

文章编号: 1671-6612 (2020) 04-422-06

制冷机房冷却侧大温差节能特性分析

徐晓燕¹ 王颖² 刘冰韵¹

(1.同济大学建筑设计研究院(集团)有限公司 上海 200092;

2.同济大学 上海 200092)

【摘要】 据统计,约40%的建筑能耗为空调系统能耗,空调系统能耗中大约有60%能耗来自制冷机房。由此可知,制冷机房节能是建筑节能的关键。目前,对制冷机房中冷冻侧大温差的节能技术有了大量的研究和实际应用。但是,对于冷却侧大温差的节能研究仍有待发展。目前设计师大多采用32/37℃的冷却水进出水温进行制冷系统的设计。为了给设计师提供冷却侧大温差的设计参考,通过能耗模拟软件对采用冷却侧大温差设计的制冷机房进行能耗预测,并根据模拟结果得到制冷机房最优的大温差设计方案。结果表明:当冷却侧温差由5℃增加至7℃时,冷却水进出水温为32/39℃的节能率(8%~9%)比31/38℃的节能率(约3%)更高。将制冷机房的冷却侧温差加大至8、9、10℃时,杭州、北京、广州均为8℃温差(冷却水进出水温为32/40℃)时最节能;而昆明则是10℃温差(冷却水进出水温为28/38℃)时最节能。

【关键词】 冷却侧大温差; 制冷机房; 节能优化; 暖通设计; 能耗模拟
中图分类号 TU 文献标识码 B

Analysis on Energy Saving Features of Large Cooling Water Temperature Difference of Cooling Plants

Xu Xiaoyan¹ Wang Ying² Liu Bingyun¹

(1.Tongji Architectural Design (Group) Co., Ltd, Shanghai, 200092; 2.Tongji University, Shanghai, 200092)

【Abstract】 According to the statistics, there is about 40% of building energy consumption is from Heating, Ventilation and Air Conditioning (HVAC) system. In addition, the cooling plant consists of about 60% of HVAC energy consumption. Therefore, energy saving of the cooling plant is critical to building energy conservation. There has been many researches and applications of large chilled water temperature difference. However, the researches of large cooling water temperature difference are required to be developed. The 32/37℃ cooling water temperature are adopt by most HVAC engineers to design a system. In order to provide a reference for HVAC engineers to conduct a large cooling water temperature design, energy simulation was used to calculate the cooling plant energy consumption with large cooling water temperature. The optimized design alternative was obtained by comparing the simulation results. The results show that the energy saving percentage of 32/39℃ cooling water temperature (8%~9%) is higher than that of 31/38℃ (about 3%) when the cooling water temperature difference is increased from 5℃ to 7℃. In comparison to 9℃ and 10℃ cooling water temperature difference, there is most energy saved by increasing the temperature difference to 8℃ (cooling water temperature of 32/40℃) in Hangzhou, Beijing and Guangzhou. However, the highest energy saving percentage in Kunming is under 10℃ cooling water temperature difference (cooling water temperature of 28/38℃).

作者简介: 徐晓燕(1991.02-),女,硕士研究生,工程师, E-mail: 1534150734@qq.com

通讯作者: 王颖(1984.05-),女,在读博士研究生,高级工程师, E-mail: 157075452@qq.com

收稿日期: 2019-09-30

【Keywords】 large cooling water temperature difference; cooling plants; energy conservation optimization; HVAC design; energy simulation

0 引言

据相关资料统计,约 40%的公共建筑能耗来自空调能耗,制冷机房的能耗约占整个空调系统的 60%^[1]。而在常规空调系统能耗中,冷水机组、水泵和冷却塔分别约占总能耗的 50~60%、25~30% 和 8%^[2]。水泵和冷却塔在空调冷水系统中能耗占比较大,有着较大的节能潜力。而冷水系统大温差技术是目前运用较为广泛的降低空调水泵输配能耗的措施。“大温差系统”是指冷冻侧或冷却侧温差高于国内常规 5℃温差(冷冻侧 7/12℃、冷却侧 32/37℃)设计的系统^[3]。在国外,冷冻侧常采用 6~10℃温差,冷却侧常采用 6~8℃温差设计^[4],并经过研究有进一步增大的趋势。

近年来,对冷冻侧大温差的节能贡献有了显著的发展。文献[5]指出,对于空调系统供冷半径较大的大型公共建筑或高层建筑,加大冷冻水供回水温差有较大节能意义,国内越来越多地将加大冷冻侧供回水温差作为新建民用建筑空调设计中的节能技术进行运用。

然而,相比于冷冻侧大温差节能的研究,对冷却侧大温差节能特性的研究相对较少。目前冷却侧大温差研究发现,增大冷却侧温差可减少冷却水系统的冷却水循环量,降低水泵能耗。同时,在冷却塔的逼近度不变或轻微变化的情况下,降低的水量和加大的温差也将明显降低冷却塔的能耗。但同时也由于可能的冷凝温度提高,导致压缩机的做功增加,从而导致冷水机组的效率降低。增大温差,很多时候是以“牺牲”冷水机组效率为代价来达到整个系统运行能耗的下降^[6]。

文献[7]研究发现冷却水温差小于 15℃对空调系统总是适用的。文献[8]研究发现,当冷却水温差为 8℃时,空调系统的能效比最大;冷却水温差为 7~9℃时,空调系统节能效果显著。

1 研究方法

为了探究冷却侧大温差技术对制冷机房整体能耗的影响,本文通过选取位于杭州地区的实际办公建筑作为工程案例,利用特灵公司研发的能耗模拟工具 Trace700 对制冷机房能耗进行模拟分析。

根据制冷机房配置以及建筑的设计、运行情况,建立基准物理模型,即为基准方案。同时,为了对比不同大温差设计的节能特性,在基准方案的基础上保持制冷机房配置、围护结构、室内热扰等参数不变,仅改变冷却侧进出水温,提出冷水机组冷却侧大温差优化方案。

本文首先将冷却侧供回水温差由常规的 5℃(32/37℃)温差优化为 7℃大温差,由此提出冷却侧优化方案一(冷却侧供回水温度 32/39℃)、优化方案二(冷却侧供回水温度 31/38℃),与冷却侧基准方案进行对比分析。

另外,为了探究不同气候分区冷却侧大温差节能特性,将冷却侧基准和优化模型分别在杭州(夏热冬冷地区代表城市)、北京(寒冷地区代表城市)、广州(夏热冬暖地区代表城市)气候条件下进行模拟。

由于本文选取的案例在杭州地区,北京和广州地区气候条件与杭州不同,若采用同一建筑物理模型进行模拟会导致设计负荷与杭州地区有偏差,故将上述地区的设计负荷进行校准后模拟,在保证上述地区设计负荷与案例中(杭州地区)的设计负荷一致、避免机组选型与设计负荷不一致的同时,亦能体现各地区的全年动态负荷特性。

为了对比制冷机房在冷却水温差大于 7℃时的节能效果,本报告在保证冷却侧供水温度不变(32℃)的情况下,进一步增加冷却侧温差,探讨冷却侧 8℃、9℃、10℃温差时,制冷机房的节能能力。昆明作为温和地区代表城市,也列入冷却侧大温差方案分析。由于冷却侧供水温度主要取决于空气湿球温度^[9],昆明的夏季室外湿球温度较低(夏季空气调节室外计算湿球温度为 20℃),以 28℃作为昆明大温差方案的冷却侧供水温度(昆明地区常规冷却水供水温度为 28℃)。

分析对比不同冷却侧大温差方案的能耗模拟结果,得出冷水机组采用冷却侧大温差技术的节能特点,可作为冷水机组大温差设计时的参考依据。

2 研究案例

本文选取的工程案例为浙江杭州的办公建筑,

冷水机组采用 4 台 4219kW 的定频离心机和 1 台 2110kW 的变频离心机，冷冻侧进出水温为 6/13℃。

该项目为大型办公建筑，由 6 层 A-1 主楼和 5 层 A-2 裙房两部分组成。其中，一至二层主要功能房间为餐厅、食堂、商业、室内运动馆、实验培训、多功能厅等，三至六层为办公、会议。项目信息详见表 1。

表 1 工程案例项目信息表

Table 1 The Information of the Engineering Case

项目地址	浙江省杭州市
气候分区	夏热冬冷地区
建筑类型	办公建筑
建筑面积	156837m ²
建筑层数	地上：6 层，地下：1 层
空调房间	办公、会议、门厅、大堂、食堂、餐厅、商业、室内运动馆、实验培训、多功能厅等

根据《公共建筑节能设计标准》GB

50189-2015 和实际调研情况设置建筑围护结构参数和室内热扰参数；根据暖通设计说明设置室内设计参数，并结合《建筑节能气象参数标准》JGJ/T346-2014^[10]中杭州逐时气象参数，模拟得到该案例建筑设计总冷负荷为 17495kW，以及全年逐时冷负荷，详见图 1。

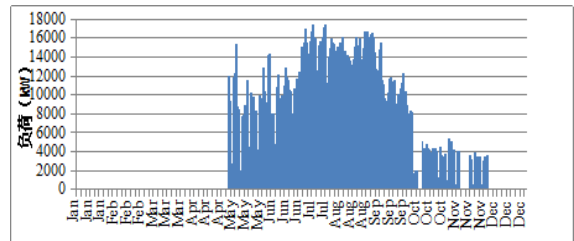


图 1 案例 1 全年逐时冷负荷

Fig.1 Annual Hourly Cooling Loads of Case 1

3 方案配置

3.1 冷却侧 7℃温差优化

冷水机组选配方案为基准方案和 2 个优化方案。优化方案冷却侧均为 7℃温差，但是进出水温度不同。详见表 2。

表 2 冷却侧 7℃温差优化方案配置

Table 2 The Optimized Configuration of 7℃ Condensing Temperature Difference

方案	基准方案	优化方案一	优化方案二
冷却侧供回水温度	32/37℃	32/39℃	31/38℃
定频离心机制冷量	4219kW	4219kW	4219kW
定频离心机台数	4	4	4
定频离心机 COP	5.85	5.65	5.77
变频离心机制冷量	2110kW	2110kW	2110kW
变频离心机台数	1	1	1
变频离心机 COP	5.97	5.59	5.88
冷却塔效率	0.050kW/ton	0.023kW/ton	0.050kW/ton
变频冷却水泵台数	6 (5 用 1 备)	6 (5 用 1 备)	6 (5 用 1 备)
变频冷却水泵扬程	25m	18m	18m
变频冷却水泵功率	110kW	55kW	55kW
冷冻泵变频一次泵台数	6 (5 用 1 备)	6 (5 用 1 备)	6 (5 用 1 备)
冷冻侧供回水温度	6/13℃	6/13℃	6/13℃
冷冻泵变频一次泵扬程	16m	16m	16m
冷冻泵变频一次泵功率	37kW	37kW	37kW
冷冻泵变频二次泵台数	5 (4 用 1 备) / 3 (2 用 1 备)	5 (4 用 1 备) / 3 (2 用 1 备)	5 (4 用 1 备) / 3 (2 用 1 备)
冷冻泵变频二次泵功率	75kW/30kW	75kW/30kW	75kW/30kW

注：(1) 机组的 COP 根据不同冷却水供回水温度下机组的实际运行 IPLV 性能曲线得出。(2) 机组的 IPLV 根据其实际运行 IPLV 性能曲线输入至软件中。

3.2 冷却侧 8~10℃温差优化

由于冷却塔进水温度的不同, 导致各温差方案冷水主机的 COP 相比标准工况的衰减不同。各温差化方案模拟设置参数的区别主要在于主机 COP

和冷却侧性能参数的不同, 各方案冷冻侧设置均一致, 杭州、北京、广州地区各温差方案配置详见表 3, 昆明各温差方案配置详见表 4。

表 3 杭州、北京、广州地区冷却侧 8~10℃温差优化方案配置

Table 3 The Optimized Configuration of 8~10℃ Condensing Temperature Differences in Hangzhou, Beijing and Guangzhou

方案	基准方案	8℃温差方案	9℃温差方案	10℃温差方案
冷却侧供回水温度	32/37℃	32/40℃	32/41℃	32/42℃
定频离心机 COP	5.85	5.54	5.26	5.12
变频离心机 COP	5.97	5.44	5.18	5.04
冷却塔效率	0.050kW/ton	0.015kW/ton	0.010kW/ton	0.007kW/ton
冷却水泵扬程	25m	17m	16m	15m
冷却水泵功率	110kW	45kW	37kW	30kW
冷冻一次泵供回水温度	6/13℃	6/13℃	6/13℃	6/13℃
冷冻一次泵扬程	16 m	16 m	16 m	16 m
冷冻一次泵功率	37kW	37kW	37kW	37kW
冷冻二次泵功率	360kW	360kW	360kW	360kW

表 4 昆明地区冷却侧 8~10℃温差优化方案配置

Table 4 The Optimized Configuration of 8~10℃ Condensing Temperature Differences in Kunming

方案	基准方案	8℃温差方案	9℃温差方案	10℃温差方案
冷却侧供回水温度	32/37℃	28/36℃	28/37℃	28/38℃
定频离心机 COP	5.85	6.11	5.96	5.84
变频离心机 COP	5.97	5.83	5.52	5.37
冷却塔效率	0.050kW/ton	0.015kW/ton	0.010kW/ton	0.007kW/ton
冷却水泵扬程	25m	17m	16m	15m
冷却水泵功率	110kW	45kW	37kW	30kW
冷冻一次泵供回水温度	6/13℃	6/13℃	6/13℃	6/13℃
扬程	16m	16m	16m	16m
功率	37kW	37kW	37kW	37kW
冷冻二次泵	360kW	360kW	360kW	360kW

4 模拟结果分析

4.1 冷却侧 7℃温差优化结果分析

基准方案和优化方案的机房制冷能耗及节能率详见表 5~6 和图 2。对比图、表中数据可知:

(1) 优化方案主机节能率均为负。由于冷却

侧回水温度提高, 使主机冷凝温度提高, 导致机组能耗增加。优化方案一的能耗增加较优化方案二更多。

(2) 优化方案一的冷却塔功率减小 50%以上, 节能量为 21.4 万 kWh 左右, 节能率为 52.74%。优化方案二冷却塔功率保持不变, 故冷却塔能耗变化

较少。

(3) 采用大温差系统，相同制冷量下冷却水循环量对应减小，单位冷量的冷却水泵能耗减小。两个优化方案的冷却水泵节能量为 21.2 万 kWh 左右，节能率为 50%。

(4) 优化方案一的主机能耗虽较高，但其冷却塔节能明显，整体优化方案一能耗较低，节能率为 7.67%，而优化方案二的节能率仅为 3.20%。

表 5 制冷机房总能耗对比 (单位: 万 kWh)

Table 5 The Comparison of Cooling Plant Total Annual Energy Consumptions

机组设备	基准方案	优化方案一	优化方案二
主机	248.96	263.57	258.39
冷却塔	40.53	19.15	40.62
冷却水泵	42.37	21.19	21.19
冷冻水泵	32.48	32.48	32.48
总能耗	364.34	336.39	352.68

表 6 制冷机房节能率对比

Table 6 The Comparison of Cooling Plant Energy Savings

机组设备	优化方案一	优化方案二
主机	-5.87%	-3.79%
冷却塔	52.74%	-0.21%
冷却水泵	50.00%	50.00%
冷冻水泵	0.00%	0.00%
总节能率	7.67%	3.20%

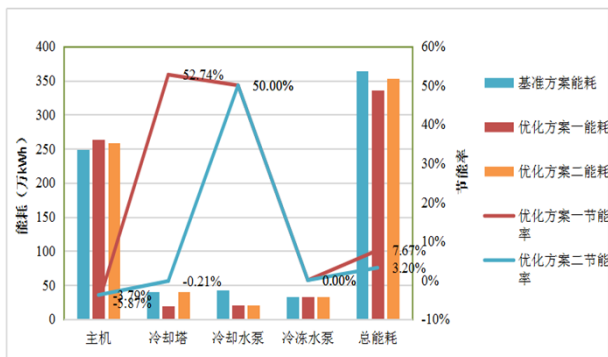


图 2 杭州地区冷却侧 7°C 温差优化能耗及节能率对比

Fig.2 The Comparison of Energy Consumptions and Energy Savings

北京、广州的优化结果与杭州类似，冷却侧 7°C 温差的机房能耗均低于冷却侧 5°C 温差的机房能

耗，且当冷却侧供回水温度为 32/39°C 时节能率更高。

各城市的制冷机房总能耗及节能率分别如表 7 和表 8 所示。

采用同样的方法对采用螺杆式冷水机组的案例进行分析，发现模拟结果与离心式冷水机组的案例类似，即采用螺杆式冷水机组，当冷却侧供回水温度为 32/39°C 时节能率更高。

表 7 杭州、北京、广州 7°C 温差优化方案能耗 (万 kWh)
Table 7 The Energy Consumptions of Optimized Cases with 7°C Temperature Difference in Hangzhou, Beijing and Guangzhou

方案	基准方案 (32/37°C)	优化方案一 (32/39°C)	优化方案二 (31/38°C)
杭州	364.34	336.39	352.68
北京	347.82	321.22	335.80
广州	331.34	302.55	321.23

表 8 杭州、北京、广州 7°C 温差优化方案节能率

Table 8 The Energy Savings of Optimized Cases with 7°C Temperature Difference in Hangzhou, Beijing and Guangzhou

方案	优化方案一 (32/39°C)	优化方案二 (31/38°C)
杭州	7.67%	3.20%
北京	7.65%	3.46%
广州	8.69%	3.05%

4.2 冷却侧 8~10°C 温差优化结果分析

杭州、北京、广州、昆明地区的冷却侧大温差 (7°C~10°C) 工况能耗相比常规 5°C 温差工况能耗的节能率详见表 9~10，节能率变化趋势详见图 3。由图、表中数据可知：

表 9 杭州、北京、广州地区各温差方案制冷机房节能率 (%)

Table 9 The Energy Savings of Optimized Cases with Various Temperature Differences in Hangzhou, Beijing and Guangzhou

方案	7°C 温差方案 (32/39°C)	8°C 温差方案 (32/40°C)	9°C 温差方案 (32/41°C)	10°C 温差方案 (32/42°C)
杭州	7.67	9.30	7.11	6.62
北京	7.65	9.30	6.69	6.35

广州	8.69	10.71	9.51	8.81
----	------	-------	------	------

表10 昆明地区各温差方案制冷机房节能率(%)

Table 10 The Energy Savings of Optimized Cases with Various Temperature Differences in Kunming

方案	7°C温差 方案 (28/35°C)	8°C温差 方案 (28/36°C)	9°C温差 方案 (28/37°C)	10°C温差 方案 (28/38°C)
昆明	7.32	9.12	9.22	9.62

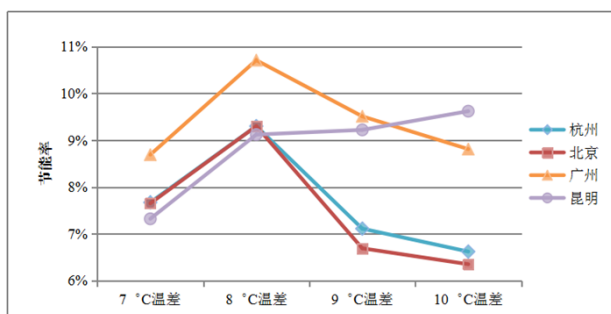


图3 各地区冷却侧大温差节能特性

Fig.3 Energy Saving Characteristics of Large Condensing Temperature Difference in Various Regions

(1) 杭州、北京地区的冷却侧大温差工况的节能率变化趋势相似且节能率相近,冷却侧8°C温差工况下,节能率最高(节能率均为9.30%),其次为7°C温差工况。

(2) 广州地区冷却侧8°C温差工况的节能率最高(节能率10.71%),其次是冷却侧9°C温差工况和冷却侧10°C温差工况。

(3) 昆明地区,当冷却侧供水温度保持28°C时,随着冷却侧供回水温差的增大,节能率依次提高。冷却侧10°C温差工况下,制冷机房的节能率最高,达到9.62%。

(4) 各地区冷却侧大温差工况均比基准工况节能,节能率总体大于6%。

5 结论

(1) 以杭州地区为例,当冷却侧供回水温差由5°C增大为7°C时,冷水机组能耗有所增加,但水泵和冷却塔能耗降低,机房总体能耗降低。

(2) 以杭州、北京、广州地区为例,供回水温度32/39°C较31/38°C更节能,因其冷却塔的节能量较高。

(3) 保持32°C进水温度不变,杭州、北京、广州地区,冷却侧8°C温差(冷却水进出水温为32/40°C)时最节能,昆明地区在10°C温差(冷却水进出水温为28/38°C)时最节能。

(4) 各地区冷却侧大温差工况(7°C~10°C温差)均比基准工况(5°C温差)节能,节能率大于6%。

(5) 本文研究过程中未考虑大温差技术带来空调系统实际运行的复杂性,空调系统有效控制和调节是大温差节能运行的前提,建议后期可对大温差空调系统在运营维护阶段的适用性进行研究。

参考文献:

- [1] 王红娜.大型公共建筑节能管理研究[D].天津:天津大学,2007.
- [2] 程昕.大温差冷却水对冷水机组性能的影响研究[D].湖南:南华大学,2014.
- [3] 霍小平.关于国外高层办公楼空调水系统大温差设计的探讨[J].暖通空调,1996,16(4):58-60.
- [4] 周亚素,陈沛霖.空调冷冻水系统大温差设计的能耗分析[J].建筑热能通风空调,1999,(2):18-19.
- [5] 宣晨晨,祝健,李跃萍,等.冷冻水大温差的节能性分析及应用[J].建筑热能通风空调,2011,30(1):66-69.
- [6] 孙宁.大温差空调水系统方案设计方法研究[J].中国建设信息供热制冷,2009,(9):62-65.
- [7] 翟少斌,孙文哲,付秉恒,张立华.中央空调的冷却水大温差适用性研究[J].Refrigeration,2007,26(101):78.
- [8] 朱锴锴,任建兴,张俊杰,等.制冷系统冷却水侧大温差运行能耗分析[J].制冷学报,2018,39(5):129-134.
- [9] 廖丹,杨昌智,陈文凭.集中空调冷却水温度与温差优化设计[J].暖通空调,2009,39(8):133-138.
- [10] JGJ/T 346-2014,建筑节能气象参数标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2014:48.