DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.05.005

# 基于单螺杆膨胀机的发动机排气余热回收系统\*

张红光 刘 彬 陈 研 杨 凯 张 健 王东芳 (北京工业大学环境与能源工程学院,北京100124)

【摘要】 针对发动机排气余热的特点,设计了有机朗肯循环(ORC)排气余热回收系统,采用单螺杆膨胀机作为动力输出装置,采用 R245fa 作为工质,提出了发动机排气余热利用率的概念和计算方法。结合发动机的试验数据,分析了 ORC 工质蒸发压力和发动机转速对 ORC 系统性能的影响,确定了适用于 ORC 系统的工质蒸发压力的最佳值。研究结果表明,当工质蒸发压力为3.0 MPa 时,ORC 系统能够在发动机全转速范围内正常工作,并且 ORC 系统的净输出功率最高可达 12.1 kW,热力学第一定律效率最高可达 11.27%,热力学第二定律效率最高可达 25.8%,发动机排气余热利用率最高可达 8.9%,发动机排气余热回收效果明显。

关键词:发动机 余热回收 单螺杆膨胀机 有机朗肯循环 工质蒸发压力 中图分类号:TK406 文献标识码:A 文章编号:1000-1298(2012)05-0027-05

# Engine Waste Heat Recovery Based on Single Screw Expander

Zhang Hongguang Liu Bin Chen Yan Yang Kai Zhang Jian Wang Dongfang (College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

#### Abstract

In order to make better use of waste heat energy from engine exhaust gas, the waste heat recovery system based on organic Rankine cycle (ORC) was presented, a single screw expander was used as the power output device, R245fa was used as working fluid, the concept and calculating method of waste heat recovery utilization rate was introduced. On the basis of engine test results, the effects of working fluid evaporating pressure and engine speed on the ORC system performance were analyzed and discussed, and then the optimal value of working fluid evaporating pressure was selected. According to the research results, when the working fluid evaporating pressure is 3.0 MPa, ORC waste heat recovery system can work properly over the whole range of engine speed, the maximum of net power is 12.1 kW, the maximum of first law efficiency is 11.27%, the maximum of second law efficiency is 25.8%, the maximum of waste heat recovery utilization rate is 8.9%, waste heat energy from engine exhaust gas can be recovered effectively.

Key words Engine, Waste heat recovery, Single screw expander, Organic Rankine cycle, Evaporating pressure of working fluid

## 引言

发动机燃料燃烧所产生的热量通常只有 1/3 左 右被有效利用,大部分热量通过发动机的冷却介质 散热和排气而损失<sup>[1-2]</sup>。如果能将排气余热有效利 用,对提高发动机的热效率具有重要意义。然而,传 统的方法只适用于恒温余热的回收利用,对于发动 机排气这种变温热源尚缺乏有效的技术手段进行余 热能量回收<sup>[3]</sup>。

德国宝马(BMW)公司开发了汽油机内置蒸汽 机构"Turbo Steamer"<sup>[4-5]</sup>,在宝马3系轿车使用的 1.8L四缸汽油机的基础上,利用发动机冷却水和排

收稿日期: 2011-09-29 修回日期: 2012-01-08

<sup>\*</sup>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:张红光,教授,博士,主要从事汽车代用燃料技术、发动机燃烧及发动机排气余热利用研究,E-mail:zhg5912@263.net

气中的余热,增加了蒸汽作功机构,采用高温和低温 两个作功循环,在高温循环中采用水作为工质,在低 温循环中采用乙醇作为工质。Kosmadakis 等<sup>[6]</sup>分析 了 33 种制冷剂对 ORC 系统性能的影响,最后认为 R245fa 是合适的工质,但其文献中比较数据均只有 一组,没有变工况时的 ORC 系统性能比较。

因此,本文针对上述情况,提出一种适用于发动 机排气余热回收的有机朗肯循环(organic Rankine cycle,简称 ORC)系统,采用 R245fa 作为工质。发 动机转速为1000~2090 r/min并且为全负荷时,为 了高效回收排气余热能量,对 ORC 系统进行变工况 时的热力学分析。

## 1 有机朗肯循环系统

## 1.1 系统工作原理

采用有机朗肯循环系统来回收发动机排气余 热,系统中主要装置包括蒸发器、冷凝器、膨胀机和 工质泵。本文提出的有机朗肯循环排气余热回收系 统如图1所示。



图 1 有机朗肯循环排气余热回收系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of the ORC waste

heat recovery system

 1. 压气机 2. 中冷器 3. 发动机 4. 涡轮机 5. 蒸发器 6. 单 螺杆膨胀机 7. 冷凝器 8. 储液罐 9. 工质泵

首先,有机工质从储液罐8流出后,被工质泵9 加压至设计的蒸发压力;然后,工质在蒸发器5中与

发动机排气进行热量交换 后,工质蒸汽在单螺杆膨 胀机 6 中膨胀输出机械 功;最后,乏气进入冷凝器 7 与冷却水进行热量交 换,被冷凝的液态工质最 终回到储液罐8,重新进入 下一次循环。

ORC 系统采用单螺杆 膨胀机<sup>[7]</sup>作为动力输出装 置(可输出机械功),为回 转容积型膨胀机,如图 2



图 2 单螺杆膨胀机 Fig. 2 Single screw expander

所示。该单螺杆膨胀机由北京工业大学自主研制, 主要优点为:运行过程中平稳、噪声低、使用寿命长; 结构简单,运动部件少;其进气可以是过热蒸汽、饱 和蒸汽、气液两相流体和热液,适用较广。

#### 1.2 有机工质的选择

有机朗肯循环排气余热回收系统的工质选用 主要考虑如下问题:环保性能;化学稳定性;工质 的安全性(包括毒性、易燃易爆性和对设备管道的 腐蚀性);工质的临界温度参数、正常沸点及凝固 温度;工质的流动及换热性能<sup>[8]</sup>。本文所选用的 R245fa可较好地满足发动机排气余热回收系统的 热力学性能与环境友好性要求,上海交通大学等 设计的 ORC 系统中也选用 R245fa 作为工质<sup>[9]</sup>,其 特性见表1。

表 1 R245fa 特性 Tab. 1 Characteristics of R245fa

参数	数值
分子式	$CF_3 CH_2 CHF_2$
临界温度/K	427.16
临界压力/MPa	3.651
沸点/K	288.29
臭氧层破坏潜能值	0
分子量/kg·kmol <sup>-1</sup>	134.05
毒性	低毒
全球变暖潜值	820
可燃性	不可燃

## 2 ORC 系统热力学模型

发动机排气余热回收 ORC 系统的温熵图如 图 3所示。在热力学计算过程中,作如下假设:忽略 系统管路、蒸发器和冷凝器中工质的压降;根据产品 手册,膨胀机等熵效率及膨胀比分别为 0.9 和 6;冷 凝温度及环境温度均取值为 298 K;本系统中蒸发 器的额定压力为 3.7 MPa,所以工质的最高蒸发压 力设为 3.6 MPa;当发动机排气余热流的温度降低 到酸露点以下时,就会产生结露现象,出现酸露,这



Fig. 3 Temperature-entropy diagram of ORC

不仅会使传热面出现黏结积灰现象,增大传热热阻, 还将导致严重的腐蚀,因此,离开蒸发器的发动机排 气温度的最低值设为 383 K。

当 ORC 系统处于稳定工况时:

(1)工作过程 1-2 为实际膨胀过程。膨胀机 的等熵效率为

$$\eta_{1} = \frac{h_{1} - h_{2}}{h_{1} - h_{2}'} \tag{1}$$

膨胀机的输出功率为

$$\dot{W}_{t} = \dot{q}_{m} (h_{1} - h_{2})$$
 (2)

式中 h1---工质在膨胀机进口处焓值,kJ/kg

- h<sub>2</sub>、h<sub>2</sub>——工质在膨胀机出口处的实际焓值 和理想焓值,kJ/kg
  - q<sub>m</sub>——工质的质量流量,kg/s

膨胀机中的不可逆损失率(kW)为

$$I_{t} = \dot{q}_{m} T_{0} (s_{2} - s_{1})$$
(3)

式中  $s_1 \ s_2$  —— 工质在膨胀机进口、出口处的熵值,  $kJ/(kg\cdot K)$ 

 $T_0$ ——环境温度,K

(2)工作过程 2-3 为等压冷凝过程,冷凝器中的不可逆损失率(kW)为

$$\dot{I}_{c} = \dot{q}_{m} T_{0} \left( s_{3} - s_{2} - \frac{h_{3} - h_{2}}{T_{L}} \right)$$
(4)

式中 h<sub>3</sub>——工质在冷凝器出口焓值,kJ/kg

s<sub>3</sub>──工质在冷凝器出口熵值,kJ/(kg·K)

T<sub>L</sub>——冷源的平均温度,K

(3)工作过程 3-4 为实际加压过程,工质泵所 作的实际轴功(kW)为

$$\dot{W}_{\rm p} = \dot{q}_{\rm m} (h_4 - h_3) \tag{5}$$

式中  $h_4$ ——工质在工质泵出口处的焓值,kJ/kg

工质泵中的不可逆损失率相对较小,取值为零。

(4)工作过程 4-1 为等压加热过程,蒸发器的 热负荷(kW)为

$$\dot{Q}_{e} = \dot{q}_{m} (h_{1} - h_{4}) \tag{6}$$

蒸发器中的不可逆损失率(kW)为

$$\dot{I}_{e} = \dot{q}_{m} T_{0} \left( s_{1} - s_{4} - \frac{h_{1} - h_{4}}{T_{H}} \right)$$
(7)

式中  $s_4$ ——工质在工质泵出口处熵值,kJ/(kg·K) $T_{H}$ ——热源的平均温度,K

(5)系统的净输出功率(kW)为

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{t} - \dot{W}_{p}$$
ね力学第一会律效素为

$$\eta_{1} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{e}} \times 100\% \tag{9}$$

热力学第二定律效率为

$$\eta_{\rm II} = \frac{W_{\rm net}}{\dot{Q}_{\rm e} \left(1 - \frac{T_{\rm L}}{T_{\rm e}}\right)} \times 100\% \tag{10}$$

发动机排气余热利用率为

$$\beta = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{v}}} \times 100\% \tag{11}$$

式中  $Q_y$ ——单位时间内发动机排气带走的热量, kW

## 3 计算结果及分析

根据某车用柴油发动机的性能试验结果,确定 了发动机不同转速时的排气温度和排气质量流量; 在此基础上,分析了工质蒸发压力和发动机转速对 ORC 余热回收系统性能的影响,从而确定 ORC 系 统的工质蒸发压力的最佳值。有机工质 R245fa 的 物性参数来源于美国 NIST 实验室标准数据库 REFPROP 8.0<sup>[10]</sup>。

#### 3.1 发动机性能试验结果

图 4 显示了在全负荷时发动机排气温度及质量 流量随发动机转速的变化情况,表 2 列出了发动机 的部分试验数据。



Fig. 4 Exhaust temperature and mass flow rate change with engine speed under full load

#### 表 2 全负荷时发动机试验数据

#### Tab. 2 Test results of the engine under full load

参数	数值
转速/r·min <sup>-1</sup>	1 900
输出功率/kW	247
进气质量流量/kg·s <sup>-1</sup>	0.3514
输出转矩/N·m	1 243
排气背压/kPa	7.5
燃油消耗量/kg·s <sup>-1</sup>	0.0137
涡轮后排气温度/K	653

#### 3.2 计算结果分析

图 5 为工质蒸发压力在 1.2~3.6 MPa 范围内, ORC 系统的净输出功率随发动机转速的变化情况。 由图 5 可见:若发动机转速保持不变,随着工质蒸发 压力的升高,ORC系统的净输出功率降低。若工质 蒸发压力保持不变,当发动机转速范围为1000~ 1500 r/min时,ORC系统的净输出功率随发动机转 速的增加而增大;当发动机转速范围为1500~ 1900 r/min时,ORC系统的净输出功率随发动机转 速的变化趋势平缓;当发动机转速范围为1900~ 2100 r/min时,ORC系统的净输出功率随发动机转 速的增加而减小。当工质蒸发压力在3.0~3.6 MPa 范围内时,在发动机全转速范围内,ORC系统均能 正常工作;而且,当发动机转速为1600 r/min、工质 蒸发压力为3.0 MPa时,ORC系统的净输出功率达 到12.1 kW。



根据此前以压缩空气为工质的单螺杆膨胀机的 试验结果可知,当工质蒸发压力较小时,相应的工质 质量流量也较小。在此基础上,若发动机排气温度 较高,将导致工质温度超过其 500 K 的最高限值,此 时,工质将处于不稳定的状态,可能会分解、变性,导 致 ORC 系统的性能恶化,甚至无法正常工作。相应 地,在图 5~8 中并没有绘制这些状态点(工质蒸发 压力低且工质温度高,ORC 无法正常工作)。

图 6 为工质蒸发压力在 1.2~3.6 MPa 范围内, ORC 系统的热力学第一定律效率随发动机转速的 变化情况。如图 6 可见:当工质蒸发压力保持不变 时,随着发动机转速的增加,ORC 系统的热力学第 一定律效率呈现出先增加后减小的趋势。当发动机 转速为 1 000 r/min、工质蒸发压力为 1.4 MPa 时, ORC 系统热力学第一定律效率达到最大值,为 12%。当工质蒸发压力为 3 MPa 时,ORC 系统可在 发动机全转速范围内正常工作;而且,当发动机转速 为 1 400 r/min 时,ORC 系统的热力学第一定律效率 达到 11.27%。

图 7 为工质蒸发压力在 1.2~3.6 MPa 范围内, ORC 系统的热力学第二定律效率随发动机转速的 变化情况。由图 7 可见:当工质蒸发压力保持不变 时,随着发动机转速的增加,ORC 系统的热力学第



Fig. 6 The first law efficiency change with engine speed under different evaporating pressures



Fig. 7 The second law efficiency change with engine speed under different evaporating pressures



图 8 不同蒸发压力时余热利用率随发动机转速变化曲线 Fig. 8 Waste heat recovery utilization rate change with engine speed under different evaporating pressures

二定律效率呈现出先增加后减小的趋势。当发动机 转速为 2 000 r/min、工质蒸发压力为 2.0 MPa 时, ORC 系统的热力学第二定律效率达到最大值,为 30.6%。当工质蒸发压力为 3.0 MPa 时,ORC 系统 可在发动机全转速范围内正常工作;而且,当发动机 转速为 2 000 r/min 时,ORC 系统的热力学第二定律 效率达到 25.8%。

图 8 为工质蒸发压力为 1.2~3.6 MPa 范围内, 发动机排气余热利用率随发动机转速的变化情况。 由图 8 可见:当工质蒸发压力保持不变时,随着发动 机转速的增加,发动机排气余热利用率呈现出先增 加后减小的趋势。当发动机转速为 1 000 r/min、工 质蒸发压力为 1.4 MPa 时,发动机排气余热利用率 达到最大值,为 9.6%。当工质蒸发压力为 3.0 MPa 时,ORC 系统可在发动机全转速范围内正常工作; 而且,当发动机转速为1400 r/min 时,发动机排气 余热利用率达到8.9%。

综上所述,当工质蒸发压力为 3.0 MPa 时,在发 动机全转速范围内,ORC 系统能够正常工作,并且 净输出功率最高可达 12.1 kW、热力学第一定律效 率最高可达 11.27%、热力学第二定律效率最高可 达 25.8%、发动机排气余热利用率最高可达 8.9%, 上述各项性能指标均比较理想。

图 9 为工质蒸发压力为 3.0 MPa 时,膨胀机、蒸 发器、冷凝器及系统总的/// 损率随发动机转速的变 化情况。由图 9 可见,蒸发器的/// 损率明显高于其 它装置;随着发动机转速的增加,/// 损率呈现出先增



Fig. 9 Energy loss rate change with engine speed under evaporating pressure 3.0 MPa

加后减小的趋势;当发动机转速为1600 r/min时, ORC系统的总/拥损率达到最大值,为40.5 kW。

蒸发器的/// 损率在 ORC 系统的总/// 损率中所 占的比例很大;提高蒸发器的换热效率是降低 ORC 系统的总/// 损率、提高发动机排气余热利用率的关 键途径。

### 4 结论

(1)针对发动机排气余热回收问题,在采用有 机朗肯循环(ORC)、单螺杆膨胀机和 R245fa 工质的 情况下,ORC 系统的热力学第一定律效率最大值可 达到 12%,ORC 系统的热力学第二定律效率最大值 可达到 30.6%,发动机排气余热利用率最大值可达 到 9.6%。

(2)适用于本文 ORC 系统的工质蒸发压力最佳 值为 3.0 MPa, ORC 系统可在发动机全转速范围内正 常工作,净输出功率等主要性能指标均比较理想。

(3)发动机排气余热利用率有利于更客观地评价发动机排气余热利用的有效程度与完善程度,更 具有实际意义;发动机排气余热利用率的数值小于 ORC系统的热力学第一定律效率和热力学第二定 律效率。提高蒸发器的换热效率,是提高发动机排 气余热利用率的关键和潜力所在。

```
参考文献
```

1 Iacop Vaja, Agostino Gambarotta. Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORCs) [J]. Energy, 2010, 35(2):1084 ~ 1093.

2 朱智富. 汽车废热利用的有效途径[J]. 黑龙江工程学院学报,2005,19(2):51~54. Zhu Zhifu. Discussion on the effective way of automobile waste heat utilization [J]. Journal of Heilongjiang Institute of Technology, 2005,19(2):51~54. (in Chinese)

- 3 Hugues L Talom, Asfaw Beyene. Heat recovery from automotive engine [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(2~3): 439~444.
- 4 Freymann R, Strobl W, Obieglo A. The turbosteamer: a system introducing the priciple of congeneration in automotive applications [J]. Motortechnische Zeitschrift-MTZ, 2008, 69(5):404~412.
- 5 曾科,高可,何茂刚,等.提高车用发动机能量利用率研究进展[J]. 车用发动机,2006(6):1~4. Zeng Ke, Gao Ke, He Maogang, et al. Recent development in the research of energy utilization efficiency for vehicle engines [J]. Vehicle Engine, 2006(6):1~4. (in Chinese)
- 6 Kosmadakis G, Manolakos D, Kyritsis S, et al. Comparative thermodynamic study of refrigerants to select the best for use in the high-temperature stage of a two-stage organic Rankine cycle for RO desalination [J]. Desalination, 2009, 243(1~3): 74~94.
- 7 He Wei, Wu Yuting, Ma Chongfang, et al. Performance study on three-stage power system of compressed air vehicle based on single screw expander [J]. Science China: Technological Sciences, 2010, 53:2 299 ~ 2 303.
- 8 Ulli Drescher, Dieter Bruggemann. Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants [J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(1):223 ~ 228.
- 9 顾伟,翁一武,王艳杰,等. 低温热能有机物发电系统热力分析[J]. 太阳能学报,2008,29(5):609~612. Gu Wei, Weng Yiwu, Wang Yanjie, et al. Thermodynamic analysis of power generation system based on closed organic Rankine cysle (ORC) [J]. Acta Engergiae Solaris Sinica, 2008, 29(5):609~612. (in Chinese)
- 10 Lemmon E W, Huber M L, McLinden M O. NIST standard reference database 23: NIST reference fluid thermodynamic and transport properties—REFPROP version 8.0[DB]. National Institute of Standards and Technology, 2007.