













































续表

余热锅炉型式	编号	燃气轮机参数	余热锅炉型联合循环参数	核算结果
双压无再热型余热锅炉	6	PG6561B 功率: 39620kW $\pi=12.2$ $t_3=1104^\circ\text{C}$ $t_4=532^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^c=0.3187$	S106B $P_{gt}=38300\text{kW}$ $P_{st}=22500\text{kW}$ , $\frac{P_{st}}{P_{gt}}=0.5875$ $\Sigma P=59800\text{kW}$ $\eta_{gt}^c=0.487$ 主蒸汽参数: 6.0MPa/512°C/0.7kPa/199°C	$\eta_{gt}=0.3068$ $\eta_h \eta_{st}=0.2694$ $\eta_{st}=0.3464$ $\eta_e=0.0164$ , $\frac{C \eta_{st}}{\eta_{gt}}=0.5874$ $\eta_h=0.7776$ $C=0.5203$ , $\frac{\eta_{gt}}{\eta_{gt}^c}=0.6300$
	7	V84.2 功率: 106180kW $\pi=10.8$ $t_3=1177^\circ\text{C}$ $t_4=548^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^c=0.3372$	GUD1.84.2 $P_{gt}=99000\text{kW}$ $P_{st}=56000\text{kW}$ , $\frac{P_{st}}{P_{gt}}=0.5657$ $\Sigma P=155000\text{kW}$ $\eta_{gt}^c=0.50$ 主蒸汽参数: 8.38MPa/510°C/0.72kPa/204°C/8.5kPa	$\eta_{gt}=0.3193$ $\eta_h \eta_{st}=0.2755$ $\eta_{st} \approx 0.3511$ $\eta_h=0.7846$ $\eta_e=0.016$ , $\frac{C \eta_{st}}{\eta_{gt}}=0.5659$ $C=0.5145$ , $\frac{\eta_{gt}}{\eta_{gt}^c}=0.6386$
	8	W251B11/12 功率: 49500kW $\pi=15.3$ $t_3=1177^\circ\text{C}$ $t_4=514^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^c=0.3226$	1. W251B $P_{gt}=48000\text{kW}$ $P_{st}=25000\text{kW}$ $\Sigma P=71500\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=0.5208$ $\eta_{gt}^c=0.478$	$\eta_{gt}=0.3143$ $\eta_h \eta_{st}=0.2476$ $\eta_h=0.77$ $\eta_{st}=0.3216$ $\frac{C \eta_{st}}{\eta_{gt}}=0.5208$ $\eta_e=0.02055$ $C=0.5090$ , $\frac{\eta_{gt}}{\eta_{gt}^c}=0.6575$
	9	W501D5A 功率: 120500kW $\pi=14.2$ $t_3=1177^\circ\text{C}$ $t_4=525^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^c=0.3468$	1. W501D5A $P_{gt}=117100\text{kW}$ $P_{st}=58500\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=0.4996$ $\Sigma P=172000\text{kW}$ $\eta_{gt}^c=6.504$	$\eta_{gt}=0.3361$ $\eta_h \eta_{st}=0.2631$ $\eta_h=0.775$ $\eta_{st}=0.3394$ $\eta_e=0.0205$ , $\frac{C \eta_{st}}{\eta_{gt}}=0.4996$ $C=0.4947$ , $\frac{\eta_{gt}}{\eta_{gt}^c}=0.6669$
	10	G13E2 功率: 165100kW $\pi=14.6$ $t_3=1100^\circ\text{C}$ $t_4=524^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^c=0.3574$	KA13E-2 $P_{gt}=2 \times 159300\text{kW}$ $P_{st}=167000\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=0.5242$ $\Sigma P=485600\text{kW}$ $\eta_{gt}^c=0.532$	$\eta_{gt}=0.3490$ $\eta_h \eta_{st}=0.2929$ $\eta_h=0.7745$ $\eta_{st}=0.3782$ , $\frac{C \eta_{st}}{\eta_{gt}}=0.5244$ $C=0.4847$ , $\frac{\eta_{gt}}{\eta_{gt}^c}=0.6560$

续表

余热锅炉形式	编号	燃气轮机参数	余热锅炉型联合循环参数	核算结果
双压无再热型余热锅炉	11	GT11N2 功率: 113700kW $\pi=15.1$ $t_3=1085^\circ\text{C}$ $t_4=524^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^c=0.3491$	KA11N2-1 $P_{gt}=112000\text{kW}$ $P_{st}=55000\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=0.4911$ $\Sigma P=167000\text{kW}$ $\eta_{cc}^c=0.509$	$\eta_{gt}=0.3414$ $\eta_h \eta_{st}=0.2649$ $\eta_h=0.7745$ $\eta_{st}=0.3420, \frac{C\eta_{st}}{\eta_{gt}}=0.4909$ $C=0.4902, \frac{\eta_{gt}}{\eta_{cc}^c}=0.6707$
双压再热型余热锅炉	12	PG923I (EC) 功率: 1692000kW $\pi=14.2$ $t_3=1204^\circ\text{C}$ $t_4=558^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^c=0.3491$	S109EC $P_{gt}=166600\text{kW}$ $P_{st}=96600\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=0.5798$ $\Sigma P=259300\text{kW}$ $\eta_{cc}^c=0.540$	$\eta_{gt}=0.3418$ $\eta_h \eta_{st}=0.3086$ $\eta_h=0.825$ $\eta_{st}=0.3740$ $\eta_e=0.0148, \frac{C\eta_{st}}{\eta_{gt}}=0.5799$ $C=0.5299, \frac{\eta_{gt}}{\eta_{cc}^c}=0.6330$
	13	V84.2 功率: 106180kW $\pi=10.8$ $t_3=1177^\circ\text{C}$ $t_4=548^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^c=0.3372$	GUD1.84.2 $P_{gt}=98500\text{kW}$ $P_{st}=58500\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=0.5939$ $\Sigma P=15700\text{kW}$ $\eta_{cc}^c=0.506$ 主蒸汽参数: 12.5MPa/510°C/2.86MPa/510°C/0.72MPa/232°C/8.5kPa	$\eta_{gt}=0.3175$ $\eta_h \eta_{st}=0.2866$ $\eta_h=0.8033$ $\eta_{st}=0.3567$ $\eta_e=0.016$ $C=0.586$ $\frac{\eta_{gt}}{\eta_{cc}^c}=0.6275, \frac{C\eta_{st}}{\eta_{gt}}=0.5937$
三压无再热型余热锅炉	14	V84.2 功率: 106180kW $\pi=10.8$ $t_3=1177^\circ\text{C}$ $t_4=548^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^c=0.3372$	GUD1.84.2 $P_{gt}=98500\text{kW}$ $P_{st}=58500\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=0.5939$ $\Sigma P=157000\text{kW}$ $\eta_{cc}^c=0.506$ 主蒸汽参数: 11.8MPa/510°C/2.72MPa/299°C/0.72MPa/204°C/8.5kPa	$\eta_{gt}=0.3175$ $\eta_h \eta_{st}=0.2866$ $\eta_h=0.8033$ $\eta_{st}=0.3569$ $\eta_e=0.016$ $C=0.5282$ $\frac{\eta_{gt}}{\eta_{cc}^c}=0.6273, \frac{C\eta_{st}}{\eta_{gt}}=0.6006$
	15	V84.2 功率: 106180kW $\pi=10.8$ $t_3=1177^\circ\text{C}$ $t_4=548^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^c=0.3372$	GUD1.84.2 $P_{gt}=98000\text{kW}$ $P_{st}=61000\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=0.6224$ $\Sigma P=159000\text{kW}$ $\eta_{cc}^c=0.513$ 主蒸汽参数: 12.5MPa/510°C/2.86MPa/510°C/0.72MPa/232°C/8.5kPa	$\eta_{gt}=0.3162$ $\eta_h \eta_{st}=0.2986$ $\eta_h=0.8315$ $\eta_{st}=0.3591$ $\eta_e=0.016$ $C=0.5480$ $\frac{\eta_{gt}}{\eta_{cc}^c}=0.6164, \frac{C\eta_{st}}{\eta_{gt}}=0.6224$

续表

余热锅炉形式	编号	燃气轮机参数	余热锅炉型联合循环参数	核算结果
三压无再热型余热锅炉	16	MS9001FA 功率: 255600kW $\pi=15.4$ $t_3=1288^\circ\text{C}$ $t_4=609.4^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^c=0.3690$	S109FA $P_{gt}=254100\text{kW}$ $P_{st}=141800\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=0.5580$ $\Sigma P=390800\text{kW}$ $\eta_{cc}^c=0.567$ 主蒸汽参数: 10.3MPa/538°C/2.4MPa/536°C/0.5MPa/275°C	$\eta_{gt}=0.3639$ $\eta_h \eta_{st}=0.3334$ $\eta_h=0.891$ $\eta_{st}=0.3742$ $\eta_e=0.01288$ $C=0.5426$ $\frac{\eta_{gt}}{\eta_{cc}^c}=0.6418, \frac{C\eta_{st}}{\eta_{gt}}=0.5581$
三压再热型余热锅炉	17	V94.3A 功率: 258000kW $\pi=17$ $t_3=1315.6^\circ\text{C}$ $t_4=568^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^c=0.3839$	GUD2.V94.3A $P_{gt}=2 \times 256000\text{kW}$ $P_{st}=275000\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=0.5371$ $\Sigma P=771000\text{kW}$ $\eta_{cc}^c=0.571$ 主蒸汽参数: 11.33MPa/550°C/3.03MPa/550°C/0.45MPa/233°C/5.8kPa	$\eta_{gt}=0.3715$ $\eta_h \eta_{st}=0.3318$ $\eta_h=0.88$ $\eta_{st}=0.3771$ $\eta_e=0.0203$ $C=0.5291$ $\frac{\eta_{gt}}{\eta_{cc}^c}=0.6506, \frac{C\eta_{st}}{\eta_{gt}}=0.5370$
	18	W501F 功率: 186500kW $\pi=15$ $t_3=1315.6^\circ\text{C}$ $t_4=590^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^c=0.3738$	1. W501F $P_{gt}=182500\text{kW}$ $P_{st}=97000\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=0.5315$ $\Sigma P=273500\text{kW}$ $\eta_{cc}^c=0.555$	$\eta_{gt}=0.3624$ $\eta_h \eta_{st}=0.3154$ $\eta_h=0.88$ $\eta_{st}=0.3584$ $\frac{C\eta_{st}}{\eta_{gt}}=0.5315$ $C=0.5374, \frac{\eta_{gt}}{\eta_{cc}^c}=0.6530$
	19	GT26 功率: 265000kW $\pi=30$ $t_3=1235^\circ\text{C}$ $t_4=640^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^c=0.3837$	KA-26-1 $P_{gt}=251000\text{kW}$ $P_{st}=142000\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=0.5657$ $\Sigma P=393000\text{kW}$ $\eta_{cc}^c=0.585$	$\eta_{gt}=0.3736$ $\eta_h \eta_{st}=0.3529$ $\eta_h=0.8962$ $\eta_{st}=0.3938$ $\frac{C\eta_{st}}{\eta_{gt}}=0.5658$ $C=0.5367, \frac{\eta_{gt}}{\eta_{cc}^c}=0.6386$
	20	V94.2A 功率: 189000kW $\pi=14$ $t_3=1177^\circ\text{C}$ $t_4=585^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^c=0.3529$	2S.V94.2A $P_{gt}=367000\text{kW}$ $P_{st}=230000\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=0.6267$ $\Sigma P=584500\text{kW}$ $\eta_{cc}^c=0.55$	$\eta_{gt}=0.3381$ $\eta_h \eta_{st}=0.3331$ $\eta_h=0.88$ $\eta_{st}=0.3785$ $\eta_e=0.0209, \frac{C\eta_{st}}{\eta_{gt}}=0.6267$ $C=0.5598, \frac{\eta_{gt}}{\eta_{cc}^c}=0.6147$

可以把表 14-3 中所示的余热锅炉型联合循环中各部套的特性参数  $\eta_{cc}^c$ 、 $\eta_{gt}$ 、 $\eta_h$ 、 $\eta_{st}$ 、 $\eta_h$ 、 $\eta_{st}$ 、 $P_{st}/P_{gt}$ 、 $\eta_{gt}/\eta_{cc}^c$  和  $C\eta_{st}/\eta_{gt}$  用图示形式表示为与燃气透平的进气温度  $t_3$  和排气温度  $t_4$  之间的关系, 如图 14-5~图 14-11 所示, 以便于分析。

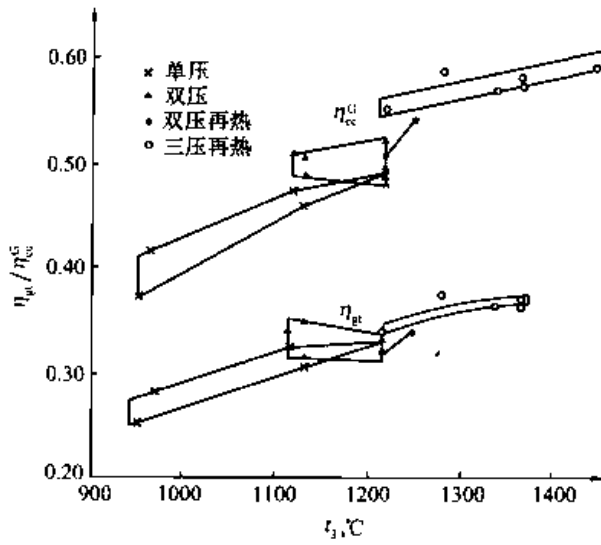


图 14-5  $\eta_{gt}^G, \eta_{gt}^S = f(t_3)$  关系曲线

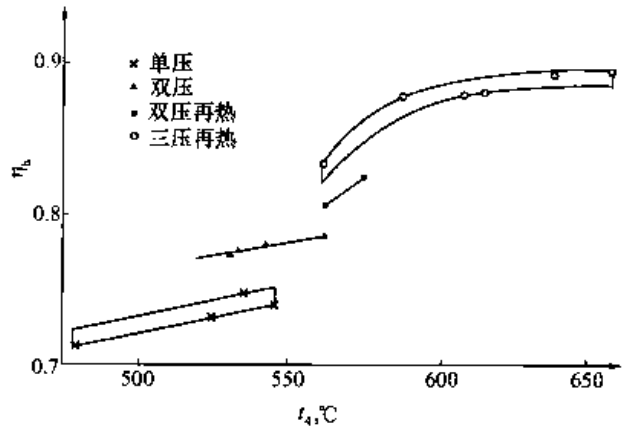


图 14-6  $\eta_n = f(t_4)$  的关系曲线

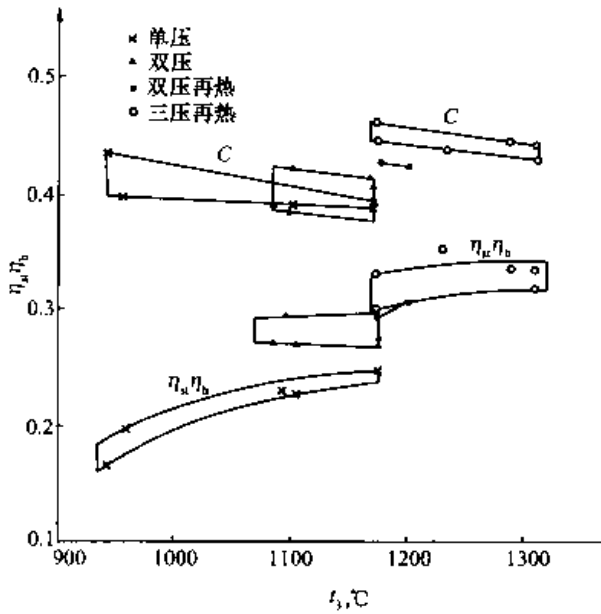


图 14-7  $\eta_n \eta_{st} = f(t_3)$  的关系曲线

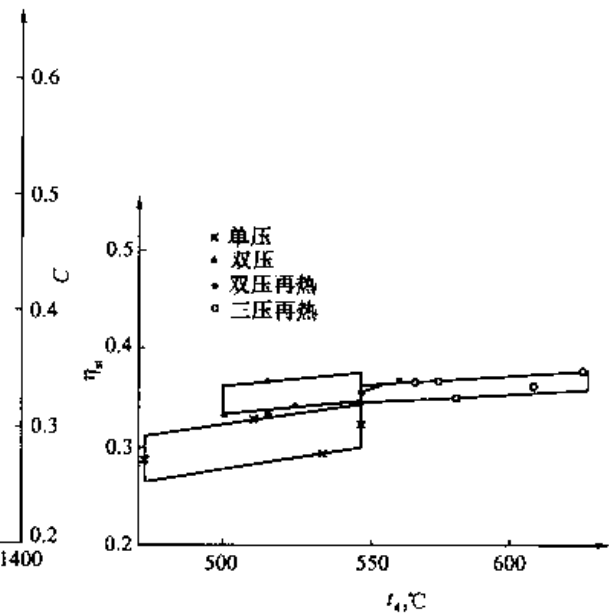


图 14-8  $\eta_{st} = f(t_4)$  的关系曲线

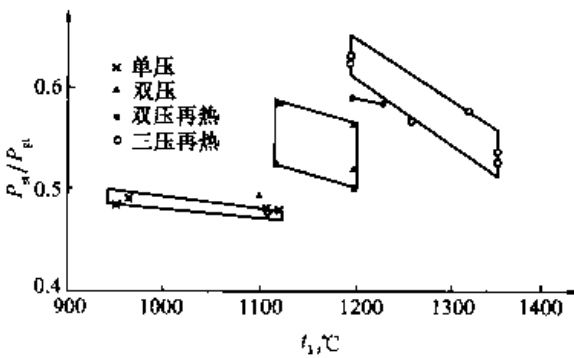


图 14-9  $P_{st}/P_n = f(t_3)$  关系曲线

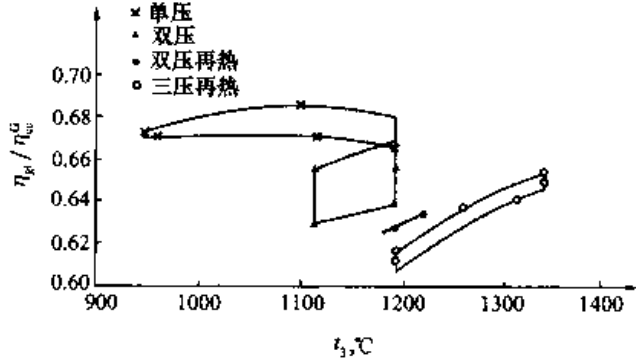


图 14-10  $\frac{\eta_{gt}^G}{\eta_{gt}^S} = f(t_3)$  关系曲线



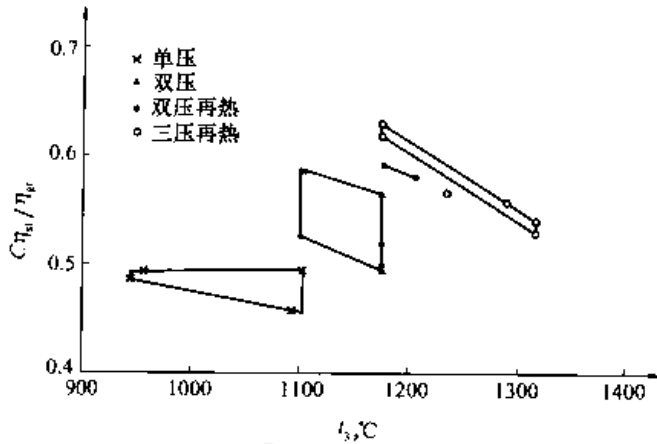


图 14-11  $\frac{C\eta_{st}}{\eta_{gt}} = f(t_3)$  关系曲线

再热的蒸汽循环、双压有再热的蒸汽循环、三压无再热的蒸汽循环以及三压有再热的蒸汽循环的联合循环方案时，发电效率将分别为 0.483、0.50、0.506、0.506 和 0.513；相应的发电功率分别为 150、155、157、157 和 159MW。其中以从单压蒸汽循环方案改为其他多压力级数的蒸汽循环方案时，效率和功率的相对增长率最为显著。

(2) 随着  $t_3$  的增高， $\eta_{gt}$  和  $t_4$  都将随之增高。当联合循环由单压蒸汽循环方案向双压和三压蒸汽循环方案转变时，在保证余热锅炉中的节点温差恒定不变的前提下，余热锅炉出口的燃气温度  $t_{A2}$  会有相当程度的降低。因而在余热锅炉型联合循环中，随着燃气初温  $t_3$  的增高并由单压蒸汽循环方案向多压力级蒸汽循环方案转变时，余热锅炉的当量效率  $\eta_h$  是不断增高的。从核算的数据中看，当联合循环燃用天然气时，单压蒸汽循环方案的  $\eta_h$  一般介于 0.70~0.75 之间（燃用重油时， $\eta_h$  可以降至 0.65 左右）；双压无再热的蒸汽循环方案中  $\eta_h \approx 0.75 \sim 0.78$ ；双压有再热的蒸汽循环方案中  $\eta_h \approx 0.80 \sim 0.82$ ；三压有再热的蒸汽循环方案中， $t_{A2}$  可以降低到 85~100°C，因而  $\eta_h$  可以升至 0.82~0.90。

(3) 由式 (14-21) 得知， $C = \left( \eta_{rl} - \frac{\eta_{gt}}{\eta_{mgt} \eta_{Cgt}} \right) \eta_h$ 。显然， $\left( \eta_{rl} - \frac{\eta_{gt}}{\eta_{mgt} \eta_{Cgt}} \right)$  项表示，当向燃气轮机供应 1 个单位的热能时，由燃气轮机排向余热锅炉的残余热能。而  $C$  值的物理意义表示，在上述能量的供应条件下，蒸汽系统从余热锅炉中吸取的热能。不言而喻，随着  $t_3$  和  $\eta_{gt}$  值的增高，供给余热锅炉的残余热能  $(\eta_{rl} - \eta_{gt})$  是不断减少的。但核算结果表明，当蒸汽的循环方案一定时， $C$  值将随  $t_3$  的增高而略有下降的趋势。这表示，此时  $(\eta_{rl} - \eta_{gt})$  的下降速率要比  $\eta_h$  的增长速率略大一些。但是，在同一个  $t_3$  或  $\eta_{gt}$  条件下，蒸汽循环方案向多压力级和再热化方向转化时， $C$  值却有一定程度的增高，即在多压力级和再热循环方案中，蒸汽系统从余热锅炉中吸取的热能是相对增高的。虽然，在同一个压力级和再热循环方案中，随着  $t_3$  值的增高， $C$  值仍会略有下降的趋势。这个现象正说明：当蒸汽循环的压力级数增高时，将为较大幅度地提高余热锅炉的当量效率  $\eta_h$  提供条件。

(4) 从图 14-8 中可以看出，随着  $t_4$ （也就是  $t_3$ ）的增高以及蒸汽循环方案向多压力级和再热化方向转变时，蒸汽轮机的循环有效效率  $\eta_{st}$  是不断增大的。这是由于随着  $t_4$  的增高，蒸汽循环中的主蒸汽参数可以随之提高，并有条件采用再热循环方式的缘故。

(5) 由于随着  $t_3$  的增高以及蒸汽循环方案的多压力级和再热化， $\eta_h$  和  $\eta_{st}$  都是随之增高的，因而  $\eta_{st} \eta_h$  的乘积必然也是随之增高的，如图 14-7 所示。

(6) 由图 14-9 可知，联合循环中蒸汽循环方案已定时，蒸汽轮机发电机轴端的功率  $P_{st}$  与燃气轮机发电机轴端的功率  $P_{gt}$  的比值  $P_{st}/P_{gt}$  将随燃气初温  $t_3$  的增高而有所降低。但是，当蒸汽循环方案由单压向多压力级和再热化方向转变时，蒸汽系统的  $C$  和  $\eta_{st}$  会有明显的突增（见图 14-7 和图 14-8）。由式 (14-26) 可知， $P_{st}/P_{gt}$  必将会有一个突然增大的过程。此后，当蒸汽循环方案再次恒定不变时，随着  $t_3$  的增高， $C$  值会有所降低， $\eta_{st}$  和  $\eta_{gt}$  值虽然都会有增长，但  $\eta_{gt}$  的增长速率则略大于  $\eta_{st}$  的增长速率（参见

由图 14-5~图 14-11 可知：

(1) 随着燃气轮机燃气初温  $t_3$  的增高，燃气轮机的循环有效效率  $\eta_{gt}$  和余热锅炉型联合循环的发电效率  $\eta_{st}$  将随之增高。当联合循环由单压蒸汽循环方案逐渐改为双压无再热的蒸汽循环方案、双压有再热的蒸汽循环方案以及三压有再热的蒸汽循环方案后，联合循环的发电效率  $\eta_{st}$  将有相当幅度的增高。当然，相应的发电功率也将随之增大。例如，表 14-3 中的实例 5、7、13、14 和 15 所示，同样一台 V84.2 燃气轮机在分别组成单压蒸汽循环、双压无再热的蒸汽循环、双压有再热的蒸汽循环、三压无再热的蒸汽循环以及三压有再热的蒸汽循环的联合循环方案时，发电效率将分别为 0.483、0.50、0.506、0.506 和 0.513；相应的发电功率分别为 150、155、157、157 和 159MW。其中从单压蒸汽循环方案改为其他多压力级数的蒸汽循环方案时，效率和功率的相对增长率最为显著。

图 14-5 和图 14-8), 致使  $P_{st}/P_{gt}$  的比值仍将随  $t_3$  的增高而逐渐减小, 即在联合循环中燃气轮机的功率  $P_{gt}$  将更加占主导地位。

(7) 显然, 参数  $\eta_{gt}/\eta_{cc}^f$  表征着在决定联合循环的发电效率时, 燃气轮机循环的有效效率  $\eta_{gt}$  所起的重要程度。由图 14-10 可知, 当联合循环中蒸汽循环方案已定时, 随着燃气初温  $t_3$  的增高,  $\eta_{gt}/\eta_{cc}^f$  是增长的, 当蒸汽循环方案由单压向多压力级和再热化方向转变时,  $\eta_{gt}/\eta_{cc}^f$  会有一个突降过程, 这是由于这种转变将改善蒸汽循环系统的工作条件, 致使  $\eta_{st}$  对  $\eta_{cc}^f$  的影响程度得以强化。此后, 当蒸汽循环方案再次恒定不变时, 随着  $t_3$  值的增大,  $\eta_{gt}/\eta_{cc}^f$  又将恢复不断增长的趋势。

(8) 参数  $C_{\eta_{st}}/\eta_{gt}$  的物理含义是: 在联合循环的发电效率  $\eta_{cc}^f$  中, 蒸汽循环贡献的有效效率份额  $C_{\eta_{st}}$  占燃气轮机贡献的有效效率份额  $\eta_{gt}$  的比例关系。由图 14-11 可知, 这个比值一般介于 0.48~0.63 范围内, 当蒸汽循环方案一定时,  $C_{\eta_{st}}/\eta_{gt}$  将随燃气初温  $t_3$  的增高而逐渐减小。当蒸汽循环方案向多压力级和再热化方向转变时,  $C_{\eta_{st}}/\eta_{gt}$  将会有有一个突跃增长, 这是由于蒸汽循环的效率有明显增长缘故。此后, 蒸汽循环方案再次恒定不变时, 该比值将再度随  $t_3$  的增高而渐趋减小。

通过以上核算, 我们能更具体地看到联合循环中各种部套的特性参数之间的匹配关系, 以及它们随燃气初温  $t_3$  和蒸汽循环方案的转变而变化的规律。同时也获得了现代实用的联合循环机组中这些特性参数的数值范围。

可见, 联合循环中蒸汽循环系统的主蒸汽参数与燃气透平的排气温度  $t_4$  以及蒸汽循环的方案密切相关, 不同制造厂家选取的参数会略有差异, 表 14-4、表 14-5 和表 14-6 中分别给出了 GE 公司和 Siemens 公司建议的参数, 可供参考。

表 14-4 GE 公司建议的单压和双压循环的蒸汽参数规范

项 目	循环形式		双压无再热循环			双压有再热的循环
	单压无再热循环					
蒸汽轮机功率 (MW)	全 部	$\leq 40$	$>40 < 60$	$\geq 60$		$>60$
主蒸汽压力 (MPa)	4.13	5.64	6.61	8.26		9.98
主蒸汽温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )	538*	538*	538*	538*		538
再热蒸汽压力 (MPa)						2.06~2.75
再热蒸汽温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )						538
二次蒸汽压力 (MPa)		0.55	0.55	0.55		0.55
二次蒸汽温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )						305

\* 如燃气轮机的排气温度低于  $568^{\circ}\text{C}$ , 则主蒸汽温度将比排气温度低  $30^{\circ}\text{C}$ 。

表 14-5 GE 公司建议的三压循环的蒸汽参数规范

项 目	循环形式			三压有再热的循环
	三压无再热循环			
蒸汽轮机功率 (MW)	$\leq 40$	$>40 < 60$	$\geq 60$	$>60$
主蒸汽压力 (MPa)	5.85	6.88	8.60	9.98
主蒸汽温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )	538*	538*	538*	538*
再热蒸汽压力 (MPa)				2.06~2.75
再热蒸汽温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )				538
中压蒸汽压力 (MPa)	0.69	0.83	1.07	2.06~2.75
中压蒸汽温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )	270	280	300	305
低压蒸汽压力 (MPa)	0.17	0.17	0.17	0.28
低压蒸汽温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )	160	170	180	260

\* 如燃气轮机的排气温度低于  $568^{\circ}\text{C}$ , 则主蒸汽温度将比排气温度低  $30^{\circ}\text{C}$ 。

表 14-6

Siemens 公司建议的蒸汽参数的规范

循环形式	蒸汽轮机 功率 (MW)	主 蒸 汽		再热蒸汽		二次蒸汽	
		压力 (MPa)	温度 (°C)	压力 (MPa)	温度 (°C)	压力 (MPa)	温度 (°C)
单压循环	30~200	4.0~7.0	480~540				
双压循环	30~300	5.5~8.5	500~565			0.5~0.8	200~260
三压有再热的循环	50~300	11.0~14.0	520~565	2.0~3.5	520~565	0.4~0.6	200~230

GE 公司在设计联合循环时,一般根据燃气轮机的排气温度  $t_4$  来选择蒸汽循环方案。当排气温度低于  $538^\circ\text{C}$  时,不宜采用再热循环方案,但它可以是单压的、双压的或者是三压的循环方案。当排气温度增高到  $593^\circ\text{C}$  时,则应考虑采用三压有再热的蒸汽循环方案。而且也只有当  $t_4 \geq 593^\circ\text{C}$ ,同时蒸汽轮机的功率较大时,才可以考虑把主蒸汽的参数提高到  $16.5\text{MPa}/565^\circ\text{C}$  的亚临界参数水平。

通常,余热锅炉出口的主蒸汽压力大约要比蒸汽轮机入口处的蒸汽压力高  $3\%$  左右,主蒸汽温度大约高  $3\sim 4^\circ\text{C}$ 。再热蒸汽的压力则要比从蒸汽轮机来的冷再热蒸汽的压力低  $12\%\sim 14\%$ ,再热蒸汽从余热锅炉出口到蒸汽轮机入口之间的温度大约也要下降  $2\sim 3^\circ\text{C}$ ,其压力降低也大约为  $2.5\%\sim 3\%$ 。当然,余热锅炉出口的主蒸汽温度与燃气轮机的排气温度  $t_4$  密切相关。通常,主蒸汽温度要比  $t_4$  低  $25\sim 40^\circ\text{C}$ 。中压蒸汽的温度和低压蒸汽的温度则比它们各自在余热锅炉中上游方向的燃气温度低  $11^\circ\text{C}$  左右。

在核算中我们应用的计算关系式如下:

$$\eta_{cc}^G = \eta_{gt} \left( 1 + \frac{P_{st}}{P_{gt}} \right) \quad (14-46)$$

$$\eta_{cc}^G = \eta_{gt} + \left( \eta_{r1} - \frac{\eta_{gt}}{\eta_{mgt} \eta_{cgrt}} \right) \eta_h \eta_{st} \quad (14-47)$$

$$\eta_h = \frac{t_4 - t_{A2}}{t_4 - t_1} \quad (14-48)$$

$$C \eta_{st} = \frac{P_{st}}{P_{gt}} \eta_{gt} \quad (14-49)$$

在得知  $P_{st}/P_{gt}$  的前提下,可应用式 (14-46) 计算  $\eta_{gt}$ 。合理假定  $\eta_{r1}$ 、 $\eta_{mgt}$  和  $\eta_{cgrt}$ ,在已知  $\eta_{cc}^G$  和  $\eta_{gt}$  的前提下,应用式 (14-47) 计算  $\eta_h \eta_{st}$ 。在已知  $t_4$  并合理假定  $t_{A2}$  后,应用式 (14-48) 可以计算  $\eta_h$ ,进而根据已求得的  $\eta_h \eta_{st}$ ,求解  $\eta_{st}$ 。最后可利用式 (14-49) 求解  $C$ 。其他特性参数的核算则是显而易见的,勿庸赘述。

下面,再通过某些具体示例的计算,来揭示补燃式余热锅炉型联合循环的特性参数。计算结果见表 14-7。

表 14-7

有关补燃式余热锅炉型联合特性参数的计算结果

编号	燃气轮机	非补燃式 联合循环参数	补燃式联合循环参数	评 价
1	V93 $t_3 = 800^\circ\text{C}$ $t_4 = 395^\circ\text{C}$	$\eta_{cc}^G \approx 0.38 \sim 0.39$	$t_3 = 800^\circ\text{C}$ $t_4 = 395^\circ\text{C}$ $P_{gt} = 55600\text{kW}$ $P_{st} = 362900\text{kW}$ $P_{\Sigma} = 418500\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt} = 6.527$ $\eta_{cc}^G = 0.42$ $A = 3.67$ $\eta_{gt} = 0.2606$ $\eta_{st} = 0.4098$ $\eta_h = 0.721, C = 4.1505$ 主蒸汽参数: $18\text{MPa}/530^\circ\text{C}$	德国 Gersteinwerk 电厂实际使用的补燃式联合循环机组,它使机组功率增大了 7.527 倍,采用亚临界参数的蒸汽循环系统,使电厂 $\eta_{cc}^G$ 提高到 0.42,略高于不补时的 $\eta_{cc}^G \approx 0.38 \sim 0.39$

续表

编号	燃气轮机	非补燃式联合循环参数	补燃式联合循环参数	评 价
2	GTG-45 功率: 54000kW $\pi=7.8$ $t_3=900^\circ\text{C}$ $t_4=465^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^i=0.2799$	GTG-45CC $P_{gt}=54000\text{kW}$ $P_{st}=27000\text{kW}$ $\Sigma P=81000\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=0.500$ $\eta_{cc}^i=0.40$ $\eta_{gt}=0.2700$	$t_3=900^\circ\text{C}$ $t_4\approx 465^\circ\text{C}$ $P_{gt}=53500\text{kW}$ $P_{st}=268500\text{kW}$ $\Sigma P=322000\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=5.0186$ $\eta_{cc}^i=0.4245$ $A=2.79$ $\eta_{gt}=0.2673$ $\eta_{st}=0.4098$ $\eta_h=0.72, C=3.2735$ 主蒸汽参数: 假定与德国 Gersteinwerk 电厂取得一样, 即 18MPa/530°C	采用补燃方法是可行的。在选用亚临界参数的单压蒸汽系统后 (其 $\eta_{st}=0.4098$ ), 补燃式联合循环的发电效率 $\eta_{cc}^i=0.4245 > \eta_{cc}^i=0.40$
3	PG3002J 功率: 10200kW $\pi=7.2$ $t_3=943^\circ\text{C}$ $t_4=526^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^i=0.2528$	Scotstag 103J $P_{gt}=9760\text{kW}$ $P_{st}=4740\text{kW}$ $\Sigma P=14500\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=0.4857$ $\eta_{cc}^i=0.372$ $\eta_{st}=0.2265$ $\eta_{gt}=0.2504$	$t_3=943^\circ\text{C}$ $t_4\approx 526^\circ\text{C}$ $P_{gt}=9600\text{kW}$ $P_{st}=47120\text{kW}$ $\Sigma P=56720\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=4.9083$ $\eta_{cc}^i=0.4226$ $A=2.5$ $\eta_{gt}=0.2504$ $\eta_{st}=0.4098$ $\eta_h=0.72, C=2.991$ 主蒸汽参数: 假定与德国 Gersteinwerk 电厂同, 即 18MPa/530°C	采用补燃方法是可行的, 即使采用亚临界参数的单压蒸汽系统 ( $\eta_{st}=0.4098$ ), 补燃式联合循环的发电效率 $\eta_{cc}^i$ 仍可大于非补燃式的 $\eta_{cc}^i$
4	PG5001PA 功率: 26300kW $\pi=10.2$ $t_3=957^\circ\text{C}$ $t_4=483^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^i=0.2887$	Scotstag 105P $P_{gt}=25700\text{kW}$ $P_{st}=12500\text{kW}$ $\Sigma P=38200\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=0.4864$ $\eta_{cc}^i=0.419$ $\eta_{st}=0.2773$ $\eta_{gt}=0.2819$	$t_3=957^\circ\text{C}$ $t_4\approx 483^\circ\text{C}$ $P_{gt}=25100\text{kW}$ $P_{st}=104740\text{kW}$ $\Sigma P=129840\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=4.1729$ $\eta_{cc}^i=0.4289$ $A=2.4$ $\eta_{gt}=0.2819$ $\eta_{st}=0.4098$ $\eta_h=0.7115, C=2.8705$ 主蒸汽参数: 假定与德国 Gersteinwerk 电站同, 即 18MPa/530°C	当采用亚临界参数的单压蒸汽系统 ( $\eta_{st}=0.4098$ ) 时, 补燃式联合循环的发电效率 $\eta_{cc}^i=0.4289$ , 它要比非补燃联合循环的 $\eta_{cc}^i$ 略高, 因而采用补燃方式仍然是合适的
5	PG6541B 功率: 38340kW $\pi=11.8$ $t_3=1104^\circ\text{C}$ $t_4=539^\circ\text{C}$ $\eta_{gt}^i=0.3143$	JBS 206B $P_{gt}=2 \times 36700\text{kW}$ $P_{st}=35100\text{kW}$ $\Sigma P=108500\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=0.4782$ $\eta_{cc}^i=0.4594$ $\eta_{st}=0.03007$ $\eta_{gt}=0.3077$ 主蒸汽参数: 4.1MPa/ 450°C/7.1kPa	$t_3=1104^\circ\text{C}$ $t_4=539^\circ\text{C}$ $P_{gt}=34300\text{kW}$ $P_{st}=108730\text{kW}$ $\Sigma P=143030\text{kW}$ $P_{st}/P_{gt}=3.1770$ $\eta_{cc}^i=0.4432$ $A=1.9$ $\eta_{gt}=0.3077$ $\eta_{st}=0.4098$ $\eta_h=0.7552, C=2.3835$ 主蒸汽参数: 假定与德国 Gersteinwerk 电站相同, 即 18MPa/530°C	当采用亚临界参数的单压系统 ( $\eta_{st}=0.4098$ ) 时, 补燃式联合循环的发电效率 $\eta_{cc}^i=0.4432$ , 它要比非补燃联合循环的 $\eta_{cc}^i$ 低, 因而采用补燃方式反而是不合适的。进一步计算得知, 为了使 $\eta_{cc}^i=\eta_{cc}^i$ , 就必须采用更高 $\eta_{gt}$ 的汽轮机系统。由式 (14-44) 可得: 当 $A=1.9$ 时, $\eta_{gt}=0.4295$ ; $A=1.5$ 时, $\eta_{gt}=0.4226$ ; $A=1.1$ 时, $\eta_{st}=0.4123$ 。这些 $\eta_{gt}$ 均已达到或超出超临界参数蒸汽循环所能达到的水平, 因而 PG6541B 机组只宜与超临界参数蒸汽系统组成补燃式联合循环, 否则将得不偿失

通过以上计算,可以看出:

(1) 对于燃气轮机的循环有效效率  $\eta_{st}$  达到 0.30 左右的机组来说,只有在采用单压超临界参数的蒸汽循环系统时,才勉强允许改造成为补燃式的联合循环,那时  $\eta_{cc}^i$  大体上与非补燃的单压蒸汽循环方案的联合循环  $\eta_{cc}^i$  相当,否则  $\eta_{cc}^i$  将永远小于  $\eta_{cc}^i$ 。由此可见,  $\eta_{st} \geq 0.30$  左右的燃气轮机不宜组成补燃方案的、以纯发电为目的联合循环,否则在热效率方面将得不偿失。当然,对于热电联产型的联合循环来说,并不一定受此限制,因为在这种情况下,补燃方式有利于改善热电负荷灵活匹配和调节的自由度。

(2) 相对于具有双压蒸汽循环方案或多压蒸汽循环方案的非补燃式的联合循环来说,由于  $\eta_{cc}^i$  相应增高,  $\eta_{st} \approx 0.30$  的燃气轮机在组成补燃式的联合循环时,为了保证  $\eta_{cc}^i = \eta_{cc}^i$ ,就必须将超临界参数的蒸汽循环系统相应地改为双压或多压力级(包括再热)式的。显然,单压的超临界蒸汽循环系统已无法满足要求。

(3) 随着燃气初温  $t_3$  的增高,燃气透平排气中的含氧量将随之减少,允许补燃的燃料的比例倍率  $A$  必将相应减小,即  $C$  值减小很多,致使  $P_{st}/P_{gt}$  有较大幅度的降低。这意味着用补燃方式增大机组功率的效应在衰减之中。

### 第七节 某些重要的推论

由以上推导已知,对于非补燃式余热锅炉型联合循环来说,其热效率的数学关系式为供电效率

$$\begin{aligned} \eta_{cc}^N &= (\eta_{gt} + C\eta_{st})(1 - \eta_e) \\ &= \eta_{gt} \left( 1 + \frac{P_{st}}{P_{gt}} \right) (1 - \eta_e) \\ &= \left[ \eta_{gt} + \left( \eta_{r1} - \frac{\eta_{gt}}{\eta_{mgt} \eta_{cgt}} \right) \eta_h \eta_{st} \right] (1 - \eta_e) \end{aligned} \quad (14-50)$$

由式(14-50)可以清楚地看到,在设计联合循环时,当燃气轮机已经选定后,倘若不考虑余热锅炉结构的少量差异(注:由于  $T_{A2}$  不同,会使余热锅炉的总受热面积略有差别)而引起的流阻损失的微量影响,即认为  $\eta_{gt}$ 、 $\eta_{r1}$ 、 $\eta_{mgt}$ 、 $\eta_{cgt}$ 、 $p_{gt}$  和  $T_4$  恒定不变,同时忽略厂用电耗率  $\eta_e$  可能发生的微量变化,那么,为了使联合循环的供电效率  $\eta_{cc}^N$  最大,就应该使所选配余热锅炉的当量效率  $\eta_h$  与蒸汽轮机循环有效效率  $\eta_{st}$  的乘积  $\eta_h \eta_{st}$  为最大。也就是说,应该使在蒸汽轮机发电机轴端测定的功率  $P_{st}$  为最大。

显然,我们可以根据  $\eta_h \eta_{st}$  的乘积为最大,或使  $P_{st}$  为最大这个原则来确定余热锅炉和蒸汽轮机中使用的蒸汽的主要参数。这样,才能保证所设计的非补燃式联合循环的供电效率为最佳。这就是在设计联合循环时,当燃气轮机已经选定后,优化选择余热锅炉与蒸汽轮机参数匹配关系的理论依据。

但是,在设计一种新型的燃气—蒸汽联合循环时,倘若燃气轮机本体也允许重新优化设计(而不是从现成的燃气轮机型号中选用),那么,该如何来优化选择燃气轮机的最佳压缩比  $\pi_{\eta, \max}$ ,以确保由此组成的联合循环的  $\eta_{cc}^i$  为最大呢?

根据燃气轮机原理可知,当燃气轮机的主要参数(如温比  $\tau$ 、压气机的等熵效率  $\eta_c$ 、燃烧效率  $\eta_{r1}$ 、透平的等熵效率  $\eta_T$ 、燃气轮机的流阻参数  $\phi = \frac{1}{v}$  等)已经选定后,燃气轮机循环的有效效率  $\eta_{gt}$  只是压气机压缩的  $\pi$  的函数,即  $\eta_{gt} = f(\pi)$ 。当然  $C\eta_{st}$  也是  $\pi$  的函数,即  $C\eta_{st} = f(\pi)$ ,因而根据使  $(\eta_{gt} + C\eta_{st})$  为最大的原则,必然可以确定出一个最佳的压缩比  $\pi_{\eta, \max}$ ,那时能够确保由此组成的联合循环的  $\eta_{cc}^i$  为最大。当然,这个  $\pi_{\eta, \max}$  值也就是拟重新设计的新燃气轮机应该选定的最佳压缩比。

图 14-12~图 14-14 所示为某计算实例中  $C = f(\pi)$ 、 $C\eta_{st} = f(\pi)$ 、 $\eta_{gt} = f(\pi)$ 、 $\eta_{cc}^i = f(\pi)$ 、蒸汽透平的比功  $W_{st} = f(\pi)$  以及联合循环的比功  $(W_{gt} + W_{st}) = f(\pi)$  的变化规律。

由此可见:

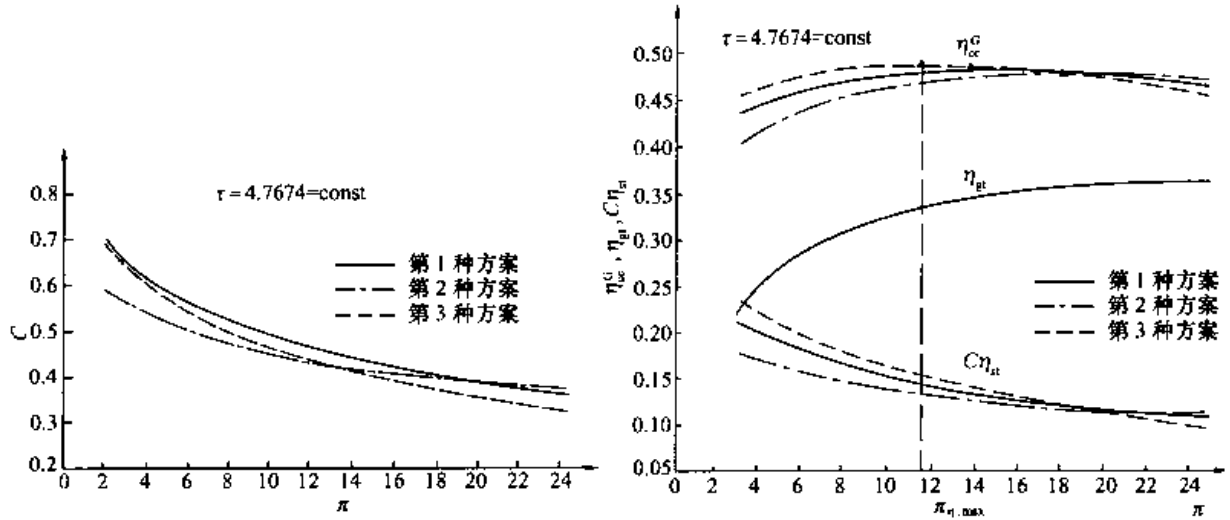


图 14-12 三种蒸汽配置方案中  $C=f(\pi)$  的关系曲线 图 14-13 三种蒸汽配置方案中  $C\eta_{st}=f(\pi)$ 、 $\eta_{st}=f(\pi)$  和  $\eta_{cc}^G=f(\pi)$  的关系曲线

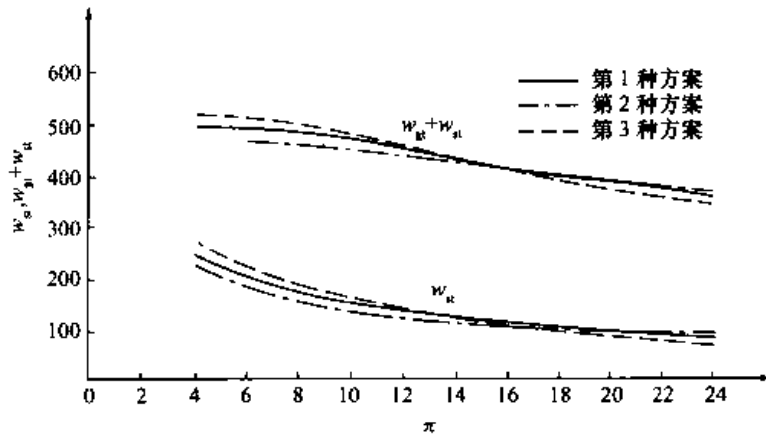


图 14-14 三种蒸汽配置方案中  $W_{st}=f(\pi)$  和  $(W_{st}+W_g)=f(\pi)$  的关系曲线

(1) 在所研究的三种蒸汽配置方案中， $C$  值均随  $\pi$  的增大而逐渐减小。这正意味着在低压缩比  $\pi$  条件下，联合循环中的蒸汽轮机系统能够从燃气透平的排气中回收到较多的余热能量，这将有利于改善低压缩比条件下联合循环的总体效率。

(2) 图 14-13 显示了  $C\eta_{st}$  随  $\pi$  的增高而不断减小的趋势。这正表示在低压缩比  $\pi$  条件下， $\eta_{st}$  虽然比较低，但由于  $C\eta_{st}$  较高因而两者的叠加结果将使联合循环的总体效率  $\eta_{cc}^G$  随  $\pi$  的改变而变化的趋势比较平缓，其最终结果将可以使与联合循环发电效率的最大值  $\eta_{cc, \max}^G$  相对应的最佳压缩比值  $\pi_{\eta, \max}$  要比简单循环燃气轮机者降低很多。

(3) 图 14-13 还显示在联合循环中，蒸汽系统的配置方案对于  $\eta_{cc}^G$  和  $\pi_{\eta, \max}$  是很有影响的。凡是  $C\eta_{st}$  随压缩比  $\pi$  的改变而变化的斜率越陡的方案（如图 14-13 所示的第 3 种方案），均能使  $\pi_{\eta, \max}$  值下降，并能提高与之相对应的  $\eta_{cc, \max}^G$  值。在所计算的三种方案中，与第 3 种方案相对应的  $\eta_{cc, \max}^G = 0.4873$ ， $\pi_{\eta, \max} = 12$ ；与第 1 种方案相对应的  $\eta_{cc, \max}^G = 0.4819$ ， $\pi_{\eta, \max} = 14$ ；与第 2 种方案相对应的  $\eta_{cc, \max}^G = 0.4769$ ， $\pi_{\eta, \max} = 18$ 。由此可见  $\eta_{st} = \text{const}$ ， $t_{A2} = \text{const}$  的蒸汽配置方案将会减小联合循环的  $\eta_{cc, \max}^G$ ，并使相应的  $\pi_{\eta, \max}$  值增高。此外还可以推断，当同样一台燃气轮机 [即  $\eta_{gt} = f(\pi)$  的变化规律已确定时] 在配置多压力级（甚至有再热方式的）余热锅炉和蒸汽轮机时，由于在同一个  $\pi$  条件下  $C$  和  $\eta_{st}$ （即  $C\eta_{st}$  值）都能增高，因而这种措施必然可以提高联合循环的  $\eta_{cc, \max}^G$ ，并使  $\pi_{\eta, \max}$  值降低。

(4) 如图 14-14 所示, 蒸汽轮机的比功  $W_{st}$  与联合循环的总比功 ( $W_{st} + W_{gt}$ ) 随  $\pi$  的增高总是单调地下降的, 它不会像燃气轮机的比功  $W_{gt}$  那样出现一个最佳值, 以及与之相对应的最佳压缩比  $\pi_{w, \max}$ 。也就是说, 在联合循环中只存在一个与  $\eta_{cc}^i$  最大值相对应的最佳压缩比  $\pi_{\eta, \max}$ , 而不会出现与 ( $W_{st} + W_{gt}$ ) 相对应的最佳压缩比  $\pi_{w, \max}$  这个参数。

(5) 通常, 由航机改装的联合循环机组的效率一般都比较低, 这是由于航机的压缩比较高, 它已超过了能使  $\eta_{cc}^i$  趋于最佳的  $\pi_{\eta, \max}$  的缘故。较高的压缩比正意味着燃气轮机的排气温度  $t_4$  低, 故蒸汽系统的参数不能选得很高, 致使  $C\eta_{st}$  随压缩比  $\pi$  的增高会有较大幅度减小的趋势, 这样将会发生联合循环的效率  $\eta_{cc}^i$  比较低的现象。

## 本章小结

(1) 本章推导出了用以表示燃气轮机联合循环供电效率与功率比的计算关系式, 使我们能更清楚地认识, 有补燃的和无补燃的燃气轮机联合循环的物理本质, 并能预估供电效率的大小。

(2) 式 (14-42) 和式 (14-43) 中给出了有补燃的和无补燃的联合循环中多种影响因素  $\eta_{gt}$ 、 $\eta_{st}$ 、 $\eta_h$ 、 $\eta_{mGt}$ 、 $\eta_{r1}$ 、 $\eta_{r2}$ 、 $\eta_e$  和  $A$  对机组供电效率  $\eta_{ccf}^N$  和  $\eta_{cc}^N$  的影响关系。在有补燃的联合循环中, 影响严重程度的次序应该是  $\eta_{st}$ 、 $\eta_{r2}$ 、 $\eta_{r1}$ 、 $\eta_{gt}$  或  $\eta_h$ 、 $\eta_{mGt}$ 、 $\eta_e$  或  $A$ 。在无补燃的联合循环中, 影响的次序则应该是  $\eta_{r1}$  或  $\eta_{gt}$ 、 $\eta_{st}$  与  $\eta_h$ 、 $\eta_{mGt}$  和  $\eta_e$ 。它们对于优化选择联合循环的各项性能参数有指导作用。

(3) 采用有补燃的燃气轮机联合循环的目的是: ①增大整机的功率。②提高蒸汽轮机的初参数。希望能在一定条件下增高  $\eta_{ccf}^N$ 。③改善联合循环的变工况特性。只有当蒸汽轮机的  $\eta_{st}$  提高到式 (14-44) 所示水平后, 有补燃的联合循环的热效率  $\eta_{ccf}^N$  才能与无补燃的联合循环的效率  $\eta_{cc}^N$  相同。燃气轮机的燃气初温  $t_3 > 1100^\circ\text{C}$  后, 除了采用超临界参数的蒸汽轮机, 否则,  $\eta_{ccf}^N < \eta_{cc}^N$ 。因而除了热电联产机组外, 目前已很少再采用有补燃的燃气轮机联合循环方案。

(4) 本章中对某些成熟的燃气轮机及其联合循环的性能参数进行了核算, 使读者能更具体地掌握联合循环机组中各部套的特性参数  $\eta_{cc}^i$ 、 $\eta_{gt}$ 、 $\eta_{st}$ 、 $\eta_h$  与  $P_{st}/P_{gt}$ 、 $\eta_{gt}/\eta_{cc}^i$ 、 $C\eta_{st}/\eta_{gt}$  之间的匹配关系, 以及它们随燃气透平初温  $t_3$  和蒸汽循环方式的转变而变化的规律。

# 第十五章

## 联合循环中使用的余热锅炉<sup>[87]</sup>

### 第一节 概 述

余热锅炉是燃气—蒸汽联合循环中的一个重要换热设备，它回收燃气轮机的排气余热，借以产生蒸汽来推动蒸汽轮机做功。

众所周知：简单循环燃气轮机的排气温度是相当高的（一般在 400~600℃ 之间），且燃气工质的流量又非常大（对于功率较大的机组，燃气流量往往在 300kg/s 以上），因而，这股排气蕴藏着大量的能量。倘若在燃气轮机的后面安装一台余热锅炉，利用燃气透平高温排气中的余热来加热蒸汽轮机系统的给水，使其产生高温高压的水蒸气，进而送到蒸汽轮机中去做功，这样就能多发一部分机械功，不仅能增大机组的功率，而且能提高燃料的化学能与机械能之间的转化效率。这就是余热锅炉型燃气—蒸汽联合循环方案的创意基础。

表 15-1 中给出了某些发电用简单循环燃气轮机及其联合循环机组功率和效率的对比关系。

表 15-1 某些简单循环燃气轮机及其联合循环机组功率和效率的对比关系<sup>[88]</sup>

	型 号	燃气轮机进气 温度, ℃	燃气轮机空 气流量, kg/s	燃气轮机排 气温度, ℃	简单循环 机组功率, MW	简单循环 机组效率, %	联合循环 机组功率, MW	联合循环 机组效率, %
E 型 机 组	PG9171E/S109E	1124	417.8	542.8	126.10	33.79	189.2	52.0
	M701D/MPCP (M701D)	1250**	440.9	542.2	144.09	34.75	212.5	51.4
	V94.2/1. V94.2	1105	508.9	547.2	159.40	34.29	239.4	52.2
	GT13E2/KA13E2.2		532.0	524.0	165.10	35.69	480.0*	52.9
F 型 机 组	PG9351FA/S109FA	1327	640.5	602.2	255.60	36.89	390.8	56.7
	M701F/MPCP1 (M701F)	1400**	650.9	586.1	270.30	38.21	397.7	57.0
	V94.3A/1S. V94.3A	1310	655.9	584.4	265.9	38.60	392.2	57.3
	GT26/KA26-1	1235	607.4	615.0	263.0	37.00	392.5	56.3

\* 是“2+2+1”多轴布置方案的联合循环机组。

\*\* 是透平第一级静叶前的燃气温度。

由表 15-1 所示数据可知：当简单循环燃气轮机加装余热锅炉和蒸汽轮机而组合成为余热锅炉型的联合循环机组后，机组的总发电容量和热效率都有大幅度提高。一般来说，在不增加燃料耗量的前提下，机组的发电容量和热效率可相对增高 50% 左右。

通常，余热锅炉的受热面是由省煤器、蒸发器、过热器以及联箱和锅筒等换热管簇和容器等组成的，如图 15-1 所示。在有再热的蒸汽循环中，可以加装再热器。在省煤器中，完成对锅炉给水的预热任务，使给水温度升高到接近于饱和温度的水平；在蒸发器中，使给水相变成为饱和蒸汽；在过热器中，饱和蒸汽被加热升温成为过热蒸汽；在再热器中，再热蒸汽被加热升温到所设定的再热温度。

为了使燃气轮机的排气余热能够在余热锅炉中被充分利用，应尽可能地降低排气离开余热锅炉时的温度水平。但排气温度是不可能降得很低的，因为在余热锅炉的设计中，总得保证锅炉给水的饱和蒸发段的起始点  $\gamma$  与燃气侧之间具有一定的温差  $\delta$ （通称为“节点温差”），如图 15-2 所示，否则余热锅炉的



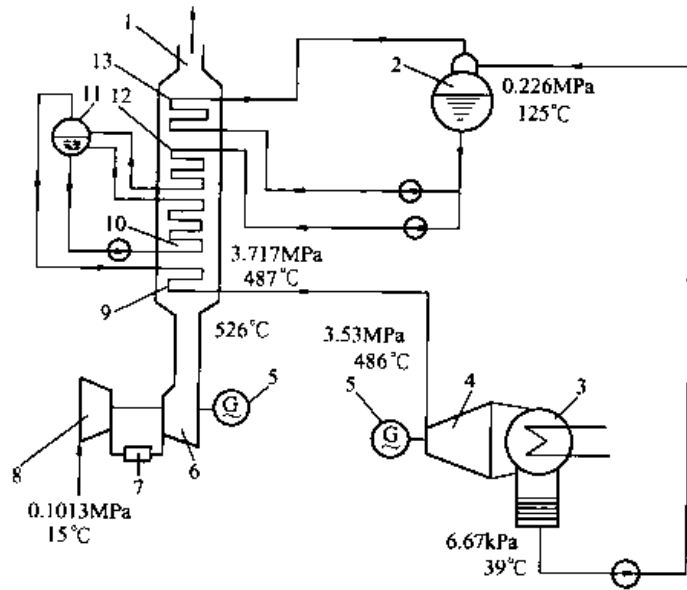


图 15-1 余热锅炉的汽水系统

- 1—余热锅炉；2—除氧器；3—凝汽器；4—蒸汽透平；5—发电机；6—燃气透平；7—燃烧室；  
8—压气机；9—高压过热器；10—高压蒸发器；11—锅筒；12—高压省煤器；13—低压蒸发器

受热面面积将增至无穷大。

在单压余热锅炉中，仅能把排气温度  $t_{A2}$  降低到  $160\sim 200^\circ\text{C}$  左右。为进一步降低温度  $t_{A2}$ ，以充分利用燃气的余热，在设计余热锅炉时，可以采用双压或三压的汽水系统。此时，余热锅炉中将产生两种或三种压力水平的过热蒸汽供蒸汽透平使用。在这种情况下，燃气轮机的排气温度和余热锅炉中给水以及蒸汽的温度与换热量之间的变化关系，如图 15-3 所示。

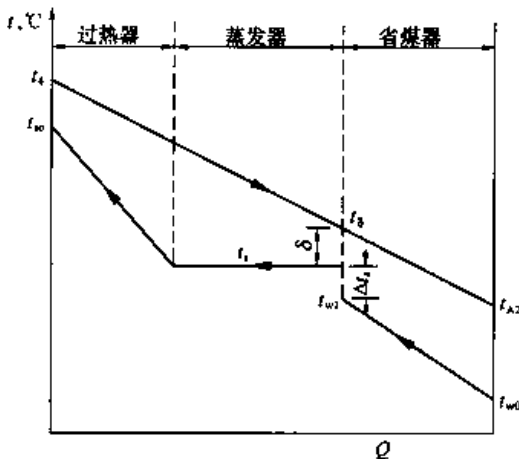


图 15-2 在单压余热锅炉中换热量  $Q$  与燃气和汽水温度  $t$  的关系

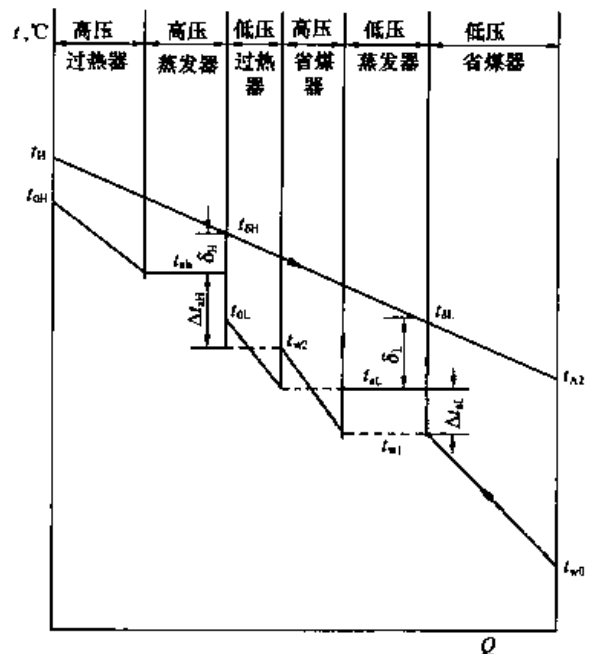


图 15-3 在双压余热锅炉中  $Q=f(t)$  的变化关系

这种措施可以把余热锅炉的排气温度  $t_{A2}$  降低到  $110\sim 120^\circ\text{C}$  的水平。对于燃烧含硫量极少的天然气

和人工合成煤气来说,由于不会发生硫的低温腐蚀问题,则温度 $t_{A2}$ 可以进一步降低到 $80\sim 90^{\circ}\text{C}$ 左右。这种方案的主要缺点是:锅炉、管道以及蒸汽轮机的基本投资费用会相应地增高。

设计余热锅炉时,所追求的目标是:①余热锅炉的当量效率 $\eta_h$ 高;②燃气侧的压力损失低,以防燃气轮机的功率和效率降低;③必须防止换热管簇的低温腐蚀;④启动过程中,允许升压速度快。

事实上,前两个目标很难同时满足。因为余热锅炉内的换热过程属于低温换热范畴,辐射换热效应可以忽略不计,几乎全部依靠对流换热效应的作用。为了提高余热锅炉的当量效率 $\eta_h$ ,必须尽可能地减小排气温度 $t_{A2}$ ,即必须尽可能地减小燃气轮机的排气与给水和水蒸气工质之间的温差。这样就会导致换热面积增大,燃气侧的流阻损失增高。为了减小流阻损失,燃气的流速应该取得低一些。但是,低的燃气流速会降低对流换热过程的换热系数,从而促使换热面积进一步增大。为了解决这对矛盾,可以选择小直径的鳍片管来制作余热锅炉的换热面,这个措施也有利于改善余热锅炉负荷快速变动的能力。

总之,在设计联合循环使用的余热锅炉时,应采取各种措施,力争实现以下要求:

(1) 整个系统具有较低的热惯性,以使余热锅炉能够随燃气轮机的快速启动而很快地达到满负荷。通常要求其冷态启动时间为 $20\sim 30\text{min}$ 。此外,余热锅炉应能充分适应联合循环机组调峰的需要,满足负荷快速变化的要求。

(2) 热工参数的稳定性。希望由余热锅炉提供的蒸汽参数不会大幅度地偏离各负荷工况下的设定值。

(3) 在技术经济条件合理的情况下,尽可能多地回收热能,即提高余热锅炉的当量效率 $\eta_h$ 。

(4) 合理地选择余热锅炉的汽水系统,优化匹配主蒸汽参数,力求联合循环机组的循环效率为最高。

(5) 尽可能减小余热锅炉的流阻损失。

(6) 结构设计模块化,使模块组件能集成出厂,简化和便于现场安装,以满足联合循环电厂建设周期短的要求。

## 第二节 联合循环用余热锅炉的特点<sup>[89]、[90]</sup>

相对于一般蒸汽轮机电厂中使用的蒸汽锅炉而言,联合循环电厂用的余热锅炉具有以下一些特点(这些特点决定了在设计余热锅炉时所必须考虑的问题和采取的某些特殊措施):

(1) 采用温度适中、燃气流量很大的大量热源作为余热锅炉生产蒸汽的热源。一般来说,燃气轮机排向余热锅炉的燃气温度为 $400\sim 610^{\circ}\text{C}$ ;即使采用燃气部分补燃方法,进入余热锅炉的燃气温度也只有 $700\sim 1000^{\circ}\text{C}$ 。但燃气的流量却很大,燃气与蒸汽的质量流量比在 $4\sim 10$ 之间,而常规的蒸汽锅炉中这一比值仅为 $1\sim 1.2$ ,而且燃气温度和流量都将随大气参数和燃气轮机负荷的改变而改变,因而

1) 余热锅炉中的换热方式主要是对流换热,而并非像常规蒸汽锅炉中的蒸发受热面那样,以辐射换热方式为主。为了避免余热锅炉中的受热面积过大,通常受热管排需要采用能扩展受热面积的鳍片管簇结构。

2) 余热锅炉中的汽水系统一般应设计成为多

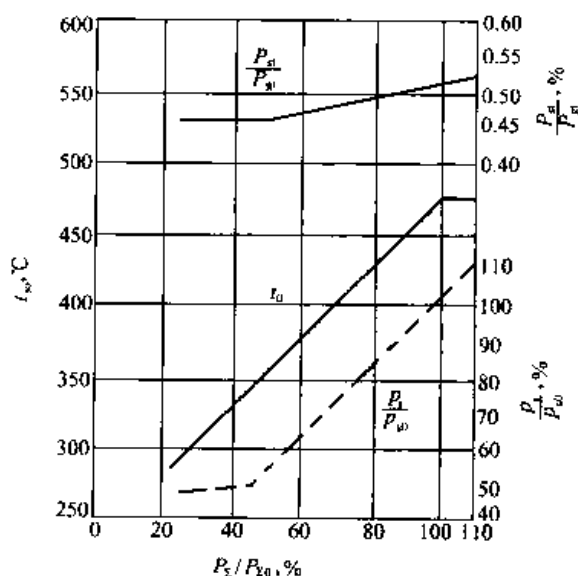


图 15-4 联合循环的功率比和蒸汽参数随机组的变化关系

压力级或多压力级再热式的循环方式,以便有效地降低离开余热锅炉时的燃气温度,使燃气的显热得以充分利用,它不像常规蒸汽锅炉中的汽水系统那样:采用一个压力级或一个压力级再热式的循环系统。

3) 随着联合循环机组负荷的降低,余热锅炉的蒸汽参数宜按滑压方式变化,如图 15-4 所示,即蒸汽的压力  $p_s$  和温度  $t_{s0}$  都应随机组负荷 ( $P_{\Sigma} = P_{gt} + P_{st}$ ) 的减小而降低,这样才能适应燃气轮机的排气温度随负荷的减小而降低的变化特点,以免蒸汽在高压、低温的条件下,在蒸汽轮机中膨胀时湿度超标,以致影响蒸汽透平的内效率,并使叶片因水击而被侵蚀。

在蒸汽轮机电厂中,随着机组负荷的变化,常规蒸汽锅炉的蒸汽压力和温度是力求维持恒定不变的。

为了提高联合循环机组在部分负荷工况下的效率,可以通过关小燃气轮机压气机的进口可转导叶的办法。在某个特定的负荷区段内(如 50%~100%或 80%~100%的负荷范围内),使燃气透平的排气温度恒定不变。显然,在这个负荷范围内,余热锅炉的蒸汽参数可以力求维持不变。当负荷进一步降低时,蒸汽参数则仍然需要按滑压方式运行。

4) 机组变工况时,进入余热锅炉的燃气温度和流量有大幅度的变化,致使燃气侧与汽/水侧的温度匹配不协调。当余热锅炉换热面积设计值已经确定时,随机组负荷的降低,容易发生传递给省煤器的燃气热量相对地增大,以致在省煤器管簇内发生部分给水蒸发成为蒸汽,使省煤器管簇产生因超温而损坏的危险。因此,在设计余热锅炉时,必须保证在任何负荷工况下省煤器出口的给水温度都低于饱和温度(这就要设定所谓的“接近点温差” $\Delta t_a$ ,详见本章第四节)。

5) 在联合循环的汽/水循环系统中,一般都不从蒸汽轮机中抽取蒸汽来使给水预热和除氧。除氧器和给水预热器所需的加热用蒸汽应力争从余热锅炉中直接产生,这样就能降低余热锅炉的排气温度,提高燃气透平排气的利用效率。

6) 进入余热锅炉的燃气流量大的特点可以在余热锅炉中进行的对流换热过程在高流速和高湍流度的条件下进行,有利于改善换热效应,但也会引起某些不良现象,如烟道挡板和换热构件的振动、烟气偏流、换热不均匀等,这就会导致烟道及挡板等热部件的变形和磨损。为此,在设计余热锅炉时,有必要进行烟道流场的模化试验。为使流场和温度场均匀,必要时应加设整流装置,特别是当燃气轮机的排气方向与余热锅炉烟道的布置方向不一致时,更需要采取相应的措施。

(2) 余热锅炉必须具备系统惯性小、膨胀补偿能力强、能够承受热冲击的能力,以适应燃气轮机启停迅速、调峰频繁的特点。通常,燃气轮机可在 15~20min 内从启动状态迅速进入满负荷运行工况。为此,在余热锅炉的结构设计方面需要采取下面一系列措施:

1) 采用小直径联箱,联箱内无中间隔板,上联箱与下联箱之间的管簇采用单管排连接方式,鳍片管无弯头,这样可以减小热应力 60%。

2) 强化汽水系统的疏水布置,以使机组启动时在燃气轮机的吹扫过程中,过热器和再热器内不会存留凝结水。

3) 采用蠕变强度高的材料(T91、P91)制作受热元件,可承受启动过程中的干烧条件。

4) 适量地选择锅筒的尺寸和容积,配置量程宽的水位表,以适应快速启动过程中水位的波动和蒸汽的冲击。

5) 合理地设计余热锅炉的顶部吊挂结构,保证管簇之间柔性连接,以降低附加应力。

6) 使用先进的应力分析软件,按不同启动过程的要求,对余热锅炉的低频疲劳和寿命折损进行定量控制。

上述这些结构优化措施非常有利于改善联合循环中使用的余热锅炉的快速启动和调峰运行。

(3) 燃气透平的排气阻力对联合循环机组的功率和热效率都有一定影响(燃气轮机的背压每增高 1%,机组的功率会下降 0.5%~0.8%),一般来说,在燃气轮机之后加装余热锅炉后,会使燃气轮机的功率下降 1.2%~1.5%。为此,在设计余热锅炉时,应采取各种措施来限定余热锅炉的流阻损失,以满足联合循环整体性能的要求。

(4) 通过汽水系统及其设计参数的优化选择,力求更多地回收透平排气的余热,提高余热锅炉的热效率。

(5) 余热锅炉应采用模块化设计。根据用户的现场条件和运输手段的可能,最大限度地提高在工厂内的组装率,以便缩短安装周期,适应联合循环电厂建设速度快的特点。

### 第三节 余热锅炉的型式与分类<sup>[90]</sup>

余热锅炉的型式是多种多样的,一般可概括为如下几类。

(1) 从烟气侧的热源形式考虑,有“无补燃的余热锅炉”和“有补燃的余热锅炉”之分。前者仅单纯地回收燃气轮机排气的余热,以产生蒸汽,蒸汽的压力、温度和流量严格地受控于燃气透平排气温度和流量的限制。后者除了回收燃气轮机排气的余热外,还喷入一定数量的燃料进行燃烧,使燃气温度升高,以增大蒸汽的产量并提高其压力和温度参数。有补燃的余热锅炉还有“部分补燃型”和“完全补燃型”之分。所谓“部分补燃型”余热锅炉,是指向余热锅炉加喷的燃料量有限,燃料的燃烧只能消耗掉一部分燃气透平排气中的含氧量,使进入余热锅炉受热面段的燃气温度只能提高到 $700\sim 1000^{\circ}\text{C}$ ,余热锅炉中无需设置辐射换热面,就像无补燃的余热锅炉那样,只需设置对流换热面即可。这种余热锅炉的蒸发量大约可比无补燃余热锅炉的增大一倍。目前,在“热电联产型”联合循环中常用的就是“部分补燃型”的余热锅炉。所谓“完全补燃型”余热锅炉,是指向余热锅炉喷入大量燃料,在余气系数 $\alpha\approx 1.1$ 的条件下,把从燃气透平送来的高温燃气中含有的氧气几乎完全燃烧掉。在这种余热锅炉中需要敷设辐射换热面,蒸汽产量可以达到无补燃余热锅炉的 $6\sim 7$ 倍。

(2) 从蒸发器中汽/水工质的循环方式考虑,有“强制循环”余热锅炉和“自然循环”余热锅炉之分。

图 15-5 所示为“强制循环”余热锅炉的示意图。

在这种余热锅炉中,从锅筒(又称汽包)下部引出的水经循环水泵加压后,分两路进入蒸发器 I 和蒸发器 II。水在蒸发器内吸收燃气的热量,一部分水变成蒸汽。此后,在蒸发器内的汽水混合物经导管流回锅筒。这种依靠循环水泵产生动力使水作循环流动的锅炉称为“强制循环”余热锅炉。通常,这种锅炉中各受热面组件的管簇是水平布置的,受热面则沿着高度方向敷设,这样有利于利用厂房的空间,使烟囱高度缩短,节省占地面积。

图 15-6 所示为“自然循环”余热锅炉的示意图。这种锅炉一般是卧式布置的,但也可以立式布置。

图 15-7 所示为立式布置的“自然循环”余热锅炉中汽水循环的示意图。

在卧式布置的“自然循环”余热锅炉中,全部受热面组件的管簇是垂直布置的,锅筒下部装有下降管,下降管与蒸发器的下联箱相连。有些余热锅炉的下降管设置在烟道的外面,不吸收烟气的热量。烟道内的直立管簇吸收烟气的热量,使管簇内的水部分变成蒸汽。由于直立管簇内汽水混合物的平均密度要比下降管中水的密度小,故可以利用密度差而形成水循环,即下降管内的水因比较重而向下流动,直立管簇内的汽水混合物因比较轻而向上流动,这样就能形成连续的产汽过程。在这种情况下,进入蒸发器的水不需要依靠循环水泵的动力,而是依靠流体的工质的密度差而流动,这就是“自然循环”余热锅炉的特点。因此,可以省去循环水泵,使运行维护简化。

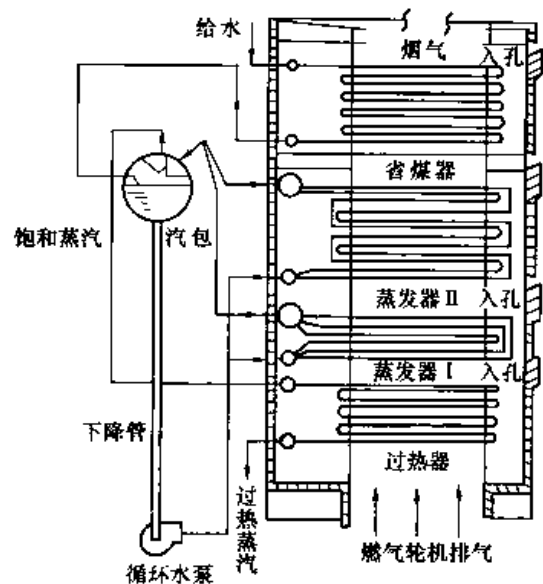


图 15-5 强制循环余热锅炉的示意图

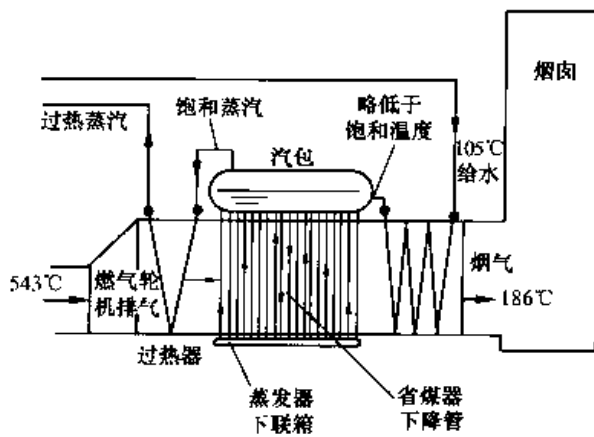


图 15-6 卧式布置的自然循环余热锅炉示意图

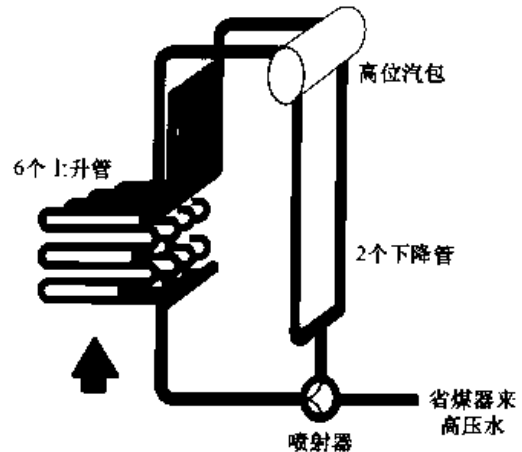


图 15-7 立式布置的自然循环余热锅炉中汽水循环示意图

图 15-7 所示为立式布置的自然循环余热锅炉中汽水循环的形成过程。它与强制循环的区别在于，用一个带高压喷射器的启动泵来取代强制循环中的循环水泵。在连续运行时，它依靠省煤器中的高压水，通过高压喷射器形成射流，把与高位锅筒相连的下降管中的水抽吸进入喷射器，然后通过水平布置的上升管返回到高位锅筒中去，形成稳定的循环流动。这种型式的余热锅炉宜用于携带基本负荷的机组，而且蒸汽压力应低于 12.5MPa。高于这个压力时，则宜采用强制循环余热锅炉或直流式余热锅炉。

(3) 从余热锅炉产生的蒸汽压力等级的角度考虑，余热锅炉可分为单压级余热锅炉和双压或三压级余热锅炉。前者只生产一种压力的蒸汽供蒸汽轮机使用，后者则产生两种或三种不同压力的蒸汽供蒸汽轮机使用，甚至可以采用再热蒸汽循环方式，它能确保从燃气透平的排气中更多份额地回收热能，以提高联合循环的效率。但是，这种余热锅炉的系统复杂、造价高，一般适用于燃气透平排气温度较高、单机功率较大的机组中。

(4) 从余热锅炉本体结构布置方式上看，有卧式布置余热锅炉和立式布置余热锅炉之分。图 15-8 和图 15-9 中分别给出了这两种余热锅炉的模块式结构。

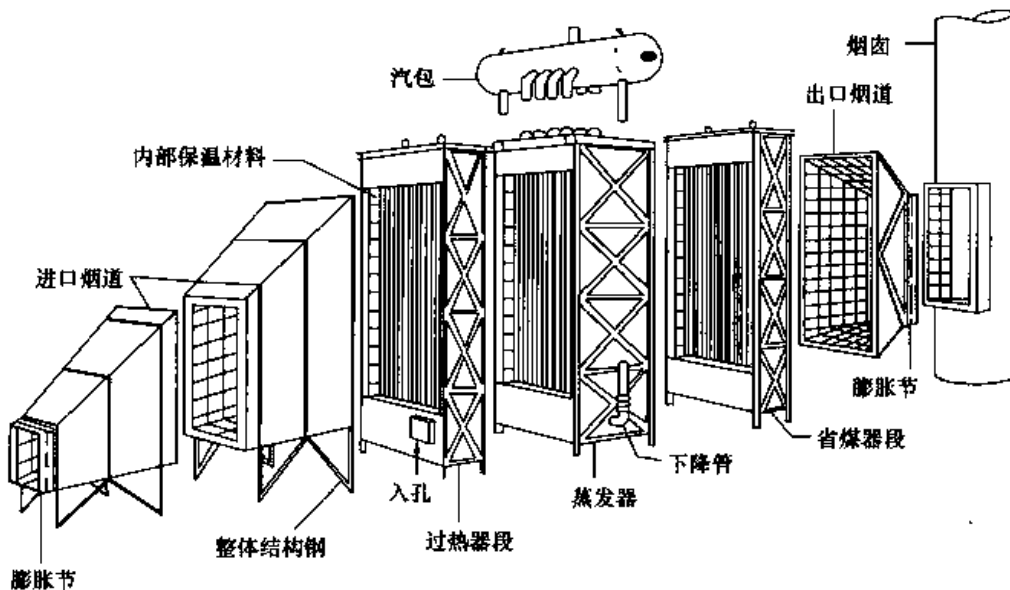


图 15-8 卧式布置的余热锅炉的模块式结构

通常，卧式布置的余热锅炉都是自然循环方式的，其中各级受热面部件（省煤器、蒸发器、过热

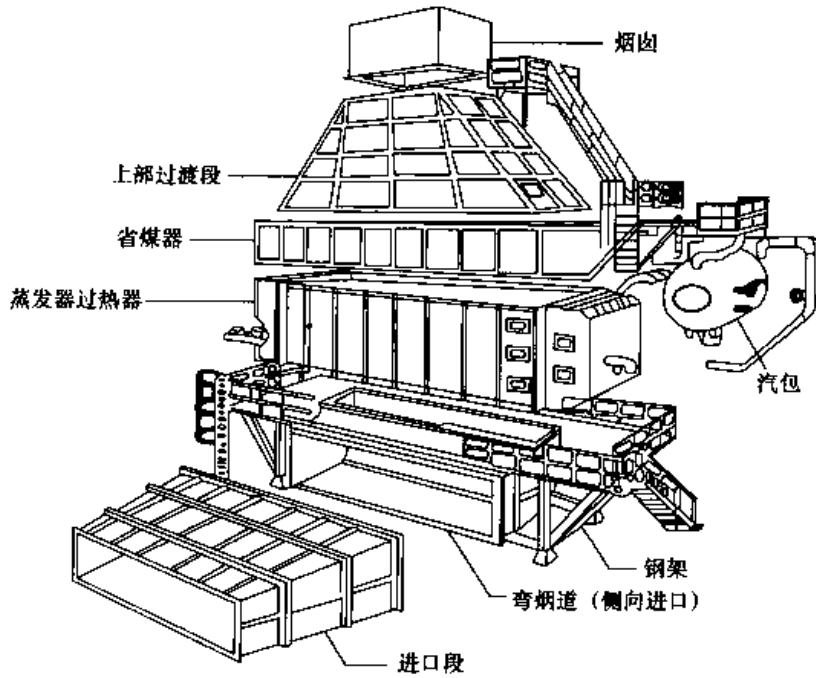


图 15-9 立式布置的余热锅炉的模块式结构

器和再热器)的管簇都是直立式布置的,烟气横向流过各级受热面。这种余热锅炉的占地面积比较大,烟囱也比较高,但锅炉本体较低,有利于抗震。

立式布置的余热锅炉大多是强制循环方式的,其中各种受热面部件的管簇都沿高度方向水平布置,烟气自下而上地流过各级受热面。这种锅炉的占地面积小,烟囱也比较低,适宜于在现场面积狭窄的电厂中使用。

(5) 从余热锅炉所处的自然环境条件看,有露天布置的和室内布置的余热锅炉之分。前者设计时要考虑风、雨、冰冻等自然条件对余热锅炉的影响,我国现有的联合循环电厂大多采用露天布置方式,其建厂投资比较经济。对于自然环境恶劣的地区而言,余热锅炉宜布置在室内,这样能改善运行的安全性和可靠性,并便于维护,但建厂投资较大。

(6) 按余热锅炉是否有锅筒装置区分,有直流式和锅筒式余热锅炉之别。随着燃气轮机参数的增高,燃气透平的排气温度也越来越高。为了进一步提高联合循环的效率,可以采用超临界参数的蒸汽循环系统。直流式余热锅炉就是为这个目标而设计的,图 15-10 所示为直流式余热锅炉中汽水管簇布置的示意图。其中省煤器和蒸发器是合二为一的,它不设循环泵和锅筒。这种结构型式的余热锅炉能保证快速启动,具有高度灵活的负荷响应特性,适宜于新一代燃气—蒸汽联合循环机组选用。

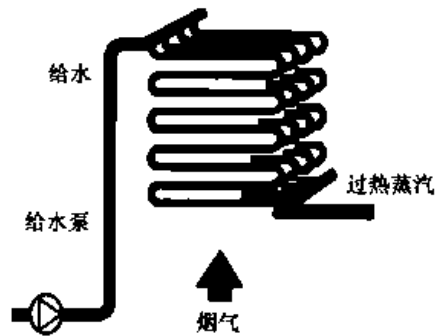


图 15-10 直流式余热锅炉汽水管簇布置的示意图

#### 第四节 节点温差与接近点温差的选择<sup>[87]</sup>

如前所述:在余热锅炉的设计中,存在着一个节点温差  $\delta$  和接近点温差  $\Delta_a$  的问题,如图 15-2 所示。

节点温差  $\delta$  是指余热锅炉中蒸发器入口处燃气的温度  $t_8$  与饱和水温度  $t_s$  之间的差值,即  $\delta = t_8 - t_s$ 。显然,节点温差是不允许等于零的,否则余热锅炉的换热面积将增为无穷大,这完全是不现实的。当然,随着节点温差的减小,余热锅炉的排气温度  $t_{A2}$  就会相应地降低,这将有利于改善余热锅炉的效率,

对提高整个联合循环的热效率也是有好处的。但这个措施必将增大余热锅炉的换热面积和燃气侧的流阻损失，还会增加余热锅炉的投资费用，并使燃气轮机的功率减小。也就是说，它会导致联合循环的热效率有下降的趋势。由此可见，从投资费用以及联合循环最佳效率的角度来综合考虑，必然存在一个如何合理地选择余热锅炉节点温差的问题。

接近点温差是指余热锅炉中省煤器出口的水温  $t_{wl}$  与相应压力下饱和水温  $t_s$  之间的差值，即  $\Delta t_a = t_s - t_{wl}$ 。通常，在设计余热锅炉时，总是使  $t_{wl}$  略低于  $t_s$ 。这是由于尺寸已定的余热锅炉，当进入的燃气温度  $t_1$  随着机组负荷的减小而降低时，接近点温差也会随之而减小的缘故。如果设计时接近点温差取得过小，或者未予考虑，那么在部分负荷工况下，省煤器内就会发生部分给水蒸发汽化的问题，这会导致部分省煤器管壁过热，甚至出现故障。此外，接近点温差的选取对省煤器和蒸发器换热面积的设计也是有影响的。因而，在设计余热锅炉时，必然还存在一个如何合理地选择接近点温差的问题。

图 15-11 和图 15-12 中给出了当接近点温差选定后，随着节点温差  $\delta$  的变化，余热锅炉的相对总换热面积  $\bar{A}$ 、相对排气温度  $\bar{t}_{A2}$ 、相对蒸汽产量  $\bar{q}_s$ 、相对总投资费用以及相对单位热回收费用的变化规律。上述所有相对值都是以节点温差  $\delta$  选定为  $10^\circ\text{C}$  时的数值作为基础进行比较的。

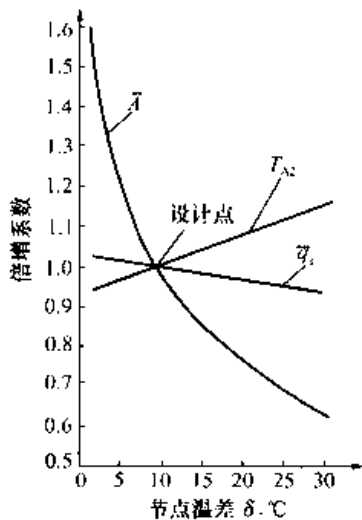


图 15-11  $\bar{A}$ 、 $\bar{t}_{A2}$ 、 $\bar{q}_s = f(\delta)$

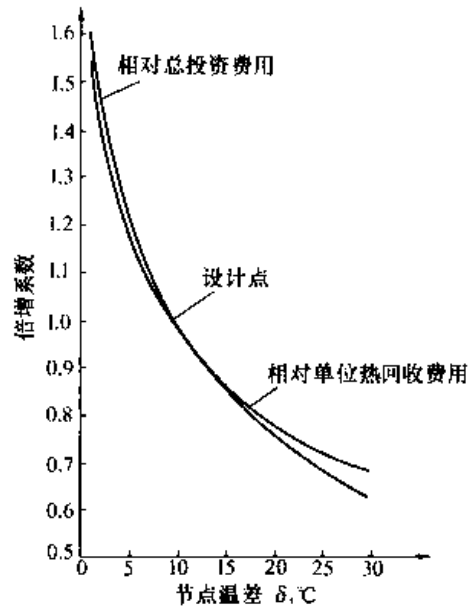


图 15-12 相对总投资费用和相对单位热回收费用随  $\delta$  的变化关系

图 15-13 中给出了当接近点温差选定后，余热锅炉的相对总换热面积  $\bar{A}$  随接近点温差  $\Delta t_a$  而变化的关系。

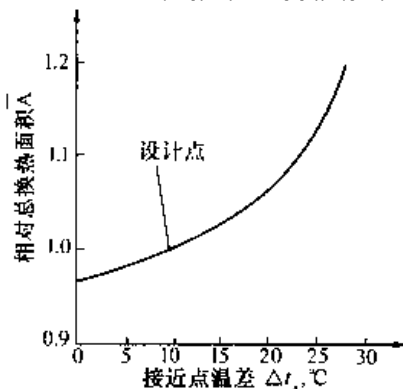


图 15-13  $\Delta t_a$  对  $\bar{A}$  的影响关系

图 15-14 中则给出了在单压的余热锅炉中，当量热效率  $\eta_b$  与节点温差  $\delta$  以及相对总换热面积  $\bar{A}$  值之间的变化关系。

如果有意识地增大余热锅炉内燃气侧的流动速度，则必然会因换热效应的强化而使总换热面积有所减小，但这个措施却会导致燃气侧流阻损失的增大。图 15-15 中给出了相对燃气流阻  $\Delta \bar{p}$  与相对总换热面积  $\bar{A}$  之间的变化关系。

通过对图 15-11~图 15-15 的分析，可以得到以下一些有益的结论：

(1) 由图 15-11 可知：当节点温差减小时，余热锅炉的排气温

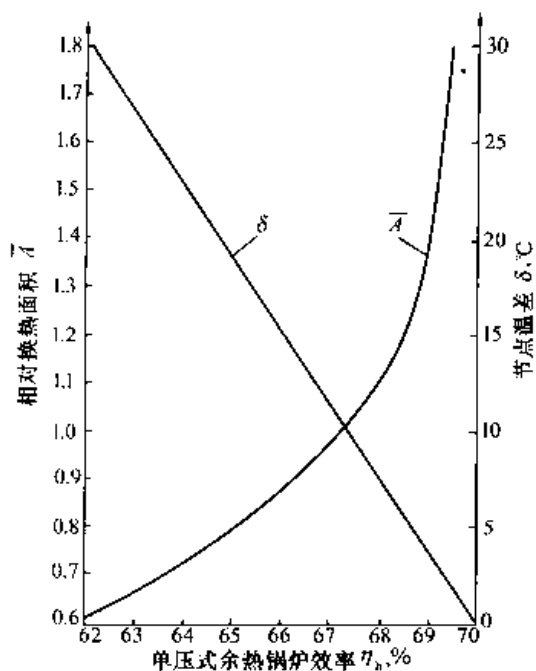


图 15-14 单压余热锅炉中当量热效率  $\eta_n$  与  $\bar{A}$  和  $\delta$  的影响关系

度会下降,燃气的放热量将加大,蒸汽产量会增加,而总的换热面积也要增大。计算表明:此时的传热系数基本上不变,但省煤器与蒸发器的对数平均温差将大幅度减小,致使余热锅炉的总换热面积增大。余热锅炉排气温度的下降以及蒸汽产量的增加表明余热锅炉热效率的提高,而换热面积的增大则表明余热锅炉投资费用的增大。由此可见,效率的增大是以加大换热面积为代价的,这一点在图 15-14 中表示得更为明显。

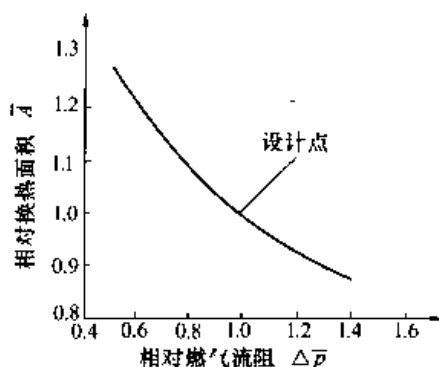


图 15-15  $\Delta \bar{p}$  对  $\bar{A}$  的影响关系

(2) 由图 15-12 可知:当节点温差减小时,余热锅炉的总投资费用和单位热回收费用都会增大。为了减少投资费用,节点温差应取得大些;为了提高余热锅炉的热效率,节点温差应取得小些。从图 15-12 所示曲线的斜率上可以看出:当节点温差取得比设计点值 ( $\delta=10^{\circ}\text{C}$ ) 小时,由于余热锅炉换热面积的增加幅度较大,锅炉的投资费用就会增大很多。但当  $\delta$  取得比设计点值大时,总投资费用和单位热回收费用的减小程度却要缓和一些。因而,在设计余热锅炉时,通常取节点温差为  $10\sim 20^{\circ}\text{C}$  比较合理。

(3) 由图 15-13 中可以看出:当接近点温差增大时,余热锅炉的总换热面积会增加。这是由于省煤器的对数平均温差虽然有所增大,使其换热面积有所减小,但蒸发器的对数平均温差却会减小很多,致使蒸发器的换热面积增大更多的缘故。此时,过热器的换热面积保持不变,结果使余热锅炉的总换热面积增大。由此可见,当  $\delta$  选定后,减小接近点温差有利于减小余热锅炉的总换热面积和投资费用。但是,为了防止低负荷工况或启动期间省煤器内可能发生汽化现象,有必要在设计时使接近点温差取得大些。由图 15-13 所示曲线的斜率变化趋势中可以看到:接近点温差在  $5\sim 20^{\circ}\text{C}$  范围内选取是合适的。

(4) 图 15-15 所示为燃气侧阻力与余热锅炉总换热面积之间的影响关系。显然,加大燃气的流速(流阻损失会随之加大),可以使余热锅炉的总换热面积减小,但燃气轮机的功率就会降低。计算表明:1kPa 的压降会使燃气轮机的功率和效率降低 0.8%,因此要综合地加以考虑。

由此可见,在设计余热锅炉时,应该按照使联合循环的效率或投资费用最优化的设计原则来考虑节点温差、接近点温差以及流阻损失对换热面积的影响。

实践表明:当节点温差减小时,蒸发器面积将按指数曲线关系增加,而蒸汽的产量只按线性关系增加。因而,选择节点温差是决定换热面积的关键因素,这一点也可以从图 15-11 中得到印证。同样,选择接近点温差也是决定换热面积的关键。

余热锅炉的投资费用主要取决于换热面积。通常,换热面积的费用占余热锅炉总投资费用的 40%~50%,而其余投资费用的 50%~60%则不受换热面积大小的影响。



### 第五节 余热锅炉的汽水系统<sup>[91]</sup>

如前所述，在联合循环中使用的蒸汽轮机有单压循环、双压循环、三压循环以及无再热和有再热循环等。为了适应上述这些循环的需要，余热锅炉中的汽水系统应该如何布置呢？本节将以 GE 公司的设计方案为例，逐个地进行介绍。

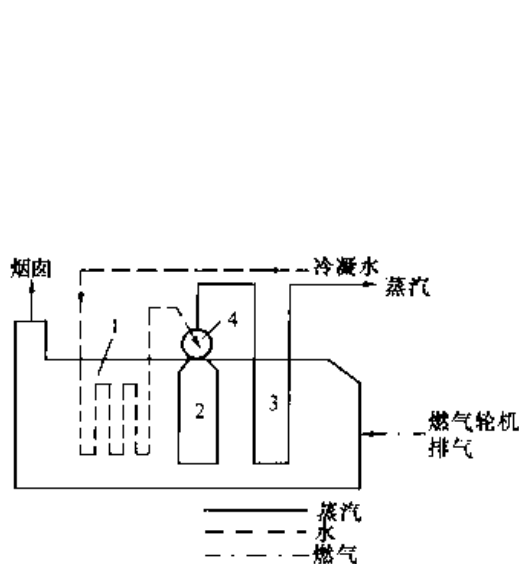


图 15-16 单压无再热循环  
余热锅炉的汽水系统

1—省煤器；2—蒸发器；3—过热器；4—锅筒

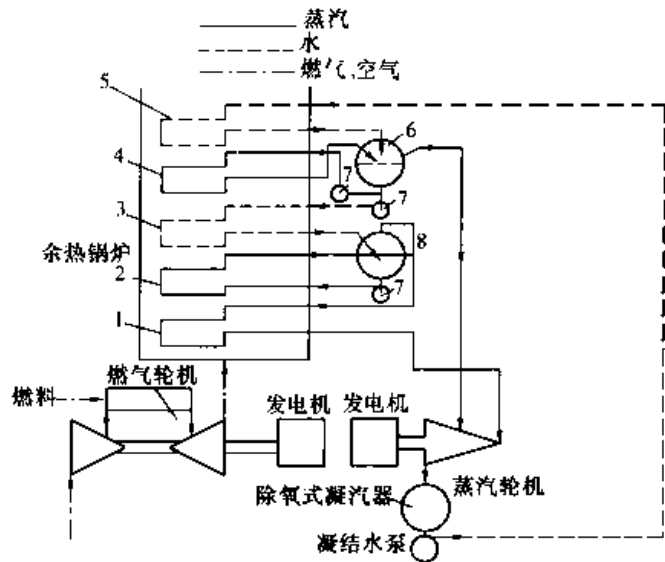


图 15-17 强制循环的余热锅炉中双压无再热循环的汽水系统

1—高压过热器；2—高压蒸发器；3—高压省煤器；4—低压蒸发器；  
5—低压省煤器；6—低压锅筒；7—给水传送泵；8—高压锅筒

图 15-16 所示为单压无再热循环余热锅炉的汽水系统图。由图可知：冷凝水被泵送到余热锅炉内的

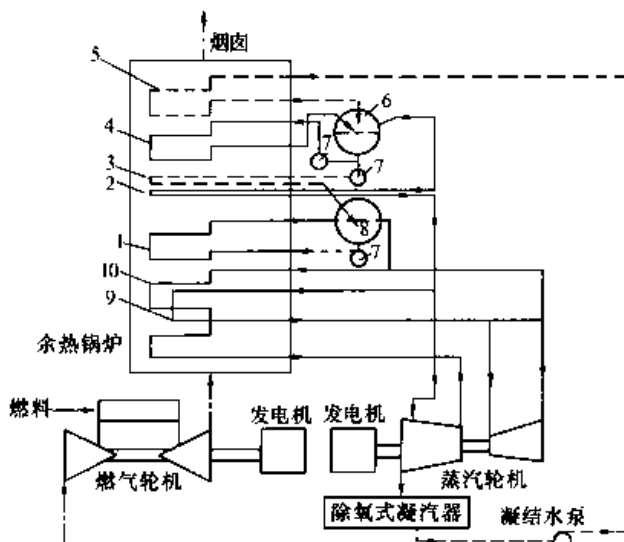


图 15-18 强制循环的余热锅炉中双压有再热循环的汽水系统

1—高压蒸发器；2—低压过热器；3—高压省煤器；4—低压蒸发器；  
5—低压省煤器；6—低压锅筒；7—给水传送泵；8—高压锅筒  
9—高压过热器；10—再热器

省煤器中加热，使其温度升高到比饱和温度低一个接近点温差的温度水平，随后进到锅筒。通过自然循环，使水在蒸发器中循环加热，达到饱和温度，并产生一部分饱和蒸汽。饱和蒸汽从锅筒中引出，使之在余热锅炉的过热器中加热，成为满足一定条件的过热蒸汽后，送到蒸汽轮机中去做功。在这个系统中，冷凝水是在凝汽器中除氧的。

图 15-17 所示为双压无再热强制循环余热锅炉的汽水系统图。由图可知：在这个系统中，二次（低压）蒸汽是以饱和蒸汽的状态送到蒸汽轮机中去做功的。如果在低压蒸发器之后再加设一个低压过热器，则二次（低压）蒸汽就可以以过热蒸汽的状态送到蒸汽轮机的低压缸中去做功了。在这个系统中，冷凝水也是在凝汽器中除氧的。低压蒸发器和高压蒸发器都采用强制循环方式。

图 15-18 中给出了强制循环的余热锅炉中双压有再热循环的汽水系统。与图 15-17 相比，多了一个低压过热器和一个再热器。

图 15-19 所示为三压无再热但带整体除氧器的余热锅炉的汽水系统图。在这种余热锅炉中，自带一个整体除氧器，它同时也是低压锅筒。低压蒸发器、中压蒸发器和高压蒸发器都是自然循环方式的。

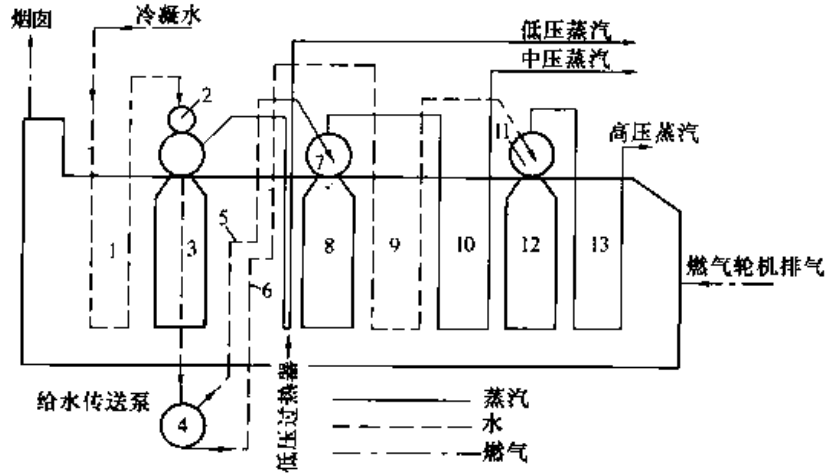


图 15-19 三压无再热但带整体除氧器的余热锅炉的汽水系统

1—冷凝水加热器；2—整体除氧器；3—低压蒸发器；4—给水传送泵；5—中压省煤器；6—高压省煤器；  
7—中压锅筒；8—中压蒸发器；9—高压省煤器；10—中压过热器；11—高压锅筒；12—高压蒸发器；13—高压过热器

图 15-20 所示为三压有再热也带整体除氧器的余热锅炉的汽水系统图。与图 15-19 相比，它在高压蒸发器之后加设了一个再热器。此外，还增加了一个喷水式的温度控制器（减温器）。

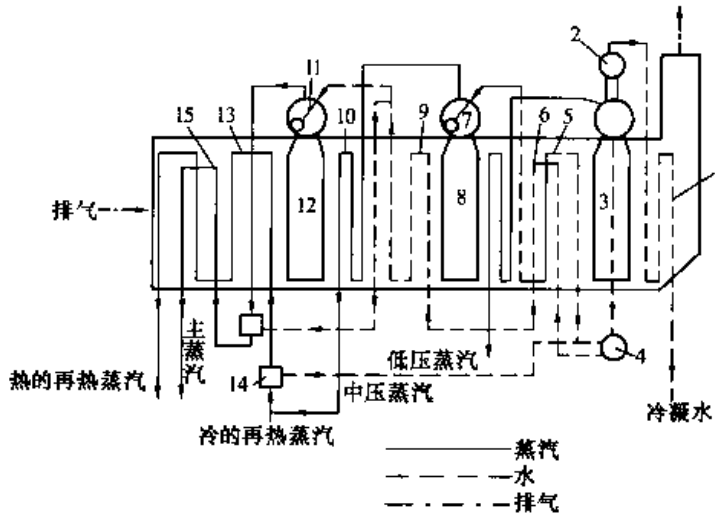


图 15-20 三压有再热但带整体除氧器的余热锅炉的汽水系统

1—冷凝水加热器；2—整体除氧器；3—低压蒸发器；4—给水传送泵；5—中压省煤器；  
6—高压省煤器（第一级）；7—中压锅筒；8—中压蒸发器；9—高压省煤器（第二级）；10—中压过热器；  
11—高压锅筒；12—高压蒸发器；13—再热器；14—温度控制器；15—高压过热器

显然，上述双压和三压的汽水系统都可以较大幅度地改善余热锅炉的当量效率  $\eta_h$ ，但它们都需要增大余热锅炉的受热面积，并使系统复杂化，致使投资费用有相当程度的增大。另一种改善单压汽水系统余热锅炉当量效率  $\eta_h$  的简单方法是：在单压汽水系统余热锅炉的尾部增设低压蒸汽加热回路的方案，如图 15-21 所示。

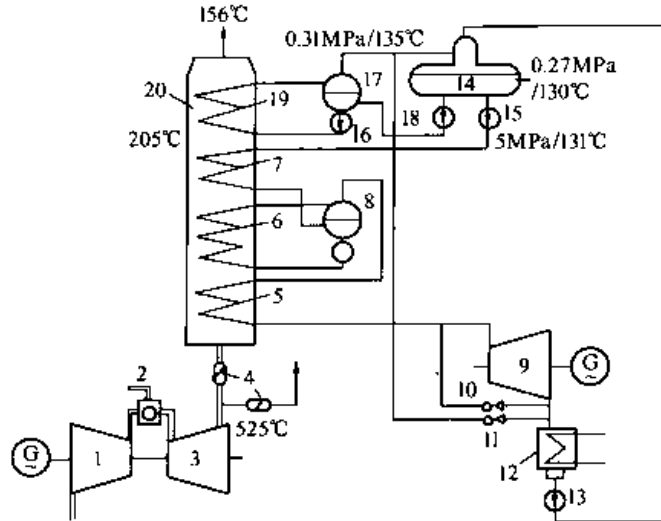
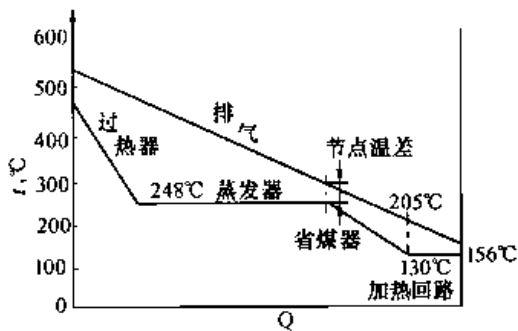


图 15-21 设有低压蒸汽加热回路的单压汽水系统的余热锅炉

1—压气机；2—燃烧室；3—燃气透平；4—烟道旁通阀；5—过热器；6—蒸发器；7—省煤器；8—单压锅筒；9—蒸汽轮机；10—高压蒸汽旁通阀；11—低压蒸汽旁通阀；12—凝汽器；13—水泵；14—除氧器；15—高压给水泵；16—加热回路的水泵；17—低压锅筒；18—低压给水泵；19—加热回路的蒸发器；20—余热锅炉

从图 15-21 可以看出：在原来的单压余热锅炉中，省煤器后的烟气温度高达 205℃，显然这股排气会带走很大一部分热能，致使余热锅炉的当量效率  $\eta_h$  比较低。为了改善热能的利用程度，可以在省煤器 7 后，增设一套压力为 0.31MPa 的低压蒸汽加热回路 19，利用它来产生除氧器 14 所需要的饱和蒸汽 (0.31MPa/135℃)。这样，就可以使余热锅炉的排气温度从 205℃ 下降到 156℃，从而提高余热锅炉的当量效率  $\eta_h$ 。通过这个方法，除氧器就不再需要从蒸汽轮机中抽取低压蒸汽来加热给水了，由此增大了蒸汽轮机的做功量，使联合循环的总效率可以增加 2.5%。这类措施不会使联合循环的系统复杂化，相应的投资费用也比较低。研究进一步表明：在加热回路中，低压锅筒 17 和加热回路的水泵 16 也是可以省略不用的。可以利用低压给水泵 18 把除氧器中的饱和水直接泵送到加热回路的蒸发器 19 中来加热产生蒸汽，并回送到除氧器中去使用。这种方案的  $Q=f(t)$  关系曲线如图 15-22 所示。但必须注意，余热锅炉的排气温度不能低于烟气的酸露点。

图 15-22 设有加热回路的单压余热锅炉中的  $Q=f(t)$  关系曲线

为了加深对余热锅炉汽水系统的了解，下面举两个联合循环中实际使用的余热锅炉的汽水系统为例来加以剖析。

(1) 燃烧天然气的三压再热循环余热锅炉的汽水系统。该余热锅炉的汽水系统如图 15-23 所示，它是由一级低压省煤器、一级低压蒸发器、一级低压过热器，一级中压省煤器、一级中压蒸发器、二级中压再热器以及三级高压省煤器、一级高压蒸发器和二级高压过热器组成的。从低压汽水系统中产生的压力为 0.308MPa、温度为 228℃ 的过热蒸汽 6.035kg/s，供到蒸汽透平低压缸的中段去做功。从中压汽水系统中产生的蒸汽与从蒸汽透平高压缸抽出的蒸汽相混后，经二级中压再热器的再热，生成压力为

2.517MPa、温度为 540℃ 的再热蒸汽 50.022kg/s，供到蒸汽透平的低压缸中去做功。从高压汽水系统中产生的压力为 13.107MPa、温度为 542℃ 的主蒸汽 50.652kg/s，则被供到蒸汽透平的高压缸中去做功。由燃气轮机排入余热锅炉的燃气温度为 583.3℃，流量为 434.83kg/s。余热锅炉内部燃气流道的温度以及汽水温度沿流程的分布关系，如图 15-24 所示。由图可知，低压省煤器进口的水温为 31.0℃，它

的来水是凝汽器的凝结水与系统补充水的混合物。中压省煤器和高压省煤器的入口水温为 136℃，它们都来自除氧器。低压汽水系统的节点温差为 12.7℃，接近点温差为 14.5℃；中压汽水系统的节点温差为 9℃，接近点温差为 6℃；高压汽水系统的节点温差为 10.1℃；接近点温差为 5.2℃。该余热锅炉的热效率为 86.5%；燃气侧的流阻损失系数为 3.29%。

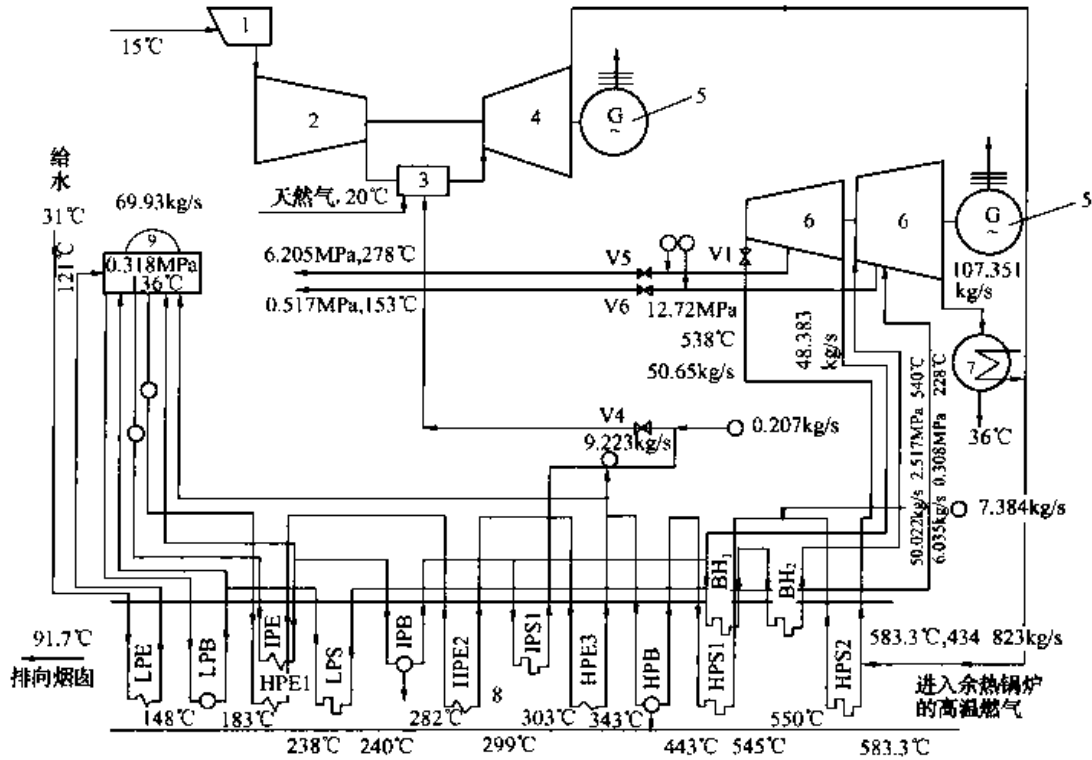


图 15-23 三压再热循环余热锅炉的汽水系统

1—空气滤清器；2—压气机；3—燃烧室；4—燃气透平；5—发电机；6—蒸汽轮机；7—凝汽器；8—余热锅炉；9—除氧器；LP—低压；IP—中压；HP—高压；E—省煤器；B—蒸发器；S—过热器；RH—再热器

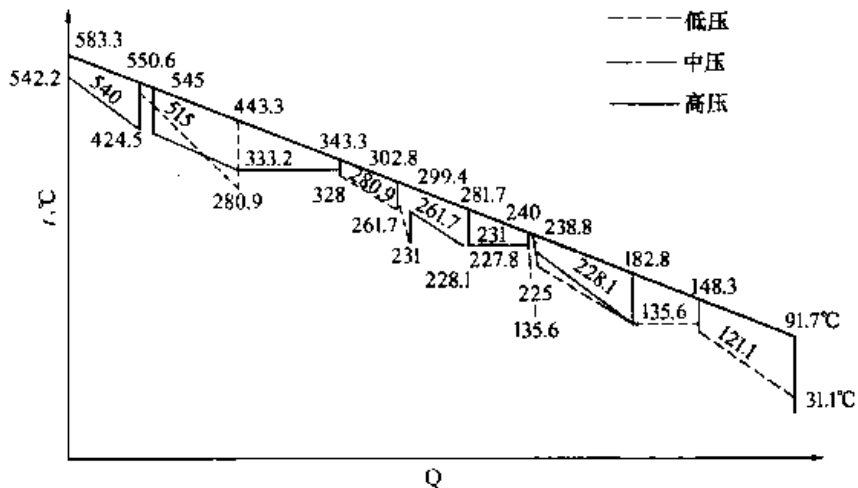


图 15-24 三压再热循环余热锅炉的  $Q=f(t)$  图

(2) 可以燃用柴油和天然气的三压再热循环余热锅炉的汽水系统。图 15-25 所示为葡萄牙 Tapada do Quteiro 电厂中使用的联合循环的汽水系统图。它采用三压再热循环的余热锅炉。该机组可以燃用天然气，也可以燃用有一定含硫量的液体燃料。

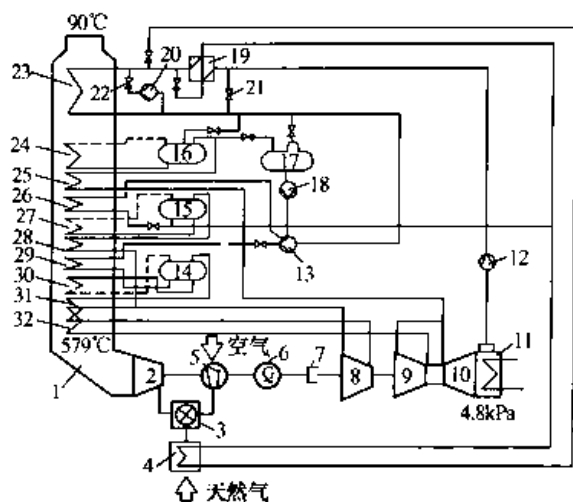


图 15-25 Tapada do Outeiro 电厂的三压再热循环余热锅炉的汽水系统

1—余热锅炉；2—燃气透平；3—燃烧室；4—天然气的预热器；5—压气机；6—发电机；7—3S 离合器；8—高压蒸汽透平；9—中压蒸汽透平；10—低压蒸汽透平；11—凝汽器；12—凝结水泵；13—锅炉的给水泵；14—高压锅筒；15—中压锅筒；16—低压锅筒；17—除氧器；18—除氧器泵；19—外凝结水预热器；20—凝结水的循环泵；21—凝结水旁通阀；22—凝结水调节阀；23—低压省煤器；24—低压蒸发器；25—低压过热器；26—中压省煤器；27—中压蒸发器；28—中压过热器；29—高压省煤器；30—高压蒸发器；31—高压过热器；32—再热器

预热器 4 和外凝结水预热器 19 中回流来的冷凝水，则都汇集到余热锅炉低压省煤器 23 之前，与经过外凝结水预热器 19 加热升温后的凝结水混合在一起，成为供入低压省煤器 23 的 60℃ 的给水。

当机组改烧含硫量较多的液体燃料时，余热锅炉的排气温度必须提高到排气酸露点以上（一般为 150℃ 左右）。为此，就必须把供入低压省煤器 23 的给水温度提高到 120℃。为了达到这个目的，可以打开凝结水旁通阀 21，使一部分低温的凝结水由旁路回到除氧器 17 中去，以减少直接供向低压省煤器 23 的给水量；同时打开凝结水调节阀 22，利用增大从低压省煤器出口再循环回流高温水流量的方法，把供到低压省煤器 23 中去的给水温度提高到 120℃。

## 第六节 余热锅炉蒸汽参数的优化选择<sup>[87]</sup>

由前面的研究可知，对于非补燃式余热锅炉型联合循环来说，其热效率的数学关系式为

$$\begin{aligned} \eta_{cc}^N &= (\eta_{gt} + C\eta_{st})(1 - \eta_e) \\ &= \eta_{gt}(1 + P_{st}/P_{gt})(1 - \eta_e) \\ &= \left[ \eta_{gt} + \left( \eta_{r1} - \frac{\eta_{gt}}{\eta_{r_{opt}} \eta_{C_{opt}}} \right) \eta_h \eta_{st} \right] (1 - \eta_e) \end{aligned} \quad (15-1)$$

从式 (15-1) 中可以清楚地看到，在设计联合循环时，当燃气轮机已经选定后，如不考虑由于余热锅炉结构的少量差异（由于余热锅炉的排气温度  $t_{A2}$  不同，会使余热锅炉的总受热面积略有差别）而引起的流阻损失的微量变化，即认为  $\eta_{gt}$ 、 $\eta_{r1}$ 、 $\eta_{r_{opt}}$ 、 $\eta_{C_{opt}}$ 、 $P_{gt}$  和  $t_4$  恒定不变，同时忽略厂用电耗率  $\eta_e$  可能发生的微量变化，则为了使联合循环的供电效率  $\eta_{cc}^N$  最大，就应该使所选配余热锅炉的当量效率  $\eta_h$

在燃用天然气时，由于烟气中的含硫量很少，因而可以把低压省煤器后烟气的温度降低到 90℃，从而提高余热锅炉的当量效率  $\eta_h$ 。此时，进入余热锅炉低压省煤器时的给水温度被控制在 60℃。这种情况下，在低压蒸发器中可以产生 32.8t/h 的低压蒸汽，经低压过热器的加热后，变成 0.45MPa/233℃ 的过热蒸汽，供低压蒸汽透平使用。少量 0.45MPa 的饱和蒸汽则由低压锅筒直接供给除氧器 17 使用。与此同时，在中压蒸发器和中压过热器中则产生 3.03MPa/319℃ 的过热蒸汽，它与从高压蒸汽透平排气口流来的 3.05MPa/350℃/248.8t/h 冷的再热蒸汽相混合，经两级再热器再热后，变成 2.91MPa/550℃/297.7t/h 的再热蒸汽，送到中压蒸汽透平中去膨胀做功。在高压蒸发器和两级高压过热器中则产生 11.33MPa/550℃/252.4t/h 的主蒸汽，送到高压蒸汽透平中去膨胀做功。从图中可以看出：中压省煤器和高压省煤器的给水则是由除氧器经除氧器泵 18 和锅炉的给水泵 13 供给的。从中压省煤器出来的高温饱和水，除大部分供到中压锅筒中去参与循环外，一部分则被用来送到天然气预热器 4 中去加热天然气，以防天然气中高价碳氢化合物凝析出来。另一部分高温饱和水则被送到外凝结水预热器 19 中去预热由凝汽器供来的低温凝结水。由天然气

与蒸汽轮机循环有效效率  $\eta_{st}$  的乘积 ( $\eta_h \eta_{st}$ ) 为最大, 也就是说, 应该使在蒸汽轮机发电机轴端测定的功率  $P_{st}$  为最大。

显然, 可以根据  $\eta_h \eta_{st}$  的乘积为最大或使  $P_{st}$  为最大的原则来确定余热锅炉和蒸汽轮机中使用的蒸汽主要参数。这样, 才能保证所设计的非补燃式联合循环的供电效率为最佳。下面将用实例来显示余热锅炉蒸汽参数的优化选择问题。

现有一台 Siemens 公司生产的燃气轮机, 拟使其组成一台双压有再热、无补燃的余热锅炉型联合循环。该燃气透平的排气温度  $t_4 = 548^\circ\text{C}$ , 燃气质量流量  $q_g = 352.9 \text{ kg/s}$ 。现拟设计一台余热锅炉, 首先应该根据  $\eta_h \eta_{st}$  为最大的原则来优化选择余热锅炉蒸汽的参数。

根据文献 [87] 的研究得知: 双压再热式余热锅炉的排气温度  $t_{A2}$  是以下各参数的函数, 即

$$t_{A2} = f(p_{sho}, t_{sho}, p_{SLO}, t_{SLO}, p_{sro}, t_{sro}, \delta_H, \delta_L, \Delta t_{aH}, \Delta t_{aL}, p_k, t_4) \quad (15-2)$$

式中  $p_{sho}$  —— 高压蒸汽的压力;  
 $t_{sho}$  —— 高压蒸汽的温度;  
 $p_{SLO}$  —— 低压蒸汽的压力;  
 $t_{SLO}$  —— 低压蒸汽的温度;  
 $p_{sro}$  —— 再热蒸汽的压力;  
 $t_{sro}$  —— 再热蒸汽的温度;  
 $\delta_H$  —— 高压端的节点温差;  
 $\delta_L$  —— 低压端的节点温差;  
 $\Delta t_{aH}$  —— 高压端的接近点温差;  
 $\Delta t_{aL}$  —— 低压端的接近点温差;  
 $p_k$  —— 凝汽器的背压;  
 $t_4$  —— 进入余热锅炉的燃气透平的排气温度。

如果根据燃气温度  $t_4$ , 选定  $t_{sho} = 510^\circ\text{C}$ ,  $t_{sro} = 510^\circ\text{C}$ ,  $\delta_H = 15^\circ\text{C}$ ,  $\delta_L = 15^\circ\text{C}$ ,  $\Delta t_{aH} = 11^\circ\text{C}$ ,  $\Delta t_{aL} = 11^\circ\text{C}$ ,  $p_k = 8.0 \text{ kPa}$ 。同时在计算中选蒸汽轮机高压流程、中压流程和低压流程的内效率分别为 0.86、0.88 和 0.87。高压主蒸汽从余热锅炉出口到蒸汽轮机入口之间的蒸汽压降为 3%、温度降为  $3^\circ\text{C}$ ; 再热冷蒸汽从蒸汽轮机出口到余热锅炉的温降为  $2^\circ\text{C}$ ; 再热冷蒸汽从蒸汽轮机出口到余热锅炉出口处的压降为 12%; 再热热蒸汽从余热锅炉出口到蒸汽轮机中压缸入口之间的压力降为 3%、温度降为  $3^\circ\text{C}$ 。则在设计双压再热式余热锅炉时, 需要优化选择的蒸汽参数只有  $p_{sho}$ 、 $p_{sro}$ 、 $p_{SLO}$  和  $t_{SLO}$ 。

首先, 应对低压二次蒸汽的温度  $t_{SLO}$  进行优化选择。

计算前, 先要合理地假定  $p_{sho}$ 、 $p_{sro}$  和  $p_{SLO}$  并使它们维持恒定不变。进而令  $t_{SLO}$  在  $210 \sim 250^\circ\text{C}$  之间变化, 然后根据式 (15-2) 计算出不同  $t_{SLO}$  条件下的  $t_{A2}$ , 进而利用式 (14-39) 计算出相应的  $\eta_h$ 。最终的计算结果如表 15-2 所示。

表 15-2 低压二次蒸汽温度  $t_{SLO}$  对双压再热式余热锅炉中  $\eta_h \eta_{st}$  的影响关系 [87]

项 目	工 况				
	1	2	3	4	5
余热锅炉出口的主蒸汽压力 (MPa)	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5
余热锅炉出口的主蒸汽温度 ( $^\circ\text{C}$ )	510	510	510	510	510
蒸汽轮机入口的蒸汽压力 (MPa)	12.125	12.125	12.125	12.125	12.125
蒸汽轮机入口的蒸汽温度 ( $^\circ\text{C}$ )	507	507	507	507	507
再热蒸汽压力 (MPa)	2.86	2.86	2.86	2.86	2.86
再热蒸汽温度 ( $^\circ\text{C}$ )	510	510	510	510	510
再热蒸汽进入蒸汽轮机时的压力 (MPa)	2.77	2.77	2.77	2.77	2.77
再热蒸汽进入蒸汽轮机时的温度 ( $^\circ\text{C}$ )	507	507	507	507	507
冷再热蒸汽离开蒸汽轮机时的压力 (MPa)	3.25	3.25	3.25	3.25	3.25
低压二次蒸汽的压力 (MPa)	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72

续表

项 目	上 况				
	1	2	3	4	5
低压二次蒸汽的温度 (°C)	250	240	232	220	210
低压二次蒸汽进入蒸汽轮机时的压力 (MPa)	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70
低压二次蒸汽进入蒸汽轮机时的温度 (°C)	248	238	230	218	208
蒸汽轮机背压 (kPa)	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0
高压蒸汽流量 (t/h)	121.81	121.81	121.81	121.81	121.81
低压二次蒸汽流量 (t/h)	53.52	54.02	54.44	55.08	55.64
蒸汽轮机功率, $P_{st}^0$ (kW)	56262.80	56282.29	56318.53	56194.25	56192.51
余热锅炉的排气温度 (°C)	120.38	120.20	120.04	119.80	119.61
余热锅炉的当量效率 $\eta_h$	0.8023	0.8026	0.8029	0.8034	0.8037
蒸汽轮机的循环效率 $\eta_{st}^0$	0.3438	0.3439	0.3441	0.3431	0.3429
蒸汽轮机循环的有效效率 $\eta_{st}$	0.3285	0.3283	0.3287	0.3278	0.3276
$\eta_h \eta_{st}$	0.2636	0.2637	0.2639	0.2633	0.2633
蒸汽轮机排汽的湿度	8.0%	8.1%	8.2%	8.5%	8.7%

由表 15-2 的计算结果可知:选低压二次蒸汽的温度  $t_{sLO}=232^\circ\text{C}$  时,可以保证  $\eta_h \eta_{st}$  的乘积为最大。

在选定  $t_{sLO}=232^\circ\text{C}$  后,可以进一步研究低压二次蒸汽压力  $p_{sLO}$  的优化选择问题。

计算结果如表 15-3 所示。计算时的假设前提与表 15-2 计算时所选取的完全一致,并取  $p_{sLO}$  在 0.30~1.10MPa 之间变化。

表 15-3 低压二次蒸汽压力  $p_{sLO}$  对双压再热式余热锅炉中  $\eta_h \eta_{st}$  的影响关系<sup>[94]</sup>

项 目	上 况				
	1	2	3	4	5
余热锅炉出口的主蒸汽压力 (MPa)	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5
余热锅炉出口的主蒸汽温度 (°C)	510	510	510	510	510
蒸汽轮机入口的蒸汽压力 (MPa)	12.125	12.125	12.125	12.125	12.125
蒸汽轮机入口的蒸汽温度 (°C)	507	507	507	507	507
再热蒸汽压力 (MPa)	2.86	2.86	2.86	2.86	2.86
再热蒸汽温度 (°C)	510	510	510	510	510
再热蒸汽进入蒸汽轮机时的压力 (MPa)	2.77	2.77	2.77	2.77	2.77
再热蒸汽进入蒸汽轮机时的温度 (°C)	507	507	507	507	507
低压二次蒸汽的压力 (MPa)	1.10	0.90	0.72	0.50	0.30
低压二次蒸汽的温度 (°C)	232	232	232	232	232
低压二次蒸汽进入蒸汽轮机时的压力 (MPa)	1.067	0.873	0.70	0.486	0.2917
低压二次蒸汽进入蒸汽轮机时的温度 (°C)	230	230	230	230	230
冷再热蒸汽离开蒸汽轮机时的压力 (MPa)	3.25	3.25	3.25	3.25	3.25
蒸汽轮机背压 (kPa)	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0
高压蒸汽流量 (t/h)	121.81	121.81	121.81	121.81	121.81
低压二次蒸汽流量 (t/h)	50.20	52.69	54.44	57.71	61.73
蒸汽轮机功率 $P_{st}^0$ (kW)	55911.34	55982.35	56318.53	56164.20	56094.89
余热锅炉的排气温度 (°C)	129.85	124.61	120.04	112.58	103.38
余热锅炉的当量效率 $\eta_h$	0.7845	0.7944	0.8029	0.8169	0.8342
蒸汽轮机的循环效率 $\eta_{st}^0$	0.3492	0.3455	0.3441	0.3374	0.3307
蒸汽轮机循环的有效效率 $\eta_{st}$	0.3336	0.3301	0.3287	0.3224	0.3157
$\eta_h \eta_{st}$	0.2617	0.2622	0.2639	0.2634	0.2622
蒸汽轮机排汽的湿度	8.7%	8.4%	8.2%	7.8%	7.0%

由表 15-3 的计算结果可知：选低压二次蒸汽的压力  $p_{\text{SLO}} = 0.72\text{MPa}$  时，可以保证  $\eta_b \eta_{\text{st}}$  为最大。

通常，Siemens 公司建议选低压二次蒸汽的压力  $p_{\text{SLO}}$  为  $0.5 \sim 0.8\text{MPa}$ ，二次蒸汽的温度  $t_{\text{SLO}}$  为  $200 \sim 260^\circ\text{C}$ ，此时的计算结果是符合上述规定的。随着主蒸汽温度  $t_{\text{sho}}$  的升高，二次蒸汽压力  $p_{\text{SLO}}$  和温度  $t_{\text{SLO}}$  应选得较高一些。

下面进一步来研究再热蒸汽压力  $p_{\text{sro}}$  的优化选择问题。

计算结果如表 15-4 所示。计算时的假设前提与计算表 15-2 时所选取的完全一致，并取  $p_{\text{sro}}$  在  $2.0 \sim 4.0\text{MPa}$  之间变化。

表 15-4 再热蒸汽压力  $p_{\text{sro}}$  对双压再热式余热锅炉中  $\eta_b \eta_{\text{st}}$  的影响关系<sup>[94]</sup>

项 目 \ 状 况	1	2	3	4	5
余热锅炉出口的主蒸汽压力 (MPa)	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5
余热锅炉出口的主蒸汽温度 ( $^\circ\text{C}$ )	510	510	510	510	510
蒸汽轮机入口的蒸汽压力 (MPa)	12.125	12.125	12.125	12.125	12.125
蒸汽轮机入口的蒸汽温度 ( $^\circ\text{C}$ )	507	507	507	507	507
再热蒸汽压力 (MPa)	4.00	3.50	2.86	2.50	2.00
再热蒸汽温度 ( $^\circ\text{C}$ )	510	510	510	510	510
再热蒸汽进入蒸汽轮机时的压力 (MPa)	3.88	3.40	2.77	2.425	1.94
再热蒸汽进入蒸汽轮机时的温度 ( $^\circ\text{C}$ )	507	507	507	507	507
低压二次蒸汽的压力 (MPa)	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72
低压二次蒸汽的温度 ( $^\circ\text{C}$ )	232	232	232	232	232
低压二次蒸汽进入蒸汽轮机时的压力 (MPa)	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70
低压二次蒸汽进入蒸汽轮机时的温度 ( $^\circ\text{C}$ )	230	230	30	230	230
冷再热蒸汽离开蒸汽轮机时的压力 (MPa)	4.545	3.977	3.25	2.84	2.27
蒸汽轮机背压 (kPa)	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0
高压蒸汽流量 (t/h)	124.30	123.11	121.81	120.41	117.96
低压二次蒸汽流量 (t/h)	53.57	54.00	54.44	54.93	55.78
蒸汽轮机功率, $P_{\text{st}}^0$ (kW)	55873.76	55883.54	56318.53	56299.34	55926.46
余热锅炉的排气温度 ( $^\circ\text{C}$ )	119.49	119.76	120.04	120.35	120.89
余热锅炉的当量效率 $\eta_b$	0.8040	0.8035	0.8029	0.8023	0.8013
蒸汽轮机的循环效率 $\eta_{\text{st}}^0$	0.3409	0.3411	0.3441	0.3441	0.3423
蒸汽轮机循环的有效效率 $\eta_{\text{st}}$	0.3257	0.3260	0.3287	0.3288	0.3270
$\eta_b \eta_{\text{st}}$	0.3618	0.2619	0.2639	0.2638	0.2620
蒸汽轮机排汽的湿度	10%	9%	8.2%	7.7%	7%

从表 15-4 的计算结果中可以看出：再热蒸汽压力  $p_{\text{sro}}$  应选为  $2.86\text{MPa}$ ，这样才能保证  $\eta_b \eta_{\text{st}}$  的乘积为最大。

下面进一步来研究高压主蒸汽压力  $p_{\text{sho}}$  的优化选择问题。



计算结果如表 15-5 所示。计算时的假设前提与计算表 15-2 时所选取的也是一样的，并取  $p_{\text{sho}}$  在 8.0~14.0MPa 之间变化。

表 15-5 高压主蒸汽压力  $p_{\text{sho}}$  对双压再热式余热锅炉中  $\eta_h, \eta_{st}$  的影响关系<sup>[94]</sup>

项 目 \ 情 况	1	2	3	4	5
余热锅炉出口的主蒸汽压力 (MPa)	14.0	12.5	11.0	9.0	8.0
余热锅炉出口的主蒸汽温度 (°C)	510	510	510	510	510
蒸汽轮机入口的蒸汽压力 (MPa)	13.58	12.125	10.67	8.75	7.76
蒸汽轮机入口的蒸汽温度 (°C)	507	507	507	507	507
再热蒸汽压力 (MPa)	2.86	2.86	2.86	2.86	2.86
再热蒸汽温度 (°C)	510	510	510	510	510
再热蒸汽进入蒸汽轮机时的压力 (MPa)	2.77	2.77	2.77	2.77	2.77
再热蒸汽进入蒸汽轮机时的温度 (°C)	507	507	507	507	507
冷再热蒸汽离开蒸汽轮机时的压力 (MPa)	3.25	3.25	3.25	3.25	3.25
低压二次蒸汽的压力 (MPa)	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72
低压二次蒸汽的温度 (°C)	232	232	232	232	232
低压二次蒸汽进入蒸汽轮机时的压力 (MPa)	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70
低压二次蒸汽进入蒸汽轮机时的温度 (°C)	230	230	230	230	230
蒸汽轮机背压 (kPa)	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0
高压蒸汽流量 (t/h)	118.79	121.81	126.12	132.25	135.25
低压二次蒸汽流量 (t/h)	58.17	54.44	50.18	44.03	40.63
蒸汽轮机功率 $P_{st}^0$ (kW)	56098.35	56318.53	56171.82	55933.20	55477.47
余热锅炉的排气温度 (°C)	119.79	120.04	120.04	120.08	120.05
余热锅炉的当量效率 $\eta_h$	0.8034	0.8029	0.8029	0.8029	0.8029
蒸汽轮机的循环效率 $\eta_{st}^0$	0.3425	0.3441	0.3431	0.3417	0.3389
蒸汽轮机循环的有效效率 $\eta_{st}$	0.3272	0.3287	0.3279	0.3265	0.3238
$\eta_h \eta_{st}$	0.2629	0.2639	0.2632	0.2621	0.2600
蒸汽轮机排汽的湿度	8.3%	8.2%	8.1%	8.0%	7.9%

从表 15-5 的计算结果中可以看出：高压主蒸汽的压力  $p_{\text{sho}}$  应选为 12.5MPa，这样就能确保  $\eta_h \eta_{st}$  的乘积为最大。

计算表明：在采用再热循环方案后，蒸汽轮机尾部蒸汽的湿度将明显地减小。

余热锅炉蒸汽参数的选择也可以参见 GE 公司和 Siemens 公司的规范，如表 14-4~表 14-6 所示。

### 第七节 装备多压力级余热锅炉的联合循环性能的比较<sup>[92]</sup>

图 15-26 所示为 Siemens 公司设计计算的一台 V84.2 燃气轮机组成的联合循环中五种蒸汽循环过程的参数以及整台机组的性能指标。

在文献 [92] 中曾对图 15-26 所示示例进行过核算，获得了五种联合循环的性能数据，如表 15-6 所示。

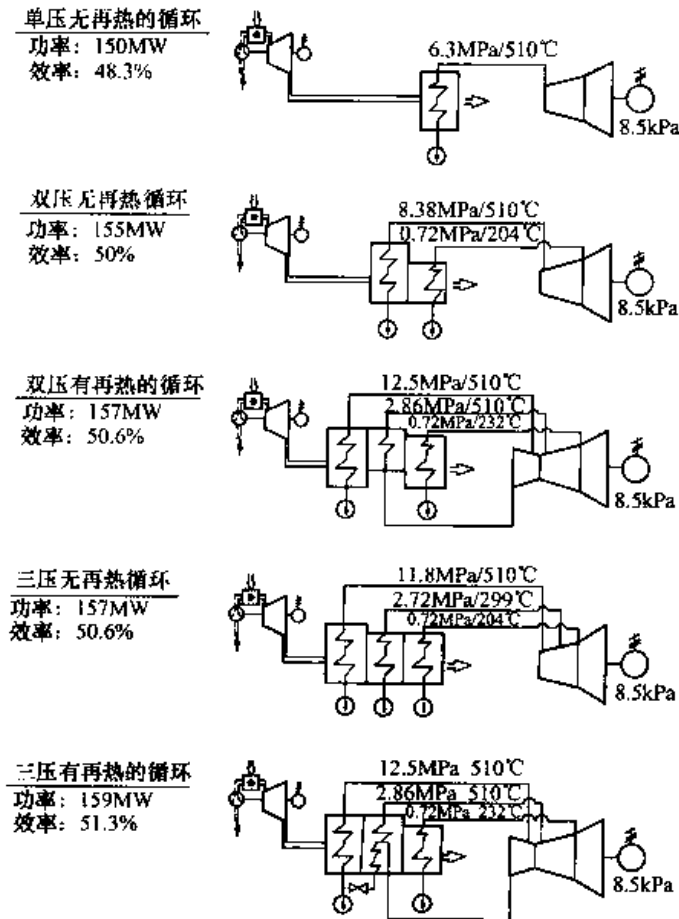


图 15-26 一台 V84.2 燃气轮机组成的联合循环中五种蒸汽循环过程的参数以及机组的性能指标

表 15-6 五种联合循环性能参数的核算结果<sup>[92]</sup>

序 号	性能参数的核算结果
1	<p>由 V84.2 燃气轮机组成的单压余热锅炉型联合循环</p> <p>主蒸汽参数: 6.3MPa/510°C</p> <p>燃气轮机净功率 <math>P_{gt}=100000\text{kW}</math>, 汽轮机净功率 <math>P_{st}=50000\text{kW}</math></p> <p>机组的总净功率 <math>P_{\Sigma}=150000\text{kW}</math>, <math>P_{st}/P_{gt}=0.5000</math></p> <p>机组的发电效率 <math>\eta_{cc}^j=0.483</math></p> <p>燃气轮机净效率 <math>\eta_{gt}=0.3220</math>, 汽轮机净效率 <math>\eta_{st}=0.3300</math></p> <p>余热锅炉当量效率 <math>\eta_h=0.7472</math>, <math>\eta_h\eta_{st}=0.2466</math></p>
2	<p>由 V84.2 燃气轮机组成的双压无再热余热锅炉型联合循环</p> <p>主蒸汽参数: 8.38MPa/510°C/0.72MPa/204°C</p> <p><math>P_{gt}=99000\text{kW}</math>, <math>P_{st}=56000\text{kW}</math>, <math>P_{\Sigma}=155000\text{kW}</math></p> <p><math>P_{st}/P_{gt}=0.5657</math>, <math>\eta_{cc}^j=0.50</math>, <math>\eta_{gt}=0.3193</math>,</p> <p><math>\eta_{st}=0.3511</math>, <math>\eta_h=0.7846</math>, <math>\eta_h\eta_{st}=0.2755</math></p>
3	<p>由 V84.2 燃气轮机组成的双压再热余热锅炉型联合循环</p> <p>主蒸汽参数: 12.5MPa/510°C/0.86MPa/510°C/0.72MPa/232°C</p> <p><math>P_{gt}=98500\text{kW}</math>, <math>P_{st}=58500\text{kW}</math>, <math>P_{\Sigma}=157000\text{kW}</math></p> <p><math>P_{st}/P_{gt}=0.5939</math>, <math>\eta_{cc}^j=0.506</math>, <math>\eta_{gt}=0.3175</math>,</p> <p><math>\eta_{st}=0.3567</math>, <math>\eta_h=0.8033</math>, <math>\eta_h\eta_{st}=0.2866</math></p>

续表

序 号	性能参数的核算结果
4	<p>由 V84.2 燃气轮机组成的三压无再热余热锅炉型联合循环</p> <p>主蒸汽参数: 11.8MPa/510℃/2.72MPa/299℃/0.72MPa/204℃</p> <p><math>P_{gt}=98500\text{kW}</math>, <math>P_{st}=58500\text{kW}</math>, <math>P_{\Sigma}=157000\text{kW}</math></p> <p><math>P_{st}/P_{gt}=0.5939</math>, <math>\eta_{cc}^G=0.506</math>, <math>\eta_{gt}=0.3175</math>,</p> <p><math>\eta_{st}=0.3567</math>, <math>\eta_h=0.8033</math>, <math>\eta_h\eta_{st}=0.2866</math></p>
5	<p>由 V84.2 燃气轮机组成的三压再热余热锅炉型联合循环</p> <p>主蒸汽参数: 12.5MPa/510℃/2.86MPa/510℃/0.72MPa/232℃</p> <p><math>P_{gt}=98000\text{kW}</math>, <math>P_{st}=61000\text{kW}</math>, <math>P_{\Sigma}=159000\text{kW}</math></p> <p><math>P_{st}/P_{gt}=0.6224</math>, <math>\eta_{cc}^G=0.513</math>, <math>\eta_{gt}=0.3162</math>,</p> <p><math>\eta_{st}=0.3591</math>, <math>\eta_h=0.8315</math>, <math>\eta_h\eta_{st}=0.2986</math></p>

由表 15-6 所示的数据可知:

(1) 当组成余热锅炉型联合循环的燃气轮机已经选定后, 随着余热锅炉由单压蒸汽系统向双压蒸汽系统和三压蒸汽系统的发展, 联合循环的发电效率  $\eta_{cc}^G$  将不断地增高。这是由于蒸汽系统中  $\eta_h\eta_{st}$  的乘积在不断地增大, 特别是当余热锅炉的单压蒸汽系统改为双压无再热的蒸汽系统以及由双压再热式 (或三压无再热式) 蒸汽系统改为三压再热式蒸汽系统时,  $\eta_{cc}^G$  的增大幅度比较大的缘故。但由双压再热式蒸汽系统改为三压无再热的蒸汽系统时, 联合循环的  $\eta_{cc}^G$  和  $P_{\Sigma}=P_{gt}+P_{st}$  都变化得很小, 甚至并无增大的趋势。由双压无再热的蒸汽系统改为双压再热式蒸汽系统时,  $\eta_{cc}^G$  的增大幅度也不是很大, 因而目前工程上用得最多的余热锅炉型式是双压无再热的以及三压有再热的蒸汽系统。

(2) 当组成余热锅炉型联合循环的燃气轮机已经选定后, 随着余热锅炉由单压向双压和三压蒸汽系统的发展, 机组的  $P_{\Sigma}=P_{gt}+P_{st}$  会略有增大的趋势, 但是增大幅度并不会很大。这是由于在采用再热系统后, 再热蒸汽系统的压力损失比较大的缘故。然而, 当余热锅炉由单压改为双压系统时 (无论是有再热还是无再热),  $P_{\Sigma}$  的增加幅度相对会略微大一些, 其主要原因是由于余热锅炉的  $\eta_h$  增量较大, 致使蒸汽流量增幅较大的缘故。同时燃气轮机的净功率  $P_{gt}$  略有下降的趋势, 而蒸汽轮机的净功率则有一定程度增大的趋势。

(3) 当组成余热锅炉型联合循环的燃气轮机已经选定后, 随着余热锅炉由单压向双压和三压蒸汽系统的发展, 燃气轮机循环的净效率  $\eta_{gt}$  略有下降的趋势, 这是由于流经余热锅炉的燃气阻力有所增大的缘故; 但蒸汽轮机循环的有效效率  $\eta_{st}$  却有较大幅度增大的趋势, 这是由于蒸汽参数的提高, 特别是在采用再热循环时, 循环的平均初温有所增高, 而且蒸汽乏汽的湿度又明显减小, 致使蒸汽轮机的内效率和循环有效效率  $\eta_{st}$  能够同步增高的缘故。

(4) 当组成余热锅炉型联合循环的燃气轮机已经选定后, 随着余热锅炉由单压向双压和三压蒸汽系统的发展, 余热锅炉的当量效率  $\eta_h$  总体上是逐渐增高的, 这是由于在采用双压和三压蒸汽系统后, 余热锅炉的排气温度  $t_{A2}$  会有相当幅度下降的趋势, 特别是由单压系统改为双压系统时,  $t_{A2}$  的降低程度更加明显。但当采用双压或三压的再热蒸汽系统时,  $\eta_h$  值却有两种变化趋势。如在双压 (或三压) 无再热的以及有再热的蒸汽系统中, 各种影响因素 [如燃气初温  $t_4$ 、主蒸汽温度  $t_{sho}$ 、中压蒸汽参数 ( $p_{smo}$ 、 $t_{smo}$ )、低压二次蒸汽参数 ( $p_{slo}$ 、 $t_{slo}$ )、节点温差 ( $\delta_H$ 、 $\delta_M$ 、 $\delta_L$ )、接近点温差 ( $\Delta t_{aH}$ 、 $\Delta t_{aM}$ 、 $\Delta t_{aL}$ ) 以及凝汽器背压] 彼此均取得相同, 则当改用再热蒸汽系统时, 由于  $t_{A2}$  是增高的, 致使相对于无再热的蒸汽系统而言,  $\eta_h$  是下降的。但由于采用再热蒸汽系统后,  $\eta_{st}$  将增大较多, 因而  $\eta_h\eta_{st}$  的乘积和  $\eta_{cc}^G$  仍然会有一定程度的增加。当改用再热蒸汽系统时, 还可以用进一步降低节点温差和接近点温差的方法, 使  $t_{A2}$  趋于下降, 反而使  $\eta_h$  略有增升的趋势, 如表 15-6 的数据所示。这种方法可以使  $\eta_h\eta_{st}$ 、 $\eta_{cc}^G$  以及  $P_{st}$

增高得较多。

(5) 当组成余热锅炉型联合循环的燃气轮机已经选定时, 余热锅炉主蒸汽和再热蒸汽的温度可以根据燃气透平的排气温度(即进入余热锅炉的燃气温度) $t_4$ 来选择。通常, 它们应比 $t_4$ 低 $25\sim 40^\circ\text{C}$ 。而主蒸汽的压力 $p_{sho}$ 、中压蒸汽的参数( $p_{smo}$ 、 $t_{smo}$ )以及低压二次蒸汽的参数( $p_{sLo}$ 、 $t_{sLo}$ )等则应根据使 $\eta_h \eta_{st}$ 的乘积为最大, 也就是使 $P_{st}$ 为最大的原则进行优化选择。如表15-6所示: 单压余热锅炉中主蒸汽的压力 $p_s$ 比较低; 双压无再热余热锅炉中主蒸汽的压力 $p_{sho}$ 将略有增高; 双压再热式余热锅炉中主蒸汽的压力 $p_{sho}$ 将略有增高; 双压再热式余热锅炉中主蒸汽的压力 $p_{sho}$ 有较大提高; 三压无再热余热锅炉中主蒸汽的压力 $p_{sho}$ 要比双压无再热余热锅炉的高, 但比双压再热式余热锅炉的略低。三压再热式余热锅炉中主蒸汽的压力 $p_{sho}$ 则要比三压无再热余热锅炉的略高, 但与双压再热式余热锅炉是有相同水平。双压和三压余热锅炉(无论是再热式还是非再热式)中低压二次蒸汽压力 $p_{sLo}$ 均可以选取同一个水平, 但再热式余热锅炉中低压二次蒸汽温度 $t_{sLo}$ 则应比非再热式余热锅炉的略高一些。双压再热式余热锅炉中再热蒸汽的压力可以与三压再热式余热锅炉中中压蒸汽的压力相当, 但它们都将比三压无再热余热锅炉中中压蒸汽的压力略微高一些。

计算表明: 在优化选择主蒸汽压力、中压蒸汽压力以及低压二次蒸汽压力时, 若通过改善蒸汽轮机通流部分的设计性能来提高其内效率, 则与 $\eta_h \eta_{st}$ 乘积为最大的优化点相对应的这些压力值都有向高压侧发展的趋势。

计算表明: 在优化选择低压二次蒸汽的压力 $p_{sLo}$ 和温度 $t_{sLo}$ 时, 必须注意: 主蒸汽流在汽缸内膨胀到该二次低压 $p_{sLo}$ 状态时的温度不能比 $t_{sLo}$ 低 $50^\circ\text{C}$ , 否则会不利于汽轮机的结构设计。

表15-7~表15-10中分别给出了各种因素对单压余热锅炉、双压无再热余热锅炉、双压再热式余热锅炉、三压无再热余热锅炉的排气温度 $t_{A2}$ 、当量效率 $\eta_h$ 以及各股蒸汽流量 $q_{si}$ 的影响规律。

表 15-7 各种因素对单压余热锅炉中蒸汽流量 $q_s$ 、 $t_{A2}$ 和 $\eta_h$ 的影响规律<sup>[87]</sup>

影响因素	$q_s$	$t_{A2}$	$\eta_h$
$p_{so} \uparrow$	↓	↑	↓
$t_{so} \uparrow$	↓	↑	↓
$\delta \uparrow$	↓	↑	↓
$\Delta v_a \uparrow$	↓	↑	↓
$p_k \uparrow$	不变	↑	↓
$t_4 \uparrow$	↑	↓	↑

表 15-8 各种因素对双压无再热的余热锅炉中蒸汽流量 $q_{sh}$ 与 $q_d$ 、 $t_{A2}$ 和 $\eta_h$ 的影响规律

影响因素	$q_{sh}$	$q_{sl}$	$q_{sh} + q_d$	$t_{A2}$	$\eta_h$
$p_{sho} \uparrow$	↓	↑	↑	↓	↑
$t_{sho} \uparrow$	↓	↑	↓	↑	↓
$p_{sLo} \uparrow$	不变	↓	↓	↑	↓
$t_{sLo} \uparrow$	不变	↓	↓	↑	↓
$\delta_H \uparrow$	↓	↑	↑	↓	↑
$\delta_L \uparrow$	不变	↓	↓	↑	↓
$\Delta v_{sh} \uparrow$	↓	↑	↑	↓	↑
$\Delta v_{sl} \uparrow$	不变	↓	↓	↑	↓
$p_k \uparrow$	不变	不变	不变	↑	↓
$t_4 \uparrow$	↑	↓	↑	↓	↑

表 15-9 各种因素对双压再热的余热锅炉中蒸汽流量  $q_{sh}$  与  $q_{sl}$ 、 $t_{A2}$  和  $\eta_h$  的影响规律<sup>[87]</sup>

影响因素	$q_{sh}$	$q_{sl}$	$q_{sh}+q_{sl}$	$t_{A2}$	$\eta_h$
$p_{sho} \uparrow$	↓	↑	基本不变	基本不变, 略有减小之势	↑
$t_{sho} \uparrow$	↓	↑	↓	↑	↓
$p_{sro} \uparrow$	不变	↓	↓	↑	↓
$t_{sro} \uparrow$	不变	↓	↓	↑	↓
$p_{sro} \uparrow$	↑	↓	↑	↓	↑
$t_{sro} \uparrow$	↓	↑	↓	↑	↓
$\delta_H \uparrow$	↓	↑	↑	↓	↑
$\delta_L \uparrow$	不变	↓	↓	↑	↓
$\Delta t_{sl} \uparrow$	↓	↑	↑	↓	↑
$\Delta t_{sl} \uparrow$	不变	↓	↓	↑	↓
$p_k \uparrow$	不变	不变	不变	↑	↓
$t_4 \uparrow$	↑	↓	↑	↓	↑

表 15-10 各种因素对三压无再热的余热锅炉中蒸汽流量  $q_{sh}$ 、 $q_{sm}$  与  $q_{sl}$ 、 $t_{A2}$  和  $\eta_h$  的影响规律<sup>[87]</sup>

影响因素	$t_{A2}$	$\eta_h$	$q_{sh}$	$q_{sm}$	$q_{sl}$	$q_{sh}+q_{sl}$
$p_{sho} \uparrow$	↓	↑	↓	↑	↓	↑
$t_{sho} \uparrow$	↑	↓	↓	↑	↑	↓
$p_{smo} \uparrow$	↓	↑	不变	↓	↑	↑
$t_{smo} \uparrow$	↑	↓	不变	↓	↑	↓
$p_{sro} \uparrow$	↑	↓	不变	↑	↓	↓
$t_{sro} \uparrow$	↑	↓	不变	↓	↑	↓
$\delta_H \uparrow$	↓	↑	↓	↑	↓	↑
$\delta_M \uparrow$	↓	↑	不变	↓	↑	↑
$\delta_L \uparrow$	↑	↓	不变	↑	↓	↓
$\Delta t_{sl} \uparrow$	↓	↑	↓	↑	↓	↑
$\Delta t_{sl} \uparrow$	↓	↑	不变	↓	↑	↑
$\Delta t_{sl} \uparrow$	↑	↓	不变	↑	↓	↓
$p_k \uparrow$	↑	↓	不变	不变	不变	不变
$t_4 \uparrow$	↓	↑	↑	↓	↓	↑

由以上各表中可以发现, 影响余热锅炉排气温度  $t_{A2}$  的因素有三大类, 即进入余热锅炉的燃气温度  $t_4$ 、节点温差  $\delta$  和接近点温差  $\Delta t_a$  以及蒸汽的参数  $p_{sho}$ 、 $t_{sho}$ 、 $p_{sro}$ 、 $t_{sro}$ 、 $p_{smo}$ 、 $t_{smo}$ 、 $p_{sro}$ 、 $t_{sro}$ 、 $p_{sl}$ 、 $t_{sl}$ 、 $p_k$ 。通过以上计算得知:

(1) 不论余热锅炉的蒸汽系统是什么类型(单压、双压、三压、有再热或无再热),  $t_4$  对  $t_{A2}$  的影响方向都是一致的, 而且影响幅度最大。 $t_4$  的增高将有利于使  $t_{A2}$  下降, 促使余热锅炉的当量效率  $\eta_h$  增高。因而, 在有补燃的余热锅炉中, 经补燃后的  $t_4$  值很高(700~1000℃), 即使不采用双压或三压蒸汽系统,  $t_{A2}$  仍然可以降得很低, 所以目前大多数补燃式余热锅炉均采用单压蒸汽系统。

(2) 节点温差  $\delta$  和接近点温差  $\Delta t_a$  对  $t_{A2}$  的影响有两种截然不同的方向, 无论是单压、双压、三压、有再热或无再热的余热锅炉, 随着低压侧  $\delta_L$  和  $\Delta t_{sl}$  的增大,  $t_{A2}$  不断增高, 即  $\eta_h$  下降, 而且变化的幅度比较大。随着中压侧和高压侧  $\delta_M$ 、 $\delta_H$ 、 $\Delta t_{sm}$  和  $\Delta t_{sh}$  的增大,  $t_{A2}$  却有不断地下降的趋势, 但其变化幅度相当微小。因而, 在以上五种不同蒸汽系统的余热锅炉中, 影响  $t_{A2}$  和  $\eta_h$  的节点温差和接近点温差不是中压侧和高压侧的, 而是低压侧的  $\delta_L$  和  $\Delta t_{sl}$ 。

(3) 在以上五种蒸汽系统的余热锅炉中, 蒸汽压力和温度对  $t_{A2}$  的影响方向也是不完全一致的。随着低压蒸汽压力  $p_{sLO}$  和温度  $t_{sLO}$  的升高,  $t_{A2}$  都是增高的, 但  $p_{sLO}$  的影响幅度要比  $t_{sLO}$  的大; (在单压蒸汽系统的余热锅炉中, 只有一种蒸汽压力  $p_{sO}$ , 可以把它当作低压蒸汽来处理)。随着高压蒸汽压力  $p_{sHO}$  的增高,  $t_{A2}$  是下降的; 但是随着高压蒸汽温度  $t_{sHO}$  的增高,  $t_{A2}$  却是升高的。在三压余热锅炉中, 中压蒸汽压力  $p_{sMO}$  和温度  $t_{sMO}$  对  $t_{A2}$  的影响方向与高压蒸汽压力  $p_{sHO}$  和温度  $t_{sHO}$  对  $t_{A2}$  的影响方向一致。而且无论在双压, 还是三压有再热的余热锅炉中, 再热蒸汽压力  $p_{sRO}$  和温度  $t_{sRO}$  对  $t_{A2}$  的影响方向也是与  $p_{sHO}$  和  $t_{sHO}$  对  $t_{A2}$  的影响方向一致。

(4) 在以上五种蒸汽系统的余热锅炉中, 凝汽压力  $p_k$  对  $t_{A2}$  的影响方向是完全一致的, 即随着  $p_k$  的增高,  $t_{A2}$  增大。其影响幅度并不小。

(5) 计算表明, 在双压或三压余热锅炉中, 当一切影响因素均相同时 ( $t_4$ 、 $p_{sHO}$ 、 $t_{sHO}$ 、 $p_{sMO}$ 、 $t_{sMO}$ 、 $p_{sLO}$ 、 $t_{sLO}$ 、 $\delta_H$ 、 $\delta_M$ 、 $\delta_L$ 、 $\Delta t_{aH}$ 、 $\Delta t_{aL}$ 、 $p_k$ ), 有再热循环的余热锅炉的排气温度  $t_{A2}$  将高于无再热循环者。

(6) 当余热锅炉的蒸汽系统由单压向双压、三压、无再热和有再热的方向发展时, 总蒸汽流量会不断地发生变化。单压余热锅炉的最小, 双压无再热循环的最多, 三压无再热循环的次之。无论是双压还是三压循环系统, 当采用再热方案后, 总蒸汽流量都会有一定幅度的减少。

### 第八节 余热锅炉的变工况特性<sup>[90]</sup>

由于外界环境温度和负荷工况的变化, 燃气轮机总是处于变工况状态下运行, 因而了解与其匹配的余热锅炉的变工况特性是很重要的。

在联合循环中, 蒸汽轮机是按滑压方式运行的, 即随着机组负荷的降低, 蒸汽轮机的进汽压力、温度和流量都会相应地减小。一般来说, 主蒸汽压力首先线性地下降, 当达到某一个合适的最低压力限值  $p_{smin}$  后, 它将维持恒压工况运行, 如图 15-27 所示。相应的蒸汽流量  $q_s$  的变化关系则如图 15-28 所示。

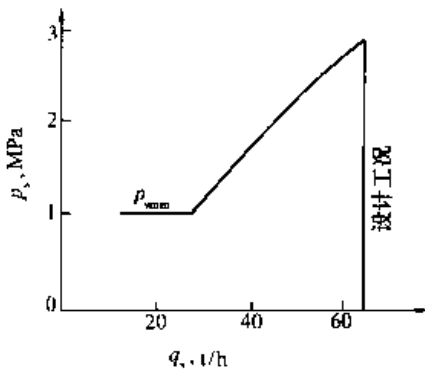


图 15-27 滑压运行时蒸汽压力的变化关系

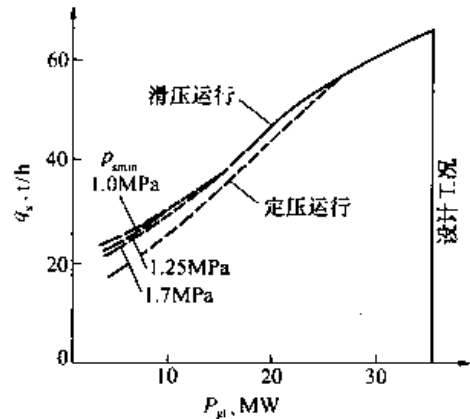


图 15-28 滑压运行时蒸汽流量  $q_s$  的变化关系

显然, 余热锅炉的产汽量  $q_s$  将随燃气轮机排气流量和排气温度  $t_4$  的升高而增高, 这是由于排气中可以回收的热能随之增大的缘故。此外, 随着饱和蒸汽压力的降低, 蒸汽流量也会略有增大的趋势, 这是因为相应的饱和蒸汽温度会有所降低, 而传热温差有所增大的结果。

至于余热锅炉出口的过热蒸汽温度, 则主要随燃气轮机排气温度  $t_4$  而变, 它受燃气流量和饱和蒸汽压力的影响较小。图 15-29 所示为余热锅炉中当蒸汽压力恒定不变时, 过热蒸汽温度的变工况特性。由图可知: 过热蒸汽的温度  $t_{sO}$  将随燃气轮机排气流量  $q_g$  的减小和排气温度  $t_4$  的增高而上升。

图 15-30 所示为余热锅炉中蒸汽压力恒定不变时, 接近点温差  $\Delta t_a$  的变工况特性。由图可知: 燃气

轮机燃气流量  $\bar{q}_g$  的变化对接近点温差  $\Delta t_a$  的影响不大, 但  $\Delta t_a$  值却随燃气轮机排气温度  $t_4$  的下降而明显地减小, 这正是与单轴燃气轮机匹配的余热锅炉在大气温度较低时以及在启动和低负荷工况下, 省煤器容易发生汽化的原因。

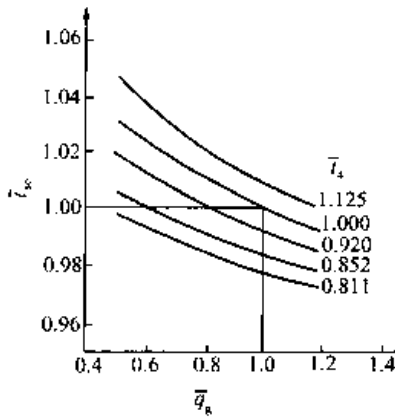


图 15-29 余热锅炉中当蒸汽压力恒定时, 过热蒸汽温度的变工况特性

$$\bar{q}_g = q_g / q_{g0}; \quad \bar{t}_s = t_s / t_{s0};$$

$$\bar{t}_4 = t_4 / t_{40}; \quad \text{下角 } 0 \text{—设计值}$$

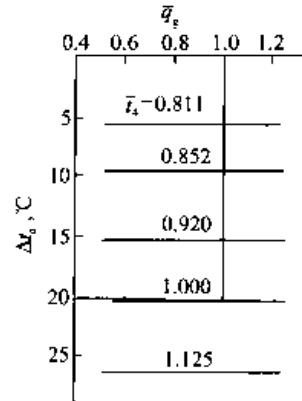


图 15-30 余热锅炉中接近点温差的变工况特性

$$\bar{q}_g = q_g / q_{g0};$$

$$\bar{t}_s = t_s / t_{s0}; \quad \text{下角 } 0 \text{—设计值}$$

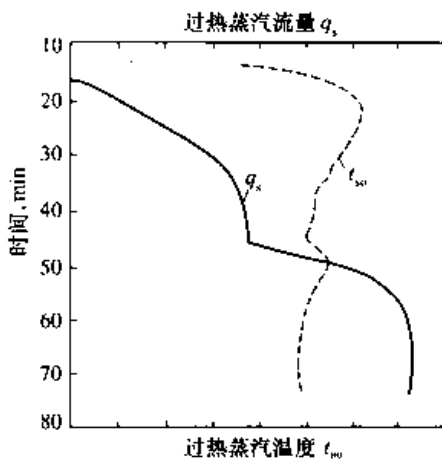


图 15-31 启动过程中余热锅炉的蒸汽流量  $q_s$  和蒸汽温度  $\bar{t}_s$  随时间的变化关系

此外, 还必须注意余热锅炉的启动特性对其设计与运行经济性和安全性的影响。图 15-31 所示为某台余热锅炉在启动过程中蒸汽流量和蒸汽温度随时间而变化的动态特性。由于启动过程中这些热力参数的急剧变化, 会使余热锅炉的部件承受很大的热应力。若不能合理地控制启动过程及其参数的变化程序, 则会使余热锅炉发生低周波的疲劳破坏。

联合循环装置中, 三大部件的典型冷态启动时间为: 燃气轮机  $\tau_{gt} = 10 \sim 20 \text{min}$ ; 余热锅炉  $\tau_{HRSG} = 30 \sim 90 \text{min}$ ; 蒸汽轮机  $\tau_{st} = 90 \sim 120 \text{min}$ 。虽然蒸汽轮机的启动时间最长, 但其暖机所需要的蒸汽参数比较低, 可以在燃气轮机启动前利用其他蒸汽源提前暖机, 因而为了缩短整个联合循环系统的启动时间, 关键在于余热锅炉的启动特性和启动时间上。

## 第九节 余热锅炉的结构<sup>[17]、[90]</sup>

文献 [17] 的第 5 册和文献 [90] 中, 对余热锅炉结构问题作过详细分析, 特介绍如下:

余热锅炉由烟道系统和余热锅炉本体两大部分组成。余热锅炉本体包括入口过渡段烟道、受热面组件 (低压蒸发器、省煤器、蒸发器、过热器和再热器组件)、锅筒 (又称汽包)、构架、平台、楼梯以及箱体等部件。每种受热面组件由管簇组、支吊架和联箱组成。此外, 余热锅炉还装配有压力表、温度计、水位计、安全阀、吹灰器等主要附件。

### 一、烟道系统

图 15-32 所示为自然循环余热锅炉的布置图。

由图 15-32 可知, 从燃气轮机排出的高温烟气有两路出口: 一路进入余热锅炉, 流过各级受热面,

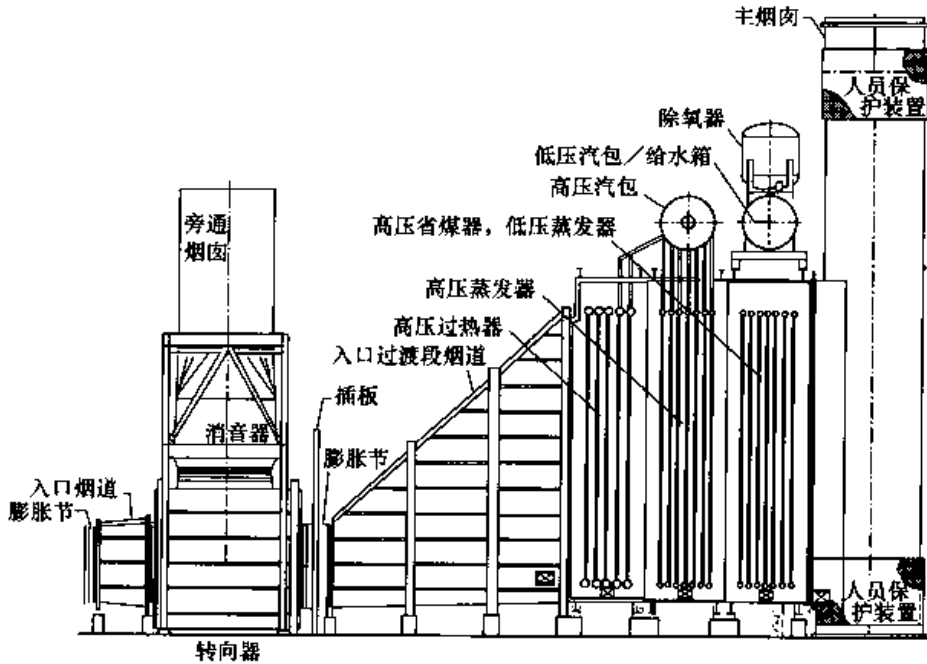


图 15-32 自然循环余热锅炉的布置

从主烟囱排入大气；另一路进入旁通烟囱，排入大气。每路烟道上都装有挡板，余热锅炉入口烟道上装的挡板称“入口挡板”，旁通烟道上装的挡板称“旁通挡板”。在有些余热锅炉上，把入口挡板和旁通挡板合二为一，称为“烟道挡板”。当燃气轮机工作而余热锅炉不工作时，旁通挡板开启，入口挡板关闭。燃气轮机和余热锅炉同时工作时，旁通挡板关闭，入口挡板开启。有些余热锅炉，在余热锅炉入口烟道处还装有插板。在燃气轮机工作而余热锅炉较长时间不工作时，可以把插板插入烟道，使燃气轮机和余热锅炉完全隔离。有些立式布置的余热锅炉，在主烟囱处装有挡板，称“烟囱挡板”。对于启停频繁的余热锅炉，当余热锅炉短时间停炉时，可以关闭烟囱挡板，以防止余热锅炉内的热量损失。因为余热锅炉内温度比较高，周围冷空气可以进入余热锅炉形成自然对流而将热量带走，关闭烟囱挡板就能防止外界气流进入余热锅炉，以保存热量，有利于随时启动余热锅炉。如果余热锅炉要停炉检修，希望冷却速度快些，则可以开启烟囱挡板。

入口烟道和旁通烟道都装有膨胀节，这是由于烟道受热后要伸长，会对烟道的支架产生热应力，采用膨胀节就能吸收烟道的伸长量，从而减小热应力。

在设计时，主烟囱和旁通烟囱应考虑避雷和防雨措施。

目前，在许多燃气轮机联合循环装置中都采用旁通烟道，其作用有：

(1) 增加了联合循环装置运行的灵活性。正常情况下，以联合循环方式运行，特殊情况下，燃气轮机可以单独运行。

(2) 余热锅炉和燃气轮机匹配性好。燃气轮机从冷态启动到额定负荷只需不到 20min，而余热锅炉和汽轮机的升温（压）和升负荷速度取决于金属允许的热应力，从冷态启动到额定负荷约需 2h。调节挡板开度可以使余热锅炉、汽轮机和燃气轮机很好匹配。

(3) 能减小余热锅炉经受的热冲击。旁通挡板或入口挡板，在全关位置时，要求密封性好，以避免烟气泄漏。如某台余热锅炉，设计的最大泄漏率为 0.2%，挡板每一边上装有密封装置，它由两条不锈钢弹性板组成，中间由风机供给密封空气，其压力应高于燃气压力，以保证密封效果。

## 二、余热锅炉本体

余热锅炉本体采用模块式结构。这种经过工厂试验的各模块，便于装运，可缩短现场安装工期，降低建造费用。图 15-8 和图 15-9 分别表示了一台自然循环余热锅炉和一台强制循环余热锅炉的本体模块



式结构。

从图上可以看到，整个余热锅炉分成几个大组件，每个大组件均在制造厂组合好，在现场可将各组件直接安装成余热锅炉，故可缩短安装时间。组件有烟道、膨胀节、90°转弯段、支承框架、汽包、烟囱、烟囱挡板、烟囱缩口、过热器、蒸发器、省煤器、旁路烟道及其挡板和膨胀节等。

有热烟气流过的组件，均设置管箱板，以减少散热损失，同时也保证运行人员的安全。管箱板由金属板与保温层组成，与高温烟气接触的内壁采用耐热合金钢的钢板，外壁则采用碳钢板。两块金属板之间是矿物纤维的保温层，外壁与内壁用螺栓连接。螺栓预先焊在外壁钢板的内侧，在内壁相应位置处预先冲孔眼。孔的直径要比螺栓直径大，多余的孔隙量可以允许内壁和外壁有相对移动。这是因为内壁和外壁的温度不同，材料不同，受热后的膨胀伸长量也不同，致使两壁之间会有相对移动。外壁上焊有加强框架，可保证管箱板的强度和刚度，外壁的两端焊有法兰，可以用来连接组件。

随着烟气在余热锅炉中的流动，烟温逐渐降低，所以管箱板也可以逐渐减薄，省煤器出口的烟气温度不超过 200℃，可以直接用碳钢板制造烟道，以替代管箱板。

#### (一) 入口过渡段烟道

要求烟气均匀地流入过热器段，因此入口过渡段烟道内常常装有导流板。此外，要求它能经受热冲击和烟气压力。

入口过渡段烟道由内壁面耐热不锈钢板、中间保温层和箱体钢板、外壁铝合金护板组成。内壁耐热不锈钢钢板之间的接缝处，必须考虑膨胀和密封的要求。

#### (二) 受热面组件

受热面组件指的是过热器、蒸发器、省煤器和低压蒸发器等，对于立式布置的余热锅炉或者卧式布置的余热锅炉而言，各自的受热面组件的结构型式基本上是相同的，只是管子直径及有关尺寸略有不同而已。各组件由管束、联箱、支吊架（或固定架）等组成，如图 15-33 所示。

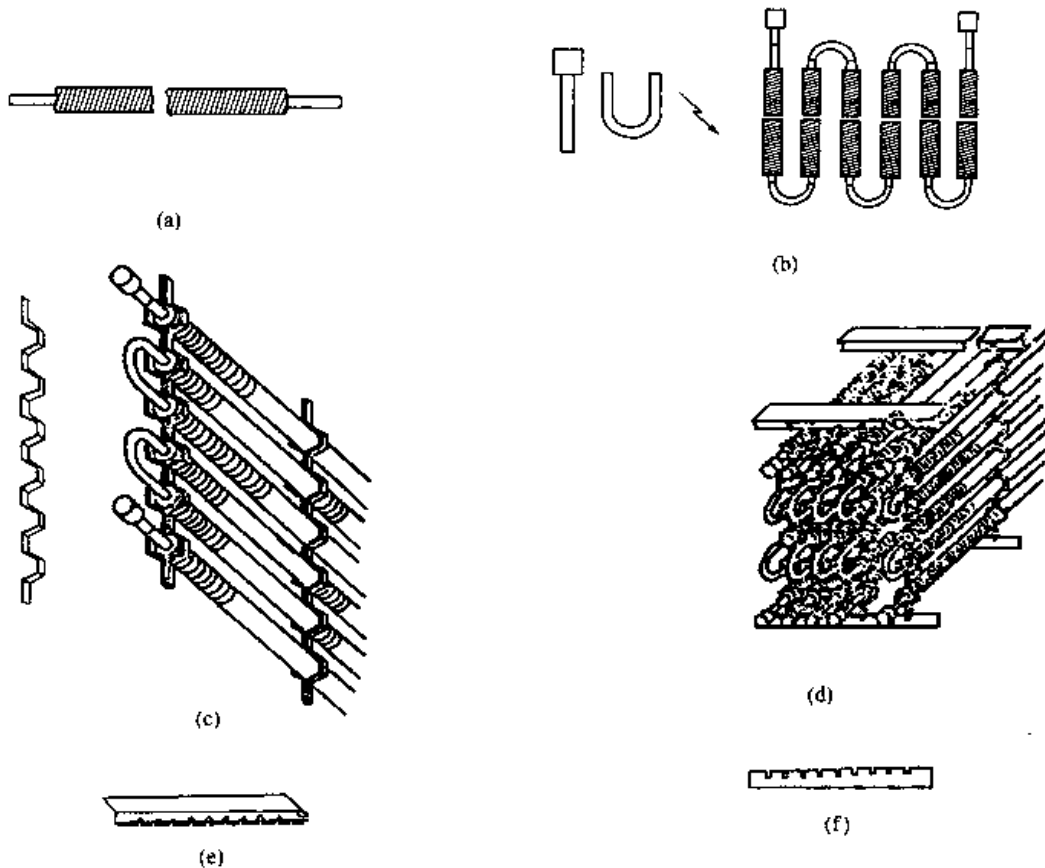


图 15-33 受热面组件

(a) 肋片管；(b) 焊接成一根蛇形管；(c) 装支吊架；(d) 成套的蛇形管组件；(e) 吊装顶板；(f) 吊架底板

### 1. 管组

每个受热面组件的管组包括几十根管子，管子带肋片的，组成蛇形管组。肋片管是用一定厚度（如1mm）和一定宽度（如12~20mm）的薄钢带绕在光管外壁上，绕线型式为螺旋线。由此可以增加肋片管的传热面积，从而增加单位管长的传热量，并使布置紧凑，从而减小余热锅炉的体积。薄钢带与光管外壁是用电阻焊接法焊在一起的，以使钢带与管外壁紧密结合，保证良好的传热效果。

图15-33中还表示了整个受热面组件的装配过程，两根直的肋片管用 $180^\circ$ 弯头连接，连接方式采用焊接，最后组成一根蛇形管。几十根并联的蛇形管可以组成一组管。管子弯头采用光管，处在高温烟道以外，使肋片管和弯头（光管）之间的焊缝不和高温烟气接触。有些制造厂规定，带肋片的管段不允许用两段管子拼接而成，以提高可靠性。图15-34是一组带肋片管的受热面组件焊接后的照片。

### 2. 支吊架

采用“蜂窝状”吊架，用两块凸凹板可以组成一个“蜂窝状”吊架，凸凹的形状是一个等六边形，像蜂窝的形状，所以称“蜂窝状”吊架。图15-33(c)中所示为一根水平蛇形管的吊架，如果管子沿水平方向很长，需要多装吊架，大约每隔1m需一个吊架，如并联的管子数目是30根，在同一距离上就有30个吊架。采用吊架顶板和底板可以将此30个吊架组合起来，最后组成如图15-33(d)中所示的一个大的坚固的管组。顶板和底板用厚的碳钢钢板制造，能够承受管组的重量。

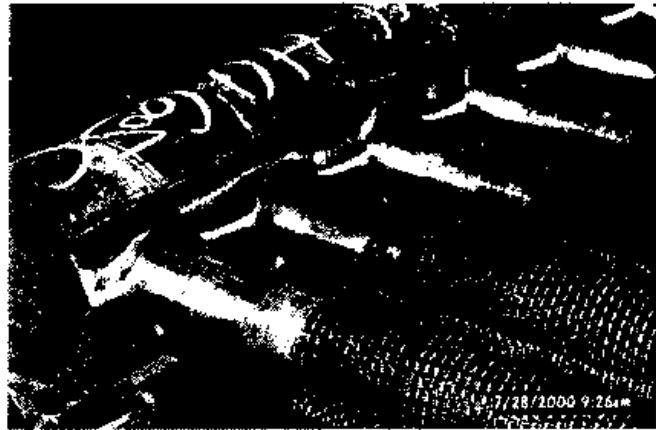


图15-34 一组受热面组件焊接后的照片

管子的肋片部分和吊架板接触，肋片外形是圆的，而吊架板形状是六角形。除了接触点以外，两者之间有足够空隙。吊架本身又有挠性，可以微微移动。所以，当管子受热而膨胀时，不易被吊架卡住，同时管壁不会被磨损。

这种形式的吊架对于联箱也是有好处的，因为管组的进口联箱和出口联箱都是固定不动的，采用这种吊架，管子膨胀伸长是自由的，能减少膨胀热应力作用到联箱上去。

### 3. 联箱

在整个管组和支吊架装配后，最后安装联箱。省煤器和过热器出口联箱的型式是相同的，而蒸发器联箱的型式往往是不同的。蒸发器进口联箱的直径要比出口联箱的小，这是由于蒸发器入口是水，而出口是汽水混合物的缘故。

上述组成的蛇形管的两端可以自由伸长。全部弯头都在高温烟道以外，即焊缝不和高温烟气接触。这种受热面结构对快速启动有利，所以余热锅炉能够随着燃气轮机快速启动。

受热面的管子采用肋片管，可以增加传热量，反过来说，在传热量相同的情况下，可以减少受热面，使余热锅炉体积小，布置紧凑。所以，目前不论是水平蛇形管还是直立式管，都趋向于采用肋片管。如省煤器中1kg水需吸收热量314kJ，如采用光管，需0.497m的管子；如果采用相同管径的肋片管，只需0.05m的管子，显然后者可以缩小余热锅炉的尺寸。

### (三) 锅筒（汽包）

图15-35是某台余热锅炉锅筒的示意图。

蒸发器出口的汽水混合物经导管引入锅筒的连通箱内，在旋风分离器中进行汽水分离，分离出的水下落到水空间，汽向上流动，经洗涤器和除雾器进一步分离水，然后蒸汽经蒸汽出口管通往过热器。锅筒下部有下降管，在下降管入口处装有旋涡破坏器，以防止将蒸汽带入下降管。

锅筒内还有来自省煤器的进水管、连续和定期排污管和加药管等（图中未示出）。对于卧式布置的余热锅炉来说，定期排污管位于蒸发器下部联箱的底部。锅筒端部封头上装有人孔装置，允许人进入锅

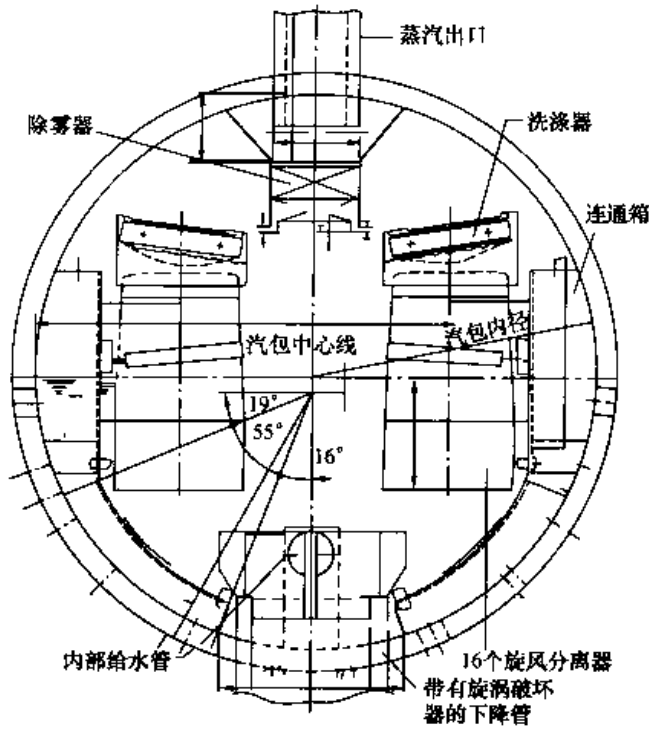


图 15-35 余热锅炉锅筒的示意图

钢板。

设计箱体时,要考虑快速启动和密封等要求,允许内壁衬板自由热膨胀,应使多层保温材料的接缝错开。

#### (六) 出口过渡段烟道

出口过渡段烟道的壁面由内壁碳钢衬板,中间保温层,箱体钢板和外壁铝合金护板组成,与入口过渡段烟道相似。

### 三、余热锅炉的主要附件

余热锅炉的安全和经济运行,在很大程度上是由一系列指示仪表和设备附件来保证的。主要附件一般有压力表和温度计、水位计、安全阀以及吹灰器等。

## 第十节 设计余热锅炉时必须考虑的若干问题<sup>[87]</sup>

由本章的式(15-1)中很明显地可以看出:对于非补燃式余热锅炉型联合循环来说,当燃气轮机确定后(即 $\eta_{gt}$ 、 $\eta_{nrgt}$ 、 $\eta_{Cgt}$ 、 $\eta_{rl}$ 已确定),合理地匹配 $\eta_h$ 和 $\eta_{st}$ 这两个参数,即使 $\eta_h \eta_{st}$ 的乘积为最大,也就是使 $P_{st}$ 为最大,就能使联合循环的 $\eta_{cc}^N$ 达到最大值。

因而,在设计余热锅炉时,首先要根据使 $\eta_h \eta_{st}$ 趋于最大这个原则来优化选择余热锅炉中各股蒸汽的蒸汽参数,有关优化选择这些参数的方法已在本章的第六节中有计算示例说明。显然,这些参数的选择必然与燃气透平的排气温度 $t_4$ 、蒸汽循环的方式(单压、双压、三压和有再热)以及余热锅炉设计时所选取的节点温差和接近点温差等参数有密切关系,而且与各制造厂的技术水平和传统有一定关系。

为此,在优化选择余热锅炉的蒸汽参数之前,必须首先确定余热锅炉的蒸汽循环方式以及所选取的节点温差和接近点温差。

通常,GE公司在设计联合循环时,是根据燃气轮机的排气温度 $t_4$ 来选择蒸汽循环方式的。当排气温度低于 $538^\circ\text{C}$ 时,不宜采用再热循环方案,但它们可以是单压、双压或者是三压的循环方式。当排气温度增高到 $593^\circ\text{C}$ 时,则应考虑采用三压有再热的蒸汽循环方式。而且只有当 $t_4 \geq 593^\circ\text{C}$ ,同时蒸汽轮

筒内安装和检查。锅筒顶部装有安全阀及消声器。锅筒上还装有水位计,以监视锅筒中水位的高低。通常锅筒采用悬吊方式固定在构架的梁上,采用挠性支架,以减少各连接管受热膨胀后对锅筒施加的附加应力。

#### (四) 构架、平台、楼梯

构架是用金属柱和梁组成的框架,采用螺栓连接或焊接连接。构架用来支撑余热锅炉。多数余热锅炉采用悬吊结构,允许受热面向下膨胀。

为了检查和维修需要,余热锅炉的周围布置有几层固定在构架上的平台楼梯,以通往各级受热面的检修门和锅筒等处。

#### (五) 箱体

各箱体构成了布置有相应受热面组件的烟道。箱体壁是由内壁衬板、中间保温层和箱体钢板、外壁铝合金护板组成。位于高温烟气区域的箱体钢板采用耐热不锈钢钢板,位于低温烟气区域的箱体钢板,可采用碳钢

机的功率较大时,才可以考虑把蒸汽轮机的主蒸汽参数提高到 16.5MPa/565℃ 的亚临界参数的水平。

一般情况下,余热锅炉的节点温差应控制在  $\delta = 10 \sim 20^\circ\text{C}$  范围内,接近点温差则宜控制在  $\Delta t_a = 5 \sim 20^\circ\text{C}$  范围内。如前所述,减小低压端的节点温差和接近点温差都有利于降低余热锅炉的排气温度  $t_{A2}$ ,使当量效率  $\eta_h$  增高,但  $t_{A2}$  值将受排气的酸露点和水露点的制约。一般规定: $t_{A2}$  值应比酸露点高  $10^\circ\text{C}$  左右。因而,在燃用含少量硫分的液体燃料时,在三压蒸汽系统的余热锅炉中, $t_{A2}$  宜控制在  $130^\circ\text{C}$  左右;而在单压的余热锅炉中, $t_{A2}$  总会在  $150^\circ\text{C}$  左右。但在燃用不含硫分的天然气时, $t_{A2}$  则受排气水露点的限制,通常规定: $t_{A2}$  值应比水的露点温度高  $10^\circ\text{C}$  左右。目前,在这类三压蒸汽系统的余热锅炉中, $t_{A2}$  有可能被控制在  $80 \sim 90^\circ\text{C}$ ,当余热锅炉用来预热热水供热系统的热水时, $t_{A2}$  则可以降低到  $52^\circ\text{C}$  左右。

研究表明:燃气的酸露点与以下几个因素有关,即与燃烧的过量空气系数(即余气系数)  $\alpha$ 、 $\text{SO}_2$  向  $\text{SO}_3$  的转化率  $X$  以及燃料中所含的硫分  $w_s$  有关。图 15-36 中给出了它们之间的影响关系。

$\text{SO}_2$  和  $\text{SO}_3$  的转化率取决于燃气轮机的类型,一般  $X$  在  $1\% \sim 8\%$  之间变化。由图 15-36 可知: $\alpha$  值越大, S 含量越少(这两点意味着燃气中  $\text{SO}_2$  的体积分数较小), $\text{SO}_2$  和  $\text{SO}_3$  的转化率  $X$  越小,燃气的酸露点温度就越低,余热锅炉的排气温度就可以取得比较小,这将有利于提高余热锅炉的当量效率  $\eta_h$ 。

也有人认为:在余热锅炉中,管簇的表面温度即使比燃气的酸露点稍微低一些也是无妨的,因为在这种情况下酸的腐蚀率并不很高,如图 15-37 所示。图中  $t_{ds1}$  为燃气的酸露点。

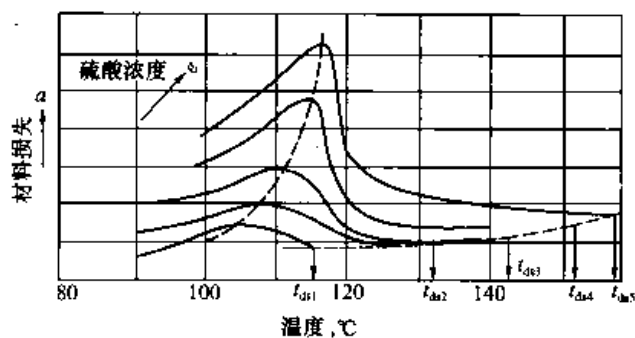


图 15-37 材料的腐蚀损失与排气温度、硫酸浓度的变化关系

由图 15-37 可知:酸腐蚀损失最大的温度范围为  $100 \sim 130^\circ\text{C}$ 。鉴于余热锅炉中管簇的表面温度要比水的温度高出几度,所以用含硫燃料时,给水温度可以比燃气的酸露点温度的理论值低  $5 \sim 10^\circ\text{C}$ 。

表 14-4~表 14-6 中分别给出了 GE 公司以及 Siemens 公司建议的联合循环中蒸汽轮机主蒸汽参数的优化选取范围,可供选择余热锅炉中各股蒸汽参数的参考。通常,余热锅炉出口的主蒸汽压力大约要比蒸汽轮机入口处的蒸汽压力高 3% 左右,主蒸汽温度大约要高  $3 \sim 4^\circ\text{C}$ 。再热蒸汽的压力则要比从蒸汽轮机来的冷再热蒸汽的压力低  $12\% \sim 14\%$ ,再热蒸汽从余热锅炉出口到蒸汽轮机入口之间,其温度大约也要下降  $2 \sim 3^\circ\text{C}$ ,其压力降低为  $2.5\% \sim 3\%$ 。余热锅炉出口的主蒸汽温度与燃气轮机的排气温度  $t_4$  密切相关,通常主蒸汽温度要比  $t_4$  低  $25 \sim 40^\circ\text{C}$ 。中压蒸汽的温度和低压蒸汽的温度则比它们各自在余热锅炉中上游方向的燃气温度低  $11^\circ\text{C}$  左右。

从表 14-4 和表 14-5 中可以看出:随着蒸汽轮机功率的增高,主蒸汽的压力不断增高,这是由于蒸汽轮机的内效率将随机组功率的增大而增高,致使与  $\eta_h \eta_{st}$  的乘积达到最大值时所对应的主蒸汽压力将有增大趋势的缘故。

为了提高蒸汽轮机循环的有效效率,必须改善蒸汽轮机通流部分的气动设计,减小级间和轴端的漏汽损失以及乏汽湿度的影响。同时,对凝汽器中排出的凝结水应力争不采用从蒸汽轮机中抽取蒸汽来加

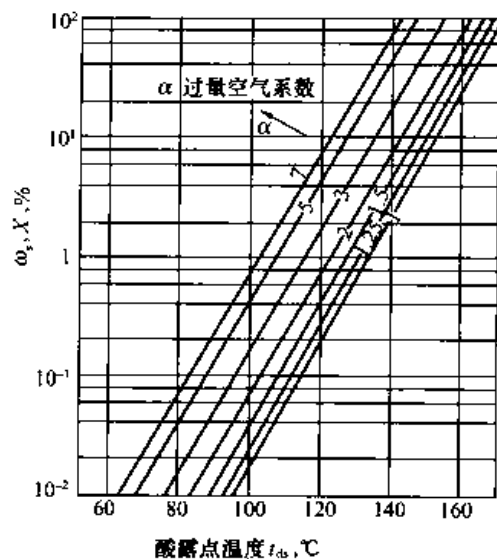


图 15-36 燃料的含硫量  $w_s$ 、 $\text{SO}_2$  和  $\text{SO}_3$  的转化率  $X$  以及过量空气系数对燃气酸露点的影响<sup>[95]</sup>

热,而尽可能在余热锅炉中用燃气轮机的排气来加热,以确保燃气的余热能被充分利用,甚至使系统的给水在凝汽器中进行除氧。

在设计余热锅炉时,需要着重考虑的第二个问题是:有关余热锅炉结构型式的选取。

目前,在联合循环中使用的余热锅炉的结构型式有自然循环锅炉和强制循环锅炉两种。在自然循环锅炉中,蒸发器与锅筒之间的水循环是依靠自然循环来完成的。锅炉中燃气是水平向流过垂直布置的受热管簇,整台锅炉是卧式布置的。在强制循环锅炉中蒸发器与锅筒之间的水循环是依靠循环泵来完成的,锅炉中燃气是垂直地流过水平布置的管束,整台锅炉系立式布置。这两种循环方式对余热锅炉性能等参量的影响如表 15-11 所示。

表 15-11 两种循环方式对余热锅炉性能等参量的影响

参量	自然循环	强制循环	参量	自然循环	强制循环
传热面积	相同	相同	占地面积	较多	较少
可用率(约值)%	99.95	97.50	钢结构与管道	轻而多	重而少
水循环的自平稳性	有	有限			
循环泵的设置	无	有	基础与撑脚	轻而多	重而少
外部耗功	无	有循环泵耗功	安装所需设备	轻	重

强制循环锅炉的主要优点是:①冷态启动时间约为 20~25min,比自然循环的(25~30min)略短一些。②由于炉体立式布局,可节省占地面积,因而常用于厂区面积有限的地方。通常,鉴于自然循环锅炉不耗外功,可用率又较高,又便于组合安装和检修,因而在安装场地面积允许的前提下,一般偏向于选用自然循环型式的余热锅炉。

在设计余热锅炉时,需要着重考虑的第三个问题是:是否需要采用补燃方式?

在目前燃气轮机的循环效率  $\eta_{gt}$  已相当高的前提下,采用补燃方式的余热锅炉型联合循环虽然可以增大机组的功率,但其发电和供电效率却都是下降的。因而,对于以纯发电为目的的联合循环来说,目前没有必要考虑采用补燃方式的余热锅炉。<sup>[94]</sup>

对于以“热电联产”为目的的联合循环来说,采用补燃方式的余热锅炉则是完全必要的。其目的有两个方面:①使机组的调节具有灵活性,可以使电负荷和热负荷都能独立可调,彻底摒弃一般热电联产机组中必须“以热定电”的运行方式。②使热负荷具有备用容量。

如前所述,补燃式余热锅炉通常有部分补燃型和完全补燃型两种。

通常认为:在常见的“热电联产”型联合循环中,只需设计部分补燃型的余热锅炉就能满足要求,其补燃温度应根据所要求生产的蒸汽量来确定。由于补燃时进入余热锅炉的燃气温度很高(介于 700~1000℃),一般只需采用单压蒸汽系统就可把余热锅炉的排气温度  $t_{A2}$  控制到比较低的水平,以确保燃气的余热得以充分利用。

此外,在设计余热锅炉时,还有以下一些问题值得注意:

(1) 在设置旁通烟道时,必须注意旁通阀的严密性要求。通常要求燃气泄漏量不超过 0.5%~1.0%,否则会严重影响联合循环的效率。

(2) 一般来说,燃气轮机的背压每提高 1%,机组的功率会下降 0.5%~0.8%。当在燃气轮机之后加装余热锅炉时,其排气背压将增高 140~150mmH<sub>2</sub>O,致使燃气轮机的功率减少 1.2%~1.5%。为此,在设计余热锅炉时,必须设法减少余热锅炉的流阻损失。

(3) 余热锅炉的设计必须适应燃气轮机快速启动的需要。为此,必须解决管簇等部件快速膨胀的问题。运行中,升负荷的速度主要受限于锅筒(即汽包)的膨胀,因而锅筒壁应在应力允许的前提下尽可能地减薄。

(4) 锅筒的体积应当是正常运行条件下蒸发器内蒸汽体积的 1.5~2.5 倍,这样才能适应启动过程中蒸发器内工质体积激变的要求。

(5) 余热锅炉应按滑压运行方式设计, 以便改善部分负荷时联合循环机组的性能。

### 第十一节 余热锅炉停备用时的保养方法

当联合循环电厂在机组停备用期间, 应对余热锅炉采取的防腐措施。这些措施可以根据停炉备用时间的长短, 合理地选用。

(1) 保持压力法。余热锅炉停运后, 关闭各汽水阀门, 利用锅炉的残余压力, 防止空气漏入锅筒和管簇内, 同时控制炉水的 pH 值在 9.8~10.4 之间, 使其保持一定的碱度。这种方法操作简单、方便。但常会由于系统的严密性差, 无法长期维持压力。一般来说, 停炉后的压力只能维持 20h 左右。因而, 这种方法只宜用于机组短期停用的场合。

(2) 磷酸三钠碱式保护法。停炉后, 向给水系统注入磷酸三钠溶液, 控制炉水的磷酸根含量在 1000~1200mg/L 之间, 使金属表面形成保护膜。这一方法能使水侧保护良好, 但不能对汽侧进行防腐保护。该法的另一缺点是: 在对锅炉解除保养拟再行启用时, 必须提前 1~2d 对锅炉进行水冲洗。通常, 需要换水、冲洗三次以上, 否则, 水质会长期无法符合控制标准。

(3) 热炉放水余热烘干法。停炉后, 在锅炉压力降低到 0.5MPa、炉膛温度低于 120℃ 时进行排水, 利用余热将炉内湿气除去, 从而达到防腐目的。这一方法对系统的水侧和汽侧均能起到保护作用, 保养过程的维护工作量小, 而且系统可以进行检修。但是, 有些锅炉锅筒内装有加强肋, 致使炉水不能排尽, 在锅筒内仍然可能积存一定的炉水, 这就会造成氧化腐蚀。为了解决该问题, 可以在炉内温度低于 40℃ 时, 进入锅筒内清除积水, 并根据停用时间的长短, 可以放入干燥剂吸湿。此法对水侧和汽侧均有保护作用。

(4) 干燥剂吸湿法。停炉后, 在锅炉压力降至 0.5MPa、炉膛温度低于 120℃ 时进行排水, 利用余热达到烘干的目的, 同时在锅筒温度低于 40℃ 后, 进入锅筒内进行清洁处理, 并放入干燥剂。干燥剂量可按 1~2kg/m<sup>3</sup> (锅炉汽水体积) 加以控制。此法的保养效果良好, 但常会由于环境湿度大, 系统不严密, 而致使干燥剂容易吸湿而失效。为此, 需要勤换干燥剂。

(5) 汽侧充氮、水侧碱式保养法。停炉后, 向系统加注磷酸三钠保养液, 控制磷酸根含量在 1000~1200mg/L 之内。当锅炉压力降低到 0.5MPa 时, 向系统注氮气, 并维持系统压力在 0.13MPa 以上, 以防空气渗入。但此法常会因系统不够严密, 致使无法维持氮气的压力。为此, 就要增多氮气的补给量。

(6) 氨-联氨药液法。停炉后, 当锅炉压力降至零时, 排干炉内存水, 向系统注入氨-联氨保养液, 控制保养液中联氨含量在 200mg/L 以上。水的 pH 值在 10~10.5 之间。该方法适合于停用时间较长的场合。为了防止因系统严密性差而从外界渗入空气, 应每天进行一次给水顶压, 以维持锅内具有一定的压力。

此外, 在余热锅炉停用前, 还应做好锅炉的吹灰工作, 以防受热面积灰吸湿而引起设备的管外腐蚀。

总的来说, 可以根据停炉备用时间的长短, 按以下经验来选择保养方法:

(1) 停炉时间在 3d 以内, 系统不需要检修的, 可以采取保压法。系统需要检修的, 则不宜采用保压法。

(2) 停用时间在 4~7d, 系统不需检修的, 可以采用碱式保养法。系统需检修的, 则宜采用热炉放水余热烘干法。

(3) 停用时间在 8~30d 的, 宜采用干燥剂吸湿法。

(4) 停用时间在 30d 以上而属于正常停运的, 宜采用干燥剂吸湿法。属于锅炉大修后启动前保养的, 宜采用氨-联氨药液法, 同时需用给水进行辅助顶压。

第十二节 余热锅炉的设计计算<sup>[17]</sup>

余热锅炉的产汽过程是通过省煤器、蒸发器和过热器（对于有再热的余热锅炉来说，还包括再热器）等受热面来实现的。在管外流动的烟气通过管壁把热量传给管内的流体（水或汽），使之吸热升温，这些受热面直接影响余热锅炉运行的安全性和经济性。本节中将介绍余热锅炉受热面的设计计算方法。

## 一、热量计算公式

每个受热面都有三个热量计算公式，一个是烟气传给受热管外表面的热量，一个是通过受热管外表面传给内表面的热量，一个是管内流体从受热管内表面吸收的热量。在稳定传热的情况下，这三个热量是相等的。

## (一) 热平衡方程式

烟气经过某受热面所放出的热量，扣除散失到周围环境的散热量，就是烟气的有效放热量，公式为

$$Q_y = \varphi q_y (h'_y - h''_y) \quad (15-3)$$

式中  $Q_y$ ——烟气有效放热量，J/s 或 W；

$\varphi$ ——保热系数，考虑散热量的影响，通常取 0.98~0.99；

$q_y$ ——烟气流量，kg/s；

$h'_y$ ——烟气进口焓，J/kg；

$h''_y$ ——烟气出口焓，J/kg。

管内流体在某受热面内侧所吸收的热量，可用下式表示为

$$Q_w = q_w (h''_w - h'_w) \quad (15-4)$$

式中  $Q_w$ ——管内流体吸热量，J/s 或 W；

$q_w$ ——管内流体流量，kg/s；

$h''_w$ ——流体出口焓，J/kg；

$h'_w$ ——流体进口焓，J/kg。

热平衡方程式为

$$Q_y = Q_w$$

通常写成

$$\varphi q_y (h'_y - h''_y) = q_w (h''_w - h'_w) \quad (15-5)$$

## (二) 传热方程式

传热方程式的基本形式为

$$Q = K \cdot \Delta t \cdot A \quad (15-6)$$

式中  $Q$ ——传热量，J/s 或 W；

$K$ ——传热系数，W/(m<sup>2</sup>·°C)；

$\Delta t$ ——平均温差，°C；

$A$ ——管子的传热面积，m<sup>2</sup>。

## 1. 肋片管传热面积计算

肋片管的尺寸符号见图 15-38。肋片管外壁的总传热面积包括肋片的表面积（只考虑肋片两侧的面积，假定肋片的端部绝热）和无肋片区的管外壁面积。令  $A_f$  为肋片表面积， $A_{wb}$  为无肋片区的管外壁面积，每米管长的总面积  $A_0 = A_f + A_{wb}$ ，m<sup>2</sup>/m。

$$A_f = \frac{\pi}{4} (D_f^2 - D_w^2) \times 2n \quad (15-7)$$

$$A_{wb} = \pi D_w (S_f - Y) \times n \quad (15-8)$$

式中  $n$ ——每米长度上肋片的数目。

2. 平均温差  $\Delta t$  的计算

受热面都是由多排的水平管圈组成，沿着管子长度各点的流体温度是逐渐变化的，同时对应的各点

烟气温度也是逐渐变化的, 因此只能求出整个受热面的平均温差。图 15-39 表示受热面烟气和管内流体的温度分布情况。进入受热面的烟气温度为  $T_1$ , 经过放热后的烟气温度降到  $T_2$ 。进入受热面的水(或汽)的温度为  $t_1$ , 吸热后温度升高, 离开受热面时温度为  $t_2$ 。图 15-39 中表示出(a)、(b)、(c)三种情形。

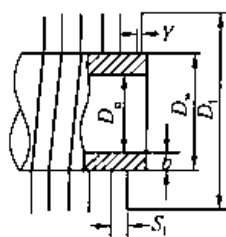


图 15-38 肋片管的尺寸符号

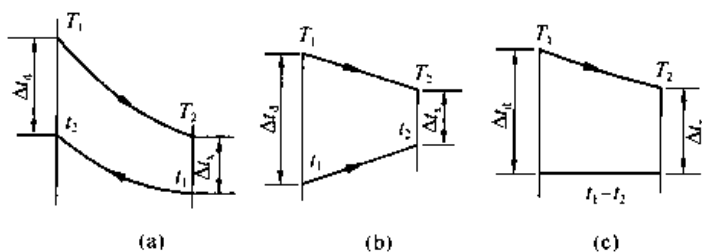


图 15-39 受热面的温度分布

(a) 逆流; (b) 顺流; (c) 冷流体温度不变

(a) 表示热流体(烟气)与冷流体(水或汽)的流动方向是相反的, 称为“逆流”。两种流体的高温段位于受热面同一侧, 低温段位于受热面的另一侧。从(a)中可以看到, 被加热的冷流体的出口温度  $t_2$  可以高于热流体的出口温度  $T_2$ , 并且沿受热面各处的温差  $(T-t)$  较一致, 其平均温度值比较大。这就是“逆流”布置的一个优点。现在的余热锅炉省煤器和过热器采用“逆流”布置。

(b) 表示热流体与冷流体的流动方向是相同的, 称为“顺流”。可以看到, 冷流体的出口温度  $t_2$  一定要小于热流体的出口温度  $T_2$ , 即  $(T_2 - t_2) > 0$ 。同时沿受热面的温差  $(T-t)$  的变化大, 开始温差大, 以后逐渐减小, 整个受热面的温差平均值比较小。

(c) 表示冷流体温度没有变化, 这种受热面就是蒸发器。因为在水变成蒸汽的过程中, 饱和温度是不变的。不论采用“逆流”布置还是“顺流”布置, 其温差的数值是相同的。所以, 余热锅炉的蒸发器可以采用“顺流”布置。

管子的平均温差用下列公式计算

$$\Delta t = \frac{\Delta t_d - \Delta t_x}{\ln \frac{\Delta t_d}{\Delta t_x}} \quad (15-9)$$

式中  $\Delta t_d$  热、冷流体温差的最大值;

$\Delta t_x$  热、冷流体温差的最小值。

公式(15-9)称为“对数平均温差”, 是在理想的条件下推导出的。理想条件包括单管、流体比热容不变、对流换热系数不变。而实际情况中, 受热面是多管的, 流体比热容随温度而有所变化, 对流换热系数也是在变化的, 所以实际使用时, 用修正系数进行修正, 得到实际受热面的对数平均温差是  $\psi \Delta t$ 。

在余热锅炉中, 各受热面的蛇形管的弯曲数都超过四流程, 所以修正系数  $\psi$  接近 1。

### (三) 肋片管的传热过程

#### 1. 清洁管壁面的传热过程

图 15-40 表示了肋片管的传热, 假定金属壁面是清洁的, 没有污垢层, 可以认为传热有三个阶段, 现分别叙述如下。

(1) 第一个阶段: 烟气对金属壁的对流传热。烟气的温度是  $T$ , 分别与肋片壁与管外壁接触, 管外壁的温度是  $t_{wb}$ , 肋片壁的平均温度是  $t_x$ 。可以根据公式(15-6)的形式, 分别写出传热量公式,  $Q_1$  是烟气传给肋片壁的热量,  $Q_2$  是烟气传给管外壁的热量, 则有

$$Q_1 = \alpha_1 A_1 (T - t_x) \quad (15-10)$$

$$Q_2 = \alpha_1 A_{wb} (T - t_{wb}) \quad (15-11)$$

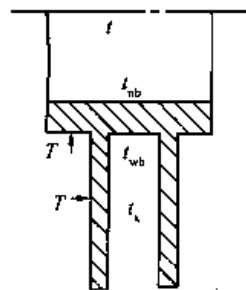


图 15-40 肋片管的传热



烟气总传热量为

$$Q_1 = \alpha_1 [A_f(T - t_x) + A_{wb}(T - t_{wb})] \quad (15-12)$$

上式中的肋片壁温  $t_x$  是一个平均温度值，距离管外壁近的肋片根部的温度接近管外壁温  $t_{wb}$ ，而在肋片顶端处的温度要比管外壁温  $t_{wb}$  高，所以采用平均值。 $t_x$  的数值与以下物理量有关：管外壁温度、管子尺寸、肋片尺寸、金属壁的导热系数以及烟气的换热系数等。经数学推导并进行整理后，得到肋片效率  $E_f$  和系数  $B$ ，即

$$E_f = \frac{T - t_x}{T - t_{wb}} \quad (15-13)$$

$$B = \frac{1}{2}(D_f - D_w) \left( \frac{2\alpha_1}{\lambda_b Y} \right)^{0.5} \quad (15-14)$$

式中  $\lambda_b$ ——金属壁的导热系数， $W/(m \cdot ^\circ C)$ ；  
 $\alpha_1$ ——烟气对管壁的换热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。  
 两者的关系  $E_f = f(B)$  如图 15-41 所示。

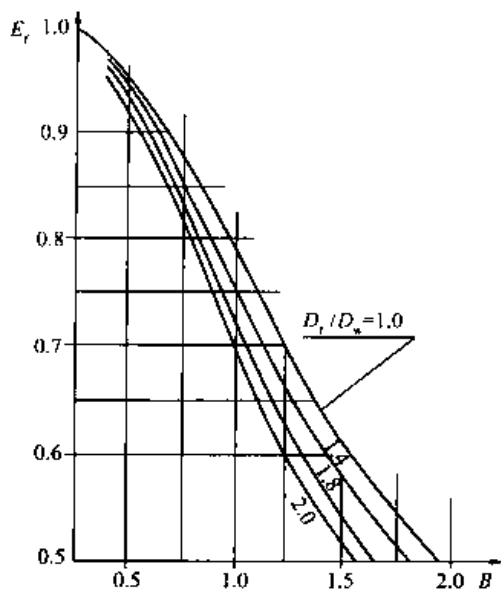


图 15-41 肋片效率  $E_f$

肋片效率  $E_f$  的物理意义表明金属本身热阻的影响。从公式 (15-13) 中可以看到，当金属有热阻时， $t_x$  大于  $t_{wb}$ ， $E_f$  是一个小于 1 的数值。在理想情况下，金属没有热阻， $t_x$  等于  $t_{wb}$ ，肋片效率  $E_f = 1$ 。将公式 (15-13) 中的  $(T - t_x)$  代入公式 (15-12) 中，得到第一阶段传热量为

$$Q_1 = \alpha_1 (A_f E_f + A_{wb})(T - t_{wb}), W \quad (15-15)$$

(2) 第二个阶段。从管外壁到管内壁的传热量为

$$Q_{II} = \frac{\lambda_b}{b}(t_{wb} - t_{nb})A_b, W \quad (15-16)$$

式中  $b$ ——管壁厚度， $m$ ；

$t_{nb}$ ——管内壁温度， $^\circ C$ ；

$A_b$ ——用平均直径计算的管子平均面积， $m^2$ 。

(3) 第三个阶段。从管内壁到管内流体的传热量为

$$Q_{III} = \alpha_2(t_{nb} - t)A_{nb}, W \quad (15-17)$$

式中  $\alpha_2$ ——管内流体的换热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ；

$A_{nb}$ ——管内壁面积， $m^2$ ；

$t$ ——管内流体的平均温度， $^\circ C$ 。

在稳定传热过程中，上述三个阶段的传热量是相等的，即  $Q = Q_{II} = Q_{III} = Q_1$ ，将各  $Q$  值代入，加以整理后，得到

$$Q = \alpha_1 (A_f E_f + A_{wb})(T - t_{wb}) = \frac{\lambda_b}{b}(t_{wb} - t_{nb})A_b = \alpha_2(t_{nb} - t)A_{nb}$$

根据  
得到

$$(T - t_{wb}) + (t_{wb} - t_{nb}) + (t_{nb} - t) = T - t$$

$$\frac{Q}{\alpha_1 (A_f E_f + A_{wb})} + \frac{Q}{\frac{\lambda_b}{b} A_b} + \frac{Q}{\alpha_2 A_{nb}} = T - t \quad (15-18)$$

可以写成公式 (15-6) 的通用形式，即

$$Q = KA_0 \Delta t \quad (15-19)$$

式中  $A_0$ ——肋片和管外壁的总面积， $m^2$ ， $A_0 = A_f + A_{wb}$ ；

$\Delta t$ ——对数平均温差,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$K$ ——总传热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。

## 2. 壁面有污垢的传热过程

图(15-42)所示为有污垢时的传热。由于污垢层的热阻大,使管外壁温 $t_{wb}$ 降低,依此类推,最终使冷流体的温度降低,达不到预定的加热温度。当余热锅炉受热面存有污垢时,就有此现象产生。污垢层越厚,此现象越严重。

污垢层的传热量可按照公式(15-16)的形式写出,即

$$Q = \frac{\lambda_{rw}}{b_{rw}} (t_{wbw} - t_{wb}) A_{ww}$$

$$Q = \frac{\lambda_m}{b_m} (t_{nb} - t_{nbw}) A_{nw}$$

$$R_w = b_{rw} / \lambda_{rw}$$

$$R_n = b_m / \lambda_m$$

式中  $R_w$  ——外壁的污垢系数;

$R_n$  ——内壁的污垢系数。

工程上直接用污垢系数来表示污垢层的热阻。考虑到污垢层比较薄,近似认为 $A_{ww} = A_0$ ,  $A_{nw} = A_{nb}$ ,得到

$$Q = \frac{1}{R_w} (t_{wbw} - t_{wb}) A_0 \quad (15-20)$$

$$Q = \frac{1}{R_n} (t_{nb} - t_{nbw}) A_{nb} \quad (15-21)$$

将以上两式与其他三项传热量合并后,得到

$$\frac{Q}{\alpha_1 (A_f E_f + A_{wb})} + \frac{Q}{\frac{1}{R_w} A_0} + \frac{Q}{\frac{\lambda_b}{b} A_b} + \frac{Q}{\alpha_2 A_{nb}} + \frac{Q}{\frac{1}{R_n} A_{nb}} = T - t \quad (15-22)$$

比较公式(15-18)与公式(15-22),可以看出,由于等号左边增加了两项,使数值变大,等号右边的 $(T-t)$ 的差值也变大,表示冷流体被加热的温度要降低,即余热锅炉产汽量或蒸汽出口温度均要降低,这说明受热面结垢对运行是不利的。

### (四) 肋片管的传热系数计算

将公式(15-22)写成通用形式,即

$$Q = KA_0 \Delta t$$

得到传热系数 $K$  [ $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ]为

$$K = \left[ \frac{A_0}{\alpha_1 (A_f E_f + A_{wb})} + R_w + \frac{b A_0}{\lambda_b A_b} + R_n \frac{A_0}{A_{nb}} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{A_0}{A_{nb}} \right]^{-1} \quad (15-23)$$

上式第一项是烟气换热的热阻,第二项是烟气侧壁面的污垢热阻,第三项是金属管壁热阻,第四项是管内壁污垢热阻,第五项是管内流体换热的热阻。计算传热系数 $K$ ,首先要计算 $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 以及确定 $R_w$ 、 $R_n$ 和 $\lambda_b$ ,现分别叙述如下。

#### 1. 金属管壁导热系数 $\lambda_b$

对于碳钢的管材, $\lambda_b$ 随着温度升高而略有降低。当温度为 $20^{\circ}\text{C}$ 时, $\lambda_b = 46 \text{W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;当温度在 $100 \sim 200^{\circ}\text{C}$ 之间时, $\lambda_b = 40 \text{W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。

对于含铬钢管,当温度在 $400^{\circ}\text{C}$ 时,导热系数 $\lambda_b = 38 \text{W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。过热器常采用铬钢来制造。

#### 2. 管外壁和管内壁的污垢系数

管外壁的污垢包括氧化膜及积灰,其污垢系数 $R_w$ 随燃料的性质而定,燃用天然气时, $R_w$ 可取 $0.00035 \text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ,燃用油时, $R_w$ 可取 $0.0008 \text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 。

管内壁的污垢包括氧化膜及水垢,采用水处理的软化水作为锅炉给水时,污垢系数 $R_n$ 可取 $0.0001 \sim 0.0002 \text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 。当软化水质量不合格,水垢层会变厚,使污垢系数随运行时间增加而增

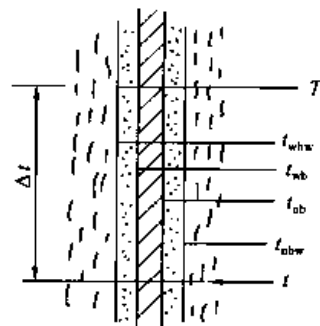


图 15-42 壁面有污垢的传热

加, 所以要保证锅炉给水的质量。

### 3. 烟气换热系数 $\alpha_1$

肋片管采用正三角形错列布置时, 换热系数  $\alpha_1$  [W/(m<sup>2</sup>·°C)] 可用布里格斯的实验公式计算, 即

$$\alpha_1 = 0.1378 Re^{0.718} Pr^{0.333} \left[ \frac{S_f - Y}{0.5(D_f - D_w)} \right]^{0.296} \frac{\lambda}{D_w}, \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)} \quad (15-24)$$

$$Re = \frac{w D_w \rho}{\mu}$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$$

式中  $S_f, Y, D_f, D_w$ ——结构尺寸 (见图 15-38);

$Re'$ ——雷诺数;

$Pr$ ——普朗特数;

$w$ ——烟气在最小通流截面处的流速, m/s;

$\rho$ ——烟气密度, kg/m<sup>3</sup>;

$\mu$ ——烟气的动力黏度 (黏性系数), Pa·s;

$c_p$ ——烟气比定压热容, J/(kg·°C);

$\lambda$ ——烟气导热系数, W/(m·°C)。

### 4. 管内流体换热系数

(1) 单相流体换热系数  $\alpha_2$  [W/(m<sup>2</sup>·°C)] 的计算。例如对省煤器内的水和过热器内的蒸汽等情况, 可用公式 (15-25) 计算, 即

$$\alpha_2 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \frac{\lambda}{D_n} \quad (15-25)$$

$$Re = \frac{w D_n}{\nu}$$

式中  $\lambda$ ——管内流体的导热系数, W/(m·°C);

$D_n$ ——管内径, m;

$w$ ——管内流体流速, m/s;

$\nu$ ——管内流体的运动黏度, m<sup>2</sup>/s。

(2) 两相流体的换热系数  $\alpha_2$  的计算。如蒸发器内的情况为汽水两相流动, 又是沸腾过程。推荐使用下述公式计算蒸发器内有沸腾的两相流换热系数, 即

$$\alpha_2 = S \alpha_F + \alpha_{dl} \quad (15-26)$$

式中  $\alpha_F$ ——沸腾换热系数, W/(m<sup>2</sup>·°C);

$\alpha_{dl}$ ——强迫对流换热系数, W/(m<sup>2</sup>·°C)。

$S$ ——修正系数, 与汽水两相参数  $F$  有关, 与雷诺数  $Re'$  有关 ( $Re'$  是假定全部为水时的雷诺数), 可从图 15-43 查得。  $F$  的计算公式为式 15-29。

可见, 换热系数由两部分加权迭加而得, 一部分考虑沸腾换热, 一部分考虑强迫对流换热。

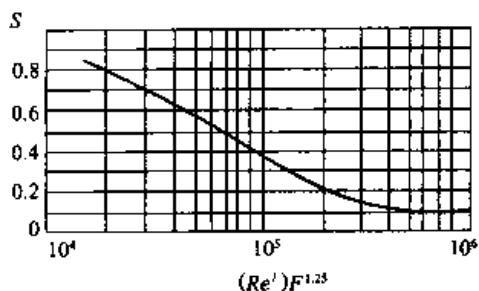


图 15-43 修正系数  $S$

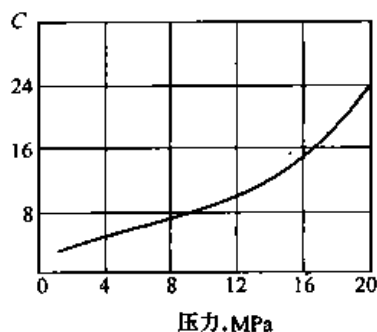


图 15-44 系数  $C$  与压力的关系

沸腾换热系数  $\alpha_F$  为

$$\alpha_F = C \times q^{0.7} \quad (15-27)$$

$$q = Q / A_{nb}$$

式中  $C$ ——与压力有关的系数，查图 15-44 可得；

$q$ ——管内壁热负荷， $W/m^2$ ；

$Q$ ——受热面的传热量， $W$ ；

$A_{nb}$ ——管内壁的传热面积， $m^2$ 。

两相强迫对流时的换热系数  $\alpha_{dl}$  为

$$\alpha_{dl} = F \times \alpha_2^* \text{, } W/(m^2 \cdot ^\circ C) \quad (15-28)$$

$$F = 3.5 (X_{tt})^{-0.5} \quad (15-29)$$

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho''}{\rho'} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu'}{\mu''} \right)^{0.1} \quad (15-30)$$

$$x = 0.5 \frac{q_s}{q_{wi}} \quad (15-31)$$

式中  $\alpha_2^*$ ——假定管内全是饱和水时的对流换热系数，用式(15-25)计算；

$F$ ——存在蒸汽的修正系数；

$X_{tt}$ ——考虑水中有汽水共存时的两相参数；

$\rho''/\rho'$ ——饱和汽与饱和水的密度比；

$\mu'/\mu''$ ——饱和水与饱和汽的动力黏性系数比；

$x$ ——平均质量含汽率；

$q_s$ ——出口处蒸汽流量；

$q_{wi}$ ——入口处水的流量。

## 二、计算例题

限于篇幅，本例主要计算余热锅炉中高压蒸发器的受热面。在计算时，对实际问题做了一定的简化。

燃气轮机排气温度为  $570^\circ C$ ，烟气流量  $q_y$  为  $500 kg/s$ 。立式三压无再热余热锅炉蒸汽流量  $q_s$  为  $68 kg/s$ ，保热系数  $\varphi$  为  $0.99$ 。高压过热蒸汽压力为  $8.6 MPa$ ，温度为  $540^\circ C$ 。

查表知，高压过热器出口过热蒸汽焓为  $3488.4 kJ/kg$ 。

高压汽包压力为  $9 MPa$ ，相应的饱和温度为  $303.385^\circ C$ 。查水蒸气热力性质表得饱和水的焓为  $1363.1 kJ/kg$ ，饱和蒸汽的焓为  $2741.92 kJ/kg$ 。高压省煤器出口水的温度为  $290^\circ C$ （接近点温差为  $13.385^\circ C$ ），焓值为  $1288 kJ/kg$ 。

高压汽包连续排污量为蒸发量的  $1\%$ 。

烟气的焓值可以查相关的表得出。烟气就是燃气轮机的排气，可以根据所用燃料和过量空气系数查吴仲华先生的燃气热力性质表<sup>[25]</sup>，或者查严家驛等在 1987 年发表的烃类燃料的燃气热力性质表<sup>[24]</sup>，也可以按照理想混合气体模型采用拟合公式求得。

为了计算方便，将该余热锅炉烟气的性质列为如表 15-12 所示。

表 15-12 该余热锅炉烟气的性质表

温度 $^\circ C$	焓 $kJ/kg$	导热系数 $W/(m \cdot ^\circ C)$	运动黏度 $10^6 m^2/s$	普朗特数 $Pr$
300	319	0.04408	46.50	0.697
400	434	0.05047	61.04	0.704
500	551	0.05706	77.23	0.708
600	671	0.06332	94.67	0.719

高压过热器蒸汽吸收的热量可以算出，高压过热器段进口烟气焓值可以查得，根据热平衡可以求得高压过热器烟气出口焓和温度，这也就是高压蒸发器段烟气进口的焓和温度。

过热器蒸汽吸热量为

$$Q_w = q_s(h_2 - h_1) = 68(3488.4 - 2741.92) = 50760.64 \text{ (kW)}$$

余热锅炉进口烟气焓为 635 kJ/kg，求过热器段烟气出口温度可通过

$$Q_y = \varphi q_y(h'_y - h''_y) = 0.99 \times 500(635 - h''_y) = 50760.64 \text{ (kW)}$$

得  $h''_y = 532.45 \text{ kJ/kg}$ ，查得  $T'' = 484.15^\circ\text{C}$ 。这就是高压蒸发器段进口的烟气温度。

蒸发器汽、水吸热量为

$$Q_w = 68(2741.92 - 1288) + 0.01 \times 68(1363.1 - 1288) = 98917.6 \text{ (kW)}$$

烟气放热量为

$$Q_y = \varphi q_y(h'_y - h''_y) = 0.99 \times 500(532.45 - h''_y) = 98917.6$$

可得  $h''_y = 332.62 \text{ kJ/kg}$ ，查得  $T'' = 311.84^\circ\text{C}$ 。

由此可知，蒸发器的节点温差为  $(311.84 - 303.385) = 8.46^\circ\text{C}$ 。

水和水蒸气的热力性质可查水和水蒸气的热力性质表，水和水蒸气的其他物理性质（如黏性系数、导热系数、普朗特数等）也可查有关的表。一般的热力学、传热学教科书后面都附有这些表。

计算高压蒸发器的传热，就是根据题目条件进行高压蒸发器的校核计算，看一看蒸发器的传热面积是否够，或者蒸发器的蒸发量能否达到设计要求。如

$$\Delta t_d = 484.15 - 303.385 = 180.765 \quad \Delta t_x = 311.84 - 303.385 = 8.46$$

对数平均温差为

$$\Delta t = \frac{\Delta t_d - \Delta t_x}{\ln \frac{\Delta t_d}{\Delta t_x}} = 56.275 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

高压蒸发器段烟气的平均温度为  $398^\circ\text{C}$ 。

余热锅炉烟道长 16m，宽 6.6m；高压蒸发器纵向（即顺烟气流动方向）管道 24 排，横向 56 排。纵向并联管数为 6（横向有 56 排管，因此有 336 根管并联）。

高压蒸发器外部有效换热面积为  $34000\text{m}^2$ 。

高压蒸发器肋片管的几何尺寸为：肋片外径  $D_f = 0.0762\text{m}$ ，管道外径  $D_w = 0.0508\text{m}$ ，内径  $D_n = 0.046\text{m}$ ，每米管长上有 300 片肋片，即  $n = 300$ ，肋片厚度  $Y = 1\text{mm}$ 。这样，可以计算出肋片的高度为 12.7mm，管壁厚度为 2.4mm，肋片节距为  $S_f = 3.33\text{mm}$ ，相邻肋片之间露出的管道长 2.33mm。

1. 计算肋片管的面积

每米管长上

$$A_f = \frac{\pi}{4}(D_f^2 - D_w^2) \times 2n = 1.52 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A_{wb} = \pi D_w(S_f - Y)n = 0.11 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A_0 = A_f + A_{wb} = 1.63 \text{ (m}^2\text{)}$$

2. 计算烟气侧的换热系数和热阻

(1) 计算烟气流速。根据题目条件求烟气最小流通截面面积，可用烟道面积减去肋片管遮挡面积，即

$$S_y = 6.6 \times 16 - (0.0508 \times 1 + 300 \times 2 \times 0.001 \times 0.0127) \times 56 \times 16 = 53.2557 \text{ (m}^2\text{)}$$

根据烟气温度求烟气的密度，已知标准状态下烟气的密度为  $\rho_0 = 1.267\text{kg/m}^3$ ，则在烟气平均温度为  $398^\circ\text{C}$  时，烟气密度为

$$\rho = \rho_0 \frac{273}{273 + 398} = 0.515 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

烟气的体积流量为

$$\frac{500}{0.515} = 967 \text{ (m}^3/\text{s)}$$

烟气流速为

$$w_y = \frac{967}{53.2557} = 18.1577 \text{ (m/s)}$$

(2) 求烟气的各物理量。查烟气的热力性质表, 得:

烟气导热系数  $\lambda = 0.0504 \text{ W/(m} \cdot \text{°C)}$ , 运动黏性系数  $\nu = 61 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , 普朗特数  $Pr = 0.704$  雷诺数为

$$Re = \frac{w_y D_w}{\nu} = 15121.5$$

(3) 求烟气侧的对流换热系数。由布里格斯公式

$$\alpha_1 = 0.1378 \times 15121.5^{0.718} \times 0.704^{0.333} \times \left( \frac{3.33-1}{12.7} \right)^{0.296} \times \frac{0.0504}{0.0508} = 73.825 \text{ [W/(m}^2 \cdot \text{°C)]}$$

(4) 求肋片效率。先计算系数  $B$ : 根据金属管壁的材料查得材料的导热系数  $\lambda = 40 \text{ W/(m} \cdot \text{°C)}$ , 则

$$B = 0.0127 \times \left( \frac{2 \times 73.825}{40 \times 0.001} \right)^{0.5} = 0.7716$$

$$D_f/D_w = 1.5$$

据此查图, 得肋片效率  $E_f = 0.85$

(5) 求烟气侧热阻。在计算各个热阻时, 均以  $A_0$  为基准, 则

$$\frac{1}{\alpha_1 E_f A_f + A_{wb}} = \frac{1.63}{73.825 (0.85 \times 1.52 + 0.11)} = 0.01575 \text{ (m}^2 \cdot \text{°C/W)}$$

3. 管外壁污垢系数

管外壁污垢系数, 即管外壁污垢的热阻  $R_w$ , 为  $0.35 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$ 。由于污垢层很薄, 近似认为污垢层的表面积就是  $A_0$ 。

4. 管内壁污垢系数

管内壁污垢系数, 即管内壁污垢的热阻  $R_n$ , 为  $0.17 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$ 。管内污垢的表面积近似等于金属管内壁的表面积, 折合到面积  $A_0$ , 可得

$$R_n \frac{A_0}{A_{nb}} = 0.17 \times 10^{-3} \times \frac{1.63}{0.1445} = 1.92 \times 10^{-3} \text{ (m}^2 \cdot \text{°C/W)}$$

5. 金属管壁的热阻

$$\frac{b A_0}{\lambda A_b} = \frac{2.4 \times 10^{-3} \times 1.63}{40 \times 0.152} = 0.0006434 \text{ (m}^2 \cdot \text{°C/W)}$$

$A_b$  为按管内外平均直径计算的管壁换热面积。

6. 管内流体的换热热阻

(1) 管内流体的流速计算。高压蒸发器管内通流面积为

$$S_v = 336 \times \frac{\pi}{4} \times 0.046^2 = 0.5584 \text{ (m}^2)$$

取循环倍率为 5, 因此蒸发器进口水的流量为  $340 \text{ kg/s}$ , 查饱和水的比体积为  $0.0014 \text{ m}^3/\text{kg}$ , 因此水的平均流速为

$$w_w = \frac{340 \times 0.0014}{0.5584} = 0.85 \text{ (m/s)}$$

(2) 饱和水的物理性质。查表, 饱和水的导热系数  $\lambda = 0.54 \text{ W/(m} \cdot \text{°C)}$ , 运动黏性系数  $\nu = 0.128 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , 普朗特数  $Pr = 0.97$ 。

(3) 假想为纯饱和水时的换热系数计算。雷诺数为

$$Re = \frac{w_w D_{nb}}{\nu} = \frac{0.85 \times 0.046}{0.128 \times 10^{-6}} = 0.3055 \times 10^6 \text{ (m/s)}$$

应用单相流体换热系数计算公式, 则

$$\alpha_2^* = 0.023 \times 305500^{0.8} \times 0.97^{0.33} \times \frac{0.54}{0.046} = 6531.4 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$$

(4) 沸腾换热系数计算。根据压力查图, 得系数  $C=7.6$ 。高压蒸发器传热量为 98917.6kJ。蒸发器内壁总传热面积为

$$A_{\text{in}} = A_{\text{nb}} \times 24 \times 56 \times 16 = 3107.3 (\text{m}^2)$$

单位面积热负荷  $q=31.83\text{kW}/\text{m}^2$ , 因此

$$\alpha_{\text{F}} = Cq^{0.7} = 7.6 \times 31830^{0.7} = 10785.35 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$$

(5) 其他参数计算。质量含汽率是循环倍率的倒数, 即 0.2, 平均质量含汽率  $x=0.1$ 。可得

$$X_{\text{tt}} = \left(\frac{0.9}{0.1}\right)^{0.9} \left(\frac{0.0014}{0.0205}\right)^{0.5} \left(\frac{91.2}{19.84}\right)^{0.1} = 2.2$$

$$F = 3.5 (X_{\text{tt}})^{-0.5} = 2.36$$

$Re'F^{1.25} = 893617$ , 查图得  $S=0.1$ 。这里  $Re'$  是假定为纯水时的雷诺数。因此, 管内总的换热系数为

$$\alpha_2 = S\alpha_{\text{F}} + F\alpha_2^* = 0.1 \times 10785.35 + 2.36 \times 6531.4 = 16492.64 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$$

管内换热热阻为

$$\frac{1}{\alpha_2} \frac{A_0}{A_{\text{nb}}} = 0.000684 (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W})$$

7. 蒸发器总体传热系数  $K$

总热阻  $R=0.01575+0.00035+0.0006434+0.00192+0.000684=0.0193474(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W})$

$$K=1/R=51.6865 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$$

8. 受热面积核算

高压蒸发器外表总换热面积为  $34000\text{m}^2$ 。

高压蒸发器总换热量为

$$Q=K\Delta t A=51.6865 \times 56.275 \times 34000=98894 \times 10^3 (\text{W})=98894 (\text{kW})$$

原定换热量为 98917.6kW, 与现在的计算结果基本相符。如果误差小于  $\pm 2\%$ , 即认为合格。

通过分析从烟气侧到蒸发器内两相流体的传热热阻可以发现, 烟气侧的对流换热热阻占了总热阻的绝大部分。对于本高压蒸发器, 烟气侧热阻占总热阻的 81% 左右。管内两相强制对流沸腾换热有比较大的换热系数, 因此其热阻很小。显然, 在此情况下要加强传热, 关键是设法减少烟气侧的对流换热热阻。依靠增加烟气流速来强化传热不是一个好的选择, 因为这会增加烟气侧的流动阻力。采用肋片管是一个有效的方法, 它并不是靠提高换热系数, 而是靠增加换热面积来增加传热量。

过热器和省煤器的计算情况与此类似。但必须注意: 过热器和省煤器内是单相流体。过热器内的工质是过热蒸汽, 它的对流换热系数较小, 因此具有较大的热阻。在过热器的总热阻中, 管内对流换热热阻大约占到总热阻的 20%, 烟气侧的对流换热热阻大约占 70%。

中压和低压系统的计算也与此类似。如果是三压再热余热锅炉, 则还要计算再热器。通常中压过热蒸汽与高压缸排汽混流后共同进入再热器, 经再热后进入汽轮机的中压缸。再热后的温度一般等于高压过热蒸汽的温度, 因此再热器与高压过热器都布置在高温烟气区, 两者在位置上可有先后, 或者交叉布置。

## 本章小结

(1) 余热锅炉是燃气—蒸汽联合循环中的一个重要部件, 它是回收燃气轮机的排气余热, 借以产生蒸汽, 推动蒸汽轮机做功发电的换热设备。通常, 余热锅炉由烟道系统和余热锅炉本体两大部分组成。而余热锅炉本体则包括: 入口过渡段烟道、受热面组件(省煤器、蒸发器、过热器和再热器组件)、锅

筒、构架、平台、楼梯以及箱体等部件。每种受热面组件则由管簇组、支架和联箱组成。此外，还配有压力表、温度计、水位计、安全阀和吹灰器等主要附件。

(2) 余热锅炉的类型是多种多样的，一般有：“无补燃的和有补燃的”；“强制循环和自然循环”；“单压、双压和三压”；“卧式布置和立式布置”；“直流式和锅筒式”之分，目前，纯发电的联合循环机组一般都选用无补燃的余热锅炉。在厂区面积充裕时，可选用卧式布置的自然循环余热锅炉，否则宜选用立式布置的、强制循环方式（也可做成自然循环方式）的余热锅炉；热电联产型的联合循环机组宜选用补燃方式的余热锅炉。随着燃气轮机燃气初温和单机容量的增高，宜选用双压或三压甚至有再热的余热锅炉，借以提高联合循环机组的功率和效率。当蒸汽参数增高到超临界参数时，宜选用直流式余热锅炉。

(3) 联合循环机组中使用的无补燃的余热锅炉的特点是：①采用温度适中，燃气流量很大的显热源作为生产蒸汽的唯一热源。燃气温度和流量都会随燃气轮机的负荷和大气参数的变化而改变，因而蒸汽参数宜按滑压方式变化。燃气温度适中决定了余热锅炉中的换热主要是以对流换热方式进行的。燃气流量大，则能使对流换热在高流速和高湍流度的条件下进行，有利于改善对流换热效应。②为了适应燃气轮机启动迅速、调峰频繁的特点，余热锅炉必须具备系统惯性小、补偿能力强，能够承受热冲击的能力，使其能满足快速启停的要求。③流阻损失对机组的功率和效率有重要影响，因而应尽可能降低燃气的流阻损失。④在尾部受热面上不出现硫化腐蚀和结露的前提下，力求降低排气的温度，以提高余热锅炉的热利用效率。⑤为适应联合循环电厂建设速度快的特点，应采用模块化设计。

(4) 节点温差  $\delta$  和接近点温差  $\Delta t_a$  是余热锅炉设计中必须合理选择的两个参数，它们对余热锅炉的热利用效率、换热面积的大小、总投资费用等都有严重影响。一般取  $\delta=10\sim 20^\circ\text{C}$ ， $\Delta t_a=5\sim 20^\circ\text{C}$ 。

(5) 为了使联合循环的供电效率最大，就应该根据所选配的余热锅炉的当量效率  $\eta_h$  与汽轮机循环有效效率  $\eta_{st}$  的乘积  $\eta_{st}\eta_h$  为最大，也就是使在汽轮机发电机轴端测定的功率  $P_{st}$  为最大的原则来优化选择余热锅炉各股蒸汽的参数。

(6) 余热锅炉各受热面设计计算的目的是为了正确地确定该受热面的受热面积、管簇尺寸及其布置关系。对流换热计算方法是该设计的理论基础。



# 第十六章

## 联合循环中使用的汽轮机<sup>[98],[99]</sup>

### 第一节 概 述

联合循环中汽轮机的作用是：利用燃气轮机排气的余热加热给水而得到的蒸汽做功，以增加整个机组的做功量。随着燃气轮机技术的快速发展，燃气初温越来越高（如 H 级燃气轮机的进气初温已达 1430℃），从而使其排气温度随之提高，排气的热量也越来越大，因而联合循环中汽轮机的收益显得越来越重要。

联合循环中的汽轮机是一种余热利用型的动力设备，它的能量供给源是燃气轮机排气中的余热。余热的数量只与燃气轮机的性能有关，而无法按汽轮机负荷需要的变动而主动调节，这是与普通火电站中汽轮机的最大不同点。联合循环发电装置的主体是燃气轮机，燃气轮机的突出优点是系统简单，启动快，停机迅速。组成联合循环后，应尽可能保持燃气轮机的这些突出优势，这就要求汽轮机的结构与系统要能适应这些特点。在联合循环发展的初期，人们往往忽视这些特点，只是选取现有型号的汽轮机，简单地改造一下就组成了联合循环，致使汽轮机的效率较低，不能满足联合循环要求的整体水平，而且也大大地降低了燃气轮机快速灵便的优点。随着世界能源结构的改变和燃气轮机技术的快速发展，以燃气轮机为核心的联合循环发电系统已成为新增发电装置的主力。因而，各主要厂商都对适合于联合循环使用的汽轮机技术越来越重视，且现大都已装备了与联合循环专门配套的汽轮机。

下面详细分析一下联合循环用汽轮机在使用环境中的特点：

(1) 通常在联合循环中，当燃气轮机负荷降低时，排气的流量和温度（即热量）减小，余热锅炉的蒸发量和蒸汽温度也随着降低。为此，汽轮机应该采用滑压运行方式，否则排气湿度过大，不利于汽轮机的运行。由于压力的降低，余热锅炉所产蒸汽流量会适当提高，汽轮机会比定压运行方式下产生更多的功率。

(2) 正因为采取滑压运行方式，进汽压力、进汽流量均不需要控制，因而汽轮机不再使用通常的喷嘴调节方式，而改用节流调节方式。这就要求将部分进汽改为全周进汽，将调节级的焓降分配到新增的两级到三级中去，使得整个汽轮机的通流部分更匀顺，从而内效率会明显地提高。众所周知，一般火电站中调节级所占焓降很大（这种情况在参数低的中小汽轮机中更为明显），其级效率由于部分进汽度低、速比不合适而比一般级低了很多（可低至 10 个百分点），加上从调节级至高压级间有很大的过渡段流动损失，所以取消调节级的收益是十分可观的，但要付出增加几级高压级的代价。

(3) 作为调峰的联合循环电站，燃气轮机能够快速启停，故要求汽轮机也能够快速启停。汽轮机的结构与系统要适应快速启停的要求，与通流部件相接触的零部件的热惯性是应特别重视的问题，动静零件间的间隙均应适应快速启停的要求。这一情况，对于以燃气轮机电站为调峰的电网系统来说，更为重要。在汽轮机系统中，也应尽可能简洁，防止由于热惯性过大而引起的系统不灵活。

(4) 由于整个汽水系统的能量分配等原因（在下一节中详述），在联合循环中的汽轮机系统内不设给水加热器，凝汽器中出来的冷凝水将直接进入余热锅炉的尾部。这既可降低余热锅炉的排气热损失，又可简化汽轮机的汽水系统，而且汽轮机的汽缸可以做到大部分上下对称，更有利于整个机组的快速启停。

(5) 也是因为整个汽水系统的能量分配等原因，余热锅炉可以提供一次或二次低压蒸汽，要求汽轮

机能够接受补汽。

(6) 由于汽轮机取消了给水回热系统和增加补汽, 使得汽轮机排汽量比常规机组增大。导致排汽面积和冷凝器面积比常规机组增大。

(7) 由于燃气轮机启动速度快于汽轮机, 故启动过程中燃气轮机排气余热不能立即被汽轮机全部利用。若设置烟气旁通装置, 则不仅占地多, 且投资又大。因而, 一般倾向于在汽轮机中设置大容量的蒸汽旁路装置。这也有利于在甩负荷时回收汽水, 节约水资源。

清楚地了解了联合循环中汽轮机的工作环境与一般燃煤电站中汽轮机的不同, 才有可能正确地选择汽轮机蒸汽的参数及其汽水系统, 正确地设计与改造汽轮机本体以及掌握其运行特点。

## 第二节 蒸汽参数选择及热力系统设计

汽轮机在整个联合循环发电系统中的功率虽然只占总功率的  $1/4 \sim 1/3$ , 但由于采用了蒸汽做工质, 系统比燃气轮机复杂, 在电厂中占地面积比燃气轮机大得多, 所占有的投资也加大不少。因而, 对于汽轮机热力参数的选择及汽水系统的设计仍需进行认真比较, 科学和经济地决策与设计。

蒸汽参数的选择有两大问题。首先是蒸汽初参数的选择, 是采用一般火电站常用的中压系统参数还是次高压系统或高压系统的参数? 参数选择中第二个问题, 是采用单压、双压还是三压系统, 即余热锅炉中产生几种压力等级的蒸汽? 为了解决这两方面的问题, 首先要确定解决问题的原则。

联合循环中, 汽轮机系统中的能量来源于燃气轮机的余热。如图 16-1 所示, 图中排气线  $da$  以下的这块面积是汽轮机系统中能量供给的极限。如何选择汽轮机的循环参数, 使这块面积所代表的能量能最充分地得到应用, 应该是参数选择的首要原则。其次, 汽轮机发电量并不是联合循环发电系统中的主要部分, 因此参数选择及汽水系统的复杂性不应任意加大, 不应过分加重整个装置的投资以及影响整个装置的运行灵活性。所谓参数选择和系统设计, 就是在这两者之间取得适当的平衡与妥协。

蒸汽的初温由燃气轮机的排气温度来决定。进入到蒸汽轮机进口的蒸汽初温度应是燃气轮机排气温度减去余热锅炉中的传热温差, 一般为  $25 \sim 50^\circ\text{C}$ 。根据选用的燃气轮机设计排气温度值, 可以定出蒸汽初温度。对适用于汽轮机的朗肯循环, 蒸汽初参数的压力与温度间有一个合适的配合关系, 蒸汽的压力即由这种关系确定下来。应该指出的是, 各个国家或主要的厂商对于汽轮机的参数都有一个规范, 如分成中压、次高压、高压、亚临界、超临界和超超临界几个档次, 以便在同一档次内采用相同的材料、工艺和零部件以及试验规范。对于联合循环中应用的汽轮机, 由于燃气轮机排气的温度不会太高, 一般选用的是高压、次高压和中压系列。对于大型联合循环装置, 也选用超高压系列。

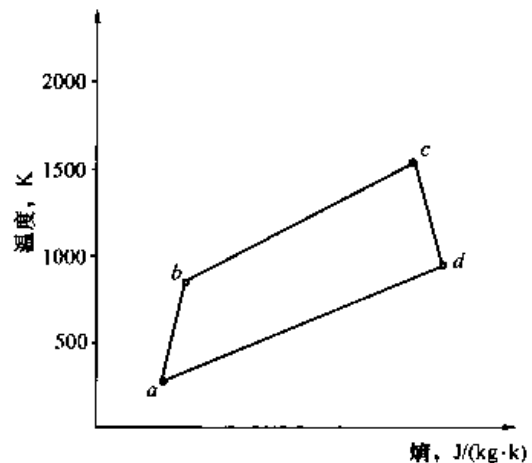


图 16-1 汽轮机系统中可能利用的能量

前已述及, 汽轮机的任务是将图 16-1 所示的燃气轮机排气线下这块面积所具有的热量尽可能多地转化为机械功。由于朗肯循环的  $T-s$  图线走势与代表燃气轮机的勃雷顿循环不同 (主要是有一段带有蒸发过程的水平段), 因此可以在是否需要再热或在余热锅炉内是否采用多种蒸发压力上加以选择。图 16-2 是这两种循环的示意图。

从图 16-2 中可以看出, 在双压 (甚至三压) 系统中, 汽轮机做功的面积都要大于基本循环, 再热循环的热效率也有较大提高。下面一个实例可以清楚地说明汽轮机循环的选择对整个联合循环热效率的影响。图 16-3 中给出了采用 Siemens 公司生产的 V84.2 燃气轮机的五种不同汽轮机循环的联合循环性

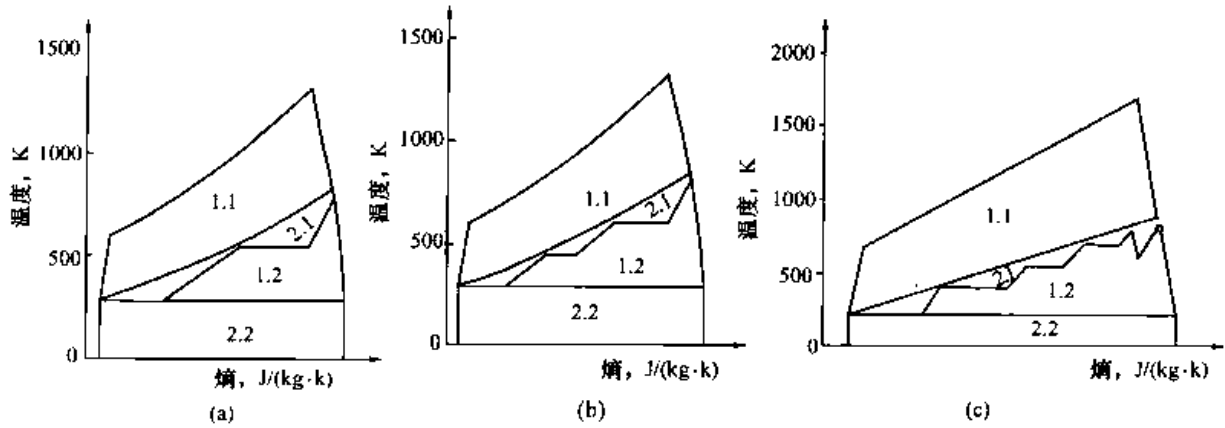


图 16-2 联合循环中汽轮机几种循环的温熵图

(a) 基本循环 (单压无再热); (b) 双压循环; (c) 再热循环

能指标。由这个例子可以看出,三压再热循环方案要比基本循环(单压不再热)联合循环机组的热效率高 3 个百分点,机组功率增大 6%;而双压系统的热效率增加了 1.7 个百分点,功率增加 4.7%;由双压无再热改为三压无再热循环时,热效率增加 0.6 个百分点;采用再热的效率增加也约为 0.6~0.7 个百分点。应该指出的是,由于余热锅炉的结构与一般燃煤锅炉的不同,高温压范围比较小,因而布置再热受热面比较困难,故采用得比较少。对于双压和三压系统方案来说,热经济性上的收益是明显的,但是会使汽轮机的结构增加复杂性,且会因补汽系统而破坏汽轮机汽缸的对称性,对其启动停机的灵活性也有较大的影响。

在选择汽轮机的蒸汽初参数和循环系统时,热效率和启停灵活性是主要的考虑因素,这和联合循环机组负担的任务有重要关系。对于在电网中担负基本负荷的机组来说,追求热经济性是主要的考虑因素,故系统可以复杂一些;但对于以调峰为主的联合循环机组来说,则应更多考虑启停的灵活性。在我国,由于煤和油、气的差价极大,承担电网基本负荷的肯定是大型的燃煤汽轮机组,燃气轮机及联合循环发电机组应更多地应用于调峰,故不宜于采用复杂的系统。

由此可见,必须合理地选择汽轮机的循环过程以及蒸汽的参数,力求最充分地利用燃气轮机的排气余热,以便提高联合循环的效率。

对于一个具体的燃气—蒸汽联合循环电厂来说,其热效率  $\eta_{cc}^N$  也可以用下式表示为

$$\eta_{cc}^N = (P_{gt} + P_{st}) / Q \quad (16-1)$$

式中  $P_{gt}$ ——燃气轮机的出力;

$P_{st}$ ——汽轮机的出力;

$Q$ ——燃气轮机的输入总热量,它等于燃料耗率与燃料发热量的乘积。

在一个具体的电厂,一旦燃气轮机选定,则上式中的  $P_{gt}$  和  $Q$  也将一定,  $\eta_{cc}^N$  只和  $P_{st}$  有关,即在某种意义上来说,一个具体的电厂提高联合循环效率的手段主要就是提高汽轮机的出力。这将是汽轮机的设计师们在机组参数和系统的选择上的着眼点。

单压汽轮机的出力  $P_{st}$  可由下式来简单地表示为

$$P_{st} = q \times \Delta H \times \eta_{mGst} \quad (16-2)$$

式中  $q$ ——余热锅炉的产汽量;

$\Delta H$ ——蒸汽在汽轮机中的有效焓降;

$\eta_{mGst}$ ——汽轮发电机效率(包括机械效率和发电机效率),它基本上是定值,约为 0.97~0.985。

由上式可见,汽轮机的出力大致和蒸汽产量与焓降的乘积成正比,而蒸汽产量与焓降都和蒸汽参数

有关(这里所说的蒸汽参数主要是指蒸汽温度和压力)。为提高汽轮机效率,蒸汽温度一般都尽可能取得较高,这取决于燃气轮机的排烟温度(约等于燃气轮机排烟温度再减去 $25\sim 50^{\circ}\text{C}$ 的传热端差)。蒸汽温度可认为是定值,这里重点谈蒸汽压力。

在联合循环中,汽轮机主蒸汽压力的范围是很广大的,通常在次高压到超高压的范围内。余热锅炉可以设计成在相当大的压力范围内产生蒸汽,选择主蒸汽的压力时,需要综合考虑以下两方面影响:

(1) 对汽轮机功率的影响(即对余热锅炉的产汽量和蒸汽在汽轮机中的绝热焓降的影响)。

(2) 对汽轮机排汽湿度的影响。一般来说,随着主蒸汽压力的提高,汽轮机中蒸汽的焓降是会增大的,可以使汽轮机的功率增加。但当压力加大到某一个值后,焓降的增大程度就会逐渐缓慢起来。与此同时,随着主蒸汽压力的提高,余热锅炉的蒸汽产量会下降,汽轮机的漏汽损失和湿度都会上升,最终将导致蒸汽产量与焓降的乘积不再升高,而是趋于下降,即因焓降的加大而导致的汽轮机出力的提高,已无法抵消因蒸汽流量的减少和漏汽损失、湿汽损失加大而导致的汽轮机出力的降低。也就是说,蒸汽压力对蒸汽产量和焓降的影响趋势是相反的。对于给定的燃气轮机来说,在为其选配联合循环的汽轮机时,就会存在一个选择最佳进汽压力的问题。其选择原则应是使蒸汽产量与焓降的乘积为最大,亦即使汽轮机的出力最大。

对于不同功率等级的汽轮机来说,最佳进汽压力值是不同的。当功率较小时,如压力偏高,则进汽的容积流量较小,通流部分的喷嘴和动叶高度较短,二次流损失增加,内效率较低,故压力要选得低一些。反之,当汽轮机功率大时,则压力要高,且还可采用再热,以降低排汽湿度和提高末级叶片的效率和工作寿命。另外,最佳进汽压力还与燃气轮机的运行条件、燃料种类、烟气成分、大气环境、余热锅炉的布置形式等有关。

对于多压汽轮机的补汽压力来说,也存在着类似的最佳值问题。随着主蒸汽压力的升高,在双压蒸汽循环中,由余热锅炉产生的主蒸汽流量是不断降低的,但二次蒸汽的流量却是增大的。它们都对汽轮机出力产生影响,因此对于多压机组来说,主蒸汽压力的选择也影响着补汽压力的确定。

对于功率更大一些的汽轮机来说,有的还需要再热,因为在最佳参数的选择上还要考虑再热参数这个因素。对于三压乃至三压再热的循环方式来说,考虑的因素和问题会更加复杂。

显然,最佳参数的选择是一个在余热锅炉和汽轮机性能之间进行的最优化热力计算过程,属于最优化设计范畴。针对某一具体项目,在必要时还需由锅炉和汽轮机的制造厂家的有关技术人员在一起配合工作,根据现场条件,充分计算、分析和论证,共同完成这一过程,为汽轮机和余热锅炉的设计提供最优化参数。

采用何种循环方式,也将是最优化设计中应考虑的内容,即何时采用双压或三压,何时采用再热等,都需要进行认真的计算和比较。国外各大制造厂商对此问题的看法、建议、标准或经验也都不尽相同,各有差异。如GE公司在设计燃气—蒸汽联合循环时,一般是根据燃气轮机的排气温度来选择蒸汽

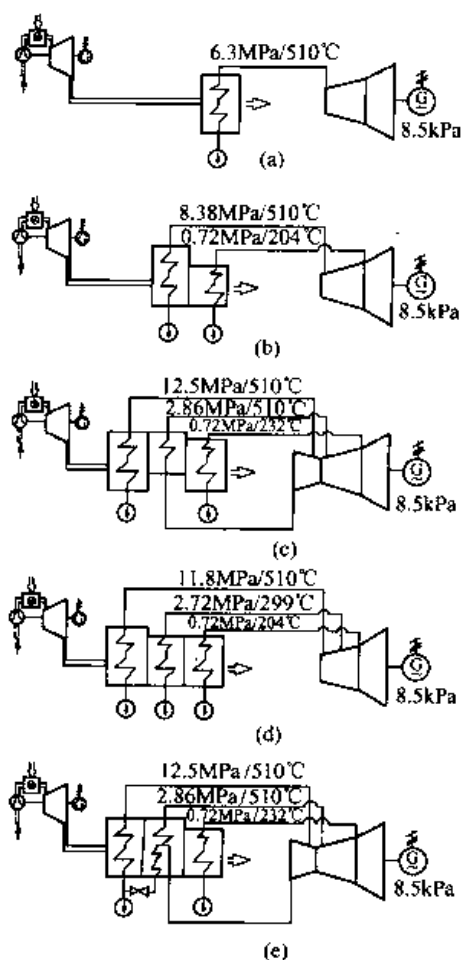


图 16-3 不同汽轮机循环的联合循环性能指标  
(燃气轮机采用 Siemens V84.2)

- (a) 单压无再热循环(功率 150MW 效率 48.3%); (b) 双压无再热循环(功率 155MW 效率 50.0%); (c) 双压再热循环(功率 157MW 效率 50.6%); (d) 三压无再热循环(功率 157MW 效率 50.6%); (e) 三压再热循环(功率 159MW 效率 51.3%)

循环方式的。当排气温度低于 538℃ 时，不宜采用再热循环方案。但是，它们可以是单压的、双压的或者是三压的循环方式。但当燃气轮机的排气温度增高到 593℃ 时，就应考虑采用三压有再热的蒸汽循环方案。

多压式的再热循环机组的设备形式复杂，造价也相对昂贵，需要进行性能价格比的论证和技术经济分析。一般来说，多压的复杂循环比较适合于汽轮机功率较大、燃料价格较昂贵、负荷因素较高的地区。

表 16-1 和图 16-4~图 16-5 中给出了国内某电厂与 9E 型燃气轮机匹配的联合循环汽轮机的优化参数与曲线。

表 16-1 单双压联合循环参数的比较

工况	1	2	3	4
燃料	重油	重油	天然气	天然气
环境温度 (℃)	15	30	15	30
单压功率 (kW)	54116	51147	58175	55550
双压功率 (kW)	56167	53470	61039	58030
功率提高值 (kW)	2051	2723	2864	2480
功率提高百分比 (%)	3.79	4.54	4.92	4.46

由上表可知，采用双压汽轮机的收益是显著的。在相同燃料品种和相同环境温度下，它要比单压机组的功率平均提高 4.0% 以上。

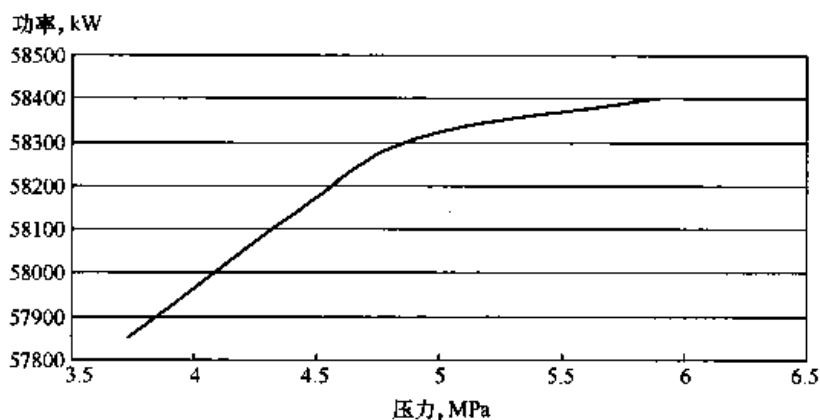


图 16-4 一次蒸汽压力的优化曲线

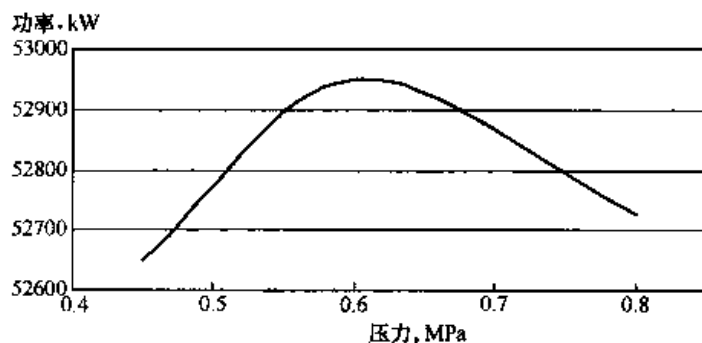


图 16-5 二次蒸汽压力的优化曲线

最后优化选定的参数如表 16-2 所示。

表 16-3~表 16-5 是世界上主要的燃气轮机及联合循环制造商 GE、Siemens 和原 ABB 公司的蒸汽参数规范以及对联合循环总性能的影响, 由于汽轮机参数主要取决于燃气轮机, 而这三大厂商几乎垄断了重型燃气轮机世界市场, 因此这些规范也就几乎成为设计联合循环时选择蒸汽参数的主要参照。

汽轮机的排汽压力和温度完全取决于电厂所在地冷却水的温度与流量, 这和燃煤汽轮机电厂完全相同。唯一的区别是: 联合循环中的汽轮机一般没有抽汽加热器, 所有蒸汽均在凝汽器中凝结; 与同等功率的燃煤机组相比, 凝汽器传热面积要增加, 相应的冷却水量也要增加。

表 16-2 优化后选定的联合循环汽轮机的主蒸汽参数

工况	1
燃料	天然气
环境温度 (°C)	15
高压进汽压力 (MPa)	5.6
高压进汽温度 (°C)	527
高压进汽量 (t/h)	173.5
低压进汽压力 (MPa)	5.5
低压进汽温度 (°C)	255
低压进汽量 (t/h)	33

表 16-3 GE 公司的蒸汽循环参数规范

项 目	循环类型	单压无再热循环	双压无再热循环			双压再热循环	三压无再热循环			三压再热循环
			≤40	40~60	≥60	>60	≤40	40~60	≥60	>60
汽轮机功率 (MW)										
主蒸汽压力 (MPa)		4.13	5.64	6.61	8.26	9.98	5.85	6.88	8.60	9.98
主蒸汽温度 (°C)		538	538	538	538	538	538	538	538	538
再热蒸汽压力 (MPa)					2.06~2.75					2.06~2.75
再热蒸汽温度 (°C)					538					538
中压蒸汽压力 (MPa)			0.55	0.55	0.55	0.55	0.69	0.83	1.07	2.06~2.75
中压蒸汽温度 (°C)			比过热器前燃气温度低 11°C			305	270	280	300	305
低压蒸汽压力 (MPa)							0.17	0.17	0.17	0.28
低压蒸汽温度 (°C)							160	170	180	260

注 若燃气轮机排气温度低于 568°C, 则主蒸汽温度取燃气的排气温度减去 30°C。

表 16-4 Siemens 公司建议的蒸汽参数的规范

循环类型	蒸汽轮机功率/MW	主蒸汽		再热蒸汽		二次蒸汽	
		压力(MPa)	温度(°C)	压力(MPa)	温度(°C)	压力(MPa)	温度(°C)
单压循环	30~200	4.0~7.0	480~540				
双压循环	30~300	5.5~8.5	500~565			0.5~0.8	200~260
三压有再热的循环	50~300	11.0~14.0	520~565	2.0~3.5	520~565	0.4~0.6	200~230

表 16-5 原 ABB 公司的各种不同蒸汽循环对联合循环性能对照

循环类型	KA8C-2				KA13E2-2				KA26-2			
	毛功率 (MW)			毛效率 (LHV) (%)	毛功率 (MW)			毛效率 (LHV) (%)	毛功率 (MW)			毛效率 (LHV) (%)
	燃气轮机	蒸汽轮机	总功率		燃气轮机	蒸汽轮机	总功率		燃气轮机	蒸汽轮机	总功率	
单压循环	101.5	48.7	150.2	49.4	318.6	148.1	466.7	51.6	464.4	216.7	681.1	54.5
双压循环	101.5	54.8	156.3	51.4	318.6	172.0	490.6	54.2	464.4	245.5	709.9	56.8
双压再热循环	101.5	56.7	158.2	52.0	318.6	173.7	492.3	54.4	464.4	256.7	721.1	57.7
三压循环	101.5	58.0	159.5	52.4	318.6	179.2	497.8	55.0	464.4	262.9	727.3	58.2
三压再热循环	101.5	59.6	161.1	52.9	318.6	181.1	499.7	55.2	464.4	266.7	731.1	58.5

抽汽加热系统在本质上是一种回热循环设备, 它可以利用部分做过功的蒸汽能量来加热给水, 以减

少锅炉的燃料消耗量。对于燃煤电厂的锅炉，由于煤中不可避免地含有硫分，故烟气中总是含有一定量的硫的氧化物  $\text{SO}_x$ 。因为当锅炉排烟温度低于硫化物的露点温度后，就会腐蚀锅炉的尾部受热面，所以一般锅炉排烟温度都适应在  $150^\circ\text{C}$  左右，联合循环的情况则不同，除了个别机组燃用含硫量较多的重油外，天然气的含硫量极低，因此为了提高整个机组的热效率，降低余热锅炉排气温度是极重要的措施（一般可降至  $80\sim 90^\circ\text{C}$ ）。这样，余热锅炉的排气温度与凝汽器出口的给水温度已相差无几，原来抽汽加热系统承担的加热给水功能则完全可以用余热锅炉尾部受热面来承担，所以汽轮机系统中原先非常复杂的各级加热器系统就可取消了。没有复杂的加热器系统是联合循环中汽轮机与一般燃煤电厂汽轮机的主要差别之一，这使得汽轮机本体变得十分简练（特别是对于单压系统），启停灵活性大大加强。当然，在汽轮机通流部分的布置上会带来一定的困难。

### 第三节 汽轮机的设计特点

前两节已经充分地阐述了在联合循环中使用的汽轮机与一般燃煤发电厂中使用的汽轮机的区别。总结起来，有如下一些相同点和不同点。其相同点是：

(1) 有基本相同的进汽参数和排汽参数。其进汽参数受限于燃气轮机的排气温度，一般限于中压、次高压和高压；排汽参数则视采用的冷却水温度和流量而定。

(2) 有基本相同的工作环境及要求。如都为直接带动发电机，在基本相当的压力和温度下工作，其空气动力学环境、热力学环境及机械力学环境也都基本相同。

基本相同的工作环境与技术要求决定了两者没有本质上的区别。联合循环中使用的汽轮机的设计原则、通流部分气动热力学设计、基本零部件的结构都和常规汽轮机相同，这里只强调其区别以及因为使用环境不同而造成设计上的特点。它们的不同点是：

(1) 不需要采用部分进汽度很低的调节级，因而高压部分的通流部分会有较大区别。

(2) 没有复杂的抽汽加热系统，汽轮机的汽缸有可能做得尽可能对称，反映到热力气动设计上的问题就是流量在各级间的分配与常规汽轮机有很大的不同。一般汽轮机，由于各级抽汽所耗掉的蒸汽流量占了主蒸汽流量的很大一部分，有效地缓解了低压部分排汽面积过大的问题，对于解决长叶片困难非常有利；而联合循环中使用的汽轮机，通过最后几级的蒸汽流量不但不减少，反而因为双压系统或三压系统的补汽而增加，这就增加了整个通流部分的设计难度。

(3) 要求发挥燃气轮机快速启停的优势。汽轮机要尽可能地达到热适应性强，操作灵活，这些特点将主要依靠结构设计上的修改来完成。

表 16-6 是一台 150MW 级汽轮机在不同循环工作条件下的流量分配与常规汽轮机的比较，虽然主蒸汽进汽压力不尽相同，但可以清楚地体现出流量分配的极大不同，以及因此造成的在气动热力学设计上的区别。

相对于燃气轮机（无论是压气机还是燃气透平）而言，汽轮机设计师碰到的最大困难是蒸汽体积流量变化过大。以高压汽轮机为例，我国标准的进汽压力值为  $8.83\text{MPa}$ ，进汽温度是  $535^\circ\text{C}$ ，而冷却水温度为  $20^\circ\text{C}$  地区通常采用的排汽压力是  $5\text{kPa}$ ，压比超过 1500，密度比也大体上是这个范围。对于汽轮机通流部分，气动热力学设计师首先要解决的问题是高压级叶片过短而低压级叶片过长的问题。对于联合循环中的汽轮机，这一困难更为突出，而且有些缓解体积流量变化过大的措施不能应用，应采取特殊设计来解决这个困难。

在常规汽轮机设计中，解决体积流量差别过大的两大措施首先是加大调节级内消耗的焓降，并加大叶轮直径，应用较小的部分进汽度，为保持通流部分相对平顺，不少汽轮机的几个高压级也采用部分进汽以保持叶片最小高度（叶身过汽部分  $10\sim 15\text{mm}$ ）；其次是大量抽汽，抽汽加热系统是为提高汽轮机循环效率为目的而设置的，但大量抽汽的结果有效地解决了低压级叶片高度过大的问题。这两大措施在联合循环中都用不上，必须采用新的措施来解决困难。

表 16-6 150MW 级汽轮机在几种不同循环工作条件下的流量分配

	159MW 的 蒸汽轮机	双压无再热的 联合循环 (A)	三压有再热的 联合循环 (B)	容积流率的比值 B/A	常规有再热的循环 (C)	容积流率的比值 C/A
主蒸汽	质量流量 (kg/h)	430920	303912		449064	
	压力 (MPa)	7.0	12.5		16.65	
	温度 (°C)	538	538		538	
	体积流量 (m <sup>3</sup> /s)	6.09	2.29	37.6%	2.52	41.4%
再热蒸汽	质量流量 (kg/h)		399168		390096	
	压力 (MPa)		2.86		4.0	
	温度 (°C)		538		538	
	体积流量 (m <sup>3</sup> /s)		14.39	128.6%	10.31	92.1%
二次蒸汽	质量流量 (kg/h)	104328	45360			
	压力 (MPa)	0.65	0.55			
	温度 (°C)	204	200			
	体积流量 (m <sup>3</sup> /s)	11.19	4.85	43.3%		
排向凝汽器的蒸汽	质量流量 (kg/h)	535249	444528		294840	
	背压为 6.77kPa 时的 体积流量 (m <sup>3</sup> /s)	2676.2	2344.9	87.6%	1484.0	55.5%

措施之一是适当降低进入汽轮机主蒸汽的压力。前已叙述,对于朗肯循环而言,对应于一个最高温度,有一个适当的压力,图 16-6 是从热力循环上看初压对循环效率的影响。以主蒸汽温度为 500°C 为例,最佳压力为 30MPa,这就是超临界的工作范围。但从汽轮机设计而言,初压太高,一方面漏汽量会大幅上升,而且由于蒸汽密度差太大引起通流部分设计困难也会引起汽轮机通流部分效率的下降,其综合内效率的下降可参见图 16-7。汽轮机的设计师就是根据这样的关系来确定压力与温度间的最佳关系的。我国常用的蒸汽参数配合是中压系统 3.92MPa/435°C,高压系统 8.82MPa/535°C,超高压系统 12.74~13.23MPa/535°C,这是常规汽轮机的主蒸汽参数。在联合循环中,由于汽轮机的进出口体积流量比比常规汽轮机的小得多,所以建议在同一温度等级下调低进汽压力,以缓解由此带来在设计上的困难。从表 16-1~表 16-4 都说明:在相同进汽温度下,其进汽压力比常规汽轮机的要低。

调低进汽压力会给汽轮机带来热效率上的损失,但由于取消了调节级及许多抽汽口汽流流动的干扰,汽轮机通流部分的气动效率大大提高了,由此其综合内效率可达与常规汽轮机基本相同的水平。取消了调节级,大大降低了首级焓降,高压级的级数会增加,而且要适应全周进汽的要求,应将高压级的

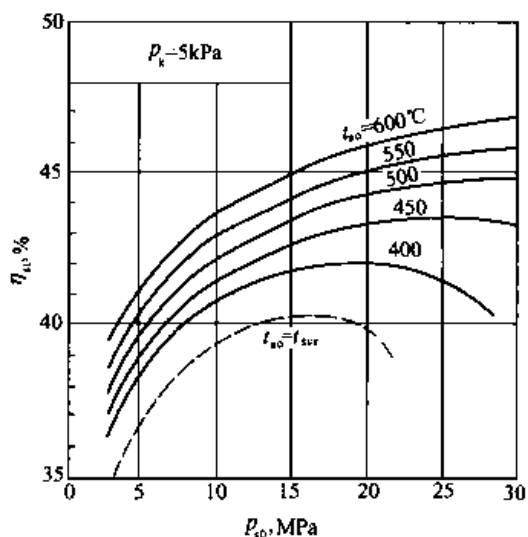


图 16-6 朗肯循环主蒸汽温度与压力间的最佳配合



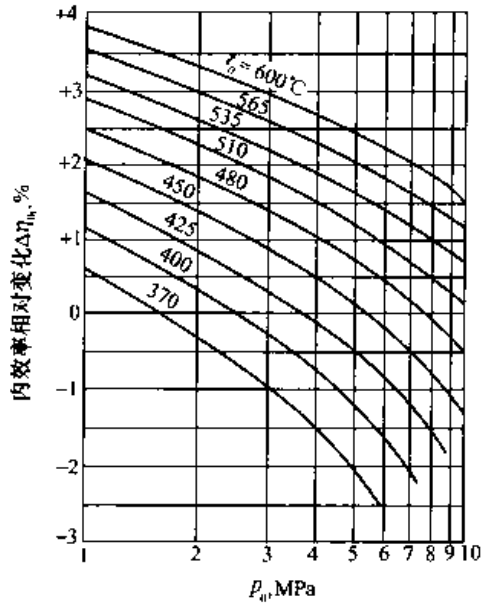


图 16-7 汽轮机相对内效率随压力、温度的变化关系

转子直径大幅下调,以后随着蒸汽压力的逐级下降,转子直径可逐渐上升。即锥形的高压级通流部分的布局是有别于常规汽轮机的一个重要特点。对于常规汽轮机,通常是调节级后若干个高压级采用同直径同叶高的气动布局,以不断增加部分进汽度的方法来适应蒸汽体积流量的变化。

对于双压或三压汽轮机,采取分缸的办法是解决体积流量变化过大的最有效方法。然而,分缸会引起机组体积加大,造价提高以及付出降低工作灵活性的代价。当今燃气轮机功率水平已至 200MW 等级,如果在联合循环内采用一拖一(即一台燃气轮机带一台汽轮机)配置,则汽轮机的功率尚在 100~150MW 等级之内。按现今长叶片设计水平,仍有可能采用单缸或高低压合缸的设计,这时的通流部分布局则只能采用阶梯形转子,以适应体积流量的大幅度变化。虽然体积流量变化的巨大为联合循环中使用的汽轮机在气动热力学设计上造成不少困难,但由于这种类型汽轮机的单机功率还不大,在设计大型火电厂巨型汽轮机中积累的经验已十分丰富,并不需要发展新的技术来解决这类难题。

#### 第四节 汽轮机的结构特点

前节中已多次阐明了用于联合循环的汽轮机中的特殊环境、热参数和热力系统的特点以及热力气动设计上的特点。汽轮机的结构就是为了满足这些特点,以保证其在整个循环中能安全而经济地运行来设计的。就其结构总体而言,本节阐述的汽轮机与常规同压力等级的汽轮机并无明显的区别,这里只简单阐述一些特点。

联合循环汽轮机已无需设置调节级,也不需要设置多级抽汽加热器,因此除了进汽口和排汽口以外,汽轮机汽缸的大部分都可以做成是轴对称的。汽缸的对称性对于快速启动的要求是十分有利的,它有助于减少启动(停机)时转子与静子间的热惯性差以及随之引起的间隙值。事实上,汽缸的完全对称(如航空燃气轮机经常采用的轴向套装法才可以采用完全对称的气缸)是很难真正实现的,设计师们总是将汽缸分为内外两层,保持内汽缸的对称性,而在内外汽缸间通以蒸汽。内缸由于内外侧承受的压力差不大,可以设计得比较薄,使得与转子的热容量差别不大,以利于启动和停机的快捷性。事实上,这样的措施在常规汽轮机中也有应用,只是在联合循环汽轮机中更为必要而已。

同样的道理,联合循环汽轮机的进汽口与排汽口也应该做成上下(或左右)对称,即进汽控制阀、快速切断阀、再热蒸汽进汽控制阀和切断阀以及主蒸汽进汽管都应做成两组,并沿圆周对称布置,并精心设计进汽蜗壳。如果采用的是双压或三压的,其后面的补汽口也应遵循这个原则。一般情况下,补汽可在高低压分缸处进行,这样就可避免破坏汽缸的对称性。排汽口、凝汽器以及快速旁路系统也应尽量采取对称型的布置。当然,采用两个凝汽器会增加制作成本及多占用场地,但从总体功能来看,这样做还是值得的。

联合循环汽轮机内部的零部件与常规汽轮机没有太多区别。对于高压部分,由于取消了调节级并采用了全周进汽,转子的平均直径大幅度缩小,以保证最小的叶片高度(一般通流部分叶片的最小高度是 10~12mm),转子必须做成锥形的,即从第一级开始,通流部分就逐级放大,与常规汽轮机高压部分数级采用等直径等叶高甚至等叶型的结构(依靠不同的部分进汽度来适应蒸汽密度的下降)有明显的区别。由于高压部分容积流量太小,有时实现起来比较困难,在启动灵活性要求高的装置中,只有通过降

低进汽压力来补救。这里要强调一句,不采用等直径等叶高等叶型的高压级结构,会增加较多制作成本,因此也有厂家从降低造价出发,在启停灵活性要求不太高的场合下,采用加大前几级直径,通过调整部分进汽度的方法来维持等直径等叶高等叶型的结构。

联合循环汽轮机转子和静子间的间隙(无论是轴向间隙还是径向间隙)都应适当大一点。与现代汽轮机发展趋势相同,高压级的叶片总是采用围带的。由于高压级叶片短,厚度大,一般都采用整体式围带,即围带与叶片本身制作为一体,称其为带冠叶片。

为了尽量减少汽轮机快速启停过程中的热变形和热应力,应尽可能加强汽缸的对称性。汽缸的结构要设计成等强度壁厚,不同压力段壁厚不同,在关键部位还要控制其几何形状。位于第一级附近的叶轮与转轴间的过渡圆角应尽可能大,以减少应力集中。

汽缸的中分面法兰要尽可能采用高窄法兰结构,中分面螺栓应尽可能靠近转子轴心,使法兰和螺栓比较容易加热和膨胀,以减少由于其内外温差造成的热应力。

要采用径向式汽封,减小径向动静间隙,加大轴向动静间隙,这样既可保证运行时减小漏汽、提高效率,又防止在快速启动时由于膨胀不同步而引起动静之间的碰撞或摩擦。

联合循环汽轮机的中压部分没有太多不同。与常规汽轮机比较,唯一不同的是没有抽汽,但却可能有二次汽进入(从双压余热锅炉中来)。与高压级比较,除了蒸汽密度增加外,流量还要增加(常规汽轮机因抽汽加热,质量流量是减少的),这使得汽轮机通流部分的平顺性有些困难。通常可将叶片的出气角设计得大一些。如果调整不出来,只好采用突跃式的转子结构,即令补汽口所在级转子的直径突跃式地增大。

低压通流部分流量大,做功量大。为了提高效率,叶片应采用先进高效的全三维叶型,动叶自带围带,以保证子午面通道的光顺。低压各级长叶片采用弯扭联合成型,以保证高的级效率。末两级叶片采取良好的强化措施来防止水蚀。末级叶片精心设计,根部的反动度要适当加大,以提高机组的变工况性能。常规汽轮机中低压级的一些特殊结构,如叶片前缘吸力面端的防水滴撞击加硬合金,静子上的接水槽等,在联合循环用的汽轮机中均应该采用,而且一般说来,本章阐述的汽轮机初参数较低(相对于同等功率的常规汽轮机),再热次数少,因而低压部分的湿度较高,加上流经低压部分的蒸汽流量大,因而水滴数目也比常规汽轮机多,除湿结构需给与更多的考虑。

由于没有了抽汽,又加上补汽,联合循环中汽轮机的低压缸内蒸汽流量比同压力、同功率等级的常规汽轮机大了许多,因而排汽面积要求大是这种汽轮机的突出特点。前已叙述,限于当今燃气轮机的发展现状,与其匹配的汽轮机不会很大,进汽参数不会超过高压,功率等级也是只在100~150MW范围内,与常规燃煤电厂巨型汽轮机尚不在一个等级(后者已在超超临界压力等级,功率已达1000MW等级)。因此,原则上因大排汽面积所产生的设计上、结构上的困难并不存在。高低压分缸、低压缸分流这些措施都是行之有效的,问题是造价提高。对于联合循环设计师而言,联合循环机组的功率、效率主要取决于燃气轮机,而汽轮机部件效率所起作用较小。相反,燃气轮机结构紧凑,系统简洁,占地极小,但汽轮机(还包括余热锅炉)系统繁复,占地大,造价所占份额不少,这就要求设计师在热效率与经济性上取得很好地协调,充分考虑降低汽轮机造价的可能性。

联合循环汽轮机的造价与重量及占地面积很大程度上取决于汽轮机的排汽面积,因此合理设定联合循环中汽轮机的排汽面积极为重要。从热力学上分析,水蒸汽的热力学特性在凝结区密度变化特别快,汽轮机低压部分的设计难点主要也在于此。图16-8是常规汽轮机凝汽压力与排汽体积流量图。由图可见,凝汽压力对于减小蒸汽密度影响很大。对于制造厂来说,汽轮机低压部分的叶片、叶轮往往有自己厂内标准(因开发费用、制造费用很高,分档也比较少),不可能因使用场合不同而采用专门研制的长叶片,因而调节背压成为联合循环中使用的汽轮机在设计上的一个特殊手段。再则,燃气轮机突出的优点是耗水极少。如果联合循环中汽轮机的冷却水量能够大大减少,也是凸显这种机组耗水小这个优势的重要环节。

联合循环的汽轮机一般都设有百分之百的蒸汽旁路系统,凝汽器在机组启动、停机或甩负荷时要接

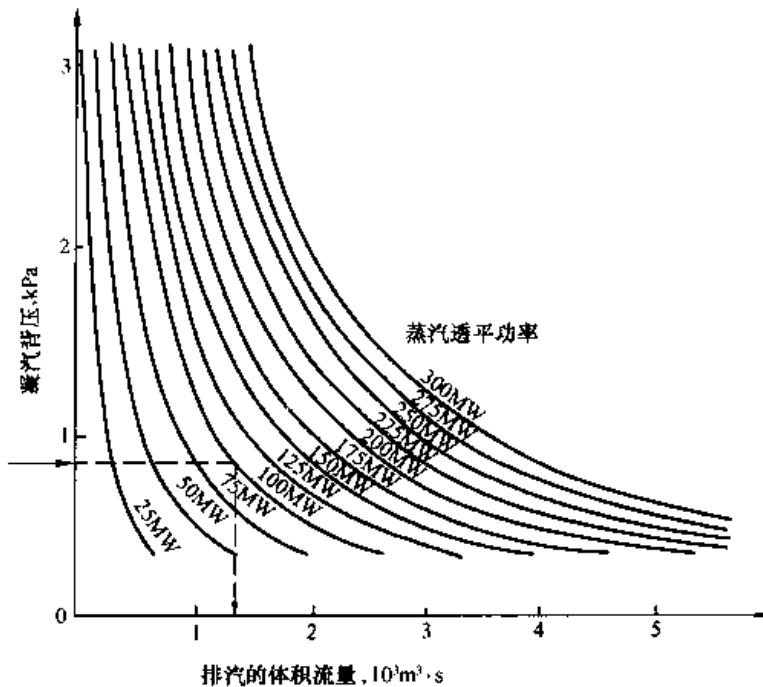


图 16-8 常规汽轮机排汽体积流量与凝汽压力间的关系

汽，并和两个凝汽器紧凑地连接。轴向排汽和凝汽器的对称整体布置，保证了汽缸的对称性。汽轮机的后轴承（低压部分轴承）通过柔性支承板装在后壳体上，膨胀的死点位于前轴承的止推面上。当汽轮机温度变化时，整个汽轮机的转子、汽缸以及与之相连接的凝汽器均朝一个方向膨胀。可以想象，这样的结构对于快速启停是十分有利的。当然，这样的结构不能承受很大的进汽排气压比，也不能布置很大的排汽面积，故适用于主蒸汽参数较低的中小功率汽轮机。这样的凝汽器布置方式可以将它与汽轮机置于一个平面上，免去常规汽轮机的两层安装平台（即汽轮机平台和其底层的凝汽器平台），有利于降低汽轮机房的高度及造价。总之，这是一台小型联合循环机组中低参数小功率汽轮机的典型结构，其结构类型及性能较好地符合本章各节所阐述的原则。

由于主蒸汽进汽压力、温度高，进汽与排汽的压比和密度比都特别大，高压段与低压段的通流部分很难在一个整体中协调地布置，所以大部分高压汽轮机都是高低压分缸的。因为流量比较大，低压缸可采用分流式，高压缸内出口的主蒸汽通过母管汇集余热锅炉来的二次蒸汽，进入低压缸的中心。低压缸的通流部分向左右对称布置，并通往各自的凝汽器（也可汇集后通往一个大的凝汽器）。分流式的低压缸既可有效地降低末级叶片的高度，同时因对称布置，低压转子上承受的轴向力也自动获得平衡，这对运行的安全性是十分有利的。图 16-10

收并凝结大量的高焓蒸汽。因此，凝汽器的设计也要特别加以考虑。

总体说来，联合循环中汽轮机与常规汽轮机在结构上没有太多区别，这里举几个实例，以纵剖面图的方式介绍其结构，以供参考。

图 16-9 是一台用于双压循环的汽轮机纵剖面及外形图。由于有低压补汽，将高压段和低压段分成两个内缸，但外缸是合一的，称为高低压合缸的单缸汽轮机。高压部分的转子采用锥形整体鼓式转子，通流部分级的平均直径和叶高均逐级放大。高压缸内外缸之间有较大空间，便于内缸有较均匀的温度，利于快速启动和停机。低压部分采用轴向排汽，

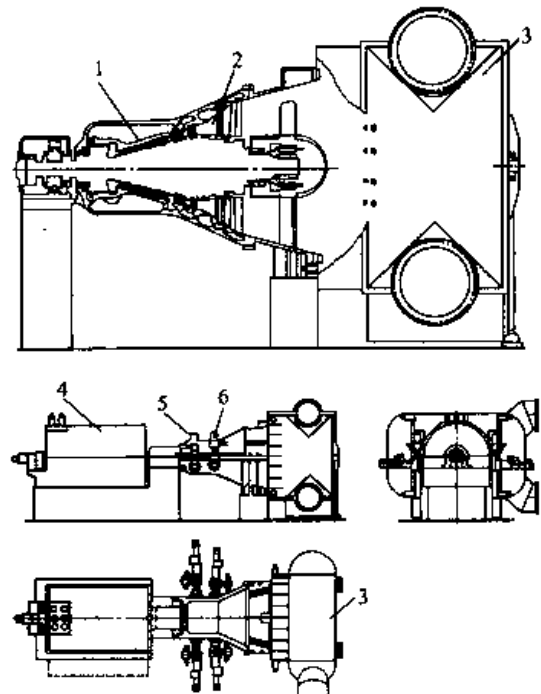


图 16-9 双压循环单缸汽轮机

- 1—高压缸；2—低压缸；3—凝汽器；  
4—发电机；5—主蒸汽的控制和关断阀；  
6—二次蒸汽的控制和关断阀

是一个双压循环双缸分流式汽轮机的典型结构。

图 16-11 是这类汽轮机所采用的高压缸示意图，通流部分的轴对称性得到了严格保证，内缸完全浸浴在高压缸排汽的氛围中，转子和静子间的热惯性差相对较小，保证了启停的机动性。

除了没有调节级、复杂的调节系统以及繁杂的抽汽加热系统外，可以认为，图 16-10 所显示的汽轮机与同功率等级的常规高压汽轮机无很大的差别，只是对于现代设计厂家来说，因为抽汽量较大，常规汽轮机的末级叶片排汽面积要小得多，整个通流部分也较容易协调均匀布置，因此高压 100~150MW 级的常规汽轮机更多的是采用单缸单流式的结构。

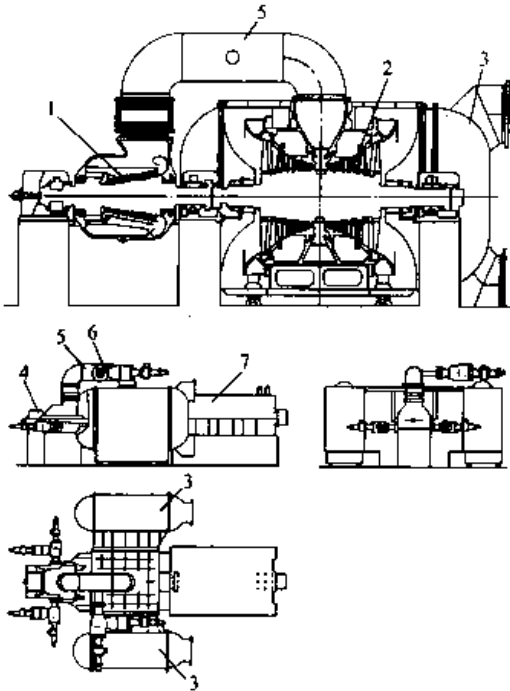


图 16-10 双压循环双缸分流式汽轮机

1—高压缸；2—双流式低压缸；3—凝汽器；  
4—主蒸汽的控制和关断阀；5—连接母管；  
6—二次蒸汽的控制和关断阀；7—发电机

一般来说，联合循环中汽轮机单机功率不是很大，对于无再热的循环，图 16-8 所采用的结构已能满足要求。但是不少联合循环电厂喜欢采用两拖一或多拖一（即两台或多台燃气轮机的余热带动一台汽轮机）的方案，汽轮机的流量及排汽面积会成倍增长。这样的汽轮机对于高压部分的设计是有利的，因为增大了的体积流量，使得叶片高度增加，流动效率会提高；但对于低压部分，过大的流量使得双流仍有困难，而不得不采用四分流的方案，如图 16-12 所示。从联合循环的总体说来，希望有一个简洁的汽轮机系统，低压缸四分流的汽轮机使得汽轮机轴大大加长，管道系统也复杂很多，在保持两个双流缸之间流量均匀分配上也有困难（这些困难在常规燃煤发电厂巨型汽轮机中都已解决），故在当今汽轮机长叶片技术已达到很高水平的情况下，应尽量避免采取这样的结构方案。

对于有再热的汽轮机循环系统来说，再

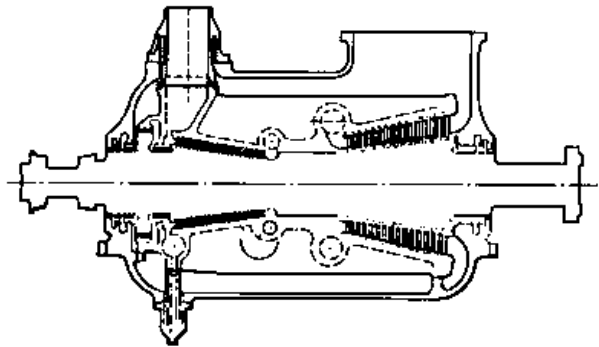


图 16-11 高压缸结构简图

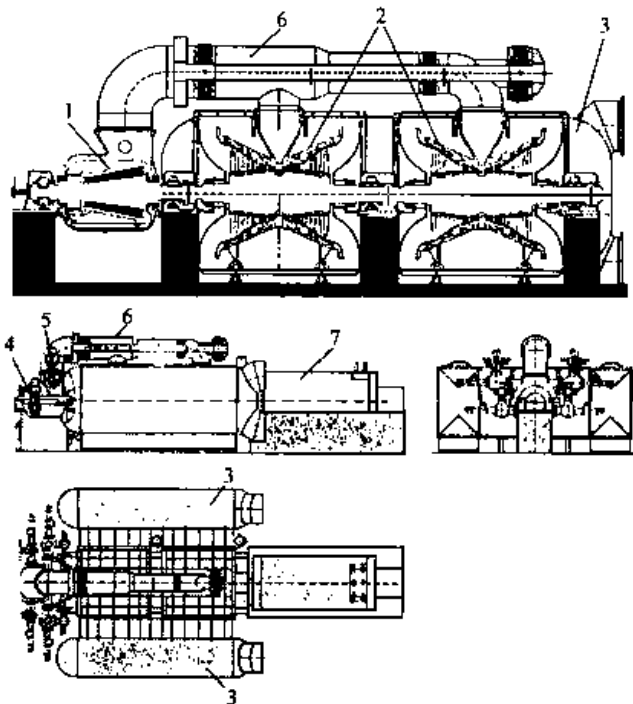


图 16-12 双压循环三缸四流式汽轮机

1—高压缸；2—两个双流式低压缸；3—凝汽器；4—主蒸汽的控制与关断阀；5—二次蒸汽的控制与关断阀；6—连接母管；7—发电机

热的压力不能选得太低（再热压力选择原则与常规汽轮机相同），因而再热后的主蒸汽仍在汽轮机的高压部分进入，故再热循环中汽轮机转子就应具有鲜明特色，即转子为阶梯式且再热前后两段反向布置，如图 16-13 所示。这样的结构，也称为高中压合缸结构。

图 16-14 是有再热的三压双缸双流式汽轮机结构简图，这里指的三压，实际上是双压余热锅炉内的蒸汽加上再热管内的蒸汽组合而成。高中压合缸及低压缸内转子上的轴向推力大部分均可有效地抵消，这对运行安全性是很有利的，且整个结构也并未显得比无再热式汽轮机复杂多少，是一台比较好的范例。

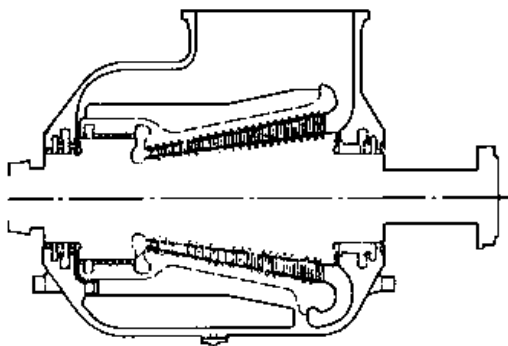


图 16-13 再热循环中汽轮机的高压缸  
(高中压合缸) 结构

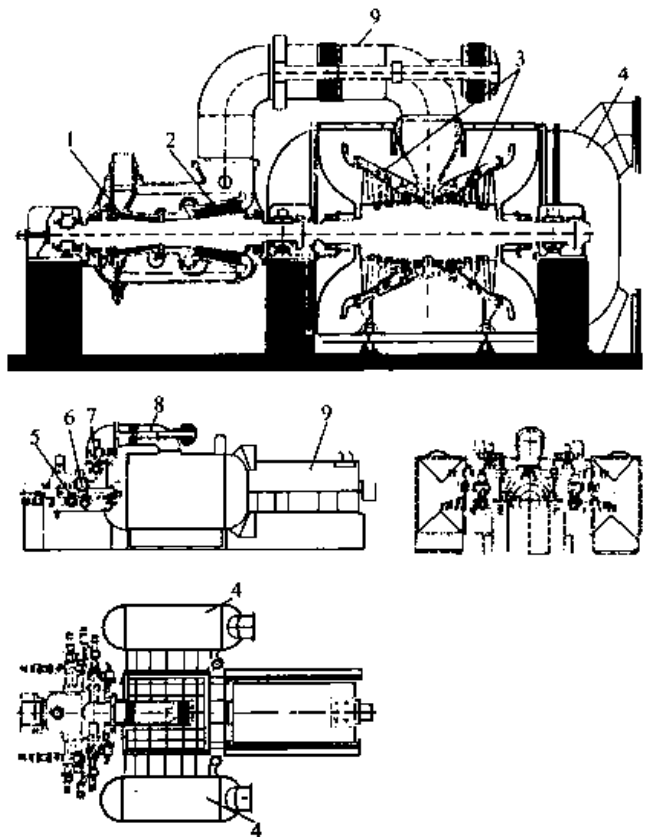


图 16-14 再热循环双缸（高中压合缸）双流式汽轮机  
1—高压缸；2—中压缸；3—双流式低压缸；4—凝汽器；5—主蒸汽的控制与关断阀；6—再热蒸汽的控制与关断阀；7—低压（二次）蒸汽的控制与关断阀；8—连接母管；9—发电机

## 第五节 汽轮机的运行特性

在联合循环中使用的汽轮机的运行条件与常规汽轮机没有太大的区别，其最重要的特征是采用滑压运行的运行方式。汽轮机内工作的蒸汽来自余热锅炉，而余热锅炉的热量来自燃气轮机排气。当外界需要联合循环的功率下降时，首先敏感的调节因素是燃气轮机中的燃料喷量，燃料量的下降会引起燃气轮机温度下降及流量下降，促使进入余热锅炉的烟气能量下降。如果余热锅炉没有补燃装置（一般发电用联合循环装置中不加补燃装置），则汽轮机得到的能量是“被动”的，即不可自身调节的。随着燃气轮机排气流量及温度的降低，汽轮机进汽温度不可避免也要下降。如果要维持进汽压力与设计工况相同，主蒸汽流量会更多地下降，并在膨胀后增大湿度，这样的条件对于汽轮机运行并不有利，所以联合循环中的余热锅炉和汽轮机均采用滑压方式运行。图 16-15 是一台燃气轮机与余热锅炉联合运行时所能选择的蒸汽压力、流量组合，该图是在燃气轮机某一排气工况下（流量  $q=610\text{kg/s}$ ， $t_4=586^\circ\text{C}$ ）制定的。

图中纵坐标是进入汽轮机的主蒸汽流量，横坐标是初压，参变数是温度。在一定的初温下，降低进汽压力可以加大进汽流量。通过详细研究比较，当汽轮机采用如图 16-16 所示的滑压运行方式时，较为有利，即汽轮机功率从 100% 降至 45% 的区间内，主蒸汽压力线性下降；而当功率进一步下降时，压力

将维持恒定。采用这样的运行方式，由于蒸汽流量增加，从而使汽轮机的功率相对于定压运行有所增益，从图可见，单压循环比双压循环的增益更为明显。

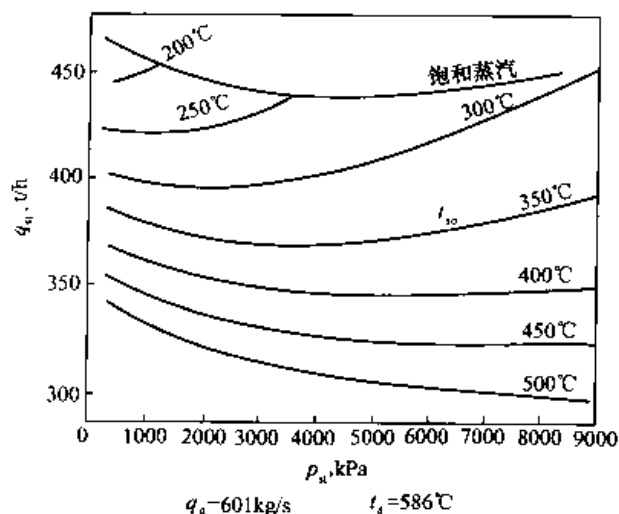


图 16-15 GE 9101F 燃气轮机—余热锅炉产生的蒸汽组合

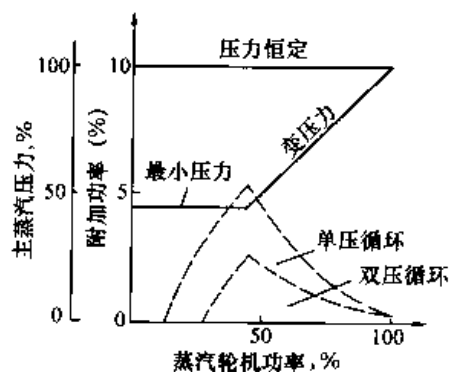


图 16-16 滑压运行方式及其效益

采用滑压运行的另一原因是：当负荷下降，主蒸汽温度下降后，汽轮机的排汽湿度会增加，这对汽轮机的安全性是不利的；采取滑压运行，降低了进汽压力，从而会大大缓解这一安全隐患，这当然是受设计师和运行工程师所欢迎的。基于这两点原因，几乎所有的联合循环汽轮机都采用这一运行方式。

滑压的控制是通过进汽端的调节阀控制的，其压力变化规律可按设定的程序来操作。

联合循环汽轮机的运行特性与常规汽轮机相同，基本上可按流量压比间的椭圆规律，即 Flügel 公式来估算。由于没有了抽汽，适用于公式的级组数量大减，级组内级数增加，椭圆规律更为接近实际。但要注意的是：滑压运行时，蒸汽初温度变化比较大，应用公式时，必须考虑这一变化。Flügel 公式如下

$$\frac{q_{s0} \sqrt{T_{s0}/p_{s0}}}{[q_{s0} \sqrt{T_{s0}/p_{s0}}]_0} = \frac{\sqrt{1-(p_{sz}/p_{s0})^2}}{[\sqrt{1-(p_{sz}/p_{s0})^2}]_0} \quad (16-3)$$

式中方括号外的下标“0”代表设计工况，而热力参数下标“0”和“z”分别代表蒸汽进口和出口值。

了解了压力、温度的变化，也就知道了汽轮机中焓降的变化，又因为汽轮机中流动效率变化并不大，故可得到此时汽轮机所发出的功率。也可以用流量  $q\sqrt{T}/p$  作为横坐标，压比、功率为纵坐标绘出汽轮机的特性线，以备设计和运行中参考。但对于联合循环中的汽轮机，一切的调控因素都控制于燃气轮机端，汽轮机部分并无主动控制因素，因此往往不会太去注意汽轮机的运行特性线。

## 第六节 热电联供汽轮机的特点

当今联合循环的发电效率已高达 45%~60%，除了不可避免的流动损失、漏气损失外，主要的损失来自两方面：一是余热锅炉中排气能量损失；更大的部分则在于汽轮机中的排汽能量损失，即凝汽器中冷却水所带走的热量。如果联合循环机组附近有热用户，如工业过程所需用的工艺热或者附近居民所需的供暖及供冷要求，则可组成联合循环机组的热电联供系统。该系统的能源利用率可达 85%，且充分地按工质能量品位的不同来供给不同能级品位要求的用户，从能源利用的角度看，是十分合理的。

热电联供的热可以来自余热锅炉，也可来自汽轮机的抽汽。从能量利用的合理性看，来自汽轮机抽汽更为合理，这一点与燃煤热电厂的供热汽轮机在原则上并无区别，但从运行特性上却有相当大的区

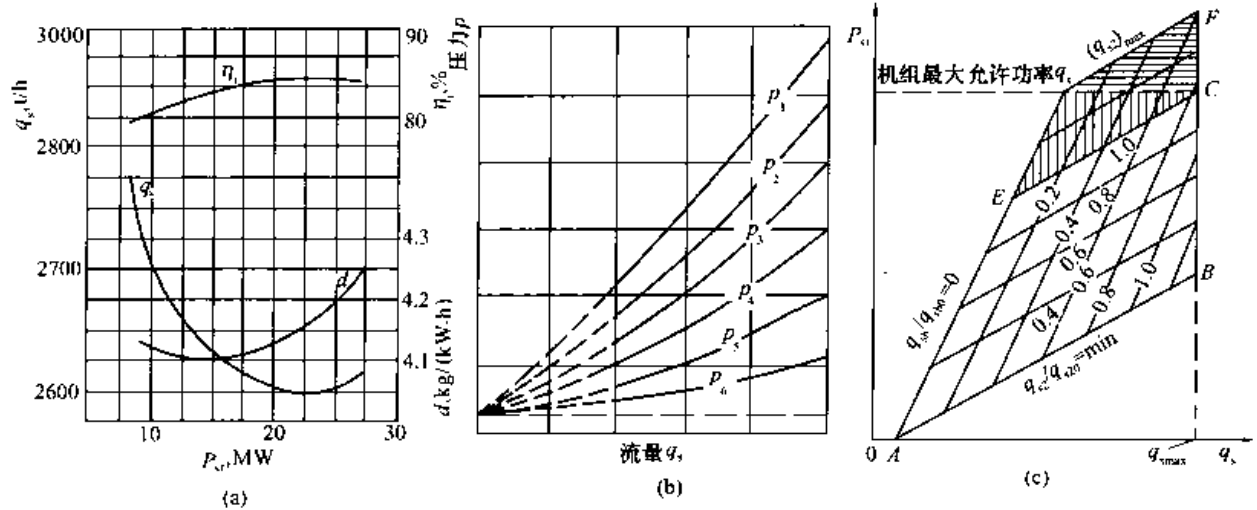


图 16-17 联合循环汽轮机的特性线图

(a) 凝汽式汽轮机；(b) 背压式汽轮机各级压力与流量关系（图中  $p_i$  是第  $i$  级初压值）；  
(c) 抽汽式汽轮机工况图（不同抽汽工况下功率与流量关系）

别。联合循环汽轮机的特性线图见图 16-15。

余热供热主要有两种场合：一是向企业供蒸汽或工艺热，特点是要求供热量稳定，一般压力较高；另一种主要是提供居民楼房内的生活热水及供暖热水，一般只需由 0.12MPa 的低压抽汽经水汽换热器来提供。夏季供冷则可由余热锅炉或汽轮机中提供的 0.6MPa 中压蒸汽经溴化锂制冷机制成 6~7℃ 的凉水来提供冷源。之所以要选择较高的抽汽压力来制冷（低压蒸汽甚至 90℃ 左右热水也可制冷），是因为可以获得较高的制冷能量转换率。

与燃煤热电厂的汽轮机相同，供热抽汽可有下列几种形式：

(1) 背压抽汽式。适用于稳定的工业用汽或稳定供热的供暖，此时采用背压汽轮机，如图 16-18 所示。对于汽轮机而言，其负荷不但取决于燃气轮机的排气，而且还要取决于热用户的供热需求，两者较难协调一致，如果负荷变动过大，势必调低燃气轮机的负荷，影响整个联合循环的运行效率（主要指发电效率）。所以，在联合循环中，背压汽轮机大多用于有稳定热需求的工业企业中。背压汽轮机由于没有了蒸汽密度特别小的低压段，免去了低压段的长叶片及巨大的排汽缸，也缓解了通流部分高、低压段之间协调上的困难，造价大幅度降低，体积重量也可大大下降。

(2) 抽汽凝汽式。在供热负荷不太稳定的场合，应该采用抽汽凝汽式汽轮机。在供热需求较小时，不必要降低汽轮机的进汽流量，更不需调节燃气轮机的功率，对于运行调节是十分有利的。图 16-19 是

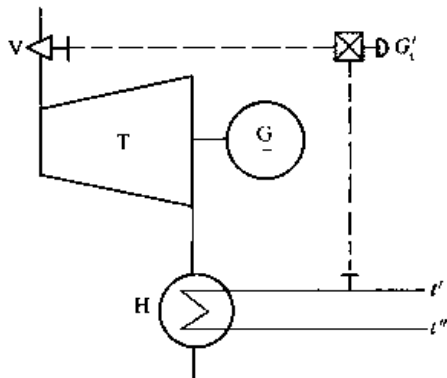


图 16-18 背压供热汽轮机系统简图  
V—调节汽阀；T—汽轮机；H—换热器；  
G—发电机； $G'$ —调节器； $t'$ —供水温度；  
 $t''$ —回水温度

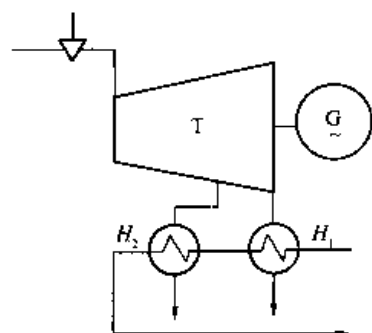
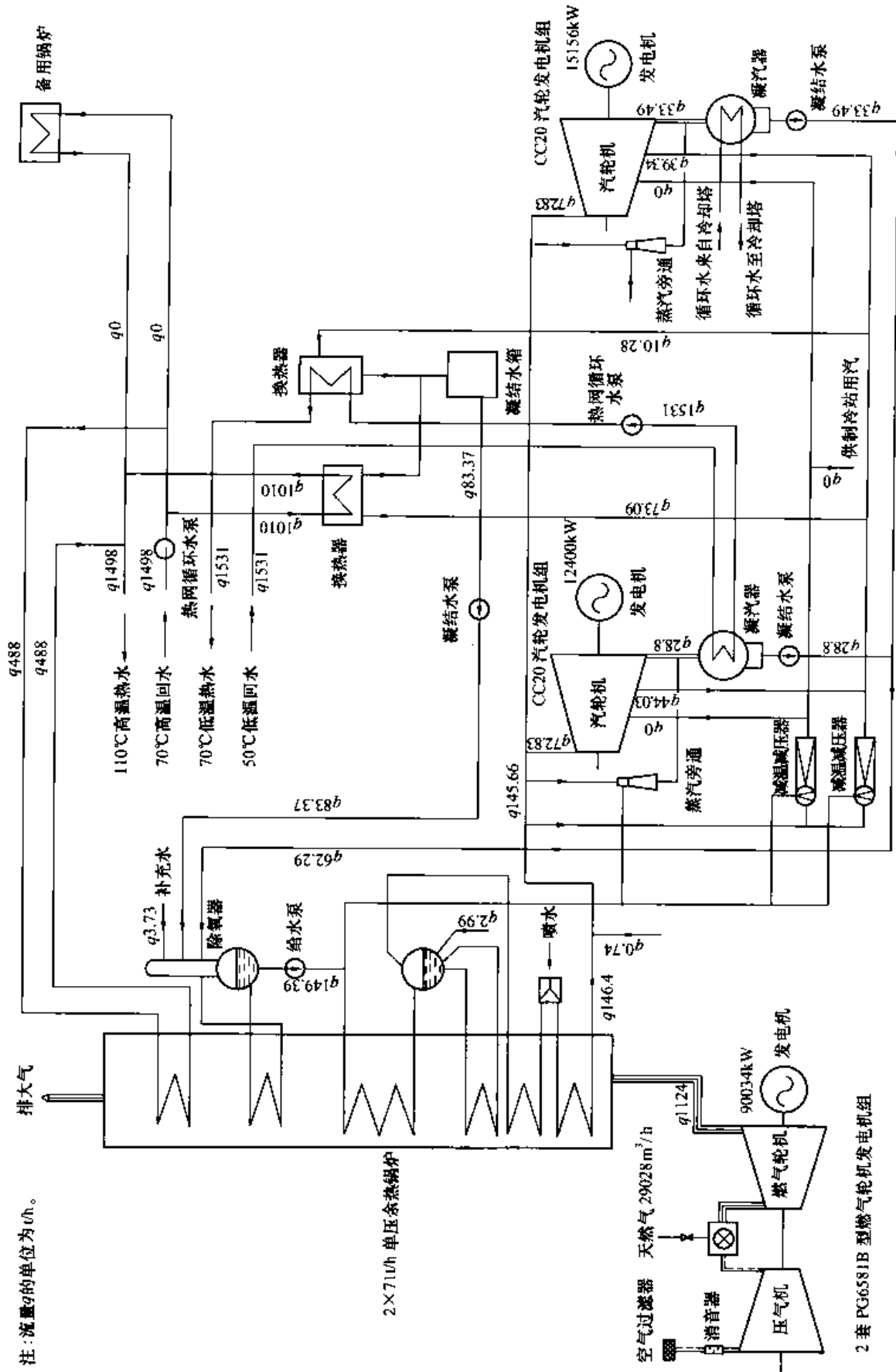


图 16-19 抽汽凝汽式供热汽轮机系统简图  
T—汽轮机； $H_1$ 、 $H_2$ —换热器；  
G—发电机

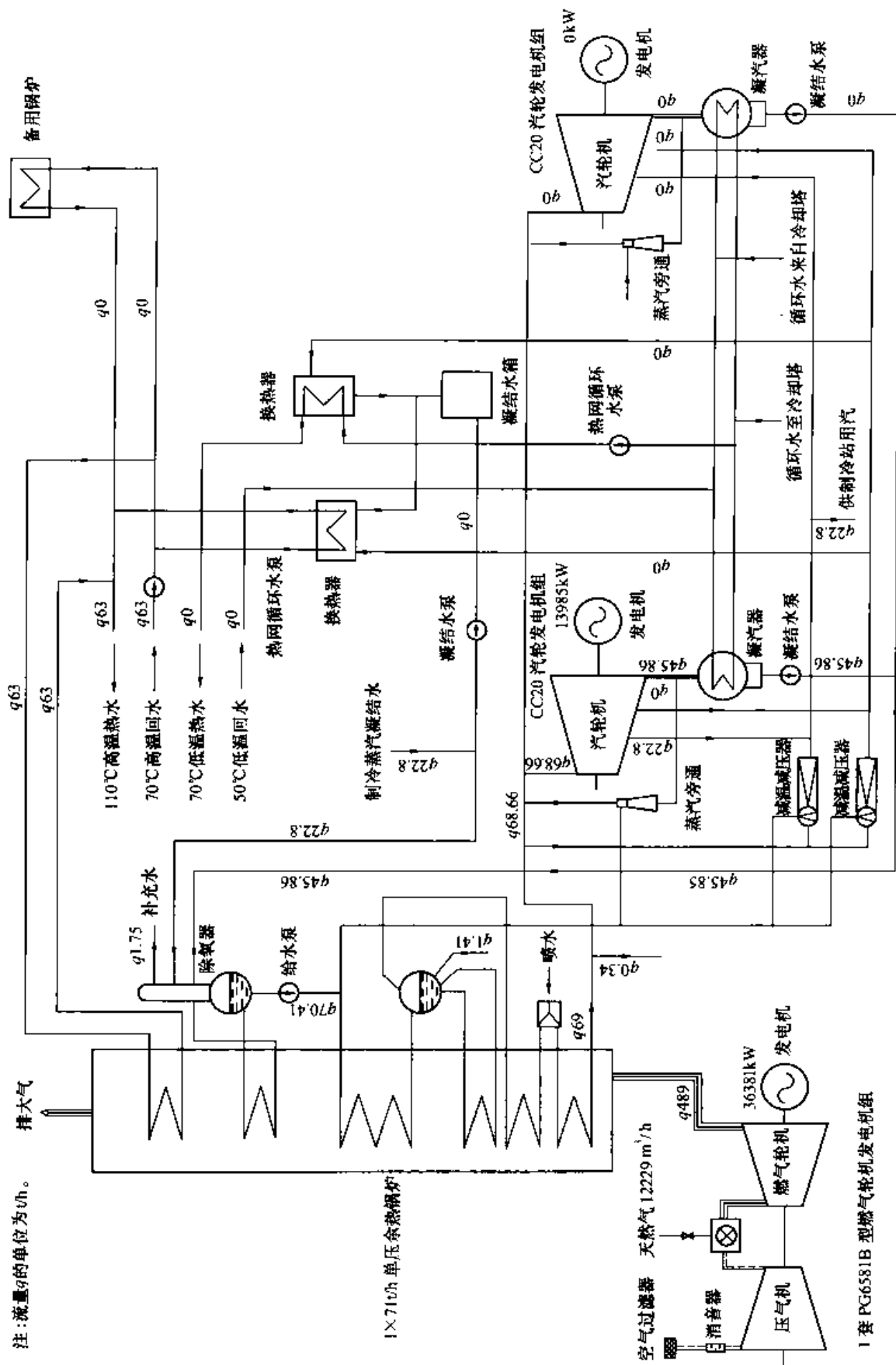


注：流量q的单位为t/h。

图 16-20 联合循环发电供热（冷）系统图（一）

(a) 采暖期平均热负荷下热力平衡系数图





注：流量q的单位为t/h。

图 16-20 联合循环发电供热(冷)系统图(二)

(b) 制冷期平均热负荷下热力平衡系统图

抽汽凝汽式汽轮机的系统图。如果该系统的功能只限于居民楼和商户的供热、供冷，高压抽汽口可以做成双向的，即在夏季时，高压抽汽（0.6~0.7 MPa）的基本部分由余热锅炉供给（大抽汽量时不足部分由汽轮机抽汽补充），低压抽汽全部关闭，末级排汽全部进入凝汽器；而当冬季运行时，余热锅炉中的蒸汽则作为补汽通过高压抽汽口进入汽轮机。抽汽凝汽式汽轮机与常规热电厂汽轮机基本相同，但仍存在不需调节级及抽汽口数目比较少的根本区别。

常规的燃煤热电厂虽然因热电联产节约了能量，但因供热负荷的限制（供热一般有一个最佳范围，太大了，管道热损耗太大），使得一般汽轮机的容量不会太大，故发电效率不高，经济效益不高。加上热量难以储存，因此无论是热电厂的设计还是运行，均采用“以热定电”的原则，即供热需求小时，只能降低发电量，使得热电厂的实际运行经济性受到很大影响。由于发电量受到供热量的关联，电网也难于根据整个电网的需求对其实施最佳调度。这些就是燃煤热电厂热电联供发展中遇到的实际困难。

燃气—蒸汽联合循环电厂的热电联供在一定程度上缓解了上述矛盾。首先在联合循环机组中，发电功率及发电效率主要取决于燃气轮机，即使在汽轮机负荷下降较多时，只要维持燃气轮机在最佳负荷范围（如80%~100%）内运行，整个联合循环系统的发电效率就变化不大。通过燃气轮机排气旁通、余热锅炉内各压力段间热量分配以及抽汽和凝汽量之间的调节手段比较灵活，热电负荷之间的最佳调度有可能得到实现。因此，联合循环热电联供的优越性已得到越来越多的承认。

除了工业企业自备电厂的热电联供外，供暖、供冷用热电厂只可能建于人口密集的城市地区。为了环保，不希望在市区大量燃煤，故燃用天然气或柴油的燃气—蒸汽联合循环热电联供系统受到工程界与市政建设界的极大关注。一般来说，市区的电厂主要承担的是削峰填谷功能，即在电力需求高峰时加大负荷，在夜间或负荷小时减低负荷甚至停机。而供热（或供冷）负荷只能根据天气的变化以及居民的工作和生活规律来要求，热电负荷之间的匹配是一件十分困难的事情。对于联合循环总体及汽轮机的设计与运行，在技术上应该尽力加以保证。在汽轮机的设计上，要调配好抽汽口后末几级叶片组的排气面积及叶片高度，使得在抽汽量小时的排汽能顺利通过（有时可适当提高背压）；而在大量抽汽时，末级又有足够的流量以保证汽轮机的安全。在系统的设计上，在余热锅炉前可加补燃措施，这也是一个有效的办法。更为

彻底的措施是：加上热的惯性环节及热电高效转换环节，使热和电都能符合用户的需要，且联合循环机组又能处于最佳状态运行。图16-20是一个提供采暖和空调热（冷）负荷的联合循环发电供热（冷）系统的简图，其中的储热（冷）罐就是系统的热惯性环节。由于冬季采暖负荷和夏季空调负荷的不匹配，故系统的运行方式会有较大不同。图中所示为由两套GE公司的PG6581燃气轮机为核心的联合循环热电系统图，并示出其夏季和冬季运行的典型工况。而图16-21则是一套以Siemens V64.3型燃气轮机为核心的采用两级补燃设施的并用背压汽轮机的热电联供系统实例。其热网容量较大，输送范围远，所供应的热水温度为150℃。工业抽汽则由汽轮机中间级抽出，并经减压设备提供，具体参数压力为1.5MPa，温度为210~240℃。为了使热、电负荷在一定范围内能灵活调节，采用补燃方式是可取的。

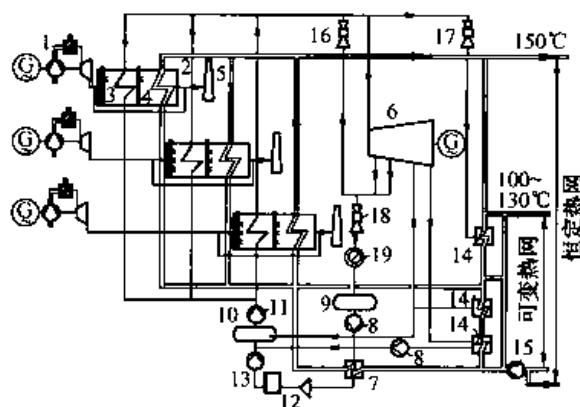


图 16-21 提供工业用汽和热水的联合循环热电联供系统  
(燃气轮机为 Siemens V64.3)

- 1—燃气轮机发电机组；2—装有二级补燃设备的余热锅炉；
- 3—第一级补燃设备；4—第二级补燃设备；5—烟囱；6—
- 背压式蒸汽轮机发电机组；7—凝结水冷却器；8—凝结水
- 泵；9—启动用凝结水箱；10—主给水箱；11—主给水泵；
- 12—水处理厂；13—水泵；14—地区供热预热器；15—地区
- 供热水泵；16—蒸汽减压设备；17—旁路蒸汽减压设备；
- 18—工业用汽减压设备；19—工业蒸汽用户

## 本章小结

(1) 与常规蒸汽轮机电厂用汽轮机相比, 联合循环用汽轮机具有以下一些特点:

1) 采用滑压调节方式; 无调节级; 改用全周进汽; 汽水系统简单, 一般不设给水加热器, 无需从汽轮机中抽取加热蒸汽等。

2) 当与多压力级余热锅炉配合工作时, 汽轮机要接受补汽; 汽轮机的排汽面积和凝汽器面积增大很多; 要求能快速启停。

(2) 当燃气轮机已经选定后, 联合循环用汽轮机的蒸汽参数应以汽轮机的出力  $P_{st}$  为最大作为目标函数进行优化选择。

(3) 本章中给出了某些联合循环中用的汽轮机的典型结构以及热电联供型汽轮机系统的简图。

# 第十七章

## 联合循环机组轴系布置方案的分析<sup>[102]、[103]</sup>

### 第一节 概 述

所谓联合循环机组的轴系布置，就是指联合循环中燃气轮机的轴、蒸汽轮机的轴以及发电机的轴之间的相互联结关系。目前，联合循环机组的轴系布置有多轴方案和单轴方案之分。它们对于电厂主厂房的总体布置、设计与基建投资、整台联合循环机组的造价、乃至机组的运行性能等都有重大的影响，因而在设计一个联合循环电厂时，必须根据实际情况合理地选择轴系布置方案。

### 第二节 联合循环机组的多轴布置方案<sup>[102]、[103]</sup>

图 17-1 所示为联合循环机组的多轴布置方案，它既可以用一台燃气轮机、一台余热锅炉及一台蒸汽轮机匹配（即所谓的“1+1+1”多轴布置方案），也可以用两台、三台甚至多台燃气轮机和相应数量的余热锅炉及一台蒸汽轮机相匹配（即所谓的“2+2+1”方案，“3+3+1”方案，和“x+x+1”方案），但燃气轮机与蒸汽轮机都分别配备有由各自驱动的发电机的布轴关系。这种方案的优点是：

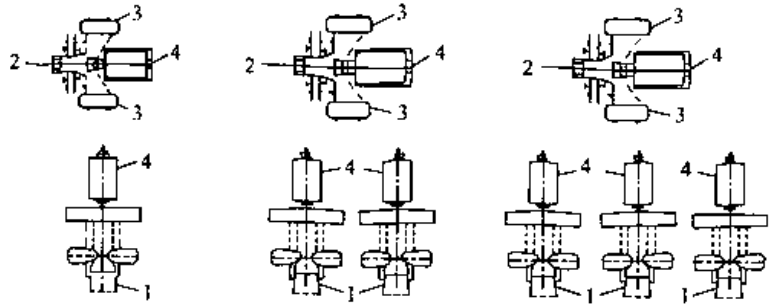


图 17-1 联合循环机组的多轴布置方案

1—燃气轮机；2—蒸汽轮机；3—凝汽器；4—发电机

(1) 由于燃气轮机的安装周期较短，因而在联合循环电厂的整个建设周期内，当燃气轮机及其所驱动的发电机组安装完毕后（此时蒸汽轮机

及其发电系统尚在安装之中），就可以投入生产来回收资金，有利于提高电厂建设资金的周转率和效益。

(2) 当蒸汽轮机故障检修时，燃气轮机仍能独立运行，有利于提高整个电厂的可用率。

(3) 燃气轮机与蒸汽轮机为非共轴关系，当燃气轮机的排气管道与余热锅炉之间安装有旁通烟道时，燃气轮机可快速启动，在 20~25min 之内就能带满负荷。因而，这种布轴关系的联合循环机组能够满足调峰的要求。图 17-2 所示为多轴联合循环机组的启动时间关系曲线。由图可知：

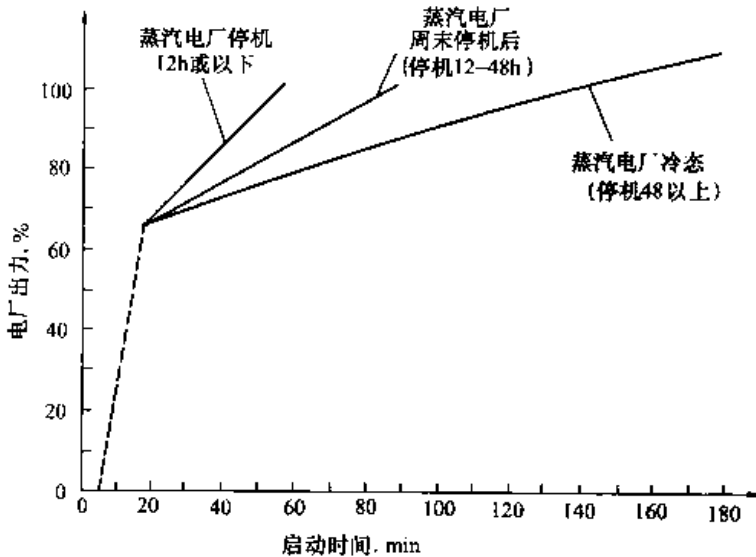


图 17-2 多轴联合循环机组的启动时间关系曲线

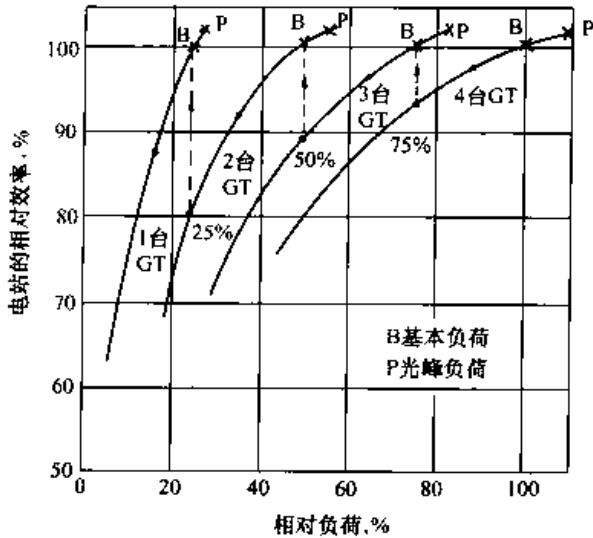


图 17-3 在“4+4+1”多轴布置方式的联合循环电厂中部分负荷的效率曲线

在负荷大于 75% 时，四台燃气轮机同时运行，相互之间平行地减小负荷；在 75% 负荷时，立即停运一台燃气轮机；在 50% 负荷之前，其余三台燃气轮机同时运行，相互之间也平行地减小负荷；50% 负荷时，停运第二台燃气轮机。依次类推，随着负荷的进一步下降，逐次减少燃气轮机的运行台数。显然，对于这种运行方式来说，负荷在 75%、50% 和 25% 时的热效率大体上是与满负荷时的热效率相同。因

不论蒸汽轮机处于热态（停机 12h 或以下）、温态（停机 12~48h）或冷态（停机大于 48h），燃气轮机都能在 20~25min 内完成快速启动，并携带整台联合循环机组 65% 的负荷。所剩余的 35% 负荷的携带时间与蒸汽轮机所处的热力状态有关。显然，这类布轴关系的联合循环机组是能够满足调峰运行要求的。

(4) 当多轴布置方案中采用多台燃气轮机和多台余热锅炉的配置关系时，联合循环的总功率不仅比较大，而且有利于改善整个电厂在部分负荷工况下的供电效率。因为在部分负荷工况时，可以停运若干台燃气轮机和余热锅炉，使燃气轮机总是能够在较高的燃气初温条件下运行。图 17-3 所示为四台燃气轮机与一台蒸汽轮机组成的这类联合循环中部分负荷的效率变化曲线。该机组减小全电厂总负荷的顺序是：

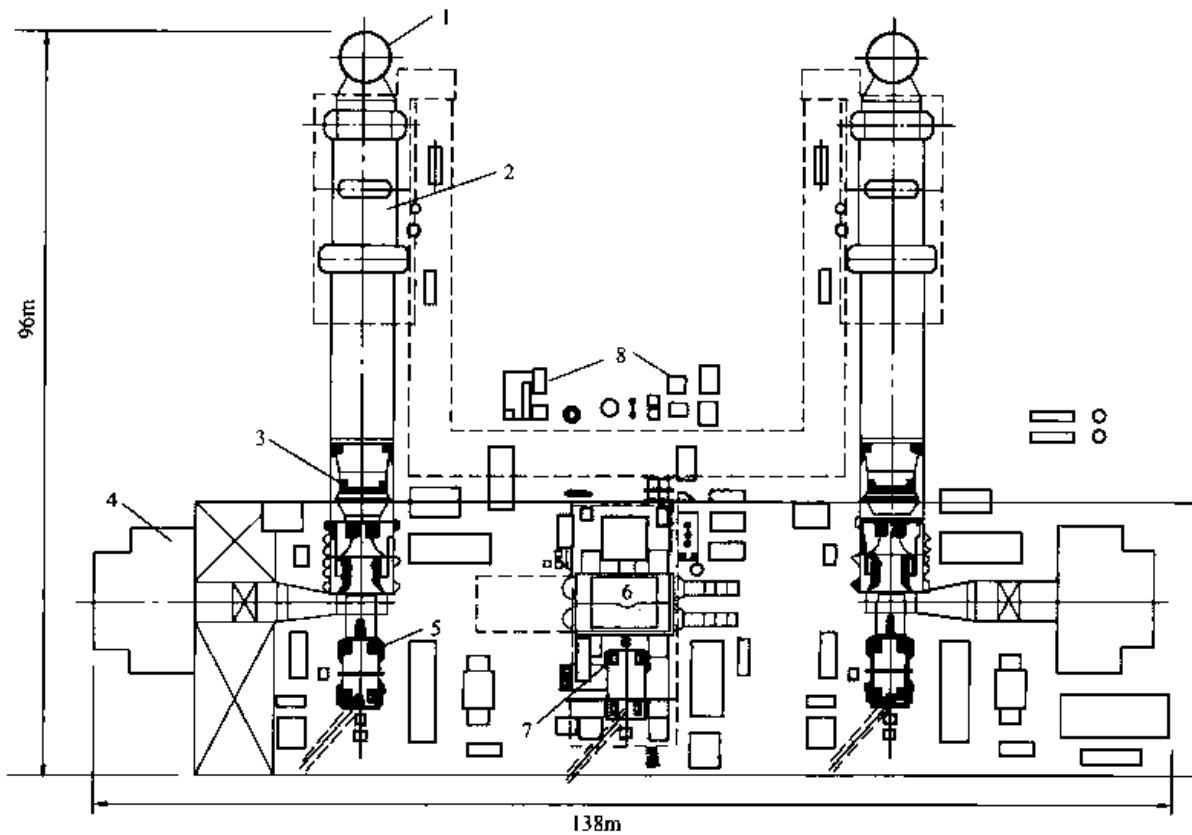


图 17-4 GE 公司生产的一组 STAG209FA 联合循环机组多轴布置方案的平面图

1—烟囱；2—余热锅炉；3—燃气轮机；4—进气装置；5—燃气轮机的发电机；  
6—蒸汽轮机；7—蒸汽轮机的发电机；8—辅助设备

而,由多台燃气轮机组成的联合循环的部分负荷效率特性是良好的。

但多轴布置方案联合循环的缺点是:需要配置多台发电机及其配电系统,特别是在配置多台燃气轮机时,蒸汽系统、给水系统及其控制系统都比较复杂。因为每一台燃气轮机必须配备各自的余热锅炉,给水系统必须保证向各台余热锅炉供水的均匀性;当各台燃气轮机及其所属的余热锅炉逐次停运时,仍需保证对同一台蒸汽轮机供给蒸汽的均匀性,这些因素都会使蒸汽系统、给水系统的布置复杂化,相应的整机调节控制系统也必然较为复杂。上述因素还会增大厂房的面积,最终使建厂的比投资费用增高。

图 17-4 所示为 GE 公司生产的一组 STAG209FA 多轴布置方案的平面图。两台燃气轮机各自带一台发电机和一台余热锅炉,但共用一台蒸汽轮机,蒸汽轮机再自带一台发电机。

### 第三节 联合循环机组的单轴布置方案<sup>[102],[103]</sup>

图 17-5 所示为联合循环机组的单轴布置方案。此时,燃气轮机、蒸汽轮机及发电机串联在一根轴上,并共用一台发电机。为了便于发电机转子可以从轴向抽出进行检修,通常发电机被布置在蒸汽轮机的排汽端,而蒸汽轮机则介于燃气轮机与发电机之间。这种方案只能用于单台燃气轮机、单台余热锅炉及单台蒸汽轮机匹配的情况,即所谓的“1+1+1”单轴布置方案。当平行地有  $x$  组这种单轴布置机组时,则可以记为  $x \times$  “1+1+1”单轴布置方案。

这种布轴方案的优点是:①燃气轮机与蒸汽轮机共有一台发电机及其配电系统,可以节省设备费用,也便于全电厂的调节控制。②节省机组的厂房布置面积。③当厂区有现成的蒸汽源时,可以利用蒸汽轮机作为燃气轮机的启动机。但用发电机作为启动机来启动燃气轮机时,则需配置备用的蒸汽锅炉,以便在启动时供应蒸汽来冷却蒸汽透平。总之,这种单台燃气轮机与单台蒸汽轮机匹配的单轴布置方案,相对于单台燃气轮机与单台蒸汽轮机匹配的多轴布置方案而言,可以节省比投资费用 10% 左右;安装工期可缩短 1~2 个月。一般被认为是一种先进的布轴方案。

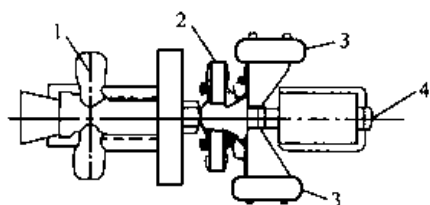


图 17-5 联合循环机组的单轴布置方案

1—燃气轮机; 2—蒸汽轮机;  
3—凝汽器; 4—发电机

可是这种布局方案也有三大缺点:①在建厂过程中,虽然燃气轮机的安装周期比较短,但由于无法越过蒸汽轮机直接驱动发电机而工作,因而全厂只能在安装周期比较长的蒸汽轮机安装完毕后才能投产运行。相对于多轴布置方案来说,资金周转率会下降,投资的收效期也会被拖后。②蒸汽轮机故障时,燃气轮机无法单独运行。③整台机组不能快速启动,联合循环机组用作调峰运行的适应性将被严重恶化。图 17-6 中给出了这类布轴方案的启动时间关系曲线。

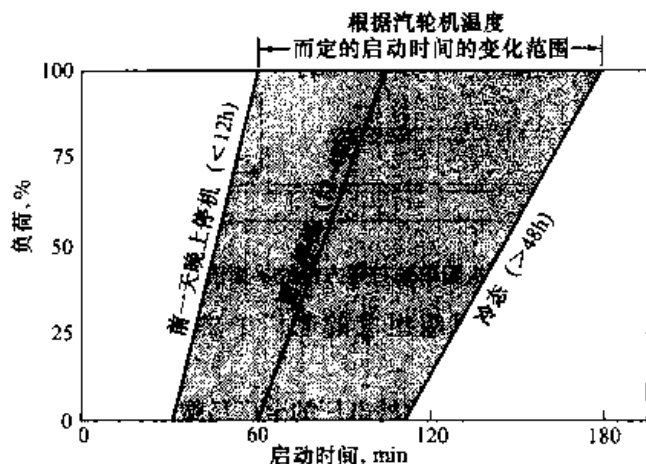


图 17-6 单轴布置方案的联合循环机组的启动时间关系曲线

为了解决启动时间过长,无法适应调峰运行要求的矛盾,可以把单轴联合循环机组的布置关系改为图 17-7 所示的方案 (Siemens 公司和 Alstom 公司经常采用该方案)。在这种布置方案中,共用的发电机被改置到燃气轮机的压气机与高压蒸汽透平之间,而在发电机与高压蒸汽透平之间则安置一台 3S 离合器。显然,这种布置方式可以保证燃气轮机与蒸汽轮机主轴脱开,使燃气轮机按简单循环方式启动,即在 20~25min 之内完成启动和携带 65% 联合循环全负荷的任务,以适应调峰运行的要求。与此同时,可以使余热锅炉的管簇系统以及蒸汽轮机系统逐渐预热升

温。当蒸汽轮机的主轴转速增高到与发电机的转速相同时，3S离合器会自动啮合上，蒸汽轮机就可以开始携带负荷。当然，这种方案也能满足蒸汽轮机安装完毕之前或者当蒸汽轮机故障时，燃气轮机可以单独运行的要求。

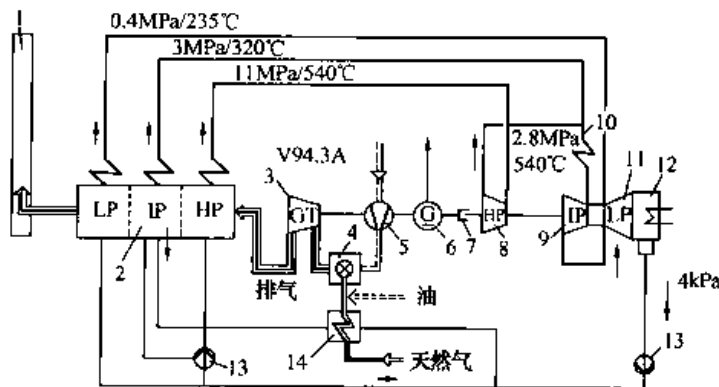


图 17-7 GUDIS 94.3A 单轴联合循环机组的布置关系

1—烟囱；2—三压式余热锅炉；3—燃气透平；4—燃烧室；5—压气机；6—发电机；7—3S离合器；8—高压蒸汽透平；9—中压蒸汽透平；10—再热器；11—低压蒸汽透平；12—凝汽器；13—水泵；14—天然气预热器

但这种布置方案也有如下缺点：①发电机被置于燃气轮机与蒸汽轮机之间，无法从轴向抽取发电机转子，不利于检修工作。检修时必须起吊整台发电机。②增设3S离合器，需要增加比投资费用。相对于单台燃气轮机和单台蒸汽轮机的多轴布置方案而言，该单轴布置方案的比投资费用只能节省5%~8%。③蒸汽轮机不能再当作启动机使用。

在大容量的联合循环电厂中，既可以采用多台燃气轮机配置多台余热锅炉和一台蒸汽轮机的多轴布置方案，也可以采用多套由一台燃气轮机配置一台余热锅炉和一台蒸汽轮机的单轴布置方案。据统计，前一种方案的比投资费用反而会比后者低10%~15%。燃气轮机台数越多时，多轴方案的比投资费用会降低得越明显。这一点与由单台燃气轮机组成的多轴布置方案和单轴布置方案的比投资费用的对比关系刚好相反。

图 17-8 所示为 GE 公司生产的一台 STAG109FA 联合循环机组单轴布置方案的平面图。

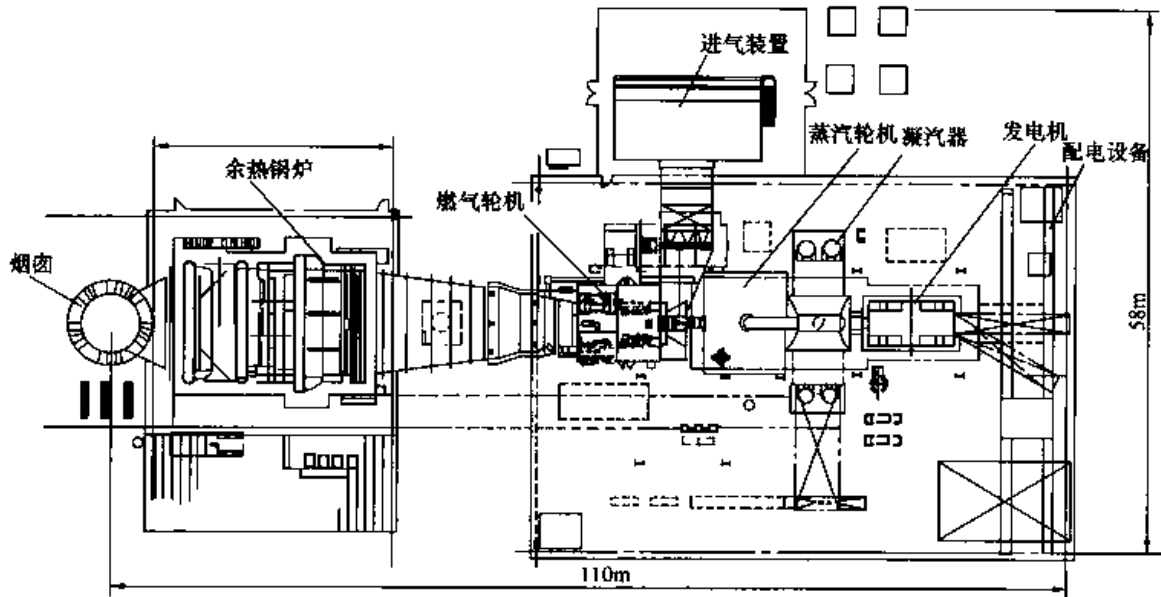


图 17-8 GE 公司生产的一台 STAG109FA 联合循环机组单轴布置方案的平面图

图 17-9 所示为由四套 V94.3A 单轴布置方案联合循环机组组成的电厂中主要设备的平面布置图。

图 17-10 所示为由四套 V94.3A 单轴布置方案联合循环机组组成的电厂的全厂鸟瞰图。

但必须注意：对于单轴布置方案的联合循环机组来说，由于轴系很长，在做布局设计时，需要充分重视转子的动态性能设计，即研究整个转子（包括燃气轮机转子、蒸汽轮机转子以及发电机转子）的弯曲振动（临界转速和振动的敏感性）和扭振（固有频率以及发电机短路时的最大瞬时扭矩）特性。

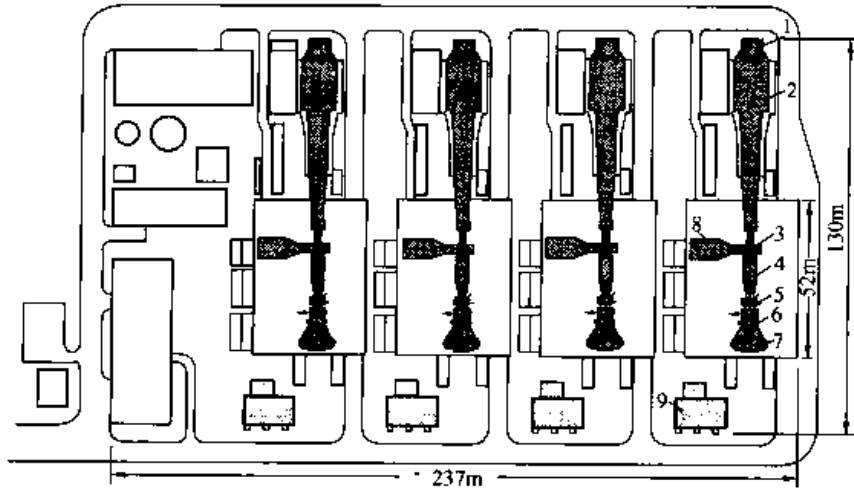


图 17-9 由四套 V94.3A 单轴布置方案的联合循环机组组成的电厂中主要设备的平面布置图

1—烟囱；2—余热锅炉；3—燃气轮机；4—发电机；5—高压蒸汽透平；  
6—中压/低压蒸汽透平；7—凝汽器；8—空气进口管道；9—配电站

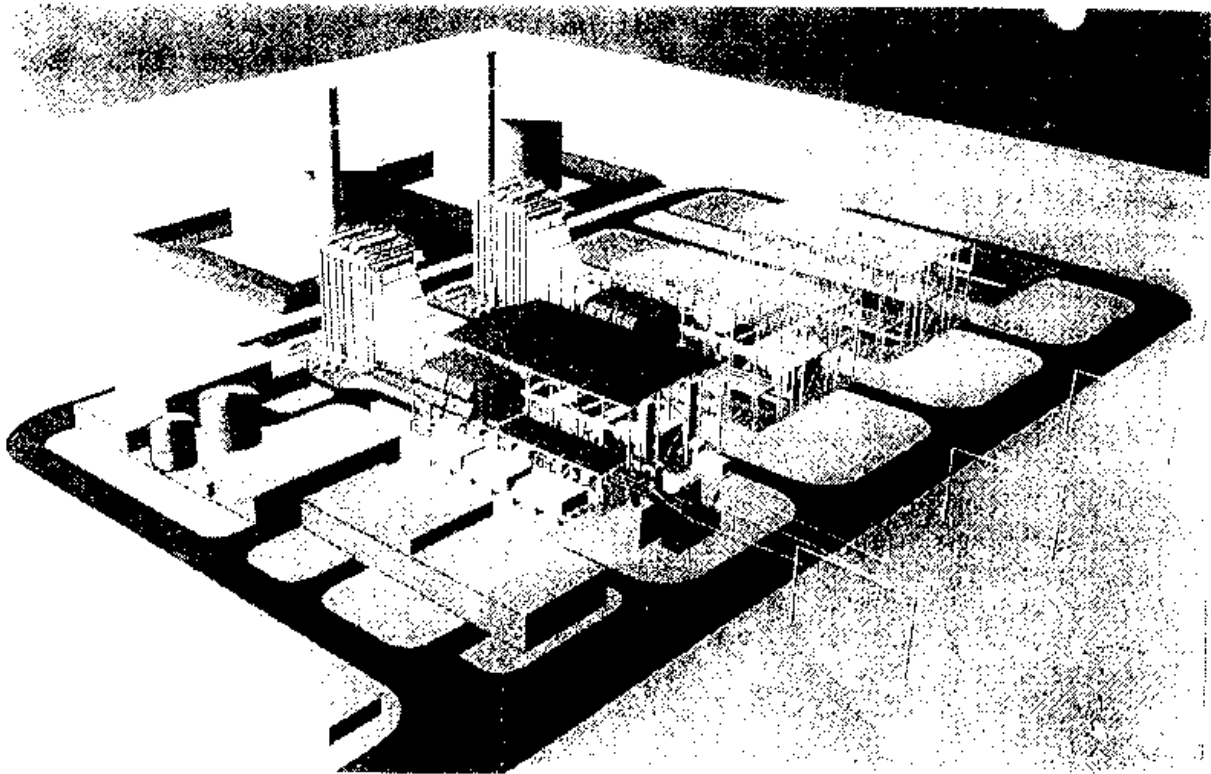


图 17-10 由四套 V94.3A 单轴布置方案的联合循环机组组成的电厂的全厂鸟瞰图

应该指出，在目前，对轴系的选择方面有一种新趋势，即由于燃料价格的上扬，各发电公司为了追求联合循环机组的高效率，以降低其发电成本，对于多轴布置方案的联合循环机组来说，也不太愿意在蒸汽轮机安装完毕之前就让燃气轮机按简单循环方式先投入运行。这样也就没有必要在燃气轮机的排气扩压器与余热锅炉之间设置旁路烟囱和旁通阀了。



一般来说,热电联产型联合循环宜选择多轴布置方案,因为当燃气轮机故障时,能有条件使用其他蒸汽源来保证蒸汽轮机的运行和供热。

## 本章小结

(1) 联合循环机组的轴系布置就是指联合循环中燃气轮机的轴、蒸汽轮机的轴以及发电机轴相互之间的联结关系,它们对于电厂主厂房的总体布置、设计与基建投资、整台联合循环机组的造价乃至机组的运行性能等都有重大影响。

(2) 目前,联合循环机组的轴系布置有多轴布置方案和单轴布置方案之分。

(3) 在多轴布置方案中,燃气轮机与蒸汽轮机都分别配备有各自单独驱动的发电机,它们可以是“1+1+1”多轴方案、“2+2+1”多轴方案以及“ $x+x+1$ ”多轴方案等。其主要优点是:①在联合循环电厂全部建成前,燃气轮机发电机组可以提前运行,有利于资金的周转。②整个电厂的可用率高;蒸汽轮机故障时燃气轮机仍能独立运行。③燃气轮机发电机组能独立快速启动,可满足调峰的要求,并可改善整个电厂在部分负荷工况下的效率。其缺点是:配电系统、蒸汽系统、给水系统及其控制系统比较复杂。

(4) 在单轴布置方案中,燃气轮机、蒸汽轮机及发电机是串联在一根轴上,并共用一台发电机。它只能用于单台燃气轮机和单台余热锅炉与单台蒸汽轮机匹配的情况,即有“1+1+1”单轴方案和 $x \times$ “1+1+1” $x$ 组单轴方案之分。其主要优点是:①由于共用一台发电机组和配电系统,便于全厂的调节控制,可节省10%的设备费用。②安装周期可缩短1~2个月。③有条件直接使用蒸汽轮机作为机组的启动机。其缺点是:①全厂只能在安装周期比较长的蒸汽轮机安装完毕后才能投产,资金周转率会下降。②蒸汽轮机故障时,燃气轮机无法单独运行。③燃气轮机不能快速启动携带负荷(除非增设3S联轴器),使机组调峰能力被削弱。

(5) 在目前,对轴系布置的选择上有一个新趋势,即由于燃料价格的上扬,为了追求联合循环机组的高效率以降低发电成本,对多轴布置的联合循环机组来说,也不太愿意在蒸汽轮机安装完毕之前就让燃气轮机按简单循环方案先投运。为此,可以省去余热锅炉前的旁路烟囱和旁通阀。

(6) 对于热电联产型的联合循环机组来说,选择多轴布置方案是适宜的。当燃气轮机故障时,可用其他蒸汽源来保证蒸汽轮机的运行和供热。

# 第十八章

## 联合循环机组的变工况<sup>[43],[44]</sup>

### 第一节 概 述

燃气轮机处于变工况下工作时，联合循环必然也在变工况下工作。联合循环中蒸汽侧某些因素变化后，也将使联合循环工况发生变化。鉴于现广泛应用的联合循环为无补燃的余热锅炉型，故本章将叙述该型联合循环机组的变工况性能。与燃气轮机变工况一章相似，本章中也主要讨论平衡工况下机组的性能。

余热锅炉型联合循环的变工况，是指在燃气轮机起主导作用下，燃气轮机、余热锅炉与汽轮机的平衡运行。其变工况计算，是在该三者变工况性能的基础上，满足平衡工作条件下进行的。鉴于大多数余热锅炉型联合循环由单轴燃气轮机组成，且用于发电，余热锅炉不补燃，故下面仅叙述这种联合循环机组的变工况性能，且以单压汽水系统为叙述重点。

### 第二节 联合循环各组成部件的变工况性能

#### 1. 燃气轮机的变工况性能

对于利用排气热量的单轴燃气轮机而言，其变工况性能可用图 7-25 (a) 的形式表达。说明了燃气轮机排气流量与排气温度随输出功率与大气温度的变化关系，即得到余热锅炉进口烟气温度  $t_4^*$  与烟气流量  $q_g$  随燃气轮机工况的变化关系，再通过余热锅炉变工况计算，可得余热锅炉的产汽量  $q_s$  与蒸汽温度  $t_s$  随燃气轮机工况的变化关系。图 18-1 所示为一台发电用单轴燃气轮机的变工况性能曲线，图中 (a) 与图 7-25 (a) 的形式相同，只是将  $q_d$  改为  $q_g$ ， $t_d^*$  改为  $t_4^*$  而已。从图看出，大气温度不变时， $q_g$  随功率  $P_{gt}$  变化很小；而当大气温度变化时， $q_g$  随之而变； $t_a$  下降时， $q_g$  增加； $t_a$  升高时， $q_g$  减少。

为了提高联合循环的效率，可通过调节压气机静叶，从而提高燃气轮机的排气温度来实现。因此，在联合循环中，现广泛应用调节 IGV 的办法来提高部分负荷下的效率。具体就是：随着负荷的降低逐渐关小 IGV，减少空气流量，提高燃气温度以提高联合循环效率。显然，IGV 调节后改变了燃气轮机的性能。图 18-1 (b) 所示为该燃气轮机 IGV 调节后的变工况性能，其中 IGV 角度  $\gamma$  随着  $P_{gt}$  的降低由全开位置  $84^\circ$  逐渐关小至  $57^\circ$ ，形成一 IGV 调节区。在该区域中， $q_g$  随着  $P_{gt}$  的降低而减少。IGV 的调节规律先按  $t_3^* = t_{30}^*$  ( $1104^\circ\text{C}$ ) 来关小， $t_4^*$  随之升高，当从  $t_{40}^*$  ( $548^\circ\text{C}$ ) 升至  $t_{4,\max}^*$  ( $568^\circ\text{C}$ ) 后，按  $t_4^* = t_{4,\max}^*$  来关小，直至  $\gamma = 57^\circ$  为止。之后不再调节  $\gamma$ ， $t_3^*$  与  $t_4^*$  随  $P_{gt}$  的降低而下降。显然，这时的  $t_4^*$  已明显地高于在 IGV 不调节时的  $t_4^*$ 。

当机组无  $t_{4,\max}^*$  的限制时，则可一直按  $t_3^* = t_{30}^*$  来调节 IGV，直至  $\gamma_{\min}$  为止。另有一类是按等排气温度来调节 IGV 的。显然，不同的 IGV 调节规律的燃气轮机，其变工况性能有所不同，导致联合循环性能有所差异。

#### 2. 余热锅炉的变工况性能

余热锅炉由省煤器、蒸发器、过热器和再热器等多个换热部件组成。每个部件模型由烟气放热量方程、水汽吸热量方程与传热方程所组成。按位于余热锅炉中烟气流程的先后，可将这些部件模型联立起来，即可得整台余热锅炉的变工况模型。求解后，就得到余热锅炉的变工况性能曲线。

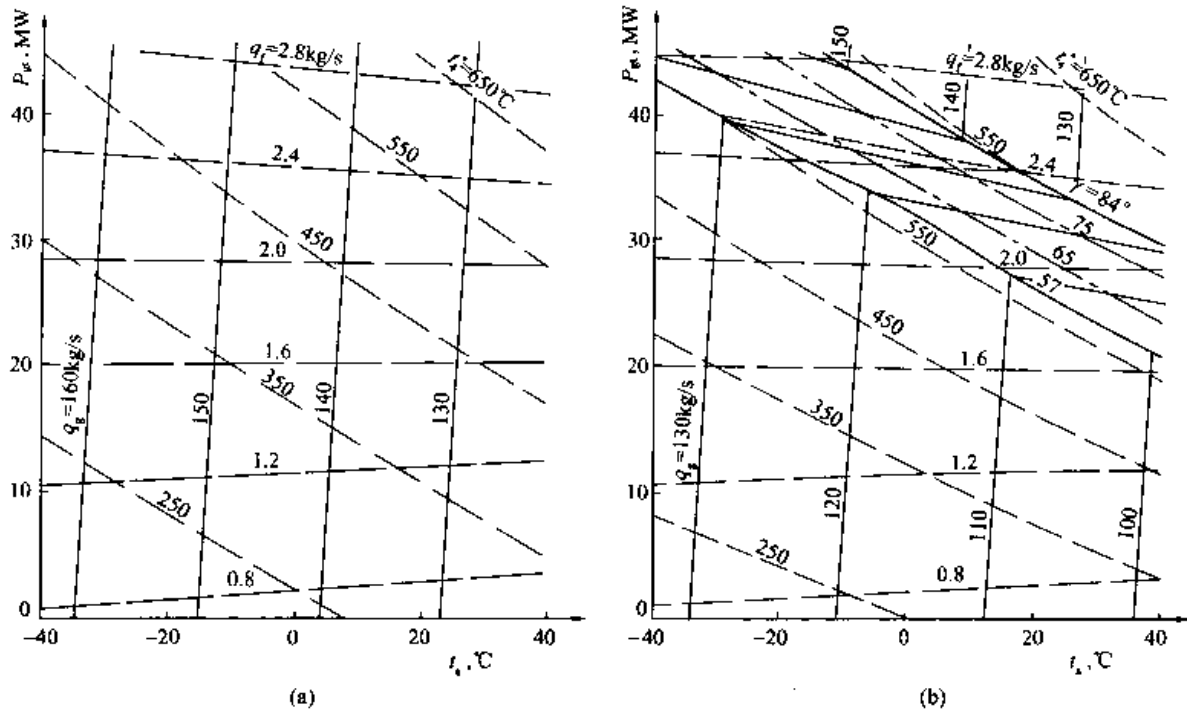


图 18-1 余热利用时单轴燃气轮机的变工况性能曲线

(a) IGV 不调节; (b) IGV 调节

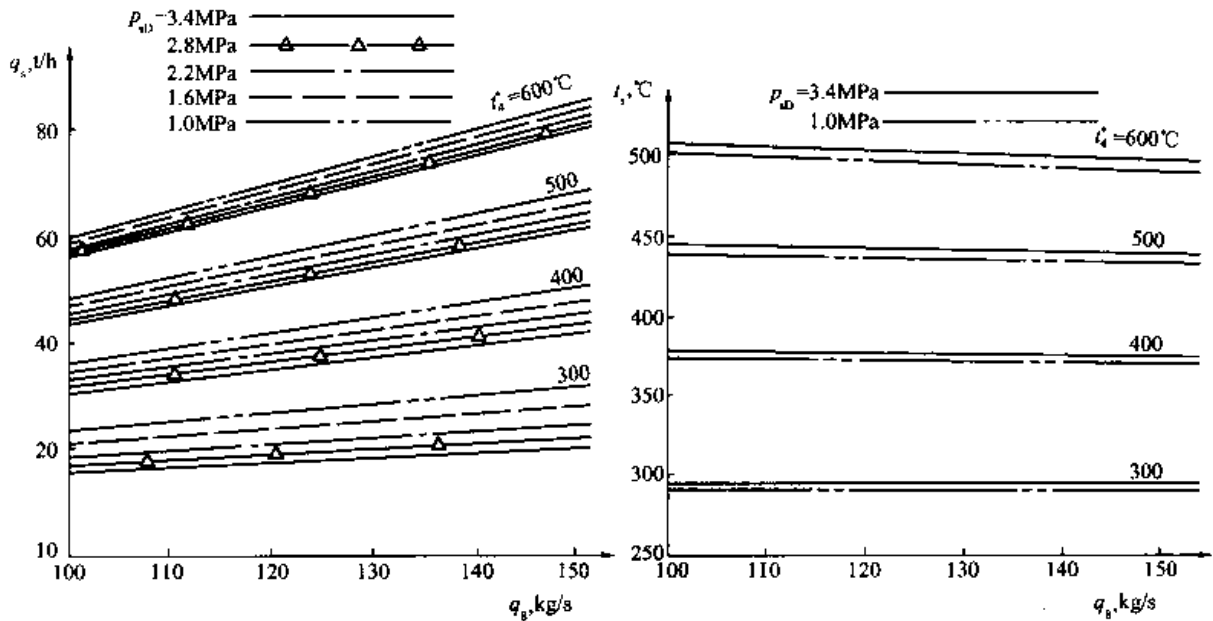


图 18-2 单压余热锅炉的变工况性能曲线

余热锅炉的性能曲线应是在已知进口的烟气流量和温度的条件下,求得锅炉产汽量  $q_s$  和蒸汽温度  $t_s$  而绘出的。鉴于联合循环中的蒸汽侧广泛应用滑压运行,即余热锅炉为变压运行,故还应有产汽压力变化对  $q_s$  和  $t_s$  的影响。图 18-2 所示为与图 18-1 的燃气轮机相配的单压余热锅炉变工况性能曲线,图中的  $p_{sD}$  为汽包工作压力,扣除过热器中的压力损失即为余热锅炉出汽压力  $p_s$ 。从图看出,  $q_s$  随  $q_g$  和  $t_4^*$  的增加而增加,原因是  $q_g$  与  $t_4^*$  的增加都使烟气中的可用热量增大;其次是在同样的  $t_4^*$  和  $p_{sD}$  下,  $q_s$  与  $q_g$  呈直线变化关系。此外,  $p_{sD}$  对  $q_s$  有较大影响,  $p_{sD}$  降低时,  $q_s$  增加。其原因是:  $p_{sD}$  降低后,水

的饱和温度降低, 传热温差增加使蒸发量增多。该影响随着  $t_4'$  的降低变得越来越大。至于  $t_s$ , 主要是随着  $t_4^*$  的高低而变,  $q_g$  与  $P_{s0}$  对其影响很小。

### 3. 汽轮机的变工况性能

在滑压运行的条件下, 汽轮机调节阀处于全开位置, 不用喷嘴配汽调节机构, 变工况下进汽面积不变, 可用流量方程来代表其性能。联合循环中的汽轮机为凝汽式, 排汽背压很低, 流量方程可表达为

$$\frac{q_s}{q_{s0}} = \frac{p_s}{p_{s0}} \sqrt{\frac{T_{s0}}{T_s}} \quad (18-1)$$

式中  $p_s$  —— 汽轮机进汽压力, 等于余热锅炉出汽压力扣除蒸汽管路压力损失后的值;

$T_s$  —— 汽轮机进汽温度, 等于余热锅炉出汽温度扣除蒸汽管路热损失后的值。

### 4. 联合循环的变工况计算

联合循环的变工况计算, 是先计算燃气轮机的变工况, 接着将其排气流量和温度作为余热锅炉进口的烟气参数, 进行余热锅炉与汽轮机的变工况计算, 从而得到联合循环的变工况解。在蒸汽侧为滑压运行的条件下, 余热锅炉产汽压力由余热锅炉与汽轮机的平衡运行所确定, 在变工况计算时, 需将余热锅炉与汽轮机模型联立求解。当蒸汽侧为定压运行时, 则不必联立求解。

## 第三节 蒸汽侧的滑压运行方式

一般蒸汽电厂中的锅炉与汽轮机, 极大多数取定压、定温运行, 即汽轮机进汽压力与温度保持不变。汽轮机采用喷嘴配汽调节, 使汽轮机中的理想焓降不变, 在部分负荷时, 效率下降缓慢, 可获得良好的经济性。

在联合循环中, 余热锅炉的产汽温度不像一般锅炉那样保持恒定, 而是随着燃气轮机的工况而变。当燃气轮机功率下降时,  $t_4^*$  降低,  $t_s$  降低。若此时仍采用定压运行, 将使汽轮机排汽干度降低, 该变化如图 18-3 所示。该图所示为汽轮机中膨胀的热力过程线在不同运行方式下的变化, 其中  $p_k$  为排汽背压。曲线 1 为进汽温度与压力保持不变时的膨胀过程, 过程的终点  $a$  已落入湿蒸汽区。当进汽压力  $p_s$  保持不变, 进汽温度由  $t_s$  降低至  $t_{s1}$  后, 膨胀过程线变为 2, 过程终点从  $a$  变至  $b$ , 排气干度  $x$  值明显减少。

图 18-4 所示为具有图 18-1 (a) 性能的燃气轮机组成的联合循环中汽轮机排汽干度的变化。图中示出, 在  $50\% P_{g10}$  以下, 大气温度  $t_a = 15^\circ\text{C}$  时, 定压运行的排汽干度  $x$  已接近 0.9; 而  $t_a = -15^\circ\text{C}$  时, 排汽干度  $x$  已低于 0.9 很多。通常希望排汽干度高于 0.9, 否则湿蒸汽中的水滴对汽轮机末级叶片的侵蚀作用将显著加剧。由此可见, 在定压运行时, 联合循环中汽轮机末级叶片在低负荷下的工作条件十分恶劣, 冬季时情况更为严重。此外,  $x$  的降低还增大了湿汽损失, 使汽轮机效率有所降低。

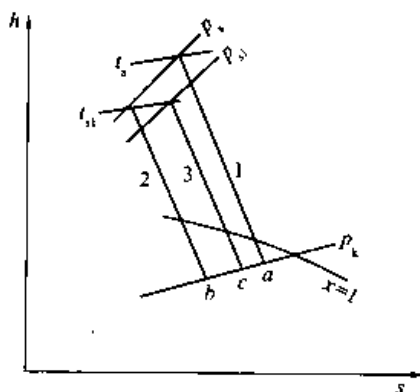


图 18-3 汽轮机热力过程线的变化

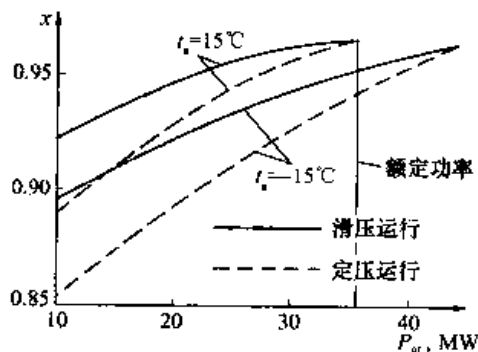


图 18-4 汽轮机排汽干度的变化

为解决上述问题, 采取的措施必然是使进汽压力随着进汽温度的降低而降低, 从  $p_s$  降至  $p_{s1}$  时, 汽轮机的膨胀过程线从 2 变至 3 (见图 18-3), 过程终了点则从  $b$  变至  $c$ , 排汽干度明显加大, 改善了汽轮

机末级叶片的工作条件。汽轮机采用滑压运行即能实现上述变化。

当汽轮机的进汽阀位于全开位置而不进行调节,使 $p_s$ 随机组的工况而变,此即一般所说的滑压运行。这时的 $p_s$ 将由余热锅炉与汽轮机的平衡运行来确定。由于在机组负荷降低时, $q_s$ 与 $t_s$ 均降低,则从式(18-1)可看出 $p_s$ 将降低,这就满足了图18-3中膨胀过程线从2变至3的条件,汽轮机排汽干度变高。机组采用滑压运行后,排汽干度比定压这行的高很多。

这里我们还需分析一下滑压运行对机组热力性能的影响。滑压运行的直观感觉是: $p_s$ 随着负荷的降低而降低,减少了汽轮机中的焓降 $\Delta H$ ,出力将低于定压运行时的出力。但汽轮机的出力还与蒸汽流量 $q_s$ 有关,即出力将取决于 $q_s \Delta H$ 的变化。前面已分析指出,余热锅炉的产汽量随着压力的降低而增加,即滑压运行的 $q_s$ 将高于定压运行的,见图18-5,两者 $q_s$ 的差别随着负荷的降低而加大。计算结果表明,部分负荷下,滑压运行时的 $q_s \Delta H$ 大一些,使 $P_{st}$ 、 $\eta_{cc}^N$ 高一些,负荷较低时,该差别较明显。

此外,由于汽轮机滑压运行时可不用喷嘴配汽调节,无调节级,采用全周进汽,提高了汽轮机设计工况的效率,故余热锅炉型联合循环蒸汽侧采用滑压运行是合理的。

在滑压运行的条件下,余热锅炉产汽的压力和流量均随负荷的降低而降低。为使在小流量下不致因压力过低而使汽中带水, $p_s$ 有一最低值 $p_{smin}$ 。当 $p_s$ 降至 $p_{smin}$ 后,余热锅炉转为保持 $p_{smin}$ 不变的定压运行,见图18-6。通常, $p_{smin}$ 约为设计值的1/3左右。余热锅炉的定压运行靠调节关小汽轮机进汽调节阀来实现。可见,汽轮机本身的级组进汽压力(即调节阀后压力)仍是变化的,且随着负荷的进一步降低而降低,这与余热锅炉滑压运行阶段相似,也是变压运行。

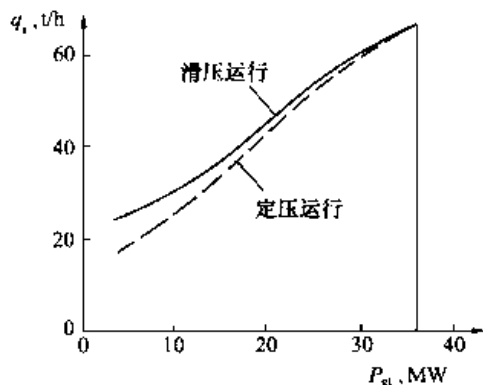


图 18-5 部分负荷下 $q_s$ 的变化

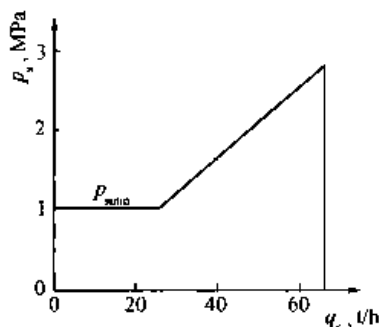


图 18-6 余热锅炉产汽压力的变化

#### 第四节 压气机进口导叶的调节规律

##### 1. 两种调节规律的比较

前已叙述,为改善变工况下联合循环的效率,可通过调节来关小压气机的进口导叶来实现。这时有两种调节规律:一种是保持燃气初温不变来关小静叶,称等 $t_3^*$ 调节;另一种是按保持排气温度不变来关小静叶,称等 $t_4^*$ 调节。下面以蒸汽侧在滑压运行的条件下,汽轮机进汽温度不允许超温为前提对上述两种调节规律进行比较。

一台联合循环机组的压气机 IGV 可调, $t_{40}^* = 588^\circ\text{C}$ , $t_{4max}^* = 610^\circ\text{C}$ , $t_{s0} = 535^\circ\text{C}$ ,IGV 可调节关小角度 $\Delta\gamma$ 为 $27^\circ$ 。当采用等 $t_3^*$ 调节时,随负荷的降低,先按 $t_3^* = t_{30}^*$ 关小 IGV, $t_4^*$ 随之升高,当 $t_4^* = 610^\circ\text{C}$ 时,保持 $t_4^* = 610^\circ\text{C}$ 不变,继续关小 IGV。图18-7所示为两种调节规律下的 $\Delta\gamma$ 随负荷的变化。等 $t_3^*$ 调节,在 $\bar{P}_{cc}^N$ 降至0.87时,按 $t_4^* = 610^\circ\text{C}$ 来关小 IGV; $\bar{P}_{cc}^N$ 降至0.78时,IGV关至最小。等 $t_4^*$ 调节, $\bar{P}_{cc}^N$ 降至0.72时,IGV关至最小。

图18-8所示为两种 IGV 调节规律下燃气轮机排气温度的变化。在 $\bar{P}_{cc}^N = 0.72$ 以下时,两者的 $t_4^*$ 变化

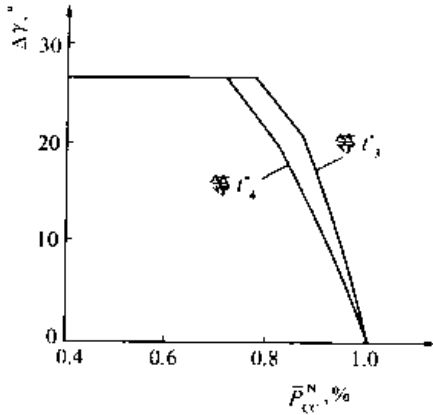


图 18-7 压气机 IGV 关小角度的变化

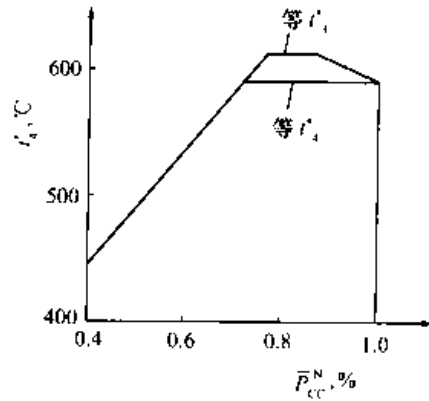


图 18-8 燃气轮机排气温度的变化

相同，因为此时两者的  $\Delta\gamma$  相同，均为  $27^\circ$ ；两者的不同仅在  $\bar{P}_{cc}^N = 0.72 \sim 1.0$  时。可以得出，在上述两种调节规律下，机组其他参数的变化，在  $\bar{P}_{cc}^N \leq 0.72$  时均相同，仅在  $\bar{P}_{cc}^N = 0.72 \sim 1.0$  时有所不同。

在  $\bar{P}_{cc}^N \leq 0.72$  时，机组效率  $\eta_{cc}^N$  在两种 IGV 调节规律下的变化必然相同。而在  $\bar{P}_{cc}^N = 0.72 \sim 1.0$  时，由于  $t_3$  不允许超温 ( $\leq 535^\circ\text{C}$ )，燃气轮机排气温度高而使  $t_3$  高的情况不可能出现，使两者的  $\eta_{cc}^N$  变化基本相同，计算表明该结论是正确的。

对于一般的高温高压汽轮机，不允许超温运行，若用等  $t_3^*$  调节，则降低负荷时，将使排气温度  $t_4^*$  超温，余热锅炉要承受更高的温度，对  $\eta_{cc}^N$  的改善并未带来好处。若用等  $t_4^*$  调节，则负荷降低后， $t_3^* < t_{30}^*$ ，对延长燃气轮机的工作寿命有利，又能达到与等  $t_3^*$  调节时同样的  $\eta_{cc}^N$ 。因此，联合循环中以用等  $t_4^*$  调节为佳。

此外，IGV 采用等  $t_4^*$  调节时， $t_4^*$  不变并不意味着  $t_5$  不变，实际在不采取措施时， $t_5$  随着负荷的降低而升高，见图 18-13。尽管这时  $t_5$  超温仅十余摄氏度，但对不允许超温的汽轮机来说，应在余热锅炉的过热器处加装减温器，使  $t_5$  保持设计值不变。

最后要指出，压气机除了用 IGV 可调外，有的是 IGV 与前几级静叶同时可调，即多级静叶可调。与仅 IGV 可调的相比较，多级静叶可调可减少调节静叶对压气机效率的影响，增大对空气流量的调节范围。如一台单轴燃气轮机的压气机 IGV 与前 3 级静叶同时调节时，空气流量可降至额定值的 70%；而仅 IGV 可调的机组，空气流量一般只能降至额定值的 80% 左右。故压气机多级静叶可调，能更多地和在更大范围内改善联合循环的  $\eta_{cc}^N$ 。

### 2. 压气机静叶调节时的获益

压气机静叶可调后，由于  $t_5$  比不调节的高，从而增大了汽轮机的排气干度，提高了汽轮机效率，也改善了汽轮机工作的安全性。图 18-9 所示为滑压运行的条件下，压气机 IGV 调节与否时汽轮机排汽

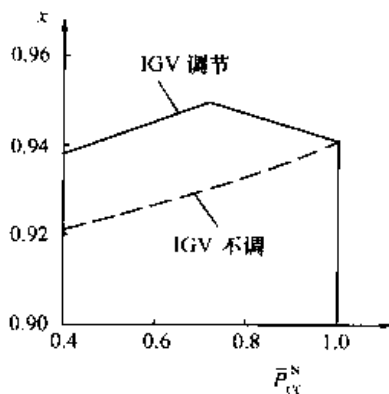


图 18-9 汽轮机排汽干度的变化

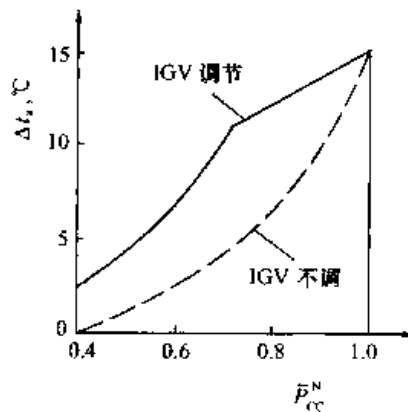


图 18-10 余热锅炉接近点温差的变化

干度  $x$  的变化, 其 IGV 按等  $t_4^*$  调节。从图看出, IGV 调节的  $x$  先随负荷降低而升高, 至 IGV 关至最小后才转为下降, 使其  $x$  值比 IGV 不调的高很多。

此外, 压气机静叶调节后可提高余热锅炉中省煤器的接近点温差  $\Delta t_s$ , 见图 18-10。该图也是在滑压运行的条件下, 压气机 IGV 调节与否对  $\Delta t_s$  变化的比较, 其 IGV 也按等  $t_4^*$  调节。从图看出, IGV 不调时,  $\Delta t_s$  随负荷的降低下降较快。在  $\bar{P}_{cc}^N = 0.4$  时,  $\Delta t_s$  已趋于零, 对省煤器的工作很不利。在图示的 IGV 调节时,  $\Delta t_s$  虽较高, 但从其下降趋势可看出: 在负荷降至很低时,  $\Delta t_s$  也将趋于零, 这表明该例的  $\Delta t_s$  设计值低了, 应予以调高。因此, 在设计余热锅炉时, 必须考虑在部分负荷时  $\Delta t_s$  下降的变化, 将  $\Delta t_s$  的设计值选得足够高, 使其在低负荷下也不致趋于  $0^\circ\text{C}$ 。

## 第五节 多压汽水系统的联合循环变工况

### 1. 合理的运行方式

多压汽水系统包括双压、双压再热、三压和三压再热等, 目的是提高联合循环的设计工况效率。本节中主要分析其变工况特点。显然, 通过调节压气机静叶来改善联合循环性能的结论在这里同样适用, 下面不再分析。至于蒸汽侧, 由于压力等级有 2~3 个, 有可能全部采用滑压运行, 或有的滑压、有的定压, 对此应分析比较。下面以双压再热汽水系统为例来进行分析。

该联合循环的压气机 IGV 按等  $t_4^*$  调节, 蒸汽侧的运行方式: 一种是高压与低压均取滑压运行; 另一种是高压滑压运行, 低压定压运行; 再一种是高压与低压均为定压运行。相应地将上述运行方式依次称为双滑压、单滑压和双定压。三者的效率随功率的变化见图 18-11, 图中显示出双滑压最高, 双定压其次, 单滑压最低, 但三者基本上十分接近。由于上述是对同一台机组取不同运行规律时所做的比较, 即汽轮机的设计效率相同, 而实际上按滑压运行设计的汽轮机设计效率要比按定压运行的高 1~2 个百分点, 故双滑压下联合循环效率在设计点及变工况下均高于其他两种运行方式。

图 18-12 所示为汽轮机低压缸排汽干度随负荷的变化, 在负荷开始降低时, 由于压气机 IGV 关小, 故  $x$  值均增加, 其中以单滑压的升高得最多, 双滑压的其次, 双定压的最少。

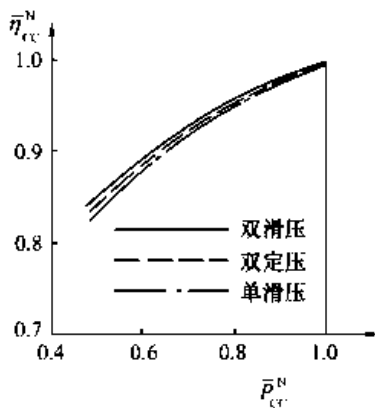


图 18-11 联合循环效率变化的比较

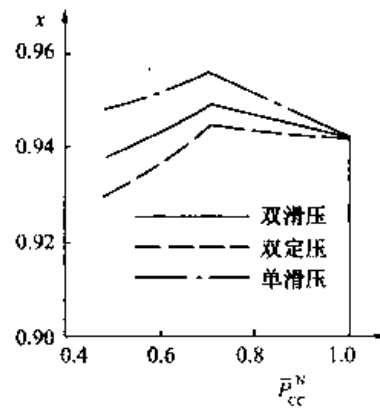


图 18-12 汽轮机排汽干度变化的比较

由于蒸汽侧采用双滑压运行时的  $\eta_{cc}^N$  最高, 排汽干度在半负荷以上时高于设计值, 因而采用双滑压运行是最佳选择。

通过对三压再热系统的分析, 也可得到以全滑压运行为最佳的结论。因此, 多压汽水系统也以滑压运行为佳。

### 2. 蒸汽压力与温度的变化

下面仍以上述双压再热汽水系统的联合循环为例来叙述。蒸汽侧为双滑压运行, 蒸汽温度和蒸汽压

力等的变化见图 18-13 与图 18-14。从图 18-13 可看出，低压蒸汽温度  $t_s$  随负荷的降低一直在降低，而高压蒸汽温度  $t_{sh}$  与再热蒸汽温度  $t_{sr}$  在压气机 IGV 按等  $t_4^*$  调节阶段则随负荷的降低而有所升高，其中  $t_{sh}$  升高得稍多些。显然，由于高温汽轮机一般不允许超温，故在过热器与再热器处要加装减温器。图 18-14 示出：高、低压蒸汽压力  $p_{sh}$  和  $p_{sl}$  以及再热蒸汽压力  $p_{sr}$  均随负荷的降低而下降，在半负荷时降至各自设计值的 2/3 左右。随着负荷的进一步降低，该三种压力将继续降低，当  $p_{sh}$  和  $p_{sl}$  降至各自的最低值后，将保持不变，余热锅炉的高压蒸汽与低压蒸汽转为定压运行，而  $p_{sr}$  将继续下降。

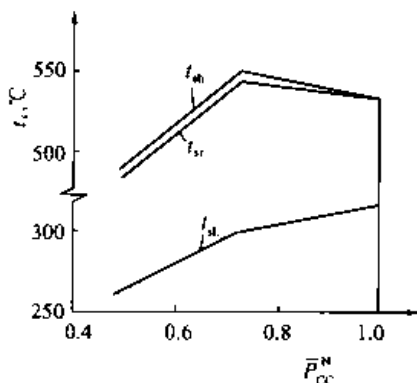


图 18-13 蒸汽温度随负荷的变化

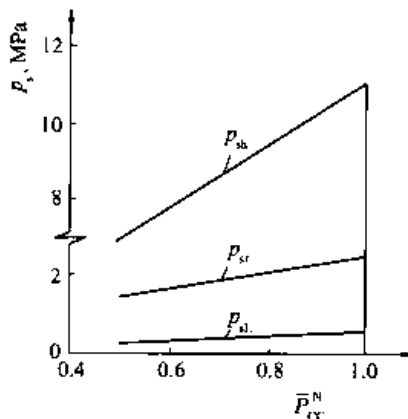


图 18-14 蒸汽压力随负荷的变化

### 第六节 多台燃气轮机组成的联合循环变工况

#### 1. 单轴布置方案的变工况

电厂由多台单轴布置的联合循环机组组成，每台机组均为燃气轮机与汽轮机共同驱动一台发电机来发电。这时，单台机组的变工况性能如上所述，均采用调节压气机静叶和滑压运行，不再重复。在这样的电厂中，问题是采用何种运行方式才能达到最佳的经济效果。

下面以四台同型号的单轴布置机组组成的联合循环电厂为例来说明。一种运行方式是电厂负荷降低时，四台机组同时减少负荷，且变化相同，直到电厂停运，电厂效率如同一台机组一样，一直在降低，形成图 18-15 中虚线所示变化。另一种运行方式为逐台启停运行方式，即大于 0.75 负荷时，四台全运行；0.5~0.75 负荷时，开三台；0.25~0.5 负荷时，开两台；0~0.25 负荷时，开一台。这样，每当刚停掉一台机组时，运行中的机组恢复到额定状态，效率为设计值，电厂效率变化见图 18-15 中实线所示。显然，这样的效率变化是最理想的，使联合循环电厂的经济性最佳，电厂应采取这样的运行方式。

#### 2. 多轴布置方案的变工况

多轴布置的特点是：用数台燃气轮机、余热锅炉与一台汽轮机组成联合循环发电机组，即数台余热锅炉产生的蒸汽进入同一台汽轮机中做功。汽轮机的进汽可能有两种方式，一种是混合进汽，另一种是分别进汽，下面予以分析比较。

显然，多轴方案的最佳运行状态，与上述单轴方案相似，为各台燃气轮机采用逐台启停的运行方式；这时的效率变化也与单轴方案用逐台启停的相似，下面以在该运行方式下来对两种进汽方式作比较。混合进汽是各台余热锅炉的蒸汽汇入一根蒸汽母管后，经过一个进汽调节阀进入汽轮机，滑压运行时，蒸汽的产汽压力  $p_s$  随负荷的降低而下降。图 18-16 所示为四台

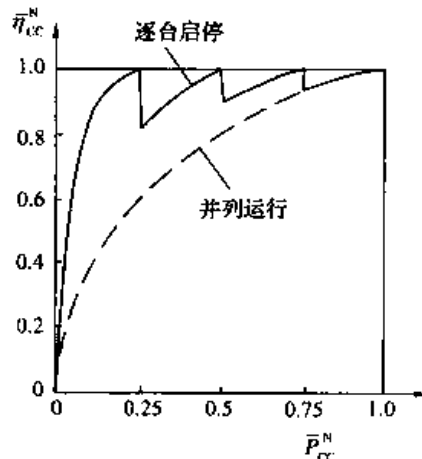


图 18-15 两种运行方式的效率变化



燃气轮机与一台汽轮机（称为4+1）组成的联合循环发电机组蒸汽压力的变化，其中虚线为混合进汽的 $p_s$ 随负荷的变化。图中的 $p_{s\min}$ 为最低产汽工作压力，它基本处于仅一台燃气轮机运行阶段，这时，随着负荷的进一步降低需逐渐关小汽轮机的进汽调节阀。

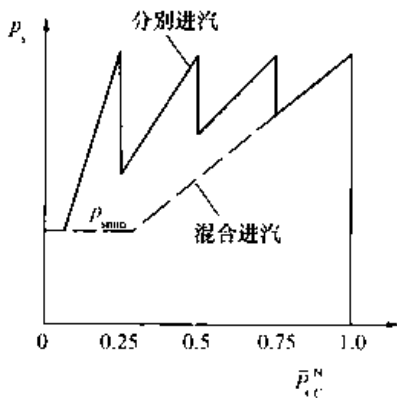


图 18-16 两种进汽方式的 $p_s$ 随负荷的变化

分别进汽是每台余热锅炉的蒸汽分别通过各自的管道和进汽调节阀进入汽轮机的一个进汽喷嘴弧段，情况与一般的喷嘴配汽结构类似。这时的汽轮机中应有调节级，但运行方式与一般的喷嘴配汽调节不同，即其调节阀一般处于全开或全关状态。仍以四台燃气轮机与一台汽轮机组成的机组来具体地叙述。当4台、3台或2台燃气轮机运行时，调节阀相应地开4个、3个或2个，且均为全开，即每种状况下的汽轮机均为滑压运行。当刚停掉1台燃气轮机时，运行中的燃气轮机恢复至额定工况，而调节阀关掉1个，汽轮机进汽喷嘴弧段减少1/4，运行中的余热锅炉恢复到设计工况， $p_s$ 升至接近于设计值，即 $p_s$ 的增量较大，形成了如图18-16中实线所示的变化规律。

从图18-16可看出，在75%负荷以下时，分别进汽的由于进汽压力比混合进汽的高，增大了汽轮机中的焓降，使联合循环的效率比混合进汽的高。但是，分别进汽的汽轮机需用调节级，使其设计效率低一些，从而削弱了变工况下联合循环效率较高的优点。而且还需用数个独立的进汽喷嘴弧段和进汽调节阀，进汽结构复杂，这在多压汽水系统中更为明显。因此，分别进汽现仅在单压汽水系统的联合循环中有应用，母管制的混合进汽方案则被广泛应用。

## 第七节 大气参数变化的影响

### 1. 大气温度变化的影响

在第七章中已指出，大气温度对燃气轮机性能有很大的影响，因此以燃气轮机为主导而组成的余热锅炉型联合循环的大气温度对其性能也有较大影响。只是由于蒸汽循环的存在，削弱了大气温度的影响，使大气温度对联合循环性能的影响小于对简单循环燃气轮机性能的影响。下面对此作一分析。

当燃气轮机在最大工况（ $t_3^* = t_{30}^*$ 保持不变）下运行时， $t_a$ 降低，排气流量增加，使余热锅炉产汽量及汽轮机功率增加，但这时 $t_4^*$ 降低，使蒸汽温度下降，汽轮机中的焓降减少，与上述汽轮机的功率增加起抵消作用，于是联合循环功率随 $t_a$ 降低而增加的相对量小于燃气轮机的相对增量。显然， $t_a$ 降低对联合循环效率的影响也变小。当 $t_a$ 升高时，燃气轮机排气流量下降，余热锅炉产汽量下降，汽轮机中的焓降因 $t_4^*$ 升高而增大，两者对汽轮机功率的影响同样起抵消作用，使联合循环功率随 $t_a$ 升高而降低的相对量小于燃气轮机的相对减小量。 $t_a$ 升高对联合循环效率的影响也变小。图18-17为联合循环最大工况随 $t_a$ 变化的示例，示出 $t_a$ 对 $P_{CC}^N$ 的影响较大，但与燃气轮机最大功率变化（见图7-23）相比较，联合循环最大功率随 $t_a$ 而变化的幅度小了很多。至于联合循环热耗率 $q_{CC}^N$ ，其随 $t_a$ 的变化而改变很小。

前已述及，联合循环中的燃气轮机很多采用等 $t_4^*$ （即 $t_4^* = t_{40}^*$ ）调节，以免余热锅炉在超温下工作。显然，在 $t_a$ 变化时，仍应满足该要求。与上述的 $t_3^* = t_{30}^*$ 调节规律相比较，明显的不同在 $t_a > 15^\circ\text{C}$ 的阶段，这时，随着 $t_a$ 的升高，由于 $t_4^*$ 不能超温， $t_3^*$ 不断降低，燃气轮机功率更快降低，而汽轮机功率因排气流量减少、产汽量降低而下降，使联合循环功率显著下降，热耗率随之升高。在 $t_a < 15^\circ\text{C}$ 的阶段， $t_a$ 降低时，若仍按 $t_4^* = t_{40}^*$ 来运行，将使 $t_3^* > t_{30}^*$ ，这显然不允许，只能按保持 $t_3^* = t_{30}^*$ 来运行，于是情况与图18-17中 $t_a < 15^\circ\text{C}$ 的情况相似，形成了如图18-18所示的变化。这是另一示例，特点是因 $t_a > 15^\circ\text{C}$ 与 $t_a < 15^\circ\text{C}$ 时的运行规律不同，使 $P_{CC}^N$ 与 $q_{CC}^N$ 随 $t_a$ 的变化曲线在 $t_a = 15^\circ\text{C}$ 时均发生转折。

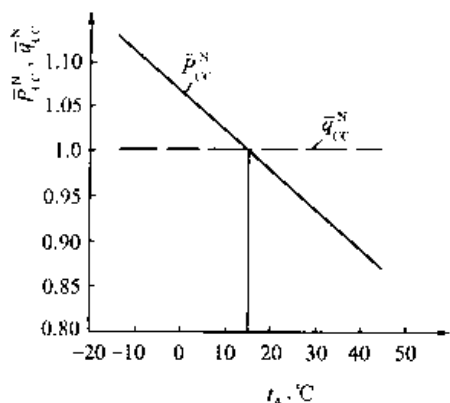


图 18-17 联合循环最大工况随  $t_a$  的变化

$$t_3^* = t_{30}^* \text{ 不变}$$

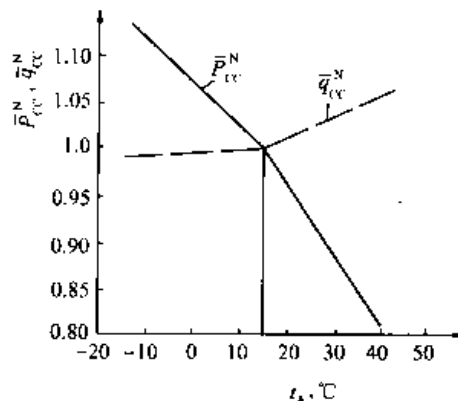


图 18-18 联合循环最大工况随  $t_a$  的变化

$$t_a < 15^\circ\text{C 时, } t_3^* = t_{30}^* \text{ 不变;}$$

$$t_a > 15^\circ\text{C 时, } t_4^* = t_{40}^* \text{ 不变}$$

通常，图 18-17 与图 18-18 是在汽轮机背压  $p_k$  保持设计值不变时得到的。实际的情况是： $t_a$  变化时， $p_k$  也要变，它将影响  $P_{st}$ ，进而影响  $P_{cc}^N$  与  $q_{cc}^N$ 。图 18-19 为  $p_k$  对  $P_{st}$  影响的示例，可看出： $p_k$  升高（即凝汽器真空度降低）时， $P_{st}$  降低，导致  $P_{cc}^N$  降低， $q_{cc}^N$  升高。 $p_k$  降低时相反，真空度提高， $P_{st}$  与  $P_{cc}^N$  升高， $q_{cc}^N$  降低。

$p_k$  随  $t_a$  的变化取决于凝汽器的工作状况。图 18-20 为凝汽器变工况性能示例，它在冷却水量保持不变的条件下得到，图中示出  $p_k$  随冷却水温  $t_{cw}$  的升高与凝汽量  $q_s$  的增加而升高，反之则降低。通常， $t_a$  升高时， $t_{cw}$  升高，反之  $t_{cw}$  降低。另一方面， $t_a$  升高时，烟气流量下降，余热锅炉产汽量减少，即凝汽量  $q_s$  减少，反之  $q_s$  增加。因此，从图 18-20 可看出， $t_a$  升高时， $t_{cw}$  升高，使  $p_k$  升高，而  $q_s$  减少使  $p_k$  降低，两者对  $p_k$  的影响起抵消作用。这说明在  $t_{cw}$  随  $t_a$  而变时， $t_a$  变化对  $p_k$  变化的影响较小，即  $p_k$  变化小，对  $P_{st}$ 、 $P_{cc}^N$  和  $q_{cc}^N$  的影响小。

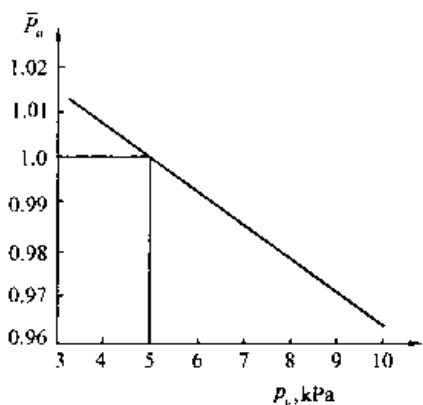


图 18-19 汽轮机背压变化对功率的影响

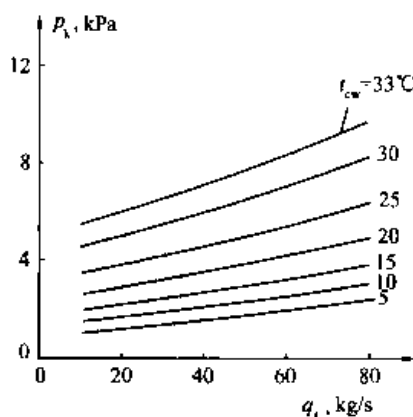


图 18-20 凝汽器的变工况性能曲线

但当  $t_{cw}$  随  $t_a$  的变化不大甚至不变时，例如  $t_a < 0^\circ\text{C}$  的寒冬季节即是，这时  $p_k$  因  $q_s$  随  $t_a$  变化而变化，即  $t_a$  降低时， $q_s$  增加， $p_k$  升高， $P_{st}$  低于  $p_k$  不变时得到的值，使  $P_{cc}^N$  低于而  $q_{cc}^N$  高于图 18-17 与图 18-18 两图中所得的值。 $t_a$  升高时，情况相反。

从上述可看出， $p_k$  对联合循环性能的影响，实质是对图 18-17 与图 18-18 所得性能的修正问题。具体的方法是：以该工况下实测的  $t_{cw}$  与计算得到的  $q_s$ ，从图 18-20 查得  $p_k$ ，再从图 18-19 查得  $\bar{P}_{cc}^N$  和  $\bar{q}_{cc}^N$ ，

分别乘以从图 18-17 或图 18-18 所得的  $P_{cc}$  和  $\bar{q}_{cc}^N$ , 就得到计及  $p_k$  变化后联合循环的功率和热耗率。

最后要指出, 若气温低 (冬季) 时, 燃气轮机有最大功率限制, 如图 7-25 所示。在组成联合循环后, 该条件仍需满足, 于是联合循环的最大工况线在气温低时与燃气轮机同样出现转折。

## 2. 大气压力变化的影响

在第七章中已指出, 当大气压力  $p_a$  变化时, 对燃气轮机最大工况 (保持  $t_3^* = t_{30}^*$  不变) 的影响是: 功率正比于  $p_a$  的变化, 即  $p_a$  升高时, 功率增加, 反之功率降低, 而  $p_a$  变化对燃气轮机效率无影响。下面在此基础上分析  $p_a$  变化对联合循环性能的影响。

先分析  $p_a$  降低时的情况。这时,  $t_4^*$  不变,  $q_R$  下降, 从图 18-2 可看出,  $q_s$  降低, 但下降的相对量小于  $q_R$  下降的相对量; 而  $t_s$  略有上升, 由于汽轮机为滑压运行, 蒸汽压力  $p_s$  将随  $q_s$  的减少而降低, 更减少了  $q_s$  的减量。此外, 从凝汽器的性能知, 背压  $p_k$  将随  $q_s$  的减少而降低。显然,  $p_s$  的降低使汽轮机中的焓降减少, 而  $t_s$  升高与  $p_k$  降低使焓降增加, 两者起抵消作用。可见,  $P_{st}$  将随  $q_s$  的减少而降低, 但其相对减量小于  $P_{gt}$  的相对减量, 使  $P_{cc}^N$  的相对减量小于  $P_{gt}$  的相对减量, 于是  $P_{cc}^N$  略有升高。因此, 在  $p_a$  降低时,  $P_{cc}^N$  降低,  $\eta_{cc}^N$  升高。当  $p_a$  升高时,  $q_R$  增加;  $q_s$  增加, 但相对增量比  $q_R$  的小;  $t_s$  略有降低;  $p_s$  升高;  $p_k$  升高; 后三者的变化对汽轮机中的焓降变化同样起抵消作用。  $P_{st}$  将随  $q_s$  的增加而升高, 但其相对增量小于  $P_{gt}$  的相对增量, 使  $P_{cc}^N$  的相对增量小于  $P_{gt}$  的相对增量, 于是  $\eta_{cc}^N$  有所降低。因此,  $p_a$  升高时,  $P_{cc}^N$  增加,  $\eta_{cc}^N$  降低。

在第七章中已述及, 大气湿度的变化对燃气轮机性能的影响一般很小, 可略去不计。因此, 大气湿度变化对联合循环性能的影响必然也很小, 同样略去不计。

## 第八节 联合循环机组的启动与加载

联合循环机组的启动与加载过程, 是燃气轮机、余热锅炉与汽轮机三大组成部件相互协同的工作过程。关于发电用单轴恒速燃气轮机的启动与加载过程已在第七章的第十、十一节中叙述过, 下面叙述以单轴燃气轮机组成联合循环机组后的启动和加载过程。

### 1. 影响启动与加载的因素

(1) 余热锅炉与汽轮机的影响。余热锅炉的暖炉、汽轮机的暖机以及主蒸汽管道的暖管, 都是影响联合循环启动过程的首要因素。余热锅炉体积庞大, 为使其在启动升温过程中不致产生过大的热应力而造成损坏, 需有足够的时间进行暖炉。其中汽包的缓慢升温升压最为重要, 在此过程中, 应使汽包上下壁温的温差不超过  $40^\circ\text{C}$ , 否则汽包沿轴向将产生弯曲变形, 导致管座焊缝开裂, 从而限制了余热锅炉的升温 and 产生蒸汽带负荷的速度。汽轮机由于结构上的原因, 承受热冲击能力差, 启动过程中的暖机一般分三个阶段进行, 所需时间比燃气轮机的长得多。暖管一般与汽轮机的启动同时进行, 亦需控制管壁温升速度, 使管道均匀膨胀, 同时要开启管道的疏水阀, 将启动初期的大量凝结水排走, 不使其流入汽轮机中, 以免发生严重的水击事故。由于上述诸原因, 使联合循环启动与加载时间比燃气轮机的大为延长。

(2) 机组轴系布置与系统构成的影响。机组轴系布置指是多轴布置方案还是单轴布置方案。多轴方案的燃气轮机与汽轮机各自驱动一台发电机, 转子相互独立, 燃气轮机不受汽轮机的牵制而可独自快速启动与加载。单轴方案的燃气轮机与汽轮机共同驱动一台发电机, 两者转子连接在一起, 启动时, 一起转动加速, 使燃气轮机的启动与加载过程受到很大的制约, 故机组的启动加载过程与多轴方案有较大的差异。

若单轴布置为“两头抬”的结构, 即燃气轮机从一端驱动而汽轮机从另一端驱动发电机, 且汽轮机与发电机之间设置 3S 自动同步离合器时, 燃气轮机可独立快速启动和并网发电。但是, “两头抬”的结构在发电机检修需抽转子时, 要将汽轮机移开, 工作量较大。

在系统构成中,最主要的是有无旁通烟囱。有旁通烟囱时,启动时先将旁通烟囱与主烟道的挡板移动至关断主烟道和连通旁通烟囱的位置,使燃气轮机排气不经余热锅炉而全部从旁通烟囱排向大气,于是燃气轮机可快速独立启动并加载。然后调节挡板的位置,使烟气逐渐进入余热锅炉暖炉。产生蒸汽后,即可暖管与暖机,至一定工况后,旁通烟气关断,烟气全部进入余热锅炉中。显然,若烟道上无旁通烟囱时,燃气轮机排气从启动开始就全部进入余热锅炉,余热锅炉被迫较快地暖炉并产生蒸汽,承受热冲击较严重,影响余热锅炉工作寿命。

(3) 停机时间长短的影响。联合循环机组停机时间的长短对启动过程影响很大。通常,停机 72h 以上后,余热锅炉与汽轮机内温度已很低,称为冷态,启动机组时称为冷态启动,余热锅炉暖炉与汽轮机暖机需时长,使机组启动时间最长。当停机时间较短时,余热锅炉与汽轮机内温度还较高,启动时的暖炉与暖机时间将缩短,从而缩短启动时间。机组停机 24h 以内启动时,一般称温态(或暖态)启动,启动至满负荷的时间可比冷态启动缩短一半左右。机组停机 10~12h 以内启动时,称热态启动,启动至满负荷的时间为冷态的 1/3 左右。具体的启动时间,冷态启动为 2~3h,热态启动在 1h 之内,温态启动介于两者之间。

## 2. 多轴联合循环机组的启动与加载

多轴联合循环机组一般设置有旁通烟囱,这时,燃气轮机的启动与简单循环相同,不受余热锅炉和汽轮机的制约,还可使燃气轮机长期单独运行,消除了因余热锅炉或汽轮机出现故障时燃气轮机需一起停机的问題,机组的运行灵活方便。

图 18-21 为 100MW 多轴联合循环机组 (2GT+1ST) 的冷态启动过程中一些参数的变化。机组有旁通烟囱,蒸汽侧为单压汽水系统,采用滑压运行。图中燃气轮机在启动 15min 后并网,20min 时达额定负荷,汽轮机在机组启动开始 55min 后才冲转加速,至 66min 时汽轮机并网,再按汽轮机允许的负荷增加率开大进汽调节阀进行加载,至 120min 时带满负荷,启动结束。图中下部示有旁通烟囱挡板与主烟道挡板的调节位置。当在 1 位置时,旁通烟囱挡板全开,主烟道挡板关断,烟气全从旁通烟囱排至大气。在 4 位置时,旁通烟囱挡板关断,主烟道挡板全开,烟气全部流入余热锅炉中。2 与 3 为中间位置。

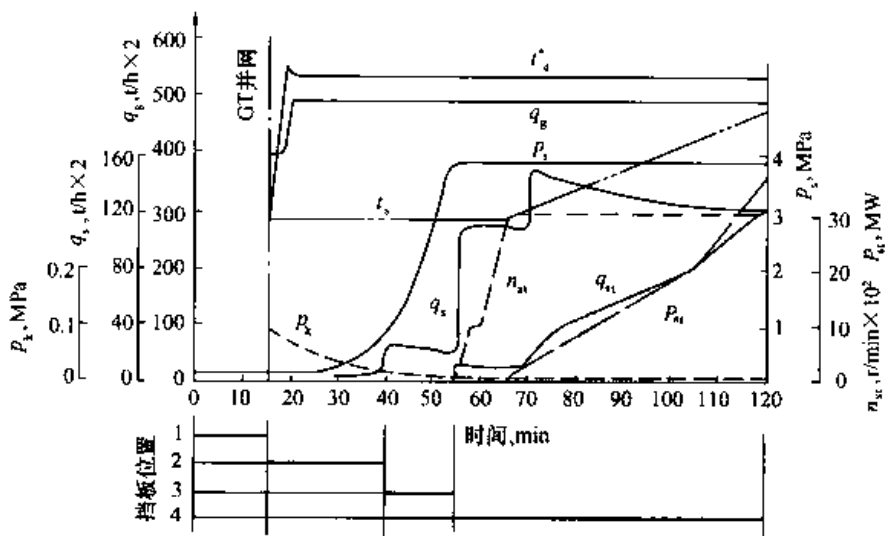


图 18-21 多轴联合循环机组启动的示例

图中示出,当挡板处于位置 3,部分烟气流入余热锅炉后,约过 15min,主汽门前管道中的汽温、汽压达到汽轮机冲转的要求值,开启调节阀,蒸汽进入汽轮机,开始冲转、升速,升速过程中包括暖机。从图看出,余热锅炉产汽量  $q_g$  长时间地多于汽轮机进汽量  $q_{st}$ ,故需在主蒸汽管道与凝汽器之间装设旁通管道和旁通阀,将  $q_g$  高于  $q_{st}$  的蒸汽量直接引至凝汽器中,以回收凝结水。旁通阀的开度可调,

使  $q_{st}$  符合要求。在汽轮机负荷达额定值时,  $q_s$  与  $q_{st}$  相同, 这时旁通阀关闭。需指出, 蒸汽旁通管道是联合循环中必有的设备, 只是旁通阀的调节规律不尽相同, 且往往在汽轮机负荷升至某一中间值时就关闭了。

### 3. 单轴联合循环机组的启动与加载

单轴机组的燃气轮机与汽轮机共轴, 启动时, 两者转子一起旋转, 这时由于暖炉和暖机的需要而形成不同于多轴机组的一些特点。主要的一个特点是机组需长时间地在某一工况下停留, 以进行暖炉与暖机。其次是需有辅助汽源提供辅助蒸汽, 以便在启动时向汽轮机供汽, 将其引至轴端汽封, 阻止空气漏入, 利于在凝汽器中建立真空, 也可以是在汽轮机中建立起汽流, 防止汽轮机旋转导致因摩擦鼓风的发热。此外, 余热锅炉一般无旁通烟囱, 不能通过调节进入余热锅炉的烟气量来满足较慢慢地暖炉的要求。

图 18-22 所示为 STAG106B 51MW 单轴联合循环机组冷态启动过程中一些参数的变化。机组无旁通烟囱, 蒸汽侧为单压汽水系统, 采用滑压运行。机组开始启动时即引入辅助蒸汽作密封用汽(至余热锅炉所产生主蒸汽压力达 0.8MPa 时停止供汽, 改用主蒸汽来密封)。机组在启动电动机带动冷拖清吹后, 燃烧室点火, 升速至  $60\%n_0$  时启动电动机脱扣, 之后继续升速至  $85.1\%n_0$ , 停留 1h, 对余热锅炉进行暖炉, 使其产生蒸汽, 当主蒸汽管中蒸汽参数达 1.55MPa、 $246^\circ\text{C}$  (额定参数为 3.85MPa、 $482^\circ\text{C}$ ) 后暖炉完成, 机组自动升速。当转速升至  $97\%n_0$ , 并满足蒸汽温度与汽轮机一级处汽缸壁温差不大于  $149^\circ\text{C}$  的条件时, 开启汽轮机进汽调节阀, 汽轮机开始进汽, 达  $n_0$  转速时并网发电。这时, 由于汽轮机负荷升高速率的限制, 并网后, 再过 1h 左右才能达到额定功率, 故机组启动加载至额定负荷共用 2.5h。

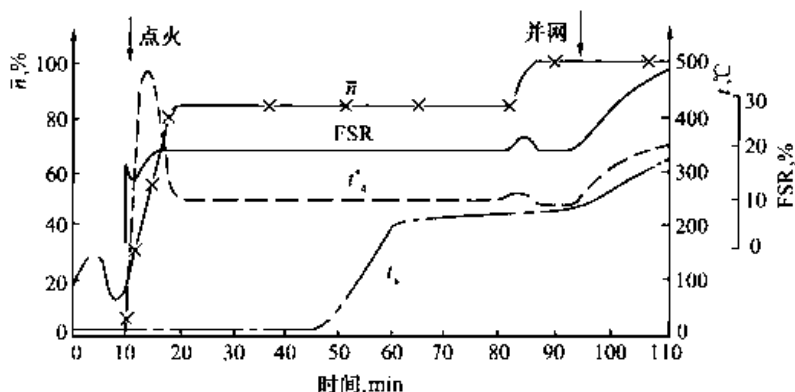


图 18-22 单轴联合循环机组启动的示例

上述机组的暖炉停留转速, 原设计为在  $40\%n_0$  下停留 1h, 调试结果是: 1h 后蒸汽参数达不到上述暖炉完成的条件, 且启动电动机因长时间带转而过热, 故提高暖炉停留转速。先将该转速提高到  $60\%n_0$ , 启动机脱扣后停留暖炉, 但因靠近汽轮机临界转速, 振动大, 故进一步提高该转速。经试验, 将该转速最终提高至  $85.1\%n_0$ 。

### 4. 多压汽水系统联合循环的启动与加载

多压汽水系统联合循环的启动过程与单压汽水系统的无实质差别。其特点是低压蒸汽的产生与达到全压的时间要比置于余热锅炉烟气上游产生的高压蒸汽所需的时间长, 因而进入汽轮机的时间要靠后, 往往是在汽轮机并网后的加载过程中再引入。图 18-23 为 VEGA109F 346MW 单轴联合循环机组的冷态启动过程中一些参数的变化。机组为三压再热汽水系统, 余热锅炉产生的中压蒸汽掺混到汽轮机高压缸的排汽中后, 再送至再热器中加热, 加热至  $540^\circ\text{C}$ , 与产生的高压蒸汽温度相同。机组无旁通烟囱, 通过变频器用同步发电机来启动机组, 蒸汽侧为滑压运行。开始启动 22min 后, 机组达额定转速, 随即并网, 由燃气轮机输出功率发电, 2.5min 后燃气轮机达自身额定功率的 20%。在此状态下, 燃气轮机稳定运行约 75min, 以暖炉和暖机。这时, 燃气轮机的排气温度  $t_4^*$  保持  $390^\circ\text{C}$  不变。进入该过程后不久,

余热锅炉先后产生高压蒸汽 (sh)、中压蒸汽 (sm) 与低压蒸汽 (sL), 图中示出的高压与中压蒸汽稳定在 5.5MPa/360°C 和 1.2MPa/330°C。期间, 高压蒸汽与中压蒸汽供入汽轮机带负荷, 并逐渐增加至汽轮机额定功率的 15%, 保持稳定以暖机。启动至 100min 时, 暖炉与暖机结束, 燃气轮机逐渐增加负荷, 排气温度  $t_4^*$  升高, 蒸汽的压力与温度随之升高, 蒸汽流量增加, 汽轮机负荷增加, 最终使机组达到额定负荷, 前后共历时 170min。该过程中, 当  $t_4^*$  升至最高值 600°C 后, 压气机 IGV 逐渐开大至全开位置,  $t_4^*$  降至额定值 585°C。

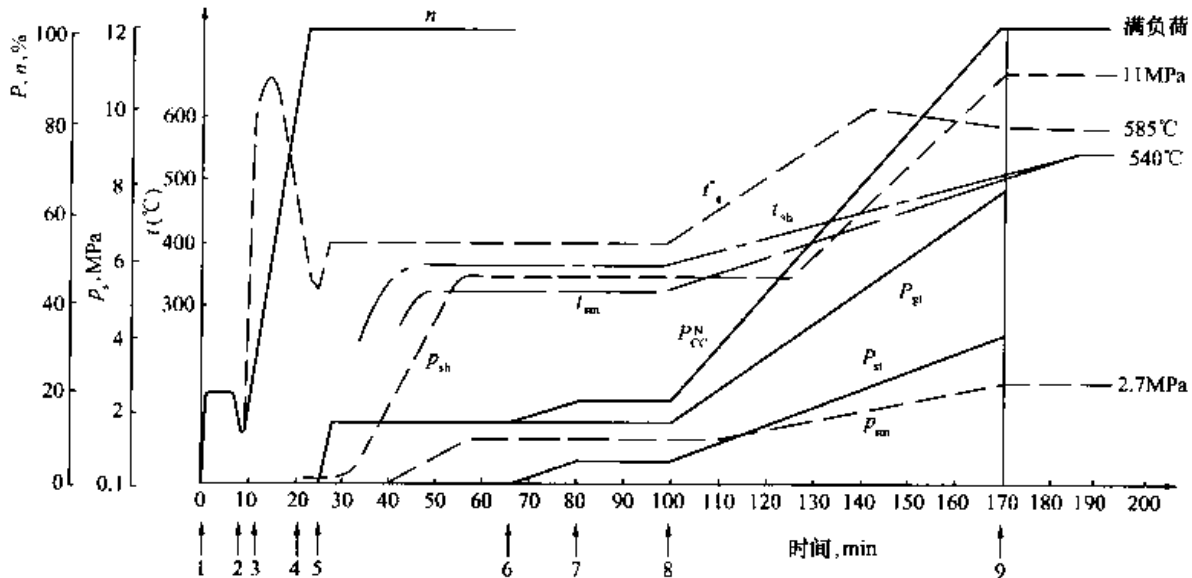


图 18-23 多压汽水系统联合循环机组启动的示例

1—机组启动；2—燃气轮机点火；3—汽轮机中引入辅助蒸汽去冷却；4—机组达到额定转速；5—并网发电，燃气轮机带 20%  $P_{gt0}$ ；6—汽轮机开始带负荷；7—汽轮机带 15%  $P_{st0}$ ；8—燃气轮机与汽轮机一起增加负荷；9—机组达额定功率

### 5. 联合循环机组的热态启动与加载

热态启动的特点是：机组停机时间较短，余热锅炉与汽轮机内部温度较高，可有效地缩短启动与加载时间。带中间负荷作调峰运行，每天白天运行 14~16h，夜间停机 8~10h 的联合循环机组的启动就属于这一类。

图 18-24 为 GUDIS94.3A 397.6MW 单轴联合循环机组的热态启动过程中一些参数的变化。机组为三压再热汽水系统，滑压运行，燃气轮机与汽轮机驱动发电机的方式为“两头抬”，且汽轮机通过 3S 离合器驱动发电机，故燃气轮机可单独快速启动而不受汽轮机的制约。从图看出，燃气轮机启动后 5min 即并网发电，并带自身额定功率的 20%，停留 15min 以暖炉，随后燃气轮机即加载。由于余热锅炉是热的，很快就产生蒸汽，在满足冲转条件后即可开启调节阀让蒸汽进入汽轮机进行冲转、升速和暖机，达额定转速后，3S 离合器自动合上，汽轮机开始带负荷。机组从启动开始至近乎带上满负荷（燃气轮机达 100%，汽轮机达 95%）的时间只需 45min。而在冷态启动时，需 180min 才能达到上述负荷水平。这时，燃气轮机不仅在自身额定功率的 20% 下要停留 40min，且要在 50%~60% 自身额定功率下停留 120min。

从上述知，该机组的汽轮机与多轴布置机组的汽轮机相同，均为用余热锅炉产生的蒸汽来启动，而不需用辅助蒸汽，形成这种单轴布置机组的一个特点。

## 第九节 联合循环机组的减载与停机

联合循环机组的减载与停机，主要是温度变化引起的热冲击问题，特别是余热锅炉与汽轮机较突

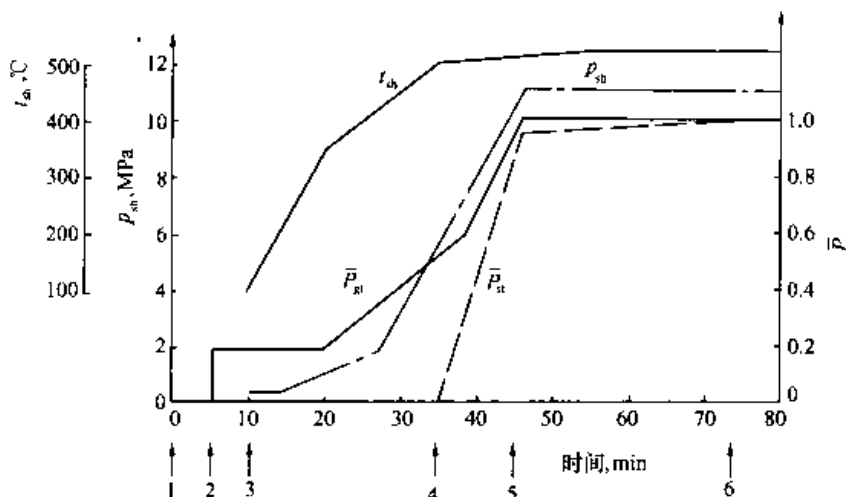


图 18-24 联合循环机组热态启动示例

1—燃气轮机启动；2—燃气轮机带动发电机并网发电；3—开启蒸汽旁通阀；  
4—汽轮机开始带负荷；5—蒸汽旁通阀关闭；6—机组带上满负荷

出。减载停机时，需控制降温速率，如汽轮机金属的降温速率应控制在  $4\sim 5^{\circ}\text{C}/\text{min}$  以内，使金属的暂时热应力在允许范围内。因而，燃气轮机应从运行工况逐步减载至空载，发电机解列后也不立即熄火停机，而是进一步减少燃料量，逐渐降低转速，降至  $50\%$  额定转速左右才切断燃料，燃烧室熄火，机组停机。如一台单轴布置的联合循环机组，转速下降到  $48.8\% n_0$  时燃烧室才熄火，之后机组转子进入惰走阶段，最后盘车停机。对于多轴布置的联合循环机组，可能是仅余热锅炉和汽轮机停机，例如余热锅炉或汽轮机需停机检修时的情况即是。这时燃气轮机照常运行，靠调节烟道挡板，逐渐减少进入余热锅炉的烟气流量（其余的烟气从旁通烟道排至大气）直至零为止，余热锅炉停炉。该过程中，同时要关小汽轮机进汽调节阀，汽轮机逐渐减载至空载，关断进汽调节阀，汽轮机惰走停机。

## 本章小结

(1) 本章中仅叙述用于发电、无补燃的余热锅炉型联合循环机组的变工况性能，而且主要讨论平衡工况下机组的性能。

(2) 这类联合循环的变工况是在燃气轮机起主导作用的前提下，以燃气轮机、余热锅炉与汽轮机的变工况性能为基础，在三者平衡运行时所体现的性能。联合循环变工况计算时，先计算燃气轮机的变工况，接着将其排气量和温度作为余热锅炉进口的烟气参数，进行余热锅炉与汽轮机的变工况计算，从而得到联合循环的变工况解。

(3) 无补燃的余热锅炉，产汽温度随机组负荷降低而下降，使蒸汽压力按滑压运行为宜，以免在低负荷下汽轮机排汽湿度增大，致使对末级叶片侵蚀加剧以及汽轮机效率降低的问题发生。还由于滑压运行时的  $q_s \Delta H$  值比定压运行时的高，使  $P_{st}$  和  $\eta_{cc}^N$  略有增加。但余热锅炉有最低运行压力  $p_{smin}$ ，约为  $1/3 p_{s0}$ ，当蒸汽压力降至  $p_{smin}$  后，余热锅炉转为定压运行。

(4) 为了提高变工况下联合循环的效率，可用调节关小压气机进口导叶的方法来实现，目前有两种关小 IGV 的调节规律可循，即等  $t_3^*$  调节和等  $t_4^*$  调节。一般来说，等  $t_4^*$  调节较好，它既能达到等  $t_3^*$  调节时的  $\eta_{cc}^N$ ，又能使降低负荷时满足  $t_3^* < t_{30}^*$ ，有利于延长燃气轮机的工作寿命，并避免余热锅炉在超温下工作。

(5) 多压汽水系统的联合循环机组的各股蒸汽压力也以滑压运行为佳。

(6) 对于多台单轴布置的联合循环机组组成的电厂来说，当全厂负荷变化时，宜采用逐台启停运行方式。这样能使电厂的经济性最佳。

(7) 对于由多轴布置方案的联合循环机组组成的电厂来说, 宜采用逐台启停运行燃气轮机的方式。汽轮机的进汽则以采用母管制的混合进汽方式为佳。

(8) 大气温度变化对联合循环机组最大工况的影响程度要比对简单循环燃气轮机的小。具体的是:  $P_{cc}^N$  随  $t_a$  的升高而减小, 随  $t_a$  的降低而增加; 对  $\eta_{cc}^N$ , 则视情况的不同而不同,  $t_a$  变化时,  $\eta_{cc}^N$  变化很小, 或有所升高或有所降低。

(9) 大气压力变化对联合循环最大工况的影响是:  $p_a$  降低,  $P_{cc}^N$  减小,  $\eta_{cc}^N$  升高;  $p_a$  升高,  $P_{cc}^N$  升高,  $\eta_{cc}^N$  降低。

(10) 大气湿度对联合循环机组性能的影响可忽略不计。

(11) 联合循环机组的启动与加载过程是燃气轮机、余热锅炉与汽轮机三大组成部件相互协同的过程。

影响机组启动与加载速度的因素有: ①余热锅炉、汽轮机和主蒸汽管道的暖炉、暖机和暖管的要求, 都使联合循环的启动与加载时间比燃气轮机的大为延长。②机组的轴系布置与系统构成。多轴布置方案比单轴布置方案容易启动和加载。有旁通烟囱时, 较易启动和加载。③停机时间的长短。机组停机在 72h 以上为冷态, 停机在 24h 以内为温态, 停机在 10~12h 以内为热态。机组冷态启动加载至满负荷的耗时长, 温态启动加载至满负荷的耗时比冷态启动的可缩短一半左右, 热态启动加载至满负荷的耗时仅为冷态的 1/3 左右。



# 第十九章

## 联合循环控制系统<sup>[54]</sup>

### 第一节 概 述

联合循环主要是由燃气轮机、余热锅炉和汽轮机三大部件所组成的，其控制系统也是在简单循环燃气轮机控制系统的基础上，再增加余热锅炉和蒸汽轮机的控制系统，并协调地完成控制要求。联合循环中燃气轮机的控制由设备厂家采用自身的控制系统来实现；对余热锅炉和汽轮机控制系统，主要由集散控制系统来实现。集散控制系统是由集中管理部分、分散控制监测部分和通信部分组成，具有通用性强、系统组态灵活、控制功能完善、数据处理方便、显示操作集中、人机界面友好、调试方便、运行安全可靠的特点。

#### 1. 集散控制系统简介

DCS 集散控制系统：DCS 英文全称为 distributed control system，中文全称为集散型控制系统。DCS 可以解释为在模拟量回路控制较多的行业中广泛使用的、尽量将控制所造成的危险性分散而将管理和显示功能集中的一种自动化高技术产品。DCS 一般由五部分组成，即控制器、I/O 板、操作站、通信网络以及图形和编程软件。

#### 2. 集散控制系统的发展

控制系统其实从 20 世纪 40 年代就开始使用了，早期的现场基地式仪表和后期的继电器构成了控制系统的前身。现在所说的控制系统，多指采用电脑或微处理器进行智能控制的系统。在控制系统的发展史上，称为第三代控制系统，以 PLC 和 DCS 为代表。从 20 世纪 70 年代开始应用以来，在冶金、电力、石油、化工、轻工等工业过程控制中获得迅猛的发展。从 20 世纪 90 年代开始，陆续出现了现场总线控制系统、基于 PC 的控制系统等。集散控制系统发展可概述如下。

第一阶段：1975~1976 年，为集散控制系统的诞生时期。这一阶段是集散控制系统的形成阶段，它保留了直接数字控制中集中监视的功能，而将控制功能分散到现场，通过总线将监视和控制两级连成整体，实现信息和数据交互，构成集散系统的基本框架。这类系统的现场控制比较简单，为常规的 PID 控制。监视功能也少，上下级之间的信息交换量少，通信速度较慢。该阶段，集散控制系统利用高新技术，继承和发展了常规控制系统的特点，集散控制系统作为新一代工业过程自动化产品表现出新型自动化系统初期产品的特点。

第二阶段：1977~1984 年，为集散控制系统飞速发展时期。该阶段是集散控制系统功能扩大的阶段。集散控制系统的现场控制站的核心部件 CPU 由 8 位向 16 位过渡，现场控制站的控制功能加强，可以完成多种控制算法，形成多功能控制站。在该阶段中，监视和管理功能扩大，软件上开发出了更完善的实时操作系统和应用更好的图形显示技术。网络数据通信向标准化推进，逐步完善了网络中的通信协议，数据传送更快、更可靠。

第三阶段：1985 年至现在，为综合信息管理系统时期。集散控制系统将随着计算机及计算机网络、控制理论、信息管理与集成等相关领域的新器件、新技术的发展而继续发展，集散控制系统在小型化、现场仪表智能化、通信网络和现场总线标准化、系统软件智能化和开放化等方面有着广泛的发展。

集散控制系统在第三阶段的发展可以总结为“两头拓展，中间壮大”。集散控制系统向上发展不仅包括生产过程和监视功能，而且要引入更多的管理信息，使其成为管理一体化的综合自动化系统。向下

发展使其控制分散特性更加明显。仪表智能化、开放程度更高,网络结构更合理。

### 3. 集散控制系统的发展特点

集散控制系统的设计原则和特点是:操作、管理集中和控制分散。这使运行操作人员能及时、全面了解工业过程的运行状况,对需要控制的各种参数进行及时调整,具体有下列特点:

(1) 系统模块化和智能化。集散控制系统在功能上是分级的,最上层从事决策性工作;最下层从事具体控制决策的执行、数据的采集及处理。这种结构使整个控制系统功能分散、危险分散、可靠性高。

集散控制系统可根据需要自由组合,灵活应用,构成不同形式、不同规模的控制系统,达到功能强、投资少的目的。现场控制站可小到几路 I/O,大到几百路甚至上千路 I/O。现场控制站具有监视、操作和采集控制两部分,可单独构成小型控制系统,也可组合成大型控制系统。

集散控制系统采用了以微处理器为基础的“智能技术”。在局域网络通信、信息容错技术、现场控制单元的冗余备用等方面采用了先进的技术,具有记忆、逻辑判断和数据运算等功能,能够自适应、自诊断和检测等智能功能。

(2) 现场总线结构。现场总线的突出特点在于它把集中与分散相结合的 DCS 集散控制结构,变成新型的全分布式结构,把控制功能彻底下放到现场,依靠现场智能设备本身实现基本控制功能。现场总线有下列几种标准:基金会现场总线(FOUNDATION Fieldbus)、Profibus 现场总线、LonWork (Local Operating Network 局部操作网)现场总线、控制局域网(Control Area Network, CAN)控制网络。

(3) 网通信技术。集散控制系统的通信网络采用工业局域网络技术进行通信,传输控制信息,进行全系统综合信息管理,并对分散的现场控制单元、人机接口进行控制和操作管理。大多采用同轴电缆或光纤传输媒质,通信的可靠性和安全性提高,通信协议为标准化协议。

(4) 功能丰富。集散控制系统具有丰富的软件功能,它能为各种工业过程提供控制算法软件、工程监控软件、控制程序软件、显示软件、报表打印及信息检索等软件,同时还能提供应用程序开发平台,供用户开发高级的应用软件。

(5) 有很高的可靠性。集散控制系统模块化的结构使控制系统回路分散,不会影响系统的全局安全。重要设备和部件的冗余配置大大提高了集散控制系统的可靠性。由于集散控制系统的生产厂家在硬件方面对元件和部件进行了一系列的可靠性测试和筛选,广泛采用专用集成电路芯片和表面安装技术;在软件设计上,采用冗错技术、故障的智能化自检和自诊断技术等。

(6) 安装维护方便。集散控制系统在控制方面靠软件来实现,这大大节省了安装的时间和成本。由于系统具有自诊断和自检等智能功能,硬件采用带电拔插技术,使系统的维修十分方便,维修时间大为缩短。

## 第二节 集散控制系统的一般组成

集散控制系统一般由硬件和软件两部分组成。在硬件方面,包括过程处理站、现场智能仪表、数据通信及网络、操作员站以及开发与维护的工程师站等组成;在软件方面,由工程组态软件、监控操作软件和通信协议软件等组成。

### 1. 过程处理站

DCS 系统中,控制站作为一个完整的计算机,它的主要 I/O 设备为现场的输入、输出处理设备以及过程输入/输出(PI/O),包括信号变换与信号调理,A/D、D/A 转换。控制站是整个 DCS 的基础,它的可靠性和安全性最为重要,死机和控制失灵的现象是绝对不允许的,而且冗余、掉电保护、抗干扰、构成防爆系统等方面都应很有效和可靠,才能满足用户要求。

过程控制站一般在硬件上都由主控制器、通信模块、数字量输入模块、数字量输出模块、模拟量输入模块、模拟量输出模块、热电偶/热电阻输入模块以及其他调节控制模块及接线端子板、网络通信电缆/光缆等组成。

DCS 控制站的系统软件, 包括实时操作系统、编程语言及编译系统、数据库系统、自诊断系统等, 只是完善程度不同而已。第二代 DCS 控制站开始面向过程语言和高级语言; 第三代 DCS 控制站的系统软件可以完成离线组态及在线修改控制策略。为了完成控制策略, 目前典型的 DCS 具有各种功能模块, 这是 DCS 厂家的专有技术。对于顺序控制和批量控制组态编程, 各种 DCS 控制站采用不同的方法。

## 2. DCS 操作站

DCS 操作站具有操作员功能、工程师功能、通信功能和高级语言功能等, 其中工程师功能中包括系统组态、系统维护、系统通用 (Utility) 功能, 还有系统配置、操作标记、趋势记录、历史数据管理、总貌画面组态、控制站组态、工艺单元或区域组态等。

实际的 DCS 操作站是典型的计算机, 它与控制站不同, 有着丰富的外围设备和人机界面。在人机界面方面, 逐渐过渡为以 GUI 图形用户界面为平台, 并采用鼠标, 组态时制作流程图和控制回路图等采用菜单、窗口等, 使人机界面友好。第三代 DCS 操作站是在个人计算机 (PC) 及 Windows 操作系统普及和通用监控图形软件已商品化的基础上诞生的。目前, 大多数 DCS 操作站已采用高档 PC 机或工控机, Windows NT (或 Windows 98) 操作系统, 客户机/服务器 (C/S) 结构, DDE 或 OPC 接口技术, 以太网接口与管理网络相连。DCS 系统组态、操作站组态、控制站组态均有相应软件, 为 DCS 用户的工程设计人员提供人机界面。有的 DCS 采用通用监控图形软件或以此类软件为核心进行二次开发。

## 3. DCS 数据通信及网络

因为数据通信标准牵涉到网络结构、通信介质 (信道)、通信协议、不同用户行业的行规等方面, 所以直至目前也没有工业 (或过程工业) 网络完整的统一标准。到目前为止, IEEE802.4 令牌总线传输方式和 IEEE802.5 令牌环网传输方式的通信协议在 DCS 系统中应用最广; 现在第三代 DCS 通信均有向以太网开放的趋势, 工业以太网的标准也在制订之中, 是否能够成为今后 DCS 的通信标准, 还有待观察。

# 第三节 两种常用的 DCS 系统简介

为了使读者能对 DCS 系统有一个具体了解, 本节中将介绍两种常用的 DCS 系统。

## 一、ABB Baily 公司的 Symphony Rack 系统

### (一) Symphony Rack 系统概貌

1987 年, 原美国贝利公司 (现 ABB 贝利公司) 推出了第三代集散控制系统 INFI-90, 20 世纪 90 年代初和 90 年代后, 贝利公司推出了 INFI-90 OPEN 系统和 Symphony Rack 系统, 两者在硬件结构上基本功能相同, 目前比较常用的为 Symphony Rack 系统。

Symphony Rack 系统的结构由以下四个功能组成:

- (1) 区域管理与控制。为生产过程提供传统意义上的过程控制、数据采集及 I/O 接口。
- (2) 厂区管理与控制。对厂区范围的过程控制、企业数据及网络通信进行管理, 并涵盖了过程网络服务器以及国际互联网和企业网络信息。
- (3) 人系统接口。在多重操作系统下, 通过人系统接口对生产过程进行过程控制、I/O 数据、状态、企业信息的监视、采集和记录等管理。
- (4) 系统设计及维护工具。提供一套用于工程设计和维护的工具。它包括工程设计、现场维护计划、组态、调试及文件管理等功能。

### (二) Symphony Rack 系统的主要结构

#### 1. 系统硬件

在 Symphony Rack 系统中, 按照通信系统对通信设备的定义, 称通信网络中的硬件设备为节点 Nodes, 一般分布式系统有如下类型的节点: 现场过程控制设备、人系统接口设备、计算机设备及工程工具接口及网络结构等方面的节点。

用于过程控制，实现物理位置相对分散、控制功能相对分散的主要硬件设备，称为现场控制站 [Harmony Control Unit (HCU)]。

在一个 HCU 中，可以配置数个高性能处理器为核心、能进行多种过程控制运算并通过子总线和相关 I/O 模块连接来获得现场信息的智能模块型控制器，称之为多功能处理器 [Multi-Function Processor (MFP)]。图 19-1 为 INF1-90 的系统结构。

用于过程监视、操作、记录等功能，以及多项如报警、数据处理、数据归档、数据交换和通信等管理功能，并以通用计算机为基础的硬、软件有机结合的设备，称为人系统接口 [Human System Interface (HIS)]。

Symphony Rack 系统与包括系统工程工具在内的其他第三方计算机以及有关控制设备接口，称为网络至计算机接口 (Network to Computer Interface)。

采用通用计算机和操作系统以及完整的专用组态软件系统，为过程控制应用完成软件组态、系统监视、系统维护等任务，并能够在线或离线工作的设备，称为系统工具 (Compose)。

用于系统通信，把现场单元 (HCU)、人系统接口 (HIS) 等硬件设备构成一个完整的分布式控制系统，并使分散的过程数据和管理数据成为整个系统的共同财富的硬、软件结构，称为通信系统 (Communication-Network)，包括控制网络 (Control Network) 在内的多层网络结构。

## 2. 系统软件

在控制处理器多功能处理器内，已固化在 ROM 中可供系统设计、组态、完成过程控制、数据采集的标准子程序的功能码 (Function Code)。

用于给系统设备如 HCU、HIS 等组态的专用软件。

在人系统接口 Conductor 系列中，使用了不同的操作系统：Conductor NT 使用了 Windows NT4.0 或 Windows 2000。人机接口部分-CONDUCTOR 为一台完整的标准控制用计算机，安装运行在 Windows 2000 环境下经过组态的控制应用软件。作为系统过程管理的核心，它为操作员提供监视、控制、诊断、维护、优化管理等方面人机界面。运行操作组态画面如图 19-2 所示。

系统的组态、维护工具-COMPOSER 是进行系统设计、组态、调试、监视和维护的一个高级管理系统。

用来与其他第三方计算机或现场控制、数据采集设备，进行通信的专用软件，称为通信接口软件 (Communication Interface Software)。如 DDE、OPC 等。

### (三) Symphony Rack 系统的通信网络

Symphony Rack 通信系统采用多层、各自独立、不同通信方式与信息类型的结构。具体可分为操作网络 (Onet)、控制网络 (Cnet)、控制总线 (C.W) 和 I/O 扩展总线 (X.B) 四个层次。

### (四) Symphony Rack 系统的现场控制单元

现场控制站 HCU 是 Symphony Rack 系列实现过程控制的主要设备。其核心是具有智能的控制器模块 MFP 及 BRC。

HCU 通过相应的结构完成数据采集、过程控制及其他功能，其主要功能包括：①与现场连接，向整个系统提供 I/O 数据。②经过组态，使 HCU 能够进行现场所需的各种类型的控制特性。③将采集的现场数据进行特定的处理，形成所需的数据。④经过配置满足各种 I/O 信号。⑤通过标准接口实现与其他控制设备或第三方计算机的连接。⑥成为整个系统的现场执行结构，并参与整个系统的通信。

#### 1. Rack 系列 HCU 的主要结构

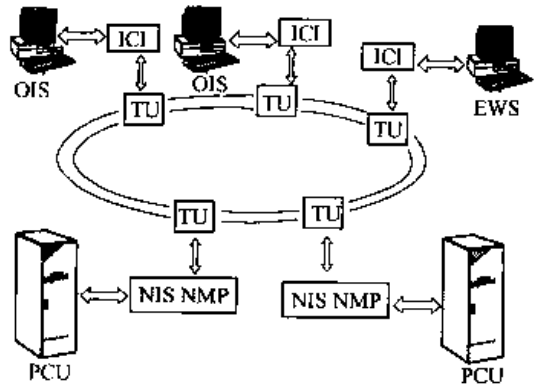


图 19-1 INF1-90 系统结构

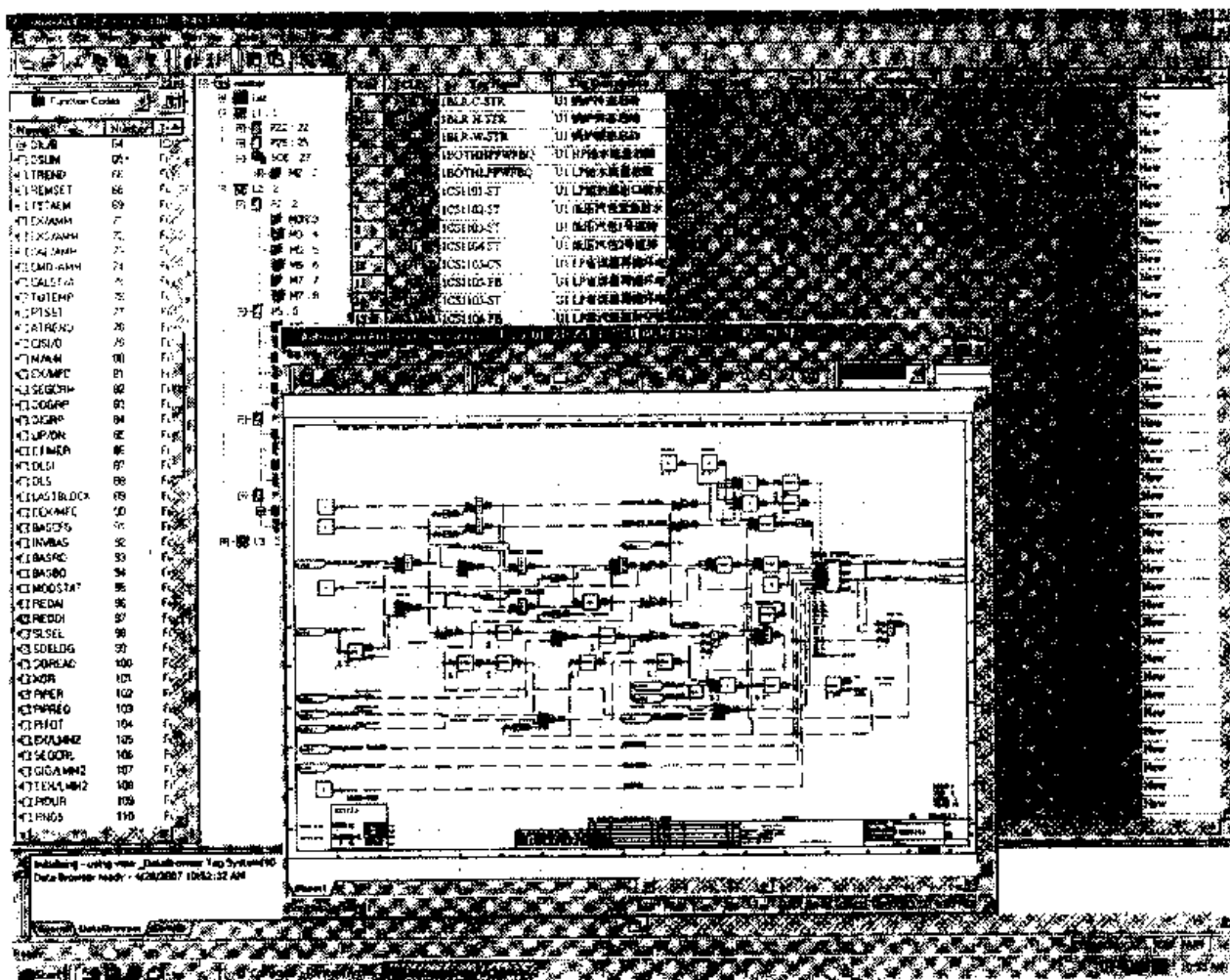


图 19-2 INFI-90 组态操作画面

(1) 机械安装结构。现场控制站 (HCU) 是一柜式的现场设备, 主要包括: ①CAB 系列机柜, 主要用来支持系统内其他安装结构和对系统进行保护。②模块安装单元 (MMU), 主要支持现场控制站的有关模块和通信通道。每一个 MMU 可以安装 12 个单槽位的系统模块。一个 CAB 系列机柜最多可以安装 8 层模块安装单元 MMU 等。端子安装盘 FTP, 每一安装盘可分为 48 个端子单元。

(2) 数据通信结构。每一个 HCU 为支持它所具有的各种类型的模块以及通过这些模块完成的各种功能, 使用了两层通信网络, 用来传递 I/O 数据和控制信息等。

HCU 内的主要网络为: ①控制通道- (C. W)。②子扩展总线- (X. B)。

(3) 过程控制结构。HCU 内包括通信模块、控制器模块及 I/O 通道模块等三种结构。通过以上三种类型模块配合, 就能组成满足多种控制要求的现场控制站。

HCU 的通信模块把本节点接入网络, 并采集本节点相应的例外报告。

HCU 的控制处理器按照组态完成相应的过程控制和数据处理的功能。

I/O 子模块为控制处理器提供各种通道, 并与相应的端子连接形成完整的通道结构。在实际应用中, 控制处理器及 I/O 子模块应根据需要进行选择和进行相应数量的配置。

(4) 现场连接结构。Rack 系列 HCU 的模块通道与现场连接包括: ①端子单元 [Termination Unit (TU)], 依靠 NFTP 安装在 CAB 系列机箱内。②端子模块 [Termination Module (TM)], 依靠端子安装单元安装在 CAB 机箱内。

I/O 通道子模块通过 KTU 或其他专用电缆相应的端子单元上的专门连接器连接; 其端子单元的端子排可与现场设备相连, 组成现场的 I/O 通道; 跨接器用来组态输入、输出通道的特性。

(5) 系统电源结构。在 HCU 内，包括了电源组件（安装支架、输入开关、断路器）、电源模块、电源监视模块、风扇和电源总线等。电源总线包括电源、COM、PFI、STATUS 等。

另外，HCU 机柜还向系统提供 AC、DC 等接地棒。

2. RACK 系列 HCU 的通信模块对

在 HCU 内，共设有两层通信结构，它们分别支持多功能处理器、桥控制器以及多种相应的 I/O 子模块，其通信模块分别为支持环状结构的 NIS、NPM 模块对。NIS 模块是环形网络中必需的、保持协议一致性的接口模块，这种类型的模块主要承担系统通信协议的执行以及信息报告的发送和接收。NPM 模块一边与 NIS 搭配成对，两者缺一不可；另一边支持相应的控制通道，把多功能处理器产生的例外报告收集起来，并按要达到的通信地址分类，传入相对应的 NIS 模块而形成信息包。同时，NIS 也把接收到的本节点信息包传入相应的多功能处理器内，去执行过程控制的要求。NIS、NPM 模块对可以组成冗余结构，支持冗余的通信电缆及端子，以提高通信特性的可靠性。通信模块对还具有自诊断功能，随时对模块的运行进行监视，并且可以借助模块前面板上的 LED 显示模块运行状态及操作过程，一旦主通信模块出现故障，通信模块对将一起被旁通，备用的模块将投入运行，并且不会影响整个网络的通信安全。

3. 现场控制站的智能模块及子模块

多功能处理器包括 IMMFP11 和 IMMFP12，其主要技术数据如表 19-1 所示。

表 19-1 IMMFP11 和 IMMFP12 的主要技术数据

	IMMFP11	IMMFP12		IMMFP11	IMMFP12
CPU	32bit	32bit	外部接口	RS-232/RS-232	RS-232/RS-232
主频	16MHz	16MHz		RS-232/RS-485	RS-232/RS-485
ROM	256K	512K	带载能力	64 个地址	64 个地址
RAM	256K	512K	功能码	近 200 种	近 200 种
NVRAM	64K	256K	块容量	5000 块地址	10000 块地址

(1) 多功能处理器支持的 I/O 子模块。I/O 子模块包括模拟输入 (AI)、模拟输出 (AO)、数字输入 (DI)、数字输出 (DO)、控制输入/输出 (CO)、特殊功能等六种子模块。

现场控制站所属的子模块对现场信号进行预处理，由多功能处理器按用户组态软件对 I/O 子模块进行扫描来获得现场的有关信息，并且随时对子模块所具有的信号通道进行诊断扫描，以保证系统的安全。

1) 模拟输入子模块 IMFEC11/12 和 IMASI13/23。IMFEC11/12 模块作为多功能处理器的通道模块，既可以处理模拟量，又可以处理智能变送器的频移键控信号，成为现场总线结构。IMASI13/23 是专门处理模拟量的智能模块。它能够处理标准高电平信号、标准低电平信号，如 TC、RTD、MV 等。

IMASI13/23 模拟输入子模块

通道数量	16 个独立并隔离的通道
通道类型	高电平：4~20mA、1~5V DC、-10~10V DC、0~5V DC、0~10V DC 热电偶：E、J、K、L、N、R、ST、U 中国信号：E、S 热电阻：PT100、Ni120、10 欧姆铜电阻、53 欧姆中国铜电阻 毫伏：-100~10mV、0~100mV
输入阻抗	电流方式：10MΩ 最小 电压方式：100kΩ 最小
A/D 转换	分辨率：24 位，180ms/16 个通道

续表

精度	高电平电流: 0.02% 高电平电压: 0.04% 热电偶/mV: 0.03% 热电阻: 0.05% 冷端参考精度: $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$
----	--

## IMFEC12 模拟输入子模块

模拟输入	15 个独立的可组态通道
模拟输入范围	4~20mA DC 1~5V DC 0~5V DC 0~10V DC -10~10V DC 0~1V DC
A/D 转换分辨率	14 位带极性
模拟精度	电流方式: 0.1% 电压方式: 0.1% (-10~10V DC) 0.25% (0~1V DC)
输入阻抗	$>1\text{M}\Omega$

2) 模拟输出子模块 IMASO11。IMASO11 模拟输出模块与控制器一起运行, 用来支持多个模拟回路控制的输出及其他记录、显示仪表或报警装置等设备。

## IMASO11

模拟输出	14 个独立的通道
输出类型	电流方式: 4~20mA DC 电压方式: 1~5V DC

IMASO11 可以设置 0%、100%、保持值三种隐含值输出, 以便在有关模块出现故障时, 对现场的输出是预置的。

3) 数字输入子模块 IMDSI12/13/14/15、IMDSM04。数字输入子模块包括 IMDSI12/13/14/15 和 IMDSM04 模块。DSI 适用于现场两位式信号输入, IMDSM04 适用于现场的脉冲信号输入。其中, IMDSI12 可处理多种电平、IMDSI13 处理 24V、IMDSI14 处理 48V、IMDSI15 处理 125V DC 或多种 125V AC 电平。

4) IMDSO14/15 系列数字输出模块。DSO 系列模块包括 IMDSO14/15 等型号。数字输出系列模块分别具有继电器、干接点等输出。每一种数字输出子模块均能在板上设置隐含值, 一旦有关模块出现故障, 隐含值控制逻辑将自动达到组态所定义的隐含值输出。

## IMDSO14

通道状况	16 个独立, 隔离通道
负载电压	24V DC、48V DC
负载电流	250MA/24V DC、125MA/48V DC

## IMDSO15

通道状况	8 个独立, 隔离通道
额定电流	3A

5) 频率计数器子模块 IMFCS01。FCS 是一个带有微处理器、存储器和通信口的智能化模块。主要用于蒸汽、燃气轮机的转动频率计数和周期数据采集。FCS 通过实时记录汽轮机旋转轴上的电磁检波器上的数据而得到相应的脉冲数，以检测汽轮机的转动速度。控制器从 FCS 中读取数据。IMFCS01 模块与液压伺服 IMHSS03 模块配合使用来控制汽轮机的转速。

4. RACK 系列端子模块、端子单元

现场控制站内的有关子模块，通过 KTM (适用端子模块)、KTU (适用于端子单元) 电缆与端子连接，构成完整的现场控制站结构。HCU 提供的端子排，为现场的有关 I/O 提供接口。

一般端子上包括：①P1 插口，用于安装、连接电缆，完成与子模块的通信。②TBx 端子接线排，用于与现场设备的连接。③Xux 跨接器，用于组态信号通道特性。

主要端子模块、端子单元、子模块的有关对照表如表 19-2 所示。

表 19-2 主要端子模块、端子单元、子模块的有关对应表

模块型号	端子模块型号及说明	端子单元型号及说明
IMMFP11/12	NIMP01; 冗余、站链、RS232	NIMP01; 冗余、站链、RS232
IMFEC11/12	NIAI04; 15AI, 1 数字	NTAI05; 15AI, 1 数字
IMASH13		NTAI06; 16AI
IMASO11	NIDI01; 14AO	NTDI01; 14AO
IMCIS12	NIDI01; 4AI, 2CO, 3DI, 4DO	NTCS04; 4AI, 2CO, 3DI, 4DO
IMDSO14/15	NIDI01; 16DO/8DO	NTRO02/03/04; 16DO/8DO
IMDSI14	NIDI01; 16DI	NTDI01; 16DI
IMDSM04	NIDI01; 8PI	NYDI01; 8PI
INNIS01	NICL01	NTCL01
IMFCS01	NIDI	TBS
IMHSS03	NIDI	NTDI01/NTHS03

现场控制站端子模块/端子单元连接示意图 19-3。

二、FOXBRO 公司的 I/A Series 系统

(一) 系统概述

I/A Series 系统是美国 FOXBORO 公司推出的新一代开放式智能 DCS 控制系统，是世界上第一种使用开放网络的工业控制系统。也是目前使用 64 位工作站和全冗余的高标准 DCS 控制系统。I/A Series 已经在全世界电力、石化、冶金、建材、轻工、纺织、食品等各个领域都有广泛应用的系统。

I/A Series 的最大特点是开放，在系统与 MIS 通信这一层上，不论是 51 系列还是 70 系列，都可以非常方便地和工厂信息网进行通信。

I/A Series 采用了标准的通信协议，可以方便地与管理网以高速率传送实时和历史数据以及实时的过程操作画面。通过这些实时的过程数据，为工厂的决策层提供了最好的决策依据。可以使管理者明确看出过程的不合理处，进行能耗、质量等方面的优化改革，使整个工厂的管理现代化上了一个层次。各种信息和数据还可以通过以太网和 TCP/IP、DECNET、NFS、X.25、NOVELL/IP 等通信协议与各种不同种类、不同型号的台式机、便携机、服务器、工作站以及大型计算机双向传送各种数据。

I/A Series 操作环境为工厂操作人员提供直接和直观访问方式，访问对象包括过程信息、质量控制信息和其他系统性能反馈信息。

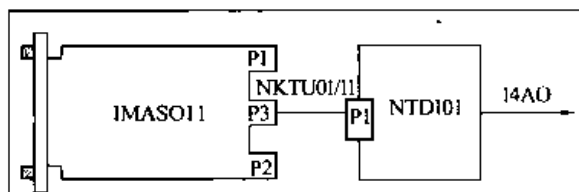


图 19-3 现场控制站端子模块/端子单元连接示意



过程操作人员可以通过操作站调出过程显示画面，观察过程回路参数状态、实时趋势、历史趋势和报警情况，实现过程回路操作和参数调整。过程工程师可以通过操作站调出过程组态画面进行控制方案组态、过程流程图组态、趋势画面组态和各种报表组态。

软件工程师通过操作站系统提供的许多方便、实用及功能强的应用软件包来开发软件，提供与其他网络的接口功能，也可用 C 语言开发用户应用程序。系统维护工程师可以通过操作站监视系统的工作状态，并可对系统进行诊断。每台操作站处理机配有独立的硬盘和键盘，放置本身操作系统软件和流程图画面，可独立对系统进行实时操作和显示。

### 1. 过程控制和过程接口

I/A Series 系统处理机组件通过节点总线 (NODEBUS) 相互连接，形成过程管理和控制节点。每一个组件也可通过一根或多根的通信链路与外围设备或其他类型的组件相连。节点总线为 I/A Series 系统中的各个站 (控制处理机，操作站处理机等) 之间提供高速、冗余的点到点通信，具有优异的性能和安全性。

与主要设计成处理连续量、反馈类型的控制回路的 DCS 不同，I/A Series 设计成用来满足全部测量和控制需求。系统提供的综合控制组态软件包用于处理一个公共的、基于对象的智能测量值和连续控制、顺序控制和梯形逻辑控制，还使用久经考验的各种控制功能块算法。为了帮助用户使最难对付的回路处于控制之下，I/A Series 系统使用了拥有专利的基于专家系统的 EXACT PID 参数自整定和多变量 EXACT-MV PID 参数自整定等先进控制算法。有专用于脉冲/数字信号控制开关阀、电动阀和其他执行器的控制模块，还有为了对付在过程中会碰到的长迟滞回路，系统中提供了 SMITH 预估算法。过程工程师可按各类控制方案对这些功能块进行组态 (上述几个优化软件免费提供于综合控制组态软件包中)。

### 2. 机柜和操作台

I/A Series 系统的处理机和现场总线组件都装在系统专用的机柜中，这些机柜是有涂层的钢质机柜，具有密封性和通风口，同时具有各种各样的标准尺寸、安装配置和接线端子，还有可将处理机和 I/O 卡放在室外的现场机柜。这种真正的远方 I/O 能力将系统智能更为接近地移向过程设备，显著地减少了用户现场接线的成本。工业组合落地式操作台可安装各种处理机组件和现场总线组件，通常，显示器和键盘等操作设备放置在组合式操作台上部，操作台内部装有主机。图 19-4 为 I/A Series 系统结构。

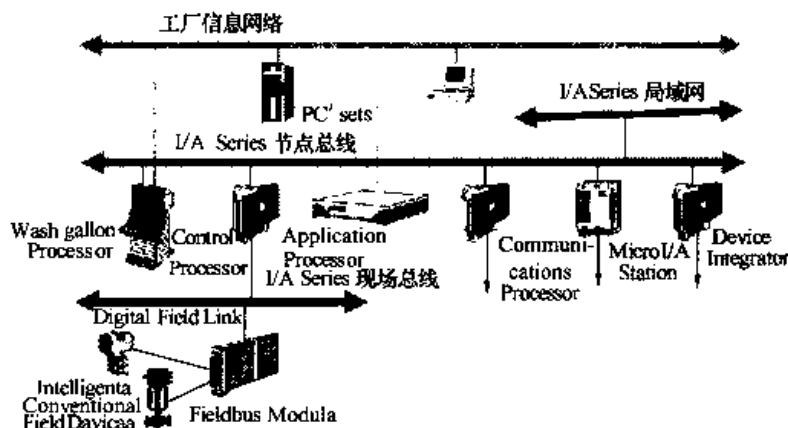


图 19-4 I/A Series 系统结构

## (二) I/A Series 系统的特点

### 1. 系统的可靠性和安全性

整个网络的开放结构使得任何一台处理机或工作站出现故障时，都不会影响到其他工作站的操作功能。这是由网络的拓扑结构决定的。

节点总线与现场总线均采用冗余结构，提供完善的传输出错检测技术，节点总线接口采用一个 32

位出错检测码与来自各处理机的信息一同送出,在错误检测方面提供重发,增强系统安全和可靠性。I/A Series系统网络对系统的访问是基于可组态的口令保护环境,这些环境将所有用户限制在他们工作所需的显示画面、应用程序和组态程序的范围内,而不提供可能引起误操作的环境。

FBM(现场输入/输出模块)可以由软件设置为在通信故障下的保持状态,即使上级控制处理机都已故障,或是双冗余的通信电缆都被切断,甚至所有的上级控制和操作管理站都断电,由于FBM采用了冗余电源供应,可以继续保持输出,直至系统重新恢复后,再由上级控制处理机接管控制。另外,如果发生整个系统的UPS电源和系统后备电源都被切断的情况,I/A Series的电源系统中依然提供了电池后备电源,可以对所有FBM中的内存继续供电,只要系统电源一恢复,FBM就将继续按断电之前的参数设置输出值,以保证过程控制的连续。

FBM卡件装有控制软件,可执行顺序控制、梯形逻辑控制、事故追忆的处理、数模转换、输入/输出信号处理、智能现场信号(智能变送器、智能流量计等)的数据通信及处理。可以提高现场控制速度、降低控制处理机负担。每一模拟量输入/输出点都提供有源和无源输入端子,在现场可自由选择接入方式。

I/A Series系统采用先进的CMOS电子组件技术以及非金属材料传导冷却。所有组件均采用表面安装技术(SMT),尺寸小,且电子组件全密封,有效地将电子器件与污染环境相隔离,从而大大减少用户的电能消耗,并减少空调和空间的需求,保证硬件的高度可靠。全密封的特点在南方潮湿多雨的环境下更显优势,卡件完全是免维护的。

所有的卡件都可以带电插拔,不必采取特殊的防静电措施。

与其他系统不一样,I/A Series电源采用矩阵式电源系统,对于重要的处理机,则采用不停电供电方式,而不是与其他系统一样采用集中后备供电方式(I/A Series低功耗处理机使之成为现实)。

从总体来看,I/A Series的结构上处处都贯彻了安全可靠的思路:工作站与节点总线之间是冗余配置,节点总线是冗余的,控制处理机是容错的,控制处理机与I/O卡件之间的现场总线也是冗余的,而且I/O卡件上的每个模拟量通道都是互相隔离的,开关量通道都是成对隔离的。这些方面的措施保证了用户在可靠性方面的要求。此外,I/A Series系统还具有如下特点:

(1) 系统易维护。I/A Series系统各种处理机和I/O卡件均有自诊断程序,由红色报警指示灯提示,无需人工判断,可迅速更换。每个系统组件上的字符状标志,可便捷地为系统软件迅速识别。

(2) 灵活性和可扩展性。I/A Series的模块化硬件和软件设计允许用户配置一个完全适合工厂控制和信息需求的系统。各种处理机组件、现场总线组件、外设和机柜均可方便地进行组合。

I/A Series系统的工程组态工作可在一般个人计算机上进行,可以节约工程组态时间,并方便操作员和工程师熟悉系统,更可以将过程优化调试工作进行预调试,然后再投到实际过程中去,大大提高效率和安全性。在一般个人计算机上完成的软件可以转换到大系统上运行。

(3) 长寿命系统结构。I/A Series系统由于它的模块化结构、基于对象的通信系统、单一的基于Windows NT的软件和基于工业标准的网络,使I/A Series系统成为固有的长寿命结构,其结构允许更新的技术与现存的透明地协同运行,允许用户方便地将现存的应用软件升级至这些新技术,永远保持优势。

本系统可以在通电运行中装卸所有输入/输出模块和各种处理器。本系统也可以在通电运行中增加输入/输出卡件,在线增加或修改控制回路而不影响其他正常运行的控制。

1) 硬件。I/A Series 四代兼容,从最初的8086处理机到现在的奔腾II处理机,实现了长寿命结构的设计思想。

2) 软件。从开始的与UNIX系统兼容的实时多任务VENIX操作系统到现在基于Microsoft Windows NT的操作系统,有各种丰富的控制、计算、统计、管理、优化软件。

3) 通信。输入/输出卡采用现场总线,符合IEEE的标准。可使智能现场仪表和传统的现场仪表远程传送,输入/输出卡件可安放现场。

4) 显示。采用先进的实时目标管理技术,这是其他系统所无法比拟的,采用了 Microsoft Windows NT 平台和标准 Windows 显示技术,可方便地访问整个 I/A SERIES 系列和所连接的信息网络上的信息。

5) 发展。硬件与软件的发展可相互独立发展。

6) 网络。通过提供以太网接口和 TCP/IP、DECNET、NFS 等多种协议与信息网络联接。工厂管理网可与 I/A 系统进行数据、文件、画面互相调用。

7) 汉化。I/A Series 的显示画面和报表都可汉化。

8) 控制器。已经具有包含 PID 自整定和多变量自整定等各种先进控制。

9) 可靠性。采用表面安装技术 (SMT),尺寸小,系统结构简单;电子组件采用全密闭结构,增强了硬件抗环境腐蚀和防静电破坏的能力,由于用户的碳黑粉尘具有导电性,所以本系统卡件的全密封结构特别适用于用户的防尘要求;控制容错技术;通信冗余技术和矩阵供电方式,保证了系统运行的可靠性。并符合当今任何国家的环保要求。

10) 功耗。系统功耗极低,大大降低能源的投资,系统功耗只是常规系统的 1/3。

- 备件。备件种类大大减少,无需特殊储存。

- 维护。各种处理机和 I/O 卡都有自诊断程序,发现故障将进行报警打印, CRT 报警显示,组件红灯显示,方便维护人员及早发现,快速更换,无需人工判断。

- 接地。系统要求独立接地,接地电阻要求小于  $5\Omega$ 。

- 系统扩充。系统可大、可小、易扩充、并可与二百多种系统和设备相连。对以后系统的修改或扩充投入少、使用方便。

例如系统可以把原有的或以后扩充的 ABB、MODICON、AB、西门子等 PLC 系统直接连接到 I/A 控制系统上,数据可以互相实时通信。I/A 控制系统可以直接操作 ABB、MODICON、AB、西门子等 PLC 系统,ABB、MODICON、AB、西门子等 PLC 系统的数据可以在 I/A 控制系统的流程图、趋势图、控制面板、报警面板上显示,可以报表、报警打印。ABB、MODICON、AB、西门子等 PLC 系统的数据还可以通过 I/A 系统与工厂管理网双向传送。工厂管理人员、技术人员通过工厂管理网的流程图、趋势图、控制面板、报警面板随时了解工厂生产状况,指导工厂生产。

- 编程软件-I/A 系统可以使用 C、VB 等各种语言进行编程开发。

### (三) I/A Series 系统的组成

系统的构成包括过程控制站、过程操作站和工程师工作站/应用计算处理站、信息管理站和通信系统。

#### 1. 过程控制站

I/A Series 的过程控制站称为控制处理机 (Control Processor),简称 CP。CP 本身是一个多处理机系统,包括网络通信处理机、I/O 总线通信处理机和控制处理机。

控制处理机使用通电自检、运行期间和监视时钟检查、离线诊断三种类型的诊断测试程序来检测和隔离故障。考虑到过程可靠性的要求,本系统配备的是 CP40B。

控制处理机通过现场总线来连接各种现场总线组件 (FBM, 即 I/O 卡件)。现场总线连接 CP 和 FBM,提供高速容错的通信,通信速率为 268.75KBPS,通信协议为 IEEE1118,采用屏蔽双绞线,最长距离为 1.8km。

模拟量现场总线组件 (FBM) 都是单通道隔离,一对一的 A/D 转换。每个通道采用电气隔离和光电隔离技术, I/O 电路采用过流保护技术,无需使用保险丝,提高了系统的运行可靠性。由于可靠而且长距离的现场总线的采用,使用户可以将 I/O 机柜摆放到现场,两根屏蔽双绞线就可以代替几百上千路同样距离的、昂贵的现场导线,如温度补偿导线等。I/A Series 还具有在对过程毫无影响的情况下进行在线增加或减少 FBM 卡件的能力。

#### 2. 工程师站与操作站

工程师站与操作站选用 SUN 公司的 64 位工作站。它支持工业标准通信协议, 如 TCP/IP 和 DEC-NET 等, 可以非常方便地和工厂信息网连接。

I/A 使用了 SPARC 技术。X-Window System 作为操作平台, 在网络上, 凡是任何运行 Windows 的计算机, 其应用程序都可以从这一台计算机去访问或者到另一台计算机上去远程运行, 从而合理地利用网络上的各种资源。X-Windows 系统, 从一开始就是为网络而设计的, 每个系统都一贯支持工业标准 Ethernet。为了实现与大、小型机和网络的连接, 还支持如 TCP/IP、OSI 和 DECNET 等多种协议。在 50 系列上, 也可以与 INTERNET 直接相连。

工作站特性:

CPU 处理机为 SUN 公司 64 位 UltraSPARC RISC, CPU 频率为 400MHz

内存为 128MB

一个 1.44MB 软驱

一个 8.4GB 硬盘

一个 10/100Mbps SCSI 以太网卡

一个 24X 644MB CDROM

一台 21"彩色 CRT, 分辨率为 1280×1024, 直角平面

一个鼠标

一个工程师键盘

输入电压 220V, 热耗 120W

在一台 AW50 上, 可以装入从 40 台控制处理机来的信息, 也可以装入 9.6 万个位号, 流程图和报表的数量仅仅受硬盘容量的限制 (现在为 20GB, 每幅流程图的大小平均为 0.06MB 左右, 而每个报表的大小平均为 0.05MB 左右)。

### 3. 通信系统

通信系统为 1:1 冗余的高速节点总线, 为 I/A Series 系统中的各个站 (应用处理站、控制处理机、操作站处理机等) 之间提供高速、冗余点到点的通信, 具有优异的性能和安全性。在最繁忙的情况下, 系统估算负载都不超过可用资源的 40%。

### 4. 过程 I/O 接口

所有的接口硬件 (包括接线端子、连接电缆、输入输出卡件及相关设备) 都安装在主机房的机柜中, 机柜的标准符合 NEMA12 标准。

### 5. 过程 I/O 卡件

过程 I/O 卡件全部为光电隔离和变压器隔离型, 采用过流保护电路, 无保险丝, 保证系统的可靠运行。可执行 PLC、编程控制、事故追忆等, 扫描周期为 1ms。

### (四) 控制器和检测器的配置

系统配置 3 个控制处理机 (CP40B)。功能说明如下。

与主要的设计成处理连续量、反馈类型的控制回路的 DCS 不同, I/A Series 设计成用来满足全部测量和控制需求。本系统提供的综合控制软件包用于处理连续控制、顺序量和梯形逻辑控制。使用久经考验的各种控制功能块算法, 包括为了帮助用户使最难对付的回路处于控制之下, I/A Series 系统使用了专利的基于专家系统的 EXACTPID 参数自整定和多变量 EXACT-MVPID 参数自整定等先进控制算法。过程工程师可按各类控制方案对这些功能块进行组态。控制软件还包括马达控制模块、顺序控制模块和 PLB 模块, 可以方便地完成对马达等各种控制要求, 控制处理机与 FBM 还可按 MODICON 的梯形逻辑图控制组态方式进行各种控制组态 (上述控制软件免费提供于综合控制软件包)。

控制处理机使用通电自检、运行期间和监视时钟检查、离线诊断三种类型的诊断测试程序来检测和/或隔离故障。控制处理机之间及与工程师站、操作员站之间通过冗余的节点总线 (NODEBUS, 10MB 的以太网) 来连接。控制处理机通过冗余的现场总线 (FIELDBUS, 标准 IEEE1118) 来连接各种现场

总线组件 (FBM) 即 I/O 卡件。

CP40 控制处理机使用 32 位字长 AMD DX4 CPU, 4MB 内存, 时钟频率为 133MHz。执行周期从 0.1s 到 60min 可调。奇偶校验为对每一个字节提供单比特错误检测。CP40B 每秒可以处理 2000 个模块。

型号	说明	输入/输出点数
FBM01	0~20mA 输入	8AI
FBM02	热电偶/毫伏输入	8AI
FBM03	热电阻输入 (三线/四线制)	8AI
FBM04	0~20mA 输入/输出	4AI/4AO
FBM05	冗余 0~20mA 输入/输出	4AI/4AO
FBM06	频率输入/0~20mA 输出	4PI/4AO
FBM07/12	触点/直流电压输入	16DI
FBM08/13	120VAC 交流状态输入	16DI
FBM09/14	触点/直流电压输入/触点输出	8DI/8DO
FBM10/15	120VAC 交流状态输入/触点输出 (2A)	8DI/8DO
FBM11/16	240VAC 交流状态输入/触点输出 (1A)	8DI/8DO
FBM17	0~10V 直流电压/触点输入/输出	4AI/2AO/4DI/4DO
FBM18	智能变送器输入	8AI
FBM20/21	240VAC 交流状态输入	16DI
FBM22	手自动操作站接口	1AI/1AO
FBM24/25	触点/125V 直流电压输入	16DI
FBM26/27	触点/125V 直流电压输入/输出	8DI/8DO
FBM39	智能变送器输入/0~20mA 输出	4AI/4AO
FBM41/42	触点输入/触点输出 (2.25A)	8DI/8DO
FBM46	冗余智能变送器输入/0~20mA 输出	4AI/4AO

#### 第四节 联合循环电厂中使用的 DCS 控制系统

联合循环电厂中, 控制系统主要控制燃机、汽轮机和余热锅炉。目前, 燃机的控制一般由燃机厂家提供控制系统, 汽轮机及余热锅炉的控制由集散控制系统来实现, 将来的发展方向是联合循环电厂中的燃机、汽轮机和锅炉由一套控制系统来完成, 以实现控制系统统一。为了体现联合循环电厂投资少、见效快的特点, 并充分利用燃机排烟余热以提高整个电厂的经济效益, 目前在进行余热锅炉设计时, 一般都取消旁通烟道, 采用双压或三压汽包以及除氧器自身除氧等。根据这些特点, DCS 在对余热锅炉及汽轮机的控制时, 也相应的具有下列特点。

(1) 分散式就地布置现场控制柜。余热锅炉的控制柜放置于锅炉的零米层, 利用网络线进行与其他控制柜的通信, 以减少大量电缆投资。

(2) 控制范围广。在联合循环电厂中, DCS 除对汽轮机、锅炉进行全面的控制外, 还对电气设备进行控制。现代的 DCS 控制系统响应速度快, 数据采集速度已达毫秒级, 完全满足电气设备的连锁保护需要。控制系统利用专用的控制卡件还对发电机的同期并网进行控制。结合 DEH 系统对汽轮机的转速/负荷控制, DCS 控制系统自动完成汽轮机从冲转、定速、并网、带负荷、保护等一系列工作。

(3) 控制系统简单灵活。联合循环电厂的控制系统采用现代通用的功能组形式对设备进行控制, 功能组可根据系统需要完全投入自动顺序控制, 也可单个进行手动操作。

在燃气—蒸汽联合循环电厂中, DCS 系统主要实现的功能有: ①数据采集系统 (DAS); ②模拟量

控制系统 (MCS); ③顺序控制系统 (SCS); ④电气控制系统 (ECS); ⑤汽轮机数字电液控制系统 (DEH); ⑥旁路控制系统 (BPC); ⑦汽轮机紧急跳闸系统 (ETS); ⑧事故追忆功能 (SOE); ⑨DCS 系统基于 MODBUS 协议的 RS232 接口或 TCP/IP 协议的以太网 RJ45 接口实现了与燃机 MARK V、MARK VI 系统以及其他 PLC 等系统的通信, 使整个联合循环电厂在 DCS 的协调下构成一个完整的控制整体; ⑩利用 DCS 通信系统的开放性实现生产数据在线、远程数据浏览、远程设备故障诊断及远程在线培训等功能。

### 一、数据采集系统 (DAS)

数据采集系统 (DAS) 包括数字量/逻辑量 (DI) 输入、模拟量 (4~20mA、0~5V) 信号输入、温度信号热电阻或热电偶输入、转速或脉冲频率信号输入等。

### 二、模拟量控制系统 (MCS)

在联合循环电厂中, 常用的 MCS 有余热锅炉高低压汽包水位控制、除氧器水位控制、除氧器压力控制、低压蒸汽温度控制、轴封压力控制、轴封温度控制、凝汽器水位控制及燃机负荷控制等。其中轴封压力控制、轴封温度控制、凝汽器水位控制、除氧器压力控制都为单回路调节控制, 下面分析几个典型的 MCS 控制回路。

#### 1. 余热锅炉汽包水位调节

锅炉给水自动控制的任务是: 维持汽包水位稳定在允许范围内, 同时维持给水量稳定。维持汽包水位稳定是保证汽轮机及锅炉安全运行的重要条件。

汽包水位的调节方法有单冲量调节系统、单级三冲量调节系统及串级三冲量调节系统。

在低负荷阶段, 由于疏水和锅炉排污等因素的影响, 给水和蒸汽流量存在着严重的不平衡, 而且流量太小时, 测量误差大, 故在低负荷阶段, 采用单冲量调节方式, 使汽包水位信号直接作用于给水流量。当负荷达到一定值后, 疏水和排污都逐渐关闭, 蒸汽流量和给水流量趋于平衡, 流量逐渐增大, 测量误差逐渐减少, 这时可以采用三冲量系统对水位进行调节控制。三冲量调节又分单级三冲量和串级三冲量调节两种。串级三冲量采用主、副两个调节器, 两个调节器的任务分工明确, 整定相对容易, 而且不要求稳态时的蒸汽流量和给水流量信号完全相等, 这种调节方式在联合循环电厂中使用较多。

给水控制系统中, 三冲量是指水位、给水流量和蒸汽流量。通过调节回路的输出控制给水调节阀的开度来控制给水流量。其中水位是被控量, 蒸汽流量和给水流量的变化是引起水位变化的原因, 它们分别作为水位控制的前馈和反馈信号。当蒸汽流量改变时, 调节器立即动作。适当地改变给水量, 保证蒸汽流量和给水流量比值不变, 而当给水流量自身发生变化时, 调节器也动作, 使给水流量恢复原来的数值, 这样就会有效地控制水位的变化。当出现“虚假水位”时, 由于采用了蒸汽流量信号, 就有一个使给水流量和负荷相反方向变化的趋势。给水流量信号能消除流量自发的扰动, 所以水位可以基本保持不变。

在串级三冲量给水控制系统中, 设有主调节器和副调节器。副调节器一般是比例规律, 主调节器接受水位信号 (作为主控制信号) 去控制副调节器, 副调节器除接受主调节器信号外, 还接受给水流量信号和蒸汽流量信号, 组成一个三冲量串级控制系统。其中副调节器的作用主要是通过内回路进行蒸汽流量和给水流量的比值调节, 并快速消除来自给水侧的扰动。主调节器 PI 主要是通过副调节器对水位进行校正, 使水位保持在给定值。

#### 2. 低压蒸汽温度控制

在联合循环电厂中, 特别是与 9E 机组配套的联合循环中, 余热锅炉都为双压锅炉, 即锅炉有高压汽包和低压汽包, 汽轮机也设计为双压进汽, 即带低压补汽机组。在汽轮机低压进汽侧, 为了同膨胀后的高压蒸汽温度相匹配, 需要对低压蒸汽温度进行调节, 以保证进汽参数满足要求。一般要求蒸汽温度的偏差不超过额定值的  $-10\sim 5^{\circ}\text{C}$ 。

目前, 对蒸汽温度的控制采用减温水控制汽温的手段来实现, 动态调节特征如下。

(1) 加热量不变时蒸汽流量的变化。蒸汽流量减少, 必然引起出口蒸汽温度上升。由于传热有个过

程, 温度上升有滞后现象, 设滞后时间为  $\tau_1$ , 当出口蒸汽温度升高后, 传热方程式中的平均温差减小, 传热量减少, 使蒸汽温度不能继续上升, 最后稳定在某一范围, 说明此时有自平衡能力。

(2) 蒸汽流量不变而加热量变化。加热量增加 (烟气流量增加), 蒸汽温度也会上升, 与上述理由相同, 最后稳定下来, 但稳定的温度会高些。

(3) 动态调节过程。实测蒸汽温度转变为电压信号, 输入调节器与给定值比较, 如温度高于给定值, 调节器输出开大调节阀, 使减温水流量增大, 与低压蒸汽混合, 两者混合后温度下降, 直到锅炉输出减温器出口的蒸汽温度与给定值相等时为止。

### 3. 除氧器调节

除氧器调节包括除氧器水箱水位调节与除氧器压力调节。水箱水位调节的目的是保证给水泵入口水位高度, 防止给水泵入口压力低而汽化。除氧器除氧的原理是应用亨利定律。亨利定律说明溶解在水中的气体与该气体的分压力成比例, 如果除氧器内水在饱和状态, 水蒸汽的分压力接近空间的总压力, 其他气体的分压力接近于零, 因此溶解在水中的氧气及其他气体从水中逸出, 达到除氧的目的, 逸出的氧气等可排出除氧器。从另一方面来看, 除氧器内的压力变化会影响给水泵入口的水的状态。为防止泵入口汽化, 最好能稳定除氧器内工作压力, 通常除氧器内的压力为  $0.12\text{MPa} \sim 0.15\text{MPa}$ , 当余热锅炉采用压力为  $0.15\text{MPa}$  的除氧器时, 其对应饱和水温为  $110^\circ\text{C}$ 。为了维持除氧器的压力, 需要采用自动调节方式。

(1) 除氧器水箱水位调节。除氧器水箱水位调节系统用的信号来源有三个, 相当于三冲量水位调节。分别是水箱水位高度、除氧器进水量和给水流量 (出水量)。这两个水量的大小直接影响水箱水位, 当进水量大于出水量, 水位上升, 反之则下降。输入的三个信号进入加法器综合后, 输出信号到 PID 调节器, 调节器输出信号到执行组件, 改变进水量调节阀的开度来保持水箱水位。水位调节原理与汽包水位调节相同, 此处不再重复。

除上述水位调节以外, 除氧器还有第二个水位调节, 是直接根据水箱水位来调节水箱出水管上的调节阀, 此出水管与凝结水集水箱相连, 可以在两个水箱之间形成循环回路。即从集水箱到凝结水泵, 经泵入除氧器, 再从除氧器水箱返回集水箱的回路。当除氧器水箱水位高于正常值时, 可以开启此调节阀放水。余热锅炉启动前, 要制备除氧水, 也可以利用此循环回路, 使水在除氧器内除氧, 除氧后的水可以返回凝结水集水箱。一般余热锅炉中生产饱和蒸汽的凝结水集水箱内的压力是大气压, 除氧后的水系统不会有空气漏入。

除氧器第二个水位调节阀的水位信号来自水箱高水位开关, 当水位高时, 开关的触点闭合, 输出信号。在除氧器水箱另一端装有低水位开关, 当水位低时, 触点闭合输出信号, 利用这两个水位开关, 使水箱水位异常时发出报警信号。水位高时, 高水位开关使水箱出口的调节阀开启放水。水位低时, 只报警。因此, 此调节回路仅是开关式的两位调节, 仅起限制水箱水位不要过高的作用。

(2) 除氧器压力调节。加热量不平衡是影响除氧器内压力变化的原因。当进入除氧器的水量增加, 使除氧器内蒸汽的凝结增多时, 压力就降低。倘若增加热量 (蒸汽量) 使其热量平衡, 压力就恢复, 所以除氧器压力是靠进入的蒸汽量来调节的。在正常运行情况下, 除氧器的压力是靠自身除氧的, 在设计上能保证除氧器的压力, 只是在锅炉启动且除氧器的压力低时利用汽包的蒸汽对除氧器进行除氧。在蒸汽入口管装调节阀, 压力变化的信号使调节阀开度变化来保持压力不变, 这种调节比较简单, 只有一个信号来源和一个调节组件。

### 三、顺序控制系统 (SCS)

在锅炉方面主要有余热锅炉吹灰顺控、锅炉高低压汽包给水系统顺控、锅炉高低压汽包强制循环系统顺控、锅炉定排/连排顺控、锅炉蒸汽管疏水顺控及锅炉启炉和停炉顺控等。在汽轮机方面主要有汽轮机循环水系统顺控、循环冷却塔风机顺控、汽轮机润滑油系统泵组顺控、汽轮机真空泵组顺控、汽轮机管道疏水系统及本体疏水系统顺控、凝结水泵组系统顺控、汽轮机工业水顺控系统等。

顺序控制系统 SCS 的控制原则为: 单一的设备控制, 即单一设备的开启条件、关闭条件、自动开

启/关闭条件、连锁开/关条件、保护开/关条件，这些构成对单一设备的控制；根据工艺要求，几个单一设备构成一个功能组，如泵及其进出口阀门为一个功能组；一个或几个功能组构成一个系统；由数个系统级的SCS构成对汽轮机、锅炉的顺序控制。实现顺序控制的方法有多种，一种为通过逻辑组合来实现，另一种为利用DCS厂家专用的SFC功能块来实现。下面对几种SCS系统进行分析。

### 1. 锅炉定期排污顺序控制

锅炉定期排污的作用是：降低锅炉炉水中的含盐量，提高蒸汽的品质。随着汽包中的水不断蒸发，炉水的含盐量会不断增加。因此，在锅炉运行一段时间后，就应该将锅炉水冷壁下联箱中盐量最高的炉水排走。

定期排污系统中的控制对象为一系列排污电动阀，电动阀的数量根据锅炉容量的大小和下联箱的数量而决定。排污是每一个联箱依次进行的，当联箱排污门开启后，下联箱的水就可以通过排污母管及排污总阀排走。因此，排污是先将排污母管总阀门打开，然后顺序地开启，并经一段时间排放污水后，关闭每一个联箱排污门。当最后一个联箱排污门关闭后，再关闭总排污门。

定期排污系统工作时，必须保证锅炉的水位正常，即定期排污顺控的启动条件必须是锅炉汽包水位正常。如排污过程中遇到水位低等异常情况时，发出保护信号，停止排污，并将所有的排污门关闭。

锅炉定期排污顺控具有手动跳步功能，以便在某些阀门出现故障后将其退出程序而不影响其他工作。

完成锅炉定排的方法一般为利用专用的SFC功能块，实现锅炉定排中的各个阀门开关顺序。

### 2. 锅炉吹灰顺序控制系统

锅炉吹灰用于清扫锅炉水冷壁、过热器等受热面上的积灰和结碳，以提高传热效果，保护受热面。吹灰器通常使用低压蒸汽进行吹扫，锅炉吹灰顺控对吹灰器进行自动化控制，对整个吹灰系统蒸汽压力、温度及吹灰器过载、工检及各电动门的开关过程进行监控。

锅炉吹灰在蒸汽压力都合乎要求的情况下进行。吹灰时，先进行疏水，一段时间后，吹灰器依次进行吹灰；当吹灰器故障时，进行自动跳步并发出警示报警。锅炉吹灰顺序控制系统具有手动操作及跳步功能，可对某只吹灰器单独控制。

### 3. 汽轮机滑油系统顺序控制系统

汽轮机滑油系统中顺序控制系统的功能为：对机组轴承进行润滑、冷却及密封。相应的设备有辅助滑油泵、高压启动油泵、直流应急油泵、主滑油泵、主滑油箱、滑油箱排烟风机、顶轴油泵等。在滑油系统的顺序控制中，根据工艺分成三个功能组，即三台油泵控制功能组、排烟风机控制功能组及顶轴油泵控制功能组。在投汽轮机滑油系统顺序控制时，应置三个功能组为自动，其设备将按下面的控制逻辑运行，当然，顺控中的单个设备也可手动投入运行。

(1) 滑油泵控制功能组。被控制的设备有辅助滑油泵、高压启动油泵和直流应急油泵；三台油泵分别作为单个设备进行控制。

1) 高压启动油泵的控制。机组准备冲转前和正常运行时主滑油泵的压力下降到一定值时自动开启；开机过程中，在机组转速达一定值且主滑油泵的出口压力达一定值时自动停止。

2) 辅助滑油泵的控制。有盘车命令过程中或停机时，机组的转速下降到一定值后自动开启；在开机过程中，当高压启动油泵运行一定时间后或盘车停止时自动停止；机组压力下降到一定值时保护启动。

3) 直流应急油泵的控制。机组运行或盘车时，当滑油压力下降到一定值后自动启动，当盘车停止时自动停油泵。

(2) 顶油泵控制功能组。被控制的设备为两台一用一备的顶轴油泵。

控制方案为两台顶轴油泵一用一备，在运行前，指定一台为主运行泵；另一台为备用泵。顶轴油泵的启动条件为其进口油压力高于一定值，停机时，当机组转速下降到一定转速时，主运行泵自动投入运行。当主运行泵运行时，顶轴油压力低于设定值或主运行泵故障时连锁，开启备用泵。开机时，当机组



的转速达一定转速后或盘车停止时,自动停顶轴油泵。

(3) 滑油箱排烟风机功能组。滑油箱排烟风机功能组控制的设备只有排烟风机。排烟风机的功能为抽走滑油箱中的油烟,保证滑油箱有一定的负压。一般在开机时,高压启动油泵投入后,自动开启滑油箱排烟风机;停机时,当盘车投入一定时间后或滑油温度下降到一定值后,则自动停止排烟风机。

#### 四、典型的顺控功能组

下面分析一种在联合循环电厂中常用的两台泵(一用一备)及其进出口电动门的功能组的顺控。根据工艺要求,为防止泵气蚀,在泵启动时其出口电动门都在关闭状态,即先开泵前电动门,关闭泵出口电动门,再开泵,然后再开泵出口电动门。此功能组是利用 SFC 和控制逻辑组合来完成的,对于开停泵及开关阀门的顺序由 SFC 功能块来实现,对于功能组中的单个设备的控制(启停条件、自动开启/停止等)则由逻辑组合来完成。当设备发生故障而 SFC 不能执行下去时,系统将提示报警,备用的设备将自动投入运行。

#### 五、电气控制系统(ECS)

现代的 DCS 控制系统响应速度快,数据采集速度已达毫秒级,完全满足电气设备的连锁保护需要。控制系统利用专用的控制卡件还对发电机的同期并网进行控制。结合 DEH 系统的其他控制部分对汽轮机的转速和负荷进行控制,DCS 控制系统自动完成汽轮机从冲转、定速、并网、带负荷、保护等一系列工作。

电气系统的电气参数(电流、电压、功率、频率等)进入 DCS 系统,这样 DCS 系统可以对电气系统进行全面监视和控制,在 DCS 操作员画面上完成电气监盘、倒闸操作、切换厂用电等工作,还可进行报表统计工作以及在线监视发电的效率等。

#### 六、汽轮机数字电液控制系统(DEH)

DEH 实现下列功能:汽轮机挂闸/开主汽门、自动/手动升速控制、转速闭环控制(冲转/升速/暖机/转速保持/自动冲临界)、OPC 超速保护/AST 跳闸保护、同期与并网及带负荷、超速试验/超速保护、并网运行方式、真空低减负荷/RUNBACK、阀门试验、汽轮机手动、汽轮机本体疏水电动门的控制。

数字电液控制系统(DEH)工作原理为:DEH 发出的阀位控制指令通过 DCS 专用的伺服卡送到电液伺服阀(如 MOOGDDV/634)上;MOOGDDV/634 电液转换器将电气信号转换成液压信号,由油动机带动调节汽门的开启和关闭,控制蒸汽流量,从而控制汽轮机的转速和负荷。

##### 1. 汽轮机挂闸/开主汽门

当汽轮机保安系统动作后需再次启动时,必须首先恢复保安油压。保安油路上设计有一个挂闸电磁阀,当运行人员发出挂闸指令时,该电磁阀带电,关闭危急遮断器滑阀排油;滑阀在压力油的作用下复位;安装在保安油路上的压力开关动作,挂闸电磁阀失电,完成挂闸操作。挂闸后,具备了开启主汽门条件。当运行人员发出开启主汽门指令后,控制自动关闭器的开启电磁阀失电动作,自动关闭器打开。此时,汽轮机具备了冲转条件。

##### 2. 升速控制

转速闭环控制是 DEH 的基本控制功能。升速过程中,DEH 将转速给定与测速模件采集到的实际转速进行比较,如果有偏差,转速 PI 调节器便产生一个阀位指令,经 MOOGDDV/634 电液转换器,控制调节汽门开度发生改变,使汽轮机实际转速逐渐与给定值达到一致,消除转速偏差。

DEH 具有自动和手动两种升速方式。自动升速是指 DEH 根据高压内缸金属温度自动从冷态、温态、热态或极热态四条升速曲线中选择相应的升速率,并自动确定低速暖机和中速暖机停留时间,自动冲临界,直到 3000r/min 定速。手动升速是指运行人员根据经验自行判断机组的温度状态,然后通过操作员站设定目标转速和目标升速率。当运行人员设定的目标转速进入临界转速区时,DEH 程序将自动跳过临界区,即运行人员无法将目标转速设定在临界区内。手动升速时,低速和中速暖机点及暖机时间由运行人员决定。自动和手动升速可根据需要随时进行切换。

### 3. 同期与并网

DEH 设有自动同期和手动同期两种方式。自动同期是指 DEH 接受自动准同期装置发出的转速、增减脉冲信号, 自动改变汽轮机转速, 控制机组并网。自动同期方式下, 不需要运行人员干预。手动同期是指运行人员通过 DEH 操作站, 手动改变机组转速, 实现并网。自动同期和手动同期的转速范围都是 2970~3030r/min, 如果超过此范围, 则同期操作无效。油开关合闸后, 为了防止逆功率运行, DEH 自动带初负荷。

### 4. 并网运行方式

机组并网带初始负荷后, 有三种控制方式供运行人员选择, 即负荷控制、主汽压控制和阀位控制, 其中阀位控制是缺省的控制方式。

负荷控制方式下, DEH 将发电机功率作为被调量和反馈信号, 实现功率闭环控制。

主汽压控制回路通过控制汽轮机调节阀的开度来调节主蒸汽压力。

阀位控制主要用于机组滑压运行时, 保持调节阀开度不变, 以利于锅炉的稳定调节, 使机组在供给的蒸汽参数下发出最大的功率。

三种控制回路相互跟踪, 回路之间的相互切换不会造成负荷的波动; 三种回路相互闭锁, 任何时候只有一个回路起作用。阀位控制是缺省的控制模式, 即并网后如果运行人员没有选择控制回路, 则系统自动默认阀位控制是当前的控制方式。当机前压力变送器发生故障时, 自动退出相应的控制回路, 返回阀位控制方式; 发电机功率变送器故障时, 阀位方式自动投入。

在联合循环电厂中, 多为单元机组运行, 为尽量利用余热, 后置机组(汽轮机)一般不参与调节负荷, 负荷的调节利用燃机来实现, 故通常运行在阀位控制方式下。

### 5. 真空低减负荷/RUNBACK

真空低减负荷是一种保护措施。DEH 根据电厂运行的要求, 在凝汽器真空降低时, 自动减小负荷给定, 降低汽轮机负荷, 避免机组设备受到损坏。

RUNBACK 是在锅炉侧出现事故工况时, DEH 自动以事先设定好的速率快速降低汽轮机负荷。

### 七、旁路控制系统 (BPC)

利用 DCS 对旁路调节阀的控制实现以下功能: 在冷态锅炉启动时, 开启旁路, 加快锅炉的升温升压速度。在汽轮机部分负荷时, 通过旁路调节汽轮机的负荷。在发电机甩负荷时或汽轮机保护动作时, 快速开启旁路, 防止锅炉安全门动作。

### 八、负荷控制系统

就联合循环调节控制的目的来说, 就是要使机组的某些参数在运行过程中基本保持不变, 或者是按某个预先给定的规律进行变化。显然, 作为一个发电设备, 联合循环的首要调节任务是根据外界电负荷或热负荷的要求, 来调整机组的功率; 另一个任务则是使其他某些重要的运行参数, 保持在某些预先确定的允许范围之内变化。故联合循环中负荷调节是一个非常非常重要的调节参数。

在由一台燃气轮机和一台汽轮机组成的联合循环发电装置中, 一般只调节燃气轮机的功率输出。在这种方式下, 整个蒸汽循环完全在滑压方式下运行, 汽轮机的进汽阀门全开, 不作调节。这种方式最适合在部分负荷条件下效率高而低负荷运行期间汽轮机的排汽湿度又比较低的工况要求。那时, 整个联合循环的输出功率可以通过只是改变单个燃气轮机功率控制的给定值来进行调节。

在配备有补燃方式余热锅炉的联合循环中, 蒸汽的压力和温度都比较高, 汽轮机可以不再采用滑压方式运行, 而像常规的汽轮机那样, 可以采用定压运行方式。此时, 就需要为汽轮机配备负荷控制设备, 它会根据负荷的变化, 在保证主蒸汽压力恒定不变的前提下, 来调节主蒸汽阀的开启程度, 以求改变进入汽轮机的蒸汽流量。在这种方式下, 是通过调节汽轮机的进汽阀开度来控制汽轮机功率输出的, 此时, 主蒸汽的压力将保持恒定, 主蒸汽流量的变化则是通过对余热锅炉补燃的燃料量的控制来进行调节的。

### 九、DCS 与燃机控制系统 MARK-V 之间的通信

DCS 系统基于 MODBUS 协议的 RS232 接口或 TCP/IP 协议的以太网 RJ45 接口, 实现了与燃气轮

机 MARK V、MARK VI 系统的通信，在 DCS 的协调下将整个联合循环电厂构成一个完整控制整体。

1. 基于 MODBUS 协议的 RS232 接口的通信

利用标准的 MODBUS 协议，在 MARK V 系统的 (I) 机中，设置 MARK V 与 DCS 之间的通信端口、通信方式、波特率及校验码等。

在 MARK V 中已对 MODBUS 的数据通道进行约定，且其数据点容量通常远超过分散控制系统 DCS 接口所需要的数据量。在 DCS 表中建立相应的数据点表，建立通信后，DCS 就可对 MARK V 的数据进行读写。这种通信的速度较慢，每秒钟的数据流量为 1kbit 左右，但通信简单，使用广泛。

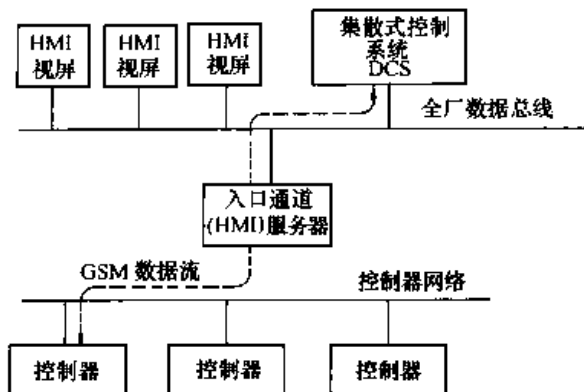


图 19-5 GMS 通信网络图

2. 基于 TCP/IP 协议的以太网接口的通信

利用 GE 公司的工业标准信息系 GE Industrial Systems (GEIS) Standard Messages (GMS) 的通信功能，同 DCS 进行通信，DCS 对 MARK V 的数据进行读写工作，从而实现对燃机的控制。DCS 数据采集计算机通过 RJ45 双绞线连接于 MARK V 的工厂数据总线上，在 MARK V 的 HMI 中设置通信网关服务器、相应的 IP 地址和网关地址，在 DCS 上进行相应的设置，以建立通信。图 19-5 为通信网络示意图。

GMS 通信的速度快，它基于以太网的 TCP/IP 协议进行通信，理论上的通信速度可达 100Mbit/s，数据交互能力相应提高，在同没有直接以太网接口的 DCS 通信设置相比比较复杂。

第五节 联合循环电厂控制系统的实例

图 19-6 给出了一个在余热锅炉型联合循环电厂中使用的分散控制系统的实例。

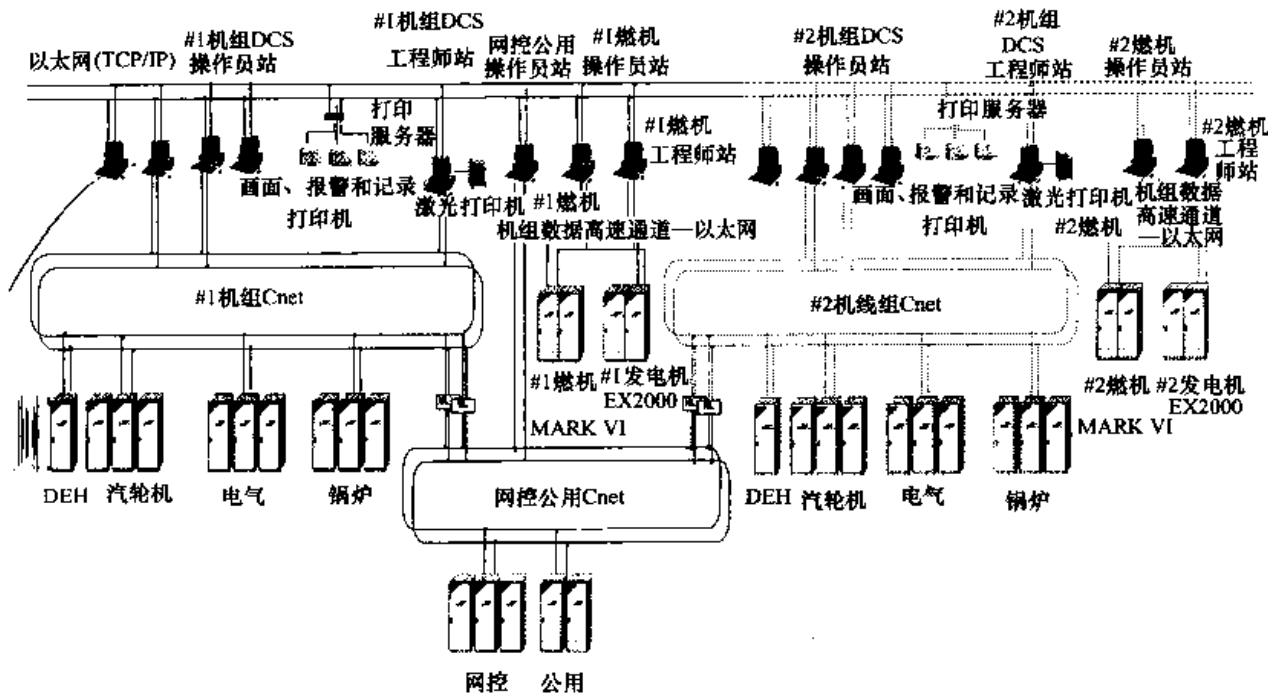


图 19-6 联合循环电厂中使用的控制系统

整个电厂的控制系统由三大部分组成:

(1) 放置在被控设备附近的分散式控制单元 (DCU)。它们是燃气轮机控制器 (MARK V)、余热锅炉控制器 (HRSG-DMC)、厂平衡控制器 (BOP-DMC) 和厂辅助控制器 (AUX-DMC)。

(2) 放置在中央控制室的厂控制处理机 (SCP)、厂操作终端 (SOS)、工程师终端、事件打印机和报警打印机。

(3) 放置在厂计算机室的小型计算机 (VAX-11/750)、INT8086 工控机、行打印机、视频终端、彩色绘图机与视频拷贝机。诸系统采取对现场设备进行分散控制和集中监视的方式。所有分散式控制器单元的数据将全部进到厂控制处理机中去。分散式控制单元同时也接受来自厂控制处理机发出的指令。厂控制处理机内储存着操作人员要求的所有显示和控制画图的图形软件。通过 CRT, 操作人员可以看到全厂范围内任何一个分散式控制单元的信息显示。现场参数是以流程图方式显示的。操作人员可以利用光标对所选定的设备实地操作。所有警报和事件都可以由打印机打出。信息管理是由厂计算机及其附属设备负责处理的。它可以进行数据采集、归档、计算、记录、绘图和打印报表等工作。通过 INT8086 工控机可以支持工程操作终端, 通过它可对分散式控制器单元中的控制回路实施调试和变更常数的工作, 并利用储存在工控机中的图形编辑工具软件实施图形编辑, 绘制流程图等工作。在厂计算机内则存有分散式控制器单元的应用软件和编辑与修改的工具软件, 可以对各控制器进行修改、更新、下装、上装和诊断等工作。

设备之间的通信都是用冗余串行通信电缆连接的。在操作终端的操作键盘上, 还设置硬线开关, 它抛开计算机系统, 用导线直接 (硬) 连接至多控制器。在通信失灵和计算机故障时, 能直接控制关键设备, 使机组紧急停机。

## 本章小结

(1) 本章介绍了集散控制系统的组成原理和结构特点, 并就联合循环电厂控制系统实现的主要功能进行了详细的介绍。

(2) 集散控制系统是由集中管理部分、分散控制监测和通信部分组成。硬件组成有过程处理站、现场智能仪表、数据通信及网络、操作员站以及开发与维护工程师站。软件组成有工程组态软件、监控操作软件和通信协议软件。

(3) 联合循环电厂控制系统主要功能有数据采集系统 (DAS)、模拟量控制系统 (MCS) 组成原理和分析, 顺序控制系统 (SCS) 的原理和分析, 电气控制系统 (ECS) 的组成原理和分析, 汽轮机数字电液控制系统 (DEH) 的原理和分析, 旁路控制系统 (BPS) 的原理, 汽轮机紧急跳闸系统 (ETS) 的原理和分析, 事故追忆功能 (SOE)、DCS 和 MARK V 及其他 PLC 等通信原理等。

## 第二十章

# 联合循环机组的热电联产<sup>[100]、[104]、[105]</sup>

### 第一节 概 述

顾名思义，热电联产就是同时产出热能和电能，也有人称之为热电共生。本章将介绍热电联产的基本原理、性能指标、系统类型和热力性能分析方法。

热电联产的基本思想和流程是：将燃料燃烧释放出的高品位热能首先通过热机转换为高品位的机械能（或电能），再将工质做功后尚存的低品位热能通过换热及制冷设备，生产出用户所需要的热能或冷能，从而实现了能量的温度对等梯级利用。可见，热电联产有效地实现了一次能源的高效转化和合理利用，这是热电联产的核心优势。目前，以燃气轮机为核心机的热电联产系统的总热效率一般可达70%~80%，最高可达90%，远高于机组单纯发电的效率。9E和9FA级燃气轮机组成的联合循环机组额定工况的发电效率分别为52%~58%，当前最先进的9G级燃气轮机的联合循环机组的发电效率也接近60%。因此，利用燃气轮机或联合循环实现热电联产，可有效地提高发电系统的一次能源利用率，节能效益显著。

热电联产的另一优势就是其减排污染的效益。由于热电联产的总能源利用率大大提高，在保证相同品质能量的等量供应前提下，一次能源消耗减少，从而降低了SO<sub>2</sub>、NO<sub>x</sub>、CO<sub>2</sub>，以及可吸入颗粒物等污染物的排放总量。因此，国际上也将高效清洁的热电联产系统作为一项环保技术加以推广，已被纳入京都议定书的实施机制之一——“清洁发展机制（CDM）”中认可的一项CO<sub>2</sub>减排措施。另外，我国的热电联产系统，特别是以燃气轮机为核心机的热电联产机组均使用天然气、轻油等较清洁的燃料，污染物排放少，可有效缓解当地原来由于燃煤所带来的环境污染。

热电联产系统，特别是中小型热电联产系统，还有一项不容忽视的优点。这就是热电联产装置一般都建设在热（冷）、电负荷附近，并直接为用户供热和供电，这样在相当程度上避免了长途输电，大大减少了输配电的损失（10%左右）。另外，与城市大热网供热相比，也可有效减少管网的热损失（5%左右），这又是一项节能效益。与此同时，在某些用电负荷较重的区域发展热电机组还有助于提高当地供电的可靠性。

夏天可供冷的热电冷联供系统，还具有为夏、冬季用电负荷调峰的作用，主要是可帮助削掉部分由空调带来的高用电负荷。此外，燃烧天然气的热电联产还可在一定程度上有效解决北方地区冬、夏季天然气用量的极端不平衡，即具有为夏季天然气负荷填谷的作用。

热电联产项目同时有供电和供热（冷）两部分收入。特别是自发自用型的热（冷）电项目，或是由能源服务公司建设和运营的直接为用户供热（冷）和供电的项目，一般都是按用户端的热价和电价进行结算，由于用户端的电价和热价都远高于电厂的上网电价和供给热力公司的热价，因此，这类项目一般都有较好的经济效益。这是热电联产项目的又一优势。

在国际上电力市场化的大趋势下，发展以热（冷）电联产为主要代表的分布式能源也是市场经济发展的一种必然趋势，并对电力及天然气市场的开放形成有力推动。

由于热电联产在提高能效、环保以及促进能源市场化等方面的显著作用，国际社会越来越重视推动热电联产事业的发展。例如，欧盟已制定了两个促进热电发展的政策性文件：《促进热电联产发展和克服障碍战略》和《提高能效的行动计划》。在这两个政策性文件中都强调了热电联产对实现《京都议定

书》中温室气体减排承诺的重要性，并制定了发展热电联产的措施。“战略”中确定了热电联产的发展目标，即到2010年欧盟中热电联产的发电量占总发电量的比例将要翻一番，即从1994年的9%上升到2010年的18%。同时，英国、德国、荷兰、西班牙、意大利等国还在税收、融资和剩余电量上网等多方面出台了有利于热电联产发展的政策。美国也建成了许多热电联产电厂或装置，并出台了相应的发展计划。

我国已将鼓励发展热电联产作为国家的产业政策明确下来。在国家的基本法律《中华人民共和国节约能源法》中已有明确阐述（第39条）。为了鼓励和促进热电事业的健康发展，国家计委、经贸委、国家建设部和原国家电力部于1998年联合发布了220号文件——《关于发展热电联产的若干规定》。2000年1月，国家计委、经贸委、建设部和环境保护总局又针对当前的新形势，以220号文为基础，发布了新的关于热电联产的文件——关于印发《关于发展热电联产的规定》的通知（急计基础[2000]1268号）。《规定》中明确指出：“热电联产具有节约能源、改善环境、提高供热质量、增加电力供应等综合效益”“各地区应结合当地的实际情况，因地制宜地制定发展和推广热电联产、集中供热的措施”，还进一步明确了“鼓励使用清洁能源，鼓励发展热、电、冷联产技术和热、电、煤气联产，以提高热能综合利用效率”。针对燃气轮机热电联产，文件中第十四条明确指出“积极支持发展燃气轮机热电联产”。

热电联产的适用场合十分广泛，一般而言，凡是具有长期、稳定且较匹配的电、热（冷）负荷的地方大都可以建设热（冷）电联产系统。例如，石化、钢铁、冶金、纺织等有长期稳定热电负荷的企业；高校、机场、社区等有较大热、冷、电负荷的区域；写字楼、宾馆、商场、医院、银行等公用建筑等。随着各国对热电联产事业的重视和热电联产相关技术的发展，热电联产，尤其是以燃气轮机和燃气内燃机为核心机的中小型、微型热电联产、热电冷联供系统会出现较大的发展势头。

## 第二节 热电联产系统的主要性能参数

热电联产区别于热电分产的关键就是它同时产出电和热（冷）。系统既要满足供电的要求，也要满足供热（冷）的需要，若两者不能同时满足时，就需要在两者之间寻求平衡。因此，对热电联产系统性能的描述和评价要比单纯的发电系统复杂，即需要用更多的指标来衡量一个具体热电联产系统性能的优劣，且不同的方案会有不同的性能参数，何为最优方案往往要根据具体用户的具体需求加以分析，区别对待。这一点与常规的发电厂总是力求发电的高效率有所不同。下面介绍几个热电联产系统共同的性能指标。

### 一、系统燃料利用率（系统总热效率） $\eta_{\infty}$

热电联产机组的燃料利用率（Fuel Utilization Rate）是机组对外供出的电能和热能与输入燃料所带来的能量之比，它表达了燃料所释放的能量中可被利用的能量所占的比例。公式为

$$\eta_{\infty} = \frac{3600P_{e,co} + Q_{H,co}}{F_{co}} = \frac{3600P_{e,co} + Q_{H,co}}{q_{f,co} Q_{ar,net,p}} = \eta_{e,co} + \eta_{H,co} \quad (20-1)$$

式中  $F_{co}$ ——单位时间内热电联产时机组的总能耗量，kJ/h；

$q_{f,co}$ ——单位时间内燃料的消耗量，kg/h 或  $m^3/h$ ；

$Q_{ar,net,p}$ ——燃料的低位发热量，kJ/kg 或  $kJ/m^3$ ；

$P_{e,co}$ ——机组的发电功率，kW；

$Q_{H,co}$ ——单位时间内机组的供热量，kJ/h（也经常以 kW、GJ/h 等单位，此时应注意代入上述公式时的单位转换）；

$\eta_{e,co}$ ——机组的发电效率；

$\eta_{H,co}$ ——机组的供热效率。

式中各物理量的下角标“co”代表热电联产机组。

单位时间内机组的供热量可表达为

$$Q_{H,\infty} = \sum_{j=1}^j q_j (h_{Fj} - h_{Rj}) \quad (20-2)$$

式中  $q_j$ ——第  $j$  种对外供热蒸汽或高温水的单位时间质量流量, kg/h;

$h_{Fj}$ ——第  $j$  种供热蒸汽或高温水供出时的比焓值, kJ/kg;

$h_{Rj}$ ——第  $j$  种供热蒸汽或高温水回水的比焓值, kJ/kg。

当计算热电联产机组的性能时,  $P_{e,\infty}$  和  $Q_{H,\infty}$  同取机组的参数; 当考虑系统性能时, 则需要将供电和供热的净参数代入效率表达式, 即

$$\eta_{\infty,u} = \frac{3600P_{e,\infty,u} + Q_{H,\infty,u}}{F_{\infty}} = \frac{3600P_{e,\infty,u} + Q_{H,\infty,u}}{q_{f,\infty} Q_{ar,net,p}}$$

式中各物理量的下角标“u”代表用户端的参数, 其他符号意义同前。

机组侧参数与用户侧参数的差别主要来自厂用电、线损和网损等。若系统中还有其他供热设备或(和)热电转化设备, 则也需要一并考虑在内, 即

$$P_{e,\infty,u} = P_{e,\infty} (1 - \eta_c) (1 - \lambda_t) (1 - \lambda_y)$$

$$Q_{H,\infty,u} = Q_{H,\infty} (1 - \lambda_p) (1 - \lambda_c)$$

式中  $\eta_c$ ——厂用电耗率;

$\lambda_t$ ——供电线损率;

$\lambda_y$ ——用于制冷或供热的耗电率;

$\lambda_p$ ——供热网损率;

$\lambda_c$ ——用于电厂内部的热耗率(例如, 厂内空调、燃机进气冷却等)。

我国对热电联产机组的燃料利用率(或总热效率)有明确要求。在《关于发展热电联产的规定》中要求, 燃气—蒸汽联合循环热电联产系统的总热效率年平均大于 55%。应该说, 这个指标并不难以达到, 重要的是热(冷)负荷要测算准确, 且要落实。

由于热电项目大多是以满足全部的热负荷需求为首要任务, 而为了提高机组的年利用小时数, 一般只按照最大供热负荷的 60%~80% 配置机组容量(即热化系数的概念), 因此, 热电厂中一般都建有辅助供热锅炉或带补燃的余热锅炉, 以弥补热负荷大时机组供热不足的部分。对于一个热电联供项目而言, 业主往往不只关心热电联产机组本身的燃料利用率, 而是更关心全厂的总燃料利用率。在有辅助供热锅炉的情况下, 全厂的总燃料利用率可表示为

$$\eta_t = \frac{3600P_{e,\infty} + Q_{H,\infty} + Q_{H,B}}{(q_f Q_{ar,net,p})_{\infty} + (q_f Q_{ar,net,p})_B} \quad (20-3)$$

或

$$\eta_{t,u} = \frac{3600P_{e,\infty,u} + Q_{H,\infty,u} + Q_{H,B,u}}{(q_f Q_{ar,net,p})_{\infty} + (q_f Q_{ar,net,p})_B} \quad (20-4)$$

式中各符号意义同前, 下角标“t”代表全厂, “B”代表其他供热设备。 $\eta_t$  是考察一个热电项目整体能源利用水平的一项重要指标。

## 二、热电比 $r_{h,e}$

热电比即热电联产机组供热功率(或全年平均供热功率)与发电功率(或全年平均发电功率)之比, 即

$$r_{h,e} = \frac{Q_H}{3600P_e}, \text{ 或 } \overline{r_{h,e}} = \frac{\overline{Q_H}}{3600\overline{P_e}} \quad (20-5)$$

热电比可经常转化为电热比:  $1/r_{h,e}$ 。

热电比反映了机组供热量与发电量间的相对关系。热电比过高, 说明机组的发电量过少, 燃料能量转换的焓效率不佳; 热电比过低, 表明机组的供热量较小, 低品位余热利用不足。我国往往采用热电比作为确定某一机组是否属于热电机组的基本依据。《关于发展热电联产的规定》中要求, 各容量等级燃气—蒸汽联合循环热电联产的热电比年平均应大于 30%。应该说, 这个指标对于中小型热电机组而言是较低的, 如能充分利用余热, 系统的热电比可达到 1 左右。

### 三、当量电效率 $\eta_{e,eq}$ 与当量热效率 $\eta_{H,eq}$

热电联产的节能效益有不同的表达方式。国内业内人士形象地将这些方法归纳为“好处归电法”和“好处归热法”等。所谓“好处归电法”就是将系统产热效率视为 100% 或取为可比类型锅炉的热效率，而系统的发电燃耗就是总燃耗减去供热燃耗的剩余部分。这样，热电联产的节能效益就体现在发电燃耗的降低上。若以燃耗为基础计算发电成本，则发电成本大大降低，这也就是“好处归电法”一词的缘由。由此定义的当量发电或供电效率就称为热量法的当量发电或供电效率，即

$$\eta_{e,eq} = \frac{3600P_{e,\infty}}{F_{\infty} - (Q_{H,\infty}/\eta_B)} = \frac{\eta_{e,\infty}}{1 - \left(\frac{\eta_{H,\infty}}{\eta_B}\right)} \quad (20-6)$$

$$\eta_{H,eq} = \eta_B$$

式中  $\eta_B$ ——可比类型供热锅炉的热效率，对燃煤锅炉可取 0.8，燃气锅炉可取 0.9。

若用机组的对外供电量代入上式，则得到机组的当量供电效率。当量发电或供电效率是以热力学第一定律为基础的机组电效率的测算方法。

工程中也常采用发电或供电热耗 (heat rate) 的概念  $(HR)_{e,eq}$ ，即

$$(HR)_{e,eq} = \frac{1}{\eta_{e,eq}} \quad (20-7)$$

与“好处归电法”相对应的“好处归热法”则认为，热电联产中产热的代价仅仅是相应于机组单纯发电时发电能力的减少部分。因此，热电联产机组的发电效率可视为机组单纯发电时的效率（例如，汽轮机纯凝发电），而供热的效率则是供热量与由供热引起的发电功率减少所对应的那部分燃耗之比，即

$$\eta_{e,eq} = \eta_{e,c}$$

$$\eta_{H,eq} = \frac{Q_{H,\infty}}{(P_{e,c} - P_{e,\infty})3600} \eta_{e,c} \quad (20-8)$$

其中，下角标“c”代表发电机组中汽轮机纯凝发电工况。

### 四、节能率 $\gamma_{sa}$

在分析热电联产节能效益时，常常拿热电联产的能耗与热电分产的能耗进行对比。这里，我们定义节能率为在相同的供热量和供电量下，联产比分产所节约的能耗与分产总能耗  $F_{se}$  之比，即

$$\gamma_{sa} = \frac{F_{se} - F_{\infty}}{F_{se}} \quad (20-9)$$

在相同的供热和发电量下，分产比联产多耗的能量为

$$\begin{aligned} \Delta F &= F_{se} - F_{\infty} = \frac{Q_{H,\infty}}{\eta_B} + \frac{3600P_{e,\infty}}{\eta_E} - \frac{Q_{H,\infty} + 3600P_{e,\infty}}{\eta_{\infty}} \\ &= Q_{H,\infty} \left( \frac{1}{\eta_B} - \frac{1}{\eta_{\infty}} \right) + 3600P_{e,\infty} \left( \frac{1}{\eta_E} - \frac{1}{\eta_{\infty}} \right) \end{aligned} \quad (20-10)$$

节能率为

$$\gamma_{sa} = \frac{\Delta F}{F_{se}} = 1 - \frac{\frac{Q_{H,\infty} + 3600P_{e,\infty}}{\eta_{\infty}}}{\frac{Q_{H,\infty}}{\eta_B} + \frac{3600P_{e,\infty}}{\eta_E}} = 1 - \frac{\frac{\gamma_{h,e} + 1}{\eta_{\infty}}}{\frac{\gamma_{h,e}}{\eta_B} + \frac{1}{\eta_E}} \quad (20-11)$$

式中  $\eta_E$ ——分产时作为对比参照物的纯发电机组的发电效率。

可见，当热电分产的供热效率和发电效率一定时，在相同的热电比下，热电联产机组的燃料利用率越高，则联产的节能效益越显著。当热电分产的供热效率和发电效率一定时，在相同的热电联产燃料利用率下，联产的节能效益随着热电比的增大而减少，例如，当分产的  $\eta_B=0.9$ ， $\eta_E=0.55$ ，联产的  $\eta_{\infty}=0.8$  时，热电比分别为 30%、50% 和 100% 下的节能率分别为 24.5%、21.0% 和 14.7%。另外，热电联



产的节能效益在热电分产的发电效率低时更加显著,例如,当分产的发电效率降到  $\eta_E=0.40$  时,对应于 30%、50%和 100%热电比下的节能率可分别达到 42.6%、38.6%和 30.8%。

当从热、电的用户端考虑节能效益时,只需将供给用户的电量和热量代入到式(20-10)和式(20-11)中计算即可。计算中对于热电分产和联产要分别考虑各自的供电输配电损失和供热(冷)的网损。如第一节中所述,避免长距离输配电的损失,以及供热管网的损失也是热电联产,特别是建在热、电负荷点附件的热电联产系统的重要优势之一。

### 五、热化系数 $\varphi$

热化系数  $\varphi$  定义为热电机组的最大供热能力与用户最大热负荷之比,即

$$\varphi = \frac{(Q_{H,co})_{\max}}{(Q_{H,u})_{\max}} \quad (20-12)$$

式中  $(Q_{H,co})_{\max}$  — 热电联产机组的最大供热能力;

$(Q_{H,u})_{\max}$  — 用户的最大热负荷。

热化系数是一个表征热电联产机组容量配置合理性方面的指标,而不是一个表征热电机组性能的指标。由于外界气温或生产情况等的变化,用户的热负荷也要随之发生变化。如果将机组容量设计为最大热负荷,则在负荷降低时,机组就不得不处于部分负荷运行状态,这样不可避免地造成机组效率和全厂经济性的下降。为保证机组全年较高的利用小时,提高项目的经济性,热电厂的装机规模一般都小于最大供热负荷,这个比例系数就是热化系数。对采暖供热而言,热化系数一般取为 0.6~0.8 为宜。对长期稳定的工业热负荷,机组的热化系数可适当提高,甚至达到 1。

### 六、可用率与运行灵活性

热电机组一般均承担着向用户供热和供电的基本负荷,且要根据负荷变化做出运行模式的相应变化,因此对其运行可靠性和灵活性有着极高的要求。运行可靠性  $A=1 - (\text{一年中非计划停机时间}/\text{机组理论运行时间})$ ; 运行灵活性要求机组有快速启停的能力和较宽的变负荷范围。

## 第三节 典型的燃气—蒸汽联合循环热电联产系统<sup>[87]</sup>

热电联产的机组配置和系统形式有很多种。这里我们先就以燃气轮机为核心机的热电联产系统的基本配置、设备和系统特点做一简介。

### 一、基本配置和主要设备

大家都知道,常规的燃气—蒸汽联合循环发电装置包括燃气轮机、余热锅炉和蒸汽轮机三大主要设备。如果我们将由燃气轮机和余热锅炉组成的系统也视为一种广义的联合循环,则以燃气轮机为核心的热电联产系统可以认为只是在联合循环发电系统的基本配置之上增加了供热的手段和相应的系统。因而热电联产系统可概括为两大类,即“燃气轮机+余热锅炉”和“燃气轮机+余热锅炉+蒸汽轮机”。

作为热电联产(包括热电冷联供)系统核心设备的燃气轮机可以是任何容量的机组,大到 250MW 级的大型燃机,小到几十千瓦的微燃机均可。一般供热负荷较大,而用电负荷较小(一般不大于 10~50MW)时,常采用“燃气轮机+余热锅炉”这种基本配置形式。这类系统具有设备少、系统简单、投资少、占地小、运行维护方便、无需冷却水等优点。其主要缺点是,在不加其他调节手段的情况下,机组的供热与供电能力耦合紧密。当热负荷降低时,只能依靠降低燃气轮机的出力来满足供热需求,这样会影响机组的发电效率和项目的经济性。

由中、大型燃气轮机构成的热电联产系统多采用完整的联合循环系统配置,即“燃气轮机+余热锅炉+蒸汽轮机”。其优缺点基本是与“燃气轮机+余热锅炉”型的系统相反,系统复杂、占地多、投资大等,但发电量和供热量可在一定范围内通过汽轮机的发电出力加以调节,从而保证燃气轮机具有较高的运行效率和能源的合理、高效利用。

与单纯发电的联合循环系统相比,热电联产系统需要增加换热器和供热循环水泵等设备。若需要供

冷,则还要增加吸收式及电动式制冷设备。此外,还要增加相应的管线。

在完整的热电联产系统中,供热能力主要来自三个途径:一是余热锅炉产生的蒸汽或热水;二是汽轮机的调节抽汽;三是汽轮机的乏汽。

由于实际用户的热、电负荷关系各不相同,且可能经常变化,因此,热电联供系统中必须考虑采取措施,以满足不同的热电负荷匹配关系以及变负荷的要求。同时,还要尽量提高项目的经济性。为此,常采用带补燃的余热锅炉,这是一种常规且有效的手段。

所谓带补燃的余热锅炉就是在余热锅炉中投入一定量的燃料,使之与烟气中的氧分进行燃烧,放出热量。再通过余热锅炉将其转换成工质的热量,或直接用于供热或通入汽轮机做功。在由中小型燃机组成的热电联产系统中,国外较多地采用了补燃余热锅炉的技术。补燃型的余热锅炉又有部分补燃和完全补燃之分。

所谓部分补燃的余热锅炉是指向余热锅炉加入少量燃料,使之与燃气轮机排烟中的部分氧量燃烧,将炉内燃气温度提高到 $700\sim 1000^{\circ}\text{C}$ ,余热锅炉的产汽量可达到原产汽量的1倍左右。在此温度水平下,余热锅炉内无需设置辐射换热面。中小型的燃气轮机热电联产系统中较多采用这种带部分补燃的余热锅炉,以满足较大的供热需求,并在一定程度上实现供热量与供电能力的调节。

所谓完全补燃的余热锅炉是指向燃气轮机的排烟中喷入大量燃料,使燃气中的过量空气系数达到 $\alpha\approx 1.1$ 。这时余热锅炉的产汽量可达到无补燃时的4~5倍。由于燃烧温度较高,余热锅炉内需要布置辐射换热面。

关于补燃余热锅炉需要注意的是,若要使余热锅炉中的燃烧过程稳定进行,就必须保证燃气轮机排烟的温度和其中的含氧量达到一定的匹配关系,即烟气中含氧量越低,稳定燃烧所需要的烟气温度就越高。现代高性能的燃气轮机,特别是小型燃气轮机,为提高其发电效率,正向着降低烟气中含氧量和降低排烟温度的方向发展,这对于余热锅炉补燃是不利的。因此,当考虑余热锅炉补燃时,一定要得到燃气轮机的排烟含氧量和排烟温度范围,并由余热锅炉厂家确认余热锅炉补燃的点火和稳燃范围。

余热锅炉可以根据其燃气轮机的功率大小和排烟温度高低设计成一个、两个或三个压力等级。对供热机组而言,如果机组的供热负荷相对于供电负荷较大,出于多供热、减少设备投资与提高运行经济性等方面的考虑,可以采用比常规纯发电机组少一级压力的余热锅炉,并可在余热锅炉的尾部增加低温水换热器,直接为供热服务。

还应注意的一点是,余热锅炉补燃和增加换热面均会增大燃机的排烟阻力,直接影响燃气轮机的出力和效率。因此,设计时必须结合燃气轮机厂家提供的有关特性,仔细测算并将余热锅炉的烟气侧压力损失严格控制在所要求的范围之内。

完整的联合循环热电联产系统带有供热汽轮机,这样便于实现系统的高效和电、热负荷之间的可调节性。供热汽轮机主要有以下几种形式。

(1) 背压式汽轮机。这类汽轮机不配常规的凝汽器,汽轮机排汽全部进入供热换热器,与供热回水进行热交换后凝结成水。背压式汽轮机的排汽压力一般需按照工艺用热或采暖的要求确定。显然,纯背压式汽轮机可实现机组最大的供热能力和最大程度的余热利用。背压汽轮机的缺点主要有两方面:一是背压的提高使得汽轮机的发电功率和效率(相对于纯凝机组)降低;二是热、电出力强耦合,没有独立调节的余地。因此,一般只在具有稳定的热负荷时,才采用背压式汽轮机。

(2) 抽背式汽轮机,全称为抽汽背压式汽轮机。顾名思义,它是在背压式汽轮机的基础上增加了抽汽口,这样便于适应不同供热参数的需要,增加了机组供热的灵活性,同时又能利用全部低品位蒸汽的热量。实际中,往往将汽轮机的抽汽和背压蒸汽串联使用,逐级加热供热水,可起到较好的节能效果。

(3) 抽凝式汽轮机,全称为可调节抽汽供热的凝汽式汽轮机。余热锅炉产生的高品质蒸汽首先在汽轮机内做功,转化为高品位的电能,然后按照压力对等的原则,在汽轮机的低压或中压段开取一级或两级抽汽口,抽汽供热。汽轮机的凝汽压力一般还保持在较低的水平,如 $5\text{kPa}$ 。最大抽汽量一般为总蒸汽量的 $80\%\sim 85\%$ ,通过调节抽汽量,可在一定程度上实现产热与产电之间的调节。如果抽汽量为零,则汽轮机完全是一台凝汽式汽轮机。这种类型的机组在大、中型联合循环热电联产系统中应用较多。

(4) 凝汽式汽轮机一般用于纯发电, 当供热参数不高时也可考虑直接利用它来供热。具体做法是, 在需要供热时, 将供热热网回水引入到凝汽器作为循环冷却水使用, 凝汽器转换为一个供热换热器, 此时凝汽器的真空度适当降低, 汽轮机处于高背压运行状态, 此时的凝汽式汽轮机已完全相当于一台背压式汽轮机。这种运行模式的好处是, 汽轮机在纯发电工况下仍具有高效率, 同时可兼顾热电联产的工况, 且联供时的总热效率高。其不足是, 由于凝汽器自身耐受温度的限制, 汽轮机乏汽温度一般不能太高, 例如采用常规的凝汽器, 则乏汽温度一般应限制在  $70\sim 80^{\circ}\text{C}$  之内。若需要较高的供热参数, 则需要重新设计凝汽器, 并使用更耐温的材料。是否经济, 需要作具体的测算分析。

## 二、典型系统类型与特点

综合以上的内容, 可以把燃气—蒸汽联合循环热电联产系统方案归纳成以下几种, 见表 20-1。

表 20-1

联合循环热电联产系统原理方案<sup>[67]</sup>

序号	方案名称	示意图	特点
1	燃气轮机+无补燃余热锅炉, 余热锅炉供热		供热量较大, 系统简单, 热、电输出不能独立调节, 适合于热负荷较大的中小型热电联产系统
2	燃气轮机+部分补燃余热锅炉, 余热锅炉供热		供热量较大, 系统比较简单, 热、电输出可在一定范围内独立调节, 适合于热负荷较大的中小型热电联产系统
3	燃气轮机+完全补燃余热锅炉, 余热锅炉供热		供热很大, 系统比较简单, 热、电输出可在很大范围内独立调节, 适合于热负荷很大的中小型热电联产系统
4	燃气轮机+无补燃余热锅炉+背压式汽轮机, 乏汽和余热锅炉产汽供热		完整的联合循环配置, 较大的发电量和系统最大的供热量; 热、电输出耦合紧密, 适合于长期稳定的热、电负荷
5	燃气轮机+部分补燃余热锅炉+背压式汽轮机, 乏汽和余热锅炉产汽供热		同 4, 汽轮机出力和供热能力都有所增加
6	燃气轮机+完全补燃余热锅炉+背压式汽轮机, 乏汽和余热锅炉产汽供热		同 4, 汽轮机出力和供热能力都显著增加。由于补燃量很大, 这部分燃料利用效益低, 故实际应用不多

续表

序号	方案名称	示意图	特点
7	燃气轮机+无补燃余热锅炉+抽汽背压式汽轮机, 抽汽和乏汽供热		完整的联合循环配置, 充分发挥了系统的发电和供热潜力, 可分级供热, 更节能; 供热与发电耦合紧密, 适用于长期稳定的热、电负荷
8	燃气轮机+部分补燃余热锅炉+抽汽背压式汽轮机, 抽汽和乏汽供热		同7, 可增大发电与供热量, 热、电之间可通过补燃达到较小程度的独立调节
9	燃气轮机+完全补燃余热锅炉+抽汽背压式汽轮机, 抽汽和乏汽供热		同7, 可增大发电与供热量, 热、电之间独立调节的余地有所增加
10	燃气轮机+无补燃余热锅炉+抽汽凝汽式汽轮机, 抽汽供热		完整的联合循环配置, 系统运行的灵活性较大, 可通过改变汽轮机的抽汽量, 实现供热与发电之间一定程度的调节, 适合于大中型联合循环机组和热负荷变化较大的情况。相对于背压式汽轮机, 最大供热能力降低, 要增加蒸汽冷凝和冷却系统
11	燃气轮机+部分补燃余热锅炉+抽汽凝汽式汽轮机, 抽汽供热		同10, 可增大发电与供热量, 热、电之间可通过补燃实现更大程度的独立调节
12	燃气轮机+完全补燃余热锅炉+抽汽凝汽式汽轮机, 抽汽供热		同10, 发电与供热量可进一步增大, 热、电负荷的调节能力也进一步增大
13	燃气轮机+无补燃余热锅炉+凝汽式汽轮机, 乏汽供热		完整的联合循环配置, 供热时汽轮机相当于背压机, 可实现热电联产与纯发电两种运行模式之间的自由转换; 受冷凝器的限制, 供热参数一般不高, 供热调节困难

续表

序号	方案名称	示意图	特点
14	燃气轮机+部分补燃 余热锅炉+凝汽式汽轮机, 乏汽供热		同 13, 可增大发电与供热量, 热、电之间可通过补燃实现一定程度的调节
15	燃气轮机+完全补燃 余热锅炉+凝汽式汽轮机, 乏汽供热		同 13, 发电与供热量可进一步增大, 热、电之间有更大程度的调节能力
16	燃气轮机+无补燃 余热锅炉+抽凝(或抽背) 式汽轮机, 余热锅炉产 汽、抽汽和乏汽均可供 热		同 7 和 10 的情况。余热锅炉尾部的供热换热器可增大供热能力, 并进一步降低排烟温度, 提高了系统热效率, 增加了供热调节手段。余热锅炉的压力等级可比纯发电时降低一级, 纯发电效率有所减少
17	燃气轮机+部分补燃 余热锅炉+抽凝(或抽 背)式汽轮机, 余热锅 炉产汽、抽汽和乏汽均 可供热		同 16, 可增大发电与供热量, 热、电之间可通过补燃实现更大程度的独立调节
18	燃气轮机+完全补燃 余热锅炉+抽凝(或抽 背)式汽轮机, 余热锅 炉产汽、抽汽和乏汽均 可供热		同 16, 发电与供热量可进一步增大, 热、电之间有更大程度的独立调节能力

总之, 热电联产的系统配置方案多种多样, 十分灵活。就供热而言, 归纳起来为无补燃、部分补燃和完全补燃三种余热锅炉补燃方案, 带尾部换热器和不带尾部换热器(可有不同的压力等级)两种余热锅炉供热方案与纯凝、抽背、抽凝、纯凝高背压四种汽轮机供热方案之间的排列组合。若再考虑到余热锅炉的压力等级、除氧器的布置等, 则可形成更多的系统方案。实际工程中到底选用何种方案, 需要依据热电、冷负荷特点和设备性能, 以及当地情况和具体的系统性能和经济性测算, 进行比较加以确定。如能依据运行时的负荷变化曲线对系统配置和运行方式加以优化、比较, 则可得出技术经济及环保等性能综合最佳的系统设计方案。

为使大家对以上系统配置方案的供热和发电能力有一更加直观的认识, 图 20-1 显示了一台 100MW 燃气轮机组成的热电联产系统的特性<sup>[2]</sup>。该图给出了各种组合方案下系统的发电净功率、供热能力和总燃料利用率之间的关系和变化趋势。图中各特征点的系统与性能说明参见表 20-2。这里, 余热锅炉的

低压供热蒸汽压力设定为 1.14MPa。

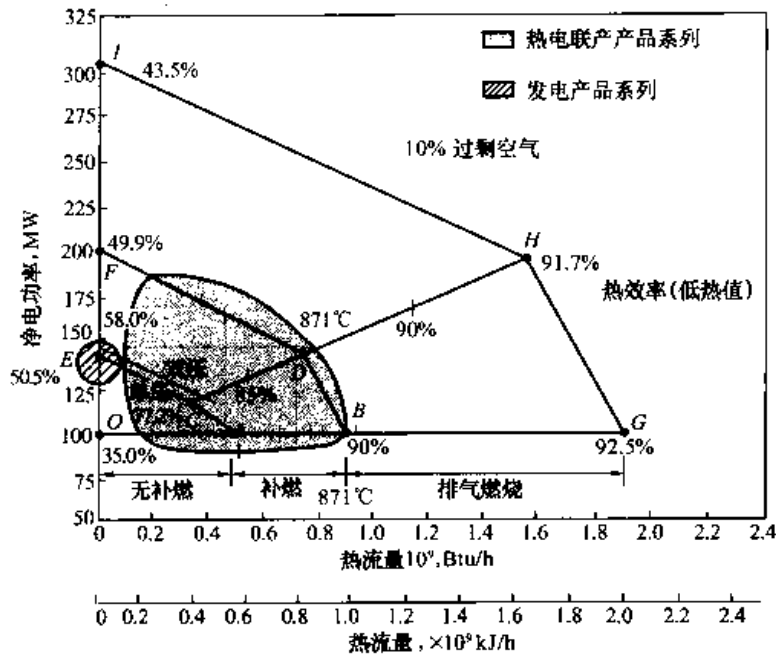


图 20-1 燃气轮机热电联产系统特性<sup>[100]</sup>

表 20-2

图 20-1 中各特征点系统配置与性能说明<sup>[87]</sup>

特征点	系统配置	系统特点	净电功率 $P_e$	供热能力 $Q_H$	热电比 $r_{h,e}$	燃料利用率 $\eta_{\omega}$ (%)
O	燃气轮机	单循环发电, 无供热	$(P_e)_O$	0	0	35.0
E	燃气轮机+无补燃余热锅炉+凝汽式汽轮机	联合循环发电, 无供热	$(P_e)_E \approx 1.4 \times (P_e)_O$	0	0	53.0
F	燃气轮机+部分补燃余热锅炉+凝汽式汽轮机	联合循环发电, 无供热	$(P_e)_F \approx 1.43 \times (P_e)_E \approx 2 \times (P_e)_O$	0	0	49.9 补燃使发电效率下降
I	燃气轮机+完全补燃余热锅炉+凝汽式汽轮机	联合循环发电, 无供热	$(P_e)_I \approx 2.12 \times (P_e)_E \approx 2.9 \times (P_e)_O$	0	0	43.5 大量补燃使发电效率进一步下降
A	燃气轮机+无补燃余热锅炉	燃机发电, 余热锅炉供热	$(P_e)_A \approx (P_e)_O$ 因排烟阻力增加而略低	$(Q_H)_A$	1.59	90.0
B	燃气轮机+部分补燃余热锅炉	燃机发电, 余热锅炉供热	$(P_e)_A \approx (P_e)_O$ 因排烟阻力增加而略低	$(Q_H)_B \approx 1.6 \times (Q_H)_A$	2.75	90.0
G	燃气轮机+完全补燃余热锅炉 $\alpha=1.1$ 完全燃烧	燃机发电, 余热锅炉供热	$(P_e)_A \approx (P_e)_O$ 因排烟阻力增加而略低	$(Q_H)_G \approx 3.3 \times (Q_H)_A$	5.56	92.5

续表

特征点	系统配置	系统特点	净电功率 $P_e$	供热能力 $Q_H$	热电比 $r_{h,e}$	燃料利用率 $\eta_{\infty}$ (%)
C	燃气轮机+无补燃余热锅炉+背压式汽轮机	联合循环发电, 背压机供热	$(P_e)_C \approx 1.16 \times (P_e)_O$	$(Q_H)_C \approx 0.66 \times (Q_H)_A$	0.94	77.2
D	燃气轮机+部分补燃余热锅炉+背压式汽轮机	联合循环发电, 背压机供热	$(P_e)_D \approx 1.42 \times (P_e)_O$	$(Q_H)_D \approx 1.38 \times (Q_H)_A$	1.63	86.8
H	燃气轮机+完全补燃余热锅炉+背压式汽轮机	联合循环发电, 背压机供热	$(P_e)_H \approx 1.92 \times (P_e)_O$	$(Q_H)_H \approx 2.75 \times (Q_H)_A$	2.35	91.7
A-C	燃气轮机+无补燃余热锅炉+背压(抽背)式汽轮机	联合循环发电, 背压机和余热锅炉供热, 从A到C余热锅炉供热逐渐减少, 背压机供热逐渐增大	$(P_e)_{A-C} \approx (1 \sim 1.16) (P_e)_O$	$Q_H \approx (1 \sim 0.66) (Q_H)_A$	1.59~ 0.94	90.0~77.2
B-D	燃气轮机+部分补燃余热锅炉+背压(抽背)式汽轮机	联合循环发电, 背压机和余热锅炉供热, 从B到D余热锅炉供热逐渐减少, 背压机供热逐渐增大	$(P_e)_{B-D} \approx (1 \sim 1.42) (P_e)_O$	$Q_H \approx (1.6 \sim 1.38) (Q_H)_A$	2.75~ 1.63	90.0~86.8
G-H	燃气轮机+完全补燃余热锅炉+背压(抽背)式汽轮机	联合循环发电, 背压机和余热锅炉供热, 从G到H余热锅炉供热逐渐减少, 背压机供热逐渐增大	$(P_e)_{G-H} \approx (1 \sim 1.92) (P_e)_O$	$Q_H \approx (3.3 \sim 2.75) (Q_H)_A$	5.56~ 2.35	92.5~91.7
C-E	燃气轮机+无补燃余热锅炉+抽凝式汽轮机	联合循环发电, 汽轮机抽汽供热, 从C到E抽汽量逐渐减少, 汽轮机发电量逐渐增大	$(P_e)_{C-E} \approx (1.16 \sim 1.4) (P_e)_O$	$Q_H \approx (0.66 \sim 0) (Q_H)_A$	0.94~ 0	77.2~53
D-F	燃气轮机+部分补燃余热锅炉+抽凝式汽轮机	联合循环发电, 汽轮机抽汽供热, 从D到F抽汽量逐渐减少, 汽轮机发电量逐渐增大	$(P_e)_{D-F} \approx (1.42 \sim 2) (P_e)_O$	$Q_H \approx (1.38 \sim 0) (Q_H)_A$	1.63~ 0	86.8~49.9

续表

特征点	系统配置	系统特点	净电功率 $P_e$	供热能力 $Q_H$	热电比 $\tau_{he}$	燃料利用率 $\eta_m$ (%)
H-1	燃气轮机+完全补燃 余热锅炉+抽凝式汽轮机	联合循环发电, 汽轮机抽汽供热, 从H到I抽汽量逐渐减少,汽轮机发电量逐渐增大	$(P_e)_{H+I} \approx$ $(1.92 \sim 2.9)(P_e)_D$	$Q_H \approx$ $(2.75 \sim 0)(Q_{H1})_A$	2.35~ 0	91.7~43.5

通过图 20-1 和表 20-2, 我们可以清楚地知道燃气轮机热电联产各种系统配置下的供热与发电能力及其相互关系。实际中, 由于完全补燃型的余热锅炉热经济性较差, 设备复杂, 造价高, 因此很少采用。为增加系统的供热能力和增大系统供热与发电出力的可调性, 往往采用部分补燃的余热锅炉, 这在中小型燃气轮机的热电联产系统中应用较多。大型联合循环系统一般均以发电为主, 较少采用补燃余热锅炉, 汽轮机一般采用抽凝机。如果热负荷稳定, 可以考虑采用背压式汽轮机, 这多用于中型热电联产机组中。

图 20-1 中的阴影部分是以燃机为核心的热电联产系统采用较多的系统配置与参数范围。类似地, 可以对每一种燃气轮机做出相应的发电出力和供热量的关系特性图。图 20-2 是 GE 公司给出的基于 GE 所生产的几种主要燃气轮机机型的发电与供热能力关系特性。图 20-1 和图 20-2 可作为我们在已知热负荷条件下, 选择燃气轮机及其系统配置的基本依据。

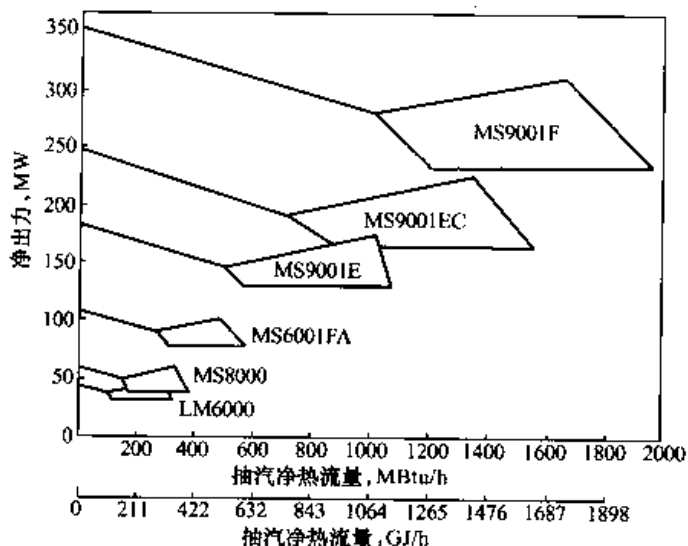


图 20-2 GE 公司 50Hz 燃气轮机热电联产系统特性<sup>[100]</sup>

图 20-1 中的阴影部分是以燃机为核心的热电联产系统采用较多的系统配置与参数范围。类似地, 可以对每一种燃气轮机做出相应的发电出力和供热量的关系特性图。图 20-2 是 GE 公司给出的基于 GE 所生产的几种主要燃气轮机机型的发电与供热能力关系特性。图 20-1 和图 20-2 可作为我们在已知热负荷条件下, 选择燃气轮机及其系统配置的基本依据。

#### 第四节 典型联合循环热电联产系统的性能分析<sup>[87]</sup>

为进一步认识联合循环热电联产系统性能的内在规律, 并进行测算分析, 本节给出上述典型系统的能量平衡关系, 并给出相应的热电联产系统性能参数。讨论中均不考虑机组和系统对外散热所损失的能量。

##### 一、“燃气轮机+余热锅炉”热电联产系统的热力性能关系

图 20-3 是该系统的典型原理, 我们对此建立各主要部件与系统的热平衡关系。

##### (一) 系统主要部件的能量平衡关系

##### 1. 燃气轮机

当忽略燃料的显热和透平冷却空气经空冷器冷却对外的散热时, 燃气轮机的能量平衡关系为

$$Q_1 + Q_{IGT} \eta_{t1} = P_{gt}^0 + Q_4 \quad (20-13)$$

式中  $Q_1$ ——单位时间内压气机进气带入的热量, MW;

$Q_{IGT}$ ——单位时间内燃气轮机的燃料所含的热量, MW;

$\eta_{t1}$ ——燃气轮机燃烧室的效率;

$Q_4$ ——单位时间内燃气轮机排出燃气所含的热量, MW;



$P_{gt}^0$ ——燃气轮机轴端的发电功率，亦称为机组的毛发电功率，MW。

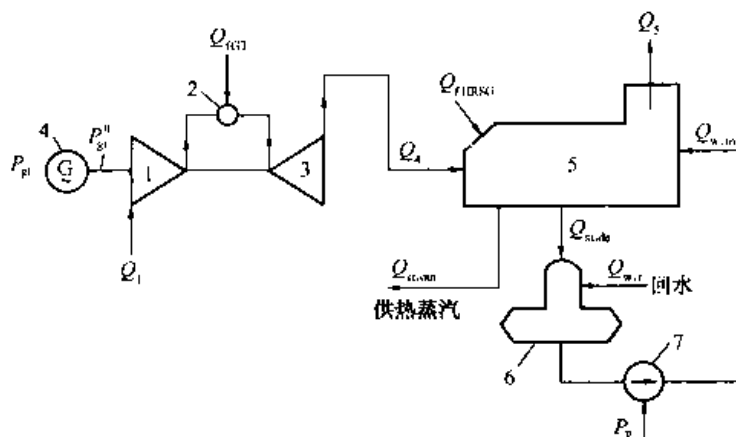


图 20-3 “燃气轮机+余热锅炉(自带除氧)”系统原理

1—压气机；2—燃烧室；3—透平；4—发电机；5—余热锅炉；6—除氧器；7—给水泵

于是，燃气轮机轴端的发电效率亦称为机组的毛发电效率，公式为

$$\eta_{gt}^0 = \frac{P_{gt}^0}{Q_{igt}} \quad (20-14)$$

设燃气轮机的机械传动效率为  $\eta_{trgt}$ ，发电机效率为  $\eta_{Ggt}$ ，则燃气轮机发电机组的净发电效率  $\eta_{gt}$  为

$$\eta_{gt} = \eta_{gt}^0 \eta_{trgt} \eta_{Ggt} \quad (20-15)$$

燃气轮机的净发电功率为

$$P_{gt} = P_{gt}^0 \eta_{trgt} \eta_{Ggt} \quad (20-16)$$

如果考虑厂用电耗率  $\eta_e$  和输配电的线损率  $\lambda_t$ ，则机组的对外供电功率为

$$P_u = P_{gt} (1 - \eta_e) (1 - \lambda_t) \quad (20-17)$$

机组的对外供电效率为

$$\eta_{e,u} = \eta_{gt} (1 - \eta_e) (1 - \lambda_t) \quad (20-18)$$

## 2. 带补燃的余热锅炉

根据图 20-3 建立余热锅炉的能量平衡关系。

对燃气侧有

$$Q_4 + Q_{fHRSG} \times \eta_{t2} = Q_5 + \Delta Q_w \quad (20-19)$$

式中  $Q_4$ ——单位时间内从燃机进入余热锅炉的燃气携带的热量，MW；

$Q_5$ ——单位时间内排出余热锅炉的燃气携带的热量，MW；

$\Delta Q_w$ ——单位时间内燃气交换给水（蒸汽）的总热量，包括传给供热蒸汽的热量  $\Delta Q_{st,out}$  和传给除氧蒸汽的热量  $\Delta Q_{st,de}$ ，MW；

$Q_{fHRSG}$ ——单位时间内余热锅炉补燃燃料所含的热量，MW；

$\eta_{t2}$ ——余热锅炉内补燃的燃烧效率。

对水（蒸汽）侧有

$$Q_{w,in} + \Delta Q_w + P_p = Q_{st,out} + Q_{st,de} \quad (20-20)$$

式中  $Q_{w,in}$ ——单位时间内余热锅炉进水带入的热量，MW；

$Q_{st,out}$ ——单位时间内余热锅炉产出供热蒸汽带出的热量，MW；

$Q_{st,de}$ ——单位时间内余热锅炉产出除氧蒸汽带出的热量，MW；

$P_p$ ——单位时间内余热锅炉循环水泵加入到循环水（蒸汽）中的能量，MW。

对于余热锅炉的除氧器来说有热平衡关系

$$Q_{w,r} + Q_{st,de} = Q_{w,in} \quad (20-21)$$

式中  $Q_{w,r}$  ——单位时间内供热回水带入除氧器中的热量, MW。

联立式 (20-19) ~ 式 (20-21), 得到余热锅炉内的能量平衡关系为

$$Q_{w,r} + Q_4 + Q_{fHRSO} \eta_{r2} + P_p = Q_{st,out} + Q_5 \quad (20-22)$$

(二) 热电联产系统的性能参数

1. 燃料利用率 (总热效率)  $\eta_{co}^0$  和  $\eta_{co,u}$

假设单位时间内余热锅炉补燃能耗与燃气轮机能耗之比为  $A = \frac{Q_{fHRSO}}{Q_{fGT}}$ , 则机组发电和产热的总燃料利用率, 即总热效率可表达为

$$\eta_{co}^0 = \frac{P_{gt}^0 + (Q_{st,out} - Q_{w,r})}{(1+A)Q_{fGT}} = \frac{\eta_{gt}^0 + \eta_H^0}{1+A} \quad (20-23)$$

相应的, 机组净发电和产热的总燃料利用率, 即总热效率为

$$\eta_{co} = \frac{P_{gt} + (Q_{st,out} - Q_{w,r})}{(1+A)Q_{fGT}} = \frac{\eta_{gt} + \eta_H}{1+A}$$

热电厂内机组的供热损失一般很小, 可忽略不计, 即  $\eta_h = \eta_H^0$ 。

当考虑厂用电、供电损失和供热管网损失时, 从用户端计算系统总燃料利用率为

$$\begin{aligned} \eta_{co,u} &= \frac{P_u + Q_u}{(1+A)Q_{fGT}} = \frac{P_{gt}(1-\eta_e)(1-\lambda_t) + (Q_{st,out} - Q_{w,r})(1-\lambda_p)}{(1+A)Q_{fGT}} \\ &= \frac{\eta_{gt}(1-\eta_e)(1-\lambda_t) + \eta_H(1-\lambda_p)}{1+A} = \frac{\eta_{e,u} + \eta_{H,u}}{1+A} \end{aligned} \quad (20-24)$$

式中  $\lambda_p$  ——供热管网损失;

$\eta_H$  ——机组的供热效率;

$\eta_{e,u}$  ——从用户端计算的供电效率;

$\eta_{H,u}$  ——从用户端计算的供热效率。

机组本身 (不含余热锅炉补燃) 的产热效率为

$$\eta_H^0 = \frac{Q_{st,out} - Q_{w,r}}{Q_{fGT}} \quad (20-25)$$

将式 (20-22) 变形得到

$$\frac{Q_{st,out} - Q_{w,r}}{Q_{fGT}} = \frac{Q_4 - Q_5}{Q_{fGT}} + A\eta_{r2} + \frac{P_p}{Q_{fGT}} \quad (20-26)$$

将式 (20-13) 变形得到

$$Q_4 - Q_1 = Q_{fGT} \eta_{fGT} - P_{gt}^0 = Q_{fGT} \eta_{fGT} - Q_{fGT} \eta_{gt}^0 = Q_{fGT} (\eta_{r1} - \eta_{gt}^0) \quad (20-27)$$

$$\text{则} \quad \frac{Q_4 - Q_5}{Q_{fGT}} = \frac{Q_4 - Q_5}{Q_4 - Q_1} \frac{Q_4 - Q_1}{Q_{fGT}} = \eta_h (\eta_{r1} - \eta_{gt}^0) \quad (20-28)$$

式中, 定义  $\eta_h = \frac{Q_4 - Q_5}{Q_4 - Q_1}$  为余热锅炉在无补燃时的当量热效率。它是余热锅炉进出口燃气焓差与余热锅炉进口烟气焓减去压气机进口空气焓之差之比。可表征相对于环境温度而言的, 在无补燃余热锅炉中燃气余热的利用程度。

将式 (20-26)、式 (20-28) 代入式 (20-25) 得到

$$\eta_H^0 = \eta_h (\eta_{r1} - \eta_{gt}^0) + A\eta_{r2} + \frac{P_p}{Q_{fGT}} \quad (20-29)$$

于是, 机组发电和产热的总燃料利用率式 (20-23) 可改写为

$$\eta_{\text{co}} = \frac{\eta_{\text{gt}}^0 + \eta_{\text{H}}^0}{1+A} = \left[ \eta_{\text{gt}}^0 + \eta_{\text{h}}(\eta_{\text{r1}} - \eta_{\text{gt}}^0) + A\eta_{\text{r}} + \frac{P_{\text{p}}}{Q_{\text{IGT}}} \right] / (1+A) \quad (20-30)$$

机组对外供热、供电的总热效率（燃料利用率）式（20-24）可改写为

$$\begin{aligned} \eta_{\text{co,u}} &= \frac{P_{\text{u}} + Q_{\text{u}}}{(1+A)Q_{\text{IGT}}} = \frac{\eta_{\text{gt}}(1-\eta_{\text{e}})(1-\lambda_{\text{t}}) + \eta_{\text{H}}(1-\lambda_{\text{p}})}{1+A} \\ &= \frac{\eta_{\text{gt}}(1-\eta_{\text{e}})(1-\lambda_{\text{t}}) + \left[ \eta_{\text{h}} \left( \eta_{\text{r1}} - \frac{\eta_{\text{gt}}}{\eta_{\text{mgt}} \eta_{\text{Cgt}}} \right) + A\eta_{\text{r2}} + \frac{P_{\text{p}}}{Q_{\text{IGT}}} \right] (1-\lambda_{\text{p}})}{1+A} \end{aligned} \quad (20-31)$$

可见，总燃料利用率随余热锅炉效率的增加而增加，随燃机发电效率和补燃量的增加而有所增大。无补燃时， $A=0$ ，则

$$\begin{aligned} \eta_{\text{co}} &= \eta_{\text{gt}}^0 + \eta_{\text{H}} = \eta_{\text{gt}}^0 + \eta_{\text{h}}(\eta_{\text{r1}} - \eta_{\text{gt}}^0) + \frac{P_{\text{p}}}{Q_{\text{IGT}}} \\ \eta_{\text{co,u}} &= \frac{P_{\text{u}} + Q_{\text{u}}}{Q_{\text{IGT}}} = \eta_{\text{gt}}(1-\eta_{\text{e}})(1-\lambda_{\text{t}}) + \eta_{\text{H}}(1-\lambda_{\text{p}}) \\ &= \eta_{\text{gt}}(1-\eta_{\text{e}})(1-\lambda_{\text{t}}) + \left[ \eta_{\text{h}} \left( \eta_{\text{r1}} - \frac{\eta_{\text{gt}}}{\eta_{\text{mgt}} \eta_{\text{Cgt}}} \right) + \frac{P_{\text{p}}}{Q_{\text{IGT}}} \right] (1-\lambda_{\text{p}}) \end{aligned} \quad (20-32)$$

在应用以上公式时应注意：

- (1) 一般  $P_{\text{p}}$  较小，可忽略不计。
- (2) 燃气轮机燃烧室和余热锅炉补燃的燃烧效率一般都比较高，可取 0.975~0.995。
- (3) 厂用电耗率  $\eta_{\text{e}}$  与供热系统有很大关系，需针对项目具体测算，一般在 3%~6%。
- (4) 供电线损  $\lambda_{\text{t}}$  与供热的网损  $\lambda_{\text{p}}$  也与具体情况关系密切，一般可取 2%~5%。
- (5) 燃机的  $\eta_{\text{mgt}}$  和  $\eta_{\text{Cgt}}$  一般较高，可近似取为 0.98~0.99。

(6) 燃机的  $\eta_{\text{gt}}$  一般可由厂家提供，但厂家一般只提供 ISO 工况下燃机单循环的净发电效率（或热耗率）。燃机的进气参数和排气阻力均对  $\eta_{\text{gt}}$  有影响。因此，计算中可根据厂家提供的燃机变工况特性线或经验公式，对进口参数变化和余热锅炉造成的排气阻力对  $\eta_{\text{gt}}$  的影响进行修正。余热锅炉对燃气的阻力一般随换热面积的增加而增大，即随  $\eta_{\text{h}}$  和补燃量  $A$  的增大而增大，具体数据可由余热锅炉厂家或经验公式得出。一般情况下，为保证燃机的出力和效率，通常将余热锅炉的阻力控制在一定数额之内，如 330mmH<sub>2</sub>O。

(7) 余热锅炉的当量效率  $\eta_{\text{h}}$  主要取决于其进出口的燃气温度和余热锅炉的排烟温度。设计余热锅炉时常将排烟温度设定在较低的水平，以提高燃料利用率。排烟温度的降低主要受制于烟气的酸露点温度，当燃料为油时，一般将排烟温度设计为 120~130℃；当燃烧天然气时，排烟温度可降到 85℃ 左右。若增加尾部换热器，可进一步降低排烟温度，但同时要考虑由此所带来的排烟阻力增加，以及设备费用的增加。

(8) 完全补燃情况下，补燃量  $A$  取决于燃气轮机燃烧室内的过量空气系数。部分补燃情况下，补燃量  $A$  不仅取决于燃气轮机燃烧室内的过量空气系数，还取决于希望达到的余热锅炉进口的平均温度  $T_{\text{HRSG}}$ ，以及燃气透平的排气烟温度  $T_4$ 。一般补燃温度在 700~1000℃ 左右。

## 2. 热电比

当忽略  $P_{\text{p}}$  时，该系统的热电比为

$$\begin{aligned} r_{\text{h,c}} &= \frac{Q_{\text{H}}^0}{P_{\text{gt}}^0} = \frac{\eta_{\text{H}}^0}{\eta_{\text{gt}}^0} = \frac{\eta_{\text{h}}(\eta_{\text{r1}} - \eta_{\text{gt}}^0) + A\eta_{\text{r2}}}{\eta_{\text{gt}}^0} \\ &= \eta_{\text{h}} \left( \frac{\eta_{\text{r1}}}{\eta_{\text{gt}}^0} - 1 \right) + A \frac{\eta_{\text{r2}}}{\eta_{\text{gt}}^0} \end{aligned} \quad (20-33)$$

或以用户端参数表示为

$$r_{h,c,u} = \frac{Q_u}{P_u} = \frac{\eta_H(1-\lambda_p)}{\eta_{gt}(1-\eta_e)(1-\lambda_t)}$$

显然，热电比随余热锅炉当量效率的提高和补燃量的增大而增大，随燃机发电效率的增加而减小。

### 3. 热量法的当量发电热耗

忽略  $P_p$  时，该系统按热量法计算的当量供电热耗可表示为

$$\begin{aligned} (HR)_{e,eq} &= \frac{(1+A)Q_{IGT} - (Q_H^0/\eta_B)}{P_{GT}^0} = \frac{(1+A) - \eta_H^0/\eta_B}{\eta_{GT}^0} \\ &= \frac{\eta_B(1+A) - [\eta_h(\eta_{r1} - \eta_{gt}^0) + A\eta_{r2}]}{\eta_{gt}^0 \eta_B} \end{aligned} \quad (20-34)$$

若近似地认为可比供热锅炉的热效率  $\eta_B \approx \eta_{r1} = \eta_{r2}$ ，则

$$(HR)_{e,eq} \approx \frac{1}{\eta_{gt}^0} - \frac{\eta_h}{\eta_{gt}^0} + \frac{\eta_h}{\eta_B}$$

显然当量发电热耗随燃机发电效率和余热锅炉当量效率的提高而越低，而与补燃量关系不大。如果  $\eta_B < \eta_{r2}$ ，则当量发电热耗随补燃量的增加有所降低。

### 4. 节能率

同理，在忽略  $P_p$  的条件下可写出节能率的表达式

$$\begin{aligned} \gamma_{sa} &= 1 - \frac{F_{co}}{F_{se}} = \frac{F_{co}}{\frac{Q_{H,u}}{1-\lambda_{p,B}} + \frac{P_{e,u}}{(1-\eta_{e,E})(1-\lambda_{t,E})}} \\ &= 1 - \frac{1+A}{\frac{\eta_H(1-\lambda_p)}{\eta_B(1-\lambda_{p,B})} + \frac{\eta_{gt}(1-\eta_e)(1-\lambda_t)}{\eta_E(1-\eta_{e,E})(1-\lambda_{t,E})}} \end{aligned} \quad (20-35)$$

式中下角标“B”和“E”分别代表分产的供热或供电的相应参数。

此时比较的基础是联产和分产供应用户等量的热能和电能。分产可以供热锅炉和电网上平均的发电效率和输配电损失为参考。因此，需考虑分产与联产不同的厂用电率、输配电损失和供热管网损失。

式(20-35)表明热电联产的节能效益随燃机净发电效率和供热效率的增加而增大，随补燃量的增大而减小。同时，联产比分产的损失越小，节能效益越大。

## 二、“燃气轮机+余热锅炉+背压(抽背)式汽轮机”热电联产系统的热力性能关系

系统原理如图 20-4 所示，就此建立能量平衡关系。其供热可分别来自背压式汽轮机的乏汽  $Q_{st1}$ 、汽轮机的中间抽汽  $Q_{st2}$  和余热锅炉的一股蒸汽或热水直接供热  $Q_{st3}$ 。

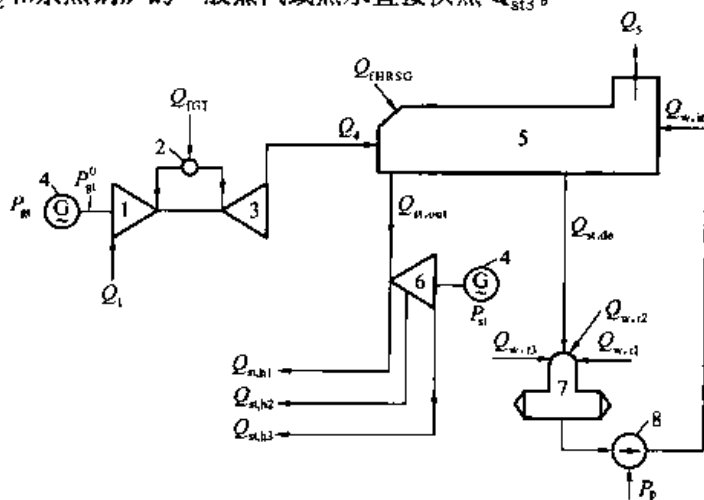


图 20-4 “燃气轮机+余热锅炉+背压(抽背)式汽轮机”系统原理

1—压气机；2—燃烧室；3—透平；4—发电机；5—余热锅炉；6—除抽汽背压式汽轮机；7—除氧器；8—给水泵

## (一) 系统主设备的能量平衡关系

## 1. 燃气轮机

如前所述, 燃气轮机的能量平衡关系见式 (20-13)。

## 2. 底循环 (自带除氧器的带补燃余热锅炉+抽背式汽轮机) 的能量平衡关系

燃气侧的能量平衡关系见式 (20-19); 水 (蒸汽) 侧的能量平衡关系见式 (20-20); 除氧器的能量平衡关系为

$$Q_{w, in} = Q_{st, dc} + Q_{w, r1} + Q_{w, r2} + Q_{w, r3} \quad (20-36)$$

余热锅炉内的能量平衡关系为

$$Q_4 + Q_{FHRSG} \times \eta_{r2} + Q_{w, in} + P_p = Q_5 + Q_{st, out} + Q_{st, de} \quad (20-37)$$

抽背式汽轮机及余热锅炉直接供热的能量平衡关系为

$$Q_{st, out} = Q_{st, h1} + Q_{st, h2} + Q_{st, h3} + P_{st}^0 \quad (20-38)$$

以上式中  $Q_{w, r1}$  ——单位时间内余热锅炉直接供热的回水所具有的能量, MW;

$Q_{w, r2}$  ——单位时间内汽轮机抽汽供热的回水所具有的能量, MW;

$Q_{w, r3}$  ——单位时间内汽轮机乏汽供热的回水所具有的能量, MW;

$Q_{st, h1}$  ——单位时间内余热锅炉直接供热蒸汽 (或热水) 所具有的能量, MW;

$Q_{st, h2}$  ——单位时间内汽轮机供热抽汽所具有的能量, MW;

$Q_{st, h3}$  ——单位时间内汽轮机供热乏汽所具有的能量, MW;

$P_{st}^0$  ——汽轮机轴端的发电功率, 亦称为汽轮机的毛发电功率, MW。

引入  $A = Q_{FHRSG} / Q_{IGT}$ , 则汽水系统的能量平衡关系为

$$\begin{aligned} Q_4 + AQ_{IGT} \times \eta_{r2} + Q_{w, r1} + Q_{w, r2} + Q_{w, r3} + P_p \\ = Q_5 + Q_{st, h1} + Q_{st, h2} + Q_{st, h3} + Q_{st, de} + P_{st}^0 \end{aligned} \quad (20-39)$$

## (二) 热电联产系统的性能参数

1. 燃料利用率 (总热效率)  $\eta_{co}^0$  和  $\eta_{co, u}$ 

机组发电和产热的总热效率, 即燃料利用率为

$$\begin{aligned} \eta_{co}^0 &= \frac{P_{gt}^0 + P_{st}^0 + (Q_{st, h1} + Q_{st, h2} + Q_{st, h3} - Q_{w, r1} - Q_{w, r2} - Q_{w, r3})}{(1+A)Q_{IGT}} \\ &= \frac{\eta_{gt}^0 + \eta_{st}^0 + \eta_H^0}{1+A} = \frac{\eta_{e, co}^0 + \eta_H^0}{1+A} \end{aligned} \quad (20-40)$$

式中  $\eta_{st}^0 = P_{st}^0 / Q_{IGT}$ ,  $\eta_{e, co}^0 = (P_{gt}^0 + P_{st}^0) / Q_{IGT}$ , 即联合循环系统的发电效率。

机组的净燃料利用率为

$$\begin{aligned} \eta_{co} &= \frac{P_{gt} + P_{st} + (Q_{st, h1} + Q_{st, h2} + Q_{st, h3} - Q_{w, r1} - Q_{w, r2} - Q_{w, r3})}{(1+A)Q_{IGT}} \\ &= \frac{\eta_{gt} + \eta_{st}' + \eta_H}{1+A} = \frac{\eta_{e, co} + \eta_H}{1+A} \end{aligned}$$

若从用户端计算系统的燃料利用率, 则为

$$\begin{aligned} \eta_{co, u} &= \frac{P_u + Q_u}{(1+A)Q_{IGT}} = \frac{(P_{gt} + P_{st})(1 - \eta_e)(1 - \lambda_t) + \sum (Q_{st, hi} - Q_{w, ri})(1 - \lambda_p)}{(1+A)Q_{IGT}} \\ &= \frac{(\eta_{gt} + \eta_{st}') (1 - \eta_e)(1 - \lambda_t) + \eta_H (1 - \lambda_p)}{1+A} = \frac{\eta_{e, u} + \eta_{H, u}}{1+A} \end{aligned} \quad (20-41)$$

式中下角标 “i” 表示第 i 路供热蒸汽 (水)。

机组本身 (不含余热锅炉补燃) 的供热效率为

$$\eta_H = \frac{\sum (Q_{st,hi} - Q_{w,ti})}{Q_{IGT}} \quad (20-42)$$

将式 (20-38) 代入式 (20-40), 得到

$$\eta_{co}^0 = \frac{P_{gt}^0 + Q_{st,out} - (Q_{w,r1} + Q_{w,r2} + Q_{w,r3})}{(1+A)Q_{IGT}} = \frac{\eta_{gt}^0 + \eta_H^0}{1+A} \quad (20-43)$$

$$\eta_H^0 = \frac{Q_{st,out} - (Q_{w,r1} + Q_{w,r2} + Q_{w,r3})}{Q_{IGT}} \quad (20-44)$$

$\eta_H^0$  称为燃气轮机的余热利用效率, 它包含了汽轮机发电和所有供热的热量在内, 是衡量联合循环中余热利用程度的一种指标。它只与余热锅炉产出蒸汽的总热量和系统回水的热量有关, 而与汽轮机的出力和效率无关。因为, 依据热力学第一定律, 余热无论转换为电力还是热力, 其热值是相同的。当然, 如果考虑汽轮机发电和供热的对外损失, 两者间是会有少量差别的。

将式 (20-36)、式 (20-20) 和式 (20-19) 代入式 (20-42), 则

$$\eta_H^0 = \frac{Q_4 - Q_5 + AQ_{IGT} \times \eta_{t2} + P_p}{Q_{IGT}}$$

由式 (20-13) 得到  $\frac{Q_4 - Q_1}{Q_{IGT}} = \eta_H - \eta_{GT}^0$ , 同样定义余热锅炉的热效率  $\eta_h = \frac{Q_4 - Q_5}{Q_4 - Q_1}$ , 则

$$\eta_H^0 = \left( \frac{Q_4 - Q_5}{Q_4 - Q_1} \right) \left( \frac{Q_4 - Q_1}{Q_{IGT}} \right) + A\eta_{t2} + \frac{P_p}{Q_{IGT}} = \eta_h (\eta_{r1} - \eta_{gt}^0) + A\eta_{t2} + \frac{P_p}{Q_{IGT}} \quad (20-45)$$

式 (20-45) 与式 (20-29) 完全相同, 说明带有抽背供热汽轮机的联合循环热电联产机组的燃气轮机余热利用率与余热锅炉直接供热的情形完全相同。

将式 (20-45) 代入系统燃料利用率 (总效率) 的表达式 (20-43) 和式 (20-41), 于是得到系统的燃料利用率为

$$\eta_{co}^0 = \frac{\eta_{gt}^0 + \eta_H^0}{1+A} = \frac{\eta_{gt}^0 + \eta_h (\eta_{r1} - \eta_{gt}^0) + A\eta_{t2} + \frac{P_p}{Q_{IGT}}}{1+A} \quad (20-46)$$

由式 (20-40) 和式 (20-46) 可得相对于燃机热耗的热电联产供热效率

$$\eta_H = \left( \eta_{r1} - \frac{\eta_{gt}}{\eta_{mgt} \eta_{Ggt}} \right) \eta_h + A\eta_{t2} + \frac{P_p}{Q_{IGT}} - \eta_{st}^{10} \quad (20-47)$$

从用户端同样可以写出系统净燃料利用率的表达式, 如果从式 (20-41) 出发写起, 则由于多个损失系数的存在, 使表达式过于复杂。这里, 我们采取一种简单的处理办法, 即将全部厂用电和输配电损失表达成燃机发电净出力的系数, 而将供热管网的损失表达成蒸汽循环所利用的全部热量的系数。于是, 基于用户可用能量的燃料利用率 (总热效率) 为

$$\begin{aligned} \eta_{co,u} &= \frac{P_u + Q_u}{(1+A)Q_{IGT}} = \frac{\eta_{gt}(1-\eta_e)(1-\lambda_t) + \eta_H^0(1-\lambda_p)}{1+A} \\ &= \frac{1}{1+A} \left\{ \eta_{gt}(1-\eta_e)(1-\lambda_t) + (1+\lambda_p) \left[ \eta_h \left( \eta_{r1} - \frac{\eta_{gt}}{\eta_{mgt} \eta_{Ggt}} \right) + A\eta_{t2} + \frac{P_p}{Q_{IGT}} \right] \right\} \end{aligned} \quad (20-48)$$

式 (20-48) 与余热锅炉直接供热时的总热效率式 (20-31) 完全相同。应用时应注意式 (20-48) 中的厂用电率、输配电损失率和供热网损率与传统定义有所不同, 应根据实际工程测算出的损失数据和式中的定义计算出来。

可以证明, 这一燃料利用率的表达式对于将高背压运行的供热凝汽式汽轮机同样适用 (忽略冷凝器的耗电)。

## 2. 系统热电比

忽略泵耗  $P_p$  时, 毛热电比为

$$\begin{aligned} r_{h,e}^0 &= \frac{Q_H^0}{P_e^0} = \frac{Q_{st,h1} + Q_{st,h2} + Q_{st,h3} - Q_{w,r1} - Q_{w,r2} - Q_{w,r3}}{P_{gt}^0 + P_{st}^0} \\ &= \frac{\eta_H^0}{\eta_{gt}^0 + \frac{P_{st}^0}{Q_{IGT}}} = \frac{(\eta_{r1} - \eta_{gr}^0)\eta_h + A\eta_{r2} - \frac{P_{st}^0}{Q_{IGT}}}{\eta_{gt}^0 + \frac{P_{st}^0}{Q_{IGT}}} \end{aligned} \quad (20-49)$$

$$\frac{P_{st}^0}{Q_{IGT}} = \frac{P_{st}^0}{Q_{st,out} - Q_{w,in}} \frac{Q_{st,out} - Q_{w,in}}{Q_{IGT}} = \eta_{st}^0 [(\eta_{IGT} - \eta_{gr}^0)\eta_h + A\eta_{r2}] \quad (20-50)$$

汽轮机毛发电效率  $\eta_{st}^0 = \frac{P_{st}^0}{Q_{st,out} - Q_{w,in}}$ , 则

$$\begin{aligned} r_{h,c}^0 &= \frac{\eta_H^0}{\eta_{gt}^0 + \frac{P_{st}^0}{Q_{IGT}}} = \frac{(1 - \eta_{st}^0)C}{\eta_{st}^0 + \eta_{st}^0 C} \\ C &= (\eta_{r1} - \eta_{gr}^0)\eta_h + A\eta_{r2} \end{aligned} \quad (20-51)$$

$$\eta_{gt}^0 = \frac{\eta_{gr}}{\eta_{Mgt}\eta_{Ggt}}$$

$$\eta_{st}^0 = \frac{\eta_{st}}{\eta_{mst}\eta_{Cgt}}$$

带背压机的联合循环都具有较大的热电比, 且随补燃量的增加而增加, 随发电效率的增加而有所减少。

同样, 也可以从用户端写出热电比, 需要考虑厂用电损失、输电网损和供热网损。

## 3. 按热量法的当量发电热耗

此时, 按热量法计算的当量发电热耗可表示为

$$HR_{e,eq}^0 = \frac{(1+A)Q_{IGT} - \frac{Q_H^0}{\eta_B}}{P_{gt}^0 + P_{st}^0} = \frac{(1+A) - \frac{\eta_H^0}{\eta_B}}{\eta_{gt}^0 + \frac{P_{st}^0}{Q_{IGT}}} = \frac{(1+A) - (1 - \eta_{st}^0)\frac{C}{\eta_B}}{\eta_{gt}^0 + \eta_{st}^0 C} \quad (20-52)$$

可见, 当燃耗一定时, 当量发电热耗随汽轮机出力的增加而减小, 随供热量的增大而增大。尽管补燃可以增大汽轮机出力, 但总效果还是会发电热耗有所增加。

## 4. 节能率

同理, 可写出节能率的表达式为

$$\begin{aligned} \gamma_{sa}^0 &= 1 - \frac{F_{\infty}}{\frac{Q_H^0}{\eta_B} + \frac{P_{gt}^0 + P_{st}^0}{\eta_E^0}} = 1 - \frac{1+A}{\frac{\eta_H^0}{\eta_B} + \frac{\eta_{gt}^0 + \frac{P_{st}^0}{Q_{IGT}}}{\eta_E^0}} \\ &= 1 - \frac{1+A}{\frac{(1 - \eta_{st}^0)C}{\eta_B} + \frac{\eta_{gt}^0 + \eta_{st}^0 C}{\eta_E^0}} \end{aligned} \quad (20-53)$$

式中  $\eta_E^0$  一热电分产的毛发电效率。

若从用户端写出热电联产的节能率,则要分别考虑联产与分产不同的厂用电损失、输配电网损和供热网损。

### 三、“燃气轮机+带补燃余热锅炉+抽凝式汽轮机”联合循环热电联产系统的性能关系

该系统的原理性系统图如图 20-5 所示。余热锅炉的主蒸汽  $Q_{st,01}$  和另一压力等级的蒸汽  $Q_{st,02}$  进入汽轮机做功。其供热热源来自汽轮机的抽汽  $Q_{st,h1}$  和余热锅炉的尾部换热器  $Q_{st,h2}$  (也可以是热水)。除氧的蒸汽来自汽轮机抽汽  $Q_{st,de}$ 。

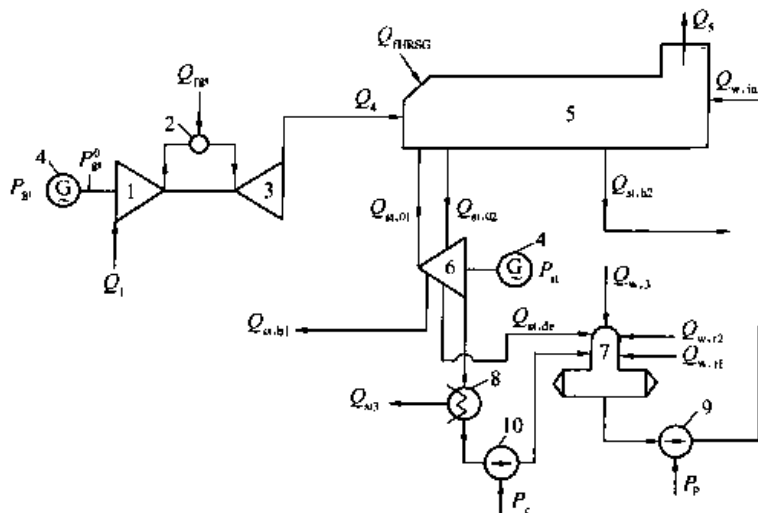


图 20-5 “燃气轮机+带补燃余热锅炉+抽凝式汽轮机”原理性系统图

1—压气机；2—燃烧室；3—透平；4—发电机；5—余热锅炉；6—抽凝式汽轮机；

7—除氧器；8—冷凝器；9—给水泵；10—凝结水泵

#### (一) 系统能量守恒关系

##### 1. 燃气轮机的能量守恒关系

关系式见式 (20-13)。

##### 2. 蒸汽循环的能量平衡关系

(1) 燃气侧见式 (20-19)。

(2) 汽水侧为

$$Q_{w,in} + \Delta Q_w + P_p = Q_{st,01} + Q_{st,02} + Q_{st,h2} \quad (20-54)$$

(3) 除氧器的能量平衡关系为

$$Q_{w,in} = Q_{st,de} + Q_{w,r1} + Q_{w,r2} + Q_{w3} \quad (20-55)$$

式中  $Q_{w,r1}$ ——单位时间内汽轮机抽汽供热的回水所具有的能量, MW;

$Q_{w,r2}$ ——单位时间内余热锅炉直接供热的回水所具有的能量, MW;

$Q_{w3}$ ——单位时间内汽轮机凝结水所具有的能量, MW。

抽凝式汽轮机的能量平衡关系为

$$Q_{st,01} + Q_{st,02} + P_c = Q_{st,h1} + Q_{st,de} + Q_{st3}^0 + P_{st}^0 \quad (20-56)$$

式中  $Q_{st,01}$ ——单位时间内汽轮机主蒸汽所具有的能量, MW;

$Q_{st,02}$ ——单位时间内汽轮机补汽所具有的能量, MW;

$Q_{st,h1}$ ——单位时间内汽轮机供热抽汽所具有的能量, MW;

$Q_{st,de}$ ——单位时间内汽轮机提供给除氧蒸汽所具有的能量, MW;

$Q_{st3}^0$ ——单位时间内汽轮机的乏汽在冷凝器中传给冷却水的能量, MW;

$P_c$ ——冷凝水泵所耗功率, MW。

当汽轮机抽汽除氧时,汽轮机和除氧器系统的能量平衡关系为



$$Q_{st,01} + Q_{st,02} + Q_{w,r1} + Q_{w,r2} + Q_{w3} + P_C = Q_{st,h1} + Q_{w,in} + Q_{st3} + P_{st}^0 \quad (20-57)$$

则余热锅炉内的能量平衡关系为

$$Q_4 + Q_{fHRSG} \times \eta_{r2} + Q_{w,in} + P_p = Q_5 + Q_{st,01} + Q_{st,02} + Q_{st,h2} \quad (20-58)$$

引入  $A = Q_{fHRSG} / Q_{IGT}$ , 则汽水系统的能量平衡关系为

$$Q_4 + A Q_{IGT} \eta_{r2} + Q_{w,r1} + Q_{w,r2} + Q_{w3} + P_p + P_C = Q_5 + Q_{st,h1} + Q_{st,h2} + Q_{st3} + P_{st}^0 \quad (20-59)$$

(二) 系统性能参数

1. 热电联产系统的燃料利用率 (总效率)  $\eta_{co}^0$  和  $\eta_{co,u}$

机组的毛燃料利用率

$$\eta_{co}^0 = \frac{P_{gt}^0 + P_{st}^0 + (Q_{st,h1} + Q_{st,h2} - Q_{w,r1} - Q_{w,r2})}{(1+A)Q_{IGT}} = \frac{\eta_{e,co}^0 + \eta_H^0}{1+A} \quad (20-60)$$

式中  $\eta_{e,co}^0 = (P_{gt}^0 + P_{st}^0) / Q_{IGT}$ , 即联合循环系统的毛发电效率。 $\eta_H^0 = \frac{Q_{st,h1} + Q_{st,h2} - Q_{w,r1} - Q_{w,r2}}{Q_{IGT}}$  为系统相对于燃机总燃料的供热效率。

将式 (20-58) 代入式 (20-59), 并利用式 (20-13) 得到

$$\eta_H^0 = (\eta_{r1} - \eta_{gt}^0) \eta_h + A \eta_{r2} + \frac{P_p + P_C}{Q_{IGT}} - \frac{Q_{st3} - Q_{w3}}{Q_{IGT}} - \frac{P_{st}^0}{Q_{IGT}} \quad (20-61)$$

则机组燃料利用率为

$$\eta_{co}^0 = \frac{P_{gt}^0 + P_{st}^0 + (Q_{st,h1} + Q_{st,h2} - Q_{w,r1} - Q_{w,r2})}{(1+A)Q_{IGT}}$$

将式 (20-60) 代入上式, 得到

$$\eta_{co}^0 = \frac{\eta_{gt}^0 + (\eta_{r1} - \eta_{gt}^0) \eta_h + A \eta_{r2} - \frac{Q_{st3} - Q_{w3}}{Q_{IGT}} + \frac{P_p + P_C}{Q_{IGT}}}{(1+A)} \quad (20-62)$$

式 (20-62) 与式 (20-46) 及式 (20-30) 相比分子上多了一项  $-(Q_{st3} - Q_{w3}) / Q_{IGT}$ , 它表明, 当联合循环热电联产采用抽凝式汽轮机时, 其燃料利用率因为系统不可避免地要在冷凝器中散失一部分热量而降低, 且永远小于余热锅炉直接供热和带背压式或抽背式汽轮机系统的燃料利用率, 凝汽量越大, 则燃料利用率越低。

若从用户端计算系统的总燃料利用率, 则为

$$\begin{aligned} \eta_{co,u} &= \frac{P_u + Q_u}{(1+A)Q_{IGT}} = \frac{(P_{gt} + P_{st})(1 - \eta_e)(1 - \lambda_1) + \sum (Q_{st,hi} - Q_{w,ri})(1 - \lambda_p)}{(1+A)Q_{IGT}} \\ &= \frac{(\eta_{gt} + \eta_{st}') (1 - \lambda_s)(1 - \lambda_1) + \eta_H (1 - \lambda_p)}{1+A} = \frac{\eta_{e,u} + \eta_{H,u}}{1+A} \end{aligned} \quad (20-63)$$

2. 热电比

忽略冷凝器耗功  $P_C$  和泵耗  $P_p$  时, 毛热电比为

$$r_{h,e}^0 = \frac{Q_H^0}{P_e^0} = \frac{Q_{st,h1} + Q_{st,h2} - Q_{w,r1} - Q_{w,r2}}{P_{gt}^0 + P_{st}^0} = \frac{\eta_H^0}{\eta_{gt}^0 + P_{st}^0} \quad (20-64)$$

由于一般余热锅炉直接供热的热量较小, 这里近似地定义汽轮机在联合循环中的毛发电率为

$$\eta_{st}^0 = \frac{P_{st}^0}{Q_{st,01} + Q_{st,02} + Q_{st,h2} - Q_{w,in}}$$

$$\begin{aligned} \text{则} \quad \frac{P_{st}^0}{Q_{IGT}} &= \frac{P_{st}^0}{Q_{st,01} + Q_{st,02} + Q_{st,h2} - Q_{w,in}} = \frac{Q_{st,01} + Q_{st,02} + Q_{st,h2} - Q_{w,in}}{Q_{IGT}} \\ &= \eta_{st}^0 [(\eta_{r1} - \eta_{gt}^0) \eta_h + A \eta_{r2}] \end{aligned} \quad (20-65)$$

将式 (20-63) 和式 (20-65) 代入式 (20-64) 得到

$$r_{h,e}^0 = \frac{\eta_H^0}{\eta_{gt}^0 + \frac{P_{st}^0}{Q_{IGT}}} = \frac{(1 - \eta_{st}^0)C - \frac{Q_{st3} - Q_{w3}}{Q_{IGT}}}{\eta_{gt}^0 + \eta_{st}^0 C} \quad (20-66)$$

$$C = (\eta_{r1} - \eta_{gt}^0) \eta_h + A \eta_{r2}$$

### 3. 当量发电热耗

忽略冷凝器耗功  $P_C$  和泵耗  $P_p$  时, 按热量法计算的当量供电热耗可表示为

$$(HR)_{e,eq}^0 = \frac{(1+A)Q_{IGT} - (Q_H^0/\eta_B)}{P_{gt}^0 + P_{st}^0} = \frac{(1+A) - \eta_H^0/\eta_B}{\eta_{gt}^0 + \eta_{st}^0}$$

$$= \frac{(1+A) - \left[ (1 - \eta_{st}^0)C - \frac{Q_{st3} - Q_{w3}}{Q_{IGT}} \right] / \eta_B}{\eta_{gt}^0 + \eta_{st}^0 C} \quad (20-67)$$

若从用户端测算热电联产的热电比, 则要考虑厂用电损失、输配电网损和供热网损。

### 4. 节能率

同理, 忽略冷凝器耗功  $P_C$  和泵耗  $P_p$  时, 可写出节能率的表达式为

$$\gamma_{sa}^0 = 1 - \frac{F_{co}}{Q_H^0 + \frac{P_{gt}^0 + P_{st}^0}{\eta_E^0}} = 1 - \frac{1+A}{\eta_B + \frac{\eta_{gt}^0 + \eta_{st}^0}{\eta_E^0}}$$

$$= 1 - \frac{1+A}{\frac{(1 - \eta_{st}^0)C - \frac{Q_{st3} - Q_{w3}}{Q_{IGT}}}{\eta_B} + \frac{\eta_{gt}^0 + \eta_{st}^0 C}{\eta_E^0}} \quad (20-68)$$

式中  $\eta_E^0$  代表热电分产的毛发电效率。

若从用户端写出热电联产的热电比则要考虑厂用电损失、输配电网损和供热网损。

总之, 由于汽轮机的部分乏汽 (一般汽轮机的最大抽气量大约占总蒸汽量的 80%~85%) 进入冷凝器, 使得机组的总燃料利用率、热电比、当量发电热耗和节能率的最大值均比余热锅炉直接供热和带背压式汽轮机时减少。

## 第五节 热电冷联供系统的性能分析简述

所谓热电冷联供系统就是在热电联产机组之后添加制冷设备, 用热电机组产生的余热或 (和) 发出的电力 (或轴功) 带动制冷机组, 向用户供冷的一体化系统。这类系统的特点是:

(1) 可同时产出热 (蒸汽或热水)、冷、电, 满足用户的多种用能需求, 特别适用于建筑供能和有热电冷需求的企事业单位。

(2) 由于供冷的供回水温差较小 (一般 5~12°C 温差), 相对于供热 (30~60°C 温差) 循环水流量大, 管网损失大, 因此, 热电冷联供系统供应半径一般仅限于一座建筑物内, 或 2~3km 半径的小范围内。

(3) 由于以上原因, 热电冷联供系统规模一般较小, 在几百至几千千瓦发电容量的为多, 少数有上万千瓦规模。

(4) 由于热电冷联供, 与单纯的热电联产相比, 设备有更长的年运行小时和更高的节能效益。

(5) 这类系统均采用清洁能源, 环境污染很小, 是环保型系统。

(6) 这类系统一般力求简约,设备的自动化程度较高,操作方便,运行灵活。

(7) 由于系统建在用户点或附近,并直接向用户供能,与大电网供电和城市集中供热相比,可免去大量的输配电和管网能量损失,节省管网建设费用;与一家一户的取暖和空调相比,可提高设备利用率,改善当地环境。

(8) 通常热电冷联供的供能价格(成本)要低于分供的费用,用户和相应的能源服务公司可从中取得经济效益。

由于以上优点,以分布式为主要特征的热电冷联供系统在国内外得到越来越多的重视和很大发展。在我国,特别是南方大、中城市呈现出较大的发展潜力和发展态势。目前这种分布式的热电冷联供系统在我国的发展还受到政策、行业规范、经济性等方面的一定制约。

热电冷联供系统以小型、多样见长。其原动力设备可以采用燃气轮机(含微燃机)、内燃机、外燃机、燃料电池、太阳能发电设备等。目前主力设备是燃气(油)内燃机、燃气轮机、微燃机、燃气—蒸汽联合循环等,余热利用设备主要是余热锅炉和换热器等。通常,输送流量大、输送冷量的损失也较大的热电冷量系统是以燃气轮机为核心机的热电冷联供系统,它有以下几种组合型式:

- (1) “燃气轮机+余热锅炉+吸收式制冷机”。
- (2) “燃气轮机+余热锅炉+吸收式制冷机+电动制冷机”。
- (3) “燃气轮机+直接对接式燃气吸收式制冷机”。
- (4) “燃气轮机+余热锅炉+吸收式制冷机+汽轮机轴功拖动的制冷机”。

如上所述,热电冷联供已经成为热电联产,特别是小型分布式能源的主要发展领域,应当引起我们的重视。但在以大型燃气轮机为核心机的热电联产系统中一般不太适合于电厂内安装用于区域集中空调的制冷设备。由于本书主要针对大中型的燃气轮机级联合循环系统,故这里对此不做更详细的分析了。

## 本章小结

(1) 本章给出了热电联产机组及系统性能的几个主要参数的表达式,如燃料利用率(总热效率)、热电比、当量发电效率和与热电分产相比的节能率等,这些参数不仅是工程设计的参数,也是评价一个系统性能优劣的主要依据。

(2) 本章主要针对大中型燃气轮机,给出几种典型的热电联产系统配置模式及其性能参数。推导出了相应的能量平衡表达式及其性能参数的表达式,得到了系统性能与机组参数之间的关系。

(3) 有关联合循环机组热电联产的应用实例请参见第二十一章的第九节和第十节。

## 第二十一章

# 联合循环机组的应用实例<sup>[1]</sup>

### 第一节 概 述

目前,世界上已经实际应用了许多燃气-蒸汽联合循环机组,它们应用的范围是多方面的,大都被用来发电,承担基本负荷、中间负荷乃至尖峰负荷;有一部分用作热电联供机组,借以供给生产用蒸汽或生活用热;甚至被用来作为海水淡化工厂的动力和热源。所用的燃料也是多种多样的,有天然气、液化天然气、液化石油气、轻柴油、气田的凝析油、重柴油、渣油,甚至钢铁厂的焦炉煤气和高炉煤气,近20年来还燃用煤制的中热值煤气或低热值煤气,由此开辟了整体煤气化燃气-蒸汽联合循环的新方向。

为了加深读者对联合循环机组应用的认识,本章中我们将介绍某些典型实例。

### 第二节 香港龙鼓滩发电厂 (Black Point Power Station)<sup>[54]</sup>

该厂是香港青山发电有限公司(青电)下属的一座燃气-蒸汽联合循环发电厂。全厂总容量为2500MW,由8台STAG109FA系列的单轴布置方式的燃气-蒸汽联合循环机组组成。1~4号机组于1996年发电,5、6号机组分别在1997年和1998年投产,7、8号机组在2000年投产。工程总投资近

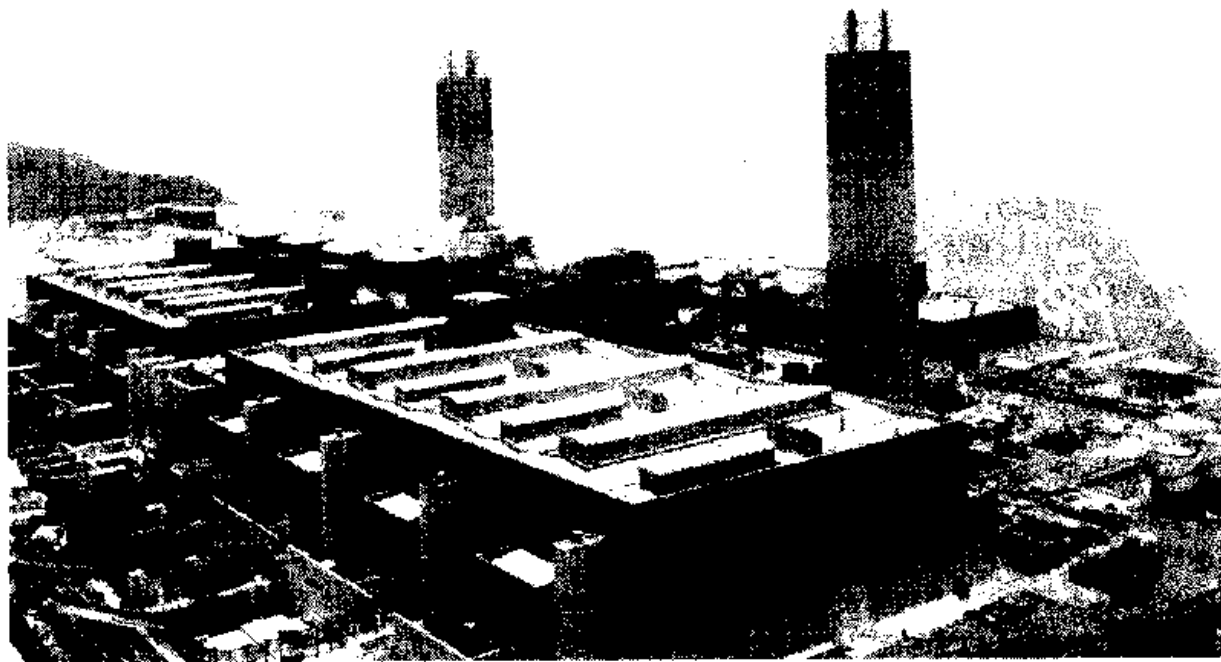


图 21-1 Black Point 联合循环电厂的全景鸟瞰

240亿港元（即比投资费用为9600港元/kW）。图21-1给出了该联合循环电厂的全景鸟瞰图，全厂占地共46ha。该电厂机组的平面布置如图21-2所示。

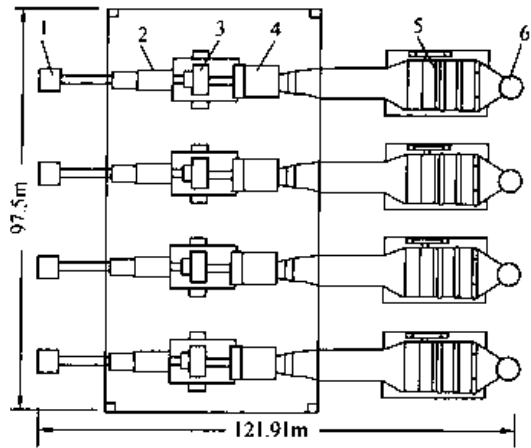


图 21-2 STAG109FA 单轴布置方式的联合循环机组的平面布置

1—变压器；2—发电机；3—蒸汽轮机；4—燃气轮机；  
5—余热锅炉；6—烟囱

净热耗率 (LHV) 6811kJ/(kW·h)

供电效率 52.9%

(3) 燃气轮机参数：

型式 PG9311FA

排气流量 575.5kg/s

排气温度 613.1℃

(4) 蒸汽轮机参数：

高压进汽压力 10.3MPa

高压进汽流量 92kg/s

高压进汽温度 534℃

低压进汽压力 0.48MPa

低压进汽流量 13kg/s

低压进汽温度 286℃

(5) 余热锅炉：双压强制循环方式。

(6) 发电机参数：

型式 氢冷方式

额定设计功率 391.255MW

电压 23kV

该电厂的热力系统流程如图21-3所示。

该厂采用天然气为燃料，而以柴油作为紧急备用燃料。天然气来自海南岛以南的崖城13-1气田。气田可采储量为820亿m<sup>3</sup>，可供20年使用。天然气在生产加工后，通过一条长780km、φ700的海底管道输往电厂。该输气管同时用作天然气的储存库，管道的容量足以应付电厂每日对天然气需求量的变

燃气轮机与蒸汽轮机同轴，共有一台发电机。发电机布置在蒸汽轮机排汽缸的出轴端，因而燃气轮机的排气可以轴向地排向其后的余热锅炉。余热锅炉是垂直方向安装的双压强制循环锅炉。气流在燃气轮机和蒸汽轮机中是彼此逆向流动的，这样可抵消轴向推力的作用。

该电厂的性能数据如下：

(1) 现场的设计条件：

大气温度 2~35℃（额定设计值）

冷却水温度 16~33℃（额定设计值）

主燃料 天然气

替代燃料 柴油

(2) 电站的性能：

联合循环机组的数量 8（109FA型）

每台机组的净功率 312MW

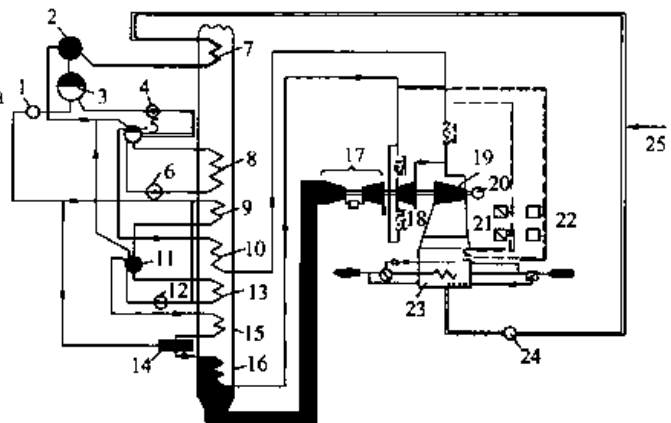


图 21-3 Black Point 电厂的热力系统流程

1—高压给水泵；2—除氧器；3—除氧器储罐；4—低压给水泵；5—低压锅筒（汽包）；6—低压蒸发器泵；7—低压省煤器；8—低压蒸发器；9—高压省煤器；10—低压过热器；11—高压锅筒；12—高压蒸发器泵；13—高压蒸发器；14—调温器；15—高压第一级过热器；16—高压第二级过热器；17—燃气轮机；18—蒸汽轮机高压缸；19—蒸汽轮机低压缸；20—发电机；21—低压旁通阀；22—高压旁通阀；23—凝汽器；24—凝结水泵；25—补水

化。天然气供燃气轮机的最低压力保证为 3.5MPa，蒸馏油储罐的容量能保证全部机组运行 100h。

电厂设有两座 100m 高的四管烟囱，使排气得以有效扩散。主机设有吸声外罩，厂房也有覆盖层，使噪声减至最低。余热锅炉出口和燃气轮机吸气管口都设有消声器。废水处理后方能排放。储油设备四周设有围墙、排水有隔油池，以防意外油污染。

电厂以 400kV 架空线与青山发电厂和沙田变电所连接。

正常运行时，机组基本上是自动化管理和分析。电厂配有模拟培训装置。全厂总人数为 55 人。

### 第三节 韩国 Seoinchon 发电厂<sup>[1],[106]</sup>

该电厂共有 8 台 STAG 107F 联合循环机组。燃气轮机与蒸汽轮机是分轴布置的，各自携带发电机。燃气轮机的发电机布置在燃气轮机的压气机端（即所谓“冷端”），因而燃气透平的排气可以轴向地排向其后的余热锅炉。余热锅炉是自然循环方式的。在余热锅炉之前的燃气管道上专门设置了旁通阀和旁通烟囱，这样可以保证燃气轮机能够单独运行，有利于改善全电厂的运行机动性。

图 21-4 给出了该电厂 8 套“1+1+1”多轴布置方式联合循环机组的平面布置。与图 21-2 对照，可以明显地看出它与单轴布置方式联合循环机组平面布置方面的差异。

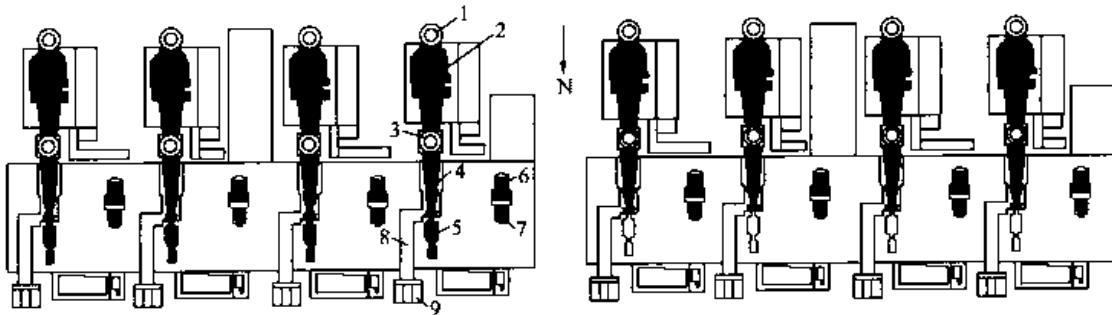


图 21-4 Seoinchon 电厂多轴布置方式联合循环机组的平面布置

1—烟囱；2—余热锅炉；3—烟道旁通阀；4—燃气轮机；5—燃气轮机的发电机；6—蒸汽轮机；  
7—蒸汽轮机的发电机；8—进气通道；9—空气过滤器

该电站的性能数据如下：

(1) 每台联合循环机组：

ISO 条件下燃烧天然气时的额定功率	235.8MW
ISO 条件下的毛效率 (LHV)	54.81%
NO <sub>x</sub> 的排放量 (15% 含 O <sub>2</sub> 时)	50×10 <sup>-6</sup> vd

(2) 辅助功率消耗：

保证值	16.1MW
实际值	11.6MW

(3) 燃气轮机：

型式	GE 公司的 MS7001F
ISO 条件下的额定毛功率 (烧天然气时)	159MW
燃料	天然气/蒸馏油
启动系统	电动机
抑制 NO <sub>x</sub> 的方法	干法低 NO <sub>x</sub> 燃烧室

(4) 蒸汽轮机：

型式	GE 公司的 RHSF-LSB-33.5
----	----------------------

ISO 条件下的额定毛功率 (烧天然气, 余热锅炉不补燃)	83MW
主蒸汽压力	9.33MPa
主蒸汽温度	538.4℃
低压蒸汽压力	0.37MPa
低压蒸汽温度	247.6℃
凝汽器压力	5.1kPa
(5) 余热锅炉:	
型式	自然循环方式, 不补燃
主蒸汽流量	171.7kg/s
低压蒸汽流量	18.2kg/s
烟囱排气温度	101℃
(6) 燃气轮机与蒸汽轮机的发电机:	
型式	氢冷方式的同步发电机
周波	60Hz
电压	13.8kV
绝缘等级	F
(7) 冷却水系统: 采用黄海的海水冷却。	

建设该电厂的合同是在 1990 年签订的。1991 年 5 月份开始逐渐海运设备。1992 年 11 月中旬, 8 台机组相继全部投入运行。该电厂以其高效率 and 特别快的建设速度而闻名于世。

8 台机组的计划投运和实际投运的时间如表 21-1 所示。

表 21-1 Seoinchon 电厂机组投运的时间表<sup>[107]</sup>

简单循环机组			
机组编号	合同规定的启动时间	实际启动时间	提前周数
1	31/3/1992	29/2/1992	4
2	30/4/1992	31/3/1992	4
3	31/5/1992	15/4/1992	6
4	30/6/1992	29/4/1992	8
5	31/5/1992	14/5/1992	2
6	30/6/1992	28/5/1992	4
7	15/7/1992	8/6/1992	5
8	31/7/1992	30/6/1992	4
联合循环机组			
1	30/9/1992	21/8/1992	5
2	31/10/1992	30/8/1992	9
3	30/11/1992	30/11/1992	0
4	31/12/1992	22/9/1992	13
5	31/10/1992	30/10/1992	0
6	30/11/1992	28/10/1992	5
7	15/12/1992	16/11/1992	4
8	31/12/1992	15/11/1992	6

由表 21-1 可知: Seoinchon 电厂的建设速度是非常快的。从第 1 台机组由美国东海岸的 Greenville 启运, 到第 1 台简单循环燃气轮机投运, 前后共经历 9 个月, 此后, 再经过半年时间, 整台联合循环机

组就全部投入商业运行了；而且在 1992 年一年之内，8 台联合循环机组都相继投运，其总功率高达 1910MW。这是任何燃煤电厂都无法比拟的建设速度，它完全归功于燃气轮机及其联合循环系统的简单和设备的模块化特点。这种建设速度，再加上简单循环的燃气轮机可以提前半年投入商业运行，就可以大幅度地节省全电厂的建设资金。这就是人们大力提倡的“分阶段建设”联合循环电厂思想的一部分（第三阶段建设将在天然气短缺或售价过高时，改为燃煤的 IGCC）。

机组的启动时间如表 21-2 所示。

表 21-2 联合循环机组的启动与加载时间

启动状态	保证的时间 (min)	8 台机组的平均试验时间 (min)
热态 (停机 8h)	60	46.3
暖态 (停机 48h)	76	66.1
冷态 (停机 72h)	140	131.6

运行时每 4 台机组组成一个运行组合体。根据负荷的大小决定机组开停的台数，以确保全厂具有最佳的运行效率。

全厂主要使用进口的液化天然气。首先输到附近的 Inchon 电厂，气化后用管道压送到 Seoinchon 电厂使用。此外，为了提供备用燃料，厂区内还设置 20000m<sup>3</sup>的储存蒸馏油的油罐。液化天然气的价格大约为 4.74 美元/GJ (1992 年价)。

全厂建成后，曾分别对每组运行组合体进行过热效率的实际测试考核。实测得到的数据见表 21-3 和表 21-4。

表 21-3 1 号运行组合体的实测数据

项 目	数据类别	保 证 值	实 测 值
	每台联合循环的平均功率 (kW)		235862
毛效率 (%)	LHV	54.81	54.92
	HHV	49.42	49.63
毛热耗率 [kJ/(kW·h)]	LHV		6548.18
	HHV		7246.25
4 台机组的总辅助功率 (kW)		16100	11631
厂用电耗率 (%)		1.708	1.23
供电效率 (%)	LHV		54.25
	HHV		49.02
净热耗率 [kJ/(kW·h)]	LHV		6637.96
	HHV		7345.57

注 上述数据是 4 台联合循环机组烧天然气时的平均值，1 号机组的毛效率为 55.28%，2 号为 55.04%，3 号为 55.18%。

表 21-4 2 号运行组合体的实测数据

项 目	数据类别	保 证 值	实 测 值
	每台联合循环的平均功率 (kW)		235862
毛效率 (%)	LHV	54.81	54.905
	HHV	49.42	49.61
毛热耗率 [kJ/(kW·h)]	LHV		6556.74
	HHV		7256.02



续表

项目	数据类别	保证值	实测值
4台机组的总辅助功率 (kW)		16100	11728
厂用电耗率 (%)		1.708	1.218
供电效率 (%)	LHV		54.236
	HHV		49.005
净热耗率 [kJ/(kW·h)]	LHV		6637.66
	HHV		7346.08

注 上述数据是4台联合循环机组烧天然气时的平均值,6号机组的毛效率为55.28%。

从以上两组试验结果中可以看出:实测的毛效率、净功率以及供电效率都比设计保证值好一些。因而 Seoinchon 电厂是当时世界上联合循环的毛效率接近于55%,而供电效率超过54%的第一个电厂。

计算表明:联合循环的热效率每提高1个百分点,其经济效果是非常可观的。对 Seoinchon 电厂来说,假如上述8台机组在满负荷工况下,每年运行接近6000h,若热效率提高1个百分点,就可以使燃料费节省640万美元(液化天然气价按1992年的4.74美元/GJ计算)。

#### 第四节 英国 King's Lynn 电厂<sup>[108]</sup>

1994年英国 APGL 发电公司与德国 Siemens 公司签订了一个在27个月内建成一个毛功率为347MW的燃气—蒸汽联合循环电厂交钥匙工程的合同。该电厂采用V94.3燃气轮机,联合循环是“1+1+1”的单轴布置方式。采用天然气为主燃料,蒸馏油为备用燃料。携带基本负荷。通过3S离合器的切换,可以使燃气轮机比蒸汽轮机先启动和带负荷,有利于快速启动。

图21-5给出了该电站采用的GUD1S V94.3机组的热力系统。余热锅炉采用三压再热方案,凝汽器则选用空气冷却方式。燃气轮机用发电机作为同步电动机启动,为此需要安装一台变频器。烟囱的高度为60m。该电站的毛效率为56.3%。

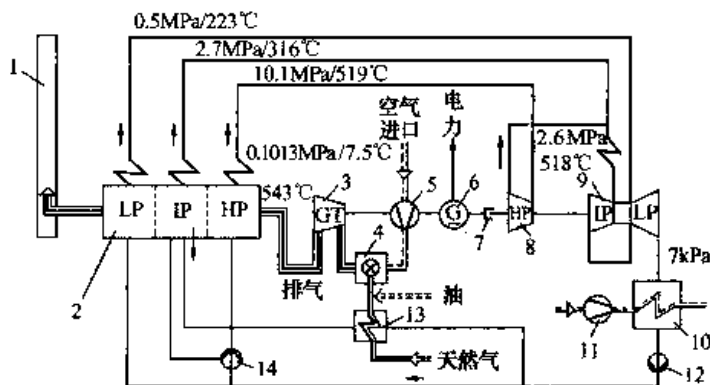


图 21-5 GUD1S V94.3 机组的热力系统

1—烟囱; 2—余热锅炉; 3—燃气透平; 4—燃烧室; 5—压气机; 6—发电机; 7—3S离合器; 8—蒸汽透平的高压缸; 9—蒸汽透平的中/低压缸; 10—凝汽器; 11—空冷通风机; 12—凝结水泵; 13—天然气预热器; 14—给水泵

图 21-6 给出了该电厂主厂房内设备的平面布置和正视图。图 21-7 给出了该机组布置的立体轴侧图,

图 21-8 给出了该电厂全厂设备和建筑的平面布置, 图 21-9 给出了该电厂全厂布置的全景鸟瞰图, 图 21-10 给出了该联合循环机组中使用的按单流方式设计的、三压进汽再热式蒸汽轮机的结构示意图。

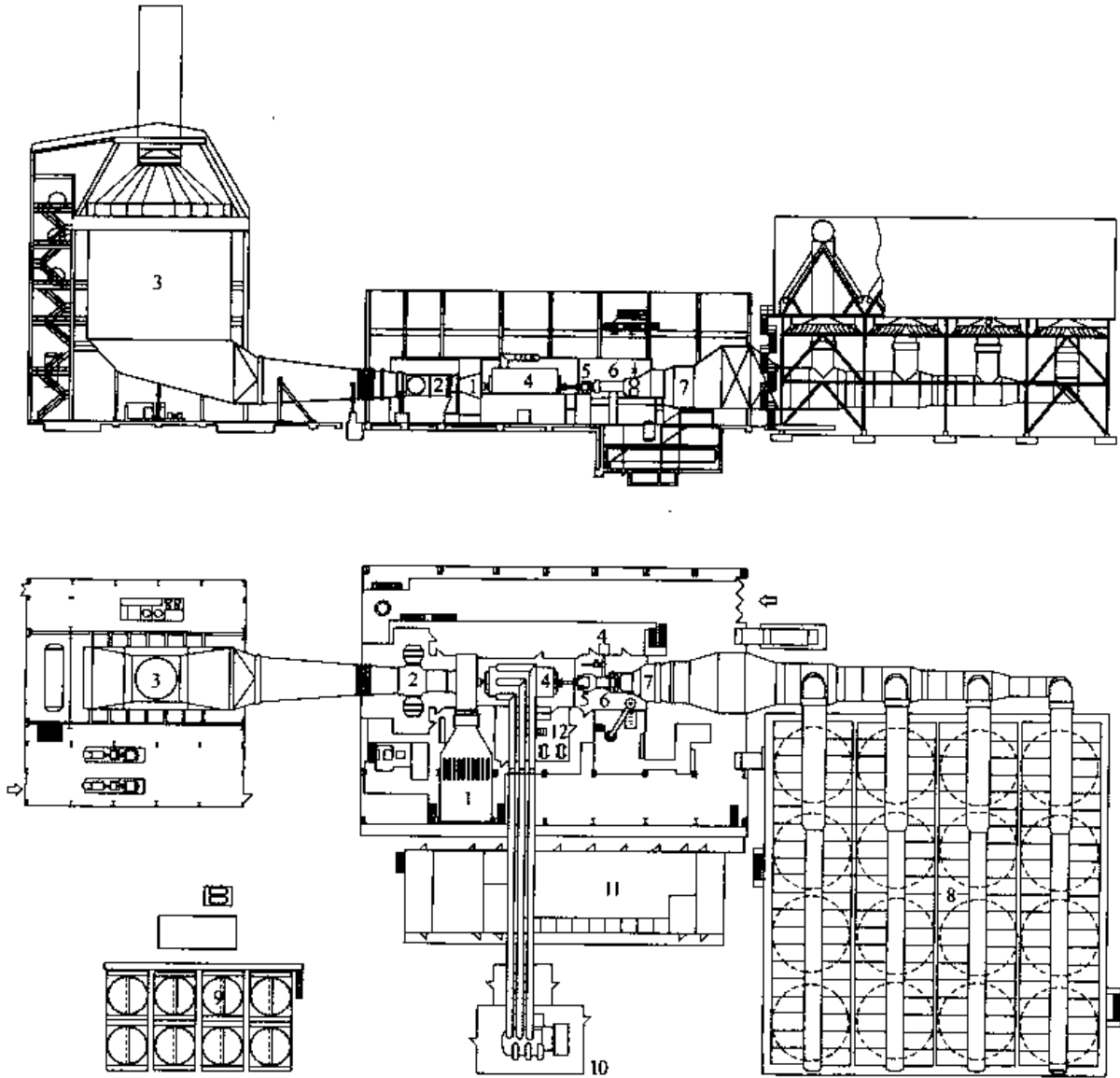


图 21-6 GUD1S.V94.3 机组在主厂房内的布置

- 1—空气进气管; 2—燃气轮机; 3—余热锅炉; 4—发电机; 5—3S 离合器; 6—高压蒸汽透平;  
7—中压/低压蒸汽透平; 8—空冷凝汽器; 9—辅助冷却器; 10—发电机的变压器;  
11—动力控制室; 12—变频器

该电厂中值得注意的一个问题是蒸汽轮机采用了空气冷却式凝汽器。为了使读者能够获得有关空冷凝汽器的感性认识, 我们借用图 21-11 和图 21-12 来显示它的布置和结构。

Rye House 电厂中使用的空气冷却式凝汽器的结构与 King's Lynn 电厂的相似, 只是前者发电容量是后者的一倍, 致使蒸汽输送管道的分布排数以及散热面和空气风扇的数量有所增加而已。

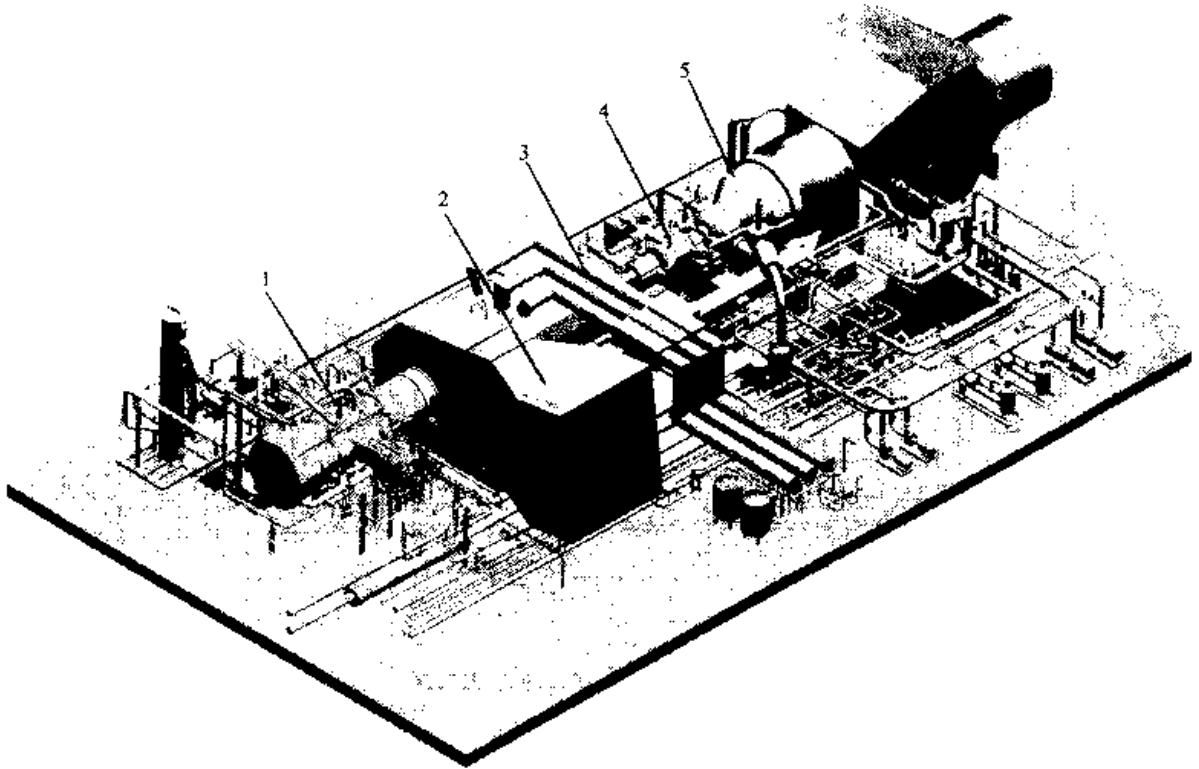


图 21-7 GUD1S V94.3 机组布置的轴侧图

1—燃气轮机；2—空气进气道；3—发电机母线；4—高压蒸汽透平；5—中压/低压蒸汽透平

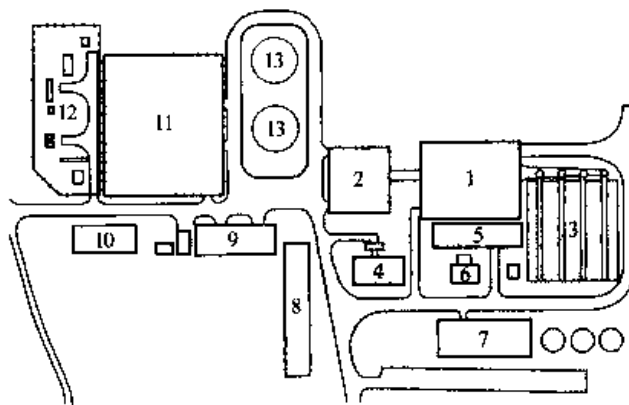


图 21-8 King's Lynn 燃气—蒸汽联合循环电厂的平面布置

1—燃气轮机和蒸汽轮机车间；2—余热锅炉；3—空冷凝汽器；4—辅助冷却器；5—动力控制室；6—发电机的变压器；7—水处理车间；8—控制室与行政大楼；9—机工车间与仓库；10—电网控制室；11—132kV 电气开关场；12—天然气处理室；13—液体燃料贮罐

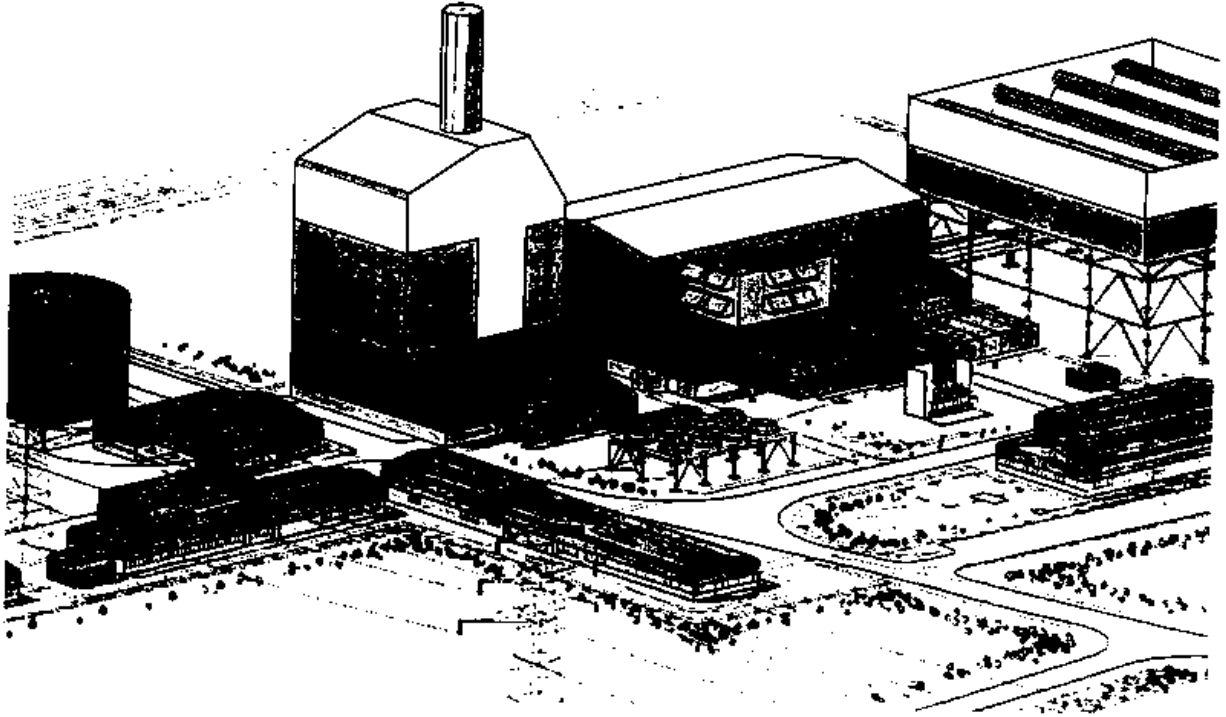


图 21-9 King's Lynn 电厂全厂布置的全景鸟瞰图

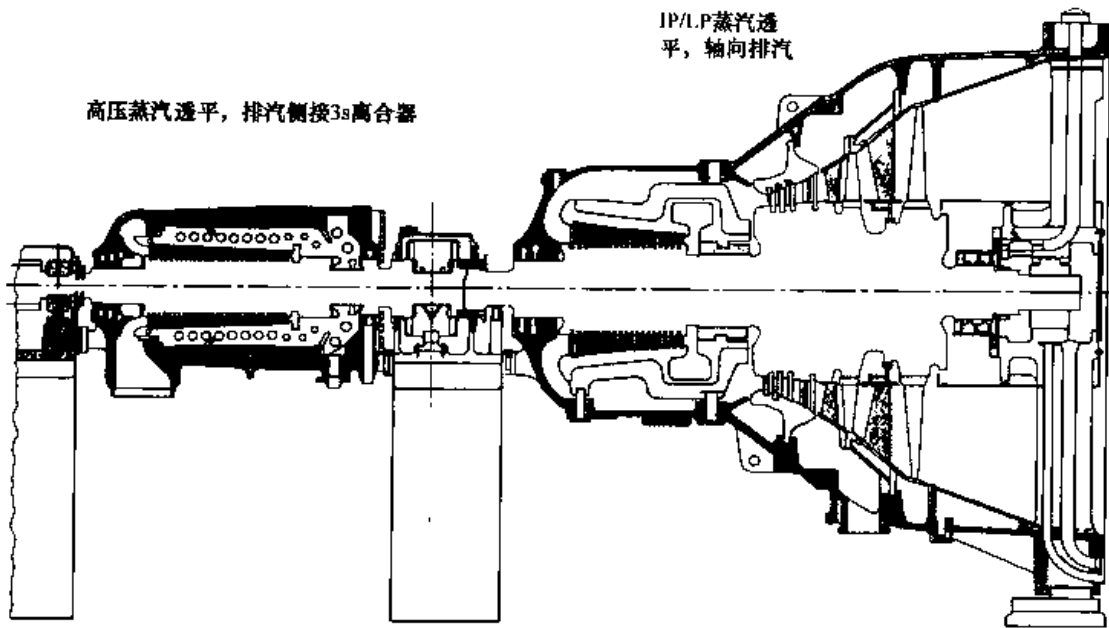


图 21-10 三压进汽再热式蒸汽轮机的结构示意图

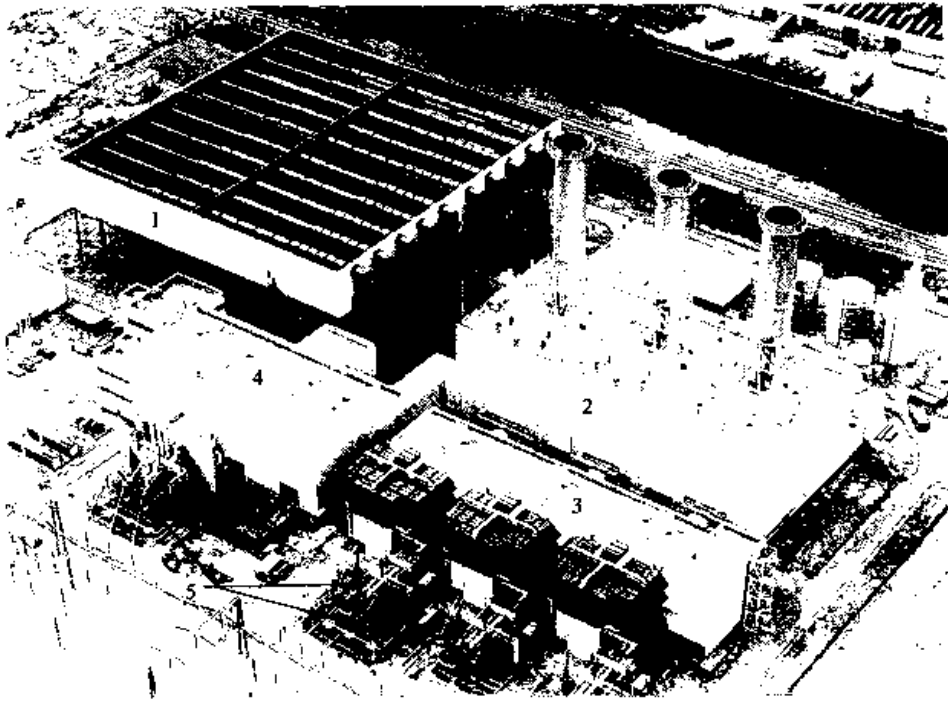


图 21-11 英国 Rye House 700MW 联合循环电厂的全景鸟瞰图<sup>[108]</sup>

1—空气冷却式凝汽器；2—余热锅炉厂房；3—燃气轮机厂房；4—蒸汽轮机厂房；5—主变压器

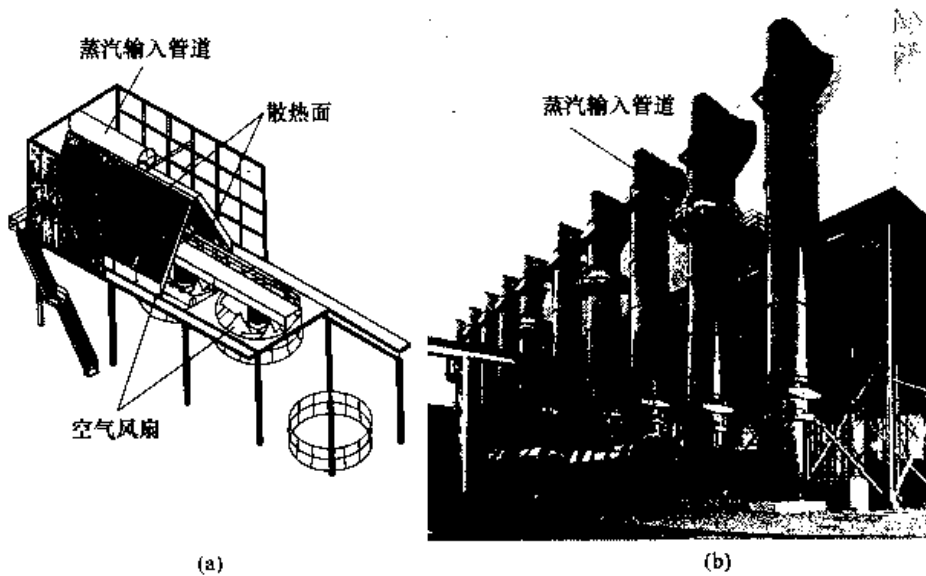


图 21-12 空气冷却式凝汽器的蒸汽输入管道的布置以及散热面和空气风扇的配置关系<sup>[109]</sup>

(a) 散热面和空气风扇的配置关系；(b) 蒸汽输送管道的布置

### 第五节 葡萄牙 Tapada Do Outeiro 电厂<sup>[110],[111],[112]</sup>

该电厂位于葡萄牙 Oporto 市东南 18km 处，附近有一座燃煤蒸汽电厂，它是以 BOT 方式为一家合资公司（Turbogas Produtora Energetica SA）建造的。电厂燃用的天然气从阿尔及利亚通过 Mahgreb 输气管供给，并以蒸馏油作为备用燃料。电厂的总功率为 1000MW。

1994 年 12 月 Turbogás 公司把建设电厂的总承包合同授予由德国 Siemens 公司领导的联合体。工程

于1995年2月15日破土动工。按计划3套机组中的第一套应于1998年3月投运,从合同签订日算起共39个月。最后一套机组则应于1999年5月投运,为合同签订后的第53个月。由于受天然气管线建设周期的影响,该电厂的建设速度不是很快。

该电厂装有3套Siemens公司生产的单轴布置方式的GUD1S.V94.3A联合循环机组,燃气轮机与蒸汽轮机同轴,并共有一台发电机。在发电机与蒸汽轮机之间装有3S离合器。整个热力系统如图21-13和图21-14所示。余热锅炉是强制循环方式。由于发电机是与燃气轮机的冷端联轴的,因而燃气透平的排气可以轴向排往余热锅炉。

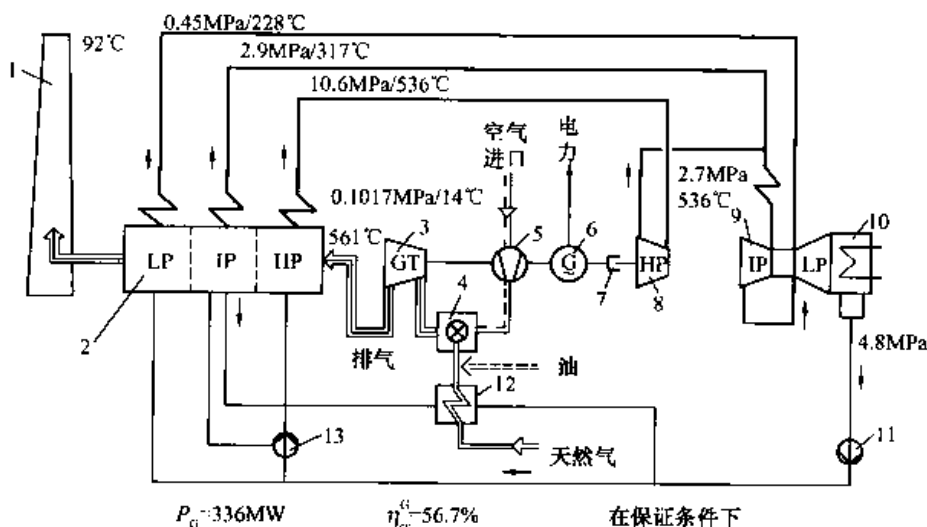


图 21-13 GUD1S.V94.3A 联合循环机组的系统

1—烟囱; 2—余热锅炉; 3—燃气透平; 4—燃烧室; 5—压气机; 6—发电机;  
7—3S离合器; 8—蒸汽透平的高压缸; 9—蒸汽透平的中/低压缸; 10—凝汽器;  
11—凝结水泵; 12—天然气预热器; 13—给水泵

该电厂的性能数据如下:

(1) 联合循环机组:

燃料	天然气, 蒸馏油为备用燃料
负荷性质	基本负荷(可视电网情况机动)
联合循环台数	3套单轴布置方式的燃气-蒸汽联合循环机组
净功率	3×330MW
全厂效率	56.7%

(2) 燃气轮机:

型式	Siemens公司的V94.3A
转速	3000r/min
燃烧室类型	环型燃烧室
加入的热能	592MJ/s

(3) 蒸汽轮机:

型式	双缸再热凝汽式(HE型), 它具有一个筒式的高压缸和一个逆向流动的中压/低压缸
转速	3000r/min
背压	4.8kPa

(4) 余热锅炉:

型式	垂直气道, 不补燃的自然循环方式
----	------------------

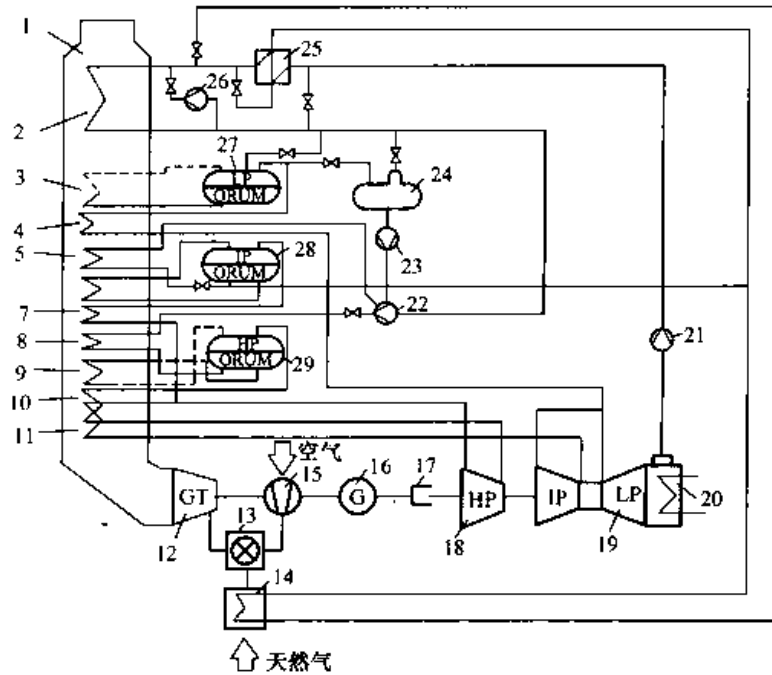


图 21-14 GTD1S V94.3A 联合循环机组的热力系统

1—余热锅炉；2—给水预热器；3—低压蒸发器；4—低压过热器；5—中压省煤器；6—中压蒸发器；7—中压过热器；8—高压省煤器；9—高压蒸发器；10—高压过热器；11—再热器；12—燃气透平；13—燃烧室；14—天然气预热器；15—压气机；16—发电机；17—3S 离合器；18—高压蒸汽透平；19—中/低压蒸汽透平；20—凝汽器；21—凝结水泵；22—给水泵；23—除 $O_2$ 器泵；24—除氧器；25—外凝结水预热器；26—循环泵；27—低压锅筒；28—中压锅筒；29—高压锅筒

台数	3 台
压力水平	3 压+再热
高压蒸汽流量	252.4t/h
高压蒸汽压力	11.33MPa
高压蒸汽温度	550℃
中压蒸汽流量	49t/h
中压蒸汽压力	3.03MPa
中压蒸汽温度	319℃
低压蒸汽流量	32.8t/h
低压蒸汽压力	0.45MPa
低压蒸汽温度	233℃
再热蒸汽流量	297.7t/h
再热蒸汽压力	2.91MPa
再热蒸汽温度	550℃
(5) 发电机:	
型式	THRI 108/55
冷却方式	氢冷
转速	3000r/min
额定功率	410MV·A
电压	21kV
频率	50Hz

功率因数 0.9

以上三套联合循环都是1台燃气轮机带1台余热锅炉，配备以1台蒸汽轮机的 $3 \times "1+1+1"$ 单轴布置方式的联合循环机组。

原则上讲，倘若一个电厂中拥有多台燃气轮机的话，既可以采用单轴布置方式，也可以选用多轴布置方式，即多台燃气轮机共用一台蒸汽轮机。后一种布置方式可以分阶段建设，即在蒸汽轮机循环建成之前，燃气轮机可以开环运行发电。但是假如电厂所用的燃料很昂贵，由于燃气轮机单独运行时效率比较低，而且多轴布置方式中蒸汽和给水系统都较复杂，就不如选用多套单轴布置方式的联合循环机组为宜。那时，由一台燃气轮机、一台余热锅炉、一台蒸汽轮机和一台发电机组成的单轴布置方式的联合循环机组，将单独安装在独自的厂房内，与该电厂中可能安装的其他机组分开。这样，电厂就可以按一套联合循环为单元实现分阶段的发电，但它却能保证燃料使用的效率很高。这种布置方式除了节省燃料之外，还有系统简单等许多优点。由于燃气轮机不作开环运行，就不需要在燃气透平与余热锅炉之间设置旁通烟道和阀门。燃气轮机与蒸汽轮机一对一地匹配，可以大大简化汽/水循环系统，减少蒸汽阀门、给水阀门、挡板和管路的数量，对控制、运行和维修都有好处。

每套机组连同其外围设备都安装在一个基本上是自给自足的厂房内，仅有循环水泵房和水处理车间公用。每套机组可以各自响应电力需求，由此加强了运行灵活性。每套机组的布置采用单独的厂房而不是一个公用的大厂房，因为后者增加了建设时间，而且一台机组先投运，另一些机组再安装是很不方便的，在后勤方面有许多缺点。

图 21-15 给出了该电厂的全景鸟瞰，图 21-16 给出了该电厂的总体平面布置，图 21-17 给出了燃气轮机与蒸汽轮机车间内主要设备的平面布置。

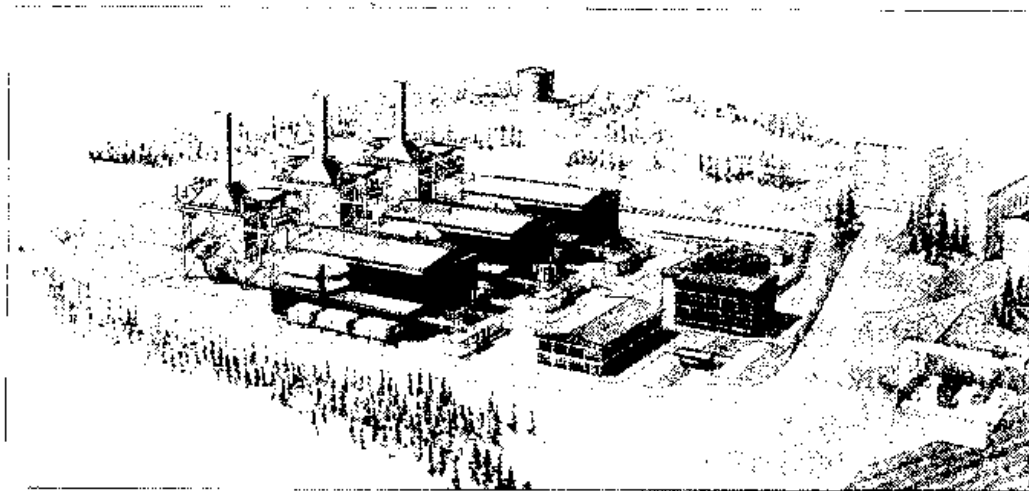


图 21-15 Tapada Do Outeiro 1000MW 联合循环电厂的全景鸟瞰

燃气轮机是把发电机当作同步电动机使用而启动的，因而需要设置一套变频器。此外，还配备了一套柴油发电机组，以满足紧急/无外电源启动的需要。由于在发电机与蒸汽轮机之间装有 3S 离合器，在启动时燃气轮机不会驱动蒸汽轮机。燃气轮机启动后，先以简单循环方式运行，其排气使余热锅炉升温，当锅炉一旦产生蒸汽，蒸汽轮机就开始暖机，并逐渐提高转速，当蒸汽轮机的转速与被燃气轮机直接带动的发电机的转速相同时，3S 离合器自动啮合蒸汽轮机和发电机。此时，蒸汽轮机开始携带负荷。该机组典型的启动曲线如图 21-18 所示。

图 21-19 给出了 GUDIS V94.3A 机组的能流平衡。由图 21-19 可知，Tapada Do Outeiro 电厂的保证效率为 55.4%。由于 V94.3A 型燃气轮机的改进，GUDIS V94.3A 联合循环机组的供电效率已能提高到 57.4%。

该电厂采用 TELEPERM XP 控制系统。这个系统在所控制的设备附近布置若干套分散的自动控制



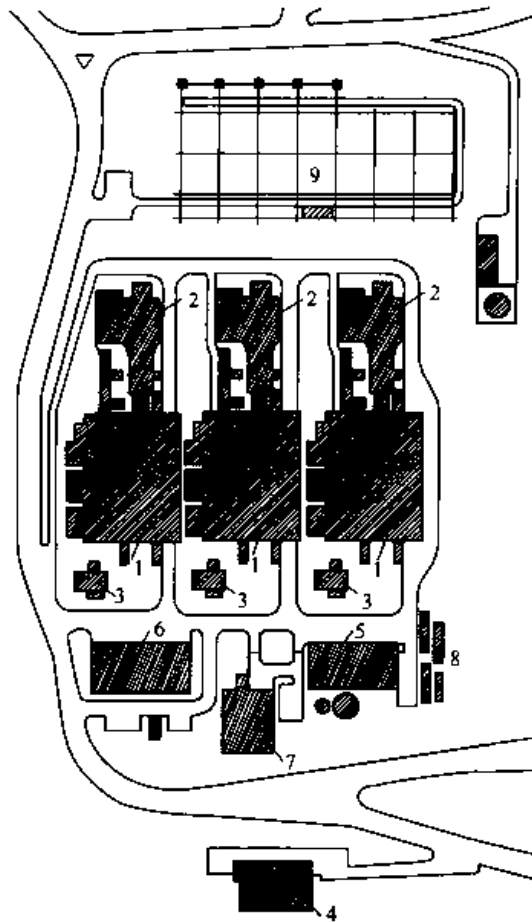


图 21-16 Tapada Do Outeiro 1000MW 联合循环电厂的平面布置

1—燃气轮机与蒸汽轮机车间；2—余热锅炉；3—主变压器；4—循环水进口与水泵房；5—水处理间；6—机加工车间与仓库；7—控制室与办公大楼；8—紧急/无外电源启动柴油发电机组；9—输配电开关场地

分站，这样可以减少和简化布线。每个经过预先试验的分站通过冗余总线，接到电子中心预调试自动站中去，进行整体集中调控。

图 21-20 给出了 Tapada Do Outeiro 电厂的施工和调试计划表。一套 GUDIS V94.3A 联合循环机组可在合同签订后的 18 个月内启动投运。

天然气供应设备、开关和控制柜等都是工厂预先组装好后交货的，这种预先组装的机械设备以及全部经过预先调试的电气和电子系统，能够最大程度地缩短现场安装时间。

到 2001 年 12 月，该三套单轴布置方式的 GUDIS V94.3A 联合循环机组已经分别运行了 31600、32400 和 2620h。自 1998 年第一套机组并网后，到 2000 年未发生过任何事故，可用率高于 93%，强迫停机率低于 2.0%。

表 21-5 给出了一套 GUDIS V94.3A 联合循环机组典型的维修计划。

单轴布置方式联合循环机组的最长停机检修间隔是由燃气轮机决定的，带基本负荷运行的机组每年（即 8000 当量运行小时的间隔）检查一次。燃气轮机的所有辅机也在同一时间检修，如表 21-5 所示。这样，就能使机组的运行可用率最高。蒸汽轮机只需每 10~12 年拆开大修一次，对蒸汽轮机两个缸体的日常维修可每隔 25000h 进行一次。发电机的维修与前者相同。此外，燃气轮机按照大修或高温烟气通道的检修计划同时进行大修。

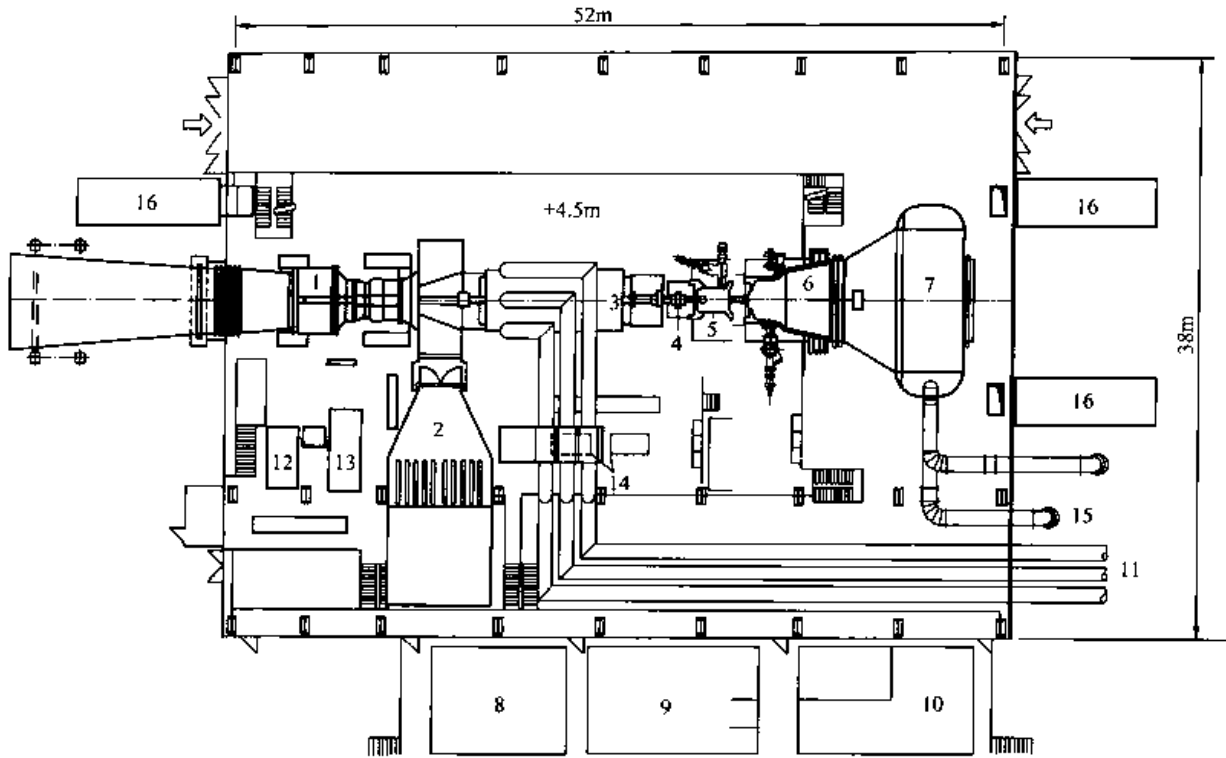


图 21-17 燃气轮机与蒸汽轮机车间内主要设备的平面布置

- 1—燃气轮机；2—空气进气管；3—发电机；4—3S 离合器；5—高压蒸汽透平；6—中/低压蒸汽透平；  
7—轴向流动凝汽器；8—电子控制设备间；9—低压开关室；10—中压开关室；11—发电机输出母线；  
12—天然气供应设备；13—液体燃料供应设备；14—变频器；15—主循环水管；16—空气通风装置

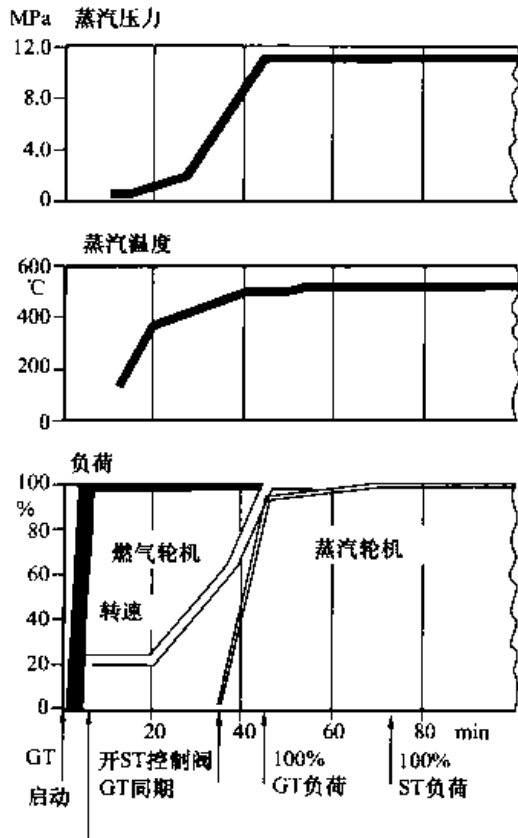


图 21-18 GUD1S.V94.3A 联合循环机组的启动曲线

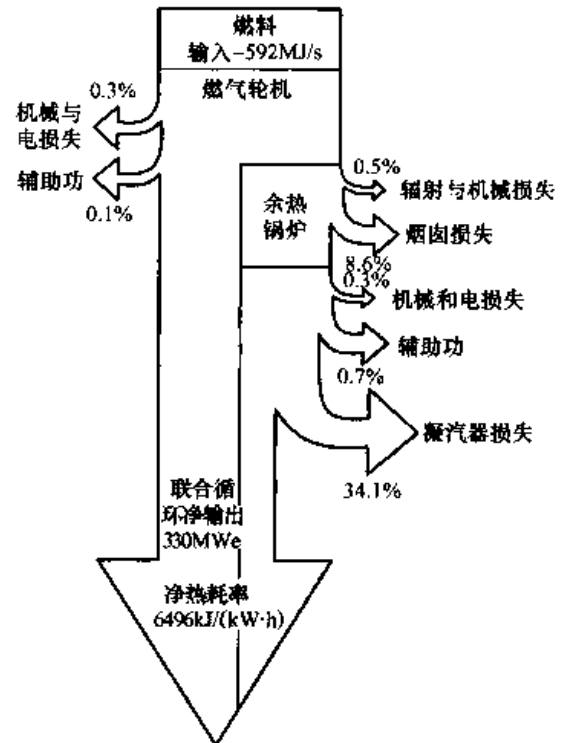


图 21-19 GUD1S.V94.3A 机组的能流平衡

结构/系统	月份数																		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
合同获得																			
土建工程																			
吊车																			
凝汽器(预制的)																			
余热锅炉																			
水/汽循环系统																			
循环水设备																			
蒸汽轮机																			
发电机																			
燃气轮机																			
油冲洗																			
仪表与控制/电气设备																			
变压器																			
酸清洗																			
调试: 燃气轮机																			
余热锅炉蒸汽轮机, 汽水系统																			
试运行																			

图 21-20 Tapada Do Outeiro 电厂的施工与调试计划

表 21-5

一套 GUD1S, V94. 3A 联合循环机组的典型维修计划

设备名称	燃气轮机当量运行小时					
	8000	16000	25000	33000	41000	50000
燃气轮机	△	△	★	△	△	■
发电机			△			△
余热锅炉	△	△	★	△	△	★
蒸汽轮机			△			△
汽/水系统	△	△	+	△	△	★
仪表与控制/电气设备	△	△	★	△	△	★
循环水系统	△	△	★	△	△	★
除盐水系统	△	△	★	△	△	★
燃料供给系统	△	△	★	△	△	★
辅助系统	△	△	★	△	△	★

注 △—小修; ★—大修; ■—高温烟道检修; +—中间检修。

## 第六节 英国 Seabank 电厂<sup>[112],[113]</sup>

Seabank 电厂位于英国埃文茅斯, 它由 Seabank 电力有限公司经营和管理。该公司由英国天然气公司和苏格兰水力电力公司以股份、贷款和资本金相结合的方式合营, 后者通过其天然气供应系统为前者供应燃料, 并购买其生产的电力。天然气管道的直径为 1050mm, 距电站 26km, 它与国家天然气管网相连。全电厂由 Siemens 发电集团按交钥匙工程方式建造, 即由 Siemens 发电集团全面承担整个电站的设计、采购、制造、运输、土建、安装、调试和性能试验。电厂总投资 5 亿美元, 比投资费用为 662.25 美元/kW。

电厂的总容量为 755MW, 燃气轮机采用 Siemens 公司生产的最新改进的 V94. 3A 机型机组, 联合

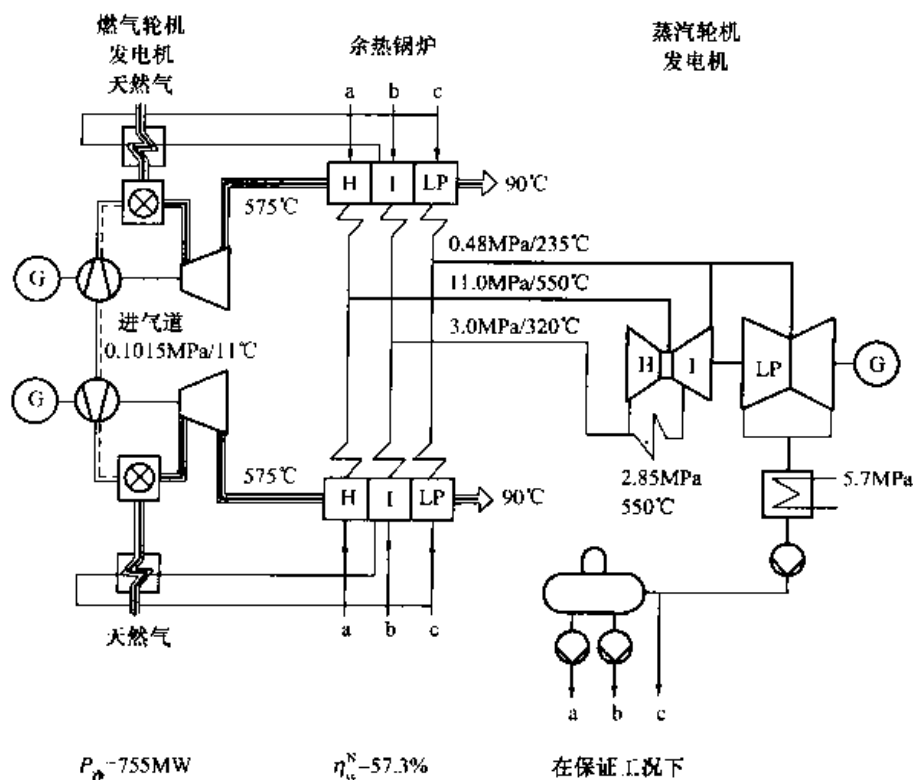


图 21-21 GUD2.V94.3A “2+2+1”的多轴布置方式联合循环的热力系统

循环采用“2+2+1”多轴布置方式。图 21-21 是该联合循环的热力系统图。它承担基本负荷和中间负荷。

以下给出了 Seabank 电厂主要设备的技术参数。

(1) 电厂情况:

投运时间	1998 年
燃料	天然气
带负荷情况	中间负荷/基本负荷
电厂配置	一套“2+2+1”多轴布置方式的联合循环机组
当地工况下的净功率 (MW)	755
全厂净效率 (%)	57.3

(2) 燃气轮机:

供货商	Siemens 发电集团
型号	V94.3A
台数	2
转速 (r/min)	3000
燃烧系统	带 24 个预混式喷嘴的环形燃烧室
燃烧热量消耗 (MJ/s)	659

(3) 发电机:

供货商	Siemens 发电集团
型号	THRI 108/44
台数	3
冷却方式	氢冷
转速 (r/min)	3000

额定功率 (MV · A)	293
电压 (kV)	15.75
频率 (Hz)	50
功率因数	0.85
(4) 蒸汽轮机:	
供货商	Siemens 发电集团
类型	双缸再热纯凝汽式汽轮机 (KN 型), 由反流高/中压缸和双流低压缸组成
台数	1
转速 (r/min)	3000
(5) 余热锅炉:	
供货商	Standard Fasel-Lentjes
类型	卧式、自然循环、无补燃
台数	2
压力分级	三压再热
高压蒸汽流量 (t/h)	253.3
高压蒸汽压力 (MPa)	11
高压蒸汽温度 (°C)	550
中压蒸汽流量 (t/h)	52.1
中压蒸汽压力 (MPa)	3.0
中压蒸汽温度 (°C)	320
低压蒸汽流量 (t/h)	36.2
低压蒸汽压力 (MPa)	0.48
低压蒸汽温度 (°C)	235
再热蒸汽流量 (t/h)	247.6
再热蒸汽压力 (MPa)	2.86
再热蒸汽温度 (°C)	550

由以上技术参数可知, Seabank 电厂是一个多轴发电模块, 它是由两台 V94.3A 型燃气轮机、两台余热锅炉和一台蒸汽轮机组合成为“2+2+1”多轴布置方式的联合循环机组。

图 21-22 给出了该电厂中主要设备的平面布置。由图 21-22 可见: 燃气轮机机房与蒸汽轮机机房互相邻接, 并有人通道相通。凝汽器排放的热量是通过混合式矮型冷却塔排向大气的, 它在运行中不会产生可见的水雾, 这是解决“视觉污染”的一项环保措施。全厂占地 16.5ha。

图 21-23 给出了该电厂的全景鸟瞰图。该联合循环电厂由以下五大基本模块组成: ①燃气轮机 (含发电机); ②余热锅炉; ③蒸汽轮机 (含发电机); ④汽水系统设备; ⑤电气和仪表控制系统。

燃气轮机的型号是 V94.3A, 其纵剖视图如图 21-24 所示。发电机端的名义功率 (ISO 条件下) 为 250MW。发电机布置在燃气轮机的压气机端, 燃气轮机的排气可通过简单的排气扩压器直接排入余热锅炉。通过调节压气机的入口可转导叶, 能够保持燃气轮机的排气温度在相当宽的负荷范围内恒定不变。

图 21-25 给出了该燃气轮机发电机组的立体轴侧视图。燃气轮机的排气通入卧式三压自然循环的余热锅炉中。电厂有两个烟囱, 各高 65m。由于目前天然气的价格不断增加, 致使电力公司追求很高的联合循环效率, 因此在蒸汽轮机安装投运之前, 不太可能让燃气轮机先按简单循环方式运行, 因而 Seabank 电厂中在燃气透平的排气扩压器与余热锅炉之间没有配置旁路烟囱和阀门。

蒸汽轮机是三压、再热、双缸设计, 如图 21-26 所示。图 21-27 给出了蒸汽轮机发电机组的立体轴

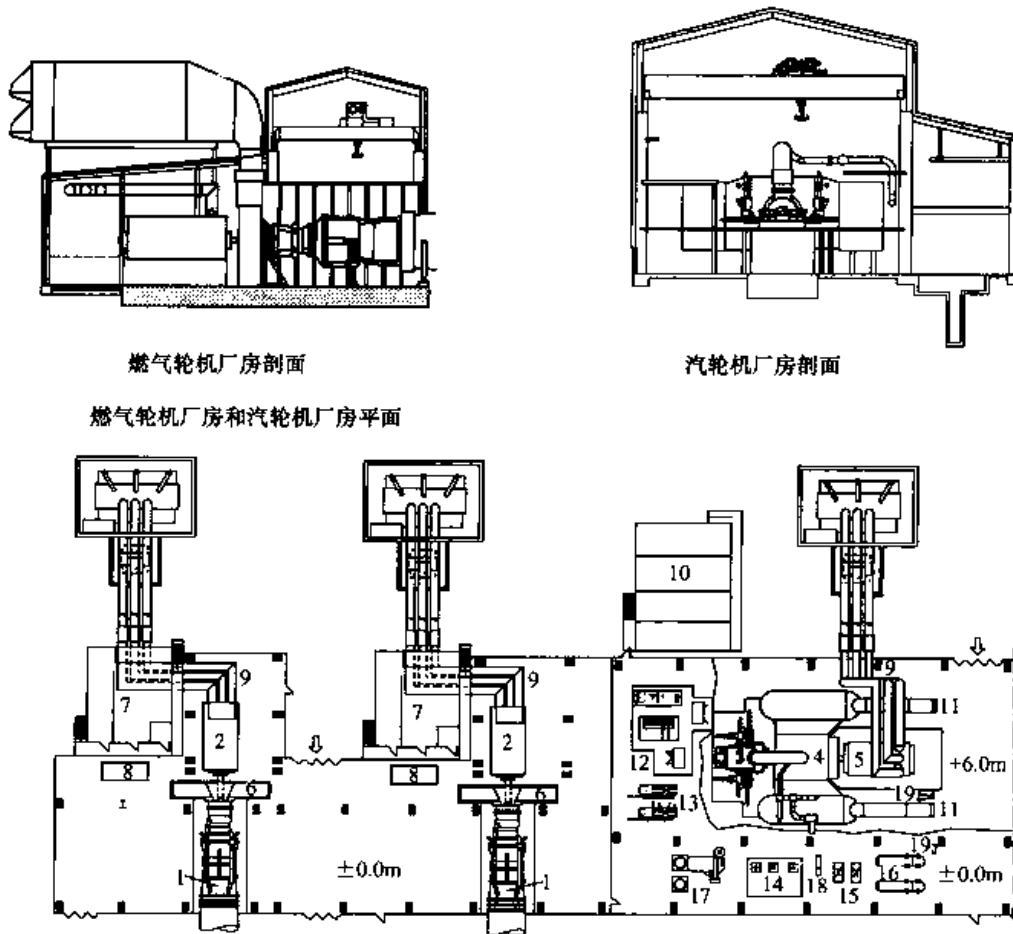


图 21-22 Seabank 电厂中主要设备的平面布置

1—燃气轮机；2—燃气轮机的发电机；3—高/中压蒸汽透平；4—低压蒸汽透平；5—蒸汽轮机的发电机；6—空气进气道；7—燃气轮机的电气控制中心；8—燃气轮机的润滑油系统；9—发电机母线；10—蒸汽轮机的电气控制中心；11—主循环水管道；12—蒸汽轮机的润滑油系统；13—凝汽器的抽真空系统；14—凝结水泵；15—闭式冷却水泵；16—闭式冷却水冷却器；17—凝结水疏水系统；18—汽封冷却器；19—凝汽器管清洗系统

侧视图。

应该指出：该蒸汽轮机是没有调节级的，它由主汽门节流控制，而蒸汽是全周进入反动式的叶片级。由于没有热应力高而效率低的调节级，蒸汽轮机的效率和可靠性都增高了。鉴于滑压运行和全周进汽的相互结合，在整个压力变化范围内可以使控制阀保持全开，由此能够保证蒸汽轮机的效率随负荷的变化而变化不大。

在启动和停机过程中，余热锅炉产生的高、中、低压蒸汽全部通过中、低压旁路阀直接排入凝汽器。当中压和低压旁路的蒸汽排入凝汽器之前，需要喷水减温。在高压旁路中也需要向高压蒸汽喷注给水，使之减温减压，以防这股蒸汽流过余热锅炉时，使再热器的换热面、联箱以及再热蒸汽管道经受超温和热冲击。

蒸汽轮机的排汽径向排入两个负荷各为 50% 的水冷式凝汽器（位于低压缸的左右两侧）。在机组的保证负荷条件下排汽湿度为 8%~9%，在环境温度 11℃ 时，凝汽器的压力为 5.7kPa。

凝汽器中的冷却水通过混合式矮型冷却塔进行冷却。凝汽器两半部分的冷却水侧是彼此隔开的，由此可以在蒸汽轮机带部分负荷的条件下，对半个凝汽器的水侧进行清洗。

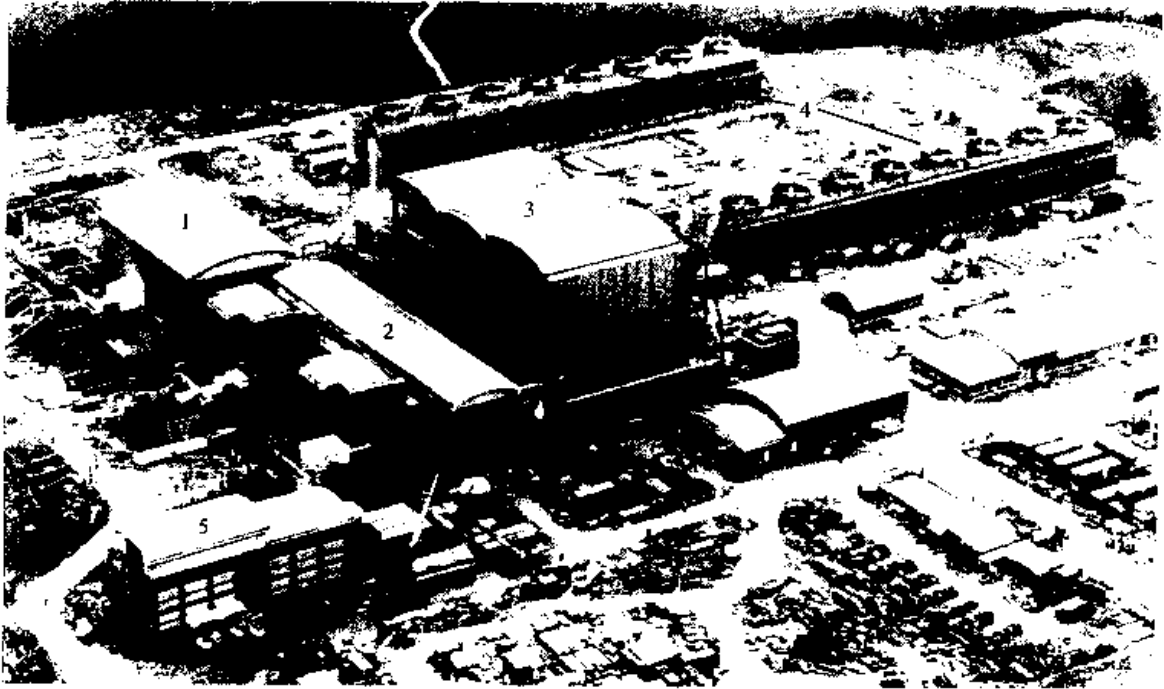


图 21-23 Seabank 电厂的全景鸟瞰图

1—蒸汽轮机机房；2—燃气轮机机房；3—余热锅炉房；4—混合式矮型冷却塔；5—办公大楼与主控室

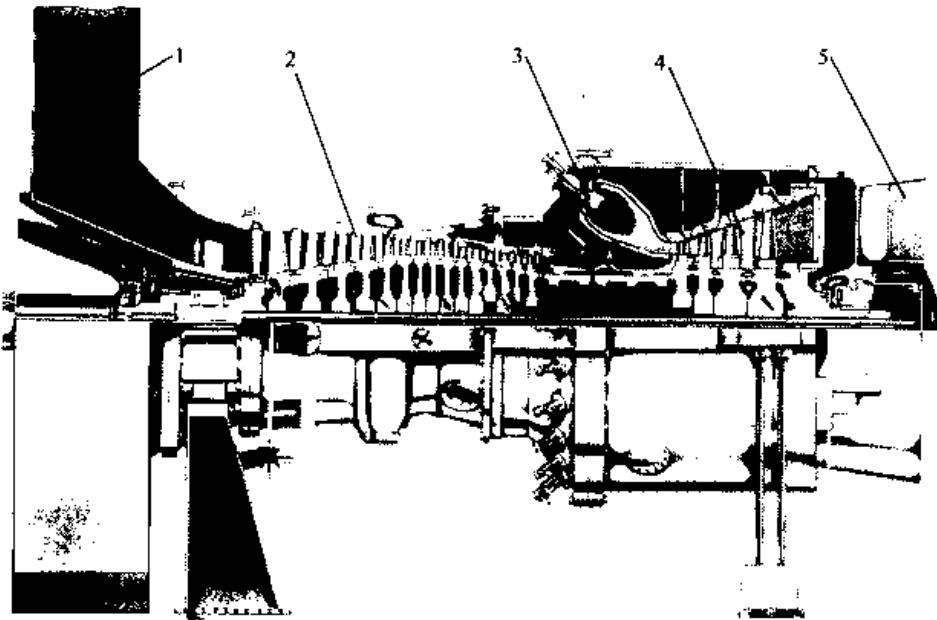


图 21-24 V94.3A 型燃气轮机的纵剖视图

1—空气进气道；2—压气机；3—环形燃烧室；4—燃气透平；5—排气扩压器

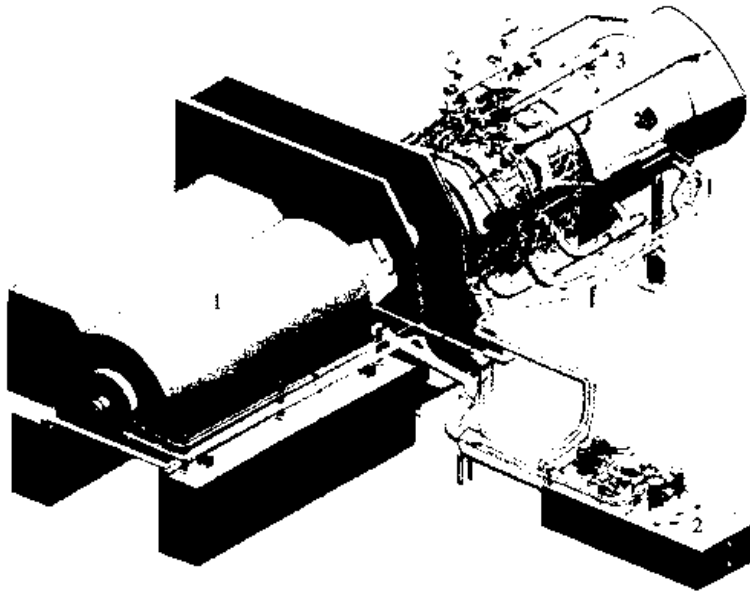


图 21-25 V94.3A 型燃气轮机发电机组的立体轴侧视图

1—发电机；2—润滑油系统；3—燃气轮机

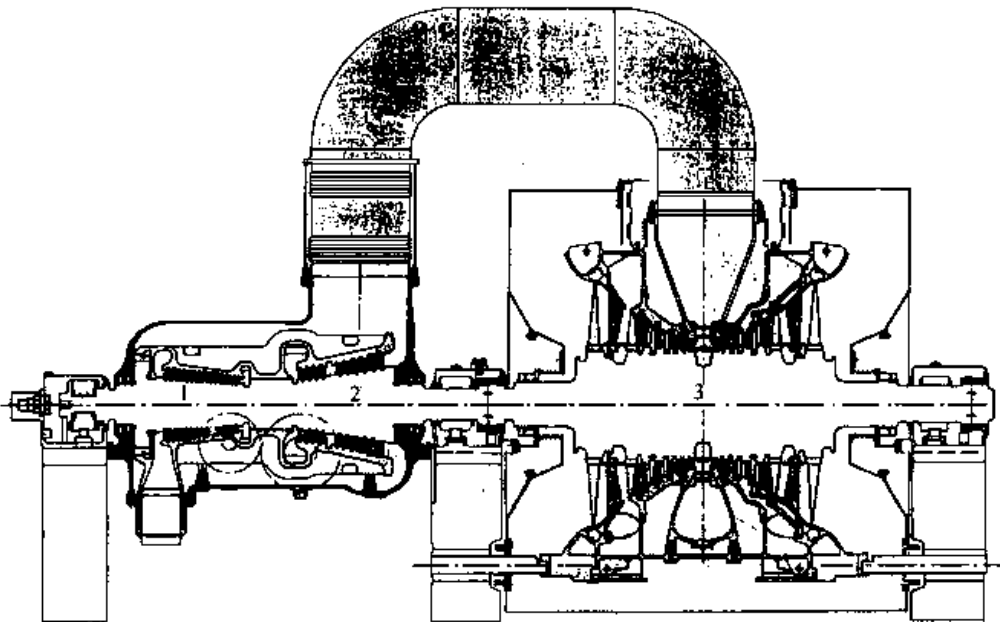


图 21-26 蒸汽轮机的纵剖视图

1—高压缸；2—中压缸；3—低压缸



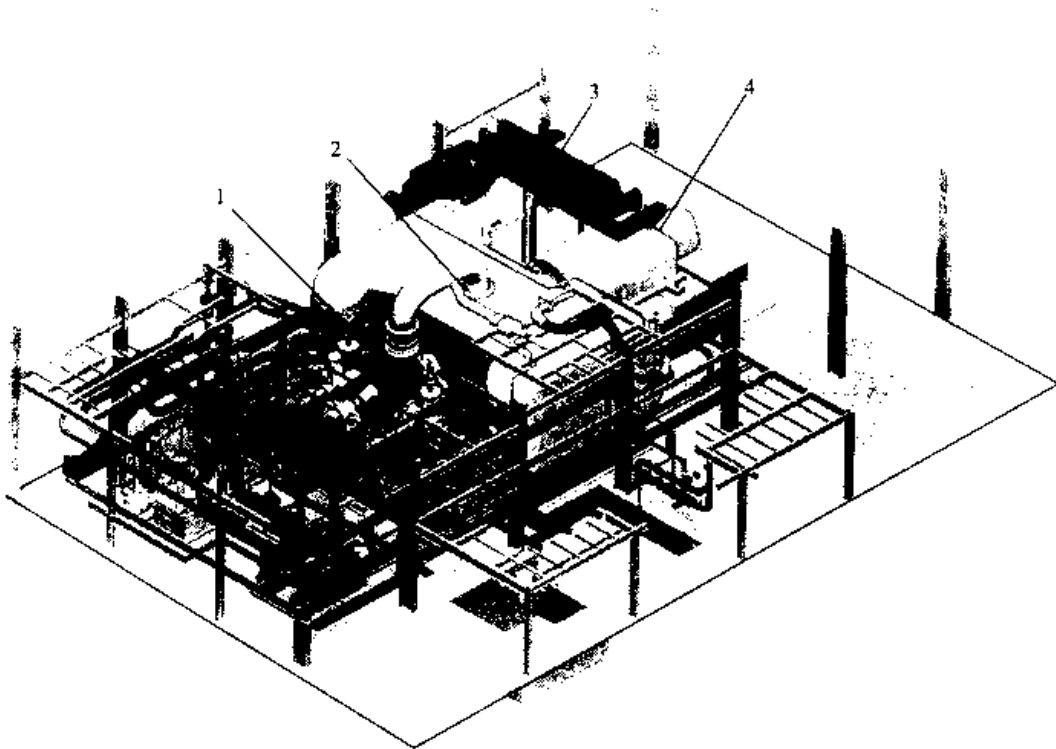


图 21-27 蒸汽轮机发电机组的立体轴侧视图

1—蒸汽轮机的高/中压缸；2—蒸汽轮机的低压缸；3—发电机的输出母线；4—蒸汽轮机的发电机

蒸汽轮机的发电机是与两台燃气轮机的发电机完全相同的，它们都是全氢冷却式的。因发电机损耗而产生的热量将由水/氢热交换器排入闭式冷却水系统。

汽水系统主要由凝结水系统、带除氧给水箱的给水系统和蒸汽系统组成。凝结水系统将凝结水从凝汽器送到给水箱和余热锅炉的低压锅筒中去。凝结水先通过余热锅炉的预热器进行预热。

给水通过高、中压水泵被送到余热锅炉的高、中压段，以产生主蒸汽，并补充锅炉排污损耗的水量。

余热锅炉产生的高压与低压蒸汽通过蒸汽管道送到蒸汽轮机机房中去，进入蒸汽轮机膨胀做功。高压蒸汽膨胀做功之后，与中压过热蒸汽混合，通过再热冷段管道，重新进入余热锅炉。混合后的中压蒸汽在再热器中进一步再热后，进到蒸汽轮机的中压缸和低压缸中去膨胀做功。

图 21-28 给出了该电厂主电气系统的回路简图。由图可知：三个发电机通过各自的主变压器和一个 400kV 辅助母线与电网相连。两个降压变压器从燃气轮机发电机的出线端引取厂用电。在电网失电时，一个 900kV·A 的应急柴油发电机组为 400V 电压等级的、最重要的厂用电负荷供电。

两个分离的厂用电供应系统为发电机组和辅助设备供电。有备用电池支持的 110V 直流系统通过整流器从 400V 母线上取电。静态变换器将直流电从 110V 降压到 24V，供仪表控制系统使用。

燃气轮机是通过变频器以发电机作为同步电动机使用而启动的。在那时或者在全厂停机时期，发电机与电气系统连接的断路器是断开的，厂用电将由 400kV 的开关站提供给厂内各电压等级的设备使用。

国家电网公司在 Seabank 电厂的东端建造了一个 400kV 的变电站，以接纳 Seabank 电厂提供的电力，并通过一条新的 7.7km 长的架空输电线向电网中的 Cilfyndd-whitson-Melksham 线路输电。

Seabank 电厂配备有 13 个电气控制中心 (PCC)，其中 6 个为燃气轮机 (即每台 3 个)、4 个为蒸汽轮机、3 个为共用设备服务。在电气控制中心装有厂内驱动用所需的所有开关，以及控制保护所需的电子设备。此外，在燃气轮机的电子控制中心中，还装备有启动变频器、发电机的励磁设备和一个就地操作的控制盘，以便实施燃气轮机的自动或手动启动与运行。

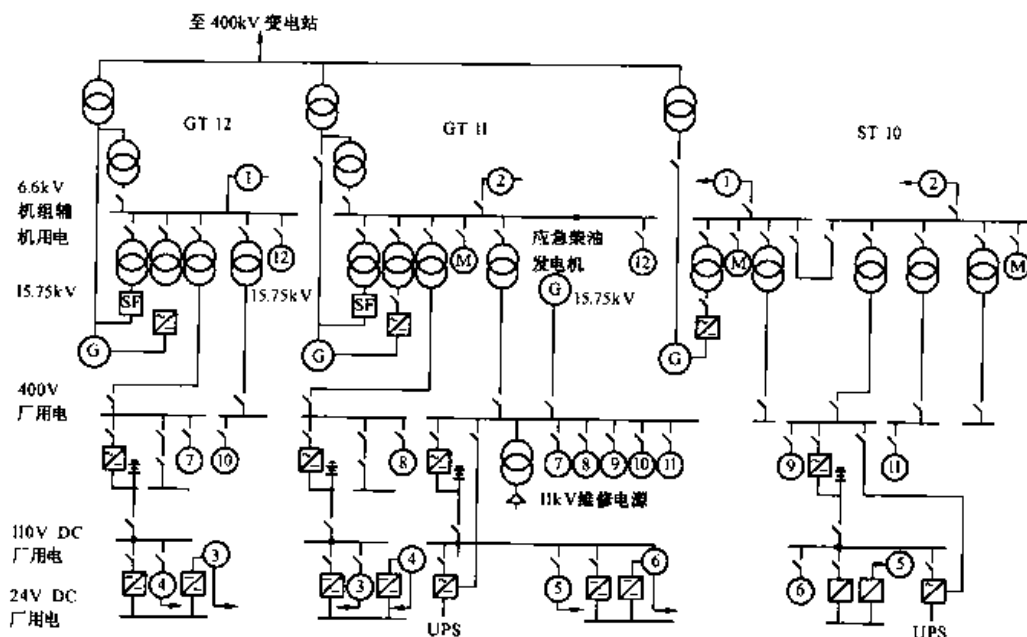


图 21-28 Seabank 电厂中主电气系统的回路

电气控制中心被安装在能防风雨的隔间内，它们在出厂前都已组装好并已调试完毕，在现场只需将它们与主设备和电缆相连即可。这样就能缩短电厂的建设周期，并能提高质量。

Seabank 电厂的控制系统采用 Siemens 公司的 TELEPERM XP 分散控制系统 (DCS) 的设计，它是一个基于 Unix 平台的自动化系统，适用于各种容量的电厂，从小型的热电联产电厂一直到大型的联合循环电厂，甚至整体气化的联合循环电厂 (IGCC) 均适用。

系统的配置可以进行开环控制、闭环控制、程序控制，也可以将过程信息显示和存档。作为第二代数字系统，这一软件包括了大的先进软件控制库。整个系统可以用图形方式显示。图 21-29 中给出该电厂采用的西门子公司 TELEPERM XP 仪表控制系统的概要示意。

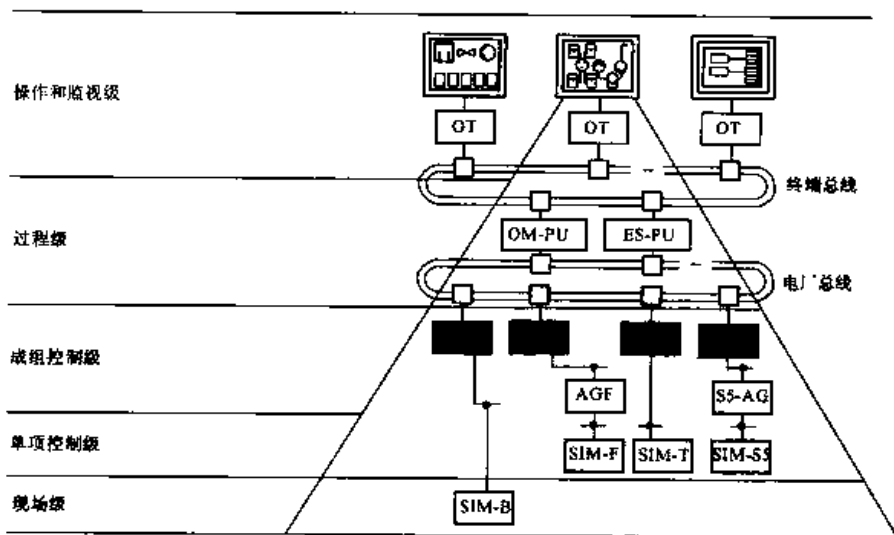


图 21-29 Seabank 电厂采用的西门子公司 TELEPERM XP 仪表控制系统的概要

图 21-30 给出了该电厂联合循环机组于 11℃ 时的热流。

整个联合循环电厂净热效率的保证值为 57% (11℃ 时)。

天然气管道的供气压力为 3.1~7.5MPa(g)。燃用天然气时  $\text{NO}_x$  的排放量低于  $30 \times 10^{-6}$  ( $60\text{mg}/\text{m}^3$ ),

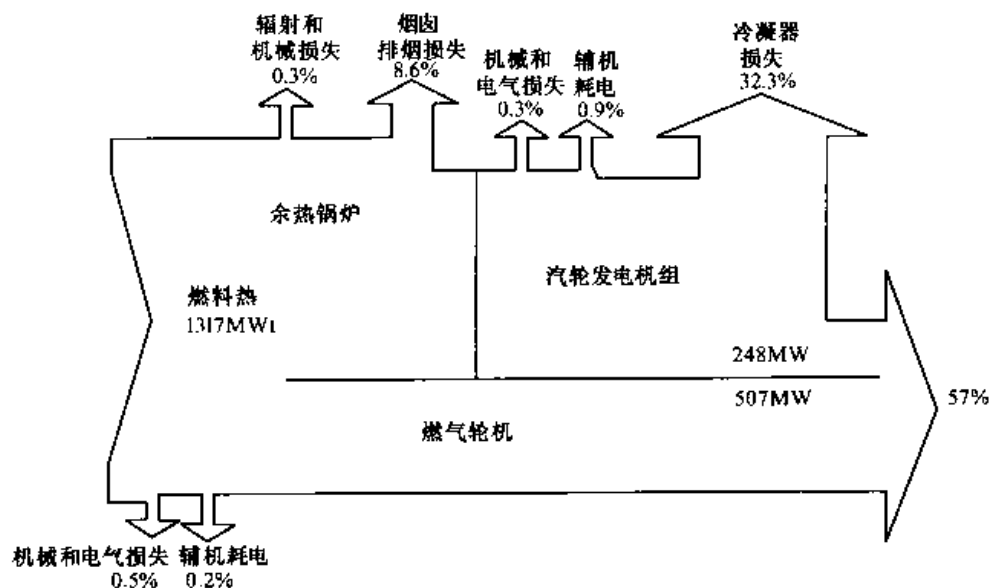


图 21-30 Seabank 电厂联合循环机组的热流

15% $O_2$ )。CO 排放量的保证值低于  $80 \times 10^{-6}$ , 当负荷较高时有望小于  $10 \times 10^{-6}$ 。SO<sub>x</sub> 的排放量可以完全忽略不计。机组启动时排气黑度是林格曼一级, 即排气中无炭黑, 机组启动后排气基本无色。

英国 Didcot B 电厂采用四台 Siemens 公司生产的 V94.2A 燃气轮机, 组成两套“2+2+1”的多轴布置方式的联合循环机组, 其总容量为 1370MW。其主要设备的平面布置与 Seabank 电厂相似 (见图 21-22), 只是面积是后者的一倍。两台蒸汽轮机置于厂房中间的同一个蒸汽轮机机房内, 两组各两台燃气轮机则分别安装在各自的燃气轮机机房内, 它们位于蒸汽轮机机房的左右两侧。详细的布置情况可参见图 21-31。

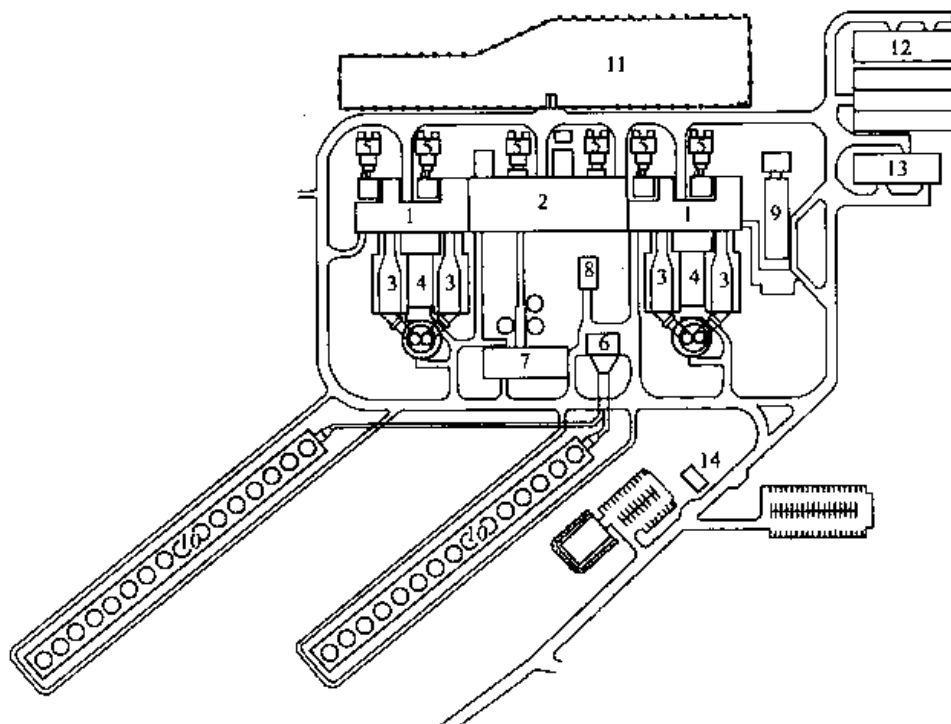


图 21-31 Didcot B 电厂的厂区平面布置

- 1—燃气轮机机房; 2—蒸汽轮机机房; 3—余热锅炉; 4—给水泵房; 5—主变压器;  
6—循环水泵房; 7—水处理间; 8—辅助锅炉; 9—控制室与办公大楼; 10—混合式  
冷却塔; 11—备用面积; 12—维修车间; 13—机车间与仓库; 14—门房

Didcot B厂的全景鸟瞰如图 21-32 所示。

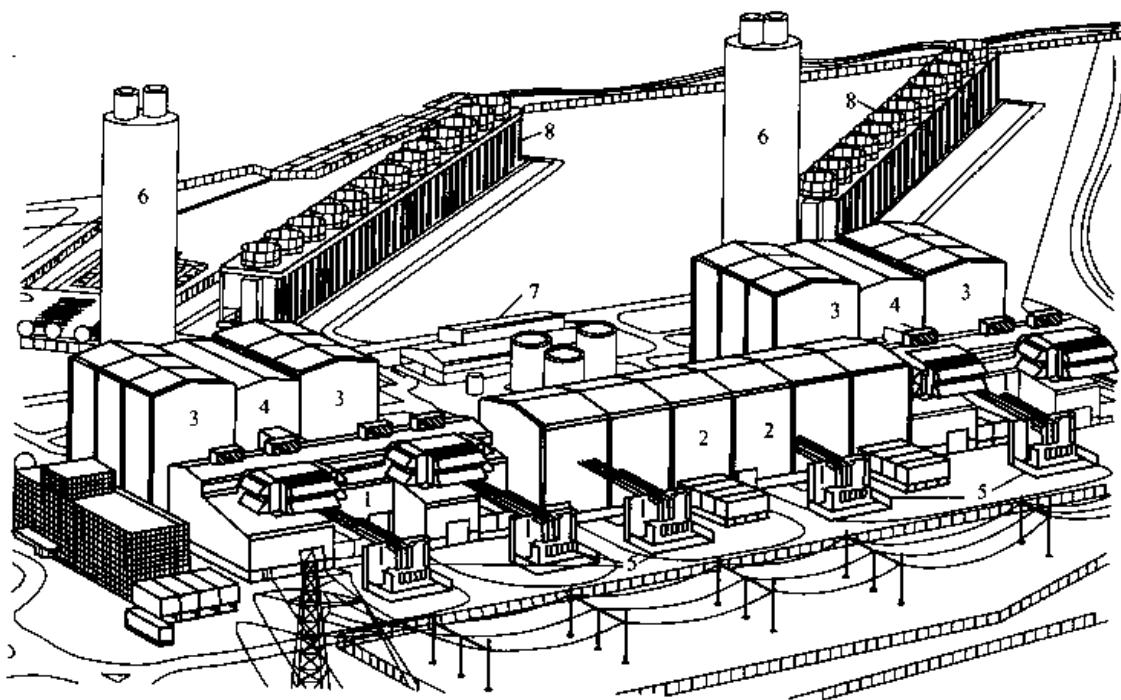


图 21-32 Didcot B 电厂的全景鸟瞰图

1—燃气轮机房；2—蒸汽轮机房；3—余热锅炉房；4—给水泵房；5—主变压器；  
6—烟囱；7—水处理间；8—混合式冷却塔

### 第七节 日本东新潟电厂<sup>[5]</sup>

日本东新潟电厂的 3 号电站始建于 1982 年。它安装了 6 台三菱公司制造的 MW-701D 燃气轮机、6 台余热锅炉、2 台双压凝汽式蒸汽轮机和 8 台发电机，组成两套“3+3+1”多轴布置方式的联合循环发电机组。全电站的总装机容量为 1090MW，燃用液化天然气，电站设计效率为 48.3% (LHV)。第一套“3+3+1”机组于 1984 年 12 月投入商业运行，第二套机组则于 1985 年 10 月投入运行。

图 21-33 是该电站的全景鸟瞰图，图 21-34 给出了该电站中主要设备的平面布置，图 21-35 给出了该电站主要设备布置的纵向剖视图，表 21-6 则给出了该电站主要设备的参数。

表 21-6

日本东新潟电厂 3 号电站主要设备的参数

设备名称	项目	参数
燃气轮机	型号	MW-701D
	额定功率 (ISO) (MW)	118
	最大功率 (当地) (MW)	113
	透平入口压力 (MPa)	1.35
	透平入口温度 (°C)	1154
	转速 (r/min)	3000

续表

设备名称	项目	参数
余热锅炉	型式	双压
	高压蒸汽流量 (t/h)	194
	低压蒸汽流量 (t/h)	57
	高压蒸汽压力 (MPa)	6.8
	低压蒸汽压力 (MPa)	0.6
	高压蒸汽温度 (°C)	505
	低压蒸汽温度 (°C)	饱和
蒸汽轮机	型式	双压凝汽式
	额定功率 (MW)	191
	最大功率 (MW)	195.5
	高压蒸汽入口压力 (MPa)	6.5
	低压蒸汽入口压力 (MPa)	0.5
	高压蒸汽入口温度 (°C)	500
	低压蒸汽入口温度 (°C)	饱和
燃气轮机的发电机	型式	交流同步发电机
	容量 (kV·A)	148
	电压 (kV)	15
	数量	6
蒸汽轮机的发电机	型式	交流同步发电机
	容量 (kV·A)	218
	电压 (kV)	15
	数量	2

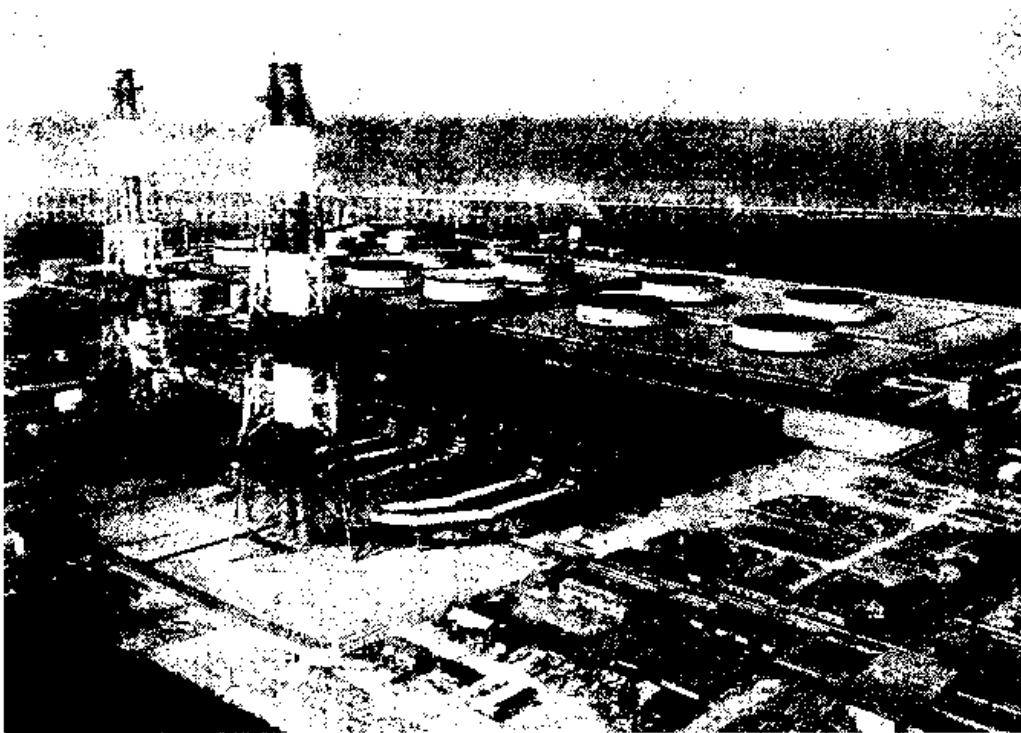


图 21-33 日本东新潟电厂 3 号电站的全景鸟瞰图

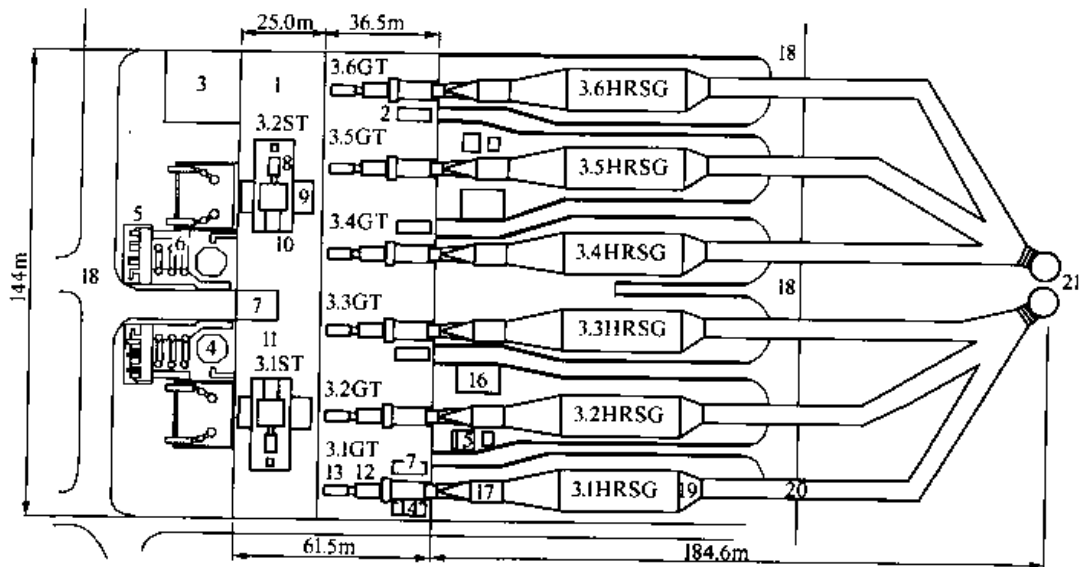


图 21-34 日本东新泻电厂 3 号电站中主要设备的平面布置

- 1—蒸汽轮机机房；2—燃气轮机机房；3—中心控制室；4—除盐水箱；5—海水升压泵；  
6—冷却水热交换器；7—通道；8—发电机；9—低压蒸汽轮机；10—高压蒸汽轮机；  
11—第一套蒸汽轮机；12—发电机；13—启动装置；14—燃气轮机；15—变压器；16—  
主变压器；17—排气消声器；18—道路；19—余热锅炉；20—排气管道；21—烟囱

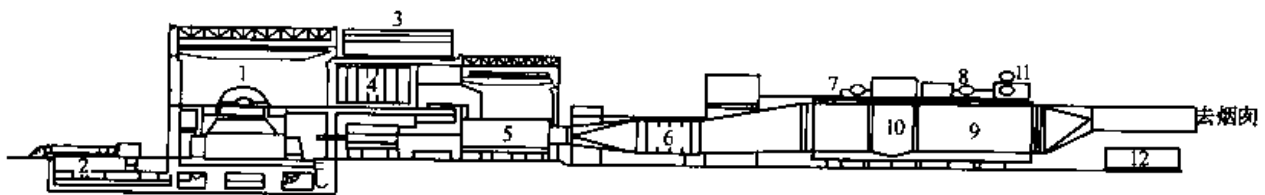


图 21-35 日本东新泻电厂 3 号电站中主要设备布置的纵剖视图

- 1—蒸汽轮机；2—四通道反冲洗阀；3—空气入口；4—空气过滤器；5—燃气轮机；6—排气消声器；7—高压锅炉；  
8—低压锅炉；9—余热锅炉；10—选择性催化降 NO<sub>x</sub> 还原器 (SCR)；11—除氧器；12—给水泵房

为了实现高效率并缩小机组的尺寸，蒸汽轮机采用双缸结构。蒸汽轮机低压缸末级叶片的长度为 1016mm，相当于 350MW 常规机组的末级叶片。蒸汽轮机采用滑压运行，这能改善部分负荷工况下蒸汽轮机的效率。蒸汽轮机是全周进汽的，没有调节级，所有的级都是高效反动式的。

## 第八节 英国 Rocksavage 电厂<sup>[114]</sup>

位于英国 Chester 附近的 Rocksavage 电厂是英国第一个使用 ABB 公司（现为 Alstom 公司）生产的再燃式 GT26 燃气轮机的电厂，其总功率为 755MW，净效率高达 58%，它是“2+2+1”多轴布置方式的联合循环装置。

图 21-36 给出了该电厂的热力系统。该电厂采用两台功率均为 240MW 的 GT26 燃气轮机（含发电机），两台三压再热、卧式自然循环的余热锅炉（11MPa/555℃/2.5MPa/540℃/0.37MPa/150℃）和一台 240MW 的三压凝汽式蒸汽轮机（含发电机）。除氧是在凝汽器中进行的，凝汽器的冷却水则是用 12 个混合式冷却塔进行冷却。发电机的电压为 18kV，经升压站增压至 135kV 后输往电网。

该电厂并非基本负荷电厂，负荷变化范围较宽。由于 GT26 燃气轮机是有前后二次循序燃烧的再热

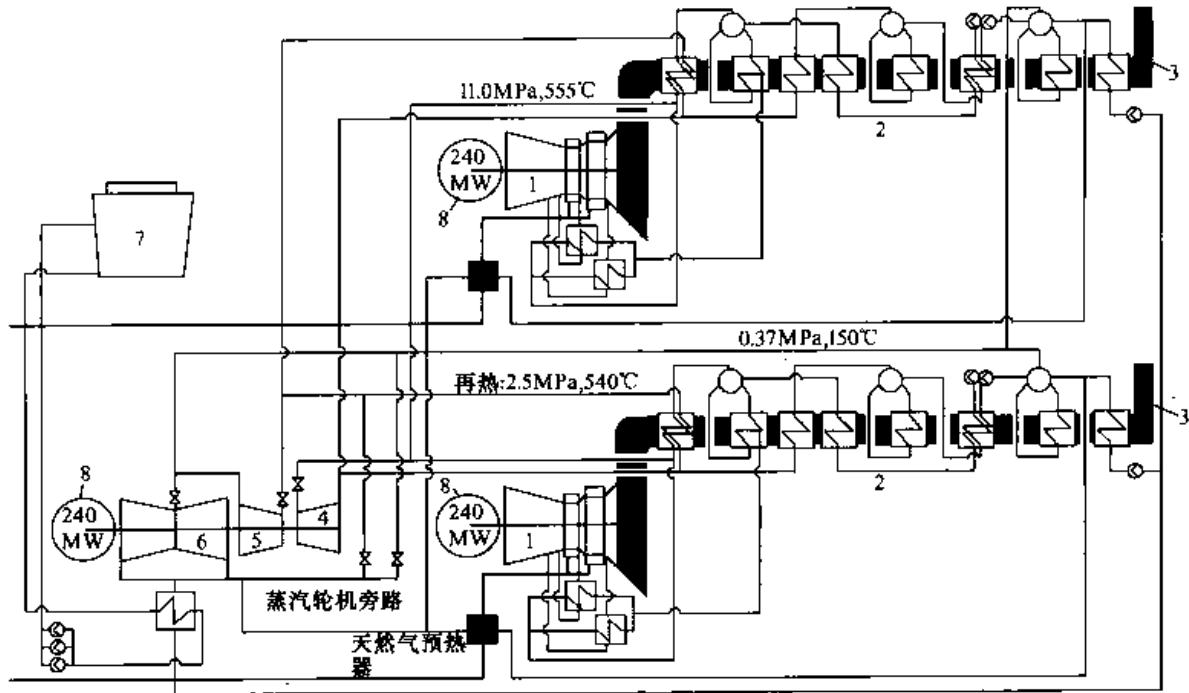


图 21-36 Rocksavage 电厂的热力系统

- 1—燃气轮机；2—余热锅炉；3—烟囱；4—高压蒸汽轮机；5—中压蒸汽轮机；  
6—低压蒸汽轮机；7—冷却塔；8—发电机

循环机组，可以在 40%~100% 负荷之间使燃气透平的排气温度恒定为 610℃，因而能保证在部分负荷时电厂也具有较高的效率。

图 21-37 给出了“2+2+1”多轴布置方式的联合循环机组在部分负荷工况下电厂效率的变化规律与 2×“1+1+1”单轴布置方式联合循环机组相应效率变化规律的对比关系。

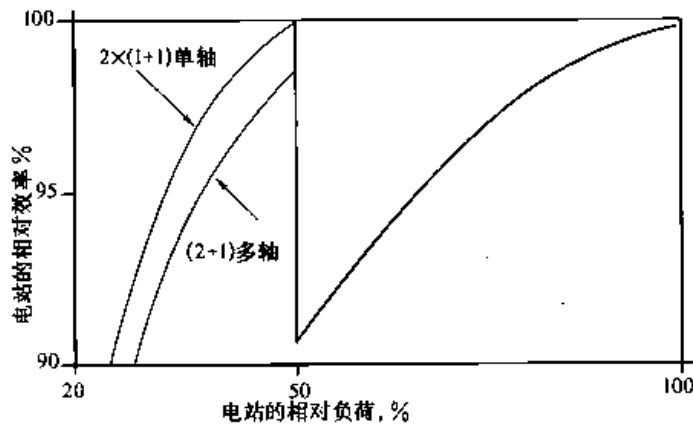


图 21-37 “2+2+1”多轴布置方式联合循环机的变工况特性与 2×“1+1+1”单轴布置方式联合循环机变工况特性的比较

由图 21-37 可知：当电厂的负荷低于 50% 时，两种不同布置方式的联合循环机组都能按 1 台燃气轮机加 1 台余热锅炉的方式运行，即各停运 1 台燃气轮机和 1 台余热锅炉（对 2×“1+1+1”单轴布置方案来说，还能停运 1 台蒸汽轮机），则 2×“1+1+1”单轴布置方案在 20%~50% 的部分负荷工况下的热效率，将比“2+2+1”多轴布置方案者相对要高 1% 左右。这是由于后一个方案中蒸汽轮机效率较低缘故。图 21-37 中的右侧曲线则表示当电厂的负荷由 50% 逐渐增至 100% 时，“2+2+1”多轴布置方案的热

效率随负荷的变化规律而变化。

该电厂在调试后进行过 100h 的可靠性运行和验收试验，测得在 15℃ 条件下电厂的总功率为 753.5MW。

图 21-38 给出了该电厂的全景鸟瞰。它基本上是一个露天布置式的厂房结构。燃气轮机机房和蒸汽轮机机房的屋顶都是可卸式的，由此可以在机组检修时共同使用 1 台 350t 的起重吊车。

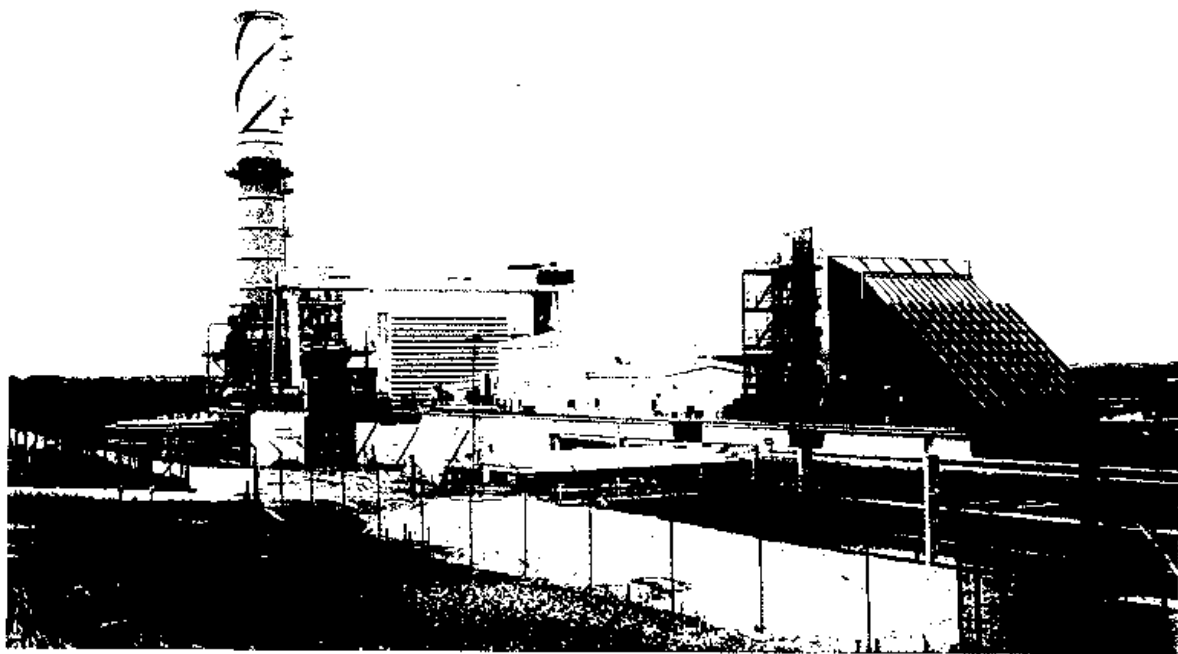


图 21-38 Rocksavage 电厂的全景鸟瞰图

### 第九节 Nossener Brücke 燃气轮机地区供热厂<sup>[115]</sup>

图 21-39 给出了一个为地区提供工业用汽和热水的热电厂系统图。该电厂采用 3 台 V64.3 型燃气轮机，在其后面各自配备一台有两级补燃设备的余热锅炉。由 3 台余热锅炉产生的 8.0MPa/500℃ 主蒸汽汇集在一起，供给一台功率为 70MW 的背压式蒸汽轮机使用。在余热锅炉的低温段则产生温度恒定为 150℃ 的热水，供恒定热网系统使用。

工业用蒸汽则是从背压式蒸汽轮机的前两级中抽取，经减压设备减压后供给的，当然也可以用余热锅炉中产生的主蒸汽作为备用汽源。它的参数是 1.5MPa/210~240℃。工业用蒸汽的凝结水回到电厂的启动用凝结水箱（图中 9 处）中去，以参与电厂的汽水循环过程。电厂中还设有温度可以在 100~130℃ 范围内调节的热水网。该热水网的水温是通过用背压蒸汽、蒸汽轮机的第 3 级抽汽以及余热锅炉的主蒸汽旁路，在 3 个地区供热预热器（图中 14 处）中加热和调节的。由于采用了有补燃设备的余热锅炉，因而热和电都可以独立调节，运行的机动性很高。在余热锅炉中第 1 级补燃设备放置在过热器之前，它能把燃气温度从 526℃ 增高到 600℃，其设计热容量为 25MW<sub>t</sub>，但是最大可以达到 43MW<sub>t</sub>。这样可保证在 3 台余热锅炉中即使有一台因故障而停运，主蒸汽的热负荷也不至于下降过多。第 2 级补燃设备则放置在供恒定热网用的热水管之前，它能

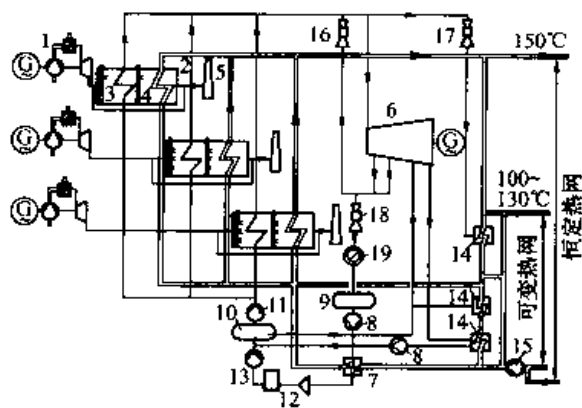


图 21-39 提供工业用汽和热水的热电厂系统

1—燃气轮机发电机组；2—装有两级补燃设备的余热锅炉；3—第 1 级补燃设备；4—第 2 级补燃设备；5—烟囱；6—背压式蒸汽轮机发电机组；7—凝结水冷却器；8—凝结水泵；9—启动用凝结水箱；10—主给水箱；11—主给水泵；12—水处理厂；13—水泵；14—地区供热预热器；15—地区供热水泵；16—蒸汽减压设备；17—旁路蒸汽减压设备；18—工业用汽减压设备；19—工业蒸汽用户



使燃气温度在 213~452℃ 之间变化, 其设计热容量为 62MWt, 可以达到的最大热容量为 97MWt, 借以保证有一台余热锅炉故障时, 恒定热网的热负荷也不至于下降得过多。

由于系统中采用了背压式蒸汽轮机, 因而热的利用效率是相当高的, 因为那时背压蒸汽的凝结热将全部用来加热可变温度的热网的给水。

在夏天不需要供热而只需要发电时, 燃气轮机可以旁通流过余热锅炉而直接排向烟囱。

图 21-39 所示系统中采用的设备及其性能如下所示。

(1) 全厂的主要参数:

电功率	260MW (0℃时)
地区供热负荷	455MW (热水)
地区和工业用蒸汽负荷	25MW (蒸汽)
燃料种类	天然气
备用燃料	轻柴油 (<240h/a)

(2) 燃气轮机:

型号	V64.3
台数	3台
发电机端电功率	
基本负荷 (ISO)	3×63MW
尖峰负荷	3×70MW
基本负荷效率	35.4%
尖峰负荷效率	37%
燃气轮机转速	5400r/min
发电机转速	3000r/min
天然气耗量	14277kg/h
轻柴油耗量	17345kg/h
空气进口流量	711360kg/h
排气流量	725550kg/h
排气温度	529℃
压气机级数	17级
压缩比	16.1
透平级数	4级
燃料喷嘴数	6个

(3) 余热锅炉:

台数	3台
型式	单压、两级补燃
进口燃气温度	527℃
排气温度	100℃
给水温度	120℃
主蒸汽参数	500℃/4.8~8.0MPa
主蒸汽流量	32kg/s
地区热水负荷 (max)	113MW
补燃热负荷	
第1级 (max)	43MW
第2级 (max)	97MW

(4) 背压式蒸汽轮机:

台数 1 台  
型式 背压式  
功率 70MW

(5) 地区供热的水热泵:

台数  $3 \times 50\%$   
热水流量 564t/h  
热水压力 1.6MPa  
热水出口温度  $130^{\circ}\text{C}$   
回水温度  $60^{\circ}\text{C}$

当 3 台燃气轮机与 3 台余热锅炉联合工作而不补燃燃料时, 电厂的运行性能为:

热负荷 233MW  
电负荷 256MW  
燃料利用率 84%  
联合循环效率 44%  
功率系数 1.1  
大气温度  $-1.5^{\circ}\text{C}$

当燃气轮机旁路按简单循环运行时, 每台燃气轮机的运行性能是:

电功率 70MW  
热效率 37%  
大气温度  $-15^{\circ}\text{C}$

3 台燃气轮机与 3 台余热锅炉联合工作而补燃燃料时, 电站的运行性能如表 21-7 所示。

表 21-7 电站的运行性能

项 目	机组运行情况		
	3 台燃气轮机 3 台补燃余热锅炉	1 台燃气轮机 停运	1 台余热锅炉 停运
热负荷 (MW)	480	388	380
电功率 (MW)	280	199	256
燃料利用率 (%)	89	69	77
联合循环效率 (%)	43	39	41
功率系数	0.6	0.5	0.7
大气温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )	-15	-15	-15

本电厂相对于原有的燃煤热电联产电厂 (热负荷为 550MW, 电功率为 132MW) 而言, 由于改烧天然气, 又采用了效率很高的热电联产联合循环机组, 致使环境保护条件获得大幅度的改善。NO<sub>x</sub> 的排放量由原先的 1746t/a 降为 436t/a, SO<sub>x</sub> 的排放量由原先的 18383t/a 降为 153t/a, 固体质点的排放量则由原先的 838t/a 降为 22t/a。

### 第十节 赫尔辛基 Vuosarri B 燃气轮机热电厂<sup>[116]</sup>

图 21-40 给出了另一个为地区提供工业用蒸汽和热水的热电厂系统。该电厂采用两台 V94.2 型燃气轮机, 其后各配置了一台双压式不补燃的余热锅炉。由两台余热锅炉产生的 7.5MPa/510 $^{\circ}\text{C}$  的主蒸汽汇集到一起后, 供到三个汽缸的凝汽式蒸汽轮机中去膨胀做功。在余热锅炉中产生的 0.75MPa/220 $^{\circ}\text{C}$  的中压蒸汽, 一部分汇集后供到蒸汽轮机的中压缸中去膨胀做功, 另一部分则作为工业用蒸汽供向用户。

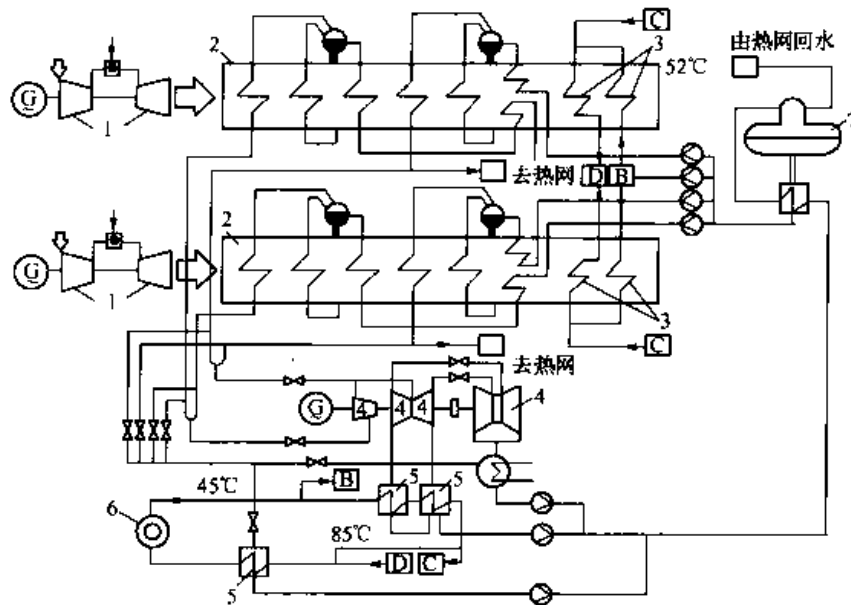


图 21-40 采用凝汽式蒸汽轮机的提供工业用蒸汽和热水负荷的  
热电联产式联合循环

1—燃气轮机发电机组；2—余热锅炉；3—热网用热水省煤器；4—三个汽缸  
的凝冷式蒸汽轮机；5—热网中的回水加热器；6—热水用户；7—除氧器

由供热水用的热网中返回的温度为  $45^{\circ}\text{C}$  的回水，一部分被送到余热锅炉尾部的热网用热水省煤器（图中 3 处）中去加热，另一部分则在两个热网中的回水加热器（图中 5 处）中，用蒸汽轮机中压缸的抽汽进行加热，随后再被送到余热锅炉尾部的热网用热水省煤器中去加热，达到  $85^{\circ}\text{C}$ 。最后，所有的热网用水进一步在回水加热器中，用主蒸汽调整温度后，被送到热网中去工作。

由于热网的回水温度很低（仅  $45^{\circ}\text{C}$ ），因而在燃用天然气的情况下，余热锅炉的排气温度可以降低到  $50\sim 52^{\circ}\text{C}$  左右。本方案中采用了凝汽式蒸汽轮机，虽然会损失一部分蒸汽的凝结热，致使燃料的利用效率略有降低，但却可以增大蒸汽轮机的输出功率。

图 21-40 所示系统中采用的设备及其性能如下所示。

(1) 全厂的主要参数：

大气温度	$0^{\circ}\text{C}$	$15^{\circ}\text{C}$
燃气轮机功率	318MW	290MW
蒸汽轮机功率	145MW	170MW
总的电功率	463MW	460MW
地区供热负荷		
余热锅炉供热	70MW	} 不供热
三个回水加热器	346MW	
总的热负荷	416	
热效率	92.5%	51.8%

(2) 燃气轮机：

燃料输入	$2 \times 475\text{MW}$
额定功率	$2 \times 159\text{MW}$ ( $0^{\circ}\text{C}$ 时)
主燃料	天然气, $13\text{m}^3/\text{s}$
备用燃料	轻柴油, $11\text{kg}/\text{s}$
排气流量	$529\text{kg}/\text{s}$

排气温度	543℃
(3) 余热锅炉:	
型式	不补燃的、双压自然循环
高压蒸汽	
压力	7.5MPa
温度	510℃
流量	2×68kg/s
中压蒸汽	
压力	0.75MPa
温度	220℃
流量	2×14kg/s
地区供热负荷	2×35MW
排气温度	52℃
(4) 蒸汽轮机:	
型式	三个汽缸的带有地区供热抽汽的凝汽式
高压汽缸	
蒸汽流量	136kg/s
轴功	84MW
中压汽缸	
蒸汽流量	161kg/s
轴功	64MW
低压汽缸	
蒸汽流量	151kg/s
轴功	47MW
电功率	170MW (凝汽, 15℃)
地区供热负荷	346MW

本方案中余热锅炉没有采用补燃方式,因而在运行中必须按“以热定电”的模式进行调节,即必须根据系统中热负荷的变化和要求来控制机组的运行工况。至于电负荷的盈或亏,则可以从所并人的电网中得到补偿。

一般来说,并入大电网运行的热电联产式的联合循环机组可以不采用补燃式的余热锅炉,它只保证热负荷的调节和供给,电负荷则由电网来控制 and 补偿。这样就可以简化联合循环机组的设备,并使投资节省。

### 第十一节 上海宝钢燃用高炉煤气的热电联产联合循环电厂<sup>[117]</sup>

钢铁企业在炼铁过程中会生产大量的副产品——高炉煤气,倘若能把这些高炉煤气在燃气轮机中直接燃烧,或者与部分焦炉煤气掺混后,送到燃气轮机中去燃烧,由此组成联合循环发电机组,将会最有效地利用高炉煤气,以降低钢铁企业的能耗,并有利于减少环境污染。

但是,在燃气轮机中利用高炉煤气不是那么容易的事,它需要解决发热量低、燃烧稳定性差、含灰量大、调节控制系统复杂等许多难题。自1945年开始,人们逐渐制成燃用高炉煤气的燃气轮机及其联合循环。用户遍及西欧、前苏联、日本和美洲各国。制造厂中以瑞士的原BBC公司和日本三菱重工最富有经验。从1949年到1976年间,BBC公司共制造了25台高炉煤气燃气轮机,其中四台是联合循环机组。日本三菱重工从1958年开始研制首台这类机组,1987年则投运了功率为145MW的联合循环机

组,热效率高于45.6%。目前的功率等级即将提高到300MW。

1995年上海宝山钢铁公司与日本川崎重工合作,在宝钢电厂内建造我国第一台由ABB公司开发的燃烧低热值(3098~3150kJ/m<sup>3</sup>)高炉煤气的燃气-蒸汽联合循环热电装置。该机组已于1997年11月通过性能验收试验后,正式投入商业运行。至今运行业绩良好,它为宝钢的能源平衡、节能降耗和解决环保问题做出了贡献,并将促使该技术在我国的进一步应用和推广。该联合循环机组的热力循环系统如图21-41所示。

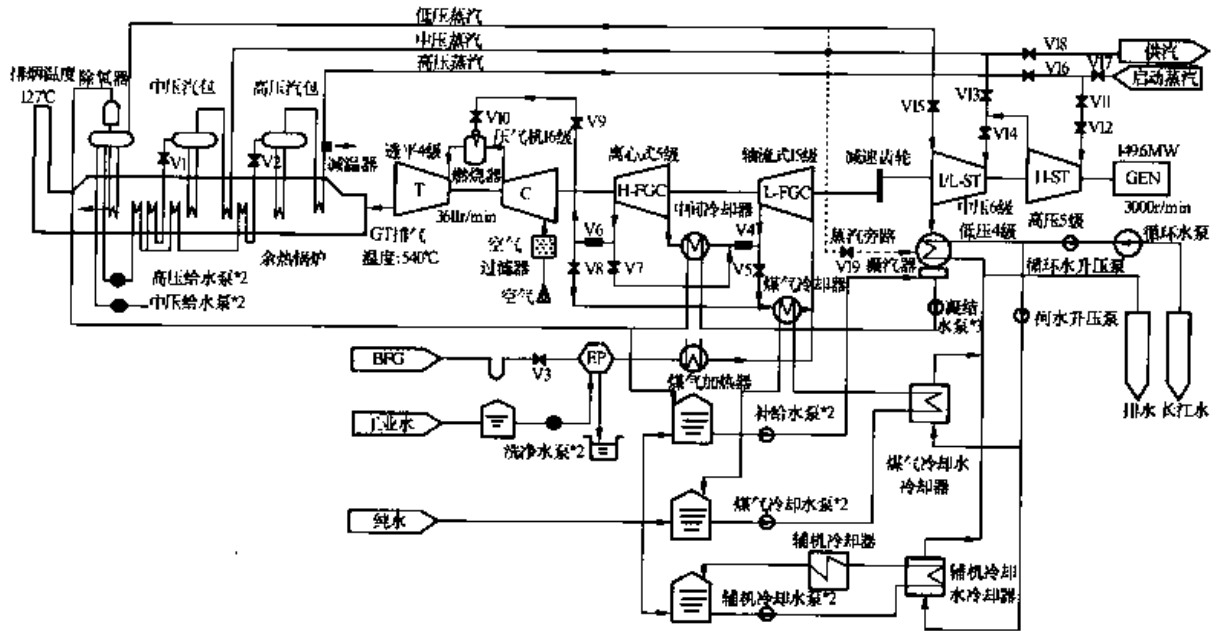


图 21-41 宝钢电厂燃用高炉煤气的燃气-蒸汽联合循环机组的热力系统

符号说明:

T: 透平

C: 压气机

L-FGC: 低压煤气压缩机

H-FGC: 高压煤气压缩机

GR: 变速齿轮箱

H-ST: 高压汽轮机

I/L-ST: 中压/低压汽轮机

BFG: 高炉煤气

EP: 电气除尘器

V1: 中压给水调节阀

V2: 高压给水调节阀

V3: 煤气水封阀

V4: L-FGC 出口逆止阀

V5: L-FGC 防喘振阀

V6: H-FGC 出口逆止阀

V7: L-FGC 防喘振阀

V8: 煤气旁路阀

V9: 煤气快关阀

V10: 煤气调节阀 (三只)

V11: 高压主汽门

V12: 高压调节汽门

V13: 中压主汽门

V14: 中压调节汽门

V15: 低压截止阀

V16: 锅炉出口高压蒸汽阀

V17: 启动蒸汽总阀

V18: 工厂送气总阀

V19: 旁路减压减温阀

由图可知:该机组是由GT11N2-LBTU型燃气轮机、煤气压缩机、齿轮箱、三压蒸汽轮机、三压余热锅炉、发电机和励磁机等组成的。机组为单轴布置方式,煤气压缩机直接由机组驱动。利用老厂的蒸汽,直接带动蒸汽轮机启动机组。系统简单,而自动化程度很高。

机组的额定功率为149.6MW,最大供蒸汽量为180t/h,联合循环的效率为45.52%。

该机组主要设备的性能参数如表21-8所示。

自动化系统把整个联合循环机组的主机(燃气轮机、煤气压缩机、蒸汽轮机、余热锅炉、发电机)和辅机(循环水泵、煤气冷却水泵、润滑油泵、控制油泵等)作为一个有机的整体进行监视和控制,自动化水平很高。

以微机为基础的DCS控制站实现整套机组的分散自动控制和连锁保护,主控室中取消了常规仪表,而以CRT操作站来实现整套机组的集中监视和信息管理。机组的程序启动控制、停机控制以及正常运行的控制都实现遥控操作。

表 21-8 150MW 联合循环机组主要设备的性能参数

设备	项目	性能参数	设备	项目	性能参数
燃气轮机	型式	GT11N2-LBTU, 开式简单循环	发电机	型式	卧式旋转无刷励磁空气冷却发电机
	额定功率	144MW (毛功率)		额定容量	176MVA
	转速	3611r/min		转速	3000r/min
蒸汽轮机	型式	抽汽凝汽式	余热锅炉	型式	三压卧式自然循环
	转速	3000r/min		高压蒸汽	6.28MPa/513℃/169t/h
	额定功率	60.5MW		中压蒸汽	1.86MPa/265℃/22t/h
煤气压缩机	高压段	离心式, 5级	主变压器	低压蒸汽	0.13MPa/107℃/19t/h
	低压级	静叶可调的轴流式, 15级		型式	强制冷却, 屋外型, 2绕组
	压缩比	16		额定容量	180MVA
减速齿轮箱	转速	3611r/min	控制系统	额定电压	15kV/100kV
	型式	双蜗旋式		型式	PROCONTROL P 集散控制系统
	最大传递功率	100MW			
	转速	3611~3000r/min			

常规的烧天然气或液体燃料的燃气轮机必须经过相当程度的改造后才能燃用高炉煤气。其原因是由于高炉煤气具有独特的属性, 由此而引起的技术改造内容和措施如表 21-9 所示。

表 21-9 因高炉煤气的属性而引起的技术改造内容与措施

高炉煤气的属性	技术关键	技术改造措施
1. 可燃范围比较窄。 2. 燃烧速率低	1. 要很好地控制燃烧室内的一次余气系数。 2. 加大燃烧室的断面尺寸	燃烧室彻底改造, 必要时应采用大尺寸的单个圆筒形燃烧室结构, 甚至采用值班喷嘴
热值低 (2512 ~ 3350kJ/m <sup>3</sup> )	1. 相对于天然气燃料来说, 燃料消耗量 (体积) 要增加到近 20 倍, 因而在压气机尺寸不变和燃气初温不变的前提下, 透平的通流能力不够大。 2. 要求增大煤气供给系统的尺寸	1. 加大透平的尺寸, 否则压气机会喘振。 2. 假如不改型设计透平, 就得缩减压气机的供气量, 通常可用多级可调静叶来调整, 或用整台压气机顶切叶片的方法来改造压气机。 3. 加大燃料输气管道的尺寸。 4. 采用高炉煤气增压器, 由燃气轮机自带。 5. 启动电动机要增大。 6. 齿轮箱系统要相应地变化。 7. 调节系统彻底改造
含有许多脏的灰尘	1. 要高效率地除去灰尘。 2. 要除去煤气增压器叶片上积存的污垢	1. 采用湿式电除尘器。 2. 对煤气增压器的叶片要用干式除尘法定期清洗
有毒	严防泄漏	1. 高炉煤气增压器要采用先进的轴封方案。 2. 调节阀要有气密性措施。 3. 要有高炉煤气的减压设备, 启动时把煤气放回煤气母管

对照表 21-9 所示的内容和措施, 宝钢厂的 150MW 联合循环机组进行了以下一些具体改造。

(1) 由于 GT11N2 压气机的前三级静叶是可以调节的, 利用这种可调方式, 能使压气机的进口空气流量从 375kg/s 减少到 260kg/s, 这样就能够在不改变压气机和透平流道结构尺寸的情况下, 解决改烧高炉煤气时, 压气机和透平流量不能匹配的问题, 因此可以防止压气机发生喘振故障。

(2) 燃烧室进行了较大的改造。首先, 把 ABB 公司常规使用的单个圆筒型燃烧室的尺寸放大, 包角旋流器的直径增大到原直径的 1.4 倍。包角旋流器的 12 个出气通道分隔成为上、下两层, 上层进煤

气, 下层进空气, 两层通道又都分隔成内、外两个部分, 煤气由上、下两个管道通过两个控制阀门, 分别供向出气通道上层的内、外两个部分。此外, 在旋流器的中心部位还安装一个双燃料喷嘴, 利用该喷嘴中原来供天然气的燃烧器, 通以恒定流量的高炉煤气当作稳定火焰的值班喷嘴。运行表明: 燃烧发热量为  $3100\text{kJ}/\text{m}^3$  的高炉煤气是成功的, 只要煤气的发热量变化得不是很快, 即使煤气的发热量降至  $2700\text{kJ}/\text{m}^3$ , 燃烧火焰也能稳定, 但是随着机组负荷的下降, 排气中的 CO 含量就会随之增多。通常, 当机组的负荷降低到  $35\text{MW}$  时, 调节控制系统将增大高压煤气压缩机出口与燃气轮机空气压气机出口之间的压差, 以增大进入燃烧室的高炉煤气量, 使燃烧区温度升高, 以保证 CO 排放量不至于超标。由于在这种情况下, 燃气轮机的功率增大了, 为了平衡负荷, 调节控制系统将进一步控制蒸汽管道通到凝汽器中去的旁路阀门的开度, 以强制蒸汽轮机的负荷降到所允许的最低负荷工况。

(3) 增设煤气压缩机, 它是由高压压缩机和低压压缩机组成的。高压压缩机是 5 级离心式的结构, 低压压缩机则是 15 级的轴流式结构, 而且每级静叶片都是可以调节的, 这样才能保证高炉煤气的流量具有很宽的调节范围, 而且压缩效率较高。两组压缩机都是由燃气轮机直接带动的。它们的总耗功率为  $51.5\text{MW}$ , 占燃气轮机输出功率 ( $144\text{MW}$ ) 的  $35.76\%$ 。在两组压缩机之间装有中间冷却器、煤气加热器和煤气冷却器。在中间冷却器中利用蒸汽轮机系统凝汽器出来的凝结水, 冷却由低压压缩机输来的煤气, 使其降温, 以减少高压压缩机的压缩耗功。加温后的凝结水则输送到余热锅炉的除氧器中去, 使热量得以充分利用。设置煤气加热器的目的是为了保证进入低压压缩机的煤气温度略高于  $10^\circ\text{C}$ , 以防煤气中的水汽凝析出来, 致使压缩机的通流部分积灰和结垢。在高、低压压缩机出口回流煤气的管路上, 则装有煤气冷却器, 这样才能防止回流煤气的温度过高。此外, 在高、低压压缩机的出口分别装有防喘振放气阀, 以防止压缩机发生喘振。压缩机设置严密的密封系统, 以防止 CO 外泄。

(4) 由于 GT11N2 燃气轮机和高、低压煤气压缩机的设计转速均为  $3611\text{r}/\text{min}$ , 因而它们之间可以直接传动。由于蒸汽轮机和发电机的设计转速为  $3000\text{r}/\text{min}$ , 因而燃气轮机在直接带动高、低压煤气压缩机后的剩余功率 ( $92.5\text{MW}$ ), 必须通过一台双螺旋减速齿轮, 使它与汽轮机中/低压缸的转轴相联。

(5) 增设湿式电除尘器, 它可以把高炉煤气的含尘量降低到  $1\text{mg}/\text{m}^3$  以下。

(6) 煤气供给系统进行了大改造。高炉煤气从母管引出, 经湿式电除尘器除尘后, 进入煤气加热器除湿, 再进入低压煤气压缩机中去增压。增压后的煤气, 经煤气快关阀和三路煤气调节阀, 进到单个圆筒式燃烧室中去燃烧。在高压煤气压缩机后则设有煤气大旁路阀, 以适应各种运行工况下煤气流量的调节。

(7) 蒸汽轮机设置 5 级高压缸和中压 6 级、低压 4 级的中/低压缸。从余热锅炉送来的高压、中压和低压蒸汽则分别通过各自的调节汽阀, 进入高压缸和中/低压缸膨胀做功。高压缸的排汽与余热锅炉中送来的中压蒸汽混合后, 进入中/低压缸膨胀做功。混合汽的一部分则作为生产用汽, 供热用户使用。蒸汽轮机还作为燃气轮机的启动机使用, 在燃气轮机点火前, 先用老厂的蒸汽冲动蒸汽轮机, 带动燃气轮机启动。在蒸汽轮机的带动下, 燃气轮机必须在  $1080\text{r}/\text{min}$  转速下稳定运行  $15\text{min}$ , 进行清扫, 以便排尽从燃气轮机到余热锅炉通道内的可燃废气。点火转速为  $1100\text{r}/\text{min}$ 。点火时用液体燃料, 一直升速到机组并网, 带上  $12\sim 22\text{MW}$  负荷后, 才能将燃料逐渐切换为高炉煤气。停机时则无需切换用液体燃料。

## 第十二节 荷兰 Buggenum IGCC 示范电厂<sup>[1],[118]</sup>

IGCC (整体煤气化燃气—蒸汽联合循环) 是一种燃烧由煤制成的合成煤气的联合循环。当天然气和液体燃料匮乏时, 燃煤的 IGCC 必将成为目前常规的、燃烧天然气和液体燃料的联合循环机组的后续发展机组。

该电厂位于荷兰南部 Limberg 省 Halen 自治市的 Buggenum 镇。一般称为 Demkolec 电厂。

图 21-42 给出了该电厂的全景鸟瞰, 其总平面布置如图 21-43 所示, 全电厂占地  $10\text{ha}$ 。

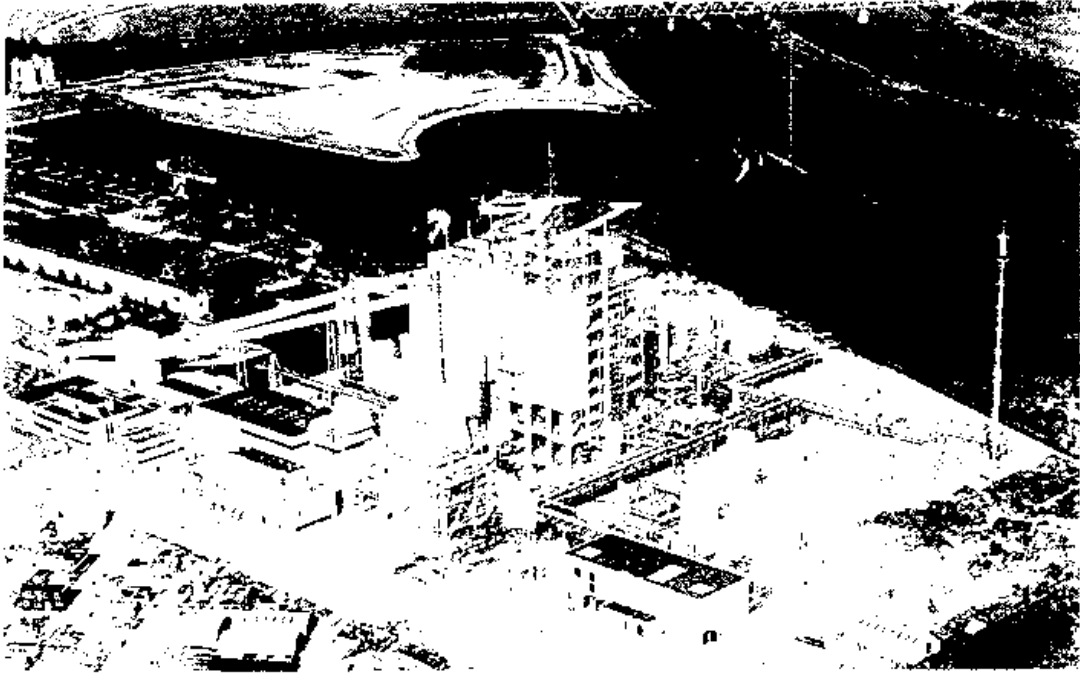


图 21-42 Buggenum 电厂的全景鸟瞰图

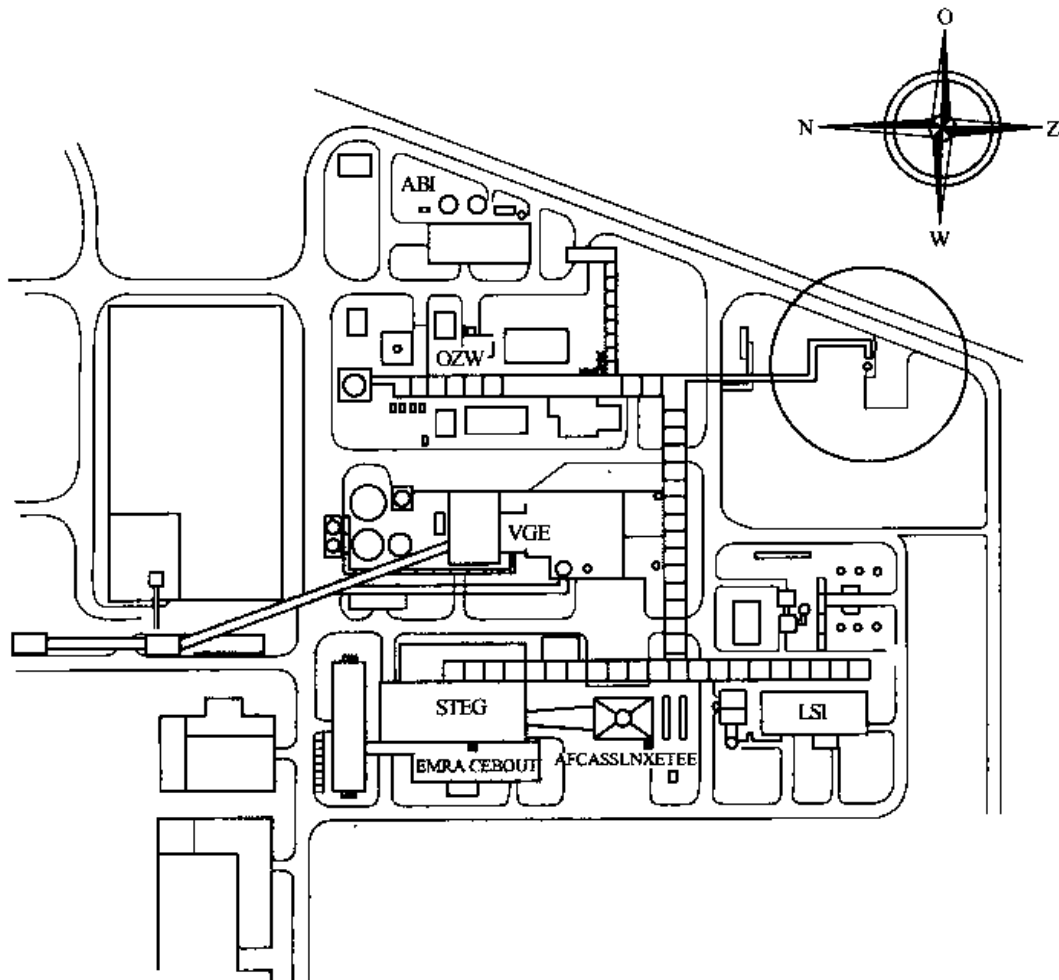


图 21-43 Buggenum 电厂的总平面图



图 21-44 给出了该电厂的热力过程系统图。

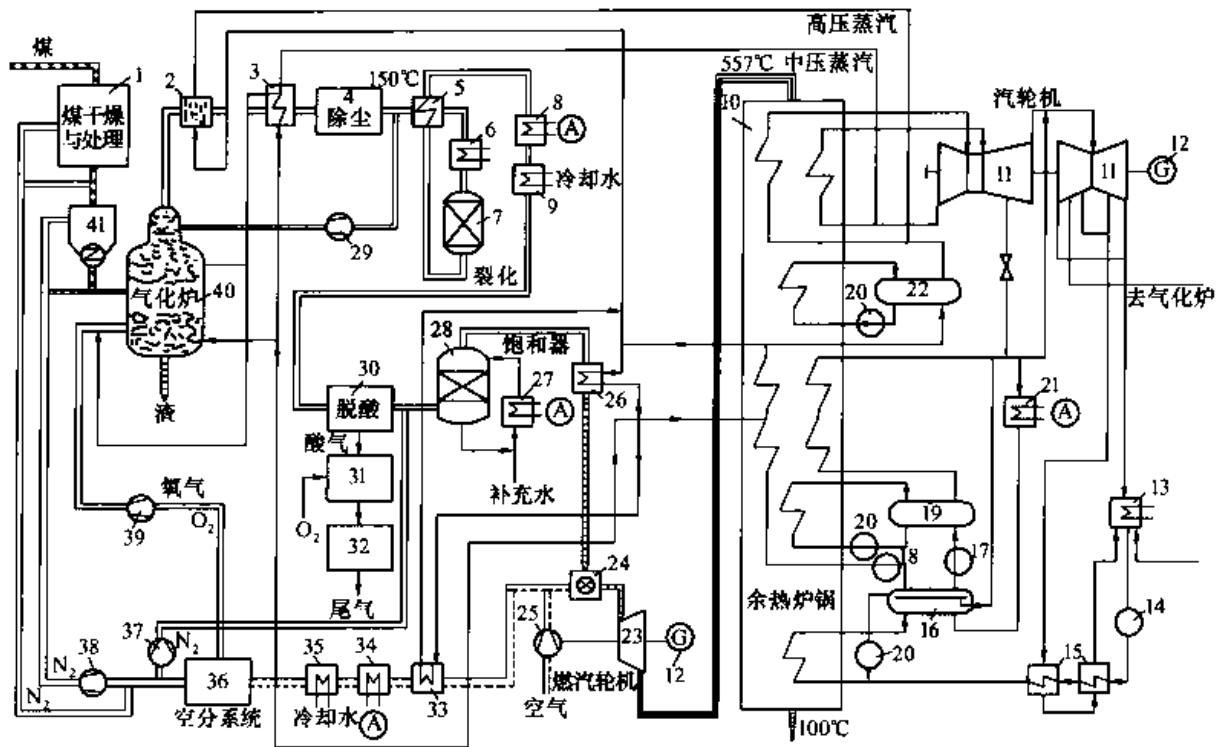


图 21-44 Buggenum 电厂的热力系统图

- 1—煤粉制备与干燥设备；2—粗煤气的高温冷却器；3—粗煤气的对流冷却器；4—除尘设备；5—煤气换热器；6—煤气加热器；7—COS 水解器；8、9—煤气冷却器；10—余热锅炉；11—蒸汽轮机；12—发电机；13—凝汽器；14—凝结水泵；15—给水加热器；16—除氧器；17—低压给水泵；18—高压给水泵；19—低压锅筒；20—循环泵；21—加热器；22—高压锅筒；23—燃气透平；24—燃烧室；25—压气机；26—煤气预热器；27—加热器；28—煤气饱和器；29—煤气鼓风机；30—脱硫装置；31—Claus 硫回收装置；32—尾气处理设备；33~35—空气冷却器；36—空分设备；37、38—N<sub>2</sub> 压缩机；39—O<sub>2</sub> 压缩机；40—SHELL 气化炉；41—压力式加煤设备

图 21-45 给出了该电厂工作过程的流程图，图 21-46 给出了该电厂联合循环机组整体概念设计流程图。

Buggenum 电厂中 IGCC 工作系统的特点如下。

(1) 采用 1 台干煤粉供料的喷流床气化炉，其耗煤量为 2000t/d。氧气的纯度为 99%，氧耗率为 0.825kg/kg 湿煤。碳的转化率为 99% 以上，冷煤气效率大于 80%。煤粉在 1500℃ 条件下气化。粗煤气在离开气化炉之前，用经过除尘的低温无灰煤气（150℃ 左右）掺混到 900℃ 左右，这样可以保证伴随煤气带出的灰尘能够固态化，以防飞灰黏积到粗煤气的高温冷却器和对流冷却器上去。在气化炉内的膜式水冷壁管簇中将产生 3.0MPa 左右的中压蒸汽，借以保证炉体的安全工作。气化炉的压力为 2.6~2.8MPa，气化时所需的水蒸气是由气化炉内上述水冷壁管簇中产生的中压蒸汽供给的。

(2) 高温热煤气的显热回收主要是依靠位于气化炉之后的粗煤气高温冷却器和对流冷却器完成的。在高温冷却器中产生压力大约为 13MPa 的高压饱和蒸汽，它与在余热锅炉中产生的高压蒸汽相混合，经过热后，成为 12.5MPa/510℃ 的主蒸汽，供到蒸汽轮机的高压缸中去做功，主蒸汽流量大约为 300t/h。在对流冷却器中则产生大约为 3.0MPa 的中压蒸汽，它与在气化炉内膜式水冷壁管簇中产生的中压蒸汽掺混后，被一起送到余热锅炉的再热器中，与蒸汽轮机高压缸出来的冷再热蒸汽一起，再热成为 2.9MPa/511℃ 的再热蒸汽，然后进到蒸汽轮机的中压缸中去做功，再热蒸汽量大约为 325t/h。粗煤气离开对流冷却器时的温度估计为 300℃ 左右。当然，在煤气冷却器处也能回收少量煤气的显热。由于从 SHELL 炉内产生的粗煤气中水蒸气含量比较少（通常在 2%~4% 之间），它可以保证煤在气化系统中

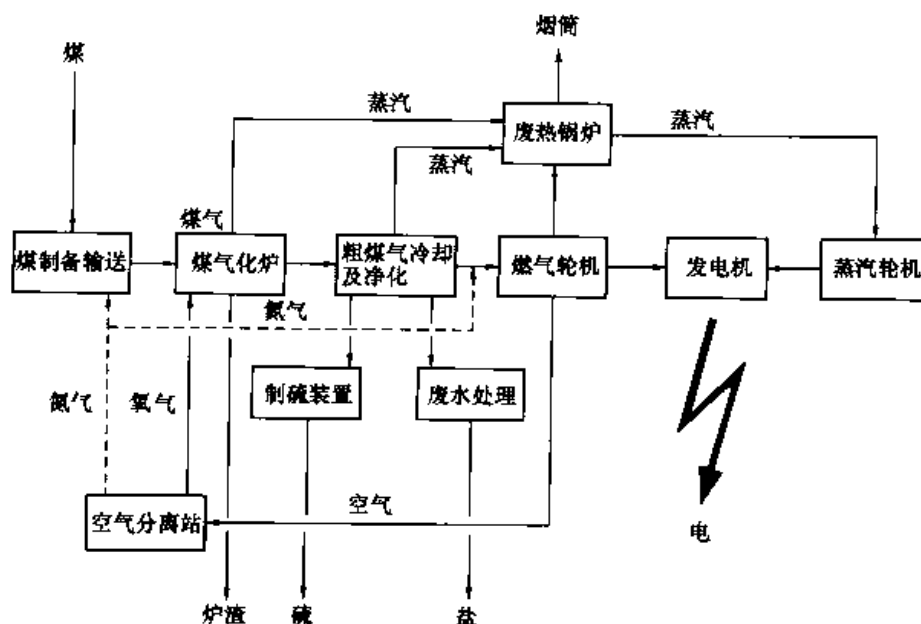


图 21-45 Buggenum 电厂工作过程的流程图

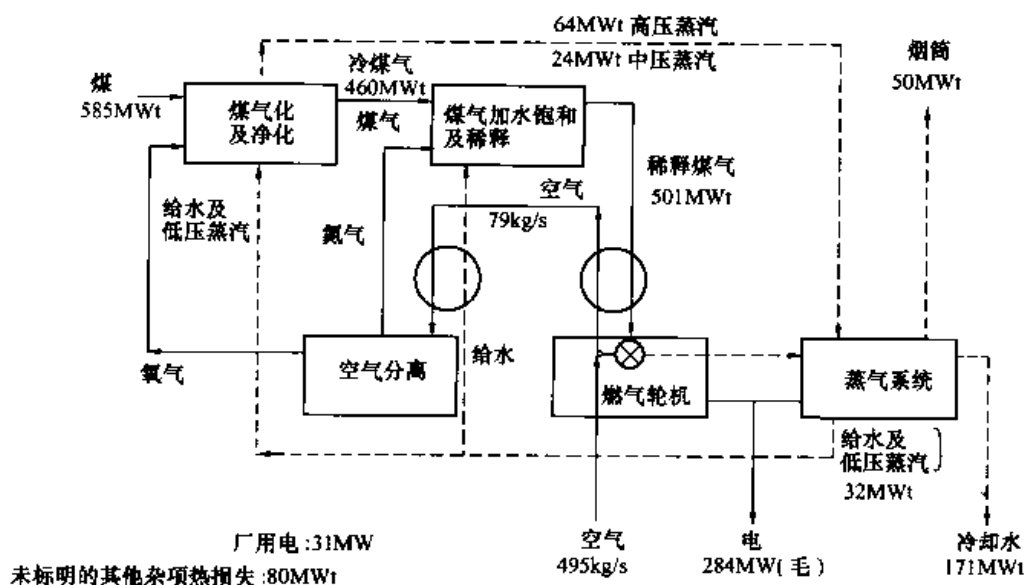


图 21-46 Buggenum 电厂联合循环机组整体概念设计流程图

的能量转化效率达到 93% 左右。

(3) 除灰系统是由两部分组成的：第一级是采用旋风分离器除尘；第二级则采用文氏洗涤器除尘。由文氏洗涤器出来的无灰粗煤气的温度大约为 150℃。此后，其中一部分煤气经微量增压后，被送回到气化炉的出口部位去掺冷高温的粗煤气；另一部分则被分级加热到 165℃ 左右，进到 COS 水解器中去，使 COS 转化成为 H<sub>2</sub>S。然后，被进一步冷却到 38℃ 左右，进入 MEDA 脱硫装置和 Claus 硫回收装置中去脱硫，并回收硫元素。脱硫效率将不低于 97.85%。

(4) 此后，洁净的煤气将与空分后获得的 N<sub>2</sub> 掺混，成为低热值煤气，一起进到煤气饱和器中去加湿。加湿后洁净煤气的温度为 130℃，其容积组成为 V<sub>CO</sub>—25%，V<sub>H<sub>2</sub></sub>—12%，V<sub>N<sub>2</sub></sub>—42%，V<sub>H<sub>2</sub>O</sub>—19%，其他成分为 2%，发热量为 4.3MJ/kg (或 4.4MJ/m<sup>3</sup>)，这股湿煤气还需要用高温水加热到 300℃ 后，才能被送到燃气轮机的燃烧室中去燃烧。这不仅对于低热值煤气的稳定燃烧是必要的，

而且还能把低品位的热能转移到燃气轮机系统中去,有利于提高 IGCC 的供电效率。

(5) 由于设计 Buggenum 电厂时,欧洲还没有生产出燃气初温为 1288℃ 等级的燃气轮机,因而只能选用 V94.2 燃气轮机作为燃气—蒸汽联合循环的原动机。该机的燃气初温为 1105℃,功率为 156MW。这就会影响到 Buggenum 电厂 IGCC 的供电效率不可能是当今最先进的。系统中采用了双压再热式的余热锅炉,进入余热锅炉的燃气温度为 557℃,排向烟囱的燃气温度则降到 100℃ 左右,即余热锅炉的当量效率  $\eta_h = 84\%$ 。从图 22-44 上可以看到:该余热锅炉有一个高压锅筒,一个低压锅筒和一个除氧器,它们都有各自的再循环泵。高压段配有两级高压省煤器、一个高压蒸发器和一个高压过热器,在其中产生 12.5MPa/510℃ 的主蒸汽。与高压过热器并行的是一个再热器,借以产生 2.9MPa/511℃ 的再热蒸汽。低压段的给水是由除氧器供给的。通过低压蒸发器和低压过热器则产生 0.5MPa 的过热蒸汽,供蒸汽轮机的低压缸使用。蒸汽轮机是再热循环式的,其背压为 2.5kPa,功率为 128MW。

(6) 采用完全整体化的高压空分系统。从燃气轮机的压气机中抽出 1.1MPa 的压缩空气,供高压空分设备使用。抽气量大约是压气机进气量的 16%。由于压缩空气的温度高达 330℃,故需要通过三级  $N_2$  冷却器的冷却,使温度降到 20~25℃ 后,才供到空分设备中去进行深度冷冻和分离。在一级  $N_2$  冷却器中,压缩空气首先从 330℃ 被冷却降温到 230℃。这部分热量将被回收给给水系统中去,以便产生高压蒸汽。在二级  $N_2$  冷却器中回收的热量,则被用于煤气饱和器中喷淋加湿水的加热。在三级  $N_2$  冷却器中回收的热量,则散失给冷却水,它无法有效利用。

空分后所得的  $O_2$  和  $N_2$  的压力一般为 0.6MPa,它们都需要经过增压后,才能分别供到气化炉、煤粉输送系统和煤气饱和器中去。用于煤粉输送系统的  $N_2$  量大约是空分所得的  $N_2$  量的 10%。为了安全防爆起见,这些  $N_2$  的纯度必须很高,其含  $O_2$  量不能高于 0.1%, $N_2$  的温度不得超过 45℃,因此,在  $N_2$  压缩机之后,应该加装冷却器。

实践表明:在改用完全整体化的高压空分系统后,IGCC 的厂用电耗率  $\eta_e$  确实能够大幅度地减少下来。Buggenum 电厂中厂用电功率仅 31MW,即  $\eta_e = 10.92\%$ ,这对于改善 IGCC 的供电效率大有好处。

但是实践也表明:完全整体化的空分系统其调节控制性能是很不理想的。特别是当燃气轮机由燃烧天然气(或液体燃料)的工况切换到改烧合成煤气时,由于切换时需要从压气机中抽取压缩空气供空分设备使用,致使流经压气机、燃烧室和燃气透平的空气流量就会瞬时减少很多,V94.2 机组就会发生强烈的振荡燃烧。只有向燃烧室加喷水蒸气,或者当回注的  $N_2$  量相当多时,振荡现象才能消除,切换才能成功。

此后,为了确保启动过程中燃料切换成功,就增设了一台独立的空气压缩机,其供气量是空分所需额定空气量的 50%。启动时,首先用这台空气压缩机向空分设备供气,造气成功后,才逐渐实现燃料和空气的双重切换。

(7) 电厂的热平衡如图 21-47 所示。由图可知:为了发出净功率 254MW,煤的输入功率为 585MW,因而供电效率为  $\eta_{cc}^N = 43\%$  (LHV)。其中厂用电耗 31MW,它占煤输入功率的 5%;蒸汽轮机中凝汽器冷却水的散热损失为 183MW,它占煤输入功率的 31.5%;其他损失为 118MW,占煤输入功率的 20%。在其他损失项目中,由余热锅炉的排气损失给大气的热

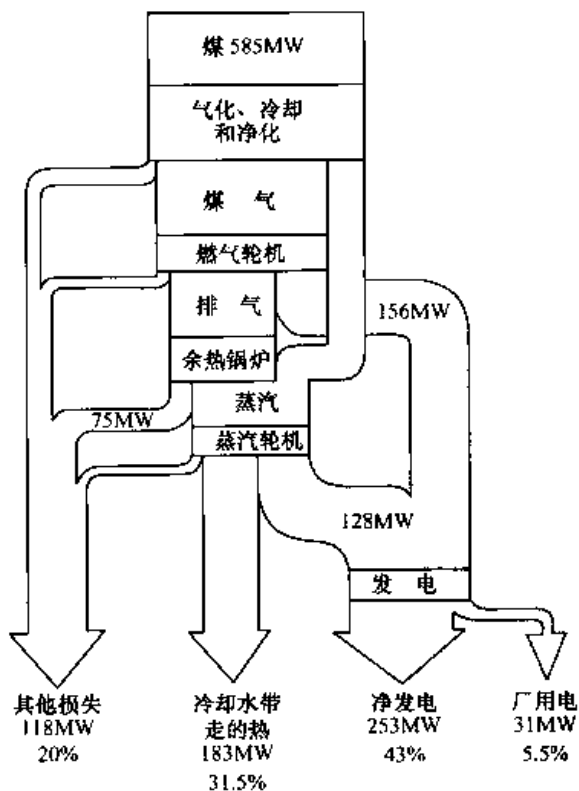


图 21-47 Buggenum 电厂 IGCC 的热平衡图

能耗率为 75MW，它占煤输入功率的 12.8%。

(8) 该厂的实际污染排放量是：12.9mg/MJ SO<sub>2</sub>、21.5mg/MJ NO<sub>x</sub>，粉尘的计划排放量为 0.86mg/MJ，废水为“零”排放。

(9) 为了防止煤粉在输送系统中黏结和堵塞，必须在制粉时对煤粉进行干燥处理，使烟煤的含水量不超过 2%。因而，相对于水煤浆的供料方式而言，干煤粉的干燥、磨制和输送系统是比较复杂的，而且必须采取防爆和防泄漏措施。这是 SHELL 气化炉的一个薄弱环节。目前，SHELL 炉已经取得数万小时的运行经验，尚需进一步考验和积累经验。

(10) 大约在 50% 负荷工况下机组才能从燃用天然气的状态切换到燃用合成气的状态，当气化炉因故障而跳闸时，于 1min 内就能重新切换到燃用天然气的状态。当 IGCC 的负荷在 40%~100% 范围内变化时，机组可以在完全整体化空分的情况下运行。空分系统的变负荷能力较差，经改进后升负荷率已由最初的 1.5%/min 增加到接近 3%/min。

(11) IGCC 从冷态启动到带负荷需 18h，但空分装置在常温下启动却要 2~3d。

(12) 电厂运行可用率已达 80%~85%。

电厂投资约计 4.722 亿美元（1989 年价），按净功率折算的比投资费用为 1865 美元/kW。其中设备投资费 55%，设计、研究费 20%，施工、安装费 25%。

图 21-48 给出了该示范电厂建设计划的进度表。

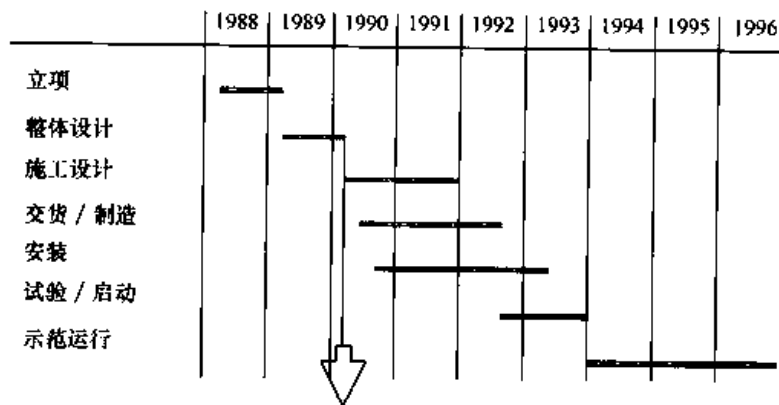


图 21-48 Buggenum 电厂建设计划的进度

该电厂于 1989 年 4 月开始设计，1990 年 10 月 31 日开工建设，总耗工约 5000 人·年。1993 年下半年建成。同年 12 月煤气化炉首次生产出合成煤气。1994 年 4 月第一次燃用合成煤气发电。示范运行期原定为 1994~1996 年间。由于调试过程中发生燃烧合成煤气时机组的振荡燃烧故障，致使正常运行推迟一年，于 1998 年 1 月 1 日才正式转为商业运行。

由于 IGCC 电厂的目前比投资费用较高，因而发电成本还不能与有 FGD 的常规燃煤的蒸汽电厂竞争，例如：荷兰的平均发电成本为 4.5 美分/(kW·h)，Buggenum 电厂的实际发电成本为 6 美分/(kW·h)。为此，国家必须给予优惠政策（如荷兰政府允许 Buggenum 电厂的上网电价提高到 9 美分/(kW·h)，以便扶持新技术的发展。

我国曾拟在山东烟台电厂内建设一座 IGCC 示范电厂，其功率为 400MW 等级，供电效率大于 42%。拟燃用含硫量为 3% 左右的高硫煤。现正在研究在其他地区建造 IGCC 示范电厂的方案。

### 第十三节 我国镇海发电厂<sup>[119],[120]</sup>

该厂位于浙江省宁波市，是我国第一套引进的 300MW 等级的联合循环机组，燃用 180 号进口重油。按每日启停设计，作为浙江省电网的应急调峰机组使用。

该工程安装两台 GE 系列的 9E 型燃气轮机、两台余热锅炉、一台汽轮发电机组，是“2+2+1”多轴布置方式的联合循环机组。两台燃气轮机共用一套重油处理装置。

图 22-49 给出了该 300MW 机组的热力系统。

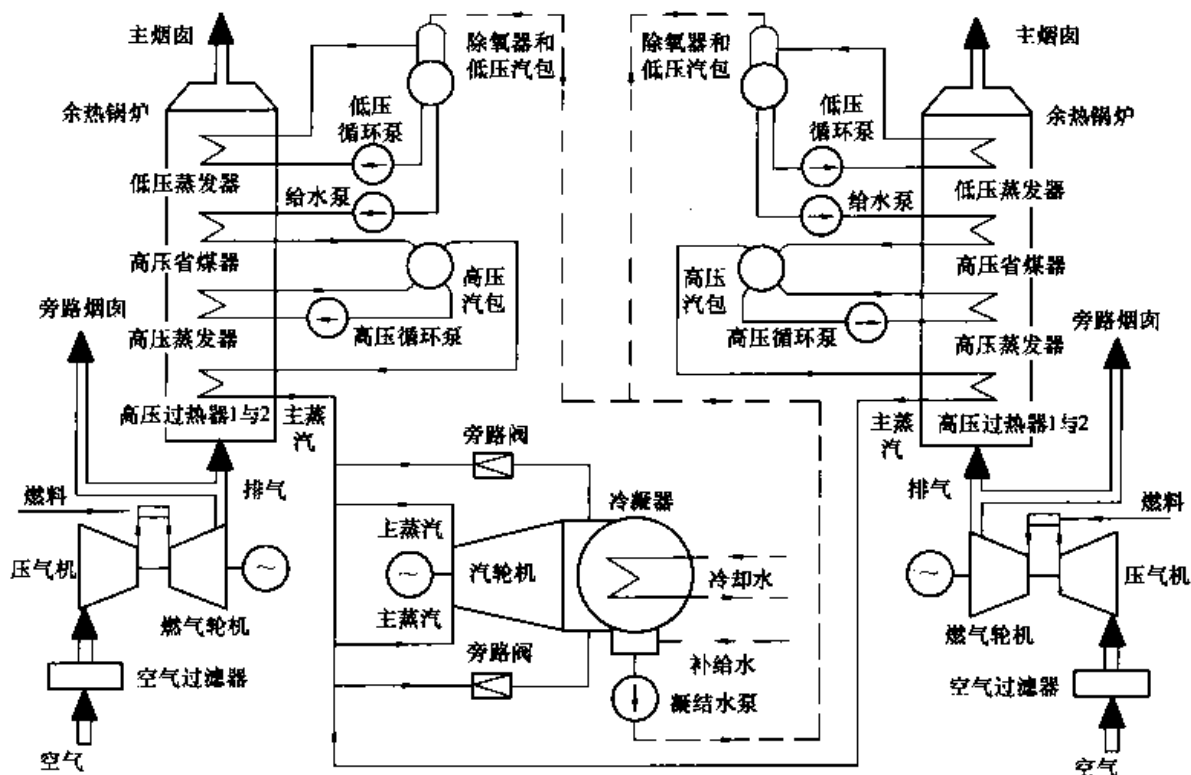


图 21-49 镇海电厂 300MW 联合循环电厂的热力系统

图 21-50 给出了该机组在主厂区的平面布置图。

由图 21-50 可知：两台燃气轮机和两台余热锅炉均为露天布置方式。两台燃气轮机呈南北向一字形排列，燃机的发电机则头对头地对称布置。两台燃气轮机均朝西方向侧向排气，因而余热锅炉中心线与燃气轮机的中心线彼此垂直。

两台余热锅炉中心线之间的距离为 32.94m。在两炉之间的中心位置上，则布置一座两炉共用的钢筋混凝土直筒型烟囱，其直径为 9m、高 100m。位于两台余热锅炉顶部的排气烟道，则分别从南北两侧在距地面 33.5m 的地方接入共用的烟囱。汽轮发电机组则为室内布置。汽机房的跨度为 21m，东西方向的长度为 41m。汽轮发电机组是纵向布置的，西端为凝汽器、循环水管坑、胶球清洗装置、凝结水泵和水环式真空泵。东端为发电机出线 and 励磁间。由于汽轮机采用了轴向排气式凝汽器，因而汽轮机、凝汽器和发电机均安装在汽机房的底层，是地面低位布置方式。凝汽器位于汽轮机排汽口的下方，而发电机则反置于汽轮机的

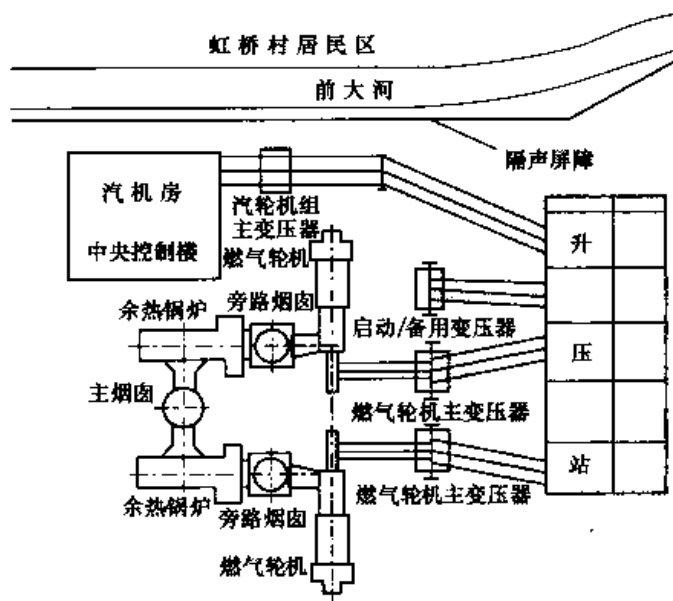


图 21-50 主厂区内机组的平面布置

机头侧。

两台 9E 型燃气轮机是从英国的 John Brown 公司成套引进的；余热锅炉由荷兰的 NEM 公司供货；汽轮机由 GEC-Alsthom 公司在英国的工厂制造和供货；三台发电机的容量、规格型号和布置方式完全相同，都由美国 GE 公司制造和供货。

余热锅炉是无补燃、立式、强制循环、单压（带有低压蒸发器、除氧器和给水系统）型式。其中高压汽包、低压汽包及除氧器和锅炉的全部受热面均在杭州锅炉厂制造。两台余热锅炉产生的过热蒸汽通往同一台汽轮发电机组。

余热锅炉的受热面自下而上地由高压过热器 1、高压过热器 2、高压蒸发器、高压省煤器和低压蒸发器组成。燃气轮机的排气则自下而上地流过这些受热面，然后排入共用的烟囱。在每台余热锅炉下方的地坪上，则布置有给水泵、高压锅炉水循环泵、低压锅炉水循环泵、化学加药模块和取样冷却模块。余热锅炉的炉壳和热交换器模块全部悬挂在锅炉的钢结构框架上，它们可以沿所有方向自由膨胀。

选用强制循环余热锅炉的原因是：①利用强制循环锅炉的锅内水量小、热惯性小、循环倍率小的特点，保证余热锅炉能较快地启动，以满足调峰电厂的要求。②由于强制循环锅炉中鳍片管是水平布置的，即鳍片呈垂直状态，不易积灰积垢。即使有积灰和积垢，在运行中也便于用蒸汽吹灰，或在停炉时用碱水冲洗，使污垢容易脱落。这一点对于燃用重油的机组来说尤为重要。③强制循环锅炉的长度较小，对于场地紧张的工程来说是有利的。

该联合循环的汽水系统具有以下一些特点：①除氧器和给水泵不是作为汽轮机的辅机，而是作为余热锅炉本体的一部分，它们不再布置在汽机房内而紧随余热锅炉，在每台余热锅炉的炉顶各布置一台除氧器。从汽机房输来的凝结水进入除氧器除氧后，流入除氧器的给水箱，这个给水箱也就是余热锅炉的低压汽包。②除氧器的加热蒸汽不是来自汽轮机的抽汽，而是取自余热锅炉中低压蒸发器所生产的低压蒸汽，这样可以充分利用燃机的排气余热，并能使余热锅炉完全独立于汽轮机，单独启动。③在汽轮机的主汽门前来自两台余热锅炉的两根主蒸汽管上，各设有一套容量均为 100% 的高压旁路，把主蒸汽减压后送至凝汽器，以便适应每台余热锅炉独立启停、升温升温和两炉并汽的需要，可以加速机组调峰运行时的启停速度。④汽轮机不设置多级给水回热系统，凝结水和锅炉给水的加热完全依靠吸收燃机的排气余热，这样有利于提高余热锅炉的热利用效率。

汽轮机是单压、单缸、多级冲动式、轴向排汽式机组，采用滑参数启动和运行方式。汽轮机本体、发电机及其辅机均在制造厂内整体地安装在各自的钢结构底盘上，实现了模块化，这不仅保证了设备的安装质量，也加快了现场的施工速度。

由于汽轮发电机也装在汽机房的底层，它与两台燃气轮机发电机的零米层布置方式完全相同，即没有常规电厂中发电机下方的出线小室，因而发电机的出线都采用从上方用封闭母线引出的方式。

经热力性能试验测定，该机组在合同规定的条件下功率为 329.826MW，比保证值 325.626MW 高 1.29%；热耗率为 7648.86kJ/kW·h，提高了 0.65%。

#### 第十四节 我国深圳南山热电厂<sup>[121]</sup>

该厂位于深圳西部毗邻妈湾港，是隶属于深圳南山热电股份有限公司的燃气轮机联合循环发电厂，占地 10 万 m<sup>2</sup>。1990 年，在深圳市严重“电力短缺”制约特区发展之际，电厂以三台拆迁的 PG5001P 型旧燃气轮机开始建厂，逐步扩建发展到装机容量为 900MW 的燃气轮机联合循环电厂。目前电厂主力机型为四套 STAG109E 型燃气—蒸汽联合循环发电机组和一套 STAG206B 型机组。电厂按两班制调峰模式运行，已投产营运 15 年。

该电厂历年的装机情况如表 21-10 所示。

表 21-10 深圳南山热电厂历年的装机情况

年份	投产机组	全厂的装机 累计总容量 (MW)
1990	3台从福州搬迁的 Alstom 公司制造的 5B 型简单循环燃气轮机投产, 每台的单机容量为 25MW	75
1991	南京汽轮机厂首台国产 6B 型简单循环燃气轮机投产	111.5
1992	GE 公司生产的一台 6B 型简单循环燃气轮机投产	149
1993	GE 公司生产的一台 9E 型简单循环燃气轮机投运, 它是我国首台安装投运的 9E 机组	272.4
1995	两台 6B 型燃气轮机配哈尔滨 703 所设计的余热锅炉和南汽厂的 25MW 汽轮机, 组成 S206B 型燃气—蒸汽联合循环机组投产 9E 型燃气轮机配美国 Delta 公司的余热锅炉和哈尔滨汽轮机厂的单压汽轮机, 组成 S109E 燃气—蒸汽联合循环机组投产	350.4
2001	“以大代小”一期技改工程: 新购 1 台 GEEPE 公司的 9E 型燃气轮机, 配杭州锅炉厂的双压余热锅炉, 上海汽轮机厂的双压汽轮机, 哈尔滨电机厂的发电机, 组成优化了的 S109E 型联合循环机组投产	533.8
2002	“以大代小”二期技改工程: 新购 1 台印度 BHEL 公司制造的 9E 型燃气轮机, 配杭州锅炉厂的三压余热锅炉, 哈尔滨汽轮机厂的双压汽轮机, 济南发电设备厂的发电机, 组成优化了的 S109E 型联合循环机组投产	717.2
2003	“以大代小”二期技改工程: 新购 1 台 GEEPE 公司的 9E 型燃气轮机, 配杭州锅炉厂的双压余热锅炉, 济南发电设备厂的发电机, 组成优化了的 S109E 型联合循环机组投产	900.6

图 21-51 给出了该厂设备布置的鸟瞰图。

南山热电厂自创建初期开始, 就面对运营成本高的严峻挑战, 坚持采用国产设备的战略, 不断进行系统优化, 技术创新, 终于走出了一条使电厂的技术水平和运营效益逐年提高的成功发展之路, 特别是为 S109E 型联合循环机组的国产化、快速建设和优质运行积累了宝贵经验。该厂历年进行的技术改造情况如表 21-11 所示。

表 21-11 深圳南山热电厂历年的技术改造情况

年份	改造项目	效果评价
1991~1992	燃气轮机蒸汽回注	将 3 台 MS5001 型燃气轮机由简单循环发电改为增加余热锅炉蒸汽回注, 同时向厂外供汽, 由此使机组的油耗下降为 408g/(kW·h), 综合经济效益提高 17%
1992~1993	燃气轮机改烧重油	完成 5B、6B、9E 型燃气轮机由烧轻柴油改烧渣油, 降低了燃气轮机的发电成本
1994~1995	燃气轮机联合循环发电技术的改造	将两台 6B 型燃气轮机配置国产联合循环设备(余热锅炉和汽轮机), 发电效率由简单循环的 28.8% 提高到 43.2% 将 9E 型燃气轮机配置余热锅炉和国产单压汽轮机, 成为联合循环机组, 发电效率由简单循环的 32.83% 提高到 45.2%
1998	汽轮机通流部分的改造	采用全三维技术对 S206B 型机组的 25MW 汽轮机进行通流部分改造, 使汽轮机的内效率提高 6.71%, 在烧重油情况下整套联合循环机组的效率由 40% 提高到 43.9%
1999	S109E 型联合循环机组进行增效改造 燃气轮机热通道部件初级改造 余热锅炉增加受热面改造 汽轮机部分通流改造 汽轮机汽封系统改造	燃用轻油的联合循环系统在改烧重油后, 燃机初温应有所下降, 锅炉的受热面积显得不足, 而且偏离设计工况运行, 致使整套联合循环的效率会降低。改造后, 余热锅炉增加出力 10t/h, 整套联合循环的效率由 42% 提高到 46.5%
2000~2003	“以大代小”改造工程	在烧重油的情况下, 三套国产化优化设计的 S109E 型联合循环系统的热效率提高到 50%

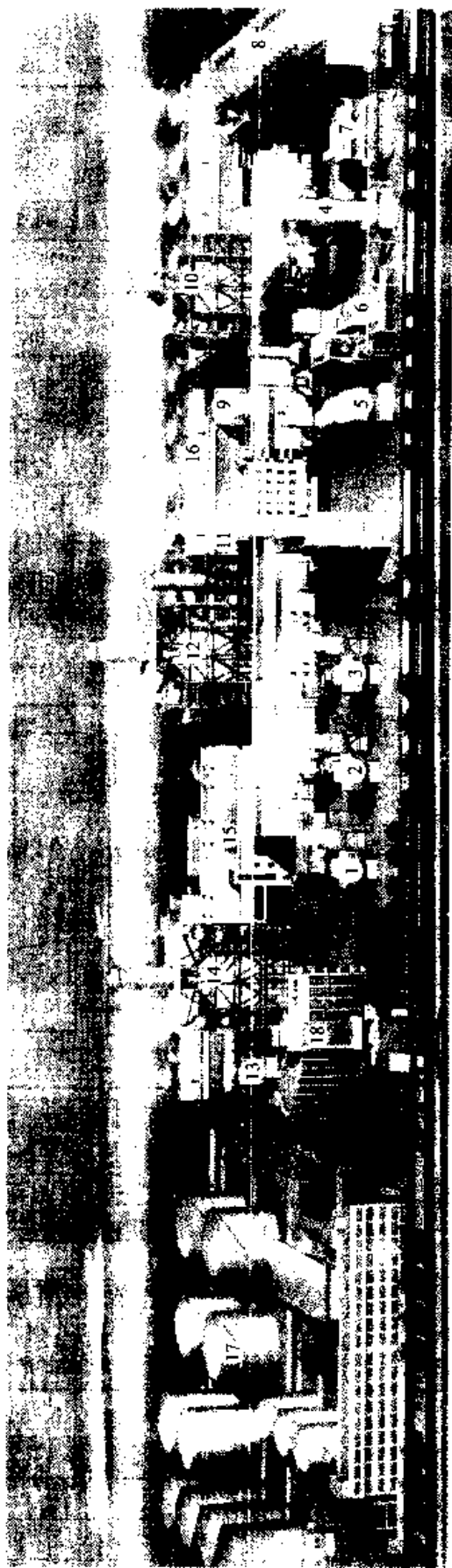


图 21-51 深圳南山热电厂设备布置的鸟瞰图

1~3—5B 型燃气轮机及蒸汽回注装置；5、6—两台 6B 型燃气轮机组成的 S206B 型联合

循环机组；4、7—9E 型燃气轮机和卧式余热锅炉；8—蒸汽轮机房与控制室；

9、11、13、10、12、14—扩建的 9E 型燃气轮机和立式余热锅炉；15—扩建的

蒸汽轮机房；16—冷却塔；17—油罐区；18—办公主楼



表 21-12 则给出了该厂 4 套 S109E 型联合循环机组建设和运行概况统计,由此可见,其建设速度相当快,运行情况是良好的。

表 21-12 深圳南山热电厂 S109E 型联合循环机组的建设和运行概况

S109E 机组	燃气轮机安装测试周期 (d)	单位造价 (元/kW)	累计运行时数 (至 2004 年 3 月底) (时)	点火启动次数	启动可靠度 (%)	非计划停运率 (%)
第一套	56		53682	3040	98.7	0.15
第二套	44	2197	16518	864	99.13	0.12
第三套	36	2351	11311	637	99.35	0.07
第四套	33	2375	3305	201	100	0.00

南山热电厂与哈尔滨汽轮机厂、杭州锅炉厂等国内著名发电设备制造厂家的有关专家和技术人员一起,对 S109E 型联合循环机组的系统进行了系统流程和热力参数的优化设计和研究,制订出了我国首台自行设计的双压余热锅炉配双压汽轮机和三压余热锅炉配双压汽轮机的优化组合模式,可供参考。该 S109E 型联合循环系统主要由 Q1153/526-173.6 (33.3) -5.9 (0.67) /500 (257) 型双压或三压余热锅炉, N60-5.6/0.56/527/255 型双压汽轮机和 T240-370 型发电机组组成,根据燃气轮机使用不同的燃料,可采用两种不同形式的热力系统,以便解决余热锅炉尾部的硫化腐蚀和积灰问题。

烧重油燃料时,宜采用双压余热锅炉(排气温度为 139℃)加带除氧抽汽的双压汽轮机,其热力系统如图 21-52 所示。

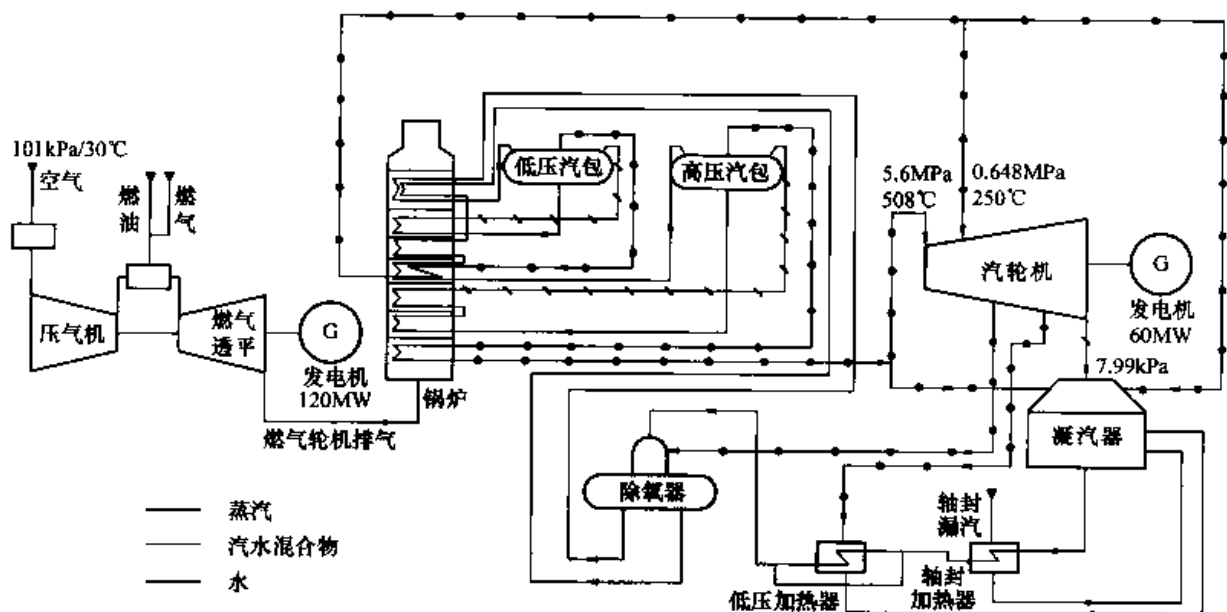


图 21-52 双压余热锅炉和带除氧抽汽双压汽轮机组成的 S109E 型联合循环的热力系统

该 S109E 型联合循环机组的热力参数如表 21-13 所示。

表 21-13 双压余热锅炉和带除氧抽汽双压汽轮机组成的 S109E 型联合循环机组的热力参数

序号	项目	单位	实际运行参数	考核工况
1	燃料种类		180CST 重油	LNG
2	环境温度	℃	31.5	15
3	燃气轮机有功功率	MW	102.1	126.1
4	燃气轮机排气温度	℃	551	545

续表

序号	项目	单位	实际运行参数	考核工况
5	燃气轮机热效率	%	31.67	33.89
6	余热锅炉排气温度	℃	139	115.2
7	余热锅炉热效率	%	74.7	78.7
8	汽轮机有功功率	MW	60.5	66
9	联合循环发电效率	%	50.5	51.7

燃天然气时,宜采用三压余热锅炉(排气温度为119℃)加双压汽轮机方案,其热力系统如图21-53所示。

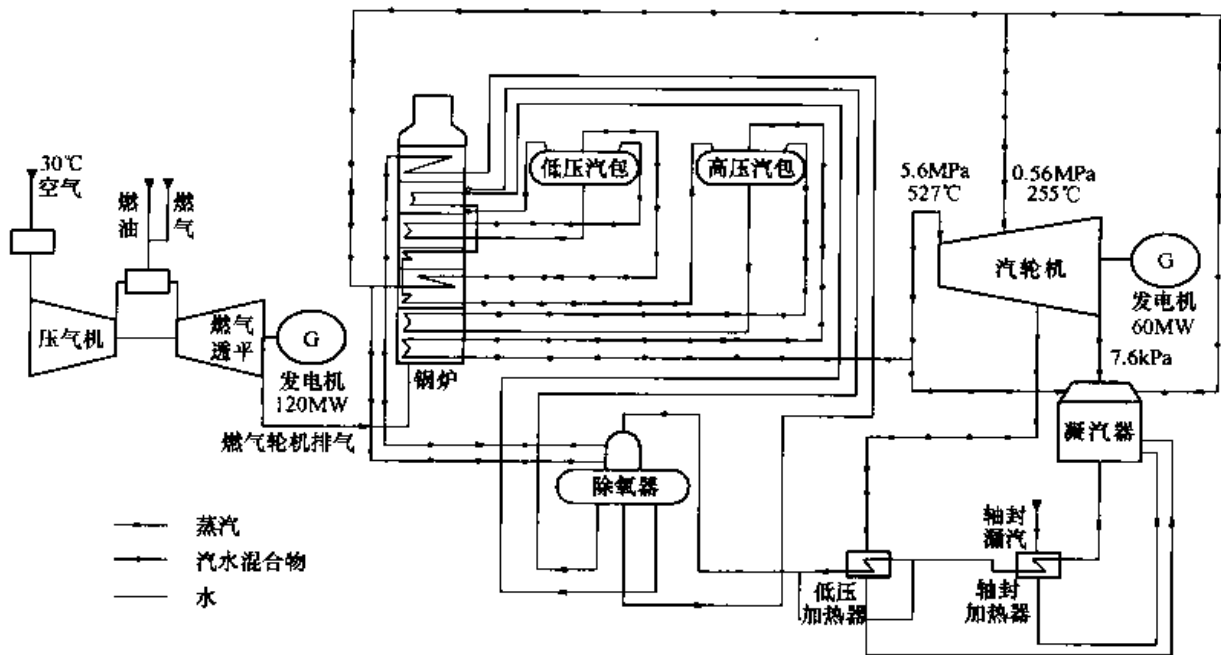


图 21-53 三压余热锅炉和双压汽轮机组成的 S109E 型联合型循环的热力系统

该 S109E 型联合循环机组的热力参数如表 21-14 所示。

表 21-14 三压余热锅炉和双压汽轮机组成的 S109E 联合循环机组的热力参数

序号	项目	单位	实际运行参数	考核工况
1	燃料种类		天然气	LNG
2	环境温度	℃	28	15
3	燃气轮机有功功率	MW	106.25	126.1
4	燃气轮机排气温度	℃	548	545
5	燃气轮机热效率	%	32.3	33.89
6	余热锅炉排气温度	℃	119	107.6
7	余热锅炉热效率	%	77.9	80.1
8	汽轮机有功功率	MW	61.5	67
9	联合循环发电效率	%	51.7	51.7

国产配套的 S109E 型联合循环机组可以满足调峰、快速启动和加负荷的要求。热态启动时,从燃气轮机发出启动令到汽轮机并网带满负荷只需要 45min 时间。

热力系统的特点是:

- (1) 分别设置锅炉区域和汽轮机区域的疏水扩容器,并合理设置蒸汽管线的暖管疏水点。
- (2) 轴封新蒸汽供汽管线考虑设置电加热器,冲转前可提高轴封外供汽的温度,能使轴封尽快正常运行;在汽轮机停机后,需要汽轮机尽快冷却以便检修,可采用此加热器加热压缩空气,倒送到主蒸汽管路中去,以便快速冷却汽轮机。
- (3) 设置 100% 高、低压蒸汽旁路,以提高暖管主蒸汽流量,并满足无旁通烟道的保护要求。
- (4) 根据实践摸索出的汽轮机汽缸保温设计,能确保机组停运 12h 后,汽缸温度大于热态启动要求,使上下缸温差尽量缩小 ( $<20^{\circ}\text{C}$ )。
- (5) 设置 2 套真空泵,启动时 100% 投运,以加速启动前抽真空的速率。
- (6) 锅炉出口主蒸汽管路必须设置隔离阀,以便停运后余热锅炉和主蒸汽管路保温保压。
- (7) 余热锅炉高低压蒸汽集箱的对空排汽阀门的通流能力必须大于额定流量的 60%。

为满足系统高效运行而采取的措施有:

- (1) 燃气轮机采用高效进、排气装置。
- (2) 针对不同运行燃料确定不同的热力系统。
- (3) 取消旁通烟道,减少漏烟损失。
- (4) 适当提高凝汽器循环倍率。
- (5) 轴封系统自密封建立后,多余的汽量溢流到轴封加热器,可减少热量损失。
- (6) 真空泵工作水采用开式循环并回收,以降低工作水温,提高真空泵的工作效率。
- (7) 选用带疏水冷却段的低压加热器,以二次利用乏汽提高给水温度。

1 台 S109E 型机组、2 台 S109E 型机组和多台 S109E 型机组动力岛的布置形式如图 21-54~图 21-56 所示。这样既能不浪费征地,又便于机组的检修。

图 21-57 给出了 S109E 型联合循环机组控制系统的网络。

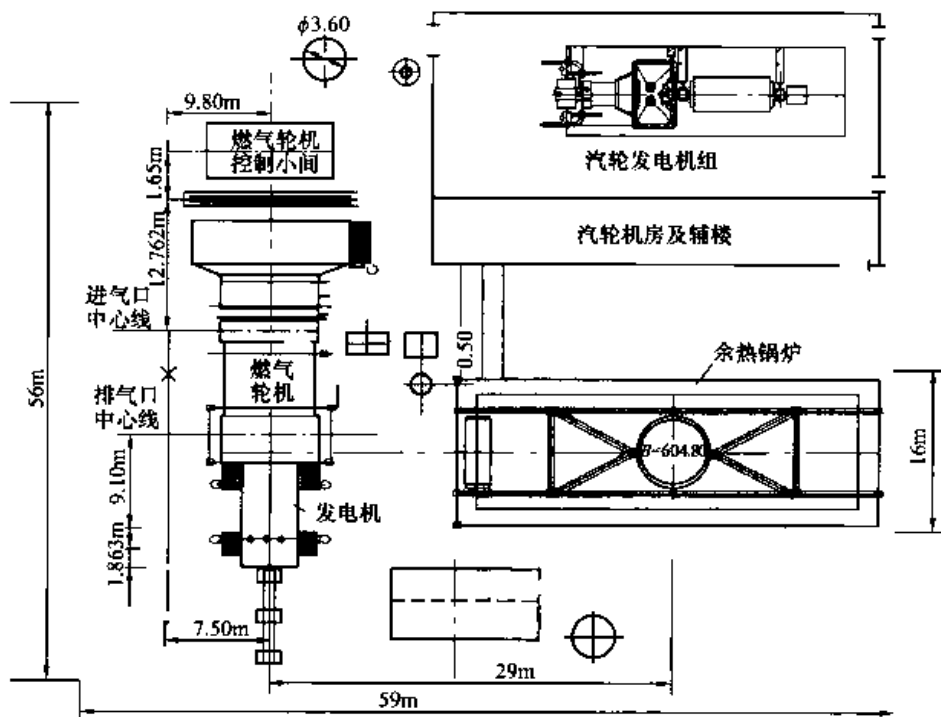


图 21-54 1 台 S109E 型联合循环机组动力岛的布置

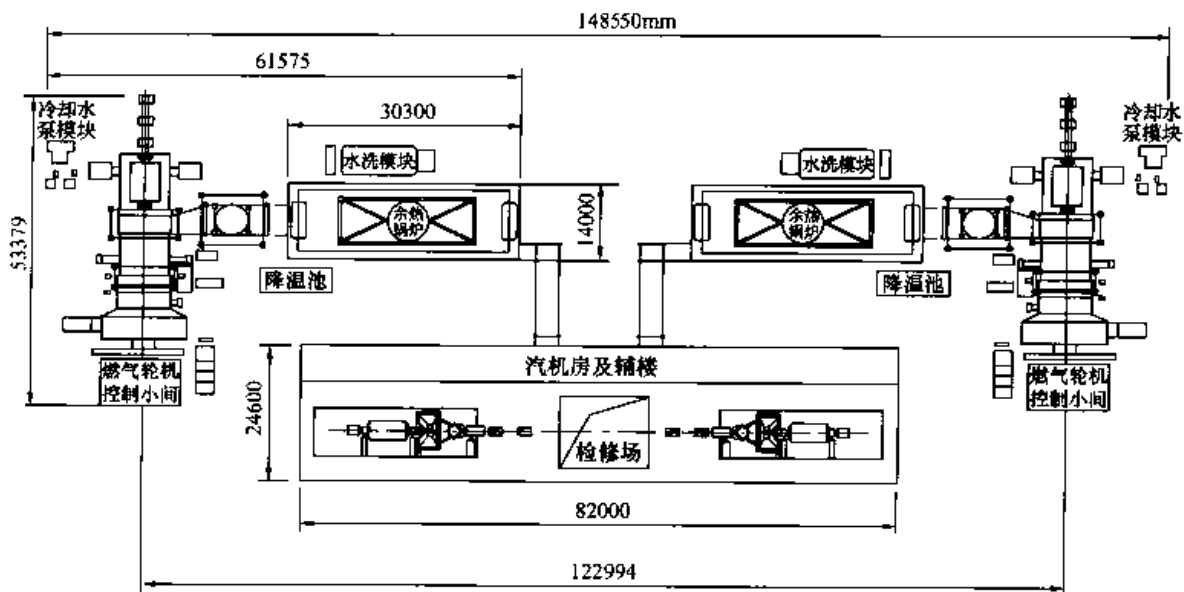


图 21-55 2 台 S109E 型联合循环机组动力岛的布置

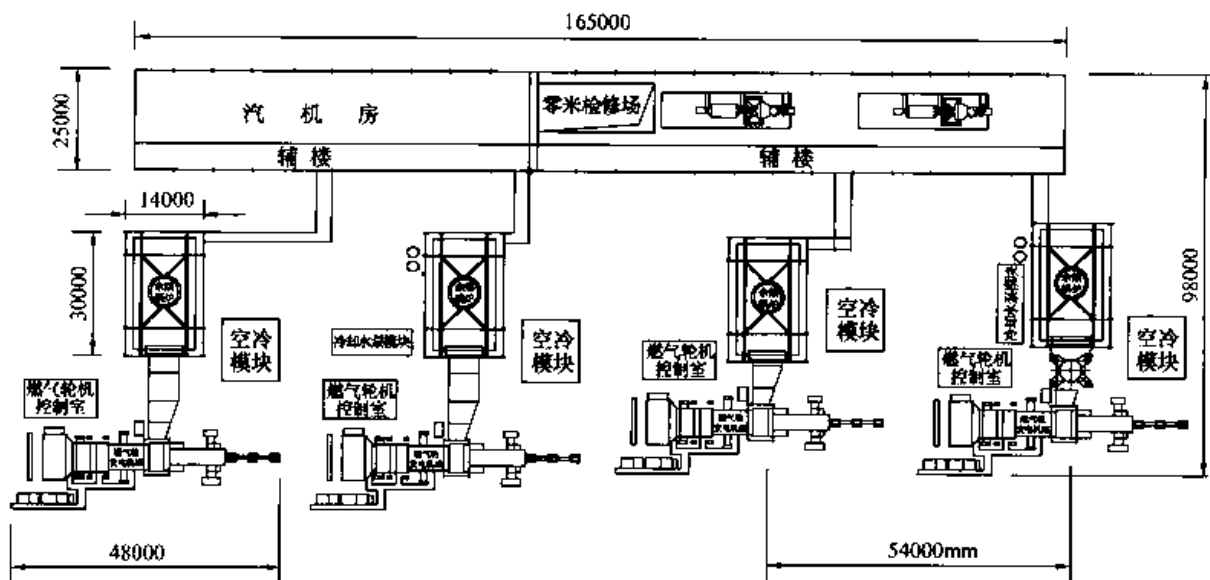


图 21-56 多台 S109E 型联合循环机组动力岛的布置

南山热电厂燃气—蒸汽联合循环机组的全厂集控系统建成两层网络（见图 21-57），其底层控制层包括燃气轮机的 MARK—VI 控制装置，余热锅炉和汽轮机的 DCS 系统以及网控公用 DCS 控制系统等，它们都保留自身设计所选定的控制和通信方式，但都必须挂在同一操作层以太网上，通过网络通信完成整套联合循环机组设备的启动、运行、事故追忆等功能，以及全厂各套机组之间的信息交换。

GE 公司最新配套提供的 MARK—VI 是基于网络通信技术，汇集多年经验而设计制造的新一代燃气轮机控制装置。该装置采用 850MHz 的英特尔奔腾三处理器，16Mb 闪存和 32Mb DRAM，保留了三重冗余结构（TMR），保证机组数据在硬件上容错，采用 SIFT（软件容错）技术进行数据表决，保证机组数据在软件上容错，运用强大、成熟的功能块进行组态，完成机组的启动、停机、保护调节及故障诊断等功能，使用基于 WINDOWS 的客户/服务器结构的人机界面和采用以太网的网络结构，较 MARK—V 使用的 ARCNET 内部网络、RS232Modbus 外部接口具有更强的通用性，且传输速度快、易

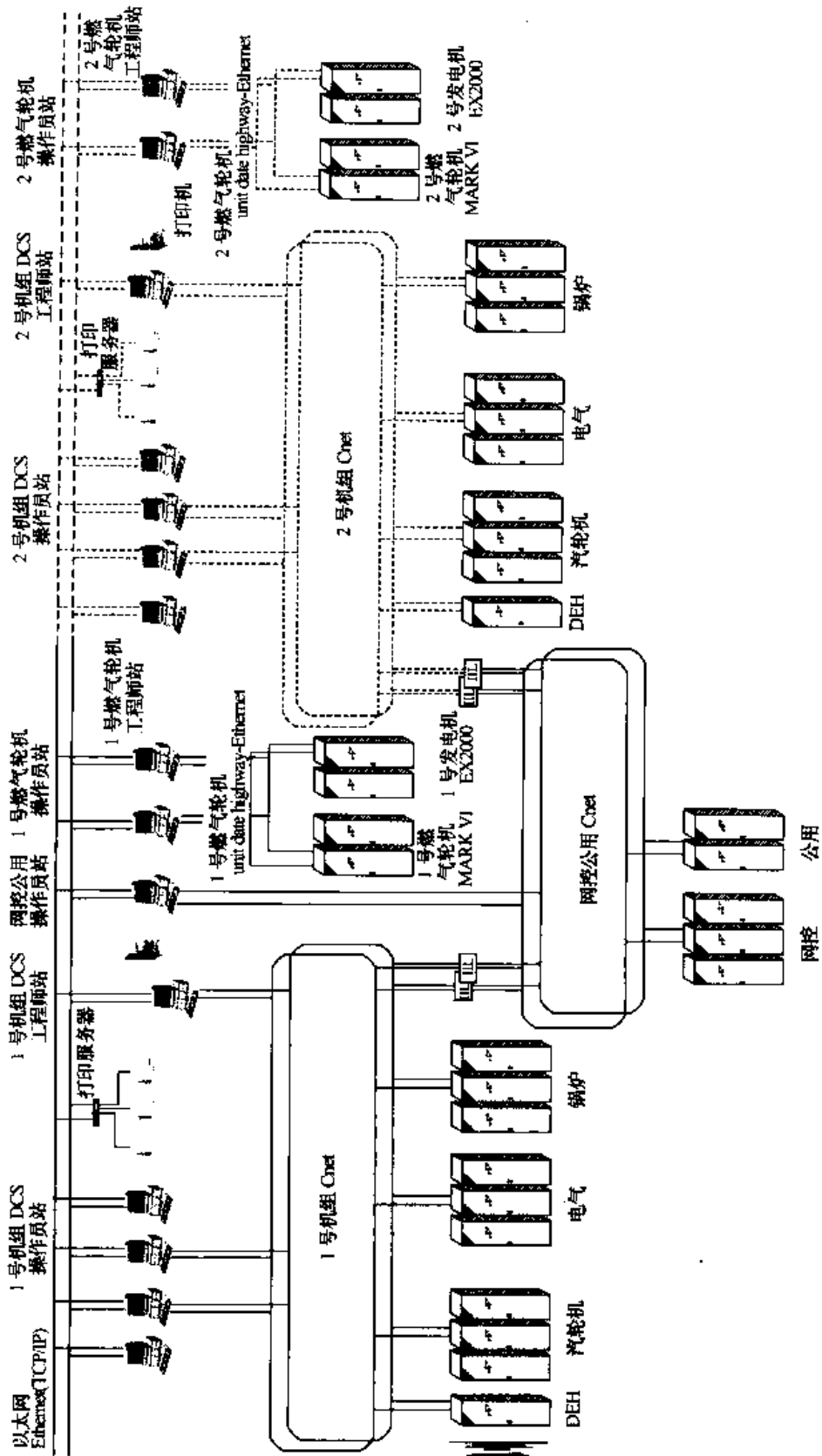


图 21-57 S109E 型联合循环机组控制系统的网络图

于与 DCS 组成统一的监控系统。

用于联合循环发电厂的集散控制系统的选型优化原则是：

- (1) 必须具有冗余的分散的控制器和冗余的控制网络，以保证系统的安全可靠。
- (2) 必须具有专用于电厂控制的硬件，例如伺服控制卡、同期卡、SOE 卡等。
- (3) 必须具有丰富的电厂控制专用的软件功能块，如应力计算、负荷分配、SOE 等，以保证适用于电厂控制。
- (4) 具有友好的人机界面，如 WINDOWS 界面、3D 画面等，以保证系统便于使用。
- (5) 必须能通过 EWS 编程组态，实现 MCS（模拟量控制系统）、DEH（汽轮机数字电液调节系统）、SCS（设备顺序控制系统）、DAS（数据采集系统）、ECS（电气控制系统）等功能；完成实时曲线、历史曲线绘制功能；报警功能；SOE 功能；设备硬件的诊断功能等。能将过程控制同企业管理结合在一起，以保证系统实现厂级管理。

S109E 型联合循环机组电气的一次接线如图 21-58 所示。

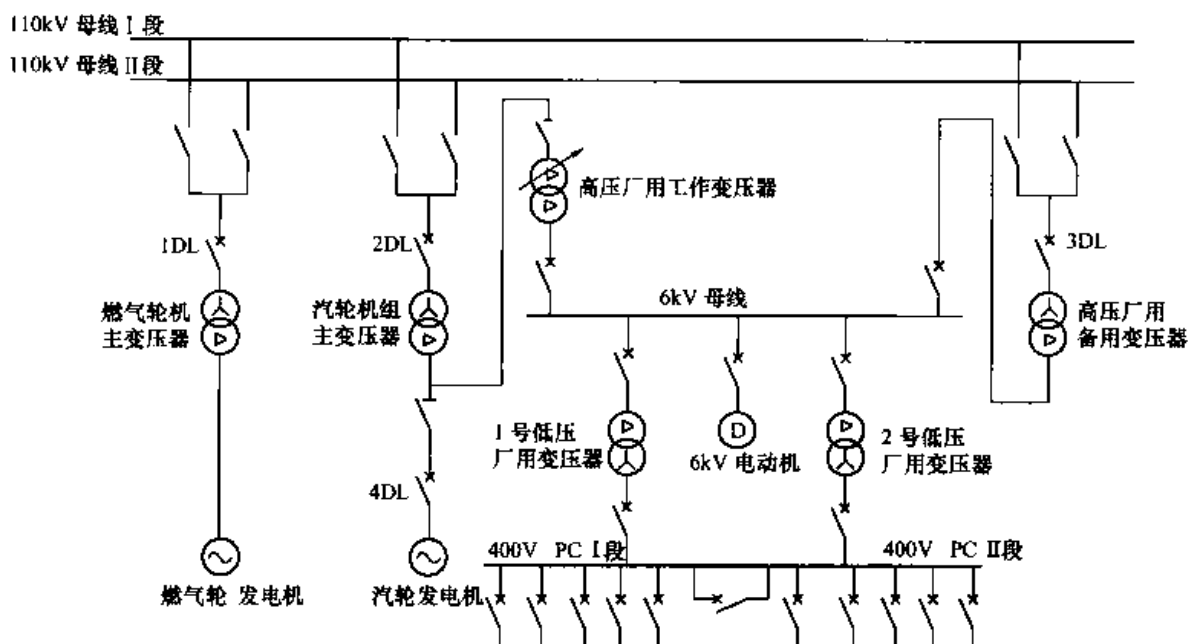


图 21-58 S109E 型联合循环机组电气的一次接线图

## 本章小结

(1) 为了加深读者对燃气轮机联合循环机组的实用概念，本章中具体介绍了我国和世界上 10 余座联合循环电厂的实例。

(2) 本章中尽可能为读者提供这些电厂的热力系统流程图、设备规范、机组的平面布置图、全厂布置的鸟瞰图、机组的立体侧视图，甚至机组的施工、调试计划和运行经验，可供我国设计联合循环电厂时参考。

(3) 结合我国的实际情况，本章中大多选用由当前比较先进的燃气轮机组成的联合循环为实例，其中有由 PG9331FA、V94.3、V94.3A 以及 GT26 等先进燃气轮机组成的联合循环电厂，还包括某些热电联产型联合循环的实例。

(4) 本章中还介绍了一个整体煤气化燃气—蒸汽联合循环电厂和我国宝钢电厂实际使用的烧高炉煤气的联合循环电厂实例，以便为我国今后发展这两种联合循环电厂提供素材。

(5) 本章中还专门介绍了我国镇海发电厂和南山热电厂的实例。它们的经验对于设计和运行 S109E 型燃气—蒸汽联合循环电厂很有参考价值，特别是南山热电厂“坚持采用国产设备的战略、不断进行系统优化和技术创新，使电厂技术水平和运营效益逐年提高”的经验值得借鉴。

# 第二十二章

## 联合循环机组的运行与维护<sup>[122]、[125]、[133]</sup>

### 第一节 概 述

燃气轮机具有热效率高、启停快捷方便、占地面积小、建设周期短、公共设施简便、运行操作人员精简、环境效益好等特点，在经济发达地区电源结构中所占比例较大。部分机组用于基本负荷运行，多数机组被用作调峰运行，其中作为调峰运行的燃气轮机启停较为频繁。因燃气轮机的常见故障多在启停过程中发生，再加上燃气轮机控制系统的自动化程度较高，要求运行人员必须技术熟练、具有较高的技术综合素质，因此，运行人员在上岗前，必须经过严格培训，不仅熟悉机组的工作原理、结构和性能，熟练掌握管道系统原理图和辅助系统设备部套的作用和工作情况，还要熟悉控制规范，掌握控制系统原理图及电站和燃气轮机的相关电气技术知识。

### 第二节 燃气轮机的运行

燃气轮机运行有以下特点：

(1) 燃气轮机在高温、高转速下运行，要求不超温、不超速、不超振等，能长期安全运行。

(2) 燃气轮机的启动速度快，加载和减载运行工况速度变化快，热冲击剧烈，尤其适用于调峰运行的机组，故热通道部件的寿命管理很重要。

(3) 燃气轮机随环境温度、大气条件的变化，其功率、热效率等性能参数变化较大，故燃气轮机在不同季节，甚至每一天的不同时间内的负荷（出力）都是变化的。与之相配套的联合循环机组也不可能保证在额定工况下运行，而是在滑参数下运行。

(4) 现代燃气轮机采用先进的自动控制系统，简化了运行操作，有效地提高了机组运行的可靠性。

#### 一、燃气轮机运行前的检查和试验工作

##### 1. 新机组安装完毕或大修后的首次启动前的检查

在机组安装工作已全部结束后，完成以下项目的检查和试验后，方可进行第一次启动。

(1) 机组安装和大修工作结束，确认施工设施已全部拆除，现场清理干净。

(2) 滑油系统经油循环合格，燃油、燃气等燃料化验合格。

(3) 临时管道、堵板及装置已拆除，各管道连接牢固，走向正确。

(4) 检查进气室、排气室内无异物，并将人孔门关闭严密。

(5) 所有更换过的滤网，即燃油滤、空气滤及滑油滤的端盖完整严密。

(6) 所有仪表已校验完毕，表读数指示正确；各传感器安装间隙正确，安装牢固不得松动；各压力开关、温度开关已按规范的整定值进行了调整和校准。

(7) 马达控制中心、各控制柜、保护柜的供电正常，进线开关、电源开关处在正确位置，交流、直流电源供电正常。

(8) 按燃机各系统逐一检查各阀门在开机前的正确位置；设备的进出口阀门应在打开状态；排气和排放阀排放之后在关闭状态；压力、温度等测点的隔离开关在打开状态；试验阀、取样阀在关闭状态；

调节阀定值正确。

(9) 检查水位、油位在正确位置。

(10) 试验各种保护系统功能正常,如滑油压力和油位保护、熄火保护、振动保护、超温保护等。

(11) 点火器工作正常,对伸缩式火花塞应检查伸缩是否自如。

(12) 各辅机转动设备的电机绝缘合格,转向正确,试运正常。

(13) 完成辅机系统的分部调试试验。特别注意:CO<sub>2</sub> 灭火系统处于完好状态;检查跳闸油系统、冷却和密封空气系统的所有孔板尺寸和单向阀的安装位置和尺寸符合厂家的设计规范;压气机进口可转导叶在 34°位置;防喘阀全部在开启位置。

(14) 各辅机泵振动、噪声、温度等正常;各管道无泄漏现象;轴承回油正常。

(15) 控制系统已检查完毕,各控制功能正常。

(16) 电气部分应做以下工作:

1) 按接线图检查所有一次元件的接线及各类开关的常开常闭接线情况。

2) 按原理接线图检查控制室各控制柜与机组的接线正确性。

3) 按图用万用表在各控制柜内检查就地安装元件的线路正确性。

4) 按图检查各控制柜之间的接线正确性,并用万用表试通。

5) 按要求检查燃气轮机控制盘各处引线是否接地。

6) 检查轮机控制盘和马达控制中心及其他控制柜的电源系统。

7) 检查机组蓄电池组和蓄电池充电电机。测定每个电池电压和整个电池组电压;保持蓄电池清洁;蓄电池充电机上电流表和电压表要校验准确。

8) 机组各部分照明、通风、加热等线路应正常。

9) 所有电动机应加足润滑剂。

(17) 在机组进行整机调试过程中,需完成以下试验项目:

1) 正常停机试验。

2) 紧急停机试验。

3) 超振遮断试验。

4) 熄火报警试验。

5) 发电机空载特性试验。

6) 滑油压力低遮断试验。

7) 电超速试验。

8) 电气短路试验。

9) 发电机并网、带负荷、逆功率及甩负荷试验。

2. 机组正常运行的开机前检查

对于正常投运的机组,每次开机前需要做的检查项目比安装调试后及大修后的第一次开机检查项目少,但依然是一项内容繁多而又细致的工作。重点是按运行规程中的开机前检查表,逐一检查机组是否具备启动条件,日常检修的安全隔离措施是否恢复。可按现场设备地点和范围进行如下检查:

(1) 输变电系统:主变压器工作正常;各刀闸、开关在正确位置。

(2) 马达控制中心(MCC)柜:各进线开关在正确位置;各辅助泵、风机的马达,各加热器电源开关在工作位置;低压继电器在合上位置。

(3) 火灾保护柜:电源投上(保护系统投入)。

(4) 发电机控制和保护柜:供电正常,显示数据正确,柜内开关位置正确,保护投入。

(5) 燃料前置站:检查阀门位置、滤网压差等。

(6) 辅机间:检查各系统的阀门位置正确,油位、轴承回油正常,连续盘车正常,各滤网装置投入正确。



(7) 轮机间：检查各阀门位置正确，确认可转导叶实际开度（如  $34^\circ$ ），防喘阀位置全开，点火器的火花塞向下插入，回油窥窗内有油流动。

(8) 发电机间：检查顶轴油泵、油滤压差、各轴承等运转正常。

(9) 冷却水站：检查膨胀水箱水位、各阀门位置、水泵（或风机）运转正常等。

(10) 报警系统已全部复归。

对于燃用重油（渣油）的机组，需要用轻油对燃料系统喷嘴前的一段管路进行冲油操作，其目的是将管路中的残留重油及滤网内的空气排除，以确保点火成功。燃用重油的燃气轮机组用轻油点火，直到机组带到一定负荷再切换到重油运行。另外，在启机前需要对重油进行加热，使燃油达到一定的温度以满足流动性的要求，例如，对于 180 号重油一般需加热到  $110\sim 120^\circ\text{C}$  的油温，满足机组燃料控制规范中对喷嘴前燃油黏度的要求。同时，重油燃料前置系统还需要进行油循环，使燃油均匀加热。

## 二、燃气轮机的启动

燃气轮机在静止状态下必须依靠可以产生大扭矩的外界驱动装置才能使其旋转起来。根据燃气轮机的用途和功率大小不同，驱动装置的种类也不同。一般大型发电用燃气轮机选用柴油机、交流电机和变频马达作为启动装置。当启动装置带动燃气轮机转动后，随着转速的增加，压气机中的流量和压比增大，当压缩空气的流量和压比达到燃烧室中规定的点火要求时，燃气轮机开始点火，并继续升速。此时，透平中的燃料介质温度、流量增加，功率随转速的上升不断增大，当达到透平产生的功率可以维持压气机所消耗的功率时，此时的转速为自持转速。略高于自持转速后，透平产生的功率大于压气机消耗功率，启动装置可以脱开，称为脱扣。一般来说，正常运行中，透平功率的  $2/3$  要用来拖动压气机，其余的  $1/3$  功率作为输出功率用于发电。

图 22-1 为燃气轮机启动过程中各扭矩的变化，图中  $M_T$  曲线为透平自点火后所发出的扭矩； $M_C$  曲线是压气机在被拖动升速过程中的阻力矩变化； $M_n$  是机组启动时所需要的扭矩特性，即由启动系统所提供的扭矩； $n_{ig}$  为机组点火时的转速。机组达到  $n_{ig}$  转速，进入燃烧室的空气在其规定参数下，由点火器快速且可靠地点燃由主喷嘴喷射出来的燃料，并且在机组启动升速过程中，不会发生熄火、超温和火焰过长等现象。 $n_{ig}$  转速通常为  $(12\%\sim 22\%)n_0$ （额定转速），机组不同， $n_{ig}$  数值亦不同。

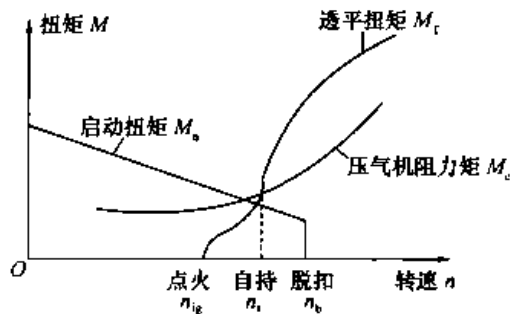


图 22-1 燃气轮机启动过程转速和扭矩的变化

燃气轮机在启动过程中要求机组启动迅速、可靠、平稳和不喘振。为了防止压气机在启动过程中喘振，机组启动前和启动过程中某一阶段内压气机进口导叶处于  $34^\circ$ ，即所谓的关闭状态，放气阀处于打开放气位置。压气机进口可转导叶角度关小，能使压气机喘振边界线朝着气流减小的方向变动，扩大了压气机的稳定工作范围。同时由于空气流量减小，因而减小了启动扭矩，使启动功率减小。在启动功率不变的情况下，可以缩短启动加速时间。防喘放气阀的放气作用在于增加了压气机放气口前的气流流量，提高了流速，减少了气流的正冲角，

从而避免了叶片尾部的严重脱流现象，也避免了压气机的喘振。

机组启动包括正常启动和快速启动，带负荷又分自动和手动方式，在启动运行过程中的控制调节又分转速控制、同期控制和温度控制阶段。

在进行分步调试过程中，燃气轮机的启动可以分段进行。一旦分步调试完成后，投入正常运行时，采用自动程序控制。机组启动过程分以下几步。

(1) 启动盘车。在机组启动前，应进行盘车，检查机组动静部分有无摩擦和异音。通常规定燃气轮机启动前盘车系统必须连续运行至少 1h。

(2) 启动、清吹。机组在自动控制状态下发启动令后，进入启动程序。转速到  $10\%$  额定转速后，进入清吹程序开始 60s 清吹计时。清吹的目的是在机组点火之前，让机组在一定的转速下，利用压气机

出口空气对机组进行一定时间的清吹,吹掉可能漏进机组中的燃料气或因积油产生的油雾,清吹的时间要根据被清吹的排气道的容积来选择,要求至少能将整个排气道体积三倍的空气吹掉,避免爆燃。简单循环机组在初次启动时不需要清吹。但如果是重复启动,则在第二次点火前必须清吹。如果机组带有余热回收设备(即联合循环),则每次点火前都应进行清吹。

(3) 点火。清吹结束后,若机组达到点火转速,则进行点火。点火转速一般为机组额定转速的12%~22%。为了保证点火成功,点火时给出的燃料行程基准FSR比较大,即相应的燃料量比较多,使燃烧室处于富油点火燃烧。

记录点火时的参数:点火时燃料流量、燃料流量基准、转速、最大排烟温差、平均排烟温度。监视雾化空气压力,以判断此雾化空气系统运行是否正常(对烧燃料油机组而言)。

至少两处火焰探测器在60s内探测到火焰后,点火成功。如果点火失败,FSR将返回点火值,机组维持点火转速,此时运行人员可尝试再一次点火。再次点火操作必须在主操作画面上选择清吹(高盘)程序,清吹掉未点燃的燃油(或燃气),当清吹结束后,再次发点火指令。如果第二次点火失败,机组停机,启动程序终止,需要排除点火故障后才能再次开机。

(4) 暖机。点火成功后机组进入暖机程序。暖机的目的是让机组的高温燃气通道中的受热部件、气缸与转子有一个均匀受热膨胀的时间,减少它们的热应力,保证机组在启动过程中有良好的热对称,防止转子与静子之间出现过大的相对膨胀而使两者发生摩擦。暖机期间的燃料量比点火时要少。暖机时间约1min。

(5) 升速。暖机阶段结束后,由暖机计时器发出信号,机组进入升速阶段。燃料行程基准FSR由控制系统按控制规范的规定增加,这时启动机的功率和透平发出的功率会使主机转速迅速上升。在启动控制系统中,有加速度限制控制,使机组转速上升时的加速度不超过预先给定的限值。

加速过程注意监视各轴承的振动值和排烟温度场分布状况。机组在此升速阶段会出现一阶临界振动,记录最大临界振动值和振动点,如9E型燃机一阶临界转速在(42%~48%) $n_0$ 。

(6) 脱扣、继续升速。随着机组转速的上升,压气机中的空气流量增加,压气机出口压力也增加,燃料量也增加,因此透平的输出功率也增大。当机组转速达到自持转速时,透平发出的功率等于压气机所要求的功率。当机组转速超过自持转速时,一般为额定转速的(50%~60%) $n_0$ 范围,透平已有足够的剩余功率使机组升速时,转速继电器动作,发出信号,使启动机与主机转子之间脱开,称脱扣,即停掉启动装置。

观察并记录此时的排烟温度值在脱扣后的突降过程,直到机组并网升负荷时排烟温度才开始回升。

脱扣后机组继续升速,对9E型燃机转速达到70%~89%会进入二阶临界振动,记录最大振动值和振动点(相位)。

(7) 全速空载。机组转速升至大于95%额定转速时,运行转速继电器14HS投入发出信号,此时压气机防喘放气阀关闭,辅助滑油泵停止运转,透平排气框架通风马达相继启动,可转导叶已经开至57°。机组继续加速进入全速空载状态运行,此时的FSR略有增加,控制机组转速,使机组周波略高于电网频率。

机组升速到空载满速时需要全面检查,重点检查排烟温度、排烟温差(排烟分散度)、滑油母管压力、雾化空气压差、液压油压力、燃油(燃气)压力等,并记录主要参数。

(8) 同期阶段、并网。当机组进入全速空载状态后,启动控制系统退出控制,机组进入同期控制。所谓同期就是此时发电机发出的交流电的频率、电压和相位与电网的这三个参数基本一致。在确认机组在空载满速状态下运行无异常后,方可进行并网操作。一般选用自动准同期并网方式。当同期条件满足时,发电机断路器自动闭合,即是并网完成。

(9) 带负荷。并网后,机组进入转速控制,并且可以执行自动带负荷和手动升降负荷的操作。在没有运行人员手动操作的情况下,机组自动加载到旋转备用负荷(一般为5%~8%的额定负荷),以防止系统频率升高、机组逆功率保护动作。可以通过调节励磁来调节发电机无功。一旦发电机和电网连接,燃机的燃料流量会逐渐增加,机组按控制系统规定的速率进行加载,当机组带满基本负荷时,机组由转速控制进入温度控制状态。待负荷稳定后,记录机组相关重要参数。

如果机组需要加载到某一预先选定的负荷，则先要向控制盘输入选择加载方式的指令及预选负荷值，机组便加载到预选负荷。

对于联合循环的燃气轮机，有投入可转导叶 IGV 温控的功能。即在升负荷过程中（或带部分负荷下运行），进口可转导叶维持在  $57^{\circ}\sim 84^{\circ}$  范围内不开大（或从  $84^{\circ}$  关小），以减小压气机的进气流量，使参加燃烧的一次空气流量和冷却空气量减少，燃机排烟温度升高，其目的是提高余热锅炉过热蒸汽温度，便于汽轮机的启停和高效运行。在燃机投入 IGV 温控运行时，应密切监视燃机排烟温度及排烟分布情况，若发现机组有超温现象，立即退出 IGV 温控。启动过程中，燃机带满负荷后，应退出 IGV 温控。

燃气轮机在启动过程中的不同阶段，各辅助系统的设备将相继投入和退出。表 22-1 为某台 9E 型燃机在启动过程中各辅助系统的投入状态。不同机组和机型，投入时的转速会略有不同。

表 22-1 PG9171E 型燃气轮机启动过程中各辅助系统投入情况

阶 段	辅助系统投入情况	
发启动令	(1) 轻油泵启动（燃油启动） (2) 启动马达启动 (3) 辅助雾化泵启动 (4) 辅助液压油泵启动 (5) 盘车马达退出	
清吹	(1) $10\%n_0$ 转速继电器 14HM 动作	液力变扭器马达启动，将液力变扭器角度由 $31^{\circ}$ 调至 $28^{\circ}$ 机组进入清吹计时
	(2) 60s 后清吹结束，机组转速上升到 $17\%n_0$	液力变扭器马达启动，将液力变扭器角度由 $28^{\circ}$ 调至 $15^{\circ}$ 机组转速开始下降，准备点火
点火、暖机	(1) 转速下降到 $12\%$ 时	转速上升，进入点火程序， $12.1\%n_0$ 点火继电器动作，火花塞带电开始点火 主燃油泵离合器电磁阀动作，主燃油泵投入运行 燃料行程基准 FSR 升至点火值 $19.8\%$ 左右 60s 内至少两个火焰探测器检测到有火焰信号，点火成功
	(2) 机组进入 1min 暖机程序	FSR 下降至 $12\%$ 负荷联轴间冷却风机投运 透平框架风机投入 透平间冷却风机投运 点着火后液力变扭器马达启动正转一次，将液力变扭器角度由 $15^{\circ}$ 调至 $68^{\circ}$
升速	(1) 暖机结束后，机组开始升速，FSR 以 $0.05\%/s$ 的速率增加 (2) 转速升至 $26\%$ 时，顶轴油泵 88QB 退出 (3) 转速继电器 14HA 动作， $50\%n_0$ ，燃机进入加速状态	
脱扣、继续升速	(1) $60\%n_0$ ，转速继电器 14HC 动作，启动马达停运，机组进入自持加速阶段 (2) 辅助雾化泵退出 (3) 液力变扭器中的滑油泄掉，机组脱扣 (4) 可转导叶 IGV 在机组转速上升到 $78\%n_0$ 左右开始由 $34^{\circ}$ 逐渐开大	
全速空载	$95\%n_0$ 转速继电器 14HS 动作： (1) 辅助滑油泵退出运行 (2) 辅助液压油泵退出 (3) 发电机开始自动启动 (4) 可转导叶已开到 $57^{\circ}$	

图 22-2 为一台 PG9171E 型燃机在启动过程中，主要参数燃料基准 FSR、平均排烟温度 TTXM、

IGV 角度、负荷(DWATT)、转速随时间变化(TNH)曲线。各参数变化原因的分析参见第七章第十节和第十一节。

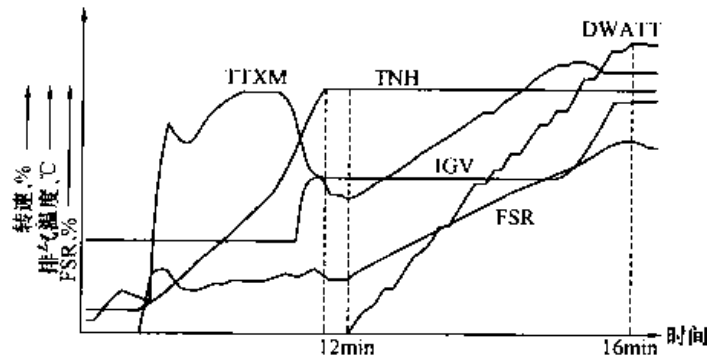


图 22-2 PG9171E 型燃机启动过程参数变化

燃气轮机的启动速度快，上述启动阶段的各种变化都发生在 9~20min 以内。表 22-2 为不同系列号的电站燃气轮机的典型启动时间。

表 22-2 GE 燃气轮机单循环机组典型正常启动时间 min

燃气轮机型号	启动装置	到全速空载总时间	到基本负荷总时间
PG6001B	柴油机	10	12~15
PG7001FA	电动机/变频器	9	16
PG9001E	电动机	9	14
PG9001FA	电动机/变频器	9	21

### 三、燃气轮机安全运行监控要点

#### 1. 首次投运时的要求

燃气轮机在第一次大修后或新机安装完毕机组首次投运时，需要记录从启动到稳定运行的性能参数和相关重要数据，这些参数和数据作为机组的基准数据，可作为机组在以后运行中性能发生变化（恶化）时做分析比较用。此外，首次开机时还应检查和注意以下事项：

- (1) 机组若点火失败，进行第二次点火前必须进行清吹；
- (2) 注意观察启动机的脱扣转速及怠速运行时间；
- (3) 注意观察停机过程中各辅机投退情况；
- (4) 注意观察转速继电器动作转速是否与整定值一致；
- (5) 注意观察升速过程中可转导叶的动作情况；
- (6) 注意升速过程中排烟温度和振动值的分布情况；
- (7) 观察燃料行程基准 FSR 在整个启动过程中的变化情况；
- (8) 机组空载满速后，进入轮机间检查各火焰筒、联焰管、透平集合面、防喘阀的波纹管结合面有无漏气现象，检查各燃油管路和单向阀有无漏油现象；
- (9) 检查各轴承温度和回油温度是否正常。

#### 2. 运行检查和记录要求

每隔 1h 要记录机组重要数据，这些数据必须在规定范围内，观察运行中这些数据的变化和数据之间的相互关系。在每天规定的时间内对机组的全系统进行巡视检查，以便随时跟踪机组运行参数的变化、及时发现问题，对可能出现的故障予以排除。

对运行数据进行整理归纳，并进行比较、分析参数的变化规律，有助于准确全面地制定机组维修计划，预防和避免运行事故，确保机组安全运行。

#### 3. 排烟温度

透平排烟温度是衡量燃气轮机运行是否超温的一个重要参数，超温将会导致热通道部件的损坏，缩

短机组寿命。因透平进口温度  $T_3^*$  测量困难,一般机组都测量排烟温度  $T_4^*$ ,通过控制程序将对  $T_3^*$  的限制换算成对  $T_4^*$  的限制。透平排气控制系统探测到  $T_4^*$ ,并根据偏差准确地限制燃油流量,所以透平最大排烟温度正常时都不会超温。燃气轮机在启动过程中达到控制转速之前,是一个特别容易超温的危险阶段,在此阶段空气流量低而机组又不能加速避开燃料过多的区域,因此在启动的各个阶段,都应监视排烟温度。在相同的环境温度下,若排烟温度过高,有可能存在  $T_3^*$  温度高或热通道部件损坏、做功能力变差、叶片冷却空气减少等极其危险的迹象;若排烟温度过低,可能存在  $T_3^*$  温度较低,偏离设定的规范值,或冷却空气量增加等迹象,机组不能达到经济运行的目的。

在燃机首次启动时,需要记录空载满速时的排烟温度,以此作为基准,同以后每次开机时的数据做比较,判断机组是否存在超温迹象、温控线(温度控制基准线)是否正常。在机组首次启动、每次计划停机前后、计划维修前后,还需检查控制程序中的温控线,并打印相关记录留存。机组在运行中,还应特别注意检查燃料量超限系统和超温遮断保护功能是否正常。

#### 4. 排烟温差(排烟分散度)

排烟温差也称排烟温度分散度。最大排烟温差是指排烟温度测点中的最大值与最小值的差值。排气温度的变化分布和温差是监视燃料供给系统、燃烧室和高温部件工作状况的很重要的参数。机组在运行中排气温度场的不均匀程度增大乃至持续增大,说明燃烧系统的恶化或燃料分配不均、个别燃料喷嘴工作状况不良等问题,应及时予以排除,否则会使火焰筒和下游热通道部件的寿命缩短,甚至损坏。

不需要孤立地评估机组运行时的排烟温差大小,而需要评估机组在一段时间内排烟温差变化的情况,每天记录和绘制排烟温差分布图,对比发生的变化能够发现机组潜在的问题。

在运行中排气热电偶故障会增加燃机热通道部件过烧的危险,并妨碍通过排烟温差判断燃烧状况。单个热电偶故障也会增加报警和跳机的风险,当然机组不应为更换一个热电偶而停机,但因其他原因停机时要及时更换故障热电偶。

#### 5. 轮间温度

在每一级叶轮前后的间隙处安装有温度测点,用于测量透平叶轮间的温度。轮间温度不是直接地测量通流部分的烟气温度和通流部件的金属温度,而是测量经过冷却空气掺混后的叶轮间隙处的烟气温度。当任何轮间温度的平均值超过温度限定值时,机组会发出故障报警,但不会跳机。如果机组长时间超温运行,会给热通道部件造成永久性损害,因此发生轮间温度超温时,应找到原因并设法排除,还应及时通报设备制造厂商。引起轮间温度高的可能性原因有:

- (1) 热通道部件的冷却空气通道阻塞引起冷却空气量减少;
- (2) 透平密封的磨损,使烟气漏气量增加;
- (3) 透平转子变形过大;
- (4) 热电偶位置不正确,插入过深或贴近金属温度;
- (5) 燃烧系统的故障,是导致轮间温度超温的重要原因,将会造成热通道部件过热,是非常危险的,必须设法限制;
- (6) 外部管道的泄漏;
- (7) 排气扩压器的变形过大。

在首次启机时要严密监视轮间温度,如果温度持续升高,要检查外部冷却空气回路,在确定没有其他异常情况下,可稍微扩大冷却空气的孔板尺寸增加冷却空气量。这种措施会使机组出力略有减少,但保证机组在不超温的前提下安全运行是最重要的。

#### 6. 振动水平

振动值是监视机组转动的重要参数。对 GE 公司 PG9001E 机组而言,启动过程要通过两阶临界转速,启动时要记录过临界的转速和振动值,以便与设计 and 历史数据对比和发现问题。随着机组运行时间和条件的变化,振动值可能发生较小的改变,但当振动值持续增大或超过允许值时,会出现报警或跳

机, 必须查出原因及时采取措施予以解决。

对于盘鼓式转子的燃气轮机, 在停机一段时间再开机时, 容易发生振动偏大甚至超过报警值的现象, 可采取连续盘车的措施将振动值减小。如果机组运行一直都很正常, 仅在某次启动过程中振动突然增加, 往往是由于停机后盘车运行不正常造成的, 这就要求运行人员在停机后对盘车状况进行严格监视, 及时发现和消除异常。机组冷态启动的振动值通常要比热态启动时的高, 有时还会达到报警值。如果到满速后, 振动下降到报警值以下, 仍属正常情况。如果发生机组过临界振动增大或运行中振动持续增大等不正常情况, 可能原因是转子不平衡、机组对中不好、转子部件变形等, 为此需采取加装平衡块、重新对中或依靠机组大修等手段才能消除。

#### 7. 环境温度与负荷及排烟温度的关系

环境温度对负荷及排烟温度有较大的影响。在机组正常运行时, 从连续观察和记录的数据中可得到负荷与排烟温度的关系。一旦发现在相近条件下的排烟温度过高、偏离正常范围的现象, 应引起注意。在排除超温的可能性之后, 该现象可能预示压气机过量漏气(如防喘放气阀关不严等)或压气机通流部分污染严重等故障。

#### 8. 燃料流量和压力

在机组正常运行中, 通过观察和记录找出燃料流量与负荷的关系, 注意其变化。在同样负荷下燃料流量变大, 说明机组效率降低, 可能是压气机或透平通流污染等原因造成的, 应清洗压气机或透平。观察燃料系统中进入燃烧室前的压力, 如果压力变化, 说明存在燃料喷嘴被堵塞的可能性。

#### 9. 火灾保护系统

当 CO<sub>2</sub> 火灾保护系统动作后, 除了释放 CO<sub>2</sub> 灭火介质之外, 还将执行以下几个功能: 遮断机组, 声音报警并显示, 各仓室的通风挡板关闭。在每次火灾保护动作后, 必须补充 CO<sub>2</sub> 介质, 进行复归报警, 在重新启动时要手动打开各仓室的通风挡板。如果未能打开各通风挡板会导致个别仓室温度过高, 严重缩短主要辅机部件的寿命、严重降低发电机的性能。

#### 10. 启动参数

对燃气轮机首次启动中采集(记录)到的重要参数, 如转速、燃料基准和燃油流量、排气温度、IGV 角度、负荷等参数绘制随启动时间的变化曲线, 该曲线和整个启动过程所用的时间对机组以后的每次启动是一个重要的参考。如果启动参数偏离正常值, 有助于及早发现潜在的问题, 从而采取措施, 避免部件损坏等重大事故的发生。

#### 11. 惰走时间

惰走时间是机组在正常停机时, 从关闭燃料供应起, 即熄火开始, 到转子停止转动, 转子靠惯性转动的的时间。惰走时间的长短和转子和静子惯性大小、机组对中好坏、阻力大小, 以及转子与静子缸体有无碰摩等因素有关。

因此, 在机组每次停机时, 应记录好惰走时间。一旦发现惰走时间变短, 应及时查找原因, 并予以排除。

### 四、燃气轮机的停机

在燃气轮机发电机组的停机过程中, 起主导作用的是停止向燃气轮机燃烧室供给燃料的过程, 停止供给燃料有两种方式: 一种是逐渐减少燃料量, 直到完全切断, 称为正常停机。另一种是立即切断燃料供给, 机组迅速停机, 称为紧急停机。正常停机和紧急停机过程, 除切断供给燃料的时间不同外, 停机速度快慢也不同, 其他过程完全相同。

燃气轮机的停机过程程序为: 下达停机指令、燃机降负荷、出现逆功率和发电机出口断路器分闸(解列)、燃机减速、熄火、机组惰走、盘车冷却。

#### 1. 正常停机程序

(1) 在控制画面上发停机令。停机前, 燃气轮机联合循环机组按规定可预先选择投入 IGV 温度控制。预先退出功率因数控制。

(2) 确认机组负荷开始缓慢下降, 1~2min 后由温度控制方式转为转速控制。

(3) 在降负荷过程中确认: 燃油流量逐渐减小。未投 IGV 温度控制时, 排烟温度逐渐降低, 投入 IGV 温度控制时 IGV 角度逐渐关小, 维持排烟温度在高值。

如果机组负荷没有下降, 不执行停机程序, 可发主复归命令 (Master Reset) 后, 再重新发停机令。如果仍然不执行停机令, 则说明停机控制程序有故障, 可改为手动减负荷, 按规范中的减负荷速率 (如 9E 机组 8MW/min), 直到机组解列、停机后通知检修人员排除故障。

(4) 机组负荷降至只剩下微量负荷 (如 2~3MW) 或降至零出现逆功率时, 机组自动与电网解列, 即逆功率继电器动作, 发电机出口断路器 (开关) 断开。

(5) 解列后, 机组转速开始下降, FSR 继续减小。机组转速降至小于等于 95% 额定转速时, 压气机所有防喘阀打开, 可转导叶逐渐关小到最小角度, 以防压气机发生喘振。辅助滑油泵、辅助液压油泵投入工作。

(6) 对燃油机组而言, 转速降到 50% 额定转速时, 辅助雾化空气泵投入, 以保证有足够的压缩空气使燃烧室达到完全、稳定燃烧的目的。

整个停机过程注意监视机组过临界的最大振动值及对应的转速, 并做好记录。

(7) 机组转速下降到熄火转速时 (一般高于点火转速), 燃料遮断阀关闭, 燃油流量显示快速降到零, 燃机熄火, 开始进入惰走。对于燃油机组, 这时的主燃油泵离合器电磁阀失电脱开, 主燃油泵自动停运。

注意观察燃机熄火时的转速, 确定每次熄火转速是否为正常值, 若出现提前熄火现象, 在停机后要及时查找原因, 排出故障。

(8) 机组转速降至 25% 额定转速左右时, 顶轴油泵自动投入, 检查顶轴油压是否正常。

(9) 燃机转速降至零或接近零转速时, 盘车装置投运, 机组开始进入冷机程序。记录熄火至投入盘车的情走时间。

盘车过程中转子缓慢冷却, 一般情况下盘车时间不小于 24h (GE 公司建议 48h), 直到轮间温度降到 60~65℃, 以避免转子弯曲并导致动静碰摩和转子不平衡等损害。对于燃烧室已点着火之后的非正常停机, 转子也必须进行盘车冷却。盘车冷机过程中, 不可以打开轮机间门或打开隔热板来加速冷却, 这样会造成燃机外壳的不均匀冷却而产生额外应力, 若不小心或被迫进行此项操作, 需要延长盘车时间, 即从关闭轮机间门或恢复隔热板后, 重新计算盘车时间。

机组在冷机状态下的任何时刻, 都可以启动和带负荷。

在某些特殊情况下, 还可以用启动装置进行高速盘车。如当机组急需检修, 而轮间温度在 100℃ 以上时, 可采用高速盘车办法冷却机组。

如燃机内部转动部件 (压气机通流和透平热通道部件) 出现损坏而紧急停机时, 停机后不能再投入盘车。但机组仍需要维持滑油泵运行, 以防止轴承温度上升而损坏轴承表面。如果引起停机的故障被迅速排除, 或检查未发现燃机内部旋转部件的故障, 应恢复机组盘车。

如果机组紧急停机后, 因故 (机组抢修等) 没能立即投入盘车装置, 必须注意:

1) 如果停机后转子停止冷却盘车的时间不超过 20min, 这时燃机可以直接按正常启动程序启动。但如果启机时机组振动加大, 则需要停机投入连续盘车 1h。

2) 如果停机时间超过 20min 甚至更长时间, 投入连续盘车后, 听音检查无异常, 盘车 1~2h 后, 转入高速盘车 0.5h, 且振动值在正常范围内, 方可按正常方式启动机组。

如果在燃机转动时发生转子抱死, 应立即停止转动, 并保持静止直到转子可以转动为止。机组投入低速盘车 24h 以上, 并检查转动摩擦情况无异常, 再进行高速盘车, 振动值在正常范围时, 方可按正常程序启动机组。

## 2. 紧急停机

(1) 手动紧急停机。在运行中, 发现某些危及人身、设备安全运行的因素时, 运行人员应立即手动操作紧急停机按钮, 切断燃料供给, 让机组迅速停机。在下列情况之一时, 应进行手动停机:

- 1) 机组运行参数达到跳机值，而自动保护装置拒动（自动保护装置失灵不动作的情况下）；
- 2) 机组内有明显的金属撞击声，机组振动突然明显增大；
- 3) 机组任何一轴承冒浓烟或断油时；
- 4) 压气机发生喘振；
- 5) 滑油系统大量泄油；
- 6) 燃料管路爆管，大量泄漏燃气或燃油；
- 7) 发电机励磁机冒烟；
- 8) 发电机出线电缆头、开关柜或避雷器爆炸；
- 9) 发电机电压互感器或电流互感器冒烟；
- 10) 燃料系统起火，不能及时扑灭；
- 11) 发生其他危及人身和设备安全的情况时。

(2) 自动紧急停机（保护停机）。自动紧急停机也称保护停机。在运行中，控制系统检测到某些危及机组安全运行的因素时，保护系统动作，自动切断燃料供给，机组迅速停机。有下列条件之一时自动停机：

- 1) 机组超速保护动作；
- 2) 机组振动保护动作；
- 3) 机组排烟温度超温保护动作；
- 4) 火焰探测器中任意三个熄火；
- 5) 滑油母管压力低到工作压力最低值；
- 6) 滑油母管的滑油温度高到上限值；
- 7) 机组解列后出现“防喘阀位置报警”；
- 8) 机组火灾保护动作；
- 9) 机组排烟温差大遮断保护动作；
- 10) 主变压器差动保护继电器动作；
- 11) 发电机差动保护动作。

### 3. 自动停机

机组在运行中，控制系统检测到某些可能会影响机组的正常、安全运行的因素，如出现压气机进气滤网压差高、轴承传感器失效等现象时，燃气轮机自动执行降负荷、停机程序。自动停机执行的是正常停机时的程序，是逐渐减少燃料的过程。

## 五、烧重油燃气轮机的运行<sup>[124]、[134]</sup>

### 1. 重油燃料特性和重油抑制剂

重油即为渣油，是指在原油中提取了沸点低、分子较轻的汽油、煤油和柴油所残余下来的重质碳氢化合物。它的特点是：分子结构复杂、密度大、黏度高、残碳值高、沥青多，另外还含有大量的 S、Pb、K、Na、Ca、Mg、Fe、V、Zn 等元素的化合物。由于重油本身的特点，决定了它是一种很不容易燃烧的燃料，使燃机在运行维护中遇到几个难题：①燃烧上的问题：难于雾化，火焰延长，辐射换热强度大。②易结垢，严重积炭。③叶片钒腐蚀问题。其中叶片钒腐蚀是燃机烧重油、原油对叶片腐蚀的关键性问题。

钒在油中是以一种有机化合物的形式存在的，属油溶性元素，不溶于水。钒的腐蚀机理是一种钒酸盐——氧化基反应。它是由一个周期性的氧化和还原过程组成的电化学腐蚀现象。在腐蚀过程中，钒的氧化物主要是  $V_2O_5$ ，熔点  $675^\circ\text{C}$ ，首先积存在金属表面，它与金属的氧化物生成钒酸盐，这种钒酸盐进而被叶片材料中的金属元素 Cr、Ni 等还原成为氧钒基化合物，而燃气中所含的氧气或由  $\text{SO}_3$  分解出来的氧气，可以把刚生成的氧钒基化合物氧化，再生成钒酸盐。这种钒酸盐以消耗叶片材料中的金属元素 Cr、Ni 为特点，以生成氧化基化合物为中间过渡产物，最后再生成钒酸盐的周而复始的还原和氧化



过程，这就是钒盐腐蚀的根本原因。

没有经过抑制的钒化合物，其熔点低，在燃机热通道部件中处于熔融状态紧贴叶片表面，腐蚀叶片。但处于固态的钒化合物对叶片不起腐蚀作用。所以，需要在重油、原油中添加钒的抑制剂，生成高熔点的钒化合物，不再对叶片腐蚀。

目前普遍使用的抑钒剂主要以 Mg 基为主，先后还使用过 Ca 基、Cr 基、Si 基抑钒剂。GE 公司从燃机灰分分析中发现 Ni 的成分较重，通过研究开发出了 Ni 基抑钒剂。

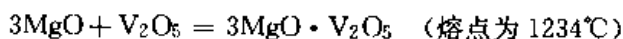
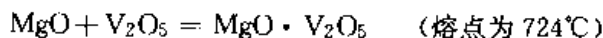
表 22-3 Mg 基和 Ni 基抑钒剂比较

名 称	镁基抑钒剂	镍基抑钒剂
外观	灰白色，浑浊	翠绿色，透明
有效成分含量（质量含量）	10%~20% (Mg)	约 10% (Ni)
主要钒化合物	$Mg_3V_2O_8$	$Ni_3V_2O_8$
钒化合物熔点	1234℃	1310℃
燃烧后灰分主要形态	粉末状	片状、易碎
燃油中的添加比例	3.0~3.5 Mg/V	约 2.25 (Ni:2Mg-0.5Fe) /V

从表 22-3 可以看出，镍基抑钒剂的主要优点是钒形成的化合物熔点更高，使高燃烧温度下使用重油成为可能。由于开发较晚，目前镍基抑钒剂在燃气轮机使用中的出力变化情况、水洗方式等还在探索阶段。

镁基抑钒剂有镁的油溶性化合物（磷酸镁）和镁的水溶性无机盐（硫酸镁、硝酸镁）两种，前者加注方便，但价格高，钒含量低时较实用。后者价格低，但混合性差、易结晶，容易磨损抑钒剂添加泵的密封件，甚至造成燃油分配器卡涩，维修工作量较大。

抑钒剂的抑制机理是，抑钒剂中的有效成分 MgO 与  $V_2O_5$  混合燃烧生成高熔点的钒酸镁化合物：



由此可见，烧重油透平初温的选择也是至关重要的，要求必须低于最后生成的钒化合物的熔点。烧天然气和轻油的燃气轮机改烧重油或原油后，其温控线需要重新确定，应同燃机制造厂家商定是否需要降低或修改温控线运行。

钒抑制剂用量一般取  $Mg/V < 3.5/1$ ，就可生成高熔点的  $3MgO \cdot V_2O_5$  可以防止钒的高温腐蚀。运行中，在线抑钒剂添加系统中的燃料流量以镁钒质量比为 3~3.5 的比例相应地调节抑钒剂流量，并自动注入重油燃料系统。运行人员应定期对燃油取样分析镁与钒的含量，以确保燃机安全经济运行。如果镁钒比不足 3:1，将存在叶片钒腐蚀的危险；如果镁钒比过多地超过 3:1，将会造成透平叶片的积灰增多、燃机出力下降较快的问题。

## 2. 透平叶片的积灰

添加抑钒剂后的重油经燃烧后，生成灰分  $3MgO \cdot V_2O_5$ 、MgO 和  $MgSO_4$  沉积在透平热通道的叶片上造成叶片结垢。灰分的化学成分与热通道部件的表面温度、重油硫含量以及镁钒比有关。例如，当使用含硫量 2% 的重油，按  $Mg/V = 3$  添加抑钒剂时，982℃ 灰分的化学成分为 MgO 和  $3MgO \cdot V_2O_5$ ，927℃ 灰分化学成分为  $MgSO_4$  和  $3MgO \cdot V_2O_5$ 。

由于紧贴叶片表面有一层冷却空气膜，使叶片表面温度低于叶片周围的燃气温度，叶片的灰分形成内外两层，外层较坚硬，显白色，主要成分为 MgO 和  $3MgO \cdot V_2O_5$ ，内层灰分主要成分为  $MgSO_4$  和  $3MgO \cdot V_2O_5$ ，显黄色。

结垢中生成的 Mg 的化合物形态对燃气轮机除垢恢复出力至关重要。 $MgSO_4$  易溶于水，很容易被清洗掉，MgO 不溶于水，很难用水清除掉。但 MgO 坚硬，热胀冷缩时容易破碎而脱落。因此烧重油的

机组建议采用调峰方式运行，每日停机开机，热通道部件冷热交替，使叶片表面硬质灰分离脱落，易于燃机水洗除垢。如果烧重油机组连续运行超过 200h，对叶片除垢恢复出力很不利。

### 3. 重油运行的特殊操作

(1) 重油加热和循环。重油在常温下的黏度较大，需要通过加热增加重油的流动性，减小黏度，满足稳定燃烧的条件，达到燃料喷嘴前的黏度小于  $20 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$  (20cS) 的要求。如 80 号重油需加热到  $105 \sim 110^\circ\text{C}$ ，180 号重油加热到  $110 \sim 120^\circ\text{C}$ ，才能符合燃烧条件。

重油的加热一般是通过板式换热器进行的，热源来自于蒸汽。在燃气轮机开机前，需要开启重油泵对重油进行管路打循环，同时打开重油加热器，使重油的温度均匀，达到满足适合稳定运行的黏度要求。

(2) 开机前的管路冲油。烧重油的燃气轮机在启动前，需要将机组从燃油入口到燃料喷嘴前这一段管路充满轻油，将管线中的残留重油、管线和滤网内的空气排除，这一操作过程称为冲油检查。通过开机前的冲油检查可以及时发现机组可能存在的一些燃油系统的问题，如燃油分配器卡涩，燃油测速元件老化，燃油流量无显示或 R、S、T 表决不一致，燃油管线或接口漏油，燃料单向阀内漏，燃烧室底部积油等问题，从而可以及时排除故障，不影响启机和并网时间。

(3) 重油切换。对于烧重油运行的燃气轮机，在启动时需要燃用轻油燃料，当燃机带负荷到某一数值时或排烟温度达到某一数值时，可以将燃料由轻油切换到重油运行，这个过程由一个三通阀执行，三通阀缓慢开启，是一个渐变的过程。

对于轻油和重油双燃料运行机组，在运行过程中，若出现重油压力低时，燃气轮机将自动快速切到轻油运行，这个切换是没有延时的。在自动切换到轻油运行后，若要再切回到重油运行，需要重新确认切换条件，并手动选择重油燃料进行切换操作。

(4) 停机前切换到轻油运行。烧重油的燃气轮机在停机前，需要先切换到轻油（或燃气）燃料运行若干分钟，具体运行时间视情况而定。这样做的目的是用轻油等流动性好的燃料将管路中的重油冲掉，以防止停机后重油残存在管道和燃油分配器中，由于温度下降而凝固，造成管路堵塞，引起下次启机时燃油系统运行不正常，燃油分配器卡涩等故障。

## 第三节 燃气轮机日常检查与维护<sup>[125]</sup>

燃气轮机日常检查与维护工作是为了机组安全、经济运行而进行的经常性的全面检查，检查的目的是为了及时进行有效维护。它包括从机组启动到正常运行中的监视检查、停机后的检查维护以及定期试验工作。

燃气轮机电站需要对不同设备制造厂家的不同型号机组，制定相应机组的日常检查项目和检查工艺。制定的依据是燃气轮机制造厂家的运行维护指导手册、设备运行方式和运行状况、燃用燃料种类、燃气轮机制造质量等。日常维修项目和维修工艺的制定还需根据燃机电厂岗位职责分工和专业分工，分岗位和分专业进行。

### 一、日常检查项目

燃气轮机在运行中需要监视和检查的主要参数除本章第一节中列出的项目外，还包括：

- (1) 滑油箱的油位变化；
- (2) 燃油系统（燃料系统）；
- (3) 空气系统的泄漏；
- (4) 燃料进出口压力和温度；
- (5) 滑油压力和温度；
- (6) 机组有无杂音；
- (7) 机组各部件紧固状态有无松动；

- (8) 控制柜(盘)所有指示灯是否有故障报警;
- (9) 马达控制中心(MCC)运行指示的工作状态是否正常;
- (10) 定时抄表记录参数和填写运行日志。

在机组停机后,需投入进气滤网反吹系统运行2~4h,定时检查记录顶轴油压,发电机听音检查,测量重要辅助泵的电流(如辅助滑油泵的电流)等。

## 二、定期工作

燃气轮机的定期工作按设备运行和设备维护岗位进行划分,应包括以下项目:

- (1) 有主备选择设备的马达切换运行;
- (2) 测量备用辅机马达的绝缘;
- (3) 燃机冷油器切换运行;
- (4) 滤网切换运行;
- (5) 燃机MCC进线开关连锁试验;
- (6) 紧急停机按钮试验(在备用状态下进行);
- (7) 应急滑油泵自投试验(停机后进行);
- (8) 做燃气轮机的性能试验,并将每次试验出力和热耗率修正到同一大气温度下作对比,分析性能变化原因;
- (9) 压气机、透平离线水洗,恢复出力;
- (10) 用孔探针检查热通道部件有无过烧、磨损、腐蚀、外物击伤和结垢现象;
- (11) 用孔探针检查压气机叶片有无磨损等现象;
- (12) 滑油油样化验,检查是否乳化和机械杂质超标;
- (13) 电动机轴承加润滑油脂;
- (14) 各油滤、气滤、水滤网更换或清洗。

燃气轮机日常维护、定期维修项目和检查方法,应根据设备制造厂家的维护手册和相关配套辅机设备的行业规范制定。表22-4列举某燃机电厂一台PG9171E型燃气轮机的定期工作内容(仅机务方面)。

表 22-4 PG9171E 型燃气轮机的定期工作表

检 查 项 目	检 查 内 容	周 期
1. 进气道、可转导叶检查	清理进气道内无异物、检查密封是否可靠、可转导叶状况及间隙	3个月
2. 压气机叶片检查	检查压气机零级动叶有无损伤	3个月
3. 进气滤后不锈钢防护网检查	检查不锈钢防护网有无挂物、磨损情况、压条裂纹	一个月
4. 透平喷嘴、动叶窥镜检查	检查透平喷嘴及动叶的裂纹、掉块、结垢、外物击伤及腐蚀程度	3个月
5. 排气室和透平末级叶片检查	检查排气室有无开裂及其他损坏,检查末级动叶腐蚀结垢、掉块等情况	3个月
6. 机头Y型油滤检查	拆洗Y型油滤芯,复装	3个月
7. 燃烧室检查	拆出火焰筒检查,并检查过渡段,更换燃料喷嘴、单向阀	3个月
8. 燃油分配器检查	用螺丝刀旋转来检查分配器是否能转动,各处接头检漏	3个月
9. 主燃油泵检查	检查联轴器减振块或弹片是否正常,有无漏油处,右侧窥窗清晰	3个月
10. 滑油系统检查	检查辅助滑油泵联轴器胶垫更换,轴承和轴串间隙检查,各处连接检漏,冷油器和过滤器切换阀润滑	6个月
11. 液压系统检查	检查主、辅液泵工作是否正常,检查或调整各泵出口压力	6个月
12. 雾化系统检查	检查辅助泵滑油油位及油质,更换润滑油脂,主雾化泵漏油检查	3个月
13. 启动设备及盘车装置检查	盘车系统各部件紧固件检查,启动输出联轴器检查,顶轴油压力检查或调整,顶起高度测量,加注润滑油(脂)、油路检漏	3个月
14. 辅助雾化泵传动皮带检查	辅助雾化泵的传动皮带检查,要在皮带张紧的情况下,按压挠度小于15mm,目测皮带无裂纹和伤痕	半个月

续表

检查项目	检查内容	周期
15. 冷却水散热器检查	清洗冷却散热器, 并检查水泵联轴器的减振胶圈有无磨损	3个月
16. 防喘阀检查	试验各阀动作灵活性, 润滑各运动部件	6个月
17. 应急排放阀检查	试验其动作灵活性, 检查密封状况、润滑运动部件	3个月
18. 辅助联轴器检查	重点检查轮机端套内磨损情况, 换润滑油	6个月
19. 负荷齿轮箱轴封检查	拆洗轴封及挡风板, 复装	3个月
20. 机组管路系统检查	管路系统有无渗漏, 有无管壁磨损过多, 必要时更换	3个月
21. 液力变扭器联轴器检查	检查联轴器内的滑油是否有泄漏, 并补充润滑油	3个月
22. 抑钒泵系统检查	解体检查各泵的密封元件完好性, 检查并更换损坏的轴承, 清洗过滤器、单向阀等部件	3个月

### 三、燃气轮机的清洗

燃气轮机在运行时, 吸入压气机的空气中会含有污物, 运行一段时间后在压气机的叶片上会淤积不同程度的污垢, 使得空气流量减少, 压气机压比下降、效率下降, 导致机组出力降低, 性能下降, 而灰分中的盐分还会对叶片造成腐蚀, 严重时还会引起压气机喘振。透平叶片的结垢程度与使用燃料特性和品种以及燃料处理方式有关, 特别是燃用重质燃料时, 透平叶片的积灰较快, 造成机组出力下降较快, 其结垢程度与抑钒剂的种类及添加量、透平初温、运行方式等因素有关。

因此, 及时对燃气轮机的压气机和透平进行清洗, 可以恢复燃气轮机的性能, 减轻叶片腐蚀, 延长部件寿命。

压气机的清洗可以在机组运行中进行, 称为在线清洗, 也可以在机组停机时进行, 称为离线清洗。早期的压气机在线清洗方法是将坚壳或谷物 (如大米或粉碎成小颗粒的核桃壳), 通过压气机进口喇叭口上的喷射环喷入压气机中除垢, 称为干洗。由于这种干洗容易造成压气机叶片磨损、堵塞火焰筒气膜孔和透平空心叶片冷却孔, 以及损坏轴承等, 因此, 这种方法已不再采用, 而广泛采用水洗除垢方法。

对于燃用天然气、轻油等轻质燃料的燃气轮机, 主要进行压气机水洗, 水洗的周期间隔由压气机的清洁程度决定。运行过程中, 随时掌握机组的性能状况, 通过性能检测和压气机叶片窥镜外观检查的方式, 确定压气机是否需要水洗。在压气机进行几个周期的水洗后, 应适当对透平也同时进行离线水洗。

对于燃用重油、原油等重质燃料的燃气轮机, 机组的水洗是以透平叶片的结垢程度决定水洗周期的。当燃机出力下降 5%~8% 就需要进行透平离线水洗了, 经验表明, 连续运行的机组需要在 100h 以内进行透平水洗; 间断调峰运行的机组, 累计运行小时数可适当延长到 150~200h 内进行透平水洗, 否则, 透平叶片的结垢较难清洗掉 (详见前文透平叶片的积灰)。每次对透平进行水洗时, 同时进行压气机水洗, 对恢复机组的性能、保持机组高效率运行很有必要。

#### 1. 压气机在线水洗

压气机污垢的类型和积垢的速率主要取决于机组的运行环境和进气过滤器状况。经验表明, 结垢沉淀物由湿空气、油、烟垢、水溶性和非水溶性的灰分和盐分等组成。通过湿气和烟气使这些物质积聚到一起, 黏结在叶片上, 若叶片出现腐蚀, 则腐蚀物的产物将使沉淀物稳定。因此, 进入压气机的空气经过良好的过滤, 以及减少滑油系统的渗漏和油烟的吸入, 对有效地减少结垢十分重要。

压气机的在线水洗必须在燃气轮机全速运行、带部分负荷时进行。在机组满负荷运行时, 水洗需要降低负荷, 同时保证进口可转导叶在全开位置。在线压气机水洗最好采用清洁的、不含清洗剂的除盐水, 因在线水洗没有浸泡时间, 清洗剂的效果有限。水洗时将清洗液以适当的压力、温度和流量, 通过压气机进口喇叭口的喷射环喷出雾状液体, 均匀地进入压气机进行清洗。喷射清洗的时间长短, 可以根

据压气机的机型、叶片污染程度确定。

在线清洗的优点是机组可以在不停机的情况下进行，但在线水洗效果不如离线清洗，它只能减缓压气机叶片结垢导致的性能衰减程度，不能完全恢复机组性能，因此，在线清洗只能是离线清洗的补充，而不能取代离线水洗。

在线水洗可能会使燃烧室的火焰探测器镜片上产生水雾，从而导致燃气轮机熄火保护动作跳机，在进行水洗时，需采取相应安全措施加以避免。

2. 压气机和透平离线水洗

(1) 水洗条件。压气机离线水洗需要在燃气轮机停机后，压气机和透平的通流部分必须得到充分冷却，使叶轮间任何一点温度在 150℃ 以下方可进行。用于水洗的除盐水同叶轮间温度差值不超过 67℃。燃气轮机的冷却可采取连续冷拖的方式进行，即在 17% 转速下燃机高速盘车，直到叶轮间温度达到要求。但连续高速盘车冷拖的方式不适用于柴油机做启动设备的机组，此类机组采取间断冷拖方式，即冷拖一段时间停下来，再冷拖，每次冷拖时间由柴油机的安全特性决定。

对清洗剂与除盐水混合而成的混合物的基本要求是，不能对压气机材料产生水的腐蚀和热冲击应力，同时不会对透平产生热腐蚀，不能导致压气机结垢，清洗剂和水的混合物具有化学稳定性，符合人体健康和安全要求。详见表 22-5。

对除盐水质的要求：

固体水溶物	<10×10 <sup>-6</sup>
pH 值	6~8
K+Na 含量	<25×10 <sup>-6</sup>

表 22-5 对清洗剂化学成分的要求 ×10<sup>-6</sup>

总碱性金属	镁+钙	钒	铅	锡+铜	硫	氯
<25	<5	<0.1	<0.1	<10	<50	<40

注 pH 值为 6.5~7.5。

(2) 水洗系统。一般机组都配备有水洗站。图 22-3 为一个典型的水洗站，其除盐水可来自厂内的其他系统或建立专门的水洗用的清洁水罐。在需要清洗剂的水洗时，可打开清洗剂罐出口阀门，使清洗剂自然流向喷射器的低压端到水洗泵前，同水混合进入机组。为了达到水洗效果，对注入到机组的水或水的清洗剂溶液有流量和压力参数的要求，见表 22-6。

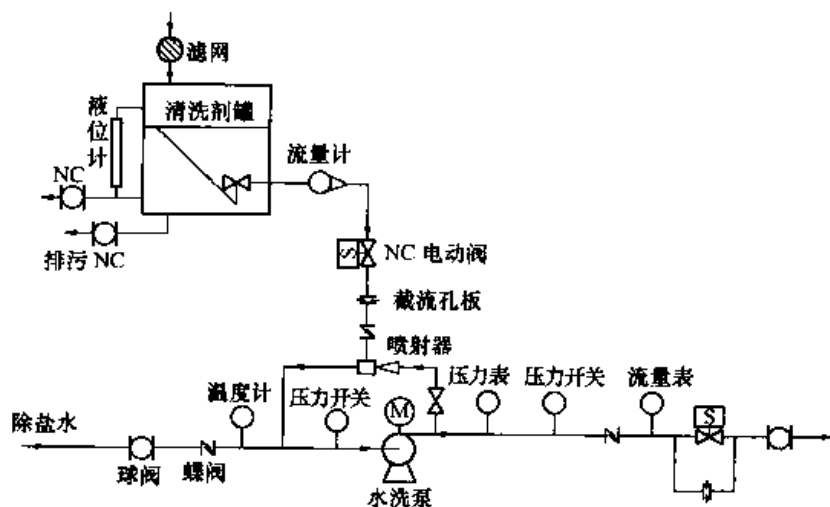


图 22-3 燃机水洗站

表 22-6 水或水的清洗剂溶液的注入参数要求

机 型	离线水洗		在线水洗	
	压力 (MPa)	流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )	压力 (MPa)	流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
MS6001B	0.6	$2.65 \times 10^{-3}$	0.7	$6.31 \times 10^{-4}$
MS7001EA	0.6	$3.15 \times 10^{-3}$	0.7	$1.14 \times 10^{-3}$
MS9001E	0.6	$4.54 \times 10^{-3}$	0.7	$1.64 \times 10^{-3}$
MS9001F/FA	0.6	$7.38 \times 10^{-3}$	0.7	$2.40 \times 10^{-3}$

(3) 水洗安全隔离措施 (参见图 22-4)。压气机和透平进行离线水洗时, 必须实施安全隔离措施, 将辅机系统中跟压气机和透平通流部分相通的管路和可能被清洗液和水污染的部件采取保护措施暂时隔离, 待水洗结束后, 再逐项恢复到原来状态。需要采取的安全措施有:

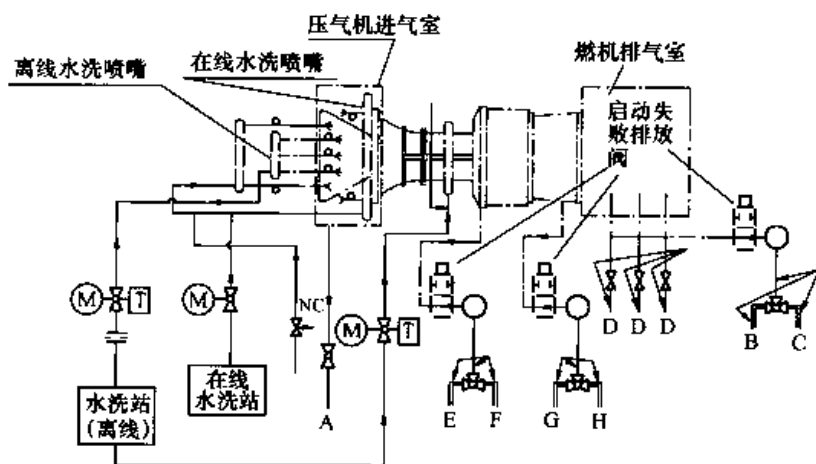


图 22-4 燃气轮机水洗系统

A~H 点为污水排放点

- 1) 关闭压气机抽气隔离阀门和各控制空气管路上的阀门;
- 2) 关闭雾化空气系统的进气和排气管路上的水洗隔离阀门;
- 3) 强制打开压气机进口可转导叶;
- 4) 关闭火焰探测器前的阀门, 必要时需临时拆除点火火花塞, 以防水和清洗剂污染火焰探测器的玻璃窗, 造成机组启动点火时检测不到火焰, 致使启动失败;
- 5) 开启压气机和透平本体以及相关管道的低位排水阀, 并将水引至污水池。

(4) 水洗步骤。对于燃用天然气等轻质燃料的燃气轮机, 每次进行离线水洗, 主要以清洗压气机为主。对于燃用重油等重质燃料的燃气轮机, 燃气轮机水洗的周期较短, 水洗比较频繁。每次水洗主要是清洗透平, 同时对压气机进行适当的水洗。由压气机结垢的特点决定, 每次对压气机水洗时都需要使用配以清洗剂的混合溶液, 而对透平的水洗主要以清洁的除盐水为主, 一般水洗时不必使用清洗剂。

离线水洗是在燃气轮机高速盘车下进行的, 为确保水洗效果, 压气机和透平的水洗需要经过以下阶段:

1) 水洗站系统检查和准备工作。其中注意对水洗管路进行循环暖管, 以防冷水直接进入热通道中造成对部件的冷热冲击。

2) 冲水浸泡阶段。选择机组在冷拖状态下, 分别向压气机和透平喷入除盐水若干分钟。建议压气机喷水 5min, 对于烧重油机组, 透平喷水 15min, 然后停机浸泡一段时间。

3) 漂洗和浸泡阶段。在冷拖状态下, 向压气机喷入清洗剂和水的混合液 (清洗液) 若干分钟, 然后停机浸泡一段时间。在此阶段向透平喷入的是清洁的除盐水, 不需要清洗剂, 对于燃用重油的机组,

透平水洗时的浸泡时间需要较长(40~60min),才能使水透过叶片外表面的 $MgO$ 垢层,渗透到内部的 $MgSO_4$ 层,使之溶解松软、易于清洗。

4) 清水冲洗阶段。在机组冷拖状态下,分别向压气机和透平喷入清洁的除盐水若干时间,注水时间比前两个阶段要长。对排放出来的水质取样化验,pH值为6~7为合格,否则还需要进一步冲水清洗。

5) 烘干阶段。完成上述对机组的冲水清洗后,关闭进水阀,不需要停机,保持机组高速盘车10~15min以上,以使机内的积水全部排除,机内保持干燥,确保水洗后的开机能顺利进行。

水洗结束后,需要恢复各项隔离措施,使机组恢复到正常开机前的状态。特别强调的是,燃机水洗后,若24h内没有开机计划,需要将燃机开到空载满速下运行5~10min,以达到彻底烘干的目的,以防压气机和透平通流部件的锈蚀。

每个水洗阶段需要的时间和清洗剂的数量,应根据机组功率大小和结垢状态而定,在停机水洗时间受限的条件下,需同时结合电网调度能够提供的有效水洗时间,合理安排各阶段的占用时间,也可以考虑将上述冲水浸泡和漂洗浸泡阶段合二为一。

对于燃用重油结垢较严重的机组,可采用透平爆燃式水洗。即在第一次水洗干燥后,立即启机点火到空载运行若干分钟,再停机冷却到 $150^{\circ}C$ ,进行第二次水洗,并启动烘干。这种方法虽效果好一些,但水洗成本较高,只适于偶尔采用,一般在对燃用重油机组做性能试验前可采用此方式进行透平水洗。

## 第四节 燃气轮机事故及处理<sup>[122]</sup>

### 一、燃气轮机事故及处理原则

(1) 事故概念。燃气轮机事故是指直接威胁机组安全运行或使设备发生损坏的各种异常状态。凡正常运行工况遭到破坏,机组被迫降低出力或被迫停运,甚至造成设备损坏、人身伤害的统称为事故。造成设备事故的原因是多方面的,有设计制造方面的原因,也有安装检修、运行维护甚至人为误操作方面的原因。

(2) 事故处理原则。在处理事故时应掌握以下原则:

1) 如果发现机组在运行时有异常,应根据相应的设备反映出来的现象及参数进行综合分析,予以判断,迅速确定事故原因,必要时立即紧急停运机组,防止事故蔓延、扩大。

2) 在事故处理中,必须首先消除危及人身安全及设备的危险因素,充分评估事故可能对人身安全和设备危害的后果,及时、果断地进行处理。

3) 在处理事故中牢固树立保护设备的观念。要认识到如果设备严重损坏长期不能投入运行将对系统造成更大的影响,所以在紧急情况下应果断地按照规程规定进行处理,必要时停机检查。切忌存有侥幸心理,硬撑硬顶而造成设备事故的扩大。

4) 在事故发生后,各岗位人员要服从值班长的统一指挥,各施其责,加强联系和配合,将事故造成的损失控制在最小程度。

5) 当设备故障原因无法得到判断时,应及时汇报寻求技术支持,并按最严重的后果估计予以处理。

6) 事故处理后,应如实将发生事故的地点、时间、事故前设备运行状态、参数和事故处理过程进行详细记录和总结。

### 二、典型事故和故障及预防措施

#### (一) 压气机喘振

(1) 压气机喘振的现象及危害。压气机在运行中,当流进压气机的空气容积流量减少到某一数值后,压气机就不能稳定地工作。在压气机中的空气流量就会强烈地脉动,忽大忽小,压比也会随之上下波动、时高时低,严重时甚至会出现气流从压气机进口倒流出来的现象,同时还伴随有低频的怒吼声,使机组产生剧烈的振动,这种现象通称为喘振。压气机的喘振,是以压气机中出现旋转脱离为前提条件

的。当发生旋转脱离现象后，压气机叶片就会受到一种周期性变化的气动力作用。这种交变的作用力，会引起叶片疲劳损伤。如果这个力的作用频率与叶片的自振频率重合，就会使叶片发生共振，叶片将迅速地遭到破坏。

(2) 压气机喘振发生的原因（详见第四章第七节压气机的喘振及防喘措施）。

(3) 喘振的防止措施。

1) 在压气机进口安装可转动导叶。在启动过程中将 IGV 角度关小，即改变进口导叶的安装角，防止在压气机动叶的入口出现正冲角而导致叶片背弧气流脱流，发生喘振工况。如图 22-5 所示，在小流量情况下，通过可转导叶改变安装角  $\gamma$ （变化范围为  $44^\circ \sim 80^\circ$ ），使  $\gamma$  处于较小数值范围内（ $44^\circ$ ），这就能防止低负荷工况下的喘振故障。

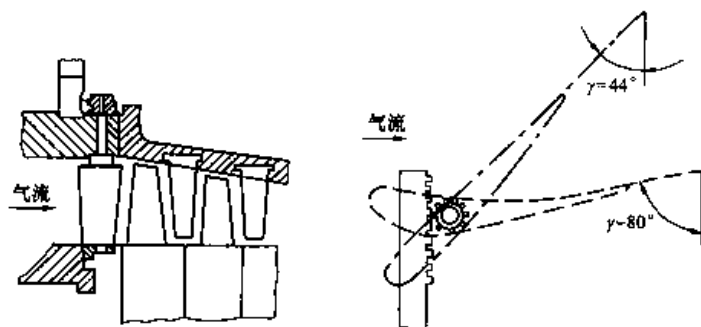


图 22-5 压气机上安装可转导叶示意

2) 在压气机通流部分的某一个或若干个截面，安装防喘放气阀。在压气机容易出现喘振工况的某些级后，开启旁通放气阀（防喘放气阀），使通过放气阀之前的各级流速增加（因级后压力降低），空气流量加大，避免出现较大的正冲角（在转速一定时，轴向速度增加，正冲角减小），从而达到防喘振的目的。

此外，燃气轮机在运行中，要保证进气系统的工作正常，及时对进气滤网进行反吹清洗和定期更换，避免进气空气滤网堵塞，导致因压气机进气流量的降低而发生喘振事故。另外，在机组每次启动前，检查防喘阀的阀位是否正常，以免因放气阀开不到位引起喘振事故的发生。

(二) 燃机在启动过程中的热悬挂现象

燃气轮机在启动过程中，启动机脱扣后，燃油流量按控制规范继续增加，而燃机转速却不再上升，甚至出现转速下降现象，机组发出异常声音，最终导致启动失败，这种现象为热悬挂现象，简称“热挂”。“热挂”现象的主要机理是压气机启动过程线靠近压气机喘振边界，主要是由于压气机性能恶化引起的（请参考第七章第十一节）。另外燃料流量增加过快也会引起热悬挂现象的加剧。机组发生热悬挂的可能因素和相应解决措施如下：

(1) 当燃油系统或控制系统异常时，可能引起燃料流量在启动过程中过量或不足，从而发生“热挂”现象。主要影响因素有：

- 1) 燃油滤网堵塞；
- 2) 燃油流量分配器卡涩；
- 3) 主燃油泵电磁离合器故障；
- 4) 燃油母管压力释放阀 VR4 泄漏；
- 5) 控制系统故障（如燃油伺服阀故障，伺服阀前液压油滤网脏）；
- 6) 燃油流量分配器测速头故障，测量间隙不正确。

(2) 对压气机进行定期清洗，以便及时清除压气机流道上的积垢及油污，确保压气机高效运行。

(3) 透平热流通道严重积灰，流阻损失增大，造成透平出力不足，致使机组脱扣后，燃机转速无法上升，对烧重油的燃气轮机应及时清洗透平热通道。

(4) 发生“热挂”时可适当减少燃油流量，使运行点下移离开喘振边界，压气机脱离失速工况，消除因



热挂而产生的异常声音,然后再增加燃油流量,这时若处理得好,就可以使机组脱离热挂而重新升速成功。

### (三) 点火失败

点火失败是燃气轮机在启动过程中引起启动失败的常见故障,主要原因可从以下几方面分析:

#### (1) 燃料系统。

- 1) 点火燃料的物理、化学性能不能满足点火要求,如燃料中含水分过多、热值太低等。
- 2) 燃料系统中有空气尚未排除,造成管路脉动现象,燃料供应不稳定造成熄火。
- 3) 燃油系统中的主燃油泵出力不足,造成燃料油压力低而熄火。
- 4) 燃油分配器卡涩、磨损,引起燃油流量不足、分配不均。
- 5) 燃油管路中有残留物,如燃用重油机组停机时烧轻油时间不足,管路中有残余重油。
- 6) 燃料系统中的滤网堵塞,或阀门没开到位,引起的供油量不足,燃油压力低。

(2) 点火系统。点火器故障(电极绝缘、点火线圈及点火变压器故障);点火火花塞积炭、氧化,致使功能失效。

因此,应定期检查点火器的电气回路和变压器绝缘,检查火花塞的放电间隙。

(3) 雾化空气系统。启动雾化空气泵故障,如皮带打滑、脱落或卡涩等。燃油喷嘴结焦堵塞,或雾化空气通道堵塞。雾化空气压力太低,燃油雾化不好,将导致点火失败或燃烧恶化。

(4) 控制元件和系统。火焰监测系统故障;如火焰探测器探不到火焰。燃油流量测速头故障,流量反馈信号错误,导致燃料流量过低。燃油伺服阀或燃油旁通阀故障,造成燃料流量异常。

(5) 燃烧系统部件问题。例如,火焰筒联焰管故障无法联焰成功。

### (四) 启动不成功

启动过程发生故障导致机组启动不成功的原因很多,主要有以下几个方面:

- (1) 启动系统故障,见燃机在启动过程“热挂”中的启动系统的问题;
- (2) 点火失败;
- (3) 燃烧故障;
- (4) 机组热挂;
- (5) 压气机喘振;
- (6) 压气机进口导叶 IGV 打开故障;
- (7) 启动过程振动大;
- (8) 燃油单向阀卡涩;
- (9) 同期故障;
- (10) 其他主要辅机故障等。

### (五) 机组运行振动大

燃气轮机机组在运行中引起振动大的原因较多,而且振动本身也是很复杂的问题。由于振动对机组的安全运行构成严重威胁,因此在运行中应重视机组的振动问题,以下是在实际运行中引起燃气轮机振动的主要原因和处理方法:

(1) 在过临界转速时振动升高,过临界转速后振动会有所下降,属正常现象。按正常程序启动燃气轮机时,机组会快速越过临界转速,如果由于升速较慢而引起振动偏高,应检查处理升速较慢的原因。

(2) 在启动过程中由于压气机喘振引起的振动偏高,这种情况一般会伴随着压气机内部发出的“嗡嗡…嗡嗡…”的声音,这种情况应检查原因并处理压气机的喘振。

(3) 由于停机后未按程序进行冷机或在冷机过程中未对气缸进行均匀冷却,致使燃气轮机转子冷却不均,产生转子临时性弯曲,造成转子在启动过程中晃动量大,引起振动大,可通过延长盘车时间或在点火转速下延长暖机时间来消除;如果转子为永久性变形,投入运行后振动没有改善,那么需要在大修时通过外部设备的纠正或返制造厂重新组装才能解决转子弯曲问题。

(4) 由于转子存在动不平衡,引起振动值高,必须对机组进行动平衡测试,可通过现场加装动平衡

块来消除。

(5) 如果由于转子存在内部缺陷(拉杆螺栓紧力不均、轮盘接触不良等)引起的振动,反映在启动过程(特别是冷态启动更为突出)和运行初期的振动较高,但运行一段时间后振动会有所下降,这种情况严重时需要对转子进行解体大修处理。

(6) 由于轴承损坏而引起的振动偏大,这种情况一般同时会伴随着机组惰走时间偏短,油温、瓦温异常,或者油膜振荡也会引起振动偏大,需更换轴承。

(7) 由于动静部件相磨引起的振动偏大,必须处理间隙。

(8) 由于套齿联轴器或传动齿轮磨损,接触不良也会引起机组的异常振动,应修理或更换损坏部件。

(9) 转子中心偏离引起振动大,应对转子重新进行对中。

(10) 基础不牢、机组地脚螺栓松动、机组滑销系统在热膨胀时受阻等,也有可能引起机组振动偏高。

(11) 转子中心进入异物,如水洗后的水垢进入中心孔,需要进行清理。

#### (六) 燃烧故障

燃料燃烧不完全或个别燃烧室燃烧不好导致出口温度场不均匀,透平最大排气温差超过允许值,控制系统发出燃烧故障报警。引起燃烧故障的原因主要有:

(1) 燃油进油量不均匀(流量分配器故障、燃油喷嘴堵塞、燃油管道堵塞);

(2) 雾化不良(雾化空气系统故障、燃油压力低);

(3) 燃油喷嘴故障(喷嘴变形)、燃烧室及过渡段故障等;

(4) 压气机故障,压比低、燃烧及掺冷空气不足;

(5) 透平故障(流道堵塞、叶片变形)。

#### (七) 燃机大轴弯曲

##### 1. 大轴弯曲的主要原因

(1) 机组在运行过程中振动偏大;

(2) 机组动、静部件相磨,造成大轴局部过热变形;

(3) 轴瓦烧损,轴颈严重磨损;

(4) 盘车系统故障,造成转子热态无法均匀冷却。

##### 2. 需采取的相应措施

(1) 在启动和运行时,应注意监视机组振动情况,防止机组振动超标运行。

(2) 停机时应确认燃机盘车投入正常,转子确已转动,并且按正常运行的要求定期记录燃机轮间温度及其他参数,定期检查盘车的投入和转子的转动情况,禁止打开轮机间门强制快速冷却。

(3) 需要停盘车进行的检修,应在转子露出部分作记号,在检修过程中定期投入盘车转动 $180^{\circ}$ ,指定专人负责记录时间及转动角度。热态停盘车时轮间温度不得高于 $150^{\circ}\text{C}$ ,停盘车时应同时将辅助滑油泵置于手动位置,让滑油自循环进行冷却。

(4) 检修揭瓦后的转子转动前,应先将滑油循环8h,在第一次启动时必须在盘车状态下用听针倾听机组内声音是否正常。

#### (八) 燃机轴瓦烧坏

(1) 轴瓦烧损的主要原因有:

1) 轴瓦润滑不好,如油位过低、油质变劣、滑油压力不足等引起轴瓦失油或滑油温度偏高;

2) 轴颈处接触不良,造成局部负载过重;

3) 轴瓦温度过高,造成轴瓦内乌金损坏。

(2) 需要采取的措施有:

1) 运行时应严密监视轴瓦乌金温度和轴瓦回油温度;

2) 滑油过滤器和冷油器切换时应使用操作票,并在专人监护下进行操作,切换前应先对备用组注满油后再进行切换操作,切换时应加强对油压和油流的监视,操作时应缓慢进行,严防在操作时滑油中断及温度突变而烧毁轴瓦;

3) 停机时应监视滑油泵运行情况、油温变化和轴瓦温度,确认燃机盘车的投入和转子的转动情况;

4) 在确认轮间温度不高于  $150^{\circ}\text{C}$  后,热态停盘车,同时将辅助滑油泵置于手动位置,让滑油自循环进行冷却,以防轴瓦温度过高而烧毁轴瓦巴氏合金;

5) 正常运行时应保持滑油油箱油位在  $1/2$  以上;

6) 定期作滑油油质化验,有异常时应根据情况监督和采取措施,以保证油质符合标准;

7) 应定期对油箱油位计进行校验,并做低油位报警试验;

8) 检修更换新轴瓦时,应检查瓦面接触良好;

9) 检修揭瓦后的转子转动前应先将滑油循环 8h,清洗掉检修过程中存在轴承箱中的灰尘,检查轴瓦回油油流情况。

#### (九) 燃机严重超速

为防止燃机严重超速,应采取的措施有:

(1) 机组运行时各种超速保护均应投入运行,防止在无保护的情况下运行机组;

(2) 在燃机启动至空载或停机解列时,应严密监视机组转速并控制在额定范围之内,防止调速控制系统异常超速,否则应手动降速或紧急停机并记录转速最高值;

(3) 定期对燃料安全截止阀进行动作试验和泄漏试验,检查燃油截止阀动作是否自如,关闭是否严密,否则应进行处理;

(4) 定期进行超速试验和甩负荷试验;

(5) 检查校验旁通阀行程和动作是否正确。

#### (十) 燃机通流部分损坏

1. 燃机通流部分损坏的主要原因

(1) 温控线偏高,燃烧产物超温;高温热腐蚀,燃料中的 Na、K、V 含量超标。

(2) 外来物或热流通道掉块打击其他部件引起的恶性损坏。

(3) 机组振动过高或其他原因引起动、静部件磨损。

(4) 燃料喷嘴故障引起的局部过热,造成热通道部件的损坏。

2. 可采取的安全措施

(1) 在燃料方面:为减少对高温部件的高温热腐蚀,延长热部件寿命。在燃油油质方面应控制钠钾含量  $\text{Na}+\text{K}\leq 1\times 10^{-6}$ ,燃用重油机组镁钒比在规定之内,即  $\text{Mg}/\text{V}=3\sim 3.5$ ,严禁燃用有害微金属含量超标的原油和柴油。

(2) 在机组启动、运行过程中应注意:

1) 注意燃机启动点火时的流量,燃油分配器不能超速引起燃油过量。在点火失败后的再次点火前,应检查启动失败排放阀是否把未燃烧的燃料排尽,并根据情况适当延长清吹时间,以除去附着在叶片表面的燃油。

2) 升速过程中应注意燃料行程基准 FSR 的上升情况、流量分配器转速的变化情况、透平排气温度、轮间温度,以及超温、温差等保护的動作情况,若出现 FSR 控制故障或保护不动作时,应停机进行处理。

3) 运行过程中应注意压气机进口可调导叶的开度情况。

4) 开停机过程中还应注意防喘放气阀的位置与机组转速状态的对应情况,如出现异常,且有以下情况之一者,要立即紧急停机:①防喘放气阀实际位置不对应;②主机出现异常声响;③透平排气温度或 FSR 的异常上升。

5) 在启动和运行过程中应监视机组振动情况。

6) 运行过程中应密切监视透平排气温度和排气温差的变化情况, 如出现超标现象且在确认热电偶无异常时应尽快停机进行检查。每次记录空载满速时的排烟温度, 同以往记录数据比较, 并判断是否有异常。

7) 为提高燃油雾化程度, 确保燃油充分燃烧, 应保证燃油的喷射压力, 运行中跟踪主燃油泵出口压力、燃油喷嘴前压力和压差情况。定期检查主燃油泵轴承和叶轮。定期检查、清洗燃油喷嘴, 更换油喷嘴变形的喷头, 对止回阀进行校验。

8) 运行过程中跟踪雾化空气压力的变化情况, 如出现压力低报警时应进一步进行检查, 并控制运行过程中雾化空气的温度。

#### (十一) 滑油母管温度高

##### 1. 燃机滑油温度高的原因

- (1) 冷却水泵出力不足、散热风机故障、散热器堵塞或水箱水位低引起的冷却水温高;
- (2) 冷油器堵塞, 导致水流偏小且换热效率低;
- (3) 温度调节阀 VTR-1 故障, 导致进入冷油器的水量偏少;
- (4) 开式冷却水失去或流量减少, 影响外循环冷油器的冷却;
- (5) 冷却水管道有空气, 形成气塞。

##### 2. 燃机滑油温度高可采取的措施

(1) 运行时跟踪冷却水泵的出力变化, 一般情况下水泵出力的降低是由于水泵叶轮被(颗粒)冲刷或汽蚀(水温较高或含气)引起叶型变化导致的, 水泵的出力下降一般是逐步下降的过程, 因此只要在运行中进行跟踪就可避免由于该原因而导致油温升高, 其措施有:

- 1) 定期(大中修时)对冷却水系统进行清洗, 包括水箱中积垢的清理和管路的循环排放;
- 2) 对水泵出力跟踪发现有出力下降的趋势则安排拆检, 必要时更换水泵;
- 3) 定期清洗或更换水泵的进口滤网。
- (2) 在大中修时检查冷却风机马达轴承及转动情况, 定期对冷却水散热器进行清洗。
- (3) 在大中修时对冷却水水箱水位计进行校验。
- (4) 定期对冷油器进行清洗。
- (5) 定期安排对温度调节阀 VTR-1 进行拆检。

#### (十二) 燃机排气温差大

燃机排气温度场分布不均匀, 造成排气温差大, 会使热通道部件局部过热, 加剧透平缸的变形, 容易产生严重后果, 因此, 控制燃机排气温差是保证机组正常运行的一个重要环节。

造成燃机排气温差大的原因很多, 以下是引起燃机排烟温差大的可能性原因:

- (1) 排气热电偶出现故障;
- (2) 燃油喷嘴或止回阀故障造成喷嘴前压差大, 使进入各个燃烧室的喷油量不同, 从而使透平排气温度场分布不均;
- (3) 流量分配器故障, 主要是由于磨损使流量分配器齿轮间隙发生变化, 从而使进入各燃烧室的燃油量不相同, 造成排气温差大;
- (4) 燃油冲洗阀关不严或泄漏, 燃油从旁路冲洗管路跑掉, 进入各燃烧室的燃油量不相同, 从而造成排气温度场的不均匀;
- (5) 燃油管道变形或堵塞, 也会使进入各燃烧室的燃油量不相同, 从而造成排气温度场的不均匀;
- (6) 雾化空气压比低, 进入燃烧室对燃油进行雾化的雾化空气量偏少, 引起燃油燃烧不完全, 对透平的排气温度场也会产生一定的影响;
- (7) 火焰筒或过渡段破损, 会影响火焰筒和过渡段以及透平叶片的冷却效果, 从而影响排气温度场的分布;
- (8) 叶片积垢不均, 会影响热流通道各部件的热流量, 从而对排气温度场造成影响;

(9) 叶片冷却空气冷却叶片后进入热流通道, 所以若叶片冷却通道堵塞, 也会对排气温度场形成一定的影响;

(10) 过渡段尾部密封片磨损漏气;

(11) 燃料喷嘴故障, 造成局部温度场温度高。

(十三) 雾化空气温度高

1. 雾化空气温度过高的危害

(1) 使液体燃料在喷嘴中发生热分解, 并产生积炭, 造成燃烧场温度不均匀。

(2) 使液体燃料中的添加剂(防锈剂)从燃油中沉淀出来, 达不到防腐作用, 同时也会造成喷嘴堵塞。

(3) 损坏主雾化空气泵。由于主雾化空气泵是高转速的精密设备, 其介质温度过高, 将造成其过热、膨胀而产生磨损, 降低其使用寿命, 降低其压比, 甚至损坏。

因而, 在机组正常运行中, 必须控制雾化空气温度不能过高。同时, 雾化空气温度也不能过低, 否则易出现水蚀现象, 损坏主雾化空气泵的叶轮。

2. 引起雾化空气系统温度高的原因及处理措施

(1) 温度调节阀损坏, 调节不正常, 毛细感温管或调节薄膜损坏: 由于冷却对象工况相对稳定, 调节也不频繁, 因此出现这类问题时, 可以手动调整冷却水量, 保证冷却效果。

(2) 冷却水压力低、温度高或冷却水量不足: 检查该系统, 查看原因, 检查冷却水管路有无渗漏, 设法消除。

(3) 冷却水系统有空气, 造成气塞, 冷却不良: 打开冷却水系统的高点排放阀进行连续放气, 直至放尽空气为止。

(4) 雾化空气冷却器泄漏, 雾化空气漏入冷却水系统, 造成气塞, 冷却不良: 如果漏气量小, 可以将冷却水放气阀微开, 连续排气, 维持运行, 待有停机机会时处理。如果漏气量大, 不能维持雾化空气温度或压力, 只能申请停机处理。

(5) 雾化空气冷却器水侧积垢或部分铜管由于水质的原因而堵塞, 造成冷却面积减少, 冷却不良: 这种堵塞不是突发的, 有一个渐变发展过程, 要求运行人员在平时运行中, 注意观察雾化空气温度的上升趋势, 分析原因, 在停机后对雾化空气冷却器进行清理和疏通。

(6) 外循环水中断, 或板式换热器内漏。

此外, 还应对雾化空气冷却器进行定期检查和清理, 做预防性除垢和泄漏试验。

(十四) 压气机进口可转导叶故障

压气机进口可转导叶故障, 主要表现在以下几个方面:

(1) 驱动齿条或从动齿轮损坏或脱落;

(2) 油动机进口滤网堵塞, 造成进油量不足, 油动机臂力不够, 不能驱动导叶;

(3) 油动机内密封件损坏;

(4) LVDT 连杆脱落, 造成反馈信号不真实;

(5) 可转导叶控制伺服阀 90TV-1 故障;

(6) 润滑油油质恶化, 不符合运行要求;

(7) 可转导叶执行机构的进油伺服阀 VH3-1 阀门故障, 造成油动机进油量不足;

(8) 驱动齿环卡涩;

(9) 导叶衬套磨损, 间隙过大等。

以上问题的出现, 无一例外地与定期检修的周期、大小修的质量有关。因此, 制定切乎实际的定检周期和定检项目, 把好大小修质量关, 做到彻底、全面的检查和修复, 是避免此类故障的唯一措施。

(十五) 机组运行中, 出现有功负荷的摆动

引起燃气轮机组有功负荷摆动的原因主要有:

(1) 燃料系统的原因,例如,系统中某一滤网压差大时,由于主燃油泵的抽吸作用,造成进入机组的燃料量间歇性有规律的摆动,引起机组有功功率的摆动;燃油系统滤网存有空气,由于空气的存在,使得燃油流量脉动;或者由于燃料喷嘴结垢,引起燃料量的间歇性脉动,引起负荷摆动。

(2) 燃料伺服调节阀振荡,不能进入稳定状态。可能是由于伺服阀放大卡件的增益和零偏匹配参数不符合燃机伺服调节器的调节特性引起的。

(3) 热工测量数据漂移。例如,压气机出口压比、测速头的波动会导致燃油流量的波动。因为燃料流量 $=FSRT * TNH$  (温控状态下), $TNH$ 波动,自然燃料流量会波动。

(4) 燃料系统管路出现泄漏,或人为误排放,造成调节系统振荡、过调。

(5) 燃油分配器异常,造成燃油脉动。

(6) 余热锅炉进口烟道挡板门摆动等。

除此之外,当网频出现波动时,也会引起燃机有功负荷的波动,因为 $TNH$ 波动,自然会导致燃油流量的波动。

#### (十六) 滑油压力低跳机

由润滑油压力低引起的燃机跳机的事故现象为:发电机侧滑油轴承母管压力下降、压力开关动作或者滑油母管压力 $\leq$ 整定值,以上三个条件任意两个满足,燃机发电机出口开关跳开,燃油截止阀关闭,燃机熄火遮断,进入惰走。

出现滑油压力低跳机的原因主要有以下几个方面:

(1) 滑油管路有泄漏、爆裂的现象;

(2) 滑油箱油位不正常,如油位太低造成滑油泵吸不上油;

(3) 主滑油泵、辅助滑油泵工作不正常,如开关电气故障、电缆烧坏或者是机械部位出现卡涩,轴承烧坏;

(4) 滑油母管溢流阀工作不正常,造成泄压过量。

#### (十七) 轮间温度高

燃机叶轮间温度高主要出现在盛夏季节,运行中某一点的轮间温度高于限定值,出现报警。轮间温度高的原因主要有:

(1) 轮间热电偶存在开路、接地短路,引起测量不准;

(2) 透平叶片端部、根部密封不严,造成燃气漏进轮间;

(3) 通道冷却空气系统故障,如冷却空气通道堵塞或者冷却空气量不足。

#### (十八) 液压油压力低

液压油压力低出现的逻辑条件是:燃机转速大于 $10\%$ ,且液压油母管压力开关 $63HQ-1$ 动作。

引起液压油压力低的原因及处理方法:

(1) 机组转速在 $95\%n_0$ 以上时,如果液压油压力低开关动作,应连锁投入辅助液压油泵 $88HQ$ ,若压力还低,可能是 $88HQ$ 连锁未投入或其他原因。

(2) 检查液压油滤压差,如果压差高是由滤网脏污引起的,应切换油滤运行;如果是由流量增大引起的,则系统可能有漏点。

(3) 液压油管路系统有漏点或者液压油储能器出口阀在开的位置,会引起液压油系统泄油。

(4) 滑油调压阀故障以及管路上的单向阀不严。

(5) 压力开关 $63HQ-1$ 误动,应重新校验定值或者更换该压力开关。

## 第五节 燃气轮机的检修<sup>[122]、[125]</sup>

### 一、概述

燃气轮机长期在高温、高转速状态下运行,机组经常启停,经历负荷调节、跳闸、甩负荷等工况,

机组的主机和辅机设备及相关系统将会发生运行性能逐渐恶化,高温部件会发生冲刷、结垢、高温氧化、高温腐蚀、裂纹、蠕变变形甚至导致部件失效等,在此条件下工作的燃气轮机除了加强日常的运行维护之外,还要根据设备状态的变化规律和实际运行情况,有计划地进行定期检修,以确保设备安全的运行,取得设备的最大可用率和最佳维修费用;同时,机组在经过长期运行后,由于设备老化、动静间隙变大、结垢等,出力和效率都会出现下降,需要通过检修和改造来恢复乃至增加出力和效率,提高机组运行的安全性和经济性。

## 二、检修计划和检修周期的确定

燃气轮机所使用燃料的多样性和运行方式的多样性,都会对燃气轮机检修计划的制定和检修周期间隔产生很大的影响。在图 22-6 中列举了影响燃气轮机组检修计划的众多因素。其中影响检修和设备寿命的关键因素是燃气轮机组的运行方式、燃烧温度、燃料类型、运行时间以及空气质量和注水/注蒸汽程度等。对连续带负荷运行的机组,氧化腐蚀和蠕变是影响机组寿命的主要因素,对调峰负荷运行的机组,热力机械疲劳是影响机组寿命的主要因素。

### (一) 影响燃气轮机检修的因素

#### 1. 燃料

不同的燃料,其成分及特性各不相同,燃料中所含的可燃成分(热值)、元素、杂质,及其比重、黏度和可挥发性等,表现出来的可雾化程度、燃烧反应速度、火焰热辐射能量、燃烧产物的腐蚀性和燃烧产物的灰分等也各不相同,对燃气轮机热部件的使用寿命的影响也大不一样。因此燃气轮机的维护周期、检修间隔和热通道部件的更换周期必须根据燃用的燃料来确定。燃用不同燃料对燃气轮机维修的影响见图 22-7,燃用重油的检修间隔缩短系数增加,即检修间隔比燃用天然气的检修间隔缩短一半以上。

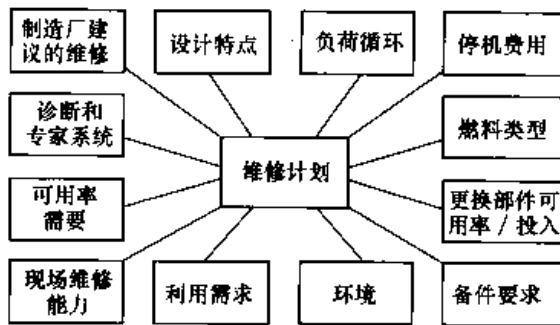


图 22-6 影响检修计划的主要因素

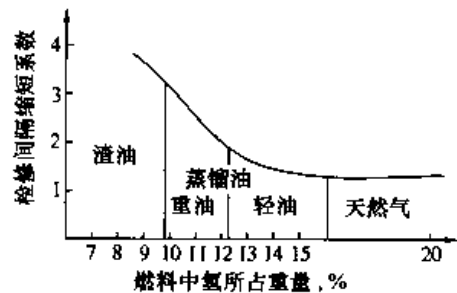


图 22-7 燃料种类对检修的影响

(1) 天然气:天然气中有害物质含量最少,燃烧反应最快,完全燃烧程度高,火焰热辐射弱,对热通道部件的影响最小,燃用天然气时热通道部件寿命最长,因此检修间隔也最长。

(2) 馏分油:馏分油如轻柴油中一般腐蚀性元素含量较少,也较容易雾化和燃烧。因而热通道部件的使用寿命也较长,维修周期也较长,一般燃用馏分油时检修间隔(周期)可定为天然气的  $2/3$ 。

(3) 重质油:重质油如原油、重油、渣油等,由于其分子结构复杂,含有腐蚀性元素和大量灰分,而且黏度大、沸点高,可挥发性差,虽经处理,但是仍然雾化困难燃烧反应又慢,热辐射强,燃烧后在热通道部件上,如火焰筒、联焰管、过渡段和燃料喷嘴等部件上积灰积垢快,热腐蚀性较大。对热通道部件的使用寿命影响很大,尤其是火焰燃烧区后移,容易造成过渡段损坏,使燃烧部件的检查间隔缩短。由于烧重油需添加抑钒剂,在透平叶片上生成灰垢,机组出力及效率下降较快。机组的日常维护量增加,需要频繁水洗,以恢复出力。一般燃用重质油时,其热通道部件的使用寿命仅为燃用天然气的  $1/3 \sim 1/2$ ,检修间隔周期最短。

#### 2. 负荷变化及运行负荷

燃气轮机的热通道部件寿命还取决于运行温度,高负荷时的运行温度比低负荷时的运行温度要高,其寿命也相应缩短。

如果机组长期低负荷运行时对热通道部件的使用寿命影响很小,燃气轮机的寿命也会延长,如在60%基本负荷下运行2h的影响相当于基本负荷下运行1h,见图22-8。

如果在尖峰负荷下运行则对热通道部件的影响最大,每小时尖峰负荷运行对透平热通道部件的影响相当于基本负荷下运行6h。

采取连续运行以及负荷变化率较小的运行方式,对热部件的使用寿命影响很小。如果采用负荷变化频繁、快速升降负荷以及负荷变化率较快的运行方式,则热通道部件承受强烈的热冲击,必然会大大缩短燃气轮机的寿命。

### 3. 水或蒸汽注入

采用注水或注蒸汽来减少和控制烟气排放污染(降低 $\text{NO}_x$ 的排放),会增加燃气的导热率和比热,从而增加其传热系数,因而增加了对透平喷嘴和动叶等高温部件的热传导,导致了更高的金属温度,降低了部件的寿命。注水或注蒸汽提高燃气轮机出力的同时,也增加了透平叶片的负载,加快了叶片的腐蚀,缩短了叶片的寿命。

### 4. 启动次数

燃气轮机的启动和停机均会使透平热通道部件承受热冲击。燃气轮机每次正常启机和停机时,从启动点火、暖机、升速、加负荷、降负荷、降速到熄火的整个过程,热通道部件经受了剧烈的温度变化过程,经历了从加热膨胀到冷却收缩的周期性变化。燃气轮机频繁的启动和停机,反复多次地使透平热通道部件承受因燃气温度的快速变化而引起的热冲击,产生热应力,必然会导致热通道部件材料的某些部位疲劳,在某些应力集中部位产生裂纹。另外,高温环境使金属材料发生蠕变,从而缩短热通道部件的使用寿命。

燃气轮机非正常的启动和停机,将使透平热通道部件的寿命进一步缩短。由于燃气轮机的调峰特点,需要经常启动和停机,这使得燃机机组故障率远大于常规的火力发电机组。生产中非正常的启动和停机时有发生。如紧急调峰需要,燃气轮机实施紧急快速启动和快速加载等,都属于非正常启动;机组在运行过程中突然由于保护动作跳闸停机,也属于非正常停机。

试验发现:在80%以上负荷跳闸时,对热通道部件疲劳寿命的影响相当于正常循环的8倍;而在全速空载下跳闸时,对热通道部件疲劳寿命的影响相当于正常循环的2倍,如图22-9所示。

燃气轮机的紧急启动,快速加、降负荷与跳闸停机类似,都会缩短热通道部件的寿命,其对热通道部件寿命的影响相当于20次正常启动循环方式。如果在正常启动到空载全速后,快速加负荷,其对热通道部件寿命的影响也相当于两次正常启动循环方式。

燃气轮机启动的频繁程度直接影响热通道部件的寿命。由图22-10可见,若燃机每天启停(每运行16h启停一次),其检修系数是运行100h启动一次的两倍;若每小时启动一次,则检修系数增加到

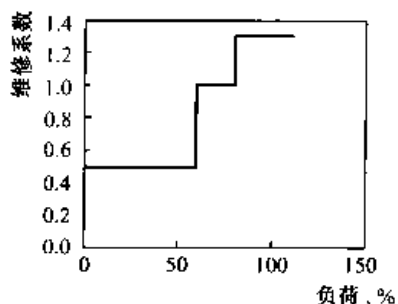


图 22-8 负荷对检修系数的影响

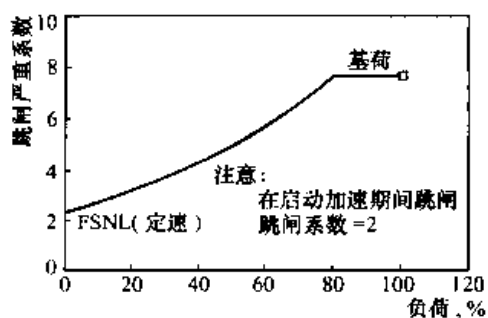


图 22-9 燃机跳闸的检修系数

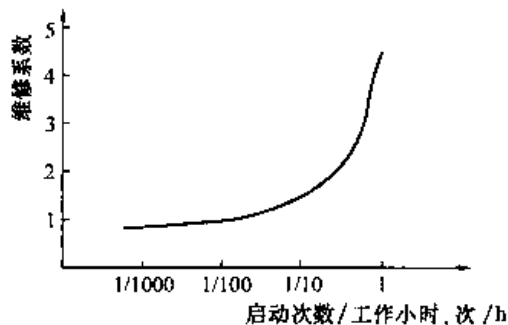


图 22-10 启动次数对燃气轮机检修的影响



4 倍。

由于启动和停机对燃气轮机热通道部件的影响，会缩短燃气轮机的检修间隔周期。因此，在燃气轮机的运行和维护中，应尽量避免或者减少这种不正常的启动和停机次数，以延长热通道部件的使用寿命，延长检修间隔周期。

#### 5. 环境因素

维修周期也受环境因素的影响，其中空气质量是一个主要因素。空气中的杂质除了对热通道部件的有害影响外，灰尘、盐和油等也能引起压气机叶片磨蚀、腐蚀和积垢。20 $\mu\text{m}$ 的颗粒进入压气机能引起明显的叶片磨蚀。超细灰尘颗粒进入压气机以及吸入油气、烟、海盐和工业排气都会导致积垢。压气机叶片的腐蚀使叶片表面产生凹痕，不仅增加表面粗糙度，也成为产生疲劳裂纹的潜在部位。这些表面粗糙度和叶片外形变化会降低空气流量和压气机效率，同样导致降低燃气轮机的出力和整机热效率。

一般来说，轴流式压气机的性能下降是燃气轮机降低出力和效率的主要原因。由于压气机叶片积垢而引起的可恢复性损失一般占性能损失的70%~85%。压气机的积垢使空气流量减少5%时，出力会降低13%，热耗增加5.5%。通过压气机水洗可恢复压气机的效率，进行其他维护，如定期更换进口过滤网也可有效地延长机组检修间隔。

#### (二) 检修周期的确定方式

燃气轮机的检修划分为燃烧系统检查、热通道部件检查和整机大修。各燃气轮机的制造厂商在设备维修手册中都具体地规定或建议性地推荐了其燃气轮机不同检查项目的间隔周期。

GE公司对燃气轮机在检修周期的确定上，推荐了一种估算方法，表22-7列有推荐的检查间隔基准。该基准是建立在以天然气为燃料、机组正常启停、基本负荷运行、无蒸汽或水喷注的工况条件下给出的。

表 22-7

推荐的检查周期

检查形式	运行时间/启动次数 (h/次)			
	PG6B	PG7E/EA	PG9E	PG7F/9F
燃烧检查	12000/1200	8000/800	8000/800	8000/400
热通道检查	24000/1200	24000/1200	24000/900	24000/900
大修	48000/2400	48000/2400	48000/2400	48000/2400
转子				144000/5000

实际上，机组的运行条件不可能是理想的，如上所述，燃料、注水或注蒸汽、启动方式、负载运行等因素都会影响检修周期，因此，表22-7中建议的检修周期，要根据运行情况进行修正，从而得出可能的实际检修周期。

#### 1. 以时间为基准的检修周期的确定

计算公式为

检修周期 (h) = 推荐的检修周期 (h) / 检修系数

检修系数 = 修正的运行时间 / 实际的运行时间

修正的运行时间 =  $(K + MI)(G + 1.5D + A_1H + 6P)$

实际的运行时间 =  $G + D + H + P$

式中 G——以天然气为燃料的年基本负载运行小时数；

D——以轻油为燃料的年基本负载运行小时数；

H——以重质燃油为燃料的年基本负载运行小时数；

P——年尖峰负载运行小时数；

$A_f$  重质燃油运行加权修正系数 (原油  $A_f=2\sim 3$ ; 重油  $A_f=3\sim 4$ );

$I$  水/汽喷射对进口空气流量的百分比;

$M$ 、 $K$ ——蒸汽喷射常数,可按表 22-8 选定。

表 22-8 M、K 蒸汽喷射常数的选定

M	K	喷水控制方式	蒸汽喷射量	第 2、3 级喷嘴材料
0	1	干式	<2.2%	CTD-222/FSX414
0	1	下式	>2.2%	CTD-222
0.18	0.6	干式	>2.2%	FSX-414
0.18	1	湿式	>0%	CTD-222/FSX414

## 2. 以启动次数为基准的检修周期的确定

$$\text{检修周期 (启动次数)} = \frac{\text{推荐的检修周期 (启动次数)}}{\text{检修系数}}$$

$$\text{检修系数} = \frac{\text{因素系数}}{\text{实际启动次数}}$$

$$\text{因素系数} = 0.5N_A + N_B + 1.3N_P + 20E + 2F + \sum_{i=1}^n \alpha_T T_i$$

$$\text{实际启动次数} = N_A + N_B + N_P + E + F + T$$

式中  $N_A$  每年部分负荷启动停机循环次数 (负荷 60%);

$N_B$  每年正常基本负荷启动停机循环次数;

$N_P$  每年尖峰负荷启动停机循环次数;

$E$  每年紧急启动次数;

$F$  每年快速升负荷启动次数;

$T$  每年跳闸次数;

$\alpha_T$  跳闸严重系数 =  $f$  (负荷), 见图 22-9;

$N$  跳闸种类数, 如满负荷、部分负荷等。

用累计运行小时和累计启动次数为判别的方法是独立的, 对比此两项准则的计算结果, 只要其中一项达到规定值后, 就要进行相应的检查。如图 22-11 所示, 按 A 线运行的机组, 其累计启动次数达到检修周期; 按 B 线运行的机组, 其累计运行小时首先达到检修周期, 两者均需进行相应的检查。

必须指明的是, 燃气轮机检修周期的确定通常是根据热通道部件的使用寿命情况确定的, 而燃气轮机热部件的寿命同燃料的种类、燃料性质、机组运行方式以及电站的运行维护水平有着直接密切的关系。所以, 同一型号的燃气轮机, 对于不同的用户而言其检修周期和检修项目会有所不同, 用户需要在实践中摸索经验, 建立适合各自特点的检修周期和检修模式。

一般燃气轮机用户在运行初期, 需根据第一次及每一次的热部件检查结果, 及时修正和确定适合本机组特定燃料和特定运行方式下的检修间隔。

表 22-9 是国内某燃机联合循环电站的 9E 型燃气轮机的实际检修周期间隔。该电站已有 12 年运行经历, 以 80 号和 180 号重油为燃料, 实行两班制调峰运行方式。

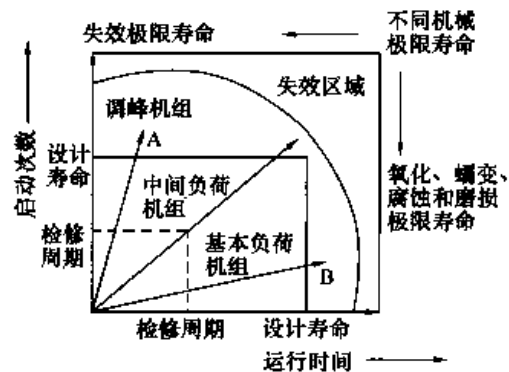


图 22-11 检修周期与运行小时和启动次数的关系

表 22-9 某燃机电站 PG9171E 型燃机实际检修周期

检修类型	检修日期	检修间隔 (实际重油运行小时)	点火启动次数
第一次中修	1996 年 1 月	10714	728
第一次大修	1998 年 1 月	8835	579
大修	2000 年 3 月	12033	665
大修	2002 年 12 月	15499	812
扩大性小修	2005 年 11 月	9120	585

注 机组投运时间为 1993 年 8 月, 检修间隔是从上一次检修 (或投运) 到本次检修的累计时间。

### (三) 制定检修计划的其他手段

在实际的检修计划安排中, 还应根据机组的窥孔检查情况、热通道部件的可靠性分析和机组的运行状态、维修水准及检查结果等, 采取切合实际的检修周期。

#### 1. 窥孔检查

孔探仪是借助于光学原理, 采用高性能的光导纤维做成的, 直径仅  $9\sim 30\mu\text{m}$ , 在表面涂以很薄一层折射率很低的玻璃来形成反射镜面, 于是纤维就能把一端进入的光传至另一端。由数万根这种纤维组成的纤维束, 就能有效地传送光线。当每根纤维在两端的排列位置一致时, 则能准确地传送物像。把这种传光纤维用于孔探仪后, 通常能做成有一定弯曲能力的柔性孔探仪, 见图 22-12。



图 22-12 孔探仪

(a) 孔探仪光源; (b) 孔探仪探针

燃气轮机气缸上通常都设置了窥孔检查孔。只需把机组上预先开好的检查孔打开, 将孔探仪插入, 即可对燃气轮机易损的热通道部分、透平喷嘴和动叶片、压气机叶片等部位进行窥视性直观检查, 来确定燃气轮机是否需要修理或更换部分零件, 或者是否需要清洗通流部件以清除污垢等。特别是对于经常会出现故障的透平叶片, 孔探仪检查的优越性更得以充分体现, 避免了工作量很大的揭缸检查, 达到事半功倍之效果。还可经常监视机组的状况, 以便及时发现产生故障的原因。这样既可避免重大事故的发生, 又可避免不必要的解体检修, 使机组的维护费用降到最低水平, 获得最长的使用寿命, 同时确保机组在良好的状况下安全工作。

(1) 窥孔检查孔的布置。对应孔探仪检查的部位, 必须事先开好检查孔, 压气机部分主要对后面的几级叶片进行检查, 各级透平叶片一般都需要检查。它的布置情况视部件的不同而异, 图 22-13 为一台 PG7001 燃气轮机窥孔检查孔分布。

(2) 窥孔检查的内容。造成燃气轮机叶片和热通道部件损坏的主要原因是腐蚀、疲劳、异物撞击和过烧。由于燃气轮机不同部件所处的工作环境不同, 因此其检查内容也各有差异, 具体如下:

- 1) 压气机叶片: 异物损坏、积灰、腐蚀、顶部间隙变化、叶片尾沿和静叶根部锈蚀。
- 2) 火焰筒、过渡段: 裂纹、金属缺损、热腐蚀、热斑点、积炭和涂层脱落。

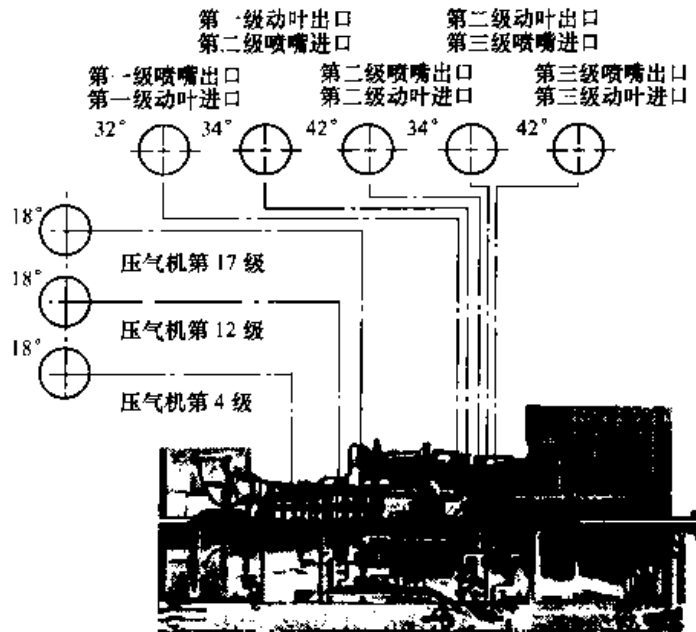


图 22-13 PG7001 燃气轮机窥孔检查孔分布

3) 透平喷嘴：腐蚀、冷却气孔堵塞、裂纹、排气边弯曲变形、结焦和异物损坏。

4) 透平动叶：腐蚀、裂纹、金属缺损、顶部间隙、锈蚀、局部变形、异物撞击、结垢和表面涂层状况。

(3) 窥孔检查的周期。如果选用的燃料不同，燃气轮机进行窥孔检查的周期也不同。燃用重油等重质燃料的检查间隔比燃用天然气或轻质燃料的检查间隔要缩短 1/2。

必须指出：窥孔检查间隔要根据运行经验和机组的运行模式、使用的燃料和以往检查结果，调整窥孔检查周期。

窥孔检查是制定检修计划和热通道部件更换计划的一个重要依据，结合热通道部件的寿命管理，燃气轮机可以获得较低的维修费用和较高的可用率及可靠性。

## 2. 热通道部件的可靠性管理

燃气轮机中需特别关注的是燃烧系统部件和热通道部件，即火焰筒、过渡段等燃烧系统部件及透平喷嘴、动叶、复环等热通道部件。由于材料、加工工艺及涂层等原因，这些高温部件的价格很高，约占电站总成本的 1/4，是燃气轮机检修备件费用中的主要部分，合理而科学的检修计划和检修周期的安排可以延长这些部件的使用寿命，提高机组的经济性。

热通道部件的运作一方面要保证机组的安全，另一方面还要考虑部件的可修复性和维修所需的费用。热通道部件的可靠性管理将有助于指导热通道部件的运行寿命预测，找出热通道部件的最佳更换和检修周期，指导机组检修计划和备品备件计划，对运行方式作优化调整。

对于热通道部件的寿命，各燃气轮机制造厂家均有指导性的建议，表 22-10 为 GE 公司燃气轮机的热通道部件预期寿命周期。

表 22-10

预计修理和更换周期 (PG6001/PG7001EA/PG9001E)

	修理间隔	更换间隔 (运行时间)	更换间隔 (启动次数)
火焰筒	CI	5 (CI)	5 (CI)
过渡段	CI	6 (CI)	6 (CI)

续表

	修理间隔	更换间隔 (运行时间)	更换间隔 (启动次数)
燃料喷嘴	CI	3 (CI)	3 (CI)
联焰筒	CI	3 (CI)	3 (CI)
燃油分配器 (轻油)	CI	3 (CI)	3 (CI)
燃油泵 (轻油)	CI	3 (CI)	3 (CI)
一级喷嘴	HGPI	3 (HGPI)	3 (HGPI)
二级喷嘴	HGPI	3 (HGPI)	3 (HGPI)
三级喷嘴	HGPI	3 (HGPI)	3 (HGPI)
一级叶片	HGPI*	2 (HGPI) / 3 (HGPI)**	3 (HGPI)
二级叶片	HGPI	3 (HGPI)	4 (HGPI)
三级叶片	HGPI	3 (HGPI)	4 (HGPI)
一级复环	HGPI	2 (HGPI)	2 (HGPI)
二和三级复环	HGPI	3 (HGPI)	4 (HGPI)

注 CI—燃烧系统检查间隔; HGPI—热通道检查间隔。

\* 按运行时间为准的热通道检查间隔 (叶片做过重新涂层)。

\*\* 热通道间隔 (叶片未做重新涂层)。

透平叶片寿命的影响因素有: ①叶片设计和制造质量; ②机组运行条件 (负荷特点、启停次数、燃料特性、注水/蒸汽、非正常运行工况等); ③电站检修维护质量 (维修周期、技术手段、检测质量); ④叶片到厂外的维修技术、修复方式的合理性以及维修质量等。

目前, 国内电站的热通道部件的寿命管理方式主要根据设备制造厂家的维修手册上的规定要求, 并结合实际运行维护经验, 建立适合各自电站特点的热通道部件的可靠性管理方式。

热通道部件的档案管理是热通道部件可靠性管理的基础工作, 该档案可记录热通道部件的详细信息, 如型号、材质、涂层、运行小时、燃料类型、历次检查情况、返修情况等, 见表 22-11 和表 22-12。

热通道部件的寿命分析是依据热通道部件的档案, 对某热通道部件预期的运行寿命进行预测, 并根据检查情况随时进行修正。热通道部件的现场检测手段主要有荧光探伤、超声波探伤、渗透探伤、电涡流检测以及尺寸测量等。

通过对热通道部件的状态分析, 还可对机组运行方式的调整提供指导。例如, 对于燃用重油的燃料添加剂品种或添加浓度进行调整, 对温控线进行调整等, 从而提高机组的运行水平和运行寿命。

在国外有些燃气轮机电站利用透平叶片的状态诊断专家软件系统, 即一种基于透平叶片状态检测的寿命管理系统 LMS 的软件检测系统对透平叶片进行寿命评估。基于状态检测的 LMS 系统软件的建立过程包括: ①对损坏/失效叶片进行分析, 找出蠕变、断裂、热疲劳、涂层老化、热腐蚀的原因。②透平叶片强度与热应力计算。③判断透平叶片超级高温合金基材和 TBC 涂层, 获取叶片全部金属学数据。采取的检测手段有非破坏性检测方式 (NDT), 如荧光检测、外形尺寸三维测量、电涡流技术、热敏变色试验、叶片母材表面金相试验等。破坏性检测方式, 即从叶片取样作各种力学性能与金属特性检测, 此方法较为可靠。④分析叶片损坏机理, 建立叶片失效模型。⑤提出叶片寿命管理的判断准则。⑥编写 LMS 软件程序。

表 22-11

二级喷嘴记录

装机、修理、备用记录								
套号	图号	厂商	材质	表面涂层	进厂日期	验收日期	验收结果	
1	103E5543G005	GE	GTD-222	Al	随机		—	
总寿命及报废原因								
总运行小时	29582.97	烧重油时间 (从上次大修累计时间)	9154.67	启动次数	1927	联合循环运行小时		
<p>1993年 8月 7号 INS 安装 2000 1 RN 拆下 2000 9 Elbar 返修件 2001 8 SP 备用 2002 2 7号 INS 2002 12 RN</p> <p>29582.97 × 9154.67 × 1927</p>								
套号	图号	厂商	材质	表面涂层	进厂日期	验收日期	验收结果	
2	106E2289G001	GE	GTD-222	Al	1999/12	1999/12	合格	改进型刷子密封
<p>2000年 2月 7号 INS 2002 2 RN 2002 5 GE WAR 2002 10 SP 2002 12 7号 INS</p> <p>12068.16 × 11614.24 × 500</p>								
2	106E2289 G001	GE	GTD-222	Al	1999/12	1999/12	合格	改进型刷子密封
<p>2000年 2月 7号 INS 2002 2 RN 2002 5 GE WAR 2002 10 SP 2002 12 7号 INS</p> <p>12068.16 × 11614.24 × 500</p>								

表 22-12

I 级喷嘴档案示例

PG9001E 系列 I 级喷嘴档案卡											
第 一套 NO. 1-1											
图号	932E01836006.7		生产厂家	GE		数量/台	18 丝		材料	FSX-414	
表面处理	无		进厂日期	随机		价格			验收日期		
验收结果									验收人		
装机运行记录											
装机			下机日期	运行情况					更换原因		
机组	数量	日期		燃烧小时	烧重油小时	联合循环小时	点火启动次数	事故停机次数			
7	18 组	1993/7	1998/1/10	19548.91	1814.37	10521.33	1307	39	裂纹		
1	18 组	2000/2	2002/1	12060.16	11614.24	11724.07	500		裂纹、过热、冲蚀		
总寿命											
机组燃料及其处理情况											
检测、修理、验收											
检测			修理				验收				
日期	检测人	结论	日期	数量	厂家	价格	结果	日期	验收人	结论	
1998/4	××	可以修理	1998/10	18 组	GE/WA		已修复	2002/1/5		符合合同	
2002/2	××	可以修理	2002/5	18 组	新加坡						
装机机组异常情况						其他					
报废记录											
报废原因					检测人			批准人			
					申请日期			批准日期			

使用 LMS 系统更利于对透平叶片剩余使用寿命进行科学地评估, 以达到延长部件使用寿命、机组安全经济运行的目的。

### 3. 机组的状态检修

通常机组和设备的运行状态如图 22-14 所示, 机组经过检修投入运行后进入磨合区, 在这个区域, 机组或设备经过磨合, 故障率呈逐渐下降趋势; 随后进入稳定运行区, 到达盆底后开始反弹, 故障率上升。

显然, 故障上升区表明机组的状态开始明显下滑, 机组的这段区间应该是安排进行检修的最合理时期, 既能达到最大的检修间隔, 又不致威胁机组或设备的安全, 可以说是经济性和安全性的最佳结合位, 所以状态检修是当前较受推崇的检修方式。

对于辅机设备, 执行状态检修既经济又安全, 是最佳的检修方式。但是, 由于燃气轮机通常作为调峰机组运行, 所以要结合电网需要等多方面因素, 往往要根据形势必须安排在用户用电低峰期进行机组检修, 以确保机组在下一个用电高峰期, 安全稳定运行。而在低负荷期间, 往往是机组还处在稳定运行期。在机组运行的稳定区执行检修显然不是最经济的, 但往往是迫不得已的。所以通常燃气轮机主机的

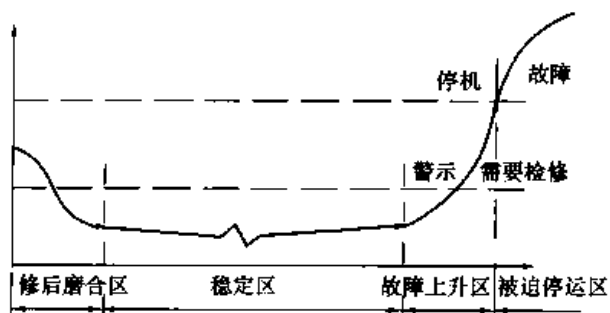


图 22-14 机组、设备状态走势图 (浴盆图)

检修很难完全按状态进行检修，但是，无论如何不应该将机组拖入被迫停运区，否则将可能导致严重的后果。

### 三、燃气轮机主机检修

燃气轮机主机的检修按检修范围通常分为燃烧检查、热通道检查和大修，如图 22-15 所示。

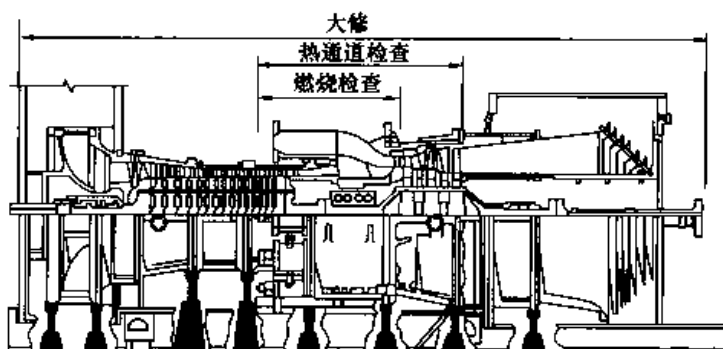


图 22-15 燃气轮机检修范围划分

#### 1. 燃烧检查

燃烧检查主要是对燃烧部件的检查，GE PG9001 燃气轮机燃烧室的结构如图 22-16 所示。检查的内容包括燃料喷嘴、火焰筒、过渡段、联焰管、火花塞、火焰探测器和导流衬套等组件，详见表 22-13。检查重点在火焰筒、过渡段和燃料喷嘴。这些项目的正确检查、维护和修理有助于延长下游部件的寿命，如透平喷嘴、动叶及复环。

表 22-13 燃烧系统检查内容

关键部件	检查内容	可能的问题和措施
火焰筒	外物	修理修复
燃烧室尾段	非正常磨损	——火焰筒
燃料喷嘴	● 裂纹	裂纹磨蚀磨损
端盖	● 火焰筒冷却孔堵塞	TBC 修理 (涂层修理)
过渡段	● TBC 涂层情况	——过渡段
联焰管	● 氧化腐蚀磨蚀	磨损
导流衬套	● 热斑烧蚀	TBC 修理 (涂层修理)
截止阀	● 丢失零件	变形
单向阀	● 间隙限制	——燃料喷嘴
火花塞	● 孔探针检查压气机和透平	堵塞
火焰探测器	磨蚀磨损	磨蚀磨损
软管	● 联焰管	



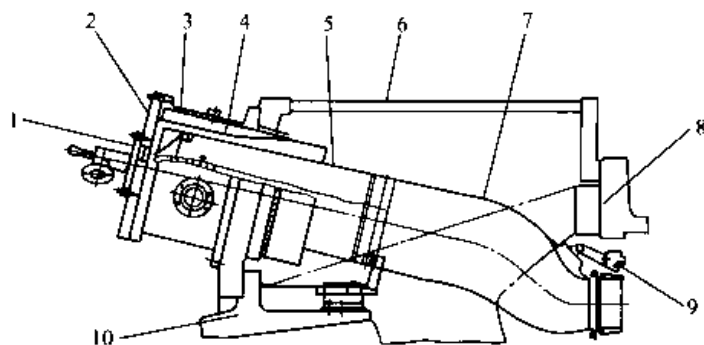


图 22-16 PG9001 燃气轮机燃烧室

1—燃烧喷嘴；2 燃烧室端盖；3—燃烧室；4—导流衬套；5—火焰筒；6—燃烧框架；7—过渡段；  
8—透平缸；9 透平一级喷嘴；10—压气机排气缸

机组的火焰筒、过渡段和燃料喷嘴均可拆卸下来并用新的或修好的部件更换，以减少停机时间。换

下的火焰筒、过渡段和燃料喷嘴进行清洗和修复后，作为下次燃烧检查时用。PG6001/7001/9001 型燃气轮机对典型燃烧检查的要求为：

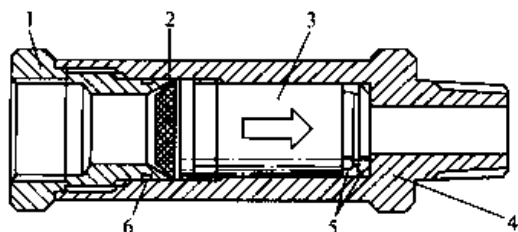


图 22-17 燃油单向阀

1—并帽；2—滤网；3—阀芯；4—阀体；5、6—密封圈

(1) 燃油单向阀的拆检和复装，更换密封件及进行单向阀开启压力试验，图 22-17 为典型的燃油单向阀示意。

(2) 燃料喷嘴清洗检查，清理积炭和积垢，更换磨损件，并进行燃料喷嘴的流量和雾化试验，图 22-18 为典型的试验台设备。

(3) 检查和鉴定燃烧室：检查燃烧室有无碎片或外来物。

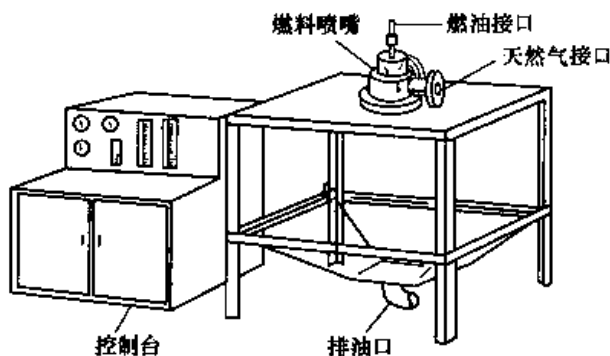


图 22-18 燃料喷嘴试验台

- (4) 检查联焰管及卡板烧蚀、磨损情况。
- (5) 检查火焰筒筒体、尾部弹性密封片情况，进行着色探伤检查裂纹情况。
- (6) 检查火焰筒、过渡段内表面涂层剥落情况。
- (7) 检查过渡段磨损和裂纹；检查导流衬套卡爪有无裂纹，有无异常磨损。
- (8) 检查燃烧室外壳裂纹、鼓泡、过热和腐蚀情况。
- (9) 检查火花塞有无弯曲变形，检查电极和绝缘情况，做打火试验。
- (10) 清理、检验火焰探测器。
- (11) 更换所有损耗件、正常磨损和断裂的零件，如密封件、锁片、螺母、螺钉和垫片等。
- (12) 进行透平喷嘴和动叶的孔探仪检查，记录检查情况，这个检查有助于编制热通道检查计划。

(13) 对压气机进行孔探仪检查。

(14) 从燃烧室连接处用孔探仪检查压气机出口的叶片情况。

(15) 目视检查压气机进口、透平出口处，查看进口叶片、末级叶片和排气系统各部件。

## 2. 热通道检查

热通道部分是燃气轮机各组成部分中工作温度仅次于燃烧系统的部分，是燃气轮机中将热能转化成机械能的部分，并且是高速旋转件，可以说是燃气轮机中各组成部分中工作条件最恶劣的部分。图 22-19 为 GE PG9001 燃气轮机热通道部分的结构。尽管热通道部分的零件采用耐热合金钢，并采用了尽可能完善的冷却技术和抗氧化、抗腐蚀涂层，但是发生故障的几率还是较高的，所以必须定期进行检查。热通道检查可以消除热通道部件的故障和隐患，方法是开缸检查，可以做许多不开缸无法做的叶片、喷嘴等部件的直观检查。

热通道检查的范围包括燃烧部分和透平部分，检查的主要内容见表 22-14。

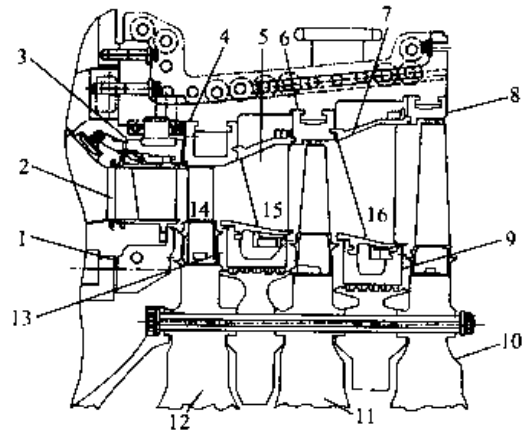


图 22-19 PG 9001 燃气轮机的透平

1—级喷嘴支撑环；2—级喷嘴；3—级喷嘴持环；  
4—级复环；5—二级喷嘴；6—二级复环；7—三级喷嘴；  
8—三级复环；9—三级喷嘴支撑环；10—二级叶轮；  
11—二级叶轮；12—一级叶轮；13—二级喷嘴支持环；  
14—一级动叶；15—二级动叶；16—三级动叶

表 22-14

透平热通道检查内容

关键部件	检查内容	可能的行动
喷嘴 (1, 2, 3)	外物	修理/修复/更换
叶片 (1, 2, 3)	氧化/腐蚀/磨蚀	—喷嘴
复环	● 裂纹	焊接修理
进口导叶和衬套	● 冷却孔堵塞	重新定位
压气机叶片 (孔探仪)	● 涂层剩余寿命	重涂
	● 喷嘴偏位/变形	—叶片
	● 非正常偏位/变形	剥离重涂
	● 非正常磨损	焊接修理
	● 丢失零件	蠕变寿命限制
	● 间隙	叶冠缺陷处理

PG6001/7001/9001 型燃气轮机对典型的热通道检查的要求包括：

(1) 燃烧系统检查内容，见表 22-13。

(2) 揭开透平缸的上缸。在揭缸、拆缸、上紧固件之前，必须按要求的高度将气缸顶起，用机械千斤顶在指定的位置顶起气缸，以防止气缸变形，见图 22-20。

(3) 清理、检查和记录各级喷嘴的情况。

(4) 清理、检查和记录各级动叶的情况，对一级动叶叶片的保护涂层进行检查以评估其剩余涂层寿命。

(5) 检查和记录各级喷嘴隔板的情况，查看气封片的磨损、变形和间隙情况。

(6) 记录叶顶间隙。

(7) 检查透平复环的间隙、裂纹、腐蚀、氧化、磨损和积垢。

[ G e n e r a l I n f o r m a t i o n ]

书名 = 燃气轮机与燃气—蒸汽联合循环装置 (下册)

作者 = \_

页数 = \_

SS号 = 1 1 9 7 5 4 9 6

出版社 = \_

出版日期 = \_