

变工况柴油机余热回收系统中混合工质模拟研究*

杨 凯¹ 张红光¹ 张 健¹ 杨富斌² 王 震² 范伯元¹

(1. 北京工业大学环境与能源工程学院, 北京 100124; 2. 中北大学机电工程学院, 太原 030051)

摘要: 针对柴油机变工况下的排气特点,设计了一套有机朗肯循环余热回收系统。通过实验和理论计算,研究共沸混合工质和非共沸混合工质在不同蒸发压力下对车用柴油机不同运行工况的有机朗肯循环余热回收系统性能的影响。研究表明,柴油机变工况下,非共沸混合工质 R415B 的 ORC 系统焓损率平均值比共沸混合工质 R508A 低 38%。通过对比分析,非共沸混合工质 R415B 最适用于变工况车用柴油机有机朗肯循环余热回收系统,最大净输出功率约为 27.60 kW。

关键词: 有机朗肯循环 余热回收 车用柴油机 变工况 混合工质

中图分类号: TK406 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)07-0039-06

Simulation of Mixed Refrigerant for Diesel Engine Waste Heat Recovery System under Variable Conditions

Yang Kai¹ Zhang Hongguang¹ Zhang Jian¹ Yang Fubin² Wang Zhen² Fan Boyuan¹

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

2. School of Mechatronic Engineering, North University of China, Taiyuan 030051, China)

Abstract: According to the characteristics of exhaust gas of diesel engine under variable conditions, a waste heat recovery system of organic Rankine cycle was designed. Under the different evaporation pressures, the effects of azeotropic mixtures and zeotropic mixtures on the performance of waste heat recovery system of organic Rankine cycle of vehicle diesel engine in variable conditions were discussed. Combined with the practical projects, the mixtures which was the most suitable for this system was chosen. The results showed that the mean value of exergy destruction rate of the ORC system using the zeotropic mixtures R415B was 38% lower than the azeotropic mixtures R508A under variable conditions. Through the comparative analysis, the zeotropic mixtures R415B was the most suitable for the waste heat recovery system of organic Rankine cycle of vehicle diesel engine under variable conditions, the maximum net power output value was about 27.60 kW.

Key words: Organic Rankine cycle Waste heat recovery Vehicle diesel engine Various conditions Mixed refrigerant

引言

在多数柴油机中,燃料燃烧后的能量只有不到 45% 用于有效功率的输出,其余大部分能量通过排气系统和冷却液被排放到大气中^[1],造成了大量的

能源浪费。近年来,利用有机朗肯循环(ORC)系统回收柴油机余热的技术得到了广泛的研究^[2-4]。有机工质的选择和匹配是影响 ORC 系统性能的关键因素,并且混合工质的系统性能普遍高于纯工质^[5-10]。通过检索发现,对于车用内燃机有机朗肯

收稿日期: 2012-12-28 修回日期: 2013-01-14

* 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2009AA05Z206)和国家重点基础研究发展计划(973 计划)资助项目(2011CB707202)

作者简介: 杨凯,博士生,主要从事内燃机有机朗肯循环余热回收系统的研究,E-mail: yangkai@emails.bjut.edu.cn

通讯作者: 张红光,教授,博士生导师,主要从事内燃机有机朗肯循环余热回收系统的研究,E-mail: zhanghongguang@bjut.edu.cn

循环余热回收系统的研究,很少有学者考虑变工况下 ORC 系统的性能,更有学者研究混合工质对车用内燃机变工况下 ORC 系统性能的影响。然而,车用内燃机通常是在不同工况下运行的,若不对内燃机变工况下余热回收系统性能进行研究,很难实现车用内燃机余热能的高效回收利用。

本文通过实验,研究一台柴油机变工况下的排气特点,设计一套有机朗肯循环余热回收系统。分析柴油机变工况下共沸混合工质和非共沸混合工质对 ORC 系统性能的影响,结合工程实际,选取适用于变工况下车用柴油机有机朗肯循环余热回收系统的混合工质。

1 有机朗肯循环系统

图 1 是设计的车用柴油机有机朗肯循环余热回收系统结构简图。工质泵、蒸发器、膨胀机、冷凝器、储液罐组成有机朗肯循环系统;柴油机的排气为系统的热源,在蒸发器中与有机工质换热;冷却水为系统的冷源,在冷凝器中吸收有机工质的热量;发电机将膨胀机输出轴功转化为电能;滤清器用于过滤系统中的有机工质。图中粗实线代表有机工质流经的管路;2 条细实线代表柴油机排气流经的管路;3 条细实线代表联轴器;粗虚线代表冷却水流经的管路。图 1 清楚地呈现了车用柴油机和有机朗肯循环及各部件之间的连接关系,为后续的模拟计算和热力学分析提供了参考依据。

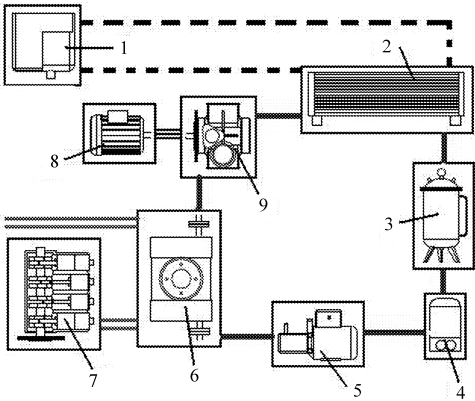


图 1 车用柴油机有机朗肯循环余热回收系统结构简图
Fig. 1 ORCs for vehicle diesel engine waste heat recovery
1. 冷却水箱 2. 冷凝器 3. 储液罐 4. 滤清器 5. 工质泵
6. 蒸发器 7. 柴油机 8. 发电机 9. 膨胀机

图 2 是有机朗肯循环系统的温熵图。1-2s 为等熵加压过程、1-2 为实际加压过程;2-3 为等压加热过程;3-4s 为等熵膨胀过程、3-4 为实际膨胀过程;4-1 为等压放热过程。

有机朗肯循环系统中每个过程的能量平衡方程和焓平衡方程为:

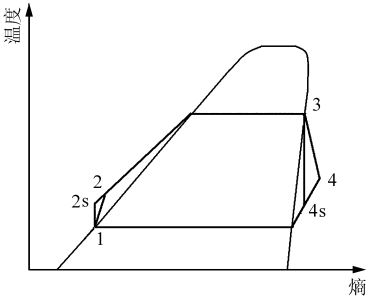


图 2 有机朗肯循环系统温熵图
Fig. 2 T-S diagram of ORCs

实际加压过程(1-2)

$$\dot{W}_p = \dot{m}(h_2 - h_1) = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{\eta_p} \tag{1}$$

$$\dot{I}_p = T_0 \dot{m}(s_2 - s_1) \tag{2}$$

等压加热过程(2-3)

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_3 - h_2) \tag{3}$$

$$\dot{I}_e = T_0 \dot{m} \left(s_3 - s_2 - \frac{h_3 - h_2}{T_H} \right) \tag{4}$$

实际膨胀过程(3-4)

$$\dot{W}_s = \dot{m}(h_3 - h_4) = \dot{m}(h_3 - h_{4s}) \eta_s \tag{5}$$

$$\dot{I}_s = T_0 \dot{m}(s_4 - s_3) \tag{6}$$

等压放热过程(4-1)

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_4 - h_1) \tag{7}$$

$$\dot{I}_c = T_0 \dot{m} \left(s_1 - s_4 - \frac{h_1 - h_4}{T_L} \right) \tag{8}$$

系统净输出功率

$$\dot{W}_n = \dot{W}_s - \dot{W}_p \tag{9}$$

系统的热效率

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_e} \tag{10}$$

系统的焓效率

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_L}{T_H} \right)} = \frac{(h_3 - h_{4s}) \eta_s - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2) \left(1 - \frac{T_L}{T_H} \right)} \tag{11}$$

系统的焓损率

$$\dot{I}_{tot} = T_0 \dot{m} \left(-\frac{h_3 - h_2}{T_H} - \frac{h_1 - h_4}{T_L} \right) \tag{12}$$

式中 $\dot{W}$ ——功率 $\dot{Q}$ ——热量

$\dot{I}$ ——焓损率 η ——效率

$\dot{m}$ ——质量流量 T ——温度

h ——比焓 s ——比熵

下角标 p 表示加压过程; e 表示加热蒸发过程; s 表示膨胀过程; c 表示放热冷凝过程; H 表示高温热源; L 表示低温热源;1、2、2s、3、4、4s 表示图 2 中的

各状态点。

2 排气能量研究

2.1 实验装置

选择一台柴油机进行排气余热回收潜力的研究,图3是柴油机实验系统示意图。图中的单实线表示联轴器,双实线表示管路,虚线表示电信号。管路主要包括柴油输送管、进气管和排气管。油箱、智能油耗仪、喷油嘴组成柴油机的供油系统;控制柜可以采集柴油机的功率、扭矩、转速、油耗等数据;数据采集系统主要采集排气温度和进气流量的数据。

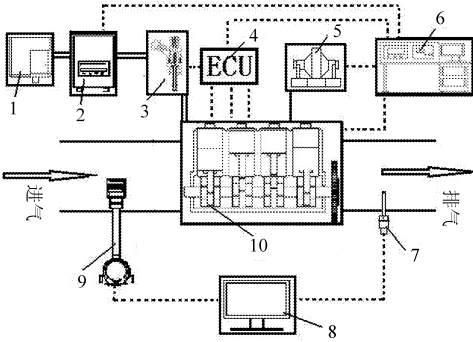


图3 实验系统示意图

Fig.3 Sketch diagram of experimental system

1. 油箱 2. 智能油耗仪 3. 喷油嘴 4. ECU 5. 测功机 6. 控制柜 7. 温度传感器 8. 数据采集系统 9. 流量传感器 10. 柴油机

2.2 实验设计

本实验涉及 85 个不同工况点。柴油机油门开度在 0 ~ 100% 之间变化,转速 600 ~ 2 200 r/min,间隔 100 r/min。图 4 是柴油机输出功率的 MAP 图。从图中可以看出,此台柴油机的最大输出功率约为 280 kW。

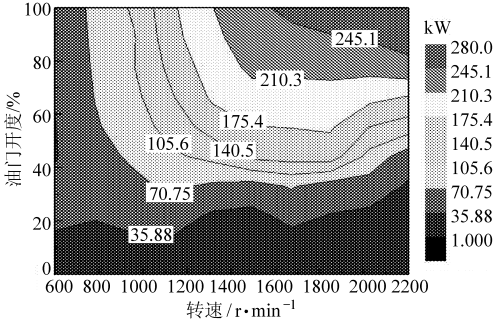


图4 柴油机输出功率的 MAP 图

Fig.4 MAP of output power for diesel engine

本实验台架未安装柴油机排气流量测量设备,但可以测量每个工况点的油耗量和进气量,所以本文认为此台柴油机的排气质量流量等于油耗量加进气量。图 5 是柴油机排气质量流量随油门开度和转速的变化规律,图 6 是柴油机排气温度随油门开度和转速的变化规律。从图中可以看出,此台柴油机

的排气质量流量最高约为 0.48 kg/s,排气温度最大约为 819 K。

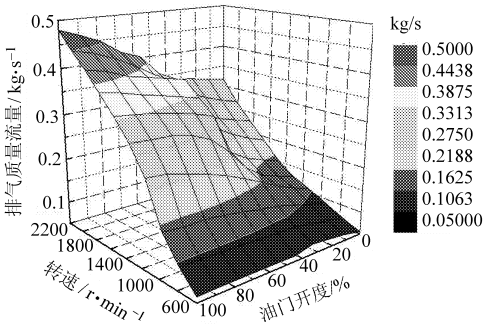


图5 排气质量流量变化规律

Fig.5 Variation of mass flow rate

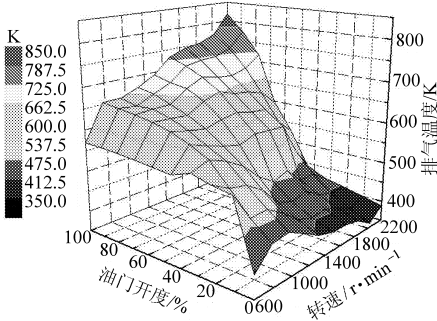


图6 排气温度变化规律

Fig.6 Variation of exhaust temperature

2.3 排气能量

柴油机排气能量的计算式为

$$Q = c_p \dot{m}_{gas} (T_e - T_0) \tag{13}$$

式中 c_p ——柴油机的排气比热容, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
 $\dot{m}_{gas}$ ——柴油机排气的质量流量, kg/s
 T_e ——排气温度, K
 T_0 ——排气换热后温度, 303.15 K

柴油机的排气比热容与排气成分、排气温度都有一定关系,本文为计算方便,简化了排气比热容的计算过程,认为排气比热容与排气温度呈线性关系,如图 7 所示。图 8 是根据实验结果和上述条件计算得到的此台柴油机排气能量 MAP 图,其中,实验结果指不同内燃机转速和油门开度下的排气质量流量和排气温度,上述条件指内燃机排气换热后的温度 (303.15 K) 和排气比热容与排气温度之间的关系 (图 7)。从图 8 中可以看出,随着内燃机油门开度和转速的增加,排气能量逐渐增加,最大可利用的排气能量约为 296 kW,此排气能量等于有机工质蒸发过程吸收的能量,即式 (3) 中的 $\dot{Q}_e$ 。从图 4 中可以看出,柴油机最大输出功率为 280 kW,通过图 8 可以得出,柴油机最大排气能量为 296 kW,所以通过柴油机排气能量的回收利用可以有效地提高柴油机的热效率。

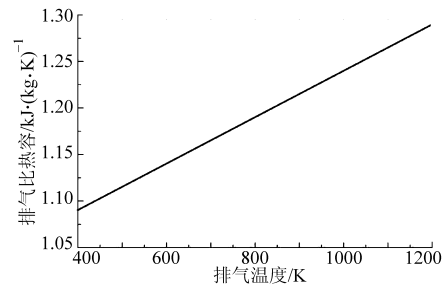


图7 排气比热容与排气温度的关系

Fig.7 Relationship between exhaust specific heat and exhaust temperature

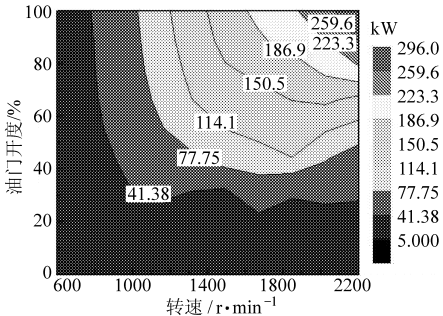


图8 柴油机排气能量 MAP 图

Fig.8 Exhaust MAP of energy for diesel engine

3 计算结果及分析

车用柴油机的运行工况是瞬时变化的,不能单凭几个工况点来评价有机朗肯循环余热回收系统的优劣。本文结合图8所示的柴油机排气能量分布特性,分析了8种混合工质的有机朗肯循环余热回收系统在柴油机变工况下的性能,其中包括4种共沸混合工质和4种非共沸混合工质。4种共沸混合工质包括:R504 [R32/R115(0.482/0.518)]、R507A [R125/R143a(0.5/0.5)]、R508A [R23/R116(0.39/0.61)]、R509A [R22/R218(0.44/0.56)];4种非共沸混合工质包括:R404A [R125/R143a/R134a(0.44/0.55/0.04)]、R407C [R32/R125/R134a(0.23/0.25/0.52)]、R410A [R32/R125(0.5/0.5)]、R415B[R22/R152a(0.25/0.75)]。

针对该系统的计算模型,做出以下假设:

- (1)工质在蒸发器中吸收热量后转变为饱和和气态状态,蒸发压力确定后蒸发温度即随之确定。
- (2)膨胀机的膨胀比为4,蒸发压力确定后冷凝压力即随之确定。
- (3)工质在冷凝器中放出热量后转变为饱和和液体状态,冷凝压力确定后冷凝温度即随之确定。
- (4)环境温度为298.15 K。
- (5)膨胀机效率为0.85。
- (6)工质泵效率为0.8。

图9是柴油机变工况下,各种混合工质在不同

蒸发压力下,ORC系统平均净输出功率的对比图。图10是柴油机变工况下,各种混合工质在不同蒸发压力下,ORC系统平均热效率的对比图。从图中可以看出,随着蒸发压力的增加,每种混合工质的ORC系统平均净输出功率和平均热效率先增加后减小,每种混合工质都有一个最佳的蒸发压力点;共沸混合工质R504和非共沸混合工质R415B、R410A、R407C的有机朗肯循环系统净输出功率和热效率随蒸发压力的变化趋势比较平缓,其余4种混合工质随蒸发压力的变化趋势较大,这说明非共沸混合工质的稳定性优于共沸混合工质,对变工况下车用柴油机排气余热回收系统的稳定运行有极大的益处。

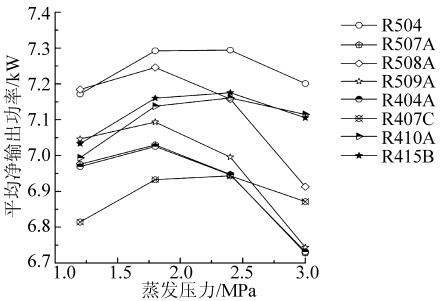


图9 变工况下 ORC 系统平均净输出功率变化曲线

Fig.9 Average net output power of ORCs under variable conditions

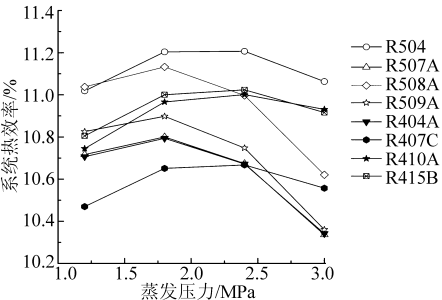


图10 变工况下 ORC 系统平均热效率变化曲线

Fig.10 Average thermal efficiency of ORCs under variable conditions

图11是柴油机变工况下,各种混合工质在不同蒸发压力下,ORC系统平均焓损率的对比图。从图中可以看出,各种混合工质的ORC系统焓损率随蒸发压力的变化不大;共沸混合工质R508A的ORC系统焓损率远高于其它混合工质,而非共沸混合工质R415B的ORC系统焓损率远小于其它混合工质,这是因为非共沸混合工质在蒸发和冷凝过程中温度“滑移”特性优于共沸混合工质。以蒸发压力3.0 MPa为例,此时,变工况下R508A的ORC系统焓损率平均值为11.08 kW,R415B的ORC系统焓损率平均值为6.90 kW,R415B的ORC系统焓损率平均值比R508A低38%。

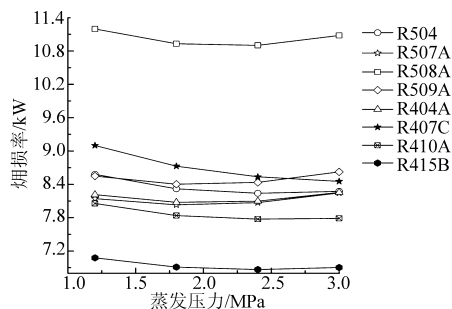


图 11 变工况下 ORC 系统平均㧘损率变化曲线
Fig. 11 Average exergy destruction rate of ORCs under variable conditions

图 12 是柴油机变工况下,各种混合工质在不同蒸发压力下,ORC 系统冷凝温度变化的对比图。从图中可以看出,各种混合工质的 ORC 系统冷凝温度随蒸发压力的增加而增加。只有 R415B 的 ORC 系统冷凝温度在整个蒸发压力范围内高于 273.15 K,其余混合工质的 ORC 系统冷凝温度基本低于 273.15 K,系统的冷凝温度低于 273.15 K 时将 对部件设计和工程操作带来较大的困难。

通过上述分析可以得出,非共沸混合工质 R415B[R22/R152a(0.25/0.75)]最适合于变工况车用柴油机有机朗肯循环余热回收系统。当蒸发压力为 2.4 MPa 时,R415B 的 ORC 系统平均净输出功率和平均热效率最高,系统的平均㧘损率最低。

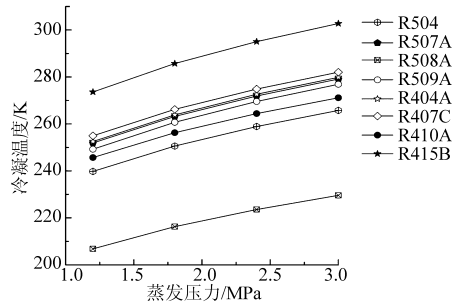


图 12 变工况下 ORC 系统冷凝温度变化曲线
Fig. 12 Condensing temperature of ORCs under variable conditions

图 13 是蒸发压力为 2.4 MPa 时,非共沸混合工质 R415B 的 ORC 系统净输出功率随柴油机转速和油门开度变化 MAP 图。图中可以看出,随着柴油机转速和油门开度的增加,系统净输出功率呈上升趋势。当柴油机转速为 2 200 r/min、油门开度为 100% 时,ORC 系统净输出功率最大,约 27.60 kW。这是因为随着柴油机转速和油门开度的增加,排气能量逐渐增加,有机工质可以吸收更多的排气余热能,从而提高 ORC 系统的净输出功率。

图 14 是蒸发压力为 2.4 MPa 时,非共沸混合工质 R415B 的 ORC 系统㧘损率随柴油机转速和油门开度变化的 MAP 图。从图中可以看出,随着柴油机

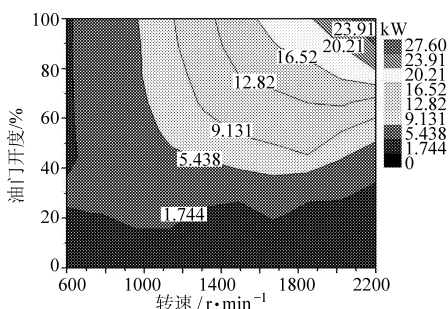


图 13 R415B 的 ORC 系统净输出功率 MAP 图
Fig. 13 MAP of net output power of ORCs of R415B

转速和油门开度的增加,ORC 系统的㧘损率呈上升趋势。当柴油机转速为 2 200 r/min、油门开度为 100% 时,ORC 系统㧘损率最大,约为 26.40 kW。这主要有两方面原因:随着柴油机转速和油门开度的增加,排气温度增加,加大了传热温差;随着柴油机转速和油门开度的增加,排气能量增加,使更多的有机工质蒸发。

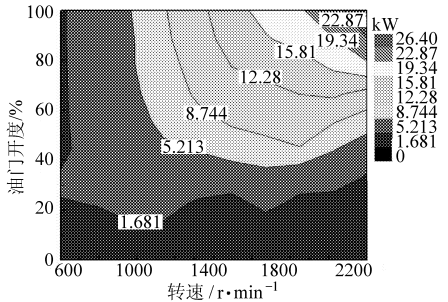


图 14 R415B 的 ORC 系统㧘损率 MAP 图
Fig. 14 MAP of exergy destruction rate of ORCs of R415B

4 结论

(1)柴油机变工况下,随着蒸发压力的增加,每种混合工质的 ORC 系统平均净输出功率和平均热效率先增加后减小,均存在一个最佳的蒸发压力点。非共沸混合工质的有机朗肯循环系统性能随蒸发压力的变化趋势比较平缓,更适用于变工况下的柴油机排气余热回收系统。

(2)非共沸混合工质 R415B 的 ORC 系统㧘损率远低于共沸混合工质 R508A。当蒸发压力为 3.0 MPa 时,R415B 的 ORC 系统㧘损率比 R508A 低 38%。

(3)大多数混合工质的 ORC 系统冷凝温度都低于 273.15 K,只有 R415B 在整个蒸发压力范围内均高于 273.15 K。若系统冷凝温度低于 273.15 K,则不利于系统中部件的设计和系统的运行。通过对比分析,认为 R415B 是最优选择。

(4)随着柴油机转速和油门开度的增加,R415B 的 ORC 系统净输出功率和㧘损率呈上升趋势,最大值分别为 27.60 kW 和 26.40 kW。

参 考 文 献

1 Dolz V, Novella R, García A, et al. HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: study and analysis of the waste heat energy[J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 36: 269 ~ 278.

2 Yu Guopeng, Shu Gequn, Tian Hua, et al. Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming organic Rankine cycle (ORC) of diesel engine (DE) [J]. Energy, 2013, 51: 281 ~ 290.

3 张红光, 刘彬, 陈研, 等. 基于单螺杆膨胀机的内燃机排气余热回收系统[J]. 农业机械学报, 2012, 43(5): 27 ~ 31.
Zhang Hongguang, Liu Bin, Chen Yan, et al. Engine waste heat recovery based on single screw expander[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(5): 27 ~ 31. (in Chinese)

4 Vaja I, Gambarotta A. Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic rankine cycles (ORCs) [J]. Energy, 2010, 35(2): 1 084 ~ 1 093.

5 赵力, 王晓东, 张启. 非共沸工质用于太阳能低温朗肯循环的理论研究[J]. 太阳能学报, 2009, 30(6): 738 ~ 743.
Zhao Li, Wang Xiaodong, Zhang Qi. Analysis of zeotropic mixtures used in low temperature solar Rankine cycle system[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2009, 30(6): 738 ~ 743. (in Chinese)

6 李宁, 张鑫, 白皓, 等. 有机朗肯循环与再热式循环低温热源发电系统热力性能研究[J]. 工业加热, 2012, 41(2): 44 ~ 47.
Li Ning, Zhang Xin, Bai Hao, et al. The study on thermal performance of power generation system using organic Rankine cycle and reheating cycle system[J]. Industrial Heating, 2012, 41(2): 44 ~ 47. (in Chinese)

7 Chen H J, Goswami D Y, Rahman M M, et al. A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power [J]. Energy, 2011, 36(1): 549 ~ 555.

8 Florian Heberle, Markus Preiringer, Dieter Bruggemann. Zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles for low-enthalpy geothermal resources [J]. Renewable Energy, 2012, 37(1): 364 ~ 370.

9 Schuster A, Karellas S, Kakaras E. Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(8): 1 809 ~ 1 817.

10 Lakew A A, Bolland O. Working fluids for low-temperature heat source[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(10): 1 262 ~ 1 268.