

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-09
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20251224002

低温余热供暖系统热力性能及经济性分析

吴媛兵¹ 高峰^{1,2} 徐荣吉^{1,2} 罗靖伦¹ 李高超¹

(1 北京建筑大学环境与能源工程学院 北京 100084;
2 北京建筑大学 建筑用能国家级虚拟仿真实验教学中心 北京 100084)

摘要 在“双碳”目标背景下,为实现高压直流输电换流阀产生的低温余热高效回收与再利用,本文以R515b为系统工质,通过建立热力学模型与焓分析模型,结合实验测试,对比研究了蒸发压缩式热泵与喷射压缩式热泵在不同蒸发温度和冷凝温度下的热力性能变化规律,并进行了经济性分析。结果表明:喷射压缩式热泵性能(COP)较蒸发压缩热泵平均提升8.75%,压缩机功耗降低4.78%,系统制热量提升3.50%;喷射压缩热泵总焓损主要集中于冷凝器、喷射器,分别占32.6%、27%。经济性方面,喷射压缩热泵系统净现值比蒸发压缩热泵系统提高约10.9%,动态回收期为4.08年。研究结果表明,喷射压缩式热泵能够有效回收膨胀损失,提高系统能效与经济性,为换流阀余热回收提供了一种高效且经济的方案系统。

关键词 换流阀;余热利用;喷射压缩式热泵;供暖系统

中图分类号: TU833;TB61^{†1}

文献标识码: A

Thermal Performance and Economic Analysis of Low-Temperature Waste Heat Heating Systems

Wu Yuanbing¹ Gao Feng^{1,2} Xu Rongji^{1,2} Luo Jinglun¹ Li Gaochao¹

(1. College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing, 100084, China; 2. National Building Energy Virtual Simulation Experimental Teaching Center, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing, 100084, China)

Abstract Against the backdrop of the "dual carbon" goals, in this study we aimed to achieve efficient recovery and reuse of low-grade waste heat generated by high-voltage direct current (HVDC) converter valves. Using R515b as the system refrigerant, thermodynamic models and economic models were established. Through experimental testing, the thermodynamic performance variations and economic analysis of evaporative compression heat pumps versus ejector compression heat pumps were compared at different evaporation and condensation temperatures. The results indicate that the COP of the injection compression heat pump was, on average, 8.75% higher than that of the vapor compression heat pump, with the compressor power consumption reduced by 4.78% and the system heating capacity increased by 3.50%. The total friction losses in the injection compression heat pump were primarily concentrated in the condenser and injector, accounting for 32.6% and 27%, respectively. Economically, the net present value of the injection compression heat pump system increased by approximately 10.9% compared to traditional systems, with a dynamic payback period of 4.08 years. The results show that injection compression heat pumps effectively recover expansion losses, enhance the system energy efficiency and economic performance, and provide an efficient and economical solution for recovering waste heat from inverter valves.

Keywords converter valve; waste heat utilization; ejector compression heat pump; heating system

在“双碳”目标与全球能源危机的背景下,能源的高效利用与节能减排已成为当前社会发展的核心任务之一^[1]。如何充分挖掘工业及电力系统中的余热潜力^[2],提升能源利用率,已经引起了学术界和工程界的广泛关注。余热作为一种清洁且稳定的能源形式^[3],若能够通过技术手段实现回收和再利用,将

在降低碳排放和高效利用能源方面发挥重要作用。在电力系统中,高压直流输电(high voltage direct current, HVDC)作为远距离输电的重要技术,其核心设备换流阀在交流与直流电能转换过程中会产生大量稳定的热量。目前普遍采用水冷却方式进行散热,冷却水温度^[4]通常稳定在35~40℃,换流阀年换

基金项目:国家自然科学基金(51506004)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 51506004).)

收稿日期:2025-12-24;修回日期:2026-01-16;录用日期:2026-02-03

热量为1~2.5 MW。虽然该部分余热总量可观,但由于其属于低品位热能,直接利用范围狭窄,导致其资源价值长期被忽视。这不仅造成能源浪费,也不利于系统整体能效的提升。

近年来,国内外科学家们对工业低温余热的回收利用进行了广泛的研究。连红奎等^[5]研究了中国的工业余热回收技术,并分析了各种工艺的特点和应用可能性。他们强调了低温余热在区域供热系统中的巨大应用潜力,但也指出,在协调供热负荷和能源质量方面还有优化空间。肖彤彤等^[6]基于热力学建模方法,建立了低温余热热泵回收系统的数学模型,并对其经济性进行了分析,结果表明该系统能够明显降低供暖运行费用。牛擎宇等^[7]通过建立SEC (secondary entrainment coefficient thermodynamic model)热力学模型分析增加回热器对喷射器的跨临界CO₂的性能分析,结果显示在气冷器CO₂出口温度大于31℃时,喷射器能够有效回收节流损失,并提升系统制热性能系数,证明了喷射器在提高系统效率方面的重要作用。L. Theisinger等^[8]通过建模与仿真,对工业余热在区域供暖系统中的利用潜力进行了量化评估,结果表明在合理调度和参数优化条件下,可显著提升区域供暖系统的能源利用率;欧竞赛等^[9]基于仿真方法,对带喷射器的CO₂水源热泵空调系统进行了性能分析,发现喷射器被地下水的水温和排气压力影响,增大地下水水温和排气压力,喷射器效率得到显著提升,从而系统的制冷和制热效率在夏季工况下得到显著提高。V. Minea^[10]采用案例分析的方法,对商用和工业热泵在不同余热回收场景中的应用进行了系统性总结,发现热泵技术能够在多个工况下实现稳定的节能效果。

上述研究共同表明:通过热泵技术对低品位余热进行热品位提升^[11],是实现能量高效利用的有效方法。基于此,本文以特高压换流站换流阀为对象,研究了一种利用热泵技术对低品位余热进行回收与升级的方案。研究首先对蒸发压缩式热泵和喷射压缩式热泵系统进行性能对比,分析其热力学效率与运行特性;随后从经济性视角出发,结合投资成本、运行费用与节能效益,系统评估不同方案的可行性与优劣;最终形成完整的兼具技术创新性与经济可行性的系统方案。

1 系统描述

针对换流阀在运行过程中所产生的余热问题,本文通过热泵循环过程有效提升余热的温度品位,从而使其能够满足供暖系统的应用需求。图1所示

为热泵系统原理。主要系统组件为压缩机、冷凝器、蒸发器、喷射器、气液分离器、节流阀(电子膨胀阀)。图2所示为系统的压焓图($p-h$ 图),该图清晰描绘了工质各阶段压力与焓值的波动变化。本研究在实验台设计上采用一体化方案,将2种热泵系统整合,旨在优化系统成本效益。该装置通过调整阀门开闭状态来实现循环模式的切换。第一种模式为蒸发压缩循环(阀门2、5开;1、3、4、6关)。此时系统流程为从蒸发器出来的高温低压气态制冷剂进入气液分离器。其中部分未被气化的制冷剂回到蒸发器重新吸热,完全气化的制冷剂进入压缩机被压缩,压缩机出来的高温高压制冷剂在冷凝器中释放热量并冷凝成液体。经过膨胀阀的节流后,重新回到蒸发器,吸收热量并蒸发。第二种模式为喷射压缩循环(阀门2、5关;1、3、4、6开)。此时的运行流程为冷凝器出来的液态制冷剂经喷射器拉法尔喷管形成工作流体,并在吸入室内形成高速低压区,吸入蒸发器出口的气态制冷剂,两相流体混合室混合后进入扩压室,扩压后的制冷剂进入气液分离器,液相经节流后进入蒸发器吸热,气相进入压缩机,压缩后的制冷剂进入冷凝器。

2 数学模型

数学模型是用数学形式描述实际系统的工具,通过抽象与简化,把复杂问题转化为可计算的形式,利用能量平衡方程列出热力过程的方程和经济型评估方程。

2.1 系统热力分析模型

2.1.1 喷射器热力学模型

喷射器结构如图3所示。喷射器内部流动非常复杂,需要对其进行一定的假设,对两相喷射器及喷射压缩式热泵系统进行了如下假设:忽略其入口及出口处的动能;系统管道的阻力;系统处于稳态;喷嘴中流体流动等熵效率系数 η_{pz} (取0.9)、吸入室中流体流动等熵效率系数 η_{sr} (取0.85)进行修正。喷射器结构分为:吸入室、混合室、扩压室。

1)吸入室数学模型:

$$h_{pr} = h_{ph} + \frac{v_{ph}^2}{2} \quad (1)$$

$$\rho_{ph} = \frac{1}{x_{ph} \frac{1}{\rho_{ph,v}} + (1 - x_{ph}) \frac{1}{\rho_{ph,L}}} \quad (2)$$

$$m_{ph} = \rho_{ph} A_{ph} v_{ph} \quad (3)$$

$$m_{ph} = m_{pc} \quad (4)$$

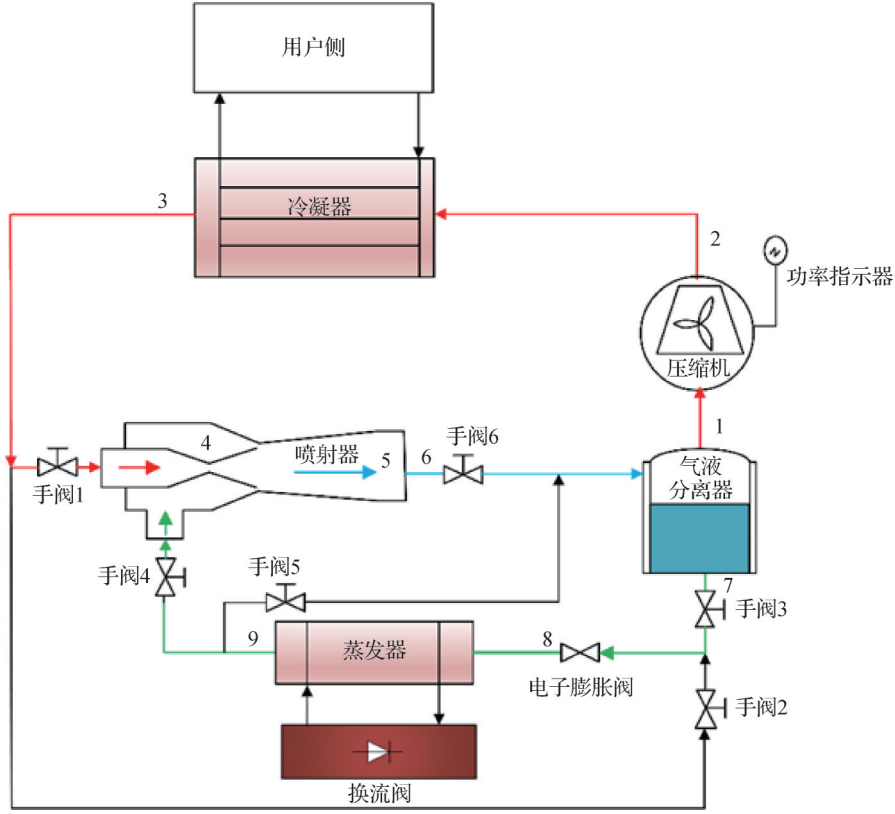


图1 换流阀余热热泵供暖系统

Fig.1 Converter valve waste heat heat pump heating system

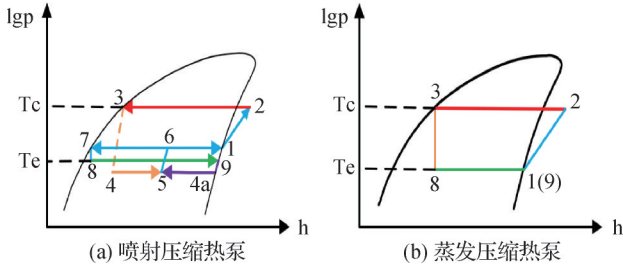


图2 系统压焓图

Fig.2 System enthalpy-pressure diagram

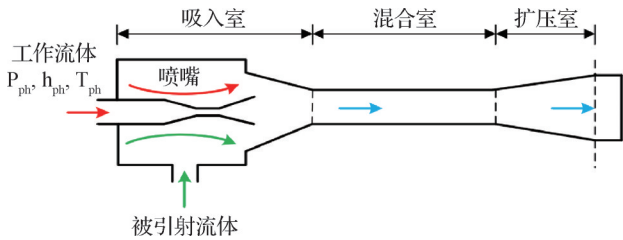


图3 喷射器结构

Fig.3 Injector structure

$$h_{ph} + \frac{v_{ph}^2}{2} = h_{pc} + \frac{v_{pc}^2}{2} \quad (5)$$

$$\rho_{ph} = \frac{1}{x_{pc} \frac{1}{\rho_{pc,V}} + (1 - x_{pc}) \frac{1}{\rho_{pc,L}}} \quad (6)$$

$$m_{pc} = \rho_{pc} A_{pc} v_{pc} \quad (7)$$

$$h_{xr} = h_{xc} + \frac{v_{xc}^2}{2} \quad (8)$$

$$A_{xc} = A_g - A_{pc} \quad (9)$$

$$m_{xc} = \mu m_{pc} \quad (10)$$

2) 混合室数学模型:

$$m_{xc} + m_{pc} = \rho_{me} v_{me} A_m \quad (11)$$

$$P_{pc} A_{pc} + m_{pc} v_{pc} + P_{xc} A_{xc} + m_{xc} v_{xc} = P_{me} A_m + (m_{pc} + m_{xc}) v_{me} \quad (12)$$

$$m_{pc} \left(h_{pc} + \frac{v_{pc}^2}{2} \right) + m_{xc} \left(h_{xc} + \frac{v_{xc}^2}{2} \right) = (m_{pc} + m_{xc}) \left(h_{me} + \frac{v_{me}^2}{2} \right) \quad (13)$$

3) 扩压室数学模型:

$$h_{kc} = h_{me} + \eta_d \frac{v_{me}^2}{2} \quad (14)$$

$$X_{kc} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (15)$$

4) 分离器数学模型:

$$h_1 = h(p_{kc}, X = 1) \quad (16)$$

$$h_7 = h(p_{kc}, X = 0) \quad (17)$$

2.1.2 热泵系统热力学模型

$$W_{com} = m_{ph} (h_2 - h_1) \quad (18)$$

$$W_{com} h_7 = h_8 \quad (19)$$

$$Q_e = m_{xc} (h_9 - h_8) \quad (20)$$

$$Q_{con} = m_{ph}(h_3 - h_2) \quad (21)$$

$$COP = Q_{con}/W_{com} \quad (22)$$

式(18)、式(20)、式(21)为喷射压缩热泵模式的热力学模型,当切换为蒸发压缩热泵系统时,将 m_{ph} 和 m_{sc} 换成制冷剂的质量流量 m ,其余所有设备出口焓值下标序号不变。

2.2 焓分析热力学模型

与仅基于热力学第一定律分析不同,焓分析将热泵系统的研究重点转向能量品质与不可逆损失。通过计算各部件的焓效率及焓破坏量,可直观比较不同方案的能效优劣,为热泵系统的方案选择、设备匹配和运行优化提供量化评价标准。

1) 某给定点(a)焓值数学模型:

$$E_a = m[(h_a - h_0) - T_0(S_a - S_0)] \quad (23)$$

2) 各部件焓损方程:

$$I = \sum E_{in} - \sum E_{out} \quad (24)$$

3) 系统总焓损方程:

$$\sum I = I_{com} + I_{con} + I_{inj} + I_{glc} + I_{thr} + I_e \quad (25)$$

4) 系统输入焓方程:

$$E_{in,Q} = w_{com} \quad (26)$$

5) 系统焓损系数方程:

$$\xi = \frac{I}{E_{in,Q}} \quad (27)$$

6) 系统焓效率方程:

$$\eta_{sys} = Q_c/E_{in,Q} \quad (28)$$

2.3 经济性模型

经济性模型通过对系统投资、运行及维护费用进行量化评估,可直观反映不同方案在全寿命周期内的经济表现,为后续方案优选与投资决策提供依据。

1) 净现值法。

$$N = R \frac{1 - (1 + i)^{-n}}{i} - C_0 \quad (29)$$

2) 动态投资回收期法。

$$U = k_p - 1 + \frac{\sum_{t=0}^{k_p-1} F_t(1+i)^{-t}}{F_{k_p}(1+i)^{-k_p}} \quad (30)$$

式中: F_t 为第 t 年净现金流量。当各年收益相同时, $F_t = R$ 。

3 结果与讨论

3.1 热力学性能分析

利用能量平衡方程,从热力学定律的角度分析蒸发压缩型热泵系统和喷射压缩热泵系统的系统性能。

3.1.1 设计计算工况

分析Jin Menghan等^[12]的研究,对比分析热力性能和环保性能后选择R515b作为工质。R515b作为一种新型不可燃共沸混合工质,成分为质量分数91.1%的R1234ze^[13]与质量分数8.9%的R227ea,其沸点为-19℃,临界温度为118.7℃。其全球变暖潜值(Global Warming Potential, GWP)仅为299,是一种专为热泵系统开发的高效低碳制冷剂,能够兼顾能效表现与环境友好性。

根据85℃热水制热需求,为提高系统COP(coefficient of performance),需确保蒸发温度低于热源温度,并使工质在冷凝器内完成相变过程,以实现目标热水温度的输出。基于上述原则,对蒸发压缩式热泵与喷射压缩式热泵系统的设计工况进行了确定与整理,结果如表1所示。

表1 系统设计工况
Tab.1 System design conditions

参数	设定工况	
	蒸发压缩型	喷射压缩型 ^[14]
环境温度/℃	32	32
蒸发温度/℃	20、25、30、35	20、25、30、35
冷凝温度/℃	85±5	85±5
压缩机效率 η	0.63	0.63
质量流量/kg/s	0.36	—
喉部等熵膨胀效率 η_{pe}	—	0.9
吸入室等熵膨胀效率 η_{sr}	—	0.85
喷射器喷嘴直径 d_1 /m	—	0.001 72
喷射器混合室直径 d_2 /m	—	0.002 43
引射系数 u	—	0.25
工作流体速度 v_d /(m/s)	—	100
被引射流体速度 v_{da} /(m/s)	—	50

3.1.2 热泵系统性能分析

为了可以实际分析2种热泵系统的热力性能,搭建了系统实验台,如图4所示。实验台的设计旨在通过阀门控制对比2种系统的热力性能。在实验过程中,依据焓差法标准,通过对冷却水温度和流量的精确调节,获取冷凝器热负荷数据。最终,根据冷凝热量与压缩机功耗的比值,计算得出系统的制热性能。

在不同操作工况下,蒸发压缩热泵系统的3个关键性能指标——压缩机功耗、制热量及COP,呈现出特定的变化规律,具体变化如图5所示。实验分别设置蒸发温度从20℃升至35℃,冷凝温度从80℃升至90℃,每次以5℃递增,共设置12组实验工况。

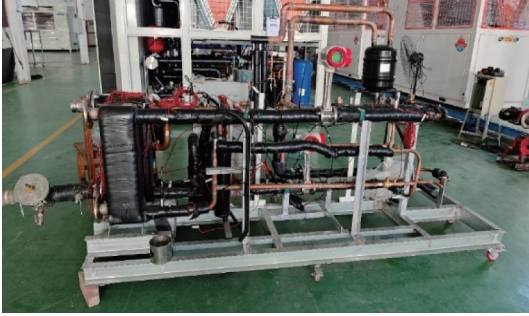


图4 实验台

Fig.4 Laboratory bench

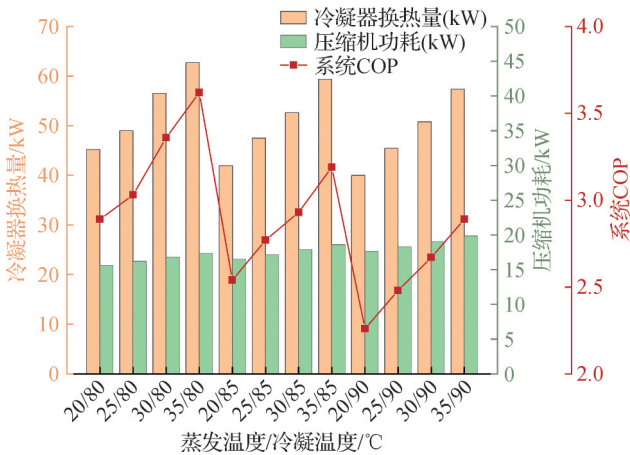


图5 蒸发压缩式热泵不同蒸发温度和冷凝温度下压缩机耗功、制热量及COP的变化

Fig.5 Variation of compressor power consumption, heating capacity, and COP of evaporative compression heat pumps at different evaporation and condensation temperatures

由图5可知,压缩机耗功、系统制热量、系统COP均随着蒸发温度的升高而升高。冷凝温度为80℃时,蒸发温度从20℃升至35℃,系统COP从2.89提升至3.62,提升了25.2%。其中最佳的性能工况为:蒸发温度35℃、冷凝温度80℃。蒸发温度的升高,会使压缩机压缩比减小、压缩功降低、循环不可逆损失减少,因此系统COP升高。

在不同的操作工况下,喷射压缩热泵系统的3个关键性能指标——压缩机功耗、制热量及COP,呈现出特定的变化规律,具体变化如图6所示。实验分别设置蒸发温度从20℃升至35℃,冷凝温度从80℃升至90℃,每次以5℃递增,共设置12组实验工况。

由图6可知,喷射压缩热泵的实验结果在不同工况下呈现出明确的性能趋势。冷凝温度固定为80℃,当蒸发温度从20℃升至35℃时,压缩机功率增加12.6%,制热量提升39.1%,COP提升23.5%。相反,冷凝温度升高导致性能下降:在蒸发温度固定为20℃时,冷凝温度从80℃升至90℃时压缩机功耗增加11.7%,而制热量减少11.7%,COP下降21.0%。

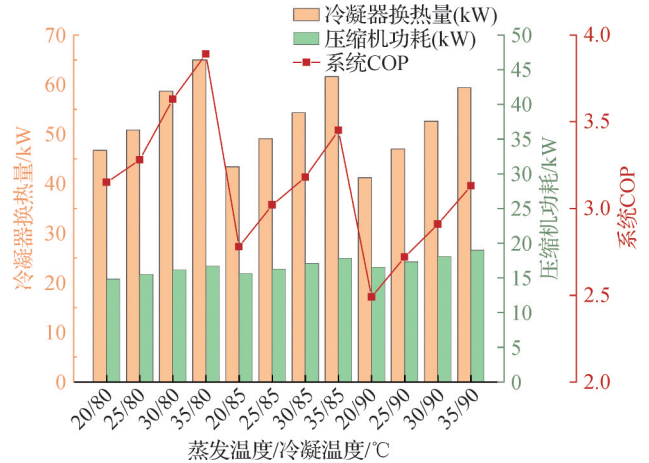


图6 喷射压缩式热泵不同蒸发温度和冷凝温度下压缩机耗功、制热量及COP的变化

Fig.6 Variation of compressor power consumption, heating capacity, and COP of jet compression heat pumps at different evaporation and condensation temperatures

与蒸发压缩热泵相比,喷射压缩热泵表现出优越性能,如在20℃/80℃(蒸发温度/冷凝温度)工况下功耗降低5.05%,COP提升9.00%;在20℃/90℃工况下功耗降低6.20%,COP提升10.18%。

3.2 热泵系统焓分析

根据前文表1的设计工况,可计算出系统各部件焓损及焓损系数,如图7所示。

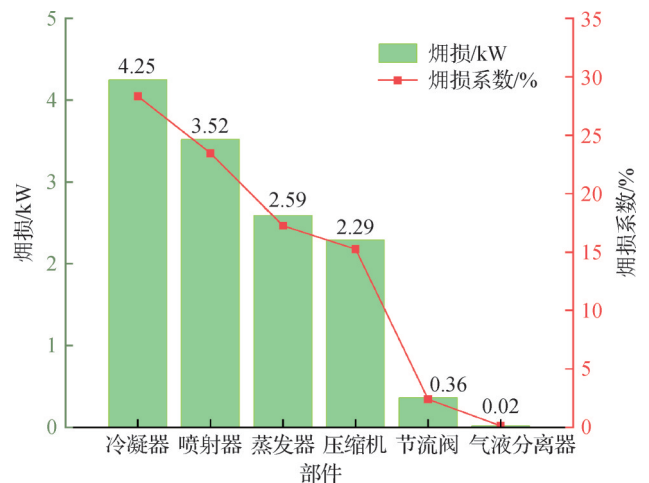


图7 喷射压缩式热泵系统设备部件焓损及焓损系数

Fig.7 Exergy destruction and exergy destruction ratios of system components in the ejector-compression heat pump system

由图7可知,在喷射压缩式热泵系统中,各部件的焓损分布极不均衡。冷凝器、喷射器、蒸发器和压缩机是主要的焓损来源,其占系统总焓损的比例分别约为32.6%、27.0%、19.9%和17.6%。相较之下,节流阀和气液分离器引起的焓损几乎可以忽略不

计,其中气液分离器仅占约0.2%的总焓损。冷凝器焓损占比较高,主要与其换热过程中的传热温差引起的不可逆性及工质的流动阻力有关。在高温供暖工况下,冷凝器内工质发生相变并向水侧释放热量,换热过程需依赖一定的温差驱动力,从而不可避免地产生焓损。根据实验测得的冷凝器进出口温度计算可得,冷凝侧制冷剂的平均传热温差约为 $4.9\text{ }^{\circ}\text{C}$,水侧的平均传热温差约为 $1.9\text{ }^{\circ}\text{C}$,表明冷凝器换热过程中的温差不可逆性较为显著。同时,系统在冷凝侧运行过程中存在约 0.05 MPa 的内部压降,该压降反映了换热器内部流动阻力对系统不可逆损失的影响。上述因素共同导致冷凝器在系统总焓损中占据较高比例。

蒸发温度与冷凝温度的变化对蒸发压缩热泵系统及喷射压缩式热泵系统焓效率的影响的对比分别如图8、图9所示。

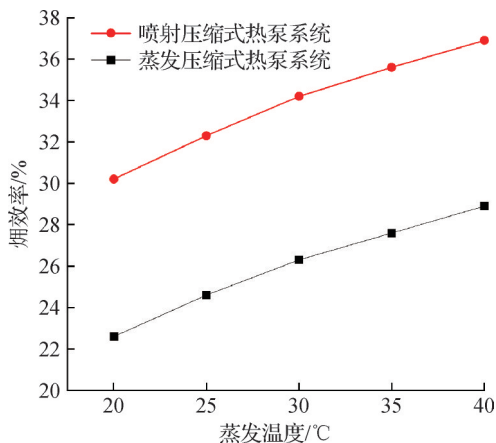


图8 蒸发压缩热泵、喷射压缩热泵的焓效率随蒸发温度的变化趋势

Fig.8 Variation in exergy efficiency of the vapor-compression heat pump and ejector-compression heat pump with evaporation temperature

由图8可知,2种热泵系统都随蒸发温度的升高呈近似线性上升趋势,平均每升高 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$,传统系统(蒸发压缩热泵系统)焓效率提高约1.58%,喷射系统提高约1.68%。在 $20\sim 40\text{ }^{\circ}\text{C}$,喷射压缩式热泵系统比传统系统焓效率高29%~34%,显示其在提高系统能效方面具有明显优势。

由图9可知,随冷凝温度的升高,2种热泵系统的焓效率均下降,且下降速率近似线性;喷射压缩式热泵在相同冷凝温度下焓效率平均高7.8%,相对提高幅度约为30%;当冷凝温度在 $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上,两系统性能差距略有扩大,也侧面说明喷射器在高温工况下对能量回收效果更加显著。

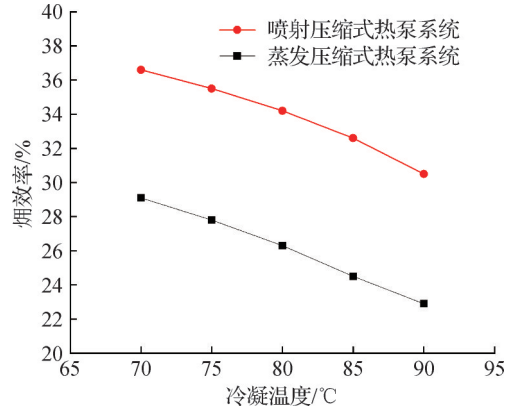


图9 蒸发压缩热泵、喷射压缩热泵的焓效率随冷凝温度的变化趋势

Fig.9 Variation in exergy efficiency of the vapor-compression heat pump and ejector-compression heat pump with condensation temperature

3.3 经济性分析

经济评价在分析对象可行性过程中具有绝对的参考价值。目前,国内外已提出多种经济指标与评价方法^[15]。本节采用净现值法、动态投资回收期2种评价方法,分别从静态和动态评价法2个维度进行更全面的评价。

考虑到余热供给侧与供暖需求侧在时间分布上的差异,本文在经济性分析中对换流阀余热的利用时段进行了限定处理。虽然换流阀在全年运行过程中可持续产生低品位余热,但供暖系统仅在采暖季具有实际负荷需求。因此,后续计算仅考虑采暖期内余热的回收与利用。此外,针对非采暖季余热的潜在利用方式,本文仅作定性讨论,提出在冷凝器的放热段增加吸收式制冷系统,即冷热联供模式,相关分析不纳入本文的定量计算范围。

设定换流站的总热负荷需求 $Q=675.733\text{ kW}$,冬季每天供暖时间按 24 h 计算,供暖天数为106天,电价为 $0.9\text{ 元}/(\text{kW}\cdot\text{h})$,电加热效率为0.9。热泵蒸发温度为 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷凝温度为 $90\text{ }^{\circ}\text{C}$,其COP在蒸发压缩热循环为4.4,带喷射压缩热泵循环为5.01。

1) 成本分析。

本系统的投资预算分为初投资和运行费用2部分,分别对电加热方案、基础压缩热泵方案、喷射压缩热泵方案3个方案的投资费用及回收期进行对比。为方便说明,除第一次出现用全称外,将电加热方案、基础热泵方案、喷射热泵方案分别设置为基准方案、方案一、方案二。

2) 净现值法。

初投资费用已知,净收入为系统的收益与运行费用的差值,将相关的数值代入式(29)可以得出不

表2 费用汇总

Tab.2 Summary of expenses 万元

分类	明细	方案		
		电加热	基础热泵	喷射热泵
初投资	电加热器	60	—	—
	安装费用	90	155	155
	热泵供暖设备	—	60	60
	阀冷系统配合改造费	—	50	50
	喷射器设备	—	—	15
	小计	150	265	280
运行费用	电费	171.90	35.20	30.9
	设备维修费	1.50	2.65	2.80
	设备折旧费	7.13	12.60	13.30
	其他费用	3.75	6.63	7.00
	小计	184.28	57.08	54
总计		334.28	322.08	334

表3 方案一现金流量表

Tab.3 Cash flow statement for plan one 万元

年份	初投资	当年净现金流量	累计净现金流量现值
0	265	-265	-265
1	0	72.30	-192.7
2	0	65.77	-126.93
3	0	59.80	-63.13
4	0	54.38	-8.75
5	0	49.45	40.7

表4 方案二现金流量表

Tab.4 Cash flow statement for plan two 万元

年份	初投资	当年净现金流量	累计净现金流量现值
0	280	-280	-280
1	0	79.08	-200.92
2	0	71.86	-129.06
3	0	65.34	-63.72
4	0	59.42	-4.3
5	0	54.03	49.73

同方案的净现值。当使用寿命分别为15、20、25年时计算净现值,方案一与方案二的结果如图10所示。

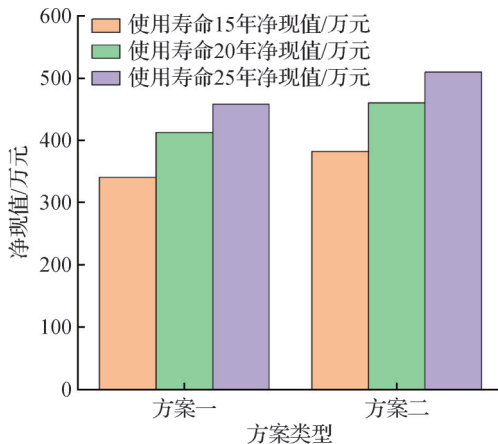


图10 2种方案的净现值对比

Fig.10 Comparison of net present value for the two schemes

由图10可知,2种方案净现值均随使用寿命延长而增加。方案一在15、20、25年时净现值分别为340、412、460万元,方案二分别为382、460、510万元。相比方案一,方案二在相同寿命下净现值平均约高60万元,25年时提升约10.9%,经济性更优。

3) 动态投资回收期计算。

静态投资回收期,表示项目收回全部初始投资所需的时间,用于评价投资回收速度和经济性。根据之前算的初投资、运行成本、净现金流量等数据计算出静态投资回收期。方案一和方案二的现金流量表分别如表3和表4所示。

由表3、表4可知,2种方案的均在第5年出现正

收入,根据动态回收期公式计算得出方案一动态回收期为4.18年、方案二动态回收期为4.08年,均小于设备使用寿命,说明该方案可行,同时喷射压缩热泵方案相比蒸发压缩热泵方案回收期更短,效益更高。

4 结论

本文对换流阀低温余热利用以供暖为目的的蒸发压缩型热泵系统和喷射压缩型热泵系统进行了热力学和经济性分析,得到如下结论:

1) 通过理论建模与实验验证发现,喷射压缩式热泵系统的热力性能显著优于传统蒸发压缩式热泵。在相同工况下,其平均COP提升8.75%,压缩机功耗降低4.78%,系统制热量提升3.50%,表现出更高的能量利用效率。

2) 焓分析结果表明,系统能量损失主要集中在冷凝器、喷射器、蒸发器和压缩机,四者共占总焓损的约97%。随蒸发温度升高,系统总焓损降低约23%,随冷凝温度升高,总焓损增加约35%,表明优化工况参数可有效提升系统焓效率。

3) 经济性分析显示,喷射压缩式热泵的动态回收期为4.08年,短于蒸发压缩热泵系统的4.18年;在25年寿命周期内,其净现值提升约10.9%,具备更优的长期经济性与投资回报率。

4) 综合而言,喷射压缩式热泵在提升热力性能、

降低能量损失及改善经济性方面具有显著优势,适用于高压直流换流站等低品位余热回收场景,对实现能源节约与碳减排具有积极的工程意义。

符号说明:

- A —— 面积, m^2
- A_g —— 拉法尔喷嘴出口所处截面的喷射器外壳过渡段截面面积, m^2
- A_m —— 混合流体的混合室截面积, m^2
- C_0 —— 项目的初投资, 万元
- COP —— 热泵系统性能系数
- E —— 焓, kW
- $E_{(in,Q)}$ —— 系统输入焓, kJ
- H —— 焓值, kJ/kg
- I —— 焓损, kW
- i —— 基准收益率
- k_p —— 累计净现值首次为正时对应的年份
- m —— 质量流量, kg/s
- m_{pe} —— 工作流体拉法尔喷嘴出口的质量流量, kg/s
- m_{ph} —— 工作流体拉法尔喷嘴喉部的质量流量, kg/s
- N —— 净现值(net present value, NPV), 万元
- n —— 总年限(项目寿命期), 年
- p —— 压力, kPa
- p_{ke} —— 喷射器混合室出口的压力, kPa
- Q —— 换热量, kW
- R —— 每年净收入, 万元/年
- S —— 熵, kJ/(kg·K)
- T —— 温度, $^{\circ}C$
- t —— 时间序号(第几年), 年
- U —— 动态投资回收期(pay back period, PBP), 年
- v —— 流速, m/s
- W —— 压缩机功耗, kW
- X —— 干度
- ρ —— 密度, kg/m^3
- μ —— 引射比
- η —— 压缩机效率
- η_d —— 扩压效率
- η_{pe} —— 喉部等熵膨胀效率
- η_{sys} —— 系统焓效率
- η_{sr} —— 吸入室等熵膨胀效率
- ξ —— 焓损系数

下标

- p —— 喷嘴/工作流体
- r —— 入口
- c —— 出口
- h —— 喉部
- V —— 饱和气体
- L —— 饱和液体
- x —— 吸入室/被引射流体

- k —— 扩压室
- g —— 喷射器外壳截面, 对应拉法尔喷嘴出口处外壳过渡段的截面
- me —— 混合室/混合流体
- com —— 压缩机
- e —— 蒸发器
- con —— 冷凝器
- thr —— 节流阀
- inj —— 喷射器
- gls —— 气液分离器
- in —— 输入
- out —— 输出
- sys —— 系统
- 0 —— 环境
- 1 —— 压缩机进口
- 2 —— 压缩机出口/冷凝器入口
- 3 —— 冷凝器出口
- 7 —— 节流阀入口
- 8 —— 节流阀出口/蒸发器入口
- 9 —— 蒸发器出口

参考文献

- [1] 高红. 提高供热能效水平对实现碳达峰碳中和意义重大[J]. 中国能源, 2021, 43(5): 13-16. (Gao Hong. Improving the energy efficiency of heating is of great significance to the carbon peak and neutral targets [J]. Energy of China, 2021, 43(5): 13-16.)
- [2] 陈姝伊, 张泉, 朱轶群, 等. 数据中心冷却与余热回收协同性能优化及不确定性分析[J/OL]. 制冷学报, 1-12. [2025-11-10]. <https://link.cnki.net/urlid/11.2182.TB.20251020.1646.002>. (Chen Shuyi, Zhang Quan, Zhu Yiqun, et al. Performance optimization and uncertainty analysis of data center cooling and waste heat recovery system [J/OL]. Journal of Refrigeration, 1-12. [2025-11-10]. <https://link.cnki.net/urlid/11.2182.TB.20251020.1646.002>.)
- [3] 方丽华. 工业余热两种利用方式的案例及分析[J]. 资源节约与环保, 2023(9): 5-8. (Fang Lihua. Cases and analysis of two utilization methods of industrial waste heat [J]. Resources Economization & Environmental Protection, 2023(9): 5-8.)
- [4] 周建辉, 张兴娟, 侯俊义, 等. 基于余热回收利用的新型换流阀冷却系统[J]. 南方电网技术, 2019, 13(6): 16-23. (Zhou Jianhui, Zhang Xingjuan, Hou Junyi, et al. A new converter valve cooling system based on residual heat recovery [J]. Southern Power System Technology, 2019, 13(6): 16-23.)
- [5] 连红奎, 李艳, 束光阳子, 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. (Lian

- Hongkui, Li Yan, Shu Guangyangzi, et al. An overview of domestic technologies for waste heat utilization[J]. *Energy Conservation Technology*, 2011, 29(2):123-128.)
- [6] 肖彤彤. 供热机组低温余热热泵回收系统建模及经济性分析[D]. 济南: 山东大学, 2020. (Xiao Tongtong. Modeling and economic analysis of low-temperature waste heat recovery system with heat pump for cogeneration units [D]. Jinan: Shandong University, 2020.)
- [7] 牛擎宇, 关欣, 秦陶, 等. 带喷射器的跨临界CO₂热泵系统性能分析[J]. *流体机械*, 2022, 50(12): 93-100. (Niu Qingyu, Guan Xin, Qin Tao, et al. Performance analysis of trans-critical CO₂ heat pump system with ejector [J]. *Fluid Machinery*, 2022, 50(12): 93-100.)
- [8] Theisinger L, Kohne T, Borst F, et al. Modeling approach and simulation study to assess the utilization potential of industrial waste heat in district heating systems [J]. *Procedia CIRP*, 2022, 105: 339-344.
- [9] 欧竞赛, 刘雄, 韩希铭. 带喷射器的CO₂水源热泵空调夏季性能分析[J]. *热能动力工程*, 2021, 36(6): 94-99. (Ou Jingsai, Liu Xiong, Han Ximing. Analysis of summer performance of a CO₂ ground-water air conditioning system with an ejector [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2021, 36(6): 94-99.)
- [10] Minea V. Heat recovery with commercial, institutional, and industrial heat pumps [M]. USA: CRC Press; 2024-03-30.
- [11] 刘业凤, 余军, 吴琪. 带喷射器的CO₂热泵/制冷系统的研究现状[J]. *建筑节能*, 2018, 46(9): 64-69. (Liu Yefeng, Yu Jun, Wu Qi. Research status of CO₂ heat pump/refrigeration system with ejector [J]. *Building Energy EFFICIENCY*, 2018, 46(9): 64-69.)
- [12] Jin Menghan, Zhang Xingjuan, Zhou Jianhui, et al. Performance analysis of an ejector-enhanced heat pump system for low-temperature waste heat recovery using UHVDC converter valves [J]. *Energies*, 2024, 17(14): 3589.
- [13] 李国柱, 刘鸿涛, 巨福军, 等. R32/R1234ze(E)余热回收型供暖热泵循环性能的理论评估[J]. *中原工学院学报*, 2022, 33(3): 41-48. (Li Guozhu, Liu Hongtao, Ju Fujun, et al. Theoretical evaluation of cycle performance of heating heat pump for waste heat recovery with R32/R1234ze (E) [J]. *Journal of Zhongyuan University of Technology*, 2022, 33(3): 41-48.)
- [14] 罗靖伦. 换流站余热回收高温喷射压缩热泵系统与两相喷射器设计研究[D]. 北京: 北京建筑大学, 2024. (Luo Jinglun. Design and research of high temperature injection compression heat pump system and two-phase injection for waste heat recovery in converter station [D]. Beijing: Beijing University of Civil Engineering and Architecture, 2024.)
- [15] 宋立强, 相虎昌, 王莹. 电蓄热装置耦合污水源热泵供热系统技术经济性[J]. *煤气与热力*, 2025, 45(5): 1-3. (Song Liqiang, Xiang Huchang, Wang Ying. Technical economy of electric heat storage device coupled with sewage source heat pump heating system [J]. *Gas & Heat*, 2025, 45(5): 1-3.)

通信作者简介

高峰,男,讲师,北京建筑大学建筑用能国家级虚拟仿真实验教学中心,13810025215,E-mail:gaofeng@bucea.edu.cn。研究领域:飞行器余热利用,新能源飞行器,余热回收利用,热泵性能提升。

About the corresponding author

Gao Feng, male, lecturer, National Virtual Simulation Teaching Center for Building Energy Use, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, 13810025215, E-mail: gaofeng@bucea.edu.cn. Research fields: aircraft waste heat utilization, new energy aircraft, waste heat recovery and utilization, and heat pump performance enhancement.

(责任编辑:田甜)