doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.08.004

柴油机全工况下抽气回热式有机朗肯循环系统分析*

张红光　张　健　杨　凯　赵光耀　刘　昊　姚宝峰

(北京工业大学环境与能源工程学院, 北京 100124)

摘要: 针对一台车用柴油机的排气能量变化规律,建立了抽气回热式有机朗肯循环(RORC)系统,分别采用纯工质 R245fa 和非共沸混合工质 Mix(异戊烷与 R245fa 按照摩尔比例 7∶3组成的混合工质),研究了抽气压力这一参数对 RORC 系统净输出功率、系统热效率、工质质量流量等性能的影响;进而确定 Mix 抽气压力 1.15 MPa,R245fa 抽气压力 1.2 MPa,在柴油机全工况范围内,对比分析了采用 2 种工质的 RORC 系统的净输出功率、 效率、工质质量流量等性能随柴油机转速和转矩的变化情况,结果显示,在柴油机全工况范围内,与采用 R245fa 的 RORC 系统相比,采用 Mix 作为工质的 RORC 系统的余热回收效果更佳。

关键词: 柴油机　全工况　抽气回热　有机朗肯循环　非共沸混合工质　余热回收

中图分类号: TK406　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2014)08-0019-08

引言

汽车燃油燃烧所发出的能量只有 1/3 左右转变为机械能,大部分的能量则通过发动机的冷却水散热和高温尾气排热而损失[1-3]。随着能源问题日益严峻,提高发动机热效率,越来越受到人们的重视。

有机朗肯循环(Organic Rankine cycle, ORC)技术是一种有效的余热能量回收方法,目前已被应用于许多领域中[4-8]。在车用发动机余热回收的应用方面,Katsanos 等[9]针对一台车用柴油机设计了朗肯底循环,结果表明采用 R245ca 作为工质可使柴油机有效燃油消耗率降低 10.2%,采用水作为工质时为 6.1%。Shu 等[10]针对某发动机的余热能特性,设计了双 ORC 循环回收发动机的排气能量和冷却水能量,能够输出 39.91 kW 的功率, 效率可达 48.42%。

为改善 ORC 系统的性能,一些学者提出了抽气回热式 ORC 系统[11-12]。目前,有关抽气回热式 ORC 系统在发动机余热回收中应用的研究较为少见,此外在发动机余热能回收利用方面,大多数学者只是在发动机固定工况或少数几个工况下进行研究。本文根据发动机实验分析一台柴油机全工况范围内的排气余热能特性,设计抽气回热式 ORC 系统,分别采用异戊烷与 R245fa 按照摩尔比例 7∶3配置的混合工质和 R245fa 纯工质,在柴油机全工况范围内,研究抽气回热式 ORC 系统性能。

1　抽气回热式 ORC 系统

1.1　系统工作原理

图 1 为抽气回热式有机朗肯循环(Regenerative organic Rankine cycle, RORC)系统示意图。图中蓝色粗实线表示柴油机的进气过程,红色、黄色粗实线分别表示换热前后的柴油机排气;虚线部分表示 RORC 系统的工质流动过程,其中红色虚线表示气态工质,深蓝色虚线表示低温(冷凝温度)液态工质,浅蓝色虚线表示中温(回热温度)液态工质。当 RORC 系统运行稳定后,其工作过程如下:经工质泵加压后的饱和液态工质在蒸发器中与柴油机排气进行换热,吸热蒸发变为高温高压的饱和气态工质,随后进入膨胀机中膨胀做功,当蒸汽压力降低到某个中间压力时,从中抽出部分蒸汽送至回热器作回热用,其余蒸汽仍继续在膨胀机中膨胀至乏气压力并输出轴功。乏气随后进入冷凝器中凝结为饱和液态工质并流入储液罐,之后经工质泵加压至抽气压力后,送至回热器与从膨胀机中抽出的蒸汽相接触,两者混合回热而形成与抽气压力相对应的饱和液态工质,最后由工质泵加压至蒸发压力,送至蒸发器,开始下一次循环。

1.2　有机工质的选择

有机工质的选择对于 ORC 系统的性能有至关

收稿日期: 2013-08-03　修回日期: 2013-09-17

*国家自然科学基金资助项目(51376011)、国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2009AA05Z206)和北京市教育委员会科技计划重点资助项目(KZ201410005003)

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

重要的影响。目前,大部分研究所采用的工质主要包括 HFC 类工质、可燃烃类工质以及混合工质等。

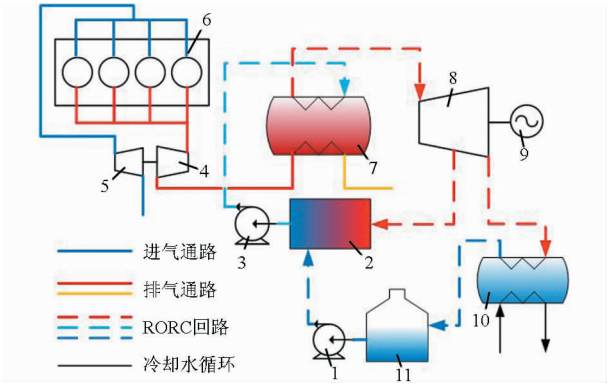

图 1 RORC 余热回收系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the RORC waste heat recovery system

1. 工质泵 2. 回热器 3. 工质泵 4. 涡轮机 5. 压气机 6. 发动机 7. 蒸发器 8. 膨胀机 9. 发电机 10. 冷凝器 11. 储液罐

在一些学者的研究中,将 R245fa 作为 ORC 系统循环工质,表现出了良好的性能[13-14]。异戊烷在低温余热利用系统中也有着广泛的应用[15-16]。但是,这两种工质都存在着一定程度的缺陷:R245fa 仍然具有较高的 GWP 值,异戊烷具有易燃易爆性,不适合在车用发动机排气余热利用系统中使用。然而,根据文献[17]的研究结果,当异戊烷与 R245fa 按照摩尔比例 7∶3进行混合后,R245fa 能够有效地抑制异戊烷的可燃性,异戊烷则使得混合工质的 GWP 值大幅降低。因此本文将在柴油机全部运行工况下分别采用异戊烷与 R245fa 按照摩尔比例 7∶3 组成的混合工质(本文中如无特殊说明,均用 Mix 表示)与 R245fa 纯工质研究 RORC 系统的热力学性能并将二者的余热回收效果进行对比。表 1 是异戊烷、R245fa 和 Mix 的性能。其中,工质的热力学性能采用美国国家标准实验室的 Refprop 软件[18]进行计算,GWP 值引自文献[17]。工质 Mix 及 R245fa 的温熵图如图 2a 所示。

表 1 工质特性

Tab. 1 Characteristics of working fluids

工质	临界温度/K	临界压力/MPa	密度/(kg·m^{-3})	分子质量/(kg·kmol^{-1})	GWP/100 年
异戊烷	460.35	3.38	236.00	72.15	10
R245fa	427.16	3.65	516.08	134.05	1020
Mix	450.39	3.98	310.76	90.72	459

2 系统热力学分析

采用 Mix 作为工质的系统的温熵图如图 2b 所示。其中,过程 1-3*s* 是等熵膨胀过程,过程 1-3 是实际膨胀过程,在膨胀过程中,当气体压力降低到某一压力时,将部分气体抽出,送至回热器,加热液态工质,此过程对应图中 2-6、5-6。过程 3-4 是工质在冷凝器中的冷凝过程。过程 4-5 及 6-7 是工质在泵中的加压过程。过程 7-1 是工质在蒸发器中与柴油机排气的换热过程。可以看出,由于工质 Mix 是非共沸混合工质,因此在工质的等压蒸发过程和等压冷凝过程中分别存在着一定程度的温度滑移现象,也就是等压泡露点温度存在着一定的温差。

根据热力学第一定律及第二定律可以建立 RORC 系统中各部件工作过程的计算模型,在热力学计算中对 RORC 系统进行如下假设:①忽略工质在系统管路、蒸发器、冷凝器和回热器中的压力损失。②低温热源温度及环境温度取值分别为 T_L = 308.15 K 和 T_0 = 303.15 K。③为了避免发动机排气在蒸发器换热后,其中的水蒸气因液化形成水滴而腐蚀设备[19],设定蒸发器排气出口处温度 $T_{exh,out}$ = 383.15 K。④膨胀机入口压力为 2.4 MPa,膨胀机的膨胀比为 6。⑤根据产品手册,膨胀机的机械效率和等熵效率分别为 0.8 和 0.85。

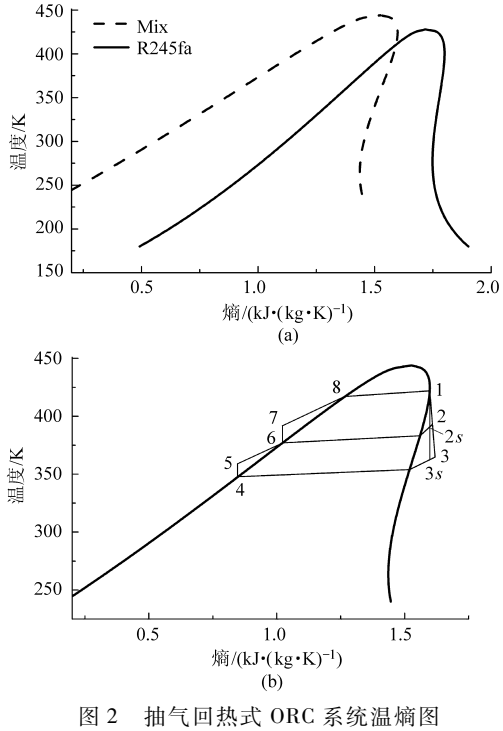

图 2 抽气回热式 ORC 系统温熵图

Fig. 2 Temperature-entropy diagram of regenerative ORC

当抽气回热式 ORC 系统达到稳定工况时，系统各部件热力学模型设计如下。

2.1　回热器

为实现抽气回热循环，需确定抽气系数 α。根据回热器中能量平衡关系可得

$$\alpha = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_5} \tag{1}$$

式中　h_2——工质在膨胀机抽气出口处的实际比焓，kJ/kg

h_5——工质在回热器进口处比焓，kJ/kg

h_6——工质在回热器出口处比焓，kJ/kg

2.2　膨胀机

工作过程 1－3 为实际膨胀过程，相应的等熵膨胀过程为 1－3s。膨胀机的等熵效率为

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_3}{h_1 - h_{3s}} \tag{2}$$

膨胀机的输出功率为

$$\dot{W}_t = \dot{m}[h_1 - h_2 + (1-\alpha)(h_2 - h_3)] \tag{3}$$

膨胀机的　损率为

$$\dot{I}_t = T_0\dot{m}[s_2 - s_1 + (1-\alpha)(s_3 - s_2)] \tag{4}$$

式中　h_1——膨胀机入口处工质比焓，kJ/kg

s_1——膨胀机入口处工质比熵，kJ/(kg·K)

h_2——膨胀机抽气出口处工质实际比焓，kJ/kg

s_2——膨胀机抽气出口处工质的实际比熵，kJ/(kg·K)

h_3——膨胀机出口处工质实际比焓，kJ/kg

s_3——膨胀机出口处工质实际比熵，kJ/(kg·K)

h_{3s}——膨胀机出口处工质的理想比焓，kJ/kg

$\dot{m}$——工质的质量流量，kg/s

2.3　冷凝器

工作过程 3－4 为工质在冷凝器中的等压冷凝过程，相应的　损率为

$$\dot{I}_c = T_0(1-\alpha)\dot{m}\left(s_4 - s_3 - \frac{h_4 - h_3}{T_L}\right) \tag{5}$$

式中　h_4——冷凝器出口处工质比焓，kJ/kg

s_4——冷凝器出口处工质比熵，kJ/(kg·K)

2.4　工质泵

工作过程 4－5 为一次加压过程，工质泵所做的实际轴功为

$$\dot{W}_{p1} = \dot{m}(1-\alpha)(h_5 - h_4) \tag{6}$$

工作过程 6－7 为二次加压过程，工质泵所做的实际轴功为

$$\dot{W}_{p2} = \dot{m}(h_7 - h_6) \tag{7}$$

式中　h_7——工质泵 1 出口处工质比焓，kJ/kg

由于工质泵的不可逆损失相对较小，此处忽略不计。

2.5　蒸发器

工作过程 7－1 为工质在蒸发器中的等压加热过程，蒸发器的换热量为

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_7) \tag{8}$$

蒸发器的　损率为

$$\dot{I}_e = T_0\dot{m}\left(s_1 - s_7 - \frac{h_1 - h_7}{T_H}\right) \tag{9}$$

式中　s_7——工质泵 1 出口处工质比熵，kJ/(kg·K)

T_H——热源的平均温度，K

2.6　系统净功率及效率

系统净输出功率为

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - (\dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2}) \tag{10}$$

热效率为

$$\eta_{\text{Ⅰ}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_e} \times 100\% \tag{11}$$

效率为

$$\eta_{\text{Ⅱ}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_e\left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)} \times 100\% \tag{12}$$

3　柴油机性能实验

针对一台带有增压中冷的直列 6 缸车用柴油机，根据文献[1]设计内燃机实验，通过内燃机性能实验测试数据分析柴油机在整个工况范围内的性能以及排气能量的变化情况。在实验测试过程中，柴油机转速范围为 700～2 200 r/min，实验取值间隔为 100 r/min，在每个转速下，测试了 9 个不同负荷的工况点。

3.1　柴油机性能测试

图 3 为柴油机有效燃油消耗率随柴油机转速和负荷的变化情况 MAP 图。从图中可以看出，在发动机中转速、中高负荷区域，柴油机有效燃油消耗率较低，燃油经济性较好，当柴油机转速为 1 200 r/min、转矩为 1 130 N·m 时，有效燃油消耗率最小为 184.54 g/(kW·h)，在发动机低负荷区域，燃油消耗率普遍较高，燃油经济性较差，高转速时尤为严重。

图 4 表示柴油机的输出功率随其转速和负荷的变化规律。从图中可以看出，该柴油机的最大转矩出现在 1 200～1 600 r/min 之间。此外，随着转速和负荷的增大，柴油机的输出功率逐渐增大，在额定工况点处，柴油机功率最大达到 279 kW。

图 5 显示了排气温度随柴油机转速和负荷的变化规律。从图中可以看出，在发动机额定功率处，发动机的排气温度最大达到 819 K。

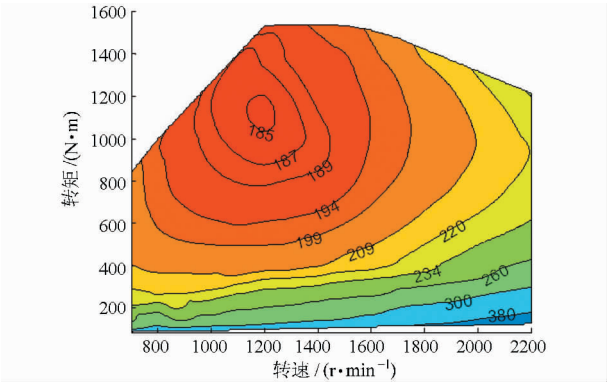

图 3 柴油机有效燃油消耗率变化 MAP 图

Fig. 3 MAP of brake specific fuel consumption

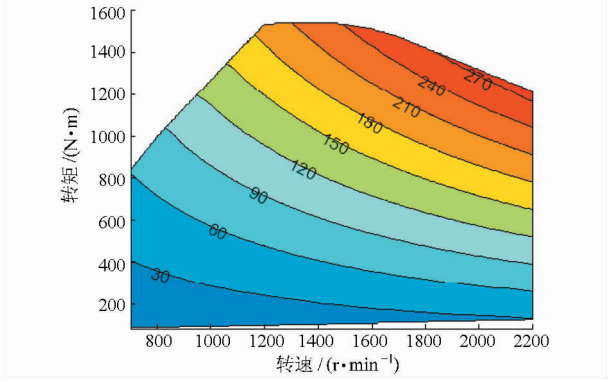

图 4 柴油机输出功率变化 MAP 图

Fig. 4 MAP of engine power output

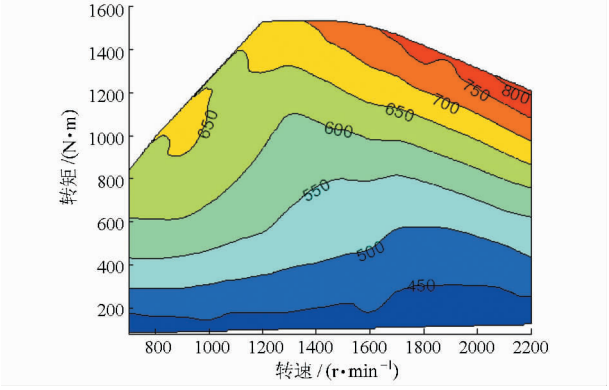

图 5 排气温度变化 MAP 图

Fig. 5 MAP of exhaust temperature

图 6 为柴油机排气质量流量随其转速和负荷的变化情况。从图中可以看出,在发动机额定功率处排气质量流量最大达到 0.48 kg/s。

3.2 排气能量

在获得柴油机排气温度与质量流量的数据后,可计算排气的能量为

$$\dot{Q}_{exh} = c_{p,exh}\dot{m}_{exh}(T_{exh,in} - T_{exh,out}) \quad (13)$$

式中 $\dot{Q}_{exh}$——排气能量,kJ

$c_{p,exh}$——柴油机排气定压比热容,kJ/(kg·K)

$\dot{m}_{exh}$——柴油机排气质量流量,kg/s

$T_{exh,in}$——蒸发器排气入口温度,K

$T_{exh,out}$——蒸发器排气出口温度,K

发动机排气的定压比热容随排气温度的变化关系如图 7 所示。

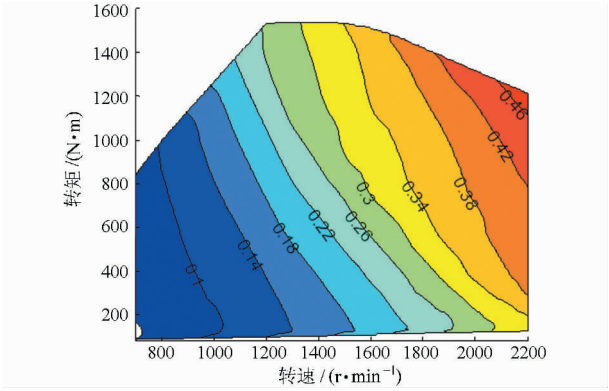

图 6 排气质量流量变化 MAP 图

Fig. 6 MAP of exhaust mass flow rate

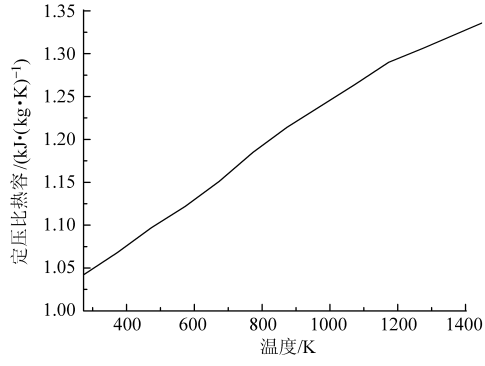

图 7 排气定压比热容随温度的变化关系

Fig. 7 Variation of exhaust specific heat with temperature

图 8 为发动机排气能量的 MAP 图。从图中可以看出,随着发动机转速和转矩的增大,排气能量逐渐增大,在额定功率处,排气能量最大达到 239 kW。对比图 8 与图 4 可知,柴油机排气的能量随着输出功率的增大近似线性增长,并且其蕴含的能量与输出功率相当,具有较大的回收潜力。

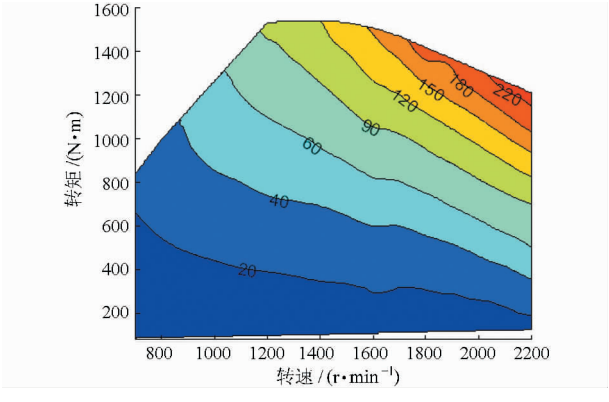

图 8 排气能量 MAP 图

Fig. 8 MAP of exhaust energy

4 研究结果与分析

结合柴油机实验所得数据,在 Matlab7.12[20] 下

编制了 RORC 系统计算所需的程序，分别采用 Mix 和 R245fa 两种工质，计算分析了 RORC 系统中重要的热力学参数——抽气压力，对系统性能的影响。最后，在柴油机整个运行工况下对比分析了采用两种工质的 RORC 系统的性能。

4.1　抽气压力分析

在 RORC 系统中，抽气压力和抽气系数是两个较为关键的参数，抽气压力可以确定抽气开始的时刻，即工质在膨胀过程中压力降低到何值时开始抽气；抽气系数则确定了抽气的量，即需要从膨胀机中抽取多少工质。为了保证回热器出口处的工质处于饱和液态，两者之间存在确定的对应关系。图 9 显示了采用两种工质的 RORC 系统抽气系数随抽气压力的变化关系。从图中可以看出，随着抽气压力的增大，两者的抽气系数均随之增大。

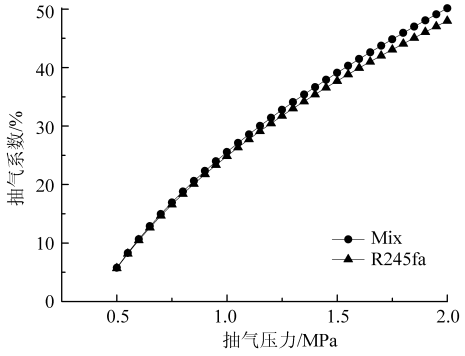

图 9　抽气系数与抽气压力的关系曲线

Fig. 9　Relationship between fraction of steam extracted and intermediate pressure

图 10 为采用 2 种工质的 RORC 系统的净输出功率随抽气压力的变化情况。从图中可以看出，在某一确定抽气压力下，采用 Mix 作为工质的系统净输出功率要大于采用 R245fa 的系统净输出功率，而且两者的差值随着抽气压力的增大逐渐增大，在 1.2 MPa 左右达到最大值，之后逐步减小。在整个抽气压力的变化范围内，两者的净输出功率先增大后减小，这一结果说明，适度的抽气有助于提高系统的净输出功率，但是如果抽气压力过高，造成膨胀机内气体过早地被抽出，则降低了工质的做功能力。

图 11 为采用 2 种工质的 RORC 系统的热效率随抽气压力的变化情况。从图中可以看出，在同一抽气压力下，采用工质 Mix 的系统热效率要高于采用 R245fa 的系统热效率。此外，随着抽气压力的增大，两者的热效率均呈现出先增大后减小的趋势。这一变化趋势与系统净输出功率的变化趋势较为类似，这是由于在计算过程中，工质吸收的排气热量是相同的，因此系统热效率与系统净输出功率呈正比。

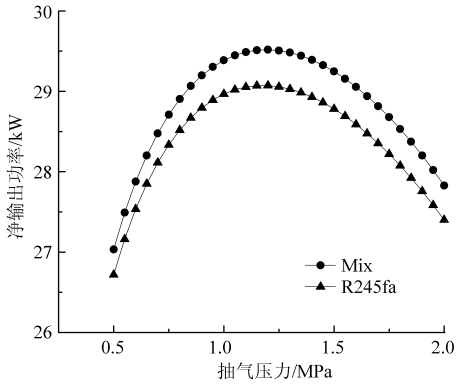

图 10　系统净输出功率随抽气压力的变化曲线

Fig. 10　Variation of net power output with intermediate pressure

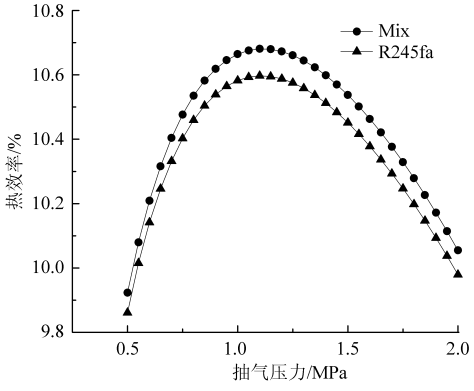

图 11　系统热效率随抽气压力的变化曲线

Fig. 11　Variation of thermal efficiency with intermediate pressure

图 12 为采用 2 种工质的 RORC 系统　效率随抽气压力的变化情况。从图中可以看出，随着抽气压力的增大，两者的　效率均呈现出先增大后减小的趋势。这是由于　效率等于热效率除以卡诺循环的效率，因此，在图 12 中，　效率呈现出与热效率相一致的变化趋势。此外，在相同抽气压力的条件下，采用 Mix 作为工质的系统具有较高的　效率，而且在中等抽气压力的范围内（0.9 ~ 1.2 MPa）更为明显。

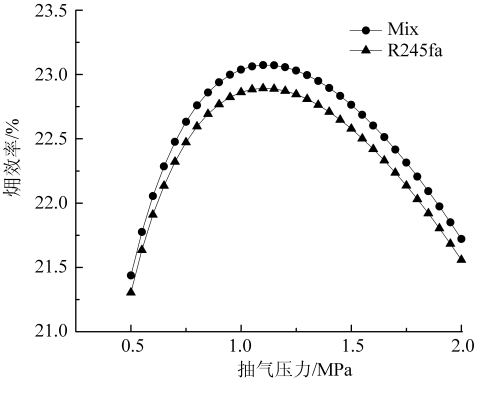

图 12　系统　效率随抽气压力的变化曲线

Fig. 12　Variation of the exergy efficiency with the intermediate pressure

4.2 柴油机全工况分析

在分析研究了采用两种不同工质的 RORC 系统的性能随系统抽气压力的变化情况后,以输出功率最大为目标,确定采用 Mix 作为工质的系统抽气压力为 1.15 MPa,采用 R245fa 作为工质的系统抽气压力为 1.2 MPa,在柴油机全部工况范围内分析 RORC 系统的性能并将两者进行比较。

图 13 为在采用两种不同工质的 RORC 系统中,随着发动机转速和转矩的变化,系统净输出功率的变化情况。为了清晰地对比柴油机全部工况范围内采用两种工质的 RORC 系统的净输出功率,绘制了等高线位置相同的 MAP 图,从图中可以看出,随着发动机转速和转矩的升高,采用 Mix 和 R245fa 作为工质的 RORC 系统的净输出功率均呈现出增大的趋势,在额定功率处分别为 29.51 kW 和 29.07 kW。此外,在图中所有的等高线处,采用 Mix 的系统净输出功率均比相同等高线位置下采用 R245fa 的系统净输出功率大,而且两者差值随着柴油机转速和转矩的升高而增大。这一结果表明在相同的柴油机工况下,采用 Mix 作为系统工质的 RORC 系统具有更好的功率输出特性。

图 14 为随着柴油机转速和转矩的变化,两种工质的质量流量的变化情况。从图中可以看出,随着柴油机转速和转矩的升高,两种工质的质量流量均增加,这是由于,当柴油机转速和转矩升高时,排气能量增加(图 8),因此排气能够蒸发的工质量随之增加。在图中所有等高线处,Mix 的质量流量均比相同等高线处 R245fa 的质量流量小,在额定功率处,两者的质量流量分别为 1.06、1.66 kg/s。此外,通过对比图 14 和图 13 可知,工质的质量流量和系统净输出功率的 MAP 图具有相同的变化规律,这是因为在本文计算中,一些系统参数,如膨胀机效率,系统抽气系数等以及工质的热力学参数,如压力、温度、比焓等已经确定,系统的净输出功率仅为工质质量流量的函数,因此净输出功率与质量流量的变化规律相一致。

图 15 为采用 2 种工质的 RORC 系统的 损率在柴油机整个工况范围内的变化情况。从图中可以看出,随着柴油机转速和转矩的升高,RORC 系统分别采用 2 种工质时的 损率均呈现增大的趋势。这是因为,柴油机排气作为 RORC 系统的热源,在高速高负荷时温度急剧升高,使得蒸发器内排气与工质温差增大,造成了系统的不可逆损失增大,最终导致了系统 损率的增大。此外,通过对比图 15a 和图 15b 可知,在相同等高线位置处,采用 Mix 的 RORC 系统拥有较低的 损率,这是因为非共沸混合工质在蒸发过程及冷凝过程中存在着一定程度的

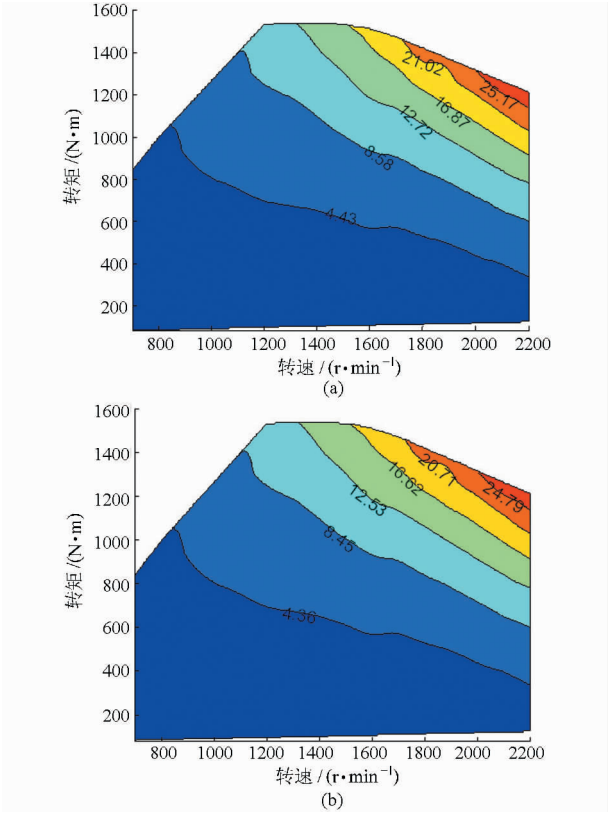

图 13 采用 2 种工质的 RORC 系统净输出功率 MAP 图

Fig. 13 MAPs of net power output of RORC system using two working fluids

(a) Mix (b) R245fa

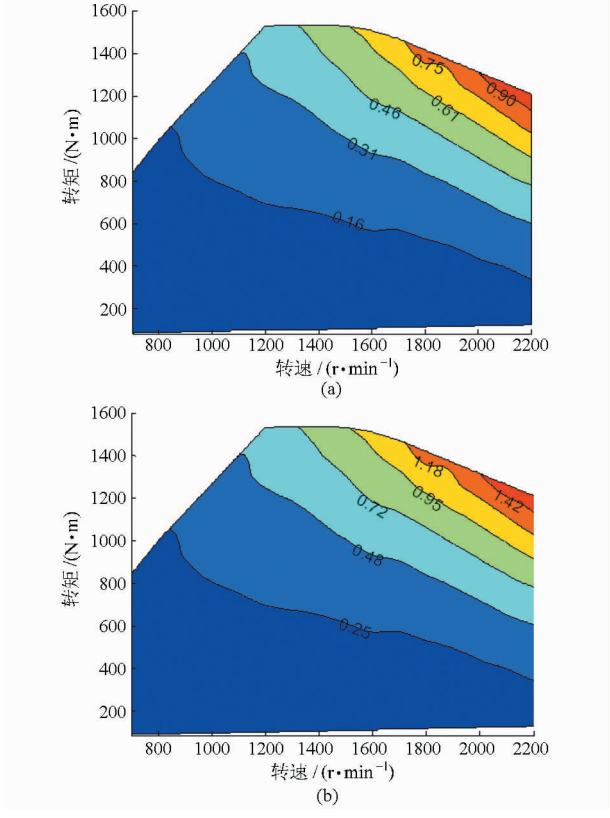

图 14 2 种工质的质量流量 MAP 图

Fig. 14 MAPs of mass flow rate of two working fluids

(a) Mix (b) R245fa

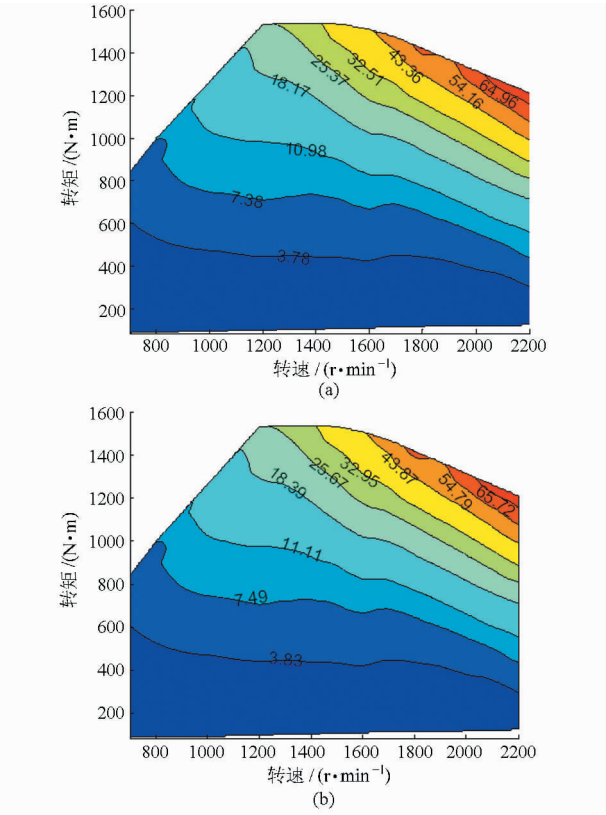

图 15　采用 2 种工质的 RORC 系统净输出功率 MAP 图

Fig. 15　MAPs of exergy efficiency of RORC system using two working fluids

(a) Mix　(b) R245fa

温度滑移现象，这在一定程度上减小了蒸发及冷凝过程中的换热温差，降低了系统的不可逆损失，因此，系统的　损率也有所降低。

5　结论

（1）为了保证在回热器出口的工质为该压力下的饱和液态，系统抽气压力和抽气系数之间存在确定的对应关系，随着抽气压力的升高，抽气系数增大。

（2）针对确定的蒸发压力（本文为 2.4 MPa），随着抽气压力的变化，RORC 系统的净输出功率、热效率、 效率等会有相应的变化。因此，可以通过选择合适的抽气压力使系统的性能达到最优。

（3）采用非共沸混合工质 Mix，系统抽气压力定为 1.15 MPa，采用纯工质 R245fa，系统抽气压力定为 1.2 MPa。针对上述条件，RORC 系统的净输出功率、工质质量流量、系统　损率随着柴油机转速和转矩的升高而逐渐增大，均在柴油机额定工况点处达到最大值。

（4）将异戊烷与 R245fa 按照摩尔比例 7∶3 混合后，不仅能够降低工质的可燃性及 GWP 值等，而且在柴油机整个工作范围内，相比采用纯工质 R245fa，可使 RORC 系统具有较高的净输出功率以及较低的工质质量流量和　损率。

参　考　文　献

1　Heywood J B. Internal combustion engine fundamentals[M]. New York: McGraw-Hill, Inc. 1988.

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

3　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. Simulation 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)

4　Agustín M, Delgado T, Lourdes G R. Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC)[J]. Energy Conversion and Management, 2010, 51: 2846 – 2856.

5　Wang J F, Yan Z Q, Wang M, et al. Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm[J]. Energy Conversion and Management, 2013, 71: 146 – 158.

6　Guo T, Wang H X, Zhang S J. Selection of working fluids for a novel low-temperature geothermally-powered ORC based cogeneration system[J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52: 2384 – 2391.

7　Rentizelas A, Karellas S, Kakaras E, et al. Comparative techno-economic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications[J]. Energy Conversion and Management, 2009, 50: 674 – 681.

8　Yu C, Chau K T. Thermoelectric automotive waste heat energy recovery using maximum power point tracking[J]. Energy Conversion and Management, 2009, 50:1506 – 1512.

9　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.

10　Shu G Q, Liu L N, Tian H, et al. Performance comparison and working fluid analysis of subcritical and transcritical dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery[J]. Energy Conversion and Management, 2013, 74: 35 – 43.

11　Mago P J, Chamra L M, Srinivasan K, et al. An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(8 – 9): 998 – 1007.

12　Acar H I. Second law analysis of the reheat-regenerative rankine cycle[J]. Energy Conversion and Management, 1997, 38: 647 – 657.

13 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.

14 张红光,张健,杨凯,等. 抽气回热式有机朗肯循环系统热力学分析[J]. 农业机械学报,2013, 44 (5): 35 - 40.
Zhang Hongguang, Zhang Jian, Yang Kai, et al. Thermodynamic analysis of regenerative organic Rankine cycle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44 (5): 35 - 40. (in Chinese)

15 Rayegan R, Tao Y X. A procedure to select working fluids for solar organic Rankine cycles (ORCs)[J]. Renewable Energy, 2011, 36(2): 659 - 670.

16 Tchanche B F, Papadakis G, Lambrinos G, et al. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(11 - 12): 2468 - 2476.

17 Garg P, Kumar P, Srinivasan K, et al. Evaluation of isopentane, R-245fa and their mixtures as working fluids for organic Rankine cycles[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 51: 292 - 300.

18 Lemmon E W, Huber M L, McLinden M O. NIST standard reference data base 23: reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP: Version 9.0[S]. Gaithersburg MD: 2010 National Institute of Standards and Technology, 2010.

19 Bahadori A. Estimation of combustion flue gas acid dew point during heat recovery and efficiency gain[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(8 - 9): 1457 - 1462.

20 The Mathworks, Inc. Matlab user's guide: MATLAB version 7.12.0.635 (R2011a)[M]. US: The Mathworks, Inc., 2011.

Performance of Regenerative Organic Rankine Cycle over Whole Operating Range of Diesel Engine

Zhang Hongguang Zhang Jian Yang Kai Zhao Guangyao Liu Hao Yao Baofeng

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

Abstract: A regenerative organic Rankine cycle (RORC) system is designed to recover the exhaust heat of diesel engine. The organic working fluids under investigation are the pure fluid R245fa and the zeotropic mixture Mix (isopentane and R245fa mixed in 7/3 mole fraction). The influence of intermediate pressure (pressures at which the steam is extracted from the expander) on the performance parameters of the RORC system, such as the net power output, the thermal efficiency, and the mass flow rate of the working fluid, are analyzed, and on the basis of the analysis results, the intermediate pressure is set to 1.15 MPa for the RORC system using Mix and 1.2 MPa for the RORC system using R245fa. Then the performance of the RORC system using the two different working fluids is analyzed over the whole operating range of the diesel engine, respectively. The calculation results show that Mix is the better selection for the RORC system than R245fa.

Key words: Diesel engine Whole operating range Regeneration Organic Rankine cycle Zeotropic mixture Waste heat recovery