

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.201712064



采用金属热强度性能指标的瓦楞板 踢脚线散热器优化设计

管梦雪¹, 田琦¹, 董旭¹, 王洋涛¹, 梁春喜²

(1. 太原理工大学 环境科学与工程学院, 山西 太原 030024;

2. 山西亿鼎节能环保科技有限公司, 山西 太原 030008)

摘要: 通过 ICEM CFD 软件建立不同结构参数的流体流动与传热计算模型, 利用 ANSYS FLUENT 软件进行数值模拟, 对瓦楞板踢脚线散热器的瓦楞间距和高度进行优化. 结果表明: 随着瓦楞间距的减小和散热器高度的增加, 瓦楞板踢脚线散热器的散热量随之增加; 当瓦楞间距为 50 mm 时, 散热器的金属热强度最高, 热工性能最优; 当高度为 90 mm 时, 金属热强度最高, 热工性能最优.

关键词: 瓦楞板踢脚线散热器; 金属热强度; 结构优化; 数值模拟

中图分类号: TU 832.2

文献标志码: A

文章编号: 1000-5013(2018)03-0408-06

Optimization Design of Corrugated Board Skirting Board Radiator Using Metal Thermal Intensity Performance

GUAN Mengxue¹, TIAN Qi¹, DONG Xu¹,
WANG Yangtao¹, LIANG Chunxi²

(1. College of Environmental Science and Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China;

2. Ding Shanxi One Hundred Million Energy Saving Technology Company Limited, Taiyuan 030008, China)

Abstract: By ICEM CFD software, fluid flow and heat transfer calculation model was established with different structural parameters, and the corrugated spacing and height of the corrugated board skirting board radiator were optimized using ANSYS FLUENT software for numerical simulation. The results show that, with the decrease of corrugated spacing and the increase of height of the radiator, the heat release of the corrugated board skirting board radiator increases; when the corrugated spacing is 50 mm, the metal thermal intensity of radiator is the highest, and the thermal performance of radiator is optimal; when the height of the radiator is 90 mm, the metal thermal intensity of radiator is the highest, and the thermal performance of radiator is optimal.

Keywords: corrugated board skirting board radiator; metal thermal intensity; structure optimization; numerical simulation

随着人们生活水平的提高,对室内环境的美观及舒适性的要求也越来越高^[1]. 目前,最常见的采暖方式主要有散热器采暖、低温热水地面辐射采暖、中央空调采暖、电热膜辐射采暖,以及壁挂式燃气炉采暖等^[2]. 散热器采暖和低温热水地板辐射采暖是使用最广泛的两种采暖方式,作为将热媒的热量传递到

收稿日期: 2017-12-27

通信作者: 田琦(1966-),男,教授,博士,主要从事暖通空调节能技术及可再生能源利用的研究. E-mail: tqfjy@sohu.com.

基金项目: “十二五”国家科技支撑计划项目(2012BAJ04B02)

室内的末端设备,其安全性、经济性及装饰性等问题一直受到广泛的关注^[3].暖气片需要明装,至少占用 3~5 m² 的室内空间,家具还需要根据暖气片的位置摆放.而低温热水地板辐射采暖,铺设盘管需要将地面抬高 10 cm 左右,减小了房间的净高,也给日后的维修带来了很大的困难^[4].由于暖气片和低温热水地板辐射采暖存在上述问题,一种以环绕室内踢脚线位置为散热源的瓦楞板踢脚线散热器应运而生^[5].该散热器既不占用室内空间,又易于改造、方便维修,且符合采暖的发展要求.因此,对其进行结构优化以提高踢脚线散热器热工性能具有显著意义.采暖散热器的散热量、承压能力、外型尺寸及外观是评价散热器优劣的主要参数,由于这些参数与用户的使用密切相关,已受到人们的普遍关注.而金属热强度是衡量散热器经济性的一个标志,其数值的高低既可以反映散热器散热量的大小,也可以反映产品的材质、构造、工艺、外观设计及金属耗量的合理性^[6].因此,本文针对瓦楞间距和高度对瓦楞板踢脚线散热器的散热量和金属热强度的影响进行研究,分析散热量和金属热强度随结构参数的变化规律,得出散热器热工性能最佳时的结构参数.

1 数值计算模型

1.1 物理模型

瓦楞板踢脚线散热器的结构尺寸示意图,如图 1 所示.其特征参数,如表 1 所示.图 1,表 1 中: a 为瓦楞间距; b 为散热器高度; c 为瓦楞宽度; d 为瓦楞高度; e 为凹槽高度; f 为瓦楞厚度; g 为凹槽厚度; h 为模型长度.

对瓦楞板踢脚线散热器的瓦楞间距及高度进行结构优化,得到热工性能最佳时的结构参数,故需控制瓦楞宽度和厚度、凹槽厚度设置不变.其他影响瓦楞板踢脚线散热器性能特征参数的优化将进行后续研究.散热器管体的材料为 430 不锈钢,材料物性参数如下:密度 $\rho=7\,750\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$,比热容 $c=460\text{ J}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$,导热系数 $\lambda=26.4\text{ W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$.

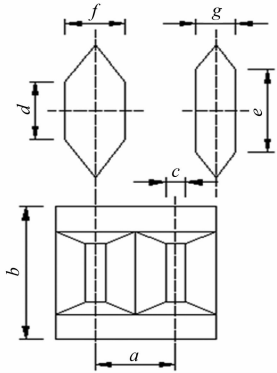


图 1 结构尺寸示意图
Fig.1 Schematic diagram of structural dimensions

表 1 瓦楞板踢脚线散热器的特征参数

Tab.1 Characteristic parameter of corrugated board skirting board radiator							
a/mm	b/mm	c/mm	d/mm	e/mm	f/mm	g/mm	h/mm
30	80	10	35	50	30	20	1 000
40	80	10	35	50	30	20	1 000
50	80	10	35	50	30	20	1 000
60	80	10	35	50	30	20	1 000
40	75	10	30	45	30	20	1 000
40	80	10	35	50	30	20	1 000
40	85	10	40	55	30	20	1 000
40	90	10	45	60	30	20	1 000
40	95	10	50	65	30	20	1 000

瓦楞板踢脚线散热器的几何模型,如图 2 所示.该散热器是由长 1 m 的不锈钢管体和左右两端直径为 2 cm 用于连接的圆钢管组成.

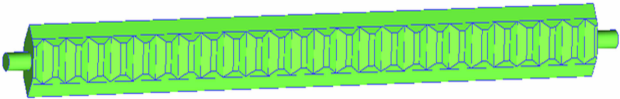


图 2 瓦楞板踢脚线散热器几何模型

Fig.2 Geometric model of corrugated board skirting board radiator

1.2 相关假设

在建立模型时,假设如下:流体流动时,物理量不随时间发生变化,设为定常流动^[7];流体的动力粘度 μ 为常数,是不可压缩的牛顿流体^[8];考虑重力的影响;忽略流体粘性耗散的影响.

1.3 数学模型

在常物性与宏观热能守恒的前提下,基于不可压缩的牛顿型流体,瓦楞板踢脚线散热器内流体的流动与传热需满足下列 3 个控制方程^[7].

1) 连续性方程为

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial x} = 0.$$

(1)

式(1)中: u,v,w 为速度矢量分别在 x,y,z 方向上的分量.

2) 动量方程为

$$\left. \begin{aligned} u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} &= \frac{\mu}{\rho} \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}, \\ u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} &= \frac{\mu}{\rho} \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}, \\ u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} &= \frac{\mu}{\rho} \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} - \rho g. \end{aligned} \right\}$$

(2)

式(2)中: p 为流体微元体上的压力; μ 为动力粘度.

3) 能量方程为

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right].$$

(3)

式(3)中: T 为温度,K; α 为流体的热扩散率.

1.4 网格划分

通过 ICFM CFD 软件建立模型并划分网格,采用 Tetra/Mixed 自动体网格生成方法,考虑到边界层对传热与流动的影响,创建 Prism 三棱柱边界层网格,将壁面附近网格加密,每个模型的网格数均超过 40 万个^[9]. 瓦楞板踢脚线散热器局部放大网格示意图,如图 3 所示.

1.5 计算模型与边界条件

根据实验数据,算得瓦楞板踢脚线散热器管中水流的雷诺数均小于 2 300,为层流,故选择 Laminar 层流模型,并开启能量方程进行数值模拟计算. 添加 $-Y$ 方向、大小为 $9.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ 的重力条件^[10]. 压力和速度值的求解采用 SIMPLE 算法,对流项采用二阶迎风格式,定义收敛条件为残差的绝对值小于 1×10^{-3} .

定义入口为速度入口边界,设定入口速度及相应的温度条件;出口为自然压力出口边界条件;壁面边界条件设定散热器外表面与空气之间的对流表面传热系数及周围空气的温度;同时,添加辐射换热的边界条件,并设定环境温度;设定瓦楞板踢脚线散热器管体的壁厚为 1 mm.

2 模型的可靠性验证

2.1 实验装置与方法

采暖散热器热工性能检测装置,如图 4 所示. 瓦楞板踢脚线散热器的瓦楞间距为 40 mm,高度为 80 mm,长度为 2 m. 按照 GB/T 13754-2008《采暖散热器热量测定方法》要求,采用改变进、出口温度的方法进行实验测定^[11]. 测量瓦楞板踢脚线散热器进口处的水流量、进出口处的水温及密闭小室内的空气温度. 通过调节空调,控制套间内空气的温度. 所有测量数据均为在改变工况后,稳定超过 20 min 后记录的数值.

2.2 实验数据处理

被测瓦楞板踢脚线散热器的散热量^[12] 计算式为

$$Q = 1.163G(t_g - t_h).$$

(4)

式(4)中: G 为瓦楞板踢脚线散热器中的循环水量; t_g 为热媒的进口温度; t_h 为热媒的出口温度.

2.3 实验结果

实验数据,如表 2 所示. 表 2 中: t_1 为环境温度; t_2 为热水

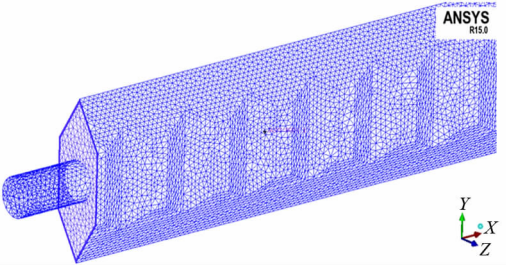


图 3 瓦楞板踢脚线散热器局部放大网格示意图
Fig. 3 Local magnifying grid schematic of corrugated board skirting board radiator

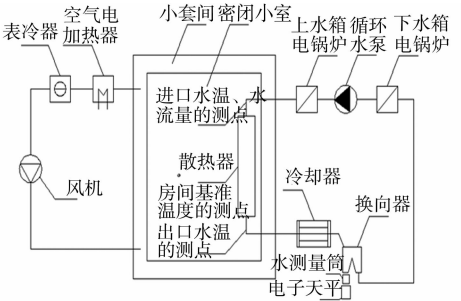


图 4 采暖散热器热工性能检测装置
Fig. 4 Heating radiator thermal performance testing device

进口温度; t_3 为热水出口温度; G 为热水流量.

2.4 模型可靠性验证

为了验证数值计算的可靠性,对瓦楞板踢脚线散热器的计算模型进行数值模拟计算. 模拟时,设置的进口速度边界及壁面边界与表 2 中的实验数据相同. 散热器外表面与空气之间的对流表面传热系数计算式^[13]为

$$Nu = C(Gr \times Pr)^n,$$

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}.$$

(5)

式(5)中: Nu 为努塞尔数; C,n 是由实验确定的常数; Gr 为格拉晓夫准则, $Gr = \frac{g\alpha\Delta t l^3}{\gamma^2}$, α 为体积膨胀系数, γ 为运动黏度, l 为定型尺寸, Δt 为 t_w 与 t_f 的差值, t_f 为远离壁面的流体温度; h 为换热器表面与空气间的对流表面传热系数; λ 为空气的导热系数.

使用 ANSYS FLUENT 软件,分别对 3 种进口水温工况进行数值模拟计算^[14]. 模拟出的散热量与实验数据得到的散热量比较,如表 3 所示. 表 3 中: Q_1 为 FLUENT 模拟的散热量; Q_2 为实验测试得到的散热量; δ 为 Q_1 对 Q_2 的相对偏差. 由表 3 可知:模拟与实验得到的散热量偏差均小于 10%,可以认为建立的计算模型是可靠的.

3 数值模拟计算结果与分析

3.1 瓦楞间距对散热量的影响

衡量散热器热工性能的好坏,不仅要考虑散热量,还应衡量散热器的经济性. 金属热强度作为衡量散热器经济性的指标,其值越大,表明散发出同样的热量消耗的金属量越小^[15].

金属热强度是指散热器内热媒的平均温度与室内空气温度相差 1 ℃ 时,每千克散热器单位时间所散发出的热量^[16]. 其计算式为

$$q = \frac{Q_r}{W_g \Delta t}.$$

(6)

式(6)中: Q_r 为被测散热器的标准散热量; W_g 为被测散热器的质量; Δt 为进出散热器热媒的平均温度与闭室小室内基准点温度之差. 标准工况如下:进口温度为 95 ℃,出口温度为 70 ℃,室温为 18 ℃,传热温差 $\Delta t = 64.5$ ℃.

在入口水温为 95 ℃,出口水温为 70 ℃,环境温度为 18 ℃ 的标准工况下,对长度为 1 m,瓦楞间距分别为 30~60 mm 的几何模型进行数值模拟计算,模拟结果如表 4 所示. 表 4 中: a 为瓦楞间距; V 为体积; W_g 为质量; Q_r 为散热量; q 为金属热强度.

不同瓦楞间距条件下,瓦楞板踢脚线散热器的模拟结果关系曲线,如图 5,6 所示.

由图 5 可知:当 $a = 30$ mm 时,瓦楞板踢脚线散热器的散热量最高;随着瓦楞间距的增大,散热量随之递减,散热量最大值与最小值相差 3.98 W. 这是因为随着瓦楞间距的减小,散热器的散热面积逐渐增大,这样可以增大散热器的传热系数,传热系数 K 值越高,说明其散热性能越好.

由图 6 可知:当 $a < 50$ mm 时,金属热强度随着瓦楞间距的增加逐渐增大;当 $a > 50$ mm 时,金属热强度随瓦楞间距的增加而减小. 当 $a = 50$ mm 时,金属热强度最大,与 $a = 30$ mm 时的金属热强度相差 $0.006\,5\text{ W} \cdot (\text{kg} \cdot \text{℃})^{-1}$. 这是由于金属热强度取决于标准散热量与散热器质量的比值,散热量随着瓦

表 2 瓦楞板踢脚线散热器实验数据

Tab. 2 Experimental data of corrugated board skirting board radiator

测试项目	工况 I	工况 II	工况 III
$t_1 / \text{℃}$	16.00	16.00	15.00
$t_2 / \text{℃}$	52.35	59.31	69.14
$t_3 / \text{℃}$	47.08	52.46	60.61
$G / \text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	20	20	20

表 3 模拟散热量和实验散热量的比较

Tab. 3 Comparison of simulated and experimental heat dissipation values

工况	Q_1 / W	Q_2 / W	$\delta / \%$
I	131.80	122.58	7.52
II	161.34	159.33	1.26
III	208.49	198.41	5.08

表 4 不同瓦楞间距的参数比较

Tab. 4 Comparison of parameters with different corrugated board spacings

参数	a / mm			
	30	40	50	60
$V / \times 10^{-3} \text{ m}^3$	1.62	1.60	1.59	1.58
W_g / kg	1.44	1.41	1.40	1.39
Q_r / W	145.48	143.27	142.18	141.50
$q / \text{W} \cdot (\text{kg} \cdot \text{℃})^{-1}$	1.567 9	1.573 3	1.574 4	1.573 0

楞间距的增加而减小,而散热器的质量也随着瓦楞间距的增加而减小,两者比值的大小先增大后减小.

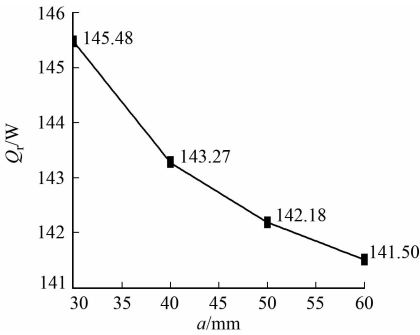


图 5 瓦楞间距与散热量关系曲线

Fig. 5 Curve of corrugated board spacing with heat release

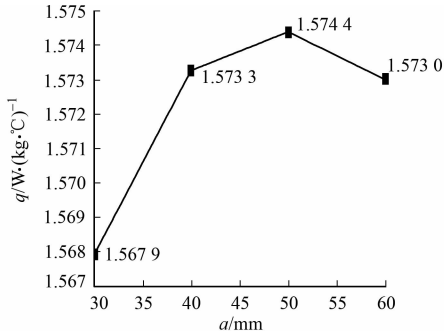


图 6 瓦楞间距与金属热强度关系曲线

Fig. 6 Curve of corrugated board spacing with metal thermal intensity

综上可知:当 $a=50\text{ mm}$ 时,热工性能最优;当 $a=30\text{ mm}$ 时,热工性能最差.

3.2 散热器高度对散热量的影响

瓦楞板踢脚线散热器的高度也是影响散热量的一个重要因素.在入口水温为 $95\text{ }^{\circ}\text{C}$,出口水温为 $70\text{ }^{\circ}\text{C}$,环境温度为 $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的工况下,对 $a=40\text{ mm}$,长度为 1 m ,散热器高度(b)为 $75\sim 95\text{ mm}$ 的 5 种计算模型进行数值模拟计算,结果如表 5 所示.

表 5 不同高度的参数比较

Tab. 5 Comparison of parameters with different height

参数	b/mm				
	75	80	85	90	95
$V/\times 10^{-3}\text{ m}^3$	1.47	1.60	1.73	1.86	1.99
W_{g}/kg	1.33	1.41	1.49	1.58	1.66
Q_{r}/W	132.92	143.27	150.58	164.39	165.25
$q/\text{W}\cdot(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})^{-1}$	1.585 8	1.573 3	1.561 8	1.615 4	1.542 7

在 5 种不同高度条件下,瓦楞板踢脚线散热器的模拟结果关系曲线,如图 7,8 所示.

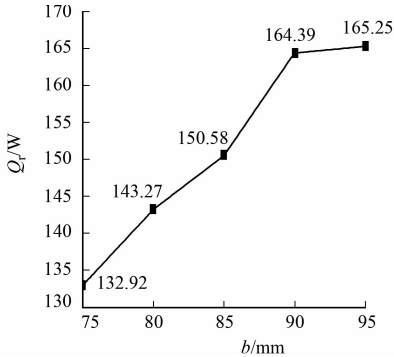


图 7 散热器高度与散热量关系曲线

Fig. 7 Curve of height with heat release

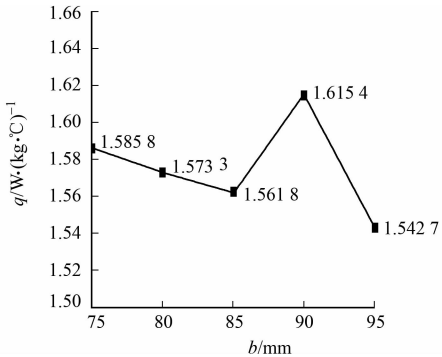


图 8 散热器高度与金属热强度关系曲线

Fig. 8 Curve of height with metal thermal intensity

由图 7 可知:随着瓦楞板踢脚线散热器高度的增加,散热量逐渐递增;当 $b=95\text{ mm}$ 时,散热器的散热量最大,与 $b=75\text{ mm}$ 时的散热量相比,增加了 32.33 W .这是因为随着高度的增加,散热器的散热面积逐渐增加,散热器的传热系数 K 随之增大,因此,散热器的散热性能也得到了提高.

由图 8 可知:当 $b<85\text{ mm}$ 时,散热器的金属热强度随着高度的增加逐渐减小;当 $b=90\text{ mm}$ 时,散热器的金属热强度最高,与 $b=95\text{ mm}$ 时的金属热强度相比,增加了 $0.072\text{ W}\cdot(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})^{-1}$.这是因为金属热强度的值取决于标准散热量与散热器质量的比值,散热量随着高度的增加而增大,而散热器的质量也随着高度的增加而增大,但两者比值的大小先减小后增大再减小.

综上可知:当 $b=90\text{ mm}$ 时,散热器的热工性能最优;当 $b=95\text{ mm}$ 时,散热器的热工性能最差.

4 结论

1) 瓦楞板踢脚线散热器的散热量随瓦楞间距的增大而减小;金属热强度随瓦楞间距的增加先增大后减小.当瓦楞间距为 50 mm 时,散热器的金属热强度值最大,热工性能最优.

2) 瓦楞板踢脚线散热器的散热量随高度的增大而增加;金属热强度随高度的增加而减小后增大再减小.当高度为 90 mm 时,散热器的金属热强度值最大,热工性能也最优.

参考文献:

[1] 潘旭.国内外采暖方式现状及发展趋势分析[J]. 科技创新与应用,2014(10):206-206.

[2] 史伟国.浅谈建筑室内采暖方式及发展趋势[J]. 科技与企业,2014(16):172-172. DOI:10. 3969/j. issn. 1004-9207. 2014. 16. 158.

[3] 宋为民,王贺.2015 年采暖散热器行业发展浅析[J]. 中国建筑金属结构,2016(2):22-27. DOI:10. 3969/j. issn. 1671-3362. 2016. 02. 003.

[4] 赵琰森,李志刚,杨晓玲.房屋装饰中散热器的选择与建筑节能的关系[J]. 兰州工业学院学报,2010,17(3):44-47. DOI:10. 3969/j. issn. 1009-2269. 2010. 03. 013.

[5] 梁春喜.一种不锈钢湍流散热片:201410611395.9[P]. 2015-01-28.

[6] 马文霞.金属热强度是衡量散热器品质的一项重要指标[C]//全国暖通空调制冷学术年会.烟台:中国制冷学会,1998:10-13.

[7] 王福军.计算流体力学分析:CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社,2004.

[8] 张杏祥,桑芝富.结构形式对椭圆扁管管内传热与流阻性能影响[J]. 石油化工设备,2006,35(1):1-6. DOI:10. 3969/j. issn. 1000-7466. 2006. 01. 001.

[9] 纪兵兵,陈金瓶. ANSYS ICEM CFD 网格划分技术实例详解[M]. 北京:中国水利水电出版社,2012.

[10] 蔡增基,龙天渝.流体力学泵与风机 [M]. 5 版. 北京:中国建筑工业出版社,2009.

[11] 国家质量监督检验检疫总局,国家标准化管理委员会.采暖散热器散热量测定方法:GB/T 13754—2008[S]. 北京:中国标准出版社,2009.

[12] 金龙.钢制椭圆管型散热器的结构优化[D]. 青岛:青岛理工大学,2014.

[13] 章熙民,任泽霏,梅飞鸣.传热学[M]. 5 版. 北京:中国建筑工业出版社,2007.

[14] 费家哲,高本法,闫成奎,等.基于 fluent 软件的电热水器水箱蓄热温度场模拟[C]//中国家用电器技术大会.合肥:中国家用电器协会,2015.

[15] 贺平,孙刚,王飞,等.供热工程[M]. 4 版. 北京:中国建筑工业出版社,2009.

[16] 史文学,贾岩,张双喜,等.双管散热器试验性研究[J]. 建筑节能,2013(7):30-33. DOI:10. 3969/j. issn. 1673-7237. 2013. 07. 007.

(责任编辑:黄晓楠 英文审校:刘源岗)