

doi:10.11835/j.issn.1674-4764.2013.04.023

# 数据机房自然冷却用泵驱动回路热管 换热机组性能实验研究

张 双, 马国远, 周 峰, 樊 旭

(北京工业大学 环境与能源工程学院, 北京 100124)

**摘 要:**设计了一种数据中心自然冷却用泵驱动回路热管换热机组,并介绍该机组的构成和工作原理,针对研制的样机搭建实验系统并较全面地进行实验研究。结果表明:当室内外温差为 10℃时,机组能效比 COP 为 5.88;当室内外温差为 18℃时,机组 COP 可达 10.41;当系统质量流量在一定范围变化时,即工质气化率在 2%~50%范围内,机组换热量没有显著变化,且换热量与室内外温差近似呈线性关系;同时系统阻力越大,蒸发器进出口温差越大,显热换热量所占比例也越大。

**关键词:**数据中心节能;回路热管;自然冷却

**中图分类号:**TU831.6 **文献标志码:**A **文章编号:**1674-4764(2013)04-0145-06

## Experimental Analysis on Function of Free Cooling Unit with a Pump-driven Loop Heat Pipe for Internet Data Center

Zhang Shuang, Ma Guoyuan, Zhou Feng, Fan Xu

(College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100124, P. R. China)

**Abstract:** A free cooling unit with a pump-driven loop heat pipe was designed for internet data center (IDC), and its components and working processes were described. The experiment system for the developed prototype was built and the comprehensive studies were conducted. The experimental results demonstrate that the coefficient of performance (COP) of the unit can reach to 5.88 when the temperature difference between IDC indoor and outdoor is 10℃, and it will be 10.41 when the temperature difference is 18℃. When mass flow rate of the working fluid in the unit changes within a certain range, namely the gasification rate of the fluid being between 2% and 50%, there is no significant changes for the heat transfer capacity. And there is an approximately linear relationship between the capacity and the temperature difference. Meanwhile, with the increase of the system resistance, both temperature difference of the fluid between inlet and outlet of the evaporator and the proportion of the sensible heat to the capacity also increase.

**Key words:** energy efficiency for internet data center; loop heat pipe; free cooling

随着信息化水平的不断提高,各类数据中心数量快速得到增长,由此带来了数据中心的耗电量急剧上升。据统计,2011年中国数据中心总耗电量达700亿kW·h,已经占到全社会用电量的1.5%<sup>[1]</sup>。

在数据中心总能耗中,IT设备占46%,空调能耗占31%,不间断电源占8%,照明占4%,其他占11%<sup>[2]</sup>。因此,降低空调系统的能耗已经成为数据中心节能的首要任务。

收稿日期:2012-12-25

基金项目:国家自然科学基金(51076003)

作者简介:张双(1984-),男,博士生,主要从事制冷空调环保节能新技术研究,(E-mail)wdzs@emails.bjut.edu.cn。

马国远(通信作者),男,教授,博士生导师,(E-mail)magy@bjut.edu.cn。

数据中心空调系统目前有机械制冷和自然冷却 2 种方式。在机械制冷方式下,综合利用各种节能手段,可以降低空调系统用电量 20%~50%,将空调系统用电量占机房总耗电量的比例降低至 30% 左右,说明机械制冷对数据中心 PUE(Power Usage Effectiveness 电能利用效率)降低的潜力有限<sup>[3]</sup>。而目前,雅虎“鸡窝”式数据中心 PUE 1.08, Facebook 数据中心 PUE 1.15,谷歌的比利时数据中心 PUE 1.16,惠普英国温耶德数据中心 PUE 1.16,微软都柏林数据中心 PUE 1.25,这企业的数据中心 PUE 如此之低的主要原因是由于它们最大限度地使用自然冷却方式为机房降温<sup>[4]</sup>。

在自然冷却系统中有直接新风冷却方式<sup>[5-8]</sup>,间接新风冷却方式比直接新风式种类要多,如与机械制冷结合的复合制冷模式<sup>[9-10]</sup>,冷却塔自然冷却方式<sup>[11-13]</sup>,整体式热管换热器<sup>[14-17]</sup>,分离式热管换热器<sup>[18]</sup>。间接新风冷却的载冷剂如果为单相显热冷却,输送工质泵功率大,而利用相变换热的热管换热器由于没有机械驱动力,蒸发器与冷凝器安装条件受限制,同时系统的大型化也有难度。为了克服上述自然冷却系统存在的不足,笔者设计出一种数据中心自然冷却用泵驱动回路热管换热机组,本文详细介绍该机组的构成和工作原理,针对研制的样机搭建实验系统并较全面地实验研究。

## 1 泵驱动回路热管换热机组

设计的泵驱动回路热管换热机组的系统组成如图 1 所示,主要由工质泵、室内侧并联安置的 4 台蒸发器、室外侧并联安置的 3 台冷凝器、储液罐以及连接管道等组成,将系统内部抽真空后充注低沸点工质,如 R410A 等。其工作过程是工质泵将过冷工质输送到蒸发器,工质在蒸发器内吸收室内热空气的热量,温度升高并伴随部分工质汽化,即工质在蒸发器内既有显热换热、又有相变吸热,从蒸发器出来的两相工质流入冷凝器进行冷凝放热,工质将自身携带的热量散到大气中而变为过冷液体,液体汇集到储液罐后被吸入工质泵中进入下一次循环。这样,当室外气温低于室内空气温时,泵驱动工质在系统内循环,就可以将室内侧 IT 设备的发热量,携带到室外并散发给周围的冷空气。在这一过程中,工质既有显热换热、又有潜热换热。

从以上分析可以看出,这种自然冷却系统具有以下优点:1)由于机房内部为相变冷却,提升了换热

效果,工质泵流量小,系统阻力小,因而泵功率远低于压缩机的功率,具有明显节能效益;2)泵的驱动力远大于重力,能适应较复杂的管路,因此蒸发器和冷凝器布置比较灵活,结构形式可以多样化;3)机房内部无需用水冷却,消除机房内部漏水隐患,同时冬季室外不需要防冻措施;4)系统构成比较简单,可靠性高,易操作维护,成本较低。冷却系统存在的主要缺点是:1)室外空气温度必须低于室内空气温度阈值;2)系统阻力不宜过大;3)冷凝器相对于蒸发器高度不宜过大;4)等温相变换热熵产大于显热换热熵产<sup>[19]</sup>。

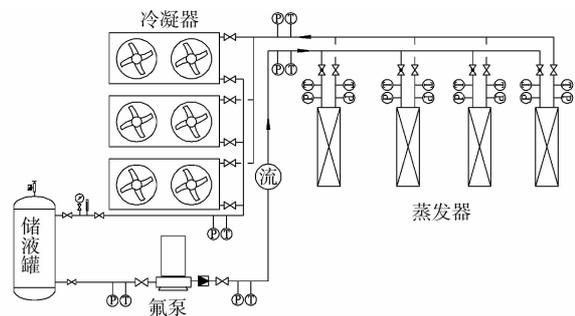


图 1 泵驱动回路热管换热机组

## 2 实验系统及测量

研制样机的实验测量系统如图 1 所示,室内装有 4 台规格相同的蒸发器,机组吊装在长 14 m、宽 6 m、高 3.5 m 的测量房间内,每台机组额定风量 2 700 m<sup>3</sup>/h。每台机组工质管路的进出口安装有压力变送器和热电偶,风侧进出口各安装 3 个热电偶,测量进出口风温;室内负荷由共计 34 kW 的电加热器提供,其中 9 kW 电加热器 2 台,2 kW 电加热器 8 台;室外侧处在一个密闭的空间内,并且也有一套空气处理系统,对冷凝器温度进行控制,能保证室外冷凝器的送风参数满足实验要求;室内装有湿度传感器,室内总供液管安装有质量流量计,且工质进出室内的总管安装压力变送器和热电偶;冷凝器、储液罐和工质泵放在室外,冷凝器共 3 台,每台冷凝器风机都可以独立控制,并用变频器变频调节风量,冷凝器风量通过风速仪测得,冷凝器风侧进出口各安装 6 个热电偶;室内风机功率和冷凝器风机功率通过功率变送器测得,50 Hz 下,室内风机总功率为 0.98 kW,冷凝器风机总功率为 1.14 kW;工质泵进出口装有压力变送器和热电偶,工质泵通过变频器调节工质流量,泵功率由变频器上的功率表测得。测量出的泵参数见表 1。

表1 不同频率下的泵功率和工质流量

频率/Hz	功率/kW	流量/(kg·h <sup>-1</sup> )
15	0.23	784
20	0.33	1 476
25	0.48	1 872
30	0.71	2 348
35	1.01	2 712
40	1.39	2 988
45	1.81	3 276
50	2.27	3 492

热电偶选用欧米茄 T 型铜-康铜,自行焊接,利用标准铂电阻和超级数显恒温器进行标定,标准铂电阻精度 $\pm 0.05\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,恒温水槽精度 $\pm 0.05\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,经过标定后的热电偶精度为 $\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。所有测试数据由 Agilent34970A 进行采集,并输入电脑。主要测试仪器和仪表的规格列于表 2 中。

实验数据是在室外温度 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、室内温度 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 与室外温度 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、室内温度 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 2种条件下,泵频率从 $15\sim 50\text{ Hz}$ ,每隔 $5\text{ Hz}$ 采集1次所有测点数据,每组数据都是在系统工况稳定后,再持续采集 $1\text{ h}$ 以上。不同测量工况下,通过调节室内电加热器的功率,来稳定室内温度并达到规定值。

表2 主要实验测试仪器的规格

名称	类型	测量范围	误差精度
质量流量计	首科实华科里奥利	$500\sim 5\ 000\text{ kg/h}$	$\pm 0.20\%$ 流量
压力变送器	瑞士 Huba Control	$0\sim 25\text{ bar}$	线性度、迟滞性、重复性之和 $< \pm 0.5\%$ 倍满量程
恒温水槽	CS501-SP 超级数显恒温器	$10\sim 95\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 0.05\text{ }^{\circ}\text{C}$
铂电阻	Pt100	$-30\sim 150\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 0.05\text{ }^{\circ}\text{C}$

## 4 实验结果与讨论

### 4.1 机组的换热特性

在室外温度 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、室内温度 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 与室外温度 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、室内温度 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 两种工况下,泵频率为 $15\text{ Hz}$ 时,通过测量得出的机组换热量和能效比(COP)列于表 3 中。

从表 3 中可以看出,当室内外温差在 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,机组换热量为 $11.11\text{ kW}$ 、COP 为 $5.88$ ,性能明显优

于机械制冷的机房空调<sup>[20]</sup>。随着室内外温差的增大,机组换热量和 COP 快速上升,当温差为 $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,机组换热量为 $23.45\text{ kW}$ 、COP 达到 $10.41$ ,基本是温差为 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的1倍,利用该机组进行自然冷却换热的优势变得更加明显。因此,泵驱动回路热管换热机组具有显著的节能特性,且室内外温差越大,节能效果越明显,它在数据中心自然冷却中的应用潜力巨大。

表3 不同实验工况下机组的换热量和能效比

项目	室内侧		室外侧	泵频率/Hz	换热量/kW	COP(W/W)
	干球温度/ $^{\circ}\text{C}$	相对湿度/%	干球温度/ $^{\circ}\text{C}$			
工况 1	25	45	15	15	13.11	5.88
工况 2	25	45	10	15	18.79	8.43
工况 3	25	45	7	15	23.45	10.41

### 4.2 机组的质量流量特性

在室外温度为 $15$ 和 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,机组蒸发器的换热量随工质质量流量的变化如图 2 所示。从图中可以看出,在室外温度为 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,随着质量流量的减小,蒸发器换热量几乎没有明显变化,只是在泵的频率为 $15\sim 20\text{ Hz}$ 时略有回升;而当室外温度为 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,随着质量流量的减小,蒸发器的换热量先降低而后升高。造成这一现象的原因主要有以下 2 个:1)随

着系统工质质量流量的降低,管道内工质侧的传热系数先降低后逐渐增大;2)随着流量的降低泵的功率迅速下降,见表 1。

通过实测数据得出的系统工质体积流量与质量流量之间的关系如图 3 所示。假设将系统内部工质两相流看作均相流,随着质量流量的降低,体积流量起初没有显著变化,均相流体流速没有增加;而随着系统气化率升高,单位体积工质内气体所占比例

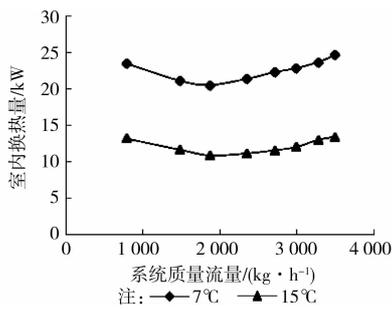


图 2 质量流量与换热量关系

增大,相同条件下,气体的换热系数要小于液体的换热系数。因此,蒸发器内工质侧的传热系数有所降低。而泵的功率从 25 Hz 降低到 15 Hz 时,质量流量继续下降,而体积流量明显上升,蒸发器内工质气液混合流速提高,工质速度的提高,降低了管道内部边界层的厚度,蒸发器内传热系数上升。胡海涛等在研究纯工质的流动沸腾换热发现,纯工质 R410A 的传热系数随着干度的增大先增大后减小<sup>[21]</sup>,这也从另一方面印证了工质干度在一定范围内增加有助于提高工质侧的换热效果的分析结果。

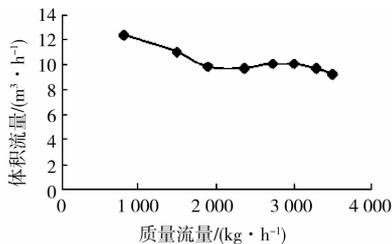


图 3 质量流量与体积流量之间的关系

从表 1 可以清除看出泵功率随工质流量的变化,50 Hz 时泵功率为 2.27 kW,而 15 Hz 时泵功率仅为 0.23 kW,频率从 50 Hz 降到 15 Hz 而泵功率降低了近 10 倍。由于系统选择的是屏蔽泵,泵的发热功率完全由循环介质冷却,本来冷却室内的冷量,却需要部分冷量来冷却泵的发热,降低了蒸发器的换热量。由于泵的功率变化范围较大,导致在流量较小时,蒸发器的换热量得到了小幅度提升。

图 4 表示出工质质量流量与机组 COP 之间的关系。参照图 2 和 4,随着流量的降低,换热量变化不大,而系统的 COP 却升高一倍左右。COP 上升的原因主要由于泵的功率降低,在 50 Hz 时,泵的功率为 2.27 kW,而系统总的功率为 4.30,占了总功率的一半以上,随着频率的降低,泵功率迅速下降,而系统换热量却没有显著变化,这就使系统 COP 迅速上升。对于工质相变换热,工质流量在一定范围变化,对系统换热效果没有明显影响,而工质的气化

率却变化很大,如图 5 所示。因此,相变换热系统工质流量的大小可以通过气化率来确定。从图 5 还可以看出,当工质的气化率在 2%~50% 内变化时,系统的换热量不会有显著变化,而泵消耗的功率却显著降低,COP 明显提升,这也是泵驱动回路热管换热系统的优势。

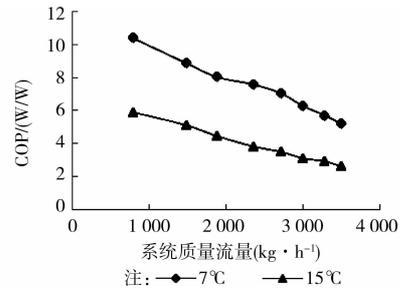


图 4 工质质量流量与机组 COP 之间的关系

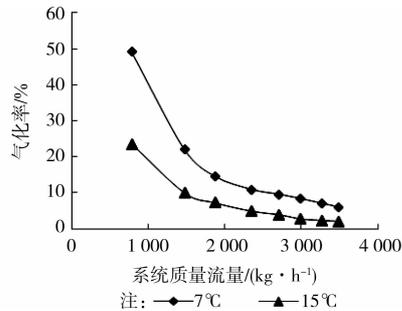


图 5 质量流量与气化率之间的关系

### 4.3 机组的阻力特性

测量出机组工质侧阻力与蒸发器进出口温差及显热占总换热量的比例之间关系如图 6 所示。从图中可以看出,随着机组系统阻力增加,蒸发器进出口工质温差增大。例如,阻力从 0.23 bar 增加到 2.34 bar,蒸发器进出口工质温差从 2.59 °C 升至 5.03 °C。显热占蒸发器总换热量的比例也随系统阻力的增加而增大,例如,阻力从 0.23 bar 增加到 2.34 bar,显热所占比例从 5.90% 升至 46.33%。出现这一现象的原因是,当室内、外温度一定时,工质进入蒸发器的温度基本不变,系统阻力增加意味着蒸发器进口压力增大,这样造成了蒸发器进口的过冷度变大,因此,蒸发器进出口温差及显热所占比例均随阻力增加而升高。

当然,系统流量增加,也会使显热所占比例增大,但是,这种情况下蒸发器进出口温差几乎不变或略有减小。

可以推断,如果系统阻力继续增大,蒸发器过冷度继续增加,显热换热比例继续增大,最终变为全显热换热。这也说明,泵驱动回路热管换热机组的系统阻力不能过大。影响蒸发器过冷度的另一个原

因是由于冷凝器与蒸发器的高度差产生,当冷凝器过高时,会对蒸发器产生液柱静压力。因此,泵驱动回路热管换热机组应用受限制的2个因素是:冷凝器高于蒸发器的高度差受限制;系统阻力不能过大。

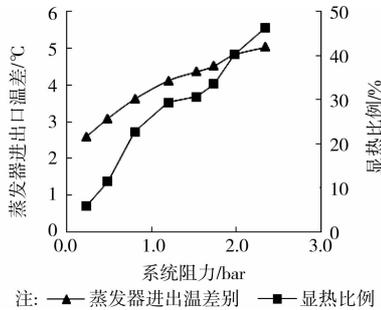


图6 蒸发器进出口温差及显热所占比例随系统阻力的变化

#### 4.4 室内外温差与换热量的关系

在泵功率为40 Hz的条件下,室内温度稳定在25 °C,实测出的室内外温差与换热量之间的关系如图7所示。从图中可以看出,机组的换热量和室内外温差几乎呈线性关系,线形拟合出的函数关系式为  $y(\text{kW}) = 1.28x(^\circ\text{C}) - 2.22$ 。

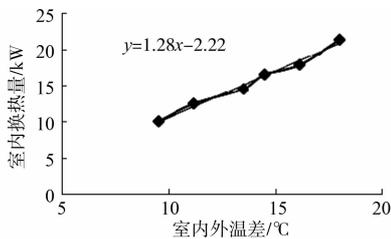


图7 室内外温差与换热量关系

从实验数据拟合出的关系式可以看出,当室内外温差为1.73 °C时,机组的换热量为零。这时因为,冷凝器向大气中散发的热量包含泵的部分功率和室内风机的功率。冷凝器的换热量要大于蒸发器的换热量,当室内外温差为1.73 °C时,冷凝器的换热量正好等于泵和室内风机这部分功率转化成的热量。如果泵与外界没有热量的交换,那么泵的功率最终全部转化为热量由冷凝器散出,且冷凝器风机产生的热量也将由室外风带走,那么,冷凝器的换热量=蒸发器的换热量+(泵功率+室内风机功率)转化成的热量。从拟合式可以看出,2.22 kW就是泵和风机消耗的功率转化成的热量。实验测出,40 Hz时泵功率为1.39,室内风机总功率为0.89,  $1.39 + 0.89 = 2.28 > 2.22$ 。原因在于:泵置于室外,实际运行时与外界有热交换,另一方面,泵出口至室内的管路没有保温,同样也会向室外空气散热,也就是说,这部分少量的热量没有通过冷凝器直接散发大气中了。

机组换热量与室内外温差之间的线性关系,为通过调节机组换热量来控制数据中心室内温度带来了便利。当室外温度低时,数据中心的建筑结构冷负荷会降低,甚至是向外散热出现负值,这时,数据中心总冷负荷变化不大或有所下降,而自然冷却系统的机组换热量却近似线性上升,如果要想维持数据中心温度稳定,需要调节自然冷却系统降低换热量。研究发现,当系统换热为相变换热时,系统工质流量变化对换热量没有显著影响,这就表明,在一定范围内调节系统流量并不能明显改变系统的换热量。剩下的可调条件为:1)冷凝器风量;2)冷凝器台数;3)蒸发器风量。调节选择依据:保证数据中心冷却效果的前提下,使自然冷却系统保持较高的COP。所以,自然冷却系统的调节顺序为:冷凝器风量;冷凝器台数;蒸发器风量。也就是说,先通过冷凝器风机变频调节风量,再通过冷凝器风机的启停调节冷凝器台数,最后调节蒸发器风机的风量。

## 5 结论

1)当室内外温差为10 °C时,泵驱动回路热管换热机组COP可达5.88,且随温差变大而快速升高。该机组能够长期稳定运行,节能效益显著,是数据中心节能减排的重要技术手段。

2)系统的工质质量流量在一定范围内时,即当工质气化率在5%~50%变化时,系统换热量没有显著变化,而随着系统工质质量流量降低,系统阻力显著下降,泵功率减小,换热系统的COP升高。

3)室内外温差与系统换热量几乎呈线性关系,据此归纳出数据中心控制温度的自然冷却系统调节顺序为:先通过冷凝器风机变频调节风量,再通过冷凝器风机的启停调节冷凝器台数,最后调节蒸发器风机的风量。

### 参考文献:

- [1] 云计算发展与政策论坛委员会. 数据中心能效测评指南(V1.0)[R]. 北京: 云计算发展与政策论坛, 2012.
- [2] ASHRAE TC 9.9. 数据通信设施节能最佳实践[M]. 任兵, 杨国荣, 陈亮. 译. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.
- [3] 钱晓栋, 李震. 数据中心空调系统节能研究[J]. 暖通空调, 2012, 42(3): 91-96.  
Qian X D, Li Z. Energy saving research on air conditioning system in data centers [J]. HV&AC, 2012, 42(3): 91-96.
- [4] 全球最节能数据中心 Top 5 [R/OL]. <http://tech.sina.com.cn/s/2010-10-15/10294750567.shtml> (2012-

- 11-29).
- [5] Jinkyun C, Taisub L, Byungseon S K. Cooling systems for IT environment heat removal in (internet) data centers [J]. *Journal of Asian Architecture and Building Engineering*, 2008, 7(2):387-394.
- [6] Kumar A, Josh I Y. Use of airside economizer for data center thermal management [C] // *Proceedings of 2nd International Conference on Thermal Issues in Emerging Technologies*, Cairo, Egypt, New York: IEEE, 2008: 57-66.
- [7] 黄成龙, 杨文鹏. 移动通信基站节能控制的理论与实践[J]. *西安工程大学学报*, 2008, 22(2): 205-209.  
Huang C L, Yang W P. Theory and practice on energy saving in mobile communication base station [J]. *Journal of Xi'an Polytechnic University*, 2008, 22(2): 205-209.
- [8] Shehabi A. Energy implications of economizer use in California data centers [R]. Lawrence Berkeley National Laboratory, 2008. <http://escholarship.org/uc/item/4px2n6jn>.
- [9] Choi J, Jeon J, Kim Y. Cooling performance of a hybrid refrigeration system designed for telecommunication equipment rooms [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27:2026-2032.
- [10] 石文星, 韩林俊, 王宝龙, 等. 热管/蒸气压缩复合空调原理及其在高发热量空间的应用效果分析[J]. *制冷与空调*, 2011, 11(1): 30-36.  
Shi W X, Han L J, Wang B L, et al. Principle of combined air conditioner by heat pipe and vapor compression and its application analysis in high heat density space [J]. *Refrigeration and Air-Conditioning*, 2011, 11(1): 30-36.
- [11] ASHRAE TC 9.9. 2011 thermal guidelines for liquid cooled data processing environments [M]. Atlanta, ASHRAE, 2011.
- [12] Murphy D. Cooling towers used for free cooling [J]. *ASHRAE Journal*, 1991(6):16-26.
- [13] 马最良, 孙宇辉. 冷却塔供冷技术的原理及分析. *暖通空调*[J]. 1998, 28(6):27-30.  
Ma Z L, Sun Y H. Free cooling by cooling towers [J]. *HV&AC*, 1998, 28(6):27-30.
- [14] Mostafa A. Abd E B, Mousa M M. Heat pipe heat exchanger for heat recovery in air conditioning [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27(4):795-801.
- [15] Noie S H. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2005, 25:495-506.
- [16] Yau Y H. Application of a heat pipe heat exchanger to dehumidification enhancement in a HVAC system for tropical climates—a baseline performance characteristics study [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2007, 46(2):164-171.
- [17] 周峰, 田昕, 马国远. IDC机房用热管换热器节能特性试验研究[J]. *土木建筑与环境工程*, 2011, 33(1):111-117.  
Zhou F, Tian X, Ma G Y. Energy-saving performance of thermosyphon heat exchanger applied in internet data center [J]. *Journal of Civil, Architectural & Environmental Engineering*, 2011, 33(1):111-117.
- [18] 金鑫, 瞿晓华, 祁照岗, 等. 分离式热管型机房空调系统性能实验研究[J]. *暖通空调*, 2011(11):133-136.  
Jin X, Qu X H, Qi Z G, et al. Performance experiment of separate heat pipe air conditioning units for electronic equipment rooms [J]. *HV&AC*, 2011(11): 133-136.
- [19] 谭连城, 荫建民. 混合工质制冷系统节能的热力学分析 [J]. *工程热物理学报*, 1985, 6(2): 113-116.  
Tan L C, Yin J M. A thermodynamic analysis of energy saving of a refrigeration cycle using refrigerant mixture [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 1985, 6(2):113-116.
- [20] GB/T 19577—2004 冷水机组能效限定值及能源效率等级[S]. 北京:中国标准出版社, 2005.
- [21] 胡海涛, 丁国良, 王凯建. R410A油混合物在7 mm强化管内流动沸腾的换热特性[J]. *化工学报*, 2008, 59(1): 32-37.  
Hu H T, Ding G L, Wang K J. Heat transfer characteristics of flow boiling of R410A-oil mixture in a 7 mm enhanced tube [J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering*, 2008, 59(1): 32-37.

(编辑 王秀玲)