文章编号:0253 - 4339(2016) 02 - 0113 - 06

doi:10.3969/j. issn. 0253 - 4339. 2016. 02. 113

水冷套管式 CO, 气冷器的设计及实验研究

吕静'马逸平'曹科'石冬冬'高强'胡特特'赵琦昊'

(1 上海理工大学环境与建筑学院 上海 200093; 2 福建雪人股份有限公司 福州 350200)

摘 要 本文设计了一台 CO₂ 套管式气冷器并对其进行了换热特性的实验研究。该气冷器采用逆流三重套管,CO₂ 在内管流动,冷却水在内外管间流动。实验研究了不同 CO₂ 质量流量、人口压力和冷却水温度对传热系数、换热量和换热器效能系数的影响。实验结果表明,随着 CO₂ 质量流量的增加,传热系数和换热量均呈先增后减的趋势,换热器效能系数逐渐减小;CO₂ 质量流量不变时,传热系数、换热量和换热器效能系数均随气冷器 CO₂ 人口压力的升高而逐渐增大;随着冷却水温度的升高,传热系数、换热量和换热器效能系数均逐渐减小。

关键词 套管式气冷器:换热性能:三重套管

中图分类号:TQ051.5;TK124

文献标识码: A

Design and Experimental Study on CO₂ Water-cooled Tube-in-tube Gas Cooler

Lü Jing¹ Ma Yiping¹ Cao Ke¹ Shi Dongdong¹ Gao Qiang² Hu Tete¹ Zhao Qihao¹ (1. School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China; 2. Fujian Snowman Co., Ltd., Fuzhou, 350200, China)

Abstract A water-cooled tube-in-tube gas cooler was designed in this paper, and experimental researches on it were conducted. A triple tube is equipped in the gas cooler with CO_2 in the inner tubes and water between inner and outer tubes. Experimental investigations were done about the effect of CO_2 mass flow rate, inlet pressure and cooling water temperature on heat transfer coefficient, heat transfer and heat exchanger efficiency. The results show that both heat transfer coefficient and heat transfer firstly increase and then decrease while CO_2 mass flow rate increases, and heat exchanger efficiency reduce gradually when CO_2 mass flow rate increases. In the same CO_2 mass flow rate, heat transfer coefficient, heat transfer and heat exchanger efficiency increase with the increase of CO_2 inlet pressure and decrease while cooling water temperature increases.

Keywords tube-in-tube gas cooler; heat transfer performance; triple tube

随着经济的发展和环保意识的增强,CO₂ 作为制冷工质再一次应用于制冷空调系统中^[1-3]。CO₂ 跨临界循环在高压侧具有较大的温度滑移^[4-5],与冷却介质温升过程相匹配,使其在热泵循环方面具有独特的优势^[6-7]。于是众多专家学者^[8]针对超临界 CO₂ 在冷却条件下的换热情况进行了研究。Pitla S S 等^[9]将实验研究和数值模拟相结合,研究了超临界 CO₂ 在管内的冷却换热,提出用平均努谢尔特数表示的换热关联式。Yoon S H 等^[10] 对超临界 CO₂ 在内径为 7. 73 mm 的铜管中的冷却换热进行实验研究,并修正了 Baskov V L 等^[11]的关联式,提出更加符合实验结果的关联式,其平均偏差与绝对平均偏差分别只有 1. 6% 和 12. 7%。Liao S M 等^[12] 对超临界 CO₂ 微通道的换热特性进行了实验研究,得出适用于超临

界 CO₂ 在水平微通道和竖直微通道内换热的关联式。陈明辉等^[13]对套管管束式换热器进行了设计与实验研究,指出套管管束式换热器是一种紧凑高效的换热器。张仙平等^[14]对套管式换热器的性能进行研究时发现,在保证水侧和 CO₂ 侧的流通面积基本相等的情况下,大管内套 3 根细管的套管式气冷器换热性能最优。

本文设计了一台 CO_2 套管式气冷器,并对其换热特性进行了实验研究。考虑 CO_2 气冷器在超临界状态下运行,压力可达 12 MPa,且水侧温度高,所以本文采用承压能力较强的套管式换热器,并采用大管内套三根细管的结构形式。换热关联式采用 Yoon S H 等[10] 提出的超临界 CO_2 冷却换热关联式。

1 气体冷却器的设计

1.1 设计参数

根据国家标准^[15]及系统运行的需要^[16],确定气冷器的设计工况:水侧进口温度为 $t_{\rm w,i}$ = 15 $^{\circ}$ C,出口温度为 $t_{\rm w,o}$ = 65 $^{\circ}$ C,冷却水体积流量为 V = 70 L/h,制热量为 Q = 4.75 kW。压缩机排气压力为 $p_{\rm dis}$ = 10.26 MPa,排气温度为 $t_{\rm dis}$ = 95 $^{\circ}$ C,排气量为 $V_{\rm dis}$ = 0.9 m³/h。

1.2 管径确定

根据冷却水体积流量,考虑水侧和 CO_2 侧流通面积尽可能相等的条件,气冷器内管管径取 $5~\text{mm} \times 0.8~\text{mm}$,外管管径取 $16~\text{mm} \times 1~\text{mm}$,则换热器内管内径为 $d_i=3.4~\text{mm}$,外径为 $d_o=14~\text{mm}$ 。 CO_2 在内管流动,冷却水在内外管间流动,套管截面如图 1~所示。

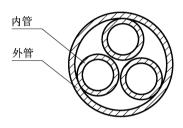


图 1 套管截面示意图

Fig. 1 Schematic of the tube-in-tube section

1.3 管长计算

气冷器管材选用紫铜管,导热系数为 λ = 398 W/ $(m \cdot K)^{[17]}$ 。建立套管式换热器的二维分布参数仿真模型,沿 CO_2 流向以长度为 L_u = 0.1 m 的单元进行计算。对任一计算单元,作如下简化与假设:1)忽略管壁及制冷剂的轴向导热;2)冷却水的进口温度与流速稳定一致;3) CO_2 的人口压力与温度稳定不变。对任一计算单元i,有如下能量与质量守恒方程:

水侧:

$$Q_{j} = m_{w,j} c_{p,w} (t_{wo,j} - t_{wi,j})$$
 (1)

 $Q_{j} = m_{r,j} [h(t,p)_{i,j} - h(t,p)_{o,j}]$ (2)

$$Q'_{j} = \frac{\left[(t_{\text{ri},j} - t_{\text{wo},j}) - (t_{\text{ro},j} - t_{\text{wi},j}) \right] / \ln \left(\frac{t_{\text{ri},j} - t_{\text{wo},j}}{t_{\text{ro},j} - t_{\text{wi},j}} \right)}{\frac{1}{h_{\text{r},j} A_{\text{r},j}} + \frac{\delta}{\lambda A_{\text{r},j}} + \frac{1}{h_{\text{w},j} A_{\text{w},j}}}$$
(3)

如前所述, CO_2 在超临界下的管内冷却传热系数的计算,采用 Yoon S H 等 $^{[10]}$ 提出的传热关联式:

$$Nu_{\rm f} = aRe_{\rm f}^b Pr_{\rm f}^c \left(\frac{\rho_{\rm pc}}{\rho_{\rm f}}\right)^n \tag{4}$$

$$h_{r,j} = \frac{Nu_{\rm f}\lambda_{\rm r}}{D} \tag{5}$$

式中: Nu_f 为努谢尔特数; $h_{r,j}$ 为超临界 CO_2 管内冷却传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;D 为水力直径, m_o t_{pc} 为准临界温度, \mathbb{C} ; t_f 为流体温度, \mathbb{C} ; 当 $t_f < t_{pc}$ 时,a = 0.14,b = 0.69,c = 0.66,n = 0; 当 $t_f \leq t_{pc}$ 时,a = 0.013,b = 1.0,c = -0.05,n = 1.6。

模型计算流程为:从 CO_2 人口处沿其流动方向,对每一计算单元,首先假设水侧人口温度为 $t_{w,i}$,然后根据方程(1)得出计算单元的传热量 Q_j 根据方程(2)得出制冷剂出口状态,由方程(3)得出水侧和 CO_2 侧之间的传热量 Q'_{jo} 比较 Q_j 与 Q'_{j} ,若相等则进入下一个计算单元,不相等则重新假设 $t_{w,io}$ 每计算一个单元,管长叠加 L_u = 0. 1 m,直至第 j 单元的水侧入口温度为 $t_{w,i}$ = 15 ∞ 时,停止迭代,输出管长。本文基于 Matlab,开发了超临界状态下的 CO_2 套管式气冷器模型仿真程序,计算流程如图 2 所示。

经计算,换热管长为 8.6 m,为保证换热效果,管长取计算值的 1.5 倍并取整,则管长为 L=13 m。

1.4 气冷器结构

换热器由换热管按图 3 所示的形式盘绕而成,共 11 层,长宽高分别为:550 mm、275 mm 和 260 mm。

2 实验系统及工况

2.1 实验系统

如图 4 所示,实验系统由 4 个子系统组成,分别为 CO₂ 跨临界循环系统、冷却水系统、测试系统和辅助系统。CO₂ 跨临界系统(虚线流程)由气冷器、电子膨胀阀、蒸发器、气液分离器和压缩机组成。冷却水系统(实线流程)由焓差室板式换热器、截止阀、冷却水泵等组成。焓差室通过板式换热器调节、控制冷却水泵等组成。焓差室通过板式换热器调节、控制冷却水的温度,为跨临界 CO₂ 循环系统提供不同温度的循环水;测试系统(点划线)由温度测量(热电偶)、压力测量(压力传感器)、流量测量(水流量计)及数据采集(安捷伦和计算机)等组成。各测试仪器详见表1。辅助系统主要为焓差室,焓差室一方面为实验系统提供不同温度的冷却水,另一方面为实验系统提供所需要的温度环境。

2.2 实验工况

根据国家标准[15],制定下列工况。

工况 1:环境干湿球温度分别为 $16 \, ^{\circ} \, ^{\circ} \, ^{\circ}$ 却水进水温度为 $17 \, ^{\circ} \, ^{\circ} \, ^{\circ} \, ^{\circ}$,冷凝压力为 $8 \, ^{\circ} \, ^{\circ$

工况 2:环境干湿球温度分别为 $16 \, ^{\circ} \, ^{\circ} \, ^{\circ}$ 却水流量为 $0.03333 \, \text{kg/s}, \text{CO}_2 \, 质量流量分别调至$

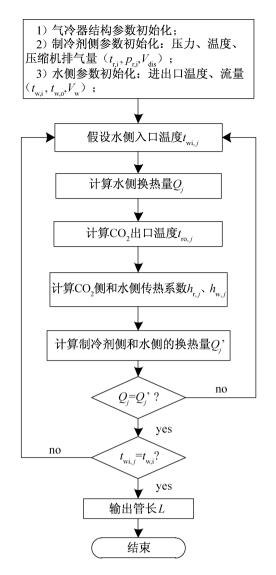


图 2 换热器管长计算流程图

Fig. 2 Tube length of the heat exchanger calculation process



图 3 气冷器结构示意图

Fig. 3 Schematic of the gas cooler structure

14.2 g/s、15.8 g/s 和 17.6 g/s,冷凝压力分别为 9.5 MPa、10 MPa 和 7.5 MPa;在每个 CO_2 流量处冷却水温度都分别调节至 9 \mathbb{C} 、17 \mathbb{C} 和 24 \mathbb{C} ;

工况 3:冷却水流量为 0.04722~kg/s, CO_2 质量流量调至 14.2~g/s,环境温度分别调至 7~ $^{\circ}$ $^{\circ}$ $^{\circ}$ $^{\circ}$ $^{\circ}$ $^{\circ}$

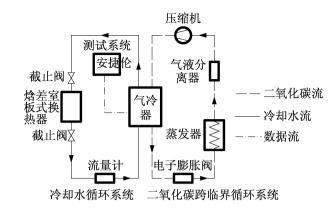


图 4 实验系统示意图

Fig. 4 Schematic of experimental system

凝压力分别为 9 MPa、8.5 MPa 和 9.5 MPa;在每个环境温度下进水温度都分别调节至 9 \mathbb{C} 、17 \mathbb{C} 和 24 \mathbb{C} 。

表 1 测试仪器 Tab. 1 Testing instruments

元件	型号	量程	精度
热电偶	T 型	-200 ~400 °C	0.1 ℃
压力传感器	NS-F	$0 \sim 13 \text{ MPa}$	0.30%
压力传感器	NS – 17	0 ~8 MPa	0.50%
容积式水流量计	YK-LK DN3	0 ~ 0. 12 t/h	0. 15% ~ 0. 25%
数据采集仪	Agilent34970A	_	_

3 气冷器热力计算

本文以换热量Q、换热系数K和换热器效能系数 ε 为评价指标来分析各参数对套管式气冷器性能的影响。

3.1 换热量 Q

本实验忽略热损失,则超临界 CO₂ 流体放出的 热量等于冷却水吸收的热量,即:

$$Q = c_{w} m_{w} (t_{w,0} - t_{w,i}) \tag{6}$$

式中: c_w 为水的定压比热容, $J/(kg \cdot K)$,取 4200 $J/(kg \cdot K)$; m_w 为冷却水的质量流量,kg/s; $t_{w,i}$ 、 $t_{w,o}$ 分别为冷却水的进、出口温度, \mathbb{C} 。

3.2 传热系数 K

传热系数表示为:

$$K = \frac{Q}{A\Delta t_{m}} \tag{7}$$

式中:K 为传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;A 为套管式换热器换热面积, m^2 ; Δt_m 为冷热流体的平均温差, \mathbb{C} 。

本文所研究的套管式换热器采用逆流式换热,流体的温度沿着流动方向不断变化,温差也不断变化。

因此换热流体的平均温差 Δt_m 采用对数平均温差计 算,即:

$$\Delta t_{\rm m} = \frac{\Delta t_{\rm max} - \Delta t_{\rm min}}{\ln \frac{\Delta t_{\rm max}}{\Delta t_{\rm min}}}$$
(8)

式中: Δt_{max} 、 Δt_{min} 分别为进口温差及出口温差中 的最大值和最小值,℃。

3.3 换热器效能系数 ϵ

换热器效能系数表示换热器实际换热效果与最 大可能的换热效果之比,定义为:

$$\varepsilon = \frac{\left(t' - t''\right)_{\text{max}}}{t'_{1} - t'_{2}} \tag{9}$$

式中:(t'-t")max 为冷却水流体或 CO, 流体在气 冷器中的实际最大温差, \mathbb{C} ; $t'_1 - t'_2$ 为流体在气冷器 中可能发生的最大温差,℃。

3.4 CO, 质量流量 m_r

根据超临界 CO2 放出的热量等于气冷器 CO2 进、出口焓差与制冷剂质量流量的乘积,计算 CO2的 质量流量:

$$m_{\rm r} = \frac{Q}{h_{\rm r,i} - h_{\rm r,o}} \tag{10}$$

式中:hri、hro分别为CO,流体在气冷器进、出口 处的焓值,J/kg,根据进、出口 CO。流体的压力和温度 使用 Refpropm 软件查询获得。

4 实验结果

4.1 CO₂ 质量流量对气冷器换热性能的影响

如图 5~图 7 所示,随着 CO₂ 质量流量的增大, 换热量呈先增后减的趋势;传热系数在 CO,流量较 小时略有增大, 当流量达到 15.8 g/s 时, 随着 CO, 质 量流量的增大传热系数逐渐减小;换热器效能系数在 CO, 流量达到15.8 g/s 之前基本不变,从15.8 g/s 之 后逐渐减小。出现这种变化的原因是,质量流量的增 大使 CO₂ 流速增大,超临界 CO₂ 流体紊流流动加剧, 所以 CO, 侧的传热系数逐渐增大, 从而换热量也增 大。当 CO, 质量流量继续增大, 高于 15.8 g/s 时, 由 于流速过快,CO₂ 流体不能与冷却水充分换热,导致 换热量下降,换热器效能系数也逐渐降低。

4.2 CO, 入口压力对气冷器换热性能的影响

如图 8~图 10 所示, 传热系数和换热量均随 CO, 入口压力的升高而逐渐增大,传热系数在入口压力较 小时变化缓慢,随着压力的升高,变化速率逐渐增大。 换热量在压力较小时变化速率较快,随着压力的升高, 变化速率降低并趋于稳定。换热器效能系数随人口压 力的升高而逐渐增大,并在 8.5 MPa 时趋于稳定。

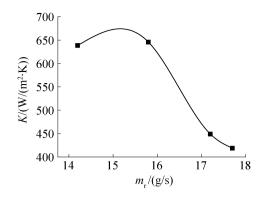


图 5 CO, 质量流量对传热系数的影响 Fig. 5 Influence of CO, mass flow rate on heat transfer coefficient

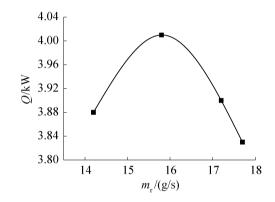


图 6 CO, 质量流量对换热量的影响

Fig. 6 Influence of CO, mass flow rate on heat transfer

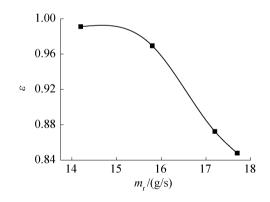


图 7 CO₂ 质量流量对效能系数的影响 Fig. 7 Influence of CO₂ mass flow rate on heat exchanger efficiency

4.3 冷却水温度对气冷器换热性能的影响

如图 11 和图 12 所示,随着冷却水温度的升高, 换热量和传热系数均逐渐降低。传热系数开始变化 较快,之后逐渐趋于稳定。随着冷却水温度的升高, CO, 和冷却水之间的温差逐渐减小,因而换热量逐渐 减小。如图 13 所示,换热器效能系数随冷却水温度 的升高而逐渐减小,气冷器中流体之间的实际最大温 差为 CO₂ 人口温度与冷却水人口温度之差,随着冷

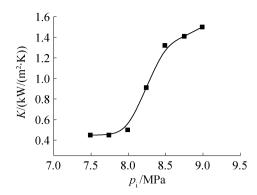


图 8 CO_2 入口压力对传热系数的影响 Fig. 8 Influence of CO_2 inlet pressure on heat transfer coefficient

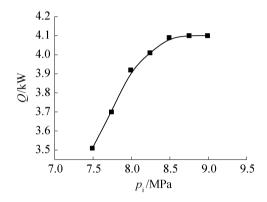


图 9 CO₂ 入口压力对换热量的影响 Fig. 9 Influence of CO₂ inlet pressure on heat transfer

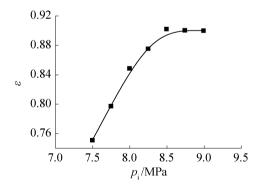


图 10 CO₂ 入口压力对换热器效能系数的影响 Fig. 10 Influence of CO₂ inlet pressure on heat exchanger efficiency

却水温度逐渐升高,这一温差逐渐减小,导致效能系数逐渐减小。

5 结论

本文设计了一台水冷套管式气冷器,并在 CO₂ 热泵热水器实验台上对其进行了换热性能实验,得出以下结论:

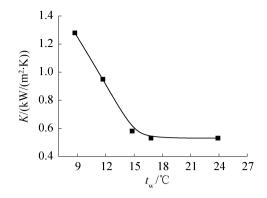


图 11 冷却水温度对换热系数的影响

Fig. 11 Influence of cooling water temperature on
heat transfer coefficient

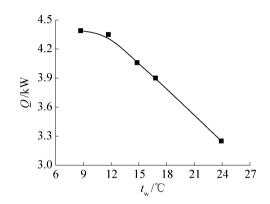


图 12 冷却水温度对换热量的影响 Fig. 12 Influence of cooling water temperature on heat transfer

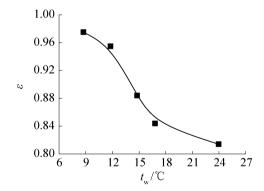


图 13 冷却水温度对换热器效能系数的影响 Fig. 13 Influence of cooling water temperature on heat exchanger efficiency

1)CO₂ 侧传热系数和换热量随着 CO₂ 质量流量 的增大而增大,当质量流量高于 17.2 g/s 时,传热系 数和换热量均逐渐降低;换热器效能系数随着 CO₂ 质量流量的增大而逐渐减小;

2)随着气冷器 CO₂ 人口压力的升高, CO₂ 侧传 热系数、换热量和换热器效能系数均逐渐增大, 当人 口压力达到 8.5 MPa 时, 换热器效能系数趋于稳定; 3)随着冷却水温度的升高,CO₂侧传热系数、换热量和换热器效能系数均逐渐减小。

本文受沪江基金(D14003)和上海理工大学教育教学改革研究(2015-JPBKZ-005)项目资助。(The project was supported by the Hujiang Foundation of China (No. D14003) and the Funding Project of Education and Teaching Reform Research of USST (No. 2015-JPBKZ-005).)

参考文献

- [1] 黎立新,季建刚,乐维健,等.环保型 CO₂ 跨临界制冷系统[J].东南大学学报(自然科学版),2001,31(4):101-105. (LI Lixin, JI Jiangang, YUE Weijian, et al. Environment friendly transcritical CO₂ refrigeration system [J]. Journal of Southeast University (Natural Science Edition),2001,31(4):101-105.)
- [2] 刘业凤,朱洪亮,张峰,等. CO₂ 热泵热水器充注量确定及系统实验研究[J]. 上海理工大学学报,2015,37 (1): 49-56. (LIU Yefeng, ZHU Hongliang, ZHANG Feng, et al. Determining the refrigerant charging amount and experimental study on CO₂ heat pump water heater [J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2015, 37(1): 49-56.)
- [3] Ge Y T, Tassou S A, Santosa I D, et al. Design optimization of CO₂ gas cooler/condenser in a refrigeration system [J]. Applied Energy, 2015, 160: 973-981.
- [4] 马一太, 王景刚, 魏东. 自然工质在制冷空调领域里的应用分析[J]. 制冷学报, 2002, 23(1): 1-5. (MA Yitai, WANG Jinggang, WEI Dong. Analysis of natural refrigerants applied in refrigeration and air conditioning[J]. Journal of Refrigeration, 2002, 23(1): 1-5.)
- [5] Mancini F, Minetto S, Fornasieri E. Thermodynamic analysis and experimental investigation of a CO₂ household heat pump dryer [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(4): 851-858.
- [6] 徐洪涛, 袁秀玲, 李国强, 等. 跨临界循环二氧化碳在热泵型热水器中的应用研究[J]. 制冷学报, 2001, 22 (3): 12-16. (XU Hongtao, YUAN Xiuling, LI Guoqiang, et al. The research of trans-critical carbon dioxide heat pump water heater [J]. Journal of Refrigeration, 2001, 22(3): 12-16.)
- [7] 李小飞, 陈汝东. CO₂ 循环的特点及其在热泵热水器中的应用[J]. 流体机械, 2005, 33(2): 59-61. (LI Xiaofei, CHEN Rudong. CO₂ cycle characteristics and its application in the HPWH[J]. Fluid Machinery, 2005, 33 (2): 59-61.)
- [8] 罗会龙, 林辩启, 杜培俭, 等. 大功率二氧化碳热泵热水系统运行性能研究[J]. 化工学报, 2015, 66(6): 2274-2279. (LUO Huilong, LIN Bianqi, DU Peijian, et al. Investigation of operational performance of high power CO₂ heat pump hot water system [J]. CIESC Journal,

- 2015, 66(6): 2274-2279.)
- [9] Pitla S S, Groll E A, Ramadhyani S. New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO₂[J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(7): 887-895.
- [10] Yoon S H, Kim J H, Hwang Y W, et al. Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region [J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(8): 857-864.
- [11] Baskov V L, Kuraeva I V, Protopopov V S. Heat transfer with the turbulent flow of a liquid at supercritical pressure in tubes under cooling conditions [J]. High Temperature, 1977, 15(1): 6-8.
- [12] Liao S M, Zhao T S. An experimental investigation of convection heat transfer to supercritical carbon dioxide in miniature tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(25): 5025-5034.
- [13] 陈明辉, 厉日竹, 何晓艳, 等. 一体化核反应堆套管管 東式换热器设计与实验[J]. 中国学术期刊文摘, 2007 (14): 156. (CHEN Minghui, LI Rizhu, HE Xiaoyan, et al. Design and tests of a double-tube bundle heat exchanger for an integrated nuclear reacter[J]. Chinese Science Abstracts, 2007(14): 156.)
- [14] 张仙平, 王凤坤, 范晓伟, 等. CO₂ 跨临界循环热泵热水器用气冷器的优化设计[J]. 流体机械, 2008, 36 (3): 81-85. (ZHANG Xianping, WANG Fengkun, FAN Xiaowei, et al. Optimal design of gas cooler applied in CO₂ transcritical cycle heat pump water heater[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(3): 81-85.)
- [15] 全国标准化管理委员会. GB/T 23137 2008 家用和类似用途热泵热水器[S]. 北京:中国标准出版社, 2008.
- [16] 刘圣春, 马一太, 刘秋菊. CO₂ 热泵热水器实验研究 [J]. 天津大学学报, 2008, 41(2): 238-242. (LIU Shengchun, MA Yitai, LIU Qiuju. Experiments of CO₂ heat pump water heater[J]. Journal of Tianjing University, 2008, 41(2): 238-242.)
- [17] 杨世铭,陶文铨.传热学[M].4版.北京:高等教育出版社,2006:555.

通信作者简介

吕静, 女, 副教授, 上海理工大学环境与建筑学院, (021) 55270275, E-mail: lvjing810@163.com。研究方向: 超临界二氧化碳传热特性, 跨临界二氧化碳汽车空调系统的性能。

About the corresponding author

Lü Jing, female, associate professor, School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, + 86 21-55270275, E-mail: lvjing810 @ 163. com. Research fields: heat transfer characteristics of supercritical CO_2 , research of the performance of a trans-critical CO_2 automotive air conditioning system.