

某船用锅炉联箱在复杂换热条件下的瞬态温度场有限元分析

杨自春 黄玉盈 (华中理工大学)

胡德明 (海军工程学院)

〔摘要〕 本文利用瞬态温度场的基本理论和非线性有限元方法,对某船用主锅炉联箱在复杂换热条件下的对流换热系数成功地进行了反算,并以此对锅炉联箱进行了三维等值带温度场的非线性有限元分析,绘出了其温度分布三维彩图。

关键词 汽水联箱 对流换热系数 非线性有限元方法

分类号 TK222 TK223.36

1 前言

到目前为止,在某型舰船中修期已相继发现多台主锅炉汽水联箱内壁萌生大量深长裂纹^{〔1〕},严重影响了其安全运行和使用寿命,引起了监造、修理及使用部门的高度重视。本文拟对汽水联箱这一复杂结构在复杂换热条件下的瞬态温度场进行分析,以期给出合乎实际的温度分布,为以后的热应力分析提供可靠的分析数据,从而也为现役汽水联箱的安全运行及改进设计提供重要的技术指标。

为便于说明研究问题,简述汽水联箱的结构及热力运行参数。

汽水联箱是由 15CrMoA 的两段厚壁圆筒和两个封头相焊接的结构,总长 4250 mm,筒身内径 450 mm,壁厚 40 mm。分隔汽部和水部的 20 号钢隔板近中环缝。此外,联箱上还有多个大口径的管孔以及许多 $\Phi 25$ mm 的小管孔,其结构如图 1 所示。

汽水联箱的热力运行参数是可滑参数,随运行工况不同而急剧变化。高参数运行时,

蒸汽压力 64 kg/cm^2 ,过热蒸汽温度 $440 \sim 445^\circ\text{C}$,低参数运行时,蒸汽压力 30 kg/cm^2 ,过热蒸汽温度 $345 \sim 415^\circ\text{C}$,水部温度是相应于每一压力下的饱和水温。

汽水联箱是主锅炉所有简体中结构最复杂(大型厚壁、非轴对称、多开孔、多纵横隔板)、工作环境最恶劣(分汽水两部、工况多变)的一个。

2 瞬态温度场有限元分析的理论

对如此复杂结构和复杂换热条件,显然不能沿用传统的解析方法求解温度分布,而只能借助数值计算方法。本文用非线性有限元法。

2.1 三维导热微分方程

忽略构件热传导和热弹塑性的耦合作用,即不考虑构件弹塑性应变率对温度场的影响,则在空间直角坐标系 $O-XYZ$ 下,各向异性材料的三维导热微分方程为^{〔2〕}:

收稿日期 1994 03 08 收修改稿 1994 05 17

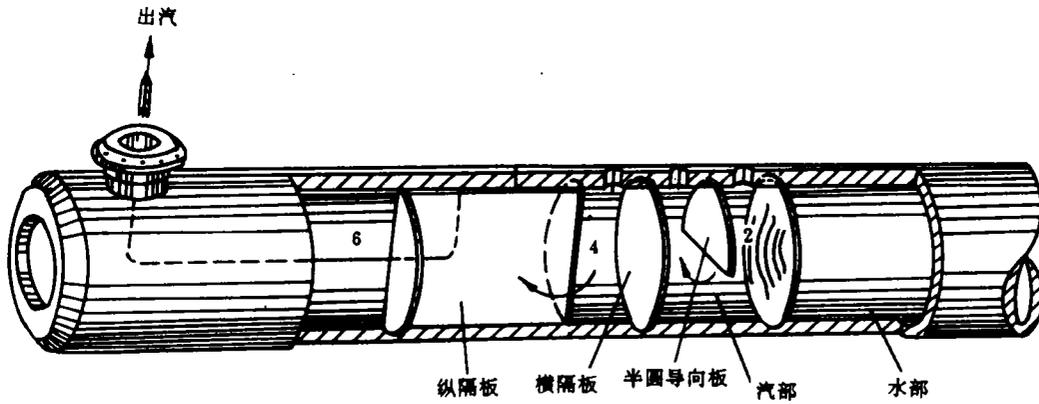


图1 汽水联箱结构示意图

$$\frac{\partial}{\partial x}(\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\lambda_y \frac{\partial T}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z}) + q_v = C \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

式中：
 $\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z$ —分别为材料在 x, y, z 方向上的热导率；
 C —材料的体积热容；
 q_v —微元体内热源在单位时间单位体积所产生的热量；
 T —微元体内的温度，它是空间坐标和时间的函数；
 t —时间。

对于各向同性材料， $\lambda_x = \lambda_y = \lambda_z = \lambda$ ，则三维导热微分方程简化为：

$$\lambda (\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}) + q_v = C \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2)$$

2.2 初始条件和边界条件

无论是用解析方法或数值方法求解导热微分方程，都必须给出问题的定解条件，即初始条件和边界条件。

初始条件：给定初始时刻 t_0 的物体温度分布，其一般表达式为：

$$T(x, y, z, t_0) = f_0(x, y, z) \quad (3)$$

边界条件：表明物体边界上热传导过程的特点，通常有四类边界条件：

第一类边界条件：给定物体某部分边界 S_1 上的温度，即：

$$T_{S_1}(t) = f_1(x, y, z, t), x, y, z \in S_1, t > 0 \quad (4)$$

第二类边界条件：给定物体某部分边界 S_2 上的热流密度 q_{S_2} ，即：

$$q_{S_2} = -\lambda(\frac{\partial T}{\partial n})_{S_2} = f_2(x, y, z, t), x, y, z \in S_2, t > 0 \quad (5)$$

第三类边界条件：给定物体某部分边界 S_3 与周围介质对流换热的热流密度 q_{S_3} ，所相应的对流换热系数为 α 。

$$q_{S_3} = -\lambda(\frac{\partial T}{\partial n})_{S_3} = \alpha(T_{S_3} - T_f) \quad (6)$$

式中：

T_{S_1} —边界 S_1 上的温度分布；

T_f —边界 S_3 外围介质的温度分布；

当对流换热系数 $\alpha = 0$ ，则为绝热边界；而当 $\alpha = \infty$ ，则相当于环境介质温度 T_f 等于给定边界 S_3 上的温度。

第四类边界条件为辐射边界条件，根据汽水联箱在炉膛中的位置，可以认为联箱外壁无辐射换热，因此忽略此项。

2.3 三维温度场有限元方程建立

建立三维温度场的有限元方程，可用变分原理对热量泛函求极值的方法或用伽辽金加权残数法⁽⁶⁾，后者有更明确的物理意义。

首先对空间域进行离散，将连续体划分为 n 个单元，若每个单元有 P 个节点，则单元

节点温度为: $T^* = (T_1, T_2, \dots, T_p)^T$

$$\text{取试探函数 } T = \sum_{i=1}^p N_i T_i = NT^* \quad (7)$$

式中, N —试探函数矩阵或形函数矩阵,

$$N = (N_1, N_2, \dots, N_p)$$

按照 Galerkin 残数法, 取权函数 $W_i = N_i$, 并令单元的残数积分为零, 则有:

$$\int_V N_i \left(\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_v - C \frac{\partial T}{\partial t} \right) \cdot dV = 0 \quad i = 1, 1, \dots, p \quad (8)$$

以式(7)代入式(8), 应用 Gauss 公式, 并引入第二类边界、第三类条件(即式(5)、式(6)), 因为第一类边界条件可直接指定温度, 故不计入, 从而, 可以得到以单元温度列阵 T^* 表示的单元热流量平衡方程——单元温度场的有限元方程, 再按有限元法中的组合法则, 可得以整体节点温度列阵 T 表示的总热流量平衡方程——整体温度场有限元方程。详细推导过程可见有限元法书籍及文献^[3-5]。

$$KT + CT = P \quad (9)$$

式中:

$$T = [T_1, T_2, \dots, T_n]^T;$$

n —结构节点总数;

K, C, P —分别为整体传热矩阵、整体热容矩阵、整体热流矢量列阵, 它们由各单元的同名矩阵或矢量集合而成;

单元传热矩阵的计算式为:

$$K^* = \int_V B^T \lambda B dV + \int_{S_2} \alpha N^T N ds$$

$$\lambda = \begin{bmatrix} \lambda_x & & & \\ & \lambda_y & & \\ & & & \lambda_z \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \dots & \frac{\partial N_p}{\partial x} \\ \frac{\partial N_1}{\partial y} & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \dots & \frac{\partial N_p}{\partial y} \\ \frac{\partial N_1}{\partial z} & \frac{\partial N_2}{\partial z} & \dots & \frac{\partial N_p}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (10)$$

单元热容矩阵的表达式为:

$$C^* = \int_V CN^T N \cdot dV \quad (11)$$

单元热流矢量由三项组成:

$$P^* = \int_{S_1} \alpha T_i N^T ds + \int_{S_2} q_{s_2} \cdot N^T ds + \int_V q_v N^T \cdot dV \quad (12)$$

其次, 对时间域进行离散, 即将求解全过程划分为若干步, 记初始时刻为 t_0 , 相继各时刻为 $t_1, t_2, \dots, t_i, t_{i+1}, \dots$, 相应于各时刻温度列阵为 $T_0, T_1, T_2, \dots, T_i, T_{i+1}, \dots$, 时间步长 $\Delta t_i = t_{i+1} - t_i$ 。

在某一时间步长 Δt_i 内任意时刻 t 的温度列阵 T , 可用这一时间步长两端的温度列阵 T_i, T_{i+1} 和时间形函数表示, 同样对式(8)用 Galerkin 残数法, 可得:

$$\left. \begin{aligned} & \left[\zeta_i K_i + \frac{1}{\Delta t_i} C_i \right] T_{i+1} \\ & + \left[(1 - \zeta_i) K_i - \frac{1}{\Delta t_i} C_i \right] T_i = P_i \\ & \zeta_i = \int_0^1 W_i \eta \cdot d\eta / \int_0^1 W_i \cdot d\eta \\ & \eta = (t - t_i) / \Delta t_i \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

若取权函数 W_i 为笛拉克函数 $W_i = \delta(\eta - \theta)$, 并代入式(13)的第二式, 再根据 δ 函数的积分性质则得 $\zeta_i = \theta$ 。对于不同的 θ 取值, 由式(13)的第一式相应地有各种计算格式。常用的计算格式有:

前差分格式($\zeta_i = \theta = 0$),

$$\frac{1}{\Delta t_i} C_i T_{i+1} + (K_i - \frac{1}{\Delta t_i} C_i) T_i = P_i \quad (14)$$

中心差分格式($\zeta_i = \theta = \frac{1}{2}$):

$$\left(\frac{1}{2} K_i + \frac{1}{\Delta t_i} C_i \right) T_{i+1} + \left(\frac{1}{2} K_i - \frac{1}{\Delta t_i} C_i \right) T_i = P_i \quad (15)$$

后差分格式($\zeta_i = \theta = \frac{1}{2}$):

$$(K_i + \frac{1}{\Delta t_i} C_i) T_i - \frac{1}{\Delta t_i} C_i T_{i+1} = P_i \quad (16)$$

Gallerkin 格式($\zeta, \theta = \frac{2}{3}$):

$$\left(\frac{2}{3}K_r + \frac{1}{\Delta t_r}C_r\right)T_{r+1} + \left(\frac{1}{3}K_r - \frac{1}{\Delta t_r}C_r\right)T_r = P_r \quad (17)$$

以上各式中的矩阵右下标 $\tau, \tau + 1$ 表示分别属于时刻 $\tau, \tau + 1$ 。对于线性温度场问题, K, C, P 同计算温度无关, 但在非线性温度场问题中, K, C, P 则为温度的函数, 随时间、温度的变化而变化。同时, 由分析可知, 根据已知的初始条件, 用递推算法可解各时刻的温度列阵。

理论分析和实际计算证明, 前差分格式虽计算简便, 但计算精度低且稳定性差; 后差分格式绝对稳定, 计算精度亦较差; 中心差分格式计算精度高, 也可能有所波动; 相比之下, Gallerkin 格式计算精度和稳定性都较好, 故本文计算采用 Gallerkin 格式。

3 汽水联箱结构的有限元网格划分

本课题研究对象为主锅炉汽水联箱, 是大型厚壁压力容器, 其上有许多管孔和焊缝, 内部有许多纵、横隔板, 结构相当复杂。在满足计算精度的前提下, 略去部分 $\phi 25$ mm 的小管孔, 以简化计算, 节省计算费用。由于三维固体元灵活多变, 可以采用奇变单元去逼近复杂的结构形状, 故本文采用 8 节点三维固体等参元, 单元内高斯点数为 $3 \times 3 \times 3$ 。汽水联箱整体网格图如图 2 所示:

单元总数 2800 个, 节点总数 2904 个。

4 汽水联箱热边界条件处理

联箱的换热边界条件是否符合实际换热过程, 对于联箱温度场计算的准确性有很大

影响, 因此必须妥善处理。

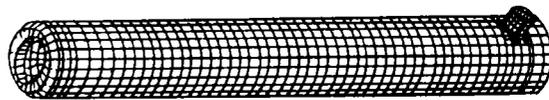


图 2 汽水联箱整体网格图

4.1 联箱的外壁

在联箱外缘的 $5/8$ 部分包有绝热材料, 在外缘上部的 $3/8$ 部分积存有很厚的烟灰层, 由于它位于烟气流动的死角区, 烟气的流速和温度都很低, 因此可以忽略烟气对联箱上部的辐射换热。此外, 两端封头外壁可视为绝热边界条件。

4.2 联箱的内壁

联箱内壁与饱和水、过热蒸汽有对流换热, 而饱和水和过热蒸汽温度又随工况而变化, 正确给定各工况下联箱内的饱和水和过热蒸汽温度, 以及汽、水对联箱内壁的对流换热系数, 是正确计算联箱瞬态温度场的关键。

目前, 计算各类换热器放热系数最流行的方法是采用相似准则方程, 即根据相似理论所作的大量对流实验数据, 建立用相似准则方程表示放热系数的公式。由于相似准则方程所包括的物理因素有限, 且仅适合于符合假设的流动条件和简单几何形状构件, 因而按此法计算复杂换热设备的对流换热系数有较大误差。

对于联箱内壁的放热系数计算, 通常采用管槽对流换热的相似准则方程:

$$Nu = 0.023Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (18)$$

式中: Nu —努塞尔准则数;

Re —雷诺准则数;

Pr —普朗特准则数;

按此计算的联箱内壁对流换热系数水部为 9215.3 ~ 14329.8 kJ/(m²·h·k), 汽部为 309.8 ~ 2933.1 kJ/(m²·h·k)。用这些放热系数的数值计算联箱外壁温度, 同锅炉实验所测外壁温度值最大差值达 125℃, 误差相当大。

有鉴于此, 本课题根据试验所得的外壁温度、水部饱和水温, 汽部五个流程过热蒸汽温度实验资料, 用有限元反算方法计算联箱内壁不同区域的对流换热系数, 并获圆满结果。

用有限元法反算汽水联箱内壁换热系数的基本过程见图 3。

反算对流换热系数的最终结果见表 1。

为检验有限元法反算出的换热系数的准确性, 反过来利用此对流换热系数对联箱进行温度场有限元分析, 并用另外一组实验数据校核, 结果见表 2。由表可以看出, 此对流换热系数相当精确, 仅在五流程及五流程后, 计算温度与实测温度稍有差异一般在 50℃ 以内。

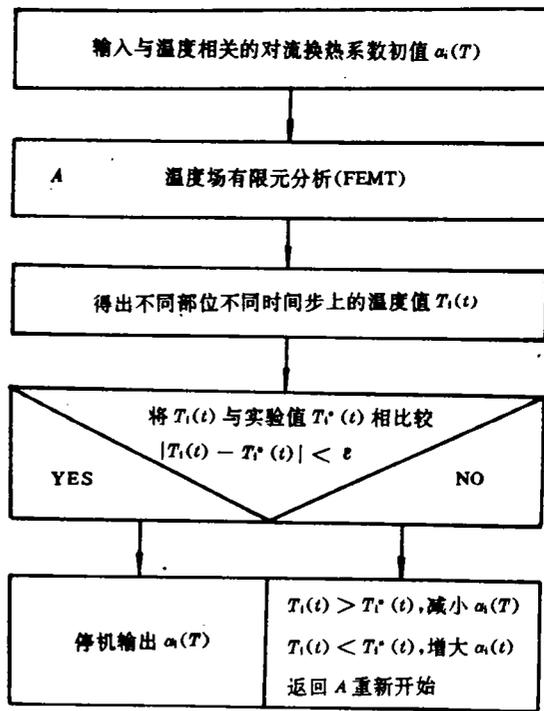


图 3 有限元法反算对流换热系数框图

表 1 联箱内壁不同区域的对流换热系数

温度 (°C)		25	100	150	200	250	300	450
水部 kJ/(m ² ·h·K)		1300.4	2013.4	2940.4	5471.3	11760.3	14700.7	
汽部 kJ/(m ² ·h·K)	I	3233.9	3528.2	3822.1	4410.3	4704.3	5586.4	5884.5
	II	2140.1	2940.0	2940.0	3233.9	3528.2	3822.1	4116.0
	III	2734.4	3145.1	3145.1	3376.2	3749.3	4223.2	4506.7
	IV	2721.6	3156.0	3164.4	3425.6	3716.2	4172.1	4192.7
	V	2940.0	3528.2	3528.2	3851.4	3855.2	3855.2	388.6
	V 后	2998.8	3310.9	3310.9	3567.7	3757.7	3857.7	3857.7

对流换热系数的精确选定, 无疑对温度场、热应力分析至关重要。这在以后锅炉筒子的热力和强度设计计算方面有着重要的借鉴和参考价值。

5 计算结果及分析

利用有限元法反算出的对流换热系数, 分别定义水部、汽部五个流程及五流程后七组

材料性质组,就主锅炉正常启动工况、紧急启动工况等分别进行瞬态温度场分析,将分析结果分别输出到打印文件、后处理端口文件及热应力分析端口文件。应用 PLOT 程序对

庞大计算结果进行处理,搜索出现温差最大的节点及相应时间步,并绘制了三维温度场分布彩图,见图 4。

表 2 对流换热系数校核

时 间	压力表 压 力	油头数	联箱汽、水部实测外壁温度及计算值									
			I		II		IV		V		水部	
0 ~ 5'25"	0 ~ 1	2	45*	42	47*	50	30*	47	25*	22		
5'25" ~ 7'	1 ~ 3	2	93	93	98	97	97	95	92	90	45	44
7' ~ 9'03"	3 ~ 8	2	134	132	140	130	136	131	140	135	55	55
9'03" ~ 11'57"	8 ~ 15	4	180	165	184	182	181	170	186	180	66	67
11'57" ~ 13'45"	15 ~ 25	5	193	187	198	190	195	200	210	210	70	78
13'45" ~ 17'50"	25 ~ 35	14	225	212	244	220	246	237	290	257	120	118
17'50" ~ 18'30"	35 ~ 50	16	230	228	252	247	257	246	307	284	187	164
18'30" ~ 19'	50 ~ 64	18	242	230	267	258	274	271	337	313	228	220
19' ~ 29'	64	20	287	267	322	294	341	328	432	385	315	328

注: "*"所在列为实验值。

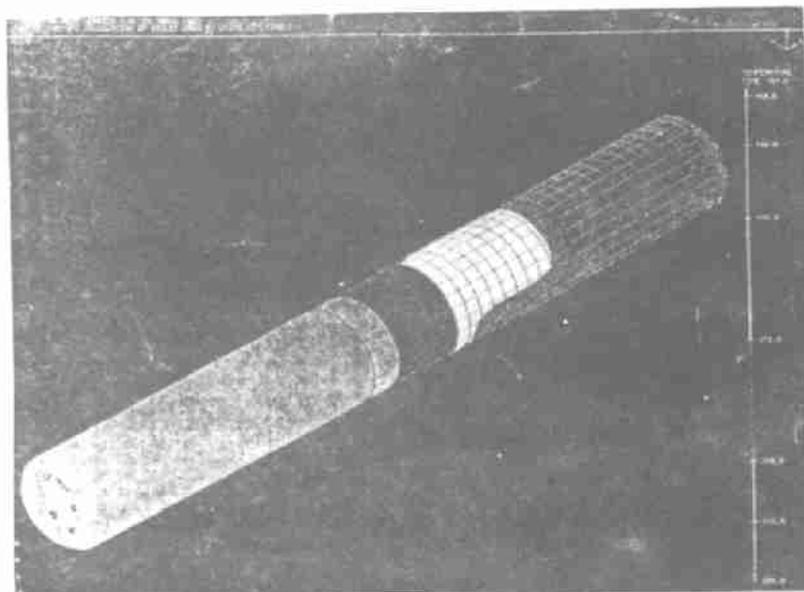


图 4 汽水联箱温度场分布(正常启动工况)

通过分析处理,可以清楚看到,内外壁最大温差点出现在水部六根下降管至端部的环焊缝区及汽部主供汽阀前的环焊缝区。其相应的时间步均出现在从冷态正常启动至 30 kg/cm² 低负荷工况,和从 30 kg/cm² 升压至 64 kg/cm² 全速工况的时间步上。其中以冷态启动尤甚。

由计算结果还可以看出,温升速率是影响温度分布的重要因素。温升速率越高,联箱内外壁温差及温度梯度越大。紧急启动工况时,温升速率较正常启动工况大,最大温差也较正常启动工况大得多,高达 112℃。这势必导致热应力急剧增大,长期如此,便会在这些部位萌生疲劳裂纹。分析结果与汽水联箱探

伤报告^[1]相符。

参 考 文 献

- 1 某舰锅炉汽水联箱裂纹分析. 劳动人事部压力容器检测中心,1987.
- 2 奥齐西克. M. N. 热传导. 高等教育出版社,1984.
- 3 Bathe K J. Finite element procedures in engineering analysis. Prentice Hall,1982.
- 4 王勖成,邵敏. 有限单元法基本原理与数值方法. 清华大学出版社,1990.
- 5 梁醒培. 稳态温度场有限元分析理论. 郑州机械研究所,1987.
- 6 Zien Kiewicz O C, Morgan K. Finite Element and Approximation. 1983 (渠源 编辑)

作者简介: 杨自春,男,27岁。1989年毕业于海军工程学院动力工程系,获工学学士学位,1993年获轮机工程硕士学位。现为华中理工大学工程力学系博士研究生(武汉 430074)

告 读 者 与 作 者

为了认真贯彻党中央、国务院《关于加速科学技术进步的决定》和全国科技大会“科教兴国”的精神,《热能动力工程》杂志从1996年起扩大服务对象。本刊在确保学术性、技术创新性,以动力工程研究设计领域的科技人员和大专院校师生为主要对象的同时,还要为从事动力设备的制造、安装运行、管理工程人员提供一块交流园地。他们是动力工程界一个重要方面军,在促使科技转化为生产力的过程中起着不可忽视的作用。为此,本刊将开辟相应栏目为他们服务:

- 管理与运行
- 材料与工艺
- 维修与改造
- 人物、企业介绍
- 科技信息之窗
- 学习园地
- 市场营销
- 读者问答

热诚欢迎广大读者和科技人员来稿,共同办好这些栏目。

对以上栏目稿件,要求短小精干,直扣主题,以不超过1000字为宜。

《热能动力工程》编辑部

1995年11月

国内外燃煤增压流化床联合循环发电技术的现状与前景 = The Present Status and Development Prospects of Coal-Fired Pressurized Fluidized Bed-Based Combined Cycle Power Generation Technology Both at Home and Abroad [刊, 中]/ Xu Hongsheng, Zhong Shiming (Thermal Power Engineering Design Institute of Southeastern University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1995, 10(6). -343~348

There exist many kinds of coal-fired combined cycle power generation plants with their respective outstanding features and development prospects. Among them the integrated coal gasification combined cycle (IGCC) and pressurized fluidized bed combustion combined cycle (PFBC-CC) have been considered as the most likely candidates to take the place of the traditional coal-fired power generation plants from the end of this century up to the next century. This paper gives a brief description of the present status and development prospects of the PFBC-CC technology which has at the moment seen relatively intensive development. Also presented is a review of the current research conducted in this field by Chinese engineers and the practical significance to China of developing the said technology. Key words: pressurized fluidized bed, gas/steam combined cycle, power station under intermediate test

国内火电厂热力系统优化运行理论的研究 = A Study of Thermal System Optimum Operation in Domestic Thermal Power Plant [刊, 中]/ Hong Bo, Yang Zifen, Qian Wenhuan (Shanghai Jiaotong University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1995, 10(6). -349~353

This paper summarizes optimum objects and methods of thermal system of domestic thermal power plant. According to the research and practice experience, it indicates developmental trends and application prospects of optimization technology in thermal power plant. Key words: Thermal System, Optimum Operation, Definite Optimization

稳燃腔煤粉燃烧器对煤粉燃烧稳定和强化的研究 = A Study of the Pulverized Coal Combustion Stabilization and Intensification Role Played by a Combustion Stabilization Cavity Pulverized Coal Burner [刊, 中]/ Qiu Jihua, Chen Gang, Zhang Zhiguo, Li Fujin (Central China University of Science & Technology) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1995, 10(6). -354~358

From both the theoretical and experimental viewpoints of pulverized coal combustion stabilization and intensification an analysis has been conducted of the role of the said stabilization and intensification played by a combustion cavity pulverized coal burner. In addition, the results of a laboratory study and practical engineering applications are also presented. Key words: combustion, pulverized coal, burner

某船用锅炉联箱在复杂换热条件下的瞬态温度场有限元分析 = The Finite Element Analysis of Transient Temperature Field of a Marine Boiler Header Under Complicated Heat Transfer Conditions [刊, 中]/ Yang Zichun, Huang Yuying (Central China University of Science & Technology), Hu Deming (Naval Engineering Academy) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1995, 10(6). -359~365

By the use of the basic theory of transient temperature fields and non-linear finite element method a reverse calculation has been successfully conducted of the convection heat transfer coefficient of a marine main boiler header under complicated heat transfer conditions. On this basis a nonlinear finite element analysis of the boiler header three-dimensional temperature distribution has been performed with a colored three-dimensional temperature profile being plotted. Key words: Water/steam header, convection heat transfer coefficient, non-linear finite element method

气液两相流流经突缩再突扩管道的压力降研究 = Investigation of Pressure Drop of a Gas/Liquid Dual-Phase Flow During its Passage through an Abrupt Convergent and an Abrupt Divergent Piping [刊, 中]/ Wu Dongyin (Thermal Engineering Academy of the Ministry of Electric Power), Lin Zonghu (Xi'an Jiaotong University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1995, 10(6). -366~370