

【主编特邀】——高效、节能、低碳内燃机余热能梯级利用基础研究

专家点评:内燃机是交通运输、工程机械、农用机械等动力装置的主要原动机,我国已经成为世界第一的内燃机制造大国.我国内燃机的石油消耗约占石油总消耗量的2/3左右,并且在人类活动导致的CO₂排放中,以内燃机为动力的交通运输占25%.因此,在能源供应面临严峻挑战和减少CO₂排放面临国际国内压力的双重背景下,内燃机的节能减排是节约石油资源和保护环境的最重要环节.

从内燃机能量平衡来看,动力输出功率一般只占燃油燃烧总热量的30%~45%(柴油机)或20%~30%(汽油机),除了不到10%用于克服摩擦等功率损失之外,其余的余热能没有得到利用,主要通过冷却回路的散热以及排气被排放到大气中.因此,将内燃机的余热能回收再利用是提高总能效率、降低油耗的一个有效途径.

当前,国外汽车和内燃机发达国家(美、英、日和欧盟)都在致力于内燃机节能新技术的研究.面对国际上围绕内燃机节能新技术的竞争态势,我国内燃机工业界和学术界,高度重视内燃机节能新技术的原始创新,针对余热能利用提高内燃机效率的科技发展趋势,通过提出先进的新技术原理和新方法,使我国内燃机工业在围绕内燃机新技术的竞争中,提高自主创新能力和国际竞争力.

内燃机余热能包括了具有瞬态性的排气动能流和具有低品位能到高品位能梯级特性的热能流.针对排气动能流开展基于附加膨胀室的排气余压充分膨胀的内燃机余压能气动循环理论和技术研究,以及针对多品位余热大温差利用的联合热力循环优化集成理论研究和热电材料转化效率的分析和测试研究都是当前研究热点.

本期选登的几篇文章涉及发动机压缩空气再生制动理想热力循环、跨临界联合热力循环、汤姆逊效应和附加热阻以及接触压力对温差发电系统影响等几个方面,属内燃机余热回收节能技术研究关注的重点领域,相信对读者会有一定的参考价值.

天津大学 舒歌群

DOI:10.11784/tdxbz201305074

柴油机多品位余热回收低焓损跨临界联合循环模拟

舒歌群, 许晓菲, 田 华, 贾 琦, 孙秀秀, 刘丽娜

(天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室, 天津 300072)

摘 要: 为了提高柴油机多品位、大温差余热的回收利用率,提出了一种低焓损跨临界有机朗肯联合循环,其中高温级循环用于回收温度较高的柴油机排气余热和废气再循环(EGR)余热,低温级循环回收柴油机冷却水余热、增压空气余热、与高温级循环换热后的排气余热和EGR余热.高温级对比分析了3种硅氧烷工质MM、MDM和D₄,低温级选用了R143a,模拟研究了高低温级参数对循环性能的影响.结果表明:高低温级均存在最优的蒸发压力,高温级冷凝压力在允许范围内越低越好;高温级采用MM较MDM和D₄循环性能更好,循环净功最高可以达到36.36 kW,焓损只有4.5 kW;各部分余热的利用率均在86%以上;增加高低温级的回热效能均可以提高循环性能.

关键词: 柴油机;多品位余热;低焓损;跨临界有机朗肯循环;联合循环

中图分类号:TK422

文献标志码:A

文章编号:0493-2137(2014)01-0001-08

收稿日期:2013-06-04;修回日期:2013-09-03.

基金项目:国家重点基础研究发展计划(973计划)资助项目(2011CB707201);国家自然科学基金资助项目(51206117);天津市自然科学基金资助项目(12JCQNJC04400).

作者简介:舒歌群(1964—),男,博士,教授,sgq@tju.edu.cn.

通讯作者:田 华,thtju@tju.edu.cn.

Simulation of a Transcritical Combined Organic Rankine Cycle with Low Exergy Destruction Used for Multiple Grades Waste Heat Recovery of Diesel Engine

Shu Gequn, Xu Xiaofei, Tian Hua, Jia Qi, Sun Xiuxiu, Liu Lina
(State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: Diesel engine has multiple grades waste heat with large temperature difference. In order to improve the efficiency of waste heat recovery, a transcritical combined organic Rankine cycle with low exergy destruction is presented. High-temperature stage cycle recovers high grades waste heat including exhaust and exhaust gas recirculation (EGR), while low-temperature stage cycle recovers low grades waste heat including cooling water, supercharged air, exhaust and EGR after rejecting heat at high-temperature stage cycle. Considering MM, MDM and D₄ as the working fluid for high-temperature stage cycle, and R143a for low-temperature stage cycle, the effect of cycle parameters is simulated and analyzed. The results show that both high- and low-temperature stage cycles have an optimal evaporating pressure, and high-temperature stage condensing pressure should be smaller within its allowable range. MM system has better performance than that using MDM and D₄ with maximum net power being 36.36 kW and the exergy destruction being 4.5 kW. Each grade of waste heat recovery ratio is above 86%. Increasing the regenerator efficiency of both the high- and low-temperature stage can improve cycle performance.

Keywords: diesel engine; multiple grades waste heat; low exergy destruction; transcritical organic Rankine cycle; combined cycle

随着石油资源使用量的大幅度增长,内燃机的节能问题受到越来越多的关注.从柴油机的热平衡来看,用于动力输出的能量只占燃油燃烧总能量的 30% 左右,大部分通过排气、冷却系统等以热量形式耗散到大气中^[1-2],余热回收利用潜力巨大,研究表明采用基于有机朗肯循环(organic Rankine cycle, ORC)的蒸汽动力装置回收柴油机余热能量是能量回收的一种有效途径.

柴油机余热能呈现多种形式分布,具有多品位、大跨度温差的明显特点,各部分余热能量所占比例也不同.这个特点是目前各部分余热综合利用率不高的制约因素.

目前的研究和技术无法同时对柴油机各部分余热能进行综合、高效地回收利用,而是对高品位热能进行降级利用,或者只能对其中某一项进行回收. Chammas 等^[1]建立了一套利用冷却水余热进行预热、利用排气余热进行蒸发的单级有机朗肯循环系统,排气余热得到充分回收,但冷却水余热只回收了其可利用热量的 10%. Arias 等^[3]也研究了类似的系统,结果表明在可回收的 2 014 W 余热能中,只有 20 W 来自冷却水余热. Teng 等^[4-5]建立了一套单级回收 EGR 和增压空气余热的有机朗肯循环系统,在充分回收 EGR 余热时,增压空气余热只回收了可利用热量的 43%.

为了提高多品位余热的综合利用效率,德国宝马公司在 3 系汽车发动机上利用双级耦合的有机朗肯循环对排气和冷却水余热进行回收,工质分别是水和乙醇^[6-7],发动机的燃油效率提高了 15%,其研究表明利用双级联合循环是一条具有潜力的技术路线.然而,目前采用的双级循环使用蒸汽朗肯循环作为高温级,这使得系统效率低、熵损失较高并且装置庞大,这使得宝马公司在无法实现高效和缩减系统尺寸后逐渐放弃了上述双级系统.

为充分、高效地利用柴油机各部分余热,提高柴油机的整体效率,笔者提出了一种低熵损跨临界有机朗肯联合循环,其中高温级循环用于回收温度较高的柴油机排气余热和废气再循环(EGR)余热,低温级循环回收柴油机冷却水余热、增压空气余热以及在高温级循环利用后的排气余热和 EGR 余热.该系统中,高低温级均采用跨临界循环,使得超临界工质与热源之间有更好的热匹配性,降低了换热过程中的熵损失,提高能源转化效率^[8].

1 系统介绍

图 1 为跨临界有机朗肯联合循环系统示意,图 2 为高低温级循环温熵曲线.本系统由高温级循环(Rh)和低温级循环(Rl)构成,由柴油机的排气余热

表 1 工质物性参数

Tab.1 Physical property parameters of working fluids

工质	摩尔质量/ (g · mol ⁻¹)	临界压力/ MPa	临界温度/°C	工质类型
R143a	84.04	3.761	72.71	等熵
MM	162.38	1.939	245.60	干式
MDM	296.62	1.415	290.94	干式
D ₄	236.53	1.332	313.35	干式

图 3 为 3 种硅氧烷温熵曲线. 为方便比较, 横纵坐标分别无量纲化, 其中纵坐标取各点温度与临界温度的比值, 横坐标取各点熵值与临界点熵值的比值.

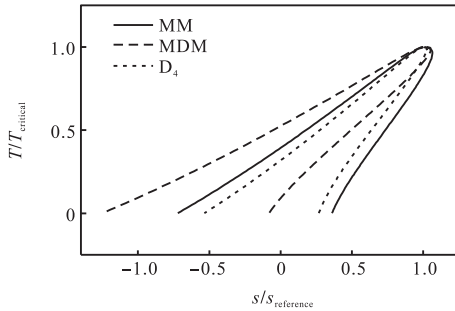


图 3 3种硅氧烷的温熵曲线

Fig.3 T-s diagrams of three siloxanes

3 热力学模型

本文为简化模型, 做出如下假设^[11]: ①所有的换热过程均为等压过程; ②忽略每个部件和管道的散热和摩擦损失; ③忽略流体的动能和势能.

3.1 热力学第一定律模型

有机朗肯循环过程中, 膨胀机做功为

$$W_t = m_f (h_{t,in} - h_{t,out}) \quad (1)$$

$$\eta_t = (h_{t,in} - h_{t,out}) / (h_{t,in} - h_{t,out,s}) \quad (2)$$

工质泵耗功为

$$W_p = m_f (h_{p,out} - h_{p,in}) \quad (3)$$

$$\eta_p = (h_{p,out,s} - h_{p,in}) / (h_{p,out} - h_{p,in}) \quad (4)$$

换热器吸热量为

$$Q_h = m_f (h_{h,out} - h_{h,in}) \quad (5)$$

冷凝器放热量为

$$Q_c = m_f (h_{c,in} - h_{c,out}) \quad (6)$$

回热器换热量为

$$Q_r = m_f (h_{rh,in} - h_{rh,out}) = m_f (h_{rl,out} - h_{rl,in}) \quad (7)$$

式中: W 为示功值, kW; Q 为示热量, kW; m_f 为工质的质量流量, kg/s; h 为工质的比焓, kJ/kg; η_t 为膨胀机等熵效率; η_p 为工质泵等熵效率; 下标 t、p、h、c、r 分别代表膨胀机、工质泵、换热器、冷凝器、回热器, in、out 分别代表各部件的入口和出口, s 代表等熵情

况, rh、rl 分别代表回热器中的高温侧和低温侧工质.

本文选取的热力学第一定律指标如下所述.

循环净功

$$W_{net} = W_t - W_p \quad (8)$$

循环热效率

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{total}} = \frac{W_t - W_p}{Q_{total}} \quad (9)$$

式中 Q_{total} 为从热源吸收的所有热量.

3.2 热力学第二定律模型

i 点处的焓值为

$$E_i = m_i [(h_i - T_0 s_i) - (h_0 - T_0 s_0)] \quad (10)$$

式中: m_i 为 i 点处的质量流量; T_0 取环境温度 25 °C; h_i 、 s_i 、 h_0 、 s_0 分别为 i 点处的焓值、熵值和环境条件 (25 °C, 0.1 MPa) 下的焓值、熵值.

因此, 膨胀机焓损为

$$I_t = m_f (E_{t,in} - E_{t,out} - W_t) \quad (11)$$

工质泵焓损为

$$I_p = m_f (E_{p,in} - E_{p,out} + W_p) \quad (12)$$

换热器焓损为

$$I_h = m_f (E_{h,in} - E_{h,out} + E_{hs,in} - E_{hs,out}) \quad (13)$$

冷凝器焓损为

$$I_c = m_f (E_{c,in} - E_{c,out} + E_{cw,in} - E_{cw,out}) \quad (14)$$

回热器焓损为

$$I_r = m_f (E_{rh,in} - E_{rh,out} + E_{rl,in} - E_{rl,out}) \quad (15)$$

式中: I 为焓损, kW; E 为焓值, kW; 下标 hs、cw 分别代表换热器中热源和冷凝器中冷源.

选取的热力学第二定律指标如下所述.

循环总焓损

$$I = \sum I_i \quad (16)$$

循环焓效率

$$\eta_{ex} = \frac{W_{net}}{E_{total}} = \frac{W_t - W_p}{E_{hs,in} - E_{hs,out} + E_{cw,in} - E_{cw,out}} \quad (17)$$

式中: I_i 为各部件的焓损; E_{total} 为所有热源以及冷源的焓变化量.

另外, 本文选取的回热参数——回热效能^[12]的定义为

$$\varepsilon = \frac{T_{rh,in} - T_{rh,out}}{T_{rh,in} - T_{rl,in}} \quad (18)$$

3.3 模型验证

为了验证热力学模型的准确性, 对文献[13]中的结果进行了验证, 使用苯作为工质, 并采用与文献[13]相同的已知条件, 分别对文献中 3 种模型的计算结果进行了验证. 验证结果如表 2 所示, 结果显示计

算误差均在5%以内. 产生误差的原因主要是所用模拟软件不同, 文献[13]是用Matlab建模耦合REFPROP数据库, 而本文使用EES软件中自带的工

质物性数据库. 产生的误差在允许的精度内, 从而验证了所用热力学模型的有效性.

表2 模拟结果同文献[13]的比较

Tab.2 Comparison of the verification results with those of Ref.[13]

模型		p_{vap}/MPa	P_{ORC}/kW	η_{ORC}	$m_f/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	$V_3/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	v_4/v_3	$\Delta h_{3-4}/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$
简单模型	文献[13]	2	349.3	0.198 6	2.737	0.052	107	130.5
	验证结果	2	341.5	0.198 1	2.674	0.051	107	130.6
	误差/%	0	2.23	0.25	2.30	1.92	0	0.08
模型		P_{ORC}/kW	Q_{in}/kW	$\Delta h_{3-A}/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	$\Delta H_{1-A}/Q_{in}$	$\Delta H_{1-A}/Q_w$	$m_f/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	$V_3/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$
预热模型	文献[13]	386.0	1 943.1	581.6	0.095	0.175	3.024	0.058
	验证结果	377.8	1 907.0	582.7	0.096	0.183	2.958	0.057
	误差/%	2.12	1.86	0.19	1.05	4.57	2.18	1.72
模型		p_{vap}/MPa	T_{vap}/K	P_{ORC}/kW	η_{ORC}	Q_R/kW	$m_f/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	$V_3/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$
回热模型	文献[13]	2	494.5	392.6	0.223	218	3.076	0.059
	验证结果	2	494.6	384.9	0.223	219	3.014	0.058
	误差/%	0	0.02	1.96	0	0.46	2.02	1.69

4 结果分析与讨论

4.1 发动机参数

本文根据某6缸直列柴油机的性能试验结果, 确定了柴油机各部分余热的温度、压力和流量, 使用EES(engineering equation solver)编程计算. 表3给出了柴油机在额定转速下某工况的一些参数. 另外, 本文中选取的工质泵等熵效率取0.8, 膨胀机等熵效率

取0.7.

4.2 变高温级蒸发压力

在该循环计算中, 低温级均采用R143a, 高温级分别采用3种硅氧烷工质MM、MDM和D₄, 仅改变高温级蒸发压力, 其他参数均不变: 高温级冷凝压力取0.1 MPa, 回热器低温侧工质温升100 °C; 低温级蒸发压力取4.5 MPa, 冷凝温度为35 °C, 回热器低温侧工质温升7 °C. 图4和图5所示分别为不同高温级蒸发压力 p_{maxh} 下得到的循环净功 W_{net} 、热效率 η_{th} 以及焓损 I 和焓效率 η_{ex} .

表3 柴油机试验测量结果

Tab.3 Test results of the diesel engine

额定转速/(r · min ⁻¹)	额定功率/kW	扭矩/(N · m)	油耗率/(g · (kW · h) ⁻¹)	进气流量/(kg · h ⁻¹)	EGR率
2 200	243	1 055	210	970	0.2
排气焓后温度/°C	排气焓前温度/°C	中冷前温度/°C	冷却水流量/(kg · s ⁻¹)	出水温度/°C	进水温度/°C
445	590	162	2.55	90	70

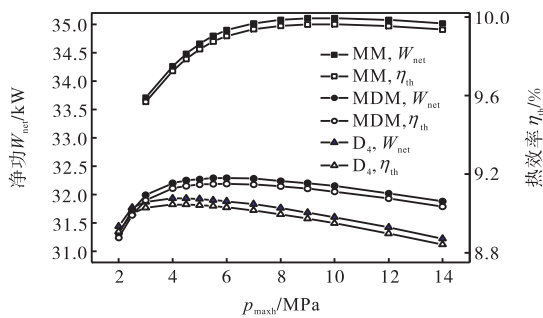


图4 不同高温级蒸发压力下MM、MDM和D₄的循环净功和热效率

Fig.4 Effect of high-temperature-stage evaporating pressure on the net power and thermal efficiency of MM, MDM and D₄

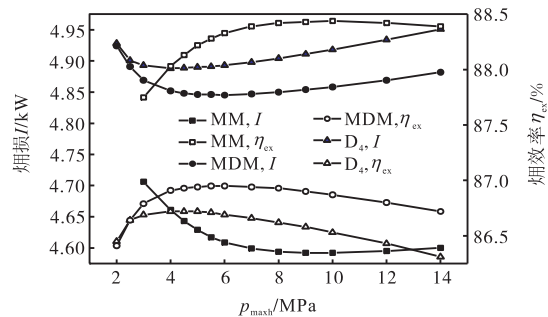


图5 不同高温级蒸发压力下MM、MDM和D₄的焓损和焓效率

Fig.5 Effect of high-temperature-stage evaporating pressure on the exergy destruction and exergy efficiency of MM, MDM and D₄

从图 4 可以看出,随着高温级蒸发压力增加,净功和热效率变化趋势类似,总是先迅速增加后缓慢降低,也就是有一个最优的高温级蒸发压力,MM 的最优值出现在 9.5 MPa,MDM 出现在 5.75 MPa,D₄ 出现在 4.5 MPa.比较 3 种工质的循环净功和热效率可以发现,MM 最高,其次是 MDM,D₄ 最低.从图 5 可见,随着高温级蒸发压力增加,焓损先迅速减小后缓慢增加,焓效率和焓损变化趋势相反,也存在一个最优的高温级蒸发压力,出现的位置同净功和热效率的高温级蒸发压力最优值一致.比较 3 种工质,MM 的焓损最低,焓效率最高,因此性能最佳,其次是 MDM,D₄ 最差.从 3 种工质的 T-s 图可以看出,相同条件下的循环曲线包围的面积 MM 最大,D₄ 最小,因此,MM 的性能最好,而 D₄ 最差.

为分析余热回收利用情况,本文中余热利用率定义为

$$\lambda = \frac{T_{hs,in} - T_{hs,out}}{T_{hs,in} - T_{hs,min}} \quad (19)$$

式中: $T_{hs,in}$ 和 $T_{hs,out}$ 分别为热源进入循环系统和最终离开系统的温度; $T_{hs,min}$ 为柴油机余热热源在实际情况下所允许的最低温度,本文排气和 EGR 取相应压力下的露点温度,分别为 111 °C 和 138 °C,增压空气取中冷后最低温度 50 °C,冷却水取柴油机入水温度 70 °C. 计算结果如表 4 所示,高温级蒸发压力分别取各工质的最优值.由表 4 可见,各部分余热利用率均较高,在 86% 以上.

表 4 3 种硅氧烷的余热利用率

Tab.4 Waste heat ratio of three siloxanes

工 质	排气	EGR	增压空气	冷却水
MM	96.05	100	86.06	100
MDM	96.59	100	86.06	100
D ₄	96.86	100	86.06	100

4.3 变高温级冷凝压力

在该循环计算中,低温级均采用 R143a,高温级分别采用 3 种硅氧烷工质 MM、MDM 和 D₄,仅改变高温级冷凝压力,其他参数均不变:高温级蒸发压力取最优高压(MM: 9.5 MPa,MDM: 5.75 MPa,D₄: 4.5 MPa),回热器低温侧工质温升 100 °C;低温级蒸发压力取 4.5 MPa,冷凝温度为 35 °C,回热器低温侧工质温升 7 °C.图 6 和图 7 所示分别为不同高温级冷凝压力 p_{condh} 下得到的循环净功、热效率以及焓损和焓效率.

从图 6 可以看出,随着高温级冷凝压力增加,净

功和热效率变化趋势基本一致,总是不断降低,且降低的趋势逐渐减缓.由图 7 可知,随着高温级冷凝压力增加,焓损逐渐增加,且增加趋势不断减小;焓效率与焓损变化趋势相反.比较 3 种工质,MM 的循环净功和热效率最高,焓损最低,焓效率最高,因此性能最佳,其次是 MDM,D₄ 最差.这也是由 3 种工质的物性决定的,同样可以从 T-s 图中看出.

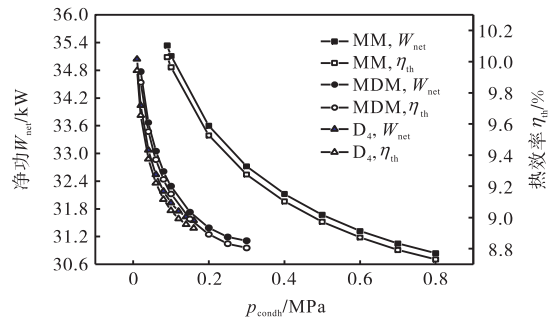


图 6 不同高温级冷凝压力下 MM、MDM 和 D₄ 的循环净功和热效率

Fig.6 Effect of high-temperature-stage condensing pressure on the net power and thermal efficiency of MM, MDM and D₄

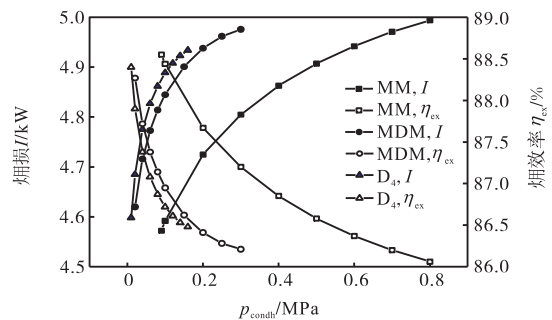


图 7 不同高温级冷凝压力下 MM、MDM 和 D₄ 的焓损和焓效率

Fig.7 Effect of high-temperature-stage condensing pressure on the exergy destruction and exergy efficiency of MM, MDM and D₄

4.4 变低温级蒸发压力

在该循环计算中,低温级均采用 R143a,高温级分别采用 3 种硅氧烷工质 MM、MDM 和 D₄,仅改变低温级蒸发压力,其他参数均不变:高温级蒸发压力取最优高压(MM: 9.5 MPa,MDM: 5.75 MPa,D₄: 4.5 MPa),冷凝压力取 0.1 MPa,回热器低温侧工质温升 100 °C;低温级冷凝温度为 35 °C,无回热器(因为随着低温级高压增加,膨胀机出口温度下降,将无法采用回热).图 8 和图 9 所示分别为不同低温级蒸发压力 p_{max1} 下得到的循环净功、热效率以及焓损和焓效率.

MM 的低温级蒸发压力取值范围较小,这是由于 MM 在 0.1 MPa 时温度较 MDM 和 D₄ 低,而低温级工质在高温级冷凝器入口的温度随着 p_{max1} 的减小而增加,因此低温级蒸发压力不能过小,否则高温级冷凝器窄点会过小. 从图 8 可看出,存在一个最优的低温级蒸发压力,净功峰值出现在 4.5 MPa,热效率峰值出现在 4.4 MPa. 由图 9 可知,MDM 和 D₄ 焓损峰值出现在 4.2 MPa,焓效率峰值出现在 4.4 MPa,而 MM 由于取值范围的限制,呈单调变化趋势. 比较 3 种工质,仍然是 MM 性能最佳,其次是 MDM, D₄ 最差.

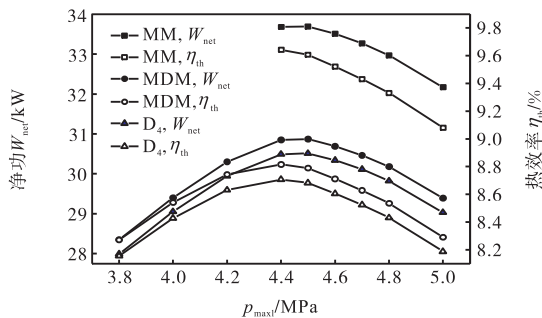


图 8 不同低温级蒸发压力下 MM、MDM 和 D₄ 的循环净功和热效率
Fig.8 Effect of low-temperature-stage evaporating pressure on the net power and thermal efficiency of MM, MDM and D₄

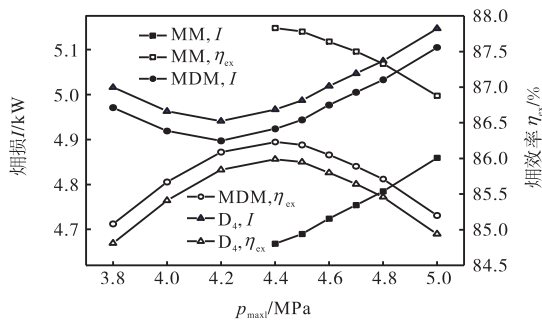


图 9 不同低温级蒸发压力下 MM、MDM 和 D₄ 的焓损和焓效率
Fig.9 Effect of low-temperature-stage evaporating pressure on the exergy destruction and exergy efficiency of MM, MDM and D₄

4.5 变回热效能

在该循环计算中,高温级选择 MM 作工质,高温级蒸发压力取 MM 的最优高压 9.5 MPa,冷凝压力取 0.1 MPa;低温级采用 R143a,低温级蒸发压力取 4.5 MPa,冷凝温度为 35 °C. 图 10 和图 11 分别为高低温级回热效能 ϵ_h 、 ϵ_l 与循环净功、热效率以及焓损和焓效率的关系.

从图 10 和图 11 可以看出,比较 3 种不同 ϵ_h 下

的曲线, ϵ_h 越高,循环净功、热效率和焓效率越高,焓损越低. 比较同一条曲线可以看出,随着 ϵ_l 的增加,循环净功、热效率和焓效率越高,焓损越低. 说明增加回热可以提高循环性能,不管是高温级还是低温级回热效能都是越高越好,但是 ϵ_l 不可太高,要保证回热器一定的窄点温差,而高温级回热器由于高低温侧工质温度相差悬殊, ϵ_h 可以取到较高的值. 其中,在 $\epsilon_h = 0.8367$ 时,循环净功最高可以达到 36.36 kW.

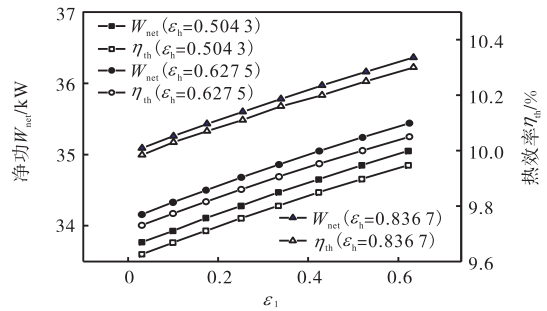


图 10 高低温级回热效能与循环净功和热效率的关系
Fig.10 Effect of high/low-temperature-stage regenerator efficiency on the net power and thermal efficiency

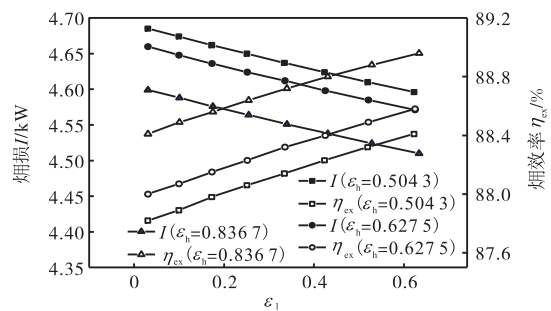


图 11 高低温级回热效能与焓损和焓效率的关系
Fig.11 Effect of high/low-temperature-stage regenerator efficiency on the exergy destruction and exergy efficiency

5 结论

(1) 高低温级循环均存在一个最优蒸发压力,不同工质存在不同的最优蒸发压力,高温级工质 MM、MDM 和 D₄ 分别为 9.5 MPa、5.75 MPa、4.5 MPa,低温级工质 R143a 为 4.5 MPa 左右. 高温级冷凝压力在允许的范围内越低越好. 高低温级提高回热效能均可以提高循环性能.

(2) 高温级采用 MM 比 MDM 和 D₄ 性能更好,循环净功最高可以达到 36.36 kW,使得柴油机整体功率可以提高 6%,同时焓损只有 4.5 kW.

(3) 各部分余热利用率均较高,其中 EGR 和冷却水余热利用率 100%,排气余热利用率 93%,增压

空气余热利用率 86%.

参考文献:

- [1] Chammas Rody El, Clodic Denis. Combined cycle for hybrid vehicles[C]//SAE Paper. USA, 2005: 2005-01-1171.
- [2] 刘巽俊. 内燃机的排放与控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
Liu Xunjun. *Emissions and Control of Internal Combustion Engine*[M]. Beijing: China Machine Press, 2002 (in Chinese).
- [3] Arias D A, Shedd T A, Jester R K. Theoretical analysis of waste heat recovery from an internal combustion engine in a hybrid vehicle[C]//SAE Paper. USA, 2006: 2006-01-1605.
- [4] Teng Ho, Regner Gerhard, Cowland Chris. Achieving high engine efficiency for heavy-duty diesel engines by waste heat recovery using supercritical organic-fluid rankine cycle[C]//SAE Paper. USA, 2006: 2006-01-3522.
- [5] Teng Ho, Regner Gerhard. Improving fuel economy for HD diesel engines with WHR Rankine cycle driven by EGR cooler heat rejection[C]//SAE Paper. USA, 2009: 2009-01-2913.
- [6] Hanlon Mike. BMW Unveils the Turbo Steamer Concept [EB/OL]. <http://www.gizmag.com/go/4936/>, 2013-06-01.
- [7] Obieglo A, Ringler J, Seifert M, et al. Future efficient dynamics with heat recovery[C]//US Department of Energy Directions in Engine Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference. Dearborn, USA, 2009.
- [8] Karellas S, Schuster A. Supercritical fluid parameters in organic Rankine cycle applications[J]. *International Journal of Thermodynamics*, 2010, 11(3): 101-108.
- [9] Fernández F J, Prieto M M, Suárez I. Thermodynamic analysis of high-temperature regenerative organic Rankine cycles using siloxanes as working fluids [J]. *Energy*, 2011, 36(8): 5239-5249.
- [10] Lai Ngoc Anh, Wendland Martin, Fischer Johann. Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles [J]. *Energy*, 2011, 36(1): 199-211.
- [11] Tian Hua, Shu Gequn, Wei Haiqiao, et al. Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of internal combustion engine (ICE) [J]. *Energy*, 2012, 37(1): 125-136.
- [12] 王 华, 王辉涛. 低温余热发电有机朗肯循环技术 [M]. 北京: 科学出版社, 2010.
Wang Hua, Wang Huitao. *Low Temperature Waste Heat Power Generation by Organic Rankine Cycle*[M]. Beijing: Science Press, 2010 (in Chinese).
- [13] Vaja Iacopo, Gambarotta Agostino. Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORCs) [J]. *Energy*, 2010, 35(2): 1084-1093.

(责任编辑: 金顺爱)