

IDC 机房用热管换热器节能特性试验研究

周峰, 田昕, 马国远

(北京工业大学环境与能源工程学院, 北京 100124)

摘要: 机房空调能耗约占机房总能耗的 40%。在 IDC 机房节能方案中, 使用热管换热器利用自然冷源散热, 能够减少空调工作时间, 同时可避免室内外空气接触, 满足湿度、洁净度的要求。参考北京某 IDC 机房, 搭建试验模型, 分析 IDC 机房内热管换热器和空调各自的散热负荷和能耗特性, 研究围护结构的散热特性, 比较设定温度和室外温度对空调能耗的影响。结果表明, 北京冬季工况下, 仅依靠围护结构的散热, 无法满足 IDC 机房的散热需求; 围护结构散热量约占 IDC 机房总散热量的 19.5%; 空调平均每天耗能 3.5~4 kWh; 使用热管换热器室内外温差不得超过 20℃, 能耗仅为空调能耗的 41%, 全年节能约 40%; 与室内设定温度相比, 室外气温对空调能耗的影响较大; 室外温度提高 1℃, 空调能耗平均增加 5%~6%。

关键词: IDC 机房; 能耗; 热管换热器; 自然冷源

中图分类号: TU833.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-4764(2011)01-0111-07

Energy-Saving Performance of Thermosyphon Heat Exchanger Applied in Internet Data Center

ZHOU Feng, TIAN Xin, MA Guo-yuan

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

Abstract: The energy consumption of the air-conditioning system in the Internet Data Center (IDC) occupies about 40% of the total energy consumption. The thermosyphon heat exchanger using ambient energy is applied in the IDC to reduce energy consumption. By taking one IDC in Beijing as reference, the testing model is set up to experimentally analyze the heat dissipation characteristics and the energy consumption of thermosyphon heat exchanger and air-conditioning system respectively. The result indicates that the heat dissipation capacity of the building envelope takes about 19.5% of the total IDC heat load in Beijing winter conditions. The average energy consumption of the air conditioner is 3.5 kW h ~ 4 kW h per day. And the energy consumption of the thermosyphon heat exchanger takes only 41% of the air conditioner. The annual energy consumption reduces by nearly 40%. Besides, the effect of the outdoor temperature on the air conditioner energy consumption is remarkable compared with the indoor set temperature. And the air conditioner energy consumption increases by 5% ~ 6% on average when the outdoor temperature raises by 1℃.

Key words: Internet Data Center; energy consumption; thermosyphon heat exchanger; ambient energy

最近几年, 数据中心能耗问题已经变得越来越严重, 有可能还会继续恶化。据 EPA 估算, 2006 年

美国所有数据中心全年支付的总电费为 45 亿美元, 并预测, 2011 年这一数据将达到 74 亿美元^[1]。

收稿日期: 2010-06-15

基金项目: 教育部高等学校博士学科点专项科研基金 (200800050010); 北京工业大学博士创新计划项目 (bcx-2009-049)

作者简介: 周峰 (1982-), 男, 博士生, 主要从事制冷空调环保节能新技术研究, zhoufeng@emails.bjut.edu.cn。

马国远 (通讯作者), 男, 教授, 博士生导师, magy@bjut.edu.cn。

同时,服务器和交换机的规模越来越小,但其能耗却大幅增加。1998年,机架服务器每个机架的功率在 5 000 W 左右,而到 2006 年则增至 32 000 W,根据 ASHRAE 预测,到 2014 年,每个机架的功率将增至 42 000 W^[2]。服务器数量和功率的急剧增加必然会导致冷却和辅助设备的增加,从而使能耗形势更加严峻。Lawrence Berkeley 国家实验室调查显示,一个典型的数据中心能耗比例为:1)IT 设备(服务器、交换机、路由器等)占 44%;2)制冷设备(机房精密空调、风机)占 38%;3)电源设备(UPS、SPM 等)占 15%;4)照明占 3%。从中不难看出制冷设备的耗电量仅次于 IT 主设备的耗电量。

面对“能源危机”,现在所有数据中心都在采用新技术提高空调能效^[3-4],对空调系统进行精确控温和气流组织^[5-8],此外,超过 10%的数据中心采用了空气冷却或者水冷的节能装置^[9]。ASHRAE Standard 90 也要求美国一些地区数据中心采用自然冷却节能装置,尤其是那些气候比较凉爽的西部和东北部地区。利用自然空气冷却的研究包括直接引入新风式节能系统^[10-15]和隔离式新风热交换系统^[16-17],隔离式新风热交换系统主要有板式换热器和热管换热器 2 种。直接引入新风式节能系统受地域影响较大,适宜气候凉爽且空气品质较高的地区^[18]。而板式换热器受结构和传热形式的限制,实测显热温度效率并不高。热管换热器受地域影响较小,且有较高的温度效率,能够达到冷却的目的。目前对 IDC 机房中热管换热器的应用虽有所提及^[19-20],但对相关的围护结构散热以及热管换热器与总能耗的定量研究很少。

笔者所在课题组自主研发了利用自然冷源的热管换热器,将其用于 IDC 机房的散热,并对北京地区冬季工况下,热管换热器和空调各自的散热特性和能耗负荷进行了试验研究,对 IDC 机房围护结构的散热进行了计算。

1 试验系统与仪器

以北京某实际机房为例,如图 1(a)所示,其尺寸为 3.75 m×2.8 m×2.9 m。主要设备包括通信机柜、空调柜机、蓄电池组和配电箱等。试验根据实际机房内的设备布置,搭建 IDC 机房模型,机房模型内设备布置如图 1(b)所示。IDC 机房模型尺寸:3 m(长)×1.8 m(宽)×2.9 m(高),墙体采用 950 型聚苯夹芯钢板,板总厚 100 mm,钢板厚度 0.8 mm,夹芯材料容重为 18 kg/m³。

机柜单元采用自制模拟电子发热模块,额定电

功率为 1.1 kW,依照实际机柜的气流方向,通过风扇和风道将热量散出。利用自然冷源的热管换热器为课题组自主研发的散热设备,其额定换热量为 1 kW,外形尺寸为 750 mm×320 mm×290 mm,中间用隔板完全隔开,均分为等截面的两部分。换热器芯体中,热管元件采用标准规格的紫铜管,内部充灌一定量的液体工质封制而成,正三角错排。与水平位置呈一定倾斜角度放置,室内外两侧风道分别安装风机一台,风机总名义功率为 60 W。与目前应用较多的铝-氨热管换热器相比,自主研发的该热管换热器工质具有环保、高效、无毒、安全的特点,管材的导热系数为原有铝材的 2~3 倍,且密封良好,不会发生泄漏,经国家空调设备质量监督检验中心检测,其温度效率高于常规铝-氨热管换热器。空调器采用 KFR-32GW/Y 型产品,其额定制冷量为 3 200 W,额定功率为 1 190 W。

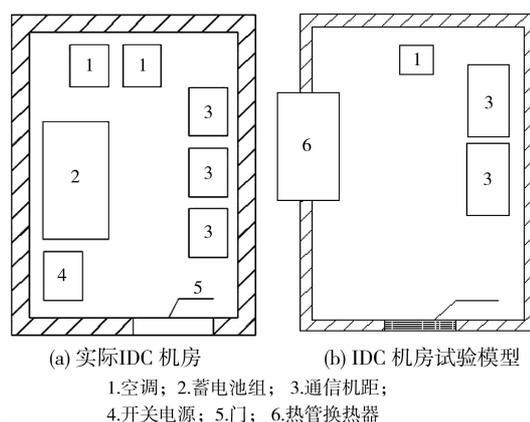


图 1 IDC 机房内设备布置图

试验对热流量、温度、电功率等参数进行了数据采集,热流量的测试采用 JTRG-II 型建筑热工温度与热流自动测试系统,其精度 $\leq \pm 5\%$,分辨率为 0.1 W/m²,数据采集时间间隔设定为 1 min,热流测点共 6 个,通过对墙体的红外成像分析,将热流板分别布置在 6 面的适当位置,并加以固定。电功率参数采用 ANALYST 3P 型电功率分析仪,其数据采集时间间隔设定为 1 min,电功率分析仪主要用来测量空调启停时的逐时功率,从而得到一定时间内空调的总能耗。温度参数采用 DX230-1-2 型温度巡检仪,其数据采集时间间隔为 2 s,温度测点共 6 个,分别用于测量 IDC 机房室内温度、室外温度以及热管换热器进出口气流温度。

2 结果分析与讨论

2.1 基础室温

在 IDC 机房中不采用空调、换热器等任何其他

散热设备,仅仅依靠墙体围护结构散热,在这样的条件下形成的室内温度,称之为 IDC 机房的基础室温,为了对 IDC 机房的基础室温有一个直观量化的概念,在 2010 年 1 月 13 日 16:47 至 2010 年 1 月 14 日 16:47 这一时间段内对 IDC 机房的基础室温和室外温度进行了测量,其 24 h 内的温度变化如图 2 所示。

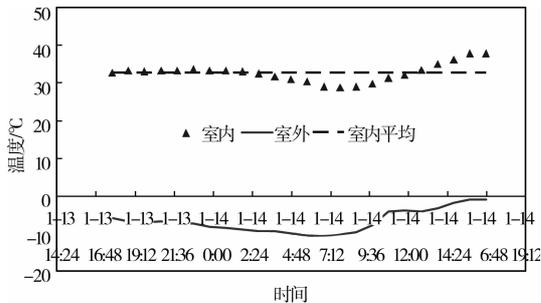


图 2 IDC 机房基础室温变化图

从图 2 中可以看出,24 h 内,IDC 机房在没有其他任何散热设备的情况下,仅依靠围护结构对外散热,其室内温度与室外温度的变化趋势基本一致,室内温度随室外温度的降低而降低,随室外温度的升高而升高,且室内外温差基本保持不变。

即使在全天气温均低于 0℃ 这样的典型冬季工况下,仅依靠围护结构的散热,IDC 机房的室内温度依然超过了 30℃,平均为 32.7℃,最高温度达到 37.8℃,而室内外温差高达 30℃ 以上。由此可见,仅仅依靠围护结构的散热,即使在冬季寒冷工况下,依然无法满足 IDC 机房内的散热需求。

2.2 围护结构散热

在 IDC 机房中,开启空调器进行散热,空调器

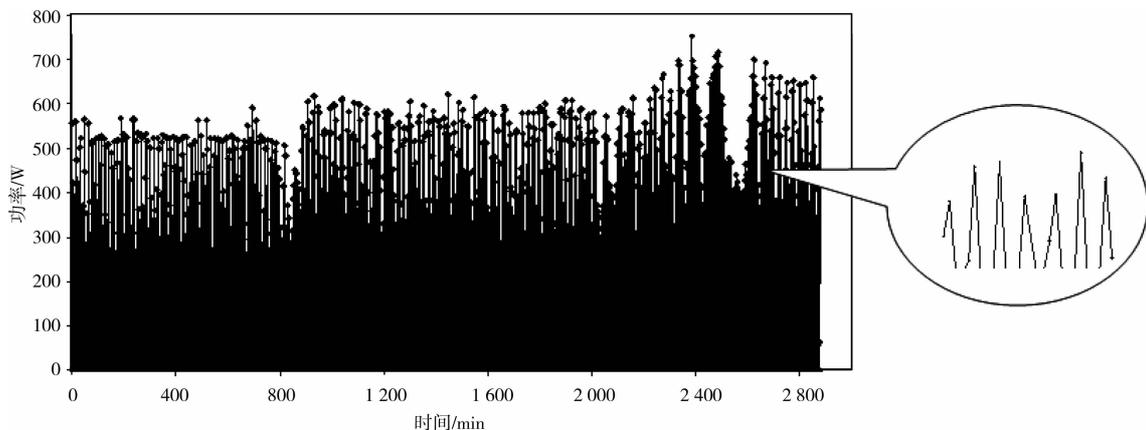


图 4 空调逐时功率

2.3 利用自然冷源散热

对于 IDC 机房,因为设备不间断运行,需要制冷的时间较长,有些地区甚至全年需要制冷,所以空调负荷能耗巨大。在全年的过渡季节和冬季寒冷的

设定温度为 25℃,在 2009 年 11 月 15 日 20:51-2009 年 11 月 17 日 20:51 连续的 48 h 时间内对其散热特性和能耗进行试验研究。试验过程中 IDC 机房室内外温度变化以及围护结构散热量的变化趋势如图 3 所示。

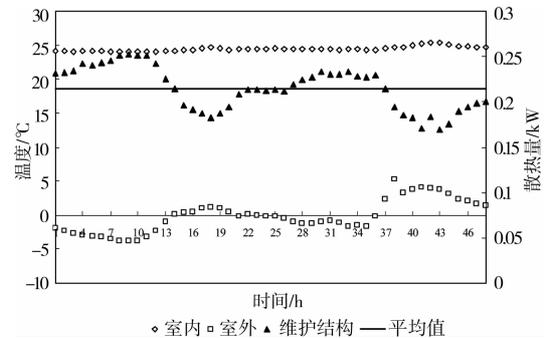


图 3 IDC 机房室内外温度和围护结构散热量

从图 3 中可以看出,室内温度基本维持在 25℃ 不变,室外温度随天气变化而变化,围护结构的散热量在 0.18~0.25 kW 范围内,其平均散热量为 0.214 kW,相对于总散热量 1.1 kW 而言,约占总散热量的 19.5%。图 4 给出了 IDC 机房空调器能耗的逐时变化趋势。从图 4 中可以看出,48 h 内空调能耗功率呈波状起伏,原因在于随着室内温度的波动,要维持恒定温度,空调器不断启停,使得其电流值也在零上不断波动,从而造成空调功率随时间变化出现波状起伏。通过对空调器逐时能耗功率的统计计算,得到 48 h 内空调器的总能耗为 7 074.72 Wh,平均每天耗能约为 3.5 kWh。

时间,利用空气中的自然冷源进行降温,可减少空调的运行时间,达到节能降耗的目的。利用 DeST 软件建立 IDC 机房模型,考虑到 IDC 机房的特点,忽略人员得热以及照明和开关门时造成的冷量渗漏,

设定室内温度控制在 $18\sim 25^{\circ}\text{C}$, 湿度保持在 $40\%\sim 70\%$, 对北京地区 IDC 机房利用热管换热器散热进行模拟研究, 热管换热器正常工作的启动温度设定为 3°C , 可以得到北京地区全年可节能约 47% , 节能效果非常明显。

因此在 IDC 机房中, 安装了自主研发的热管换热器, 充分利用室外冷空气这一自然冷源, 对 IDC 机房进行降温散热, 并在 2010 年 1 月 16 日 22:47 至 2010 年 1 月 18 日 21:47 共计 47 h 时间内对热管换热器的散热特性进行了试验研究。在试验过程中, 安装了热管换热器的 IDC 机房的室内外温度以及室内外温差如图 5 所示。

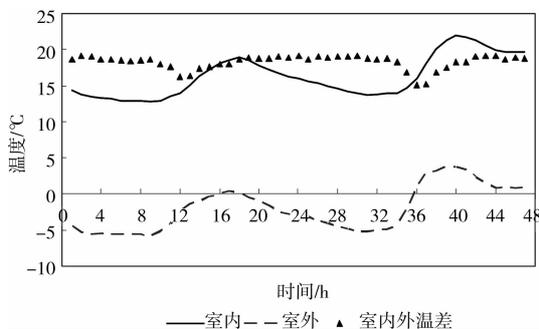


图 5 利用自然冷源时 IDC 机房的室内外温度及温差

从图 5 中可以看出, 随着室外温度的变化, 室内温度也会发生相应的变化, 这是因为室外温度的变化会影响围护结构散热的多少, 同时室外温度的变化对热管换热器的实际换热量也有影响^[21], 使得实际散热量随室外温度的变化而变化, 从而进一步造成室内温度随室外温度的变化而相应变化。结果表明, 在图 5 中的 47 h 内, 室外温度在 $-5.8\sim 3.8^{\circ}\text{C}$ 范围内波动, 而安装了热管换热器后的 IDC 机房室内温度最高不超过 22°C , 在 $12.8\sim 21.9^{\circ}\text{C}$ 范围内变化, 室内外温差不超过 20°C , 维持在 $15.1\sim 19.1^{\circ}\text{C}$ 范围内, 而 2007 ASHRAE Handbook 推荐的温度范围为 $65\sim 80^{\circ}\text{F}$ (即 $18.3\sim 26.7^{\circ}\text{C}$)^[19]。因此, 使用热管换热器完全可以满足冬季工况下 IDC 机房的散热需求, 而无需开启空调。

同时需要指出的是, 利用自然冷源的热管换热器, 其耗能部件仅为风机, 功率不大, 约为 60 W , 在试验过程中, 热管换热器一直处于开启状态, 因此其 48 h 的总能耗约为 $2\ 880\text{ Wh}$, 而 48 h 内空调器的总能耗, 如前节 2.2 所述, 约为 $7\ 000\text{ Wh}$ 。比较发现, 热管换热器的能耗约为空调器能耗的 41% , 可以节省约 59% 的空调能耗, 也远小于其自身的实际散热

量^[21]。如果选择低能耗的风机, 同等风量下, 使其额定功率低于 60 W , 则可进一步降低热管换热器的能耗。另外, 对于空调器而言, 由于安装了自动控制系统, 因此空调器可以根据室内温度间歇工作, 而试验用热管换热器没有安装自动控制系统, 因此无法根据室内温度高低自动启停, 在试验过程中, 一直处于开启状态。如果热管换热器安装了自动控制系统, 可以根据室内温度的高低自动启停, 那么热管换热器实际运行时间将会缩短, 能耗也会降低。同时, 由于热管换热器一直处于开启状态, 使得 IDC 机房的室内温度可以达到 12.8°C 的较低温度, 远低于 IDC 机房室内温度要求的上限值, 因此如果将热管换热器停止运行的温度设定为高于 12.8°C , 设定为 22°C , 则可以大大减少热管换热器的工作时间, 从而有效降低热管换热器的能耗。如此一来, 热管换热器的能耗占空调能耗的比例将大大低于 41% , 完全可以控制在 $1/3$ 左右, 可以节省 $2/3$ 的空调能耗。

而只要室外温度低于室内温度, 且室内外温差大于热管换热器的启动温差, 热管换热器均可正常工作。根据 DeST 软件气象资料统计, 北京地区全年气温低于 25°C 且满足室内外温差大于 3°C 的小时数约为 $5\ 244\text{ h}$, 约占全年时间的 60% 。如果在这段时间内热管换热器正常工作, 可以满足散热需求, 同时经过改进, 热管换热器的能耗为空调能耗的 $1/3$, 那么, 全年总能耗将为原来能耗的 60% , 全年节能达到 40% 。

2.4 空调室内设定温度

面对 IDC 机房较高的能耗, 将空调的设定温度提高, 在同等其他条件下, 理论上可以降低空调的能耗, ASHARE 也因此推荐将入口空气温度标准提高到 80°F (约 27°C)^[19]。通过对北京地区的模拟分析, 可以得到设定温度提高 1°C , 空调能耗降低 $2\%\sim 3\%$ 。因此, 针对 26°C 和 27°C 不同的设定温度, 对空调的散热特性和能耗进行了试验, 具体试验时间和空调能耗如表 1 所示。

表 1 空调设定温度、测试时间和总能耗

设定温度/ $^{\circ}\text{C}$	起始时间	停止时间	空调总能耗/ Wh
26	2009 年 11 月 21 日 22:51	2009 年 11 月 23 日 20:51	8 548.035
27	2009 年 11 月 25 日 22:51	2009 年 11 月 27 日 20:51	8 704.472

试验对上述 2 个不同的空调设定温度进行了研究, 试验过程中各自的室内外温度如图 6 所示。从

图中可以看出,室内温度与空调设定温度一致,基本恒定,而室外温度由于受天气影响出现不同程度的波动。同时由于气象变化,2 个试验时间段内的室外温度不尽相同,前一时间段内室外温度在 0°C 上下波动,而后一时间段内室外温度均在 0°C 以上波动。

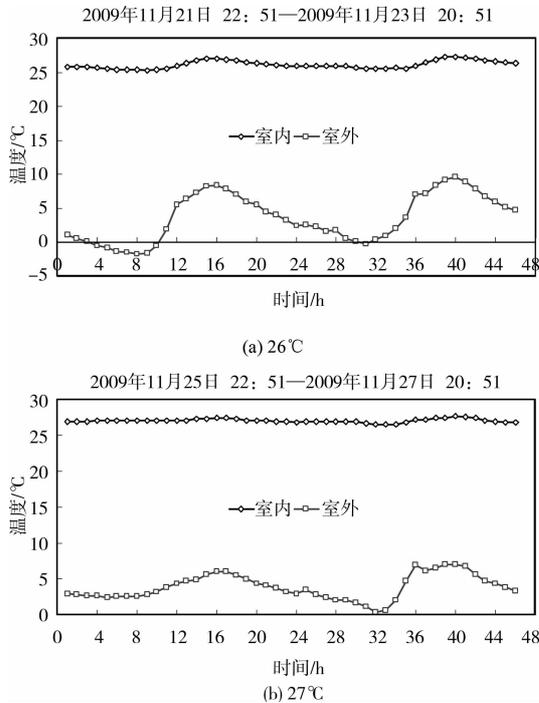


图 6 IDC 机房中室内外温度

不同的设定温度,同等条件下,空调器的能耗也不同。图 7 给出了 26°C 和 27°C 不同设定温度下,空调器的逐时功率变化规律。可以看出,随着空调器的启停,其功率呈逐时波状变化。对不同设定温度下,空调器的逐时功率进行统计计算,可以得到各自 46 h 内的总能耗,具体数值见表 1。

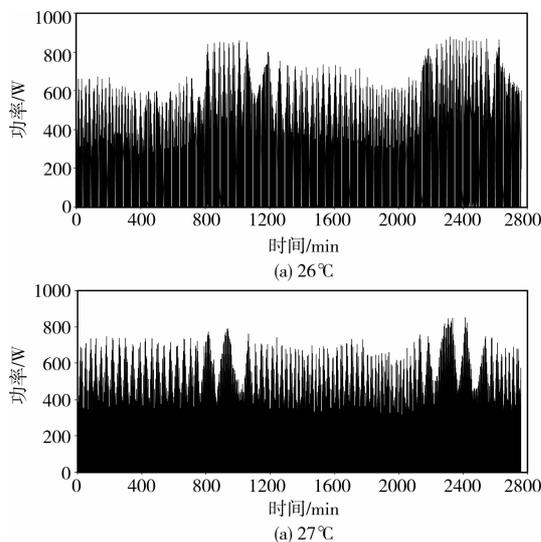


图 7 空调逐时功率

从表 1 中可以看出,46 h 内空调的总能耗在 $8\ 000\sim 9\ 000\ \text{Wh}$ 范围内,平均 1 d 能耗约为 $4\sim 5\ \text{kWh}$ 。同时,随着空调设定温度的提高,46 h 内空调的总能耗出现了小幅度的增长,从 26°C 到 27°C ,设定温度提高 1°C ,空调总能耗增加了 1.83%。原因在于,不同设定温度下的天气条件不同,虽然试验为持续测试,但室外气温并非同等条件,室外温度越高,通过 IDC 机房围护结构的散热量越少,在总散热负荷一定的情况下,空调的散热负荷越大,而此时虽然提高了空调的设定温度,一定程度上降低了空调的负荷,但对空调而言,其所承担的总散热负荷仍然是增大的,因此带来了空调总能耗的小幅增长。从中也可以看出,室外温度对空调能耗的影响大于室内设定温度对空调能耗的影响。

2.5 室外温度与空调能耗

通过上述分析,可以看出室外气温的变化对空调能耗负荷的影响超过了空调设定温度对于空调能耗负荷的影响,而室外气温对空调能耗的影响究竟有多大,通过下面的分析,可以得到一个量化结果。图 8 给出了在 2009 年 11 月 15 日至 2009 年 11 月 17 日和 2009 年 11 月 17 日至 2009 年 11 月 19 日这 2 个连续时间段内 46 h 内的室外温度变化,空调的设定温度均为 25°C 。

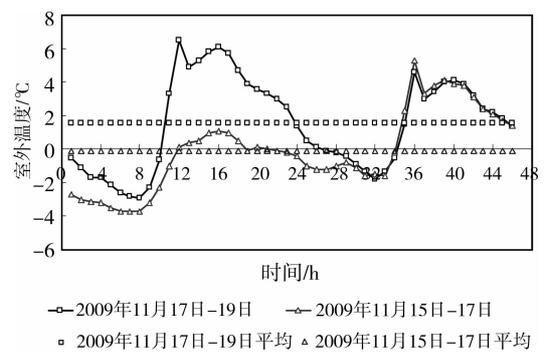


图 8 不同设定温度下的室外温度

从图 8 中可以看出,在第 30 h 之后,2009 年 11 月 15 日—17 日的室外温度与 2009 年 11 月 17 日—19 日的室外温度基本相同,而在前 30 h 内,前者的室外温度均低于后者的室外温度。分析可以得到,2009 年 11 月 15 日—17 日这一时间段内 IDC 机房围护结构的散热量高于 2009 年 11 月 17 日—19 日这一时间段,从而造成前者的空调能耗低于后者的空调能耗。通过对上述 2 个时间段内空调器逐时能耗统计计算,可以得到二者的空调总能耗依次为

6 836.06 Wh, 7 634.937 Wh, 空调总能耗增幅达到 11.7%。另外,从图 8 中可以看到,2009 年 11 月 15 日—17 日这一时间段内平均室外温度约为 -0.1°C ,而 2009 年 11 月 17 日—19 日这一时间段内平均室外温度为 1.6°C ,二者相差不到 2°C ,平均计算可以得到,室外温度提高 1°C ,空调总能耗增加 5%~6%。

3 结论

为保证 IDC 机房对温度、湿度和洁净度的特殊要求,机房空调系统全年能耗很大,约占机房总能耗的 40%。在 IDC 机房的整体节能管理方案中,使用热管换热器利用自然冷源为 IDC 机房散热,能够有效减少空调的工作时间,同时可以避免室内外空气接触,满足洁净度的要求。以北京某实际 IDC 机房为参考,按一定比例搭建试验机房,分析 IDC 机房中热管换热器和空调的散热特性和能耗负荷,研究围护结构散热特性,得到如下结论:

1)在北京地区冬季工况下,仅仅依靠围护结构的散热,IDC 机房室内温度超过 30°C ,室内外温差高达 30°C 以上,无法满足 IDC 机房的散热需求,必须额外添置制冷散热设备。

2)机房围护结构的散热量随气温波动而变化,约占 IDC 机房总散热量的 19.5%;空调器逐时功率呈波状起伏,平均每天耗能为 $3.5\sim 4\text{ kWh}$ 。

3)IDC 机房使用热管换热器后,模拟研究全年节能约 47%,试验表明室内温度不超过 22°C ,室内外温差不超过 20°C ,无需开启空调器,能耗仅为空调能耗的 41%,通过技术改进可以控制在 1/3 左右,则全年将节能 40%,既能够满足散热需求,又能够有效降低空调能耗。

4)与室内设定温度相比,室外气温对空调能耗的影响较大;室内设定温度相同,室外温度提高 2°C ,空调总能耗增加约 11.7%,平均每提高 1°C ,空调总能耗增加 5%~6%。

参考文献:

- [1] JONATHAN G K. Estimating total power consumption by servers in the U. S. and the world [R]. 2007.
- [2] VINCENT M. Preventing a data center power crisis [EB/OL]. [2009-3-9]. http://searchdatacenter.techtarget.com/tip/0,289483,sid80_gci1350324_mem1,00.html.
- [3] IYENGAR M, SCHMIDT R. Analytical modeling for thermodynamic characterization of data center cooling systems[J]. *Journal of Electronic Packaging*, 2009, 131(2): 1-9.
- [4] 刘娥玉, 臧润清, 王红旭. 机房专用空调性能研究[J]. *低温与超导*, 2009, 37(11): 66-69.
LIU E-YU, ZANG RUN-QING, WANG HONG-XU. Performance experimental research of room Air conditioner[J]. *Cryo. & Supercond*, 2009, 37(11): 66-69.
- [5] CHANDRAKANT D P, CULLEN E B, CHRISTIAN B, et al. Computational fluid dynamic modeling of high compute density data centers to assure system inlet air specifications [C]//Proceedings of IPACK'01, The Pacific Rim/ASME International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition, Kauai, Hawaii, USA, July, 2001. IPACK2001-15622.
- [6] MALONE CG, VINSON W, BASH CE. Data center TCO benefits of reduced system airflow [C]//Proceedings of 11th Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, Orlando, FL, May 28-31, 2008. New York: IEEE, 2008: 1199-1202.
- [7] UDAKERI R, MULAY V, AGONAFER D. Comparison of overhead supply and underfloor supply with rear heat exchanger in high density data center clusters [C]//Proceedings of 24th Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, San Jose, CA, Mar 16-20, 2007. New York: IEEE, 2008: 166-173.
- [8] 杨苹, 肖莹, 简弃非, 等. 通信机房的气流组织特性与空调冷量调配方案[J]. *华南理工大学学报:自然科学版*, 2009, 37(11): 107-111.
YANG PING, XIAO YING, JIAN QI-FEI, et al. Characteristics of airflow organization and deployment scheme of air-condition cold capacity in communication rooms [J]. *Journal of South China University of Technology: Natural Science Edition*, 2009, 37(11): 107-111.
- [9] CHO J, LIM T, KIM B S. Measurements and predictions of the air distribution systems in high compute density (Internet) data centers[J]. *Energy and Buildings*, 2009, 41(10): 1107-1115.
- [10] MARK F. Data center energy a concern, but metrics lacking [EB/OL]. [2008-9-10]. http://searchdatacenter.techtarget.com/news/article/0,289142,sid80_

- gci1329440,00.html.
- [11] 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.
- [12] KUMAR A, JOSHI Y. Use of airside economizer for data center thermal management[C]// Proceedings of 2nd International Conference on Thermal Issues in Emerging Technologies, Cairo, Egypt, Dec 17-20, 2008. New York: IEEE, 2008: 57-66.
- [13] 李九如, 杨黎. 安装新风换气机房流场及温度场数值模拟研究[J]. 哈尔滨理工大学学报, 2009, 14(5): 127-130.
- LI JIU-RU, YANG LI. Numerical simulation of fresh air exchanger effecting indoor environment[J]. Journal of Harbin University of Science and Technology, 2009, 14(5): 127-130.
- [14] SCOFIELD C M, WEAVER T S. Using wet-bulb economizers - Data center cooling [J]. ASHRAE Journal, 2008, 50(8): 52.
- [15] 陈沂, 吴基, 王飞, 等. 广州地区通信基站通风冷却节能技术研究[J]. 建筑科学, 2008, 24(12): 27-31.
- CHEN YI, WU JI, WANG FEI, et al. Study on ventilation cooling technology for telecommunication base stations in Guangzhou [J]. Building Science, 2008, 24(12): 27-31.
- [16] 王景刚, 康利改, 刘杰, 等. IDC 机房用室外冷源降温的可行性分析[J]. 暖通空调, 2009, 39(2): 128-132.
- WANG JING-GANG, KANG LI-GAI, LIU JIE, et al. Practicability analysis of using natural cold source for cooling an IDC plant [J]. HV&AC, 2009, 39(2): 128-132.
- [17] 鲍玲玲, 王景刚, 张明杰, 等. 通信机房用空气换热器的性能测试与分析[J]. 制冷空调与电力机械, 2008, 29(2): 70-73.
- BAO LING-LING, WANG JING-GANG, ZHANG MING-JIE, et al. Performance test and analysis on the air heat exchanger used in communication equipment plant [J]. Refrigeration Air Conditioning & Electric Power Machinery, 2008, 29(120): 70-73.
- [18] SHEHABI, ARMAN. Energy implications of economizer use in california data centers [R]. Lawrence Berkeley National Laboratory. 2008. <http://escholarship.org/uc/item/4px2n6jn>.
- [19] Data processing and electronic office areas [R]. ASHRAE Handbook-HVAC Applications, 2007.
- [20] Opportunities for additional energy-efficiency savings [R]. Report to Congress on Server and Data Center Energy Efficiency Public Law 109-431, U. S. Environmental Protection Agency Energy Star Program, 2007.
- [21] 周峰, 马国远. 热虹吸管能量回收设备夏季工作特性的实验研究[J]. 暖通空调, 2007, 37(12): 58-62.
- ZHOU FENG, MA GUO-YUAN. Experiment of characteristics of thermosiphon heat recovery equipment under summer condition [J]. HV&AC, 2007, 37(12): 58-62.

(编辑 王秀玲)