

文章编号: 1000-8608(2008)04-0480-06

LiBr-H₂O 喷射-吸收复合热泵装置热力过程分析

赵宗昌^{*}, 赵建伟

(大连理工大学 化学工程研究所, 辽宁 大连 116012)

摘要: 吸收热泵是回收低温位热能的有效装置,在吸收热泵的发生器和冷凝器之间增添了一个喷射器,构成了一种新型的喷射-吸收式热泵系统.依据喷射器理论和吸收循环理论,对这种新型喷射-吸收式热泵的热力性能进行了模拟,计算了不同工况下系统的性能系数和喷射器的喷射系数,探讨了喷射系数、冷凝温度、蒸发温度和发生温度等对系统性能系数和用能效率的影响规律.模拟结果表明,该新型喷射-吸收式热泵比常规吸收式热泵的性能系数有明显的增大,而系统的复杂性基本没有增加.

关键词: 喷射-吸收式热泵; 喷射器; 性能系数; 炯效率; 废热回收

中图分类号: TK123 文献标志码: A

0 引言

能源缺乏和环境污染问题是当今世界各国面临的两个重大社会问题。目前,热泵技术成为肩负清洁生产和节能降耗双重使命的重要技术之一。第一类吸收式热泵(AHP)是增热型热泵,它以高温位热源为驱动力,从低温位热源抽提热量,并一同送到中温位热源上加以利用。所获得的中温位热能可以供生产工艺或建筑采暖使用。由于可以回收温度相对较低的热源如工业循环水、地下水以及工业废气等的热能,并且其性能系数较高,第一类吸收式热泵已经成为回收和利用低温位热能非常有效的装置之一。^[1,2]

目前,国内外已对第一类吸收式热泵做了较深入的研究,市场上已有系列化的产品可售.但目前溴化锂吸收式热泵循环并不尽如人意,在单效溴化锂吸收式热泵系统中,由于结晶问题的限制,它的溶液浓度不允许太高.当热源蒸气温度过高时,需要节流减压后才能使用,这无疑造成了能源的贬值.另外单效性能系数较低,多级/多效循环的效率尽管比单效循环高,但其系统结构过于复杂,初投资费用高出单效很多.蒸气喷射器可以提高引射流体的压力而不直接消耗机械功,由于结

构简单、成本低,被广泛应用于流体输送、真空操作、制冷和余热回收等领域^[3,4]. Chen^[5]提出了带有喷射器的吸收制冷系统, Shi 等^[6]基于此提出了一种新型的喷射-吸收式热变热器(即具有喷射器的第二类吸收式热泵). Aphornratana 等^[7]提出了喷射吸收混合制冷系统并进行了部分实验研究. 顾兆林等^[8,9]对三压、四压吸收-喷射复合制冷循环的性能进行了研究,分析了各换热设备的有效传热温差对系统性能的影响. 到目前为止,还未发现将喷射器应用于第一类吸收式热泵方面的研究报道,也未发现有人对这一系统进行过模拟计算. 为此,本文对带有喷射器结构的第一类吸收式热泵(EAHP, ejection-absorption heat pump)的热力性能进行分析研究,深入研究其工作范围、系统性能系数和焓效率,并与常规热泵循环作比较. 此外,还探讨喷射器喷射系数、冷凝温度、蒸发温度和发生温度对系统性能系数的影响规律.

1 喷射-吸收式热泵热力过程分析

1.1 EAHP 的工作原理

如图 1 所示,EAHP 仅比常规单效 AHP 多了一个喷射器.发生器产生的高压蒸气作为工作流体进入喷射器喷嘴,在喷嘴中迅速膨胀,压力能

收稿日期: 2006-03-04; 修回日期: 2008-01-04.

作者简介: 赵宗昌* (1955-), 男, 博士, 教授, 博士生导师, E-mail: zczhao55@163.com.

转变为动能,在喷嘴出口以超音速喷出,形成负压,引射与喷射器相连的蒸发器内的蒸气.工作蒸气和引射蒸气在混合室内充分混合,经过扩散室减速增压,达到冷凝器压力排出.

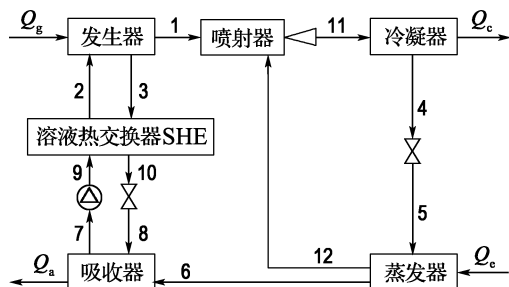


图1 喷射-吸收式热泵系统工作原理图

Fig. 1 The flowsheet of an ejection-absorption heat pump cycle

对于发生器产生的每单位质量的工质蒸气,共有 $(1+u)$ 个单位质量的工质在冷凝器和蒸发器中冷凝和蒸发.其中 u 为喷射器的喷射系数,定义为引射流体与工作流体的质量流率之比.这无疑增加了余热回收的数量,同时发生器负荷 Q_g 增加不多,系统性能系数(COP)却相应提高.和第一类常规吸收式热泵相比,在相同的蒸发温度、冷凝温度、浓溶液浓度和放气范围的条件下,新型喷射-吸收式热泵回收的余热量为

$$Q_{e, \text{new}} = (1+u)Q_{e, \text{norm}} \quad (1)$$

喷射-吸收式热泵的工作原理是:在发生器中,溴化锂溶液被高温热源加热产生高压水蒸气(物流1),通过喷射器引射蒸发器中的部分低压蒸气(物流12),一同进入冷凝器中,在冷凝器中冷凝放热;冷凝液(物流4)经过节流阀进入蒸发器,在蒸发器中吸收余热被蒸发;蒸气分为两股,一股(物流12)被物流1引射,另一股(物流6)流入吸收器被浓溶液吸收.离开发生器的浓溶液(物流3)通过溶液热交换器,经节流阀减压后进入吸收器,在吸收器中吸收来自蒸发器的蒸气,在中温下释放热量;稀溶液(物流7)被泵打入溶液热交换器,预热后进入发生器,开始新一轮循环.

通过以上循环,加入到发生器中的高温位热 Q_g (温度为 t_g)和蒸发器中的低温位余热 Q_e (温度为 t_e),通过冷凝器和吸收器分别以中温位热 Q_c 、 Q_a (温度 $t_c \approx t_a$)释放出来,供工业生产和建筑供暖使用.

1.2 热力过程模拟

基于 LiBr-H₂O 溶液热力学性质(蒸气压、焓、露点等)的数学模型^[10]对新型喷射-吸收式热泵系统的热力过程进行模拟.喷射-吸收式热泵中工质的工作过程可通过热力学方法来分析,用气体动力学函数建立喷射器的性能方程,对系统的热力过程给出数学描述.本文作出如下假设:

- (1)整个系统处于热平衡和稳态流动状态;
- (2)喷射器内蒸气流动是一维稳态的等熵过程;
- (3)喷射器内混合段混合过程为定压过程;
- (4)离开发生器、吸收器的溶液为饱和溶液;
- (5)离开冷凝器、蒸发器的工质为饱和状态;
- (6)忽略流阻、压力损失和热损失;
- (7)泵功可以忽略;
- (8)溶液热交换器的冷端温差为3℃(即换热器最小温差为3℃).

1.2.1 喷射器模拟 过膨胀超音速射流波系、边界层、粘性干扰、分离涡、真实气体效应等物理现象的交互作用使得蒸气喷射器内流体混合过程非常复杂,再加上目前流体力学和气体动力学等基础科学水平不够高,所以至今还无法建立喷射器的普遍性理论性能方程.

喷射系数是喷射器工作的主要指标之一,也是本文最关心的指标之一,它直接关系到系统所能提高的性能系数.本文采用索科洛夫方法^[3],在理论方程基础上采用经验参数关联,根据发生压力、冷凝压力和蒸发压力计算求出该工况下喷射器所能达到的最大喷射系数.其中,压缩比 ϵ 是一个很关键的设计参数,它和膨胀比一起决定着喷射器所能达到的喷射系数.当 $1.2 \leq \epsilon \leq 2.5$ 时,采用圆柱形混合室结构喷射器(蒸气喷射压缩机);当 $\epsilon > 2.5$ 时,由于出现了第二极限状态,带圆柱形混合室的喷射器可达到的喷射系数显著降低,这时采用锥形混合室结构(蒸气引射器).

对于所有喷射器所特有的过程,毫无例外都可用如下3个定律来描述.

能量守恒定律:

$$h_p + uh_e = (1+u)h_c \quad (2)$$

质量守恒定律:

$$m_c = m_p + m_e \quad (3)$$

动量定理:

对于任意形状的混合室有

$$m_g v_{g1} + m_e v_{e1} - (m_g + m_e) v_3 =$$
$$p_3 A_3 + \int_{A_3}^{A_1} p dA - (p_{g1} A_{g1} + p_{e1} A_{e1}) \quad (4)$$

为简化计算,假设工作和引射流体的绝热指数和气体常数相同,可推出

$$u = \sqrt{\frac{t_g}{t_e} \frac{K_1 \lambda_{g2} - K_3 \lambda_{c3}}{K_4 \lambda_{c3} - K_2 \lambda_{e2}}} \quad (5)$$

式中: K_i 为喷射器内流体的速度系数; λ 为相应截面下的折算等熵速度,定义为

$$\lambda = v_a / c^* \quad (6)$$

其中 v_a 为等熵速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; c^* 为临界速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$.

速度系数表达式为

$$K_1 = \varphi_1 \varphi_2 \varphi_3 \quad (7)$$

$$K_2 = \varphi_2 \varphi_3 \varphi_4 \quad (8)$$

$$K_3 = 1 + \varphi_3 \frac{p_c}{p_g} \left\{ \Pi_{c3} - \frac{p_c}{p_c} \left[\beta - 0.5(\beta - 1) \Pi_{e2} \times \right. \right. \\ \left. \left. \left[1 + \left(\frac{p_c}{p_e} \right)^{1-\alpha} \left(\frac{\Pi_{c3}}{\Pi_{e2}} \right)^{1-\alpha} \right] \right] \right\} / k \Pi^* \lambda_{c3} q_{g2} \beta \quad (9)$$

$$K_4 = 1 + \varphi_3 \frac{p_c}{p_e} \left\{ \Pi_{c3} - \Pi_{e2} \left[\beta - 0.5(\beta - 1) \left[1 + \left(\frac{p_c}{p_e} \right)^{1-\alpha} \left(\frac{\Pi_{c3}}{\Pi_{e2}} \right)^{1-\alpha} \right] \right] \right\} / k \Pi^* \lambda_{c3} q_{e2} \beta \quad (10)$$

式中:单一下标 g、e、c 分别表示喷射器的工作流体、引射流体和压缩流体;双下标的第一下标表示流体,第二下标表示截面位置,1 表示喷嘴截面,2 表示混合室入口截面,3 表示混合室出口截面; φ_i 为喷射器各部件的速度系数, $\varphi_1 = 0.95$, $\varphi_2 = 0.975$, $\varphi_3 = 0.9$, $\varphi_4 = 0.925$; k 为流体的绝热指数; q 为折算质量流速; α, β 为经验常数, α 约为 0.5, 采用圆柱形混合室时 $\beta = 1$, 锥形混合室时 $\beta = 2 \sim 3$; 相对压力

$$\Pi = p / p_0 \quad (11)$$

p_0 为滞止压力.

混合室中折算质量流速为

$$q_{e2} = \frac{u \sqrt{t_e / t_g}}{\beta (1 + u \sqrt{t_e / t_g})} \frac{p_c}{p_c} \frac{1}{q_{c3}} - \frac{p_c}{p_g} \frac{1}{q_{g2}} \quad (12)$$

喷射器极限喷射系数为

$$u_{cr} = \sqrt{\frac{t_g}{t_e}} \left(\mu \frac{p_c}{p_c} \frac{1}{q_{c3}} - \frac{p_c}{p_g} \frac{1}{q_g} \right) / \left(1 - \mu \frac{p_c}{p_c} \frac{1}{q_{c3}} \right) \quad (13)$$

选用圆柱形混合室时, $\mu = 1$, $q' = q_{gs}$ (下标 s 表示

2 和 3 截面之间的任意截面); 选用圆锥形混合室时, $\mu = 1.35 \sim 1.50$, $q' = q_{g2}$.

式(5)、(7)~(10)、(12)、(13) 是计算喷射系数的基本方程. 计算可达到的喷射系数时, 应在 $\lambda_{c3} \leq 1$ 和 $u \leq u_{cr}$ 范围内计算最大的 u 值.

1.2.2 工质循环热力过程模拟 对图 1 所示系统进行物料和能量衡算.

物料衡算:

$$m_2 = m_1 + m_3 \quad (14)$$

$$m_{11} = m_1 + m_{12} \quad (15)$$

$$m_{12} = u m_1 \quad (16)$$

$$m_2 \omega_2 = m_3 \omega_3 \quad (17)$$

$$m_{11} = m_4 = m_5 \quad (18)$$

$$m_3 = m_{10} = m_8 \quad (19)$$

$$m_2 = m_7 = m_9 \quad (20)$$

$$m_6 = m_5 - m_{12} \quad (21)$$

式中: m_i ($i = 1, 2, 3, \dots, 12$) 为各股物流质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; ω_i ($i = 2, 3$) 为溴化锂溶液的浓度 (LiBr 的质量分数).

为计算方便, 以 $m_1 = 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 作为计算基准.

能量衡算:

$$Q_g = m_1 h_1 + m_3 h_3 - m_2 h_2 \quad (22)$$

$$Q_c = m_{11} h_{11} - m_4 h_4 \quad (23)$$

$$Q_e = m_6 h_6 + m_{12} h_{12} - m_5 h_5 \quad (24)$$

$$Q_a = m_8 h_8 + m_9 h_9 - m_7 h_7 \quad (25)$$

$$Q_{SHE} = m_3 (h_3 - h_{10}) = m_2 (h_2 - h_9) \quad (26)$$

式中: h_i ($i = 1, 2, 3, \dots, 12$) 为各股物流的比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; Q_i ($i = a, c, e, g, SHE$) 为热负荷量, kW .

根据以上公式及给定的热泵操作条件, 可计算装置的热负荷量及系统的性能系数 COP 和炯效率. 其定义如下:

$$COP = \frac{\text{吸收器输出热量} + \text{冷凝器输出热量}}{\text{输入发生器的能量}} =$$
$$(Q_a + Q_c) / Q_g \quad (27)$$

热泵的有效能利用率(炯效率)

$$\eta = \text{系统输出炯} / \text{输入系统的炯} =$$
$$\frac{Q_a (1 - t_0 / t_a) + Q_c (1 - t_0 / t_c)}{Q_g (1 - t_0 / t_g)} \quad (28)$$

喷射器和热泵循环部分的计算非常繁杂, 本文借助计算机编程处理, 采用半经验半理论的方法研究计算了喷射器的性能, 并与热泵系统联立耦合研究这种系统的性能.

2 EAHP 的计算结果与讨论

由文献[3]可知,在喷射器结构一定的情况下,喷射系数 u 的大小取决于喷射器的工作压力、引射压力和背压三者大小.当压缩比 ϵ (出喷射器的背压与被引射气体压力之比)不变时,工作蒸气的压力越大,喷射系数越高;当工作蒸气压力不变时,压缩比越高,喷射系数越小.当压缩比超过 9 时,喷射系数趋于零.为了获取较高的系统性能,压缩比不宜太高.对于喷射-吸收式热泵而言,工作压力、引射压力和背压分别是发生压力、蒸发压力和冷凝压力.本文的计算条件:浓 LiBr 溶液的质量分数为 58%,放气范围为 5%,发生器最高工作温度不超过 180 °C.

图 2 给出了在蒸发温度 $t_e=30\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷凝温度 $t_c=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 条件下,系统 COP 和 η 值随喷射系数 u 的变化曲线.其他工况下的规律与其类似.图中 u 值为 0 的点表示常规吸收式热泵系统.由图可见,COP 随喷射系数 u 近似呈线性增加.由式(1)可以清楚看出,喷射器的引入使系统在发生器输入热量增加不多的情况下,却从蒸发器回收了更多的低温位热,使系统的性能系数有了显著提高.因此,提高喷射器的喷射系数是提高喷射-吸收式热泵性能的关键.系统的焓效率 η 随喷射系数的提高而降低,这是因为在蒸发温度和冷凝温度不变时,喷射器可达到的最大喷射系数是由发生温度(决定着喷射器工作压力)确定,这可以通过图 3(a)和图 4(a)看出.喷射系数越大,它所要求的发生温度就越高.在输出热源温度不变的情况下,发生器温度的升高就意味着热源能量的贬值增加.虽然单从有效能的角度分析新型复合系统能

质损耗较大,但存在可以利用的高温热源时,常规系统采用节流方式减压使用,这极大地损失了蒸气的有效能.而喷射器可以有效利用这部分能质,所以使用该系统是合适的,且热源温度越高该系统的优越性就越容易显现.

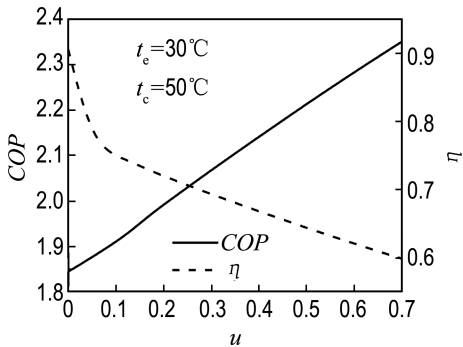
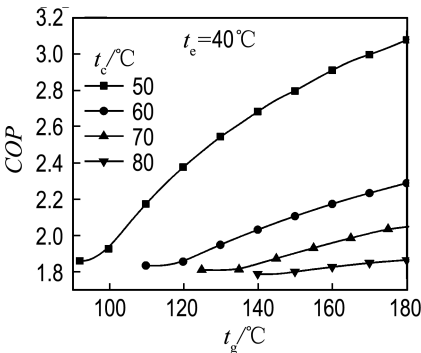
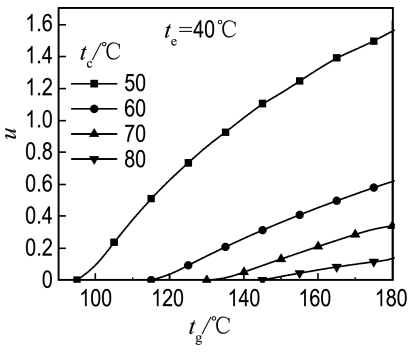


图 2 系统 COP 和 η 随喷射系数 u 的变化曲线
Fig. 2 Effect of u on COP and η

图 3 给出了蒸发温度 $t_e=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,在不同冷凝温度 t_c 下,喷射系数和系统性能系数随发生温度的变化曲线.当 t_c 一定时,喷射系数 u 和性能系数 COP 随发生温度的增大而增大.这是因为当压缩比一定时,增加发生温度,即提高了发生压力,使得工作流体的膨胀比增大,喷射系数提高,系统性能提升.由图还可以看出,在发生温度一定时,喷射系数和系统性能系数随冷凝温度 t_c 的增加而显著下降,这是因为在膨胀比 (p_g/p_c) 一定时,随着冷凝温度的升高,冷凝压力和压缩比将进一步提高,从而导致喷射系数下降,系统性能随之下降.由此可见,在蒸发温度一定时,喷射-吸收式热泵的输出温度存在上限值,超过这个温度喷射器完全失效.由图 3 可以清楚看到,当余热被提升的



(a) $u-t_g$ (b) $COP-t_g$

图 3 不同 t_c 下 u 与 COP 随 t_g 的变化曲线
Fig. 3 Effect of t_g on u and COP at different t_c

温度($t_c - t_e$)超过 40 ℃时,在 LiBr 溶液允许的工作温度($t_g \leq 180$ ℃)范围内,喷射器的引入意义不大.

图 4 给出了当冷凝温度 $t_c = 50$ ℃时,在不同蒸发温度 t_e 下,喷射系数和系统性能系数随发生温度的变化曲线. 当 t_e 一定时,喷射系数和系统性能系数随发生温度的增加而增加,这一点与图 3 类似. 由图还可以看出,在发生温度相同的情况下,喷射系数和系统性能系数随蒸发温度降低而降低. 这是因为喷射器在工作压力和背压一定时,

随着蒸发温度的降低蒸发压力(引射压力)减小,压缩比和膨胀比同时增大,而压缩比对喷射器影响更大,从而喷射系数下降,系统性能系数也随之下降. 由此可见,在输出温度一定时,喷射-吸收式热泵蒸发温度存在下限值,低于这个值喷射器完全失效. 由图 4 可以清楚看到,当余热被提升的温度($t_c - t_e$)超过 40 ℃时,在 LiBr 溶液允许的工作温度($t_g \leq 180$ ℃)范围内,喷射器的引入意义不大.

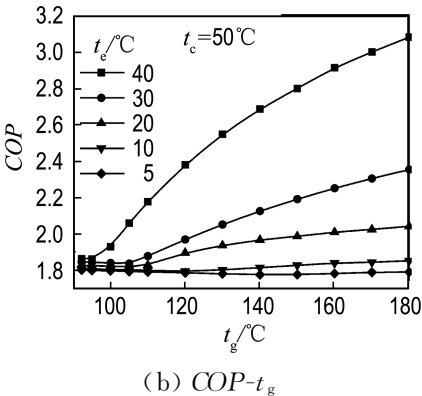
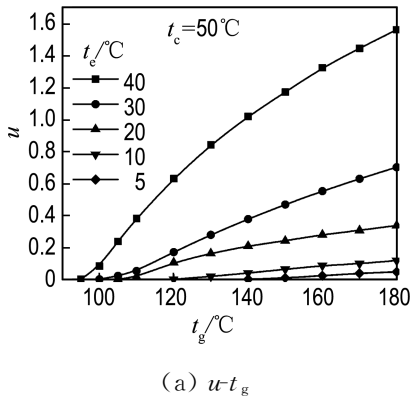


图 4 不同 t_e 下 u 与 COP 随 t_g 的变化曲线

Fig. 4 Effect of t_g on u and COP at different t_e

图 5 为余热被提升的温度 ($\Delta t = t_c - t_e$) 为 30 ℃时,在不同冷凝温度 t_c 下,系统 COP 随发生温度 t_g 的变化规律.

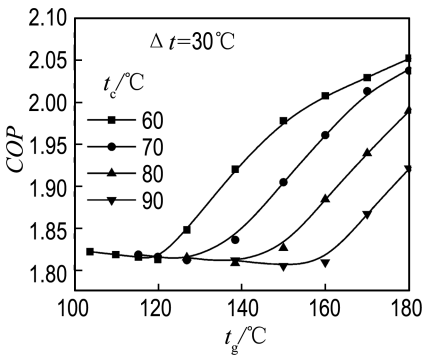


图 5 不同 t_c 下 COP 随 t_g 的变化曲线

Fig. 5 Effect of t_g on COP at different t_c

从图中可以看出,在温升一定时,随着蒸发温度和冷凝温度的升高,发生温度的工作区间向右移动. 这是因为,冷凝温度越高,冷凝压力就越高,因此,发生压力和温度必然要相应提高,系统工作区间变小. 由图还可以发现,发生温度相同时,蒸发和冷凝温度越高,系统的 COP 值就越低. 这是

由于蒸发器和冷凝器温度升高时,喷射器引射压力和背压同时提高. 分析对比各点数据,在相同发生温度下,喷射器膨胀比降低,压缩比有所减小,但在所考察的区间内变化不大,不足以弥补膨胀比下降所造成的影响. 因此,喷射器所能达到的喷射系数降低,系统性能随之下降. 从图中可以看出,随着发生温度的升高,系统 COP 先是略有降低,然后迅速增大. 这主要是因为发生温度较低时,所能得到的喷射系数太小,而发生器负荷却有所增加,系统性能下降;当发生温度较高时,喷射系数较大,对整个系统的性能提升产生了较大的影响.

3 结 论

(1) 与常规吸收式热泵相比,在一定的操作工况下,喷射-吸收式热泵的性能系数有明显的提高. 当余热提升的温度不超过 20 ℃时,喷射器的使用可以使系统性能系数由 1.84 左右增加到 2.35 左右,性能系数提高了 27.7%.

(2) 在蒸发温度和冷凝温度一定时,系统的性能系数随发生温度的提高而提高. 存在可以利

用的高温热源时,使用该系统更容易显现其节能效益,且热源温度越高该系统的优越性就明显.因此,对于直燃型热泵应尽可能提高其溶液的发生温度,以使设计点的喷射系数达到最佳.

(3)在蒸发温度和发生温度一定时,系统的性能系数随冷凝温度的提高而降低.在冷凝温度和发生温度一定时,系统的性能系数随蒸发温度的降低而降低.因此,为了获得较高的性能提升,对于喷射-吸收式热泵,余热被提升的温度不宜超过30℃.

参考文献:

- [1] 田宫靖功. 吸收式热泵节能技术[J]. 国外油田工程, 1998, **14**(6):34-35
- [2] 王以清. 溴化锂吸收式热泵的研究及应用[J]. 能源技术, 2000, **21**(3):177-179
- [3] 索科洛夫 Е Я, 津格尔 Н М. 喷射器[M]. 黄秋云, 译. 北京:科学出版社, 1997
- [4] 郁永章. 热泵原理与应用[M]. 北京:机械工业出版社

社, 1989

- [5] CHEN L T. A new ejector-absorber cycle to improve the COP of an absorption system [J]. **Applied Energy**, 1988, **20**:37-39
- [6] SHI L, YIN J, WANG X, *et al.* Study on a new ejection-absorption heat-transformer [J]. **Applied Energy**, 2001, **68**:161-171
- [7] APHORN RATANA S, EAMES I W. Experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator [J]. **International Journal of Energy Research**, 1998, **22**:195-207
- [8] 顾兆林, 冯诗愚, 郁永章. LiBr-H₂O 吸收-喷射复合制冷循环流程的性能研究[J]. 西安交通大学学报, 1998, **32**(1):61-63
- [9] 王彦峰, 顾兆林, 冯诗愚, 等. LiBr-H₂O 吸收-喷射复合制冷循环流程的热力参数研究[J]. 西安交通大学学报, 1999, **33**(8):69-73
- [10] 赵宗昌, 阎雪峰, 沙庆云, 等. 第二类 LiBr-H₂O 吸收式热泵热力循环分析[J]. 节能技术, 2002, **20**(6):5-9

Analysis of thermodynamic performance of combined ejection-absorption heat pump with LiBr-H₂O

ZHAO Zong-chang*, ZHAO Jian-wei

(Institute of Chemical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116012, China)

Abstract: Absorption heat pump is an effective installation for recovering low temperature heat. A novel ejection-absorption heat pump is proposed by adding an ejector between the generator and condenser in absorption cycle. Based on the theories about ejector and absorption cycle, the thermodynamic performances of this novel ejection-absorption heat pump are simulated in detail. The coefficient of performance(*COP*) and entrainment ratio of ejector under different conditions are calculated. The effects of entrainment ratio, condensation, evaporation and generation temperatures on the *COP* and exergetic efficiency are also analyzed. The results show that compared with a conventional absorption heat pump, the *COP* of the novel heat pump is increased obviously, while system complexity is not increased a little.

Key words: ejection-absorption heat pump; ejector; coefficient of performance; exergetic efficiency; reuse of waste heat