

文章编号: 1671-6612 (2026) 02-277-07

空调新风系统变频运行节能效果研究

刘义成 邹秋生 袁 杨 吴银萍 高 飞

(四川省建筑设计研究院有限公司 成都 610000)

【摘 要】 机械新风系统作为室内环境空气质量调节的重要措施, 关于其节能性的研究一直受较多关注。通过对全年运行新风系统的动态能耗分析过程中, 引入人员在室率进行该运行模式下的节能特性分析, 并模拟计算得到相关研究结论, 具体为: 在成都地区, 新风系统年耗电量中处理室外新风消耗热源对应耗电量明显高于消耗冷源对应的耗电量及风机部分的耗电量, 当新风系统考虑变频运行后, 系统节能显著, 新风系统全年节能率达到了 25.76%; 对于采用变频运行模式下新风系统节能率, 在室外空气对应焓值较高区域及室外干球温度较低区域, 处理新风所需冷源及热源对应耗电量占比较高, 可达到 85%及以上, 系统节能率接近于冷热源部分的节能率 ε_2 , 反之系统节能率将趋近于风机部分的节能率 ε_1 。

【关键词】 新风系统; 在室率; 变频运行; 节能率; 冷热源

中图分类号 TU831.4 文献标志码 A

Research on the Energy-Saving Effect of Frequency Conversion Operation in Air Conditioning Fresh Air Systems

Liu Yicheng Zou Qiusheng Yuan Yang Wu Yinping Gao Fei

(Sichuan Provincial Architectural Design and Research Institute, Co., Ltd, Chengdu, 610000)

【Abstract】 As an important measure for adjusting indoor air quality in the environment, the mechanical fresh air system has always received much attention in terms of its energy-saving performance. In this paper, by introducing the occupancy rate during the process of dynamic energy consumption analysis of the fresh air system operating throughout the year, the energy-saving characteristics under this operating mode are analyzed. And relevant research conclusions are obtained through simulation and calculation. Specifically, in the Chengdu area, the annual electricity consumption attributable to processing outdoor air in the fresh air system is significantly higher for the heat source than for the cold source and the fan operation. After implementing variable frequency operation, the system demonstrates significant energy savings, achieving an annual energy saving rate of 25.76%. For the energy-saving rate of the fresh air system under the variable-frequency operation mode, in the areas with high enthalpy values of the outdoor air and the areas with low outdoor dry bulb temperatures, the proportion of power consumption corresponding to the cold source and the heat source required for handling the fresh air is relatively high, reaching 85% or more, and the system energy-saving rate is close to ε_2 of the cold/heat source section; conversely, the system energy-saving rate will approach ε_1 of the fan section.

【Keywords】 Fresh air system; Occupancy rate; Operation with variable; Requency energy saving rate; Cold and heat sources

基金项目: 四川省建筑设计研究院有限公司院内科研项目“办公建筑空调新风系统节能技术研究”(KYYN2025017)

作者简介: 刘义成 (1986.05-), 男, 硕士研究生, 高级工程师, E-mail: 284521019@qq.com

通讯作者: 高 飞 (1993.10-), 男, 硕士研究生, 工程师, E-mail: 1135472415@qq.com

收稿日期: 2025-08-22

0 引言

随着我国人民生活水平的提高,人们更加关注室内环境中的空气质量。目前,改善空气质量主要途径有新风系统,工作原理主要是借助过滤器来对源于室外的空气污染物进行处理,系统内一般设置有表冷器,具有调节空气温度的功能,从而更好地满足人们日常生活工作的需求。但新风的引入会增加建筑能耗,据研究发现目前新风负荷在空调系统总负荷中的占比约为 30%~50%^[1]。

常规的新风风机长时间处于定频额定功率运行,未考虑室内人员数量逐时变化,出现部分时间存在过量的“有效新风量”,所提供的新风量远大于实际的人员需求量,风机耗电量增加;新风风量过剩时,由于温湿度处理设定条件基本不变,同样引起处理新风对应的冷热源耗电量增加。目前关于新风系统节能性的研究,多为新风热交换器、结合室外空气条件进行相关控制、自然通风及机械通风复合供应新风等的节能性研究^[2-7],较少同时结合室内人员实际需求量与室外气象参数进行全年动态能耗计算来分析变频风量新风系统的节能效果。

因此本文主要通过将系统新风量与室内人员实际需求进行联系,并考虑室外全年变化的气象参数,研究对新风系统总耗电量的影响,总耗电量包括新风机耗电量及处理新风冷热源耗电量折算值;研究中分析该运行方式下新风系统节能潜力,从而为新风系统节能运行控制策略提供方案参考。

1 研究对象与方法

1.1 研究对象

选取某办公楼作为研究对象,该办公楼采用风机盘管加新风空调系统。由于该办公楼采用全玻璃幕墙结构,为保证楼内人员健康,新风机组在大部分时间段内均处于运行阶段。该楼标准层建筑面积 1935m²,建筑净高为 2.8m,设有开敞办公区、会议室及管理用办公室。可容纳人数大致为 230 人,新风按 30m³/(人·h)设计,考虑新风系统管道漏风情况,选用 1 台新风量 7050m³/h 的新风机组。整栋大楼新风系统热源为燃气锅炉、冷源为水冷式制冷机组。

1.2 研究条件

建筑所在地为成都,气象参数选自《建筑节能气象参数标准》JGJ/T 346-2014^[8]。图 1 给出了成

都室外空气干球温度的全年逐时情况,图中分别给出 $t > 26^{\circ}\text{C}$ 及 $t < 20^{\circ}\text{C}$ 小时数的逐月分布。从图 1 中可以看出,成都地区暖季和冷季分布明显,11 月至次年 4 月,大多时间室外温度均低于 20°C ,12 月至次年 2 月基本位置在 10°C 以下,气温较低,5 月至 10 月均有部分时间高于 26°C 。

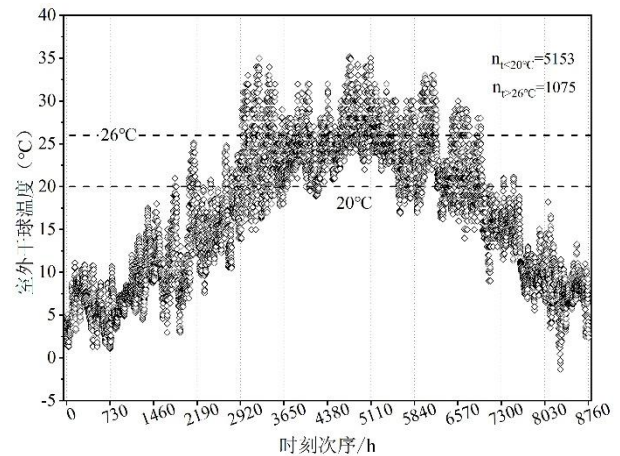


图 1 室外空气干球温度逐时分布

Fig.1 Hourly distribution of outdoor dry bulb temperature

根据文献[9]中的计算方法,利用成都地区室外空气露点温度、干球温度值计算,得到室外空气逐时焓值分布,如图 2 所示。图中 $h_N=60.7\text{kJ/kg}$ 干空气为室内空气温度 26°C 、相对湿度 60%所对应的焓值,5-10 月存在明显高于该焓值的状态点,对应小时数列于图的上部,11 月至次年 4 月均低于该焓值。

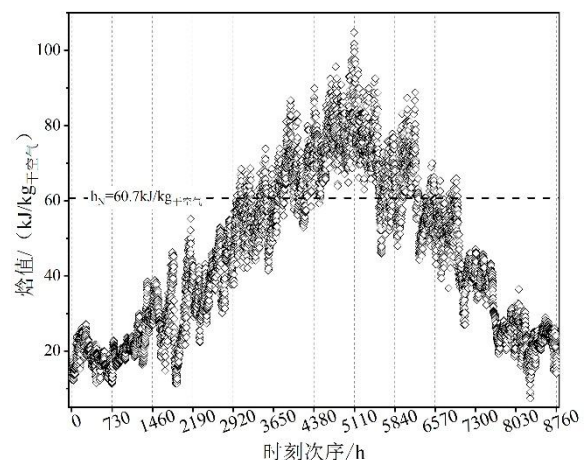


图 2 室外空气焓值逐时分布

Fig.2 Hourly distribution of outdoor air enthalpy

针对现有新风机长时间处于额定功率下定功

率运行情况, 提出根据室内人员变化采取变工况变功率运行, 其中室内人员的变化用在室率 α 进行分析, 当人均新风量相同时, 风机变频前后总风量的比值将与人员在室率相等, 如图 3 所示。在室率不同时刻取值参考《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015-2021^[10]中附录 C 表 C.0.6-6。

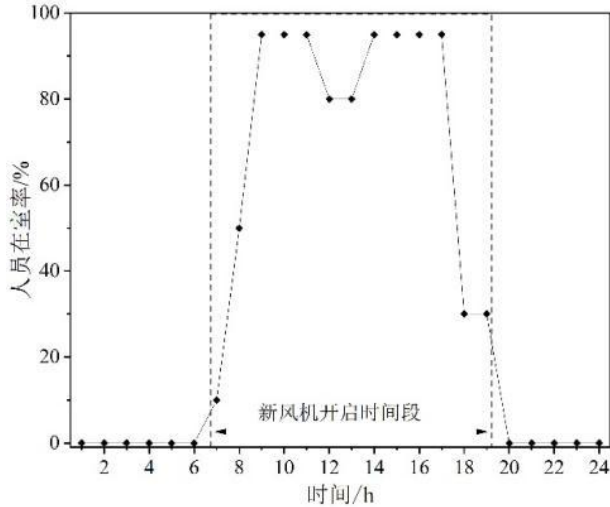


图 3 人员工作日逐时在室率

Fig.3 Hourly occupancy rate of personnel on working days

1.3 研究方法

风机功率采用式 (1) 进行计算。

$$N = \frac{Lp}{\eta \cdot 3600 \cdot \eta_m} \quad (1)$$

式中: N 为通风机的输入功率, W; L 为通风机的风量, m^3/h ; p 为通风机的全压, Pa; η 为通风机的全压效率; η_m 为通风机的机械效率。

当风机运行频率 f 发生变化后, 风机转速 n 相应变化, 即 $n \propto f$, 风机全压效率 η 不变, 风机能耗变化可用式 (2) 计算。

$$\Delta E_1 = \frac{\Delta NT}{1000} \quad (2)$$

式中:

$$\Delta N = N_2 - N_1 = \frac{L_2 p_2 - L_1 p_1}{\eta \cdot 3600 \cdot \eta_m} \quad (3)$$

$$L_2 = L_1 \frac{n_2}{n_1} \quad (4)$$

$$p_2 = p_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (5)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta E_1}{E_1} \quad (6)$$

由于在研究中人均新风量统一按 $30\text{m}^3/(\text{人} \cdot \text{h})$ 设计, 因此对于式 (4) 可作等式变换:

$$L_2 = L_1 \frac{n_2}{n_1} = L_1 \alpha \quad (7)$$

式 (2) ~ (7) 中: ΔE_1 为风机变频前后的风机能耗变化, kWh; ΔN 为风机变频前后的风机功率变化, W; T 为运行时间, h; N_1 、 N_2 为风机变频前后的输入功率, W; L_1 、 L_2 为风机变频前后的风量, m^3/h ; p_1 、 p_2 为风机变频前后的全压, Pa; n_1 、 n_2 为风机变频前后的转速, r/min; ε_1 为风机节能率, %; E_1 为风机变频前的风机能耗, kWh; 其他符号意义同前。

风机采用变频调节, 考虑到变频器本身运行时也要消耗电能, 对于几十千瓦以下的变频器, 一般满负荷时的消耗占额定容量的 3%~4%, 在研究中均按 3% 进行考虑, 仅对采用变频后的逐时耗电量进行附加。

夏季处理新风需冷源承担的冷量计算为:

$$Q_{w1} = \frac{\rho L (h_w - h_L)}{3600} \quad (8)$$

式中: Q_{w1} 为冷源承担的冷量, kW; ρ 为空气密度, 取 $1.20\text{kg}/\text{m}^3$; h_w 为室外空气夏季对应的焓值, kJ/kg; h_L 为空气处理后机器露点对应的焓值, kJ/kg; 其他符号意义同前。

冬季室外新风经表冷器等湿加热至状态点 E, 则处理新风需热源承担的热量计算为:

$$Q_{w2} = \frac{c \rho L (t_E - t_{w2})}{3600} \quad (9)$$

式中: Q_{w2} 为热源承担的热量, kW; c 为空气的定压比热容, 取 $1.01\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{C})$; t_E 为空气处理至状态点 E 对应的干球温度, $^{\circ}\text{C}$; t_{w2} 为冬季室外空气对应的干球温度, $^{\circ}\text{C}$; 其他符号意义同前。

对于新风处理冷热源部分的节能率计算为:

$$\varepsilon_2 = \frac{\Delta E_2}{E_2} = \frac{\Delta Q_{w1/2}}{Q_{w1/2}} = \frac{\Delta L}{L_1} \quad (10)$$

式中: ε_2 为冷源/热源的节能率, %; ΔE_2 为风机变频前后的冷源 (或热源) 能耗变化, kWh; E_2 为风机变频前的冷源 (或热源) 能耗, kWh; $\Delta Q_{w1/2}$ 为风机变频前后的冷源 (或热源) 对应的冷量 (或

热量)变化, kW; $Q_{w1/2}$ 为风机变频前的冷源(或热源)对应的冷量(或热量), kW; ΔL 为风机变频前后对应的风量变化量, m^3/h ; 其他符号意义同前。

风机变频前后系统节能率计算为:

$$\varepsilon = \frac{\Delta E_1 + \Delta E_2}{E_1 + E_2} = \frac{\left(1 - \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3\right) N_1 / 1000 + \Delta Q_{w1/2} / COP}{N_1 / 1000 + Q_{w1/2} / COP} \quad (11)$$

式中: ε 为风机变频前后系统节能率, %; COP 为制冷(或制热)机组能效; 其他符号意义同前。

2 计算结果与分析

新风机组额定风量为 $7050m^3/h$, 风机全压效率假定为 85%, 机械效率取 85.5%。新风机组对于室外新风夏季处理过程为等焓处理, 处理至室内温度 $26^\circ C$ 、相对湿度 60%, 对应的空气焓值为 $60.7kJ/kg$; 冬季为显热加热, 加热至室内设计温度 $20^\circ C$ 。将室外空气焓值处于 $60.7kJ/kg$ 及以下、干球温度 $20^\circ C$ 及以上认定为舒适区, 此时表冷器上的水阀关闭, 空气在机组内不进行冷热处理。对上述标准层新风机组分别考虑额定功率下的定频运行及根据人员在室率实现变频运行, 将锅炉制热效率取为 0.98, 制冷机组 COP 取为 5.6, 计算两种运行模式下的新风机组耗电量。

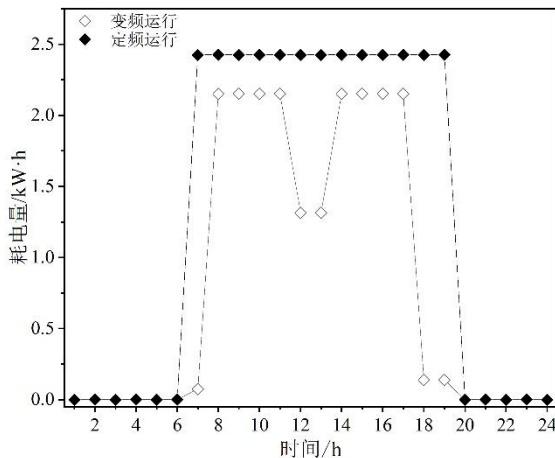


图 4 新风系统风机耗电量逐时分布

Fig.4 Hourly distribution of fan power consumption in fresh air system

图 4 给出了新风系统在两种运行模式下风机部分的逐时耗电量, 变频运行工况下, 风机部分耗电量的变化仅与当天某时刻的人员在室率相关, 与室外参数无关, 因此风机部分的逐时耗电量对比主要为一天中的 24h。从图 4 中可知, 新风机开启时段内, 风机变频运行模式下, 随着人员在室率的变化, 风机耗电量也随之变化, 由于风机运行频率发生变化后, 根据式 (1) (4) (5) 可知, 风机频率变化后, 风机功率与运行频率变化前后比值的 3 次方呈正比, 同时风量与人员在室率呈正比, 因此不同人员在室率对应风机功率差值相比人员在室率的分布明显增大。

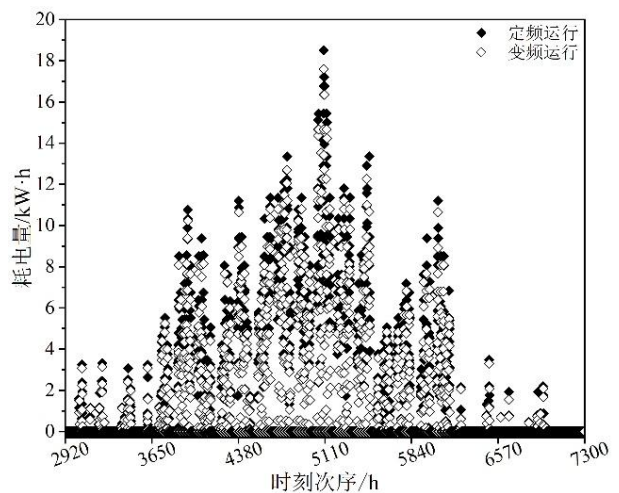


图 5 处理新风的冷源耗电量逐时分布

Fig.5 Hourly chiller power consumption for fresh air treatment

图 5 给出了两种运行模式下, 筛选掉无需降温处理的时间点后, 新风机组处理室外新风对应的冷源耗电量逐时分布。从图 5 中可以看出, 新风机组全年制冷能耗中间月份明显大于其他月份, 当新风机组的风机采用与人员在室率进行联锁变频运行后, 新风机组在制冷时间段的逐时耗电量多呈降低趋势, 单位小时耗电量最多可降低 $11.74kWh$ 。

图 6 给出了两种运行模式下, 筛选掉无需加热处理的时间点后, 新风机组加热室外新风对应的热源逐时耗电量。从图 6 中可以看出, 新风机组全年供热能耗主要分布在冬季月份, 其中新风机组额定功率定频运行时在 1、12 月的耗电量整体处于 $20kWh$ 以上, 最高可达到 $51.59kWh$; 当新风机组中风机考虑变频运行后, 部分时刻热源耗电量降至 $10kWh$ 及以下, 对应节能率处于 50% 以上, 节能效果显著。

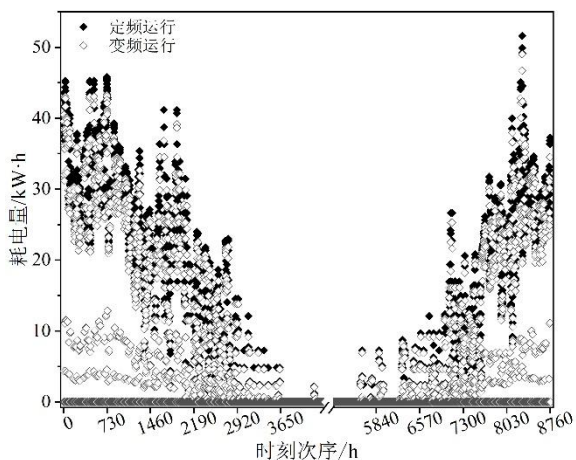


图 6 处理新风的热源耗电量逐时分布

Fig.6 Hourly heat source power consumption for fresh air treatment

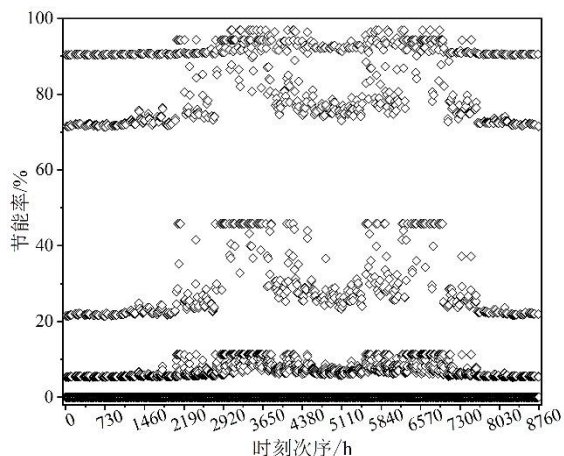


图 7 新风系统节能率的逐时变化

Fig.7 Hourly energy saving rate of fresh air system

利用式 (10) 计算新风系统全年逐时节能率, 新风系统耗电量包含全年逐时处理新风所需的冷源耗电量或热源耗电量及新风风机耗电量, 具体如图 7 所示。从图 7 中可以看出, 新风系统节能率整体分布较为集中, 呈现“四档”, 冬季各月尤为明显, 中间月份节能率较高; 通过对各时间段新风系统耗电量复合形式分析, 对于室外新风需经加热处理时, 新风系统耗电量主要包括加热室外新风的热源耗电量及风机耗电量, 经计算, 系统耗电量中处理室外新风热源对应时刻的耗电量占比达到了 85% 以上, 根据式 (8) (10) 可知, 新风系统节能率约等于冷热源部分的节能率 ε_2 , 对于中间月份, 室外空气温度出现接近供暖设定温度 20°C 时, 几乎没有热源部分的耗电量, 此时新风系统节能率约等于风机部分节能率 ε_1 ; 对于室外新风需经降温

处理时, 新风系统耗电量主要包括对室外新风降温处理时冷源耗电量及风机耗电量, 冷源耗电量在新风系统耗电量中的占比在 $0\% \sim 85\%$ 之间, 当冷源耗电量占比较高时, 系统节能率将趋向于冷热源部分的节能率 ε_2 , 反之则趋向于风机部分节能率 ε_1 。结合式 (6) (10), 根据等式变换关系: $\varepsilon_1 \propto 1 - \alpha^3$; $\varepsilon_2 \propto 1 - \alpha$ 。

3 讨论

考虑到新风处理对应的冷源、热源耗电量分别受室外空气的焓值、干球温度影响, 为进一步厘清新风机采用变频技术后新风系统的节能特性, 从而分别给出新风系统耗电量及节能率随室外空气焓值、干球温度的变化, 如图 8、9 所示。

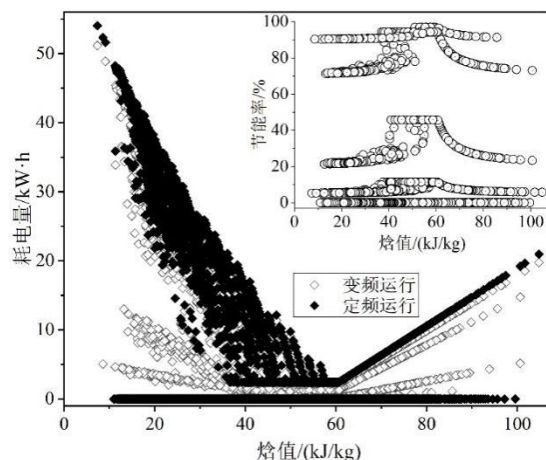


图 8 系统耗电量及节能率随室外焓值的变化

Fig.8 Dependence of system energy consumption and efficiency on outdoor enthalpy

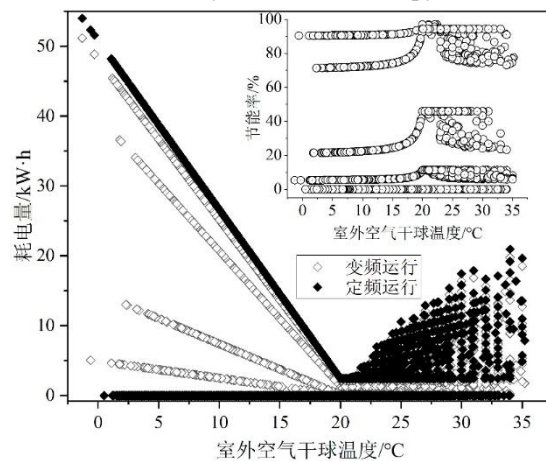


图 9 系统耗电量及节能率随室外温度的变化

Fig.9 Variation of system power consumption and energy saving rate with outdoor temperature

图 8 给出了新风系统耗电量及节能率随室外空气焓值的变化。从图 8 中可以看出,对于新风机运行的时间段,新风机带变频调节后,系统耗电量呈明显降低,在室外空气焓值较大的范围内呈明显的线性分布;当室外空气焓值大于 60.7kJ/kg 时,此时新风系统耗电量包括了风机及给室外空气降温冷源的耗电量,随着室外空气焓值增加,处理相同新风对应室外空气冷源的耗电量将增加,新风系统耗电量整体呈明显的正比例增大,带变频调节新风系统耗电量呈现不同斜率的同步增加,并与新风机定频运行系统耗电量之间差值逐渐增加,对应节能量增加;系统节能率的变化随室外空气焓值变化呈明显梯度变化,在对室外新风需降温处理的过程中,随着室外空气焓值越接近 60.7kJ/kg 时,处理新风冷源耗电量逐渐减少为 0kWh,新风系统耗电量越接近于一定值,即不同新风量下的风机单位时间耗电量,系统节能率由冷热源部分的节能率 ε_2 逐渐趋向于风机部分节能率 ε_1 ,当人员在室率越低(接近 0 时),新风量需求越少,无论是风机部分节能率 ε_1 还是冷热源部分的节能率 ε_2 ,根据式(6)(10)的计算,两者均越接近于 1。

图 9 给出了系统耗电量及其节能率随室外干球温度的变化。结合图 8 可知,供暖季系统耗电量明显高于制冷季系统耗电量,与制冷季类似,新风系统定频运行和变频运行,系统耗电量随室外空气干球温度的增加,呈明显的线性递减,当室外空气干球温度高于 20℃时,系统耗电量中的新风加热热源部分的耗电量减少为 0,转变为系统风机耗电量或风机耗电量及对新风降温处理消耗冷源所对应的耗电量;与制冷季系统节能率随室外空气焓值的变化类似,供暖季新风系统节能率随室外空气干球温度的变化呈明显的多个不同的梯度变化,且室外空气干球温度越接近 20℃时,节能率逐渐由冷热源部分的节能率 ε_2 增加至一相同新风量下的一梯度值,该梯度值近似为该新风量下风机部分节能率 ε_1 ,与图 8 相比,由于热源部分耗电量整体占比较大,较大温度范围内系统节能率处于冷热源部分的节能率 ε_2 。

表 1 给出了新风系统分别在定频运行和变频运行模式下的各部分耗电量及节能量、节能率情况。从表 1 可以看出,新风系统在成都运行全年耗电量中处理室外新风消耗热源部分对应的耗电量

明显高于风机耗电量及消耗冷源对应的耗电量,其次是风机耗电,结合图 1、2 分析,全年需热源进行加热的时段明显多于需降温的时段,经统计室外新风需加热的小时数达到了 5153h,需降温处理的小时数为 2422h;对于新风系统定频运行,采用变频运行后,各部分年耗电量均呈明显减少,其中处理新风消耗热源对应的耗电量减少最多,达到了 9850.52kWh,风机及处理新风消耗冷源对应的年耗电量分别减少 2957.25kWh、1093.32kWh;经计算,新风机采用变频运行后,风机耗电量对应的节能率最高,达到 35.94%,全年系统节能率为 25.76%,整体节能效果显著。

表 1 新风系统各部分耗电量及节能率的计算

Table 1 Calculation of power consumption and energy saving rate for each component of fresh air system

		风机耗电	冷源耗电	热源耗电
年耗电量	定频运行	8228.64	4822.86	40905.09
kWh	变频运行	5271.39	3729.54	31054.57
节能量/(kWh)		2957.25	1093.32	9850.52
节能率/%		35.94	22.67	24.08

4 结论

在本研究中,通过对新风系统在成都地区考虑变频运行时进行了全年耗电量的模拟计算,并与常规定频运行的新风机进行了比较,得到如下结论:

(1) 在成都地区,新风系统年耗电量中处理室外新风对应热源部分的耗电量明显高于冷源耗电量及风机耗电量,当新风系统考虑变频运行后,系统节能显著,新风系统全年节能率达到了 25.76%。

(2) 对于采用变频运行模式下新风系统节能率,在室外空气对应焓值较高时、室外干球温度较低时,处理新风所需冷源及热源对应耗电量占比较高,可达到 85%及以上,系统节能率接近于冷热源部分的节能率 ε_2 ;当室外空气状态参数越接近新风处理目标值时,系统节能率将趋近于风机部分的节能率 ε_1 。

参考文献:

[1] 孙晓雨,王智超,徐昭炜,等.颗粒物污染下新风热回收系统长效性能研究[J].暖通空调,2024,54(S1):429-434.
 [2] 周颖,徐彪,扶鑫,等.基于“焓值控制”模块中的地铁通

- 风空调系统控制优化与调适应用[J].建筑科学,2019,35(2):49-55,85.
- [3] 吴毅学,何梅玲,张敏敏,等.夏热冬冷地区中小学教室中不同新风方式的分析研究[J].流体机械,2021,49(4):85-90.
- [4] 王仕杰,杨灵艳,徐伟,等.新风对近零能耗居住建筑冷热需求影响分析[J].暖通空调,2024,54(11):116-122,130.
- [5] 雷小慧,杨昌智,王琳.设置新风系统与开窗换气的空调能耗对比研究[J].科学技术与工程,2018,18(3):339-345.
- [6] 张文,聂金哲.新风热回收系统在我国不同气候区典型建筑中的适用性研究[J].建筑科学,2022,38(8):194-200.
- [7] 马子迪.宾馆建筑实时新风系统控制策略及节能分析[D].济南:山东建筑大学,2024.
- [8] JGJ/T 346-2014,建筑节能气象参数标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2014.
- [9] 赵荣义,范存养,薛殿华,等.空气调节(4版)[M].北京:中国建筑工业出版社,2008:17-18.
- [10] GB 55015-2021,建筑节能与可再生能源利用通用规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2021.

(上接第 252 页)

- [9] 张晟斌,李雪峰,刘夏临,等.基于烟囱效应的高海拔超长公路隧道横通道设计参数研究[J].科学技术与工程,2022,22(32):14417-14423.
- [10] 王鑫.水灭火系统对地铁隧道中人员疏散的影响研究[D].沈阳:沈阳航空航天大学,2015.
- [11] 王峰.川西高原公路隧道火灾烟气特性及人员安全疏散技术研究[D].成都:西南交通大学,2021.
- [12] 李聪,孙会君,薄颖,等.高海拔复杂艰险山区铁路隧道在火灾场景下的行人疏散仿真[J].铁道运输与经济,2022,44(2):108-115.
- [13] 田堃.公路隧道火灾疏散安全系数模型与试验研究[D].重庆:重庆交通大学,2021.
- [14] 陈林杰.考虑随机性与量化性的隧道火灾疏散风险分析及其防控研究[D].广州:广东工业大学,2024.
- [15] Liu Q, Xu Z, Fan C, et al. Experimental and numerical study of plug-holing with lateral smoke exhaust in tunnel fires[J]. Fire Technology, 2024,60(2):1357-1377.
- [16] 李国辉.NFPA 130《有轨列车及铁路客运体系标准》[J].消防科学与技术,2018,37(1):121.
- [17] GB 50157-2013,地铁设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2013.