

双管路燃气热泵(GEHP)系统仿真与实验研究

崔国栋 张薇 赵远扬 李连生 束鹏程

(西安交通大学流体机械及压缩机国家工程研究中心 西安 710049)

摘 要 通过建立双管路燃气热泵(GEHP)系统的数学模型,研究了制热工况下系统的环境特性及部分负荷特性。模拟结果表明,双管路燃气热泵的一次能源利用率(PER)随转速升高而降低,即具有良好的部分负荷特性。对双管路GEHP系统的运行特性进行了实验研究,通过实验结果与计算结果的对比,验证了仿真模型的合理性。

关键词 热工学; 燃气热泵; 仿真; 实验研究; 余热回收

中图分类号: TB651; TU831.4

文献标识码: A

Simulation and Experiment on Double Pipelines Gas Engine-driven Heat Pump System

Cui Guodong Zhang Wei Zhao Yuanyang Li Liansheng Shu Pengcheng

(The National Engineering and Research Center of Fluid Machinery and Compressors, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China)

Abstract A numerical model of a gas-driven heat pump (GEHP) system was established. The environmental characteristics and partial load characteristics of the system under the heating condition were analyzed with the present model. The numerical results show that the PER (Primary Engine Ratio) decreases with the increase of the engine speed and thus the system has good partial load characteristics. The experiment on the GEHP system with double pipelines was conducted and the results show that the experimental data are consistent with the predictions.

Keywords Pyrology; Gas engine-driven heat pump; Simulation; Experimental research; Heat recovery

燃气热泵就是燃气发动机驱动的蒸汽压缩式热泵(Gas Engine-driven Heat Pump, 简称GEHP),同时回收发动机废热,实现冬季供暖、夏季制冷的空调装置,是一种应用面广、高效节能、经济环保的高新产品。同常用的电驱动热泵空调设备相比,燃气热泵具有经济节能、能源利用效率高、利于环保、低温性能好等优点。

燃气热泵可根据连接室内机组和室外机组的管路数目分为双管路系统和四管路系统,双管路系统是指室内、外机间只有制冷工质管路,余热利用系统和热泵耦合在一起,发动机余热作为部分或全部热泵系统的低温热源;四管路系统则是室内、外机间既连接有制冷工质管路还有载冷液(一般为水或防冻液)管路的燃气热泵系统。该系统余热利用系统和热泵并不耦合,热泵的低温热源是单一的,一般为空气或水。双管路系统相比于四管路系统,具有优越的低温特性,系统无需除霜,低温-20℃

仍可正常启动运转,且结构紧凑,安装简单,优势明显,应用更为广泛。

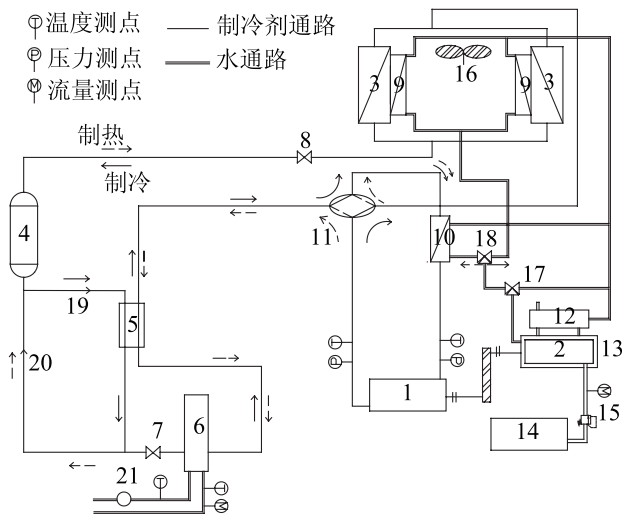
许多国内外研究者对燃气热泵开展了大量的研究工作^[1~10],取得了一定的成果,但其中针对系统模拟仿真的研究文章较少,且均是研究四管路系统,双管路系统的模拟仿真研究还未见公布。这里以西安交通大学流体机械及压缩机国家工程研究中心所搭建的双管路燃气热泵实验台为原型,建立其数学模型,并将计算结果与实验结果进行了对比,获得了满意的结果。

1 实验台流程

实验台流程图如图1所示。系统主要包括低转速天然气发动机、旋叶式压缩机、板式及翅片管式换热器、储液罐、干燥过滤器、套管烟-水换热器、节流阀、四通阀、电磁阀等部件。

在制热工况下,低温低压的制冷剂气体经压

压缩机4压缩成高温高压的过热气体后,通过四通阀13进入水冷式板式换热器6冷凝成过冷液体,过冷液体经过全开的节流阀12和单向阀16后进入储液器8,通过节流阀11,由高温高压的制冷剂变成低温低压的制冷剂,进入翅片管换热器9吸收环境空气的热量,经过四通阀13,再进入余热回收器吸收发动机冷却水的热量,变成过热气体进入压缩机。制冷剂的蒸发过程在翅片管换热器9和余热回收器5中共同完成。制冷剂气体通过经济器7,制冷剂液体利用单向阀16被旁通不经过经济器7,故在制热模式运行时,高压制冷剂与低压制冷剂并不发生热交换。



1 压缩机 2 发动机 3,9 翅片换热器 4 储液器 5 经济器
6,10 板式换热器 7,8 节流阀 11 四通阀 12. 烟气换热器
13 缸套换热器 14 天然气罐 15 减压阀 16 风扇 17,18 三通阀
19,20 单向阀 21 水泵

图1 双管路燃气热泵实验台流程图
Fig.1 Schematic diagram of GEHP

2 数学模型

2.1 天然气发动机模型

由发动机的万有特性可知,对于某一台发动机而言,转速和转矩决定其工作状况。当热泵系统在某一工况下稳定运行时,压缩机的转矩和转速确定,相应的发动机的转矩和转速也确定。这里并不着重研究发动机内部的工作状况,所以一般的方法是通过实验数据或出厂性能曲线,建立相对比较简单的发动机实验关联式模型^[1]。

将缸套冷却热 Q_{wall} 、烟气流量 m_{ex} 、烟气温度 t_{ex} 均看作发动机转速和转矩的二元函数。具体形式如下:

$$y = c_1 + c_2 n_{eng} + c_3 n_{eng}^2 + c_4 T_{eng} + c_5 T_{eng}^2 + c_6 n_{eng} T_{eng} + c_7 n_{eng} T_{eng} + c_8 n_{eng}^2 T_{eng} + c_9 n_{eng}^2 T_{eng}^2 \quad (1)$$

式中:

n_{eng} ——发动机转速/(r/min);

T_{eng} ——发动机转矩/(N·m)。

其在计算不同参量时系数取值见表1:

表1 系数取值表
Tab.1 Coefficients values

y	Q_{wall}	m_{ex}	t_{ex}
c_1	-1.564×10^{-2}	5.780×10^{-2}	2.768×10^2
c_2	2.298×10^{-2}	2.796×10^{-5}	4.537×10^{-1}
c_3	1.160×10^{-5}	3.034×10^{-9}	-1.195×10^{-4}
c_4	4.848×10^0	1.436×10^{-3}	3.176×10^{-1}
c_5	-3.307×10^{-2}	8.590×10^{-6}	-1.107×10^{-3}
c_6	-1.515×10^{-3}	5.439×10^{-7}	-7.096×10^{-3}
c_7	-1.991×10^{-9}	7.849×10^{-11}	2.367×10^{-6}
c_8	1.367×10^{-5}	3.175×10^{-9}	4.639×10^{-5}
c_9	-9.035×10^{-10}	3.511×10^{-13}	-1.484×10^{-8}

2.2 压缩机模型

在燃气热泵系统中,压缩机通过皮带传动与发动机连接。压缩机和发动机的耦合参数为转速和轴功率,与制冷剂系统的耦合参数为制冷剂流量和压缩机进出口状态。

压缩机模型:

$$n_{com} = n_{eng} / \varepsilon \quad (2)$$

$$m_{ref} = \frac{1}{60} n_{com} V_g / v_{in} \quad (3)$$

$$W_e = m_{ref} \Delta h_s / \eta_s / \eta_e \quad (4)$$

式中:

n_{com} ——压缩机转速/(r/min);

n_{eng} ——发动机转速/(r/min);

m_{ref} ——制冷剂流量/(kg/s);

ε ——传动比;

V_g ——压缩机排气量/(m³/r);

η_s ——等熵指示效率;

W_e ——压缩机轴功/W;

η_e ——压缩机轴效率;

Δh_s ——等熵压缩压缩机进出口焓差/(J/kg);

v_{in} ——压缩机进口状态下制冷剂比体积/(m^3/kg)。

2.3 换热器模型

制热工况下, 蒸发器为翅片管式换热器; 冷凝器、余热回收器均为板式换热器; 烟-水换热器为套管式换热器, 烟气走内管侧, 冷却水走外管侧。这里对于不同的换热器, 分别进行了建模。

引入的几点假设: 忽略换热器向环境的散热; 翅片管式换热器中制冷剂相区分界面为垂直面; 板式换热器中制冷剂相区分界面为水平面; 制冷剂、水、空气、烟气在各换热通道中均匀分布; 忽略污垢热阻; 制冷剂液相与气相以相同的速度移动; 只考虑沿壁面法线方向上的导热。

对于换热器, 换热系数的准确计算是准确建立模型的关键。翅片管换热器空气侧换热系数计算采用文献[12]提供的计算公式。制冷剂单相换热系数计算采用使用最为广泛的Dittus-Boelter公式^[13]。制冷剂在水平管内的沸腾换热系数计算采用T Y Choi、Y J Kim公式^[14]。制冷剂在水平管内的沸腾压降采用Fridel公式^[15]进行计算。

板式换热器换热系数计算: 水侧换热系数采用Kim公式^[16]进行计算。制冷剂侧单相换热系数计算采用Matin^[16]公式。冷凝换热系数、沸腾换热系数及相变压降计算均采用Y.Y. Hsieh、T.F. Lin公式^[17-18]计算。

烟-水换热器为套管式换热器, 烟气走内管侧, 冷却水走外管侧。将烟气在套管换热器中的流动看作是定压的一维流动。烟气流量及烟气温度均由发动机模型计算得出。烟气侧换热系数依然采用Dittus-Boelter公式计算。水侧换热系数计算公式选用文献[19]提供的计算公式。

2.4 膨胀阀模型

系统中采用电子膨胀阀, 把制冷剂在电子膨胀阀中的过程简单的看成是前后焓不变的过程。则膨胀阀模型为:

$$h_{in} = h_{out} \quad (5)$$

$$m_{in} = m_{out} \quad (6)$$

2.5 缸套模型

在稳态条件下, 忽略缸套向环境的散热损失 (即认为缸套热全部被发动机冷却水回收), 并假定

内部均匀混合, 则:

$$c_{p,water} m_{water} (T_{out} - T_{in}) = Q_{wall} \quad (7)$$

式中:

$c_{p,water}$ ——冷却水比热/(J/kg·K);

m_{water} ——冷却水流量/(kg/s);

Q_{wall} ——发动机缸套冷却热/W;

T_{in} ——冷却水进口温度/K;

T_{out} ——冷却水出口温度/K。

2.6 模型计算流程

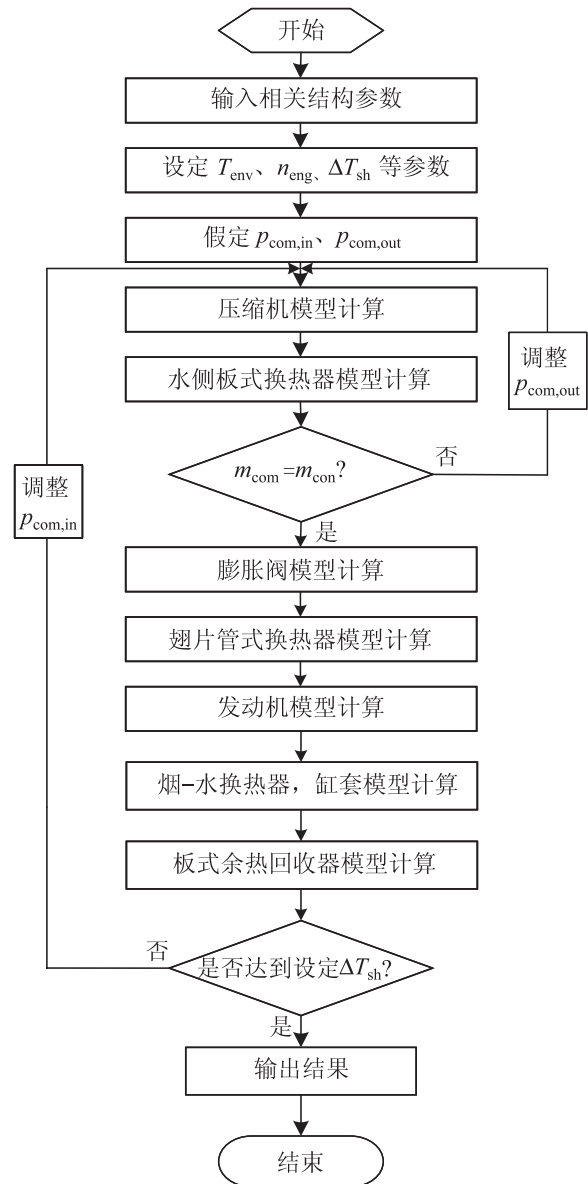


图2 程序计算流程图

Fig.2 Schematic diagram of GEHP program

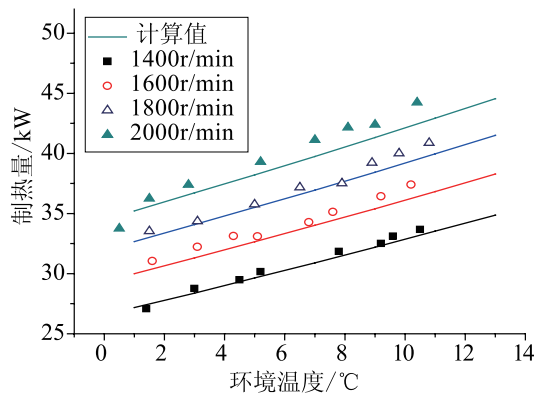
在程序计算过程中需要调用烟气及制冷剂物性参数。对于烟气的物性计算, 采用文献[20]

提供的计算方法。对制冷剂热力性质的计算调用 REPROP7.0提供的物性子函数。

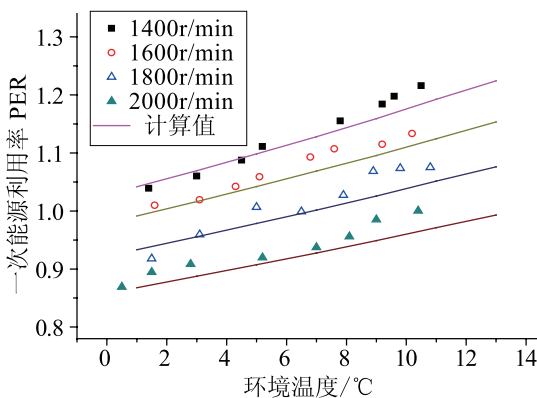
3 计算结果与实验结果的对比

在西安交通大学流体机械及压缩机国家工程中心所建立的实验台上对双管路燃气热泵的运行特性进行了实验研究,并将实验结果与计算结果进行了对比。由于燃气热泵在制冷工况和制热工况下的运行特性参数影响趋势相似,而制热工况下系统回收了发动机余热,更有代表性,因此这里只给出了制热工况下的模拟结果,但其对燃气热泵制冷工况下的运行特性研究也具有指导意义。

制热工况下,系统制热量及系统一次能源利用率(系统制热量/燃气放热量)实验结果与计算结果对比如图:



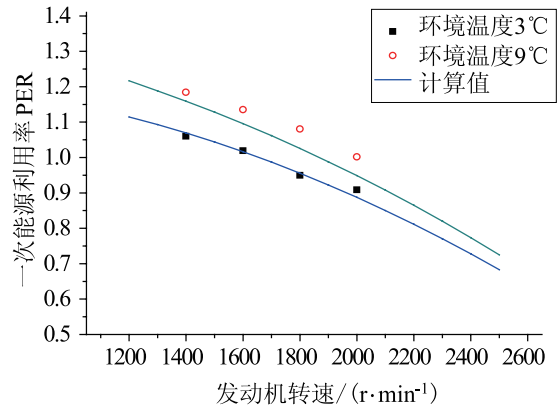
(a) 制热量随环境温度变化
(a) Heating capacity VS ambient temperature



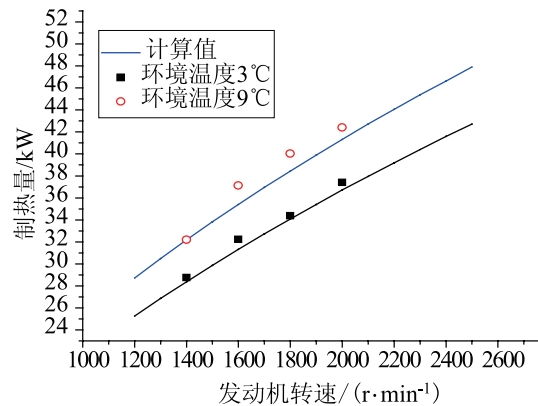
(b) PER随环境温度变化
(b) PER VS ambient temperature

图3 进出水温度40℃、45℃, 系统制热量、PER随环境温度的变化

Fig.3 Heating capacity, PER related to ambient temperature when water inlet temperature is 40℃, and outlet temperature is 45℃



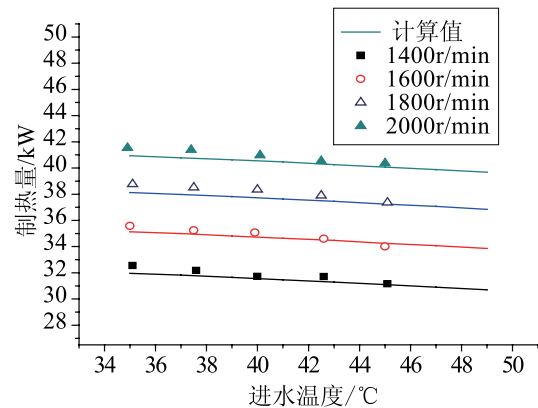
(a) PER随发动机转速的变化
(a) PER VS engine speed



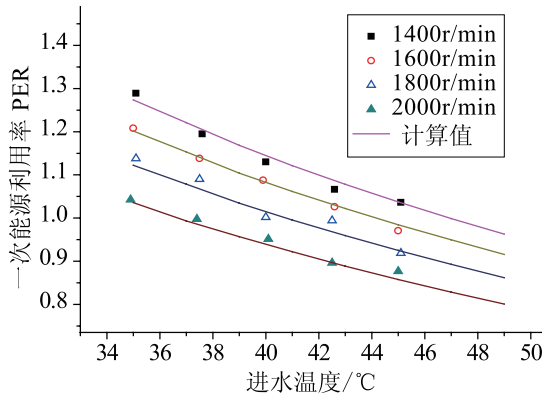
(b) 制热量随发动机转速的变化
(b) Heating capacity VS engine speed

图4 进出水温度40℃、45℃, 系统制热量、PER随发动机转速的变化

Fig.4 Heating capacity, PER related to engine speed when water inlet temperature is 40℃, and outlet temperature is 45℃



(a) 制热量随进水温度变化
(a) Heating capacity VS water inlet temperature



(b) PER随进水温度变化

(b) PER VS water inlet temperature

图5 环境温度8℃, 系统制热量、PER随进水温度的变化
Fig.5 Heating capacity, PER related to water inlet temperature when ambient temperature is 8℃

可以看出: 模拟计算结果与实验结果之间的误差基本在10%以内, 两者符合较好, 从而证明了仿真模型较为准确。

由图4可以看出: 随着发动机转速的升高, 虽然系统制热量得到了提高, 但系统一次能源利用率明显降低。证明了双管路燃气热泵具有良好的部分负荷性能。当系统在部分负荷运转时, 可以通过降低发动机的转速来调节整个系统的热量输出, 避免了系统开停调节带来的损失。

4 结论

1) 对双管路燃气热泵系统中的各个主要部件和各工质的物性分别建立了数学模型, 并参照实验台流程将其进行耦合, 建立了完整的双管路燃气热泵系统仿真模型。将实验数据与模拟计算结果进行了比较。结果表明: 实验数据与计算值具有较好的一致性。

2) 在低转速时, 双管路燃气热泵系统具有较高的一次能源利用率, 表明了其具有良好的部分负荷特性。

(本文受长江学者和创新团队发展计划资助(IRT0746)。The project was supported by Program for Changjiang Scholars and Innovative Research Team in University (IRT0746).)

参考文献

- [1] R P Rusk, J N Van Gerpen, R M Nelson, et al. Development and use of a mathematical model of an engine-driven heat pump[J]. ASHRAE Trans, 1990, (Pt. 2): 282-290.
- [2] Nowakowshi G A, Inada M, Dearing M P. Development and field testing of a high-efficiency engine-driven gas heat pump for light commercial applications[J]. ASHRAE Trans, 1992, (Pt. 1): 994-1000.
- [3] Kaneko T, Obitani M, Imura T. Performance of a four-ton gas-engine-driven heat pump[J]. ASHRAE Trans, 1992, 98 (Pt.1): 989-993.
- [4] Haselden G G, Clark D A. Experimental studies of a gas engine-driven domestic heat pump Australian refrigeration[J]. Air Condition Heat, 1993, 47 (1): 25-31.
- [5] Wolfe Vinton Jr L, Getman Robert P. Gas engine heat pump performance in a southern climate[J]. ASHRAE Trans, 1995, 101 (Pt. 2): 1389-1395.
- [6] Chen F C, Mei Vince C, Domitrovic Ronald E. Test of an improved gas engine-driven heat pump[J]. ASHRAE Trans, 1998, 104 (Pt. 1B): 1471-1477.
- [7] Yang Z, Haibo Z, Wu Z. Technical and economic analysis of gas-engine driven heat pump in China[J]. Int J Global Energy Issues, 2003, 20 (3): 223-232.
- [8] R R Zhang, X S Lu, S Z Li, et al. Analysis on the heating performance of a gas engine driven air to water heat pump based on a steady-state model[J]. Energy Conversion and Management, 2005, 46 (11-12): 1714-1730.
- [9] 杨昭, 程珩, 张世钢, 等. 燃气压缩式热泵空调系统的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2003, 24 (6): 920-922. (Yang Zhao, Cheng Heng, Zhang Shigang, et al. Experimental Research of A Compressive Heat Pump Air-condition System Driven by Gas Engine[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24 (6): 920-922.)
- [10] 李玉, 黄冲, 何世辉, 等. 燃气热泵(GHP)系统制冷工况的数值模拟与分析[J]. 工程热物理学报, 2008, 29 (3): 447-450. (Li Yu, Huang Chong, He Shihui, et al. Simulation of Natural gas Engine-driven Heat Pump (GHP) in Cooling Conditions. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29 (3): 447-450.)
- [11] 张荣荣, 李书泽, 鲁雪生, 等. 天然气发动机废热特性的实验及回归分析[J]. 上海交通大学学报, 2005, 39 (2): 194-197, 201. (Zhang Rongrong, Li Shuze, Lu Xuesheng, et al. Experiment and Regressive Analysis on the Waste Heat Characteristic of Natural Gas Engine[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2005, 39 (2): 194-197, 201.)
- [12] 李姣, 陶文铨, 康海军. 整体式翅片管换热器传热和阻力性能实验研究[J]. 机械工程学报, 1997, 33 (1): 81-86. (Li Wu, Tao Wenquan, Kang Haijun. Experimental Research on Heat Transfer and Resistance Characteristics of Fin-in-tube Heat Exchangers. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1997, 33 (1): 81-86.)

- [13] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998. (Yang Shiming, Tao Wenquan. Heat Transfer[M]. Beijing: Higher Education Press, 1998.)
- [14] T Y Choi, Y J Kim, M S Kim, et al. Evaporation heat transfer of R32, R134a, R32/134a and R32/125/134a inside a horizontal smooth tube[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, 43: 3651-3660.
- [15] MB Ould didi, N Kattan, JR Thome. Prediction of two phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25: 935-947.
- [16] JR Garsía-Cascales, F Vera-García, et al. JM Corbrán-Salvador. Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modeling of plate heat exchangers[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2007: 1-13.
- [17] Y Y Yan, H C Lio, T F Lin. Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999, 42: 993-1006.
- [18] Y Y Yan, T F Lin. Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger with chevron plates[J]. *Journal of Heat Transfer, Transactions ASME*, 1999, 121 (1): 118-127.
- [19] T Aicher, W K Kim. Experimental investigation of the influence of the cross flow in the nozzle region on the shell-side heat transfer in double pipe heat exchangers[J]. *International Committee Heat Mass Transfer*, 1998, 25 (1): 43-58.
- [20] 许胜华. 烟气物性的直接计算方法[J]. 苏州丝绸工学院学报, 1999, 19 (3): 32-36. (Xu Shenghua. Direct Calculation of Flue Gas Properties[J]. *Journal of Suzhou Institute of Silk Textile Technology*, 1999, 19 (3): 32-36.)

(上接第34页)

(本文受上海市重点学科资助项目(T0503)资助。The project was supported by the Key Subject Funded by Shanghai (T0503).)

参考文献

- [1] 崔海亭, 彭培英. 强化传热新技术及其应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2006, 253-255.
- [2] 张正国, 王世平, 林培森. 花瓣形翅片管的强化传热研究概况[J]. 石油化工设备, 1997, (4): 11-14. (Zhang Zhengguo, Wang Shiping, Lin Peisen. Survey on Research of Enhancing Heat Transfer of Petal Shaped Fin Tube [J]. *Petro-Chemical Equipment*, 1997, (4): 11-14.
- [3] 史美中, 王中铮. 热交换器原理与设计[M]. 南京: 东南大学出版社, 1996 (2003重印).
- [4] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 第三版. 北京: 高等教育出版社, 1998 (2002重印).