

基于相对不可逆度的四热源冷机热力学模型

竞 峰, 张 旭

(同济大学 机械工程学院, 上海 201804)

摘要: 基于热力学原理提出了相对不可逆度的概念用于描述系统内部的不可逆因素, 在此基础上建立了四热源吸收式制冷系统内不可逆有限时间热力学模型, 进行了具体的数值算例分析, 并传统的四热源吸收式制冷有限时间热力学模型进行了比较。

关键词: 熵产; 相对不可逆度; 四热源制冷机; 有限时间热力学
中图分类号: TK 123 **文献标识码:** A

Research on Thermodynamic Model of Four-reservoirs Refrigeration Based on Concept of Relative Irreversibility

JING Feng, ZHANG Xu

(College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Based on the principle of thermodynamics, a new concept of the relative irreversibility is put forward to describe the internal irreversibility. An irreversible thermodynamic model of four reservoirs absorption refrigeration based on this concept is derived, and numerical examples are given. The differences of the new model and the traditional model are discussed.

Key words: entropy generation; relative irreversibility; four-reservoirs refrigeration; finite-time thermodynamics

吸收式制冷装置利用低温废热作为动力, 减少了温室气体的排放和能源的消耗, 采用非氟利昂类工质对作为制冷剂还减少了对臭氧层的破坏^[1], 日益引起世界各国的广泛重视。

有限时间热力学是近 30 年新发展起来的一种热力学优化理论, 以减少系统不可逆性为主要目标, 优化存在传热、流体流动和传质不可逆性的实际热力系统性能。有限时间热力学在吸收式制冷机领域的应用获得了许多比经典热力学更具有实际指导意

义的新结果, 为吸收式热力装置的设计、优化和运行提供了重要的理论指导^[2-3]。

导致四热源吸收式制冷机不可逆损失的因素可以分为外不可逆和内不可逆 2 个部分, 其中, 外部热源与循环工质传热造成的热力损失被称为外不可逆损失, 而由系统内部摩擦、涡旋、传质及其他因素构成的热力损失被称为内不可逆损失^[4]。对于系统内不可逆损失的描述, H. T. Chua 等假设系统内部熵产为一定值^[5-6], 更多学者则引入了不可逆因子的描述方法^[2, 4, 7-9], 并在此基础上建立了制冷系统热力学模型, 以最大制冷量为优化目标对系统进行了优化, 进一步考虑热漏不可逆因素后, 还可以以最高制冷效率作为系统的优化目标^[2]。

笔者从热力学基本原理出发, 引入了一种物理含义更为明确的描述系统内部不可逆损失的方法, 在此基础上建立了系统热力学模型, 并对模型进行了求解, 最后针对具体算例对该模型的计算结果进行了分析讨论。

1 最大可能熵产与相对不可逆度

忽略循环泵输入功, 四热源吸收式制冷循环系统与外界的能量交换过程如图 1 所示。假设热源温度、冷冻水温度、冷凝器、吸收器冷却水温度分别为 T_G, T_E, T_C, T_A , 4 个传热系数面积分别为 $U_{Ag}, U_{Ac}, U_{Ae}, U_{Aa}$, 发生温度、蒸发温度、冷凝温度、吸收温度分别为 T_g, T_e, T_c, T_a , 系统与外界换热量分别为 q_g, q_e, q_c, q_a , 热系统内边界处的熵流分别为 S_g, S_e, S_c, S_a 。

当系统处于稳定状态时, 对于图中虚线所示内部系统, 由热力学第一定律有

$$q_g + q_e = q_c + q_a \quad (1)$$

由热力学第二定律有

收稿日期: 2009-12-31

作者简介: 竞 峰(1976—), 男, 博士生, 主要研究方向为热湿交换过程. E-mail: frank.f.jing@gmail.com

张 旭(1955—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为热湿交换过程. E-mail: zhangxu-hvac@tongji.edu.cn

$$\Delta S = \left(\frac{q_c}{T_c} + \frac{q_a}{T_a} \right) - \left(\frac{q_g}{T_g} + \frac{q_e}{T_e} \right) \geq 0 \quad (2)$$

其中, ΔS 为系统熵产.

引入比例因子即散热比 n 表示吸收器散热量与冷凝器散热量的比例, $n = q_a/q_c$, 从而得到

$$\Delta S = \frac{n(q_e + q_g)}{(n+1)T_a} + \frac{q_e + q_g}{(n+1)T_c} - \frac{q_e}{T_e} - \frac{q_g}{T_g} \quad (3)$$

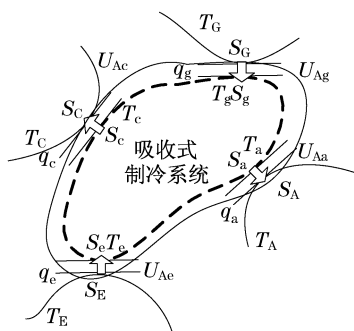


图1 制冷机与外界能量的交换

Fig.1 Energy flow between refrigeration and reservoirs

由热力学第二定律得到的式(2)指出系统熵产的最小值为零,但该式并未给出熵产率的上限.对于稳定系统而言,系统内部熵变为零,系统熵产率受制于系统输入输出的影响,在一定的约束条件下,即当 $T_g, T_e, T_a, T_c, q_g, n$ 一定时,必然存在一定的上限.一般说来有 $T_a > T_e, T_c > T_e$, 从而可得到

$$\frac{\partial \Delta S}{\partial q_e} = \frac{n}{(n+1)T_a} + \frac{1}{(n+1)T_c} - \frac{1}{T_e} < 0 \quad (4)$$

从式(4)可以看出,当 $T_g, T_e, T_a, T_c, q_g, n$ 一定时, S 随着 q_e 的减小而增加.对于制冷系统而言, $q_e < 0$ 的情况显然是没有现实意义的,可以认为当 $q_e = 0$ 时 S 取得最大值,此时高温热源输入的能量仅进行了能质耗散,系统热力学功为零,称此状态下的熵产率为系统最大可能熵产率 S_{\max}

$$\Delta S_{\max} = \lim_{q_e \rightarrow 0} \Delta S =$$

$$q_g \left(\frac{n}{(n+1)T_a} + \frac{1}{(n+1)T_c} - \frac{1}{T_g} \right) \quad (5)$$

实际的熵产率处于系统熵产率上下限之间.引入量纲一熵产数即系统相对不可逆度的概念,定义

$$R_1 = \frac{\Delta S}{\Delta S_{\max}} \quad 0 \leq R_1 \leq 1 \quad (6)$$

其中,相对不可逆度 R_1 (relative irreversibility) 为一定条件下系统实际熵产率与最大可能熵产率的比值,代表了系统不可逆程度的大小, R_1 越大,系统的不可逆程度越高,系统制冷量和能效比 C_{OP} (coefficient of performance, COP) 距可逆状态越远.当 $R_1 = 0$ 时,系统为可逆过程,系统熵产率为零,热

力学功最大,系统效率最高,当 $R_1 = 1$ 时,系统为完全不可逆过程,系统热力学功为零,系统熵产率最大,系统 C_{OP} 为零.

2 内不可逆四热源制冷机理论模型

由式(6)有

$$\Delta S = R_1 \Delta S_{\max} \quad (7)$$

将式(5)及式(7)代入式(3)得到

$$\frac{q_a}{T_a} + \frac{q_c}{T_c} - \frac{q_g}{T_g} - \frac{q_e}{T_e} = R_1 q_g \left(\frac{n}{(n+1)T_a} + \frac{1}{(n+1)T_c} - \frac{1}{T_g} \right) \quad (8)$$

对于系统内部与外界的4个换热过程,由牛顿公式有

$$q_g = U_{Ag}(T_G - T_g), \quad T_e = T_E - \frac{q_e}{U_{Ae}}$$

$$T_a = T_A + \frac{q_a}{U_{Aa}}, \quad T_c = T_C + \frac{q_c}{U_{Ac}} \quad (9)$$

将式(9)代入式(8)并化简得

$$\frac{U_{Aa} q_e + U_{Aa} U_{Ag}(T_G - T_g)(1 - R_1)}{(1 + 1/n) U_{Aa} T_A + q_e + U_{Ag}(T_G - T_g)} + \frac{U_{Ac} q_e + U_{Ac} U_{Ag}(T_G - T_g)(1 - R_1)}{(1 + n) U_{Ac} T_C + q_e + U_{Ag}(T_G - T_g)} = \frac{U_{Ag}(T_G - T_g)(1 - R_1)}{T_g} + \frac{U_{Ae} q_e}{U_{Ae} T_E - q_e} \quad (10)$$

式(10)即为基于相对不可逆度 R_1 概念的内不可逆四热源制冷机有限时间热力学模型.

令 $r = 1 - R_1, q_g = U_{Ag}(T_G - T_g)$, 展开上式可得到关于 q_e 的如下形式的3次方程,其中 p_0, p_1, p_2, p_3 是关于 $r, q_g, n, U_{Ag}, U_{Ae}, U_{Aa}, U_{Ac}, T_G, T_E, T_A, T_C$ 的函数,具体形式略.

$$p_0 + p_1 q_e + p_2 q_e^2 + p_3 q_e^3 = 0 \quad (11)$$

求解该方程可得到 q_e 的3个解,其中2个为虚根,实数解为真实解,具体形式略.

将 $q_g = U_{Ag}(T_G - T_g)$ 代入式(10),分子分母同除以 q_e ,整理后可得到

$$\frac{U_{Aa} \left(1 + \frac{1}{C_{OP}} (1 - R_1) \right)}{(1 + 1/n) U_{Aa} \frac{T_A}{q_e} + 1 + \frac{1}{C_{OP}}} + \frac{U_{Ac} \left(1 + \frac{1}{C_{OP}} (1 - R_1) \right)}{(1 + n) U_{Ac} \frac{T_C}{q_e} + 1 + \frac{1}{C_{OP}}} = \frac{U_{Ag} \frac{1}{C_{OP}} (1 - R_1)}{U_{Ag} \frac{T_G}{q_e} + \frac{1}{C_{OP}}} + \frac{U_{Ae}}{U_{Ae} \frac{T_E}{q_e} - 1} \quad (12)$$

式(12)表示系统 C_{OP} 与制冷量的基本关系式。

3 数值算例分析

3.1 发生温度对系统的影响

发生温度 T_g 与热源温度 T_G 的差是发生器传热的动力,决定了系统耗热量的大小.图2表示在不同 R_1 条件下,系统制冷量 q_e 随 T_g 的变化.计算中假设 $T_G = 100\text{ }^\circ\text{C}$, $T_A = 27\text{ }^\circ\text{C}$, $T_C = 31.5\text{ }^\circ\text{C}$, $T_E = 12\text{ }^\circ\text{C}$, $U_{Ag} = 143.4\text{ kW}\cdot\text{K}^{-1}$, $U_{Ai} = 186.9\text{ kW}\cdot\text{K}^{-1}$, $U_{Ac} = 180.6\text{ kW}\cdot\text{K}^{-1}$, $U_{Ae} = 319.2\text{ kW}\cdot\text{K}^{-1}$, $n = 1.2$,下同.如图2所示,系统制冷量存在某个最大值,当制冷量低于该值时,存在2个对应的 T_g 及 q_g .系统 C_{OP} 与 T_g 及 q_e 的关系如图3所示,对于一定的制冷量,由于存在2个不同的耗热量,也就存在有2个相应的 C_{OP} 值,对于一定的制冷量 q_e ,左侧工作点对应的 C_{OP} 要小于右侧,系统运行在最高制冷量的左侧部分显然是不利的,这与设备的实际运行过程是一致的.需要说明的是,图3是基于未考虑热漏情况下得到的曲线,当系统耗热量较小时,热漏对系统的影响将会显著化,考虑到热漏影响后,图中曲线右侧部分在制冷量较低时会出现收缩的现象。

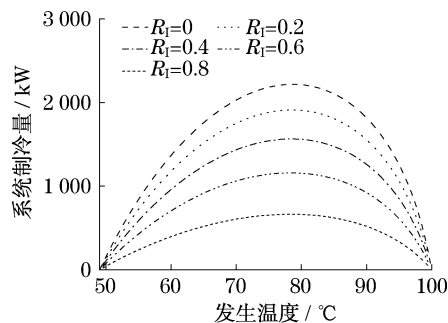


图2 制冷量随发生温度的变化

Fig.2 Variation of cooling capacity with generation temperature

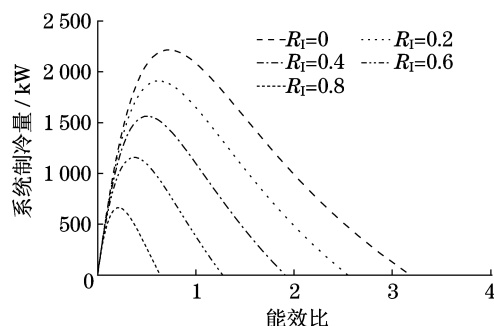


图3 制冷量与能效比的关系

Fig.3 Variation of cooling capacity with coefficient of performance

3.2 对不可逆度对系统的影响

如前所述,系统内部相对不可逆度 R_1 表示系统内部各种不可逆因素造成的熵产率与同样条件下系统内部最大可能熵产率的比值, R_1 越小系统内部熵产率越低,系统性能越接近内可逆有限温差循环.从图2~4中可以看出,随着系统内相对不可逆度的增加,系统制冷量和 C_{OP} 均下降,系统在取得最大制冷量时对应的 C_{OP} 也相应减小.当 $R_1 = 0$ 即系统内部可逆时,系统最大制冷量为 2 216.1 kW, C_{OP} 为 0.725 1,当 R_1 取 0.2, 0.4, 0.6, 0.8 时,系统最大制冷量分别为 1 910.5, 1 563.5, 1 158.2, 662.9 kW, 相应 C_{OP} 分别为 0.621 7, 0.506 2, 0.373 6, 0.213 6.

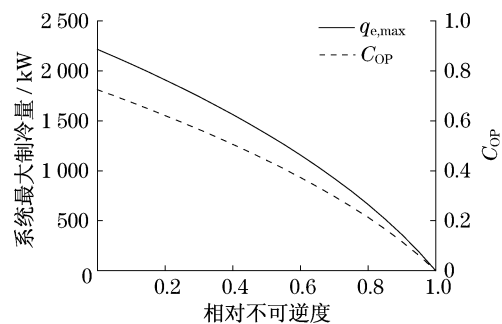


图4 相对不可逆度对最大制冷量及能效比的影响

Fig.4 Influence of R_1 on maximum cooling capacity $q_{e,max}$ and coefficient of performance

3.3 散热比对系统的影响

散热比 n 表示吸收器散热量与冷凝器散热量的比值,该值的大小与工质对物性和循环流程相关, n 对系统制冷量的影响如图5~6所示,图中计算涉及到的设备及热源温度参数同上,相对不可逆度 R_1 取 0.2.从图中可以看出,吸收器、冷凝器散热量相差较小时系统制冷量较大,两者差距越大则系统制冷量越小,从图中还可以发现, $n = 2.00$ 时制冷量大于 $n = 0.50$ 时制冷量、 $n = 5.00$ 时制冷量大于 $n = 0.20$ 时制冷量.这是因为计算中吸收器与冷凝器传热系数面积、温度差别不大,分别为 186.9 与 180.6 $\text{kW}\cdot\text{K}^{-1}$, 27.0 与 31.5 $^\circ\text{C}$,当系统散热量在两者之间的分配相差较大时,两设备传热熵产总量较大,从而导致系统制冷量较小.由于计算中吸收器外侧温度较发生器低而传热系数面积又偏大一些,因此吸收器散热量偏多的一些情况要比冷凝器散热量偏多的情况系统制冷量要大一些,该差异在系统耗热量较大时即发生温度较低时尤为明显.对于一定的散热比 n ,存在某一合适的发生器内侧温度 T_g 使得制冷量最大,该最大制冷量随散热比的变化如图6所示,图中当 n 为 1.21 时制冷量获得最大值 1 910.6 kW.

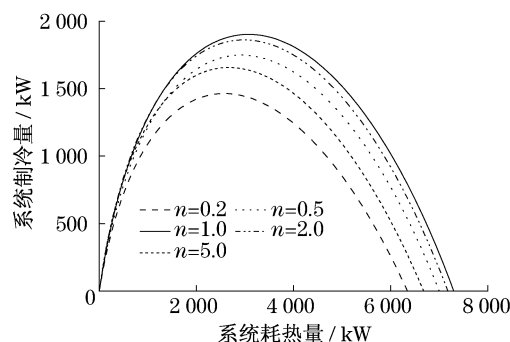


图5 散热比对制冷量的影响

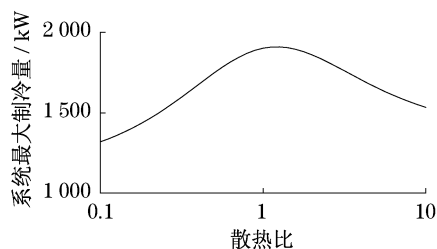
Fig.5 Influence of n on cooling capacity q_e 

图6 最大制冷量随散热比的变化

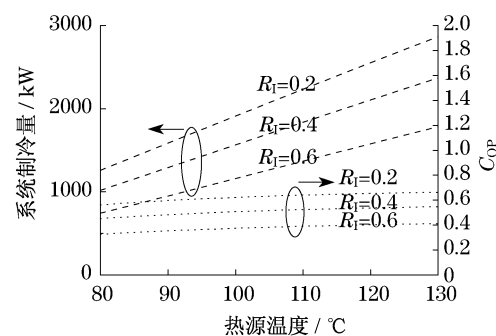
Fig.6 Influence of n on maximum cooling capacity $q_{e,max}$

3.4 外界温度对系统的影响

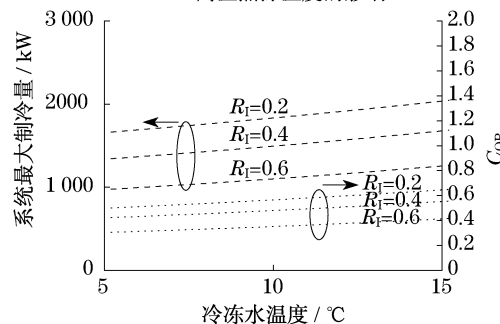
外界温度对系统性能的影响如图7,计算中散热比 n 取 1.28, R_1 考虑了 0.2, 0.4, 0.6 这 3 种情况. 当改变某一热源温度时,其他参数保持不变. 从图中可以看出,随着高温热源温度的升高,系统最大制冷量增加,取得最大制冷量时对应的 C_{OP} 也增加,冷冻水温度的升高也同样使得系统最大制冷量和相应 C_{OP} 增加,而冷却水水温的升高则使得系统最大制冷量和相应 C_{OP} 减小,对于不同的 R_1 ,系统最大制冷量及相应 C_{OP} 的变化趋势一致,且 R_1 越大,其值越小. 需要说明的是,由于计算中吸收器、冷凝器冷却水温度默认值分别为 27.0 °C 和 31.5 °C,图 7c 中吸收器冷却水取 30.0 °C 时对应的工况为 $T_A = 30.0$ °C, $T_C = 31.5$ °C,而图 7d 中冷凝器冷却水取 30.0 °C 时对应的工况为 $T_A = 27.0$ °C, $T_C = 30.0$ °C,因此图 7d 中的工况实际上比图 7c 中的工况更为有利一些,其系统最大制冷量及相应 C_{OP} 均比图 7c 中要大.

3.5 系统优化

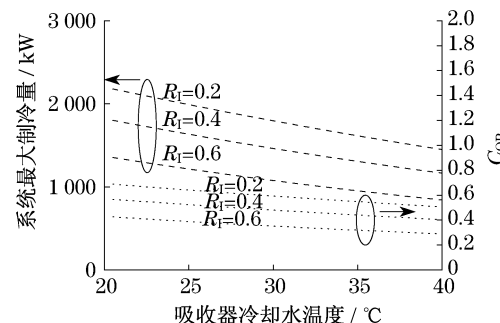
一定的热源温度和总传热系数面积条件下,对于不同的分配比例和发生器工作温度,系统制冷量存在很大的差异,如何在这些限制条件下获得最大的制冷量,这实际上是一个约束条件下系统优化的问题. 令 $x_g = U_{Ag}/U_A$, $x_e = U_{Ae}/U_A$, $x_a = U_{Aa}/U_A$, $x_c = U_{Ac}/U_A$, 其中 $U_A = U_{Ag} + U_{Ae} + U_{Aa} + U_{Ac}$, 以 q_e 最大为优化目标,以 $0 < x_i < 1$, $\sum x_i = 1$ ($i = g, e, a, c$)



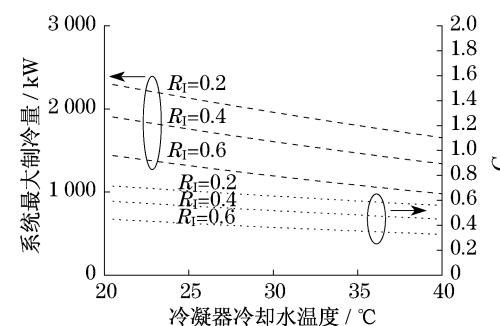
a 高温热源温度的影响



b 冷冻水温度的影响



c 吸收器冷却水温度的影响



d 冷凝器冷却水温度的影响

图7 外界温度对最大制冷量及相应能效比的影响

Fig.7 Influence of reservoirs temperature on maximum cooling capacity $q_{e,max}$ and coefficient of performance

a, c) 及 50.0 °C $< T_g < T_G$ 为约束条件,当 R_1 分别为 0, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8 时得到优化结果如表 1 所示. 图 8 表示面积优化前后系统最大制冷量的比较.

从优化结果来看,对于不同的系统内不可逆度,经传热面积系数分配优化后,系统最大制冷量均有显著的提高. 当系统内不可逆程度较高时,系统制冷

量较低,蒸发器的传热负荷较低,蒸发器所占的传热面积系数比例也较低。

表1 传热系数面积优化结果
Tab.1 Optimization results of heat exchanger thermal conductance

R_I	$q_{e,max}/kW$	x_g	x_e	x_a	x_c
0	2 565.3	0.286	0.214	0.274	0.226
0.2	2 236.4	0.290	0.208	0.275	0.227
0.4	1 859.7	0.295	0.199	0.277	0.229
0.6	1 413.4	0.303	0.184	0.281	0.232
0.8	851.2	0.315	0.157	0.289	0.239

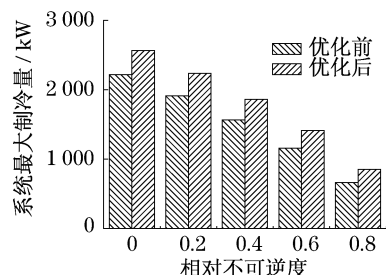


图8 传热系数面积分配优化前后最大制冷量的比较

Fig. 8 Maximum cooling capacity before and after optimization of heat exchanger thermal conductance

4 讨论

在忽略热漏的条件下,笔者从热力学基本原理出发,提出了相对不可逆度的概念,在此基础上推导了内不可逆四热源吸收式制冷系统有限时间热力学模型.与传统的模型相比,本模型的最大特点在于对系统内部熵产的描述方法不同.对于系统熵产,最常见的处理方法是引入内不可逆因子 I ,如式(13)所示:

$$\frac{q_a}{T_a} + \frac{q_c}{T_c} = I \left(\frac{q_g}{T_g} + \frac{q_e}{T_e} \right) \quad I \geq 1 \quad (13)$$

从而有

$$\Delta S = (I - 1) \left(\frac{q_g}{T_g} + \frac{q_e}{T_e} \right) \quad (14)$$

基于式(13)建立的内不可逆四热源制冷机模型形式简单且在进行理论推导时的诸多方便,因此得到了广泛的应用.但从式(14)可以看出,该模型(I 模型)实际隐含了这样一个特定假设:假设系统内部熵产由系统入口熵流决定,与系统出口状态无关.当系统出入口状态差距较大时,从理论上来讲系统内部的熵产也应该较大,这一点, I 模型并不能较好体现出来,另一方面,由于 I 的引入是基于数学描述的方便,其物理意义并不明确,对于 I 值大小的估计无法找到相应的物理依据.而笔者提出的模型则从理论上考虑到了系统出口状态对系统内部熵产的影响,

R_I 具有明确的物理意义,对 R_I 的估值也有明确的物理内涵。

5 结语

(1) 基于热力学基本原理提出了系统最大可能熵产 S_{max} 和系统相对不可逆度 R_I 的概念. R_I 表示系统内部各种不可逆因素造成的熵产率与同样条件下系统内部最大可能熵产率的比值,代表了系统不可逆程度的大小。

(2) 基于相对不可逆概念的基础建立的有限温差条件下内不可逆四热源吸收式冷机有限时间热力学模型,与传统不可逆因子模型相比,从理论上考虑到了系统出口状态对系统内部熵产的影响,物理意义明确。

(3) 基于该模型通过数值算例分析了各因素对系统制冷量的影响,结果表明,该模型计算结果与实际情况相符.还利用该模型对系统传热面积系数的分配进行了优化,优化后系统最大制冷量有明显的提高。

参考文献:

- [1] Pongsid Srihirin, Satha Aphornratana, Supachart Chuangpaibulpatana. A review of absorption refrigeration technologies[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2001, 5: 343.
- [2] CHEN Ling, ZHENG Tong, SUN Rengrui, et al. Irreversible four-temperature-level absorption refrigerator[J]. Solar Energy, 2006, 80: 347.
- [3] 秦晓勇, 陈林根, 何琳, 等. 吸收式热力循环有限时间热力学研究的进展[J]. 制冷, 2007, 26(1): 18.
QIN Xiaoyong, CHEN Ling, HE Lin, et al. Advances in finite time thermodynamic studies for absorption thermodynamic cycles[J]. Refrigeration, 2007, 26(1): 18.
- [4] Rathi R, Guemimi C, Ouaskit S. An irreversible thermodynamic model for solar absorption refrigerator[J]. Renewable Energy, 2004, 29: 1349.
- [5] Chua H T, Gordon J M, Ng K C, et al. Entropy production analysis and experimental confirmation of absorption systems[J]. International Journal Refrigeration, 1997, 20(3): 179.
- [6] Ng K C, Chua H T, Han Q. On the modeling of absorption chillers with external and internal irreversibilities[J]. Applied Thermal Engineering, 1997, 17(5): 413.
- [7] Rathi R, Guemimi C, Ouaskit S. An irreversible thermodynamic model for solar absorption refrigerator[J]. Renewable Energy, 2004, 29: 1349.
- [8] Figueredo Gustavo R, Mahmoud Bourouis, Alberto Coronas. Thermodynamic modeling of a two-stage absorption chiller driven at two-temperature levels [J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28: 211.
- [9] 陈安峰, 黄跃武, 蔡欢欢. 四温位吸收式制冷机生态学优化准则[J]. 建筑热能通风空调, 2008, 27(1): 31.
CHEN Anfeng, HUANG Yaowu, CAI Huanhuan. Ecological criteria optimization for a four-temperature-level absorption refrigerator[J]. Building Energy & Environment, 2008, 27(1): 31.