

高等学校教材

汽轮机调节

东北电力学院 叶荣学 主编

内 容 提 要

本书是发电厂热能动力专业的选修教材,在《汽轮机原理》的基础上着重分析影响不等率调速速率的各种因素,同时用时域法、复频域法和状态空间法计算调节系统的动态特性,阐述影响汽轮机动态特性的各种因素,最后讨论中间再热机组调节特点和电液调节系统基本特性。本书也从自动调节的角度阐述变压运行时某些特点。

本书供热能动力专业使用外,也可供从事本专业的工程技术人员参考。

高等学校教材

汽 轮 机 调 节

东北电力学院 叶荣学 主编

*

水利电力出版社出版

(北京三里河路6号)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

水利电力出版社印刷厂印刷

*

787×1092毫米 16开本 11.25印张 254千字 1插图

1988年11月第一版 1988年11月北京第一次印刷

印数0001—4490册 定价2.30元

ISBN 7-120-00401-8/TK·87

前 言

本教材是根据1983年3月在浙江大学召开的汽轮机教材编委扩大会议所制定的《汽轮机自动调节》教学大纲编写的。

《汽轮机自动调节》一书着重分析调节系统的静态和动态特性，分析影响特性的各种因素，从而提出改进办法。全书共分六章，第一章着重分析影响调节系统不等率和迟缓率的各种因素，并提出改进措施。第二、三章从建立每个环节的数学模型入手建立调节系统的微分方程式，用时域法、复频域法及状态空间法计算系统的动特性，在分析了各种因素之后提出了改进办法。第四章在分析了调节抽汽机组调节特点之后，着重分析调节自燃条件遭受破坏时的动特性。第五章着重分析中间再热机组调节的新特点，分析影响中间再热机组调节特性各种因素，第六章讲述了电液调节系统的工作原理及其特点。

在编写过程中力求理论联系实际，既用实例进行理论分析，又用理论分析实际系统的优缺点。

本书可供电厂热能动力专业使用，也可供有关工程技术人员参考。

本书由东北电力学院叶荣学同志主编，浙江大学刘芬宁同志和华中工学院张家琛同志参编。其中第一章、第四章和第六章由叶荣学同志编写；第二章和第三章由刘芬宁同志编写；第五章由张家琛同志编写。

担任本书主审工作的是重庆大学朱慕铨同志，他对初稿进行了认真的审阅，提出了很多宝贵意见，在此表示诚恳的谢意。

由于作者水平有限，难免存在不妥之处，请读者批评指正。

编 者

1987年5月

目 录

前 言	
绪 论	1
第一章 调节系统静态特性的分析	3
§ 1-1 调节系统不等率的分析	3
§ 1-2 迟缓率的分析	14
§ 1-3 二次调频与同步器	25
第二章 调节系统的动态特性	30
§ 2-1 调节系统的非线性数学模型线性化	30
§ 2-2 调节系统各环节的运动方程式	31
§ 2-3 调节系统的运动方程式	47
§ 2-4 典型环节与传递函数	50
第三章 动态特性分析	56
§ 3-1 动态特性的性能指标及判断	56
§ 3-2 稳定性准则	56
§ 3-3 调节系统动态特性的计算	67
§ 3-4 调节系统动态特性的模拟机计算	73
§ 3-5 动态特性的状态空间分析法	82
§ 3-6 影响动态特性的主要因素	90
§ 3-7 机组在变压下运行时对动态特性的影响	94
第四章 供热式汽轮机调节特性分析	97
§ 4-1 背压式汽轮机调节特点	97
§ 4-2 调整抽汽式汽轮机调节特性分析	99
§ 4-3 一段可调整抽汽汽轮机调节系统的微分方程式	105
§ 4-4 调整抽汽汽轮机调节系统动态特性的计算与分析	112
§ 4-5 脉冲油路的放大系数及其影响分析	116
第五章 中间再热式汽轮机调节系统动态特性分析	121
§ 5-1 中间再热容积的动态特性分析	121
§ 5-2 中间再热机组调节系统的特点和功率校正	126
§ 5-3 中间再热式汽轮机调节系统的数学模型	130
§ 5-4 中间再热式汽轮机调节系统动态特性的数值计算和分析	137
§ 5-5 中间再热机组的旁路及其调节系统	141
第六章 汽轮机电液调节系统特性分析	146
§ 6-1 功频电液调节系统的工作原理	146
§ 6-2 功频电液调节系统主要单元的特性	149
§ 6-3 功频电液调节系统的动态特性分析	158
§ 6-4 汽轮机的数字电液控制系统	168
§ 6-5 汽轮机调节系统的新发展	171
参考文献	175

绪 论

汽轮机自动调节理论的产生与发展,和其他理论的产生和发展一样,都是随生产需要而产生,并且随生产的不断发展而逐渐完善与提高的。

众所周知,十八世纪欧洲出现工业革命后,英国人瓦特于1784年发明了蒸汽机,之后又发明了最简单的离心调速器。它便是最早的自动调节器。离心调速器的诞生,不但为其他调节器的诞生创造了良好的开端,而且也自动调节理论的诞生奠定了物质基础。

在离心调速器使用初期,因没有理论作指导,笨重的调速器也得不到改进与提高。随着工业的不断发展,在其他领域中开始应用调节器,特别是由于许多科学家的理论研究,自动调节理论也开始诞生。自动调节理论的诞生反过来又促进调节器的改进与提高。瓦特发明的笨重调速器,经过多年的应用与改进才成为现代使用的弹簧式离心调速器。这种调速器质量轻,比较灵活,曾得到广泛的应用。然而由于它的转速不能太高,在汽轮机上应用时必须用减速装置,这给汽轮机运行管理工作带来一些困难。又经过多年的研究,又产生了高速弹性离心调速器,它的工作转速可以等于汽轮机转速,可以取消减速装置,与原来的调速器相比,更加灵活可靠,广泛应用于大型汽轮机上。

在自动调节理论的指导下,在发展过程中曾交替出现了旋转阻尼和脉冲泵式的调速器,这两种调速器也得到广泛的应用。

随着汽轮机容量的增大和型式的变化,要求调节系统也不断的改进与提高。在本世纪60年代开始,在汽轮机上应用频电液调节系统,与原来的机械调节系统相比,它更加灵活,便于各种信号的综合与传送,便于实现机炉的综合调节。但是,这种调节系统的基本特性没有根本性的改进,相反,它的系统更加复杂,要求也严格。随着电子计算机技术的发展,计算机开始用于过程控制,把计算机的数字系统与模拟系统相结合可以大大改善调节特性。利用它既可以实现机组启停的程序控制,又可在正常运行时实现自动控制。这不但提高了机组自动化水平,也便于实现全厂的自动化。

随着自动调节理论的发展,研究分析调节特性的数学方法也相应的发展。最早研究调节系统动特性的方法就是求解微分方程式,找到以时间 t 为变量的转速 $\varphi(t)$ 的变化关系式,即所谓的时域法。后来由于传递函数理论的广泛应用,研究方法也相应地改进,根据复平面及有上标的相角余量和增益余量判断调节系统的动态特性,即所谓复频域法。它们均属于古典调节理论范畴。随着现代科学技术的发展,对自动控制的要求也越来越高。为了适应这些新要求,在最近一个时期又产生了现代控制论,其中的状态空间法是研究多输入多输出系统的最有效方法。因此在研究汽轮机调节系统动态特性时也必然用到状态空间法。

鉴于本书的主要目的是分析调节系统的特性,而不是系统的讲述自动调节原理,但是书中用到的自动调节术语又很多,因此有必要先把常见的定义和术语加以综述。

被调对象:调节系统作用的那个设备、装置或过程叫被调对象或叫调节对象。例如,

发电厂中的汽轮机便是调节对象。

被测量：被系统调节的物理量叫被测量，例如汽轮机转速等。

给定值：被测量应保证的值叫给定值，例如汽轮机的功率等。

扰动：引起被测量变化的各种外界因素都叫扰动，如负荷变化等。

输入量与输出量：输入量包括给定信号和外界扰动信号，输出量是指被测量或者每个局部环节的输出信号等。

反馈：将输出信号的一部分返回输入端叫反馈。

系统与环节：调节系统和调节对象组成的总体叫系统，而系统中每个局部叫环节，例如调速器便是其中一个环节。

闭环与开环：系统的被测量与输入量之间存在着反馈回路的系统叫闭环，而没有反馈作用回路的系统叫开环。

自动调节系统：自动调节系统是一种负反馈系统，它的输出量基本保持不变或者按静态偏差有微小变化。例如，汽轮机调节系统在稳定工况下保持汽轮机转速仅有很小静态偏差。一般说来，自动控制系统的含义要比自动调节系统广泛一些，开环系统也属于自动控制系统。但是，两者没有严格界限，在本书中两者通用。

过渡过程与响应：系统在外界扰动和给定作用下发生动作，输出量或者系统中其他参数也随时间变化的过程叫过渡过程，或者叫系统对输入的响应。

以上是常见的自动调节术语和定义，当然，在汽轮机调节系统中还会有一些其他定义，将在正文中阐明。

第一章 调节系统静态特性的分析

汽轮机调节系统的静态特性或者叫稳态特性,就是指在稳定工况下各种参数之间的关系,特别是指功率与转速之间的关系。表征汽轮机调节系统静态特性的主要指标是不等率(或叫速度变动率)和迟缓率。汽轮机调节系统对汽轮机的安全与经济运行有特别重要的影响,因此,汽轮机制造厂和发电厂都特别重视静态特性。为了确保汽轮机安全与经济运行,对不等率和迟缓率提出了严格要求和具体规定,本章的目的是在讲解了静态特性后着重分析影响静态特性的各种因素,同时也讲述了改进静态特性的各种途径与办法,指明了试验调整的方向。

§ 1-1 调节系统不等率的分析

一、简单调节系统与静态特性曲线

现代的汽轮机容量大、参数高,调节阀的提升力也很大。如果用调速器直接提升阀门,则调速器必须做得很大很笨重。这样的调速器不仅灵敏度低,而且安全性也大大下降。因此,一般用调速器和放大元件组成的调节系统,由放大元件去提升调节阀。这样的调节系统称为间接调节系统,见图1-1。图1-1(a)是最简单的一级放大调节系统,在这个系统里调速器滑环2通过杠杆连结滑阀5和油动机活塞7。当外界负荷减少而转速升高时,滑环2带动滑阀5上行,同时打开油口d和e,压力油进入活塞7的上边,而下边的油被排除。活塞7下行关小阀门8,使汽轮机的功率与外界负荷相适应。当活塞下行时又把滑阀拉回原来位置,遮断油口d和e,此时调节系统动作结束。当外界负荷增加时,其动作过程

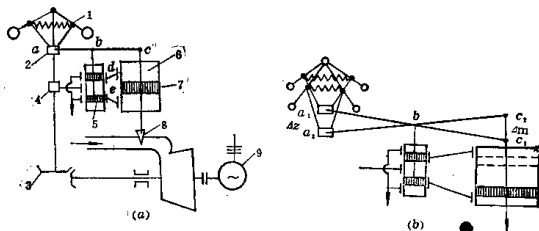


图 1-1 间接调节系统

(a)间接调节系统; (b)杠杆传动关系

1—调速器; 2—滑环; 3—减速齿轮; 4—主油泵; 5—滑阀; 6—油动机; 7—活塞; 8—调节阀;
9—发电机

与上述相反。

由上可知,滑阀的移动同时受调速器滑环和油动机的作用,油动机对滑阀的作用称为负反馈。负反馈是汽轮机调节系统中重要组成部分,如果没有负反馈作用,汽轮机调节系统将发生强烈振荡,很显然,这种系统根本不能采用。由于负反馈的作用,在任何稳定工况下,即调节系统稳定时,滑阀必然处于中间位置,由图1-1(a)可见,b点永远保持在同一个位置,则a和c点必然有一一对应的关系,如图1-1(b)所示。a与c之间对应关系就代表滑环位移 Δz 与油动机位移 Δm 之间关系。

根据稳定离心调速器特性知道,每个滑环位置 z 对应一个转速 n ;根据汽轮机特性知道,每个油动机行程 m 对应一个功率 N (蒸汽参数为一定时),于是我们便得到转速 n 与功率 N 之间关系,如图1-2(a)所示。图中所表征的功率 N 与转速 n 之间的关系,便是调节系统的静态特性曲线,曲线上每一点都代表在稳定工况下转速 n 与功率 N 的对应关系,特性线表明功率增加时转速下降,否则相反。在实际使用过程中,不但要知道功率 N 与转速 n 之间的关系,而且还要知道转速 n ,滑环 z 、油动机行程 m 和功率 N 四者之间的互相对应关系。所以常常把四个变数同画于一个坐标图中,形成四条静态特性曲线,即所谓四象限图,如图1-2(b)所示。

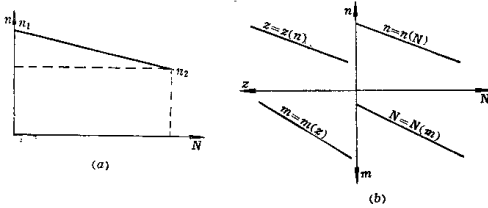


图 1-2 静态特性曲线
(a)静态特性曲线;(b)四象限图

由此图可以看出,转速 n 与功率 N 之间关系曲线是由其他三条曲线投影而成。反过来说,其他三条曲线中任意一条变化时都会使转速与功率曲线发生变化。由此可见,四象限图中曲线能较全面地揭示出调节系统中各个环节互相之间的关系。在任何稳定工况下,转速 n 、滑环位移 z 、油动机行程 m 和功率 N 之间有一一对应关系。这表明当外界负荷变化时只靠调节系统自身作用不能保持转速恒定,而只能保证在不同的功率下对应不同的转速,这便是有差调节的特性。与此相反,若在不同功率下永远保持同一个转速,称为无差调节。生产实践证明,有差调节稳定性较好,也正是因为汽轮机调节系统是有差的,机组才能在同一个电网中并列运行,使得电能的生产与供电实现区域化。与有差调节相反,无差调节系统不但不能保证机组并列运行,就是单机运行稳定性也较差。因此,现在应用的汽轮机调节系统几乎都是差的。下边我们只分析有差调节系统的特性。

图1-3是简单的间接调节系统的方框图,它能更清楚的显示出各个环节互相作用的关

系，特别是利用它便于编写系统的运动方程式。当外界负荷变化使机组转速变化时，它与给定相比，其差值作用于调速器，滑环位移作用于滑阀，从而使油动机位移动，油动机移动后反馈信号与滑环信号相比较，当两个信号抵销时，滑阀处于中间位置。此时系统动作结束，机组在新的工况下运行。由此可见，调速器感受信号来自汽轮机，而系统的动作结果又作用于汽轮机，形成一个闭环控制过程，这便是具有负反馈调节系统的工作原理。

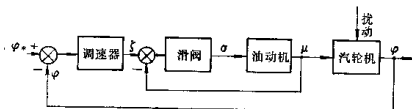


图 1-3 调节系统的方框图

二、调节系统不等率与局部不等率之间的关系

前边已经指出，调节系统的静态特性曲线是一条连续倾斜曲线，其倾斜程度可用调节系统不等率 δ_s （下称不等率）表示，即

$$\delta_s = \frac{n_1 - n_2}{n_0} 100\% = \frac{\Delta n_{max}}{n_0} 100\%, \quad (1-1)$$

式中 n_1 、 n_2 ——分别代表空负荷及满负荷时的转速；

n_0 ——汽轮机额定转速。

不等率 δ_s 是调节系统最重要指标，它既反映一次调频能力的强弱，又表明稳定性的好坏。如果特性线平坦，即不等率 δ_s 较小，表明当外界负荷变化后转速变化较小，即周波变化较小，一次调频能力强。从调频能力看似 δ_s 越小越好。但是，正像第三章将要分析的那样，不等率 δ_s 减小到一定程度将引起调节系统不稳定，甚至引起系统强烈振荡。与此相反，不等率 δ_s 过大时可使系统稳定，但是不能保证供电周波在规定范围之内。综上所述，不等率 δ_s 的大小对供电质量和调节系统的稳定性都有十分重要的影响。可见在确定不等率时必须同时兼顾供电质量和系统稳定性两方面的要求，同时又要考虑到汽轮机负荷性质。一般规定，带基本负荷机组 $\delta_s = 4\% \sim 6\%$ ，带尖峰负荷机组 $\delta_s = 3\% \sim 5\%$ 。

前边讲述的不等率 δ_s 是对整个负荷变化工况而言的，然而在实际运行中机组负荷变化仅是一部分，也就是说仅在静态特性线上某一局部发生变化。根据前边分析的理由可知，当机组由一个工况变化到另一个工况时，其供电周波变化多少和调节系统稳定程度，仅仅决定于静态特性曲线局部的形状，或者说决定于局部不等率 δ_l 。类似于系统不等率 δ_s 的定义，调节系统局部不等率 δ_l 可用下式表示：

$$\delta_l = - \frac{\frac{\Delta n}{n_0}}{\frac{\Delta N}{N_0}}, \quad (1-2)$$

式中 $\frac{\Delta n}{n_0}$ 代表转速相对变化， $\frac{\Delta N}{N_0}$ 代表功率相对变化。其负号意义代表功率增加时转速

下降, 为方便起见以下不再用负号。

调节系统特性曲线是由一个个局部曲线组成的, 因此调节系统的不等率 δ_i 与其局部不等率 δ_{li} 必然存在着一定关系, 变化式(1-2)为:

$$\delta_i = \frac{\frac{\Delta n}{n_0}}{\frac{\Delta N}{N_0}} = \frac{\frac{\Delta n}{n_{max}} \cdot \frac{\Delta n_{max}}{n_0}}{\frac{\Delta N}{N_0}} = \frac{\frac{\Delta n}{\Delta N}}{\frac{\Delta n_{max}}{\Delta N}} \cdot \delta_{li} = K \cdot \delta_{li}, \quad (1-3)$$

式中 K 是比例系数, 可以结合图1-2加以分析。当局部曲线平坦时 K 小于1, 则 $\delta_i < \delta_{li}$; 当局部曲线较陡时 K 大于1, 则 $\delta_i > \delta_{li}$ 。如果静态特性线是一条倾斜直线时 $K=1$, 则 $\delta_i = \delta_{li}$ 。可见 K 是表征曲线形状系数。

因为曲线倾斜度对一次调频能力和稳定性都有影响, 那么当特性线局部不等率不同时, 在相应的工况下调频能力和稳定性也各不相同。因此, 在研究局部工况的动态特性时应用局部不等率, 而不应用系统的不等率 δ_i 计算局部的动态特性, 否则将会导致很大错误。例如, 某汽轮机调节系统的不等率 δ_i 符合要求, 当用全负荷时系统稳定, 然而, 由于局部不等率 δ_{li} 过小, 在用部分负荷时反而不稳定了。所以这种机组的运行工况必须避开局部不等率过小的区域。

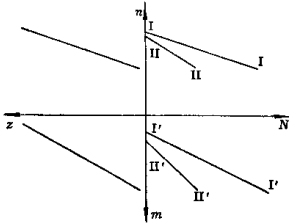


图 1-4 新汽压力变化对特性线的影响

三、调频不等率与新汽压力变化率之间关系

前面分析的静态特性曲线是在额定参数下得到的。当新汽参数变化时, 例如变压运行时, 其静态特性曲线的形式将有很大变化。由于新汽压力不同, 在同样阀门开度下汽轮机有不同的功率, 即特性线的斜率不同了, 见图1-4。I-I 及 I'-I' 代表额定参数下特性线, II-II 及 II'-II' 代表新汽压力降低后的特性线, 此时不等率增加了, 即调频能力下降了。前面已分析过

改变调节系统的结构也能改变特性线的斜度。由此可见, 一次调频能力既决定于系统的结构, 又与新汽参数有关。为了综合分析系统结构和新汽参数两个因素对一次调频的影响,

用频率 f 与功率 N 之间关系代替转速 n 与功率 N 之间关系, 并把频率的相对变化 $\frac{\Delta f}{f_0}$ 与功率相对变化 $\frac{\Delta N}{N_0}$ 之比叫调频率不等率, 即:

$$\delta_f = \frac{\frac{\Delta f}{f_0}}{\frac{\Delta N}{N_0}}, \quad (1-4)$$

式中 f_0 、 Δf ——代表额定周波和周波变化量, Hz。

公式(1-4)的物理意义与式(1-1)相同, 即 δ_f 的大小代表静态特性线倾斜程度, 即

δ_f 小代表功率(负荷)变化时周波变化较小,也就是一次调频能力较强; δ_f 大代表功率变化时周波变化较大,一次调频能力较弱。为了能定量地分析新汽压力变化对调频不等率 δ_f 的影响,可以借助于人们熟知的功率方程式分析,当流量 D 的单位用 kg/h 时有:

$$N = \frac{DH\eta_i\eta_m\eta_g}{3600} \quad (1-5)$$

在额定参数下,流量与阀门开度成正比,即 $D = \frac{D_0}{m_s}m$,按图1-4中特性线I-I'写出功率方程式

$$N_I = \frac{m \frac{D_0}{m_s} H \eta_i \eta_m \eta_g}{3600} \quad (1-6)$$

当油动机位移变化 Δm 时,其功率变化为:

$$\Delta N_I = \Delta m \frac{N_s}{m_s} \quad (1-7)$$

由于新汽压力变化既影响流量又影响焓降,从而影响了功率,按图1-4中特性线II-II'又可写出功率方程式,根据参考文献[17]可写出:

$$N_{II} = \lambda \frac{P'_0}{P_s} N_I \quad (1-8)$$

式中 P_s 、 P'_0 ——代表额定汽压和变化后汽压;

$$\lambda = 1 + \frac{k-1}{k} \frac{\left(\frac{P_s}{P'_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{P_s}{P'_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

当新汽压力变化 ΔP 时,其功率变化为:

$$\Delta N_{II} = \lambda \frac{\Delta P_0}{P_s} N_I \quad (1-9)$$

式中 $\Delta P = P'_0 - P_s$ 。

当油动机位移变化 Δm ,同时汽压又变化 ΔP ,两者引起功率变化代数和:

$$\begin{aligned} \Delta N &= \Delta N_I + \Delta N_{II} = \Delta m \frac{N_s}{m_s} + \lambda \frac{\Delta P}{P_s} \Delta m \frac{N_s}{m_s} \\ &= \left(1 + \lambda \frac{\Delta P}{P_s}\right) \frac{N_s}{m_s} \Delta m \end{aligned} \quad (1-10)$$

功率相对变化为:

$$\frac{\Delta N}{N_s} = \left(1 + \lambda \frac{\Delta P}{P_s}\right) \frac{\Delta m}{m_s} \quad (1-11)$$

将式(1-11)代入式(1-4),并考虑到周波 f 与转速 n 有一定关系,则有

$$\delta_f = \frac{\frac{\Delta f}{f_s}}{\left(1 + \lambda \frac{\Delta P}{P_s}\right) \frac{\Delta m}{m_s}} = \frac{\frac{\Delta n}{n_s}}{\left(1 + \lambda \frac{\Delta P}{P_s}\right) \frac{\Delta m}{m_s}} \quad (1-12)$$

公式(1-12)揭示了一个很有用的道理,即调频不等率 δ_f 既决定于调节系统的结构特性

$\frac{\Delta m}{m_s}$ ，又决定于新汽压力变化率 $\frac{\Delta P}{P_s}$ 。当新汽压力降低时，即 $\Delta P < 0$ 时调频不等率增加；当新汽压力升高时，即 $\Delta P > 0$ ，调频不等率 δ_f 下降；而当新汽压力为额定值时，即 $\Delta P = 0$ ，调频不等率仅仅决定于调节系统结构特性 $\frac{\Delta m}{m_s}$ ，而与蒸汽参数无关。由公式（1-12）也可看出，如果在新汽压力变化时保持调频能力不变，应相应调整调节系统结构特性 $\frac{\Delta m}{m_s}$ 。正是基于这个道理，现在许多变压运行机组都装有特殊的设备，以便在新汽压力变化时相应地调整 $\frac{\Delta m}{m_s}$ ，保持调频不等率不变，也就是保持一次调频能力不变。

四、机组并列运行时调频不等率之间的关系

汽轮发电机组在电网中并列运行要满足很多条件。就频率而言，在稳定工况下所有并列运行机组要有相同的频率，就是在过渡过程也仅有很小偏差，只有电网发生严重事故发电机解列后才会破坏这种情况。这种特性将在后继章节中讲述。下边主要分析稳定工况下并列运行特性，为了简化，只研究两台机组并列运行的特性，如图1-5所示。在稳定工况下第一台机组的功率为 N' ，第二台机组功率为 N'' 。当外界负荷增加了 ΔN 使周波下降 $\Delta f(\Delta\omega)$ 时，每台机组增加的功率为 $\Delta N'$ 和 $\Delta N''$ ，其和为

$$\Delta N = \Delta N' + \Delta N'' = \Delta\omega \frac{N'_{\max}}{\Delta\omega_{\max}} + \Delta\omega \frac{N''_{\max}}{\Delta\omega_{\max}}. \quad (1-13)$$

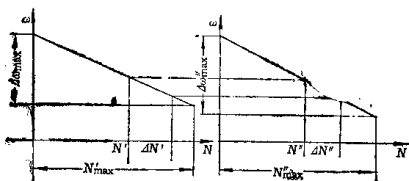


图 1-5 两台机组并列运行时特性

将等式右端同时除以 ω_s 乘以 ω_s ，则得：

$$\Delta N = \frac{\Delta\omega}{\omega_s} \frac{N'_{\max}}{\frac{\Delta\omega_{\max}}{\omega_s}} + \frac{\Delta\omega}{\omega_s} \frac{N''_{\max}}{\frac{\Delta\omega_{\max}}{\omega_s}} = \frac{\Delta\omega}{\omega_s} \left(\frac{N'_{\max}}{\delta'_f} + \frac{N''_{\max}}{\delta''_f} \right). \quad (1-14)$$

当电网中有多台机组时， $\Delta N = \frac{\Delta\omega}{\omega_s} \sum_{i=1}^n \frac{N^i_{\max}}{\delta^i_f}$ 。根据类似的办法可求得单机功率增量与系统总的功率增量之比为：

$$\frac{\Delta N_i}{\Delta N} = \frac{\frac{N^i_{\max}}{\delta^i_f}}{\sum_{i=1}^n \frac{N^i_{\max}}{\delta^i_f}}. \quad (1-15)$$

将电网中并列运行机组的总体看为一个等值机组，它的功率为 $\sum_{i=1}^n N_{max}^i$ ，同时假定等值机组的调频不等率为 δ_{rs} ，则有下列关系式：

$$\frac{\sum_{i=1}^n N_{max}^i}{\delta_{rs}} = \sum_{i=1}^n \frac{N_{max}^i}{\delta_i^*} \quad (1-16)$$

由此式求得等值机组即电网调频不等率为：

$$\delta_{rs} = \frac{\sum_{i=1}^n N_{max}^i}{\sum_{i=1}^n \frac{N_{max}^i}{\delta_i^*}} \quad (1-17)$$

由此可见，整个电网调频不等率 δ_{rs} 的大小与每台机组的调频不等率有关。将式 (1-16) 代入式 (1-15)，则有：

$$\frac{\Delta N_i}{\Delta N} = \frac{N_{max}^i}{\sum_{i=1}^n N_{max}^i} \frac{\delta_{rs}}{\delta_i^*} \quad (1-18)$$

可见，当外界负荷变化 ΔN 一定时，每台机组的功率变化值 ΔN_i 与其不等率成反比。根据式 (1-14) 和 (1-16) 可求得电网周波相对变化值：

$$\frac{\Delta \omega}{\omega_s} = \delta_{rs} \frac{\Delta N}{\sum_{i=1}^n N_{max}^i} \quad (1-19)$$

由此可见，电网周波的相对变化 $\frac{\Delta \omega}{\omega_s}$ 与电网不等率 δ_{rs} 成正比，而与总功率成反比，这表明电网容量越大周波变化越小，即周波越稳定。

根据以上分析，电网周波稳定与否，在很大程度上与电网调频不等率 δ_{rs} 有关，而 δ_{rs} 又与每台机组调频不等率 δ_i^* 有关；每台机组的调频不等率又决定于结构特性 $\frac{\Delta m}{m_s}$ 和新汽压力变化率 $\frac{\Delta P}{P_s}$ 。因此，为了保持电网周波稳定，每台机组调节系统结构特性 $\frac{\Delta m}{m_s}$ 要合理，蒸汽参数保持正常，而对于变压运行机组应有特殊的调整机构。

五、典型的汽轮机调节系统简介

各种汽轮机采用的调节系统不相同，下边介绍凝汽式机组调节系统。

1. 高速弹性调速器调节系统

图1-6是具有高速弹性调速器的调节系统原理图。高速弹性调速器感受了转速变化之后，使转速信号转变为调速器挡油板的位移信号，从而控制整个系统动作。

该系统的控制油有两路来源：一路压力油从滑阀 5 下端凸肩所控制的油口进入；另一路压力油从反馈滑阀 6 控制油口进入。而全部的油量均由调速器滑阀 7 所控制的排油口泄掉。在稳定工况下，滑阀下油室中的控制油向上作用力和滑阀上油室中油的向下作用力相平衡，滑阀处于中间位置。如果外界电负荷减少转速升高，由于重块离心力增加使弹簧片向外伸张，挡油板向右移动，排油间隙 s 增加，使随动滑阀 3 右腔室中油压降低，随动滑阀向右移，带动调速器滑阀 7 右移，开大排油口 α_{11} ，脉动油压 P_s 下降，滑阀 5 下移同时

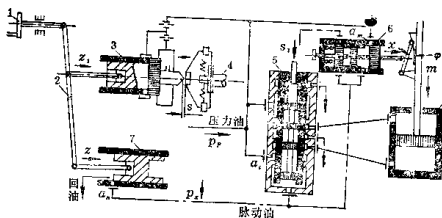


图 1-6 高速弹性调速器调节系统原理图

1—同步器; 2—传动杠杆; 3—随动滑阀; 4—调速器; 5—滑阀; 6—反馈滑阀; 7—调速器滑阀;
8—油动机

打开通往油动机 8 活塞上下两个油口, 压力油进入活塞上部, 而下部油通过滑阀外流。于是油动机下行关小阀门, 减少进汽量使汽轮机功率与外界负荷相平衡。在油动机下行同时使反馈滑阀 6 的控制油口 a_6 开大, 当控制油口增加油量刚好等于调速器滑阀增加的排油量, 此时脉动油压 P_s 又恢复为正常值, 滑阀又回到中间位置, 此时调节系统动作结束。为了改善动特性在滑阀下部设有动反馈油口 a_4 , 它只是在动作过程中起作用, 在动作结束后, 即在稳定工况下动反馈油口 a_4 开度保持不变。

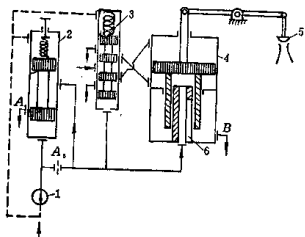


图 1-7 径向泵液动调节系统原理图

1—径向泵；2—压力变换器；3—滑阀；4—油动机；5—调节阀；6—反馈油口

2. 径向泵液动调节系统

图 1-7 是具有径向泵液动调节系统原理图。径向泵 1 是一种特殊泵, 它的特性线平坦, 出口压力几乎不受油量的影响。它不仅可以作为主油泵向调节系统供应压力油及向润滑系统供应润滑油, 而且又作为产生转速脉冲信号的信号泵。

径向泵的压力油，一路至压力变换器2活塞下部腔室，作为转速变化脉冲信号，而压力变换器活塞上部腔室通至径向泵入口，因此在压力变换器上下形成一个压力差，其数值即为

径向泵进出口的压力差。这个压力差作用力与活塞弹簧力相平衡。当转速变化时引起脉动油压变化,破坏了力的平衡条件,压力变换器活塞移动,改变了压力变换器泄油口A的开启度,从而使脉动油压变化。

径向泵出口压力油另一路经过节流孔A,减压后作为脉动油,通至滑阀3下部腔室,并由压力变换器的活塞控制泄油口A和油动机活塞下部套筒控制的反馈泄油口6泄掉。滑阀上部与油泵进口相通,下部与脉动油相通,在稳定工况下,这两个油压作用力在滑阀上

的压力差与滑阀上弹簧力相平衡，滑阀处于中间位置。当外界负荷减小汽轮机转速升高，径向泵出口压力升高，使压力变换器活塞上移，关小泄油口A使脉动油压升高，滑阀上移，同时打开通往油动机活塞上下两个油口，在压力差作用下活塞上行关小阀门。活塞上行同时开大了油动机下部反馈油口6，又使脉动油压恢复到原来值，滑阀重新回到中间位置，遮断了油口，油动机活塞停止移动，调节过程结束。如果汽轮机转速下降，则径向泵出口压力降低，其动作过程与上述相反。

3. 旋转阻尼液动调节系统

图1-8是具有旋转阻尼液动调节系统的原理图。该系统调节部分主要元件是主油泵1，旋转阻尼2，放大器3，继电器5，滑阀6，油动机7等。主油泵出口压力油除供给调节、保护及注油器用油外，还通往三处：其中一路经过可调节的针形阀流入旋转阻尼，由于一次油压高于旋转阻尼油压，因此一次油通过旋转阻尼流回油箱；第二路压力油经过节流后作为二次油压，二次油从放大器碟阀和二次油室的间隙流出，形成二次脉动油压；第三路压力油经过节流孔供至滑阀顶部，然后从继电器控制的碟阀和滑阀之间的间隙流出，形成三次油压。

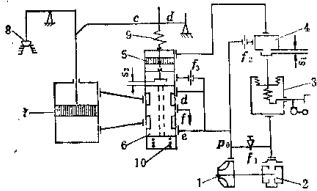


图 1-8 具有旋转阻尼的液动调节系统

1—主油泵；2—旋转阻尼；3—放大器；4—碟阀；5—继电器；6—滑阀；7—油动机；8—调节阀；9—反馈弹簧；10—弹簧

旋转阻尼的出口压力 P_1 与转速平方成正比，当外界负荷减少汽轮机转速升高时，一次油压 P_1 增大。 P_1 增加时使放大器3波纹管上移，减少了泄油口 s_1 的开度，使二次油压 P_2 上升，继电器活塞5下行，关小油口 s_2 ，使滑阀6下行，同时打开通往油动机活塞7上下腔室油口 f 和 e ，在压力差作用下活塞上行关小调节阀8，使汽轮机功率与外界负荷相适应。当油动机活塞上行同时，通过反馈杠杆作用拉伸了反馈弹簧，使间隙 s_2 恢复到原来值，滑阀回到中间位置，油动机活塞停止移动，至此调节过程结束。这里应着重指出，在稳定工况下，滑阀回到原来中间位置，因此与滑阀下部弹簧力相平衡的油压 P_3 也必须等于原来值，继电器活塞也必须回到原来位置，因此二次油压在继电器活塞上作用力的总变化值完全由反馈弹簧变形力平衡。

4. N25-35/435型汽轮机调节系统介绍

图1-9是N25-35/435型汽轮机调节系统，该系统主要特点是采用旋转阻尼作为敏感元件的液动调节系统，其基元件与图1-8相同。

当外界负荷增加时汽轮机转速下降，使一次油压 P_1 、二次油压 P_2 和三次油压 P_3 下降，使油动机下行开大调节阀。当外界负荷减小时，其过程相反。

在反馈杠杆上有五个孔，可以通过改变支点位置办法调整不等率。调节系统同步器有两套，分别用电动机和人操作，它们的动作都是通过波纹管放大器中的螺母螺杆，使固定在螺母上的弹簧变形，从而在一次油压 P_1 不变情况下改变二次油压 P_2 ，达到调整转速或

负荷的目的。二次油压管路上的球形逆止阀的作用是：当机组负荷增加继动器活塞向上移动时，逆止阀关闭，活塞上油室中的油只能从间隙及放气孔中排掉，因此形成一定阻尼作用，使负荷增加速度不致于过快；当机组负荷减少时，二次油压升高，使逆止阀开启，继动器向下移动则无阻尼作用，从而可使调节阀迅速关闭。另外，当波纹管突然破裂时，也不会使调节阀立即打开。

供油系统除了有主油泵外，还有备用油泵，在启动和停机过程中由备用油泵供油。在油箱中有两个注油器，一级注油器出口压力为0.1MPa左右，供主油泵入口，经第二级注油器之后油压可升到0.25MPa左右，供润滑系统用油。

保护装置：主要有危急遮断器，危急遮断器滑阀，复位装置，磁力断路油门，润滑油压保护装置等。

危急遮断器备有两只飞锤，其动作转速为 $(111\% \sim 112\%)n_n$ ，可借助切换阀分别试验。当汽轮机发生超速时，飞锤打在遮断器滑阀的拉钩上，使滑阀脱扣，下部的弹簧将滑阀顶起，使安全油路与泄油口接通，泄去主汽阀操纵座下部的高压油使主汽门关闭。同时另一股高压油从滑阀动作油口进入脉动油路，使脉动油压迅速升高，迫使调节阀关闭。需要复位时可将复位装置手柄拉出，使高压油进入危急遮断器滑阀上部，将滑阀压下，滑阀重新挂扣复位。为了安全起见，应先将主汽门操作手轮旋至关闭位置才能重新启动。在开启主汽门时速度不宜过快，否则经节流孔流入流量不足，不能克服弹簧力，安全油就会从操纵座上腔逃出，使主汽门不能开启。

另外，当串轴保护或其他保护装置动作时，经过磁力断路器的作用，也使安全油路与回油接通，高压油路与脉冲油路接通，将使自动主汽门及调节阀关闭。

六、反馈作用对不等率的影响

前边已经讲了影响调频不等率的原因有两个，即调节系统的结构特性和新汽压力的变化率。对于已经运行的机组而言，蒸汽压力变化率主要决定于运行条件，而调节系统结构特性主要决定于反馈作用的强弱。不同的调节系统采用不同的反馈办法，但是机械或液动

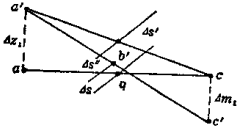


图 1-10 滑阀位移与滑环位移、油动机位移之间关系

调节系统的典型反馈型式有三种：

杠杆反馈，图1-1所示的系统便是杠杆反馈，由图可见，滑阀的位移由两部分组成。由图1-10看出滑环移动 Δz_1 带动滑阀移动 $\Delta s'$ ；油动机活塞移动 Δm_1 后又使滑阀下移了 $\Delta s''$ ，其实际位移应是两者的代数和。某一瞬间的位移 $\Delta s = \Delta s' - \Delta s''$ ，又

因 $a'c' = ac$ 、 $a'b' = ab$ ，根据相似三角形可将 Δs 表示如下

$$\Delta s = \Delta z_1 \frac{bc}{ac} - \Delta m_1 \frac{ab}{ac}, \text{ 在稳定工况下 } \Delta s = 0, \text{ 则有}$$

$$\frac{\Delta z_1}{\Delta m_1} = \frac{ab}{bc} = \beta, \quad (1-20)$$

式中 β —— 反馈系数，它决定于杠杆比例。

由四象限图1-2看出, 反馈系数 β 越小, 则 $m=m(z)$ 特性线越陡, 当其他两个特性线保持不变时, 相应的 $n=n(N)$ 特性线越平坦, 则不等率(以后如不特别指出, 所讲的不等率均指系统不等率)减小。由此可以看出, 当反馈系数 β 减小时不等率减小。

油口反馈, 图1-6便是油口反馈的系统。在稳定工况下脉动油压 P_2 永远等于常数, 且等于 $\frac{1}{2}P_0$ 。因进油与排油压力差相等, 根据连续方程式可知进油面积必然等于排油面积, 即:

$$F_m + F_d = F_n, \quad (1-21)$$

式中 F_m, F_d, F_n ——分别代表静反馈油口, 动反馈油口和调速器滑阀油口面积。在稳定工况下动反馈油口面积 F_d 保持不变。因此, 进油口与排油口面积变化值必然相等, 即

$$n_1 b_1 \Delta z = n_2 b_2 \Delta x, \quad (1-22)$$

式中 n_1, b_1 ——调速器滑阀排油口个数和宽度;

n_2, b_2 ——反馈油口个数和宽度。

由图1-6可见, 反馈滑阀的位移 Δx 是油动机杆上的斜铁传动的, 因此它的大小必然与油动的位移 Δm 成比例, 如果斜铁倾斜角为 α , 则有:

$$\Delta x = \Delta m \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (1-23)$$

将式(1-23)代入式(1-22), 并加以整理导出反馈系数 β ,

$$\beta = \frac{\Delta z}{\Delta m} = \frac{n_2 b_2}{n_1 b_1} \operatorname{tg} \alpha. \quad (1-24)$$

由式(1-24)可见, 当进出油口个数及宽度一定时, 反馈系数 β 只决定于斜铁倾斜角 α 。如果减小 α 角反馈系数 β 减小, 则特性线 $m=m(z)$ 变陡, 致使不等率减小。也就是说反馈作用减弱了, 不等率减小。与前边的结论一致。如果斜铁倾斜角 α 是可调的, 在运行中可根据不同工况调整不等率。

弹簧反馈, 图1-8是具有反馈弹簧的系统, 它的工作原理前边已讲过。在稳定工况下, 弹簧9的变形力与继电器油压差 Δp_1 力平衡, 即

$$\Delta p_1 F_s = K_s \cdot \Delta x, \quad (1-25)$$

式中 $K_s, \Delta x$ ——反馈弹簧刚度及变形;

F_s ——继电器活塞面积。

由图可见, 弹簧变形 Δx 与油动机位移 Δm 有一定比例关系, 即 $\Delta x = \Delta m \frac{d}{c+d}$, 将其代入式(1-25), 则可求得反馈系数 β :

$$\beta = \frac{\Delta p_1}{\Delta m} = \frac{K_s}{F_s} \cdot \frac{d}{c+d}. \quad (1-26)$$

由此式可见, 反馈系数 β 主要决定于弹簧刚度 K_s 和杠杆 d 和 c 的比例关系。如果减小弹簧刚度 K_s , 使反馈系数 β 减小, 特性线 $m=m(z)$ 变陡, 使 $n=n(N)$ 特性线变平坦, 不等率减小。此结论也与前边结论一致。

总之, 分析了三种反馈方式对不等率的影响后可以得出一个共同结论, 调整反馈系数可以改变调节系统的不等率。读者自然会联想到, 为了保持调频不等率不变, 在变压运行机组的调等系统上安装一个自动调整反馈系数的装置将是十分合理的。