

供热通风工程中空气调节系统节能改造实践

梁爱学

(艾欧史密斯(中国)水系统有限公司, 江苏 南京 210046)

摘 要 供热通风工程中的空气调节系统, 常因负荷波动识别不足、输配组织失衡与末端调节割裂而陷入高耗低效运行状态。围绕既有系统节能改造需求, 需把能耗结构辨识、关键技术重组与实施评估衔接为连续技术链。依托负荷识别、变频调节、分区控制及系统联动, 空气调节系统由定流量粗放运行转入按需响应, 输送侧冗余耗能随之收缩。结合改造流程梳理、评价指标构建与典型工程复盘, 系统节能改造的技术约束、实施要点与运行成效得到进一步厘清。实践表明, 节能水平、控制稳定度与室内环境品质能够在协同调节中获得较稳平衡。

关键词 供热通风工程; 空气调节系统; 节能改造; 变频调节; 联动控制

中图分类号: TU83

文献标志码: A

DOI: 10.3969/j.issn.2097-3365.2026.18.024

0 引言

建筑机电系统运行逻辑正在由设备配置导向转向全过程能效组织, 空气调节系统恰好处在这一转向的关键位置。既有供热通风工程虽然具备基本的冷热源、输配与末端装置, 但在实际运行中仍常停留于经验设定、局部调节与固定输送并行的状态, 系统层级协同不足的问题并未真正化解。负荷起伏、阻力分布、末端需求与主机出力之间一旦缺少稳定衔接, 能量错配、调节迟滞与舒适度波动便会连续出现。节能改造因而不宜理解为孤立设备更替, 而应视作围绕负荷感知、参数耦合、控制修正与运行反馈展开的系统性整合。

1 空气调节系统能耗结构与节能改造约束解析

1.1 冷热负荷动态特征与系统响应偏差

建筑空气调节负荷并非均匀释放, 而是伴随室外干球温度、太阳辐射强度、人员在室率及设备散热水平持续波动, 并呈现明显的时段差与区域差。工程运行中, 不少公共建筑全年大部分时段处于部分负荷区, 常见负荷率约在 40% ~ 75%, 但冷源与热源仍按接近峰值的出力逻辑维持运行, 负荷跟踪不足由此显现。尤其当冷冻水供回水温差偏离 5 ~ 7 °C 常用区间、送风参数与室内显热需求脱节时, 系统响应便会落后于负荷变化节奏, 进而诱发过供、欠供与无效输配并存的耗能局面。

1.2 输配系统能耗叠加机理

空气调节系统的输配能耗具有持续性与放大性, 风机、水泵一旦长期停留在高频运行区, 输送侧电耗

便不再只是附属负担, 而会逐步演变为系统能耗的重要增长源。在实际工程中, 冷冻水流速多控制在 0.8 ~ 1.5 m/s, 风管主干段风速常落在 6 ~ 10 m/s, 若水力失衡、局部阻力偏高或阀门开度配置失当, 管网与风道阻力便会同步抬升。此时, 系统虽维持较高风量与水量, 真正转化为室内有效冷热交换的比例却未同步增长, 单位冷热量输送电耗因而持续上扬, “输送放大”特征随之显化。

1.3 末端调节与系统协同失配问题

末端设备承担室内冷热量释放任务, 其控制状态直接关联系统节能落点, 但既有工程中, 风机盘管、空调箱与新风机组往往各自调节, 难与主机侧、输配侧形成统一控制链。部分项目仍采用定风量末端或两位式阀门控制, 室温控制死区常设在 ± 1 °C 左右, 当显热、潜热与新风需求同步波动时, 末端响应易出现迟滞与过调。若供回水参数、压差控制与阀门开度之间缺少联动约束, 系统便会陷入“主机高负荷、末端低利用”的离散运行状态, 局部过冷过热反复出现, 整体节能空间也随之受限。

2 空气调节系统节能改造关键技术路径构建

2.1 基于负荷识别的变频调节技术

基于负荷识别的变频调节, 核心并不在单纯下调风机、水泵频率, 而在依托温度、流量、压差、阀门开度、供回水温差及末端启用状态等运行信号, 对建筑瞬时负荷与阶段负荷展开连续判读, 再把识别结果转译为设备

作者简介: 梁爱学 (1989-), 男, 本科, 工程师, 研究方向: 暖通技术。

侧动态调节指令。在工程实施中,冷冻水系统供回水温差通常宜控制在 $5 \sim 7\text{ }^{\circ}\text{C}$,末端压差多维持在 $20 \sim 40\text{ kPa}$ 区间,采样周期常设为 $5 \sim 15\text{ min}$;当建筑处于 $40\% \sim 75\%$ 的部分负荷区时,若仍按设计峰值流量组织输送,输配侧电耗冗余便会持续累积。对于大多数公共建筑而言,部分负荷运行时长往往明显高于峰值负荷时段,因而负荷识别精度、压差复位速率与末端反馈完整度,直接关联改造后的节能释放幅度^[1]。其核心关系可表述为:

$$P_1/P_2=(n_1/n_2)^3 \quad (1)$$

式(1)中, P_1 、 P_2 分别表示两种运行工况下风机或水泵输入功率,单位为 kW; n_1 、 n_2 分别表示对应工况下设备转速,单位为 r/min。该立方规律表明,转速回落并不会按线性比例传递至能耗侧,而会在功率端形成更显著的下降幅度,因而变频控制只有与负荷识别、压差控制及末端开度反馈形成联动,系统才会由定流量运行转入按需变流量运行。沿着这一逻辑展开后,无效输送份额能够被压缩,设备长期滞留高频低效区的现象也会减弱,部分负荷工况下的供需匹配精度与综合能效水平因而更易稳定。

2.2 分区控制与多级调节策略

分区控制的技术要义,并不是按楼层、朝向或房间用途进行表面切割,而是依据围护结构热工特征、人员驻留规律、设备散热密度及新风需求差异,重构更接近真实负荷分布的热环境单元。在工程改造中,办公区、会议区、设备区及公共交通空间宜分别设置独立控制回路,并配置温控器、电动二通阀、变风量末端、支路平衡装置或静压控制单元,以建立分区送冷、分区送热与分区限流的调节基础。在常规运行条件下,夏季室温设定值宜控制在 $24 \sim 26\text{ }^{\circ}\text{C}$,冬季宜控制在 $20 \sim 22\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度多维持在 $40\% \sim 65\%$ 区间;对于高密度占用空间,还应同步校正新风量与显潜热负担,避免单一温度设定掩盖区域差异。

多级调节则是在分区基础上建立层级化响应链条,并不是对同一参数重复干预,而是把主机侧出力修正、输配侧流量调节与末端侧阀位变化纳入统一收敛逻辑。其典型路径可概括为“区域识别—分支调节—末端细调—主机复位”,即先识别区域需求,再调整支路流量与压差,随后由末端装置完成精细补偿,最终把变化回传至主机侧完成容量重分配^[2]。

依托这一策略,低占用区域与间歇使用区域的风

量、水量能够优先回落,高负荷区域则获得更具针对性的容量保障,系统运行也由整体刚性供给转入按区、按时、按需组织,过供、欠供与局部冷热不均现象因而更易收敛。

2.3 系统级智能调度与联动控制

系统级智能调度强调的并不是若干自动控制点的简单拼接,而是将冷热源、输配设备、末端单元及环境感知信号统一纳入决策框架,重建跨层级、跨设备、跨时段的协同运行机制。在改造过程中,宜依托楼宇自控平台整合冷水机组、循环泵、冷却塔、空调箱、新风机组及末端阀门状态,并同步接入供回水温度、主干管压差、室内温湿度、机组负荷率与设备启停信号。典型工况下,主机负荷率维持在 $0.65 \sim 0.85$ 区间,通常更利于兼顾效率稳定性与容量适配;若再结合供水温度复位、压差设定值修正及分时启停逻辑,系统调度便不再停留于单机优化层面,而会进入全局协同状态。

与传统独立调节方式相比,联动控制更重视参数之间的耦合约束,即主机减载后,泵频、阀位、送风状态及冷却侧运行参数需同步修正,避免前端出力已经回落而后端仍维持高输送水平^[3]。末端开度集中收缩时,系统也应及时回调流量与压差设定值,防止局部压差过剩、旁通增多与设备对冲。进一步叠加时段策略、优先级排序、启停保护及异常诊断规则后,系统便能在启停切换、峰谷过渡及部分负荷区保持更稳的协同节奏。由此,频繁启停、参数失配与输配冗余等运行偏差会逐步收敛,整体节能改造的运行基础也更扎实。

3 节能改造实施路径与工程效果评估

3.1 改造实施流程与关键节点控制

空气调节系统节能改造并非围绕单一设备展开替换,而是依照“原状态复核—负荷与能耗诊断—改造方案设计—设备及控制实施—系统联调优化—运行反馈修正”的链条分段推进^[4]。

实施前期,应对主机负荷率、供回水温差、冷冻水流量、主干管压差、末端阀门开度及室内温湿度进行连续基线测定,监测周期通常不宜少于 7 d ,关键时段采样间隔宜控制在 $5 \sim 15\text{ min}$,以保证负荷画像与能耗画像具备可比基础;在此基础上识别高耗能环节、水力失衡区段与控制失配节点,再完成变频器配置、压差传感器布点、分区回路划分及控制逻辑重写。

进入施工与调试阶段后,冷冻水供回水温差宜稳定在 $5\sim 7\text{ }^{\circ}\text{C}$,末端压差可控制在 $20\sim 40\text{ kPa}$ 区间,风机、水泵频率调节范围则需与部分负荷工况相匹配,防止参数设定过宽引发振荡。

联调阶段还应同步核查主机出力、输配流量与末端响应之间的收敛关系,避免前端减载而后端高输送未同步回落,最终依托持续监测与参数回修形成“诊断—改造—验证—再优化”的闭环调控路径。

3.2 节能效果评价指标体系构建

空气调节系统节能效果评估不能停留在总电耗下降这一单一结果,而应沿着能耗、运行、输配、控制与舒适性五个维度建立复合判别体系^[5]。具体而言,能耗层宜采用单位面积能耗与空调季节电耗强度判断整体降耗水平,运行层可借助冷热源COP或综合性能系数辨识主机效率变化,输配层则需跟踪单位冷热量输送电耗以及风机、水泵运行频率回落幅度;控制层应关注负荷响应时间、供回水温差稳定区间与压差波动幅度,其中供回水温差若能够稳定维持在 $5\sim 7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 区间,往往说明系统负荷跟踪已趋于平稳。舒适性层面还需同步考察室内温度稳定度与区域温差,夏季室温波动宜压缩在 $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$,只有当降耗结果、控制质量与环境品质同时满足运行要求时,节能改造的工程价值才具备完整解释力。

3.3 典型工程案例嵌入:空气调节系统节能改造过程复盘

铜梁区市民服务和营商环境促进中心位于重庆,建筑面积近4万平方米,为2025年铜梁区重点能源托管节能改造项目,其空调系统改造精准匹配原文定流量系统高能耗痛点。改造前该中心空调系统采用定流量运行模式,人员密度与使用时段波动显著,冷热量供给持续过剩,夏季典型工况下冷冻水系统流量维持在设计值95%以上,实际负荷仅60%~70%,输配系统能耗占比达38%,形成“高输送—低利用”的能耗特征。经分层诊断确认,输配环节水泵未配置变频装置、运行频率长期锁定,末端调节依赖人工操作且无实时负荷反馈,各子系统缺乏联动控制逻辑。改造中引入变频控制单元、构建功能分区温控策略,搭建集中智慧能源管理平台,整合上百个传感器实现负荷识别与按需调节。改造后连续监测数据显示,空调系统综合节能率达38.62%,冷冻水系统平均流量下降28%,水泵运行频率由50 Hz下调至 $35\sim 42\text{ Hz}$,年节电量超427万度,

室内温度波动幅度由 $\pm 1.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 收敛至 $\pm 0.6\text{ }^{\circ}\text{C}$,彻底解决原系统供能失衡问题,成为公共建筑空调节能改造的示范样本。

3.4 工程应用效果与运行特征分析

改造完成并进入稳定运行阶段后,空气调节系统的控制基础由经验设定转向参数判读,负荷识别、频率调节与末端响应之间的衔接更为紧密,运行特征也随之发生结构性变化。通常情况下,风机与水泵在部分负荷工况下可由原有工频区下调至 $35\sim 45\text{ Hz}$ 范围,输配侧电耗伴随流量回落同步下降,系统整体能耗降幅多落在15%~25%区间;与此同时,供回水温差逐步回归 $5\sim 7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 常用控制带,末端温控偏差持续收敛,室内温度波动幅度也由原先的离散起伏压缩至较稳定范围。进一步分析可见,节能收益并非单台设备效率修正所单独带来,而是主机侧、输配侧与末端侧在联动控制下完成供需再匹配的结果,系统运行由此呈现出低频输送、按需供能与舒适稳定并行的特征。

4 结束语

空气调节系统节能改造的关键不在单台设备效率修补,而在冷热源、输配环节与末端单元之间重建稳定的运行关系。结合供热通风工程实际可见,负荷识别、变频调节、分区控制与智能联动共同构成了节能改造的核心支架,原有刚性供能格局也因该技术重组得到校正。案例复盘与运行分析进一步表明,能耗收缩、响应提速与环境稳定并非彼此割裂,而是依托协同控制形成同步改善。空气调节系统节能改造更接近运行逻辑重构,而非局部构件替换。

参考文献:

- [1] 徐新华,李骥,冯宇欣,等.基于灰色理论的建筑需求冷量预测研究[J].暖通空调,2021,51(08):64-69.
- [2] 汪洋,朱伟峰,袁媛,等.磁悬浮制冷技术在某大厦节能改造中的应用[J].暖通空调,2016,46(08):20-23.
- [3] 黄晓斐,闫军威,周璇,等.大湾区数据中心用能分析及能效提升应用研究[J].建筑节能(中英文),2025,53(10):1-11.
- [4] 蔡立宏,易检长,任中俊,等.厦门市某医院建筑绿色低碳试点项目研究与实践[J].暖通空调,2024,54(11):19-24.
- [5] 张来伟,崔萍,谢晓娜.基于AHP-CRITIC的集中空调冷热源系统用能画像分析[J].暖通空调,2024,54(11):9-18.