

对《空调节能技术和措施的辨识(1): “26 °C 空调节能行动”的误解》 一文中某个观点的探讨

中国电子工程设计院 那 恺[☆]

摘要 针对原文作者“当室内温度一定时,空调系统能耗随着房间相对湿度的减小而减小”的观点,举例说明二者之间并没有必然关系。认为当新风量变化时,空调系统能耗可能随着房间相对湿度的减小而增大、减小或保持不变。

关键词 相对湿度 空调系统能耗 分析 比较

Discussion on a viewpoint in Identification of air conditioning energy conservation technologies and measures (1): misconceive of “26 °C air conditioning energy conservation motion”

By Na Kai[☆]

Abstract Questions the viewpoint in the original article—“when the indoor temperature is constant, the air conditioning energy consumption decreases as indoor relative humidity decreases” by illustrating that the relationship does not necessarily exist. States that the air conditioning energy consumption may increases, decreases or keeps constant as indoor relative humidity decreases when the fresh air requirement changes.

Keywords relative humidity, air conditioning system energy consumption, analysis, comparison

★ China Electrics Engineering Design Institute, Beijing, China

①

在《暖通空调》2009 年第 2 期《空调节能技术和措施的辨识(1):“26 °C 空调节能行动”的误解》^①一文中,作者在阐述“不同室内干球温度和相对湿度下空调系统的能耗是不同的”这一观点时,给出了某空调能耗比较,见表 1。而笔者认为并非对任何项目空调系统能耗均有此规律。

表 1 不同室内干球温度和相对湿度下的空调能耗比较

干球温度/°C	相对湿度/%						
	40	45	50	55	60	65	70
23	1.22	1.25	1.28	1.33	1.41	1.48	1.62
24	1.15	1.18	1.21	1.26	1.33	1.40	1.53
25	1.07	1.10	1.12	1.17	1.24	1.30	1.43
26	1.00	1.03	1.05	1.10	1.16	1.21	1.33

以普通的一次泵定流量水系统、一次回风露点送风全空气系统的空调系统为例,空调能耗主要包括制冷机组、风机和水泵能耗。在额定工况下,制

冷机组能耗是由空调系统总冷量及能效比 COP 决定的, COP 是不受室内温湿度影响的,而系统总冷量为室内冷负荷与新风冷负荷之和。其中室内冷负荷主要包括围护结构、外窗的太阳辐射,人员、设备、照明引起的显冷负荷以及各种散湿过程的潜冷负荷,除了餐厅、食堂等建筑外通常室内潜冷负荷都是由人员产生的,根据《空气调节设计手册》^[2]中相关参数,人员所散发的潜热主要由劳动强度和室内温度决定,与相对湿度没什么关系。新风冷负荷为室内外空气状态点之间比焓差与新风量的乘

①☆ 那恺,男,1980 年 11 月生,大学,助理工程师
100855 北京市海淀区复兴路 40 号中铁大厦中国电子工程
设计院世源科技工程有限公司
(010) 52689988-1650
E-mail: vincent_nakai@yahoo. com. cn
收稿日期:2009-09-14

积。因此当系统新风量很小,或者按极端情况考虑新风比为零时,系统总冷量就是室内冷负荷。而决定风机、水泵能耗的各项参数中,受室内温湿度影响的就只有流量。

下面举例定性分析当相对湿度变化时,不同情况下空调系统能耗的变化趋势。

1 案例计算

1.1 已知条件

某房间设计温度为 25℃,为便于计算,假设室内热湿比线垂直,即冷负荷均为显冷负荷,100 kW,夏季室外计算比焓按 85 kJ/kg 考虑;室内相对湿度 50%时,露点温度 13.9℃,室内空气比焓 51.1 kJ/kg,露点比焓 40.3 kJ/kg;室内相对湿度 55%时,露点温度 15.3℃,室内空气比焓 53.7 kJ/kg,露点比焓 44.7 kJ/kg;室内相对湿度 60%时,露点温度 16.7℃,室内空气比焓 56.4 kJ/kg,露点比焓 48.6 kJ/kg。

1.2 计算公式

1) 系统风量计算

$$Q_a = \frac{G_a \rho_a c_p \Delta t_a}{3600} \quad (1)$$

式中 Q_a 为室内冷负荷, kW; G_a 为总风量, m^3/h ; ρ_a 为空气密度,按 1.2 kg/m^3 计; c_p 为空气比定压热容,取值 1 $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; Δt_a 为送风温差, $^\circ\text{C}$ 。

2) 系统水量计算

$$Q_w = \frac{G_w \rho_w c \Delta t_w}{3600} \quad (2)$$

式中 Q_w 为系统总冷量, kW; G_w 为水量, m^3/h ; ρ_w 为水的密度,按 1000 kg/m^3 计; c 为水的比热容,取 4.2 $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; Δt_w 为供回水温差, $^\circ\text{C}$ 。

3) 新风量计算

$$Q_t = \frac{G_t \rho_a \Delta h}{3600} \quad (3)$$

式中 Q_t 为新风冷负荷, kW; G_t 为新风量, m^3/h ; Δh 为室内外空气状态点之间的比焓差, kJ/kg 。

1.3 不同工况空调系统能耗

1) 空调系统为全回风工况

此时系统总冷量即为室内冷负荷 100 kW,制冷机组供回水温度按 7℃/12℃考虑。将已知参数分别代入式(1),(2),计算室内相对湿度分别为 50%,55%和 60%时系统的总风量和水量,计算结果见表 2。

表 2 不同室内相对湿度情况下系统的总风量和水量

	相对湿度/%		
	50	55	60
系统总风量/ (m^3/h)	27 027	30 928	36 145
系统水量/ (m^3/h)	17.1	17.1	17.1

2) 空调系统新风量为 10 000 m^3/h

此工况下系统总冷量为室内冷负荷 100 kW 加新风负荷,新风负荷根据式(3)计算,制冷机组供回水温度仍按 7℃/12℃考虑。

将已知参数分别代入式(1),(2),(3),计算室内相对湿度分别为 50%,55%和 60%时系统的相关参数,计算结果见表 3。

表 3 新风量为 10 000 m^3/h 时不同室内相对湿度下系统的相关参数

	相对湿度/%		
	50	55	60
系统新风负荷/kW	113.0	104.0	95.3
系统总冷量/kW	213	204	195.3
系统总风量/ (m^3/h)	27 027	30 928	36 145
系统水量/ (m^3/h)	36.5	35.0	33.5

3) 空调系统新风量为 20 000 m^3/h

同理,可根据式(1)~(3)计算出此工况下系统的相关参数,计算结果见表 4。

表 4 新风量为 20 000 m^3/h 时不同室内相对湿度下系统的相关参数

	相对湿度/%		
	50	55	60
系统新风负荷/kW	226.0	209.0	190.7
系统总冷量/kW	326.0	309.0	290.7
系统总风量/ (m^3/h)	27 027	30 928	36 145
系统水量/ (m^3/h)	55.9	53.0	49.8

2 计算结果分析

上述对多种工况下系统风量、冷量以及水量的计算结果可以整理成表 5~7。当室内温度恒定时,从表 5 中可以直观地看出,系统风量的变化趋势是随着相对湿度设计值的增大而增大的,而与新风量无关,即相对湿度越高系统风量越大。当然,这里举例的新风量都是小于消除室内负荷的送风量的,如果系统由于排风量很大导致所需新风量大于消除室内负荷的送风量时,系统风量就要以较大的新风量为准了。而这种特例情况对讨论的结论没有影响。从表 6 中可以看出,除了在全回风工况下系统冷量恒定不变以外,只要系统有新风,那么系统冷量就会随着相对湿度设计值的增大而降低,即相对湿度越高,系统冷量越小;而表 7 中的数据

同样是呈此规律,在有新风的情况下相对湿度越高,系统水量越小。

表 5 不同工况下的系统风量 m^3/h

相对湿度/%	新风量/ (m^3/h)		
	0	10 000	20 000
50	27 027	27 027	27 027
55	30 928	30 928	30 928
60	36 145	36 145	36 145

表 6 不同工况下的系统冷量 kW

相对湿度/%	新风量/ (m^3/h)		
	0	10 000	20 000
50	100	213.0	326.0
55	100	204.0	309.0
60	100	195.3	290.7

表 7 不同工况下的系统水量 m^3/h

相对湿度/%	新风量/ (m^3/h)		
	0	10 000	20 000
50	17.1	36.5	55.9
55	17.1	35.0	53.0
60	17.1	33.5	49.8

空调系统的能耗主要由制冷机组、风机、水泵能耗组成,根据以上对比,除了风机能耗与相对湿度成正比变化以外,制冷机组、水泵的能耗都是呈反比趋势。那么空调系统总能耗与相对湿度又是什么关系呢,下面将对举例中数据进一步分析比较。

2.1 空调系统为全回风工况

1) 根据式(4)^[3]分别计算相对湿度 50%和 60%工况下的风机能耗

$$N = \frac{KQp}{3\,600\eta_m} \quad (4)$$

式中 N 为电功率, W ; K 为电动机安全系数,按 1.2 计; p 为全压, Pa , 对于末端组合式空调机组内风机,全压按 1 000 Pa 计; η 为风机全压效率,按 80%计; η_m 为风机机械效率,按 1 计。

计算表明后者比前者约增加 3.8 kW 的电量。

由于此工况下制冷机组、水泵的能耗不随相对湿度变化而变化,此时相对湿度 60%时的系统能耗高于 50%工况下的能耗,即系统总能耗与相对湿度变化呈正比关系。

2.2 空调系统新风量为 10 000 m^3/h 时

1) 由于系统风量不变,仍然是相对湿度 60%

工况下的风机能耗比 50%时增加 3.8 kW 。

2) 制冷机组能效比 COP 按 6 考虑,分别计算相对湿度 50%和 60%工况下的制冷机能耗,计算结果后者比前者约减少 3 kW 的电量。

3) 根据式(5)^[3]分别计算相对湿度 50%和 60%工况下的水泵能耗

$$N = \frac{\rho_w G_w H K}{102\eta'} \quad (5)$$

式中 H 为水泵扬程, m , 按 35 m 计; η' 为水泵效率,按 0.5 计。

经计算,后者比前者约少耗电 0.7 kW 。此时相对湿度 60%工况比相对湿度 50%工况风机能耗增加 3.8 kW ,而制冷机组和水泵能耗又减少 3 $\text{kW} + 0.7 \text{ kW} = 3.7 \text{ kW}$,即两种工况下系统总能耗基本相同。

2.3 空调系统新风量为 20 000 m^3/h 时

1) 此时相对湿度 60%工况下的风机能耗比相对湿度 50%时增加 3.8 kW 。

2) 制冷机组能效比 COP 按 6 考虑,分别计算相对湿度 50%和 60%工况下的制冷机能耗,后者比前者约减少 5.9 kW 的能耗。

3) 同样根据式(5)计算相对湿度 50%和 60%工况下的水泵能耗,后者比前者约减少 1.4 kW 的能耗。

此时相对湿度 60%工况比 50%工况风机能耗增加 3.8 kW ,但是制冷机组和水泵能耗却减少 5.9 $\text{kW} + 1.4 \text{ kW} = 7.3 \text{ kW}$,即相对湿度 60%时比相对湿度 50%时的系统总能耗更低。

以上举例的目的只是对不同工况下空调系统能耗进行定性分析,因此分析中的例如电动机安全系数 1.2、组合式空调机组风机全压 1 000 Pa 、水泵扬程 35 m 等等数据都只是为了便于计算按照通常情况估算取值,而并非任何工程、任何系统中适用。通过以上进一步的对比可以看出,当新风量为零时,空调系统的能耗是随着室内相对湿度设计值的增大而增高的;但是当新风量增大到某数值时,例如上面举例中的 10 000 m^3/h ,虽然风机能耗增大了,但由于新风负荷随着室内相对湿度设计值的增大而减少,从而使系统冷量和水量都减少,致使制冷机组和水泵所减少的能耗同风机所增加的已基本持平;而随着新风量进一步增大,制冷机组和水泵减少的能耗已经大于风

机增加的,使系统总能耗随着室内相对湿度设计值的增大而呈降低趋势。因此对于表 1 中的数据还有待商榷。

某全新风工况的净化空调系统,夏季空气处理过程为露点再热,假设根据换气次数计算的净化风量大于根据室内负荷计算的降温风量,由于风量和室内负荷均为定值,因此送风温差也是定值。那么这种情况下当室内温度一定时,空调系统能耗与室内相对湿度呈正比关系么?很明显,此时室内相对湿度越低,露点温度越低,从而新风处理焓差就越大,系统冷量和水量、制冷机和水泵能耗也越大,而且由于送风温差和室内温度为定值,露点温度越低导致再热量越大。而由于风量为定值,风机能耗不变,因此该情况下空调系统能耗就是随着相对湿度降低而增大的。此处只是举一个特殊例子,个案并没有共性,但是可以推翻有共性的某些结论。

3 结语

文献[1]指出“对于室内相对湿度增加,建筑物的空调能耗是增大还是减少,目前国内存在两种截然不同的观点,一种是建筑物的空调能耗随着房间相对湿度的减小而大幅度增加,一种是建筑物的空调能耗随着房间相对湿度的减小而大幅度减小,笔

者持后一种观点。其实这一争论,在低温送风系统提出的初期,在国际上就曾经争论过一阵,后来由于大量的工程实践证明,采用低温送风导致的室内相对湿度降低,不但明显改善了人体舒适感,提高了室内空气质量,而且使得建筑物空调系统的能耗显著下降,才使得这场争论偃旗息鼓。”笔者认为,单纯地讲空调能耗随房间相对湿度的减小而增加或减小都是片面的,抑或大幅度增加还是小幅度增加,都是不严谨的。因为该论题的前提是空调系统能耗,空调系统的范围太广了,它包括舒适性、净化空调系统,全回风、全新风系统,全空气、空气-水系统,常规空调、低温送风系统,露点送风、再热系统等等,因此不能说在全回风系统或低温送风系统甚至某个系统中成立的论点在所有空调系统中都是成立的。空调系统能耗与室内相对湿度的变化趋势要根据不同情况进行分析,不能一概而论。

参考文献:

- [1] 殷平. 空调节能技术和措施的辨识(1):“26℃空调节能行动”的误解[J]. 暖通空调, 2009, 39(2): 57-63, 112
- [2] 中国电子工程设计院. 空气调节设计手册[M]. 2 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995
- [3] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 2 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008

(上接第 42 页)

5 结论

5.1 通过对风力机特性和地下工程用通风机特性分析,讨论了利用风力机作为动力源驱动通风机对地下工程进行通风的匹配方法。

5.2 应用这一方法对某公路隧道排风竖井所用轴流通风机进行了匹配设计,设计结果表明,所匹配的风力机在自然风速达到 11.02 m/s 后,通风机可在额定工况下运行,在风速小于 11.02 m/s 时,通风机随着风速的变化变转速运行,和通风机的变频运行类似。

5.3 在风能资源相对丰富的地区,利用风力机替代电能驱动地下工程通风机,可实现隧道通风的风能利用,进行隧道的节能减排设计。

参考文献:

- [1] 袁堂钦,罗志文,何丽霞,等. 可再生能源在绿色建筑中的复合应用技术[J]. 建筑热能通风空调, 2007, 28

(3): 20-24

- [2] 谢元兰. 自然通风方式在火力发电厂主厂房通风系统中的应用[J]. 制冷, 2005, 24(2): 72-75
- [3] 李涛,韦佳. 论建筑设计中的自然通风[J]. 工业建筑, 2006, 36(增刊): 97-100
- [4] 钟星灿. 通风塔风能轴流风机: 中国, 200710202985 [P]. 2008-05-14
- [5] 昌泽舟. 轴流式通风机实用技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005
- [6] 周谟仁. 流体力学泵与风机[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1994
- [7] 刘万琨,张志英,李银凤,等. 风能与风力发电技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007
- [8] Heier Siegfried. Grid integration of wind energy conversion systems[M]. Chichester, UK: John Wiley & Sons Ltd, 1998