

Impacts of operating parameters of closed-type heating tower on the performance of heat pump system

Rong FENG^{1,3*}, Ye LIU², Xin MENG^{1,3}

1. School of Mechanical Engineering, Shaanxi University of Technology, Hanzhong, Shaanxi 723001, China

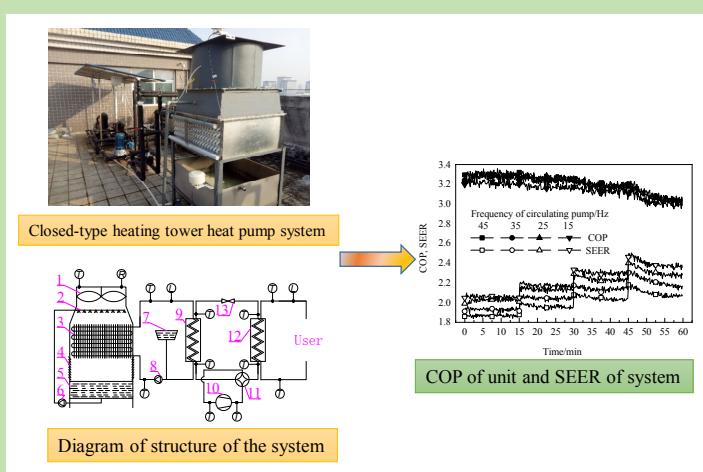
2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, Shaanxi 710049, China

3. Shaanxi Key Laboratory of Industrial Automation, Hanzhong, Shaanxi 723001, China

Abstract: The fan of the heating tower and circulation pump for the antifreeze solution of the heating tower are the main electrical equipment in the heating tower heat pump system, besides the compressor. By controlling the working frequencies of the fan of the heating tower and circulating pump for the anti-freezing solution, the effects of operation parameters of the closed-type heating tower on its heat absorption and the performance of its heat pump system were investigated under heating conditions in winter. The results indicated that, firstly, the reduced fan's frequency lead to the

heat absorption capacity of the heating tower reduced, as well as the system's heating capacity and the COP. However, the SEER was increased. Secondly, the reduced frequency of circulating pump results in the heat absorption capacity of the heating tower increased firstly and then decreased, and the maximum heat absorption capacity was achieved when the frequency of the circulating pump was 25 Hz. In addition, the heating capacity of the system also increased firstly and decreased later, but with the fan's frequency increasing, the frequency of the circulating pump which was related to the maximum heating capacity was altered from 35 Hz to 25 Hz, and the increase in frequency caused the COP increased but SEER decreased. Thirdly, when the frequency of the fan and pump dropped to 15 Hz, the evaporation temperature of the heat pump decreased, and it led the compressor works under a high compression ratio, which was not favorable for the safe operation of the heat pump. Fourthly, the maximum heating capacity exceeded 14.30 kW, the maximum COP was up to 3.31, and the maximum SEER was up to 2.37.

Key words: closed-type heating tower; operating parameters; heat pump system; performance improvement



收稿: 2020-03-07, 修回: 2020-06-08, 网络发表: 2020-06-19, Received: 2020-03-07, Revised: 2020-06-08, Published online: 2020-06-19
基金项目: 国家自然科学基金资助项目(编号: 51706128); 陕西省科技厅重点实验室项目(编号: 2014SZS16-P04); 陕西省教育厅科研计划项目(编号: 17JS019); 陕西理工大学科研计划资助项目(编号: SLGQD2017-22)

作者简介: 冯荣(1987-), 男, 甘肃省定西市人, 博士研究生, 副教授, 工程热物理专业, E-mail: 18992660048@126.com.

引用格式: 冯荣, 刘晔, 孟欣. 闭式热源塔运行参数对热泵系统性能的影响. 过程工程学报, 2021, 21(5): 601-608.

Feng R, Liu Y, Meng X. Impacts of operating parameters of closed-type heating tower on the performance of heat pump system (in Chinese). Chin. J. Process Eng., 2021, 21(5): 601-608, DOI: 10.12034/j.issn.1009-606X.220079.

闭式热源塔运行参数对热泵系统性能的影响

冯 荣^{1,3*}, 刘 晔², 孟 欣^{1,3}

1. 陕西理工大学机械工程学院, 陕西 汉中 723001

2. 西安交通大学能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049

3. 陕西省工业自动化重点实验室, 陕西 汉中 723001

摘 要: 热源塔风机和防冻溶液循环泵是热源塔热泵系统中除压缩机外的主要耗电设备。通过改变热源塔风机和防冻溶液循环泵的工作频率, 实验研究了冬季制热工况下闭式热源塔运行参数对热源塔吸热量和热泵系统性能的影响, 研究结果表明, 热源塔风机频率降低导致热源塔吸热量、系统制热量和热泵机组 COP 下降, 但使系统能效比增大; 热源塔吸热量随循环泵频率的增加先升高后降低并在 25 Hz 时达最大值, 系统制热量同样随循环泵频率的增加先升高后降低, 且随着风机频率的增大, 制热量最大值对应的循环泵频率由 35 Hz 变为 25 Hz; 同时循环泵频率增加使热泵机组 COP 增加, 但系统能效比减小; 循环泵和风机频率均在 15 Hz 时, 压缩机压缩比增大, 压缩机效率低; 系统制热量最高超过 14.30 kW, 热泵机组平均 COP 最高为 3.31, 系统平均能效比最高可达 2.37。

关键词: 闭式热源塔; 运行参数; 热泵系统; 性能改善

中图分类号: TU83 **文献标识码:** A **文章编号:** 1009-606X(2021)05-0601-08

1 前 言

热源塔热泵是在传统空气源热泵和水/地源热泵基础上发展起来的一项新型技术, 以空气作为冷热源, 制热工况下利用低冰点的防冻工质在热源塔中萃取蕴藏在空气中的低温热能, 输送至水源热泵机组的蒸发器中释放并经热泵循环后产生高温热能供建筑等用户使用。由于该技术既能克服传统空气源热泵蒸发器冬季易结霜的问题, 也不存在水/地源热泵受地质条件约束的困局, 全年设备闲置期短, 近年来受到广泛关注^[1-3]。

目前, 诸多学者研究了热源塔内的热质传递问题, Song 等^[3]研究了用甘油溶液为工质时闭式热源塔的吸热性能, 得到了传热传质的关联式; Tan 等^[4]在标准冷却塔的 Merkel 方程基础上, 建立了开式逆流热源塔内热质交换的基本数学模型, 实验表明该模型能可靠地评估逆流热源塔的换热性能; Zhang 等^[5]以温度和含湿量差作为传热和传质的驱动力, 建立了热质传递过程的简化分析模型, 发现进水温度和水气比对热源塔吸热量和吸热效率的影响, 验证了叉流开式热源塔的传热传质模型, 实验结果显示叉流热源塔潜热百分比随进口溶液温度升高而下降; 贺志明等^[6]通过建立防霜工况下的逆流闭式能源塔的数学模型研究发现该工况下塔内空气焓值呈线性分布。以上研究为热源塔的设计和性能提升提供了重要指导。

针对热源塔热泵系统供热性能的研究也已开展, 孟庆山等^[7]实测了南京地区开式热源塔热泵机组主机的冬季性能, 发现热泵机组的制热量随空气湿球温度降低明显衰减; Huang 等^[8]对比了将热源塔热泵和空气源热泵系统应用于南京某办公建筑时的性能, 发现冬季工况热源塔热泵的能效比空气源热泵高 7.4%; 贾雪迎等^[9]提出了热源塔与自复叠制冷循环耦合的热泵系统, 使其能适应冬季更低环境温度下的供暖需求; Huang 等^[10]分析了全球不同地区应用热源塔热泵系统时的性能, 由于开式热源塔冬季运行时存在吸湿问题, 文先太等^[11,12]提出了一种基于真空沸腾的新型热源塔溶液再生系统。以上研究揭示了热源塔热泵系统的供热性能及其环境影响机制。

此外, 热源塔热泵系统的运行参数也会对系统产生重要影响, 陈雪龙^[13]研究发现随负荷侧冷却水流量升高, 系统制热 COP 先增加后减小, 存在一个最佳的流量值; 樊晓佳^[14]认为闭式热源塔热泵采用小温差换热技术可在确定的环境温度下提高蒸发温度, 进而提高热泵机组的制热性能; 熊磊等^[15]指出小温差必然导致大流量, 增加泵的功耗, 即使机组制热性能系数达到 5.19, 系统的制热综合性能系数只有 2.66。冬季工况下一方面热源塔进出口空气焓差比夏季小, 需要的风量更大; 另一方面, 所用的低冰点防冻溶液与水相比, 黏度大但比热容小, 导致所需流量也有变化。热源塔风量和防冻溶

液流量的大小主要由热源塔风机和防冻溶液循环泵决定,而这二者也是热源塔系统中除压缩机外最主要的用电设备,但目前研究二者运行参数对系统性能影响还鲜见报道。为此,本工作通过改变一套自主研制的小型闭式热源塔热泵系统的热源塔风机和防冻溶液循环泵的运行频率,研究了冬季制热工况下闭式热源塔运行参数对热源塔吸热量和整个热泵系统性能的影响,为闭式热源塔热泵系统的优化运行提供参考。

2 闭式热源塔热泵系统

闭式热源塔热泵系统主要由闭式热源塔、热泵机组及管道阀门等组成。闭式热源塔从上到下依次为轴流风机、用于当翅片管换热器结霜时喷淋除霜溶液的喷淋装置、翅片管换热器、出风口、喷淋池和喷淋泵,考虑到冬季空气经翅片管换热器吸热后温度降低,密度增大,故轴流风机安装时风向设置为由上至下,同时为使防冻溶液与空气之间形成逆流换热,在闭式热源塔中防冻溶液在垂直方向的流向为由下而上。热泵机组由压缩机、

用作蒸发器的板式换热器、用作冷凝器的壳管式换热器、四通换向阀、节流阀、储液罐和气液分离器等组成,制冷剂为 R22。选用 30vol%的乙二醇溶液作为热源塔防冻工质,为保证循环通畅,在防冻液循环泵的入口前安装膨胀水箱。热源塔风机和防冻溶液循环泵装配变频装置以改变其运行频率。系统实物如图 1 所示,主要设备的型号与参数见表 1。



图 1 闭式热源塔热泵系统实物图
Fig.1 Photo of the closed-type heating tower heat pump system

表 1 系统中主要设备参数
Table 1 Parameters of main equipment in the system

Equipment	Parameter	Value	Equipment	Parameter	Value
Axial fan	Rated power	2.2 kW at 50 Hz	Circulating pump for antifreeze solution	Rated power	1.5 kW at 50 Hz
Finned tube heat exchanger	Size/mm ³	860×870×400	Compressor	Three-phase AC/V	380
	Inter-finned tube distance/mm	3		Maximum operation current/A	13.1
	Pipes in the vertical direction	10 rows		Gas discharge	17.2 m ³ /h at 50 Hz
	Pipes in the horizontal direction	21 rows	Plate-type heat exchanger	Heat exchange area/m ²	2.34
	Pipe diameter/mm	16	Shell-tube heat exchanger	Heat exchange area/m ²	3.56

3 实验原理与方法

待系统运行稳定后共进行四组测试。四组测试中,防冻溶液循环泵的频率分别固定为 45、35、25 和 15 Hz;每组测试中,设置风机频率: 0~15 min 为 45 Hz, 15~30 min 为 35 Hz, 30~45 min 为 25 Hz, 45~60 min 为 15 Hz。通过热源塔吸热量、系统制热量、热泵机组制热性能系数(Coefficient of performance, COP)和系统综合能效比(System energy efficiency ratio, SEER)的变化研究闭式热源塔运行参数变化对系统性能的影响。

闭式热源塔从空气中吸收的热量与蒸发器中制冷剂的吸热量相等,记为 Q_e ,可由下式计算:

$$Q_e = c_1 L_1 \rho_1 (T_2 - T_1) \tag{1}$$

式中, c_1 为防冻溶液的比热容[kJ/(kg·℃)], L_1 为防冻溶液的体积流量(m³/s), ρ_1 为防冻溶液的密度(kg/m³), T_2 为

防冻溶液流出热源塔即流进蒸发器时的温度(℃), T_1 为防冻溶液流出蒸发器即流进热源塔时的温度(℃)。由于实验期间防冻溶液温度范围为-7~7℃,经查文献[16]知此范围内乙二醇溶液的比热容和密度变化小于 1%,为简化计算,计算时取 0℃的比热容和密度,分别为 3.589 kJ/(kg·℃)和 1050 kg/m³。

系统制热量记为 Q_c ,可由下式计算:

$$Q_c = c_2 L_2 \rho_2 (T_4 - T_3) \tag{2}$$

式中, c_2 为工质水的比热容[取 4.187 kJ/(kg·℃)], L_2 为水的体积流量(m³/s), ρ_2 为水的密度(取 1000 kg/m³), T_4 为水流出冷凝器时的温度(℃), T_3 为水流进冷凝器时的温度(℃)。

机组 COP 和系统 SEER 由式(3)和(4)求出:

$$\text{COP} = \frac{Q_c}{E_c} \tag{3}$$

$$SEER = \frac{Q_c}{E_c + E_f + E_p}$$

(4)

式中， E_c 、 E_f 、 E_p 分别为压缩机、轴流风机和防冻液循环泵的耗电量(kW)。

图 2 为系统结构及测点布置示意图，在蒸发器出口与热源塔进口间的防冻溶液管道、热源塔出口与蒸发器进口间的防冻溶液管道、冷凝器冷却水进出口的管道上安装测量防冻溶液和水温度的传感器；在热源塔出口与蒸发器进口间的防冻溶液管道和冷凝器冷却水侧出口的管道上安装测量防冻溶液和水体积流量的传感器；在闭式热源塔上部进风口处安装采集环境空气温度和湿度的传感器；采用三相功率变送器测量压缩机的实时功率。

此外，分别在临近压缩机吸气口和排气口的铜管上敷有测量管内制冷剂温度的外包保温层的贴片式温度传感器，压缩机吸气和排气温度作为分析机组是否正常运行的依据。

所用测量仪器的规格参数见表 2。所有数据由

Agilent-349702 数据采集仪[是德科技(中国)有限公司]自动采集并记录，扫描间隔为 10 s。

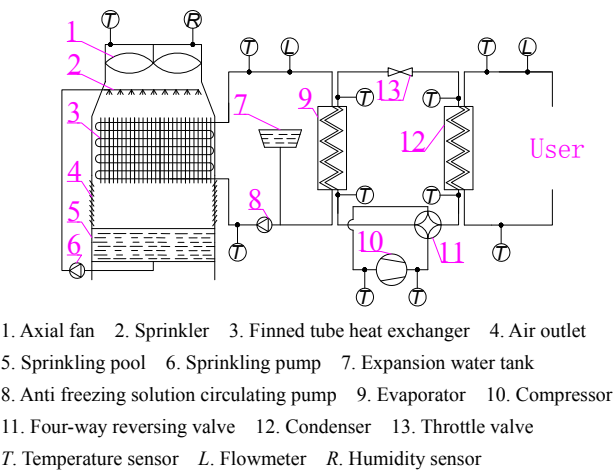


图 2 系统结构及测点布置示意图
Fig.2 Diagram of structure of the system and the layout of measuring point

表 2 测量参数及仪器
Table 2 Measurement parameters and instruments

Variable	Symbol	Instrument	Parameter
Air humidity	R	Humidity sensor	Range: 0~100%; accuracy: $\pm 2\%$
Air temperature	T_a	Pt100 temperature sensor	Range: $-50\sim 100^\circ\text{C}$; accuracy: $\pm 0.10^\circ\text{C}$
Temperature of anti-freezing solution inflow evaporator	T_1		
Temperature of anti-freezing solution outflow evaporator	T_2		
Temperature of cooling water inflow condenser	T_3		
Temperature of cooling water outflow condenser	T_4		
Temperature of refrigerant outflow compressor	T_{r1}		Range: $-50\sim 200^\circ\text{C}$; accuracy: $\pm 0.15^\circ\text{C}$
Temperature of refrigerant inflow compressor	T_{r2}		
Flow rate of anti-freeze solution	L_1	Turbo electromagnetic flowmeter	Range: $0.5\sim 10\text{ m}^3/\text{h}$; accuracy: $\pm 1\%$
Flow rate of condenser cooling water	L_2		
Energy consumption by compressor	E_c	Three-phase power transmitter	Range: 0~10 kW; accuracy: $\pm 0.5\%$

为简化计算和分析过程，作如下假设：(1) 整个系统管路热损失忽略不计；(2) 轴流风机和防冻溶液循环泵工作时的耗电量在频率调定后不变，且为实际频率与 50 Hz 之比与额定功率的乘积；(3) 考虑铜管薄且导热系数大，认为贴片式传感器所测温度为制冷剂的温度；(4) 水、防冻溶液的比热和密度变化忽略不计；(5) 忽略管内制冷剂、冷却水和防冻溶液流动动能和重力的影响。

4 结果与讨论

选择空气温度和相对湿度波动较小的时间进行实验，图 3 为四组测试过程中环境空气温度和相对湿度的变化曲线，由于测试在实际工况下进行，难以避免环境

参数变化，测试过程中环境空气温度和相对湿度的变化范围分别为 $9.2\sim 11.2^\circ\text{C}$ 和 $42.2\%\sim 52.8\%$ ，可认为环境工况恒定。

4.1 对热源塔吸热和系统制热的影响

防冻溶液在不同循环泵运行频率下的流量如图 4 所示，循环泵频率下调后防冻溶液流量随之下降，频率稳定时流量波动极小。而当循环泵频率分别为 45, 35, 25 及 15 Hz 下固定运行时，防冻溶液温度的变化如图 5 所示，可以看出每间隔 15 min 降低风机频率后，防冻溶液进出热源塔和蒸发器的温度下降，以期与空气有更大的换热温差补充换热量，且风机频率越小，防冻溶液温度降幅越大；当风机频率固定时，为携带更多热量，防冻溶液进出热源塔和蒸发器的温差随循环泵频率下降逐

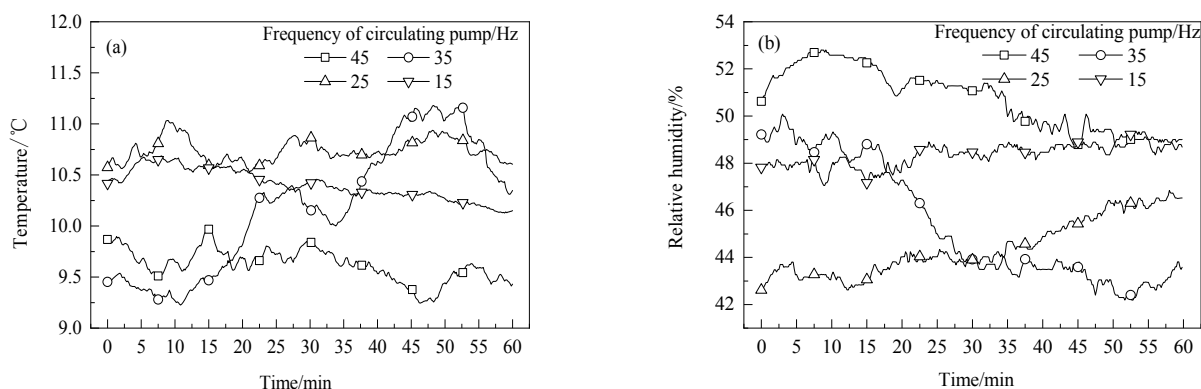


图3 环境温度及湿度变化曲线

Fig.3 Variation curves of temperature and relative humidity of ambient

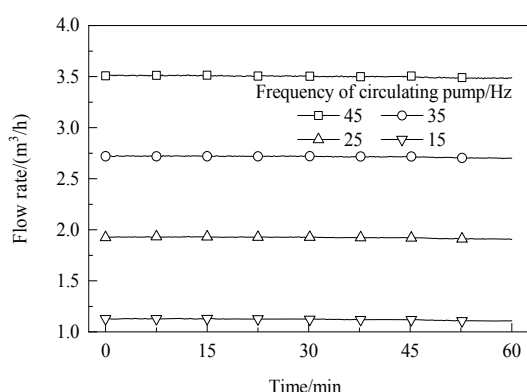


图4 防冻溶液流流量变化曲线

Fig.4 Variation curves of flow rate of anti-freezing solution

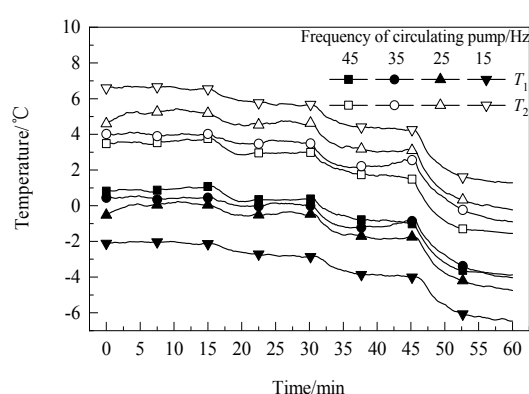


图5 防冻溶液温度变化曲线

Fig.5 Variation curves of temperature of anti-freezing solution

渐增大, 且循环泵频率越低, 温差增幅越大。此外, 尽管防冻溶液从底部流进热源塔的温度会出现低于 0°C 的情形, 但在测试期间可观察到不断有液滴从翅片管换热器滴入喷淋池中, 而未发现翅片管换热器有明显的结霜现象, 一方面可能是由于尽管空气中水蒸气被凝结成液体, 但在与液滴滴落同方向的风力驱动下, 凝结的液体未来得及结霜即被吹落; 另一方面则因为防冻溶液和翅片表面温度未达到足够低, 导致结霜效果有限。

图6为末端冷却水流量和温度的变化曲线, 冷却水流量在四组实验期间均在 $2.85\text{ m}^3/\text{h}$ 上下轻微波动, 而冷却水温度受末端用户用热和系统运行的综合影响, 冷却水温度同样未能保持恒定, 但波动较小, 供水和回水的温度范围分别为 $42.1\sim 43.6^{\circ}\text{C}$ 和 $38.3\sim 39.4^{\circ}\text{C}$ 。

防冻溶液循环泵和热源塔风机的频率与防冻溶液和空气的流量和流速紧密相关, 在热源塔结构确定的情况下, 流速的变化对二者之间的换热产生显著影响。热源塔吸热量、系统制热量及压缩机耗电量的实时变化曲线如图7所示。由图可知, 在防冻溶液循环泵频率分别

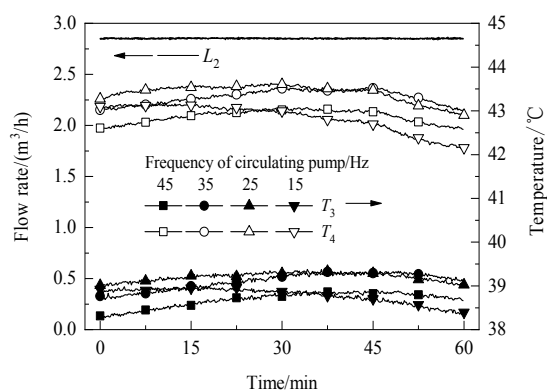


图6 冷却水流量和温度变化曲线

Fig.6 Variation curves of flow rate and temperature of cooling water

固定为 45, 35, 25 及 15 Hz 时, 由于每间隔 15 min 风机频率降低, 使热源塔吸热量和系统制热量均下降, 表明风机频率降低导致风量和风速减小, 不利于防冻溶液从空气中吸热, 进而降低了系统供热量, 且风机频率越低, 系统制热量下降越明显。

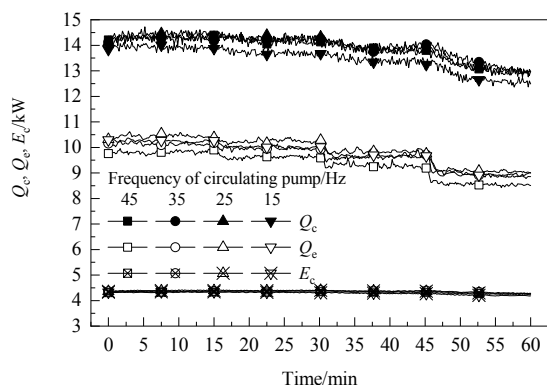


图 7 系统制热量(Q_c)、热源塔吸热量(Q_e)和压缩机耗电量(E_c)变化曲线

Fig.7 Variation curves of heating capacity (Q_c), heating absorption (Q_e) and power consumption (E_c)

为定量分析防冻溶液循环泵工作频率对系统制热量(Q_c)和热源塔吸热量(Q_e)的影响,将不同风机频率时防冻溶液循环泵分别在 45, 35, 25 和 15 Hz 下工作时系统制热量和热源塔吸热量瞬时值平均计算,为尽量消除调整风机频率后系统响应的影响,计算选用风机频率调定后第 5~15 的 100 个数据点,结果如图 8 所示。可以看出在风机频率固定的情况下,热源塔吸热量均随防冻溶液循环泵工作频率的增加先升高后降低,均在循环泵工作频率为 25 Hz 时达最大值,表明防冻溶液流速过高会使防冻溶液与空气的换热时间减小导致热源塔吸热量减少,而防冻溶液流速过低会使防冻溶液在翅片管内的流速变慢,进而使传热系数和吸热量降低。

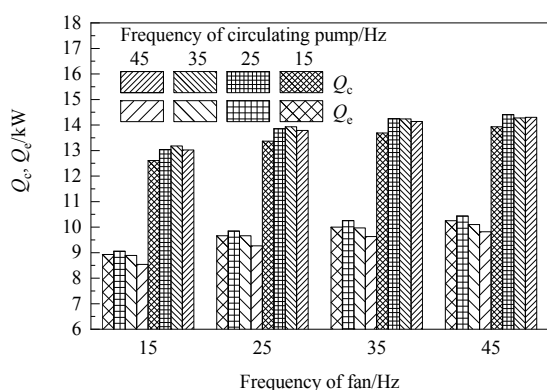


图 8 循环泵频率变化对热源塔吸热量(Q_e)和系统制热量(Q_c)的影响

Fig.8 Effects of circulating pump frequency on heating absorption (Q_e) and heating capacity (Q_c)

在风机频率相同的情况下,系统制热量也随防冻溶液循环泵工作频率增加先升高后降低,但随风机频率增大,最大值对应的循环泵频率逐渐由 35 Hz 变为 25 Hz,系统最高平均制热量为 14.30 kW,对应的运行参数为风

机频率 45 Hz,防冻溶液循环泵频率 25 Hz。压缩机耗电量与冷却水温度和防冻溶液温度关联密切,实验过程在 4.18~4.42 kW 的范围内波动。

4.2 对热泵机组 COP 和系统 SEER 的影响

图 9 为不同循环泵工作频率下热泵机组 COP 和系统 SEER 随风机频率的变化曲线。随风机频率降低,热泵机组 COP 呈下降趋势,且风机频率越低,下降速度越大。此外,虽然风机频率降低使热源塔吸热量和系统制热量下降,但也使系统总耗电量降低,进而导致系统 SEER 随风机频率降低持续上升。

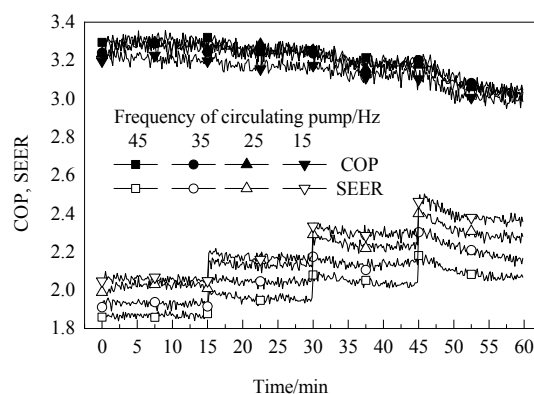


图 9 机组 COP 和系统 SEER 变化曲线

Fig.9 Variation curves of COP of unit and SEER of system

为分析防冻溶液循环泵工作频率的影响,计算得到不同风机频率时循环泵频率分别在 45, 35, 25 和 15 Hz 下工作时,热泵机组 COP 和系统 SEER 在风机频率调定后 5~10 min 的平均值,如图 10 所示。由图可知,风机频率固定时,随防冻溶液循环泵频率增加,热泵机组平均 COP 缓慢增加,最高为 3.31,对应的运行参数为风机频率 45 Hz,循环泵频率 45 Hz。系统平均 SEER 随循环泵频率增加显著减小,最高为 2.37,对应运行参数为风机频率 15 Hz,循环泵频率 15 Hz。

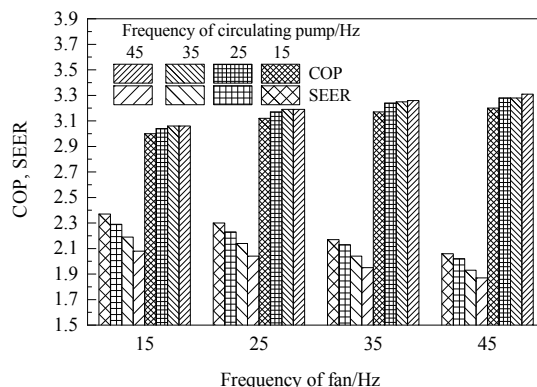


图 10 循环泵频率变化对 COP 和 SEER 的影响

Fig.10 Effects of circulating pump frequency on COP and SEER

4.3 对热泵机组运行的影响

图 11 为压缩机排气和吸气温度的变化曲线。由图可知, 防冻溶液循环泵频率固定时, 随风机频率降低, 压缩机的排气温度总体呈上升趋势, 而吸气温度呈下降趋势。当风机频率和循环泵频率均下降至 15 Hz 时, 压缩机排气温度与吸气温度有最大差值。对比图 5 可以看出, 该运行参数下防冻溶液流出蒸发器温度(T_2)明显下降, 而机组制蒸发温度(T_1)较之更低, 与此同时对应的蒸发压力降低, 而由于冷却水温度变化较小, 冷凝压力可认为变化较小, 使机组压缩比增大和排气温度升高, 压缩机效率降低, 导致热泵机组 COP 明显下降, 同时也表明循环泵和风机运行频率过低尽管可以取得较高的 SEER, 但在更低的环境温度下工作会使机组的安全运行存在隐患。

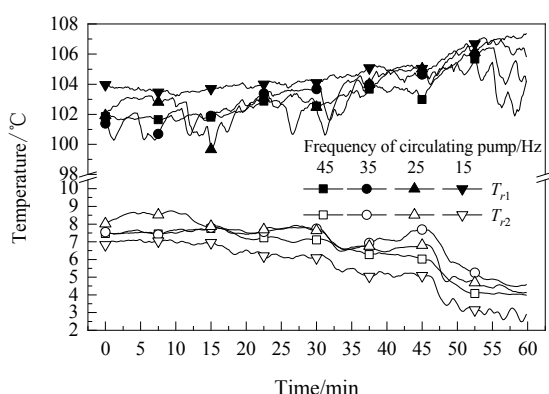


图 11 压缩机吸气和排气温度变化曲线

Fig.11 Variation curves of compressor suction and discharge temperatures

5 结论

在环境空气温度和相对湿度分别在 9.2~11.2℃和 42.2%~52.8%的范围内, 研究了防冻溶液循环泵和热源塔风机运行参数对系统性能的影响, 得到以下结论:

(1) 热源塔风机频率降低导致防冻溶液进出热源塔温度、热源塔吸热量和系统制热量逐渐下降, 且风机频率越小, 降幅越大, 同时风机频率降低导致热泵机组 COP 缓慢下降, 但系统 SEER 增大。

(2) 防冻溶液循环泵频率降低使防冻溶液进出热源塔的温差逐渐增大, 且频率越低温差增幅越大; 热源塔吸热量随循环泵频率的增加先升高后降低, 并在 25 Hz 时达最大, 系统制热量也随防冻溶液循环泵频率的增加先升高后降低, 但随风机频率增大, 最大值对应的频率由 35 Hz 变为 25 Hz; 同时循环泵频率增加使热泵机组 COP 缓慢增加, 但系统 SEER 减小。

(3) 防冻溶液循环泵和风机频率均在 15 Hz 低频下工作时, 压缩机压缩比增大, 会使压缩机运行效率降低, 进而导致压缩机在较低环境温度下运行时存在隐患。

(4) 在本实验条件下系统最高平均制热量为 14.30 kW, 热泵机组 COP 平均值最高可达 3.31, 系统 SEER 平均值最高可达 2.37, 但三者不同时出现。

根据以上结论, 建议当系统在上述环境条件下运行时, 若以系统 SEER 最高为目标, 防冻溶液循环泵和风机均应以低频工作, 但不得过低而使系统运行出现安全隐患; 若以系统制热量最大为目标, 防冻溶液循环泵应在 25~35 Hz 之间工作, 风机以高频运行。

参考文献

- [1] 冯荣, 孟欣, 邓建平, 等. 冷却塔逆用吸热做热源塔技术研究现状 [J]. 化工进展, 2018, 37(11): 4135-4142.
Feng R, Meng X, Deng J P, et al. Research progress on cooling tower reversibly used as heat source tower [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2018, 37(11): 4135-4142.
- [2] Kim M H, Kim H, Lee K S, et al. Frosting characteristics on hydrophobic and super hydrophobic surfaces: a review [J]. Energy conversion and management, 2017, 138: 1-11.
- [3] Song P Y, Xiao H S, Shi W X, et al. Experimental investigation on closed-type heating tower using glycerol solution [J]. International Journal of Refrigeration, 2019, 99: 272-287.
- [4] Tan K X, Deng S M. A method for evaluating the heat and mass transfer characteristics in a reversibly used water cooling tower (RUWCT) for heat recovery [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(5): 552-561.
- [5] Zhang Q, Wu J S, Zhang G Q, et al. Calculations on performance characteristics of counter flow reversibly used cooling towers [J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(2): 424-433.
- [6] 贺志明, 李念平, 成剑林, 等. 喷淋工况下闭式热源塔传热特性 [J]. 土木建筑与环境工程, 2015, 37(1): 35-39, 54.
He Z M, Li N P, Cheng J L, et al. Performance of closed heat source tower under spraying conditions [J]. Journal of Civil, Architectural & Environmental Engineering, 2015, 37(1): 35-39, 54.
- [7] 孟庆山, 张战, 张新力, 等. 能源塔热泵系统及其供热运行性能分析 [J]. 暖通空调, 2011, 45(5): 89-93.
Meng Q S, Zhang Z, Zhang X L, et al. Energy tower heat pump systems and their heating performance analysis [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2011, 45(5): 89-93.
- [8] Huang S F, Zuo W D, Lu H X, et al. Performance comparison of a heating tower heat pump and an air-source heat pump: a comprehensive modeling and simulation study [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 180: 1039-1054.
- [9] 贾雪迎, 梁坤峰, 王林, 等. 带有能源塔的自复叠热泵系统及其热力分析 [J]. 制冷技术, 2015, 43(8): 77-82.
Jia X Y, Liang K F, Wang L, et al. Thermodynamic analysis of heat pump system with energy tower based on auto cascade refrigeration circle [J]. Refrigeration, 2015, 43(8): 77-82.
- [10] Huang S F, Ye Y Y, Han X, et al. Performance evaluation of heating tower heat pump systems over the world [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 186: 500-515.

- [11] 文先太, 曹先齐, 余鹏飞, 等. 新型热源塔溶液再生系统性能优化分析与实验研究 [J]. 化工学报, 2018, 69(5): 2226–2232.
Wen X T, Cao X Q, Yu P F, et al. Energy-saving analysis and experimental study of a new heat-source tower solution regeneration system [J]. CIESC Journal, 2018, 69(5): 2226–2232.
- [12] 文先太, 于娇, 曹先齐, 等. 新型热源塔溶液再生系统非稳态特性分析与实验研究 [J]. 化工学报, 2019, 70(1): 83–90.
Wen X T, Yu J, Cao X Q, et al. Experimental study of a novel solution regeneration system for heat-source tower under unsteady state [J]. CIESC Journal, 2019, 70(1): 83–90.
- [13] 陈雪龙. 闭式热源塔热泵系统的性能试验研究 [D]. 天津: 天津大学, 2013: 51.
Chen X L. Experimental study on performance of closed heat source tower heat pump system [D]. Tianjin: Tianjin University, 2013: 51.
- [14] 樊晓佳. 闭式热源塔热泵系统运行性能的模拟分析 [D]. 长沙: 湖南大学, 2013: 15–16.
Fan X J. Simulation analysis on the operational performance of closed-type heat source tower heat pump system [D]. Changsha: Hunan University, 2013: 15–16.
- [15] 熊磊, 杨露露, 肖劲高. 热源塔热泵冬季供暖性能实测分析 [J]. 制冷与空调, 2018, 32(2): 179–182.
Xiong L, Yang L L, Xiao J G. The heating performance experimental study on heat-source tower heat pump in winter [J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2018, 32(2): 179–182.
- [16] 刘道平. 乙二醇的物性参数及其应用中应注意的问题 [J]. 制冷与空调, 1995, (4): 23–27.