

## 除湿转轮的三维动态仿真与设计优化

王文欢<sup>1</sup> 谭牛高<sup>2</sup> 沈九兵<sup>1</sup> 顾名扬<sup>1</sup> 郭霆<sup>1</sup>

(1 江苏科技大学能源与动力学院 镇江 212100; 2 上海诺通新能源科技有限公司 上海 201101)

**摘要** 硅胶转轮是实现环境空气湿度控制的主要除湿技术,优化转轮尺寸、降低运行能耗是转轮除湿技术发展的必然趋势。本文基于计算流体力学(CFD)理论研究方法,首先建立并优化了高精度的三维动态仿真模型,针对桥梁缆索保护用的硅胶除湿转轮进行动态仿真,分析讨论了转轮厚度、风速、再生风的风量与温度对转轮除湿量(MRC)和比能耗(SEC)的影响规律,以达到优化转轮设计的目的。研究表明:不同风速运行条件下转轮存在最佳厚度,且最佳厚度随风速的增加而增大;相较于原转轮,优化后的转轮可以平均提升10%的MRC,并降低15%的SEC,表明了尺寸优化的有效性。同时发现转轮的SEC会随着再生温度的升高而降低,因此在进行转轮设计时要结合除湿需求,尽量降低再生温度以提高经济性。

**关键词** 硅胶转轮;CFD;优化设计;除湿量;节能减排

中图分类号: TU834.9;TK173

文献标识码: A

## Three-Dimensional Dynamic Simulation and Design Optimization of a Dehumidifying Rotor

Wang Wenhuan<sup>1</sup> Tan Niugao<sup>2</sup> Shen Jiubing<sup>1</sup> Gu Mingyang<sup>1</sup> Guo Ting<sup>1</sup>

(1. Jiangsu University of Science and Technology School of Energy and Power, Zhenjiang, 212100, China; 2. Shanghai Nuotong New Energy Technology Co., Ltd., Shanghai, 201101, China)

**Abstract** Silicone rotor is the main dehumidification technology to realize humidity control of ambient air; optimizing the rotor size and reducing the operating energy consumption are inevitable trends in rotor dehumidification technology development. In this study, based on the theoretical research method of computational fluid dynamics (CFD), we first established and verified a three-dimensional dynamic simulation model of the dehumidification and regeneration process of the rotor, and we conducted a dynamic simulation for the silica gel dehumidification rotor used for the protection of bridge cables, and we then analyzed and discussed the influence of rotor thickness, wind speed, and regeneration wind volume and temperature on the moisture removal capacity (MRC) and specific energy consumption (SEC) of the rotor to optimize the design of the rotor. The purpose was to optimize the rotor design. The results showed that the optimal thickness of the rotor existed under different wind speeds, and the optimal thickness increased with the increase in the wind speed. Compared with the original design, the optimized wheel improved the average MRC by approximately 10% while reducing the SEC by approximately 15%, demonstrating the effectiveness of dimensional optimization. Notably, the SEC decreased with increasing regeneration temperature. Therefore, in practical design, the regeneration temperature should be selected in accordance with the dehumidification requirements and maintained as low as feasible to enhance the overall economic performance.

**Keywords** silicone wheel; CFD; optimize the design; dehumidification; save energy and cut emissions

空气湿度作为空气调节中不可忽视的一环,在生产生活中具有重要的影响。例如,塑料产品在成型前需要进行干燥处理<sup>[1]</sup>,而在锂电池的生产过程中,需要低湿度环境来保护产品<sup>[2]</sup>。悬索桥的建造和使用过程中,常通过除湿方式降低主缆内部的相对湿度来防止锈蚀<sup>[3]</sup>。对于水电站之类与水处理相关的机械站房,也需要对站房内的湿度进行控制<sup>[4]</sup>。目前常用的除湿方式有冷冻除湿、溶液吸收式除湿和固体吸附除湿,而固体吸附除湿中的转轮动态除湿

器由于结构简单、除湿能力强等特点受到广泛应用。

典型的转轮除湿系统主要包括风机、加热器及转轮,转轮分为除湿区与再生区,处理空气经过除湿区被除湿;再生空气经过电加热升温至再生温度后,送入再生区对吸附材料进行再生。随着转轮持续进行转动,完成吸附区和再生区的交替,实现处理空气的连续除湿。其中作为核心部件的除湿转轮,由硅胶、氧化铝及分子筛等吸附材料组成,而硅胶因其可再生性好,除湿量大等特点最为常用。

如何优化设计转轮尺寸、降低运行能耗是转轮技术发展的主要研究热点。M. Abdelgaied 等<sup>[5]</sup>提出了一种干燥剂转轮除湿机的创新设计,它由多级硅胶垫和用于中间冷却的热交换器组成。实验结果表明:除湿性能大幅提高,且工艺空气的出口温度可低至 17.8 °C。王教领等<sup>[6]</sup>针对转轮除湿再生能耗高等问题,设计并优化了转轮热泵联合除湿干燥系统。葛凤华等<sup>[7]</sup>建立空气源热泵与小型除湿转轮相结合的复合机组,添加了热交换转轮来回收再生热,机组的一次能源利用率相较于空气源热泵高 25%,具有更好的节能效果。李江波等<sup>[8]</sup>提出一种双级热管转轮除湿空调系统,研究指出转轮再生温度不宜高于 80 °C。陈卫<sup>[9]</sup>提出一种结合除湿转轮和冷热水盘管的双转轮除湿系统方案,研究表明双转轮系统在深度除湿领域更具节能优势,且再生风量为处理风量的 70%~100% 时,系统可得到最大除湿量。

上述研究主要集中于优化转轮除湿系统,而针对转轮本身的性能研究与优化较少,且由于转轮旋转除湿与再生过程的复杂性,早期研究多采用实验的方法,如代咪咪等<sup>[10]</sup>通过实验分析了 3 种不同材料的转轮性能,发现了聚苯硫醚(polyphenylene sulfide, PPS)硅胶转轮更适合高湿度环境工况。贾春霞等<sup>[11]</sup>通过实验研究发现在相同工况下,氯化锂转轮的最佳再生温度为 60 °C,硅胶转轮的最佳再生温度为 100 °C。然而建立实验台和进行除湿性能测试在实践中并不容易<sup>[12]</sup>。随着计算机和软件技术的发展和完善,基于计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)的转轮动态仿真成为可能,在保证模型精度的前提下,仿真研究方法可有效完善干燥剂转轮除湿机的设计过程,节约开发与成本。Cheng Dang 等<sup>[13]</sup>提出了一种三维模型来模拟吸附过程中的流动和耦合传质传热。他们对详细的三维模型和简化的一维模型进行了对比研究,得出的结论是详细的三维模型是必要的。然而,已建立的三维模型只是转轮内的单个通道,无法反映整个除湿过程。P. Vivekh 等<sup>[14]</sup>也通过三维模型分析了硅胶除湿转轮的性能,预测结果的最大偏差均在 ±10% 以内。虽然模型精度有所提高,但模型假设空气和固体干燥剂的温度变化率相同,在高风速条件下该假设缺乏合理性,且该模型未充分考虑温度对硅胶吸附特性的影响。

为进一步提高转轮三维仿真模型的准确性,本文以某桥梁主缆防腐用的硅胶除湿转轮为例,首先引入硅胶等温吸附特性,建立转轮整体的三维动态仿真模型并进行验证,进一步基于该模型分析讨论

风速、转轮厚度、再生风量等参数对转轮除湿量和比能耗的影响,进而达到转轮优化设计的目的,并将优化后的转轮与原有转轮进行除湿性能及经济性对比,以论证动态仿真模型用于转轮设计优化的可行性。

## 1 数学模型

表 1 所示为某桥梁用除湿转轮的设计工况与要求,以及现用硅胶转轮的技术参数。基于有限体积法构建转轮模型,转轮构造及网格如图 1 所示,模型建立需基于以下假设<sup>[15-17]</sup>:

- 1) 吸附过程水蒸气无相变;
- 2) 多孔吸附剂假定为均匀且各向同性;
- 3) 由于在实际应用中,转轮通常被保温材料包裹,因此不考虑外界环境与转轮的热交换,也不考虑辐射传热;
- 4) 潮湿空气视为含有 2 种成分:干空气和水蒸气;
- 5) 转轮轴向的气流阻力远小于径向,因此再生气流和处理气流之间不会发生泄漏;
- 6) 不考虑网格内部干燥剂和气流的详细分布,将其视为一个整体,吸附发生于网格每一个位置。

表 1 某桥梁用除湿转轮的技术参数

Tab.1 Technical parameters of dehumidification runner for a bridge

参数	数值
额定处理风量/(m <sup>3</sup> /h)	1 600
处理风温度/°C	25
处理风含湿量/[g/kg(干空气)]	15
额定除湿量/(kg/h)	≥7
转轮直径/厚度/mm	500/200
处理区/再生区角度/(°)	270/90
再生风量/(m <sup>3</sup> /h)	533
再生温度/°C	100
转轮额定转速/(r/h)	20

利用 CFD 方法建立转轮动态吸附与再生过程仿真模型,需满足质量、动量及能量守恒的原理,具体如下。

### 1.1 质量守恒方程

质量守恒方程表示在计算过程中,没有物质被创造或消失<sup>[18-19]</sup>:

$$\varepsilon \frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla \cdot (\varepsilon \rho_f \vec{v}) = S_m \quad (1)$$

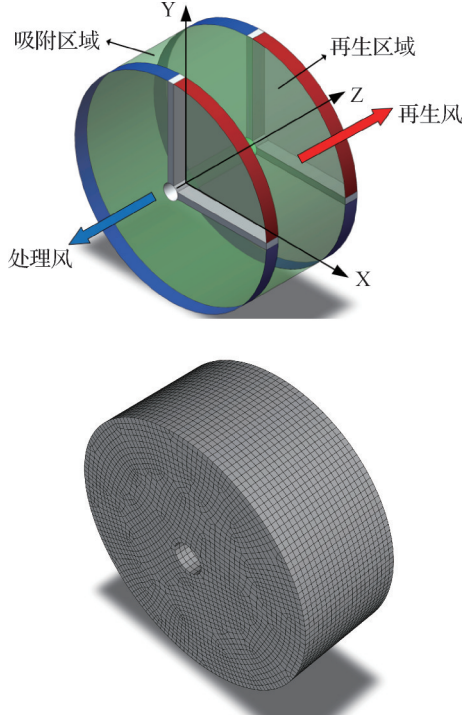


图1 转轮构造及网格图

Fig.1 Wheel structure and grid diagram

式中: $\rho_f$ 为流体密度, $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $t$ 为时间, $\text{s}$ ;  $\varepsilon$ 为孔隙率,本文采用的硅胶转轮其孔隙率设为0.7;  $\vec{v}$ 为速度矢量, $\text{m}/\text{s}$ ;  $S_m$ 为吸(脱)附速率,由于吸附(再生)作用而产生, $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$ 。

### 1.2 动量守恒方程

$$\begin{aligned} \varepsilon \frac{\partial}{\partial t} (\rho_f \vec{v}) + \nabla \cdot (\varepsilon \rho_f \vec{v} \vec{v}) = -\varepsilon \nabla p + \\ \nabla \cdot \left( \varepsilon \mu [(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T)] \right) - \\ \left( D \mu v_j + C \frac{1}{2} \rho_f |\vec{v}| v_j \right) \end{aligned} \quad (2)$$

式中: $p$ 为压强, $\text{Pa}$ ;  $\mu$ 为分子动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;  $v_j$ 为速度分量, $\text{m}/\text{s}$ 。

式(2)中最后一项为由于多孔介质而存在的阻力项,以源项的形式添加在方程中,其中首项为黏性阻力,后项为惯性阻力。Ergun方程提供了上述2项:

$$\frac{1}{D} = \alpha = \frac{D_p^2}{150} \frac{\varepsilon^3}{(1 - \varepsilon)^2} \quad (3)$$

$$C = \frac{3.5 (1 - \varepsilon)}{D_p} \frac{1}{\varepsilon^3} \quad (4)$$

式中: $D_p$ 为颗粒直径, $\text{mm}$ ;  $\alpha$ 为介质渗透率。

### 1.3 能量守恒方程

能量守恒方程的构建需要考虑转轮中固体和气体之间的对流传热,能量方程将在2个计算域之中分别求解,使用对流项表示2个域中的热量交换。流体域中的能量守恒方程为<sup>[18-19]</sup>:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\varepsilon \rho_f E_f) + \nabla \cdot (\vec{v} (\rho_f E_f + p)) = \\ \nabla \cdot \left( \varepsilon k_f \nabla T_f - \left( \sum_i h_i J_i \right) + (\bar{\tau} \cdot \vec{v}) \right) + \\ h_h (T_s - T_f) \end{aligned} \quad (5)$$

式中: $E_f$ 为流体总能量, $\text{J}$ ;  $k_f$ 为导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $T_f$ 为流体温度, $\text{K}$ ;  $h_h$ 为对流传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;  $T_s$ 为固体温度, $\text{K}$ ;  $h_i$ 为组分比焓, $\text{J}/\text{kg}$ ;  $J_i$ 为组分扩散通量, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ;  $\bar{\tau}$ 为黏性应力张量, $\text{Pa}$ 。

固体转轮的能量守恒方程为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} ((1 - \varepsilon) \rho_s E_s) = \nabla \cdot ((1 - \varepsilon) k_s \nabla T_s) + \\ S_m i_{\text{sor}} + h_h (T_f - T_s) \end{aligned} \quad (6)$$

式中: $E_s$ 为固体总能量, $\text{J}$ ;  $\rho_s$ 为固体密度, $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $i_{\text{sor}}$ 为吸附热, $\text{J}/\text{kg}$ 。

### 1.4 辅助方程

对流传热系数为<sup>[20]</sup>:

$$h_h = Nu k_f / D_h \quad (7)$$

式中: $Nu$ 为努塞尔数;  $D_h$ 为水力直径, $\text{m}$ 。

吸(脱)附速率为:

$$S_m = -(1 - \varepsilon) \rho_s \frac{dq_t}{dt} \quad (8)$$

式中: $q_t$ 为当前吸附量, $\text{kg}/\text{m}^3$ ; 其中 $\frac{dq_t}{dt}$ 表示转轮当前的吸附速率,计算如下<sup>[18]</sup>:

$$\frac{dq_t}{dt} = K (q_{\text{max}} - q_t) \quad (9)$$

式中: $q_{\text{max}}$ 为最大吸附量, $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $K$ 为动力学常数, $\text{kg}/\text{m}^3$ 。

硅胶材料的吸附热采用下式计算<sup>[21]</sup>:

$$i_{\text{sor}} = \begin{cases} -12400q_t + 3500 & q_t \leq 0.05 \\ -1400q_t + 2950 & q_t > 0.05 \end{cases} \quad (10)$$

吸附动力学常数为<sup>[22-23]</sup>:

$$K = \exp \left( 2.5 - \frac{2160}{T_f - 1.8} \right) - 0.0019 \quad (11)$$

硅胶材料的等温吸附线为<sup>[24]</sup>:

$$\begin{aligned} q_{\text{max}} = 0.118 \exp \left( - \left( \frac{-8.314 T_f \cdot \ln \varphi}{8590} \right)^2 \right) + \\ 0.271 \exp \left( - \left( \frac{-8.314 T_f \cdot \ln \varphi}{3140} \right)^2 \right) \end{aligned} \quad (12)$$

式中: $\varphi$ 为相对湿度,其与含湿量之间的转换式为<sup>[25]</sup>:

$$\varphi = 1.12 \times 10^{-6} \exp^{5249/T_f} / (1/w + 1.61) \quad (13)$$

式中: $w$ 为含湿量, $\text{g}/\text{kg}$ (干空气)。

表2所示为模拟过程中使用的其他物理参数值,与参考文献<sup>[26]</sup>一致。

表2 材料参数  
Tab.2 Material parameters

材料	密度/(kg/m <sup>3</sup> )	比热容/[kJ/(kg·K)]	导热系数/[W/(m·K)]
硅胶	1 129	950	0.198
空气	1.184	1 005	0.026
支撑材料	2 700	0.9	238

### 1.5 评价参数

除湿量 (moisture removal capacity, MRC) 是指转轮每小时除去的水蒸气质量:

$$C_{MRC} = 1000\rho_1 v_0 (w_2 - w_0) \quad (14)$$

式中:  $C$  为评估标准;

$v_0$  为处理风量, m<sup>3</sup>/h;  $w_2$  为处理风出口含湿量, g/kg(干空气);  $w_0$  为处理风入口含湿量, g/kg(干空气)。

比能耗 (specific energy consumption, SEC) 是除湿量与系统能耗的比值, 代表了转轮除去每单位质量水分时的能耗:

$$C_{SEC} = \frac{c_p \rho_i (v_1 (T_1 - T_0) + v_0 (T_3 - T_5)) / 0.7 + W}{C_{MRC}} \quad (15)$$

式中:  $v_1$  为再生风量, m<sup>3</sup>/h;  $c_p$  为比定压热容, kJ/(kg·K);  $T_1$  为再生风入口温度, °C;  $T_0$  为环境空气温度, 25 °C;  $T_3$  为处理风出口温度, °C;  $T_5$  为处理风目标温度, 25 °C。

其中,  $W$  为2个风机的功耗, 计算如下:

$$W = \frac{1.5v\Delta p}{3600 \times 1000 \times 0.7} \quad (16)$$

式中:  $v$  为风量, m<sup>3</sup>/h;  $\Delta p$  为压降, Pa。

以标准煤为例, 系统节省的一次能源量计算如下:

$$C_{\text{coal}} = \frac{Q_J}{q_m \eta_m} \quad (17)$$

式中:  $C_{\text{coal}}$  为系统节省的标准煤质量, kg;  $Q_J$  为系统总能耗, MJ;  $q_m$  为标准煤的热值, 取 29.3 MJ/kg;  $\eta_m$  为燃煤锅炉效率, 取 65%。

### 1.6 模型验证

为确保模型的准确性, 采用文献[26]中的硅胶转轮的测试条件进行模拟, 其中转轮的厚度与直径分别为 200 mm 和 800 mm, 其他参数与表 2 一致。将模拟结果与文献[26]中的测试数据进行对比, 如图 2 所示, 可以发现, 处理空气含湿量的最大偏差均不超过 ±10%, 表明模型预测结果具备一定的准确性。

## 2 结果与讨论

本文研究转轮本身的优化设计, 因此, 基于 CFD

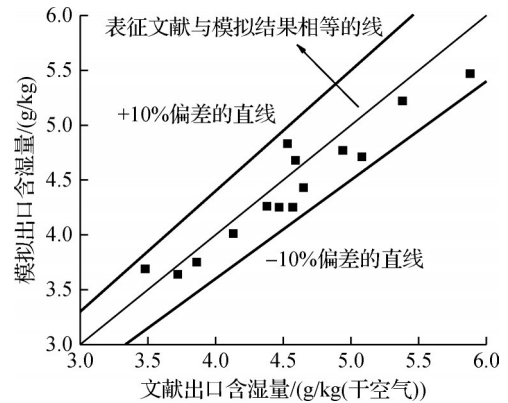


图2 基于文献实验结果的模型验证

Fig.2 Model verification based on literature experimental results

的模拟重点对影响转轮性能的参数进行研究, 进而优化转轮以增强转轮的性能, 产生节能减排效益。

### 2.1 转轮尺寸对性能的影响

对于转轮本身而言, 影响其除湿性能的有材质及其自身尺寸 2 个因素, 本文研究对象为最常见的硅胶转轮, 并着重研究硅胶转轮的尺寸参数及风速对转轮的性能影响, 其结果如图 3 所示。

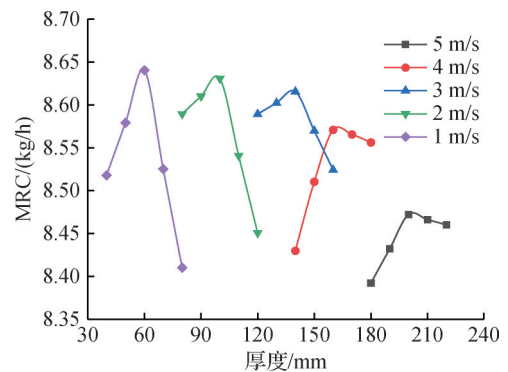


图3 不同风速下转轮除湿量随厚度的变化

Fig.3 Variation of dehumidification capacity of runner with thickness under different wind speeds

由图 3 可知, 当转轮的风速为确定值时, 转轮的除湿量随着厚度的变化存在一个最大值, 这代表在特定的工况下, 除湿转轮存在一个最佳厚度, 且最佳厚度所带来的 MRC 的提升随着风速的增大而减小, 因此, 转轮应该在满足设计需求的情况下, 尽可能选用较小的风速, 但在风速减小的过程中, 最佳厚度所带来的 MRC 的增大趋势逐渐变小, 因此, 建议风速设计在 1~4 m/s, 转轮直径的设计在满足空间要求的同时, 尽可能的保障处理风的风速在该范围内。

### 2.2 转轮优化设计及其性能

原有转轮的直径为 500 mm, 风速为 3.02 m/s, 厚度为 200 mm。根据上述研究结果, 低风速下转轮的

除湿性能更好,因此在固定处理风量的前提下,考虑桥梁设备仓口的尺寸限制,将转轮的直径优化为600 mm,此时风速为2.1 m/s,对应的厚度为100 mm。图4所示为转轮在优化前后的除湿速率分布。而改变再生温度是改变转轮MRC最常用的方法,因此在保持再生风量不变的情况下对2种设计进行再生温度为60~120 °C的模拟,其结果如图5所示。

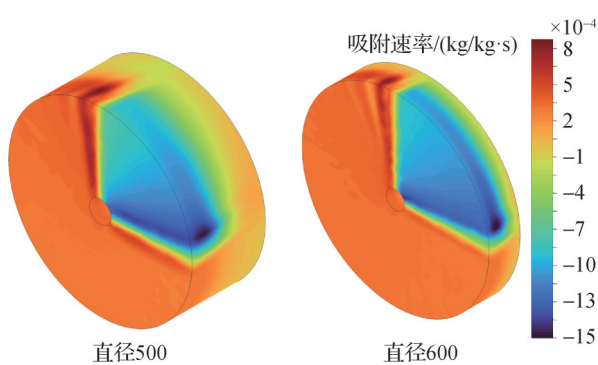


图4 转轮优化前后吸附速率分布

Fig.4 Adsorption rate distribution before and after runner optimization

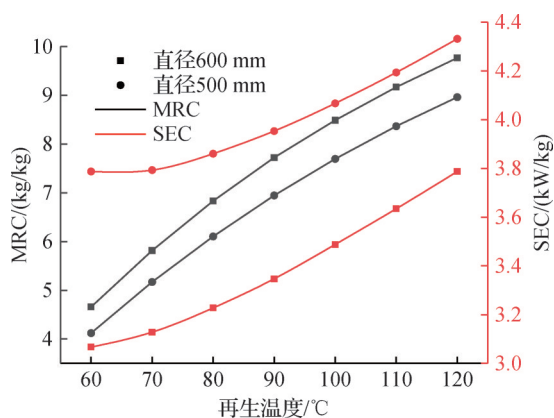


图5 不同风速下转轮除湿量随厚度的变化

Fig.5 Variation of dehumidifier with thickness under different wind speeds

由图4可知,最佳厚度的存在,是由于当转轮厚度过高时,转轮的再生部分接近出口的区域吸附再生速率0 m/s,甚至可能出现再吸附,当该现象出现时,多余的厚度开始影响转轮的除湿效率,而在优化后,转轮的再生部分的前端作为主要再生段,仍具有较好的除湿效果。

由图5可知,当再生温度增大时,转轮的MRC也逐渐增大,当转轮的直径从500 mm增至600 mm,风速从3.02 m/s降至2.1 m/s时,在不同的再生温度下,转轮的MRC均优于原本的转轮,在同一再生温度下,转轮的MRC最大上升了0.804 kg/h,即使在低温再生的工况下,转轮的MRC依然可以上升0.536 kg/h,同

时SEC也降低0.19 kW/kg,表明优化后转轮除湿性能与经济性的大幅提升。此外,由图5还可知,尽管转轮的MRC随着再生温度的增大而增大,即增大再生温度是提升除湿量的有效手段,但转轮的SEC也会同时增大,这表示从经济性方面考虑,要在满足除湿量需求的情况下,尽可能地降低转轮再生温度。

## 2.3 节能减排性能分析

在采用了优化的除湿转轮设计后,转轮的性能提升,因此,采用所节省的一次能源量来研究系统的节能效益,采用CO<sub>2</sub>减排量来研究系统的环境效益。本文研究了在同一除湿量下优化后的除湿转轮的节能量,其结果如图6所示。

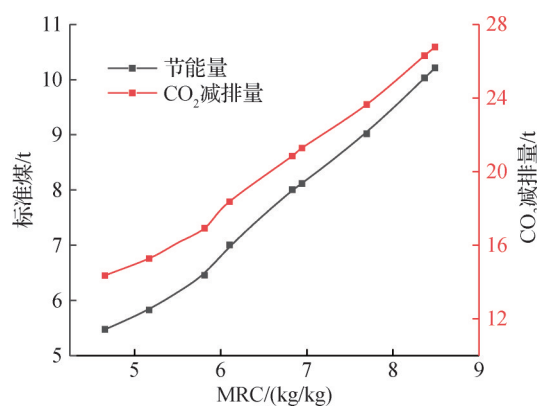


图6 不同除湿量下新转轮的节能减排量

Fig.6 Energy saving and emission reduction of new runner under different dehumidification

由图6可知,转轮的节能减排量随着MRC的增大而增大,当转轮的MRC从4.66 kg/h增至8.49 kg/h时,优化后的转轮每年所节省的一次能源从5.472 t增至10.210 t,这意味着在除湿量需求较大的环境下,优化后的转轮会更加节能,而其CO<sub>2</sub>减排量从14.349 t增至26.772 t,体现出了转轮优化后优异的节能减排效益。

## 3 结论

1)通过耦合空气与固体吸附材料的能量方程,优化了硅胶除湿转轮三维动态仿真模型,使模型计算误差控制在±10%以内。

2)不同直径或空气流速条件下,存在最优转轮厚度以获得最佳的MRC值,且该MRC值随转轮直径的增大而增大。

3)利用所建立的模型对某桥梁缆锁防腐除湿转轮进行尺寸优化后,转轮的MRE可平均提升10%,SER降低15%,表明转轮尺寸优化能产生良好的节能减排效益。

## 参考文献

- [1] 谢仲铭, 张嘉炜, 谢浩斌, 等. 节能便携的小型转轮除湿干燥机设计与性能研究[J]. 机电工程技术, 2024, 53(12): 291-295. (Xie Zhongming, Zhang Jiawei, Xie Haobin, et al. Design and performance research of a energy saving and portable small-sized rotary dehumidifying dryer[J]. Mechanical & Electrical Engineering Technology, 2024, 53(12): 291-295.)
- [2] 孙莹莹, 寇雪, 丁冉, 等. 锂电池厂房能耗与产能分析[J]. 暖通空调, 2024, 54(增刊2): 237-241. (Sun Yingying, Kou Xue, Ding Ran, et al. Energy consumption and capacity analysis of lithium battery workshop [J]. Journal of HV&AC, 2024, 54(Suppl.2): 237-241.)
- [3] 张玉杰. 悬索桥主缆通风数据分析与除湿状态评估研究[D]. 武汉: 武汉纺织大学, 2023. (Zhang Yujie. Study on ventilation data analysis and dehumidification state evaluation of main cable of suspension bridge [D]. Wuhan: Wuhan Textile University, 2023.)
- [4] 王立新, 喻忻, 刘伟, 等. 转轮除湿在水电站的设计应用[J]. 西北水电, 2012(增刊1): 162-165. (Wang Lixin, Yu Xin, Liu Wei, et al. Design and application of beehive wheel dehumidification in hydropower stations[J]. Northwest Hydropower, 2012(Suppl.1): 162-165.)
- [5] Abdelgaied M, Saber M A, Bassuoni M M, et al. Comparative analysis of a new desiccant dehumidifier design with a traditional rotary desiccant wheel for air conditioning purpose [J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 222: 119945.
- [6] 王教领, 金诚谦, 宋卫东, 等. 转轮除湿干燥系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(11): 374-384. (Wang Jiaoling, Jin Chengqian, Song Weidong, et al. Design and test of drying system for desiccant wheel dehumidification [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(11): 374-384.)
- [7] 葛凤华, 王剑, 郭兴龙, 等. 热泵废热再生转轮除湿空调系统的性能研究[J]. 太阳能学报, 2016, 37(9): 2326-2331. (Ge Fenghua, Wang Jian, Guo Xinglong, et al. Performance study on hybrid desiccant wheel air-conditioning system with waste heat recover of heat pump [J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2016, 37(9): 2326-2331.)
- [8] 李江波, 陈柳. 双级热管转轮除湿空调系统性能研究[J]. 低温与超导, 2019, 47(10): 62-67. (Li Jiangbo, Chen Liu. Performance study of two-stage heat pipe rotary dehumidification air conditioning system[J]. Cryogenics & Superconductivity, 2019, 47(10): 62-67.)
- [9] 陈卫. 双转轮除湿系统及其性能影响因素分析[J]. 制冷与空调(北京), 2023, 23(12): 7-12. (Chen Wei. Design of dual-wheel dehumidification system and influencing factors analysis on its performance [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2023, 23(12): 7-12.)
- [10] 代咪咪, 邹同华, 严雷, 等. 不同干燥剂转轮的除湿性能[J]. 化工进展, 2015, 34(7): 1841-1845. (Dai Mimi, Zou Tonghua, Yan Lei, et al. Experimental investigation on the performances of different desiccant wheels [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2015, 34(7): 1841-1845.)
- [11] 贾春霞, 吴静怡, 代彦军. 干燥剂转轮除湿性能实验研究[J]. 化学工程, 2006, 34(6): 4-7. (Jia Chunxia, Wu Jingyi, Dai Yanjun. Experimental study on desiccant-wheel dehumidification performance [J]. Chemical Engineering, 2006, 34(6): 4-7.)
- [12] Eicker U, Schürger U, Köhler M, et al. Experimental investigations on desiccant wheels [J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 42: 71-80.
- [13] Cheng Dang, Peters E A J F, Kuipers J A M. Numerical modelling of flow and coupled mass and heat transfer in an adsorption process [J]. Chemical Engineering Science, 2016, 152: 413-425.
- [14] Vivekh P, Pei S D, Pang W, et al. Air dehumidification performance study of a desiccant wheel by a three-dimensional mathematical model [J]. International Journal of Refrigeration, 2023, 147: 163-173.
- [15] Liu Lin, Bai Yu, He Zhaohong, et al. Numerical investigation of mass transfer characteristics for the desiccant-coated dehumidification wheel in a dehumidification process [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 160: 113944.
- [16] Zhang X J, Dai Y J, Wang R Z. A simulation study of heat and mass transfer in a honeycombed rotary desiccant dehumidifier [J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23(8): 989-1003.
- [17] De Antonellis S, Joppolo C M, Molinaroli L. Simulation, performance analysis and optimization of desiccant wheels [J]. Energy and Buildings, 2010, 42(9): 1386-1393.
- [18] Fabian Ramos H S, Baliga C, Rajendran A, et al. CFD-based model of adsorption columns: Validation [J]. Chemical Engineering Science, 2024, 285: 119606.
- [19] ANSYS Inc. Ansys fluent theory guide [M]. Release 14.0. Canonsburg, PA: ANSYS, Inc., 2011.
- [20] Nia F E, Van Paassen D, Saidi M H. Modeling and simulation of desiccant wheel for air conditioning [J]. Energy and Buildings, 2006, 38(10): 1230-1239.
- [21] Pesaran A A, Mills A F. Moisture transport in silica gel packed beds—I. Theoretical study [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1987, 30(6): 1037-

- 1049.
- [22] Serbezov A, Sotirchos S V. On the formulation of linear driving force approximations for adsorption and desorption of multicomponent gaseous mixtures in sorbent particles [J]. *Separation and Purification Technology*, 2001, 24(1/2): 343–367.
- [23] Vivekh P, Bui D T, Wong Y, et al. Performance evaluation of PVA-LiCl coated heat exchangers for next-generation of energy-efficient dehumidification [J]. *Applied Energy*, 2019, 237: 733–750.
- [24] Van Den Bulck E. Convective heat and mass transfer in compact regenerative dehumidifiers [D]. Madison: University of Wisconsin-Madison, 1987.
- [25] Narayanan R, Saman W Y, White S D, et al. Comparative study of different desiccant wheel designs [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31(10): 1613–1620.
- [26] Ma Zhiyao, Liu Xiaohua, Zhang Tao. Experimental investigation and effectiveness analysis of a desiccant wheel dehumidification system with low air humidity [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 226: 120279.

#### 通信作者简介

沈九兵,男,副教授/博士,江苏科技大学能源与动力学院,18796014922, E-mail: shenjiubing@just.edu.cn。研究方向:制冷压缩机、高温热泵及余热回收等研究。

#### About the corresponding author

Shen Jiubing, male, associate professor/doctor, School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, 86-18796014922, E-mail: shenjiubing@just.edu.cn. Research fields: refrigeration compressors, high-temperature heat pumps and waste heat recovery, etc.