

(مقاله پژوهشی)

تحلیل انرژی و انرژی یک سیستم بازیاب حرارت اتلافی موتور دیزل دریایی برای تولید همزمان برق و آب شیرین

محمدعلی عمادی^۱، یدالله اقدود چابکی^۲

yad_chabook@yahoo.com

۱- کارشناس ارشد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران

۲- مربی گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه علوم دریایی امام خمینی (ره)

چکیده

برای توسعه کشتی‌های سازگار با محیط زیست، یک سیستم یکپارچه با توانایی تولید برق و آب شیرین پیشنهاد شده است تا بتواند گرما اتلافی یک موتور دریایی را بازیابی کند. این سیستم شامل یک موتور دیزل دریایی، سیکل رانکین آلی و واحد نمک‌زدایی چند اثره است. نتایج مدل سازی نشان می‌شود که سیکل پیشنهادی قادر به تولید ۳۸۷/۹۵ کیلو وات برق و ۷/۰۴ متر مکعب در ساعت آب شیرین است. سیکل رانکین آلی سهمی ۶۷ درصدی در تخریب کل انرژی دارد در حالی که برای واحد آب شیرین کن ۳۳٪ است. همچنین، تأثیر پارامترهای اصلی طراحی که عبارتند از دما روغن انتقال حرارت، فشار ورودی توربین و اختلاف دما پینچ پوینت در اواپراتور بر عملکرد سیستم ارزیابی و نشان داده شده است.

واژگان کلیدی: بازیابی حرارت اتلافی، موتور دیزل دریایی، سیکل رانکین آلی، نمک‌زدایی چند اثره.

تاریخ دریافت مقاله : ۹۹/۰۱/۲۰

تاریخ پذیرش مقاله : ۹۹/۰۶/۱۲

صص ۲۹-۳۷

۱- مقدمه

تجارت دریایی رو به گسترش فزاینده است که تا حدود زیادی در آلودگی اقیانوس‌ها و گرم شدن کره زمین نقش دارد. بنابراین، توسعه کشتی‌های سازگار با محیط زیست مورد توجه بسیاری از محققان و مهندسان قرار گرفته است. بازیابی گرما اتلافی^۱ یکی از بهترین گزینه‌ها برای افزایش عملکرد موتورهای محرک اصلی مانند موتورهای احتراق داخلی، توربین‌های گازی و پیل سوختی است [۲ و ۱]. به دلیل هدر رفت انرژی و هزینه سوخت بالا، موتور دیزل برای کاربردهای WHR مناسب بوده تا بتواند خروجی‌های مختلفی از قبیل گرمایش، سرمایش [۳]، الکتریسیته [۴] و آب شیرین [۵] تولید کند. اخیراً، تولید آب شیرین با استفاده از دستگاه نمک زدایی چند اثره^۲ و تولید برق توسط سیکل ارگانیک رانکین^۳ توسط محققان برای کاربردهای WHR مورد بررسی قرار گرفته است.

ثابت شده است که سیکل ارگانیک رانکین یکی از مناسب ترین روش‌ها برای تولید برق از منابع گرما اتلافی است [۶]. سیکل ارگانیک رانکین مزایای بسیاری از قبیل هزینه کم، وزن سبک و حجم کم دارد که در کاربردهای بازیابی گرما اتلافی باعث بهبود راندمان انرژی و حفاظت از محیط زیست می‌شود [۲]. اخیراً، استفاده از سیکل ارگانیک رانکین به عنوان سیکل تحتانی موتورهای دیزل به دلیل نتایج امیدوار کننده مورد توجه بسیاری قرار گرفته است [۷ و ۸]. لیون و همکاران [۹] یک مدل جامع از سیستم ترکیبی موتور دیزل دریایی با ORC ارائه دادند. تحلیل اقتصادی نشان داد که هنگام استفاده از ORC به عنوان سیستم بازیابی گرمای اتلافی، هزینه سوخت سالانه حدود ۵ درصد کاهش می‌یابد. شو و همکاران [۱۰] برای استفاده از گرما اتلافی از موتورهای دریایی، یک سیستم ORC را از نظر ترمودینامیکی و اقتصادی ارزیابی کردند. با در نظر گرفتن هفت سیال کاری، عملکرد ORC مورد بررسی قرار گرفت. آنها به ترتیب R123 و R364mfc را به عنوان سیال کاری مناسب در بار سنگین و سبک موتور پیدا کردند. علاوه بر این، تجزیه و تحلیل اقتصادی نشان داد که سیستم پیشنهادی می‌تواند در حدود ۵ سال بازپرداخت را برآورده کند. یو و همکاران [۱۱] یک سیستم یکپارچه متشکل از

ORC همراه با یک موتور دیزل را مورد مطالعه قرار دادند. چرخه برای بازیابی هم دود خروجی موتور و هم آب خنک کاری طراحی شده است. نتیجه اصلی مطالعه آنها افزایش ۶/۱٪ راندمان حرارتی در هنگام ترکیب ORC با موتور دیزل بود.

بسیاری از مطالعات به دنبال رفع نیاز به آب شیرین در کشتی‌ها بوده‌اند. یک راه حل استفاده از گرما اتلافی موتور دریایی برای تولید آب شیرین است [۱۲]. بطور کلی، دو گروه فرآیند نمک زدایی وجود دارد: جداسازی مکانیکی که شامل اسمز معکوس و الکترودیالیز است، و یا تقطیر حرارتی که شامل نمک زدایی چند اثره و نمک زدایی فلاش چند مرحله‌ای^۴ است. بین دو فناوری نمک زدایی حرارتی شناخته شده، MED در این مطالعه به دلیل مصرف انرژی کمتر در نظر گرفته شده است [۱۳]. سلیمی و امید پور [۵] با بازیابی گرما اتلافی، یک سیستم ترکیبی با موتور احتراق داخلی را برای تولید آب شیرین و تولید برق مورد بررسی قرار دادند. نتایج شبیه سازی نشان می‌دهد که این سیستم قادر به تولید آب شیرین ۲۶/۷۸ متر مکعب در روز برای موتور گازسوز ۲۰۰ کیلووات است. علاوه بر این، آنها تجزیه و تحلیل اقتصادی را انجام دادند و دریافتند که سیستم پیشنهادی آنها دارای برگشت سرمایه ۳/۸ ساله است. ژانگ و همکاران [۱۴] یک سیستم تولید همزمان برق و آب شیرین معرفی کردند. آنها پس از ارزیابی سیستم خود توسط آنالیز ترمودینامیکی، سیستم معرفی شده را ساختند. آنها نتیجه گرفتند که به ازای ۳۰۰ کیلووات بار گرمایشی خروجی از موتور دیزل، سیستم قادر به تولید ۱/۲۶ متر مکعب آب بر ساعت است.

ترکیب سیکل‌های MED و ORC در برخی مقالات مورد بررسی قرار گرفت است. باسیولی و همکاران [۱۵] یک تولید همزمان برق و آب شیرین شامل MED و ORC را مورد بررسی قرار داد. آنها عملکرد سیستم را برای چهار اندازه مختلف MED از نظر ترمودینامیکی و اقتصادی بررسی کردند. آنها نتیجه گرفتند که این پیکربندی باعث افزایش دوره بازگشت سرمایه می‌شود.

سیستم‌های یکپارچه موتور دیزل-ORC، موتور دیزل-MED و ORC-MED به تفصیل مورد بررسی قرار گرفته

³ Organic Rankine Cycle (ORC)

⁴ Multi-Stage Flash Distillation (MSF)

¹ Waste Heat Recovery (WHR)

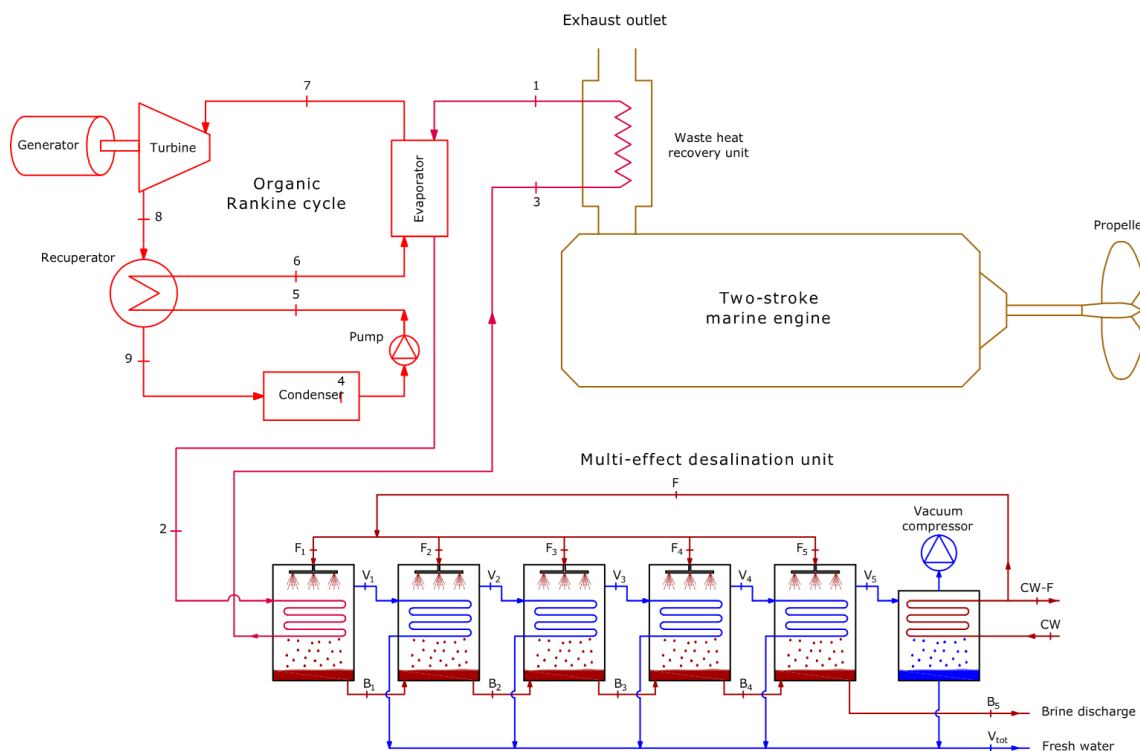
² Multi-Effect Desalination (MED)

در روغن انتقال حرارت به اولین اثر MED (نقطه ۲) داده شده و سرانجام دوباره به واحد ریکووری گرما (نقطه ۳) برمی‌گردد. در ORC، سیال کاری (نقطه ۴) به فشار ورودی توربین (نقطه ۵) پمپ می‌شود. سپس پس از عبور از ریکوپراتور (نقطه ۶)، وارد اواپراتور می‌شود و به بخار فوق گرم تبدیل می‌شود (نقطه ۷). این بخار در داخل توربین منبسط می‌یابد که منجر به تولید نیرو در ژنراتور می‌شود. سرانجام، سیال کاری از ریکوپراتور عبور می‌کند تا گرما را دفع کند (نقطه ۸) و سپس برای تکمیل چرخه به کندانسور فرستاده می‌شود (نقطه ۹). در MED، آب دریا به عنوان آب خنک کننده وارد کندانسور می‌شود تا بخار آخرین اثر خنک شود و سپس به دریا باز می‌گردد. بخشی از آن ولی وارد بخش‌های مختلف واحد آب شیرین‌کن می‌شود. روغن انتقال حرارت وارد اولین اثر شده و آب دریا را بخار می‌کند بخار تولید شده اثر اول (V_1) به عنوان منبع گرما به اثر دوم ارسال شده و آن را به صورت مایع اشباع ترک می‌کند. نکته قابل توجه این است که فشار و دمای هر اثر کمتر از اثر قبلی است. علاوه بر این، شورابه اثر اول (B_1) نیز به اثر دوم ارسال می‌شود. این روش برای سایر اثرات تکرار می‌شود.

است. با این وجود، از نظر مطالعاتی، خلاء تحقیقاتی برای ترکیب موتور دیزل دریایی-ORC-MED وجود دارد. بنابراین، هدف از مطالعه حاضر معرفی و ارزیابی یک سیستم ترکیبی تولید توان و آب شیرین است. سیستم ترکیبی پیشنهادی از جنبه‌های انرژی، انرژی و اقتصادی مدل‌سازی شده است. سپس، تأثیر پارامترهای مختلف تعیین‌کننده بر عملکرد ارزیابی شد. سرانجام، نرخ کل هزینه و راندمان انرژی به عنوان دو تابع هدف در نظر گرفته می‌شود و با بکارگیری الگوریتم ژنتیک، یک بهینه‌سازی فنی و اقتصادی انجام می‌شود. ارائه سیکل ترکیبی جدید فوق، مدل‌سازی ترمو-اقتصادی و یافتن شرایط عملیاتی مطلوب آن با بهینه‌سازی چند هدفه، نوآوری این پژوهش است.

۲- شرح سیستم

شکل (۱) شماتیک سیکل معرفی شده را نشان می‌دهد. گرما اتلافی موتور دریایی توسط واحد بازیابی گرما اتلافی بازیابی می‌شود و به روغن انتقال حرارت^۱ منتقل می‌شود. این روغن وارد اواپراتور (نقطه ۱) شده و انرژی مورد نیاز ORC را تأمین می‌کند. سپس، باقیمانده انرژی موجود



شکل (۱) شماتیک کلی سیکل.

^۱ Heat Transfer Oil (HTO)

شوری آب نمک باقی مانده در اثر اول:

$$X_1 = \frac{F_1 \times X_F}{B_1} \quad (11)$$

• دیگر افکت‌ها

با اعمال تعادل جرم و انرژی بر سایر اثرها، معادلات زیر حاصل می‌شوند:

$$V_i = \frac{V_{i-1} \times \lambda_{i-1} - F_i \times C_p(T_F, X_F) \times (T_i - T)}{\lambda_i} + \frac{B_{i-1} C_p(T_{i-1}, X_{i-1}) \times (T_{i-1} - T)}{\lambda_i} \quad (12)$$

$$B_i = F_i + B_{i-1} - V_i \quad (13)$$

$$X_i = \frac{B_{i-1} \times X_{i-1} + F_i \times X_F}{B_i} \quad (14)$$

• کندانسور

اعمال بالانس انرژی بر روی کندانسور:

$$V_5 \times \lambda_5 = CW \times C_p(T_F, X_F)(T_F - T_{CW}) \quad (15)$$

که در آن T_{CW} و CW به ترتیب دما و دبی جرمی آب خنک کننده هستند.

۳-۳- تحلیل انرژی

با نادیده گرفتن انرژی‌های انرژی جنبشی و پتانسیل (به دلیل تغییرات ناچیز در سرعت و ارتفاع)، تعادل انرژی به صورت زیر خواهد بود:

$$\dot{E}x_Q + \sum_i \dot{m}_i ex_i = \sum_e \dot{m}_e ex_e + \dot{E}x_W + \dot{E}x_D \quad (16)$$

$$\dot{E}x_Q = (1 - \frac{T_0}{T_i}) \dot{Q}_i \quad (17)$$

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (18)$$

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (19)$$

که در آن اندیس‌های i و e به ترتیب ورودی و خروجی از حجم کنترل و انرژی شیمیایی مخلوط به شرح زیر است:

$$ex_{ch,mix} = [\sum_{i=1}^n X_i ex_{ch_i} + \bar{R} T_0 \sum_{i=1}^n X_i \ln(X_i)] \quad (20)$$

که در آن \bar{R} و X ثابت جهانی گازها و کسر مولی اجزاء است. انرژی فیزیکی جریانهای آب دریا و آب نمک به شرح زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{E}x_{ph} = \dot{m} \times (C_p(T, X) \times (T - T_0) \times C_p(T, X) \times \log \frac{T}{T_0}) \quad (21)$$

انرژی شیمیایی جریانهای مذکور توسط رابطه زیر محاسبه می‌شوند:

سرانجام، آب نمک به دریا تزریق می‌شود در حالی که آب شیرین در یک مخزن ذخیره می‌شود.

۳- مدل سازی ترمودینامیکی

۳-۱- سیکل رانکین آلی

روابط بالانس انرژی برای تجهیزات مختلف سیکل رانکین آلی در ادامه آورده شده است:

$$\dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_{HTO}(h_1 - h_2) = \dot{m}_{ORC}(h_7 - h_6) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{Con} = \dot{m}_{ORC}(h_9 - h_4) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{Recu} = \dot{m}_{ORC}(h_6 - h_5) = \dot{m}_{ORC}(h_8 - h_9) \quad (3)$$

$$\dot{W}_P = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_4) \quad (4)$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{ORC}(h_7 - h_8) \quad (5)$$

برای ضریب اثربخشی ریکوپراتور داریم:

$$\varepsilon = \frac{T_6 - T_5}{T_8 - T_5} \quad (6)$$

۳-۲- واحد آب شیرین کن

در این بخش، مدل سازی ریاضی برای واحد MED ارائه شده است. در این مدل، اختلاف دمای ثابت بین اثرات فرض شده است [۱۶]. این اختلاف دما به عنوان تابعی از دما کاری و تعداد اثرات بیان شده است:

$$\Delta T = \frac{T_1 - T_N}{N - 1} \quad (7)$$

که T_N و T_1 به ترتیب تعداد اثرات، دما آخرین اثر و دما اولین اثر است. آب دریا تزریق شده به هر اثر برابر است با کل آب دریای ورودی (F) که براساس تعداد اثرات تقسیم می‌شود:

$$F_1 = F_2 = \dots = F_N = \frac{F}{N} \quad (8)$$

• افکت اول

مقدار تولید بخار در افکت اول برابر است با:

$$V_1 = \frac{\dot{m}_{HTO}(h_2 - h_3)}{(\lambda_1)} - \frac{F_1 \times C_p(T_F, X_F) \times (T_1 - T_F)}{(\lambda_1)} \quad (9)$$

که در آن λ_1 ، X_F و T_F شوری آب دریا، گرما نهان کندانس شدن و دما آب ورودی به اثرها هستند. میزان شورا به اثر اول را می‌توان با در نظر گرفتن تعادل جرم به شرح زیر محاسبه کرد:

$$B_1 = F_1 - V_1 \quad (10)$$

شبیه سازی MED تهیه شده در این مطالعه مطابق با نتایج گزارش شده در [۱۷] است.

۵- نتایج مدل سازی

مدل سازی در محیط MATLAB انجام شده است. R600a به عنوان سیال کاری در نظر گرفته شد. نتایج به دست آمده در دو بخش ارائه می شود. بخش اول نتایج مدل سازی که توسط متغیرهای طراحی از پیش تعریف شده بدست آمده است، مورد بحث قرار می گیرد. بخش دوم شامل مطالعه پارامتری برای درک تأثیر پارامترهای طراحی بر عملکرد سیستم است. در جدول ۲ داده های ورودی مورد نیاز برای مدل سازی ارائه شده است.

جدول (۳) نتایج مدل سازی را ارائه می دهد. همانطور که در جدول نشان داده شده است، ORC می تواند ۳۸۷/۹۵ کیلو وات توان خالص تولید کند و MED می تواند ۷/۰۴ متر مکعب بر ساعت آب شیرین تولید کند. راندمان انرژی سیستم ۴۹/۶۷٪ و نرخ کل هزینه ۳/۹۶ دلار در ساعت است. تخریب انرژی هر جزء و سهمش در تخریب کل در شکل (۲) نشان داده شده است. بدیهی است که حداکثر تخریب انرژی در اواپراتور رخ می دهد که نتیجه اختلاف دما بالا بین روغن انتقال حرارت و سیال کاری است. کندانسور سیکل رانکین، ریکوپراتور، اثر اول MED و توربین با میانگین تخریب انرژی ۵۷،۳ کیلو وات به ترتیب در رده های بعدی قرار دارند. علاوه بر این، همانطور که در شکل (۲) نشان داده شده است، تخریب انرژی در اثر ۲ تا اثر ۵ کمی افزایش می یابد. به طور کلی، شیکل رانکین آلی مناسب ۶۷٪ کل تخریب انرژی است در حالی که برای واحد آب شیرین کن مقدار آن ۳۳٪ است.

۶- مطالعه پارامتری

بررسی اولیه نشان داد که ۳ پارامتر با بیشترین تأثیر در عملکرد سیستم وجود دارد که عبارتند از: دما روغن انتقال حرارت، فشار ورودی توربین و اختلاف دما پمپ پوینت در اواپراتور. تغییرات عملکرد سیستم به دلیل تغییر در این پارامترها در این بخش بررسی می شود. تغییرات عملکرد سیستم به دلیل تغییر دما روغن در شکل (۳) ارائه شده است. این شکل نشان می دهد که با افزایش دمای روغن، تولید الکتریسیته افزایش می یابد.

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{ch} &= \dot{m} \times (N_{mol}(X, M_w, M_s) \times (10^{-3}) \times \\ &(8.314) \times T_0 \times (-X_w \times \log X_w - X_s \times \log X_s)) \\ X_w &= \frac{N_{pure}(X, M_w)}{N_{mol}(X, M_w, M_s)} \\ X_s &= \frac{N_{salt}(X, M_s)}{N_{mol}(X, M_w, M_s)} \\ N_{pure} &= \frac{1000 - X}{M_w} \end{aligned} \quad (22)$$

که در آن X_w و X_s کسر مولی از آب و نمک هستند. M_w و M_s وزن مولی آب و نمک هستند که به ترتیب برابر با ۱۸ و ۵۸/۵ گرم در مول است. روابط مربوط به تخریب انرژی اجزای سیستم به شرح زیر است:

اواپراتور:

$$\dot{E}x_{D,Eva} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_6 - \dot{E}x_2 - \dot{E}x_7 \quad (23)$$

کندانسور:

$$\dot{E}x_{D,ORC,Con} = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_4 - \dot{E}x_0 \quad (24)$$

ریکوپراتور:

$$\dot{E}x_{D,Recu} = \dot{E}x_5 + \dot{E}x_8 - \dot{E}x_6 - \dot{E}x_9 \quad (25)$$

توربین:

$$\dot{E}x_{D,T} = \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 - \dot{W}_T \quad (26)$$

پمپ:

$$\dot{E}x_{D,P} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_5 + \dot{W}_P \quad (27)$$

افکت اول واحد آب شیرین کن:

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{D,MED,eff} &= \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{Fi} + \dot{E}x_{Bi-1} - \dot{E}x_{Bi} \\ &- \dot{E}x_3 - \dot{E}x_{Vi} \end{aligned} \quad (28)$$

دیگر افکت های واحد آب شیرین کن:

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{D,MED,eff} &= \dot{E}x_{Vi-1,vap} + \dot{E}x_{Fi} + \dot{E}x_{Bi-1} \\ &- \dot{E}x_{Bi} - \dot{E}x_{Vi-1,liq} - \dot{E}x_{Vi} \end{aligned} \quad (29)$$

کندانسور واحد آب شیرین کن:

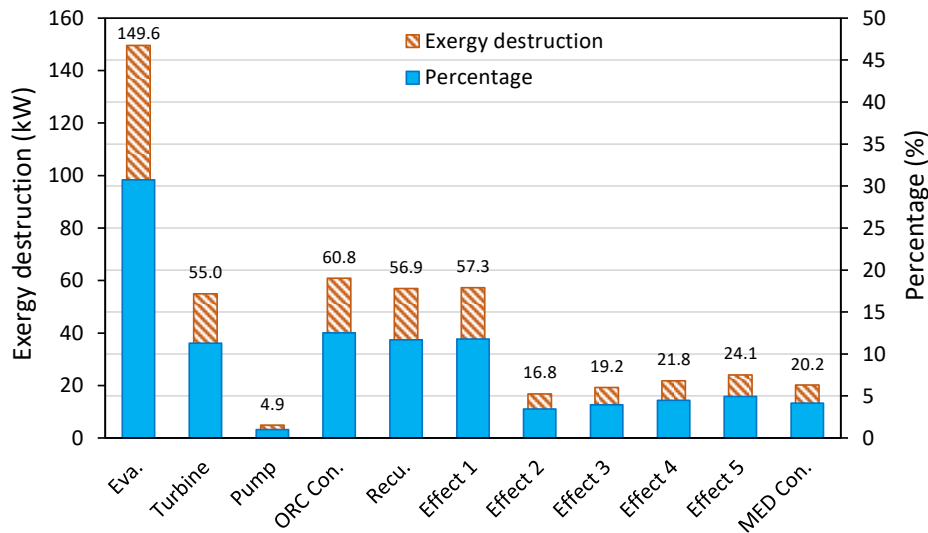
$$\begin{aligned} \dot{E}x_{D,MED,Con} &= \dot{E}x_{V5,vap} + \dot{E}x_{CW,in} - \dot{E}x_{CW,out} \\ &- \dot{E}x_{V5,liq} \end{aligned} \quad (30)$$

برای ارزیابی عملکرد سیستم پیشنهادی از راندمان انرژی استفاده می شود که به شکل زیر برای چرخه پیشنهادی است:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{ORC} + \dot{E}x_{V_{tot}}}{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_3} \quad (31)$$

۴- صحت سنجی

نتایج مدل سازی حاضر با نتایج به دست آمده از مقاله [۱۷] مقایسه شده است. جدول (۱) نشان می دهد که نتایج کد



شکل (۲) مقدار و درصد تخریب انرژی اجزاء.

جدول (۳) نتایج مدل سازی.

| مقدار | پارامترهای خروجی |
|--------|--|
| ۳۸۷/۹۵ | برق تولیدی سیکل رانکین آلی (kW) |
| ۷/۰۴ | مقدار آب شیرین تولیدی (m ³ /hr) |
| ۴۸۶/۵۸ | مقدار تخریب انرژی (kW) |
| ۴۹/۶۷ | راندمان انرژی (%) |

در حالی که روند کاهشی برای تولید آب شیرین وجود دارد. افزایش دمای روغن منجر به افزایش انتقال حرارت درون اواپراتور و از این رو افزایش نرخ جرمی سیال کاری در سیکل رانکین آلی می شود. این به نوبه خود، به افزایش تولید برق کمک می کند. با این حال، با وجود افزایش انتقال حرارت در اواپراتور، گرما کمتری به اثر اول واحد آب شیرین کن می رسد و منجر به کاهش تولید آب شیرین می شود. اگرچه تاثیر دما روغن بر میزان تولید آب شیرین از دما ۲۰۸ درجه به بعد بسیار کم می شود.

تغییرات انرژی در شکل (۴) نشان داده شده است. حداکثر مقدار ۵۰٪ در دمای ۱۸۴ درجه سانتیگراد برای راندمان انرژی بدست آمده است. این روند افزایش-کاهشی به دلیل آن است که هم انرژی ورودی به سیستم و هم انرژی مفید تولیدی همزمان افزایش می یابند. برای دمای روغن کمتر از ۱۸۴ درجه سانتیگراد، افزایش انرژی خروجی بر افزایش انرژی ورودی حاکم است، بنابراین راندمان انرژی افزایش می یابد. با این حال، بالاتر از ۱۸۴ درجه سانتیگراد، انرژی ورودی با سرعت بیشتری نسبت به انرژی خروجی افزایش می یابد و منجر به کاهش راندمان انرژی می شود.

جدول (۱) مقایسه نتایج بدست آمده از پژوهش حاضر با نتایج

مرجع [۱۷].

| ال موتاز | این مطالعه | تعداد افکت ها (kPa) | شرایط کاری: |
|----------|------------|---------------------|-----------------------|
| ۶ | ۶ | ۲۵۰۰ | فشار بخار محرک (kg/s) |
| ۲۱,۲ | ۲۱,۲ | ۱۸۳/۲ | دبی بخار محرک |
| ۱۸۳/۲ | ۱۸۸/۰ | | مقدار آب تولیدی |

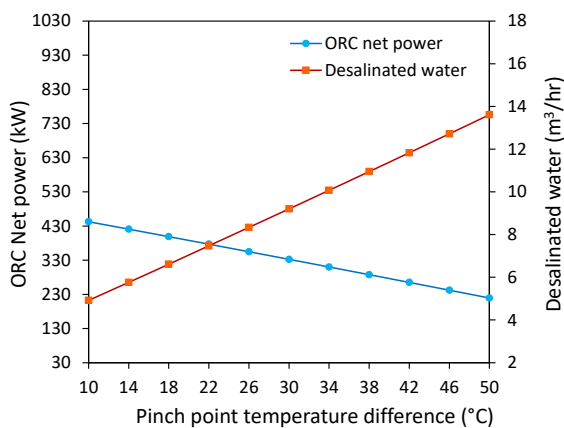
جدول (۲) ورودی های مسئله.

| مقدار | پارامترهای ورودی |
|-------|--------------------------------|
| ۰/۱۰۱ | فشار محیط (MPa) |
| ۲۵ | دما محیط (°C) |
| ۲۰۰ | دما روغن انتقال حرارت (°C) |
| ۰/۵ | فشار روغن انتقال حرارت (MPa) |
| ۲۵ | اختلاف دما ترمینال (°C) |
| ۲۰ | اختلاف دما پمپ اواپراتور (°C) |
| ۲/۵ | فشار ورودی توربین (MPa) |
| ۳۵ | دما کندانسور (°C) |
| ۸۰ | راندمان آیزنتروپیک پمپ (%) |
| ۸۵ | راندمان آیزنتروپیک توربین (%) |
| ۰/۷ | راندمان ریکوپراتور |
| ۵ | تعداد افکت واحد آب شیرین کن |
| ۷۰ | دما افکت اول (°C) |
| ۴۵ | دما افکت آخر (°C) |
| ۳۶ | شوری آب دریا (g/kg) |
| ۷۰ | بیشینه شوری پس آب خروجی (g/kg) |

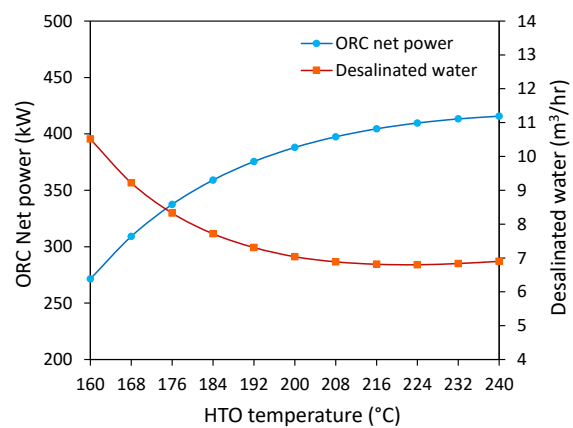
تأثیر فشار ورودی توربین بر عملکرد سیستم در شکل (۷) نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، با افزایش فشار از ۱/۶ به ۳/۲ مگاپاسکال، سبب افزایش قدرت و تولید آب شیرین به ترتیب ۳۰٪ و ۷٪ افزایش می‌یابد. این مشاهدات را می‌توان به شرح زیر توضیح داد:

افزایش فشار اواپراتور با دما اشباع بالاتر همراه است. در حالی که اختلاف دما پینچ پوینت ثابت نگه داشته می‌شود، افزایش دمای اشباع سبب می‌شود که روغن اواپراتور را با دمای بالاتری ترک کند و در نتیجه، گرما کمتری از روغن به سیال کاری منتقل شود. کاهش انتقال حرارت باعث کاهش نرخ جرمی سیال کاری می‌شود. اما اختلاف فشار ورودی و خروجی توربین نیز همزمان افزایش می‌یابد. نتیجه این دو اثر متضاد، تولید بیشتر برق توسط توربین است.

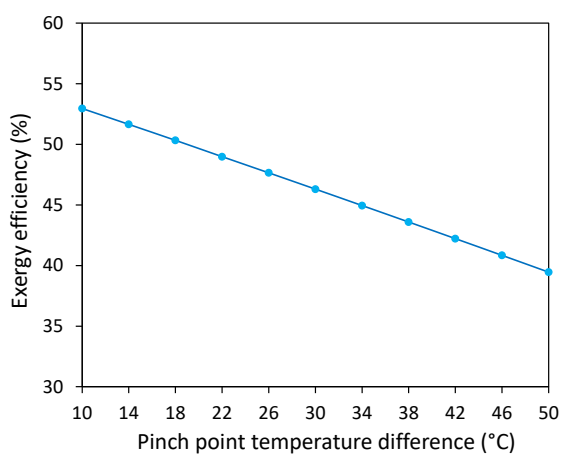
شکل (۵) نشان می‌دهد که چگونه سیستم نسبت به تغییر اختلاف دما پینچ پوینت واکنش نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود، با افزایش اختلاف دما، میزان انتقال حرارت در اواپراتور کاهش می‌یابد و بنابراین نرخ جرمی و توان خروجی کاهش می‌یابد. علاوه بر این، افزایش اختلاف دما منجر به افزایش تولید آب شیرین می‌شود. کاهش انتقال حرارت از روغن انتقال حرارت به سیکل رانکین آلی منجر به تأمین انرژی بیشتر از روغن به واحد آب شیرین کن و از این رو، ظرفیت تولید آب شیرین بیشتر می‌شود. شکل (۶) نشان می‌دهد که راندمان انرژی افزایش یافته و این به دلیل تولید برق کمتری است. شایان ذکر است که اگرچه تولید آب شیرین افزایش می‌یابد، اما کاهش تولید برق تأثیر قوی تری بر انرژی مفید خروجی دارد که بر افزایش تولید آب شیرین حاکم است.



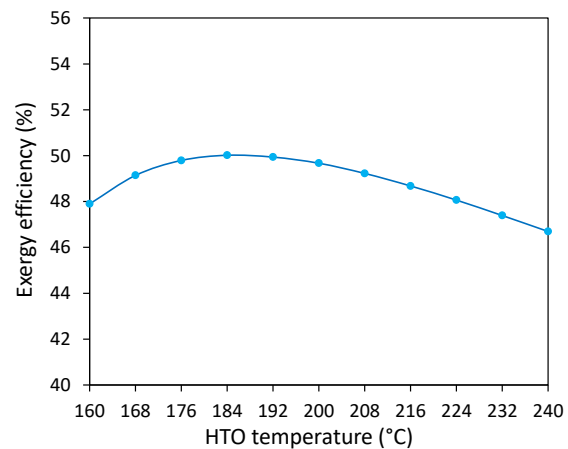
شکل (۵) تأثیر اختلاف دما پینچ پوینت بر مقدار توان خروجی و آب شیرین.



شکل (۳) تأثیر دما روغن انتقال حرارت بر مقدار توان خروجی و آب شیرین.



شکل (۶) تأثیر اختلاف دما پینچ پوینت بر راندمان انرژی.



شکل (۴) تأثیر دما روغن انتقال حرارت بر راندمان انرژی.

نتایج نشان داد که مورد مطالعه قادر به تولید ۳۸۷/۹۵ کیلو وات برق و ۷/۰۴ متر مکعب در ساعت آب شیرین تولید کند و دارای راندمان اگزرژی ۴۹/۶۷٪ است. تحلیل اگزرژی نشان می‌دهد ۶۷٪ کل تخریب اگزرژی در سیکل رانکین و مابقی در واحد آب شیرین کن اتفاق می‌افتد.

۸- فهرست علائم و اختصارات

| | |
|---------------|-----------------------------|
| B | دبی جرمی شورا به (kg/s) |
| CW | دبی جرمی آب خنک کن (kg/s) |
| Cp | ظرفیت گرمایی ویژه (kJ/kg.K) |
| $\dot{E}x$ | اگزرژی (kW) |
| e_x | اگزرژی ویژه (kW/kg) |
| $\dot{E}x_D$ | تخریب اگزرژی (kW) |
| F | آب دریا ورودی (kg/s) |
| h | آنتالپی ویژه (kJ/kg) |
| \dot{m} | دبی جرمی (kg/s) |
| M | جرم مولی (g/mol) |
| p | فشار (kPa) |
| \dot{Q} | انتقال حرارت (kW) |
| \bar{R} | ثابت جهانی گازها (J/mol.K) |
| T | دما (K, °C) |
| v | دبی جرمی بخار تولیدی (kg/s) |
| \dot{W} | توان (kW) |
| X | شوری (g/kg) |
| علائم یونانی | |
| ε | اثر بخشی مبدل حرارتی (kg/s) |
| η | راندمان (%) |
| λ | گرما نهان میعان (kJ/kg) |

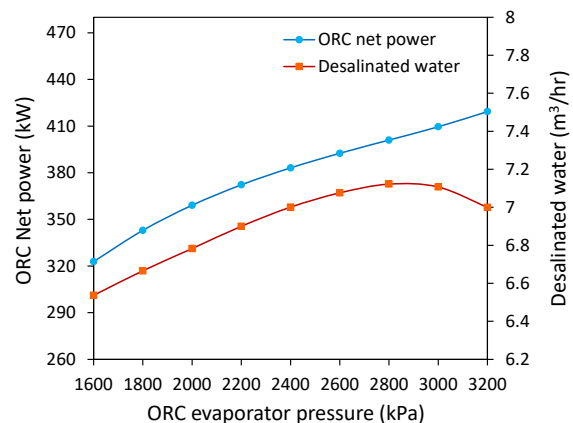
۹- مراجع

- [1] Moghimi, M., Emadi, M., Ahmadi, P., Moghadasi, H., "4E Analysis and Multi-Objective Optimization of a CCHP Cycle based on Gas Turbine and Ejector Refrigeration", Applied Thermal Engineering, Vol. 141, pp. 516-530, 2018.
- [2] Hoang, A. T., "Waste Heat Recovery from Diesel Engines based on Organic Rankine Cycle", Applied Energy, Vol.231, pp.138-166, 2018.
- [3] Sanaye, S., Emadi, M., Refahi, A., "Thermal and Economic Modeling and Optimization of a Novel Combined Ejector Refrigeration Cycle",

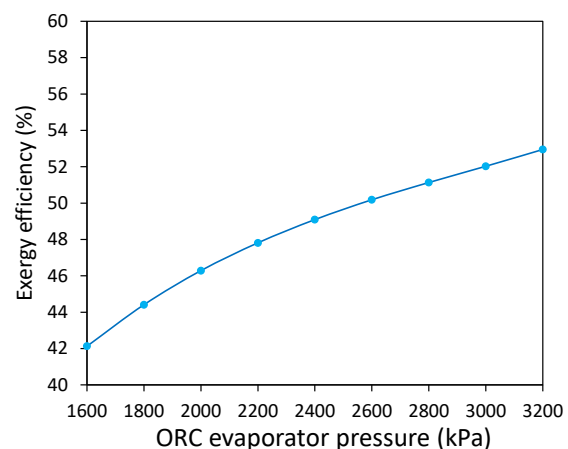
علاوه بر این، انتقال حرارت کمتر در اواپراتور، به معنای افزایش انرژی داده شده به واحد آب شیرین کن و در نتیجه تولید بیشتر آب شیرین با حداکثر ۱۲/۷ متر مکعب در ساعت در ۲۸۰۰ کیلوپاسکال است. از آنجا که از اگزرژی ورودی ثابت است، با افزایش تولید الکتریسیته و آب شیرین با افزایش فشار ورودی توربین، می‌توان افزایش راندمان اگزرژی را مطابق شکل (۸) پیش بینی کرد.

۷- نتیجه گیری

در این پژوهش یک سیستم جدید برای بازیابی گرما اتلافی یک موتور دیزل دریایی برای تولید برق و آب شیرین پیشنهاد شده است. گرما اتلافی گازهای خروجی به عنوان منبع حرارتی ابتدا در سیکل رانکین آلی و سپس برای واحد آب شیرین کن استفاده شد.



شکل (۷) تاثیر فشار اواپراتور بر مقدار توان خروجی و آب شیرین



شکل (۸) تاثیر فشار اواپراتور بر راندمان اگزرژی

- Water of a Diesel Engine”, *Desalination*, Vol.404, pp.112–120, 2017.
- [15] Baccioli, A., Antonelli, M., Desideri, U., Grossi, A., “Thermodynamic and Economic Analysis of the Integration of Organic Rankine Cycle and Multi-Effect Distillation in Wwaste-Heat Recovery Applications”, *Energy*, Vol.161, pp.456–469, 2018.
- [16] Moghimi, M., Emadi, M., Mirzazade Akbarpoor, A., Mollaei, M., “Energy and Exergy Investigation of a Combined Cooling Heating, Power Generation, and Seawater Desalination System”, *Applied Thermal Engineering*, Vol.140, pp.814–827, 2018.
- [17] Al-Mutaz, I. S., Wazeer, I., “Development of a Steady-State Mathematical Model for MEE-TVC Desalination Plants”, *Desalination*, Vol.351, pp.9–18, 2014.
- International Journal of Refrigeration, Vol.98, pp.480–493, 2019.
- [4] Yun, E., Park, H., Yoon, S. Y., Kim, K. C., “Dual Parallel Organic Rankine Cycle (ORC) System for High Efficiency Waste Heat Recovery in Marine Application”, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol.29, No.6, pp.2509–2515, 2015.
- [5] Salimi, M., Amidpour, M., “Modeling, Simulation, Parametric Study and Economic Assessment of Reciprocating Internal Combustion Engine Integrated with Multi-Effect desalination unit”, *Energy Conversion and Management*, Vol.138, pp.299–311, 2017.
- [6] AlZahrani, A. A., Dincer, I., “Comparative Energy and Exergy Studies of Combined CO₂ Brayton-Organic Rankine Cycle Integrated with Solar Tower Plant”, *International Journal of Exergy*, Vol.26, No.1/2, p.21, 2018.
- [7] Singh, D. V., Pedersen, E., “A Review of Waste Heat Recovery Technologies for Maritime Applications”, *Energy Conversion and Management*, Vol.111, pp.315–328, 2016.
- [8] Shi, L., Shu, G., Tian, H., Deng, S., “A Review of Modified Organic Rankine cycles (ORCs) for Internal Combustion Engine Waste Heat recovery (ICE-WHR)”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.92, pp.95–110, 2018.
- [9] Lion, S., Taccani, R., Vlaskos, I., Scrocco, P., Vouvakos, X., Kaiktsis, L., “Thermodynamic Analysis of Waste Heat Recovery using Organic Rankine Cycle (ORC) for a Two-Stroke Low Speed Marine Diesel Engine in IMO Tier II and Tier III Operation”, *Energy*, Vol.183, pp.48–60, 2019.
- [10] Shu, G., Liu, P., Tian, H., Wang, X., Jing, D., “Operational Profile based Thermal-Economic Analysis on an Organic Rankine Cycle using for Harvesting Marine Engine’s Exhaust Waste Heat”, *Energy Conversion and Management*, Vol.146, pp.107–123, 2017.
- [11] Yu, G., Shu, G., Tian, H., Wei, H., Liu, L., “Simulation and Thermodynamic Analysis of a Bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of Diesel Engine (DE)”, *Energy*, Vol.51, pp.281–290, 2013.
- [12] Ouyang, T., Su, Z., Gao, B., Pan, M., Chen, N., Huang, H., “Design and Modeling of Marine Diesel Engine Multistage Waste Heat Recovery System Integrated with Flue-Gas Desulfurization”, *Energy Conversion and Management*, Vol.196, pp.1353–1368, 2019.
- [13] Khawaji, A. D., Kutubkhanah, I. K., Wie, J.-M., “Advances in Seawater Desalination Technologies”, *Desalination*, Vol.221, No.1–3, pp.47–69, 2008.
- [14] Zhang, F., “A Low-Temperature Multi-Effect Desalination System Powered by the Cooling