

空气幕对厂房低湿环境控制效果的影响

汤羽斌^{1,2}, 陶求华¹, 郑健雯²

(1. 集美大学海洋装备与机械工程学院, 福建 厦门 361021;
2. 福建省能源清洁利用与开发重点实验室, 福建 厦门 361021)

[摘要] 为了探讨空气幕对提高低湿厂房内的热湿环境控制效果的影响, 通过 ICEM 建立几何模型并划分计算域网格; 利用 CFD 数值模拟得到厂房内的风速场、温度场、湿度场; 分析空气幕的安装位置和送风速度对厂房温湿控制的影响。对比无空气幕的情形发现, 两侧安装空气幕时厂房内平均温度降低了 2.9℃, 平均含湿量降低 51.4%。对进出料口处的热湿交换进行分析, 发现两侧或内侧加装空气幕, 进出料口的湿传递分别降低了 66.1% 和 52.1%。其中, 两侧空气幕比单侧空气幕的温度均匀度提高了 7.9%, 相对湿度均匀度提高了 5.3% 以上。研究发现, 使用空气幕可以有效减少工厂内外热湿交换, 降低生产过程的除湿耗能。

[关键词] 空气幕; 低湿环境; 温湿度分布; 湿传递; 计算流体力学

[中图分类号] TU 831.4

The Effect of Air Curtain on Environmental Control of Low Humidity Factory

TANG Yubin^{1,2}, TAO Qiuhua¹, ZHENG Jianwen²

(1. School of Marine Equipment and Mechanical Engineering, Jimei University, Xiamen 361021, China;
2. Fujian Key Laboratory of Energy Cleaning Utilization and Development, Xiamen 361021, China)

Abstract: This paper focuses on the application of air curtains to reduce heat and moisture exchange at building openings for the indoor environment with low humidity. Firstly, the geometric model was established and the computational domain was meshed. Secondly, the wind speed field, temperature field and humidity field in the plant were obtained by CFD (Computational Fluid Dynamics) simulation. Finally, the influences of installation positions of air curtains and air supply speed were analyzed. The results show that in comparing with the case without air curtain, the average temperature in the plant in the case with air curtains on both sides of windows is reduced by 2.9℃ and the average moisture content is reduced by 51.4%. The thermal and moisture exchanges at the two windows were analyzed. It is found that equipping air curtain on both sides of the window or only inside the plant can greatly reduce the moisture transfer at the windward and leeward window by 66.1% and 52.1%, respectively. Meanwhile, the temperature uniformity of the case with air curtains on both sides of windows was increased by 7.9% and the relative humidity uniformity was increased by more than 5.3%. It suggests that the use of air curtains can reduce the internal and external heat and humidity exchange, which cut down the energy consumption in dehumidification generation process.

[收稿日期] 2020-12-28

[基金项目] 国家自然科学基金项目(51508225); 福建省自然科学基金项目(2020J01691, 2018J01486)

[作者简介] 汤羽斌(1998—), 男, 硕士生, 从事建筑节能研究。通信作者: 陶求华(1981—), 男, 副教授, 博士, 从事制冷空调节能研究。

Keywords: air curtain; low-humidity environment; temperature and humidity distribution; moisture transfer; computational fluid dynamics

0 引言

空气幕可以改变建筑开口附近的空气流速和流向,达到空气隔离效果。在工厂的生产过程中,为了保证成品质量,有时需要单独控制不同工序间的温湿度,通过使用空气幕可以在一定程度上有效隔绝工序间的热湿交换,以达到温湿度控制效果。庞乐等^[1]提出采用低速厚流空气幕对各工序进行分割,解决了半成品的运输问题,实现车间不同区域的温湿度调节;吕卫东^[2]分析影响冷藏库负荷的主要因素,研究在冷藏库大门设置空气幕和PVC门帘的节能效果,实验得出,使用空气幕可以减少大门处热湿交换,达到节约能源的目的;韩志^[3]研究空气幕在陈列柜的使用效果,得出,使用空气幕可使卷入陈列柜的热湿空气量以及陈列柜外溢的冷空气量减小;Tomas等^[4]研究空气幕在冷藏室中的应用,得出,对于货物量较多的储存情况,使用高效空气幕隔离空气比其他常用方法更清洁、更便宜。

空气幕在温度控制方面的应用也较为广泛,最常见的就是利用空气幕进行隔热,以达到较好的保温效果。苗德俊等^[5]通过分析采矿工作面降温时采空区的热交换问题,提出利用空气幕阻隔风流进入采空区的技术,得出,利用空气幕可以对漏风区域起到一定的降温作用;黎文峰等^[6]研究在寒冷地区高铁站使用热风幕的保温效果,得出,在高铁站台处增加热风幕帘,可以减少站台内冷量损失;陈芳^[7]研究装配厂内冷负荷占比增加问题,得出,在厂房大门上方设置热空气幕可以减少冷风入侵,达到节能降耗的目的。在严寒地区进行作业时,由于环境恶劣,工程开发难度较大,因此如何合理地使用空气幕以提高作业安全和作业效率是极端条件作业的研究重点,高焱等^[8]研究寒区隧道的冻害问题,提出一种新型寒区隧道空气幕保温系统,可以满足极端情况下寒区隧道的保温需求。

有学者对空气幕安装方式及位置进行了研究。尹帅等^[9]研究在隧道挖掘工作时没有空气幕和在不同位置安装空气幕的情况下粉尘扩散特性,得出,空气幕发生器到切割面距离20 m时,空气净化效果最佳,对粉尘有明显的控制效果;冯武强^[10]利用空气幕阻隔纺丝机内外空气交换,分析不同射流角度和射流速度的空气幕对纺丝机内空气的包裹效果,得出,空气幕既可以保证纺丝机内温度在工艺范围之内,又可以阻断机内外空气对流。从这些研究可以看出,空气幕的安装方式及射流速度不同起到的控制效果也不相同。

本文主要分析空气幕在低湿厂房的应用,通过空气幕隔绝对流换热,进一步稳定控制室内温湿度。

1 研究方法

1.1 物理模型和计算域

某工厂厂房实际尺寸为长×宽×高=40.0 m×20.0 m×8.0 m;为保证货车日常进出货,在厂房两侧分别设有一长×宽=3.0 m×3.0 m的进、出料口;工厂顶部有36个均匀分布的送风口,简化为36个尺寸为长×宽=0.5 m×0.5 m的空气入口;同时在送风口两侧分布有6个等大的回风口,简化尺寸为长×宽=0.8 m×3.0 m的空气出口。由于进、出料口在进出料作业时为敞开状态,为避免对流换热导致温度和湿度上升,更好地维持工厂内部温湿度平衡,现欲在进、出料口内外两侧加装空气幕,空气幕尺寸为长×宽×高=1.5 m×0.15 m×0.2 m,并排式加装两个,使得空气幕覆盖总长度与进、出料口宽度一致,模型如图1所示。

计算域的外流场部分参考自然对流模拟^[11],计算域大小如图2所示,其中H表示厂房高度。

1.2 网格划分

网格划分是数值模拟前处理的重要组成部分,划分的网格质量可以直接决定数值计算的精度、时间及收敛程度。由于工厂整体形状规则,本文采用质量生成较好的结构化网格对计算域进行划分。为确保数值模拟顺利进行,保证模拟结果的合理性及准确性,对划分网格的数量和质量作如下管控:

1) 工厂周围采用 O-block 网格划分; 2) 对送风口、回风口、两侧进、出料口和速度梯度较大的区域进行网格加密; 3) 工厂近壁面及地面区域进行网格加密。最终确定网格数量为 1 708 008 的计算模型, 网格划分的情况如图 3 所示。

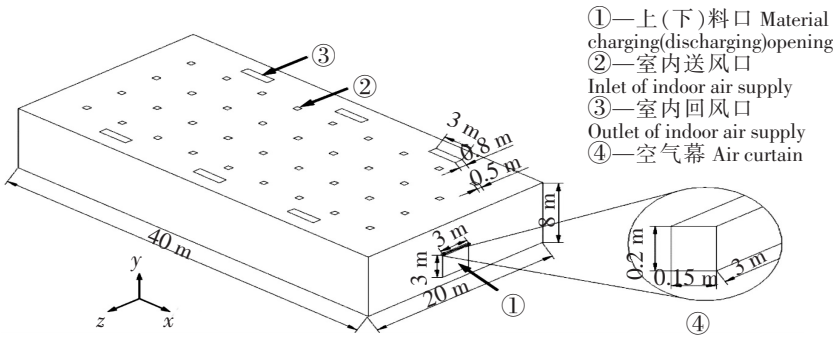


图 1 工厂简化物理模型
Fig.1 Simplified model of the plant

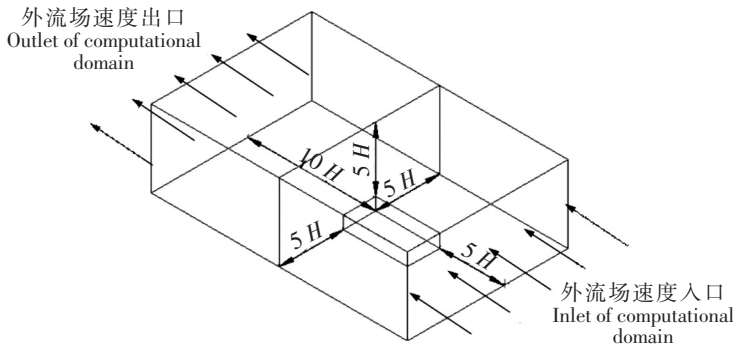


图 2 计算域的大小
Fig.2 Dimensions of the computational domain

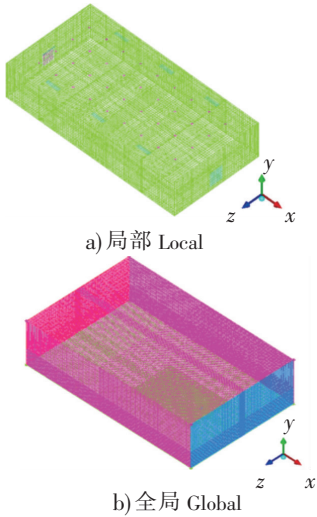


图 3 工厂内外流场网格划分示意图
Fig.3 Mesh division of internal and external fluid fields

1.3 控制方程

在数值模拟中需要同时求解连续性方程、动量方程、能量守恒方程、组分输运方程、 k 方程和 ε 方程。

连续性方程: $D\rho/dt + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0$ 。式中: ρ 为空气密度, kg/m^3 ; t 为时间, s ; \mathbf{u} 为速度矢量在不同方向的速度分量, m/s ;

动量方程: $\partial(\rho \mathbf{u})/\partial t + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau}) + \rho \mathbf{g} + \mathbf{F}$ 。式中: p 为流体微元体的压强, Pa ; T 为流体温度, K ; $\boldsymbol{\tau}$ 为作用在微元体表面上的粘性应力在不同方向的矢量, Pa ; \mathbf{g} 为重力加速度, m/s^2 ; \mathbf{F} 为其他力, N 。

能量守恒方程: $\partial(\rho T)/\partial t + \nabla \cdot (\rho T \mathbf{u}) = \nabla \cdot [(\lambda + \lambda_t) \nabla T] + S_h$ 。式中: λ 是流体导热系数; $\lambda_t = (C_p \times \mu_t)/Pr$, C_p 是比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, μ_t 是湍流粘度; Pr 为普朗特数; S_h 是流体的内热源; T 为流体温度, K 。

组分质量守恒方程: $\partial(\rho c_s)/\partial t + \text{div}(\rho \mathbf{u} c_s) = \text{div}(D_s \text{grad}(\rho c_s)) + S_s$ 。式中: c_s 为组分 S 的质量分数; D_s 为扩散系数; S_s 为系统内部单位时间内单位体积通过化学反应产生的质量, kg 。

求解模型选择三维基于压力的隐式稳态求解器, 湍流模型选用具有广泛适用性的 Standard $k-\varepsilon$ 模型^[12]。

1.4 边界条件与热湿源项

选取宁德市房屋比较稀疏的城市郊区的新能源锂电池加工工厂, 根据我国《建筑结构荷载规范》(GB 50009—2012)^[13], 该地区属 B 类风场, 其地面粗糙度指数 $\alpha = 0.16$, 梯度风高度 $Z_G = 350\text{ m}$ 。计算域的入口来流风的湍流特性通过湍流动能 k 和湍流耗散率 ε 值给定^[14]:

$$k = 1.5(U \cdot I_{rz})^2; \varepsilon = 0.09^{3/4}k^{3/2}/L_z; U = v(z/z_0)^\alpha.$$

式中: Z_0 为标准参考高度, m; v 是标准参考高度处的平均风速, 选择宁德市 11 月正常天气的平均风速 $v = 3.7\text{ m/s}$; U 为 Z 高度处平均风速, m/s。 I_{rz} 为湍流强度, L_z 为湍流积分尺度。

$$I_{rz} = \begin{cases} 0.1(Z/Z_G)^{-\alpha-0.05}, & Z_b < Z \leq Z_G; \\ 0.1(Z_b/Z_G)^{-\alpha-0.05}, & Z \leq Z_b; \end{cases} \quad L_z = \begin{cases} 100(z/30)^{0.5}, & 30\text{ m} < Z \leq Z_G; \\ 100, & Z \leq 30\text{ m}. \end{cases}$$

式中: α 为地面粗糙度指数; Z 为地面高度; Z_G 为梯度风高度。因为工厂为 B 类风场, 所以 $Z_b = 5\text{ m}$, $Z_G = 350\text{ m}$ 。

室内送风采用低露点空气处理, 其机理如图 4 所示, 其中 RH 表示相对湿度。

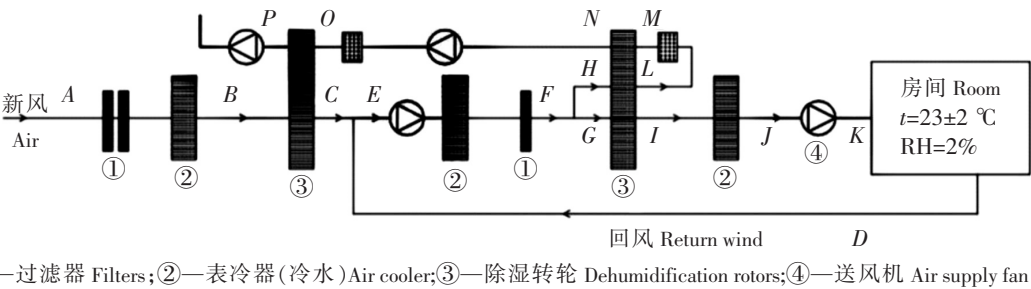


图 4 低露点空气处理流程

Fig.4 Air handling process for low dew point

其中: A 点为室外空气入口, 其温度和湿度与外流场相同; K 点为室内送风口; D 点为室内回风点, 其温度和湿度与室内相同。其余各点参数设置如表 1 所示, 各点对应的焓湿图如图 5 所示。

表 1 各个空气状态点的参数

Tab. 1 Parameters of each point for the state of the air

空气状态点 Air state point	干球温度 Dry-bulb temperature/℃	含湿量 Moisture content/(g · kg ⁻¹)	露点温度 Dewpoint temperature/℃	焓值 Enthalpy /(kJ · kg ⁻¹)	风量 Flow rate /(m ³ · Hr ⁻¹)
A	35.0	27.83	29.90	106.7	43 500
B	13.0	8.97	12.22	35.8	43 500
C	35.2	1.86	-8.00	40.4	43 500
D	23.0	0.34	-26.10	24.1	69 000
E	27.6	0.91	-15.80	30.3	112 500
F	14.0	0.88	-16.20	16.4	11 500
G	14.0	0.88	-16.20	16.4	99 000
I	17.4	0.01	-58.50	17.6	99 000
J	14.0	0.01	-58.50	14.2	99 000
K	15.0	0.01	-58.50	15.2	99 000
H	14.0	0.88	-16.20	16.4	13 500
M	55.2	0.01	-55.20	55.8	13 500
L	130.0	0.01	-	-	13 500
N	72.1	7.43	-	-	13 500
O	120.0	7.43	-	-	13 500
P	48.3	30.90	-	-	13 500

室内送风口流速 $V_{in} = 3.067\text{m/s}$ ，其湍流采用规范的湍流度和水力直径给出，湍流度设置为 10%，水力直径按照回风口尺寸计算为 0.5 m，其余参数按 K 点设置。

工厂内部人员流动会产生热量和湿度，利用 D、K 点计算工厂内部的散热量与散湿量，参考文献 [15] 的计算方法可得：散热量 $Q_{in} = 43.467\text{ W/m}^3$ ，散湿量 $W_{in} = 1.5 \times 10^{-6}\text{ kg} \cdot \text{s/m}^3$ 。

室内采用压力回风，其表压设置为 $P = -1.085\text{ Pa}$ ，其湍流采用规范的湍流度和水力直径给出，湍流度设置为 10%，水力直径按照回风口尺寸计算为 1.263 m，其余参数按照 D 点设置。室外出、入口湍流选择 UDF 导入的 $k - \varepsilon$ 公式，其余参数均按照 A 点进行设置。厂房内、外部其余墙面均设置为 Wall，其温度按照厂房内部 295 K、外部 308 K 进行设置。外流场的出入口边界如图 2 所示，外流场底部设置为 Wall，外流场两侧与顶部均设置为对称边界 Symmetry。

1.5 设置工况及其参数

按照工厂规划，预计在进、出料口的内外两侧装空气幕，因此设置 5 种工况，分析不同空气幕出流速度对温、湿度控制效果的影响。其中：工况 1 为无空气幕的对照组；工况 2、工况 3 为窗口内外两侧均装空气幕的情况，工况 2 空气幕出流速度为 6 m/s，工况 3 空气幕出流速度为 10 m/s；为对比料口单侧设置空气幕与两侧同时设置空气幕的不同控制效果，将工况 4 设为工厂料口内部装空气幕；工况 5 为工厂料口外部装空气幕，且空气幕的出流速度均为 10 m/s。本文空气幕采用上送式，不考虑空气幕对人员舒适度的影响，从节能角度出发^[16]，选用贯流模式空气幕，根据空气幕国家标准^[17]设置 5 种工况下的空气幕技术参数，其湍流采用规范的湍流度和水力直径给出，湍流度设置为 10%，由空气幕尺寸得出工况 2 至工况 5 空气幕的水力直径为 0.286 m，其他参数设置如表 2 所示。

表 2 不同工况的空气幕技术参数

Tab. 2 Outflow parameters of air curtain under different cases

工况 Case	速度 Outflow velocity /($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	水力直径 Hydraulic diameter/m	湍流度 Turbulence /%	内侧空气温度 Inside air temperature/K	内侧湿度 Inside humidity /($\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$)	外侧空气温度 Outside air temperature/K	外侧湿度 Outside humidity /($\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$)
1	—	—	—	295	0.000 3	308	0.027 83
2	6	0.286	10	295	0.000 3	308	0.027 83
3	10	0.286	10	295	0.000 3	308	0.027 83
4	10	0.286	10	295	0.000 3	—	—
5	10	0.286	10	—	—	308	0.027 83

1.6 室内湿度与能耗分析方法

采用相对湿度评估空气幕对湿度场的影响^[15]，计算公式为

$$\text{RH} = (d/d_b) \times 100\%。$$

(1)

式中： d 表示水蒸气的含湿量； d_b 表示饱和含湿量。其中饱和含湿量可根据温度分布，采用经验公式^[18]得出，即

$$d_b = M_{\text{H}_2\text{O}} \times 1000 / [(A_1 + A_2 \times t + A_3 \times t^2 + A_4 \times t^3 + A_5 \times t^4 + A_6 \times t^5) \times 100]。$$

(2)

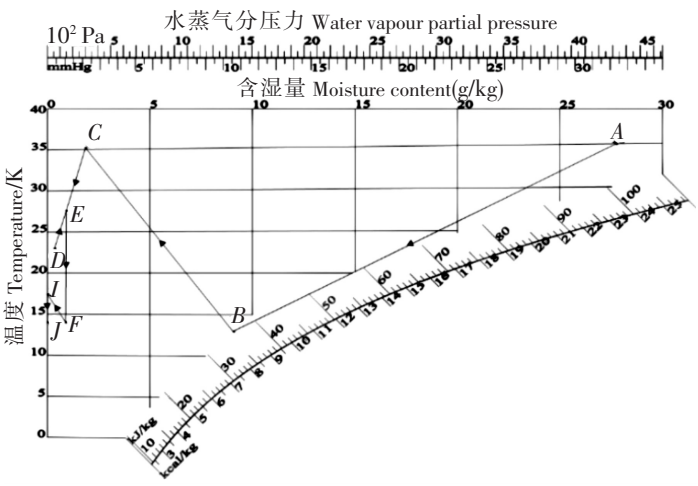


图 5 各个空气状态点所对应的焓湿图

Fig.5 Psychrometric chart corresponding to each air state point

式中: 温度 $t = T - 273.15$, T 为绝对温度; $M_{\text{H}_2\text{O}}$ 表示水的质量; $A_1 = 3.703$; $A_2 = 0.268$; $A_3 = 9.164 \times 10^{-3}$; $A_4 = 1.446 \times 10^{-4}$; $A_5 = 1.741 \times 10^{-6}$; $A_6 = 5.195 \times 10^{-8}$ 。

制冷能耗和再生蒸汽耗量的计算方程如下所示。

焓值计算公式:

$$h = c_{p,g} \cdot t + (2500 + c_{p,q} \cdot t) d_0$$

(3)

制冷能耗方程:

$$Q_c = q_v \cdot \rho \cdot \Delta h_0$$

(4)

蒸汽加热量方程:

$$Q_h = c_{p,g} \cdot M \cdot \Delta t_0$$

(5)

式中: $c_{p,g}$ 表示流体的定压比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; q_v 表示送风量, m^3/s ; ρ 表示空气密度; Δh 表示焓差; Δt 表示温差; M 为质量流量, kg/s 。

根据锂电池实际应用经验^[19], 利用表1所示的机理进行计算可以得出, 每处理 27.54 kg/h 的水分需要制冷量为 1619.4 kW, 再生蒸汽耗量 787.39 kg/h (锅炉单位换算^[20]每消耗功率 0.7 kW 产生蒸汽 1 kg/h)

1.7 建模与分析流程图

根据本文建模及计算过程绘制流程图如图6所示。

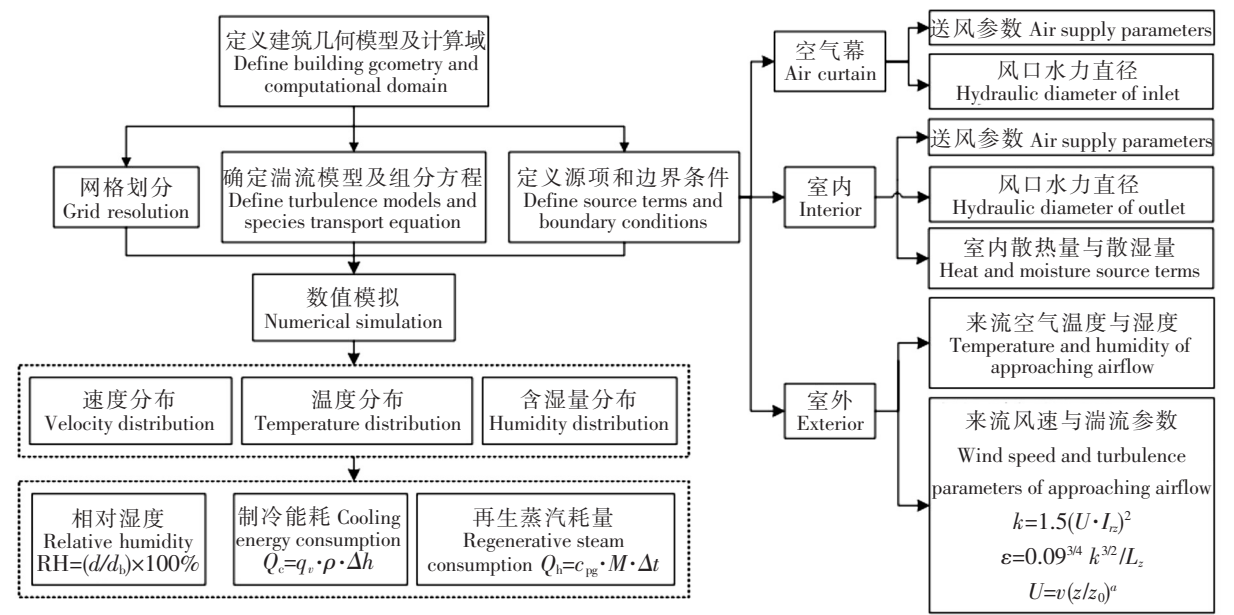


图6 建模与分析流程图

Fig.6 Flow chart for modelling and analysis

2 计算结果与分析

2.1 空气幕出流速度对温湿度的影响

图7是 $Z = 10\text{ m}$ 处温度分布云图。从图7可以看出, 在工况2、工况3下, 空气幕的存在明显削弱了室内外的热量交换, 工况1时厂房中温度最大的区域在迎风面的进料口靠近天花板处, 工况2时厂房中温度最高在迎风面和地面的夹角处, 工况3时厂房中温度比工况2更加均匀, 说明当空气幕的出流速度为 10 m/s 时, 室内外气流交换造成的进、出料口附近温度波动非常小, 空气幕对厂房的包裹效果最佳。

图8是 $Z = 10\text{ m}$ 处相对湿度的分布云图。从图8可以看出, 在工况2、工况3下, 空气幕的存在明显削弱了室内外的湿量交换, 当空气幕的流速为 10 m/s 时, 室内的相对湿度与其不均匀度都最小,

与图 7 的温度分布类似，工况 1 下厂房中相对湿度最大的区域在迎风面的进料口靠近天花板处，工况 2、工况 3 下，厂房中相对湿度最高在迎风面和地面的夹角处。

图 9 为 $Z = 10\text{ m}$ 处空气流速分布云图。从图 9 可以看出，当空气幕出流速度为 6 m/s 时，由于室外自然对流的存在，外流场对进、出料口附近的流速依然有明显干扰。当空气幕出流速度为 10 m/s 时，室内流速受外流场干扰较小。在迎风面处空气幕有效地阻挡了室内外的气流交换，而在背风面处由于气流方向是从室内流向室外，所以空气幕出流后方向的偏转对工厂内出料口附近的温度场与湿度场影响很小。

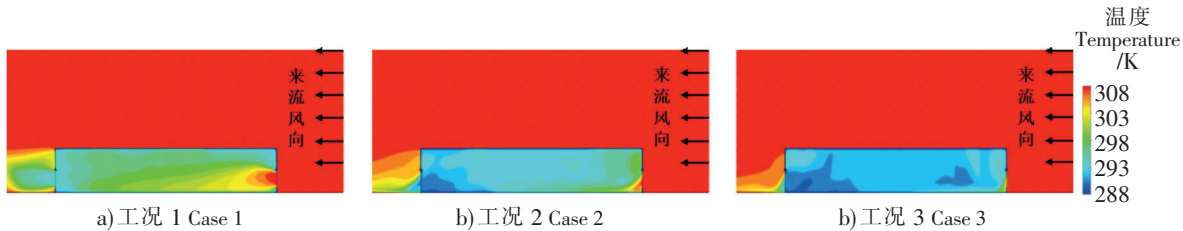


图 7 不同出流速度下 $Z=10\text{ m}$ 温度分布云图
Fig.7 Temperature distribution at $Z=10\text{ m}$ for different jet velocities

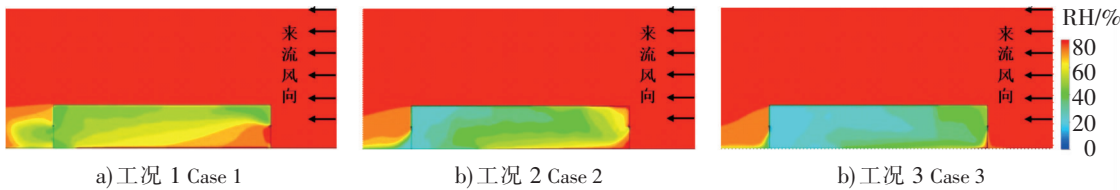


图 8 不同出流速度下 $Z=10\text{ m}$ 处相对湿度分布云图
Fig.8 Relative humidity distribution at $Z=10\text{ m}$ for different jet velocities

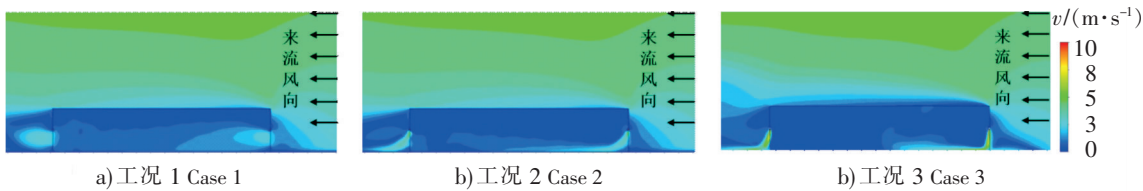


图 9 不同出流速度下 $Z=10\text{ m}$ 处空气流速分布云图
Fig.9 Flow rate distribution at $Z=10\text{ m}$ for different jet velocities

计算整个厂房内部的平均温度和平均湿度，结果如表 3 所示。由表 3 可以看出，和无空气幕的工况相比，空气幕出流速度分别为 6 m/s 与 10 m/s 时，厂房内平均温度分别降低了 $1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 与 $2.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，而平均含湿量分别减少了 26.7% 和 51.4% 。工况 3 的温湿度控制效果最佳，在温湿度要求严格的生产线中可以选择工况 3 来进行温湿度控制。

表 3 不同出流速度下厂房内部平均温度和含湿量

Tab.3 Average interior temperature and moisture content at different jet velocities

工况 Case	平均温度 Average temperature/K	平均含湿量 Average moisture content/($\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$)
1	299.2	0.010 5
2	297.7	0.007 7
3	296.3	0.005 1

2.2 空气幕安装位置对温湿度的影响

图 10 为 $Z = 10\text{ m}$ 处的温度分布云图。从图 10 可以看出，在工况 4、工况 5 下，空气幕的存在有

效削弱了室内外的热量交换, 其中工况 4 的削弱效果较强, 厂房温度比工况 5 更加均匀, 工况 4 的厂房中温度最高在迎风面和地面的夹角处, 说明仅在内侧装出流速度为 10 m/s 的空气幕时, 室内外气流交换造成进、出料口附近的温度波动较小。

图 11 为 $Z=10\text{ m}$ 处相对湿度分布云图。从图 11 可以看出, 工况 4、工况 5 下, 空气幕的存在有效削弱了室内外的湿量交换, 当仅在内侧加装出流速度为 10 m/s 的空气幕时, 其相对湿度与不均匀度都最小, 与图 8 的分布情况类似, 工况 4、工况 5 时厂房中相对湿度最高在迎风面和地面的夹角处。

图 12 表示 $Z=10\text{ m}$ 处空气流速分布图。从图 12 可以看出, 当仅装外侧空气幕时, 由于室外对流的存在, 外流场对进料口附近的流速依然有明显的干扰, 当仅装内侧空气幕时, 室内流速受流场干扰较小, 有效地阻挡了室内外的气流交换, 使得外部流场对工厂内部的温度场和湿度场影响很小。

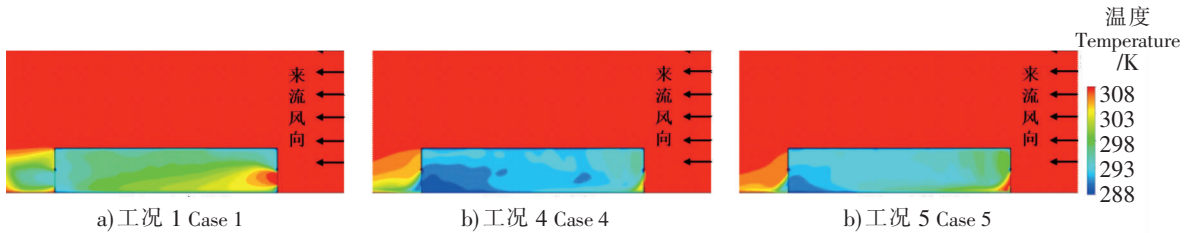


图 10 空气幕安装位置不同时 $Z=10\text{ m}$ 处温度分布云图

Fig.10 Temperature distribution at $Z=10\text{ m}$ for different installation locations of air curtain

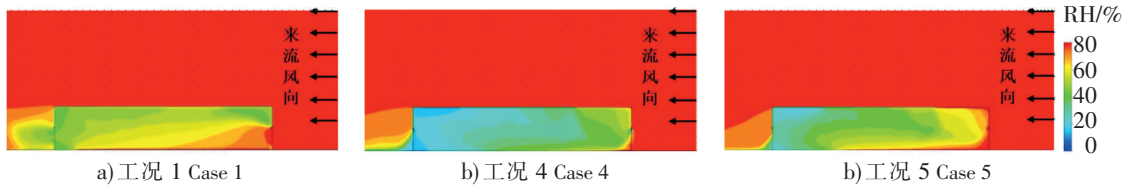


图 11 空气幕安装位置不同时 $Z=10\text{ m}$ 处相对湿度分布云图

Fig.11 Relative humidity distribution at $Z=10\text{ m}$ for different installation locations of air curtain

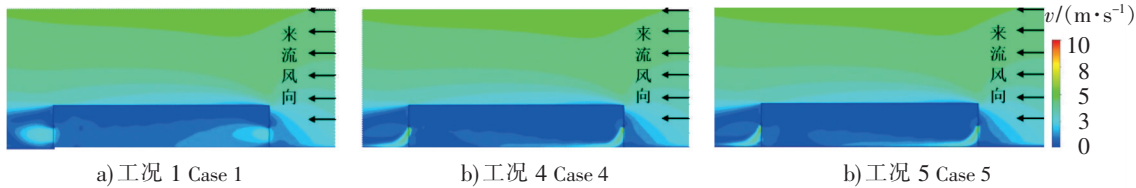


图 12 空气幕安装位置不同时 $Z=10\text{ m}$ 处流速分布云图

Fig.12 Flow rate distribution at $Z=10\text{ m}$ for different installation locations of air curtain

计算整个厂房的平均温度和平均湿度, 其结果如表 4 所示。由表 4 可知: 和无空气幕的工况相比, 分别仅在内或外侧的加装空气幕时, 厂房内平均温度分别降低了 2.4°C 和 1.4°C , 而平均含湿量分别降低了 49.5% 和 19.0%; 工况 4 的控制效果最佳, 如果需要考虑经济因素的影响, 同时对温度和湿度控制效果不过度追求时, 可以选择仅在内侧加装空气幕, 可以在一定程度达到控制温、湿度的效果。

表 4 空气幕安装位置不同时厂房内部平均温度和含湿量

Tab. 4 Average indoor temperature and moisture content for different installation locations of air curtain

工况 Case	平均温度 Average temperature/K	平均含湿量 Average moisture content/($\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$)
1	299.2	0.010 5
2	296.8	0.005 3
3	297.8	0.008 5

2.3 基于热湿传递的能耗分析

在建筑能耗的计算中，外窗的热湿传递是室内热湿负荷计算的重要依据，其变化可对室内空调系统的运行与调控带来影响。为了研究加装空气幕对室内外气流交换带来的热湿传递对能耗的影响，分别计算 5 种工况下进、出料口处的室内外的热传递和湿传递的量，以及制冷能耗和再生蒸汽耗量。

根据式（3）~式（5）分别计算 5 种工况所需的制冷能耗及再生蒸汽耗量，其具体结果如表 5 所示。

表 5 不同工况室内外热湿传递及耗能

Tab. 5 Interior and exterior heat and humidity transfer and energy consumption for different cases						
工况 Case	平均室温 Average room temperature/K	平均含湿量 Average moisture content /(kg·kg ⁻¹)	热传递 Heat Transfer /W	湿传递 Humidity transfer /(kg·s ⁻¹)	制冷能耗 Energy consumption for cooling/(kW)	再生蒸汽耗量 Regenerative steam consumption /(kg·h ⁻¹)
1	299.2	0.010 5	187.92	0.062 2	13 176.43	6 406.69
2	297.7	0.007 7	128.47	0.044 7	9 472.83	4 605.91
3	296.6	0.005 1	50.37	0.021 1	4 461.43	2 169.25
4	296.8	0.005 3	70.18	0.029 8	6 314.35	3 070.18
5	297.8	0.008 5	161.70	0.050 8	10 753.54	5 228.62

由表 5 可以看出工况 3 和工况 4 对厂房热传递的控制效果较好，其热传递量相较于工况 1 分别减少了 73.2% 和 62.7%；工况 2 和工况 5 对厂房热传递的控制效果较弱，其热传递量相较于工况 1 分别较少了 31.6% 和 14%。说明在内外两侧加装射流速度为 10 m/s 的空气幕时，厂房内部温度控制较好。若仅考虑在单侧加装空气幕，可选择在厂房内侧加装射流速度较大的空气幕。

通过模拟可以看出，工况 3 和 4 对厂房的包裹效果较好，在控制湿传递上效果显著，其湿传递量相较于工况 1 分别减少了 66% 和 52.1%。在 5 个工况模拟中，工况 3 的能耗相对较低，其能耗比工况 1 减少了 66.1%，再生蒸汽耗量减少约 4 237.44 kg/h。若生产非动力电池等湿度环境要求较低的产品，可选择工况 4，其能耗相较于工况 1 减少了 52.1%，再生蒸汽耗量减少约 3 336.51 kg/h。

2.4 温湿度分布的不均匀度分析

选择温湿度和节能效果控制较好的工况 3 和工况 4 进行不均匀度分析，与未装空气幕的工况 1 进行比较。图 13 表示 3 组工况温度不均匀度小于 3% 的区域，可以看出工况 3 中温度不均匀大于 0 的区域主要集中在迎风面和进料口夹角下侧，其余分布较为均匀。由此可得工况 3 控制工厂温度较为稳定，且平均温度为 296.6 K，满足实际生产要求。

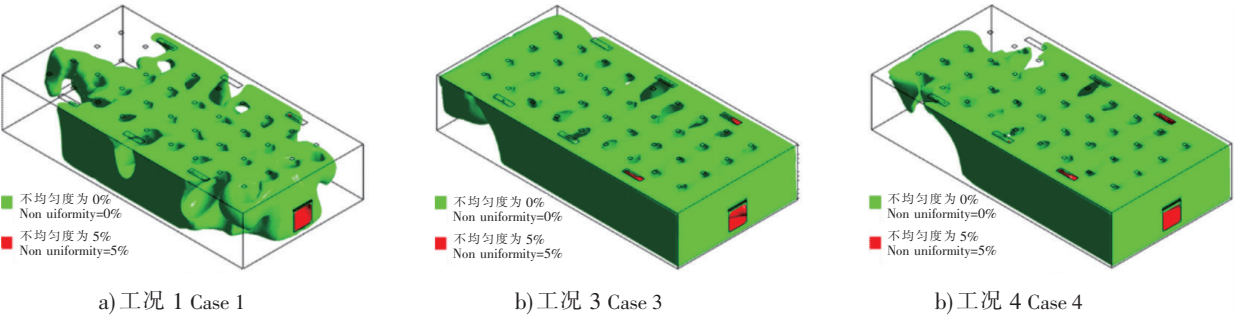


图 13 不同工况,厂房内温度不均匀度小于 3%的区域

Fig.13 Internal temperature non uniformity less than 3%

图 14、图 15 分别表示 3 组工况相对湿度不均匀度小于 5% 和 10% 的区域，由图 14、图 15 可以看出，在未装空气幕的情况下，湿度分布较为均匀，但由于此时湿传递量为 0.25 kg/s，其较低的湿度不均匀度是基于室内较大的含湿量，因此该工况不利于产品生产和节能控制，在工况 3 和工况 4 下相对湿度较大的区域为迎风面和背风面的料口附近，厂房中心区域相对湿度分布较为平衡，因此可以将相对湿度要求较低的工艺安排在此区域加工。

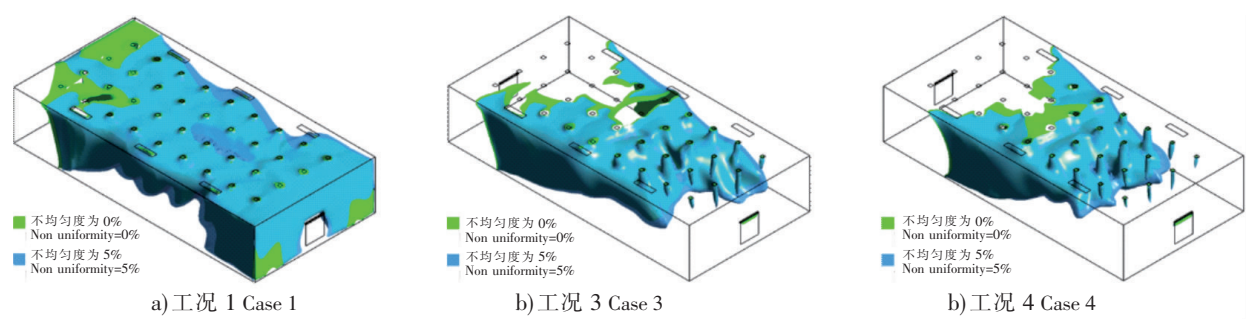


图 14 不同工况, 厂房内相对湿度不均匀度小于 5% 的区域
Fig.14 Internal relative humidity non uniformity less than 5%

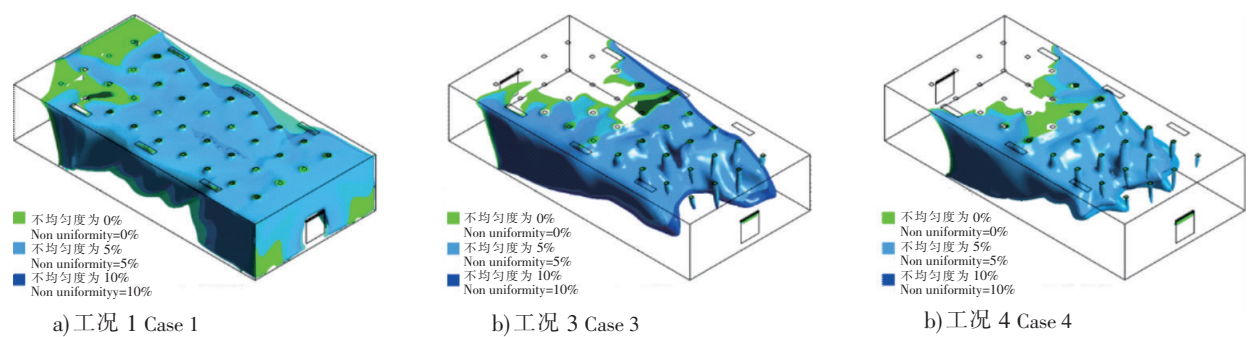


图 15 不同工况, 厂房内相对湿度不均匀度小于 10% 的区域
Fig.15 Internal relative humidity non uniformity less than 10%

分别计算工况 1, 工况 3, 工况 4 的温度不均匀度小于 3%、相对湿度不均匀度小于 5% 和小于 10% 的体积, 其结果如表 6 所示。由表 6 可知: 工况 3 和工况 4 与工况 1 比较, 相对湿度均匀度分别提高了 5.3% 和 7.4%; 两侧装空气幕的温度均匀度比仅在内侧装空气幕提高了 7.9%, 可以得出工况 3 的温度、相对湿度不均匀度的控制效果比工况 4 更好。综合温湿度分布、热湿传递与不均匀度分析可知, 选择工况 3 进行厂房温湿控制效果最佳。

表 6 不同工况下室内温度和相对湿度的不均匀度体积
Tab.6 Indoor temperature and relative non humidity uniformity volume for different cases

工况 Case	温度不均匀 <3% Non uniformity of temperature <3%	相对湿度不均匀 <5% Non uniformity of relative humidity <5%	相对湿度不均匀 <10% Non uniformity of relative humidity <10%
	m ³		
1	4896	4302	4876
3	5170	3902	4232
4	4793	3706	3942

3 结论

本文利用空气幕提升工厂内部的温度和湿度控制效果, 并对其进行评估。通过数值模拟得出厂房内外耦合的温度场、速度场和湿度场, 研究了空气幕的安装位置、尺寸与出流速度对厂房内空气流场以及温湿环境的影响, 分析得出以下结论与设计建议。

1) 通过对空气幕的送风速度分析可知, 空气幕送风速度越大, 对厂房的温湿包裹效果越好, 双侧安装送风速度为 10 m/s 的空气幕时, 厂房内平均温度比未用空气幕时降低了 2.9℃, 平均含湿量降低了 51.4%, 同时, 其湿传递量降低了 66%, 处理水分的能耗降低了 66.1%。

2) 通过对空气幕的安装位置分析可知, 如果仅在单侧安装空气幕, 可以选择仅在厂房内部装流

<http://xuebaobangong.jmu.edu.cn/zkb>

速较大的空气幕,也可以起到较好的控制效果,仅给内侧装空气流速为 10 m/s 的空气幕时,厂房内的平均温度比无空气幕时降低了 2.4℃,平均含湿量降低了 49.5%,同时,其湿传递量降低了 52%,处理水分的能耗降低了 52.1%。

3) 若生产环境要求湿度控制在一较低水平,可以选择双侧安装出流速度为 10 m/s 的空气幕,可以有效控制热湿传递,较大程度减少处理水分的能耗,达到节能效果,同时在一定程度上可以保障产品质量。若生产环境无温湿度控制要求,仅为了提高气密性、减少热湿交换,则可以选择仅在内侧装出流速度较大的空气幕,以达到一定的控制效果。

[参 考 文 献]

- [1] 庞乐,赵楠楠,周义德,等. 精梳车间分区空调空气幕带隔断设计探讨 [J]. 棉纺织技术, 2017, 45(10): 20-24.
- [2] 吕卫东. 冷藏库的节能技术 [J]. 制冷空调与电力机械, 2010, 31(3): 82-84.
- [3] 韩志,张柔佳,沈雅钧,等. 食品冷藏陈列柜的节能研究 [J]. 物流工程与管理, 2012, 34(5): 127-129.
- [4] GIL-LOPEZ T, CASTEJON-NAVAS J, GALVEZ-HUERTA M A, et al. Energetic, environmental and economic analysis of climatic separation by means of air curtains in cold storage rooms [J]. Energy & Buildings, 2014, 74: 8-16.
- [5] 苗德俊,徐毓名,宋大川. 采煤工作面空气幕隔热技术 [J]. 煤矿安全, 2018, 49(8): 77-79.
- [6] 黎文峰,高文佳,蔡珊瑜. 高铁站房热风幕节能性能测试分析 [J]. 发电与空调, 2016, 37(2): 76-78.
- [7] 陈芳. 化工厂房暖通空调系统节能优化设计的措施探讨 [J]. 天津化工, 2013, 27(5): 54-56.
- [8] 高焱,耿纪莹,贾超,等. 寒区隧道温度场变化规律及空气幕保温效果 [J]. 西南交通大学学报, 2019, 54(5): 1047-1054.
- [9] YIN S, NIE W, LIU Q, et al. Transient CFD modelling of spacetime evolution of dust pollutants and aircurtain generator position during tunneling [J]. Journal of Cleaner Production, 2019, 239: 117924.
- [10] 冯武强. 纺丝机专用空气幕隔断效应的数值模拟研究 [D]. 长沙: 湖南工业大学, 2010.
- [11] TOMINAGA Y, MOCHIDA A, YOSHIE R, et al. AIJ guidelines for practical applications of CFD to pedestrian wind environment around buildings [J]. Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics, 2008, 96(10/11): 1749-1761.
- [12] 黄滢. 基于 FLUENT 软件的建筑物风场数值模拟 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2005.
- [13] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 建筑结构荷载规范: GB 50009—2012 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
- [14] Architectural Institute of Japan, ISBN4-8189-0459-7C3052 P4450E-1996, Recommendations for loads on building [S].
- [15] 赵荣义. 空气调节 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.
- [16] 刘禹,王昊鲁. 工业厂房暖通空调的节能设计探讨 [J]. 设备管理与维修, 2020(20): 179-181.
- [17] 国家机械工业局. 空气幕: JB/T 9067—1999 [S].
- [18] 李善宝. 温度与饱和含湿量的经验公式 [J]. 暖通空调, 2003(2): 112-113.
- [19] 赵磊. 某锂电池生产厂房低湿空调系统设计 [J]. 洁净与空调技术, 2020(1): 59-63.
- [20] 刘福仁. 蒸汽锅炉的蒸发量与热功率 (MW) 的换算 [J]. 中国特种设备安全, 2006, 22(9): 63-68.

(责任编辑 陈 敏 英文审校 郑青榕)