

文章编号:0254-0096(2018)10-2753-07

ORC 系统管翅式蒸发器管侧工质相变传热特性分析

刘宏达^{1,2}, 张红光^{1,2}, 于 飞^{1,2}, 宋松松^{1,2}, 贝 晨^{1,2}

(1. 北京工业大学环境与能源工程学院, 北京 100124; 2. 北京电动车辆协同创新中心, 北京 100124)

摘 要: 基于CFD方法对有机朗肯循环(ORC)系统中管翅式蒸发器管侧进行数值模拟,根据发动机-ORC联合系统试验台架的实验数据,验证仿真模型的准确性,并分析工质R245fa在管侧的流动和相变传热特性,通过改变发动机转速和蒸发压力以及管侧工质进口速度,对比分析不同工况下工质的流动和传热特性。结果表明:发动机转速、蒸发压力和管侧进口速度均对工质的蒸发有较大影响。发动机转速对管侧进出口压降影响较小,蒸发压力和工质进口速度对管侧进出口压降影响较大。

关键词: 有机朗肯循环; 蒸发器; 数值模拟; 换热

中图分类号: TK1175

文献标识码: A

0 引 言

车用发动机在运转过程中燃料燃烧产生少部分的有用功,大部分能量通过冷却系统和排气散失。有机朗肯循环(ORC)作为一种热功转化的技术手段,可将中低温热能转化为有用功输出,在众多领域得到广泛研究和利用。蒸发器作为 ORC 系统中的关键部件,对系统的运行性能有重要影响^[1-5]。

国内外学者围绕蒸发器的换热问题开展了大量理论和实验研究, Li 等^[6]比较不同蒸发温度下 3 种纯工质和 1 种混合工质的物性参数对 ORC 系统性能的影响。文献[7]基于蒸发器的结构参数和 ORC 系统的运行工况建立了蒸发器的数学模型,计算得到各工况相关参数。文献[8]通过 Fluent 建立管翅式蒸发器壳侧仿真模型,分析发动机排气在蒸发器壳侧的流动和传热特性。文献[9]用数值模拟和实验研究相结合的方法研究了叉排圆形管翅式换热器内部流体的流动特性。文献[10]通过模拟计算管翅式蒸发器的二维和三维模型,将传热系数与实验结果比较,二维模型的误差为 80%,三维模型的误差为 13%。文献[11~13]采用 CFD 方法对管翅式蒸发器结构优化和换热性能进行模拟,确定最优的结构参数。

本研究运用 Fluent 软件计算模拟蒸发器管侧工质的流动和相变传热特性,管内工质为 R245fa^[14],通过实验数据校核模型的准确性,并利用此模型进一步研究不同发动机工况下蒸发器管侧的流动和相变传热性能。

1 发动机-ORC 联合系统

有机朗肯循环系统结构图如图 1 所示,在有机朗肯循环系统中,工质泵将储液罐中的有机工质加压至蒸发压力送至蒸发器,发动机尾气通过蒸发器将高温余热传递给有机工质,液态的有机工质吸收热量变成高温高压的气体推动膨胀机做功输出电能,

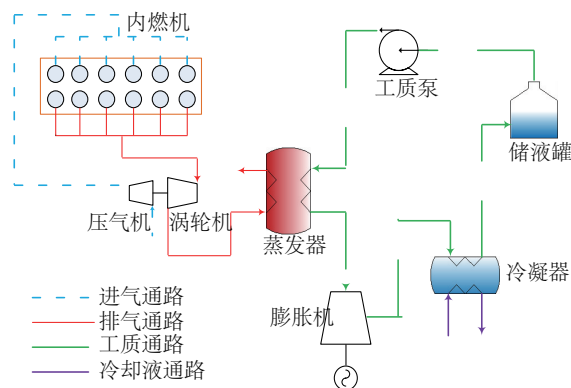


图1 有机朗肯循环系统结构图

Fig. 1 Schematic diagram of the ORC system

收稿日期: 2016-07-04

基金项目: 北京市自然科学基金(3152005); 国家自然科学基金(51376011); 北京市教育委员会科技计划重点项目(KZ201410005003)

通信作者: 张红光(1970—), 男, 博士、教授、博士生导师, 主要从事内燃机余热利用方面的研究。zhanghongguang@bjut.edu.cn

气态工质经过冷凝器冷凝为液态流回储液罐,至此完成一个工作循环。

2 蒸发器管侧建模与仿真

2.1 几何模型和基本假设

管翅式蒸发器结构参数如表 1 所示,在 CATIA V5 R21 软件中对蒸发器管侧建立三维结构模型,蒸发器管侧的三维模型如图 2 所示,管排列采用叉排方式,管内径为 20 mm,有机工质 R245fa 在管内流动换热。

表 1 管翅式蒸发器的结构参数

Table 1 Geometric dimensions of fin-and-tube evaporator

参数	数值	参数	数值
管排数量	5	翅片厚度/mm	1.5
每排管数量	4 或 5	翅片高/mm	27
总管数量	23	管外径/mm	27
管排列方式	叉排	管内径/mm	20
—	—	管间距/mm	47×56

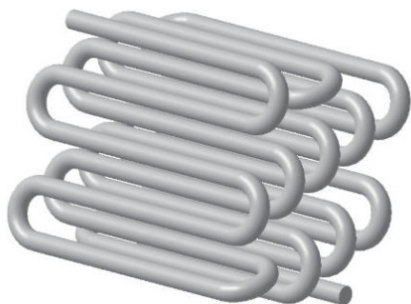


图 2 管翅式蒸发器管侧结构模型

Fig. 2 Physical model for tube side of the fin-and-tube evaporator

为便于 Fluent 进行计算,计算模型基于以下简化和假设:

- 1)管壁温度设为定值;
- 2)工质在管内为湍流流动,流动与传热状态为稳态过程;
- 3)忽略管内工质与外界空气的辐射传热和对流传热。

2.2 边界条件

仿真模型的边界条件设置如下:

- 1)蒸发器管侧工质进口为速度入口;
- 2)工质出口为压力出口;

3)仿真模型的重力加速度为 9.8 m/s^2 ;

4)换热器管侧壁面采用壁面 Wall 来处理,壁面温度通过理论计算得出^[7]。

2.3 模型的网格划分与验证

采用 Workbench 14.5 Mesh 对管翅式蒸发器管侧结构划分网格,为了减少计算时间和提高计算精度,对该区域网格采用结构化网格划分,并对壁面划分 5 层边界层,蒸发器管侧的网格模型如图 3 所示。

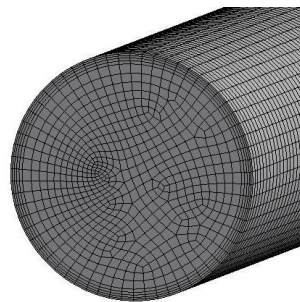


图 3 蒸发器管侧的网格模型

Fig. 3 Grid of tube side for fin-and-tube evaporator

分别绘制 3 种数目不同的网格系统进行网格无关性验证,第 1 种网格数量为 2107082,第 2 种网格数量为 2911004,第 3 种网格数量为 3675540,通过仿真计算分别得到 3 种网格所对应的管侧的平均努塞尔数,其中第 1 种和第 2 种网格系统的蒸发器管侧的平均表面努塞尔数的相对误差小于 0.1%,第 2 种和第 3 种网格系统的相对误差也小于 0.1%。经验证,3 种不同网格数量和节点数目的网格系统对应的计算结果相近,管侧努塞尔数随网格数量的增加变化较小。因此,本研究选用网格数量为 2911004 的网格进行计算模拟。

本研究运用 Fluent 14.5 进行计算,使用有限元分析法控制方程的离散,使用稳态隐式求解器,采用 Simple 算法处理速度和压力的耦合求解,考虑到湍流对流动和传热的影响选用标准的 $k-\varepsilon$ 湍流双方程模型,以保证模型的收敛性和准确性,速度和动量方程的收敛标准为迭代残差均小于 10^{-3} ,能量方程的迭代残差小于 10^{-6} 。

根据实验室现有的发动机-ORC 联合系统试验台架,选定工况点为发动机转速 2600 r/min,转矩 $180.7 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。测得工质流量为 $13.1 \text{ m}^3/\text{h}$,换算得到工质入口速度为 11.6 m/s ,工质出口温度为 326 K ,出

口压力为 4.5×10^5 Pa。使用 Refprop 软件得出 R245fa 在此压力的物性参数如表 2 所示,工质出口温度低于饱和温度,工质在管中处于液体状态。

表 2 R245fa 物性参数

参数	数值
饱和温度/K	332
密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	1301.4
动力粘度/ $\text{kg} \cdot (\text{m} \cdot \text{s})^{-1}$	3.4469×10^{-4}
热导率/ $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$	0.083947
定压比热容/ $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	1352.7

注:出口压力为 4.5×10^5 Pa。

通过数值模拟得到蒸发器出口的平均温度为 310 K,实验值与仿真值的相对误差为 4.9%,说明数值模拟的结果与实验值吻合度较好。

2.4 模拟结果及性能分析

通过 Fluent 14.5 计算模拟,可得到蒸发器管侧模型的计算结果,为了进一步分析蒸发器内排气的速度场、温度场和压力场的变化,在管侧模型截取平行于 XY 面的两个平面 Z_1 和 Z_2 , Z_1 面为出口所在平面, Z_2 面为进口所在平面。

2.4.1 管侧工质温度分布

管侧工质的温度分布如图 4 所示,工质在流动过程中不断吸收热量,温度逐渐提高,温度的变化范围是 297~315 K,由于工质的流速过大,在短时间内不能吸收足够的热量,工质在出口处的温度低于此压力对应的饱和温度,因此出口工质为液态。

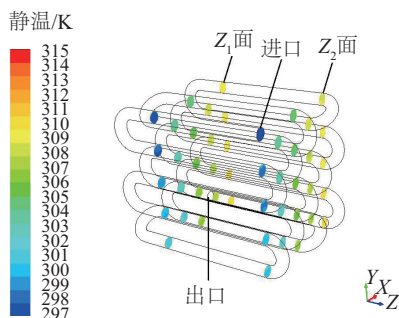


图 4 工质温度分布

Fig. 4 Temperature distribution of working fluid

2.4.2 管侧工质压力分布

蒸发器管侧工质的压力分布如图 5 所示。由于直管部分的沿程阻力和弯管部分的局部阻力的

共同作用,工质在管内流动过程中压力逐渐减小,进出口压力变化范围是 0.432~1.160 MPa,进出口压差为 0.728 MPa,因此可以得出,直管部分的长度和弯管部分的曲度的设计对蒸发器管内压降有较大影响。

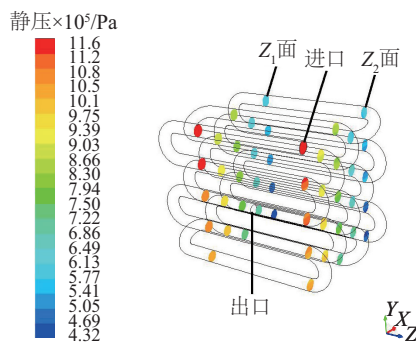


图 5 工质压力分布

Fig. 5 Pressure distribution of working fluid

2.4.3 管侧工质速度分布

工质在蒸发器管侧的速度分布如图 6 所示,管内速度的变化区间为 0.00~17.12 m/s,工质在管中心区域速度较大,因为流体的粘性作用,产生了流动边界层,壁面附近速度较小。边界层内速度梯度较大,沿着壁面法线方向,速度逐渐增大到来流速度。速度的最大值出现在管侧弯曲部分,主要是由于工质流经弯管处压强降低,导致流速增大。

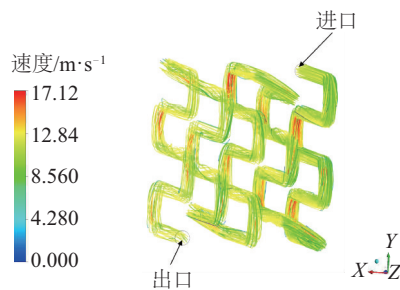


图 6 工质的速度分布

Fig. 6 Velocity distribution of working fluid

3 不同条件下蒸发器管侧性能分析

在理论计算中通常假设蒸发器管内工质可以 100%吸收壳侧排气的热量,但在实际工作过程中蒸发器的换热效率不是 100%,所以不能保证工质在蒸发器出口完全蒸发。根据 ORC 系统的热力学模型,蒸发器出口处工质的气体体积分数越高,此时工质的焓值越高,在膨胀机进出口处的焓差越大,

最终膨胀机的输出功率就越大。因此,探索研究工质流量对工质在蒸发器出口处气体体积分数的影响,对提高 ORC 系统的输出功率有十分重要的作用,也可以为 ORC 系统的实验研究提供理论指导。

选定工况为发动机转速 2400、3000 和 3600 r/min,蒸发压力分别为 1.0、1.5、2.0 和 2.5 MPa,通过理论计算^[7]得到工质变为饱和气态时蒸发器管侧入口处工质的速度,然后改变工质的入口速度,得到不同的计算方案如表 3 所示。

表3 转速为3600 r/min时不同方案下工质入口速度

Table 3 Velocity of the working fluid in different schemes at the speed of 3600 r/min

方案	蒸发压力/MPa				m/s
	1.0	1.5	2.0	2.5	
方案1	0.59	0.61	0.64	0.67	
方案2	0.49	0.51	0.54	0.57	
方案3	0.39	0.41	0.44	0.47	
方案4	0.29	0.31	0.34	0.37	

3.1 同一工况下蒸发器管内工质流动与传热特性

发动机转速为 3600 r/min 时,不同蒸发压力下管侧出口的气体体积分数随速度的变化如图 7 所示。当工质进口速度相同时,随着蒸发压力的增大,管侧出口气体体积分数逐渐降低,这是因为相同的发动机工况下排气能量恒定,蒸发压力增大导致工质在该蒸发压力所对应的饱和温度升高,相同体积的工质蒸发需要吸收更多的热量,因此出口气体体积分数降低。

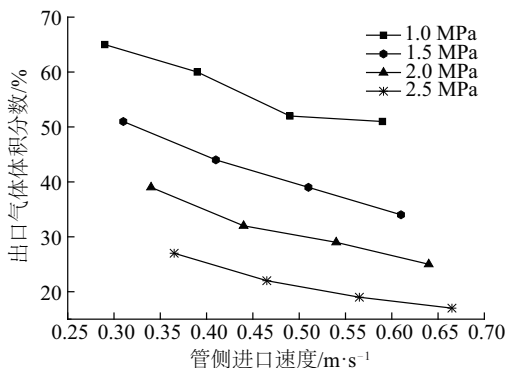


图7 管侧出口气体体积分数

Fig. 7 Gas volume fraction of working fluid at the outlet of tube side

在同一蒸发压力下,随着管侧进口速度的增大,管侧工质出口气体体积分数逐渐减小。这是因为工质在管内流动换热过程中,随着速度的增大,单位时间的换热量减少,排气能量并未充分吸收,导致工质的蒸发率降低。

发动机转速为 3600 r/min 时,不同蒸发压力下进出口压降随工质进口速度变化如图 8 所示,从图中可以看出,在同一蒸发压力下,随着管侧入口工质速度的增加,进出口压降也逐渐增大。当工质进口速度相同时,随着蒸发压力的升高,进出口压降逐渐减小,蒸发压力较低时管侧出口处气态工质的比例较高,从而增大了出口处的流动阻力,最终使压降增加。

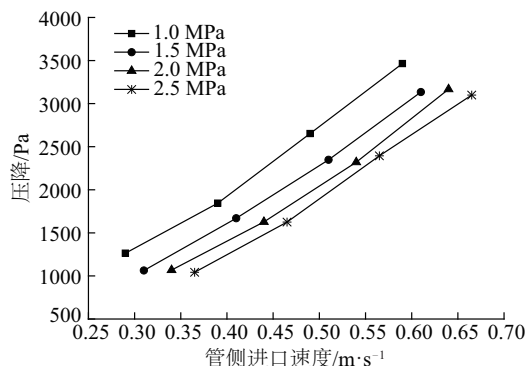


图8 管侧进出口压降

Fig. 8 Pressure drop of working fluid at the tube side

3.2 不同工况下蒸发器管内工质流动和传热特性

为了进一步研究车用发动机-ORC 联合系统在不同发动机工况时的性能,由于实验过程中蒸发压力增大,有机朗肯循环系统热效率增加^[15]。因此如表 4 所示,本文选取了发动机转速为 2400、3000 和 3600 r/min 的外特性工况点和 2.5 MPa 的蒸发压力作为研究对象,通过理论计算得到相应的管侧工质

表4 蒸发压力2.5 MPa时不同工况下工质入口速度

Table 4 Velocity of the working fluid under different working conditions when the evaporation is 2.5 MPa

方案	转速/r·min ⁻¹			m/s
	2400	3000	3600	
方案1	0.44	0.56	0.66	
方案2	0.34	0.46	0.56	
方案3	0.24	0.36	0.46	
方案4	0.14	0.26	0.36	

的进口速度,并对不同方案进行仿真计算,得到出口气体体积分数和管侧压降随工质进口速度的变化情况。

蒸发压力为 2.5 MPa,发动机转速分别为 2400、3000 和 3600 r/min,管侧出口气体体积分数随着管侧进口速度的变化如图 9 所示。对比这 3 种发动机工况可以发现不同工况下出口气体体积分数随转速的变化基本相似,蒸发压力和管侧进口速度恒定时,提高发动机转速,出口气体体积分数增大,主要是因为发动机维持在高转速状态,排气能量相对于低转速时较大,有利于工质在单位时间内吸收更多的热量,因此工质的蒸发率提高。

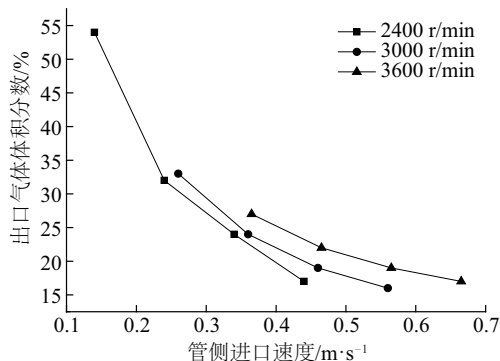


图9 不同工况下出口气体体积分数的变化

Fig. 9 Gas volume fraction of working fluid under different working conditions

发动机处于 3 种工况时,蒸发压力为 2.5 MPa,进出口压降随管侧进口速度的变化如图 10 所示,对比 3 条曲线可得,不同工况下进出口压降的变化趋势相似,当工质的进口速度和蒸发压力一定时,提高发动机转速,进出口压降基本不变。因此可以

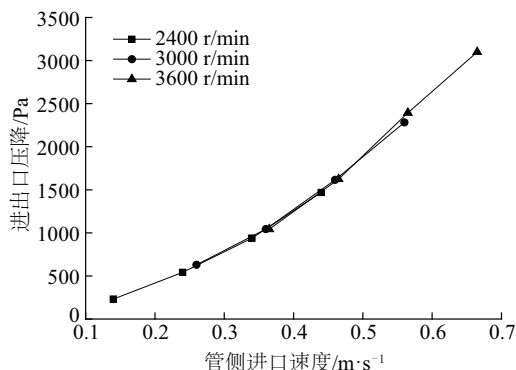


图10 不同工况下进出口压降的变化

Fig. 10 Pressure drop of working fluid under different working conditions

得出蒸发压力和工质的进口速度是管侧进出口压降的主要影响因素。

蒸发压力为 2.5 MPa,不同工况下管壁平均表面传热系数的变化情况如图 11 所示,3 种转速对应管壁平均表面传热系数变化趋势均趋于逐渐增加。当蒸发压力和管侧工质进口速度恒定,提高发动机转速管侧平均表面传热系数变化较小,由此可以得出,工质进口速度对管侧平均表面传热系数影响较大。

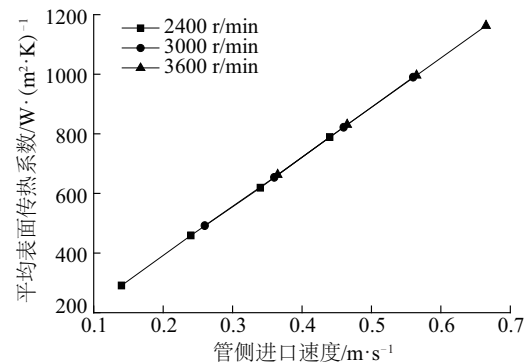


图11 不同工况下平均表面传热系数的变化

Fig. 11 Average surface heat transfer coefficient under different working conditions

4 结 论

1)当发动机工况和管侧工质进口速度恒定时,工质出口的气体体积分数随着蒸发压力的增大而减小,由此可见,提高蒸发压力能够降低流动阻力,但影响工质的蒸发。

2)发动机工况和蒸发压力恒定,管侧出口工质的气体体积分数随着工质进口速度的增加而降低,因此工质的入口速度对管侧的流动和传热有重要影响,提高进口速度可以改善传热性能,但是也会增加流动阻力,降低工质出口的气体体积分数。

3)蒸发压力和工质进口速度恒定,提高发动机转速,管侧出口工质的气体体积分数增大,因此发动机工况对蒸发器换热性能有较大影响,发动机运行在高转速工况有利于工质的蒸发。管侧进出口压降基本不变,蒸发压力和工质进口速度对管侧进出口压降影响较大。

[参考文献]

[1] 郭东奇,王怀信,潘利生. 余热发电有机朗肯循环系

- 统性能实验研究[J]. 太阳能学报, 2015, 36(6): 1325—1330.
- [1] Guo Dongqi, Wang Huaixin, Pan Lisheng. Experimental research of organic rankine cycle power system driven by waste heat sources[J]. *Acta Energaie Solaris Sinica*, 2015, 36(6): 1325—1330.
- [2] Moles F, Navarro-Esbri J, Penis B, et al. Experimental evaluation of HCFO-1233zd-E as HFC-245fa replacement in an organic Rankine cycle system for low temperature heat sources[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 98: 954—961.
- [3] 王怀信, 王大彪, 张圣君. 低温有机朗肯循环系统参数的理论与实验优化[J]. *天津大学学报: 自然科学版*, 2014, 47(5): 408—413.
- [3] Wang Huaixin, Wang Dabiao, Zhang Shengjun. Theoretical and experimental optimization of low-temperature organic Rankine cycle system parameters [J]. *Journal of Tianjin University: Science and Technology*, 2014, 47(5): 408—413.
- [4] 严雨林, 王怀信, 郭涛. 中低温地热发电有机朗肯循环系统性能的实验研究[J]. *太阳能学报*, 2013, 34(8): 1360—1365.
- [4] Yan Yulin, Wang Huaixin, Guo Tao. Experimental study of organic Rankine cycle system for low/moderate temperature geothermal power generation[J]. *Acta Energaie Solaris Sinica*, 2013, 34(8): 1360—1365.
- [5] 顾伟, 翁一武, 王玉璋, 等. 余热利用有机物朗肯循环最佳热回收效率分析[J]. *太阳能学报*, 2011, 32(5): 662—668.
- [5] Gu Wei, Weng Yiwu, Wang Yuzhang, et al. Heat recovery efficiency analysis of waste heat driven organic Rankine cycle[J]. *Acta Energaie Solaris Sinica*, 2011, 32(5): 662—668.
- [6] Li Wei, Feng Xun, Yu Lijun, et al. Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic Rankine cycle[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31: 4014—4023.
- [7] Wang Enhua, Zhang Hongguang, Fan Boyuan, et al. Heat transfer analysis of a finned-tube evaporator for engine exhaust heat recovery[J]. *Energy Conversion and Management*, 2013, 65: 438—447.
- [8] Wang Enhua, Zhang Hongguang, Fan Boyuan, et al. 3D numerical analysis of exhaust flow inside a fin-and-tube evaporator used in engine waste heat recovery[J]. *Energy*, 2015, 82: 800—812.
- [9] Jang Jiinyuh, Lai Jentien, Liu Longchi. The thermal-hydraulic characteristics of staggered annular finned-tube heat exchangers under dry and dehumidifying conditions[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1998, 41: 3321—3337.
- [10] Perrotin T, Clodic D. Thermal-hydraulic CFD study in louvered fin-and-flat-tube heat exchangers[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2004, 27(4): 422—432.
- [11] Tang Linghong, Zeng Min, Wang Qiuwang. Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2009, 33: 818—827.
- [12] Aytunc E, Bails O, Levent B. Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2005, 25: 2421—2431.
- [13] Şahin H M, Dal A R, Baysal E. 3-D numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behavior in plate fin-tube heat exchanger[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27: 1806—1816.
- [14] 郭浩, 公茂琼, 董学强, 等. 低温烟气余热利用有机朗肯循环工质选择[J]. *工程热物理学报*, 2012, 33(10): 1655—1658.
- [14] Guo Hao, Gong Maoqiong, Dong Xueqiang, et al. Working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) in low temperature exhaust heat utilized[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2012, 33(10): 1655—1658.
- [15] 王恩华. 车用有机朗肯底循环系统研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2013.
- [15] Wang Enhua. Performance study of a bottoming organic Rankine cycle for waste heat recovery of automotive engine[D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2013.

ANALYSIS OF FLOW AND PHASE CHANGE HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS IN TUBE SIDE OF FIN-AND-TUBE EVAPORATOR FOR ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC) SYSTEM

Liu Hongda^{1,2}, Zhang Hongguang^{1,2}, Yu Fei^{1,2}, Song Songsong^{1,2}, Bei Chen^{1,2}

(1. College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China;

2. Collaborative Innovation Center of Electric Vehicles in Beijing, Beijing 100124, China)

Abstract: The numerical simulation of wing-and-tube evaporator tube side in organic Rankine cycle (ORC) system is carried out based on CFD method, the accuracy of the simulation model is verified based on experimental data from the engine-ORC joint system test bench, and the flow and phase change heat transfer characteristics of the working fluid R245fa on the tube side are analyzed. By changing the engine speed, evaporation pressure and the inlet speed of the pipe side working fluid, the flow and heat transfer characteristics of the working fluid under different working conditions are compared and analyzed. The results show that the engine speed, evaporating pressure and the inlet speed of working fluid in the tube side have a great influence on the evaporation of working fluid. The engine speed has little effect on tube side inlet and outlet pressure drop. The evaporating pressure and the inlet speed of working fluid have the great influence on inlet and outlet pressure drop in the tube side.

Keywords: organic Rankine cycle; evaporator; numerical simulation; heat transfer