

DOI: 10.7652/xjtuxb202003019

道路工况下有机朗肯循环系统节能潜力分析

王崇尧, 张红光, 赵蕊, 许永红, 赵腾龙, 石鑫, 平旭

(北京工业大学环境与能源工程学院, 100124, 北京)

摘要: 针对有机朗肯循环(ORC)的研究集中于理想发动机而对真实道路工况下的研究不足的现状,对真实道路工况下 ORC 系统的节能潜力进行了分析。利用 GT-Suite 软件中的不同模板,分别建立了发动机、ORC 系统、动力传输系统和其他零部件的模型,并在此基础上建立了整车仿真模型。仿真结果表明,发动机和 ORC 系统模型准确。利用所建整车模型分析了新欧洲驾驶循环(NEDC)和重型柴油车(HHDDT)高速巡航两种道路工况下发动机的排气能量特性、ORC 系统的运行特性及节能潜力。结果表明:NEDC 工况下的发动机排气能量波动较大,变化范围为 5.8~36 kW,平均能量回收效率为 2.01%,其中,市区工况下的平均排气能量为 10.3 kW,平均能量回收效率为 1.34%,郊区工况下的平均排气能量为 18.3 kW,平均能量回收效率为 3.32%;HHDDT 高速巡航工况下的发动机排气能量波动较小,变化范围为 5.2~27.7 kW,平均排气能量为 20.0 kW,平均能量回收效率为 4.01%;ORC 余热回收系统更适用于高速巡航及郊区工况,应尽量避免在车速较低且波动较大的市区工况下使用。

关键词: 有机朗肯循环;整车仿真;道路工况;余热回收

中图分类号: TK11+5 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2020)03-0150-11

Energy Saving Potential Analysis for Organic Rankine Cycle System under Real Road Conditions

WANG Chongyao, ZHANG Hongguang, ZHAO Rui, XU Yonghong,

ZHAO Tenglong, SHI Xin, PING Xu

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

Abstract: Aiming at the current researches of organic Rankine cycle (ORC) focusing on the ideal engine conditions but insufficient under real road conditions, an investigation for energy saving potential of ORC system under real road conditions is carried out. A vehicle model including the models of engine, ORC system, power transmission system and the other components is established by different templates in GT-Suite. Simulations show that the engine and ORC system models are accurate. The vehicle model is used to analyse the exhaust energy characteristics, and the operation characteristics and energy saving potential of ORC system under the new European driving cycle (NEDC) and the heavy-duty diesel truck (HHDDT) high-speed cruise road conditions. The exhaust energy fluctuates greatly under NEDC road condition, ranging from 5.8 kW to 36 kW, with the average energy recovery efficiency of 2.01%. The average exhaust energy in urban road conditions is 10.3 kW, with the average energy recovery

收稿日期: 2019-06-28。 作者简介: 王崇尧(1996—),男,硕士生;张红光(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51776005);北京市自然科学基金资助项目(3192014)。

网络出版时间: 2019-12-02

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20191202.0900.002.html>

efficiency of 1.34%. The average exhaust energy in suburban road condition is 18.3 kW, with the average energy recovery efficiency of 3.32%. The exhaust energy fluctuates slightly under HHDDT high-speed cruise condition, ranging from 5.2 kW to 27.7 kW, with the average exhaust energy of 20.0 kW and the average energy recovery efficiency of 4.01%. The ORC system is more suitable for high-speed cruise or suburban road condition, while for the urban road condition with lower speed and greater fluctuation, it ought to be avoided as far as possible.

Keywords: organic Rankine cycle; vehicle simulation; road conditions; waste heat recovery

随着汽车的发展和普及,传统的车用发动机已经与人类的生活息息相关,它在极大方便人们出行的同时,也引发了能源危机和环境污染等全球范围内亟待解决的问题。研究表明,传统发动机的热效率极低,燃料燃烧释放出的能量中只有极少的一部分用于做功对外输出,而绝大部分以余热的形式损失,汽油机的热效率仅为 30% 左右,柴油机的热效率仅为 40% 左右,发动机的低效造成了能源的极大浪费^[1-3]。因此,开展发动机余热回收对节约能源以及环境保护均具有重要意义。

有机朗肯循环技术作为一种余热回收的有效手段,以较高的回收效率、较好的稳定性及灵活性^[4-5],受到了专家学者们的广泛关注。杨富斌在 8 个发动机设计工况点下研究了发动机排气余热能的变化情况,发现发动机排气余热能量最大可达 103 kW,具有较大的回收潜力^[6]。张红光等基于 Aspen plus 软件搭建了用于回收发动机余热的有机朗肯循环系统模型,基于该模型在设定的发动机工况下对有机朗肯循环系统性能进行分析,发现加装有机朗肯循环系统的发动机热效率和燃油消耗率分别可提高 15.86%、13.69%^[7]。Zhao 等基于 GT-Suite 软件分别搭建了发动机、有机朗肯循环系统模型,并在 Simulink 环境下耦合,基于该模型测试了特定工况下加装有机朗肯循环系统前后的发动机性能,发现加装有机朗肯循环系统后的发动机净输出功率、热效率分别可提高 4.13 kW、0.66%,有效燃油消耗率最大可减少 3.6 g/(kW·h)^[8]。杨凯等根据发动机全工况范围内排气能量的变化设计了车用发动机-有机朗肯循环联合系统并分析其性能,发现加装有机朗肯循环系统的发动机净输出功率和热效率分别可提高 30.6 kW、10.99%^[9]。Shu 等搭建了一套带中间导热油的发动机排气余热回收有机朗肯循环实验台架,进而分析了发动机工况变化对有机朗肯循环性能的影响,结果表明,通过在发动机排气和有机朗肯循环系统之间加装导热油蓄热装置,能够有效防止有机工质发生裂解,计算得到的有机朗肯循

环最大输出功率为 9.67 kW^[10]。Galindo 等针对一台 2 L 的涡轮增压发动机,采用有机朗肯循环系统回收其排气余热能,在发动机 5 个不同工况点下,通过热力学分析和实验讨论了有机朗肯循环的余热回收性能,发现发动机功率输出最大可以提高 3.7%,膨胀机最大轴功可以达到 1.83 kW^[11]。Katsanos 等采用理论研究的方法分析了重型卡车发动机排气能量回收的可行性,并着重对比了以水为工质的朗肯循环和以 R245fa 为工质的有机朗肯循环的余热回收性能,发现采用有机朗肯循环可以使原发动机有效燃油消耗率提高 8.5%(发动机 100% 负荷工况)~10.2%(发动机 25% 负荷工况)^[12]。

目前,有机朗肯循环技术在回收发动机余热领域的应用虽已得到广泛研究^[13],但主要集中于较为理想的发动机工况,针对真实道路工况下有机朗肯循环系统的工作性能研究较少。实际的道路工况往往决定着发动机的运行工况,从而决定了发动机的排气余热能以及有机朗肯循环系统的工作性能^[14]。为此,本文对道路工况下的发动机-有机朗肯循环联合系统工作性能展开研究,首先搭建了具有发动机-有机朗肯循环联合系统的整车模型,并基于实验数据与理论计算验证了模型的合理性,然后选取新欧洲驾驶循环(NEDC)和重型柴油车(HHDDT)高速巡航两种路况进行仿真计算,并分析了车辆在不同路况下发动机的工况变化情况及有机朗肯循环系统的运行特性。

1 模型搭建

1.1 发动机模型

发动机型号选择为 BJ493ZLQ3 的缸内直喷式涡轮增压发动机,利用 GT-Suite 软件对其进行建模,主要技术参数如表 1 所示。

在建模之前,将发动机热力系统划分为 5 个子系统:进气子系统、排气子系统、气缸子系统、涡轮增压子系统及中冷子系统。

进、排气及中冷子系统作为发动机进、排气的关

表 1 BJ493ZLQ3 发动机技术参数

参数	数值
额定功率/kW	85
最大扭矩/(N·m)	280
额定转速/(r·min ⁻¹)	3 600
排量/L	2.771
冲程/mm	102
压缩比	17.4
缸径/mm	93
喷孔直径/mm	0.3
喷孔数	6
初始压力/kPa	100
初始温度/K	300

键部件,具有较为复杂的几何结构,考虑到 GT-Suite 软件为一维仿真软件,无法直接还原进、排气管路的几何结构,因此采用 GT-Suite 软件的 3D-Discretize 功能将管路的三维模型自动转化为计算需要的一维管路模型,利用 piperound 和 flowsplit 模板输入管路的直径、长度等几何参数,即可完成模型搭建。

气缸子系统中需要设置的参数包括气缸结构参数以及与燃烧、传热相关的参数,采用 EngCylinder 和 EngineCrankTrain 模板对气缸进行建模。气缸结构参数按实际测量数据在 EngineCranktrain 模板中输入,活塞顶、气缸盖、气缸套表面温度取经验值,分别为 590、550、450 K。燃烧模型选用 EngCy-CombDIWiebe 模型。传热模型选择 EngCyHeatTr 模型,缸内传热计算采用 WoschniGT 热传导模型,采用 InjProfileConn 模板对喷油器进行建模。

涡轮增压子系统分别选用 turbine 和 compressor 模板来对涡轮机和压气机进行建模^[15-16]。

在完成各子系统的搭建后,还需对发动机模型运行的边界条件进行设定,本文将边界条件设定为常数,温度设为 300 K,压力设为 100 kPa,环境工质为空气。

为校验建立的发动机模型的准确性,通过运行模型分别得到了特定工况点的输出扭矩、功率以及有效燃油消耗率的仿真结果,同时与相同工况下该发动机的实验数据进行对比并计算相对误差,校验结果如图 1~3 所示。

从图 1 可以看出:在特定工况下,仿真得到的发动机模型输出扭矩随转速的变化趋势与实验中的扭矩变化趋势相同,扭矩均随转速的增加呈现先增加

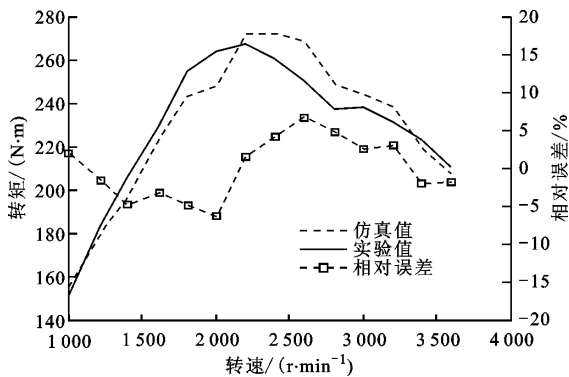


图 1 扭矩校验结果

再减小的趋势;当转速分别为 2 000 r/min 及 2 600 r/min 时,相对误差最大,分别为-6.115%、6.883%。

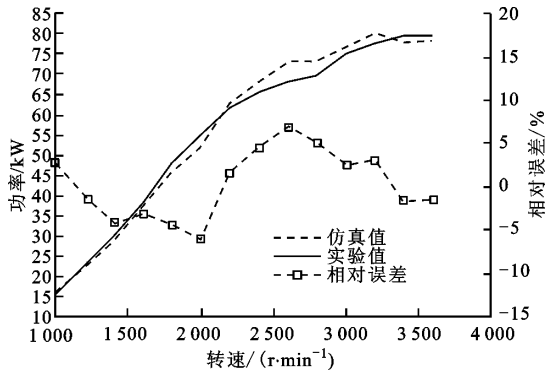


图 2 功率校验结果

由图 2 可以看出:在特定工况下,仿真得到的发动机模型输出功率随转速的变化趋势与实验中的功率变化趋势相同,功率均随转速的增加而增加;当转速分别为 2 000 r/min 及 2 600 r/min 时,相对误差最大,分别为-6.104%、6.99%。

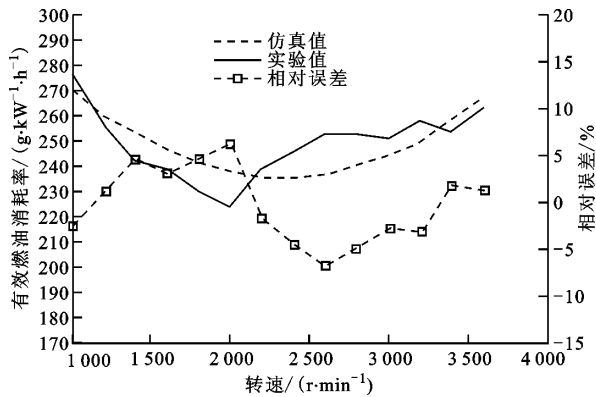


图 3 有效燃油消耗率校验结果

由图 3 可以看出:在特定工况下,仿真得到的发动机模型有效燃油消耗率随转速的变化趋势与实验中的有效燃油消耗率变化趋势相同,有效燃油消耗率均随转速的增加呈现出先减小后增加的趋势;当转速分别为2 000 r/min 及 2 600 r/min 时,相对误

差最大,分别为 6.534%、-6.422%。

建立的发动机模型的转矩、功率、有效燃油消耗率仿真值与实验值存在一定误差,这主要是因为:

- (1)发动机模型在计算缸内燃烧、传热等过程中均采用经验公式,无法完全真实地还原缸内的工作过程;
- (2)由于发动机模型为一维仿真模型,因此本文对其边界条件进行了简化,采用定常数设置,而发动机的实际边界条件应该是随时间变化的。

由 1.1 节可知,仿真发动机模型虽与原发动机存在误差,但均不超过 7%,在误差允许的范围内^[17],因此建立的模型能够较好地模拟对应型号发动机的工作性能。

1.2 有机朗肯循环系统模型

有机朗肯循环系统包括工质泵、蒸发器、膨胀机、冷凝器、储液罐等部件。本文基于 GT-Suite 软件,利用 PumpMap、HxGeomGeneral、TurbPos-DispRefrig、HxGeomPlate、ReceiverDryerRefrig 模板分别搭建了工质泵、蒸发器、膨胀机、冷凝器、储液罐的模型,利用 RefrigCircInit 模块定义工质的初始状态,通过相应的管路连接得到了有机朗肯循环系统模型,如图 4 所示,图中 INIT 即为 RefrigCircInit 模块。

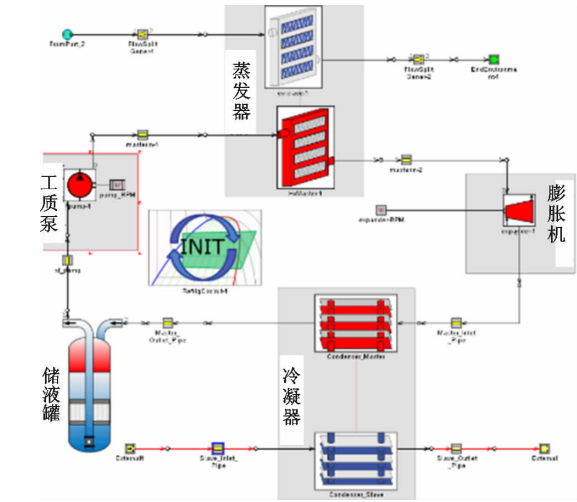


图 4 有机朗肯循环系统仿真模型

通过校核单个部件的准确性以保证有机朗肯循环系统的准确性。采用实验数据对工质泵模型进行验证。采用文献[18]中的方法对蒸发器模型进行验证。采用文献[15]中理论计算的方式对膨胀机、冷凝器模型进行验证,理论计算公式为

$$\dot{W}_{ex} = \dot{m}(i_{in} - i_{out})\eta_{ex}$$

(1)

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(i_{in} - i_{out})$$

(2)

式中: $\dot{W}_{ex}$ 为膨胀机输出功率; $\dot{m}$ 为有机工质质量流量; i_{in} 为膨胀机入口处有机工质的比焓; i_{out} 为膨胀机出口处有机工质的比焓; η_{ex} 为膨胀机的等熵效率; $\dot{Q}_c$ 为冷凝器换热量。

图 5 为工质泵模型校验结果,可以看出,工质泵模型的仿真值与实验值总体变化趋势较为一致,相对误差最大为-2.1%,因此该模型能够较好地模拟工质泵的实际运行性能。

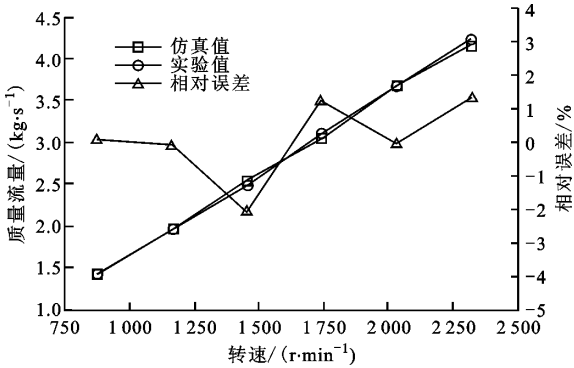


图 5 工质泵模型校验结果

图 6 为蒸发器模型的校验结果,横轴坐标相对位置表示当前位置与总换热区域长度的比,其中,相对位置为 0.05~0.40 的区域为两相区。文献[18]认为,对于蒸发器模型,两相区中内壁温与有机工质的温差与发动机排气与有机工质的温差的比 $r < 25\%$ 即为合理^[18]。从图 6 可以看出,仿真结果中 r 均小于 25%,该模型的准确性得以验证。

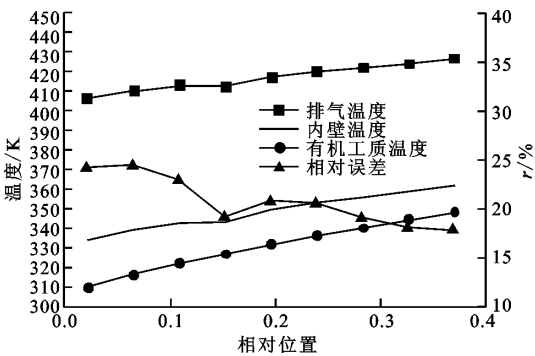


图 6 蒸发器模型校验结果

图 7 和图 8 分别为膨胀机、冷凝器模型的校验结果,可以看出,膨胀机输出功率及冷凝器换热量的理论值与仿真值总体变化趋势较为一致,相对误差最大分别为 13.9%、7.4%。因此,该模型能够较好地模拟膨胀机、冷凝器的工作性能。

至此,有机朗肯循环系统中的各关键部件均已完成校验,可以认为建立的系统模型具有较高的准确性。

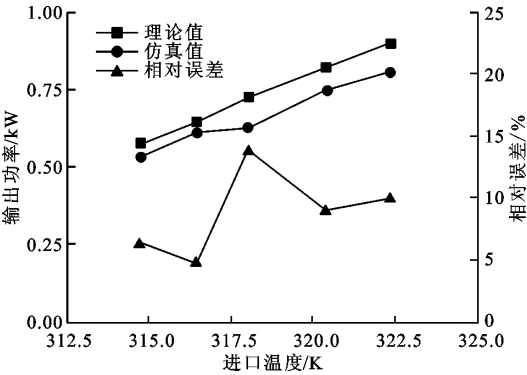


图 7 膨胀机模型校验结果

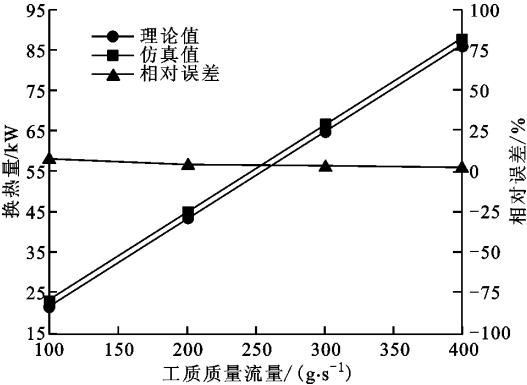


图 8 冷凝器模型校验结果

1.3 动力传输系统模型

车辆的动力传输系统包括离合器、变速器、驱动轴、差速器、半轴、轮胎等主要部件。本节将对这些重要部件建立模型。

离合器是汽车传动系统中不可或缺的重要部件，关系着汽车能否平稳起步以及换挡过程是否工作平顺。离合器通过发动机的飞轮与离合器的从动盘接触后产生的摩擦力实现转矩的传递，其数学模型为

$$T_c = T_{\max} f_n \frac{\mu_v}{\mu_s} \tag{3}$$

式中： T_c 为当前所传递的转矩； $T_{\max}$ 为最大净转矩； f_n 为标准载荷； μ_v 为摩擦因数； μ_s 为静摩擦因数。

表 2 是干式离合器模型主要参数，根据表 2，采

表 2 干式离合器模型主要参数

参数	数值
最大静转矩/(N·m)	300
有效摩擦半径/mm	90
干摩擦因数	0.3
最小摩擦力/N	100
最小转速/(r·min ⁻¹)	5

用 GT-Suite 软件中的 CluthConn 模板来模拟离合器。

变速器在车辆行驶过程中起着通过改变传动比来改变驱动轮转矩、转速，从而适应各种不同路况的重要作用。变速器通过不同传动比的齿轮组的啮合来实现转速的改变及转矩的传递，其数学模型为

$$i_\alpha = i N_\alpha \tag{4}$$

$$\omega_{\text{out}} = \omega_{\text{in}} / i_\alpha \tag{5}$$

$$\theta_{\text{out}} = \theta_{\text{in}} / i_\alpha \tag{6}$$

$$M_{\text{lost}} = M_{\text{in}} (1 - \eta_{g(N_\alpha)}) \tag{7}$$

式中： i_α 为当前传动比； N_α 为当前挡位； ω_{out} 为输出角速度； ω_{in} 为输入角速度； θ_{out} 为输出角加速度； θ_{in} 为输入角加速度； M_{lost} 为转矩损失； M_{in} 为当前挡位输入转矩； $\eta_{g(N_\alpha)}$ 为当前挡位的传动效率。

变速器可通过 GT-Suite 软件中的 Transmission 模板来模拟。驱动轴、差速器、半轴、轮胎等附属部件可分别由 GT-Suite 软件中的 Shaft、Differential、Axle、TireconnRigid 模板来模拟。

1.4 其他零部件模型

完整的整车模型中，除了必要的动力传输系统、有机朗肯循环系统外，还包括驾驶员及车身两大部分。驾驶员主要用来模拟车辆行驶过程中针对不同路况所做出的反馈行为，如启动、换挡等，车身部分主要考虑了整车的质量、外形、空气动力学等重要指标，其重要性不言而喻。

驾驶员针对路况做出的启动、换挡反馈，可根据 GT-Suite 软件中自带的离合器、油门位置曲线进行近似，如图 9、图 10 所示。在离合器位置曲线中，0 表示离合器完全贴合，100% 表示离合器完全分开。在油门位置曲线中，0 表示油门初始位置，100% 表示油门踩至底部。

车身主要技术参数如表 3 所示，根据表 3，利用 GT-Suite 软件中的 VehicleBody 模板完成对车身模型的搭建。根据本节各个零部件的模型及关键参数描述，搭建整车模型，结果如图 11 所示。

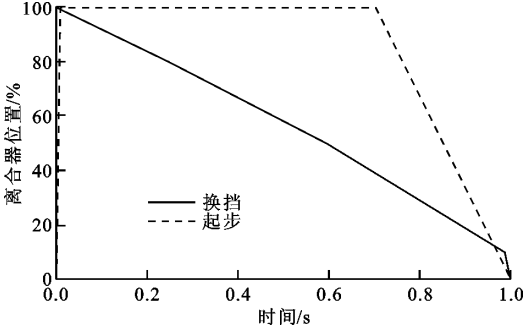


图 9 起步和换挡过程中的离合器位置曲线

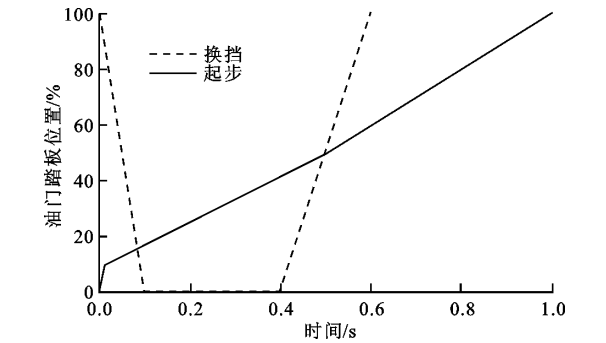


图 10 起步和换挡过程中的油门位置曲线

表 3 车身主要技术参数

参数	数值
质量/kg	1 500
迎风面积/m ²	0.8
风阻系数	0.32
轴距/mm	2 000
质心距(水平)/mm	1 000
质心距(垂直)/mm	300

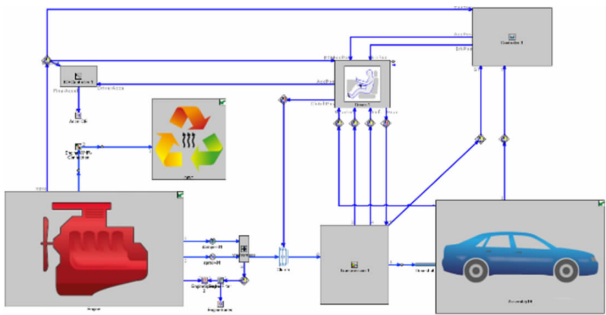


图 11 整车仿真模型

本文建立的整车模型为一款轻型车仿真模型，其主要作用是计算不同路况下的发动机工况以分析发动机余热能变化及回收利用情况。具体实现方式是将实验测得的不同路况车速输入模型，并根据车速计算得到相应车速下的发动机转速、转矩及有机朗肯循环系统的工作情况，从而更加直观地分析不同道路工况下有机朗肯循环系统的余热回收潜力。

2 道路工况下有机朗肯循环系统余热回收潜力分析

在车辆行驶过程中，发动机运行工况的变化不可避免，为了更好地研究发动机变工况下有机朗肯循环系统的余热回收特性，本节选取了NEDC和HHDDT高速巡航两种典型的道路工况，基于整车模型进行了仿真实验，分析了不同道路工况下有机朗肯循环系统的动态变化及节能潜力。

2.1 道路工况

道路工况是指车辆在行驶过程中由于车辆拥挤、道路湿滑、道路崎岖等众多外在因素的影响所导致的车辆行驶速度在一段时间内时而变化时而恒定的车辆行驶情况，常用时间-速度曲线表征^[19]。在道路工况下，通过分析车辆行驶过程中的速度变化来定量描述发动机的工况变化，不仅能够为发动机的优化提供可靠的实验数据支撑，更重要的是可以获得车辆真实行驶过程中的发动机排气余热能变化情况，从而更加直观地分析出不同道路工况下的有机朗肯循环系统的余热回收潜力。

2.2 新欧洲驾驶循环工况下联合系统动态变化分析

新欧洲驾驶循环工况主要被欧洲及中国等国家用于轻型车排放油耗实验，包括4个市区工况和1个郊区工况：市区工况的测试时间为780 s，行驶里程为4.052 km，平均车速为19 km/h，最大车速为50 km/h；郊区工况的测试时间为400 s，行驶里程为6.955 km，平均车速为62.6 km/h，最大车速为120 km/h。

图12和13为NEDC工况下，整车在行驶过程中的车速、发动机转速变化情况。由图12可以看出，该工况下车速仿真值与目标值的耦合度较高，相对误差最大为1.7%，因此本文建立的整车模型可

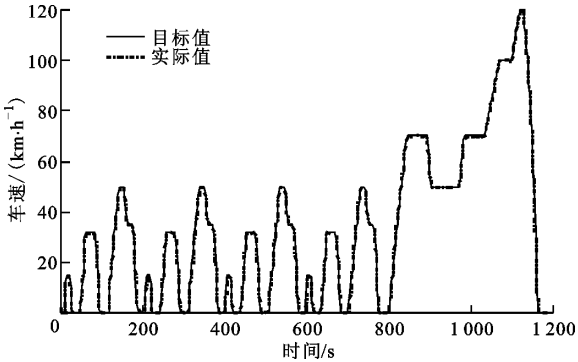


图 12 NEDC 工况下车速校验情况

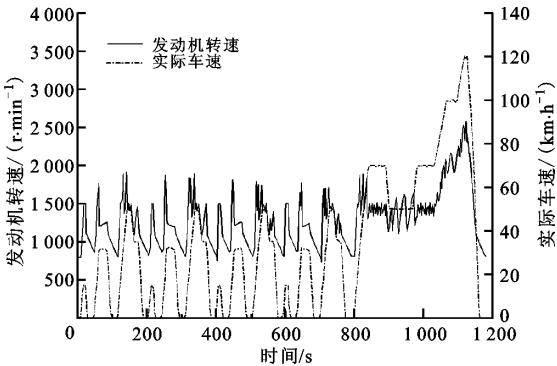


图 13 NEDC 工况下发动机转速及车速随时间变化情况

以较好地模拟道路工况下车辆的速度变化特性。由图 13 可以看出:在不同车速下,通过挡位的调节,发动机转速能够及时响应车速的变化;在速度较小的市区工况中,当车速分别稳定在 30 km/h 和 50 km/h 时,发动机转速分别维持在 1 250 r/min 和 1 500 r/min,其余车速下,发动机转速均随车速的变化而变化;在速度较大的郊区工况中,当车速处于 50 km/h 至 70 km/h 之间时,发动机转速维持在 1 500 r/min 左右,当车速高于 70 km/h 时,发动机转速随车速的变化而变化。因此,本文建立的整车模型的换挡控制部分能够较好地模拟车辆实际运行于该路况过程中的换挡操作。

图 14 和 15 为 NEDC 工况下,发动机排气流量和温度的动态变化情况。由图 14 可以看出:发动机排气流量的变化趋势与转速基本一致;整个行驶工况中发动机的排气流量变化范围为 21.3~136.8 g/s;在市区工况中,发动机转速较低,排气流量较低且波动较大;进入郊区工况后,排气流量波动有所减小且排气流量随着发动机转速的增加而显著增大。由图 15 可以看出,发动机排气温度变化范围为 457~830.9 K,相比市区工况,郊区工况中的发动机转速更稳定,因此排气温度波动更小。

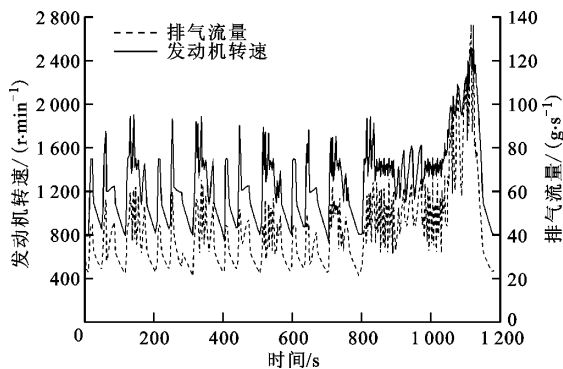


图 14 NEDC 工况下发动机转速及排气流量随时间变化情况

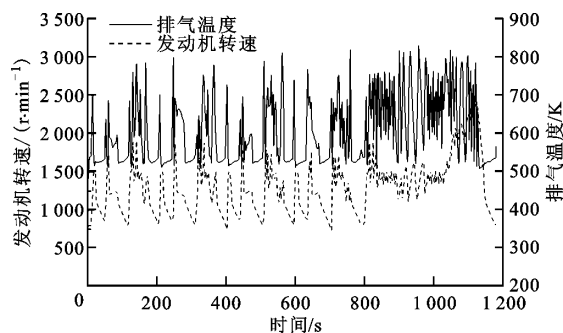


图 15 NEDC 工况下发动机转速及蒸发器入口处排气温度随时间变化情况

图 16 和 17 为 NEDC 工况下,发动机转速、膨胀机入口压力、入口流量、输出功率、工质泵消耗功率随时间的变化情况。

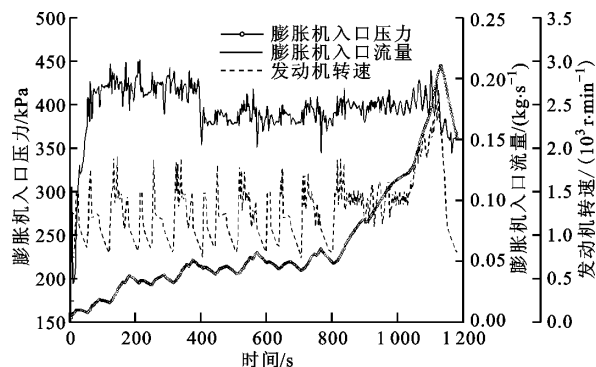


图 16 NEDC 工况下发动机转速、膨胀机入口压力及入口流量随时间的变化情况

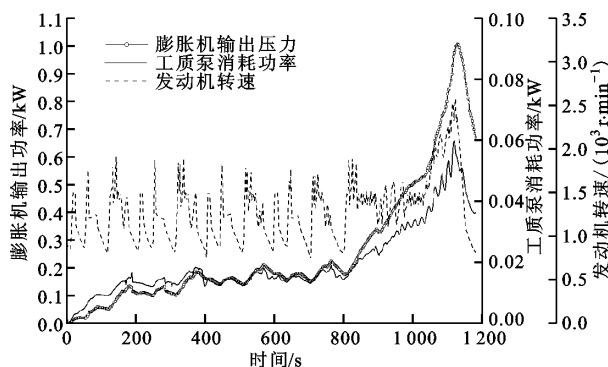


图 17 NEDC 工况下发动机转速、膨胀机输出功率及工质泵消耗功率随时间变化情况

由图 16 可以看出:在整个道路工况下,随着发动机转速的变化,膨胀机入口流量波动较小,30 s 后膨胀机入口流量的变化范围为 0.12~0.21 kg/s;膨胀机入口压力呈现出区别较为明显的 3 个阶段,分别是缓慢增加、快速增加、急剧增加后减小,这是因为在前 780 s,车辆行驶于市区工况,车速变化较为剧烈,相应的发动机转速变化也较为剧烈,从而导致了发动机工况波动较大,因此膨胀机入口压力较小且增加缓慢;进入郊区工况后,在 840 s 至 1 030 s,车速较高且较为稳定,相应的发动机转速稳定在 1 500 r/min 左右,导致发动机工况较为稳定,故膨胀机入口压力快速增加;在 1 030 s 之后,随着车速的再次变化,相应的发动机转速急剧变化,导致膨胀机入口压力快速增加后减小,当发动机转速达到 2 578 r/min 时,膨胀机入口压力达到最大,为 446 kPa。由图 17 可以看出:随转速的变化,工质泵消耗功率与膨胀机输出功率变化趋势较为一致;在市区工况,发动机转速较低且波动较大,工质泵消耗功

率与膨胀机输出功率较小;进入郊区工况后,在 840 s 至 1 030 s,发动机转速较高且趋于稳定,导致膨胀机输出功率与工质泵消耗功率均稳定增长;在 1 030 s 之后,膨胀机输出功率随发动机转速的增加继续稳定增长,而工质泵消耗功率在随发动机转速的增加而增加的过程中略有波动,当发动机转速达到 2 578 r/min 时,膨胀机输出功率达到最大为 1.0 kW,工质泵消耗功率达到最大为 0.06 kW。

2.3 重型柴油车高速巡航工况下联合系统

动态变化分析

HHDDT 高速巡航工况最初用于测试重型柴油车的动力性能,包含了起步、加速、高速巡航、减速等过程,测试时间为 2 100 s,行驶里程为 37.14 km,平均车速为 63.67 km/h,最大车速为 95 km/h。中华人民共和国道路交通管理条例规定:机动车在高速公路上正常行驶时,最低时速不得低于 60 km/h,最高时速不得高于 120 km/h^[20]。可以看出,HHDDT 高速巡航工况中的车速数据符合中华人民共和国轻型车在高速道路工况下的行驶要求,换言之,轻型车在实际行驶过程中完全能够重复 HHDDT 高速巡航工况且大多数情况下处于该工况,此时工况主要关注车速变化,与车型无关。假定轻型车以此工况在相同时间内跑完相同里程,完全符合轻型车在实际生活中进行高速巡航的情况。因此,采用 HHDDT 高速巡航的数据(车速)亦能分析轻型车在高速巡航过程中的发动机运行工况及有机朗肯循环系统的节能潜力。

图 18 和 19 为 HHDDT 高速巡航工况下,整车在行驶过程中的车速、发动机转速变化情况。由图 18 可以看出,该工况下车速仿真值与目标值的耦合度较高,相对误差最大为 2.53%,因此本文建立的整车模型可以较好地模拟道路工况下车辆的速度变化特性。由图 19 可以看出:在不同车速下,通过挡位的调节,发动机转速能够及时响应车速的变化,且

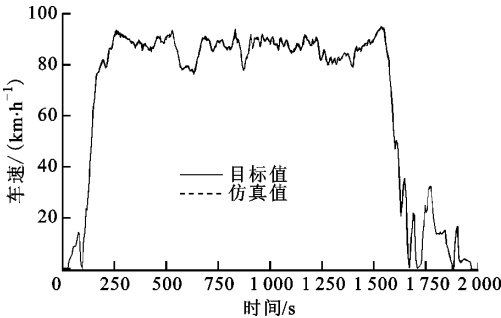


图 18 HHDDT 高速巡航工况下整车速度随时间变化情况

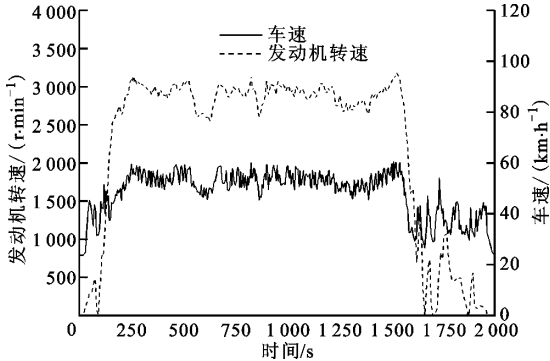


图 19 HHDDT 高速巡航工况下发动机转速及车速随时间变化情况

变化趋势基本一致;当车辆以 80~100 km/h 的速度高速行驶时,发动机转速较为平稳,维持在 1 750 r/min 左右;当车速低于 50 km/h 时,发动机转速较低且波动较为剧烈。由此可知,本文建立的整车模型的换挡控制部分能够较好地模拟车辆实际运行于 HHDDT 高速巡航工况下的换挡操作。

图 20 和 21 为 HHDDT 高速巡航工况下,发动机排气流量和温度的动态变化情况。由图 20 可以看出,该工况下发动机排气流量随时间的变化趋势与转速随时间的变化趋势大致相同;在 175~1 568

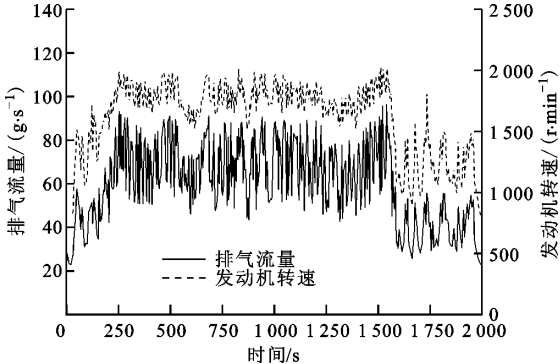


图 20 HHDDT 高速巡航工况下发动机转速及排气流量随时间变化情况

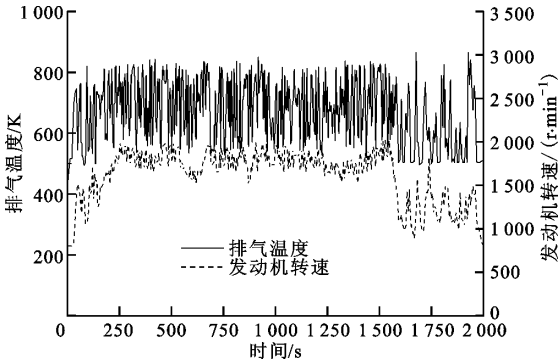


图 21 HHDDT 高速巡航工况下发动机转速及蒸发器入口处排气温度随时间变化情况

s 内,发动机转速较高,维持在 1 750 r/min 左右,此时发动机排气流量较高,变化范围为 42.6~93.1 g/s;当发动机转速增加或减小时,发动机排气流量也会显著增加或减小。由图 21 可以看出:发动机排气温度变化趋势受转速变化影响较小;在高速区域,发动机排气温度波动略小,变化范围为 524~848 K,在低转速区域波动较大。

图 22 和 23 为 HHDDT 高速巡航工况下,膨胀机入口流量、入口压力、输出功率、工质泵消耗功率及发动机转速随时间的变化情况。由图 22 可以看出:该工况下,随着发动机转速的变化,膨胀机入口流量波动较小;175 s 后,发动机转速较为平稳,膨胀机入口流量的变化范围为 0.16~0.21 kg/s;膨胀机入口压力的变化趋势与转速较为一致,且随转速的增加而显著增加,当转速达到最大为 2 012 r/min 时,膨胀机入口压力也达到最大,为 495 kPa。由图 23 可以看出:随发动机转速的变化,膨胀机输出功率及工质泵消耗功率均会产生相应的变化,当发动机转速达到 2 012 r/min 时,膨胀机输出功率达到最大为 1.25 kW,工质泵消耗功率达到最大为 0.07 kW;在高速区域,膨胀机的输出功率与工质泵的

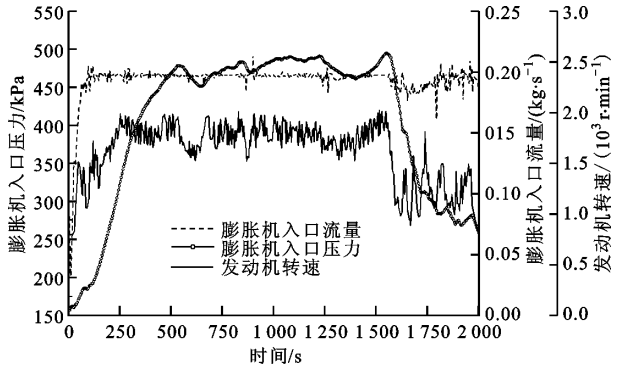


图 22 HHDDT 高速巡航工况下发动机转速、膨胀机入口压力及入口流量随时间变化情况

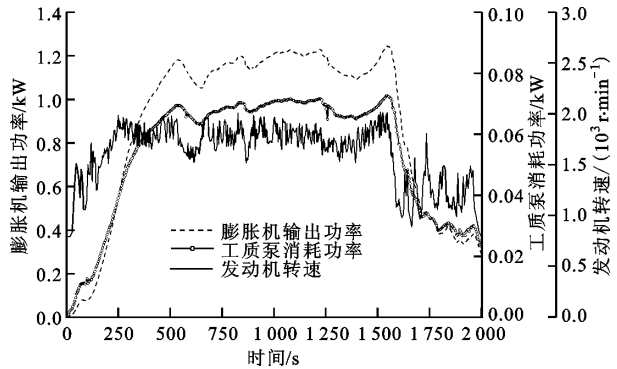


图 23 HHDDT 高速巡航工况下发动机转速、膨胀机输出功率及工质泵消耗功率随时间变化情况

消耗功率变化趋势较为一致,因此联合系统净输出功率较为稳定。

2.4 道路工况下有机朗肯循环系统节能潜力分析

作为有机朗肯循环余热回收系统的热源,发动机排气能量是有机朗肯循环余热回收系统持续高效运行的根本保证。但是,在实际道路运行工况下,发动机排气能量往往会随道路工况的变化产生较大的波动,因此对比分析了生活中较为常见的两种道路工况(NEDC 和 HHDDT 高速巡航)下发动机排气能量的变化,以便更加简洁地评价有机朗肯循环余热回收系统在不同路况下的适用性。

图 24 和 25 为 NEDC 和 HHDDT 高速巡航工况下的发动机排气能量及车速随时间变化情况。从图 24 可以看出:NEDC 工况下的排气能量变化范围为 5.8~36 kW,当车速达到最大值 120 km/h 时,排气能量达到最大值;在前 780 s 的市区工况中,车速较低且波动较大,平均排气能量为 10.3 kW;在后 400 s 的郊区工况中,车速较高且较为平稳,平均排气能量为 18.3 kW;整个工况下,总的平均排气能量为 13.01 kW。从图 25 可以看出:HHDDT 高速巡航工况下的排气能量变化范围为 5.2~27.7 kW,当

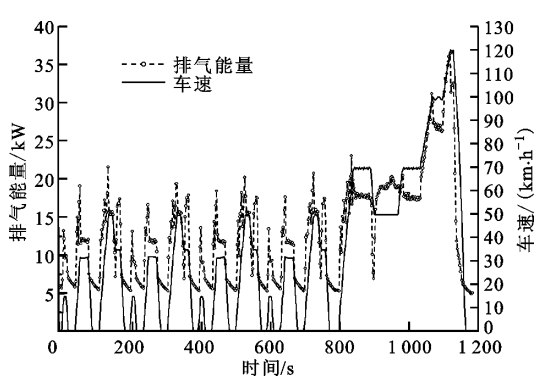


图 24 NEDC 工况下发动机排气能量及车速随时间变化情况

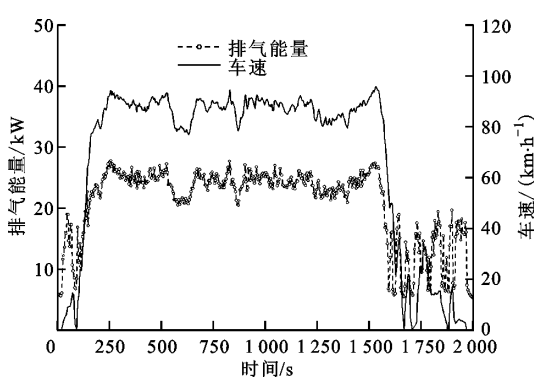


图 25 HHDDT 高速巡航工况下发动机排气能量及车速随时间变化情况

车速达到最大值 95 km/h 时,排气能量达到最大值;相比 NEDC 工况,HHDDT 高速巡航工况下的峰值车速较低,但总体较为稳定,故其整个工况下的平均排气能量较高,为 20.0 kW。由此可得,道路工况下的排气能量变化趋势基本同车速变化趋势保持一致。

为了更加客观地评价有机朗肯循环余热回收系统在道路工况下的节能潜力,定义有机朗肯循环余热回收系统的能量回收效率为

$$\eta_{\text{ORC}} = \frac{\dot{W}_{\text{exp}} - \dot{W}_{\text{p}}}{\dot{Q}_{\text{exh}}} \tag{8}$$

式中: $\dot{W}_{\text{exp}}$ 为膨胀机输出功率; $\dot{W}_{\text{p}}$ 为工质泵消耗功率; $\dot{Q}_{\text{exh}}$ 为发动机排气能量。

在 NEDC 和 HHDDT 高速巡航两种工况下,有机朗肯循环余热回收系统的能量回收效率随时间变化的情况如图 26、27 所示。由图 26 可知,NEDC 工况下的平均能量回收效率为 2.01%,瞬时效率最高可达 13.2%,市区工况下的平均能量回收效率为 1.34%,郊区工况下的平均能量回收效率为 3.32%。由图 27 可知,HHDDT 高速巡航工况下的平均能量回收效率为 4.01%,瞬时效率最高可达 15.23%。

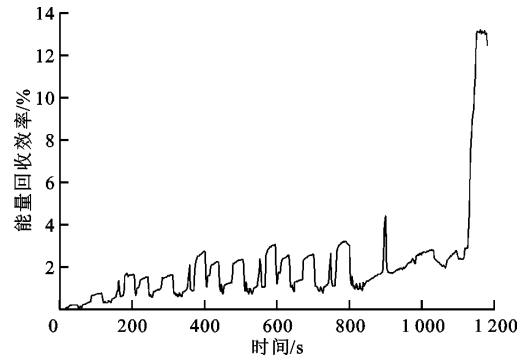


图 26 NEDC 工况下有机朗肯循环系统能量回收效率随时间变化情况

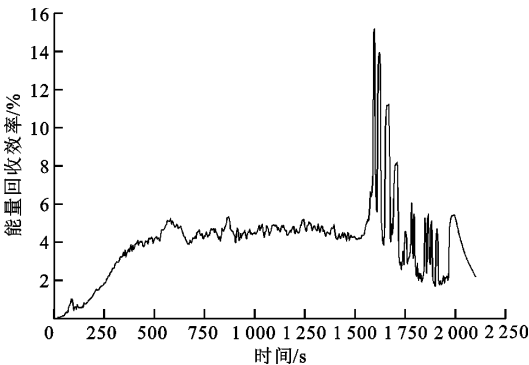


图 27 HHDDT 高速巡航工况下有机朗肯循环系统能量回收效率随时间变化情况

3 结 论

本文建立了包括发动机、有机朗肯循环系统、驾驶员、控制系统在内的整车模型,基于该模型,分析了 NEDC 和 HHDDT 高速巡航两种道路工况下发动机-有机朗肯循环联合系统的动态耦合特性及余热回收效果,得到结论如下。

(1)NEDC 工况下的排气能量波动较大,变化范围为 5.8~36 kW,平均能量回收效率为 2.01%。市区工况下的平均排气能量为 10.3 kW,平均能量回收效率为 1.34%,郊区工况下的平均排气能量为 18.3 kW,平均能量回收效率为 3.32%。

(2)HHDDT 高速巡航工况下的排气能量波动较小,变化范围为 5.2~27.7 kW,平均排气能量为 20.0 kW,平均能量回收效率为 4.01%。

(3)市区工况下,车速较低且路况复杂,有机朗肯循环系统余热回收效果较差;郊区工况下,车速较高且路况较为复杂,有机朗肯循环系统余热回收效果有所提高;高速巡航工况下,车速较高且较为平稳,有机朗肯循环系统余热回收效果最好。因此,利用有机朗肯循环系统回收发动机余热的技术应更多地应用于高速巡航及郊区工况,并且尽量避免车速较低且波动较大的市区工况。

参考文献:

[1] 苏万华. 提高内燃机效率的潜力及烟分析方法 [J]. 科技导报, 2013, 31(2): 3-3.
SU Wanhua. The potential of improving the efficiency of internal combustion engines and its exergy analysis method [J]. Science & Technology Review, 2013, 31 (2): 3-3.

[2] 黄佐华. 内燃机节能与洁净利用开发与研究的现状与前沿 [J]. 汽车安全与节能学报, 2010, 1(2): 89-97.
HUANG Zuohua. R&D current situation and frontier for energy-saving and clean utilization in internal combustion engines [J]. Automotive Safety and Energy, 2010, 1(2): 89-97.

[3] 许晓菲. 内燃机多品位余热回收有机朗肯联合循环的效率优化研究 [D]. 天津: 天津大学, 2014: 1-2.

[4] 伍淼, 陈湘萍. 有机朗肯循环综述 [J]. 电子世界, 2017(17): 5-6.
WU Miao, CHEN Xiangping. Review of organic Rankine cycle [J]. Electronic World, 2017(17): 5-6.

[5] 连红奎, 李艳, 束光阳子, 等. 我国工业余热回收利用技术综述 [J]. 节能技术, 2011, 29(2): 123-128.
LIAN Hongkui, LI Yan, SHU Guangyangzi, et al.

- Review of industrial waste heat recovery and utilization technology in China [J]. *Energy Conservation Technology*, 2011, 29(2): 123-128.
- [6] 杨富斌. 基于热经济性分析及人工神经网络建模的车用有机朗肯循环性能优化 [D]. 北京: 北京工业大学, 2018: 18-19.
- [7] 张红光, 王宏进, 杨凯, 等. 基于双有机朗肯循环的柴油机余热回收系统性分析 [J]. *北京工业大学学报*, 2015, 41(8): 1240-1246.
- ZHANG Hongguang, WANG Hongjin, YANG Kai, et al. Performance analysis of waste heat recovery with a dual loop organic Rankine cycle system for diesel engine [J]. *Journal of Beijing University of Technology*, 2015, 41(8): 1240-1246.
- [8] ZHAO Meng, WEI Mingshan, SONG Panpan, et al. Performance evaluation of a diesel engine integrated with ORC system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 115: 221-228.
- [9] 杨凯, 张红光, 宋松松, 等. 车用柴油机-有机朗肯循环联合系统的设计及分析 [J]. *内燃机工程*, 2016, 37(3): 117-122.
- YANG Kai, ZHANG Hongguang, SONG Songsong, et al. Performance analysis of a vehicle diesel engine-ORC combined system [J]. *Internal Combustion Engine Engineering*, 2016, 37(3): 117-122.
- [10] SHU Gequn, ZHAO Mingru, TIAN Hua, et al. Experimental investigation on thermal OS/ORC (oil storage/organic Rankine cycle) system for waste heat recovery from diesel engine [J]. *Energy*, 2016, 107: 693-706.
- [11] GALINDO J, RUIZ S, DOLZ V, et al. Experimental and thermodynamic analysis of a bottoming organic Rankine cycle (ORC) of gasoline engine using swashplate expander [J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 103: 519-532.
- [12] KATSANOS C O, HOUNTALAS D T, PARIOTIS E G. Thermodynamic analysis of a Rankine cycle applied on a diesel truck engine using steam and organic medium [J]. *Energy Conversion and Management*, 2012, 60: 68-76.
- [13] GLAVATSKAYA Y, PODEVIN P, LEMORT V, et al. Reciprocating expander for an exhaust heat recovery Rankine cycle for a passenger car application [J]. *Energies*, 2012, 5(6): 1751-1765.
- [14] 魏名山, 方金莉, 王瑞君, 等. 柴油机工况对中温有机朗肯循环性能影响的模拟 [J]. *内燃机学报*, 2011(3): 248-252.
- WEI Mingshan, FANG Jinli, WANG Ruijun, et al. Simulation of the influence of diesel engine operating conditions on the mid-temperature organic Rankine cycle performance [J]. *Journal of the Internal Combustion Engine*, 2011(3): 248-252.
- [15] 宋松松. 车用内燃机-有机朗肯循环联合系统的集成仿真与运行模式研究 [D]. 北京: 北京工业大学, 2017: 50.
- [16] ZHAO Rui, ZHANG Hongguang, SONG songsong, et al. Integrated simulation and control strategy of the diesel engine-organic Rankine cycle (ORC) combined system [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 156: 639-654.
- [17] ZHAO Rui, ZHANG Hongguang, SONG songsong, et al. Global optimization of the diesel engine-organic Rankine cycle (ORC) combined system based on particle swarm optimizer (PSO) [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 174: 248-259.
- [18] SONG Songsong, ZHANG Hongguang, ZHAO Rui, et al. Simulation and performance analysis of organic Rankine systems for stationary compressed natural gas engine [J]. *Energies*, 2017, 10(4): 544.
- [19] XIE Hui, YANG Can. Dynamic behavior of Rankine cycle system for waste heat recovery of heavy duty diesel engines under driving cycle [J]. *Applied Energy*, 2013, 112: 130-141.
- [20] 中华人民共和国道路交通管理条例: III [J]. *农业科技与装备*, 2003(6): 8-9.

(编辑 陶晴 荆树蓉)