

文章编号: 1671-6612 (2026) 01-131-07

桥梁主缆复合除湿系统 用 R1234yf 工质双热泵机组实验与节能潜力研究

潘晓惠¹ 岳红宇² 李文贤² 毛杨林¹ 高远¹

(1. 镇江蓝舶科技股份有限公司 镇江 212016;

2. 江苏省交通工程建设局 南京 210004)

【摘要】 为有效提升桥梁主缆除湿系统在高温高湿工况下的除湿能力, 并降低除湿能耗。提出采用环保型 R1234yf 工质的双热泵机组驱动桥梁主缆复合除湿系统。通过构建 R1234yf 工质双热泵机组的实验系统, 测试分析了不同工况下的双热泵机组性能。结果表明: 在环境温度为 37°C, 相对湿度为 60% 的工况下, 双热泵机组的蒸发器出风温度可达 16°C, 相对湿度为 90%, 高温冷凝器出风温度为 83°C, 机组综合能效为 3.5。于此同时, 当环境温度为 34°C, 相对湿度为 61%, 再生温度设定为 130°C 时, 与传统转轮除湿机组相比, 双热泵驱动复合除湿系统能的除湿能力提高 107%, 同时再生功耗降低 6.08%。研究结果能够为工质双热泵机组驱动桥梁复合除湿系统的应用提供理论与数据支撑。

【关键词】 主缆除湿; 复合除湿系统; 双热泵机组; 环保工质; 高温高湿工况
中图分类号 TB61/TB64 文献标志码 A

Experimental Study and Energy-saving Potential of R1234yf Dual Heat Pump for Bridge Main Cable Composite Dehumidification System

Pan Xiaohui¹ Yue Hongyu² Li Wenxian¹ Mao Yanglin¹ Gao Yuan¹

(1. Zhenjiang Lanbo Technology Co., Ltd, Zhenjiang, 212016;

2. Jiangsu Provincial Transport Engineering Construction Bureau, Nanjing, 210004)

【Abstract】 To effectively enhance the dehumidification capacity of the main cable dehumidification system for bridges under high temperature and high humidity conditions, and to reduce the energy consumption of dehumidification, this paper proposes the use of a dual heat pump unit with environmentally friendly refrigerant R1234yf to drive the composite dehumidification system of the main cable. By constructing an experimental system for the dual heat pump unit using R1234yf refrigerant, the performance of the dual heat pump unit under different operating conditions was tested and analyzed. The results show that under conditions of an ambient temperature of 37°C and relative humidity of 60%, the evaporator outlet air temperature of the dual heat pump unit can reach 16°C with a relative humidity of 90%, and the high-temperature condenser outlet air temperature is 83°C, with a comprehensive energy efficiency ratio (EER) of 3.5. Meanwhile, when the ambient temperature is 34°C, relative humidity is 61%, and the regeneration temperature is set at 130°C, the dehumidification capacity of the dual heat pump-driven composite dehumidification system is improved by 107% compared to traditional rotary dehumidification units, while the regeneration power consumption is reduced by 6.08%. The research results of this paper can provide theoretical and data support for the application of refrigerant dual heat pump units in driving composite dehumidification systems for bridges.

【Keywords】 Main cable dehumidification; Composite dehumidification system; Dual heat pump unit; Environmentally friendly

refrigerant; High temperature and high humidity conditions

0 引言

悬索桥是跨度最大的桥梁结构之一,主要由主缆、塔架、锚室、鞍室和钢箱梁等组成^[1]。其中,主缆是悬索桥的核心承重部件之一,作为悬索桥的“生命线”,对其安全和使用寿命有着决定性作用^[2]。现代悬索桥的主缆一般由镀锌钢材制成,因大量钢铁材料暴露在海洋和河流等湿润大气环境中,在施工和运行过程中易受湿度、温度和盐雾等因素影响而产生腐蚀。其中,湿度是影响钢材在大气中腐蚀速率的重要因素之一^[3]。当前,被动防腐和主动防腐是主缆防腐的两个重要技术路线。其中,被动防腐通过在主缆表面进行防腐涂装,采用“防护腻子+缠绕钢丝+外防护涂层”的方式,隔绝外部湿空气渗入主缆内部^[4];主动防腐则指通过向主缆内部输入干空气,降低内部相对湿度,防止主缆锈蚀。

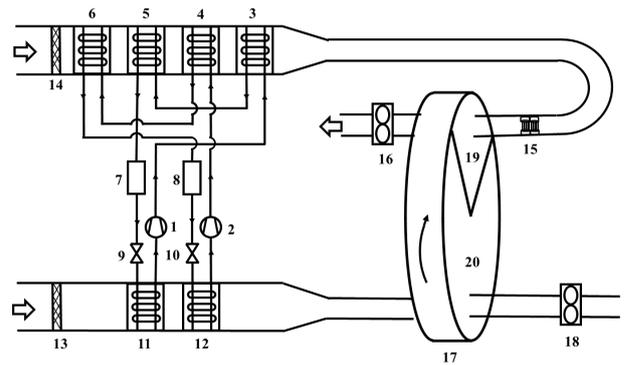
目前,悬索桥主动防腐除湿系统多采用转轮除湿技术满足空气湿度的调控要求^[5,6]。尽管传统的转轮除湿技术具有结构简单、除湿量大、无腐蚀性等优点,但在高温高湿条件下,其除湿效果不佳,除湿能力不足,热湿环境适应性差^[7]。此外,转轮除湿再生温度高,所需能耗大,经济性差。为解决这一问题,不同系统及循环方式被用于优化除湿空调系统,提升除湿效果,包括双级除湿空调系统^[8]和除湿转轮和蒸发冷却相结合的方式等^[9]。同时,针对转轮再生耗能高的问题,学者们开展了广泛的研究,包括采用蒸汽压缩系统、太阳能、电加热器、超声波能、废热和电渗透等方式实现等转轮除湿系统的再生^[10]。同时,合理利用转轮除湿后的空气余热加热再生空气能够有效降低再生能耗^[12]。相较于其他再生方法,热泵被广泛应用于生活和生产中,且具有较高的效率。同时,热泵通过蒸发冷却对处理风进行预冷和除湿,并利用冷凝热对再生风进行余热回收。热泵与转轮除湿的结合不仅提高了能源效率,还降低了转轮处理空气的温度和湿度,从而提升了除湿能效^[13]。然而,当传统单级热泵循环在冷凝与蒸发两侧的温差较大时,机组效率会急剧下降^[14]。

针对上述问题,本文提出基于 R1234yf 工质双热泵驱动的悬索桥主缆复合除湿系统,该系统基于梯级冷凝和蒸发原理,提升热泵机组的冷凝出风温

度、降低蒸发出风温度。通过深度利用双热泵机组的冷凝热与蒸发冷,实现对转轮处理风和再生风的深度预处理,有效提升桥梁主缆除湿系统在恶劣工况下的除湿能力,同时降低除湿再生功耗。最终,通过本文的研究为 R1234yf 工质双热泵驱动的悬索桥主缆复合除湿系统的应用提供理论与数据支撑。

1 主缆复合除湿系统

悬索桥主缆复合除湿系统是在传统转轮除湿系统的基础上,通过利用热泵机组的制冷/制热效应进行优化设计,系统图如图 1 所示。



1、2-压缩机; 3、4-高温冷凝器; 5、6-低温冷凝器; 7、8-储液器; 9、10-膨胀阀; 11、12-蒸发器; 13、14-过滤器; 15-辅助加热器; 16、18-风机; 17-除湿转轮; 19-转轮再生区; 20-转轮除湿区

图 1 R1234yf 工质双热泵机组驱动桥梁复合除湿系统原理图

Fig.1 Schematic diagram of the R1234yf dual heat pumps driving bridge composite dehumidification system

(1) 耦合冷凝除湿与转轮除湿,提升除湿能力

当悬索桥主缆处于高温高湿环境时,利用热泵冷凝除湿实现对高温高湿空气的预处理,作为复合除湿的预处理部分,热泵冷凝除湿不仅能够提升除湿系统的除湿能力,同时能够有效降低转轮的进风温度,有效改善转轮运行工况,提高转轮的除湿效率^[27]。

(2) 梯级利用双热泵机组的冷凝热,降低转轮再生功耗

通过将双热泵机组的冷凝过程进行梯级冷凝,可以提升再生转轮的进风温度,降低转轮再生负

荷。相较于单热泵机组, 通过两个热泵系统的冷热端合理排列, 突破了冷热端热量匹配对冷凝器排气温度的限制, 使系统即使在较高的冷冻除湿负荷的情况下仍能保持较高的气冷器排气温度, 进而降低或去除除湿转轮电加热功耗, 提升系统能效。

2 双热泵机组实验系统

2.1 实验测试系统

为有效探究双热泵机组的性能, 本研究搭建了一套基于 R1234yf 工质双热泵机组的实验测试系统, 主要由压缩机 1#、压缩机 2#、冷凝器 1#、冷凝器 2#、储液器、电子膨胀阀 1#、电子膨胀阀 2# 和蒸发器组成, 通过在不同位置布置了温度和压力传感器, 测试系统的原理和实物图如图 2 所示。

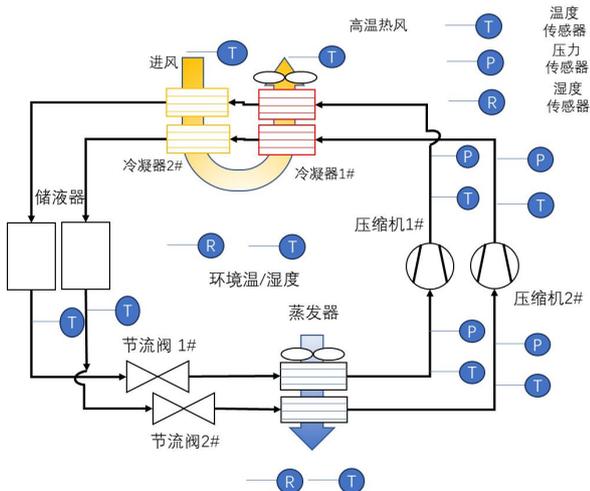


表 1 双热泵机组设备参数

Table 1 Equipment parameters of dual heat pumps

设备名称	规格/代号
压缩机	海立 WHP26000ASC3Q9JK, 输入功率 2575W
驱动器	三花 HMD3W-7
油分离器	法斯克, 5/8"ODF F-5202
气液分离器	法斯克, 7/8"ODF FA-207
储液器	法斯克, 7/8"ODF 2L
电子膨胀阀	盾安 5/16DPF (B) 2.2C-105
电子膨胀阀控制器	三花 EC133A
蒸发器 1#	长宽厚: 200mm×400mm×60mm 管外径 9.52mm, 4 排 16 列, 片距 2.0mm
蒸发器 2#	长宽厚: 200mm×400mm×180mm 管外径 9.52mm, 8 排 16 列, 片距 2.0mm
冷凝器 1#	长宽厚: 200mm×200mm×100mm 管外径 9.52mm, 4 排 8 列, 片距 2.0mm
冷凝器 2#	长宽厚: 400mm×400mm×150mm 管外径 9.52mm, 6 排 8 列, 片距 2.0mm



图 2 R1234yf 工质双热泵机组原理与实物图

Fig.2 Principle and physical diagram of the R1234yf dual heat pumps

2.2 实验设施及测量仪器

双热泵机组的主要设备参数如表 1 所示, 其中压缩机采用变频压缩机, 节流装置采用电子膨胀阀, 用于有效调节机组的运行工况。表 2 所示为主要测试仪表参数, 包含温湿度、压力传感器, 同时利用恒河 WT120 采集压缩机功耗。利用 Agilent-34970A 数据采集仪采集和存储数据, 每隔 5s 读取一次数据。待机组温度运行之后, 连续读取 20 分钟的数据。

表 2 实验测量仪器参数

Table 2 Experimental Measurement Instrument Parameters

仪器名称	测试内容	测量范围	精度要求
HMT330 温湿度传感器	干球温度相对湿度	-40~80℃0~100%RH	±0.2℃±1%
PT 温度计	温度	-200~500℃	±0.1℃
P300 压力传感器	压力	0~4 MPa	±5%
WT120 功率计	电功率	0~24 kW	±2%
Agilent-34970A 数据采集仪	数据采集	—	—

2.3 性能指标

(1) 除湿量

$$D = d_1 - d_2 \quad (1)$$

式中： D 为冷冻除湿系统除湿量； d_1 、 d_2 分别为处理空气进出口的含湿量， g/kg ；除湿量直接反应了湿空气经过蒸发器后绝对含湿量的变化， D 越大说明系统除湿能力越强。

(2) 除湿率

$$\epsilon_d = \frac{d_1 - d_2}{d_1} \quad (2)$$

除湿率 ϵ_d 反应了湿空气经过除湿系统后绝对含湿量的变化率，除湿率越高说明除湿系统除湿性能越好。

(3) 热泵能效 (EER)

$$EER = \frac{Q_h}{W} \quad (3)$$

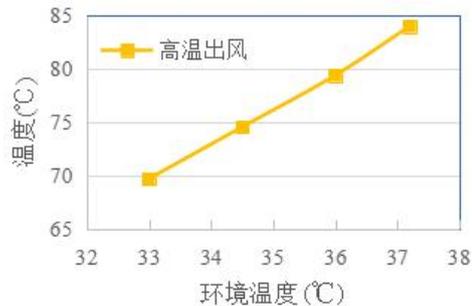
式中： Q_h 为热泵机组的制热量； W 为热泵机组的功耗； EER 越高说明热泵机组的效率越高。

3 研究结果与分析

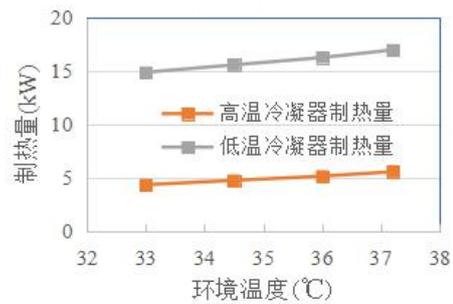
3.1 环境进风温度影响

图 3 显示了环境温度对双热泵机组性能的影响，其中蒸发器出风温度为 17℃，相对湿度为 95%，环境温度从 35℃ 增长至 37℃，冷凝器进风量为 360m³/h，蒸发器进风量为 1100m³/h。其中图 3 (a) 显示，随环境进风温度的升高，冷凝器出风温度不断升高，高温出风温度可达 83℃；图 3 (b) 显示了双热泵机组的制热量随环境温度的变化关系，其中，高温和低温冷凝器的制热量都随环境温度的升高而升高；图 3 (c) 显示，双热泵机组的功耗和 EER 随进风温度的升高分别呈现上升和下降的趋势，其中 EER 由 3.8 下降至 3.5；图 3 (d) 显示，压缩机频率则随着进风温度的升高不断升

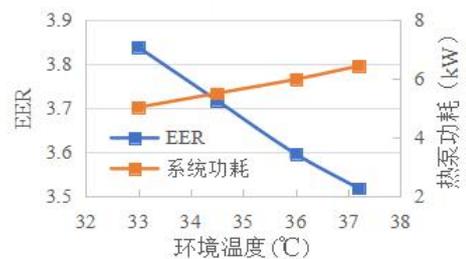
高；图 3 (e) 显示随着环境温度的升高，双热泵机组的整体除湿量不断增加；图 3 (f) 则显示随着环境温度的升高，双热泵机组的除湿率不断增加。上述结果表明，当环境温度升高时，为了满足工况需求，热泵机组需要运行在更高频率之下，且最低频率大于 50Hz，双热泵机组的效率则不断下降，同时随着压缩机频率的升高，双热泵机组的制冷量增加，因此除湿量和除湿率不断提升。同时，当环境温度升高时，压缩机功耗增加，此时冷凝器排风温度升高，能够有效降低转轮的再生负荷。



(a)



(b)



(c)

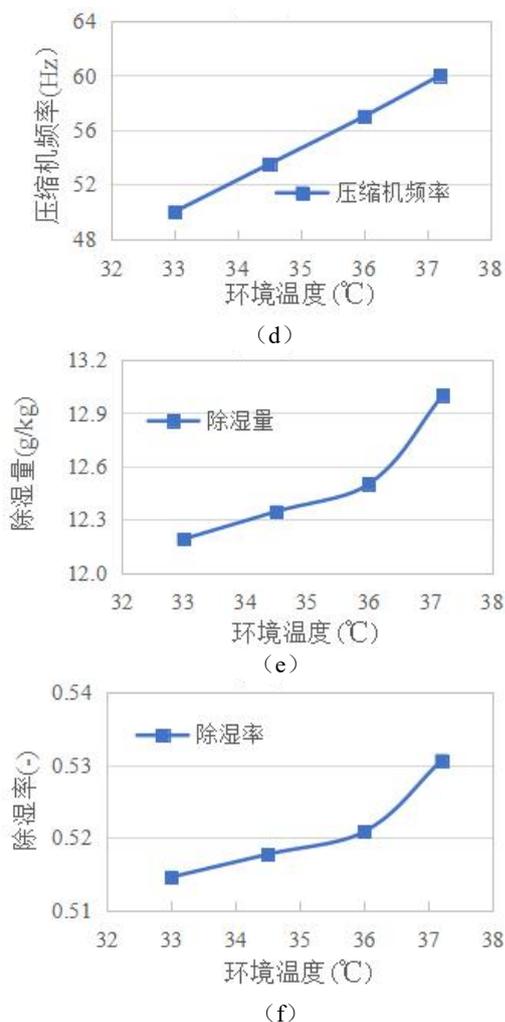


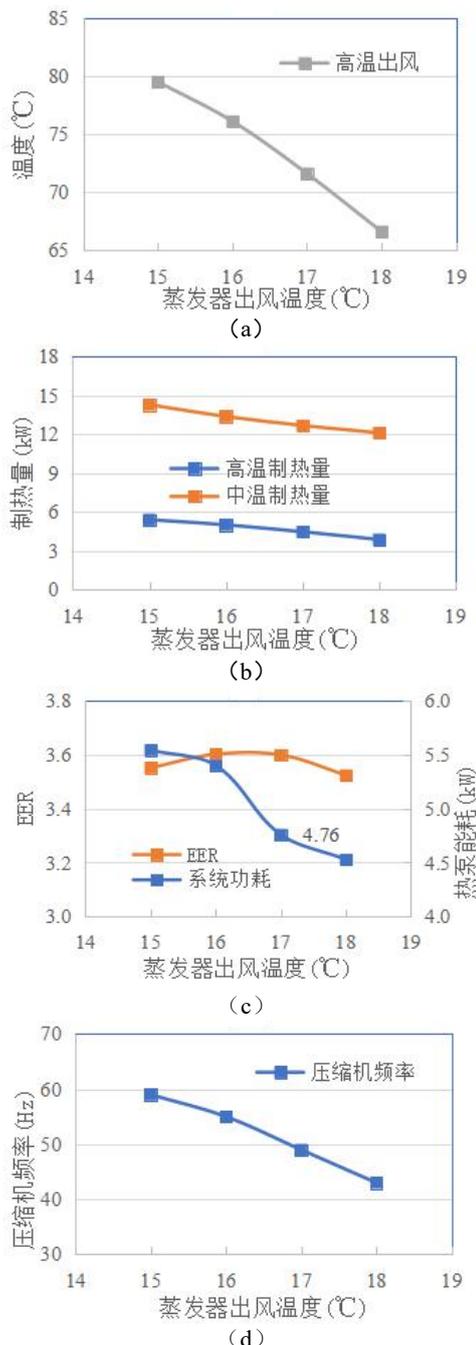
图 3 环境进风温度对系统性能影响

Fig.3 Influence of ambient intake air temperature on system performance

3.2 处理风出风温度影响

图 4 显示了蒸发器出风温度对双热泵机组性能的影响, 其中环境温度 35°C, 相对湿度为 60%, 蒸发器出风温度由 15°C 升高至 18°C, 冷凝器进风量为 360m³/h, 蒸发器进风量为 1100m³/h。其中图 4 (a) 显示, 随蒸发器出风温度的升高, 冷凝器出风温度不断降低, 温度变化范围为 67~80°C; 图 4 (b) 显示了双热泵机组的制热量随蒸发器出风温度的变化关系, 其中, 高温和低温冷凝器的制热量都随环境温度的升高而降低; 图 4 (c) 显示, 双热泵机组的功耗随蒸发器出风温度升高而降低, 而机组的 *EER* 则先升高后降低, 最大值为 3.60; 图 4 (d) 显示, 压缩机频率则随着蒸发器出风温度的升高不断升高; 图 4 (e) 显示随着蒸发器出风温度的升高, 双热泵机组的整体除湿量不断减

小; 同时, 图 4 (f) 显示随着蒸发器出风温度的升高, 双热泵机组的除湿率不断减小。上述结果表明, 双热泵机组的压缩机频率随蒸发器呈现下降趋势, 在出风温度为 16~17°C 左右时, 压缩机频率为 50Hz, 此时系统效率最高, 同时随着压缩机频率的降低, 双热泵机组的制冷量下降, 因此除湿量和除湿率不断下降。同时, 当蒸发器出风温度升高时, 虽然压缩机负荷降低, 但同时高温出风温度降低, 转轮再生负荷升高, 同时转轮的进风湿度升高, 不利用转轮的除湿与再生过程。



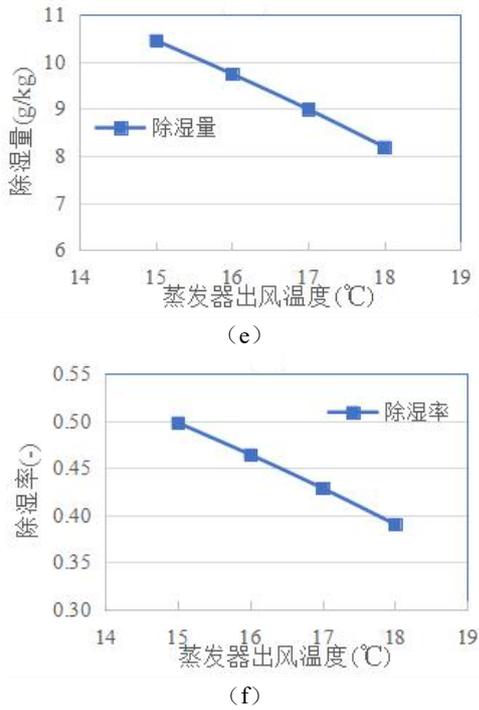


图 4 蒸发器出风温度对系统性能影响

Fig.4 Influence of outlet air temperature of evaporator on system performance

3.3 除湿与节能潜力分析

为了分析 R1234yf 工质双热泵机组驱动桥梁复合除湿系统的除湿和节能潜力提升, 本文进一步将所提复合除湿系统与传统转轮除湿系统进行对比。其中, 除湿机组的除湿量计算如式 (1) 所示, 对传统转轮除湿机组而言, 其中 d_1 和 d_2 分别为转轮进出口空气绝对湿度。对所提复合除湿机组而言, 其中 d_1 为蒸发器进口空气绝对湿度; d_2 为转轮出口空气绝对湿度。此外, 对于传统转轮除湿而言, 采用电加热将再生空气加热至再生温度, 其功耗计算公式如式 (4) 所示。

$$W_1 = \rho \times V \times (h_{out} - h_{in,1}) \quad (4)$$

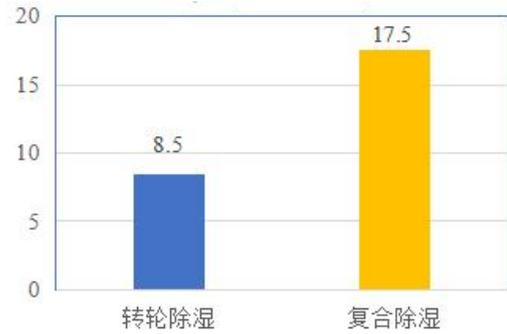
式中: ρ 为再生空气的密度, kg/m^3 ; V 为再生空气的体积, m^3 ; h_{out} 电加热出口空气焓值, kJ/kg ; $h_{in,1}$ 为环境空气焓值, kJ/kg 。

对于所提复合除湿系统而言, 其功耗由 R1234yf 工质双热泵机组和辅助电加热组成, 计算方法如公式 (5) 所示。

$$W_2 = W + \rho \times V \times (h_{out} - h_{in,2}) \quad (5)$$

式中: ρ 为再生空气的密度, kg/m^3 ; V 为再生空气的体积, m^3 ; h_{out} 电加热出口空气焓值,

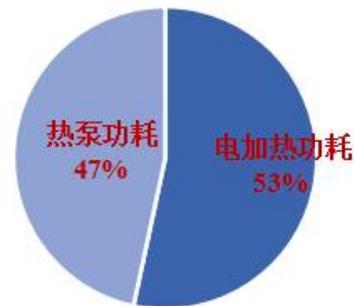
kJ/kg ; $h_{in,2}$ 为双热泵冷凝器出口空气焓值, kJ/kg 。



(a) 除湿量 g/kg



(b) 功耗 kW



(c) 复合除湿系统功耗组成 (%)

图 5 复合除湿系统的除湿和节能潜力

Fig.5 Dehumidification and energy-saving potential of composite dehumidification system

当环境温度为 34°C , 相对湿度为 61%, 除湿风量为 $1100\text{m}^3/\text{h}$, 再生风量为 $360\text{m}^3/\text{h}$, 再生温度设定为 130°C 时, 传统转轮除湿和所提复合除湿系统的除湿量和功耗分别如图 5 所示。其中, 相对于传统转轮除湿, 所提双热泵驱动复合除湿系统能够提高除湿量 107%, 同时降低再生功耗 6.08%, 说明本文所提双热泵驱动复合除湿系统不仅除湿能力提升显著, 同时具有一定的节能效果, 其中复合系统中 47% 的功耗是由热泵产生, 同时 53% 的功耗来自于辅助电加热, 说明本文所提复合除湿系统可

进一步优化,提供热泵供热占比。

4 总结

本文提出环保型R1234yf工质的双热泵机组驱动桥梁复合除湿系统,并对R1234yf工质双热泵机组进行了实验研究,同时理论对比分析了R1234yf工质双热泵机组驱动桥梁复合除湿系统与传统转轮除湿系统的除湿能力和功耗,主要结果如下:

(1)在环境温度为35℃,相对湿度为60%时,基于R1234yf的双热泵机组能够将再生风加热到80℃以上,处理风降低到17℃,相对湿度为95%,有效实现对转轮再生风和处理风的预处理。

(2)采用变频压缩机,能够有效调节双热泵机组的除湿能力,适宜不同环境工况和除湿需求,其中压缩机频率升高时,双热泵机组的除湿能力和冷凝器出风温度升高。

(3)当环境温度为34℃,相对湿度为61%,再生温度设定为130℃时,相对于传统转轮除湿,双热泵驱动复合除湿系统能够提高除湿量107%,同时降低再生功耗6.08%,研究结果为后续R1234yf工质双热泵机组驱动桥梁复合除湿系统的应用提供理论与数据支撑。

参考文献:

- [1] Yoshida O, Okuda M, Moriya T. Structural characteristics and applicability of four-span suspension bridge[J]. Journal of Bridge Engineering, 2004,9(5):453-463.
- [2] 曹洪武,冯雍,闫永涛.悬索桥主缆防腐技术的发展与展望[J].公路,2021,66(1):189-193.
- [3] 张强先,赵华伟,方园,等.悬索桥主缆钢丝腐蚀与防护的应用进展[J].南京工业大学学报(自然科学版), 2020,42(3):278-283.
- [4] 周克忠,李颖.悬索桥主缆防护技术及应用[J].电镀与涂饰,2017,36(22):1227-1229.
- [5] Bloomstine M L, Sørensen O. Prevention of main cable corrosion by dehumidification[M]. Advances in cable-supported bridges. CRC Press, 2017:215-228.
- [6] Zhang M, Huang S, Li P, et al. Application of dehumidification as anti-corrosion technology on suspension bridges: A review[J]. Applied Thermal Engineering, 2021,199:117549.
- [7] Enteria N, Mizutani K. The role of the thermally activated desiccant cooling technologies in the issue of energy and environment[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011,15(4):2095-2122.
- [8] 葛天舒.转轮式两级除湿空调理论与实验研究[D].上海:上海交通大学,2008.
- [9] La D, Dai Y J, Li Y, et al. Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning: A review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010,14(1):130-147.
- [10] Misha S, Mat S, Ruslan M H, et al. Review of solid/liquid desiccant in the drying applications and its regeneration methods[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012,16(7):4686-4707.
- [11] Halliday S P, Beggs C B, Sleight P A. The use of solar desiccant cooling in the UK: a feasibility study[J]. Applied Thermal Engineering, 2002,22(12):1327-1338.
- [12] Mavroudaki P, Beggs C B, Sleight P A, et al. The potential for solar powered single-stage desiccant cooling in southern Europe[J]. Applied Thermal Engineering, 2002,22(10):1129-1140.
- [13] 彭关中,缪小平,范良凯,等.基于余热回收的悬索桥主缆除湿防腐系统节能分析与实验研究[J].建筑科学,2011,27(2):33-37.
- [14] Qiu K, Thomas M. Modeling and optimization of two-stage compression heat pump system for cold climate applications[J]. Journal of Building Engineering, 2024,82:108407.