

直流炉单元机组 自动调节系统

张法文 编著

内 容 提 要

本书是论述直流炉单元机组自动调节系统理论和实践经验方面的专著。全书首先介绍了直流炉、汽轮机以及单元机组运行控制的一些基本知识,阐述了阶跃扰动下对象静态增量的计算和动态特性的分析方法,然后系统地论述了多变量调节系统的设计、计算和试验方法,分析了直流炉单元机组的各种调节系统。文中还介绍了各主要工业国家所采用的单元机组协调控制系统。

本书主要供电厂及设计单位从事热工控制工作的技术人员阅读,也可供高等工业院校及其他工业部门自动控制专业的师生和技术人员参考。

直流炉单元机组自动调节系统

张 法 文 编 著

*

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 12印张 269千字

1986年10月第一版 1986年10月北京第一次印刷

印数0001—2030册 定价2.85元

书号 15143·5918

前 言

建国三十多年来，我国电力工业有了很大的发展。自1968年我国第一台SG-220-100型直流炉投入运行后，直流炉单元机组日益增多。今后在实现社会主义四个现代化的新长征中，随着电力工业的发展，将会有越来越多的直流炉投入运行。

目前我国已有多台直流炉单元机组投入了运行，在这些机组上先后做过一些动态特性试验，并投入了自动调节系统，积累了一定的经验。为了促进直流炉单元机组自动化的工作，我们根据国内外有关这方面的理论和经验，加以归纳、提高后写成本书，以供有关人员参考。本书共六章，分为两大部分：第一部分（第一、二、三章）介绍直流炉、汽轮机及单元机组的运行和调节性能；第二部分（第四、五、六章）介绍多变量调节系统的设计和调试方法，以及单元机组和直流炉的调节系统。

本书所述内容，对设计、调试其它炉型的单元机组调节系统也有参考价值。其中不少内容可直接运用到其它炉型的单元机组调节系统中去。

在编写本书的过程中，钱钟韩教授对第一部分书稿作了详细的审阅，并给予具体的指导和帮助；唐明辉同志对书稿文字作了润色；谢麟阁副教授、顾立钧、杨人坚和高镗年等同志、水电部西安热工研究所的一些同志也分别对部分书稿进行了审阅，提出了不少宝贵意见。在此，对这些同志表示衷心的感谢。

由于作者水平有限，现场试验做得也还不够充分，因此书中缺点、错误在所难免，诚望读者批评指正。

张法文

1984年11月于水电部西安热工研究所

目 录

前 言

第一章 直流炉单元机组及其运行特性	1
§ 1-1 直流炉的类型	1
一、本生型；二、拉姆辛型；三、苏尔寿型	
§ 1-2 直流炉的工作原理	2
§ 1-3 汽轮机工作性能简述	5
一、汽体的近似状态方程式；二、汽轮机的工作原理；三、汽轮机的主要配汽方法	
§ 1-4 液压调速系统和功频电调装置	12
一、液压调速系统；二、功频电调装置	
§ 1-5 单元机组的运行方式及其调节特点	17
一、单元机组的运行方式；二、汽压运行方式；三、单元机组的调节特点	
第二章 主要扰动对直流炉单元机组参数静态影响（放大系数）的近似计算	26
§ 2-1 热量扰动	26
一、对汽轮机前（或锅炉出口）汽温、汽压影响的近似计算；二、对锅炉汽水流程中某点汽压、汽温影响的近似计算；三、对表计蒸汽流量的影响；四、对再热器出口蒸汽参数的影响	
§ 2-2 给水流量扰动	34
一、给水扰动对汽轮机前（或锅炉出口）汽温、汽压影响的近似计算；二、对锅炉汽水流程中某点工质汽压、汽温影响的近似计算；三、对表计蒸汽流量的影响；四、对再热器出口蒸汽参数的影响	
§ 2-3 汽轮机调节汽门开度扰动	37
一、对汽轮机入口蒸汽参数的影响；二、对锅炉汽水流程中某点参数的影响	
第三章 直流炉的动态特性	40
§ 3-1 燃料流量扰动时的动态特性	41
一、燃料流量扰动对直流炉汽水流程中各点工质温度的影响；二、燃料流量扰动时，不同压力等级直流炉工质温度的动态特性；三、不同负荷时，燃料流量扰动下汽温的动态特性	
§ 3-2 给水流量扰动时的动态特性	46
一、给水流量扰动对直流炉汽水流程中各点工质温度的影响；二、给水流量扰动时，不同压力等级直流炉工质温度的动态特性；三、不同负荷时，给水流量扰动下汽温的动态特性	
§ 3-3 汽轮机调节汽门开度扰动	50
一、汽轮机调节汽门开度扰动时机组的物理过程和锅炉的蓄热量；二、汽轮机调节汽门开度扰动时，机组主要参数的传递函数	
§ 3-4 送风流量扰动	59
§ 3-5 直流炉的动态特性及其调节特点	61
一、多变量对象动态特性的表示方法；二、直流炉的调节特点	

第四章 多变量对象调节系统的设计与计算	65
§ 4-1 多变量对象调节系统的设计	65
§ 4-2 解耦调节系统的设计与计算	67
一、串联补偿法；二、反馈补偿法；三、和差补偿法	
§ 4-3 单向解耦调节系统的设计与计算	73
一、单向串联补偿法；二、单向反馈补偿法；三、单向和差补偿法	
§ 4-4 解耦调节系统工程近似的理论基础	81
一、多变量系统的稳定性定理；二、对角线占优时多变量系统的稳定性定理；三、等效对角线占优矩阵定理	
第五章 单元机组负荷调节系统	88
§ 5-1 定压运行机组的负荷调节系统	89
一、机跟炉负荷调节系统；二、炉跟机负荷调节系统；三、协调控制系统	
§ 5-2 变压运行机组的负荷调节系统	102
一、纯变压运行机组的负荷调节系统；二、控制变压运行机组的负荷调节系统；三、联合变压运行机组的负荷调节系统	
§ 5-3 主控系统	108
一、机组负荷指令的形成；二、机组最大负荷能力计算；三、机组负荷调节系统及其切换部分	
第六章 直流炉自动调节系统	118
§ 6-1 直流炉一次蒸汽的汽温调节	118
一、分段调节法；二、与第一级汽温调节系统相联系的给水-燃料量配比（水燃比）调节系统；三、与汽温调节系统共同调节过热器出口汽温的水燃比调节系统	
§ 6-2 再热蒸汽温度（二次蒸汽汽温）的调节	142
一、烟气再循环法；二、摆动火嘴法；三、烟气旁路法；四、汽汽热交换器法和烟气汽汽热交换器法；五、蒸汽旁路法；六、喷水减温法	
§ 6-3 送风调节系统	154
一、燃料-风量调节系统；二、以烟气含氧量为校正信号的送风调节系统；三、以烟色为校正信号的送风调节系统；四、双炉膛的送风调节系统	
§ 6-4 辅助调节系统	162
一、启动调节系统；二、给水流量调节系统；三、调节系统的限制和保护措施	
§ 6-5 直流炉单元机组自动调节系统举例	175
一、具有中间煤粉仓的燃煤直流炉SG-1000-170单元机组调节系统；二、直接能量平衡协调控制系统；三、综合调节系统；四、联合变压运行机组调节系统	

第一章 直流炉单元机组及其运行特性

单元制机组的锅炉和汽轮发电机是一个整体，其中任何一个运行工况发生变化（如锅炉负荷变化）时，势必影响到另一个的工况（如汽轮机的负荷），所以二者的运行方式必须密切配合。

汽轮机通常配套有液压调速系统，有的机组还同时配有功频电液调节装置。这些调节装置把电网和机组的运行联系起来，如电网频率变化的扰动将直接影响到机组的负荷和参数。另外，由于上述调节设备采用了不同的调节规律，所以使机组被调参数的动态特性也不相同。为此，在讨论直流炉单元机组自动调节之前，有必要对这些主要设备的工作原理和运行特性作一简要介绍。

§1-1 直流炉的类型

直流炉中的工作介质是强制性一次流过的，所以蒸发受热面可以较自由地布置。蒸发受热面的不同布置方式是本生型、拉姆辛型和苏尔寿型三种直流炉炉型主要区别的标志之一。以后炉型发展了，尽管蒸发受热面的布置与早先设计的已有了很大的差别，但由于习惯上的原因，人们往往还沿用上述名称。

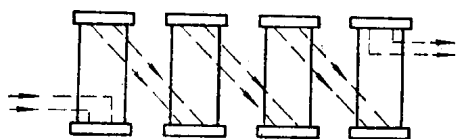


图 1-1 本生型直流炉水冷壁管屏

一、本生型

水冷壁为垂直上升管屏，每个管屏由几十根并联的上升管及两端的中间联箱所组成，每个管屏宽度约1.2~2m，各管屏之间用2~3根不受热的下降管连接，使它们串联起来，如图1-1所示。

本生型直流炉没有汽水分离器，是纯直流的，即在汽水流程中没有小的循环回路及排污。由于水处理技术的提高，现在已不采用外置于后烟井的过渡区，如HG-400-140型直流炉。

这种炉型制造和安装都较方便，但联箱和下降管多，金属消耗量也较大。为了克服这些缺点，后来又发展为一次上升的本生型锅炉，称为UP型（通用压力型）锅炉，如SG-1000-170型直流炉。介于一次上升式和多次上升式之间的本生型锅炉的另一种式为FW型，其辐射受热面下半部为三次上升式，其上半部为一次上升式。上述各炉型均为纯直流式的直流炉。

二、拉姆辛型

拉姆辛型直流炉的水冷壁为螺旋上升管屏，一部分呈水平而另一部分呈微倾斜地自下往上沿炉膛壁盘旋上升，如图1-2所示。

原拉姆辛型直流炉有排污用的汽水分离器和外置过渡区，如SG-220-100型直流炉。

由于化学水处理技术的提高，水质有了保证，便去掉了分离器，以后设计的拉姆辛型直流炉已不再采用分离器和外置过渡区，如SG-400-140型直流炉。

螺旋上升管屏受炉膛内热偏差的影响最小，管子直径和工质流速的选择都比较自由，且适用于变压运行。联邦德国就大量采用了变压运行技术，他们设计的本生型直流炉水冷壁，部分地采用了这种螺旋上升管屏。而苏联在大容量拉姆辛型直流炉的水冷壁设计中却部分地采用了垂直上升管屏，这是因为拉姆辛型直流炉制造和安装工艺复杂，不便于大量生产和快速安装的缘故。

拉姆辛型直流炉属于纯直流式的直流炉。

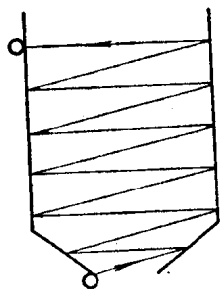


图 1-2 拉姆辛型直流炉水冷壁管屏

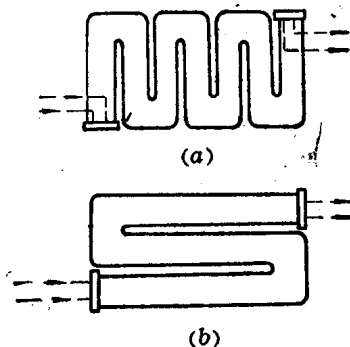


图 1-3 苏尔寿型直流炉水冷壁管屏
(a)垂直回带管屏；(b)水平回带管屏

三、苏尔寿型

苏尔寿型直流炉的水冷壁采用垂直或水平回带管屏（单相流体多采用水平回带管屏，双相流体多采用垂直升降回带管屏），如图1-3所示。

这种管屏的优点是减少甚至不用中间联箱，节约了所用金属量。它在过渡区后有分离器，以使进入过热段的蒸汽焓值为常数。因此，它不属于纯直流式的直流炉。

随着机组容量和压力参数的增加以及水处理技术的提高，分离器的除盐作用已经减少，所以苏尔寿型直流炉后来又发展为各种类型的复合循环直流炉。

复合循环直流炉又因运行方式的不同而有所区别：一种是在任何负荷下均以低倍率循环方式运行；另一种是在高负荷时按纯直流运行方式运行，而在低负荷时又以低倍率循环方式运行，如CE型复合循环直流炉。目前我国对前者的运行经验掌握得还不够。后者的运行特性与原苏尔寿型直流炉差别很大，而与本生型等纯直流式的直流炉却相似。

我国已有一批纯直流式的直流炉投入了运行，并已取得一定的经验，下面就介绍与这类直流炉单元机组自动调节有关的问题。因为这类直流炉有共同的特性，所以以下的论述对于各种纯直流式的直流炉都是适用的。

§ 1-2 直流炉的工作原理

直流炉与汽包锅炉的区别在于汽水流程的不同。为了更清楚地说明直流炉的工作原理和特点，先简单介绍一下汽包锅炉的工作原理。

汽包锅炉的汽水流程如图1-4所示。给水由给水泵经省煤器进入汽包，是一次流过的。汽包中的水经下降管进入水冷壁（蒸发段），加热后部分水蒸发，产生的汽水混合物上升到汽包，进行汽水分离。分离出的蒸汽经过热器进一步加热后，进入汽轮机做功；分离出来的水经下降管流回蒸发段再次吸热、蒸发……；如此反复循环。汽包、下降管和水冷壁组成了炉水循环小回路。在这小回路里，炉水循环的动力并非来自给水泵，而是基于重力作用下下降管里水的密度与水冷壁受热面里汽水混合物的密度差造成的压力差，即形成自然循环（也有靠专用循环泵的，即所谓强制循环）。

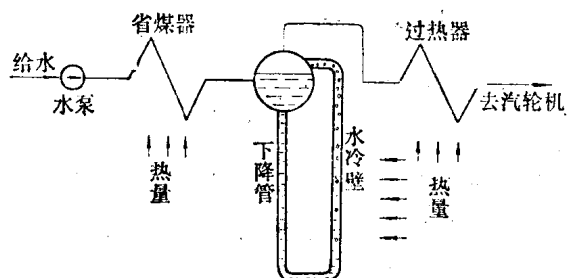


图 1-4 汽包锅炉汽水流程示意图

汽包锅炉的循环倍率 K 用下式表示：

$$K = \frac{W}{D}$$

式中 W ——进入水冷壁的水流量；

D ——水冷壁出口的蒸汽量。

汽包锅炉的循环倍率一般为10~30，不同负荷时循环倍率也不同，负荷越低，循环倍率越大。

汽包锅炉的蒸汽压力由燃烧率和汽轮机调节汽门来控制。

汽包把整个锅炉的汽水流程分隔成三部分，即加热段（省煤器）、蒸发段（水冷壁）和过热段（过热器）。这三段受热面面积的大小是固定不变的。汽包除作为汽水的分离装置外，其中的存水和空间容积还作为燃水比失调的缓冲器。

因为当燃水比（给水跟踪燃料流量的比例关系）失调后，在一段相当长的时间里（在非事故的范围内），并不改变原来那三段受热面面积的大小。例如，增加给水流量，给水流量的变化就破坏了原来的平衡状态，汽包水位提高了；但由于燃料流量没有变化，所以蒸发段的吸热量及其产生的蒸汽量可近似认为不变。因为过热段的受热面是固定的，因此出口汽压、汽温都不会有什么变化，如同燃水比未失调一样。如果燃料方面的变化破坏了原来的平衡状态，比如燃料量增加，蒸发段就会产生较多的蒸汽，但同时过热段也吸收了较多的热量，所以可使汽温变化不大，然而此时出口蒸汽压力和流量却都增加了。由于给水流量没有改变，汽包中的部分水变成了多蒸发的那部分蒸汽，所以汽包水位降低了。

从以上所述可以看出，在汽包锅炉中，水位是燃水比是否失调的标志。用给水流量调节水位，实质上起到了间接保持燃水比不变的作用。

直流炉的汽水流程中既没有汽包，又没有炉水小循环回路。直流炉是由各受热面以及连接这些受热面的管道所组成。图1-5是其汽水流程示意图。

给水泵强制一定流量的给水进入炉内，一次性流过加热段、蒸发段和过热段，然后去汽轮机。它的循环倍率始终为1，与负荷无关。

给水泵出口水压通过上述三段受热面里的工质，直接影响出口汽压。所以直流炉的汽

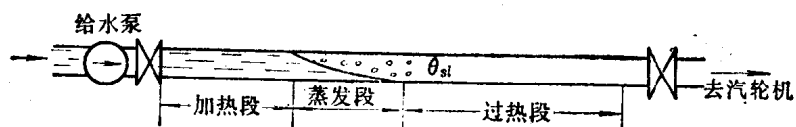


图 1-5 直流炉汽水流程示意图

压是由给水压力、燃料流量和汽轮机调节汽门共同决定的。

直流炉汽水流程中的三段受热面没有固定的分界线。在不同负荷时，由于给水温度变化等原因，使三段受热面的吸热量分配比例及与之有关的三段受热面面积之间的比例都发生了变化。表 1-1 为 SG-1000-170 型直流炉在三种不同负荷时三段受热面（加热段、蒸发段、过热段）的吸热比例。

表 1-1 SG-1000-170 直流炉在三种不同负荷时三段受热面的吸热比例

参 数 负 荷	参 数				每 1kg/h 一次蒸汽 D_1 吸热量 每 $\frac{D_2}{D_1}$ kg/h 二次蒸汽 D_2 吸热量	吸热比例分配(A/B)(%)			
	p_{out} MPa (kgf/cm ²)	θ_{out} (°C)	p_w MPa (kgf/cm ²)	θ_w (°C)		加 热 段	蒸 发 段	过 热 段	再热段
100%	17.2 (170)	555	21.8 (215)	265	545.3/107.2	28.5/23.8	27.7/23.2	43.8/36.6	0/16.14
70%	17.2 (170)	555	20.3 (200)	238	575.6/105.8	30.5/25.8	30.9/26.1	38.6/32.5	0/15.6
30%	17.2 (170)	555	17.5 (173)	193	624/90.6	33.2/29	32.7/28.6	34.1/29.8	0/12.6

注 1. 表中数据均按设计数据计算；

2. (A/B)：A 为不考虑二次蒸汽吸热量时的吸热比例值；B 为考虑二次蒸汽吸热量时的吸热比例值；

3. p_{out} 、 θ_{out} 为锅炉出口汽压和汽温；

4. p_w 、 θ_w 为给水压力和温度。

当负荷减小时，由于高压加热器的抽汽压力下降，给水温度也随着下降，加热段和蒸发段受热面吸热量都有不同程度的增加，而过热段的吸热量却减少很多。因为可以用改变燃水比的办法改变直流炉三段受热面的吸热比例，所以与汽包锅炉相比，在负荷变化比较大或改变燃料品种时，从静态来讲直流炉很容易保持出口汽温为设计值。

直流炉的工质是一次地通过各受热面的，而三段受热面面积又不是固定不变的，所以当燃水比失调后，三段受热面吸热量比例发生变化，对出口汽温影响很大，对蒸汽压力和流量的影响方式也较为复杂。

当给水流量变化破坏了原来的平衡状态时，例如给水流量减小了，则蒸发段向锅炉汽水流程入口方向移动，汽水流程中各点工质的焓值都有所提高。工质焓值上升是由两个因素引起的：一是因为受热面吸热量不变，而工质流量减少，引起流经本区的工质焓值上升；另一个原因是工质焓值随工质流过的受热面面积增加而增加。所以离锅炉出口越近，工质的焓增越大，汽温变化也越大。

燃水比失调 1%，出口汽温变化就可达 8~10℃。在运行中，燃水比失调往往会超过

1%。此外,因负荷变化等原因使各受热面的吸热比例发生变化,以致单独使用喷水减温的办法是无法将出口汽温校正过来的,更无法保证减温器前各受热面的安全运行。因此,直流炉运行的主要任务之一是调整燃水比为一定值。

那么取什么信号作为燃水比的校正信号呢?这是设计直流炉调节系统时首先要明确的重要问题。当发生给水流量或燃料流量扰动时,锅炉出口汽温变化曲线的迟延都很大,因此很难用给水流量或燃料流量来直接调节出口汽温。而微过热汽温变化曲线的迟延较小,所以一般可作为燃水比的校正信号,以间接控制出口汽温。

§ 1-3 汽轮机工作性能简述

一、汽体的近似状态方程式

理想气体的状态方程式为:

$$pv = RT \quad (1-1)$$

式中 p —— 气压;

v —— 气体比容;

T —— 绝对温度, $T = \theta + 273$;

R —— 气体常数, $R = \frac{848}{\mu}$;

μ —— 分子重量;

θ —— 温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

理想气体的状态方程式可近似用于空气、煤气等。

对于过热蒸汽,汽压和比容的乘积(pv)与焓值(h),在很宽的温度范围内有着很好的近似线性关系,如图1-6所示。

根据图中的曲线,可得到以下近似公式:

$$pv = 0.0002326 \left[1 - \left(\frac{21.57 - p}{79.73} \right)^2 \right] \left[h - 1970.73 + \left(\frac{21.57 - p}{1.965} \right)^2 \right] \quad (1-2)$$

式中 p —— 汽压, MPa;

v —— 比容, m^3/kg ;

h —— 蒸汽焓值, kJ/kg 。

式(1-2)可用于低压蒸汽,也可用于超临界参数蒸汽。等式右边汽压项的影响甚小,对于具体机组,可把它当作常数项,于是它便简化为

$$pv = k(h - c) \quad (1-2')$$

式中 k 、 c —— 常数项。

对于不同压力等级的机组,式(1-2')的具体计算值分别为:

汽压 $p = 10\text{MPa}$ 时,

$$pv = 0.0002277(h - 1936.06)$$

汽压 $p = 14\text{MPa}$ 时,

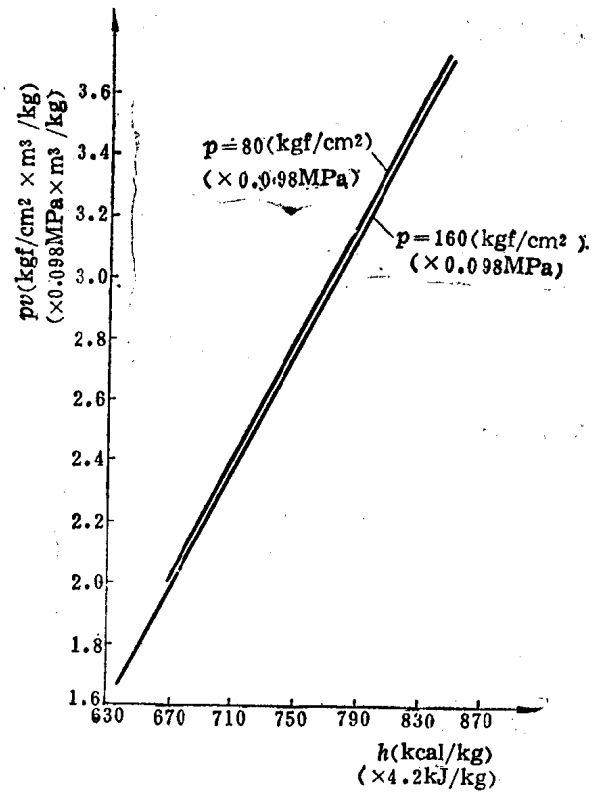


图 1-6 汽压和比容的乘积 (pv) 与焓值 (h) 的关系

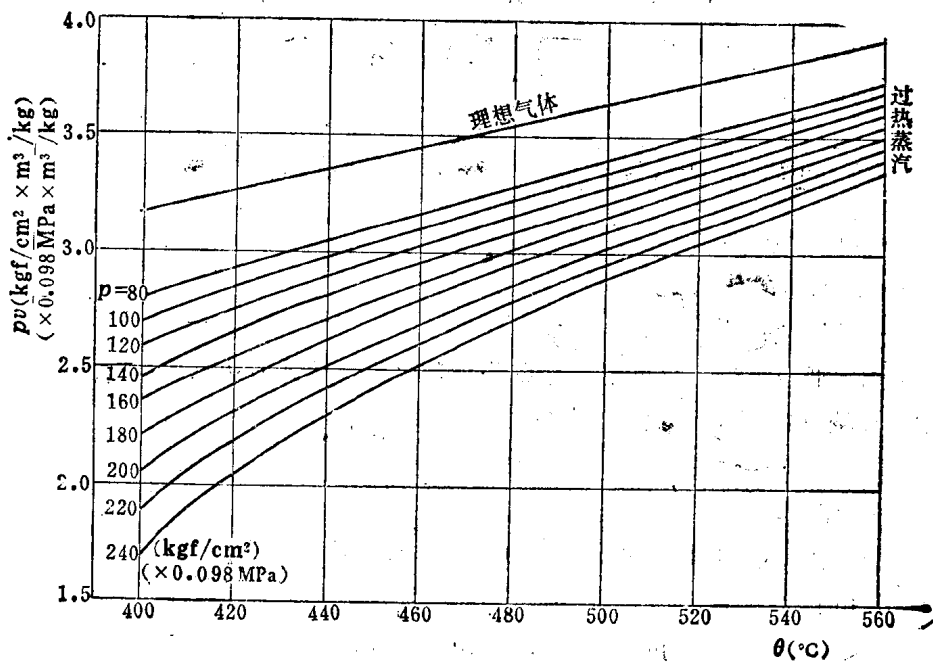


图 1-7 汽压和比容的乘积 (pv) 与汽温的关系

$$pv = 0.0002305(h - 1955.89)$$

汽压 $p = 17\text{MPa}$ 时,

$$pv = 0.0002318(h - 1965.32)$$

如果已知焓值, 用式 (1-2') 计算 pv 是很方便的。但焓值不能直接测量, 故需要把 pv 写成以汽温、汽压为变量的表达式。 pv 与汽温、汽压是非线性关系, 在接近饱和状态时尤为明显, 如图1-7所示 (为了与理想气体作比较, 图中绘出了理想气体的关系曲线)。因此, 很难用一个简单的方程式对蒸汽的全部状态进行描述。但过热度较大时 (如汽温在 $500 \sim 600^\circ\text{C}$ 、汽压在 $8 \sim 20\text{MPa}$ 范围内), pv 与汽温、汽压近似为线性关系, 所以建议 pv 按下列公式计算^①:

$$pv = \frac{1}{7.5} \left[3.475 - \left(\frac{740 - \theta}{100} \right) \left(\frac{p + 32.36}{100} \right) \right] \quad (1-3)$$

式中 θ —— 汽温, $^\circ\text{C}$;

p —— 汽压, MPa 。

为了使用时方便, 式 (1-3) 可用线性方程式来逼近:

$$\begin{aligned} pv &= p_0 v_0 + \left[\frac{\partial(pv)}{\partial\theta} \right]_0 \Delta\theta + \left[\frac{\partial(pv)}{\partial p} \right]_0 \Delta p \\ &= \frac{p_0 + 32.36}{75000} \left[\theta - \frac{740 + \theta_0}{p_0 + 32.36} p + \frac{1.08 \times 10^4 - \theta_0 p_0}{p_0 + 32.36} \right] \\ &= k_0 (\theta + a_0 - b_0 p) = k_0 \theta^* \end{aligned} \quad (1-4)$$

式中 $k_0 = \frac{p_0 + 32.36}{75000};$

$$a_0 = \frac{1.08 \times 10^4 - p_0 \theta_0}{p_0 + 32.36};$$

$$b_0 = \frac{740 - \theta_0}{p_0 + 32.36};$$

$$\theta^* = \theta + a_0 + b_0 p.$$

在 θ^* 计算式中, 起主要作用的是温度, 汽压的影响也折合到温度上去, 故称 θ^* 为折合温度。

二、汽轮机的工作原理

汽轮机分为冲动式和反动式两种。

在冲动式汽轮机中, 蒸汽的膨胀 (降压过程) 全部在喷嘴中发生 (在近代冲动式汽轮机的动叶栅中亦有一个不大的膨胀过程)。在反动式汽轮机中, 蒸汽不但在喷嘴中膨胀, 而且在动叶栅中继续膨胀, 使汽流对动叶有一个较大的反作用力。从图1-8能看出这两种膨胀过程的差异。

纯冲动级喷嘴前后 (级前后) 的压力比, 或反动级喷嘴前后, 或者动叶前后压力比达到临界值 (过热蒸汽为 0.546, 饱和蒸汽为 0.577) 时, 蒸汽流速在喷嘴 (或动叶) 喉部达到音速, 称为临界速度, 此蒸汽流量称为临界流量。临界流量的计算公式为:

^① 式(1-3)及其简化式(1-4)等均为钱钟韩教授所推荐。

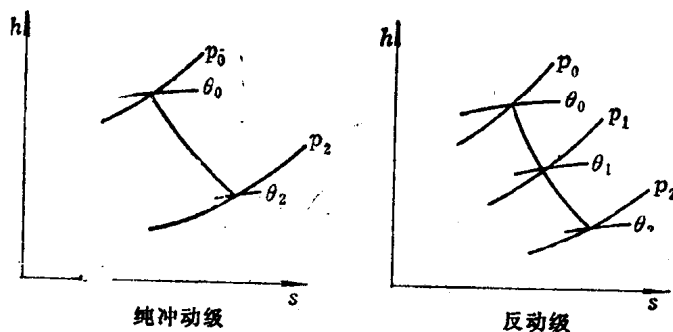


图 1-8 汽轮机喷嘴和叶片中蒸汽的膨胀过程

p_0, θ_0 —喷嘴前汽压、汽温； p_1, θ_1 —喷嘴后汽压、汽温； p_2, θ_2 —动叶后汽压、汽温

$$D^* = 2.03F \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} = \frac{Kp_0}{\sqrt{p_0 v_0}} \quad (1-5)$$

式中 D^* ——临界流量；

F ——喷嘴（或动叶）喉部流通面积；

K ——常数项， $K=2.03F$ ；

p_0, v_0 ——级前的（临界状态下）蒸汽压力和比容。

达到临界工况后，背压进一步减小并不影响其临界流量。临界流量只与级前蒸汽参数有关。级前汽压增加时，流过的蒸汽流量 D 增加。蒸汽流量一般用相对值表示：

$$\frac{D^*}{D} = \frac{p_0}{p} \sqrt{\frac{pv}{p_0 v_0}} \approx \frac{p_0}{p} \sqrt{\frac{h-c}{h_0-c_0}} \quad (1-6)$$

式中 c, c_0 ——常数项，见式（1-2'）；

h, h_0 ——级前蒸汽的焓值；

p_0, v_0, D^* ——临界工况下的汽压、比容和蒸汽流量；

p, v, D ——超临界工况下的汽压、比容和蒸汽流量。

$$\text{或} \quad \frac{D^*}{D} \approx \frac{p_0}{p} \sqrt{\frac{\theta^*}{\theta_0^*}} \quad (1-7)$$

式中 θ^*, θ_0^* ——超临界和临界工况下级前蒸汽的折合温度， $\theta^* = \theta + a_0 - b_0 p$ 。

当级前蒸汽的焓值或参数 pv 变化不大时，上式可近似为：

$$\frac{D^*}{D} \approx \frac{p_0}{p} \quad (1-8)$$

可以证明，当级组中有一个喷嘴或动叶（反动式汽轮机）达到临界速度时，对于级组亦能采用与单级情况相类似的计算公式：

$$D_1 = \frac{Kp_1}{\sqrt{p_1 v_1}} \quad (1-5')$$

式中 p_1 ——级组前汽压；

v_1 ——级组前蒸汽比容；

K ——比例系数。

$$\frac{D_1}{D} \approx \frac{p_1}{p} \sqrt{\frac{h-c}{h_1-c_1}} \quad (1-6')$$

式中 h, h_1 ——级组前的蒸汽焓值;

c, c_1 ——常数项, 见式(1-2')。

$$\frac{D_1}{D} \approx \frac{p_1}{p} \sqrt{\frac{\theta^*}{\theta_1^*}} \quad (1-7')$$

式中 θ^*, θ_1^* ——级组前蒸汽的折合温度。

同样, 当级组前蒸汽的焓或参数 pv 变化不大时, 上式可近似为:

$$\frac{D_1}{D} \approx \frac{p_1}{p} \quad (1-8')$$

因此, 当级组内有一级达到临界温度, 或者在凝汽式汽轮机的最后三级以前, 不论是否有的级达到临界速度, 都可以采用上述公式并近似认为级组前压力与蒸汽流量成比例关系。

对于再热机组, 亦能采用式(1-8')。图1-9是N-300-165型汽轮机在节流调节运行工况时的级前压力与负荷的关系图。

对于恒定背压的汽轮机, 高负荷时, 级组前压力一般大大超过背压, 可以近似按式(1-8')计算; 在低负荷时, 若级组前压力与背压相差不大, 级前的汽压与流量便不成线

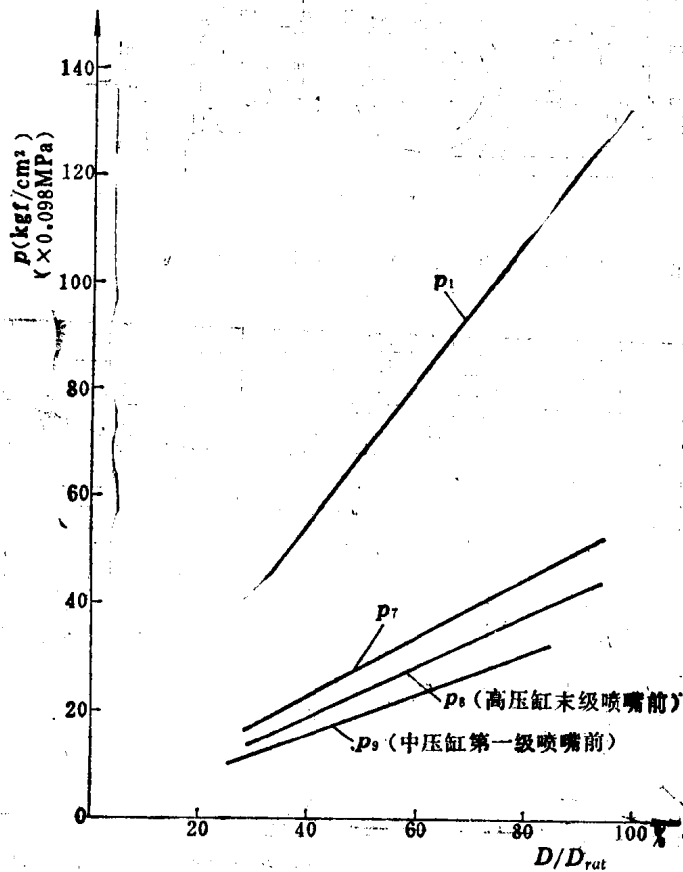


图 1-9 N-300-165型汽轮机级前压力与负荷之间的关系

p —各级前蒸汽压力; D_{rut} —额定蒸汽流量

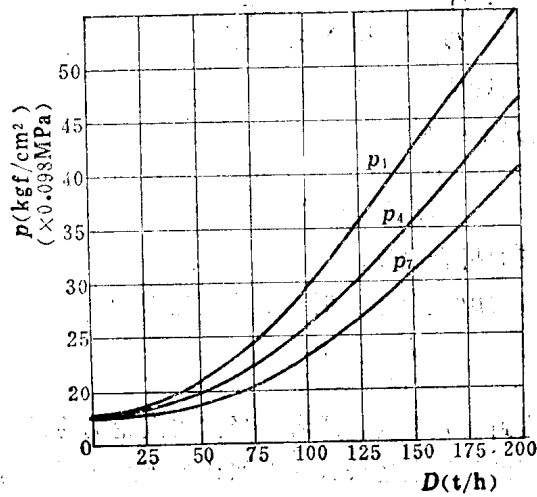


图 1-10 背压汽轮机的级前压力与蒸汽流量的关系
p—各级前蒸汽压力

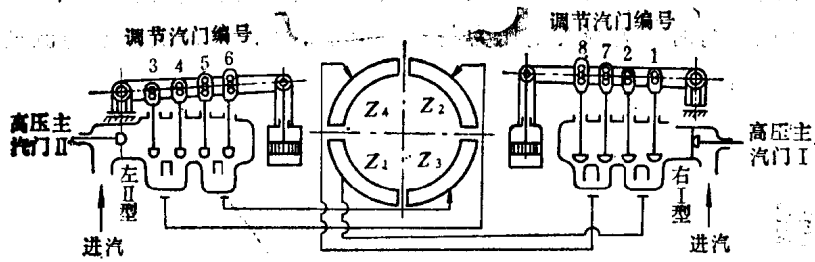


图 1-11 N-300-165型汽轮机喷嘴调节连接示意图

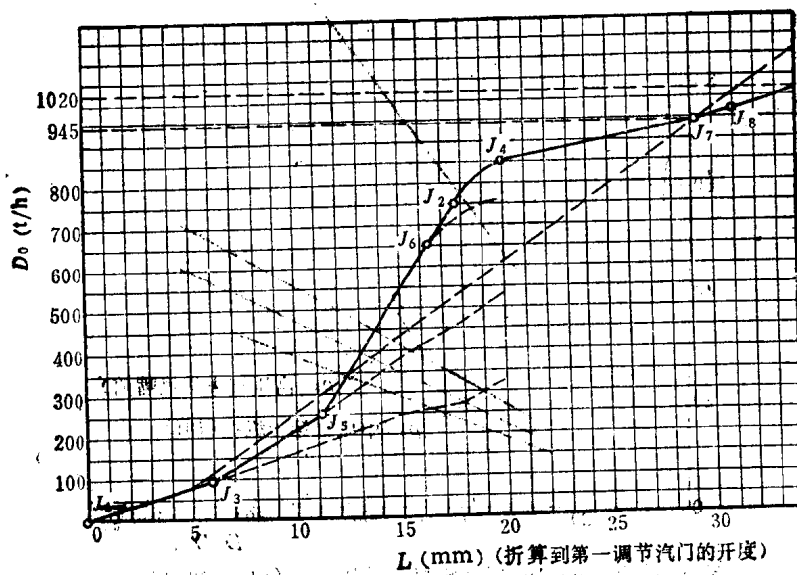


图 1-12 高压调节汽门开度与流量的关系曲线

性关系，如图1-10所示。

三、汽轮机的主要配汽方法

汽轮机常采用的配汽方法有喷嘴调节和节流调节两种。

1. 喷嘴调节

采用喷嘴调节时，用几个调节阀调节汽轮机的进汽量，各调节阀分别控制一部分调节级喷嘴。

图1-11是N-300-165型汽轮机喷嘴调节连接示意图。

N-300-165型汽轮机共有四组喷嘴 Z_1 、 Z_2 、 Z_3 、 Z_4 ，第一、第二组各有七只喷嘴，第三、四组各有六只喷嘴。左油动机控制第3、4、5、6调节汽门，右油动机控制第1、2、7、8调节汽门。开启的顺序为1，3，5，6，2，4，7，8。

图1-12是高压调节汽门开度与蒸汽流量的关系曲线。启动时，为了便于调节转速，只开启阀门1。为了减小汽缸及调节级的热应力，进汽量到90t/h时，让阀门3提前进汽；随后，阀门5也开启；最后，开启阀门6、2、4。当上述六只阀门全开后，汽轮发电机带额定负荷。当第7、8阀门开启后，能保证在低参数时带额定负荷。

在任一负荷时，只有未开足的一个调节汽门起节流作用，而完全开启的调节汽门并不造成节流损失。

在N-300-165型汽轮机中压缸进口配有四只中压调节汽门，它们同时开启、关闭，属于节流调节方式。当高压缸调节汽门开度达到对应于30%额定负荷的位置时，中压缸调节汽门开足。高压、中压调节汽门均由二次油压驱动，图1-13所示为油动机行程与二次油压的关系。

2. 节流调节

采用节流调节时，蒸汽经过一个或几个同时开大或关小的调节汽门进入汽轮机第一级

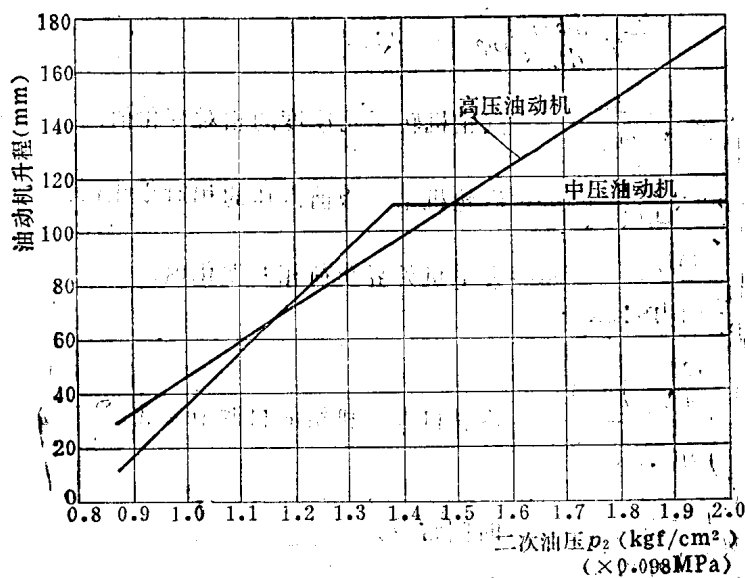


图 1-13 油动机行程与二次油压的关系

喷嘴。负荷减小或增加时,相应关小或开大调节汽门,所有蒸汽都受到节流作用。节流过程使蒸汽压力和温度都降低,所以节流调节既改变进汽流量,也改变了进汽参数。节流过程有节流损失,它降低了蒸汽做功的能力。

节流调节结构简单,适用于带基本负荷的大功率汽轮机和变压运行的汽轮机。

§ 1-4 液压调速系统和功频电调装置

一、液压调速系统

1. 汽轮发电机组的动态特性

汽轮发电机组的运动方程式为:

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_T + M_{fr} - M_G \quad (1-9)$$

式中 I ——汽轮发电机转动惯量;

ω ——汽轮机角速度;

t ——时间;

M_{fr} ——摩擦转矩, $M_{fr} = M_{fr}(\omega)$;

M_G ——发电机负荷的抵抗转矩, $M_G = M_G(\omega, t)$;

M_T ——汽轮机的蒸汽转矩, $M_T = M_T(p_1, \omega)$;

p_1 ——汽轮机第一级前的汽压,可近似代表蒸汽流量。

取上式的增量,经运算后得到:

$$I \frac{d\Delta\omega}{dt} + \left(\frac{\partial M_G}{\partial \omega} + \frac{dM_{fr}}{d\omega} - \frac{\partial M_T}{\partial \omega} \right) \Delta\omega = \frac{\partial M_T}{\partial p_1} \Delta p_1 - \Delta M_G(t)$$

经转换后,最终可写成:

$$T \frac{d\varphi}{dt} + \beta\varphi = \rho + \psi(t) \quad (1-10)$$

式中

$$\varphi = \frac{\Delta\omega}{\omega_{rat}} \text{ —— 汽轮机转子角速度的相对变化值;}$$

$$\rho = \frac{\Delta p_1}{\Delta p_{1:\max}} \text{ —— 汽轮机第一级前汽压的相对变化值;}$$

$$\psi = \frac{\Delta M_G}{\left(\frac{\partial M_T}{\partial p_1} \right) \Delta p_{1:\max}} \text{ —— 发电机外界负荷相对变化值;}$$

$$\beta = \frac{\left(\frac{\partial M_G}{\partial \omega} + \frac{dM_{fr}}{d\omega} \right) \omega_{rat}}{\left(\frac{\partial M_T}{\partial p_1} \right) \Delta p_{1:\max}} \text{ —— 汽轮机发电机组的自调节系数;}$$

$$T = \frac{I \omega_{rat}}{\left(\frac{\partial M_T}{\partial p_1} \right) \Delta p_{1:\max}} \text{ —— 时间常数。}$$

一般情况下,凝汽式汽轮发电机组的时间常数 T 为6~10s,背压式汽轮机发电机组的 T