

凝汽式汽轮机低真空供热参数的确定

谢 鸣 朱振军· 赵肃铭 马义伟

(哈尔滨工业大学)

【摘要】 本文讨论了汽轮机低真空供热热负荷、变工况计算、热化系数、热网供回水温度等问题。提出对居民小区,最佳热化系数为0.53—0.55,而且与热网供回水温度的确定无关,可供工程设计时参考。

主题词 热电联产 热力网 供热

分类号 TK114

1 前言

采用凝汽式汽轮机低真空供热是指在采暖期降低汽轮机排汽压力,利用凝汽器循环水供热,实践证明:这是一种投资少、见效快、符合我国国情的节能方式。目前,我国东北地区一些小型电厂已经采用并积累了许多运行经验,但对其进行系统的分析还较少。

本文以哈尔滨市王兆居民小区集中锅炉房改造为热电联产为例,将热电厂、热网和热用户统一考虑,使之成为一个完整的供热系统。该热电联产装置采用一台N3—24型汽轮机,在低真空运行条件下,利用循环水向 250×10^3 米²住宅小区供热。本文对其进行了热力及经济分析和计算,为设计类似的供热系统提供可供参考的供热参数,如最佳热化系数、热网供回水温度等。

2 热负荷

供热热负荷由选取的建筑物面积热指标 q_F 确定,推荐值如表1所示。

王兆居民小区主要建筑为住宅楼,配套建筑为学校、商店,在考虑热网损失后,取 $q_F = 230$ kJ/(m²·h)。则 250×10^3 米²建筑面积的设计热负荷 Q_m 为: $Q_m = q_F F = 230 \times 250 \times 10^3 = 57.5 \times 10^6$ kJ/h。

哈尔滨地区以室外气温 $5^\circ\text{C} - (-26)^\circ\text{C}$ 为供暖区段,供热小时数为4248小时,计177天。当室内设计气温 $t_n = 18^\circ\text{C}$,设计室外气温 $t'_w = 18^\circ\text{C}$,则任意室外气温 t_w 下的热负荷 Q 由下式计算: $Q = Q_m \frac{t_n - t_w}{t_n - t'_w}$ 。

据此可绘制供暖负荷持续时间图(图1)。

收稿日期 1993-04-24 收修改稿 1993-06-28 *哈尔滨王兆热电站

本文联系人 谢 鸣 男 36 讲师 150006 哈尔滨工业大学建工系

表 1 建筑物面积热指标计算表($t_n = 18^\circ\text{C}$)

		建筑面积 ($\times 10^4\text{m}^2$)	系统计算供暖热指标 $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$	建筑实际平均热指标 $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$	居住区综合热指标 $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$
住宅	板式	22.2	272	200	216~241
	点式	1.1	314	243	216~241
学校幼儿园 商店办公楼		1.7	327	272	216~241

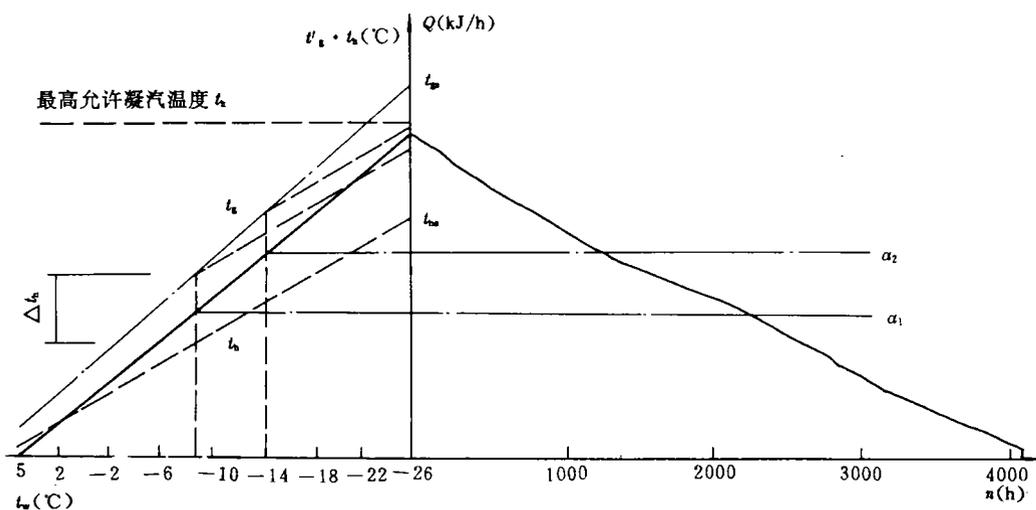


图 1 热负荷持续时间图

每年的供热量 Q_a 为:

$$Q_a = \int_0^a Q dn = \int_0^a Q_m \frac{t_n - t_w}{t_n - t'_w} dn$$

式中, $t_w = f(n)$, 对上式积分:

$$Q_a = 1000[A(0.001n) + 0.5B(0.001n)^2 + 0.33C(0.001n)^3 + 0.25D(0.001n)^4 + 0.2E(0.001n)^5 + 0.17F(0.001n)^6]$$

A, B, C, D, E, F 为常数, 可得 $Q_a = 15\ 400$ GJ/a.

3 热网供回水温度

热网供、回水温度 t_g, t_h 用下式计算:

$$t_g = t_n + 0.5(t_{gs} + t_{hs} - 2t_n) \left[\frac{(t_n - t_w)}{(t_n - t'_w)} \right]^{\frac{1}{1+b}} + 0.5(t_{gs} - t_{hs})(t_h - t_w) / (t_n - t_w)$$

$$t_h = t_n + 0.5(t_{gs} + t_{hs} - 2t_n) \left[\frac{(t_n - t_w)}{(t_n - t'_w)} \right]^{\frac{1}{1+b}} + 0.5(t_{gs} - t_{hs})(t_h - t_w) / (t_n - t_w)$$

凝汽器的最大供热量为:

$$Q_n = G_s C_p (t_{g1} - t_{hs})$$

热网热负荷为:

$$Q_m = G_s C_p (t_{gs} - t_{hs})$$

则热化系数 α 可写为:

$$\alpha = \frac{Q_n}{Q_m} = \frac{t_{g1} - t_s}{t_{gs} - t_{hs}}$$

当热网供水温度超过 t_{g1} 时,尖峰热网加热器要投入使用,对应的室外气温为 t_{ws} 。

热网供回水温的选择是一个技术经济问题,当 t_{gs} 提高时,或提高汽轮机排汽压力,或采用较高压力的抽汽,使供热循环发电量下降。

另外, $(t_{gs} - t_{hs})$ 应与用户的热水流量相适应。在一般情况下,采用小温差大流量的方案,因热网水流量太小,会使污物积聚在凝汽器铜管内,使传热下降,流动阻力增加。在王兆小区热电联产中,采用 75/60 为热网供回水温度。

4 汽轮机变工况

当室外气温变化时,热网水温发生变化,导致汽轮机排汽压力级随之变化,使汽轮机在变工况下运行。

汽轮机变工况计算极其繁琐。本文对 N3-24 型汽轮机的调节级和压力级都进行了变工况计算。

表 2 列出 N3-24 型汽轮机调节级主要

变工况计算结果。

这样,热化系数 α 和 t_{g1} 有关, t_{g1} 将影响到汽轮机的排汽压力 p_k , 其凝汽温度 t_k 为:

$$t_k = t_{g1} + \delta t = t_{hs} + (t_{g1} - t_{hs}) + \delta t$$

$$t_{g1} = t_k - \delta t$$

热网设计供水温度为:

$$\begin{aligned} t_{gs} &= t_{g1} + (t_{gs} - t_{g1}) \\ &= t_k - \delta t + (t_{gs} - t_{g1}) \end{aligned}$$

热网质调节供回水温度变化曲线示于图 1。

在设计条件下, t_{gs} 和 t_{hs} 是确定的数值。当热负荷超过凝汽器最大供热量时,就要启用尖峰热网加热器。尖峰热网加热器的系统连接示于图 2。

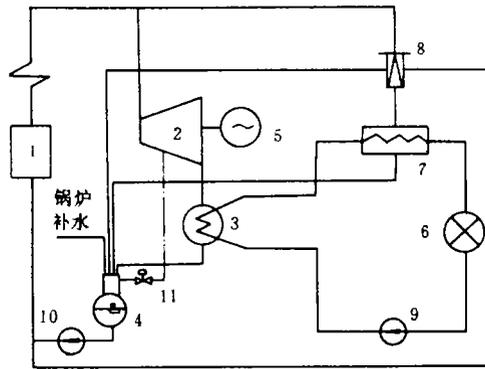


图 2 热电厂供热原则性热力系统图

- 1. 锅炉 2. 汽轮机 3. 凝汽器 4. 除氧器 5. 发电机
- 6. 热用户 7. 尖峰热网加热器 8. 减温减压器 9. 热网循环水泵 10. 锅炉给水泵 11. 调节阀

表 2 N3-24 型汽轮机调节级主要变工况计算结果

序号	名称	符号	单位	设计工况	额定工况	变工况 1	变工况 2	变工况 3
1	蒸汽流量	D_0	公斤·时	12 000	16 100	8 000	10 000	14 000
2	初压力	P_0	兆帕	2.23	2.23	2.23	2.23	2.23
3	初焓值	h_0	千焦/公斤	3 219	3 219	3 219	3 219	3 219

续表 2

序号	名称	符号	单位	设计工况	额定工况	变工况 1	变工况 2	变工况 3
4	级后压力	p_1	兆帕	0.745	1.000	0.497	0.621	0.969
5	级后理想焓值	h_{1s}	千焦/公斤	2931	3012	2852	2898	2972
6	理想焓降	Δh_s	千焦/公斤	288	214	357	321	247
7	轮周效率	η	%	73.00	79.00	66.20	69.50	66.50
8	各项损失之和	$\Sigma \zeta$	%	9.10	12.80	11.00	10.20	10.50
9	级相对内效率	η_{oi}	%	63.90	66.2	55.00	59.30	66.00
10	级实际焓降	Δh	千焦/公斤	184	142	202	190	163
11	级后实际焓值	h_1	千焦/公斤	3035	3077	3017	3029	3056

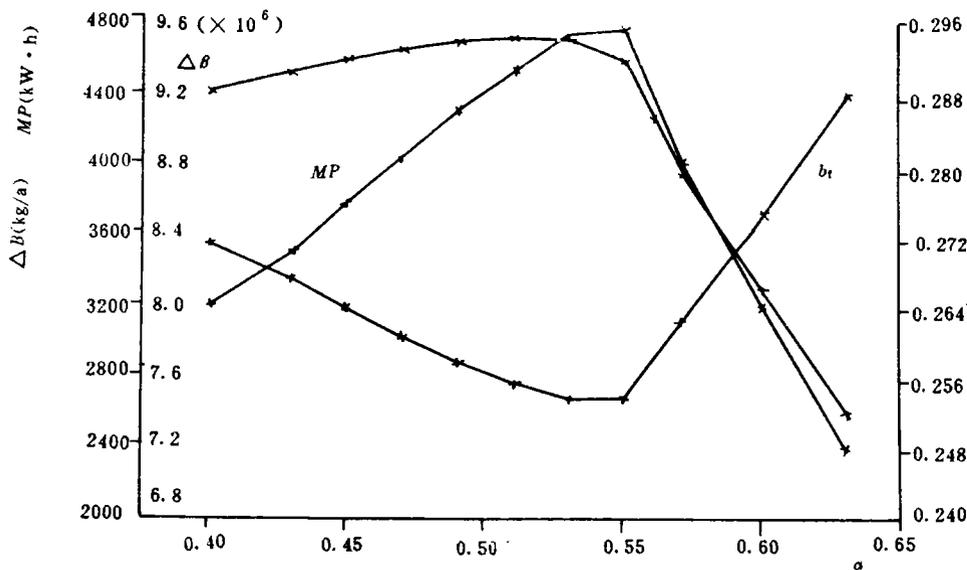


图 3 年发电量、年节煤量和年发电煤耗率随热化系数变化曲线

5 热力计算结果

在表 2 所示基本参数,和热化系数为 0.55 的条件下进行了热力计算,计算结果示于表 3。

年发电量、年节煤量和年发电煤耗率随热化系数的变化关系示于图 3;发电功率随室外气温的变化曲线示于图 4;热化系数与热网供回水温度和凝汽器温升的关系示于图 5。

表3 N3-24型汽轮机供热设计方案和理论计算数据统计表

项目	符号	单位	设计方案	理论计算
年发电量	MP	万千瓦时/年	930	956
年供热量	MQ	吉焦/年	154 000	154 000
热化系数	ϕ		0.75	0.55
年节煤量	ΔB	吨/年	2 327	4 569
年发电煤耗率	b_f	公斤/千瓦时	0.197	0.253 6
年供热煤耗率	b_g	公斤/吉焦	46.7	34.12
热网设计供水温度	t_g	℃	75	84
热网设计回水温度	t_h	℃	59.6	68.6
室风采暖计算温度	t_n	℃	18	18

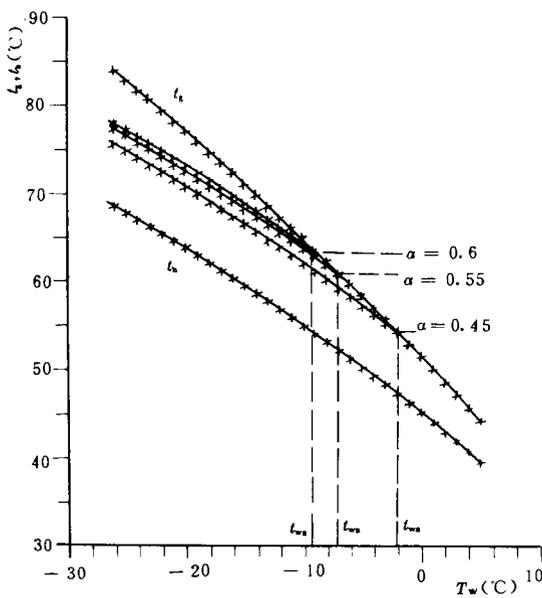
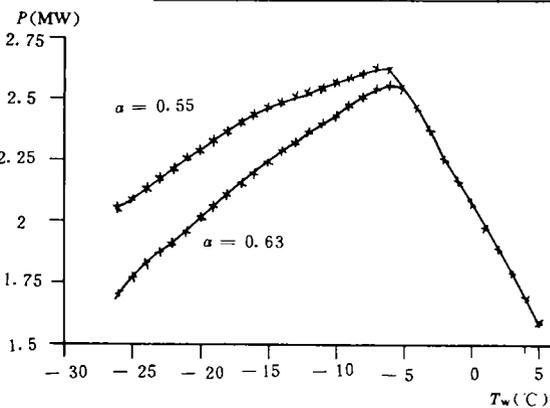


图4 发电功率随室外温度变化曲线

几点看法

1 热化系数与以下因素有关:热负荷的特性和大小、供热机组的热力特性等。当基本计算参数不变时,最佳热化系数为0.53~0.55;当基本计算参数改变时,最佳热化系数为0.45~0.63。

2 热化系数对热网设计供回水温度的确定无关。

3 热网设计供、回水温度与热负荷大小、热网循环水量和室内散热器面积有关。在本文具体条件下,热网供回水温度值分别为: $t_g = 84.0\text{℃}$, $t_h = 68.55\text{℃}$ 。

图5 热化系数与热网设计供回水温度关系

参考文献

- 1 甘例泉. 大力发展小型热电联产. 中国能源, 1989, (4)
- 2 崔树庆, 武学素. 热化系数的定性研究. 区域供热, 1987, (3)
- 3 马义伟, 赵肃铭, 杨明新. 哈尔滨市王兆小区供热节能改造. 节能技术, 1991. (2)

- (18) **The Design Principle of a Flame-Holding Cavity Burner with Orthogonal Jet Flows and the Exploratory Study of its Flame-Holding Mechanism** Xu Minghou, Hu Pingfan, Sheng Changdong, Zhang Mingchun and Han Caiyuan (*Huazhong University of Science & Technology*)

On the basis of a flame-holding cavity bluff-body burner the authors have proposed a new type of pulverized coal burner with a flame-holding cavity and orthogonal jet flows. By the use of aerodynamic principles the burner features a reverse flow of high-temperature flue gases with a resulting intensified ignition of pulverized-coal gas flows and a stabilized combustion process. The results of cold and hot state test results are reported. Also proposed is the design principle of such burners with a detailed discussion of their flame-holding combustion mechanism being presented. **Key words:** *pulverized-coal burner, flame-holding, orthogonal jet flow*

- (23) **A Preliminary Analysis of the Factors Affecting Solid Material Circulation Ratio** Yan Guizhang (*Institute of Thermo-physical Engineering*)

Based on the experimental test results of a circulating fluidized bed cold state flows, the author has made an analysis of the effect of gas velocity and solid particle distribution on solid material circulation ratio. Proceeding from a balance of solid materials, a quantitative relationship has been identified regarding the effect of flyash separation efficiency and raw coal ash content on circulation ratio with relevant computations and discussion being performed. Also discussed and evaluated in the present paper is the quantitative analysis of a multi-stage circulation system and circulation ratio. **Key words:** *circulating fluidized bed, boiler, solid material circulation ratio*

- (27) **A Steam System Design for Petrochemical Plants** Zhao Shihang (*Tsinghua University*)

The specific features, design principles and heat balance of a steam system for petrochemical plants are described. An off-design performance model for steam turbines, which find wide applications in steam systems, has been introduced, resulting in an enhanced accuracy of the system heat balance calculation. The said model can also be used in heat balance calculations for steam systems with varying production conditions. **Key words:** *steam system, heat balance, design, steam turbine*

- (32) **Determination of Low-Vacuum Heat Supply Parameters for Condensing Steam Turbines** Xie Ming, Zhu Zhenjun, et al (*Harbin Institute of Technology*)

This paper discusses the issues concerning the computation of steam turbine low-vacuum heat supply thermal loads, off-design performance, thermification factors, heat supply network feeding and return water temperatures, etc. The author proposed that the optimum thermification factor should be 0.53-0.55 irrespective of the network feeding and return water temperatures, which can be taken as a reference value for engineering designs. **Key words:** *cogeneration, heat network, heat supply*