

文章编号:0254-0096(2016)04-1064-07

闭式海洋温差能发电系统的工质研究

吴春旭^{1~3}, 林礼群^{1~3}, 王 幸^{1,2}, 吴必军^{1,2}

(1. 中国科学院广州能源研究所, 广州 510640; 2. 中国科学院可再生能源与天然气水合物重点实验室, 广州 510640;
3. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘 要: 在不同冷凝温度条件下,以氨作为比较对象,选取 R245ca、R245fa、R236ea、R236fa、正丁烷、异丁烷、正戊烷和异戊烷 8 种干有机工质,基于热力学第一定律和第二定律对其热力循环性能进行计算分析,并对工质的净功、热效率、气耗率和焓损失等进行比较。结果表明:在所选有机工质中,正戊烷具有最高的热效率和焓效率,最大的净功及最小的气耗率,且产生的系统焓损失较小;从净功方面比较,氨的做功能力远强于有机工质。

关键词: 海洋温差能发电; 朗肯循环; 有机工质; 热效率; 净功; 焓损失

中图分类号: TM913

文献标识码: A

0 引言

海洋热能是地球上蕴藏量最丰富的海洋能,全球蕴藏量估计为 4.4×10^{16} kWh/a^[1],按照现有技术,可转化为电力的海洋温差能约为 1.0×10^{13} kWh/a^[2],开发潜力巨大。根据所用工质及流程的不同,海洋温差能发电(ocean thermal energy conversion, OTEC)系统主要有 3 种:即闭式循环系统、开式循环系统及混合式循环系统。目前接近实用的是闭式循环系统。当循环工质采用低沸点有机工质时,闭式和混合式系统中的动力循环为有机朗肯循环。由于有机朗肯循环可有效利用低品位热能,设备相对简单且适用性强^[3],因而其研究与应用越来越受到重视。由于有机工质的物性对动力循环的性能影响较大,因此有机工质的选择和物性研究是海洋温差能发电的重要内容。

国内外对海洋温差能发电系统循环工质做了大量研究。1881 年 Arsonval^[4]提出海洋温差能发电的概念,并设想建立一个以氨为工质的 OTEC 系统。为避免出现 Claude^[5]建造的开式循环发电站的能耗大于发电量的问题,安德逊父子^[6]提出以丙烷为工质的闭式循环系统。1981 年 Kalina^[7]发明了以氨和水的混合物为工质的 Kalina 循环,

使热效率有了较大提高,但其系统较复杂。1994 年上原教授^[8]发明 Uehara 循环,仍以氨和水的混合物为工质,结构更紧凑,与 Kalina 循环相比,热效率进一步提升,但工程造价高。2009 年王辉涛等^[9]计算和分析了 R218 等 11 种有机工质应用于闭式循环系统的热力性能。2011 年,佐贺大学的 Sun Faming 等^[10]对闭式循环系统进行优化设计和焓分析,指出以净功为评价指标,氨是较理想的工质。2013 年西安交通大学龚建英等^[11]从综合性能方面进行比较,得出 R125、R143a 和 R32 是较理想的有机工质。

目前用于闭式海洋温差能发电系统的循环工质主要有氨和 R-22^[12]。但氨有毒、易燃,安全性较差;R22 对臭氧层危害较大,且两者都是湿工质,对汽轮机叶片有冲蚀作用,故仍需寻找其他可替代工质,有机工质受到青睐。

1 候选工质的提出

朗肯循环理想的有机工质应具备以下特征^[13,14]:

- 1) 临界温度应略高于循环中的最高温度,以避免跨临界循环可能带来的诸多问题;
- 2) 循环中最高温度所对应的饱和压力不应过高,过高的压力将导致机械承压问题;

收稿日期: 2014-01-17

基金项目: 国家自然科学基金(51276185)

通信作者: 吴必军(1965—), 男, 博士、研究员, 主要从事海洋能转换技术方面的研究。wubj@ms.giec.ac.cn

3) 循环中最低饱和压力不宜过低, 最好能保持正压, 以防外界空气渗入而影响循环性能;

4) 工质的三相点要低于运行环境温度的最低温度, 以保证流体不会在循环中的任意部位发生固化而造成堵塞甚至损坏;

5) 在 $T-s$ 图中饱和蒸气线上 ds/dT 应接近于零或大于零, 即所选工质为等熵工质或干工质;

6) 较低的临界温度和压力, 较小的比热容, 低粘度和表面张力, 高汽化潜热和热传导率, 热稳定性好;

7) 无毒、不易燃、不爆炸且与设备材料和润滑油具有良好的兼容性;

8) 环境友好性优良, 即低消耗臭氧潜能值(ODP)和全球变暖潜能值(GWP);

9) 价格便宜, 且易于获得。

因在实际应用中很难找到符合上述所有条件的有机工质, 故应优先考虑环境友好性和安全性。

工质按其在 $T-s$ 图上饱和和汽化线的斜率分为干工质、等熵工质与湿工质 3 类^[15]。海洋温差发电系统可利用的海洋表面海水温度约为 28 °C。为了提高热效率, 减少温差传热的不可逆损失, 工质在加热蒸发过程中无过热段。因此, 湿工质在膨胀做功过程中进入两相湿蒸气区, 对汽轮机叶片产生冲蚀作用。而干工质在汽轮膨胀做功过程中进入过热蒸气区, 因此选定干工质作为候选工质。

如表 1 所示, 选取 ODP 为零的干有机工质 R245ca、R245fa、R236ea、R236fa、正丁烷、异丁烷、正戊烷和异戊烷作为候选工质, 其中前 4 种是 HFC 类, 后 4 种是烷类, 并以 ODP 为零的氨作为比较对象, 对它们的循环性能和可行性进行分析和比较。

表 1 候选工质和氨的特性参数

Table 1 Properties of the candidate working fluids and ammonia

工质	分子量/ $\text{g}\cdot\text{mol}^{-1}$	临界温度/ $^{\circ}\text{C}$	临界压力/MPa	标况沸点/ $^{\circ}\text{C}$	GWP	三相点温度/ $^{\circ}\text{C}$	ODP
R245ca	134.05	174.5	3.925	25.10	700	-81.70	0
R245fa	134.05	154.0	3.651	15.10	820	-102.10	0
R236ea	152.04	139.3	3.356	6.20	710	-273.15	0
R236fa	152.04	124.9	3.200	-1.40	6300	-93.60	0
氨	17.03	132.9	11.380	-33.34	0	-77.70	0
正丁烷	58.12	152.0	3.796	-0.50	20	-138.30	0
异丁烷	58.12	134.7	3.629	-11.80	20	-159.40	0
正戊烷	72.15	196.6	3.371	36.10	20	-129.70	0
异戊烷	72.15	187.2	3.378	27.80	20	-160.50	0

2 闭式 OTEC 系统朗肯循环的分析计算

2.1 闭式 OTEC 系统热力循环过程

闭式循环系统如图 1 所示, 系统工作时, 表层温海水与低沸点工质在蒸发器内进行热量交换, 工质从温海水吸收热量沸腾并转变为气体, 膨胀做功, 推动汽轮机旋转, 带动发电机发电。工质气体通过汽轮机后进入冷凝器, 被冷水泵抽上的深层冷海水冷却后变为液态, 用工质泵把液态工质重新压进蒸发器。

为简化数学模型, 假设系统处于稳定的流动状态, 汽轮机入口工质为干饱和蒸气, 冷凝器出口工质为饱和液体, 蒸发器、冷凝器等设备的环境散热忽略不计。图 2 为候选工质和氨的朗肯循环过程

示意图。

工质循环的基本过程如图 2 所示。6—2: 在蒸发器中定压蒸发吸热; 2—3: 在汽轮机中膨胀做功; 3—5: 在冷凝器中定压冷凝放热; 5—6: 泵重新将其压入蒸发器。

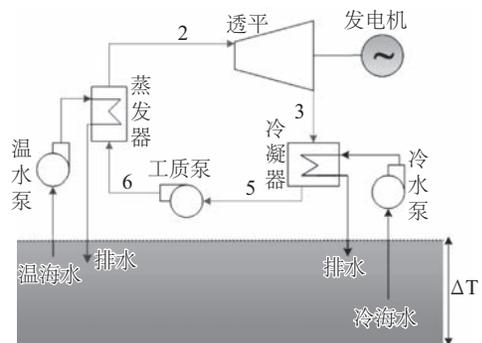


图 1 闭式海洋温差能发电系统流程图

Fig. 1 Flow chart for the closed OTEC system

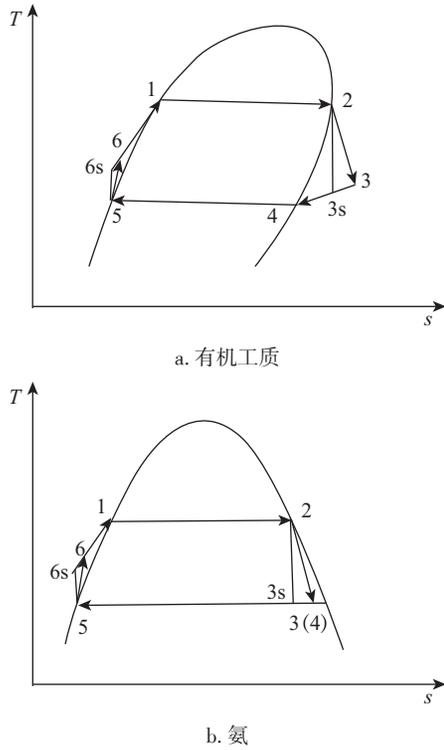


图2 有机工质与氨的朗肯循环 T-s 图

Fig. 2 T-s diagram for the Rankine cycle of organic working fluids and ammonia

2.2 循环分析基本方程

以单位工质为研究对象,朗肯循环的基本控制方程如下。

工质在蒸发器中吸收的热量为:

$$Q_E = h_2 - h_6 \tag{1}$$

式中, Q_E ——蒸发器中工质吸热量, kJ/kg; h_6 、 h_2 ——蒸发器进、出口工质的比焓, kJ/kg。

吸热过程的焓损失为:

$$I_E = E_{x,in} + E_{x,6} - E_{x,2} = T_0 \left[(s_2 - s_6) - \frac{(h_2 - h_6)}{T_H} \right] \tag{2}$$

式中, I_E ——吸热过程的焓损失, kJ/kg; $E_{x,in}$ ——进入循环系统的焓, kJ/kg; $E_{x,6}$ 、 $E_{x,2}$ ——蒸发器进、出口工质的焓, kJ/kg; T_0 ——环境温度(冷凝器内冷海水平均温度), K; T_H ——蒸发器内温海水平均温度, K; s_6 、 s_2 ——蒸发器进、出口工质的熵, kJ/(kg·K)。

吸热过程进入循环系统的焓为:

$$E_{x,in} = Q_E \left(1 - \frac{T_0}{T_H} \right) = (h_2 - h_6) \left(1 - \frac{T_0}{T_H} \right) \tag{3}$$

在工质膨胀过程中,汽轮机的输出功为:

$$W_T = (h_2 - h_{3s}) \eta_T \tag{4}$$

$$\eta_T = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}} \tag{5}$$

式中, W_T ——汽轮机的输出功, kJ/kg; η_T ——汽轮机等熵效率, %; h_2 、 h_3 ——汽轮机进、出口工质的比焓, kJ/kg; h_{3s} ——等熵膨胀过程汽轮机出口工质的比焓, kJ/kg。

膨胀过程的焓损失为:

$$I_T = E_{x,2} - E_{x,3} - W_T = T_0 (s_3 - s_2) \tag{6}$$

式中, $E_{x,2}$ 、 $E_{x,3}$ ——汽轮机进、出口工质的焓, kJ/kg; s_2 、 s_3 ——汽轮机进、出口工质的熵, kJ/(kg·K)。

工质在冷凝器中释放的热量为:

$$Q_C = h_3 - h_5 \tag{7}$$

式中, Q_C ——工质释放的热量, kJ/kg; h_3 、 h_5 ——冷凝器进、出口工质的比焓, kJ/kg。

冷凝过程的焓损失为:

$$I_C = E_{x,3} - E_{x,5} = (h_3 - h_5) - T_0 (s_3 - s_5) \tag{8}$$

式中, I_C ——冷凝器过程的焓损失, kJ/kg; $E_{x,3}$ 、 $E_{x,5}$ ——冷凝器进、出口工质的焓, kJ/kg; s_3 、 s_5 ——冷凝器进、出口工质的熵, kJ/(kg·K)。

在泵加压工程中,工质接收的泵功为:

$$W_P = \frac{h_{6s} - h_5}{\eta_P} \tag{9}$$

$$\eta_P = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5} \tag{10}$$

式中, W_P ——工质接收的泵功, kJ/kg; η_P ——泵的等熵效率, %; h_5 、 h_6 ——泵进、出口工质的比焓, kJ/kg; h_{6s} ——等熵膨胀过程泵出口工质的比焓, kJ/kg。

泵输送工质过程的焓损失为:

$$I_P = E_{x,5} - E_{x,6} = T_0 (s_6 - s_5) \tag{11}$$

式中, I_P ——泵输送工质过程的焓损失, kJ/kg; $E_{x,5}$ 、 $E_{x,6}$ ——泵进、出口工质的焓, kJ/kg; s_5 、 s_6 ——泵进、出口工质的熵, kJ/(kg·K)。

系统循环净功为:

$$W_N = W_T - W_P \tag{12}$$

式中, W_N ——系统循环净功, kJ/kg。

系统循环热效率为:

$$\eta_1 = \frac{W_N}{Q_E} \tag{13}$$

式中, η_1 ——系统循环热效率, %。

系统循环焓效率为:

$$\eta_2 = \frac{W_N}{Q_E \left(1 - \frac{T_0}{T_H} \right)} \tag{14}$$

式中, η_2 ——系统循环焓效率, %。

系统循环焓损失为:

$$I_{\text{total}} = I_E + I_T + I_C + I_P \quad (15)$$

式中, I_{total} ——系统循环焓损失, %。

3 理论循环计算结果及分析

为对比分析 9 种工质在朗肯循环中的性能, 本文设定的循环工况如表 2 所示。

表 2 闭式 OTEC 系统计算条件

Table 2 Parameters of calculation of the closed OTEC system

参数	数值
汽轮机等熵效率 η_T /%	60
泵等熵效率 η_P /%	70
工质蒸发温度 t_2 /°C	24
蒸发器平均传热温差 ΔT_{H} /°C	3
冷凝器平均传热温差 ΔT_{C} /°C	3

冷、温海水温差是海洋温差能发电系统热效率的决定性因素, 蒸发器进、出口温海水温度分别取值为 28 °C 和 26 °C, 通过选取不同的冷海水和冷凝温度, 研究冷海水和冷凝温度对闭式有机朗肯循环性能的影响。海水温度随冷海水管道垂直深度的增加而递减, 但管道的加长导致管道的投资与维护难度加大, 同时增加冷水泵耗功。当水深约 1000 m 时, 海水温度约 4 °C, 继续加大深度对海水温度降低贡献很小, 所以结合实际, 冷凝器进、出口冷海水温度范围分别取值为 4~13 °C 和 6~15 °C。冷凝器和蒸发器平均传热温差均为 3 °C。相应地, 冷凝温度范围取为 8~17 °C。

本文根据实际的闭式海洋温差能发电系统进行数学建模, 并利用 Visual Studio 进行模拟计算, 循环工质的热物理性质由美国国家标准技术研究院 (NIST) 提供的 Refprop8.0 和 Helmholtz 自由能方程算得。

3.1 基于热力学第一定律的分析

如图 3a 所示, 在相同冷凝温度下, 氨的冷凝压力远高于有机工质的冷凝压力, 且随着冷凝温度升高, 工质的冷凝压力逐渐升高; 在 8~17 °C 的冷凝温度下, R245ca、异戊烷和正戊烷的冷凝压力均小于 0.1 MPa, 即处于负压状态, 为防止外界空气渗入而影响循环性能, 当采取上述 3 种有机物作为工质时, 循环系统应具有较好的气密性。

单位工质循环净功是评价工质做功能力的重要指标, 其定义是单位工质的透平输出功和泵耗功的差值。由图 3b 可知, 随着循环系统的冷凝温度升高, 循环净功逐渐减小, 因随冷凝温度的升高, 汽轮机出口焓值增加导致汽轮机焓降减小, 即汽轮机做功量减小, 而工质泵耗功小到可忽略不计, 因此循环净功减小; 氨的做功能力远强于有机工质, 烷类工质的做功能力明显强于 HFC 类工质, 烷类做功能力最强的是正戊烷, HFC 类则是 R245ca; 当冷凝温度为 8 °C 时, 氨的循环净功为 38.5 kJ/kg, 戊烷为 12.4 kJ/kg, R245ca 为 6.8 kJ/kg。

热效率是基于热力学第一定律的重要性能评价指标。由图 3c 可知, 随着循环系统的冷凝温度升高, 闭式海洋温差能发电系统朗肯循环的热效率逐渐下降, 因随着冷凝温度升高, 循环净功减小, 而吸热量减小的幅度可忽略不计; 朗肯循环热效率较低, 当冷凝温度为 8 °C 时, 才达到约 3%; 在 8~14 °C 的冷凝温度下, 其大小为: 氨 > 正戊烷 > R245ca > 异戊烷 > R245fa > 正丁烷 > R236ea > 异丁烷 > R236fa, 在 15~17 °C 的冷凝温度下, 正戊烷的热效率超过氨; 9 种工质的热效率差别很小, 且相差幅度随冷凝温度升高而下降; 当冷凝温度为 8 °C 时, 氨的热效率约为 3.09%; R236fa 的热效率约为 2.99%; 两者相差约 0.20%。当冷凝温度为 12 °C 时, 氨约为 2.33%; R236fa 约为 2.28%; 两者相差约为 0.05%。

耗气率是评价热力循环性能的重要经济指标, 其定义是系统每输出单位功量所耗费的蒸气量, 其表达式如式 (16) 所示。

$$d = \frac{1}{h_2 - h_3} \quad (16)$$

式中, d ——气耗率, kg/kJ; h_2, h_3 ——汽轮机进出口工质的比焓, kJ/kg。

由图 3d 可知, 随着循环系统的冷凝温度升高, 循环工质的耗气率增加, 这是因为随着冷凝温度升高, 汽轮机出口焓降减小, 汽轮机的做功量减小; 并且随着冷凝温度升高, 气耗率增加的速度越来越快; 氨的气耗率最低, 烷类工质次之, HFC 类工质最高, 烷类最低的是正丁烷, HFC 类最低的是 R245ca; 当冷凝温度为 8 °C 时, 氨的耗气率为 0.025, 正丁烷的耗气率为 0.0805 kg/kJ, R245ca 的耗气率为 0.145 kg/kJ。

3.2 基于热力学第二定律的分析

从热力学第二定律的角度来看, 功量和热量是

不等价的,在实际不可逆循环过程中,热量品位降低,发生贬值,即产生焓损失。因此,只以热效率作为评价热力系统性能的标准是不完善的。焓效率是基于热力学第二定律得到的性能评价指标,它能反映有效能量的利用程度,评价朗肯循环的性能。

由图 3e 可知,随着循环系统的冷凝温度升高,闭式海洋温差能发电系统朗肯循环的焓效率下降,且下降的速度越来越快;朗肯循环的焓效率较高,当冷凝温度为 8 °C 时,可达约 40%;在 8~13 °C 的冷凝温度下,朗肯循环的焓效率大小为:氨 > 正丁烷 > R245ca > 异丁烷 > R245fa > 正戊烷 > R236ea > 异戊烷 > R236fa;在 14~17 °C 的冷凝温度下,正丁烷的焓效率超过氨;9 种工质的焓效率差别较小,且相差幅

度随冷凝温度升高而下降;当冷凝温度为 12 °C 时,氨的焓效率约 40.4%,R236fa 的焓效率约 39.1%,两者相差约为 1.3%。9 种工质焓效率差别较小说明所选工质对海洋温差能有效能量的利用程度相差较小。

焓损失衡量循环工质将低品位热能转化为高品位机械能所消耗的有效能量。由图 3f 可知,氨的系统焓损失远大于有机工质;烷类工质的系统焓损失明显大于 HFC 类工质,烷类的系统焓损失最小的是异戊烷,HFC 类则是 R236fa;随着冷凝温度升高,系统焓损失逐渐减小,当冷凝温度为 8 °C 时,氨和 R236fa 的系统焓损失分别为 56.9 kJ/kg 和 7.8 kJ/kg;当冷凝温度为 12 °C 时,分别为 49.0 kJ/kg 和 6.5 kJ/kg。

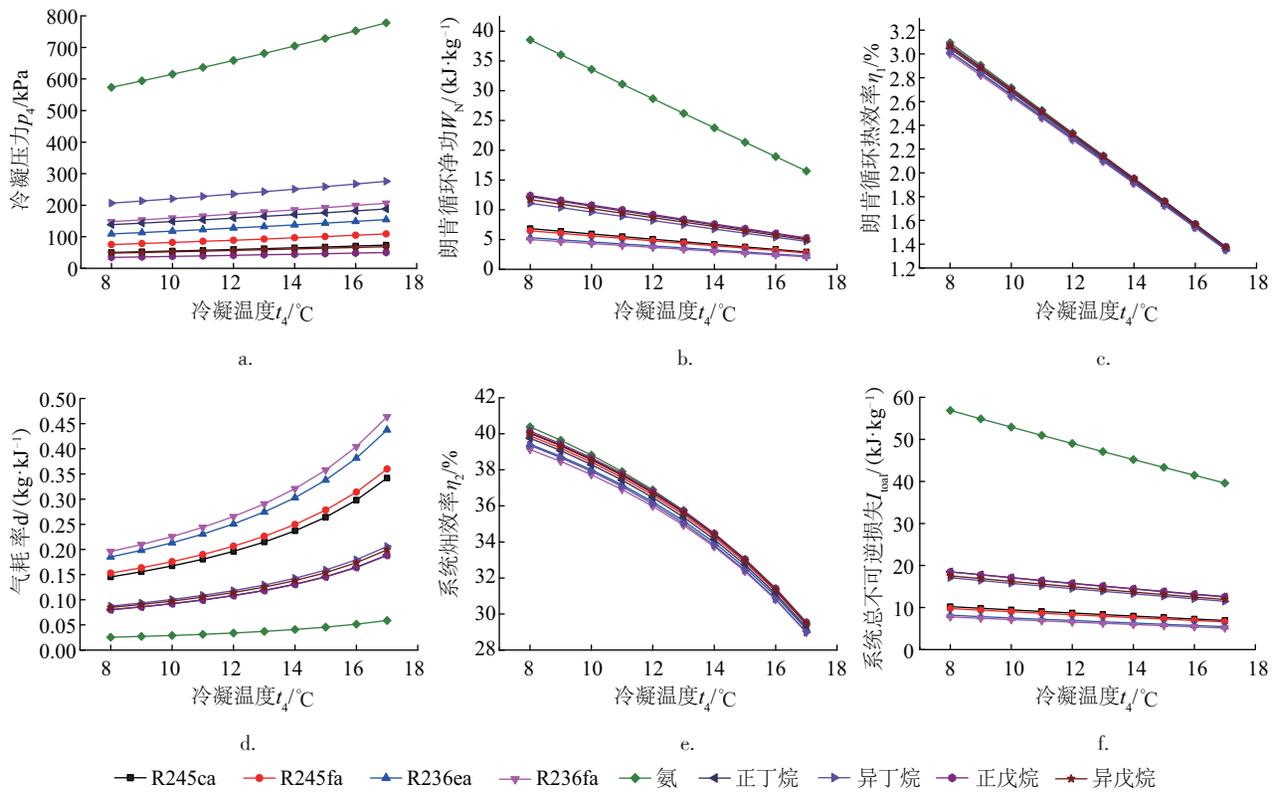


图3 不同冷凝温度下计算结果

Fig. 3 Results under different condensation temperature

以正丁烷为工质,图 4 所示为在不同冷凝温度下闭式海洋温差能发电系统各热力设备的焓损失。随冷凝温度升高,各热力设备焓损失逐渐减小,其中汽轮机的焓损失下降最快,这是由汽轮机出口焓值迅速增大造成的;在 8~13 °C 的冷凝温度下,汽轮机的焓损失最大;凝器和蒸发器的焓损失分

别在冷凝温度约为 14 °C 和 17 °C 时超过汽轮机,工质泵的焓损失最小;当冷凝温度为 8 °C 时,工质泵的焓损失仅为 0.02 kJ/kg,相对汽轮机、蒸发器和冷凝器,可忽略不计。其余工质的各热力设备焓损失与冷凝温度的关系和正戊烷的各热力设备焓损失与冷凝温度的关系相类似。

评价工质热力学性质的指标主要有循环净功、热效率、焓效率和焓损失。其中循环净功和热效率用来评价工质做功能力。焓效率及焓损失则可用以分析工质利用有效能量的情况,评价系统各热力设备的性能,并作出优化从而提高系统性能。所以对于闭式海洋温差能发电系统有机工质的选择,最重要的评价指标应为热效率和循环净功。

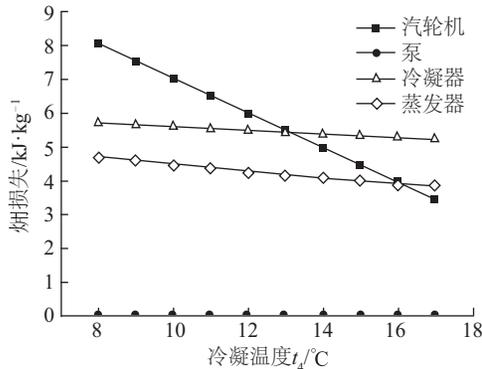


图4 不同冷凝温度下各热力设备的焓损失

Fig. 4 Exergy loss of each thermal unit under different condensation temperature

4 结 论

1)在设定工况下,与有机工质相比,氨具有略高的热效率和焓效率以及相对较大的循环净功和较小的气耗率。但氨的系统焓损失远大于有机工质,且安全性较差,作为湿工质对汽轮机叶片有冲蚀作用。

2)从热力学第一定律分析,随着冷凝温度升高,工质的冷凝压力和气耗率增大,循环净功、热效率下降。在设定工况下,烷类和 HFC 类工质的热效率相差很小;与 HFC 类相比,烷类具有更大的循环净功和更小的气耗率,说明烷类工质的做功能力更强,经济性更高。

3)从热力学第二定律分析,随着冷凝温度升高,系统焓效率和系统焓损失下降。在设定工况下,烷类和 HFC 类工质的焓效率差别很小;烷类比 HFC 类具有更大的系统焓损失,说明 HFC 类工质将海洋温差能转化为高品质机械能的能力更强。

4)在所选有机工质中,烷类中正戊烷的热效率和焓效率最高、循环净功最大、气耗率最小,且产生的系统焓损失较小。

[参考文献]

- [1] IPCC. Special report on renewable energy sources and climate change mitigation, chapter 6 ocean energy, P12 [R]. Abu Dhabi, United Arab Emirates. The 11th Session of Working Group III of the IPCC, 2011.
- [2] IEA-OES. Policy report[R]. Paris: IEA, 2006.
- [3] 王江峰. 基于有机工质的中低温热源利用方法及热力系统集成研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2010.
- [3] Wang Jiangfeng. Utilization method of low-temperature heat source and research for hermalsy stem integration based on organic working fluid [D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2010.
- [4] Arsonval J D. Revue scientifique [M]. France, 1881.
- [5] Claude G. Power from the tropical seas [J]. Mechanical Engineering, 1930, 52(12): 1039—1044.
- [6] 崔清晨. 海洋资源 [M]. 北京: 商务印书馆, 1981.
- [6] Cui Qingchen. Marine resources [M]. Beijing: Commercial Press, 1981.
- [7] Kalina A I. Combined-cycle system with novel bottoming cycle [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106(4): 737—742.
- [8] Uehara Haruo, Ikegami Yasuyuki, Nishida Tetsuya. Performance analysis of OTEC system using a cycle with absorption and extraction processes [J]. Journal of the JSME, 1998, 64(624): 2750—2755.
- [9] 王辉涛, 王 华. 海洋温差发电有机朗肯循环工质选择 [J]. 海洋工程, 2009, 27(2): 119—123.
- [9] Wang Huitao, Wang Hua. Selection of working fluids for ocean thermal energy conversion power generation organic Rankine cycle [J]. Ocean Engineering, 2009, 27(2): 119—123.
- [10] Sun Faming, Ikegami Yasuyuki, Jia Baoju, et al. Optimization design and exergy analysis of organic Rankine cycle in ocean thermal energy conversion [J]. Applied Ocean Research, 2012, 35: 38—46.
- [11] Gong Jianying, Gao Tieyu, Li Guojun. Performance analysis of 15 kW closed cycle ocean thermal energy conversion system with different working fluids [J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2013, 135(2): 4501—4505.
- [12] Uehara Haruo, Ikegami Yasuyuki. Optimization of a closed-cycle OTEC system [J]. Journal of Solar Energy Engineering, 1990, 112(4): 247—256.
- [13] Badr O, Probert S D, O'Callaghan P W. Selecting a working fluid for a Rankine cycle engine [J]. Applied

- Energy, 1985, 21(1): 1—42.
- [14] Maizza V, Maizza A. Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery system [J]. Applied Thermal Engineering, 1996, 16(7): 579—590.
- [15] Salehl B, Koglbauer G, Wendland M, et al. Working fluids for low-temperature organic rankine cycles [J]. Energy, 2007, 32(7): 1210—1221.

STUDY OF WORKING FLUID FOR CLOSED OTEC SYSTEM

Wu Chunxu¹⁻³, Lin Liqun¹⁻³, Wang Xing^{1,2}, Wu Bijun^{1,2}

(1. *Guangzhou Institute of Energy Conversion, CAS, Guangzhou 510640, China*; 2. *Key Laboratory of Renewable Energy and Gas Hydrate, CAS, Guangzhou 510640, China*; 3. *University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China*)

Abstract: The properties of working fluids have significant effect on performance of closed ocean thermal energy conversion (OTEC) Rankine cycle. With ammonia as comparative object, taking R245ca, R245fa, R236ea, R236fa, butane, isobutene, pentane and isopentane as the dry organic working fluids, the performance of OTEC Rankine cycle system was studied based on the first and the second law of thermodynamics. The net work, thermal efficiency, gas consumption rate and exergy efficiency were also calculated and compared, respectively. The results show that among the selected organic working fluids, pentane creates the highest thermal efficiency and exergy efficiency, and produces the maximum net work with the lowest gas consumption and relatively low total exergy loss; secondly, compared with the organic working fluids, the work capacity of ammonia is far stronger than that of organic working fluids from net work viewpoint.

Keywords: OTEC; Rankine cycle; organic working fluids; thermal efficiency; net work; exergy loss