مجله علمی ترویجی انجمن مهندسان مکانیک ایران
ISSN: 1605-9719
سال ۲۷، شماره ۱۲۳، صفحات ۴۲–۴۷

محاسبه فشاربهینه بازگرمایش و خنک کن میانی در نیروگاه گازی

توحید ادیبی

استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بناب

tohidadibi@bonabu.ac.ir

◄ چکیده

در این مقاله فشاربهینه بازگرمایش و فشاربهینه در خنک کن میانی در نیروگاه گاز (چرخه برایتون واقعی) شامل دو توربین، دو کمپرسور، محفظه احتراق، خنک کن میانی، بازگرمایش و بازیاب محاسبه شده است. منظور از فشاربهینه، فشاری است که در آن بازده چرخه برایتون حداکثر شود. با شبیه سازی حالتهای مختلف چرخه برایتون واقعی با نرم افزار EES و بهدست آوردن نمودار تغییرات بازده چرخه نسبت به فشار خنک کن میانی، در هر حالت فشاربهینه خنک کن میانی به دست آمده است و روند تغییرات این فشار نسبت به پارامترهای بازده توربین ها، کمپرسورها، بازیاب و خنک کن میانی تعیین شده است. تمامی این مراحل برای فشار بازگرمایش نیز تکرار شده است. در تمامی حالات نتیجه با میانگین هندسی فشار بالا و پایین چرخه مقایسه شده است. نتایج نشان میدهد که در تمامی حالات فشاربهینه از میانگین هندسی فشار بالا و پایین چرخه کمتر و فشاربهینه بازگرمایش از میانگین هندسی فشار بالا و پایین چرخه بیشتر است. همچنین تاثیر تغییرات دمای بیشینه چرخه برایتون، روی فشاربهینه بازگرمایش بررسی و محاسبه شد. در این حالت نیز فشاربهینه بازگرمایش از میانگین هندسی فشار بالا و پایین چرخه بیشتر است.

◄ واژگان کلیدی

نیروگاه گازی
بازگرمایش
فشاربهینه
بازده
خنک کن میانی

◄ تاریخچه مقاله

تاریخ دریافت ۱۳۹۷/۰۱/۲۵
تاریخ پذیرش ۱۳۹۸/۰۱/۱۹

۱ مقدمه

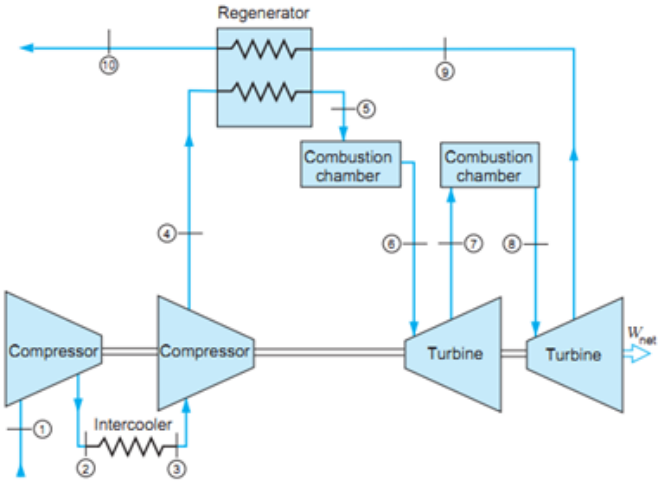
بهینه سازی انرژی و مباحث مربوط به آن یکی از مهمترین مسائل امروزی دنیاست. بهینه سازی مصرف انرژی یکی از مهمترین زمینههای پژوهشی است. البته با توجه به قانون پایستگی انرژی، عملا انرژی از بین نمی رود، بلکه کیفیت انرژی (اگزرژی) در تمامی فرآیندها در جهان کاهش می یابد. پس به نوعی می توان گفت منظور از بهینه سازی مصرف انرژی، کند کردن روند کاهش اگزرژی در فرآیندها است. نیروگاه های موجود در جهان به دو گروه عمده نیروگاه های بخار با چرخه رانکین و نیروگاه های گازی با چرخه برایتون تقسیم بندی می شوند. با توجه به استفاده گسترده از چرخه برایتون در نیروگاه های موجود در جهان، بالا بردن بازده این چرخه برای کند کردن نرخ کاهش کیفیت انرژی اهمیت زیادی دارد. عموما در این چرخه ها از خنک کن میانی و بازگرمایش و بازیاب برای افزایش بازده چرخه استفاده میشود. یکی از مهمترین پارامترهای چرخه برایتون بازده چرخه است. ادیبی و همکارانش [۱] مقوله بهینه سازی انرژی در سیکل برایتون را مورد مطالعه قرار دادند. با تغییر فشار خنک کن میانی بازده سیکل تغییر می کند.

لف [۲] نشان داد بازده یک چرخه در حداکثر کار خروجی از رابطه $\eta = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}}$ به دست میآید. در این کار بازده به دست آمده با بازده چرخه پیشنهادی کارنو مقایسه شده است. با توجه به اینکه چرخه کارنو یک چرخه برگشت پذیر است و عملا اجرای چنین چرخه ای غیر ممکن است، پیشنهاد لف جایگزین بهتری برای چرخه های بازگشت ناپذیر موتورهای گرمایی است. چینگ و چا [۳]، با در نظر گرفتن یک منبع سرد و یک منبع گرم با دمای ثابت برای چرخه برایتون، و در نظر گرفتن بازده برای مبادله کن های گرمای موجود در چرخه تاثیر خنک کن میانی را روی کار خروجی چرخه بررسی کردند. آنها نشان دادند که با افزایش گرمای خروجی در خنک کن میانی، کار خالص تولیدی افزایش می یابد. می توان نشان داد که حداقل کار مصرفی مجموع کمپرسورها در چرخه برایتون با خنک کن میانی زمانی است که فشار داخل خنک کن برابر با میانگین هندسی فشار بالا و پایین چرخه $\left(p_{\text{optimized}} = \sqrt{p_{low} \cdot p_{high}}\right)$ باشد. لینقن و همکاران [۴]توان خروجی به ماکزیمم حجم مخصوص را به عنوان چگالی توان تعریف کردند و با تغییر متغییرهای مختلف در چرخه برایتون بازگشت ناپذیر همراه با خنک کن میانی و بازیاب، چگالی توان بهینه را به دست آوردند. سن دیگو و همکاران [۵] با دید محیط زیست چرخه برایتون همراه با خنک کن میانی را مورد بررسی قرار داده است و با تغییر پارامترهای مختلف، برای تابع زیست محیطی بیشینه، شرایط بهینه را بهدست آورده است. همچنین آنها در این مقاله به مقایسه چرخه برایتون ساده با چرخه برایتون همراه با خنک کن میانی و بازیاب پرداخته اند. چن و همکاران [۶]چرخه برایتون جدیدی را با خنک کن میانی و بازیاب مورد بررسی انرژی و اگرزژی قرار دادند. با تحلیل اگزرژی این چرخه جدید را مورد تحلیل و بهینه سازی قرار دادند. با ثابت نگه داشتن نسبت فشار کل چرخه، فشاربهینه داخل خنک کن میانی تعیین شد. چن و همکارانش [۷]عملکرد چرخه برایتون معکوس با خنک کن و بازیاب را مورد بررسی قرار دادند. فشاربهینه خنک کن میانی برای بالاترین توان و بالاترین بازده به ترتیب به دست آمد. در این بررسی شرایط مختلفی مثل دماهای منابع حرارتی، بازده توربین و کمپرسور مورد بررسی قرار گرفت. حاصلی [۸] تحلیل ترمودینامیکی نیروگاه را مورد بررسی قرار داد و توابع هدف مختلفی

را بر حسب قانون اول ودوم ترمودینامیک تعریف کرد. در این بررسی ها حالت های مختلفی مثل چرخه ساده برایتون، چرخه برایتون با بازیاب، چرخه برایتون با بازیاب و خنک کن میانی تحلیل شد. شرایطی که در آن بازده و توان بیشینه بود تعیین شد. تیاگی و همکارانش [۹] چرخه برایتون همراه با خنک کن میانی و بازیاب را مورد بررسی قرار دادند. فشارهای بهینهای که در آن بازده چرخه و یا توان خروجی چرخه بیشینه بود را محاسبه کردند. در این مقاله به بررسی تاثیر فشار خنک کن میانی و فشار بازگرمایش روی بازده در حالت های مختلف پرداخته شده است.

۲ معادلات حاکم و مدل سازی

نیروگاه گازی با چرخه برایتون با بازیاب، خنک کن میانی و بازگرمایش در شکل۱ نشان داده شده است. در این مقاله حالت های مختلف چرخه برایتون مورد توجه بوده است.



شکل ۱: چرخه برایتون با بازیاب، خنککنمیانی و بازگرمایش [۱۰]

برای محاسبه کار مصرفی کمپرسور از رابطه (۱) استفاده شده است.

$$\begin{aligned} w_{c1} &= h_2 - h_1 \\ w_{c2} &= h_4 - h_3 \\ w_c &= w_{c1} + w_{c2} \end{aligned} \qquad (1)$$

در رابطه بالا h آنتالپی، w کار است. برای محاسبه گرمای مورد نیاز در محفظه احتراق از رابطه (۲) استفاده شده است.

$$q = h_6 - h_5 \qquad (2)$$

در رابطه بالا q گرما است. برای محاسبه کار تولیدی توربین از رابطه (۳) استفاده شده است.

$$\begin{aligned} w_{t1} &= h_7 - h_6 \\ w_{t2} &= h_9 - h_8 \\ w_t &= w_{t1} + w_{t2} \end{aligned} \qquad (3)$$

جریان در کمپرسورها و توربین در حالت ایده آل آیزنتروپیک فرض شده است و در حالت واقعی کار مصرفی کمپرسور و توربین از رابطه (۴)به دست میآید.

$$\begin{aligned} \eta_c &= \frac{W_{cs}}{W_{ca}} \\ \eta_t &= \frac{W_{ta}}{W_{ts}} \end{aligned} \qquad (4)$$

در رابطه بالا η بازده است. اندیس s حالت ایده آل (آیزنتروپیک) و اندیس a حالت واقعی را نشان می دهد. جریان داخل خنک کن میانی، داخل محفظه احتراق و داخل بازیاب فشار ثابت فرض می شود. بازده برای بازیاب به صورت زیراست.

$$\eta_r = \frac{T_5 - T_4}{T_9 - T_4} \qquad (5)$$

برای دفع گرما در خنک کن میانی می توان از یک چرخه سرمایشی استفاده کرد که در این صورت هزینه های بسیار زیادی ایجاد خواهد کرد و علاوه بر آن، اگر چرخه سرمایشی به کار رفته، تراکمی باشد، باید کار مصرفی آن چرخه نیز در نظر گرفته شود و اگر چرخه سرمایشی به کار رفته جذبی باشد باید کار و گرمای آن هم در نظر گرفته شود و لازم است این موارد برای پیدا کردن حالت بهینه در نظر گرفته شوند. اما می توان خنک کن میانی را یک مبدل حرارتی ساده در نظر گرفت که با هوای محیط تبادل حرارت می کند. در این صورت می توان برای خنک کن میانی هم به صورت زیر بازده تعریف کرد.

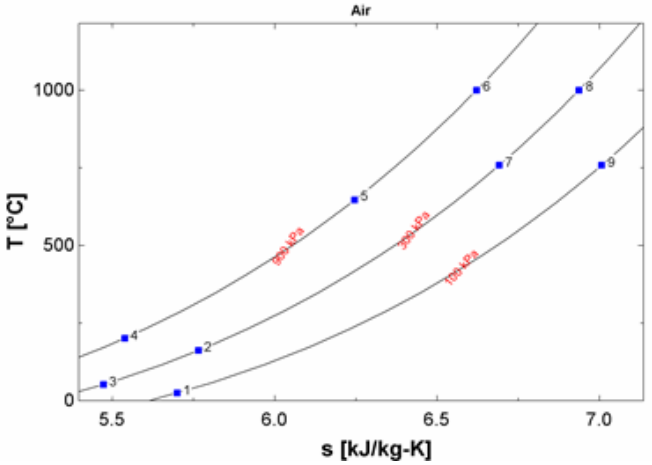
$$\eta_i = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_\infty} \qquad (6)$$

در رابطه بالا T_∞ دمای محیط است. بازده چرخه از رابطه (۷) به دست می آید.

$$\eta = \frac{w_t - w_c}{q} \qquad (7)$$

۳ نتایج و بحث

در ابتدا یک چرخه برایتون غیر ایده آل با دو کمپرسور و دو توربین و یک بازیاب در نظر گرفته شده است. هوا با دمای ۲۵ درجه سانتیگراد و فشار ۱۰۰ کیلو پاسکال وارد کمپرسور اول میشود و بعد از عبور از خنک کن میانی وارد کمپرسور دوم می شود. فشار داخل خنک کن ۳۰۰ کیلو پاسکال و فشار داخل محفظه احتراق ۹۰۰ کیلو پاسکال و دمای ورودی هر دو توربین ۱۰۰۰ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است. بازده کمپرسورها، توربین ها، بازیاب و خنک کن میانی ۸۰ درصد در نظر گرفته شده است. نمودار T-S چرخه مورد نظر در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲: چرخه برایتون غیر ایده آل با دو توربین و دو کمپرسور و بازیاب

در این مقاله فشاربهینه برای خنک کن میانی و بازگرمایش در شرایط مختلف بررسی شده است. منظور از فشاربهینه، فشاری است که در آن بازده نیروگاه بیشینه است. در تمامی بررسی ها، نتایج به دست آمده با نتیجه با میانگین هندسی فشار بالا و پایین چرخه (رابطه (۸)) مقایسه شده است.

$$p_{\text{optimized}} = \sqrt{p_{low} \times p_{\text{high}}} \qquad (۸)$$

در مرحله اول شبیه سازی هایی برای پیدا کردن فشاربهینه خنک کن میانی انجام شده است و در مرحله بعدی شبیه سازی، فشاربهینه برای بازگرمایش مورد بررسی قرار می گیرد. در تمامی بررسی ها کدهایی در نرم افزار EES نوشته شده است و نتایج به دست آمده به صورت نمودار نشان داده شده است. در ابتدا تاثیر بازده کمپرسور روی فشاربهینه خنک کن میانی بررسی شده است. در این حالت با فرض $\eta_i = \eta_r = \eta_t = ۰/۸, \eta_c = ۱$ نمودار تغییرات بازده نسبت به فشار خنک کن میانی به دست آمده است(شکل ۳). از روی این نمودار می توان فشاربهینه را برای این حالت به دست آورد. سپس همین شبیه سازی با تغییر بازده کمپرسور ازیک تا نیم تکرار شده است و در هر بار از روی نمودار بهدست آمده فشاربهینه خنک کن میانی بهدست آمده است. سپس نقاط بهینه استخراج شده از نمودارهای بهدست آمده در نمودار جدیدی رسم شده است.

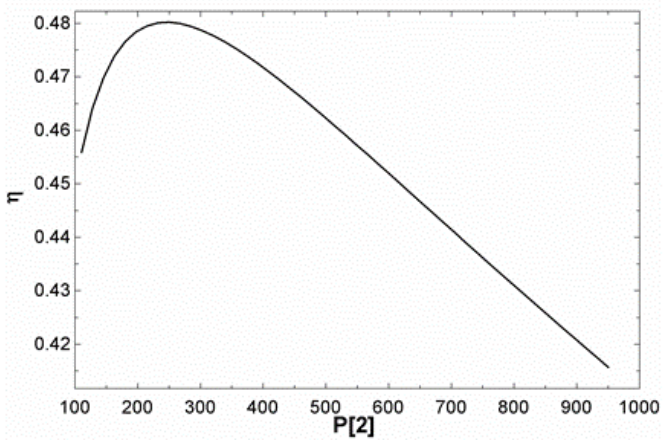
در شکل ۴ تغییرات فشاربهینه خنک کن میانی نسبت به بازده کمپرسور رسم شده است. با توجه به شکل ۴، با افزایش بازده کمپرسور فشاربهینه کاهش می یابد ولی در تمامی حالات مقداری کمتر از میانگین هندسی فشار بالا و پایین چرخه دارد.

در این مرحله تاثیر بازده خنک کن میانی روی فشاربهینه آن بررسی شده است. در این حالت با فرض $\eta_c = \eta_r = \eta_t = ۰/۸, \eta_c = ۱$ نمودار تغییرات بازده نسبت به فشار خنک کن میانی به دست آمده است. از روی این شکل میتوان فشاربهینه را برای این حالت به دست آورد. سپس همین شبیه سازی با تغییر بازده خنک کن میانی از یک تا نیم تکرار شده است و در هر بار از روی نمودار به دست فشاربهینه خنک کن میانی به دست آمده است. سپس نقاط بهینه استخراج شده از نمودارهای به دست آمده در نمودار جدیدی رسم شده است(شکل ۵).

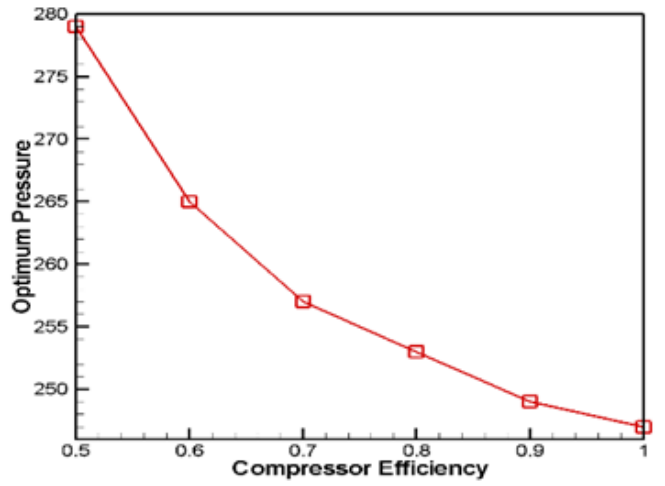
همانطور که در شکل ۵ هم مشخص است فشاربهینه در این حالت نیز از میانگین هندسی در تمامی شرایط کمتر است. فشاربهینه با کاهش بازده خنک کن میانی کاهش پیدا می کند. یعنی بر خلاف نزولی بودن نمودار تغییرات فشاربهینه خنک کن میانی نسبت به بازده کمپرسور، نمودار تغییرات فشاربهینه نسبت به بازده خنک کن میانی صعودی است.

در این بخش تاثیر بازده بازیاب روی فشاربهینه خنک کن میانی بررسی شده است. شبیه سازی ها با فرض $\eta_c = \eta_t = \eta_c = ۰/۸$ و با تغییر بازده بازیاب از یک تا نیم تکرار شده است و در هر بار از روی نمودار به دست فشاربهینه خنک کن میانی به دست آمده است. سپس نقاط بهینه استخراج شده از نمودارهای به دست آمده در نمودار جدیدی رسم شده است(شکل ۶).

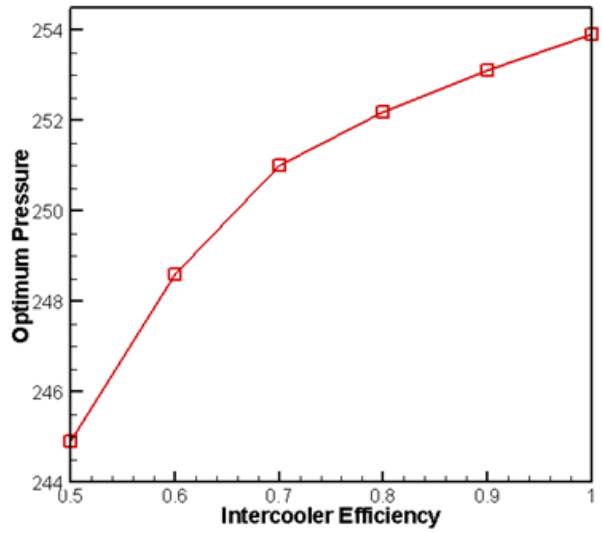
همانطور که در شکل ۶ هم مشخص است فشاربهینه در این شرایط نیز از میانگین هندسی در تمامی حالات کمتر است. فشاربهینه با کاهش بازده خنک کن میانی کاهش پیدا می کند. در نتیجه این روند شبیه روند تغییرات فشاربهینه نسبت به بازده خنک کن میانی است.



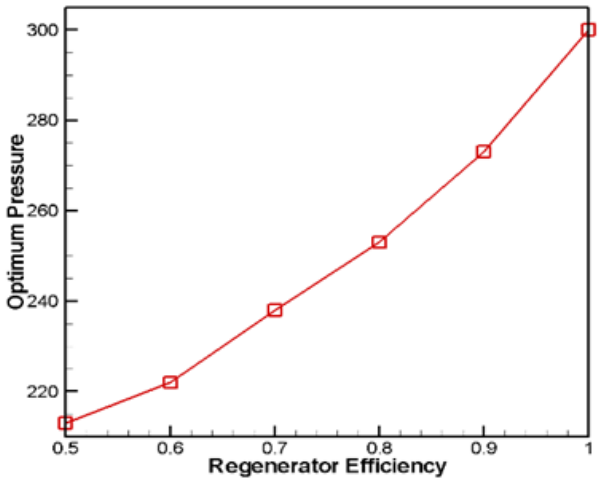
شکل ۳: تغییرات بازده سیکل برایتون نسبت به فشار خنک کن میانی با فرض $\eta_i = \eta_r = \eta_t = ۰/۸, \eta_c = ۱$



شکل ۴: تغییرات فشاربهینه خنک کن میانی نسبت به بازده کمپرسورها با فرض $\eta_i = \eta_r = \eta_t = ۰/۸$

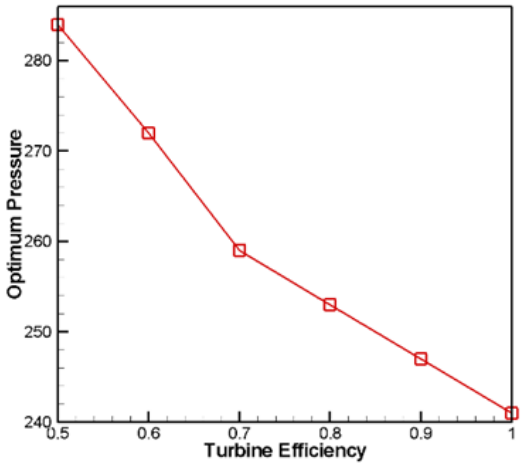


شکل ۵: تغییرات فشاربهینه نسبت به بازده خنک کن میانی با فرض $\eta_c = \eta_r = \eta_t = ۰/۸$



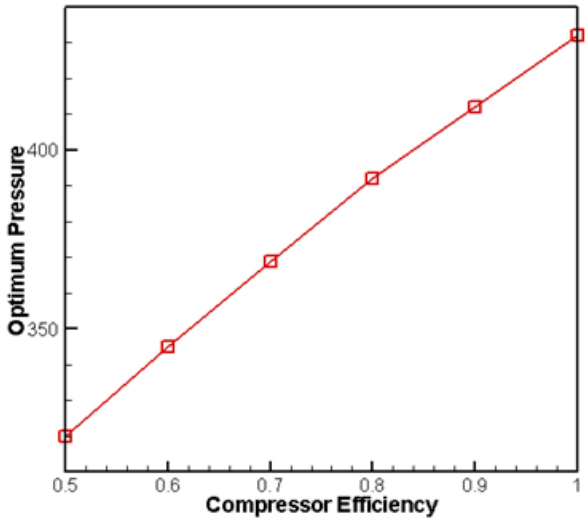
شکل ۶: تغییرات فشاربهینه خنک کن میانی نسبت به بازده بازیاب با فرض $\eta_c = \eta_r = \eta_t = ۰/۸$

در این بخش تاثیر بازده توربین ها روی فشاربهینه خنک کن میانی بررسی شده است. شبیه سازیها با فرض $\eta_c = \eta_r = \eta_t = ۰/۸$ و با تغییر بازده توربین ها ازیک تا نیم تکرار شده است و در هر بار از روی نمودار به دست فشاربهینه خنک کن میانی به دست آمده است. سپس نقاط بهینه استخراج شده از نمودارهای به دست آمده در نمودار جدیدی رسم شده است(شکل ۷). همانطور که در شکل ۷ هم مشخص است فشاربهینه در این شرایط نیز مانند تمامی موارد قبلی از میانگین هندسی فشار پایین و بالای چرخه در تمامی حالات کمتر است. فشاربهینه با افزایش بازده خنک کن میانی کاهش پیدا می کند. در نتیجه این روند شبیه روند تغییرات فشاربهینه نسبت به بازده کمپرسورها است.



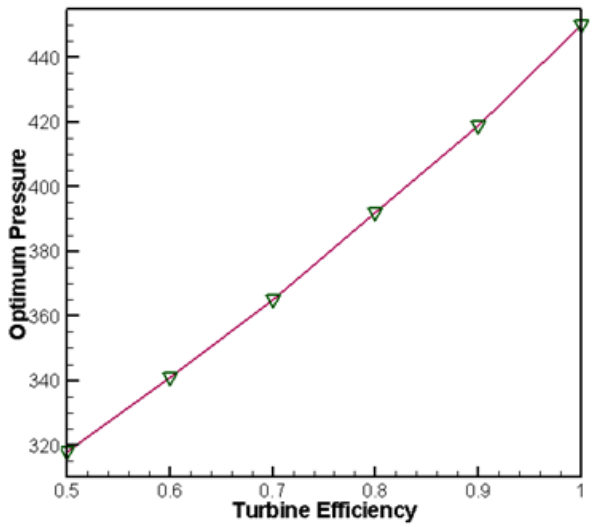
شکل ۷: تغییرات فشاربهینه خنک کن میانی نسبت به بازده توربین‌ها با فرض $\eta_c = \eta_r = \eta_i = ۰/۸$

در قسمت دوم مقاله، فشاربهینه بازگرمایش مورد بررسی قرار می گیرد. در ابتدای این مرحله، تاثیر بازده کمپرسور روی فشاربهینه بازگرمایش بررسی می شود. در ابتدا با فرض ایده آل (آیزنتروپیک) بودن کمپرسور و $\eta_t = \eta_r =$ ۰/۸ η_i چرخه شبیه سازی شده و بازده چرخه نسبت به تغییرات فشار بازگرمایش رسم می شود. از روی نمودار و نتایج به دست آمده، فشاربهینه تعیین می شود. بعد با تغییر بازده کمپرسور از یک تا نیم و تکرار مراحل قبل فشاربهینه برای هر بازدهی به دست میآید. نتایج به دست آمده، در شکل ۸ نشان داده شده است. همانطور که از شکل ۸مشخص است، فشاربهینه در تمامی حالات بالای فشاربهینه محاسبه شده از میانگین هندسی فشار پایین و بالای چرخه می باشد. همچنین با افزایش بازده کمپرسور، فشاربهینه نیز افزایش می یابد.



شکل ۸: تغییرات فشاربهینه بازگرمایش نسبت به بازده کمپرسورها با فرض $\eta_t = \eta_r = \eta_i = ۰/۸$

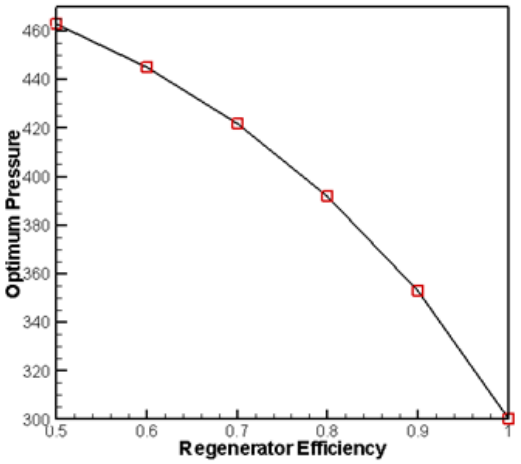
در ادامه، تاثیر بازده توربین روی فشاربهینه بازگرمایش بررسی می شود. در ابتدا با فرض چرخه شبیه سازی شده و بازده چرخه نسبت به تغییرات فشار بازگرمایش رسم شده و فشاربهینه تعیین می شود. بعد با تغییر بازده توربین از یک تا صفر و تکرار مراحل قبل فشاربهینه برای هر بازدهی به دست می آید. نتایج بهدست آمده، در شکل ۹ نشان داده شده است. همانطور که از شکل ۹ مشخص است، فشاربهینه در تمامی حالات بیشتر از فشاربهینه محاسبه شده از میانگین هندسی فشار پایین و بالای چرخه است. همچنین با افزایش بازده توربین، فشاربهینه نیز افزایش می یابد.



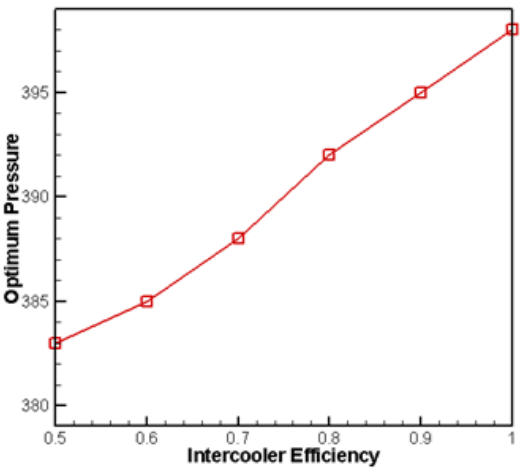
شکل ۹: تغییرات فشاربهینه بازگرمایش نسبت به بازده توربین‌ها با فرض $\eta_c = \eta_r = \eta_i = ۰/۸$

در این قسمت تاثیر بازده خنک کن میانی روی فشاربهینه بازگرمایش

بررسی می شود. در ابتدا با فرض $\eta_c = \eta_r = \eta_t = ۰/۸$ چرخه شبیه سازی شده و بازده چرخه نسبت به تغییرات فشار بازگرمایش رسم و فشاربهینه تعیین می شود. بعد با تغییر بازده خنک کن میانی از یک تا نیم و تکرار مراحل قبل فشاربهینه برای هر بازدهی به دست می آید. نتایج به دست آمده، در شکل ۱۱ نشان داده شده است. همانطور که از شکل ۱۱ مشخص است، فشاربهینه در تمامی حالات بیشتر از فشاربهینه محاسبه شده از میانگین هندسی فشار پایین و بالای چرخه می باشد. همچنین با افزایش بازده خنک کن میانی، فشاربهینه نیز افزایش می یابد. البته با توجه به نتایج، تغییرات بازده خنک کن میانی تاثیر چندانی روی فشاربهینه بازگرمایش ندارد. در این بخش تاثیر بازده بازیاب روی فشاربهینه بازگرمایش بررسی می شود. در ابتدا با فرض $\eta_c = \eta_i = \eta_t = ۰/۸$ چرخه شبیه سازی شده و بازده چرخه نسبت به تغییرات فشار بازگرمایش رسم و فشاربهینه تعیین می شود. بعد با تغییر بازده بازیاب از یک تا نیم و تکرار مراحل قبل فشاربهینه برای هر بازدهی به دست می آید. نتایج به دست آمده، درشکل ۱۰ نشان داده شده است. همانطور که از شکل ۱۰ مشخص است، فشاربهینه در تمامی حالات بیشتر از فشاربهینه محاسبه شده از میانگین هندسی فشار پایین و بالای چرخه است. بر خلاف موارد قبل، با افزایش بازده بازیاب، فشاربهینه کاهش می یابد.



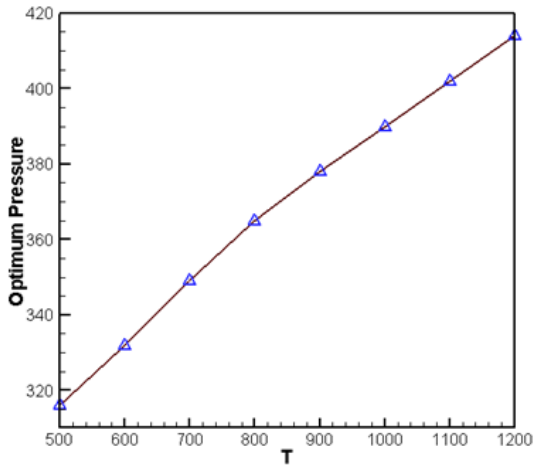
شکل ۱۰: تغییرات فشاربهینه بازگرمایش نسبت به بازده خنک کن میانی $\eta_c = \eta_i = \eta_t = ۰/۸$



شکل ۱۱: تغییرات فشاربهینه بازگرمایش نسبت به بازده خنک کن میانی $\eta_c = \eta_r = \eta_t = ۰/۸$

نتایج به دست آمده تا این مرحله، در جدول ۱ آورده شده است. نتایج جدول ۱ نشان می دهد که در تمامی موارد فشاربهینه داخل خنک کن میانی کمتر از میانگین هندسی فشار پایین و بالای چرخه می باشد و در تمامی موارد فشاربهینه بازگرمایش بیشتر از میانگین هندسی فشار پایین و بالای چرخه است. با افزایش بازده کمپرسور و توربین، فشاربهینه خنک کن میانی کاهش می یابند در حالیکه با افزایش بازده کمپرسور و توربین، فشاربهینه بازگرمایش افزایش می یابد. با افزایش بازده بازیاب، فشاربهینه خنک کن میانی افزایش می یابد، در حالیکه با افزایش بازده بازیاب، فشاربهینه بازگرمایش کاهش می یابد. تنها موردی که بین فشاربهینه بازیاب و فشاربهینه خنک کن میانی تشابهی دیده می شود این است که با افزایش بازده خنک کن میانی، فشاربهینه خنک کن میانی و بازگرمایش افزایش می یابند. تاثیر تغییر بازده اجزای چرخه روی فشاربهینه بازگرمایش بیشتر از فشاربهینه خنک کن میانی است. تغییر بازده بازیاب بیشترین و تغییر بازده خنک کن میانی کمترین تاثیر را روی تغییرات فشاربهینه بازگرمایش و فشاربهینه خنک کن میانی دارد. به طوری تاثیر تغییر بازده بازیاب روی فشاربهینه بیش از ۱۰ برابر تاثیر تغییر بازده خنک کن میانی است.

در قسمت پایانی تاثیر دمای ورودی توربین روی فشاربهینه بازگرمایش بررسی میشود. در ابتدا با فرض $\eta_c = \eta_i = \eta_r = \eta_t = ۰/۸$ و $T_{high} = ۵۰۰^\circ\mathrm{C}$ چرخه شبیه سازی شده و فشاربهینه تعیین می شود. بعد با تغییر دمای بیشینه چرخه تا $T_{high} = ۱۲۰۰^\circ\mathrm{C}$ و تکرار مراحل قبل فشاربهینه برای هر دمایی به دست می آید. نتایج به دست آمده، درشکل ۱۲ نشان داده شده است. همانطور که از شکل ۱۲ مشخص است، فشاربهینه در تمامی حالات بیشتر از فشاربهینه محاسبه شده از میانگین هندسی فشار بالا و پایین چرخه است. با افزایش دمای ورودی توربینها، فشاربهینه نیز افزایش می یابد.



شکل ۱۲: تغییرات فشاربهینه بازگرمایش نسبت به دمای ورودی توربین $\eta_c = \eta_i = \eta_r = \eta_t = ۰/۸$

۴ نتیجه گیری

در این مقاله نیروگاه گازی (چرخه برایتون) در حالت های متنوعی در نرمافزار EES شبیه سازی شد و فشاربهینه برای بازگرمایش و خنک کن میانی تعیین

جدول ۱: تاثیر تغییر بازده اجزای مختلف چرخه روی فشاربهینه بازگرمایش و خنک کن میانی

	تغییرات فشاربهینه خنک کن میانی	شیب متوسط تغییرات (kPa)	فشاربهینه به دست آمده در مقایسه با میانگین هندسی شار بالا و پایین چرخه	تغییرات فشاربهینه بازگرمایش	شیب متوسط تغییرات	فشاربهینه به دست آمده در مقایسه با میانگین هندسی فشار بالا و پایین چرخه
افزایش بازده کمپرسور	کاهش	۶۸	کمتر	۲۲۰	افزایش	بیشتر
افزایش بازده توربین	کاهش	۹۰	کمتر	۲۶۰	افزایش	بیشتر
افزایش بازده خنک کن میانی	افزایش	۱۶	کمتر	۳۰	افزایش	بیشتر
افزایش بازده بازیاب	افزایش	۱۷۰	کمتر	۳۲۰	کاهش	بیشتر

شد. فشاربهینه فشاری است که در آن بازده چرخه بیشینه است. نتایج نشان داد که در تمامی موارد فشاربهینه داخل خنک کن میانی کمتر از میانگین هندسی فشار بالا و پایین چرخه است و در تمامی موارد فشاربهینه بازگرمایش بیشتر از میانگین هندسی فشار بالا و پایین چرخه است. با افزایش بازده کمپرسور و توربین، فشاربهینه خنک کن میانی کاهش ولی فشاربهینه بازگرمایش افزایش می یابد. با افزایش بازده بازیاب، فشاربهینه خنک کن میانی افزایش و فشاربهینه بازگرمایش کاهش می یابد. تنها موردی که بین فشاربهینه بازیاب و فشاربهینه خنک کن میانی تشابهی دیده می شود این است که با افزایش بازده خنک کن میانی، فشاربهینه خنک کن میانی و بازگرمایش افزایش می یابند. همچنین نتایج نشان داد که تاثیر تغییر بازده اجزای چرخه روی فشاربهینه بازگرمایش بیشتر از فشاربهینه خنک کن میانی است. با توجه به نتایج به دست آمده تغییر بازده بازیاب بیشترین و تغییر بازده خنک کن میانی کمترین تاثیر را روی تغییرات فشاربهینه بازگرمایش و فشاربهینه خنک کن میانی دارد. همچنین با افزایش دمای ورودی توربین ها، فشاربهینه بازگرمایش افزایش پیدا می کرد و در تمامی حالات از میانگین هندسی فشار بالا و پایین چرخه بیشتر بود.

مراجع

[1] Adibi, Tohid, Kangarluei, Rostam Akbari, Azar, Saeed Karam Javani, and Rossoli, Behzad. Investigating effect of intercooler on performance and efficiency of brayton cycle in ideal and non-ideal condition.

[2] Leff, Harvey S. Thermal efficiency at maximum work output: New results for old heat engines. *American Journal of Physics*, 55(7):602–610, 1987.

[3] Cheng, Ching-Yang and Chen, Cha'o-Kuang. Maximum power of an endoreversible intercooled brayton cycle. *International journal of energy research*, 24(6):485–494, 2000.

[4] Chen, Lingen, Wang, Junhua, and Sun, Fengrui. Power density analysis and optimization of an irreversible closed intercooled regenerated brayton cycle. *Mathematical and Computer Modelling*, 48(3-4):527–540, 2008.

[5] del Rio Oliveira, Santiago, Scalon, Vicente Luiz, and Repinaldo, Vitor Pereira. Ecological optimization of an irreversible brayton cycle with regeneration, inter-cooling and reheating. *Applied Mathematical Modelling*, 39(22):6830–6844, 2015.

[6] Chen, Lingen, Ni, Dongliang, Zhang, Zelong, and Sun, Fengrui. Exergetic performance optimization for new combined intercooled regenerative brayton and inverse brayton cycles. *Applied Thermal Engineering*, 102:447–453, 2016.

[7] Chen, Lingen, Wang, Wenhua, Sun, Fengrui, and Wu, Chih. Closed intercooled regenerator brayton-cycle with constant-temperature heat-reservoirs. *Applied Energy*, 77(4):429–446, 2004.

[8] Haseli, Y. Efficiency of irreversible brayton cycles at minimum entropy generation. *Applied Mathematical Modelling*, 40(19-20):8366–8376, 2016.

[9] Tyagi, SK, Chen, GM, Wang, Q, and Kaushik, SC. Thermodynamic analysis and parametric study of an irreversible regenerative-intercooled-reheat brayton cycle. *International Journal of Thermal Sciences*, 45(8):829–840, 2006.

[10] Borgnakke C, Sonntag RE. Fundamentals of thermodynamics. *Don Fowley*, 2015.