

车用发动机余热回收的新型联合热力循环

何茂刚, 张新欣, 曾科

(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对汽车发动机排气余热、冷却水余热和润滑油余热的特点,提出了一种新型的适用于车用发动机余热回收的热力循环系统. 此系统由用来回收温度较高的发动机排气余热及润滑油余热的有机 Rankine 循环(Organic Rankine Cycle, ORC)和用来回收温度较低的发动机冷却水余热的 Kalina 循环耦合而成. 基于 P-R 状态方程,编写了计算程序对此热力循环系统进行了热力学性能分析,还分析了采用不同有机工质对循环整体性能的影响. 与传统的只回收发动机排气余热的热力循环系统相比,文中提出的构型其余热回收效率更高. 当采用环戊烷为 ORC 工质时,循环系统的整体效率为 20.83%;当采用 R113 为 ORC 工质时,循环系统的整体效率为 16.51%.

关键词: 车用发动机;余热回收;新型热力循环;热力学性能

中图分类号: TK123 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2009)11-0001-05

A New Combined Thermodynamic Cycle for Waste Heat Recovery of Vehicle Engine

HE Maogang, ZHANG Xinxin, ZENG Ke

(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: From the characteristics of waste heat in exhaust, cooling water and lubricant, a new thermodynamic cycle for waste heat recovery of vehicle engines was proposed. The present system consists of two cycles, organic Rankine cycle (ORC) for recovering the waste heat in high-temperature exhaust and lubricant and Kalina cycle for recovering the waste heat in low-temperature cooling water. Based on P-R equation of state, the thermodynamic performance of the cycle was theoretically calculated with a self-written computing program. Then the overall performance of the cycle with different organic working fluids was analyzed individually. Compared with the conventional cycle configuration used for only recovering the exhaust heat, the present cycle has higher waste heat recovery efficiency. The overall efficiency of the cycle with cyclopentane and R113 is 20.83% and 16.51%, respectively.

Keywords: vehicle engine; waste heat recovery; new thermodynamic cycle; thermodynamic performance

车用发动机余热利用是提高其燃料利用率的重要研究课题. 目前展开的研究工作有利用发动机余热进行温差发电^[1]、取暖和吸收式制冷^[2-4],以及利用发动机余热做功. 利用排气温差的发电技术,能量转换效率很低,实际热电转换效率约为 2.12%,而同类装置的转换效率最高也只有 10%左右. 发动机

余热取暖系统无法在发动机停止工作时使用,且在高寒地区使用时对换热元件要求较高. 发动机余热吸收式制冷系统则存在单位质量的吸附剂产生的制冷功率小、系统笨重、余热利用率不高等问题. 鉴于这两种余热利用方式存在的缺点,利用发动机余热做功已成为发动机余热利用领域新的研究热点.

利用发动机余热做功的研究始于 20 世纪 80 年代,主要的研究机构有日本 Honda 公司、日本 Mitsui 工程造船有限公司、美国康明斯公司和德国宝马公司等。目前所提出的方案中存在的主要问题有:①仅单一回收发动机的排气余热,而未对发动机的冷却水余热与润滑油余热统筹加以回收利用;②采用水作为循环工质使得余热回收效率很低。

本文针对汽车发动机排气余热、冷却水余热和润滑油余热的特点,提出了一种新型的适用于车用发动机余热回收的热力循环系统,采用 Kalina 循环和有机 Rankine 循环 (Organic Rankine Cycle, ORC) 耦合来回收车用发动机余热。其中,前者用于回收温度较低的发动机冷却水余热,后者用于回收温度较高的发动机排气余热及润滑油余热。利用本热力循环系统,可以同时回收发动机的排气余热、冷却水余热和润滑油余热,显著提高车用发动机余热的回收效率。

1 车用发动机余热回收热力循环系统

研究表明,在车用发动机中,燃料转变为有效功的部分仅为 25%~35%,另有 55%~65% 左右的能量以冷却水余热、润滑油余热和排气余热的形式排入大气中。在这部分能量中,由于排气温度较高,故其热能品质较好,冷却水余热虽然热能品质较差,但能量量值很高,而润滑油余热虽然温度较高,却在发动机总体余热中所占的比例很小^[5]。因此,如果能够根据这 3 部分余热能量的自身特点来加以回收利用,构建适当的车用发动机余热回收热力循环,必将会很大程度提高车用发动机的能量利用率。

国外各大汽车公司 20 世纪 80 年代就已开始围绕着发动机余热利用动力循环的构型设计进行了大量的新技术开发工作,但均还停留在概念构型的阶段^[6-10],未设计制造出原型样机。

1.1 ORC 简介及其工质选择

Rankine 循环是一种简单的蒸气动力装置循环,在工业上已经得到了广泛应用,亦是各种复杂的蒸气动力装置的基本循环。传统工业用的 Rankine 循环的热源温度都很高,从而保证了以水为工质可以得到比较高的循环效率。

在余热回收利用领域,余热热源的温度往往都不高,故采用水为工质无法得到较高的循环效率,而应采用这样一种工质,在 $T-s$ 图中,其 Rankine 循环曲线接近表示可用能大小的三角形曲线,亦即潜热小、显热大的工质^[11]。有机工质恰恰符合以上要求。

此外,采用有机工质进行余热回收利用具有如下的优点:①有机工质具有合适的压力水平,对于温度较低的余热热源,可以产生相对较高的蒸发压力,冷凝时压力又不太低,可以在接近大气压力下工作;②比热容和密度较大,传热性能较好,可以减小透平尺寸及换热器的传热面积;③有机工质的饱和蒸气线为正,或者接近无穷,从而膨胀做功过程完成后,工质为过热或者为饱和状态,从而避免了湿蒸气对蒸气轮机叶片的损伤。

鉴于在车用发动机所产生的 3 种余热中,排气余热和润滑油余热的温度高于冷却水余热的温度,故采用 ORC 作为新构建的车用发动机余热回收热力循环系统的高温循环部分,用于回收排气余热和润滑油余热。

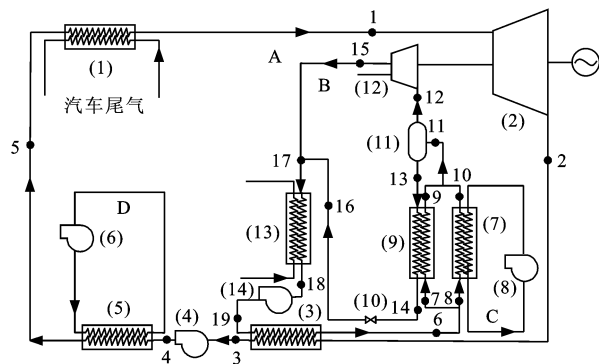
1.2 Kalina 循环简介

Kalina 循环的原型是美籍苏裔科学家 Kalina 提出的一种新型的以氨-水混合物为工质的动力循环^[12]。因为氨-水混合物临界温度较低,故 Kalina 循环可以应用于低温热源,如地热能^[13]及各种工业废热^[14]的回收与利用。

鉴于在车用发动机所产生的 3 种余热中,冷却水余热的温度最低,故采用一种适合回收 100℃ 左右冷却水余热的 Kalina 循环构型,作为新构建的车用发动机余热回收热力循环系统的低温循环部分,用于回收车用发动机的冷却水余热。

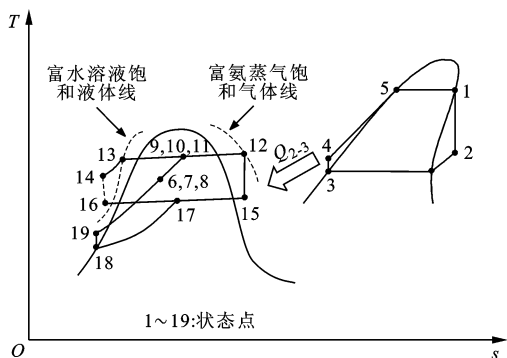
1.3 一种新的车用发动机余热利用热力循环构型

本文提出的新型车用发动机余热利用热力循环构型及其 $T-s$ 图如图 1 和图 2 所示。



A: 高温 ORC; B: 低温 Kalina 循环; C: 发动机的冷却水循环;
D: 发动机润滑油循环; (1): 排气换热器; (2): 膨胀机; (3): 高低温换热器; (4)、(6)、(8)、(14): 泵; (5): 润滑油热交换器;
(7): 冷却水热交换器; (9): 回热器; (10): 节流阀;
(11): 分离器; (12): 膨胀机; (13): 低压
冷凝器; 1-19: 状态点

图 1 车用发动机余热回收装置系统图

图 2 车用发动机余热回收热力循环 T - s 图

考虑到要同时回收车用发动机的高温排气余热、润滑油余热和低温的冷却水余热,故车用发动机余热回收装置系统由用于回收排气余热和润滑油余热的高温 ORC 和用于回收冷却水余热的低温 Kalina 循环两部分组成,在其中分别运行不同的工质,由单独的蒸发装置、做功装置、冷凝装置以及循环泵组成。

车用发动机余热回收装置的高温 ORC,由排气换热器、膨胀机、高低温换热器、泵和润滑油热交换器组成。高温 ORC 的工质首先在润滑油热交换器中与高温润滑油发生热量交换,预热后的循环工质进入安装在发动机排气管上的排气换热器,在其中与排气发生热量交换,这也是高温 ORC 工质的主热交换器,充分吸收了排气热量的工质形成高温高压蒸气后进入膨胀机对外做功,做功后的工质乏气进入高低温换热器中,在其中向低温 Kalina 循环放热,同时高温 ORC 工质冷凝成为饱和液后进入循环泵中,完成高温 ORC。

车用发动机余热回收装置的低温 Kalina 循环,由高低温换热器、冷却水热交换器、回热器、节流阀、分离器、膨胀机、低压冷凝器和泵组成。低温 Kalina 循环的工作溶液首先通过高低温换热器,在其中吸收高温 ORC 工质乏气的热量,得到预热。预热后的工作溶液分为氨含量不变的两部分:一部分进入冷却水热交换器,在其中吸收冷却水的热量,也是低温 Kalina 循环工质的主热交换器;另一部分工质进入回热器与分离器中分离出来的一股富水溶液进行热交换。之后,这两股工质汇合进入分离器,在分离器中,工质被分为两股氨含量不同的工质流,一股富水溶液的工质流送至回热器与在高低温换热器中完成预热的一部分工质进行热交换,另一股富氨蒸气的工质流送至膨胀机对外做功,做功之后的乏气与从回热器流出的且经过节流的富水溶液混合,重新恢

复到通过高低温换热器之前的工作溶液的浓度,之后送至低压冷凝器,在其中冷凝之后进入泵,完成低温 Kalina 循环。

本文提出的车用发动机余热回收装置分别利用了发动机的排气热量、冷却水热量和润滑油热量,这与只利用排气热量的循环相比,余热回收效率更高。另外,装置还通过高低温换热器实现了两个循环之间的热交换,将一部分高温 ORC 的余热传递给低温 Kalina 循环实现预热,进一步提高了装置整体的余热回收效率。

由于发动机排气温度、润滑油温度和冷却水温度差异较大,故在高温 ORC 和低温 Kalina 循环中分别采用物性不同的工质。在高温 ORC 中采用有机工质,而在低温 Kalina 循环中则采用氨-水作为循环工质。本课题组已经完成了高温 ORC 部分的有机工质筛选工作,选定环戊烷和 R113 两种有机工质作为高温 ORC 的工作介质^[15],并从热力学第一定律的角度入手,针对具有代表性的一级蒸馏 Kalina 循环过程中的主要热力性能参数进行了详细的理论分析^[16]。

2 系统的热力学性能分析

本文结合之前所做的研究工作,基于车用发动机的中间工况^[17],根据联合循环的工程实践及相关文献提供的数据^[13,18],对车用发动机余热回收热力循环系统进行了热力学性能分析,得出对工程实践具有一定指导价值的结论,具体选定的工况如下。

Kalina 循环膨胀机进口压力 $p_{12} = 0.39 \text{ MPa}$,进口温度 $T_{12} = 120 \text{ }^{\circ}\text{C}$;发动机排气的初始温度 $T_{\text{ext}} = 500 \text{ }^{\circ}\text{C}$,发动机冷却水的温度 $T_{\text{wtr}} = 135 \text{ }^{\circ}\text{C}$;冷凝压力为 0.103 MPa ,冷凝温度为 $40 \text{ }^{\circ}\text{C}$;Kalina 循环初始工作溶液中氨的质量分数 $x_w = 0.78$,Kalina 循环富氨蒸气中氨的质量分数 $x_{12} = 0.96$,Kalina 循环富水溶液中氨的质量分数 $x_{13} = 0.42$;流量 $q_{13-14} = 2q_{7-9}$ 。

根据上述工况,忽略管道的沿程压力降,基于 P-R 状态方程,编写了有机工质和氨-水混合工质的热物理性质计算程序,计算得到采用环戊烷和 R113 为高温 ORC 工质的车用发动机余热回收热力循环中各状态点的参数及循环性能,见表 1~4。

对表 1~4 的数据进行分析,得到以下结论。

(1)在车用发动机余热回收热力循环系统中,由于高温 ORC 部分选用的有机工质不同,故通过高

低温换热器由高温 ORC 部分传递给低温 Kalina 循环部分的热量不同. 当采用环戊烷为 ORC 的工质时, 高低温换热器中的换热量为 431.66 kJ/kg; 当采用 R113 为 ORC 工质时, 高低温换热器中的换热量为 172.06 kJ/kg.

表 1 选定工况下以环戊烷为高温 ORC 工质的循环各点状态参数

状态点	T/K	P/kPa	$v/\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	$h/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$s/\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$
1	448.15	1 801.87	0.021 4	832.07	2.601
2	343.50	74.105	0.538 9	698.27	2.601
3	313.15	74.105	0.001 3	266.61	1.227
4	313.69	1 801.87	0.001 3	268.85	1.227
5	448.15	1 801.87	0.001 8	574.86	2.027
6,7,8	290.93	390.00	76.262	-1 096.5	-4.002
9,10,11	393.15	390.00	319.28	10.273	-0.413
12	393.15	390.00	477.79	391.21	0.917
13	393.15	390.00	2.244	-751.59	-3.074
14	292.97	390.00	1.629	-1 305.0	-4.681
15	287.49	101.32	1 353.7	174.32	0.917
16	254.79	101.32	198.59	-1 305.0	-4.678
17	300.63	101.32	842.62	-811.88	-2.326
18	243.22	101.32	1.515	-1 528.8	-5.516
19	243.30	390.00	1.515	-1 528.2	-5.516

注: v 为比体积; h 为比焓; s 为比熵.

表 2 选定工况下以环戊烷为高温 ORC 工质的循环性能参数

低温 Kalina 循环吸热量 $Q_L/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	1 538.45
低温 Kalina 循环膨胀机输出功 $W_{TL}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	216.88
低温 Kalina 循环泵耗功 $W_{PL}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	0.642
低温 Kalina 循环净功 $W_{netL}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	216.240
低温 Kalina 循环热效率 $\eta_{TL}/\%$	14.06
高温 ORC 吸热量 $Q_H/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	563.22
高温 ORC 膨胀机输出功 $W_{TH}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	133.80
高温 ORC 泵耗功 $W_{PH}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2.241
高温 ORC 净功 $W_{netH}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	131.56
高温 ORC 热效率 $\eta_{TH}/\%$	23.36
系统整体循环吸热量 $Q/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	1 669.97
系统整体循环膨胀机输出功 $W_T/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	350.68
系统整体循环泵耗功 $W_P/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2.883
系统整体循环净功 $W_{net}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	347.8
系统整体循环热效率 $\eta_T/\%$	20.83

表 3 选定工况下以 R113 为高温 ORC 工质的循环各点状态参数

状态点	T/K	P/kPa	$v/\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	$h/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$s/\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$
1	438.15	1 585.3	0.008 6	454.89	1.670
2	349.65	78.247	0.193 7	408.62	1.670
3	313.15	78.247	0.000 65	236.56	1.125
4	313.68	1 585.3	0.000 65	237.55	1.125
5	438.15	1 585.3	0.000 88	364.22	1.463
6,7,8	276.91	390.00	9.283	-1 356.1	-4.867
9,10,11	393.15	390.00	319.28	10.273	-0.413
12	393.15	390.00	477.79	391.21	0.917
13	393.15	390.00	2.244	-751.59	-3.074
14	264.46	390.00	1.557	-1 434.8	-5.147
15	287.49	101.32	1 353.7	174.32	0.917
16	244.97	101.32	73.822	-1 434.8	-5.161
17	296.12	101.32	779.703	-898.42	-2.609
18	243.22	101.32	1.515	-1 528.8	-5.516
19	243.30	390.00	1.515	-1 528.2	-5.516

表 4 选定工况下以 R113 为高温 ORC 工质的循环性能参数

低温 Kalina 循环吸热量 $Q_L/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	1 538.45
低温 Kalina 循环膨胀机输出功 $W_{TL}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	216.88
低温 Kalina 循环泵耗功 $W_{PL}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	0.642
低温 Kalina 循环净功 $W_{netL}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	216.240
低温 Kalina 循环热效率 $\eta_{TL}/\%$	14.06
高温 ORC 吸热量 $Q_H/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	217.34
高温 ORC 膨胀机输出功 $W_{TH}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	46.27
高温 ORC 泵耗功 $W_{PH}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	0.99
高温 ORC 净功 $W_{netH}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	45.28
高温 ORC 热效率 $\eta_{TH}/\%$	20.83
系统整体循环吸热量 $Q/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	1 583.71
系统整体循环膨胀机输出功 $W_T/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	263.15
系统整体循环泵耗功 $W_P/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	1.632
系统整体循环净功 $W_{net}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	261.52
系统整体循环热效率 $\eta_T/\%$	16.51

(2)低温 Kalina 循环部分由于膨胀机的进出口参数一定,均为 $p_{12}=0.39\text{ MPa}$, $T_{12}=120\text{ }^{\circ}\text{C}$,故在高温 ORC 部分选用不同的有机工质,使得低温 Kalina 循环中的回热器和冷却水热交换器的工作参数不同. 当采用环戊烷为 ORC 工质时,回热器和冷却水换热器中交换的热量为 1 106.77 kJ/kg,当采

用 R113 为 ORC 工质时,回热器和冷却水换热器中交换的热量为 $1\,366.37\text{ kJ/kg}$,从而匹配发动机不同工况下的冷却水参数. 由于冷凝参数一定,均为 $p=0.103\text{ MPa}$, $T=40\text{ }^{\circ}\text{C}$,故低温 Kalina 循环部分的效率不会随高温 ORC 部分选用不同的有机工质而有所变化,均为 14.06% .

(3)高温 ORC 部分采用环戊烷作为有机工质的循环效率要大于采用 R113 时的循环效率,当采用环戊烷为 ORC 工质时,高温 ORC 的效率为 23.36% ,当采用 R113 为 ORC 工质时,高温 ORC 的效率为 20.83% ;在低温 Kalina 循环效率一定(均为 14.06%)的前提下,采用环戊烷作为高温循环工质的车用发动机余热回收热力循环系统的整体效率大于采用 R113 时的整体效率,当采用环戊烷为 ORC 工质时,循环系统的整体效率为 20.83% ,当采用 R113 为 ORC 工质时,循环系统的整体效率为 16.51% .

(4)由于在车用发动机中,排气温度较高,故其热能品质较好,冷却水虽然热能品质较差,但是能量值很高,因此在车用发动机余热回收热力循环系统中,低温 Kalina 循环的热效率(14.06%)要小于高温 ORC 的热效率(采用环戊烷时为 23.36% ,采用 R113 时为 20.83%),但比较单位流量的工质,低温 Kalina 循环膨胀机的输出功(216.88 kJ)要大于高温 ORC 的输出功(采用环戊烷时为 133.80 kJ ,采用 R113 时为 46.27 kJ).

3 结 论

本文提出了一种新型的适用于车用发动机余热回收的热力循环系统,新系统由用来回收温度较高的发动机排气余热及润滑油余热的 ORC 和用来回收温度较低的发动机冷却水余热的 Kalina 循环耦合而成. 基于 P-R 状态方程,编写了计算程序对有机工质和氨-水混合工质的热物理性质进行了计算,并在此基础上对新热力循环系统进行了热力学性能分析.

高温 ORC 部分采用不同的工质并不会影响低温 Kalina 循环部分的热效率,低温 Kalina 循环部分的回热器和冷却水换热器的工作参数会随不同有机工质的采用而改变,从而匹配发动机不同工况下的冷却水参数,连接高温 ORC 和低温 Kalina 循环的高低温换热器的工作参数亦会随之改变. 采用环戊烷作为高温循环工质的车用发动机余热回收热力循环系统的整体效率大于采用 R113 作为工质时的整

体效率. 由于余热在量值和品质上的差别,低温 Kalina 循环的热效率要小于高温 ORC 的热效率,但单位流量的工质,低温 Kalina 循环膨胀机的输出功要大于高温 ORC 的输出功. 本文的工作将为后期的发动机余热利用装置的研究奠定基础,最终的研究目的是获得具有自主知识产权的车用发动机余热利用蒸气动力装置新技术,回收发动机余热变为功,进而发电或驱动汽车加以利用,从而大幅提高燃料的利用率及车载发动机的性能,为汽车工业的节能降耗做出贡献.

参考文献:

- [1] 张征,曾美琴,司广树. 温差发电技术及其在汽车发动机排气余热中的应用[J]. 能源技术, 2004,25(3): 120-123.
ZHANG Zheng, ZENG Meiqin, SI Guangshu. Thermoelectric generation technology and its application in exhaust waste heat utilizing for automobiles engine[J]. Energy Technology, 2004,25(3): 120-123.
- [2] 秦朝葵,杨志. 一种使用发动机余热的新型客车采暖系统[J]. 柴油机, 2005(5): 41-43.
QIN Chaokui, YANG Zhi. A novel heating system for coach making use of waste heat[J]. Diesel Engine, 2005(5): 41-43.
- [3] IYER R C, GOHIL P, NAGARSHETH H J, et al. Development of a vapor compression air conditioning system utilizing the waste heat potential of exhaust gases in automobiles [C/OL] // Proceedings of Future Transportation Technology Conference of Society of Automotive Engineers. [2009-03-02]. http://www.sae.org/servlets/productDetail?PROD_TYP=PAPER&PROD_CD=2005-01-3447.
- [4] 王鲁峰,李辉,万小利,等. 模拟多种发动机尾气热源的吸附制冷试验台研究[J]. 能源工程, 2004(3): 5-7.
WANG Lufeng, LI Hui, WAN Xiaoli, et al. Study on adsorption refrigeration experimental bench simulating multi-engine tail gas heat source[J]. Energy Engineering, 2004(3): 5-7.
- [5] 曾科,高可,何茂刚,等. 车用汽油机能量分布及排气余热的火用分析研究 [C]// 中国内燃机学会 2006 年学术年会暨燃烧、测试分会联合学术年会论文集. 北京:中国内燃机学会,2006:56.
- [6] TANAKA Y, MACHINDA, WATANABE Y, et al. Exhaust gas heat recovery system in internal combustion engine; US, 4394813[P]. 1981-02-22.
- [7] KOBO I, GHUMAN A S. Rankine diesel integrated

- system; US, 4901531 [P]. 1988-01-29.
- [8] ENDOH T, KOMATSU H, MINEMI M, et al. Waste heat recovery device for internal combustion engine; US, 6732525 [P]. 2001-01-17.
- [9] NIIKURA H, TANIGUCHI H, UDA M, et al. Rankine cycle device of internal combustion engine; US, 6845618 [P]. 2001-10-05.
- [10] MINEMI M, MIURA H, YOSHIDA K, et al. Rankine cycle device of internal combustion engine; US, 6910333 [P]. 2001-10-05.
- [11] 刘纪福, 白荣春, 山本格. 实用余热回收和利用技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1993:137.
- [12] KALINA A I. Combined cycle system with novel bottoming cycle [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984,106:737-742.
- [13] MLCAK H A. Kalina cycle concepts for low temperature geothermal [J]. Geothermal Resources Council Transactions, 2002,26:707-713.
- [14] Recurrent Engineering. Kalina cycle technology waste heat applications [R/OL]. [2009-03-02]. http://www.chpcenternw.org/NwChpDocs/ChpWkshop_20050302_ConversionTechnologies_Mirolli.pdf.
- [15] 张新欣, 何茂刚, 曾科, 等. 发动机余热利用蒸气动力循环的工质筛选 [C/CD] // 中国工程热物理学会 2008 年工程热力学与能源利用学术会议论文集. 北京: 中国工程热物理学会, 2008:080169.
- [16] ZHANG Ying, HE Maogang, JIA Zhen, et al. First law-based thermodynamic analysis on Kalina cycle [J]. Frontiers of Energy and Power Engineering in China, 2008, 2(2):145-151.
- [17] 高可. 车载汽油发动机余热回收的后接蒸汽动力装置的研究 [D]. 西安: 西安交通大学能源与动力工程学院, 2007.
- [18] 陈亚平. 简化型卡列纳循环的热力分析 [J]. 热力发电, 1997(4):20-23.
- CHEN Yaping. Thermodynamic analysis of a simplified Kalina cycle [J]. Thermal Power Generation, 1997(4):20-23.

(编辑 荆树蓉)