

# 水蒸气压强对空气管内强制对流传热系数的影响

诸爱士, 金婉梅, 李倩竹, 赵军子

(浙江科技学院 生物与化学工程学院, 杭州 310023)

**摘要:** 研究了圆形直管内空气强制流动被水蒸气加热时的对流传热系数, 考察了加热水蒸气压强对湍流区的对流传热系数测定的影响和试验的重现性, 并对结果进行关联、与经验式做比较及分析。结果表明: 水蒸气压强对测定空气对流传热系数有显著影响, 试验结果与经验值相比, 偏小约 9.0%; 必要时应考虑具体数值的修正; 试验在同一台装置上的重复性和在不同装置上的重现性均高。

**关键词:** 传热; 对流传热系数; 关联式; 水蒸气压强; 重现性

中图分类号: TQ021.3 文献标志码: A 文章编号: 1671-8798(2019)03-0206-07

## Effect of vapor pressure on forced convection heat transfer coefficient of air in tube

ZHU Aishi, JIN Wanmei, LI Qianzhu, ZHAO Junzi

(School of Biological and Chemical Engineering, Zhejiang University of  
Science and Technology, Hangzhou 310023, Zhejiang, China)

**Abstract:** The study focused on the convection heat transfer coefficient of air forced flow when heated by water vapor heating inside the circular straight tube, investigating the effect of the pressure of heating water vapor on determining convection heat transfer coefficient of the turbulent flow region and the reproducibility of the experiment. The results were correlated and compared with the empirical formula and analyzed. The results show that the vapor pressure has a significant influence on the determination of air convection heat transfer coefficient, with the experimental result about 9.0% smaller than the empirical value. The specific numerical value should be considered to revise if necessary. It is also found that the experiment has high repeatability on the same device and high reproducibility on different devices.

**Keywords:** heat transfer; convection heat transfer coefficient; correlation formula; vapor pressure; reproducibility

传热现象普遍存在于自然界和工程领域, 与人们的生活和生产活动等有着密切的联系, 在日常生活和工业活动中发挥着重要的作用。传热方式有导热、对流和辐射三种, 而在许多场合中不是单独存在的,

---

收稿日期: 2018-08-06

通信作者: 诸爱士(1966—), 男, 浙江省湖州人, 副教授, 主要从事化工单元操作应用研究。E-mail: zhuaishi86@163.com。

是多种方式组合发挥着作用。在工程领域的研究、生产中,为了给流体加热或冷凝、冷却降温,往往采用间壁式换热器,工业上广泛应用的一种形式是管壳式换热器<sup>[1]</sup>。其中,热量通过推动力——温度差从流体传至壁面或由壁面传至流体的对流传热方式占据优势。对流传热又分自然对流和强制对流,其中强制对流是常用的方式。对流传热的关键是对流传热系数,目前研究的热点是传热体系、流动状态、传热表面状况、操作压强等对对流传热系数测定与关联的影响<sup>[2-8]</sup>。在实验教学中出现过壳程加热蒸汽压强是否会对管程空气对流传热系数测定有影响的问题,但结果鲜见报道。因此本文研究了加热水蒸气操作压强(水蒸气温度)对空气在圆形直管内强制对流时的传热系数的影响,同时考察了试验在同一装置与不同装置上的重现性,以此来说明试验和关联方法的合理性,以求为实验教学寻求明确的答案,也可为工程应用提供依据。

### 1 试验原理与研究方法

间壁式换热其热量传递交换是由冷、热流体的热量通过传热元件的壁面而实现。如图 1 所示,整个换热过程可分为三部分,即热流体经对流将热量传递到壁面、壁面经导热将热量由高温侧传递到低温侧、经对流将热量由壁面传至冷流体<sup>[9-10]</sup>。

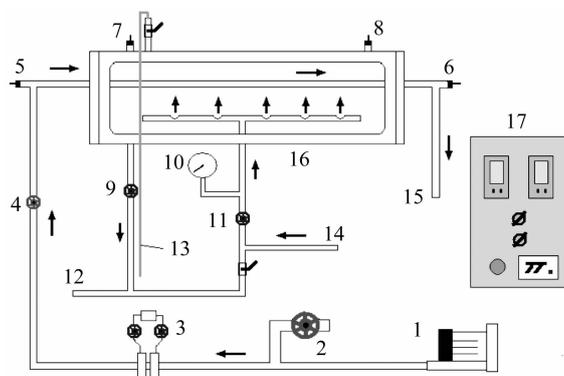
在本研究中,热流体采用水蒸气,冷流体采用空气,因此该过程属一侧恒温相变一侧变温的换热过程,当两者达到传热稳定时,忽略设备热损失,则有

$$Q = m_{s1}r = m_{s2}c_{p2}(t_2 - t_1) = \alpha_1 A_1 (T - T_w)_m = \alpha_2 A_2 (t_w - t)_m = K_2 A_2 \Delta t_m \quad (1)$$

式(1)中: $Q$ 为传热量, $J/s$ ;  $m_{s1}$ 、 $m_{s2}$ 分别为参与换热的水蒸气、空气的质量流量, $kg/s$ ;  $r$ 为水蒸气在操作压强(饱和温度)下的冷凝热, $J/kg$ ;  $c_{p2}$ 为空气的比热, $J/(kg \cdot ^\circ C)$ ;  $T$ 为水蒸气的饱和温度, $^\circ C$ ;  $t_1$ 、 $t_2$ 分别为空气在换热器进口、出口处的温度, $^\circ C$ ;  $\alpha_1$ 为水蒸气冷凝传热系数, $\alpha_2$ 为空气的平均对流传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  $A_1$ 、 $A_2$ 分别为水蒸气侧、空气侧的传热面积, $m^2$ ;  $T_w$ 、 $t_w$ 分别为水蒸气侧与空气的壁面温度, $^\circ C$ ;  $(T - T_w)_m$ 、 $(t_w - t)_m$ 分别为水蒸气与壁面间、壁面与空气间的对数平均温度差, $^\circ C$ ;  $K_2$ 为基于传热面积  $A_2$  的总传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  $\Delta t_m$ 为水蒸气与空气间的对数平均温度差, $^\circ C$ ;其中  $\Delta t_m$ 可由式(2)计算:

$$\Delta t_m = \frac{(T - t_2) - (T - t_1)}{\ln \frac{T - t_2}{T - t_1}} \quad (2)$$

研究中采用的装置为套管式换热器,空气走内管,水蒸气走管隙,即内管为传热管。详细的试验装置构成及流程见图 2。



1—旋涡风机;2—空气旁路阀;3—孔板流量计;4—空气进口阀;5—进口端空气温度计;6—出口端空气温度计;7—空气进口侧水蒸气温度计;8—空气出口侧水蒸气温度计;9—冷凝水排出阀;10—水蒸气压强表;11—水蒸气进口阀;12—冷凝水排出管;13—不凝性气体排空管;14—水蒸气进口管;15—空气出口管;16—套管换热器;17—仪表控制箱。

图 2 试验装置

Fig. 2 Diagram of experimental devices

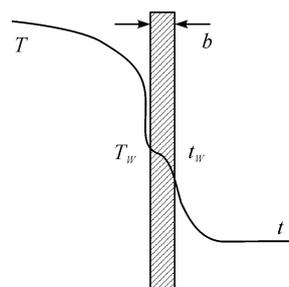


图 1 间壁式换热原理

Fig. 1 Schematic diagram of dividing wall type heat transfer

试验中传热管的长度  $l$  和内径  $d_2$  已给定, 传热面积即为  $A_2 = \pi d_2 l$ , 如再测出  $t_w$ 、 $t_1$  与  $t_2$  以及空气的体积流量  $V_{s2}$ , 即可由  $V_{s2} = m_{s2} \cdot \rho$  计算得到空气的质量流量  $m_{s2}$ , 进而可由式(1)计算得到  $\alpha_2$ 。但是, 试验中直接准确测定传热管内表面的壁温难以实现, 如测出也不够准确, 会使试验误差较大。因此, 试验中改用能方便测定的空气、水蒸气的温度, 进而来间接推算出空气与壁面间的对流传热系数, 这是一种广泛被采用的研究手段。

根据式(1)可以导出:

$$K_2 = \frac{m_{s2} c_{p2} (t_2 - t_1)}{A_2 \Delta t_m} \quad (3)$$

试验中, 在装置的测量点可直接测出  $V_{s2}$ 、 $t_1$ 、 $t_2$ 、 $T$ , 然后计算出  $m_{s2}$ , 由空气定性温度  $t_{平均} = \frac{t_1 + t_2}{2}$  确定  $c_{p2}$ , 由式(2)计算出  $\Delta t_m$ , 根据装置参数计算出  $A_2$ , 即可由式(3)算出  $K_2$ 。

基于  $A_2$  的总传热系数  $K_2$  的关联式为:

$$\frac{1}{K_2} = \frac{1}{\alpha_2} + R_{s2} + \frac{bd_2}{\lambda d_m} + R_{s1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{\alpha_1 d_1} \quad (4)$$

式(4)中:  $d_1$ 、 $d_2$ 、 $d_m$  分别为传热管外径、内径、对数平均直径, m;  $b$  为传热管的壁厚, m;  $\lambda$  为传热管材料的导热系数, W/(m·°C);  $R_{s1}$ 、 $R_{s2}$  分别为传热管外侧、内侧的污垢热阻, (m<sup>2</sup>·°C)/W。

空气强制对流传热系数  $\alpha_2$  相较于水蒸气冷凝传热系数  $\alpha_1$  要小得多<sup>[11]184</sup>, 因此, 水蒸气冷凝侧热阻远小于空气侧热阻, 即  $\frac{d_2}{\alpha_1 d_1} \ll \frac{1}{\alpha_2}$ , 可不计; 同时水蒸气较清洁, 故水蒸气侧的污垢热阻  $R_{s1} \frac{d_2}{d_1} \approx 0$ ; 传热管材料为紫铜, 其  $\lambda$  较大、壁又薄, 所以其热阻  $\frac{bd_2}{\lambda d_m}$  很小, 对传热影响不大<sup>[10]</sup>, 可舍弃; 若传热管内侧空气的污垢热阻  $R_{s2}$  也不考虑, 则可将式(4)简化为:

$$\alpha_2 \approx K_2 \quad (5)$$

因此, 若式(4)中被忽略的各项热阻与空气侧对流传热热阻相比越小, 则该方法所得的结果越准确。

由于流体湍流时对流传热系数大, 对传热有利, 所以在工程应用中尽量使流体处在湍流区进行对流传热。在圆形直管内流体湍流时的对流传热系数关联式使用最广的经验式是迪图斯-贝尔特公式, 即

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \text{ 或 } \alpha = 0.023 \frac{\lambda}{d} \left( \frac{du\rho}{\mu} \right)^{0.8} \left( \frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^n \quad (6)$$

式(6)中:  $Nu$  为努瑟尔特准数,  $Re$  为雷诺数,  $Pr$  为普朗特准数, 三者均无因次;  $d$  为管道内径, m; 当流体被加热时,  $n=0.4$ ; 当流体被冷却时,  $n=0.3$ 。式(6)的使用有一定的条件范围, 可以参阅文献<sup>[11]189</sup>。

本研究将湍流区的试验结果先以  $\ln(Nu/Pr^{0.4}) - \ln Re$  作图, 并按经验式形式进行关联<sup>[12]</sup>, 得到如式(6)形式的关联式, 并与经验式  $Nu/Pr^{0.4} = 0.023 Re^{0.8}$  进行比较。试验步骤如下: 打开总电源、仪表开关; 开蒸汽发生器电源, 加水加热, 恒压保温; 开风机, 开冷流体进口阀, 控制空气流量; 开冷凝水出口阀控制开度; 换热器通水蒸气, 打开顶端放气阀排除套管内空气; 控制水蒸气阀的开度, 保持操作压强; 观察系统状况, 待水蒸气温度稳定、风量稳定后, 等待一定时间, 读取参数值 ( $V_{s2}$ 、 $t_1$ 、 $t_2$ 、 $T$ ); 维持操作压强, 改变风量, 测定 5 组试验数据; 改变条件 (水蒸气压强或装置), 重复试验; 完成数据处理与分析。

## 2 结果与讨论

### 2.1 不同水蒸气压强的影响

在同一装置上, 选取 0.01、0.02、0.03、0.04、0.05、0.06、0.1 MPa 的水蒸气操作压强分别进行试验, 对试验数据进行拟合, 并与经验式进行比较, 各压强下的试验点及趋势线汇总于图 3, 数据结果汇总于表 1。

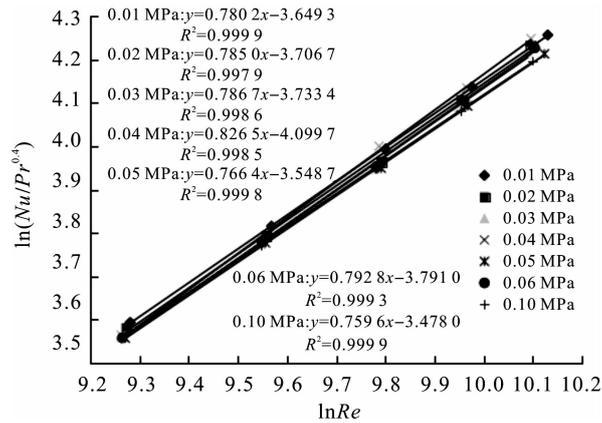


图 3 湍流区各压强下试验值

Fig. 3 Experimental values at various pressures in the turbulent flow region

由图 3 可知,同一台装置在不同水蒸气操作压强及同一风量下所测得的结果相近,7 条拟合线交织在一起,各个压强之间的拟合直线重合度较高。虽有差异,但看似不大。存在的差异可能由于室内环境温度变化、仪表参数(压强、风量)显示不准、操作偏差等引起。

表 1 各压强下的关联式

Table 1 Correlations at each pressure

蒸汽压强(表压)/MPa	关联式	R <sup>2</sup>	与经验式的平均相对误差	总平均
0.01	$Nu/Pr^{0.4} = 0.0260 Re^{0.7802}$	0.9999	-0.0717	
0.02	$Nu/Pr^{0.4} = 0.0246 Re^{0.7850}$	0.9979	-0.0828	
0.03	$Nu/Pr^{0.4} = 0.0239 Re^{0.7867}$	0.9986	-0.0943	
0.04	$Nu/Pr^{0.4} = 0.0166 Re^{0.8265}$	0.9985	-0.0727	
0.05	$Nu/Pr^{0.4} = 0.0288 Re^{0.7664}$	0.9998	-0.1093	-0.0896
0.06	$Nu/Pr^{0.4} = 0.0226 Re^{0.7928}$	0.9993	-0.0926	
0.10	$Nu/Pr^{0.4} = 0.0309 Re^{0.7596}$	0.9999	-0.1038	
经验式	$Nu/Pr^{0.4} = 0.0230 Re^{0.8000}$	1.0000		

从表 1 中数据可以发现,在不同水蒸气操作压强下,试验值均低于经验值,与经验值的平均相对误差相近,相差 10%左右,但总体上有增大的趋势;总平均相对误差为 -8.96%;实际应用时,如以经验式计算对流传热系数,则需考虑修正,修正系数可取 0.92。误差的原因是计算方法、装置参数显示等,特别是风量的校正导致经验式使用的风速比实际风速大,从而使 Re 数偏大、经验值增大。

为检验压强影响的显著性,进行了无重复双因素方差分析(一个因素是压强,一个因素是 Re),数据取值见表 2(表中数据为相应 Re 的 Nu/Pr<sup>0.4</sup> 值,表 4 同),分析结果见表 3(F 检验的置信度为 0.05,下同)。

表 2 无重复双因素方差分析选择数据

Table 2 Selecting data of no repeated two-factor variance analysis

Re	压强(表压)/MPa						
	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.10
11 000	36.99	36.60	36.12	36.33	36.03	36.15	36.29
14 000	44.65	44.22	43.67	44.35	43.35	43.77	43.59
18 000	54.32	53.87	53.21	54.59	52.56	53.42	52.75
21 000	61.26	60.80	60.07	62.00	59.15	60.36	59.31
24 000	67.99	67.52	66.73	69.24	65.52	67.10	65.64

表 3 无重复双因素方差分析结果

Table 3 Results of no repeated two-factor variance analysis

差异源	SS	df	MS	F	P	F <sub>crit</sub>
行	4 274.308	4	1 068.577	4 734.515	2.19E-34	2.78
列	16.703 79	6	2.783 965	12.334 8	2.54E-06	2.51
误差	5.416 784	24	0.225 699			
总计	4 296.428	34				

由表 2 可以看出,在相同的  $Re$  下,  $Nu/Pr^{0.4}$  在不同的水蒸气压强下具有不同的值,且变化或大或小;但总体上在研究的压强范围内随着水蒸气压强增大  $Nu/Pr^{0.4}$  在减小,不过变化量的绝对值不大;由表 3 数据可得,列的  $F > F_{crit}$ ,  $P < 0.05$ ,这说明加热水蒸气压强对结果影响非常显著。水蒸气压强的变化,即其温度发生变化,会使水蒸气侧的壁面温度发生变化,另一侧的壁面温度也随之而变,这样会影响壁面两侧的边界层温度,特别是空气温度的升高使其黏度增大,因此对空气的对流传热系数有一定影响。

2.2 试验重复性

在同一装置上,选择 0.03 MPa 的压强,再进行两次重复试验,试验时保证测量风量一致,共得到 3 组数据,试验结果如图 4 所示。

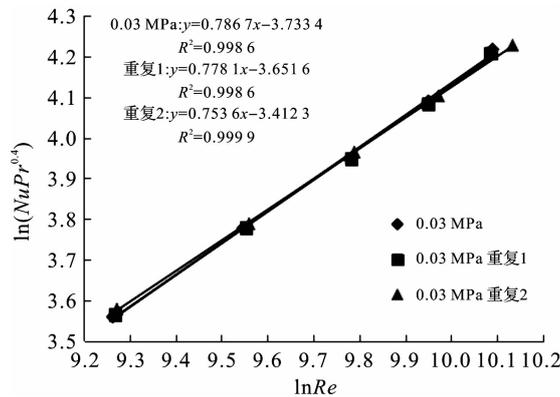


图 4 装置 1 在 0.03 MPa 下的试验重复性

Fig. 4 Experimental repeatability of device 1 at 0.03 MPa

图 4 显示 3 次试验结果重合度较高。采用上述无重复双因素方差分析检验试验的重复性,数据取值见表 4,分析结果见表 5。

表 4 0.03 MPa 试验重复性检验取值数据

Table 4 Selecting data of experimental repeatability test at 0.03 MPa

Re	试验次数		
	1	2	3
11 000	36.12	36.13	36.65
14 000	43.67	43.59	43.96
18 000	53.21	53.01	53.12
21 000	60.07	59.76	59.67
24 000	66.73	66.30	65.98

表 5 0.03 MPa 试验重复性检验结果

Table 5 Results of experimental repeatability test at 0.03 MPa

差异源	SS	df	MS	F	P	F <sub>crit</sub>
行	1 748.386	4	437.096 4	6 389.759	4.79E-14	3.84
列	0.102 546	2	0.051 273	0.749 5	0.503 1	4.46
误差	0.547 246	8	0.068 406			
总计	1 749.036	14				

由表 4 数据可得,列的  $F < F_{crit}, P > 0.05$ ,这说明不同试验的结果间没有显著差异,即试验重复性好。选择 0.05 MPa 的压强,再进行两次试验,然后对结果进行分析(具体数据、图、表省略),得到类似的结论。这说明试验的重复性较好。

### 2.3 不同装置间的差异

在另一台相同型号的装置上,同样选取 0.03 MPa 的压强进行试验并多次重复,点、线结果见图 5,分析结果见表 6(表中数据为相应  $\ln Re$  下的  $\ln(Nu/Pr^{0.4})$  值)、表 7。

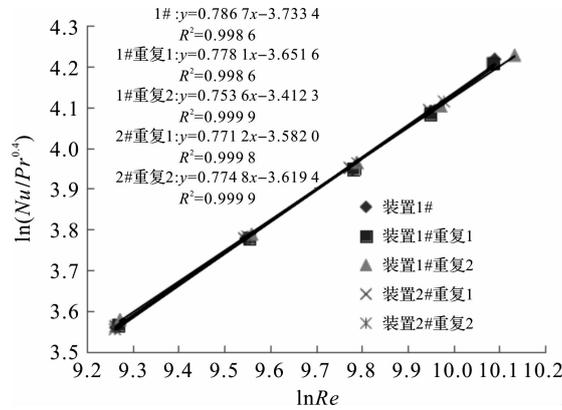


图 5 0.03 MPa 时装置 2 的重复性及其与装置 1 间的差异性

Fig. 5 Repeatability of device 2 and difference between device 2 and device 1 at 0.03 MPa

表 6 两装置 0.03 MPa 试验重现性检验取值数据

Table 6 Selecting data of experiment reproducibility test between two devices at 0.03 MPa

lnRe	试验次数				
	1	2	3	4	5
9.3	3.582 9	3.584 7	3.596 2	3.590 2	3.586 2
9.5	3.740 3	3.740 4	3.746 9	3.744 4	3.741 2
9.7	3.897 6	3.896 0	3.897 6	3.898 6	3.896 2
9.9	4.054 9	4.051 6	4.048 3	4.052 9	4.051 1

表 7 两装置 0.03 MPa 试验重现性检验结果

Table 7 Results of experiment reproducibility test between two devices at 0.03 MPa

差异源	SS	df	MS	F	P	F <sub>crit</sub>
行	0.597 343	3	0.199 114	20 029.36	1.86E-22	3.49
列	5.47E-05	4	1.37E-05	1.375 1	0.300 0	3.26
误差	0.000 119	12	9.94E-06			
总计	0.597 517	19				

从图 5 看到,图中的 5 条拟合线几乎重合,直观上没有明显区别,这说明装置 2 的试验重复性好且与装置 1 间也没有明显差别;无重复双因素分析中,列的  $F < F_{crit}, P > 0.05$ ,这说明 5 组试验的结果无明显差别。同样进行了 0.05 MPa 时设备 2 的重复性试验和与设备 1 的差异性分析(具体数据、图、表省略),得到类似的结果,即试验重复性好,设备间没有显著差异。

以上结果说明试验在不同装置上进行,其重现性高,对试验结果影响不大,具有一定的普遍性,即该测定和关联水蒸气加热的圆形直管内空气强制对流传热系数的方法是合理的。

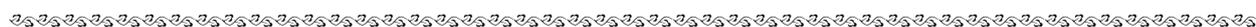
### 3 结 语

本研究发现不同的水蒸气操作压强显著影响圆形直管内空气强制湍流的对流传热系数,试验值小于经验值,实际应用时应考虑其影响并适当进行校正,修正系数可取 0.92;该试验在同一台装置上重复进

行,结果没有明显差异,重复性好;在不同的装置上进行相同的试验,结果也没有显著差异,重现性好。因此,该对流传热系数的测定方法可靠,对传热理论与实验的教学也具有指导意义。

#### 参考文献:

- [1] 郑楠. 管壳式换热器热力计算软件开发及优化设计[J]. 华电技术, 2016, 38(4): 8.
- [2] 张芳. 不同体系对流传热膜系数测定的实验研究[J]. 辽东学院学报(自然科学版), 2007, 14(1): 13.
- [3] PARK S H, KIM T H, JEONG J H. Experimental investigation of the convective heat transfer coefficient for open-cell porous metal fins at low Reynolds numbers[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 100: 608.
- [4] SELVAM C, BALAJI T, MOHAN LAL D, et al. Convective heat transfer coefficient and pressure drop of water-ethylene glycol mixture with graphene nanoplatelets[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2017, 80: 67.
- [5] QI C, LI C Y, WANG G Q. Experimental study on the flow and heat transfer characteristics of TiO<sub>2</sub>-water nanofluids in a spirally fluted tube[J]. Nanoscale Research Letters, 2017, 12 (1): 1.
- [6] 顾守岩, 张卢伟, 安志强. 压力对气体强制对流传热系数的影响[J]. 辽宁化工, 2009, 38(10): 734.
- [7] 靳书武, 武锦涛, 银建中. 水平圆管内超临界甲烷对流换热数值模拟[J]. 应用科技, 2015, 42(5): 67.
- [8] 王鑫, 王兆婷, 张晓凌, 等. 水平管油气两相段塞流及其传热特性[J]. 化工学报, 2017, 68(6): 2306.
- [9] 陈敏剑. 套管换热器的设计[J]. 当代化工研究, 2017(4): 168.
- [10] 陆文斌. 间壁式换热器传热影响因素分析及强化途径探析[J]. 科学技术创新, 2016(17): 102.
- [11] 何潮洪, 刘永忠, 窦梅, 等. 化工原理: 上册[M]. 3 版. 北京: 科学出版社, 2017: 184, 189.
- [12] 曹茹. 强迫对流传热实验的数据处理方法研究[J]. 实验科学与技术, 2013, 11(3): 16.



(上接第 179 页)

- [12] 冯南. 屈服还是新生? 微信小程序开放识别二维码[J]. 计算机应用文摘, 2017(10): 30.
- [13] 陈琦. 基于 Webpy+Apache HTTP Server 的微信小程序架构搭建研究[J]. 无线互联科技, 2017(18): 50.
- [14] 高张, 康小军. 提高 Tomcat 服务器运行性能的研究[J]. 计算机与数字工程, 2008, 36(10): 203.
- [15] 孙小红, 孙文玲, 丁宗湖. 基于 MVC 模式网上报名系统的设计与实现[J]. 中央民族大学学报(自然科学版), 2007, 16(1): 66.
- [16] GHETAS M, YONG C H, SUMARI P. A survey of quality of service in multi-tier web applications[J]. KSII Transactions on Internet and Information Systems, 2016, 10(1): 238.
- [17] 陈镭. 基于 LNMPA 架构的 Web 系统设计与实现[J]. 计算机时代, 2014(8): 22-23.