

燃煤锅炉燃烧自动调节与功率自动调节

上海后方三二五电厂

华东电管局电力试验研究所热工室

前 言

我们 325 厂地处皖南山区,是 1970 年开始基建,1972 年 6 月正式发电的三线电厂。1975 年初,周总理根据毛主席指示在四届人大提出了实现四个现代化,在本世纪内把我国建设成为社会主义强国的宏伟目标,我们全厂职工受到极大的鼓舞。锅炉燃烧自动的投入就是在这样形势下开已起来的。1975 年 5 月华东电管局正式指定我厂为燃煤锅炉燃烧自动化试点,给了我们很大促进。在上级领导的关怀下,厂党委的领导下,有华东电管局电力试验研究所、电管局对外组和华东电力设计院等单位参加,实现了工人、干部、技术人员三结合和科研、设计、使用单位三结合,依靠和发动群众,在同年 9 月投入了 2 号炉燃烧自动。1976 年,我厂在电力试验研究所和各兄弟单位的帮助和支援和继续前进,做了大异试验改进工作,并加装了汽轮发电机组功率自动。在同年 7 月将二台锅炉燃烧自动及汽轮发电机组功率自动全部投入并完成了主要改进工作。1977 年在华主席抓纲治国战略决策指引下,又作了改进,使自动得以巩固和提高。

由于我们对热工自动工作缺乏经验,燃烧自动和功率自动投入时间不长,在调节系统结构方面还存在不够完善的地方。随着锅炉设备的改进和运行情况的改变,还要继续改进和提高。

一、发电设备概况

我厂安装二台 25000 千瓦中压机组,第 1 台机组于 1971 年 6 月投入运行,第二台于 1974 年 5 月投运。设备概况如下:

(一)设备规范及热力系统

1. 锅炉为炉粉直吹式汽鼓锅炉。

制 造 厂: 上海锅炉厂 型 号: SG130—39/450—I 型,

额 定 容 量: 130 吨/时 过热蒸汽压力: 39 公斤/厘米²

过热蒸汽温度: 450℃ 给 水 温 度: 170℃

每台锅炉配有风扇式磨粉机四台及离心式送风机二台,吸风机二台。

2. 汽轮机为中压凝汽式。

制 造 厂: 上海汽轮机厂 型 号: 31—25—7 型

额定容量：25,000 千瓦 主蒸汽压力： 35^{+2}_{-3} 公斤/厘米² (绝对)

主蒸汽温度：435℃ 排汽压力： 0.06 大气压 (绝对)

3. 发电机为密闭空气冷却式：

制造厂： 上海电机厂 型 号： TQC—2

额定容量： 31250 伏安 额定电压： 6300 伏 额定功率： 0.8

4. 二台机组的热力系统为母管式布置。

二台锅炉的蒸汽送到蒸汽母管，可供 1 号机或 2 号机使用。

(二) 锅炉结构及燃烧室布置

锅炉采用半露天悬吊式结构，锅炉受热面为 U 型布置，汽包高 28 米，炉膛截面积为长方形，宽 6.9 米、深 6.6 米，炉膛容积 767.5 米³，锅炉为炉粉直吹式，无炉粉仓。燃料由炉仓经落料管进入给料机，由给料机将适当的燃料送入磨料机。磨料机为风扇式，在磨料的同时由一次风将燃料经粗粉分离器吹送到喷燃口，进入炉膛燃烧。每台磨料机有二根燃料管连通锅炉两对角的喷燃口。锅炉喷燃口为四角布置，位于 9.5 米标高，四角喷燃后在炉膛中心形成一个稳定的切圆燃烧，燃烧口为缝隙式，一次风燃料喷嘴每只角布置二只，共八只，二次风喷嘴每只角布置三只，共十二只。锅炉风炉系统见图 1-1。

(三) 设备运行情况

我厂机组发电时并入电网，带基本负荷运行，锅炉设计烧无烟煤，现烧淮南和淮北煤。经过较长时间运行，证明锅炉对燃料适应良好。机组满负荷运行时，锅炉蒸发量为 105~110 吨/时。由于电网频率低，为避免汽机断叶片，我厂规定频率低于 48.5 赫时汽机出力应降低到不超过 24,000 千瓦。风机运行情况为送风机 1 台，吸风机 2 台投入。磨料机则经常有 3 台或 4 台投入运行。这要根据叶轮新旧、煤种和煤湿度等情况而定。由于我厂是炉粉直吹式锅炉，在煤湿或煤中灰分多等情况影响磨料机出力降低时，锅炉蒸发量也受到影响。

送吸风机用进口导向风门调节风量，特性较一般节流挡板为好，耗电亦较用节流式挡板调节时为省。图 1-2 中可以看出进口导向风门的特性，即在送风机风门不同开度时的风量。由风门调节特性曲线可以说明，在常用调节范围内调节性能尚好，接近于线性。

磨料机用圆盘式给料机来调节进风量。给料机有二个调节机构：一个是调节圆盘刮板（料斗门）开度；一个是调节圆盘转速。平时的调节方式是料斗门开度固定，调节圆盘的转速。给料机圆盘由一交流感应电动机通过滑差离合器带动，电动机转速为 1450 转/分，通过滑差离合器后转速可在 0—1200 转/分范围内调节。因受磨料机容量限制，实际使用不超过 500 转/分。为了方便运行人员调节，在 1975 年已将转速调节范围改为 0—500 转/分。1976 年 8 月，在西安交通大学师生的帮助下，对圆盘式给料机的调节特性做了试验，将料斗门分别固定在 15%，30%，45%，60%，75% 开度，再将滑差离合器调出转速自 150 转/分变至 200, 250, 300, 400 直到 500 转/分。将各试验点给料机在一段时间内（约 10 分钟）送至磨料机的燃料取出称量，再换算成每小时的燃料，在各试验点绘制好曲线（见图 1-3）。从曲线可以看出，在固定料斗门开度时，燃料与转速成线性关系，开度在 60% 以上时，曲线逐渐弯曲呈饱和现象，在 75% 开度以上已不使用。

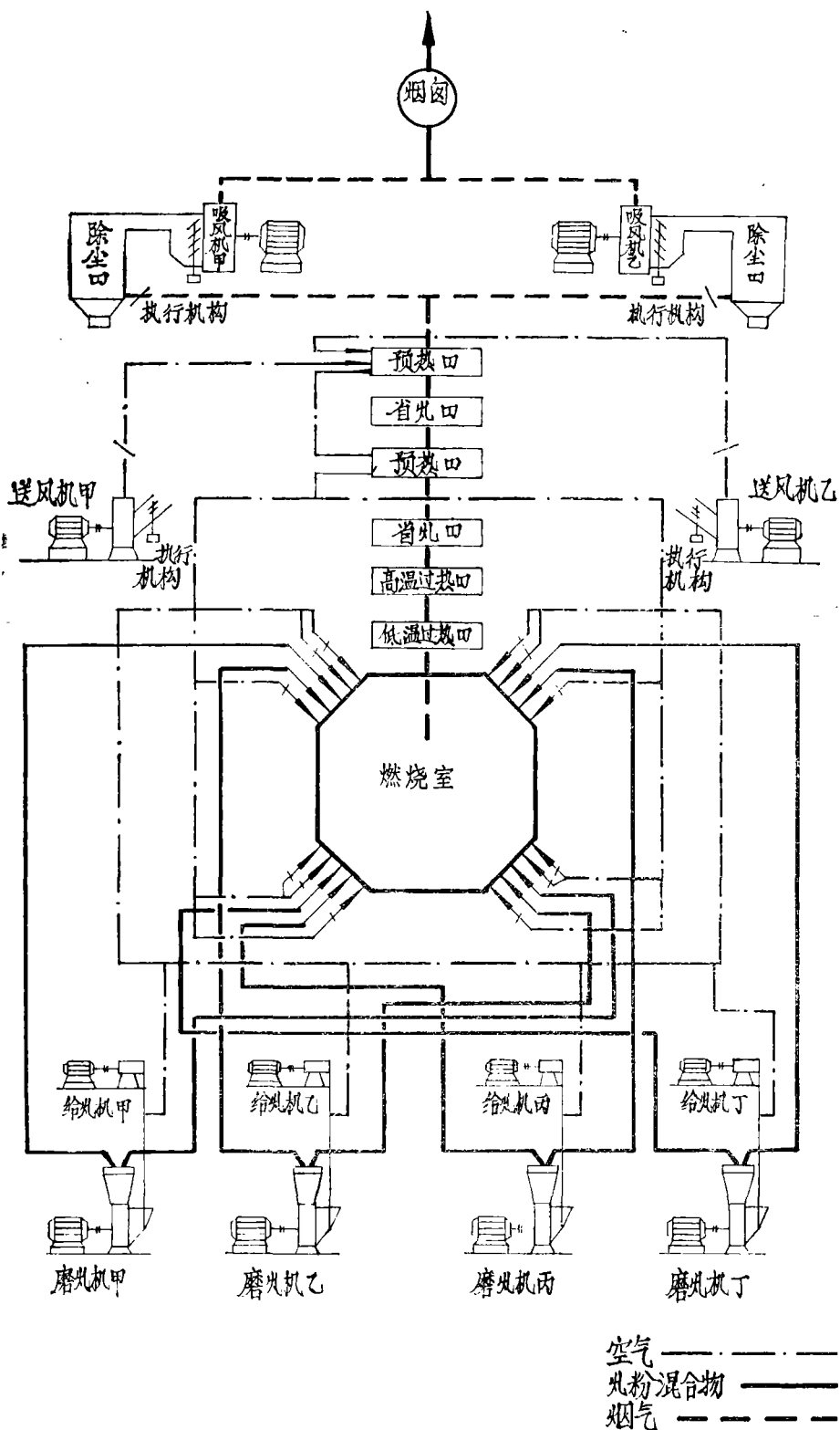


图 1-1 锅炉风炉系统图

锅炉安装设计时,自动调节设备采用 DDZ-Ⅱ型电动单元组合调节仪表。有汽鼓水位、蒸汽温度及燃烧自动(包括蒸汽压力、送风量及炉膛负压)三个调节系统。当时 DDZ-Ⅱ型调节仪表品种不全,因此 1 号炉差压变送器及电动执行机构等采用了 DDZ-I 型。锅炉投入运行正常后,首先投入了汽鼓水位自动调节系统,由于给水调节阀结构不合理,调节特性不好,故障多,在 1972 年作了四次改进,取得了较好效果,投运后使用状况良好。蒸汽温度自动调节系统由于锅炉投入运行后汽温一直偏低,很少使用减温水,尚未投入运行。对减温水调节阀已作了二次改进。

燃烧自动调节系统设备不够完善,过去曾做过一次试验。1975 年 5 月电管局指定我厂为燃机锅炉燃烧自动试点后,我厂即组织了人员做了设备的改进、调整、投入试验等工作。现在燃烧自动已投入使用了二年左右,对安全经济运行起了良好作用。

我厂发电机组平时带基本负荷运行,因此发电机组的出力变化大部分由电网频率变化引起,电网频率升高时,汽机调速系统关小调节汽门,减低负荷。频率降低时,增加负荷。这会引起汽轮发电机组出力降低或过负荷。在这种情况下,运行人员要及时调节汽机同步电动机保持负荷为额定值,这种变化比较频繁,数值亦较大,会引起母管压力波动。为了保持汽轮发电机组的稳定运行,减少母管压力波动,在 1976 年,加装了功率自动控制。当时这种调节系统尚无现成的配套设备,我厂是利用 DDZ-Ⅱ型仪表及 FS 系列仪表加以改装后再连接成调节系统的。投入后能保持发电机功率在额定 ± 300 千瓦范围内,使外扰减小,母管应力保持稳定,从而保证安全经济发电。

(四)调节系统改进

投入自动调节装置为了保证机组安全经济运行,因此首先要提高自动调节系统本身的可靠性,并改善调节质量,提高经济性。因此在投入自动过程中对调节系统作了如下改进。

1. 为了保证进入调节器信号的稳定,在波动较大的信号后面加装了电气阻尼器。例如风量、氧量、炉膛负压、功率等变送器后面均加装了阻尼器,信号经过阻尼器再接到调节器。

2. 在给煤、风量、负压及功率自动调节系统中均加装了限幅报警及参数保护装置。限幅报警的作用是限制调节器的输出在一定范围内,防止执行机构开足或关紧,造成异常运行。例如,给煤机转速过高给煤量过大要造成磨煤机堵塞,给煤量过小,会造成锅炉熄火;送风量或吸风量过大或过小也会造成熄火,此外汽机功率不允许大幅度波动,因此都需要加装限幅器。参数保护的作用是当被调参数变化超出规定范围时,使调节系统退出自动,这样参数偏差不会过大;但当向缩小偏差方向动作时,自动调节仍能起作用。例如,炉膛负压,当超出 ± 10 毫米水柱时,参数保护即动作、报警,并使负压调节系统退出,待引起扰动原因消除后,即可恢复正常,如期限内不能消除,则由运行人员切换到手动。在风量调节系统中,装有氧量参数保护。我厂限幅报警器为 DFF-01 型,参数保护用 DXB-113 双针指示报警表。

3. 加装了功率自动调节系统后,保证了功率稳定,汽轮发电机组功率由定值器来改变。定值器的信号还同时经过加法器、微分器加到锅炉主调节器,作为前馈信号。这样在改变汽轮发电机组功率的同时改变锅炉给煤量,其作用相当于减小给煤延时,可以减小母管压力波动。

4. 风量投入自动后,由于煤种变化及利用预热器进出口压差测量的风量不够准确,因此风量比不易保持适当。1976 年安装了氧化锆氧量表,测量烟气含氧量,并采用氧量信号作为风量调节的校正信号。氧化锆测量氧量时,输出信号是毫伏。毫伏数与烟气、空气中的氧

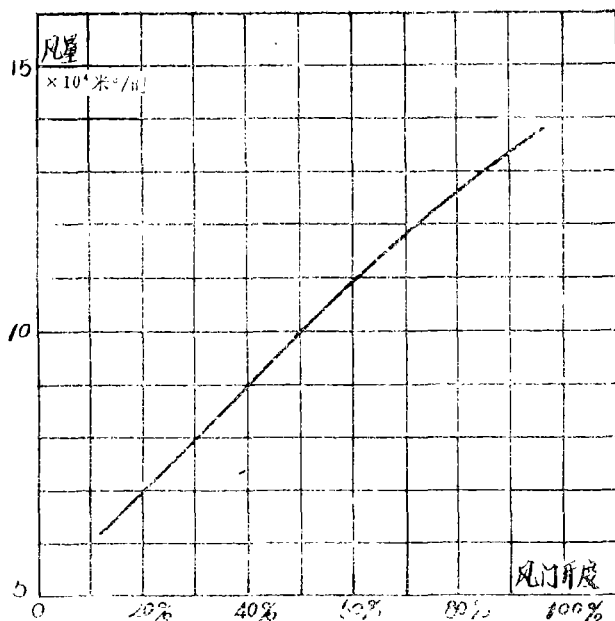


图 1-2 送风机风门调节特性(单风机运行)

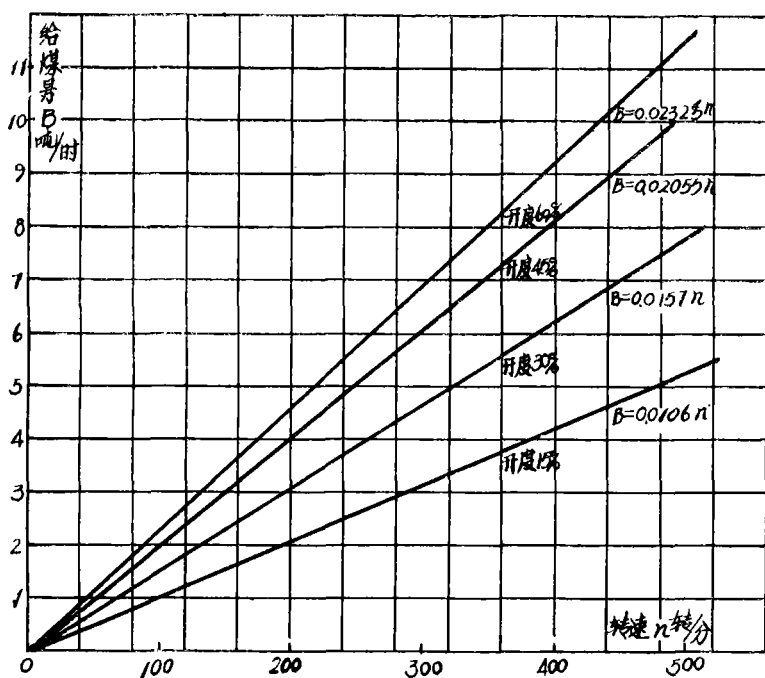


图 1-3 给料机转速与给煤量的关系

氧量有关；烟气中含氧小时，与空气的氧量差大，氧化锆输出的毫伏大；烟气中含氧量小时，输出毫伏小。毫伏与氧量是非线性关系，在低氧量时刻度宽。我厂氧化锆元件为直插式，1号炉装在低温过热出口，烟温约 750℃；2号炉装在过热出口烟道，烟温约 600℃。由于氧

化锆测氧反应快，可靠性高，投入自动后能及时调正风氧保持氧势在指定值。

5. 加装了给料机转速及送、吸风机进口导向风门开度的自动跟踪线路，使调节曲线跟踪有关执行机构操作电流，以便运行人员随时投入自动。

二、锅炉燃烧自动调节系统

(一)调节系统概述

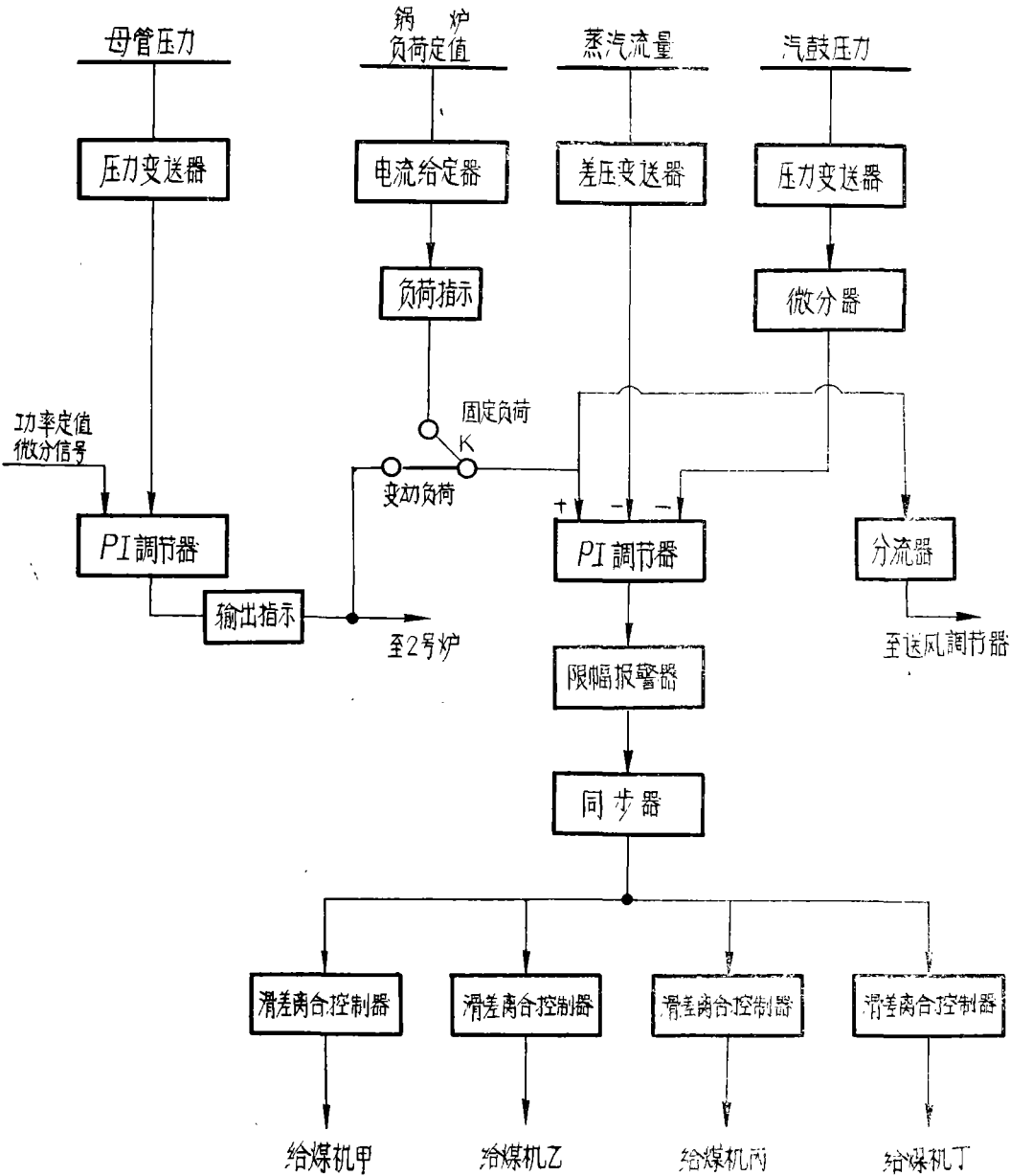


图 2-1 锅炉热负荷调节系统原理图

锅炉燃烧自动调节系统包括汽压（热负荷）、风压及炉膛负压三个系统。汽压自动调节的任务是根据蒸汽压力的高低，变动给煤量以保持母管压力，使锅炉蒸发量适应汽轮机需要，送风调节系统则应根据锅炉出力或燃煤量，调节送风机进口风门，使风量适应燃烧需要，保证经济燃烧；在送风机风门动作时，炉膛负压调节系统同时动作引风机风门，保证炉膛负压为额定值。三个系统必须动作协调才能保证锅炉的安全经济运行。

我厂二台机组发电时并列作母管制运行。但在一台机组检修或燃煤供应不足时仅一台机组运行，近似为单元制。汽压自动为带母管压力校正的串级调节系统。因为我厂二台锅炉的控制室距离较远，考虑到一台炉运行时的安全与方便，在二台炉表盘上均装有压力调节阀。在二台炉同时投入燃烧自动时合用一台调节阀，而在一台炉投入自动时则用锅炉备用的调节阀。

我厂锅炉是煤粉直吹式，这种锅炉在给煤扰动下，蒸汽压力的延滞比较大，因为给煤量变化后需经过磨煤机磨成粉再进入炉膛。为了使压力调节系统的反应要快，我们采用了“热煤——燃料”和“给定负荷——空气”系统。经过一段时间运行观察，压力波动约为±0.5公斤/厘米²，尚在允许范围内，而在手动调节时，压力波动约为±1公斤/厘米²。在外部扰动时锅炉压力波动较中间储粉仓式为大。

我厂锅炉热工自动控制设计时采用 DDZ-Ⅱ型，在第一台机组安装时 DDZ-Ⅱ型仪表品种尚不齐全，几经修改在1976年已将送吸风机导向风门电动执行机构改装成 DDZ-Ⅱ型。第二台机组电动执行机构经过几次调查改进，现在换用了1975年产品。同时换装了 DFD-07 型操作器，使用操作器的上下限作为风门执行机构的限位器。经过一段时间的运行这种操作器尚比较可靠。DTL-130 型 PI 调节阀尚能使用，但积分时间可调范围小，输入微分信号时需另装微分器。为了便于整定，有部分调节阀已改用 DTL-331 型。

燃烧自动调节系统压力、差压变送器的规范如下表：

设备名称	型号	测量范围	量程	斜率	限幅报警范围
母管压力变送器	DBY-Ⅱ	25~45 公斤/厘米 ²	20 公斤/厘米 ²	$\gamma = \frac{0.5 \text{ 毫安}}{\text{公斤/厘米}^2}$	
汽包压力变送器	DBY-Ⅱ	30~50 公斤/厘米 ²	20 公斤/厘米 ²	$\gamma = \frac{0.5 \text{ 毫安}}{\text{公斤/厘米}^2}$	
蒸汽流量变送器	DBC-Ⅰ	0~160 吨/时	160 吨/时	$\gamma = \frac{0.09 \text{ 毫安}}{\text{吨/时}}$	
风量变送器	DBC-Ⅰ	0~200 毫米水柱	200 毫米水柱	$\gamma = \frac{0.05 \text{ 毫安}}{\text{毫米水柱}}$	上限 7 毫安 下限 2 毫安
氧量(O ₂)毫伏变送器	DBW-Ⅱ	0~100 毫伏	10% O ₂	$\gamma = 0.5 \text{ 毫安}/\% \text{O}_2$	
负压变送器	DBC-Ⅱ	0~80 毫米水柱	80 毫米水柱 (±40 毫米水柱)	$\gamma = \frac{0.125 \text{ 毫安}}{\text{毫米水柱}}$	上限 5 毫安 下限 2 毫安

(二)主压力调节系统和热负荷调节系统

主压力调节系统和热负荷调节系统组成一串联调节系统,其调节系统原理图如图 2-1 所示。它以反映锅炉与汽机间能量平衡关系的母管压力 P_M 为主信号,经压力变送器送到主压力调节器,并与其内部定值比较后输出一电流信号 $I_{主}$ 同时送到热负荷调节器和送风调节器。当汽机侧负荷变化时,母管压力 P_M 变化,主压力调节器输出电流 $I_{主}$ 也变化,通过热负荷调节系统和送风调节系统去改变进入炉膛的燃料量和风量,使锅炉蒸汽流量适应汽机负荷变化需要,以保持母管压力 P_M 为额定值。热负荷调节器接受主压力调节器输出信号 $I_{主}$ (带调节负荷)或固定负荷定值器定值信号 $I_{固}$ (带固定负荷)与蒸汽流量变送器输出的蒸汽流量信号 D 加上汽鼓压力变送器及微分器输出的汽鼓压力微分信号 $\frac{dp_b}{dt}$ 所组成的热负荷信号 D_Q ,上

述二个信号在热负荷调节器中比较后输出一一定信号电流,经同步器 ZLT 和滑差离合控制器 ZLK-5 去改变各台圆盘给料机转速。这样进入炉膛的煤粉量也发生相应变化,使锅炉蒸汽流量信号等于主压力调节器或固定负荷定值器所输出信号(静态时热负荷信号等于蒸汽流量信号 D),也就是根据负荷需要要求该台锅炉所供应的蒸汽流量。这种调节系统也称为以母管压力 P_M 为主信号的“热负荷——燃料”调节系统。

1. 对象动态特性

锅炉的生产过程是十分复杂的,而燃烧调节系统又是锅炉设备中最复杂的一个调节系统。为了要实现上述对锅炉燃烧调节系统的要求,了解调节对象动态特性,以便掌握复杂调节对象之间关系,对设计合理的调节系统是一个很重要手段。即使是在已定的燃烧调节系统情况下,为了较快地将自动调节系统投入使用,并保证在安全可靠和稳定条件下运行,也要根据对象动态特性来估算调节器的有关参数,以得到较好的调节过程,并且还可以对已定的调节系统提出改进方向,以便进一步提高调节品质。当然调节过程品质好坏,还取决于主设备状态和调节机构等一些因素,但是应该说设计合理的调节系统和正确选择调节器的有关参数,也是一个十分重要的因素。

对象动态特性可以根据锅炉结构和物理特性,应用数学方法来进行计算,但由于锅炉设备是一个复杂对象,其过渡过程的许多物理参数都是非线性的。在应用数学方法分析时还要加上一些假定,因此用这种方法所得出的对象动态特性往往会与实际情况有很大出入,所以目前在热工自动调节方面大都采用现场试验方法来求取对象动态特性。但是尽管如此,还是可以根据一些简单试验,应用数学方法加上一些理想的假定得到并不严格的对象动态特性,为在现场用试验方法来求取对象动态特性作一些定性指导,仍有着实际意义。

用现场试验方法求取对象动态特性目前一般仍采用阶跃扰动试验方法。在不影响机组安全运行的前提下,扰动量应尽量取大一些,以便减少随机干扰的影响。由于调节对象的非线性,有必要在机组不同负荷情况下进行试验,以求取其平均值。现场试验采用上海自动化仪表二厂生产的二笔记录仪和上海电工仪表研究所生产的三笔记录仪作为记录表计,记录纸走纸速度为 10 毫米/30~40 秒,在试验中对某些量程较大的参数进行了量程压缩。

为了以后调节器参数计算的方便,避免单位换算错误,所以试验时一般都以调节器输出电流 $I_{调}$ 来作为扰动量。这时要求小回路投入自动,如实际中有困难时,可以将扰动量换算为相当于调节器输出电流 $I_{调}$ 、输出量为调节对象变送器输出电流 $I_{出}$ 。把放大器到变送器

(包括对象在内)作为整个对象来考虑,这样扰动量和被调量变化量,都以毫安单位表示。

(1)内扰对象动态特性

① 汽机同步门开度 μ_F 不变, 炉旁扰动。

改变给料机转速作为炉旁扰动, 给料机转速斜率 $\gamma_n = \frac{10 \text{ 毫安}}{500 \text{ 转/分}} = 0.02 \text{ 毫安/转/分}$ 。因

为炉旁不仅同给料机转速有关, 还与给料机炉旁门开度有关, 在试验时必须固定给炉旁门开度(在平时运行位置)不变。扰动量以毫安来表示。

二机二炉运行时所得内扰对象特性曲线如图 2-2 所示。

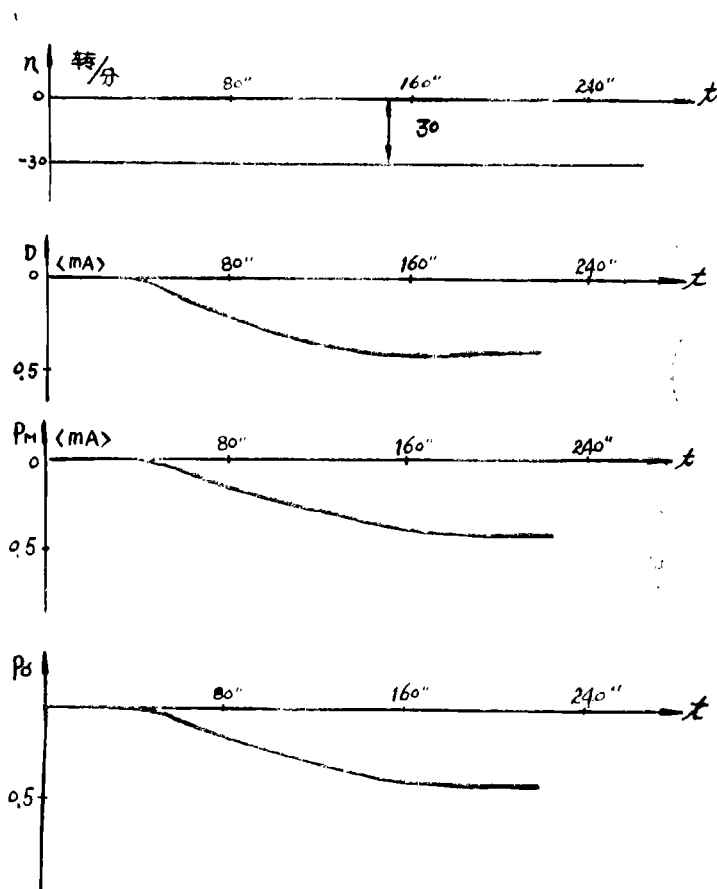


图 2-2 对象反应曲线(手操给炉)

用切线法(见本刊1974年第9期)求得传递函数。

$$W_D(P) = \frac{\Delta D}{\Delta B} = \frac{1}{(1+40p)^2} e^{-30p} \quad \text{毫安/毫安}$$

$$W_{P\delta}(P) = \frac{\Delta P_{\delta}}{\Delta B} = \frac{1.1}{(1+50p)^2} e^{-30p} \quad \text{毫安/毫安}$$

$$W_{PM}(P) = \frac{\Delta P_M}{\Delta B} = \frac{0.7}{1 + 160p} e^{-30p} \quad \text{毫安/毫安}$$

② 汽机负荷 D 不变，炉晃扰动。

汽机功率自动调节系统投入使用，保持发电机功率不变，炉晃 B 扰动时得出对象动态特性如图 2—3。二机二炉运行的炉晃扰动试验没有做。

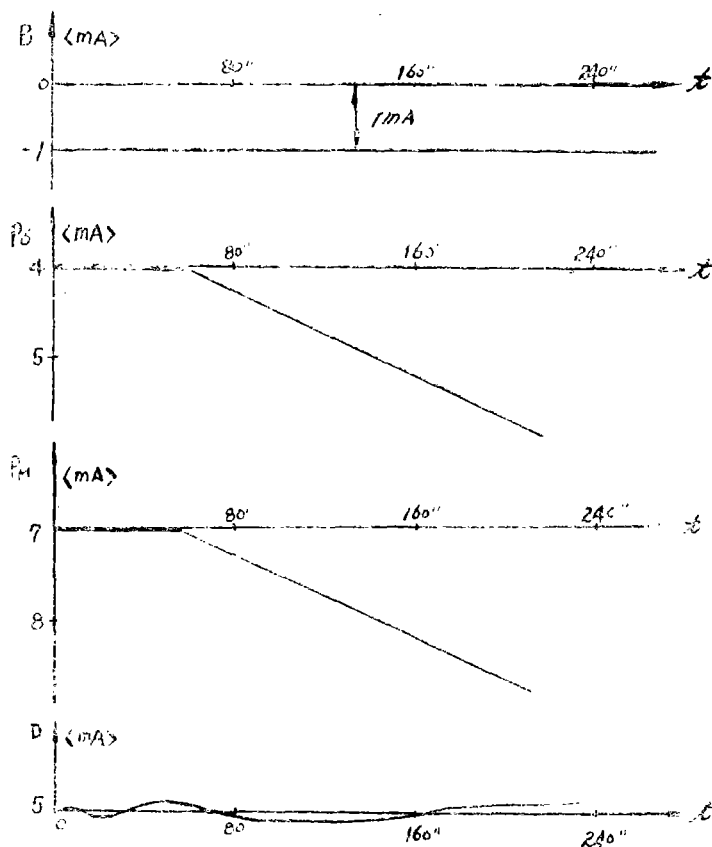


图 2-3 母管压力飞升曲线（炉 1 晃扰动）

从图 2-3 中曲线求得传递函数为：

$$W_{P\delta}(P) = \frac{\Delta P_{\delta}}{\Delta B} = \frac{1}{90p} e^{-60p} \quad \text{毫安/毫安}$$

$$W_{PM}(P) = \frac{\Delta P_M}{\Delta B} = \frac{1}{90p} e^{-60p} \quad \text{毫安/毫安}$$

(2) 外扰对象动态特性

① 炉鼻不变（锅炉带固定负荷，投入自动），汽机同步开度 μ_T 扰动。试验时，突然改变同步开度 μ_T ，所得对象动态特性曲线如图 2-4。

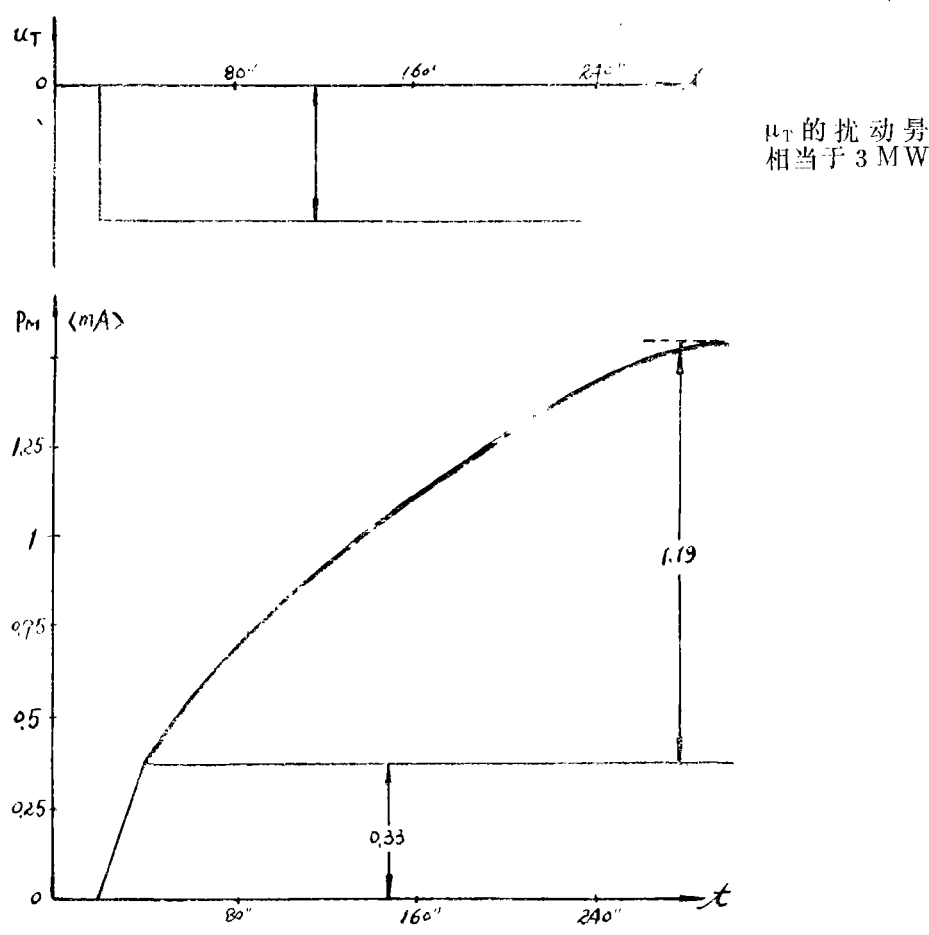


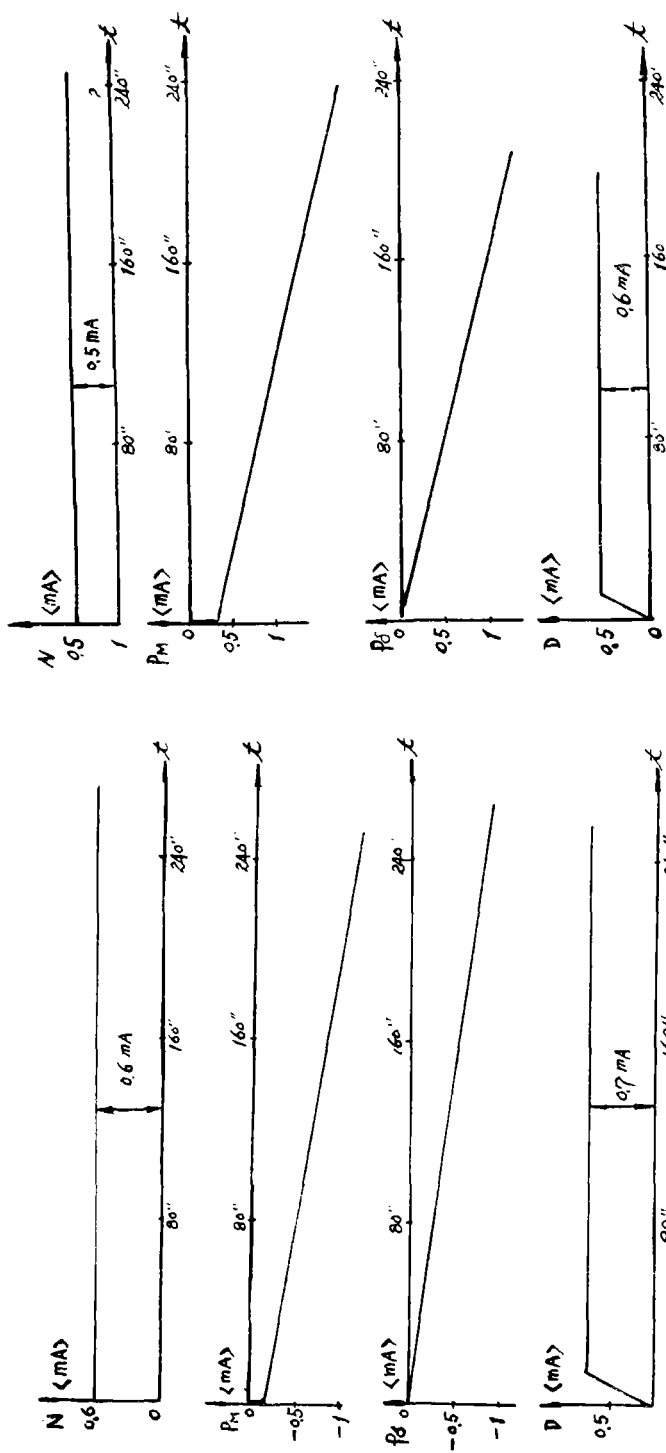
图 2-4 母管压力飞升曲线（二机二炉）

由图 2-5 求得传递函数为：

$$W_{P_M(P)} = \frac{\Delta P_M}{\Delta \mu_T} = -0.11 \left(1 + \frac{3.6}{1 + 150p} \right) \quad \text{毫安/兆瓦}$$

② 炉鼻不变，汽机负荷 D 扰动

汽机功率调节系统投入自动，试验时，锅炉保持炉鼻不变，突然改变一台汽机功率定值 D 定值，得到对象动态特性曲线如图 2-5。



(b) 单机单炉

(a) 二机二炉

图 2-5 母管压力飞升曲线

二机二炉时

$$W_{P_b}(P) = \frac{\Delta P_b}{\Delta N} = -\frac{1}{170p} \quad \text{毫安/毫安} \cdot \text{秒}$$

$$W_{P_M}(P) = \frac{\Delta P_M}{\Delta N} = -\left(0.30 + \frac{1}{170p}\right) \quad \text{毫安/毫安}$$

单机单炉时

$$W_P(P) = \frac{\Delta D}{\Delta N} = 1.2 \quad \text{毫安/毫安}$$

$$W_{P_b}(P) = \frac{\Delta P_b}{\Delta N} = -\frac{1}{84p} \quad \text{毫安/毫安} \cdot \text{秒}$$

$$W_{P_H}(P) = \frac{\Delta P_m}{\Delta N} = -\left(0.6 + \frac{1}{84p}\right) \quad \text{毫安/毫安}$$

从以上试验结果来看,实际炉旁 B 扰动到热旁 D_Q 变化反应的延迟时间是 40~60 秒,其中炉膛中燃料燃烧到产生假想蒸汽流量 D_Q 的延迟时间 τ_2 一般在 20~30 秒左右,这样从给料机转速改变到燃料进入炉膛燃烧的延迟时间约 τ_1 约 20~30 秒。由于延迟时间 τ_1 还不算太长,所以对调节系统没有进一步采取改进措施,以改善对象动态特性。尽管延迟时间 τ_1 不算长,但对母管压力 P_M 的调节过程仍有一定影响。为提高调节质量,在汽机侧加了功率调节系统,并在锅炉燃烧调节系统中加入功率前馈调节。

2. 主压力调节系统和热负荷调节系统的整定原则

主压力调节系统与热负荷调节系统组成一个串级调节系统,其调节系统方框图示于图 2-6。

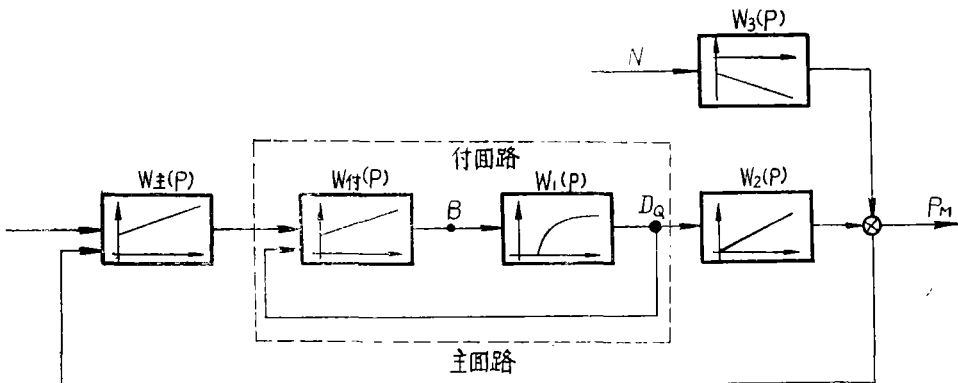


图 2-6 主压力调节系统和热负荷调节系统方框图

串级调节系统一般由二个回路组成。一个是由主压力调节器、热负荷调节系统和对象 $W_2(P)$ 组成的回路,称为主回路(大回路),主压力调节器称为主调节器,它本身不带执行

机构,而是通过付回路来进行调节;另一个是由热负荷调节口、执行机构(图中未画出)和对象 $W_1(P)$ 组成的回路,称为付回路(小回路),热负荷调节口称为付调节器。这两个回路的作用是不同的。主回路是一个定值系统,它根据汽机负荷的变化来改变付回路的定值,迅速改变锅炉蒸发量,适应汽机负荷变化需要以保持母管压力 P_M 不变。付回路是一个随动系统,它根据主调节口来的定值信号迅速改变炉量,使热信号 D_Q 等于主调节口来的定值信号。付回路还须克服炉量、炉种变化引起的内部扰动,以稳定锅炉热负荷。所以串级调节系统是一个双参数、双回路的复杂调节系统,整定比较麻烦,但可以通过对调节系统的分析,将整定工作简化。

付回路的目的是为了减少内扰对被调量(母管压力 P_M)的影响,改善调节对象动态特性,从而提高调节过程的调节品质。如果没有热负荷调节系统这个付回路,则调节系统就变成单参数单回路调节系统。调节对象 $W_0(P)$ 的动态特性为:

$$W_0(P) = \frac{\Delta P_M}{\Delta B} = W_1(P) \cdot W_2(P) = \frac{K}{1+TP} e^{-\tau P} \quad (\mu_T \text{ 不变})$$

$$\text{或} \quad W_0(P) = \frac{\Delta P_M}{\Delta B} = W_1(P) \cdot W_2(P) = \frac{\varepsilon}{P} e^{-\tau P} \quad (D \text{ 不变})$$

是一个具有迟延的一阶惯性环节或积分环节。

如果有热负荷调节系统这个付回路,而热负荷调节口的参数整定得使付回路的传递函数为:

$$W_{\text{付}}(P) = \frac{W_{p\text{付}}(P) \cdot W_1(P)}{1 + W_{p\text{付}}(P) \cdot W_1(P)} \approx 1$$

则主压力调节系统的等效对象传递函数为:

$$W_{\text{等}}(P) = \frac{W_{p\text{付}}(P) \cdot W_1(P)}{1 + W_{p\text{付}}(P) \cdot W_1(P)} \times W_2(P) \approx W_2(P)$$

根据一般计算可知,热量扰动时,调节对象 $W_2(P)$ 动态特性为:

$$W_2(P) = \frac{\Delta P_M}{\Delta D_Q} = \frac{K_1}{1+TP} \quad (\mu_T \text{ 不变})$$

$$\text{或} \quad W_2(P) = \frac{\Delta P_M}{\Delta D_Q} = \frac{\varepsilon}{P} \quad (D \text{ 不变})$$

这样主回路的等效调节对象就成为一个惯性环节(μ_T 不变)或一个积分环节(D 不变),使对象动态特性大大得到改善。

虽然串级调节系统在提高调节质量上带来了好处,但也带来了新的问题。因为付回路包含在主回路的回路内,而主回路的调节又要通过付回路来实现,这样付回路与主回路在调节过程中相互有影响。当主回路和付回路的工作频率相等时,会使调节过程产生共振,造成整个调节系统不稳定。

串级调节系统的整定以主压力调节系统为例来进行分析,其调节系统方框图如图 2-7 所示。

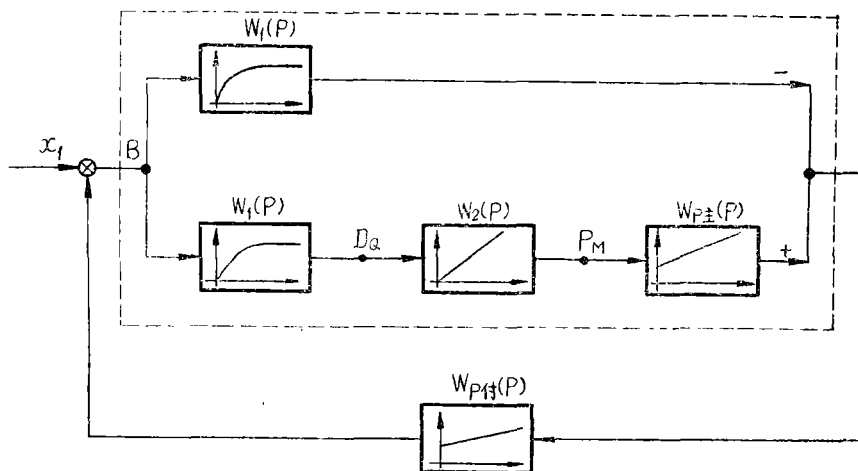


图 2-7 主压力调节系统内扰下方框图

当灶鼻 B 发生扰动 (内扰) 时,付回路被调灶鼻信号 D_Q 惯性小,很快反应到付调节口 $W_{P付}(P)$,而主回路中母管压力 P_M 惯性大,反应到付调节口 $W_{P付}(P)$ 来得慢。如果付调节口参数整定得比例带 δ_P 较小,则付回路会很快去消除灶鼻扰动,不致于涉及到母管压力 P_M 。这样主回路对付回路的影响就可以不考虑,即认为主回路与付回路完全切断,付调节口 $W_{P付}(P)$ 就能象单回路调节系统一样,按被调灶鼻信号 D_Q 的内扰动态特性来进行整定。

如果对象 $W_2(P)$ 反应时间外,而主调节口 $W_{P主}(P)$ 的参数 δ_P 选择得很小 (即 K_P 很大),则主回路对付回路就会产生影响,付调节口就不能按对象 $W_1(P)$ 来进行整定,而一定要按等效对象 $W_{等}(P)$ (如图 2-7 虚框中所示) 来整定。由于等效对象 $W_{等}(P)$ 中包含着主调节口 $W_{P主}(P)$,因此主调节口参数会影响付调节口的整定,这时就必须进行主回路和付回路之间反复试凑来整定主、付调节口。这种试凑是比较麻烦的,所以在保证系统稳定的前提下,一般将主、付调节口整定得过程衰减率 ψ 不一样,前者调节过程衰减率 ψ 取得大一些,后者小一些,即达到付调节口快速动作要求。并使主、付回路调节过程工作频率错开。

如果将付回路整定为近似比例环节,即 $W_{付}(P) = \frac{W_1(P) \cdot W_{P付}(P)}{1 + W_1(P) \cdot W_{P付}(P)} \approx 1$,则主

压力调节系统可以简化为由主调节口 $W_{P主}(P)$ 和对象 $W_2(P)$ 组成的单回路调节系统,主调节口 $W_{P主}(P)$ 就可以根据对象 $W_2(P)$ 来进行整定。这样,由于二个对象动态特性 $W_1(P)$ 和 $W_2(P)$ 差别较大,就可以把主回路和付回路分别单独地进行整定,从而简化了复杂的串级调节系统的整定工作。

主压力调节系统与热负荷调节系统组成的串级调节系统同一般串级调节系统稍有不同,热负荷调节系统不仅可以成为主压力调节系统中的付回路,起到执行机构作用,在锅炉带固定负荷时还可以独立进行工作。这样可以先把热负荷调节口整定好,使热负荷调节系统在锅炉带固定负荷情况下运行,然后再在此基础上整定主压力调节口。根据上述分析,对于串级

调节系统的整定原则和步骤为：

(1) 先整定付回路。根据对象 $W_1(P)$ ，取调节过程衰减率 ψ 较低的指标来选择付调节器的参数，使付回路能是一个近似比例环节或能得到既稳定又快速的调节过程。

(2) 使付回路能独立地投入运行。

(3) 对象 $W_2(P)$ 有时不能直接求得，而且假定的付回路是一个 $K \approx 1$ 的比例环节，会与实际情况有一定出入，所以有必要来求取等效对象动态特性（求取方法下面叙及）。

$$W_{\text{等}}(P) = W_{\text{付}}(P) \cdot W_2(P)$$

(4) 最后整定主回路中的主调节器 $W_{\text{主}}(P)$ 参数是根据等效对象 $W_{\text{等}}(P)$ 并取调节过程较高衰减率 ψ ，保证整个调节系统的稳定性。

3. 热负荷调节系统的整定

热负荷调节系统的整定是根据被调量——热负荷 D_Q 的内扰动态特性来选择热负荷调节器参数 δ_P 、 T_D 。而热负荷信号 D_Q 是由蒸汽流量 D 和汽鼓压力 P_δ 的微分二个信号组成，所以在整定热负荷调节系统之前先要整定热负荷信号 D_Q 。

(1) 热负荷信号 D_Q 整定

热负荷信号 D_Q 是由蒸汽流量 D 经差压变送器 and 汽鼓压力 P_δ 经压力变送器和 DTL-410 微分二个仪号一起加到 DTL-130 调节器而组成的。用数学式表示为：

$$D_Q = D + P_\delta \cdot \frac{K_D T_D P}{1 + T_D P} \quad (2-1)$$

式中： D ——蒸汽流量，毫安； P_δ ——汽鼓压力，毫安； K_D ——微分器微分增益 T_D ——微分器微分时间，秒。

热负荷仪号 D_Q 整定是选择微分器的微分增益 K_D 和微分时间 T_D 。当调节对象在外部负荷 N 扰动时（热负荷 B 不变即热负荷 D_Q 不变），热负荷平衡方程式为：

$$D_Q = D + C_K \frac{dP_\delta}{dt} \quad \text{则} \quad \Delta D_Q = 0 \quad (2-2)$$

则式(2-1)为：

$$D_Q(P) = W_D(P) + W_{P_\delta}(P) \cdot \frac{K_D T_D P}{1 + T_D P} = 0 \quad (2-3)$$

式中： $W_D(P) = \frac{\Delta D}{\Delta N}$ 蒸汽流量 D 在负荷扰动时对象动态特性

$W_{P_\delta}(P) = \frac{\Delta P_\delta}{\Delta N}$ 汽鼓压力 P_δ 在负荷扰动时对象动态特性

从式(2-3)可以看出，在外扰时，热负荷仪号变化应该等于零。这样就可以根据外扰时蒸汽流量 D 和汽鼓压力 P_δ 动态特性来整定微分器的 K_D 、 T_D 。热负荷仪号的整定可以用计算法，也可以用现场试验方法，现分别叙述如下：

① 根据对象的动态特性用计算方法来整定微分时间 K_D 、 T_D 。

从对象动态特性试验所得结果可知，外扰时，蒸汽流量 D 的动态特性近似为比例环节。

$$W_D(P) = \frac{\Delta D}{\Delta N} = 1.2 \quad \text{毫安/毫安}$$

汽鼓压力 P_g 的外扰动态特性是一个反向积分环节。

$$W_{P_g}(P) = \frac{\Delta P_g}{\Delta N} = - \frac{\varepsilon}{p} = - \frac{1}{84p} \quad \text{毫安/毫安} \cdot \text{秒}$$

式中 $\varepsilon = - \frac{1}{84} \quad \text{毫安/毫安} \cdot \text{秒}$

将 $W_D(P)$ 、 $W_{P_g}(P)$ 代入式(2—3)

$$\Delta D - \frac{\varepsilon}{p} \cdot \frac{K_D T_D P}{1 + T_D P} = 0$$

即 $\Delta D - \frac{\varepsilon K_D T_D}{1 + T_D P} = 0 \quad (2-4)$

忽略上式中的惯性环节，即将微分环节的实际微分环节的动态特性近似为理想微分环节。

$$\frac{K_D T_D P}{1 + T_D P} \approx K_D T_D P$$

得到

$$\Delta D - \varepsilon K_D T_D = 0 \quad (2-5)$$

则 $K_D T_D = \frac{\Delta D}{\varepsilon} \quad (2-6)$

这样的假定必然存在误差，为使实际微分环节近似为理想微分环节的假定所造成的误差尽可能小，因此要求 K_D 最大， T_D 要小。DTL-410 微分环节的微分增益 K_D 最大是 10，故取 $K_D = 10$ 。

则 $T_D = \frac{\Delta D}{\varepsilon K_D} = \frac{1.2 \times 84}{10} = 10 \text{秒}$

这里有一点需要说明，在上述试验中，蒸汽流量 D 和汽鼓压力 P_g 直接都是以毫安为单位的来表示的。但是蒸汽流量的差压变送器后没有开方阀，所以蒸汽流量变送器的斜率 γ_D 不是常数，是随着蒸汽流量 D 变化而变化的。变送器输出电流 I_D 与蒸汽流量 D 的关系为：

$$I_D = K D^2 \quad (2-7)$$

则蒸汽流量变送器斜率 γ_D 为：

$$\gamma_D = \frac{dI_D}{dD} = 2K_1 \quad (2-8)$$

$$\gamma_D = \frac{D}{D_M} \cdot \gamma_M \quad (2-9)$$

由式(2—6)中单位换算为:

$$T_D = \frac{\Delta D}{K_D \cdot \varepsilon \cdot \gamma_{Ps}} \times \frac{\gamma_M}{D_M} \times D \quad (2-10)$$

式中: ΔD ——蒸汽流量, 吨/时 $\varepsilon = \frac{\Delta P_b}{t}$ ——飞升速度, 公斤/公分²·秒

γ_D ——蒸汽流量变送器斜率, 毫安/吨/时 γ_{Ps} ——汽鼓压力变送器斜率, 毫安/公斤/厘米²
 D_M ——最大流量, 吨/时 γ_M ——最大流量变送器斜率, 毫安/吨/时。

γ_D 不同, 则 T_D 所得结果也不同。前百微分器参数的计标是在蒸汽流量 110 吨/时条件下进行的, $T_D = 10$ 秒; 而这二台锅炉在 80 吨/时到 120 吨/时负荷下运行, T_D 应按式(2—10)计算得:

$$T_D = \frac{\Delta D}{K_D \varepsilon \gamma_{Ps}} \times \frac{\gamma_M}{D_M} \times D = K' D$$

当蒸汽流量 $D = 110$ 吨/时时求得: $T_D = 10$ 秒。

当 $D = 80$ 吨/时时, $T_D = 7$ 秒; $D = 120$ 吨/时时, $T_D = 11$ 秒。

由于 T_D 在负荷 80 吨/时到 120 吨/时相差不大, 所以取 $T_D = 10$ 秒。

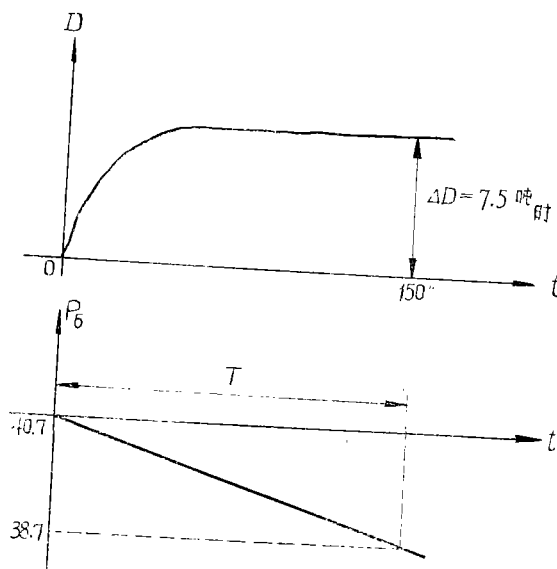


图 2-8 D 阶跃扰动 P_b 变化曲线

② 用锅炉蓄热系数 C_K 来计算微分 K_D 、 T_D 。

外扰时热平衡方程式为：

$$D_Q = D + C_K \frac{dp_b}{dt} = 0$$

$$\text{则 } C_K = - \frac{D}{\frac{dp_b}{dt}} \quad (2-11)$$

式中负号表示外扰时，蒸汽流量 D 与汽鼓压力 P_b 变化方向相反。

将式(2-11)两边积分得：

$$C_K = \frac{\int_0^T \Delta D dt}{P_b(T) - P_b(O)} \quad (2-12)$$

式中： C_K 锅炉蓄热系数， $\frac{\text{吨/时} \cdot \text{秒}}{\text{公斤/厘米}^2}$

$\int_0^T \Delta D dt$ 的积分可用作图法计算面积求出，根据上述试验所得曲线，如图2—8所示

求得：

$$C_K = \frac{\Delta D \cdot T}{P_b(T) - P_b(O)} = \frac{7.5 \times 150}{40.7 - 38.7} = 560 \frac{\text{吨/时} \cdot \text{秒}}{\text{公斤/厘米}^2}$$

$$C_K = \frac{7.5 \times \gamma_D \times 150}{(40.7 - 38.7) \times \gamma_{Pb}} = 96 \text{ 毫安/毫安} \cdot \text{秒}$$

$$\gamma_D = 0.086 \frac{\text{毫安}}{\text{吨/时}} \quad (110 \text{ 吨/时时的斜率})$$

$$\gamma_{Pb} = 0.5 \frac{\text{毫安}}{\text{公斤/厘米}^2}$$

从式(2-1)：

$$D_Q = D + P_b \frac{K_D T_D P}{1 + T_D P}$$

将微分口的实际微分环节的动态特性近似看作理想微分环节，即： $\frac{K_D T_D P}{1 + T_D P} \approx K_D T_D P$

和式(2-2)则得到：

$$K_D T_D = C_K \quad (2-13)$$

$$K_D = 10$$

$$\text{则 } T_D = \frac{C_K}{K_D} = \frac{96}{10} = 9.6 \text{ s}$$

③ 用外扰试验方法整定热导仪号

除了用上述计算方法来整定微分时间 K_D 和 T_D 外，还可以在现场直接用试验方法求得。现场试验接线图如图 2-9 所示。图中 DTL 调节器当作加法器使用，即将比例带放置在 100%，外路积分电容。用外接定值使调节器输出电流在中间位置，这样调节器输出电流变化即是热导仪号 D_Q 的变化。试验前先将微分增益 K_D 放置最大值 ($K_D=10$)， T_D 可先放得小一些 (约 5~10 秒)。在锅炉给煤量不变和燃烧工况稳定的条件下，进行外部扰动 (改变汽机同步开度 μ_T 或功率调节器定值) 试验，记录调节器输出电流变化。根据式 (2-5)：

$$D_Q = \Delta D - P_{\Delta} \frac{K_D T_D P}{1 + T_D P} \approx \Delta D - \epsilon K_D T_D = 0$$

当同步开度 μ_T 开大时，如调节器输出电流 $I_{出}$ 增加，即 $\Delta D > \epsilon K_D T_D$ ，说明 T_D 放置太小，则应增加 T_D ，反之则减小 T_D 。如 μ_T 关小时，调节器输出电流 $I_{出}$ 减小，即 $\Delta D < \epsilon K_D T_D$ ，说明 T_D 反置太大，则应减小 T_D ，反之则增加 T_D 。直到调节器输出电流在外扰时基本不变，此时 T_D 数值即为所需的整定值。

④ 用内扰试验方法来整定热导仪号

用外扰试验方法根据热导方程式等于零原则 (煤量不变) 来整定热导仪号 D_Q 是比较方便的。同样也可以用内扰试验方法来整定热导仪号 D_Q ，这个方法在本刊 1975 年第 8 期中已有介绍，这里不另赘述。因为用内扰试验方法整定热导仪号不如外扰试验方法方便，故一般不大采用。

(2) 热负荷调节器整定

热负荷调节器整定是根据内扰对象动态特性 $W_{DQ}(P)$ 来选择调节器比例带 δ_P 和积分时间常数 T_i ，所以在上述热导仪号 D_Q 整定的基础上，求取煤量扰动下 (内扰) 热导仪号 D_Q 的动态特性。

① 求取热导仪号 D_Q 动态特性

求取方法是：按图 2-9 把仪号和记录表接好。在锅炉稳定工况下，另一台锅炉带调节负荷保持母管压力 P_M 不变，然后同时突然改变二台给煤机转速 (煤量)，由记录表上求得热导阶跃反应曲线。如图 2-10 所示。

由图 2-10 曲线求得对象动态特性参数为：

$$\text{迟延时间: } \tau = 20 \text{ 秒} \quad \text{飞升速度: } \epsilon = \frac{\Delta D_Q}{\Delta B \cdot T} = 0.0125 \text{ 毫安/毫安} \cdot \text{秒} \quad \text{自平衡}$$

$$\text{率: } \rho = \frac{\Delta B}{\Delta D_Q} = \frac{1}{1.25} = 0.8 \text{ 毫安/毫安}$$

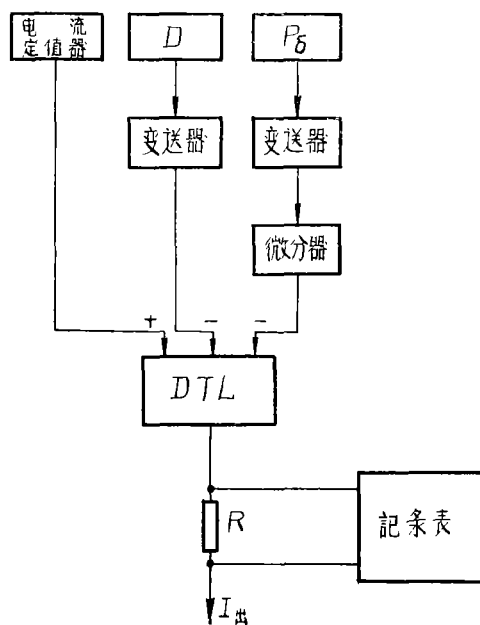


图 2-9 热导仪号试验接线图

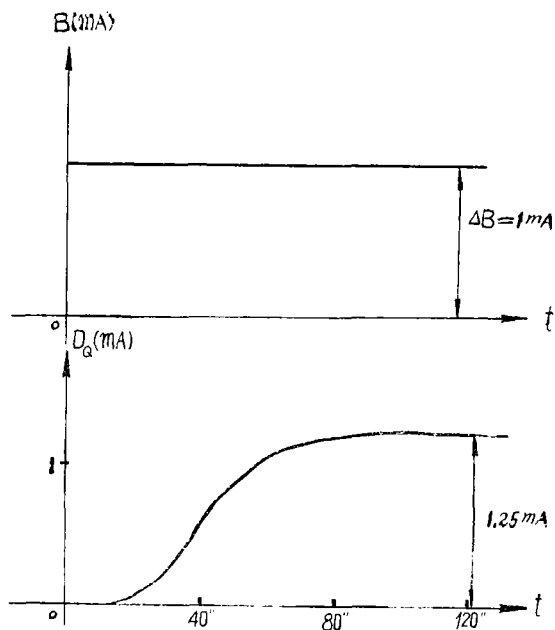


图 2-10 热昇飞升曲线

显然二台给料机转速扰动和三台给料机转速扰动对象的动态特性是不同的。三台给料机转速扰动时，自平衡率 ρ 减小而飞升速度 ε 增加；因此二台给料机投自动时，热负荷调节器参数整定应按二台给料机转速扰动时的对象动态特性 (ρ, ε) 来计算，三台给料机投自动时，热负荷调节器参数整定则按三台给料机转速扰动时对象动态特性 (ρ, ε) 计算。将二台给料机转速扰动时所得对象动态特性换算为三台给料机转速扰动时的对象动态特性，相当于每台给料机改变 $50 \times \frac{2}{3} = 33$ 转/分（相当于 0.67 毫安）此时：

$$\rho = \frac{0.67}{1.25} = 0.535 \text{ 毫安/毫安}$$

$$\varepsilon = \frac{1.25}{0.67 \times 100} = 0.0187 \text{ 毫安/毫安} \cdot \text{秒}$$

用切线法（见本刊1974年第9期）求得对象动态特性传递函数为：

$$\begin{aligned} W_1(P) &= \frac{K_1}{(1 + T_1 P)^3} \\ &= \frac{1.25}{(1 + 28P)^3} \text{ 毫安/毫安} \quad (\text{相当于二台给料机扰动}) \\ &= \frac{1.87}{(1 + 28P)^3} \text{ 毫安/毫安} \quad (\text{相当于三台给料机扰动}) \end{aligned}$$

式中: K_1 ——对象放大系数, 毫安/毫安

T_1 ——对象时间常数, 秒

② 热负荷调节回整定

甲 用经验公式法 热负荷调节回可以根据前百所说的串级调节系统整定原则, 用经验公式方法来进行估算。

$$\delta_P = 1.1\varepsilon\tau \quad T_i = 3.3\tau$$

代入得

$$\delta_P = 27\% \quad T_i = 66 \text{ 秒} \quad (\text{二台给料机投入自动})$$

$$\delta_P = 40\% \quad T_i = 66 \text{ 秒} \quad (\text{三台给料机投入自动})$$

乙 给定调节过程衰减率 ψ , 根据平方误差百积最小准则来选择。

一般调节回参数整定, 按内扰对象动态特性以给定调节过程衰减率 ψ 来进行估算。比例积分调节回有二个参数, 比例带 δ_P 和积分时间常数 T_i , 而给定一个条件——衰减率 ψ , 还不能求出二个未知数 (δ_P , T_i), 所以再附加一个条件——平方误差百积 I 最小 (平方积分准则)。

$$I = \int_0^{\infty} [h(\infty) - h(t)]^2 dt = \text{最小} \quad (2-14)$$

若对象是二阶惯性环节, 调节回是比例积分调节回, 得到调节回参数为:

$$\delta_P = 0.07K_1 \quad T_i = 2.8T \quad (\psi = 0.75)$$

上述方法可以求得三阶等容环节调节对象的调节回整定参数。取 $\psi = 0.75$ ($m = 0.221$) 时, 热负荷调节回的参数为:

$$\delta_P = 0.45K_1 = 0.45 \times 1.25 = 50\% \quad (\text{二台给料机投入自动})$$

$$T_i = 2.97T = 2.9 \times 28 = 81 \text{ 秒}$$

$$\delta_P = 0.45K_1 = 0.45 \times 1.87 = 84\% \quad (\text{三台给料机投入自动})$$

$$T_i = 81 \text{ 秒}$$

关于用平方误差百积最小准则来计算调节回整定参数方法详见另文。

由于试验方法求得对象动态特性的误差和系统非线性, 所以用计算方法求得调节回参数仅是一个估算, 需经现场定值扰动试验来定其是否合适, 并加以修正。现场定值扰动试验曲线如图 2-11 所示。

其与计算结果基本符合要求, 在三台给料机投入自动情况下, 调节回参数为:

$$\delta_P = 90\% \quad T_i = 80 \text{ 秒}$$

热负荷调节回整定几点小结

(1) 热负荷调节回整定是在热负荷仪号 D_0 已整定好的基础上进行。

(2) 根据串级调节系统整定原则, 热负荷调节回的整定取 $\psi = 0.75$ 较好。

(3) 由于蒸汽流负荷仪号未经过开方回, 在高负荷时, 其对象放大系数 K 大 (高负荷时变送回斜率大), 为了保证系统稳定性, 热负荷调节回应按高负荷进行整定。

(4) 锅炉投入自动的给料机数目不同, 调节回比例带 δ_P 应相应改变。投入自动的给料机台数多, 比例带 δ_P 取大, 反之则取小。按上述计算结果, 当投入二台给料机时, 调节回

比例带 δ_P 应放在60%；投入三台给料机时， δ_P 应放在 90%。

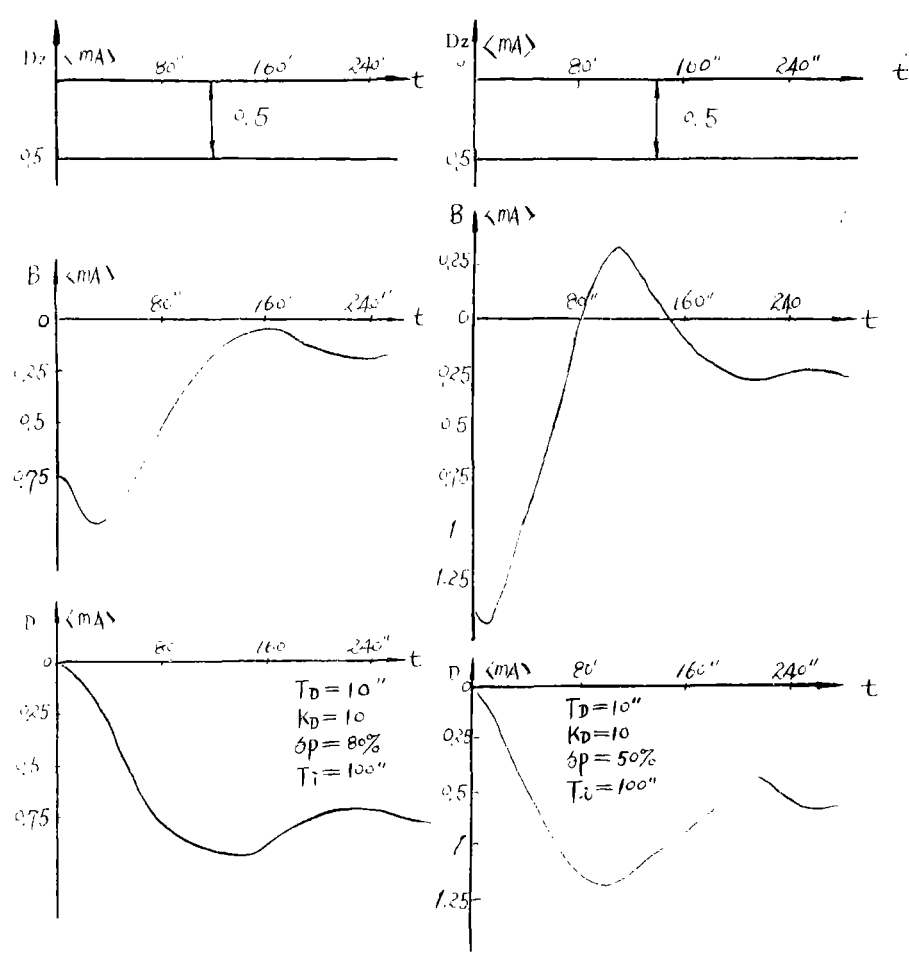


图 2-11 热负荷调节固定值扰动（三台给料机投入自动）

（3）主压力调节系统整定

① 求取主压力调节对象的动态特性

主压力调节系统整定根据串级调节系统整定原则，可按对象动态特性 $W_2(P)$ 来进行。主压力调节系统框图如图(2-6)。但是要求得在 D_Q 阶跃扰动时，母管压力 P_M 动态特性曲线是困难的，一般通过试验所能得到的只是炉鼻 B 扰动下母管压力 P_M 变化的飞升曲线，这已经包含了 D_Q 对 P_M 的动态特性。其传递函数为：

$$W(P) = \frac{\Delta P_M}{\Delta B} = W_1(P) \cdot W_2(P)$$

同时主压力调节系统按对象动态特性 $W_2(P)$ 来整定，是在假定付回路是一个比例环节 ($K=1$) 的条件下进行的，但实际上付回路不是一个真正的 $K=1$ 比例环节，由此应把付回路

和 $W_2(P)$ 组合起来作为主调节口的等效对象来看待。如图(2-6)虚框部分。这样则要求先求出等效对象 $W_{等}(P)$ 的动态特性。

其方法是：锅炉热负荷调节系统（带固定负荷）投入自动，保持汽机负荷不变，在母管压力 P_M 秒定时，改变热负荷调节口固定负荷定值口定值，并用记录表自动记录母管压力 P_M 变化。试验曲线如图 2-12 所示。

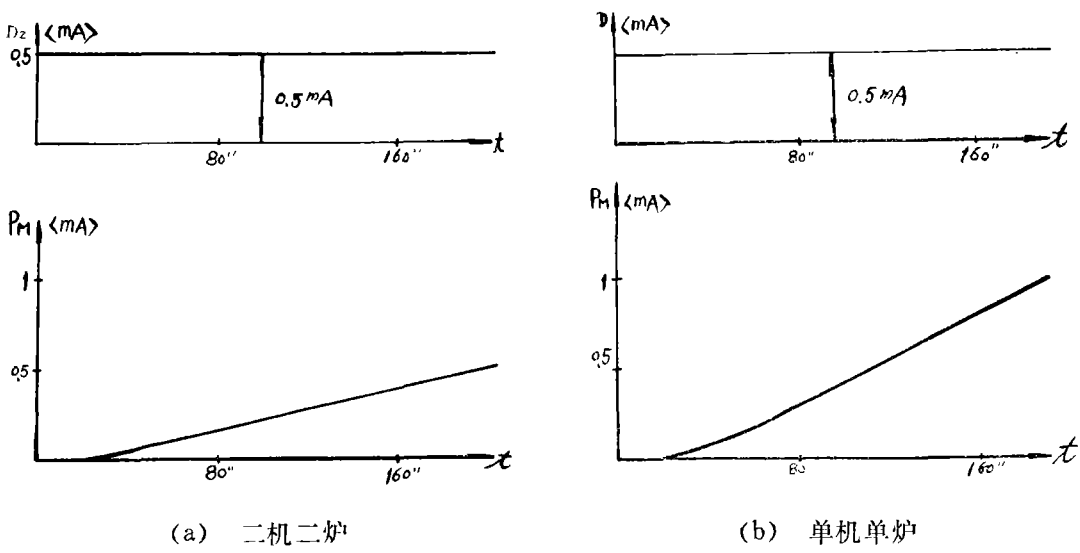


图 2-12 母管压力飞升曲线（热负荷定值扰动）

母管压力 P_M 在内扰下对象动态特性参数和传递函数为：

甲 二机二炉运行保持汽机负荷不变时：
对象动态参数为：

$$\tau = 30 \text{ 秒} \quad \varepsilon = 0.006 \text{ 毫安/毫安} \cdot \text{秒}$$

等效对象动态特性传递函数为：

$$W_{等}(P) = \frac{1}{1 + 30p} \cdot \frac{0.006}{p} \text{ 毫安/毫安}$$

乙 单机单炉运行保持汽机负荷不变时：
等效对象动态参数为：

$$\tau = 30 \text{ 秒} \quad \varepsilon = 0.012 \text{ 毫安/毫安} \cdot \text{秒}$$

等效对象动态特性传递函数为：

$$W_{等}(P) = \frac{1}{1 + 30p} \cdot \frac{0.012}{p} \text{ 毫安/毫安}$$

这样主调节器 $W_{P主}(P)$ 与等效对象 $W_{等}(P)$ 组成一单回路调节系统。

单机单炉运行时, 对象外扰动态特性由图 2-5 所得:

$$W_3(P) = \frac{\Delta P_M}{\Delta N} = 0.6 + \frac{1}{84P} \quad \text{毫安/毫安}$$

二机二炉运行时, 对象外扰动态特性:

$$W_3(P) = \frac{\Delta P_M}{\Delta N} = 0.30 + \frac{1}{170P} \quad \text{毫安/毫安}$$

对于主压力调节系统的整定, 根据串级调节系统整定原则要求, 保证系统一定稳定性。因为对象内扰动态特性和外扰动态特性差别很大, 前者反应慢, 是一惯性的积分环节; 后者反应大, 是一个比例加积分的环节。因此当产生外扰时, 母管压力 P_M 一开始就有一个阶跃跳动, 调节系统是通过反应慢的内扰对象特性来消除外扰变化, 则燃料量 F 和风量 V 都容易产生过调, 调节系统容易振荡, 所以在采用比例积分调节规律调节器的调节系统, 其衰减率 ψ 要求取得较大。

② 根据内扰对象动态特性进行计算

因汽机功率调节系统已投入自动, 所以对主压力调节器参数按汽机负荷 (N) 不变时的对象动态特性估算。

按经验公式, 单机单炉运行时:

$$T_i = 3.3\tau = 100 \text{ 秒} \quad \delta_P = 1.1\varepsilon\tau = 40\%$$

二机二炉运行时:

$$\delta_P = 20\% \quad T_i = 100 \text{ 秒}$$

根据平方误差百积最小准则, 取 $\psi = 0.95 (m = 0.477)$, 单机单炉运行时:

$$\delta_P = \varepsilon\tau = 36\% \quad T_i = 5.78T = 173 \text{ 秒}$$

二机二炉运行时:

$$\delta_P = \varepsilon\tau = 30 \times 0.006 = 18\% \quad T_i = 5.78T = 173 \text{ 秒}$$

取 $\psi = 0.998 (m = 1)$, 单机单炉运行时:

$$\delta_P = 2.16\varepsilon\tau = 72\% \quad T_i = 6.4T = 6.4 \times 30 = 190 \text{ 秒}$$

二机二炉运行时:

$$\delta_P = 2.16\varepsilon\tau = 36\% \quad T_i = 190 \text{ 秒}$$

③ 按外扰对象动态特性校核

按经验公式方法, 单机单炉运行时:

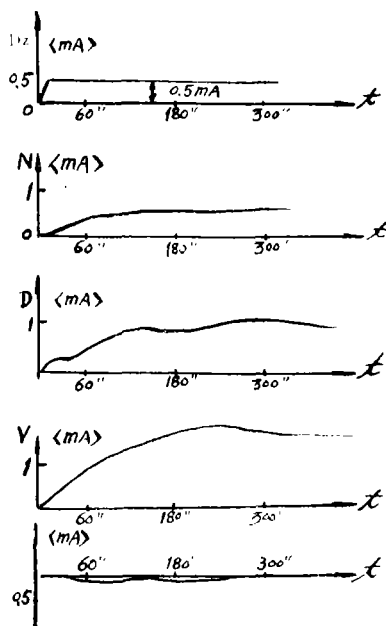
$$\delta_P = \frac{\Delta P_{M0}}{\Delta D} = \frac{\Delta N}{\Delta D} \cdot \frac{\Delta P_{M0}}{\Delta N} = \frac{0.6}{1.2} = 50\% \quad T_i = (4 \sim 7) \tau = 6 \times 30 = 180 \text{ 秒}$$

式中 ΔP_{M0} 为母管压力初始跳跃值。

二机二炉运行时：

$$\delta_P = 25\% \quad T_i = 180 \text{ 秒}$$

根据估算数据，在现场进行试验，基本符合要求。其内扰和外扰调节过程曲线如图2-13和2-14所示。



炉1投自动带调节负荷整定参数为：

$$\delta_{P\text{主}} = 20\% \quad T_i = 180''$$

$$\delta_{P\text{热}} = 60\% \quad T_i = 80'' \quad K_D = 10$$

$$T_D = 10'' \text{ (二磨投自动)}$$

$$\delta_{i\text{送}} = 100\% \quad T_i = 30'' \quad \alpha_v = 0.8$$

$$\delta_{P\text{引}} = 100\% \quad T_i = 30'' \quad K_D = 1$$

$$T_D = 6''$$

炉2投自动带固定负荷

机1、2功率投自动带固定负荷 机2

作定值扰动

(图内最后一条曲线的纵座标为 P_M)

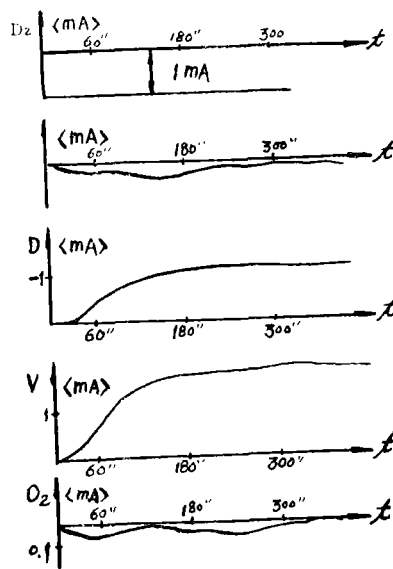
图 2-13 汽机负荷扰动试验

最后参数选定。

单机单炉运行时：

$$\delta_P = 40\% \quad T_i = 180 \text{ 秒}$$

二机二炉运行时：



炉1投自动带调节负荷整定参数为：

$$\delta_{P\text{主}} = 20\% \quad T_i = 180''$$

$$\delta_{P\text{热}} = 90\% \quad T_i = 80'' \quad K_D = 10$$

$$T_D = 10'' \text{ (三磨投自动)}$$

$$\delta_{P\text{送}} = 100\% \quad T_i = 30'' \quad \alpha_v = 0.8$$

$$\text{(不采用 } O_2 \text{ 校正)} \quad \delta_{P\text{引}} = 100\%$$

$$T_i = 30'' \quad K_V = 0.7 \quad T_D = 30''$$

炉2 三台给料机投自动带固定负荷作

定值扰动 $\delta_{i\text{热}} = 90\% \quad T_i = 80''$

机1、2功率投自动带固定负荷

(图内第二条曲线的纵座标为 P_M)

图 2-14 锅炉负荷扰动试验

$$\delta_P = 20\% \quad T_i = 180 \text{ 秒}$$

对主压力调节回整定几点小结

(1) 主压力调节回整定在热负荷调节系统整定好的基础上进行。

(2) 根据串级调节系统整定原则, 主压力调节系统的整定取衰减率 ψ 为 $0.95 \sim 0.998$ ($m = 0.477 \sim 1.0$) 较好。

(3) 由于汽机功率自动投入与不投入工况不同, 所得对象动态特性也不同 (同步回 μ_T 扰动和负荷扰动), 则主压力调节回参数也不同。一般汽机保持功率工况下, 主调节回比例带应取得较大。

(4) 运行机炉台数和并列锅炉运行中带调节台数不同, 主调节回比例带 δ_P 也不同。如二机二炉运行比单机单炉运行时比例带 δ_P 要小一倍。如果二机二炉运行时, 二台炉同时带调节负荷, 则比例带 δ_P 同单炉单机时相同。

(三) 送风调节系统

送风调节系统的任务是保证锅炉燃烧经济性。锅炉燃烧经济性往往用炉膛过剩空气系数 α_T 来间接反映, 因为过剩空气系数 α_T 不能直接测算, 因此目前采用测定烟气含氧量来代表。烟气含氧量与过剩空气系数 α_T 具有一定单值关系。

目前生产的磁性氧分析仪 (QZS 型) 因反应迟延时间较大, 一般要在一分钟以上, 且可靠性差, 尚不能满足送风自动调节系统的使用要求。随着采用氧化锆 (ZrO_2) 氧浓差电池原理制成的氧分析仪的研制成功, 可以快速测定烟气中含氧量, 为送风调节系统的使用提供了条件。

这次在锅炉上安装了氧化锆氧分析仪, 并以氧化锆氧分析仪测定的氧量作校正仪号的送风调节系统投入自动。

送风调节系统除氧量测算问题外, 还存在着风仪号测算问题。目前风算测量有三种方法: 利用风道阻力如采用空气预热回出入口压差; 在风道上加装节流装置; 测定风道中平均风速。这三种方法各有优缺点, 根据风道布置 (参见本文图 1-1), 在空气预热回中间虽有抽风, 但旁路挡板平时不经常操作, 所以这次仍采用空气预热回出入口压差作为风算测算仪号。

送风调节系统接受主压力调节回的轨出仪号或固定负荷定值回定值仪号与表征风算的空气预热回进出口压差仪号一起加到送风调节回, 在控制燃料算同时去控制送风机进口挡板, 改变进入炉膛的风算, 并要求风算与炉算以一定关系配合, 以保证锅炉燃烧的经济性。其系统原理框图见图 2-15。在采用氧量校正的送风调节系统中, 因为有氧量校正调节回的校正作用, 因此当风炉比配合较差时, 仍能保证氧量不变。这次在送风调节系统投入过程中, 对采用氧量校正和不采用氧量校正二种送风调节系统都进行了试验。

1. 不采用氧量校正仪号的送风调节系统

不采用氧量校正仪号的送风调节系统原理图示于图 2-16。

从热算方程式可知, 在静态时 $C_K \frac{dp_b}{dt} = 0$ 其热算仪号 D_Q 为:

$$D_Q = D$$

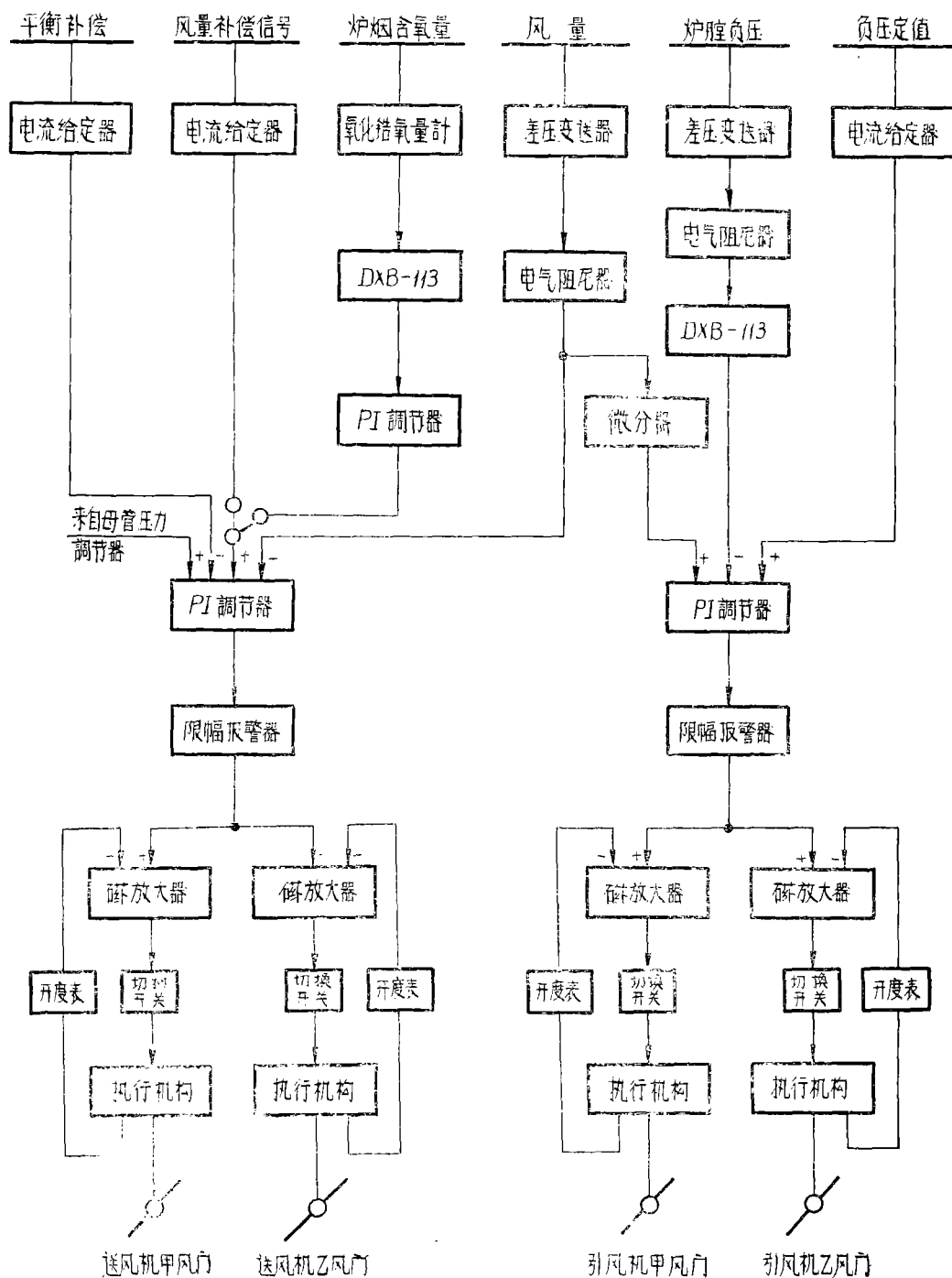


图 2-15 锅炉送风及炉膛负压调节系统原理图

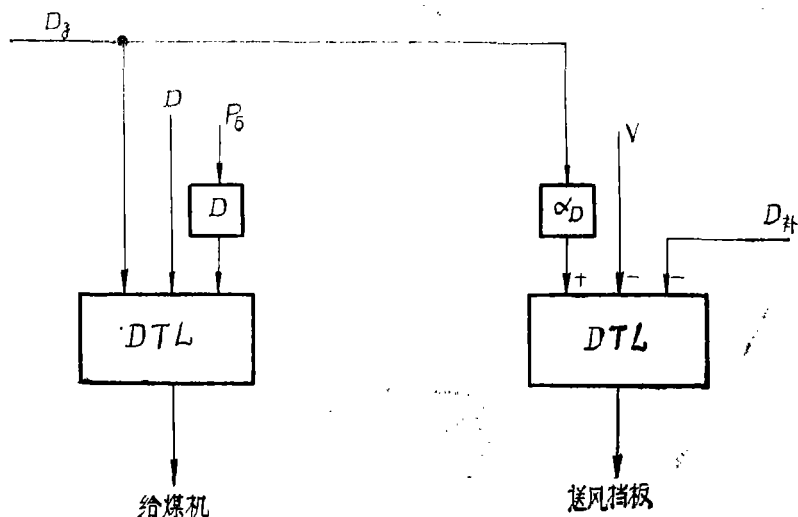


图 2-16 不采用氧异校正仪号的送风调节系统图

在锅炉稳定工况下，其热平衡方程式为：

$$BQ_H^P \cdot \eta = D(is - iw) \quad (2-15)$$

式中： B —— 炉量， 公斤/秒；
 Q_H^P —— 炉的低位发热量， 大卡/公斤；
 η —— 锅炉效率， %；
 is —— 过热蒸汽热焓， 大卡/公斤；
 iw —— 给水热焓， 大卡/公斤；
 D —— 蒸汽流量， 吨/时。

为了保证燃烧的经济性，在理论上需要风量 $V_{理}$ 为：

$$V_{理} = A \cdot B \cdot Q_H^P \quad (2-16)$$

式中： A —— 与燃料种类、湿度有关的系数。

而实际需要风量 $V_{实}$ 为：

$$V_{实} = \alpha_T V_{理} \quad (2-17)$$

式中： α_T —— 过剩空气系数

由式(2-15)至式(2-17)得到：

$$\frac{V_{实}}{D} = \frac{A(is - iw)}{\eta} \cdot \alpha_T = C\alpha_T = K \quad (2-18)$$

式中 $C = \frac{A(is - iw)}{\eta}$

在风种、湿度、给水热 含和锅炉燃烧效率不变情况下，C是一个常数。所以保持实际风 另 V实 和蒸汽流量 D 一定比值时，也就保持了一定过剩空气系数 α_T ，从而保证了锅炉的 燃 烧经济性。所以这种送风调节系统称为给定负荷——空气系统。图 2-16 中静态时：

$D_r = D$

D_z ——固定负荷定值仪号或主压力调节 口 轨出仪号
由式 2-18 得到：

$$\frac{V_{实}}{D} = \frac{V_{实}}{D_z} = K = \alpha_D \tag{2-19}$$

α_D ——负荷分流系数

送风调节系统整定就是要确定分流系数 α_D 以保证风 另 比配合和送风调节 口 的比例带 δ_P 和 时间常数 T_i 。

(1) 分流系数 α_D 整定

分流系数 α_D 就是风量 V 和蒸汽流量 D 之配比系数，也称为风 另 比。其整定有静态试验 和动态试验二种方法。

① 用静态试验法求取分流系数 α_D

试验时要求锅炉在某一 定 负荷时改变风量，使氧量表指示保持一最佳值， 定 15 分钟 左右，记录蒸汽流量 D 和风量 V 数值。然后改变锅炉负荷（负荷改变量不希望 大），在 新的工况下 定 下来，同时改变风 另，使氧量保持不变。待 定 15 分钟左右，再记录蒸汽流 量 D 和风量 V。这样改变锅炉几个负荷而得到在氧量不变情况下，风量 V 和蒸汽流量 D 的 关系见下表。

风量和蒸汽流量的关系

蒸 汽 流 量 (吨/时)	变 送 口 轨 出 (毫安)	预 热 口 出 入 口 差 压 (毫米水柱)	变 送 口 轨 出 (毫安)
149	8.7	260 - 150 = 110	4.9
135	7.1	180 - 95 = 85	3.9
130	6.6	160 - 85 = 75	3.6
122	5.8	145 - 75 = 70	2.9
118	5.4	115 - 55 = 60	2.7
112	4.9	84 - 40 = 44	2.2

从上表求取平均值，得分流系数 α_D

$$\alpha_D = \frac{\Delta V}{\Delta D} = \frac{2.7}{3.8} \approx 0.7$$

由于风压比曲线不通过原点，为使送风调节阀入口信号平衡，需要在送风调节阀上加一补偿信号 $D_{补}$

$$D_{补} = D_z \cdot \alpha_D - V = 4.9 \times 0.7 - 2.2 = 1.3 \text{ 毫安}$$

$D_{补}$ 信号同风量信号方向相同。

② 用动态试验法求取分流系数 α_D

在锅炉负荷稳定时，阶跃改变送风机挡板开度 μ_v ，用记录表记录风量 V 和氧量。阶跃反应曲线如图2-17所示。

由阶跃反应曲线可求出对象动态特性参数为：

$$\tau = 10 \text{ 秒}$$

$$\varepsilon = 0.0225 \text{ 毫安/毫安} \cdot \text{秒}$$

$$\rho = 0.555 \text{ 毫安/毫安}$$

$$K = 1.8 \text{ 毫安/毫安}$$

用切线法求得对象传递函数为：

$$W_2(P) = \frac{1.8}{(1 + 29P)^2} \text{ 毫安/毫安}$$

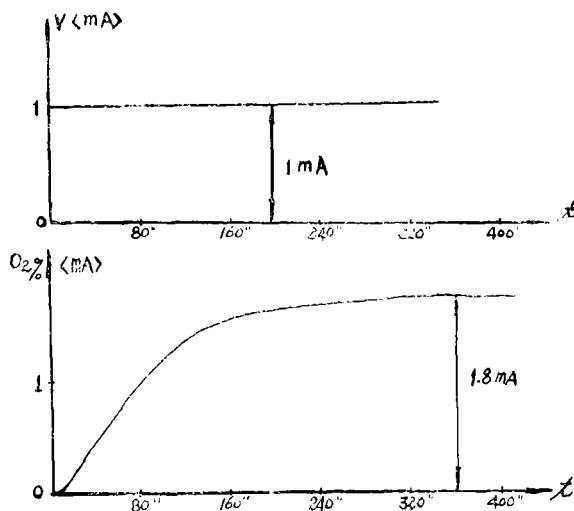


图 2-17 氧量飞升曲线

再做锅炉负荷扰动时氧量变化曲线。将热负荷调节系统（带固定负荷）投入自动，风量保持不变，在稳定工况下，改变固定负荷定值或定值，同时记录蒸汽流量变化值和氧信号的变化。由于热负荷调节系统投入自动，氧量经常有变化，故不易求得氧阶跃反应曲线，所以后改为氧量扰动来求得阶跃反应曲线。如图2-18所示。

由反应曲线求出动态参数为：

$$\tau = 10 \text{ 秒} \quad \varepsilon = \frac{1.4}{80} = 0.0180 \text{ 毫安/毫安} \cdot \text{秒}$$

$$\rho = 0.7 \text{ 毫安/毫安}$$

$$K = \frac{\Delta O_2}{\Delta B} = \frac{1.45}{1} = 1.45 \text{ 毫安/毫安}$$

用切线法求得对象动态特性传递函数为：

$$W_3(P) = \frac{\Delta O_2}{\Delta D} = \frac{1.16}{(1 + 29P)^2} \text{ 毫安/毫安}$$

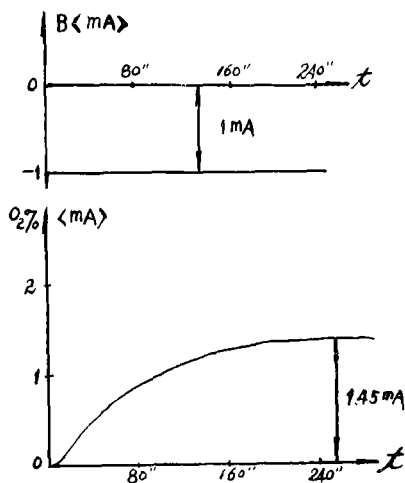


图 2-18 炉1*氧量飞升曲线
(氧量扰动)

氧量与蒸汽流量静态放大系数，由前百求得为：

$$K_3 = -\frac{\Delta D}{\Delta B} = 1.25 \text{ 毫安/毫安}$$

氧量扰动相当于蒸汽流量扰动的氧量放大系数 K_4 为:

$$K_4 = -\frac{\Delta O_2}{\Delta D} = \frac{\Delta O_2}{\Delta B} \times \frac{\Delta D}{\Delta B} = 1.16 \text{ 毫安/毫安}$$

则分流系数 α_D 为:

$$\alpha_D = \frac{\Delta V}{\Delta D} = -\frac{\frac{\Delta O_2}{\Delta D}}{\frac{\Delta O_2}{\Delta V}} = -\frac{K_4}{K_1} = -\frac{1.16}{1.8} = 0.65$$

(2) 送风口调节阀整定

送风调节阀的对象 $W_0(P)$ 可近似看作是一个比例环节。对于对象是比例环节而调节阀采用比例积分调节规律的单回路调节系统, 系统特征方程式为:

$$H_0(P) = 1 + W_0(P) \cdot W_P(P) = (1 + K_0 K_P)P + \frac{K_0 K_P}{T_i} = 0 \quad (2-20)$$

式中 $W_0(P) = K_0$ 对象传递函数

$$W_P(P) = K_P \left(1 + \frac{1}{T_i P} \right) \quad \text{调节阀传递函数}$$

特征方程式的根

$$P = -\frac{K_0 K_P}{T_i (1 + K_0 K_P)} \quad (2-21)$$

因此 K_P 在任何数值时, 闭环系统调节过程都是非周期过程, 调节阀参数 T_i 取得小, K_P 取得大时, 特征方程式负实根也大, 调节过程快, 过程时间短。闭环系统传递函数为:

$$W_{[f]}(P) = \frac{V}{D_L} = \frac{W_P(P)W_0(P)}{1 + W_P(P)W_0(P)} = \frac{T_i P + 1}{\frac{1 + K_0 K_P}{K_0 K_P} T_i P + 1} \quad (2-22)$$

当 T_i 取得很小, K_P 取得很大, 则:

$$W_{[f]}(P) \approx 1$$

送风调节系统相当于一个放大系数为 1 的比例环节 (随动调节系统), 但实际上由于风号仪号的波动, 在变送口后加入阻尼装置, 使调节对象有了一个小惯性。因此对于送风调节阀的整定, 根据上述分析可以在现场进行。先将调节阀时间常数 T_i 放在 10~20 秒, 比例带 δ_P 放在 100%, 热负荷调节系统切除自动, 用固定负荷定值仪号与风号仪号相平衡

($D_z \cdot \alpha = V + D_{补}$)，把送风调节系统投入自动，做定值扰动试验。记录风量 V 变化，改变调节器比例带 δ_P ，使风量变化是一个近似比例环节，其调节过程是一个非周期过程，则此时调节器比例带 δ_P 就认为是合适的。试验结果如图 2-19 所示。

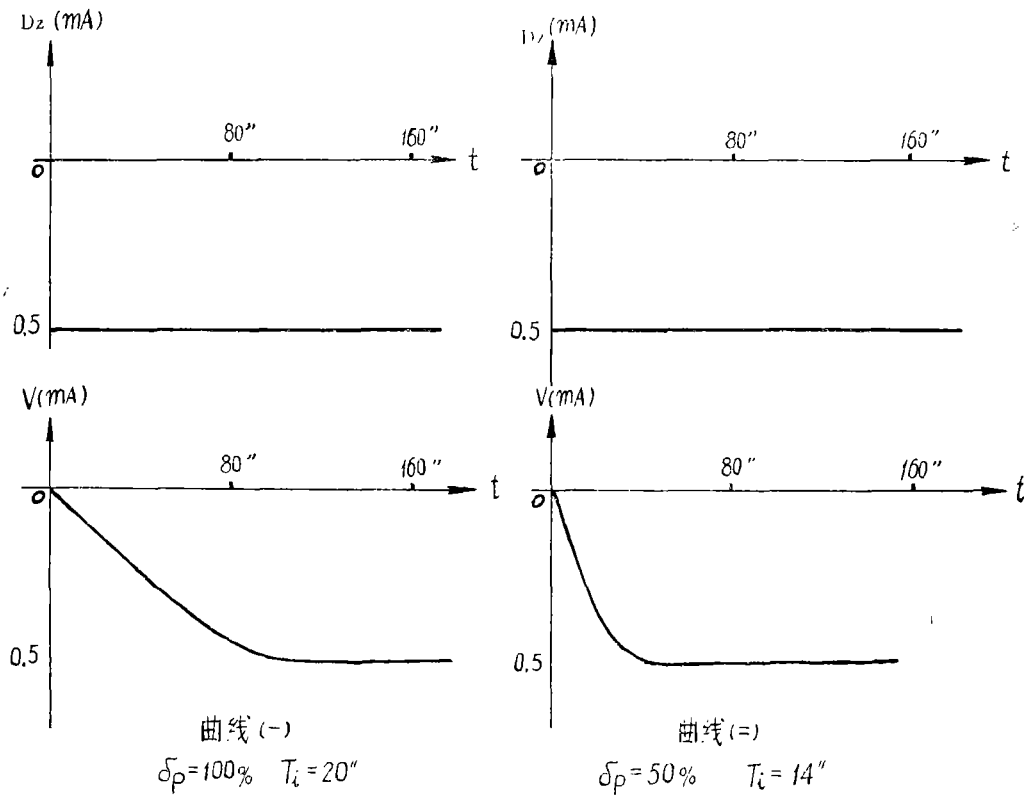


图 2-19 送风调节器定值扰动试验

最后选择送风调节器参数为：

$$\delta_P = 80\% \quad T_i = 20 \text{ 秒}$$

送风调节器整定好后，将分流系数 α_D 放在 0.7 数值，然后同热负荷调节系统一起投入自动，做负荷变动试验，以确定分流系数 α_D 是否合适。改变固定负荷定值，使锅炉在新的负荷下稳定下来，如果氧量仍保持原来数值不变，表明估算的分流系数 α_D 是恰当的，如果负荷增加时氧量也增加，则说明风量增加得比炉量小，则需将分流系数减小，反之则增加。其试验结果如图 2-14 所示。从图上看氧量基本上保持不变，能符合运行要求。

但是从曲线中可以看出，分流系数 α_D 要放到 1.25。所以需加风量仪号分流即 α_V 放在 0.8。与原来估计 $\alpha_D = 0.7$ 相差较大。其原因是第二次试验时锅炉所烧炉种不同，烧淮南炉时 α_D 小，烧淮北炉时 α_D 大。炉的湿份改变， α_D 也要作适当改变，一般 α_D 在 0.7 到 1.2 范围内变化。

因此，不采用氧量仪号的送风调节系统，只有在燃烧炉种和炉的湿度比较稳定情况下，才能保证锅炉燃烧的经济性。若分流系数 α_D 超过 1.0 须改变风量分流系数 α_V 时，则调节

田比例带 δ_P 也应适当减小 (即保持 $\frac{\alpha_v}{\delta_P}$ 不变)。

2. 采用氧号校正仪号送风调节系统

氧化锆氧号计研制成功为改善送风调节系统调节质号提供了条件。氧化锆氧号计目前还在试用阶段, 尚有一些问题需要不断解决。

氧化锆氧号计轨出仪号与烟气含氧号关系为:

$$E = 0.0496T \log \frac{20.6}{X} \tag{2-23}$$

式中: E——氧化锆轨出仪号, 毫伏
T——氧化锆安装地点绝对温度, °K
X——烟气中自由含氧号, %

当安装地点温度为 750℃, 即绝对温度 $T = 1023^\circ\text{K}$ 时, X 与 E 关系如下表和图2-20 所示。

X (%)	20.6	15	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0.5
E (毫伏)	0	7.02	16	18.3	20.05	23.8	27.8	31.8	36.2	42.6	51.6	66.8	82.5

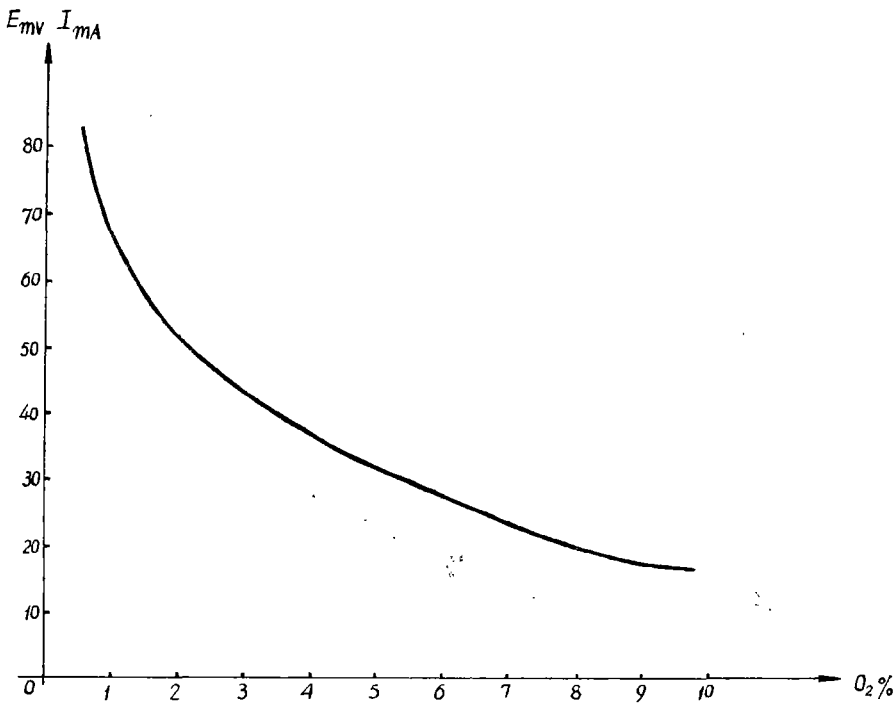


图 2-20 氧化锆 E 毫伏、I 毫安与 $O_2\%$ 关系曲线

采用毫伏变送口将氧量计输出毫伏信号转换为 0~10 毫安直流信号，毫伏变送口量程 0~100 毫伏，则变送口斜率 $\gamma_{O_2} = 0.1$ 毫安/毫伏，氧化锆氧量计经毫伏变送口后氧量在 4% 左右的平均斜率为： $\gamma_{O_2} = 0.51$ 毫安/ $O_2\%$ 。采用氧量信号，其送风调节系统也是串级调节系统，由主调节口（氧量校正调节口） $W_{p主}(P)$ 、付回路和对象 $W_2(P)$ 组成主回路，由付调节口（送风调节口） $W_{p付}(P)$ 与对象 $W_1(P)$ 组成付回路。

付回路和上述不采用氧量信号的送风调节系统一样，是一个近似比例环节（ $K = 1$ ）。所以简化方框图如图 2-21 所示。

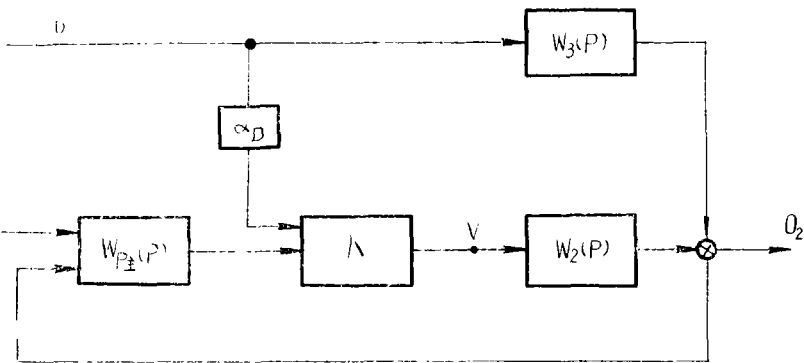


图 2-21 简化后送风调节系统

从图 2-21 看出，送风调节系统可以看作是带有负荷定值 D_z 前馈调节的单回路调节系统，其被调量 O_2 在内扰和外扰时闭环传递函数为：

$$W_{O_2}(P) = \frac{W_2(P)}{1 + W_{p主}(P) \cdot W_2(P)} \mu_v + \frac{W_2(P) \cdot \alpha_D - W_3(P)}{1 + W_{p主}(P) \cdot W_2(P)} D_z \quad (2-24)$$

对于这样的调节系统的整定，其调节过程衰减率 ψ 可取得大一点，提高内回路的稳定性。当有外扰时（主要是负荷扰动），可通过前馈调节来提高调节过程快速性和减少动态偏差。

（1）主调节口（氧量校正调节口）整定

主调节口 $W_{p主}(P)$ 参数根据内扰对象动态特性 $W_2(P)$ 用平方误差百积最小准则来选择。

取 $\psi = 0.998$ （ $m = 1$ ）

$$\delta_P = 1.19 K_1 = 1.19 \times 1.8 = 2.14 = 214\% \quad T_i = 1.45 \times T = 1.45 \times 29 = 42 \text{ 秒}$$

（2）分流系数 α_D 整定

分流系数 α_D 整定同前述不采用氧量信号和送风调节系统一样，但这里 α_D 可以看作是前馈调节口（比例调节规律）的增益，以 $\alpha_{前}$ 表示（ $\alpha_{前} = \alpha_D$ ）。原则上根据前馈调节不变性原理。从式 2-24 可知，在外扰时其闭环传递函数为：

$$W(P) = \frac{O_2}{D_z} = \frac{W_2(P) \cdot \alpha_{前} - W_3(P)}{1 + W_{p主}(P) \cdot W_2(P)} = 0 \quad (2-25)$$

负荷扰动时氧量变化，氧量 O_2 也发生变化，则前馈调节口 $\alpha_{前}$ 不等到主调节口输出仪

号变化就去改变风量 V，使氧量保持不变。从理论上可以做到：

$$W_2(P) \cdot \alpha_{前} - W_3(P) = 0$$
$$\alpha_{前} = \frac{W_3(P)}{W_2(P)} \tag{2-26}$$

前馈调节口的动态特性和参数根据外扰对象动态特性 $W_3(P)$ 和内扰对象动态特性 $W_2(P)$ 之比来选择。但当 $W_3(P)$ 和 $W_2(P)$ 之比是一个高阶（或超越）传递函数，则在工程上前馈调节口就很难实现，所以一般前馈调节口采用比例或比例微分调节规律实现近似不变性原理。送风调节系统中由于 $W_2(P)$ 和 $W_3(P)$ 动态特性相差不多，所以前馈调节口可以用比例调节规律。

即 $W_{前}(P) = K_{前} = \alpha_{前}$

参数 $\alpha_{前}$ 整定为：

$$\alpha_{前} = \frac{W_3(P)}{W_2(P)} = \frac{\frac{1.16}{(1+29p)^2}}{\frac{1.8}{(1+29p)^2}} = 0.65$$

根据估算参数在现场进行定值扰动试验，基本符合要求，见图 2-22。

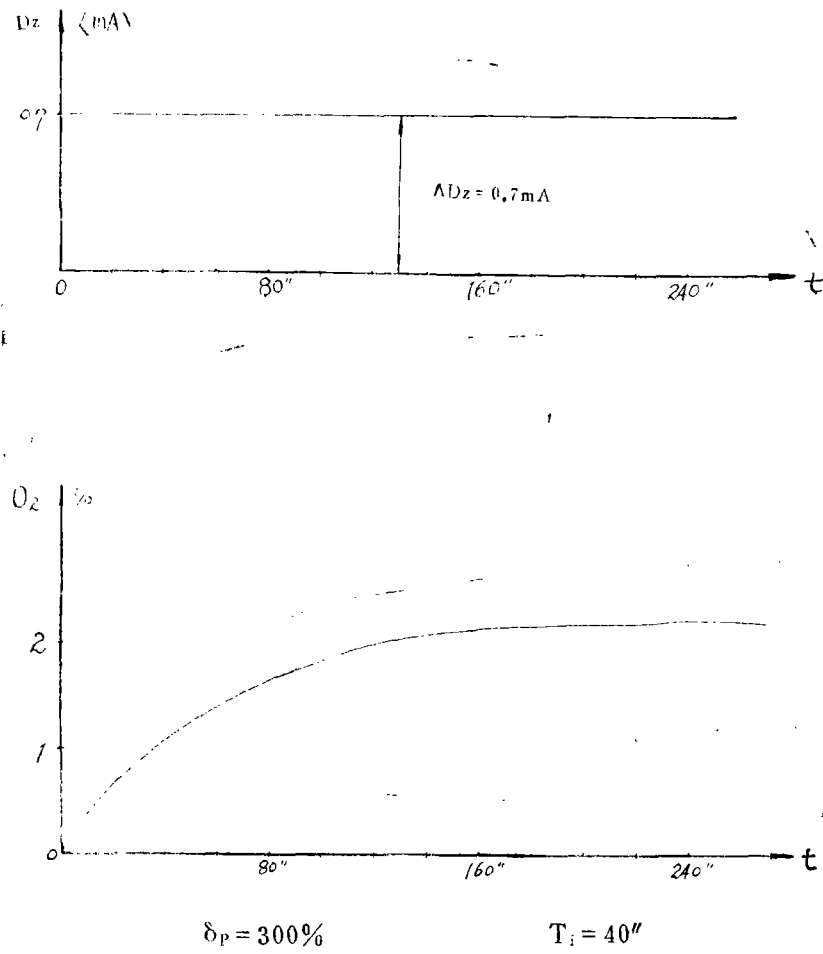


图 2-22 氧量定值扰动试验曲线

在送风调节系统投入过程中,曾发现 $\alpha_{前}(0.8)$ 放置太大引起氧分波动。开始以为大回路不稳定,故提高过程衰减率,即取衰减系数 $m=2$,后经分析, $\alpha_{前}$ 放得太大,即前馈信号强,使送风调节产生过调。后将 $\alpha_{前}$ 减小($\alpha_{前}=0.7$),主调节比例带 δ_P 也适当放小(衰减系数 $m=1$),调节系统仍能稳定运行。

目前主调节和 $\alpha_{前}$ 放置参数为:

$$\delta_P = 300\% \quad T_i = 50 \text{ 秒} \quad \alpha_{前} = 0.7$$

对于送风调节系统的几点看法:

(1)送风调节整定则是时间常数 T_i 取得较小(一般10~20秒),比例带 δ_P 设置得使调节系统不产生振荡为准。

(2)分流系数 α_D 根据蒸汽流量 D 和风量 V 静态配比求得。在炉种、给水温度等不变情况下,不采用氧量信号的送风调节系统能够满足运行要求。但在炉种改变情况下,则氧量随着负荷变化,不能保持最佳数值。

(3)采用氧量校正的送风调节系统,调节质量要比不采用氧量校正系统来得好,它可不受炉种等因素影响。因为可以通过主调节加以校正,但是前馈调节参数不能设置太大。由前述可知,分流系数 α_D 与炉种等因素有关,其变化可从0.7到1.2。为了保证系统稳定性,分流系数 D 按较小值放置。

(4)从试验看来,采用磁性氧量计作为校正信号还存在一些问题,还不能满足送风调节系统使用要求。对采用氧化锆氧量计作为氧量校正信号能够达到送风调节系统的要求。

(四)负压调节系统

炉膛负压调节系统主要是保证锅炉燃烧稳定。一般炉膛负压保持在-2毫米水柱左右。负压调节系统是一个单回路调节系统,其原理如图2-15所示。方框图如图2-23所示。

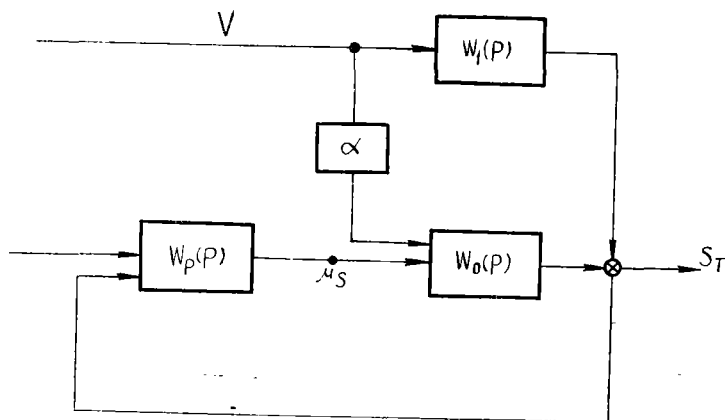


图 2-23 负压调节系统方框图

由于负压信号经常波动,一般在负压变送口前后加入阻尼装置(机械或电气阻尼),以减少输出信号波动,但同时也增加了对象 $W_0(P)$ 的惯性。一般炉膛负压在内扰下对象动

态特性 $W_o(P)$ 基本上是一个比例环节，所以对这样调节系统的整定方法可同送风调节系统一样，用现场试验整定法。就是将负压调节口 $W_P(P)$ 的时间常数 T_i 放置在 10~20 秒左右，然后改变不同比例带 δ_P ，经定值扰动试验，使调节过程既稳定又近似一个比例环节。如图 2-24 所示。

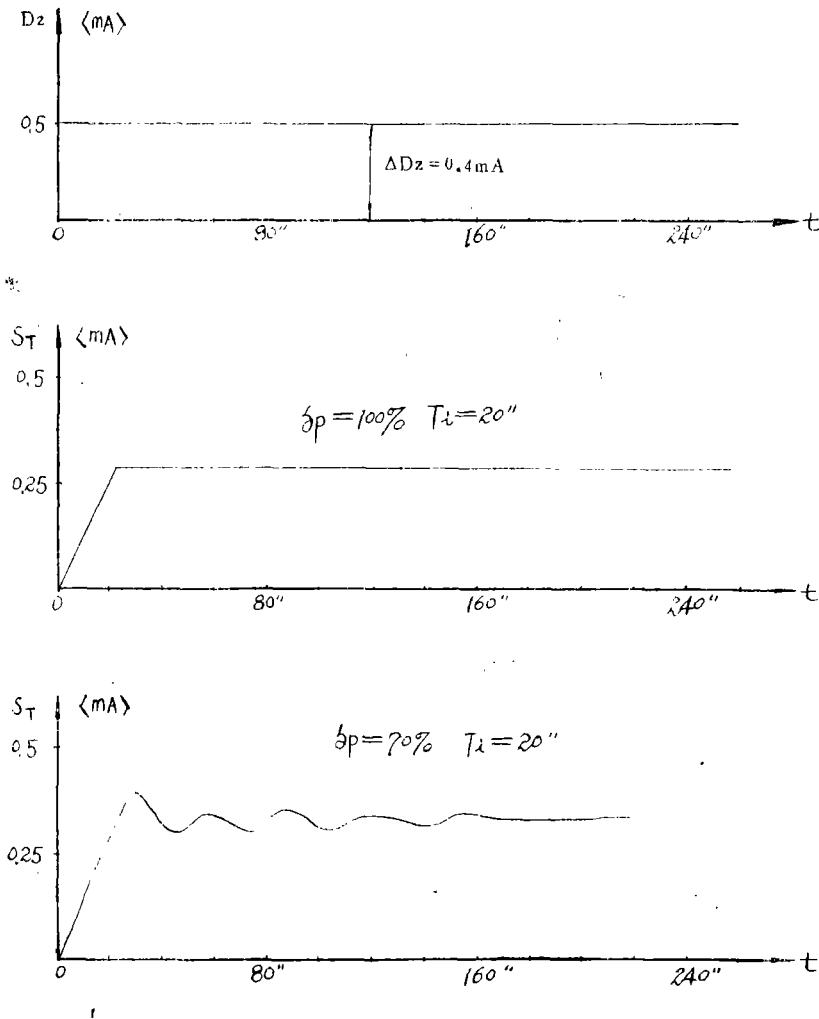


图 2-24 负压定值扰动

负压调节口整定参数为：

$$\delta_P = 100\% \quad T_i = 20 \text{ 秒}$$

负压调节系统的主要扰动来沉于风异变化，因此在负压调节系统中采用了风异仪号作为负压调节口的前馈仪号。当风异变化时，通过前馈仪号同时改变引风机挡板开度，使炉膛负压基本保持不变，稍有出入再由炉膛负压定值反馈调节系统进行调节。

风异前馈仪号 α_v 根据前馈调节不变性原理进行整定。从方框图 2-23 可以看出：

$$W(P) = \frac{W_1(P) - \alpha_v \cdot W_0(P)}{1 + W_0(P) \cdot W_P(P)} = 0 \quad (2-27)$$

则
$$\alpha_v = \frac{W_1(P)}{W_0(P)}$$

因此求得 $W_1(P)$ 和 $W_0(P)$ ，则可求出 α_v 。

一般可通过试验求得：先将负压调节系统投入自动，阶跃改变送风挡板开度 μ_v 到炉膛负压稳定，记录风易变化数值 ΔV （毫安）和引风机挡板开度 μ_s 。

试验结果：风易变化 $\Delta V = 0.87$ 毫安，引风机挡板开度变化 $\mu_s = 0.52$ 毫安，炉膛负压才保持不变（一台引风机投入自动）。

则前馈仪号 α_v 为：

$$\alpha_v = \frac{W_1(P)}{W_0(P)} = \frac{\mu_s}{\Delta V} = \frac{0.52}{0.87} = 0.6$$

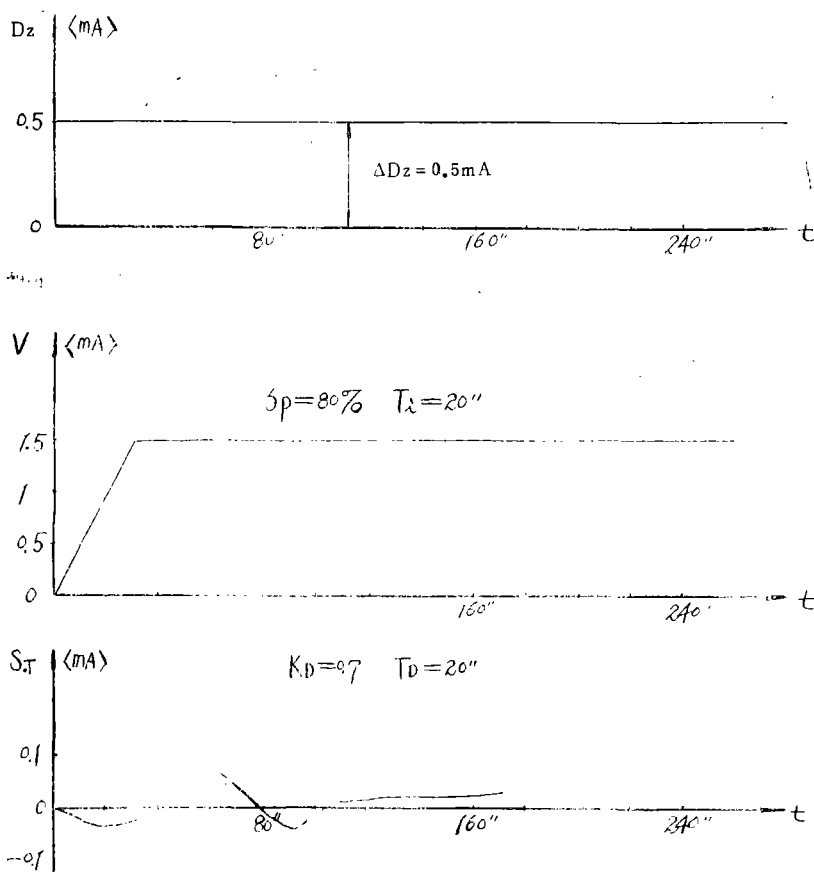


图 2—25 风易扰动试验（加动态联系）

实际前馈控制是用微分后经负压调节来实现的, 所以

$$\alpha_v = -\frac{\mu_s}{\Delta V} = W_D(P) \times W_F(P) = 0.6$$

$$\frac{K_D T_D P}{1 + T_D P} \times \frac{K_P (1 + T_i P)}{T_i P} = 0.6$$

$$\text{取 } T_D = T_i \quad \text{则 } K_D K_P = 0.6$$

$$K_D = -\frac{0.6}{K_P} = \delta_F \times 0.6 = 0.6$$

式中 δ_F 、 T_i 是负压调节田参数, 在整定负压调节田时已选择好。

因DTL—410 微分田最小微分增益 $K_D = 1$ 。所以为了减小 K_D 在微分田轨入边上并联一只 2 K 电阻, 使 $K_D = 0.6$ 。

微分田实际参数为:

$$K_D = 0.7 \quad T_D = 20 \text{ 秒}$$

前馈信号 α_v 估计后, 确定其是否合适, 还需在现场做送风风舅扰动试验。试验曲线如图 2—25 所示。由曲线可知, 基本上能符合运行要求。

三、锅炉随动控制系统改进

(一)概述

由锅炉调压力, 汽机调功率, 锅炉负荷随着汽机负荷的变化而变化, 这是目前母管制汽鼓锅炉电厂采用的称为锅炉随动控制系统的控制方式。如图 3—1 所示。我厂同样也采用这种控制系统。

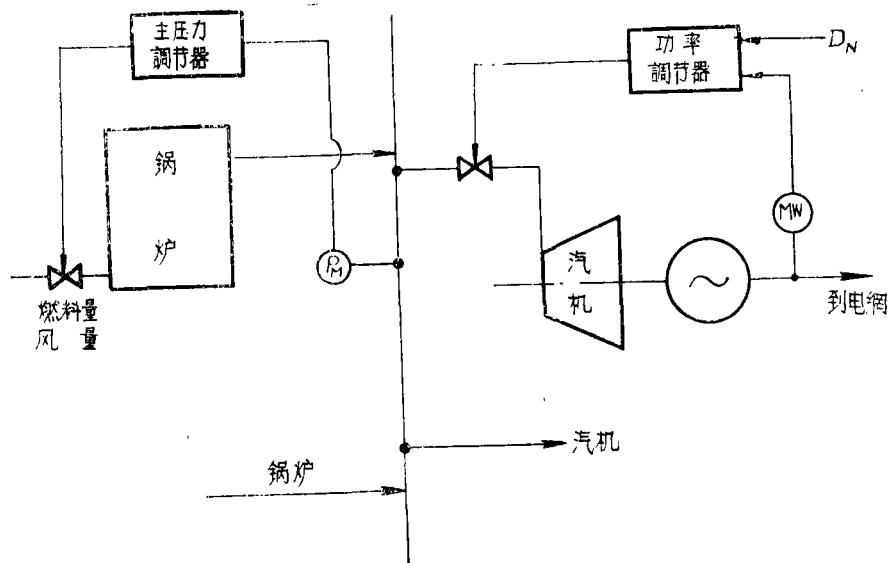


图3—1 锅炉随动控制系统图

其工作原理是：当电网要求电厂负荷增加时，则改变功率定值 D_N 定值，通过功率调节 μ_T 或手动操作去控制汽机同步 μ_T 开度，开大调速汽门，增加汽机进汽量，使汽轮发电机组功率立即增加到所要求的出力。因汽机负荷增加，母管压力 P_M 降低，通过主压力调节 μ_P 去控制燃料量和风量，使锅炉蒸发量满足汽机负荷变化需要，以保持母管压力 P_M 不变。如果负荷增加不大，则瞬时利用锅炉的蓄热，母管压力变化也不会太大。但是在负荷变化大的情况下，由于锅炉燃烧系统的迟延，母管压力变化就大，对锅炉燃烧调节系统就不易稳定，尤其对于燃烧系统迟延大、蓄热系数小的锅炉更为突出。因此直流锅炉就不能单采用这种控制方式，就是对于直吹式制粉系统的汽鼓锅炉也是不利的。为了既不影响机组负荷输出特性，又不影响锅炉燃烧调节系统的稳定性，在锅炉随动控制方式基础上，加入汽机功率定值对锅炉燃烧调节系统的前馈控制，以提高调节质量。

(二)加功率定值前馈控制锅炉随动系统

1. 工作原理

加功率定值前馈控制锅炉随动系统如图3-2所示。由汽机功率定值 D_N 定值仪号经加法 Σ （二台汽机功率定值 D_N 定值仪号同时输入到加法 Σ ，将加法 Σ 分流系数放置在0.5。图中未画出）得到全厂总功率，作为前馈控制仪号输入到DTL—331主压力调节 μ_P 的微分通道，构成汽机对锅炉的前馈控制。根据电网要求，需增加汽机负荷时，则改变功率定值 D_N 的定值，

同时经微分 $W_D(P)$ 和主压力调节 $W_P(P)$ 去指挥热负荷调节 μ_T 和送风调节 μ_F 控制进入炉膛的燃料量和风量，以减少母管压力 P_M 的变动。最后通过母管压力定值反馈系统，以保持母管压力为额定值。

2. 前馈调节 μ_P 参数整定

加功率定值前馈控制的锅炉燃烧调节系统等效方框图如图3-3所示。

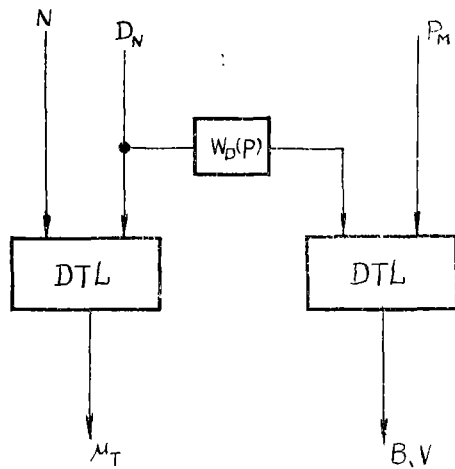


图3—2 加前馈控制锅炉随动控制系统图

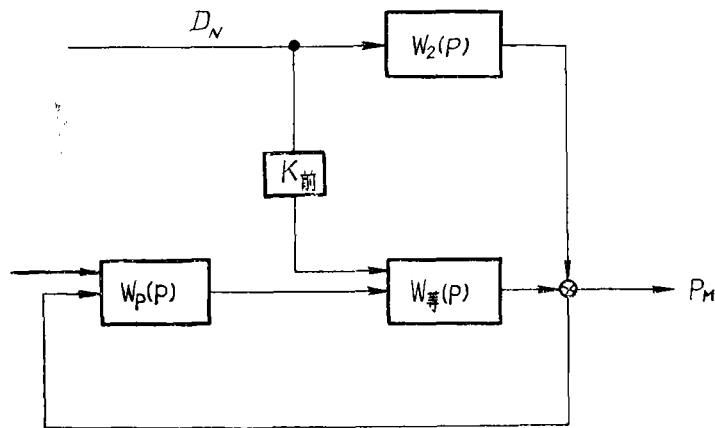


图3—3 等效方框图

图中 $W_2(P)$ 是汽机功率扰动(外扰)时母管压力 P_M 对象动态特性, $W_{\text{等}}(P)$ 是内扰等效对象动态特性, $W_P(P)$ 是主压力调节器。这里前馈调节器 $W_{\text{前}}(P)$ 采用比例调节规律。

$W_{\text{前}}(P) = K_{\text{前}}$ 实际上它是由微分器和主压力调节器来实现的。

图 3—3 中对象动态特性由前试验已知,

二机二炉时:

$$W_{\text{等}}(P) = \frac{1}{1+30P} \cdot \frac{0.006}{P} \quad \text{毫安/毫安}$$

$$W_2(P) = \frac{\Delta P_M}{\Delta N} = 0.3 \left(1 + \frac{1}{50P} \right) \quad \text{毫安/毫安}$$

一机一炉时:

$$W_{\text{等}}(P) = \frac{1}{1+30P} \cdot \frac{0.012}{P} \quad \text{毫安/毫安}$$

$$W_2(P) = \frac{\Delta P_M}{\Delta N} = 0.6 \left(1 + \frac{1}{50P} \right) \quad \text{安毫/安毫}$$

主压力调节器 $W_P(P)$ 的参数在整定主压力调节系统时已得出,

二机二炉时:

$$\delta_P = 20\% \quad T_i = 180 \text{ 秒}$$

一机一炉:

$$\delta_P = 40\% \quad T_i = 180 \text{ 秒}$$

对于前馈调节器 $W_{\text{前}}(P)$ 的参数 $K_{\text{前}}$ 可用平方误差百积最小准则来估算*。对内扰对象

动态特性 $W_{\text{等}}(P)$ 为:
$$W_{\text{等}}(P) = \frac{1}{1+T_P} \cdot \frac{\varepsilon}{P}$$

外扰对象动态特性 $W_2(P)$ 为:
$$W_2(P) = K_2 \left(1 + \frac{1}{T_2 P} \right)$$

主调节器 $W_P(P)$ 为:
$$W_P(P) = K_P \left(1 + \frac{1}{T_i P} \right)$$

则前馈调节器的参数 $K_{\text{前}}$ 为:
$$K_{\text{前}} = \frac{K_2}{\varepsilon T_2} - \frac{K_P K_2 T}{T_i} \quad (3-1)$$

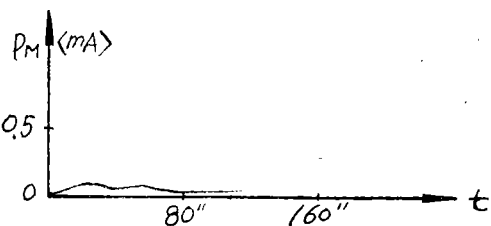
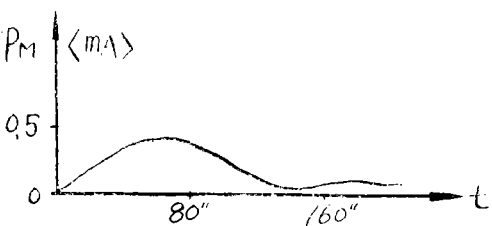
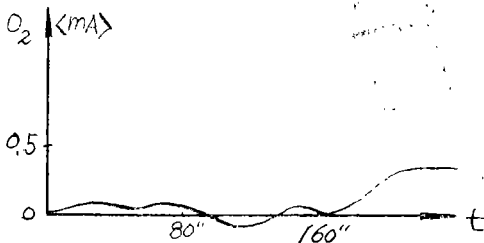
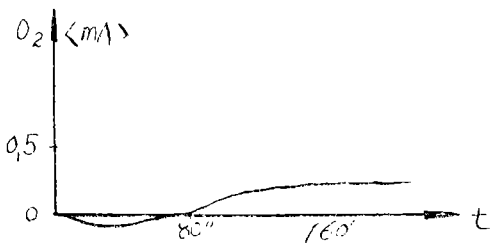
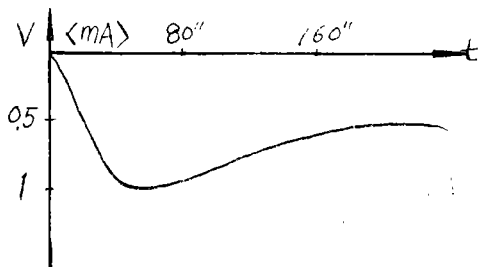
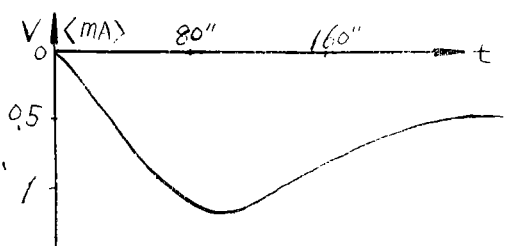
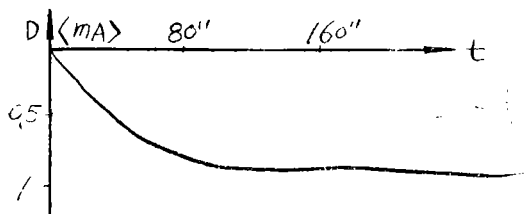
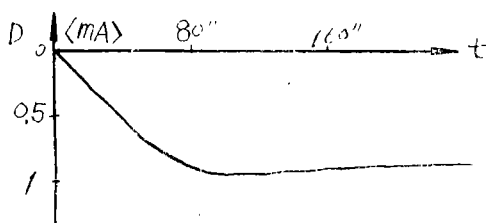
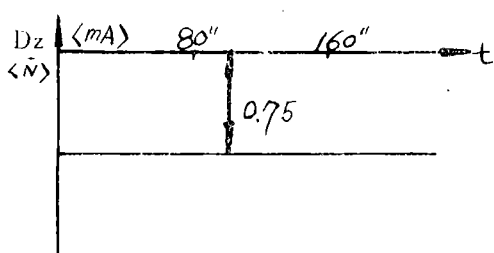
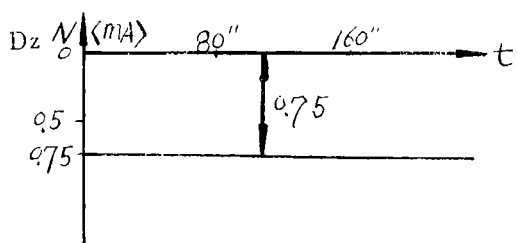
将上述数据代入(3—1)式得到:

二机二炉时: $K_{\text{前}} = 0.75$

单机单炉时: $K_{\text{前}} = 0.75$

$$W_{\text{前}}(P) = K_{\text{前}} = \alpha \cdot W_D(P) \cdot W_P(P) = \alpha \cdot \frac{K_D T_D P}{1 + T_D P} \times \frac{K_P (1 + T_i P)}{T_i P}$$

* 关于前馈控制的整定计算方法详见另文。



a 未加前馈控制

b 加前馈控制

图3—4 电负荷扰动试验曲线

式中:

$\alpha = 0.5$ 加法分流系数

$W_D(P)$: DTL—331 微分通道

取微分时间常数 T_D 等于主压力调节时间常数 T_i 为 180 秒, 则微分增益为:

$$K_D = \frac{K_{前}}{K_P \cdot \alpha} \quad (3-2)$$

将数据代入式 (3-2), 计算得到微分增益 K_D 为:

二机二炉时: $K_D = 0.3$

单机单炉时: $K_D = 0.6$

根据估算数据, 在现场进行了试验, 其功率扰动试验结果如图 3—4 所示。从图中可看出, 加了前馈控制后, 其母管压力 P_M 变化就小, 从而提高了调节系统调节质量。

四、功率自动调节系统

(一)概述

随着工农业生产的飞速发展, 供电比较紧张, 电网系统周率曾一度较低, 且在高峰及低谷负荷时, 系统周率变化幅值大、速度快。由于汽机调速装置的作用, 系统周率的升高或降低, 引起汽机调速装置的关小或开大, 带动了调速汽门的关小、开大, 使汽轮发电机的有功功率减小与增大, 增加了锅炉燃烧调节系统的外部扰动, 使反映锅炉输出蒸汽量与汽机用汽量平衡关系的母管压力发生变化。

而炉内吹灰式锅炉的特点是: 锅炉燃烧系统对象的延迟较大 (约 30~45 秒), 这样, 当电网系统周率变化时, 汽机负荷亦随着变化, 锅炉燃烧自动调节系统调节频繁, 不能取得很好的调节效果, 必然会影响锅炉燃烧系统的稳定。为此, 在汽轮机上加装了功率自动调节系统。当电网周率发生变化时, 有了功率自动调节系统, 就会自动改变汽机同步开度, 而保持汽轮发电机出力不变, 也就减小了对母管压力的扰动, 提高了锅炉燃烧系统的稳定性和调节质量。

此外, 在电网每天高峰及低谷负荷时, 系统周率变化的速率很大, 使汽轮发电机组的负荷变化也大, 有时会超过发电机最大出力。而电气运行人员必须操作汽机同步以保持发电机的一定出力 (据观察, 当周率变化速率最大时, 运行人员需每分钟操作一次), 而功率自动装置的投入, 对于减轻运行人员的劳动强度, 也起了很大的作用。

必须指出的是: 当系统周率升高, 汽机转速升高, 汽机的调速系统动作, 关小调速汽门, 降低发电机有功功率, 使电网周率下降, 对电网周率稳定是有利的。但在加装功率自动调节装置后, 当周率升高, 汽机调速系统关小调速汽门降低有功功率时, 功率自动调节装置反而要开大调速汽门, 以保持发电机有功功率的恒定, 显然对整个电网的周率调节来说是不利的。但是从目前来说, 系统周率的升高还不能达到额定值, 并不意味着电网发电量已经满足用户用电的需要; 同时就一个小容量的电厂机组来说, 也无法参加电网调频, 只有在不影响机组安全运行情况下, 争取多发电, 满足工农业生产增长的需要。

所以汽轮发电机的功率自动调节系统的加装和投入，对机组的的稳定运行和减轻劳动强度，都起了重要作用，受到运行人员的欢迎。

(一)功率自动调节系统概况及电气保护回路

1. 功率自动调节系统概况

电功率自动调节装置的作用，是在系统周率发生变化时保持汽轮发电机的功率。其调节系统原理方框图示于图 4—1。

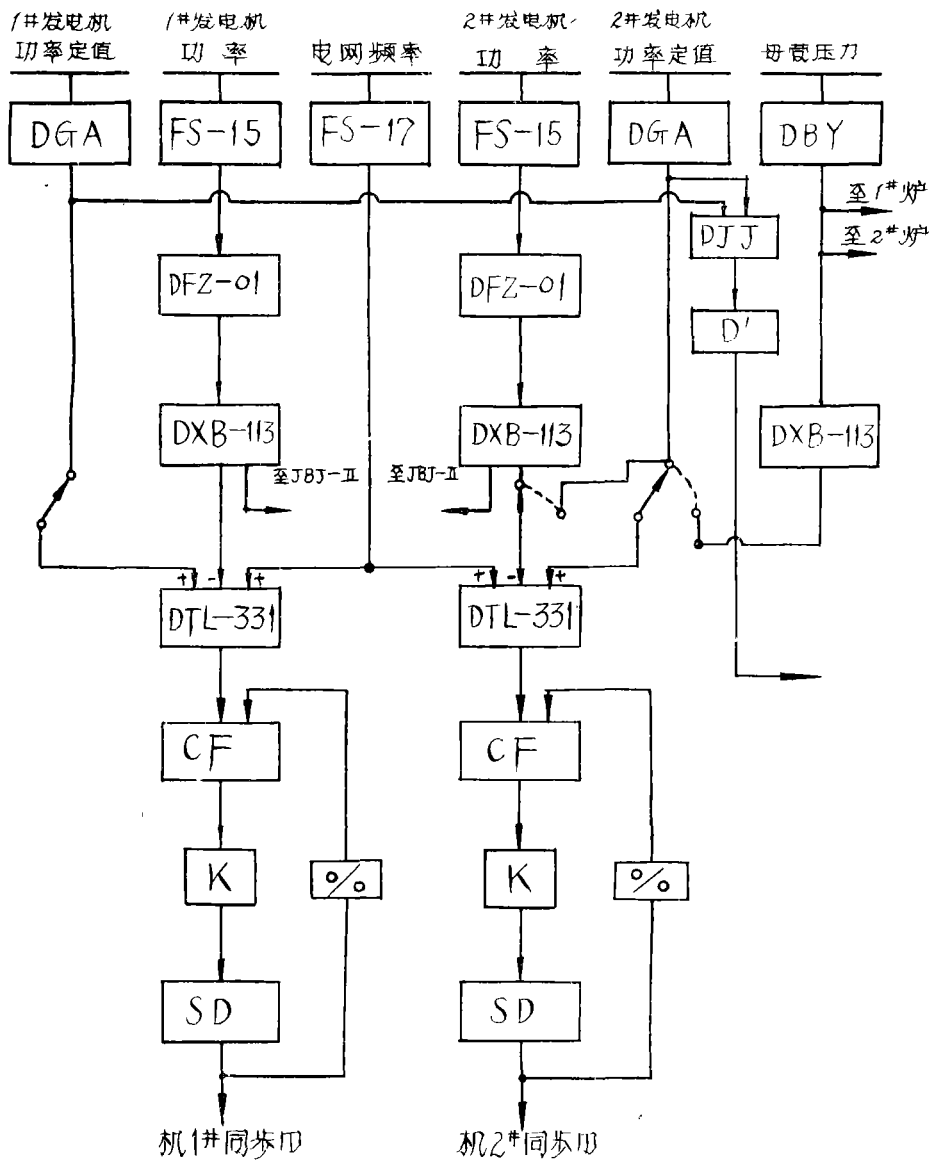


图 4—1 功率自动调节系统原理图

为了提高功率自动调节系统调节质量,在功率自动调节系统中加入系统周率前馈仪号,就是当系统周率发生变化时,由于汽机调速装置作用,会使发电机功率增大或减小,这时功率自动调节系统因接受系统周率前馈仪号,不等功率仪号的变化就去控制交直流串激电机,改变同步口开度,抵消因系统周率变化而引起调速汽门变化量。以保持发电机功率不变,从而提高了调节质量。

2. 电气操作及保护回路

汽轮发电机功率的改变是由控制室电气运行人员手操LW₄-8/16A操作开关,用直流220伏电压去控制交直流串激电机(串激电机型号U80-50/220D),改变汽机同步口开度,使发电机出力达到所要求的功率。用直流电压控制串激电机,调节速度较快,同步口全程(0-50毫米)调节时间约40多秒,再加上串激电机无刹车装置,电机惰走严重。

现采用以磁放大口轨出直接控制交直流串激电机,并为减少电机惰走,采用FRW-1磁饱和和稳压口供给电压,既稳定电压,又将磁放大口电压由原来的~205伏下降为~120伏,使同步口全程调节时间增大为90秒,降低同步口调节速度,惰走减为原来的1/4,以提高调节系统小回路的稳定性。考虑到手动时采用交流操作不如原先直流操作系统安全,所以设计中保留了原先的直流操作系统。功率调节操作及保护回路原理图见图4-2。

功率自动调节系统是一个单回路调节系统,尽管系统并不复杂,但对其可靠性要求很高,因为对机组安全运行的影响很大,万一发生发电机母线及电网线路等故障,功率自动调节系统不应发生误动作而扩大事故。为确保调节装置安全运行,在调节系统中加装了功率保护、同步口开度保护、一次油压保护,以及母管压力高低报警。

功率保护及同步口开度保护仅外路磁放大口(13)、(14)、(15)端子,达到单方向限制,并发出仪号,但并不切除自动调节系统。

只有当一次油压保护动作时,才通过CJO中间继电器,将自动调节系统切除,串激电机切换到直流220伏手操回路中。当事故消除后,按下复位按钮,才能将功率自动系统继续投入运行。

(三)现场准备工作和设备安装

投入功率自动调节系统,需进行大量的现场准备工作。主要的有以下几项:

1. DFZ-01 阻尼口的改进

由于FS-15三相有功功率变送口轨出为0-1毫安直流仪号,而DDZ-II型电动单元组合仪表中,统一仪号为0-10毫安,为使仪号匹配,需将FS-15的轨出仪号放大10倍。由于功率仪号经常晃动,加装了DFZ-01电气阻尼口,为简化设备,不另外增加放大设备,将阻尼口进行改装,使既起阻尼作用,又起放大作用。阻尼口轨入电阻 $R_1=1.2$ 千欧,现改为2.41千欧,可使仪号放大二倍,同时将反馈电阻 $R_{111}=1$ 千欧改为200欧,即反馈量减小五倍,使总的放大倍数达到10倍。这样,在经过DFZ-01阻尼口后,使轨入为0-1毫安直流仪号,轨出达到0-10毫安。

2. DTL-331调节口改装

在功率自动调节系统中,由于考虑了机炉的联合调节,加装了锅炉的功率前馈仪号,而功率前馈仪号由定值口引出。当采用调节口内部定值时,前馈仪号引出困难,所以采用了外部定值。为保证安全,将调节口的内给定电位口外路,并将偏差指示表改为指示第一,二通

边的偏差,便于判断调节回路的平衡与否。

3. 磁放大回路的加动作指示灯

为便于运行人员对自动调节系统进行监视和观察调节回路的动作情况,在磁放大回路主回路中加装了动作指示灯。在主回路中,串入一电阻($R=20\Omega$, 7.5瓦)与电阻并联一稳压管(2CW21C)。其原理见图(4-2)。

(四) 功率调节对象动态特性

要可靠地最佳地投入功率自动调节系统,除了解决设备上的一些问题外,还需要了解功率调节对象动态特性,并根据对象动态特性来设计合理的调节系统和整定调节回路有关参数。

影响发电机功率的扰动有:汽机同步回路的开度 μ_T 、电网系统周率 f 和汽机进汽压力 P_T 。这里主要考虑汽机同步回路的开度 μ_T (称为内扰)和电网系统周率 f (称为外扰)变化对功率的影响。

1. 内扰对象动态特性

对象动态特性分析 功率调节对象内扰动态特性是指汽机同步回路开度 μ_T 发生阶跃扰动时,功率 N 随时间 t 变化的特性。把对象作为一个环节来看,其输入量是同步回路开度 $\Delta\mu_T$,输出量是发电机功率 ΔN 。由于锅炉与汽机的生产过程是相互联系的,所以功率对象内扰动态特性还同锅炉运行有关。

(1) 锅炉保持母管压力不变 $\Delta P_M = 0$

锅炉在保持母管压力 P_M 时,汽机同步回路开度 μ_T 阶跃开大,汽机进汽流量 D_T 和发电机功率 N 也阶跃增加,这就增大送入炉膛的燃料量和风量,使锅炉输出蒸汽量 D 增加,并等于汽机进汽量 D_T ,达到锅炉、汽机间的能量平衡,保持母管压力 P_M 不变。所以,功率调节对象内扰动态特性是一个比例环节。其传递函数 $W(p) = K$ 。

(2) 锅炉保持炉量不变 $\Delta B = 0$

当锅炉炉量不变时,其同步回路开度 μ_T 的扰动对发电机功率 N 的变化特性,可以从上述燃烧调节系统中分析的、在锅炉炉量不变时求母管压力 P_M 在汽机同步回路开度 μ_T 阶跃扰动下的外扰对象动态特性中得出。

对前述中知道,同步回路开度 μ_T 阶跃扰动时,汽机进汽量 D_T 变化特性是一个实际微分环节,其传递函数为:

$$W_1(P) = \frac{D_T}{\mu_T} = \frac{K_T T_T P}{1 + T_T P} \quad (4-1)$$

忽略进汽压力 P_T 变化对汽耗的影响,则汽机进汽量 D_T 与发电机功率 N 的关系仍为:

$$W_2(P) = K_0 \quad (4-2)$$

就可求出汽机同步回路 μ_T 扰动下的传递函数为:

$$W(P) = W_1(P) \cdot W_2(P) = \frac{K_0 K_T T_T P}{1 + T_T P} = \frac{K_N T_T P}{1 + T_T P} \quad (4-3)$$

(3) 求取功率调节对象动态特性

用试验方法求取功率调节对象动态特性。其曲线见图 4—3。根据动态特性曲线，可求出其传递函数为：

$$\begin{aligned} W(P) &= \frac{1.7}{1+20p} \quad \text{毫安/毫安} \\ &= \frac{0.61}{1+20p} \quad \text{兆瓦/\%} \quad (4-4) \end{aligned}$$

功率调节对象内扰动态特性实际是一个一阶惯性环节，这同前百分析的对象动态特性是一个比例环节有些差别。其原因在于：功率变送口后的阻尼口包括在对象动态特性内，同步口开度 μ_T 变化实际上不是阶跃，其动作 5 % 开度扰动需要 5 秒时间。

在锅炉保持给料不变 ($\Delta B = 0$) 时，做了内扰对象动态特性试验。曲线示于 (图 4—4)。其动态特性是一个惯性微分环节，与前百分析的动态特性是一个实际微分环节有差别，原因同上述一样。

2. 外扰对象动态特性

外扰对象动态特性系指系统周率 f 在单位阶跃扰动时发电机功率随时间 t 变化的特性。但是系统周率不能人为地进行扰动，更不能按要求来产生一阶跃扰动，它是随着电网供电和用电平衡关系进行变化。因此只能利用电网系统周率自行变化时来观察对发电机功率变化特性。试验所得曲线示于图 4—5。

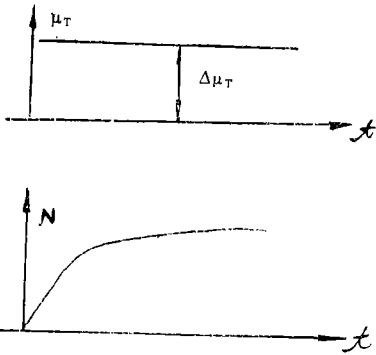


图 4—3 汽机功率调节对象内扰特性 (母管压力不变)

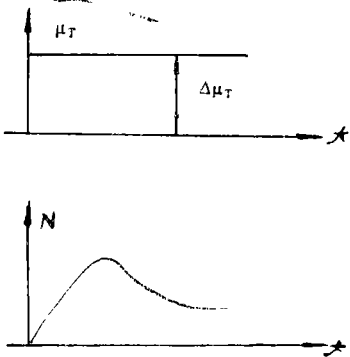


图 4—4 给料不变时功率内扰对象特性曲线

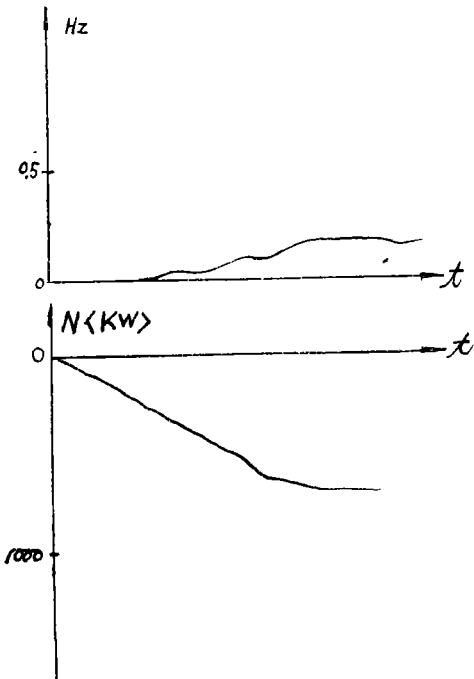


图 4—5 $f-N$ 变化曲线

外扰对象特性近似看作一个比例环节。

$$W_s(P) = K = 11.1 \text{ 毫安/毫安} = 10 \text{ 兆瓦/赫} \quad (4-5)$$

(五) 功率调节系统的整定

功率自动调节系统是一个单回路调节系统。为了改善调节系统的调节质量，加入系统周率 f 的前馈信号。前馈调节器 $W_D(P)$ 采用 DTL—331 调节器内的微分通道，其调节系统方框图示于图 4—6。

功率调节系统整定是根据对象动态特性来选择调节器 $W_P(P)$ 的比例带 δ_P 、积分时间 T_I 和前馈调节器 $W_D(P)$ 的微分增益 K_D 、微分时间 T_D ，使调节系统的调节过程满足运行要求。评价调节过程品质，首先要保证调节系统的稳定，然后考虑其快速性和动态偏差问题。一般以调节过程的一定衰减率 ψ 来保证系统稳定性。

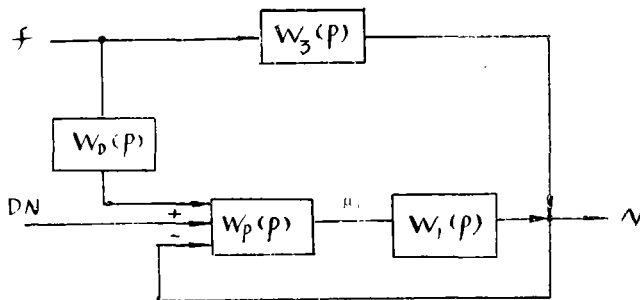


图4—6 功率调节系统方框图

从图 4—6 可求出调节对象在内扰和外扰时闭环调节系统传递函数为：

$$\Delta N = \frac{W_I(P)}{1 + W_P(P) \cdot W_I(P)} \cdot \mu_r + \frac{W_I(P) \cdot W_P(P) \cdot W_D(P) - W_s(P)}{1 + W_P(P) \cdot W_I(P)} \cdot f \quad (4-6)$$

其特征方程式：

$$H_0(P) = 1 + W_P(P) \cdot W_I(P) = 0 \quad (4-7)$$

特征方程式根不同，其调节过程的稳定性亦不同。所以调节器 $W_P(P)$ 参数是根据内扰对象动态特性 $W_I(P)$ 并按一定衰减率 ψ 来进行选择。而前馈调节器 $W_D(P)$ 并不包括在特征方程式内，所以其参数变化不影响其调节系统稳定性。前馈调节器的作用是：当发生系统周率 f 扰动时，引起功率 N 变化。它可以不等到反馈系统中的调节器 $W_P(P)$ 输出电流变化去改变同步开度 μ_r 以保持发电机功率 N ，而在系统周率 f 变化的同时，去动作汽机同步开度 μ_T ，以抵消由于周率 f 变化对功率 N 的影响，从而提高了系统调节质量。因此，这种前馈调节一般称为扰动补偿调节，其前馈调节器参数可按不变性原理来进行整定。当发生扰动时，其系统闭环传递函数为：

$$W(P) = \frac{\Delta N}{\Delta f} = \frac{W_D(P) \cdot W_I(P) \cdot W_P(P) - W_s(P)}{1 + W_P(P) \cdot W_I(P)} \quad (4-8)$$

根据不变性原理:

$$W_D(P) \cdot W_1(P) \cdot W_P(P) - W_3(P) = 0$$

即外扰 f 对功率 N 没有影响

$$\text{则: } W_D(P) = \frac{W_3(P)}{W_P(P) \cdot W_1(P)} \quad (4-9)$$

从外扰对象特性传递函数 $W_3(P)$ 、内扰对象特性传递函数 $W_1(P)$ 和调节器 $W_P(P)$, 可求出前馈调节器 $W_D(P)$ 的参数。

1. 调节器 $W_P(P)$ 参数 δ_P 、 T_i 的整定 调节器 $W_P(P)$ 参数 δ_P 、 δ_i 的整定, 根据上述整定原则, 可以用表征调节对象动态特性的 $\varepsilon \cdot \rho \cdot \tau$ 三个参数按经验公式方法整定, 也可以用其他方法整定。

下面介绍用根轨迹的方法来分析, 对于对象动态特性是一阶惯性环节, 调节器是用比例, 积分调节规律的单回路调节系统 (其方框图示于图 4-6)。调节器参数的整定为:

系统传递函数为:

$$\begin{aligned} W_{\text{开}}(P) &= W_1(P) \times W_P(P) = K_P \left(1 + \frac{1}{T_i P} \right) \times \frac{K_I}{1 + TP} \\ &= \frac{\frac{K_P \cdot K_I}{T} \left(P + \frac{1}{T_i} \right)}{P \left(P + \frac{1}{T} \right)} \end{aligned} \quad (4-10)$$

在根平面上, 极点、零点位置示于图 4-7A。

(1) 选择 $T_i = T$ (图 4-7B)

则系统开环传递函数为:

$$W_{\text{开}}(P) = \frac{\frac{K_P \cdot K_I}{T}}{P} \quad (4-11)$$

特征方程式: $H_0(P) = 1 + W_{\text{开}}(P) = 0$

$$\text{即: } P + \frac{K_P \cdot K_I}{T} = 0 \quad (4-12)$$

特征方程式的根只有一个负实根, 当调节器参数 $K_P \left(\frac{1}{\delta_P} \right)$ 从 $0 \rightarrow \infty$, 其系统调节过程始终是一个非周期过程, 调节系统是稳定的。理论上调节参数 K_P 可以选得很大, 调节过程也不会振荡, 过程衰减得快, 调整过程时间就短。

(2) 选择 $T_i > T$ 图 (4-7C)

则系统开环传递函数为:

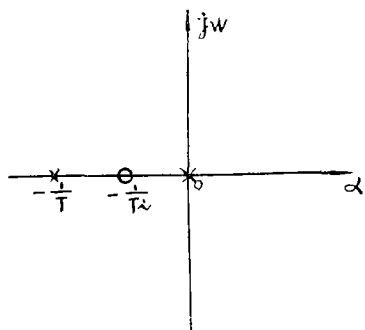


图4—7A 极点零点位置分布图

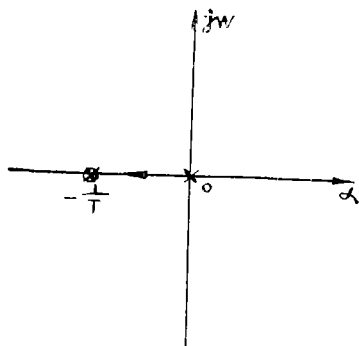


图4—7B $T_i = T$ 时

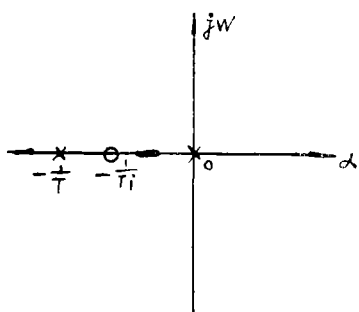


图4—7C $T_i > T$ 时

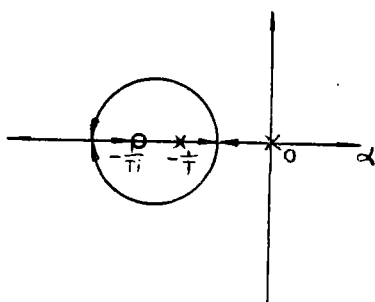


图4—7D $T_i < T$ 时

$$W_{\text{开}}(P) = \frac{\frac{K_P \cdot K_I}{T} (P + \frac{1}{T_i})}{P (P + \frac{1}{T})}$$

有二个极点: $P=0$, $P = -\frac{1}{T}$;

一个零点: $P = -\frac{1}{T_i}$

其特征方程式:

$$H_0(P) = P (P + \frac{1}{T}) + \frac{K_P \cdot K_I}{T} (P + \frac{1}{T_i}) = 0$$

$$P^2 + \frac{(1 + K_P \cdot K_I)}{T} P + \frac{K_P \cdot K_I}{T T_i} = 0$$

$$(P + \alpha_1) (P + \alpha_2) = 0$$

(4—13)

调节器参数 K_P 从 $0 \rightarrow \infty$ 时, 特征方程式的根是二个负实根, 所以系统调节过程也始终是一个非周期过程。但调节器 K_P 取 ∞ 时, 调节过程有二个衰减曲线, 其中一个小的负实根的最大值 $\alpha = -\frac{1}{T_i}$, 这就使调节过程比 $T = T_i$ 时, 要衰减得慢, 过程时间就长。

(3) 选择 $T_i < T$ (图 4—7D)

其特征方程式:

$$H_0(P) = P^2 + \left(\frac{1 + K_P \cdot K_I}{T} \right) P + \frac{K_P \cdot K_I}{T T_i} = 0 \quad (4-14)$$

$$\text{当 } 2 \frac{T}{T_i} - 2 \sqrt{\left(\frac{T}{T_i} \right)^2 - \frac{T}{T_i}} - 1 < K_P \cdot K_I < 2 \frac{T}{T_i} + 2 \sqrt{\left(\frac{T}{T_i} \right)^2 - \frac{T}{T_i}} - 1 \quad (4-15)$$

特征方程式的根是一对共轭复根, 则系统调节过程是衰减振荡过程, K_P 在其他数值时, 则为非周期过程, 就是选择:

$$K_P \cdot K_I = 2 \frac{T}{T_i} \pm 2 \sqrt{\left(\frac{T}{T_i} \right)^2 - \frac{T}{T_i}} - 1 \quad \text{时}$$

$$\text{其特征方程式根: } \alpha = -\frac{1 + K_P \cdot K_I}{2T}。$$

同选择 $T = T_i$ 相比较, 其调节过程在同样是非周期情况下, 衰减得也较慢, 调节过程时间 t_r 也长。

经上述三种情况分析得出结论: 对于一阶惯性环节, 对象采用比例、积分调节器。其调节器参数比例带 δ_P 和积分时间 T_i 的选择原则为:

(1) $T_i = T$

(2) 调节器先放置一比例带 δ_P , 将调节系统投入自动, 然后逐步减小调节器比例带, 到调节过程产生有点振荡时, 则再将此时调节器的比例带放大一点就可。

根据根轨迹分析结论, 再经现场试验结果, 调节器参数为:

$$\delta_P = 100\%, T_i = 20 \text{ 秒}$$

2. 前馈调节器 $W_D(P)$ 的参数 K_D, T_D 的整定。

根据前馈调节不变性原理, 前馈调节器调节规律和参数

$$\text{为: } W_D(P) = \frac{W_3(P)}{W_P(P) \cdot W_1(P)} \quad (\text{见 4—9})$$

W_1 ——内扰对象动态特性,

W_3 ——外扰对象动态特性,

W_P ——调节器传递函数。

如果传递函数 $W_1(P), W_3(P)$ 是高阶或超越函数的话, 则前馈调节器 W_D 的结构, 在工程上就很难实现。所以实际上前馈调节器一般都采用比例或比例微分规律。

则上式可写成:

$$W_D(P) \times W_P(P) = \frac{W_3(P)}{W_1(P)} = \frac{K_2}{K_1 \frac{1}{1+T_P P}} \quad (4-16)$$

由于内扰对象特性 $W_1(P)$ 的惯性不太大, 在这里近似看作一个比例环节 K_1 , 则上式可写成:

$$W_D(P) \times W_P(P) = \frac{K_2}{K_1} \quad (4-17)$$

$$\frac{K_D \cdot T_D \cdot P}{1 + T_D P} \times \frac{K_P(1 + T_i P)}{T_i P} = \frac{K_2}{K_1}$$

式中: $W_D(P) = \frac{K_D T_D P}{1 + T_D P}$ $W_P(P) = \frac{K_P(1 + T_i P)}{T_i P}$

取 $T_D = T_i$

则 $K_D \times K_P = \frac{K_2}{K_1}$ $K_D = \frac{K_2}{K_1} \times \frac{1}{K_P}$

由于 $T_i = 20$ 秒 $K_P = 1 \left(\frac{1}{\delta_P} \right)$ $K_2 = 11.1$ 毫安/毫安 $K_1 = 1.7$ 毫安/毫安

所以前馈调节器的参数:

$$T_D = T_i = 20 \text{ 秒} \quad K_D = \frac{K_2}{K_1} \times \frac{1}{K_P} = 6.5$$

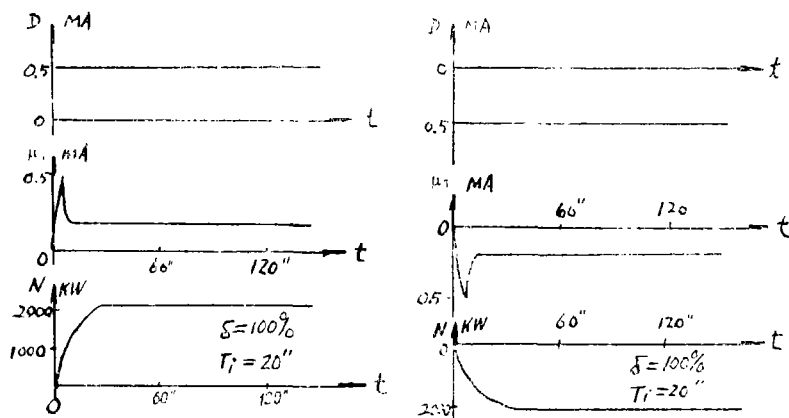


图 4—8 功率定值扰动曲线

整定的数据, 经现场定值扰动试验, 其结果与计标相符, 定值扰动时调节过程的曲线如图 4—8。

平时，功率自动调节系统投入运行时，在周率 f 前馈仪号未接入时，功率基本上在 ± 500 千瓦范围变化；在周率 f 前馈仪号接入时，功率基本在 ± 300 千瓦范围变化，显然对调节过程质量有提高。

机₁、机₂对象动态特性相似，故其调节回整定参数放置一样。

五、自动跟踪及参数保护

(一)自动跟踪的作用与原理

我厂的燃烧自动调节系统，原设计是无自动跟踪的，现在的自动跟踪都是在投入燃烧自动过程中加装并逐步改进和完善的。

在使用DDZ仪表的调节系统中，由于调节回与执行机构是互相独立的，当执行机构手动操作时，不接受调节作用，即位置指示电流 $I_{位}$ 与调节回输出电流 $I_{出}$ 无关 ($I_{出} \neq I_{位}$)。在这种情况下，如果由手动切为自动，就会使执行机构位置改变 (向 $I_{出}$ 方向迅速移动)，造成调节机构不必要的动作，这就叫切换扰动。切换扰动对调节系统是非常有害的，会使自动调节系统难以投入，甚至造成事故，例如引风挡板开得过大，会引起锅炉熄火等异常情况。所以在投入自动前，需进行对位操作，就是将执行机构位置 ($I_{位}$) 调到与调节回输出电流相等，即 $I_{位} = I_{出}$ 然后把系统从手动切换到自动。只有经过对位操作后，才能实现手动—自动无扰切换。但是在没有自动跟踪的情况下，对位操作费时多，麻烦。且由于调节回输出电流 $I_{出}$ 随输入偏差仪号和积分调节规律不断变化，运行人员需观察被调参数和定值无偏差或偏差很小时，将执行机构位置调到与调节回输出电流 $I_{出}$ 相等时，才能投入自动。为了方便运行人员手动—自动切换操作，缩短投入自动的时间，我厂加装了调节回的自动跟踪线路。

所谓自动跟踪，就是在手动时使调节回的输出电流 $I_{出}$ 始终跟随某一跟踪仪号 $I_{跟}$ 或执行机构位置反馈电流 $I_{位}$ 的变化而变化。

当调节回输入偏差 $\Delta I_{入} = 0$ 时，使 $I_{出} = I_{跟}$ 或 $I_{出} = I_{位}$ 。这时投入自动就可实现手动—自动无扰动切换。

在单回路调节系统中， $I_{跟}$ 就是 $I_{位}$ ，在串级调节系统中，付调节回的 $I_{跟}$ 是 $I_{位}$ ，主调节回的 $I_{跟}$ 是某一补偿电流或某一仪号电流。

自动跟踪原理图如图 5—1 所示。

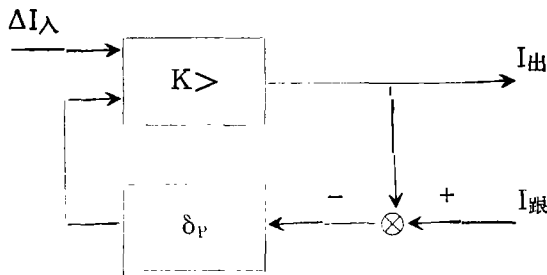


图5—1 跟踪原理图

$$I_{出} = I_{跟} \frac{K \delta_p}{1 + K \delta_p} + \Delta I_{入} \frac{K}{1 + K \delta_p}$$

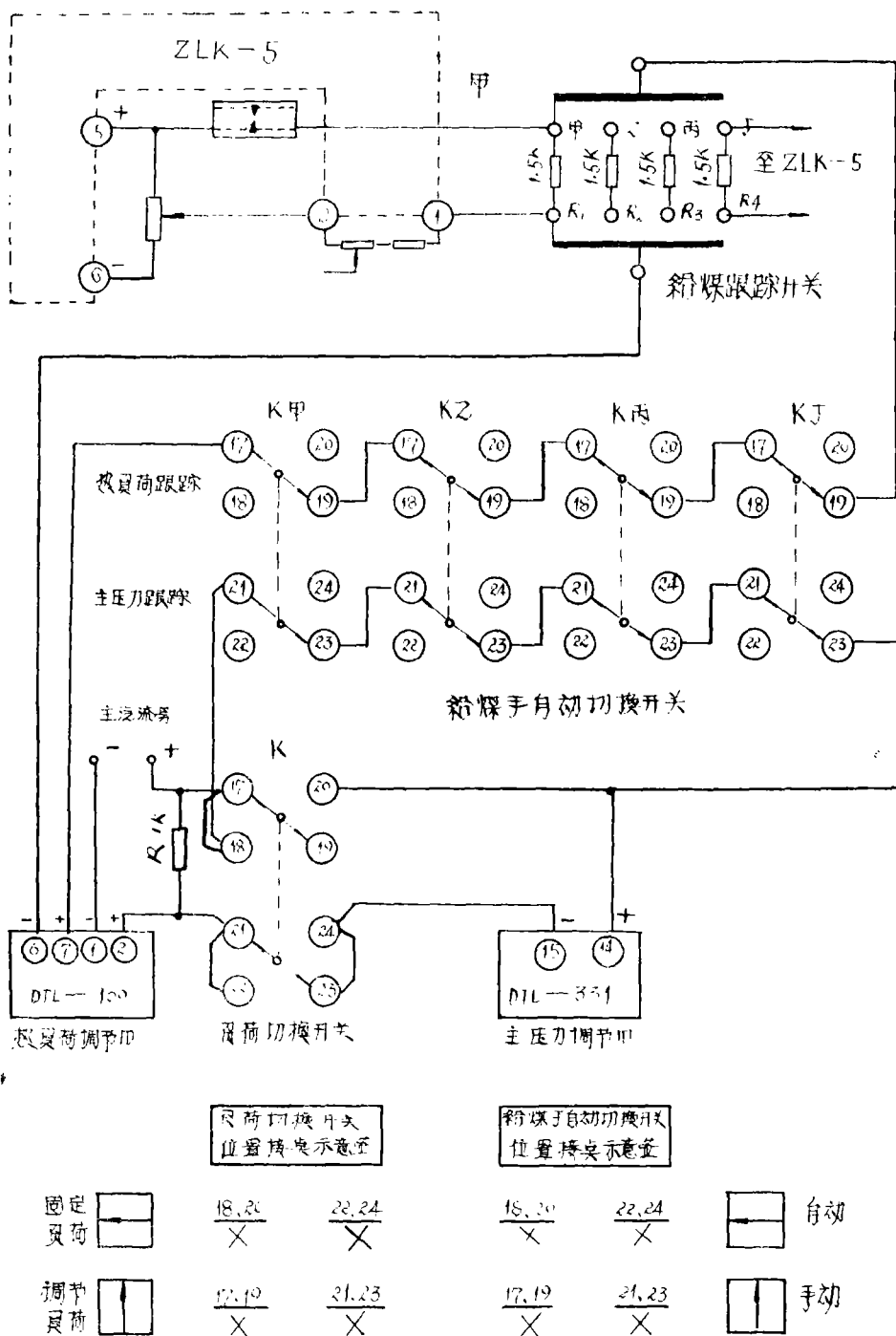


图5-2 主压力、热负荷调节跟踪原理图

当 $K\delta_r > 1$ 时, $I_{\text{出}} = I_{\text{跟}} + \Delta I_{\text{入}} - \frac{1}{\delta_r}$

当 $\Delta I_{\text{入}} = 0$ 时, $I_{\text{出}} = I_{\text{跟}}$

上式符合自动跟踪要求。

上式说明, 当被调量偏差为零时, 调节口输出 $I_{\text{出}} = I_{\text{跟}}$, 这时投入自动, 可实现手动—自动无扰动切换。

(二) 主压力和热负荷调节系统的自动跟踪

1. 热负荷调节口的跟踪线路如图 5—2 所示。热负荷调节系统在手操位置时, 调节口输出电流, 跟踪 ZLK—5 型转差离合器手操电流。从图上可看出, 只有当四台给煤机的手动—自动开关全部放在手动位置时, 跟踪才起作用。我厂每台锅炉有四台给煤机, 平时并不是四台全部投入运行, 而且每台给煤机出力不同, 因此每台给煤机转速也不相同, 所以加装了给煤跟踪选择开关, 跟踪哪一台, 由运行人员视具体情况自行选择。跟踪的一台投入自动后, 如果还要投入另一台, 这时由于跟踪已不起作用, 运行人员须将该台给煤机的手操电流调到与调节口输出电流 $I_{\text{出}}$ 相等才能投入自动。

在这里必须指出, 有些厂可能是几台给煤机或给粉机以同一转速运行, 所以可以通过调节同步口手操电流达到几台同步运行, 此时, 热负荷调节口可以跟踪同步口手操电流。

2. 主压力调节口的跟踪

前已讲过, 在串级调节系统中, 主调节口可以跟踪某一信号电流, 付调节口跟踪阀位电流。所以在带有主压力校正的热负荷调节系统中, 热负荷调节口是付调节口, 跟踪给煤机手操电流 (相当于执行机构阀位电流)。而母管压力调节口是主调节口, 不论锅炉带调节负荷或固定负荷, 它始终跟踪蒸汽流量变送口输出电流。

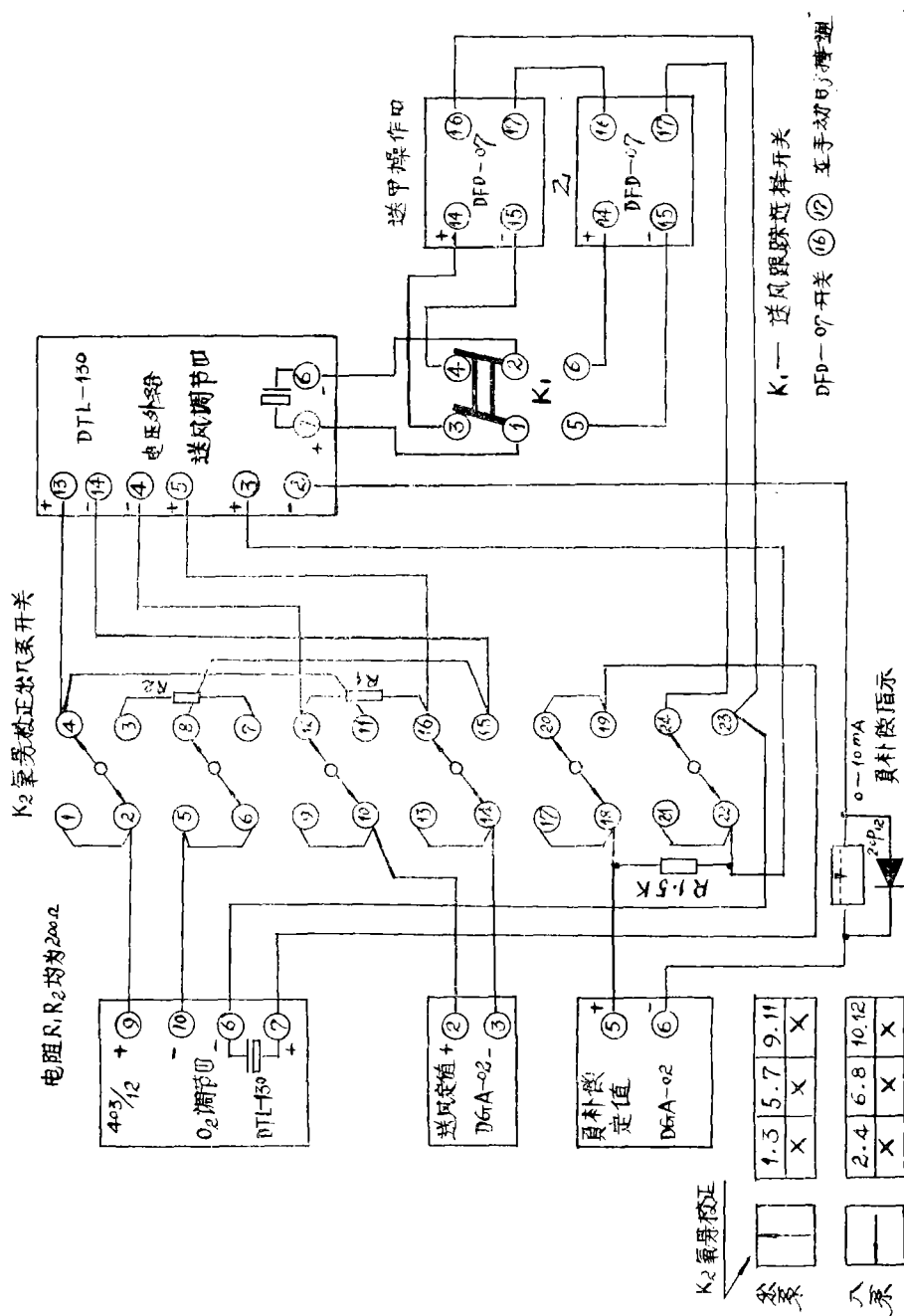
主压力调节口的跟踪线路如图 5—2 所示。跟踪电压经过固定、调节负荷切换开关 K 和四台给煤机手动切换开关 $K_{\text{甲}}$, $K_{\text{乙}}$, $K_{\text{丙}}$, $K_{\text{丁}}$ 加至 DTL—331④、⑤端子, 以实现主调节口的自动跟踪。从图 5—2 上可看出, 当锅炉带调节负荷时 (负荷切换开关在调节负荷位置), 只有给煤手动自动切换开关全部在手操位置, 才能实现主调节口的自动跟踪。

在这里必须指出, 由于我厂只有二台锅炉, 所以一台带调节, 一台带固定负荷, 而且装了二台主压力调节口, 无须装置主压力跟踪选择开关, 如有二台以上锅炉就需要加装主压力跟踪选择开关。主调节口跟踪带调节负荷的锅炉的蒸汽流量信号。

(三) 送风自动调节系统的自动跟踪

1. 送风调节口和引风调节口的跟踪

送风调节口的跟踪线路如图 5—3 所示。送风调节口的跟踪信号为送风执行机构的位置指示电流 $I_{\text{位}}$, 由于送风执行机构有二台, 而自动跟踪只能跟一台风机执行机构。我厂一台锅炉有二组送风机, 假如二组风机长期同时运行, 那么跟踪任何一组风机的执行机构位置指示电流 $I_{\text{位}}$ 都可以。但是, 为了节约厂用电, 我厂平时总是运行一组风机, 二组风机轮换运行的机会相同, 因此, 如果自动跟踪固定在甲组风机, 则运行乙组风机时投入送风调节系统就无自动跟踪, (当然, 热工人员可以立即把跟踪线路换到乙组, 但实际上太麻烦了)。同样,



把自动跟踪固定在乙组风机情况一样，所以，为了根据运行情况，可以任意选择跟踪甲组或乙组风机执行机构的位置指示电流 I 位，加装了自动跟踪选择开关。引风调节口的跟踪线路与风鼻调节口的跟踪线路相同。

2. 氧鼻调节口的跟踪

氧鼻调节口的跟踪线路亦如图 5—3 所示。带有氧鼻校正的送风调节系统是一串级调节系统，送风调节口是付调节口，跟踪送风机挡板位置仪号，而氧鼻调节口是主调节口，它没有直接的执行机构，调节口在未投入自动时，跟踪一个 5 毫安的补偿仪号。在送风手动、自动切换开关在手动位置时，不论氧鼻出入系开关在出系或入系位置，始终跟踪 5 毫安补偿仪号。

(四) 锅炉燃烧自动调节系统的保护

燃烧自动调节系统的保护装置在投入自动时是不可缺少的，因为调节系统的失灵会直接影响到机炉的安全运行，特别是在锅炉燃烧自动调节中，由于给炉、风鼻、引风调节系统失灵，将给锅炉安全运行带来很大危害；同时，将使运行人员对热工自动不信任。所以，为了保证安全运行，我们加装了燃烧自动调节系统的保护装置。

为了防止变送口和调节口突然失灵，引起给炉机转速、引风或送风调节挡板大幅度动作，因此在调节口出口加装了 DFF—01 限幅报警口，作为给炉机转速和送引风挡板上下限位和报警之用。

为适应负荷变化的需要，上下限幅值不能调得过狭，但在送引风系统中，任何送引风调节挡板的过调，都会使炉膛负压、风鼻等参数超越正常运行范围，对锅炉安全运行造成很大的威胁。因此我们又加装了一套氧鼻、炉膛负压参数保护装置，氧鼻、炉膛负压参数保护线

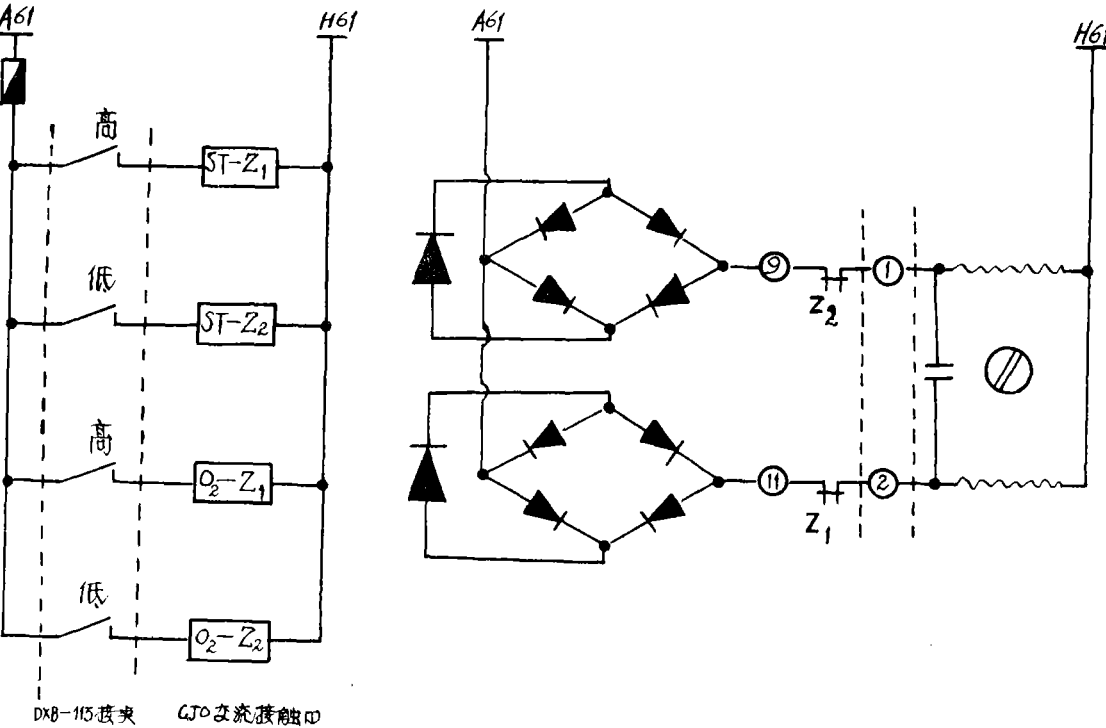


图5—4 负压氧鼻参数保护原理图

路图如图 5—4 所示。当氧分与负压指示值超越正常运行范围,通过 DXB—113 去动作 CJO 交流接触器,及时切断磁放大器到执行机构电机电流,使执行机构不动作;同时发出声光讯号。当氧分或负压指示值恢复正常,自动恢复功能,声光讯号消失,这样大大提高了自动调节系统的可靠性,保证了锅炉安全运行。

六、使用情况和效果

(一)我厂锅炉燃烧自动和汽轮发电机功率自动投入,使用约有二年余,基本上满足了安全经济发电需要。在投用过程中曾遇到过不少问题,发生过异常情况,有下列几点体会:

1. 要搞好自动,必须确保安全。1975 年燃烧自动投入过程中,曾因自动手操切换开关接触不良使给料机至零而引起锅炉熄火,后来将切换开关换用 DFD—07 型,并换去了故障较多的老产品执行机构等,提高了调节设备的可靠性,加装了限幅报警和参数保护装置以提高调节系统的可靠性。对热工人员及运行人员进行技术培训,制订热工自动运行规程,做到正确使用自动控制。

2. 必须提高调节质量,做到经济运行。自动投入后,如果调节质量仍与手操相似,不能显示出自动的优点,还是不能巩固。要提高调节质量,必须做好调整试验,改进调节设备和系统。我厂经过十几次改进,一百多次试验,采用了氧化锆氧量表,加装了功率自动调节。做到了自动调节时,锅炉蒸汽压力、温度、烟气含氧量、发电机功率能在指定的数值稳定地运行。

3. 必须加强对设备的维护,提高设备健康水平。自动调节投入后,不仅对仪表及调节设备的要求提高了,还要做好定期维护、检查工作,及时消除缺陷,而且对发电主辅设备也要保持良好。我厂遇到的问题是磨粉机出力不足,影响调节质量。车间加强了检修,保证了磨粉机的出力。2 号机调速油压低,同步器接近开足,限幅器经常动作影响调节质量,汽机调速班奋战二天二夜,解决了这个问题。所以要搞好自动不仅须解决调节设备问题,还须要解决主辅设备的有关问题。

4. 搞好自动,必须加强技术培训。随着自动的投入,对热工人员要及时培训提高技术水平,才能管好用好自动装置。通过讲解及调整试验等工作帮助热工人员掌握自动调节原理、调节器整定、调节设备使用维护及故障处理等,并制订热工自动运行规程,做到正确使用。

(二)从一些运行情况和试验数据对比,自动投入后在安全经济满发方面取得了良好效果。大体情况如下(由于数据不全还不够准确):

1. 省煤节电,提高机组效率。燃烧自动投入后由于蒸汽压力、温度波动减小,接近限额运行,因而过热汽出口压力平均提高 0.5 公斤/厘米²,温度平均提高 3℃,因此汽轮机汽耗可降低约 0.4%;风量自动投入前,风煤配合改善,燃烧良好,减少了不完全燃烧损失和排烟热损失。根据锅炉效率试验,投入自动后比手操时提高效率约 0.5%。

2. 保持机组满发。功率自动投入后,由于功率波动减小,负荷率提高约 1%。

3. 减轻劳动强度。投用自动后,由调节装置代替人工操作,运行人员不再需要进行频繁的操作,减轻了劳动强度,可进一步提高劳动生产率。