

应用 R236fa 作为制冷剂的喷射制冷系统性能分析

张 博*, 钟福春, 丛 文, 吕金升

(大连理工大学 能源与动力学院, 辽宁 大连 116024)

摘要: 分析了 R236fa 工作介质的特点, 研究了其作为喷射制冷系统制冷剂的适用性. 通过对系统的热力学分析计算, 比较 R141b、R123、R134a 和 R236fa 作为喷射制冷系统制冷剂的工作特性, 得出了 R236fa 作为喷射制冷系统工作介质的优点和特点. 给出了以 R236fa 作为制冷剂的喷射制冷系统在不同工作条件下的运行性能. 重点分析了以 R236fa 作为工作介质的喷射制冷系统的泵功率、COP 和喷射器关键几何尺寸. 当系统制冷量为 1 000 kW 时, 最大泵功率仅为 58 kW, 混合室直径仅为 152 mm, COP 最大可达到 0.35. 研究结果表明, 以 R236fa 作为制冷剂的喷射制冷系统具有更好的经济性, 并且在大型化制冷系统的设计、加工和制造中具有明显的优势.

关键词: 喷射器; R236fa; 制冷; COP; 大型

中图分类号: TK513.5 **文献标志码:** A

0 引言

喷射制冷技术主要是利用工业余热、发动机废热、地热能和太阳能等低品位热能加热发生器中的制冷剂, 从而制取高温高压的工作蒸汽驱动喷射器工作的. 工作蒸汽流经喷射器喷嘴, 在喷射器引射口附近产生低压区域, 继而使蒸发器中制冷剂不断汽化蒸发, 实现制冷效果, 因而提高了能源的有效利用率.

除喷射器几何结构、运行工作参数外, 制冷剂的选择对喷射制冷系统的性能影响很大. Aphornratana 等^[1]利用 R11 作为喷射制冷系统的工作介质, 研究了扩散室对系统制冷能力的影响. 其研究结果表明, R11 作为喷射制冷系统制冷剂表现出了较好的工作性能, 但是由于环境问题, R11 已经不可再作为制冷剂使用.

Huang 等^[2-4]通过对以 R141b 为工作介质的喷射器进行实验分析, 得出两个以 R141b 为工作介质的喷射器性能分析的经验公式, 用以确定喷射器结构和工况对其性能的影响. R141b 由于其工作压力低, 在喷射制冷系统的换热器设计与选择方面具有优势. Huang 认为 R141b 可以作为太

阳能喷射制冷系统的制冷剂使用, 但其性能略低于 R11 或其他制冷剂.

Yapici 等^[5]提出了以 R123 为工作介质的喷射式制冷的最佳效果设计. R123 作为中温制冷介质, 其制冷循环中各环节的运行压力较低, 曾经被推荐作为太阳能制冷系统制冷剂, 但是其性能偏低, 同时 R123 具有一定毒性. 类似的研究还有, Sun 等^[6]开发的一套 R123 定压喷射混合制冷系统喷射器性能预测的计算机模拟模型.

Selvaraju 等^[7]以 R134a 为工作介质, 利用 6 套喷射器研究了发生温度、蒸发温度和冷凝温度对喷射制冷系统性能的影响. R134a 在一定范围内运行性能系数较高, 但研究中也发现其不适合在水温较高(超过 95 ℃)的条件下使用, 同时其运行压力较高.

目前, 国内外学者虽然已经对喷射制冷系统的制冷剂进行了大量的研究, 但是在大容量、实用喷射制冷机的制冷剂选择条件下, 这几种制冷剂都存在不同的问题, 比如 R11 因为环保的问题已被禁用; R123 和 R141b 比热容较大, 所设计出来的喷射器、各主要换热器和管道尺寸较大; R123 有一定毒性, 适用范围有限; 应用 R134a 作为制

收稿日期: 2011-02-11; 修回日期: 2012-05-20.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50706005).

作者简介: 张 博* (1974-), 男, 博士, 副教授, 博士生导师, E-mail: zhangbo@dlut.edu.cn.

冷剂的喷射制冷系统的发生压力较大,对发生器的加工制造提出了很高的要求,又由于冷凝段与发生段的压差较大,系统存在循环泵提供的压力高、泵功率消耗急剧增加、制冷剂泄漏等突出问题.本文对以 R236fa、R134a、R141b 和 R123 作为工作介质的喷射式制冷系统进行比较,探索新型制冷剂 R236fa 在喷射式制冷系统中的应用前景.

本文选取发生温度在 76~80 °C,蒸发温度在 6~12 °C 和冷凝温度在 29~35 °C 作为喷射式制冷系统的运行工况进行研究.根据制冷剂的热力学性质,分析比较不同制冷剂对喷射式制冷系统的主要部件选取的影响;通过对整个制冷系统进行热力学分析,比较在喷射器取得最佳工况条件下的系统性能指数 COP;分析比较在一定冷负荷条件下,取得最佳工况时喷射器的主要设计尺寸和循环泵的泵功率消耗.

1 喷射式制冷系统

1.1 热力学分析

喷射式制冷系统主要由喷射器、发生器、蒸发器、冷凝器、节流阀和循环泵组成,如图 1 所示.

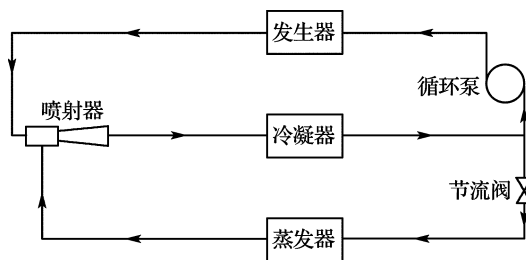


图 1 喷射式制冷循环简图

Fig. 1 Schematic diagram of ejector refrigeration system

在实际的运行过程中,喷射式制冷系统的各个环节都是一个复杂的过程,为了简化分析,在这里假定:(1)整个系统稳态运行;(2)流体在流动过程中产生的压力损失可以忽略;(3)冷凝器出口状态是饱和液体;(4)流体不存在过热状态;(5)喷射器在最佳工况下运行.图 2 为简化后制冷系统的压焓分析图.以下为该系统的热力学公式.

发生器的热负荷:

$$Q_g = m_g(h_6 - h_5) \quad (1)$$

式中: Q_g 为发生器热负荷, m_g 为发生器的流量, h_5 为发生器入口焓值, h_6 为发生器出口焓值.

蒸发器的冷负荷:

$$Q_e = m_e(h_2 - h_1) \quad (2)$$

式中: Q_e 为蒸发器的冷负荷, m_e 为蒸发器的流量, h_2 为蒸发器出口焓值, h_1 为蒸发器入口焓值.

循环泵的泵功率:

$$W_p = m_g(h_5 - h_4) \quad (3)$$

式中: W_p 为循环泵的泵功率, h_4 为循环泵入口焓值.

制冷系统的性能指数 COP:

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} = \frac{m_e(h_2 - h_1)}{m_g(h_6 - h_5 + h_5 - h_4)} = \mu \frac{h_2 - h_1}{h_6 - h_4} \quad (4)$$

其中 μ 为喷射系数, $\mu = m_e/m_g$.

在本文中,假设喷射器在最佳工况下运行,Dorantes 等经过多年的研究摸索推断出了喷射器在最佳工况下的喷射系数公式^[8,9].该公式已得到其他学者认可,且多次被引用^[2,10-14],公式为

$$\mu_{\text{opt}} = 3.32 \left[\frac{1}{\gamma} \left(1 - \frac{1.21}{\xi} \right) \right]^{2.12} \quad (5)$$

其中 $\xi = \frac{p_g}{p_c}$, $\gamma = \frac{p_c}{p_e}$, p_g 、 p_c 、 p_e 分别为发生器、冷凝器和蒸发器的压力.

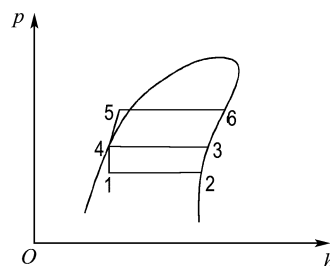


图 2 喷射式制冷系统压焓分析图

Fig. 2 The p - h analysis diagram of ejector refrigeration system

1.2 喷射器结构及主要尺寸计算

喷射器主要由吸入室、喷嘴、混合室和扩散室等部件组成,如图 3 所示.依据文献[15]有

$$m = A\rho v \quad (6)$$

$$v = \sqrt{\frac{2k}{k+1}} \sqrt{p_0 v_0} \quad (7)$$

$$\pi = \frac{p}{p_0} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (8)$$

$$\epsilon = \frac{\rho}{\rho_0} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{1}{k-1}} \quad (9)$$

$$q = \lambda \left[\frac{r+1}{2} \right]^{\frac{1}{r-1}} \left[1 - \frac{r-1}{r+1} \lambda^2 \right]^{\frac{1}{r-1}} \quad (10)$$

式中: m 为质量流量; A 为横截面面积; ρ 为密度; v

为速度; p 为压力; q 为折算质量速度; $\lambda = \lambda_{\max} \sqrt{1 - \pi^{\frac{r-1}{r}}}$, 其中 $\lambda_{\max} = \sqrt{\frac{r+1}{r-1}}$.

由式(6)~(9)联立得

$$m_g = CA_t p_g \sqrt{\frac{1}{RT_g}} \quad (11)$$

其中 $C = \sqrt{k_g \left(\frac{2}{k_g + 1} \right)^{\frac{k_g+1}{k_g-1}}}$, A_t 为喷嘴喉口截面面积, R 为气体常数, T_g 为蒸发器温度, k_g 为绝热比.

最终得到

$$A_t = \frac{m_g \sqrt{RT_g}}{p_g \sqrt{k_g \left(\frac{2}{k_g + 1} \right)^{\frac{k_g+1}{k_g-1}}}} \quad (12)$$

又有

$$A_m = \frac{A_c^*}{q_{cm}} \quad (13)$$

式中: A_m 为混合室截面面积, q_{cm} 为混合室出口界面上的最佳折算质量速度.

$$A_c^* = \frac{(1 + \mu) m_g v_t}{k_c \pi_c p_c} \quad (14)$$

式中: A_c^* 为压缩流体的临界截面面积, v_t 为喷嘴喉口的临界速度, k_c 为喷射器出口绝热比, π_c 为喷嘴喉口的临界压力比, p_c 为喷射器出口压力.

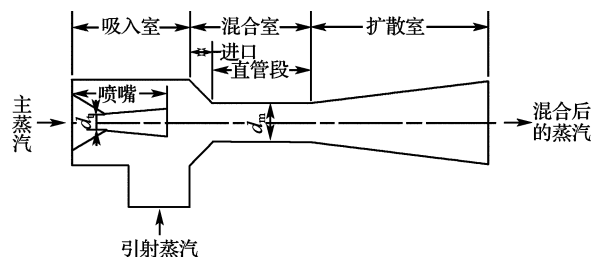


图3 喷射器结构图

Fig. 3 Structure diagram of the ejector

由式(7)~(9)、(12)~(14)得

$$\frac{A_m}{A_t} = \frac{k_g}{k_c} \frac{\pi_c}{\pi_c^*} \frac{p_g}{p_c} \frac{v_c^* (1 + \mu)}{v_t q_{cm}} \quad (15)$$

表1 常见制冷剂的热物理性质

Tab. 1 The thermophysical properties of normal refrigerants

工作介质	分子式	摩尔质量/ (kg · kmol ⁻¹)	标准 沸点/℃	临界 温度/℃	临界 压力/MPa	凝固点/℃	ODP	GWP (100 a)	安全等级 TLV-TWA
R11	CFCl ₃	137.39	23.70	198.0	4.37	-111.00	1.000	4 600	1 000
R123	CH ₃ CCl ₂ CF ₃	152.93	27.80	183.8	3.66	-107.15	0.012	120	50
R134a	CH ₂ FCF ₃	102.03	-26.20	101.1	4.06	-101.00	0	1 600	1 000
R141b	CH ₃ CCl ₂ F	116.95	32.00	204.2	4.25	—	0.086	700	500
R236fa	CF ₃ CH ₂ CF ₃	152.04	-1.44	124.9	3.20	—	0	6 300	1 000

注: ODP 是指臭氧消耗潜能值; GWP 指全球变暖潜能值

式中: π_c^* 为喷射器出口临界压力比, v_c^* 为喷射器出口的临界速度.

2 制冷剂的分析比较

制冷剂的选择对整个制冷系统的性能有较大的影响. 选取 R141b、R123、R134a 和 R236fa 进行对比分析. 制冷剂的选取主要考虑以下因素: 制冷剂的热力学性质、系统的经济性和运行性能.

2.1 制冷剂的热力学性质

制冷剂的热力学性质是衡量制冷剂优劣的一个重要标准. 依据它们各自的热力学性质, 可以针对不同的系统选择不同的制冷剂. 同时对环境的影响以及使用的安全性也是制冷剂选择的关键环节. 表 1 列举了常见制冷剂的物理性质.

由表 1 可知, 由于 R11 对环境影响比较大, 已被弃用, 其他的制冷剂在环保方面都符合要求, 也是当前应用于制冷领域的主要制冷剂.

发生压力是影响发生器选择的重要因素, 当发生温度为 80 ℃ 时, R134a 所对应的发生压力约为 2.6 MPa, R236fa 约为 1.2 MPa. 压力过高对发生器段的设备要求很高, 如选用管壳式换热器, 当采用相同的换热面积时, 根据 GB 151—1999, R134a 和 R236fa 要分别选择 3.5 和 1.6 MPa 管壳式换热器作为发生器, 而 R134a 的发生器重量、造价和制造难度是 R236fa 的数倍.

压力同时影响循环泵的选择, 当冷凝温度为 30 ℃, 发生温度为 80 ℃ 时, 循环泵需要提供的压差的范围见图 4. 由图发现, R134a 所需的压差约为 1.9 MPa, R236fa 约为 0.9 MPa, R123 约为 0.4 MPa, R141b 约为 0.35 MPa. 压差越大, 对泵的升压能力的要求也就越高. 若泵内压力较大, 对于泵的加工生产要求也会很高, 从而生产成本以及泵的维护费用也会相应增加. 从发生器和循环泵的选择角度考虑, R236fa 更适合应用于大型喷射式制冷系统.

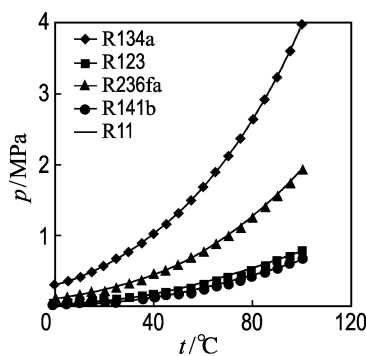


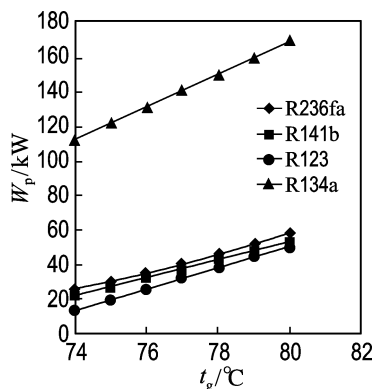
图4 各工作介质压力随温度变化曲线

Fig. 4 Variation curves of working fluid pressure with temperature

2.2 经济性分析

在实际生产中,经济性是必须考虑的因素.由于设备成本和占地空间是经济性的两个重要方面,下面对应用不同制冷剂的喷射制冷系统的泵功率和喷射器主要尺寸进行比较分析.

余热喷射式制冷主要是利用余热驱动喷射器工作实现制冷效应从而节省能源的.在整个系统中,循环泵是用来为发生器提供液体和唯一消耗电能的部件,泵功率是衡量喷射制冷的一个重要标准.图5为给定工作条件下(发生温度 $t_g = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、蒸发温度 $t_e = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和冷凝温度 $t_c = 31\text{ }^{\circ}\text{C}$)产生 $1\ 000\text{ kW}$ 冷负荷所需要的泵功率分析图.由图5可见,应用R134a作为制冷剂的喷射制冷系统消耗的泵功率最多,远远高出其他3种制冷剂;而这3种制冷剂在泵功率消耗相差不多时,R236fa相对消耗略高,R123相对消耗略低.

图5 循环泵的泵功率随发生温度 t_g 变化曲线Fig. 5 Variation curves of the circulation pump power with generator temperature t_g

2.2.1 泵功率分析 泵功率的消耗主要取决于通过泵的质量流量(等于通过发生器的制冷剂流量)和循环泵进出口的焓差.在以R123和R141b

作为制冷剂的喷射制冷系统中,制冷剂在循环泵的进出口的焓差较大,但是由于制冷剂的质量流量较小,消耗泵功率很少;而在以R134a作为制冷剂的系统中,制冷剂的质量略大,但是焓差也较大,最终导致泵功率过大,大大超出其他制冷系统;以R236fa作为制冷剂的系统的制冷剂质量流量较大,接近R134a系统,但是焓差较小,更接近R123和R141b系统,消耗泵功率接近后者.

2.2.2 喷嘴喉口直径和混合室直径分析 在喷射器设计中,喷嘴喉口直径 d_1 和混合室直径 d_2 是两个重要尺寸,它们决定着喷射器的工作性能和喷射器其他部件的尺寸.

图6和7分别是在给定工作条件下,喷嘴喉口直径和混合室直径理论上随制冷量变化的曲线.由图6和7可知,随着制冷量的增大,对应不同制冷剂的喷嘴喉口直径和混合室直径的差距也越来越大.当制冷量为 $1\ 000\text{ kW}$ 时,以R141b和R123为工作介质的喷射器的尺寸很接近(图中两

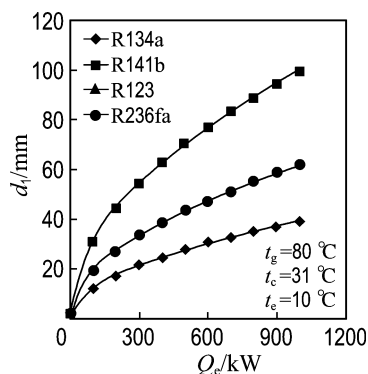


图6 喷嘴喉口直径随制冷量变化曲线

Fig. 6 Variation curves of nozzle diameter with refrigeration capacity

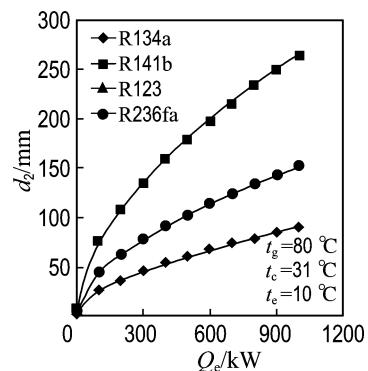


图7 混合室直径随制冷量变化曲线

Fig. 7 Variation curves of the mixing chamber diameter with refrigeration capacity

条曲线重合),喷嘴喉口直径都在 100 mm 左右,混合室直径都在 270 mm 左右;以 R236fa 为工作介质的喷嘴喉口直径在 60 mm 左右,混合室直径在 150 mm 左右;以 R134a 为工作介质的喷嘴喉口直径在 40 mm 左右,混合室直径在 90 mm 左右.一般来说,喷射器的混合室入口段长度、直管段长度和扩散室长度与混合室直径成一定的比例关系,比例值分别为 4、4 和 6^[2].据此,可计算得出以 R134a、R141b、R236fa 和 R123 为工作介质的喷射器总长约为 1.5、4.0、2.2 和 4.0 m.经比较分析可知,在大型化生产中,选取 R236fa 作为工作介质的喷射制冷系统机组体积、重量较小,易于空间布置.

喷射器尺寸主要是由制冷剂在喷射器中的体积决定的,而制冷剂的体积又是由制冷剂在所处状态下的密度和质量流量决定的.在以 R123 和 R141b 为工作介质的喷射制冷系统中,质量流量虽然很小,但是密度确实远远超出其他两个系统,最终导致喷射器的整体尺寸过大;在以 R134a 为工作介质的喷射制冷系统中,质量流量虽然略大,然而密度却远小于其他制冷剂,因而喷射器的尺寸较小;在以 R236fa 为工作介质的喷射制冷系统中,质量流量较大,但密度较小,更接近于 R134a,综合起来,最终的喷射器的尺寸并不是很大,较为适中.

综合考虑泵功率和喷射器尺寸两方面因素,R236fa 是余热喷射制冷系统大型工业化较为适宜的工作介质.

2.3 制冷剂对系统性能的影响

制冷剂对整个系统性能有着决定性的影响.本文计算了在不同 t_g 、 t_e 和 t_c 条件下,以 R236fa、R141b、R134a 和 R123 为工作介质的喷射式制冷系统的性能系数 COP.如图 8~10 所示.

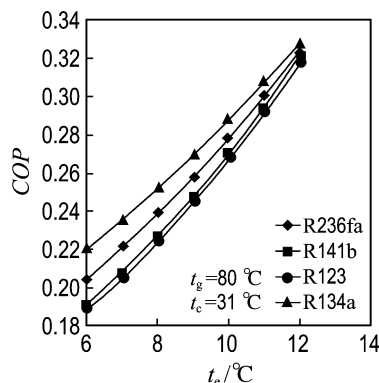


图 8 COP 随蒸发温度变化曲线

Fig. 8 Variation curves of COP with evaporation temperature

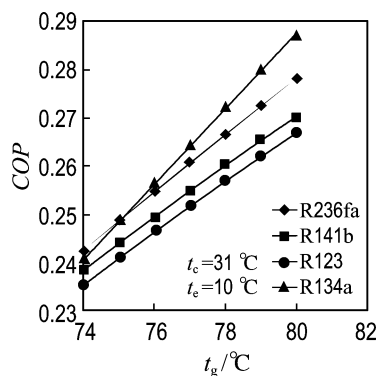


图 9 COP 随发生温度变化曲线

Fig. 9 Variation curves of COP with generator temperature

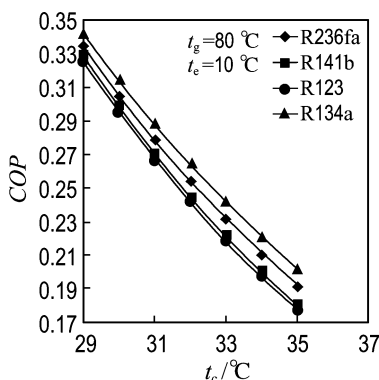


图 10 COP 随冷凝温度变化曲线

Fig. 10 Variation curves of COP with condenser temperature

通过图 8~10 的对比分析可知,以 R236fa、R141b、R134a 和 R123 为工作介质的喷射式制冷系统的 COP 比较接近,R134a 的 COP 在大部分温度段最高,R236fa 其次.余热喷射式制冷系统主要应用于余热的回收利用,尽管应用 R134a 作为制冷剂的喷射制冷系统可以取得较高的 COP,但该系统却消耗大量的泵功率.因此,从系统运行性能角度来分析,R236fa 更适合大型工业化生产的需要.

3 结 论

(1)从设备的设计生产和循环泵的选择上分析,R236fa 容易制造和选择,而且节省投资,不会增加维护和维修的难度;

(2)针对产生 1 000 kW 冷负荷的喷射式制冷系统,选取 R236fa 为工作介质的系统消耗的泵功率不大,相对制冷量来说,基本可以忽略不计;

(3)针对不同冷负荷所设计的喷射器,冷负荷越小,R236fa 的相对尺寸越小,大大节省设备的占地空间,更是节省投资;

(4)考虑制冷剂对系统性能的影响,R236fa 具有较高的 COP.

综合以上分析可知,R236fa 拥有更好的应用前景,是比较适合大型工业化生产的工作介质.

参考文献:

- [1] Aphornratana S, Chungpaibulpatana S, Srihirin P. Experimental investigation of an ejector refrigerator: Effect of mixing chamber geometry on system performance [J]. *International Journal of Energy Research*, 2001, **25**(5):397-411.
- [2] HUANG B J, CHANG J M. Empirical correlation for ejector design [J]. *International Journal of Refrigeration*, 1999, **22**(5):379-388.
- [3] HUANG B J, CHANG J M, WANG C P, *et al.* A 1-D analysis of ejector performance [J]. *International Journal of Refrigeration*, 1999, **22**(5):354-364.
- [4] HUANG B J, HU S S, LEE S H, *et al.* Development of an ejector cooling system with thermal pumping effect [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2006, **29**(3):476-484.
- [5] Yapici R, Ersoy H K. Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model [J]. *Energy Conversion and Management*, 2005, **46**(18-19):3117-3135.
- [6] SUN D W, Eames I W. Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles [J]. *International Journal of Energy Research*, 1996, **20**(10):871-885.
- [7] Selvaraju A, Mani A. Experimental investigation on R134a vapor ejector refrigeration system [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2006, **29**(7):1160-1166.
- [8] Dorantes R, Lallemand A. Prediction of performance of a jet cooling system operating with pure refrigerants or non-azeotropic mixtures [J]. *International Journal of Refrigeration*, 1995, **18**(1):21-30.
- [9] Boumaraf L, Lallemand A. Performance of a jet cooling system using refrigerants mixtures [J]. *International Journal of Refrigeration*, 1999, **22**(7):580-589.
- [10] Selvaraju A, Mani A. Analysis of a vapour ejector refrigeration system with environment friendly refrigerants [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2004, **43**(9):915-921.
- [11] Selvaraju A, Mani A. Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2004, **24**(5-6):827-838.
- [12] HUANG B J, CHANG J M, Petrenko V A, *et al.* A solar ejector cooling system using refrigerant R141b [J]. *Solar Energy*, 1998, **64**(4-6):223-226.
- [13] HE S, LI Y, WANG R Z. Progress of mathematical modeling on ejectors [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2009, **13**(8):1760-1780.
- [14] Humberto V, Sergio C, Guiherme S P. Modeling and hourly simulation of a solar ejector cooling system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, **26**(7):663-672.
- [15] 索科洛夫,津格尔. 喷射器[M]. 黄秋云,译. 北京:科学出版社,1997.
Sokolov E Я, Jingel H M. *Ejector* [M]. HUANG Qiu-yun, tran. Beijing: Science Press, 1997. (in Chinese)

Performance analyses of ejector refrigeration system with R236fa

ZHANG Bo*, ZHONG Fu-chun, CONG Wen, LÜ Jin-sheng

(School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: The characteristics of R236fa and its feasibility as refrigerant of ejector refrigeration system are studied. Through the thermodynamic analyses on the ejector refrigeration system, the operation efficiencies with R141b, R123, R134a and R236fa as working fluid respectively are compared, and the advantages and characteristics of R236fa as refrigerant in ejector refrigeration system are drawn. The operation system performance of the ejector refrigeration system with R236fa in different working conditions is analyzed, and the pump power consumption, the COP and the ejector critical geometric dimensions are analyzed. When the cooling capacity of system is 1 000 kW, the maximum pump power is 58 kW, the diameter of the mixing chamber is 152 mm, COP reaches 0.35 maximally. The research results show that the ejector refrigeration system with R236fa has better economical benefits and outstanding advantages in the design and manufacture of the large-scale refrigeration system.

Key words: ejector; R236fa; refrigeration; COP; large-scale