

办公楼建筑新风热回收系统节能研究

冯庶庶

上海建工一建集团有限公司 上海 200437

摘要：本文以苏州高新绿色产业基地一期项目3#玻璃幕墙办公楼为研究对象，针对夏热冬冷地区办公建筑能耗偏高的问题展开探讨。通过深入解析该建筑冷热负荷特性，提出采用转轮式新风全热回收机组配合动态焓差控制运行策略的节能方案，并对其全年节能效果评估。研究表明：在设定开启条件下，该方案在冬夏两季均能显著提升能源利用效率，降低碳排放，同时，经运行策略优化后，过渡季能耗水平也得到明显改善。该研究成果不仅为夏热冬冷地区办公建筑新风热回收系统的设计与运行提供了重要参考，也为实现“双碳”战略目标提供了可行的技术路径。

关键词：夏热冬冷地区；节能；双碳；全热回收；运行策略

1 引言

1.1 研究背景

随着我国城镇化步伐的不断推进，公共建筑领域的能源消耗量呈现明显上升趋势，目前已占到全社会能源消费总量的22%^[1]。作为建筑能耗的核心构成，空调系统能耗占比达40%-60%，其中新风负荷占比高达30%-50%，成为节能调控的关键环节。根据2019年数据，全球约28%的温室气体排放来自建筑运行阶段^[2-4]，在“碳达峰、碳中和”战略指导下，降低建筑运行能耗成为促进减排目标达成的关键路径。

新风系统作为建筑能耗的重要组成部分，其节能是建筑节能的一大关键方面，而采用热回收技术的新风系统可以使排风与新风进行能量交换，可有效降低新风能耗。由于转轮式全热回收器具有优异的湿焓调节特性，在夏热冬冷地区尤为适用。例如，苏州属此类地区，年均相对湿度接近70%-80%，空调使用周期长，对于传统空调来说属于高潜热负荷地区。从节约能源角度看，利用夏季自然风进行通风换气是最有效的选择。以此为背景，对转轮式全热回收新风系统节能效果进行探讨，选取苏州高新绿色产业基地3#作为背景实例展开讨论。

1.2 研究意义

本研究以苏州高新绿色产业基地项目3#楼为案例，旨在解决以下问题：

- 1) 转轮式全热回收设备运行过程中能源利用效率表现情况的分析；
- 2) 量化热回收系统的节能潜力及其对建筑碳减排的贡献；
- 3) 基于实际测试数据，制定适应夏热冬冷气候特点的运行优化方案。

研究成果可为气候条件相似地区的建筑节能设计与改造提供技术参考，对推动绿色建筑高质量发展具有重要的实践价值。

2 项目概况

2.1 建筑与气候特征

苏州是典型的夏热冬冷气候。根据苏州2022年的气象资料数据可知：1月平均气温3.5℃，7月平均气温28.7℃；常年相对湿度平均大于70%，夏季一般可达到80%以上。

3#楼为地上14层办公建筑，建筑面积30,576.72m²，主要参数如下：

◎围护结构：单元式玻璃幕墙（ $K=2.5W/(m^2 \cdot K)$ ），窗墙比0.65；

◎人员密度：0.11人/m²，新风标准30m³/(h·人)；

◎空调系统：变频多联机+独立新风系统，设计冷负荷120W/m²，热负荷80W/m²

2.2 热回收系统设计

2.2.1 设备参数

本项目采用欧洲某品牌转轮式全热回收系统，共配置2台机组，单台额定风量18900m³/h，全热效率 $\geq 70\%$ ，附加风阻250Pa。

2.2.2 系统工作原理

新风全热回收系统属于高效节能的通风换气设备，主要是利用热交换技术将排风中的热量及湿度回收，并导入新风。

设备工作时，室内排风通过热回收装置将能量传递给新风，夏季排风预冷新风，冬季排风预热新风，处理好的空气送到室内，排风排到室外，以此技术降低空调负荷能耗，达到节能环保的目的^[5]。原理如图1所示。

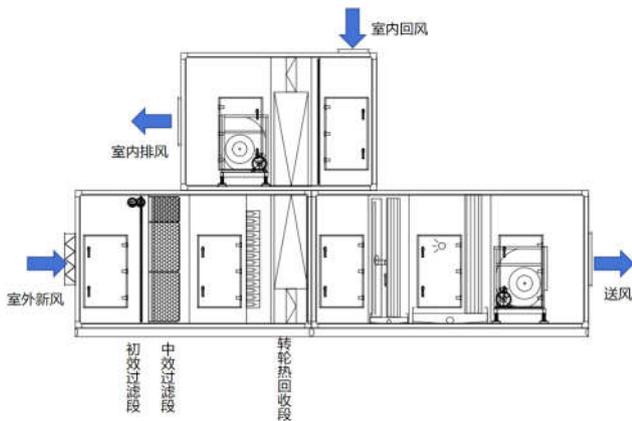


图1 新风热回收系统工作原理

3 热回收装置节能开启条件

3.1 参数设定

在建筑能耗模拟中,新风系统设定为全年每日运行10小时,排风量按新风量的80%配置。室内参数取:冬季22℃,45%相对湿度;夏季25℃,50%。全热回收系统的运行模式根据室外空气焓值与室内设计焓值的对比关系划分:当室外空气焓值小于室内设定焓值时,系统处于冬季工况;反之,当室外空气焓值大于室内设定焓值时,则切换为夏季工况。按照全热新风热回收装置热交换效率GB/T51350-2019《近零能耗建筑技术标准》的规定,全热交换效率最低限值70%,同时规定显热型热交换效率不低于75%^[6],本文全热效率取70%。

3.2 节能开启条件

由于新风热回收系统中的热交换模块会使风阻增大,冬季工况:

$$\text{全热回收量: } Q_t = \frac{G_p \rho \eta_t |h_w - h_n|}{3600} = \frac{18900 * 80\% * 1.29 * 70\% * |h_w - h_n|}{3600}$$

$$\text{风机能耗增量: } W_f = \frac{(G_F + G_p) \Delta p}{3600 \times \varnothing \times 1000} = \frac{(18900 + 18900 * 80\%) * 250}{3600 * 0.75 * 1000} = 3.15 \text{ kW}$$

$$\text{净节能量: } W = \frac{Q_t}{COP} - W_f = \frac{Q_t}{2.5} - 3.15 \geq 0$$

即冬季工况下 $|h_w - h_n| \geq 2.1 \text{ kJ/kg}$ 时开启全热回收装置

夏季工况:

$$\text{全热回收量: } Q_t = \frac{G_p \rho \eta_t |h_w - h_n|}{3600} = \frac{18900 * 80\% * 1.29 * 70\% * |h_w - h_n|}{3600}$$

$$\text{风机能耗增量: } W_f = \frac{(G_F + G_p) \Delta p}{3600 \times \varnothing \times 1000} = \frac{(18900 + 18900 * 80\%) * 250}{3600 * 0.75 * 1000} = 3.15 \text{ kW}$$

$$\text{净节能量: } W = \frac{Q_t}{COP} - W_f = \frac{Q_t}{3} - 3.15 \geq 0$$

即夏季工况下 $|h_w - h_n| \geq 2.5 \text{ kJ/kg}$ 时开启全热回收装置

基于上述计算结果,如图2所示,得到了全热回收系

统运行时室内外焓差与净节能量的关系曲线。

$$\text{大,从而相应地提高风机的能耗,所以在系统节能效果的计算上,应采用评估净节能量的方法。净节能量的具体计算公式如下式(3-1)~(3-3) [7]。}$$

$$\text{全热回收量: } Q_t = \frac{G_p \rho \eta_t |h_w - h_n|}{3600} \quad (3-1)$$

$$\text{风机能耗增量: } W_f = \frac{(G_F + G_p) \Delta p}{3600 \times \varnothing \times 1000} \quad (3-2)$$

$$\text{净节能量: } W = \frac{Q_t}{COP} - W_f \quad (3-3)$$

式中: Q_t —全热回收系统每小时回收的热量,单位: kW;

W_f —因热回收模块导致的每小时风机能耗增量,单位: kW;

W —逐时净节能量,单位: kW;

h_w —室外空气焓值,单位: kJ/kg;

h_n —室内空气焓值,单位: kJ/kg;

ρ —空气密度,取1.29kg/m³;

G_F —新风量,单位: m³/h;

G_p —排风量(取新风量的80%),单位: m³/h;

η_t —全热回收装置的热交换效率,70%;

Δp —热回收段的阻力,本文按250Pa计算;

\varnothing 为风机效率,取75%;

COP—空调系统能效比,冬季工况2.5,夏季工况3.0。

根据式(3-1)~(3-3)对冬季工况和夏季工况分别进行计算:

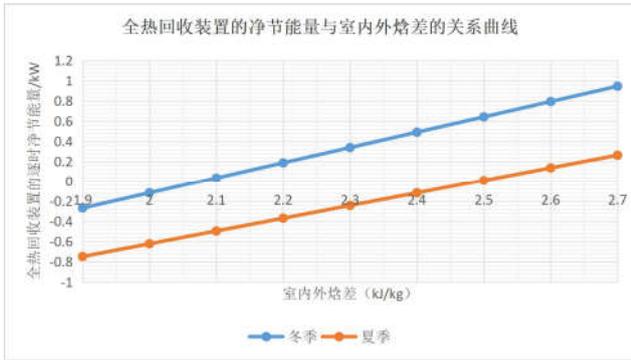


图2 全热回收系统净节能效果随室内外焓差变化的关系曲线

基于图2的节能临界焓差数据，结合设定的室内空气参数（冬季22℃、45%湿度；夏季25℃、50%湿度），分析得到新风热回收系统的节能运行条件（表1）。

表1 新风热回收装置节能开启条件

	冬季	夏季
全热回收系统	$hw \leq 38.82\text{kJ/kg}$	$hw \geq 52.82\text{kJ/kg}$

在实际项目中，可参照本文所述方法计算热回收装置的节能启停条件，通过旁通阀等控制手段实现热回收功能的优化运行。

单台新风全热回收机组净节能量计算：

$$\text{全热回收量: } Q_i = \frac{G_p \rho \eta_{i|h_c-h_n|}}{3600} = \frac{18900 * 80\% * 1.29 * 70\% * |6.06 - 40.92|}{3600} = 132.2\text{kW}$$

$$\text{风机能耗增量: } W_f = \frac{(G_F + G_p) \Delta p}{3600 \times \varnothing \times 1000} = \frac{(18900 + 18900 * 80\%) * 250}{3600 * 0.75 * 1000} = 3.15\text{kW}$$

$$\text{净节能量: } W = \frac{Q_i}{COP} - W_f = \frac{132.2}{2.5} - 3.15 = 49.7\text{kW}$$

每小时节能量：49.7kW*2 = 99.4kW·h

夏季工况（2022年8月13日 11:30）：

单台新风全热回收机组净节能量计算：

$$\text{全热回收量: } Q_i = \frac{G_p \rho \eta_{i|h_c-h_n|}}{3600} = \frac{18900 * 80\% * 1.29 * 70\% * |92.34 - 50.32|}{3600} = 159.4\text{kW}$$

$$\text{风机能耗增量: } W_f = \frac{(G_F + G_p) \Delta p}{3600 \times \varnothing \times 1000} = \frac{(18900 + 18900 * 80\%) * 250}{3600 * 0.75 * 1000} = 3.15\text{kW}$$

$$\text{净节能量: } W = \frac{Q_i}{COP} - W_f = \frac{159.4}{3} - 3.15 = 50\text{kW}$$

每小时节能量：50kW*2 = 100kW·h

4.2 全年节能量的计算

上文4.1中节能量计算基于静态设计工况，但装置运行过程中的室外空气温湿度参数是实时波动变化的。为了相对准确评价热回收装置的节能效果，本文选择取用2022年苏州市每天的逐时室外空气温湿度参数来代表全年运行条件（如图4），将取到的苏州地区的2022年全年

4 节能量、碳排放及经济性分析

4.1 静态时点工况下的节能量的计算

根据式（3-1）~（3-3），选取冬季或夏季典型工况来进行某一时点工况下的节能量计算，如下所示：

冬季工况（2022年12月23日 17:30）：室外温度为3℃、相对湿度为26%；室内温度为22℃、相对湿度为45%。室内外焓值查询图3。

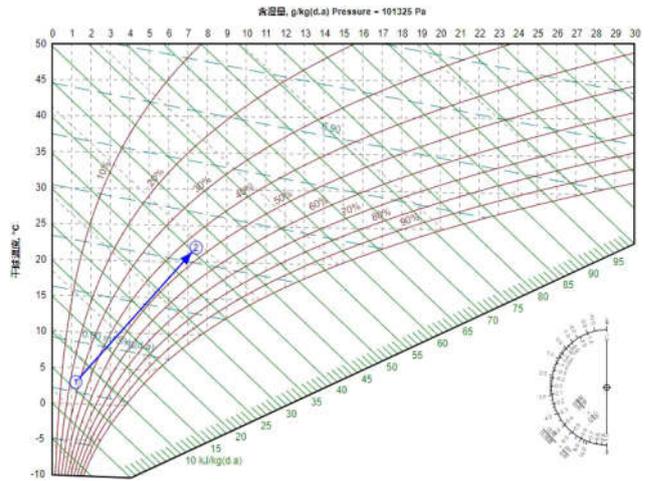


图3 室内外焓值查询

类似方法计算冷量回收（室外38℃/RH50%，室内25℃/RH50%）

逐时室外温湿度参数输入式（3-1）~（3-3）中得到全年逐时净节能量数据（如图5），累加得到全年净节能量（如图6）。

4.3 节能量实测与节能量理论计算的比对

为了验证理论节能量合理性，现场调试完成后将实际测量节能量与理论节能量进行对比，如图7所示（冬季和夏季各选一工况）。

夏季选取2024年8月3日；冬季选取2024年12月28日。
 单台设备每小时实测节能量与理论节能量进行实测

及计算如图7所示：

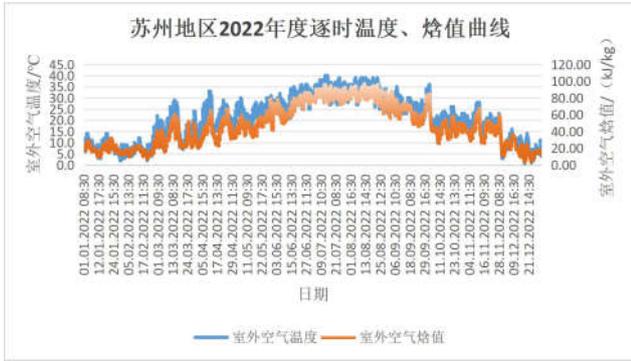


图4 苏州地区2022年度逐时温度、焓值曲线

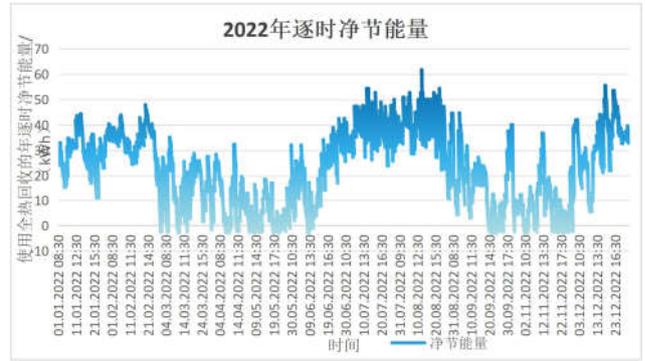


图5 苏州地区2022年度逐时净节能量

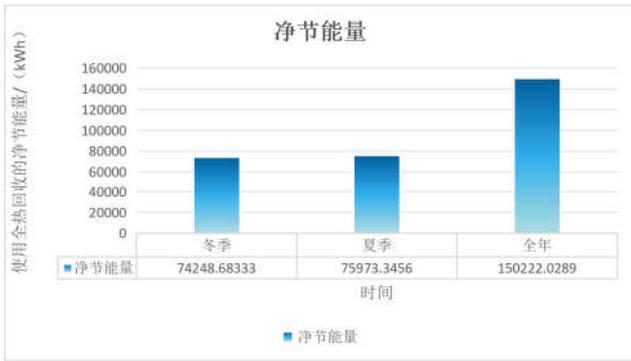


图6 全年累加净节能量

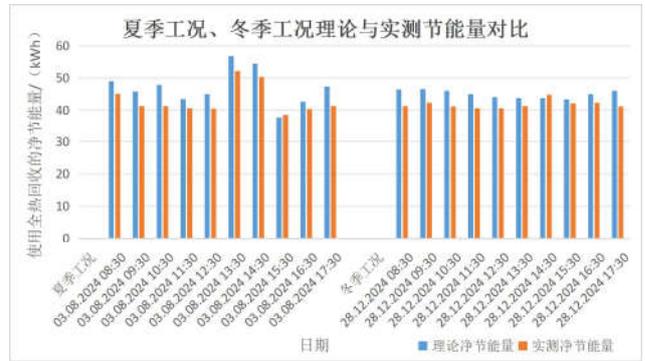


图7 夏季工况余冬季工况理论与实测节能量对比

夏季工况：实际日节能总值为431.2kW·h，而理论计算是469.8kW·h，差异比 $\frac{(469.8-431.2)}{469.8}=8.2\%$ ；

冬季工况：实际日节能总值为417.5kW·h，而理论计算是449.7kW·h，差异比 $\frac{(449.7-425.5)}{449.7}=7.2\%$ ；

综上所述，日节能量实测差值和理论计算差值偏差均小于10%，说明理论计算节能量的可靠性。

4.4 碳排放计算

4.4.1 年节能量折算标准煤

$$\text{CO}_2\text{减排量 (吨)} = \text{年节电量 (kW}\cdot\text{h)} \times \text{电力碳排放因子} \times 10^{-3} \quad (4-2)$$

其中，电力碳排放因子（根据生态环境部2022年数据）取0.5835 kgCO₂/kW·h

根据式（4-2）：CO₂减排量 = 150200×0.5835×10⁻³ = 87.64吨

即年节电15.02万kW·h，可减少87.64吨CO₂排放（按华东电网因子计算）。

4.5 经济性分析

新风热回收作为建筑节能的一种手段，热回收装置的适用性应根据经济效益在实际工程中进行评估。根据

$$\text{标准煤量 (tce)} = \frac{\text{年节电量 (kWh)} \times \text{电力折标煤系数}}{1000} \quad (4-1)$$

其中，年节电量：15.02万kW·h = 150,200 kW·h，电力折标煤系数（根据《综合能耗计算通则》GB/T 2589-2020）取0.1229 kgce/kW·h

$$\text{根据式 (4-1)：标准煤量 (tce)} = \frac{150200 \times 0.1229}{1000} = 18.46 \text{ tce}$$

即年节约15.02万kW·h电力相当于节约18.46吨标准煤。

4.4.2 CO₂减排量计算

式（5-1）计算全年投资回收期^[7]。

$$C = \frac{I}{MW} \quad (4-3)$$

式中：

C—静态投资回收期，a；

I—新风热回收系统的初投资，本项目主要考虑增加的热回收装置、排风管保温（热回收装置两台，相应成本约10万元；排风管保温增加1200平方，相应成本6万元，其他零星成本2万元，合计增加成本约18万）

W—全年净节能量, kW·h;

M为电价, 这里电价统一按照0.8元/度计算;

根据式(4-3): 投资回收期 $C = \frac{180000}{0.8 \times 150200} = 1.5$ 年

5 结论

1) 利用热回收装置3#楼实际运行情况中, 每年能节约电量15.02万kWh, 相当于节约标准煤18.46吨, 静态回收期仅为1.5年, 同时实现每年减排CO₂ 87.64吨, 具有良好的经济效益及环保效益。

2) 采用焓值控制方式, 冬季($hw > 38.82\text{kJ/kg}$), 夏季($hw < 52.82\text{kJ/kg}$)时开启旁通模式, 过渡季电率在15%以上, 运行效率更高。

3) 保证系统稳定性的办法为: 按照规定要求制(初效过滤器月清理或者压差大于等于150Pa的时候就该更换了; 中效过滤器是季度更换), 并按照规定维护保养(传感检定半年一次, 误差 $\pm 0.5\text{kJ/kg}$)。

针对新风热回收节能未来还可以从提高换热材料的效率、优化智能算法以及开发更多的节能技术手段等方面加以实践。

参考文献

- [1] 中国建筑节能协会. 中国建筑能耗研究报告2023 [R]. 北京, 2023.
- [2] IEA. Explore Energy Data by Category, Indicator, Country or Region [EB/OL]. (2021-03-02) [2023-09-09] <https://www.iea.org/data-and-statistics/data-browser>.
- [3] 许毛, 张贤, 樊静丽, 等. 我国煤制氢与CCUS技术集成应用的现状、机遇与挑战[J]. 矿业科学学报, 2021, 6(6): 659-666.
- [4] 孙旭东, 张蕾欣, 张博. 碳中和背景下我国煤炭行业的发展与转型研究[J]. 中国矿业, 2021, 30(2): 1-6.
- [5] 范宏武. 排风热回收装置综合节能性能评价方法研究[J]. 绿色建筑, 2019, 11(5): 44-46.
- [6] 中国建筑科学研究院有限公司. GB/T 51350—2019, 近零能耗建筑技术标准[S]. 2019.
- [7] 张文. 新风热回收系统气候适用性及性能优化研究[D]. 北京建筑大学, 2023.