

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.02.001

不同工况柴油机排气余热回收系统试验与仿真*

涂 鸣 李刚炎 胡 剑

(武汉理工大学机电工程学院, 武汉 430070)

摘要: 基于有机朗肯循环(Organic rankine cycle, ORC)设计了柴油机排气余热回收系统。建立了 ORC 热力学仿真模型预测系统回收性能,并对某款柴油发动机在有、无 ORC 作用下分别进行试验,对比了试验数据与仿真结果,验证了模型的有效性。将模型应用于不同工况下,观察不同工质流量对 ORC 净功率及热效率的影响,结果表明 ORC 净功率随着转速的增加而增加,不同工况下最大热效率均为 12.1%,且对应的工质流量选择区间随着转速的提高而扩大,此区间的确定可为 ORC 试验时工质流量范围的选择提供参考依据。

关键词: 柴油机 有机朗肯循环 热力学模型 排气余热回收系统 试验 仿真

中图分类号: TK40; TH11 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)02-0001-05

引言

发动机在燃烧过程的不可逆性导致了燃油能量 20% ~ 30% 的损失,虽然均质混合气压燃、缸内直喷技术可使得其热效率增加,但已经逐渐接近热力学定律所限制的最大值,所以必须开发其他技术来提高发动机热效率。利用涡轮增压、涡轮复合及热发电技术,将发动机排气口及尾气余热能量转化为有用功可提高热效率,其中朗肯循环可最大限度地利用发动机废气及冷却剂能量。

岳晨等分别结合汽油、柴油发动机、EGR 技术、燃油经济性和混合动力汽车研究了排气余热回收对发动机热效率的影响,研究表明基于朗肯循环可提高有效燃油消耗率 2.6% ~ 8.0%、动力输出 0.7 ~ 2.0 kW^[1-11]。本文首先搭建有机朗肯循环(Organic rankine cycle, ORC)试验平台,对某款柴油机进行试验得到有、无 ORC 作用下发动机热效率及 ORC 系统性能,随后建立 ORC 换热器及系统模型,对比仿真结果与试验测量结果,最后将模型应用在不同工况下,观测工作介质在不同流量时对 ORC 性能及发动机热效率的影响。

1 有机朗肯循环

有机朗肯循环通常由涡轮机、冷凝器、泵和换热器 4 个部分组成,如图 1 所示。换热器出口处过热蒸汽工质进入涡轮机等熵膨胀推动其做功后排出

(过程 1-2),进入冷凝器,与冷却剂进行等压热交换后成为饱和液工质(过程 2-3),随后经冷却剂冷却后的饱和液通过泵等熵压缩后成为压缩饱和液输送到换热器(过程 3-4),与发动机废气排放的废热经等压热交换后再度成为过热蒸汽(过程 4-1),如此循环,实现将废热转化成有用功的过程。

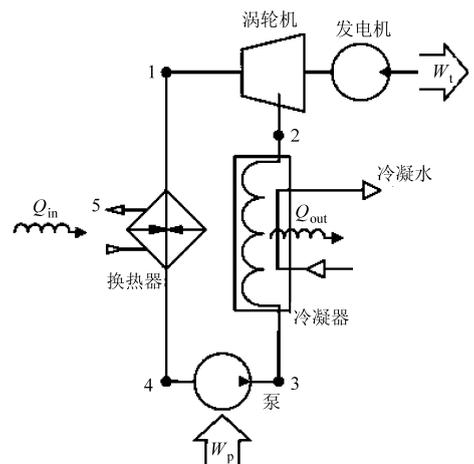


图 1 有机朗肯循环示意图

Fig. 1 Scheme of ORC system

有机朗肯循环热效率为

$$\eta = \frac{W_t - W_p}{Q_{in}} = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4} \quad (1)$$

式中 W_t ——工质对外做功热量

W_p ——工质接受外功热量

Q_{in} ——工质吸收热量

h_i ——不同状态点时工质焓值, $i = 1, 2, 3, 4$

收稿日期: 2013-09-30 修回日期: 2013-10-21

* 国家自然科学基金资助项目(51305313)、中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(2012-IV-035)、武汉市国际科技合作计划资助项目(201231234463)和武汉市青年晨光计划资助项目(2013070104010004)

作者简介: 涂鸣, 博士生, 主要从事发动机排放控制和车辆制动研究, E-mail: tuming0728@gmail.com

通过对比多种有机工质^[12-13],选用 R245fa(1,1,1,3,3-五氟丙烷)作为有机朗肯循环工作介质,R245fa 是常见不易燃低压 HFC 制冷剂,其沸点为 15.3℃,对臭氧无危害,属于干流体,在有机朗肯循环膨胀时不会蒸发为饱和气态,不会腐蚀涡轮机叶片。其温熵示意图 2。

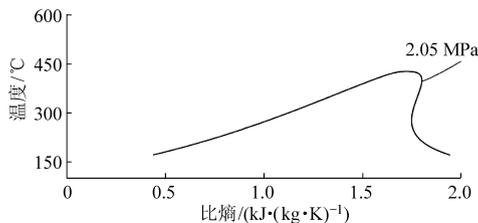


图 2 R245fa 在 2.05 MPa 时温熵

Fig. 2 R245fa temperature-entropy diagram at 2.05 MPa

2 排气余热有机朗肯循环试验

2.1 平台组成及试验结果

试验主要由排量为 1.9 L,压缩比为 17.5 的柴油发动机及测功机、有机朗肯循环系统、控制及数据采集系统 3 个部分组成。

换热器为逆流壳管式换热器,分为预热器、蒸发器和过热器 3 个部分,工质在预热器及蒸发器出口时达到饱和液及饱和气状态;泵采用变速隔膜式,可控制循环系统流速及压力;涡轮机采用离心透平式涡轮发电机,最高转速为 80 000 r/min。控制及数据采集系统由 NI LabView、CalView 及 uDACT 组成,可通过 CalView 控制发动机运行参数,实时改变转速、点火时间、空燃比、过量空气系数,获取不同参数下发动机输出转矩、有效平均压力等,利用 LabView 采集发动机废气排放质量流量、发动机废气排放及 ORC 各状态点温度等。采集信号与发动机全负荷试验参数及测量结果分别如图 3 及表 1 所示。

2.2 换热器及有机朗肯循环热力学建模

工作介质流量对发动机特定工况下 ORC 输出

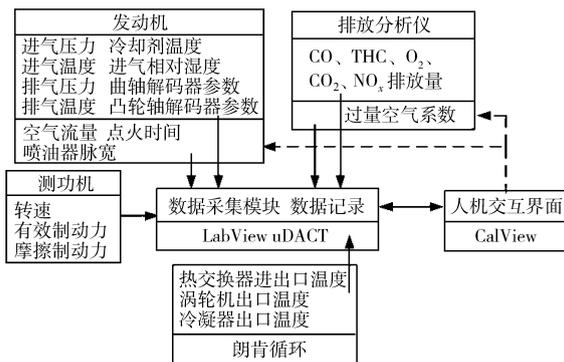


图 3 试验平台信号采集参数

Fig. 3 System data acquisition

表 1 发动机全负荷试验参数及测量结果

Tab. 1 Results of diesel engine test at full load

参数	数值
转速/(r·min ⁻¹)	2 000
有效转矩/(N·m)	317.4
有效功率/kW	66.5
燃油消耗率/(kg·h ⁻¹)	14.02
排气流量/(kg·h ⁻¹)	272.5
排气热流/kW	30.5
发动机热效率/%	39.6
排气温度/℃	424
ORC 工质流量/(kg·h ⁻¹)	318.6
涡轮机进口压力/MPa	2.05

最大净功率有着重要影响,而在试验环境中不容易找出最合适的流量,通过热力学对 ORC 建模是一个相对容易预测其性能及对发动机热效率影响的方式。

换热器效能与工作介质 R245fa 流量和发动机排气流量有关,对换热器采用效能-传热单元数法进行建模,逆流壳管式换热器其效能 ε 与传热单元数 N_{TU} 、热容比 C_r 的关系为^[14-15]

$$\begin{cases} \varepsilon = \frac{1 - e^{-N_{TU}(1-C_r)}}{1 - C_r e^{-N_{TU}(1-C_r)}} \\ C_r \equiv \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \end{cases} \quad (2)$$

式中 C_{\min} ——指定工况下两种介质热容最小值的比值

C_{\max} ——指定工况下两种介质热容最大值的比值

N_{TU} 与传热系数 k 、传热面积 A 、 C_{\min} 以及传热系数 k 与对流传热表面传热系数 h 关系为

$$N_{TU} = \frac{kA}{C_{\min}} \quad (3)$$

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{h_c A_c} + \frac{R_{f,c}''}{A_c} + \frac{\ln(D_H/D_C)}{2\pi cL} + \frac{R_{f,h}''}{A_H} + \frac{1}{h_H A_H} \quad (4)$$

式中 h_c ——换热器冷流侧对流传热表面传热系数

h_H ——换热器热流侧对流传热表面传热系数

假设污垢系数 R_f'' 为零,且 $D_H = D_C, A = A_c = A_H$,

式(4)简化为

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_H}} = \frac{h_c}{1 + \frac{h_c}{h_H}} \quad (5)$$

根据 Dittus-Boelter 方程有^[14-15]

$$Nu_D = 0.023 Re^{4/5} Pr^n \quad (6)$$

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (7)$$

$$Nu_D = \frac{hD}{b} \quad (8)$$

式中 D ——换热器直径 μ ——粘度

b ——流体导热系数

通过式(2)~(8),可得到换热器中工作介质流量与发动机废气排放流量的关系为

$$\frac{h_c}{h_u} = \left(\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_u} \right)^{4/5} \quad (9)$$

式中 \dot{m}_c ——工质流量 \dot{m}_u ——排气流量

有机朗肯循环中涡轮机与泵的能量平衡方程为

$$\begin{cases} \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_c} = h_1 - h_2 \\ \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}_c} = h_4 - h_3 \end{cases} \quad (10)$$

2.3 试验与仿真结果对比

由式(1)、式(9)及式(10),并根据试验结果中各状态点的参数可确定有机朗肯循环热力学模型。将 2 000 r/min 时 ORC 作用下试验参数代入热力学模型中验证其有效性。试验与仿真结果如表 2 所示。

表 2 ORC 试验与仿真结果对比

Tab. 2 Results of ORC experiment and simulation

参数	试验数值	仿真数值
ORC 净功率/kW	3.71	3.68
ORC 热效率/%	12.2	12.1
发动机与 ORC 总热效率/%	41.8	41.7

结果表明,加入 ORC 后增加净功率 3.71 kW,发动机总热效率由 39.6% 提升到 41.8%,而仿真得到的净功率为 3.68 kW,发动机总热效率为 41.7%。在建立热力学模型基础上对 ORC 的仿真结果与试验结果基本一致,验证了模型的有效性。

3 工质流量对发动机不同工况影响

在热力学模型得到验证后,对柴油机不同转速下全负荷工况进行仿真,排气温度与 2 000 r/min 试验时相同,但是排气流量会随着转速变化而变化,由试验测得的发动机进气歧管压力 0.21 MPa,温度 43℃,容积效率 97% 及燃油消耗率,可计算得转速分别为 1 000、1 500、2 500、3 000、4 000 及 4 500 r/min 时的排气流量。

图 4 显示不同转速时工质流量对换热器出口温度的影响。可看出随着工质流量的提高,出口温度相应地降低直至发动机的排气流量不足以使得工质保持过热状态,导致其焓值降低。如 1 000 r/min 时排气流量不高导致工质在试验流量为 75% 时,即 0.107 kg/s 时就已经处于饱和状态,此时出口温度为 123℃,而在高转速时工质流量的选择区间较广,

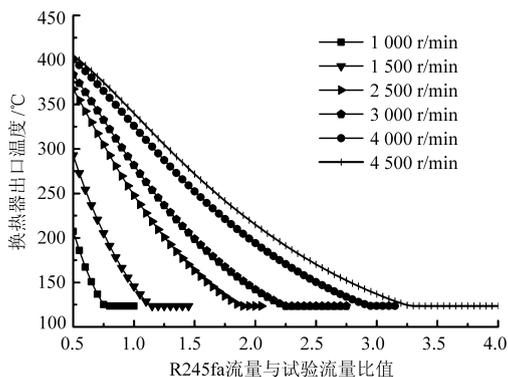


图 4 不同工况下工质流量与换热器出口温度关系

Fig. 4 Heat exchanger outlet temperature as a function of R245fa mass flow rate at different engine speeds

如在 4 500 r/min 最高可达到试验流量的 3.3 倍。

图 5 中不同转速的 ORC 净功率随着工质流量的增加而增加,而后在工质达到饱和状态后降低,这是由于饱和状态时焓值不变而在泵压缩过程所需功率增加导致整个 ORC 净功率降低。同样 ORC 输出净功率也随着转速的增加而增加,然后再降低,1 000 r/min 及 4 500 r/min 时,最大净功率分别为 2.0 kW 及 8.2 kW。以 3 000 r/min 为例,工质流量在 0.092 ~ 0.122 kg/s 范围内 ORC 可保持最大热效率,净功率为 5.3 ~ 5.5 kW,此特性表明在 ORC 实际运用于发动机时,工质流量无需限制于某一数值,而是在某一流量区间均能输出较大功率,并且该区间随着转速的提高而扩大。

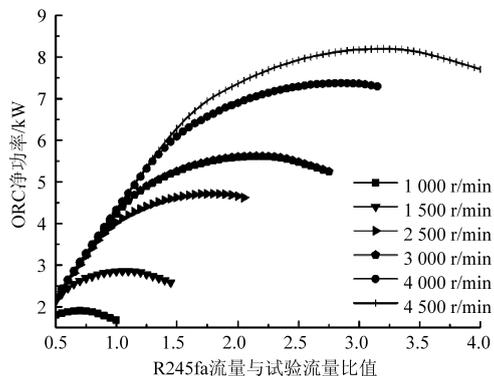


图 5 不同工况下工质流量与 ORC 净功率关系

Fig. 5 ORC net output power as a function of R245fa mass flow rate at different engine speeds

图 6 为涡轮机在等熵膨胀做功后不同转速下的温度变化。转速越低,工质达到饱和状态温度 23℃ 时的流量也越低。

图 7 为不同转速下工质流量与 ORC 热效率的关系。ORC 热效率是输出净功率与 ORC 吸收的排气热流的比值。从图中可以看出不同工况下热效率总是先随着工质流量增加而增加,当到达最大值后再随流量增加而降低,这是由于转速越大,排气流量也越大,但受限于换热器性能与排气流量的影响,热

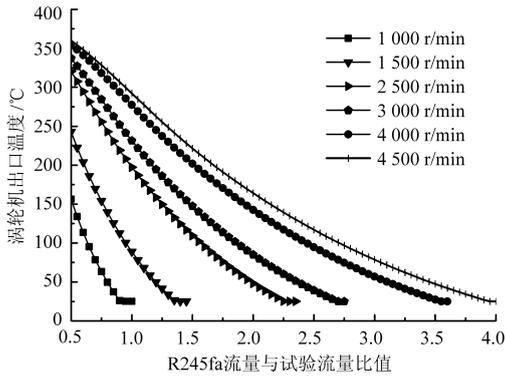


图6 不同工况下工质流量与涡轮机出口温度关系

Fig. 6 Turbine outlet temperature as a function of R245fa mass flow rate at different engine speeds

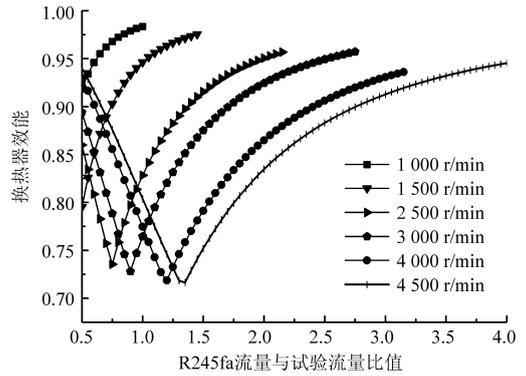


图8 不同工况下工质流量与换热器效能关系

Fig. 8 Heat exchanger effectiveness as a function of R245fa mass flow rate at different engine speeds

效率在达到最大值后出现下降趋势。值得注意的是:不同转速条件下,ORC热效率最大值均为0.121,与输出净功率一样,转速越高,达到最大热效率的工质流量可选区间也越广。

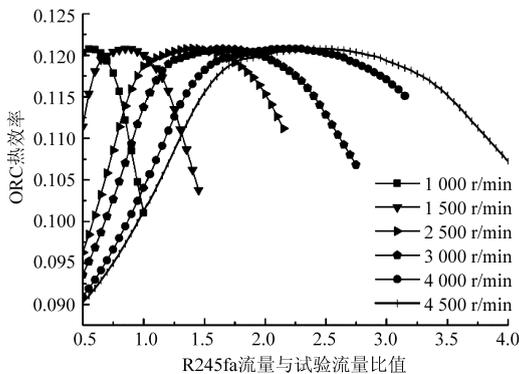


图7 不同工况下工质流量与ORC热效率关系

Fig. 7 ORC thermal efficiencies as a function of R245fa mass flow rate at different engine speeds

图8显示换热器效能不同转速下与工质流量的关系。效能表示换热器的实际换热效果与最大换热效果之比,与换热器绝热指数及 N_{TV} 有着密切关系。以3000 r/min为例,其效能变化区间为0.72~0.95。结合图4~5、图7,ORC获得最大热效率所对应的工质流量区间与获得最大输出净功率时一致,并在达到最大值后减小,但与换热器效能关系不大,其主要原因是随着工质流量增加,换热器出口处温度降低导致R245fa焓值减小。

表3为在不同全负荷工况下加入ORC后发动机总热效率。对于该款柴油机全负荷工况下,最大热效率可达42.9%。而在柴油机实际运行中,转速多处于2500~3000 r/min,在此区间内发动机热效

表3 不同全工况发动机总热效率

Tab. 3 Overall thermal efficiencies at different engine speeds

转速 $/(r \cdot \text{min}^{-1})$	发动机热效 率/%	发动机与ORC 总热效率/%
1 000	29.7	33.3
1 500	33.2	35.9
2 500	40.5	42.9
3 000	39.7	42.0
4 000	36.4	38.9
4 500	35.2	38.2

率刚好位于到最大值。

4 结论

(1) ORC净功率与热效率在不同工况下先随着工质流量的增加而增加,之后随着流量的增加而下降。能够达到净功率和热效率最大值所对应的工质流量是一个区间,而非某一特定的流量值,这为实际应用中不同工况下工质流量的选取提供了重要参考。转速越高,工质流量选择区间范围越广,ORC净功率也越大,但是其热效率却基本一致,均为0.121。柴油机实际工作多处于转速2500~3000 r/min,热效率有最大值。

(2) 在全负荷低转速区域时(如1000 r/min全负荷工况下,ORC净功率最大为2.0 kW),ORC排气余热循环系统所能回收的最大净功率不高,限制了其在低转速一般工况下的应用。

(3) ORC换热器热容比与效能和工质流量密切相关,但与ORC达到最大热效率及净功率时的工质流量区间关系不大。

参 考 文 献

- 岳晨,韩东,焦炜琦,等. 内燃机-有机朗肯循环联合循环动力系统技术经济性能分析[J]. 内燃机学报,2012,30(3):267-271. Yue Chen, Han Dong, Jiao Weiqi, et al. Technological and economic performance analysis for ICE-ORC compounded power system [J]. Transactions of CSICE, 2012, 30(3):267-271. (in Chinese)
- 张红光,刘彬,陈研,等. 基于单螺杆膨胀机的发动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)
- 3 戴晓旭, 纪常伟, 汪硕峰, 等. 掺混重整气对汽油机燃烧及排放特性的影响[J]. 农业机械学报, 2013, 44(9):7-11.
Dai Xiaoxu, Ji Changwei, Wang Shuofeng, et al. Effect of syngas on combustion and emission characteristic of gasoline engine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(9):7-11. (in Chinese)
- 4 陈雷, 王彦滑, 志贺圣一, 等. 稀释对 CO 掺氢混合燃料燃烧与排放性能的影响[J]. 农业机械学报, 2013, 44(7):28-32.
Chen Lei, Wang Yanhua, Araki Miyuka, et al. Effect of dilution on combustion and emission characteristics of gaseous blended fuels [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(7):28-32. (in Chinese)
- 5 杨凯, 张红光, 张健, 等. 变工况柴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)
- 6 Xu Zhengxin, Liu Jingping, Fu Jianqin. Analysis and comparison of typical exhaust gas energy recovery bottoming cycles [C]. SAE Paper 2013-01-1648, 2013.
- 7 Sprouse C, Depcik C. Review of organic rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 51(1-2):711-722.
- 8 Jung Daebong, Park Sungjin, Min Kyoungdoug. Study on the application of the waste heat recovery system to heavy-duty series hybrid electric vehicles [C]. SAE Paper 2013-01-1455, 2013.
- 9 Yamaguchi T, Aoyagi Y, Osada H. BSFC improvement by diesel-rankine combined cycle in the high EGR rate and high boosted diesel engine [C]. SAE Paper 2013-01-1638, 2013.
- 10 Hossain S, Bari S. Additional power generation from the exhaust gas of diesel engine by bottoming rankine cycle [C]. SAE Paper 2013-01-1639, 2013.
- 11 Yu Guopeng, Shu Gequn, Tian Hua. Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming organic rankine cycle (ORC) of diesel engine (DE) [J]. Energy, 2013, 51:281-290.
- 12 Honeywell. Genetron 245fa applications developments guide [R]. Honeywell, 2000.
- 13 Nelson C. Exhaust energy recovery [R]. DEER 2009, USA, 2009.
- 14 Incropera, DeWitt. Fundamentals of heat and mass transfer [M]. 7th ed. New York: Wiley, 2011.
- 15 Moran, Shapiro. Fundamentals of engineering thermodynamics [M]. 5th ed. New York: Wiley, 2004.

Experiment and Simulation of Diesel Engine Exhaust Heat Recovery System under Variable Conditions

Tu Ming Li Gangyan Hu Jian

(School of Mechanical and Electronic Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, China)

Abstract: A diesel engine exhaust heat recovery system was designed based on organic rankine cycle. Using the thermodynamics model the performance of the system was predicted, and then a diesel engine with and without the exhaust heat recovery system was experimented to validate the performance of the model. The ORC net output power and thermal efficiency were estimated under variable conditions or different working fluid mass flow rates by using the model. The results showed that the net output increased with increasing engine speed. The maximum thermal efficiencies were the same as 12.1% at the different engine speeds, and the best working fluid mass flow rates range for the exhaust heat recovery system was obtained.

Key words: Diesel engine Organic rankine cycle Thermodynamics model Exhaust heat recovery system Experiment Simulation