

低温地热梯级分流有机朗肯循环系统热力性能优化

李惟慷 杨新乐 黄菲菲 戴文智

(辽宁工程技术大学 机械工程学院 辽宁 阜新 123000)

摘 要: 提出一种梯级分流 ORC(有机朗肯循环)系统,并建立有/无分流两种工况下系统热力学模型。系统分别以各级换热器中蒸发温度及输出功为自变量和目标函数,利用遗传算法对其进行优化,并对两工况下系统性能进行比较,分析了级数 n 对系统性能的影响以及在梯级系统中各级循环的变化规律。结果表明,采用分流技术能够提高各换热器中最佳蒸发温度,降低预热器焓损,使系统性能增加;且随系统级数 n 增加,其性能逐渐升高,但增幅逐渐减小。当 $n=5$ 时,梯级分流系统较 ORC 系统输出功及热效率分别高出 189.47 kW 和 0.31%。在 ORC 系统中采用梯级分流技术具有重要意义,能够较大程度实现低品位能源的回收利用。

关 键 词: 梯级分流; 有机朗肯循环; 蒸发温度; 遗传算法; 系统级数

中图分类号: TK124 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.10.003

引 言

随着化石能源的日益枯竭,温度在 363 ~ 453 K 范围的低品位能源逐渐得到广泛利用^[1~2]; ORC 技术作为中低温能源利用领域的一项关键技术,通过采用低沸点有机物作为工作介质,带动膨胀机向外输出电能,但由于其存在较大不可逆损失,使得系统性能较低,依然得不到普及^[3]。

目前,国内外学者针对 ORC 技术的研究主要集中在工质的选择、参数的优化以及系统的改进等方面。文献[4~5]以焓效率作为目标函数,分别采用遗传算法及粒子群算法对相应系统进行优化,得到最佳运行参数,使系统以高性能运行;文献[6]采用模拟退火算法,对有/无回热 ORC 循环进行优化分析,结果表明有回热的系统热效率与焓效率相对于无回热时分别提高 0.80% ~ 3.34% 和 3.20% ~ 10.22%。文献[5~7]通过对跨临界循环进行分

析,得知其由于变温蒸发特性,能够减少换热过程中不可逆损失;文献[8]通过分析蒸发温度及窄点温差对系统的影响,表明降低系统换热温差对增加系统运行性能具有重要意义。

根据热力学定律,通过增加换热器级数,能够减小热源与工质在换热过程中的不可逆损失,提高换热效率。基于能源“梯级利用,温度对口”原则,从降低系统换热温差角度考虑,提出一种梯级分流 ORC 发电系统,并利用遗传算法对其进行优化,分析特定系统中各级循环的性能变化以及系统级数 n 对性能的影响,将有/无分流工况下梯级系统进行比较,得到梯级分流系统具有较高性能。

1 有/无分流梯级 ORC 发电系统模型

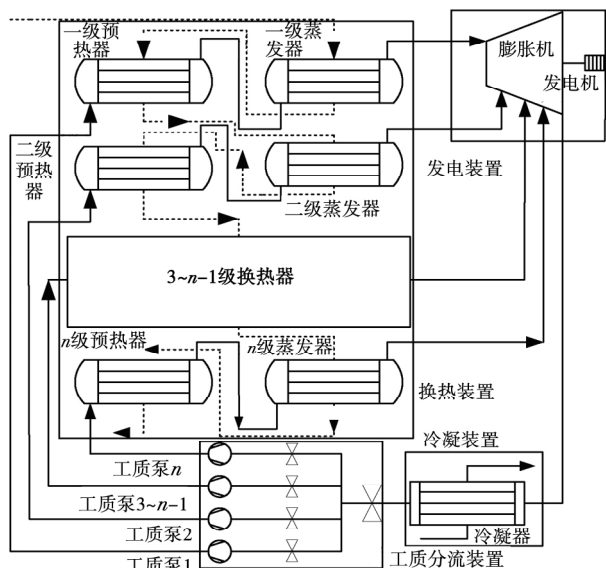
在 ORC 循环中,换热器中产生的不可逆损失占系统总损失的比例较大,通过采用梯级换热,充分利用热源热量,减小换热器焓损对提高系统性能具有重要意义。图 1 为梯级 ORC 系统流程,该系统包含换热装置、发电装置、冷凝装置及工质分流装置 4 个部分。其中图 1(a)为热源无分流时对应系统,此时热源依次流入一级蒸发器、一级预热器、二级蒸发器和二级预热器,顺次与各级换热器中工质进行热量交换,形成不同压力级的工质蒸汽进入膨胀机做功向外输出电能,由冷凝器中流出的工质通过工质分流装置调节流量阀分别进入各级换热器进行加热完成循环。图 1(b)对应热源分流 ORC 系统,此时在前一级蒸发器出口处对热源进行分流,使其在满足前一级预热器换热的基础上,将额外流量的较高温热源送入低压级蒸发器对低压级工质进行加热,直至末级换热器。

收稿日期: 2015-12-09; 修订日期: 2016-01-21

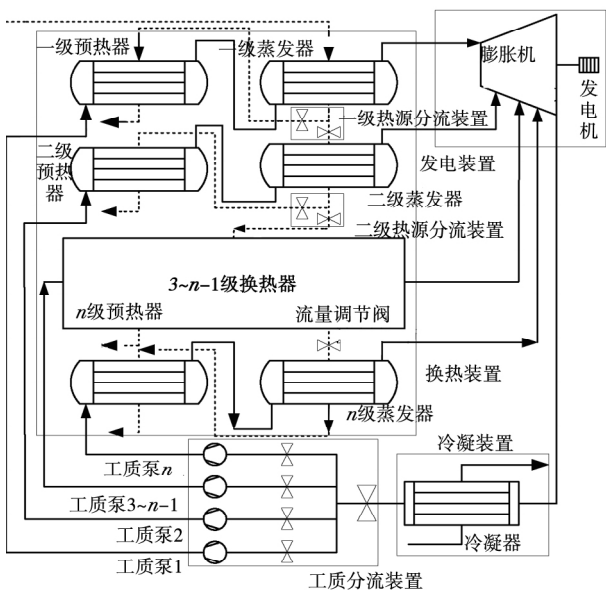
基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51574136, 51574138)

作者简介: 李惟慷(1978-),女,吉林图们人,辽宁工程技术大学讲师。

通讯作者: 杨新乐(1980-),男,辽宁盘锦人,辽宁工程技术大学教授。



(a) 梯级ORC发电系统流程图



(b) 梯级分流ORC发电系统流程图

图 1 有/无分流梯级 ORC 发电系统流程图

Fig. 1 Flow chart of cascade ORC system
with and without diffuser

1.1 换热装置

在系统中, 各级换热器均存在窄点温差 ΔT_p 。根据换热器原理, 则各级工质质量流量为:

$$m_{wf}^i = \frac{m_{g\rho}^i C_{pg} (T_g^i - T_e^i - \Delta T_p)}{r_{wf}^i} \quad (1)$$

式中: m_{wf}^i 、 $m_{g\rho}^i$ —各级蒸发器中工质热源流量 kg/s ; ΔT_p —窄点温差, K ; T_g^i —热源入口温度, K ; C_{pg} —热源的定压比热 $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; T_e^i —各级换热器中工质蒸发温度, K ; r_{wf}^i —比潜热 $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; i —换热器级数 $i=1, 2, 3, \dots, n$ 。

当热源无分流时, 各级换热器出口热源温度:

$$T_{g\rho}^i = T_e^i + \Delta T_p - \frac{\tau_{wf}^i}{r_{wf}^i} (T_g^i - T_e^i - \Delta T_p) \quad (2)$$

式中: $T_{g\rho}^i$ —各级换热器出口热源温度, K ; τ_{wf}^i —各级工质比显热 $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

此时, 各级蒸发器换热温差为:

$$\Delta T_e^i = \frac{(T_g^i - T_e^i) - \Delta T_p}{\ln \frac{T_g^i - T_{g\rho}^i}{\Delta T_p}} \quad (3)$$

各级预热器换热温差为:

$$\Delta T_y^i = \frac{(T_{g\rho}^i - T_{wf}^i) - \Delta T_p}{\ln \frac{T_{g\rho}^i - T_{wf}^i}{\Delta T_p}} \quad (4)$$

式中: ΔT_e^i 、 ΔT_y^i —各级蒸发器及预热器换热温差, K ; T_{wf}^i —各级预热器中工质入口温度, K 。

热源排放焓损失为:

$$I_g = E_{g\rho}^n \quad (5)$$

式中: I_g 、 $E_{g\rho}^n$ —热源排放焓损失及 n 级预热器出口处热源焓 kW 。

当热源存在分流时, 各级热源质量流量不同, 设 $T_{g\rho}^i = T_{wf}^i + \Delta T_p$, 则各级预热器、蒸发器中热源质量流量分别为:

$$m_{g\rho}^i = \frac{m_{wf}^i C_{pg}^i}{C_{pg}}; m_{g\rho}^i = m_{g\rho}^{i-1} - m_{g\rho}^i \quad (6)$$

式中: $m_{g\rho}^i$ 、 $m_{g\rho}^{i-1}$ 、 $m_{g\rho}^i$ 、 $m_{g\rho}^{i-1}$ —代表 i 级蒸发器、 $i-1$ 级蒸发器、 i 级预热器、 $i-1$ 级预热器中热源质量流量 kg/s ; C_{pg}^i —工质的定压比热; 在蒸发器中 $i \geq 2$, 当 $i=1$ 时, 蒸发器中热源质量流量为 m_g 。

热源排放焓损失为:

$$I_g = \sum_{i=1}^n E_{g\rho}^i \quad (7)$$

式中: $E_{g\rho}^i$ — i 级换热器出口处热源焓 kW 。

换热器中总焓损:

$$I_{exe} = I_e + I_y = \sum_{i=1}^n [(E_{gin}^i - E_{g\rho}^i) + (E_{wfjn}^i - E_{wf\rho}^i)] \quad (8)$$

式中: I_{exe} 、 I_e 、 I_y —换热器、蒸发器、预热器中总焓损, kJ/s ; E_{gin}^i 、 E_{wfjn}^i 、 $E_{wf\rho}^i$ — i 级换热器中热源入口、工质入口、工质出口焓 kW 。

1.2 发电装置

该梯级 ORC 发电系统输出功为:

$$P = [\sum_{i=1}^n W_t^i \eta_t - \sum_{i=1}^n W_p^i \eta_p] \quad (9)$$

膨胀机总焓损失:

$$I_t = \sum_{i=1}^n W_t^i (1 - \eta_t) \quad (10)$$

式中: η_t 、 η_p —膨胀机、工质泵效率; W_t^i 、 W_p^i —各级换

热器中工质在膨胀机中输出功及在工质泵中消耗功 kW ; P 、 I —系统输出功、膨胀机总焓损 kW 。

1.3 梯级系统

系统总焓损为:

$$I = I_{\text{exe}} + I_g + I_l + I_c + I_p \quad (11)$$

系统吸热量:

$$Q = \sum_{i=1}^n m_{\text{wf}}^i (r_{\text{wf}}^i + \tau_{\text{wf}}^i) \quad (12)$$

热效率:

$$\eta = \frac{P}{Q} \quad (13)$$

式中: I 、 I_c 、 I_p —系统、冷凝器、工质泵中总焓损 kJ ; Q —系统吸热量 kW ; η —系统热效率。

2 遗传算法简介

遗传算法是美国 Michigan 大学教授 Holland 及其学生根据生物进化理论创造出的一种自适应概率优化技术。该算法针对优化问题中的自变量,通过编码创建初始种群,计算适应度值,并利用选择、交叉以及变异算子对种群进行更新,按照适者生存原理逐步逼近最优解。针对梯级系统中参数较多、计算较复杂的问题,通过利用遗传算法对有/无分流工况下梯级 ORC 系统进行多维优化,其中,种群中个体对应各级换热器蒸发温度,以系统发电量 P 作为适应度函数。

针对低温地热水,计算过程中采用 R123 为工质,设定热源质量流量、温度分别为 27.8 kg/s 、 393 K ,环境温度 $T_0 = 298 \text{ K}$,窄点温差 $\Delta T_p = 5 \text{ K}$ 。其中膨胀机效率 η_t 、工质泵效率 η_p 分别为 0.65 、 0.8 。工质物性参数的选取来源于 REFPROP 8.0 程序。

3 结果及讨论

3.1 有/无分流梯级 ORC 发电系统优化性能比较

对于梯级 ORC 系统,在每级换热器中均存在最佳蒸发温度使系统性能最高,利用遗传算法对其进行优化,能够准确获得目标函数最优值以及对应各点运行工况。

图 2 为在 3 级系统最优工况下,热源与工质间热交换温度变化曲线。对于热源,其向工质放热,温度逐渐降低,而采用 3 级换热能够对热源进行逐级利用,在一定程度上使热源排放温度及换热器中换热温差减小。比较图 2(a)、图 2(b) 可知,对于 3 级 ORC 系统,热源顺次流入各级换热器,其质量流量恒定,而热源温度逐级降低,从而工质质量流量不断下降。针对 3 级分流系统,由式(6)可知,在各级蒸

发器出口对热源进行分流,因此各级蒸发器中热源流量呈现递减规律;但对应进入换热器中热源温度亦高于 ORC 循环,具有提高热源品位的作用,使得蒸发温度高于无分流系统。如图 2 所示,在一级换热器中,分流系统工质流量较低,而此后则具有相反变化趋势。

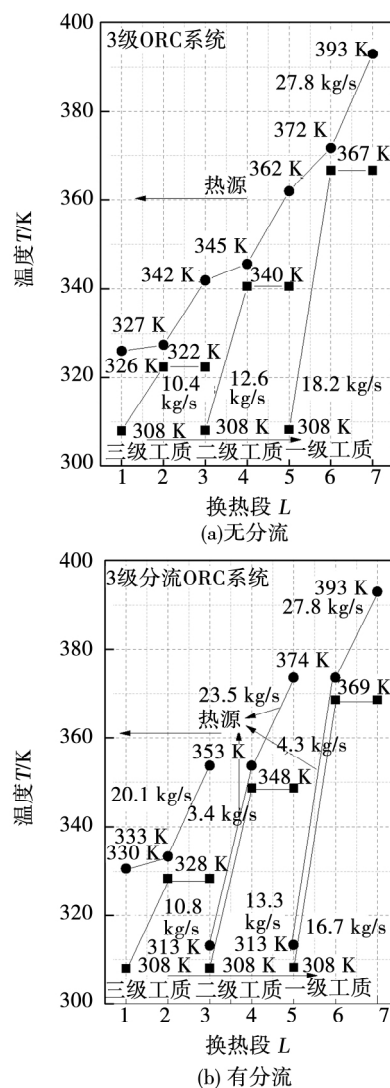


图 2 有/无分流梯级系统温度变化规律分析及比较

Fig. 2 Comparison and analysis of the temperature between the ORC systems with and without diffluent

系统中不可逆损失主要发生在换热器、膨胀机和冷凝器等设备中,同时排放热源亦携带一定能量,因此对于 3 级 ORC 系统,分析各级循环中上述指标,能够更全面的对系统进行评估。表 1 ~ 表 2 为有/无分流 3 级 ORC 系统中各项性能优化结果。由表 1 可知,在无分流 ORC 循环中,随换热器级数 n 增加,由于热源品位降低及工质质量流量的下降,各

项指标均不断减小,此时系统最大焓损发生在换热器中。由表 2 可知,在分流 ORC 循环中,由于对热源进行分流,提高了下一级换热器中热源温度,从而在各级蒸发器中焓损尽管具有不断降低的规律,但差距较小,表现相近;而分流使得各级预热器中热源流量减小,因此在末级预热器前,预热器及排放焓损均较小,但在末级换热器中,由于无需分流,热源直接由蒸发器流入预热器,其预热器焓损及热源排放焓损出现突增现象。观察表 2 亦知,膨胀机及冷凝器中不可逆损失均高于换热器,因此采用分流能够有效降低换热器不可逆损失。

表 1 3 级 ORC 系统中各级循环性能变化

Tab. 1 Performance variation for each stage of the three stage ORC system

级数	参数						
	W_t /kW	W_b /kW	I_e /kW	I_y /kW	I_t /kW	I_c /kW	I_g /kW
一级	328	8.65	83.0	81.6	163	117	—
二级	134	2.43	62.5	22.4	68.1	74.0	—
三级	51.3	0.71	56.2	5.21	26.5	58.1	147
系统	513	11.8	202	109	258	249	147
	501.2				965		

表 2 3 级分流 ORC 系统中各级循环性能变化

Tab. 2 Performance variation of each stage of the three stage ORC diversion system

级数	参数						
	W_t /kW	W_b /kW	I_e /kW	I_y /kW	I_t /kW	I_c /kW	I_g /kW
一级	310	8.39	70.5	12.8	154	108	7.23
二级	174	3.55	69.1	7.53	87.7	80.4	5.60
三级	74	1.12	68.0	8.97	38.1	61.3	142
系统	558	13.1	207.6	29.3	280	250	155
	544.9				921.9		

比较两表可知,由于在一级换热器中,无分流 ORC 系统蒸发温度低于分流 ORC 系统,工质质量流量相对较高,从而此时各指标均有高于分流系统的规律;但是因为在 2、3 级换热器中分流系统工质流量较大,故除预热器焓损外,其它指标均较高。对于系统而言,尽管在蒸发器、膨胀机及冷凝器中焓损较大,且热源排放携带焓损失相对较高,但在预热器中焓损降低效果更明显,因此分流系统相对无分流时,不可逆损失降低,具有更好性能。

3.2 梯级换热级数 n 对系统性能影响

对于 ORC 循环,发生在换热器中的损失占据系

统总损失的绝大部分,因此分析系统中梯级换热级数 n 对系统的影响具有重要意义。

图 3 在 1~5 级 ORC 循环中,有/无分流两种工况下换热装置优化得出的焓损。

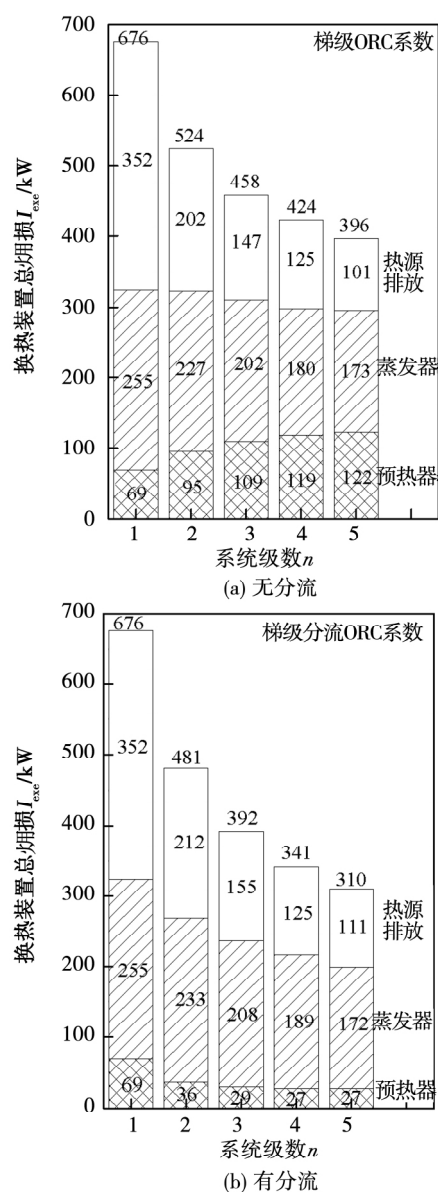


图 3 有/无分流梯级系统换热装置总焓损

Fig. 3 Total exergy loss of heat exchanger in cascade system with and without diversion

由图 3(a)、图 3(b) 可知,随系统级数 n 增加,发生在换热装置中的焓损不断降低,但降幅亦逐渐减小,表明通过增加系统中换热器级数能够提高系统性能,但效果逐渐削弱。同时,由图 3(a) 可知,在无分流系统中,随系统级数 n 增加,发生在预热器中的不可逆损失逐渐增大,而蒸发器及热源排放携带的焓损不断减小,出现这种现象是由于此时热源顺次经过各级换热器,前一级预热器出口热源温度为

后一级蒸发器入口热源温度, 因此系统级数越高, 流经预热器的平均热源温度越高, 而各级预热器中工质均由低温被加热, 从而在预热器中换热温差增加, 不可逆损失增大; 对于蒸发器, 热源的平均放热温度有所降低, 与工质之间的换热温差降低; 而系统级数增加使得热源被充分利用, 排放温度降低, 故烟损在蒸发器中以及热源排放温度均有下降。在分流系统中, 由于将热源进行分流, 预热器中以恒定温差进行热交换, 不可逆损失较低, 发生在预热器中的烟损主要集中在最后一级换热器中, 故随系统级数 n 增加, 预热器中烟损降低。

对有/无分流梯级 ORC 系统进行比较发现, 在不同系统级数 n 时, 系统各部分烟损有如 3.1 中 3 级 ORC 系统相似规律, 但是随系统级数 n 增加, 采用分流技术意义逐渐显著。当 $n=2$ 时, 分流系统较基本系统不可逆损失降低 44 kW, 在 $n=5$ 时, 分流系统较基本系统不可逆损失降低 86 kW。

图 4 为有/无分流梯级 ORC 系统输出功及热效率随系统级数 n 变化规律。对于系统而言, 其输入烟固定, 输出功具有与烟损表现相反的规律。由图 4 可知, 随 n 增加, 两种工况下系统输出功尽管不断增长, 但是由于其增长是通过增加换热器面积即系统投资而来, 且其输出功增长速率逐渐减慢, 因此应合理选择系统级数。此外, 当无分流系统级数 $n=5$ 时, 其输出功可实现 529.67 kW, 而分流系统在 $n=3$ 时, 输出功达 544.8 kW, 以上亦表明采用分流系统能够在一定程度上降低系统级数, 使系统投资减小。

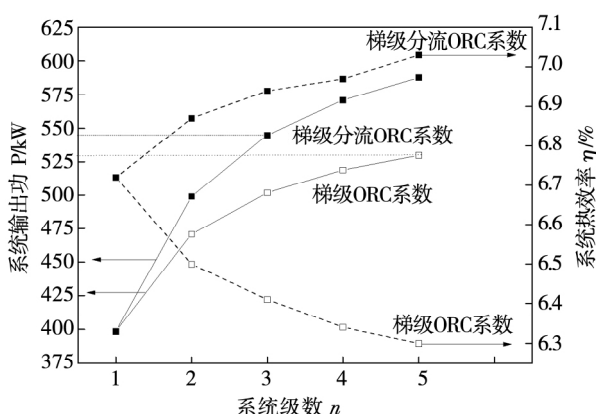


图 4 有/无分流梯级系统热力性能变化

Fig. 4 Variation of thermodynamic performance in cascade system with and without diversion

同时, 由图 4 可知, 对于梯级 ORC 系统, 其输出功增长是以热效率降低为代价的, 而对于分流系统,

由于分流使各级换热器中热源以及各级最佳蒸发温度增长, 其热效率表现为逐渐升高的规律。

4 结 论

(1) 采用分流技术能够提高系统中各级换热器热源温度, 降低系统预热器烟损, 使其性能优于无分流梯级 ORC 系统;

(2) 随系统级数 n 增加, 输出功不断升高, 但增幅减缓。采用分流技术, 在一定程度上能够降低系统对换热器级数要求, 3 级分流 ORC 系统输出功可高于 5 级 ORC 系统 15.13 kW;

(3) 无分流梯级系统热效率随系统级数 n 增加逐渐降低, 而分流系统则表现为逐渐增长的规律, 当 $n=5$ 时, 系统热效率可达 7.03%。

参考文献:

- [1] WANG Z Q, ZHOU N J, GUO J, et al. Fluid selection and parametric optimization of organic rankine cycle using low temperature waste heat [J]. Energy, 2012, 40(1): 107–115.
- [2] MUMITH J A, MAKATSORIS C, KARAYIANNIS T G. Design of a thermoacoustic heat engine for low temperature waste heat recovery in food manufacturing: a thermoacoustic device for heat recovery [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 65(1–2): 588–596.
- [3] KALYAN K A, PEDRO J M, SUNDAR R K. 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.
- [4] WANG J F, SUN Z X, DAI Y P, et al. Parametric optimization design for supercritical CO₂ power cycle using genetic algorithm and artificial neural network [J]. Applied Energy, 2010, 87(4): 1317–1324.
- [5] 席 隼, 王娟丽, 李明佳, 等. 基于粒子群算法的跨临界有机朗肯循环性能优化及工质筛选 [J]. 工程热物理学报, 2015, 36(3): 461–467.
- [6] 王娟丽, 何雅玲, 程泽东, 等. 基于模拟退火算法的有机朗肯循环的性能优化 [J]. 工程热物理学报, 2013, 34(9): 1606–1610.
- [7] WANG Juan-li, HE Ya-ling, CHENG Ze-dong, et al. Performance optimization of organic rankine cycle based on simulated annealing algorithm [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(9): 1606–1610.
- [8] KIM Y M, KIM C G, FAVRAT D. Transcritical or supercritical CO₂ cycles using both low and high-temperature heat sources [J]. Energy, 2012, 43: 402–415.
- [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.

(单丽华 编辑)

改进型 Einstein 制冷循环系统运行可行性对比分析 = **Operational Feasibility Analysis of the Improved Einstein Refrigeration Cycle System** [刊, 汉] LIN Fa-long, LIU Dao-ping, AN Li-huan, YANG Meng (Institute of Refrigeration Technology, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -1~8

In the paper, the principle of single pressure absorption-type Einstein refrigeration cycle was introduced. Three improved Einstein refrigeration systems (I, II, III) built in our previous work were compared. The thermodynamic models of the three systems were established using mass and energy conservation law. Then their performances were analyzed. The results show that system II has the highest COP (0.255 1) under the same working conditions. Changing the working conditions cannot very effectively improve the system COP. But the system refrigeration performance can be effectively improved by reasonably matching system components, optimizing pipeline resistance, using heat recovery system and efficient bubble pump, and then choosing the best generation temperature. This study is expected to provide important guidance for Einstein refrigeration cycle system performance optimization and industrial applications. **Key words:** Einstein cycle, single pressure absorption-type refrigeration, improvement, feasibility analysis

流速对水平圆管外混合蒸汽凝结换热影响的实验研究 = **Mixed Vapor Condensation Outside Horizontal Tube under Different Vapor Velocities** [刊, 汉] QIAO Hong-bin, WANG Shun, HU Shen-hua (Electric Power Simulation and Control Engineering Center, Nanjing Institute of Technology, Nanjing, China, Post Code: 211167) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -9~14

Reported herein are the experimental data for so-called Marangoni condensation of steam-ethanol outside the horizontal tube surfaces at vapor pressure of 70 kPa. In order to determine the effect of vapor velocity on Marangoni condensation, heat flux and vapor-to-surface temperature differences were measured for steam-ethanol mixture over a wide range of composition at vapor velocity of 0.31 m/s, 0.46 m/s, and 0.62 m/s. The experimental results show that, for pure steam, the steam velocity has a great effect on the condensation heat transfer characteristics. For ethanol-water mixture steam, heat transfer coefficient increases with steam velocity, and the increase magnitude is associated with alcohol concentration. Specifically, in the lower concentration range (1%, 2%), the heat transfer coefficient increases with steam velocity, and the increase amplitude reaches maximum at 2% concentration. In the higher concentration range (5%, 10%, and 20%), the increase amplitude of the heat transfer coefficient reduces as steam velocity increases. **Key words:** horizontal tube, vapor velocity, steam-ethanol mixture vapor, Marangoni condensation

低温地热梯级分流有机朗肯循环系统热力性能优化 = **Performance Optimization for Cascaded Diversion ORC System** [刊, 汉] LI Wei-kang, YANG Xin-Le, HUANG Fei-fei, DAI Wen-zhi (School of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin, Liaoning, China, Post Code: 123000) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -15~19

In this paper, a cascade diversion ORC system was proposed, and the thermodynamic models with or without diversion were built. The genetic algorithm was used to optimize the performance, where the system took the evaporation

temperature and the output power as the independent variable and the objective function ,respectively. The system performance was compared under two conditions and the influences of system stages on the performance were analyzed. The results show that the use of diversion technology can improve the optimal evaporation temperature and the performance. With the increase of the stages ,the performance is gradually improved. When the stage is five ,the output power and the thermal efficiency with diversion are increased by 189.47 kW and 0.31% relative to ORC system ,respectively. There is a great significance in using cascade diversion technology ,in term of achieving a greater degree of energy recycling. **Key words:** cascade diversion ,Organic Rankine cycle ,evaporation temperature ,genetic algorithm ,stages of system

某系统散热器用热管传热性能试验研究 = Experimental Study for the Heat Transfer of Heat Pipe used as Heat Sink for Metro Vehicle Traction Drive System [刊 ,汉] JIAO Xue-jun(CRRC Zhuzhou Times Equipment Technology Co. ,Ltd ,China ,Post Code: 412000) ,PAN Ming-wang ,HE Rong(CRRC CSR-AVC Thermal Technologies(Zhuzhou) Co. Ltd. ,China ,Post Code: 412000) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 ,31(10) . -20 ~24

Gravity heat pipe heat sink cooling technology is preferred for metro vehicle traction drive system. This paper first analyzed the factors affecting the heat transfer capability of the heat pipe as a heat sink for a subway ,and it was found that the liquid filling is the key to the performance of a heat pipe. Then the Nusselt vertical wall film condensation theory formula was corrected to be suitable for the engineering application ,and used to determine the filling quantity of metro traction system radiator with heat pipe ,which was calculated at 2.85 g. Additionally ,according to the national standard test method for heat pipe ,heat transfer performance of different filling quantities of heat pipe were studied ,and the thermal resistances with different liquid filling amount were obtained under rated power. The optimum filling amount was then determined to be 3 g through the analysis of experimental data ,indicating the good agreement between test results and theory calculation. Meanwhile ,the heat transfer limit test verified that the 3 g filling amount has an appropriate design margin and can ensure the traction system reliability under overload conditions. **Key words:** metro vehicle traction drive system ,heat sink ,gravity heat pipe ,liquid filling quantity ,heat transfer experiment

气膜冷却叶片热冲击分析网格生成技术 = Grid Generation Technology for the Analysis of Air-film Cooling Vane subjected to Thermal Shock Load [刊 ,汉] GUAN Peng ,AI Yan-ting ,BAO Tian-nan(Liaoning Key Laboratory of Advanced Measurement and Test Technology for Aircraft Propulsion System ,Shenyang Aerospace University ,Shenyang ,Liaoning ,China ,Post Code: 110136) ,SHI Xiao-jiang (Key Laboratory of Aeroengine High Altitude Simulation Technology ,AVIC Gas Turbine Research Institute ,Jiangyou ,Sichuan ,China ,Post Code: 621703) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 ,31(10) . -25 ~31

Mesh division is the basis for thermal shock numerical simulation of film cooling blade and turbine cascade. Because of the complicated structure of film cooling blade as well as strict requirements on the first layer thickness for numerical heat transfer simulation ,grid generation scheme is the key of this issue. In this paper ,the geometry of