

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2019.01.003

水冷多联分离式热管数据机房节能潜力分析

凌 丽¹, 张 泉², 廖曙光³

(1. 湖南工业大学 土木工程学院, 湖南 株洲 412007; 2. 湖南大学 土木工程学院, 湖南 长沙 410082;
3. 长沙麦融高科股份有限公司, 湖南 长沙 410015)

摘 要: 水冷多联分离式热管系统被提出用于冷却数据机房, 该系统综合了自然冷却技术和变频技术的优点, 能够有效地降低制冷系统的能耗。为了探索水冷多联分离式热管系统相对于传统空调系统的节能潜力: 首先, 建立了水冷多联分离式热管系统的传热模型并且利用实验进行了验证, 得知其相对误差在 $\pm 10\%$ 以内; 其次, 通过建立的水冷多联分离式热管系统的能耗模型确定了系统的最佳送风温度设定值和供水温度设定值, 其值分别是 $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$; 最后, 对比分析冷却系统 #1~#3 的全年运行能耗, 获得了水冷多联分离式热管系统 (#3) 相对于是否利用湖水资源的传统空调系统 (#2 与 #1) 的节能率, 其节能率分别为 11.3% 和 68.8% 。

关键词: 分离式热管; 数据机房; 自然冷却; 最佳设定值; 节能率

中图分类号: TU831.6

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2019)01-0015-08

引文格式: 凌 丽, 张 泉, 廖曙光. 水冷多联分离式热管数据机房节能潜力分析 [J]. 湖南工业大学学报, 2019, 33(1): 15-22.

Energy-Saving Analysis of the Water Cooled Multi-Split Heat Pipe System in Data Centers

LING Li¹, ZHANG Quan², LIAO Shuguang³

(1. College of Civil Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412007, China;
2. School of Civil Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China;
3. Changsha Maxxom High-Tech Co., Ltd., Changsha 410015, China)

Abstract: Combined with the advantages of natural cooling technology and frequency conversion technology, thus effectively reducing the energy consumption of refrigeration system, the system of water-cooled multi-connected separate heat pipe system has been proposed for removing the heat and cooling the space in data rooms. This study is to explore the energy-saving potential of the water cooled MSHPS compared with that of the conventional air conditioning system. Firstly, a simplified thermal performance predicted model of the water cooled MSHPS is established and validated by experimental results, with a deviation of $\pm 10\%$. Then, an energy consumption model of the water-cooled multi-split heat pipe system (MSHPS) (#3) is developed to determine the optimal supply air temperature and supply chilled water temperature set points, with temperatures of $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ respectively. Finally, the ESR of the water-cooled multi-split heat pipe system (MSHPS) (#3) over conventional CRAC with or without water side free cooling (#2 and #1) can be obtained by comparing annual energy consumption of cooling system #1~#3, with a percentage of 11.3%

收稿日期: 2018-07-13

基金项目: 国家重点研发基金资助项目 (2017YFE0105800)

作者简介: 凌 丽 (1989-), 女, 湖南怀化人, 湖南工业大学教师, 博士, 主要从事建筑节能, 热管传热等方面的教学与研究, E-mail: hnlingli@163.com

and 68.8 %, respectively.

Keywords: separate heat pipe; data center; free cooling; optimal set point; energy-saving rate

1 研究背景

近年来,随着信息处理技术的高速发展和交换业务需求的快速发展,尤其是高热流密度电子设备的大量使用,使得数据机房空调能耗问题面临着巨大压力,数据机房的节能降耗已经成为社会关注的热点问题。由于数据机房需要全天 24 h 制冷,使得其制冷能耗迅速增加,其值占数据机房总能耗的 30%~50%^[1]。为了有效地减少数据机房的能耗和提高能源使用效率,自然冷却技术^[2-4]、冷、热通道封闭技术和变频技术^[5]等被提出来。其中,热管自然冷却技术凭借其换热效率较高、结构较简单和可靠性较高等特点而被广泛地应用于数据机房。

目前,热管自然冷却技术在数据机房的应用研究大部分集中在热管换热性能方面。比如,有些研究者通过实验和数值模拟确定热管系统的最佳充液率,使热管系统处于最佳运行状态,以保证数据机房内 IT 设备高效、安全地工作^[6-10]。还有些研究者研究了室外环境温度、风量和结构参数对热管系统换热性能的影响^[11-15]。另外一部分研究主要集中在热管技术应用于数据机房的节能潜力分析方面。比如,Zhang H. 等^[16]对热管与蒸汽制冷的集成系统进行了全年能耗分析,并得出其节能率为 16%~49%。H. Jouhara 等^[17]指出利用热管技术,在送风温度为 21 °C 条件下,其节能率高达 75%。随后,A. H. Khalaj 等^[18]对利用热管节能技术的冷却系统(送风温度设定值为 24 °C)的节能效率进行了分析,其结果表明,对于不同地点,热管节能系统相比传统空调系统的节能率为 10%~60%。

上述热管自然冷却技术利用室外冷空气进行冷却,而对于利用自然水源的热管自然冷却技术的节能潜力进行分析的报道很少。例如,Tian H. 等^[19]所提出的多级热管系统(送风温度设定值为 18~20 °C)用于改造原有的空调系统,其全年制冷费用约节约 46%。Ding T. 等^[20]对利用分离式热管系统(其送风温度设定值为 16.8~23.5 °C)的数据机房的能源使用效率(power usage effectiveness, PUE)进行了测试,其结果表明,PUE 值在冬季、夏季及过度季节分别为 1.20~1.25, 1.49~1.58 和 1.38。上述两种利用自然水源的热管系统都需要改变机柜的结构,从而增加了安装和维护费用。为了解决这些问题,Ling L. 等^[21]提出了水冷多联分离式热管系统,并对其传热特征进

行了实验研究,然而,作者并没有分析该系统的节能潜力。

本文旨在探索利用湖水源的水冷多联分离式热管系统相对传统机房空调系统的节能潜力。首先,建立水冷多联分离式热管系统的传热模型并利用实验数据进行验证;其次,综合考虑冷负荷的实时变化、冷却系统各个部分的能源利用效率、多参数设定值以及环境参数变化对系统能耗的影响,建立利用湖水源的水冷多联分离式热管系统和传统空调系统的能耗模型;最后,利用该模型确定水冷多联分离式热管系统的最佳送风温度设定值和供水温度设定值,同时分析其系统的节能潜力,以期减少数据机房的能耗提供理论参考依据。

2 利用湖水源的水冷多联分离式热管系统构建

图 1 所示为利用湖水源的水冷多联分离式热管系统示意图。

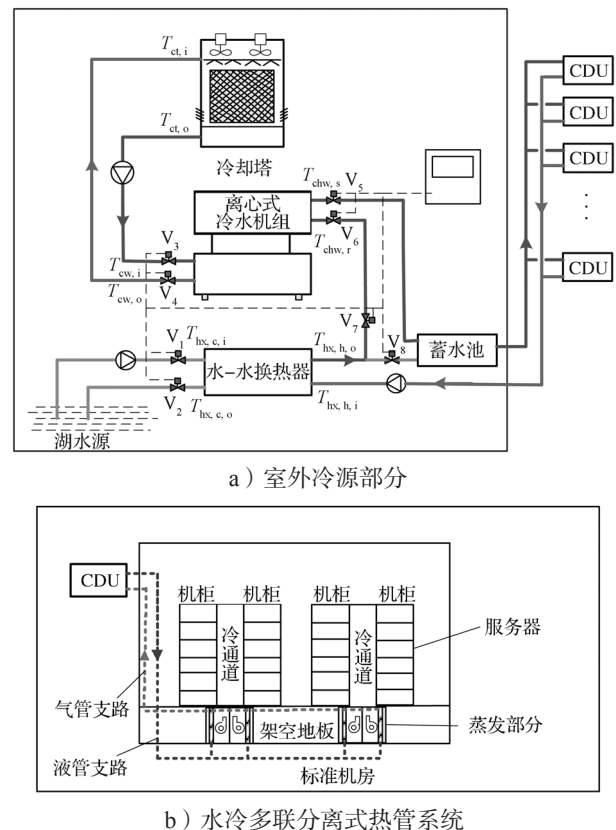


图 1 水冷多联分离式热管系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the water cooled MSHPS with a separated heat pipe system

图 1 所示系统主要由室外冷源部分和室内水冷多联分离式热管系统组成。其中, 室外冷源部分由离心式冷水机组、冷却塔、水-水换热器、冷却水泵、湖水源水泵、冷水泵、蓄水池等主要设备组成; 室内水冷多联分离式热管系统主要由多个蒸发段部分, 多个冷量分配单元 (cooling distribution unit, CDU), 气管支路和液管支路等组成。根据不同的湖水源温度, 该制冷系统具有 3 种运行模式: 1) 自然冷却模式; 2) 部分自然冷却模式; 3) 普通冷却模式。该系统主要通过监测冷却塔进出水温度 ($T_{ct, is}, T_{ct, o}$)、冷却水进回水温度 ($T_{cw, is}, T_{cw, o}$)、冷水供回水温度 ($T_{chw, s}, T_{chw, r}$)、水-水换热器冷侧进回水温度 ($T_{hx, c, is}, T_{hx, c, o}$) 和热侧供回水温度 ($T_{hx, h, o}, T_{hx, h, i}$), 控制阀门 $V_1 \sim V_8$, 使得水冷多联分离式热管系统的冷量满足数据机房制冷的需求。

为了使系统的能源消耗最低, 水冷多联分离式热管系统的蒸发段的风机, 通过风速调节, 使得其数据机房内回风温度保持在一定的范围内; 通过调节湖水源水泵、冷水水泵、冷却水泵的质量流量, 使得换热器热侧的出口水温、蒸发段的送风温度以及冷却水供回水温度达到一定设定值的要求; 通过控制冷却塔风机的风速, 使得冷却供水温度达到一定设定值的要求; 其阀门和设备的开启状态如表 1 所示。在本研究中, 为了方便确定系统的最佳供水温度的设定值和送风温度的设定值, 先将其值分别设置为 11~17 °C 和 20~26 °C。

表 1 水冷多联分离式热管系统的控制策略

Table 1 The operational state of valves and components in the water cooled MSHPS under different operational modes

运行模式	运行条件	控制策略
1	自然冷却运行模式 ($T_{hx, h, o}(i) \leq T_{chw, s}(i)$)	阀门 $V_3 \sim V_7$ 关闭; 阀门 $V_1 \sim V_2, V_8$ 开启; 冷却塔、冷水机组和冷却水泵关闭; 湖水源水泵和冷水泵开启。
		阀门 V_8 关闭; 阀门 $V_1 \sim V_7$ 开启; 冷却塔、冷水机组、冷却水泵、湖水源水泵和冷水泵开启。
3	普通冷却运行模式 ($T_{chw, r}(i) \leq T_{lake}(i)$)	阀门 $V_1 \sim V_2, V_8$ 关闭; 阀门 $V_3 \sim V_7$ 开启; 冷却塔、冷水机组、冷却水泵和冷水泵开启; 湖水源水泵关闭。

3 冷却系统的能耗模型及评估方法

本研究的主要目的在于探索利用湖水源水冷多联分离式热管系统 (#3) 相对于传统空调系统 (#1

或 #2) 的节能潜力, 其冷却系统 #1~#3 的室外冷源与室内侧的设备见表 2。

表 2 制冷系统 #1~#3

Table 2 Cooling system #1~#3

制冷系统	冷源侧	室内侧
#1	水冷冷水机组	传统机房空调系统
#2	湖水源 + 水冷冷水机组	传统机房空调系统
#3	湖水源 + 水冷冷水机组	水冷多联分离式热管系统

3.1 数据机房的冷负荷计算

综合考虑到数据机房的物理特性和 IT 设备散热的动态特性, 设定数据机房冷负荷主要来源于 IT 设备、围护结构、照明、人员或渗透作用等。其中, 热源和渗透作用所产生的冷负荷远远小于 IT 设备所产生的冷负荷, 因此可以忽略不计。基于此, 数据机房的冷负荷可以通过式 (1) 进行计算。

$$Q(i) = KA_{envelop} [t_o(i) - t_{in}(i)] + q_{lighting} \cdot A + Q_{IT}(i) \quad (1)$$

式中: Q 为冷负荷;

i 为时间;

K 为围护结构传热系数;

$A_{envelop}$ 为围护结构传热面积;

t_o 为室外环境温度;

t_{in} 为室内环境温度;

$q_{lighting}$ 为照明系统的热流密度;

Q_{IT} 为 IT 设备冷负荷。

在典型的数据机房^[22-23]内, IT 设备主要包括服务器、电源分配单元 (power distribution units, PDUs) 和不间断电源 (uninterruptible power supplies, UPSs) 等。其中, 服务器是数据机房内主要的热源, 其散热量是服务器使用率和送风温度的函数^[24-25]。因此, 服务器的散热量可以通过下式计算:

$$\alpha_i = 0.7848 + 0.027T_s - 0.001353T_s^2 + 0.0002381T_s^3 \quad (2)$$

$$P_{server} = (27.39 + 0.9027u_{server} - 0.0017462704u_{server}^2) \cdot P_{full} \cdot \alpha_i \quad (3)$$

式 (2) ~ (3) 中: α_i 为服务器散热量变化率;

T_s 为送风温度值;

P_{server} 为服务器散热量;

u_{server} 为服务器使用率;

P_{full} 为服务器满载时负荷。

对于电源分配单元 PDUs 和不间断电源 UPSs 的散热量的计算, 可参考文献 [26]。

3.2 冷却系统能耗模型

对于水冷分离式热管系统与传统机房空调系统的全年运行能耗的分析, 需要建立冷却系统的能耗模

型，即主要包括离心式冷水机组、冷却塔、水-水换热器、水泵、传统空调机组和水冷分离式热管系统等的能耗模型。根据能量守恒定律，利用湖水源的水冷多联分离式热管系统各个运行模式的热量传递如图2所示。

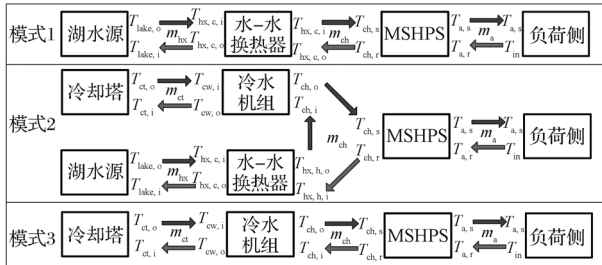


图2 利用湖水源的水冷多联热管系统3种运行模式的热量传递示意图

Fig. 2 The heat flow schematic diagram of the water cooled MSHPS with lake water source under three modes

由图2可以得知，对于运行模式1，湖水源用于处理数据机房全部的散热量；对于运行模式2，由湖水源和冷水机组共同承担着数据机房的冷负荷；而对于运行模式3，数据机房的冷负荷仅由冷水机组承担。

其中，离心式冷水机组模型采用EnergyPlus软件中的水冷机组模型^[27]，其换热量和能耗是冷水供水温度($T_{ch,w}$)、冷却水供水温度($T_{cw,s}$)、和部分负荷比例(part load ratio, PLR)的函数；冷却塔的换热和能耗模型同样采用EnergyPlus软件中的冷却塔模型^[27-28]；水泵和风机功耗的计算参考系与风机能耗定律；水-水换热器的模型建立采用效能-传热单元法^[29]；传统空调机组性能的预测采用水与空气互不混合的叉流流动的换热器模型^[30]。水冷多联分离式热管系统换热模型的建立采用效能-传热单元法，其模型的准确性利用实验数据进行验证。当系统处于最佳工作状态时水冷多联分离式热管系统的蒸发段和CDU部分进出口的制冷剂温度相等^[7]，这意味着蒸发段和CDU部分内制冷剂处于相变换热状态，则 mc_p 的最大值趋近于无穷大，因此，其换热效能可以简化如下：

$$\epsilon_c = \frac{t_{e,ai} - t_{e,ao}}{t_{e,ai} - t_e} = 1 - \exp(-NTU_c), \quad (4)$$

$$\epsilon_c = \frac{t_{c,wo} - t_{c,wi}}{t_c - t_{c,wi}} = 1 - \exp(-NTU_c). \quad (5)$$

式(4)~(5)中：

$$NTU_e = \frac{U_e A_e}{m_{e,a} c_{p,a}}$$

$$NTU_c = \frac{U_c A_c}{m_{c,w} c_{p,w}}, \text{ 其中, } U \text{ 为换热系数, } A \text{ 为换}$$

热面积, m 为质量流量, c_p 为比热容;

t 为温度;

下标中 a 为空气侧, w 为冷水侧, i 为进口, o 为出口, e 为蒸发段, c 为 CDU 部分。

因此, 蒸发段和 CDU 部分的换热量可以用式(6)~(7)表示:

$$Q_e = m_{e,a} c_{p,a} (t_{e,ai} - t_{e,ao}), \quad (6)$$

$$Q_c = m_{c,w} c_{p,w} (t_{c,wo} - t_{c,wi}). \quad (7)$$

综合式(4)~(7), 蒸发段和 CDU 部分的换热量也可以表示为

$$Q_e = m_{e,a} c_{p,a} \epsilon_c (t_{e,ai} - t_e), \quad (8)$$

$$Q_c = m_{c,w} c_{p,w} \epsilon_c (t_c - t_{c,wi}). \quad (9)$$

根据水冷多联分离式热管系统的能量守恒定律, 有 $Q_e = Q_c$, 因而系统内的蒸发温度和冷凝温度的计算如下:

$$t_c = t_e = \frac{m_{e,a} c_{p,a} \epsilon_c t_{e,ai} + m_{c,w} c_{p,w} \epsilon_c t_{c,wi}}{m_{e,a} c_{p,a} \epsilon_c + m_{c,w} c_{p,w} \epsilon_c}. \quad (10)$$

综合式(8)~(10), 可知水冷多联分离式热管系统的制冷量可以通过式(11)进行计算:

$$Q_e = Q_c = \frac{m_{e,a} c_{p,a} \epsilon_c m_{c,w} c_{p,w} \epsilon_c (t_{e,ai} - t_{c,wi})}{m_{e,a} c_{p,a} \epsilon_c + m_{c,w} c_{p,w} \epsilon_c}. \quad (11)$$

利用文献[21]的实验数据, 验证该模型的准确性, 模型预测值与实验数据的比较如图3所示。

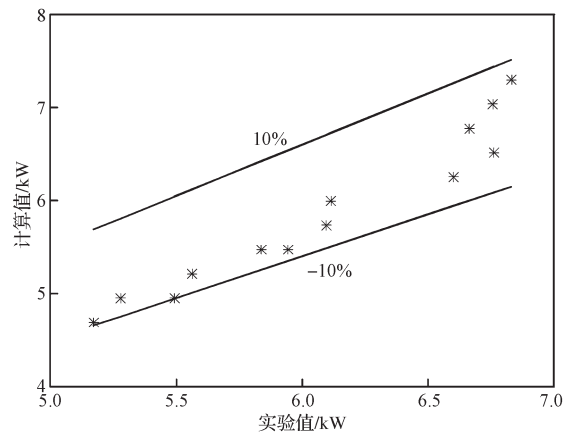


图3 水冷多联分离式热管系统制冷量计算值与实验值的比较

Fig. 3 Comparison of predicted values and experimental values of cooling capacity for the water cooled MSHPS

由图3可以看出, 所建立的模型能够较好地预测系统的换热性能, 其相对误差在 $\pm 10\%$ 以内, 因此认为, 该模型的计算能够被应用于实际工程中。该模型的主要误差来源于水冷多联热管系统总是处于最佳工作状态的假设以及忽略工作介质热物理性质对热管换热性能的影响。

3.3 能耗评估方法

本研究主要对数据机房冷却系统 #1~#3 的能耗进行对比分析, 采用节能率 (energy saving ratio, ESR) 作为客观指标对这些制冷系统进行评价, 可由式 (12)~(14) 进行计算, 如下:

$$ESR_{2-1} = \frac{P_{\#1} - P_{\#2}}{P_{\#1}} \times 100\%, \quad (12)$$

$$ESR_{3-1} = \frac{P_{\#1} - P_{\#3}}{P_{\#1}} \times 100\%, \quad (13)$$

$$ESR_{3-2} = \frac{P_{\#2} - P_{\#3}}{P_{\#2}} \times 100\%. \quad (14)$$

式 (12)~(14) 中: ESR 为节能率;
P 为冷却系统全年能耗。

4 模拟条件

本研究选用湖南省郴州市东江湖的某典型新建数据机房作为研究对象, 该数据机房能够利用东江湖低温水源作为自然冷源。东江湖的水温常年为 10~18 °C, 这充分说明了数据机房全年能够采用自然冷却或部分自然冷却运行模式。本文模拟试验中采用东江湖 2015 年的湖水温度 (由东江站测量的水温数据, 温度是距离湖面 0.5 m 的水的温度), 其全年平均温度为 12.9 °C, 全年的湖水温度变化情况具体如图 4 所示。

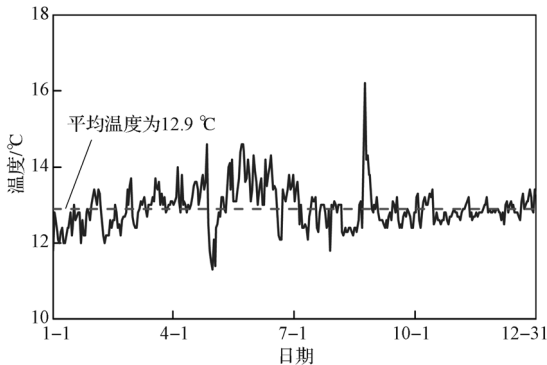


图 4 2015 年东江湖全年湖水温度变化趋势

Fig. 4 Variation tendency of lake water temperature of Dongjiang Lake in 2015

另外, 选定的数据机房总共有两层楼, 第一层楼主要包括辅助设备机房 1~4、电池房、制冷系统机房和柴油机房等房间, 第二层主要包括标准数据机房 IDC (Internet data center) 1~4、电池房和辅助设备机房。其中, IDC 的总面积为 1 836 m², 其具体参数见表 3。IDC 的外墙、地面和屋面的传热系数为 0.45 W/(m²K), 每个机柜满负荷时为 4 kW。对于 IDC 采用地板送风与冷通道相结合的送风方式, 其他房间采用房间级送风方式。由于其他房间内的设备散热量很小且较为稳

定, 其冷却系统的功率通过实际测试获得, 为 13.4 kW。

表 3 IDC 的面积和功能描述
Table 3 Functional description of the IDC

房间	面积/m ²	PDU 集成机柜/个	UPS 机柜/个
IDC 1	473.5	190	11
IDC 2	473.5	192	11
IDC 3	440.0	178	10
IDC 4	449.0	180	10

利用湖水源的水冷多联分离式热管系统的设计与选型, 主要参考数据机房的制冷系统设计手册^[30]。其中, 系统中离心式冷水机组的名义换热量和功率分别为 4 200 kW 和 581 kW; 冷却塔的风量和功率分别为 455 000 m³/h 和 22 kW; 水-水换热器的计算传热系数为 2 878.8 kW/K; 冷水泵、湖水泵和冷却水泵的名义流量分别为 860, 780, 960 m³/h, 它们的名义功率分别为 160, 112, 132 kW; 水冷多联分离式热管系统蒸发段的风量和功率分别为 1 900 m³/h 和 0.178 kW。

传统数据机房空调系统主要包括空气-水换热器和变风量风机, 其技术参数主要参考数据机房精密空调, 选用依米康空调 (SCUB00DES-R-H), 其风机的名义风量、功率和计算传热系数分别为 32 000 m³/h、4.6 kW 和 10.417 kW/K。

5 结果与讨论

5.1 最佳设定温度的确定

根据水冷多联分离式热管系统的控制策略, 送风温度的设定值、冷水供水温度的设定值以及湖水源湖水温度值会直接影响该系统运行模式的选择。同时, 送风温度的设定值、室内回风温度的设定值和冷水供水温度的设定值也是影响系统换热性能的主要参数, 从而影响该系统的风机能耗。因此, 有必要对冷却系统的最佳送风温度设定值和冷水供水温度设定值进行确定, 8 种不同的工况 (其送风温度的设定值参考 GB50174—2017《数据中心设计规范》中的要求进行确定) 用于模拟分析系统的全年运行能耗, 不同工况的设定值见表 4。

表 4 模拟中不同工况的设定值条件
Table 4 Set points for different conditions

工况	T _s /°C	T _{chw,s} /°C	工况	T _s /°C	T _{chw,s} /°C
1	20	11	5	20	10
2	22	13	6	22	12
3	24	15	7	24	14
4	26	17	8	26	16

图 5 为各个工况下水冷多联分离式热管系统全年

运行的耗电量。

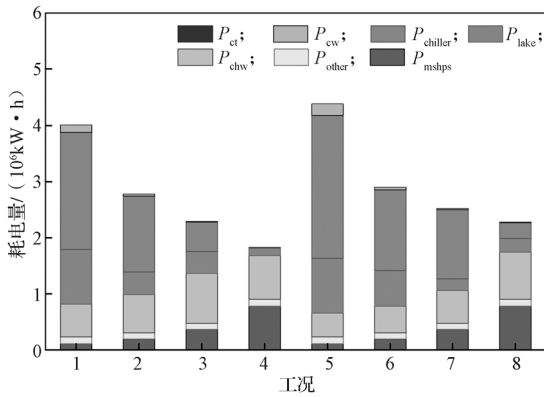


图5 不同工况下利用湖水源的水冷多联热管系统的
全年耗电量

Fig. 5 Annual energy consumption of the water cooled MSHPS using lake water source and the breakdown consumption for all equipment under different conditions

从图5可以看出，送风温度的增加会引起系统蒸发段风机能耗的增加，这主要是因为：室内温度需要保证在一定范围内，送风温度的增加使得送回风温差减小，加上数据机房的冷负荷随着时间延长基本保持不变，从而必须增加蒸发段的风量来满足此时数据机房对冷量的需求，最终导致蒸发段风机的能耗增加。另外，冷水泵的能耗随着供水温度的增加而增加，以工况5与工况1进行比较，其送风温度的设定值都为20℃，为了满足数据机房内制冷的要求，随着供水温度设定值的增加，需要通过提高冷水的质量流量来提高CDU部分的效能，从而导致冷水泵的能耗增加。同样地，冷水供水温度的设定值通过影响运行模式的不同而影响冷水机组的能耗。表5为不同工况下制冷系统全年各个运行模式的运行时间。

表5 不同工况下各个运行模式的运行时间

Table 5 Running hours of different modes under different conditions h

工况	不同运行模式			工况	不同运行模式		
	模式1	模式2	模式3		模式1	模式2	模式3
1	0	8 744	16	5	0	8 736	24
2	31	8 729	0	6	0	8 760	0
3	4 857	3 903	0	7	533	8 227	0
4	8 574	186	0	8	6 615	2 145	0

从表5可以看出，冷水供水温度设定值越高，模式1和模式2运行的时间周期越长，从而使冷水机组的能耗越小。冷却塔与冷却水泵的能耗的变化趋势与冷水机组的能耗变化趋势相同。由于冷水供水温度设定值的升高会增加冷水的质量流量，当增加到一定值时，1台冷水泵的额定流量有可能不能满足冷水质量流量的需求，因此，会需要开启2台冷水泵去满足制冷系统制冷的需求，当开启2台冷水泵时，同样需要

增加换热器与湖水源水泵的数量。表6为制冷系统在不同工况下系统需要开启2台水泵与1台水泵的全年运行时间。

表6 不同工况下开启不同冷水泵数量的运行时间

Table 6 Running hours for different numbers of chilled water pump under different conditions h

工况	冷水泵数量		工况	冷水泵数量	
	1	2		1	2
1	8 760	0	5	8 760	0
2	8 760	0	6	8 760	0
3	8 760	0	7	8 760	0
4	5 889	2 871	8	8 499	261

从表6可以看出，工况4与工况8的部分时间需要开启冷水泵的数量为2，虽然工况4条件下，制冷系统获得最小耗电量，但其有部分时间需要开启冷水泵的数量为2，这明显增加了冷却系统前期的投资。因此，该冷却系统在工况3的耗电量为最小值，其送风温度的设定值与冷水供水温度的设定值分别为24℃和15℃，因此，最佳设定值可用于进一步分析冷却系统的节能潜力。

5.2 节能潜力分析

本节主要模拟对比分析冷却系统#1~#3全年运行能耗，其模拟计算中送风温度的设定值和冷水供水温度的设定值分别为24℃和15℃。冷却系统#1与冷却系统#2的区别主要在于是否利用湖水源自然冷却，而冷却系统#2与冷却系统#3的区别主要在于机房内空调设备是否采用水冷多联分离式热管系统。图6为各个冷却系统的耗电量、节能率及各个运行模式运行小时数的情况。

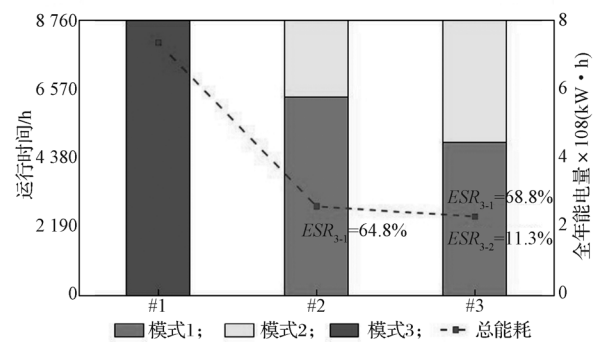


图6 不同制冷系统的耗电量、节能率及各个运行模式运行小时数

Fig. 6 Annual energy consumption, ESR and running hours under different modes for the cooling system #1~#3

由图6可以看出，利用湖水源免费冷却方式，其节能率高达64.8%，全年72%的时间可以完全利用湖水源进行自然冷却，28%的时间可以利用湖水源进行部分自然冷却。冷却系统#3相对于冷却系统的

节能率为 68.8%。对于冷却系统 #2 与冷却系统 #3 的对比可以看出, 当数据机房内采用水冷多联分离式热管系统时, 节能率高达 11.3%, 这主要是由于水冷多联分离式热管相对于传统机房空调具有很高的换热性能。

6 结论

课题组基于效能-传热单元法建立水冷多联分离式热管系统的传热模型, 并利用实验数据验证模型的准确性。其次, 综合考虑环境参数、机房内服务器散热特征及制冷系统各部件的换热特征对系统能耗的影响, 建立利用湖水源的水冷多联分离式热管系统的能耗模型, 对典型数据机房的能耗分析确定系统最佳的送风温度和冷水供水温度的设定值, 同时, 对比分析该系统相对传统数据机房空调系统的节能潜力。主要结论如下:

1) 采用效能-传热单元法所建立的水冷多联分离式热管系统的传热模型的计算值与实验测量值的相对误差在 $\pm 10\%$ 以内, 该模型能够适用于工程上进行其系统的换热量的预测;

2) 通过对水冷多联分离式热管系统不同工况下全年运行能耗的分析, 可以得出, 当送风温度设定值与冷水供水温度设定值分别为 $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 冷却系统的能耗获得最小值;

3) 通过对冷却系统 #1~#3 的全年运行能耗的分析, 可以得出, 水冷多联分离式热管系统 (#3) 相对于是否利用湖水源的传统空调系统 (#2 与 #1) 的节能率, 其节能率分别为 11.3% 和 68.8%。

参考文献:

- [1] ZHANG H N, Shao S Q, XU H B, et al. Free Cooling of Data Centers: A Review[J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2014, 35: 171-182.
- [2] TAO L, LÜ X, REMES M, et al. Investigation of Air Management and Energy Performance in a Data Center in Finland: Case Study[J]. *Energy & Buildings*, 2011, 43(12): 3360-3372.
- [3] SIRIWARDANA J, JAYASEKARA S, HALGAMUGE S K. Potential of Air-Side Economizers for Data Center Cooling: A Case Study for Key Australian Cities[J]. *Applied Energy*, 2013, 104(2): 207-219.
- [4] 张 泉, 吴亚凝, 凌 丽, 等. 基站用微通道分离式热管换热性能实验研究 [J]. *湖南大学学报 (自科版)*, 2016, 43(7): 139-145.
ZHANG Quan, WU Yaning, LING Li, et al. Experimental Investigation on Heat Transfer Characteristic of Micro-Channel Separate Heat Pipe in Telecommunication Base Station[J]. *Journal of Hunan University(Natural Sciences)*, 2016, 43(7): 139-145.
- [5] BLEIER F P. *Fan Handbook: Selection, Application, and Design*[M]. New York: McGraw-Hill Education, 1997: 50-55.
- [6] CHEHADE A A, LOUAHLIA-GUALOUS H, MASSON S L, et al. Experimental Investigation of Thermosyphon Loop Thermal Performance[J]. *Energy Conversion & Management*, 2014, 84: 671-680.
- [7] LING L, ZHANG Q, YU Y, et al. Experimental Study on the Thermal Characteristics of Micro Channel Separate Heat Pipe Respect to Different Filling Ratio[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 102: 375-382.
- [8] TONG Z, LIU X H, LI Z, et al. Experimental Study on the Effect of Fill Ratio on an R744 Two-Phase Thermosyphon Loop[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 99: 302-312.
- [9] ZHANG H, SHAO S, XU H, et al. Numerical Investigation on Integrated System of Mechanical Refrigeration and Thermosyphon for Free Cooling of Data Centers[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2015, 60(15): 9-18.
- [10] ZHANG H N, SHI Z C, LIU K T, et al. Experimental and Numerical Investigation on a CO_2 Loop Thermosyphon for Free Cooling of Data Centers[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 111: 1083-1090.
- [11] HAN L J, SHI W X, WANG B L, et al. Development of an Integrated Air Conditioner with Thermosyphon and the Application in Mobile Phone Base Station[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2013, 36(1): 58-69.
- [12] KHODABANDEH R, FURBERG R. Instability, Heat Transfer and Flow Regime in a Two-Phase Flow Thermosyphon Loop at Different Diameter Evaporator Channel[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30(10): 1107-1114.
- [13] LING L, ZHANG Q, YU Y, et al. Study on Thermal Performance of Micro-Channel Separate Heat Pipe for Telecommunication Stations: Experiment and Simulation[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2015, 59: 198-209.
- [14] ZHANG H, SHAO S, XU H, et al. Simulation on the Performance and Free Cooling Potential of the Thermosyphon Mode in an Integrated System of Mechanical Refrigeration and Thermosyphon[J]. *Applied Energy*, 2017, 185: 1604-1612.
- [15] ZHANG L Y, LIU Y Y, GUO X, et al. Experimental Investigation and Economic Analysis of Gravity Heat Pipe Exchanger Applied in Communication Base Station[J].

- Applied Energy, 2016, 194: 499-507.
- [16] ZHANG H, SHAO S, XU H, et al. Simulation on the Performance and Free Cooling Potential of the Thermosyphon Mode in an Integrated System of Mechanical Refrigeration and Thermosyphon[J]. Applied Energy, 2017, 185: 1604-1612.
- [17] JOUHARA H, MESKIMMON R. Heat Pipe Based Thermal Management Systems for Energy-Efficient Data Centres[J]. Energy, 2014, 77: 265-270.
- [18] KHALAJ A H, SCHERER T, HALGAMUGE S K. Energy, Environmental and Economical Saving Potential of Data Centers with Various Economizers Across Australia[J]. Applied Energy, 2016, 183: 1528-1549.
- [19] TIAN H, HE Z, LI Z. A Combined Cooling Solution for High Heat Density Data Centers Using Multi-Stage Heat Pipe Loops[J]. Energy & Buildings, 2015, 94: 177-188.
- [20] DING T, HE Z G, HAO T, et al. Application of Separated Heat Pipe System in Data Center Cooling[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 109: 207-216.
- [21] LING L, ZHANG Q, YU Y, et al. Experimental Investigation on the Thermal Performance of Water Cooled Multi-Split Heat Pipe System (MSHPS) for Space Cooling in Modular Data Centers[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 107: 591-601.
- [22] 夏晓康, 李 灿, 袁先葑, 等. 温差发电元件串并联性能实验 [J]. 湖南工业大学学报, 2016, 30(1): 23-28.
XIA Xiaokang, LI Can, YUAN Xianfeng, et al. Experiment on the Series and Parallel Connection Performance of Thermoelectric Generator[J]. Journal of Hunan University of Technology, 2016, 30(1): 23-28.
- [23] 康良麒, 刘 鹏, 刘登伦. 基于某信息机房地板空调送风的数值模拟 [J]. 湖南工业大学学报, 2015, 29(6): 39-42.
KANG Liangqi, LIU Peng, LIU Denglun. Numerical Simulation on Underfloor Air Supply Based on a Data Room[J]. Journal of Hunan University of Technology, 2015, 29(6): 39-42.
- [24] XU Y M, ZHANG J R, DENG Y H, et al. Analyzing the Cooling Efficiency of the Thermal Environment in Data Centers[J]. International Journal of Grid & High Performance Computing, 2014, 6(4): 15-27.
- [25] BEATY D L. Part One: IT Equipment Load Trends[J]. Ashrae Journal, 2014, 56(3): 74-82.
- [26] PELLELY S, MEISNER D, WENISCH T F, et al. Understanding and Abstracting Total Data Center Power[EB/OL]. [2018-06-20]. <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/summary?doi=10.1.1.474.1234>.
- [27] US Department of Energy. EnergyPlus Version 9.0.1 Documentation[EB/OL]. [2018-06-20]. <https://www.energyplus.net/>.
- [28] STOUTPE M, JAMES W, LEACH P E. Cooling Tower Fan Control for Energy Efficiency[J]. Energy Engineering, 2002, 99(1): 7-31.
- [29] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 486-450.
YANG Shiming, TAO Wenquan. Heat Transfer[M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006: 486-450.
- [30] LING L, ZHANG Q, YU Y, et al. Energy Saving Analysis of the Cooling Plant Using Lake Water Source Base on the Optimized Control Strategy with Set Points Change[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 130: 1440-1449.

(责任编辑: 申 剑)