

以 R245fa 为工质的余热回收系统试验研究*

魏名山 史磊 宋盼盼 王芳君 马朝臣

(北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

摘要: 为了提高车用发动机燃油经济性,设计了一套有机朗肯循环余热回收试验系统,用于回收重型车用柴油机的排气余热能量。通过筛选多种有机工质,选定 R245fa 作为系统循环工质。构建了由有机朗肯循环回路、能量转换及消耗装置、参数测量及数据采集装置和热源供给部件构成的余热回收试验平台。通过系统试验验证了利用 R245fa 作为循环工质的有机朗肯循环余热回收系统回收重型车用柴油机余热的可行性,目前系统最大输出功率为 490 W。试验结果显示:有机朗肯循环系统与发电机及膨胀器的匹配是制约系统功率输出的关键因素,系统循环效率随着蒸发压力的增大而增大。

关键词: 余热回收 有机朗肯循环 R245fa 热效率 试验装置

中图分类号: TK402 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)03-0026-06

引言

车用发动机只能将 30% ~ 40% 的燃油能量转化为机械能,其余能量主要以热能的形式通过尾气和冷却水释放到外界环境^[1-2]。相关研究表明:发动机排气系统带走的热量约占燃油总能量的 35%^[3]。因此发动机尾气具有丰富的余热资源,如果能对这部分余热资源加以利用,将能够实现节能减排、降低内燃机燃油消耗率等功效。

利用有机朗肯循环回收发动机余热是国内外研究的热点。威斯康星大学的研究人员曾提出 3 种不同的朗肯循环系统,对发动机余热进行回收^[4];宝马公司也曾选用水和乙醇作为循环工质,利用双循环系统回收发动机余热^[5]。国内有西安交通大学^[6]对汽油发动机尾气和冷却水的余热回收利用进行了研究,并对朗肯循环工质进行了筛选。北京理工大学对采用 R123 作为循环工质回收柴油机排气余热进行了研究^[7-11]。北京工业大学构建了以单螺杆膨胀器为系统膨胀做功器械的余热回收系统,并开展了系统循环模拟研究^[12-14]。目前,国内外针对利用有机朗肯循环回收发动机余热的回收对象更多的是在船舶上使用的大型、固定式内燃机组的余热,研究内容更多是停留在理论阶段,诸如循环工质的优选、循环系统的优化、系统关键循环参数对循环效率的影响等方面的研究,而试验研究相对较少。

本文选用 R245fa 作为循环工质,构建有机朗肯循环余热回收系统试验平台,并在此基础上开展系统试验研究。

1 有机朗肯循环余热回收系统

1.1 系统描述

构建的有机朗肯循环余热回收系统如图 1 所示,有机工质由泵压缩为高压态后,流经蒸发器、过热器,与发动机尾气进行热交换,从而被加热成为过热蒸汽;随后高温、高压、过热气态工质进入膨胀器中膨胀做功;膨胀后的气态工质进入冷凝器中冷却,最终冷凝为液态工质后返回泵中,由此完成整个系统循环。

1.2 系统工质选择

理想的有机朗肯循环工质应具有适当的饱和蒸汽曲线形状。图 2 所示为典型的湿式流体、等熵流体和干式流体的饱和蒸汽曲线。水属于湿式工质,当过热度较小时其在膨胀过程中有可能液化,从而损害膨胀器;R134a 是典型的等熵工质,其临界点以后曲线斜率基本垂直向下,与理想的等熵膨胀过程相一致;R245fa 作为干式流体其饱和蒸汽曲线在临界点以后具有正的曲线斜率,这种工质在膨胀过程结束后是过热态蒸汽。相比较而言,等熵流体和干式流体是较为理想的有机朗肯循环工质。

所选工质的气化潜热及密度要尽量大一些。高的气化潜热意味着单位体积流量的循环工质能够在

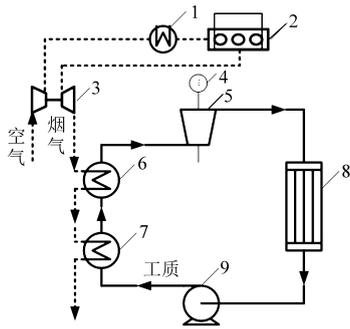


图 1 重型柴油机有机朗肯循环余热回收系统原理图

Fig.1 Schematic diagram of ORC waste heat recovery system of heavy duty diesel engine

1. 中冷器 2. 发动机 3. 增压器 4. 发电机 5. 膨胀器 6. 过热器 7. 蒸发器 8. 冷凝器 9. 泵

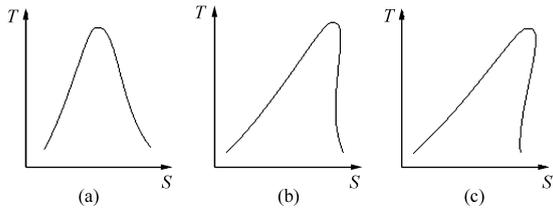


图 2 流体温熵图

Fig.2 T-S diagram of wet fluids, isentropic fluids and dry fluids

(a) 水 (b) R134a (c) R245fa

蒸发器中吸收更多的热量,有利于提高换热效率;较高的密度意味着单位质量流量的工质具有更小的体积,有助于减小泵功,同时使系统换热器更加紧凑。

所选工质的环境适应性要好。有机工质的环保性主要考虑臭氧层破坏潜能值 (ODP) 和全球变暖潜能值 (GWP)。随着《蒙特利尔议定书》的逐步实施,一些危害环境的有机工质将逐步停止生产。因此在实际应用中应该选用 ODP 和 GWP 均较小的有机工质作为循环工质。另外所选工质也应具备稳定性好、安全性高、价格低廉等特点^[15-16]。

通过对多种工质的比较筛选,选择 R245fa 作为有机朗肯循环余热回收系统循环工质。R245fa 是 Honeywell 公司针对余热回收专门研发的一种有机工质,R245fa 的物性参数如表 1 所示,R245fa 属于干式流体,因此不用考虑工质在膨胀做功过程中,由于工质液化对膨胀器件造成的影响^[17]。R245fa 不可燃,也没有腐蚀性,因此在实际应用过程中安全性较高。R245fa 具有较高的气化潜热,因此有助于提高换热效率。R245fa 臭氧层破坏潜能值 (ODP) 为 0,全球变暖潜能值 (GWP) 也相对较低,因此 R245fa 是一种环保性相对较高的有机工质。但是,R245fa 轻微致癌,在应用过程应保证系统的密封性。

2 试验系统

为了验证重型柴油机有机朗肯循环余热回收系

表 1 R245fa 物性参数

Tab.1 Physical properties of R245fa

参数	取值
分子式	CF ₃ CH ₂ CH ₂
临界温度/°C	154.01
临界压力/MPa	3.651
沸点/°C	15.14
气化潜热/(kJ·kg ⁻¹)	196.09
流体类型	干式流体
臭氧层破坏潜能值 (ODP)	0
全球变暖潜能值 (GWP)	950
分子量/(kg·kmol ⁻¹)	134.03
最高温度/°C	166.85
最大压力/MPa	200
毒性	轻微致癌
腐蚀性	0
溶解性	0
可燃性	不可燃

统的可行性,设计并构建了一套有机朗肯循环余热回收系统,并在此基础上进行探索性试验。

图 3 为有机朗肯循环余热回收试验系统构成示意图,该系统主要由有机朗肯循环回路、能量转换及消耗装置、参数测量及数据采集装置和热源供给部件构成。

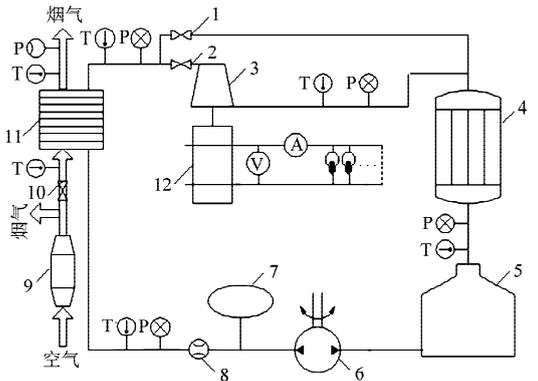


图 3 有机朗肯循环余热回收试验系统原理图

Fig.3 Schematic diagram of testing system of ORC waste heat recovery

waste heat recovery

1. 阀门 1 2. 阀门 2 3. 膨胀器 4. 冷凝器 5. 储液罐 6. 泵
7. 脉冲缓冲器 8. 流量计 9. 燃烧室 10. 阀门 3 11. 蒸发器
12. 发电机

2.1 有机朗肯循环回路

有机朗肯循环回路由储液罐、泵、脉冲缓冲器、蒸发器、膨胀器、冷凝器、阀门以及附加的旁通回路组成。有机工质 (R245fa) 从储液罐出发,经泵加压,通过脉冲缓冲器稳定压力后流经蒸发器进行换热,而后高温高压的气态工质在膨胀器内膨胀做功,膨胀后的乏气在冷凝器内冷凝最终回到储液罐内。

2.1.1 工质压力泵组件

选择往复式机械隔膜计量泵作为工质压力泵,该类型泵的液力端借助隔膜形成工作腔,并通过柱塞

的往复运动直接驱动隔膜进行前后挠曲的周期性变形,其部分技术参数如表2所示。

表2 机械隔膜泵技术参数

Tab.2 Technical parameters of mechanical diaphragm pump

参数	数值
流量/(L·h ⁻¹)	410
排压/MPa	1.0
泵速/SPM	180
行程/mm	12
隔膜有效直径/mm	70

该泵用隔膜的静密封代替活塞的动密封,因此不会发生介质泄漏现象。泵的流量可以在10%~100%范围内调节,精度可控制在±2%以内。同时该泵控制系统简单,维修简便,并能够空运行,基本能够满足系统试验需求。

受往复式隔膜泵的固有特性的限制,在泵的出口存在较大的周期性压力波动。如图4所示,通过在泵出口回路加装与选定隔膜泵相匹配的脉冲缓冲器来稳定泵的出口工质压力。脉冲缓冲器内部被弹性隔膜片分为两个腔体,上部腔体充有惰性气体,下部腔体与工质管路联通。在系统运行时,泵出口工质的周期性压力脉动被脉冲缓冲器吸收,确保系统获得相对稳定的压力和流量,为工质在蒸发器内有效蒸发提供可靠的保证。

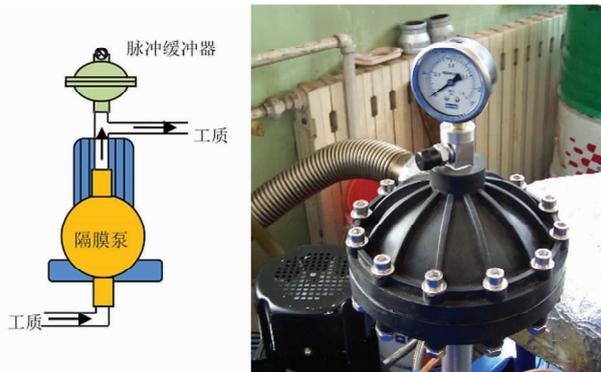


图4 脉冲缓冲器安装示意图与实物图

Fig.4 Assembly diagram and photo of pulse buffer

2.1.2 蒸发器及冷凝器

蒸发器是朗肯循环系统的关键器件,其换热效率直接影响尾气热能的回收效果。选择翅片管式换热器作为有机朗肯循环系统的蒸发器。图5为蒸发器的装配图及实物图。为了减少蒸发器烟气道内烟气与环境发生不必要的换热,在蒸发器表面铺设岩棉并外包铝箔减少换热损失。

冷凝器前后连接膨胀器和压力泵,其性能直接影响膨胀器的做功效率和泵功消耗。在试验初期选择管壳式换热器作为系统冷凝器,由于管径较细,冷

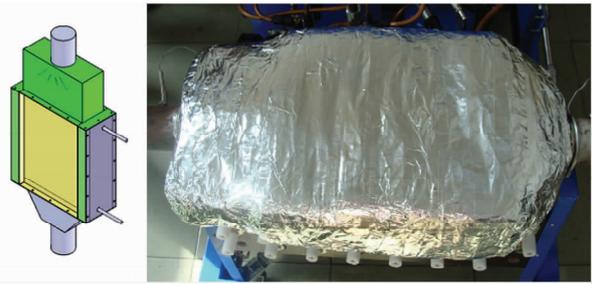


图5 蒸发器装配图与实物图

Fig.5 Assembly diagram and photo of evaporator

凝器压降损失较大,使膨胀器出口压力升高,从而造成膨胀器膨胀比降低,影响了膨胀器膨胀做功效率。为了保证膨胀器后工质能够可靠冷凝,在试验后期选择管径为15mm的铜管作为冷凝器工质流道,并将铜管浸入水中,采用逆流式交叉流换热方式在尽可能降低冷凝器压降损失的前提下使工质可靠冷凝。

2.1.3 膨胀器

试验选用一台由涡旋式压缩机改装的膨胀器作为系统做功器件。涡旋式膨胀器内部结构简图如图6所示,膨胀器内由一个固定的定涡盘和一个偏心、可回旋平动的动涡盘组成,高压蒸汽从中间的进气口进入,沿着涡旋体型线不断膨胀并推动动涡盘平动,最后乏气从排气口中排出。动涡盘的平动带动主轴旋转,对外输出轴功。

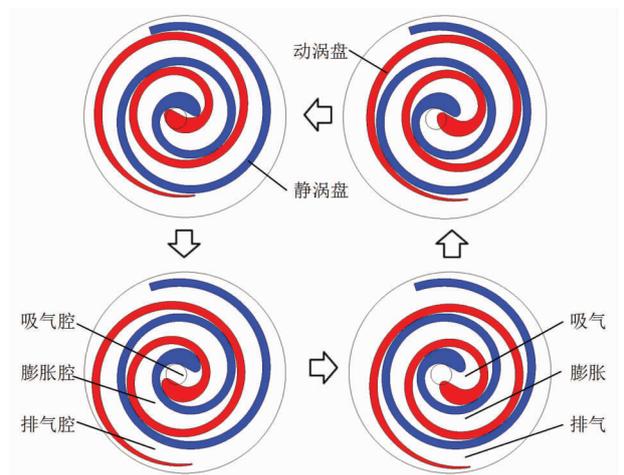


图6 涡旋式膨胀器内部结构简图

Fig.6 Diagram of scroll expander

涡旋式膨胀器相较其它类型的膨胀器而言更适用于小流量、低压场合,其运转相对平稳,同时对液滴不敏感,避免了有机工质在膨胀过程后期工质冷凝产生液滴对膨胀器造成损坏。动、静涡盘并不直接接触,有效地避免了轴向端面的磨损,使用寿命较长。另外涡旋式膨胀器体积小,重量轻,价格比较便宜,更适于应用在车辆上的余热回收系统。

2.1.4 其它管路配件

为了保证有机朗肯循环能够可靠启动,稳定运转,如图 3 所示,在系统回路中增设阀门 1 和阀门 2,在蒸发器后形成一条旁通回路。在启动阶段由于热源不稳定,工质不能保证被可靠加热,因此蒸发器出口工质状态达不到基本膨胀要求。此时关闭阀门 2,打开阀门 1,使得循环工质避开膨胀器直接进入冷凝器,最终回归储液罐;当循环工质完全气化,并具有一定过热度达到膨胀做功要求的时候,此时打开阀门 2,关闭阀门 1,切断旁通回路,使工质流经膨胀器对外膨胀做功。

2.2 能量转换及消耗装置

能量转换及消耗装置由发电机、传动装置、功耗器件及控制开关等部件组成。选择某车用 24 V、2 kW 发电机作为系统功能转换器件,通过传动装置将发电机与膨胀器进行耦合,将膨胀器输出的轴功转化为电能。利用功耗器件将产生的电能及时消耗,保证系统平衡。利用电磁开关控制膨胀器与发电机的耦合,在有机朗肯循环系统未稳定运行时,切断膨胀器与发电机的连接,令膨胀器空转,保证涡旋式膨胀器能够顺利启动。通过开关控制功耗器件导通的数量,保证膨胀器不出现飞车与死机的现象,确保系统稳定运行。

2.3 测量记录装置

根据图 3 所示测点,合理布置温度、压力、流量、电压、电流等传感器,具体传感器参数如表 3 所示。测量的试验数据利用变送仪表实时显示,表明系统的具体运行状态,指导试验的顺利进行。同时通过数据采集卡,利用 Matlab 软件编写数据采集系统将整个试验过程系统的实时试验数据采集并存储起来以便后续分析。

表 3 传感器参数

Tab.3 Sensors' parameters

传感器类型	量程	精度/%	数量
K 型温度传感器	0 ~ 1 000℃	0.2	2
Pt100 温度传感器	0 ~ 400℃	0.2	4
压阻式压力传感器 1	0 ~ 0.3 MPa	0.25	3
压阻式压力传感器 2	0 ~ 1.6 MPa	0.25	2
皮托管流量计	0 ~ 1 000 Pa	1.5	1
涡轮流量计	0.2 ~ 1.2 m ³ /h	0.5	1
智能电压表	0 ~ 100 V	0.8	1
智能电流表	0 ~ 100 A	0.8	1

2.4 热源供给部件

考虑到试验的方便性,同时又能够真实模拟发动机尾气热源,采用自行设计的燃烧室代替发动机为系统提供热源。如图 7 所示,该部分主要由燃烧

室和增压器两部分组成,在启动初期由外部气源供气,燃烧后的烟气推动涡轮转动,进而带动压气机向燃烧室供气。当压气机能够保证燃烧室供气需求时,撤去外部气源,燃烧室实现自循环运转,产生烟气向余热回收系统供应热能。同时,通过调节燃烧室的供油量,来调节烟气温度。另外如图 3 所示,根据试验需求,通过调节阀门 3 来控制进入蒸发器的燃气流量。



图 7 热源供给组件实物图

Fig.7 Photo of heat supply components

3 试验结果分析

3.1 试验过程

为了保证系统安全稳定启动,试验时首先启动燃烧室,为余热回收系统提供热源保障。当膨胀器稳定运行时,通过电磁开关,开启膨胀器与发电机的耦合,同时对发电机励磁,保证发电机稳定启动,对外发电。通过调节负载容量,保证整个系统平稳运行。在试验过程中通过调节工质流量、烟气流量以及烟气温度,改变系统运行状态,获取不同的试验结果。同时通过数据采集系统记录试验数据。

3.2 最高功率点试验数据分析

根据采集的试验数据,选取输出功率最大时刻的数据进行分析,具体数据由表 4 所示。

表 4 试验测点状态

Tab.4 States of test points

测试点	温度/℃	压力/MPa	比焓/(kJ·kg ⁻¹)
排气进口	447.63	0.12	792.25
排气出口	163.2	0.10	487.96
泵出口	39.59	1.31	252.28
蒸发器出口	146.55	1.14	533.65
膨胀器出口	131.54	0.45	524.82
冷凝器出口	40.94	0.27	253.85

首先针对试验数据进行可靠性分析,根据采集的烟气和工质各点的温度和压力,利用 Refprop 软件获取各状态点的焓值,如表 4 所示。通过观测数据可以发现,泵出口的比焓略小于冷凝器后的比焓,这是由于为了保证系统稳定运行,在泵与冷凝器之

间增设了储液罐,工质在流经储液罐时对外散热;同时工质是在液态被泵压缩,泵功消耗较小,因此出现冷凝器后工质比焓大于泵后工质比焓的现象,同时也说明泵功消耗相对较少。

由图8所示,过冷态工质通过泵加压,而后进入蒸发器吸热。工质在蒸发器内主要经历3个过程:首先由过冷态加热至饱和液态;接着经过等温吸热至饱和和气态;而后气态工质继续吸热,最终在蒸发器出口变为具有一定过热度的过热蒸汽。过热蒸汽在膨胀器内膨胀做功,而后乏气进入冷凝器内冷凝放热,最终变为过冷态工质。在理想有机朗肯循环中,工质在泵中压缩过程以及在膨胀器内的膨胀过程均为绝热过程,在实际循环中工质在压缩过程和膨胀过程中均存在一定的熵增。另外工质在流经蒸发器和冷凝器过程中均有一定压降。因此绘制 $T-S$ 图时假设工质在蒸发器内由过冷态被加热至饱和和液态时为多变过程,其余为等压吸热过程;同时假设工质在冷凝器中由过热态冷凝为饱和和气态时为多变过程,其余为等压放热过程。膨胀器是系统关键器件,图8中虚线表示等熵膨胀过程,由图可知膨胀器等熵效率越高,膨胀器进出口温差越大,膨胀器进出口焓差越大,实际输出功随之增加。另外,提高泵和膨胀器的绝热效率,减小蒸发器和冷凝器的管路压降都将有利于提高系统循环效率。

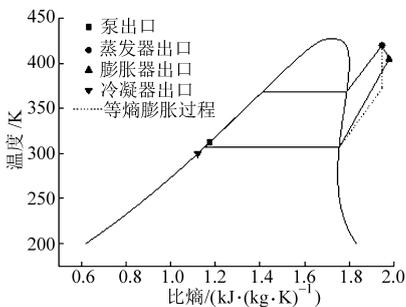


图8 试验过程温焓图

Fig.8 $T-S$ diagram in experiment

由表5可知,工质在膨胀器内膨胀并不充分,系统做功能力仍有较大提升空间。造成以上问题的主要原因如下:①目前的膨胀器与实际系统并不匹配。高温、高压工质在膨胀器内不能充分膨胀做功。系统吸收的热量绝大部分又经冷凝器释放到大气中。②选取的发电机的额定转速与膨胀器实际转速不匹配。由于试验选用的发电机是柴油车用直流发电机,额定工作转速相对较高。试验过程中膨胀器转速较低,因此发电机实际效率远小于发电机额定效

率。③目前的膨胀器是由涡旋压缩机改装而成的,其工作主体是由两个铝制涡旋体构成的。由于铝的热膨胀系数较大,在作为压缩机工作时,工作温度较低,两个涡旋体间的机械摩擦相对较小;作为膨胀机工作时,由于工作温度相对较高(由表4可知),两个涡旋体受热膨胀产生干涉,造成机械损失大幅增加。同时传动损失、交一直转换损失等,都对表5系统试验结果有一定影响。

表5 系统输出试验结果

Tab.5 Test results of system output

参数	数值
输出电压/V	28.92
输出电流/A	17.17
系统输出功/W	489.97
膨胀比	2.47
膨胀器进出口焓降/(kJ·kg ⁻¹)	8.83
冷凝器进出口焓降/(kJ·kg ⁻¹)	270.97

3.3 变蒸发压力与变循环流量试验

图9是根据试验测试数据整理得出的在不同循环流量下蒸发压力与循环效率的关系曲线。由图可知在不同循环流量下系统循环效率均随着蒸发压力的增大而增大。同时随着循环流量的增大,压力-效率曲线呈现向高压区域偏移的趋势。

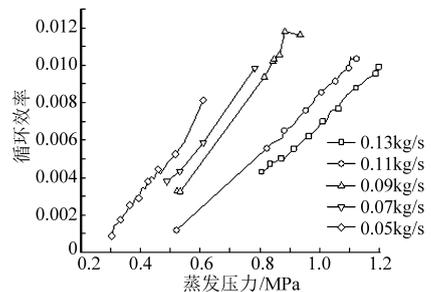


图9 蒸发压力与循环效率的试验曲线

Fig.9 Effects of evaporation pressure on system efficiencies in experiments

4 结论

(1) 选定 R245fa 作为系统循环工质,构建有机朗肯循环余热回收系统试验平台,通过试验验证了利用 R245fa 作为循环工质回收重型车用柴油机余热的可行性,系统最大能够发出 490 W 的功率。

(2) 试验测量数据表明在不同的循环流量下,系统循环效率随着蒸发压力的增加而增大,同时随着循环流量的增大,压力-效率曲线呈现向高压区域偏移的趋势。

参 考 文 献

- 刘巽俊. 内燃机的排放与控制[M]. 北京:机械工业出版社,2002:311.
- Rody E C, Dennis C. Combined cycle for hybrid vehicles[C]. SAE Paper 2005-01-1171,2005.

- 3 Bala T. Organic rankine cycle for engine exhaust heat recovery[C] // 4th Annual Advanced Stationary Reciprocating Engines Conference, Downey, California, USA, 2007.
- 4 Diego A A, Timothy A S, Ryan K J. Theoretical analysis of waste heat recovery from an internal combustion engine in a hybrid vehicle[C]. SAE Paper 2006-01-1605, 2006.
- 5 Mike H. BMW unveils the turbosteamer concept[EB/OL]. <http://www.gizmag.com/go/4936/>.
- 6 刘广彬, 赵远扬, 李连生, 等. 小型低温余热发电系统性能分析[J]. 工程热物理学报, 2011, 32(2): 186-188.
Liu G B, Zhao Y Y, Li L S, et al. Performances analysis of small low-temperature waste heat power generation system[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2011, 32(2): 186-188. (in Chinese)
- 7 方金莉, 魏名山, 王瑞君, 等. 采用中温有机朗肯循环回收重型柴油机排气余热的模拟[J]. 内燃机学报, 2010, 28(4): 362-367.
Fang Jinli, Wei Mingshan, Wang Ruijun, et al. Simulation of waste heat recovery from a heavy-duty diesel engine with a medium temperature ORC system[J]. Transactions of CSICE, 2010, 28(4): 362-367. (in Chinese)
- 8 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研究[J]. 内燃机学报, 2011, 29(3): 248-252.
Fang Jinli, Wei Mingshan, Wang Ruijun, et al. Effects simulation of diesel condition on a medium temperature ORC system[J]. Transactions of CSICE, 2011, 29(3): 248-252. (in Chinese)
- 9 Wei M S, Fang J L, Ma C C, et al. Waste heat recovery from heavy-duty diesel engine exhaust gases by medium temperature ORC system[J]. Science China Technological Sciences, 2011, 54: 2746-2753.
- 10 魏名山, 方金莉, 马朝臣. 超临界有机朗肯双循环废热回收系统: 中国, 200810179323.6[P]. 2009-04-22.
- 11 张传明, 魏名山, 史磊. 柴油机尾气余热回收系统的能分析和火用分析[J]. 华北电力大学学报, 2012, 39(1): 49-53.
Zhang C, Wei M, Shi L. Energy and exergy analysis of an exhaust energy recovery system for a diesel engine[J]. Journal of North China Electric Power University, 2012, 39(1): 49-53. (in Chinese)
- 12 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 H, Liu B, Chen Y, 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)
- 13 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 K, Zhang H, Zhang J, 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)
- 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 H, Zhang J, Yang K, 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 Hung T C. Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids[J]. Energy Conversion and Management, 2001, 42: 539-553.
- 16 Wei D, Lu X, Lu Z, et al. Performance analysis and optimization of organic rankine cycle (ORC) for waste heat recovery[J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48: 1113-1119.
- 17 Somayaji C, Pedro J M, Chamra L M. Second law analysis and optimization of organic Rankine cycles[C] // ASME Power Conference Paper, 2006-08-8061.

Experiment of Waste Heat Recovery System with R245fa as Working Fluid

Wei Mingshan Shi Lei Song Panpan Wang Fangjun Ma Chaochen
(School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: To improve vehicle engine fuel economy, an organic Rankine cycle (ORC) system was designed to recover waste heat from heavy-duty diesel engines through their exhaust air. R245fa was selected as the working fluid after compared with several other organic fluids. A test platform for waste heat recovery was built, which includes an ORC circuit, an energy conversion and consumption device, a data measure and acquisition unit and a heat supply module. The feasibility of using R245fa as working fluid in the heavy-duty diesel engine ORC system was proved by experiments. The maximum power output of the system is 490 W. The experiments indicate that the matching of the expander, the generator and the ORC system is the key factor restricting the power output. The system cycle efficiency increases with the evaporating pressure increase.

Key words: Waste heat recovery Organic Rankine cycle R245fa Thermal efficiency Testing apparatus