

焵耗散理论在平行流热管换热器性能评价中的应用

吴 喆¹, 李奇贺^{1,2}, 赵孝保^{1,2}

(1. 南京师范大学能源与机械工程学院, 江苏 南京 210023)

(2. 南京师范大学江苏省能源系统过程转化与减排技术工程实验室, 江苏 南京 210023)

[摘要] 焵耗散作为传热过程可逆性判断依据, 可应用于换热器优化. 分析探究了热管换热器的温差、充液率、倾角及迎面风速对焵耗散的影响, 利用焵差实验室进行平行流热管换热器性能试验. 随温差增大, 焵耗散增大. 随充液率增大, 焵耗散先增大后减小, 温差越大, 焵耗散变化幅度随充液率增大而增大. 增加倾角, 焵耗散比未倾斜时小. 随迎面风速增大, 焵耗散减小, 且减小幅度随温差增大而增大. 相同传热量, 焵耗散值最小时, 为系统最优工况.

[关键词] 热管换热器, 焵耗散, 温差, 充液率, 倾角

[中图分类号] TK172.4 **[文献标志码]** A **[文章编号]** 1672-1292(2021)02-0009-06

On the Application of Entransy Dissipation in the Performance Evaluation of the Parallel-Flow Channel Heat Pipe Exchanger

Wu Zhe¹, Li Qihe^{1,2}, Zhao Xiaobao^{1,2}

(1. School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210023, China)

(2. Engineering Laboratory of Energy System Conversion and Emission Reduction of Jiangsu Province, Nanjing Normal University, Nanjing 210023, China)

Abstract: Entransy dissipation is used as a invertibility judgment in the heat transfer process, which can be applied to heat exchanger optimization. In this paper, we investigates the effects of temperature difference, liquid filling rate, inclination and approach velocity of the heat pipe exchanger on entransy dissipation. The performance test of the small channel heat pipe exchanger is carried out by using the enthalpy difference laboratory. The results show that the entransy dissipation increases as the temperature difference increasing. With the increase of liquid filling rate, the entransy dissipation increases first and then decreases. The change of entransy dissipation increases with the increase of the liquid filling rate, as the temperature difference increases. The entransy dissipation is smaller with increasing inclination than without inclination. The entransy dissipation decreases with the increase of the approach velocity, and the decreasing speed increases as the increase of temperature difference. In the case of same exchanging heat quantity and the entransy dissipation is the smallest, the system works at the optimal operation.

Key words: heat pipe exchanger, entransy dissipation, temperature difference, liquid filling rate, inclination

换热器传热不可逆性常用焵产表示. 焵产越小, 不可逆损失越小, 换热性能越好. 近年来许多学者发现该表示方法存在不足, Adrian^[1]对逆流换热器的分析表明, 当换热器有效度小于 0.5 时, 焵产数随有效度的增大而减小, 即“焵产悖论”. 过增元等^[2-3]认为焵产是定义能量与功之间的转换, 未涉及导热性能的评价, 即未涉及热量传递效率的概念, 将传热过程与导电过程比较时, 发现传热过程并不存在“热势能”的概念, 类比电势能的推导过程, 提出了焵以此表征物体传递热量的总能力, 该能力在传递过程中的损失定义为焵耗散, 焵耗散越多, 焵传递效率越低. 焵的提出弥补了焵产优化的不足, 为换热器优化提供了新的目标函数, 同时补充了传热学中热量传递效率的空白, 为传热学的进一步发展奠定了基础.

基于过增元提出的焵的概念, 学者们对其物理意义进行了深入探究^[4-5]. 程雪涛等^[6-7]从微观的角度定义了焵, 研究了孤立系统中, 焵作为微观状态数的单值函数的变化情况. 韩光泽等^[8]定义了热传递过程

收稿日期: 2020-11-25.

基金项目: 江苏省研究生科研与实验创新计划项目(KYCX20_1243).

通讯作者: 李奇贺, 硕士, 副教授, 研究方向: 高效换热设备. E-mail: liqihe@njnu.edu.cn

中焓耗散的数学表达式,提出焓耗散可作为传热过程的可逆性判断依据,即存在焓耗散的传热过程为不可逆过程. 徐迅等^[9]采用数值模拟法探究了结构参数及空气流速对新型板式省煤器焓耗散热阻及空气侧压降的影响,以焓耗散热阻大小作为换热性能评价标准. Wang 等^[10]采用微积分推导了焓和焓耗散方程式,同时给出了定常流动中汽化过程的焓平衡方程,定义了不同状态的焓.

根据焓耗散定义可知,焓耗散与换热量的平方成正比,以换热量最大作为换热器的优化目标时,焓耗散也最大. 因此,换热器优化时,在换热量一定时,改变换热器结构和流动参数,焓耗散最小时为换热器最优结构和工况. 为了得到焓耗散的极值,程新广等^[11]采用加权余量法推导出了焓耗散极值原理. 该原理指出,当导热热流一定时,焓耗散越小,导热温差越小. 当导热温差一定时,焓耗散越小,热流越大. 夏少军等^[12]将焓耗散极值理论应用于逆流换热器的优化分析,设定换热量一定时,改变冷侧风进口温度,得到焓耗散最小的优化工况. 王慧儒等^[13]基于最小焓耗散热阻原理,采用数值优化法,得到了相变蓄热换热器的最优熔化温度分布.

本文利用焓差实验室搭建了平行流热管换热器试验系统,探究了换热器传热温差、热管充液率、热管倾角及换热器冷侧迎面风速对焓耗散的影响,对换热器传热性能进行了评价和优化分析.

1 平行流热管换热器性能试验系统

1.1 试验系统及装置

平行流热管换热器性能试验系统如图 1 所示,在焓差实验室进行,包括空气处理、试验装置以及数据采集系统. 空气处理装置分室内和室外空气处理机组,室内空气温度调节范围为 0~50 ℃,室外空气温度调节范围为-15~50 ℃. 试验前,在焓差实验室控制面板上设定试验所需温度,空气经空气处理装置调节至相应试验工况后送入试验装置. 试验装置由平行流热管换热器和两台风机组成,如图 2 所示. 两台引风机逆流抽取冷、热风流过平行流热管换热器. 平行流热管换热器水平放置,由保温隔板分隔为热侧和冷侧,在热管蒸发段管内液态工质受热蒸发为气态,经上部集流管流入冷凝段,在冷凝段放热冷凝为液体,再经下部集流管流回蒸发段,往复循环. 冷、热侧进出口处布置有铂电阻,测量风温,采用热成像仪 TH7700 观察蒸发段及冷凝段表面温度分布. 用压差计 TSI5825 测热侧压差,用系统中标准风洞测量风量.

采用控制变量法研究热、冷空气进口温差、充液率、倾角以及迎面风速对换热器性能及焓耗散的影响. 采用空气处理机组可控制冷、热风进口温差 ΔT 为 3~21 ℃. 通过电子秤计量充入热管换热器的工质质量,从而计算出充液率大小 η 为 0.19~0.61. 将试验装置一端垫高,使得热管向前倾+25°或向后倾-25°(热管偏离重力方向的角度). 保持风量及热侧迎风面积不变,采用保温挡板遮挡冷侧迎面风,从而增大冷

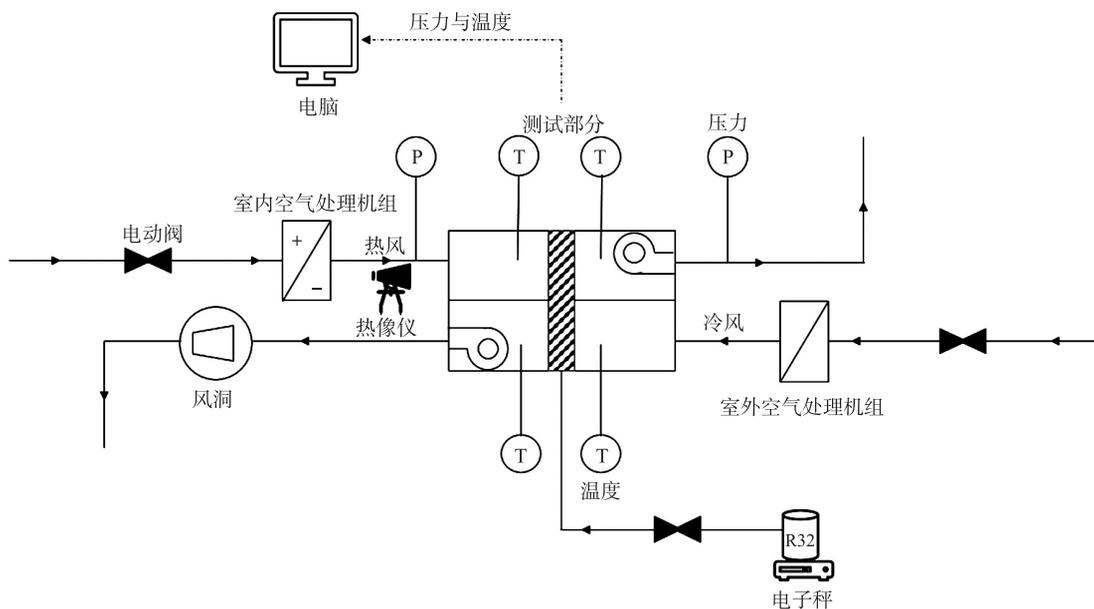


图 1 试验系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of test system

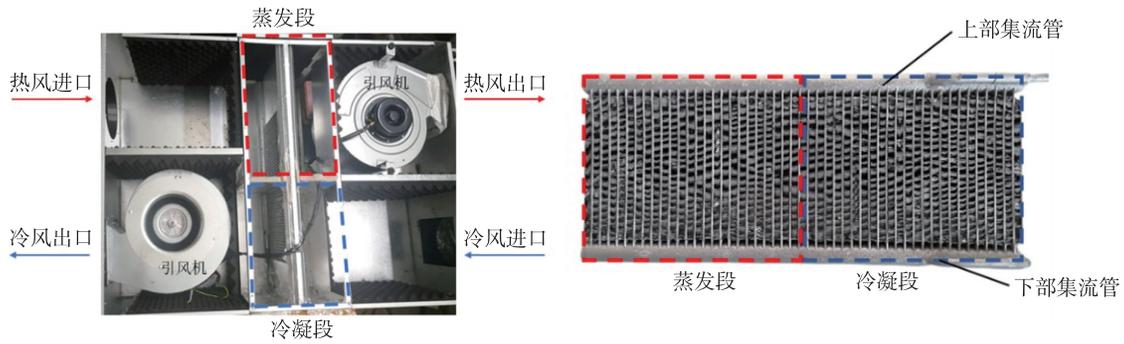


图 2 平行流热管换热器及冷热风通道

Fig. 2 Parallel-flow heat pipe exchanger and the flow channel of cold/hot air

侧迎面风速为 3.3~11.1 m/s.

1.2 热传递过程焓和焓耗散计算

热传递过程焓 E_h 表示一个物体向另一个物体传递热量的能力, J·K.

$$E_h = \frac{1}{2} Q_{vh} T. \quad (1)$$

式中, Q_{vh} 是物体的定容热容量. 若为理想气体时, Q_{vh} 即为内能, J. T 是物体的温度, K.

热传递过程中, 换热器的焓耗散^[14]为

$$\Delta E = \int_0^L k (T_h - T_c)^2 dl. \quad (2)$$

式中, L 为流体流过换热器的长度, m. k 为传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$. T_h 与 T_c 分别指热流体温度与冷流体温度, $^{\circ}C$.

本文将换热简化为如图 3 所示模型, 包括两个传热过程, 一是蒸发段中管外空气放热, 管内工质吸热蒸发, 二是冷凝段中管内工质放热冷凝, 管外空气吸热. 根据热管均温特性, 认为热管内冷凝段出口工质温度等于蒸发段进口工质温度, 蒸发段出口工质温度等于冷凝段进口工质温度, 将传热过程表示在如图 4 所示的 $T-Q$ 图中.

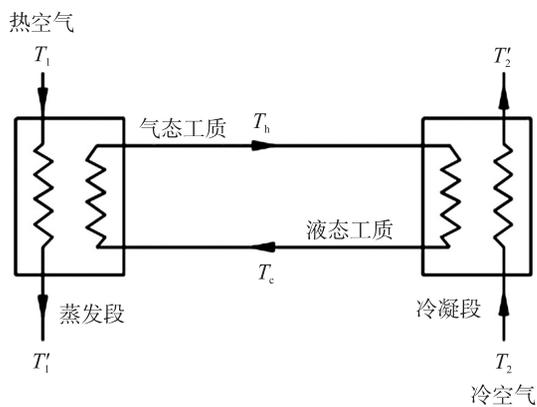


图 3 传热简化模型

Fig. 3 Simplified heat transfer model

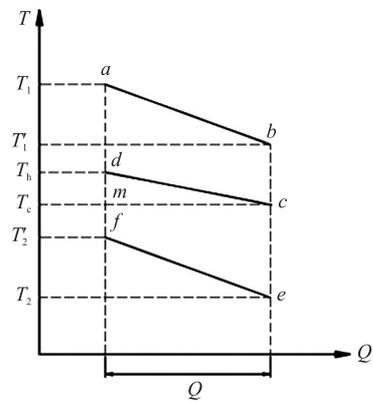


图 4 传热 $T-Q$ 图

Fig. 4 Heat transfer figure of T and Q

图 4 中, AB 段表示热空气流过蒸发段放热, 空气温度由 T_1 降至 T_1' . 蒸发段中工质蒸发吸热, 温度由 T_c 升至 T_h , 用 CD 段表示. EF 段表示冷空气流过冷凝段吸热, 空气温度由 T_2 升至 T_2' . 冷凝段中工质冷凝放热, 温度由 T_h 降至 T_c , 用 DC 段表示.

单位时间蒸发段中的焓耗散即为单位时间流入蒸发段的焓减去单位时间流出蒸发段的焓. 定义

$$\Delta E = E_{in} - E_{out}. \quad (3)$$

式中, E_{in} 为进入蒸发段的焓, kW/K. E_{out} 为流出蒸发段的焓, kW/K. 结合图 4 可知, 焓耗散率可表示为梯形 $ABCD$ 的面积减去 $\triangle CDM$ 的面积, 即在蒸发段中的焓耗散等于图 4 中梯形 $ABCD$ 的面积. 根据焓耗散热

阻定义式可表示为

$$\Delta E = Q^2 R_{g,h} \tag{4}$$

式中, Q 为换热量, $R_{g,h}$ 为蒸发段热传递过程中的焓耗散热阻, 焓耗散热阻表示热量传递过程中所受“阻力”, 该阻力受换热系数、换热面积、冷热流体热容量流等因素影响, 其表达式为^[14]

$$R_{g,h} = \frac{\xi_h}{2} \frac{e^{(KA)_{h\xi_h}} + 1}{e^{(KA)_{h\xi_h}} - 1} \tag{5}$$

式中,

$$\xi_h = \frac{1}{m_{a,h} c_{p,ah}} - \frac{1}{m_{32,h} c_{p,32h}} \tag{6}$$

式中, m 为质量流量, kg/s. c_p 为定压比热容, kJ/(kg·K). 下标 a 与 32 表示空气及工质 R32.

综上所述, 根据蒸发段焓耗散热阻可计算蒸发段焓耗散, 冷凝段焓耗散计算方法同上, 在此不再赘述, 换热器总焓耗散即为蒸发段焓耗散与冷凝段焓耗散之和.

2 实验结果与分析

2.1 温差对焓耗散的影响

热传递过程中, 换热器的焓耗散与温差有关. 随热、冷流体进口温差增加, 换热驱动力增加, 表征热量传递能力损失的焓耗散也增加. 本文实验得到了不同的充液率下, 热、冷流体进口温度差由 3 °C 增大至 21 °C 时, 传热温差对焓耗散的影响, 如图 5 所示.

图 5 中, 各充液率下, 随温差增大, 换热量增加, 焓耗散增大. 当温差较小时, 换热器蒸发段堆积工质较多, 实际工作的工质量有限, 传递热量有限, 焓耗散较小. 当温差较大时, 实际工作的工质量增大, 热管传递能量的能力增大, 换热量增加, 焓耗散增加.

2.2 充液率对焓耗散的影响

当换热器充液率不同时, 其工质循环倍率也不相同, 此时换热器传递热量的能力也不相同. 为探究充液率与热量传递及焓耗散的关系, 本文实验得到了不同温差下, 充液率为 0.16、0.21、0.29、0.36、0.48 及 0.61 时, 焓耗散的变化规律, 如图 6 所示. 焓耗散随充液率增大先增大后减小. 热、冷流体温差越小, 充液率对焓耗散的影响越小, 当温差为 3 °C 时, 焓耗散随充液率变化的最大值与最小值之差为 10 J·K, 当温差为 21 °C 时, 焓耗散变化范围为 75 J·K, 是 3 °C 温差时的 7.5 倍.

图 5 中, 充液率为 0.61 所对应的焓耗散较小, 充液率过大时, 工质堆积在蒸发段, 使得蒸发段压力过大, 工质蒸发所需能量增多, 蒸发减慢, 换热量减小, 焓耗散较小. 温差为 15~21 °C 时, 充液率为 0.19 所对应的焓耗散最小. 因为充液率较小时, 热管会出现干涸极限, 传递热量的能力受限. 如图 6 所示, 充液率为 0.36 时, 换热量大, 焓耗散最大. 实验得到平行流热管换热器最大换热量大时, 最佳充液率为 0.36. 在换热器设计运行时, 确定换热量最大, 焓耗散较小的优化工况.

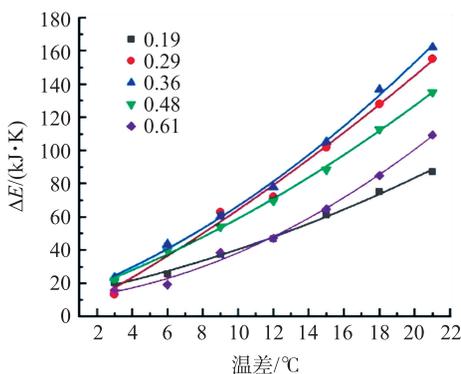


图 5 温差对焓耗散的影响

Fig. 5 Effect of temperature difference on entransy dissipation

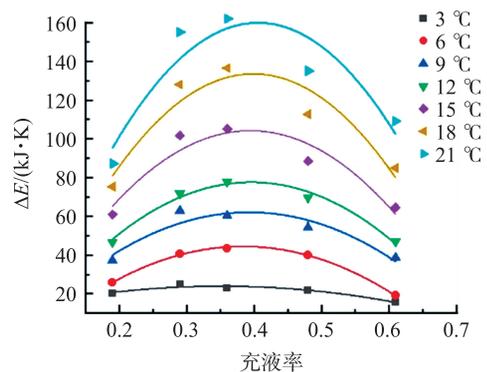


图 6 充液率对焓耗散的影响

Fig. 6 Effect of liquid filling rate on entransy dissipation

2.3 倾角对焓耗散的影响

热管换热器试验中无外设动力源, 换热器内工质流动主要受重力影响, 当换热器倾斜时, 管内工质流

动受重力影响发生变化,为探究焓耗散随倾角的变化,测试了换热器向竖直方向前倾 25° 和向后倾 25° 时,焓耗散随温差的变化,如图 7 所示。

图 7 中,任一温差下,竖直放置时的焓耗散大于倾斜时的值。倾角增大时,冷凝段凝结液体工质沿管壁流动方向所受的重力分力减小,流速减慢,流动阻力减小,焓耗散减小。不同温差时,随温差增大,倾角对焓耗散的影响增大。大温差下,管内发生相变的工质量增多,工质流速增大,重力对管内工质影响增大, 21°C 温差比 3°C 温差时的焓耗散随倾角变化显著。

2.4 冷侧迎面风速对焓耗散的影响

实验保持热侧迎面风速为 3.3m/s ,冷侧迎面风速为 4.44m/s 、 5.83m/s 、 6.96m/s 、 8.68m/s 、 11.1m/s 时,探究焓耗散与冷侧迎面风速的关系,实验结果如图 8 所示。图 8 中,同一温差下,冷侧迎面风速越大,焓耗散越小,这是由于冷侧迎面风速越大,空气与冷侧工质接触时间短,冷侧热管内工质出口温度增加,工质进入热侧后预热至蒸发温度所需热量减少,即热管换热器的传热量减小。温差越大,随迎面风速增加,焓耗散减小的趋势越快,焓耗散随迎面风速的变化幅度越大。 21°C 温差时,焓耗散随迎面风速的变化量为 3°C 温差时的 4 倍。因为温差越大,迎面风速增大,换热量减小的幅度越大。

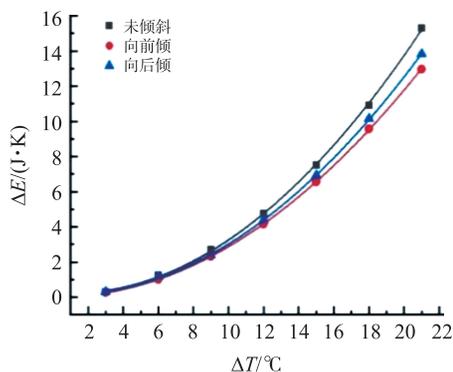


图 7 倾角对焓耗散的影响

Fig. 7 Effect of inclination on entransy dissipation

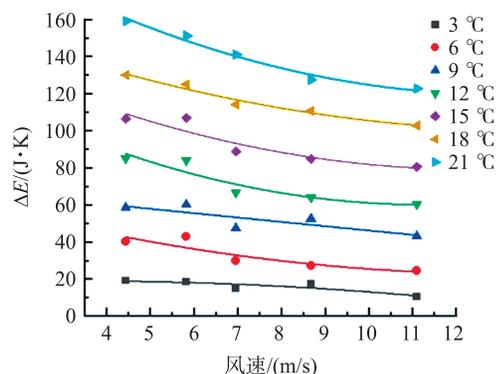


图 8 迎面风速对焓耗散的影响

Fig. 8 Effect of approach velocity on entransy dissipation

3 结论

本文用焓耗散理论研究了平行流热管换热器的温差、充液率、倾角及迎面风速对传热过程的影响,获得以下结论:

(1) 表征热量传递能力损失的焓耗散随热、冷流体进口温差的增加而增加。热管充液率增大,焓耗散先增大后减小。温差越大,焓耗散随充液率变化幅度越大,温差为 21°C 和充液率为 0.36 时,传热量及焓耗散达到最大。

(2) 倾斜放置比竖直放置时平行流热管换热器时的焓耗散值大。迎面风速越大,焓耗散越小,温差越大,焓耗散随迎面风速的变化幅度越大。

(3) 换热器换热量越大,焓耗散越大。找到平行流热管换热器优化最佳工况,即换热量符合要求时,改变其他工况,使焓耗散最小。

[参考文献] (References)

- [1] ADRIAN B J A. Advanced Engineering Thermodynamics[M]. New Jersey: John Wiley and Sons, 1988.
- [2] 过增元,程新广,夏再忠. 最小热量传递势容耗散原理及其在导热优化中的应用[J]. 科学通报, 2003, 48(1): 21-25.
- [3] GUO Z Y, ZHU H Y, LIANG X G. Entransy—a physical quantity describing heat transfer ability[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, 50(13/14): 2545-2556.
- [4] CHEN X, ZHAO T, ZHANG M Q, et al. Entropy and entransy in convective heat transfer optimization: a review and perspective[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 137: 1191-1220.
- [5] XU X, WU L. Heat transfer optimization of blast furnace stove based on entransy dissipation and entropy generation analysis[J]. Heat Transfer Research, 2019, 50(5): 501-517.

- [6] 程雪涛,梁新刚,徐向华. 焓的微观表述[J]. 物理学报,2011,60(6):150-156.
- [7] 程雪涛,梁新刚. 微观状态数与可用焓的关系[J]. 科学通报,2012,57(14):1263-1269.
- [8] 韩光泽,过增元. 导热能力损耗的机理及其数学表述[J]. 中国电机工程学报,2007,30(17):98-102.
- [9] 徐迅,吴俐俊. 基于焓耗散热阻的新型板式省煤器传热分析[J]. 热能动力工程,2019,34(12):62-67.
- [10] WANG W H, CHENG X T, LIANG X G. Entransy definition and its balance equation for heat transfer with vaporization processes[J]. International Journal of Heat Mass Transfer,2015,83:536-544.
- [11] 程新广,李志信,过增元. 热传导中的变分原理[J]. 工程热物理学报,2004,25(3):457-459.
- [12] 夏少军,陈林根,孙丰瑞. 换热器焓散最小优化[J]. 科学通报,2009,54(15):2240-2246.
- [13] 王慧儒,刘振宇,吴慧英. 基于焓理论的多级套管式相变蓄热系统优化[J]. 热科学与技术,2019,18(6):431-437.
- [14] 梁新刚,陈群,过增元. 传热焓理论及其应用[M]. 北京:科学出版社,2020.

[责任编辑:陈 庆]