

## 综述文章

## 跨临界二氧化碳热泵研究进展与应用综述

梅申功, 刘中毅\*, 刘夏

上海浦东先进能源动力研究中心, 上海市 201306, 中国

\* 通讯作者: 刘中毅, Hueyleo@foxmail.com

**摘要:** 热泵技术是一种能够高效利用低品位能源的节能技术, 在建筑供暖、工业余热利用、新能源等领域具有广阔的应用前景。然而, 传统的热泵系统使用的制冷剂对环境有着严重的负面影响, 亟需寻找一种安全、环保、高效的替代制冷剂。CO<sub>2</sub> 作为一种天然制冷剂, 具有良好的物理和化学特性, 且非常适合作为跨临界循环的工质, 在热泵技术领域显示出了巨大的优势。目前对 CO<sub>2</sub> 热泵的研究已经取得了一定的进展, 但关于 CO<sub>2</sub> 热泵在不同应用场合的研究现状和发展趋势的综述较少, 因此, 本文系统地总结了跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵在不同应用领域的最新研究成果, 指出其在系统设计和运行过程中存在的压力较高, 运行效率低等困难, 并总结出最新的系统部件、循环结构、混合制冷剂和策略几方面的优化研究, 结果表明了各优化方式对系统性能都有明显的提升, 其中混合制冷剂是最简单的优化方式。最后, 对 CO<sub>2</sub> 热泵技术提出展望, 随着政策的扶持和技术的进步, 更全面、节能和智能的 CO<sub>2</sub> 热泵技术将持续地发展和创新。

**关键词:** 跨临界; CO<sub>2</sub> 制冷剂; 热泵; 应用现状; 综述

## 1. 引言

近年来, 逐渐出现了一些新的人工合成的氢氟烃 (hydrofluorocarbon, HFC) 制冷剂, 如 R32、R134A、R125、R215a 和 R410A 等。它们是一种极强的温室气体, 其全球变暖潜能值 (global warming potential, GWP) 约为 CO<sub>2</sub> 的几十至上万倍, 并且他们在大气中寿命很长。如果长期不对 HFCs 制冷剂的生产 and 消费进行控制, 到 21 世纪末, HFCs 的排放将导致全球温度升高 0.3–0.5 °C<sup>[1]</sup>。自然工质 CO<sub>2</sub> 的 ODP = 0、GWP = 1、安全等级为 A1, 具有无毒、不可燃、高密度、低粘度、流动损失小和低成本的优势。因此, 使用 CO<sub>2</sub> 作为制冷剂可以成为制冷剂环境问题的最终解决方案之一。

热泵利用较少的能量消耗将低温位热能输送至高温位, 其在性能、经济、稳定方面的优势已为业界认可<sup>[2]</sup>。目前热泵几乎可以满足所有建筑供热需求, 以及 40% 的工业过程供热需求, 已有的工业热泵可以提供高达 168 °C, 制热量可达到 18 MW, 这也使得热泵拥有很广泛的应用场景, 如图 1 所示, 热泵可用于家用和工业供暖、汽车空调、干燥等领域, 还可与清洁能源多样结合。在未来可再生电力高占比场景, 热泵可以实现近 20 亿吨 CO<sub>2</sub> 排放量的减排, 达到 2019 年中国碳排放总量的近 20%<sup>[3]</sup>。

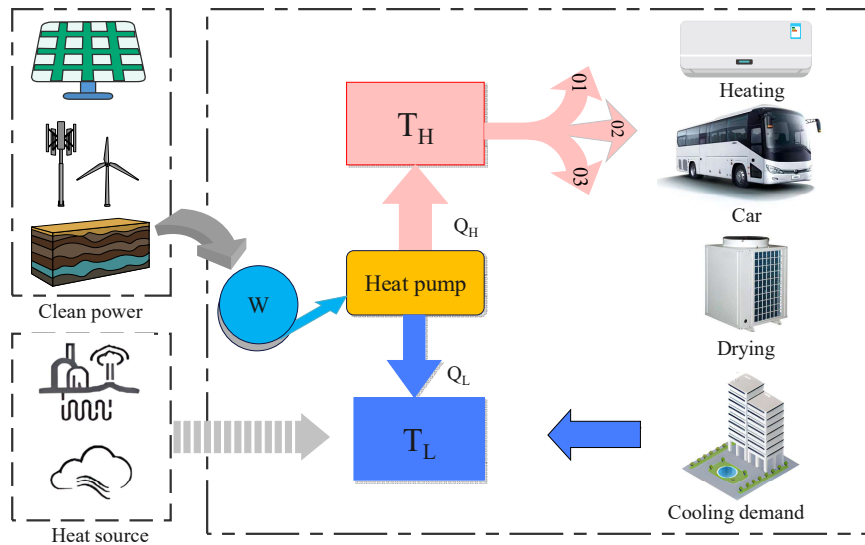


图 1. 热泵多样化应用场景。  
Figure 1. Diverse application scenarios of heat pumps.

CO<sub>2</sub> 发展史如图 2 所示，CO<sub>2</sub> 热泵最早可追溯至 19 世纪<sup>[4]</sup>，但当时 CO<sub>2</sub> 亚临界循环效率低，逐渐被性能优良的合成工质替代<sup>[5]</sup>。直到 20 世纪 90 年代，前国际制冷协会主席 G.Lorentzen 开发出了 CO<sub>2</sub> 跨临界循环<sup>[6]</sup>，让 CO<sub>2</sub> 在亚临界状态吸热，在超临界状态放热，这使其具有较高的温度滑移，能够释放大量的热能，这使得 CO<sub>2</sub> 热泵快速发展，随后世界上第一台热泵热水机和搭载 CO<sub>2</sub> 空调的商用车相继出现<sup>[7,8]</sup>。直到今天 CO<sub>2</sub> 在各个领域得到广泛应用。根据国际能源署 (International Energy Agency, IEA) 的预测到 2030 年，CO<sub>2</sub> 热泵占热泵整体市场份额将达到 22.1%。可以预见，CO<sub>2</sub> 作为热泵将是未来研究环保低碳新技术的热点。

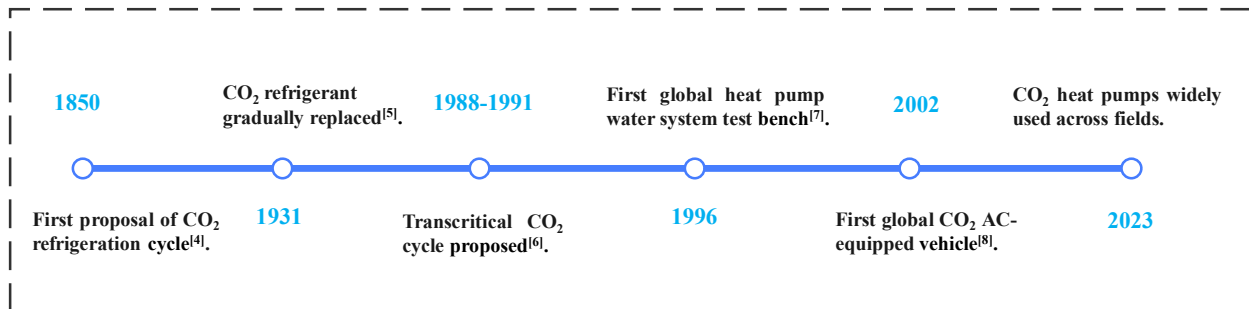


图 2. CO<sub>2</sub> 热泵发展史。  
Figure 2. Development history of CO<sub>2</sub> heat pumps.

从图 3 可以看出，自 1992 年挪威 SINTEF 研究所的 Lorentzen 和 Pettersen<sup>[9,10]</sup> 率先提出其在汽车空调和热泵等领域的应用可能性后，引起了全球多个国家和地区的广泛关注和研究。其中，丹麦、美国、德国和日本等国家在 CO<sub>2</sub> 热泵的理论分析、实验验证、部件设计、系统优化等方面取得了显著的成果，并已将 CO<sub>2</sub> 热泵应用于商用和军用领域。例如，1995 年日本电力工业中央研究院 (Central Research Institute of Electric Power Industry, CRIEPI) 的 Saikawa 等<sup>[11]</sup> 开始进行 CO<sub>2</sub> 热泵的基础研究；丹麦的 Holst<sup>[12]</sup> 在丹佛斯建立了 CO<sub>2</sub> 跨临界汽车空调实验台，研究了系统的调节部件；德国 Kassel 大学的 Kohler<sup>[13]</sup> 开展了 CO<sub>2</sub> 工质汽车空调和热泵的应用研究；德国 Schmidt 等<sup>[14]</sup> 首次对跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵干燥进行了可行性分析；美国伊利诺伊大学 (UIUC) 也建立了汽车空调实验台<sup>[15]</sup>。

我国对 CO<sub>2</sub> 热泵的研究起步较晚，但近年来也取得了一定的进展。上海交通大学、天津大学、西安交通大学、中南大学等高校和单位对 CO<sub>2</sub> 热泵循环特性、关键部件、系统控制等方面进行了理论和实验研究。例如 2003 年，上海交通大学联合桑塔纳 (Santana) 公司研制出我国第一套 CO<sub>2</sub> 汽车空调系统，2013 年，海尔宣布推出中国首台 CO<sub>2</sub> 空气源热水器<sup>[16]</sup>，为我国 CO<sub>2</sub> 热泵的市场化奠定了基础。

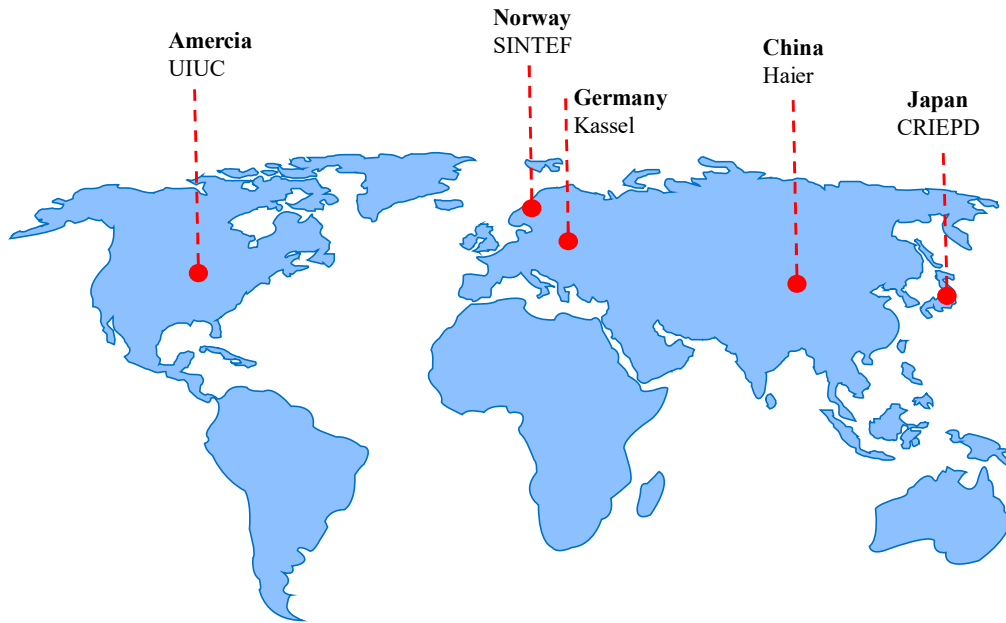


图 3. 不同国家对 CO<sub>2</sub> 热泵的研究。  
Figure 3. Research on CO<sub>2</sub> heat pumps in different countries.

本文系统地阐述了跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵在不同领域的应用及其发展趋势，首先介绍了超临界 CO<sub>2</sub> 热泵的工作原理、潜在优点和技术挑战，然后重点分析了 CO<sub>2</sub> 热泵在供暖、汽车空调和干燥等领域的最新研究进展。针对当前 CO<sub>2</sub> 热泵所存在的问题，从系统部件、结构、混合制冷剂和控制策略等方面提出了优化措施和发展方向，以期为未来 CO<sub>2</sub> 热泵技术的研究和推广提供有价值的参考。论文框架如图 4 所示。

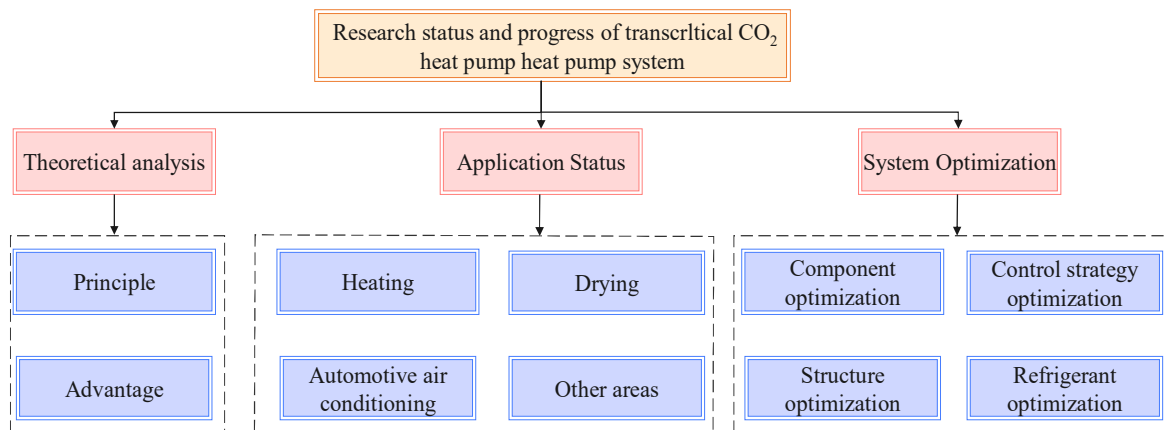


图 4. 跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵系统综述的结构。  
Figure 4. Structure of transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system overview.

## 2. 跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵原理及优势

### 2.1. 跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵工作原理

热泵是一种能够将低温热源中的热能转移到高温热源中的装置，它可以利用少量的电能或其他形式的高品位能来实现这一过程。其基本工作原理及压焓图如图 5 所示，其中 1-2-3-4 为跨临界过程，气态制冷剂从 1 点进入压缩机吸气口后经过压缩达到高温高压状态 2，然后经过气冷器放出热量达到 3 点。高压制冷剂从节流阀降压到低温低压状态 4 点进入蒸发器，在蒸发器中吸收热量到 1 点，完成整个系统循环。

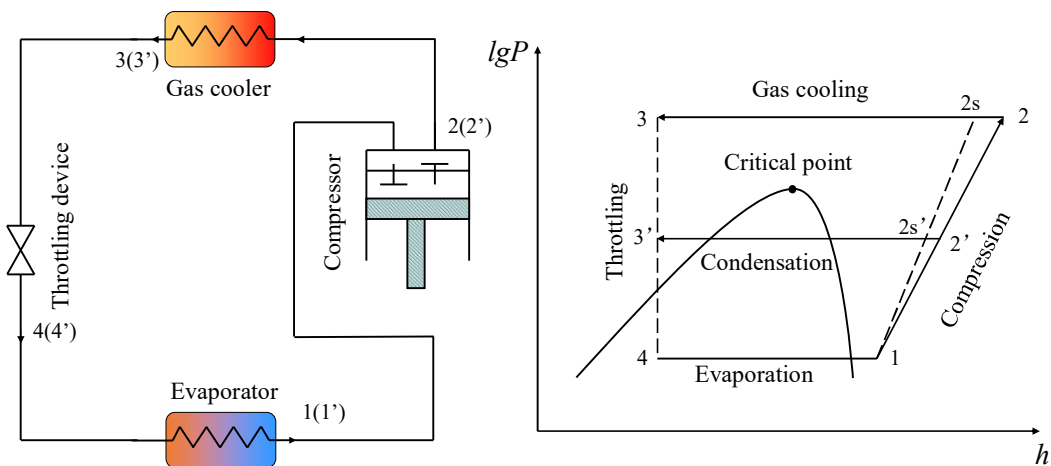


图 5. 跨/亚临界 CO<sub>2</sub> 热泵系统循环原理图及  $lgP-h$  图。  
Figure 5. Trans/subcritical CO<sub>2</sub> heat pump system cycle schematic diagram and  $lgP-h$  diagram.

### 2.2. CO<sub>2</sub> 跨临界状态的特点

较低的临界温度 (31.1 °C) 决定了 CO<sub>2</sub> 热泵系统的放热过程通常发生在超临界状态。由图 5 中的压焓图可以看出，与常规制冷剂亚临界循环 (1'-2'-3'-4') 相比，CO<sub>2</sub> 跨临界循环 (1-2-3-4) 的高压侧工质不发生冷凝过程，因此无需冷凝器，而是采用气体冷却器进行散热，在气体冷却器中工质只经历显热降温而无相变过程，CO<sub>2</sub> 流体的温度不断降低，这就是为什么加热介质可以连续加热到很高温度的原因。此外，跨临界 CO<sub>2</sub> 循环中高压侧和低压侧的压力差要大得多，但压力比比传统制冷剂相对较小。

充分地了解并掌握 sCO<sub>2</sub> 传热机理对于换热装置设计和安全稳定运行是至关重要的。图 6 描述了 CO<sub>2</sub> 流体在 8.0 MPa 压力下的热物性随温度的变化规律。由图 5 可以看出 CO<sub>2</sub> 在靠近拟临界点的温度区间内，CO<sub>2</sub> 的密度  $\rho$ 、定压比热  $C_p$ 、导热系数  $\lambda$  和黏度  $\mu$  发生了急剧的变化，这使得超临界 CO<sub>2</sub> 具有高密度、低黏度、高溶解能力、高传热系数等特殊性质，Banuti<sup>[17]</sup>认为，热物性的剧烈变化类似于典型的亚临界蒸发行为，并基于“类沸腾”的概念对该变化进行了详细的理论说明。已有研究表明，利用 CO<sub>2</sub> 作为换热器内的工作流体可以实现更高的工作温度，并且在超临界状态下运行可以提高传热效率。此外，CO<sub>2</sub> 自身蒸发潜热较大、运动黏度较小，单位容积制冷量大、具有较突出的流动和传热性能，因此跨临界 CO<sub>2</sub> 中的压缩机、管道及相关部件的尺寸周期可以大大缩短，CO<sub>2</sub> 换热器的体积和尺寸与其他换热器相比也明显减小。然而 CO<sub>2</sub> 系统也存在一些不足，如较高的工作压力、效率不足以及过高的压缩机排气温度等，为了拓展其应用领域，这些不足应该得到解决。

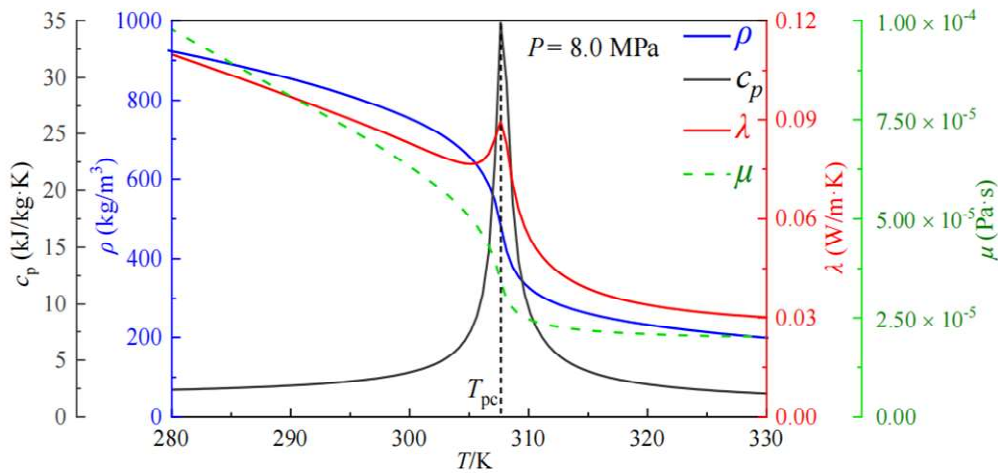


图 6. 压力为 8 MPa 的 CO<sub>2</sub> 物性图<sup>[18]</sup>。  
Figure 6. CO<sub>2</sub> physical property diagram with a pressure of 8 MPa<sup>[18]</sup>.

### 3. 跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵应用研究现状

CO<sub>2</sub> 热泵的特殊性质吸引了众多学者进行深入研究。目前，CO<sub>2</sub> 热泵的主要应用领域包括：CO<sub>2</sub> 热泵供暖、CO<sub>2</sub> 汽车空调、CO<sub>2</sub> 热泵干燥和一些其他领域。

#### 3.1. CO<sub>2</sub> 热泵供暖

CO<sub>2</sub> 热泵供暖是一种基于 CO<sub>2</sub> 跨临界循环的高效供暖技术，其放热过程有较大的温度滑移，而这种温度滑移正好适合与水等流体的温度变化相适应。CO<sub>2</sub> 热泵循环是一种特殊的洛伦茨循环，其换热曲线如图 7 所示。相比于亚临界循环，CO<sub>2</sub> 热泵供暖循环具有更高的循环效率和换热性能，非常适合应用于热泵热水器领域。日本是 CO<sub>2</sub> 热泵热水器的发展最迅速的国家。自 2001 年起，“生态精灵”（Eco-Cute）作为节能环保产品在日本上市并迅速普及<sup>[19]</sup>。与传统燃烧设备相比，Eco-Cute 实现了 30% 的节能，CO<sub>2</sub> 排放量比瞬间式城市煤气热水供给设备减少了 40%，一次能源消耗也降低了 30%。

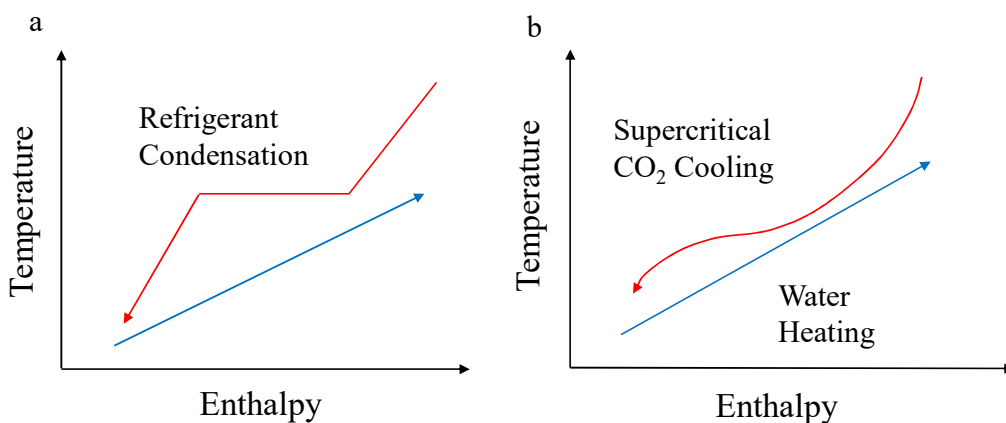


图 7. 换热曲线图：(a) 亚临界冷凝过程；(b) 超临界气体冷却过程。  
Figure 7. Heat transfer curve: (a) subcritical condensation process; (b) supercritical gas cooling process.

该领域的研究由挪威 SINTEF 研究所的 Nekså 等<sup>[20]</sup>率先发起，他们理论与实验证明了 CO<sub>2</sub> 跨临界循环热泵不仅具有高的制热系数，而且系统紧凑，产生的热水温度高可达 70 °C 以上，在工业和民用两方面都具有相当大的发展潜力。Nawaz 等<sup>[21]</sup>也将 CO<sub>2</sub> 和 R134a 热泵热水器进行对比，发现 CO<sub>2</sub> 热

泵在较低的环境温度下，能够更有效的运行，性能更好。并且，CO<sub>2</sub> 热泵热水器具有很高的运行效率，与电加热以及燃气热水器相比，CO<sub>2</sub> 热泵热水器能降低 75% 的能耗<sup>[22]</sup>。因此，很有必要对 CO<sub>2</sub> 热泵供暖系统进行研究。

### 3.1.1. 运行特性研究

CO<sub>2</sub> 热泵供暖系统的运行特性反映了系统在不同的工况下的性能表现，它可以揭示系统性能的影响因素，为系统的优化设计提供理论指导和实验依据。在 CO<sub>2</sub> 热泵系统中，排气压力的微小变化可能会导致循环效率的显著下降<sup>[23]</sup>，Nekså<sup>[24]</sup> 的文献表明，系统是否运行在最佳状态可能会造成超过 20% 的系统能效损失。随着系统压力的增加，系统的制热量和压缩功都呈现上升的趋势，因此存在一个最佳的排气压力，使得系统的 COP 达到最大值<sup>[25]</sup>。如图 8 所示，形成这一现象的主要原因是因为当气冷器出口温度一定时，压缩机功耗随排气压力升高时的变化速率 ( $\Delta h_2$ ) 几乎不变，而在系统的制热量的增长速率 ( $\Delta h_1$ ) 大于压缩机耗功的增加速率。目前，关于 CO<sub>2</sub> 跨临界循环中最优高压的确定方法已经成为该领域的热点问题。

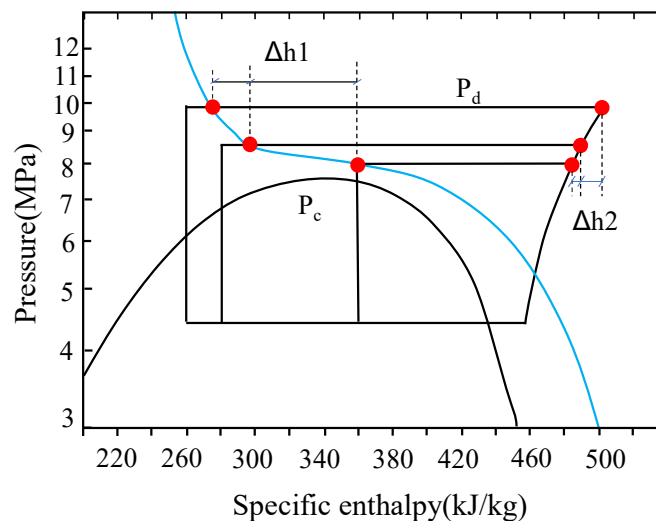


图 8. 最优高压形成的原因。  
Figure 8. Reasons for the formation of optimal high pressure.

为了确定跨临界 CO<sub>2</sub> 制冷系统和热泵热水器系统的最优高压，研究者们通过理论计算和模拟，分析了影响最优高压的关键因素，并建立了相应的数学模型。Liang 等<sup>[26]</sup>用响应曲面法分析了跨临界 CO<sub>2</sub> 制冷系统和热泵热水器系统的最优高压。研究发现，气体冷却器的出口温度对系统的最优高压影响最大，占了 96.38%。此外，Liu 等<sup>[27]</sup>，Wang 等<sup>[28]</sup>，Ye 等<sup>[29]</sup>分别探讨了蒸发温度、环境温度、出水温度等参数对热泵热水器最优高压的影响。

因此，确定最优高压是一项重要的任务，大量学者开始探寻最优高压关联式，表 1 总结了文献中的几个主要关联式，其中  $P_{opt}$  为最优高压， $t_{air}$  和  $t_{gc,out}$  为环境温度和气体冷却器出口温度， $T_e$  是蒸发温度， $t_{w,in}$  和  $t_{w,out}$  分别是进出口水温。除此之外，Qin 等<sup>[30]</sup>基于 Buckingham PI 定理，推导出一个无量纲的最优排气压力关联式，并验证了其在不同工况条件下的适用性，其与实验数据的误差均小于 3%。Cecchinato 等<sup>[31]</sup>提出了一种更加实时和高效的算法来确定最优压力。同样，Shao 等<sup>[32]</sup>也提出了一种约束优化方法来获得 CO<sub>2</sub> 跨临界循环的约束最优高压关联式。

表 1. CO<sub>2</sub> 热泵最优高压关联式总结。  
Table 1. Summary of optimal high-pressure correlations for CO<sub>2</sub> heat pumps.

作者	关联式	适用条件
Kauf	$P_{opt,Kauf} = 2.6t_{air} \approx 2.6t_{gc,out} + 7.54$	$30\text{ }^\circ\text{C} \leq t_{air} \leq 50\text{ }^\circ\text{C}$
Liao	$P_{opt,Liao} = (2.778 - 0.0157t_e)t_{gc,out} + 0.381t_e - 9.34$	$-10\text{ }^\circ\text{C} \leq t_e \leq 20\text{ }^\circ\text{C}$ $30\text{ }^\circ\text{C} \leq t_{gc,out} \leq 60\text{ }^\circ\text{C}$
Sarkar et al.	$P_{opt,Sarkar} = 4.9 + 2.256t_{gc,out} - 0.17t_e + 0.002t_{gc,out}^2$	$-10\text{ }^\circ\text{C} \leq t_e \leq 10\text{ }^\circ\text{C}$ ; $30\text{ }^\circ\text{C} \leq t_{gc,out} \leq 50\text{ }^\circ\text{C}$
Sarkar et al.	$P_{opt,Sarkar} = 8.545 + 0.774t_{w,in}$	$20\text{ }^\circ\text{C} \leq t_{w,in} \leq 40\text{ }^\circ\text{C}$
Chen and Gu	$P_{opt,Chen} = 2.68t_{air} + 0.975 = 2.68t_{gc,out} - 6.797$	$30\text{ }^\circ\text{C} \leq t_{air} \leq 50\text{ }^\circ\text{C}$
Qi et al.	$P_{opt,Qi} = 13.23 - 0.84t_{gc,out} + 0.03t_{gc,out}^2 - 2.77 \times 10^{-4}t_{gc,out}^3$	$20\text{ }^\circ\text{C} \leq t_{gc,out} \leq 45\text{ }^\circ\text{C}$
Wang et al.	$P_{opt,w} = 1.09 + 0.106t_{w,out} + 0.101t_{air} - 0.001t_{air}^2$ $P_{opt,w} = 2.47 + 0.122t_{w,out} - 0.0004t_{w,out}^2 + 0.016t_{air}$	$5\text{ }^\circ\text{C} \leq t_{air} \leq 35\text{ }^\circ\text{C}$ $-15\text{ }^\circ\text{C} \leq t_{air} \leq 5\text{ }^\circ\text{C}$

然而，大量经验关联式的方法仍然无法解决普遍性问题。为了精确地控制最优压力，许多学者研究了不同的控制策略，Zhao 等<sup>[33]</sup>比较了八种不同的排气压力控制策略对 CO<sub>2</sub> 热泵热水器系统性能的影响，并给出一些适合不同工况和组件退化情况下的优化控制策略。ESC (extreme seeking control) 作为一种没有复杂算法的无模型控制策略，实验验证一直是相关从业者最关注的话题。Cui 等<sup>[34]</sup>使用多变量极值寻优控制策略 (ESC) 对跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵热水器的排气压力进行优化。发现 ESC 控制器在固定的设计工况和非设计工况下，分别使系统 COP 提高了 7.62% 和 8.81%。另外，还有一种相对成熟的控制算法称为模型预测控制 (model predictive control, MPC)，可以作为热力学循环中的有效优化方法。Wang 等<sup>[35]</sup>采用 MPC 对 CO<sub>2</sub> 空气源热泵热水器的排气压力进行优化，发现 MPC 可以在近 3 min 内搜索到最佳操作状态，相对误差不超过 1%。虽然目前还存在计算成本高、控制器复杂等问题，但跨临界 CO<sub>2</sub> 应用中的优化方法的发展趋势已经逐渐从离线的关联式转变为在线的实时算法。

另一方面，CO<sub>2</sub> 热泵系统内的制冷剂充注量也是一个重要因素，对系统的性能有很大影响。在小型热泵系统存在一个最佳的制冷剂充注量，使得系统达到最佳的 COP<sup>[36]</sup>。并且，具有最佳制冷剂充注量的热泵系统可以最大限度地减少制冷剂泄漏<sup>[37]</sup>。Wang 等<sup>[38]</sup>提出了一个基于小型 CO<sub>2</sub> 水源热泵热水器的热力学模型，预测了毛细管几何结构与制冷剂充量的最佳组合。实验数据显示，制冷剂充注量减少 3.7% 可导致系统制热性能系数 (COP<sub>h</sub>) 减少约 3.1%，制冷剂充注量增加 3.7% 可以使 COP<sub>h</sub> 降低约 0.346%。Wang 等<sup>[39]</sup>以空气源热泵热水器为实验对象，发现在最佳充注量时，系统的 COP 峰值提高了 16.27%，全年运行成本和 CO<sub>2</sub> 排放量分别降低了 184.13 万元和 378.01 吨。所以，精确预测制冷剂充注量就显得尤为重要。

### 3.1.2. 系统部件研究

CO<sub>2</sub> 跨临界循环的特殊换热特性和高运行压力特性对系统部件也是一种挑战。气体冷却器和蒸发器是 CO<sub>2</sub> 热泵系统中两大主要换热设备，开发高效、紧凑、安全可靠的换热器对提高整个系统效率和经济性都至关重要。

## 换热

换热器传热强化机理是指改变换热器的结构、材料、表面特性或者施加外部场等手段,提高换热器的传热系数或者传热面积,从而提高换热器的传热性能,有大量学者基于不同换热机理对换热器进行结构上研究。近年来微通道换热器因其高效的传热性能而在跨临界  $\text{CO}_2$  领域得到了广泛应用, Pettersen 等<sup>[40]</sup>提出了  $\text{CO}_2$  “平行流”或“微通道”式气体冷却器的概念。其结构图如图 9(a)所示,由集液管、多孔扁管以及扁管间的折叠翅片构成,其中通道的尺寸越小,单位体积的传热面积越大,传热系数越高。Wang 等<sup>[41]</sup>人发现微通道式换热器比传统的翅片管式换热器更适合跨临界  $\text{CO}_2$  热泵,不仅性能更好,而且更节能、环保和省钱。Wang 等<sup>[42]</sup>采用数值模拟理论研究了跨临界  $\text{CO}_2$  螺旋槽管气体冷却器的流动和传热特性,也是通过增大传热面积来增强换热,其结构如图 9(b)所示。仿真结果表明,螺旋槽结构可以显著提高  $\text{CO}_2$  侧的传热性能,证明了螺旋槽气体冷却器是提高跨临界  $\text{CO}_2$  系统运行性能的有效途径。此外, Yang 等<sup>[43]</sup>研究了多扭曲管式换热器作为气冷器的性能,发现内管数量对热水器出水温度和气冷器压降有显著影响。Li 等<sup>[44]</sup>提出了一种新型仿生蜂窝型换热器,通过数值模拟证明了传热系数和综合系数分别比印刷电路板换热器高 144.6%和 40.7%,其中综合系数是传热性能的一个综合指标,它反映了换热器的传热能力和传热阻力。Sakakibara 等<sup>[45]</sup>开发并分析了一种“毛细管”换热器,结果表明换热器水管的设定模式和  $\text{CO}_2$  管的内径是影响传热性能的关键因素。

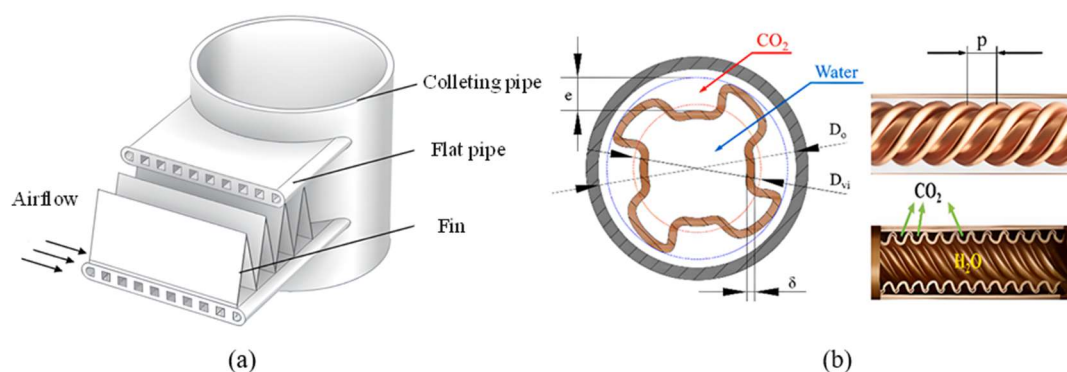


图 9. 不同换热器几何结构: (a) 微通道换热器几何结构; (b) 螺旋槽管的几何结构。

Figure 9. Different heat exchanger geometries; (a) microchannel heat exchanger geometry; (b) spiral groove tube geometry.

## 除霜

当空气源热泵在环境温度  $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度大于 65% 的寒冷气候下运行时,蒸发器上不可避免地结霜<sup>[46]</sup>,这大大影响了系统的性能。为了解决这一问题,许多学者研究了不同的除霜方法,目前,逆循环除霜(reverse cycle defrost, RCD)和热气旁路除霜(hot gas bypass defrost, HGBD)是  $\text{CO}_2$  热泵中最常用的除霜方法,其原理图如图 10 所示<sup>[47]</sup>。当系统在 RCD 模式下运行时,三通阀切换到相反方向,压缩机排气首先流入蒸发器进行除霜。RCD 能够有效地降低除霜时间和能耗,并提高系统的稳定性<sup>[48]</sup>。而在 HGBD 模式下,除霜电磁阀(DSV)打开,电子膨胀阀(EEV)关闭,压缩机排出的气体没有进入气体冷却器,而是通过 DSV 流入蒸发器释放热量进行融霜。Hu 等<sup>[49]</sup>设计了一台采用 HGBD 的  $\text{CO}_2$  空气源热泵热水器,对其在不同环境下的性能进行了评估和能量分析。结果表明, HGBD 的典型效率为 30%–40%。Ye 等<sup>[47]</sup>发现与 RCD 法消耗的电能仅为 HGBD 法的 17.5%, COP 比 HGBD 方法高 4.61%。虽然 RCD 的方式是优于 HGBD 的,但 RCD 方法的可靠性和控制逻辑还需要进一步验证和改进。



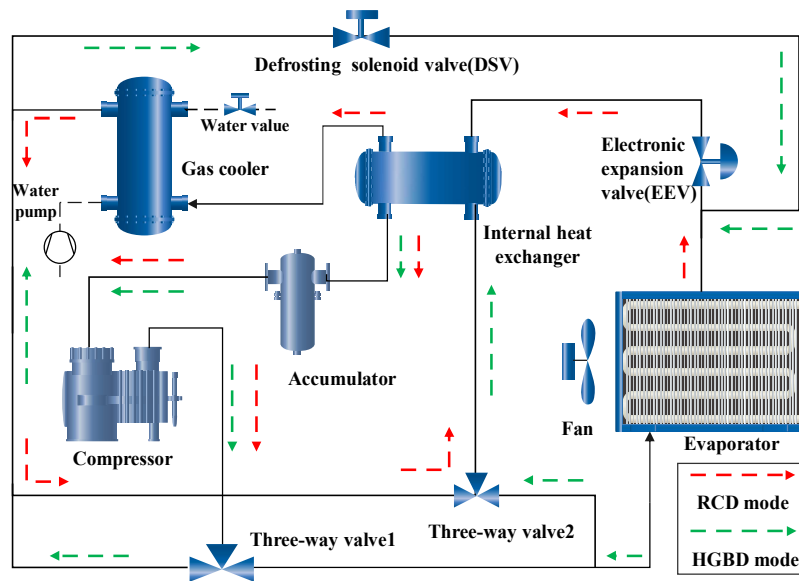


图 10. 跨临界 CO<sub>2</sub> 系统中 RCD 和 HGBD 方法的示意图。

Figure 10. Schematic representation of RCD and HGBD methods in transcritical CO<sub>2</sub> systems.

### 节流

由上节的分析可知，CO<sub>2</sub>热泵系统运行压力比常规制冷剂高很多，高压和低压的压差较大，节流损失严重，这也是导致系统循环效率相对较低的主要原因。为了提高跨临界循环系统性能，目前，减少节流损失的主要方法有以下三种：

- 1) 使用膨胀机代替节流阀。膨胀机是利用流体的膨胀做功，以回收压缩机所消耗的部分能量，一般工况下，系统 COP 能提高 20%–40%。Qin 等<sup>[50]</sup>研究表明，带膨胀机跨临界 CO<sub>2</sub> 循环的制热效率比 R134a 循环高 4.6%，比带节流阀的循环高 16.17%，且 CO<sub>2</sub> 膨胀机的等熵效率越高，系统制冷、制热效率越大。
- 2) 使用喷射器代替节流阀。喷射器是一种利用高压工质的膨胀能卷吸低压工质，提高其压力的装置，它通常由喷嘴及吸收室、混合段和扩压段组成，其结构图及实物图如图 11 所示，在喷射器中，高温、高压的工作流经主喷嘴降压升速，实现势能向动能的转化。混合流体进入扩压段后，动能又被转化为压力势能。喷射器能有效提高压缩机吸气温度，降低压比，最大制冷系数较节流阀提升 22%左右，系统 COP 可提高约 10%<sup>[51]</sup>。Elbel 和 Hrnjak<sup>[52]</sup>也对 CO<sub>2</sub> 跨临界循环系统中的引射器进行了实验研究，结果表明，制冷量和 COP 分别提高了 8%和 7%。

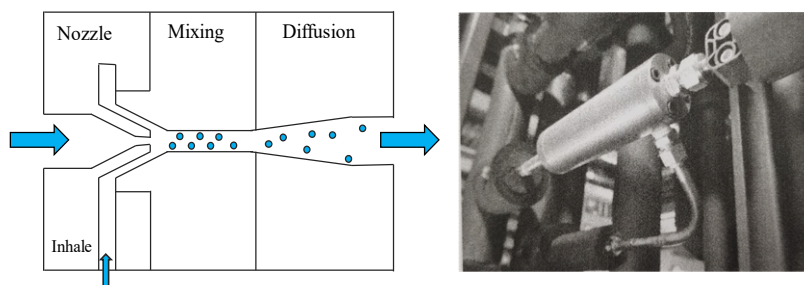


图 11. 喷射器的结构及实物图。

Figure 11. Structure and physical diagram of the ejector.

- 3) 使用回热器。回热器是一种提高过冷度和压缩机吸气过热度，还可以防止液击的装置，其成本较低，适合容量较小和气体冷却器出口温度较低的家用热水热泵。但回热器对系统性能的提升有限，研究表明，只有在气冷器  $\text{CO}_2$  侧出口温度高于临界值时，回热器才能提高性能系数<sup>[53]</sup>，循环系统 COP 可提约 10%。

所以，从成本考虑在小型  $\text{CO}_2$  跨临界循环中宜采用节流阀或毛细管，而在较大的系统中，用喷射器或膨胀机代替节流阀能显著提高循环效率。

### 3.1.3. 循环结构研究

采用双级循环并在双级之间进行中间冷却的方法来代替单级循环可以有效解决  $\text{CO}_2$  系统所存在的效率相对较低的不足。双级循环的原理图如图 12(a)所示<sup>[54]</sup>。Pitarch 等<sup>[55]</sup>分别建立了  $\text{CO}_2$  双级压缩循环和单级压缩循环的数学模型，并对其在热泵热水器中的性能进行了模拟和比较，结果表明在制取  $80\text{ }^\circ\text{C}$  热水时，双级循环的 COP 比单级循环的 COP 大约提升了 15%。Zhang 等<sup>[56]</sup>同样发现了采用中间冷却器的双级循环可将基础循环的 COP 稳定提升 14%–21%。

$\text{CO}_2$  复叠循环是另一种有效的循环结构优化研究方式，它是利用  $\text{CO}_2$  和另一种工质的两个单机循环共用一个冷凝蒸发器形成，其原理图如图 12(b)所示<sup>[57]</sup>。相比于跨临界  $\text{CO}_2$  热泵， $\text{CO}_2$  复叠式热泵可以把水加热到更高温度，同时具有优越的制热性能。罗威<sup>[58]</sup>在 R134a/ $\text{CO}_2$  复叠式空气源热泵研究中，对其设计的机组进行试制并进行实验分析，结果表明，当环境温度低至  $-25\text{ }^\circ\text{C}$  时，机组 COP 仍达到 1.6。Xu<sup>[59]</sup>等在  $55$ 、 $75\text{ }^\circ\text{C}$  热水温度和  $\pm 21\text{ }^\circ\text{C}$  环境温度下对复叠式空气源热泵系统进行试验。结果显示，COP 随环境温度的升高呈上升趋势。

$\text{CO}_2$  热泵机械过冷技术是目前提升系统能效较有前景的技术之一，即通过辅助循环设备对气体冷却器出口的  $\text{CO}_2$  流体进行冷却，减小节流不可逆损失，提高系统循环性能的技术，其原理图如图 12(c)所示<sup>[60]</sup>，虽然引入机械过冷器会增加能耗，因为过冷器需要额外的能量来运行。但是，热泵的性能提升可以带来更大的能耗节约，从而实现更高的能源效率。目前，该技术已经在实际生产中得到应用，可以显著提高系统的工作效率。有研究表明采用机械过冷技术可最大提高  $\text{CO}_2$  系统的 COP 的 20.0%<sup>[61]</sup>。Dai 等<sup>[62]</sup>提出了一种用于住宅空间供暖的机械过冷热泵系统，发现系统 COP 与排气压力和过冷度有关，且 COP 增加了 24.4%。

此外，还存在一些  $\text{CO}_2$  热泵耦合循环系统，是一种将空气源热泵与水源热泵、地源热泵、太阳能集热器等系统进行耦合，实现低温条件下的高效供暖的技术，其原理如图 12(d)所示<sup>[63]</sup>。目前使较多的是与太阳能系统进行耦合，优先使用太阳能供暖，当太阳能不足时使用空气源热泵，实现二者的优势互补。该技术虽然结构相对复杂，初始投资较高，但年平均综合能效高，节能效果显著，在我国北方太阳能资源丰富的地区具有广阔的应用前景。

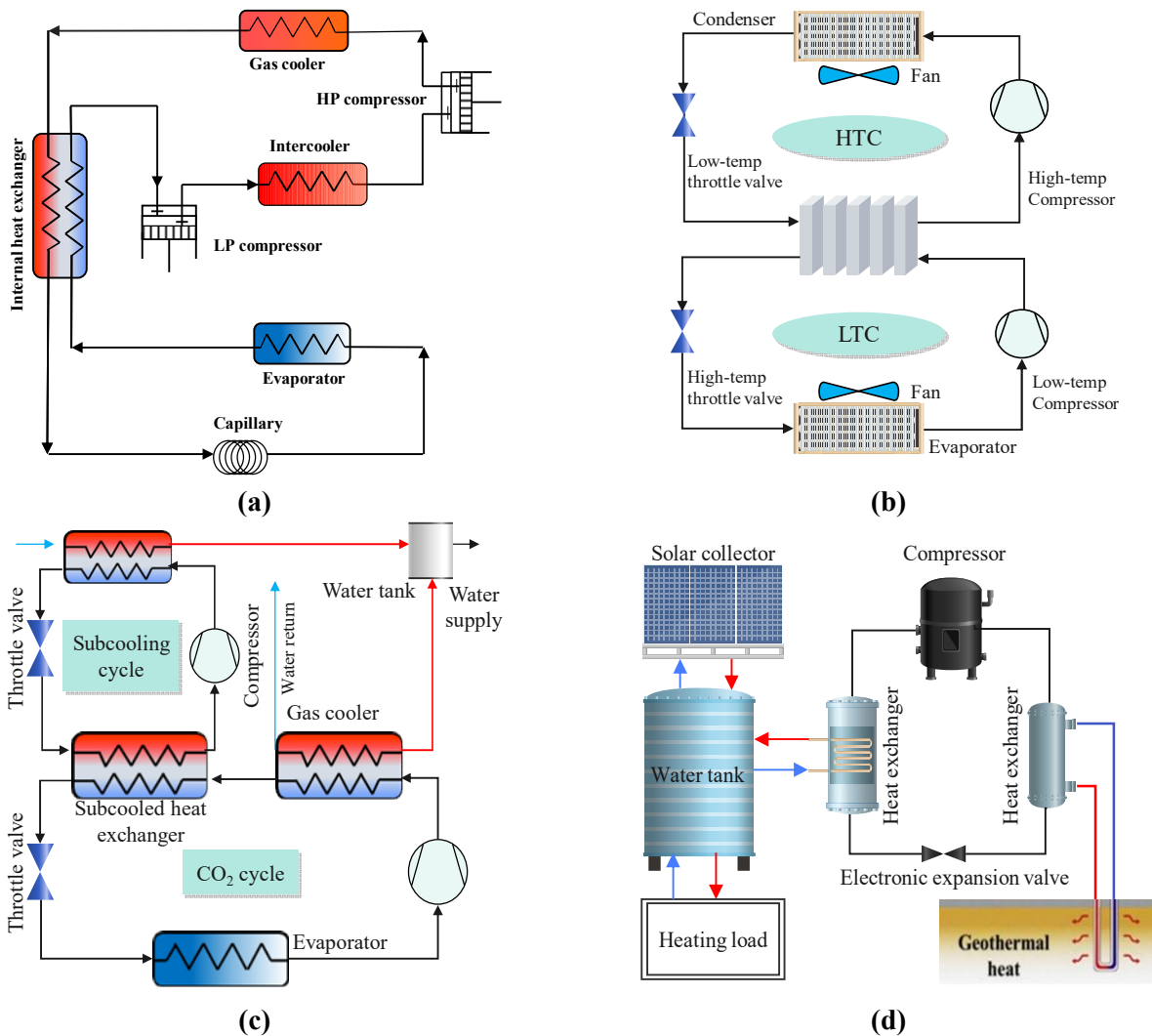


图 12. CO<sub>2</sub> 的不同循环结构原理图。(a) CO<sub>2</sub> 双级压缩循环；(b) CO<sub>2</sub> 复叠循环；(c) 跨临界 CO<sub>2</sub> 机械过冷系统；(d) 太阳能-地热-CO<sub>2</sub> 耦合式热泵系统。

Figure 12. Schematic diagram of different cycle structures of CO<sub>2</sub>. (a) CO<sub>2</sub> two-stage compression cycle; (b) CO<sub>2</sub> cascade cycle; (c) transcritical CO<sub>2</sub> mechanical subcooling system; (d) solar-geothermal-CO<sub>2</sub> coupled heat pump system.

### 3.1.4. CO<sub>2</sub> 混合制冷剂研究

为了进一步降低系统压力，提高系统性能，一种最简单且有效的方法是使用 CO<sub>2</sub> 混合制冷剂来代替纯 CO<sub>2</sub> 制冷剂。近年来，一些基于 CO<sub>2</sub> 的非共沸混合制冷剂被广泛研究，如 CO<sub>2</sub>/R32、CO<sub>2</sub>/R290、CO<sub>2</sub>/R600、CO<sub>2</sub>/R600a、CO<sub>2</sub>/R1270 等。研究表明，这些混合制冷剂可以显著提高水-水热泵的制热性能和制冷性能，降低压缩机排气压力，延长压缩机寿命<sup>[64-66]</sup>。其中，CO<sub>2</sub>/R290 被认为是最合适的候选替代品，因为它具有最低的临界压力<sup>[66]</sup>。

然而，非共沸混合物在高温滑移和核态沸腾时的传质阻力使其传热系数低于纯质制冷剂和共沸制冷剂<sup>[67]</sup>。并且非共沸混合制冷剂在泄漏或充注过程中容易发生组分迁移，影响实际应用<sup>[68]</sup>。因此，共沸混合物作为制冷剂正吸引着越来越多的关注，与使用非共沸混合制冷剂的系统相比，使用共沸混合制冷剂的系统具有更高的性能系数（coefficients of performance, COP）、更高的制冷能力和更低的能源消耗<sup>[69]</sup>。

目前,只有CO<sub>2</sub>/R170和CO<sub>2</sub>/R41两种基于CO<sub>2</sub>的共沸制冷剂在文献中被报道和分析。研究表明,这两种混合制冷剂可以显著提高热泵热水器系统的性能,降低压缩机的排气温度和压缩比,延长压缩机的使用寿命<sup>[70-72]</sup>。其中,CO<sub>2</sub>/R170循环的COP和焓效率比R134a循环分别提高了31.3%和30.6%<sup>[70]</sup>,并且CO<sub>2</sub>/R170循环的COP在蒸发温度为0℃以上时超过了50%,运行成本大大降低<sup>[72]</sup>。CO<sub>2</sub>/R41循环也具有最佳高压低、压缩比小、排放温度低、单位制冷量和单位热容量大等优点,是替代纯CO<sub>2</sub>的理想选择<sup>[71]</sup>。

### 3.2. CO<sub>2</sub>汽车空调

全球新能源汽车市场正在经历指数级的增长。根据国际能源署(IEA)的数据,2022年全球新能源汽车销量突破了1000万辆,市场渗透率达到了14%,这比2021年的9%和2020年的不到5%有了显著提升,展现出广阔的发展前景。

新能源汽车主流的供热方式有热泵制热和PTC(positive temperature coefficient)电加热器制热,热泵使用较多的制冷剂有R134a和R407C,而这两种制冷剂的GWP和系统性能上都弱于CO<sub>2</sub>热泵系统,Dong等<sup>[73]</sup>在2021实验比较了两种制冷剂CO<sub>2</sub>和R134a在不同热泵(heat pump, HP)结构下的电动汽车应用中性能,发现CO<sub>2</sub>系统在制热方面优于R134a热泵,特别是在非常寒冷的天气。Song等<sup>[74]</sup>比较了CO<sub>2</sub>和R407C热泵在新能源汽车和电动巴士所展示出的性能,发现CO<sub>2</sub>系统有很大的潜力取代现有的R407C系统。另一方面,采用PTC制热使得冬季新能源车续航里程衰减严重, Lee等<sup>[75]</sup>研究发现纯电动汽车采用PTC材料采暖满负荷运转的情况下,其续航里程将降低近50%。因此,跨临界CO<sub>2</sub>循环以其优异的制热特性和环保特性,成为车用空调领域热泵空调的替代方案之一。该技术最早由挪威SINTEF研究所的Lorentzen<sup>[9]</sup>和Pettersen<sup>[10]</sup>发起,他们从理论和实验两方面论述了CO<sub>2</sub>用于汽车空调和热泵等领域的可能性和优势。目前,CO<sub>2</sub>热泵已经在一些新能源汽车中实现了商业化,如特斯拉Model 3、丰田Mirai、大众ID.4等。其中,搭载优CO<sub>2</sub>热泵空调的大众ID.4最多可以提升30%的续航里程,在测试过程中,-15℃的环境里,CO<sub>2</sub>热泵比普通的热泵的工作效率能够提升25%。

#### 3.2.1. CO<sub>2</sub>系统性能研究

在CO<sub>2</sub>汽车空调系统性能研究方面,Song等<sup>[76]</sup>对理想和实际的CO<sub>2</sub>循环汽车在高温环境下的低效原因进行了热力学分析。结果表明,理想效率在35℃室外条件下达到25.3,远高于目前可用的实际效率。Chen等<sup>[77]</sup>实验研究了电动公交车CO<sub>2</sub>热泵制热性能,在室外温度为-25℃,室内温度为20℃的工况下,CO<sub>2</sub>热泵的制热量为10.5 kW,COP为1.24。Li等<sup>[78]</sup>实验研究了阀门开度对环保型CO<sub>2</sub>汽车热泵系统和部件性能以及油循环性能的影响,发现调节阀门开度可以提高压缩机效率,但对制冷剂充注量的影响可能不同。Wang等<sup>[79]</sup>人评估了CO<sub>2</sub>电动汽车电池和车内并联冷却热管理系统。研究发现,随着蒸发温度从17℃降至5.8℃,最大COP增加了8.38%。此外,当电池加热功率为0.4 kW时,最佳电池冷却蒸发温度范围为10.2℃-11℃。这些研究从不同的角度分析了系统的影响因素,展示了跨临界CO<sub>2</sub>在汽车热泵系统中的应用前景和优势。

与CO<sub>2</sub>热泵供暖相似,系统的高压和充注量对系统性能有很大影响,在汽车空调也存在同样现象,在最优高压方面,Wang等<sup>[80]</sup>研究了新型CO<sub>2</sub>热泵系统在极端条件下的性能和最优压力。发现在-15℃环境温度下,制热量达到5.07 kW,COP为1.78。Wang等<sup>[81]</sup>研究了CO<sub>2</sub>电动汽车热泵在不同运行模式和工况下的循环特性,发现伪最优排气压力随着环境温度、进风温度和供风温度的增加而增加。在充注量方面,Yin等<sup>[82]</sup>研究了CO<sub>2</sub>汽车空调系统的制冷剂充注量对系统性能的影响,建议将

超临界 CO<sub>2</sub> 空调系统的最佳标准化充注量范围设置在 0.111 到 0.321 之间。Song 等<sup>[83]</sup>基于 GT-Suite 模拟平台的超临界 CO<sub>2</sub> 循环在公交车上的应用的研究，分析了最佳 CO<sub>2</sub> 充注量和制冷剂分布对系统性能的影响。得到了不同充注量 (3–8 kg) 下公交车系统 COP (1.2–2.2)，制冷量 (9.5–18 kW) 的性能变化。

### 3.2.2. CO<sub>2</sub> 系统部件研究

为了提高电动汽车 CO<sub>2</sub> 压缩机的性能，Zheng 等<sup>[84]</sup>数值模拟了电动汽车 CO<sub>2</sub> 螺旋压缩机的流场，分析了不同工作室中切向泄漏流的发展特征和场量分布。结果表明，切向泄漏流和主流之间的不同相互作用，吸气室和压缩室中的切向泄漏流具有不同的特征。换热器是 CO<sub>2</sub> 汽车空调的关键部件，微通道平行流换热器与传统的翅片管式换热器相比，具有结构紧凑、效率高等优点，在汽车空调行业得到了广泛的应用。马富芹等<sup>[85]</sup>对 CO<sub>2</sub> 汽车空调采用紧凑型微通道换热器的设计进行了理论探讨，预测微通道换热器在汽车空调中会有很好的应用前景。Lei 等<sup>[86]</sup>利用一种空闲的加热芯来增加蒸发器的换热面积，从而提高超临界 CO<sub>2</sub> 汽车空调系统性能的技术。除了微通道换热器和加热芯技术，还有许多其他的传热增强方法，如采用不同形状的管材来改善换热器的传热效果，具体分类如图 13<sup>[87]</sup>所示。

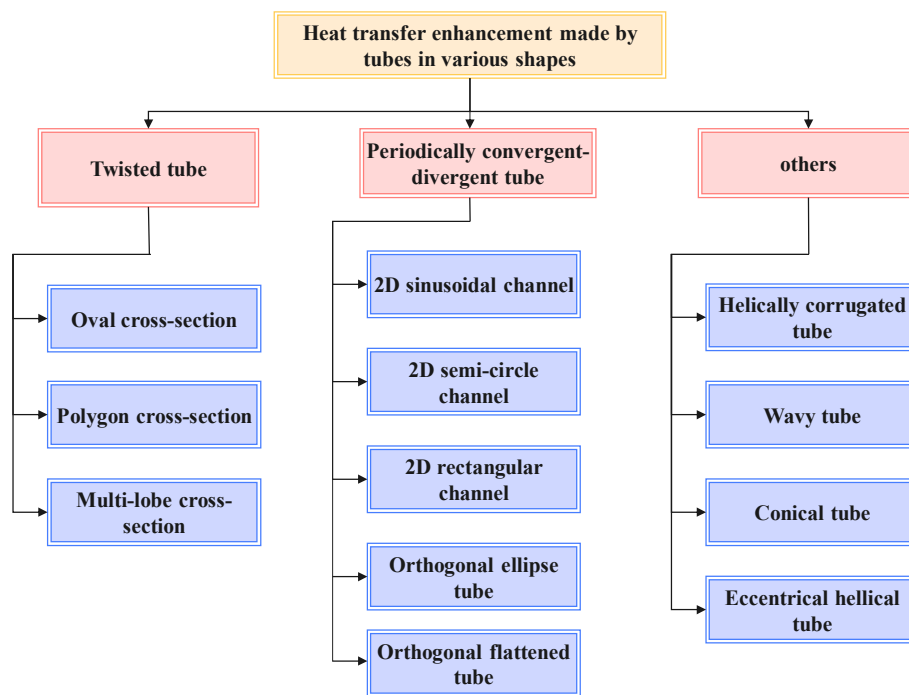


图 13. 基于各种形状管材的传热增强方法分类。

Figure 13. Classification of heat transfer enhancement methods based on various shapes of pipes.

除了压缩机和换热器，节流装置也是 CO<sub>2</sub> 汽车空调系统的研究热点。Lee 等<sup>[88]</sup>设计并研制了一种考虑非平衡状态的 CO<sub>2</sub> 热泵系统两相喷射器，用以替代系统中的膨胀装置。在此基础上，作者对喷射器结构尺寸的变化 (喷嘴直径、截面直径等) 进行了性能试验。试验结果表明，各试验条件下均存在最佳设计参数，采用喷射器的系统性能系数比传统系统提高了约 15%。Yang 等<sup>[89]</sup>构建了一种用于电动汽车的带闪蒸罐的汽化喷射超临界 CO<sub>2</sub> 热泵系统。发现与不带喷射的基本系统相比，汽化喷射系统的制热性能显著提高，且室外温度越低，提高幅度越大。

### 3.2.3. CO<sub>2</sub> 控制策略研究

系统控制策略是影响电动汽车 CO<sub>2</sub> 热泵空调系统性能的重要因素，需要根据不同的工况和目标进行优化。Chen 等<sup>[90]</sup>针对电动汽车制热的中间冷却双级 CO<sub>2</sub> 热泵系统提出了一种基于 COP 最优的控制策略。该策略使制热量和 COP 随环境温度降低而显著提高，COP 提高了 18.9%–61.9%。Zhang 等<sup>[91]</sup>采用模型预测控制策略，优化了铁路车辆中超临界 CO<sub>2</sub> 空调系统的运行，相比 PID 控制策略，平均 COP 提高了 7.4%。Wang 等<sup>[92]</sup>设计了一种新颖的模型预测控制器，用于电动汽车的超临界 CO<sub>2</sub> 车舱热管理系统，相比于 PI 控制器，能耗降低了 13.33%–20.27%。Wang 等<sup>[93]</sup>提出了一种新颖的无霜控制策略，用于解决电动汽车热泵结霜导致的性能下降问题，发现无霜控制策略在运行时间超过 60 min 时是最佳选择。Yin 等<sup>[94]</sup>研究了一种基于超临界 CO<sub>2</sub> 循环的新型蒸发冷却系统，提出了一种简单的控制策略，该系统可以更好地解决电池过热和难以控制的问题，同时具有更高的 COP。从上述研究可以看出控制策略对系统性能有显著影响，因此，对电动汽车 CO<sub>2</sub> 热泵空调系统控制策略的研究是很有必要的。

据笔者了解，近年来，全球汽车生产企业、科研机构、高等院校都在积极研究汽车集成跨临界 CO<sub>2</sub> 系统，CO<sub>2</sub> 汽车空调将始终朝着绿色高效、功能集成、模块化结构、智能控制的方向发展。可以预见，汽车热管理行业将成为 CO<sub>2</sub> 技术最大的应用市场，未来将出现更多的车用集成热管理系统研究成果。与此同时，更全面、复杂、智能的控制逻辑和优化方法也在持续发展和创新。

### 3.3. CO<sub>2</sub> 热泵干燥

干燥是工农业生产中一个关键的步骤，广泛应用于各种产品的加工，包括粮食、蔬菜、茶叶、木材、药品等。然而，干燥过程往往伴随着大量的能源消耗，在发达国家，干燥的能耗占据了工业能耗的 7%–15%<sup>[95]</sup>。因此，寻找一种更高效、更节能的干燥技术已经成为了一个重要的研究方向。

CO<sub>2</sub> 跨临界热泵干燥系统具有加热温度高（最高加热温度 110 °C 左右）、系统响应快、高效节能及运行成本低等优势<sup>[96]</sup>。图 14 展示了跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵烘干机的系统原理，通过气体冷却器加热空气，加热了的空气再通入干燥室进行干燥。早在上个世纪末，德国 Essen 大学的研究人员就发现，CO<sub>2</sub> 在热泵在洗衣房干燥衣物方面比 R134a 更节能，其 COP 达到 5.5，节能率高达 55%<sup>[97]</sup>。Sian 等<sup>[98]</sup>等也证实了 CO<sub>2</sub> 干燥器比 R134a 干燥器有更高的滚筒出口空气温度和衣物温度，且其比湿度提取率和 COP 都有所提高，干燥时间缩短了 15%。此外，Li 等<sup>[99]</sup>也发现两级干燥系统的比湿度提取率高于单级干燥 CO<sub>2</sub> 系统，能源利用效率高于电力干燥器。

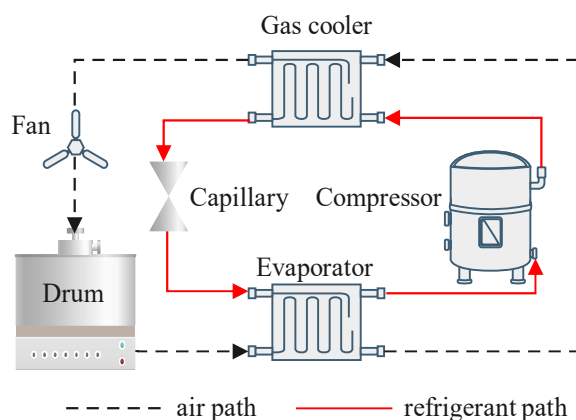


图 14. 跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵烘干机的系统原理图。

Figure 14. System schematic diagram of transcritical CO<sub>2</sub> heat pump dryer.

CO<sub>2</sub>热泵跨临界循环技术在干燥领域展现出了巨大的潜力。许多学者对其在不同场合的应用进行研究。周安仁等<sup>[96]</sup>研究了其在烘茶技术方面的性能,发现该技术可以大幅度降低烘茶的负荷和峰值负荷比,同时还能保证茶叶的品质。Zhang 等<sup>[100]</sup>研究了 CO<sub>2</sub> 热泵烫虾系统,与传统的燃料烫虾系统相比,该系统可以显著降低能耗和运行成本,同时还能提高虾的经济价值。另一方面,夏飞等<sup>[101]</sup>设计了适用于中药材干燥要求的 CO<sub>2</sub> 热泵干燥装置,该装置不仅环保、节能,适用范围广,而且能满足中药材干燥的特殊要求,保证其有效成分和药效。

在仿真研究方面,Sarkar 等<sup>[102]</sup>对 CO<sub>2</sub> 热泵干燥器进行了模拟研究,并探讨了各种参数对系统性能的影响。结果表明干燥效率、再循环空气比、环境温度和空气质量流量等参数对系统性能有显著影响,而旁路空气比和环境相对湿度的影响较小。Erdem 等<sup>[103]</sup>建立了一个基于 MATLAB 软件的 CO<sub>2</sub> 热泵滚筒干燥器的理论模型,并分析了不同的工作参数对系统性能的影响。结果表明 CO<sub>2</sub> 作为工质具有良好的物理和环保特性,通过优化参数可以显著降低干燥时间和能耗。Jokiel 等<sup>[104]</sup>基于 Modelica 软件建立了一个动态的热泵干燥模型,结果表明,传统的开路干燥系统相比,热泵干燥系统能够显著降低能耗和提高湿度提取率,但也会增加干燥时间。

从上述研究可以看出,CO<sub>2</sub>热泵在各种干燥场合都有着优异的性能。然而,目前这种技术在干燥行业的应用还不够广泛,关于跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵干燥系统的研究主要集中在理论分析和模拟仿真,实验研究和系统优化还有待加强。未来应加强跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵干燥的实验验证,探索与其他能源或干燥除湿方式的结合,如太阳能辅助、转轮除湿等。随着技术进步和环保需求的增加,预计跨临界 CO<sub>2</sub> 技术很快会在干燥领域实现集成和产业化。

### 3.4. 其他领域的潜在应用

除了上述提及的应用之外,CO<sub>2</sub>热泵还存在很多潜在应用,如:利用工业过程中的低温废热,提升能源效率,降低能耗和碳排放;为农业大棚、畜牧养殖、水产养殖等提供稳定的温度条件,保障农产品和动物的生长和健康,增加农业效益;与太阳能、地热能、生物质能等可再生能源相结合,构建多能互补的综合能源系统,实现清洁、可再生、可持续的能源供应等。CO<sub>2</sub>热泵技术是一种集节能、环保和新能源于一体的综合性技术,具有广阔的应用前景和潜在价值,CO<sub>2</sub>热泵还可用于制冷,2022年北京冬奥会采用了 CO<sub>2</sub> 热泵直冷制冰技术,通过双级压缩和全显热回收,系统节能超过 50%,其冰面温差控制在 0.3 °C–0.4 °C,无论是能效还是冰面温差,都达到了国际先进水平。

综上,CO<sub>2</sub>热泵供暖领域主要侧重于提高对寒冷地区室外温度的适应能力和出水温度,实现供暖及生活热水供应。关键技术挑战在于如何在供回水大温差条件下保持较高的制热系数,提高出水温度。CO<sub>2</sub>热泵汽车空调领域主要侧重于如何在汽车空调系统中实现高效的热量转换和调节。关键科学问题和技术挑战在于如何实现汽车空调系统的集成化和智能化。CO<sub>2</sub>热泵干燥领域多适用于农副产品干燥、衣物快速干燥等场景。主要侧重于如何高效地从排出的热湿空气,生产较高温的热量。

## 4. 跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵限制及优化

### 4.1. 跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵限制

从上述应用领域的研究中不难发现,CO<sub>2</sub>热泵技术有着广泛的应用前景,相较于传统热泵相比有独特的优势,但其也面临着以下几个方面的技术难题和挑战:

- 1) CO<sub>2</sub> 热泵系统的高压侧压力和温度远高于传统制冷剂（如 R134a）的制冷系统，这对系统的压缩机、润滑油、管路和阀门等部件提出了更高的性能和可靠性要求。目前，CO<sub>2</sub> 热泵压缩机的种类、规格和性能还不够丰富和完善，需要进一步开发和优化。
- 2) 跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵系统的膨胀装置前后压差大（6–10 MPa），导致节流过程中的不可逆损失较大，影响了系统的效率和稳定性。
- 3) 跨临界 CO<sub>2</sub> 循环中 CO<sub>2</sub> 在气体冷却器中的平均温度较高，导致在冷却过程中热损失较大，系统的 COP 降低。
- 4) CO<sub>2</sub> 热泵系统最佳热力学参数随工况变化较大，如何精确控制参数，实现对 CO<sub>2</sub> 热泵的各个部件和参数的实时监测和调节，对系统控制技术的智能化、精确化和灵活化提出了更高的要求。目前，CO<sub>2</sub> 热泵的系统控制技术还存在一些问题，如控制策略不合理、控制算法不优化、控制器不兼容等，需要进一步完善和提升。

## 4.2. CO<sub>2</sub> 热泵系统优化

在过去的几年中，如何提升跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵在各种应用场景中的性能，已成为该领域的研究焦点。从上文得知大量的学者已经对不同的 CO<sub>2</sub> 热泵系统的优化方式进行了深入的研究。目前，文献中已经提出的系统优化方式主要包括：系统部件优化、循环结构优化、循环工质优化以及控制策略优化。表 2 总结了这些优化方式的优缺点，它们都可以有效地提高 CO<sub>2</sub> 热泵系统的性能。但是，不同的优化方式也有不同的适用场景和经济性，因此，需要根据具体的应用需求和成本效益，选择合适的优化方式。

表 2. 不同优化方式对比。  
Table 2. Comparison of different optimization methods.

问题	优化方式	优点	不足
节流损失较大	膨胀机 <sup>[50]</sup>	回收部分膨胀功，减少压缩机功耗。	考虑到经济成本，不适用于小型热泵机组。
	回热器 <sup>[53]</sup>	设备简单，应用较为广泛，效率提升显著。	导致压缩机排气温度升高。
	喷射器 <sup>[51]</sup>	结构紧凑，可以减少节流损失和压缩机功耗。	运行稳定性较差，系统效率不如膨胀机。
排气温度较高	双级循环 <sup>[54]</sup>	更好的实现梯级放热，使能量的供需更加匹配，减少能耗。	系统结构更加复杂，不利于推广。
系统压力较高	CO <sub>2</sub> 混合工质 <sup>[64]</sup>	无需改变系统结构，经济成本小。	需要添加一些易燃制冷剂。
最佳热力学参数实时变化	控制策略优化 <sup>[90]</sup>	精确控制，可有效减少系统的损失，提高效率。	技术难度较高，硬件和软件的投入高。

## 5. 总结与展望

### 5.1. 总结

本文综述了 CO<sub>2</sub> 热泵技术的原理、应用研究现状和发展阻碍，详细探讨 CO<sub>2</sub> 热泵技术在供暖、汽车空调、干燥等领域的研究现状和挑战，并总结了当前 CO<sub>2</sub> 热泵的发展方向与推广阻碍。得到的主要结论如下：

- 1) 由于超临界 CO<sub>2</sub> 具有密度大、黏度低等热力学特点，CO<sub>2</sub> 热泵通常可以采用较小的尺寸，使得具备更加广阔的应用范围和市场潜力。目前，CO<sub>2</sub> 热泵在跨临界循环中已经可以实现



90 °C–120 °C的热汇温度，几乎能覆盖大多数民用、商用和工业使用场景，有望替代传统化石燃料。与此同时，CO<sub>2</sub>作为天然制冷剂，无毒无害、安全稳定，在全球双碳发展的背景下，展现出巨大的应用潜力。

- 2) 目前，CO<sub>2</sub>热泵技术已经在供暖领域、汽车空调领域和干燥领域逐步得到应用：跨临界CO<sub>2</sub>循环凭借其放热过程中较大的温度滑移，非常适合用于供暖领域，并且其具有显著的节能和环保优势，有望成为未来的主流供暖方式；随着全球新能源汽车市场指数级的增长，CO<sub>2</sub>热泵凭借高效制热的节能能力，可以适应不同的气候条件和车辆需求，具有广阔的市场；CO<sub>2</sub>热泵在干燥方面具有高温制水和高效除湿的特点，可以用于食品、木材、纺织等行业的干燥过程，提高干燥质量和效率。

## 5.2. 展望

虽然CO<sub>2</sub>热泵已展现出独特的优势，但仍面临一些技术发展阻碍，例如超临界CO<sub>2</sub>系统的高压高温问题对压缩机、润滑油、管路和阀门等部件提出了更高的性能和可靠性要求、热力学参数波动大、热损失大效率低等问题。为了促进CO<sub>2</sub>热泵技术的发展和應用，未来可以从以下几个方面进行深入的研究和创新：

- 1) 对CO<sub>2</sub>循环结构的进行优化和改进，完善高性能核心组件（如压缩机和换热器）的设计和制造，针对跨临界CO<sub>2</sub>系统开展定制化设计，实现高效热量转换，充分发挥该技术的节能潜力。
- 2) 在技术过渡阶段，可开展CO<sub>2</sub>混合工质的选择和应用，同时兼顾效率和环保特点，随着技术成熟，逐步过渡到单独CO<sub>2</sub>工质循环；加强CO<sub>2</sub>热泵技术与数字技术的结合，实现对循环过程的智能控制和实时优化；协同发展CO<sub>2</sub>热泵技术和可再生能源技术、储能技术，利用太阳能、风能等可再生能源作为热源或驱动来源，实现CO<sub>2</sub>热泵的节能最大化，同时结合储能装置，不仅解决可再生能源的不稳定性，同时实现热量的提质增效，有望成为新一代分布式能源技术，是目前CO<sub>2</sub>热泵技术的重要发展方向。
- 3) 如今CO<sub>2</sub>热泵由于生产升本高、示范项目少、群众认知度低等问题，依然面对市场推广的困难，无法实现“技术发展经济、经济带动技术”的有利正向循环。如能够加强政策引导、获取管理部门的支持，积极推出支持CO<sub>2</sub>热泵应用的经济补助政策，推动相关产业采用CO<sub>2</sub>热泵进行绿色升级，并通过技术宣传等方式，提高用户群众对CO<sub>2</sub>热泵技术认知度，接受这一新兴节能技术的发展，将有利于CO<sub>2</sub>热泵技术推广、解决“起步难”的问题。

## 利益冲突

作者声明无利益冲突。

## 参考文献

1. Yi L, Xiang X, Zhao X, et al. Atmospheric observation and emission of HFC-134a in China and its four cities. *Environmental Science & Technology* 2023; 57(12): 4732–4740. doi: 10.1021/acs.est.2c07711
2. Wang J. Green heating makes people's hearts warmer and the sky bluer (Chinese). *Qinghai Daily*, 27 November 2023, p. 8.
3. Yan H, Zhang C, Shao Z, et al. The underestimated role of the heat pump in achieving China's goal of carbon neutrality by 2060. *Engineering* 2023; 23: 13–18. doi: 10.1016/j.eng.2022.08.015
4. William S, Bodinus PE. The rise and fall of carbon dioxide systems: The first century of air conditioning. *ASHRAE Journal* 1999; 41(4): 37.

5. Liu J, Shang X, Zhang X. A review of international applications of transcritical carbon dioxide hot and cold supply technology (Chinese). *Jie Neng Yu Huan Bao* 2023; 8: 24–27.
6. Lorentzen G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration* 1994; 17(5): 292–301. doi: 10.1016/0140-7007(94)90059-0
7. Kim M. Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science* 2004; 30(2): 119–174. doi: 10.1016/j.pecs.2003.09.002
8. Kevin J. Denso looks to CO<sub>2</sub> future. Available online: <https://www.sae.org/automag/techbriefs/04-2002/page2.htm> (accessed on 5 January 2024).
9. Lorentzen G, Pettersen J. A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. *International Journal of Refrigeration* 1993; 16(1): 4–12. doi: 10.1016/0140-7007(93)90014-y
10. Pettersen J. An efficient new automobile air-conditioning system based on CO<sub>2</sub> vapor compression. In: Proceedings of the 1994 American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers (ASHRAE) annual meeting; 25–29 June 1994; Orlando, FL, USA.
11. Saikawa M, Hashimoto K, Hasegawa H. Basic study on CO<sub>2</sub> heat pump especially for hot water supply. In: Proceedings of the 3rd International Conference on the Use of Non Artificial Substance; 13 May 1997; Trondheim, Norway. pp. 125–129.
12. Holst H. Test rig for CO<sub>2</sub> automotive air conditioning compressor. In: Proceedings of the International Conference CFCs, Meeting of IIR Commissions B1, B2, E1 and E2; 3–6 September 1996; Aarhus, Denmark.
13. Koehler J. Carbon dioxide as a refrigerant for vehicle air-conditioning with application to bus air conditioning. In: Proceedings of the International CFC & Halon Alternatives Conference. 23 October 1995; Washington, USA. pp. 376–385.
14. Schmidt EL, Klöcker K, Flacke N, et al. Applying the transcritical CO<sub>2</sub> process to a drying heat pump. *International Journal of Refrigeration* 1998; 21(3): 202–211. doi: 10.1016/s0140-7007(98)00021-8
15. McEnaney RP, Boewe DE, Yin JM, et al. Experimental comparison of mobile A/C systems when operated with transcritical CO<sub>2</sub> versus conventional R134a. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference* 1998; 402.
16. Chen L. Haier launches the first CO<sub>2</sub> air source water heater (Chinese). *China Appliance* 2013; 4: 1.
17. Banuti DT. Crossing the widom-line—supercritical pseudo-boiling. *The Journal of Supercritical Fluids* 2015; 98: 12–16. doi: 10.1016/j.supflu.2014.12.019
18. Chen Z. *Numerical Study on Cooling Heat Transfer Characteristics of Supercritical CO<sub>2</sub> in Spiral Grooved Tubes* (Chinese) [Master's thesis]. Anhui University of Technology; 2022.
19. Guan H, Ma Y, Yang J. Analysis on the research and development status of household CO<sub>2</sub> heat pump water heaters in Japan (Chinese). *Journal of Appliance & Technology* 2004; 6: 59–61.
20. Neksa P, Rekstad H, Zakeri GR, et al. CO<sub>2</sub>-heat pump water heater: Characteristics, system design and experimental results. *International Journal of Refrigeration* 1998; 21(3): 172–179. doi: 10.1016/s0140-7007(98)00017-6
21. Nawaz K, Shen B, Elatar A, et al. Performance optimization of CO<sub>2</sub> heat pump water heater. *International Journal of Refrigeration* 2018; 85: 213–228. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.09.027
22. Du S, Liu Y, Zhu H, et al. Research progress and application of CO<sub>2</sub> trans-critical cycle. *Energy Research and Information* 2016; 32(4): 187–194.
23. Cabello R, Sánchez D, Llopis R, et al. Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO<sub>2</sub> refrigerating plant working in transcritical conditions. *Applied Thermal Engineering* 2008; 28(13): 1596–1604. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.10.026
24. Neksa P. CO<sub>2</sub> heat pump systems. *International Journal of Refrigeration* 2002; 25(4): 421–427. doi: 10.1016/s0140-7007(01)00033-0
25. Ma Y, Li M, Tian H, et al. *Research and Development on Refrigeration and Heat Pump Cycle with Natural Working Fluid Carbon Dioxide* (Chinese). China Science Publishing & Media Ltd. (CSPM); 2017.
26. Liang XY, He YJ, Cheng JH, et al. Difference analysis on optimal high pressure of transcritical CO<sub>2</sub> cycle in different applications. *International Journal of Refrigeration* 2019; 106: 384–391. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.06.024
27. Liu X, Gu Z, Xie J. Theoretical analysis and experiment on optimal exhaust pressure of CO<sub>2</sub> heat pump (Chinese). *Food & Machinery* 2023; 39(5): 70–76.
28. Wang S, Tuo H, Cao F, et al. Experimental investigation on air-source transcritical CO<sub>2</sub> heat pump water heater system at a fixed water inlet temperature. *International Journal of Refrigeration* 2013; 36(3): 701–716. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.10.011
29. Ye Z, Wang Y, Song Y, et al. Optimal discharge pressure in transcritical CO<sub>2</sub> heat pump water heater with internal heat exchanger based on pinch point analysis. *International Journal of Refrigeration* 2020; 118: 12–20. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.06.003

30. Qin X, Liu H, Meng X, et al. A study on the compressor frequency and optimal discharge pressure of the transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system. *International Journal of Refrigeration* 2019; 99: 101–113. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.12.028
31. Cecchinato L, Corradi M, Minetto S. A critical approach to the determination of optimal heat rejection pressure in transcritical systems. *Applied Thermal Engineering* 2010; 30(13): 1812–1823. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.04.015
32. Shao LL, Zhang ZY, Zhang CL. Constrained optimal high pressure equation of CO<sub>2</sub> transcritical cycle. *Applied Thermal Engineering* 2018; 128: 173–178. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.09.023
33. Zhao XX, He YJ, Cheng JH, et al. Long-term performance evaluation of CO<sub>2</sub> heat pump water heater under different discharge pressure control strategies. *Applied Thermal Engineering* 2023; 222: 119918. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119918
34. Cui C, Zong S, Song Y, et al. Experimental investigation of the extreme seeking control on a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump water heater. *International Journal of Refrigeration* 2022; 133: 111–122. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2021.09.027
35. Wang W, Zhao Z, Zhou Q, et al. Model predictive control for the operation of a transcritical CO<sub>2</sub> air source heat pump water heater. *Applied Energy* 2021; 300: 117339. doi: 10.1016/j.apenergy.2021.117339
36. Sieres J, Ortega I, Cerdeira F, et al. Influence of the refrigerant charge in an R407C liquid-to-water heat pump for space heating and domestic hot water production. *International Journal of Refrigeration* 2020; 110: 28–37. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.10.021
37. Li Z, Jiang H, Chen X, et al. Optimal refrigerant charge and energy efficiency of an oil-free refrigeration system using R134a. *Applied Thermal Engineering* 2020; 164: 114473. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114473
38. Wang D, Lu Y, Tao L. Optimal combination of capillary tube geometry and refrigerant charge on a small CO<sub>2</sub> water-source heat pump water heater. *International Journal of Refrigeration* 2018; 88: 626–636. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.03.009
39. Wang Y, Ye Z, Song Y, et al. Energy, exergy, economic and environmental analysis of refrigerant charge in air source transcritical carbon dioxide heat pump water heater. *Energy Conversion and Management* 2020; 223: 113209. doi: 10.1016/j.enconman.2020.113209
40. Pettersen J, Hafner A, Skaugen G, et al. Development of compact heat exchangers for CO<sub>2</sub> air-conditioning systems. *International Journal of Refrigeration* 1998; 21(3): 180–193. doi: 10.1016/s0140-7007(98)00013-9
41. Wang Y, Zong S, Song Y, et al. Experimental and techno-economic analysis of transcritical CO<sub>2</sub> heat pump water heater with fin-and-tube and microchannel heat exchanger. *Applied Thermal Engineering* 2021; 199: 117606. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117606
42. Wang W, Ye Z, Yin X, et al. Theoretical and experimental studies for a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump with spirally fluted tube gas cooler. *Applied Thermal Engineering* 2024; 236: 121414. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121414
43. Yang Y, Li M, Wang K, et al. Study of multi-twisted-tube gas cooler for CO<sub>2</sub> heat pump water heaters. *Applied Thermal Engineering* 2016; 102: 204–212. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.03.123
44. Li G, Wang Z, Wang F, et al. Numerical investigation on the performance characteristics of a novel biomimetic honeycomb fractal gas cooler of transcritical CO<sub>2</sub> heat pump. *Journal of Building Engineering* 2022; 59: 105091. doi: 10.1016/j.jobe.2022.105091
45. Sakakibara H, Kato H, Akiyama Y, et al. Development of natural refrigerant (CO<sub>2</sub>) hot water supplier for residential use. *Denso Technical Review* 2002; 7: 81–90.
46. Qu M, Tang Y, Zhang T, et al. Experimental investigation on the multi-mode heat discharge process of a PCM heat exchanger during TES based reverse cycle defrosting using in cascade air source heat pumps. *Applied Thermal Engineering* 2019; 151: 154–162. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.02.003
47. Ye Z, Wang Y, Yin X, et al. Comparison between reverse cycle and hot gas bypass defrosting methods in a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump water heater. *Applied Thermal Engineering* 2021; 196: 117356. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117356
48. Wang Y, Ye Z, Song Y, et al. Experimental analysis of reverse cycle defrosting and control strategy optimization for transcritical carbon dioxide heat pump water heater. *Applied Thermal Engineering* 2021; 183: 116213. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116213
49. Hu B, Wang X, Cao F, et al. Experimental analysis of an air-source transcritical CO<sub>2</sub> heat pump water heater using the hot gas bypass defrosting method. *Applied Thermal Engineering* 2014; 71(1): 528–535. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.07.017
50. Qin P, Dang C, Liu M, et al. Research progress of small-scale CO<sub>2</sub> two-phase expanders. *Journal of Refrigeration* 2023; 44(1): 24–34.
51. Xu XX, Chen GM, Tang LM, et al. Experimental investigation on performance of transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system with ejector under optimum high-side pressure. *Energy* 2012; 44(1): 870–877. doi: 10.1016/j.energy.2012.04.062

52. Elbel S, Hrnjak P. Experimental validation and design study of a transcritical CO<sub>2</sub> prototype ejector system. In: Proceedings of the 7th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids (GL2006); 29–31 May 2006; Trondheim, Norway.
53. Hu Y, Liu X, Li M, et al. Reanalysis of characteristics of CO<sub>2</sub> transcritical heat pump system. *Chemical Industry and Engineering Progress* 2020; 39(4): 1252–1258. doi: 10.16085/j.issn.1000-6613.2019-1148
54. Wang D, Mei S, Gu Z, et al. The prediction for optimum combination of high pressure and intermediate pressure on a small refrigerated cabinet with CO<sub>2</sub> transcritical two-stage cycle. *International Journal of Refrigeration* 2022; 140: 82–89. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2022.05.014
55. Pitarch M, Navarro-Peris E, Gonzalvez J, et al. Analysis and optimisation of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles for heating applications. *International Journal of Refrigeration* 2016; 70: 235–242. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.08.013
56. Zhang B, Zhao D, Zhao Y, et al. Comparative analysis of typical improvement methods in transcritical carbon dioxide refrigeration cycle. *Procedia Engineering* 2017; 205: 1207–1214. doi: 10.1016/j.proeng.2017.10.355
57. Li R, Ye F, Zhang J, et al. Theoretical analysis of three CO<sub>2</sub>/C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> (R744-R290) cascade refrigeration systems with precooling processes in low-temperature circuits. *Applied Thermal Engineering* 2023; 234: 121238. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121238
58. Luo W. *Research on Characteristics and Energy Consumption Simulation of R134a/CO<sub>2</sub> Cascade Air Source Heat Pump System* (Chinese) [Master's thesis]. Hefei University of Technology; 2019.
59. Xu L, Li E, Xu Y, et al. An experimental energy performance investigation and economic analysis on a cascade heat pump for high-temperature water in cold region. *Renewable Energy* 2020; 152: 674–683. doi: 10.1016/j.renene.2020.01.104
60. Dai B, Zhao R, Liu S, et al. CO<sub>2</sub> system integrated with ejector and mechanical subcooling: A comprehensive assessment. *Applied Thermal Engineering* 2023; 234: 121269. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121269
61. Llopis R, Cabello R, Sánchez D, et al. Energy improvements of CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration cycles using dedicated mechanical subcooling. *International Journal of Refrigeration* 2015; 55: 129–141. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.03.016
62. Dai B, Qi H, Liu S, et al. Evaluation of transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system integrated with mechanical subcooling by utilizing energy, exergy and economic methodologies for residential heating. *Energy Conversion and Management* 2019; 192: 202–220. doi: 10.1016/j.enconman.2019.03.094
63. Kim W, Choi J, Cho H. Performance analysis of hybrid solar-geothermal CO<sub>2</sub> heat pump system for residential heating. *Renewable Energy* 2013; 50: 596–604. doi: 10.1016/j.renene.2012.07.020
64. Sun Z, Cui Q, Wang Q, et al. Experimental study on CO<sub>2</sub>/R32 blends in a water-to-water heat pump system. *Applied Thermal Engineering* 2019; 162: 114303. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114303
65. Ju F, Fan X, Chen Y, et al. Experimental investigation on a heat pump water heater using R744/R290 mixture for domestic hot water. *International Journal of Thermal Sciences* 2018; 132: 1–13. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2018.05.043
66. Zhang X, Wang F, Fan X, et al. An investigation of a heat pump system using CO<sub>2</sub>/propane mixture as a working fluid. *International Journal of Green Energy* 2016; 14(1): 105–111. doi: 10.1080/15435075.2016.1253577
67. Kundu A, Kumar R, Gupta A. Performance comparison of zeotropic and azeotropic refrigerants in evaporation through inclined tubes. *Procedia Engineering* 2014; 90: 452–458. doi: 10.1016/j.proeng.2014.11.755
68. Morrison G, McLinden MO. Azeotropy in refrigerant mixtures. *International Journal of Refrigeration* 1993; 16(2): 129–138. doi: 10.1016/0140-7007(93)90069-k
69. Zhao Y, Gong M, Dong X, et al. Prediction of ternary azeotropic refrigerants with a simple method. *Fluid Phase Equilibria* 2016; 425: 72–83. doi: 10.1016/j.fluid.2016.05.010
70. Wang D, Liu Y, Kou Z, et al. Energy and exergy analysis of an air-source heat pump water heater system using CO<sub>2</sub>/R170 mixture as an azeotropy refrigerant for sustainable development. *International Journal of Refrigeration* 2019; 106: 628–638. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.03.007
71. Wang D, Lu Y, Tao L. Thermodynamic analysis of CO<sub>2</sub> blends with R41 as an azeotropy refrigerant applied in small refrigerated cabinet and heat pump water heater. *Applied Thermal Engineering* 2017; 125: 1490–1500. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.07.009
72. Kravanja G, Zajc G, Knez Ž, et al. Heat transfer performance of CO<sub>2</sub>, ethane and their azeotropic mixture under supercritical conditions. *Energy* 2018; 152: 190–201. doi: 10.1016/j.energy.2018.03.146
73. Dong J, Wang Y, Jia S, et al. Experimental study of R744 heat pump system for electric vehicle application. *Applied Thermal Engineering* 2021; 183: 116191. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116191
74. Song Y, Wang H, Ma Y, et al. Energetic, economic, environmental investigation of carbon dioxide as the refrigeration alternative in new energy bus/railway vehicles' air conditioning systems. *Applied Energy* 2022; 305: 117830. doi: 10.1016/j.apenergy.2021.117830
75. Lee JT, Kwon S, Lim Y, et al. Effect of air-conditioning on driving range of electric vehicle for various driving modes. *SAE Technical Paper* 2013. doi: 10.4271/2013-01-0040

76. Song X, Yu B, Zhang Y, et al. An investigation into the thermodynamic improvement potential of a transcritical automotive CO<sub>2</sub> refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering* 2022; 216: 119137. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119137
77. Chen S, Yang W, Wu H, et al. Experimental study on the heating performance of transcritical CO<sub>2</sub> heat pump for electric buses. *Science and Technology for the Built Environment* 2022; 29(1): 65–74. doi: 10.1080/23744731.2022.2133855
78. Li G, Tang Z, Zou H, et al. Experimental investigation of cooling performance of a CO<sub>2</sub> heat pump system with an integrated accumulator heat exchanger for electric vehicles: Impact of refrigerant charge and valve opening. *Applied Thermal Engineering* 2023; 224: 120077. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2023.120077
79. Wang A, Yin X, Xin Z, et al. Performance optimization of electric vehicle battery thermal management based on the transcritical CO<sub>2</sub> system. *Energy* 2023; 266: 126455. doi: 10.1016/j.energy.2022.126455
80. Wang X, Xu K, Huang L, et al. The experimental study of an R744 heat pump system for an electric vehicle for cabin cooling or heating and battery fast charging cooling. *Energies* 2023; 16(4): 2061. doi: 10.3390/en16042061
81. Wang A, Cao F, Yin X, et al. Pseudo-optimal discharge pressure analysis of transcritical CO<sub>2</sub> electric vehicle heat pumps due to temperature glide. *Applied Thermal Engineering* 2022; 215: 118856. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118856
82. Yin X, Wang A, Fang J, et al. Coupled effect of operation conditions and refrigerant charge on the performance of a transcritical CO<sub>2</sub> automotive air conditioning system. *International Journal of Refrigeration* 2021; 123: 72–80. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.10.031
83. Song Y, Xie H, Yang M, et al. A comprehensive assessment of the refrigerant charging amount on the global performance of a transcritical CO<sub>2</sub>-based bus air conditioning and heat pump system. *Energies* 2023; 16(6): 2600. doi: 10.3390/en16062600
84. Zheng S, Wei M, Hu C, et al. Flow characteristics of tangential leakage in a scroll compressor for automobile heat pump with CO<sub>2</sub>. *Science China Technological Sciences* 2021; 64(5): 971–983. doi: 10.1007/s11431-020-1765-3
85. Ma F, Wu J, Wang J. Discussion on the theoretical design of compact heat exchanger for CO<sub>2</sub> automotive air conditioners (Chinese). *Zhi Leng* 2004; 23(4): 69–72.
86. Lei Q, Song X, Yu B, et al. Energetic performance evaluation of an automotive CO<sub>2</sub> air conditioning system with a dual-evaporator configuration. *International Journal of Refrigeration* 2023; 152: 356–368. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2023.04.011
87. Li W, Kadam S, Yu Z. Heat transfer enhancement of tubes in various shapes potentially applied to CO<sub>2</sub> heat exchangers in refrigeration systems: Review and assessment. *International Journal of Thermofluids* 2023; 20: 100511. doi: 10.1016/j.ijft.2023.100511
88. Lee JS, Kim MS, Kim MS. Experimental study on the improvement of CO<sub>2</sub> air conditioning system performance using an ejector. *International Journal of Refrigeration* 2011; 34(7): 1614–1625. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.025
89. Yang T, Zou H, Tang M, et al. Experimental performance of a vapor-injection CO<sub>2</sub> heat pump system for electric vehicles in –30 °C to 50 °C range. *Applied Thermal Engineering* 2022; 217: 119149. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119149
90. Chen Y, Zou H, Dong J, et al. Experimental investigation on the heating performance of a CO<sub>2</sub> heat pump system with intermediate cooling for electric vehicles. *Applied Thermal Engineering* 2021; 182: 116039. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116039
91. Zhang T, Cao F, Song Y, et al. The model predictive control strategy of the transcritical CO<sub>2</sub> air conditioning system used in railway vehicles. *Applied Thermal Engineering* 2023; 218: 119376. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119376
92. Wang H, Wang W, Song Y, et al. Data-driven model predictive control of transcritical CO<sub>2</sub> systems for cabin thermal management in cooling mode. *Applied Thermal Engineering* 2023; 235: 121337. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121337
93. Wang A, Yin X, Fang J, et al. A novel frost-free control strategy and its energy evaluation of the CO<sub>2</sub> heat pump system. *Applied Thermal Engineering* 2022; 201: 117745. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117745
94. Yin X, Fang J, Wang A, et al. A novel CO<sub>2</sub> thermal management system with battery two-phase (evaporative) cooling for electric vehicles. *Results in Engineering* 2022; 16: 100735. doi: 10.1016/j.rineng.2022.100735
95. Oktay Z, Hepbasli A. Performance evaluation of a heat pump assisted mechanical opener dryer. *Energy Conversion and Management* 2003; 44(8): 1193–1207. doi: 10.1016/s0196-8904(02)00140-1
96. Zhou A, Wang J, Ma Z, et al. Load reduction potential of tea production energy system based on transcritical CO<sub>2</sub> heat pump (Chinese). *Electric Power* 2022; 55(6): 154–160, 171.
97. Klöcker K, Schmidt EL, Steimle F. Carbon dioxide as a working fluid in drying heat pumps. *International Journal of Refrigeration* 2001; 24(1): 100–107. doi: 10.1016/s0140-7007(00)00067-0
98. Sian RA, Wang CC. Comparative study for CO<sub>2</sub> and R-134a heat pump tumble dryer—A rational approach. *International Journal of Refrigeration* 2019; 106: 474–491. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.05.027

99. Li M, Ma Y, Gong W, et al. Analysis of CO<sub>2</sub> transcritical cycle heat pump dryers. *Drying Technology* 2009; 27(4): 548–554. doi: 10.1080/07373930802715674
100. Zhang P, Huang Z, Xu P, et al. A novel method of shrimp blanching by CO<sub>2</sub> heat pump: Quality, energy, and economy analysis. *Innovative Food Science & Emerging Technologies* 2022; 82: 103207. doi: 10.1016/j.ifset.2022.103207
101. Xia F, Zhou G. Application of CO<sub>2</sub> heat pump technology in drying and processing of Chinese medicinal materials (Chinese). *Refrigeration Air Conditioning & Electric Power Machinery* 2010; 31(6): 42–44.
102. Sarkar J, Bhattacharyya S, Gopal MR. Transcritical CO<sub>2</sub> heat pump dryer: Part 2. Validation and simulation results. *Drying Technology* 2006; 24(12): 1593–1600. doi: 10.1080/07373930601030945
103. Erdem S, Heperkan H. Numerical investigation of the effect of using CO<sub>2</sub> as the refrigerant in a heat pump tumble dryer system. *Drying Technology* 2014; 32(16): 1923–1930. doi: 10.1080/07373937.2014.924524
104. Jokiel M, Bantle M, Kopp C, et al. Modelica-based modelling of heat pump-assisted apple drying for varied drying temperatures and bypass ratios. *Thermal Science and Engineering Progress* 2020; 19: 100575. doi: 10.1016/j.tsep.2020.100575

---

**Review Article****Research progress and applications of transcritical carbon dioxide heat pumps: A review**

Shengong Mei, Zhongyi Liu\*, Xia Liu

*Shanghai Research Center for Energy & Power, Shanghai 201306, China***\* Corresponding author:** Zhongyi Liu, Hueyleo@foxmail.com

---

**Abstract:** Heat pump technology is an energy-saving technology that can efficiently utilize low-grade energy. It has broad application prospects in building heating, industrial waste heat utilization, new energy and other fields. However, the refrigerants used in traditional heat pump systems have serious negative impacts on the environment, and there is an urgent need to find a safe, environmentally friendly, and efficient alternative refrigerant. As a natural refrigerant, CO<sub>2</sub> has good physical and chemical properties and is very suitable as a working fluid in transcritical cycles, showing great advantages in the field of heat pump technology. At present, research on CO<sub>2</sub> heat pumps has made certain progress, but there are few reviews of the research status and development trends of CO<sub>2</sub> heat pumps in different applications. Therefore, this article systematically summarizes the latest research results of transcritical CO<sub>2</sub> heat pumps in different application fields, pointing out the difficulties such as high pressure and low operating efficiency in system design and operation. It also summarizes the latest optimization research on system components, cycle structure, mixed refrigerants and control strategies. The results show that each optimization method can significantly improve system performance, among which mixed refrigerant is the simplest optimization method. Finally, the outlook for CO<sub>2</sub> heat pump technology is put forward. With policy support and technological advancement, more comprehensive, energy-saving, and intelligent CO<sub>2</sub> heat pump technology will continue to develop and innovate.

**Keywords:** transcritical; CO<sub>2</sub> refrigerant; heat pump; application status; review

---