

非共沸混合工质 ORC - 分流闪蒸系统热力性能分析

杨新乐¹, 黄菲菲¹, 戴文智¹, 张 博²

(1. 辽宁工程技术大学 机械工程学院, 辽宁 阜新 123000; 2. 辽河石油勘探局 华油实业公司, 辽宁 盘锦 124010)

摘 要: 为减少中低温有机朗肯循环系统中由换热温差引起的不可逆损失, 针对地热热源, 提出一种新型 ORC - f (有机朗肯循环 - 分流闪蒸) 系统, 并建立其热力学模型。以二元非共沸混合物 R245fa/R152a 为工质, 分析比较了不同热源温度下, 在有/无分流闪蒸的两个系统中, 工质比对系统热力性能的影响。研究表明: 在不同热源温度下, 热力性能呈现混合工质 ORC - f 系统 > 混合工质 ORC 系统 > 纯工质 ORC (有机朗肯循环) 系统的规律, 在 $T_g = 373$ K 时, 净输出功及热回收率依次为 333.24、259.62、241.70 kW, 0.631 1、0.453 7 及 0.447 0; 当混合工质配比在 0 - 1 之间变化时, 系统热力性能存在两个极大值点, 且对应配比不随热源温度变化而变化; 随热源温度增加, 采用混合工质及分流闪蒸使系统净输出功增幅提高, 但热回收率增幅相对降低。若以净输出功为目标, 在热源温度较高时, 应优先采用非共沸混合工质 ORC - f 系统。

关 键 词: 分流闪蒸; 非共沸混合工质; 质量配比; 热源温度; 热力性能

中图分类号: TK11 文献标识码: A
DOI: 10.16146/j.cnki.mdjgc.2015.03.005

引 言

我国地热资源丰富, 但绝大多数为低于 150 °C 的低温热源, 如何合理高效对其进行利用将成为缓解我国能源问题的关键。ORC (有机朗肯循环) 作为回收中低温余热的有效技术, 为提高该循环热力性能, 国内外学者展开了大量的工作^[1-3]。

针对低品位热源利用中 ORC 系统换热性能差、不可逆损失较大的问题, 文献 [4] 通过将非共沸混合工质应用于螺杆膨胀机 ORC 系统, 得出混合工质的使用可拓宽其工质选择范围, 同时使系统换热过程匹配更好的规律; 文献 [5] 对非共沸混合工质 ORC 循环进行了热力学分析, 给出了基于 Jacob 数和蒸发冷凝温度比来预测非共沸工质性能的理论公

式, 为混合工质的应用提供了借鉴; Chen 将 CO₂ 超临界循环与以 R123 为工质的 ORC 循环进行比较^[6], 表明跨临界循环在换热过程中无窄点温差限制, 其换热匹配及热力性能优于 ORC 循环; 文献 [7] 以中温烟气为热源, 对加回热的超临界循环进行优化研究, 在通过超临界循环减小换热不可逆损失的基础上, 增加回热以提高系统平均吸热温度, 系统热力性能增强。换热器作为系统产生烟损最大的部位, 文献 [8-10] 通过对换热器中窄点温差及换热性能进行分析, 表明合理设计换热器对提高系统性能产生重要作用。

以上研究均表明 ORC 系统性能依然具有较大提升潜力, 本研究在以上分析基础上, 从减小换热温差角度出发, 提出一种新型地热有机朗肯循环 - 分流闪蒸系统 (Organic Rankine Cycle-Bypass Flash System, ORC - f), 并对不同热源温度下, R245fa/R152a 比对系统的影响进行分析, 一方面使用具有温度滑移的混合工质提高了蒸发器换热匹配性能, 同时分流闪蒸的加入进一步增强了预热器换热性能, 且使热源回收率更充分, 系统性能得到较大提升, 为低品位热量回收利用提供借鉴及依据。

1 非共沸混合工质 ORC - f 发电系统

1.1 系统流程

非共沸混合工质 ORC - f 发电系统是一种在采用非共沸混合工质减少蒸发器烟损的基础上, 通过将由蒸发器流出的热源水进行分流, 使其一部分以较小换热温差与工质在预热器中换热; 另一部分依然具有较高温度的热源通过扩容闪蒸发发电的复合系统。该系统由 ORC 和闪蒸两部分组成。

收稿日期: 2014-11-26; 修订日期: 2014-12-30

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51104083, 51174269, 51374123)

作者简介: 杨新乐 (1980 -), 男, 辽宁盘锦人, 辽宁工程技术大学副教授。

(4) 闪蒸器扩容降压模型

闪蒸热源流量:

$$m_f = m_g - m'_g \quad (10)$$

闪蒸入口焓:

$$E'_1 = m_f [(h'_1 - h_0) - T_0(s'_1 - s_0)] \quad (11)$$

闪蒸温度:

$$T_{01} = T_{02} = \sqrt{T_0 T'_1} = \sqrt{T_0(T_1 + \Delta T_p)} \quad (12)$$

闪蒸蒸汽量:

$$m'_f = \frac{m_f(h'_1 - h_{02})}{h_{01} - h_{02}} \quad (13)$$

闪蒸吸热量:

$$Q_f = m_f h'_1 - (m_f - m'_f) h_{02} \quad (14)$$

(5) ORC-f 系统热力学模型

系统入口焓:

$$E_g = m_g [(h_g - h_0) - T_0(s_g - s_0)] \quad (15)$$

系统吸热量:

$$Q = Q_e + Q_y + Q_f \quad (16)$$

系统净输出功:

$$P = P_{\text{ORC}} + P_f \quad (17)$$

$$= m_{\text{wf}} [(h_2 - h_{3t}) \eta_t - (h_{6t} - h_5) / \eta_b] + m'_f (h_{02} - h_{03t}) \eta'_t$$

热效率:

$$\eta_{\text{ORC}} = \frac{P_{\text{ORC}}}{Q_e + Q_y} \eta_f = \frac{P_f}{Q_f} \eta = \frac{P}{Q} \quad (18)$$

焓效率:

$$\eta_E = \frac{P}{E_g} \quad (19)$$

式中: T —温度, K; m —质量流量, kg/s; h —比焓, kJ/kg; E —焓, kJ/kg; P —功, kW; Q —热流量, kJ/s; η —效率, %; s —比熵, kJ/(kg·K)。g, wf—热源和有机工质, e, y, t, t', b 及 f—蒸发器、预热器、膨胀机、闪蒸汽轮机、工质泵及闪蒸系统; slip—温度滑移; 1-7, 01-06 及 o—工质和热源各状态点。

2 工质的选择

非共沸混合工质在相变过程中存在温度滑移, 使用混合工质可以有效减少系统在换热过程中冷热源之间的不可逆损失, 提高系统性能, 根据文献[4]的推荐, 选择 R245fa、R152a 两种纯工质, 并将其按质量分数不同进行配比, 其中工质物性参数的选取来源于 REFPROP 8.0 程序, 不同配比下混合工质热力性质如表 1 所示。

表 1 工质热力性质

Tab. 1 The properties of fluids

质量配比 R245fa/R152a	临界温度 T_c /K	临界压力 P_c /MPa	临界密度 /kg·m ⁻³
0.0	386.41	4.516 8	368.00
0.2	390.88	4.445 7	390.40
0.4	396.49	4.347 2	415.71
0.6	403.73	4.205 8	444.53
0.8	413.44	3.992 8	477.64
1.0	427.16	3.651 0	516.08

3 计算结果及分析

针对质量流量为 100 t/h, 温度在 363-393 K 范围内的地热水热源, 采用不同配比下非共沸混合工质 R245fa/R152a, 分析比较不同热源温度下, 有/无分流闪蒸系统热力性能。计算过程中通过膨胀机尾端工质干度来确定系统是否需要增加过热装置, 若干度 $x > 0.95$, 则工质以饱和蒸汽形式进入膨胀机, 设环境温度及冷却水入口温度 $T_0 = 298$ K、换热器窄点温差 $\Delta T_p = 5$ K、冷却水温升 $\Delta t = 3$ K, 各设备效率分别取 $\eta_t = 0.65$ 、 $\eta'_t = 0.65$ 、 $\eta_b = 0.8$ 。

3.1 混合工质 ORC-f 系统换热性能分析

混合工质与纯工质的本质区别在于两相过程中存在温度滑移, 从而对膨胀机入口温度及工质冷凝温度产生一定影响。图 4 为不同热源温度下, 混合工质在换热器中的温度滑移变化规律。由图可知, 随 R245fa/R152a 配比增加, 混合工质温度滑移先增后减, 当质量配比为 0.74 时, 滑移温度最高, 且随热源温度升高, 工质最佳蒸发温度提高, 其温度滑移相对降低, 但最大滑移温度对应点配比不变。在冷凝器中, 冷却水存在温升 Δt , 若工质温度滑移小于 Δt , 则如图 3 所示, 混合工质仅需满足冷凝器热端窄点温差要求, 此时混合工质冷凝温度与纯工质相等; 当工质温度滑移高于冷却水温升 Δt 时, 为满足冷凝器冷端换热温差, 需增加工质进入冷凝器温度, 如式 (9) 所示。由于冷却水入口温度及其温升恒定, 故不同热源温度下冷凝温度变化规律相同。由图 4 可知, 随工质配比增加, 由混合工质引起的膨胀机进出口温度变化存在两个极大值点, 这是由冷凝温度变化造成的, 若冷却水温升提高, 极大值点之间距离缩小, 其配比不断趋近于最大温度滑移对应质量配比

0.74。

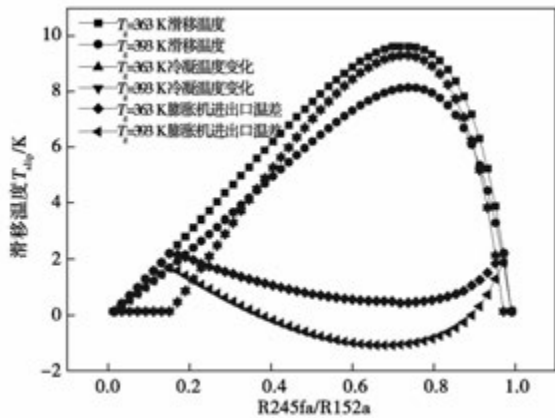


图4 不同热源温度、质量配比下，
温度滑移变化规律

Fig. 4 Variation law of the temperature glide at various heat source temperatures and mass proportions

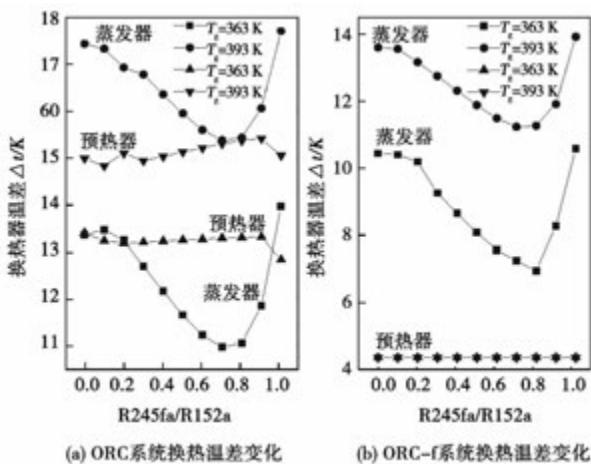


图5 不同热源温度、质量配比下，
换热温差变化规律

Fig. 5 The variation law of heat transfer temperature differences under different heat source temperatures and proportions by weight.

换热器作为产生不可逆损失最重要的部位,其换热温差对系统性能具有重要影响。图5为不同热源温度下,随混合工质 R245fa/R152a 质量配比的变化,在其最佳蒸发温度下运行时,换热器温差变化规律。其中图5(a)表示 ORC 系统,图5(b)代表 ORC-f 系统。对于混合工质,在蒸发过程中存在温度滑移,与热源在蒸发器中的放热降温过程匹配性较

好,换热温差低于纯工质,而如图4所示,随 R245fa/ R152a 配比不同,其温度滑移先增大后减小,在配比为 0.74 时,存在最大温度滑移,因此 ORC 系统中蒸发器换热温差呈先增加后降低趋势,并有随热源温度变化,换热温差增加,但均在配比为 0.74 时,取得最小换热温差的规律。在预热器中,其热端恒为窄点温差,换热温差由冷端决定。对于混合工质,在冷凝器中与冷却水进行换热时,由于滑移温度的存在,工质在冷凝器出口侧温度低于入口侧(通常小于纯工质冷凝温度),在预热器冷端温度较小,但受蒸发器影响,热源出口温度相似,故预热器冷端温差相对纯工质提高,预热器换热温差增加,且热源温度越高,换热温差越大。

在 ORC-f 系统中,将由蒸发器流出的热源经分流一部分用以在预热器中进行恒温差换热,另一部分送入闪蒸系统进行扩容发电;一方面弥补了混合工质由于入口温度较低致使的较高预热器换热温差,同时,预热器换热温差的减小使系统最佳蒸发温度提高,在蒸发器中换热温差进一步降低。

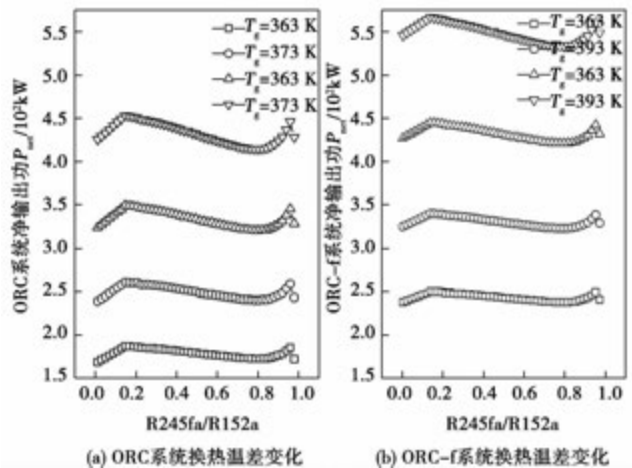


图6 不同热源温度、质量配比下，
净输出功率变化及比较

Fig. 6 The variations and comparisons of net power output under different heat source temperatures and proportions by weight.

3.2 混合工质 ORC-f 系统热力性能分析

图6为不同热源温度下,两种系统净输出功率变化及比较。在系统中,其净输出功率由膨胀机中焓降及工质质量流量决定,而如图4所示,对于混合工质,膨胀机进出口温度差值随工质配比增加有先提高后降低,再升高又下降的过程,因此膨胀机焓降及

净输出功均存在相似规律,在不同热源温度下,ORC 及 ORC - f 系统中均存在两个配比点使相应净输出功较高,在工程应用中应据其对混合物进行质量配比。此外由于混合工质在配比为 0.74 时,换热器中换热温差最小,不可逆损失最低,从而净输出功极小值点对应质量配比高于膨胀机进出口最小温度差所对应质量配比。

将不同质量配比下,有/无分流闪蒸系统净输出功进行比较可知,其均在配比为 0.14 时获得最佳

值,而纯工质 R245fa 净输出功高于纯工质 R152a,表 2 为不同热源温度下混合工质 ORC - f 系统、混合工质 ORC 系统、纯工质 ORC 系统最大净输出功及相应增量,其中增量 1 表示相邻两系统差值,增量 2 为混合工质 ORC - f 系统较纯工质 ORC 系统增值。由表可知,热源温度越高,采用混合工质及分流闪蒸作用越明显。若以净输出功为目标函数,在回收低品位热源时,应优先采用混合工质 ORC - f 系统。

表 2 不同热源温度下系统净输出功比较

Tab. 2 The comparison of net power output between different systems under different heat source temperatures

热源	$T_g = 363 \text{ K}$			$T_g = 373 \text{ K}$			$T_g = 383 \text{ K}$			$T_g = 393 \text{ K}$		
系统	ORC - P	ORC - M	ORC - f - M	ORC - P	ORC - M	ORC - f - M	ORC - P	ORC - M	ORC - f - M	ORC - P	ORC - M	ORC - f - M
P_{net}/kW	168.88	184.19	240.84	241.70	259.62	333.24	329.48	350.78	441.45	432.14	458.23	566.87
增量 1	15.31		56.65	17.92		73.62	21.30		90.67	26.09		108.64
增量 2		71.96			91.54			111.97			134.73	

注: ORC - P: 纯工质有机朗肯循环系统; ORC - M: 混合工质有机朗肯循环系统; ORC - f - M: 混合工质有机朗肯循环 - 分流闪蒸系统

系统烟损主要由换热器中不可逆损失构成,在蒸发器中,其不可逆损失与换热温差表现一致,存在一极小值点;在预热器中,混合工质温差较纯工质增加,烟损相应提高,但分流闪蒸的使用使系统蒸发温度升高,从而换热器温差及工质质量流量均存在一定程度减小,ORC - f 系统中各设备不可逆损失均降低。烟效率作为衡量系统不可逆损失的重要指标,对其进行分析有助于提高低温回收中有效能利用率。图 7 为不同热源温度下,有/无分流闪蒸系统烟效率随工质配比变化规律,当热源温度固定,系统输入烟恒定,烟效率变化规律与净输出功一致,存在两个配比点使其出现极大值;同时随热源温度升高,净输出功增加幅度高于输入烟增加值,烟效率亦相应提高,但由图 7 可知,通过采用分流闪蒸技术,ORC - f 系统烟效率具有高幅增长,在 $T_g = 363 \text{ K}$ 时,其烟效率为 33.37%,高于 ORC 系统中 $T_g = 393 \text{ K}$ 下热源烟效率 31.19%。采用分流闪蒸技术对提高系统烟效率具有重要意义,对于较低温度热源,分流闪蒸技术的利用更为重要。

图 8 是不同热源温度下,有/无分流闪蒸系统在其最佳蒸发温度下热效率随工质配比的变化规律。受混合工质影响,蒸发器中温度滑移越高,系统平均吸热温度越大,但冷凝器中温度滑移的增加使平均放热温度提高,从而工质比对系统热效率的影响

与膨胀机进出口温差变化相似。随热源温度升高,工质蒸发温度有所提升,故其热效率不断增长,相对 ORC 系统,ORC - f 系统尽管分流闪蒸部分热源温度较低,一定程度上具有减小热效率的趋势,但分流闪蒸的加入使预热器换热温差降低,最佳蒸发温度得以提高,热效率较 ORC 系统具有一定增长。同时由于分流闪蒸部分通过闪蒸发电,削弱了工质对系统的影响,其热效率变化幅度较缓。

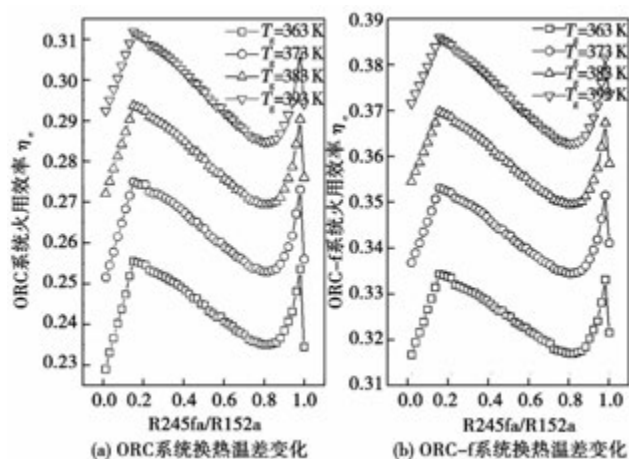


图 7 不同热源温度、质量配比下, 烟效率变化及比较

Fig. 7 The law and comparison of energy efficiency with mass fractions under different heat source temperatures

3.3 混合工质 ORC-f 系统热回收率分析及比较

在低温余热利用领域,充分回收热源低品位热量具有重要意义,为衡量系统回收低品位热源的能力,定义热源回收率为系统总吸热量与系统最大可提供热量之比。

$$q_{\text{rec}} = \frac{Q}{m_g C_{p,g} (T_g - T_{06})} \quad (20)$$

表3为不同热源温度下混合工质 ORC-f 系统、混合工质 ORC 系统、纯工质 ORC 系统最大热回收率及相应增量,对于混合工质,其依旧在配比为 0.14 时,获得最高热回收率,而纯工质 R152a 相对 R245fa 热回收率较高,其中增量 1、增量 2 同表 2,表示相邻两系统间热回收率变化。由表 3 可知,在不同热源温度下,采用混合工质及分流闪蒸技术均可提高热回收率,且热源温度越高,系统对热量回收能力越大;但随热源温度增加,混合工质及分流闪蒸使回收率增量不断减小,其作用在一定程度上被削弱。若以系统热回收率为目标,热源温度越低,采用混

合工质 ORC-f 系统效果愈明显。

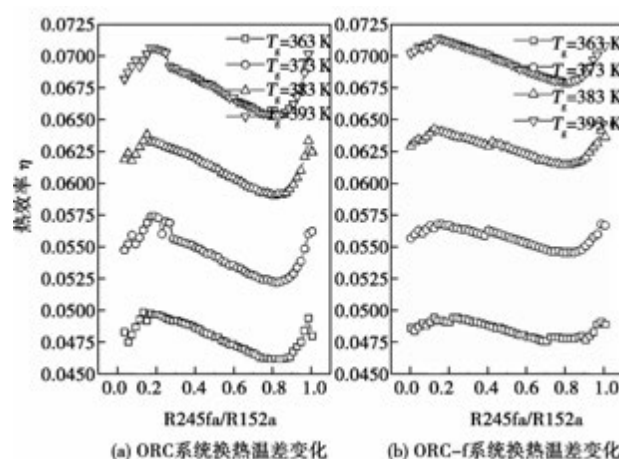


图 8 不同热源温度、质量配比下,热效率变化及比较

Fig. 8 The law and comparison of thermal efficiency with mass fractions under different heat source temperature

表 3 不同热源温度下系统热回收率比较

Tab. 3 The comparison of heat recovery proportion between different systems under different heat source temperatures

热源	$T_g = 363 \text{ K}$			$T_g = 373 \text{ K}$			$T_g = 383 \text{ K}$			$T_g = 393 \text{ K}$		
系统	ORC-P	ORC-M	ORC-f-M	ORC-P	ORC-M	ORC-f-M	ORC-P	ORC-M	ORC-f-M	ORC-P	ORC-M	ORC-f-M
$q_0 / \%$	0.409 6	0.416 4	0.599 4	0.447	0.453 7	0.631 1	0.486 6	0.493	0.661 3	0.531 2	0.536 5	0.692 7
增量 1	0.006 8		0.183	0.006 7		0.177 4	0.006 4		0.168 3	0.005 3		0.156 2
增量 2		0.189 8			0.184 1			0.174 7			0.161 5	

注: ORC-P: 纯工质有机朗肯循环系统; ORC-M: 混合工质有机朗肯循环系统; ORC-f-M: 混合工质有机朗肯循环-分流闪蒸系统

4 结 论

(1) 受混合工质在蒸发器及冷凝器中温度滑移影响,系统各项热力性能随工质配比变化与膨胀机进出口温度差相似,存在两个极值点,且对应配比不随系统不同及热源温度变化,其随冷却水温升增加,逐渐逼近于最大温度滑移相应配比;

(2) 采用混合工质及 ORC-f 系统均可提高系统热力性能,且表现为热源温度越高,混合工质及分流闪蒸作用越显著;

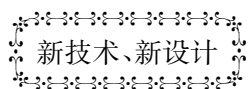
(3) 采用混合工质及 ORC-f 系统可使系统热回收率增加,且表现为随热源温度升高,系统热回收能力增强,但混合工质及分流闪蒸作用被削弱。

参考文献:

- [1] Hung T C, Shai T Y, Wang S K. A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat [J]. Energy, 1997, 22(7): 661-667.
 - [2] MAIZZA V, MA IZZA A. Unconventional working fluids in organic Rankine cycles for waste energy recovery systems [J]. Applied thermal engineering, 2001, 21(3): 381-390.
 - [3] Galanis N, Cayer E, Roy P, et al. Electricity generation from low temperature sources [J]. Journal of Applied Fluid Mechanics, 2009, 2(2): 55-67.
 - [4] 谭西锋, 李维毅, 史维秀. 非共沸混合工质用于螺杆膨胀机双循环低温余热回收系统的理论研究 [J]. 机械工程学报, 2012, 48(6): 136-141.
- TAN Xi-feng, LI Wei-yi, SHI Wei-xiu. Analysis of zeotropic mixtures used in double circulation low-temperature waste heat recovery system with screw expander [J]. Journal of Mechanical Engi-

- neering, 2012, 48(6): 136 - 141.
- [5] 鲍军江, 赵力. 非共沸工质有机朗肯循环的热力学分析[J]. 工程热物理学报, 2014, 35(8): 1479 - 1483.
- BAO Jun-jiang, ZHAO Li. Thermodynamic analysis of Organic Rankine Cycle with zeotropic mixtures [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(8): 1479 - 1483.
- [6] Chen Y, Lundqvist P, Johansson A, et al. A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery [J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(17 - 18): 2142 - 2147.
- [7] 朱晓杰, 王怀信, 孙宏科. 中温烟气余热动力回收 CO₂ 超临界回热循环优化[J]. 化学工程, 2014, 42(4): 13 - 17.
- ZHU Xiao-jie, WANG Huai-xin, SUN Hong-ke. Optimization of CO₂ regenerative supercritical cycle for waste heat from exhaust gases at moderate temperature [J]. Chemical Engineering(China), 2014, 42(4): 13 - 17.
- [8] Borsukiewicz-Gozdur A, Nowak W. Maximising the working fluid flow as a way of increasing power output of geothermal power plant [J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(11 - 12): 2074 - 2078.
- [9] LI You-rong, WANG Jian-ning, DU Mei-tang. Influence of coupled pinch point temperature difference and evaporation temperature on performance of organic Rankine cycle [J]. Energy, 2012, 42(1): 503 - 509.
- [10] 周颖艳, 杜小泽, 杨立军, 等. 吸收烟气余热的非共沸混合工质蒸发换热特性[J]. 中国电机工程学报, 2013, 33(8): 9 - 15.
- ZHOU Ying-yan, DU Xiao-ze, YANG Lijun, et al. Heat transfer characteristics of zeotropic mixtures in an ORC evaporator heated by exhaust gas [J]. Proceeding of the CSEE, 2013, 33(8): 9 - 15.

(单丽华 编辑)



由重型燃机和航改型燃机组合运行的联合循环电站

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.03.006

据《Gas Turbine World》2013年11-12月刊报道, Los Angeles Department of Water and Power(洛杉矶水电局)设计将1974年起就投入运行的460 MW 3号机组的传统蒸汽锅炉退役,并以燃气轮机重新匹配动力的方式升级改造 El Segundo 附近的斯卡特右德电站。

LADWP 提议安装 GE 重型燃机和航改型燃机的组合运行装置,将 GE 现代的分布式控制系统集成一体化。

在“快速响应”联合循环动力岛中的1台7F.05燃气轮机将和2台中间冷却的LMS100燃气轮机配对,用来形成专门被配置的组合装置,以便满足LADWP独特的要求。

该组合的联合循环设计具有许多优点,包括由于减少燃料消耗而随之减少碳排放,能更快响应电网条件的变化。

该组合设计不用海水进行冷却并且要求使用最少量的水,使用空气冷却的冷凝器技术,提供超过500 MW的输出功率。此外,新装置可以迅速地启动和升降负荷,以便满足LADWP动态系统的要求并支持可再生能源的应用。

“快速响应”设计的特征是具有以联合循环方式运行的1台216 MW 7F.05燃气轮机、1台余热锅炉和1台ST-A650汽轮机。GE也将供应2台中间冷却的104 MW LMS100航改型燃气轮机。

鉴于它们快速启动的能力,这些燃气轮机理想地满足电网对于高度响应和灵活机组的要求。除了可以应用最有效的简单循环燃气轮机,LMS100可以用每台机组50 MW/min的速度改变负荷并且每天可以多次的启动和停机,以便适应迅速改变的电网负荷。

(吉桂明 摘译)

垃圾焚烧炉二恶英排放特性与减排技术展望 = **Dioxin Emissions Characteristics of a Waste Incinerator and Prospects of the Emissions Reduction Technologies** [刊, 汉] LIN Xiao-qing, LI Xiao-dong, LUI Sheng-yong, CHEN Tong(National Key Laboratory on Clean Utilization of Energy Source, Zhejiang University, Hangzhou, China, Post Code: 310027) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015,30(3) . -329 -332

Studied were the dioxin emissions characteristics of a domestically-made typical MSW (municipal solid waste) CFB (circulating fluidized bed) incinerator and discovered was the fact that the dioxin mainly comes from the reformation of dioxin at low temperatures in the cooling process of flue gases at the tail portion of the incinerator. To properly raise the combustion temperature can be favorable to reducing the amount of dioxin such formed. Dust removal by using bags plus a jet of activated carbon can effectively contain the emissions of dioxin, however, it is necessary to timely clear away the ash and replace the bags with new ones in order to lessen the influence of the “memory effect”. Finally, the authors summarized the current status in control of dioxin emissions from waste incinerators and put forward a multi-approach-coupled integration technology system by comprehensively controlling the waste incineration process for low dioxin emissions. **Key Words:** municipal solid waste (MSW) , circulating fluidized bed (CFB) , incinerator, dioxin

非共沸混合工质 ORC-分流闪蒸系统热力性能分析 = **Analysis of the Thermal Performance of a Non-priming hybrid working medium ORC (Organic Rankine Cycle) Flow Division and Flash System** [刊, 汉] YANG Xin-le, HUANG Fei-fei, DAI Wen-zhi (College of Mechanical Engineering, Liaoning Engineering Technology University, Fuxin, China, Post Code: 123000) , ZHANG Bo (Huayou Industry Company, Liaohe Petroleum Prospecting Bureau, Panjin, China, Post Code: 124010) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015,30(3) . -333 -339

To reduce the irreversible losses arisen from the temperature difference during the heat exchange in a low temperature organic Rankine cycle system, proposed was a novel type organic Rankine cycle flow division flash system for geothermal heat sources and established was its thermodynamic model. On this basis, with a binary non-priming mixture R245fa/R152a serving as the working medium, the influence of the working medium mass proportion on the thermodynamic performance of a system with/without flow division and flash at various temperatures of the heat source was analyzed and compared. The research results show that at various temperatures of the heat source, the thermodynamic performance assumes such regularities as follows: hybrid working medium ORC flow division and flash system > hybrid working medium ORC system > pure working medium ORC system. When $T_g = 373\text{ K}$, the net

output power and heat recovery rate will be as follows in turn: 333. 24 kW, 259. 62 kW, 241. 70 kW, 0. 6311, 0. 4537 and 0. 4470. In the meantime, when the hybrid working medium mass proportion changes in a range from 0 to 1, the thermodynamic performance of the systems has two points with extremely big values and the corresponding mass proportion will not change with the temperature of the heat source. In addition, with a rise in the temperature of the heat source, to use a hybrid working medium and adopt the flow division and flash process will make the increment in the net output power of the systems increase, however, the increment in the heat recovery rate will relatively decrease. If the net output power serves as the target, when the temperature of the heat source is relatively high, a non-priming hybrid working medium ORC flow division and flash system should be first chosen. **Key Words:** flow division and flash, non-priming hybrid working medium, mixture mass proportion, heat source temperature, thermodynamic performance

不同盐度海水在板式蒸发器内传热、蒸发特性的模拟研究 = **Simulation Study of the Heat Transfer and Evaporation Characteristics of Seawater at Various Salt Concentrations in a Plate Type Evaporator** [刊, 汉]

SU Guo-ping, ZHOU Hong-guang, ZHANG Jian-li (Shenhua Guohua (Beijing) Electric Power Research Institute Co. Ltd. , Beijing, China, Post Code: 100025) , SU Guo-ping, DU Xiao-ze (Education Ministry Key Laboratory on Power Plant Equipment Condition Monitoring and Control, North China University of Electric Power, Beijing, China, Post Code: 102206) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(3) . - 340 - 345

A three-dimensional mathematical model was established for the flow passage formed by two neighboring herringbone corrugated plates in a plate type evaporator and Fluent software was used to simulate the flow, evaporation and heat transfer process of seawater in the flow passage between the herringbone corrugated plates. In this connection, the two-phase flow and heat transfer characteristics of seawater at various salt concentrations in the flow passage of a plate type evaporator were studied and the influence of the heat transfer temperature difference on the flow, evaporation and heat transfer performance of seawater inside the plate type evaporator were also analyzed. It has been found that at the contact point formed when two neighboring corrugated plates in the plate type evaporator are placed upside down, a strong turbulent flow will emerge and the mass fraction of steam at the left side of the contact point is relatively big. The Nusselt number will continuously decrease with an increase of the dryness of steam at the outlet of the flow passage of the plate type evaporator. The higher the temperature on the wall surface of the corrugated plates, the bigger the heat exchange coefficient. **Key Words:** seawater, gas-liquid two-phase flow, plate type evaporator, evaporation characteristics