

文章编号: 1671-6612 (2025) 02-198-07

不同循环工质高温热泵的多指标分析与评价

颜 毅^{1, 2} 俞佳涛³ 刘 政^{1, 2} 李文庆^{1, 2} 张 婷³ 饶 尧^{1, 2} 陆振能⁴

(1. 国网电力科学研究院武汉能效测评有限公司 武汉 430070;

2. 国网电力科学研究院有限公司 南京 211106;

3. 国网浙江省电力有限公司绍兴供电公司 绍兴 312000;

4. 中国科学院广州能源研究所 广州 510640)

【摘 要】 研究分析了基于不同循环工质的高温热泵性能, 构建了中间补气高温热泵循环的热力学模型, 根据高温热泵循环工质的筛选原则, 初步选出了当前和未来潜在的 5 种高温纯工质, 基于 COP、VHC、压缩比、排气温度等多个指标对高温热泵的性能进行对比分析和灰色关联综合评价, 研究结果表明工质 R1234Zc(Z) 是所选的 5 种工质中综合性能最佳。虽然其 COP 为 3.63, 不是其中最高的, 但是相比于其他工质, 其 VHC、压缩比、制热量等性能具有明显优势, 同时其 ODP 值为 0 和 GWP 小于 1, 是最具有应用潜力的工质。

【关键词】 中间补气; 高温热泵; 循环工质; 灰色关联分析

中图分类号 TB61+2 文献标志码 A

Multiple Index Analysis and Evaluation of High Temperature Heat Pump with Different Working Mediums

Yan Yi^{1, 2} Yu Jiatao³ Liu Zheng^{1, 2} Li Wenqing^{1, 2} Zhang Ting³ Rao Yao^{1, 2} Lu Zhenheng⁴

(1.State Grid Electric Power Research Institute Wuhan Efficiency Evaluation Company Limited, Wuhan, 430070;

2.State Grid Electric Power Research Institute, Nanjing, 211106;

3.Shaoxing Power Supply Company, State Grid Zhejiang Electric Power Co., Ltd, Shaoxing, 312000;

4.Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou, 510640)

【 Abstract 】 The performance of high temperature heat pump based on different working mediums is analysed. The thermodynamic model of high temperature heat pump cycle is firstly constructed. Then according to the screening principle of high temperature heat pump working medium, the potential five kinds of high temperature pure working medium are preliminary selected. Based on five indexes of COP, VHC, compression ratio, discharge temperature, the performance of high temperature heat pump based on different working mediums is comparative analysed and comprehensively evaluated with grey relation analysis method. The results show that the working medium R1234Zc(Z) is the best of the five comprehensive performance. Although its COP is 3.63, which is not the highest, compared with other working materials, its VHC, compression ratio, heat production and other properties have obvious advantages. At the same time, its ODP value is 0 and GWP is less than 1, which is the most potential

基金项目: 国家电网有限公司科技项目资助 (项目号: 5400-202140401A-0-0-00)

作者简介: 颜 毅 (1985.02-), 男, 学士, 工程师, E-mail: 363578159@qq.com

通讯作者: 刘 政 (1992.02-), 男, 硕士, 工程师, E-mail: liuzheng5611@163.com

收稿日期: 2024-06-17

application medium.

【Keywords】 Vapor injection; High temperature heat pump; Cycle working fluid; Grey relation analysis

0 引言

热泵是节能环保的供能设备,而高温热泵可以实现更高温度的热输出,将热泵技术应用拓展到工业用能领域,是当前热泵研究的热点^[1-3]。工质是高温热泵系统的循环介质,全方位地影响高温热泵的循环性能。早期高温热泵工质的研究主要集中在氯氟烃类(CFCs)和氢氯氟烃类(HCFCs)工质,如CFC-11、CFC-12、CFC-114等,其中CFC-114的冷凝温度可以达到130℃。由于它们较大的臭氧破坏潜能值(ODP),根据蒙特利尔议定书的要求,这些工质已基本被淘汰^[4]。

作为CFCs类和HCFCs工质的替代工质,氢氟烃类(HFCs)工质,如R245fa、R245ca、R365mfc等,受到众多学者的关注和深入研究。Ma^[5]等实验研究了一种以R245fa和BY-3为工质的复叠式高温热泵系统,其中以R245fa作为高温级循环工质,研究结果表明在蒸发温度为40~60℃、冷凝温度为142℃的条件下,系统的COP可以达到1.72,实现的温升可以达到100℃。Pan^[6]等通过理论分析和实验研究相结合的方式,分析了HFC245ca、HCFC141b、HCFC123等工质的高温工况下的热力学性能,结果表明这些工质可以获得较大的热泵循环COP,但压比也比较大。对于HFCs类工质,在高温工况下具有不错的热力学性能,同时对臭氧无破坏作用,但其温室效应潜能值GWP普遍较高,使其在未来的应用中可能受到了限制。例如,两种常见的HFCs类高温热泵工质HFC245fa和HFC365mfc的GWP值分别达到858和804。因此,近年来低GWP值或零GWP值的含氟烯烃(HFOs)和氢氯氟烯烃(HCFOs)备受研究人员的青睐。Brown^[7]等从热物性参数以及循环性能等方面评估了R-1234ze(Z)在高温热泵中应用的可行性,在相同的运行工况下,R-1234ze(Z)的COP以及单位容积制热量均优于传统的R-114。Fukuda^[8]等从热力计算、实验研究和数值模拟三个方面研究了R1234ze(E)和R1234ze(Z)在高温热泵中的应用性能,结果表明当工质的冷凝温度低于临界温度20℃

时,工质具有最优的COP,同时R1234ze(E)和R1234ze(Z)在高温热泵工况下的热力学循环性能优于它们在制冷空调工况下的循环性能。Longo^[9]等实验分析了R-1234ze(Z)在高温热泵换热器中的传热和力学性能得出,R-1234ze(Z)优于R-236fa、R-134a、R-600a、R-1234ze(E)工质的传热性能,力学性能与R-600a相当。Kondou^[10]等对比分析了R717、R365mfc、R1234ze(E)和R1234ze(Z)工质在四类热泵循环构型中的循环性能,结果表明R1234ze(Z)的循环性能均优于其他工质。Arpagaus^[11]等考察了HFOs类工质R1336mzz(Z)、R1234ze(Z)以及HCFOs类工质R1233zd(E)、R1224yd(Z)的循环性能,以两个参数COP和单位容积制热量作为对比指标,与HFCs类工质R365mfc、R245fa进行了对比,结果表明R1336mzz(Z)可以作为R365mfc的替代工质,而R1224yd(Z)、R1234ze(Z)、R1233zd(E)的循环性能与R245fa性能接近。另外,针对有机工质存在的问题,刘和成^[12]等采用自然工质CO₂开展了热泵套管式气冷器的仿真与优化设计研究,获得了管程数等参数对系统COP的影响。

和常温热泵相比,高温热泵系统需要更高的冷凝温度,因而高温热泵工质首先要求有更高的临界温度避免工质在压缩终了进入超临界状态,进而影响压缩机的性能;其次,冷凝压力须处于系统部件能够承受的压力范围内;同时,蒸发温度下的饱和压力不高于大气压,避免造成系统负压漏气;而且,容积制热量尽量大,以免系统体积过于庞大;另外,油溶性好、化学性质稳定、无毒、不可燃等。因此,要优选出优良的高温热泵工质需考虑诸多的因素。当前对高温热泵工质的选择更多地关注COP指标,对于其他指标的综合评判则更多依靠经验,缺乏定量化的综合评价方法。因此,本文结合高温热泵工质的发展现状,基于COP、VHC、压缩比、排气温度等多个指标对高温热泵工质的性能进行对比分析,并采用灰色关联分析方法,实现了对工质的综合评价,可为高温热泵工质的优选和热泵机

组的研发提供指导。

1 模型构建

1.1 中间补气热泵循环原理

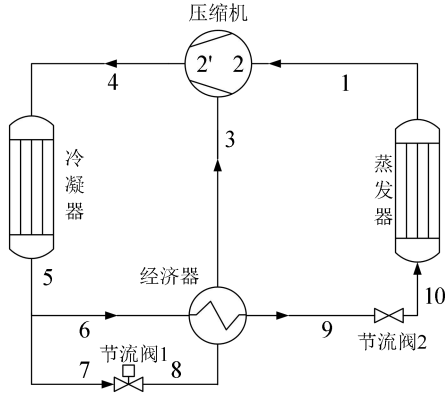


图 1 高温热泵循环原理图

Fig.1 Schematic diagram of high temperature heat pump

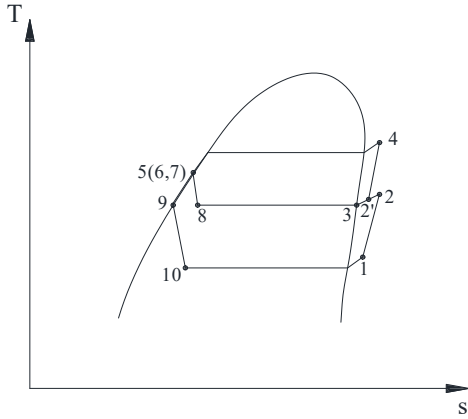


图 2 热泵循环温熵图

Fig.2 Tephigram of high heat pump

1.2 热力学模型的构建

热力学模型的构建是基于图 1 所示中间补气高温热泵系统进行, 为了简化运算, 对热力学模型做出如下假设: ①忽略系统以及部件与环境之间的散热损失; ②忽略工质和水的动能、势能和流动过程中的压力损失; ③补气工质在补气口处为饱和气态; ④忽略工质在压缩机补气口的压力损失, 补气过程为定压过程; ⑤忽略循环泵的功耗。根据热力学第一定律和质量守恒方程, 高温热泵系统的热力学计算模型构建如下。

在冷凝器中, 4-5 过程为定压放热过程, 冷凝放热量可由式 (1) 计算。

$$Q_{\text{cond}} = (1 + A) \times \dot{m}_{\text{ref}} \times (h_4 - h_5) \quad (1)$$

在节流阀中, 7-8 过程和 9-10 过程为节流过程, 节流过程可认为是节流前后焓值不变的过程, 则有:

$$h_7 = h_8 \quad (2)$$

$$h_9 = h_{10} \quad (3)$$

在经济器中, 8-3 和 6-9 是传热过程, 则:

$$\dot{m}_{\text{ref}} \times (h_6 - h_9) = \dot{m}_{\text{ref}} \times A \times (h_3 - h_8) \quad (4)$$

在蒸发器中, 10-1 过程是定压吸热过程, 则:

$$Q_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{ref}} \times (h_1 - h_{10}) \quad (5)$$

在压缩机中, 1-2 和 2'-4 过程为绝热压缩过程, 3-2' 和 2-2' 为定压混合过程, 则:

$$h_2 = (h_{2s} - h_1) / \eta_{\text{is}} + h_1 \quad (6)$$

$$h_4 = (h_{4s} - h_{2'}) / \eta_{\text{is}} + h_{2'} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{\text{ref}} \times (1 + A) \times h_{2'} = \dot{m}_{\text{ref}} \times h_2 + \dot{m}_{\text{ref}} \times A \times h_3 \quad (8)$$

$$W_1 = \dot{m}_{\text{ref}} (h_2 - h_1) \quad (9)$$

$$W_2 = \dot{m}_{\text{ref}} \times (1 + A) \times (h_4 - h_{2'}) \quad (10)$$

$$W = W_1 + W_2 \quad (11)$$

对于整个系统, 系统的能效由 COP 来表征, 由式 (12) 计算:

$$COP = \frac{Q_{\text{cond}}}{W} \quad (12)$$

补气率 A 和中间压力比由式 (13) 和 (14) 来定义:

$$A = \frac{\dot{m}_{\text{inj}}}{\dot{m}_{\text{ref}}} \quad (13)$$

$$RIP = \frac{P_{\text{inj}}}{\sqrt{P_c P_e}} \quad (14)$$

式中: Q_{cond} 为冷凝器换热功率, kW; Q_{evap} 为蒸发器换热功率, kW; W_1 为工质从压缩机吸气口到补气口的压缩功, kW; W_2 为工质从压缩机补气口到排气口的压缩功, kW; $\dot{m}_{\text{inj}}$ 为中间补气量, kg/s; $\dot{m}_{\text{ref}}$ 为压缩机吸气口工质流量, kg/s; P_{inj} 、 P_c 、 P_e 为中间补气压力、冷凝压力和蒸发压力, kPa; h 为各个状态点对应的焓值, kJ/kg。

1.3 计算边界条件

表 1 为计算所指定的参数值和变化范围。冷凝温度的选择主要考虑工质临界温度和闪蒸温度的限制, 蒸发温度的选择主要依据常见热源温度范围, 补气率考虑工质特性和经济器的尺寸等。

表 1 计算参数表

Table 1 Parameters for calculations

项目	标准值	变化范围
工质流量 $m_{ref}/\text{kg/s}$	1	—
蒸发温度 $t_e/^\circ\text{C}$	55	40-80
吸气过热度 $t_{sup}/^\circ\text{C}$	10	—
冷凝温度 $t_c/^\circ\text{C}$	125	—
冷凝过冷度 $t_{sub}/^\circ\text{C}$	5	—
补气率 A	0.3	—
补气压力比 RIP	1	—
补气过热度 $t_{sup, inj}/^\circ\text{C}$	5	—
压缩机等熵效率 η_{is}	0.72	—

2 工质的初选

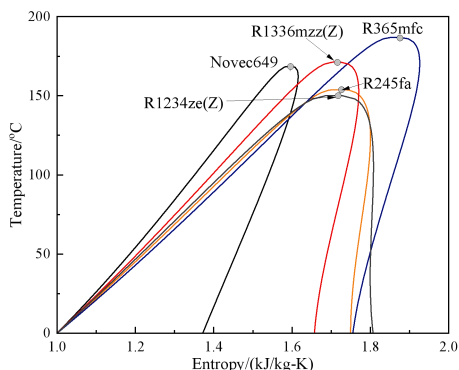


图 3 不同工质的 T-s 图对比

Fig.3 Comparison of T-s curves between various working fluids

Goktun^[13]总结了前人研究的基础上提出了选择高温热泵工质的标准, 包括临界温度足够高 ($\geq 170^\circ\text{C}$)、临界压力要低 ($\leq 50\text{bar}$)、蒸发温度下的饱和压力不低于大气压、臭氧破坏潜能低 (< 0.05)、在大气中寿命时间短 (< 10 年)、无毒、不可燃、油溶性好等。基于此, 结合热泵工质的发展现状, 初步筛选 R365mfc、R245fa、R1336mzz(Z)、R1234ze(Z)、Novec 649 几种工质作为高温热泵的初选工质。几种工质的臭氧破坏潜能值均为 0, 而 R1336mzz(Z)、R1234ze(Z)、Novec 649 工质的温室效应潜能值接近于 0。图 3 为所选工质在 T-s 图上的工质饱和相线对比图。由图 3 可知, R245fa、R1234ze(Z)和 R1336mzz(Z)是等熵工质, 有利于降低压缩机的排放温度, 同时不易出现湿压缩的情

况。Novec649 和 R365mfc 是干工质, 虽利于降低排温, 但易出现在压缩机中进行湿压缩的情况, 因此应该保证足够的吸气过热度或补气过热度。

3 结果与讨论

工质循环的 COP、压缩比 (P_{ratio})、单位容积制热量 (VHC)、排气温度 (T_{disch}) 是评价工质优劣几个重要指标。因此, 本文工质的对比分析基于这几个指标来进行。

3.1 COP

图 4 表示的是不同工质 COP 随蒸发温度的变化趋势。显而易见, 不同工质的 COP 均是随着蒸发温度的升高而增大的, 蒸发温度上升, 热泵循环的温升减小, 压比减小, 压缩机的功耗减小, 导致 COP 增大。在 5 种工质中, R365mfc 具有最优的 COP 性能, 在蒸发温度较低的情况下 R1234ze (Z) 的循环 COP 大于 R1336mzz(Z), 在蒸发温度较高的情况下, R1336mzz(Z) 的循环 COP 大于 R1234ze(Z)。R245fa 在整个蒸发温度段内其 COP 排在第四位, 但也是仅略低于工质 R365mfc, 在蒸发温度为 55°C 的条件下, R245fa 的 COP 为 3.52, 低于同工况下的 R365mfc 约 5.4%。

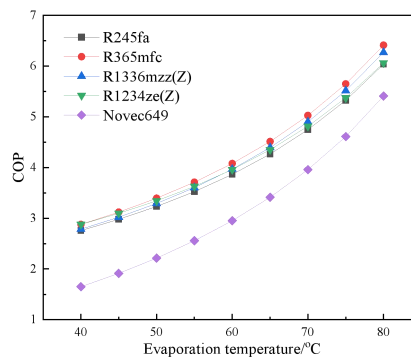


图 4 不同工质的 COP 对比

Fig.4 COP comparison between various working fluids

3.2 压缩比

压缩比是影响压缩机运行效率的重要因素, 压缩比的增大会造成容积效率降低。图 5 表示不同工质下系统的压缩比随蒸发温度的变化情况。压缩比随着蒸发温度的升高而减小, 在相同的蒸发温度下, 不同工质的压比存在明显的差距, 并且温升越大, 差距越明显, 5 种工质中 R1234ze(Z)具有最低的压缩比, R245fa 次之, 然后是 R1336mzz(Z), R365mfc 高于 R1336mzz(Z), 但低于 Novec649。

在 5 种工质中, R245fa 具有相对低的压比, 在蒸发温度为 55℃、冷凝温度为 125℃的条件下, 其压比为 5.33, 比 R1234Ze(Z)高 7.1%, 比 R365mfc、R1336mzz(Z)、Novec649 低 15.2%、10.3%、20.0%。

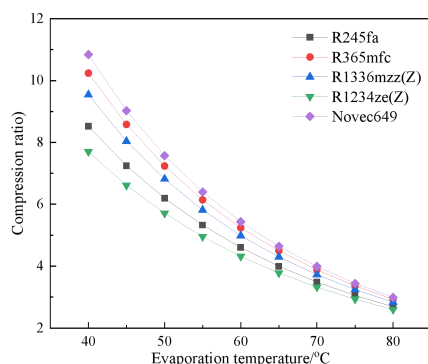


图 5 不同工质的压缩比对比

Fig.5 Compression ratio comparison between various working fluids

3.3 单位容积制热量

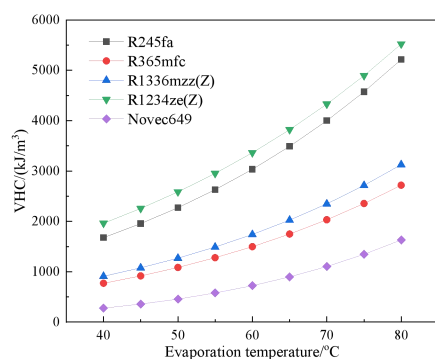


图 6 不同工质的单位容积制热量的对比

Fig.6 VHC comparison between various working fluids

图 6 表示不同工质的单位容积制热量随蒸发温度的变化情况。由图 6 可知, 所选工质随着蒸发温度的升高而增大, 其主要原因在随着蒸发温度的升高, 蒸发压力也随着升高, 压缩机吸气口的工质比容减小, 由于制热量几乎保持不变, 导致了单位容积制热量增大。5 种工质的单位容积制热量在蒸发温度高时的差值明显大于蒸发温度低时的差值, 当蒸发温度为 55℃、冷凝温度为 125℃时, R245fa 的单位容积制热量为 2630kJ/m³, 比 R1234Ze(Z)低 12.3%, 比 R365mfc、R1336mzz(Z)、Novec649 高 105.8%、76.5%、354%。高的单位容积制热量对容积式压缩机是非常有利的, 即在制热量相同的情况下, 可以采用更小的压缩机就能实现, 从而降低设备的成本。通常, 高温热泵对工质单位容量制热量

的要求与系统的运行工况和压缩机的类型有关。

3.4 排气温度

排气温度也是影响高温热泵系统性能的重要指标。排气温度过高时会发生压缩机容积效率降低而功耗增加、润滑油粘度降低润滑效果变差等问题, 严重时甚至会使压缩机烧毁; 另一方面, 如果排气温度不够, 使得排气点处于两相区, 则会导致工质的湿压缩, 不利于压缩机的安全运行。图 7 为不同工质下压缩机的排气温度随蒸发温度的变化。由图可知, 在冷凝温度为 125℃时, 采用 R365mfc、R1336mzz(Z)、Novec649 的热泵系统, 发生了湿压缩的情况, 结合图 3 可以发现, R365mfc、R1336mzz(Z)、Novec649 均为干工质, 在吸气过热度或补气过热度不足, 压缩终了时工质已经落入了两相区, 形成了湿压缩。采用 R245fa 作为系统工质时, 在设定的蒸发温度范围内, 排气温度均高于各工况下的冷凝温度, 当蒸发温度为 55℃时, 排气温度为 131.2℃; 采用 R1234Ze(Z)作为系统工质时, 排气温度为 139.5℃, 高于相同工况下 R245fa 的排气温度 8.3℃。

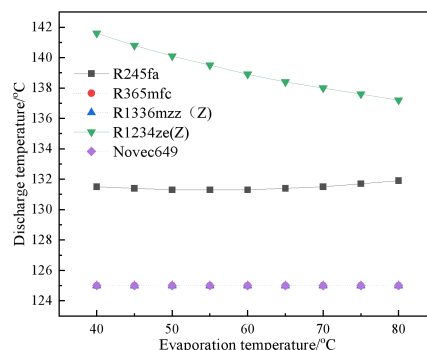


图 7 不同工质的排气温度对比

Fig.7 Discharge temperature between various working fluids

3.5 特定工况下工质的热力学性能对比

表 2 为在蒸发温度 55℃、冷凝温度 125℃、吸气过热度 10℃、补气过热度 5℃、补气率为 0.2 的工况下, 所选工质的热力学性能的对比。在此工况下, R365mfc 在中间补气型高温热泵循环中具有最优的 COP, 而 R1234Ze(Z)具有最优的单位容积制热量、最小的压比、最大的制热量, 然而其冷凝压力和排气温度最高, R245fa 各个方面的性能不是最突出, 但综合性能良好, 较高的单位容积制热量、较低的压比, 适中的排气温度在避免湿压缩的同

时, 避免润滑油焦化及压缩机电机烧毁。

表 2 特定工况下工质的热力学性能

Table 2 Thermodynamic performance of different working fluids at fixed conditions

工质	COP	VHC/(kJ/m ³)	P_{ratio}	P_{evap} /kPa	P_{cond} /kPa	Q_{cond} /kW	T_{disch} /°C
R245fa	3.52	2630	5.33	399.2	2127	149.2	131.2
R365mfc	3.71	1278	6.14	167.7	1030	163.5	125
R1336mzz(Z)	3.60	1490	5.82	210	1221	136	125
R1234Ze(Z)	3.63	2953	4.95	450.6	2232	170.8	139.5
Novec649	2.56	578.2	6.4	124	793.1	46.5	125

3.6 高温热泵工质的综合评价

灰色关联分析方法作为综合评价方法之一的现已广泛应用于多个学科。所谓灰色关联分析是用“灰色关联系数”找出备选方案中综合性能最佳的方案。传统的灰色关联分析在确定不同指标权重的问题上是“等值均衡”处理的, 即所有评价指标的权重认为相同, 具有同等重要性。而在具体系统综合评价决策中, 不同评价指标可能具有不同的重要度, 那么权重的确定是系统评价的关键。所谓权重, 是某一指标在综合评价体系中所起作用 and 相对重程度的体现。权重的合理与否直接关系到综合评价结果的正确程度。当评价指标的重要程度不同时, 则有必要对权重进行合理的确定。灰色关联分析方法包括数据标准化处理、理想方案的产生、灰色关联系数的计算、灰色关联排序四个步骤。对于高温热泵系统 COP、VHC、 P_{ratio} 、 Q_{cond} 分别反映了系统的热力性能、机组大小、运行可靠性、规模等方面不同的指标, 故在此作权重均衡对待。图 8 为各工质的灰色关联的排序情况。图 8 计算结果表明, 工质 R1234Ze(Z) 的灰色关联度最大, 灰色关联系数值为 0.97, 也就是说, 基于 COP、VHC、 P_{ratio} 、 Q_{cond} 四个指标进行综合评价时, 工质 R1234Ze(Z) 是所选的 5 种工质中综合性能最佳。虽然其 COP 为 3.63, 不是其中最高的。但是, 相比于其他工质, 其 VHC、压缩比、制热量等性能具有明显优势, 同时, 其 ODP 值为 0 和 GWP 小于 1, 是非常具有应用潜力的工质。工质的优选是一个系统工程, 工质的热力学性能是其最基本也是最重要的指标, 因此本文着重对其进行了综合评价, 除了上面提到的几个热力学指标外, 在最后确定工质时, 还需考虑工质价格、在换热器中的传热系数等数据是否完备等因素。目前, 选出的几种工质各个商家给出的价格差异较大, 因此未列入综合评价指标中。

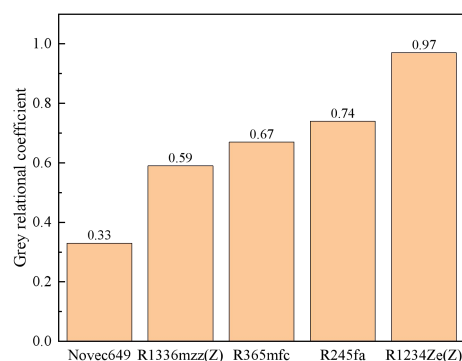


图 8 各工质的灰色关联系数排序

Fig.8 Gray correlation coefficient sorting between selected working fluids

4 结论

(1) 本文研究分析了当前和潜在在高温热泵工质的性能, 根据高温热泵循环工质的筛选原则初步选出了 R365mfc、R245fa、R1336mzz(Z)、R1234ze(Z)、Novec649 五种高温纯工质来进行对比分析和综合评价。

(2) 构建了中间补气高温热泵循环热力学模型, 基于 COP、压缩比、单位容积制热量、排气温度等指标参数进行了对比分析得出, R365mfc 的 COP 在五种工质最高, 特定工况下其 COP 值达到 3.71, 但是其单位容积制热较小, 仅大于 Novec649; Novec649 具有同工况下最低的冷凝压力, 特定工况下其冷凝压力仅为 793.1kPa, 远低于其他工质, 但 COP 和 VHC 值低于另外的四种工质。

(3) 通过灰色关联综合评价得出, R1234Ze(Z) 灰色关联系数最大, 是基于 COP、VHC、 P_{ratio} 、 Q_{cond} 四个指标综合评价得出的最佳工质。其 VHC、压缩比、制热量等性能具有明显优势, 同时其 ODP 值为 0 和 GWP 小于 1, 是非常具有应用潜力的工质, COP 也仅次于 R365mfc。

参考文献:

- [1] 胡斌,姜佳彤,吴迪,等.工业高温热泵发展现状与展望[J].制冷学报,2023,44(6):1-12.
- [2] 沈中将.R515B 在中高温热泵系统中的性能研究[J].制冷与空调,2023,37(5):656-663.
- [3] Carlos M, Arpagaus C, Babiloni A, et al. Advanced high temperature heat pump configurations using low GWP refrigerants for industrial waste heat recovery: A comprehensive study[J]. Energy Conversion and Management, 2021,229:1-18.
- [4] 史琳,安青松.基加利修正案生效后替代制冷剂的选择与对策思考[J].制冷与空调,2019,19(9):50-58.
- [5] Ma X, Zhang Y, Fang L, et al. Performance analysis of a cascade high temperature heat pump using R245fa and BY-3 as working fluid[J]. Applied Thermal Engineering, 2018,140:466-475.
- [6] Pan L, Wang H, Chen Q, et al. Theoretical and Experimental Study on Several Refrigerants of Moderately High Temperature Heat Pump[J]. Applied Thermal Engineering, 2011,31:1886-1893.
- [7] Brown J S, Zilio C, Cavallini A. The fluorinated olefin R-1234ze (Z) as a high-temperature heat pumping refrigerant[J]. International Journal of Refrigeration, 2009,32(6):1412-1422.
- [8] Fukuda S, Kondou C, Takata N, et al. Low GWP Refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for High Temperature Heat Pumps[J]. International Journal of Refrigeration, 2014,40:161-173.
- [9] Longo GA, Zilio C, Righetti G, et al. Experimental assessment of the low GWP refrigerant HFO-1234ze(Z) for high temperature heat pumps[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2014,57:293-300.
- [10] Kondou C, Koyama S. Thermodynamic assessment of high-temperature heat pumps using low-gwp hfo refrigerants for heat recovery[J]. International Journal of Refrigeration, 2015,53:126-141.
- [11] Arpagaus C, Bless F, Uhlmann M, et al. High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials[J]. Energy, 2018,152:985-1010.
- [12] 刘和成,赵建峰,倪秒华,等.高温 CO₂ 热泵套管式气冷器的仿真与优化设计[J].制冷与空调,2017,31(3):249-254.
- [13] Gökten S. Selection of working fluids for high-temperature heat pumps[J]. Energy, 1995,20(7): 623-625.
- (上接第 169 页)
- [10] 刘买花.外窗对夏热冬冷地区公共建筑能耗的影响[J].制冷与空调,2012,26(4):421-424.
- [11] Zhang Y G, Zhong Y W, Gong Y D, et al. The Optimization of Visual Comfort and Energy Consumption Induced by Natural Light Based on PSO[J]. Sustainability, 2019,11(1):49.
- [12] 周伟业,彭琛,刘珊,等.酒店建筑能耗影响因素分析[J].建筑科学,2015,31(10):31-37.
- [13] GB 50189-2015,公共建筑节能设计标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2015
- [14] GB 50033-2013,建筑采光设计标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2013
- [15] 姚健,闫成文,周燕,等.夏热冬冷地区外窗传热系数对建筑能耗的影响[J].煤气与热力,2008,28(9):9-11.
- [16] 黄惊,刘士清,唐小虎,等.夏热冬冷地区办公建筑外窗热工性能及节能效果分析[J].建筑节能,2019,47(6): 88-92.