

研究简报

一种改进型 Einstein 循环制冷机的焓分析

王汝金, 刘道平

(上海理工大学制冷技术研究所, 上海 200093)

关键词: Einstein 循环; 吸收式制冷; 焓分析; 节能

中图分类号: TB 616

文献标识码: A

文章编号: 0438-1157 (2008) 04-0820-05

Exergy analysis of improved Einstein refrigeration cycle

WANG Rujin, LIU Daoping

(Institute of Refrigeration Technology, University of Shanghai for
Science & Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Einstein cycle is a kind of single-pressure absorption refrigerator, using *n*-butane-ammonia-water as working fluids, driven by low grade heat source. The original cycle was improved, in which two solution heat exchangers were configured respectively before the generator and the evaporator to modify thermal performance of the refrigeration equipment. By using the exergy analysis method, the exergy losses of all thermal parts of the refrigerator were obtained, and the theoretical basis for improving design was given. The energy-saving places and the correlative further improvements were presented to minimize the exergy losses and optimize the whole refrigeration cycle. In addition, the generator and the condenser were the main parts where exergy losses existed.

Key words: Einstein cycle; absorption refrigeration; exergy analysis; energy saving

引 言

Einstein 循环制冷机是由著名物理学家 Einstein 等^[1]于 20 世纪 30 年代对 Baltzar Carl Von Platen 和 Carl Georg Munters 提出的扩散-吸收式制冷机进行改进后的一种制冷装置。之后由于电驱动蒸汽压缩式制冷机开始普及性应用, 该制冷装置没有得到进一步的研究, 甚至一直没有相关产品问世。制冷循环以热能为动力, 在内部工质连续的循环运转中产生制冷效应。系统运行静音, 无需溶液泵和节流元件, 可以充分利用余废热、太阳能等低

品位能源进行驱动, 具有节能、环保、安全可靠等优点。在当前能源紧缺、电力供应紧张、环境问题日益严峻的形势下, 这种单压吸收式制冷技术再次引起了学术界的关注。自 1995 年以来, 美国学者 Samuel V Shelton 的课题组针对该制冷循环开展了一系列研究工作^[2-4]。随后, Mejbri 等^[5]对该制冷循环进行了数值模拟求解。目前关于这一循环系统更进一步的研究报道国内外还很少见^[6]。

尽管文献 [2] 给出了 Einstein 制冷循环的能分析法结论, 以热力学第一定律建立起各热力部件的能量平衡, 通过 COP 值的计算确定了能

2007-10-24 收到初稿, 2008-01-21 收到修改稿。

联系人及第一作者: 王汝金 (1983-), 男, 硕士研究生。

基金项目: 上海市重点学科建设项目 (T0503)。

Received date: 2007-10-24.

Corresponding author: WANG Rujin. E-mail: rujin.wang@yahoo.com.cn

Foundation item: supported by the Shanghai Key Discipline Construction Project (T0503).

量在数量上的利用率，且提供了设计制冷机各部件尺寸所需要的参数值，却没有能够就制冷循环运行过程中能量的实际利用情况进行有效分析。

本文从能量的实际有效利用率出发，对经初步改进的 Einstein 循环制冷机进行了焓分析，为该制冷装置寻找更合理的节能途径提供了理论依据，并提出了降低焓损失的方法。

1 制冷循环描述

循环装置（图1）使用正丁烷作为制冷剂、氨作为压力平衡剂以及用水作为吸收剂。系统运行时，从发生器发生出的惰性氨气导入蒸发器使液态正丁烷表面的气相分压降低，迫使制冷剂相变制冷。之后，混合气体（正丁烷和氨气）通入冷凝/吸收器，氨气在其中被水吸收，正丁烷的蒸气压因此升高并在较高的温度下被外部冷却水冷凝，由于装置选用的工质组中液态正丁烷和氨水互不相溶，二者在重力作用下会自然分离，位于混合液上部的液态正丁烷直接回流至蒸发器，完成制冷剂循环回路；下部的浓氨水则流进更低位的发生器，由于外部热量的作用，氨气又会被分离出来，导入蒸发器，完成压力平衡剂循环回路；另外，发生过程结束后，发生器内的稀氨水经由底部连接管路进入气泡泵垂直提升管，被泵管底部外接的加热装置进一步加热，稀溶液中的大部分氨沸腾相变凝并成气泡弹，从而推动泵管内的流体（主要是吸收剂）上流至高位贮液器。同时，发生器内的溶液不断压入气泡泵，持续补充管内被气泡提升的液体。贮液器中富含吸收剂、浓度极稀的氨水溶液经由热交换部件流入冷凝/吸收器，完成吸收剂回路。工质循环流动的顺利实现是依靠热能驱动的发生器、气泡泵以及工质间的静压差共同完成的。

发生器前布置的溶液热交换器通过来自贮液器的高温稀氨水溶液对流出冷凝/吸收器的较低温的浓氨水溶液进行预热；蒸发器布置的预冷器通过蒸发器出口的冷气体对来自发生器的热压力平衡剂气体进行预冷。这两个回热部件促成了制冷系统主要工作部件之间的热量交换，强化了系统的热力性能。装置中布置精馏器管路的作用在于利用外部冷却水对管内蒸气进行提纯，防止发生过程产生的水蒸气带入蒸发器恶化制冷效果。

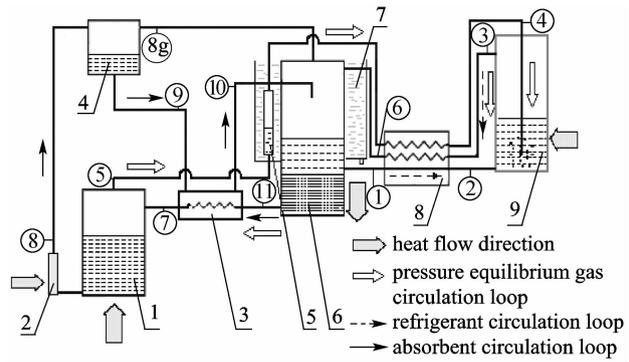


图1 改进后的 Einstein 循环制冷机运行原理图

Fig. 1 Flow chart of improved Einstein cycle

- 1—generator; 2—bubble pump; 3—solution exchanger;
4—reservoir; 5—rectifier; 6—condenser/absorber;
7—cooling water system; 8—pre-cooler; 9—evaporator;
①—⑩—serial number of material flow

2 焓分析数学模型

2.1 焓分析基础

根据热力学定义，混合物的比焓可以用混合组分的比焓和比熵表示

$$e_m = h_m - h_{m,0} - T_0(s_m - s_{m,0}) \quad (1)$$

根据热量焓的定义^[7]

$$E_q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q \quad (2)$$

焓平衡原理：以“+”表示输入，以“-”表示输出，系统（或部件）的焓平衡方程如下

$$\sum E^+ = \sum \Pi + \sum E^- \quad (3)$$

各部件的焓损失系数 η_i 为

$$\eta_i = \frac{\Pi_i}{E_{q,gen} + E_{q,bp}} \quad (4)$$

系统总焓损失系数

$$\sum \eta_i = \frac{\sum \Pi_i}{E_{q,gen} + E_{q,bp}} \quad (5)$$

系统的焓效率（ECOP）定义为系统的收益焓和系统的消耗焓之比，用来评价制冷系统热力学完善性。该制冷机焓效率表达式为

$$ECOP = \frac{E_{q,evap}}{E_{q,gen} + E_{q,bp}} \quad (6)$$

发生温度和气泡泵工作温度十分接近，故

$$ECOP \approx \frac{Q_{q,evap}(T_0/T_{evap} - 1)}{(Q_{q,gen} + Q_{q,bp})(1 - T_0/T_{gen})} = COP \times \frac{(T_0/T_{evap} - 1)}{(1 - T_0/T_{gen})} \quad (7)$$

2.2 建模假设条件

对制冷机建模分析时可以忽略一些影响系统运

行特性的次要因素：

(1) 热力部件连接管内流动一维定常；

(2) 系统稳定运转时，忽略冷凝/吸收器中氨气在吸收剂中溶解时产生的热量；

(3) 制冷循环的总压保持不变，但循环内部存在轻微的压力扰动以促使流体的运动，这些扰动因素（如压力平衡剂在吸收过程需要的传质推动力）对系统性能的评估影响很小，理论计算时忽略；

(4) 溶液热交换器和预冷器处的窄点温差很小，可以忽略；

(5) 假定气泡泵中流体以弹状流型存在运行，以符合气泡泵提升效率最优化的设计条件。

2.3 各部件焓平衡模型

表 1 列出了制冷机中主要容积部件的质量、能量平衡方程。

对应图 1 中各个热力部件建立焓平衡方程。

2.3.1 蒸发器模块 蒸发器是制冷机产生冷量的部件，部件焓损为

$$\Pi_{\text{evap}} = m_4 e_4 + m_2 e_2 - m_3 e_3 - E_{\text{q, evap}} \quad (11)$$

式中 冷量焓是制冷循环的收益焓

$$E_{\text{q, evap}} = (T_0/T_{\text{evap}} - 1)Q_{\text{evap}} \quad (12)$$

利用式 (1) 和式 (2)，并结合表 1 相关公式对式 (11) 化简

$$\Pi_{\text{evap}} = (-T_0/T_{\text{evap}})Q_{\text{evap}} - T_0(m_4 s_4 + m_2 s_2 - m_3 s_3) \quad (13)$$

2.3.2 冷凝/吸收器模块 冷凝/吸收器的焓损包括两个部分：内部焓损失和外部焓损失。其中，外部焓损失是由于部件向冷却水散热引起的

$$E_{\text{q, cond}} = (1 - T_0/T_{\text{cond}})Q_{\text{cond}} \quad (14)$$

冷凝/吸收器的内部焓损为

$$\Pi_{\text{c/ab, in}} = m_{10} e_{10} + m_6 e_6 + m_{8g} e_{8g} - m_1 e_1 - m_{11} e_{11} - E_{\text{q, cond}} \quad (15)$$

因此，冷凝/吸收器的总焓损为

$$\Pi_{\text{c/ab}} = Q_{\text{q, cond}} - T_0(m_{10} s_{10} + m_6 s_6 + m_{8g} e_{8g} - m_1 s_1 - m_{11} s_{11}) \quad (16)$$

2.3.3 发生器、气泡泵和贮液器模块 发生器、气泡泵和贮液器组合模块的焓损为

$$\Pi_{\text{g/bp}} = -T_0(Q_{\text{gen}}/T_{\text{gen}} + Q_{\text{bp}}/T_{\text{bp}}) - T_0(m_7 s_7 - m_5 s_5 - m_9 s_9 - m_{8g} e_{8g}) \quad (17)$$

2.3.4 预冷器 预冷器部件焓损为

$$\Pi_{\text{pre}} = -T_0(m_1 s_1 + m_5 s_5 + m_3 s_3 - m_4 s_4 - m_2 s_2 - m_6 s_6) \quad (18)$$

2.3.5 溶液热交换器 溶液热交换器部件焓损为

$$\Pi_{\text{hx}} = -T_0(m_9 s_9 + m_{11} s_{11} - m_{10} s_{10} - m_7 s_7) \quad (19)$$

3 计算结果与分析

算例工况：系统工作压力为 0.4 MPa，蒸发温度为 266 K，冷凝温度为 315 K，发生温度为 375 K。设计系统制冷量为 1 kW；假设冷凝/吸收器外部冷却水温为 32℃、环境温度为 30℃；制冷循环状态点 3 和 7 混合工质的组分参数也已经确定（状态点 7 和 9 处混合物中氨的质量分数分别为 45% 和 18%；状态点 3 处混合气体中氨和正丁烷的质量分数分别为 54% 和 46%）。状态点 4、6、7、9 和 10 对应温度是基于上述计算条件的合理估值。表 2 是制冷循环各状态点的组分构成和热力学参数数据，其中质量流量值由表 1 所列公式求解得出，表中状态参数数据来源于文献 [9-10]。表 3 是各热力部件的焓分析法计算结果。

可以看出，Einstein 循环制冷机的 ECOP 不高，制冷系统的总焓损失系数达 86.5%。

制冷循环中，发生器、气泡泵的组合供热模块的焓损失占整机的 42.7%，成为循环的最大热力损失部件，是制冷机最主要的改进对象。该部位

表 1 制冷机主要容积部件的质量、能量平衡方程

Table 1 Material and energy balances of main components in refrigerator

Component	Material balance	Energy balance
evaporator	$y_{\text{NH}_3,3} m_3 = m_4$ $m_2 + m_4 = m_3$ $m_1 + m_7 = m_9 + m_3 + m_{8g}$	$Q_{\text{evap}} = m_3 h_3 - m_2 h_2 - m_4 h_4$
condenser/absorber	$x_{\text{NH}_3,7} m_7 = x_{\text{NH}_3,9} m_9 + y_{\text{NH}_3,3} m_3 + m_{8g}$ $m_7 = m_4 + m_{8g} + m_9$	$Q_{\text{c/ab}} = m_{10} h_{10} + m_6 h_6 + m_{8g} h_{8g} - m_1 h_1 - m_{11} h_{11}$
generator	$x_{\text{NH}_3,7} m_7 = x_{\text{NH}_3,9} m_9 + m_4 + y_{\text{NH}_3,8g} m_{8g}$	$Q_{\text{gen}} + Q_{\text{bp}} = m_5 h_5 + m_9 h_9 + m_{8g} h_{8g} - m_7 h_7$
bubble pump	$m_{\text{bp}} = m_7 - m_5$ $m_{8g} = 0.0426 m_{\text{bp}} [8]$	$Q_{\text{bp}} = m_{8g} h_{8g}$

表2 制冷循环中各状态点的参数

Table 2 Parameters of operation in refrigeration cycle

State point	Component	Temperature / °C	Pressure / MPa	Specific enthalpy / kJ · kg ⁻¹	Specific entropy / kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹	Mass flow / g · s ⁻¹
1	liquid saturated <i>n</i> -butane	42	0.4	300.9	1.3419	2.77
2	liquid saturated <i>n</i> -butane	-7	0.4	183.5	0.9390	2.77
3	saturated vapor of <i>n</i> -butane and ammonia	-7	0.4	1050.5	4.1953	6.02
4	superheated ammonia vapor	5	0.4	1507.3	6.8313	3.25
5	superheated ammonia vapor	102	0.4	1722.5	7.4222	3.25
6	superheated vapor of <i>n</i> -butane and ammonia	5	0.4	1070.6	4.8474	6.02
7	ammonia water	77	0.4	435.4	9.4203	9.87
9	ammonia water	107	0.4	1655.4	9.2523	6.62
10	ammonia water	52	0.4	107.4	9.3366	6.62
11	ammonia water	42	0.4	94.5	9.2947	9.87

表3 制冷循环中各部件的焓分析法计算结果

Table 3 Exergy analysis calculation results of Einstein refrigeration cycle

Item	Calculated results/kW	Exergy loss coefficient/%
exergy loss of evaporator	0.0667	6.48
total exergy loss of condenser/absorber	0.3305	32.1
total exergy loss of generator, bubble pump and reservoir	0.4395	42.7
exergy loss of pre-cooler	0.018	1.75
exergy loss of heat exchanger	0.0363	3.53
heat exergy of generator and bubble pump	1.029	—
cold exergy	0.139	—
exergetic coefficient of performance	0.135	—

产生大量焓损失的主要原因是由于外部热源与发生器内溶液的传热温差比较大，建议对发生器部件进行结构改进，增加其换热效率；同时采用更低温度的余废热、太阳能资源进行驱动或适当提高冷凝/吸收部件的工作温度都能有效降低该部件的焓损耗。对于气泡泵部件，一个可以借鉴的结构改进方案是：将垂直提升管和发生器的底部连接做成螺旋式盘管，内置外部集热元件，这样既没有明显增加整机的体积，又保证了外部输入热量的传递面积，强化了气泡泵的换热效率^[11]。

冷凝/吸收器的焓损失系数为 32.1%。导致大量焓损失出现的因素有两个：一是冷凝器内部工质与冷却水之间的平均传热温差比较大，产生了很大的不可逆损失；另一个原因是循环冷却水中的热量焓没有得到充分利用，流失到了外部环境。减小传热温差只能设法增大传热系数（增大传热面积受到了部件体积和质量的限制，不具可行性），可采取的措施有：对冷凝/吸收器结构进行改造，如内嵌高翅化系数的换热管；提高冷却水的流速；维持冷却水套筒内部洁净，减小水垢热阻等。同时建议对冷凝/吸收器外部的循环热水加以利用，这也是提

升制冷机性能的一个重要环节。在 Einstein 制冷循环基础上构建的热泵装置是能量合理利用的一种解决方案^[4]。

蒸发器的焓损失是由于制冷剂与制冷空间之间存在的传热温差引起的，占系统总焓损失的 6.48%。为了有效降低部件焓损失，可以通过采用新型高效的板式热交换设备来提高传热系数；在达到制冷效果的前提下，适当提高蒸发温度、减小部件传热温差也能使这部分焓损降低。

从式 (7) 来看，当制冷温度和热源温度一定时，系统的 ECOP 只取决于制冷循环的 COP 值。因此减小系统的供热量或增加系统的制冷量都能有效提高系统的 ECOP。根据表 2 中蒸发器以及发生器、气泡泵组合模块的两组能量平衡方程，可以看出：减小 h_2 或 h_4 ，可以增加 $Q_{q, \text{evap}}$ ；增加 h_7 ，可以减小 $(Q_{q, \text{gen}} + Q_{q, \text{bp}})$ ，这就解释了前文在原始制冷循环中增设两个回热部件的必要性。

两个回热部件中，焓损较大的是溶液热交换器，这主要是由于溶液热交换器水平管中的浓氨水与管外的稀氨水间的不可逆传热温差所致。在保证换热器面积的前提下针对性地强化回热部件换热效

率是减小其焓损失的有效措施。

4 结 论

(1) 对原始 Einstein 制冷循环进行了初步改进, 增设了两个回热部件; 对改进后的制冷机进行了热力学焓分析, 从提高整机焓效率角度给出了循环初步改进的理论依据。

(2) 所研究制冷循环的主要焓损部位是发生部件和冷凝部件。实现系统热能有效利用程度最大化的主要措施是依据工艺条件尽量减小不可逆传热过程的换热温差以及减小散热过程的热量焓损耗。

符 号 说 明

COP——性能系数

E ——焓, kW

ECOP——焓效率, %

e ——比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

h ——比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

m ——质量流量, $\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$

Q ——换热量, kW

s ——比熵, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

T ——温度, K

x ——液体质量分数

y ——气体质量分数

η ——焓损失系数

II ——焓损失, kW

下角标

bp——气泡泵

c/ab——冷凝/吸收器

evap——蒸发器

g——气体

g/bp——发生器、气泡泵模块

gen——发生器

hx——热交换器

i ——部件

in——内部

m——混合物

NH_3 ——氨

pre——预冷器

q——热量

0——环境

References

- [1] Einstein A, Szilard L. Refrigeration: US, 1781541. 1930-11-11
- [2] Delano A. Design analysis of the Einstein refrigeration cycle [D]. Atlanta: Georgia Institute of Technology, 1998
- [3] White S. Bubble pump design and performance [D]. Atlanta: Georgia Institute of Technology, 2001
- [4] Schaefer L. Single pressure absorption heat pump analysis [D]. Atlanta: Georgia Institute of Technology, 2000
- [5] Mejbri Kh, Ezzine N B, Guizani Y, Bellagi A. Discussion of the feasibility of the Einstein refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*, 2006, **29** (1): 60-70
- [6] Song Meifeng (宋玫峰), Liu Daoping (刘道平), Huang Wenjian (黄文健). Development of single pressure absorption-type refrigeration technology. *Heating Ventilating and Air Conditioning* (暖通空调), 2005, **35** (3): 31-35
- [7] Shen Weidao (沈维道), Jiang Zhimin (蒋智敏), Tong Jungeng (童钧耕). *Engineering Thermodynamics* (工程热力学). 3rd ed. Beijing: Higher Education Press, 2001: 151-153
- [8] Shelton S, Delano A, Schaefer L. Design analysis of the Einstein refrigeration cycle//Proc. of the Renewable and Advanced Energy Systems for the 21st Century Conf. Hawaii, 1999
- [9] Ding Guoliang (丁国良), Zhang Chunlu (张春路), Zhao Li (赵力). *New Refrigerant Used in Air Condition System—the Calculation Methods and Practical Tables of Thermophysical Properties* (制冷空调新工质——热物理性质的计算方法与实用图表). Shanghai: Shanghai Jiao Tong University Press, 2003
- [10] Mao Yihui (茅以惠), Yu Guohe (余国和). *Absorption and Steam Jet Refrigerator* (吸收式与蒸汽喷射式制冷机). Beijing: China Machine Press, 1985
- [11] Wu Yezheng (吴业正). *Design Guiding of Small Refrigerant Installation* (小型制冷装置设计指导). Beijing: China Machine Press, 1998: 26-28