

压缩式热泵回收燃气锅炉烟气余热性能的研究

杜勇博¹, 李雨航¹, 王振川², 卢海刚³, 徐琼¹, 卢洁³, 车得福¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 中国特种设备检测研究院, 100029, 北京;
3. 方快锅炉有限公司, 455099, 河南安阳)

摘要: 为解决燃气锅炉在实际运行中,变化负荷导致烟气参数与热泵循环工质特性不匹配的问题,研究了压缩式热泵回收燃气锅炉烟气的余热性能。搭建了用于 7 MW 卧式天然气真空锅炉烟气余热回收系统的热泵系统,运用实验与流程模拟相结合的方法,在 100%、75% 和 50% 负荷下,研究了锅炉热泵工质的流量、压比与负荷对系统性能的影响。研究表明:在 100% 负荷下,随着制冷剂流量的升高,热泵余热回收量先增大,而后基本不变,性能系数(COP)由 7.08 下降至 5.94,系统效率先迅速升高至 106.8% 后缓慢下降。在高压侧压力升高时,热泵 COP 及效率先下降至 1.97 与 101.1%,再迅速升高至 8.09 与 107.2%,随后又下降至 5.56 与 106.4%。锅炉负荷的变化会改变余热回收量达到峰值时,制冷剂流量、COP 及效率的最大值,锅炉在满负荷、75% 及 50% 负荷下,热泵最佳运行区间分别为:制冷剂流量大于 3.40、2.30、0.68 kg·s⁻¹,高压侧压力大于 1 020、900、820 kPa。该研究可为压缩式热泵回收燃气锅炉余热系统的高效运行提供参考。

关键词: 余热回收;压缩式热泵;烟气;流量;压比

中图分类号: TK229.8 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202608010 **文章编号:** 0253-987X(2026)08-0112-11

Performance of a Compression Heat Pump for Waste Heat Recovery from Gas-Fired Boiler Flue Gas

DU Yongbo¹, LI Yuhang¹, WANG Zhenchuan², LU Haigang³,
XU Qiong¹, LU Jie³, CHE Defu¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. China Special Equipment Inspection and Research Institute, Beijing 100029, China;
3. Fangkuai Boiler Co., Ltd., Anyang, Henan 455099, China)

Abstract: To address the issue of mismatches between flue gas parameters and heat pump cycle working fluid characteristics caused by varying loads during the actual operation of gas-fired boilers, the performance of a compression heat pump for waste heat recovery from gas-fired boiler flue gas was investigated. A heat pump system was constructed as part of the flue gas waste heat recovery system of a 7 MW horizontal natural gas vacuum boiler. By combining experimental and process simulation methods, the effects of the heat pump refrigerant flow rate, pressure ratio, and boiler load on system performance were studied under boiler loads of 100%, 75%, and 50%. The research results show that at 100% load, as the refrigerant flow rate increases, the waste

heat recovery capacity of the heat pump initially increases and then plateaus, the coefficient of performance (COP) decreases from 7.08 to 5.94, and the system efficiency first rises rapidly to 106.8% and then declines gradually. As the high-side pressure increases, the COP and efficiency of the heat pump first drop to 1.97 and 101.1%, respectively, then rise rapidly to 8.09 and 107.2%, respectively, and subsequently fall to 5.56 and 106.4%, respectively. Changes in boiler load affect the refrigerant flow rate at which the waste heat recovery capacity reaches its peak, as well as the maximum values of COP and efficiency. Under boiler loads of 100%, 75%, and 50%, the optimal operating conditions for the heat pump are as follows: refrigerant flow rates exceeding 3.40, 2.30, and 0.68 kg · s⁻¹, respectively, and high-side pressures exceeding 1 020, 900, and 820 kPa, respectively. This study provides a reference for the efficient operation of compression heat pump waste heat recovery systems for gas-fired boilers.

Keywords: waste heat recovery; compression heat pump; flue gas; flow rate; pressure ratio

余热回收对于能源利用效率的提升、能源损耗的降低以及环境污染物排放的减少有显著效果。在“双碳”目标大背景下,余热回收等节能减排的方式受到广泛关注^[1-2]。天然气作为一种清洁低碳燃料^[3-4],燃烧后排出的烟气,污染物少,水蒸气含量相对较高,具有巨大的回收潜力^[5-7]。此外,烟气温度降低后排放将有效减少排放过程中,烟气对锅炉烟道的腐蚀以及白烟现象^[8]。目前可用的回收技术主要有冷凝式换热技术和热泵技术两种^[9]。其中,冷凝式换热技术由于热网回水温度接近烟气中水蒸气的饱和温度,难以将排烟温度降低至露点温度以下,限制了该技术对锅炉效率的提升^[10]。而热泵具有热量逆温梯度传递的功能^[11],在回收天然气烟气余热方面有更大优势^[12-14]。热泵可分为压缩式热泵和吸收式热泵^[15],其中,压缩式热泵具有高效节能、温度提升能力强、灵活性高等优点,与仅使用锅炉的系统相比,该热泵使效率得到显著的提升^[16],在工业中被广泛使用^[17]。

然而,压缩式热泵的运行性能会受到制冷剂物性参数、热力循环过程及循环各部件运行参数等方面的影响^[18]。热泵工质循环的热力学特性与锅炉烟气参数的不匹配,会显著降低热泵的运行性能:制冷剂流量过小,易导致循环水冷却不足^[19],进而导致余热回收量低^[20];而流量过大,则会导致压缩机压缩制冷剂的功耗增加,在对降低循环水温度作用有限的前提下使系统效率下降。另外,热泵高压侧压力对热泵性能也有一定的影响,在保持低压侧压力不变时,高压侧压力的增大,会使耗功量与制热量同时升高^[21]。同时,压比过低,则制冷剂不发生相变,换热器的换热量降低^[22];压比过高,不仅导致耗功量成本的增加高于制热量收益的增加,还降低了

系统效率,并容易导致压缩机故障,降低了压缩机使用寿命。燃气锅炉在实际运行中会变化负荷,当锅炉负荷下降时,单位质量烟气吸收的热量减少,烟温降低,换热器中的温差下降。同时,随着锅炉负荷的下降,燃料量也相应降低,所能回收的余热量也随之降低,从而导致压缩机在锅炉满负荷下的运行参数可能与低负荷运行的锅炉不匹配^[23]。

目前,热泵动态运行的研究大都聚焦于外部环境的变化,因为其周期较长,对系统整体的性能影响较大^[24-25]。然而,与外部环境的变化过程不同,燃气锅炉的负荷和压缩机参数调整的动态过程很短,虽然在这个动态过程中,锅炉和热泵负荷变化速率均很快,不会对系统效率有较大影响,但却可能对热泵系统的设备性能造成影响,因而需要结合压缩机本身的不同类型,构造和运行原理进行分析。

综上所述,负荷变化时,压比和流量两个参数对系统效率有协同作用,其具体影响还未被定量分析。故本文围绕压缩机制冷剂流量、高压侧压力与锅炉负荷对热泵运行性能的影响展开研究,这对设置与锅炉负荷匹配的最佳运行参数,提高系统整体效率与能源利用率有着重要作用。本文搭建7 MW卧式天然气真空锅炉的热泵回收机组实验台,利用流程模拟系统软件对其进行建模,在相应工况下,通过模拟与实验的对比,验证该模型准确性。随后,通过该模型,从制冷剂流量、高压侧高压和锅炉负荷这3方面研究其对不同运行负荷下的压缩式热泵-锅炉系统性能的影响。

1 实验装置及系统模拟

1.1 压缩式热泵实验装置

压缩式热泵天然气锅炉烟气余热回收系统结构

如图 1 所示。由图可知,该系统包括燃气锅炉、烟气冷凝器和压缩式热泵 3 部分。锅炉系统排放的烟气经初级冷凝处理并初步降温后,进入二级冷凝装置,通过与循环冷却水的深度换热后,以低温状态排出。循环水在此过程中持续吸收余热,并将携带的热能传输至

热泵机组蒸发端。蒸发器内部的低沸点制冷剂在吸收热量后发生相变,随后被压缩机加压成高温高压蒸气并进入冷凝端,在与来自供热管网的回流水进行充分热交换后,重新冷凝。完成能量释放的液态制冷剂流经膨胀阀降压后,再次返回蒸发器吸收外部热量。

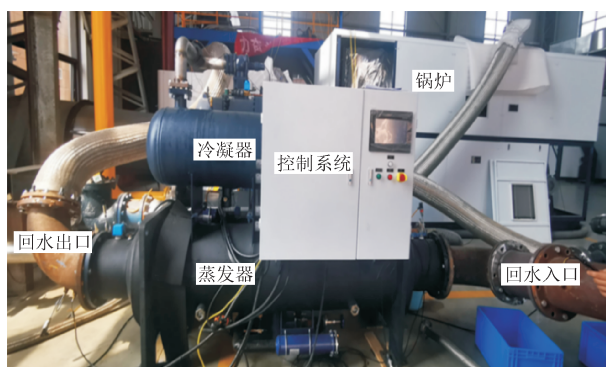
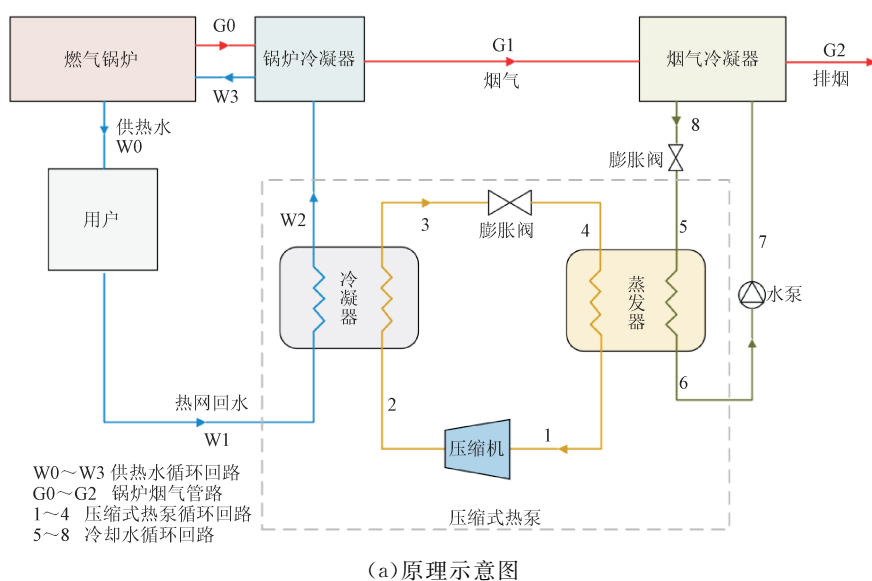


图 1 压缩式热泵余热回收系统结构

Fig. 1 Structure of compression heat pump waste heat recovery system

系统中的锅炉为一台 7 MW 的卧式天然气真空锅炉,外壳尺寸为 5 714 mm×1 985 mm×2 985 mm,采用全预混燃烧。烟气冷凝器采用翅片管换热器,换热器管侧走水,管外走烟气,并通过管外的翅片提高换热系数,使烟气中的水蒸气在管外冷凝。烟气冷凝器由 3 个相同的换热器串联组成,采用的换热器型号为 ERS-450F,冷凝器总换热面积为 300 m²。

压缩式热泵机组的基础架构包含压缩机、蒸发器、冷凝器与节流膨胀装置 4 大核心功能单元,辅以配套管路网络与辅助子系统,以及智能控制模组。蒸发器采用满液式蒸发器,全部换热管都被浸泡在液

态制冷剂池内,当循环水放出热量时,液态制冷剂吸热后沸腾。蒸发器规格为 $\Phi 19.05 \text{ mm} \times 1.18 \text{ mm} \times 2\,000 \text{ mm}$,换热面积为 27.5 m²。冷凝器采用水平管壳式布局,制冷工质 R134a 在壳侧流动,冷却水在管侧循环。冷凝器规格为 $\Phi 19.05 \text{ mm} \times 1.15 \text{ mm} \times 2\,000 \text{ mm}$,换热面积为 31.9 m²。压缩机为半封闭双螺杆式,型号为 RC2-550BH,具有 100%、75%、50%和 25%这 4 个固定负荷档位,电子膨胀阀型号为 VPF-250。实验测得的压缩机满负荷下工质循环量为 3.241 kg·s⁻¹,热泵低压侧压力为 481 kPa,高压侧压力为 1 193 kPa。锅炉满负荷系统各项关键参数的测量值如表 1 所示。

表 1 锅炉满负荷系统参数测量值

Table 1 Measurement values of boiler parameters at full load condition

参数	实验值
锅炉负荷/%	100
压缩机负荷/%	100
烟气冷凝器出口烟温/℃	31.2
热泵冷凝器入口水温/℃	40.1
热泵冷凝器出口水温/℃	42.6
回水流量/(m ³ ·h ⁻¹)	275.36
循环水流量/(m ³ ·h ⁻¹)	76.71
热泵蒸发器入口水温/℃	32.9
热泵蒸发器出口水温/℃	27.5

1.2 压缩式热泵系统模型

采用 Aspen Plus 软件对系统的压缩式热泵部分进行建模,模型如图 2 所示。其中,热泵的膨胀阀采用简易阀门模型,并通过指定出口压力或者压降对其运行性能进行设置。水泵采用压力变送设备中的泵模块进行模拟,并在模块设置中指定出口压力。压缩机采用压缩机模块,设置容积式压缩机方法模拟双螺杆压缩机。

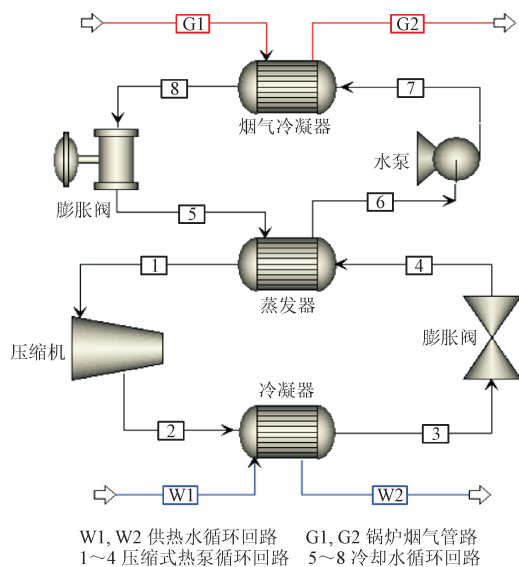


图 2 压缩式热泵模型

Fig. 2 Model of compression heat pump

该软件中,在对系统中所有物质进行组分选择后,需要对系统的全局物性方法进行选择。对于以 R134a 为工质的压缩式热泵系统,采用的物性方法为 PENG-ROB 方法。锅炉满负荷下的各流股模拟值如表 2 所示。

表 2 满负荷工况下各流股模拟值

Table 2 Simulation value of each flow under full load working condition

流股	温度/℃	压力/kPa	质量流量/(kg·s ⁻¹)
1	15.00	481.0	3.24
2	54.93	1 193.0	3.24
3	46.04	1 193.0	3.24
4	14.62	481.0	3.24
5	32.90	228.0	21.02
6	28.02	228.0	21.02
7	28.01	259.0	21.02
G1	54.60	101.0	3.21
G2	39.04	101.0	3.21
W1	40.10	394.0	74.90
W2	41.72	394.0	74.90

1.3 性能评价指标

对于压缩式热泵来说,制热量为热泵冷凝器的放热量,计算公式为

$$Q_h = Q_{CON} \quad (1)$$

式中: Q_h 为热泵制热量, kW; Q_{CON} 为冷凝器热负荷, kW。

余热回收量为从锅炉排烟中回收的热量,即布置热泵后多利用的热量,由锅炉出口烟气热量与热泵出口烟气热量之差获得,计算公式为

$$Q_w = Q_{out,b} - Q_{out,h} \quad (2)$$

式中: Q_w 为余热回收量, kW; $Q_{out,b}$ 为锅炉出口烟气热量, kW; $Q_{out,h}$ 为热泵出口烟气热量, kW。

性能系数(COP)是热泵系统能源利用效率的重要指标,广泛应用于工程设计、设备选型和能效评估中。COP 的定义为系统提供的有用能量和系统消耗能量之比。

压缩式热泵通常采用电能作为驱动能源,性能系数 C_{COP} 表示系统提供的制冷量或制热量与耗功之间的比值,计算公式为

$$C_{COP} = \frac{Q_{CON}}{W_{COM}} \quad (3)$$

式中: W_{COM} 为压缩机耗功, kW。

由于 COP 只能反映热泵本身的性能,无法反映包含锅炉在内的整体系统的性能优劣,因此,本文还定义了锅炉-热泵整体效率作为评价指标,通过与整体效率的对比,可以获得热泵对锅炉系统的提升效率,从而更直观地体现热泵的节能效果。锅炉-热泵整体效率 η_t 的计算公式如下

$$\eta_t = \frac{Q_l + Q_w}{Q_{net,q} + W_{COM}/\beta} \quad (4)$$

式中: Q_l 为锅炉有效利用热量, kW; $Q_{net,q}$ 为燃料低

位发热量, kW; β 为热电转换系数, 即目前电厂单位热能的发电量, 根据目前火力发电厂的热发电效率, 取值为 0.4。

1.4 模型准确性验证

表 3~表 5 展示了在锅炉负荷为 100%, 压缩机负荷为 100% 时, 及锅炉负荷为 75%, 压缩机负荷分别为 75%、50% 时的 3 种工况下的测试结果与模拟结果。由表 3 可知, 在锅炉负荷为 100% 时, 模拟得到的结果和测试结果相差不大, 冷凝器换热量、蒸发器换热量、压缩机耗功这 3 个参数模拟值的相对误差分别为 -3.01%、-3.27%、-1.56%, 热泵 COP 测试值为 6.75, 模拟值为 6.65, 相对误差为 -1.48%。

表 3 锅炉 100% 负荷和压缩机 100% 负荷时热泵系统模型运行结果及对比

Table 3 Model operation results and comparison of the heat pump system between experiment and simulation at 100% boiler load and 100% compressor load

参数	测试值	模拟值	相对误差/%
冷凝器换热量/kW	564.56	547.54	-3.01
蒸发器换热量/kW	480.97	465.23	-3.27
压缩机耗功/kW	83.59	82.29	-1.56
性能系数	6.75	6.65	-1.48

表 4 锅炉 75% 负荷和压缩机 75% 负荷时热泵系统模型运行结果及对比

Table 4 Model operation results and comparison of the heat pump system between experiment and simulation at 75% boiler load and 75% compressor load

参数	测试值	模拟值	相对误差/%
冷凝器换热量/kW	506.24	490.69	-3.07
蒸发器换热量/kW	430.91	420.85	-2.33
压缩机耗功/kW	57.43	59.00	2.73
性能系数	8.81	8.32	-5.56

表 5 锅炉 75% 负荷和压缩机 50% 负荷时热泵系统模型运行结果及对比

Table 5 Model operation results and comparison of the heat pump system between experiment and simulation at 75% boiler load and 50% compressor load

参数	测试值	模拟值	相对误差/%
冷凝器换热量/kW	357.02	348.12	-2.49
蒸发器换热量/kW	278.96	299.80	7.47
压缩机耗功/kW	53.42	48.25	-9.68
性能系数	6.68	7.21	7.93

由表 4 可知, 在锅炉以 75% 负荷运行的工况中, 当压缩机负荷为 75% 时, 压缩机耗功模拟值和测试值的相对误差为 2.73%。这是由于实验中的压缩机内泄露与机械摩擦损失难以模拟, 所以在模拟中得到的压缩机耗功偏小, 且在更小的压缩机负荷下更加明显。

另外, 冷凝器和蒸发器换热量均随压缩机负荷的增大而增大。在压缩机负荷为 50% 和 75% 时, 模拟值和测试值之间的差距较小, 最大相对误差为 7.47%, 这说明在压缩机负荷较大时, 采用当前模拟方法能够较为准确的模拟热泵过程。热泵 COP 在压缩机 75% 负荷时的测试和模拟值均大于在 50% 负荷时的值。一般情况下, 对于四段式容调螺杆压缩机而言, COP 的最大值常出现在压缩机中等负荷 (50%~75%) 时, 则实验和模拟结果与这一性质相对应。

受限于厂需热量较大, 对于锅炉在较低负荷的运行参数无法直接通过测量得到, 需通过热力计算算得其运行参数。在 100%、75% 和 50% 负荷下, 热力计算得到的热泵入口烟气温度的, 与在 100%、75% 负荷下, 实验测得的烟温如表 6 所示。由表可知, 在锅炉 100%、75% 负荷工况下, 热泵入口烟气温度的计算值与实验值误差分别为 8.2% 与 4.2%, 相差较小。故在缺少锅炉 50% 负荷工况数据的情况下, 可使用热力计算结果进行后续的模拟。

表 6 不同锅炉负荷下热泵入口烟气温度的计算值与实验值

Table 6 Calculation value and experiment value of inlet flue gas temperature of heat pump with different boiler loads

负荷/%	计算温度/℃	实验温度/℃	相对误差/%
100	59.1	54.6	8.2
75	42.2	40.5	4.2
50	32.4		

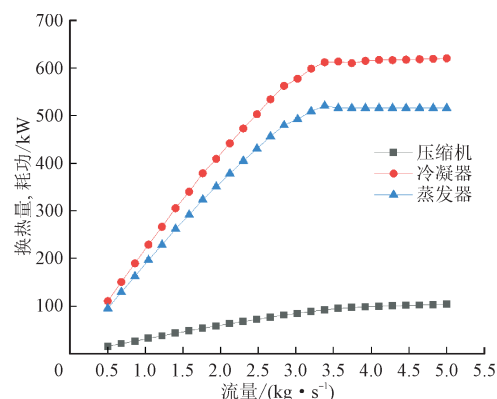
2 结果与讨论

由于实验平台的压缩机只能在 4 个固定的档位调节负荷, 无法通过小幅度的负荷变化实现近似连续的调节。因此, 为了研究在不同锅炉负荷下, 连续变化的压缩机参数 (制冷剂流量、高压侧压力、锅炉负荷) 对压缩机的影响, 特采用本文建

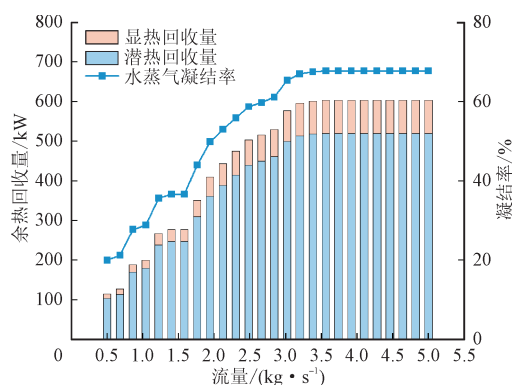
立的模型对压缩式热泵余热回收系统的运行情况进行模拟。

2.1 制冷剂流量的影响

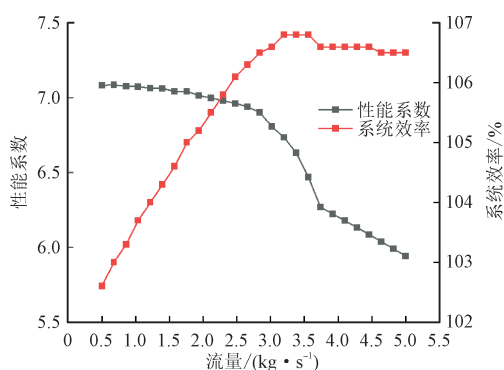
锅炉满负荷下热泵系统的运行性能随制冷剂流量变化的运行结果如图 3 所示。



(a) 换热量和压缩机耗功



(b) 余热回收量和水蒸气冷凝率



(c) COP 与系统效率

图 3 锅炉满负荷下压缩式热泵余热回收系统性能随制冷剂流量变化

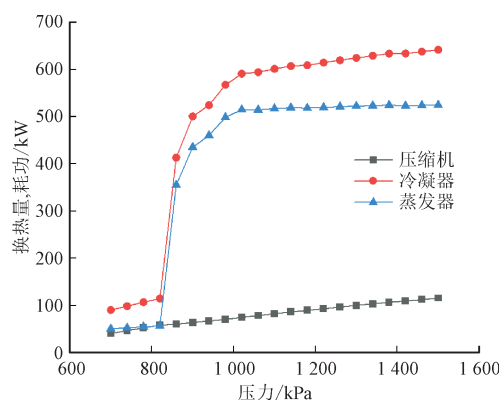
Fig. 3 Performance of compression heat pump waste heat recovery system varied with refrigerant flow rate under full load in boiler

由图可知,随着制冷剂流量的增加,蒸发器和冷凝器换热量也随之增加,当流量为 $3.4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 左右

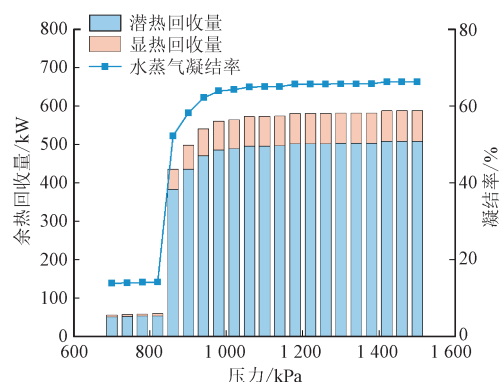
时,换热量达到峰值,随后换热量基本不变。压缩机的耗功随制冷剂流量的增加而单调增加。当制冷剂流量小于 $3.4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,随着流量的增大,蒸发器换热量线性增加,从烟气中吸收的热量增加,出口烟气温度降低,烟气中的水蒸气冷凝率随出口烟气温度的降低而增加。当制冷剂流量大于 $3.4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,随着制冷剂流量的增加,热泵蒸发器换热量不再增加,冷凝器出口烟气的温度不再降低,冷凝器中回收的烟气余热保持不变,冷凝器余热回收量和出口烟气中的水蒸气冷凝率不再增加,这在其他的研究中也有所提及^[19]。同时,系统的 COP 随制冷剂流量的增大而单调递减,热泵 COP 从 7.08 减小到 5.94,系统效率则随制冷剂流量的增大先迅速升高后缓慢降低,最大值为 106.8%。制冷剂流量较小时 COP 较大,同时系统效率迅速升高。当制冷剂流量超过 $3.4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, COP 随制冷剂流量增大而减小的速度变快,系统效率降低。

2.2 高压侧压力的影响

锅炉满负荷下,热泵高压侧压力对系统性能的影响如图 4 所示。



(a) 换热量和压缩机耗功



(b) 余热回收量和水蒸气冷凝率

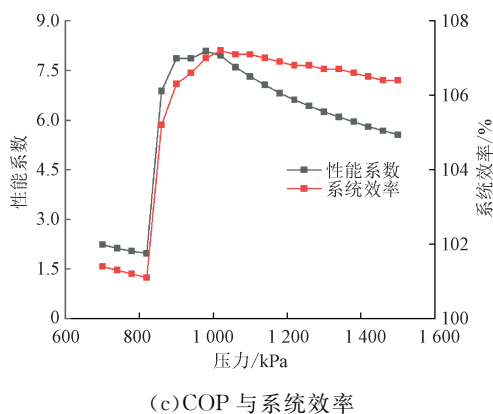


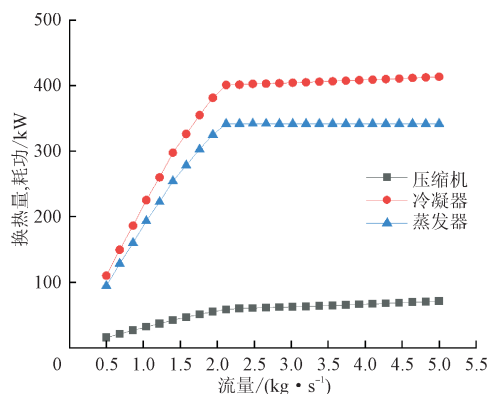
图4 锅炉满负荷下压缩式热泵余热回收系统性能随高压侧压力变化

Fig. 4 Performance of compression heat pump waste heat recovery system varied with high pressure under full load in boiler

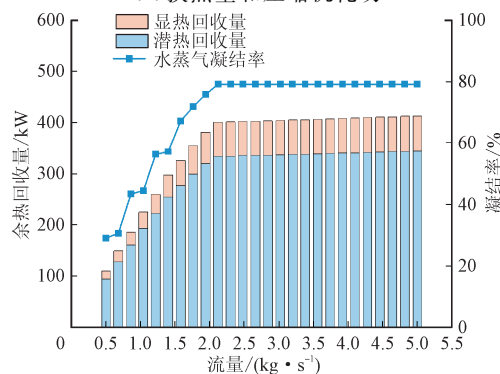
保持热泵低压侧压力为 481 kPa 不变,当高压侧压力升高时,压缩机耗功单调增加,蒸发器换热量则先缓慢增大后再迅速增大,之后基本保持不变。当压力在 820~1 020 kPa 的范围内时,制冷剂在冷凝器中部分冷凝,换热量迅速增加。在 1 020 kPa 之后,制冷剂在冷凝器和蒸发器中发生 100% 相变,蒸发器的换热量不再随压力的增大而增大,冷凝器换热量则随压力的升高而缓慢增大。当高压侧压力小于 820 kPa 时,余热回收量较小,烟气中水蒸气冷凝比例也较小;当高压侧压力大于 820 kPa,小于 1 020 kPa 时,余热回收量和烟气中的水蒸气冷凝比例随着压力的增大而迅速增大,回收潜热量大幅增加。当高压侧压力从 700 kPa 增加到 820 kPa 时,系统 COP 和系统效率随着压力的增加从 2.24 与 101.4% 缓慢降低至 1.97 与 101.1%。当高压侧压力从 820 kPa 增加到 1 020 kPa 时,换热器中的制冷剂部分发生相变,换热量随高压压力的增加而迅速增加,系统 COP 和效率也随之迅速增加至 8.09 与 107.2%。当高压侧压力大于 1 020 kPa 小于 1 500 kPa 时,制冷剂在换热器中 100% 相变,系统 COP 和效率减小, COP 减小到 5.56,效率减小到 106.4%。

2.3 锅炉负荷的影响

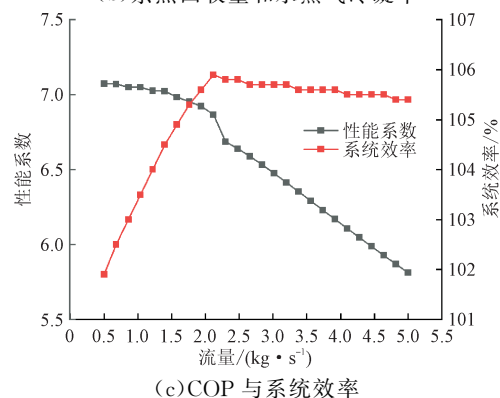
当锅炉负荷降低时,系统性能会发生变化,图 5 和图 6 分别为锅炉 75% 负荷下随制冷剂流量及高压侧压力变化的运行结果。从总体上看,锅炉 75% 负荷下的系统性能和效率随制冷剂流量和高压侧压力的变化规律与满负荷下的变化规律基本相同。



(a) 换热量和压缩机耗功



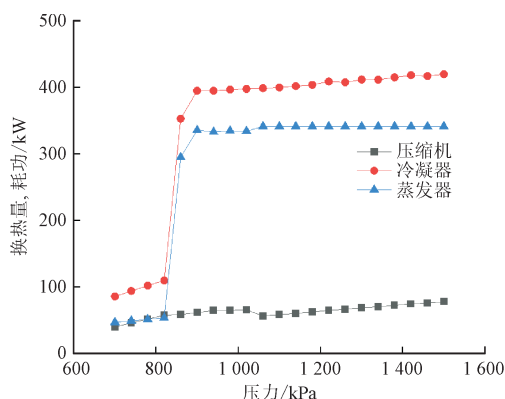
(b) 余热回收量和水蒸气凝结率



(c) COP 与系统效率

图5 锅炉 75% 负荷下压缩式热泵余热回收系统性能随制冷剂流量变化

Fig. 5 Performance of compression heat pump waste heat recovery system varied with refrigerant flow rate under 75% load in boiler



(a) 换热量和压缩机耗功

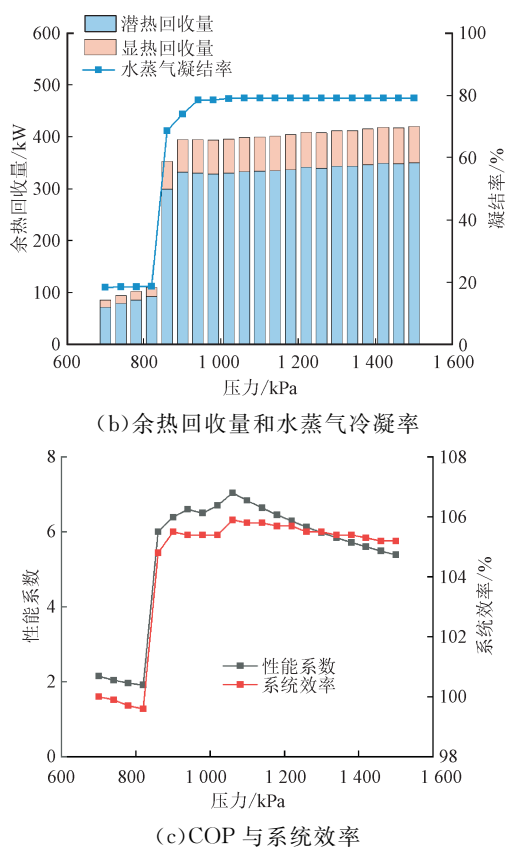


图 6 锅炉 75% 负荷下压缩式热泵余热回收系统性能随高压侧压力变化

Fig. 6 Performance of compression heat pump waste heat recovery system varied with high pressure under 75% load in boiler

从制冷剂流量方面上看,锅炉 75% 负荷下的蒸发器和冷凝器换热量随流量的增加而线性增加,当流量在 $2.3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 左右时,换热量达到峰值。同时,余热回收量的最大值约为 410 kW ,小于满负荷下的回收量 603.26 kW ,这与文献[23]的实验结果有着相似的规律。这是由于锅炉在低负荷下产生的烟气量减少,同时烟温降低,从而导致烟气可回收余热的减少。这时,只需更少的制冷剂流量便可以达到所需的烟气出口温度。

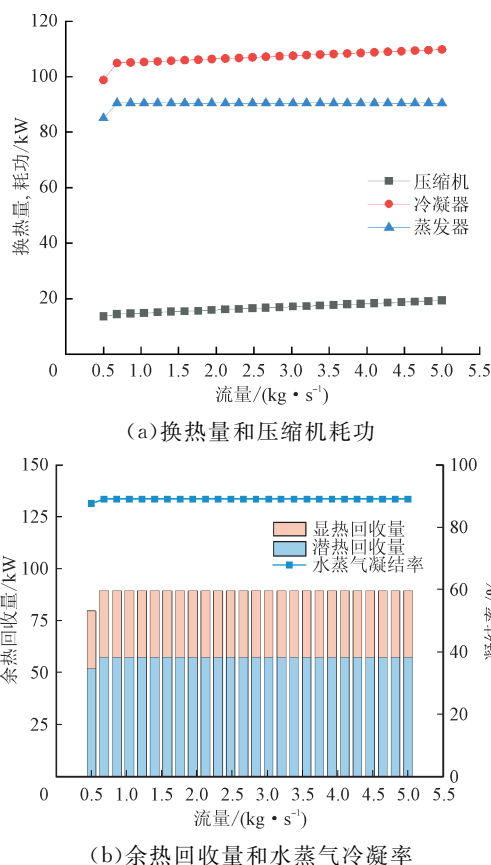
此外,当制冷剂流量大于 $2.3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,压缩机耗功增大的速率放缓。系统的 COP 随制冷剂流量的增大而单调递减,效率缓慢下降。当制冷剂流量从 $0.5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 增加到 $5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,热泵 COP 从 7.07 减小到 5.80,系统效率则先迅速升至 105.9% 后缓慢下降。当制冷剂流量大于 $2.3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,由于热泵制热量基本不增加,COP 减小的速度变快。

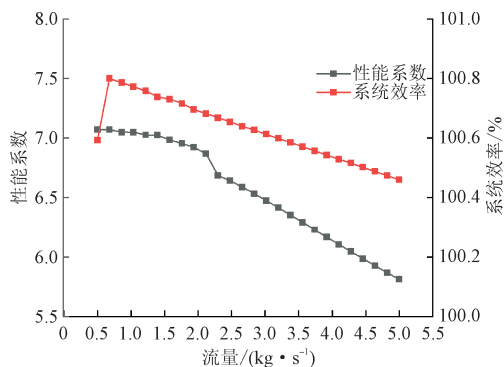
从高压侧压力方面上看,当高压侧压力从 700 kPa 增加到 1500 kPa 时,压缩机耗功基本呈单调增加趋势;蒸发器换热量则先缓慢增大后再迅速

增大,达到 900 kPa 之后基本保持不变;冷凝器换热量先缓慢增大后迅速增大,之后又开始缓慢增大。

在锅炉不同负荷下,换热量开始迅速增大时的压力相同,这是由 R134a 的性质决定的,相对于满负荷,75% 负荷时蒸发器换热量在更低的压力下达到最大值。在锅炉满负荷时,余热回收量最大值为 588.1 kW ,水蒸气最大冷凝率为 66.37%,COP 最大值约为 8.09,系统效率最大值约为 107.2%。而在锅炉 75% 负荷时,余热回收量最大值为 420.3 kW ,水蒸气最大冷凝率为 79.16%,COP 最大值约为 7.04,系统效率最大值约为 105.9%。锅炉低负荷下系统余热回收量减小,烟气中水蒸气冷凝率增大,同时 COP 和系统效率有所下降,在 900 kPa 左右基本达到峰值。

图 7 和图 8 分别为锅炉 50% 负荷下随制冷剂流量及高压侧压力变化的运行结果。从制冷剂流量方面上看,锅炉 50% 负荷下的蒸发器和冷凝器换热量及压缩机耗功变化趋势与其他 2 个负荷基本一致,但在流量为 $0.68 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 左右时就接近峰值,余热回收量的最大值约为 89.47 kW 。当制冷剂流量大于 $0.68 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,系统的 COP 随制冷剂流量的增大单调递减,系统效率缓慢下降。由于压缩机的功耗降幅较大,系统 COP 较高,当制冷剂流量从 $0.5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 增加到 $5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,热泵 COP 从 7.07 减小到 5.81,效率先迅速升至 100.8% 后缓慢下降。





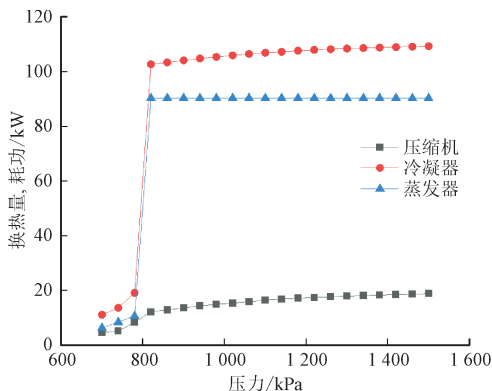
(c) COP 与系统效率

图 7 锅炉 50% 负荷下压缩式热泵余热回收系统性能随制冷剂流量变化

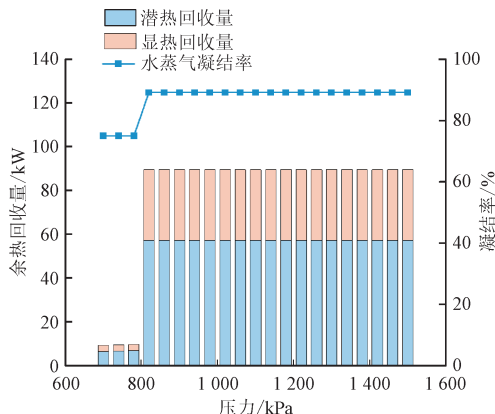
Fig. 7 Performance of compression heat pump waste heat recovery system varied with refrigerant flow rate under 50% load in boiler

从高压侧压力方面上看,当高压侧压力从 700 kPa 增加到 1 500 kPa 时,锅炉 50% 负荷下的蒸发器和冷凝器换热量及压缩机耗功的变化趋势与其他 2 个负荷下的结果也基本一致。在锅炉 50% 负荷下,换热量开始迅速增大时的压力与与其他两个负荷有所不同,这是由于在 820 kPa 时,R134a 开始冷凝,由于此时烟气中所能回收的余热量较低,余热回收量立刻达到峰值。余热回收量最大值为 89.47 kW,水蒸气最大冷凝率为 89.08%,COP 受压缩机耗功影响更大,最大值约为 8.35,系统效率最大值约为 100.9%。

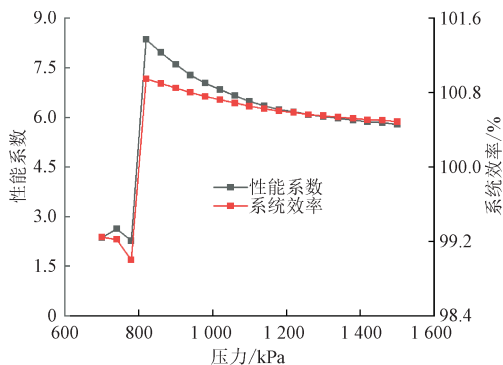
本文主要聚焦于稳态工况的性能随参数的变化,但系统在变化负荷时会出现动态特性的影响,考虑到燃气锅炉负荷变化频率低,且锅炉、压缩机变负荷速度快,故在此未对动态特性进行分析,可在后续的研究中进一步讨论。



(a) 换热量和压缩机耗功



(b) 余热回收量和水蒸气冷凝率



(c) COP 与系统效率

图 8 锅炉 50% 负荷下压缩式热泵余热回收系统性能随高压侧压力变化

Fig. 8 Performance of compression heat pump waste heat recovery system varied with high pressure under 50% load in boiler

3 结 论

(1) 随着制冷剂流量从 $0.5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 增加到 $5.0 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, 热泵余热回收量先增大后不变, 系统 COP 从 7.08 减小到 5.94, 系统效率先迅速升高后缓慢降低, 最大值为 106.8%。在锅炉满负荷下, 制冷剂流量为 $3.4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 左右换热量达到峰值。

(2) 在锅炉满负荷下, 随着高压侧压力从 700 kPa 增加到 1 500 kPa, 系统余热回收量先缓慢增大后再迅速增大并随后缓慢增大, 系统 COP 从 2.24 减小到 1.97 再迅速增大到 8.09, 最后减小到 5.56, 效率从 101.4% 减小到 101.1% 再迅速增大到 107.2%, 最后减小到 106.4%。820~1 020 kPa 的范围内时, 制冷剂部分冷凝。在 1 020 kPa 之后, 制冷剂发生 100% 相变。

(3) 随着锅炉负荷的减小, 系统所能达到的最大余热回收量及效率减小, COP 受压缩机耗功和制热量两方面影响, 变化趋势不定。锅炉负荷降至 75%

时,最大余热回收量从 588.1 kW 降至 420.3 kW,系统最大 COP 从 8.09 降至 7.04,系统最大效率从 107.2% 降至 105.9%,水蒸气最大冷凝率从满负荷下的 66.37% 升至 79.16%。锅炉负荷 50% 时,余热回收量最大值为 89.47 kW,水蒸气最大冷凝率为 89.08%,COP 最大值约为 8.35,系统效率最大值为 100.9%。

(4)对于锅炉满负荷工况,热泵最佳运行区间为制冷剂流量大于 $3.4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$,高压侧压力大于 1 020 kPa。对于锅炉 75% 负荷工况,热泵最佳运行区间为制冷剂流量大于 $2.3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$,高压侧压力大于 900 kPa。对于锅炉 50% 负荷工况,热泵最佳运行区间为制冷剂流量大于 $0.68 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$,高压侧压力大于 820 kPa。

参考文献:

- [1] 杨旭,胡昊宇,曹锋. 涡旋膨胀机研究进展及展望 [J]. 西安交通大学学报, 2024, 58(3): 1-14.
Yang Xu, Hu Haoyu, Cao Feng. A review of research progress and prospect of scroll expander [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024, 58(3): 1-14.
- [2] 许文盼,赵攀,马宁,等. 可灵活调节的压缩二氧化碳储能热电联供系统及其热力学分析 [J]. 西安交通大学学报, 2025, 59(8): 75-87.
Xu Wenpan, Zhao Pan, Ma Ning, et al. Flexible compressed CO₂ energy storage combined heat and power system and thermodynamic analysis [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2025, 59(8): 75-87.
- [3] 鄢照国,赵德威,马鸿飞,等. 燃气锅炉与空气源热泵高效耦合供暖系统的设计 [J]. 工业锅炉, 2023(1): 31-36.
Yan Zhaoguo, Zhao Dewei, Ma Hongfei, et al. System design analysis on gas-fired boiler and air source heat pump combination solution [J]. Industrial Boilers, 2023(1): 31-36.
- [4] 何婷,黄舒阳,黄坤,等. 基于余热利用的天然气化学吸收脱碳-高温热泵耦合流程研究 [J]. 化工学报, 2025, 76(增刊 1): 297-308.
He Ting, Huang Shuyang, Huang Kun, et al. Research on the coupled process of natural gas chemical absorption decarbonization and high temperature heat pump based on waste heat utilization [J]. CIESC Journal, 2025, 76(S1): 297-308.
- [5] Che Defu, Liu Yanhua, Gao Chunyang. Evaluation of retrofitting a conventional natural gas fired boiler into a condensing boiler [J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45(20): 3251-3266.
- [6] 刘丽红,何争艳,罗武生,等. 基于直膨式热泵技术的燃气锅炉烟气余热深度利用 [J]. 工业锅炉, 2021(5): 32-36.
Liu Lihong, He Zhengyan, Luo Wusheng, et al. Deep utilization of flue gas waste heat of gas-fired boiler based on direct expansion heat pump technology [J]. Industrial Boilers, 2021(5): 32-36.
- [7] 韩伟. 应用热泵进一步回收低温烟气余热的经济性分析 [J]. 工业锅炉, 2018(1): 42-51.
Han Wei. Analysis of application of heat pump in heat recovering of low temperature flue gas [J]. Industrial Boilers, 2018(1): 42-51.
- [8] 张琳. 热泵型燃气锅炉烟气冷凝余热回收系统研究 [D]. 北京: 北京建筑大学, 2018.
- [9] 李宁宁,徐琼,张芳,等. 燃气锅炉-吸收式热泵一体化系统性能研究 [J]. 工业锅炉, 2025(4): 7-13.
Li Ningning, Xu Qiong, Zhang Fang, et al. Performance study of a gas Boiler-Absorption heat pump integrated system [J]. Industrial Boilers, 2025(4): 7-13.
- [10] 侯刚,张东,王铨,等. 基于热泵与低温空预器的燃气锅炉尾气水热回收系统性能研究 [J]. 热能动力工程, 2024, 39(2): 82-90.
Hou Gang, Zhang Dong, Wang Quan, et al. Study on performance of gas boiler tail gas hydrothermal recovery system based on heat pump and low temperature air preheater [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(2): 82-90.
- [11] 周有苗,刘晔,余锋,等. 双源压缩-喷射复合热泵系统构建及特性分析 [J]. 化工学报, 2025, 76(增刊 1): 36-42.
Zhou Youmiao, Liu Ye, Yu Feng, et al. Analysis of a novel dual heat source compression-ejection hybrid heat pump system [J]. CIESC Journal, 2025, 76(S1): 36-42.
- [12] Zhao Xiling, Lin Fu, Tao Sun, et al. The recovery of waste heat of flue gas from gas boilers [J]. Science and Technology for the Built Environment, 2017, 23(3): 490-499.
- [13] Ye Bicui, Liu Jun, Xu Xiangguo, et al. A new open absorption heat pump for latent heat recovery from moist gas [J]. Energy Conversion and Management, 2015, 94: 438-446.
- [14] Ye Bicui, Ding Yaqi, Wang Zheng, et al. Experimental evaluation of a variable-stage open absorption heat pump system utilizing aqueous KCOOH solution as absorbent [J]. International Journal of Refrigeration, 2023, 148: 83-95.
- [15] 张俊博,金旭,刘忠彦,等. 吸收式热泵余热回收先

- 进技术综述 [J]. 发电技术, 2020, 41(3): 269-280.
- Zhang Junbo, Jin Xu, Liu Zhongyan, et al. Review on advanced technology for waste heat recovery of absorption heat pump [J]. Power Generation Technology, 2020, 41(3): 269-280.
- [16] Hebenstreit B, Schnetzinger R, Ohnmacht R, et al. Techno-economic study of a heat pump enhanced flue gas heat recovery for biomass boilers [J]. Biomass and Bioenergy, 2014, 71: 12-22.
- [17] 孙健, 秦宇, 郝俊红, 等. 基于工业余热的高温空气源耦合热泵循环性能分析 [J]. 综合智慧能源, 2023, 45(7): 40-47.
- Sun Jian, Qin Yu, Hao Junhong, et al. Performance analysis on high temperature air source heat pump coupling cycle based on industrial waste heat [J]. Integrated Intelligent Energy, 2023, 45(7): 40-47.
- [18] 陈海悦. 耦合压缩式/吸收式热泵的性能研究 [D]. 北京: 华北电力大学, 2023.
- [19] 斯伟, 梁俊宇, 殷捷. 基于 Aspen Plus 的高温热泵蒸汽机仿真模拟 [J]. 能源研究与利用, 2020(6): 29-33.
- Si Wei, Liang Junyu, Yin Jie. Simulation of high temperature vapor heat pump based on Aspen Plus [J]. Energy Research & Utilization, 2020(6): 29-33.
- [20] 徐琼, 杜勇博, 李宁宁, 等. 耦合制冷剂回流压缩的吸收式热泵回收低温余热性能 [J]. 化学工程, 2025, 53(4): 77-82.
- Xu Qiong, Du Yongbo, Li Ningning, et al. Performance of absorption heat pump coupled with reflux refrigerant compression for low-temperature waste heat recovery [J]. Chemical Engineering (China), 2025, 53(4): 77-82.
- [21] 王康, 张娜, 韩巍, 等. 热功复合驱动热泵循环热力性能研究 [J]. 工程热物理学报, 2015, 36(11): 2328-2333.
- Wang Kang, Zhang Na, Han Wei, et al. Performance study of an absorption/compression hybrid heat pump cycle [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 36(11): 2328-2333.
- [22] 徐琼, 杜勇博, 张井坤, 等. 吸收-压缩热泵回收高水分杂醇烟气余热研究 [J]. 节能技术, 2024, 42(2): 99-105.
- Xu Qiong, Du Yongbo, Zhang Jingkun, et al. Research on the performance of an absorption-compression heat pump for recovering heat from fusel flue gas [J]. Energy Conservation Technology, 2024, 42(2): 99-105.
- [23] 邓世丰, 张浩远, 郭辉, 等. 压缩式热泵回收燃气锅炉烟气余热的实验研究 [J]. 动力工程学报, 2025, 45(7): 1144-1152.
- Deng Shifeng, Zhang Haoyuan, GUO Hui, et al. Experimental research on the recovery of waste heat from gas-fired boiler flue gas using a compression heat pump [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2025, 45(7): 1144-1152.
- [24] 杨玲. 中水源热泵系统的建模与仿真研究 [D]. 北京: 华北电力大学, 2007.
- [25] 丁久平. 双通道双冷源空调系统的建模及仿真研究 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2024.

(编辑 刘懿莹)