

# 燃气轮机基本负荷温度控制策略研究

曾瑜<sup>1</sup> 韩振兴<sup>1</sup> 仇长阔<sup>2</sup> 郭民臣<sup>1</sup>

(1 华北电力大学 北京 102206; 2 北京京桥热电有限责任公司 北京 100068)

**摘要:** 温度控制是燃气轮机主控系统核心控制功能之一, 通过控制透平入口温度不超过限定水平, 确保燃气轮机安全高效运行。受透平入口温度高、材料耐受温度等因素的限制, 目前多采用通过测取排烟温度进行透平入口温度折算和控制的技术方案。阐述了燃气轮机温度控制的基本原理, 介绍了基于透平膨胀比、环境温度和燃料流量信号等的温控基准修正方法。基于各自燃气轮机结构及运行特性差异, GE、三菱和西门子等燃气轮机公司的温度控制策略并不相同, 对三家燃气轮机的基本负荷温度控制策略进行了研究与分析。有助于燃气轮机电厂运行人员对燃气轮机温控原理与策略的理解, 提高燃气轮机运行操作水平; 同时, 可供燃气轮机温控系统设计研发相关从业人员参考。

**关键词:** 燃气轮机; 透平入口温度; 排烟温度; 温度控制

## 0 引言

根据布雷顿循环工作原理, 燃气轮机效率随透平入口温度水平的提高而提升。燃气轮机可通过采用高性能材料、设置金属涂层、优化冷却系统设计等途径提高透平入口温度水平, 目前, H级燃气轮机透平入口温度可达 1430 ~ 1600℃, 简单循环效率和联合循环运行效率可分别提升至 40% 和 60%。

对于具体燃气轮机, 在上述因素均已确定的情况下其能够承受的透平入口温度水平是确定的。燃气轮机运行时的透平入口温度直接与燃气轮机输出功率相关, 在基本负荷附近透平入口温度接近其温度限值, 继续增加燃气轮机功率将导致透平入口温度超过规定值, 大幅降低透平高温部件寿命, 甚至引起透平叶片烧毁、断裂的严重事故<sup>[1]</sup>。因此, 必须对透平入口温度进行控制以保证燃气轮机的运行安全。

目前, 电站用 E 级、F 级燃气轮机透平入口温度均在 1100℃ 以上, 受材料耐受温度限制, 同时考虑燃烧器性能差异导致的温度分布不均匀、烟气流速不均匀、透平入口段结构复杂等因素影响, 无法对透平入口温度进行直接测量与控制。透平排烟温度与透平入口温度直接相关, 并且远低于透平入口温度水平, 故当前燃气轮机温度控制通常基于透平排烟温度实现, 间接达到控制透平入口温度的目的。基于透平排烟温度的温度控制需要考虑排烟温度与入口温度二者之间的对应关系。在相同的透平入口温度下, 大气环境条件、运行转速和燃气轮机性能

变化等因素都会影响到燃气轮机的排烟温度。如何根据这些因素的变化对排烟温度进行修正是燃气轮机温度控制要解决的主要问题。

## 1 温度控制基本原理

### 1.1 透平初温、排烟温度与环境参数的函数关系

单轴燃气轮机以简单循环方式在额定工况运行, 其透平入口滞止温度  $T_{30}^*$  与出口滞止温度  $T_{40}^*$  之间的关系如式 (1) 所示<sup>[2-4]</sup>:

$$T_{30}^* = T_{40}^* \frac{1}{1 - \eta_{t0}^* + \frac{1}{\delta_0^{*k}} \eta_{t0}^*} \quad (1)$$

式中:  $\delta_0^*$ —额定负荷时透平膨胀比;

$\eta_{t0}^*$ —额定负荷时的透平效率;

$k$ —膨胀过程中燃气平均绝热指数。

根据式 (1), 由  $\eta_{t0}^*$ 、 $\delta_0^*$  和  $k$  构成的系数为常数时, 透平入口温度  $T_{30}^*$  与排烟温度  $T_{40}^*$  之间为单一对应关系。其中  $\eta_{t0}^*$  和  $k$  变化不大, 它们的影响可以忽略不计。因此, 该系数不变需要透平膨胀比  $\delta^*$  保持不变。根据透平变工况流量计算公式 (2), 在  $T_3^* = T_{30}^*$  的条件下要使  $\delta^* = \delta_0^*$ , 则需透平流量  $G_r = G_{r0}$ , 而透平流量和燃气轮机转速、环境条件和燃气轮机性能等因素都有关系<sup>[5]</sup>。以环境温度为例, 在同样转速条件下, 环境温度降低, 压气机质量流量增加, 导致透平的膨胀比增加。因此, 在环境温度降低的条件下仍然维持同一个透平出口温度, 则会出现透平入口温度超

温现象。

$$\frac{G_r}{G_{r0}} = \sqrt{\frac{T_{30}^*}{T_3^*}} \sqrt{\frac{\delta^{*2} - 1}{\delta_0^{*2} - 1}} \quad (2)$$

在燃气轮机的温度控制中，必须考虑式(1)中的系数变化，并对排烟温度进行修正才能精准控制透平入口温度。

### 1.2 压气机出口压力偏置修正方法

根据式(1)，基于膨胀比变化对 $T_{40}^*$ 进行调整或修正，以得到工况变化后的排烟温度 $T_4^*$ ，确保透平入口温度不变。

在额定负荷附近、小偏差范围内对式(1)进行线性化处理：

$$\Delta T_3^* = \frac{\partial T_3^*}{\partial T_4^*} \Delta T_4^* + \frac{\partial T_3^*}{\partial \delta^*} \Delta \delta^* \quad (3)$$

由于透平入口温度不变， $\Delta T_3^* = 0$ ，根据式(3)可以建立 $\Delta T_4^*$ 与 $\Delta \delta^*$ 之间的关联。

$$\frac{\partial T_3^*}{\partial T_4^*} \Delta T_4^* = -\frac{\partial T_3^*}{\partial \delta^*} \Delta \delta^* \quad (4)$$

$$\left( \frac{\Delta T_4^*}{\Delta \delta^*} \right)_0 = \left( -\frac{\frac{\partial T_3^*}{\partial T_4^*}}{\frac{\partial T_3^*}{\partial \delta^*}} \right)_0 = -T_{40}^* \frac{\left( \frac{k-1}{k} \right) \eta_{r0}^* \delta_0^{* \left( \frac{k-1}{k} \right)}}{\left( 1 - \eta_{r0}^* + \frac{1}{\delta_0^{* \frac{k-1}{k}}} \eta_{r0}^* \right)^2} \quad (5)$$

基于上述线性化处理，可得额定工况附近单位膨胀比变化时透平排烟温度应调整的幅度，以维持透平入口温度不变。燃气轮机膨胀比直接与压缩比相关，可以把式(5)转化为修正幅度与压缩比的关系，甚至进一步转化为与压气机出口压力变化的关系。

式(5)可以用来构建燃气轮机排气温度的压气机出口压力偏置修正曲线，此方法在三菱和GE的温度控制策略中得到应用。根据燃气轮机额定工况参数，通过式(5)进行排烟温度变化与膨胀比变化的定量关系计算，以计算结果为斜率、额定工况为固定点，即可构建基于压气机出口压力偏置修正的线性排烟温控基准线。

压气机出口压力偏置修正方法应用广泛。燃气轮机运行过程中，由于转速、大气环境参数或者燃气轮机性能发生变化引起的膨胀比变化都能基于上述方法进行修正。

### 1.3 环境温度偏置修正方法

燃气轮机通常在额定负荷附近进入温度控制模式。并网运行机组可忽略转速的变化，同一台燃气轮机短时间内性能变化可以忽略不计，环境温度成为影响燃气轮机运行性能的主要因素。寻求环境温度变化与膨胀比变化之间的关联，建立环境温度变化与排烟温度修正的关系，即为环境温度偏置修正方法。忽略环境压力变化，透平流量与环境温度成反比，即

$$\frac{G_r}{G_{r0}} = \frac{T_{a0}}{T_a} = \sqrt{\frac{\delta^{*2} - 1}{\delta_0^{*2} - 1}} \quad (6)$$

考虑燃气轮机膨胀比远大于1，并可用压缩比与固定系数的乘积表示，因此，式(6)可简化为：

$$\frac{T_{a0}}{T_a} = \frac{\delta^*}{\delta_0^*} = \frac{\pi^*}{\pi_0^*} \quad (7)$$

在额定负荷附近进行小偏差处理后可得：

$$\left( \frac{\Delta \delta^*}{\Delta T_a} \right)_0 = \left( \frac{\partial \delta^*}{\partial T_a} \right)_0 = -\frac{\delta_0^*}{T_{a0}} \quad (8)$$

结合式(5)，可得：

$$\left( \frac{\Delta T_4^*}{\Delta T_a} \right)_0 = \left( \frac{\Delta T_4^*}{\Delta \delta^*} \frac{\Delta \delta^*}{\Delta T_a} \right)_0 = T_{40}^* \frac{\left( \frac{k-1}{k} \right) \eta_{r0}^* \delta_0^{* \left( \frac{k-1}{k} \right)}}{\left( 1 - \eta_{r0}^* + \frac{1}{\delta_0^{* \frac{k-1}{k}}} \eta_{r0}^* \right)^2} \frac{\delta_0^*}{T_{a0}} \quad (9)$$

根据式(9)可得环境温度发生单位变化时透平排烟温度需要调整的度数。该方法仅限于修正环境温度变化对透平排烟温度的影响。

### 1.4 燃料流量偏置修正方法

类似于环境温度修正方法，燃料流量信号同样可以作为修正排烟温度的参照。在设计工况下，燃气轮机燃烧室的简化热平衡公式如式(10)所示：

$$G_{r0} c_p (T_{30}^* - T_{20}^*) = G_{f0} H_u \eta_r \quad (10)$$

式中： $c_p$ —燃气平均比热；

$T_{20}^*$ —设计工况下压气机出口滞止温度；

$G_{f0}$ —设计工况下燃料的质量流量；

$H_u$ —燃料低位发热量；

$\eta_r$ —燃烧室效率。

式(10)中， $c_p$ 、 $H_u$ 和 $\eta_r$ 可作为常数处理。

根据燃气轮机工作原理，压气机出口温度 $T_2^*$ 如式

(11) 所示:

$$T_2^* = T_a + T_a \left( \pi^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{y0}^*} \quad (11)$$

式中:  $\eta_{y0}^*$ —额定负荷时压气机运行效率。

在环境温度发生变化后,如保持透平入口温度不变,则热平衡公式如式(12)所示:

$$G_r c_p (T_{30}^* - T_2^*) = G_f H_u \eta_r \quad (12)$$

与额定工况相比,可得:

$$\frac{G_r (T_{30}^* - T_2^*)}{G_{r0} (T_{30}^* - T_{20}^*)} = \frac{G_f}{G_{f0}} = \frac{T_{a0}}{T_a} \left\{ \frac{T_{30}^* - T_a - T_a \left( \pi^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{y0}^*}}{T_{30}^* - T_{20}^*} \right\} \quad (13)$$

利用式(7),  $T_a = T_{a0} \frac{\pi_0^*}{\pi^*}$ ,对式(13)进行简化,并采用小偏差、线性化处理,可得压缩比发生单位变化时燃料流量应该调整的数量,即:

$$\left( \frac{\Delta G_f}{\Delta \pi^*} \right)_0 = \left( \frac{\partial G_f}{\partial \pi^*} \right)_0 = \frac{G_{f0}}{\pi_0^* (T_{30}^* - T_{20}^*)} \left\{ T_{30}^* - \pi_0^{*\frac{k-1}{k}} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \frac{T_{a0}}{\eta_{y0}^*} \right\} \quad (14)$$

可进一步借助式(5)中透平排烟温度变化与膨胀比变化关系,把上述关系转变为透平排烟温度变化和燃料流量变化之间的关系,即单位燃料质量流量变化所对应的透平排烟温度修正量:

$$\begin{aligned} \left( \frac{\Delta T_4^*}{\Delta G_f} \right)_0 &= \left( \xi \frac{\partial T_4^*}{\partial \delta^*} \frac{\partial \pi^*}{\partial G_f} \right)_0 \quad (15) \\ &= \frac{-\xi T_{40}^* \left( \frac{k-1}{k} \right) \eta_{r0}^* \delta_0^{*\left( \frac{k-1}{k} - 1 \right)}}{\frac{G_{f0}}{\pi_0^* (T_{30}^* - T_{20}^*)} \left( 1 - \eta_{r0}^* + \frac{1}{\delta_0^{*\frac{k-1}{k}}} \eta_{r0}^* \right)^2 \left\{ T_{30}^* - \pi_0^{*\frac{k-1}{k}} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \frac{T_{a0}}{\eta_{y0}^*} \right\}} \end{aligned}$$

## 2 基本负荷温控策略

温度控制策略主要包括温度控制基准的形成、实际排烟温度信号的处理和对温度偏差信号运算等环节。对温度偏差信号进行运算形成温度控制系统的输出信号,该信号如被小选环节选中,则将被传送到燃气轮机燃料供应系统,通过调整燃料控制阀开度调节进入燃气轮机燃烧室中的燃料量<sup>[6,7]</sup>。目前,国内燃气轮机电厂主要采用来自GE、三菱和西门子的燃气轮机产品,不同燃气轮机公司产品结构及运行特性并不相同,同时考虑各单位的技术沿革,

它们有各自的一套温控策略与实施方案。对三家公司的温控策略进行分析有助于运行人员对燃气轮机运行特性的理解,提高运行人员的操作水平。

### 2.1 GE 燃气轮机基本负荷温度控制

GE 的 Mark VI 系统通常提供三条温控基准线<sup>[8,9]</sup>(图1),选取三者中的最小值作为实际执行用的温控基准  $TTRX$ 。

(1) 等排烟温度温控线:

$$TTKn_I = \text{常数} \quad (16)$$

(2) 压气机出口压力  $CPD$  偏置修正温控线:

$$TTRXP = TTKn_I - [CPD - TTKn_C] \times TTKn_S \quad (17)$$

式中:  $TTKn_S$ — $CPD$  偏置修正温控线斜率;

$TTKn_C$ — $CPD$  偏置修正温控线与等排烟温度温控线交点横坐标值。

(3) 燃料行程基准  $FSP$  或输出功率  $DWATT$  偏置修正温控线:

$$TTRXS = TTKn_I - [FSR - TTKn_K] \times TTKn_M \quad (18)$$

或

$$TTRXS = TTKn_I - [DWATT - TTKn_{LO}] \times TTKn_{LG} \quad (19)$$

式中:  $TTKn_M$ 、 $TTKn_{LG}$ — $FSR$  偏置修正或  $DWATT$  偏置修正温控线的斜率;

$TTKn_K$ 、 $TTKn_{LO}$ — $FSR$  偏置修正或  $DWATT$  偏置修正温控线与等排烟温控线交点横坐标值。

从式(16)~(19)可以看出,GE 采用线性化的排烟温度修正曲线。压气机出口压力偏置修正基准  $TTRXP$  通常被选作实际执行用的温控基准。燃料行程基准  $FSP$  或输出功率  $DWATT$  偏置修正温控线  $TTRXS$  位于  $TTRXP$  温控线的右上方,一般作为燃气轮机的后备温控基准。当压气机排气压力传感器发生故障时,  $TTRX$  将减去  $TTRX2$ , 替代  $TTRXP$ , 行使温度控制职能。等排烟温控线  $TTKn_I$  仅在环境温度很高或机组起动时可能被选中,其作用为限制排烟温度  $T_4^*$ , 保护排烟通道受热部件安全,在这种工况下,燃气轮机将不再维持  $T_3^*$  恒定。温控曲线的斜率和交点坐标并不是固定值,会根据不同负荷、不同燃料、是否联合循环等具体条件选择合适的参数,在 9FA 机组中,偏置修正线并不是一条直线,而是由三条连续折线拼接而成。在实际算法中,还会考虑压气机进口温度  $CT_{BIAS}$  和蒸汽喷注降低  $NO_x$  温度控制补偿量  $WQJG$  适当修正。

GE 系列燃气轮机通常在排气室布置一定数量的

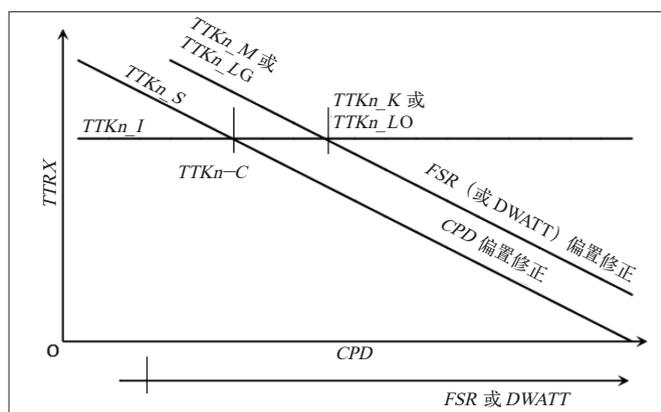


图1 GE燃气轮机的三条温控基准线

热电偶用于测量机组的排烟温度，9FA机组的热电偶数量为31对。热电偶测量信号首先按照实际安装位置形成 $TTXD1$ 向量，之后按照温度从高到低的顺序形成 $TTXD2$ 向量。在该向量中，系统判断其中较第二高的信号 $TTXD2-2$ 低 $TTKXCO$ 数值的信号为测量故障信号，在计算实际排烟温度时予以剔除。剩余测量信号在剔除其中的最大值和最低值后进行算术平均，所得数值即为实际排烟温度 $TTXM$ 。向量 $TTXD2$ 除用于温度控制外，会被同时送至燃气轮机的燃烧监测保护模块，根据温度信号的偏差变化对燃气轮机进行相应的保护操作。

GE公司燃气轮机的简化温控回路示意图如图2所示，当前工况下的温控基准 $TTRX$ 与经算法处理得到的平均排烟温度信号 $TTXM$ 在减法器中相减，得到温度偏差信号，即

$$\Delta T = TTRX - TTXM \quad (20)$$

该温度偏差信号经过温控增益系数 $FSKTG$ 调整后与当前的燃料行程基准 $FSR$ 叠加，作为中间值选

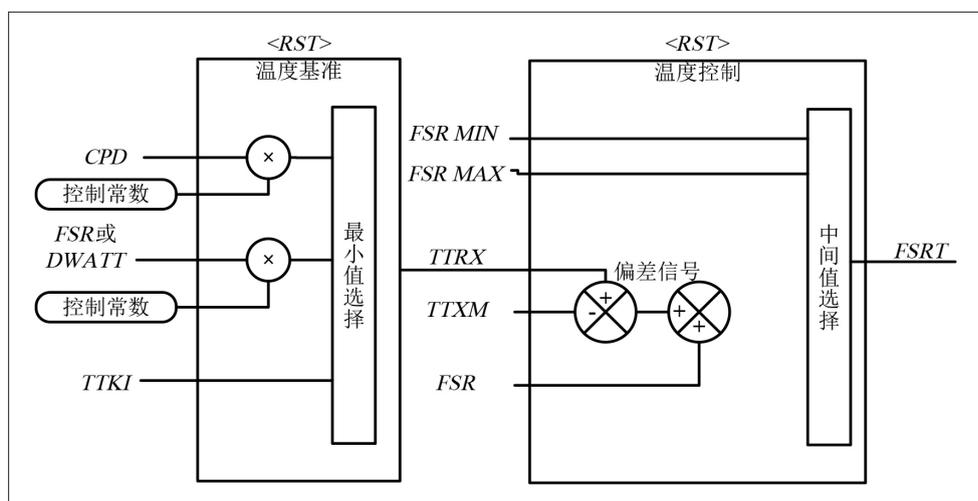


图2 GE公司燃气轮机的简化温控回路示意图

择门的输入之一，如式(21)所示。中间值选择门另外两个输入分别为 $FSRMIN$ 和最大限制值 $FSRMAX$ 。中间值选择门的输出 $FSRT$ 即为温度控制系统所对应燃料行程基准。根据式(21)，如果排烟温度实际值超过温控基准，即 $\Delta T < 0$ ，则 $FSRT < FSR$ ，即温控行程基准小于当前控制用燃料行程基准，机组将进入温度控制运行状态。每一个采样周期， $FSR$ 减少一个 $\Delta T \times FSKTG$ ，将逐步减少进入燃烧室的燃料量，降低排烟温度，直至 $\Delta T = 0$ 。如果排烟温度低于温控基准，则 $\Delta T > 0$ ， $FSRT > FSR$ ，温控燃料行程基准 $FSRT$ 将被最小值选择门阻止，温度控制系统处于退出状态。

$$FSRT = (TTRX - TTXM) \times FSKTG + FSR \quad (21)$$

## 2.2 三菱燃气轮机基本负荷温控策略

三菱的温度控制分为叶片通道温度控制(Blade Path Temperature, 简称BPT温控)和排气温度控制(Exhaust Temperature, 简称EXT温控)。排烟温度控制基准 $EXREF$ 根据式(22)计算。在透平入口温度 $T_1$ 恒定的情况下，基于燃烧室壳体压力变化对排烟温度进行修正，其本质仍为基于膨胀比变化建立的修正方法。燃烧室壳体压力有3个测点，其测量值取中值后作为温度控制基准函数的输入。温控系统通过函数发生器产生两条曲线(图3)，分别用于机组启动和基本负荷阶段<sup>[10,11]</sup>。不同系列燃气轮机采用不同温控基准曲线，可通过调整式(22)中透平入口温度与多变指数实现。由于叶片通道温度监测位置位于排烟温度监测位置上游，因此，叶片通道温度控制基准较排烟温度控制基准高。在排烟温控基准基础上增加一个正的偏置量即为叶片通道温度控制基准 $BPREF$ 。

$$T_2 = T_1 \times \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (22)$$

式中： $T_1$ —透平入口温度；  
 $T_2$ —透平排烟温度；  
 $P_1$ —透平入口压力；  
 $P_2$ —透平排气压力（恒定）；  
 $n$ —多变指数。

M701F型机组实际排烟温度测点位于排气端下游，共6个。在此位置烟气混合充分，能够很好地反映排烟温度平均

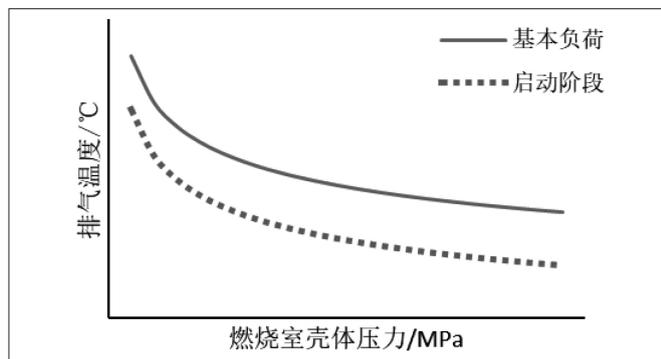


图3 三菱公司的EXT温控基准函数曲线

水平，排烟温度平均值为6个测点温度值进行平均所得。如果有热电偶故障就用平均值取代其测量值，若所有测点均有问题，平均值为0。叶片通道温度测点共20个，位于透平末级叶片正下游，具有快速反应的特点。叶片通道温度偏差可以反映不同燃烧器的燃烧差异。因此，叶片通道温度测量除用于机组温度控制之外，还被应用于叶片通道温度偏差计算，并根据偏差大小对机组采取不同的保护措施<sup>[12]</sup>。叶片通道温度平均值为20个测点温度值去掉最高和最低值再进行平均所得。如果有热电偶故障就用平均值取代其测量值，若所有测点均有问题，平均值为0。

三菱燃气轮机温控回路示意图如图4所示。排烟温度参考基准值EXREF与实际测得的排烟温度平均值作比较，得到温度实际偏差信号 $\Delta T$ ，对温度偏差进行比例积分运算，控制器输出即为排气温度燃料流量基准控制信号EXCSO。控制器对比例积分环节进行了动态限幅，部分负荷时，温度偏差 $\Delta T$ 为正，

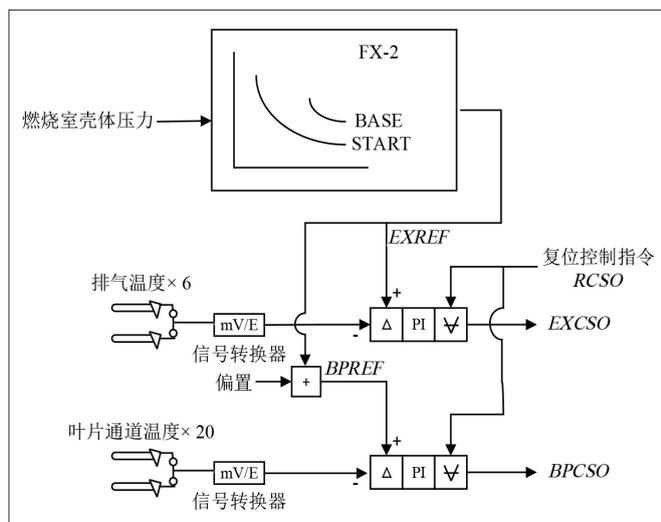


图4 三菱燃气轮机温控回路示意图

控制器输出为RCSO，等于当前燃料控制基准信号CSO的105%，实现对当前燃料控制基准信号的跟踪，减小了温度控制投入时的迟滞，提高了温控响应能力和机组的安全性。在基本负荷附近，排气温度超过温度控制基准，实际偏差值 $\Delta T$ 变负数，控制器输出EXCSO被小选环节选中，通过温控回路削减进入燃烧室中的燃料量，降低排烟温度，直至负偏差消除。叶片通道温度控制的运行机制同排烟温度控制相似，用于监测透平出口位置温度不超过规定的水平。在机组启动至带负荷前，可以更快投入温度控制避免热应力过大等问题。

### 2.3 西门子基本负荷温控策略

西门子燃气轮机基本负荷温度控制由其透平出口温度控制器（Output Temperature Control, OTC）实现<sup>[13-16]</sup>。

OTC控制器的温控基准由基本负荷温控定值和来自联合循环协调级的TSX、TSMAX三者取最小值确定，如图5所示。TSX用于联合循环机组启动、升速和并网带初始负荷阶段起作用；TSMAX主要用于限制联合循环余热锅炉高、中压主蒸汽温度。这里不对二者做过多讨论。燃气轮机基本负荷温控基准GLTNOX基于设计工况额定负荷时的定值确定，其形成过程需考虑压气机入口空气温度和是否投入液压间隙优化（Hydraulic Clearance Optimization, HCO）的影响。燃气轮机带负荷运行，投入液压间隙优化系统后可以减少透平叶片与其缸体间的间隙，降低燃气轮机功率损失。如HCO退出，焓降和膨胀比减小，若维持燃气轮机原有排气温度，透平进口温度将会降低，导致燃气轮机效率降低。故HCO退出后，应当为基本负荷温控基准增加一个正补偿值；HCO投入时，HCO修正值为0。

压气机入口温度降低时，透平膨胀比将增加，如不调整排烟温度，透平入口温度会提高，将导致NO<sub>x</sub>排放量增加。基于此，西门子公司在环境温度降低时将向下调减燃气轮机排烟温度，维持透平入口温度不变。西门子F级燃气轮机在-20 ~ 30℃区间的基于线性插值的NO<sub>x</sub>修正曲线如图6所示。从图6中可以看出，只有在环境温度低于15℃时，才会对透平排烟温度进行调整，并且调整幅度随压气机进口温度的降低而增加。经过HCO修正的基本负荷设定值GLT减去当前环境温度的NO<sub>x</sub>修正得到GLTNOX，即为燃气轮机自身基本负荷条件下的

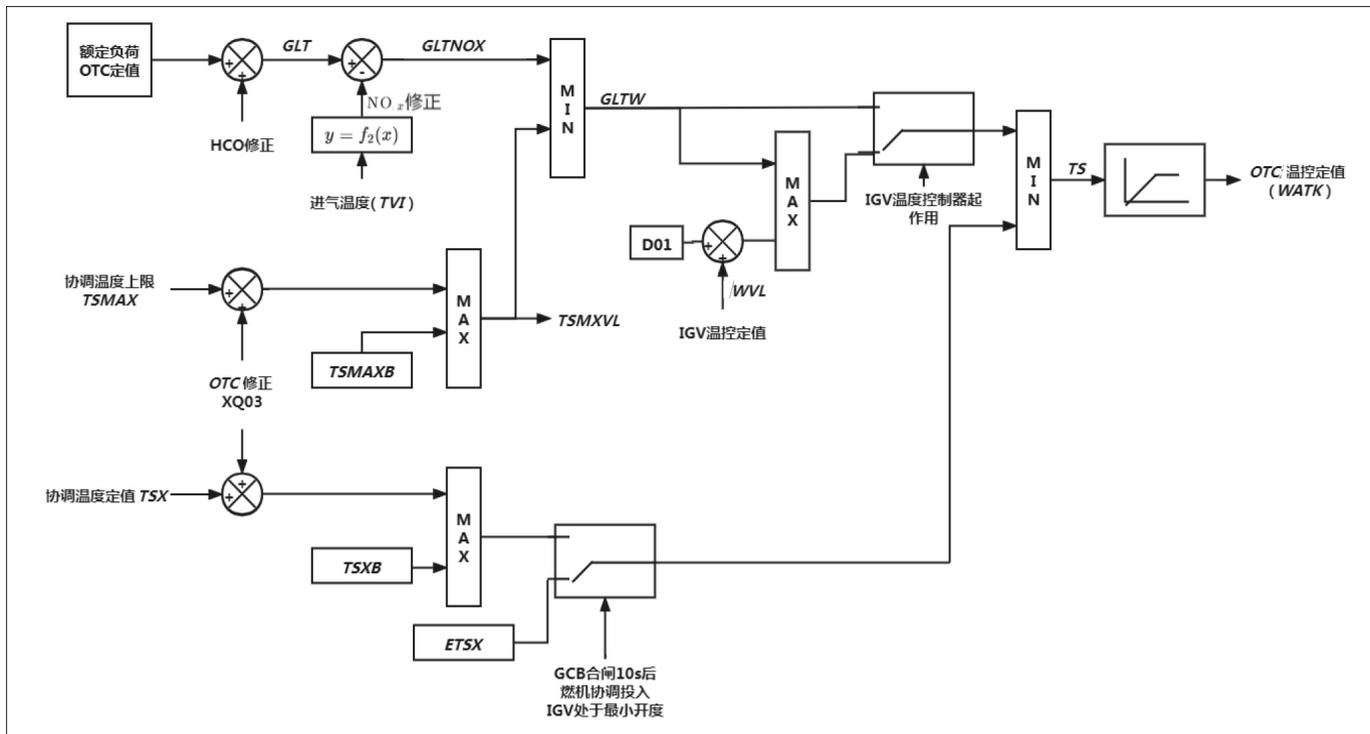


图5 OTC控制器排气温度设定值回路

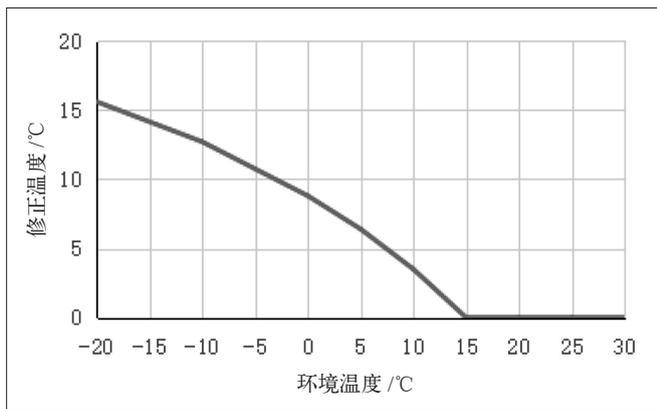


图6 不同环境温度条件下的温控基准修正曲线

温控基准值。环境温度高于15℃时，采用固定排烟温控基准，限制排烟温度，保护排烟通道受热部件安全。

西门子F级燃气轮机排烟温度测点位于透平排气出口，采用沿周向均布的24个三支K分度热电偶，其中A支备用，B、C两支用于排气温度计算。所有排烟温度测量信号求和除以48，所得结果作为燃气轮机的实际排烟温度；如果热电偶出现断路或短路，该点的信号用平均值来替代<sup>[17]</sup>。根据西门子燃气轮机的温控基准确定模式，透平实际排烟温度须进行相应修正才能与其控制基准比较，为此，西门子在其温度控制中引入中间变量OTC作为实际排烟温

度的修正值，修正过程中考虑压气机入口温度、燃气轮机转速和空气湿度等因素的影响。用此中间变量与温控基准相比以控制透平入口温度。中间变量OTC计算公式如式(23)所示：

$$\begin{aligned}
 &TOT + TVI \times k_{11} + TVI^2 \times k_{12} + TVI^3 \times \\
 &k_{13} + TVI^2 \times DNN \times k_{18} + TVI \times DNN \times \\
 &k_{16} + DNN \times k_{14} + TVI \times DNN^2 \times k_{17} + \\
 OTC = &DNN^2 \times k_{15} + \{ [DNN \times (TVI + a)^2 \times k_1 + \\
 &(TVI + a)^3 \times k_2] \times (TVI \times k_3 - b - DEW) / \\
 &(TVI - DEW + c) \}
 \end{aligned} \tag{23}$$

式中：TOT—透平出口平均温度；

TVI—压气机入口温度；

NT—燃气轮机转速；

DEW—进气露点温度；

$k_1 \sim k_3, k_{11} \sim k_{18}, a, b, c$ —常数；

$DNN = 1 - NT/50$ ，燃气轮机未并网时  $DNN = 0$ 。

西门子燃气轮机的简化温控回路如图7所示，OTC控制器温控定值和修正后的透平出口温度OTC分别与温度常数TTAGG相除，结果分别作为PID控制器的设定值(SP)和过程值(PV)，温控回路输出信号YATK进入主小选择器YMIN模块参与燃料供应调节。

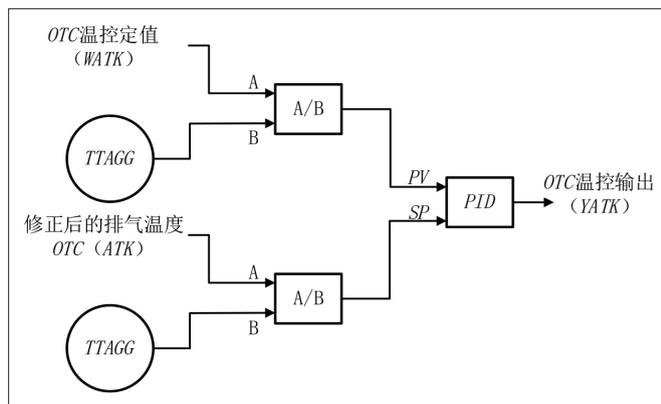


图7 西门子燃气轮机的简化温控回路

### 3 结语

燃气轮机温度控制作为主控系统的核心功能之一，有效保证了机组的安全高效运行。由于透平入口温度不能直接监测，目前多采用通过控制透平排烟温度方法达到间接控制透平入口温度的目的。根据燃气轮机工作原理可以建立透平排烟温度与入口温度二者之间的对应关系。为维持透平入口温度为定值，需要考虑膨胀比变化对排烟温度的影响。在基本负荷附近可通过小偏差、线性化处理建立基于压气机出口压力、环境温度和燃料量变化的温控基准偏置修正方法。

不同燃气轮机公司所采用的排烟温度控制策略并不相同。GE公司提供等排气温控线、压力偏置修正温控线、燃料行程基准偏置温控线，三者取小作为实际执行用温控基准；三菱公司温度控制包括叶片通道温度控制和排烟温度控制，排烟温度控制基准基于燃烧室壳体压力变化确定；西门子燃气轮机温控基准需要考虑HCO是否投入和环境温度变化的影响。GE和三菱公司直接根据热电偶测量信号计算燃气轮机实际排烟温度与温控基准比较；西门子公司采用中间变量OTC作为温度控制器的过程值。中间变量OTC是对实际排烟温度进行压气机入口温度、燃气轮机转速和环境湿度等修正后的结果。上述三家公司对温控偏差的计算基本相同，控制器输出均送至最小选环节参与机组燃料量的调整。

### 参考文献：

[1] 杨啊涛, 郭雄, 李海松, 等. 燃气轮机叶片热裂缺陷的

应力形成及演化研究[J]. 动力工程学报, 2021, 41(03): 189-194.

[2] 谢心喻, 鲁业明, 王晓放, 等. 基于不同压气机特性曲线预测方法的单轴燃气轮机动态性能仿真研究[J]. 热能动力工程, 2021, 36(03): 26-34.

[3] 任敬琦, 曹越, 桑懿谦, 等. H级重型燃气轮机建模与动态仿真[J]. 动力工程学报, 2018, 38(02): 98-104.

[4] 付忠广, 张辉. 电厂燃气轮机概论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2014: 155-157.

[5] 郭荣. 基于IGV控制的先进燃气轮机联合循环运行优化[J]. 动力工程学报, 2020, 40(06): 469-474.

[6] 肖旺, 黄大文, 刘功银, 等. 燃气轮机燃料控制系统中非线性特性对其性能的影响研究[J]. 动力工程学报, 2020, 40(04): 290-296.

[7] 肖俊峰, 李晓丰, 胡孟起, 等. 燃气轮机污染物排放影响因素相关性分析[J]. 热力发电, 2018, 47(10): 37-43.

[8] 富兆龙, 刘志勇, 张琨鹏, 等. PG9171E型燃气轮机温度控制分析[J]. 中国电力, 2015, 48(02): 31-37.

[9] 章昶, 任鑫. S109FA联合循环燃气轮机温度控制分析[J]. 燃气轮机技术, 2010, 23(01): 34-38.

[10] 深圳市广前电力有限公司. 燃气-蒸汽联合循环机组运行与检修. 热控分册[M]. 广州: 华南理工大学出版社, 2019: 108-109.

[11] 中国电机工程学会燃气轮机发电专业委员会, 深圳能源集团东部电厂. 大型燃气-蒸汽联合循环电厂培训教材. DIASYS/OVATION控制分册[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 2014: 142-143.

[12] 念小文. M701F燃气轮机BPT温度保护逻辑解读和优化[J]. 燃气轮机技术, 2021, 34(01): 55-59.

[13] 李建伟, 苏焯, 毛志伟, 等. 西门子SGT5-8000H级燃气轮机排气温度的控制[J]. 浙江电力, 2020, 39(03): 82-87.

[14] 许淼, 张立颖, 吴尚泽, 等. 西门子重型燃气轮机排气温度控制策略解析[J]. 东北电力技术, 2018, 39(09): 29-31.

[15] 田磊. 西门子重型燃气轮机闭环控制策略解析[J]. 燃气轮机技术, 2016, 29(01): 68-72.

[16] 林士兵, 戴云飞, 唐珠珠. SGT5-4000F型联合循环机组烟温控制浅析[J]. 自动化仪表, 2015, 36(01): 45-48.

[17] 北京能源投资集团有限公司, 西门子电站自动化有限公司, 西门子中国有限公司. 西门子燃气轮机控制系统解析[M]. 北京: 中国电力出版社, 2016: 100-108.