

## تحلیل اگزرژی و بهینه‌سازی سیکل ترکیبی قدرت رانکین و تبرید اجکتوری

محمد مهدی رشیدی<sup>۱</sup>، پیمان لشگری<sup>۲</sup> و محسن مهرابی<sup>۳</sup>  
PL1361@gmail.com

پذیرش مقاله: ۸۹/۰۶/۰۲

دریافت مقاله: ۸۹/۰۳/۰۵

### چکیده

در این مقاله، یک سیکل ترکیبی پیشنهاد گردیده است که ترکیبی از سیکل قدرت رانکین و سیکل تبرید اجکتوری می‌باشد و قادر است همزمان هر دو توان حرارتی و تبرید را تولید نماید. این سیکل توسط حرارت خروجی از توربین‌های گازی، یا از طریق تلفات انرژی کارخانه‌ها، یا با انرژی خورشیدی و یا انرژی‌های زمین‌گرمایی کار کند. از آنالیز اگزرژی به منظور بهبود ترمودینامیکی این سیکل و از آنالیز پارامتری جهت بررسی اثر مشخصات ترمودینامیکی بر روی عملکرد سیکل استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهد که بیشترین تلفات اگزرژی، به واسطه برگشت‌ناپذیری‌ها رخ می‌دهد. اجکتور نیز سهم قابل ملاحظه‌ای در برگشت‌ناپذیری‌ها دارد. همچنین مشاهده شد که فشار ورودی به توربین، فشار خروجی توربین، دمای کندانسور و تبخیرکننده، اثرات قابل ملاحظه‌ای بر توان خروجی توربین و بازده اگزرژی سیکل دارند.

### کلیدواژه:

سیکل قدرت رانکین - سیکل تبرید اجکتور - بهینه‌سازی - بازگشت‌ناپذیری - تحلیل اگزرژی

۱- دانشیار، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک، دانشگاه بوعلی سینا، همدان

۲- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد دماوند (نویسنده مسئول)

۳- دانشجوی کارشناسی، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک، دانشگاه بوعلی سینا، همدان

## ۱- مقدمه

در سال‌های اخیر، حرارت‌های اتلافی که در محیط آزاد می‌گردد افزایش یافته است. از جمله می‌توان به گازهای خروجی از توربین‌ها و موتورها، حرارت اتلافی در کارخانه‌ها و ... اشاره نمود که به مشکل اصلی و عمده زیست‌محیطی مبدل گردیده است. در مقابل، منابع طبیعی فراوانی به همراه انرژی خورشیدی در سطح جهان موجود می‌باشند که بدون بهره‌برداری مانده‌اند. به‌منظور استفاده از این منابع، بازیابی انرژی‌های اتلافی، کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی و کاهش مسائل زیست‌محیطی، سیکل ترکیبی ارائه گردیده تا بازده کلی انرژی بهبود یابد. گوسوامی<sup>۱</sup> و همکارانش [۱]، یک سیکل حرارتی ترکیبی با یک سیکل خنک‌کاری را پیشنهاد نمودند که می‌تواند با منابع دما پایین کار کند. در این سیکل از بخار آب - آمونیاک به عنوان سیال عامل استفاده گردیده است. ژانگ<sup>۲</sup> و همکارانش [۲]، یک سیکل جدید آب - آمونیاک را پیشنهاد کردند که در آن از یک واحد جداکننده / جذب‌کننده در درون سیکل استفاده شده است که بر اساس موازی قرار گرفتن سیکل ترکیبی شامل رانکین و سیکل تبرید آمونیاک کار می‌کند.

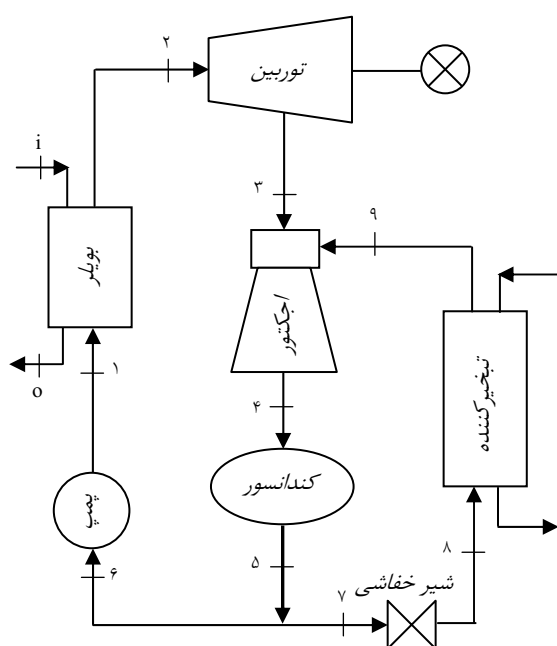
در زمینه تحلیل انرژی و بهینه‌سازی سیکل‌های ترکیبی، می‌توان به تحقیقات صورت گرفته توسط راسلی<sup>۳</sup> و همکارانش [۳] اشاره نمود که به تحلیل عددی و بهینه‌سازی طراحی انواع اجکتورها در سیکل‌های ترکیبی اشاره نمود. در تحقیق دیگری، وانگ<sup>۴</sup> و همکارانش [۴] به آنالیز پارامتری و بهینه‌سازی سیکل ترکیبی قدرت - تبرید پرداختند.

هر چند مطالعات خوبی بر روی سیکل‌های ترکیبی انجام گرفته است ولی اکثر آنها بر مبنای ترکیب سیکل‌های رانکین و تبرید جذبی است و توجه اندکی به ترکیب سیکل‌های رانکین و تبرید اجکتوری گردیده است. سیکل تبرید اجکتوری یکی از سیکل‌های تبرید است که علی‌رغم نداشتن بازده بالا از مزیت‌های فراوانی نظیر هزینه نصب و نگهداری کمتر، پراکندگی کم اجزاء وابسته برخوردار است. به‌علاوه، این سیکل تبریدی از این قابلیت بهره‌مند است تا بتوان از آن در سطح وسیعی از سیکل‌ها استفاده کرد. از این‌رو در این مقاله، سیکل ترکیبی قدرت - تبرید پیشنهاد گردیده است که تلفیقی از سیکل‌های رانکین و تبرید اجکتوری می‌باشد. در این مقاله، ضمن بررسی سیکل ترکیبی رانکین و تبرید اجکتوری، محاسبه معادلات انرژی برای هر یک از اجزاء سیکل صورت گرفته است و با استفاده از نرم‌افزار<sup>۵</sup> EES، آنالیز انرژی جهت ارزیابی

عملکرد سیکل صورت گرفته است و با آنالیز پارامتری، اثر مشخصه‌های ترمودینامیکی بر عملکرد سیکل مورد بررسی قرار گرفته است. در هر مرحله نتایج عددی حاصل با نتایج عددی سایر محققان مقایسه و ارزیابی شده است.

## ۲- تشریح سیکل و بیان فرضیات

شکل (۱)، شکل شماتیک سیکل ترکیبی و شکل (۲) دیاگرام T - S آن را نشان می‌دهد. سیکل ترکیبی مورد نظر شامل شش جزء اصلی بویلر، توربین، تبخیرکننده، کندانسور، اجکتور و شیر خفانشی است.



شکل (۱): شکل شماتیک سیکل ترکیبی قدرت-اجکتوری

با توجه به شکل (۳)، بخار خروجی توربین به عنوان بخار اولیه، وارد نازل اجکتور می‌گردد. سرعت بالای بخار در خروجی نازل، یک خلاء بزرگ در ورودی محفظه اختلاط ایجاد می‌کند و بخار ثانویه از سمت تبخیرکننده به محفظه اختلاط وارد می‌گردد. هر دو بخار در محفظه اختلاط با هم ترکیب می‌شوند. سپس جریان ترکیبی به یک جریان سوپرسونیک گذرا تبدیل می‌شود. در ناحیه ورودی با سطح مقطع ثابت، یک موج شوک با فشار قابل توجهی ایجاد می‌شود و در دیفیوزر، سرعت جریان کاهش می‌یابد.

جریان مخلوط به سمت کندانسور جریان می‌یابد و در آنجا دچار چگالش می‌گردد. بخشی از سیال خروجی از کندانسور پس از عبور از شیر خفانشی، وارد تبخیرکننده شده و بخش دیگر از طریق پمپ به بویلر ارسال می‌گردد تا مجدداً به بخار تبدیل گردد. سیال ورودی به تبخیرکننده دارای دما و فشار کمی است و به‌واسطه گرفتن گرما

1- Goswami

2- Zhang

3- Rusly

4- Wang

5- Engineering Equation Solver (EES)

سیکل ترکیبی موردنظر، سیستمی پایا بوده و افت فشار در لوله‌ها و تلفات حرارتی در بویلر، تبخیرکننده، کندانسور، توربین و پمپ ناچیز فرض شده است. عبور جریان از شیر خفاشی، فرآیند آنتالپی ثابت در نظر گرفته می‌شود. دمای سیال خروجی از کندانسور  $5^{\circ}C$  از دمای محیط بیشتر است. بازده آیزنتروپیک توربین، پمپ و بویلر به ترتیب معادل ۸۵٪، ۷۰٪ و ۱۰۰٪ است. سایر اطلاعات در جدول (۱) ارائه شده است [۶].

۱۵	دمای محیط ( $^{\circ}C$ )
۰/۱۰۱	فشار محیط (Mpa)
۰/۸	فشار ورودی توربین (Mpa)
۱۴۰	دمای ورودی توربین ( $^{\circ}C$ )
۰/۲	فشار خروجی توربین (Mpa)
- ۱۰	دمای مبرد ( $^{\circ}C$ )
۱۵۰	دمای اولیه منبع حرارتی ( $^{\circ}C$ )
۱۳۵/۴	دمای خروجی منبع حرارتی ( $^{\circ}C$ )
۲۰	نرخ جرمی منبع حرارتی ( $kg/s$ )

#### ۴- شرایط عملکردی اجکتور

اجکتور کلیدی‌ترین جزء در این سیکل است. در اکثر مطالعات مربوط به سیستم‌های تبرید اجکتوری، عملکرد اجکتور را براساس مدل یک جریان فشار ثابت تک‌بعدی شبیه‌سازی می‌کنند [۵]. هوآنگ<sup>۶</sup> و همکارانش [۷]، بر مبنای قوانین دینامیک گازها، فرضیات زیر را برای اجکتور ارائه نموده‌اند:

- ۱- جریان ورودی به اجکتور پایا و تک‌بعدی است.
- ۲- سرعت جریان در ورودی و خروجی قابل صرف نظر کردن است.
- ۳- اثرات اصطکاک و تلفات اختلاط در نازل، دیفیوزر و بخش اختلاط در روابط بازده نازل، مخلوط‌کن و دیفیوزر به حساب نمی‌آیند.
- ۴- هرگاه جریان ترکیبی سوپرسونیک باشد، فرض می‌شود که یک موج شوک عمودی در ورودی پخش‌کننده ایجاد می‌گردد.
- ۵- فرآیند اختلاط، فرآیندی فشار ثابت است.
- ۶- اجکتور با محیط اطراف تبادل حرارتی نخواهد داشت.

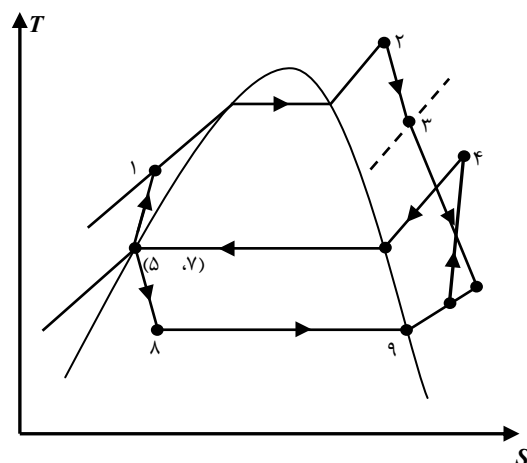
#### ۴- قوانین انرژی در اجزاء سیکل

##### ۴-۱- معادلات انرژی در اجکتور [۷ و ۸]

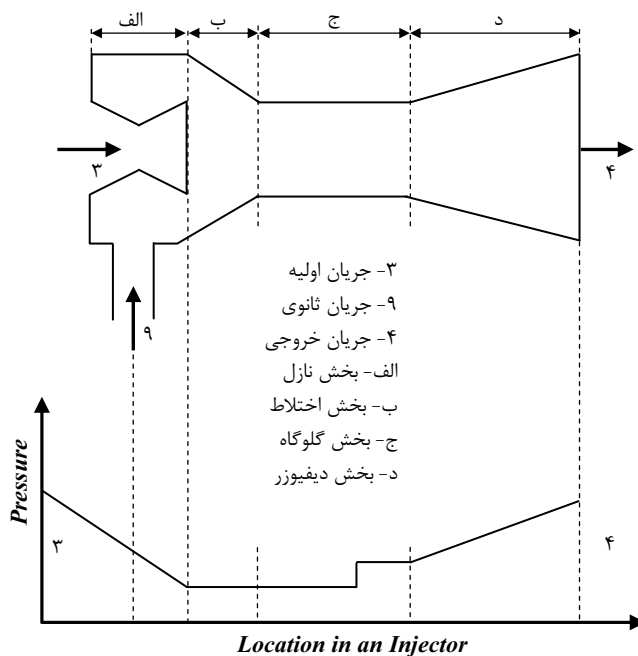
در قسمت نازل، معادله انرژی برای جریان پایا و آدیاباتیک ورودی به

از سیال واسطه تبخیر می‌گردد. حرارت منبع از بویلر می‌گذرد و نهایتاً به محیط تخلیه می‌گردد.

در این مقاله، حرارت اتلافی که به عنوان منبع حرارتی سیکل از آن استفاده شده است، ترکیبی از  $96/16\% N_2$ ،  $3/59\% O_2$ ،  $0/23\% H_2O$  و  $0/02\% NO+NO_2$  (برحسب درصد حجمی) می‌باشد و از ماده R123 به عنوان سیال عامل استفاده می‌گردد [۵].



شکل (۲): دیاگرام T-S سیکل ترکیبی قدرت - اجکتوری



شکل (۳): ساختمان و اجزای اجکتور

متوسط سرعت جریان مخلوط برحسب معادلات (۹) و (۱۰) برابر است با:

$$u_{mf,m} = u_{pf,n2} \frac{\sqrt{\eta_m}}{1+\mu} \quad (11)$$

معادلات انرژی در قسمت اختلاط عبارتند از:

$$\begin{aligned} m_{pf} \left( h_{pf,n2} + \frac{u_{pf,n2}^2}{2} \right) + m_{sf} \left( h_{sf,n2} + \frac{u_{sf,n2}^2}{2} \right) \\ = (m_{pf} m_{sf}) \left( h_{mf,m} + \frac{u_{mf,m}^2}{2} \right) \end{aligned} \quad (12)$$

آنتالپی جریان مخلوط برحسب معادلات (۲)، (۸) و (۱۲) به صورت زیر بیان می‌گردد:

$$h_{mf,m} = \frac{(h_{pf,n1} + \mu h_{sf})}{1+\mu} - \frac{u_{mf,m}^2}{2} \quad (13)$$

در قسمت دیفیوزر، انرژی جنبشی جریان به انرژی فشاری تبدیل می‌شود. با فرض فرآیند تراکم آیزنتروپیک، معادلات انرژی در قسمت دیفیوزر برابر است با:

$$\frac{1}{2}(u_{mf,m}^2 - u_{mf,d,s}^2) = h_{mf,d,s} - h_{mf,m} \quad (14)$$

معادله انرژی در این بخش عبارت است از:

$$\frac{1}{2}(u_{mf,m}^2 - u_{mf,d}^2) = h_{mf,d} - h_{mf,m} \quad (15)$$

و بازده دیفیوزر:

$$\eta_d = \frac{h_{mf,d,s} - h_{mf,m}}{h_{mf,d} - h_{mf,m}} \quad (16)$$

در مقابل سرعت  $u_{mf,m}$  می‌توان از سرعت خروجی جریان مخلوط  $(u_{mf,d})$  چشم‌پوشی نمود. آنتالپی واقعی خروجی جریان مخلوط با توجه به معادله (۱۵) به شکل زیر بیان می‌گردد:

$$h_{mf,d} = h_{mf,m} + \frac{u_{mf,m}^2}{2} \quad (17)$$

از طرفی، بر طبق معادله (۱۶)، می‌توان آنتالپی واقعی خروجی جریان مخلوط را با استفاده از رابطه زیر بدست آورد:

شکل زیر خواهد بود:

$$h_{pf,n2} + \frac{u_{pf,n2}^2}{2} = h_{pf,n1} + \frac{u_{pf,n1}^2}{2} \quad (1)$$

در مقایسه با سرعت خروجی جریان اولیه  $(u_{pf,n2})$ ، می‌توان از سرعت ورودی جریان اولیه  $(u_{pf,n1})$  صرف نظر کرد. طبق معادله (۱)، سرعت خروجی جریان اولیه، به شکل زیر بیان خواهد شد:

$$u_{pf,n2} = \sqrt{2(h_{pf,n1} - h_{pf,n2})} \quad (2)$$

بازده نازل عبارت است از:

$$\eta_n = \frac{h_{pf,n1} - h_{pf,n2}}{h_{pf,n1} - h_{pf,n2,s}} \quad (3)$$

بنابراین:

$$u_{pf,n2} = \sqrt{2\eta_n (h_{pf,n1} - h_{pf,n2,s})} \quad (4)$$

نسبت جرمی در اجکتور به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$\mu = \frac{m_{sf}}{m_{pf}} \quad (5)$$

در بخش اختلاط، معادله ممنوم به فرم زیر است:

$$m_{pf} u_{pf,n2} + m_{sf} u_{sf,n2} = (m_{pf} + m_{sf}) u_{mf,m,s} \quad (6)$$

پس:

$$u_{mf,m,s} = \frac{u_{pf,n2} + \mu u_{sf,n2}}{1+\mu} \quad (7)$$

که در آن:

$$u_{sf,n2} = \sqrt{2(h_{sf} - h_{sf,n2})} \quad (8)$$

در مقایسه با سرعت جریان اولیه، می‌توان از سرعت ثانویه چشم‌پوشی نمود. در نتیجه معادله (۷) به شکل زیر خواهد آمد:

$$u_{mf,m,s} = \frac{u_{pf,n2}}{1+\mu} \quad (9)$$

بازده اختلاط عبارت است از:

$$\eta_m = \frac{u_{mf,m}^2}{u_{mf,m,s}^2} \quad (10)$$

### ۵- تحلیل انرژی در سیکل

انرژی بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک، بیانی از اختلاف مابین کار و گرما در جمله برگشت‌ناپذیری است و یا به عبارتی دیگر، معرف تغییر در کیفیت انرژی است. از این رو، بازده انرژی به عنوان معیار ارزیابی بازده و عملکرد سیکل انتخاب می‌شود. انرژی به صورت توان ماکزیمم مقدار کاری تعریف می‌شود که سیکل در هنگام تعادل با محیط می‌تواند تولید نماید. از آنالیز انرژی به منظور ارزیابی عوامل انحراف ترمودینامیکی سیکل تحت بررسی استفاده می‌گردد. آنالیز انرژی ابزاری جهت اندازه‌گیری ماکزیمم عملکرد سیستم و تعیین عوامل اتلاف انرژی است و به تعیین روش‌هایی جهت بهبود ترمودینامیکی سیکل مورد نظر می‌پردازد. در محاسبات انرژی هر نقطه، فرضیات زیر در نظر گرفته شده‌اند:

۱- تنها از انرژی فیزیکی برای جریان‌های بخار و گاز استفاده می‌شود.

۲- انرژی شیمیایی اجزاء قابل صرف نظر کردن است.

۳- انرژی پتانسیل مواد در نظر گرفته نمی‌شود.

انرژی هر نقطه وضعیت را می‌توان این گونه نشان داد:

$$E_i = m[(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (26)$$

بازده انرژی به صورت نسبت انرژی خروجی بر انرژی ورودی به سیکل تعریف می‌گردد. انرژی ورودی، تغییرات موجود در انرژی منبع حرارتی است و انرژی خروجی همان انرژی کار خالص تولیدی و انرژی تبرید است.

$$\eta_{energy} = \frac{W_{Net} + E_{evap}}{E_{in}} \quad (27)$$

که  $E_{in}$  انرژی جریان حرارت منبع می‌باشد و برابر است با:

$$E_{in} = m_g [(h_g - h_0) - T_0(s_g - s_0)] \quad (28)$$

از آنجا که جریان حرارتی مرجع نهایتاً به محیط داده می‌شود، از این رو انرژی ورودی، بر مبنای اختلاف در حالت ورودی و حالت محیطی آن محاسبه می‌شود.

$E_{in}$ ، انرژی مربوط به توان حاصل از خنک‌کاری بوده و به عنوان اختلاف انرژی ایجاد شده در سیال عامل در حین گذر از تبخیرکننده تعریف می‌گردد:

$$E_{evap} = m_{evap} [(h_{evap,in} - h_{evap,out}) - T_0(s_{evap,in} - s_{evap,out})] \quad (29)$$

آنالیز انرژی سیستم ترکیبی می‌تواند به صورت آنالیز هر جزء از

$$h_{mf,d} = h_{mf,m} + \frac{h_{mf,d,s} - h_{mf,m}}{\eta_d} \quad (18)$$

عملکرد اجکتور با  $\mu$  نشان داده می‌شود که با استفاده از معادلات (۴)، (۱۱) و (۱۸) از رابطه زیر حاصل می‌گردد:

$$\mu = \sqrt{\eta_n \eta_m \eta_d \frac{(h_{pf,n1} - h_{pf,n2,s})}{(h_{mf,d,s} - h_{mf,m})}} - 1 \quad (19)$$

در صورتی که مشخصات حالت ورودی جریان‌های اولیه، ثانویه و فشار در اجکتور معلوم باشند، به کمک روابط ارائه شده می‌توان  $\mu$  را محاسبه نمود.

### ۴-۲- معادلات انرژی در سایر اجزاء [۸]

در این بخش، معادلات انرژی سایر اجزاء سیکل محاسبه گردیده است: تبخیرکننده:

$$Q_{evap} = m_{evap}(h_9 - h_8) \quad (20)$$

بویلر:

$$Q_{boi} = m_{boi}(h_2 - h_1) \quad (21)$$

کندانسور:

$$Q_{cond} = m_{cond}(h_4 - h_5) \quad (22)$$

توربین:

$$W_{TBN} = m_{TBN}(h_2 - h_3) \quad (23)$$

پمپ:

$$W_{pump} = m_{pump}(h_1 - h_6) \quad (24)$$

عملکرد سیستم از طریق بازده حرارتی و بازده انرژی قابل ارزیابی است. قانون اول یا همان بازده حرارتی به صورت نسبت انرژی مفید خروجی بر کل انرژی ورودی تعریف می‌گردد:

$$h_{thermal} = \frac{W_{Net} + Q_{evap}}{Q_{in}} \quad (25)$$

در رابطه بالا،  $W_{Net}$  عبارتست از حاصل تفاضل توان خروجی از توربین و توان مصرفی پمپ،  $Q_{evap}$  توان خروجی تبرید و  $Q_{in}$  کل حرارت داده شده به سیکل از منبع حرارتی در بویلر می‌باشد. از قانون اول ترمودینامیک و معادلات بقای انرژی، جهت تعیین بازده کل حرارتی، کار و گرما مبادله شده استفاده می‌گردد.

نشان دهنده میزان تلفات انرژی اندازه گیری شده در سیکل می باشد. در تمام جداول فوق، نتایج عددی حاصل با نتایج عددی مطالعه دای<sup>۷</sup> و همکارانش [۶] که با استفاده از الگوریتم ژنتیک به بهینه سازی انرژی سیکل ترکیبی مورد نظر پرداخته اند، مقایسه گردیده است. مقایسه نتایج حاکی از انطباق زیادی بین نتایج حاصل از استفاده از روش EEC و روش الگوریتم ژنتیک مورد استفاده دای و همکارانش وجود دارد. نتایج نشان می دهد که در حدود ۷۸/۵۱٪ از کل انرژی ورودی تلف می گردد که از این مقدار، ۴۸/۳۲٪ سهم برگشتناپذیری های اجزاء و ۳۰/۲٪ سهم خروجی بویلر به محیط است. بیشترین تلفات انرژی مربوط به برگشتناپذیری ها در بویلر بوده و اجکتور دومین عامل تلفات انرژی است. همچنین، فرآیند انبساط در توربین ۲/۸۴٪ و فرآیند چگالش ۹/۰۷٪ در اتلاف انرژی سهم دارند. بررسی نتایج نشان می دهد که می توان تلفات انرژی خروجی بویلر را با کاهش دمای خروجی بویلر کاهش داد. کم کردن اختلاف دما در فرآیند انتقال حرارت در بویلر نیز می تواند تلفات انرژی در بویلر را کاهش دهد.

تلفات انرژی در اجکتور نسبتاً بالا است و آنرا می توان با بهبود عملکرد اجکتور از طریق طراحی پیشرفته تر کاهش داد. تلفات انرژی مربوط به کندانسور را نیز می توان از طریق کاهش اختلاف دمای انتقال حرارت کاهش داد. همچنین استفاده از توربین با بازده بالاتر سبب کاهش تلفات در توربین می گردد.

## ۷- بررسی اثر تغییر پارامترهای ترمودینامیکی در

### مشخصات سیکل ترکیبی

در تحلیل انرژی، زمانی که یک پارامتر مورد بررسی قرار می گیرد، سایر پارامترها ثابت در نظر گرفته می شوند. شکل (۴) نشان دهنده اثر تغییرات دمای تبخیرکننده بر توان توربین، بازده انرژی و توان خروجی تبرید می باشد. مشخص است که توان خروجی توربین با افزایش دمای تبخیرکننده دچار تغییر نمی شود زیرا حالات ورودی و خروجی آن تغییر نمی کند. اما توان خروجی تبرید با افزایش دمای تبخیرکننده افزایش می یابد. از آنجا که جریان اولیه در نازل سوپرسونیک چوک می شود، دبی جرمی آن ثابت می ماند. هرچند دبی جرمی جریان ثانویه با افزایش دما و فشار تبخیرکننده افزایش می یابد، بنابراین توان خروجی تبرید زیاد می گردد. جریان ثانویه بخار ورودی به اجکتور از سمت تبخیرکننده، تحت تاثیر تفاوت فشار بین تبخیرکننده و اجکتور قرار دارد. بازده انرژی نیز با افزایش دمای تبخیرکننده افزایش می یابد.

سیستم به صورت مجزا اعمال گردد. در یک فرآیند جریان دائم، رابطه تعادلی انرژی به شکل زیر بیان می گردد:

$$\sum E_{in} - \sum E_{out} = I \quad (30)$$

تلفات انرژی هر جزء از سیکل ترکیبی را می توان به طریق زیر بدست آورد:

$$\sum E_{in} - \sum E_{out} = I_B \quad (31)$$

$$= E_{in,g} + E_{in,w} - E_{out,g} - E_{out,w}$$

توربین:

$$I_{TBN} = E_{in} + W_{TBN} - E_{out} \quad (32)$$

کندانسور:

$$I_{cond} = E_{in} - E_{out} \quad (33)$$

اجکتور:

$$I_{inj} = E_{in,1} + E_{in,2} - E_{out} \quad (34)$$

پمپ:

$$I_{pump} = W_{pump} + E_{in} - E_{out} \quad (35)$$

شیر خفانسی:

$$I_{valve} = E_{in} - E_{out} \quad (36)$$

## ۶- بهینه سازی عملکرد سیکل و تحلیل نتایج

در این مرحله از آنالیز پارامتری استفاده شده تا اثر هر پارامتر اصلی بر روی عملکرد سیکل ترکیبی مورد ارزیابی قرار گیرد. در یک سیکل ترکیبی متغیرهای فراوانی وجود دارند که بر سیستم اثر گذارند. در این مقاله، بازده انرژی به عنوان تابع اصلی جهت بهینه کردن پارامترها انتخاب شده است. خصوصیات ترمودینامیکی سیال عامل از REFPROP 6.01 [۵]، استخراج گردیده و برای انجام محاسبات در اجکتور، مقادیر بازده از مراجع [۹ و ۱۰] در نظر گرفته شده است:

$$\eta_n = 0.9$$

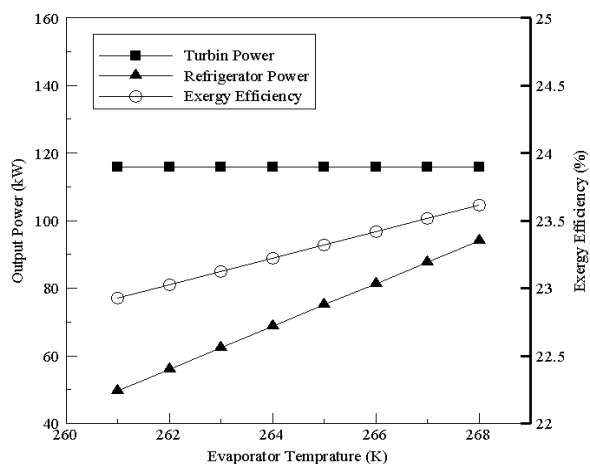
$$\eta_m = 0.85$$

$$\eta_d = 0.85$$

در جداول (۲) و (۳)، نتایج حاصل از تحلیل سیکل و خصوصیات ترمودینامیکی نقاط مهم آن نشان داده شده است. جدول (۴)،

جدول (۲): نتایج تحلیلی پارامترهای ترمودینامیکی سیکل ترکیبی

موقعیت	دما (°C)	فشار (kpa)	دبی جرمی (kg/s)	خشکی
در سیکل	حل عددی	حل عددی	حل عددی	حل عددی
	حاضر	حاضر	حاضر	حاضر
۱	۲۰/۴۵	۸۰۰	۴/۹۲۱	دای [۶]
۲	۱۴۰/۰۰	۸۰۰	۴/۹۲۱	۱/۰۰
۳	۱۰۲/۹۰	۲۰۰	۴/۹۲۱	۱/۰۰
۴	۹۳/۲۹	۷۵/۷۱	۵/۳۱	۱/۰۰
۵	۲۰/۰۰	۷۵/۷۱	۵/۳۱	۰۰/۰۰
۶	۲۰/۰۰	۷۵/۷۱	۴/۹۲۱	۰۰/۰۰
۷	۲۰/۰۰	۷۵/۷۱	۰/۳۸۹	۰۰/۰۰
۸	-۱۰/۰۰	۲۰/۲۹	۰/۳۸۹	-۱/۱۶۱
۹	-۱۰/۰۰	۲۰/۲۹	۰/۳۸۹	۱/۰۰



شکل (۴): اثر تغییرات دمای تبخیرکننده بر روی توان توربین، توان تبرید و بازده اگزرژی در شرایط کاری دمای کندانسور ۲۹۳/۲ درجه کلوین، فشار ورودی و خروجی توربین به ترتیب ۰/۸ و ۰/۲ مگاپاسکال

در شکل (۵)، به بررسی تغییرات اثر دمای کندانسور بر روی توان توربین، بازده اگزرژی و توان خروجی تبرید پرداخته شده است. توان خروجی توربین با افزایش دمای تبخیرکننده افزایش نمی‌یابد، زیرا حالات ورودی و خروجی آن تغییر نکرده است. افزایش دمای کندانسور، توان تبرید خروجی را کاهش می‌دهد، زیرا افزایش دمای کندانسور سبب افزایش فشار کندانسور و افزایش فشار برگشتی به اجکتور می‌شود. بنابراین، نسبت تراکم (نسبت فشار کندانسور به تبخیرکننده) افزایش می‌یابد. همچنین، با ثابت ماندن سرعت بخار اولیه، سرعت بخار ثانویه کاهش یافته و نهایتاً توان خروجی تبرید کاهش خواهد یافت. به علت کاهش توان خروجی تبرید با افزایش دمای کندانسور و عدم تغییر در توان خروجی توربین، بازده اگزرژی افزایش می‌یابد.

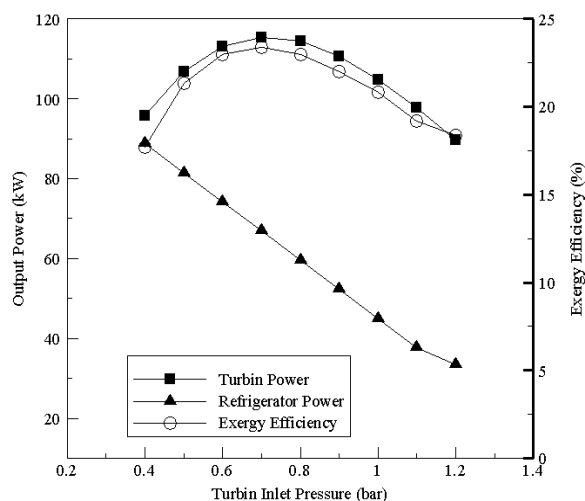
جدول (۳): نتایج تحلیلی عملکرد سیکل ترکیبی

پارامتر ترمودینامیکی	حل عددی	حل عددی
توان تولیدی توربین (kW)	۱۱۴/۱۴	۱۱۵
توان مصرفی پمپ (kW)	۳/۴۵	۳/۳۴
توان تبرید خروجی سیکل (kW)	۶۰/۴۴	۶۰/۷۶
توان قدرتی خروجی سیکل (kW)	۱۱۰/۶۹	۱۱۱/۵۷
توان قدرتی و تبرید خروجی سیکل (kW)	۱۷۱/۱۳	۱۷۲/۳۳
توان حرارتی ورودی بویلر (kW)	۱۲۴۶/۹۶	۱۲۵۴
اگزرژی میرد (kW)	۵/۷۴	۵/۷۰۷
بازده حرارتی (%)	۱۳/۷۲	۱۳/۷۴
اگزرژی ورودی (kW)	۵۲۴/۴۹	۵۴۶/۴
بازده اگزرژی (%)	۲۲/۲۰	۲۳/۱۶

جدول (۴): اگزرژی ورودی، خروجی و تلفات اگزرژی در سیکل ترکیبی

نوع اگزرژی	اجزاء	مقدار (kW)			
		حل عددی	حل عددی	حل عددی	حل عددی
ورودی	بویلر	۵۴۶/۴	۵۲۴/۴۹	۱۰۰	۱۰۰
	توان خالص	۱۱۱/۵۷	۱۱۰/۶۹	۲۰/۴۱	۲۱/۱۰
	میرد	۵/۷۰۷	۵/۷۴	۱/۰۴	۱/۰۹
اتلاف اگزرژی	بویلر	۱۲۸/۷۱	۸۲/۱۲	۲۳/۵۵	۱۵/۶۷
	توربین	۱۵/۵۲	۱۵/۶۰	۲/۸۴	۲/۹۷
	کندانسور	۴۹/۵۸	۴۹/۵۴	۹/۰۷	۹/۴۵
	پمپ	۱/۰۰	۱/۰۲	۰/۱۸	۰/۱۹
تلفات	اجکتور	۶۸/۶	۶۹/۰۲	۱۲/۵۵	۱۳/۱۶
	شیر خفایشی	۰/۷۳	۰/۶۹	۰/۱۳	۰/۱۳
	تبخیرکننده	۰/۰/۰	۰/۰/۰	۰/۰/۰	۰/۰/۰

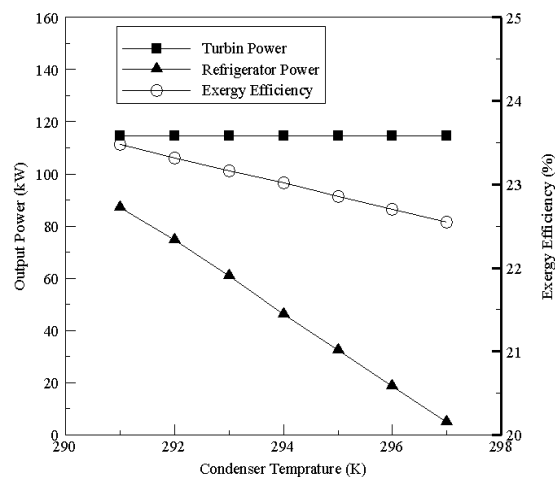
آگرژی با افزایش فشار، کاهش می‌یابد. شکل (۷)، نشان دهنده اثر تغییرات فشار ورودی توربین بر روی توان توربین، بازده آگرژی و توان خروجی تبرید می‌باشد. توان خروجی توربین در ابتدا تا رسیدن به ماکزیمم مقدارش افزایش می‌یابد و سپس با افزایش فشار ورودی توربین کاهش می‌یابد. می‌توان مشاهده نمود که با افزایش نسبت فشار، افت آنتالپی عبوری از توربین افزایش می‌یابد. اما افزایش آنتالپی از افزایش نسبت فشاری حاصل می‌شود که نمی‌تواند در نرخ دبی جرمی عبوری از توربین کاهش ایجاد کند. بنابراین توان خروجی توربین افت می‌کند. مشخص گردید که با افزایش فشار ورودی به توربین، توان تبرید کاهش می‌یابد، زیرا افزایش فشار ورودی به توربین سبب کاهش دمای خروجی از آن می‌شود که همانا دمای جریان اولیه به اجکتور است. این کاهش دما، سبب افت سرعت جریان اولیه در حین ترک نازل اجکتور می‌گردد و نهایتاً، نسبت اختلاط کاهش می‌یابد. به سبب اثر ترکیبی توان توربین و توان خروجی تبرید بر عملکرد سیستم، بازده آگرژی با افزایش فشار ورودی به توربین کاهش می‌یابد. در بهینه‌سازی پارامترها، تلفات حرارتی ذکر شده در بالا نظیر منبع حرارتی، دمای محیط و دمای تبرید ثابت در نظر گرفته شده‌اند.



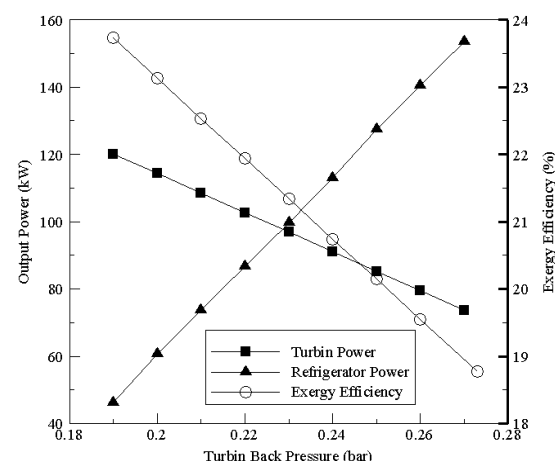
شکل (۷): اثر تغییرات فشار ورودی توربین بر روی توان توربین، توان تبرید و بازده آگرژی در شرایط کاری دمای تبخیرکننده و کندانسور به ترتیب ۲۶۳/۲ و ۲۹۳/۲ درجه کلون، فشار خروجی توربین ۰/۲ مگاپاسکال

#### ۸- تعیین شرایط بهینه سیکل

در جدول (۵)، مقادیر بهینه برای پارامترهای ترمودینامیک شامل دما، فشار و بازده ایزنتروپیک و نیز مقادیر بهینه توان، آگرژی و بازده برای اجزای اصلی سیکل ترکیبی نشان داده شده که مقادیر بدست آمده با نتایج تحلیل عددی دای [۶] مقایسه شده است.



شکل (۵): اثر تغییرات دمای کندانسور بر روی توان توربین، توان تبرید و بازده آگرژی در شرایط کاری دمای تبخیرکننده ۲۶۳/۲ درجه کلون، فشار ورودی و خروجی توربین به ترتیب ۰/۸ و ۰/۲ مگاپاسکال



شکل (۶): اثر تغییرات فشار خروجی توربین بر روی توان توربین، توان تبرید و بازده آگرژی در شرایط کاری دمای تبخیرکننده و کندانسور به ترتیب ۲۶۳/۲ و ۲۹۳/۲ درجه کلون، فشار ورودی توربین ۰/۸ مگاپاسکال

شکل (۶)، نشان دهنده اثر تغییرات فشار برگشتی توربین بر روی توان توربین، بازده آگرژی و توان خروجی تبرید می‌باشد. افزایش فشار برگشتی توربین، سبب کاهش توان خروجی آن می‌گردد. زیرا با افزایش فشار برگشتی توربین، آنتالپی در عبور از توربین افت می‌یابد. در نتیجه به علت ثابت ماندن دبی جرمی عبوری از توربین، توان خروجی کاهش می‌یابد. همچنین توان خروجی تبرید با افزایش فشار برگشتی توربین، افزایش یافته‌است. زیرا با افزایش فشار توربین، سرعت بخار اولیه در حین ترک نازل اجکتور بیشتر شده و به دنبال افزایش سرعت در خروجی نازل، نسبت اختلاط که به توان خروجی تبرید وابسته است، افزایش پیدا می‌کند. به سبب اثر ترکیبی توان توربین و توان خروجی تبرید بر عملکرد سیکل، بازده



		جدول (۵) مقادیر بهینه پارامترهای ترمودینامیکی در سیکل ترکیبی		
		حل عددی حاضر	حل عددی دای [۶]	پارامتر ترمودینامیکی
$s$	آنتروپی ویژه			
$T$	دما			
$Q$	انتقال حرارت	۰/۷۸۵۲	۰/۷	فشار ورودی توربین (Mpa)
$u$	سرعت	۱۱۸/۹	۱۴۰	دمای ورودی توربین ( $^{\circ}C$ )
		۰/۱۴۶۲	۰/۱۹	فشار خروجی توربین (Mpa)
		۱۵۰	۱۵۰	دمای اولیه منبع حرارتی ( $^{\circ}C$ )
	<b>علائم یونانی</b>			
		۰/۱۶ - ۱/۲	۰/۱۶ - ۱/۱	محدوده فشار ورودی توربین (Mpa)
$\mu$	بازده	۰/۱۸ - ۰/۲۶	۰/۱۸ - ۰/۲۶	محدوده فشار خروجی توربین (Mpa)
$\eta$	نسبت جرمی	۱۴۵/۱۶۸	۱۱۷	توان تولیدی توربین (kW)
		۳/۸۲۴	۳/۵۲	توان مصرفی پمپ (kW)
	<b>زیر نویس</b>	۱۴۱/۳۴۴	۱۱۳/۴۸	توان قدرتی خروجی سیکل (kW)
$boi$	بوiler	۱۴۹/۹۴۳	۱۸۱/۲۶	توان قدرتی و تبرید خروجی سیکل (kW)
$cond$	کندانسور	۵۲۴/۴۹	۵۴۶/۴	اگرزری ورودی (kW)
$evap$	تبخیر کننده	۲۷/۱۰	۲۳/۳۱	بازده اگرزری

### ۹- نتیجه گیری

در این مقاله، سیکل جدید ترکیبی شامل سیکل قدرت رانکین و تبرید اجکتوری پیشنهاد گردیده است. با استفاده از نرم افزار EES، آنالیز اگرزری به منظور ارزیابی بهبود ترمودینامیکی این سیکل انجام گردید. با آنالیز پارامتری، اثر مشخصات ترمودینامیکی بر عملکرد سیکل تعیین شد. این کار با تابع قراردادن بازده اگرزری صورت پذیرفت. مقایسه نتایج عددی حاصل از این روش با نتایج عددی حاصل از بهینه سازی با سایر روش ها از جمله الگوریتم ژنتیک نشان داد که استفاده از این روش ضمن حفظ میزان دقت نتایج عددی حاصل، سبب کاهش زمان محاسباتی و کمتر شدن محاسبات مورد نظر جهت بهینه سازی سیکل ترکیبی می شود. نتایج عددی نشان داد که تلفات اگرزری در بوiler و اجکتور درصد بالایی را به خود اختصاص داده است. همچنین مشخص گردید که فشار ورودی توربین، فشار خروجی توربین و دمای تبخیر کننده و کندانسور اثرات جداگانه ای بر سیکل ترکیبی و بازده اگرزری دارند. مشاهده شد زمانی که فشار ورودی و خروجی توربین به ترتیب ۰/۷۰ و ۰/۱۹ مگاپاسکال هستند، سیکل دارای ماکزیمم بازده اگرزری به میزان ۲۳/۳۱٪ می باشد.

### ۱۰- فهرست علائم و نمادها

$E$	اگرزری
$h$	آنتالپی ویژه
$I$	اتلاف اگرزری
$m$	دبی جرمی
$P$	فشار
$TBN$	توربین
$thermal$	حرارتی
$V$	شیر خفاشی
$w$	سیال عامل
$o$	حالت محیط

- Refrigerants and Refrigerant Mixtures REFPROP, 6<sup>th</sup> ed, Standard Reference Data Program Gaithersburg, Maryland, 1998.
- [6] Dai, Y., Wang, W. J., and Gao, L., "Exergy Analysis, Parametric Analysis and Optimization for a Novel Combined Power and Ejector Refrigeration Cycle", *Int. J. Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, Issue. 10, 2009, pp. 1983-1990.
- [7] Huang, B. J., Chang, J. M., Wang, C. P., and Petrenko, V. A., "A 1-D Analysis of Ejector Performance", *Int. J. of Refrigeration*, No. 22, 1999, pp. 354-364.
- [8] Bejan, A., *Advanced Engineering Thermodynamics*, 3<sup>rd</sup> ed., Wiley, New York, 1988.
- [9] Li, D., Groll, E. A., "Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycle with Ejector-Expansion Device", *Int. J. of Refrigeration*, No. 28, 2005, pp. 766-773.
- [10] Yapıcı, R., Yetisen, C. C., "Experimental Study on Ejector Refrigeration System Powered by Low Grade Heat", *Int. J. of Energy Conversion and Management*, No. 48, 2007, pp. 1560-1568.
- [1] Vijayaraghavan, S., Goswami, D. Y., "A Combined Power and Cooling Cycle Modified to Improve Resource Utilization Efficiency Using a Distillation Stage", *Int. J. of Energy*, No. 31, 2006, pp. 1177-1196.
- [2] Zhang, N., Lior, N., "Methodology for Thermal Design of Novel Combined Refrigeration/Power Binary Fluid Systems", *Int. J. of Refrigeration*, No. 30, 2007, pp. 1072-1085.
- [3] Rusly, E., Aye, L., Charters, W. W. S., and Ooi, A., "CFD Analysis of Ejector in a Combined Ejector Cooling System", *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 28, Issue. 7, 2005, pp. 1092-1101.
- [4] Wang, J. F., Dai, Y. P., and Gao, L., "Parametric Analysis and Optimization for Combined Power and Ejector Refrigeration Cycle", *Int. J. Applied Energy*, Vol. 85, 2008, pp. 1071-1085.
- [5] Lemmon, E. W., McLinden, M. O., and Huber, M. L., *NIST Thermodynamic and Transport Properties of*