

文章编号: 1671-6612 (2021) 03-412-07

温湿度独立控制+蒸发冷却技术在西宁 某办公建筑的应用分析

武佳琛

(澳希工程顾问(上海)有限公司 上海 200063)

【摘要】 以西宁某高层办公建筑为对象, 基于风机盘管+新风系统的空调形式, 结合当地气候特点, 寻求该楼夏季空调的较优方案, 探索温湿度独立控制和蒸发冷却技术在其中的应用, 并对各方案进行技术经济对比分析。经分析, 对新风采用间接+直接蒸发冷却处理并结合加大新风量的方案是较优的方案, 其综合机电成本最优, 且运行费用较常规方案节省约 25%, 这对具有相似气候特点的空调系统设计具有一定借鉴意义。

【关键词】 办公建筑; 风机盘管; 新风除湿; 温湿度独立控制; 蒸发冷却; 经济性
中图分类号 TU831 文献标识码 A

Application Analysis of Independent Temperature-humidity Control and Evaporative Cooling in an Office Building in Xining

Wu Jiachen

(LC-MEP Consultant, Shanghai, 200063)

【Abstract】 This article takes a high-rise office building in Xining as an object, the air conditioning terminal unit is FCU+PAU. Combining the characteristics of the local climate, the independent temperature & humidity control and evaporative cooling technology is applied; Depending on the economic analysis, a better plan of air conditioning scheme is obtained. After comparison, the plan which uses the indirect + direct evaporative cooling treatment for fresh air increasing fresh air volume is a better plan. In the plan, the overall mechanical and electrical cost is the best, and the operating cost is about 25% less than the conventional plan. This research result can be used for reference by other buildings in the similar climate region.

【Keywords】 office building; fan coil unit; fresh-air-dehumidification; independent temperature and humidity control; evaporative cooling; economic analysis

作者(通讯作者)简介: 武佳琛(1987.10-), 男, 硕士, 工程师, E-mail: pslwty@163.com
收稿日期: 2021-01-14

0 引言

随着我国东西部的协同发展, 西部重要城市的办公写字楼需求逐年增加, 越来越多的高层乃至超高层建筑在城市中出现, 并成为城市地标。我国西北五省, 气候干燥, 夏季干热, 湿球温度低, 运用蒸发冷却技术有显著的技术优势和节能潜力^[1-3]; 得益于其布置灵活、控制方便和成本节省等优势, 风机盘管是目前办公建筑中应用较为广泛的空调

末端^[4,5]; 但基于风机盘管末端的办公建筑蒸发冷却技术应用研究相对较少^[6], 温湿度独立控制在西北地区的应用也较为缺乏^[7]。本文依托西宁某高层办公建筑的设计, 探究温湿度独立控制和蒸发冷却技术在其中的应用, 对其夏季空调方案及冷源形式进行技术经济分析, 以确定较优方案, 进而希望对具有相似气候特点的空调设计起到一定参考意义。

1 概况

1.1 建筑概况

该办公地上建筑面积约 8 万 m², 建筑高度约 120m。根据项目定位和实际条件等因素, 确定该办公楼空调热源采用市政热力, 空调水系统采用两管制, 办公区域采用“风机盘管+新风”的空调末端形式。

1.2 当地能源价格

根据当地政府发布数据, 西宁商业电价按 1.2 元/kWh 计, 自来水价格按 3.65 元/m³ 计。

2 设计参数

2.1 办公区域室内设计参数

办公区域夏季室内设计参数如表 1 所示。

表 1 办公区域夏季室内设计参数

Table 1 Summer air-conditioning indoor design parameters of the office area

干球温度 °C	相对湿度 %	含湿量 g/kg 干空气	露球温度 °C	新风标准 m ³ /h·人	人员密度 m ² /人
25	60	15.67	16.7	30	8

2.2 西宁室外气象参数

西宁的夏季空调室外设计参数如表 2^[8]所示。

表 2 西宁夏季空调室外设计参数

Table 2 Summer air-conditioning outdoor design parameters of Xining

干球温度 °C	湿球温度 °C	含湿量 g/kg 干空气	大气压力 kPa	空气密度 kg/m ³
26.5	16.6	11.44	77.35	0.92

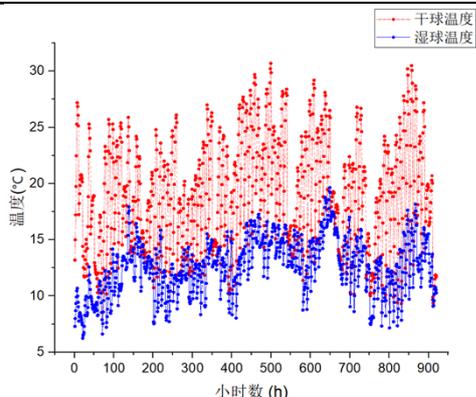


图 1 西宁夏季办公空调运行时段室外干湿球温度变化曲线

Fig.1 Xining summer outdoor dry and wet bulb

temperature change curve

由表 2, 并结合图 1^[9], 西宁夏季室外的干湿球温度整体较低, 室外空气含湿量明显低于室内空气含湿量, 这使得室外新风具备了“天然”的除湿能力, 并为蒸发冷却技术提供了应用潜力。

3 空调负荷统计

3.1 建筑负荷统计

利用华电源负荷计算软件对空调负荷进行详细计算, 在设计工况下, 整个办公区域的全热冷负荷约为 3970kW, 显热冷负荷约为 4179kW, 室外新风的低湿低焓贡献了“负值”的新风潜热, 从而使得建筑全热负荷低于显热负荷。

3.2 基准房间负荷统计

为便于对各空调比选方案分析, 现设定一个 120m²的基准办公房间, 依第 2 节室内设计参数和室外设计参数计算其空调负荷, 该房间的负荷统计列于表 3。

表 3 基准房间负荷统计表

Table 3 Air conditioning load of the Standard room

夏季室内显热指标 W/m ²	夏季室内显热冷负荷 kW	夏季室内内湿负荷 g/h	冬季室内内热负荷指标 W/m ²	冬季室内内热负荷 kW	房间最小新风量 m ³ /h
80	9.6	1530	150	18.0	450

注: 房间最小新风量 2.2 节确定的按 30m³/h·P 新风标准计算。

综合考虑设备布置条件、送风气流组织和房间噪声 (≤45dB (A)) 等要求, 对该基准办公房间进行风机盘管末端的配置, 选取 4 台 8 号风机盘管 (三排管) 作为基准房间的室内末端, 配置风机盘管的台数、型号和盘管排数均是常规范范围内的较大值, 保证了充足的末端换热面积。该风机盘管配置的制热能力亦满足房间冬季热负荷需求, 后文将在此风机盘管选型的基础上, 确定各空调方案的空调冷水供回水温度。

4 新风除湿可行性分析

针对由室外新风承担房间全部湿负荷的可行性, 本小节将对该问题进行具体分析计算: 即能够满足房间湿负荷的“除湿”新风需要多少。根据房间湿量守恒, 计算承担房间湿负荷的新风量^[9]:

$$L = \frac{W}{(d_N - d_W) \cdot \rho} \quad (1)$$

式中, L 为新风量, m^3/h ; W 为室内湿负荷, g/h ; d_N 为室内空气含湿量, g/kg 干空气; d_W 为室外空气含湿量, g/kg 干空气; ρ 为空气密度, kg/m^3 , 西宁地区取 0.92;

按上式计算可得, 在设计工况下满足房间除湿要求的新风量为 $393.2\text{m}^3/\text{h}$, 小于房间的最小新风量 $450\text{m}^3/\text{h}$, 即在最小新风标准条件下, 房间新风量足够承担房间的全部湿负荷。按照以上关系式反推最小新风标准下, 满足室内湿度要求的室外最大允许含湿量约为 $12\text{g}/\text{kg}$ 干空气。根据西宁夏季室外空气含湿量的变化, 整个夏季中含湿量超过 $12\text{g}/\text{kg}$ 干空气且干球温度超过 22°C 的小时数不足 50 小时, 即在夏季空调的运行时间内, 室外新风可以满足室内湿负荷的处理需求, 利用室外新风对室内进行除湿具有可行性。

5 空调比选方案

设定基准方案 A, 即采用常规的电制冷冷水机组作为空调冷源, 供给风机盘管和新风空调机组冷水, 空调冷水供回水温度为 $7/12^\circ\text{C}$ 。按上小节分析, 房间湿负荷全部由新风承担具备可行性, 基于此, 再提出方案 B 和方案 C, 各方案的主要特点及空调冷源形式如表 4, 理论上风机盘管的冷源也可采用间接蒸发冷水机组, 但按设计工况, 该设计不能满足室内的负荷需求, 故不将其纳入比选方案, 此处不再赘述。

表 4 各比选方案汇总对比表

Table 4 Comparison of Alternative plans

	新风量标准	新风处理冷源	风机盘管冷源	供回水温度
方案 A	$30\text{ m}^3/\text{P}$	冷水机组	冷水机组	$7/12^\circ\text{C}$
方案 B	$30\text{ m}^3/\text{P}$	无	冷水机组	$11/16^\circ\text{C}$
		直接蒸发冷却+		
方案 C	$60\text{ m}^3/\text{P}$	间接蒸发冷水机组	冷水机组	$13/18^\circ\text{C}$

以下对方案 B 和方案 C 进行阐述。

5.1 比选方案 B: 新风免费除湿

方案 B 空调新风按最小新风标准, 即 $30\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{P}$, 室外新风不进行冷却处理, 只进行必要

的空气净化后送入室内, 按上小节分析, 该状态下的新风可以承担室内的全部湿负荷; 房间全部的显热负荷由室内的风机盘管承担, 风机盘管的冷水由冷水机组提供。这实际形成一套温湿度独立控制的空调系统, 将房间热湿的处理过程解耦后, 风机盘管不处理房间湿负荷, 其供回水温度可进行一定提升, 从而使空调冷源的运行能效得到提升。

应当注意, 直接送入室内的新风在满足室内湿负荷处理需求的同时, 也将新风的显热负荷带入了室内, 这部分的显热负荷和室内的显热负荷由室内的风机盘管一并承担。按下式 (2) 计算新风带入室内的显热负荷:

$$Q_1 = \frac{L \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_W - T_N)}{3600} \quad (2)$$

式中, Q_1 为新风显热负荷, kW ; C_p 为空气定压比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$, 取 1.01; T_W 为室外设计干球温度, 取 26.5°C ; T_N 为室内设计干球温度, 取 25°C ;

按设定基准房间, 计算得新风所带入室内的显热负荷约为 0.17kW , 房间的总显热负荷为 $9.6+0.17=9.8\text{kW}$ 。图 2 为 8 号风机盘管显热处理能力随冷水供水温度变化 (供回水温差均为 5°C) 的变化曲线^[10], 当冷水供回水温度为 $7/12^\circ\text{C}$ 时, 单台风机盘管的显热处理能力约为 6.1kW , 相较于房间显热负荷, 该末端处理制冷能力显然“富富有余”; 按基准房间 9.8kW 的总显热负荷, 并考虑合适的安全系数, 在本方案中选取的冷水机组供回水温度为 $11/16^\circ\text{C}$ 。

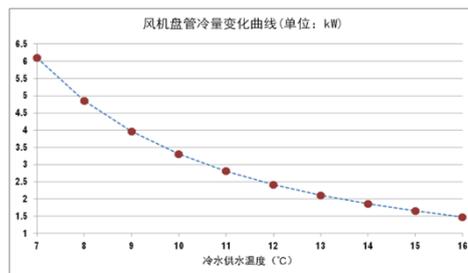


图 2 8 号风机盘管 (三排管) 显热处理能力随冷水供水温度变化

Fig.2 Sensible heat change of the fan coil unit with the temperature of chilled water

5.2 比选方案 C: 对新风进行两级蒸发冷却处理

在方案 B 中, 房间显热负荷均由风机盘管承

担,为进一步利用室外干燥空气的节能潜力,方案 C 引入蒸发冷却技术,由外冷型两级蒸发冷却空气处理机组对新风进行处理,仍由新风承担室内的全部湿负荷,处理过的新风同时也会承担一部分房间的显热负荷,室内其余的显热负荷由风机盘管承担,风机盘管的冷水由冷水机组提供。外冷型两级蒸发冷却空气处理机组的示意图如图 3 所示,进入机组室外新风先经过间接蒸发冷却段的冷却处理,该段的冷水由间接蒸发冷水机组提供,再经过一段直接蒸发冷却段,将新风处理至送风状态点。

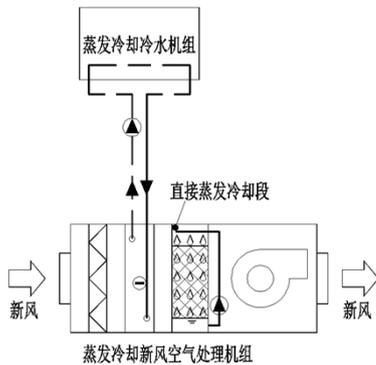


图 3 外冷型两级蒸发冷却空气处理示意图

Fig.3 Schematic diagram of two-stage evaporative cooling air-handling unit

间接蒸发冷水机组的原理示意图如图 4 所示。

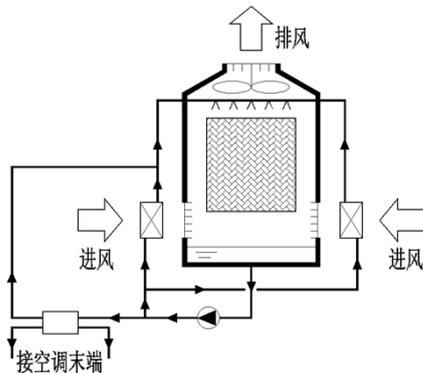


图 4 间接蒸发冷水机组示意图

Fig.4 Indirect evaporative chiller

方案 C 中新风的空气处理过程如图 5 所示:即室外新风先经过表冷段的等湿冷却,处理到 W₁ 点,再经过直接蒸发冷却段,将空气处理到送风状态点 O,直接蒸发冷却是近似的等焓加湿降温的过程。送风状态点 O 为不低于室内的露点温度要求 (16.7℃) 和 1.5℃ 的风机温升的设计结果,空气

相对湿度按 95%。

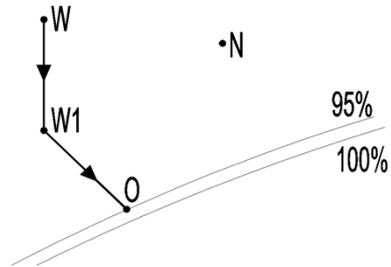


图 5 方案 C 中新风处理过程

Fig.5 Air treatment process of the fresh air in Plan C

各处理状态点的参数如表 5 所示。

表 5 方案 C 中新风处理各状态点参数

Table 5 State point parameters in the air treatment process of the fresh air in Plan C

状态点	干球温度 ℃	湿球温度 ℃	含湿量 g/kg 干空气	比焓 kJ/kg
W	26.5	16.6	11.44	55.84
W ₁	20.1	14.65	11.44	49.39
O	15.2	14.65	13.48	49.39

经过直接蒸发冷却段的空气处理过程,新风的送风温度进一步的降低,对处理室内的显热负荷有利,但新风增加的含湿量降低了新风的除湿能力。因此,为满足房间全部湿负荷的要求,需加大房间的新风送风量;按公式 (1) 的湿量守恒原理,计算可得基准房间的新风量约为 760m³/h,相当于房间的人均新风标准提升至 50m³/P。考虑方案的可操作性,方案 C 的新风量取最小新风量的 2 倍,即人均新风标准按 60m³/P,这样可利用双速风机实现新风空气处理机组冬夏工况的切换。

增大新风量会增加额外新风输送能耗,但新风的显热处理能力会进一步增强,按下式 (3) 计算可得,本方案下基准房间的新风能够承担的房间显热负荷约为 1.92kW。这样,室内风机盘管所承担的显热负荷得到一定程度的削减,按基准房间,室内风机盘管承担的显热负荷约为 7.9kW,选取经济合理的冷水机组供回水温度为 13/18℃。

$$Q_2 = \frac{L \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_N - T_O)}{3600} \quad (3)$$

式中, Q₂ 为新风承担的室内显热负荷, kW; T_N 为室内设计干球温度, 取 25℃; T_O 为新风送风温

度, 取 15.2℃。

6 各方案经济性对比

对各比选方案 A、B 和 C 的进行综合经济性对比分析, 确定其中较优方案。

6.1 主要设备配置及初投资估算

按照设计总负荷, 对方案 A、B 和 C, 空调冷源的主要设备进行选型, 并估算其设备初投资费用, 结果如表 6 和表 7 所示。

表 6 方案 A&B 空调冷源主要设备选型及初投资费用

Table 6 Main equipment selection and initial investment cost in Plan A&B

设备	规格参数	数量/台	功率/kW	单价/万元	单价/万元
离心式冷水机组	2110 kW (600RT)	1	370	110.0	110.0
螺杆式冷水机组	1055 kW (300RT)	2	188	60.0	120.0
冷却塔	Q=560 m ³ /h	1	22	15.0	15.0
冷却塔	Q=300 m ³ /h	2	11	7.5	15.0
冷水泵	Q=380 m ³ /h, H=36 m	1+1	55	9.5	19.0
冷水泵	Q=190 m ³ /h, H=36 m	2+1	30	5.0	15.0
冷却水泵	Q=520 m ³ /h, H=28 m	1+1	55	10.2	20.4
冷却水泵	Q=260 m ³ /h, H=28 m	2+1	30	5.5	16.5
合计					330.9

表 7 方案 C 空调冷源主要设备选型及初投资费用

Table 7 Main equipment selection and initial investment cost in Plan C

设备	规格参数	数量/台	功率/kW	单价/万元	单价/万元
螺杆式冷水机组	1090 kW	3	150	62.0	186.0
冷却塔	Q=300 m ³ /h	3	11	7.5	22.5
冷水泵	Q=200 m ³ /h, H=36 m	3+1	30	5.0	20.0
冷却水泵	Q=260 m ³ /h, H=28 m	3+1	30	5.5	21.0
间接蒸发冷水机组	230 kW	3	7.5	22.0	69.0
循环水泵	Q=70 m ³ /h, H=33 m	3+1	30	1.8	7.2
合计					325.7

6.2 运行费用估算

空调系统全年或季节能耗的计算, 有度日法、当量满负荷运行时间法、负荷频率法等^[12], 其中负荷频率法简称 BIN 法, 该方法计算不同负荷下的

能耗, 并根据负荷频率数, 累加可得全年或季节的总能耗。运用负荷频率法估算各夏季空调方案的运行费用, 结果如表 8、表 9 和表 10 所示。

表 8 方案 A 空调冷源运行费用

Table 8 Operating costs of Plan A

负荷比例	负荷容量 /kW	小时数/h	冷机开启策略	用电功率 /kW	耗电量 /kWh	运行费用 /万元
100%	4179	75	600RT x1+300RT x2	1021	76577	9.19
75%	3134	78	600RT x1+300RT x1	762	59436	7.13
50%	2090	108	600RT x1+300RT x0	502	54216	6.51
25%	1045	248	600RT x0+300RT x1	259	64232	7.71

合计	509	-	254461	30.54
----	-----	---	--------	-------

表 9 方案 B 空调冷源运行费用

Table 9 Operating costs of Plan B

负荷比例	负荷容量 /kW	小时数/h	冷机开启策略	用电功率 /kW	耗电量 /kWh	运行费用 /万元
100%	4179	75	600RT x1+300RT x2	895	67099	8.05
75%	3134	78	600RT x1+300RT x1	668	52104	6.25
50%	2090	108	600RT x1+300RT x0	442	47736	5.73
25%	1045	248	600RT x0+300RT x1	226	56048	6.73
合计		509	-		222987	26.76

表 10 方案 C 空调冷源运行费用

Table 10 Operating costs of Plan C

Part1: 冷水机组系统						
负荷比例	承担室内显热 负荷/kW	小时 数/h	机组开启策略	用电功率 /kW	耗电量 /kWh	运行费用 /万元
100%	3178	75	冷水机组: 310RT x3	661	49579	5.95
75%	2134	78	冷水机组: 310RT x2	441	34398	4.13
50%	1089	134	冷水机组: 310RT x1	220	29480	3.54
23%	0	222	冷水机组: 310RT x0	0	0	0.00
小计		509	-		113457	13.61
Part2: 新风蒸发冷却系统						
水系统(含主机、水泵等)		509	间接蒸发冷水机组: 230kW x3	55.5	28417	3.41
加大新风量增加风机能耗		509	-	90	45670	5.48
直接蒸发冷却段喷淋泵能耗		509	-	6	3036	0.36
Part3: 蒸发冷却系统补水量						
项目		小时 数/h	-	补水量 /m ³ /h	耗水量 /m ³	运行费用 /万元
直接蒸发冷却补水		509	-	1.4	703	0.26
间接蒸发冷却冷水机组补水		509	-	1.8	916	0.34
合计:						23.10

在方案 C 中加大新风量运行, 新风进行间接蒸发冷却+直接蒸发冷却的空气处理, 新风能够承担的室内总显热负荷约为 930kW, 占室内总显热负荷的 23%。保守认为: 当室内显热负荷≤设计工况的 23%时, 仅开启空调新风及其相关的间接蒸发冷水机组和直接蒸发冷却段(不需开启冷水机组)即可满足负荷需求; 当室内显热负荷>设计工况的

23%时, 需开启相应冷水机组系统, 承担其余的室内显热负荷。

6.3 各方案经济性对比

汇总各方案的经济性计算结果如表 11 所示。

表 11 各方案经济性汇总结果

Table 11 Economic comparison of Alternative plans

方案	初投资 (万元)	运行费用 (万元/年)
方案 A	330.9	30.54
方案 B	330.9	26.76
方案 C	325.7	23.10

7 结论

综合以上分析, 可得结论如下:

(1) 西宁地区的室外新风本身已具备了相当的除湿能力, 按 $30\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{P}$ 的新风标准, 室外新风可承担室内的全部湿负荷, 不需再考虑其它除湿手段; 方案 B 采用温湿度独立控制的空调方案, 由室外新风直接承担房间的湿负荷, 由风机盘管承担房间全部的显热负荷; 该方案较好的匹配了西宁地区的气候特点, 其夏季空调的运行费用较方案 A 节省约 12%。

(2) 方案 C 的空调方案进一步利用蒸发冷却技术, 由间接蒸发冷水机组+两级蒸发冷却空气处理机组对空调新风进行处理, 承担房间全部的湿负荷和约 20% 的显热负荷, 由风机盘管承担其余的显热负荷; 该方案在夏季相当的时间段内, 不需要开启电制冷冷水机组就可以满足房间的制冷需求; 方案 C 主要设备初投资较方案 A 和方案 B 节省约 2%, 夏季空调运行费用较方案 A 节省约 25%, 较方案 B 节省约 13%。

(3) 方案 C 同时还降低了冷水机组的容量, 其用电功率需求最低, 可间接降低变压器容量, 其综合机电成本最优; 此外, 在方案 C 中, 房间的新风量倍增, 提高了室内的空气品质和舒适度, 对办公档次的提升也大有裨益; 虽然增大空调新风量会对建筑核心筒的管井面积及避难层机房的面积产生一定影响, 但本案均可处理解决, 最终选用方案 C 作为其夏季空调方式。

(4) “风机盘管+新风”是办公建筑中广泛应用的末端空调形式, 本文推荐的空调方案对于其它

类似气候地区具有一定的参考意义。空调系统的设计需要密切结合当地的气候环境特点, 因地制宜“订制”的空调系统往往能事半功倍, 实现舒适性和经济性的兼而有之。

参考文献:

- [1] 黄翔, 徐方成, 武俊梅. 蒸发冷却空调技术在节能减排中的重要作用[J]. 制冷与空调, 2008, 4(8): 17-20.
- [2] 张登春, 陈焕新. 蒸发冷却空调技术在我国干燥低区的应用研究[J]. 建筑热能通风空调, 2001, 20(3): 12-14.
- [3] 颜苏芊, 黄翔, 文力, 等. 蒸发冷却技术在我国各区域适用性分析[J]. 制冷空调与电力机械, 2004, 25(3): 25-28.
- [4] 沈列丞. 风机盘管干工况运行空调系统在办公建筑中的应用[D]. 上海: 同济大学, 2006.
- [5] 王华平, 周翔, 林忠平, 等. 风机盘管加新风系统在高层办公建筑中的应用[C]. 上海市制冷学会 1997 年学术年会论文集, 1997.
- [6] 李建霞, 阿丽华. 兰州地区蒸发冷却技术在办公建筑中的应用分析[J]. 制冷, 2010, 29(4): 82-84.
- [7] 陈伟青, 张良明, 金红波, 等. 温湿度独立控制空调系统在某高层写字楼中的应用[J]. 制冷, 2014, 33(1): 59-63.
- [8] GB 50736-2012, 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
- [9] 中国气象局气象信息中心气象资料室. 中国建筑热环境分析专用气象数据集[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.
- [10] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册 (第二版) [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.
- [11] 马树连. 风机盘管机组冷、热量综合表达式与应用[J]. 暖通空调, 1988, (3): 9-15.
- [12] 刘东, 潘志信, 贾玉贵. 常见能耗分析方法简介[J]. 河北建筑工程学院学报, 2005, 23(4): 29-32.