DOI:10.11918/202503017

造船用冷凝热回收型变频热泵除湿机热湿特性

王 妍[1,2],沈 朝[1,2],张静姿[3],董 锋[3],张祖洋[3],高 科[3]

(1.哈尔滨工业大学 建筑与设计学院,哈尔滨 150006;2.寒地城乡人居环境科学与技术工业和信息化部重点实验室(哈尔滨工业大学),哈尔滨 150090;3.汉福启东环境科技股份有限公司,江苏 启东 226236)

摘 要:为解决造船业高温高湿环境下除湿效率低、能耗高及送风参数控制不精确等问题,研发一种冷凝热回收型变频热泵除湿机组,并对其性能开展系统性实验研究。该机组采用双冷凝器并联结构与全变频控制策略,具备多参数调控能力。基于焓差实验室搭建测试平台来模拟温度为35 ℃、相对湿度为70%的典型造船工况,系统分析压缩机转速、双冷凝器换热量的分配、冷凝风机频率及送风风速对机组除湿性能的影响,并采用机组能效比(COP)和单位能耗除湿量(SMER)共同作为评价指标。结果表明:在压缩机转速为3 500 r/min、冷凝风机频率为30 Hz、两器换热量配比为5.17∶1、送风风速为2.7 m/s时,COP可达4.36,SMER为4.01 kg/kWh。该机组在多种工况下均可实现对送风温湿度的精准调控,并具有良好的节能效果。本研究成果为船舶制造等对湿度控制要求严格的工业场景提供了高效节能的技术路径,并为工业除湿系统的设计与运行优化提供了理论和实验依据。

关键词:热泵除湿机组;造船工业;温湿度控制;能效比;参数优化

中图分类号:TU834.9 **文献标志码**:A **文章编号**:0367-6234(2026)10-0181-07

Thermo-hygrometric characteristics of variable-frequency heat pump dehumidification unit with condensater heat recovery for shipbuilding

Wang Yan[1,2], Shen Chao[1,2], Zhang Jingzi[3], Dong Feng[3], Zhang Zuyang[3], Gao Ke[3]

(1. School of Architecture and Design, Harbin Institute of Technology, Harbin 150006, China; 2. Key Laboratory of Cold Region Urban and Rural Human Settlement Environment Science and Technology (Harbin Institute of Technology), Ministry of Industry and Information Technology, Harbin 150090, China; 3. Hanfu Qidong Environmental Technology Co., Ltd., Qidong 226236, Jiangsu, China)

Abstract: The shipbuilding industry faces challenges with low dehumidification efficiency, high energy consumption, and imprecise air supply control under high-temperature and high-humidity conditions. To address these challenges, this study developed a condensater heat recovery variable-frequency heat pump dehumidification unit and systematically evaluated its performance. The unit applied a dual-condenser parallel structure and a full-variable frequency control strategy, enabling the regulation of multi-parameters. A testing platform based on enthalpy difference laboratory was established to simulate a typical shipbuilding environment, i.e., at 35 ℃ and 70% relative humidity. The effects of compressor speed, heat exchange distribution between the two condensers, condenser fan frequency, and air supply velocity on the dehumidification performance were comprehensively examined. The performance was quantitatively assessed by coefficient of performance (COP) and specific moisture extraction rate (SMER). The results showed that optimal performance with COP of 4.36 and SMER of 4.01 kg/kWh was achieved at a compressor speed of 3 500 r/min, a condenser fan frequency of 30 Hz, a condenser heat exchange ratio of 5.17∶1, and an air supply velocity of 2.7 m/s. The unit demonstrated precise control of temperature and humidity under various operational conditions and exhibited excellent energy efficiency. The findings will provide an effective and energy-saving technical solution for industrial applications requiring strict humidity control, such as shipbuilding, and offer both theoretical and experimental support for the design and optimization of industrial dehumidification systems.

Keywords: heat pump dehumidification unit; shipbuilding industry; temperature and humidity control; coefficient of performance; parameter optimization

在造船厂的高湿高温环境中,空气湿度的精确控制对生产过程能否顺利进行至关重要[1-2]。湿度过高不仅会影响到船体材料的质量和焊接工艺的精度,还可能导致生产设备的腐蚀,降低生产效率,甚

收稿日期:2025-03-04;**录用日期**:2025-05-22;**网络首发日期**:2025-10-28
网络首发地址:https://link.cnki.net/urlid/23.1235.t.20251027.1826.004
作者简介:王 妍(1999—),女,硕士研究生;沈 朝(1984—),男,教授,博士生导师
通信作者:沈 朝,chaoshen@hit.edu.cn

至影响工人的健康[3-4]。因此,如何在船厂中实现高效地除湿和温湿度控制,成为造船行业急需解决的问题。

传统的除湿技术虽然能够在一定程度上解决湿度问题,但其能耗较高,且在复杂工况下的适应能力较弱。近年来,热泵除湿技术凭借其高效节能的特点,逐渐在工业除湿领域得到了广泛应用[5]。研究表明,热泵除湿技术在同等除湿条件下,节能效果可达 20% ~ 50%[6]。然而,现有机组系统复杂[7-8],在能效提升[9]以及精准控制方面仍存在不足。

与传统的单冷凝器系统相比,双冷凝器并联系统通过冷凝加热器替代电加热的方式来实现空气再加热过程中的能耗削减。本研究提出一种冷凝热回收型变频热泵除湿机组,采用双冷凝器并联系统加全变频控制技术,通过实验对其性能进行研究并提出优化运行策略,旨在为船舶工业环境控制提供技术支持。

1 冷凝热回收型变频热泵除湿机组系统设计

图 1 展示了冷凝热回收型变频热泵除湿机组的流程。其原理为:室外高温高湿气体,如温度为 35 ℃、相对湿度为 70%,经蒸发器冷却除湿后达到温度为 13 ℃,相对湿度为 95% 的近饱和状态,随后通过双级冷凝再热模块实现温湿度精准调控,最终输出温度在 23 ~ 25 ℃且相对湿度≤45% 的工艺送风。本系统创新性在于将双冷凝器并联系统和多变量变频调控策略(压缩机变频 0 ~ 6 000 r/min、蒸发风机变频 25 ~ 50 Hz、冷凝风机变频 25 ~ 50 Hz)相结合。

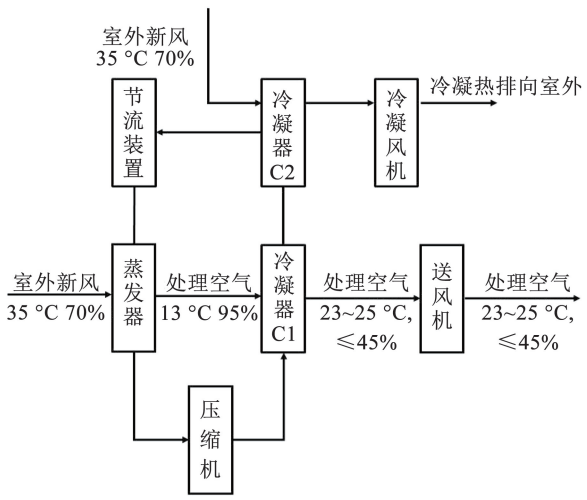
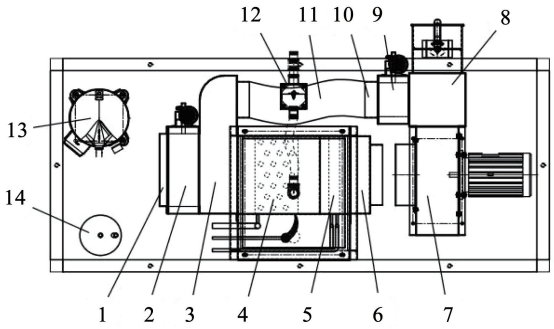


图 1 冷凝热回收型变频热泵除湿机组流程

Fig. 1 Process flow diagram of the variable-frequency heat pump dehumidifier with condenser heat recovery

机组制冷剂选用 R410A,机组采用 PLC 自动控制结合手动控制调试设备并配备远程物联网功能,以便在后台实时读取数据。机组示意见图 2。



注:1—新风过滤网;2—新风风阀;3—回风箱;4—蒸发器;5—冷凝器C1;6—变径;7—处理风机;8—处理出风口;9—回风风阀;10—处理出风口;11—橡胶钢丝软管;12—排水单向阀;13—压缩机;14—储液罐

(a) 俯视图



(b) 实物图

图 2 机组示意

Fig. 2 Schematic diagram of the unit

2 实验台搭建

2.1 实验原理及实验台介绍

实验台由焓差实验室、冷凝热回收型变频热泵除湿机组、传感器、焓差实验室远程控制端、机组远程控制端及数据采集系统组成。焓差实验室能够精确模拟高温高湿的造船厂环境,为实验提供稳定可控的测试条件。本研究的主要关注点是热泵除湿机组的温湿度调控性能,耐盐雾性能不在讨论范围内,盐雾主要影响换热器、电子元件的长期腐蚀,但短期运行中对除湿性能的影响较小,因此,未作为本研究的重点。

实验过程中,高温高湿的新风首先进入蒸发器,与冷媒进行热交换,空气温度降低至露点以下,水蒸

气冷凝析出形成冷凝水，从而实现初步除湿。此时，空气接近饱和，随后，通过冷凝加热器 C1 进行加热，温度升高、相对湿度显著下降，最终送入焓差风箱。通过手动调节球阀 B1 和 B2 的开度，可控制冷凝器 C1 与 C2 之间的换热比例，从而调整送风温湿度。最终，经过双冷凝加热的空气被送入焓差实验室风箱，完成系统循环，如图 3 所示。

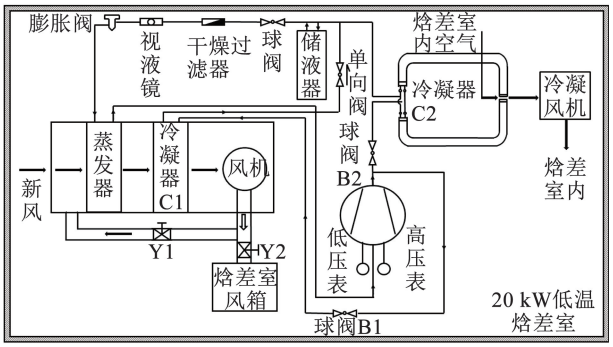


图 3　实验原理

Fig. 3　Experimental schematic diagram

焓差实验室智能控制柜可设置焓差实验室环境参数，从而为测试机组模拟室外工况，如图 4 所示。焓差实验室温湿度传感器的测点布置应尽可能靠近被试机组，如图 5 所示。其中，传感器测量温度范围为 -10 ~ 70 ℃，精度为 0.1 ℃；相对湿度测量范围为 0 ~ 100%，精度为 2%。



图 4　焓差室智能控制柜

Fig. 4　Intelligent control cabinet for enthalpy difference chamber

2.2　实验台数据采集与控制

实验数据采集分为两套系统，分别为焓差实验室端和设备端。通过焓差实验室电脑端软件可以实时采集新风温湿度以及被试机组总功率，待控制新风温湿度稳定到一定范围内开始进行实验记录。基于公司多年来沿海造船厂项目的实际运行数据，选取温度为 35 ℃、相对湿度为 70% 作为最不利工况进行实验测试。



图 5　测点布置

Fig. 5　Arrangement of measurement points

设备在入口及出口处设有温湿度传感器，在风机进风口前端设有管道式风速仪。设备端通过软件可实时采集设备出口的温度、相对湿度、压缩机转速、压缩机吸气与排气压力、冷凝风机频率、风速等，还可以实时调节风速、冷凝风机频率、压缩机转速。球阀 B1、B2 的开度为手动控制，通过球阀 B1、B2 的开度调节冷凝器 C1 和冷凝器 C2 的换热量。压缩机功率由压缩机变频器进行采集。两次记录的时间间隔为 6 s，调整任意一个参数时数据会有一定范围的波动。当数据稳定后，设定每个工况运行时间为 20 min，各个工况点数据来源为数据稳定后 20 min 之内的平均值。

采用风速仪为主、管道风速变送器为辅对风速进行检验，采用温湿度计对温度及相对湿度进行检验，并采用热电偶为辅对温度进行校核，其中，热电偶和管道风速仪均通过无纸记录仪读数，采用万用表校核功率。

2.3　测试方案

通过调整压缩机转速，球阀 B1、B2 的开度，风速及冷凝风机频率，分别测试各变量对系统除湿性能的影响，具体见表 1。

表 1　实验方案

Tab. 1　Experimental plan

定参数	变参数	目的
球阀 B1、B2 全开，t_w = 35 ℃，H_{rw} = 70%，风速不变，冷凝风机频率不变	压缩机转速	探讨不同压缩机转速对送风含湿量的影响，找到满足送风含湿量要求的压缩机转速
t_w = 35 ℃，H_{rw} = 70%，风速不变，冷凝风机频率不变，压缩机转速不变，球阀 B1 全部关闭，球阀 B2 全部开启	无	计算流经冷凝器 C2 的换热量
t_w = 35 ℃，H_{rw} = 70%，风速不变，冷凝风机频率不变，压缩机转速不变，球阀 B1 全部开启	球阀 B2 的开度	探索双冷凝器换热量的分配对送风温湿度的影响，找出两器最佳换热量配比

表 1(续)

定参数	变参数	目的
t_w = 35 ℃,H_{rw} = 70%,风速不变,压缩机转速不变,球阀 B1 全部开启,球阀 B2 开度不变	冷凝风机频率	探索冷凝风机频率对送风温度的影响
t_w = 35 ℃,H_{rw} = 70%,冷凝器风机频率不变,压缩机转速不变,球阀 B1 全部开启,球阀 B2 开度不变	风速	探讨不同风速对机组 COP 以及 SMER 的影响,找出满足机组最佳性能的风速
风速不变,含湿量在 8.5 ~ 8.8 g/kg,球阀 B1 全部开启	压缩机转速,冷凝风机频率,球阀 B2 的开度	探讨不同工况下机组的性能参数

注:t_w 为新风温度;H_{rw} 为新风相对湿度。

2.4 数据处理

对于一款应用于造船业的热泵除湿机组,机组出口处的湿空气状态参数要严格满足规定值,温度在 23 ~ 25 ℃,相对湿度小于 45%,在温度为 25 ℃、相对湿度为 45% 时,对应的含湿量为 8.88 g/kg,即设备出口含湿量最大不能超过 8.88 g/kg。

本次测试结果中湿空气参数部分如新风含湿量 d_1、新风比焓 h_1、新风水蒸气分压力 p_v、送风含湿量 d_2、送风比焓 h_3 均由《建环世界焓湿图在线计算器》计算得到。蒸发器出风焓值 h_2 根据送风含湿量和相对湿度 95% 来确定。

干空气质量采用如下公式计算:

$$\dot{m}_a = \frac{(B - p_v)V}{R_a T} \tag{1}$$

式中:$\dot{m}_a$ 为干空气质量流量,B 为标准大气压,p_v 为水蒸气分压力,R_a 为干空气的气体常数,T 为热力学温度,V 为通风量。

通过蒸发器的换热量采用式(2)计算,即

$$Q = \dot{m}_a(h_1 - h_2) \tag{2}$$

式中:Q 为通过蒸发器的换热量,h_1 为新风比焓,h_2 为蒸发器出风比焓。

流经冷凝器 C1 的换热量 Q_1 指冷凝器 C1 进出口的换热量,采用式(3)计算,即

$$Q_1 = \dot{m}_a(h_3 - h_2) \tag{3}$$

式中:Q_1 为流经冷凝器 C1 的换热量,h_3 为送风比焓。

根据能量守恒定律,流经冷凝器 C2 的换热量为总换热量与压缩机功率的和再减去冷凝器 C1 的换热量,即

$$Q_2 = Q + W_1 - Q_1 \tag{4}$$

式中:W_1 为压缩机功率,Q_2 为冷凝器 C2 换热量。

采用 COP、资用 COP(COP_{zy})和 SMER 评价机组性能,其中,COP 为热泵机组的制冷系数,资用 COP 考虑了冷却除湿后的再加热过程,见式(5)、(6)。SMER 为单位能耗除湿量,单位为 kg/kWh,即设备每消耗一度电的除湿量,见式(7)。SMER 这一指标主要应用于物料干燥领域,在纯空气除湿设备中的应用相对较少。传统除湿机通常采用 COP 作为评价指标,但在造船厂这种需要对湿度进行严格把控的场所,应优先考虑其除湿性能。本研究提出将评价指标 SMER 与 COP 相结合,以便更加客观、准确地评价造船用除湿机的综合性能。

$$\mathrm{COP} = \frac{Q}{W} \tag{5}$$

$$\mathrm{COP}_{zy} = \frac{\dot{m}_a(h_1 - h_3)}{W} \tag{6}$$

式中 W 为设备总功率。

$$\mathrm{SMER} = \frac{3\,600 \times \dot{m}_w}{W} \tag{7}$$

式中 $\dot{m}_w$ 为干燥水量。

干燥水量由式(8)计算,即

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(d_1 - d_2) \tag{8}$$

式中:d_1 为新风含湿量,d_2 为送风含湿量。

本次实验的结果皆为 3 次独立重复实验的平均值,采用误差传播法计算 COP 及 SMER 误差,其中,COP 误差为 7.89%,SMER 误差为 7.48%。

3 冷凝热回收型变频热泵除湿机组性能分析

3.1 不同压缩机转速对送风含湿量的影响

在冷凝器 C1 和冷凝器 C2 全开时,探讨不同压缩机转速对送风含湿量的影响,找到满足送风含湿量要求的压缩机转速。此时调整送风风速为 2.8 m/s,冷凝风机频率为 25 Hz,通过焓差室模拟室外气象条件为 35 ℃,相对湿度为 70%,待模拟的室外工况稳定后,在设备端软件上开启设备,并输入以上参数,得到压缩机转速对送风含湿量的影响如图 6所示。可以看出:随着压缩机转速的升高,送风含湿量不断降低,即压缩机转速越高,除湿效果越好;当压缩机转速小于 3 000 r/min 时,送风含湿量均大于 8.88 g/kg,不能满足除湿要求,当压缩机转速为 3 500 ~ 4 000 r/min 时,送风含湿量满足要求。

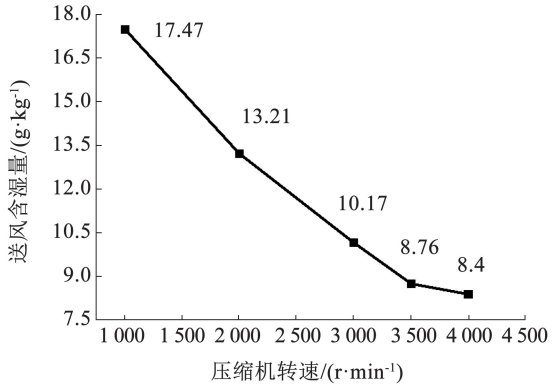


图 6　不同压缩机转速对送风含湿量的影响

Fig. 6　Effect of different compressor speeds on the air supply humidity ratio

图 7 为压缩机转速为 4 000 r/min 时机组运行 20 min 内的空气温湿度变化。可以看出，在室外新风温度为 35 ℃、相对湿度为 70% 时，尽管送风含湿量满足要求，机组的送风温度和相对湿度仍达不到理想状态。原因是流经冷凝器 C1 的换热量太少，从而导致加热效果不足，送风温度仍处在较低状态。故探索两器最佳换热量配比，使送风温湿度满足要求。

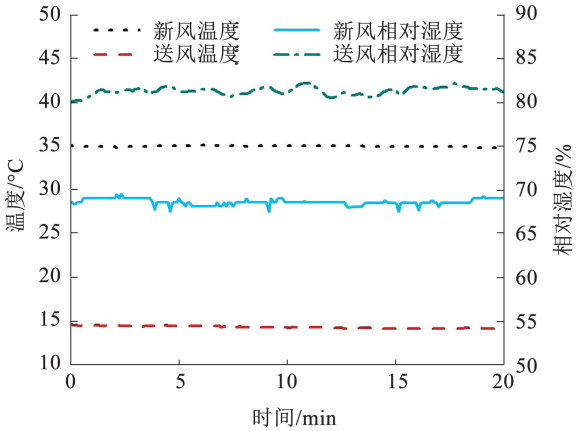


图 7　压缩机转速为 4 000 r/min 时机组运行状态

Fig. 7　Operational status of unit at a compressor speed of 4 000 r/min

3.2　双冷凝器换热量的分配对送风温湿度的影响

3.2.1　球阀 B1 全部关闭时流经冷凝器 C2 的换热量

保持室外新风为 35 ℃，相对湿度为 70%，送风风速为 2.8 m/s，压缩机转速为 4 000 r/min，冷凝风机频率为 25 Hz，调节一字螺母，将冷凝器 C1 的球阀 B1 全部关闭，观察流经冷凝器 C2 的换热量，结果如图 8 所示。可以看出，当冷凝器 C1 不开启时，送风温度稳定在 14.35 ℃左右，这一部分热量可用于单制冷工况。此时冷凝器 C2 最大换热量为 19.44 kW，如表 2。

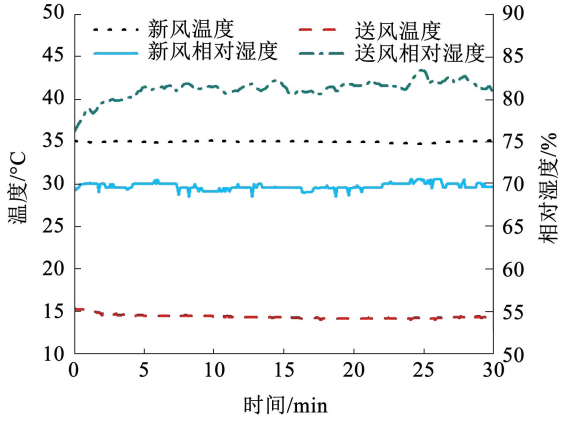


图 8　冷凝器 C1 全部关闭时机组的运行状态

Fig. 8　Operational status of unit with condenser C1 completely shut down

表 2　冷凝器 C1 全部关闭时机组的状态参数

Tab. 2　Operational parameters of unit with condenser C1 completely shut down

送风温度/℃	送风相对湿度/%	蒸发器换热量/kW	冷凝器 C1 换热量/kW	冷凝器 C2 换热量/kW
14.35	82.42	16.54	0.55	19.44

3.2.2　球阀 B2 开度对送风温湿度的影响

保持室外新风温度为 35 ℃，相对湿度为 70%，压缩机转速为 4 000 r/min，送风风速为 2.8 m/s，冷凝风机频率为 25 Hz，调节一字螺母，将球阀 B1 全开，探讨球阀 B2 开度对送风温湿度以及冷凝器 C1、C2 换热量的影响，结果如图 9、表 3 所示。

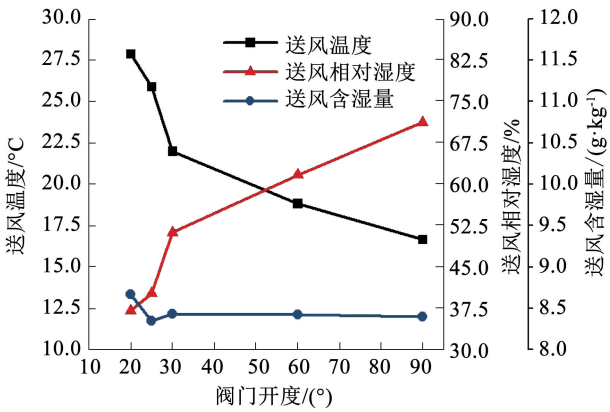


图 9　球阀 B2 的开度对送风温湿度的影响

Fig. 9　Effect of ball valve B2 opening on air supply temperature and humidity

表 3　球阀 B2 开度对冷凝器 C1、C2 换热量的影响

Tab. 3　Effect of ball valve B2 opening on heat exchange capacity of condensers C1 and C2

球阀开度/(°)	蒸发器换热量/kW	冷凝器 C1 换热量/kW	冷凝器 C2 换热量/kW
20	16.18	3.89	15.73
25	16.50	3.53	16.43
30	16.46	2.49	17.42
60	16.59	1.88	18.16
90	16.50	1.15	18.81

由图 9、表 3 可以看出:球阀 B2 开度越大,流经冷凝器 C1 的换热量越小,送风温度越低;球阀 B2 开度大于 30°时,送风温度及相对湿度均不能满足要求;球阀开度为 20°时,送风温度太高,故调节球阀开度为 25°,此时送风温度为 25.89 ℃,相对湿度为 40.19%,送风含湿量为 8.35 g/kg,近似满足要求;球阀 B2 开度为 25°最佳,此时冷凝器 C1 与 C2 换热量配比为 4.65∶1。

3.3 冷凝风机频率对送风温度的影响

熊焱元等[10]通过实验测试了变频压缩机对除湿机性能的影响,得出压缩机频率越低,即压缩机转速越低,节能效果越明显。风速的微调则有助于优化机组的运行状态。保持室外新风温度为 35 ℃,相对湿度为 70%,调整压缩机转速为 3 500 r/min,送风风速为 2.7 m/s,在此基础上,固定球阀 B2 的开度为 25°,从而探讨不同冷凝风机频率对送风温度的影响,测试结果如图 10 所示。

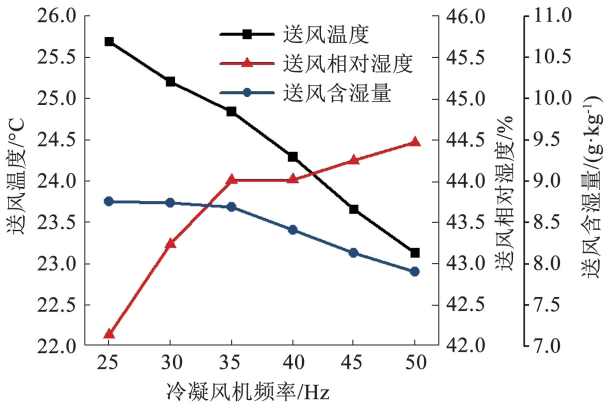


图 10 不同冷凝风机频率对出口温湿度的影响

Fig. 10 Effect of different condenser fan frequencies on outlet temperature and humidity

由图 10 可以看出,冷凝风机频率越大,送风温度越低。这是因为冷凝器风机频率增大导致冷凝器 C2 换热量增大,冷凝温度和冷凝压力降低,即压缩机排气温度降低,这种变化会影响到压缩机低压侧,从而导致蒸发压力降低。由于蒸发温度与蒸发压力直接相关,蒸发压力降低导致蒸发温度降低,从而除湿量增强,送风含湿量降低,总换热量增大。由于送风含湿量变化很小,总换热量的增量小于冷凝器 C2 换热量的增量,故冷凝器 C1 换热量减小,加热能力下降,出口温度降低。不同冷凝风机频率对换热量的影响见表 4。压缩机吸气、排气压力的变化如图 11。

表 4 不同冷凝风机频率对换热量的影响

Tab. 4 Effect of different condenser fan frequencies on heat exchange capacity

冷凝风机频率/Hz	蒸发器换热量/kW	冷凝器 C1 换热量/kW	冷凝器 C2 换热量/kW
25	15.90	3.17	15.71
30	15.92	3.07	15.84
35	15.85	2.99	15.85
40	16.15	2.98	16.16
45	16.54	2.95	16.58
50	16.76	2.92	16.84

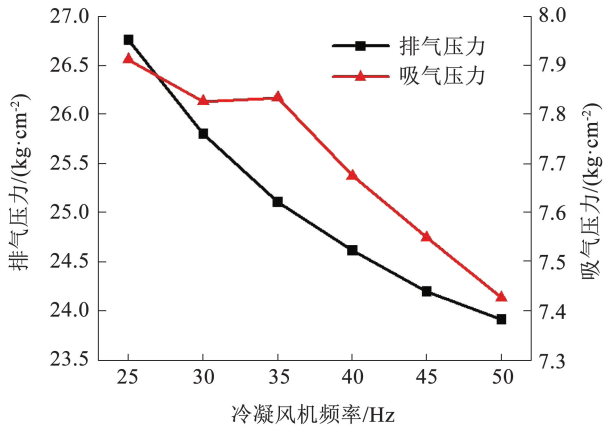


图 11 冷凝风机频率对压缩机吸气、排气压力的影响

Fig. 11 Effect of condenser fan frequencies on compressor suction and discharge pressure

3.4 不同风速对机组性能的影响

模拟室外新风为 35 ℃,相对湿度为 70%,通过设备端软件调整冷凝风机频率为 30 Hz,压缩机转速为 3 500 r/min,球阀 B2 开度保持 25°不变,通过改变前蒸发风机的频率来改变风速的大小,探讨不同风速对机组 COP 以及 SMER 的影响。结果如图 12所示。可以看出:风速越小,送风含湿量越小,除湿效果越好;风速为 2.7 m/s 时,机组的送风含湿量、COP 以及 SMER 均达到最佳状态,故当送风风速为 2.7 m/s 时,机组性能最佳,此时两器换热量配比为 5.17∶1。

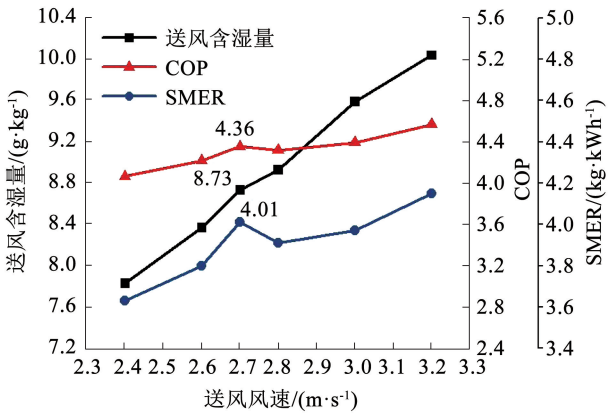


图 12 不同风速对除湿效果和 COP 的影响

Fig. 12 Effect of different air velocities on dehumidification performance and COP

3.5　不同工况下机组的性能参数

在送风风速为 2.7 m/s 时，通过调整压缩机转速将送风含湿量精准控制在 8.5 ~ 8.8 g/kg，该控制策略既满足了送风含湿量的要求，又避免了因过度除湿导致的能源浪费。在此基础上，给定任意状态的室外空气参数，均可通过调整球阀 B2 或冷凝风机频率来保证送风温湿度满足要求，由此得出不同工况下机组的性能，见表 5。

表 5　不同工况下机组的性能参数

Tab. 5　Performance of the unit under different operational conditions

t_w/℃	H_{rw}/%	COP_{zy}	COP	SMER/(kg·kWh^{-1})
35	70	3.52	4.36	4.01
35	60	3.42	4.40	3.67
35	50	3.48	4.72	3.39
32	70	3.97	5.21	4.55
32	60	3.68	4.97	3.95
32	50	3.02	4.55	2.99
28	70	3.22	4.79	3.88
28	60	3.21	5.54	3.61
28	50	2.14	4.31	2.14
25	90	2.68	4.06	3.75
25	80	2.91	4.80	4.04
25	70	2.81	5.27	3.86
25	60	2.76	6.15	3.70

由表 5 可以看出：冷凝热回收型变频热泵除湿机组在处理高温高湿环境下性能表现良好，在处理温度为 35 ℃、相对湿度为 70% 的高温高湿气体时，其 COP 可达 4.36、SMER 可达 4.01 kg/kWh。在处理温度为 35 ℃、相对湿度为 60% 的空气时，其 COP 可达 4.4，相比固体除湿转轮与空气源热泵结合的温湿度独立控制的空调系统[11]（COP 为 4.1）提升了 7.3%；SMER 相比四换热器构型的新风除湿系统[12]（SMER 为 3.27 kg/kWh）提升了 12.2%。

4　结　论

研发了一种冷凝热回收型变频热泵除湿机组，并通过实验测试了其性能，结果表明：

1）当冷凝器 C1 的球阀 B1 完全关闭时，机组送风温湿度不能满足除湿要求，但仍能满足单纯制冷的应用需求。在此工况下，冷凝器 C2 的换热能力达到了 19.44 kW 的最大值。

2）可通过调节冷凝风机频率来改变送风温度，冷凝风机频率越大，送风温度越低。

3）在室外温度为 35 ℃、相对湿度为 70%、压缩机转速为 3 500 r/min、两器换热量配比为 5.17∶1、冷凝风机频率为 30 Hz、风速为 2.7 m/s 时，机组除湿性能最佳，此时 COP 为 4.36，SMER 为 4.01 kg/kWh。

4）机组通过双冷凝器并联结构与全变频控制策略，实现了对送风温湿度的精准调控，提升了系统变工况的适应性和稳定性。该研究为船舶工业及其他对湿度控制要求严格的应用场景提供了高效节能的技术支持，为进一步优化工业除湿系统的设计和运行策略奠定了理论与实验基础。

参考文献

[1] Shahzad M W, Burhan M, Ang L, et al. Energy-water-environment nexus underpinning future desalination sustainability[J]. Desalination, 2017, 413: 52. DOI: 10.1016/j.desal.2017.03.009

[2] Wei Chao, Wang George, Cridland M, et al. Corrosion protection of ships[M]//Handbook of Environmental Degradation of Materials. William Andrew Publishing, 2018: 533. DOI: 10.1016/B978-0-323-52472-8.00026-5

[3] Luo Haiming, Turner R L, Hurst C, et al. Exposure to ambient heat and urolithiasis among outdoor workers in Guangzhou, China[J]. Science of the Total Environment, 2014, 472: 1130. DOI: 10.1016/j.scitotenv.2013.11.042

[4] Okumus D, Fariya S, Tamer S, et al. The impact of fatigue on shipyard welding workers' occupational health and safety and performance[J]. Ocean Engineering, 2023, 285: 115296. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2023.115296

[5] 赵伟杰，张立志，裴丽霞. 新型除湿技术的研究进展[J]. 化工进展，2008(11)：1710
Zhao Weijie, Zhang Lizhi, Pei Lixia. Research progress of novel dehumidification technologies[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2008(11): 1710. DOI: 10.3321/j.issn:1000-6613.2008.11.005

[6] Chou S, Chua K, Ho J, et al. On the study of an energy-efficient greenhouse for heating, cooling and dehumidification applications [J]. Applied Energy, 2004, 77(4): 355. DOI: 10.1016/S0306-2619(03)00157-0

[7] Liu Jun, Liu Xiaohua, Zhang Tao. Performance investigation of a heat pump driven, vacuum liquid desiccant regeneration system[J]. Energy Procedia, 2019, 158: 2435. DOI: 10.1016/j.egypro.2019.01.307

[8] Li Xian, Chen Jialing, Sun Xiangyu, et al. Multi-criteria decision making of biomass gasification-based cogeneration systems with heat storage and solid dehumidification of desiccant coated heat exchangers [J]. Energy, 2021, 233: 121122. DOI: 10.1016/J.ENERGY.2021.121122

[9] Tian Shaochen, Su Xing, Shao Xiaolu. Optimization and evaluation of a solar energy, heat pump and desiccant wheel hybrid system in a nearly zero energy building[J]. Building Simulation, 2020, 13(6): 1. DOI: 10.1007/s12273-020-0627-0

[10] 熊焱元，刘顺波，刘浩. 变频除湿机性能研究[J]. 制冷与空调(四川)，2009，23(6)：98
Xiong Yanyuan, Liu Shunbo, Liu Hao. Performance study of variable frequency dehumidifier [J]. Refrigeration and Air Conditioning (Sichuan), 2009, 23(6): 98

[11] 任奎. 转轮除湿空调系统性能及其能耗分析研究[D]. 镇江：江苏大学，2017
Ren Kui. Performance and energy consumption analysis of rotary desiccant air conditioning system[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2017

[12] 阿曼古丽·开恩斯，成家豪，曹祥，等. 一种基于四换热器构型的整体式热泵热回收型新风除湿机[J]. 制冷学报，2022，43(4)：113
Amanguli K, Cheng Jiahao, Cao Xiang, et al. A novel integrated fresh air dehumidifier with four-heat-exchanger configuration based on heat pump recovery[J]. Journal of Refrigeration, 2022, 43(4): 113

（编辑　刘　彤）