

对流热采油页岩过程低温余热 ORC 系统热力分析

杨新乐¹, 赵阳升², 冯增朝², 戴文智¹

(1. 辽宁工程技术大学 机械工程学院, 辽宁 阜新 123000; 2. 太原理工大学 采矿工艺研究所, 山西 太原 030024)

摘 要: 为回收利用对流热采油页岩过程中产生的低温余热蒸汽, 提出并设计有机朗肯循环(ORC)系统进行热力发电。在特定余热蒸汽参数条件下, 基于 R245fa 循环工质, 编制计算程序模拟分析了 ORC 系统变工况参数对该系统热效率及输出功率的影响规律。数值模拟结果表明: 设定汽轮机背压为 0.25 MPa 时, 工质最高蒸发压力为 2.566 MPa, 在此范围内, 系统热效率随蒸发压力升高单调增加, 增幅减缓; 取蒸发器出口温度 85℃ 时, 对于不同的蒸发压力系统允许运行工质流量范围不同, 在同一蒸发压力下, 由于热源限制导致系统热效率并未随工质流量增加显著提高, 但可得到更多输出净功; 蒸发压力为 1.5 MPa 时, 随余热排放温度的降低, 系统输出净功显著提高; 随汽轮机背压的降低, 系统热效率得到明显改善, 但汽轮机背压的降低增加了工质冷凝的困难, 合适的背压值取 0.2 MPa。

关键词: 对流热采油页岩; 低温余热蒸汽; ORC 系统; 热力分析

中图分类号: TK11 文献标识码: A

引 言

对流加热油页岩原位开采油气方法是通过在地面提前布井, 采用群井压裂方式, 在油页岩层产生巨大平行裂缝后, 将锅炉产生的高温高压蒸汽通过管道直接从注热井注入矿层, 使油页岩母岩热解后形成油气, 通过低温蒸汽携带油气从生产井排至地面。根据实验结果, 原位热解油页岩油气所需水蒸气温度一般为 400~700℃, 由生产井排采出来的余热蒸汽温度降至 110~170℃, 依然保持蒸汽状态^[1]。由于在对流开采过程中注入蒸汽流量及蒸汽所含汽化潜热值巨大, 这样大量低品位热能不仅被白白浪费, 而且对环境造成严重热污染。为提高对流热采油页岩这一高效安全开采技术的经济性及有效保护环境, 对过程尾端产生的余热蒸汽回收利用是非常必要而有意义的。

采用有机朗肯循环(ORC)的热力发电系统是

中低品位余热能量回收利用的有效途径之一, 也是当前世界能源利用研究的热点问题之一。目前, 国外已在有机朗肯循环系统工质的选择、系统效率的提升、关键部件实验研究及运行参数优化方面进行了大量研究^[2-5]。美国和以色列等国家已陆续开发了太阳能、地热能等有机朗肯循环热力发电系统, 并投入商业生产使用^[6]。我国自 20 世纪 80 年代已经陆续开展有机朗肯循环动力系统在不同生产领域应用的理论和实验研究。文献[7~9]分别进行了有机朗肯循环动力系统在太阳能、地热能、内燃机等工业余热回收利用的热力分析。文献[10]在实验室首次搭建了小型 1 kW 热水有机朗肯循环热力发电实验系统并获取了一定电量。本研究采用 R245fa 作为有机朗肯循环系统的有机工质, 针对油页岩注蒸汽开采过程尾端特定状态的低温余热蒸汽进行有机朗肯循环动力系统设计, 编制计算程序对该系统进行变工况参数热力性能计算与分析, 确定有机朗肯循环系统热效率和输出功率的主要影响因素及影响规律, 为对流热采油页岩技术应用有机朗肯循环系统回收低温余热蒸汽提供技术支持和理论依据。

1 低温余热有机朗肯循环发电系统

低温余热有机朗肯循环发电系统主要由工质泵、蒸发器、过热器、汽轮机、发电机、冷凝器及辅助设备组成, 如图 1 所示。采用有机工质推动汽轮机做功, 理想有机朗肯循环系统包括: 1-2-3(定压加热)、3-4(绝热膨胀)、4-5(定压放热)以及 5-1(绝热压缩)四个热力过程, 系统热力循环如图 2 所示。

根据能量守恒原理, 按照上述热力过程, 可得到系统热力分析理论模型:

过热器:

$$Q_{6-7} = \dot{m}_g(h_6 - h_7) = \dot{m}_{WF}(h_3 - h_2) \quad (1)$$

收稿日期: 2012-03-12; 修订日期: 2012-06-06

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50534030); 国家自然科学基金青年基金资助项目(51104083)

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, 博士。

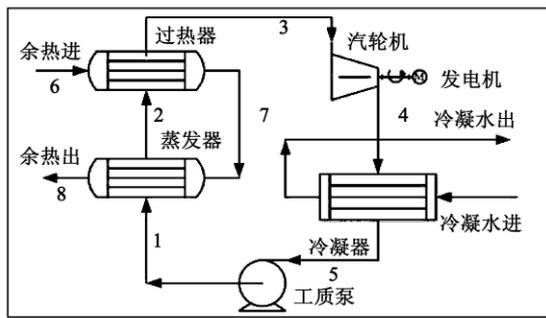


图 1 低温余热蒸汽有机朗肯循环发电系统原理图

Fig. 1 Schematic drawing of a low temperature waste heat organic Rankine cycle power generation system

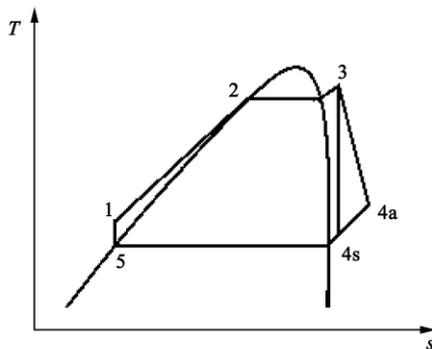


图 2 系统热力循环温熵图

Fig. 2 T-S diagram of the thermodynamic cycle of a system

蒸发器:

$$Q_{7-8} = \dot{m}_g (h_7 - h_8) = \dot{m}_{WF} (h_2 - h_1) \quad (2)$$

工质泵:

$$W_p = \dot{m}_{WF} (h_5 - h_1) / \eta_p \quad (3)$$

冷凝器:

$$W_{cw} = \dot{m}_{WF} (h_4 - h_5) \quad (4)$$

系统总功输出:

$$W_t = \dot{m}_{WF} (h_3 - h_{4s}) \eta_T \eta_m \eta_G \quad (5)$$

汽轮机内效率:

$$\eta_T = \frac{h_{4a} - h_3}{h_{4s} - h_3} \quad (6)$$

热效率:

$$\eta_1 = \frac{W_{net}}{Q_{吸}} = \frac{W_t - W_p}{Q_{6-7} + Q_{7-8}} \quad (7)$$

式中: \dot{m} —质量流量, kg/s; h —比焓, kJ/kg; W —功, kW; Q —热流量, kJ/s; η —效率; 角标 T、m、G—汽轮

机内效率、机械传动效率及发电机效率; 角标 g, WF—余热蒸汽和有机工质, 1-8 代表工质各状态点, 4a 和 4s 分别为状态点 4 的理想和实际状态, p—工质泵, cw—冷却水, t—汽轮机, net—净值。

2 模拟计算结果及分析

根据对流热采油页岩技术参数, 确定该技术过程尾端余热蒸汽温度和流量, 对系统蒸发压力、工质流量、余热换热排放温度及汽轮机背压等变参数下低温余热有机朗肯循环动力系统热效率影响规律进行模拟计算与分析。

2.1 低温余热蒸汽参数确定

表 1 为对流热采油页岩技术单井注热参数及尾端余热蒸汽相关数据。

表 1 油页岩注蒸汽开采过程余热蒸汽参数
Tab. 1 Waste heat steam parameters of the steam injection-into-oil-shale production process

参数名称	参数值
注热蒸汽温度/°C	400 ~ 700
注热蒸汽压力/MPa	0.4 ~ 0.5
余热蒸汽温度/°C	150
余热蒸汽流量/kg · s ⁻¹	27.8

2.2 工质选择及参数确定

低沸点有机工质的选择是影响有机朗肯循环系统效率的一个重要因素。适于朗肯循环的有机工质一般应具有循环效率高, 蒸发压力小, 冷凝时压力又不低, 热稳定性好, 无毒、不易燃烧及成本较低等特征。对于采用汽轮机作为原动机的低温热能发电系统, 要求汽轮机进口工质蒸汽应具有一定过热度, 一般选用干流体作为系统工质。

根据文献 [11 ~ 12] 推荐使用的工质及工质参数, 同时考虑实际工程应用时工质冷凝困难问题, 在工程中冷却较为经济的方法多采用水冷方式, 若汽轮机乏气压力过低, 对应的有机工质沸点低于常温水温, 冷凝难于实现, 而汽轮机乏气压力过高, 虽然对有机工质沸点较高, 但汽轮机进出口压力差降低, 汽轮机做功效能减小, 因此对于采用汽轮机作为原动机的有机朗肯循环发电系统宜采用一定背压运行。综合考虑以上问题, 工质选用干流体及环保工质 R245fa, 其温熵图和热力性质分别如图 3、表 2 所示 [13]。

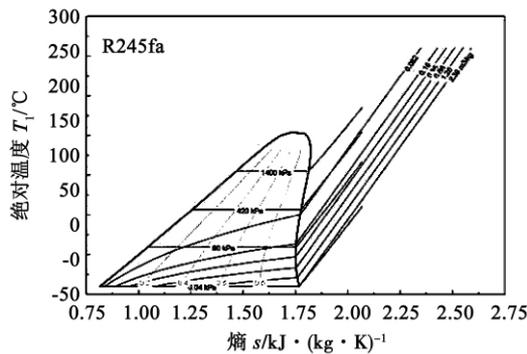


图 3 R245fa 温熵图

Fig. 3 Temperature-entropy diagram of R245fa

表 2 R245fa 热力性质

Tab. 2 Thermodynamic properties of R245fa

参数名称/单位	参数值
临界温度/°C	154.6
临界压力/MPa	3.64
标态沸点/°C	16
流体类型	干流体
臭氧层破坏潜能值(O DP)	0

2.3 系统蒸发压力对热效率的影响

计算过程中,结合工程实际及各热力设备的性能,选取如下运行参数作为计算工况:设定工质经过蒸发器后达到干饱和蒸汽状态,即在该位置处工质温度对应为该蒸发压力下的干饱和温度。设定进入汽轮机工质过热度 5°C,汽轮机背压 0.25MPa,冷凝器工质过冷度取 0.5°C。设备效率分别取: $\eta_T = 0.85$, $\eta_m = 0.95$, $\eta_C = 0.96$, $\eta_p = 0.8$, 计算时蒸发器和过热器设计参数可变。根据换热器效率定义,理论上冷流体可以加热到与热流体相等的温度,因此计算中设定过热器出口温度上限为热源入口温度。由于热源温度的限制,系统蒸发压力存在最大值,通过计算可知,在本工况条件下系统蒸发压力达到 2.566 MPa 后工质温度达到上限,即对于该热源温度,系统仅能以亚临界有机朗肯循环运行。

图 4 为不同蒸发压力条件下,系统工质在蒸发器、过热器和汽轮机出口处焓值。由图 4 可见,系统以亚临界循环状态运行时,3 个设备的出口焓值均是随蒸发压力的升高而呈现单调递增的趋势。随系统蒸发压力的提升,过热器出口焓值和汽轮机出口焓差增加,这表明蒸发压力越高,汽轮机进出口焓降越大,汽轮机做功能力越强。

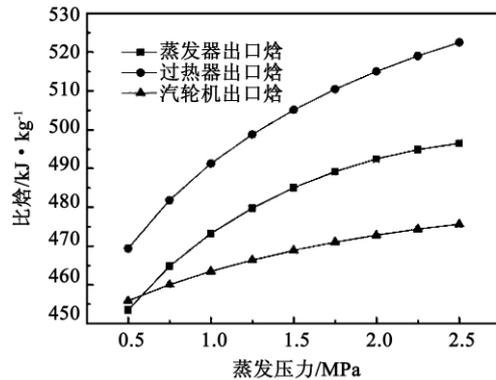


图 4 不同蒸发压力下各设备出口焓值

Fig. 4 Enthalpy value at the outlet of various equipment items at various evaporation pressures

由图 5 可知,随着系统蒸发压力的升高,有机朗肯循环热效率单调增加。这是由于蒸发压力的升高,汽轮机进出口焓降增加,工质用于推动汽轮机做功的能力增强,循环系统热效率因此得以增加。从计算结果中也能看出,随着蒸发压力的增加,系统热效率尽管不断增加,但增加幅值却不断减小,这是由于过热器出口焓值随着蒸发压力的提升而显著增加,过热器出口与蒸发器入口焓差增加,即系统吸收能量值增加,因此工质随蒸发压力升高,系统热效率增幅呈现不断减小的趋势。

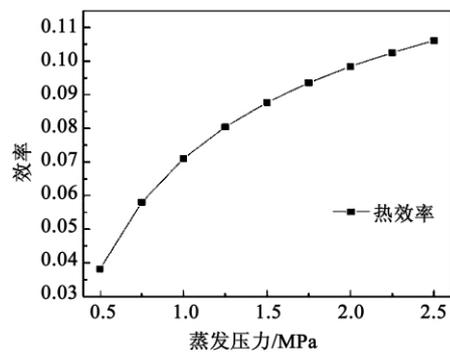


图 5 不同蒸发压力下系统热效率变化规律

Fig. 5 Law governing the change of the thermal efficiency of the system at various evaporation pressures

2.4 系统工质流量对热效率的影响

循环计算中,设定低温余热在蒸发器出口温度 85°C,工质在蒸发器出口温度可变,保证进入汽轮机工质温度最低为某一系统蒸发压力对应的工质全部蒸发饱和温度,其它参数选取同上。在系统蒸发压力一定的条件下,改变系统工质流量,此时以热源温度限制系统运行最小流量,以全部工质达到饱和温

度要求约束系统运行最大流量, 得到系统热效率随工质流量变化规律, 如图 6 所示。

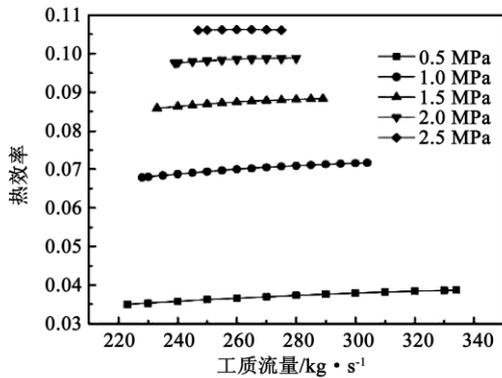


图 6 工质流量对系统热效率影响规律

Fig. 6 Law governing the effect of the flow rate of the working medium on the thermal efficiency of the system

由图 6 可以看出, 在某一固定蒸发压力下, 系统允许工质流量范围随蒸发压力的升高而不断减小, 这是由于在低蒸发压力条件下, 汽轮机进出口中焓差较小, 要想得到更多的输出功必须相应需要更大的工质流量; 对于余热源为低温水蒸气, 由于水蒸气所具有的凝结潜热值大, 对于该种热源, 可以在系统中采用较大的有机工质流量, 这样尽管系统热效率由于热源等因素并未得到明显改善, 但根据计算结果可以知道增加系统运行工质流量可以得到更多的输出净功。

由图 6 计算结果也可以得出, 在同一蒸发压力条件下, 系统尽管允许工质流量有一定的范围, 但对于系统热效率随工质流量增加并未得到更好的改善, 相反, 在更高的蒸发压力的条件下, 系统热效率随工质流量的增加呈现先增加后减小的趋势。这是因为在不同蒸发压力条件下, R245fa 焓值随蒸发压力的升高而升高, 焓值低则会在相同的放热量条件下蒸发器通过的流量高。

2.5 余热排放温度对系统热效率的影响

计算中设定蒸发压力为 1.5 MPa, 改变余热蒸汽最终排放温度, 保持温度约束不变, 得到不同余热排放温度对系统热效率、输出净功影响规律, 如图 7 和图 8 所示。

由图 7 和图 8 计算结果可以知道, 对于在不同余热排放温度条件下, 系统热效率和循环净功均随工质流量的增加呈现单调递增的趋势。由图 7 可以看出, 随着余热蒸汽排放温度的降低, 系统允许运行工质流量增大, 但各个余热排放温度下系统对应的

最大热效率值接近, 这说明余热排放温度的改变对系统热效率的提升并未起作用。尽管不同余热最终排放温度系统热效率相同, 但图 8 计算结果显示对于较低的出口温度, 系统循环净功增加, 这是由于随着余热出口温度的降低, 系统工质流量的增加而导致汽轮机做功增加, 产生更大的输出功率, 同时系统从热源中吸取的热量相应增加, 二者的比值基本保持不变, 效率未得到提升。由此可见, 降低余热蒸汽换热出口温度将大大提高余热蒸汽的回收率, 但降低余热换热出口温度并不是提高系统热效率的方法。然而在低温有机朗肯循环系统中, 相应的增加工质流量能够获得较大的输出功, 但前提条件之一是需要增加蒸发器换热面积或提高蒸发器换热系数, 这样会相应造成系统成本的增加。

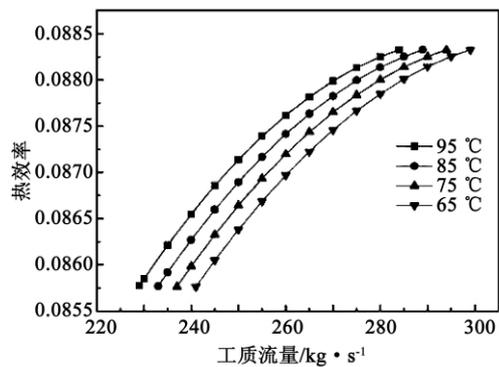


图 7 余热排放温度对系统热效率影响规律

Fig. 7 Law governing the effect of the waste heat discharge temperature on the thermal efficiency of the system

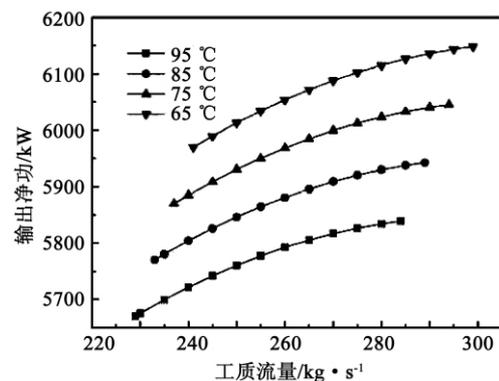


图 8 余热排放温度对系统输出净功影响规律

Fig. 8 Law governing the effect of the waste heat discharge temperature on the net output power of the system

2.6 汽轮机背压对系统热效率的影响

图 9 为系统蒸发压力 1.5 MPa ,余热蒸汽排放温度 85℃ 条件下 取不同汽轮机背压值计算所得蒸发压力与系统热效率关系曲线。由图 9 可见 ,在系统允许运行工质流量范围内 ,系统热效率随汽轮机背压的降低呈现明显增加的趋势。由计算结果可以知道 ,对于降低相同压力幅度的汽轮机背压 ,汽轮机热效率增幅提高 ,系统输出净功增加。这主要是由于汽轮机输出功是由工质流量和汽轮机进出口焓降决定 ,随着汽轮机背压的降低 ,汽轮机进出口焓降增加 ,循环温差增大的缘故。

尽管由于降低汽轮机背压能够有效增加系统热效率 ,但是在较低的压力下 ,对于大部分有机工质沸点较低 ,如在 0.1 MPa 时 ,工质 R245fa 对应沸点为 15.3℃ ,低于常温水温 ,不易在水冷或风冷冷凝器中实现冷凝 ,这样在实际工程中对于工质冷凝有苛刻要求。因此从实际循环运行角度来说 ,必须适当提高汽轮机背压来实现工质的冷凝。本例若取冷却水温 25℃ ,对于 R245fa 适合的汽轮机背压选取 0.2 MPa 左右为宜。

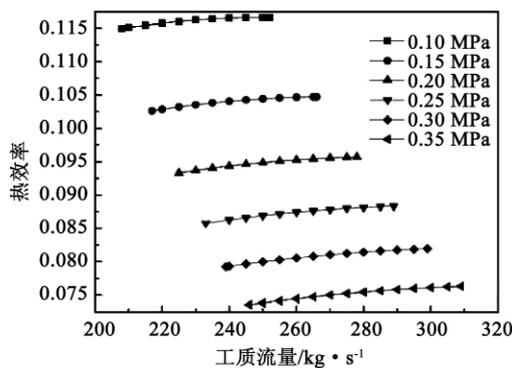


图 9 不同汽轮机背压下蒸发压力与系统热效率关系

Fig. 9 Relationship between the evaporation pressure and the thermal efficiency of the system at various back pressures of a steam turbine

3 结论

(1) 设定进入汽轮机工质入口过热度 5℃ 及汽轮机背压 0.25 MPa 时 ,系统最高蒸发压力为 2.566 MPa ,系统热效率随蒸发压力的升高而增加 ,最高可达 10.6% ,而热效率增幅随蒸发压力的升高而减少 ,因此在实际运行过程中 ,采用较高的蒸发压力有

利于低温余热的回收;

(2) 取蒸发器出口温度 85℃ 时 ,在不同的蒸发压力条件下 ,系统允许运行工质流量范围不同 ,系统热效率随工质流量的增加呈现单调增加的趋势。在同一蒸发压力条件下 ,系统热效率随工质流量增加并未获得提升 ,但系统输出净功增加显著;

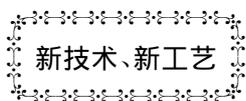
(3) 取蒸发压力 1.5 MPa 时 ,降低余热蒸汽最终排放温度改变工质允许流量对系统热效率影响不大 ,但排放温度的降低可大大提高系统循环净功;

(4) 汽轮机背压对系统热效率影响显著 ,降低汽轮机背压可以有效提高系统热效率 ,但背压的降低使工质冷凝困难 ,在工程中从实际出发应合理选择汽轮机背压 ,本研究适合的背压参数可取 0.2 MPa。

参考文献:

- [1] 康志勤. 油页岩热解特性及原位注热开采油气的数值模拟 [D]. 太原: 太原理工大学, 2008.
KANG Zhi-qin. Pyrolytic characteristics of oil shale and numerical simulation of the in-situ heat injection oil and gas production [D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2008.
- [2] Athanasios I ,Papadopoulos Mirko Stijepovic Patrick Linke ,et al. On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles [J] Applied Thermal Engineering ,2010 , 30: 760 – 769.
- [3] H D Madhawa hettiarachchi ,Mihajlo Golubovic ,William M Worek , et al. Optimum design criteria for an Organic Rankine Cycles using low-temperature geothermal heat sources [J] . Energy ,2007 ,32: 1698 – 1706.
- [4] Lemort Vincent ,Quoilin Sylvain ,Cuevas Cristian ,et al. Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle [J]. Applied Thermal Energy 2009 29: 3094 – 3102.
- [5] Schuster A ,Karellas S ,Aumann R. Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles [J]. Energy ,2009 (1) : 1 – 7.
- [6] Amnon Einav. Solar energy research and development achievements in Israel and their practical significance [J]. Journal of Solar Energy Engineering 2004 ,126 (3) : 921 – 928.
- [7] Li Jing ,Pei Gang ,Ji Jie. Optimization of low temperature solar thermal electric generation with Organic Rankine Cycle in different areas [J] Applied Energy 2010 87: 3355 – 3365.
- [8] 方金莉 ,魏名山 ,王瑞君 ,等. 采用中温有机朗肯循环回收重型柴油机排气余热的模拟 [J]. 内燃机学报 ,2010 ,28 (4) : 362 – 367
FANG Jin-li ,WEI Ming-shan ,WANG Rui-jun ,et al. Simulation of the exhaust gas waste heat recovery from a heavy-duty diesel engine by making use of a medium temperature organic Rankine cycle system [J]. Transactions of Internal Combustion Engines. 2010 ,28 (4) : 362 – 367.

- [9] 刘广林,鹿院卫,马重芳,等. 超临界地热有机朗肯循环工质参数优化[J]. 工程热物理学报, 2010, 30(11): 1886-1888.
LIU Guang-lin, LU Yuan-wei, MA Chong-fang, et al. Parameter optimization of the working medium in a supercritical geothermal Organic Rankine Cycle [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 30(11): 1886-1888.
- [10] 顾伟. 低品位热能有机朗肯动力循环机理研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2009.
GU Wei. Study of the mechanism governing the low quality heat energy organic Rankine dynamic cycles [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2009.
- [11] WEI Donghong, LU Xuesheng, LU Zhen, et al. Performance analysis and optimization of Organic Rankine Cycle (ORC) for waste heat recovery [J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48: 1113-1119.
- [12] Saleh B, Koglbauer G, Wendland M, et al. Working fluids for low temperature Organic Rankine Cycles [J]. Energy, 2007, (32): 1210-1221.
- [13] 曹德胜, 史琳. 制冷剂使用手册[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2003.
CAO De-sheng, SHI Lin. Handbook for use of refrigerants [M]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 2003.
- (陈滨 编辑)



MT30 将驱动韩国海军护卫舰

据《Diesel & Gas Turbine Worldwide》2012年7-8月刊报道,已选择 MT30 用来驱动韩国海军新一批护卫舰的首艘舰艇。

该舰计划于 2017 年交付海军使用,预计建造 8 艘 FFX 级护卫舰。该舰将由柴油机动力或燃气轮机联合装置驱动,1 台 MT30 燃气轮机和 4 台柴油发电机供电 2 台电力推进电动机。这些柴油机将供应船舶的电力和推进动力,燃气轮机仅用来提供推进动力。

韩国第一批护卫舰 FFX 级舰由 CODOG(柴燃联合装置)装置驱动,使用 2 台推进柴油机、4 台柴油发电机组作发电用,而 2 台 GE LM2500 燃气轮机作推进用。

与以前的第一批护卫舰比较,新配置的护卫舰动力机组总数由 8 台减少为 5 台,从而显著降低成本并减少了维护工作量。

从 1996 年投入使用起,MT30 燃气轮机的运行已超过 4500 万 h 的 Trent 航空涡轮风扇发动机改型燃气轮机。其零件比同级其它航改型燃气轮机少 50%~60%。

在 ISO 条件下,MT30 的额定连续功率为 36 MW,效率达 40%。它已被用于驱动美国海军的自由级濒海战舰,并被选用于驱动美国海军的 DDG1000 驱逐舰和英国海军的伊丽莎白女王级航空母舰。英国 26 型护卫舰也考虑采用 MT30 发动机。

(吉桂明 摘译)

from the air film holes will force the heat exchange intensification factor of the wall surfaces with ribs to first increase and then decrease while the smooth surface heat exchange intensification factor of the smooth wall surfaces will first keep constant and then decrease. **Key words:** rib ,air film hole ,internal cooling passage ,heat exchange , numerical calculation

CO₂跨临界热泵循环与朗肯循环耦合系统性能分析 = **Analysis of the Performance of a Transcritical CO₂ Heat Pump Cycle and Rankine Cycle Coupled System** [刊, 汉] / WANG Hong-li , TIAN Jing-rui , LIU Hui-qin , DENG Chuang (College of Metallurgical and Energy Source , Hebei United University , Tangshan , China , Post Code: 063009) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(6) . - 660 ~ 663

Proposed was a method for realizing a waste heat recovery from a condenser in a transcritical CO₂ heat pump coupled with a Rankine cycle and thermodynamically analyzed were a Rankine cycle , reheat cycle and a coupled cycle of a transcritical CO₂ heat pump Rankine cycle. The analytic results show that with an increase of the main steam temperature or a decrease of the exhaust gas temperature , the efficiencies of three types of cycles will increase. The average efficiency of the Rankine cycle reaches 31.5% , that of coupled cycle hits 35.5% and that of the reheat cycle is 33.5% . With an increase of the main steam temperature or a decrease of the exhaust gas temperature , the efficiencies of the three types of cycles assume an ascending tendency. Under the same contrast conditions , the efficiency of the coupled cycle is highest while that of the Rankine cycle is lowest and that of the reheat cycle is between them. **Key words:** transcritical CO₂ heat pump , Rankine cycle , reheat cycle , coupled cycle , thermodynamics

对流热采油页岩过程低温余热 ORC 系统热力分析 = **Thermodynamic Analysis of a Low Temperature Waste Heat Organic Rankine Cycle System in the Process of the Convection Heat-based Oil Shale Exploitation** [刊, 汉] / YANG Xin-le , DAI Wen-zhi (College of Mechanical Engineering , Liaoning University of Engineering Technology , Fuxin , China , Post Code: 123000) , ZHAO Yang-sheng , FENG Zeng-chao (Mining Technology Research Institute , Taiyuan University of Science and Technology , Taiyuan , China , Post Code: 030024) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(6) . - 664 ~ 669

To recover the low temperature waste heat steam produced during the convection heat - based oil shale exploitation , presented and designed was an organic Rankine cycle system for power generation. Under the condition of specific waste heat steam parameters , based on the working medium R245fa for the cycle , a calculation program was prepared to simulate and analyze the law governing the influence of the off - design condition parameters of the ORC

system on its thermal efficiency and output power. The numerical simulation results show that when the back pressure of the steam turbine is set at 0.25 MPa, the highest evaporation pressure of the working medium can reach 2.566 MPa. Within this range of the evaporation pressure, the thermal efficiency of the system will monotonically increase with an increase of the evaporation pressure. Under a same evaporation pressure, it will not increase obviously with an increase of the flow rate of the working medium, however, more net output power can be obtained. When the evaporation pressure is set 1.5 MPa, with a drop of the waste heat discharging temperature, the net output power of the system will increase markedly. With a drop of the back pressure of the steam turbine, the thermal efficiency of the system will be obviously improved. However, the drop of the back pressure of the steam turbine increases the difficulty for condensing the working medium and the proper back pressure is regarded as 0.2 MPa. **Key words:** oil shale, exploitation by making use of convection heat, low temperature waste heat, organic Rankine cycle, thermodynamic analysis

新型气-固两相流体平均流速测量仪的试验研究 = **Experimental Study of a Novel Gas-solid Two-phase Fluid Average Flow Speed Measuring Meter** [刊, 汉] / SUN Bao-min, ZHAO Yong-gang (College of Energy Source, Power and Mechanical Engineering, North China University of Electric Power, Beijing, China, Post Code: 102206), ZHAO Zhi-yong (Inner Mongolia Electric Power Science Research Institute, Huhhot, China, Post Code: 010020), SHI Zhong-quan (Baotou No. 2 Thermal Power Plant, Northern Joint Power Corporation, Baotou, China, Post Code: 014030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012, 27(6). - 670 ~ 675

To solve the problem to real-time and accurately measure the average flow speed of a gas-solid two-phase flow in a pipeline, developed was a novel gas-solid two-phase flow average flow speed measuring meter and a relative secondary measurement system based on a direct measurement mode. To further study the performance of the meter and continuously improve its design structure, a gas-solid two-phase flow test system was set up. Relevant experimental study of the performance of the measuring meter was conducted. The test and on-site applications show that the meter has a good performance and can realize a long-period, stable and accurate measurement of the average flow speed of the gas-solid two-phase flow in an industrial pipeline with the measurement error being $< 2\%$. The straight tube section required for installation at the site is short. The meter has a small flow resistance and a long service life, capable of measuring the average flow speed of a gas-solid phase flow at a high and low concentration. It can be installed and used in a pipeline with a round and rectangular section. It has obtained the national invention and patent as well as the provincial and ministry-level science and technology advancement prize and has got good applications in tens of utility boilers. **Key words:** gas-solid two-phase flow, average flow speed, measuring meter, experimental