

虹桥交通枢纽 T2 航站楼空调冷水直供系统技术经济性分析

华东建筑设计研究院有限公司 沈列丞[☆]

摘要 基于该工程空调冷水系统,对用户侧采用冷水直供方式及采用含板式换热器的间接供冷方式的初投资与运行能耗进行了分析比较,通过计算得出前者比后者可减少初投资约 1 395 万元,年耗电量降低约 624 MW·h,表明该工程用户侧采用冷水系统直供方式具有一定的经济合理性。

关键词 航站楼 空调冷水系统 初投资 运行能耗 冷水直供

Technical and economical analysis of chilled water direct supply system in Hongqiao Transport Hub Terminal 2

By Shen Liecheng[★]

Abstract With the chilled water system in the project, analyses and compares the initial investment and operating energy consumption between the chilled water direct supply system and the indirect system with plate heat exchanger at the user side. Calculating results show that the initial investment of the former can be about 13.95 million RMB less and the electric energy consumption can be about 624 MW·h less than that of the latter, suggesting that the chilled water direct supply system is economically reasonable to some extent.

Keywords air terminal, air conditioning chilled water system, initial investment, operation energy consumption, chilled water direct supply

★ East China Architectural Design & Research Institute Co., Ltd., Shanghai, China

①

1 项目概况

上海虹桥综合交通枢纽建筑综合体(见图 1)自东至西分别是 T2 航站楼、东交通广场、磁悬浮列车站(预留)、高速铁路站、西交通广场。其中 T2 航站楼由航站楼主楼与登机长廊组成,总建筑面积约 360 000 m²,近期满足年旅客吞吐量 2 100 万人次/

a,并预留未来 3 000 万人次/a 的余量。

①[☆] 沈列丞,男,1980 年 9 月生,硕士,工程师
200002 上海市江西中路 246 号 5 楼华东建筑设计研究院有
限公司机电二所
(0) 13651744387
E-mail: Liecheng_shen@ecadi.com
收稿日期:2011-08-09



图1 虹桥综合交通枢纽总平面

T2 航站楼的空调冷源由能源中心提供,该中心距 T2 航站楼最北端约 300 m,设有电动离心式冷水机组和水蓄冷罐,空调冷水通过共同沟送至航站楼内的各换热站。能源中心侧冷水系统为一次泵定流量和二次泵变流量系统,二次变流量泵的变频调节由最不利换热站环路总供回水管处的压差值进行控制。能源中心的容量除目前为 T2 航站楼的 8 个换热站和南侧宾馆服务外,还为未来建设北指廊和北侧宾馆提供了预留量。由于能源中心需利用蓄冷罐对空调冷水系统定压,受蓄冷罐内水面高度所限,T2 航站楼内标高(+24.650 m)以下的用户可与冷水直供系统连接,标高(+24.650 m)及以上的用户仍需通过板式换热器间接连接冷水系统。T2 航站楼用户侧冷水系统主要采用三次泵直供方式,三次泵为变流量泵,由设在系统最不利环路区域的压差传感器控制。系统示意图如图 2 所示。

2 空调冷水用户侧直供系统与含板式换热器系统形式的比较

从系统组成角度看,空调冷水用户侧直供系统与含板式换热器间接供冷系统的不同之处在于冷水二/三次侧的连接形式。在直供系统中,冷水二次水环路与用户侧三次水环路直接连接,并利用共用管低阻力的特点解决三次水环路在水力上的相互干扰问题。在含板式换热器的系

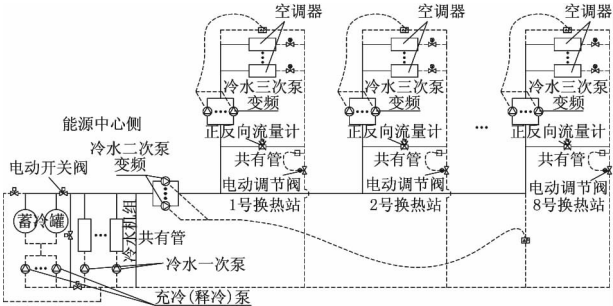


图2 T2 航站楼冷水三次泵系统示意图

统中,虽然冷水二次水环路与三次水环路通过板式换热器间接连接,使三次水环路之间在水力上相对独立,但由于板式换热器的存在,需增加众多设备和配件。

3 空调冷水用户侧直供系统与含板式换热器系统的初投资比较

3.1 对能源中心离心式冷水机组总价的影响

由于设计工况下板式换热器两侧的流体存在 1℃换热温差,在保证末端装置进水温度一定的前提下,含板式换热器系统要求能源中心内离心式冷水机组的出水温度需比直供系统低 1℃,这导致冷水机组在该设计工况下的制冷量下降约 1.95%,即含板式换热器系统所需冷水机组总装机容量比直供系统增加 1.95%。以 T2 航站楼冷水系统为例,直供系统形式下离心式冷水机组近期总装机容量为 53 458 kW(15 200 USRt)(总价约为 410 万元),含板式换热器系统的总装机容量将增加 1 042 kW(296.4 USRt),离心式冷水机组总价增加约 799 500 元。

3.2 对能源中心冷水二次泵总价的影响

由于设计工况下板式换热器存在 60 kPa 的水侧阻力,因此含板式换热器系统使能源中心冷水二次泵的设计扬程增加了 6 m。表 1 给出了两种供冷系统形式下能源中心冷水二次泵的总价比较,二者差价为 605 760 元。

表 1 两种系统形式下能源中心冷水二次泵价格比较

直供系统		含板式换热器系统	
冷水二次泵(含变频控制器等配件)	总价/元	冷水二次泵(含变频控制器等配件)	总价/元
流量 1 500 m ³ /h,扬程 45 m,五用一备	3 028 800	流量 1 500 m ³ /h,扬程 51 m,五用一备	3 634 560

3.3 对 T2 航站楼各换热站内设备与自控仪表等投资的影响

从用户侧(即各换热站)看,含板式换热器系统与直供系统在设备、管路配件、控制系统等方面都存在着一定的差异,限于篇幅,表 2 仅以 T2 航

站楼 1#~8#换热站中的 1#站为例,给出了两种系统形式的初投资比较。

表 3 为各换热站投资比较,可见,采用直供系统时,1#~8#换热站的投资为 5 467 680 元,含板式换热器系统的投资为 18 021 186 元,直供系统仅

表 2 1# 换热站两种系统初投资比较

直供系统			含板式换热器系统		
	参数	总价/元		参数	总价/元
冷水泵(含变频控制器等配件)	335 m ³ /h,30 m,3 台	325 690	板式换热器	2 367 kW,1.0 MPa, 2 台	596 200
蝶阀	DN300,3 个	25 920	冷水泵(含变频控制器等配件)	335 m ³ /h,36 m,3 台	401 454
中央处理单元	1 块	2 195	电动两通阀	DN250,2 个	42 400
模拟量输入输出模块	1 块	2 477.5	电动调节阀	DN200,2 个	63 520
PROFIBUS 通讯模块	1 块	2 995	蝶阀	DN250,8 个	59 680
总线连接器	1 块	505	自洁式过滤器	DN250,4 个	180 000
系统控制箱	1 个	4 500	温度计	8 个	800
温度传感器	1 个	1 625	盘式压力表	12 个	1 440
双向电磁流量计	DN250,1 个	54 562	闭式定压装置	1 套	250 000
电动调节蝶阀	DN200,1 个	66 492	自动加药装置	1 套	200 000
			BA 点位	11 个	16 500
合计		486 961.5			1 811 994

表 3 各换热站投资比较

换热站	直供系统投资/元	含板式换热器系统投资/元
1#	486 961.5	1 811 994
2#	451 233.5	1 575 810
3#	769 149.5	2 667 711
4#	955 657.5	2 985 296
5#	955 657.5	2 985 296
6#	526 800.5	1 776 069
7#	476 746.5	1 540 625
8#	845 473.5	2 678 385
合计	5 467 680	18 021 186

为含板式换热器系统的 30.34%。以上比较中均未考虑由于板式换热器的设置而增加的换热站面积,在含板式换热器的系统形式下,1#~8# 换热站需增加机房总面积约 380 m²,按 1 000 元/m² 的土建造价估算,约可节省土建造价 380 000 元,且这些面积的后续使用收益也是相当可观的。同时,也未考虑因能源中心二次变频泵扬程的减少使耗电量减少,而导致变频器及输配电系统容量的减少。

3.4 小结

通过两种系统对离心式冷水机组、冷水二次水泵以及 T2 航站楼内各换热站的价格分析比较,可知直供系统比含板式换热器系统减少直接投资约 13 958 766 元(尚未计入土建投资及配电系统投资减少)。

表 4 T2 航站楼冷负荷频度

负荷率/%	0~5	5~10	10~15	15~20	20~25	25~30	30~35	35~40	40~45	45~50
出现频度/%	1.4	5.1	5.4	7.0	8.6	6.9	6.6	5.3	5.1	5.6
负荷率/%	50~55	55~60	60~65	65~70	70~75	75~80	80~85	85~90	90~95	95~100
出现频度/%	5.4	5.9	4.8	5.0	4.9	4.6	4.7	4.0	2.5	1.2

注:供冷总时间为 4 636 h。

4.2 能源中心离心式冷水机组运行能耗比较

T2 航站楼能源中心本期共设 8 台 6 682 kW

4 空调冷水用户侧直供系统与含板式换热器系统运行能耗比较

直供系统与含板式换热器系统相比,其运行能耗差异主要体现在能源中心冷水机组运行能耗、能源中心冷水二次泵运行能耗以及用户侧冷水三次泵运行能耗。以 T2 航站楼为例,两种系统的冷水机组、冷水二次泵以及冷水三次泵的年供冷季运行能耗比较如下。

4.1 T2 航站楼供冷季逐时空调负荷计算

利用 T2 航站楼全年负荷计算模型计算了全年供冷期内的逐时冷负荷,计算结果见图 3。

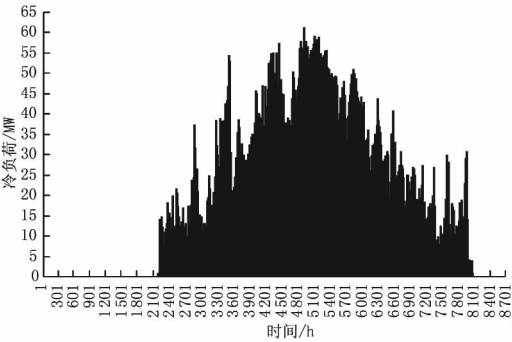


图 3 T2 航站楼供冷期内的逐时冷负荷

表 4 为整个供冷期内 T2 航站楼的冷负荷出现频度。

(1 900 USrt)/台的离心式冷水机组和 2 个蓄冷量 19 345 kW·h(55 000 USrt·h)/个的水蓄冷罐,

水蓄冷系统实施蓄冷优先的控制策略。计算中假定蓄冷罐可实现当天蓄冷当天用完的运行模式,且忽略蓄冷罐冷损失,基于全年供冷期内逐时负荷得到了各台离心式冷水机组的逐时运行负荷。

为保证末端装置冷水进水温度稳定,直供系统的离心式冷水机组的出水温度和蓄冷温度均为 5℃,而含板式换热器系统的冷水温度为 4℃。冷水

出水温度不同导致了冷水机组的能效比也不一致,表 5 分别给出了直供系统(5℃冷水出水温度)与含板式换热器系统(4℃冷水出水温度)两种工况下,离心式冷水机组在部分负荷下的能效比。可以看到,在各部分负荷率下直供系统的冷水机组能效比均比含板式换热器系统高 1.49%~2.30%(设计工况下高 4.06%)。

表 5 直供系统与含板式换热器系统冷水机组能效比

负荷率/%	15	20	25	30	35	40	45	50	55
冷却水进水温度/℃	21	21	21	25	25	25	25	25	28
能效比	5℃冷水出水	4.058	4.608	5.047	5.037	5.303	5.522	5.695	5.585
		4℃冷水出水	3.968	4.519	4.945	4.952	5.224	5.434	5.594
比率/%		2.22	1.93	2.02	1.69	1.49	1.59	1.77	1.78
1.93									
负荷率/%	60	65	70	75	80	85	90	95	100
冷却水进水温度/℃	28	28	28	28	32	32	32	32	32
能效比	5℃冷水出水	5.631	5.67	5.69	5.708	5.21	5.206	5.180	5.123
		4℃冷水出水	5.529	5.559	5.579	5.597	5.099	5.086	5.101
比率/%		1.81	1.96	1.95	1.94	2.13	2.30	1.52	1.85
4.06									

注:离心式冷水机组的运行数据由约克公司提供。

依据离心式冷水机组的运行数据回归得到该冷水机组的多项式模型,并基于 TRNSYS 系统仿真平台计算得到直供系统与含板式换热器系统两种系统形式下离心式冷水机组在全年供冷期内的逐时运行能耗和全年能耗,其中直供系统全年供冷期运行能耗为 17 375 137 kW·h,含板式换热器系统为 17 750 440 kW·h,在直供系统形式下,全年供冷期能源中心离心式冷水机组运行能耗比含板式换热器系统减少 375 303 kW·h/a,节能率达 2.11%。

4.3 能源中心冷水二次泵运行能耗比较

选用某水泵公司 EPS-PLUS™ 软件对直供系统与含板式换热器系统所需要的冷水二次泵进行选型(确保直供系统计算中所选水泵型号与实际招

标型号一致),进而计算该两种系统形式下冷水二次泵在全年供冷期内的运行能耗。

经计算得到直供系统的冷水二次泵在全年供冷期内的运行能耗为 1 379 923.4 kW·h,含板式换热器系统的冷水二次泵在全年供冷期内的运行能耗为 1 517 293.4 kW·h。因此,在冷水二次泵运行能耗方面,直供系统比含板式换热器系统运行能耗减少 137 370 kW·h/a,节能率约 9%。

4.4 T2 航站楼 1#~8# 换热站内冷水三次泵运行能耗比较

依据冷负荷频度可推算出 T2 航站楼 1#~8# 换热站内冷水三次泵的运行流量频度^[1]。限于篇幅,表 6 仅以 1# 换热站为例给出冷水三次泵的运行流量频度。

表 6 T2 航站楼 1# 换热站内冷水三次泵的运行流量频度

流量/(m³/h)	33.5	67	100.5	134	167.5	201	234.5	268	301.5	335
频度/%	1.4	5.1	5.4	7.0	8.6	6.9	6.6	5.3	5.1	5.6
流量/(m³/h)	368.5	402	435.5	469	502.5	536	569.5	603	636.5	670
频度/%	5.4	5.9	4.8	5.0	4.9	4.6	4.7	4.0	2.5	1.2

同样,利用 EPS-PLUS™ 软件计算 T2 航站楼 1#~8# 换热站内冷水三次泵在全年供冷期内的运行能耗,计算结果汇总见表 7。

由表 7 可见,在 T2 航站楼 1#~8# 换热站内的冷水三次泵运行能耗比较中,直供系统比含板式换热器系统减少运行能耗 111 821 kW·h/a,节能率 7.5%。

4.5 小结

通过对两种系统形式下离心式冷水机组、冷水二次泵以及航站楼内各换热站冷水三次泵的运行能耗的计算可知,直供系统比含板式换热器系统减少运行能耗共约 624 494 kW·h/a,系统综合节能率为 3.01%。

5 结论

针对 T2 航站楼内用户侧水系统而言,采用

(上接第 5 页)

表 7 T2 航站楼 1~8# 换热站内冷水
三次泵全年供冷期运行能耗比较

换热站	全年供冷期运行能耗/(kW·h)		节能率/%
	直供系统	含板式换热器系统	
1#	90 600.7	104 475.3	13.2
2#	68 671.4	77 572.3	11.5
3#	232 251.2	265 455.7	12.5
4#	268 503.9	30 0661.3	10.7
5#	284 809.9	30 0661.3	5.3
6#	101 658.2	104 475.3	2.7
7#	75 957.0	77 572.3	2.1
8#	262 055.4	265 455.7	1.3
总计	1 384 508	1 496 329	7.5

直供系统可比含板式换热器系统减少初投资 13 958 766 元,减少运行能耗约 624 494 kW·h/a (上述分析仅针对现阶段项目实施,远期北指廊及北酒店项目建设后,二者的差异将进一步增大)。分析表明,无论从初投资还是运行能耗来看,用户侧空调冷水直供系统与含板式换热器系统相比,其优势十分明显。在直供系统控制方案合理、有效的前提下,在大型航站楼建筑中应优先采用冷水直供系统。

参考文献:

- [1] 沈列丞,陆燕,卫丹. 上海浦东国际机场二期用户空调变频冷(热)水泵运行的节能性分析[J]. 暖通空调, 2008,38(6):131-137