

考虑舒适度的制造环境中 HVAC 节能优化控制研究

周初恺 林文文* 方志梅

(宁波大学机械工程与力学学院 浙江 宁波 315211)

(浙江省零件轧制成形技术研究重点实验室 浙江 宁波 315211)

摘要 针对制造系统中 HVAC 高能耗的问题,通过分析制造环境中的热量对 HVAC 与温度的影响,建立了考虑舒适度的 HVAC 节能优化模型,并运用模拟退火算法优化目标函数。实验结果表明,HVAC 节能优化模型不仅降低了 5.9% 的能耗,而且室内温度范围在 28 ~ 29 °C,符合节能与舒适的双标准。

关键词 制造环境 暖通空调 舒适度 节能优化

中图分类号 TP3 TH184 TB657.2 文献标志码 A DOI:10.3969/j.issn.1000-386x.2021.02.008

HVAC ENERGY SAVING OPTIMAL CONTROL IN MANUFACTURING ENVIRONMENT CONSIDERING COMFORT

Zhou Rengkai Lin Wenwen* Fang Zhimei

(Faculty of Mechanical Engineering & Mechanics, Ningbo University, Ningbo 315211, Zhejiang, China)

(Part Rolling Key Laboratory of Zhejiang Province, Ningbo 315211, Zhejiang, China)

Abstract Aiming at the problem of high energy consumption of HVAC in manufacturing system, after analyzing the influence of heat in manufacturing environment on HVAC and temperature, an HVAC energy-saving optimization model considering comfort is established, and the simulated annealing algorithm is used to optimize the objective function. The experimental results show that the HVAC energy-saving optimization model not only reduces the energy consumption by 5.9%, but also maintains the indoor temperature at the range of 28°C - 29°C. Therefore, the model meets the double standards of energy efficiency and comfort.

Keywords Manufacturing environment Heating ventilation and air conditioning Comfort Energy-saving optimization

0 引言

暖通空调(HVAC)在我国建筑能源消耗结构中,能耗比例占 35% ~ 40%^[1]。在整个制造系统生产周期中,加工设备由于长期高负荷工作而散发大量热,导致室内温度快速上升。为了创造舒适的制造环境,制造商长期使用 HVAC,但其能耗高,且在加工设备高负荷运行阶段,难以满足作业人员的舒适性需求。因此,本文提出了 HVAC 节能优化控制研究,这也是制造系统节能不可或缺的环节。我国通过借鉴、学习发达国家的先进经验,制定了 HVAC 的能效标准,这对于提

高 HVAC 能效水平、节约能源与减少成本起到重要作用^[2]。

在一个典型的制造系统中,其主要能源消耗者是加工设备与 HVAC。由于加工设备和 HVAC 两者之间的能耗存在高度耦合性,因此本文需要考虑室内外温度和加工设备负荷之间存在的相关性。Dababneh 等^[3]和 Wang 等^[4]的研究未考虑加工设备在运行状态下产生的热负荷,建立了 HVAC 设备优化模型,降低了 HVAC 总能耗。Hosni 等^[5]提出了一种考虑制造系统与 HVAC 之间相互关系的简化分析模型。该模型虽然涉及制造环境中加工设备产生的热负荷,但未分析 HVAC 产生的热量对制造环境下温度的影响。Liven-

good^[6]的研究只考虑了制造系统环境的舒适度,也未对制造系统环境中热量对温度的影响作分析。Sun等^[7]考虑了制造系统中热负荷与电量的关系,并结合生产计划、电价和产能确定了联合制造系统与 HVAC 的电力成本模型,但该模型未考虑制造环境的舒适度。钟潇^[8]保证人体处于舒适状态,利用复合形法对 HVAC 实时节能舒适控制,但未将热量的传热特性引入舒适度模型中。House 等^[9]提出了 HVAC 运行的最优控制研究,采用一种系统方法来优化多区域建筑系统,要求在能源消耗过程中,不以牺牲舒适性为代价降低能耗。该方法虽然考虑室内舒适性,但未分析加工设备传热特性与温度的关系。

基于国内外的研究现状,本文考虑了制造系统与 HVAC 两者的传热特性,并针对热量区分量化。在不牺牲舒适性的前提下,本文建立考虑舒适度的制造系统环境下的 HVAC 电力模型。该模型旨在降低 HVAC 能耗并保证室内环境的舒适性。基于加工设备与 HVAC 的样本数据对模型进行算例验证,将优化控制后的能耗和 HVAC 设备参数与优化前作对比分析。

1 模型构建

图 1 为 HVAC 结构简图。可以看出 HVAC 可分为三个部分:(1) 内循环系统制冷所消耗的电量;(2) 外循环系统散热所消耗的电量;(3) 由于冷却装置的冷凝器和冷却器分别属于内、外循环系统,为了便于建模计算将冷却装置单独分析作为 HVAC 第三部分。

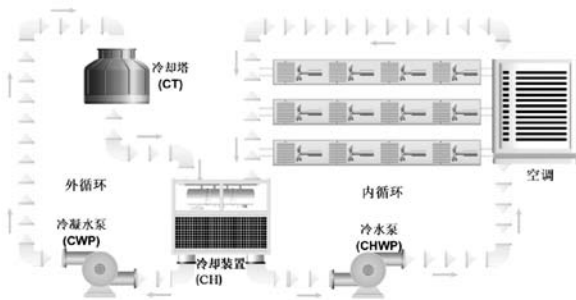


图 1 HVAC 结构简图

内外循环系统的水温差 (单位: $^{\circ}\text{C}$) 是模型的不可控变量,可表示为:

$$\Delta T_{w,in} = T_{chws} - T_{chwr} \quad (1)$$

$$\Delta T_{w,out} = T_{cwr} - T_{cws} \quad (2)$$

式中: T_{chws} 和 T_{chwr} 分别是内循环系统中流入与流出冷却装置的水温; T_{cws} 和 T_{cwr} 是外循环系统中流入与流出冷却装置的水温; $\Delta T_{w,out}$ 和 $\Delta T_{w,in}$ 分别为外循环和内循环流入流出冷却装置的水温差。

1.1 HVAC 设备能量模型

本文将冷凝水泵功率、冷却塔功率、冷水泵功率和冷却装置功率作为因变量,各 HVAC 设备转速、水温、水流速和湿度作为自变量,依次建立多元回归模型^[10]。

多元回归建模首先是自变量选取。其次采用回归系数对每个自变量做显著性检验,证明自变量有意义。最后重新定义因变量 HVAC 设备的实际运行功率 P_j , 表示如下:

$$P_j = \sum_{i=1}^n P_{ij} \cdot x_{ij} \quad (3)$$

式中: P_{ij} 和 x_{ij} 分别表示原 HVAC 设备 j 第 i 台设备的运行功率与状态; P_j 为新定义的 HVAC 设备功率。

HVAC 设备能量模型表示如下:

$$\begin{pmatrix} P_{ct} \\ P_{cwp} \\ P_{chwp} \\ P_{ch} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} n_{ctl} & \Delta T_{w,out} & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ n_{cwpl} & \Delta T_{w,out} & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ n_{chwp} & \Delta T_{w,in} & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ v_{chws} & v_{cws} & \Delta T_{w,in} & \Delta T_{w,out} & db & wb & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ \vdots \\ \beta_7 \end{pmatrix} \quad (4)$$

式中: β 为回归系数; n 、 ΔT 、 v 、 db 、 wb 为自变量。

1.2 HVAC 外循环模型

随着运行时间的推移, HVAC 外循环耗电量存在波动性。基于 HVAC 设备能量模型,本文展现了电量与时间的函数关系。因此, HVAC 外循环系统模型 W_{HVAC_out} 表示 (单位: $\text{kW} \cdot \text{h}$) 如下:

$$W_{HVAC_out} = \sum_{h=1}^g \int_{t_h}^{(t+1)_h} (P_{ct} + P_{cwp}) dt \quad (5)$$

式中: t_h 为某 h 时间段内 t 时刻; P_{ct} 为冷却塔实际运行功率; P_{cwp} 为冷凝水泵实际运行功率。

1.3 制造系统环境的热负荷模型

制造系统室内热源主要来自加工设备。这就需考虑加工设备之间的两种传热特性^[12]: 热对流和辐射热。本文采用热对流分数与辐射时间序列方法^[11]来描述。

设 P_{R_h} 和 P_C 分别是制造系统环境中热对流和辐射热所消耗的功率。 P_{R_h} 和 P_C 的模型分别表示为^[7]:

$$P_{R_h} = s_h \cdot \sum_{k=1}^u P_k \cdot x_k (1 - \eta_k) \cdot (1 - c) \quad (6)$$

$$P_C = \sum_{k=1}^u P_k \cdot x_k (1 - \eta_k) \cdot c \quad (7)$$

式中: P_k 为第 k 台加工设备实际消耗功率; x_k 为第 k 台加工设备的状态参数; c 为热对流分数; s_h 为第 h 时间段内对应的辐射热系数; η_k 为第 k 台加工设备的运行效率。

其次,室内热源另一部分来自 HVAC 冷水泵所产生的热量。基于加工设备热量计算原理推导冷水泵的热功率 q_{chwp} (单位: kW)。设 eff_{chwp} 为冷水泵的工作效率。制造系统作业期间 HVAC 产生的热功率为:

$$q_{\text{chwp}} = P_{\text{chwp}} \cdot (1 - \text{eff}_{\text{chwp}}) \quad (8)$$

式中: P_{chwp} 为冷水泵的实际运行功率。

最后,综合加工设备与 HVAC 热量模型,定义某时间段下制造系统环境的热负荷模型 Q_m (单位: kW · h) 表示为:

$$Q_m = \int_{t_h}^{(t+1)_h} (P_C + P_{R_h} + q_{\text{chwp}}) dt \quad (9)$$

为了能用一个模型量化 HVAC 内循环系统运行过程中排除单位热量所消耗的功率 q_{HVAC} (单位: J)。本文将内循环系统中流入流出冷却装置的水温差与热量计算公式结合^[14-15],表示如下:

$$q_{\text{HVAC}} = \sum_{h=1}^g (C_{\text{water}} \Delta T_{w,\text{in}} m_{\text{water}})_h \quad (10)$$

式中: C_{water} 为水的比热容 (单位: J/(kg · °C)); m_{water} 为流经冷却装置的质量。

1.4 制造系统室内温度模型

在生产过程中,各因素对室内温度的影响如图 2 所示,三大因素分别是加工设备、HVAC 运行产热和制造系统室内外的温差。在制造系统中,热源是所有设备(包括 HVAC)做无用功产生的。

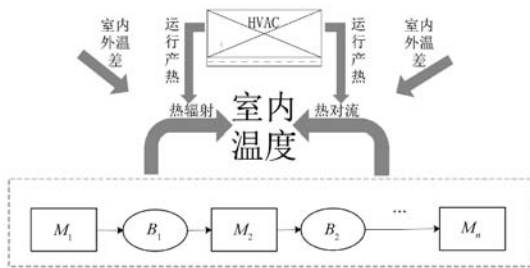


图2 不同因素对室内温度的影响

根据牛顿冷却定律对制造系统室内、外温差引起的温度变化率可表示为^[15]:

$$\frac{dT}{dt}_{\text{out-in}} = -k_1 \cdot |T_{\text{in},t_h} - T_{\text{out},t_h}| \quad (11)$$

式中: $\frac{dT}{dt}_{\text{out-in}}$ 为 h 时间段内 t 时刻室外温度对室内温度影响的变化率 (单位: (°C)/h); k_1 为牛顿冷却定律的常数 (单位: (kW · h)/(°C)); T_{in,t_h} 、 T_{out,t_h} 为 t_h 时刻室内、外温度。

如果只通过物理测量,就很难得到室内所有热量对温差变化的确切值,而且 HVAC 在制冷工况下室内温度变化情况更为复杂。遵循式(11)的原理,由室外温度与制造系统环境下的热负荷模型所引起的制造系统环境下室内温度变化率可表示为:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{Q_m}{k_M} - k_1 \cdot |T_{\text{in},t_h} - T_{\text{out},t_h}| - \frac{q_{\text{HVAC}}}{k_H} \quad (12)$$

可以看出式(12)是一个可分离变量的微分方程。在分离变量之后获得室内温度模型:

$$T_{\text{in},(t+1)_h} = \left(T_{\text{OUT},t_h} + \frac{k_H Q_m - k_M q_{\text{HVAC}}}{k_1 k_M k_H} \right) + \left[y_t - \left(T_{\text{OUT},t_h} + \frac{k_H Q_m - k_M q_{\text{HVAC}}}{k_1 k_M k_H} \right) \right] \cdot e^{-kt} \quad (13)$$

此外,常数 k_1 、 k_H 、 k_M (单位: (kW · h)/°C) 在整个模型规划范围内保持不变。其中 y_t 代表在夏季 HVAC 设置的室内温度,结合式(13)和已知 t_h 时刻的室内温度值,计算 $(t+1)_h$ 时刻的温度。

根据温度模型,内循环系统能耗模型描述为:

$$W_{\text{HVAC,in}} = \sum_{h=1}^g k_H \cdot |T_{\text{in},t_h} - T_{\text{in},(t+1)_h}| \quad (14)$$

本文基于三部分电量关系,推导制造系统环境下的 HVAC 总电量 W_{HVAC} 可表示为:

$$W_{\text{HVAC}} = W_{\text{HVAC,in}} + W_{\text{HVAC,out}} + \sum_{h=1}^g \int_{t_h}^{(t+1)_h} P_{ch} dt \quad (15)$$

1.5 制造系统环境下的 HVAC 电力优化模型

优化模型以 HVAC 最小总电量为目标函数 W_{HVAC} ,其决策变量是冷水泵转速、冷水泵转速、冷却塔风扇转速,内外循环系统中流入流出冷却装置的水流速分别记为 n_j 、 v_j , n_j 为设备 j 的转速, v_j 代表 v_{chwr} 和 v_{chws} 两个变量,分别为内循环系统或者外循环系统中的水流速。优化约束条件如下:

$$P_j \leq P_{vj} \quad (16)$$

$$v_j \leq v_{vj} \quad (17)$$

$$n_j \leq n_{vj} \quad (18)$$

$$hbsys(v_j, \Delta T_{\text{in},w}, \Delta T_{\text{out},w}) < 5\% \quad (19)$$

$$25\text{ °C} < T_{\text{in},t_h} < 30\text{ °C} \quad (20)$$

$$T_{\text{min}} \leq T_w \leq T_{\text{max}} \quad (21)$$

$$1 \leq \sum_{h=1}^g |x_{(t+1)_h,ij} - x_{t_h,ij}| \leq 6 \quad (22)$$

式中: P_{vj} 、 n_{vj} 、 v_{vj} 分别为 HVAC 设备额定转速和额定流入和流出的水流速; $x_{t_h,ij}$ 为 HVAC 设备在 t_h 时刻的状态参数。

式(16) - 式(18)表示 HVAC 设备的实际功率、转速和水流速不超过额定值。式(19)为 HVAC 系统热平衡评价函数,当该函数值小于 5% 视为系统稳定^[17]。

根据《工业建筑供通风与空气调节设计规范》,室内温度已经成为室内空气质量的一个重要组成部分,标准中明确规定以式(20)的夏季室内舒适温度作为约束。

式(21)要求 HVAC 水系统水温不能超过样本数据范围,否则会影响系热平衡;式(22)表示机组的启停次数,频繁启动会影响设备的寿命,一天中每个 HVAC 设备的最大启停次数约束为 6 次^[17],但所有 HVAC 设备不能同时出现停机。

在优化过程中,由于不同时间段制造系统环境的热负荷波动性较大,这就使得室内温度不断改变,而 HVAC 内循环模型主要是由室内制冷前后温差所决定。在不同阶段 HVAC 能达到良好的制冷效果,其内外循环系统吸收和释放的热量也相应不同。在约束条件下,需优化每个时间段 HVAC 内外循环模型。其中,HVAC 外循环模型与冷却装置模型都是由 HVAC 设备能量模型决定。HVAC 设备能量模型中的设备转速和水流速是 HVAC 电力优化模型的决策变量。

2 模型验证

基于 HVAC 设备能量模型,本文调用 Python 语言中的机器学习库与统计分析库,最终拟合获得 5 个模型,分别如式(23) - 式(27)所示:

$$P_{cwp} = -0.358 + 1.152 \cdot n_{cwp} + 0.191 \cdot \Delta T_{w,out} \quad (23)$$

$$P_{ct} = 2.063 + 1.400 \cdot n_{ct} + 0.233 \cdot \Delta T_{w,out} \quad (24)$$

$$P_{chwp} = 1.776 + 0.148 \cdot n_{chwp} + 0.493 \cdot \Delta T_{w,in} \quad (25)$$

$$P_{ch} = -214.791 + 11.521 \cdot \Delta T_{w,in} + 0.831 \cdot \Delta T_{w,out} + 0.166 \cdot v_{chws} - 0.007 \cdot v_{cws} - 1.868 \cdot b_d + 6.933 \cdot b_w \quad (26)$$

$$hbsys = 2.695 + 0.001 \cdot v_{chws} - 0.001 \cdot v_{cws} - 0.021 \cdot \Delta T_{w,in} - 0.082 \cdot \Delta T_{w,out} \quad (27)$$

式(24) - 式(26)分别表示冷凝水泵、冷水泵和冷却塔的主要影响变量为水泵、风机转速 n_j (单位:r/s)和流入流出冷却装置的水温差 $\Delta T_{w,in/out}$ (单位:°C)。制造系统环境的舒适度取决于冷却装置热交换的效果。基于上述 1.1 节的分析,该装置主要影响变量为干球湿度 b_d 与湿球湿度 b_w (单位:%)、流入流出冷却装置的水温差 (单位:°C)和水流速^[13] (单位:m³/min)。

为了保证 HVAC 正常运行,防止由于内外循环系统运行不稳定而影响 HVAC 的使用寿命,本文建立评价 HVAC 稳定模型作为约束条件。从已知变量与图 1 所示的 HVAC 结构示意图分析可知,HVAC 要想达到系统热平衡 (单位:%),其内外循环系统交换的热量也必须趋于稳定^[13]。

为了验证拟合的 HVAC 设备能量模型,对现有 HVAC 设备的变量进行回归分析,结果如表 1 所示。

表 1 HVAC 设备能量模型回归分析结果

名称	拟合优度 R^2	Pro
P_{cwp}	0.979	2.088×10^{-6}
P_{ct}	0.952	8.741×10^{-6}
P_{chwp}	0.940	3.402×10^{-6}
P_{ch}	0.990	2.515×10^{-6}
$hbsys$	0.903	3.427×10^{-5}

针对 5 个拟合模型进行验证。对每个 HVAC 设备模型计算拟合优度 R^2 。由表 1 可知, R^2 都逼近于 1,Pro 小于 5% (置信度为 95%),因此 HVAC 设备模型很好地描述了 HVAC 设备功率参数。

制造系统室内温度模型是基于制造系统环境的热负荷模型与牛顿冷却定律而建立的。因此,本文使用 Comsol 软件来仿真室内温度的变化。该软件可以在考虑建筑物尺寸、几何形状、建筑材料、内部热负荷和环境温度的同时动态地描述制造系统 (建筑面积为 800 m²) 中 5 台加工设备的热行为影响室内温度变化。当开启 HVAC 后,室内温度值最低为 28.4°C,制冷后最大温度为 31.9°C,仿真效果图如图 3 所示。

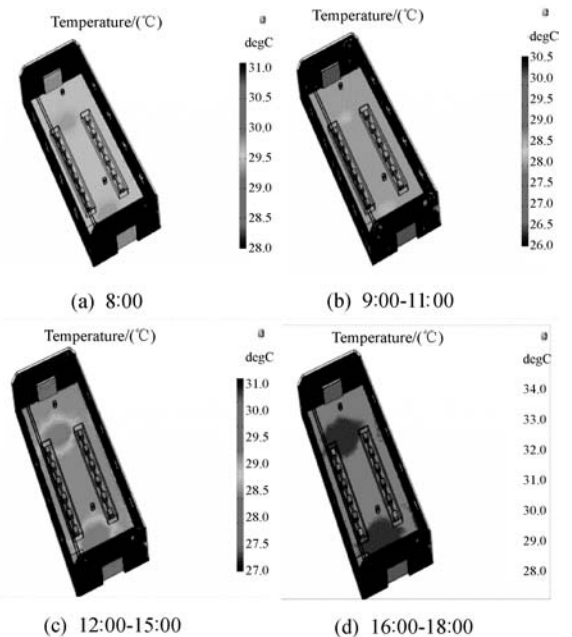


图 3 制冷环境下室内温度变化分布

3 算例分析

3.1 数据说明

本文数据来源于美国伊利诺大学新加坡高等数字科学中心的 HVAC 运行数据^[16]。该数据为期 3 个月,

每天采集时间为 8:00-18:00,包括以下三类:

(1) HVAC 设备状态参数:冷水泵状态、冷凝水泵状态、冷却装置状态、冷却塔状态参数。

(2) HVAC 变量参数:冷水泵转速、冷凝水泵转速、冷却塔风扇转速、流入流出冷却装置的水流速。

(3) 环境参数:室外温度、室内初始温度、室内外湿度等。

本文中制造系统相关数据来自文献[7]。

3.2 优化控制结果及分析

本文使用模拟退火算法优化目标函数。算法流程如下:

Step1 初始化:设定初始温度 T_0 ,每个温度下的迭代次数 L ,给定初始解;

Step2 梯度下降法更新解,每个温度下 L 次迭代重复 Step3-Step5;

Step3 产生新 $W_{HVACnew}$;

Step4 计算增量 $\Delta W = W_{HVAC} - W_{HVACnew}$;

Step5 若 $\Delta W > 0$ 则接受新解,否则以 Metropolis 概率准则接受当前新解;

Step6 当算法满足要求或者达到终止温度时,输出结果,程序结束。

模拟退火算法将暖通空调节能能耗模型作为内能求解,优化后 HVAC 设备参数解空间作为 PID 控制器输出,实现暖通空调进行节能舒适控制,控制逻辑如图 4 所示。

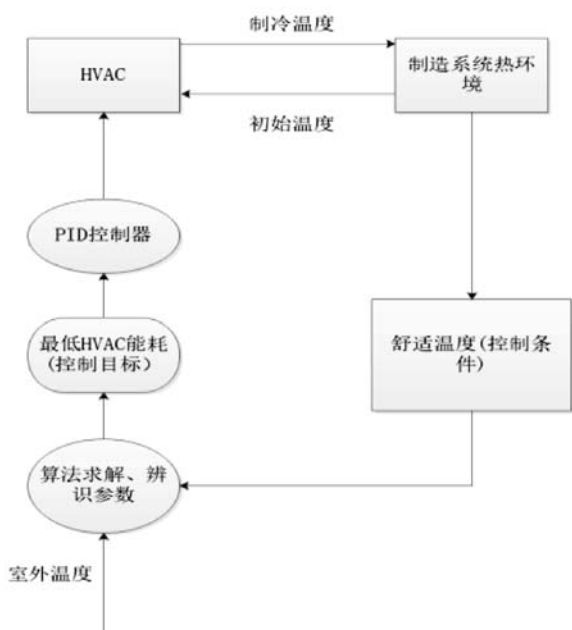


图 4 HVAC 优化控制逻辑

PID 控制是目前在实际工程中应用最为广泛的一种控制方法,本文使用频域整定法适当地调整 PID 控制中 K_p 、 K_i 、 K_d 三个参数,参数调整范围如表 2 所示。

表 2 PID 控制参数调整范围

变量	n_{cwp}	n_{ct}	n_{chwp}	v_{chws}	v_{cws}
K_p	[0.2, 0.9]	[0.1, 0.8]	[-0.3, 0.3]	[0.1, 1]	[0.4, 0.5]
K_i	[0.08, 0.15]	[0.02, 0.5]	[-2e-6, 5e-5]	[1, 1.5]	[5e-3, 2e-2]
K_d	{0.02}	{0.02}	{0.02}	{0.02}	{0.02}

如图 5 所示,对比夏季 HVAC 优化前后的室内温度和 HVAC 总电量,制冷前后的参数表示 HVAC 优化前室内温度变化,控制后的参数则分别表示 HVAC 电量与室内温度的最优值。图 6 为优化前后的室内温度对比。

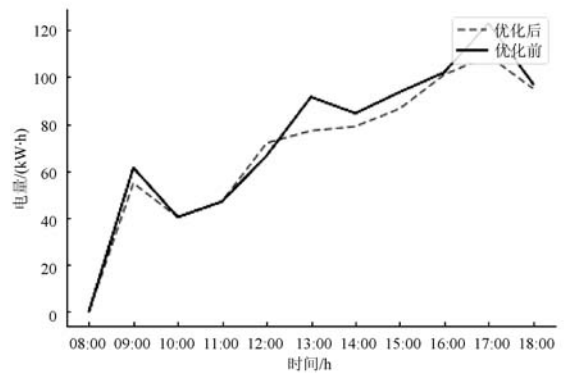


图 5 夏季电量优化前后对比

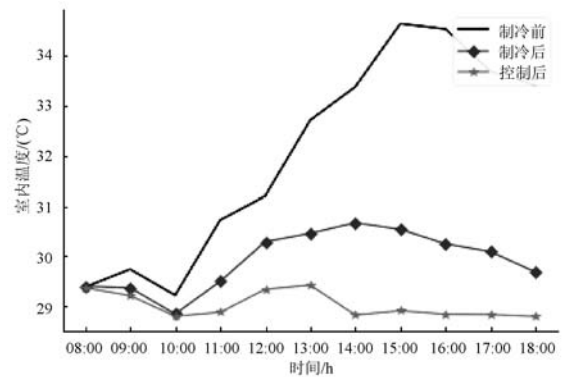


图 6 优化前后室内温度对比

由图 5-图 6 可知优化后的室内温度变化范围为 28~29°C,其中在夏季制造系统运行初始阶段,由于 HVAC 制冷响应存在滞后性,导致室内温度未达到设定值,室内温度也随着工作负荷强度加大而升高。由于水流速和水温与 HVAC 能效相关性较大^[18],因此, HVAC 若加快降温速率,通过调节水流速与设备转速来实现。

表 3、表 4 分别展示了优化前和优化后 HVAC 设备的参数控制策略。结合表 3、表 4 和图 5、图 6 可以看出,在优化运算初始阶段(8:00-10:00),室外温度和加工设备运行导致室内温度处于较高值。为了保持优化前的降温速率,优化后的水流速会稍快于优化前,

设备参数接近于优化前的参数,温度降幅大约在 $0 \sim 0.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间。但在 10:00 - 11:00 间能耗低并且优化前后电量基本没有较大变化,由于上午时间段在该天内工作强度并不大,所以决策变量优化前后差别不明显。因此,在整个上午虽室内温度变化和优化前相比不太显著,但为了节能该阶段适当降低 HVAC 设备转速与水流速。在 11:00 之后,即进入了耗电高峰期,加工设备工作强度非常大,尤其在 12:00 初室内温度上升速率非常快,此时必须加快水流速与设备转速,使得内循环系统吸收室内更多热量,外循环系统释放更多热量。因此,室内温度降幅虽明显,但电量会较高于优化前的电量,主要体现在 13:00 - 14:00,室内温度快速达到并保持在舒适状态,水流速参数值一直高于优化前。在 15:00 - 18:00 制造环境已处于舒适状态,温度也达到稳态,决策变量也趋于平稳。此时 HVAC 为了降低能耗,适当降低水流速和设备转速也能够维持室内的舒适温度。

表 3 优化前 HVAC 设备参数控制策略

时间	冷凝水泵/ ($\text{r} \cdot \text{s}^{-1}$)	冷却塔转速/ ($\text{r} \cdot \text{s}^{-1}$)	冷水泵转速/ ($\text{r} \cdot \text{s}^{-1}$)	内循环水流速/ ($\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	外循环水流速/ ($\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)
8:00	57.5	19.2	7.7	6.20	5.71
9:00	54.2	18.2	20.9	6.28	5.88
10:00	57.9	30.5	49.5	5.78	8.99
11:00	77.1	32.1	79.9	6.22	9.12
12:00	80.1	42.9	60.1	6.56	9.62
13:00	71.4	41.1	73.1	5.90	9.85
14:00	93.8	43.5	90.1	6.54	10.23
15:00	86.2	43.1	83.5	7.16	9.51
16:00	95.9	44.8	80.0	5.72	9.67
17:00	96.9	43.6	82.8	5.87	9.69
18:00	98.5	46.3	83.4	5.85	9.71

表 4 优化后 HVAC 设备参数控制策略

时间	冷凝水泵/ ($\text{r} \cdot \text{s}^{-1}$)	冷却塔转速/ ($\text{r} \cdot \text{s}^{-1}$)	冷水泵转速/ ($\text{r} \cdot \text{s}^{-1}$)	内循环水流速/ ($\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	外循环水流速/ ($\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)
8:00	57.2	18.4	7.2	6.22	5.74
9:00	53.7	17.4	20.5	6.37	5.92
10:00	57.8	30.4	48.9	5.82	9.00
11:00	76.9	32.1	77.7	6.22	9.16
12:00	88.0	35.2	82.9	7.17	10.07
13:00	67.2	33.2	66.7	6.07	10.25

续表 4

时间	冷凝水泵/ ($\text{r} \cdot \text{s}^{-1}$)	冷却塔转速/ ($\text{r} \cdot \text{s}^{-1}$)	冷水泵转速/ ($\text{r} \cdot \text{s}^{-1}$)	内循环水流速/ ($\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	外循环水流速/ ($\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)
14:00	78.1	35.6	76.9	6.32	10.28
15:00	70.6	38.1	76.5	6.74	9.37
16:00	82.8	37.4	57.6	5.74	9.30
17:00	82.3	36.8	55.6	5.76	9.30
18:00	82.8	37.3	56.6	5.75	9.31

4 结 语

本文提出了一种具有机械传热特性的热量模型,该模型量化了制造作业产生的热量,其中包括加工设备辐射热、热对流及 HVAC 自身的热负荷。热负荷通过温度变化率来表示内循环系统所消耗的电量。结合外循环系统与冷却装置的能效模型,从而完成建立 HVAC 优化能效模型。该模型属于单目标线性规划问题,最小化 HVAC 电量。在数据驱动下建模并求解制造系统环境下 HVAC 设备最优控制策略,该模型完成了单独对 HVAC 节能的任务。结果表明,优化后电量减少了 5.9%,室内温度较制冷前下降 $1 \sim 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右,较优化前温度下降 $0 \sim 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。因此该优化控制计划和电力模型的制定具有一定的指导意义。

参 考 文 献

- [1] 姬向菲,冀兆良,方赵嵩. 中英绿色工业建筑体系中节能与能源利用对比分析研究[J]. 制冷与空调,2017,17(11):92-96.
- [2] 王派,李敏霞,马一太,等. 我国空调与热泵的能效和标准现状与分析[J]. 制冷学报,2018,3(39):65-72.
- [3] Dababneh F, Li L, Sun Z Y. Peak power demand reduction for combined manufacturing and HVAC system considering heat transfer characteristics[J]. International Journal of Production Economics,2016,177:44-52.
- [4] Wang S W, Jin X Q. Model-based optimal control of VAV air-conditioning system using genetic algorithm[J]. Building and Environment,2000,35(6):471-487.
- [5] Hosni M H, Jones B W, Xu H. Experimental results for heat gain and radiant/convective split from equipment in buildings[J]. ASHRAE Transaction,1999,36(12):23-35.
- [6] Livengood D. The energy box: Locally automated optimal control of residential electricity usage[J]. Service Science,2009,1(1):1-16.
- [7] Sun Z Y, Li L, Dababneh F. Plant-level electricity demand re-

sponse for combined manufacturing system and heating, venting and air-conditioning (HVAC) system [J]. *Journal of Cleaner Production*, 2016, 135: 1650 – 1657.

- [8] 钟潇. 基于热舒适度的建筑空调用电优化研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2016.
- [9] House J M, Smith T F. System approach to optimal control for HVAC and building systems [C]//Proceedings of 1995 American Control Conference-ACC' 95. IEEE, 1995, 6: 4326 – 4330.
- [10] 张青. 中央空调系统节能运行控制方法研究[D]. 南京: 东南大学, 2016.
- [11] Spitler J D, Fisher D E, Pedersen C O. The radiant time series cooling load calculation procedure [J]. *ASHRAE Transactions*, 1997, 103(3): 503 – 518.
- [12] Hosni M H, Wilkins C. Heat gain from office equipment [J]. *ASHRAE Transactions*, 2000, 6(42): 31 – 39.
- [13] 练斯甄. 冷水机组能效预测及节能优化运行研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2014.
- [14] Swide D J. A comparison of empirically based steady-state models for vapor-compression liquid chillers [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2003, 23(5): 539 – 556.
- [15] Brundage M P, Chang Q, Li Y, et al. Energy efficiency management of an integrated serial production line and HVAC system [J]. *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*, 2014, 11(3): 789 – 797.
- [16] Data-driven modelling and real time optimization for diversified chiller plants [EB/OL]. Advanced Singapore: Digital Sciences Center. [2019 – 03 – 06]. <https://publish.illinois.edu/chiller-modelling-and-optimization/home/>.
- [17] 许珊珊. 中央空调系统的控制策略研究 [J]. *内江科技*, 2018, 10(06): 42 – 44.
- [18] 刘志斌. 大型商场建筑中央空调冷冻水系统运行能效及参数优化研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2016.

参 考 文 献

- [1] 李祖文, 何增镇, 苏红帆, 等. 基于自匹配模块的城市交通数据动态融合处理系统 [J]. *计算机应用与软件*, 2019, 36(6): 88 – 92.
- [2] Zhang T, Li D, Qiao Y. Comprehensive optimization of urban rail transit timetable by minimizing total travel times under time-dependent passenger demand and congested conditions [J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2018, 58: 421 – 446.
- [3] Sun H, Wu J, Ma H, et al. A Bi-Objective timetable optimization model for urban rail transit based on the time-dependent passenger volume [J]. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2019, 20(2): 604 – 615.
- [4] Kyriakidis M, Hirsch R, Majumdar A. Metro railway safety: An analysis of accident precursors [J]. *Safety Science*, 2012, 50(7): 1535 – 1548.
- [5] Lee K, Jung W S, Park J S, et al. Statistical analysis of the metropolitan seoul subway system: Network structure and passenger flows [J]. *Physica A: Statistical Mechanics and Its Applications*, 2008, 387(24): 6231 – 6234.
- [6] Vijayan A, Islam S, Jones M, et al. Degradation of fluorescent high-visibility colors used in safety garments for the Australian railway industry [J]. *Journal of Safety Research*, 2016, 56: 1 – 7.
- [7] 王静雯, 艾廷华. 双比例尺交互模式的粒子系统动态可视化——以出租车数据为例 [J]. *测绘科学*, 2020, 260(2): 166 – 171.
- [8] 刘汪洋, 林菲, 马晓婷. 基于集群架构的公共自行车数据可视化系统 [J]. *传感器与微系统*, 2019, 38(2): 80 – 82.
- [9] 赵庶旭, 董亮. 城市交通 GPS 数据可视化分析 [J]. *计算机应用与软件*, 2016, 33(10): 279 – 283.
- [10] Liu Y, Weng X, Wan J, et al. Exploring data validity in transportation systems for smart cities [J]. *IEEE Communications Magazine*, 2017, 55(5): 26 – 33.
- [11] Wibisono A, Jatmiko W, Wisesa H A, et al. Traffic big data prediction and visualization using Fast Incremental Model Trees-Drift Detection (FIMT-DD) [J]. *Knowledge-Based Systems*, 2016, 93(1): 33 – 46.
- [12] Cao R, Cheng M, Mi C, et al. Modeling of a complementary and modular linear flux-switching permanent magnet motor for urban rail transit applications [J]. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 2012, 27(2): 489 – 497.
- [13] Yang X, Li X, Ning B, et al. A survey on energy-efficient train operation for urban rail transit [J]. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2016, 17(1): 2 – 13.
- [14] Al-Dhuraibi Y, Paraiso F, Djarallah N, et al. Elasticity in cloud computing: State of the art and research challenges [J]. *IEEE Transactions on Services Computing*, 2018, 11(2): 430 – 447.
- [15] Yang C, Huang Q, Li Z, et al. Big data and cloud computing: Innovation opportunities and challenges [J]. *International Journal of Digital Earth*, 2017, 10(1): 1 – 41.

(上接第 36 页)

搭建了实用化的应用平台并提供南方某城市应用案例。首先, 基于云计算构建了城市轨道交通数据系统框架。其次, 将城市轨道交通客流数据按时间段进行分表处理、建立索引数据集合, 删除冗余、错误数据, 实现对数据筛选和清洗处理。最后, 以目标城市为案例构建了城市轨道交通数据可视化终端, 同时分析了城市轨道交通客流规律。实验结果表明, 该数据可视化方法的可行性高, 同时表明分布在商业密集区或居民区站点、换乘站点、早晚高峰的客流较大。该研究为城市轨道交通的规划和列车运营提供了可靠的依据, 通过交通状态的判别, 减缓交通压力, 均衡交通量分布, 从而提高城市轨道交通路网的利用效率和安全性。