

(مقاله پژوهشی)

تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی بازیافت حرارت اتلافی از گاز خروجی موتور دیزل ژنراتور یک کشتی نفتکش با استفاده از سیکل های تبرید جذبی تک اثره و دو اثره

هومان سیف^۱، غلامرضا صالحی^{۲*}، محمد وهابی^۳

rezasalehi20@gmail.com

- ۱- کارشناس ارشد گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران مرکز
 ۲- استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی
 ۳- استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی

چکیده

در این پژوهش، استفاده از حرارت بازیافتی گاز خروجی موتور مولد برق یک کشتی نفتکش در سیستم تبرید جذبی آب- لیتیوم بروماید به صورت تک اثره و دو اثره جهت تهویه مطبوع فضای مسکونی آن مورد تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی قرار گرفته است. پارامترهای ورودی مدلها با توجه به شرایط آب و هوای گرمسیری حاکم بر کشتی و کمینه حرارت قابل بازیافت از گاز اگزوز موتور، در معادلات قرار داده شده و خروجی مدلها با استفاده از نرم افزار EES محاسبه شده است. سیکل تک اثره آب- لیتیوم بروماید برای شرایط گرمسیری پاسخگوی نیاز کشتی نیست ولی سیکل دو اثره با ضریب اطمینان بالایی برای تمام شرایط آب و هوایی مناسب است. در صورت استفاده از سیکل جذبی دو اثره میزان هدررفت انرژی حرارتی سوخت ۲۰۶/۹۲ گیگاژول در سال است، در حالیکه این مقدار برای سیکل تراکمی ۴۷۶۲/۲۶ گیگاژول در سال است. تحلیل انرژی انجام شده بیانگر این است که بیشترین نرخ برگشت ناپذیری در سیستم جذبی دو اثره مدل شده، مربوط به مولد دما بالا (با نرخ ۷۶/۹۴ کیلووات) می باشد. زمان بازیافت هزینه اولیه بالاتر سیکل دو اثره نسبت به سیکل تراکمی، ۳/۷۸ سال محاسبه شده است.

واژگان کلیدی: بازیافت حرارت، سیکل جذبی تک و دو اثره، آنالیز ترمودینامیکی، مصرف سوخت

تاریخ دریافت مقاله : ۹۹/۰۱/۱۶

تاریخ پذیرش مقاله : ۹۹/۰۶/۰۴

صص ۳۶-۴۹

۱- مقدمه

حمل و نقل دریایی در تمام دنیا یک صنعت با مصرف انرژی بالا است. تقریباً ۳/۳ درصد گاز CO₂ موجود در جهان توسط کشتیها ایجاد می‌گردد. سازمان جهانی دریانوردی^۱ مهم ترین نهاد نظارت کننده بر میزان آلاینده‌ها در صنعت حمل و نقل دریایی می‌باشد. [۱].

موتورهای دیزلی کشتی بازده انرژی بین ۴۸ تا ۵۱ درصد دارند و مابقی انرژی ورودی عمدتاً از طریق گاز خروجی اگزوز و حرارت اتلافی از بدنه موتور به محیط منتقل می‌شود. امروزه بیشتر تلاشهای صورت گرفته در این زمینه معطوف به بهبود بازده حرارتی موتور از طریق بهینه‌سازی قسمت‌های مختلف موتور و کاهش مصرف سوخت می‌شود [۲ و ۳]. یک راه حل موثر جایگزین برای بهبود کارایی موتور، بازیابی انرژی حرارت اتلافی می‌باشد. سیستم بازیافت گرمای تلف شده یکی از بهترین روشهای صرفه‌جویی در انرژی است که هدف از آن بدست آوردن راندمان بهتر از سوخت و کمک به محیط زیست است. بر خلاف اتومبیلها، موتور کشتیها (به‌خصوص کشتیهای تناژ بالا) برای مدت زیادی با دور ثابت کار می‌کنند. استفاده از حرارت اتلافی پایدارتر کشتیها راحتتر از حرارت اتلافی خودروهاست. علاوه بر این، هر دو منبع حرارت اتلافی و منبع سرمایشی (آب دریا) در کشتیها موجود می‌باشند [۴].

انرژی دریافت شده از موتور تا حد زیادی به اندازه موتور، بار ایجاد شده روی آن و دمای محیط بستگی دارد. تمام این عوامل باید پیش از انتخاب روش مناسب برای استفاده از انرژی اتلافی مد نظر قرار گیرند. قبل از تحقیق در مورد بازیافت حرارت، موازنه انرژی باید انجام گیرد تا پتانسیل موجود برای بازیابی حرارت اتلافی بدست آید [۴]. اسکپین از راه موازنه انرژی، عملکرد موتورهای دیزلی دو زمانه دریایی را ارزیابی کرد [۵]. او از سیکلهای ترکیبی جهت بازیافت حرارت از قسمت‌های مختلف موتور استفاده کرد. نتایج یک پژوهش بر روی یک نمونه از موتورهای دریایی شرکت MAN B&W Diesel نشان می‌دهد که در شرایط محیطی استاندارد در ۱۰۰ MCR حدود ۲۵/۵ درصد انرژی آزاد شده از طریق گازهای خروجی هدر می‌

رود و ۱۶/۵ و ۵/۲ درصد به ترتیب از طریق خنک‌کننده هوا و جداره بیرونی موتور از دست می‌روند. مقادیر دیگری از انرژی هم از طریق خنک‌کننده روغن (۲/۹ درصد) و تابش حرارتی (۰/۶ درصد) هدر می‌روند [۴]. برای بازیافت حرارت اتلافی موتور کشتیها روشهای مختلفی وجود دارد که از آن جمله می‌توان تکنولوژی توربوشارژر و توربینهای فشار بالا، سیستم آب شیرین کن چند مرحله‌ای^۳، دستیابی به الکتریسیته از طریق سیکل رانکین، تهویه مطبوع و تبرید با استفاده از سیکل تبرید جذبی و سیستمهای ترکیبی بازیافت حرارت را نام برد. آوانسیان و همکاران [۶] سه چیلر جذبی با مشخصات: تک اثره با منبع گرمایی آب داغ، دواثره جریان سری با منبع گرمایی آب داغ و دواثره جریان سری با منبع گرمایی شعله مستقیم را بر اساس قوانین اول و دوم ترمودینامیک تجزیه و تحلیل کردند. گمیری و همکاران [۷] به مقایسه ضریب عملکرد و بازده اگزوزی در دو سیکل جذبی تک‌اثره و دواثره جریان سری که در نرم‌افزار فرتن کدنویسی شده بود پرداختند. بلدی و گابریلی [۸] روشی را برای تجزیه و تحلیل نصب یک سیستم بازیافت حرارت روی یک کشتی ارایه دادند. هدف از این روش محاسبه مقدار انرژی و اگزوزی موجود در سیستمهای بازیافت حرارت و مقایسه آنها با شرایط موتورهای رانشی و کمکی می‌باشد که این شرایط با توجه به اطلاعات عملیاتی کشتی بدست می‌آید. اصول تکنیکهای مختلف بازیافت انرژی در کشتیها و هم چنین امکان کاربردی بودن آنها توسط شو و همکاران مورد بررسی قرار گرفت [۴]. هدف آنها ایجاد درک بهتر درباره روشهای موجود WHR^۴ به منظور بهینه‌سازی هزینه‌های سوخت و هم چنین کاهش آلاینده‌های زیست محیطی بود. کائو و همکاران [۹] یک شبیه‌سازی از سیستم سرمایش جذبی که از گرمای تلف شده موتور استفاده می‌کند را برای یک کشتی باری با استفاده از نرم افزار ترنسیس^۵ انجام دادند. بدین صورت، مدل سرمایشی را تعیین و صحت سنجی کردند. مدل ذکر شده بر اساس داده‌های آزمایشگاهی طراحی شد.

³ MSF Desalination

⁴ Waste Heat Recovery

⁵ TRNSYS

¹ IMO (International Maritime Organisation)

² Maximum Continuous Rating

صورت گرفته است. در نهایت میزان صرفه جویی حاصله در هزینه سوخت در مقایسه با سیکل تراکمی موجود در کشتی برآورد و براساس آن زمان بازیافت هزینه اولیه برای سیکل جذبی تخمین زده شده است. مهمترین جنبه نوآوری این تحقیق این است که تاکنون بازیافت حرارت تلف شده گاز خروجی موتور دیزل ژنراتور کشتی در سیکل تبرید جذبی دواثره لیتیم بروماید-آب مورد تحلیل ترمودینامیکی قرار نگرفته است که در اینجا به همراه سیکل جذبی تکاثره و تراکمی به طور کامل مورد بررسی قرار می‌گیرد. سیکل جذبی دواثره ساختار پیچیده-تری نسبت به سیکل تکاثره دارد ولی ضریب عملکرد آن بالاتر است؛ در نتیجه به ازای یک میزان حرارت ورودی معین، سیکل دواثره بیشتر از سیکل تکاثره می‌تواند بار سرمایشی کابینها را برآورده سازد و در مقایسه با سیکل تکاثره جایگزین مطمئن تری برای سیکل تراکمی متداول می‌باشد.

۲- شرح سیستم مدل سازی شده و روابط حاکم

کشتی تحت بررسی یکی از نفتکشهای شرکت ملی نفتکش ایران می‌باشد که ظرفیت ناخالص (GRT)^۲ آن حدود ۱۶۴۰۰۰ تن است. بار سرمایشی بیشینه برای تهویه مطبوع آن ۲۸۶/۱ کیلووات می‌باشد [۱۵]. این نفتکش سه موتور احتراق داخلی دیزلی برای تولید برق دارد که هر سه ساخت شرکت وارنسیلا^۳ با مدل 1600w9L20 می‌باشند. این موتور دارای ۹ سیلندر با قطر ۲۰ سانتیمتر می‌باشد و توان نامی و دور موتور به ترتیب ۱۶۸۰ کیلووات و ۹۰۰ دور در دقیقه می‌باشد [۱۶]. جدول ۱ مشخصات گاز اگزوز موتور را در شرایط آب و هوایی گرمسیری یعنی دمای محیط ۵۰°C و آب خنک کننده ۴۰°C در بارهای متفاوت موتور نشان می‌دهد.

جدول (۱) مشخصات گاز اگزوز موتور در بارهای متفاوت در دمای محیط ۵۰°C درجه سانتیگراد و آب خنک کننده ۴۰°C

[۱۷]

| بار موتور | درصد | ۱۰۰ | ۸۵ | ۷۵ | ۵۰ |
|----------------------------------|------|------|------|------|------|
| توان خروجی | KW | ۱۶۶۵ | ۱۴۲۸ | ۱۲۶۰ | ۸۴۰ |
| جریان گاز اگزوز | KG/S | ۲/۰۷ | ۲/۸۲ | ۲/۵۱ | ۱/۷۵ |
| دمای گاز اگزوز بعد از توربوشارژر | °C | ۴۰۵ | ۳۶۲ | ۳۶۰ | ۳۸۳ |

تحلیل و بررسی پارامترهای موثر بر روی چرخه تحلیل و بهینه سازی چرخه تبرید جذبی در سرماساز موتور بنزینی شناور توسط کردانی و صیامیان [۱۰] انجام شده است. ازگی [۱۱] یک تحلیل ترمودینامیکی از سیستم تهویه مطبوع متشکل از یک پمپ حرارتی جذبی برای به کارگیری در یک کشتی جنگی را انجام داد و یک پمپ حرارتی جذبی و یک پمپ حرارتی بخار تراکمی را با هم مقایسه کرد. ابراهیمی و همکاران [۱۲] یک سیستم سرمایشی هیبرید متشکل از یک سیستم تبرید جذبی و یک سیستم تبرید تراکمی را بررسی کردند که برای بازیافت حرارت اتلافی کامپیوترها در مراکز داده‌ها^۱ به کار گرفته شد. مومنی و همکاران به بررسی و تحلیل اکسرژی تولید توان موتور دیزل دریایی به منظور کاهش اتلافات با در نظر گرفتن تاثیر دمای محیط پرداختند [۱۳]. در این تحقیق بررسی سیکل موتور دیزل انجام شد و نقاط مختلف عملکردی و قسمت های مختلف تحلیل انرژی و اکسرژی شد و اثر دمای محیط روی اتلافات بررسی گردید.

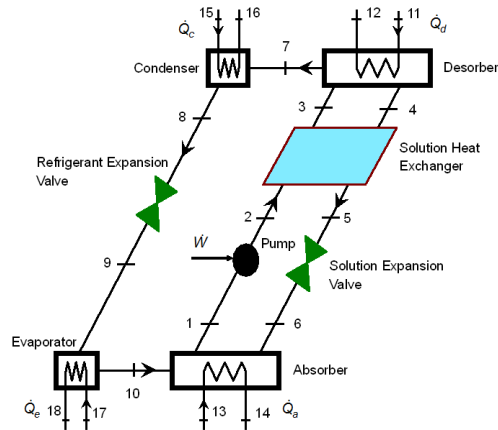
تحلیل استفاده از سیکل هیبریدی تراکمی و جذبی در یک کشتی تجاری توسط جلالی و همکاران [۱۴] انجام شده است.

در پژوهشهای صورت گرفته قبلی، تهویه مطبوع و تبرید کشتیها با استفاده از حرارت اتلافی در قسمتهای مختلف موتورها (از جمله گاز اگزوز، جریان آب خنک کننده جداره موتور، جریان آب خنک کننده هوای احتراق ورودی) در سیکلهای جذبی مورد بررسی قرار گرفته و عمده توجه بر روی انرژی اتلافی موتور رانشی اصلی کشتی و به کارگیری آن در سیکلهای تکاثره آب-لیتیم بروماید و آمونیاک-آب و یا سیکلهای هیبریدی جذبی - تراکمی بوده است. در این پژوهش، بازیافت حرارت موجود در گاز اگزوز موتور دیزل مولد برق یک کشتی نفتکش (وابسته به شرکت ملی نفتکش ایران) در شرایط هوای گرمسیری در سیکلهای تبرید جذبی آب-لیتیم بروماید تکاثره و دواثره با استفاده از روابط ترمودینامیکی تجزیه و تحلیل گردیده و میزان مصرف سوخت در سیکلهای جذبی و تراکمی در شرایط توان کمینه موتور برق و نیاز بیشینه به سرمایش، محاسبه و مورد قیاس قرار گرفته است. علاوه بر آن تحلیل اگزرژی و محاسبه برگشت ناپذیری برای اجزاء مختلف سیکل جذبی

² Gross Register Tonnage

³ Wartsila

¹ Data Centers



شکل (۱) شماتیک سیکل تک اثره آب-لیتیوم بروماید

جدول (۳) معادلات سیکل تک اثره

| | | |
|--|-----------------|--|
| | | مولد (desorber) |
| $m_3x_3=m_4x_4$ | $m_{11}=m_{12}$ | $m_3=m_4+m_7$ |
| $m_{11}cp(T_{11}-T_{12})=m_7h_7+m_4h_4-m_3h_3$ | | |
| | | جاذب (absorber) |
| $m_1x_1=m_6x_6$ | $m_{13}=m_{14}$ | $m_1=m_6+m_{10}$ |
| $m_{14}(h_{14}-h_{13})=m_{10}h_{10}+m_6h_6-m_1h_1$ | | |
| | | تبخیرکننده (evaporator) |
| $m_{17}=m_{18}$ | $m_9=m_{10}$ | |
| $m_{17}(h_{17}-h_{18})=m_9(h_{10}-h_9)$ | | |
| | | چگالنده (condenser) |
| $m_8=m_7$ | $m_{15}=m_{16}$ | |
| $m_{15}(h_{16}-h_{15})=m_7(h_7-h_8)$ | | |
| | | مبدل حرارتی (solution heat exchanger) |
| $x_4=x_5$ | $m_4=m_5$ | $x_2=x_3$ |
| $m_3(h_3-h_2)=m_4(h_4-h_5)$ | | $m_2=m_3$ |
| | | پمپ (pump) |
| $W_p=m_1(h_2-h_1)$ | $x_1=x_2$ | $m_1=m_2$ |
| | | شیر محلول (solution expansion valve) |
| $h_5=h_6$ | $x_5=x_6$ | $m_5=m_6$ |
| | | شیر مبرد (refrigerant expansion valve) |
| $h_8=h_9$ | $m_8=m_9$ | |

مدل سازی که در این پروژه انجام می شود بر اساس سخت ترین شرایط تهویه مطبوع کشتی می باشد. یعنی از یک طرف شرایط آب و هوایی حاکم بر کشتی گرمسیری است و میزان بار سرمایی در حالت بیشینه قرار دارد و از طرف دیگر منبع حرارتی موجود کمترین حرارت را به مولد سیکل تبرید منتقل می کند. با توجه به اینکه منبع گرمایی در اینجا گاز خروجی موتور برق است، پارامترهای مربوط به بار مینیمم موتور یعنی ۵۰ درصد در جدول فوق را مد نظر قرار می دهیم. مسلماً در صورتی که سیکل های تبرید بتوانند در سخت ترین شرایط حاکم بر کشتی جوابگوی نیاز سرمایشی آن باشند، در سایر شرایط هم کارآمد خواهند بود.

سوخت مورد استفاده موتور، سوخت سنگین مخصوص موتورهای دریایی^۱ است که ارزش حرارتی آن ۴۲۷۰۰ کیلوژول بر کیلوگرم است [۱۶]. با این فرض که ضریب هوای مورد نیاز احتراق موتور ۲/۲۷ است، درصد مولی اجزا تشکیل دهنده گاز اگزوز در جدول ۲- محاسبه شده است.

دمای نقطه شبنم به فشار جزئی گازهای H_2O و SO_3 بستگی دارد و از طریق رابطه (۱) محاسبه می شود. در استفاده از این رابطه فرض بر این است که کل SO_2 موجود در اگزوز به SO_3 تبدیل می شود.

$$T_{dew}=20.25+27.6*\log(P_{H_2O})+10.83*\log(P_{SO_3})+1.06*(\log(P_{SO_3})+8) \quad (1)$$

جدول (۲) درصد مولی اجزا تشکیل دهنده گاز اگزوز

| ماده | درصد مولی |
|------------------|-----------|
| O ₂ | 10.37 |
| N ₂ | 73.92 |
| CO ₂ | 6.36 |
| H ₂ O | 9.24 |
| SO ₂ | 0.11 |

۱-۲- روابط ترمودینامیکی حاکم بر سیستمهای

مدل سازی شده

برای سیکل تک اثره شکل فوق، معادلات بقای جرم، موازنه غلظت و بقای انرژی به صورت جدول ۳- در می آیند [۱۷].

¹ Marine Heavy Fuel Oil

می باشد.

- اتلاف حرارت در اجزا مختلف سیکل بسیار کم است.
- آنتالپی و آنترופی مبنا (s_0, h_0) برای محاسبه انرژی سیال عامل به ترتیب آنتالپی و آنترופی آب در دمای محیط ۲۵ درجه سانتیگراد و فشار محیط ۱۰۱۳۲۵ بار در نظر گرفته می شوند.
- سیکل در وضعیت پایدار بررسی می گردد.

جدول (۴) معادلات سیکل دو اثره

مولد دما بالا (d2)

$$m_{13}x_{13} = m_{14}x_{14} \quad m_{21} = m_{22} \quad m_{13} = m_{14} + m_{17}$$

$$m_{21}c_p(T_{21} - T_{22}) = m_{17}h_{17} + m_{14}h_{14} - m_{13}h_{13}$$

جاذب (a)

$$m_1x_1 = m_6x_6 \quad m_{23} = m_{24} \quad m_1 = m_6 + m_{10}$$

$$m_{24}(h_{24} - h_{23}) = m_{10}h_{10} + m_6h_6 - m_1h_1$$

تبخیرکننده (e)

$$m_{27} = m_{28} \quad m_9 = m_{10}$$

$$m_{27}(h_{27} - h_{28}) = m_9(h_{10} - h_9)$$

چگالنده بالا (c2) و مولد دما پایین (d1)

$$m_{16}x_{16} = m_4x_4 \quad m_{16} = m_4 + m_7 \quad m_{17} = m_{18}$$

$$m_{17}(h_{17} - h_{18}) = m_4h_4 + m_7h_7 - m_{16}h_{16}$$

چگالنده پایین (c1)

$$m_8 = m_{19} + m_7 \quad m_{25} = m_{26}$$

$$m_{25}(h_{26} - h_{25}) = m_{19}h_{19} + m_7h_7 - m_8h_8$$

مبدل حرارتی بالا (s2)

$$x_{14} = x_{15} \quad m_{14} = m_{15} \quad x_3 = x_{13} \quad m_3 = m_{13}$$

$$m_3(h_{13} - h_3) = m_{14}(h_{14} - h_{15})$$

مبدل حرارتی پایین (s1)

$$x_4 = x_5 \quad m_4 = m_5 \quad x_3 = x_2 \quad m_3 = m_2$$

$$m_3(h_3 - h_2) = m_4(h_4 - h_5)$$

پمپ (p1)

$$W_{p1} = m_1(h_2 - h_1) \quad x_1 = x_2 \quad m_1 = m_2$$

شیر انبساطی محلول (بالا)

$$h_{15} = h_{16} \quad x_{15} = x_{16} \quad m_{15} = m_{16}$$

شیر انبساطی محلول (پایین)

$$h_5 = h_6 \quad x_5 = x_6 \quad m_5 = m_6$$

شیر انبساطی مبرد (بالا)

$$h_{18} = h_{19} \quad m_{18} = m_{19}$$

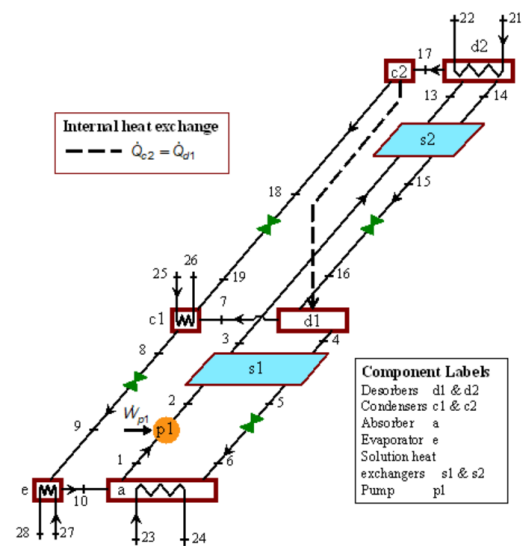
شیر انبساطی مبرد (پایین)

$$h_8 = h_9 \quad m_8 = m_9$$

- بخار مبرد خروجی از مولد به صورت گاز فوق گرم در دمای محلول رقیق ورودی به مولد در نظر گرفته می شود.
- تغییرات فشار فقط در پمپها و شیرهای فشار شکن اتفاق می افتد و افت فشار در سایر اجزا سیکل و اتصالات بین آنها ناچیز می باشد.

- اتلاف حرارت در اجزا مختلف سیکل بسیار کم است.
- آنتالپی و آنترופی مبنا (s_0, h_0) برای محاسبه انرژی سیال عامل به ترتیب آنتالپی و آنترופی آب در دمای محیط ۲۵ درجه سانتیگراد و فشار محیط ۱۰۱۳۲۵ بار در نظر گرفته می شوند.
- سیکل در وضعیت پایدار بررسی می گردد.

برای اطلاع از دقت مدل سازی، پژوهش انجام گرفته توسط



شکل (۲) شماتیک سیکل دو اثره آب-لیتیوم بروماید

که $\Sigma W, \Sigma Q$ به ترتیب نرخ حرارت و کار خالص مبادله شده با سیستم و h_e و h_i به ترتیب آنتالپی واحد جرم جریانهای ورودی و خروجی از حجم کنترل هستند. برای سیکل دو اثره معادلات حاکم به صورت جدول ۴- خواهند بود.

در سیستم تبرید، بازده یا کارایی سیستم با ضریب عملکرد ارزیابی می شود. این ضریب به صورت نسبت گرمای گرفته شده از محیط تحت تهویه توسط تبخیرکننده به کل انرژی صرف شده برای سیکل می باشد. در سیکل تک اثره شکل ۱ ضریب عملکرد مطابق معادله شماره ۲- است:

$$COP = Q_{evap} / (Q_{des} + W_p) \quad (2)$$

و در سیکل دو اثره معادله ۳- حاکم است:

$$COP = Q_{evap} / (Q_{d2} + W_{p1}) \quad (3)$$

۲-۲- اعتبار سنجی

- ابتدا نکات زیر را به عنوان فرضیات در نظر می گیریم:-
- محلول خروجی از جاذب و مولد در حالت مایع اشباع در دما و غلظت مربوطه قرار دارند.
- مبردی که از چگالنده خارج می شود و گاز خروجی از تبخیرکننده به ترتیب در حالت های مایع اشباع و گاز اشباع می باشند.
- بخار مبرد خروجی از مولد به صورت گاز فوق گرم در دمای محلول رقیق ورودی به مولد در نظر گرفته می شود.
- تغییرات فشار فقط در پمپها و شیرهای فشار شکن اتفاق می افتد و افت فشار در سایر اجزا سیکل و اتصالات بین آنها ناچیز

جاذب و مبرد، شیرها، اتصالات و ... می‌باشد. صنایع و ملک‌محمدی [۱۹] عنوان کردند که سهم هزینه‌های لازم برای مبرد، شیرهای انبساطی و اتصالات در هزینه اولیه بسیار کم می‌باشد. بدین ترتیب قیمت اجزا نامبرده و سهم آنها در هزینه کل را در اینجا ناچیز در نظر می‌گیریم. قیمت تقریبی اولیه مبدلهای حرارتی و پمپهای سیکل جذبی با استفاده از روابط جدول ۷ بدست می‌آیند.

تمام هزینه‌هایی که از طریق روابط بالا برآورد می‌شوند، باید برای سالی که مبنای محاسبه هزینه‌ها قرار می‌گیرد بروز شوند. برای این کار از تصحیح ضرایب استفاده می‌شود [۲۰].

جدول (۷) معادلات مربوط به هزینه اولیه [۲۰] (Z) هزینه اولیه جزء به دلار آمریکا، A سطح مقطع بر حسب متر مربع، w توان پمپ و η_{is} بازده آیزنتروپیک پمپ)

| جزء | قیمت اولیه |
|-------------------|--|
| مولد | $24555(A_{gen}/100)^{0.6}$ |
| چگالنده | $11120(A_{cond}/100)^{0.6}$ |
| تبخیر کننده | $190(A_{evap}/0.093)^{0.78}$ |
| جاذب | $23165(A_{abs}/100)^{0.6}$ |
| مبدل حرارتی داخلی | $16680(A_{shx}/100)^{0.6}$ |
| پمپ | $2800(W_p/10)^{0.26}((1-\eta_{is})/\eta_{is})^{0.5}$ |

جدول ۷ مربوط به قیمت‌ها در سال ۲۰۱۶ است و در این پروژه قیمت اجزاء با استفاده از ضرایب بر مبنای سال ۲۰۱۸ محاسبه شده‌اند.

هزینه‌های عملیاتی عمدتاً هزینه‌های مصرف سوخت است. در این پروژه سوخت سنگین دریایی به عنوان سوخت مصرفی کشتی در نظر گرفته شده است و قیمت آن ۳۷۷ دلار برای هر تن محسوب شده است [۱۴]. با توجه به ناچیز بودن هزینه نگهداری تجهیزات، این پارامتر تقریباً به مقدار ۲ درصد هزینه اولیه فرض می‌گردد [۱۴].

۳- تجزیه و تحلیل یافته‌ها

۳-۱- نتایج مدل‌سازی سیکل‌ها

در این بخش نتایج مدل‌سازی که بر اساس این روابط و با توجه به ویژگیهای فنی موتور کشتی، بار سرمایه‌ی لازم برای تهویه مطبوع آن و شرایط محیطی حاکم و با کمک

آناند و کومار [۱۸] مورد بررسی قرار گرفت. داده‌های آرایه شده در پژوهش مذکور، در مدل‌بندی ارائه شده در این تحقیق به کار گرفته شده و نتایج حاصله برای سیکل تک-اثره و دواثره به ترتیب در جداول ۵ و ۶ درج گردیده‌اند. این نتایج نشان می‌دهند که مدل‌سازیهای انجام شده از دقت خوبی برخوردار هستند.

جدول (۵) مقایسه نتایج بدست آمده برای سیکل تک اثره آب-لیتیوم بروماید توسط آناند و کومار [۱۸] با نتایج بدست آمده در مدل‌سازی حاضر.

| Component | Q (KW) (Calculated by Anand and Kumar) | Q (KW) (Calculated by present model) | Difference (%) |
|---|--|--|-------------------|
| Generator | 3073.111 | 3073.111 | 0.00 |
| Absorber | 2922.386 | 2924.788 | 0.08 |
| Evaporator | 2357.168 | 2357.168 | 0.00 |
| Condenser | 2507.893 | 2505.525 | 0.00 |
| Solution heat exchanger | 523.25 | 540.68 | 3.33 |
| Solution throttle valve | 0 | 0 | 0 |
| Refrigerant throttle valve | 0 | 0 | 0 |
| COP (Calculated by Anand and Kumar) = 0.76703 | | | |
| COP (Calculated by present model) = 0.767 | | | |

جدول (۶) مقایسه نتایج بدست آمده برای سیکل دواثره آب-لیتیوم بروماید توسط آناند و کومار [۱۸] با نتایج بدست آمده در مدل‌سازی حاضر.

| Component | Q (KW) (Anand and Kumar) [18] | Q (KW) (present model) | Difference (%) |
|---|-------------------------------------|-------------------------------|-------------------|
| High Temp. Generator | 1858.939 | 1858.939 | 0.00 |
| Low Temp. Generator | 1268.600 | 1264.214 | 0.35 |
| Absorber | 2922.386 | 2926.906 | 0.15 |
| Evaporator | 2357.168 | 2357.168 | 0.00 |
| Condenser | 1289.534 | 1289.233 | 0.00 |
| Solution heat exchanger (1) | 523.35 | 518.966 | 0.84 |
| Solution heat exchanger (2) | 866.667 | 844.587 | 2.5 |
| Solution throttle valve | 0 | 0 | 0 |
| Refrigerant throttle valve | 0 | 0 | 0 |
| COP (calculated by Anand and Kumar) = 1.268 | | | |
| COP (calculated by present model) = 1.268 | | | |

۳-۲- برآورد هزینه‌ها

هزینه اولیه شامل قیمت مبدلهای حرارتی، پمپها، محلول

حرارتی و افت فشار در بخشهای آن وجود خواهد داشت که در این صورت توان سرمایشی سیکل از مقدار فوق کمتر هم می‌شود. این بدان معناست که این سیکل در زمان نیاز سرمایشی بیشینه کشتی نمی‌تواند پاسخگو باشد و فقط در مواقعی از سال که دمای هوا و آب دریا تا حدودی پایینتر از دمای بیشینه باشند، می‌توان برای تهویه مطبوع کشتی از آن استفاده کرد. از طرف دیگر، با توجه به جدول ۱۱ توان سرمایشی سیکل دواثره ۳۲۰ کیلووات و ضریب عملکرد آن ۰/۸۵۶ محاسبه شده است و در نتیجه در هر نوع شرایط آب و هوایی پاسخگوی نیاز کشتی می‌باشد.

جدول (۸) مقادیر پارامترهای مختلف سیکل تک‌اثره شکل ۳-۱

| Po int | h (j/g) | m (kg/s ec) | P (kp a) | Q | T(° C) | X (%)) | s(kj /kg. k) |
|-----------|----------------|-------------------|----------------|------|-----------|---------------|--------------------|
| 1 | 108 | 2.41 | 0.9 | 0.00 | 41.0 | 58 | 0.2 |
| | .8 | 13 | 35 | 0 | 00 | .2 | 351 |
| 2 | 108 | 2.41 | 9.1 | | 41.0 | 58 | 0.2 |
| | .8 | 13 | 08 | | 03 | .2 | 351 |
| 3 | 175 | 2.41 | 9.1 | | 74.7 | 58 | 0.4 |
| | .6 | 13 | 08 | | 50 | .2 | 357 |
| 4 | 218 | 2.30 | 9.1 | 0.00 | 90.9 | 61 | 0.5 |
| | .1 | 17 | 08 | 0 | 80 | .0 | 049 |
| 5 | 148 | 2.30 | 9.1 | | 54.1 | 61 | 0.3 |
| | .1 | 17 | 08 | | 56 | .0 | 021 |
| 6 | 148 | 2.30 | 0.9 | 0.00 | 47.1 | 61 | 0.3 |
| | .1 | 17 | 35 | 5 | 24 | .0 | 035 |
| 7 | 265 | 0.10 | 9.1 | | 84.7 | 0. | 8.4 |
| | 8 | 96 | 08 | | 19 | 0 | 11 |
| 8 | 184 | 0.10 | 9.1 | 0.00 | 44.0 | 0. | 0.6 |
| | .2 | 96 | 08 | 0 | 00 | 0 | 254 |
| 9 | 184 | 0.10 | 0.9 | 0.06 | 6.00 | 0. | 0.6 |
| | .2 | 96 | 35 | 4 | 0 | 0 | 61 |
| 10 | 251 | 0.10 | 0.9 | 1.00 | 6.00 | 0. | 8.9 |
| | 1 | 96 | 35 | 0 | 0 | 0 | 98 |
| 11 | 461 | 4.61 | | | 110. | | 1.4 |
| | .3 | 24 | | | 000 | | 19 |
| 12 | 381 | 4.61 | | | 91.0 | | 1.2 |
| | .1 | 24 | | | 0 | | 04 |
| 13 | 167 | 16.9 | | | 40.0 | | 0.5 |
| | .5 | 210 | | | 00 | | 723 |
| 14 | 188 | 16.9 | | | 45.0 | | 0.6 |
| | .4 | 210 | | | 00 | | 385 |
| 15 | 167 | 21.6 | | | 40.0 | | 0.5 |
| | .5 | 009 | | | 00 | | 723 |
| 16 | 180 | 21.6 | | | 43.0 | | 0.6 |
| | .1 | 009 | | | 00 | | 122 |
| 17 | 50. | 12.1 | | | 12.0 | | 0.1 |
| | 4 | 738 | | | 00 | | 804 |
| 18 | 29. | 12.1 | | | 7.00 | | 0.1 |
| | 4 | 738 | | | 0 | | 063 |

نرم افزار EES بدست آمده اند، ارایه و تحلیل می‌گردند. دمای گاز اگزوز در کمترین توان موتور ۳۸۳ درجه سانتیگراد است. کمترین دمایی که می‌توان این گاز را تا آن خنک کرد دمای نقطه شبنم گاز است که از رابطه ۱ بدست می‌آید و با توجه اجزاء تشکیل‌دهنده گاز موتور تحت بررسی، این دما برابر با ۱۸۰/۳ درجه سانتیگراد است. برای مدل‌سازی سیکل تک‌اثره، با توجه به اینکه بازه دمای ورودی متعارف به مولد خیلی پایینتر از دمای گاز اگزوز است، یک مبدل حرارتی در نظر می‌گیریم که در آن گاز با دمای ۳۸۳ درجه سانتیگراد وارد و تا دمای نقطه شبنم یعنی ۱۸۰/۳ درجه سانتیگراد سرد می‌شود و گرمای خود را به جریان آبی می‌دهد که پس از خنک‌کاری جداره سیلندر با دمای ۹۱ درجه وارد مبدل می‌شود. دمای آب پس از خروج از مبدل به ۱۱۰ درجه می‌رسد و با این دما وارد مولد سیکل جذبی می‌گردد.

مقادیر پارامترهای مختلف سیکل تک‌اثره شکل ۱ به صورت جدول ۸ است. در این جدول P, Q, T, X, s و h, m ترتیب نشانگر آنتالپی، دبی جرمی، فشار، کیفیت بخار، دما، غلظت جرمی لیتیوم بروماید در محلول و آنتروپی جریانها در نقاط مختلف سیکل می‌باشند. مقادیر تبادل انرژی و اتلاف اگزوزی در اجزاء هم در جدول ۹ ارایه شده‌اند.

برای سیکل دواثره می‌توان گاز اگزوز با دمای فوق‌الذکر را به صورت مستقیم وارد مولد کرد. شماتیک اجزاء این سیکل به همراه جریانهای ورودی و خروجی اگزوز در شکل ۲ نمایش داده شده است. گاز گرمای خود را به صورت مستقیم به محلول رقیق آب- لیتیوم بروماید می‌دهد و دمای خروجی گاز از مولد برابر با دمای نقطه شبنم آن می‌باشد. مقادیر پارامترهای مختلف سیکل و مقادیر تبدیل انرژی و اتلاف اگزوزی اجزاء به ترتیب در جداول ۱۰ و ۱۱ درج گردیده‌اند.

همانطور که در جدول مشخص است، توان سرمایشی سیکل تک اثره ۲۵۵ کیلووات است که از نیاز سرمایشی کشتی در آب و هوای گرمسیری پایینتر است. همانطور که در فرضیات مدل‌سازی سیکلها در فصل سوم اشاره شد، اتلاف حرارت در قسمتهای مختلف سیکل (به جزء چگالنده و جاذب) و همینطور افت فشار در اجزاء و اتصالات آنها ناچیز در نظر گرفته شد. در صورتی که عملکرد سیکل را در شرایط واقعی در نظر بگیریم، حتما مقداری اتلاف

جدول (۱۰) مقادیر پارامترهای مختلف سیکل دو اثره شکل ۲

| Po int | h (j/g) | Q | T(° C) | x(%) | P (kp a) | m (kg/s ec) | s (kj/k g.k) |
|-----------|----------------|-------|-----------|----------|----------------|-------------------|--------------------|
| 1 | 107.7 | 0.00 | 40.75 | 58.100 | 0.9354 | 3.466 | 0.2341 |
| 2 | 107.7 | | 40.75 | 58.100 | 9.108 | 3.466 | 0.2341 |
| 3 | 158.2 | | 66.21 | 58.100 | 9.108 | 3.466 | 0.3872 |
| 4 | 213.8 | 0.00 | 89.83 | 60.500 | 9.108 | 3.329 | 0.5025 |
| 5 | 161.3 | | 62.38 | 60.500 | 9.108 | 3.329 | 0.3512 |
| 6 | 161.3 | 0.011 | 46.84 | 60.500 | 0.9354 | 3.329 | 0.3553 |
| 7 | 266.25 | | 87.09 | 0.000 | 9.108 | 0.06737 | 8.423 |
| 8 | 184.2 | 0.00 | 44.00 | 0.000 | 9.108 | 0.1375 | 0.6254 |
| 9 | 184.2 | 0.064 | 6.00 | 0.000 | 0.9354 | 0.1375 | 0.661 |
| 10 | 251.15 | 1.000 | 6.00 | 0.000 | 0.9354 | 0.1375 | 8.998 |
| 13 | 254.6 | | 114.74 | 58.100 | 74.77 | 3.466 | 0.6567 |
| 14 | 311.8 | 0.00 | 142.36 | 59.300 | 74.77 | 3.396 | 0.7836 |
| 15 | 213.4 | | 91.98 | 59.300 | 74.77 | 3.396 | 0.5235 |
| 16 | 213.4 | 0.003 | 87.52 | 59.300 | 9.108 | 3.396 | 0.5235 |
| 17 | 275.7 | | 139.35 | 0.000 | 74.77 | 0.07014 | 7.7014 |
| 18 | 384.1 | 0.00 | 91.7 | 0.000 | 74.77 | 0.07014 | 1.212 |
| 19 | 384.1 | 0.083 | 44.00 | 0.000 | 9.108 | 0.07014 | 1.256 |
| 21 | 666.7 | | 383.00 | | | 1.75 | 7.513 |
| 22 | 455.3 | | 180.00 | | | 1.75 | 7.444 |
| 23 | 167.5 | | 40.00 | | | 30.3 | 0.5723 |
| 24 | 184.2 | | 44.00 | | | 30.3 | 0.6254 |
| 25 | 167.5 | | 40.00 | | | 14.3 | 0.5723 |
| 26 | 180.1 | | 43.00 | | | 14.3 | 0.6122 |
| 27 | 50.4 | | 12.00 | | | 15.2 | 0.1804 |
| 28 | 29.4 | | 7.00 | | | 15.2 | 0.1063 |

جدول (۹) مقادیر تبادل انرژی و اتلاف انرژی اجزاء سیکل تک‌اثره شکل ۱ (توان و نرخ های انرژی، انرژی، تخریب و اتلاف انرژی بر حسب کیلووات)

| | | |
|-------------------------------------|----------------------|----------------|
| Qabs= 353.865 | Ex D absorber= 2.607 | ExL abs= 18.02 |
| Qcon= 271.047 | ExD con= 0.472 | ExL con= 16.24 |
| Qevap= 255.00 | ExD evap= 3.373 | |
| Qdesor= 369.900 | ExD des= 13.01 | |
| Qshx= 161.14 | ExD shx 5.054 | |
| W pump= 0.011989 | ExD etv= 1.163 | |
| | ExD stv=0.9803 | |
| Cop= 0.689 | | |
| $\Sigma EDi= 26.6593$ | | |
| $\Sigma ELi = 34.26$ | | |
| $I=\Sigma EDi+ \Sigma ELi= 60.9193$ | | |
| Exergy input=74.90 | | |
| Exergy output= 13.98 | | |
| Exergetic efficiency= 18.66 % | | |

بنابراین، این سیکل را به عنوان گزینه مناسب برای جایگزینی سیکل تبرید تراکمی جهت تهویه مطبوع کشتی در نظر می‌گیریم و در ادامه کار پارامترهای آن را با سیستم تراکمی مقایسه می‌کنیم. شایان ذکر است که در سیکل جذبی دو اثره می‌توان ضریب عملکرد را تا حدود ۱/۳ هم بالا برد که در این صورت با توجه به اینکه در اینجا گرمای ورودی به مولد سیکل ۳۶۹/۹ کیلووات است، توان برودتی تا حدود ۴۱۰ کیلووات بالا می‌رود. چون نیاز برودتی کشتی در حالت ماکزیمم ۲۸۶/۱ کیلووات است، پارامترهای مختلف سیکل از جمله دبی جرمی سیالات عامل، اندازه و نوع مبدلهای حرارتی و... به گونه‌ای محاسبه شده‌اند که اولاً قدرت برودتی آن برای تهویه مطبوع کشتی مورد نظر کافی باشد و ثانیاً ابعاد مبدلهای حرارتی و سایر اجزاء سیستم در حدی باشد که خرید و نصب آنها در کشتی از نظر اقتصادی مقرون به صرفه باشد. مقدار توان کل ورودی به پمپ‌ها ۳/۴۱۷ کیلووات محاسبه شده است. با در نظر گرفتن ۱۰ درصد اتلاف انرژی در موتور الکتریکی، توان ورودی به موتور آنها ۳/۷۹۷ کیلووات می‌شود.

مقدار محاسبه شده UA یا حاصلضرب ضریب انتقال حرارت کلی و سطح مقطع مبدلهای حرارتی برای این

سیکل دواثره در جدول ۱۲ ارائه شده است.

جدول (۱۲) مقادیر محاسبه شده UA برای سیکل دواثره

| Component | UA value (kW/K) |
|----------------------------|-----------------|
| Absorber | 324.615 |
| Evaporator | 114.673 |
| Condenser | 83.616 |
| High temperature generator | 3.289 |
| Low temperature generator | 57.930 |
| Solution heat exchanger 1 | 7.742 |
| Solution heat exchanger 2 | 12.520 |

۳-۲- آنالیز انرژی

مقادیر تبادل حرارت در تبخیرکننده، چگالنده و همچنین کار ورودی به سیکل دواثره فوق و سیکل تراکمی (که مقادیر آن از کاتالوگ دستگاه گرفته شده است) در شکل ۳ مقایسه شده‌اند. به ازاء تبادل حرارت تقریباً یکسان در تبخیرکننده هر دو سیکل، کار ورودی به سیکل جذبی در مقایسه با سیکل تراکمی بسیار ناچیز می‌باشد. کار ورودی به سیستم جذبی فقط انرژی الکتریکی محاسبه شده برای رانش پمپ محلول آب- لیتیوم بروماید و پمپهای آب مبدلها است که فقط ۴/۳۴ درصد انرژی الکتریکی لازم برای کار کمپرسور است.

جریان انرژی برای سیستمهای تراکمی و جذبی در شکل ۴ نمایش داده شده است. نمودار جریان انرژی مسیر تبدیل انرژی از منبع یا منابع اولیه تا کاربر نهایی را مشخص می‌کند.

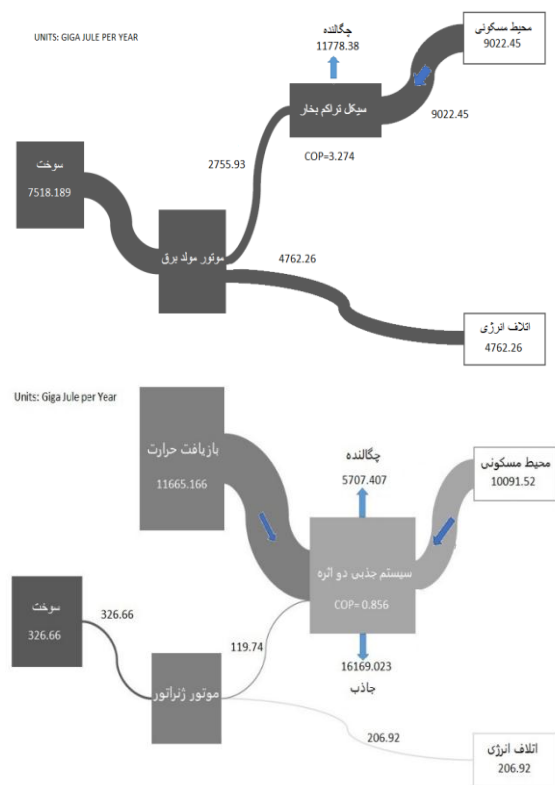
جدول (۱۱) مقادیر تبادل انرژی و اتلاف انرژی سیکل دواثره (kw)

| | | |
|--|----------------------|------------------|
| $Q_a = 508.968$ | $ED_a = 3.799$ | $E_{la} = 25.53$ |
| $Q_c = 180.949$ | $ED_c = 0.3235$ | $E_{lc} = 10.84$ |
| $Q_e = 320.000$ | $ED_e = 4.232$ | |
| $Q_{d1} = 166.434$ | $ED_{d1} = 2.035$ | |
| $Q_{d2} = 369.900$ | $ED_{d2} = 76.94$ | |
| $Q_{s1} = 175.026$ | $ED_{s1} = 8.201$ | |
| $Q_{s2} = 334.126$ | $ED_{s2} = 15.13$ | |
| $W_{sp} = 0.017$ | $ED_{rtv1} = 1.459$ | |
| $W_{vap} p = 0.97$ | $ED_{rtv2} = 0.9066$ | |
| $W_{cond} p = 0.78$ | $ED_{stv1} = 4.058$ | |
| $W_{abs} p = 1.65$ | $ED_{stv2} = 0.0$ | |
| $\Sigma W_p = 3.417$ | | |
| $\Sigma W_{elec} input = 3.797$ | | |
| $Cop = 0.856$ | | |
| $\Sigma E_{qi} = 117.841$ | | |
| $\Sigma E_{li} = 36.37$ | | |
| $I = \Sigma E_{qi} + \Sigma E_{li} = 153.4541$ | | |
| $Exery input = 171.1$ | | |
| $Exergy out put = 17.65$ | | |
| $Exergetic efficiency = 10.32 \%$ | | |

انرژی حرارتی سوخت توسط مولد برق تبدیل به انرژی الکتریکی می‌شود. این انرژی حرارتی با توجه به مقدار مورد نیاز برای سیستم تبرید مورد نظر و هم چنین ارزش حرارتی سوخت (برابر با ۴۲۷۰۰ کیلوژول بر کیلوگرم در نظر گرفته شده است) در هر دو نمودار نشان داده شده است. مولد برق که بازده تولید برق آن معمولاً کمتر از ۵۰ درصد است، مقدار زیادی از این انرژی را هدر می‌دهد. انرژی الکتریکی تولید شده وارد سیستم تبرید می‌شود. در سیکل جذبی، علاوه بر انرژی الکتریکی، حرارت بازیافت شده از گاز اگزوز مولد برق هم وارد سیستم می‌شود. مقادیر این انرژی‌های ورودی در هر دو نمودار مشخص شده‌اند. آنچه که مطلوب ماست و به عبارت دیگر خروجی سیستم‌های تهویه مطبوع محسوب می‌شود، گرمایی است که از محیط سکونت توسط سیستم دفع می‌شود که مقادیر آنها در هر دو نمودار درج گردیده‌اند. (شایان ذکر است که در نمودارهای زیر، مقدار گرمایی که از طریق چگالنده و جاذب از سیستم دفع می‌شود هم نشان داده شده‌اند تا توازن انرژی بر مبنای قانون اول ترمودینامیک برقرار شود). همانطور که از هر دو دیاگرام می‌توان مشاهده کرد، برای دفع حرارت از یک فضای مشخص، مقدار اتلاف حرارتی در سیستم تراکمی بسیار بالاتر از سیستم جذبی است. در این قسمت تاثیر تغییرات دمایی مبدلهای حرارتی سیکل جذبی بر عملکرد کلی سیکل را بررسی می‌کنیم. با توجه به اینکه آب دریا به طور مستقیم یا به صورت غیر مستقیم (از طریق یک سیال واسطه مانند آب خالص) برای خنک کاری چگالنده به کار می‌رود، افزایش دمای آب دریا موجب می‌شود که میزان خنک کاری موثر در چگالنده سیکل جذبی کاهش پیدا کند. در نتیجه برای یک بار سرمایشی مشخص تبخیرکننده، مولد به گرمای ورودی بیشتری نیاز پیدا می‌کند و کار پمپ محلول هم بیشتر می‌شود. بنابراین ضریب

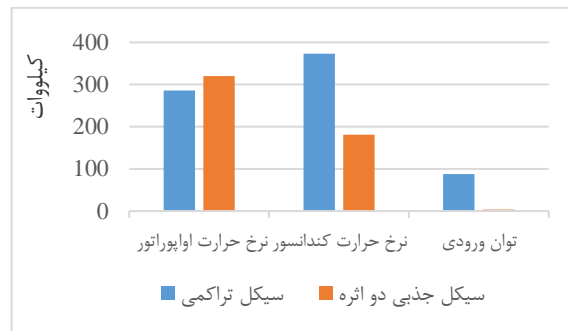
عملکرد سیکل پایینتر می‌آید.

باعث افزایش ظرفیت سرمایشی و بازده سیکل می‌شود. میزان تغییر ظرفیت سرمایشی سیکل با تغییرات T_{27} تابعی از نحوه طراحی دستگاه می‌باشد. با تغییر مقدار UA مبدل‌های حرارتی سیکل، حساسیت ظرفیت سرمایشی به نوسان مقدار T_{27} هم تغییر می‌کند.



شکل (۴) جریان انرژی از منبع اولیه تا کاربر نهایی در سیستم تهویه مطبوع با چرخه‌های تبرید تراکمی و جذبی

با افزایش دمای سیال ورودی به مولد (T_{21}) ابتدا بازده سیکل افزایش می‌یابد و پس از رسیدن به دمای مشخصی (که بستگی به پارامترهای سیکل دارد)، بازده دیگر تغییری نمی‌کند و با افزایش بیشتر دما به مقدار ناچیزی راندمان سیکل کمتر می‌شود. علت افزایش اولیه راندمان این است که با بالا رفتن دمای مولد، مقدار SCR کمتر می‌شود و در نتیجه در یک ظرفیت سرمایشی ثابت، بار روی مولد، جاذب و چگالنده کمتر می‌شود و در نتیجه بازده بالاتر می‌رود. وقتی دما از حد معینی بالاتر می‌رود نرخ کاهش SCR باز هم پایینتر می‌آید؛ ولی در عوض اختلاف دمای بین مولد و محلول سرد ورودی بیشتر می‌شود که باعث ازدیاد برگشت ناپذیری ناشی از انتقال حرارت در اختلاف دمای بالا داخل مولد می‌شود. بنابراین اثر مثبت SCR کم



شکل (۳) مقایسه تبادل انرژی در سیکل‌های جذبی دو اثره و تراکمی

به همین صورت با افزایش دمای آب دریا مصرف برق کمپرسور در سیستم تراکمی هم بالا می‌رود. با توجه به اینکه بخش اعظم انرژی ورودی به سیستم جذبی به صورت حرارت اتلافی است و برق لازم برای پمپ جزء بسیار کوچکی از انرژی ورودی می‌باشد، افزایش دمای آب دریا تاثیر بسیار کمتری روی مصرف برق سیستم جذبی نسبت به سیستم تراکمی دارد. به عبارت دیگر با بالا رفتن دمای آب دریا، مصرف سوخت سیستم جذبی با آهنگ خیلی کمتری نسبت به سیستم تراکمی افزایش می‌یابد.

با بالا رفتن دمای آب دریا، دمای آب خنک‌کننده جاذب (T_{23}) هم افزایش می‌یابد. در نتیجه قدرت جذب میرد توسط جاذب کاهش می‌یابد و نسبت دبی جرمی محلول رقیق خروجی از جاذب نسبت به دبی میرد (SCR)^۱ بالاتر می‌رود. بدین ترتیب برای یک بار سرمایشی مشخص، گرمای لازم برای مولد و کار ورودی پمپ هم افزایش پیدا می‌کند و ضریب عملکرد سیکل کمتر می‌شود. بالا رفتن دمای آب ورودی به تبخیرکننده (T_{27}) ظرفیت سرمایشی سیکل جذبی و بازده آن را بالا می‌برد. جهت درک دقیق این مساله باید متغیرهای دیگر سیکل را هم در نظر بگیریم. با افزایش T_{27} فشار گاز میرد بالاتر می‌رود و پتانسیل انتقال حرارت به مقدار جزیی بیشتر می‌شود. از طرف دیگر افزایش فشار گاز میرد که وارد جاذب می‌شود غلظت جرمی ماده جاذب را در جاذب کم می‌کند. به طور کل، افزایش دمایی آب ورودی تبخیرکننده برخی تغییرات دمایی را در داخل سیکل بوجود می‌آورد که در مجموع

¹ Solution Circulation Ratio

با برگشت‌ناپذیری بالا در مولد خنثی می‌شود و ضریب عملکرد سیکل تقریباً ثابت می‌ماند.

۳-۳- آنالیز انرژی

همانطور که در بخش قبل اشاره شد، یکی از اهداف آنالیز انرژی تعیین محل، نوع و مقدار کاهش کیفیت انرژی در قسمت‌های مختلف یک سیستم می‌باشد. از طریق این آنالیز میزان یا نرخ برگشت‌ناپذیری برای هر جزء سیستم معین می‌شود.

نرخ برگشت‌ناپذیری در اجزاء مختلف سیکل دواثره جذبی مورد بررسی در شکل ۵ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود بیشترین نرخ برگشت‌ناپذیری مربوط به مولد دما بالا می‌باشد (با مقدار ۷۶/۹۴ کیلووات) که علت آن هم اختلاف زیاد دما بین گاز آگزوز و محلول است. بعد آن بیشترین سهم برگشت‌ناپذیری را جاذب به خود اختصاص داده است. این مساله را می‌توان به این صورت توجیه کرد که اولاً اختلاف دما بین جریان میرد ورودی و سایر جریانها بالا است و ثانیاً، در جاذب (به همراه چگالنده) علاوه بر تخریب انرژی، اتلاف انرژی در اثر دفع حرارت به محیط هم وجود دارد که هر دو این عوامل نرخ برگشت‌ناپذیری در جاذب را بالا برده‌اند.

کمترین نرخ هم در شیر انبساط فوقانی محلول میرد ایجاد شده است (تقریباً صفر). پایین بودن نرخ برگشت‌ناپذیری این جزء هم به خاطر این است که در شیرهای انبساطی که در آنها خفکان جریان به صورت آنتالپی ثابت و تبادل حرارتی آنها با محیط صفر در نظر گرفته می‌شود، تخریب انرژی فقط تابع اختلاف آنتروپی جریانهای ورودی و خروجی، دبی جرمی سیال و دمای محیط است. در اینجا اختلاف آنتروپی بین جریانهای ورودی و خروجی این شیر انبساطی تقریباً صفر است و در نتیجه برگشت‌ناپذیری ایجاد شده در آن بسیار ناچیز است.

از مقایسه نتایج مشاهده می‌شود که گرمای ورودی به هر دو سیکل تک‌اثره و دواثره برابر است ولی توان سرمایشی سیکل دواثره بیشتر است؛ بنابراین سیکل دواثره دارای ضریب عملکرد بالاتری می‌باشد. از طرفی در سیستم دو اثره گرما در دمای بالاتری وارد مولد می‌شود و دفع حرارت از آب خنک‌شونده در هر دو سیکل در دمای یکسان صورت می‌گیرد.

نرخ برگشت‌ناپذیری



شکل (۵) نرخ برگشت‌ناپذیری در قسمت‌های مختلف سیکل دواثره

از طرف دیگر تبادل حرارت در سیستم دواثره در تعداد مراحل بیشتری نسبت به سیستم تک‌اثره انجام می‌گیرد که این مساله برگشت‌ناپذیری را داخل سیکل افزایش می‌دهد. در نتیجه در سیکل دو اثره با وجود بالاتر بودن ضریب عملکرد، بازده انرژی نسبت به سیکل تک اثره حدود ۸ درصد پایینتر است. با افزایش دمای مولد، بازده انرژی سیکل دواثره در ابتدا به مقدار قابل ملاحظه‌ای بالا می‌رود، به یک نقطه ماکزیمم می‌رسد و با بالا رفتن بیشتر دمای مولد، پایین می‌آید. دلایل ذکر شده در قسمت تحلیل تغییرات ضریب عملکرد با دمای مولد، در اینجا هم صدق می‌کند. همان طور که در قسمت تحلیل انرژی بیان شد، بالا رفتن دمای جاذب باعث بالا رفتن مقدار SCR و گرمای لازم برای مولد می‌شود. در نتیجه بالا رفتن بار گرمایی مولد، انرژی ورودی بالا می‌رود در حالیکه انرژی خروجی که مربوط به اثر سرمایشی سیکل است ثابت می‌ماند. بنابراین با بالا رفتن دمای جاذب، بازده انرژی سیکل کم می‌شود.

۳-۴- برآورد هزینه‌ها

۳-۴-۱- سیکل جذبی دواثره

قیمت اولیه برای سیکل جذبی دو اثره مدل‌سازی شده با توجه به مطالب عنوان شده در قبل و نتایج بدست آمده، به صورت نتایج ارائه شده در جدول ۱۳ می‌باشد. مجموع هزینه اولیه اجزاء ۱۶۷۱۴۲,۴۶ دلار برآورد شده است که این رقم مربوط به سال ۲۰۱۶ می‌باشد. با توجه به اینکه این مقدار باید برای سالی که مبنای محاسبات در نظر

هزینه اولیه سیستم تبرید تراکمی به ازاء هر تن تبرید، ۴۰۰ دلار در نظر گرفته می شود [۱۴]. در این صورت برای یک سیکل با ظرفیت ۱۰۰ تن (معادل با نیاز سرمایه‌ی کابینها)، هزینه اولیه ۴۰۰۰۰ دلار در نظر گرفته می شود.

همانطور که قبلا عنوان شد، این پارامتر به مقدار ۲ درصد هزینه اولیه تخمین زده می شود که در این صورت برای سیستم تبرید تراکمی این کشتی، برابر ۸۰۰ دلار است.

سیستم تبرید تراکمی این کشتی به صورت انبساط مستقیم است، یعنی مبرد در تبخیرکننده مستقیما هوای ورودی به کابینها را خنک می کند و هیچ سیال واسطه‌ای مانند آب بین مبرد و هوا قرار ندارد. بنابراین انرژی ورودی به سیکل عبارت است از انرژی لازم برای کار کمپرسور و پمپ آب چگالنده. طبق کاتالوگ، توان ورودی به موتور الکتریکی کمپرسور تراکمی ۸۶/۰ کیلووات است. توان ورودی به پمپ آب چگالنده هم ۱/۲۵ کیلووات است و با در نظر گرفتن ۱۰ درصد اتلاف انرژی در موتور، توان ورودی به موتور الکتریکی آن ۱/۳۹ کیلووات است. یعنی جمعا ۸۷/۳۹ کیلووات توان الکتریکی توسط مولد برق برای کار سیکل تراکمی تولید می شود. به ازای یکسال (۸۷۶۰ ساعت) کار مداوم، انرژی تولید شده توسط مولد برق ۷۶۵۵۳۶/۴ کیلووات ساعت و مصرف سوخت آن ۱۷۶/۰۷ تن در سال است که با قیمت هر تن سوخت ۳۷۷ دلار، هزینه عملیاتی سالانه سیکل ۶۶۳۷۸/۳۹ دلار می گردد.

هزینه نگهداری و تعمیرات و هزینه مصرف سوخت در هر سال برای سیکلهای تبرید جذبی دواثره آب - لیتیم بروماید و تبرید تراکمی این کشتی در شکل ۶ مقایسه شده اند.

۳-۴-۳- زمان بازیافت هزینه‌ها

برای برآورد زمان بازیافت، هزینه های فوق برای هر دو سیکل در یک بازه زمانی ۲۰ ساله در شکل ۷ ترسیم شده- اند. در رسم منحنی‌های هزینه‌ها، سود سالیانه ۱۵ درصد برای هزینه اولیه هم در نظر گرفته شده است. نقطه تلاقی آنها زمان بازیافت هزینه اولیه را نشان می دهد که در اینجا برابر ۳/۷۸ سال است. این بدان معنی است که با توجه به مصرف سوخت کمتر سیکل جذبی، هزینه اولیه بالاتر آن نسبت به سیستم تراکمی پس از ۳/۷۸ سال جبران می- شود.

گرفته شده است تصحیح شود و سال مبنای محاسبات در این پژوهش سال ۲۰۱۸ می باشد هزینه اولیه این سیستم برای سال ۲۰۱۸ برابر با ۱۸۶۰۸۷/۵۳ دلار تخمین زده می شود.

جدول (۱۳) هزینه‌های اولیه اجزاء سیکل دواثره مدل شده

| Component | Z = Capital Cost (USD) | Component | Z = Capital Cost (USD) |
|--|---------------------------------|--------------------------|---------------------------------|
| Condenser | 6589.81 | Generator LT | 17696.28 |
| Solution heatex 1 | 5446.6 | Solution pump | 533.42 |
| Solution heatex 2 | 7267.36 | Evaporator water pump | 1526.58 |
| Evapoorator | 64646.21 | Condenser water pump | 1442.46 |
| Absorber | 58156.34 | Absorber water pump | 1752.69 |
| Generator HT | 2084.71 | | |
| $\Sigma Z = 167142.46$ USD | | | |

همانطور که در قبل عنوان شد، هزینه تعمیرات و نگهداری سیکل تقریبا ۲ درصد هزینه اولیه می باشد. بنابراین:

$$\text{Maintenance cost} = 0.02 * 186087.53 = 3721.75 \text{ USD}$$

در سیکل تبرید مد نظر، انرژی لازم برای کار سیستم عبارت است از انرژی حرارتی ورودی به مولد و انرژی الکتریکی لازم برای پمپ محلول و پمپهای آب چگالنده و جاذب و تبخیرکننده. همانطور که قبلا اشاره شد حرارت ورودی به مولد از حرارت گاز اگزوز خروجی موتور برق تامین می شود که هزینه ای ندارد. توان کل مورد نیاز برای کار پمپها ۳/۷۹۷ کیلووات است. برای یک سال (یعنی ۸۷۶۰ ساعت) کار مداوم سیکل تبرید مورد نظر، مولد برق معادل ۳۳۲۶۱/۷۲ کیلووات ساعت انرژی تولید می کند که با توجه به مصرف سوخت آن به ازای هر واحد انرژی به مقدار متوسط ۲۳۰ گرم بر کیلووات ساعت، سوخت مصرفی برابر با ۷/۶۵ تن در سال می شود. با در نظر گرفتن قیمت سوخت معادل ۳۷۷ دلار به ازای هر تن در سال ۲۰۱۸، هزینه عملیاتی سیکل برابر با ۲۸۸۴/۰۵ دلار در سال می باشد.

۳-۴-۲- سیکل تراکمی

آب-لیتیم بروماید از لحاظ ظرفیت سرمایشی برای تهویه مطبوع این کشتی، یک سیستم کاملاً قابل اعتماد است. یعنی در صورتی که جایگزین سیستم سرمایشی تراکمی موجود در کشتی شود، کاملاً جوابگوی نیاز سرمایشی کابینها و سایر فضاهای مسکونی کشتی خواهد بود. با توجه به ظرفیت سرمایشی بالا و قابلیت کاربرد در تمام شرایط آب و هوایی، تحلیل ترمودینامیکی و برآورد هزینه ای برای این سیستم انجام شده و بسیاری از نتایج با سیستم تبرید تراکمی مقایسه شده‌اند.

۳- اتلاف انرژی سالیانه در صورت استفاده از سیکل تراکمی برای تهویه مطبوع، ۴۷۶۲/۲۶ گیگاژول است در حالیکه این رقم برای سیکل جذبی دواثره ۲۰۶/۹۲ گیگاژول می‌باشد.

۴- با افزایش دمای چگالنده مصرف سوخت سیستم جذبی بالا می‌رود و ضریب عملکرد پایین می‌آید ولی نرخ افزایش مصرف سوخت آن خیلی کمتر از سیستم تراکمی است. بالا رفتن دمای جاذب هم مصرف سوخت را بالاتر می‌برد.

۵- افزایش دمای تبخیرکننده کارایی سیکل جذبی را بالاتر می‌برد، ولی با بالا رفتن دمای مولد ابتدا ضریب عملکرد افزایش می‌یابد؛ با افزایش بیشتر دما بازده دیگر تغییری نمی‌کند و سپس به مقدار ناچیزی راندمان سیکل کمتر می‌شود.

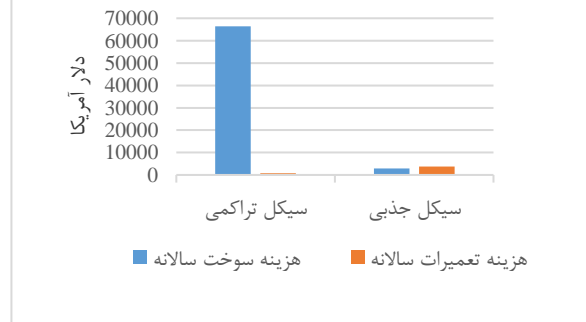
۶- بیشترین برگشت ناپذیری در سیکل دواثره در قسمت مولد دما بالا رخ می‌دهد، چرا که اختلاف دمای جریانهای تبادل‌کننده حرارت در آن خیلی بالاتر از مبدلهای دیگر است. پس از آن بیشترین سهم برگشت‌ناپذیری را جاذب به خود اختصاص می‌دهد که علت برگشت‌ناپذیری در آن هم تبادل حرارت جریانها در اختلاف دمای بالا و همچنین اتلاف انرژی در اثر انتقال گرما به محیط است.

۷- در سیکل دواثره با بالا رفتن دمای مولد، بازده انرژی‌بندی در ابتدا به طور قابل ملاحظه ای بالا می‌رود و پس از رسیدن به دمای معینی (که به پارامترهای سیکل بستگی دارد)، بازده انرژی‌بندی روند نزولی پیدا می‌کند.

۸- با افزایش دمای جاذب، بازده انرژی‌بندی سیکل جذبی کاهش می‌یابد.

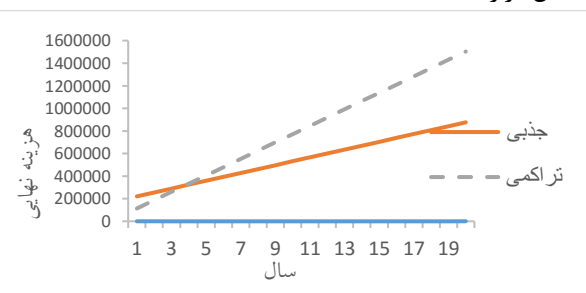
۹- مصرف سوخت سالیانه برای کار سیستم جذبی دو اثره، ۴/۳۴ درصد مصرف سوخت سیستم تراکمی است.

۱۰- زمان بازگشت (جبران) هزینه های اولیه برای سیکل



شکل (۶) مقایسه هزینه‌های سالیانه سیکلهای تبرید جذبی دواثره و تراکمی

تحلیل ترمودینامیکی و تخمین هزینه‌ها در این پروژه برای بررسی به‌کارگیری سیکل جذبی در یک کشتی نفتکش نمونه بوده است. از ویژگیهای فنی کشتی، آنچه که در این جا مورد استفاده قرار گرفت ویژگیهای موتور دیزلی مولد برق و هم چنین نیاز سرمایشی فضای مسکونی کشتی در شرایط بسیار گرمسیری بوده است. بنابراین، در تمام کشتیهایی که برای تولید برق در آنها از یک یا چند موتور دیزلی استفاده می‌شود و از گرمای گاز اگزوز این موتور(ها) پس از خروج از توربوشارژر استفاده ای نمی‌شود، می‌توان روشهای ارائه شده در این پژوهش را به کار برد و با توجه به ویژگیهای فنی موتور و بار سرمایشی کشتیها، بازیافت حرارت گاز اگزوز در یک سیکل تبرید جذبی را مورد تحلیل قرار داد.



شکل (۷) مجموع قیمت‌های اولیه و سالانه بر حسب دلار در یک بازه ۲۰ ساله برای هر دو سیکل جذبی و تراکمی

۴- نتایج

خلاصه نتایج بدست آمده به شرح زیر می‌باشد:

۱- سیکل سرمایشی تک‌اثره جوابگوی نیاز سرمایشی این کشتی در شرایط آب و هوای گرمسیری نیست ولی در سایر شرایط که دمای هوا و دمای آب دریا خیلی بالا نباشد این سیکل می‌تواند گزینه مناسبی باشد.

۲- در تمام شرایط آب و هوایی، سیستم سرمایشی دواثره

سازی چرخه تبرید جذبی در سرماساز موتور بنزینی شناور. فصلنامه علوم و فناوری دریا، ۲۲(۸۷)، ۱۷-۲۴.

[11] Ezgi, Cüneyt. "Design and thermodynamic analysis of an H₂O-LiBr AHP system for naval surface ship application." *International Journal of Refrigeration* 48 (2014): 153-165.

[12] Ebrahimi, Khosrow, Gerard F. Jones, and Amy S. Fleischer. "Thermo-economic analysis of steady state waste heat recovery in data centers using absorption refrigeration." *Applied Energy* 139 (2015): 384-397.

[۱۳] مومنی، سید محسن، صالحی، غلامرضا، اسحق نیموری، مجید، اقدود چابکی، یداله، کوشا، ناصر. (۱۳۹۷). 'تحلیل انرژی و انرژی سیکل تولید توان موتور دیزل دریایی به منظور کاهش اتلافات با در نظر گرفتن تاثیر دمای محیط، فصلنامه علمی دریا فنون، (4) . pp. 39-49.

[۱۴] جلالی سید سجاد، شریفی سیدمحمدحسین، صالحی غلامرضا، اسحق نیموری مجید. تحلیل انرژی، انرژی و محیط زیستی استفاده از سیستم تبرید هیبریدی تراکمی جذبی در کشتی تجاری. مهندسی مکانیک مدرس. ۱۷؛ ۱۳۹۶: ۴۲۹-۴۳۸: (۱۰)

[15] Heating, Ventilation and Air conditioning system manual, HI AIR KOREA Co., Ltd., Korea

[16] Instruction Planning Instructions for SWS H1220/21/22/23/24/25 Auxpac generating sets: 3 x Wartsila Auxpac 1600W9L20 Final Drawing, Wartsila Qiyao Diesel Company Ltd., 2012

[17] Arora, Akhilesh, and S. C. Kaushik. "Theoretical analysis of LiBr/H₂O absorption refrigeration systems." *International Journal of Energy Research* 33, no. 15 (2009): 1321-1340.

[18] Anand, D. K., and B. Kumar. "Absorption machine irreversibility using new entropy calculations." *Solar Energy* 39, no. 3 (1987): 243-256.

[19] Sanaye, S., and H. R. Malekmohammadi. "Thermal and economical optimization of air conditioning units with vapor compression refrigeration system." *Applied Thermal Engineering* 24, no. 13 (2004): 1807-1825.

[20] Bejan, Adrian, George Tsatsaronis, Michael Moran, and Michael J. Moran. *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons, 1996.

[21] CE Delft, Stratas Advisors, UMAS, NMRI, Petromarket Research Group, Shinichi Hanayama, "Assessment of Fuel Oil Availability Final report", CE publications, 2016

[22] Cimsit, Canan, Ilhan Tekin Ozturk, and Olcay Kincay. "Thermoeconomic optimization of LiBr/H₂O-R134a compression-absorption cascade refrigeration cycle." *Applied Thermal Engineering* 76 (2015): 105-115.

دو اثره ۳/۷۸ سال می باشد. این بدان معنی است که با توجه به هزینه های سالیانه کمتر سیکل جذبی دو اثره نسبت به سیکل تراکمی، هزینه اولیه بالاتر سیکل جذبی بعد از ۳/۷۸ سال جبران می شود.

۱۱- روش تحلیل ترمودینامیکی و تخمین هزینه ها که در این پروژه برای بررسی بازیافت حرارت موتور مولد برق در سیکل جذبی مورد استفاده گردید، در سایر کشتیهایی هم که شرایط مشابه این کشتی را دارند قابل استفاده خواهد بود.

۵- مراجع

[1] Salmi, Waltteri, Juha Vanttola, Mia Elg, Maunu Kuosa, and Risto Lahdelma. "Using waste heat of ship as energy source for an absorption refrigeration system." *Applied Thermal Engineering* 115 (2017): 501-516.

[2] Jaichandar, S., and K. Annamalai. "Effects of open combustion chamber geometries on the performance of pongamia biodiesel in a DI diesel engine." *Fuel* 98 (2012): 272-279.

[3] Sungwook, Park. "Optimization of combustion chamber geometry and engine operating conditions for compression ignition engines fuelled with dimethyl ether." *Fuel* 97 (2012): 61-71.

[4] Shu, Gequn, Youcai Liang, Haiqiao Wei, Hua Tian, Jian Zhao, and Lina Liu. "A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 19 (2013): 385-401.

[5] Scappin, Fabio, Sigurður H. Stefansson, Fredrik Haglund, Anders Andreasen, and Ulrik Larsen. "Validation of a zero-dimensional model for prediction of NO_x and engine performance for electronically controlled marine two-stroke diesel engines." *Applied Thermal Engineering* 37 (2012): 344-352.

[6] Avanesian, T., and M. Ameri. "Energy, exergy, and economic analysis of single and double effect LiBr-H₂O absorption chillers." *Energy and Buildings* 73 (2014): 26-36.

[7] Gomri, Rabah. "Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems." *Energy Conversion and Management* 50, no. 5 (2009): 1279-1287

[8] Baldi, Francesco, and Cecilia Gabriellii. "A feasibility analysis of waste heat recovery systems for marine applications." *Energy* 80 (2015): 654-665.

[9] Cao, Tao, Hoseong Lee, Yunho Hwang, Reinhard Radermacher, and Ho-Hwan Chun. "Performance investigation of engine waste heat powered absorption cycle cooling system for shipboard applications." *Applied Thermal Engineering* 90 (2015): 820-830.

[10] کردانی، ناصر، صیامیان، فاطمه. (۱۳۹۷). تحلیل و بهینه