文章编号：1674－2869(2024)04－0370－05

三热源热布朗热变换器的生态学性能优化

赖作通
中国石油化工股份有限公司茂名分公司，广东 茂名 525000

摘　要：基于㶲分析的生态学函数，研究了三热源热布朗热变换器循环的生态学性能。导出了生态学函数的解析式，并研究了循环在最大生态学函数目标下的供热率和供热系数特性。通过与供热率目标下的性能进行比较，说明了生态学函数作为优化目标时三热源热布朗热变换器的性能优势。结果表明：通过调整势垒高度和外力，可使三热源热布朗热变换器工作在最大生态学函数目标下。当以生态学函数代替供热率作为优化目标时，三热源热布朗热变换器可以以牺牲较小的供热率为代价，换取供热系数的较大提升。

关键词：三热源热变换器；热布朗马达；供热率；供热系数；生态学函数；性能优化
中图分类号：TK1　　**文献标识码**：A　　**DOI**：10.19843/j.cnki.CN42-1779/TQ.202404037

Optimization of ecological performance of three-heat-reservoir thermal Brownian heat transformer

LAI Zuotong
Maoming Branch of China Petroleum & Chemical Corporation, Maoming 525000, China

Abstract: With the exergy-based ecological function, we studied the ecological performance of three-heat-reservoir thermal Brownian heat transformer. An expression of ecological function was derived, and the heating load and coefficient of performance (COP) of cycle under maximal ecological function criteria were studied. The performance advantages of three-heat-reservoir thermal Brownian heat transformer with ecological function as optimization objective were shown by comparing with the performance under heating load objective. The results show that the three-heat-reservoir thermal Brownian heat transformer can operate under the maximum ecological function objective by adjusting potiential barrier height and external force; and when the heating load is replaced by ecological function as optimization objective, the COP of the three-heat-reservoir thermal Brownian heat transformer can be greatly improved at the expense of a smaller heating load.

Keywords: three-heat-reservoir heat transformer; thermal Brownian motor; heating load; coefficient of performance; ecological function; performance optimization

在工业生产过程中需要消耗大量的能源，而大部分的能源都以低温余热的形式耗散至环境中[1]。如果这些低品位热能可以被回收利用，将会有效缓解能源问题，同时也减小了环境污染和工业生产的成本。为了回收利用低品位余热，各国工程师们研制了多种余热回收利用的装置，吸收式热变换器是其中重要的一种，并在工业中得到了广泛应用。

吸收式热变换器由中温热能驱动，并可以将其提升为高温热能，以便回收利用。三热源热变换器的能量转换方向和三热源热泵不同，其从中温热源吸热，将一部分热能泵送至高温热源，同时将另一部分热能排放至低温热源。从工作原理来看，热变换器也是一种热泵装置[2]。

在微观领域，也存在类似于宏观马达的微型马达，布朗马达是最常见的一种[3]。布朗马达可

收稿日期：2024-04-28
作者简介：赖作通，硕士，高级工程师。Email：laizt.mmsh@sinopec.com
引文格式：赖作通. 三热源热布朗热变换器的生态学性能优化[J]. 武汉工程大学学报，2024，46(4)：370-374，381.

以从周围环境中获取能量，并将其转换成机械能完成微尺度的任务。受益于其微型尺寸和独特的运动性质，布朗马达在微观领域有着重要的应用前景[4]。热布朗马达由环境中的热能驱动，并将其转换为机械能实现马达的功能。目前，已有很多学者研究了热布朗马达的热力学性能，并从热力学的视角来解释其工作机理。

Asfaw和Bekele[5]最早建立了由一个粒子作为工质的热布朗热机的热力学模型，并研究了热流的转换规律。粒子的运动数量通常用Arrhenius因子[6]描述，Ai等[7]建立了由多个粒子运动的热布朗热机模型，结果显示当热机工作在准静态时，效率可达到Carnot效率。Gao等[8]分析了热布朗热机的Onsager系数，并给出了最大功率时的效率。Qi等[9]对热布朗热机循环模型进行了统一描述，并给出了其最优性能。研究发现，通过控制设计参数，热布朗马达也可以实现泵热的功能。Ding等[10]建立了热布朗热泵模型，并分析了正常工作时设计参数的有效范围。随后进一步考虑不可逆因素，建立了不可逆热布朗热泵模型[11]。文献[10-11]中的热泵模型为两热源循环模型，其工作时需要外界高品位“功”的驱动。

三热源热变换器可以由低品位“热能”驱动，并将热能提升至更高温度以便重复利用。在宏观层面，一些学者对三热源热变换器循环的性能进行了大量的研究[12-13]。最近，一些学者也对微观三热源热力系统开展了研究工作，如三热源量子热泵[14]和三端能量选择性电子机热泵装置[15]等。三热源热变换器装置还可以等效为一个热机驱动热泵的联合装置。Qi等[16]基于等效三热源热变换器模型，将宏观三热源热变换器循环推广至微观循环，建立了三热源热布朗热变换器模型，解释了其工作机理，并给出了循环在最大供热率目标下的性能特性。

在研究三热源热布朗热变换器的热力学性能时，研究其供热率和供热系数（coefficient of performance，COP）特性是最基本的工作。然而，在导出三热源热布朗热变换器的最大供热率时，对应的COP较小[16]。因此，供热率和COP是一对相互矛盾的优化目标，且在设置三热源热布朗热变换器的工作状态时，需要注重供热率和COP的协调优化。随着现代热力学理论的发展，一些学者进一步改进了评价热力学系统性能的目标函数，生态学函数是一种有效的优化目标函数。Angulo-Brown[17]最早建立了热机循环的生态学函数E，并定义为$E = P - T_{\mathrm{L}}\sigma$（$P$为输出功率，$T_{\mathrm{L}}$为低温热源温度，$\sigma$为熵产率），来优化热机的性能。由于其没有区分能量和功的区别，因此该定义并不完备。严子峻[18]指出能量和㶲应当区分，并将生态学函数重新定义为$E = P - T_0\sigma$（T_0为环境温度，$T_0\sigma$为㶲损率）。陈林根等[19]进一步建立了适用于各类热力系统的基于㶲分析的普适性生态学函数，并将其定义为$E = A - T_0\sigma$（A为㶲输出率）。基于㶲分析的生态学函数提出了以热力学第二定律效率和可用能分析，反映了㶲输出率与熵产率的最佳折中，因此通过引入生态学函数优化可以更加合理地评价热力循环的性能。此后，大量学者利用各种目标函数优化了各类热力循环的性能，如预热型S-CO_2布雷顿循环[20]、三热源热布朗制冷机[21]、两热源热布朗热机[22]、能量选择性电子机[23]、四热源吸收式热变换器[24]、四库化学泵[25]、四热源吸收式热泵[26]、量子卡诺热机[27]、量子狄塞尔热泵[28]和量子斯特林热泵[29]等，得到了很多更具实际应用价值的优化准则。

本文将基于㶲分析的生态学函数进一步引入到文献[16]中建立的三热源热布朗热变换器循环模型，将导出其生态学函数的解析式，并研究循环在生态学函数目标下的性能特性，最后与供热率目标下的性能进行对比，说明生态学函数作为优化目标时的意义。

1　系统模型

图1为三热源热布朗热变换器模型示意图。该模型为一个热布朗热机驱动热布朗热泵的联合模型。图2为三热源热布朗热变换器的热力学模型。热机工作在热源T_{C}和T_{L}间，其热流率为Q_{C1}和Q_{L}，输出功率为P，用于驱动热布朗热泵工作。热布朗热泵同样从热源T_{C}中吸热，将热能泵送至高温热源T_{H}中，来达到升温的目的，其热流率为Q_{C2}和Q_{H}。三热源热变换器从热源T_{C}中的总吸热率为Q_{C}，且以布朗粒子作为工质。布朗粒子在伴随有电势的介质中运动，势垒高度为U_0，势场长度为L_1和L_2，总长度为$2L$（$L = L_1 + L_2$）。热布朗热机中布朗粒子的运动数量为N_+和N_-，热布朗热泵中粒子的运动数量为N_+'和N_-'，作用在粒子上的外力分别为F_1（或F_2）。

当热机中的粒子向右运动时，运动至L_1的吸热率为$U_0 + F_1L_1$，运动至L时的放热率为$U_0 - F_1L_2$；热泵中的粒子从$2L$处向左运动时，运动至$L + L_1$的吸热率为$U_0 - F_2L_2$，继续运动至L的放

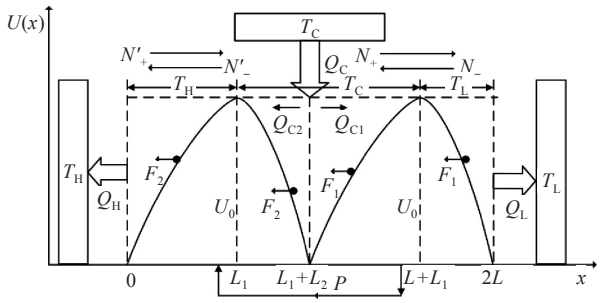

图1 循环示意图

Fig. 1 Cycle schematic

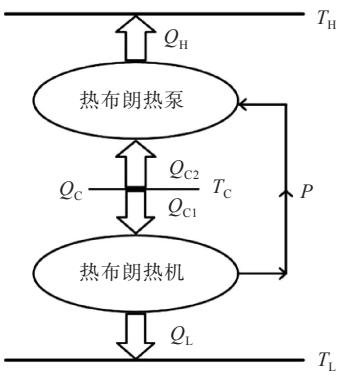

图2 热力学模型示意图

Fig. 2 Thermodynamic model

热率为 $U_0 + F_2L_1$。当粒子反向运动时，换热则相反。假设粒子运动的数量与Arrhenius成比例[6]，则粒子运动的数量 N_+、N_-、N'_+ 和 N'_- 为：

$$N_+ = (1/t)\exp[-(U_0 + F_1L_1)/(k_BT_C)];$$

$$N_- = (1/t)\exp[-(U_0 - F_1L_2)/(k_BT_L)] \quad (1)$$

$$N'_+ = (1/t)\exp[-(U_0 + F_2L_1)/(k_BT_H)];$$

$$N'_- = (1/t)\exp[-(U_0 - F_2L_2)/(k_BT_C)] \quad (2)$$

热布朗热机（或热泵）在高低温侧的总热流率 Q_{C1} 和 Q_L（或 Q_H 和 Q_{C2}）为：

$$Q_{C1} = (N_+ - N_-)(U_0 + F_1L_1);$$

$$Q_L = (N_+ - N_-)(U_0 - F_1L_2) \quad (3)$$

$$Q_{C2} = (N'_- - N'_+)(U_0 - F_2L_2);$$

$$Q_H = (N'_- - N'_+)(U_0 + F_2L_1) \quad (4)$$

系统从中温热源 T_C 中的总吸热率为：

$$Q_C = Q_{C1} + Q_{C2} \quad (5)$$

由热力学第一定律可知：

$$Q_H + Q_L = Q_C \quad (6)$$

2 性能参数

根据定义，三热源热变换器的泵热率 Π 和COP为：

$$\Pi = Q_H = (N'_- - N'_+)(U_0 + F_2L_1) \quad (7)$$

$$\beta = Q_H/Q_C = [(N'_- - N'_+)(U_0 + F_2L_1)]/[(N_+ - N_-)(U_0 + F_1L_1) + (N'_- - N'_+)(U_0 - F_2L_2)] \quad (8)$$

㶲输出率 A 为：

$$A = Q_H(1 - T_0/T_H) + Q_L(1 - T_0/T_L) \quad (9)$$

其中 T_0 为环境温度。

熵产率 σ 为：

$$\sigma = Q_H/T_H + Q_L/T_L - Q_C/T_C \quad (10)$$

由基于㶲分析的生态学函数的定义[19]，三热源热布朗热变换器 E 的解析式为：

$$E = A - T_0\sigma = Q_H(1 - 2T_0/T_H) + Q_L(1 - 2T_0/T_L) + T_0Q_C/T_C \quad (11)$$

为了便于分析，下面将主要设计参数写成无因次形式。无量纲外力 $f = F_1L/(k_BT_H)$ 和无量纲势垒高度 $U = U_0/(k_BT_H)$。同时定义外力比 $n = F_1/F_2$，势场不对称度 $\mu = L_1/L$，温比 $\tau_L = T_L/T_H$，$\tau_C = T_C/T_H$，$\tau_0 = T_0/T_H$。进一步将式(6)–(8)和式(11)的写成无因次形式：

$$n\left\langle \exp[-(U+\mu f)/\tau_C] - \exp\{-[U-(1-\mu)f]/\tau_L\}\right\rangle = \exp\{-[U-(1-\mu)f/n]/\tau_C\} - \exp[-(U+\mu f/n)] \quad (12)$$

$$\Pi^* = \Pi \cdot t/k_BT_H = \left\langle \exp\{-[U-(1-\mu)f/n]/\tau_C\} - \exp[-(U+\mu f/n)]\right\rangle (U + \mu f/n) \quad (13)$$

$$\beta = (nU + \mu f)/[nU + U - f + 2\mu f] \quad (14)$$

$$E^* = E \cdot t/k_BT_H = \langle \exp[-(U + \mu f)/\tau_C x_2] - \exp\{-x_3[U - (1 - \mu)f]/\tau_L\}\rangle \cdot \{(1 - 2\tau_0/\tau_L)[U - (1 - \mu)f] + \tau_0/\tau_C(U + \mu f)\} + \langle \exp\{-[U-(1-\mu)f/n]/\tau_C x_2\} - \exp[-x_1(U+\mu f/n)]\rangle \cdot \left\{(1 - 2\tau_0)(U + \mu f/n) + \tau_0/\tau_C[U - (1 - \mu)f/n]\right\} \quad (15)$$

通过观察式(13)–(15)，当给定 U、f、μ、τ_0、τ_L 和 τ_C 时，外力比 n 可由式(12)解出，代入式(13)–(15)即可得到供热率、COP和 E^* 的值。

3 性能分析与优化

由于热流方程的高度非线性，利用传统的解析方法无法求解，因此这里将采用数值方法对三热源热布朗热变换器的热力学性能进行研究。通过以上的定义，可知 $U > 0$、$f > 0$、$0 < \mu < 1$ 和 $0 < \tau_0 < \tau_L < \tau_C < 1$。计算中，相关参数的值由文献[16]给出，本节在文献[16]导出的供热率和COP

基本优化关系的基础上，将进一步研究三热源热布朗热变换器循环的生态学性能。

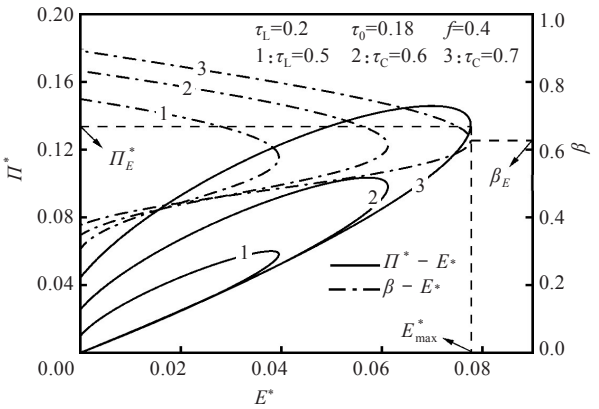

图3　不同τ_C下$\Pi^* - E^*$和$\beta - E^*$的特性曲线

Fig. 3　Characteristic curves of $\Pi^* - E^*$ and $\beta - E^*$ under different τ_C

图3给出了不同τ_C下$\Pi^* - E^*$和$\beta - E^*$的特性曲线。可以看出，在不同温比τ_C下，$\Pi^* - E^*$曲线都呈扭叶形，$\beta - E^*$曲线呈类抛物线形，且都存在最大的生态学函数E^*_{max}，对应的供热率和COP分别为Π^*_E和β_E。同时由文献[16]可知，存在最大的供热率Π^*_{max}和对应的COP(β_{max})。因此，三热源热布朗热变换器分别可以工作在最大供热率和最大生态学函数目标下。

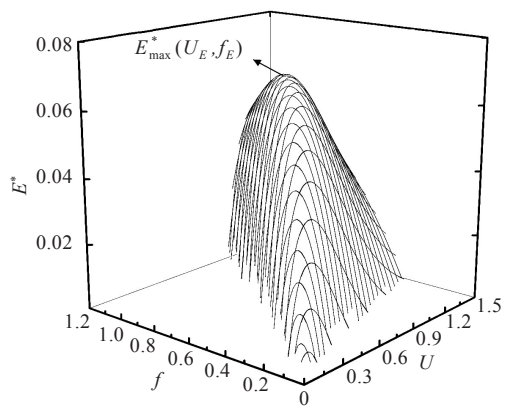

图4　E^*与U和f的关系

Fig. 4　Relation of E^* versus U and f

给定$\tau_C = 0.6$、$\tau_L = 0.2$、$\tau_0 = 0.18$，图4给出了E^*与U和f的关系。当U(或f)一定时，E^*关于f(或U)呈类抛物线形。E^*关于U和f存在极大值E^*_{max}，对应的势垒高度和外力为U_E和f_E。说明通过调整设计参数U和f，可使三热源热布朗热变换器工作在最大生态学函数E^*_{max}目标下。

由以上分析，通过优化U和f，可使三热源热变换器工作在最大生态学函数目标下。图5给出了供热率[图5(a)]和COP[图5(b)]与τ_C的关系，可观察到$\Pi^*_{max} > \Pi^*_E$和$\beta_E > \beta_\Pi$，且四条曲线都随τ_C增加。可知中间热源温度升高时，循环的性能将会提升。表1给出了两种目标下性能参数的值，可以看出在相同的温比τ_C下，当以生态学函数为目标时，供热率下降较少，COP上升较多。

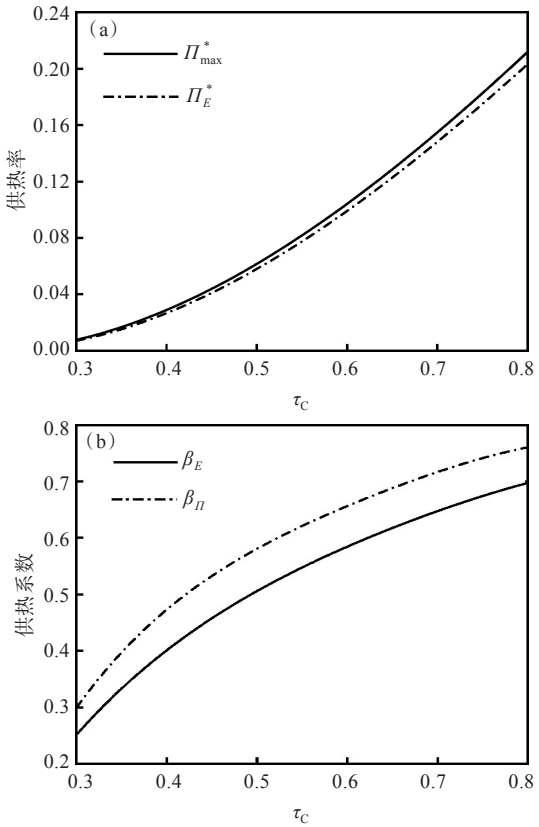

图5　供热率(a)和COP(b)与τ_C的关系

Fig. 5　Relation of heating load (a) and COP (b) versus τ_C

综上所述，当用E^*_{max}代替Π^*_{max}作为三热源热布朗热变换器循环性能的优化目标时，可以以牺牲较小的供热率为代价，换取COP的较大提升。因此，在三热源热布朗热变换器循环的性能优化过程中，生态学函数是供热率和COP协同优化的有效目标函数选择方案。

表1　两种目标下性能参数的值

Tab. 1　Values of performance parameters under two objectives

τ_C	Π^*_{max}	β_Π	Π^*_E	β_E	$\Pi^* \downarrow$	$\beta \uparrow$
0.3	0.008	0.251	0.007	0.300	−12.5%	+19.6%
0.4	0.029	0.406	0.027	0.475	−6.8%	+16.9%
0.5	0.062	0.505	0.059	0.579	−4.8%	+14.7%
0.6	0.104	0.587	0.099	0.660	−4.8%	+12.5%
0.7	0.155	0.648	0.149	0.716	−3.8%	+10.5%
0.8	0.212	0.697	0.204	0.761	−3.7%	+9.2%

4 结 论

本文基于㶲分析的生态学函数,对三热源热布朗热变换器循环的性能进行了生态学优化,并给出了循环在最大生态学函数目标下的性能特性。通过与在供热率目标下的性能特性进行比较,说明了生态学函数作为优化目标时的优势。结果表明:通过优化势垒高度和外力,可使三热源热布朗热变换器工作在最大生态学函数目标下。当以生态学函数代替供热率作为优化目标时,供热率减小较少,对应的COP增加较多,且生态学函数是三热源热布朗热变换器性能优化较好的优化函数选择方案。

致谢

审稿人对本文提出了细心、无私和极具建设性的意见,在此致以诚挚的感谢!

参考文献

[1] YANG S, DENG C W, LIU Z Q. Optimal design and analysis of a cascade LiBr/H_2O absorption refrigeration/transcritical CO_2 process for low-grade waste heat recovery [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 192: 232-242.

[2] CUDOK F, GIANNETTI N, CIGANDA J, et al. Absorption heat transformer-state-of-the-art of industrial applications [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2021, 141: 110757.

[3] 丁泽民, 陈林根, 王文华, 等. 三类微型能量转换系统有限时间热力学性能优化的研究进展[J]. 中国科学: 技术科学, 2015, 45(9): 889-918.

[4] LUO M,FENG Y Z,WANG T W,et al. Micro nanorobots at work in active drug delivery [J]. Advanced Functional Materials,2018,28(25): 1706100.

[5] ASFAW M, BEKELE M. Current, maximum power and optimized efficiency of a Brownian heat engine [J]. The European Physical Journal B, 2004, 38(3): 457-461.

[6] VELASCO S, ROCO J M M, MEDINA A, et al. Feynman's ratchet optimization: maximum power and maximum efficiency regimes [J]. Journal of Physics D: Applied Physics, 2001, 34(6): 1000-1006.

[7] AI B Q, XIE H Z, WEN D H, et al. Heat flow and efficiency in a microscopic engine [J]. The European Physical Journal B, 2005, 48(1): 101-106.

[8] GAO T F, CHEN J C. Non-equilibrium thermodynamic analysis on the performance of an irreversible thermally driven Brownian motor [J]. Modern Physics Letters B, 2010, 24(3): 325-333.

[9] QI C Z, CHEN L G, DING Z M, et al. A generalized irreversible thermal Brownian motor cycle and its optimal performance [J]. The European Physical Journal Plus, 2021, 136: 1120.

[10] DING Z M, CHEN L G, SUN F R. Thermodynamic characteristic of a Brownian heat pump in a spatially periodic temperature field [J]. Science China Physics, Mechanics and Astronomy, 2010, 53(5): 876-885.

[11] DING Z M, CHEN L G, SUN F R. Generalized model and optimum performance of an irreversible thermal Brownian microscopic heat pump [J]. Mathematical and Computer Modelling, 2011, 53(5/6): 780-792.

[12] FEIDT M. Evolution of thermodynamic modelling for three and four heat reservoirs reverse cycle machines: a review and new trends [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(1): 8-23.

[13] QIN X Y, CHEN L G, GE Y L, et al. Finite time thermodynamic studies on absorption thermodynamic cycles: a state of the arts review [J]. Arabian Journal for Science and Engineering, 2013, 38(3): 405-419.

[14] CORREA L A. Multistage quantum absorption heat pumps [J]. Physical Review E,2014,89(4): 042128.

[15] PENG W L, ZHANG Y C, YANG Z M, et al. Performance evaluation and comparison of three-terminal energy selective electron devices with different connective ways and filter configurations [J]. The European Physical Journal Plus, 2018, 133(2): 1-12.

[16] QI C Z, CHEN L G, GE Y L, et al. Three-heat-reservoir thermal Brownian heat transformer and its performance limits [J]. Physica A: Statistical Mechanics and its Applications, 2023, 622:128885.

[17] ANGULO-BROWN F. An ecological optimization criterion for finite-time heat engines [J]. Journal of Applied Physics, 1991, 69(11): 7465-7469.

[18] YAN Z J. Comment on "An ecological optimization criterion for finite-time heat engines"[J. Appl. Phys. 69 (11), 7465 (1991)] [J]. Journal of Applied Physics, 1993, 73(7): 3583.

[19] 陈林根, 孙丰瑞, 陈文振. 热力循环的生态学品质因素[J]. 热能动力工程, 1994, 9(6): 374-376.

[20] 金晴龙, 夏少军, 陈林根, 等. 预热型S-CO_2循环生态学函数分析与优化[J]. 工程热物理学报, 2023, 44(11): 2956-2966.

[21] 齐丛正, 陈林根, 戈延林, 等. 三热源热布朗制冷机的生态学最优性能[J]. 工程热物理学报, 2023, 44(10): 2633-2638.

(下转第381页)