

采用喷水降温螺杆压缩机的水蒸气热泵性能研究

梁政¹, 申江¹, 魏国东¹, 周成君²

(1. 天津商业大学 天津市制冷技术重点实验室, 天津 300134; 2. 北京市京科伦冷冻设备有限公司, 北京 100000)

摘要:为拓宽水蒸气热泵在余热回收中的工作温区,降低水蒸气压缩机的排气温度,对采用喷水降温螺杆压缩机的水蒸气热泵系统及其主要部件建立热力学模型,研究了螺杆压缩机喷水温度,及最佳喷水温度下蒸发温度、冷凝温度对系统性能的影响。结果表明:喷水可以有效降低压缩机排气温度,喷水温度在73~87℃之间可保证压缩机运行在报警温度之下;压缩机耗功和冷凝器放热量随喷水温度的升高先增加后降低,在喷水温度为80℃时系统性能系数(EER)最佳;最佳喷水温度下,蒸发温度提高,蒸发器吸热量、压缩机耗功、冷凝器放热量及EER增大,压缩机压比降低;冷凝温度提高,压缩机耗功、压比增大,冷凝器放热量和EER降低。

关键词:水蒸气热泵;余热回收;EER;喷水降温

中图分类号:TH45 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2021.05.013

[引用本文格式]梁政,申江,魏国东,等.采用喷水降温螺杆压缩机的水蒸气热泵性能研究[J].热能动力工程,2021,36(5):82-89. LIANG Zheng, SHEN Jiang, WEI Guo-dong, et al. Study on the performance of water vapor heat pump system with water spray cooling screw compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(5): 82-89.

Study on the Performance of Water Vapor Heat Pump System with Water Spray Cooling Screw Compressor

LIANG Zheng¹, SHEN Jiang¹, WEI Guo-dong¹, ZHOU Cheng-jun²

(1. Tianjin Key Laboratory of Refrigeration Technology, Tianjin University of Commerce, Tianjin, China, Post Code: 300134; 2. Beijing Jingkelun Refrigeration Equipment Co. Ltd., Beijing, China, Post Code: 100000)

Abstract: In order to broaden the working temperature range of steam heat pump in waste heat recovery, reduce the exhaust temperature of steam compressor. The thermodynamic model is established for the steam heat pump system and its main components with water spray cooling screw compressor. The effects of the spray water temperature of the screw compressor, the evaporation temperature and the condensation temperature at the optimal spray water temperature on the performance of the system were analyzed. The results show that: Water spray can reduce the compressor exhaust temperature effectively. The water spray temperature between 73~87℃ can ensure that the compressor operates below the alarm temperature; The power consumption of the compressor and the condenser heat release of the condenser increase at first and then decrease with the increase of the water spray temperature. EER is best when the water spray temperature is 80℃; At the optimal water spray temperature, the evaporation temperature, evaporator heat absorption, compressor power consumption, condenser heat release and EER increase, while the compressor pressure ratio decreases; Condensation temperature, compressor power consumption and pressure ratio increase, while condenser heat release and EER decrease.

Key words: water vapor heat pump, waste heat recovery, EER, water spray cooling

收稿日期:2020-06-22;修订日期:2020-08-06

基金项目:中国标准化研究院院长基金重大项目《资源高效利用标准化技术体系构建和应用》(542019Y-6659)

Fund-supported Project: China National Institute of Standardization Dean's Fund Major Project "Construction and Application of Standardized Technology System for Efficient Use of Resources" (542019Y-6659)

作者简介:梁政(1995-),男,山东泰安人,天津商业大学硕士研究生。

引言

当前,节能减排、降低能耗和提高能源综合利用率成为能源战略规划的重要内容^[1]。在许多高耗能行业存在大量工业余热,这部分余热往往直接排放到环境中,造成能源浪费和热污染,这部分余热属于二次能源,具有很高利用价值^[2-3]。热泵作为一种通过输入少量功,将低品位热量转化为高品位热量的装置,可以有效回收低品位余热^[4]。

随着热泵技术的快速发展,氟氯烃等工质因其热力性能好被大量使用,但氟氯烃等工质已经被证明是引起温室效应、破坏臭氧层的主要原因。为了保护环境,世界各国陆续出台政策严格限制其应用范围^[5-7]。因此,学者们对于采用环保工质的热泵进行了一系列研究^[8-12]。郭霆等人^[13]通过研究发现,在螺杆压缩机压缩中后段喷水,压缩过程趋于等温压缩,压缩效率随喷水量增加而上升,当排气达到饱和温度后,继续喷水对压缩机效率几乎没有影响。TIAN Yf 等人^[14]通过仿真研究发现,喷水可以提高压缩机容积效率及绝热内效率。Wu Di 等人^[15]对制热温度在 100 ℃ 以上的高温热泵进行研究,对比了 R718、R600、R601、R1234ze、R1336mzz 和 R245fa 六种热泵工质的性能,结果显示自然工质 R718 在工业余热回收应用中具有明显优势,不仅满足高制热温度的要求,而且性能更好。

虽然 H_2O 作为热泵工质具有环保、无毒、不燃和价格低廉等优点,但其同样也存在排气温度过高、压比过大的问题,对压缩机的性能有更高的要求^[16]。当前针对水蒸气热泵的研究中系统蒸发温度多集中于 80 ℃ 以上^[17-19],这限制了水蒸气热泵的应用范围。

为扩大水蒸气热泵在余热回收中的工作温区,并克服上述不足,本文建立水蒸气热泵系统热力学模型,选择螺杆压缩机作为水蒸气热泵系统的压缩机,并对螺杆压缩机采用中间喷水来提高运行稳定性,理论分析了喷水温度,以及最佳喷水温度下蒸发温度及冷凝温度对系统运行性能的影响。

1 水蒸气热泵系统模型

1.1 系统流程

水蒸气热泵系统主要由蒸发器、闪蒸罐、循环泵、螺杆压缩机、冷凝器、储液罐、节流阀和真空泵等部分组成。水蒸气热泵系统的原理图及 $p-h$ 图如图 1 所示。

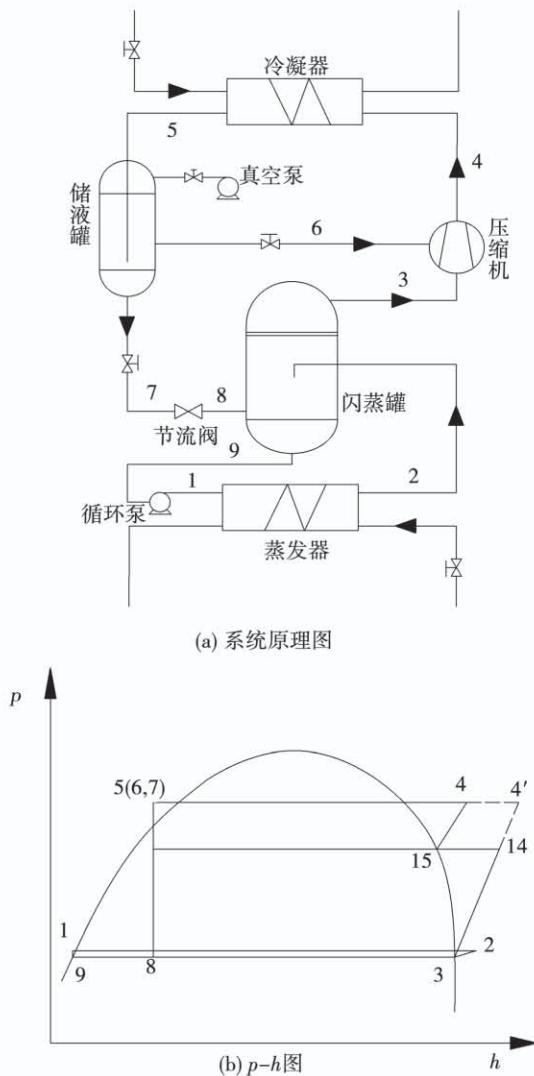


图 1 水蒸气热泵系统原理图和 $p-h$ 图

Fig. 1 Schematic and $p-h$ diagram of water vapor heat pump system

低品位热源进入蒸发器释放热量,热泵工质水在蒸发器内吸收热量,负压蒸发;蒸发后的水蒸气进入闪蒸罐气液分离,分离出的液态水一部分闪蒸,另一部分经循环泵回到蒸发器继续循环;闪蒸罐内的

饱和水蒸气进入螺杆压缩机,被压缩成高压过热水蒸气;高压过热水蒸气进入冷凝器与外界冷却水交换热量冷凝,冷凝水进入储液罐储存;储液罐内的冷凝水分为两路,一路喷入螺杆压缩机降低压缩机的排气温度,另一路经节流阀进入闪蒸罐;闪蒸罐内的液态工质水经循环泵进入蒸发器继续参与循环;外界冷却水在冷凝器中升温后供给用户使用。

1.2 系统计算模型

根据质量守恒定律及能量守恒定律对水蒸气热泵系统建立热力学模型,为了简化模型作如下假设:(1) 系统处于稳定流动状态;(2) 除蒸发器、冷凝器外,不考虑系统其他部件与外界的热量交换及压缩机泄漏损失;(3) 不考虑管道、阀门、蒸发器和冷凝器内工质动能变化及阻力损失;(4) 节流过程为等焓节流。

蒸发器吸热量计算式:

$$Q_1 = q_{m1}(h_2 - h_1) = K_e \times A_e \times \Delta t_e \quad (1)$$

式中: Q_1 —蒸发器吸热量,kW; q_{m1} —蒸发器进口质量流量,kg/s; h_1 —蒸发器进口工质水焓值,kJ/kg; h_2 —蒸发器出口过热蒸汽焓值,kJ/kg; K_e —蒸发器传热系数,W/(m²·℃); A_e —蒸发器换热面积,m²; Δt_e —蒸发器换热温差,℃。

闪蒸罐内能量守恒方程:

$$q_{m3}h_3 + q_{m9}h_9 = q_{m2}h_2 + q_{m8}h_8 \quad (2)$$

式中: q_{m3} —螺杆压缩机吸气质量流量,kg/s; h_3 —压缩机吸气时水蒸气焓值,kJ/kg; q_{m9} —循环泵水质量流量,kg/s; h_9 —闪蒸罐内饱和水焓值,kJ/kg; q_{m2} —过热蒸汽质量流量,kg/s; h_2 —蒸发器出口过热蒸汽焓值,kJ/kg; q_{m8} —节流后工质水质量流量,kg/s; h_8 —节流后工质水焓值,kJ/kg。

螺杆压缩机理论排气量为:

$$q_{v1} = C_n \times C_\phi \times D_0^2 \times L \times n_1 \quad (3)$$

式中: q_{v1} —螺杆压缩机理论排气量,m³/s; C_n —面积利用系数; C_ϕ —扭角系数; D_0 —转子直径,m; L —转子长度,m; n_1 —转速,r/min。

螺杆压缩机吸气质量流量为:

$$q_{m3} = \frac{q_{v1}}{\nu_3} \quad (4)$$

式中: q_{m3} —螺杆压缩机吸气质量流量,kg/s; ν_3 —螺杆压缩机吸气比体积,m³/kg。

水蒸气热泵系统中螺杆压缩机压缩时视为等熵压缩,理论耗功分为两个阶段,第一阶段为喷水前压缩机理论耗功 w_1 ,第二阶段为喷水后压缩机理论耗功 w_2 。

喷水前压缩机理论耗功 w_1 为:

$$w_1 = q_{m3} \times (h_{14} - h_3) \quad (5)$$

喷水后压缩机理论耗功 w_2 为:

$$q_{m15} = q_{m3} + q_{m6} \quad (6)$$

$$w_2 = q_{m15} \times (h_4 - h_{15}) \quad (7)$$

螺杆压缩机实际耗功为:

$$w_0 = w_1 + w_2 \quad (8)$$

$$w_s = \frac{w_0}{\eta_s \times \eta_m} \quad (9)$$

式中: h_{14} —压缩机压缩第一阶段终止时(即喷水前)水蒸气焓值,kJ/kg; q_{m15} —喷水后压缩机内水蒸气质量流量,kg/s; q_{m6} —喷水质量流量,kg/s; h_4 —压缩机压缩排气时水蒸气焓值,kJ/kg; h_{15} —压缩机压缩第二阶段开始时(即喷水时)水蒸气焓值,kJ/kg; w_0 —螺杆压缩机理论耗功,kW; η_s —螺杆压缩机绝热内效率,0.5; η_m —螺杆压缩机轴效率,0.85; w_s —螺杆压缩机实际耗功,kW。

螺杆压缩机喷水量:

$$q_{m3}h_3 + q_{m6}h_6 + w_1 = q_{m15}h_4 \quad (10)$$

式中: q_{m6} —喷水量,kg/s; h_6 —喷入压缩的液态水焓值,kJ/kg。

冷凝器放热量计算式:

$$Q_2 = q_{m5}(h_4 - h_5) \quad (11)$$

式中: Q_2 —冷凝器放热量,kW; h_5 —冷凝器出口工质水焓值,kJ/kg。

循环泵耗功计算式:

$$w_p = \frac{\Delta p \times q_{m1}}{\rho \times \eta_p} \quad (12)$$

式中: ρ —水的密度,kg/m³; Δp —蒸发器压力降,kPa; η_p —循环泵效率,取0.8。

系统性能系数 EER 是评价系统技术经济性能的指标,系统性能系数越大,能量利用效率越高。其

表达式为:

$$\text{EER} = \frac{Q_2}{w_s + w_p}$$

(13)

1.3 系统模拟工况

根据水蒸气热泵系统热力学模型,模拟分析了螺杆压缩机喷水温度、蒸发温度及冷凝温度对系统性能的影响。模拟工况如表 1 所示。工况 1,在一定条件下,通过改变螺杆压缩机喷水温度,模拟喷水温度对压缩机排气温度、压缩机耗功、冷凝器放热量及系统 EER 的影响;工况 2,在系统处于最佳喷水温度时,通过热力学模型分析蒸发温度对压缩机耗功、压比、蒸发器吸热量、制冷剂质量流量、系统 EER 及冷凝器放热量的影响;工况 3,在系统处于最佳喷水温度时,通过热力学模型分析不同冷凝温度对压缩机耗功、压比、系统 EER 及冷凝器放热量的影响。

表 1 模拟计算工况
Tab. 1 Simulated calculation condition

工况	蒸发温度/℃	冷凝温度/℃	过冷度、过热度/℃	换热器换热温差/℃
1	60	105	2	5
2	30 ~ 60	100	2	5
3	60	80 ~ 120	2	5

2 系统性能分析

2.1 喷水温度

系统采用螺杆压缩机,可进行湿压缩。为改善水蒸气热泵系统压缩机排气温度过高的问题,可通过中间喷水降低排气温度,使压缩机处于安全工况下运行,而在螺杆压缩机不同位置喷水时系统性能是不同的。喷水温度指螺杆压缩机喷水位置饱和蒸汽的温度,即图 1(b)中点 15 的温度。

水蒸气热泵系统在工况 1 下运行时,喷水温度对压缩机排气温度的影响如图 2 所示。从图中可以看出,压缩机排气温度随喷水温度的升高而降低,当喷水温度从 65 ℃ 上升至 100 ℃,压缩机排气温度从 209.5 ℃ 降至 107.4 ℃。由于螺杆压缩机对湿压缩不敏感,在压缩过程中喷入雾化水时,雾化水在基元

内与过热蒸汽混合,吸热后发生相变,直至喷水位置蒸汽变为此时压力下的饱和蒸汽;喷水位置越靠近压缩机排气口,压缩机排气温度越低。喷水温度越高,喷水位置越靠近压缩机排气口,此时压缩机喷水位置蒸汽温度越高,当喷水温度从 65 ℃ 上升至 100 ℃ 时,喷水位置蒸汽温度从 84.7 ℃ 上升至 227.4 ℃。由于压缩机存在报警温度,一旦排气温度超过报警温度,压缩机会立刻停机。因此,对压缩机喷水可以有效降低压缩机排气温度。在工况 1 下,由于压缩机排气温度的限制,系统的喷水温度在 73 ~ 87 ℃ 时压缩机可以正常运转。

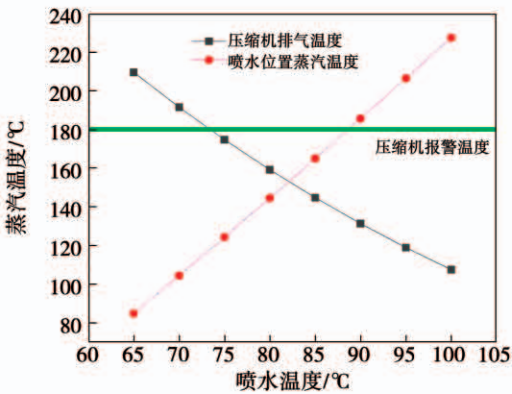


图 2 喷水温度对压缩机排气温度的影响

Fig. 2 Effect of water spray temperature on compressor exhaust temperature

在不同的喷水温度下,压缩机耗功与喷水质量流量的变化如图 3 所示。从图中可以看出,当喷水温度上升时,压缩机耗功先下降后上升,喷水质量流量逐渐升高。压缩机耗功先从 65 ℃ 时的 25.33 kW 下降到 80 ℃ 的 24.71 kW,降幅为 2.45%;然后上升到 100 ℃ 时的 25.95 kW,涨幅为 5%。分析其原因:喷水过程压缩机耗功可分为:喷水前耗功和喷水后耗功两部分,在喷水温度从 65 ℃ 上升至 80 ℃ 时,喷水位置变得相对靠后,喷水后耗功占压缩机整体耗功的主要部分,且明显降低,而喷水前耗功变化不明显,所以压缩机整体耗功降低;喷水温度从 80 ℃ 上升至 100 ℃ 时,喷水前耗功成为压缩机整体耗功的主要部分,喷水温度越高,喷水前耗功涨幅越大,同时喷水质量流量也越大,喷入水产生的蒸汽也增加

一部分喷水后耗功,所以压缩机整体耗功上升。随着喷水温度的升高,喷水位置的蒸汽过热度同样升高,需要喷入的液态水也随之升高,即喷水质量流量越来越大。因此,在工况 1 下最佳喷水温度为 80 ℃。

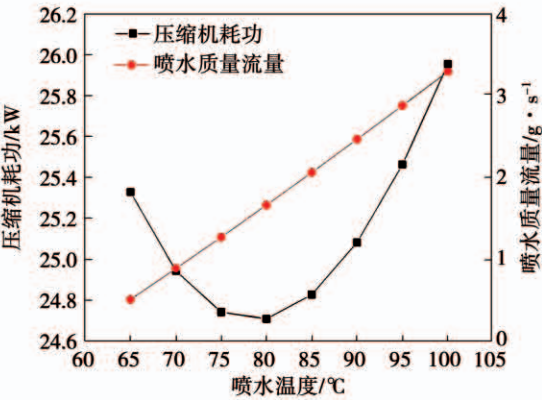


图 3 喷水温度对压缩机耗功、喷水质量流量的影响

Fig. 3 Effect of spray temperature on power consumption of compressor and mass flow of spray

喷水温度对 EER、冷凝器放热量的影响如图 4 所示。从图中可以看出,EER 随喷水温度的升高先上升再下降,冷凝器放热量随喷水温度升高先下降再上升。喷水温度从 65 ℃ 升至 80 ℃,EER 从 2.9 上升至 2.96,涨幅为 2.1%;冷凝器放热量从 73.47 kW 下降至 73.23 kW,降幅为 0.33%;喷水温度从 80 ℃ 升至 100 ℃,EER 从 2.96 下降至 2.84,降幅为 4.1%;冷凝器放热量上升至 73.71 kW,涨幅为 0.66%。从图 4 还可看出,喷水温度对冷凝器放热量的影响规律与其对压缩机耗功的影响一致。根据能量守恒定律,当蒸发温度一定时,蒸发器吸热量不变,压缩机耗功变小或变大时,冷凝器放热量也变小或变大。相比于压缩机耗功,循环泵耗功较小,对整体功率影响不大。喷水温度从 65℃ 升至 80 ℃,压缩机耗功与冷凝器放热量降幅分别为 2.45% 和 0.33%,压缩机耗功降幅更大,EER 上升;喷水温度从 80 ℃ 升至 100 ℃,压缩机耗功与冷凝器放热量涨幅分别为 5% 和 0.66%,压缩机耗功涨幅更大,EER 下降。因此,在工况 1 下喷水温度为 80 ℃ 时 EER 最大。

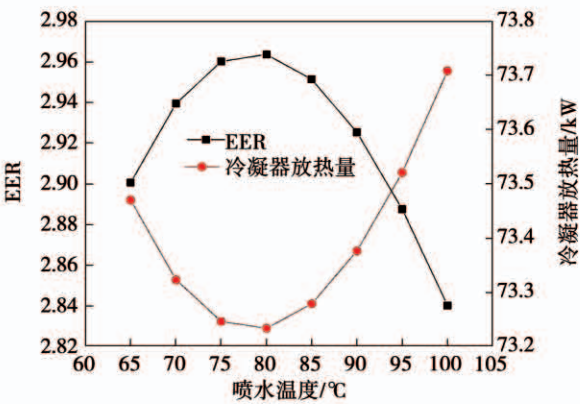


图 4 喷水温度对 EER 和冷凝器放热量的影响
Fig. 4 Effect of water spray temperature on EER and condenser heat release

2.2 蒸发温度

蒸发温度对压缩机耗功及压比的影响如图 5 所示。从图中可以看出,压缩机耗功随蒸发温度升高而升高,压比随蒸发温度升高而降低。当蒸发温度从 30 ℃ 上升至 60 ℃ 时,压缩机耗功从 10.81 kW 上升至 23.4 kW,涨幅为 116.5%;压比从 26.8 下降至 5.58,降幅为 79.2%。因为当蒸发温度上升时,压缩机吸气比体积降低,压缩机吸气质量流量上升,导致压缩机处理量增加,所以压缩机耗功随之上升。同时,在蒸发温度较低时压比过大,单级压缩无法满足运行要求,所以在蒸发温度低于 50 ℃ 时,建议采用中间不完全冷却的双级压缩,先将低压级排气温度冷却至接近饱和状态,再由高压级压缩机继续压缩。

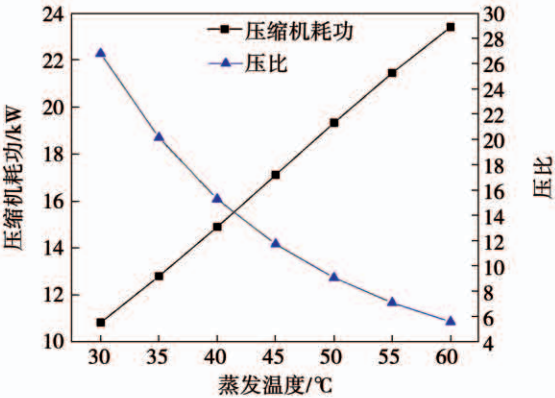


图 5 蒸发温度对压缩机耗功及压比的影响
Fig. 5 Effect of evaporation temperature on compressor power consumption and pressure ratio

蒸发温度对蒸发器吸热量、蒸发器水质量流量的影响如图 6 所示。从图中可以看出,蒸发器吸热量、蒸发器水质量流量均随蒸发温度的上升而升高。当蒸发温度从 30 ℃ 上升至 60 ℃ 时,蒸发器吸热量从 14.26 kW 上升至 64.07 kW,涨幅为 350%;蒸发器水质量流量从 0.005 8 kg/s 上升至 0.027 kg/s,涨幅为 365.5%。当蒸发温度下降,水蒸气的比体积增大,压缩机吸气量不变,水蒸气比体积变大导致压缩机吸气质量流量变小,从而使蒸发器水质量流量变小,蒸发器吸热量也因此变小。

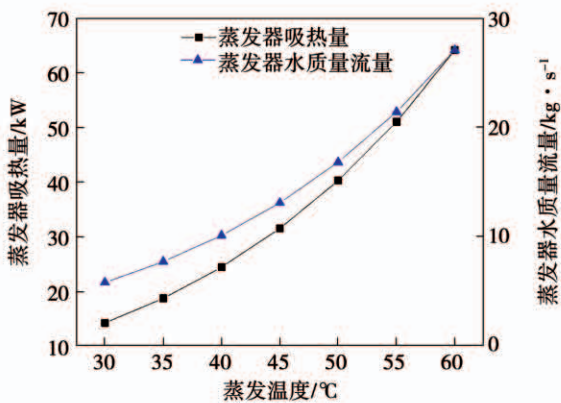


图 6 蒸发温度对蒸发器吸热量、蒸发器水质量流量的影响

Fig.6 Effect of evaporation temperature on heat absorption of evaporator and water mass flow of evaporator

蒸发温度对 EER 和冷凝器放热量的影响如图 7 所示。从图中可以看出,EER 和冷凝器产热量均随蒸发温度上升而升高。当蒸发温度上升时,EER 从 1.7 上升至 3.1,涨幅为 82.4%;冷凝器放热量从 18.4 kW 上升至 73 kW,涨幅为 296.7%。由于蒸发器吸热量和压缩机耗功均随蒸发温度上升而上升,根据能量守恒定律,冷凝器放热量也随之上升,因为冷凝器放热量的涨幅大于压缩机耗功,所以 EER 上升。实际应用中,应尽量减小换热温差,即提高蒸发温度,以获得更好的性能。

2.3 冷凝温度

冷凝温度对压缩机耗功、压比的影响如图 8 所示。从图中可以看出,冷凝温度上升时,压缩机耗功与压比均呈上升趋势。冷凝温度从 80 ℃ 上升到

120 ℃ 时,压缩机耗功从 12.15 kW 上升到 34.99 kW,涨幅为 188%;压比从 2.61 上升到 10.93。从压比来看,在蒸发温度 60 ℃、冷凝温度 120 ℃ 时,压比最大为 10.93,提供 60 ℃ 温升,单级压缩可以实现。对于系统耗功,冷凝温度升高,压缩机进出口焓差增大,压缩机耗功迅速增加。

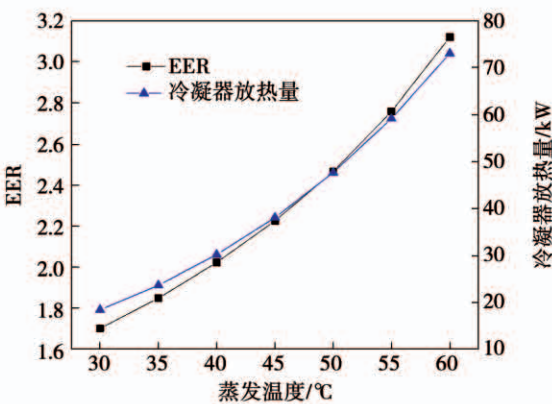


图 7 蒸发温度对 EER 和冷凝器放热量的影响
Fig.7 Effect of evaporation temperature on EER and condenser heat release

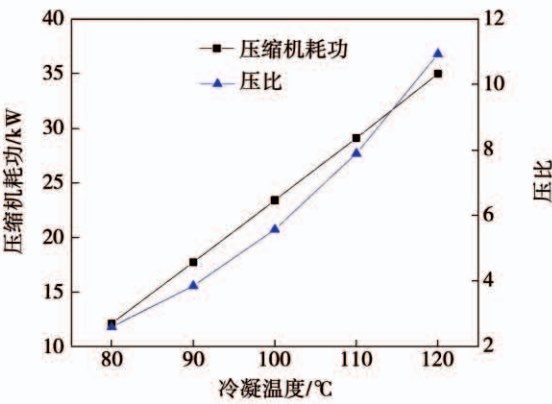


图 8 冷凝温度对压缩机耗功、压比的影响
Fig.8 Effect of condensation temperature on compressor power consumption and pressure ratio

冷凝温度对 EER、冷凝器放热量的影响如图 9 所示。从图中可以看出,EER 随冷凝温度上升而下降,冷凝器放热量随冷凝温度上升而上升。冷凝温度从 80 ℃ 升至 120 ℃,冷凝器产热量从 71.17 kW 上升至 74.89 kW,涨幅为 5.24%;EER 从 5.86 下降至 2.15,降幅为 63.31%。由于压缩机耗功随冷凝温度上升而大幅上升,根据能量守恒定律,冷凝器

放热量也随之上升,但压缩机耗功对冷凝器放热量上涨的贡献远低于蒸发器吸热量,因此冷凝器放热量小幅上升,压缩机耗功大幅上升,EER 呈下降趋势。

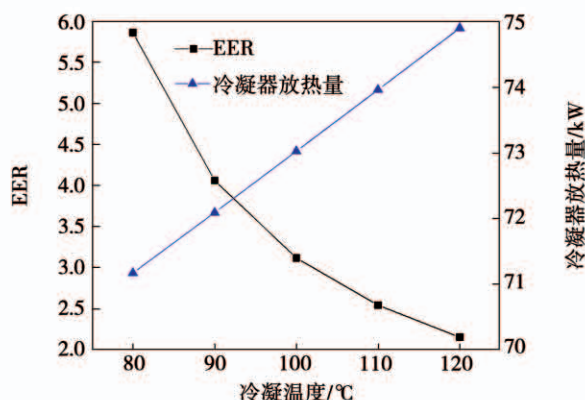


图9 冷凝温度对 EER、冷凝器放热量的影响

Fig.9 Effect of condensation temperature on EER and condenser heat release

3 结 论

(1) 随着喷水温度的升高,压缩机排气温度降低,喷水位置蒸汽温度增大,喷水质量流量增大。当系统蒸发温度为 60 °C、冷凝温度为 105 °C,喷水温度在 73 ~ 87 °C 之间可保证压缩机运行在报警温度之下。

(2) 压缩机耗功和冷凝器放热量随喷水温度的升高先增加后降低,在喷水温度为 80 °C 时系统的 EER 最佳。

(3) 最佳喷水温度下,随着蒸发温度提高,蒸发器吸热量和水质量流量增大,压缩机耗功增大,压比降低,冷凝器放热量和系统 EER 增大。

(4) 最佳喷水温度下,随着冷凝温度提高,压缩机耗功和压比大幅增加,冷凝器放热量小幅降低,系统 EER 降低。

参考文献:

[1] 连红奎,李 艳,束光阳,等.我国工业余热回收利用技术综述[J].节能技术,2011,29(2):123-128,133.
LIAN Hong-kui,LI Yan,SHU Guang-yang, et al. An overview of domestic technologies for waste heat utilization[J], Energy Conser-

vation Technology,2011,29(2):123-128,133.

[2] 周致富,陈 斌,白飞龙,等.新型喷嘴 R404a 闪蒸瞬态喷雾冷却传热特性[J].化工学报,2015,66(S1):100-105.
ZHOU Zhi-fu, CHEN Bin, BAI Fei-long, et al. Heat transfer dynamics of R404a flashing pulsed spray cooling using expansion-chamber nozzle[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2015, 66(S1):100-105.

[3] 方 豪.低品位工业余热应用于城镇集中供暖关键问题研究[D].北京:清华大学,2015.
FANG Hao. Research on the key issues of low-grade industrial waste heat utilization for district heating[D]. Beijing: Tsinghua University, 2015.

[4] 李初福.低品位蒸汽增压供热过程评价方法研究[J].化工设计,2017,27(1):16-18,1.
LI Chu-fu. Study on evaluation method of low-grade steam pressurized heating process[J]. Chemical Engineering Design, 2017, 27(1):16-18,1.

[5] 杨絮霏,王宝龙,程 作,等.使用多次制冷剂喷射实现(近)等温压缩[J].工程热物理学报,2019,40(12):2705-2711.
YANG Xu-fei, WANG Bao-long, Cheng Zuo, et al. Using multiple refrigerant injection to achieve near-isothermal compression[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2019, 40(12):2705-2711.

[6] ZHOU Xun-lei, CUI Ping, ZHANG Wen-ke. Thermal and exergy analysis of an organic Rankine cycle power generation system with refrigerant R245fa[J]. Heat Transfer Engineering, 2020, 41(9/10):905-918.

[7] OPALIC S M, GOODWIN M, JIAO L, et al. ANN modelling of CO₂ refrigerant cooling system COP in a smart warehouse[J]. Journal of Cleaner Production, 2020, 260:120887.

[8] SHEN Jiu-bing, XING Zi-wen, ZHANG Kai, et al. Development of a water-injected twin-screw compressor for mechanical vapor compression desalination systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 95:125-135.

[9] BOCCARDI G, BOTTICELLA F, LILLO G, et al. Experimental investigation on the performance of a transcritical CO₂ heat pump with multi-ejector expansion system[J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 82:389-400.

[10] 汪坤海,关 欣,闫金州,等.跨临界 CO₂ 热泵系统性能研究[J].热能动力工程,2018,33(3):1-7.
WANG Kun-hai, GUAN Xin, YAN Jin-zhou, et al. Study on performance of transcritical CO₂ heat pump system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(3):1-7.

[11] ZHU Yin-hai, HUANG Yu-lei, LI Cong-hui, et al. Experimental investigation on the performance of transcritical CO₂ ejector-ex-

pansion heat pump water heater system[J]. Energy Conversion and Management,2018,167: 147 – 155.

[12] 王彦杰,刘 雄,欧竞赛. 单/双级跨临界二氧化碳地源热泵性能分析[J]. 热能动力工程,2020,35(3):187 – 192.

WANG Yan-jie, LIU Xiong, OU Jing-sai. Study on the performance comparison between single-stage and double-stage transcritical CO₂ ground source heat pump systems[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2020,35(3):187 – 192.

[13] 郭 霆,沈九兵,田雅芬,等. 螺杆蒸汽压缩机工作过程喷水冷却特性研究[J]. 机械工程学报,2016,52(24):147 – 154.

GUO Ting, SHEN Jiu-bing, TIAN ya-fen, et al. Investigation on the influence of water injection on twin screw water vapor compressors' working process[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016,52(24):147 – 154.

[14] TIAN Ya-fen, SHEN Jiu-bing, WANG Chuang, et al. Modeling and performance study of a water-injected twin-screw water vapor compressor[J]. International Journal of Refrigeration,2017, 83: 75 – 87.

[15] WU Di, HU Bin, WANG Ru-zhu, et al. The performance comparison of high temperature heat pump among R718 and other refrigerants[J]. Renewable Energy,2020,154:715 – 722.

[16] 吴 迪,胡 斌,王如竹,等. 水制冷剂及水蒸气压缩机研究现状和展望[J]. 化工学报,2017,68(8):2959 – 2968.

WU Di, HU Bin, WANG Ru-zhu, et al. A review on development and prospect of water refrigerant and water vapor compressor[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2017, 68(8): 2959 – 2968.

[17] 吴 迪,胡 斌,王如竹,等. 采用自然工质水的高温热泵系统性能分析[J]. 化工学报,2018,69(S2):95 – 100.

WU Di, HU Bin, WANG Ru-zhu, et al. Preliminary study on high temperature heat pump system with water refrigerant[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering,2018,69(S2):95 – 100.

[18] HU Bin, WU Di, WANG Ru-zhu. Water vapor compression and its various applications[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews,2018,98(DEC.):92 – 107.

[19] WU Di, YAN Hong-zhi, HU Bin, et al. Modeling and simulation on a water vapor high temperature heat pump system[J]. Energy, 2019,168: 1063 – 1072.

(金圣迪 编辑)