

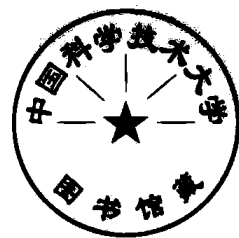
汽轮机调节

〔苏联〕A. B. 雪格里雅耶夫 C. Г. 斯密尔尼茨基著

上海科学技术出版社

汽 轮 机 调 节

〔苏联〕 A. B. 雪格里雅耶夫 著
C. Γ. 斯密尔尼茨基



上 海 科 学 技 术 出 版 社

內 容 提 要

本书研究了汽轮机调节的静态特性和动态过程,列出了调节系统各元件的运动微分方程以及这些方程组的积分。此外,还研究了供热式和凝汽式汽轮机调节系统中各元件的结构。

本书可作为高等院校热能动力与动力机械制造专业的教学用书,也可供汽轮机制造厂的设计人员和热电厂的运行技术人员参考。

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРОВЫХ ТУРБИН

А. В. Щегляев, С. Г. Смелницкий

Госэнергоиздат • 1962

汽 轮 机 调 节

上海科学技术出版社出版 (上海瑞金二路450号)

上海市书刊出版业营业许可证出093号

商务印书馆上海厂印刷 新华书店上海发行所发行

开本 787×1092 1/18 印张 15 插页 10 排版字数 408,000

1965年3月第1版 1965年3月第1次印刷

印数 1—5,000

统一书号 15119·326 定价(科六) 2.20 元

原 序

这本书是在莫斯科动力学院动力机械制造系讲授“汽轮机调节”这门课程的基础上写成的。

第一章里,概要地介绍了汽轮机调节的基本概念,以及汽轮机并列或单独运行时的调节特点,并研究了最简单的调节、供油和保安系统。此外,还导出了调节对象方程。这一章可以帮助读者了解有关汽轮机调节的一些基本概念。随后各章分别详细地讨论了调节系统各元件的性能,列出它们的运动方程,分析在稳定或过渡工况下系统的工作。通过这些分析,可以选定各时间常数,并进行调节元件的结构计算。

本书的阐述层次,基本上是重复了1938年出版的雪格里雅耶夫(A. B. Щегляев)的同名著作[参考文献41],并可看成是该书的修订本。新版书把汽轮机变动工况一章完全删去,因为这个问题在汽轮机原理课中研究配汽计算时,必定要讨论它。近来,汽轮机调节系统和供油系统已紧密联系在一起了,因而把后者单独写成一章。此外,有关汽轮机保安装置的结构原理也另立一章。由于中间再热式汽轮机已广泛采用,在本书里也对该类型汽轮机的若干调节问题进行了研究。

本书第一版中的插图大都采用外国的调节系统图例,在本版中的图例,除了最基本的以外,都取自苏联国内运行的典型结构。在苏联汽轮机调节系统的发展过程中,全苏热工研究所(ВТИ)的蒸汽与燃气轮机研究部门(液动调节系统)、和莫斯科动力学院(МЭИ)的蒸汽与燃气轮机教研室的贡献起了重要作用。МЭИ运用了控制大功率汽轮机的高速弹性调速器。编写本书时,很多有关问题都采用这些单位的试验结果。

汽轮机教研室斯密尔尼茨基(С. Г. Смельницкий)讲师编写本书的第四章,雪格里雅耶夫教授编写其余各章,并审阅全书。其中许多图例及计算示例系教研室研究生布尔金(А. Е. Булкин)所作。

不少汽轮机制造厂的设计部门,为本书提供了各自制造的汽轮机调节系统的丰富和宝贵的资料,作者谨向他们致以热诚的谢意。

作 者

簡 称 表

ВТИ——以 Ф. Э. 捷尔仁斯基命名的全苏热工研究所

КТЗ——卡卢加汽轮机厂

ЛМЗ——列宁格勒金属工厂

МЭИ——莫斯科动力学院

НЗЛ——以 В. И. 列宁命名的涅夫斯基(涅瓦)机器制造厂

ТМЗ——汽轮机厂

ХТИЗ——以 С. М. 基洛夫命名的哈尔科夫汽轮机厂

ЦКТЗ——以 И. И. 波尔祖诺夫命名的中央锅炉汽轮机研究所

目 录

原 序

第一章 调节任务及基本概念.....1

- 1-1 基本概念1
- 1-2 汽轮机调速原理3
- 1-3 汽轮机转速变换装置(同步器)7
- 1-4 调节系统实例.....10
- 1-5 发电机并列运行时的调节.....13
- 1-6 汽轮机调节静态特性线的合理形状.....15
- 1-7 调节不灵敏度.....16
- 1-8 调节系统的静态设计基础.....17
- 1-9 汽轮机调节的过渡过程.....18
- 1-10 汽轮机保安装置.....20
- 1-11 蒸汽压力的调节.....21

第二章 汽轮机调节阀门24

- 2-1 调节阀门的结构.....24
- 2-2 调节阀门通流截面积的确定.....29
- 2-3 调节阀门的型线设计.....33
- 2-4 调节阀门传动机构的凸轮型线设计.....35
- 2-5 传给调节阀门杆的作用力.....38
- 2-6 K-50-90 汽轮机调节阀门和配汽机构的计算实例.....41

第三章 调节系统的伺服机和滑阀 ...48

- 3-1 具有断流滑阀和往复运动活塞的双面式伺服机.....48
- 3-2 具有断流滑阀的单面式伺服机.....53
- 3-3 旋转活塞式伺服机.....54
- 3-4 具有继流滑阀与变脉冲油压的伺服机.....56
- 3-5 脉冲油压和继流滑阀通流截面之间的关系.....59
- 3-6 滑阀套筒上油窗型线的设计.....60
- 3-7 具有继流滑阀并且脉冲油压恒定的伺服机.....62

3-8 调节系统中的液压遮断.....64

3-9 作用在滑阀上的力及其平衡法.....67

3-10 具有断流滑阀的伺服机活塞运动方程.....72

3-11 伺服机旋转活塞的运动方程.....75

3-12 滑阀的运动方程.....76

3-13 具有继流滑阀的伺服机活塞运动方程.....78

第四章 汽轮机调节器84

- 4-1 离心调速器.....84
- 4-2 调速器的不灵敏度.....87
- 4-3 调速器内横向弹簧本身离心力的影响.....89
- 4-4 调速器的运动方程.....91
- 4-5 调速器的固有振动频率.....92
- 4-6 离心调速器构造实例.....93
- 4-7 调速器计算实例.....99
- 4-8 调压器100
- 4-9 调压器的构造实例103
- 4-10 液压调速器107
- 4-11 加速度调节器109
- 4-12 以速度和加速度作冲量的调节 ...110
- 4-13 汽轮机调节系统的微分器113
- 4-14 等值调节器115

第五章 汽轮机的供油.....119

- 5-1 供油系统119
- 5-2 汽轮机油泵122
- 5-3 油系统中的射油器128
- 5-4 油减压阀和逆止阀130
- 5-5 油箱133

第六章 调节的过渡过程.....137

- 6-1 只有一级放大的汽轮机调速系统138
- 6-2 两级放大的汽轮机调速系统144

6-3	有关解描写调节过渡过程的方程组的若干说明	149
6-4	调节系统的稳定性条件	157
6-5	蒸汽容积对调节过程的影响	160
6-6	以速度(转速)和加速度作冲量的调节	161
6-7	等值调节	166
第七章	凝汽式汽轮机的调节和供油系统实例	168
7-1	KT3 汽轮机的调节	168
7-2	JM3 高压系列汽轮机的调节	169
7-3	JM3 K-100-90-2 汽轮机的 MЭИ 调节系统	170
7-4	JM3 K-100-90-6 汽轮机的调节	174
7-5	XTT3 K-100-90 汽轮机的调节	176
7-6	凝汽式汽轮机调节系统的计算实例	177
第八章	中间再热式汽轮机的调节	183
8-1	中间再热式汽轮机的特点	183
8-2	中间再热式汽轮机的调节系统实例	186
8-3	中间再热式汽轮机的调节稳定性	192
第九章	背压式汽轮机的调节	197
9-1	背压式汽轮机的工作特点	197
9-2	背压式汽轮机调节的过渡过程	200
9-3	背压式汽轮机调节系统实例	206
第十章	中间抽汽式汽轮机的调节	209

10-1	抽汽式汽轮机的调节原理	209
10-2	选择符合自整条件的传动比	213
10-3	位置图	215
10-4	抽汽式汽轮机的液动调节	217
10-5	一次抽汽式汽轮机的调节稳定性	221
10-6	两次抽汽式汽轮机的调节	223
10-7	两次抽汽式汽轮机调节系统的位置图	227
10-8	抽汽式背压汽轮机的调节	229
第十一章	中间抽汽式汽轮机的调节系统实例	232
11-1	JM3 T-25-90 汽轮机的调节	232
11-2	BBC 汽轮机的调节	235
11-3	布梁斯基工厂 ПТ-12-35 汽轮机的调节	237
11-4	KT3 ПТ-12-35 汽轮机的调节	238
11-5	烏拉尔汽轮机厂 ПТ-25-90 汽轮机的调节	240
11-6	JM3 ПТ-50-130 汽轮机的调节	243
第十二章	汽轮机的保安装置	247
12-1	保安装置的任务	247
12-2	超速保安装置	248
12-3	JM3 K-100-90-6 汽轮机的保安装置设计	254
12-4	轴向位移替续器	257
12-5	汽轮机装置的辅助调节器	259
参考文献		261
附录		264

第一章 調節任务及基本概念

1-1 基本概念

汽輪机运行状态应滿足和从动机器工作条件有关的一系列要求。例如，若汽輪机拖动交流发电机，則交流电的頻率应保持不变，也就是即使供电負荷发生变化而汽輪机的轉速不应改变。如果它拖动的是高炉鼓风机，为要使送进高炉的风量保持不变，就要改变汽輪机的轉速。假使汽輪机既拖动发电机又要供热，这时，在保持供电頻率不变的同时，还須使送往热用戶去的蒸汽压力保持不变。

为了实现上述要求，汽輪机就要配备調節系統。

从下述拖动发电机的汽輪机轉速調節例子里，我們能清楚地看到調節系統要完成的任务。

图 1-1 上表示汽輪机中由蒸汽流产生的轉矩和轉速之間的关系曲綫。每条曲綫都对应着不变的进汽量。当进汽量增加时， M_T 綫就往上轉，而且变得更陡了。在图 1-1 中， M_r 曲綫表示在不同負荷下发电机軸上的轉矩。

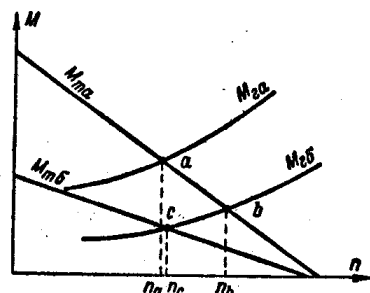


图 1-1 汽輪机和发电机轉矩特性

現在考察由 M_{Ta} 和 M_{ra} 曲綫交点所决定的汽輪机工况点 a 。若切断用电装置，使发电机特性改变到 M_{rb} 曲綫上，这时通过汽輪机的蒸汽量若不改变，汽輪机和发电机間的新平衡将处于 b 点上。由此可見，在这种情况下，即使这一汽輪发电机组沒有任何自动控制設備，它也可以从一个稳定工况过渡到另一个稳定工况。这种能过渡到新稳定工况的本能称为自調節。它被制定于这样一个特性：即，在轉速升高时，汽輪机轉矩下降，而由发电机負荷所制定的轉矩却增加。

不难看出，在自調節的过程中，汽輪机轉速变化很大，从而使发电机电流的頻率和汽輪机效率也起了很大的变化，这是不能容許的。

因此，在发电机負荷变化时，为了使汽輪发电机组的轉速不变，或近于不变，就应改变通过汽輪机的蒸汽量。例如，当发电机轉矩特性从 M_{ra} 变到 M_{rb} 曲綫时，就应同时改变通过汽輪机的蒸汽量，使得汽輪机轉矩特性也从 M_{Ta} 变到 M_{Tc} 曲綫上。这时新平衡位置应处于 c 点，它的轉速和 a 点的轉速差別不大。用自动改变进汽量办法，使在轉速变化不大的条件下达到新平衡，这就是調速系統的任务。

用符号 I [公斤·米·秒²] 表示汽輪发电机轉子的轉动慣量， ω [1/秒] 表示旋轉角速度。汽輪发电机轉子的运动方程可写成：

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_T - M_r. \quad (1-1)$$

改变一下上式。以 (ω) 表示在汽轮机负荷稳定时的角速度, $\Delta\omega$ 表示从一个稳定工况到另一工况 $\omega = (\omega) + \Delta\omega$ 时的角速度偏差值。

此时显然,

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{d(\Delta\omega)}{dt}。$$

还应指出, 在稳定状态条件下, 满足等式 $(M_T) - (M_R) = 0$, 从(1-1)中把它减去, 可得:

$$I \frac{d(\Delta\omega)}{dt} = \Delta M_T - \Delta M_R, \quad (1-2)$$

其中 ΔM_T 和 ΔM_R 表示在过渡过程里, 汽轮机、发电机转矩相对于稳定工况下的转矩的偏差值。

把方程(1-2)的等式两边, 除以汽轮机额定功率下的转矩 M_0 后, 即得:

$$I \frac{\omega_0}{M_0 \omega_0} \frac{d(\Delta\omega)}{dt} = \frac{\Delta M_T}{M_0} - \frac{\Delta M_R}{M_0}。$$

乘积 $I \frac{\omega_0}{M_0}$ 的因次是时间, 以符号

$$T_\psi = I \frac{\omega_0}{M_0} \quad (1-3)$$

表示, 并称之为汽轮机全飞升时间*。此外, 以 $\psi = \frac{\Delta n}{n_0} = \frac{\Delta\omega}{\omega_0}$ 表示角速度(或转速)的相对偏差值。从而汽轮机转子的运动方程可以表达成下式:

$$T_\psi \frac{d\psi}{dt} = \frac{\Delta M_T}{M_0} - \frac{\Delta M_R}{M_0}。 \quad (1-4)$$

汽轮机轴上的转矩可用每小时蒸汽流量 D [公斤/小时]、热降 $H_0 \eta_{0e}$ [大卡/公斤] 和转速 n [转/分] 表达为等式:

$$M_T = 1.13 \frac{DH_0 \eta_{0e}}{n} \text{ [公斤·米]。} \quad (1-5)$$

假如, 从一个稳定工况到另一个稳定工况的过渡过程中, 转矩偏差 ΔM_T 不大, 那末可以认为, 可用热降 $H_0 \eta_{0e}$ 在过渡过程中保持不变。这时汽轮机转矩偏差可表示为:

$$\begin{aligned} \Delta M_T &= \frac{\partial M_T}{\partial D} \Delta D + \frac{\partial M_T}{\partial n} \Delta n \\ &= \frac{1.13 H_0 \eta_{0e}}{n} \Delta D - \frac{1.13 D H_0 \eta_{0e}}{n^2} \Delta n。 \end{aligned}$$

上式可改变为:

$$\Delta M_T = \frac{1.13 H_0 \eta_{0e} D_0}{n} \left(\frac{\Delta D}{D_0} - \frac{D}{D_0} \frac{\Delta n}{n} \right) = M_0 \left(\frac{\Delta D}{D_0} - \frac{D}{D_0} \frac{\Delta n}{n} \right)$$

或

$$\frac{\Delta M_T}{M_0} = \frac{\Delta D}{D_0} - \frac{D}{D_0} \frac{\Delta n}{n}。$$

* 不少文献称为汽轮机全飞升时间常数。——译注

其次用 $\zeta = \frac{\Delta D}{D_0}$ 表示蒸汽流量的相对偏差, $\lambda = \frac{D}{D_0}$ 表示汽輪机的蒸汽流量比, 并假定 $n = n_0$ 。代入方程(1-4)后可得:

$$T_{\psi}\psi' = \zeta - \lambda\psi - \frac{\Delta M_r}{M_0} \quad (1-6)$$

发电机轉矩一般和角速度有关系 $M_r = f(n)$ (图 1-1), 因而可写成:

$$\Delta M_r = \frac{\partial M_r}{\partial n} \Delta n_0$$

但是, 在大多数情况下 M_r 和 n 的关系不能准确地确定。因为, 它取决于电用户 (被带动的机器) 的特性, 后者为取用发电机电流的电动机所带动。例如, 若用户是电动机带动水泵, 则由汽輪机和这些电动机共同制定的轉矩将同轉速的平方成正比。若带动的是金属切削机床, 相应的轉矩将与轉速 n 成正比。若发电机負荷是照明, 該发电机轉矩将同汽輪发电机的轉速或頻率无关。既然在大多数情况下发电机用户不尽一致, $M_r = f(n)$ 的关系是不确定的。由于估計困难, 通常可忽略 ΔM_r 的影响, 于是式(1-6)可表达为:

$$T_{\psi}\psi' = \zeta - \lambda\psi \quad (1-7)$$

应当注意, 偏差值 ψ 一般較偏差值 ζ 要小。在大多数情况下, 允許在式(1-7)中把第二項略去, 也就是把自調节的作用略去。简化上式后, 可得:

$$T_{\psi}\psi' = \zeta \quad (1-8)$$

上述簡化的依据, 不仅是由于轉速对轉矩大小影响較小, 而且在这种情况下, 抛开和轉速有关的項, 即忽略自調节的作用, 只是使汽輪机調节系統任务更为繁重些, 但在以后的設計計算中却加大了其可靠性的裕量。

以上分析的結果表明: 当汽輪机蒸汽流量和相应于发电机負荷的需用蒸汽流量之間存在着偏差时, 就引起汽輪机和发电机轉子的加速。从而可指出, 每当平衡破坏时 (例如, 在电网中并入或切开机用户时, 总之, 是在电用户改变了发电机負荷时), 为了使发电机和汽輪机間达到新的平衡, 都应自动地改变蒸汽流量。

因此, 汽輪机調速系統应由以下机构組成: 其一是測量(感应)机組轉速的机构, 另一是用閥門来調节汽輪机进汽的机构。以便当汽輪机和发电机間轉矩平衡被破坏时恢复这种平衡, 并使机組轉速維持在額定水平上。应当指出, 按大多数用户的工艺条件, 是允許轉速在預定的范围里有不大的偏差的。

1-2 汽輪机調速原理

在蒸汽机里瓦特首先采用了速度的自动調节, 在汽輪机里这种离心調速器也得到广泛采用, 它用来控制汽輪机的进汽量。

这种机构的最簡單原理图表示在图 1-2 上。由汽輪机軸带动的离心調速器滑环和具有支点 o 的杠杆 AB 在 A 点处系接。用来調节汽輪机进汽的閥門套挂在杠杆的另一端 B 处。离心調速器应当考虑使其滑环的全部工作行程 x_0 , 能够满足在汽輪机轉速从 n_1 改变到 n_2 极限值时, 閥門从全开位置到空負荷位置所需要的行程 z_0 。

图 1-3 的四象限图表示了汽輪机轉速、調速器滑环行程、調节閥門行程以及汽輪机

功率之間的相互关系。四象限图的左上方曲线 aa 是表示转速和滑环行程之间的关系（为了增加比例尺，汽轮机转速不是从零算起，而是从很接近于额定转速 n_0 的某一恒定值 n_0 算起）。该曲线特性决定于调速器结构，而这种结构的选择应该使得当转速升高时，滑环逐渐向上移动（按图 1-2），并使从 n_1 到 n_2 范围内的任一转速都能处于稳定的平衡状态。

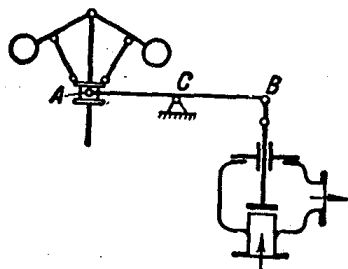


图 1-2 直接调节原理图

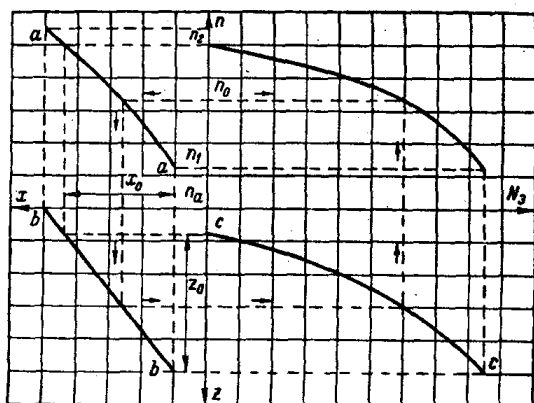


图 1-3 调节静态特性曲线的绘制

调速器滑环位置单值地确定调节阀门位置，如图所示，当转速升高滑环上移时，阀门应关小进入汽轮机的蒸汽通路。图 1-3 四象限图的左下方曲线 bb 就表示了滑环行程和调节阀门开度之间的关系。

汽轮机功率和调节阀门开度之间也存在着函数关系（在蒸汽参数不变时是单值关系）。这种关系是进汽量变化引起的，并且可以通过汽轮机变动工况计算来确定。此外，汽轮机功率和阀门开度之间的关系曲线还取决于阀门型线，也即通流截面的开度和阀门升程间的变化规律。图 1-3 四象限图的右下方曲线 cc 就是表示阀门行程和汽轮机功率之间的关系。

从原有的曲线，在引上如图所示的虚线后，可得出四象限图右上方的汽轮机功率和转速之间的关系曲线。这条曲线我们称之为调节静态特性曲线。这种曲线无论对单机运行或是在电网里并列运行的汽轮机组都具有重大意义。正如图 1-3 中的静态特性曲线所示那样，随着汽轮机负荷的增加转速是有些下降的。静态特性曲线应该是单值的，每一转速只对应于一个可能的功率。

当汽轮机功率从零变到全负荷时，转速的变化范围 $n_2 \rightarrow n_1$ 应予限制。用平均转速 $n_c = \frac{n_2 + n_1}{2}$ 的百分数来表示的转速差值，称之为调节不均匀程度，或简称为调节不等率*，

$$\delta_c = \frac{n_2 - n_1}{n_c} \quad (1-9)$$

更合适的方式，是采用转速的最大偏差 $n_2 - n_1$ 与额定转速 n_0 之比 δ 来表示调节不等率，这时：

$$\delta = \frac{n_2 - n_1}{n_0} \quad (1-10)$$

在现代汽轮机中，调速不等率一般是采用 $\delta = 3.5 - 6.0\%$ ，更常选取 $4.5 \sim 5.5\%$

* 也称调节变动率或调节不均度。——校注

(以后我們將用“不等率”来表示調节参数静态变化与其額定值的比值)。

运用不等率表示式可把汽輪机方程(1-7)改变成下式:

$$\delta T_{\psi} \frac{\psi'}{\delta} = \zeta - \lambda \delta \frac{\psi}{\delta}。$$

注意到 $\frac{\psi}{\delta} = \frac{\Delta\omega}{\delta\omega_0}$, 并令 $\varphi = \frac{\Delta\omega}{\delta\omega_0}$, $\delta T_{\psi} = T_{\varphi}$, 代入上式后, 可得:

$$T_{\varphi} \varphi' = \zeta - \lambda \delta \varphi。 \quad (1-11)$$

其中 φ 表示汽輪机轉速偏差相对于由不等率所制定的轉速最大偏差 $n_2 - n_1 = \delta n_0$ 的百分率。 T_{φ} 是表示在不等值区域内的汽輪机飞升時間。

在研究汽輪机調速时, 通常允許忽略自調节的影响 (因为 δ 值很小)。因此汽輪机方程可以簡化为:

$$T_{\varphi} \varphi' = \zeta。 \quad (1-12)$$

轉速在不等率範圍內变化时, 調速器的工作能力是不大的, 而且在大多数情况下不足以移置調节閥門。因此, 在汽輪机中, 除了功率很小的汽輪机外, 上述的直接調节系統很少被采用。

为了移置大功率汽輪机的調节閥門, 在离心調速器和閥門之間, 必須接入放大环节。

单級放大是这种环节的最簡單范例。它的原理表示在图 1-4 上。圆柱形滑閥和調速器滑环相联系。滑閥操纵伺服机油缸上部或下部的供油, 和汽輪机配汽閥相联系的伺服机活塞在油缸內移动。这活塞杆直接接在滑閥和調速器滑环的杠杆一端。当轉速增加調速器滑环上升时, 滑閥离开中間位置并上移, 来自油泵的油經滑閥中間油窗开始进到伺服机油缸的上油室, 同时处于油缸下油室的油也能通过滑閥套筒溢出。伺服机活塞往下移动, 并关小調节閥門。在这同时活塞杆带动滑閥下移, 并使它恢复到中間位置。显然, 当滑閥回到中間位置遮断进入伺服机去的油路时, 就形成了新的平衡。当轉速降低时, 調节过程是和上述方向相反, 也即伺服机活塞上移加大調节閥門开度, 并相应增加汽輪机功率。

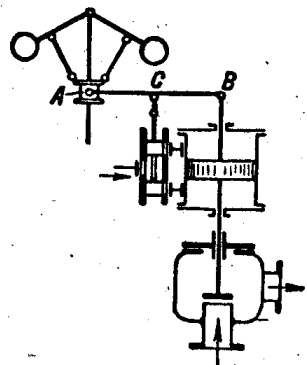


图 1-4 一級放大的調节系統簡圖

在图 1-4 和以后的一些原理图中, 都只表示伺服机活塞杆和一个閥門相接, 而这只是象征性的。应当注意, 在实际装置中, 跟活塞杆相联系的配汽机构, 可以由任意多个閥門組成。

滑閥和能使它恢复到中間位置的活塞杆的联系, 称之为**反馈**或**遮断**。滑閥的复位过程也称为滑閥遮断过程, 为了保証稳定性必須遮断在調速系統中的滑閥。事实上, 活塞杆若不能使滑閥恢复到中間位置, 汽輪机功率的变化要大大超过发电机負荷的改变。例如, 由于轉速的下降会使汽輪机功率大大改变, 引起汽輪机轉速过份地升高而形成了轉速另一次偏差, 使得轉速在平均值附近发生不衰减的摆动。轉速变化和調节系統运动的不衰减过程是不能容許的, 在系統中加入遮断器可以达到調节过程的稳定。遮断

器是服从调速器发出来的信号,并在完成这个信号(指移动调节阀門)的同时,借助遮断滑閥,来消除該信号^①。在沒有反饋时調速不等率就等于零, $\delta=0$, 这将导致不稳定的調节过程。

应当指出,在所有平衡状态下滑閥都处于中間位置,也即杠杆 AB 上的 C 点始終都处于同一位置上。因此,对于所有靜态工况, C 点可以看成是杠杆的固定支点。所以,如同直接式調节一样,伺服机活塞行程 z 和調速器滑环行程 x 之間仍然存在单值关系,它在图 1-4 系統上还是体现为綫性的关系。在具有伺服机的調节系統中,各調节元件变量之間的关系,以及轉速和功率之間的关系仍和直接調节系統一样。因此,图 1-3 上直接調节系統的靜态特性四象限图,对于具有伺服机操纵調节閥的調节系統,仍然适用。

选择足够大的工作油压和伺服机油缸尺寸,可以保証为可靠地控制調节閥提供所必要的操纵力。甚至在調节閥門上作用着很大的外力时,也能可靠地操纵它。

在大功率高参数的汽輪机里,单个伺服机油缸的尺寸和油量就要很大,滑閥尺寸也要相应增大。这时滑閥就不能完全消除油流形成的流体作用力。在一些汽輪机里調速器沒有能力移动大型的主伺服机滑閥。在这种条件下就須采用依次串接的两級放大系統。在图 1-5 上表示这种調节系統的一种布置方式。在調速器和調节閥之間的放大环节是由两个依次串联的伺服机組成。其中离心調速器只操纵第一放大环节伺服机的輕型滑閥,而伺服机 1 的活塞带动主伺服机 2 的大滑閥。同上述情况一样,每个滑閥都依靠自己的伺服机活塞杆恢复到中間位置上(遮断)。

应当指出,两个滑閥悬挂点在所有稳定状态下均处于同一位置上。因而又得出結論:两級放大調节系統靜态特性曲綫,仍和用于直接調节的图 1-3 上曲綫完全一样。

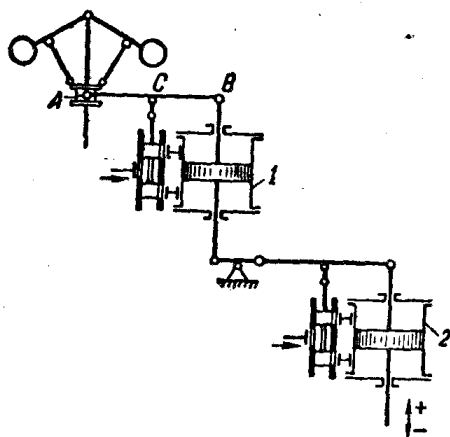


图 1-5 由同級伺服机遮断滑閥的两級放大調节系統簡图

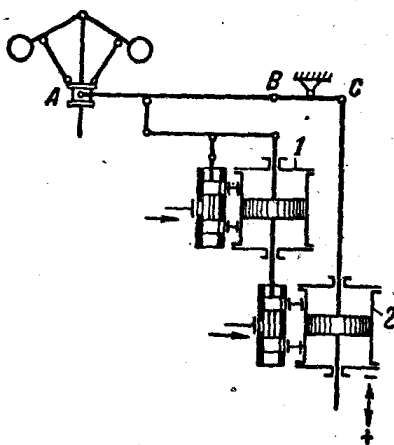


图 1-6 由第一、第二伺服机遮断第一滑閥的两級放大調节系統簡图

另一种也能滿足穩定調节的两級放大調节系統表示在图 1-6 上。其中第二伺服机即主伺服机滑閥,是直接悬挂在第一伺服机的活塞杆上。但不为自身的伺服机活塞杆所遮断。主伺服机活塞杆和杠杆 BC 相連, BC 又和杠杆 AB 相連, AB 可带动第一伺服机滑閥动作。由此可見,第一伺服机滑閥同时由第一以及第二伺服机活塞杆来遮断。

^① 調节系統工作穩定性的必要条件将在第六章里加以研究。

发展上述原理,在调节系统中不难建立三个或更多的放大环节。以后将要指出,由于各种原因许多汽轮机采用了三级或甚至是四级的放大环节,它们均被接入于调速器和调节阀门之间。为了逐级增大串联伺服机功率,也即从接受调速器信号的第一伺服机的最小功率增加到操纵调节阀门的主伺服机的最大功率,就需要接入这些放大环节。

所有调节系统不管它放大环节有多少,它们的静态特性曲线都和图 1-3 相同。

在图 1-4 和 1-5 的原理图中,放大环节由滑阀操纵的伺服机组成。当滑阀处于中间位置时完全遮断进入伺服机油缸的油流。这种滑阀称之为断流滑阀。滑阀的悬挂以及它和调速器滑环、遮断机构的联系是依靠杠杆来实现的,因此这类系统被称为**杠杆联系式调节系统**。

既然断流滑阀是由调速器滑环来带动,同时又由伺服机活塞杆来遮断,要使悬挂滑阀的杠杆机构有限定的尺寸,则在采用杠杆联系式调节系统时,伺服机位置要尽量接近调速器。而这种要求从结构观点来看往往是不容易满足的。

在这方面,采用液压传动更为有利。

图 1-7 为液动系统的两级放大调节原理图,其中第一个环节采用继流式液力传动。离心调速器和继流滑阀 1 相连,后者改变油窗开度 f_x ,从而控制脉冲油路中的油压 p_x 。在这里,脉冲油路和第一放大环节里的伺服机 2 相联系。从油泵出来的压力油通过定截面的节流孔 f_0 后进入脉冲油路。

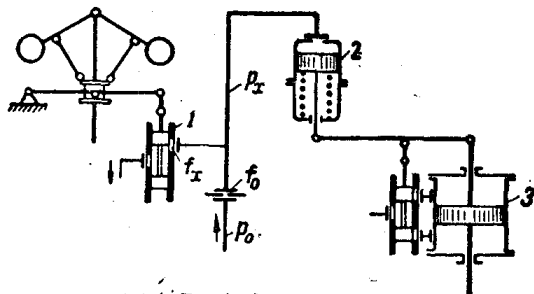


图 1-7 液动调节系统简图

不难指出(见 § 3-5),油压 p_x 和 f_x 具有下式关系:

$$p_x = \frac{p_0}{1 + \left(\frac{f_x}{f_0}\right)^2} \quad (1-13)$$

伺服机 2 的活塞压缩弹簧,并且和悬挂主伺服机断流滑阀 3 的杠杆相连。当汽轮机转速提高时,离心调速器滑环移动继流滑阀,从而增加溢油口 f_x 的开度,并降低脉冲油压。这时第一放大环节的活塞上移,并带动断流滑阀也往上移动,使得主伺服机活塞下降并减小调节阀门开度。在所研究的系统里,第一放大环节的伺服机活塞是依靠弹簧的变形来达到新的平衡的,即弹簧变形是和脉冲油压的变化相平衡。因此,和具有断流滑阀的系统不一样,在该系统中无需遮断第一放大环节的滑阀。无疑,这种遮断是通过制定本身伺服机活塞位置的弹簧来实现的。

现代汽轮机已广泛采用这种调节系统,其中前面的放大环节是采用液压传动的继流式滑阀,具有断流式滑阀的伺服机则只用在后面的放大环节里(参阅第三、七章)。

1-3 汽轮机转速变换装置(同步器)

在汽轮机运行时必须保持发电机频率恒定。同时我们看到,当负荷改变时,汽轮机转速将按照静态特性曲线变化,也即负荷减小时转速升高,负荷增加时转速则下降。要使负荷改变时转速仍保持为恒值,就必须在调节系统里预先配备一种附加的装置,以便

在一个狭小范围里随意改变转速，从而在负荷变动很大后也能使汽轮机转速返回额定值上。当发电机并入电网时，要使它同步也需要装备能任意改变汽轮机转速的装置。因此，以后我们就把改变汽轮机转速的装置称为同步器。

同步器的结构形式较多，但是在杠杆联系的系统中，同步器机构原则上可归纳为两类：

- a) 具有附加弹簧的同步器；
- b) 作用在传动机构上的同步器。

图 1-8 表示具有附加弹簧的同步器。在离心调速器里有主弹簧 1，借其弹簧力与重块的离心力相平衡。在转速改变时，离心力也使附加弹簧 2 变形。

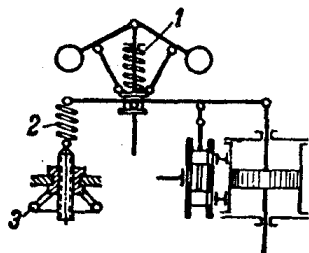


图 1-8 具有附加弹簧的同步器

假定，在确定的两个弹簧预紧力下，调速器滑环行程和转速间的关系，用图 1-9 四象限图第二象限上曲线 aa' 来表示。借助手轮 3 可以改变附加弹簧的预紧力。当放松附加弹簧时，要使调速器滑环回复到原先位置，就必须使转速下降才能办到。因而就使得在图 1-9 中调速器滑环行程曲线下移到 bb' 曲线位置上。相反，当加紧附加弹簧时，要保持原先的滑环位置，转速就要升高。相应的调速器滑环行程曲线也上移到 cc' 曲线位置。

若假定曲线 bb' 和 cc' 是相应于附加弹簧的最小和最大预紧力，则在图 1-9 右上象限里可绘制相应的、用改变附加弹簧预紧力得以实现的两条调节系统界限静态特性线。显然，处在界限静态特性线 $b'b'$ 和 $c'c'$ 区域里的一切可能点，都相应于附加弹簧预紧力的某个中间值。还要指出，同步器处于不同位置时，调节静态特性线移动不是等距离的。也即差值 $n_{2a} - n_{1a}$ ， $n_{2b} - n_{1b}$ ， $n_{2c} - n_{1c}$ 等互不相等。因而调速不等率 $\delta_a = \frac{n_{2a} - n_{1a}}{n_0}$ ， δ_b ， δ_c 等也各不相同。

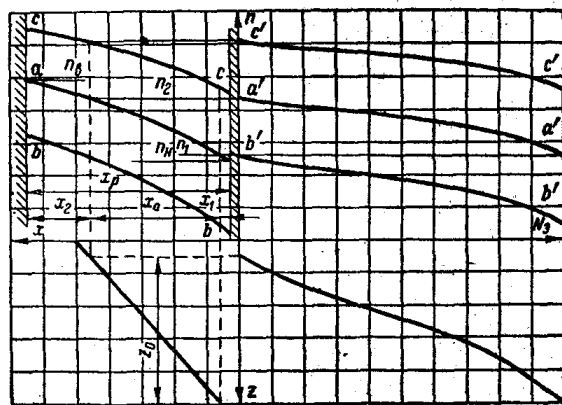


图 1-9 在附加弹簧同步器作用下绘制的调节静态特性曲线

在所研究的具有附加弹簧的同步器系统中，调速器滑环工作行程是处于相同的结构界限内，该界限可由图 1-9 左上象限斜线的边界划出。调速器全部工作行程 x_p 应于行程 x_0 后面留有裕量 x_2 ，使得在甩负荷时，调速器滑环位移大大地超过全关阀门时伺服机活塞所需的位移，并加速活塞在关闭时的运动过程。调速器滑环的行程裕量应不少于其工作行程的 40%，在降低转速时滑环行程也应留有裕量 x_1 ，它一般取为滑环工作行程的 5~10%。因而：

$$x_p = x_0 + x_1 + x_2. \quad (1-14)$$

如果把调节器不等率 δ_p 理解为当调速器滑环到达上下极限行程位置时的相对转速差，则

$$\delta_p = \frac{n_B - n_H}{n_0} \quad (1-15)$$

或

$$\delta_p = \delta + \zeta_1 + \zeta_2, \quad (1-16)$$

其中

$$\zeta_1 = \frac{n_1 - n_H}{n_0}$$

和

$$\zeta_2 = \frac{n_B - n_2}{n_0}。$$

调节器不等率 δ_p 总是大于调速不等率 δ ，一般取 $\delta_p = (1.5 \sim 1.8)\delta$ 。

在选取附加弹簧的尺寸及其预紧力的可能范围时，应当保证给予能够调整汽轮机转速的必要区域。以后将要指出，在空负荷时同步器应使汽轮机的转速升高值为额定转速的 7%，而转速的降低值不应低于额定转速的 3%。

具有附加弹簧的同步器在长期以来已获得广泛的应用。但是，在现代汽轮机中很少采用这种同步器，因为它会加大不灵敏度。

图 1-10 为具有作用在传动机构的同步器范例。

其中杠杆 DE 的支点 E ，可以借助于手轮 1 使它垂直地上下移动。随着 E 点位置的改变，即使在不同的转速即不同的调速器滑环位置，也能获得相同的阀门开度。上述调整转速的办法表示在图 1-11 的静态特性四象限图中，在那里伺服机活塞行程和滑环行程之间的关系曲线是沿着 x 轴等距离地移动（参阅图 1-11 的第三象限）。

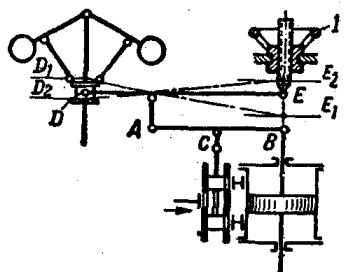


图 1-10 改变杠杆支点的同步器

对不同的同步器位置绘制静态特性曲线，就能在四象限图的第一象限中找到可以随意改变转速的区域。从图中不难看出，在这种调节方式中，调速器不等率是由

调速不等率 δ 、可以任意改变转速的区域 ζ 、以及滑环行程的裕量 ζ_1 和 ζ_2 等迭加而成的，而 ζ_1 与 ζ_2 的总和应不少于调速不等率的 50~80%，因此，

$$\delta_p = \delta + \zeta + \zeta_1 + \zeta_2. \quad (1-17)$$

例如，如果取 $\delta = 5\%$ ， $\zeta = 10\%$ ，则调速器不等率：

$$\delta_p = 1.8 \times 5\% + 10\% = 19\%，$$

即这时离心调速器不等率实际上应取 20%。

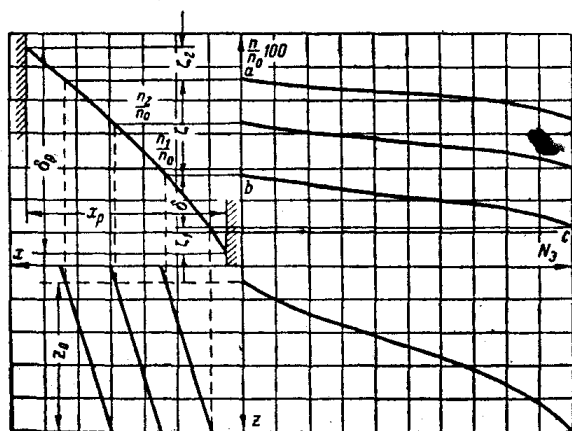


图 1-11 作用于传动机构的同步器调节静态特性曲线的绘制

在现代汽轮机中，开始采用能使同步器在很大范围内控制汽轮机转速的调速器。对于额定转速为 3000 转/分的汽轮机，这种调节系统可使转速从起动到 3210 转/分 (107%) 范围内进行自动调节。汽轮机转速能在这么大范围内改变，在起动和暖机时是很方便的，允许转速这样大幅度改变的离心调速器称之为**全速调速器**。

1-4 調節系統实例

現在我們研究几个最简单的調節系統結構实例。

图 1-12 上表示德国 AEG 公司(通用电气公司)制造的中小型汽輪机纵剖面图,图 1-13 是这种汽輪机在配汽机构处的横剖面图。在汽輪机軸的前端装有用来带动垂直軸的蜗杆,在垂直軸上安装有离心調速器,調速器軸的下端和一齿輪油泵相接,該油泵

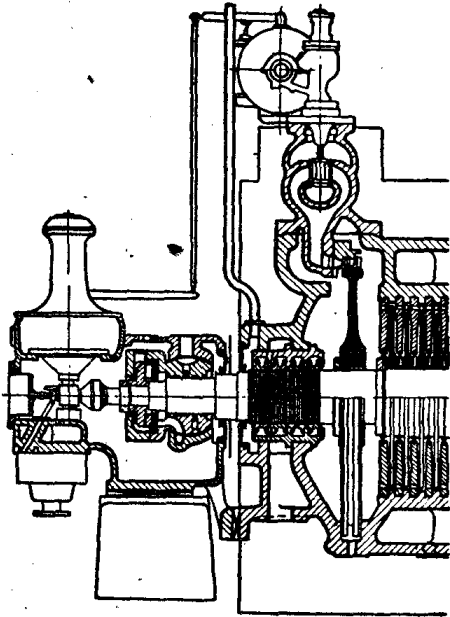


图 1-12 AEG 凝汽式汽輪机的前軸承箱和配汽机构

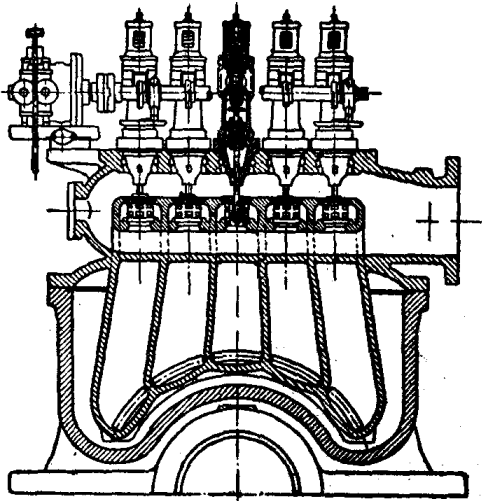


图 1-13 配汽机构横剖面图

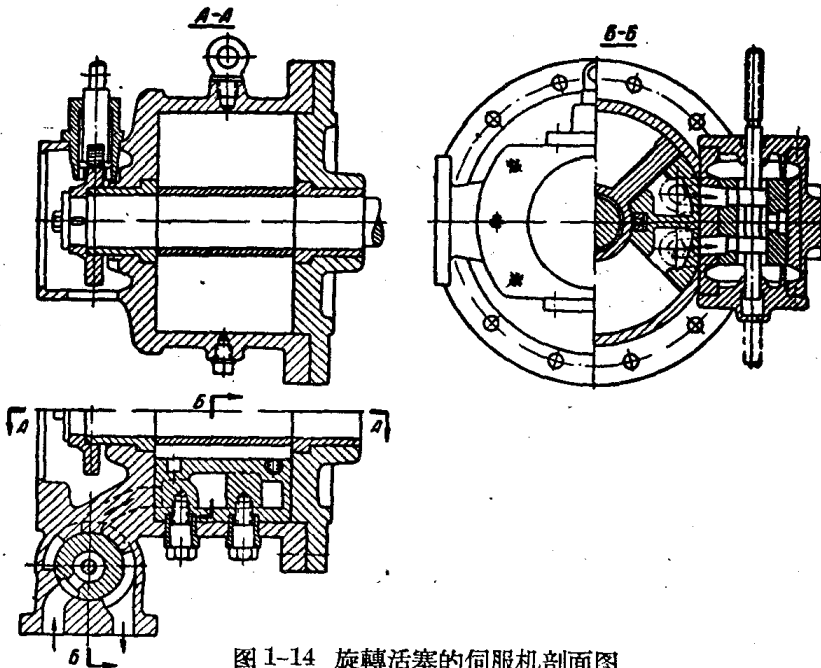


图 1-14 旋轉活塞的伺服机剖面图