

大型数据中心机房新风空调节能研究

联通云数据有限公司 顾小杰[☆]

哈尔滨工业大学 李晓冬

中国铁路设计集团有限公司 曹建

北京筑邦建筑装饰工程有限公司 胡宇阳

摘要 对哈尔滨新风空调系统进行了节能研究与分析,以一大型数据中心机房为例进行了节能量计算。结果表明,数据中心机房采用新风空调系统比常规空调系统每年可节电 756 547 kW·h,系统的静态投资回收期为 3.18 a。对全国 5 个热工分区的 11 个代表城市进行了节能量分析计算,为其他地区数据中心机房采用新风节能提供参考。

关键词 数据中心 新风空调系统 负荷模拟 节能 冷负荷

Energy saving research on outdoor air conditioning system in large data center

By Gu Xiaojie[★], Li Xiaodong, Cao Jian and Hu Yuyang

Abstract Carries out the energy saving research and analysis of the outdoor air conditioning system in Harbin. Taking a large data center as an example, calculates the energy saving amount. The results indicate that comparing with the conventional air conditioning system, the outdoor air conditioning system can save 756 547 kWh electricity for the data center, and the period of static investment payback is 3.18 years. Analyses and calculates the energy saving amount of 11 representative cities in five climatic zones, providing a reference for data centers in other regions using the outdoor air conditioning system for energy saving.

Keywords data center, outdoor air conditioning system, load simulation, energy saving, cooling load

[★] China Unicom Cloud Data Company Limited, Beijing, China

2010—2015 年,我国云数据用户规模增长了近 140 倍。2011 年我国数据中心总耗电量达 700 亿 kW·h,占全社会用电量的 1.5%^[1]。设备的高额散热量使得机房的空调能耗仅次于 IT 设备耗电量,为更好地实现数据中心的节能降耗,本文结合哈尔滨某数据中心机房的新风空调系统进行节能分析。

1 哈尔滨数据中心机房新风空调运行方案的确定

1.1 数据中心机房空调设计参数的确定

根据 GB 50174—2008《电子信息系统机房设计规范》^[2]对数据机房环境的要求,本文数据中心机房空调设计参数为温度(23±1)℃,相对湿度 40%~50%;室内状态点 N 对应的温度为 23℃,相对湿度为 50%。数据中心机房空调属于工艺性空调,根据文献^[3],活动地板下送风的送风温差 Δt 宜为 4~6℃,本文取 $\Delta t=6$ ℃,则送风状态点

S 对应的温度为 17℃,比焓为 39.4 kJ/kg。

1.2 新风空调的运行原理

通过实时监测机房室外环境数据,在冬、春、秋 3 个季节和夏季的早晚等室外温度低的时间,引入室外低温空气,通过各级过滤后直接送入机房,停止开启制冷机组,以降低空调运行能耗。

1.3 哈尔滨利用新风降温的可行性

哈尔滨最冷月 1 月温度可达 -28℃,最热月 7 月温度可达 32℃,全年温度波动大。哈尔滨全年温度分布如图 1 所示。

由图 1 可以看出,室外温度低于 20℃ 的时间

[☆] 顾小杰,女,1991 年 7 月生,硕士
100084 北京市海淀区农大南路硅谷亮城
(0) 18601102810
E-mail: guxj17@chinaunicom.cn
收稿日期:2016-08-11
修回日期:2016-09-07

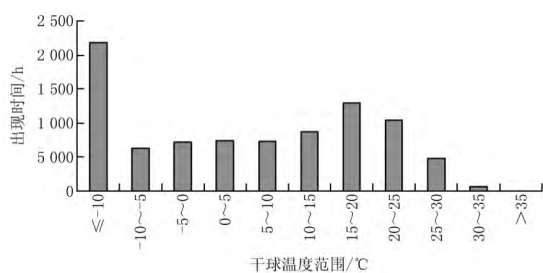


图1 哈尔滨全年温度分布统计

占全年总时间的82.1%，低于0℃的时间占40%。这意味着哈尔滨室外蕴含着丰富的天然冷源，如能加以高效利用，可大幅降低能耗。

1.4 新风空调系统的设计

相比于传统的空调系统(见图2)，新风空调系统(见图3)中新风风道按照全新风送风方式计算确定，加设排风机、排风阀、空气混合箱、新风调节阀、回风调节阀，在相应的位置设置温湿度传感器。

专用机房采用新风冷源后，控制流程如图4所示。

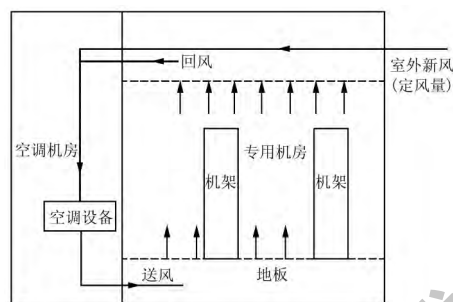
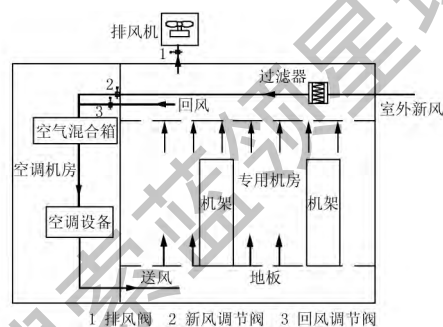
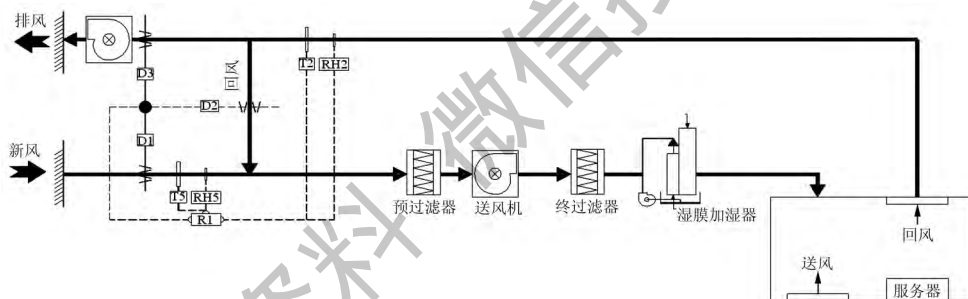


图2 原机房空调系统设计

图3 采用新风的机房空调系统设计^[4]

注：T5、RH5分别为新风干球温度、相对湿度传感器；T2、RH2分别为回风干球温度、相对湿度传感器；D1为新风引入量控制器；D2为回风利用量控制器；D3为排风量控制器。

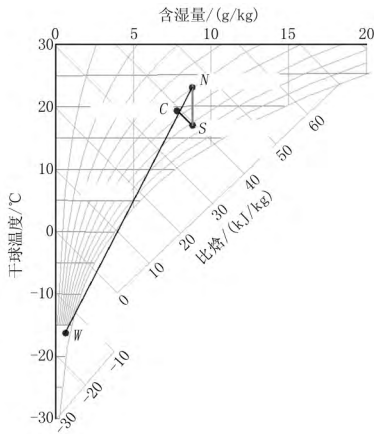
图4 新风空调系统控制流程^[5]

根据传感器T5、RH5、T2、RH2测得的数据，当室外空气比焓低于送风比焓时，通过D1、D2控制引入的新风量和回风量，通过D3控制排风量以维持室内正压。整个系统控制由传感器、控制器、变送器、变频器、电动机及被控设备组成的计算机多功能控制系统完成：传感器用来感知空气的温度、相对湿度等相关参数，并将参数转换成电信号；变送器把传感器输出的电信号处理为电压信号输入控制器；控制器将调节信号通过计算机编程输入，当室外空气温湿度变化时，计算机通过智能化控制对风机风速、风阀开度进行调节，使混合后的空气参数满足室内进风要求。

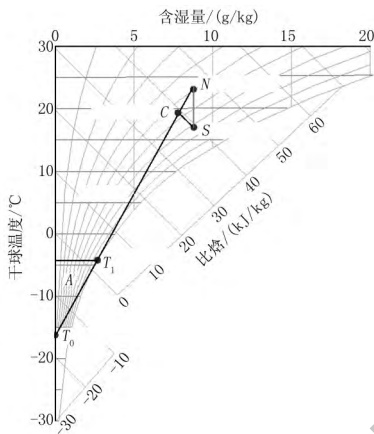
1.4.1 室外气象参数分区

在哈尔滨冬季，当室外温度很低时(-28℃)，如果空气含湿量很低，新回风直接混合会经过雾区(如图5所示)，导致空气结霜，送入机房内会损坏服务器，同时也需要增加加湿能耗。为避免雾区结露，过室内状态点作100%相对湿度线的切线(如图6所示)，切点T₁对应的温度为-4.2℃，含湿量为2.7g/kg；图6中T₀点对应的温度为-16.2℃，含湿量为0g/kg^[6]。

对哈尔滨8760h室外空气温湿度参数进行统计，温度在-16.2~-4.2℃之间的共有1751h，经过计算筛选，位于A区域可以直接与回风混合后送风的时间有1030h，其余721h需要经过预热后与回风混合，以避免雾区。根据数据中心机

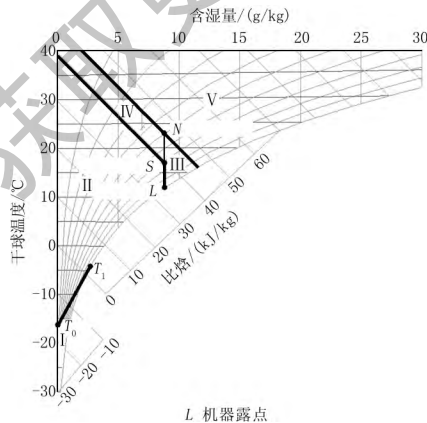


N 回风状态点 S 送风状态点 C 混合状态点 W 室外状态点
图5 未预热新风时空气处理过程



T₁ 露点温度 T₀ 室外温度
图6 新风直接引入临界点

房的送回风参数要求将室外参数点进行区域划分, 可得如图7所示的5个分区: 区域I为室外新风需要预热升温后再与回风混合的区域; 区域II和区域III为新风比可变化的区域; 区域IV为全新风运行的区域; 区域V为室外比焓高于室内状态点的区域,



L 机器露点
图7 全年室外状态点在焓湿图上的分区

此时室外新风不具有冷却能力, 采用制冷机制冷, 无新风引入。

1.4.2 新风空调节能分析

数据中心机房采用新风空调系统时, 由于空调系统采用定风量系统, 总的送风量不变, 仅改变引入新风的比例, 因此可采用原送风机, 送风能耗不变, 但由于引入新风后需进行排风以维持机房内的正压, 会增加排风机的能耗。若忽略新风过滤成本, 利用新风免费冷却系统增加的能耗为排风能耗、加湿能耗和预热能耗。

1.4.2.1 排风能耗

根据暖通设计相关规范, 为保证室内正压, 排风量为新风量的85%, 则系统增加的排风能耗为

$$W_1 = 0.85G_w \frac{W_{S1}}{1000} = 2.74 \times 10^{-4} G_w \quad (1)$$

式中 W_1 为利用新风免费冷却增加的排风能耗, kW; G_w 为系统中引入的新风量, m^3/h ; W_{S1} 为排风系统单位风量耗功率, $W/(m^3/h)$, 根据文献[7]取 $0.32 W/(m^3/h)$ 。

1.4.2.2 加湿能耗

选用湿膜加湿器, 单位加湿量能耗为 $0.02 kW/(kg/h)$, 则加湿能耗为

$$W_2 = 0.02\rho DG_w = 2.4 \times 10^{-5} G_w (d_N - d_w) \quad (2)$$

式中 W_2 为新风所需加湿能耗, kW; ρ 为室外新风密度, kg/m^3 , 取 $1.2 kg/m^3$; D 为新风所需加湿量, g/kg ; d_N, d_w 分别为室内、室外空气含湿量, g/kg 。

1.4.2.3 预热能耗

室外新风温度很低时, 需要进行预热后再与回风混合, 新风预热所需热量为

$$Q_3 = \frac{\rho G_w (h_{w'} - h_w)}{3600} = 3.33 \times 10^{-4} G_w (h_{w'} - h_w) \quad (3)$$

式中 Q_3 为新风预热所需热量, kW; h_w 为新风比焓, kJ/kg ; $h_{w'}$ 为新风预热后比焓, kJ/kg 。

采用电加热器进行预热, 加热效率取98%, 则新风预热能耗 W_3 为

$$W_3 = \frac{Q_3}{0.98} \quad (4)$$

1.4.3 传统制冷方式的能耗

假设机房采用集中冷水+冷却水型机房专用空调机组。

制冷系统的能效比 SEER 采用下式计算^[8]：

$$SEER = \frac{1}{\frac{1}{EER} + ER + W_b + W_t} \quad (5)$$

式中 EER 为冷水机组综合能效比；ER 为冷热水输送能效比； W_b 为冷却水泵单位冷量耗电量； W_t 为冷却塔风机单位冷量耗电量。

根据 GB 50189—2005《公共建筑节能设计标准》，冷水机组综合能效比 EER 取 4.96，冷热水输送能效比 ER 取 0.024，冷却水泵及风机耗电量取值见表 1。

表 1 空调辅助设备耗电指标

	单位冷量耗电量指标	本文取值
冷却水循环泵	0.020~0.038	0.029 0
冷却塔风机	0.006~0.009	0.007 5

制冷系统耗电量为

$$W = \frac{Q}{SEER} = \frac{\rho G_w (h_N - h_w)}{3.815} \quad (6)$$

式中 W 为制冷系统耗电量，kW；Q 为供冷量，kW； h_N 为室内回风比焓，kJ/kg。

1.4.4 利用新风实现节能的条件

当室外新风温度和相对湿度均低于室内状态点时，引入新风进行降温，只有当 $W_1 + W_2 < W$ 或 $W_1 + W_2 + W_3 < W$ (需预热) 时，采用新风空调系统才节能。

1.5 空调运行方案确定

通过对原分区各区域的计算比较，全年室外状态点在焓湿图上的分区更改为图 8。各运行模式的空气处理方式及运行时间如表 2 所示。

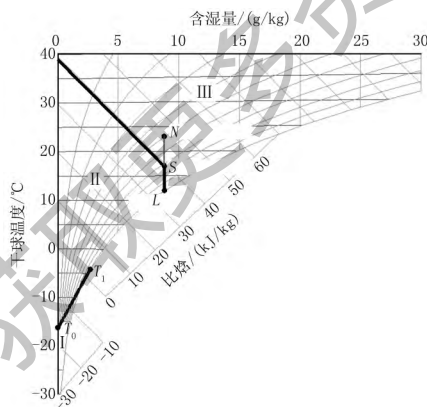


图 8 分析计算后全年室外状态点在焓湿图上的分区示意图

经过上述统计与分析发现，可以利用室外新风冷量的区域为 I 区和 II 区，总的运行时间为 6 458 h，III 区虽然节能，但没有利用自然冷量。引入新风的运行方案如图 9 所示，具体数据统计如表 3 所示。

表 2 新风冷源空调系统运行模式分区

	模式 1	模式 2	模式 3
空气处理方式	室外新风预热后与回风混合处风点	室外新风与回风混合处理至送风点	表冷器处理回风至送风点
区域	I	II	III
运行时间/h	1 884	4 574	2 302

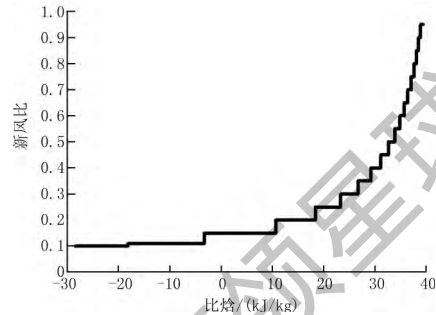


图 9 空调系统利用新风方案

表 3 全年利用新风比统计

比焓范围/(kJ/kg)	新风比/%	时间/h
-28.40~-18.20	10	669
-18.20~-3.30	11	1 970
-3.30~10.64	15	1 380
10.64~18.37	20	703
18.37~23.32	25	439
23.32~26.70	30	284
26.70~29.22	35	220
29.22~31.15	40	164
31.15~32.62	45	142
32.62~33.88	50	97
33.88~35.00	55	82
35.00~35.70	60	72
35.70~36.40	65	59
36.40~37.00	70	37
37.00~37.60	75	42
37.60~38.10	80	24
38.10~38.50	85	30
38.50~38.90	90	14
38.90~39.40	95	30

2 哈尔滨数据中心机房应用新风空调节能量计算

2.1 空调系统组成

采用水冷式空调系统，其系统组成如图 10 所示。

2.2 数据中心机房能耗模拟计算

以哈尔滨某大型数据中心机房为例，机房机柜总体布置如图 11 所示。机房长 27 m，宽 18 m，高 5 m。机房内共有 191 个机柜，其中单排机柜数量为 17 个的有 3 排，单排机柜数量为 20 个的有 7 排，单机柜功率为 2.5 kW。机房内部布置见图 12，采用冷热通道方式布置，冷通道宽 1.2 m，热通道宽 1.5 m。

2.3.2 加湿能耗

计算引入室外新风所需加湿量,结果如表5所示。

表5 不同运行区域的加湿量

	区域		
	I	II	III
运行时间/h	1 884	4 574	2 302
加湿量/(g/kg)	936.65	4 727.79	0

根据式(2)计算,加湿能耗为 38 700 kW·h。

2.3.3 预热能耗

根据式(3),(4)计算,预热能耗为 90 101 kW·h。

2.3.4 新风系统能耗

新风系统能耗 $W_N = 24 572 \text{ kW} \cdot \text{h} + 38 700 \text{ kW} \cdot \text{h} + 90 101 \text{ kW} \cdot \text{h} = 153 373 \text{ kW} \cdot \text{h}$ 。

2.4 新风承担冷负荷

数据中心机房引入新风和空调机组承担负荷所占比例对比如图15所示,计算统计数据如表6所示,新风承担冷负荷占总负荷的72.8%,可见如能充分利用室外新风冷源,可获得很好的节能效益。

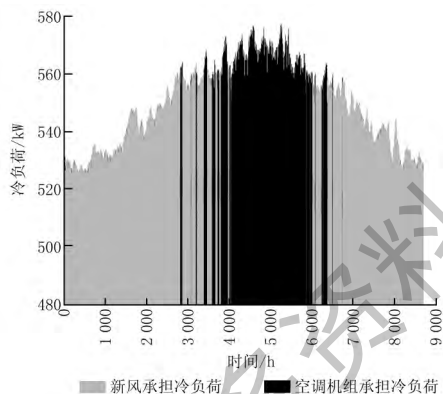


图15 空调机组与新风承担冷负荷逐时对比

表6 空调机组与新风承担冷负荷对比

	新风承担冷负荷	空调机组承担冷负荷
累计时间/h	6 458	2 302
累计负荷/(kW·h)	3 476 959	1 297 407
所占比例/%	72.8	27.2

表8 各级空气过滤器的使用寿命

过滤器	容尘量/g	风量/(m ³ /h)	计重效率 η	入口空气含尘质量浓度/(mg/m ³)	使用寿命/d	台数
HF 80/25-66	497	3 400	0.8	0.260	159	84
S-Flo A6	266	3 400	0.6~0.65	0.052	567	84
3OPGHF-242412-98	429	3 600	0.9~0.98	0.021	1 388	84

通过低、中、高三级过滤后,送风中含尘质量浓度为 $C_s = (1 - \eta_3) C_2 = 2.1 \times 10^{-3} \text{ mg/m}^3$, 其中 η_3 为第三级过滤器的过滤效率,取 0.9。

2.5.2.2 静态回收期

对于一次性投资的方案,若每年的净收益基本

2.5 效益分析

2.5.1 节能量计算

机房采用新风空调系统与常规空调系统相比的年节电情况如表7所示,节能率达60.5%。

表7 新风空调系统年节电情况

	常规空调系统	新风空调系统	
		引入新风制冷	空调机组运行
累计负荷/(kW·h)	4 774 366	3 476 959	1 297 407
运行时间/h	8 760	6 458	2 302
耗电量/(kW·h)	1 250 000	153 373	340 080
节能量/(kW·h)		756 547	
节能率/%		60.5	

2.5.2 静态回收期计算

2.5.2.1 空气过滤器的选型及寿命计算

空气过滤器的寿命由使用时间和容尘量决定,过滤器的阻力随积尘量的增大而增大。当空气过滤器容尘量达到额定值时需更换,过滤器的使用寿命可按下式计算:

$$T = \frac{P}{C_0 G_{w0} t \eta} \quad (10)$$

式中 T 为过滤器的使用寿命, d; P 为容尘量, mg; C_0 为室外空气的含尘质量浓度, mg/m³, 取哈尔滨地区年均质量浓度计算值 0.26 mg/m³[9]; G_{w0} 为每台过滤器的新风量, m³/h; t 为过滤器日运行时间, h/d, 取 24 h/d; η 为过滤器的计重效率。

G_{w0} 取可利用室外新风 6 458 h 的加权平均值: $G_{w0} = \sum G_{wi} \tau_i / 6 458 = 625.6 \text{ m}^3/\text{h}$, 其中 G_{wi} 为第 i 时间段的新风量。

F6 过滤器入口空气含尘质量浓度为 $C_1 = (1 - \eta_1) C_0 = 0.052 \text{ mg/m}^3$, 其中 η_1 为第一级过滤器的过滤效率, 取 0.8; F9 过滤器入口空气含尘质量浓度为 $C_2 = (1 - \eta_2) C_1 = 0.021 \text{ mg/m}^3$, 其中 η_2 为第二级过滤器(F6)的过滤效率, 取 0.6。

各级空气过滤器的使用寿命计算结果如表8所示。

相同,则投资回收期可用下式计算:

$$P_t = \frac{C}{A} \quad (11)$$

式中 P_t 为投资回收期, a; C 为投资总额, 元; A 为年净收益或年平均净收益, 元/a。

新风空调系统初投资如表 9 所示,空气过滤器成本如表 10 所示。

表 9 新风空调系统初投资

	设备单价/元	设备台数	设备总价/元
新风机组	380 000	22	836 000
湿膜加湿器	15 000	25	375 000
风机	50 000	3	150 000
风机变频器	3 000	3	9 000
空气加热器	8 000	1	8 000
静压箱、调节阀			122 521
合计/元			1 500 521
安装费/元			150 052.1
总费用/元			1 650 573.1

注:安装费取设备费的 10%。

表 10 空气过滤器成本投入计算

	使用寿命/d	设备单价/元	设备成本/元	更换次数/a	设备总价/(元/a)
粗效过滤器	159	50	4 200	2.30	9 660
中效过滤器	567	60	5 040	0.64	3 226
高效过滤器	1 388	350	29 400	0.26	7 644
化学过滤器	801	1 500	126 000	0.46	57 960
总计/(元/a)					78 490
安装费/(元/a)					7 849
总费用/(元/a)					86 339

表 11 不同城市新风空调系统运行方案统计

热工分区		运行时间/h			加湿量/(g/(m ³ /h))
		区域 I (新风预热后引入)	区域 II (直接引入新风)	区域 III (制冷机运行)	
沈阳	严寒	670	5 352	3 408	5 093
呼和浩特	严寒	841	5 743	3 017	5 860
北京	寒冷	0	5 470	3 200	5 214
太原	寒冷	135	5 708	3 052	5 775
兰州	严寒	90	5 916	2 844	5 114
乌鲁木齐	严寒	1 473	5 346	3 414	6 103
上海	夏热冬冷	0	4 179	4 581	3 214
郑州	寒冷	0	4 665	4 095	4 106
西宁	严寒	658	7 949	153	6 790
昆明	温和	0	3 822	4 938	2 939
厦门	夏热冬暖	0	2 428	6 332	1 586

注:加湿量为单位送风量对应的全年加湿量。

计算新风空调系统的排风、预热、加湿能耗,并与传统空调方式进行比较,节能量统计结果如表

根据表 7,新风空调系统的年节电量为 756 547 kW·h,电价按 0.8 元/(kW·h)计算,则静态回收期为 1 650 573.1 元 ÷ (756 547 kW·h/a × 0.8 元/(kW·h) - 86 339 元/a) = 3.18 a。

3 新风空调在其他地区的适用性

选取严寒地区、寒冷地区、夏热冬冷地区、温和地区、夏热冬暖地区 5 个热工分区中的 11 个城市进行节能量分析计算。根据哈尔滨新风空调系统的运行方式,对 11 个城市进行相关参数的统计,结果如表 11 所示。

由表 11,12 可以看出:西宁的节能率最高;北

表 12 不同城市节能量分析

	风机能耗/(kW/(m ³ /h))	加湿能耗/(kW/(m ³ /h))	预热能耗/(kW/(m ³ /h))	I、II 区新风系统总能耗/(kW/(m ³ /h))	III 区制冷机组能耗/(kW/(m ³ /h))	节能率/%	室外空气含尘浓度/(mg/m ³)
沈阳	0.382	0.152	0.067	0.601	1.816	43.4	0.304
呼和浩特	0.400	0.176	0.077	0.653	1.608	46.7	0.507
北京	0.362	0.156	0	0.518	1.706	49.3	0.364
太原	0.043	0.173	0.005	0.221	1.627	57.8	0.416
兰州	0.424	0.153	0.010	0.587	1.516	51.9	0.655
乌鲁木齐	0.478	0.183	0.118	0.779	1.820	38.1	0.463
上海	0.356	0.096	0	0.452	2.442	34.1	0.168
郑州	0.318	0.123	0	0.441	2.183	40.2	0.360
西宁	0.493	0.204	0.367	1.064	0.082	65.5	0.489
昆明	0.386	0.088	0	0.474	2.632	29.2	0.186
厦门	0.282	0.048	0	0.330	3.375	15.6	0.077

注:表中能耗为单位送风量对应的能耗值;常规空调年耗电量为 4.39 kW/(m³/h)。

(下转第 119 页)

1) 盘管运行水温对床体的散热影响最大,管径和盘管间距影响较小。给出了床系统在昼间不同工况下的散热量,为床系统设计提供了依据。

2) 床系统加热时,热响应较快。昼间床系统在加热 20 min 内散热量迅速增大,在 1 h 时基本达到散热稳定状态,夜间在加热 2 h 后基本达到散热稳定状态;停止加热时,床系统昼夜间的散热方式一致,在 3 h 内散热较快,10 h 后基本散热完成。

3) 数学模型的数值计算结果与实测结果误差在 6% 以内,准确度满足要求。

参考文献:

- [1] 吴睿,徐冬梅. 居住建筑房间低温地板辐射采暖“过热”问题分析[J]. 河北煤炭,2006,29(6):10-11
- [2] WANG Y, LIU Y, SONG C, et al. Appropriate indoor operative temperature and bedding micro climate temperature that satisfies the requirements of sleep thermal comfort [J]. Building and Environment, 2015, 92(10):20-29
- [3] WANG D, LIU Y, WANG Y, et al. Numerical and experimental analysis of floor heat storage and release during an intermittent in-slab floor heating process [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 62(2):398-406
- [4] ZHANG D, NING C, WANG Z. Experimental and numerical analysis of lightweight radiant floor heating system[J]. Energy and Buildings, 2013, 61(2):

260-266

- [5] 冯国会,王茜,李刚,等. 太阳能炕采暖系统的试验研究[J]. 可再生能源,2013,31(3):11-13
- [6] 竟峰,王婧,张旭. 寒冷地区太阳能炕采暖系统[J]. 低温建筑技术,2006,27(3):113-115
- [7] 李刚,李小龙,李世鹏,等. 太阳能辅助火炕供暖系统热工性能[J]. 沈阳建筑大学学报(自然科学版),2014,35(2):305-311
- [8] 崔玉清,季杰,何伟,等. 太阳能炕和 Trombe 墙相结合的新型太阳能采暖系统的数值研究[J]. 太阳能学报,2011,32(1):66-71
- [9] 杨亮,刘佳,岳雷,等. 岩石填充床蓄热性能试验研究[J]. 可再生能源,2013,31(8):88-92
- [10] LEI Y, ZHANG X, XU G. Thermal performance of a solar storage packed bed using spherical capsules filled with PCM having different melting points[J]. Energy and Buildings, 2014, 68(1):639-646
- [11] 于国清,高思亮,羌季. 太阳能相变蓄热暖床充热过程建模分析[J]. 重庆大学学报,2011,34(增刊1):89-92
- [12] 王锐. 新型采暖建筑一体化末端装置研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2012:6-16
- [13] 魏本钢,连之伟,兰丽,等. 床头睡眠送风末端装置的实验研究[J]. 暖通空调,2012,42(8):104-109
- [14] 杨宇,李百战,刘红,等. 低温环境暖风对改善人体舒适性的实验研究[J]. 中南大学学报(自然科学版),2012,43(10):393-398

(上接第 61 页)

京、上海、昆明、厦门等城市的节能率比哈尔滨低,可利用室外新风的时间比哈尔滨短;但是上海、昆明的过滤成本投入普遍低于哈尔滨和北京,采用新风空调系统的效益需根据实际应用情况进行计算。

4 结论

数据中心机房采用新风空调系统,在本文的算例中,哈尔滨可实现 60.5% 的节能率,静态投资回收期仅为 3.18 a。在选取的 11 个城市中,除了厦门、昆明的节能率低于 30% 外,其他城市的节能率均超过 30%,有较好的经济效益。

参考文献:

- [1] 冯升波,高麟鹏,周伏秋. 我国数据中心节能现状和面临的挑战分析[J]. 中国能源,2015,37(11):23-26
- [2] 中华人民共和国工业和信息化部. 电子信息系统机房设计规范:GB 50174—2008[S]. 北京:中国计划出版

社,2009:6-32,48

- [3] 钟志鲲,丁涛. 数据中心机房空气调节系统的设计与运行维护[M]. 北京:人民邮电出版社,2009:94
- [4] 夏喜英,王帅. 寒冷地区某计算机房空调系统节能改造设计[J]. 煤气与热力,2009,29(8):37-39
- [5] LEE K P, CHEN H L. Analysis of energy saving potential of air-side free cooling for data centers in worldwide climate zones[J]. Energy and Buildings, 2013,64:103-112
- [6] 陈鹏飞,张吉礼,高甫生. 程控机房新风供冷空调方式及节能分析[J]. 暖通空调,2007,37(10):93-97
- [7] 中国建筑科学研究院. 公共建筑节能设计标准:GB 50189—2015[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2015:16-17
- [8] 陈晨,王小芝,盛安风. 新风免费冷却节能研究[J]. 暖通空调,2012,42(9):61-65
- [9] 许正隆. 国控网络城市总悬浮颗粒物年均浓度值[J]. 中国环境年鉴,2000,11:740-741