

基于不同室外气候条件下蒸发冷却空调系统的性能分析

曾婷婷¹, 王玉娇¹, 刘 鸣¹, 黄 翔², 杨立然²

(1. 新疆建筑设计研究院有限公司, 新疆 乌鲁木齐, 830002; 2. 西安工程大学 城市规划与市政工程学院, 陕西 西安 710048)

摘要: 蒸发冷却空调系统的设计既要考虑室外气候条件的影响, 同时也要适应不同建筑冷负荷变化。通过研究典型城市室外气候条件对建筑冷负荷、间接蒸发冷水机组出水温度、蒸发冷却空调制冷量的影响, 提出蒸发冷却空调系统冷源选型、空调设备二次空气选用等设计要点。对比分析得到蒸发冷却空调系统制冷量并非随建筑冷负荷呈规律性变化, 需考虑峰值负荷时蒸发冷却空调系统供冷能力不足的问题。此外, 深入研究典型城市室外空气状态点的分布情况, 提出不同工程应根据建筑冷负荷设置蒸发冷却空调系统的运行模式; 建议干热气候区蒸发冷却空调系统设计应充分利用夜间自然通风及系统直接蒸发冷却供冷能力, 降低部分负荷运行工况下冷水系统和风系统的运行能耗。

关键词: 气候条件; 建筑冷负荷; 间接蒸发冷却段; 系统供冷量; 运行模式

中图分类号: TU831; TK519

文献标志码: A

文章编号: 1006-7930(2021)06-0921-06

Performance analysis of evaporative cooling air-conditioning system under different outdoor climate conditions

ZENG Tingting¹, WANG Yujiao¹, LIU Ming¹, HUANG Xiang², YANG Liran²

(1. Xinjiang Architecture Design Institute Co., Ltd., Urumqi 830002, China;

2. School of Urban Planning and Municipal Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an 710048, China)

Abstract: The design of evaporative cooling air conditioning system should not only consider the influence of outdoor climate conditions, but also adapt to the change of cooling load of buildings. In this paper, the effects of typical cities climate conditions on building cooling load, indirect evaporative chiller outlet temperature and evaporative cooling air-conditioning capacity are studied respectively, and the design points such as the selection of cold source for evaporative cooling air conditioning system and the selection of secondary air for air conditioning equipment are proposed. By comparison, it is found that the cooling capacity of evaporative cooling air conditioning system does not change regularly with the cooling load of the building, and the problem of insufficient cooling capacity of evaporative cooling air conditioning system at peak load should be considered. In addition, the distribution of outdoor air state points in typical cities is deeply studied, and it is proposed that the operation mode of evaporative cooling air conditioning system should be set according to the building cooling load in different projects. It is suggested that the design of evaporative cooling air conditioning system in dry and hot climate zones should make full use of natural ventilation at night and direct evaporative cooling capacity of the system to reduce the energy consumption of the chilled water system and ventilation system under partial load operation conditions.

Key words: climate conditions; cooling loads of building; indirect evaporative cooling unit; cooling capacity of system; operating models

蒸发冷却技术是一种采用水作为制冷剂, 利用干球温度与湿球温度(或露点温度)之差作为制冷驱动力的空调技术^[1]。早期学者以湿球温度为单一指标进行蒸发冷却空调应用的气候适应性区域划分^[2], 新疆、甘肃、宁夏等地区蒸发潜能大, 蒸发冷却空调技术在空调期很大程度上可替代或辅助机械制冷^[3]。利用“干空气能”作为驱动力的间接

蒸发冷水机组性能系数高达 12~13^[4], 是当下符合国家节能减排要求的低碳技术。

近年来, 蒸发冷却技术在我国西北地区的场馆类建筑^[5-6]、办公建筑^[7]和医院建筑^[8]中均有应用。但由于蒸发冷却系统供冷能力有限、设备庞大等因素使其应用受到局限。工程师设计将蒸发冷却冷水机组和常规冷水机组联合^[9]的供冷系统,

收稿日期: 2021-06-29

修改稿日期: 2021-08-22

基金项目: “十三五”国家重点研发计划项目(2016YFC0700400)

第一作者: 曾婷婷(1987—), 女, 硕士, 工程师, 主要从事绿色建筑、建筑节能与可再生能源利用技术。E-mail: 1051273580@qq.com

以及辐射供冷与风机盘管加新风系统联合^[10]的多末端供冷方式,提高了供冷期蒸发冷却空调系统的保证率,减少空调设备及风管尺寸,扩大蒸发冷却技术的应用范围。

综上所述,现有研究均针对单一工程设计工况下蒸发冷却空调系统设计应用及经济性分析,然空调系统能效高低并非仅由其设备性能决定,其与空调系统所处建筑及其使用功能特点均密切相关,特别是蒸发冷却空调系统,其既受室外气候条件的影响,又与建筑本身用能特点有关。本文立足于关注整个供冷期,深入分析典型城市室外气候条件对建筑冷负荷、蒸发冷却空调设备性能的影响,研究蒸发冷却空调系统供冷能力与建筑供冷需求之间的关系,提出适宜的蒸发冷却空调系统运行策略,以降低空调系统运行能耗。

1 室外气候条件对建筑冷负荷的影响

以某医院儿科综合楼为例,在其他因素相同的情况下,仅分析室外气象参数对建筑冷负荷的影响。该建筑空调面积为8 004.39 m²,地上6层,地下1层,建筑高度为23.88 m。1~2层为急诊、各科门诊室,3~6层为病房、设备机房等。该建筑为节能50%公共建筑。

利用DeST能耗模拟软件分别计算乌鲁木齐、喀什两地该建筑供冷期空调逐时冷负荷。将乌鲁木齐、喀什的上述建筑8月空调日逐时冷负荷进行分析可知,室外干球温度变化呈波浪状,而建筑8月每日(24 h)的建筑冷负荷变化呈驼峰状。由于建

筑围护结构热惰性的影响,建筑高峰负荷出现时段比室外高温出现时段延迟了1~3 h。处于喀什的比处于乌鲁木齐该建筑的冷负荷衰减的缓慢,乌鲁木齐该建筑21时的最大冷负荷为277.94 kW,而喀什21时最大冷负荷却仍为422.2 kW,如表1所示。

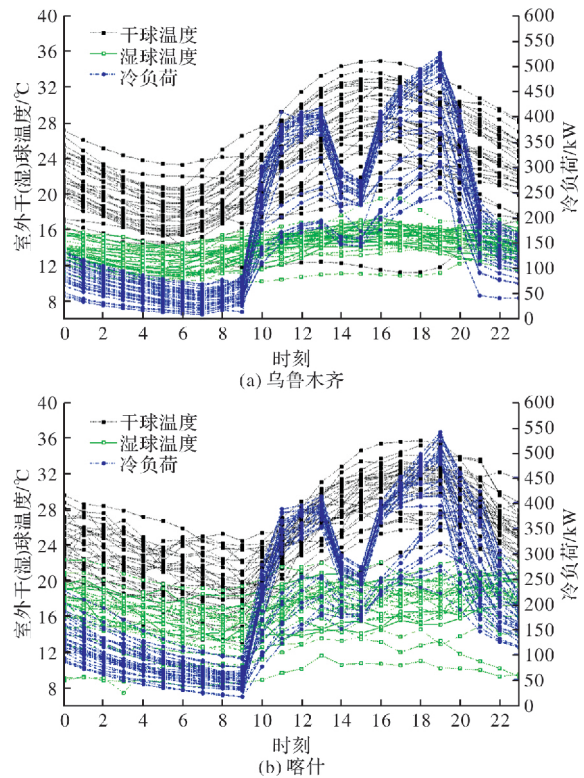


图1 8月工作日夏季冷负荷与室外气象参数关系
Fig.1 Relationship between summer cooling load and outdoor meteorological parameters on working days in August

表1 8月工作日最大冷负荷及出现时段情况

Tab.1 Maximum cooling load and its period of occurrence on working days in August

城市	(经/纬度)/°	所属时区	室外气候条件(8月)		建筑空调冷负荷(8月)		
			日最高温度 出现时段/h	日最低温度 出现时段/h	供冷期	日最大冷 负荷/kW	日最大冷负荷 出现时段/h
乌鲁木齐	87.62/43.78	东六区	15~16	5~6	7月1日~8月31日	519.35	18~19
喀什	75.98/39.47	东五区	16~18	7~8	6月15日~9月15日	539.65	18~19

此外,如图1所示,由于午休时段的灯光、设备关闭,人员离开建筑,使得该建筑的冷负荷在14~15时骤然降低。由此可见,对于人员密集、设备较多的医院类建筑,室内得热量对建筑负荷的影响也是值得关注的问题。

2 室外气候条件对蒸发冷却空调系统的影响

目前,常见的利用蒸发冷却技术提供高温冷水和冷风的设备分别是间接蒸发冷水机组和蒸发冷却空调机组,上述两种设备的制冷能力均与室外气象参数密切相关。大部分城市仅用设计工况

下室外气象参数计算选用蒸发冷却空调设备,必然存在系统供冷能力不足的情况。为了研究室外气候对蒸发冷却系统的影响,笔者分析整个供冷期间间接蒸发冷水机组出水温度和蒸发冷却空调机组的出风温度、制冷量的变化。

2.1 对间接蒸发冷水机组出水温度的影响

间接蒸发冷水机组供水温度低于湿球温度,可达到室外湿球温度和露点温度平均值,很好的满足了干燥地区对空调冷源的需求^[4]。高温机组出水温度 $t_L \leq 20\text{ }^\circ\text{C}$ 时,才具有用作空调冷源的经济合理性^[4]。高温机组出水温度为 $15\text{ }^\circ\text{C}$ 左右的工况分布时数较多时,空调系统显热末端的经济性可得以较大改

善^[11-12]. 由此利用典型气象年数据^[13], 可推算出部分典型城市采用间接蒸发冷水机组的出水温度 t_l , $t_l =$

$(t_s + t_d)/2$, 式中 t_s 为室外空气湿球温度, t_d 为室外空气露点温度, 计算统计其分布的小时数, 见表 2.

表 2 典型城市间接蒸发冷水机组出水温度分布时数

Tab. 2 Distribution hours of the outlet water temperature of indirect evaporative chillers in typical cities

城市	所属气候区	供冷季	总供冷时数/h	出水温度 $t_l \leq 20\text{ }^{\circ}\text{C}$		其中出水温度 $t_l \leq 15\text{ }^{\circ}\text{C}$	
				可供冷分布时数/h	占比/%	单独供冷时数/h	占比/%
乌鲁木齐	严寒 C 区	7 月 1 日~8 月 31 日	1 488	1 484	99.7	1 435	96.4
兰州	寒冷 A 区	6 月 15 日~9 月 15 日	2 232	2 232	100	1 530	68.5
银川	寒冷 A 区	6 月 15 日~9 月 15 日	2 232	2 148	96.2	846	38.7
喀什	寒冷 A 区	6 月 15 日~9 月 15 日	2 232	2 196	98.4	1 497	67.1

由上表可知, 严寒 C 区乌鲁木齐的间接蒸发冷水机组出水温度 $t_l \leq 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的小时数占总供冷时数的 99.7%, 其中出水温度 $t_l \leq 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的小时数占总供冷时数的 96.4%; 寒冷 A 区兰州、银川和喀什的间接蒸发冷水机组出水温度 $t_l \leq 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的小时数分别占总供冷时数的 100%、96.2%、98.4%, 其中出水温度 $t_l \leq 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的小时数分别占总供冷时数的 68.5%、38.7%、67.1%. 因此, 乌鲁木齐该建筑采用间接蒸发冷水机组作为空调系统冷源, 一次水供回水温度为 15/21 $^{\circ}\text{C}$ 时, 仅采用蒸发冷却空调系统供冷即可满足建筑供冷量需求; 其他三个城市采用间接蒸发冷水机组时, 出水温度小于 15 $^{\circ}\text{C}$ 的时段不足 70%, 且此气候区建筑冷负荷较高, 仅采用间接蒸发冷水机组供冷则无法满足要求, 需与机械制冷联合使用.

2.2 对间接蒸发冷却段后出风温度及其制冷量的影响

蒸发冷却空调机组的出风温度与室外气象参数、机组各功能段效率等因素有关. 两级蒸发冷却空调机组通常沿送风气流方向依次设置间接蒸发冷却段、直接蒸发冷却段, 机组内空气处理过程如图 2 所示. 考虑间接蒸发冷却段能在整个供冷期高效运行, 笔者深入分析计算间接蒸发冷却段分别采用室内回风、室外新风作为二次风时, 空

调机组的能耗.

通过分析典型城市供冷期室外气象参数(见表 3)可知, 乌鲁木齐、兰州供冷期室外空气焓值小于室内空气焓值的小时数约占间接蒸发冷却段运行总时长的 97.6% 和 96.3%, 银川占比为 79.8%, 喀什占比为 81.3%. 采用室外新风作二次空气, 经间接蒸发冷却段处理后空气平均温度比采用室内回风低约 0.7~1.8 $^{\circ}\text{C}$.

假定间接蒸发冷却段效率(η_J)为 60%, 机组一次空气量为 G , 利用公式(1)^[14]、(2)分别计算采用室内回风、室外新风作为二次空气, 所得机组间接蒸发冷却段供冷量(Q)见表 3..

$$\eta_J = \frac{t_{Wi,1} - t_{Mi,1}}{t_{Wi,1} - t_{Si,2}} \times 100\% \quad (1)$$

$$Q = G \cdot c_p \cdot \rho \cdot \left[\sum_{i=1}^n (t_{Wi,1} - t_{Mi,1}) H_i \right] \\ = G \cdot c_p \cdot \rho \cdot \eta_J \cdot \left[\sum_{i=1}^n \cdot (t_{Wi,1} - t_{Si,2}) H_i \right] \quad (2)$$

式(1)、(2)中 $t_{Wi,1}$, $t_{Mi,1}$ 分别为一次空气进、出口干球温度, $^{\circ}\text{C}$; $t_{Si,2}$ 为二次空气进口湿球温度, $^{\circ}\text{C}$; c_p 为空气的比定压热容, 1.01 kJ/(kg \cdot $^{\circ}\text{C}$); ρ 为空气密度, 1.2 kg/m³; G 为夏季新风量, m³/h; H_i 分别为间接蒸发冷却段运行小时数, h; n 为供冷期总小时数.

表 3 二次空气不同对间接蒸发冷却段供冷量的影响

Tab. 3 Effect of different secondary air on cooling capacity of indirect evaporative cooling section

城市	室内状态点			供冷期总 小时 数/h	间接蒸发冷却段(室外状态点处于Ⅲ、Ⅳ、Ⅴ区)运行时段								
	温度 /℃	相对 湿度 /%	焓值/ kJ · kg ⁻¹		小时 数/h	其中 h_w < h_N 小 时数/h	占比 /%	空气平均温度/℃			供冷量/kWh		
								室外 新风 ^①	室内 回风 ^②	降温 幅度	室外 新风 ^①	室内 回风 ^②	增加 率/%
乌鲁木齐	26	55	59.1	1 488	542	529	97.6	20.5	22.3	1.8	4 000.9 G	2 909.3 G	37.5
兰州	26	60	65.1	2 232	542	522	96.3	21.2	22.4	1.2	3 107.9 G	2 351.8 G	32.1
银川	26	60	63.3	2 232	1 176	939	79.8	21.1	21.8	0.7	4 695.9 G	3 670.1 G	28.0
喀什	26	60	64.1	2 232	744	605	81.3	22.2	22.9	0.7	4 655.8 G	3 965.9 G	17.4

注: ①采用室外新风作为二次空气; ②采用室内回风作二次空气.

从表 3 可知, 整个供冷期采用室外新风作二次空气的间接蒸发冷却段的总供冷量大于采用回风

为二次空气的总供冷量. 乌鲁木齐、兰州两地采用室外新风比采用室内回风作二次空气的间接蒸

发冷却器的供冷量分别增加 37.5% 和 32.1%，银川增加 28%，喀什增加 17.4%。

蒸发冷却空调系统在设计时，应充分考虑供冷期室外气象条件，分析对比供冷期室内外空气焓值分布情况，确定间接蒸发冷却段二次空气的选用。干热气候区各城市供冷期的绝大部分时间段，室外空气的焓值小于室内空气的焓值，因此选用室外空气作为二次空气，给一次新风降温，经间接蒸发冷却段处理后的空气温度更低，供冷量更大。

2.3 对蒸发冷却空调机组(表冷段作间接蒸发冷却段)制冷量的影响

目前，采用表冷段作为间接蒸发冷却段的蒸发冷却空调机组在市场上也得到广泛应用。此类机组制冷量大小及送风温度的高低与通入表冷段的冷水温度密切相关；在表冷段换热效率不变的情况下，间接蒸发冷水机组供水温度越低，蒸发冷却空调机组供冷量则越大。

然正如 2.1 节所述，寒冷 A 区大部分城市其间接蒸发冷水机组供水温度较高，不能满足系统供冷需求，需与机械制冷联合供冷。以兰州为例，当间接蒸发冷水机组的出水温度为 20℃ 时，经蒸发冷却空调机组表冷段处理后 O' 点的空气温度为 25℃^[5] (换热器换热温差为 1.5℃)，再由直接蒸发冷却段处理后 L' 点的送风温度为 19.5℃；当联合供冷时，机械制冷冷源提供冷水出水温度为 15℃，机组表冷段后 O 点的出风温度为 18.5℃，直接蒸发冷却段后 L 点的出风温度为 17.5℃，具体空气处理过程见图 2。

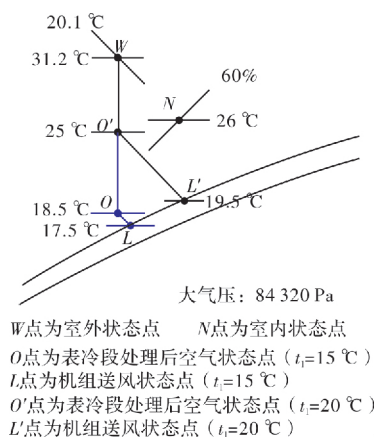


图 2 2 种工况的空气处理过程

Fig. 2 Air treatment process under two working conditions

由式(2)计算可得，机械制冷冷源供给蒸发冷却空调机组表冷段的制冷量(O'-O 点)为 7.88 GkW，而最终仅使送风温度降低了 2.0℃，即由 L' 点降低至 L 点，蒸发冷却空调机组的总供冷量仅增加了 2.42 GkW，此过程系统效率仅为 30.7%。

因此，在最不利工况下采用机械制冷冷源给蒸发冷却空调机组提供 15/20℃ 的冷水，通过降低空调机组送风温度，增加供冷量的方式，系统能效低、经济性差，建议将机械制冷冷源制备的高温冷水直接通入显热末端供冷，此方式系统效率高，降温效果更好。

3 蒸发冷却空调系统供冷能力与建筑冷负荷变化的适应性

蒸发冷却空调设备和系统并非单独存在，其主要用于服务建筑。建筑所在地气候条件、建筑功能、围护结构性能、使用情况等因素均会使各建筑形成独特的建筑冷负荷变化趋势。然蒸发冷却空调系统的供冷能力也与系统所在地的室外气象条件密切相关，且存在室外干、湿球温度越高，系统供冷能力越低的问题。

设计师通常按设计工况选择蒸发冷却空调设备和系统。然就蒸发冷却空调系统而言，可能存在系统能提供最大供冷量的时刻并非与建筑最大冷负荷耦合出现，即系统提供最大供冷量时刻与建筑最大冷负荷出现时刻不同，此种矛盾在蒸发冷却空调系统中表现的尤为突出。

假设第 1 节所述某医院儿科综合楼位于喀什市，该项目采用间接蒸发冷水机组作为冷源，蒸发冷却空调机组和地板辐射末端为建筑供冷。笔者详细计算供冷期(93 d)内工作日 24 h 的建筑平均冷负荷，以及蒸发冷却空调系统平均供冷量，通过对比其变化可知，在蒸发冷却空调末端设定的情况下，系统供冷量变化仅与室外气象参数有关，基本呈现室外干湿球温度越高，供冷量越低的变化规律，并非随着建筑冷负荷呈规律性变化，如图 3 所示。该建筑最大冷负荷出现在工作日的 18 时，而蒸发冷却空调系统最大供冷量出现在 8 时，因此，蒸发冷却系统的最大供冷量与建筑最大冷负荷出现时间不一致，且蒸发冷却空调系统在 18 时的供冷量仅为最大供冷量的 75%，不能满足建筑供冷需求，需要补充机械制冷。

4 蒸发冷却空调系统运行模式分析

对乌鲁木齐、兰州、银川、喀什四个典型城市蒸发冷却空调设计工况下的空气处理过程进行分析，确定上述典型城市的室外设计状态 W 点(夏季空调室外计算干、湿球温度)、室内状态 N 点(室内设计温度、相对湿度)和送风状态 L 点(热湿比为 10 000 kJ/kg，机器露点送风)，并以其送风状态 L 点和室内状态 N 点为基准，在焓湿图上划

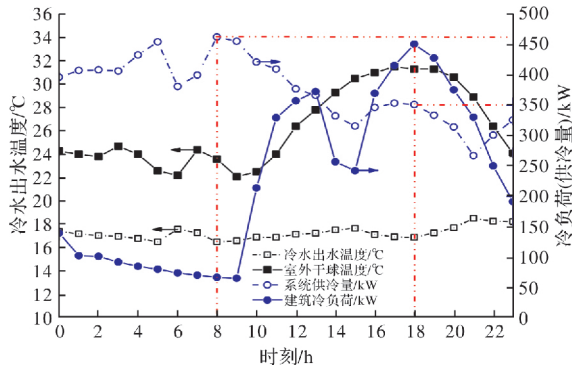


图3 喀什供冷季各时刻冷负荷与供冷量对比分析

Fig. 3 Comparative analysis of cooling load and cooling capacity at each time in Kashgar cooling season

分5个区域。再根据典型气象年^[4]供冷季室外气象参数分别在焓湿图上分析供冷期1 488 h(乌鲁木齐)和2 232 h(兰州、银川、喀什)内非设计工况下的空气状态点,如图4所示。

对上述四个典型城市室外气象参数分析可知,不

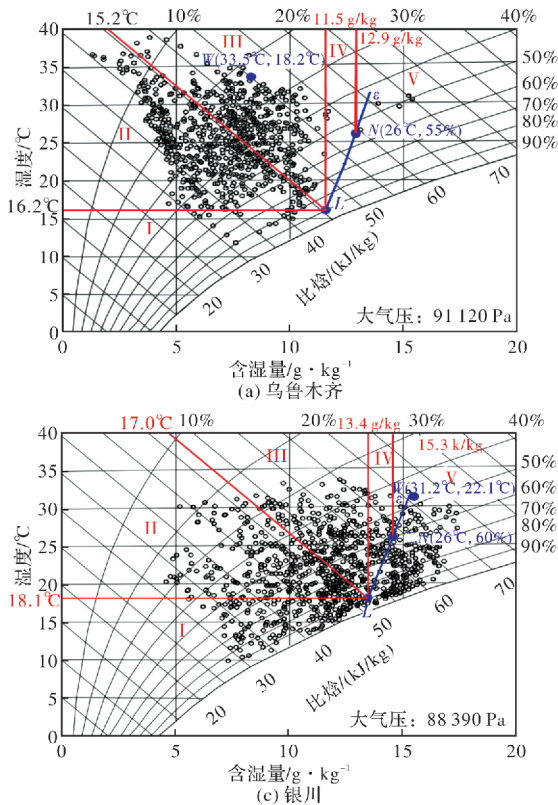


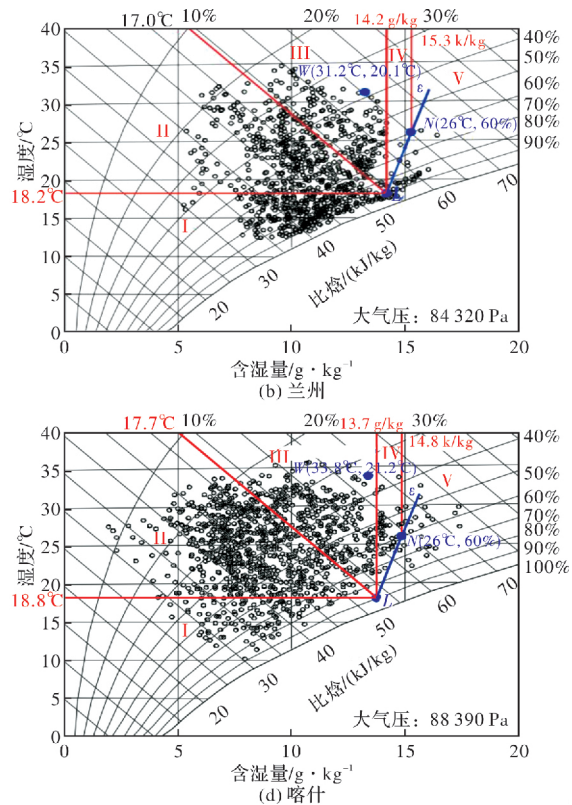
图4 典型城市室外状态点分布情况

Fig. 4 Distribution of outdoor state points in typical cities

综上所述,根据上述典型城市室外空气状态点的分布情况可知,室外状态点分布在I、II区的小时数约占总供冷时长约为47.3%~75.7%,且集中分布时段多集中在夜间和清晨,若仍开启间接蒸发冷水机组、蒸发冷却空调机组间冷段,势必造成空调系统供冷量浪费,同时大幅度增加冷水系统及风系统的运行能耗。因此,蒸发冷却空调系统的具体运行模式应根据供冷期工作日24

同城市室外气象参数分布情况不同,如表4所示。乌鲁木齐约有105 h的室外空气状态点位于I区,约占总供冷时长的7.1%,可采用通风对室内降温;有841 h的室外空气状态点分布在II区,约占总供冷时长的56.6%,可开启直接蒸发冷却段对室内供冷;有527 h的室外状态点分布在III区,约占总供冷时长的35.4%,可开启蒸发冷却空调机组(直冷段+间冷段)向室内供冷;其余15 h的室外状态点位于IV、V区,仅占总供冷时长的1.0%(14.88 h)。故乌鲁木齐仅采用蒸发冷却系统供冷,也能符合不保证50 h的要求。

其余三个城市室外状态点位于I、II区的小时数约占总供冷时长的47.3%~75.7%,位于III区的小时数约占总供冷时长的21.1%~23.2%,位于IV、V区的小时数约占总供冷时长的3.1%~10.2%,需蒸发冷却与机械制冷联合供冷。银川室外空气状态点位于位于IV、V区的小时数约占总供冷时长的31.6%,需满足新风除湿要求。



h建筑冷负荷分布情况,以及系统各功能段及显热末端供冷能力、运行时段,确定相应建筑蒸发冷却空调系统的运行模式,更符合实际情况,系统可靠性更高;同时,干热气候区蒸发冷却空调系统的设计应充分利用夜间自然通风(free cooling)或直接蒸发冷却段的供冷能力(即仅开启直接蒸发冷却段),可大幅度降低部分负荷工况下空调水系统和风系统的运行能耗。

表4 典型城市室外空气状态点分布情况

Tab. 4 Distribution of outdoor air state points in typical cities

城市	大气压力/Pa	总供冷时数/h	所属Ⅰ区		所属Ⅱ区		所属Ⅲ区		所属Ⅳ、Ⅴ区	
			小时数/h	占比/%	小时数/h	占比/%	小时数/h	占比/%	小时数/h	占比/%
乌鲁木齐	91 120	1 488	105	7.1	841	56.5	527	35.4	15	1.0 ^①
兰州	84 320	2 232	750	33.6	940	42.1	472	21.1	70	3.1
银川	88 390	2 232	471	21.1	585	26.2	470	21.1	706	31.6
喀什	86 600	2 232	272	12.2	1216	54.5	517	23.2	227	10.2
运行模式			通风		直接蒸发冷却降温		蒸发冷却空调机组 (直冷段+间接冷段)		蒸发冷却空调机组 (直冷段+间接冷段) +机械制冷	

注：①1.0%表示系统不保证时长仅为14.88 h，小于不保证50 h的要求。

5 结论

本文研究整个供冷期典型城市室外气候条件对建筑冷负荷、间接蒸发冷水机组出水温度、蒸发冷却空调制冷量的影响。还通过分析4个典型城市蒸发冷却空调系统供冷能力与建筑供冷需求之间的关系，研究了各典型城市蒸发冷却空调系统运行模式。结论如下：

(1)严寒地区处于乌鲁木齐的间接蒸发冷水机组出水温度低于15℃的小时数占比约为96.4%，寒冷地区典型城市的间接蒸发冷水机组出水温度低于15℃的小时数占比约为38.7%~68.5%，会出现冷机供冷能力不足的情况，需与机械制冷联合供冷。

(2)通过计算结果可知整个供冷期采用室外新风作二次空气比采用室内回风作二次空气的间接蒸发冷却段后出风温度低0.7~1.8℃，制冷量增加约17.4%~37.5%，因此考虑到整个供冷期空调能耗，建议干热气候区城市采用室外新风作为二次空气，机组制冷量更大，系统更节能。

(3)蒸发冷却空调系统制冷量变化并非与建筑冷负荷变化趋势相同，需考虑峰值负荷时蒸发冷却空调系统供冷能力不足的问题。通过研究典型城市室外空气状态点的分布情况，提出应根据建筑冷负荷设置系统的运行模式，建议干热气候区蒸发冷却空调系统设计应充分利用夜间自然通风和直接蒸发冷却的供冷能力，可大幅度降低部分负荷工况下蒸发冷却空调风系统和水系统的运行能耗。

参考文献 References

- [1] 黄翔. 蒸发冷却空调理论与应用[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010: 1-2.
HUANG Xiang. Theory and applications of evaporative air conditioning[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2010: 1-2.
- [2] 狄育惠, 刘加平, 黄翔. 蒸发冷却空调应用的气候适应性区域划分[J]. 暖通空调, 2010, 40(2): 108-111.
DI Yuhui, LIU Jiaping, HUANG Xiang. Climate demar-

cating for application of evaporative cooling air conditioning[J]. Journal of HV&AC, 2010, 40(2): 108-111.

- [3] 刘艳峰, 李娟, 王莹莹, 等. 直接与露点间接蒸发冷却空调技术在我国地区适应性研究[J]. 暖通空调, 2019, 49(12): 8-14.
LIU Yanfeng, LI Juan, WANG Yingying, et al. Regional applicability of direct and dew-point indirect evaporative cooling air conditioning technology in China[J]. Journal of HV&AC, 2019, 49(12): 8-14.
- [4] 江亿, 谢晓云, 于向阳. 间接蒸发冷却技术——中国西北地区可再生干空气资源的高效应用[J]. 暖通空调, 2009, 39(9): 1-4, 57.
JIANG Yi, XIE Xiaoyun, YU Xiangyang. Indirect evaporative cooling technology: high-performance application of renewable dry air energy in northwest China[J]. Journal of HV&AC, 2009, 39(9): 1-4, 57.
- [5] 聂勇, 孙国成, 缪兴冲, 等. 蒸发冷却冷水机组在克拉玛依市文体中心集中制冷站中的应用[J]. 暖通空调, 2018, 8(7): 80-83.
NIE Yong, SUN Guocheng, MIAO Xingchong, et al. Application of evaporative cooling water chillers to central refrigeration station of Karamay Cultural and Sports Center[J]. Journal of HV&AC, 2018, 8(7): 80-83.
- [6] 张锋. 蒸发冷却在体育馆中的应用[J]. 暖通空调, 2016, 46(7): 16-18.
ZHANG Feng. Application of evaporative cooling technology to a gymnasium[J]. Journal of HV&AC, 2016, 46(7): 16-18.
- [7] 严锦程, 黄翔, 周理, 等. 新疆某办公楼蒸发冷却空调系统应用及效益分析[J]. 制冷与空调, 2020, 20(3): 1-9, 22.
YAN Jincheng, HUANG Xiang, ZHOU Li, et al. Application and benefit analysis of evaporative cooling air conditioning system in an office building in Xinjiang[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2020, 20(3): 1-9, 22.
- [8] 王文博, 黄翔, 高源基, 等. 蒸发冷却技术在干燥地区医院中的应用研究[J]. 洁净与空调技术, 2017(1): 39-42.
WANG Wenbo, HUANG Xiang, GAO Yuanji, et al. Application of evaporation cooling technique in hospitals[J]. Contamination Control & Air-conditioning Technology, 2017(1): 39-42.

(下转第946页)