

对燃气轮机运行中出现热悬挂的剖析

张大中 (哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

〔摘要〕 结合某型燃气轮机试验数据,进一步分析了设计、运行参数对热悬挂的影响及产生热悬挂的原因,提出了防止运行中产生热悬挂的具体措施。

关键词 燃气轮机 运行 热悬挂

1 产生热悬挂的原因

发动机在稳态工作时涡轮做功与压气机耗功是处于平衡状态,要使发动机加速必须使涡轮做功 $N_{\text{涡轮}}$ 大于压气机耗功 $N_{\text{压}}$,即必须有剩余功率 $\Delta N_{\text{加}} = N_{\text{涡轮}} - N_{\text{压}}$ 。要使发动机获得剩余功率则任何转速下的供油量必须大于稳态工作的供油量,多余的这部分供油量(如图1影线部分)称为加速供油量。由图1可见,加速供油量不是随意确定的,而必须根据机组特性严格控制在喘振边界和超温边界以内。

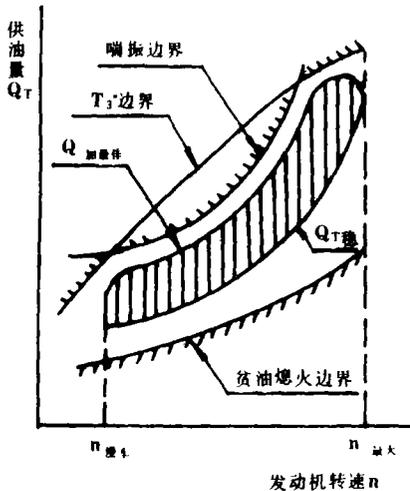


图1 发动机安全可靠工作范围

在中转速区域以下工作时,由于压气机在低于设计转速的条件下工作,流经压气机的空气流量和压比就会随着下降。这样就会引起压气机中前后各级的气流三角形逐渐偏离设计工况。这时压气机前几级中将会出现较大的正冲角。而后几级中却会形成负冲角,所以在中转速区域以下(包括中转速区域)压气机工作的主要矛盾是联合工作线接近喘振边界,因而在该工作区域必须采取必要的防喘措施,如在该工作区域的防喘措施还不能做到卓有成效的话,在机组加速时也就容易产生热悬挂。

在高转速区域压气机接近在设计工作点工作,参数匹配较好,此时喘振裕度较大,而该区域稳态工作时涡轮前燃气温度 T_3^* 就已经比较高,加速时 T_3^* 就更高,如加速供油量过多就会使涡轮前燃气

温度超过 T_3^* 边界,所以在高工况区域 T_3^* 超温是主要矛盾。

在稳态工作时,压气机涡轮的平衡方程式可用下式来表示:

$$G_B' C_{P_B}' T_1^{*'} \left(\pi_k^{*'} \frac{k' - 1}{k'} - 1 \right) / \eta_k^{*'} = G_r' C_{P_r}' T_3^{*'} \left[1 - \left(\frac{1}{\delta_{\text{高}}} \right)^{\frac{k_r' - 1}{k_r'}} \right] \eta_t^{*'} / \eta_m^{*'} \quad (1)$$

式中: G_B 、 G_r 分别代表空气及燃气流量

π_k^* 、 $\delta_{\text{高}}^*$ 为压气机压比与高压涡轮膨胀比

T_1^* 、 T_3^* 为压气机与涡轮初温

收稿日期 1990-03-15 收修改稿 1990-07-21

本文联系人 张大中 无锡市 214151

η_k, η_t^*, η_m 为压气机、涡轮及机械效率

C_{PB}, C_{Pr} 为定压比热

K, K_r 为绝热指数

註脚'代表稳态工况, ''代表加速状态

当发动机加入适当加速供油量 ΔQ 以后, 由于温度 T_3^* 的提高在同样转速 n_1 的条件下, 联合工作点将左移, 涡轮发出的功率或压气机耗功的功率都将发生变化, 此时压气机涡轮的平衡方程式可用下式来表示:

$$G_B'' C_{PB}'' T_1^{*''} (\pi_k^{*'' \frac{k_r''-1}{k_r''}} - 1) / \eta_k^{*''} + \Delta N_{加} = G_r'' C_{Pr}'' T_3^{*''} \left[1 - \left(\frac{1}{\delta_{高}^{*''}} \right)^{\frac{k_r''-1}{k_r''}} \right] \eta_t^{*''} \eta_m^{*''} \quad (2)$$

如果将同一转速下加速工作点的参数除以稳态工作点的参数并假定:

$$C_{Pr}'' \approx C_{Pr}', \quad C_{PB}'' \approx C_{PB}', \quad T_1^{*''} \approx T_1^{*'} \\ K_r'' \approx K_r' = K_r, \quad K'' \approx K' = K, \quad \eta_m'' = \eta_m'$$

则上式可简化成:

$$1 + \bar{N}_{加} \approx \bar{G} \cdot \bar{T}_3^* \cdot \bar{\eta}_k^* \cdot \bar{\pi}_k^* \cdot \bar{\delta}_{高}^* \cdot \bar{\eta}_T^* \quad (3)$$

其中 $\bar{N}_{加} = \frac{\Delta N_{加}}{G_B'' C_{PB}'' T_1^{*''} (\pi_k^{*'' \frac{k_r-1}{k_r}} - 1) / \eta_k^{*''}}$

\bar{G} 为流量因子 $\bar{G} = \frac{G_r''}{G_r'} \cdot \frac{G_B'}{G_B''}$

\bar{T}_3^* 为温度因子 $\bar{T}_3^* = T_3^{*''} / T_3^{*'}$

$\bar{\eta}_k^*$ 为压气机效率因子 $\bar{\eta}_k^* = \eta_k^{*''} / \eta_k^{*'}$

$\bar{\pi}_k^*$ 为压气机压比因子 $\bar{\pi}_k^* = \frac{\pi_k^{*'} \frac{k-1}{k} - 1}{\pi_k^{*''} \frac{k-1}{k} - 1}$

$\bar{\delta}_{高}^*$ 为高压涡轮膨胀比因子

$$\bar{\delta}_{高}^* = \frac{1 - (1/\sigma_{高}^{*''})^{\frac{k_r-1}{k_r}}}{1 - (1/\delta_{高}^{*'})^{\frac{k_r-1}{k_r}}}$$

$\bar{\eta}_T^*$ 为高压涡轮效率因子 $\bar{\eta}_T^* = \eta_T^{*''} / \eta_T^{*'}$

下面我们就分析各因子对加速功率因子的影响并以我所研制的某燃气轮机实际试验及计算数据为例进行具体分析。

1.1 流量因子: $\bar{G} = \frac{G_r''}{G_r'} \cdot \frac{G_B'}{G_B''}$

$G_r = G_B + G_T$ 中由于 $G_B \gg G_T$ 故 $\bar{G} \approx 1$, 从某燃气轮机来看, $n_1 = 5000 \text{ r/min}$ 时 $G_B' = 13.6 \text{ kg/s}$, $G_T' = 0.1255 \text{ kg/s}$, $G_T' / G_B' = 0.00923$, 而在加速过程中 G_T 将增加, 假定其增加到 $1.5G_T'$

即 $G_T'' = 1.5G_T'$, G_r 的增加值 $\geq 0.5\%$, 故在近似计算中可忽略不计, 即 $\bar{G} \approx 1$ 。加速过程中燃油流量及空气流量本身的变化对加速因子影响极微, 但它将对 \bar{T}_3^* , $\bar{\eta}_k^*$ 值带来很大影响

1.2 温度因子: $\bar{T}_3^* = T_3^{*''}/T_3^{*'}$

随着加速供油量的增加 $T_3^{*''}$ 上升, 由式(3)可看出, \bar{T}_3^* 上升 $\bar{N}_{加}$ 也上升, 燃油流量增加主要是通过 T_3^* 增加使加速功增加。

1.3 压气机效率因子: $\bar{\eta}_k^* = \eta_k^{*''}/\eta_k^{*'}$

由压气机特性线可知, 随着加速供油量的增加 $T_3^{*''}$ 上升, 联合工作线将移, 加速工作点的 $\eta_k^{*''}$ 也跟着变化, 如稳态工作点 $\eta_k^{*'}$ 是处于压气机效率曲线的右支, 则加速时 $\eta_k^{*''}$ 可左能上升, 但当 $\eta_k^{*''}$ 上升到 $\eta_k^{*_{max}}$ 以后, $\eta_k^{*''}$ 将随燃油供油量的增加而下降, $T_3^{*''}$ 增加到某一数值时联合工作点将进入脱流区, 使 $\eta_k^{*''}$ 急剧下降, 这就是造成热悬挂的主要原因。

1.4 压气机压比因子

$$\bar{\pi}_k^* = \frac{\pi_k^{*'' \frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_k^{*' \frac{k-1}{k}} - 1}$$

和透平膨胀比因子

$$\bar{\delta}_{高}^* = \frac{1 - \left(\frac{1}{\delta_{高}^{*''}}\right)^{\frac{k_r - k}{k_r}}}{1 - \left(\frac{1}{\delta_{高}^{*'}}\right)^{\frac{k_r - k}{k_r}}}$$

在正常加速时一般 $\pi_k^{*''} > \pi_k^{*'}$, $\bar{\pi}_k^*$ 将下降 $\bar{N}_{加}$ 也跟着下降(当加速供油量过大时, 会使 $\pi_k^{*''}$ 下降), 但由于 $\pi_k^{*''}$ 值的增加将使 $\delta_{高}^{*''}$ 和 $\bar{\delta}_{高}^*$ 上升, 故在讨论压气机压比因子对加速因子的影响时, 必须考虑涡轮膨胀比对加速因子的影响, 可写成 $\bar{\pi}_k^* \cdot \bar{\delta}_{高}^*$ 来统一考虑其对加速功率因子的影响。

1.5 透平效率因子

$\bar{\eta}_T^* = \eta_T^{*''}/\eta_T^{*'}$ 在加速供油量不大的情况下, $\bar{\eta}_T^*$ 一般变化较小, 从图3实际试验测试及计算结果来看, η_T^* 变化 $\geq 1\%$, 但当加速供油量太大时, 过量空气系数下降太大, 使火焰后移, 对加速性及机组安全运行都是不利的。

从上述分析可以看出, 加速功率因子 $\bar{N}_{加}$ 的大小主要决定于 \bar{T}_3^* 、 $\bar{\eta}_k^*$ 、 $\bar{\pi}_k^*$ 、 $\bar{\delta}_{高}^*$ 。

图2、图3为某燃气轮机加速试验的实测数据及计算结果。根据动态测试参数计算, 当机组从慢车 3 900 r/min 加速到 5 250 r/min 左右时, $\bar{N}_{加} \approx 0$, 但由于动态测试有一定误差, 实际上此时 $\bar{N}_{加}$ 还是大于 0, 所以使机组继续升速到 5 328 r/min。根据动态测试数据计算, 这时 $\bar{T}_3^* \cdot \bar{\eta}_k^* = 0.993$, $\bar{\pi}_k^* \cdot \bar{\delta}_{高}^* = 0.9981$, $\bar{N}_{加} = -0.01$ 机组就逐渐降速到 5 285 r/min, 使机组处于暂时的平衡状态, 但此时排温已上升到 460℃, 比该转速下的稳态排温值 290℃ 高出 170℃,

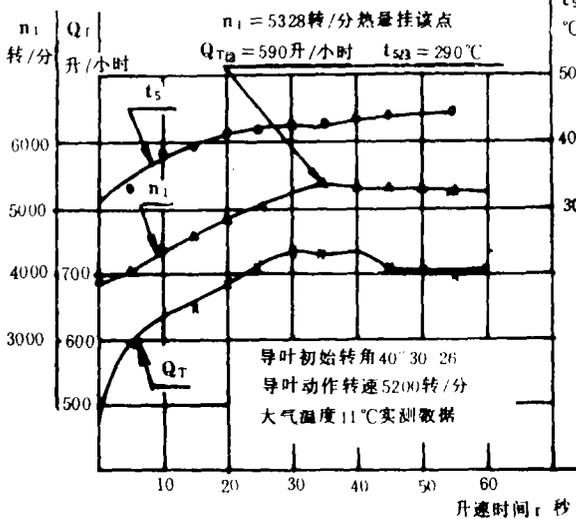


图 2 某燃气轮机加速试验实测数据

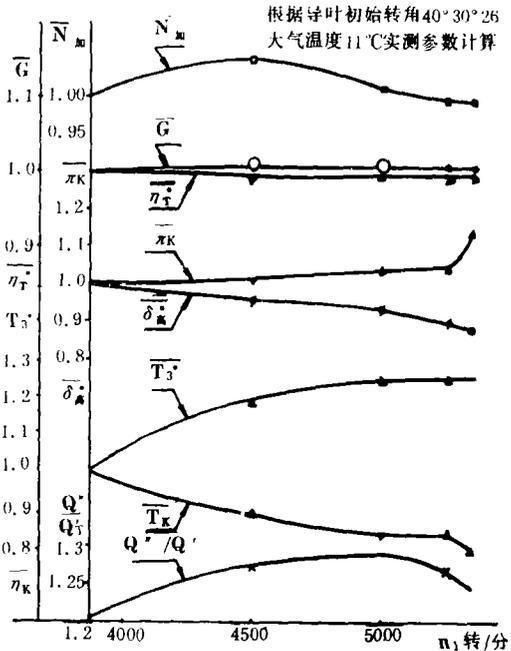


图 3 某燃气轮机加速功率因子变化曲线

加速过程中出现这种转速滞留现象是一种不稳定状态，当采用瞬间放油使排温下降时转速将继续上升，相反如继续加油则排温进一步上升，转速非但不升，反而逐渐下降，严重时将会引起机组喘振。由此可见，产生热悬挂现象的主要原因是由于加速供油量超过机组的允许值，使联合工作点进入压气机脱流区工作，压气机效率大幅度下降，致使 η_k 的下降值完全抵消了 T_3^* 增加对机组的影响，使机组失去了升速率。

2 各种参数对热悬挂的影响

2.1 设计参数

由图4可转导叶型某燃气轮机加速试验测得的联合运行工作图可知，为使机组能顺利加速，就必须使加速供油量严格控制在悬挂边界以内。因为在联合工作线上，只要压气机的折合转速和透平初温 T_3^* 两个参数确定，那么透平、压气机、燃烧室的联合运行点（整台机组的运行工况点）以及它们的特征参数也就完全确定下来了。

某燃气轮机在5300—5500 r/min区域内，压气机的喘振裕度较小，要求 T_3^* 控制在480℃（设计点大气温度为28℃时）才能顺利通过，这就限制了这一段的加速供油量，导致升速时间必须花30''~40''。所以机组加速时间的长短主要决定于联合工作线上透平进口初温允许变化值，在 $n_1 = \cos t$ 的条件下，允许初温变化值（ $T_3^*_{\text{悬挂}} - T_3^*_{\text{稳}}$ ）越大，允许加入的加速供油量也就增加，加速时间也就越短。

由图5放气型与可转导叶型某燃气轮机加速供油规律变化曲线可见，可转导叶型燃气轮机当 $Q_{T加}/Q_{T稳} \approx 1.25$ 时就要产生悬挂，而放气型 $Q_{T加}/Q_{T稳} \approx 2$ 时机组工作完全正常，从慢车升到暖机（5500r/min）时放气型只需6.3秒，而可转导叶型需40秒左右。由此可见三列可转导叶的某燃气轮机虽然对机组起动性能得到明显改善，但对慢车到暖机这段的加速性变差。所以机组允许加速时间的长短完全由机组设计参数的匹配来决定。在设计时，不但需要

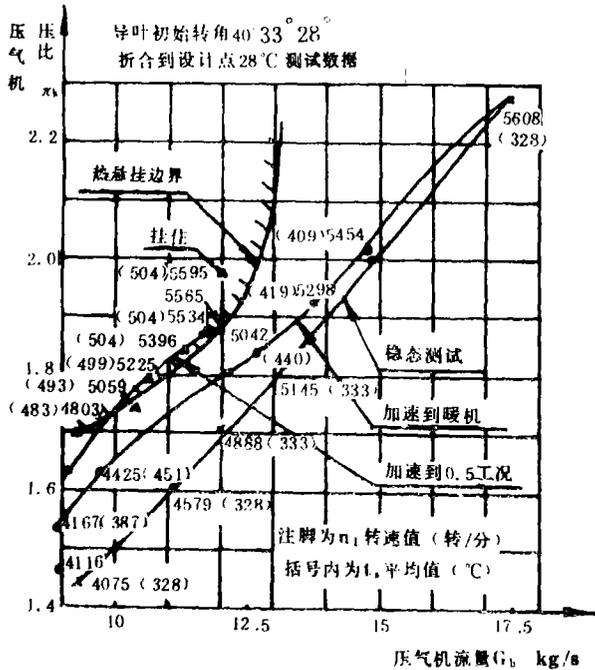


图 4

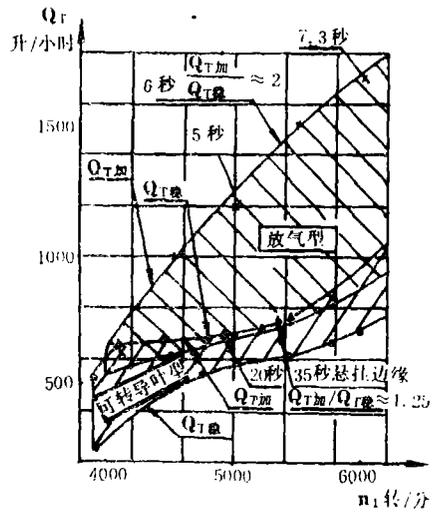


图 5

考虑稳态时的工作条件，而且要确保加速时有足够的喘振裕度，特别在中、低速区域。

2.2 运行参数

机组本身的设计参数确定以后，车台条件如进、排气道等对机组运行的联合工作点都有一定的影响，一般在设计车台时，都比较注意，但有些问题往往容易被忽视。

2.2.1 动力涡轮转速

当透平的几何尺寸已定时，气流流经透平的通流能力 $G \cdot \sqrt{T_3^*} / p_3^*$ 不仅与透平的膨胀比 δ^* 有关，而且与透平的折合转速 $n_1 / \sqrt{T_3^*}$ 有密切关系，当 n_1 上升时，燃气流过透平时的阻力上升，故联合工作点将往左移，我们曾对可转导叶型某燃气轮机作过一次专门试验，当油门手柄停留在慢车供油位置时，改变动力涡轮转速将引起 $t_{5平均}$ 很大的变化，在单机运行时， n_2 在 250~900 r/min 范围内变化时， $t_{5平均} = 330^\circ\text{C}$ 基本不变，当并车运行时，由于另外一台机投入高工况运行，通过并车齿轮箱将迫使该机动力涡轮转速 n_2 升高，当 n_2 上升到 1400 r/min 以上时，随着 n_2 的增加将使 $t_{5平均}$ 明显上升（测试数据见表 1），而悬挂边界值 $t_{5平均}$ 为 480°C ，所以，并车加速的难度就比单机加速难得多。后来我们在控制程序上采用了另一

表 1

动力涡轮转速排温的影响

动力涡轮转速	高压轴转速	排气温度
n_2 (r/min)	n_1 (r/min)	$t_{5平均}$ ($^\circ\text{C}$)
250~900	4 100	330
1 450	4 000	380
1 500	4 000	390
1 620	4 000	430

台机高工况运行时该机偶合器先不充油的方式，在加速过程中偶合器同时充油。这样，保证在加速过程中动力涡轮的转速比较低，使并车加速的可靠性明显提高。

2.2.2 可转导叶转角规律

由于可转导叶转角规律包括初始转角及起始动作转速调整，它们将直接影响压气机的特性。我们曾对初始导叶转角 38° 33° 28° , 40° 30° 26° , 40° 33° 28° , 45° 33° 28° 及动作转速4 940, 5 350, 5 560 r/min等一系列参数进行了组合试验。经过试验得出：导叶初始转角 40° 33° 28° , 起始动作转速5 350 r/min较好，因为导叶初始转角及动作转速的改变将会使稳态联合运行工作点及加速联合运行工作点都跟着变化，所以在调整时必须以扩大悬挂裕度为准则，综合考虑各种因素的影响选择最佳匹配参数，如片面强调减小导叶初始转角和提前起始动作转速来增加压气机供气量，或反之，对加速都是不利的。

2.2.3 大气温度对加速性的影响

如大气温度变化时，加速供油量也按 t_0 温度变化折合修正的话，随着大气温度升高，最高排温时的转速及最高排温值都将提高，但由于 t_5 悬挂边界也跟着提高，所以影响不大。图6为随着大气温度 t_0 变化 t_5 平均及 n_1 变化的计算值，根据实际试验结果，完全证实了这一点，某机组的参数调整是在大气温度 11°C 的条件下完成的，而考核试验是在大气温度 $35^\circ\text{C}\sim 38^\circ\text{C}$ 的条件下进行的，供油规律没有变化，热悬挂的裕度也基本不变。

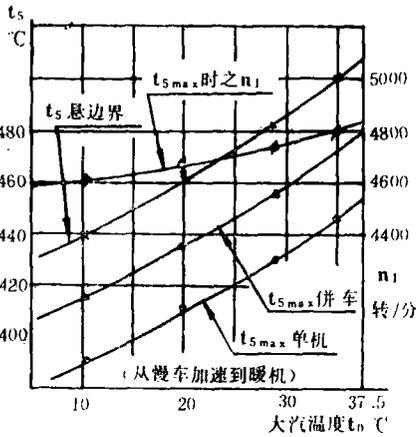


图 6 大气温度热悬挂裕度的影响

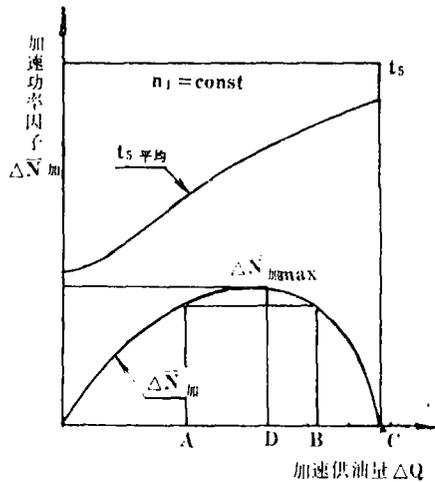


图 7

2.2.4 加速供油量

在机组参数确定的条件下，调整加速供油量将是防止产生热悬挂的主要手段。图7为加速供油量对加速功率因子影响的关系曲线，从图7可看出，随着加速供油量增加，加速功率因子也将逐渐增加，但加速供油量增加过大时，加速功率因子 $\Delta\bar{N}_{加}$ 不但不增加反而下降，当 ΔQ 值增加到C点时， $\Delta\bar{N}_{加}$ 将等于零，即产生了热悬挂。 ΔQ_C 即为悬挂边界，此时的 t_5 值也即是 t_5 悬挂边界。由图7还可看出加速供油量增加到A点及B点时具有同样的加速功率因子而 $t_{5A} < t_{5B}$ ，故力求将 ΔQ 值调整在小于 ΔQ_0 值范围内，这样能在得到同样 $\Delta\bar{N}_{加}$ 的条件下具有较低的 t_5 值，也即较低的 t_5 值，这样既能使加速工作线远离悬挂边界，保证加速运行的可

靠性,同时较低的 t_5 值将大大延长机组的寿命。

3 运行人员如何正确判断和处理热悬挂现象

在机组产生热悬挂现象时,运行人员是否能作出正确判断及时处理将直接关系到机组运行的安全和可靠性。为了判别机组加速时出现的悬挂现象是冷悬挂还是热悬挂,运行人员必须记住各稳态运行工况下的排温值。如在某一转速下产生了转速悬挂,如果此时的排温高于稳态值就应立即判断是热悬挂,应立即收油门再作处理,决不能在此作长期停留,更不能再继续推油门作试探。应该改变认为只要排温不超过稳态运行的最高值就没有关系的错误认识,因为产生热悬挂时排温并不一定要达到稳态运行的最高温度。以某机组为例, t_5 稳态最高值为550℃而在5 200—5 500 r/min范围内, t_5 值为480~500℃就产生了热悬挂,此时压气机已产生严重脱流(根据实际测试此时进气流量管已发生波动),接近喘振边界,此时过量空气系数大大小于稳态值,使火焰后移引起燃烧室和涡轮超温,如长期停留同样会损坏机组。当悬挂时排温与稳态时比较接近难以判断时,可做一下略收油门的试探性试验,如略收油门排温下降机组转速上升则可肯定产生了热悬挂,必须进一步调整加速供油量以确保机组安全可靠行运。

参 考 文 献

- 1 清华大学电力工程系燃气轮机教研组. 燃气轮机. 水利电力出版社,1978.6
- 2 可转导叶型燃气轮机加速性阶段试验总结. 哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所研究报告,401.400.ZJZ.

An Analysis of Heat Hang-up Occurring During the Operation of a Gas Turbine

Zhang Dazhong

(Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute)

Abstract

Besed on the test data of a certain type of gas turbine the author has analysed the effect of design and operation parameters on the occurrence of heat hang-up with its underlying causes being identified. This paper also sets forth some specific measures aimed at eliminating cases of heat hang-up during engine operations.

Key words: gas turbine, operation, heat hang-up

(渠源沥 编辑)