

文章编号: 1671-6612 (2022) 03-409-07

R1234ze (E) 在 R134a 离心式制冷压缩机中的直接替代研究

衣可心¹ 俞国新² 赵远扬¹

(1. 青岛科技大学机电工程学院 青岛 266061;
2. 青岛海尔智能技术研发有限公司 青岛 266000)

【摘要】 随着全球对环保要求的日益提高,以 R1234yf、R1234ze(E)、R1233zd(E)等为代表的 ODP 为 0 且 GWP 较低的制冷剂得到广泛关注并应用。针对 R134a 离心式冷水机组,采用 CFD 数值方法,对采用 R1234ze(E)直接替代的离心制冷压缩机进行了模拟,对机组性能进行了比较分析。结果表明:在同一转速下,当冷凝温度较小时,R1234ze(E)机组的制冷量和 COP 都小于 R134a 机组的,当冷凝温度较大时,R1234ze(E)机组的制冷量和 COP 都大于 R134a 机组的。当 R134a 机组与 R1234ze(E)机组的蒸发温度、冷凝温度和制冷量都相同时,R1234ze(E)机组的 COP 比 R134a 机组的 COP 平均降低了约 5.14%。

【关键词】 离心压缩机;冷水机组;制冷剂;R1234ze(E)
中图分类号 TB652/TB61+2 文献标识码 A

Study of R1234ze(E) as Drop-in Replacements for R134a in Centrifugal Compressors

Yi Kexin¹ Yu Guoxin² Zhao Yuanyang¹

(1.College of Electromechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao, 266061;
2.Qingdao Haier Smart Technology R&D Co., Ltd, Qingdao, 266000)

【Abstract】 With the increasing global requirements for environmental protection, R1234yf, R1234ze(E), and R1233zd(E) have been widely concerned and applied, with zero ODP and low GWP. In this paper, an R134a centrifugal compressor directly replaced by R1234ze(E) is simulated by CFD numerical method. And the performance of the unit is analyzed. The results show that at the same compressor rotating speed, when the condensation temperature is low, the cooling capacity and COP of R1234ze(E) unit are less than that of R134a unit, when the condensation temperature is high, the cooling capacity and COP of R1234ze(E) unit are greater than that of R134a unit. Furthermore, when the evaporation temperature, condensation temperature, and cooling capacity are the same, the COP of the R1234ze(E) unit reduces by about 5.14% compared with that of the R134a unit.

【Keywords】 Centrifugal compressor; chiller; refrigerant; R1234ze(E)

基金项目: 山东省泰山学者计划 (No.tsqn201812073)

作者简介: 衣可心 (1996-), 女, 硕士, 学生, E-mail: 1215148207@qq.com

通讯作者: 赵远扬 (1978-), 男, 博士, 教授, 研究方向为压缩机与制冷技术, E-mail: yuanyangzhao@163.com

收稿日期: 2021-08-30

0 引言

R134a 是一种常用的 HFCs (氢氟烃) 制冷剂, 其 ODP (臭氧消耗潜能值) 为 0, 但是具有较高的

GWP (全球变暖潜能值), 大量使用会加速全球变暖^[1,2]。随着全球对环保要求的日益提高, R134a 已被要求削减使用^[3,4]。HFOs (氢氟烯烃) 制冷剂是

一种较好的替代制冷剂，该类制冷剂因 ODP 为 0 且 GWP 较低，受到了广泛的关注并被逐步应用，其中的代表有 R1234yf、R1234ze(E)和 R1233zd(E)等[5-7]。

R1234yf 目前主要在汽车空调中用来替代 R134a，而 R134a 离心式冷水机组的可用替代制冷剂主要有 R1234ze(E)和 R1233zd(E)[8,9]。目前，已有多家公司研发出了以 R1234ze(E)、R1233zd(E)为制冷剂的离心式冷水机组，如：丹佛斯、英国 Klima-Therm 公司、开利、三菱重工、特灵和格力等[10,11]。

Du Guoliang[12]分别将 R1234ze(E)与 R134a 在螺杆式冷水机组上开展制冷循环性能试验，进行了制冷量及 COP 等方面的测试。A Mota-Babiloni 等[13]对 R134a、R1234yf 和 R1234ze(E)进行了性能对比研究，并在一个采用往复式压缩机的蒸气压缩系统中进行了容积效率、制冷量和 COP 等方面的测试。

由于与容积式（螺杆、往复等）制冷压缩机的工作原理不同，离心式制冷压缩机对制冷剂的物性较为敏感。目前，还未见针对 R134a 离心式冷水机组的制冷剂直接替代的研究。因此，本文以离心式制冷压缩机为研究对象，采用 CFD 数值方法对 R1234ze(E)直接替代的 R134a 制冷压缩机进行模拟分析，比较分析机组的制冷性能。

1 制冷剂物性比较

表 1 制冷剂主要物性参数

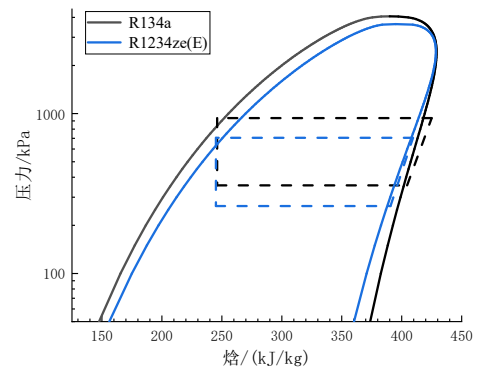
Table 1 Main physical property parameters of refrigerants

	R134a	R1234ze(E)
分子式	CH2FCF3	C3H2F4
分子量	102.0	114.04
临界压力/MPa	4.059	3.636
临界温度/°C	101.6	109.4
露点温度/°C	-26.07	-18.97
GWP	1430	6
ODP	0	0
安全等级	A1	A1

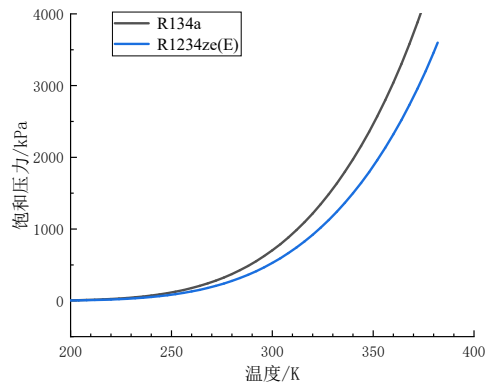
表 1 对比了 R134a 和 R1234ze(E)的主要物性参数[14-16]，相对于 R134a，R1234ze(E)具有极低的 GWP。R134a 和 R1234ze(E)两种制冷剂在压焓图上

的饱和线如图 1 (a) 中实线所示。从图中可以看出，R1234ze(E)的饱和线与 R134a 的饱和线在压焓图上较为相似。

两种制冷剂在压焓图上的理论制冷循环（蒸发温度 5.5°C、冷凝温度 37°C）如图 1 (a) 中虚线所示。可以看出，R1234ze(E)的焓值与 R134a 的较为接近，但其压力比 R134a 的小。图 1 (b) 为两种制冷剂在不同温度下对应的饱和压力，R1234ze(E)的饱和压力低于 R134a 的饱和压力，且随着温度的上升差值逐渐增大。



(a) 压-焓图



(b) 压力-温度图

图 1 两种制冷剂热力学图比较

Fig.1 Thermodynamic figure comparison of 2 refrigerants

表 2 两种制冷剂机组的单位容积制冷量

Table 2 Cooling capacity per unit volume of 2 refrigerant units

	R134a	R1234ze(E)
蒸发温度/°C		5.5
冷凝温度/°C		37
过热度/°C		3
过冷度/°C		4

单位容积制冷量/(kJ/m ³)	2717.4	2033.0
------------------------------	--------	--------

对于离心式制冷压缩机, 替换制冷剂的单位容积制冷量与原制冷剂的单位容积制冷量不应相差过大。在标准制冷工况下, 两种制冷剂的单位容积制冷量如表 2 所示。可以看出, R1234ze(E)的单位容积制冷量是 R134a 的 0.75 倍。

2 离心式冷水机组

本文采用的双级压缩制冷循环系统的工作回路如图 2 所示。由蒸发器出来的低压制冷剂气体被压缩机一级叶轮吸入, 压缩至中间压力后与从中间冷却器出来的饱和制冷剂蒸气混合, 然后被压缩机二级叶轮吸入, 压缩到冷凝压力, 并进入冷凝器中冷凝成为制冷剂液体, 然后进入储液器。从储液器出来的液体分成两路: 一路进入中间冷却器的盘管中降低温度, 变成过冷液体, 经节流阀降压后到蒸发器中蒸发制冷。另一路经节流阀降压后进入中间冷却器蒸发, 为冷却压缩机一级叶轮排送到中间冷却器的过热蒸汽和盘管内的制冷剂提供冷量。所产生的制冷剂饱和蒸汽随即被压缩机二级叶轮吸入。此回路所对应的压焓图如图 3 所示。

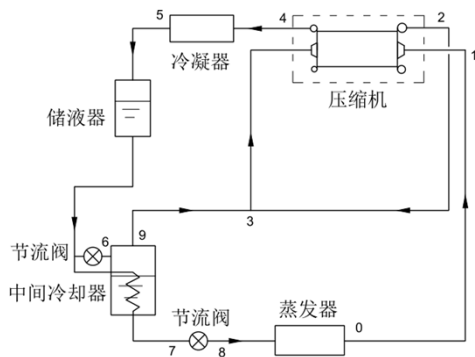


图 2 双级压缩制冷循环系统图

Fig.2 Figure of two-stage compression refrigeration cycle system

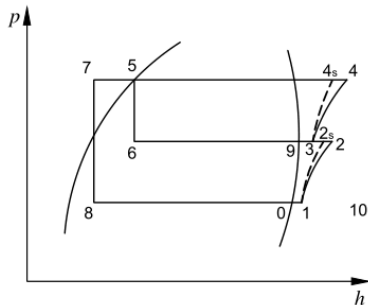


图 3 双级压缩制冷循环压-焓图

Fig.3 Pressure-enthalpy figure of two-stage compression refrigeration cycle

本文采用的离心式冷水机组系统的工况如表 3 所示。

表 3 离心式冷水机组系统工况

Table 3 Working conditions of centrifugal chiller system

	R134a	R1234ze(E)
蒸发温度/°C		5.5
蒸发压力/kPa	355.78	263.96
冷凝压力/kPa	根据不同工况设定	
过热度/°C		3
过冷度/°C		4

3 数值方法

3.1 几何模型

抽取离心压缩机的流体域作为几何模型, 主要包含叶轮模型、扩压器模型和蜗壳模型 (见图 4)。叶轮主要参数如表 4 所示。

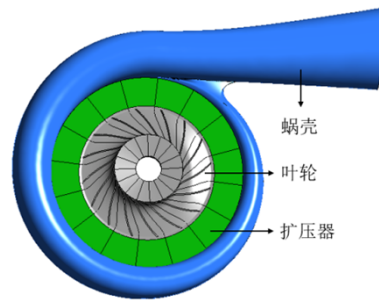


图 4 叶轮、扩压器和蜗壳的物理模型

Fig.4 Model of impeller, diffuser and volute

表 4 叶轮主要设计参数表

Table 4 Main design parameters of impeller

叶轮设计参数	一级叶轮参数值	二级叶轮参数值
轮盘直径/mm	25.0	37.0
进口直径/mm	66.7	64.5
出口直径/mm	127.2	114.3
出口宽度/mm	5.7	4.9
叶片数	16	16

3.2 网格划分

对叶轮和扩压器单流道进行六面体结构化网格划分, 对蜗壳进行四面体非结构化网格划分, 通过网格无关性验证, 一级叶轮、扩压器和蜗壳的网

格总数为 946364，二级叶轮、扩压器和蜗壳的网格总数为 872912，网格如图 5 所示。

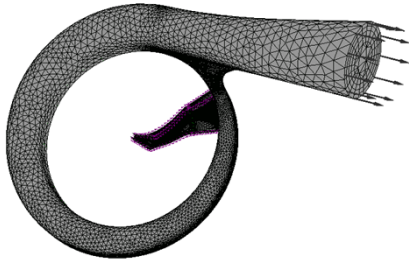


图 5 叶轮、扩压器和蜗壳的网格

Fig.5 Mesh of impeller, diffuser and volute

3.3 计算模型与边界条件

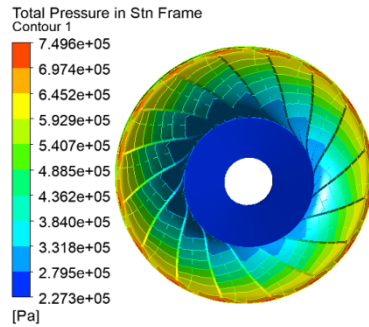
设置叶轮流道为旋转计算域，扩压器和蜗壳流道为静止计算域。叶轮周期和扩压器周期均采用周期性交界面，叶轮和扩压器之间以及扩压器与蜗壳之间的交界面采用冻结转子模型。叶轮轮盖、轮盘和叶片表面以及扩压器和蜗壳表面均设置为无滑移、光滑、绝热壁面，设置残差为 1.0E-5。

热量传输模型为 Total Energy，湍流模型采用 Shear Stress Transport 模型。流体分别设置为 R134a 和 R1234ze(E)。利用 NIST 物性软件，将制冷剂物性数据转换为含有物性的表格 (rgp 文件)，导入求解器中进行求解，物性表格以压力和温度为自变量。采用总温总压入口和流量出口边界条件，两种流体的入口总压分别设置为 355.78kPa 和 263.96kPa，入口总温为 8.5℃，出口流量根据不同的工况设置。

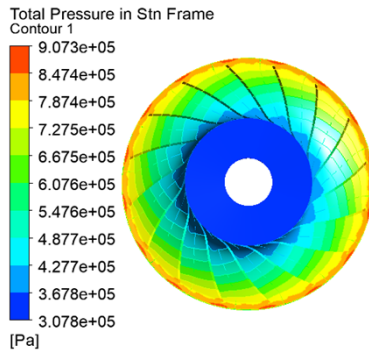
4 结果分析

4.1 压力分布

在 21000r/min 转速下，流量为 1.583kg/s 时，制冷剂在一级压缩机内的压力分布如图 6 所示。从图中可以看出，两者的压力变化趋势基本相同，都是在叶轮出口处总压达到最大，但此工况下 R1234ze(E)的压力变化范围比 R134a 的大。



(a) R134a



(b) R1234ze(E)

图 6 压力分布图

Fig.6 Pressure distribution

4.2 仿真与试验结果验证

搭建了离心式冷水机组试验台并进行了实验研究。在 21000r/min 的转速下，实验研究结果与 CFD 结果的比较如图 7 所示。从图中可以看出，两者的变化趋势基本相同，CFD 计算压比在大部分区域大于实验压比，平均高 4.3%，这是由于试验中存在泄漏和一些流动损失，而在 CFD 计算时并未考虑这部分损失。实验对比结果表明，CFD 数值仿真能基本准确地预测离心式压缩机性能。

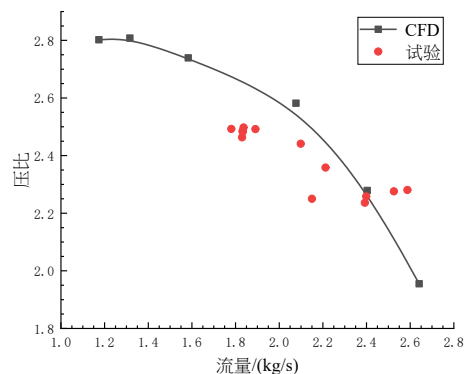


图 7 CFD 方法算得与试验测得的流量-压比

Fig.7 Mass flow rate-pressure ratio calculated by the CFD method and measured by the test

4.3 离心压缩机性能分析

为了反映不同工况下压缩机的性能,通常把在一定进气状态下对应各种转速、进气流量与压缩机的排气压力(或压比)、功率及效率的关系用曲线形式表示出来,这些曲线称为压缩机的流量特性线或性能曲线^[17]。

本文采用 CFD 数值方法分别计算了 R134a 和 R1234ze(E)这两种制冷剂在转速 18000r/min、21000r/min 和 24000r/min 下的离心式制冷压缩机的性能曲线,如图 8-图 10 所示。

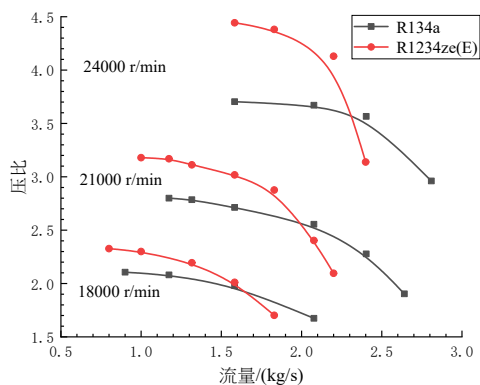


图 8 离心压缩机流量-压比性能曲线

Fig.8 Flow-pressure ratio performance curve of centrifugal compressor

图 8 为离心压缩机流量—压比性能曲线。从图中可以看出, R1234ze(E)稳定工况的流量范围比 R134a 的左移且稍小,并且 R1234ze(E)的压比范围变大,即 R1234ze(E)曲线的斜率大于 R134a 曲线。这是因为 R1234ze(E)的分子量大于 134a 的分子量,而气体分子量增加,压比曲线会上移^[18]。当转速为 21000r/min 时, R134a 压缩机稳定工况的流量范围为 1.17kg/s~2.64kg/s, R1234ze(E)压缩机稳定工况的流量范围为 1.0kg/s~2.2kg/s, 范围小了约 18.4%; R134a 压缩机的压比范围为 1.9~2.8, R1234ze(E)压缩机的压比范围为 2.1~3.2, 范围大了约 22.2%。

在小流量区域, R1234ze(E)的压比大于 R134a 的压比;在大流量区域, R1234ze(E)的压比小于 R134a 的压比。转速为 21000r/min, 当流量小于 2kg/s 时, R1234ze(E)压缩机的压比大于 R134a 压缩机的压比, 当流量大于 2kg/s 时, R1234ze(E)压缩机的压比小于 R134a 压缩机的压比。

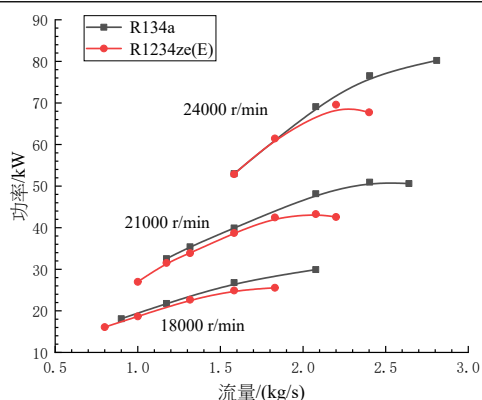


图 9 离心压缩机流量-功率性能曲线

Fig.9 Flow-power performance curve of centrifugal compressor

图 9 为离心压缩机流量—功率性能曲线。可以看出,在流量和转速相同时, R1234ze(E)压缩机的功率小于 R134a 压缩机的功率,且随着流量的增大两者的差值逐渐增大,这是由于 R1234ze(E)的分子量大于 134a 的分子量造成的。在计算转速下,最小流量时的功率约小 1.7%,最大流量时约小 10.6%。

通常用制冷压缩机的等熵效率表示其的性能,其定义为压缩机等熵功率与实际压缩功率之比,也可用公式(1)计算^[19]:

$$\eta_s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

式中: h_1 为压缩机入口工质焓值, kJ/kg; h_2 为实际压缩过程出口工质焓值, kJ/kg; h_{2s} 为等熵压缩出口工质焓值, kJ/kg。

CFD 计算所得到的离心压缩机的流量—效率性能曲线如图 10 所示,等熵效率随流量的增大呈先增大后减小的趋势。R1234ze(E)、R134a 压缩机的最大等熵效率均在 86%~87%,这说明在替换制冷剂后,压缩机叶轮内的流动状况仍保持较好状态。

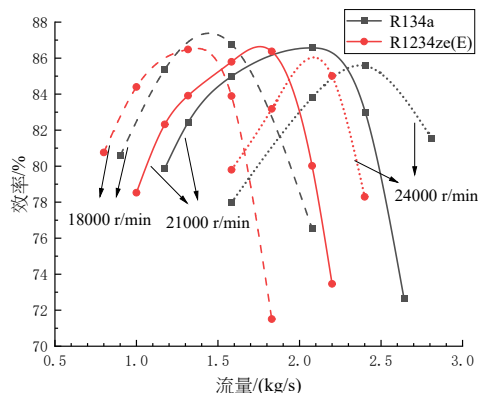


图 10 离心压缩机的流量-效率性能曲线

Fig.10 Flow-efficiency performance curve of centrifugal compressor

4.4 制冷量比较

冷水机组的制冷量通过式 (2) 算得^[20]:

$$Q_0 = q_m q_0 = q_m (h_1 - h_8) \quad (2)$$

式中: q_m 为制冷剂的质量流量, kg/s; q_0 为单位制冷量, kJ/kg; h_1 为压缩机入口工质焓值, kJ/kg; h_8 为蒸发器入口工质焓值, kJ/kg。

制冷剂分别为 R134a 和 R1234ze(E) 的离心式冷水机组在 3 种转速和相同蒸发温度下, 不同冷凝温度下的制冷量如图 11 所示。可以看出, 在同一转速下, 当冷凝温度较小时, R1234ze(E) 机组的制冷量小于 R134a 机组的制冷量, 当冷凝温度较大时, R1234ze(E) 机组的制冷量大于 R134a 机组的制冷量。如: 在转速为 21000r/min 时, 当冷凝温度小于 310K 时, R1234ze(E) 机组的制冷量小于 R134a 机组的制冷量; 当冷凝温度大于 310K 时, R1234ze(E) 机组的制冷量大于 R134a 机组的制冷量。

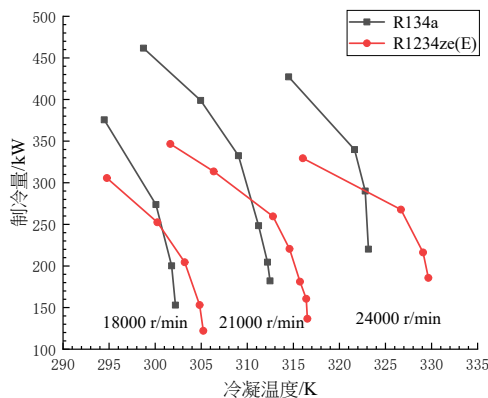


图 11 不同冷凝温度下的制冷量

Fig.11 Cooling capacity at different condensation temperatures

4.5 COP 比较

系统的性能系数 COP 通过式 (3) 算得:

$$COP = \frac{Q_0}{P_{ed} + P_{eg}} \quad (3)$$

式中: P_{ed} 为低压级压缩机的输入功率, kW; P_{eg} 为高压级压缩机的输入功率, kW。

制冷剂分别为 R134a 和 R1234ze(E) 的离心式

冷水机组在三种转速下, 不同冷凝温度下的 COP 如图 12 所示。可以看出, 在同一转速下, 当冷凝温度较小时, R1234ze(E) 机组的 COP 小于 R134a 机组的 COP, 当冷凝温度较大时, R1234ze(E) 机组的 COP 大于 R134a 机组的 COP。如: 在转速为 21000r/min 时, 当冷凝温度小于 312K 时, R1234ze(E) 机组的 COP 小于 R134a 机组的 COP, 约小 7.0%, 当冷凝温度大于 312K 时, R1234ze(E) 机组的 COP 大于 R134a 机组的 COP。

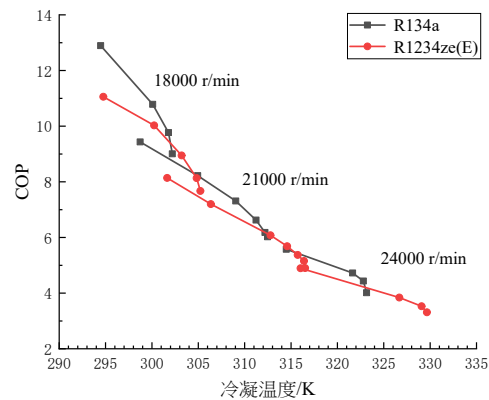


图 12 不同冷凝温度下的 COP

Fig.12 COP at different condensation temperatures

4.6 同工况同制冷量下的 COP 比较

当 R134a 机组和 R1234ze(E) 机组的蒸发温度、冷凝温度、制冷量都相同时, 即图 11 中曲线的交点处, 两个机组的 COP 对比如表 5 所示, 在这 3 个工况下, R1234ze(E) 机组的 COP 比 R134a 机组的 COP 平均降低了约 5.14%。

表 5 R1234ze(E) 机组与 R134a 机组的 COP 对比

Table 5 COP comparison of R1234ze(E) unit and R134a unit

冷凝温度/K	R134a 的 COP	R1234ze(E) 的 COP	降低的百分比
300.8	10.360	9.822	5.19%
310.5	6.852	6.477	5.47%
322.8	4.435	4.224	4.76%

5 结论

本文采用 CFD 数值方法对采用 R1234ze(E) 直接替代的 R134a 离心式制冷压缩机进行了模拟, 对机组的制冷性能进行了比较分析, 得到如下主要结论:

- (1) 当采用 R1234ze(E) 直接替代 R134a 后,

离心制冷压缩机的流量范围左移且变小,并且 R1234ze(E) 的压比范围变大;在小流量区域, R1234ze(E)的压比大于 R134a 的压比;在大流量区域, R1234ze(E)的压比小于 R134a 的压比。

(2) 在流量和转速相同时, R1234ze(E) 压缩机的功率小于 R134a 压缩机的功率,且随着流量的增大两者的差值逐渐增大。

(3) 在同一转速下,当冷凝温度较小时, R1234ze(E) 机组的制冷量和 COP 都小于 R134a 机组的,当冷凝温度较大时, R1234ze(E) 机组的制冷量和 COP 都大于 R134a 机组的。

(4) 当 R134a 机组和 R1234ze(E) 机组的蒸发温度、冷凝温度、制冷量都相同时, R1234ze(E) 机组的 COP 比 R134a 机组的 COP 平均降低了约 5.14%。

本文仅针对制冷剂 R1234ze(E) 在 R134a 离心式冷水机组中离心压缩机的直接替代进行了研究,而系统中的换热器的影响没有考虑,有待进一步研究。

参考文献:

- [1] 柴玉鹏,马国远,许树学,等.R1234yf 和 R134a 制冷及制热性能实验研究[J].制冷与空调,2017,31(4):435-440.
- [2] 陈光明,高能,朴春成.低碳制冷剂研究及应用最新进展[J].制冷学报,2016,37(1):1-11,31.
- [3] 张霞玲,张美琼,王燕,等.法律法规引导下制冷剂的替代趋势[J].润滑油,2019,34(3):1-6.
- [4] Atmaca AU, Ereğ A, Ekren O. Investigation of New Generation Refrigerants Under Two Different Ejector Mixing Theories[J]. Energy Procedia, 2017,136:394-401.
- [5] 滑雪,李雄亚,韩美顺.2019 年度中国制冷剂产品市场分析[J].制冷技术,2020,40(S1):51-59.
- [6] Janković Z, Atienza JS, Suárez JAM. Thermodynamic and Heat Transfer Analyses for R1234yf and R1234ze(E) as Drop-in Replacements for R134a in a Small Power Refrigerating System[J]. Applied Thermal Engineering, 2015,80:42-54.
- [7] 邱金友,张华,祁影霞,等.新型制冷剂 R1234ze(E) 及其混合工质研究进展[J].制冷学报,2015,36(3):9-16,60.
- [8] Qi Z. Performance Improvement Potentials of R1234yf Mobile Air Conditioning System[J]. International Journal of Refrigeration, 2015,58.
- [9] 刘雨声,李万勇,施骏业,等.R1234yf 热泵技术综述与潜力分析[J].制冷学报,2020,41(1):10-19.
- [10] 张秀平,刘晓红,李旻,等.工商用制冷剂压缩机产品及技术现状与发展趋势[J].制冷与空调,2017,17(2):49-57.
- [11] 牛永明,刘军,周永,等.R1234yf 及 R1234ze(E) 研究进展概述[J].制冷与空调,2015,15(11):82-91.
- [12] 杜国良.R1234ze(E) 与 R134a 在冷水机组中的应用对比与探讨[J].制冷与空调,2018,18(8):51-54.
- [13] Adrián Mota-Babiloni, Joaquín Navarro-Esbri, Ángel Barragán, et al. Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a vapor compression system as R134a replacements[J]. Applied Thermal Engineering, 2014,71(1):259-265.
- [14] 吕冰,赵玉清.替代制冷剂在不同领域的研究进展[J].节能,2016,35(6):2,4-9.
- [15] 桂超.制冷剂替代及相关领域研究进展[J].应用能源技术,2018,249(9):26-29.
- [16] Joo P, Youhwan S, Jin C. Performance Prediction of Centrifugal Compressor for Drop-in Testing Using Low Greenhouse Warming Potential Alternative Refrigerants and Performance Test Codes[J]. Energies, 2017,10(12): 2043.
- [17] 黄钟岳,王晓放.透平式压缩机[M].北京:化学工业出版社,2004.
- [18] 马晓强.离心压缩机性能优化与状态评价方法研究[D].成都:西南石油大学,2013.
- [19] 郑贤德.制冷原理与装置[M].北京:机械工业出版社,2008.
- [20] 吴业正,李红旗,张华.制冷压缩机[M].北京:机械工业出版社,2010.