

利用中低温余热的回热有机朗肯循环性能分析

孙志强, 易思阳, 郭美茹, 朱启的

(中南大学能源科学与工程学院, 湖南长沙 410083)

摘要: 通过选取 R227ea、R600 和 R141b 3 种典型有机干流体作为工质, 在热源流体进口温度设定为典型工业锅炉排烟温度 423.15 K, 冷却水进口温度和环境温度分别设定为 283.15 K 和 293.15 K 的条件下, 分析蒸发温度、过热度 and 给水加热器出口处工质温度对回热有机朗肯循环性能的影响, 比较回热有机朗肯循环与基本有机朗肯循环的性能。结果表明: 随着蒸发温度的增大, 循环总不可逆损失减小, 循环热效率和第二定律效率增大, 而循环输出净功率则先增大后减小; 随着过热度的增大, 循环总不可逆损失和循环输出净功率均减小, 而循环热效率和第二定律效率的变化趋势则因工质而有所不同; 随着给水加热器出口处工质温度的增大, 循环总不可逆损失和循环输出净功率不断降低, 而循环热效率和第二定律效率则先增后减; 在相同工况下, 回热有机朗肯循环的循环热效率和第二定律效率高于基本有机朗肯循环, 但对于循环输出净功率和循环总不可逆损失, 结果则相反。

关键词: 有机干流体; 回热有机朗肯循环; 性能分析

中图分类号: TK11+5 文献标识码: A
DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.01.008

引言

有机朗肯循环的系统性能与其所采用的工质密切相关^[1]。文献[2]采用焓分析方法讨论了低温烟气有机朗肯循环系统的工质选择问题。文献[3]研究了不同碳氢和氟碳氢工质的带有回热的有机朗肯循环系统的热效率和焓效率, 发现这些效率与工质的临界温度存在一定函数关系。文献[4]发现有机朗肯循环热效率是工质临界温度的弱函数, 净功率和总热量回收效率是蒸发温度的抛物线函数。文献[5]分析比较了采用不同工质的有机朗肯循环系统的性能, 发现在 80-160 °C 热源温度下, 采用 R227ea 的净输出功率最大, 而当热源温度上升为 160-200 °C 时, 则是 R145fa 能输出最大净功率。在有机朗肯循环应用系统分析与优化方面, 文献[6]分析了不同注入时间下的能量转化效率、净功、

NO_x 和 CO₂ 的排放量、最小传热温差和蒸发器出口处气体排放温度, 同时研究了不同最小传热温差下的焓效率。文献[7]优化了 GT-MHR/ORC 和 GT-MHR 系统的汽轮机进口温度、压缩机压力比、蒸发温度和蒸发器最小传热温差, 并比较了系统在优化前后的性能。

综上所述, 国内外对有机朗肯循环的研究大多集中在应用系统的分析上^[8-9], 而对循环形式和结构的优化尚缺乏深入的探讨。在基本有机朗肯循环的基础上, 增设回热环节可将原本传递给冷源的部分热量用以加热过冷的液体工质, 减少工质从热源的吸热, 提高循环系统的热效率。因此, 本研究采用热力学分析的方法, 对面向中低温余热利用的回热有机朗肯循环进行分析与优化, 研究循环参数对系统性能的影响, 并与基本有机朗肯循环进行比较。

1 回热有机朗肯循环及工质选择

1.1 回热有机朗肯循环

回热有机朗肯循环主要由抽汽回热的汽轮机、蒸发器、给水加热器、冷凝器、冷凝泵(泵 I) 和给水泵(泵 II) 组成, 如图 1 所示。单位质量的蒸汽(状态 5) 进入汽轮机后, 一部分膨胀至状态 6 的工质(质量分数为 X_1) 从汽轮机中抽出, 被引入到给水加热器中, 其余质量分数为 $(1-X_1)$ 的工质在汽轮机内继续膨胀至状态 7, 并在冷凝器中冷凝至饱和液体状态 1, 再通过泵 I 增压至过冷状态 2 进入给水加热器, 在给水加热器中被温度较高的抽汽加热, 最终两者汇聚成的饱和液体工质(状态 3), 之后再由泵 II 增压泵入蒸发器, 通过与热源进行热交换而加热成的新蒸汽(状态 5), 如此循环, 实现将热转化成有用功。

收稿日期: 2014-04-22; 修订日期: 2014-05-26

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(U0937604); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(2010QZZD0107)

作者简介: 孙志强(1980-), 男, 河南武陟人, 中南大学教授, 博士。

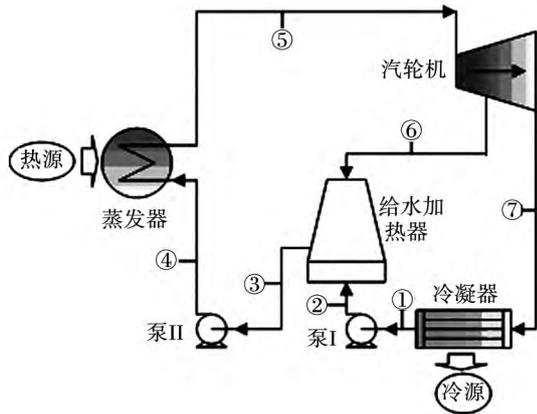


图 1 回热有机朗肯循环过程

Fig. 1 Recuperative organic Rankine cycle process

1.2 工质的选择

有机朗肯循环采用有机流体作为工质。根据饱和曲线和气体曲线的差异,有机工质可分干流体、等熵流体和湿流体 3 类。在温熵($T-s$)图上,干流体的饱和气体曲线斜率为正,湿流体为负,而等熵流体则为无穷大,如图 2 所示。有机工质的类型对系统的工作状况、循环热效率^[10]及发电系统中相关设备的布置都具有重要影响。与湿流体相比,干流体和等熵流体经汽轮机膨胀后不会产生冷凝物,故而具有更高的热效率^[11]。然而等熵流体数目少,所以本研究选取更具实际应用价值的有机干流体作为循环工质。

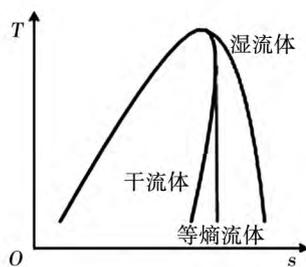


图 2 有机流体的温熵图

Fig. 2 Temperature - entropy diagram of an organic fluid

为了保证操作人员的安全以及保护环境,要求所使用的有机工质具有较低的毒性和良好的环保性。根据《化学物质毒性数据库》^[18]和《Refrigerant data update》^[19]等数据,选取毒性较低、环保性较好、临界温度相差较大的 R227ea、R600 和 R141b 等 3 种有机干流体作为工质,其特性参数如表 1 所示。

表 1 所选有机干流体的特性参数

Tab. 1 Characteristic parameters of the dry organic fluid selected

有机干流体	临界温度/°C	TWA / PPM _v	ODP	GWP
R227ea	102.8	1000	0	3220
R600	152.0	800	0	~20
R141b	204.4	—	0	150

注: TWA 为时间加权平均容许浓度,PPM_v 表示百万分之容积比,ODP 为臭氧损耗潜能值,GWP 为全球温室效应潜能值。

2 热力学分析

2.1 换热器传热模型

2.1.1 蒸发器模型

在蒸发器中,热源流体与有机工质进行逆流换热,工质从热源流体中吸收热量,从过冷状态变为饱和液体,然后再不断蒸发成为饱和气体,最终以饱和气体或过热气体状态流出蒸发器,而热源流体的温度不断降低。假定热源流体为理想流体,且比定压热容为定值,则根据传热最小温差值与能量守恒关系即可求出热源流体的出口温度和工质的质量流量:

$$\dot{m}_h c_p (T_{hi} - T_{ho}) = \dot{m}_f (h_5 - h_4) \quad (1)$$

$$\min\{T_{h_j} - T_{f_{ej}}\} = \Delta T_e \quad (2)$$

式中: T_{hi} 、 T_{ho} 、 T_e 、 ΔT_e —热源流体在蒸发器进出口处的温度值、蒸发温度和蒸发器中传热的最小温差, K; \dot{m}_h 、 \dot{m}_f —热源流体的质量流量和工质的质量流量, kg/s; c_p —热源流体的比定压热容, kJ/(kg · K)⁻¹; h_4 、 h_5 —蒸发器进口和出口处工质的比焓, kJ/kg; T_{h_j} 、 $T_{f_{ej}}$ —第 j 截面处热源流体和工质的温度, K。

2.1.2 冷凝器模型

在冷凝器中,冷却水与有机工质进行逆流换热,工质将热量释放到冷却水中,从过热或饱和气体状态变为饱和液体流出冷凝器,而冷却水的温度不断升高。根据冷凝器中传热最小温差值 ΔT_c 和能量守恒关系即可求出冷却水出口温度和其质量流量:

$$\dot{m}_c (h_{co} - h_{ci}) = \dot{m}_f (1 - X_1) (h_7 - h_1) \quad (3)$$

$$\min\{T_{f_{ei}} - T_{c_j}\} = \Delta T_c \quad (4)$$

式中: T_{ci} 、 T_{co} 、 T_c 、 ΔT_c —冷却水在冷凝器出口和入口处的温度值、冷凝温度和冷凝器中传热的最小温差,

K; $h_{cf, out}$ 、 $h_{cf, in}$ —冷凝器进口和出口处冷却水的比焓 kJ/kg; X_1 —回热部分工质质量流量占工质总质量流量的质量分数; h_7 、 h_1 —冷凝器进口和出口处工质的比焓 kJ/kg; $T_{c, j}$ 、 $T_{f, ej}$ —第 j 截面处冷却水和工质的温度 K。

2.2 性能参数

假定回热有机朗肯循环的条件: (1) 循环处于稳定状态; (2) 蒸发器、冷凝器、给水加热器和管道中无压降; (3) 蒸发器、冷凝器和给水加热器中的热交换过程均没有热损失; (4) 工质流出给水加热器时为饱和液体状态。

由图 1 可知,回热有机朗肯循环有 4 个基本过程: (1) 泵送过程(过程 1-2 和过程 3-4); (2) 等压吸热过程(过程 4-5); (3) 膨胀过程(过程 5-6 和过程 5-7); (4) 等压放热过程(过程 7-1)。通过对上述过程分别进行热力分析,可得到主要性能参数的计算式。

循环输出净功率是汽轮机产生的功与泵消耗的功的差值:

$$\dot{W}_{net} = \dot{m}_t [\eta_t [(h_5 - h_{7s}) + X_1 (h_{7s} - h_{6s})] + (1 - X_1) (h_1 - h_{2s}) + (h_3 - h_{4s}) \eta_p^{-1}] \quad (5)$$

式中: η_t —汽轮机的等熵效率(设定为 0.75); h_{2s} —理想情况下被冷凝工质在泵 I 出口处的比焓, kJ/kg; h_{3s} —给水加热器出口处工质的比焓, kJ/kg; h_{4s} —理想情况下工质在泵 II 出口处的比焓, kJ/kg; h_{6s} —理想情况下回热工质在汽轮机出口处的比焓, kJ/kg; h_{7s} —理想情况下被冷凝工质在汽轮机出口处的比焓, kJ/kg; η_p —冷凝泵(泵 I)和工质泵(泵 II)的等熵效率,设定为 0.72。

循环热效率是循环净功率与蒸发器中工质单位时间吸热量的比值:

$$\eta_{cycle} = \frac{\eta_t [(h_5 - h_{7s}) + X_1 (h_{7s} - h_{6s})] + (1 - X_1) (h_1 - h_{2s}) + (h_3 - h_{4s}) \eta_p^{-1}}{h_5 - h_4} \quad (6)$$

回热有机朗肯循环的第二定律效率的计算式为:

$$\eta_{II} = \frac{\eta_t [(h_5 - h_{7s}) + X_1 (h_{7s} - h_{6s})] + (1 - X_1) (h_1 - h_{2s}) + (h_3 - h_{4s}) \eta_p^{-1}}{(h_5 - h_4) \left(1 - \frac{T_c}{T_h} \right)} \quad (7)$$

式中: \bar{T}_h —热源流体的平均换热温度, K; \bar{T}_c —冷却流体的平均换热温度, K。

循环总不可逆损失为循环各过程的不可逆损失之和,即:

$$\dot{I}_{cycle} = \dot{m}_t T_0 \left[- \frac{(h_5 - h_4)}{T_h} - (1 - X_1) \frac{h_1 - h_7}{T_c} \right] \quad (8)$$

式中: T_0 —环境温度, K。

3 结果与分析

采用典型工业锅炉排烟温度 423.15 K 为热源流体进口温度,设定冷却水进口温度和环境温度分别为 283.15 K 和 293.15 K。考虑到热源流体质量流量和比定压热容对循环性能几乎无影响^[1],故将热源流体质量流量和比定压热容分别设为 1 kg/s 和 1 kJ/(kg·K)⁻¹。

3.1 循环参数的影响

3.1.1 蒸发温度

在不同的蒸发温度下,采用 R227ea、R600 和 R141b 作为工质的回热有机朗肯循环的循环输出净功率、循环热效率、第二定律效率和循环总不可逆损失的计算结果如图 3 所示。随着蒸发温度的增大,循环总不可逆损失减小,循环热效率和第二定律效率增大,而循环输出净功率则先增大后减小。

图 3 表明: (1) 不同有机干流体的循环总不可逆损失的差值随蒸发温度而逐渐增加。R227ea 和 R600 在蒸发温度为 333 K 时,其循环总不可逆损失的差值仅约为 0.14 kW,而当蒸发温度增大至 373 K 时,两者的差值增至 2.18 kW,约为前循环总不可逆损失的 15.6 倍。(2) 循环热效率与第二定律效率随蒸发温度的变化趋势完全一致。这是因为热源流体的进口温度没有改变,卡诺循环的效率不变,则第二定律效率即为循环热效率的定值倍数关系,故其变化趋势相同。循环热效率和第二定律效率的增幅随蒸发温度的增大而减小。当蒸发温度较低时,不同有机干流体循环热效率的差值和第二定律的差值较小,但随着蒸发温度的升高,循环热效率的差值和第二定律效率的差值均不断增大。R227ea 和 R600 在蒸发温度为 333 K 时,其循环热效率和第二定律效率相差仅约为 0.58% 和 1.76%,而当蒸发温度增大至 373 K 时,两性能参数的差值分别增至 2.19% 和 6.63%。(3) 循环输出净功率先增大后减小的原因是在一定蒸发温度范围内,冷凝温度确定后,蒸

发温度越高,工质在汽轮机中的焓降越大,单位质量流量的工质做功能力也越大,因而净功率有所增大。而当蒸发温度过高时,热源流体传给工质的热量减少,工质蒸发量减少,从而使循环输出功率降低。因此,对于使用干流体的回热有机朗肯循环,存在一个最佳蒸发温度使系统输出净功率达到最大值,且有机干流体的临界温度越高,此最佳蒸发温度越低。

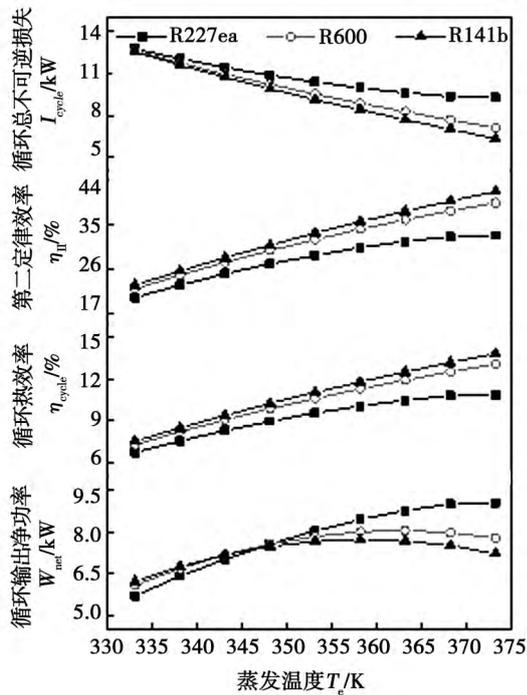


图 3 性能参数随蒸发温度的变化趋势

Fig. 3 Variation tendency of the performance parameters with the evaporation temperature

3.1.2 过热度

不同过热度时采用 R227ea、R600 和 R141b 的回热有机朗肯循环的性能参数计算结果如图 4 所示。图 4 表明:(1) 随着过热度的增大,循环总不可逆损失和循环输出净功率均减小,而循环热效率和第二定律效率的变化趋势则因工质而有所不同。(2) 随着过热度的增加,使用 R141b 的循环热效率和第二定律热效率略微增大,而对于 R227ea 和 R141b 这两个参数均缓慢减小。一般而言,采用干流体的回热有机朗肯循环不需要过热,让饱和蒸汽进入汽轮机膨胀做功即可达到理想状态,过热对提高效率的作用不明显。(3) 当工质过热度增大时,工质的质量流量将减少,从而使循环输出净功率降低。另外,有机干流体的临界温度越高,循环输出净

功率的变化幅度越小。在所研究的过热度增大范围内,临界温度最低的 R227ea 的循环输出净功率减小了 0.67%,而临界温度最高的 R141b 的循环输出净功率只减小了 0.42%。

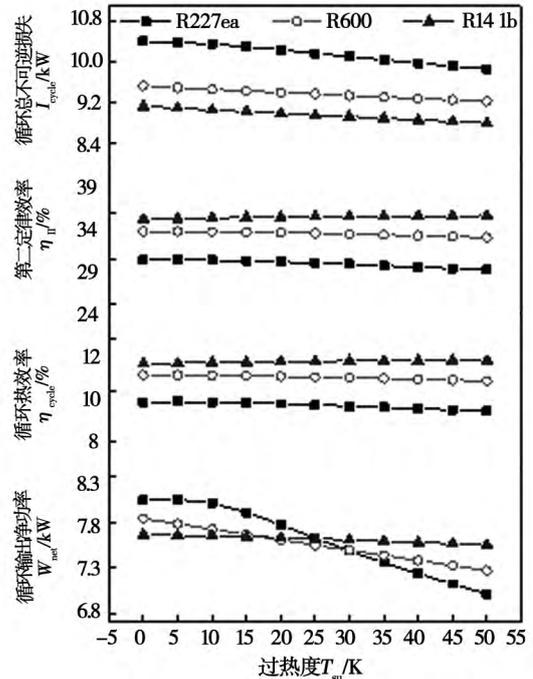


图 4 性能参数随过热度的变化趋势

Fig. 4 Variation tendency of the performance parameters with the superheating degree

3.1.3 给水加热器出口处工质温度

由于给水加热器中是定压换热,即给水加热器出口处工质的压力和进口处工质的压力相等,而压力与温度又是一一对应,故研究抽汽压力对系统性能的影响可转化为研究给水加热器出口处工质温度对系统性能的影响。在不同的给水加热器出口处工质的温度下,有机干流体 R227ea、R600 和 R141b 应用于回热有机朗肯循环的性能参数计算结果如图 5 所示。可见,随着给水加热器出口处工质温度的增大,循环总不可逆损失和循环输出净功率不断降低,而循环热效率和第二定律效率则先增后减。

图 5 表明:(1) 不同有机干流体之间的循环总不可逆损失的差值随给水加热器出口处工质温度的升高而不断减小。R227ea 和 R600 在给水加热器出口处温度为 298 K 时,其循环总不可逆损失的差值约为 1.2 kW,而当给水加热器出口处工质温度增至 348 K 时,其差值减小至 0.18 kW,前者约为后者的

6.7 倍。

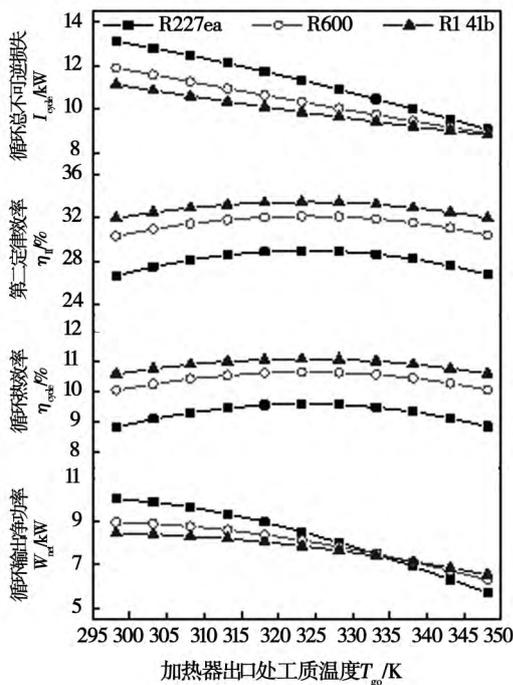


图5 性能参数随给水加热器出口处工质温度的变化趋势

Fig. 5 Variation tendency of the performance parameters with the working medium temperature at the outlet of the feedwater heater

(2) 两者的变化趋势均近似成开口向下的抛物线,且3种工质最大值所对应的给水加热器出口处工质的温度均同为323 K。这是因为随着给水加热器出口处工质温度的升高,即抽汽量或抽汽压力的增大,系统的对外做功能力和吸热量都在减小。当给水加热器出口处工质温度在较低范围内增长时,汽轮机对外输出功的降低速率小于吸热量减少的速率,造成热效率越来越大;而当给水加热器出口处工质的温度超过某个数值时,汽轮机对外输出功的降低速率大于吸热量的减少速率,导致热效率越来越小。(3) 给水加热器出口处工质温度越高,意味着有更多的工质从汽轮机中被抽出用于加热给水,即抽汽量增大,或者工质从汽轮机中被抽出时的压力(或焓)更大,这两种情况都会降低工质在汽轮机中的输出功。有机干流体的临界温度越高,循环输出净功率的变化幅度越小。在所研究的给水加热器出口处工质温度的变化范围内,临界温度从大到小的工质R141b、R600和R227ea的循环输出净功率的

变化幅度分别为22.6%、29.5%和42.9%。

3.2 性能比较

上述研究结果表明,给水加热器出口处工质温度对回热有机朗肯循环的性能具有重要影响,而对基本有机朗肯循环无影响。因此,在比较回热有机朗肯循环与基本有机朗肯循环的性能之前,先以循环热效率作为目标参数对回热有机朗肯循环给水加热器出口处工质温度进行优化,再在不同蒸发温度和过热度下,比较两种循环系统的性能。

3.2.1 变蒸发温度

图6给出了所选有机干流体在不同蒸发温度下,回热有机朗肯循环和基本有机朗肯循环性能参数对比结果,可见,回热有机朗肯循环的循环热效率和第二定律效率要高于基本有机朗肯循环,而对于循环总不可逆损失和输出净功率,其结果则相反。

图6表明:(1) 随着蒸发温度的升高,两种系统的循环总不可逆损失均减少,且两者的差值也不断减小。(2) 随着蒸发温度的增加,两种系统的循环热效率和第二定律效率均升高,因此,较高的蒸发温度均有助于提高两种系统的效率。另外,对于本研究所选取的3种有机干流体,随着蒸发温度的增加,两系统的两性能参数的差距均不断增大。以3种工质中热效率较高的R141b为例,在蒸发温度为333 K时,回热有机朗肯循环和基本有机朗肯循环的循环热效率分别为7.66%和7.38%,差值较小,而当蒸发温度增至413 K时,两系统的热效率分别增至17.70%和16.31%,差值较大。优化后的回热有机朗肯循环较基本有机朗肯循环的循环热效率提高了3.79%~8.52%。(3) 随着工质蒸发温度的增加,两种系统循环输出净功率均先增后减,即存在一个最佳蒸发温度使系统循环输出净功率最大。基本有机朗肯循环输出净功率比回热有机朗肯循环输出净功率大的原因是,回热有机朗肯循环在汽轮机中抽出了一部分未完全膨胀的蒸汽加热冷凝后的工质,所以汽轮机中完全膨胀做功的蒸汽量减少,故输出净功率降低。随着蒸发温度的增大,两系统的循环输出净功率的差值不断减小。以临界温度居中的R600为例,将优化后回热有机朗肯循环和基本朗肯循环进行比较:在蒸发温度为333 K时,回热有机朗肯循环和基本有机朗肯循环的输出净功率分别为6.44 kW和7.45 kW,相差1.01 kW;而当蒸发温度

增至 413 K 时, 两者的输出净功率分别降为 0.044 kW 和 0.047 kW, 相差仅 0.003 kW。

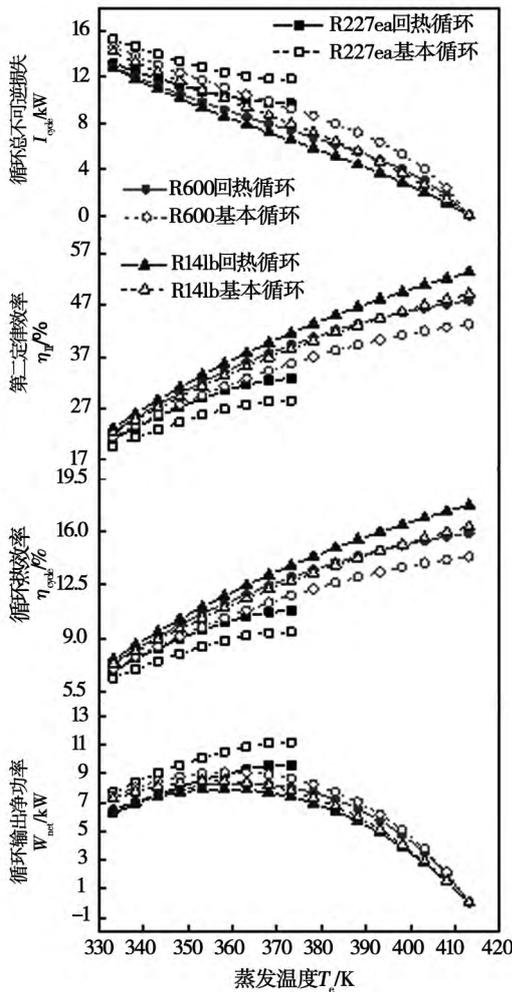


图 6 变蒸发温度下两种系统的性能参数对比
Fig. 6 Contrast of the performance parameters between the two types of system at variable evaporation temperatures

3.2.2 变过热度

图 7 给出了所选有机干流体在不同的过热度下, 回热有机朗肯循环和基本有机朗肯循环性能参数的对比结果, 可见, 回热有机朗肯循环的循环热效率和第二定律效率要高于基本有机朗肯循环, 而对于循环总不可逆损失和输出净功率, 其结果则相反。

图 7 表明: (1) 随着过热度的升高, 两种系统的循环总不可逆损失均减少。(2) 对于 R227ea, 在过热度为 10 K 时, 回热有机朗肯循环和基本有机朗肯循环的最大循环热效率分别为 10.55% 和 9.37% ,

前者比后者大 12.6%。所以, 在相同工况下, 优化后的回热有机朗肯循环可比基本有机朗肯循环获得更高的循环热效率。(3) 随着过热度的增加, 两种系统的循环输出净功率均减小, 且两个系统的循环输出净功率的差值也越来越小。以临界温度居中的 R600 为例, 在过热度为 0 K 时, 回热有机朗肯循环和基本有机朗肯循环的输出净功率分别为 8.31 kW 和 9.05 kW, 相差约 0.74 kW, 而当过热度增至 323 K 时, 其值分别降至 7.44 kW 和 7.96 kW, 相差约 0.52 kW。

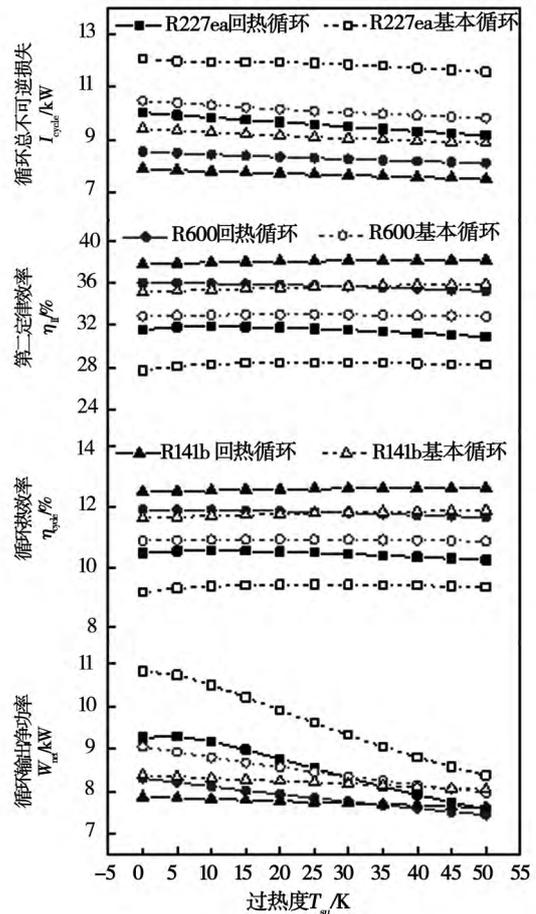


图 7 变过热度下两种系统的性能参数对比
Fig. 7 Contrast of the performance parameters between the two types of system at variable superheating degrees

4 结 论

通过构建优化了蒸发器和冷凝器传热模型的回热有机朗肯循环, 分析了蒸发温度、过热度 and 给水加

热器出口处工质的温度对使用有机干流体的回热有机朗肯循环性能参数的影响,并将回热有机朗肯循环与基本有机朗肯循环进行了性能对比,得出结论:

(1) 对于使用有机干流体的回热有机朗肯循环,蒸发温度、过热度 and 给水加热器出口处工质的温度对循环性能参数有一定的影响。随着蒸发温度的增大,循环输出净功率先增后减,循环热效率和第二定律效率不断增大,而循环总不可逆损失则不断减小。随着给水加热器出口处工质温度的增大,循环输出净功率和总不可逆损失不断减小,而循环热效率与第二定律效率先增后减,近似成开口向下的抛物线。随着过热度的增大,循环总不可逆损失和循环输出净功率均不断降低,而循环热效率和第二定律效率的变化趋势则因工质的不同而不同。

(2) 在相同的工况下,回热有机朗肯循环的循环热效率、第二定律效率均要高于基本有机朗肯循环,而对于循环输出净功率和总不可逆损失,其结果则相反。

(3) 以循环热效率为目标参数,优化后的回热有机朗肯循环要优于基本有机朗肯循环,且优化后的回热有机朗肯循环较基本有机朗肯循环的循环热效率提高了 3.79% - 8.52%。

参考文献:

- [1] Zhu Q D, Sun Z Q, Zhou J M. Performance analysis of organic Rankine cycles using different working fluids [J]. Thermal Science, 2013(00): 1 - 14.
- [2] 郭浩, 公茂琼, 董学强, 等. 低温烟气余热利用有机朗肯循环工质选择 [J]. 工程热物理学报, 2012, 35(10): 1655 - 1658.
GUO Hao, GONG Mao-qiong, DONG Xue-qiang, et al. Selection of working media for low temperature flue gas waste heat utilization organic rankine cycles (ORC) [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012, 35(10): 1655 - 1658.
- [3] Aljundi I H. Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle [J]. Renewable Energy, 2011, 36(4): 1196 - 1202.
- [4] Liu B T, Chien K H, Wang C C. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery [J]. Energy, 2004, 29(8): 1207 - 1217.
- [5] Lakew A A, Bolland O. Working fluids for low-temperature heat source [J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(10): 1262 - 1268.
- [6] Srinivasan K K, Mago P J, Krishnan S R. Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an organic Rankine cycle [J]. Energy, 2010, 35(6): 2387 - 2399.
- [7] Yari M, Mahmoudi S M S. Utilization of waste heat from GT-MHR for power generation in organic Rankine cycles [J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(4): 366 - 375.
- [8] Vaja I, Gambarotta A. Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORCs) [J]. Energy, 2010, 35(2): 1084 - 1093.
- [9] Al-Sulaiman F A, Dincer I, Hamdullahpur F. Exergy analysis of an integrated solid oxide fuel cell and organic Rankine cycle for cooling, heating and power production [J]. Journal of Power Sources, 2010, 195(8): 2346 - 2354.
- [10] Gang P, Jing L, Jie J. Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative organic Rankine cycle [J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(8/9): 998 - 1004.
- [11] 朱启的, 孙志强, 周子民. 工质类型对回收中低温余热有机朗肯循环性能的影响 [J]. 中南大学学报(自然科学版), 2013, 44(3): 1215 - 1220.
ZHU Qi-de, SUN Zhiqiang, ZHOU Jie-min. Effect of the type of working medium on the performance of a medium and low temperature waste heat recovery organic Rankine cycle [J]. Journal of South China University (Natural Science Edition), 2013, 44(3): 1215 - 1220.
- [12] Somayaji C, Mago P J, Chamra L M. Second law analysis and optimization of organic Rankine cycle [C] // ASME 2006 Power Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2006: 591 - 596.
- [13] 硅谷高科技公司. 化学物质毒性数据库 [DB/OL]. (2013-01-29) <http://www.drugfuture.com/toxic/>.
Silicon Valley Hi-tech Firms. Chemical Substance Toxicity Database [DB/OL]. (2013-01-29) <http://www.drugfuture.com/toxic/>.
- [14] Calm J M, Hourahan G C. Refrigerant data update [J]. Heating/Piping/Air Conditioning Engineering, 2007, 79(1): 50 - 64.

(丛敏编辑)

A heat transfer test was performed of the pool boiling of R134a outside the heat exchange tubes intensified at both sides and the convection heat exchange of water inside the tubes ,the flow inside the tubes was in its vigorous turbulent flow state. In combination with the test and by using the “Wilson graphical method” , “extended Gnielinski method” , “corrected Gnielinski method” and “novel type curve fitting method” respectively ,the authors calculated the heat exchange coefficient inside the tubes. It has been found that for the vigorous turbulent flow inside the tubes ,the data processing results obtained by using the “Wilson graphical method” , “corrected Gnielinski method” and “novel type curve fitting method” are basically identical ,indicating that the three methods under discussion can be used in processing the test data of the tubes intensified at both sides. The analytic results show that the three methods have their respective features and can be properly chosen depending on the application conditions ,among them ,the “corrected Gnielinski method” should be prudently chosen. **Key Words:** intensified heat exchange ,heat transfer test ,pool boiling ,Wilson graphical method ,data processing method

利用中低温余热的回热有机朗肯循环性能分析 = **Analysis of the Performance of Recuperative Organic Rankine Cycles Utilizing a Medium and Low Temperature Waste Heat** [刊 汉] YI Si-yang ,GUO Mei-ru ZHU Qi-di ,SUN Zhi-qiang (College of Energy Science and Engineering ,Central South University ,Changsha ,China ,Post Code: 410083) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015 30(1) . -24 -30

The organic Rankine cycles are regarded as an effective approach for recovering and utilizing the medium and low temperature waste heat and to additionally design and arrange a recuperative link can use a part of heat originally transferred to the heat sink to heat the supercooled liquid working medium and reduce the heat absorbed from the heat source ,thus enhancing the thermal efficiency of the cyclic system. With three kinds of typical organic dry fluid R227ea ,R600 and R141b being chosen as the working medium respectively ,under the condition that the temperature of the fluid in the heat source at the inlet was set at the typical flue gas temperature of 423. 15 K for industrial boilers and the temperature of the cooling water at the inlet and ambient temperature were set at 283. 15 K and 293. 15 K respectively ,the authors analyzed the influence of the vaporization temperature ,superheating degree and the temperature of the working medium at the outlet of the feedwater heater on the performance of the recuperative organic Rankine cycle and compared the performance of the recuperative organic Rankine cycle and the basic organic Rankine cycle. It has been found that with an increase of the vaporization temperature ,the total irreversible loss of the cycle will decrease and the thermal efficiency of the cycle and that of the second thermodynamic law will also increase while the net output power of the cycle will first increase and then decrease. With an increase of the superheating degree ,both total irreversible loss and net output power of the cycle will decrease while the variation tenden-

cy of the thermal efficiency of the cycle and that of the second thermodynamic law will somewhat differ depending on the working medium chosen. With an increase of the temperature of the working medium at the outlet of the feedwater heater, the total irreversible loss and net output power of the cycle will keep declining while the thermal efficiency of the cycle and that of the second thermodynamic law will first increase and then decrease. Under the same operating condition, the thermal efficiency of the recuperative organic Rankine cycle and that of the second thermodynamic law will be higher than that of the organic Rankine cycle, however, those results of the net output power and total irreversible loss of the cycle will be to this contrary. **Key Words:** organic dry fluid, recuperative organic Rankine cycle, performance analysis

不同状态方程计算螺杆膨胀机膨胀过程的比较 = Comparison of the Expansion Process of a Screw Expander as Calculated by Using Various State Equations [刊, 汉] YING Zhen-gen, MA Xiao-li (School of Mechanical Engineering, Quzhou College, Quzhou, China, Post Code: 324000), TANG Chang-liang (Engineering Thermophysics Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015, 30(1). -31-36

The expansion process of a screw expander is the basic one in its operation and to employ the actual gas state equation to calculate this process can facilitate to analyze any problem. A general method for calculating the expansion process was given and the formula for calculating the expansion process were derived by using RKS equation and BB equation respectively and for the expansion process of the organic working medium R245fa in the screw expander, the RKS equation and BB equation were compared with the working medium physical property calculation software RefProp and a calculation was also performed. It has been found that both RKS and BB equation have a relatively high calculation precision, however, the RKS equation has an even higher calculation precision and more suitable for calculating the expansion process of a screw expander with R245fa serving as the working medium. **Key Words:** screw expander, expansion process, RKS equation, BB equation

壁面局部振动的管内射流流场模拟 = Numerical Simulation of the Jet Flow Field Inside a Tube With Its Wall Surface Being Locally Vibrated [刊, 汉] WANG Hong-guang, ZHU Zhi-wen, GE Li-shun (College of Energy Source and Power Engineering, Shanghai University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015, 30(1). -37-41

By using the motive grid technology and equation-based two turbulent flow models and through seeking solutions to