

燃气动力装置性能参数的热经济性分析与决策

李世武

(西北工业大学 航空动力与热力工程系, 陕西 西安 710072)

摘 要: 热经济性是表征在达到一定技术目的条件下, 设备的能量利用经济性。从提高经济性的角度出发对燃气动力装置循环性能参数的分析, 发现了热效率不适宜作为选择性能参数的热经济性决策指标, 应以装置的运行成本为决策指标才更为合理, 因为它兼顾了设计和运行两方面的因素。以等压加热循环的燃气动力装置为例, 建立了热经济优化模型并得出了热经济性能参数, 从而说明, 寻求和采用热经济性能参数可考虑作为燃气动力装置设计决策的一种新方法。

关 键 词: 燃气动力装置; 设计; 热经济; 决策

中图分类号: TK47; F403.7 文献标识码: B

1 前言

提高燃气动力装置的经济性, 是对其研究的重要方面。在该系统的研制、设计和选型中, 选用较高的技术性能指标, 势必需要付出较高设计和制造费用。那么对于该系统的设计与选型决策, 如何优选其性能参数, 才使其在设计与运行过程中获得最佳的经济性, 这是一个值得重视和研究的问题。

对于该系统, 在满足一定的输出功率下, 其热经济性, 传统上是采用热效率指标来评价, 它虽可以直观地反映系统能量利用的效果, 但却不能全面反映该系统在设计与运行的全寿期内总的经济效果, 尤其是不能用来作为选择性能参数的热经济性决策指标, 这是因为该系统的经济性不仅与热效率有关, 还与它的研制费用, 运行寿命, 运行率, 燃料价格, 维护费用及经济花费的时间动态性有关。国外一些先进的工业国家, 早在二十世纪六七十年代就在燃气动力装置的设计与选型决策中, 采用了费用设计与费用性能决策的原则及规定, 在技术性能与研制费用之间, 寻求在运行的全寿期中, 达到综合最优。我国在这方面的研究工作还刚处在起步阶段^[1]。

热经济学方法^[2~3]把技术参数与经济参数通过

能量价值化达到其系统上的有机联系, 因而通过热经济优化所得出的热经济性能参数就更合理。由于能量是数量与质量的统一, 科学评价能量可用性指标应当是它的焓值, 而不是它的能量值。热经济学在对能量系统分析时, 是以焓效率来评价或诊断能量利用的效果的^[4]。

以下以一个等压加热的燃气动力装置为例, 研究它的热经济性问题以及解决的方法。

2 等压加热燃气动力装置的热效率分析

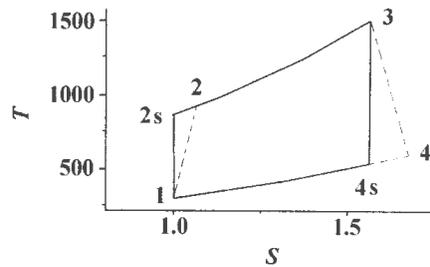


图 1 等压加热燃气动力装置循环的温熵图 ($T-S$ 图)

图 1 是目前广泛应用于航空、电力、运输和石油化工等部门的等压加热燃气涡轮循环的温熵图。图中连接点 1、2s、3、4s 和 1 的实线表示理想循环, 连接点 1、2、3、4 和 1 的线段表示实际循环。对于实际的燃气动力装置, 由于系统的不可逆因素, 致使在相同温度范围内实际循环的热效率明显低于理想循环的热效率。为了反映实际循环接近理想循环的程度, 引进了压气机效率 η_k 、气流进出燃烧室的总压恢复系数 σ 和涡轮效率 η_t , 即:

对于实际的燃气动力装置, 由于系统的不可逆因素, 致使在相同温度范围内实际循环的热效率明显低于理想循环的热效率。为了反映实际循环接近理想循环的程度, 引进了压气机效率 η_k 、气流进出燃烧室的总压恢复系数 σ 和涡轮效率 η_t , 即:

$$\eta_k = \frac{C_p(T_{2s} - T_1)}{C_p(T_2 - T_1)} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}; \quad \sigma = \frac{P_3}{P_2};$$

$$\eta_t = \frac{C_p(T_3 - T_4)}{C_p(T_3 - T_{4s})} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}}$$

等压加热燃气涡轮理想循环的热效率仅是增压

比 π_k ($\pi_k = P_2/P_1$) 的单值函数, 随增压比的增大而增大。当考虑到 η_k 、 σ 和 η_t 的影响, 等压加热循环的热效率 η 变为了 π_k 、 η_k 、 σ 和 η_t 的函数, 即^[3]:

$$\eta = \frac{C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)}$$

$$= \frac{\eta_t \frac{T_3}{T_1} \left[1 - \frac{1}{(\sigma \pi_k)^{\frac{k-1}{k}}} \right] - \frac{1}{\eta_k} \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\frac{T_3}{T_1} - 1 - \frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_k}} \quad (1)$$

由式(1)可知, 当循环的最低温度 T_1 与压力 P_1 、最高温度 T_3 、空气等压比热 C_p 和绝热指数 k 给定后, 尤其同时当性能参数 η_k 、 σ 和 η_t 也给定后, 此时循环热效率 η 才仅是增压比 π_k 的单值函数。图 2 给出了在 T_1 为 290 K、 P_1 为 0.101 325 MPa、 C_p 为 1.017 4 kJ/(kg·°K)、 k 为 1.4、 η_k 为 0.85、 σ 为 0.95、 η_t 为 0.90 以及不同的 T_3 下 η 随 π_k 的变化规律。由图 2 可知这样的变化规律, 即: 随着 T_3 的增大, η 的最大值 η_{\max} 也增大; 同时 η_{\max} 对应的 π_k 也增大。

以下将阐明以热效率作为热经济性的决策指标有不适宜之处, 因为它将导致从性能参数选择上来提高热效率与总体热经济性(即全寿期费用)之间的矛盾。

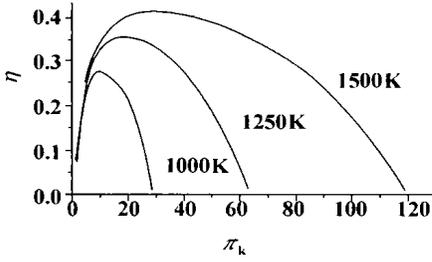


图 2 不同 T_3 下 η 随 π_k 的变化规律

在这里, 设仅当考虑 η_k 的影响下(即 $\sigma = 1$ 、 $\eta_t = 1$), η 的最大值为 $\eta_{1\max}$; 设仅当考虑 σ 的影响下(即 $\eta_k = 1$ 、 $\eta_t = 1$), η 的最大值为 $\eta_{2\max}$; 设仅当考虑 η_t 的影响下(即 $\eta_k = 1$ 、 $\sigma = 1$), η 的最大值为 $\eta_{3\max}$ 。在 T_3 为 1 300 K 和与图 2 相同的 T_1 、 P_1 、 C_p 、 k 下, 图 3 中曲线 1 给出了 $\eta_{1\max}$ 随 η_k 的变化规律; 曲线 2 给出了 $\eta_{2\max}$ 随 σ 的变化规律; 曲线 3 给出了 $\eta_{3\max}$ 随 η_t 的变化规律。由图 3 可知这样的变化规律, 即: $\eta_{1\max}$ 随 η_k 成单调的增函数关系; $\eta_{2\max}$ 随 σ 成单调的增函数关系; $\eta_{3\max}$ 随 η_t 成单调的增函数关系。

提高燃气动力装置的热经济性, 首先应提高它的热效率。由图 2 可知, 在确定的 η_k 、 σ 和 η_t 下, 存在着热效率的最大值。然而由图 3 可知, 随着 η_k 、 σ 和 η_t 的增大, 热效率的最大值 η_{\max} 呈单调的增大趋

势, 而并不存在 η_{\max} 的极大值。这意味着: 以热效率作为热经济的决策指标有不完善之处, 只要设法提高 η_k 、 σ 和 η_t , 热经济性就可提高, 缺少一种经济费用的约束力使 η_{\max} 的极大值的驻点出现。因为在一定的燃气动力装置研制设计与生产的技术经济水平下, 在满足一定的输出功率或推力下的条件下, 选用较高的 η_k 、 σ 和 η_t , 就必然使燃气动力装置的设计与生产的费用增高, 但当然也同时有它的优点, 即可使燃气动力装置的能量利用率提高, 燃料的消耗费用降低。所以, 提高 η_k 、 σ 和 η_t 与降低燃气动力装置的设计和生产的费用之间存在着矛盾关系, 可反映或体现在性能参数的热经济决策上。

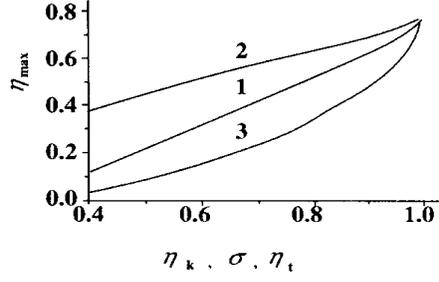


图 3 η_{\max} 随 η_k 、 σ 和 η_t 的变化规律

选用较高的 η_k 、 σ 和 η_t , 就要采用较高的技术手段和付出较大的经济代价。问题是追求较高的热效率, 将可

能导致比循环功下降和较大的装置生产费用。由以上讨论可知, 以热效率作为热经济决策指标不够完善, 那么怎样选择合适的性能匹配参数, 从而获得最佳的热经济性呢?

3 热经济性性能参数的确定

燃气动力装置的热经济性不仅与热效率有关, 而且还与它的研制费用、运行寿命、利用率、维护费用、燃料价值密切相关。由于费用的经济动态性, 所以评价它的热经济性就应以它的运行成本或等效年成本来表征, 这样就把燃气动力装置的设计问题与运行问题结合起来了。显然, 在规定的输出功率下, 运行成本越低, 则表示它在设计和使用过程中的热经济性越好。只求热效率最高, 并不等于它的热经济性最好。对燃气动力装置来说, 当输出功率 W 和 T_{\max} 给定后, 其性能参数和空气流率确定了循环的状态和热效率。通过对燃气动力装置的热力分析、研制费用的经济计算和经济规律的统计, 可得出它的制造费用与性能参数之间的函数关系; 再结合燃气动力装置的运行寿命及经济费用随时间的增长率, 就可建立燃气动力装置费用与性能参数的估价方

程^{6-7]}。在已知燃料价格、燃气动力装置利用率和维护费用,就可确定燃气动力装置的运行成本,从而也就建立了热经济优化目标,在与一些热力关系的约束下就构成了热经济优化模型,经优化计算便可得出热经济最优的性能参数。这里以等压加热燃气动力装置的等效年运行成本为热经济优化目标,在满足规定的输出功率条件下,建立了如下的热经济优化模型^{8,10]},即:

$$Y = 0.975 \times 3600 \tau C_f H_f + \frac{C_k M_a \ln(\pi_k)}{K_k - \eta_k} + \frac{C_b M_a}{K_b - \sigma} \times \left[1 + 0.5 \exp\left(\frac{T_3 - T_{\max}}{100}\right) \right] + \frac{C_l M_a}{K_l - \eta_l} \times \left[1 + 0.5 \exp\left(\frac{T_3 - T_{\max}}{50}\right) \right] \quad (2)$$

$$W_k = M_a C_{p1} (T_2 - T_1) \quad (3)$$

$$\pi_k = P_2 / P_1 \quad (4)$$

$$T_{2s} = T_1 \pi_k^{\frac{k_1-1}{k_1}} \quad (5)$$

$$\eta_k = \frac{C_{p2}(T_{2s} - T_1)}{C_{p1}(T_2 - T_1)} \quad (6)$$

$$H_f = M_a C_{p3} (T_3 - T_2) \quad (7)$$

$$\sigma = P_3 / P_2 \quad (8)$$

$$W = M_a C_{p4} (T_3 - T_4) - W_k \quad (9)$$

$$T_{4s} = T_3 (P_1 / P_3)^{\frac{k_2-1}{k_2}} \quad (10)$$

$$\eta_l = \frac{C_{p4}(T_3 - T_4)}{C_{p5}(T_3 - T_{4s})} \quad (11)$$

$$T_3 \leq T_{\max} \quad (12)$$

$$0 < \eta_k < K_k \quad (13)$$

$$0 < \sigma < K_b \quad (14)$$

$$0 < \eta_l < K_l \quad (15)$$

其中:

$$C_{p1} = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} C_{pd} dT, C_{p2} = \frac{1}{T_{2s} - T_1} \int_{T_1}^{T_{2s}} C_{pd} dT$$

$$C_{p3} = \frac{1}{T_3 - T_2} \int_{T_2}^{T_3} C_{pd} dT, C_{p4} = \frac{1}{T_3 - T_4} \int_{T_4}^{T_3} C_{pd} dT$$

$$C_{p5} = \frac{1}{T_3 - T_{4s}} \int_{T_{4s}}^{T_3} C_{pd} dT, K_1 = \frac{C_{p2}}{C_{p1} - R}$$

$$k_2 = \frac{C_{p5}}{C_{p5} - R}, C_p = (a + bT + dT^2 + eT^3 + fT^4)R^{1/9} \quad (16) \sim (23)$$

在以上的优化模型的目标函数中,式(2)右边

第一项是在燃气动力装置使用期内年平均运行 τ 小时下燃料的消耗费用,其中: C_f 为燃料的单价, 0.975 为燃料的能质系数, H_f 为燃料的能流, $0.975H_f$ 为单位时间内进入燃气动力装置的燃料焓; 第二项是压气机的等效年费用,其中: C_k 为等效年系数, M_a 为空气流率, π_k 为压气机的增压比, η_k 为压气机效率, K_k 为在当前技术水平下的最高压气机效率值; 第三项为燃烧室的等效年费用,其中: C_b 为等效年系数, T_3 为气流在燃烧出口处的温度或在燃气涡轮入口处的温度, T_{\max} 为燃烧室及燃气涡轮材料所允许的最高温度, σ 为燃烧室的总压恢复系数, K_b 为在当前技术水平下的最高总压恢复系数值; 第四项为燃气涡轮的等效年费用,其中: C_l 为等效年系数, η_l 为涡轮效率, K_l 为在当前技术水平下的最高涡轮效率值。

在以上的优化模型的等式约束条件中,式(3)至式(6)表示压气机的热力关系约束,式(7)和式(8)表示燃烧室的热力关系约束,式(9)至式(11)表示燃气涡轮的热力关系约束。在这些热力关系约束中,式(3)表述压气机的能量守恒约束关系,空气流 M_a 可视为绝热流经压气机后,温度从 T_1 升至 T_2 ,压力从 P_1 升至 P_2 ,而压气机耗功为 W_k ;式(4)表述压气机的增压比 π_k 的定义式;式(5)表述压气机在绝热可逆过程中,温度和压力在该过程前后的绝热等熵约束关系,见图1中的1-2s实线段;式(6)表述压气机效率 η_k 的定义式,其中 C_{p2} 和 C_{p1} 为在相同的压气机进出口压力下,气流在可逆过程和实际过程的定压比热,见图1中的1-2s实线段和1-2虚线段;式(7)表示燃烧室的能量守恒约束关系,其中 C_{p3} 为气流在燃烧室中的平均定压比热,见图1中的2-3实线段;式(8)表述燃烧室的总压恢复系数定义式,其中 P_3 为燃烧室出口处的气流压力;式(9)表述燃气涡轮的能量守恒约束关系,其中 W 为燃气动力装置对外输出的轴功, T_4 为燃气涡轮出口处的气流温度, C_{p4} 为气流在燃气涡轮中的平均定压比热;式(10)表述燃气涡轮在绝热可逆过程中,温度和压力在该过程前后的绝热等熵约束关系,见图1中的3-4s实线段;式(11)表述燃气涡轮效率 η_l 的定义式,其中 C_{p5} 和 C_{p4} 为在相同的燃气涡轮进出口压力下,气流在可逆过程和实际过程的定压比热,见图1中的3-4s实线段和3-4虚线段。

在以上的优化模型的不等式约束条件中,式(12)表述对燃烧室及燃气涡轮材料所允许的最高温度的约束;式(13)至式(15)分别表示在当前技术

水平下, 压气机效率、总压恢复系数和涡轮效率的高限约束。

考虑到空气的等压比热 C_p 和绝热指数 k 是温度的函数, 引入了各温度区间的平均等压比热及平均绝热指数, 见式(16) ~ 式(23)。

上述优化模型中, 含有 14 个变量, 即:

$$\{H_f, M_a, \pi_k, \eta_k, \sigma, \eta_t, W_k, P_2, P_3, T_{2s}, T_2, T_3, T_{4s}, T_4\}$$

以及 9 个等式约束、4 个不等式约束和一些平均参数的关联式。为了方便优化计算即消去等式约束以及易于检查计算过程, 选择了 $\{M_a, \pi_k, \eta_k, \sigma, \eta_t\}$ 这 5 个作为独立变量, 其余的 9 个为相关变量。考虑到不等式约束是区域约束, 在求平均等压比热和平均绝热指数需与确定相关变量同时经迭代计算确定, 故选用不用导数的 Powell 优化计算方法, 以不等式约束作为罚函数条件。

现给出热经济优化模型中的初始已知条件, 见表 1, 经优化计算得出热经济优化结果, 见表 2。

表 1 热经济优化模型中的初始已知条件

W/kW	2.500	K_k	0.9
$\tau/h \cdot a^{-1}$	7.000	K_b	0.995
$C_p/ \text{¥} \cdot \text{s} \cdot \text{kJ}^{-1}$	4.425×10^{-5}	K_t	0.92
$C_k/ \text{¥} \cdot \text{s} \cdot (\text{kg} \cdot \text{a})^{-1}$	275.132	T_{max}/K	1.556
$C_b/ \text{¥} \cdot \text{s} \cdot (\text{kg} \cdot \text{a})^{-1}$	18.518.5	T_1/K	290
$C_t/ \text{¥} \cdot \text{s} \cdot (\text{kg} \cdot \text{a})^{-1}$	185.185	P_1/MPa	0.101325

表 2 热经济优化与热效率优化的结果比较

优化方法	空气流率 $M_a/\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	增压比 π_k	压气机效率 η_k	总压恢复系数 σ	涡轮效率 η_t	热效率 η	等效年运行成本 $Y/\text{k¥} \cdot \text{a}^{-1}$
热经济优化结果	6.877 0	39.96	0.869 5	0.986 7	0.901 6	0.454 4	6 754.408
热效率优化结果	7.280 4	55.88	0.891	0.985 05	0.910 8	0.483 6	7 560.785

以热效率为热经济优化目标其计算结果又如何呢?如果欲与以等效年运行成本为热经济优化目标的计算结果作比较, 可采用相同的初始已知条件及式(3)至式(15)约束建立对应优化模型。由图 3 的分析结论可知, 优化计算的结果必是使 η_k 、 σ 和 η_t 趋于对应的高限约束值 K_k 、 K_b 和 K_t , 如此, 所得出的最优性能参数会造成燃气动力装置的研制费用及运行成本过大。为了避免出现这种情况, 同时又反映这种趋势, 令 η_k 为 $0.99K_k$ 、 σ 为 $0.99K_b$ 、 η_t 为 $0.99K_t$ 。这样以热效率为目标的优化模型中就只有两个决策变

量, 既空气流率 M_a 和增压比 π_k , 经优化计算后将所得出的 M_a 和 π_k 代入式(2), 便是热效率优化结果, 见表 2。

由表 2 的两种优化结果比较可知, 后者虽然在热效率选择上高于前者 6.32%, 然而却使等效年运行成本增大了 11.94%。这说明在相同的技术规定条件下以热效率为热经济决策指标是不完善的。当然, 可以取不同的 η_k 、 σ 和 η_t 来进行以热效率为优化目标的优化计算, 但究竟取多大呢?并无依据, 或只能靠经验。由此可以推断, 若以热效率为热经济优化目标, 不断调整规定的 η_k 、 σ 和 η_t , 经优化计算得出其它的性能参数, 进而通过技术经济分析与评价, 是难于得到总体最佳的热经济性性能参数。

在以燃气动力装置运行成本为热经济优化目标的热经济优化模型中, 还可以加上一些其它条件作为约束, 例如比推力、推进效率等, 使热经济优化更能满足各种不同和实际的要求。

4 结束语

(1) 对于实际的燃气动力装置, 热效率不适宜作为选择性能参数的热经济性决策指标, 因为受技术经济水平的制约, 它难于得出总体最佳的热经济性性能参数。

(2) 以燃气动力装置的运行成本为热经济决策指标, 能得出最佳的热经济性性能参数, 因为它兼顾燃气动力装置的研制水平、运行寿命、利用率、维护费用及燃料价格等。

(3) 为提高燃气动力装置的经济性, 首要的是提高它的热或 η 效率。同时建立性能参数与研制费用之间的关系, 以便寻求热经济性性能参数。提高燃气动力装置研制与使用过程的热经济性, 这也是一个重要的研究方向。

(4) 由于燃气动力装置追求的是体积小、重量轻、高推力、高热经济性等, 在这样多目标下, 对燃气动力装置的设计需作多目标决策。当更重视热经济性时, 应以热经济性为优化目标, 其它目标作为约束条件来进行优化决策。

参考文献:

[1] 中国航空系统工程研究所. 航空发动机技术经济分析报告 [R]. 北京: 中国航空系统工程研究所, 1996.

(下转第 83 页)

(1) 启停过程中, A 点综合应力主要表现为热应力, C 点综合应力表现为机械应力, 这说明由于 A 点和 C 点在阀体上所处位置不同综合应力中机械应力、热应力所占比例不同;

(2) 启动 7 min 左右, 在 A 点热应力出现峰值, 达到 269.2 MPa。随着启动时间的增加, 热应力数值逐渐下降, 说明温度分布不均的现象正慢慢得到改善;

(3) 机械应力曲线的变化与启动过程蒸汽压力变化曲线基本一致。

5 阀体疲劳寿命计算

阀体在汽轮机的启动过程中, 承受较大的温度变化和内压的变化。汽轮机启停一次, 机械应力和热应力完成一次应力循环。因此, 应对阀体的启停过程进行疲劳寿命分析。

由于目前与阀体材料 ZG20CrMoV 有关的实验数据有限, 考虑到文献 [5] 中提供的材料 ZG15Cr2MoV 与 ZG20CrMoV 的性能参数相近, 故以该种材料为计算依据, 文献 [5] 提供的寿命计算公式如式(2)。

$$\epsilon_t = 0.00166N^{-0.0582} + 0.1852N^{-0.5702} \quad (2)$$

式中: ϵ_t — 全应变; N — 疲劳寿命, $1/N$ 即为每次应力循环的寿命损耗。

全应变 ϵ_t 的计算关系式为:

$$\epsilon_t = 2\sigma_{eq}K_\epsilon/E \quad (3)$$

式中: σ_{eq} — 计算点的公称当量应力, MPa

E — 工作温度下的弹性模量, MPa

K_ϵ — 弹塑性应变集中系数

如果机组冷态启停每年 10 次, 温态启停每年 40 次, 热态启停每年 240 次。每年阀体 A 点处累计疲

劳损耗为 3.65%, C 点处累计疲劳损耗为 8.47%, 所以阀体每年的寿命损耗率为 8.47%, 由于 C 点处的应力峰值主要表现为机械应力, 可知由蒸汽压力产生的寿命损耗大于热应力产生的寿命损耗。

6 结论

从本文分析计算可以得出如下结论, 国产 125 MW 汽轮机主蒸汽调节阀阀体在机组各态启停过程中:

(1) 启动初期, 由于内外壁温差大, 热应力较大, 综合应力表现为热应力, 冷态启动初期的最大值为 266.4 MPa, 出现在 A 点处。

(2) 启动结束时由于蒸汽压力最高, 综合应力主要为机械应力, 峰值为 223.7 MPa, 出现在阀芯孔与蒸汽室相贯的肩部, C 点处。

(3) 启停过程中, 综合应力在不同部位出现应力峰值的时刻不同, A 点峰值在启动初期产生, 而 C 点峰值在启动结束时产生。

(4) 阀体每年的寿命损耗率为 8.47%, 主要由蒸汽压力频繁变化产生。

参考文献:

- [1] 王璋奇, 丁祝顺, 彭震中. 电站阀门面临的问题及对策探讨[J]. 华北电力技术, 2000(5): 39-41.
- [2] 王璋奇, 安利强. 基于 SuperSAP 的有限元前处理接口程序设计[J]. 华北电力大学学报, 1999(1): 74-77.
- [3] 普罗特金, 列依泽罗维奇. 单元发电机组汽轮机启动工况[M]. 夏同棠译. 北京: 水利电力出版社, 1985.
- [4] 北京热电总厂. 高压汽轮机运行[M]. 北京: 水利电力出版社, 1984.
- [5] 张素心, 刘岩, 金永明. 亚临界汽轮机机组主汽门一调门阀壳热应力计算及分析[J]. 上海汽轮机, 1998(4): 61-65

(挥 编辑)

(上接第 79 页)

- [2] EL-SAYED Y M, GAGGIOLI R A. A critical review of second law costing methods-I: Background and algebraic procedures[J]. **Trans ASME J Energy Resources Technology**, 1989, 111: 1-7.
- [3] GAGGIOLI R A, EL-SAYED Y M. A critical review of second law costing methods- II: Calculus Procedures[J]. **Trans ASME J Energy Resources Technology**, 1989, 111: 8-15.
- [4] 朱明善. 能量系统的焓分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 1988.
- [5] 王丰. 发动机热力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1982.
- [6] ROBERT M GARCEAU, WILLIAM J WEPFER. Thermo-economic optimization of a rankine cycle cogeneration system. Efficiency and Cost-

ing[A]. **ACS Symposium Series** [C]. Washington: American Chemical Society, 1983. 263-288.

- [7] 景小清. 燃气轮机评估方程[J]. 节能, 1998(5): 7-10.
- [8] EL-SAYED Y M, TRIBUS M. Strategic use of thermoeconomics for process design and synthesis. Efficiency and Costing[A]. **ACS Symposium Series** [C]. Washington: American Chemical Society, 1983. 239-262.
- [9] 欧阳鞭. 工程热力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1989.
- [10] 李世武, 胡卫东. 燃气动力装置最优热经济匹配参数的确定[R]. 北京: 中国工程热物理学会, 1991.

(挥 编辑)

line training were conducted simultaneously. The neural network training by the use of the Powell method features a rapid and stable training process. It has the merits of the ability to perform on-line learning and diagnose the failure of a multiple of sensors. Actual tests on boilers show that the above method is highly effective. **Key words:** neural network, failure detection, failure diagnosis, sensor

燃气动力装置性能参数的热经济性分析与决策 = **Thermodynamic effectiveness Analysis and Decision-making for the Performance Parameters of a Gas Power Plant** [刊, 汉] / LI Shi-wu, (Department of Aeronautical Power and Thermal Energy Engineering, Northwestern Polytechnic University, Xi'an, China, Post Code: 710071) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2002, 17(1). —76~79, 83

Thermodynamic effectiveness features the energy utilization economy of an equipment item under the condition of its having attained a given technical objective. Through an analysis of the performance parameters of a gas power plant from the perspective of enhancing economy it has been found that thermal efficiency is not fit to serve as the decision-making index of thermodynamic effectiveness for the selection of performance parameters. By contrast it is more rational to designate the plant operating cost as a decision-making index, because it has taken into account both the design and operation factors. With a constant-pressure heating cycle-based gas turbine power plant serving as an example a thermodynamic-effectiveness optimization model has been set up along with the determination of its thermodynamic-effectiveness performance parameters. The above example can be used to prove that the seeking and use of thermodynamic-effectiveness performance parameters may be considered as a new method for the design decision-making of a gas power plant. **Key words:** gas power plant, design, thermodynamic effectiveness, decision-making

汽机调节阀阀体三维瞬态温度场及应力场分析 = **Three-dimensional Transient Temperature Field of the Valve Body of a Turbine Regulating Valve and the Analysis of Its Stress Field** [刊, 汉] / PENG Zhen-zhong, DING Zhu-shun, WANG Zhang-qi, WANG Song-ling (North China Electric Power University, Baoding, Hebei Province, China, Post Code: 071003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2002, 17(1). —80~83

An effective method is proposed for the modeling of a valve body with the help of a finite element method. Through the use of a structural-analysis finite element method an analytical calculation was conducted of the valve body of a main steam regulating valve for a Chinese-made 125 MW steam turbine. It includes such a variety of items as the valve body temperature field, thermal stress field, mechanical stress field and comprehensive stress field under the startup and shut-down operating conditions respectively at cold, warm and hot states. As a result, obtained were the detailed temperature field at key points under cold startup and shut-down operating conditions as well as the variation relationship of its corresponding thermal stress fields. In addition, also presented are the stress field calculation results of the valve body under the warm and hot startup and shutdown operating conditions with the loss of valve body service life being evaluated at various-state startups. **Key words:** valve body, finite element, temperature field, stress field

具有辐射边界的三维非规则域内稳态温度场分析 = **An Analysis of the Steady-state Temperature Field in a Spatial Irregular Domain with a Radiation Boundary** [刊, 汉] / LIU You-jun (Beijing Polytechnic University, Beijing, China, Post Code: 100000), FAN Hong-ming (Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084), HE Zhong-yi (Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150009) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2002, 17(1). —84~85, 89

Studied is a steady-state heat conduction problem in a spatial irregular domain with a radiation boundary. The following method has been employed to solve the problem. With variables being separated in spatial spherical coordinates obtained