

基于 ORC 的船舶主机余热回收方案选择研究

张东旭¹ 曾维武² 陈旭立³

1 交通运输部科学研究院 北京 100029

2 青岛双瑞海洋环境工程股份有限公司 山东 青岛 266000

3 交通运输部科学研究院 北京 100029

DOI: 10.18686/xdjt.v1i3.1188

【摘要】本文通过对 MAN 6S80MC-C 型低速二冲程船舶主机运行数据进行处理,计算出 10~70% 负荷下主机废气和缸套水可利用余热量及其参数。根据船舶实际情况,选择出三种 ORC 余热回收系统,以新型低碳环保型制冷剂 R1233zd(E) 为系统工质、净输出功率为目标,对选择的三个系统进行了性能对比,选择出适合该主机余热回收的最优方案。结果表明:主机余热在船舶现有余热回收设备回收后仍有大量余热可利用,且缸套水余热量多余废气余热量;R1233zd(E) 适合主机 ORC 余热回收系统;DE-ORC 余热回收系统是最适合用于主机余热回收。

【关键词】有机朗肯循环;主机余热;余热回收;方案选择

引言:

经济全球化促进了世界贸易往来,同时也加快了航运市场的发展。目前,大多数航运船舶依靠以重油为燃料的内燃机提供动力^[1],排放出大量 CO₂ 等污染气体。从 1990 年到 2012 年,航运船舶 CO₂ 排放量涨幅高达 28%,并且数据显示今后还有继续增长的趋势^[2]。回收船舶余热可有效提高船舶能效设计指数(EEDI),降低船舶废气排放量,达到节能和减排双赢效果。对于船舶来说,主机占船舶耗能的 70%~90%,拥有大量余热。船舶现有主机余热回收设备有造水机、废气涡轮增压器和废气锅炉等,余热经过这些余热利用设备后,品位较低,不利于回收利用。有机朗肯循环(ORC)系统能够将低品位能量转换成机械能,且结构简单、热效率较高、稳定性高,因此较蒸汽轮机发电、温差发电等技术更适合船舶余热回收利用^[3]。

Meili L^[4]等针对 393K~493K 的低温热源有机朗肯循环系统,对 R123、R245fa、R600 和 R1233zd(E) 四种工质进行了性能对比,结果表明从不可燃性、热力特性、环境友好性及设备成本方面考虑,R1233zd(E) 具有优势。Gequn Shu^[5]等针对发电柴油机尾气余热回收的基本有机朗肯循环(DE-ORC)进行了烷烃类工质性能研究,结果表明在不同的情况下,最优工质也不尽相同。Jiacheng Ma^[6]等

针对内燃机余热,将缸套水作为余热源、废气作为蒸发热源建立 ORC 余热回收系统,该系统可回收 10.19% 的余热,提高柴油机效率 14.23%。Jian Song^[7]等对输出功率为 960kW 的柴油机余热进行了双有机朗肯循环研究,结果表明在高温循环(HT-loop)中选用环己烷作为工质,低温循环(LT-loop)中选用 R245fa 作为工质,可提高柴油机效率 11.2%。

目前,对于船舶主机 ORC 余热利用研究,大多数学者是在实验室条件下完成的,或者对实际运行的主机参数进行简单处理,比如利用空气参数代替柴油机烟气参数、忽略船舶现有主机余热利用设备对主机余热参数的影响,在如此条件下,研究的实用意义会有所降低。另外,随着国际环保相关公约日益严苛,在 ORC 研究中,工质选择必须将环保性放在首要位置,但是,在诸多船舶 ORC 余热利用研究中依旧使用已经不能满足某些国际公约的工质。针对上述问题,本文以船舶主机实际运转参数为基础,计算出船舶主机废气和缸套水余热参数,在此基础上,以新型低碳环保性制冷剂 R1233zd(E) 为工质,对文献[5-7]中的三种柴油机余热利用方案进行对比,以净输出功率最高为目标,选择该主机余热利用较优方案。

1 主机余热计算

1.1 主机参数

某轮是一艘载重量达 30 万吨的散货船,其主机为 MAN 6S80MC-C 低速二冲程柴油机,最大持续功率可达 22360kW,最高转速为 73r/min,缸数为 6,缸径 800mm,行程 3200mm。

对主机连续记录的 6605 组主机参数(数据采集间隔为 1h)进行处理,挑选出 5258 组主机运行状态参数,经由算数平均法计算出主机负荷分别为 10%、20%、30%、40%、50%、60%和 70%的主机参数,如表 1 所示。所谓算数平均法就是将所有负荷相近的主机运行参数进行求和取平均数。

表 1 不同负荷下的主机运行参数

负荷 %	轴功率, P _e kW	主机转速, n r/min	燃油消耗量, b kg/t	扫气压力 MPa	扫气温度 K	缸套水进机温度 K	缸套水出机温度 K	涡轮后废气温度 K	锅炉蒸汽压力 MPa
10	2535	33	962	0.01	311	347	351	516	0.46
20	4448	47	934	0.02	304	346	351	563	0.49
30	6485	49	1522	0.03	309	348	353	580	0.49
40	9111	55	1969	0.06	309	345	353	598	0.53
50	11540	60	2589	0.10	309	345	353	586	0.53
60	13455	62	2827	0.13	311	344	354	564	0.53
70	15721	67	2333	0.15	318	343	353	560	0.52

1.2 主机余热量及温度参数

燃油在气缸中燃烧放出大量的热能,然而仅有 50%的热能转化成推动船舶前进的有用功,其余部分通过主机废气、缸套水冷却器、滑油冷却器、空冷器及热辐射散失到大气中。主机废气经过废气锅炉后仍然保持较高温度,携有大量余热,在排烟管道中,将废气温度降到烟管腐蚀温度(448K^[8]),该温降所释放的热量便是废气可利用的余热量,废气锅炉排烟温度降低到低温腐蚀温度为余热利用温度;主机缸套水对主机缸套进行冷却后,水温较高,且流量较大,同样携带大量余热,其中一部分余热经由造水机回收利用,其余部分在缸套水冷却器中被海水带入大气中,因此,缸套水在缸套水冷却器中温度变化所释放的热量即为缸套水可利用余热,缸套水在冷却器中从进口温度降到出口温度为缸套水余热利用温度。

根据质量守恒可知,废气的质量为燃油和燃烧空气的质量和,则烟气质量为:

$$M_{ex} = M_a + M_f \quad (1)$$

其中

$$M_f = b \quad (2)$$

$$M_a = \frac{60n\rho V_s i\varphi_e \varphi_a}{k} \quad (3)$$

上式中,k 是机型计算系数,二冲程为 1,四冲程为 2。在低速二冲程柴油机扫气过程中,当活塞下行到扫气口且缸内压力低于扫气压力后,增压空气进入气缸进行扫气。一般低速二冲程柴油机主机充气效率 φ_e 为 0.8~0.9,此处取 0.85;主机空气过量系数 φ_a 为 2.0~2.3,此处取 2.3^[9]。

2) 主机烟气成分

主机废气成分复杂,而其成分决定其所携带的热量。主机废气成分主要由燃料成分决定,常见船舶燃料成分如表 2^[10]所示:

1.2.1 废气余热

1) 主机废气质量流量

表 2 常见船舶燃料成分

燃料	元素组成					低热值 kcal/kg
	C	H	O	S	N	
柴油	0.870	0.128	0.00	0.001	0.0	10198.4
重油	0.860	0.105	0.00	0.035	0.0	9640
乙醇燃料	0.520	0.130	0.35	0.000	0.0	6500

续表

燃料	元素组成					低热值 kcal/kg
	C	H	O	S	N	
油菜籽甲基酯(RME)	0.775	0.120	0.11	0.000	0.0	8956.5
液化天然气(LNG)	0.751	0.250	0.00	0.000	0.0	12216.8

燃料中 S 和 N 元素的成分含量很小,忽略不计, 反应式为^[11]:
尾气成分主要由 C、H、O 和 N 组成,燃油燃烧化学

$$C_n H_m O_l + \varphi_a (n + \frac{m}{4} - \frac{l}{2}) O_2 + 3.773 \varphi_a (n + \frac{m}{4} - \frac{l}{2}) N_2$$

$$= n CO_2 + \frac{m}{2} H_2 O + (\varphi_a - 1) (n + \frac{m}{4} - \frac{l}{2}) O_2 + 3.773 \varphi_a (n + \frac{m}{4} - \frac{l}{2}) N_2 \quad (4)$$

该轮以重油为燃料,则其化学反应式为:

$$C_{71.67} H_{105} O_0 + 225.22 O_2 + 849.73 N_2$$

$$= 71.67 CO_2 + 52.5 H_2 O + 127.3 O_2 + 849.73 N_2 \quad (5)$$

则尾气中各主要成分的摩尔比为 CO₂ : H₂O : O₂ : N₂ = 71.67 : 52.5 : 127.30 : 849.73,各成分的质量分数分别为 9.87%、2.96%、12.74%、74.43%。

3) 烟气可用余热和余热利用温度

主机可用烟气余热为废气锅炉后排出的烟气余热。在主机排烟管道上,船舶上只监测到废气增压涡轮后的排烟温度,因此废气锅炉后的排烟温度并不清楚。废气锅炉后的排烟温度却决定着烟气余热量和热能品位,是一个十分关键的参数,可以根据热量变化量和温度变化量的关系估算出废气锅炉后的废气温度。

根据真实热容经验式,烟气比热容为:

$$c_p = g_{N_2} c_{pN_2} + g_{CO_2} c_{pCO_2} + g_{O_2} c_{pO_2} + g_{H_2O} c_{pH_2O} \quad (6)$$

$$c_{px} = c_0 + c_1 \theta + c_2 \theta^2 + c_3 \theta^3 \quad (7)$$

$$\theta = \frac{\langle T \rangle_k}{1000} \quad (8)$$

上式中各成分对应的 c₀、c₁、c₂ 和 c₃ 经验值如表 3^[12]所示。

表 3 各成分 c₀、c₁、c₂ 和 c₃ 经验值

物质	c ₀	c ₁	c ₂	c ₃
CO ₂	0.45	1.67	-1.27	0.39
H ₂ O	1.79	0.107	0.586	-0.20
O ₂	0.88	-0.0001	0.54	-0.33
N ₂	1.11	-0.48	0.96	-0.42

废气从废气增压涡轮出来后,经过排烟管道,会由于散热造成一定温降,假设为 5K,然后进入废气锅炉。该船废气锅炉由 1030 根高 2220mm、直径 50mm 的钢管构成烟道,则废气在烟道中的对流换热系数为:

$$\bar{h}_{ex} = \frac{Nu_D k}{D} \quad (9)$$

式中 \overline{Nu}_D 是废气在废气锅炉烟管中的努塞尔数,k 是废气在烟管中的热传导系数,D 为烟管直径。

由对流散热原理和热力学第一定理有:

$$\bar{h}_{ex} A \Delta T_{lm} = m c_p (T_{ex,i} - T_{ex,o}) \quad (10)$$

其中

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{ex,i} - T_s) - (T_{ex,o} - T_s)}{\ln[(T_{ex,i} - T_s)/(T_{ex,o} - T_s)]} \quad (11)$$

通过式 9~11 计算可以得到废气从锅炉中排出的温度,同样考虑到排烟管道散热,烟气从锅炉出口到余热利用装置进口也会产生 5K 温差。为避免排烟管道,排烟温度不能低于低温腐蚀温度 448K,则锅炉后废气可利用的热量为:

$$Q_{ex} = c_p M_{ex} (T_{ex,out} - T_{ex,low}) \quad (12)$$

1.2.2 缸套水余热计算

根据热力学相关定理可知缸套水所携带的热量为:

$$Q_{cwtot} = M_{cw} (h_{cwtout} - h_{cwint}) \quad (13)$$

高温缸套水从主机出来后,一部分经由造水机,为海水蒸发提供热量,造水机所吸收的热量为:

$$Q_{cwtot} = M_{eva} (h_{evout} - h_{evin}) \quad (14)$$

缸套水可利用的余热量为:

$$Q_{cw} = Q_{cwtot} - Q_{eva} \quad (15)$$

缸套水可利用的余热在船舶上由缸套水冷却器中的海水带入到大气环境中,在缸套水冷却器中有:

$$Q_{cw} = M_{eva} (h_{coolin} - h_{coolout}) \quad (16)$$

由此可得缸套水进冷却器的水温。

通过 REFPROE 9.1 和 Aspen Plus V8.0 两款软件得到上述式中相关物质的物理参数,并将 1.1

中的船舶运行参数带入上述计算公式中可得各工况下主机余热相关参数,如表 5 所示:

表 5 主机余热源温度变化和余热量

负荷	可用余热量(kW)		总余热量(kW)	余热占船舶能效比例(%)	余热利用温度(K)	
	废气	缸套水			废气	缸套水
10	15.54	299	315	3.0	464~448	348~347
20	101	549	650	6.2	474~448	348~346
30	216	550	766	4.5	484~448	350~348
40	703	1300	2003	9.1	502~448	350~345
50	1240	1300	2540	8.8	501~448	350~345
60	961	1802	2763	8.7	479~448	351~344
70	1240	1800	3040	11.6	479~448	350~344

2 船舶主机有机朗肯循环余热回收系统选择

2.1 船舶主机有机朗肯循环(ORC)系统选择原则

如图 1 所示,有机朗肯循环(ORC)是以低沸点有机物代替水蒸汽作为循环工质的动力循环,是一种新型、环保发电技术。发电装置由蒸发器、膨胀机发电机组、冷凝器和工质泵组成。其工作过程主要为:液态有机工质在蒸发器中吸热蒸发为高温气态工质,随后进入膨胀机中做功发电,做完功的工质再在冷凝器中冷凝为液态工质,最后,液态工质在工质泵中加压,为下一步蒸发做准备,从而完成一次循环。

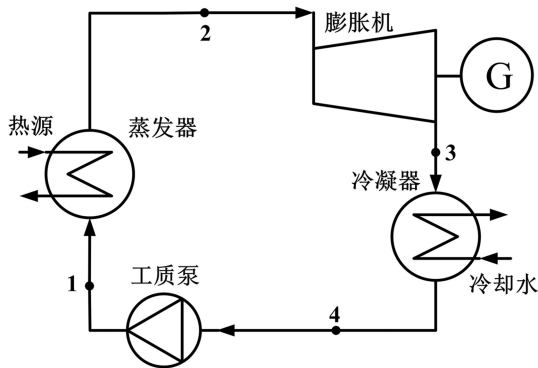


图 1 有机朗肯循环示意图

经过多年研究,学者们在 ORC 基础上已经提出多种 ORC 优化系统,这些优化系统对提高系统效率有显著效果。然而,对于船舶来说,在航期间处于一个孤立状态,在船舶设备出现状况后,只能进行简单

的维修,因此,适合船舶的 ORC 主机余热回收系统必须具有较高的可靠性,换句话说该系统的组成部件相对较少,系统相对简单,这也会降低船舶工作人员工作量。另外,主机排烟管道压力对主机的燃烧性能有着密切联系,废气锅炉已经提高了主机排气背压,因此,为了不使主机排烟背压过高,ORC 主机余热回收系统选择时,仅考虑在主机排烟管道上安装一个换热器的系统。

2.2 船舶主机 ORC 余热回收系统选择

根据 2.1 中的选择原则,本文选取了文献[5]中的 DE-ORC 余热回收系统、文献[6]中的 ICE-ORC 余热回收系统和文献[7]中的 Dual Loop ORC 余热回收系统为参考系统,对该主机余热回收进行研究。

DE-ORC 是指 Diesel Engine ORC,即是基础 ORC,为了区分其他 ORC 系统,便沿用原文献中的 DE-ORC。该系统如图 2 所示,由高温循环(High Temperature ORC Loop, HT ORC Loop)和低温循环(Low Temperature ORC Loop, LT-Loop)组成。其中 HT ORC Loop 和 LT ORC Loop 分别由主机废气和主机缸套水作为热源的基础 ORC,且是相互独立的,冷却源均是海水。

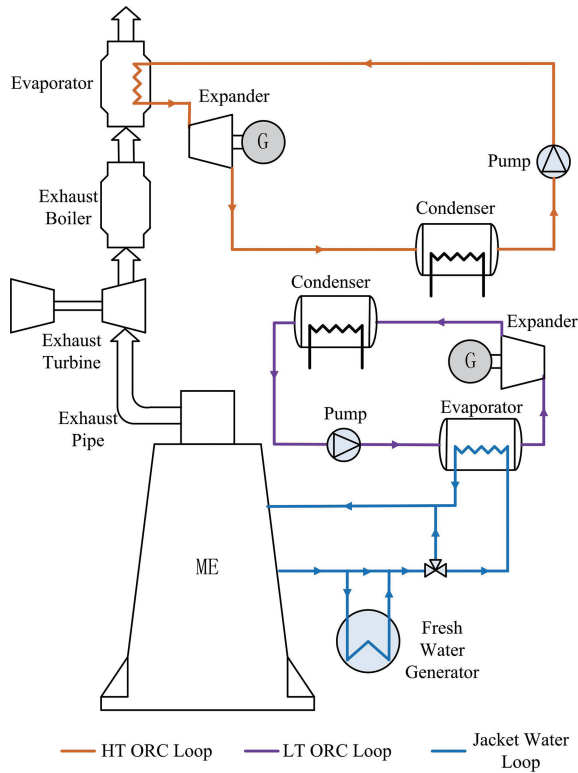


图 2 DE-ORC 余热回收系统

ICE-ORC 是指 Internal Combustion Engine ORC, 为了区分其他 ORC 系统, 同样沿用原文献中的 ICE-ORC。如图 3 所示, ICE-ORC 仅有一个 ORC 循环, 该循环以缸套水为预热源, 以主机废气为蒸发源, 同样以海水为冷却源。

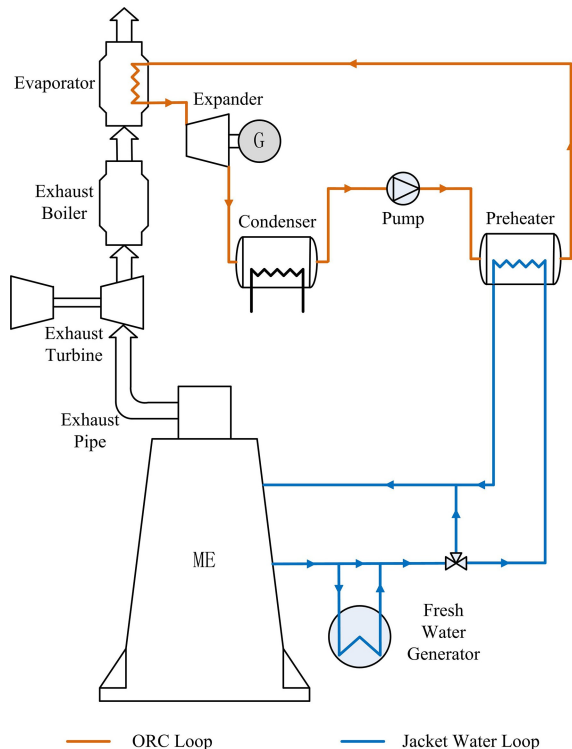


图 3 ICE-ORC 余热回收系统

如图 4 所示, Dual Loop ORC 同样由高温循环 (HT-Loop) 和低温循环 (LT-Loop), 但是与 DE-ORC 并不一样。在该系统中, 低温循环中的工质在高温循环中作为冷却源, 用来冷却高温循环中从膨胀机出来的工质, 使其由气态变为液态, 同时低温循环中的工质受热变成饱和蒸汽, 然后进入膨胀机做功。整个系统仅有一个冷凝器, 用于冷却低温系统, 冷源为海水。

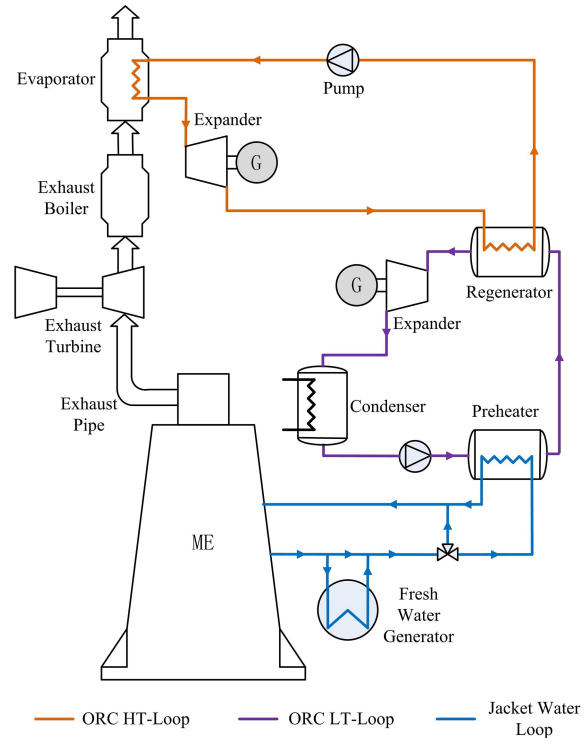


图 4 Dual Loop ORC 余热回收系统

3 系统性能计算

3.1 工质选择

随着全球环境恶化, 人们的环保意识逐渐增强, 相关国际公约也日益严苛。2006 年, 欧盟通过了 F-gas 法规 (EC 842/2006), 规定从 2011 年开始在欧盟成员国上市的新汽车空调制冷剂的 GWP 值不得超过 150^[13]。2016 年 10 月 15 日, 《蒙特利尔议定书》缔约方在卢旺达基加利召开的第 28 次缔约方会议上签订了《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书》修正案, 就逐步减少氢氟碳化合物 (HFCs) 达成了协议。虽然 HFCs 本身不是臭氧层物质, 但是 HFCs 具有高全球变暖潜能值 (GWP), 是温室气体。因此, 工质选择的需将环保性放在首要位置。另外, 针对船舶特殊环境, 需选择安全性能好的工质; 为防止工质液化对膨胀机产生损伤, 所选工质需是干工质。

R1233zd(E)是近年研制出的一种新型烯烃类 HCFC 制冷剂,其基本性质如表 6 所示,大气寿命短,对臭氧层几乎无影响,无二次环境破坏,低毒性,不可燃,是低碳环保型制冷剂。目前国内外关于 R1233zd(E)的研究报告并不多,将其用于船舶余热回收方面的研究更是少之又少。

表 6 R1233zd(E)工质基础物性

临界温度 (K)	临界压力 (bar)	ODP	GWP	大气寿命	安全等级	工质性质
438.75	37.72	0.00034	1	26 天	A1	干工质

R1233zd(E)与当前市面上使用较多的工质相比有如下优势:

1)臭氧层破坏潜值 ODP 几乎为 0,GWP 值仅为 1,与目前被较多采用的 R245fa 相比降低了 99.9%,更好地满足全球环保法规的要求;

2)在最新的 ASHRAE34 标准中被分类为 A1,属于不可燃工质,使用限制更少;

3)临界温度高达 438.75K。

从上述特点来看,R1233zd(E)是适合船舶有机朗肯余热回收系统的工质。

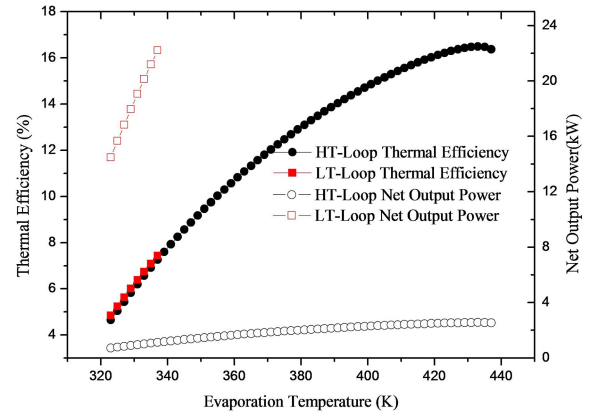
3.2 系统性能计算

对于该船舶主机余热,本文假设换热器能够希望回收的余热量都能带入 ORC 系统,即废气或缸套水经过换热器后,其温度能从表 5 中余热利用温度的高温降低到低温。文章中三种 ORC 余热回收系统热力学模型沿用文献[5-7]中所建模型,针对船舶实际情况,假设系统中部分计算参数如表 7。

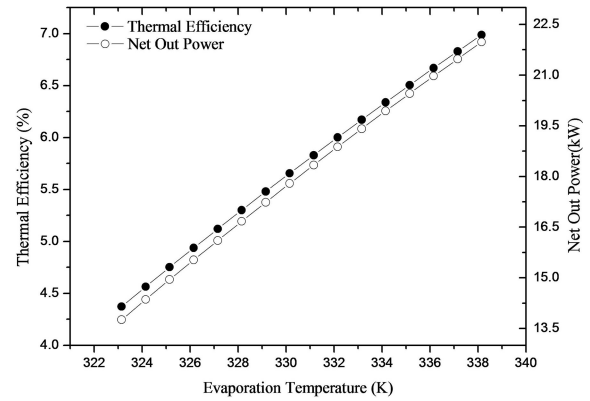
表 7 方案设计参数表

参数名称	数值
蒸发器换热效率	0.95
工质泵等熵效率	0.6
膨胀机等熵效率	0.8
冷凝温度	303K
最小换热温差	10K

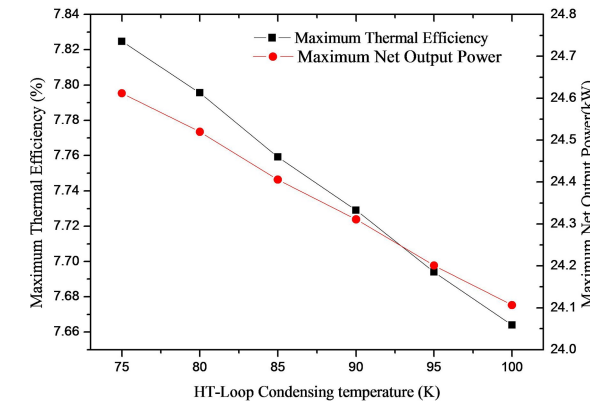
本文工质 R1233zd(E)物性参数均来自制冷剂物性软件 REFPROP 9.1,该软件是业内公认的物性权威软件,其数据可靠性高。通过计算,有机朗肯循环余热回收系统性能如下。



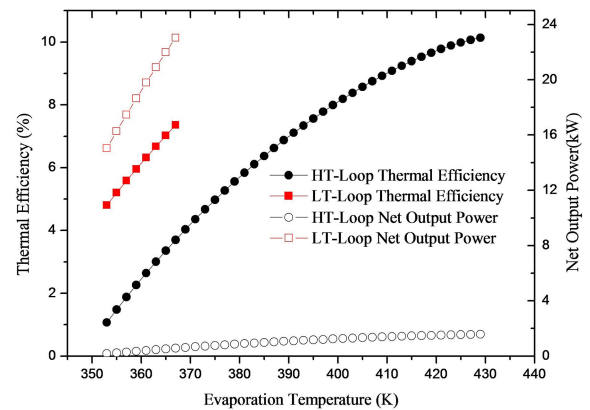
(a) DE-ORC



(b) ICE-ORC



(c) Dual Loop ORC



(d) Dual Loop ORC

图 5 主机 10% 负荷下三种 ORC 余热回收系统热参数

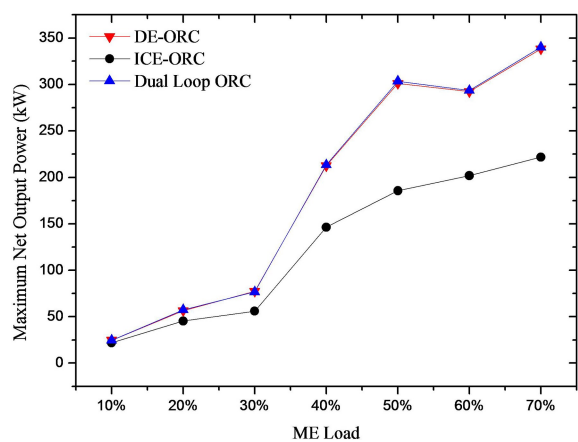
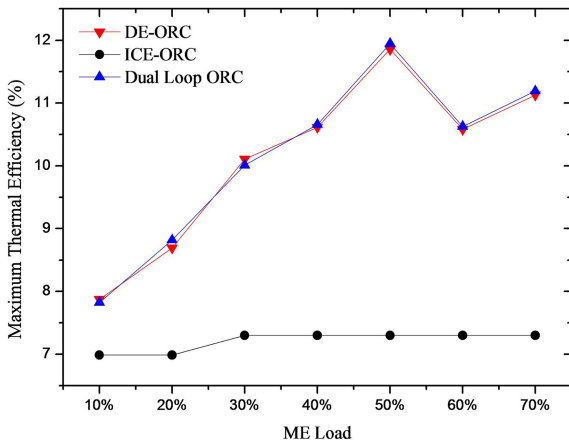
图 5 显示了主机负荷为 10% 时, 三种 ORC 余热回收系统热效率和净输出功率与系统参数的关系。主机在不同负荷下, ORC 余热回收系统热参数变化趋势是完全相同的, 只是在数据上有所差异, 因此, 本文仅选取主机在 10% 负荷下 ORC 余热回收系统的热参数进行阐述。

图 5a 显示了 DE-ORC 系统热效率与净输出功率与蒸发温度的关系。由于缸套水温较低和换热温差的共同限制, 该系统 LT-Loop 的蒸发温度最高只能达到 338K, 此时热效率和净输出功率达到最大值, 分别为 7.43% 和 22.21kW。HT-Loop 最高热效率可达 16.50%, 但由于该负荷下废气余热量较低, 此时净输出功率仅有 2.54kW。由此可得, DE-ORC 系统在 LT-loop 和 HT-Loop 蒸发温度分别为 338K 和 433K 时获得最高净输出功率 24.75kW。

图 5b 显示了 ICE-ORC 系统热效率与净输出

功率与蒸发温度的关系。由于主机缸套水余热多, 废气余热量, ICE-ORC 系统性能受缸套水余热参数影响较大, 工质在预热器中就会被加热成湿蒸汽, 因此系统蒸发温度受到缸套水温限制, 蒸发温度最高也只能达到 338K。此时, 系统获得最高热效率和净输出功率, 分别为 6.99% 和 21.98kW。

在 Dual Loop ORC 系统中, HT-Loop 中的冷凝温度影响着系统的性能。如图 5c 所示, 随着 HT-Loop 的冷凝温度升高, Dual Loop ORC 系统的热效率和净输出功率反而会降低, 由前面的研究可知, LT-Loop 中的热性能与蒸发温度成正比, 且蒸发温度最高为 338K。因此, 该系统最优的设计参数为 HT-Loop 冷凝温度为 348K、HT-Loop 蒸发温度为 338K。图 5d 显示了最优参数下系统热性能, 系统最高热效率为 7.82%, 最高净输出功率为 24.61kW。



(a)

(b)

图 6 主机各负荷下三种 ORC 余热回收系统最优热参数

图 6 显示了主机不同负荷下三种 ORC 余热回收系统的最优热参数。其中 DE-ORC 和 Dual Loop ORC 系统在各个负荷下都具有十分相近的热参数, 且随着主机负荷增加, 系统的热性能也逐渐提高, 而 ICE-ORC 系统相比于其余两种系统性能较差, 且负荷越大, 差距也有增大的趋势。

4 结束语

本文首先以船舶实际运行参数为基础, 计算出不同负荷下主机的可用余热量及其相关参数。然后, 结合船舶实际情况, 本文选择了三种适合主机余热回收的 ORC 系统。最后, 根据该主机余热量及其参数, 对比了各 ORC 系统的热性能, 所得结论如下:

1) 考虑船舶实际情况, 经过造水机和废气锅炉对主机余热初步利用之后, 主机在非常用低负荷 (10%、20% 和 30%) 下, 主机余热量少, 且利用率也较低。但是, 在主机常用负荷 (40%、50%、60% 和 70%) 下, 其余热量依旧十分可观, 且主机负荷越高, 余热量越大;

2) R1233zd(E) 作为 ORC 系统工质, 有较优的工作性能, 综合其优良的环保性能和安全性能, R1233zd(E) 适合于主机 ORC 余热回收系统;

3) 以回收系统净输出功率为目标, DE-ORC 和 Dual Loop ORC 系统性能相当, 均优于 ICE-ORC 系统。然而, DE-ORC 属于两个 ORC 系统并联,

Dual Loop ORC 属于两个 ORC 系统串联, 因此, 最优 ORC 余热回收系统, 主机在 70% 负荷下, 可回收 DE-ORC 系统具有更高的可靠性, 是适合该主机的 回收 338kW 余热, 提高主机能效 1.29 个百分点。

符号说明

M_{ex}	主机废气质量流量, kg/h	M_f	进机燃油质量流量, kg/h
M_a	进主机增压空气质量, kg/h	ρ	增压空气密度, kg/m ³
n, m, l	燃料中碳氢氧原子数	c_p	废气的比热容, kJ/kg K
g_x	废气成分 x 的质量分数	$c_{p,x}$	废气成分 x 的定压比热, kJ/kg K
$\langle T \rangle_k$	废气温度, K	$T_{ex,i}$	废气进锅炉温度, K
$T_{ex,low}$	排烟管道低温腐蚀温度, K	$T_{ex,o}$	废气出锅炉温度, K
$h_{w,out}$	废气锅炉饱和蒸汽比焓值, kJ/kg K	T_s	锅炉水温, K
Q_{ex}	废气可用余热量, kW	$h_{cw,out}$	出机缸套水对应的比焓, kJ/kg K
$h_{cw,in}$	进机缸套水比焓值, kJ/kg K	$Q_{cw,tot}$	缸套水携带的热量, kW
$h_{cool,in}$	进冷却器缸套水比焓, kJ/kg K	$h_{cool,out}$	出冷却器缸套水比焓, kJ/kg K
$h_{eva,in}$	进造水机海水比焓, kJ/kg K	$h_{eva,out}$	造水机中蒸汽比焓, kJ/kg K
M_w	废气锅炉蒸发量, kg/h		

【参考文献】

- [1] International Energy Agency, CO₂ emissions from fuel combustion highlights 2014, 2014.
- [2] Eyring V. Emissions from international shipping; 2. Impact of future technologies on scenarios until 2050[J]. Journal of Geophysical Research, 2005, 110(D17).
- [3] Shu G, Liang Y, Wei H, et al. A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013, 19: 385-401.
- [4] Meili L, Xu Y, Kai Y. Selection of working fluid for ORC system to recover low-temperature waste heat[J]. REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING, 2017(01): 44-49.
- [5] Shu G, Li X, Tian H, et al. Alkanes as working fluids for high-temperature exhaust heat recovery of diesel engine using organic Rankine cycle[J]. 2014, 119: 204-217.
- [6] Ma J, Liu L, Zhu T, et al. Cascade utilization of exhaust gas and jacket water waste heat from an Internal Combustion Engine by a single loop Organic Rankine Cycle system[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 107: 218-226.
- [7] Song J, Gu C. Parametric analysis of a dual loop Organic Rankine Cycle (ORC) system for engine waste heat recovery[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 105: 995-1005.
- [8] 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.
- [9] Bin L. Marine Diesel Engine[M]. Dalian: Dalian Maritime University Press, 2008. 148.
- [10] Zamiatina N. Comparative Overview of Marine Fuel Quality on Diesel Engine Operation[J]. Procedia Engineering, Volume 134, 2016: 157-164.
- [11] Dengke L. A Study on Exhaust Energy Recovery and Conversion from an Internal Combustion Engine Based on Rankine Cycle[D]. Tianjin University, 2009.
- [12] Weidao S. Engineering Thermodynamics[M]. Beijing: Higher Education Press, 2007. 439.
- [13] Regulation (EC) No 842/2006 of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 on certain fluorinated greenhouse gases(OJ L 161, 14. 6. 2006, p. 1).