

直流锅炉控制系统

第一节 直流锅炉特点

临界点（压力 **22.129MPa**、温度**374℃**）

超临界机组是指过热器出口主蒸汽压力超过**22.129MPa**的机组。

目前运行的超临界机组压力均为**24MPa—25MPa**。在超临界压力下汽包锅炉无法维持自然循环，因此超临界机组采用直流锅炉。

直流锅炉在工作原理上和结构上与汽包锅炉有所不同，因此直流锅炉在运行特性和控制特性上其相应的特点。以下结合汽包锅炉的特点，介绍直流锅炉的一些有关特点。

汽包锅炉的特点

1. 自然循环 （也有靠循环泵的强制循环汽包锅炉）

由汽包将锅炉受热面分割为加热、蒸发和过热三段。

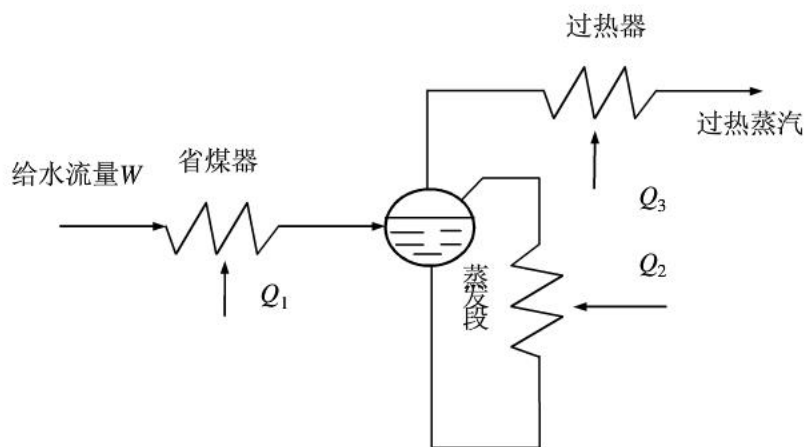


图1 汽包锅炉汽水流程

2. 受热面的界限是固定的

汽包既是汽水分离容器，又是省煤器、水冷壁、过热器的汇合容器，它把锅炉各部分受热面，如加热段、蒸发段和过热段都明确地分开，不论负荷、燃烧率如何变化，各受热面的大小是固定不变的。

因此，在控制上具有如下特点：

（1）锅炉蒸发量主要由燃烧率的大小来决定（蒸发量由加热段受热面的吸热量 Q_1 和蒸发段受热面的吸热量 Q_2 决定），而与给水流量 W 的大小无关。所以在汽包锅炉中由燃烧率调节负荷（实现燃料热量与蒸汽热量之间的能量平衡），由给水流量调节水位（实现给水流量与蒸汽流量间的物质平衡）地这两个控制系统的工作可以认为是相对独立的。

(2) 汽包除作为汽水分离器外，还作为燃水比失调的缓冲器。

当燃水比失去平衡关系时，利用汽包中的存水和空间容积暂时维持锅炉的工质平衡关系，而各段受热面积的界限是固定，使得燃料量或给水流量的改变对过热汽温的影响较小。因为过热蒸汽温度主要取决于加热段、蒸发段吸热量与过热段吸热量的比值 $(Q_1 + Q_2) : Q_3$ ，由于汽包锅炉各受热面的区域界限是固定的，所以当燃烧率变化时，即使 Q_1 、 Q_2 、 Q_3 也都发生了变化，但这个比值不会有过大的改变，因而对汽温的影响幅度较小。

因此在汽包锅炉中仅依靠改变减温水流量 W_j 控制过热蒸汽温度。而改变 W_j 时，可近似认为对汽包水位 H 和主蒸汽压力 p_T 没有影响。

3. 蓄热量大

锅炉蓄热量是其工质和受热面金属中储存热量的总和。汽包锅炉有重型汽包、较大的水容积、较粗的下降管和联箱等，所以其蓄热能力比直流锅炉要大**2~3**倍。

直流锅炉的特点

1. 强制循环

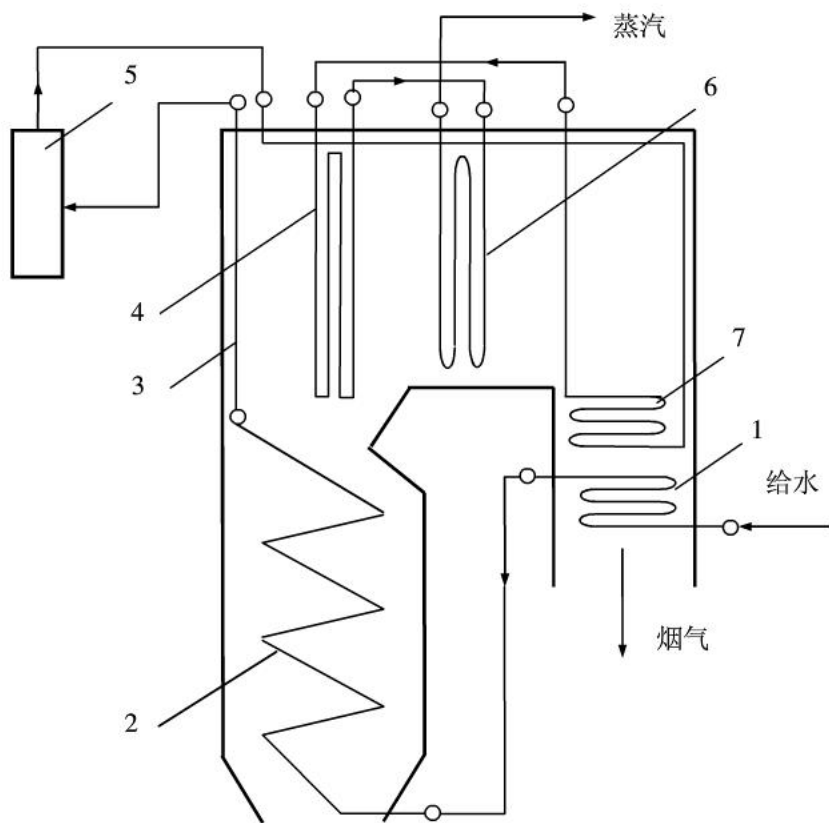


图2 直流锅炉简图

1—省煤器；2—螺旋水冷壁；3—垂直水冷壁（和后水冷壁吊挂管）；4—屏式过热器（前屏和后屏）；5—汽水分离器；6—末级过热器；7—一级过热器

2. 各受热面无固定分界点

直流锅炉是由各受热面及连接这些受热面的管道组成，在正常负荷下，给水泵强制给水进入锅内，一次性经历加热、蒸发和过热各段受热面，全部转变成过热蒸汽。

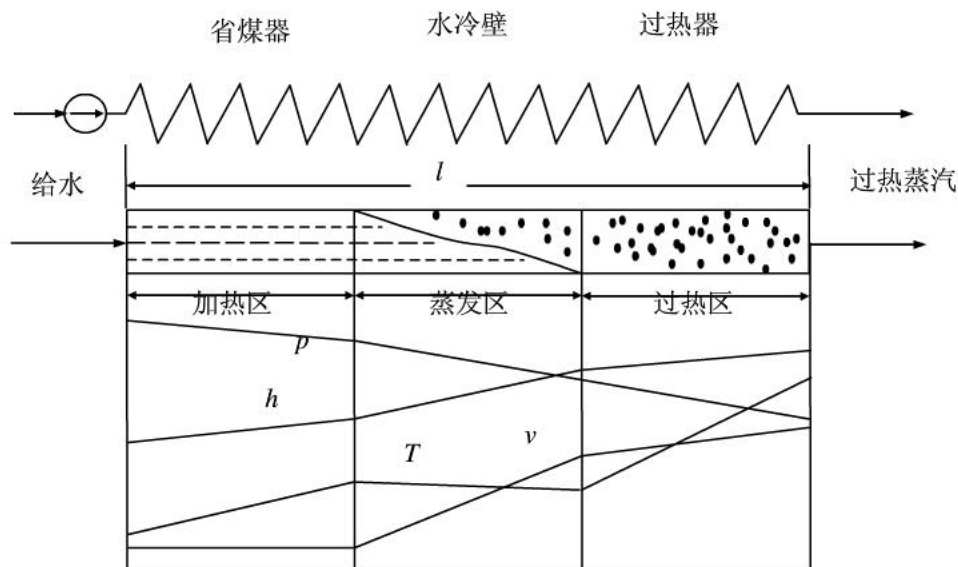


图3 直流锅炉原理示意图

p —压力; T —温度; h —焓; v —比容

- 当燃料量增加，给水流量不变时，由于蒸发所需的热量不变，因而加热和蒸发的受热面缩短，蒸发段与过热段之间的分界向前移动，过热受热面增加，所增加的燃烧热量全部用于使蒸汽过热，过热汽温将急剧上升。
- 当给水量增加，而燃料量不变时，由于加热及蒸发段的伸长，而增加了蒸发，而蒸发段与过热段之间的分界则向后移动，由于过热段的减少，从而使过热汽温下降。

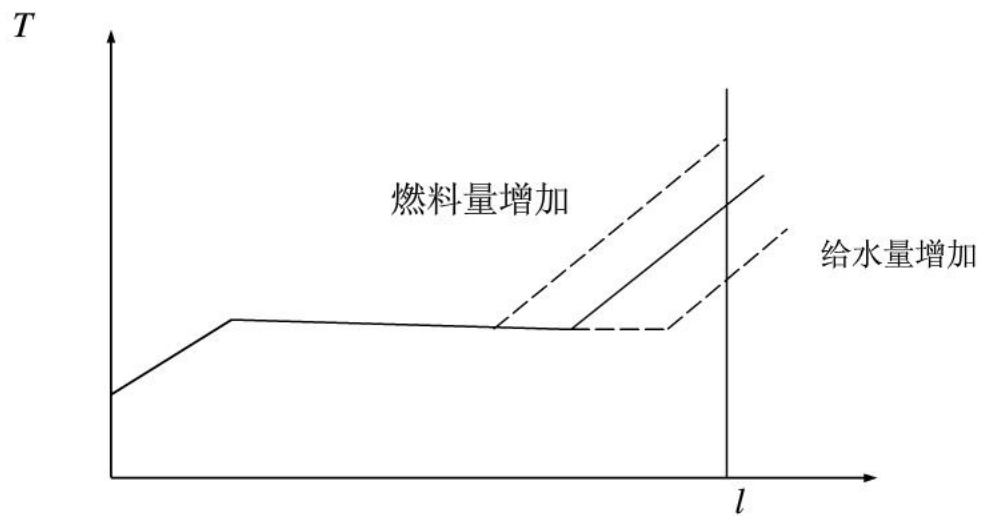


图 4 燃料量、给水流量对过热汽温影响

现在来说明燃料量与给水量对过热汽温（或焓 h_{gr} ）的影响。一次工质在稳定工况下的热平衡方程式为：

$$h_{gr} = h_{gs} + \frac{Q_{r_1}}{W}$$

$$Q_{r_1} = MQ_{ar}\eta\varphi_1$$

$$h_{gr} = h_{gs} + \frac{M}{W} Q_{ar}\eta\varphi_1$$

由于锅炉给水温度是随负荷增加而升高，故 h_{gs} 也随之升高。而机组定压运行时，过热汽温和主蒸汽压力为定值，即过热蒸汽焓值 h_{gr} 为定值，因此燃水比 M/W 是随着负荷升高而减小。

3 蓄热量小

对外界负荷扰动比较敏感，在外界负荷变动时，其主汽压的波动比汽包锅炉剧烈得多。

汽包锅炉在外界负荷扰动引起压力下降过快时，会造成下降管中的工质汽化而破坏水循环。直流锅炉中，工质流动依靠给水泵压力推动，压力下降而引起水的蒸发不会阻碍工质的正常流动。因此直流锅炉允许汽压有较大的下降速度，这有利于有效地利用锅炉的蓄热能力。

在主动变负荷时，由于直流锅炉的热惯性小，其蒸汽流量能迅速变化，所以它在负荷适应性方面比汽包锅炉来得快，有利于机组对电网尖峰负荷的响应。

第二节 直流锅炉动态特性

一、直流锅炉动态特性

需要调节的主要变量有过热汽温 T 、主蒸汽压力 p_T 和蒸汽流量 D （负荷）。

改变给水流量 W 、燃料量 M （燃烧率）和汽轮机调节汽门开度 μ_T 可作为调节过热汽温、主蒸汽压力和蒸汽流量的手段。

直流锅炉是一个多输入和多输出的被控对象。下面从各个输入量单独阶跃扰动下对输出量的响应曲线来分析直流锅炉动态特性的特点，同时，也分析了直流锅炉各输入量对机组功率 P_E 的影响。

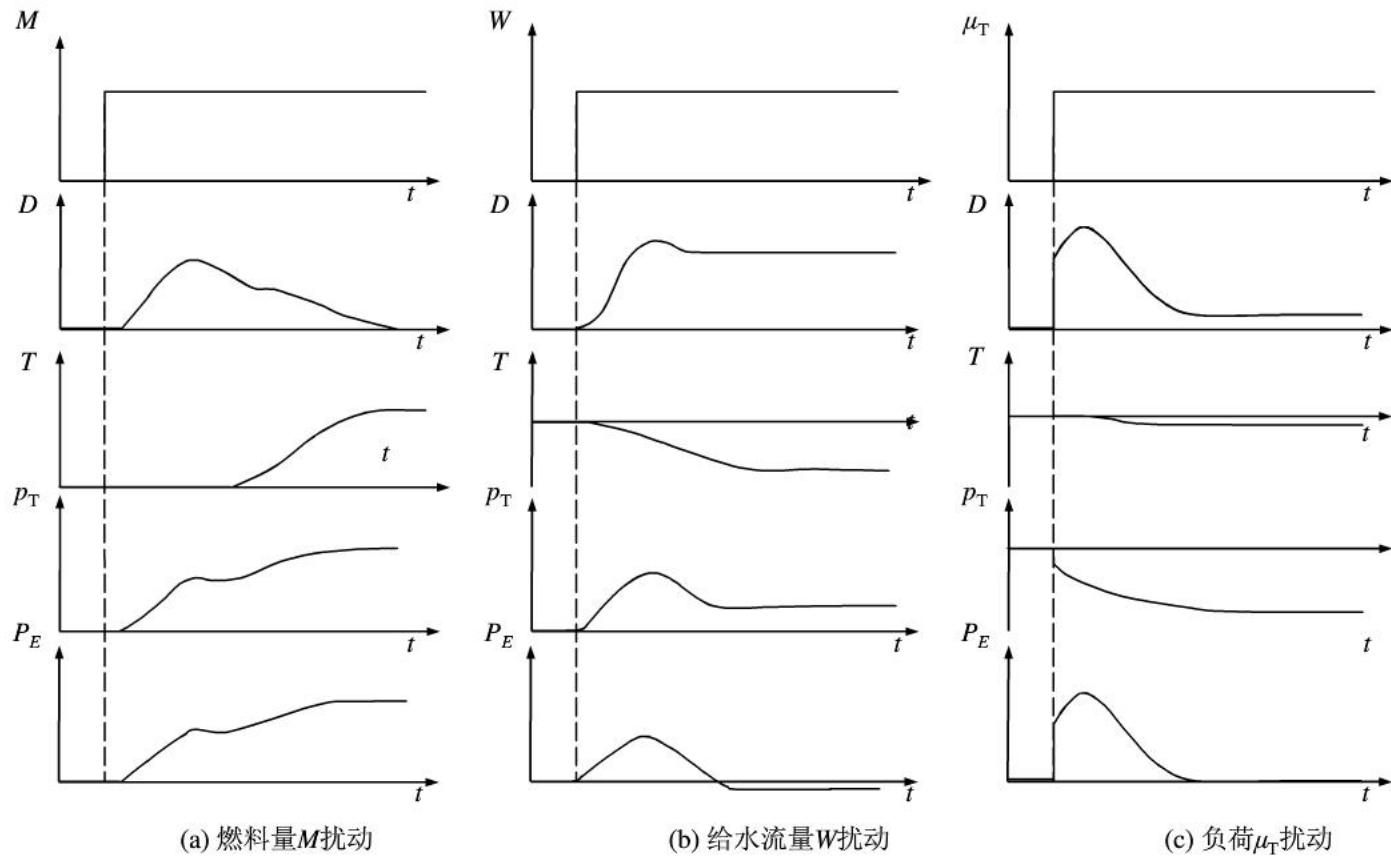


图5 直流锅炉动态特性曲线

(1) 负荷扰动时，主蒸汽压力的变化没有迟延，变化很快，且变化幅度较大，这是因为直流锅炉没有汽包，蓄热能力小。若负荷扰动时，能保持给水流量不变，就能减小对过热汽温的影响。

(2) 单独改变燃料量或给水流量时，对过热汽温、主蒸汽压力和蒸汽流量都有显著影响，尤其是对汽温的影响更加突出。虽然过热汽温对燃料量或给水流量的动态响应都很慢，但过热汽温对给水流量的动态响应还是快于对燃料量的动态响应。

二、直流锅炉被控对象特点

1、具有很强的耦合特性

给水流量 W 、燃烧率（燃料量 M ）和汽轮机调节汽门开度 μ_T 这三个对象输入量中的任一输入量单独变化，除汽轮机调节汽门开度 μ_T 对过热汽温度 T 影响较小外，其余的都会对过热汽温度 T 、主蒸汽压力 p_T 和蒸汽流量 D 有很大的影响，具有很强的耦合特性。

2、对象的非线性

超临界机组中的直流锅炉，各区段工质的比热、比容变化剧烈，工质的传热与流动规律复杂。当机组在变压运行时，随着负荷的变化，工质压力将在亚临界到超临界的广泛范围内变化（一般**10MPa~25MPa**之间），随着工质物性变化巨大，直流锅炉表现出严重的非线性，具体体现为：汽水的比热、比容和焓值与它的温度、压力的关系是非线性的，传热特性、流量特性是非线性的。

第三节 直流锅炉控制方案

一、直流锅炉的控制任务

直流锅炉的控制任务和汽包锅炉基本相同；

- (1) 使锅炉的蒸发量迅速适应负荷的需要；
- (2) 保持蒸汽压力和温度在一定范围内；
- (3) 保持燃烧的经济性；
- (4) 保持炉膛负压在一定范围内。

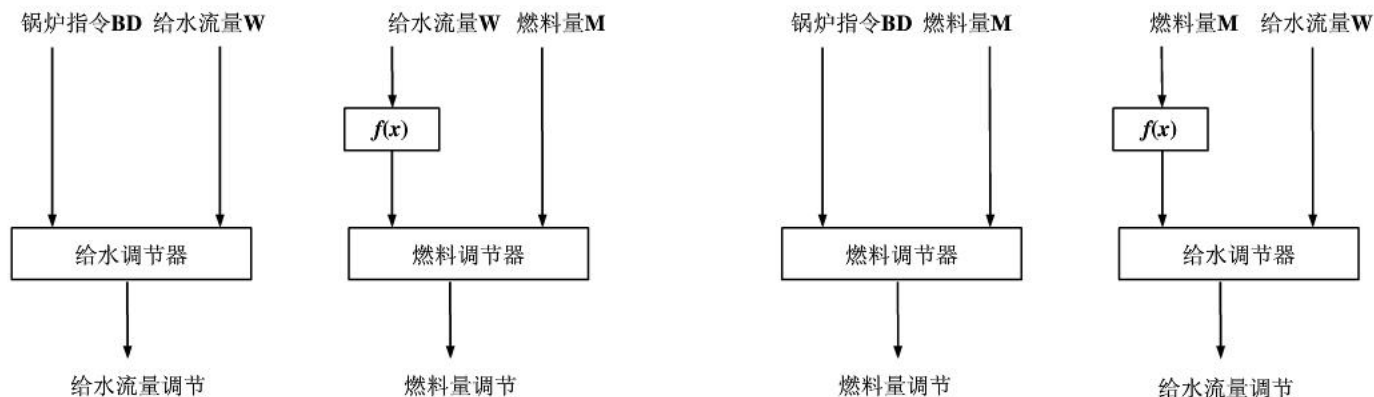
直流锅炉的控制系统也包括给水、燃料、送风、炉膛压力和汽温等控制系统。

在给水控制、过热汽温控制以及直流锅炉特有的启动过程控制上有所不同，而其它燃料控制、送风、炉膛压力和再热汽温等控制系统与汽包锅炉相同。

二、直流锅炉负荷控制

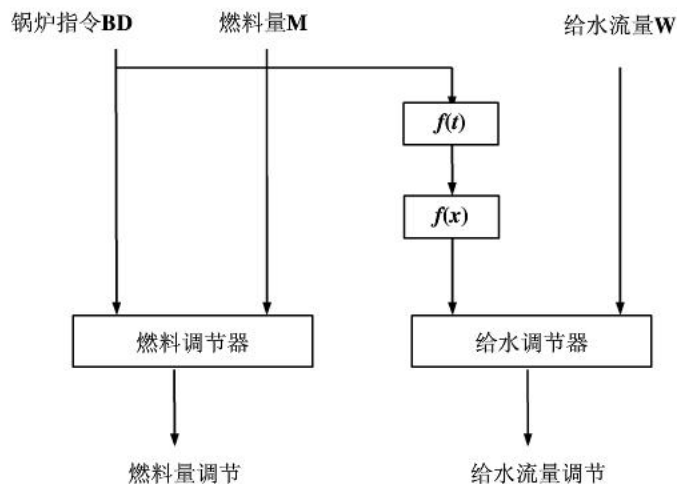
动态特性可知：单独改变燃料量（燃烧率）或给水流量对主蒸汽压力 p_T 、机组功率 P_E 、蒸汽流量和过热汽温都有显著影响。所以，无论是改变燃烧率或是改变给水流量都可以作为锅炉的负荷调节手段。

直流锅炉负荷控制时，需要给水控制系统和燃料控制系统同时动作，以保证给水量和燃烧率两者同时比值变化

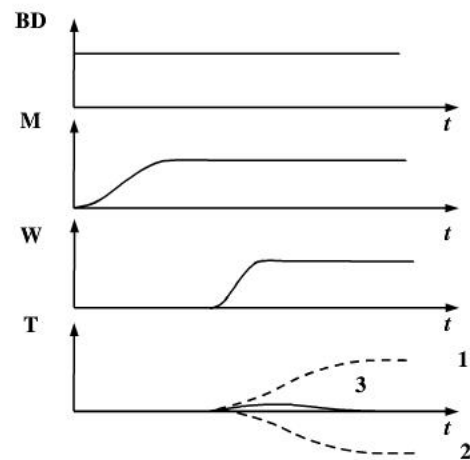


直流锅炉负荷控制方案之一

直流锅炉负荷控制方案之二



常用直流锅炉负荷控制方案



1—燃料对汽温影响；2—给水对汽温影响；3—校正后汽温

燃水动态校正效果

三、给水与过热汽温控制

影响过热汽温的重要因素就是燃水比（**WFR, Water Fuel Ratio**），因此，为了使汽温的变化较小，必须使燃料量和给水流量保持适当比例。

此外，烟气热量、给水温度和减温水流量也是影响过热汽温的主要因素，而改变烟气热量是再热蒸汽温度控制的主要调节手段。

直流锅炉过热汽温控制是以燃水比控制为主，喷水减温为辅。通过燃水比控制实现过热汽温的粗调，采用两级喷水减温控制实现过热汽温的细调。

14—4 直流锅炉给水控制系统

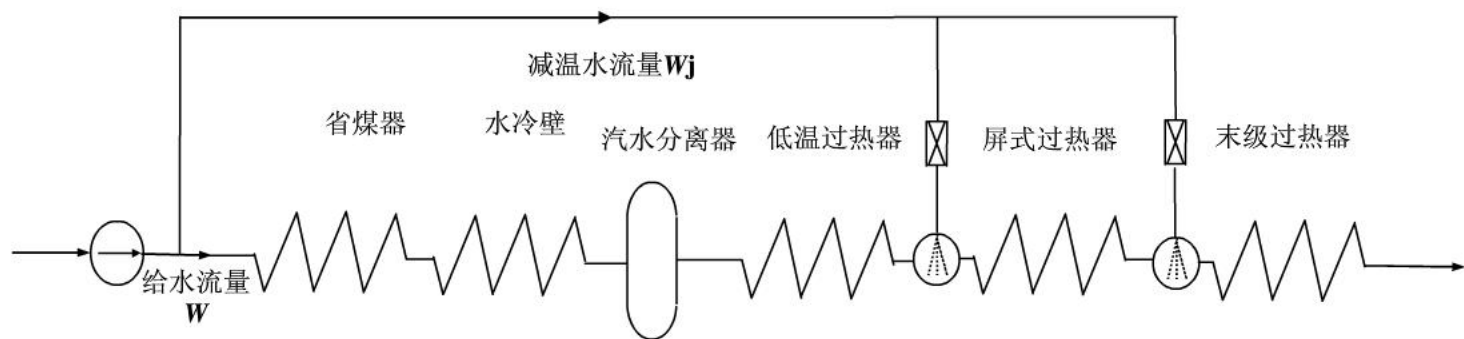
用燃料量控制汽温的迟延时间比用给水流量控制汽温迟延时间大，因此超临界机组通常采用调节给水流量来实现燃水比控制的控制方案。

为了稳定汽温，必须要有一个能快速反映燃水比失衡信号。

一、 采用中间点温度的给水控制

燃水比改变后，汽水流程中各点工质焓值和温度都随着改变，可选择锅炉受热面中间位置某点蒸汽温度作为燃水比是否适当的反馈信号。

中间点温度不仅变化趋势与过热汽温一致，而且滞后时间比过热汽温滞后时间要小得多。中间点温度过热度越小，滞后越小，也就是越靠近汽水行程的入口，温度变化的惯性和滞后越小。超临界机组一般取汽水分离器出口蒸汽温度作为中间点温度来反映燃水比。

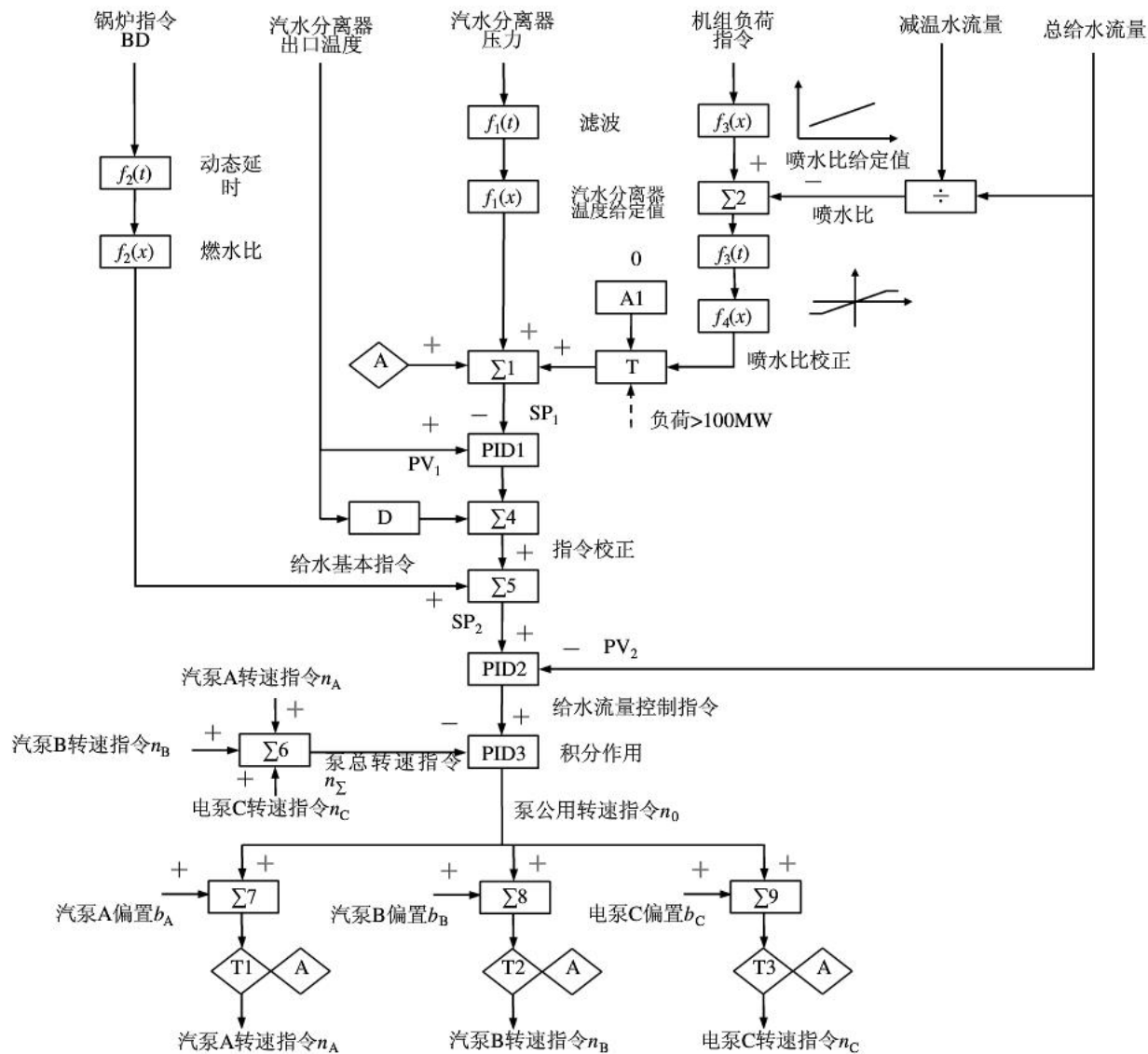


直流锅炉的喷水减温示意图

燃水比例失调而引起汽温的变化时，仅依靠调节减温水流量来控制汽温会使减温水流量大范围变化，一般最大喷水流量为锅炉额定负荷下的给水流量**10%**左右，会失去调节作用而影响锅炉安全运行。

为了避免因燃水比失衡而导致减温水流量变化过大，超出可调范围，因此可利用减温水流量与锅炉总给水流量的比值（喷水比）来对燃水比进行校正。

喷水比校正燃水比原则：确定不同工况机组负荷下的喷水比，当实际喷水比偏离给定值时，说明是由于燃水比例失调而使过热汽温过高或过低，因此这时不能仅依靠调节减温水流量来控制汽温，而是要利用喷水比偏差来修改锅炉总给水流量，也就是进行燃水比校正，进而通过改变给水流量 W 来调节汽温。



采用中间点温度的给水控制方案

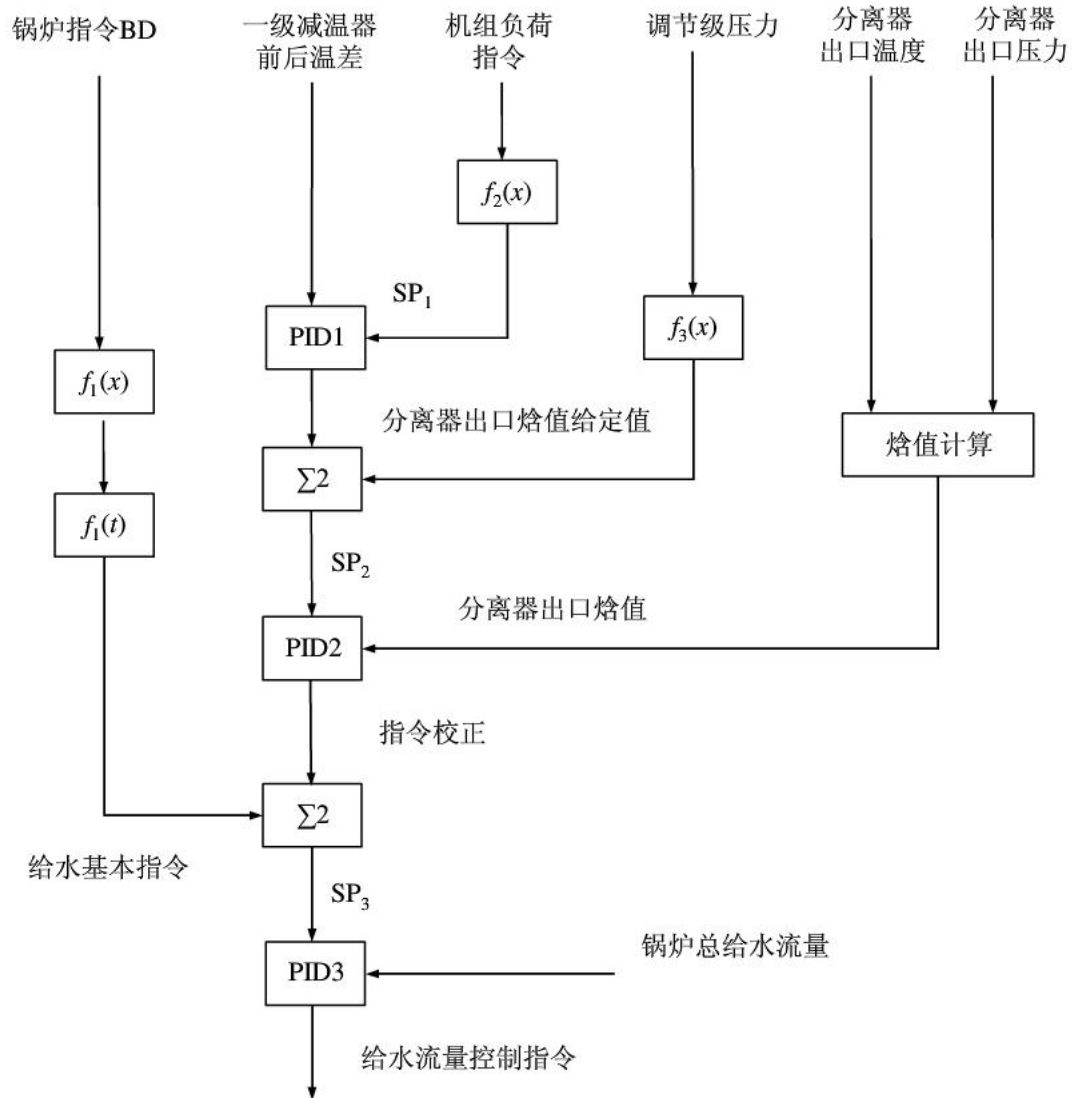
二、采用焓值信号的给水控制

当给水量或燃料量扰动时，焓值变化方向与其变化方向一致，所以可采用焓值来反映燃水比变化。

采用分离器出口过热蒸汽的焓值信号，其原因

- (1) 能快速反应燃水比；
- (2) 出口过热蒸汽为微过热蒸汽，微过热蒸汽焓值比分离器出口微过热蒸汽温度在反应燃水比的灵敏度和线性度方面具有明显的优势。

机组负荷大范围变化时，工质压力将在超临界到亚临界的广泛范围内变化。由水和蒸汽的热力特性可知，其焓值—压力—温度之间为非线性关系，蒸汽的过热度越低，焓值—压力—温度之间关系的非线性度越强，特别是在亚临界压力下饱和区附近，这种非线性度更强。在过热度低的区域，当增加或减少同等量给水量时，焓值变化的正负向数值大体相等，但微过热汽温的正负向变化量则明显不等。如果微过热汽温低到接近饱和区，则焓值/温度斜率大，说明给水量扰动可引起焓值的显著变化，但温度变化却很小。



采用焓值信号的给水控制方案

三、采用焓增信号的给水控制

采用焓增信号的给水控制方案其原理是：在稳定的直流工况下，根据热力学第一定律，由省煤器出口到低温过热器入口这段工质（水）所吸收的热量 ΔQ 为：

$$\Delta Q = \Delta H + \omega_t$$

ΔH 为省煤器出口到低温过热器入口这段工质的焓增； ω_t 为省煤器出口到低温过热器入口这段工质的技术功，其包括轴功、动能增量和位能增量。对于连续流动、未膨胀做功、落差有限的工质，轴功、动能增量和位能增量这3项可近似为0。

$$\Delta Q = \Delta H$$

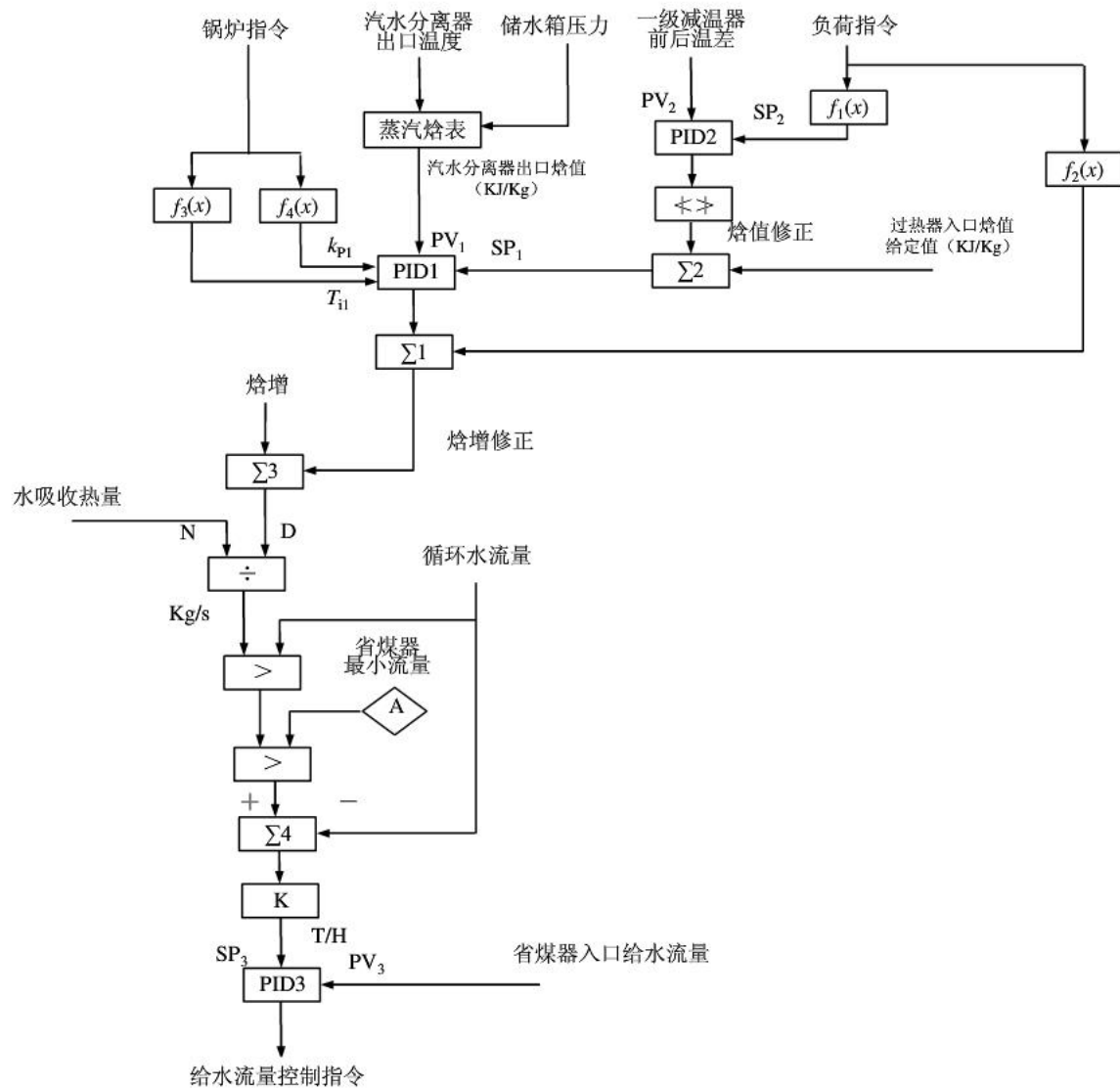
$$\Delta Q = W \Delta h$$

Δh 工质焓增， W 为给水流量。

给水控制策略：

$$W = \frac{\Delta Q}{\Delta h}$$

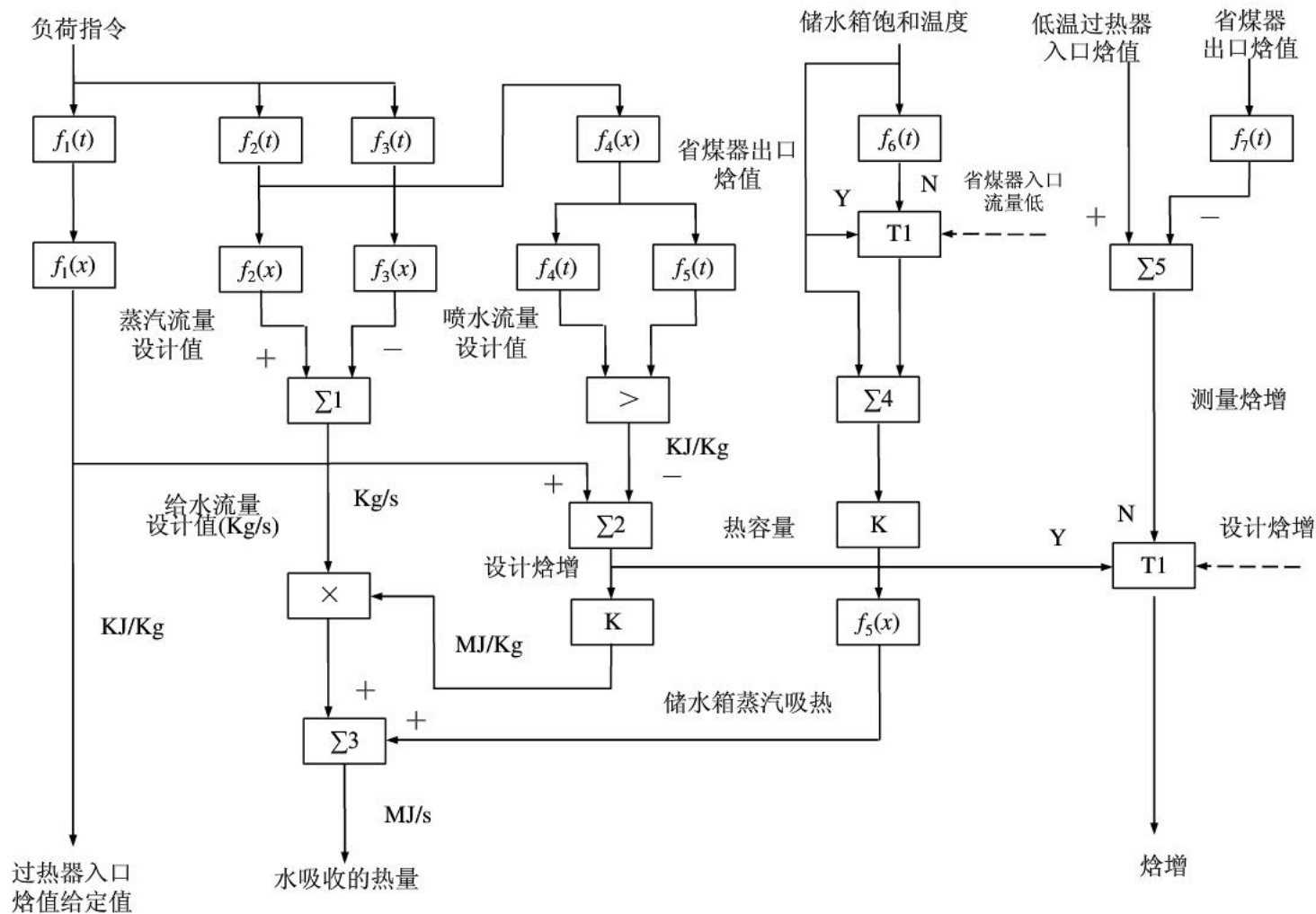
也就是根据省煤器出口到低温过热器入口这段工质所吸收的热量（水吸收的热量）和省煤器出口到低温过热器入口这段工质的焓增（焓增）来调节给水量。



以焓增为基础的给水控制方案

锅炉负荷在**35%~100%MCR**范围内，没有循环水流量和省煤器入口最小流量限制时，省煤器入口给水流量（锅炉给水流量）给定值**SP₃**为

$$SP_3 = \frac{\text{水吸收的热量}}{\text{焓增} + \text{焓增修正}}$$



水吸收热量及焓增计算回路

$$SP_3 = \frac{\text{给水流量设计值} \times \text{设计焓增} + \text{储水箱蒸汽吸热}}{\text{设计焓增} + \text{焓增修正}}$$

当锅炉低负荷时，即蒸汽流量低于炉膛所需的最小流量时，由于有循环水进入省煤器，故给水流量给定值 SP_3 为：

$$SP_3 = \frac{\text{给水流量设计值} \times \text{设计焓增} + \text{储水箱蒸汽吸热}}{\text{设计焓增} + \text{焓增修正}} - \text{循环水流量}$$

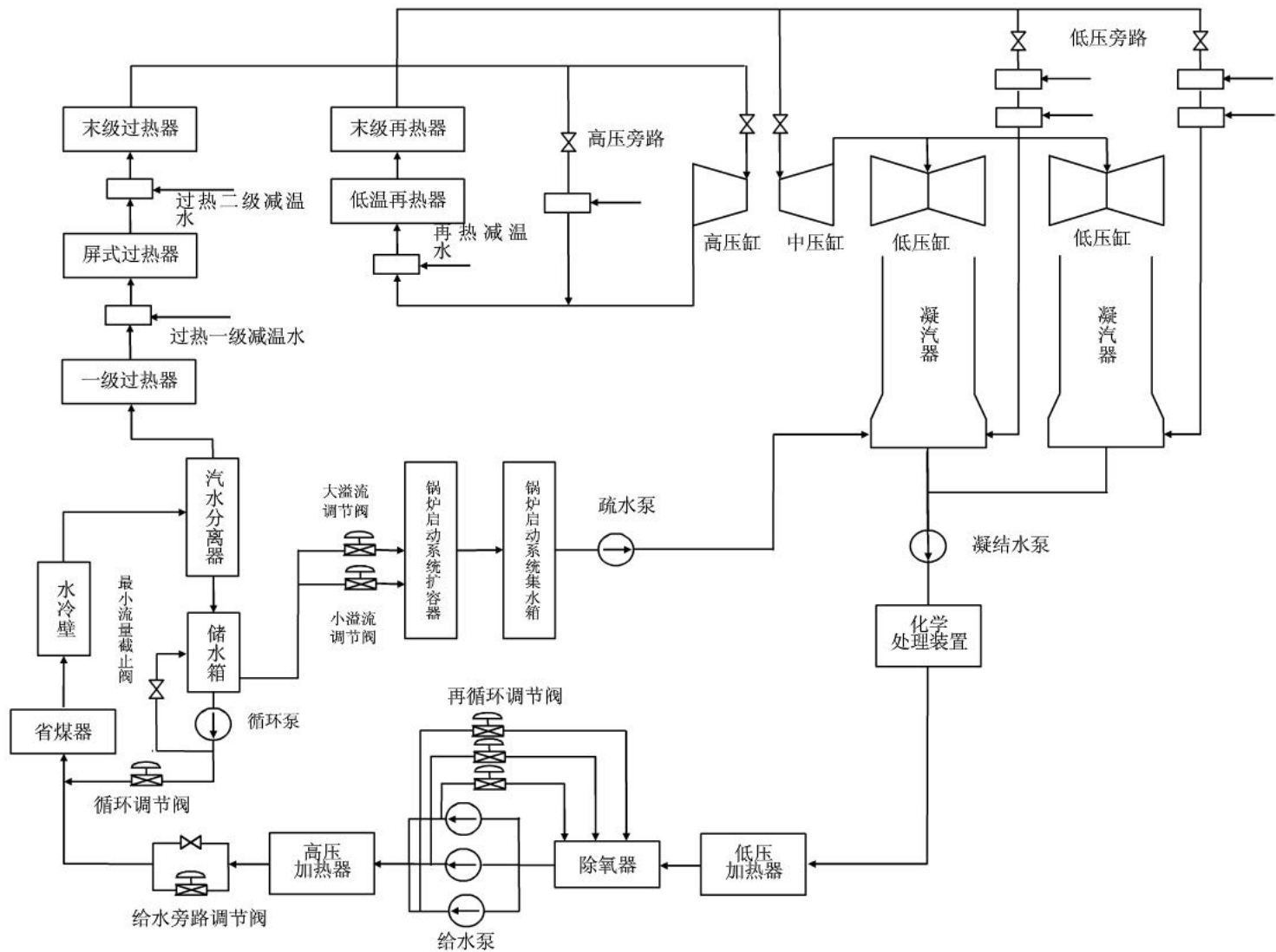
当设计焓增逻辑信号为“0”时，设测量焓增经切换器T2作为焓增信号。于是给水流量给定值 SP_3 为：

$$SP_3 = \frac{\text{给水流量设计值} \times \text{设计焓增} + \text{储水箱蒸汽吸热}}{\text{测量焓增} + \text{焓增修正}}$$

由于直流锅炉的非线性，故根据锅炉负荷指令调节器PID1的比例增益 k_{p1} 和积分时间 T_{i1} 。

四、其它有关给水控制问题

1、最小流量控制系统



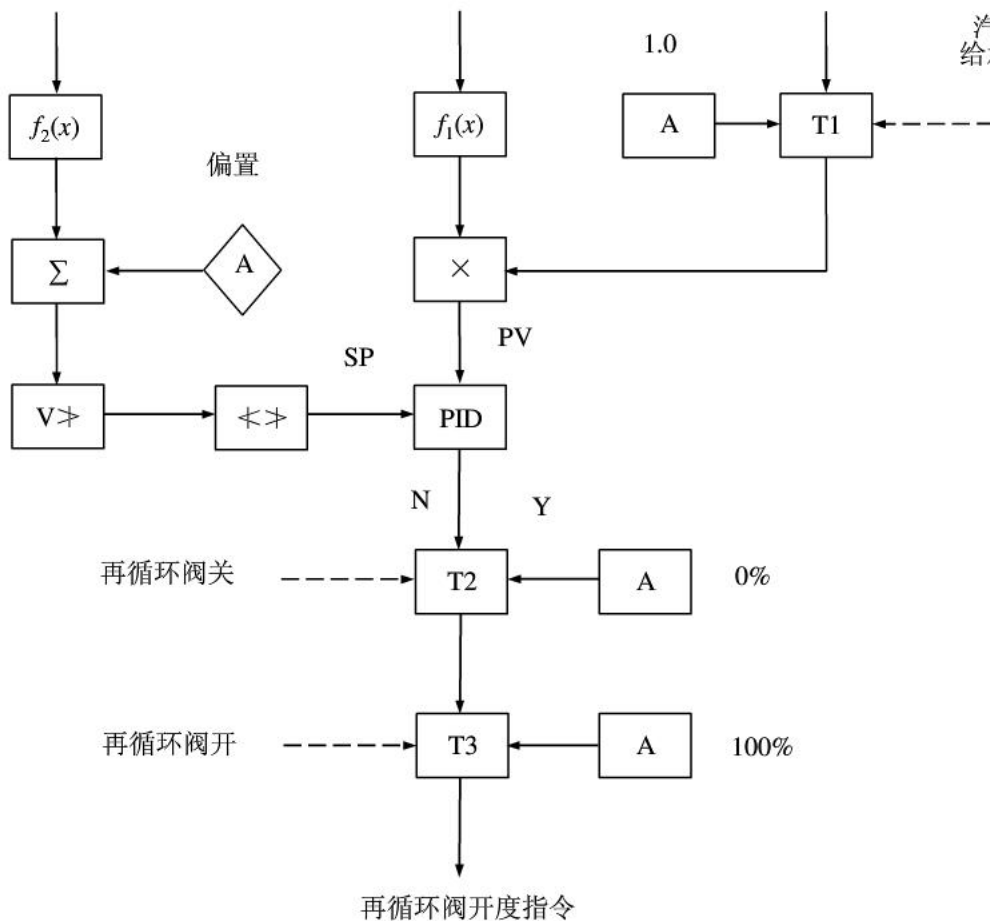
直流炉汽水流程简图

小汽机转速

汽动给水泵
入口给水流量

汽动给水泵
入口给水温度

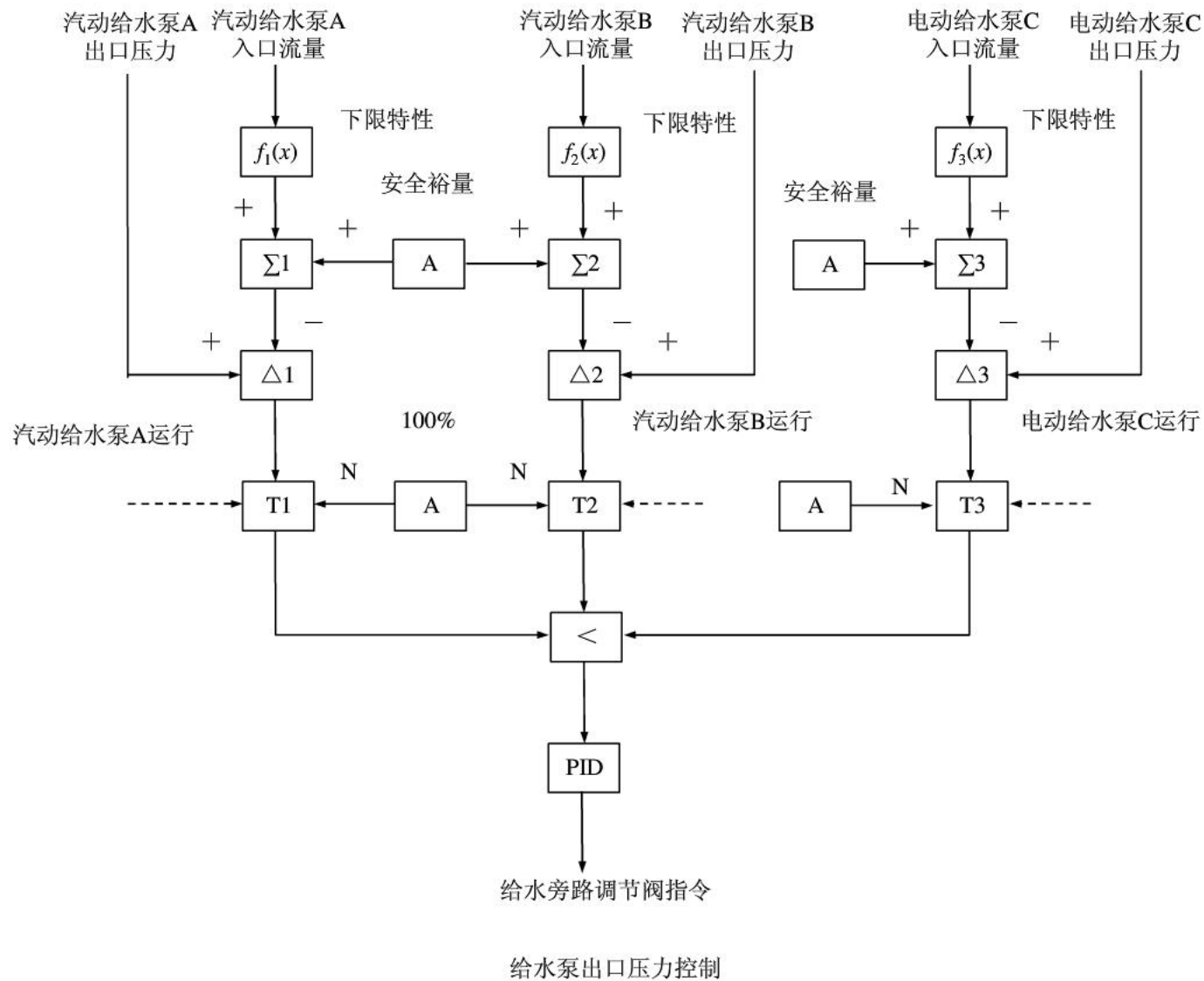
汽动给水泵入口
给水温度测点故障



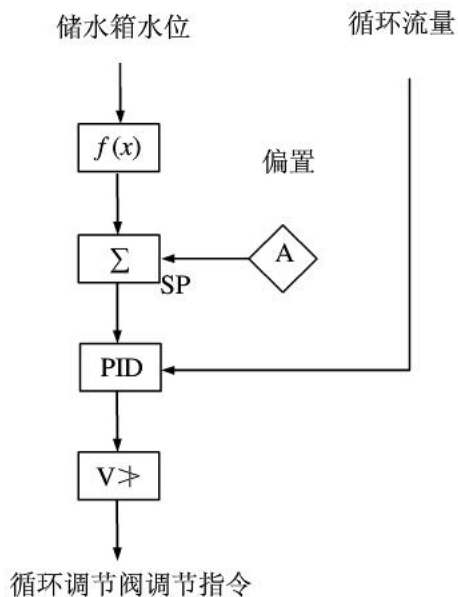
给水泵最小流量控制方案

2、给水泵出口压力控制

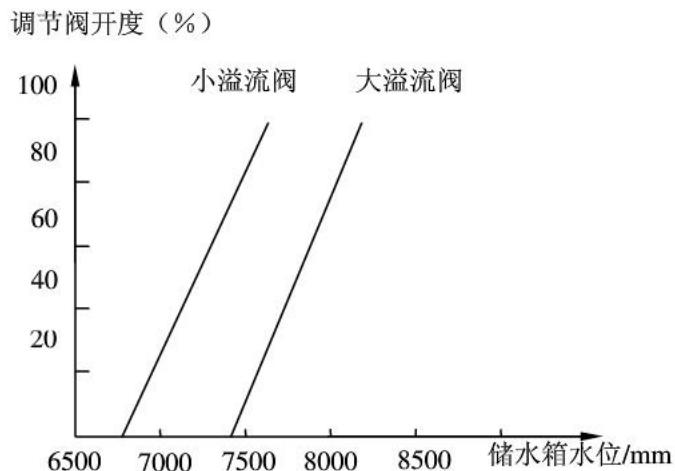
在给水泵的运行过程中，可以通过调节旁路阀门的开度、提高管路阻力来提高给水泵出口压力，来防止给水泵的工作点落在下限特性之外,这种措施也称为最大流量保护。



3、循环流量与储水箱水位控制



循环流量控制方案



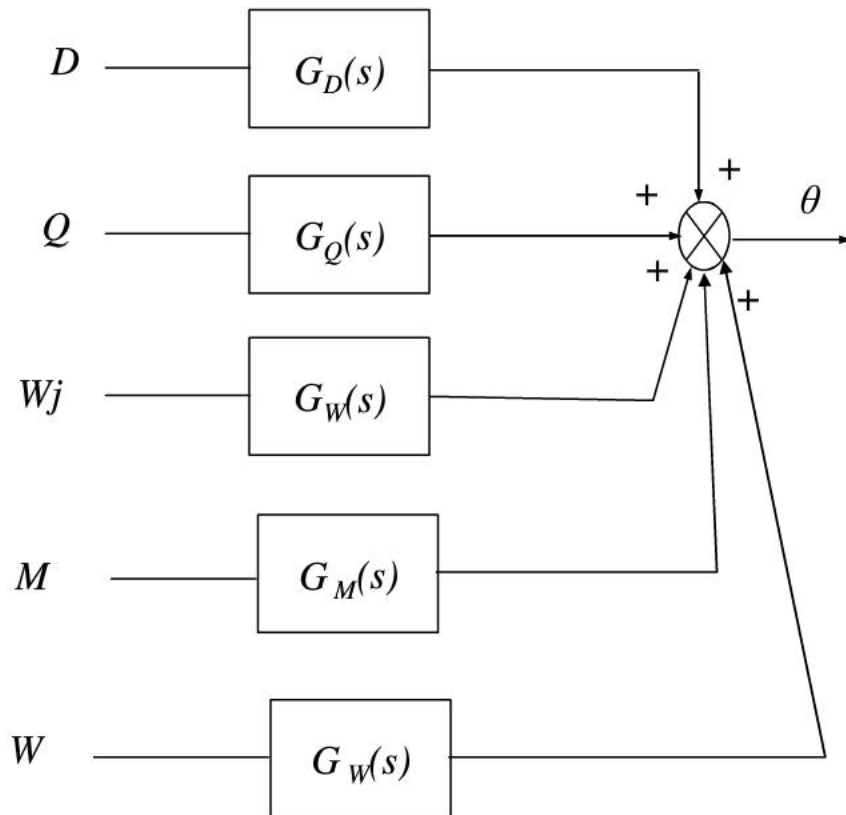
溢流阀开度与水位关系

第五节 直流锅炉过热汽温控制系统

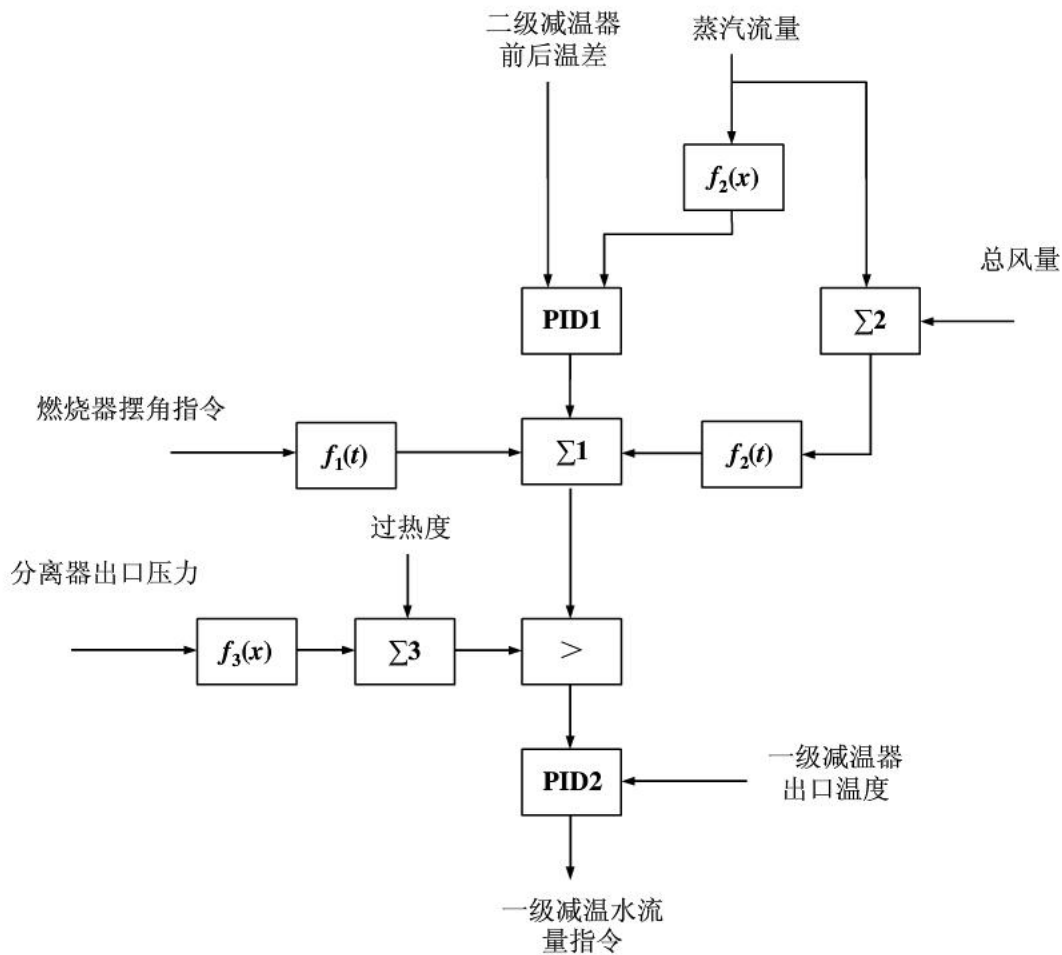
过热汽温对象特性

主要扰动有四种：

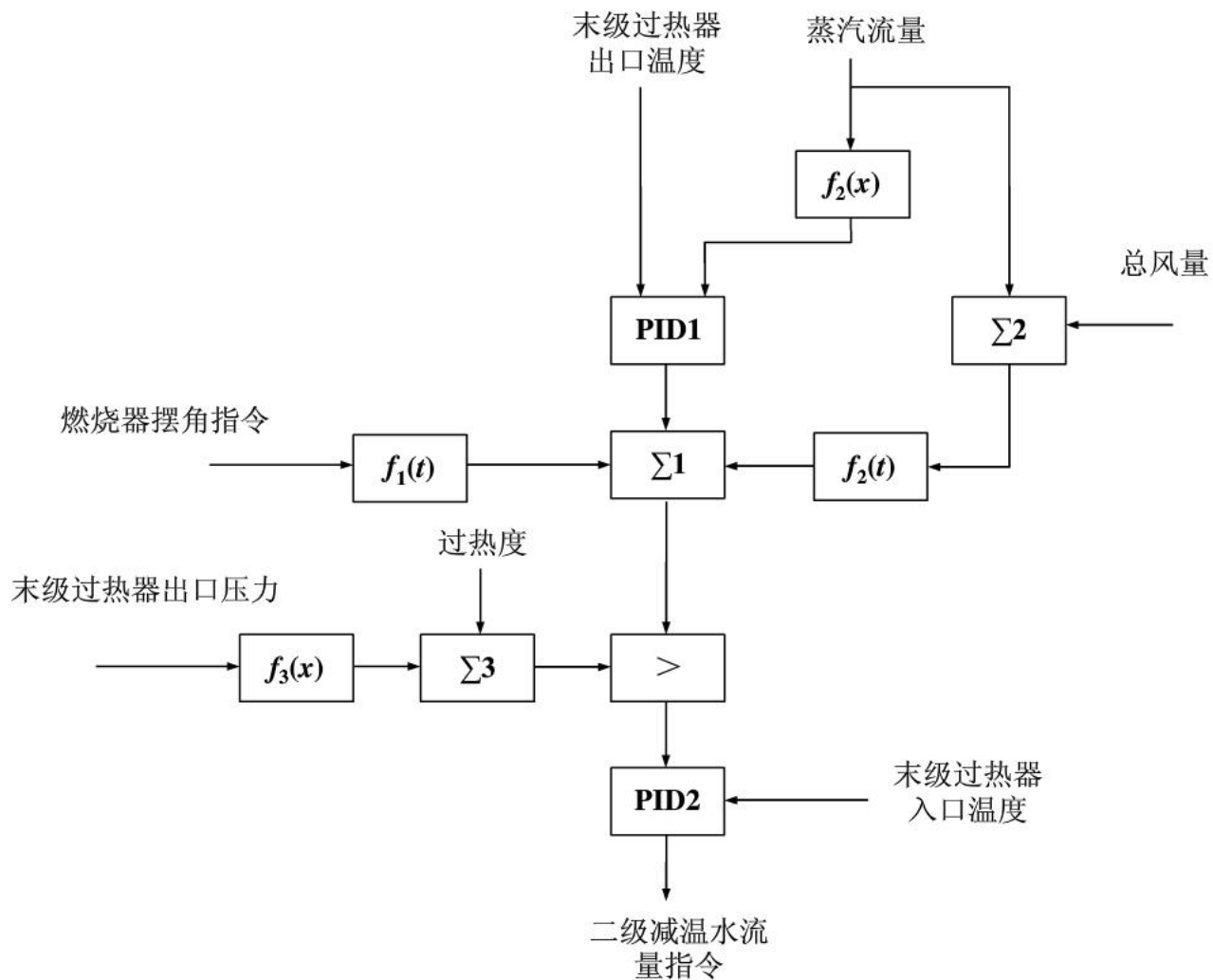
- （1）燃料量和燃料种类或成分的扰动；
- （2）给水流量和给水温度扰动；
- （3）烟气热量扰动：燃烧器运行方式变化、风量变化等等这些变化最终均反映在烟气热量的变化；
- （4）蒸汽流量（负荷）扰动；
- （5）减温水流量扰动。



一、常规控制方式



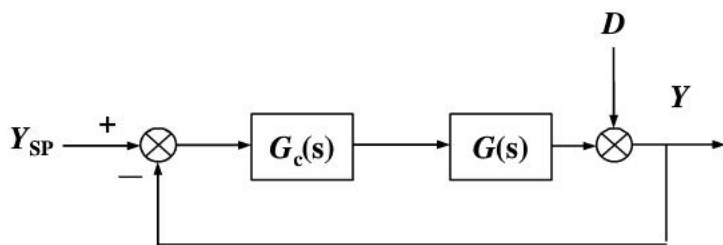
一级喷水减温控制系统方案



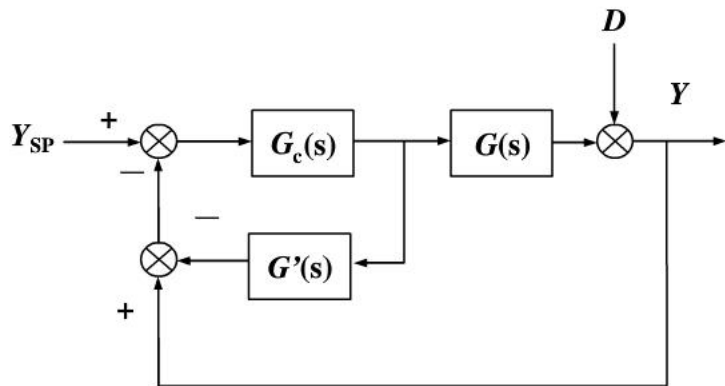
二级喷水减温控制系统方案

二、其它控制方式

针对直流锅炉的大滞后和非线性时变特性，在目前直流锅炉的过热汽温控制中，采用了一种基于预测控制和自适应控制的控制方法。



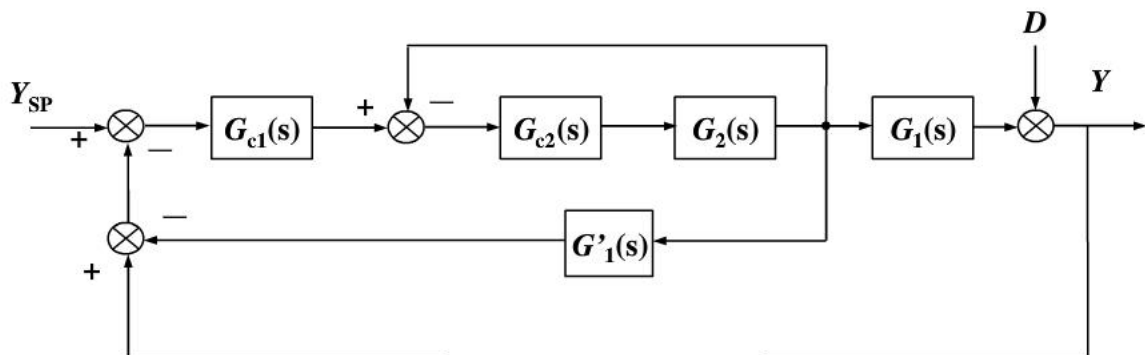
单回路反馈控制系统



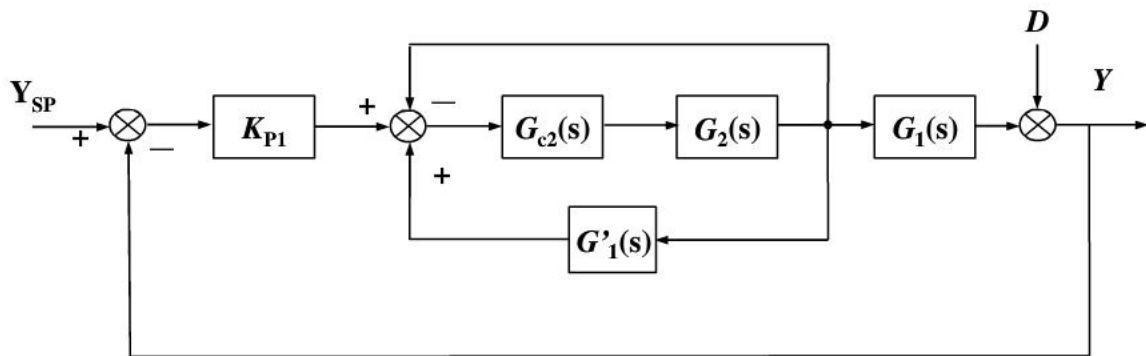
内模控制系统

处理不可测干扰**D**

- (1)可测干扰——前馈控制；
- (2)串级控制处理



串级控制系统的内模控制



一种内模控制形式

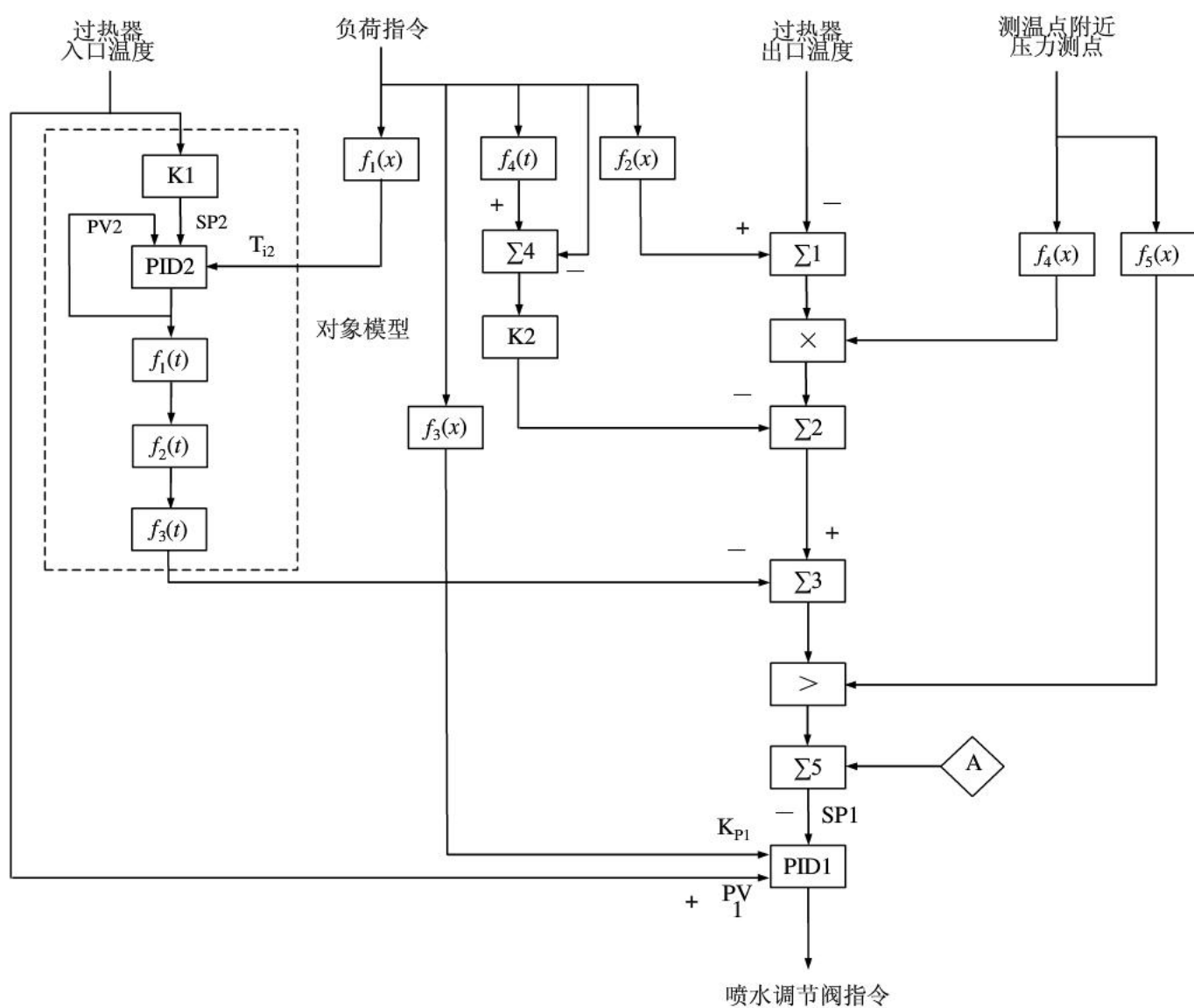
$$\frac{Y(s)}{Y_{SP}(s)} = \frac{K_{P1}G_{C2}(s)G_2(s)G_1(s)}{1 + K_{P1}G_{C2}(s)G_2(s)G_1(s) + G_{C2}(s)G_2(s) - G_{C2}(s)G_2(s)\hat{G}'_1(s)}$$

$$G_{c2}(s) = K_{p2}\left(1 + \frac{1}{T_{i2}s}\right) \quad G_2(s) = \frac{K_2}{(T_2s + 1)^{n_2}} \quad G_1(s) = \frac{K_1}{(T_1s + 1)^{n_1}} \quad \hat{G}'_1(s) = \frac{\hat{K}'_1}{(\hat{T}_1s + 1)^{\hat{n}_1}}$$

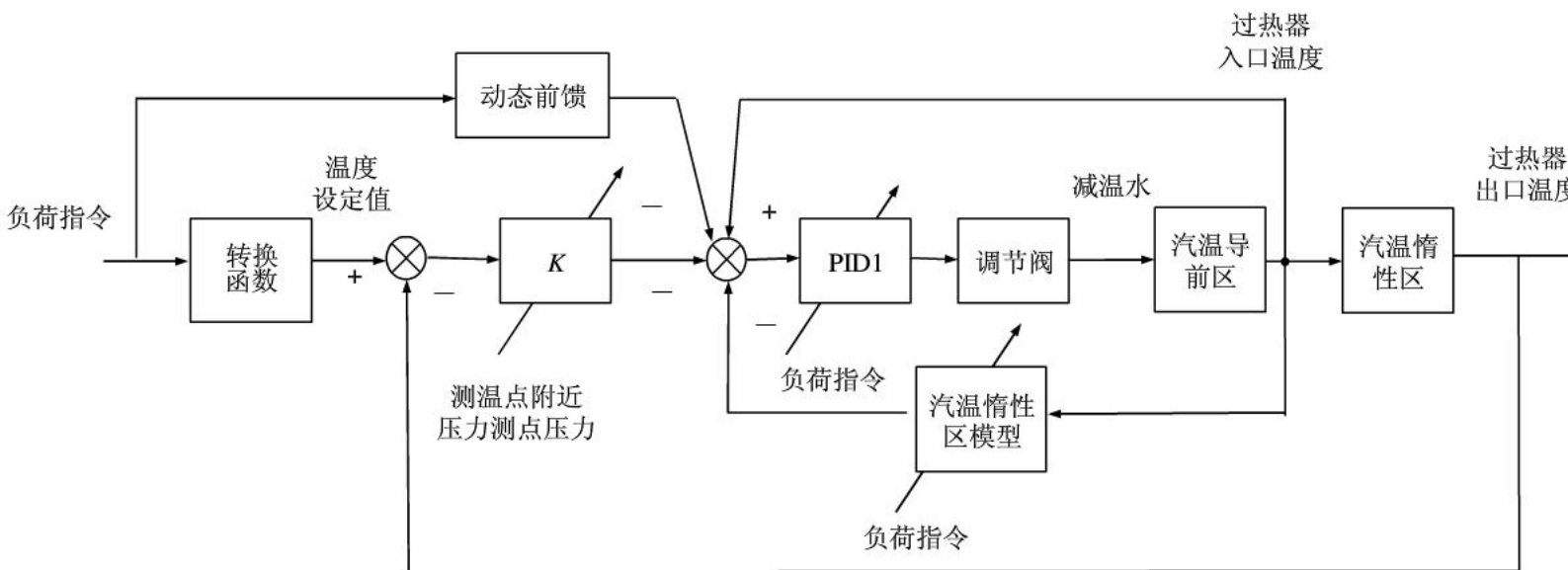
$$y(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{A}{s} \frac{K_{P1}G_{C2}(s)G_2(s)G_1(s)}{1 + K_{P1}G_{C2}(s)G_2(s)G_1(s) + G_{C2}(s)G_2(s) - G_{C2}(s)G_2(s)\hat{G}'_1(s)}$$

$$y(\infty) = A \frac{K_{P1}K_{P2}K_2K_1}{K_{P1}K_{P2}K_2K_1 + K_{P2}K_2 - K_{P2}K_2\hat{K}'_1}$$

$$\hat{K}'_1 = 1 \qquad y(\infty) = A$$



过热汽温控制方案



温控系统方框原理图

比例器 K_1 、调节器PID2和时间函数发生器 $f_1(t)$ 、 $f_2(t)$ 和 $f_3(t)$ 构成了从过热器入口温度（导前汽温）到过热器出口温度这段汽温惰性区域的增益为1的对象数学模型

$$\frac{1}{(T_{i2}s + 1)(\hat{T}_1s + 1)^3}$$

汽温惰性区域对象静态增益 K_1 为过热器出口温度变化量与过热器入口温度变化量之比，故

$$K_1 = \frac{\Delta T_{out}}{\Delta T_{in}} = \frac{\Delta q_{sup} c_{in}}{\Delta q_{in} c_{out}} = \frac{(\Delta q_{in} + \Delta q) c_{in}}{\Delta q_{in} c_{out}} = \left(1 + \frac{\Delta q}{\Delta q_{in}}\right) \frac{c_{in}}{c_{out}}$$

当机组为某一负荷下，过热器入口蒸汽参数为18.5MPa/470℃，其比热容为3.456，过热器出口蒸汽参数为18 MPa/540℃，其比热容为2.907，这时

$$c_{in}/c_{out} = 3.456/2.902 = 1.19$$

在某一低负荷、滑压状态下，过热器入口蒸汽的参数为12MPa/470℃，其比热为2.813，过热器出口蒸汽参数为11.8MPa/540℃，其比热为2.591，这时

$$c_{in}/c_{out} = 2.813/2.591 = 1.09$$