

联产机组供热的“单耗分析”

宋之平 张 光

(华北电力大学研究生部)

〔摘要〕 本文利用“现代节能理论”在文献〔7〕的基础上建立了热电联产汽轮机组供热单耗的一般化离散模型,不仅为进一步的连续性模型打下了基础,而且通过实例计算,以全新的定量指标分析研究了影响联产机组在出厂处的供热单耗的诸因素。实践证明,这一研究是有益的,它启发作者构造了一个热电联产的新模式。

关键词 供热 单耗 热电联产 节能 火用

分类号 TK01 TK12

0 前言

本文研究的对象主要是公用事业电厂中的具有大中型汽轮发电机组的热电联产,以供暖空调为热负荷形式,并以水作为热网载热介质,文章内容的特点是以全新的定量指标分析了影响联产机组在出厂处的供热单耗的诸因素。

本文所依据的理论,可参阅文献〔1〕〔4~ 7〕为了便于阅读,在此列出联产电厂供热煤耗和成本的最终表达式:(式中诸符号的意义见文后符号表,下同)

$$b_q = b_{0q} + 122.86 \left[1 - T_0 / T_{R0} \right] \left[Z_0 Z_W X_Q \right] \quad \text{g(标准)} / (\text{kWh})_{(热)} \quad (1)$$

$$C_q = C_{R0} + \sum_0^n C_{Zi} + 122.86 \times 10^6 \left[1 - T_0 / T_{R0} \right] \left[Z_0 Z_W X_Q \right] \quad \text{¥} / (\text{kWh})_{(热)} \quad (2)$$

1 热量发生环节火用指数确定

为了利用上二式求取供热单耗,首先要求出 $Z_0 Z_W$ 和 $\sum_0^n C_{Zi}$,以得到燃料能释放、转移环节、发电环节的单耗指标〔8〕。计算中要涉及到热量发生环节火用指数 X_Q 和 $EECR$ 〔9〕,后者等于电厂由于联产供热所失掉的可能供电量,即

$$EECR = E_M Z_c + \sum \Delta W \quad (3)$$

热量发生环节的火用指数首先取决于热网水的加热方式和加热参数,我们将以离散模型任意多级加热方案作为研究的出发点,不计热网加热器散热损失,则加热器的能量平衡式为:

$$\sum [M_j (h_j - \bar{t}_j)] = G_W \sum (t_{Rj}^{out} - t_{Rj}^{in}) \quad (4)$$

$$M_j = G_W (t_{Rj}^{out} - t_{Rj}^{in}) / (h_j - \bar{t}_j) \quad (5)$$

在热网加热器供水温度给定的情况下,对应于传热的端温差 $W_{R0} = 0$,存在一最低顶值抽汽压 P_n ,实际顶值压力超过此值的数值称为超压,由于超压所造成的 $EECR$ 的增加称为超压损失。

设锅炉中一次能源消耗量给定且从任一供热抽汽口至汽轮机末级出口之间不存在蒸汽再过热过程,在设计工况下由于 m 个级供热抽汽而欠发的能量的能量平衡式和解析式分别为:

$$W_Q^{(m)} = \sum_m W_{Qj} = \sum_m [M_j (h_j - h_{jk})] \quad (6)$$

$$W_Q^{(m)} = G_W \sum_m \{ [t_{Rj}^{out} - t_{Rj}^{in}] Z_k P_j V_j [k / (k - 1)] \cdot [1 - (P_k / P_j)^{(k-1)/k}] / (h_j - \bar{t}_j) \} \quad (7)$$

公式中的 Z_k 代表水蒸气从汽轮机膨胀线的状态点 j 至末级出口的相对内效率,设基准抽汽口的序号 $j = 0$,则

$$Z_k = Z_{0k} - \Delta Z (D_0 / P - 1) \quad (8)$$

收稿日期 1996-06-28 收修改稿 1996-11-21

本文联系人 宋之平 男 64 教授 博导 100085 北京清河

©1994-2017 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.

其中 ΔZ 为一待定常数,水蒸气在汽轮机膨胀过程中的参数关系可以认为符合多变过程的规律,多变指数 n 和比容 v 分别由下式确定:

$$n = \ln(p/p_{k-1}) / \ln(v_{k-1}/v) \tag{9}$$

$$v = v_0(p_0/p)^{(1/n)} \tag{10}$$

于是相对于单位出厂热量的欠发电量为:

$$\begin{aligned} W_Q^{(m)} &= \sum [M_j(h_j - h_{jk})] / G_W (t_{R0}^{out} - t_{R0}^{in}) \\ &= \sum \{ -Z_{0k} - \Delta Z(p_0/p - 1) \} p_j v_0 \cdot (p_0/p_j)^{(1/n)} \cdot [k/(k-1)] [1 - (p_k/p_j)^{(k-1)/k}] \\ &\quad \cdot \{ (t_{R0}^{out} - t_{R0}^{in}) / (h_j - \bar{t}_j) \cdot (t_{R0}^{out} - t_{R0}^{in}) \} \\ &\quad \text{kWh(欠发电)} / (\text{kWh})(\text{出厂热}) \tag{11} \end{aligned}$$

式中定熵指数 k 常带有一定的经验性,可把式(9)用于定熵后调整确定,如设 $eeCR$ 表示单位出厂热量的 $EECR$ 则

$$\begin{aligned} eeCR &= \sum \{ [Z_{0k} - \Delta Z(p_0/p - 1)] p_j v_0 (p_0/p_j)^{(1/n)} \cdot [k/(k-1)] \} \cdot [1 - (p_k/p_j)^{(k-1)/k}] \cdot (t_{R0}^{out} - t_{R0}^{in}) \\ &\quad \cdot \{ (h_0 - \bar{t}_0) / (t_{R0}^{out} - t_{R0}^{in}) \} + \Delta p / [dZ_p S H_W (t_{R0}^{out} - t_{R0}^{in})] + \sum \Delta w_h \\ &\quad \text{kWh(欠供电)} / (\text{kWh})(\text{出厂热}) \tag{12} \end{aligned}$$

其中

$$W_{QL(p)} = \Delta p / [dZ_p S H_W (t_{R0}^{out} - t_{R0}^{in})] \text{ kWh(电)} / (\text{kWh})(\text{出厂热}) \tag{13}$$

为热网泵耗电量 $\sum \Delta w_h$ 为供热凝汽工况多耗其他电量的代数和,于是热量发生环节的焓指数可表示为

$$\begin{aligned} X_Q &= E_{Q10} / EECR \\ &= (e_{R0}^{out} - e_{R0}^{in}) / [eeCR S H_W (t_{R0}^{out} - t_{R0}^{in})] \tag{14} \end{aligned}$$

2 联产机组供热单耗的“单耗分析”案例

设有中间再热机组,对凝汽工况已作了单耗分析知^⑧:燃料能释放转移环节(锅炉)焓效率 $Z_b = 0.512$,发电环节(热机循环)焓效率 $Z_w = 0.688$,供电成本 $c_w = 0.2 \text{ ¥} / (\text{kWh})$ 联产供热工况的基准供

热抽汽参数为 $p_0 = 0.252 \text{ MPa}$,相邻两个高压抽汽口压力分别为 $p_1 = 0.409 \text{ MPa}$ 和 $p_2 = 0.672 \text{ MPa}$ 相邻两个低压抽汽口压力分别为 $p_1 = 0.154 \text{ MPa}$ 和 $p_2 = 0.047 \text{ MPa}$,热网加热器在基准工况下的出入口水温度分别为 $t_{R0}^{out} = 120^\circ\text{C}$, $t_{R0}^{in} = 70^\circ\text{C}$,平均环境温度 $t_0 = -2^\circ\text{C}$,热网泵扬程 $\Delta p = 0.118 \text{ MPa}$,泵效率为 $Z_p = 0.7$,试根据以上数据,计算不同设计工况下的供热单耗。

本例计算结果如计算表所示。计算时经试算取 $k = 1.254$,多变指数 $n = \ln(2.52/0.461) / \ln(3.7814/0.9683) = 1.247$,汽轮机效率数据取为 $Z_{jt} = 0.758 - 0.02 \times (p_0/p - 1)$

3 结论

本文利用“现代节能理论”建立了热电联产汽轮机组供热单耗的一般化离散模型,不仅为进一步的连续性模型打下了基础,而且通过实例计算,以全新的定量指标分析研究了影响联产机组在出厂处的供热单耗的诸因素,为在现代节能理论的基础上系统地全面地分析研究联产机组供热单耗奠定了基础。

仅从以上算例可看出,从最低抽汽压力起算,基准抽汽的超压损失为 $0.205 - 0.192 = 0.013 \text{ kWh(欠发电)} / \text{kWh(出厂热)}$,若使用 - 1号或 - 2号抽汽供热,则超压损失将大大增高,即使经过了减压减压,保持了原有传热的端温差,也于事无补,可见对于给定的供回水温度,供热抽汽的压力越低,单耗也越低,算例还启示我们,尽可能降低供水温度可显著降低供热单耗。此外还可看出,降低回水温度,供热单耗基本不变,但可使给定热网加热器的传热能力加大,且可降低管网的相对投资,不利的影晌是所送出的热量平均品位低了,从而必须使用户的散热器加大才能接受同样多的热量。此外,供回水温度相差加大后加重了热网热重力压头的不利影响。不过,在降低回水温度的同时如配以多级加热,其效果是明显的,特别是配以凝汽器加热,其供热煤耗下降值竟达 39%,成本下降幅度达 41%,这些数字对降低联产电厂供热单耗的潜力之大不能说没有很重要的启示。

供热的 不同方案	基准方案	超 压 损 失			供 回 水 温 度 变 化		
		# n	# - 1	# - 2	105°C /70°C	120°C /30°C	120°C /15°C
		$P, \text{M Pa}$	0. 252	0. 214	0. 401	0. 659	0. 151
$v, \text{m}^3/\text{kg}$	0. 9683	1. 1041	0. 6687	0. 4494	1. 4716	0. 9683	0. 9683
$v', \text{m}^3/\text{kg}$	0. 9683	1. 1039	0. 6672	0. 4479	1. 4601	0. 9683	0. 9683
$5 h_s, \text{kJ/kg}$ (查表)	662. 4		774. 8	906. 5	549. 2	662. 4	662. 4
$5 h_s', \text{kJ/kg}$ (计算)	662. 4	623. 6	779. 6	917. 4	544. 9	662. 4	662. 4
Z_{jk}	0. 758	0. 754	0. 765	0. 770	0. 745	0. 758	0. 758
$5 h, \text{kJ/kg}$	502. 1	470. 5	596. 7	706. 7	405. 7	502. 1	502. 1
$w, \text{kWh}/(\text{kWh})$	0. 205	0. 192	0. 240	0. 279	0. 167	0. 205	0. 25
$ee_{cr}, \text{kWh}/(\text{kWh})$	0. 212	0. 199	0. 247	0. 286	0. 177	0. 209	0. 208
$e^{out}, \text{kJ/kg}$	86. 44	86. 44	86. 44	86. 44	67. 85	86. 44	86. 44
$e^{in}, \text{kJ/kg}$	32. 15	32. 15	32. 15	32. 15	32. 15	6. 43	0
$X_{\bar{q}}$	1. 224	1. 303	1. 050	0. 905	1. 373	1. 018	0. 945
$b_q, \text{g}/(\text{kWh})$	75. 11	70. 55	87. 54	101. 54	63. 05	75. 85	75. 35
$c_q, \text{¥}/(\text{kWh})$	0. 0424	0. 0398	0. 0494	0. 0573	0. 0354	0. 0417	0. 0416

0 # 1 # 2 # k
多 级 加 热

加热级数	120°C /30°C			120°C /15°C			
	3			4			
$P, \text{M Pa}$	0. 250	0. 151	0. 0461	0. 252	0. 151	0. 0461	0. 0049
$v', \text{m}^3/\text{kg}$	0. 9683	1. 4601	3. 7808	0. 9683	1. 4601	3. 7808	
$5 h_s', \text{kJ/kg}$ (计算)	662. 4	544. 9	314. 0	662. 4	544. 9	314. 0	
Z_{jk}	0. 758	0. 745	0. 669	0. 758	0. 745	0. 669	
$5 h, \text{kJ/kg}$	502. 1	405. 7	210. 0	502. 1	405. 7	210. 0	0
$5 t_{10j} \Delta t_{10}$	15/90	35/90	40/90	15/105	35/105	43/105	12/105
$h_j - \bar{t}_j, \text{kJ/kg}$	2543	2428	2365	2543	2428	2365	2305
$w, \text{kWh}/(\text{kWh})$	0. 0341	0. 0650	0. 0395	0. 0292	0. 0557	0. 0363	0
$w, \text{kWh}/(\text{kWh})$				0. 1386			0. 121
$ee_{cr}, \text{kWh}/(\text{kWh})$				0. 1426			0. 125
$e^{out}, \text{kJ/kg}$				86. 44			86. 44
$e^{in}, \text{kJ/kg}$				6. 43			1. 67
$X_{\bar{q}}$				1. 489			1. 547
$b_q, \text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$				51. 82			46. 03
$c_q, \text{¥}/(\text{kW} \cdot \text{h})$				0. 0285			0. 0249

符号表

E_M ——从热能动力机中为供热抽取的工质焓
 Z_C ——使 E_M 膨胀至接近环境温度时技术可行的焓用/电转换效率
 ΔW ——由于抽汽供热所引发的少发或多耗的电量
 $X_Q = E_{Q10} / EECR$ ——热量发生环节的焓用指数
 Z_b ——燃料能释放转移环节(锅炉)的焓效率
 Z_w ——发电环节(动力循环)的焓效率
 t_0 ——环境平均温度, °C
 t_{R0} ——在电厂出厂处的热网水温度, °C
 E_{Q10} ——在电厂出厂处供出的热量焓用, kJ
 c_F ——燃料成本, ¥/t
 c_w ——在电厂出厂处的供电成本, ¥/(kW·h)
 G, G_w ——热网水的质量流量和水当量(即 $G_w = G S H_w$)
 $d, S H_w$ ——热网水的密度及其比热
 $\Delta p, Z_p$ ——热网的沿程和局部压力损失和热网泵的效率
 $t_{R0}^{out}, t_{R0}^{in}$ ——联产电厂热网的供水和回水温度
 m, h, \bar{r} ——蒸汽量, 蒸汽的比焓, 蒸汽饱和水的比焓
 P, V ——汽轮机膨胀线上蒸汽的压力和比容
 $EECR, eecr$ ——由于联产供热所失掉的可能供电量

角码 $j = \dots, -1, 0, 1, 2, \dots, n, \dots, k$ ——汽轮机蒸汽膨胀线上抽汽点从高压至低压的序号, 其中 0 抽汽压的设计值; n : 理论最低顶值压力, k : 凝汽器压力

参考文献

1. 宋之平, 王加旋. 节能原理. 水电出版社, 1985
2. Behr H D. Zur Thermodynamik des Heizens. BWK, Vol 32 No. 1
3. Behr H D. Thermodynamik, 1978
4. 宋之平. 单耗分析的理论 and 实施. 中国电机工程学报, 1992, 12(4)
5. 宋之平等. 能量系统的单耗分析. 热力学分析与节能论文集. 科学出版社, 1993
6. 宋之平. “单耗分析”中经济因素的处理. 热能动力工程, 1995, 10(2)
7. 宋之平. 供热系统“单耗分析”模型. 热能动力工程, 1996, 11(4)
8. 宋之平, 李洪涛. 单耗分析案例. 工程热物理学报, 1996, 17(4)
9. Zhi-Ping Song, et al. Indigenouse construction of sizeble desalination units for dual purpose power plant in China. Energy 1991, 16(4)

燃机应用

燃机驱动大型渡船

据“Diesel & Gas Turbine Worldwide”1996年5月号报道, 1995年瑞典 ABB Stal AB公司接受了其第一个应用于商船推进服务的订货。Stena Line航运公司正安装4台GT35燃机在其新的HSS900高速双体渡船上。

具有15条西北欧航线的Stena Line公司是营运国际运输的世界最大的渡船公司之一。其HSS概念意味着高速、大载荷能力、高等级适航性和安全性的结合, 使得渡船能在恶劣的气候条件下以40节巡航速度航行。

88 m长的HSS900可以运载900个旅客和210辆轿车, 或150辆轿车和10辆大卡车, 将于1996年夏天开始在瑞典哥德堡和丹麦腓特烈港之间航线上服务。

GT35燃机在3300 r/min转速下的输出功率为17 MW, 效率为33%, 因而它在高速渡船应用中具有了一定优势。

GT35标准组件和紧凑的设计意味着易于适合HSS900的船体结构。此外, 由于其运行时噪声较低, 安装它时可以不带罩壳。标准组件结构也便于检查、维护。GT35具有能保证低排放的燃烧系统, 并满足IMO NO_x排放要求。

GT35燃机能够以馏出重油运行, 这也是HSS900选用GT35的主要理由之一。烧重油可以补偿与柴油机和航改型燃机相比耗油率略高的损失。

当GT35以柴油型燃料运行时, 预期寿命为60000小时。在以馏出重油工作时, 在第一次热燃气通路修理以前预期可运行40000小时。第一次大修预期在60000~80000小时, 包括更换全部涡轮叶片。

(学牛 供稿)

联产机组供热单耗的“单耗分析”方法 = "Unit Consumption Analysis" of CHP Heat Supply [刊, 中] / Song Z. P., Zhang G. (North China University of Electric Power) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1997, 12(1). -1- 4

On the basis of a paper entitled "Unit consumption analysis model of a heat supply system" and by utilizing modern energy saving theory the authors have set up a generalized discrete model for the unit consumption of a cogeneration turbine set heat supply. This not only provides a basis for developing further a continuous model but also by way of calculating specific examples makes it possible to investigate the multifarious factors affecting the unit consumption of CHP heating on the basis of a totally new quantitative index analysis. Practice has shown that this is a useful study, enlightening authors in the creation of a new mode of combined heat and power generation. **Key words** heat supply, unit consumption, cogeneration, energy-saving, exergy

管簇结构腔体式吸收器总热阻所受环境条件的影响 = The Influence of Environmental Conditions on the Total Heat Resistance of Solar Cavity Receiver with a Tube Bundle Construction [刊, 中] / Chou Qiaoli, Ge Xin-shi, et al. (Chinese University of Science & Technology) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1997, 12(1). -5- 7

An analysis is conducted of the thermal performance of a novel solar cavity receiver with a bundle of tubes serving as an absorber. On the basis of a heat resistance network and the general control equations of solar energy a numerical analysis is performed of the influence on the heat resistance of such environmental conditions as solar direct irradiation, ambient temperature and wind velocity. **Key words** solar cavity receiver with a tube bundle as its absorber, solar energy, heat resistance, boundary condition

双燃料煤粉流化床复合燃烧锅炉的物质平衡与热量平衡 = The Material and Heat Balance of a Dual-fuel Pulverized Coal-fired Fluidized Bed Multiple Combustion Boiler [刊, 中] / Zhao Guangbo, Zhu Qunyi, Yun Xiaoyin, et al. (Harbin Institute of Technology), Ren Youbao, Ye Jiyi (Jiamusi Paper Making Co. Ltd.) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1997, 12(1). -8- 10

An analysis is made of the material and heat balance for a dual-fuel pulverized coal-fired fluidized bed multiple combustion boiler. Obtained are a material balance equation for the boiler furnace and air heater, a heat balance equation for the fluidized bed and the pulverized coal-fired furnace and a calculation formula for furnace outlet excess air factor, unburned flue gas heat loss and unburned carbon heat loss. **Key words** mixed fuel, multiple combustion, material balance, heat balance

中冷再热 STIG 循环的焓分析 = Exergy Analysis of an Intercooled Reheat STIG Cycle [刊, 中] / Wang Yongqing, et al. (Harbin Institute of Technology) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1997, 12(1). -11- 14

The exergy analysis of an intercooled reheat steam injected gas turbine cycle has shown that such a cycle has a significantly higher exergy efficiency as compared with a simple STIG cycle. Also analysed in this paper are the effect on exergy efficiency of the equipment performance and various cycle parameters, and the locations where various kinds of irreversible losses took place. As a result, intrinsically different conclusions in respect of heat balance are obtained. **Key words** intercooled reheat STIG Cycle, irreversible loss, exergy efficiency

220 t/h 百叶窗分级循环流化床投资成本分析 = Investment Cost Analysis of a 220 t/h Louver Stepped Cycle Fluidized Bed [刊, 中] / Chen Yulin, Li Yuying (Jiamusi Thermal Power Station) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1997, 12(1). -15- 18

This paper deals with the investment cost of a 220 t/h louver stepped cycle fluidized bed installed at Jiamusi