

用于有机朗肯循环的三柱塞泵运行性能实验*

杨绪飞¹ 邹景煌¹ 戚凤亮¹ 徐进良²

(1. 华北电力大学可再生能源学院, 北京 102206; 2. 华北电力大学能源动力与机械工程学院, 北京 102206)

摘要: 选用三柱塞泵,建立有机朗肯循环(ORC)实验平台。选用涡旋式膨胀机作为热功转换设备,采用三氟二氯乙烷(R123)作为工质,在140℃热源下开展实验,考察工质泵在不同工况下的运行性能。研究表明,三柱塞泵实际运行效率为22%~30%,是已有文献报道水平的1.5~4.3倍。工质泵等熵效率和机械效率分别为60%~69%和37%~45%。工质泵运行参数偏离额定参数是导致机械效率偏低的主要原因。工质泵发生气蚀会导致其等熵效率减小,同时还会造成工质流量下降。对于本实验台,防止气蚀发生的工质泵入口临界过冷度为21℃。

关键词: 三柱塞泵 低品位热源 有机朗肯循环 泵效率 临界过冷度

中图分类号: TK11⁺5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)08-0367-05

Experiment on Tri-plunger Pump Performance in Organic Rankine Cycle System

Yang Xufei¹ Zou Jinghuang¹ Qi Fengliang¹ Xu Jinliang²

(1. School of Renewable Energy, North China Electric Power University, Beijing 102206, China

2. School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Beijing 102206, China)

Abstract: The organic Rankine cycle (ORC) is one of the key technologies to fulfill the efficient utilization of low grade heat sources. Working fluid circulating pump is the main power consumption component of ORC system. However, the overall pump efficiency as low as 7%~20% was reported in the experimental study. To solve this problem, an experimental system for heat recovery from low grade heat source was constructed, R123 was selected as working fluid, a scroll expander was used to produce work, and a tri-plunger pump was selected as working fluid circulating pump. The conductive oil was heated by electric heater to simulate low grade heat source. The maximum expander shaft power and thermal efficiency were 2.16 kW and 5.35% at the heat source temperature of 140℃, respectively. The range of overall pump efficiency was about 22%~30%, which was 1.5~4.3 times of that reported in the references. The isentropic efficiency and mechanical efficiency of the pump were 60%~69% and 37%~45%, respectively. Analysis results showed that the reason for low mechanical efficiency of the pump was due to the fact that the pump operating parameters were deviated far from the rated parameters. Additionally, cavitation could weaken pump isentropic efficiency and reduce the working fluid flow rate at the same time. Critical sub-cooling temperature as high as 21℃ was obtained at the pump inlet to prevent the cavitation. The study results identified that tri-plunger pump can be recommended in the ORC system.

Key words: Tri-plunger pump Low grade heat source Organic Rankine cycle Pump efficiency Critical sub-cooling

收稿日期: 2015-05-20 修回日期: 2015-06-19

* 国家重点基础研究发展计划(973计划)资助项目(2011CB710703)、国家自然科学基金国际合作与交流资助项目(51210011)和中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(JB2014215)

作者简介: 杨绪飞, 博士生, 主要从事低品位热源利用技术研究, E-mail: yxf@ncepu.edu.cn

通讯作者: 徐进良, 教授, 博士生导师, 主要从事多相流传热和低品位热源利用技术研究, E-mail: xjl@ncepu.edu.cn

引言

能源短缺和环境污染问题,促使了人类对低品位热源的开发利用,如地热能^[1-2]、太阳能^[3-5]、内燃机余热^[6-7]等。有机朗肯循环(Organic Rankine cycle, ORC)是高效利用低品位热源的重要技术。工质泵是 ORC 系统主要耗能部件。然而,有关 ORC 工质泵运行性能的研究报道非常少见^[8]。

现有的 ORC 热力学分析中,工质泵的功耗及效率处理方式可分为:①忽略泵功。②工质泵等熵效率设为 100%。③取常规泵效率(65%~85%^[9])作为工质泵效率。而实验报道显示,ORC 机组工质泵实际运行效率仅为 7%~20%^[9],且不同类型泵效率差异明显。Reid^[10]所用多级离心泵实际运行效率最大仅为 7%,甚至会出现负值。Quoilin 等^[11]选用计量泵,效率为 15%。Mathias 等^[12]采用双柱塞泵代替齿轮泵,泵功耗从 2.2 kW 下降至 0.56 kW。实验中工质泵入口有较高过冷度(13~44℃)^[8, 13-14]。而热力学优化结果显示,为获得最大输出功,冷凝器出口工质过冷度应小于 0.5~0.6℃^[15]。

针对当前工质泵实际运行效率严重偏低的现状,本文以实验为研究手段,选用三柱塞泵作为 ORC 系统的新型工质泵,搭建 ORC 实验平台。选用三氟二氯乙烷(R123)为循环工质,在 140℃热源进行实验。通过分析三柱塞泵实际运行效率及影响因素,探索工质泵稳定、高效运行规律,以期 ORC 机组设计优化和工质泵的选型设计提供支撑。

1 实验装置和方法

1.1 实验系统

为开展工质泵实际运行性能研究,搭建了完整的 ORC 实验系统,如图 1 所示。该系统由工质回

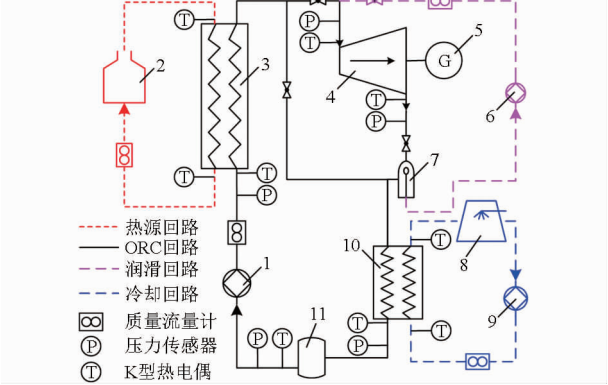


图 1 ORC 系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of ORC system development

1. 工质泵 2. 电加热导热油锅炉 3. 蒸发器 4. 涡旋膨胀机
5. 交流测功机 6. 润滑油泵 7. 油气分离器 8. 闭式冷却塔
9. 循环水泵 10. 冷凝器 11. 工质储液罐

路,导热油回路、冷却水回路,及润滑油回路组成。实验设备的主要参数如表 1 所示。

表 1 主要部件参数

Tab. 1 Parameters of main components

部件名称	参数	数值
柱塞泵	额定流量/(m ³ ·h ⁻¹)	2.5
	额定压力/MPa	6.3
	额定功率/kW	7.5
	额定转速/(r·min ⁻¹)	720
套管式蒸发器	换热面积/m ²	5.03
板式冷凝器	换热面积/m ²	6.08
导热油锅炉	加热能力/kW	0~100
	加热温度/℃	≤300
	控温精度/℃	±1
闭式冷却塔	设计冷却能力/kW	73

工质回路主要由蒸发器、膨胀机、冷凝器和工质泵组成,以及储液罐、阀门、过滤器等必要辅助部件。蒸发器为套管式换热器,有效换热面积为 5.03 m²。膨胀机为涡旋式膨胀机,由车用涡旋式压缩机改装而得。冷凝器为板式换热器,换热面积为 6.08 m²。采用三柱塞泵作为工质泵,泵送有机工质为 R123。使用安捷伦 34970A 型数据采集单元实时采集温度、压力及质量流量等参数。测点的位置如图 1 所示,传感器基本参数如表 2 所示。此外,采用交流测功机测定膨胀机的转速和转矩,从而获得膨胀机输出轴功,计算公式为

$$W_{exp} = \frac{\pi}{30} M_{exp} n_{exp} \tag{1}$$

式中 W_{exp} ——膨胀机轴功
 M_{exp} ——膨胀机转矩
 n_{exp} ——膨胀机转速

表 2 主要测量设备型号及精度

Tab. 2 Major parameters, instruments and accuracy

测量设备	型号	精度/%
K 型热电偶	WRNK-191	±0.5
压力变送器	罗斯蒙特 3051	0.1
科氏流量计	DMF-1-5-A	0.2
转速转矩仪	JN-338-100A	0.1

采用电加热导热油锅炉作为热源,可模拟室温至 300℃的中低温余热。该热源最大加热功率为 100 kW,控温精度为 ±1℃。冷却水回路将膨胀机乏汽中的废热排放至环境。主要的冷却设备为闭式冷却塔,冷却能力约 73 kW。润滑油回路由油气分离器和润滑油泵组成,本实验台采用齿轮泵作为润滑油泵。

1.2 工质泵选择

选用三柱塞泵作为 ORC 系统工质泵^[14],如图 2

所示。依据往复泵的基本工作原理,三柱塞泵具有最佳流量特性,如图 3 所示。图 3a 为单柱塞泵,瞬时流量系数变化范围为 0 ~ 3.14,且在一半的周期内流量为 0。常见计量泵为单柱塞,瞬时流量脉动较为剧烈,需运行在较高的转动频率。图 3b 为双柱塞泵,瞬时流量系数变化范围为 0 ~ 1.57。相对单柱塞泵,流量特性得到了明显改善,实验也表明双柱塞泵具有较好的实际运行效率^[12]。图 3c 为三柱塞泵,瞬时流量系数变化范围为 0.907 ~ 1.047,最大偏差仅为 0.093。由此可见,从泵的工作原理来看,三柱塞泵瞬时流量非常均匀,且与泵具体几何尺寸无关,与泵转速无关。因而三柱塞泵可以在超低转速下稳定运行,特别适于输送容易发生气蚀的介质。

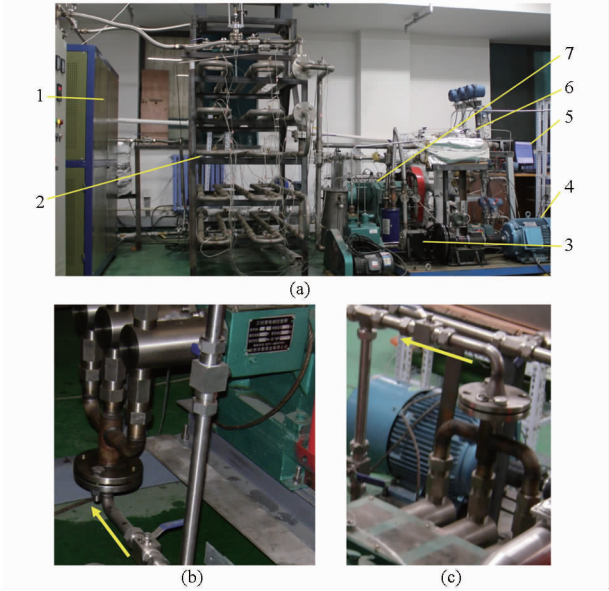


图 2 ORC 实验系统照片

Fig. 2 Photo of developed ORC system

(a) 实验台全貌 (b) 三柱塞泵入口 (c) 三柱塞泵出口
1. 电加热导热油锅炉 2. 套管式蒸发器 3. 涡轮膨胀机 4. 交
流测功机 5. 数据采集单元 6. 板式冷凝器 7. 三柱塞泵

如表 2 所示,三柱塞泵的额定流量为 2.5 m³/h,额定排出压力为 6.3 MPa,电动机额定功率为 7.5 kW,电动机额定转速为 720 r/min。在理想条件下,工质泵体积流量与工质泵电动机供电频率成正比。故此,实验过程中,通过变频器改变电动机输入频率*f*,从而控制电动机转速,实现工质流量调节。

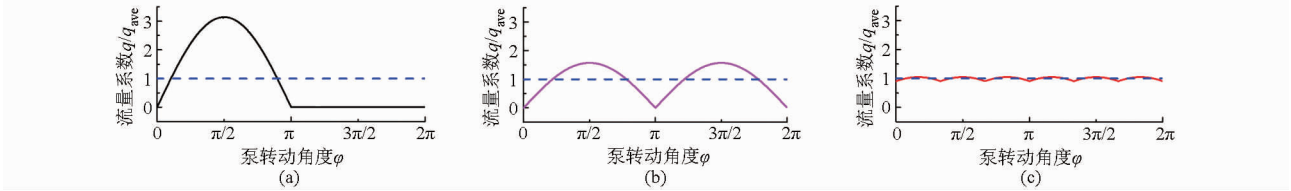


图 3 不同类型柱塞泵流量系数曲线

Fig. 3 Flow rate coefficient of different types plunger pump

(a) 单柱塞泵 (b) 双柱塞泵 (c) 三柱塞泵

在工质泵出口安装有科氏质量流量计,直接测定工质的质量流量。

1.3 系统热力学分析

根据实验所测的温度和压力,采用 Refprop9.1 物性软件计算各状态点的热力学参数。以工质蒸发器吸热量作为系统总输入热量,计算公式为

$$Q_t = m_r (h_{e,o} - h_{e,i}) \tag{2}$$

式中 Q_t ——工质蒸发器吸热量

m_r ——工质质量流量

$h_{e,o}$ ——蒸发器出口工质焓值

$h_{e,i}$ ——蒸发器入口工质焓值

系统净输出功为

$$W_{net} = W_{exp} - W_p \tag{3}$$

式中 W_{net} ——系统净输出功

W_p ——工质泵功耗

系统热效率为

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_t} \times 100\% \tag{4}$$

式中 η_{th} ——系统热效率

工质泵等熵效率为

$$\eta_{p,s} = \frac{h_{p,o,s} - h_{p,i}}{h_{p,o} - h_{p,i}} \times 100\% \tag{5}$$

式中 $\eta_{p,s}$ ——工质泵等熵效率,%

$h_{p,i}$ ——工质泵入口工质焓值

$h_{p,o}$ ——工质泵出口工质焓值

$h_{p,o,s}$ ——工质泵出口工质等熵焓值

工质泵机械效率为

$$\eta_{p,m} = \frac{m_r (h_{p,o} - h_{p,i})}{W_p} \times 100\% \tag{6}$$

式中 $\eta_{p,m}$ ——工质泵机械效率,%

工质泵实际运行效率为

$$\eta_p = \eta_{p,s} \eta_{p,m} \tag{7}$$

式中 η_p ——工质泵实际运行效率

无量纲质量流量

$$\beta = \frac{m_r}{m_{r,i}} \tag{8}$$

式中 β ——无量纲质量流量

$m_{r,i}$ ——工质泵理论流量

2 结果和讨论

2.1 ORC 机组总体性能

实验中设定热源温度为 $(140 \pm 1)^\circ\text{C}$,导热油流量为 $(2\,100 \pm 20)\,\text{kg/h}$ 。冷源温度为室温,冷却水流量为 $(1\,765 \pm 20)\,\text{kg/h}$ 。给定工质泵频率 f 为 $8\,\text{Hz}$,调节膨胀机的转矩改变工质回路运行压力,从而实现机组运行工况调节。不同工况下系统的输出特性如图 4 所示。随着工质泵出口压力升高,膨胀机轴功和系统热效率呈现先增加后减少的趋势。忽略沿程阻力,工质泵出口压力即为系统蒸发压力。显然,存在最佳的蒸发压力,有最大膨胀机轴功输出 $2.16\,\text{kW}$,相应地,系统有最大热效率 5.35% 。现有基于涡旋膨胀机的 ORC 实验报道,最大热效率为 $3.1\% \sim 7.77\%$ ^[16-20]。由此观之,本 ORC 系统运行性能优良。

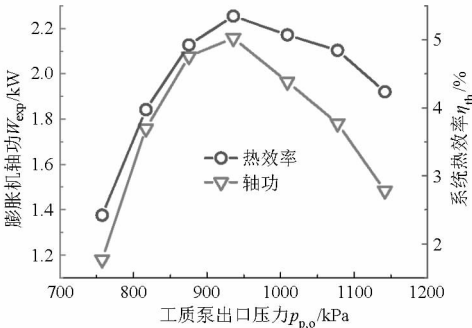


图 4 膨胀机输出轴功与系统热效率

Fig. 4 Expander shaft power and thermal efficiency

2.2 三柱塞泵运行性能

工质泵功耗和实际运行效率是衡量工质泵性能的主要指标。因此,给定工质泵频率 $f = 8\,\text{Hz}$,考察工质泵出口压力对其性能的影响,如图 5 所示。随着工质泵出口升高,泵功耗也相应增加,从 $0.251\,\text{kW}$ 增加至 $0.295\,\text{kW}$,占膨胀机输出轴功的比例为 $0.14 \sim 0.227$ 。工质泵实际运行效率随泵出口压力升高而增加,随后有轻微的降低趋势。三柱塞泵实际效率为 $22\% \sim 30\%$,文献报道工质泵实际运行最大效率为 $7\% \sim 20\%$ ^[8,10-12]。相比之下,本文所获得

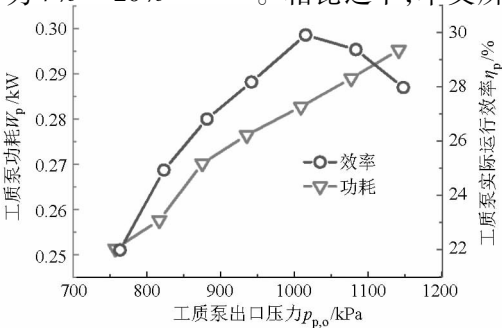


图 5 工质泵功耗和效率

Fig. 5 Power consumption and total efficiency of the pump

最大效率是文献报道值的 $1.5 \sim 4.3$ 倍。这表明,三柱塞泵用于 ORC 系统具有很好的应用潜质。

尽管三柱塞泵表现出了相对优异的运行效率,但依然远低于泵的常规水平^[9]。为进一步明晰影响泵运行效率的因素,将泵实际运行效率分解为等熵效率和机械效率。图 6 中,随着工质泵出口压力升高,工质泵等熵效率先升高后降低,机械效率则近似线性升高。其中三柱塞泵的等熵效率为 $60\% \sim 69\%$,与现有热力学计算取值 $65\% \sim 85\%$ 基本相符合。三柱塞泵的机械效率则严重偏低,仅为 $37\% \sim 45\%$ 。可见,机械效率偏低是导致三柱塞泵实际运行效率偏低的主要原因。随着工质泵出口压力的升高,机械效率升高。这表明,当工质泵运行参数向额定参数趋近,机械效率会得到改善。据此推断,选用或设计额定参数与运行参数相匹配的三柱塞泵,有望获得更高的实际运行效率。

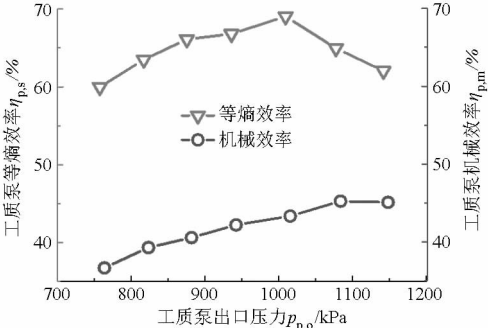


图 6 工质泵等熵效率和机械效率

Fig. 6 Isentropic efficiency and mechanical efficiency of the pump

2.3 工质泵入口过冷度

在实验中观察到部分工况下存在流量偏离的现象,并伴有振动和噪声,这表明工质泵发生了气蚀。为获得工质泵发生气蚀的条件,开展了多组实验,获得了不同工质泵频率 f 下工质流量变化规律。数据分析表明,工质无量纲流量与工质泵入口过冷度 ΔT_{sub} 显著相关,如图 7 所示。工质泵入口存在临界过冷度,可避免工质流量发生明显偏离现象。取无

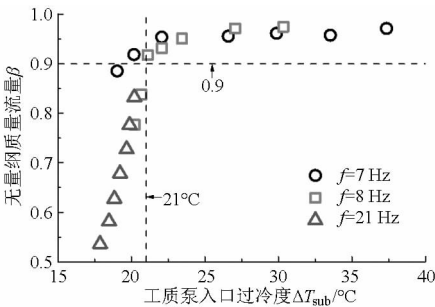


图 7 工质无量纲流量与过冷度关系

Fig. 7 Nun-dimensional flow rate vs sub-cooling temperature of the pump inlet

量纲流量 0.9 为发生偏离的分界线,则临界过冷度为 21℃,对于工质泵频率在 7 ~ 12 Hz 都符合这一规律。结合图 5 和图 6,不难看出,工质泵实际运行效率和等熵效率发生下降的工况都属于气蚀工况。由此推断,工质泵发生气蚀是导致工质泵等熵效率下降的重要原因,进而导致工质泵实际运行效率下降。

然而,工质泵入口临界过冷度虽然能有效避免气蚀发生,保证工质泵安全稳定运行,但同时也牺牲了系统的热力学性能。以图 4 中热效率最高的工况为例,热力过程 $T-Q$ 曲线如图 8 所示。该工况下工质泵入口过冷度为 22℃,因过冷增加的换热量为

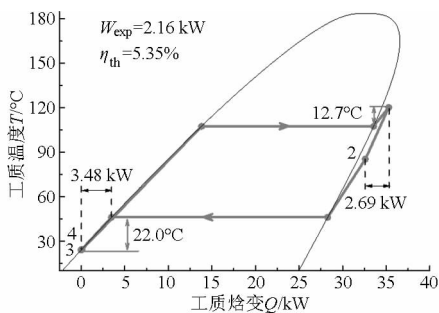


图 8 过冷度对热力学性能的影响
Fig.8 Influence of sub-cooling on thermodynamical performance

3.48 kW。与相同压力下的饱和液体相比,蒸发器和冷凝器的换热负荷分别增加了 9.7% 和 10.7%,换而言之,因过冷度导致系统热效率降低了约 10%。同时还增大了换热器面积需求和热负荷。因此,降低工质泵入口临界过冷度是提高 ORC 系统实际运行性能的重要工作。可通过改进系统管路结构、优化系统运行参数以及设计汽蚀余量小的工质泵来实现。

3 结论

- (1)建立了 ORC 发电系统,在 140℃ 热源下获得最大膨胀机轴功 2.16 kW,最大热效率 5.35%。
- (2)三柱塞泵实际运行效率为 22% ~ 30%,显著优于现有文献报道水平;三柱塞泵是极具潜力的 ORC 工质泵。
- (3)工质泵运行效率可分解为等熵效率和机械效率。工质泵运行参数偏离额定参数是导致其机械效率过低的重要因素,合理匹配泵的运行参数和额定参数可进一步提升泵的实际运行效率。
- (4)工质泵入口过冷度需大于临界值,以防止泵发生气蚀。

参 考 文 献

- 1 杨凯,张红光,张建,等. 变工况采油机余热回收系统中混合工质模拟研究[J]. 农业机械学报,2013,44(7):39-44.
Yang Kai, Zhang Hongguang, Zhang Jian, et al. Simulations of mixed refrigerant for diesel engine waste heat recovery system under variable conditions [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(7):39-44. (in Chinese)
- 2 Yamamoto T, Furuhashi T, Arai N, et al. Design and testing of the organic Rankine cycle [J]. Energy, 2001, 26(3):239-251.
- 3 Manolakos D, Papadakis G, Kyritsis S, et al. Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination [J]. Desalination, 2007, 203(1-3):366-374.
- 4 Wang X D, Zhao L, Wang J L, et al. Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa [J]. Solar Energy, 2010, 84(3):353-364.
- 5 Wang J L, Zhao L, Wang X D. An experimental study on the recuperative low temperature solar Rankine cycle using R245fa [J]. Applied Energy, 2012, 94:34-40.
- 6 胡冰,骆超,马伟斌. 简化 Kalina 循环系统的热力学分析[J]. 农业机械学报,2014,45(4):214-219.
Hu Bing, Luo Chao, Ma Weibin. Thermodynamic analysis of simplified Kalina cycle system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(4):214-219. (in Chinese)
- 7 涂鸣,李刚炎,胡剑. 不同工况采油机排气余热回收系统试验与仿真[J]. 农业机械学报,2014,45(2):1-5.
Tu Ming, Li Gangyan, Hu Jian. Experiment and simulation of diesel engine exhaust heat recovery system under variable conditions [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(2):1-5. (in Chinese)
- 8 Quoilin S, Van den Broek M, Declaye S, et al. Techno-economic survey of organic Rankine cycle (ORC) systems [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013, 22:168-186.
- 9 Borsukiewicz-Gozdur A. Pumping work in the organic Rankine cycle [J]. Apply Thermal Engineering, 2013, 51(1-2):781-786.
- 10 Reid A D. Low temperature power generation using HFE-7000 in a Rankine cycle [D]. San Diego: San Diego State University, 2010.
- 11 Quoilin S, Lemort V, Lebrun J. Experimental study and modeling of an organic Rankine cycle using scroll expander [J]. Applied Energy, 2010, 87(4):1260-1268.
- 12 Mathias J A, Johnston J R, Cao J M, et al. Experimental testing of gerotor and scroll expanders used in, and energetic and exergetic modeling of, an organic Rankine cycle [J]. ASME Journal of Energy Resources Technology, 2009, 131(1):21-24.
- 13 Jung H C, Taylor L, Krumdieck S. An experimental and modelling study of a 1 kW organic Rankine cycle unit with mixture working fluid [J]. Energy, 2015, 81(1):601-614.

- 16 徐腊梅, 肖金生, 潘牧, 等. 基于电化学模型的 PEM 燃料电池建模与仿真[J]. 武汉理工大学学报: 交通科学与工程版, 2008, 32(5): 933–936.
Xu Lamei, Xiao Jinsheng, Pan Mu, et al. Modeling and simulation of PEM fuel cell based on electrochemical model[J]. Journal of Wuhan University of Technology: Transportation Science & Engineering, 2008, 32(5): 933–936. (in Chinese)
- 17 陈静, 王登峰, 刘彬娜. 燃料电池-蓄电池-超级电容混合动力汽车控制策略[J]. 农业机械学报, 2008, 39(10): 36–39.
Chen Jing, Wang Dengfeng, Liu Binna. Control strategy of fuel cell-battery-ultracapacitor hybrid electric vehicle [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(10): 36–39. (in Chinese)
- 18 Wai Rong-Jong, Jhung Shih-Jie, Liaw Jun-Jie, et al. Intelligent optimal energy management system for hybrid power sources including fuel cell and battery[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2013, 28(7): 3231–3244.
- 19 Yu Ruihong, Li Yanqin, Cai Jianxian. Maximum power point tracking from a wind turbine emulator using a DC–DC converter controlled[J]. International Journal of Control and Automation, 2014, 7(1): 117–128.
- 20 李玉芳, 林逸, 何洪文. 燃料电池混合动力汽车能源系统优化配置[J]. 农业机械学报, 2008, 39(4): 39–42.
Li Yufang, Lin Yi, He Hongwen. Optimization study on power system configuration for fuel cell hybrid vehicle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(4): 39–42. (in Chinese)
- 21 王猛, 孙泽昌, 卓桂荣, 等. 电动汽车制动能量回收系统研究[J]. 农业机械学报, 2012, 43(2): 6–10.
Wang Meng, Sun Zechang, Zhuo Guirong, et al. Braking energy recovery system for electric vehicle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(2): 6–10. (in Chinese)
-

(上接第 366 页)

- 14 Zhang T, Chen K, Fu W X, et al. Optimal two-iteration sculling compensation mathematical framework for SINS velocity updating [J]. Journal of Systems Engineering and Electronics, 2014, 25(6): 1065–1071.
- 15 严恭敏, 周琪, 翁浚, 等. 捷联惯导系统内杆臂补偿方法及试验验证[J]. 宇航学报, 2012, 33(1): 62–67.
Yan Gongmin, Zhou Qi, Weng Jun, et al. Inner lever arm compensation and its test verification for SINS [J]. Journal of Astronautics, 2012, 33(1): 62–67. (in Chinese)
- 16 Kang C W, Cho N I, Park C G. Approach to direct coning/sculling error compensation based on the sinusoidal modelling of IMU signal[J]. IET Radar Sonar and Navigation, 2012, 7(5): 527–534.
- 17 Lai J Z, Lv P, Liu J Y, et al. Noncommutativity error analysis of strapdown inertial navigation system under the vibration in UAVs[J]. International Journal of Advanced Robotic Systems, 2012, 9: 1–8.
- 18 汤传业, 陈照源, 李博天. 基于新的圆锥补偿结构的姿态算法[J]. 中国惯性技术学报, 2014, 22(5): 580–586.
Tang Chuanye, Chen Xiyuan, Li Botian. Attitude algorithm based on a novel coning correction structure [J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2014, 22(5): 580–586. (in Chinese)
- 19 Zhang T, Chen K, Fu W X, et al. Optimal two-iteration sculling compensation mathematical framework for SINS velocity updating [J]. Journal of Systems Engineering and Electronics, 2014, 25(6): 1065–1071.
- 20 赵欣, 王仕成, 杨东方, 等. 一种改进的高动态捷联惯导解算算法[J]. 中国惯性技术学报, 2011, 19(2): 163–169.
Zhao Xin, Wang Shicheng, Yang Dongfang, et al. Improved algorithm for high dynamic strapdown inertial navigation system [J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2011, 19(2): 163–169. (in Chinese)
-

(上接第 371 页)

- 14 Miao Z, Xu J L, Yang X F, et al. Operation and performance of a low temperature organic Rankine cycle [J]. Apply Thermal Engineering, 2015, 75(22): 1065–1075.
- 15 Wei D H, Lu X S, Lu Z, et al. Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery [J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(4): 1113–1119.
- 16 Chang J C, Chang C W, Hung T C, et al. Experimental study and CFD approach for scroll type expander used in low-temperature organic Rankine cycle [J]. Apply Thermal Engineering, 2014, 73(2): 1444–1452.
- 17 Miao Z, Yang X F, Xu J L, et al. Development and dynamic characteristics of an organic Rankine cycle [J]. Chinese Science Bulletin, 2014, 59(33): 4367–4378.
- 18 Gao P, Jiang L, Wang L W, et al. Simulation and experiments on an ORC system with different scroll expanders based on energy and exergy analysis [J]. Apply Thermal Engineering, 2015, 75(22): 880–888.
- 19 Yun E, Kim D, Yoon S Y, et al. Experimental investigation of an organic Rankine cycle with multiple expanders used in parallel [J]. Applied Energy, 2015, 145: 246–254.
- 20 Wu Z, Pan D, Gao N, et al. Experimental testing and numerical simulation of scroll expander in a small scale organic Rankine cycle system [J]. Apply Thermal Engineering, 2015, 87(5): 529–537.