

مدلسازی ترمودینامیکی، اگزرژیواکنومیکی و اگزرژیو محیط زیستی آب شیرین کن MED

محمدحسن خوش گفتارمنش* استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه قم، قم، ایران

حامد چراغ کارشناس، پژوهشکده محیط زیست، دانشگاه قم، قم، ایران

محمد تولمی مربی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه قم، قم، ایران

چکیده

یکی از روش‌های تولید آب شیرین به کارگیری آب شیرین کن‌های گرمایی چندمرحله‌ای تبخیری (MED) برای شیرین سازی آب دریاست که به روش تبخیری-تقطیری عمل می‌کنند. تولید آب با هزینه قابل قبول، در کشورهای حوزه خلیج فارس مانند ایران که دارای مناطق خشک و کم آب هستند، از اهمیت بالایی برخوردار است و از طرفی اثرات زیست محیطی که با تولید آب برجا می‌ماند باید در حد قابل قبولی باشد. هدف اصلی این مقاله استفاده از دقیق ترین مدلسازی ترمودینامیکی به منظور ارزیابی اگزرژیوتیک، اگزرژیواکنومیک و بررسی اثرات زیست محیطی بر پایه تحلیل اگزرژی می‌باشد. در این تحقیق از یک مدل بهبودیافته دقیق برای شبیه سازی آب شیرین کن MED استفاده شده است. سپس مدلسازی و تحلیل اگزرژیوتیک و اگزرژیواکنومیک بر مبنای نتایج شبیه سازی دقیق انجام شده است. در ادامه متغیرهای اقتصادی و اگزرژیواکنومیکی مربوطه محاسبه گردیده است. در ادامه هزینه نهایی تولید آب و میزان اثرات زیست محیطی محصول مورد ارزیابی قرار گرفته است. در نهایت متغیرهای اگزرژیوتیکی، اگزرژیواکنومیکی و اگزرژیو محیط زیستی در شرایط مختلف مورد ارزیابی قرار گرفته است. **واژه‌های کلیدی:** مدلسازی ترمودینامیکی، آب شیرین کن چندمرحله‌ای تبخیری، اگزرژیواکنومیک، اگزرژیو محیط زیستی.

Thermodynamic, Exergoeconomic and Exergoenvironmental Modeling of MED Desalination

M. H. Khoshgoftar Manesh
H. Cheragh
M. Tolami

Mechanical Engineering Department, University of Qom, Qom, Iran
Center of Environmental Research, University of Qom, Qom, Iran
Mechanical Engineering Department, University of Qom, Qom, Iran

Abstract

One of the important methods for seawater desalination is Multi Effect Desalination (MED). The economic and environmental seawater desalination in Persian Gulf countries is very important. The main purpose of this paper, using accurate thermodynamic modeling for exergetic, exergoeconomic and exergoenvironmental modeling and simulation of MED desalination. In this paper, an accurate improved thermodynamic model has been applied for simulation of MED desalination. Next, exergetic, exergoeconomic modeling and analysis have been performed based on accurate simulation data. In this regard, economical and exergoeconomic parameters have been calculated using an accurate data. Furthermore, the cost of water production and environmental impacts of the final product have been evaluated. Finally, exergetic, exergoeconomic and exergoenvironmental parameters in different conditions have been evaluated.

Keywords: Thermodynamic Modeling, MED Desalination, Exergoeconomic, Exergoenvironmental.

مورد پارامترهای کلیدی در حالت بهینه سازی نمی‌دهد. در روشی که الدوسکی و همکاران ارائه داده‌اند [۴] حجم محاسبات بالا است و نیاز به کد نویسی زیاد می‌باشد و درعین حال اطلاعات ترمودینامیکی کمتری در مورد مدل ترمودینامیکی در اختیار کاربر قرار می‌دهد که در دو حالت پایه [۵] و با جزئیات [۴ و ۵] مدل را توسعه داده‌اند. کاسمیرو و همکاران [۶] مدلسازی یک آب شیرین کن تبخیری با متمرکز کننده خورشیدی در نرم افزار Transtys مورد مطالعه قرار دادند. در این تحقیق از روش الدوسکی برای مدلسازی ترمودینامیکی استفاده شده است. در تحقیقی مشابه در سال ۲۰۱۵ توسط کاسمیرو و همکاران [۷] مدلسازی MED و متمرکز کننده خورشیدی را برای نیروگاه سیسیل مورد بررسی قرار دادند. آرمیباویل و همکاران [۸] مدلسازی و شبیه سازی دینامیکی یک فرآیند MED استخراج و مورد بررسی قرار گرفت. صدری و همکاران [۱۰] بهینه سازی عملکرد واحد آب شیرین کن MED-TVC قشم با استفاده از گرمای اتلافی به کمک بویلر بازیاب را

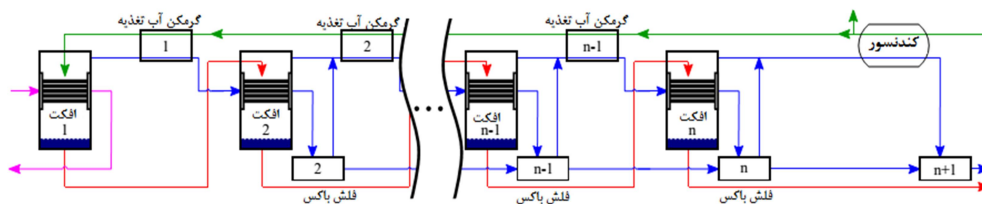
۱- مقدمه

همان گونه که نیاز به آب شیرین امروزه در حال افزایش است، نیاز به توسعه و اجرای تکنولوژی‌های شیرین سازی آب در محدوده‌های گسترده در حال افزایش است [۱]. با وجود بهبودهای حاصل در روش اسمز معکوس در سال‌های اخیر، ولی همچنان نیاز به روش‌های گرمایی برای شیرین سازی آب مورد توجه می‌باشد. مخصوصاً زمانی که آب شور دریا با شوری، دما و یا آلودگی بالا وارد آب شیرین کن شود [۱]. در خصوص مدلسازی ترمودینامیکی آب شیرین کن‌های نوع تبخیری، روش‌های مختلفی ارائه شده است. درویش و همکاران [۲] روشی تخمینی برای مدل آب شیرین کن‌های گرمایی چندمرحله‌ای ارائه داده‌اند. این روش بر اساس فرضیات ساده استوار است. الساید و سیلور [۳] روشی را توسعه داده‌اند که از روابط ساده ترمودینامیکی تبعیت می‌کند. با این حال که قابلیت شبیه سازی دارد ولی حساسیت کافی در

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: m.khoshgoftar@qom.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۶/۰۵/۰۴

تاریخ پذیرش: ۹۸/۰۲/۰۲



شکل ۱- طرحواره MED به صورت جلو رونده [۱]

۲-۲- فرضیات

- جریان در حالت پایا می‌باشد.
- در هر مرحله از افت گرمایی صرف نظر می‌شود.
- بخارهای حاصله بدون نمک بوده و نیاز به قطره‌گیر^۳ نیست.
- سیستم به صورت پایا می‌باشد (میزان شوری محصول آب 0g/kg می‌باشد)
- محیط هر مبادله‌کن در هر مرحله به قدر کافی بزرگ می‌باشد که بخار موجود تبدیل به مایع اشباع (x=0) در فشار مرحله‌ی قبلی می‌شود.
- از اتلاف NEA صرف نظر شده است.
- ضریب انتقال گرمای کلی به صورت میانگین در کل طول مبادله‌کن می‌باشد.
- صعود نقطه جوش (BPE) در نظر گرفته می‌شود و در ابتدای کدنویسی برابر یک در نظر گرفته می‌شود.
- ضریب انتقال گرما کلی در هر مرحله، گرمکن آب تغذیه و چگالنده تابعی از دما می‌باشد [۱].

۲-۳- مرحله

آب تغذیه (F) وارد این محفظه می‌شود و روی لوله‌های سری مبادله‌کن داخل مرحله ریخته می‌شود. مشتقات حاصل (D_c) از مرحله قبلی که به صورت بخار می‌باشند وارد مرحله جدید می‌شوند و به صورت مایع اشباع (x=0) خارج می‌شوند. هر مرحله‌ای در فشاری کمتر از فشار اشباع آب ورودی به مرحله عمل می‌کند که این اختلاف فشار باعث ایجاد تبخیر ناگهانی و به وجود آمدن مقداری بخار (D_r) می‌شود.

۲-۳-۱- موازنه جرم

برای تمام مراحل معادلات زیر برقرار است:

$$F = B + D \quad (1)$$

$$D = D_b + D_f \quad (2)$$

$$F = B_e + D_f \quad (3)$$

برای مرحله اول $D_r = 0$ می‌باشد.

در این روابط F مقدار آب ورودی، B مقدار آب شور خروجی و D مقدار بخار خروجی می‌باشد.

مورد بررسی قرار دادند. ماها و همکاران [۱۱] مدلسازی و شبیه سازی یک فرآیند MED-TVC را با استفاده از نرم افزار Aspen Hysys انجام دادند. در ادامه لینهارد و همکاران روشی نوین [۱] توسعه داده‌اند که علاوه بر این نکته که ساده‌نویسی در کد نویسی را شامل می‌شود ولی داده‌های بیشتر، دقت بالاتر در محاسبه و عدم نیاز به روش‌های تکرار برای حل را شامل می‌شود. با توجه به اینکه دقت مدلسازی و ارزیابی سیستم‌های انرژی وابستگی کامل به مدلسازی ترمودینامیکی دارد در نتیجه از بین روش‌های مختلفی که برای مدلسازی ترمودینامیکی آب شیرین‌کن‌های گرمایی چندمرحله‌ای وجود دارد، دقیق‌ترین روش انتخاب شده است. در این تحقیق از روش لینهارد [۱] که در کد نویسی نیاز به ورودی کم و وارد کردن اطلاعات بیشتر نسبت به دو مدل بالا را دارا می‌باشد، استفاده شده است. تا کنون از روش مدلسازی و شبیه سازی در مدلسازی های اگزروزوتیک، اگزروزویست محیطی و اگزروزواقتصادی استفاده نشده است لذا استفاده از این مدل دقت محاسبات شبیه سازی و تحلیل های صورت گرفته را می‌برد. این مدلسازی به کمک نرم‌افزار EES انجام شده است. با توجه به اهمیت تحلیل‌های اگزروزوتیک، اگزروزواکنومیک و همچنین تحلیل اثرات زیست‌محیطی بر پایه اگزروزو محیط‌زیست، پس از مدلسازی دقیق ترمودینامیکی، مدلسازی اگزروزوتیک، اگزروزواکنومیک و اگزروزو محیط‌زیست برای آب شیرین‌کن نوع MED بصورت همزمان انجام شده است.

۲- مدلسازی ترمودینامیکی

۲-۱- روش کار آب شیرین‌کن MED

این روش از دو روش گرما دادن و تبخیر ناگهانی^۱، تولید بخار می‌کند. در این روش آب شور دریا که از قبل پیش‌گرمایش شده در مرحله اول گرمای مورد نیاز را از بخاری که به صورت زیرکش وارد لوله‌های تبخیرکننده شده می‌گیرد و به صورت دو سیال که یکی بخار و دیگری آب دریا با شوری بیشتر از مرحله اول خارج می‌شود.

بخار تولیدی برای مرحله بعدی منبع گرما شده و این چرخه برای مراحل بعدی تکرار می‌شود. آب ورودی برای مرحله بعدی آب شور مرحله قبلی است که بخار نشده است.

آرایش جریان آب تغذیه مورد استفاده در این روش به سه صورت جلو رونده (شکل ۱)، برگشتی و موازی می‌باشد که روش جلورونده دارای کارایی بالا نسبت به دو آرایش دیگر می‌باشد. در روش جلورونده جریان آب ورودی به هر مخزن (مرحله) با بخار تولیدی در یک جهت می‌باشند. در این مقاله از آرایش جلورونده استفاده شده است [۱].

¹ Flash

² Effect

³ Demister

۲-۳-۲ - موازنه شوری آب

موازنه جرم شوری آب توسط روابط (۴) و (۵) محاسبه می‌گردد:

$$F.X_F = B.X_B \quad (1)$$

$$F.X_F = B_e.X_{B_e} \quad (2)$$

۲-۳-۲ - موازنه انرژی

تغییر آنتالپی محصولات بخار مرحله قبل و میعانشان ($x=0$) به منظور تبدیل آب تغذیه به آب شور و بخار تولیدی از آب تغذیه استفاده می‌شود.

$$D_c D h_{D_c} = D \cdot h_D + B \cdot h_B - F \cdot h_F \quad (3)$$

$D h_{D_c}$: گرمای نهان بخار ورودی برای مرحله اول که به صورت بخار اشباع وارد می‌شود و به صورت مایع اشباع خارج می‌شود. برای مراحل بعدی به صورت ترکیبی از بخار و مایع وارد می‌شود و به صورت مایع اشباع خارج می‌شود.

D_c : این بخار برای مرحله اول مقدار بخار ورودی، برای مرحله دوم بخار ایجاد شده در مرحله اول و برای مراحل مابقی جمع بخار تولیدی در مرحله و محفظه تبخیر ناگهانی^۱ قبلی می‌باشد. میزان شوری باعث می‌شود که دمای جوش در هر مرحله متفاوت باشد. بخار تولید شده در هر مرحله به واسطه یک مقدار که BPE نامیده می‌شود به صورت بخار فوق گرم می‌باشد. بخارهای حاصله از هر مرحله در دمای اشباع میعان می‌شود.

$$T_{D_{sat}} = T_D - BPE \quad (4)$$

۲-۳-۲ - رابطه انتقال گرما

سطح مورد استفاده در چگالش بخار به حالت مایع باید به قدری باشد تا تمام بخار مرحله‌ی قبل به مایع تبدیل شود و در این مدت نیز گرما به آب تغذیه داده و بخار را برای مرحله بعدی فراهم آورد. در طول این فرآیند شاهد تغییر فاز در دو طرف لوله‌های مبادله‌کن هستیم که بهترین مدل برای این انتقال گرما استفاده از قانون سرمایش نیوتن می‌باشد.

$$D_c D h_{D_c} = A_e U_e (T_{D_{sat}}^{pre} - T_e) \quad (5)$$

ضریب انتقال گرمای کلی (U_e) از رابطه (۹) محاسبه می‌شود:

$$U_e = 10^{-3} [1939.1 + 1.40562(T_{D_{sat}}^{pre}) - 0.0207525(T_{D_{sat}}^{pre})^2 + 0.0023186(T_{D_{sat}}^{pre})^3] \quad (6)$$

$T_{D_{sat}}^{pre}$: این مقدار برای مرحله اول دمای بخار ورودی می‌باشد. برای مراحل مابقی دمای اشباع بخار در مرحله قبلی است.

A_e : سطح مقطع انتقال گرما در هر مرحله

۲-۴ - محفظه تبخیر ناگهانی

تمام ترکیبات چگالیده از هر مرحله با ترکیبات چگالیده توسط مرحله قبلی در محفظه‌ای به نام محفظه تبخیر ناگهانی جمع‌آوری می‌شوند که به دلیل اختلاف فشار مرحله قبلی با مرحله جدید پس در نتیجه فشار مشتقات مرحله قبلی کاهش می‌یابد و به فشار مرحله

جدید می‌رسد.

مقداری از آب مایع ورودی از پایین دست D_{bd}^{in} و مایع اشباع مرحله قبلی (D_c) در نتیجه‌ی این اختلاف فشار باعث ایجاد بخار (D_{fb}) می‌شود. این بخار جدید به سمت گرمکن آب تغذیه می‌رود و مایع باقیمانده (D_{bd}) به سمت محفظه تبخیر ناگهانی بعدی می‌رود.

باید توجه داشت که D_{bd} و D_{fb} در فشار مرحله جدید P_e است.

رابطه بقای جرم و انرژی را برای محفظه تبخیر ناگهانی می‌توان نوشت:

$$D_{bd} + D_{fb} = D_c + D_{bd}^{in} \quad (7)$$

$$D_{bd} \cdot h_{bd} + D_{fb} \cdot h_{fb} = D_c \cdot h_{D_c} + D_{bd}^{in} \cdot h_{D_{bd}^{in}} \quad (8)$$

آب خروجی را می‌توان تابعی از فشار مرحله و به صورت مایع اشباع در نظر گرفت. بخار خروجی نیز به صورت اشباع و در فشار مرحله خارج می‌شود. مرحله اول فاقد محفظه تبخیر ناگهانی می‌باشد و همچنین در مرحله دوم $D_{bd}^{in} = 0$ است. محفظه تبخیر ناگهانی آخری فقط کار اختلاط را انجام می‌دهد و احتیاجی به مدل کردن آن نیست.

۲-۵ - پیش گرمکن آب تغذیه

گرمکن آب تغذیه برای استفاده‌ی مجدد از گرما برای گرم کردن آب تغذیه و کاهش مصرف بخار \dot{m}_s مورد استفاده قرار می‌گیرد. در هر گرمکن آب تغذیه مقداری از بخار تولیدی هر مرحله و محفظه تبخیر ناگهانی چگالیده شده و باعث گرم شدن آب تغذیه می‌شود

یک موازنه انرژی و روش $LMTD$ نیاز است تا بتوان مساحت انتقال گرما را به دست آورد.

$$D_c (h_{D_c}^{in} - h_{D_c}^{out}) = \dot{m}_F (h_{m_F}^{out} - h_{m_F}^{in}) \quad (9)$$

$$D_c (h_{D_c}^{in} - h_{D_c}^{out}) = A_{fh} U_{fh} \left(\frac{T_{m_F}^{in} - T_{m_F}^{out}}{\ln \left(\frac{T_{D_{c,sat}} - T_{m_F}^{out}}{T_{D_{c,sat}} - T_{m_F}^{in}} \right)} \right) \quad (10)$$

$$U_{fh} = 10^{-3} [1617.5 + 0.1537(T_{D_{c,sat}}) + 0.1825(T_{D_{c,sat}})^2 - 0.00008026(T_{D_{c,sat}})^3] \quad (11)$$

$$T_{D_c} - T_{m_F}^{out} = TTD_h \quad (12)$$

۲-۶ - چگالنده

چگالنده همان پیش گرمکن آب تغذیه می‌باشد با این تفاوت که باید تمام بخار تولیدی در آخرین مرحله و محفظه تبخیر ناگهانی را به صورت مایع درآورد و برای این کار نیاز به آب ورودی بیشتری است.

$$D_c (h_{D_c}^{in} - h_{D_c}^{out}) = \dot{m}_{con} (h_{sw}^{out} - h_{sw}^{in}) \quad (13)$$

$$\dot{m}_{con} (h_{sw}^{out} - h_{sw}^{in}) = A_{con} U_{con} \left(\frac{T_{sw}^{out} - T_{sw}^{in}}{\ln \left(\frac{T_{D_{c,sat}} - T_{sw}^{in}}{T_{D_{c,sat}} - T_{sw}^{out}} \right)} \right) \quad (14)$$

ضریب انتقال گرمای کلی چگالنده از رابطه (۱۴) به دست می‌آید.

¹ Flash Box

۷-۲- ارتباط بین جریان‌ها

باید توجه داشت که آب شور خروجی به عنوان آب ورودی مرحله بعدی و بخار تولیدی به عنوان منبع گرما برای مرحله بعدی محسوب می‌شوند. بخار تولیدی در هر مرحله و محفظه تبخیر ناگهانی قبل از ورود به محفظه پیش‌گرمایش و چگالنده با هم ترکیب می‌شوند.

$$Dc|fh, con = D|eff + D|fb|fb \quad (15)$$

$$Dch_{Dc}^{in}|fh, con = DhD|eff + D|fbhD|fb|fb \quad (16)$$

۸-۲- پارامترهای عملکردی

بعد از محاسبه‌های بالایی می‌توان از پارامترهای عملکردی برای محاسبات و مقایسات استفاده کرد:

$$PR = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_s} \quad (17)$$

$$RR = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_F} \quad (18)$$

$$SA = \frac{\sum A_e + \sum A_{fh} + A_{con}}{\dot{m}_D} \quad (19)$$

$$\dot{m}_D = \sum_{i=1}^{i=n} D_i \quad (20)$$

رابطه (۲۰) میزان بخار تولیدی به بخار ورودی برای گرم کردن مرحله را نشان می‌دهد. رابطه (۲۱) میزان بخار تولیدی به آب ورودی را نشان می‌دهد که کوچک‌تر از یک می‌باشد و رابطه (۲۲) تمام سطح مورد نیاز به انتقال گرما به بخار تولیدی می‌باشد.

۹-۲- متغیرهای ورودی و خروجی

متغیرهایی که باید مشخص شود [۱]:

- تعداد مراحل (n): تعداد مراحل می‌تواند از تعداد ۳ تا ۲۰ عدد متفاوت باشد.
- دمای آخرین مرحله (T_e^n): این دما ۴۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته می‌شود.
- RR: نرخ بازیابی که برابر با ۰/۴ در نظر گرفته می‌شود.
- میزان بخار تولیدی (\dot{m}_D): مقدار بخار تولیدی کل که شامل بخارهای تولیدی در محفظه تبخیر ناگهانی نمی‌شود چون از بخار تولیدی که مایع شده بخار تولید می‌کند یا همان مقدار آب تولید شده است.
- دمای آب ورودی به چگالنده (T_{sw}^m): که این مقدار را می‌توان ۲۵ درجه سلسیوس در نظر گرفت.
- میزان شوری آب دریا برابر با ۴۲ g/kg در نظر گرفته شود
- میزان افزایش دما در چگالنده که ۱۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته می‌شود.
- اختلاف دما در پیش‌گرمکن‌ها (TTD_h) که ۵ درجه سلسیوس در نظر گرفته می‌شود
- سطح انتقال گرما برای تمام مراحل برابر است ولی از فرض تساوی سطوح انتقال گرما برای پیش‌گرمکن آب تغذیه استفاده نمی‌شود.
- برای راحتی ابتدا BPE را برابر با یک در نظر گرفته سپس از

توابع EES کمک گرفته شده است.

- دمای بخار گرمکن برای مرحله اول باید مشخص باشد که معمولاً ۷۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شود.
- مقدار آب شور ورودی (\dot{m}_F) برابر ۲.۵ kg/s در نظر گرفته شود [۱].

متغیرهایی که با حل مشخص می‌شوند:

- دمای تمام مراحل به جز دمای مرحله آخر
- بخارهای تولیدی در هر مرحله
- آب‌های ورودی و خروجی میزان شوری آن‌ها
- بخار مورد نیاز مرحله اول
- تمام سطح‌ها
- آب اضافی مورد نیاز در چگالنده
- به دست آوردن متغیرهای عملکردی

۱۰-۲- نکات کد نویسی در نرم‌افزار

به منظور به دست آوردن جواب معادلات در محیط EES نیاز به داشتن حدس اولیه خوب برای همگرایی و به دست آوردن جواب صحیح می‌باشد. این حدس اولیه برای تعداد کم معادلات به راحتی پیدا می‌شود ولی وقتی تعداد معادلات زیاد می‌شوند به دست آوردن این حدس اولیه مشکل و گاهی این حدس اولیه به قدری اشتباه می‌باشد که از محدوده مجاز برای توابع خارج شده و پیغام خطا ایجاد می‌شود. برای جلوگیری از این مشکل بهتر است نرم‌افزار ابتدا برای تعداد کم مرحله که باعث کاهش تعداد معادلات می‌شود، ثانیاً با کاهش معادلات غیرخطی که مشخصه آن BPE است که همان‌گونه که گفته شده ابتدا این مقدار یک در نظر گرفته شود تا نرم‌افزار قابلیت حل را داشته باشد. با توجه به اینکه با این کار جواب‌ها به دست می‌آیند می‌توان آن‌ها را به عنوان حدس اولیه برای نرم‌افزار به کار برد و تعداد مراحل را بیشتر و برای BPE نیز می‌توان از توابع نرم‌افزار استفاده کرد [۱۱].

۳- تحلیل اگزروزی

اگزروزی حداکثر کار قابل حصول از یک سیستم است هنگامی که آن سیستم به تعادل با محیط می‌رسد و در نتیجه مبنایی به عنوان برای تخصیص هزینه به جریان‌های سیستم در نظر گرفته می‌شود [۱۰]. برای محاسبه اگزروزی آب شور دریا نیازی به داشتن فرمول محاسبه نیست و این تابع در خود نرم‌افزار موجود می‌باشد. اگزروزی آب خالص نیز به صورت شیمیایی و فیزیکی می‌باشد. همچنین متغیرهای اصلی در مرجع [۱۱] قابل مشاهده می‌باشد.

۴- تحلیل اقتصادی

تحلیل اقتصادی دربرگیرنده هزینه تجهیزات که شامل استهلاک و نگهداری و هزینه سوخت مصرفی می‌باشد. به منظور تعریف تابع هزینه که به پارامترهای استهلاک سود وابسته هستند، هزینه تجهیزات تابعی از متغیرهای ترمودینامیکی تعریف می‌شوند. این توابع را می‌توان با برقراری رابطه متغیرهای ترمودینامیکی با هزینه تجهیز مورد نظر کرد [۱۲]. در برآورد و بهینه‌سازی هزینه یک سیستم تبدیل انرژی نیاز به مقایسه مقادیر سالانه هزینه سرمایه‌گذاری، هزینه سوخت، و مخارج

محاسبه می‌شود [۱۳]:

$$CC_L = TRR_L - FC_L - OMC_L \quad (26)$$

عبارت‌های زیر حاصل می‌شود:

$$FC_{0,steam} = C_{steam} \cdot t \cdot S \quad (27)$$

$$FC_{0,elec} = C_{elec} \cdot t \cdot \dot{W} \quad (28)$$

$$OMC_0 = DC \cdot CRF \cdot 0.02 \quad (29)$$

که در روابط بالا C_{elec} و C_{steam} به ترتیب نرخ واحد برق (\$/KWh) و بخار مصرفی (\$/ton) هستند. τ یا زمان عملکردی سالانه (۲۴۰۰۹۰۳۶۵) و \dot{W} تمام قدرتی که برای پمپ کردن جریان‌ها استفاده می‌شود S مقدار بخار مصرفی (ton/h) می‌باشد.

و در نهایت محاسبات قبلی برای محاسبه (\dot{Z}_k) توسط فرمول زیر استفاده می‌شود:

$$\dot{Z}_k = \frac{OMC_L + CC_L}{\tau} \cdot \frac{PEC_k}{\sum PEC_k} \quad (30)$$

در رابطه (۳۳) PEC نرخ خرید هر تجهیز می‌باشد که در جدول ۱ آمده است. فرضیات در نظر گرفته شده در حالت اقتصادی در جدول ۲ بیان شده است [۹-۱۳]:

۵- تحلیل ترموآکونومیک

در تحلیل ترموآکونومیک اگرزری مبنایی برای تخصیص هزینه‌هاست. نرخ هزینه برای هر جریان از حاصل ضرب نرخ اگرزری آن جریان حاصل می‌شود. با محاسبه نرخ هزینه مربوط به جریان‌ها می‌توان معادلات موازنه هزینه را برای هر جزء سیستم مورد مطالعه نوشت [۱۸]:

$$\sum \dot{C}_{product,k} = \sum \dot{C}_{Fuel,k} + \dot{Z}_k \quad (31)$$

$$\dot{Z}_K = \dot{Z}_K^{CI} + \dot{Z}_K^{OM} \quad (32)$$

عملکردی و نگهداری می‌باشد. این هزینه تجهیزات ممکن است به صورت قابل توجهی برای هر سال از عمر دستگاه متفاوت باشد. از این رو سطح بندی هزینه‌ها مطرح می‌شود که هزینه‌ها برای هر سال و برای هر تجهیز سطح بندی می‌شوند [۱۳]. مدل اقتصادی مورد استفاده در این پژوهش مبتنی بر روش نیازمندی کل^۱ است. در این روش تمام هزینه‌ها مرتبط با پروژه محاسبه و یک حد کمینه برای بازگشت سرمایه مورد نیاز در نظر گرفته می‌شود. نیازمندی درآمد کل سالیانه برای یک سیستم عبارت است از مقدار درآمدی که باید در آن سال از طریق فروش محصولات سیستم کسب شود به گونه‌ای که تمام هزینه‌های سیستم طی آن سال را جبران کند و عملکرد مقرون به صرفه‌ای برای سیستم فراهم آورد [۱۴].

برای محاسبه نیازمندی درآمد کل هم سطح شده از رابطه زیر کمک می‌گیریم [۱۴]:

$$TRR_L = CRF \sum_{i=1}^{BL} \frac{TRR_j}{(1+i_{eff})^i} \quad (21)$$

که در آن FC_0 یا نیازمندی درآمد کل در هر سال از عمر اقتصادی سیستم از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۳]:

$$TRR_j = TCR_j + ROI_j + FC_{j,elec} + FC_{j,steam} + OMC_j \quad (22)$$

ضریب بازگشت سرمایه از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۳]:

$$CRF = \frac{i_{eff}(1+i_{eff})^{BL}}{(1+i_{eff})^{BL}-1} \quad (23)$$

$$FC_L = FC_0 \cdot \frac{K_{FC}(1-K_{FC}^{BL})}{(1-K_{FC})} \cdot CRF \quad (24)$$

هزینه هم سطح تعمیرات و نگهداری نیز از ضرب هزینه‌ی تعمیرات و نگهداری سیستم در ابتدای سال اول (OMC_0) در یک مقدار ثابت محاسبه می‌شود [۱۴]:

$$OMC_L = OMC_0 \cdot \frac{K_{OMC}(1-K_{OMC}^{BL})}{(1-K_{OMC})} \cdot CRF \quad (25)$$

و در نهایت هزینه هم سطح شده سرمایه‌گذاری از رابطه زیر

جدول ۱- هزینه خرید تجهیزات به صورت تابعی از داده‌های ترمودینامیکی

معادله	جز سیستم
$PEC_{Eva,Cond} = 430 \times 0.582 \times UA \times DP_t^{-0.01} \times DP_s^{-0.1}$ $U: KW/m^2 \cdot k, A: m^2, DP: KPa$	تبخیرکننده یا چگالنده (\$)
$PEC_{Pump} = 1000 \times 32 \times 0.000435 \times (\dot{m}_{Water})^{0.55} \times DP^{0.55} \times (\frac{h}{1-h})^{1.05}$	پمپ (\$)
$PEC_{HX} = 1000 \times (12.86 + A^{0.8}) P A, m^2$	گرمکن آب تغذیه (\$)
معادله	جز سیستم

$$Y_{D,k} = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,total}} \quad (42)$$

$$C_F = \frac{\sum \dot{C}_{Fuel}}{\sum \dot{E}_{Fuel}} \quad (43)$$

$$C_P = \frac{\sum \dot{C}_{Productl}}{\sum \dot{E}_{Productl}} \quad (44)$$

$$\dot{C}_D = C_{Fuel} \cdot \dot{E}_D \quad (45)$$

$$f_k = \frac{\dot{Z}_{MED}}{\dot{C}_D + \dot{Z}_{MED}} \quad (46)$$

$$r_k = \frac{C_{P,k} - C_{F,k}}{C_{F,k}} \quad (47)$$

۶- تحلیل اگزروژن زیست محیطی

تحلیلی است که در آن از روش‌های اگزروژنی که در آن به تعیین و محاسبه محل، بزرگی، علت‌ها و اثرات زیست محیطی یک ترمودینامیک ناکارآمد در یک سیستم تبدیل انرژی می‌پردازد. همچنین این روش در سطح تجهیز نیز استفاده می‌شود [۱۹]. یک شاخص (یک عدد منفرد) اثرات زیست محیطی جریان‌های حامل اگزروژنی و سیستمی از اجزا را به صورت کلی را بیان می‌کند. Eco-indicator 99 یکی از همان شاخص‌ها است. باید به این نکته توجه کرد که محاسبه اثرات زیست محیطی همواره ذهنی بوده و با عدم قطعیت همراه است. شاخص زیست محیطی همانند همتای خود در تحلیل اگزروژنی اکونومیک می‌باشد [۱۹].

$$\dot{B}_{product,k} = \dot{B}_{Fuel,k} + \dot{Y}_k \quad (48)$$

اثر زیست محیطی و رابطه‌ی آن با اگزروژنی:

$$\dot{B}_k = b_K \cdot \dot{E}_{D,k} \quad (49)$$

اثر زیست محیطی و رابطه‌ی آن با اگزروژنی تخریبی:

$$\dot{B}_D = b_{Fuel,K} \cdot \dot{E}_{D,K} \quad (50)$$

اختلاف نسبی اثر زیست محیطی:

$$r_{b,k} = \frac{b_{P,k} - b_{F,k}}{b_{F,k}} \quad (51)$$

۷- نتایج

۷-۱- نتایج ترمودینامیکی

نتایج ترمودینامیکی طبق جدول ۳ برای تعداد هشت مرحله به دست آمده که طبق فرضیات بالا محاسبه شده‌اند. همان گونه که در این جدول مشاهده می‌کنید با افزایش تعداد مراحل بخار تولیدی در هر مرحله کاهش می‌یابد که نتیجه شورتر شدن آب ورودی به هر مرحله و

جدول ۲- فرضیات در نظر گرفته شده برای مدل اقتصادی

Parameters	Unit	Symbol	Value
Unit cost of electricity	(\$/kwh)	C_{Elec}	۰/۰۳
Unit cost of steam	(\$/ton)	C_{Steam}	۲
Useful life or BL	year	Y	۲۰
Interest Rate	%	i_{eff}	۷
Inflation electricity rate	%	r_{fce}	۵
Inflation steam Rate	%	r_{fCSte}	۵
Inflation Operating and Maintenance Cost	%	$r_{O\&M}$	۵
Direct Cost	\$	DC	۹۰۰۰۰
Work Consumption per kg produced fresh water	Kj/kg	\dot{W}	۱/۶

در هر قسمتی اگر N تا خروجی مجهول وجود داشت ، (N-1) معادله تکمیلی نیاز است [۱۸]. بر طبق رابطه بالا می‌توان رابطه (۳۴) برای آب شیرین کن توسعه داد:

$$\dot{C}_{steam} + \dot{C}_{Pump} + \dot{C}_{Sw,inlet} + \dot{Z}_{MED} = \dot{C}_{Distillate} + \dot{C}_{Brine} + \dot{C}_{Condensate} + \dot{C}_{Excess,Water} \quad (33)$$

طبق گفته بالا در نتیجه به سه معادله کمکی نیاز است: معادلات (۳۷،۳۸،۳۹) تمام مقادیری که واحد آن

\$/hour باشد را در عدد $\frac{24}{D_{Total}}$ ضرب می‌کنیم تا به واحد ملموس تر $\frac{\$/m^3}{day}$ تبدیل شود. شایان ذکر است که واحد D_{Total} به صورت $\frac{m^3}{day}$ می‌باشد [۲۰].

به دلیل اینکه اکثر این گونه سیستم‌ها دولتی هستند ، پولی جهت خرید آب دریا پرداخت نمی‌شود و آب دریا هیچ ارزشی مالی برای سیستم ندارد و مقدار برق مصرفی آن در کار کل پمپ‌ها در نظر گرفته می‌شود [۱۹] پس:

$$\dot{C}_{Sw,inlet} = 0 \quad (34)$$

$$\dot{C}_{Brine} = 0 \quad (35)$$

$$\dot{C}_{Excess,Water} = 0 \quad (36)$$

رابطه F-Rule را می‌نویسیم:

$$\frac{\dot{C}_{Steam}}{\dot{E}_{Steam}} = \frac{\dot{C}_{Condensate}}{\dot{E}_{Condensate}} \quad (37)$$

از طرفی هزینه ورودی‌های پمپ و بخار منبع گرما نیز در دسترس است:

$$\dot{C}_{Steam} = C_{steam} \cdot S \quad (38)$$

$$\dot{C}_{Pump} = C_{elec} \cdot \dot{W} \quad (39)$$

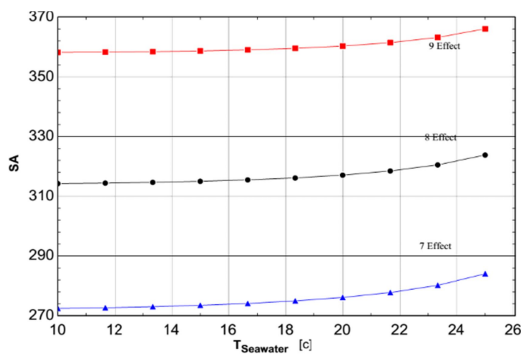
متغیرهای ترمو اکونومیکی به شرح زیر هستند:

$$\dot{E}_D = \dot{E}_F - \dot{E}_P \quad (40)$$

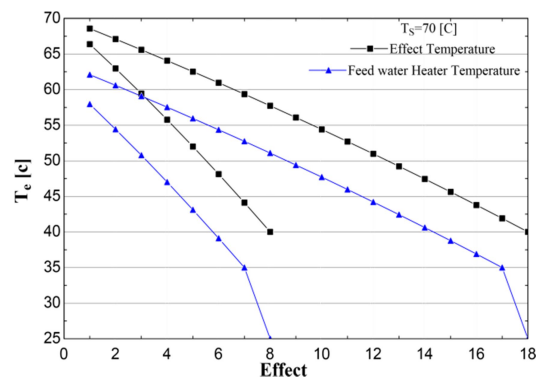
$$e_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (41)$$

جدول ۳- نتایج ترمودینامیک

تعداد مراحل	$A_E (m^2)$	$A_{FH} (m^2)$	$T_E (C)$	$D_E (\frac{kg}{s})$	$D_{EF} (\frac{kg}{s})$	$D_{FB} (\frac{kg}{s})$	$F_E (\frac{kg}{s})$	$U_E (\frac{kw}{m^2.C})$	$X_F (\frac{g}{kg})$	BPE
۱	۳۵/۵۷	۲/۳۵۵	۶۶/۳۷	۰/۱۲۹۲	.	.	۲/۵	۲/۷۳۱	۴۲	۰/۵۱۱۹
۲	۳۵/۵۷	۲/۵۰۴	۶۲/۹۶	۰/۱۲۸۱	۰/۰۱۳۷	۰/۰۰۰۷۹	۲/۳۷۱	۲/۶۰۴	۴۴/۲۹	۰/۵۳۰۹
۳	۳۵/۵۷	۲/۶۶۲	۵۹/۴۲	۰/۱۲۶۹	۰/۰۱۳۳	۰/۰۰۱۶۲	۲/۲۴۳	۲/۵۱	۴۶/۸۲	۰/۵۵۱۶
۴	۳۵/۵۷	۲/۸۲۹	۵۵/۷۷	۰/۱۲۵۷	۰/۰۱۲۹	۰/۰۰۲۴۹	۲/۱۱۶	۲/۴۲۳	۴۹/۶۳	۰/۵۷۴۵
۵	۳۵/۵۷	۳/۰۰۴	۵۲	۰/۱۲۴۴	۰/۰۱۲۴	۰/۰۰۳۴	۱/۹۹	۲/۳۴۳	۵۲/۷۶	۰/۵۹۹۹
۶	۳۵/۵۷	۳/۱۸۶	۴۸/۱۲	۰/۱۲۳۲	۰/۰۱۱۹	۰/۰۰۴۳۵	۱/۸۶۶	۲/۲۷۱	۵۶/۲۸	۰/۶۲۸۴
۷	۳۵/۵۷	۳/۳۷۵	۴۴/۱۲	۰/۱۲۱۹	۰/۰۱۱۴	۰/۰۰۵۳۳	۱/۷۴۳	۲/۲۰۷	۶۰/۲۶	۰/۶۶۰۵
۸	۳۵/۵۷		۴۰	۰/۱۲۰۶	۰/۰۱۰۸	۰/۰۰۶۳۴	۱/۶۲۱	۲/۱۵۱	۶۴/۷۹	۰/۶۹۷۱
چگالنده		۱۹/۳۳								



شکل ۴- تغییرات سطح ویژه به دمای متفاوت آب ورودی دریا، ورودی در سه MED با تعداد مراحل متفاوت

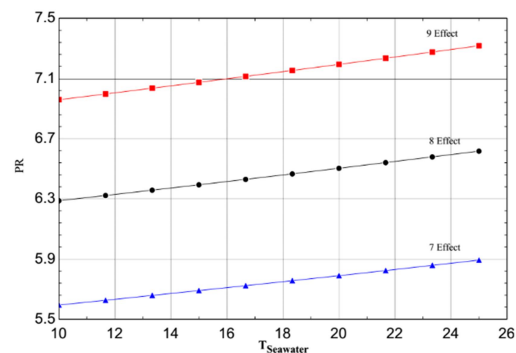


شکل ۲- نمودار افزایش دما در پیش گرمکن‌ها و چگالنده و کاهش دما در مراحل

مشاهده می‌شود با کاهش دمای آب شور ورودی به آب شیرین کن باعث کاهش راندمان آب شیرین کن گرمایی می‌شود زیرا انرژی مورد نیاز شیرین‌سازی با کاهش دما کاهش یافته لذا راندمان شیرین‌سازی کاهش می‌یابد. به منظور جبران کاهش راندمان با افزایش تعداد مراحل می‌توان کاهش راندمان را جبران نمود. همانطور که در شکل ۴ مشاهده می‌شود، سطح مورد نیاز در کل آب شیرین‌کن در دماهای پایین وابستگی به دمای آب ورودی ندارد. درحالی‌که در دماهای بالای ورودی که این دما نیز نباید از مقدار مشخصی بالاتر رود، این وابستگی را افزایش می‌دهد. در نتیجه با پایین نگه داشتن دمای ورودی به آب شیرین کن نیاز کمتری به سطح انتقال گرما به وجود می‌آید. شکل ۵ مساحت ویژه را نسبت به افزایش تعداد مراحل و افزایش دمای بخار ورودی به آب شیرین کن را بررسی می‌کند. هر چقدر تعداد افکت کمتر همچنین وابستگی نرخ کارایی به افزایش تعداد مراحل و افزایش دمای بخار ورودی به آب شیرین کن در شکل ۶ نشان داده شده است.

۲-۷- بررسی عملکردی از نظر انرژی

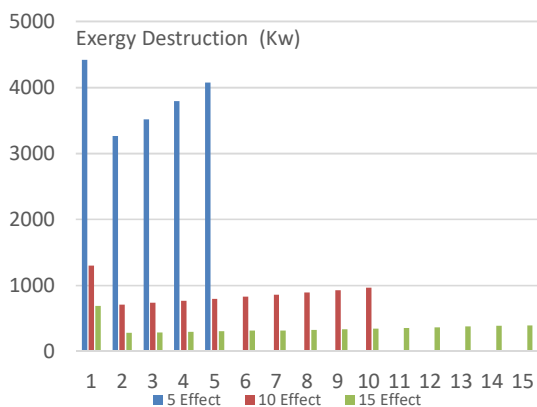
در تحلیل انرژی، باید متغیرهای اصلی مطابق با جدول ۴ محاسبه شده‌است. در تحلیل‌های انجام شده دبی مورد نظر برای تولید



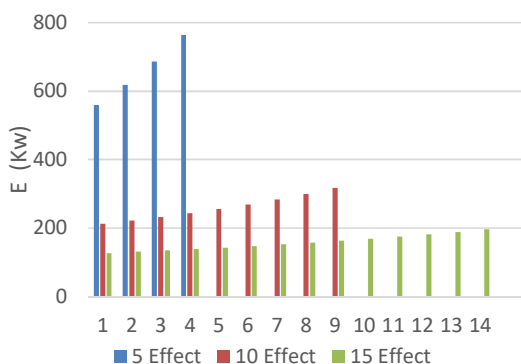
شکل ۳- نمودار نرخ کارایی یا GOR در دماهای متفاوت آب ورودی دریا در سه MED با تعداد مراحل متفاوت

کاهش آب ورودی می‌باشد. شکل ۲ بیانگر توزیع دما و اینکه افزایش دما در چگالنده و دما در مرحله آخر مقدار ثابتی می‌باشد و همان‌گونه که بین شده بود آب شور خروجی از گرمکن آب تغذیه اول در ورود به مرحله اول گرما داده می‌شود تا به حالت بخار برسد که این اختلاف در شکل ۲ قابل مشاهده می‌باشد. در شکل ۳ همان‌گونه که

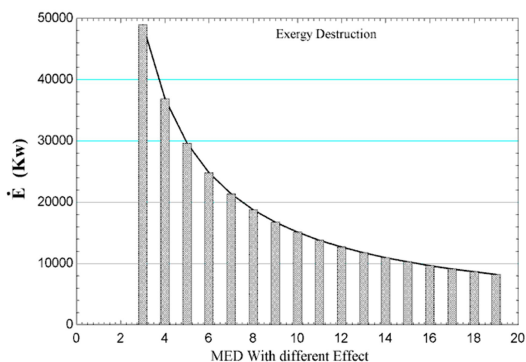
می‌شود این تخریب در مرحله اول زیاد و سپس با کاهش در مراحل



شکل ۷- تخریب اگزروژی در گرمکن‌های سه آب‌شیرین‌کن که ۱۰،۵ و ۱۵ مرحله ای می‌باشند

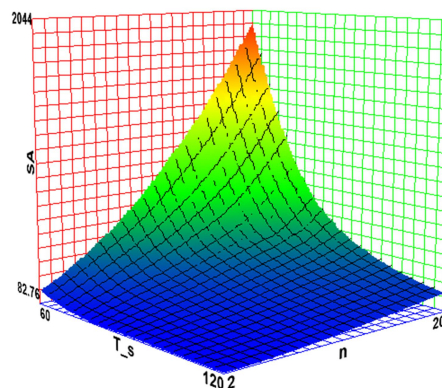


شکل ۸- تخریب اگزروژی در آب‌شیرین‌کن‌های متفاوت

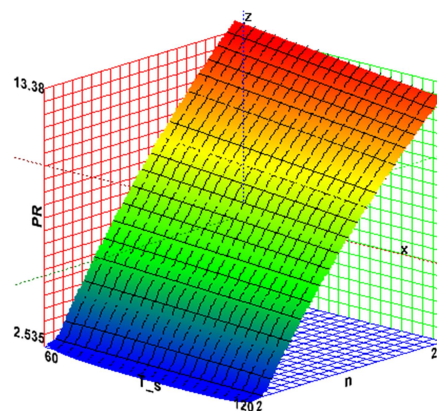


شکل ۹- تخریب اگزروژی در آب‌شیرین‌کن با مراحل مختلف

روبه‌رو است ولی این کاهش در نهایت رو به افزایش می‌گذارد. ولی در شکل ۷ که مربوط به تخریب اگزروژی در پیش‌گرمکن‌های آب تغذیه است. این مقدار در هر پیش‌گرمکنی که از مرحله اول دور می‌باشد بیشتر می‌باشد. شکل ۸ تخریب در آب‌شیرین‌کن‌های مختلف را نشان می‌دهد. شکل ۹ برخلاف دو شکل دیگر نشان‌دهنده تخریب اگزروژی برای آب‌شیرین‌کن‌های متفاوت که در تعداد مراحل از هم متفاوت هستند است.



شکل ۵- مساحت ویژه متغیر نسبت به دمای بخار ورودی و تعداد مراحل



شکل ۶- وابستگی نرخ کارایی به تعداد مراحل و دمای بخار ورودی

جدول ۴- تغییرات متغیرهای اساسی

Effect	\dot{E}_D (Kw)	\dot{E}_{Loss} (Kw)	ϵ_k (%)	$\gamma_{D,k}$ (%)
۳	۴۸۹۰۴	۷۲۱۰	۳/۳۹۱	۸۴/۲
۴	۳۶۸۵۶	۵۶۰۵	۴/۴۲۵	۸۲/۹۶
۵	۲۹۶۱۶	۴۶۴۰	۵/۴۲۲	۸۱/۷۷
۶	۲۴۷۸۴	۳۹۹۶	۶/۳۸۳	۸۰/۶۲
۷	۲۱۳۳۰	۳۵۳۶	۷/۳۱۱	۷۹/۵۱
۸	۱۸۷۳۹	۳۱۹۱	۸/۲۰۶	۷۸/۴۴
۹	۱۶۷۲۲	۲۹۲۲	۹/۰۷۱	۷۷/۴
۱۰	۱۵۱۰۹	۲۷۰۷	۹/۹۰۷	۷۶/۴
۱۱	۱۳۷۸۸	۲۵۳۱	۱۰/۷۲	۷۵/۴۴
۱۲	۱۲۶۸۷	۲۳۸۵	۱۱/۵	۷۴/۵

آب شیرین به‌میزان $\dot{m}_D = 45000 \left(\frac{m^3}{day}\right)$ [۹] استفاده شده‌است. شکل ۷ بیانگر تخریب اگزروژی در سه حالت ۱۰،۵ و ۱۵ مرحله‌ای آب‌شیرین‌کن می‌باشد که در هر کدام، مراحل تخریب را بیان کرده‌است. برخلاف شکل ۷ که فقط مراحل را بررسی می‌کند، شکل ۸ تخریب اگزروژی را برای یک آب‌شیرین‌کن (که شامل مرحله، چگالنده، آب گرمکن آب تغذیه است) را بررسی می‌کند. همان‌گونه که مشاهده

۳-۷- بررسی عملکردی از نظر اقتصادی

در بررسی اقتصادی هدف یافتن هزینه تولید آب شیرین در حالت‌های مختلف می‌باشد. در جدول ۵ نرخ هزینه‌ها و متغیرهای کلیدی مورد بحث قرار داده شده‌اند. همان‌گونه که مشاهده می‌کنید نرخ تخریب اگزروزی در تعداد مراحل بالا کاهش می‌یابد که دلیل آن کاهش اگزروزی تخریبی در آن‌هاست. در ستون دوم جدول ۵ نرخ هزینه تولید آب را نشان می‌دهد که متغیر بسیار خوب در تحلیل بهینه است. بر اساس شکل ۹ نرخ هزینه تولید آب شیرین در دماهای بالا کاهش خواهد یافت.

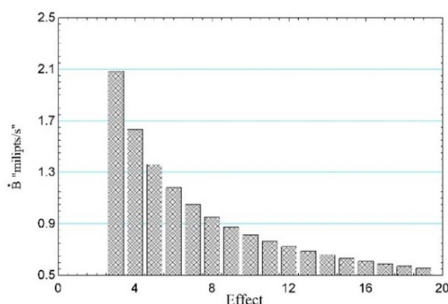
از طرفی با افزایش تعداد مراحل در آب شیرین‌کن قیمت آب شیرین‌کن افزایش می‌یابد. (شکل ۱۰)

۴-۷- بررسی عملکردی از نظر اثر زیست محیطی

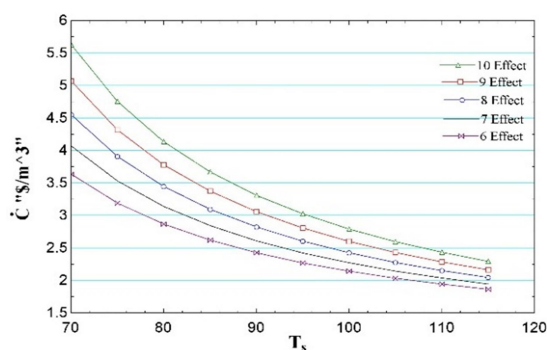
با استفاده از رابطه‌های (۵۱ تا ۴۸) اثرات زیست محیطی محاسبه می‌شود. همان‌گونه که قابل مشاهده است اثرات زیست محیطی آب تولیدی در آب شیرین‌کن‌ها با تعداد مراحل بالا کاهش می‌یابد (شکل ۱۱).

جدول ۵- متغیرهای اگزروژواکونومیک

Effect	\dot{C}_F (\$/m ³)	\dot{C}_p (\$/m ³)	\dot{C}_D (\$/m ³)	Z_{MED} (\$/m ³)	f_{MED} (%)	r_{MED}
۳	۰/۶۹۴۴	۲/۷۸۷	۰/۵۸۴۷	۱/۸۶	۷۶/۰۹	۱۱۷۳۷
۴	۰/۵۳۱۱	۲/۹۵۴	۰/۴۴۰۶	۲/۱۹۱	۸۳/۲۶	۱۲۴۶۸
۵	۰/۴۳۳	۳/۲۵۵	۰/۳۵۴۱	۲/۵۹	۸۷/۹۷	۱۳۷۶۵
۶	۰/۳۶۷۶	۳/۶۳۵	۰/۲۹۶۳	۳/۰۳۵	۹۱/۱۱	۱۵۳۹۴
۷	۰/۳۲۰۷	۴/۰۷	۰/۲۵۵	۳/۵۱۷	۹۳/۲۴	۱۷۲۵۸
۸	۰/۲۸۵۶	۴/۵۵	۰/۲۲۴	۴/۰۳۲	۹۴/۷۴	۱۹۳۱۳
۹	۰/۲۵۸۳	۵/۰۷	۰/۱۹۹۹	۴/۵۸	۹۵/۸۲	۲۱۵۳۸
۱۰	۰/۲۳۶۴	۵/۶۲۸	۰/۱۸۰۶	۵/۱۵۹	۹۶/۶۲	۲۳۹۲۵
۱۱	۰/۲۱۸۵	۶/۲۲۳	۰/۱۶۴۸	۵/۷۷۲	۹۷/۲۲	۲۶۴۷۲
۱۲	۰/۲۰۳۶	۶/۸۵۶	۰/۱۵۱۷	۶/۴۲	۹۷/۶۹	۲۹۱۸۲
۱۳	۰/۱۹۱	۷/۵۲۹	۰/۱۴۰۶	۷/۱۰۶	۹۸/۰۶	۳۲۰۶۳
۱۴	۰/۱۸۰۲	۸/۲۴۴	۰/۱۳۱	۷/۸۳۲	۹۸/۳۵	۳۵۱۲۲
۱۵	۰/۱۷۰۸	۹/۰۰۴	۰/۱۲۲۷	۸/۶۰۱	۹۸/۵۹	۳۸۳۷۴
۱۶	۰/۱۶۲۶	۹/۸۱۲	۰/۱۱۵۵	۹/۴۱۸	۹۸/۷۹	۴۱۸۳۰
۱۷	۰/۱۵۵۳	۱۰/۶۷	۰/۱۰۹۱	۱۰/۲۸	۹۸/۹۵	۴۵۵۱۰
۱۸	۰/۱۴۸۹	۱۱/۵۹	۰/۱۰۳۴	۱۱/۲۱	۹۹/۰۹	۴۹۴۳۱
۱۹	۰/۱۴۳۱	۱۲/۵۷	۰/۰۹۸۳۳	۱۲/۱۹	۹۹/۲	۵۳۶۱۶



شکل ۱۱- نرخ اثرات زیست محیطی تولید آب در تعداد مراحل متفاوت



شکل ۱۰- نرخ هزینه تولید آب به دمای ورودی

۸- نمادها

- D_f بخار تولیدی توسط فرایند تبخیر ناگهانی در مرحله
- D_b بخار تولیدی از تبخیرکننده هر مرحله
- D بخار تولیدی از هر مرحله
- B آب شور خروجی از هر مرحله

- [11] Klein, S. A., Development and Integration of an Equation-Solving Program for Engineering Thermodynamics Courses. *Computer Applications in Engineering Education*, Vol. 1, No.3, pp. 265-275, 1993.
- [12] Klein, S. A., and Nellis G., Mastering *EES*, F-Chart Software, 2013.
- [13] Khoshgoftar Manesh M. H., Ghalami H., Amidpour M., Hamed M. H., Optimal Coupling of Site Utility Steam Network with MED-RO Desalination Through Total Site Analysis and Exergoeconomic Optimization. *Desalination*, Vol. 314, pp. 42-52, 2013.
- [14] Sayyadi H., and Saffari, A., Thermo-economic Optimization of Multi Effect Distillation Desalination Systems. *Applied Energy*, Vol. 87, No.4, pp. 1122-1133, 2010.
- [15] کربلایی ع، قلی نژاد م، پورعلی ا، عمیدپور م، بهینه‌سازی دو هدفه بازیافت حرارت و تولید آب شیرین از سیستم آب خنک کن یکبار گذر. *مجله مهندسی مکانیک شریف*. ۳۲، ش. ۱، ص ۱۳۷-۱۴۷، ۱۳۹۵.
- [16] Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M. J., *Thermal Design and Optimization*. Wiley, New York, 1996.
- [17] Sharaf M. A., Nafey A. S., and Garcia-Rodríguez L., Exergy and Thermo-Economic Analyses of a Combined Solar Organic Cycle with Multi Effect Distillation (MED) Desalination Process. *Desalination*, Vol. 272, No.1, pp. 135-147, 2011.
- [18] Wang Y., and Lior N., Thermo-economic Analysis of a Low-Temperature Multi-Effect Thermal Desalination System Coupled with an Absorption Heat Pump. *Energy*, Vol. 36, No. 6, pp. 3878-3887, 2011.
- [19] Colpan C., *Exergy Analysis of Combined Cycle Cogeneration Systems*. MSc. Thesis, Natural and Applied Sciences of Middle East Technical University, 2005.
- [20] Tsatsaronis G., Morosuk T., A General Exergy-Based Method for Combining a Cost Analysis with an Environmental Impact Analysis: Part II - Application to a Cogeneration System. *ASME 2008 International Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE2008)*, Boston, Massachusetts, USA, 2008.
- [21] Janalizadeh H., Khoshgoftar Manesh M. H., and Amidpour M., Exergoeconomic and exergoenvironmental evaluation of Integration of desalinations with a total site utility system. *Clean Technologies and Environmental Policy*, Vol. 17, No.1, pp. 103-117, 2015.
- میزان شوری آب ورودی X_F
- میزان شوری آب خروجی X_B
- میزان شوری آب بعد از تبخیر ناگهانی در مرحله آب تغذیه (F) X_{Be}
- گرمای نهان بخار ورودی برای مرحله اول Δh_{DC}
- این بخار برای مرحله اول مقدار بخار ورودی، برای مرحله دوم بخار ایجاد شده در مرحله اول و برای سایر مراحل جمع بخار تولیدی در مرحله و محفظه تبخیر ناگهانی قبلی می‌باشد D_C
- این مقدار برای مرحله اول دمای بخار ورودی می‌باشد. برای مراحل مابقی دمای اشباع بخار در مرحله قبلی است. $T_{D_{sat}}^{pre}$
- سطح مقطع انتقال گرما در هر مرحله A_e
- دمای آخرین مرحله T_e^n
- نرخ بازیابی RR
- دمای آب ورودی به چگالنده T_{sw}^{in}
- اختلاف دما در پیش گرمکن‌ها TTD_h
- مقدار آب شور ورودی \dot{m}_F
- تعداد مراحل n
- ### ۹- مراجع
- [1] Mistry K. H., Antar M. A., and Lienhard J. H., An Improved Model for Multiple Effect Distillation. *Desalination and Water Treatment*, Vol. 51, No.4, pp. 807-821, 2013.
- [2] Darwish M. A., Al-Juwayhel, F., and Abdulraheim, H. K., Multi-Effect Boiling Systems from an Energy Viewpoint. *Desalination*, Vol. 194, No.1, pp. 22-39, 2006.
- [3] El-Sayed Y. M., and Silver R. S., Chapter 2 - *Fundamentals of Distillation*, Editor(s): Spiegler K.S., and Laird A.D.K., *Principles of Desalination*. Academic Press, 1980,
- [4] El-Dessouky, H., Alatiqi I., Bingulac S. and Ettouney H., Steady-State Analysis of the Multiple Effect Evaporation Desalination Process. *Chemical Engineering & Technology*, Vol. 21, No.5, pp. 437-451, 1998.
- [5] El-Dessouky H.T., and Ettouney H.M., Chapter 4 - Multiple Effect Evaporation, Editor(s): El-Dessouky H. T., and Ettouney H. M., *Fundamentals of Salt Water Desalination*, Elsevier Science B.V.: Amsterdam, 2002.
- [6] Casimiro S., Cardoso J., Alarcón-Padilla D. C., Turchi C., Ioakimidis C., and Mendes J. F., Modeling Multi Effect Distillation Powered by CSP in TRNSYS. *Energy Procedia* Vol. 49, pp. 2241-2250, 2014.
- [7] Casimiro S., Cardoso J., Ioakimidis C., Mendes J., Mineo C. and Cipollina A. MED Parallel System Powered by Concentrating Solar Power (CSP) Model and Case Study: Trapani, Sicily. Study: Trapani, Sicily. *Desalination and Water Treatment*, Vol. 55, No.12, pp.3253-3266, 2014.
- [8] Azimibavil S, and Jafarian A., Dynamic Simulation of a Multi-Effect Distillation (MED) Process. *Desalination*, Vol. 392, pp.91-101, 2016.
- [9] صدری، س.، م. عامری و حقیقی خوشخو، بهینه‌سازی عملکرد واحد آب شیرین کن جزیره قشم با استفاده از گرمای اتلافی به کمک بویلر بازیافت. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۶، ش. ۳، ص ۱۳۹-۱۴۵، ۱۳۹۵.
- [10] Maha B., Ali S., and Ammar, B. B., Modeling and Simulation of Multi-Effect Desalination Plant (SIDEM unit). In *International Conference on Green Energy Conversion Systems (GECS)*. Hammamet, Tunisia, 2017.