}{\partial m}$ (圖 121) 的数值。可見当压力 p_1 达

到临界值的左右时，这个导数达到最大值。

在汽閥后面压力低于临界压力的区域内， $\frac{\partial G_{\kappa}}{\partial p_1}$ 有一最大值，因为在这个区域内， $\frac{\partial G_{\kappa}}{\partial p_1} = 0$ ，而当蒸汽的速度小于声速时， $\frac{\partial G_{\kappa}}{\partial p_1} < 0$ 。

这样，对于圖 121 所示的情况来说，在某一阶段上，这两个偏微分导数 $\frac{\partial G_{\kappa}}{\partial m}$ 和 $\frac{\partial G_{\kappa}}{\partial p_1}$ 同时获得最大值。因之与这个区域相当的工作情况，对于调整的稳定性，将是最不利的，因为在不等式 (9-19) 中， R_p 获得最大值，而 R_{μ} 获得最小值的缘故。如果汽輪机的分配机构由几个依次开启的汽閥所构成，则变数 p_1 将代表在振动时打开的汽閥后面的压力，要计算导数 $\frac{\partial G_1}{\partial p_1}$ 和 $\frac{\partial M_T}{\partial p_1}$ ，必须根据热计算来绘制特别的曲线圖。

汽輪机各段間所包含的蒸汽空間，也对調整过程产生不良影响[文献 34]。例如在中間蒸汽过热的汽輪机中，在为給水再生加热或为其他目的而大量抽汽的汽輪机中，通常具有这种尺寸巨大的蒸汽空間。

作为一个例子，讓我們繪出在节流汽閥与第一列噴管之間具有巨大蒸汽室的凝汽式汽輪机的間接調整过程。

在 $z = 1$ 和 $T_g = \infty$ 的情况下，綜合微分方程組 (9-15) — (9-18) 的特性方程式为

$$u^3 + \left(\frac{1}{T_s} + \frac{1}{R_p} \right) u^2 + \frac{1}{R_p T_s} w + \frac{1}{R_{\mu} T_s \delta T_p} = 0.$$

設各动力常数具有如下的数值：

$$T_p = 10 \text{ 秒}; T_s = 0.8 \text{ 秒}; R_p = 0.27 \text{ 秒}; R_{\mu} = 0.2 \text{ 秒}; \\ \delta = 0.04 \text{ 秒}.$$

將各动力常数的数值代入特性方程式，得

$$w^3 + 4.95u^2 + 4.63w + 15.6 = 0.$$

解这三次方程式，得

$$w_1 = -4.68 \text{ 秒}^{-1}; p = -0.14 \text{ 秒}^{-1}; q = 1.82 \text{ 秒}^{-1}.$$

因为 w_1 和 p 都小于零，所以可以預見过程是收斂的；写出稳定性准則 (9-19)，此点就可以相信了。

φ 的变化过程可用下式表达:

$$\varphi = C_{1\varphi}e^{-4.68t} + e^{-0.14t}(C_{2\varphi}\cos 1.82t + C_{3\varphi}\sin 1.82t). \quad (9-20)$$

現在假定除去負荷相对值为 $\lambda=0.3$ 的負荷。那末当 $t=0$ 时,

$$\varphi_0 = -\delta\lambda = -0.04 \times 0.3 = -0.012;$$

$$\mu_0 = \lambda; \dot{\mu} = 0; \rho_0 = 0.$$

由此得:

$$\rho_0 = \frac{\mu_0}{R_\mu} - \frac{\rho_0}{R_\rho} = 0,$$

或

$$\rho_0 = \frac{R_\rho}{R_\mu} \mu_0;$$

$$\dot{\varphi}_0 = \frac{\rho_0}{T_\rho} = \frac{R_\rho}{R_\mu} \frac{1}{T_\rho} \mu_0;$$

$$\ddot{\varphi}_0 = \frac{\rho_0}{T_\rho} = 0.$$

將从方程式(9-20)所得的式子代替 $\varphi_0, \dot{\varphi}_0$ 和 $\ddot{\varphi}_0$, 并以 R_μ, R_ρ 和 T_ρ 之值代入, 得

$$C_{1\varphi} + C_{2\varphi} = -0.012;$$

$$-4.68C_{1\varphi} - 0.14C_{2\varphi} + 1.82C_{3\varphi} = 0.0405;$$

$$21.90C_{1\varphi} - 3.29C_{2\varphi} - 0.50C_{3\varphi} = 0.$$

解这个联立代数方程式, 得

$$C_{1\varphi} = -0.0012; C_{2\varphi} = -0.0108; C_{3\varphi} = 0.0183;$$

$$\varphi = -0.0012e^{-4.68t} + e^{-0.14t}(-0.0108\cos 1.82t + 0.0183\sin 1.82t).$$

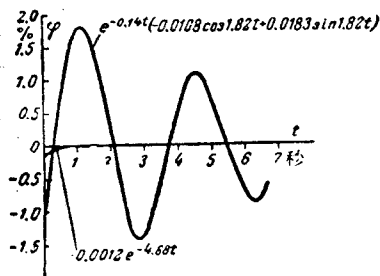


圖 122 汽閥與噴管間具有蒸汽室的凝汽式汽輪機的調整过程(曲綫化了)

由上式可知在这种情况下, 由其第一指数項所决定的数值, 在調整过程中佔着極不重要的地位。調整过程表示在圖 122 中。

如蒸汽室的影响小到可以忽略不計, 則凝汽式汽輪機的間接調整, 可用二阶微分方程組来表达, 第七章所作的一切結論, 对于这个微分方程組都是正确的。

9-5. 除去負荷時汽輪機調整的計算方法

當電網中發生事故時，可能突然從汽輪發電機除去全部或大部分負荷。這時改變蒸汽流入汽輪機的數量的調整閥，當然從開始除去負荷時的位置轉到完全除去負荷時與空轉相適應的新的平衡位置。當調整閥移向其新平衡位置時，蒸汽繼續流入汽輪機，發出剩餘功率（與平衡功率比較起來），同時蒸汽又積聚在汽輪機內。這時的剩餘功率完全消耗於增加轉子的轉速，此轉速可能超出容許極限，這就引起自動保安器發生作用，而整個機組即告停止。

在不完全除去負荷時，汽輪發電機也可能達到不可容許的加速，在這種情況下，用自動保安器將機組斷路，可能給用戶帶來巨大損失。如果自動保安器在除去部分負荷時就發生作用，則除了運轉更加困難之外，還減低機器的可靠程度。

在除去負荷時調整的任務是，使在最不利的情況下，即在完全除去負荷的情況下，轉子的轉速低於自動保安器開始動作的極限轉速。

自動保安器的轉速，通常調整到超過正常轉速的10—12%。因此在完全除去負荷時，不應容許轉速增加超過8—10%以上。此時應當規定約留2%作為儲備，以防在運轉中調整工作的稍有惡化。如果汽輪發電機的機件十分堅固，則自動保安器可調整到大于上面所述的轉速。

必須特別注意於巨大汽輪機調整裝置的設計，因為這個任務是極其艱巨的，因此在除去負荷時，由於調整工作不好，巨大汽輪發電機發生毛病最多。

在除去負荷時，汽輪發電機發生加速現象，這主要是由於新蒸汽流過汽閥，而積聚在調整閥和汽輪機最後一級間所有空間的蒸汽又膨脹所造成的。

在給水加熱器中，熱凝結水的儲存也對汽輪發電機的加速發生巨大的影響。這個影響在某種程度上可用單向閥消滅，而且在巨大汽輪發電機中，應當規定帶強制降落的單向閥，這就是說，具有在除去巨大負荷時自動發生作用的繼動器。

調整系統內的摩擦、余隙等，對於汽輪發電機的加速也可能發生巨大的影響。

具有巨大蒸汽室的汽輪機，在其除去負荷時的調整的計算，必須考慮到新蒸汽流入汽輪機和積聚在汽輪機內的蒸汽同時發生的影響。

如果調整特性曲線近似於直線，即是說，就各種工作情況而言，常數 T 、 R 等都變化很小，那末要繪制調整過程圖，可利用第 9-4 節中考慮了最重要因素（例如在調整閥與第一列噴管之間的蒸汽室，如果有獨立設置的蒸汽箱的話）之後所導出的運動微分方程式。綜合微分方程式的解法是按照第 7-7 節的指示來進行的，而且還可利用圖 102 和 104 的曲線。在進行計算時，必須注意到調整系統所有機件的位置（對限制器而言），因為達到任何限制器之後，調整方程式和積分常數都改變了。

如有了機器的特性曲線（此種情況在實踐中是通常遇到的），則採用近似計算的直線積分方法（第 5-7 節），可作出更準確的調整過程圖。現在讓我們研究上述的計算方法。

設在除去負荷之前，汽輪發電機的轉子的轉速為 n ，發出最大功率為 $N_{\text{最大}}$ 。

在除去全部負荷時，汽閥初時是處在與最大功率相當的位置，可是只有抵抗轉子自由旋轉的阻力存在。因此有了剩餘功率，此剩餘功率略大於在除去負荷以前壓制發電機的功率。

在剩餘功率 N 的影響下，轉子的加速度由下式決定：

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} I \omega^2 \right) = N,$$

或

$$I \omega \frac{d\omega}{dt} = N,$$

式中 I ——汽輪機和發電機兩轉子的簡化轉動慣量；

ω ——旋轉角速度；

N ——剩餘功率。

變為有限差數時，我們得到的不是上面的方程式而是近似的方程式：