

改进型 Einstein 制冷循环系统运行可行性对比分析

林发龙, 刘道平, 安丽焕, 杨 梦
(上海理工大学制冷技术研究所, 上海 200093)

摘 要: 文中介绍了 Einstein 单压吸收式制冷循环的工作原理, 对国内 3 种有代表性的改进型 Einstein 制冷系统(I, II, III)进行了对比。运用质量和能量守恒定理, 建立了 3 个系统各部件的热力学模型, 并对其性能进行了分析。结果表明: 相同工况下, 系统 II 的 COP(制冷性能系数)最高, 达到 0.255 1, 工况的变化并不能有效改善 3 个系统的 COP, 而通过合理匹配系统各部件, 优化管道阻力, 采用热回收系统、高效气泡泵及选择最佳的发生温度, 能够有效改善系统制冷性能, 对 Einstein(制冷循环)系统的性能优化及工业应用具有重要的指导意义。

关 键 词: Einstein 循环; 单压吸收制冷; 改进; 可行性分析

中图分类号: TK264.1 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.10.001

引 言

1927 年, 瑞典科学家 Von 和 Georg 提出了扩散吸收式制冷循环^[1]; 1930 年, Einstein 和 Szilard 对扩散吸收式制冷技术进行了改进, 并获得了美国专利^[2], 后人称之为 Einstein(制冷循环)。整个系统在较低的单一压力下运行, 使用制冷剂、吸收剂和压力平衡剂三元工质, 以道尔顿分压定律为理论基础, 通过改变压力平衡剂在制冷剂蒸汽中的浓度来改变制冷剂气相压力, 实现制冷剂液体的蒸发制冷^[3], 位于发生器和气泡泵外部的加热热源提供系统循环运行的外部动力。

常见的吸收式制冷机组——氨水吸收式和溴化锂溶液吸收式^[4], 都属于大型吸收式制冷机, 而且两种制冷方式均为双压循环, 由双工质组成工质对, 其双压通过电驱动溶液泵来维持, 这就不可避免地消耗电能和产生噪音。同时这类吸收式制冷机组制冷量较大、占地面积大、投资成本高, 一般应用于大

型建筑空调。而 Einstein 制冷循环系统使用对环境友好的工质组, 具有结构简单紧凑、无运动部件、无噪声及移动性好等优点。Einstein 制冷循环可实现较小的制冷量, 有望实现吸收式制冷装置的小型化, 如在实际应用中利用太阳能实现发生器的运行, 整个装置无需电能或借助少量的电能即可实现经济运转, 在小型家用空调设备的开发方面具有一定的应用前景^[5]。

目前 Einstein 循环系统在国内外的发展和研究尚处于初步阶段。Delano 对 Einstein 制冷循环进行了改进^[6], 并进行理论分析, 认为发生器是系统性能降低的主要部件; White 使用水替代氨水作为工质进行了气泡泵实验研究^[7]; 随后, Mejbri 等对该制冷循环进行了数值模拟求解, 得出冷凝/吸收温度为 30 °C 时系统 COP 最高为 0.19^[8]。

Einstein 制冷循环系统依旧存在 COP 低、热力部件布置不合理等问题, 本文详细介绍了国内 3 种有代表性的改进型系统的优缺点, 并通过在不同工况条件下 3 种系统 COP 值的计算对比分析, 试图找到单压制冷循环系统最优设计的理想方案。

1 Einstein 制冷循环原理

Einstein 单压吸收式制冷循环是一种多工质多循环系统^[9], 丁烷作为制冷剂, 氨气作为压力平衡剂, 水作为吸收剂, 系统循环原理如图 1 所示。该系统主要由发生器、气泡泵、冷凝/吸收器和蒸发器等组成, 运行时, 发生器内产生的氨气经氨气输送管和预冷器通入蒸发器后, 使制冷剂丁烷表面的分压力下降, 迫使液态丁烷相变蒸发, 产生制冷效果。氨气和丁烷的混合气体由蒸发器流入冷凝/吸收器, 氨气被来自溶液换热器的稀氨水吸收, 导致丁烷的蒸汽

收稿日期: 2015-12-03

基金项目: 上海市教育委员会科研创新基金资助项目(13ZZ117)

作者简介: 林发龙(1991-), 男, 河南周口人, 上海理工大学硕士研究生。

通信作者: 刘道平(1963-), 男, 江苏徐州人, 上海理工大学教授。

分压升高,在相对较高的温度下冷凝成液态。由于液态丁烷与氨水密度不同且互不相溶,在重力作用下自然分离,混合液体上部的液态丁烷通过输出管流回蒸发器,完成制冷剂循环。

位于下部的浓氨水通过输送管流入溶液换热器,预热后进入发生器,在外部热源的作用下,变成稀氨水,产生的氨气经输送管再次通入蒸发器,完成

压力平衡剂循环。

发生过程结束后,发生器内的液体由浓氨水变为稀氨水,在气泡泵内进一步加热,产生的氨气将稀氨水通过竖直提升管送至上部高位贮液器,稀氨水通过输送管由高位贮液器流经溶液换热器至冷凝/吸收器,完成吸收剂循环。另外,高位贮液器通过平衡管连接冷凝/吸收器,保证系统的压力平衡。

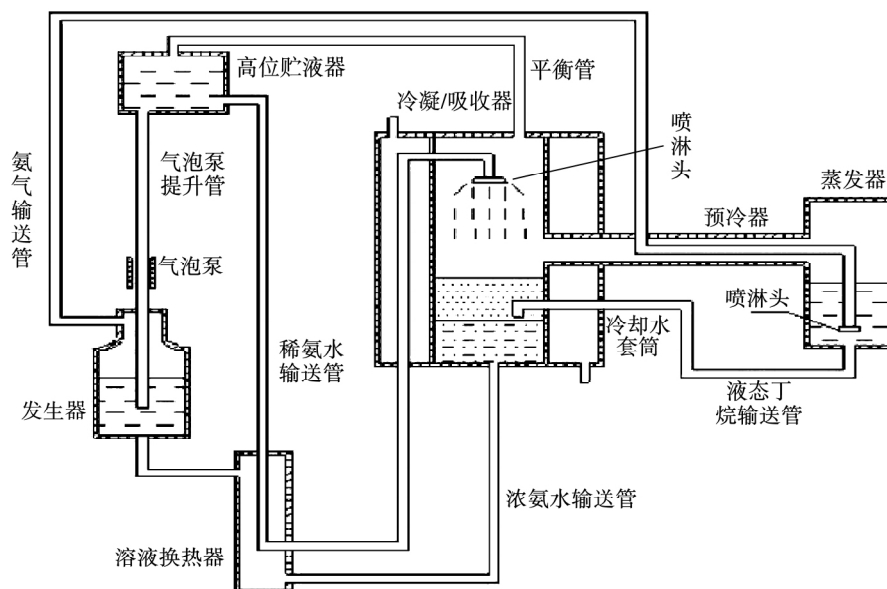


图1 Einstein 制冷循环系统原理图

Fig. 1 The principle diagram of Einstein refrigeration cycle system

其原理可行,但由于实际运行过程中存在阻力损失大、换热效果差和气泡泵效率低等诸多问题,导致系统仍未推广。鉴于此,本课题组对此制冷系统进行了不断改进。

2 三种改进型 Einstein 制冷系统对比分析

2.1 系统 I 对冷凝装置的改进

王汝金对 Einstein 制冷循环进行了改进^[10],尝试搭建一套水冷式试验系统,如图 2 所示。将冷凝/吸收器和蒸发器之间的制冷剂连接管道并入预冷器,参与其间的回热;在冷凝/吸收器的上部外设冷凝套筒,吸收上部稀氨水吸收氨气过程和丁烷冷凝过程放出的热量。在冷凝套筒中布置精馏器管路,这样做的优点在于:一方面可提纯压力平衡剂,防止发生过程产生的大量水蒸气进入蒸发器;另一方面可使压力平衡剂在进入蒸发器前得到充分的降温,减少蒸发器不必要的冷量损失,但同时也增加了系

统复杂性及初投资成本。

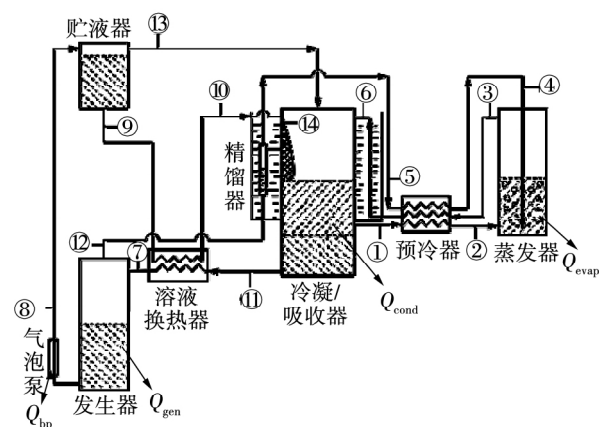


图2 系统 I: 改进后的 Einstein 制冷系统原理图^[10]

Fig. 2 The principle diagram of Einstein refrigeration system improved by Wang Rujin^[10]

2.2 系统 II 对吸收器的改进

叶鹏等人结合 Einstein 制冷循环的原理, 进一步完善系统^[11], 如图 3 所示。系统中发生器与气泡泵沿用系统 I 的结构形式, 高位贮液器中的氨蒸汽采用先返回发生器并与发生器中的氨气一起经精馏器、预冷器再进入蒸发器的形式, 同时, 将冷凝/吸收器分开, 较之系统 I 中稀氨水吸收的氨气来自高位贮液器及蒸发器, 此时稀氨水吸收的氨气全部来自于蒸发器, 冷凝器单独冷凝丁烷气体, 提高了冷凝效率。

高位贮液器里的氨气被输送回发生器, 维持了发生器与贮液器间的压力平衡, 回输的氨气与发生器内的氨气一起经精馏器冷却再输送至蒸发器, 较之系统 I, 增加了压力平衡剂的流量, 同时减少了吸收器内稀氨水对贮液器内氨气的无效吸收, 提高了吸收效率。但将冷凝器与吸收器分开, 一方面增加了系统的复杂程度; 另一方面, 稀氨水在吸收器内吸收氨气而不使丁烷冷凝及冷凝器内丁烷在常温下冷凝, 是一个涉及到在合理压强与温度下的动态平衡过程, 合理安排系统的压强和各部件的温度至关重要, 不然丁烷将在吸收器内冷凝而无法进入冷凝器, 系统将无法运行。

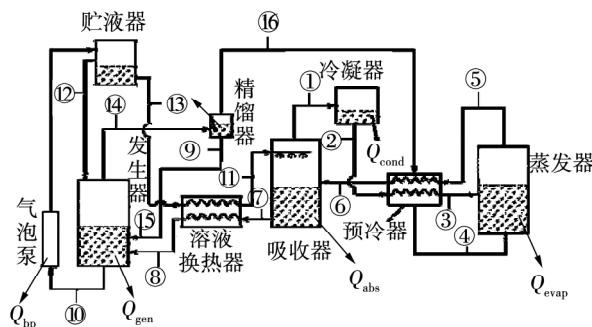


图 3 系统 II: 改进后的 Einstein 制冷系统原理图^[11]

Fig. 3 The principle diagram of Einstein refrigeration system improved by Ye Peng^[11]

2.3 系统 III 对发生器的改进

陈永军针对叶鹏改进系统复杂程度高, 初投资成本大等问题, 对系统做了进一步的改进^[12], 如图 4 所示。将发生器与气泡泵一体化, 发生器在产生氨气的同时, 也将氨水提升至上部气液分离贮液器中。从上部贮液器出来的氨气经冷凝提纯后, 流至蒸发器, 精馏装置斜置, 从精馏装置冷凝的氨水回流至贮液器, 与贮液器中的稀氨水一起经溶液换热器、

溶液冷却器最后进入吸收器内吸收氨/丁烷混合气体内的氨气, 流至蒸发器的丁烷不再与氨/丁烷混合气体设置回热装置。

发生器与气泡泵一体化虽然简化了系统, 但发生器在产生氨气时, 浓氨水可能在未充分析出氨气的情况下被提升至上部气液分离贮液器中, 最后导致分离出的氨水浓度过高, 而浓氨水回流至吸收器内不具有吸收能力。改进后的系统使稀氨水先冷却, 再流至吸收器内吸收氨气, 可增强氨水的吸收速率。冷凝器流出的液态丁烷与氨/丁烷混合气体之间不再设置回热器, 虽简化了管路, 但却提高了液态丁烷进入蒸发器的温度, 减少了蒸发器的制冷量。

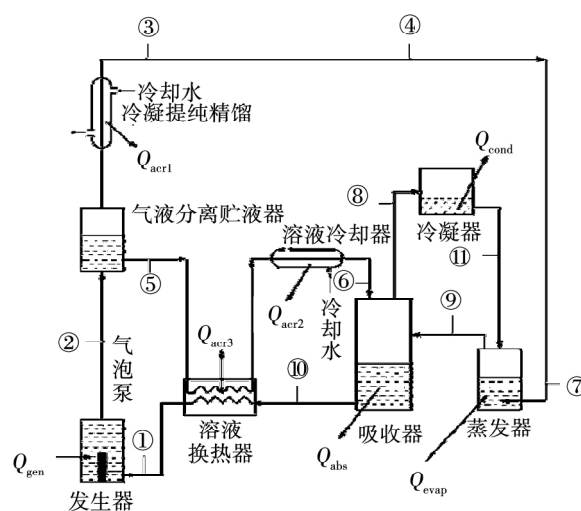


图 4 系统 III: 改进后的 Einstein 制冷系统原理图^[12]

Fig. 4 The principle diagram of Einstein refrigeration system improved by Chen Yongjun^[12]

3 热力学分析

3.1 系统运行参数确定

根据质量守恒、能量守恒建立起系统各部件的守恒方程式。系统初始运行参数如表 1 所示, 系统工作压力为 0.4 MPa, 蒸发温度 T_e 为 283 K、吸收温度为 T_a 为 318 K、冷凝温度 T_c 为 303 K、发生温度 T_g 为 373 K, 吸收后浓氨水达到的摩尔浓度为 0.28, 气体中氨气浓度为 0.22。系统设计制冷量为 1 kW。假设气泡泵在最佳性能下运行, 即单位加热量气泡泵的提液量最大^[13], 存在如下关系式:

$$m_v = 0.035 m_1 \quad (1)$$

考虑到换热器的非理想换热而存在端点温差,循环模拟初始参数设定如表 1 所示。

3.2 模型建立

表 2 列出了 3 种改进型 Einstein 制冷系统中主要部件的质量和能量守恒方程式,循环热力学模型中的大量非线性方程用 Engineering Equation Solver 软件求解。

4 结果及讨论

4.1 计算结果

经过计算得到循环各热力状态点的参数及各部件负荷情况 如表 3 ~ 表 5 所示。

表 1 循环模拟初始参数

Tab. 1 Initial parameters of the cycle simulation

系统 I		系统 II		系统 III	
参数	数值	参数	数值	参数	数值
P/MPa	0.4	P/MPa	0.4	P/MPa	0.4
$T_e, T_3/^\circ\text{C}$	10	$T_e, T_3/^\circ\text{C}$	10	$T_e, T_9/^\circ\text{C}$	10
$T_c/^\circ\text{C}$	30	$T_c, T_2/^\circ\text{C}$	30	$T_c, T_{11}/^\circ\text{C}$	30
$T_a/^\circ\text{C}$	45	$T_a, T_1, T_7/^\circ\text{C}$	45	$T_a, T_{10}, T_8/^\circ\text{C}$	45
$T_g/^\circ\text{C}$	100	$T_g, T_b, T_{10}/^\circ\text{C}$	100	$T_g, T_b/^\circ\text{C}$	100
$\Delta T_{3-2}/^\circ\text{C}$	7	$\Delta T_{5-3}/^\circ\text{C}$	7	$\Delta T_{9-7}/^\circ\text{C}$	12
$\Delta T_{3-4}/^\circ\text{C}$	12	$\Delta T_{5-4}/^\circ\text{C}$	12	$\Delta T_{9-11}/^\circ\text{C}$	7
$\Delta T_{11-10}/^\circ\text{C}$	7	$T_r, T_9, T_{16}/^\circ\text{C}$	30	$\Delta T_{1-5}/^\circ\text{C}$	12
$n_1/\text{mol} \cdot \text{s}^{-1}$	1	$\Delta T_{7-11}/^\circ\text{C}$	12	$\Delta T_{3-4}/^\circ\text{C}$	30

表 2 3 种改进型 Einstein 制冷循环的热力学模型

Tab. 2 Thermodynamic models of three improved Einstein Refrigeration Cycles

部件	质量、能量守恒方程		
	系统 I	系统 II	系统 III
蒸发器	$x_{a,2} \cdot m_2 + m_4 = y_{a,3} \cdot m_3$ $x_{b,2} \cdot m_2 + m_4 = y_{b,3} \cdot m_3$ $m_2 \cdot h_2 + m_4 \cdot h_4 + Q_{\text{evap}} = m_3 \cdot h_3$	$m_3 + m_4 = m_5$ $x_{a,3} \cdot m_3 + x_{a,4} \cdot m_4 = y_{a,5} \cdot m_5$ $m_3 \cdot h_3 + m_4 \cdot h_4 + Q_{\text{evap}} = m_5 \cdot h_5$	$m_{11} + m_7 = m_9$ $m_{11} \cdot x_{b,11} + m_7 \cdot x_{b,7} = m_9 \cdot y_{b,9}$ $m_{11} \cdot h_{11} + m_7 \cdot h_7 + Q_{\text{evap}} = m_9 \cdot h_9$
冷凝/吸收器	$m_1 + m_{11} = m_{10} + m_6 + m_{13}$ $x_{a,10} \cdot m_{10} + x_{a,6} \cdot m_6 + x_{a,13} \cdot m_{13} = y_{a,1} \cdot m_1 + y_{a,11} \cdot m_{11}$ $m_{10} \cdot h_{10} + m_6 \cdot h_6 + m_{13} \cdot h_{13} = m_1 \cdot h_1 + m_{11} \cdot h_{11} + Q_{\text{cond}}$	冷 凝 器 $m_1 = m_2$ $m_1 \cdot x_{b,1} = m_2 \cdot y_{b,2}$ $m_1 \cdot h_1 = m_2 \cdot h_2 + Q_{\text{cond}}$ $m_1 + m_7 = m_6 + m_{11}$ $x_{a,11} \cdot m_{11} + x_{a,6} \cdot m_6 = y_{a,1} \cdot m_1 + y_{a,7} \cdot m_7$ $m_6 \cdot x_{b,6} = m_1 \cdot y_{b,1}$ $m_6 \cdot h_6 + m_{11} \cdot h_{11} = m_1 \cdot h_1 + m_7 \cdot h_7 + Q_{\text{abs}}$	$m_8 = m_{11}$ $m_8 \cdot x_{b,8} = m_{11} \cdot y_{b,11}$ $m_8 \cdot h_8 = Q_{\text{cond}} + m_{11} \cdot h_{11}$ $m_{10} + m_8 = m_6 + m_9$ $x_{b,9} \cdot m_9 + x_{b,6} \cdot m_6 = y_{b,8} \cdot m_8 + y_{b,10} \cdot m_{10}$ $m_6 \cdot h_6 + m_9 \cdot h_9 = m_{10} \cdot h_{10} + m_8 \cdot h_8 + Q_{\text{abs}}$
发生器/气泡泵/贮液器	$m_7 = m_5 + m_9 + m_{13}$ $x_{a,7} \cdot m_7 = y_{a,5} \cdot m_5 + y_{a,13} \cdot m_{13} + y_{a,9} \cdot m_9$ $m_5 \cdot h_5 + m_9 \cdot h_9 + m_{13} \cdot h_{13} = m_7 \cdot h_7 + Q_{\text{gen}} + Q_{\text{bp}}$ $m_{10} = m_{14} \quad m_{12} = m_5$	$m_8 + m_{15} = m_{12} + m_{13} + m_{14}$ $x_{a,8} \cdot m_8 + x_{a,15} \cdot m_{15} = y_{a,12} \cdot m_{12} + y_{a,13} \cdot m_{13} + y_{a,14} \cdot m_{14}$ $m_{12} \cdot h_{12} + m_{13} \cdot h_{13} + m_{14} \cdot h_{14} = m_8 \cdot h_8 + m_{15} \cdot h_{15} + Q_{\text{gen}} + Q_{\text{bp}}$ $m_{14} = m_{16} + m_9$	$m_1 = m_3 + m_5$ $x_{a,1} \cdot m_1 = y_{a,3} \cdot m_3 + y_{a,5} \cdot m_5$ $m_3 \cdot h_3 + m_5 \cdot h_5 = m_1 \cdot h_1 + Q_{\text{gen}}$
精馏器	$x_{a,12} = y_{a,5} \quad x_{a,10} = y_{a,14}$ $m_{10} \cdot h_{10} + m_{12} \cdot h_{12} = m_5 \cdot h_5 + m_{14} \cdot h_{14}$ $m_{10} = m_9 \quad m_{11} = m_7$	$x_{a,14} \cdot m_{14} = y_{a,16} \cdot m_{16} + y_{a,9} \cdot m_9$ $m_{14} \cdot h_{14} = m_{16} \cdot h_{16} + m_9 \cdot h_9 + Q_{\text{acr}}$ $m_{11} = m_{13} \quad m_8 = m_7$	$m_3 = m_4$ $x_{a,3} \cdot m_3 = y_{a,4} \cdot m_4$ $m_3 \cdot h_3 = m_4 \cdot h_4 + Q_{\text{acr1}}$ $m_5 = m_6 \quad m_1 = m_{10}$
溶液换热器	$x_{a,11} = y_{a,7} \quad x_{a,9} = y_{a,10}$ $m_9 \cdot h_9 + m_{11} \cdot h_{11} = m_{10} \cdot h_{10} + m_7 \cdot h_7$	$x_{a,7} = y_{a,8} \quad x_{a,13} = y_{a,11}$ $m_{13} \cdot h_{13} + m_7 \cdot h_7 = m_{11} \cdot h_{11} + m_8 \cdot h_8$	$m_5 \cdot x_{a,5} = m_6 \cdot y_{a,6}$ $m_5 \cdot h_5 = m_6 \cdot h_6 + Q_{\text{acr2}}$ $m_1 \cdot h_1 = m_{10} \cdot h_{10} + Q_{\text{acr3}}$
预冷器	$m_5 = m_4 \quad m_3 = m_6$ $m_1 = m_2$ $m_3 \cdot h_3 + m_1 \cdot h_1 + m_4 \cdot h_4 = m_3 \cdot h_6 + m_1 \cdot h_2 + m_4 \cdot h_4$	$m_4 = m_{16} \quad m_3 = m_2 \quad m_5 = m_6$ $x_{b,2} = x_{b,3} \quad y_{a,5} = y_{a,6}$ $m_9 \cdot h_{16} + m_5 \cdot h_5 + m_2 \cdot h_2 = m_3 \cdot h_3 + m_6 \cdot h_6 + m_4 \cdot h_4$	无

注: 变量下标数字对应各个系统原理图中的状态点。m—工质摩尔流量, mol/l; Q—加/放热量, W; x—进口组分浓度; y—出口组分浓度; a、b—氨气、丁烷的组分; $x_{a,i}$ —氨气进口组分浓度; $y_{a,i}$ —氨气出口组分浓度; i—系统中状态点。

表 3 系统 I 各状态点热力参数
Tab. 3 Thermodynamic parameters of each state point in system I

状态点	质量分数			温度/K	比焓/J·g ⁻¹	流量/g·s ⁻¹
	NH ₃	C ₄ H ₁₀	H ₂ O			
1	0.004 6	0.995 4	—	318.15	270.38	2.856
3	0.342 5	0.657 5	—	290.15	1 038.95	6.026
4	1	—	—	286.15	1 475.68	3.254
6	0.341 5	0.658 5	—	295.10	1 195.35	4.537
7	0.324 7	—	0.675 3	328.15	279.64	10.267
8	0.248 1	—	0.751 9	378.15	1 889.24	9.153
9	0.135 9	—	0.864 1	369.15	1 596.38	9.468
11	0.325 1	—	0.674 9	316.15	280.68	10.275
12	0.867 1	—	0.132 9	373.15	1 823.74	8.679
13	0.215 8	—	0.748 2	370.15	1 705.82	8.962

各部件热负荷: $Q_g=4\,341\text{ W}$ $Q_c=1\,426\text{ W}$ $Q_{acr}=1\,108\text{ W}$ $Q_e=1\,000\text{ W}$ $Q_{bp}=340.4\text{ W}$ $COP=Q_e/(Q_g+Q_{bp})=0.213\,6$

表 4 系统 II 各状态点热力参数
Tab. 4 Thermodynamic parameters of each state point in system II

状态点	质量分数			温度/K	比焓/J·g ⁻¹	流量/g·s ⁻¹
	NH ₃	C ₄ H ₁₀	H ₂ O			
1	0.076 3	0.923 7	—	318.15	546.4	9.472
2	0.005 4	0.994 6	—	303.15	80.12	2.843
3	0.005 3	0.994 6	—	290.15	46.86	2.843
4	1	—	—	295.15	1 484	1.401
5	0.332 6	0.667 4	—	283.15	752.1	4.244
6	0.332 6	0.667 4	—	299.20	783.3	4.244
7	0.268 8	—	0.731 2	318.15	-210.8	10.411
8	0.252 7	—	0.747 3	346.96	-89.91	10.152
9	0.497 9	—	0.502 1	303.15	-172	0.478
10	0.121 5	—	0.878 5	373.15	43.68	9.382
11	0.121 5	—	0.878 5	330.15	-207	9.112
14	0.677 1	—	0.322 9	373.15	1 882	1.879
16	0.996 9	—	0.003 1	303.15	1502	1.401

各部件热负荷: $Q_g=3\,180\text{ W}$ $Q_c=1\,309\text{ W}$ $Q_a=2\,335\text{ W}$ $Q_{acr}=1\,267\text{ W}$ $Q_e=1\,000\text{ W}$ $Q_{bp}=740.4\text{ W}$ $COP=Q_e/(Q_g+Q_{bp})=0.255\,1$

4.2 工况变化对系统 COP 的影响
4.2.1 蒸发温度对系统性能参数 COP 的影响
根据单一变量原则,在系统运行压力 0.4 MPa 下,通过改变蒸发温度,得到各系统 COP 随蒸发温度的变化曲线如图 5 所示。系统的 COP 随蒸发温度的升高而升高,当蒸发温度达到某一值后升高速率逐渐减缓;系统 II 具有较高的 COP 值,并在蒸发

温度 285 K 时,3 种系统的 COP 值相差最大,其值分别为 0.239 6、0.281 5 和 0.206 4;当蒸发温度为 288 K 时,系统 II 的 COP 也只有 0.295 5,相比蒸汽压缩式制冷,COP 依旧非常低。蒸发温度从 278 ~ 288 K,3 种系统 COP 分别提高了 0.111 4、0.129 2 和 0.105 7,这是因为提高蒸发温度进而提高了蒸发压力,由道尔顿分压定律可知,蒸发器内氨/丁烷混合

气体中制冷剂丁烷比例增大,氨气比例相应减少,故氨气需求量减少,而氨气主要由发生器产生,所以发生器所需外界热量也相应减少,在制冷量不变的情

况下,系统 COP 必然增大,但由图 5 可知增幅并不明显,可见通过提高蒸发温度的方法提高系统 COP 效果不佳。

表 5 系统 III 各状态点热力参数

Tab. 5 Thermodynamic parameters of each state point in system III

状态点	质量分数			温度/K	比焓/ $\text{J} \cdot \text{g}^{-1}$	质量流量/ $\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$
	NH_3	C_4H_{10}	H_2O			
1	0.261 3	—	0.748 7	346.84	288.9	10.112
3	0.676 9	—	0.323 1	382.15	1 879.1	1.863
4	1	—	—	294.16	1 483.2	1.397
5	0.121 6	—	0.878 4	359.16	443.7	9.214
6	0.121 4	—	0.878 6	319.15	206.5	9.212
7	1	—	—	285.13	1 423.2	1.397
8	0.075 9	0.924 1	—	317.15	442.2	9.416
9	0.329 5	0.675 2	—	283.15	752.4	4.195
10	0.278 5	—	0.721 5	317.16	211.3	10.362
11	0.005 2	0.994 8	—	298.16	145.73	9.401

各部件热负荷: $Q_g = 5\,256.1\text{ W}$ $Q_c = 2\,791.5\text{ W}$ $Q_a = 1\,295.1\text{ W}$ $Q_{\text{acr}} = 1\,428.7\text{ W}$ $Q_e = 1\,000\text{ W}$ $\text{COP} = Q_e / Q_g = 0.190\,3$

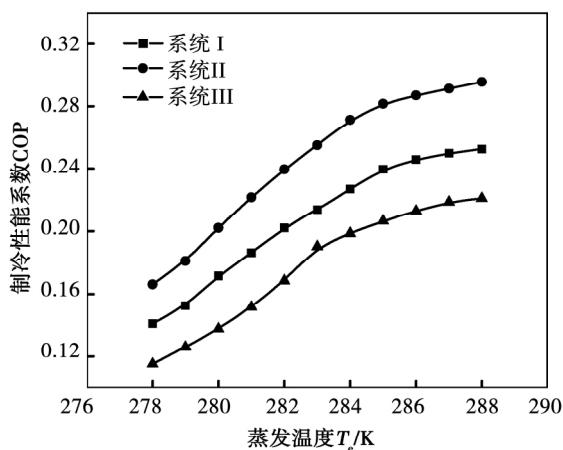


图 5 各系统 COP 随蒸发温度的变化规律

Fig. 5 COP variation with respect to evaporation temperature

4.2.2 冷凝温度对系统性能参数 COP 的影响

由图 6 可知,系统 COP 随冷凝温度的升高而下降,冷凝温度从 298 ~ 308 K,3 种系统 COP 分别下降了 0.065 6、0.072 9 和 0.082 7,然而系统 I 的 COP 下降速率相对较缓,这是因为系统 I 中采用了水冷的方式冷却冷凝器套管,显著提高了冷凝效果。在冷凝温度 303 K 时,系统 I、II 的 COP 值相差最大,其值分别为 0.213 6 和 0.255 1;在冷凝温度 308

K 时,系统 I、III 的 COP 值相差最大,其值分别为 0.190 6 和 0.145 5。降低冷凝温度可改善系统 COP,这是因为冷凝温度降低,吸收温度也相应降低,有利于氨气吸收过程,吸收终了浓溶液浓度升高,进而导致发生器中发生出的氨气量增大,影响蒸发器中制冷剂丁烷的压力,使丁烷表面分压力降低,提高制冷量,改善系统 COP。在冷凝温度 298 K 时,三者 COP 分别为 0.256 2、0.288 1 和 0.228 2,依旧很低。

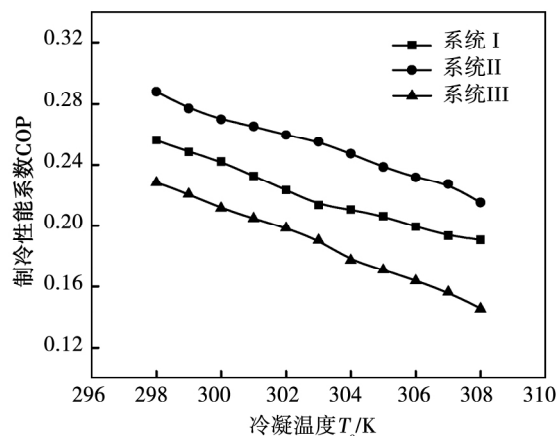


图 6 各系统 COP 随冷凝温度的变化规律

Fig. 6 COP variation with respect to condensing temperature

4.2.3 发生温度对系统性能参数 COP 的影响

发生温度也是影响系统 COP 的一个重要参数,降低发生温度,可降低系统对低品位热源的温度要求,从图 7 可知,其它工况条件不变时,发生温度降低,系统 COP 随之降低,可见发生温度不宜过低。相反,提高发生温度,氨水发生过程较容易,系统 COP 呈先上升后下降趋势,存在一极值点。3 种系统的极值点温度分别为 379、377 和 375 K,相应的 COP 为 0.232 5、0.266 5 和 0.198 5。因此,当其它温度一定时,发生器出口的稀溶液温度不宜过高。

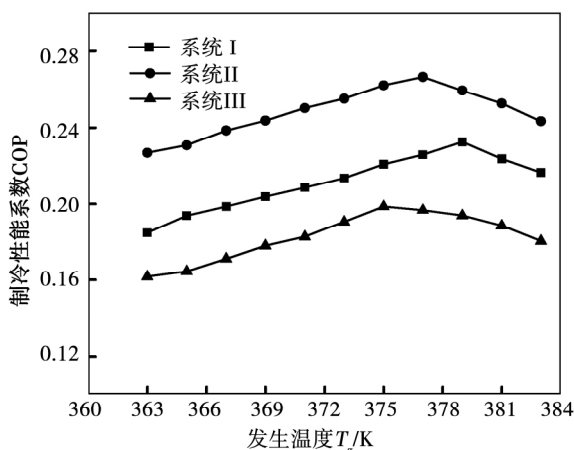


图 7 各系统 COP 随发生温度的变化规律

Fig. 7 COP variation with respect to generation temperature

5 结 论

本文介绍了 Einstein 单压吸收式制冷循环系统的工作原理,并对国内有代表性的 3 种改进型 Einstein 制冷循环系统的区别及优缺点进行分析。通过建立热力学模型,选用合适的工况条件,计算得出 3 种改进系统的 COP,并围绕蒸发温度、冷凝温度、发生温度对系统 COP 的影响,进行热力性能计算分析,结果表明:

(1) 在系统工作压力 0.4 MPa、蒸发温度 283 K、吸收温度 318 K、冷凝温度 303 K、发生温度 373 K 和制冷量 1 kW 下,3 种系统 COP 值依次为 0.213 6、0.255 1 和 0.190 3,系统 II 具有较高的 COP,但相比传统蒸汽压缩式制冷,系统性能还是很低的;

(2) 相比系统 I、系统 II 采用了将冷凝/吸收器

分离的做法,吸收器吸收的氨气全部来自于蒸发器,提高了吸收效率,冷凝器单独冷凝丁烷气体,提高了冷凝效率,而且采取比系统 I 更合理的管道布局,合理分配工质流量,故系统 II 具有较高的性能。为了简化系统,系统 III 去掉了吸收器与蒸发器之间的回热器,这是其相比系统 I、II 的 COP 低的一个重要原因。系统 III 中发生器与气泡泵一体化的设计也不能有效改善系统性能;

(3) 提高蒸发温度可改善系统性能,但效果不明显。蒸发温度从 278 ~ 288 K,3 种系统 COP 分别提高了 0.111 4、0.129 2 和 0.105 7,增长幅度不大。在蒸发温度 285 K 时,3 种系统的 COP 值相差最大,其值分别为 0.239 6、0.281 5 和 0.206 4;

(4) 冷凝温度从 298 ~ 308 K,3 种系统 COP 分别下降了 0.065 6、0.072 9 和 0.082 7,但由于系统 I 采用了水冷的方式冷却冷凝器套管,显著提高了冷凝效果,故相比另外两种系统其下降速率较缓。在冷凝温度 303 K 时,系统 I、II 的 COP 值相差最大,其值分别为 0.213 6 和 0.255 1;在冷凝温度 308 K 时,系统 I 的 COP 值相差最大,其值分别为 0.190 6 和 0.145 5;

(5) 提高发生温度,氨水发生过程较容易,可改善系统性能,但随着发生温度的提高,系统 COP 呈先上升后下降趋势,存在一极值点。3 种系统的极值点温度分别为 379、377 和 375 K,相应的 COP 为 0.232 5、0.266 5 和 0.198 5。发生温度的选择又决定着氨气的发生量,因此,合理选择发生温度,对整个系统性能至关重要。

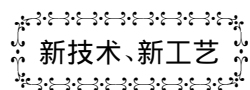
综上所述,改变运行工况,以期提高系统性能的方法,效果并不明显。而通过合理匹配系统各部件、优化管道阻力、采用热回收系统及高效气泡泵,并选择最佳的发生温度,是改善 Einstein 制冷循环系统性能的有效途径。

参考文献:

- [1] VON PBC, GEORG MC. Refrigerator [P]. US: US1613628, 1927.
 - [2] EINSTEIN A, SZILARD L. Refrigeration [P]. United States: 1781541, 1930.
 - [3] 薛相美, 刘道平, 王汝金. 单压吸收制冷技术的研究进展 [J]. 制冷与空调, 2008, 25(5): 30-34.
- XUE Xiang-mei, LIU Dao-ping, WANG Ru-jin. Research progress of single pressure absorption refrigeration technology [J]. Refrigeration

- tion and Air-conditioning 2008 25(5): 30–34.
- [4] 戴永庆, 耿惠彬, 蔡小荣. 溴化锂吸收式制冷技术的回顾与展望[J]. 制冷技术 2001 16(1): 21–24.
- DAI Yong-qing, GENG Hui-bin, CAI Xiao-rong. Review and prospects of lithium bromide absorption refrigeration technology [J]. Refrigeration Technology 2001 16(1): 21–24.
- [5] 宋玖峰, 刘道平, 黄文件. 单压吸收式制冷技术的发展[J]. 暖通空调 2005 (3): 31–35.
- SONG Mei-feng, LIU Dao-ping, HUANG Wen-jian. Development of single pressure absorption-type refrigeration technology [J]. Journal of HV&AV 2005 26(3): 31–35.
- [6] DELANO A. Design analysis of the einstein refrigeration cycle [D]. Atlanta: Georgia Institute of Technology, 1998.
- [7] WHITE S J. Bubble pump design and performance [J]. Aldaco, 1990 123(3): 275–279.
- [8] MEJBRI K, EZZINE N B, GUIZANI Y et al. Discussion of the feasibility of the einstein refrigeration cycle [J]. International Journal of Refrigeration 2006 29(1): 60–70.
- [9] EINSTEIN A, SZILARD L. Refrigeration [P]. United States: 17 815 41, 1930.
- [10] 王汝金, 刘道平, 薛相关. 单压吸收式 Einstein 循环制冷机的设计[J]. 机械设计与制造 2007 32(12): 37–39.
- WANG Ru-jin, LIU Dao-ping, XUE Xiang-mei. Design of the single pressure absorption refrigerator with einstein cycle [J]. Machinery Design & Manufacture 2007 32(12): 37–39.
- [11] 叶 鹏. Einstein 循环制冷装置的设计研究[D]. 上海: 上海理工大学 2014.
- YE Peng. Design study on refrigerator of Einstein refrigeration cycle [D]. Shanghai: University of Shanghai for Science and Technology 2014.
- [12] 陈永军. 基于爱因斯坦制冷循环的单压吸收式系统改进研究[D]. 上海: 上海理工大学 2015.
- CHEN Yong-jun. Redesign analysis of single pressure absorption system on Einstein refrigeration cycle [D]. Shanghai: University of Shanghai for Science and Technology 2015.
- [13] 叶 鹏, 刘道平, 梁 保. 可利用低品位热源的 Einstein 制冷循环的可行性分析[J]. 低温与超导 2013 62(1): 67–71.
- YE Peng, LIU Dao-ping, LIANG Yu. Feasibility analysis on einstein refrigeration cycle capable of using low qualified heat source [J]. 2013 62(1): 67–71.

(单丽华 编辑)



M501 联合循环动力装置的发展历程

据《Gas Turbine World》2014~2015 年年度手册报道了 Mitsubishi Hitachi Power Systems 60 Hz M501 联合循环动力装置的发展历程。

在 15℃ 环境温度和海平面现场条件下, 基于 38.1 mm 高度汞柱凝汽器压力条件, 并包含进口和排汽损失, 60 Hz M501 联合循环动力装置在发电机端子上的额定净性能列于下表。

联合循环 动力装置	推出 年份	装置净输出 功率/kW	热耗率 /kJ·(kW) ⁻¹	效率/%	燃气轮机功 率/kW	汽轮机功 率/kW
1×1 M501DA	1981	167 400	7 000	51.4	112 100	55 300
1×1 M501F3	1994	285 100	6 164	57.1	182 700	102 400
1×1 M501G1	1995	398 900	6 094	58.4	264 400	134 500
1×1 M501GAC	2011	412 400	6 050	59.5	273 600	138 800
1×1 M501J	2011	470 000	5 854	61.5	322 000	148 000
1×1 M501JAC	2015	450 000	5 902	>61	310 000	140 000

(吉桂明 摘译)

改进型 Einstein 制冷循环系统运行可行性对比分析 = **Operational Feasibility Analysis of the Improved Einstein Refrigeration Cycle System** [刊, 汉] LIN Fa-long, LIU Dao-ping, AN Li-huan, YANG Meng (Institute of Refrigeration Technology, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -1~8

In the paper, the principle of single pressure absorption-type Einstein refrigeration cycle was introduced. Three improved Einstein refrigeration systems (I, II, III) built in our previous work were compared. The thermodynamic models of the three systems were established using mass and energy conservation law. Then their performances were analyzed. The results show that system II has the highest COP (0.255 1) under the same working conditions. Changing the working conditions cannot very effectively improve the system COP. But the system refrigeration performance can be effectively improved by reasonably matching system components, optimizing pipeline resistance, using heat recovery system and efficient bubble pump, and then choosing the best generation temperature. This study is expected to provide important guidance for Einstein refrigeration cycle system performance optimization and industrial applications. **Key words:** Einstein cycle, single pressure absorption-type refrigeration, improvement, feasibility analysis

流速对水平圆管外混合蒸汽凝结换热影响的实验研究 = **Mixed Vapor Condensation Outside Horizontal Tube under Different Vapor Velocities** [刊, 汉] QIAO Hong-bin, WANG Shun, HU Shen-hua (Electric Power Simulation and Control Engineering Center, Nanjing Institute of Technology, Nanjing, China, Post Code: 211167) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -9~14

Reported herein are the experimental data for so-called Marangoni condensation of steam-ethanol outside the horizontal tube surfaces at vapor pressure of 70 kPa. In order to determine the effect of vapor velocity on Marangoni condensation, heat flux and vapor-to-surface temperature differences were measured for steam-ethanol mixture over a wide range of composition at vapor velocity of 0.31 m/s, 0.46 m/s, and 0.62 m/s. The experimental results show that, for pure steam, the steam velocity has a great effect on the condensation heat transfer characteristics. For ethanol-water mixture steam, heat transfer coefficient increases with steam velocity, and the increase magnitude is associated with alcohol concentration. Specifically, in the lower concentration range (1%, 2%), the heat transfer coefficient increases with steam velocity, and the increase amplitude reaches maximum at 2% concentration. In the higher concentration range (5%, 10%, and 20%), the increase amplitude of the heat transfer coefficient reduces as steam velocity increases. **Key words:** horizontal tube, vapor velocity, steam-ethanol mixture vapor, Marangoni condensation

低温地热梯级分流有机朗肯循环系统热力性能优化 = **Performance Optimization for Cascaded Diversion ORC System** [刊, 汉] LI Wei-kang, YANG Xin-Le, HUANG Fei-fei, DAI Wen-zhi (School of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin, Liaoning, China, Post Code: 123000) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -15~19

In this paper, a cascade diversion ORC system was proposed, and the thermodynamic models with or without diversion were built. The genetic algorithm was used to optimize the performance, where the system took the evaporation