

doi:10.11835/j.issn.1674-4764.2013.S1.041

重庆某剧院空调系统板式换热器检测及诊断分析

陈鹏¹, 季广辉², 黄光勤¹, 杨露露¹

(1 重庆大学 城市建设与环境工程学院, 重庆 400045; 2 河南广播电视大学, 郑州 450008)

摘要:针对某剧院中央空调系统效果不佳的问题进行检测诊断, 现场测试了板式换热器实际运行工况。通过对实测换热量的修正, 得到设计温差换热量 Q_{ST} 和设计温差流量换热量 Q_{STF} , 将其与额定换热量 Q_S 对比, 以此作为判断板式换热器换热性能的依据。最后, 就板式换热器的实际运行情况给出了相应的建议以及诊断其性能的步骤。

关键词:检测诊断; 板式换热器; 设计温差换热量; 设计温差流量换热量

中图分类号: TU834 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-4764(2013)S1-0186-04

Detection and Diagnosis on Plate Heat Exchanger of an Air Conditioning System of a Theatre in Chongqing

Chen Peng¹, Ji Guanghui², Huang Guangqin¹, Yang Lulu¹

(1. Faculty of Urban Construction and Environmental Engineering, Chongqing University, Chongqing 400045, P. R. China;

2. Broadcast Television University of Henan, Zhengzhou 450008, P. R. China)

Abstract: A detection and diagnosis has been performed on the bad effect of the central air conditioning system of a theater, and the site test on the actual operating conditions of the plate heat exchanger has also been proceeded. In this paper, based on the correction of the measured heat transfer obtained by actual measurement, the specified logarithmic mean temperature difference heat transfer rate and the specified flow heat transfer has been obtained. By using the specified heat transfer rate as a comparison and regarded as a basis of judging of the performance of plate heat exchanger. Finally, the corresponding recommendations about the actual operation of plate heat exchanger and the steps of the performance diagnostic has been put forward in this article.

Key words: detection and diagnosis; plate heat exchanger; heat exchange capacity of design temperature difference; heat exchange capacity of design temperature difference and flow

一次回风式集中空调系统由空调冷热源系统、水输配系统、空气处理系统以及末端系统等组成, 任何一个部分出现问题都可能导致空调系统运行状态偏离设计或理想状态, 则室内温湿度不能达到设计要求。冷热源系统作为整个空调系统的冷热源端, 其制冷制热的能力是保证末端达到标准工况的首要条件, 冷热水流量以及出口水温是其关键的参数。水输配系统连接冷热源和用户来输送冷热量, 一次水泵的运行工况以及管路保温是否满足设计要求是水输配系统的问题所在。用户端的板式换热器以及空气处理机组的换热能力, 二次水泵运行工况, 风系统运行状况等都将影响室内空调效果。通过以上分析, 空调系统实际运行工况偏离设计或正常值时, 有必要进行现场测试, 通过对测试数据的整理和分析, 找出问题所在, 从而提出相应的改善措施。

笔者以重庆某剧院的区域供冷中央空调系统为例, 对板式换热器、空气处理机组以及室内热环境进行现场测试, 并

通过对测试数据的计算和分析, 给出判断板式换热器性能的依据, 并提出相应的改善措施。

1 工程概况

该剧院位于重庆市, 建筑用地约 4 万 m^2 , 总建筑面积 9.9 万 m^2 , 建筑高度 64 m。地上 7 层, 建筑面积 6.16 万 m^2 ; 地下 2 层, 建筑面积 3.74 万 m^2 。大剧院内设 1 个大剧场和 1 个中剧场, 能够分别容纳 1 770 和 863 名观众, 均为空调区域。其中大剧场内绝大部分区域的空调方案为座椅送风, 后部侧墙回风, 顶部排风。空调冷热源为江北嘴水源热泵区域供冷冷站, 由冷冻水管道输送, 并通过板式换热器为该剧院间接提供冷热量。整个系统如图 1 所示。

该剧院空调机房内共 5 台板式换热器, 其中 3 台大板换供应大剧场, 2 台小板换供应小剧场, 并通过分水器分配给 2 个剧场。板换额定参数列于表 1。

收稿日期: 2012-12-10

基金项目: 创新研究群体基金资助

作者简介: 陈鹏(1989-), 男, 硕士生, 主要从事空调系统节能检测研究, (E-mail) chen_peng1989@163.com。

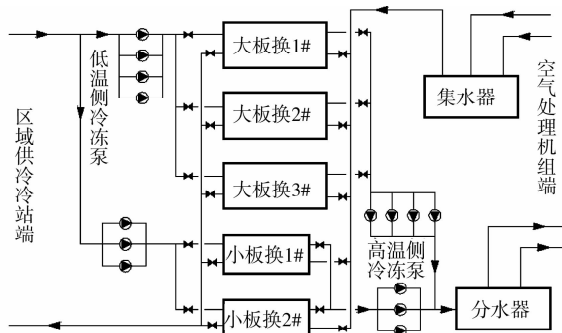


图 1 剧院冷冻水系统示意图

2 现场测试及分析

2.1 现场测试

2011年7月13—14日对该剧院空调系统进行了现场测试,主要检测冷冻水系统、风系统和室内环境等。冷冻水系统检测方面具体测试的参数如下:板式换热器一、二次侧进口水温、出口温度和冷冻水流量,通过测得的参数可以计算板式换热器一、二次侧的换热量。

采用水银温度计(精度 0.1°C)测量两侧进出口水温;用超声波流量计(DCT1288,精度 $0.01\text{ m}^3/\text{h}$)测两侧水流量。以上仪器均通过重庆市计量检测研究院的标定,保证了数据的可靠性。

表 1 大剧场和中剧场板式换热器额定参数

	大板式换热器				小板式换热器			
	水流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	进水温度/ $^{\circ}\text{C}$	出水温度/ $^{\circ}\text{C}$	换热量/ kW	水流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	进水温度/ $^{\circ}\text{C}$	出水温度/ $^{\circ}\text{C}$	换热量/ kW
一次侧	353.0	3.0	13.0	4 100	155.0	3.0	13.0	1 800
二次侧	477.7	14.0	7.0		250.8	14.0	7.0	

2.2 实测换热量计算

板式换热器一次侧为水源热泵区域供冷站提供的低温冷冻水,二次侧通过分集水器的高温冷冻水,通过板式换热器进行冷热量的交换。针对板式换热器的实际运行工况

进行测试,分别通过各侧的进出口水温和水流量计算得到各侧的换热量,将两者的平均值作为板式换热器实际换热量 Q_r 。实际运行参数、两侧对数平均温差和换热量列于表2。

表 2 板式换热器的实际运行工况

板换 编号	实测 换热量/ kW	对数平均 温差/ $^{\circ}\text{C}$	一次侧				二次侧			
			流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	进水 温度/ $^{\circ}\text{C}$	出水 温度/ $^{\circ}\text{C}$	换热量/ kW	流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	进水 温度/ $^{\circ}\text{C}$	出水 温度/ $^{\circ}\text{C}$	换热量/ kW
大板换 1#	2 403.5	1.33	337.62	4.92	10.84	2 320.7	413.36	11.83	6.65	2 486.2
大板换 2#	2 427.2	1.73	358.99	4.88	10.45	2 321.7	446.05	11.86	6.97	2 532.6
大板换 3#	2 447.9	1.35	349.03	4.84	10.66	2 358.6	421.02	11.72	6.53	2 537.1
小板换 1#	1 168.6	1.48	167.95	4.91	10.72	1 133.0	203.37	11.87	6.77	1 204.3
小板换 2#	1 101.4	1.44	157.70	4.83	10.46	1 030.9	190.78	11.74	6.45	1 171.8

2.3 设计对数平均温差换热量

设计对数平均温差换热量 Q_{ST} 是对 Q_r 进行对数平均温差修正后得到的换热量,意义为实际板式换热器在两侧进、出口温度在设计温度情况下,流量为实际流量时的换热量。

2.2中采用一、二次侧换热量的平均值得到实际换热量 Q_r ,而换热量又可由两侧的对数平均温差计算

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta T_m, \quad (1)$$

式中: K 为板换对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; A 为板换有效换热面积, m^2 ; ΔT_m 为板换两侧对数平均温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

由式(1)可知,换热量是对流换热系数、换热面积和对数平均温差的函数。 A 由板式换热器本身决定,故为定值。对于一个给定的板式换热器, K 值取决于内部流体的流动情况,而流体流动情况由两侧的水流量决定。 Q_{ST} 是在流量为实际流量时计算得到的,所以也为定值。从而 Q 只是 ΔT_m 的函数,且与其成正比, Q_{ST} 可按下式计算:

$$Q_{ST} = \frac{Q_r}{\Delta T_{m,r}} \Delta T_{m,c}, \quad (2)$$

式中: $\Delta T_{m,r}$ 为实际对数平均温差, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta T_{m,c}$ 为设计对数平均温差, $^{\circ}\text{C}$;这里根据额定两侧进出口温度可得 $\Delta T_{m,c} = 2.164^{\circ}\text{C}$ 。

根据表2中的实际换热量,由式(2)计算得到各板式换热器设计对数平均温差换热量,列于表3。

2.4 额定温差流量换热量

设计温差流量换热量是在 Q_{STF} 是对 Q_{ST} 进行流量修正后得到的换热量,意义为实际板式换热器在两侧进、出口温度以及两侧流量均在设计工况下的换热量。

对于给定的板式换热器, K 值仅取决于两侧流量。 Q_{STF} 和 Q_{ST} 区别在于板式换热器流量不同,结合式(1)可知,两者只是 K 的函数,且与 K 成正比。 Q_{STF} 可由下式计算:

$$Q_{STF} = \frac{Q_{ST}}{K_r} K_F = \theta_K Q_{ST}, \quad (3)$$

式中: K_r 为板式换热器实际对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; K_F 为实际板式换热在设计流量下的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; θ_k 为相对换热系数, $\theta_k = K_r/K_F$ 。

所测板式换热器的板片均采用 U 形连接, 为逆流方式, 两侧流体为冷水。文献[1]研究了变流量下板式换热器的相对换热系数, 指出板片和污垢热阻对板换传热系数存在较大影响, 但体现在相对换热系数公式里影响却很小。

2.4.1 相对传热系数计算式及分析

板换对流换热系数计算式为

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} + \frac{1}{h_2}}, \quad (4)$$

式中: h_1, h_2 为板式换热器冷流体的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; δ_w, δ_s 为板式换热器板片和污垢的厚度, m; λ_w, λ_s 为板片和污垢的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$ 。

相对对流换热系数为板式换热器两侧流量变化前后的对流换热系数之比, 相对传热系数计算式为

$$\theta_k = \frac{K}{K'} = \frac{1/(\frac{1}{h_1} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{\delta_s}{\lambda_w} + \frac{1}{h_2})}{1/(\frac{1}{h_1'} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{\delta_s}{\lambda_w} + \frac{1}{h_2'})} = \xi \frac{R_h'}{R_h}, \quad (5)$$

式中: 上标“'”表示实际运行工况下的参数, 无上标表示额定流量工况下的参数; ξ 为系数; R_h 为两侧对流换热热阻之和, 即 $R_h = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}$ 。

板片热阻、污垢热阻分别为 $R_w = \delta_w/\lambda_w, R_s = \delta_s/\lambda_s$ 。

通过改变流量, 对流换热热阻增加 10%~100% 时, $\in [0.96, 1.04]$, 则相对传热系数计算式可简化。在此过程中, 板片和污垢的热阻对相对传热系数的影响可以忽略^[1]。则式(5)可简化为

$$\theta_k = \frac{R_h'}{R_h} = \frac{1/h_1' + 1/h_2'}{1/h_1 + 1/h_2}. \quad (6)$$

2.4.2 相对传热系数的计算简化

对流换热特征数方程

$$Nu = \frac{hd}{\lambda} = CRe^m Pr^n \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^p, \quad (7)$$

式中: Nu 为努谢尔特数; d 为当量直径, m; Re 雷诺数, $Re = ud/\nu$; ν 为流体的运动粘度, m^2/s ; u 为流体流速, m/s ; Pr 为普朗特数, $Pr = \nu/a; \mu, \mu_w$ 为流体平均温度和壁面温度下流体的动力粘度, $Pa \cdot s$ 。 C, m, n, p 为系数和指数。

文献[2]给出了 m 值的取值范围, $m \in [0.65, 0.85]$, 且随流体、板片和流动类型的不同而不同, 此处取值 0.75。

低温端用下标“1”表示, 高温端用下标“2”表示, 则有:

$$h_1 = CRe_1^m Pr_1^{n_1} \lambda_1/d_1, \quad (8)$$

$$h_2 = CRe_2^m Pr_2^{n_2} \lambda_2/d_2. \quad (9)$$

变流量前后对流换热系数采用比例表示如下

$$\theta_{h_1} = \frac{h_1}{h_1'} = \left(\frac{Re_1}{Re_1'}\right)^m \left(\frac{Pr_1}{Pr_1'}\right)^{n_1} \frac{\lambda_1}{\lambda_1'}, \quad (10)$$

$$\theta_{h_2} = \frac{h_2}{h_2'} = \left(\frac{Re_2}{Re_2'}\right)^m \left(\frac{Pr_2}{Pr_2'}\right)^{n_2} \frac{\lambda_1}{\lambda_2}. \quad (11)$$

忽略变流量前后各侧水温变化引起的物性变化, 即

$$\frac{\nu_1}{\nu_1'} = \frac{\nu_2}{\nu_2'}; \frac{Pr_1}{Pr_1'} = \frac{Pr_2}{Pr_2'}; \frac{\lambda_1}{\lambda_1'} = \frac{\lambda_2}{\lambda_2'} \text{ 简化上式有:}$$

$$\theta_{h_1} = \frac{h_1}{h_1'} = \left(\frac{Re}{Re_1'}\right)^m = \left(\frac{u_1}{u_1'}\right)^m = \left(\frac{G_1}{G_1'}\right)^m = \theta_{G_1}^m, \quad (12)$$

$$\theta_{h_2} = \frac{h_2}{h_2'} = \left(\frac{Re}{Re_2'}\right)^m = \left(\frac{u_2}{u_2'}\right)^m = \left(\frac{G_2}{G_2'}\right)^m = \theta_{G_2}^m, \quad (13)$$

式中, $\theta_{G_1}, \theta_{G_2}$ 为分别为一、二次侧额定流量与实际流量之比。

将式(9)、(10)代入式(6)得

$$\theta_k = \frac{\frac{1}{h_1'} + \frac{1}{h_2'}}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}} = \frac{\frac{1}{\theta_{G_1}^m h_1'} + \frac{1}{\theta_{G_2}^m h_2'}}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}} = \frac{1 + \theta_{h_1}'}{\frac{1}{\theta_{G_1}^m} + \frac{1}{\theta_{G_2}^m}} = \frac{\theta_{G_1}^m \theta_{G_2}^m (1 + \theta_{h_1}')}{\theta_{G_2}^m + \theta_{G_1}^m \theta_{h_1}'}, \quad (14)$$

式中, $\theta_{h_1}' = h_1'/h_2'$ 。

该板换两侧流体均为冷水, 板片之间采用 U 型连接, 逆流方式; 考虑到两侧换热面几何相似, 且流动面积相等。故忽略其他因素, 仅考虑流量这个变量。徐志明等^[3]通过实验研究拟合得到人字形板换对流换热系数公式。

$$Nu = 0.035 Re^{0.841} Pr^{1/3}, \quad (15)$$

将 $Nu = h\lambda/d$ 代入上式得

$$h = 0.035 Re^{0.841} Pr^{1/3} \frac{d}{\lambda}, \quad (16)$$

则

$$\theta_{h_1}' = \frac{h_1'}{h_2'} = \left(\frac{Re_1'}{Re_2'}\right)^{0.841} \cdot \left(\frac{Pr_1'}{Pr_2'}\right)^{1/3} \cdot \frac{d_1 \lambda_2}{d_2 \lambda_1}, \quad (17)$$

式中, d_1, d_2 分别为板换两侧流体当量直径, 两侧流道几何相似, 有 $d_1 = d_2$; 这里忽略水温对两侧流体物性的影响, 简化上式

$$\theta_{h_1}' = (G_1'/G_2')^{0.841}, \quad (18)$$

结合式(11)、(15)得

$$\theta_k = \frac{\theta_{G_1}^{0.75} \theta_{G_2}^{0.75} [1 + (G_1'/G_2')^{0.841}]}{\theta_{G_2}^{0.75} + \theta_{G_1}^{0.75} (G_1'/G_2')^{0.841}}. \quad (19)$$

通过实测流量和额定流量可以计算 θ_k , 结果见表 3。

2.4.3 额定温差流量换热量的计算 由实测换热量, 通过额定对数平均温差修正得到 Q_{ST} , 再通过额定流量修正得到 Q_{STF} 。根据 2.4.2 计算得到的, 代入式(3)可得 Q_{STF} , 计算结果列于表 3。

表 3 板换实测、额定温差、额定流量以及额定换热量

参数	大板换 1#	大板换 2#	大板换 3#	小板换 1#	小板换 2#
θ_k	1.069	1.016	1.048	1.035	1.085
Q_r/kW	2 403.5	2 427.2	2 447.9	1 168.6	1 101.4
Q_{ST}/kW	3 923.1	3 040.0	3 922.1	1 712.6	1 651.3
Q_{STF}/kW	4 193.8	3 088.6	4 110.4	1 772.5	1 791.7
Q_s/kW	4 100.0	4 100.0	4 100.0	1 800.0	1 800.0
Q_r/Q_s	58.62%	59.20%	59.70%	64.92%	61.19%
Q_{ST}/Q_s	95.69%	74.15%	95.66%	95.14%	91.74%
Q_{STF}/Q_s	102.29%	75.33%	100.25%	98.47%	99.54%

3 诊断结果以及分析

实测换热量通过额定温差修正得到设计对数平均温差

换热量,从而排除了进出口温度对换热的影响;设计温差换热量通过设计流量修正得到设计温差流量换热量,排除了流量对换热量的影响。

若板换实际换热量均较额定值小,说明两侧进出口水温、两侧流量或板换自身参数存在问题。设计对数平均温差换热量排除了两侧进出口温差对换热量的影响,若其值达到或接近额定换热量,则两侧流量和板换自身参数不存在问题,仅通过改变进口温度即可。通过额定换热量与设计温差流量换热量的比较可得出换热器换热量不足的原因所在,若前者大于后者,则换热器自身存在问题;若前者小于后者,则换热器自身不存在问题。这里的问题是指板式换热器设计板片数不够,板片导热系数达不到设计值以及板换长期运行结垢等原因。

为了便于对于各换热量的相对大小,将表 3 中的各类换热量绘于图 2。

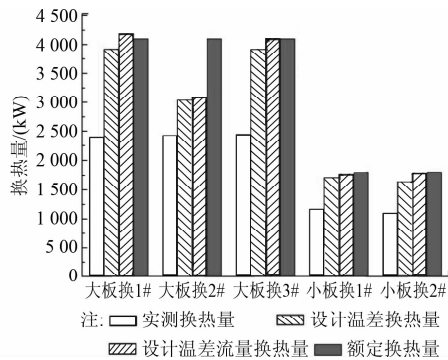


图 2 各板换换热量

通过以上分析,结合表 3 和图 2 可以看出 5 台板换实际换热量仅为额定换热量的 58.64%~64.87%。通过设计温差修正的 Q_{ST} 值,除了大板换 2# 外,都达到了额定换热量的 90% 以上,说明温差对其换热量的影响很大。从得到的 θ_k 值可以看出,两侧流量达到设计流量时,换热系数所有增大,但最大值为 1.085,影响不是太明显。就 Q_{STF} 而言,除了大板换 2#,其他板换换热量达到或接近额定换热量,说明实际运行中通过调节进出口温度和流量即可达到额定换热量,板换自身不存在问题,而大板换 2# 的 Q_{STF} 仅为额定换热量的 74.47%,说明流量与温度均为设计值时,仍达不到额定换热量,板换自身存在问题,这些原因有板换结垢、板片数量设计不足、板片传热系数设计不足等。

最后,通过现场测试以及对检测数据的处理和分析,针对板式换热器的性能检测及诊断,可通过以下方式进行。

1) 现场测试。通过对板式换热器两侧的进出口水温以及流量的测量,计算得到其实际的换热量。

2) 计算设计对数平均温差换热量。通过对实际换热量的温差修正得到设计温差换热量。

3) 计算设计温差流量换热量。通过对设计温差换热量的相对传热系数修正得到设计温差流量换热量。

4) 比较设计温差流量换热量与额定换热量,从而对板换实际换热性能进行评价。

5) 通过以上结果分析。若实际换热量不足,而 Q_{STF} 达到或接近额定换热量,说明通过改变进出口温度和流量等运行工况即可使其换热量达到额定值,板换自身不存在问题;若 Q_{STF} 仍达不到额定值,则板换自身存在问题,从而通过清洗板片,更换板换等措施使其达到额定运行工况,而不影响室内环境。

4 结 语

在目前区域供冷空调系统的设计中,板式换热器作为冷热量交换的工具,其性能影响换热量的大小,从而影响末端热舒适。实际运行中若室内参数偏离设计工况时,有必要通过对板式换热器进行实测,并通过对测试数据的计算分析,随之判断其性能是否正常,从而对其进行相应的处理,使其接近额定工况运行。

该剧院板式换热器换热量均小于额定值,且大板换 2# 设计温差流量换热量仍小于额定值,其性能不满足要求,可通过两个方面进行检查分析,其一是长期运行结垢导致换热系数的降低,另一方面是设计时换热器片数不够、板片导热系数未达到设计值等。从实际运行工况来说,由于一次侧进水温度的偏高导致两次对数平均温差减小,以及两侧流量偏离额定值导致流动引起的对流换热系数降低等原因,使得实际换热量偏小。

通过对设计温差流量换热量与额定换热量的对比,可以确定板式换热器的性能是否正常。从而采取相应的措施,使其正常运行,进而保证用户端的室内温湿度达到设计要求。

参考文献:

- [1] 郑瑞芸,姜永成,方修睦,等. 板式换热器在变流量工况下的相对传热系数分析[J]. 暖通空调,2010,40(10):85-88.
- [2] Marriott J. Where and how to use plate heat exchangers [J]. Chemical Engineering,1971,78(12):127-133
- [3] 徐志明,郭进生,等. 板式换热器传热和阻力特性的实验研究 [J]. 热科学与技术,2010,9(1):11-16