



مؤسسه آموزش عالی غیر دولتی غیر انتفاعی انرژی

## شبیه سازی فرایند تولید الکتریسیته در نیروگاه توربین گازی

### سیکل ترکیبی توسط Aspen HYSYS

پایان نامه یا رساله برای دریافت درجه کارشناسی ارشد

در رشته مهندسی برق برنامه و مدیریت سیستمهای انرژی الکتریکی

نام دانشجو:

حامد جعفر

استاد راهنما:

دکتر ایمان واصفی

دکتر مصطفی عادل زاده

فروردین ماه 1401

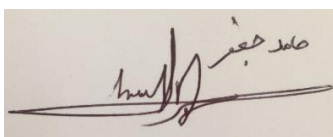
بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

## تأییدیه‌ی صحت و اصالت نتایج

### باسمه تعالی

اینجانب **حامد جعفر** به شماره دانشجویی **99125801** دانشجوی رشته مهندسی برق گرایش برنامه و مدیریت سیستمهای انرژی الکتریکی مقطع تحصیلی کارشناسی ارشد تأیید می‌نمایم که کلیه‌ی نتایج این پایان‌نامه/رساله حاصل کار اینجانب و بدون هرگونه دخل و تصرف است و موارد نسخه‌برداری شده از آثار دیگران را با ذکر کامل مشخصات منبع ذکر کرده‌ام. در صورت اثبات خلاف مندرجات فوق، به تشخیص دانشگاه مطابق با ضوابط و مقررات حاکم (قانون حمایت از حقوق مؤلفان و مصنفان و قانون ترجمه و تکثیر کتب و نشریات و آثار صوتی، ضوابط و مقررات آموزشی، پژوهشی و انضباطی ...) با اینجانب رفتار خواهد شد و حق هرگونه اعتراض درخصوص احقاق حقوق مکتسب و تشخیص و تعیین تخلف و مجازات را از خویش سلب می‌نمایم. در ضمن، مسئولیت هرگونه پاسخگویی به اشخاص اعم از حقیقی و حقوقی و مراجع ذی‌صلاح (اعم از اداری و قضایی) به عهده‌ی اینجانب خواهد بود و دانشگاه هیچ‌گونه مسئولیتی در این خصوص نخواهد داشت.

امضا و تاریخ: 1401/01/30



## مجوز بهره‌برداری از پایان‌نامه

بهره‌برداری از این پایان‌نامه در چهارچوب مقررات کتابخانه و با توجه به محدودیتی که توسط استاد راهنما

به شرح زیر تعیین می‌شود، بلامانع است:

- ☐ بهره‌برداری از این پایان‌نامه/ رساله برای همگان بلامانع است.
- ☐ بهره‌برداری از این پایان‌نامه/ رساله با اخذ مجوز از استاد راهنما، بلامانع است.
- ☐ بهره‌برداری از این پایان‌نامه/ رساله تا تاریخ ..... ممنوع است.

نام استاد یا اساتید راهنما:

دکتر ایمان واصفی

دکتر مصطفی عادل‌زاده

تاریخ:

امضا:



تقدیم به:

همسر عزیزم

مهربانی و مراقبت تو یکی از راز های خوشبختی ماست

بودنت کنارم و همراهی ات همیشه

لحظات سخت زندگی را برایم آسان تر کرده است

از تو ممنونم و دوستت دارم

تشکر و قدردانی:

با بوسه بر دستان پدرم

به او که نمی دانم از بزرگی اش بگویم یا مردانگی، سخاوت، سکوت، مهربانی و...

پدرم راه تمام زندگیست

پدرم دلخوشی همیشگیست

مادر عزیزتر از جانم

مادرم هستی من زهستی توست تا هستم و هستی دارمت دوست

غمگسار جاودانی مادر است

با تشکر ویژه از اساتید بزرگوارم جناب آقای دکتر واصفی و جناب آقای دکتر عادل زاده که در

این راه مرا یاری نمودند

## چکیده

نیروگاه‌های توربین گازی سیکل ترکیبی<sup>۱</sup> برای تولید برق به‌طور فزاینده‌ای اهمیت دارند؛ بنابراین افزایش عملکرد حرارتی آن‌ها برای کاهش انتشار دی‌اکسید کربن<sup>۲</sup> ضروری است. هدف از این تحقیق ارائه یک روش شبیه‌سازی نیروگاه سیکل ترکیبی با گرمایش مجدد با فشار سه‌گانه در نرم افزار مهندسی Aspen HYSYS است. معادلات مدل‌سازی که تمام اجزای نیروگاه در شرایط خارج از طراحی را در برمی‌گیرند (به‌عنوان مثال کمپرسور، محفظه احتراق، توربین، ژنراتور بخار بازیابی حرارت و توربین‌های بخار) در Aspen HYSYS پیاده‌سازی شده‌اند و یک روش خاص برای حل آن‌ها ارائه شده است. استراتژی مدل‌سازی و روش حل می‌تواند برای شبیه‌سازی عملیات در وضعیت خارج از شرایط طراحی هر نیروگاه CCGT گسترش یابد و به‌طور کلی در سایر شبیه‌سازهای فرآیند (به‌عنوان مثال Aspen Plus، Unisim، Pro II) قابل استفاده است. برای ارزیابی عملکرد مدل، پیش‌بینی‌های آن با پیش‌بینی‌های مدل مشابه GateCycle مقایسه می‌شود. نتایج نشان می‌دهد پیش‌بینی‌های دو مدل اسپن هایسیس و GateCycle کاملاً منطبق است. انحراف میانگین برای توان‌های خروجی و بازده حرارتی توربین گاز، چرخه بخار و نیروگاه CCGT به ترتیب کمتر از 2٪، 1.5٪ و 0.6٪ است. این انحرافات اساساً از محاسبات متفاوت آنتالپی گاز ناشی می‌شود. از آنجاکه این مدل امکان ادغام آسان با سیستم‌های مختلف انرژی را فراهم می‌کند و می‌توان آن را برای پیش‌بینی رفتار زمان واقعی (Real time) سیستم در Aspen HYSYS پویا کرد که برای کاربردهای گسترده بسیار مفید است.

**واژه‌های کلیدی:** نیروگاه‌های توربین گازی سیکل ترکیبی، Aspen HYSYS، شبیه‌سازی

---

<sup>1</sup> Combined cycle gas turbine (CCGT)

<sup>2</sup> Dioxid Carbon (CO<sub>2</sub>)



# فصل اول

مقدمه

گرم شدن زمین یا گرمایش زمین (Global warming) به افزایش تدریجی حرارت سطح، اقیانوس‌ها و اتمسفر، می‌گویند. از آخرین سال‌های صدهی نوزدهم میلادی دانشمندان حرارت متوسط زمین را ثبت کرده و تغییرات آن را بررسی می‌کنند. در سال ۲۰۱۳ هیئت بین‌المللی تغییرات آب و هوایی (IPCC) گزارش می‌دهد که تغییرات آب و هوایی بیشتر از گذشته به فعالیت‌های انسان وابسته شده است. آنچه این روزها از آن به عنوان گرمایش جهانی نام برده می‌شود در حقیقت افزایش میانگین درجه حرارت زمین در نزدیکی سطح آن است.

تحقیقات دانشمندان نشان می‌دهد در طول یکصد سال گذشته میانگین دمای هوا در نزدیکی سطح زمین بین 18 تا 74 درجه سانتیگراد افزایش یافته است. دمای متوسط زمین در طول یک قرن پیش حدود نیم درجه سانتیگراد بیشتر شده است. انتظار دانشمندان از ادامه روند فعلی آن است که در طول ۱۰۰ سال آینده میانگین دمای زمین یک و نیم تا سه و نیم درجه سانتیگراد افزایش پیدا کند. باید توجه داشت که همین مقدار اندک افزایش دما می‌تواند آب و هوای زمین را به صورت بی‌سابقه‌ای تغییر دهد. زمانی که این پدیده رخ دهد، ممکن است تغییرات شگرفی در سطح آب اقیانوس‌ها، مزارع کشاورزی و هوایی که استنشاق می‌کنیم یا آبی که می‌نوشیم رخ دهد.

منظور از گرم شدن زمین بالا رفتن متوسط دمای زمین است که تغییرات آب و هوا را نیز در پی خواهد داشت. گرم شدن زمین سبب تغییر الگوی بارش باران و برف، افزایش سطح آب دریاها و آزاد و کاهش سطح آب دریاچه‌ها و تأثیرات عمیق بر گونه‌های مختلف گیاهان و حیوانات و سرانجام انسان‌ها خواهد شد. یکی از مواردی که تا پیش از گرم شدن زمین به سبب افزایش فعالیت‌های بشر به عنوان ابزار ایمن‌سازی برای زمین در نظر گرفته می‌شد گازهای گلخانه‌ای بودند، یعنی مجموعه‌ای از گازها که مقداری از انرژی خورشید را در جو زمین نگه می‌دارند و باعث گرم شدن جو می‌شوند که شامل بخار آب، دی‌اکسید نیتروژن، دی‌اکسید کربن و متان است. این گازهای گلخانه‌ای کره زمین را به اندازه‌ای گرم نگه می‌دارد که انسان‌ها بتوانند بر

روی آن زندگی کنند اما اگر اثر گلخانه ای که به دلیل وجود این گازها در جو زمین به وجود می آید افزایش یابد ممکن است دمای زمین به اندازه ای زیاد شود که انسان ها و گیاهان و سایر جانداران از تحمل این گرما عاجز باشند.

کاهش میزان استفاده از سوخت های فسیلی یکی از مهمترین قدم ها در کمک به کنترل دمای زمین است. ناسا توسعه ای انرژی های پاک از جمله انرژی خورشیدی، باد و زمین گرمایی را باعث کاهش استفاده از نفت و زغال سنگ در نیروگاه ها می داند. استفاده از وسایل حمل و نقل عمومی و اتومبیل هایی با سوخت غیر فسیلی تأثیر به سزایی در کاهش تولید گازهای گلخانه ای دارد. کربن دی اکسید علت اصلی گرم شدن کره زمین محسوب می شود و بیش از 40 درصد کربن دی اکسید از صنعت برق نشاءت می گیرد.

تولید برق فرآیندی است که طی آن اشکال دیگر انرژی به انرژی الکتریکی تبدیل می شود. اصول پایه تولید الکتریسیته در طی دهه 1820 و اوایل دهه 1830 توسط دانشمند انگلیسی مایکل فارادی کشف شد. روش و اصول اولیه او، تولید الکتریسیته بوسیله حرکت یک صفحه یا سیستم پیچی از جنس مس بین قطبین مغناطیسی یک آهنربا است که امروزه نیز مورد استفاده قرار می گیرد.

در اغلب موارد برق توسط ژنراتورهای الکترومکانیکی در نیروگاه تولید می شود که این روش دارای مشتقاتی نظیر موتورهای سوختی حرارتی که از فعل و انفعالات شیمیایی استفاده می کنند و یا فرآیند شکاف هسته ای در راکتورهای اتمی می باشد. انواع انرژی های دیگر نظیر انرژی خورشیدی و استفاده از حرارت زمین نیز از تکنولوژی های دیگر تولید برق بشمار میرود.

در تولید انرژی الکتریکی، ژنراتور الکتریکی دستگاهی است که انرژی مکانیکی را به انرژی الکتریکی تبدیل می کند. معکوس این عملیات یعنی تبدیل انرژی الکتریکی به انرژی مکانیکی توسط موتور انجام می گیرد. موتورها و ژنراتورها دارای شباهت های زیادی با یکدیگر می باشند.

برای ابزارهای الکتریکی نخستین فرآیند انتقال انرژی الکتریکی به مصرف کننده ها می باشد. دیگر فرآیندها عبارتند از: انتقال انرژی الکتریکی، توزیع برق و منابع ذخیره سازی و بازیابی انرژی الکتریکی با استفاده از روشهایی که توسط صنایع الکتریکی بکار گرفته می شود.

نیروی یک ژنراتور جریان الکتریکی را در مدارات الکتریکی خارجی به حرکت در می آورد اما جریان برقی که در سیم ها و سیم پیچها موجود است را بوجود نمی آورد. این به نوعی شبیه یک پمپ آبی است که آب را به جریان در می آورد ولی آب را تولید نمی کند.

منبع مکانیکی انرژی الکتریکی ممکن است که حرکت پیستون یا توربین یک ماشین بخار باشد. آب بر روی توربین و یا پروانه ای می ریزد که به داخل موتور حرارتی متصل است و یا توربین بادی که با هوای فشرده کار می کنند اینها همه انواعی از منابع انرژی مکانیکی بشمار می روند که در تولید برق کاربرد دارند. منابع عمده تولید الکتریسیته در ایالات متحده در سال 2008 سوخت فسیلی (بخصوص زغال سنگ) بوده است.

اثر توربوالکترونیک در جایی که اتصال بین شارژهای ضدعایق صورت گیرد رخ می دهد. به دلیل سختی بکارگیری و عدم موفقیت چندان ماشینهای ایزولاتور در تولید برق با ولتاژهای بالا ژنراتورهای الکترواستاتیک به طور محدود مورد استفاده قرار می گیرند و در تولید انبوه و تجاری از آنها استفاده نمی شود. ماشین ویمسشارت مثالی از این تکنولوژی می باشد که موجود بوده است.

هفت روش اساسی و تبدیل سایر انرژیها به انرژی الکتریکی وجود دارد که در ادامه به آنها اشاره شده است.

- الکتریسیته ساکن: بر اساس جداسازی بارهای الکتریکی به روش فیزیکی و حمل شارژ می باشد. مثال: اثر توربوالکترونیک و صاعقه.

- القاء الکترومغناطیس: توسط یک موتور الکتریکی دینام و ترانسفورماتور انرژی جنبشی به انرژی الکتریکی تبدیل می شود.

- روش الکتروشیمیایی: تبدیل مستقیم انرژیهای شیمیایی به جریان الکتریکی می باشد مثل باتری پیل سوختی.

- اثر فتوالکترونیک: تبدیل نور به انرژی الکتریکی مانند سلولهای فتوالکتریکی (باتری نوری).

- اثر ترموالکتریک: تبدیل مستقیم اختلاف دما به انرژی الکتریکی (ترموکوپل) و ترموپیل.
- اثر پیزوالکتریک: در اثر کشش مکانیکی مولکولها و یا کریستالهایی که دارای بار الکتریکی ناهمسان می باشند.
- تبدیل هسته ای: ساخت انرژی الکتریکی بر اساس شتاب ذرات باردار مثل بتا و لبتایی و تشعش ذرات آلفا.

الکتریسیته ساکن نخستین شکل انرژی الکتریکی بود که کشف و مورد تحقیق قرار گرفت. هنوز ژنراتورهای الکترواستاتیک حتی در دستگاه های مدرن مانند ژنراتور و اندوگراف و ژنراتور MHD کاربرد دارند. در این روش الکترونها بطور مکانیکی جدا شده و در جهت افزایش پتانسیل الکتریکی منتقل میشوند.

تقریباً تمام ژنراتورهای تجاری تولید برق از روش القاء الکترومغناطیسی بدین شکل که انرژی نیروهای مکانیکی جریان الکتریکی را پدید می آورند. روشهای مختلفی در پیشرفت و توسعه این انرژی های مکانیکی از قبیل موتورهای حرارتی، موتورها با نیروی محرکه آب، باد و نیروی کشش و رانش وجود دارند. روش مستقیم در تبدیل انرژی هسته به انرژی الکتریکی کاربرد چندانی ندارد و در دستگاههایی که از انرژی هسته ای در تولید برق استفاده می کنند این انرژی برای راه اندازی موتور حرارتی استفاده می شود که محرکه ژنراتوری است که انرژی مکانیکی را به انرژی الکتریکی از طریق القاء الکترومغناطیس تبدیل می کند پس انرژی هسته ای نقش سوخت موتور حرارتی را عهده دار بوده و به طور مستقیم در تولید برق بکار نمی رود.

اغلب ژنراتورهای الکتریکی با موتورهای حرارتی کار می کنند. انرژی گرمایی اغلب این ماشینها توسط سوختهای فسیلی شکاف هسته ای و انواع منابع قابل تجدید انرژی تأمین می شود.

نخستین مدل پیشرفته توربین بخار توسط سر چارلز پارسونس در سال 1884 طراحی و ساخته شده که امروزه 80 درصد نیروی برق در جهان با استفاده از اشکال مختلف این روش تولید می شوند.

سدهای بزرگ نظیر سه نمونه سد آبی که در چین وجود دارند می توانند نیروی هیدروالکتریک عظیمی را جهت تولید برق تأمین کنند. این روش توانایی تولید 22/5GW برق را داراست. ساسکوئینا (Susquehanna)

نیروگاه برقی بخار با دستگاه تولید برق از طریق سوخت هسته ای می باشد. سیکل ترکیبی گاز طبیعی نزدیک اورم (Orem) در ایالت یوتا (utah) آمریکا می باشد. تمام توربین ها توسط حرکت سیال با انرژی متوسط بکار می افتد. شمار زیادی از انواع توربین های حرارتی موجود می باشند و از دیگر انواع توربینها می توان از توربینهای بادی یا توربینهایی که با فشار آب کار می کنند یاد کرد.

بخار آب حاصل از راه های زیر:

- شکاف هسته ای
- سوختن سوخته های فسیلی (زغال سنگ ، گاز طبیعی، نفت خام). بخار مورد استفاده در این توربین ها بطور مستقیم از سوختن گاز طبیعی یا نفت تولید میشود.

توربین های سیکل گاز ترکیبی دستگاه هایی هستند که انرژی محرکشان هم از بخار و هم از گاز طبیعی حاصل می شود. آنها انرژی خود را از طریق سوختن گاز طبیعی در توربین های گازی و بکار بردن بخار همین فرآیند برای تولید انرژی بیشتر تأمین می کنند. راندمان این دستگاهها بیش از 60 درصد است.

ژنراتورهای برق کوچک اغلب با استفاده از سوخت گازوئیل، گاز متان و یا گاز طبیعی نیروی برق تولید می کنند. موتورهای دیزلی اغلب برای راه اندازی برق اضطراری معمولاً با تولید ولتاژ کم استفاده می شوند. بهر حال انرژی زیادی در این موتورها مصرف می شود که برای تولید برق اضطراری در شرایط خاص و یا در بیمارستان ها و در نبود برق بکار می روند. گاز متان در راه اندازی توربین های گازی کوچکی استفاده می شود که در نزدیکی منابع تولید این گاز نظیر فاضلاب ها بکار گرفته میشود و برق حاصله نیز از ولتاژ کمی برخوردار است. ژنراتوری که از سوخت زغال سنگ استفاده می کند در لافلین نوای امریکا قرار دارد. صاحبان این دستگاه پس از آنکه این دستگاه توسط مطالعات زیست محیطی این دستگاه را به عنوان منبع آسیب رسان به محیط زیست شناساند از استفاده بیشتر از آن دست کشیدند.

سلول فتو الکتریک از روشهایی بی شباهت به آنچه ذکر شده است انرژی حاصل از نور را به انرژی الکتریکی تبدیل می کند. با وجودیکه نور خورشید رایگان است اما تجهیزات تولید انرژی الکتریکی به این روش گران می باشد و تولید انبوه برق از این روش با وجود مزایای زیادش به صرفه نیست.

بدلیل کاوایی کم قیمت تجاری سلولهای نوری سیلیکون کاهش یافته است و امروزه سلولهایی از این قبیل با کارایی سطح 30 درصد موجود می باشد. کارایی بیش از 40 درصد از نظر آزمایشی مردود شناخته شده است. تاکنون سلولهای نوری فقط در سیستم هایی که در مناطقی دور دست قرار داشته و امکانات جریان برق به انواع مختلف موجود نبوده است بکار گرفته می شده ولی اخیراً و با پیشرفت های صورت گرفته در صنایع الکتریکی نوری و تکنولوژی فتوولتائی و از آنجا که نگرانیهای زیست محیطی نیز افزایش یافته است از این روش تولید انرژی الکتریکی استفاده بیشتری می شود و ظرفیتهای راه اندازی شده این سیستم توسط مناطق مختلفی از جهان مانند آلمان، ژاپن، کالیفرنیا و نیوجرسی ایالات متحده رشدی در حد 40 درصد در هر سال را در پیش گرفته است.

توربین های تولید برق بادی از دیگر متدهایی به شمار می روند که به شبکه تولید برق در جهان پیوسته اند. تکنولوژیهای متنوع دیگری نیز در ارتباط با تولید برق مورد مطالعه و گسترش قرار گرفته اند.

ژنراتورهای نیمه هادی (بدون داشتن قسمتهای متحرک) بطور گسترده ای در وسایل الکتریکی همراه بکار گرفته شدند (نظیر لپ تاپ ها). این حوزه بطور وسیعی از تکنولوژی ترموالکتریک TE استفاده کرده است و گسترش ترمیونیک TI و ترموفتوولتائیک TPV نیز تقریباً در همان سطوح صورت گرفته است. عمده تاً دستگاههای TE از دمای پایینتری نسبت به TI و TPV استفاده می کنند. دستگاههای پیزوالکتریک از نیروی مکانیکی نظیر کشش و اصطکاک جهت تولید برق استفاده می کنند. بتاولتایی شکل دیگری از اشکال ژنراتورهای نیمه هادی می باشند که با تشعشعات اندک رادیواکتیو، الکتریسیته می سازد. ژنراتورهای MHD از جمله ژنراتورهای هستند که مورد مطالعه زیادی قرار گرفته اند و از جمله روشهایی هستند که بر پایه انرژی هسته ای در جهت تولید جریان برق مورد استفاده قرار میگیرند.

همچنین تولید برق به روشهای الکتروشیمیایی در ابزارهای همراه مانند موبایل و لپ تاپ حائز اهمیت میباشد. امروزه جریان الکتریکی به روش الکتروشیمیایی از سلولهای الکتروشیمیایی و باتریها گرفته می شود که بیشتر به عنوان منبع ذخیره انرژی الکتریکی تا منبع تولید آن بکارگیری میشود. در سالهای اخیر منابع الکتروشیمیایی تولید جریان الکتریکی در دامنه وسیعی مورد مطالعه و تحقیق قرار گرفته اند. سلولهای سوختی که از طریق سوختهای طبیعی و باز فرآیند سنتزی به تولید انرژی الکتریکی می پردازند (مخصوصاً هیدورژن الکترولیت) نسبت به حوضه کاربردهای آنها به عنوان منابع تولید یا ذخیره سازی انرژی الکتریکی بکار گرفته می شوند.

توربین های گازی در مدل های متفاوت و متنوع دارای دامنه وسیعی از مشخصات عملکردی می باشند با این حال چرخه اصلی آنها مشترک و بر اساس سیکل برایتون می باشد. علیرغم راندمانهای نسبتاً پائین- خصوصاً در توربین گاز با سیکل ساده- ساختار فنی آنها و سهولت و سرعت نصب و راه اندازی و نیز سهولت و سرعت در استارت و بارگیری آنها باعث شده تا نیروگاه های گازی یکی از منابع عمده تولید برق در کشور محسوب شوند که حدود نیمی از ظرفیت تولید شبکه سراسری برق را بعهده داشته و نقش اساسی در مدیریت بار شبکه خصوصاً به هنگام اوج مصرف و نیز بارهای جزئی ایفا می کنند. این منابع تامین انرژی الکتریکی خود از مصرف کننده های عمده سوخت در کشور بشمار می روند.

در گذشته، فرآیندهای مختلف شیمیایی، بیولوژیکی، تولیدی و آزمایشگاهی با استفاده از مواد واقعی در آزمایشگاه ها یا کارخانه ها انجام می شد. علاوه بر ماهیت خطرناک برخی از این فرآیندها، پرهزینه و وقت گیر بودن آن ها نیز باعث ایجاد مشکلاتی می شد. در دنیای مدرن، پیشرفت فناوری وسیله ای را فراهم کرده است که از طریق آن می توان این فرآیندها را به طور عملی در یک محیط بدون خطر انجام داد. این امر با استفاده از راه حل ها و خدمات نرم افزاری شبیه سازی فرآیند حاصل می شود.

شبیه سازی فرآیند برای طراحی، توسعه، آنالیز و بهینه سازی در فرآیندهای فنی از جمله: واحدهای شیمیایی، فرآیندهای شیمیایی، سیستم های محیط زیستی، ایستگاه های برق، عملیات های پیچیده تولید، فرآیندهای بیولوژیکی و کارهای فنی مشابه استفاده می شود. شبیه سازی برخی اوقات به جای مدل سازی استفاده می



شود ولی در واقع شبیه سازی نتیجه اجرای یک مدل است. ابتدا یک مدل تولید می شود و از آن برای مطالعات و اجرای یک شبیه سازی استفاده می شود.

به طور معمول از یک مدل برای بازسازی مجدد یک کار انجام شده در گذشته (برای اعتبارسنجی) یا استخراج داده برای پیش بینی آینده ( برای مطالعات) استفاده می شود. همچنین می توان شبیه سازی های مختلفی را با یک مدل انجام داد. شبیه سازی فرآیند، نمایش رایانه ای از یک سیستم یا فرآیند در دنیای واقعی است. با توجه به اهداف، آن ها را به موضوعاتی از جمله تولید، فرآیندهای مرتبط با تولید، مانند دسته بندی مدارک، ذخیره مجدد مواد و انبارداری و آزمایشگاه های تست کیفیت محدود می کنیم. هدف اصلی از شبیه سازی رایانه ای عمل کردن به عنوان یک جایگزین (از نقطه نظر رفتاری) برای یک فرآیند است. مطالعه بر روی یک فرآیند واقعی می تواند بسیار گران و مخرب باشد علاوه بر آن بسیاری از فرآیندهای شبیه سازی شده هنوز وجود ندارند و در دست طراحی هستند. علاوه بر این موارد یک شبیه سازی واقعی می تواند به درک بهتر یک سیستم واقعی و بهبود آن سیستم از نظر هزینه یا افزایش توان کمک کند. دلیل دیگر استفاده از شبیه سازی مبتنی بر رایانه این است که سیستم های دنیای واقعی بسیار پیچیده هستند و تعامل زیادی بین متغیرها وجود دارد که ممکن است ناشناخته باشند یا تعریف دقیق از آن ها وجود نداشته باشد که باعث توجه به پارامترهای بی اهمیت و جزئی می شود. شبیه سازی یک فرآیند می تواند جزئیات بی اهمیت را کنار بگذارد و روابط اساسی را ضبط کند. اگر متغیری که قابلیت تعریف دارد وجود داشته باشد می توان آن را در شبیه سازی گنجانده تا نتیجه واقعی تری ارائه دهد.

## فصل دوم

مروری بر منابع

## 1-2- مروری بر منابع

انرژی و محیط‌زیست دو نگرانی عمده جهانی در قرن حاضر هستند. گرم شدن کره زمین به دلیل انتشار گازهای گلخانه‌ای در حال حاضر یک تهدید جدی است. کربن دی‌اکسید علت اصلی گرم شدن کره زمین محسوب می‌شود و بیش از 40 درصد کربن دی‌اکسید از صنعت برق نشأت می‌گیرد [1]. در نتیجه تلاش بیشتری برای تولید انرژی الکتریکی تمیز، سبز و کارآمد در حال انجام است. نیروگاه‌های توربین گازی سیکل ترکیبی یک راه‌حل امیدوارکننده برای انجام این کار است زیرا دارای راندمان حرارتی بالا و میزان انتشار کربن دی‌اکسید پایین هستند [2]. امروزه این نیروگاه‌ها در حال نصب گسترده هستند. برخی کشورها مانند سنگاپور بیش از 96 درصد انرژی الکتریکی خود را از نیروگاه‌های توربین گازی سیکل ترکیبی تولید می‌کنند [3].

منابع انرژی الکتریکی فرانسه در سال 2006 انرژی هسته‌ای منبع اصلی بشمار می‌رود. زمانی که ژنراتورهای قدرت مرکزی شناخته شدن جایگزینی برای ژنراتورهای رایج در نقل و انتقال برق خطوط جریان در فواصل دور به شمار آمدند. از آنجائیکه امتیاز آنها توانایی شان در کاهش و افزایش انرژی الکتریکی از طریق ترانسفورماتورها می‌باشد هزینه های نقل و انتقال را به طور چشمگیری کاهش می‌دهند.

تولید انرژی الکتریکی در نیروگاه‌های مرکزی از سال 1881 شروع شد. نخستین ماشین تولید قدرت بر پایه استفاده از نیروی آب یا سوخت زغال سنگ راه اندازی شد و امروزه با ابزارهای دیگر نظیر سوخت فسیلی، انرژی هسته‌ای، گاز طبیعی، هیدروالکتریک، نفت خام و میزان اندکی انرژی خورشیدی، ژنراتورهای بادی و منابع گرمایی زمین را در تولید برق بکار برده می‌شود.

پیش از آنکه رابطه بین الکتریسیته و مغناطیش کشف شود ژنراتورهای الکترواستاتیک ساخته شده بودند که از اصول الکترواستاتیک پیروی می‌کردند. این ژنراتورهای برق را با ولتاژ بالا و شدت جریان کم تولید می‌کردند. آنجا با استفاده از حرکت تسمه های الکتریکی ضمانت و دیسکها شارژ الکتریکی را به الکتروود منتقل می‌کردند. شارژ الکتریکی بر پایه دو مکانیسم ساخته میشد.

نیروگاه‌ها در اکثر مواقع تحت شرایط خارج از طراحی (به‌ویژه بار جزئی<sup>۱</sup>) کار می‌کنند. به‌عنوان مثال، یک نیروگاه در نیجریه از سال 2001 تا 2010 فقط 64.3% از ظرفیت طراحی خود را تولید کرده است [4]. عملیات بار جزئی از چندین عامل ناشی می‌شود. اول، تقاضای برق ثابت نیست و بندرت با ظرفیت طراحی نیروگاه برابر است. دوم، برای حفظ ذخایر چرخشی (ظرفیت مازاد) در هنگام رویارویی با تقاضاهای پیش‌بینی نشده، نیاز است که نیروگاه در شرایط بار جزئی کار کند. سوم، یک نیروگاه ممکن است غالباً برای جلوگیری از عدم اطمینان از تقاضا، بیش‌ازحد طراحی شود. عملیات بار جزئی باعث کاهش راندمان حرارتی نیروگاه، مصرف سوخت بیشتر و انتشار CO<sub>2</sub> می‌شود؛ بنابراین، انگیزه‌های قوی برای مطالعه و بهینه‌سازی عملیات بار جزئی وجود دارد.

برای این منظور مدل‌های دقیق شبیه‌سازی که جزئیات کامل عملیات بار جزئی نیروگاه را به‌دقت ضبط می‌کنند، مورد نیاز است. چنین مدل‌های شبیه‌سازی زمینه‌ای برای انواع وظایف معمول عملیاتی مانند معیارگذاری، کنترل فرآیند، بهینه‌سازی فرآیند، نظارت بر شرایط عملیاتی، عیب‌یابی، تجزیه و تحلیل عملکرد و بهبود عملکرد فراهم می‌کنند.

ژانگ و کای<sup>۲</sup> [5] چند فرمول تحلیلی برای کمپرسور و توربین ارائه داده و آن‌ها را برای پیش‌بینی عملکرد توربین گازی ترکیب کردند. آکلیلو گیلانی<sup>۳</sup> [6] پارامترهای نرمالیزه شده را از [7] اقتباس کردند تا مشخصات کمپرسور و توربین را با استفاده از آن‌ها توصیف کنند و یک مدل شبیه‌سازی در متلب [8] بسط دادند تا حالت عملیاتی نیروگاه را با استفاده از داده‌های میدانی شناسایی کنند. ژانگ و همکاران [9,10] یک برنامه شبیه‌سازی در اکسل برای مطالعه خصوصیات خارج از طراحی چرخه‌های ترکیبی در شرایط عملیاتی مختلف ارائه دادند. باوجوداینکه مدل‌های متلب یا اکسل در فرمول مدل، آزادی زیادی را ارائه می‌دهند و از نظر هزینه مقرون‌به‌صرفه هستند، کاربرپسند نیستند و به برنامه‌نویسی و تقریب زیادی احتیاج دارند. علاوه بر فرآیند

---

Part-load<sup>1</sup>  
Zhang and Cai<sup>2</sup>  
Aklilu and Gilani<sup>3</sup>

خسته‌کننده، پیچیده و مستعد خطای مدل‌سازی، ممکن است به دلیل محاسبات تکرارشونده غیرخطی پیچیده، مدل‌ها دچار مشکل همگرایی و عددی شوند.

برعکس، نرم‌افزارهای تجاری دارای رابط کاربری گرافیکی زیبا، قابلیت اطمینان بالاتر و دقت پیشرفته و نیز برنامه‌نویسی اندک هستند؛ بنابراین نرم‌افزارهای تجاری مانند GateCycle [11]، EBSILON Professional [12] و Thermoflow [13] برای مطالعه نیروگاه‌ها ترجیح داده شده‌اند. سیلوا<sup>۱</sup> و همکاران [14] یک سیستم اطلاعات ترمودینامیکی در GateCycle برای شناسایی ناهنجاری‌های عملیاتی نیروگاه و ارزیابی اثرات ناشی از حذف ناهنجاری‌ها ایجاد کردند. لی<sup>۲</sup> و همکاران [15] یک ابزار تجزیه و تحلیل در GateCycle برای پیش‌بینی ظرفیت تولید نیروگاه با استفاده از منحنی‌های تصحیح توربین‌های گاز و بخار پیشنهاد داده‌اند. لیو و کریمی<sup>۳</sup> [16] همبستگی‌های لازم را برای شبیه‌سازی نیروگاه CCGT در GateCycle ارائه دادند و یک روش مبتنی بر شبیه‌سازی برای به حداکثر رساندن بازده عملیات بار جزئی ارائه دادند. امینوف<sup>۴</sup> و همکاران [17] صرفه‌جویی در مصرف سوخت و کاهش انتشار کربن دی‌اکسید ناشی از جایگزینی نیروگاه حرارتی با نیروگاه CCGT با استفاده از نرم‌افزار EBSILON Professional را ارزیابی کردند. از آنجاکه نرم‌افزارهای GateCycle، EBSILON Professional و Thermoflow اصولاً برای نیروگاه طراحی شده‌اند، یک تجربه شبیه‌سازی زیبا را ارائه می‌دهند. باین‌حال، قابلیت انعطاف‌پذیری آن‌ها در مدل‌سازی سایر سیستم‌های انرژی (به‌عنوان مثال جذب CO<sub>2</sub> [18-20]، چرخه‌های آلی رانکین<sup>۵</sup> [21-23]، سلول‌های سوختی [24-26]، پاپانه‌های LNG [27-29]، جداسازی هوا [30-32] و چیلرهای جذب [33-35]) محدود است. به‌عنوان مثال، GateCycle قادر به مدل‌سازی این سیستم‌های انرژی نیست. اگرچه EBSILON Professional و Thermoflow بلوک‌های خاصی را برای برخی از گزینه‌های انرژی (به‌عنوان مثال جذب CO<sub>2</sub>، پیل‌های سوختی، جداسازی هوا و چیلرهای جذب) ارائه می‌دهند، اما آن‌ها را

---

Silva<sup>1</sup>

Lee<sup>2</sup>

Liu and Karimi<sup>3</sup>

Aminov<sup>4</sup>

Organic Rankine Cycle (ORC)<sup>5</sup>

به عنوان جعبه سیاه شبیه سازی می کنند. از این رو، نرم افزارهای گفته شده نمی توانند جزئیات کاملی از یک شبیه سازی و آزادی عمل برای اصلاح فرایند را ارائه دهند. برای غلبه بر این کاستی ها، نورد<sup>1</sup> و همکاران [36] و کریمی<sup>2</sup> و همکاران [37] فرایند جذب CO<sub>2</sub> را به ترتیب در اسپن هایسیس و Unisim مدل سازی کردند، در حالی که لی و همکاران [38] شبیه سازی جداسازی هوا برای فرایند گازی سازی<sup>3</sup> را در اسپن هایسیس انجام دادند. با این حال، انجام این کار مستلزم استفاده مشترک از نرم افزارهای شبیه سازی جداگانه (به عنوان مثال Thermoflow/Gatecycle و Unisim/Aspen HYSYS) است که معماری ها و ویژگی های متفاوتی دارند و مدیریت فعل و انفعال بین آن ها دشوار است؛ بنابراین، مطلوب است که هم نیروگاه ها و هم سیستم های مختلف انرژی را در یک محیط یا بستر یکپارچه مانند شبیه ساز فرایند شبیه سازی کنیم. این امر برای تسهیل ادغام آسان بین نیروگاه ها و سیستم های انرژی بسیار مهم است.

اسپن هایسیس [39] یک شبیه ساز فرایند قدرتمند با کتابخانه بزرگی از مدل های آماده و پکیج های دقیق از پیش ساخته شده است. اسپن هایسیس با اتصال اجزای مختلف از طریق جریان های انرژی و مواد، می تواند عملیات پایا و دینامیک فرایندهای پیچیده مبتنی بر سیالات شیمیایی/هیدروکربنی را شبیه سازی کند [40-44]. این قابلیت، امکان شبیه سازی نیروگاه ها و سیستم های انرژی مرتبط را فراهم می کند. از این رو، اسپن هایسیس کاستی های ذکر شده را ندارد و بستر جذابی را برای شبیه سازی نیروگاه ها ارائه می دهد. با این حال، مدل سازی نیروگاه های CCGT در شرایط خارج از طراحی در اسپن هایسیس به دلیل ماهیت متوالی بودن آن، چالش برانگیز است. در اسپن هایسیس، تمام اجزای نیروگاه باید به ترتیب و نه هم زمان حل شوند. مدارهای بخار بسیار پیچیده ای که شامل بازیابی جرم / انرژی در نیروگاه های CCGT هستند، به حل هم زمان نیاز دارند و بنابراین چالش های قابل توجهی برای اسپن هایسیس ایجاد می کنند. علاوه بر این، از نقشه دقیق کمپرسور و مشخصات توربین برای شبیه سازی عملکرد خارج از طراحی CCGT باید استفاده شود. این امر مستلزم ساخت و اجرای هوشمندانه فرایند در اسپن هایسیس است؛ بنابراین، برای شبیه سازی نیروگاه در شرایط خارج

---

Nord<sup>1</sup>

Karimi<sup>2</sup>

Gasification<sup>3</sup>

از طراحی در اسپن هایسیس، روش واضح و مشخصی وجود ندارد و طبق اطلاعات ما، هیچ مطالعه‌ای در منابع موجود چنین روشی را ارائه نداده است.

در این مقاله، یک مدل دقیق و یک روش سیستماتیک برای شبیه‌سازی عملیات خارج از طراحی یک نیروگاه CCGT گرمایش مجدد با فشار سه‌گانه در اسپن هایسیس ارائه شده است. اجرای دقیق معادلات مدل‌سازی برای اجزای مختلف نیروگاه در اسپن هایسیس در ادامه به‌طور مفصل توضیح داده شده است. این روند یک مدل اسپن هایسیس تولید می‌کند که جزئیات کامل نیروگاه CCGT را دربرمی‌گیرد. سپس یک روش مناسب برای حل مدل اسپن هایسیس پیشنهاد شده است. سرانجام، برای ارزیابی عملکرد مدل، نتایج شبیه‌سازی آن با نتایج یک مدل معادل از GateCycle مقایسه می‌شود.

## فصل 3

روش تحقیق



### 3-1- نیروگاه توربین گازی سیکل ترکیبی (CCGT)

### 3-2- مقدمه

توربین گاز (Gas Turbine)، یک ماشین دوار است که براساس انرژی گازهای ناشی از احتراق کار می‌کند. هر توربین گاز شامل یک کمپرسور برای فشرده کردن هوا، یک محفظه احتراق برای مخلوط کردن هوا با سوخت و محترق کردن آن و یک توربین برای تبدیل کردن انرژی گازهای داغ و فشرده به انرژی مکانیکی است. بخشی از انرژی مکانیکی تولید شده در توربین، صرف چرخاندن کمپرسور خود توربین شده و باقی انرژی، بسته به کاربرد توربین گاز، ممکن است ژنراتور برق را بچرخاند (توربوژنراتور)، به هوا سرعت دهد (توربوجت و توربوفن) و یا مستقیماً (یا بعد از تغییر سرعت چرخش توسط جعبه دنده) به همان صورت مصرف شود (توربوشفت، توربوپراپ و توربوفن).

کاربرد روز افزون توربینهای گازی در صنایع مختلف، به خصوص در صنایع نفت و الکترونیک، از قبیل به حرکت در آوردن پمپهای بزرگ در داخل خطوط لوله نفت و گاز، تامین انرژی مورد نیاز کارخانه‌ها و مناطق خاص جدا از شبکه بسیار چشمگیر و قابل توجه است. همچنین در صنعت تولید نیروی برق شبکه‌های سراسری، با عنوان واحدهایی قادرند سریع در مدار قرار گیرند بسیار مورد توجه هستند.

از زمان تولد توربینهای گازی امروزی در مقایسه با سایر تجهیزات تولید قدرت، زمان زیادی نمی‌گذرد. با این وجود امروزه این تجهیزات به عنوان سامانه‌های مهمی در امر تولید قدرت مکانیکی مطرح هستند. امروزه به فناوری توربینهای گازی تکنولوژی مادر گفته می‌شود و کشوری که بتواند توربینهای گازی را طراحی کرده و بسازد هر چیز دیگری را هم می‌تواند تولید کند.

همانطور که بیان شد از این تجهیزات در نیروگاهها برای تولید برق (معمولاً برای جبران بارپیک) موتورهای جلوبرنده (هواپیما، کشتیها و حتی خودروها)، در صنایع نفت و گاز برای به حرکت درآوردن پمپها و کمپرسورها در خطوط انتقال فرآورده‌ها و... استفاده می‌شود که امروزه کاربرد توربینهای گازی در حال گسترش است.

مبنای کار توربینهای گاز از نظر ترمودینامیکی، بر اساس چرخه برایتون است که در آن، هوا به صورت فشرده شده، احتراق در فشار ثابت رخ داده و انبساط هوای فشرده و داغ در توربین، به صورت بی‌دررو رخ می‌دهد و هوا به فشار اولیه می‌رسد. در عمل، اصطکاک و توربولانس باعث می‌شوند که :

- فشرده‌سازی هوا در کمپرسور به صورت بی‌دررو نباشد. این موجب می‌شود که برای دست‌یافتن به یک نسبت فشار معین، دمای خروجی کمپرسور بیشتر از حالت ایده‌آل باشد.
  - انبساط هوا در توربین به صورت بی‌دررو نباشد. این موجب می‌شود که با ثابت بودن مقدار کاهش دما در توربین، کاهش فشار ناشی از آن افزایش یافته و انبساط کمتری برای تولید کار در توربین فراهم باشد.
  - افت فشار در ورودی هوا، محفظه احتراق و آگزوز وجود داشته باشد. این موضوع سبب می‌شود که نسبت فشار موجود برای تولید کار کاهش یابد. افت فشار در ورودی هوا باعث کاهش فشار در ورودی کمپرسور و در نتیجه کاهش فشار ورودی محفظه احتراق و توربین می‌شود. افت فشار در محفظه و آگزوز، به ترتیب به کاهش فشار ورودی به توربین و افزایش فشار خروجی توربین می‌انجامد که همه این عوامل، سبب کاهش نسبت فشار موجود در توربین برای تولید کار می‌شوند.
- با افزایش دمای هوای ورودی به توربین، بهره‌وری توربینهای گاز افزایش می‌یابد. بنابراین، بهتر است که این دما هرچه بیشتر انتخاب شود. اما در این مورد از نظر تحمل مواد تشکیل‌دهنده محفظه احتراق و پره‌های توربین، محدودیت وجود دارد. بنابراین، در این قسمت‌ها که به آنها بخشهای داغ، (Hot Sections)، گفته می‌شود، از مواد مقاوم به دماهای زیاد مانند سوپرآلیاژها استفاده می‌شود. همچنین این قسمت‌ها با استفاده از فناوریهای پیچیده‌ای، خنک‌کاری می‌شوند.

شکل 1 شماتیک نیروگاه CCGT گرمایش مجدد با فشار سه گانه را نشان می دهد. این نیروگاه شامل یک توربین گاز (GT)، یک ژنراتور بخار بازیابی حرارت ( $HRSG^1$ ) و سه توربین بخار ( $ST^2$ ) است. توربین گاز دارای یک کمپرسور هوا ( $AC^3$ ) و یک توربین است که روی یک شفت مشترک قرار دارند و یک محفظه احتراق بین آن دو قرار دارد. شفت مشترک با سرعت ثابت می چرخد تا فرکانس ثابت (50 یا 60 Hz) برق را تحویل دهد.

هوای محیط از طریق فیلتر هوا به کمپرسور هوا می رسد و محفظه احتراق از هوای پرفشار خروجی از کمپرسور هوا استفاده می کند تا یک سوخت گازی (به عنوان مثال گاز طبیعی) را بسوزاند و گاز داغ را به توربین می رساند. در توربین، گاز داغ منبسط می شود و برق تولید می شود. از آنجاکه پره های توربین در معرض گاز داغ احتراق قرار می گیرند، مقداری از هوای خروجی از کمپرسور هوا برای خنک نگه داشتن آن ها استفاده می شود. سپس گازهای خروجی از توربین قبل از اینکه به عنوان گاز دودکش در محیط تخلیه شوند، از ژنراتور بخار بازیابی حرارت عبور می کنند. ژنراتور بخار بازیابی حرارت، حرارت باقی مانده از گازهای خروجی را بازیابی می کند تا بخار تولید کند.

ژنراتور بخار بازیابی حرارت شامل سه زیرسیستم تولید بخار است: فشار بالا (HP)، فشار متوسط (IP) و فشار پایین (LP). هر زیرسیستم دارای یک پمپ آب تغذیه (LPP، IPP یا HPP در شکل 1)، یک یا چند اکونومایزر، یک تبخیرکننده و یک یا چند سوپرهیتر است. آب تغذیه خروجی از هر پمپ تغذیه در اکونومایزر پیش گرم می شود، در تبخیرکننده می جوشد و در سوپرهیتر، سوپرهیت (فوق گرم) می شود. دو گرم کن مجدد (Reheater) ( $RHT1$  و  $RHT2$  در شکل 1) بین سوپرهیترهای فشار بالا قرار دارند. به علاوه، برای عملکرد ایمن عملیات، دو دی سوپرهیتر ( $DESHT1$  و  $DESHT2$  در شکل 1) بین

---

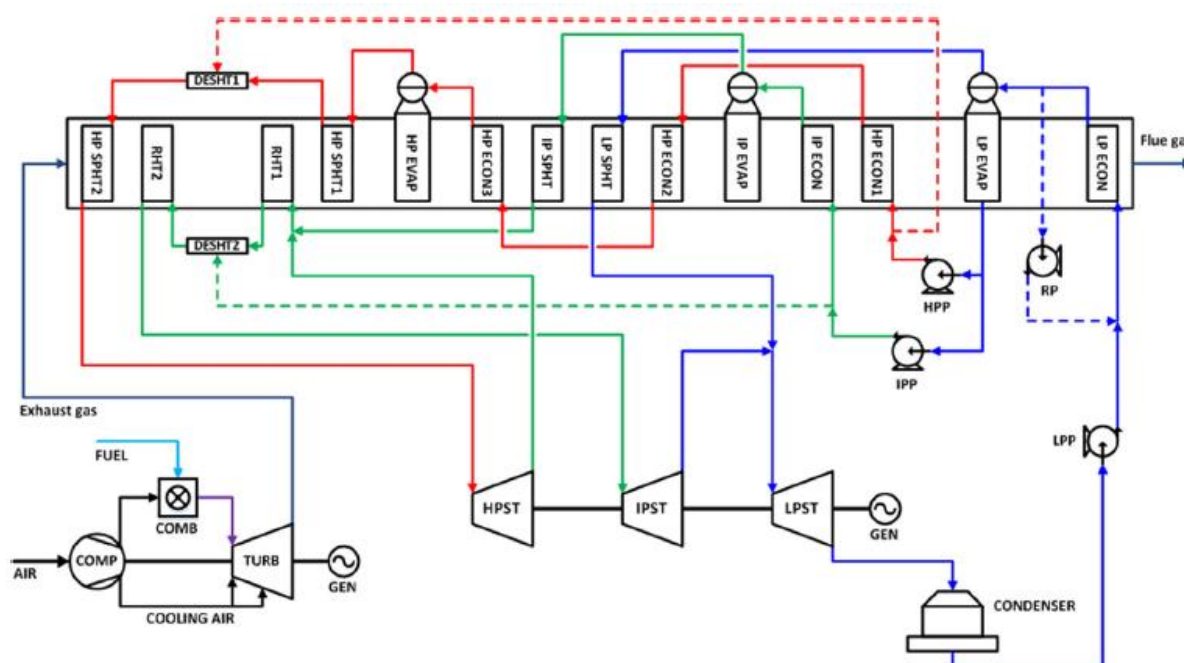
<sup>1</sup> Heat Recovery Steam Generator (HRSG)

<sup>2</sup> Steam Turbines (STs)

<sup>3</sup> Air Compressor (AC)

سوپرهیت‌های فشار بالا و ری هیت‌ها قرار دارند که دمای بخار فشار بالا و بخار مجدد گرم شده را با تزریق آب، تعدیل می‌کنند.

یک پمپ سیرکولاسیون مجدد (RP در شکل 1) مقداری از آب گرم خروجی از اکونومایزر فشار پایین را دوباره به ورودی برگشت می‌دهد تا از خوردگی در دمای پایین جلوگیری کند. بخار فشار بالا در یک توربین بخار فشار بالا (HPST) منبسط می‌شود و سپس با بخار فشار متوسط مخلوط می‌شود. بخار مخلوط شده به ری هیت‌ها وارد می‌شود و سپس در یک توربین بخار فشار متوسط (IPST) منبسط می‌شود. بخار خروجی از توربین بخار فشار متوسط با بخار فشار پایین مخلوط شده و وارد توربین بخار فشار پایین (LPST) می‌شود. سه توربین بخار دارای یک شفت مشترک هستند که با همان سرعت توربین گاز می‌چرخد. پس از انبساط، بخار خروجی از توربین بخار فشار پایین به یک کندانسور می‌رود و میعان‌ات از طریق پمپ فشار پایین به اکونومایزر فشار پایین برگشت داده می‌شود.



شکل 3-1. شماتیک نیروگاه CCGT گرمایش مجدد با فشار سه گانه

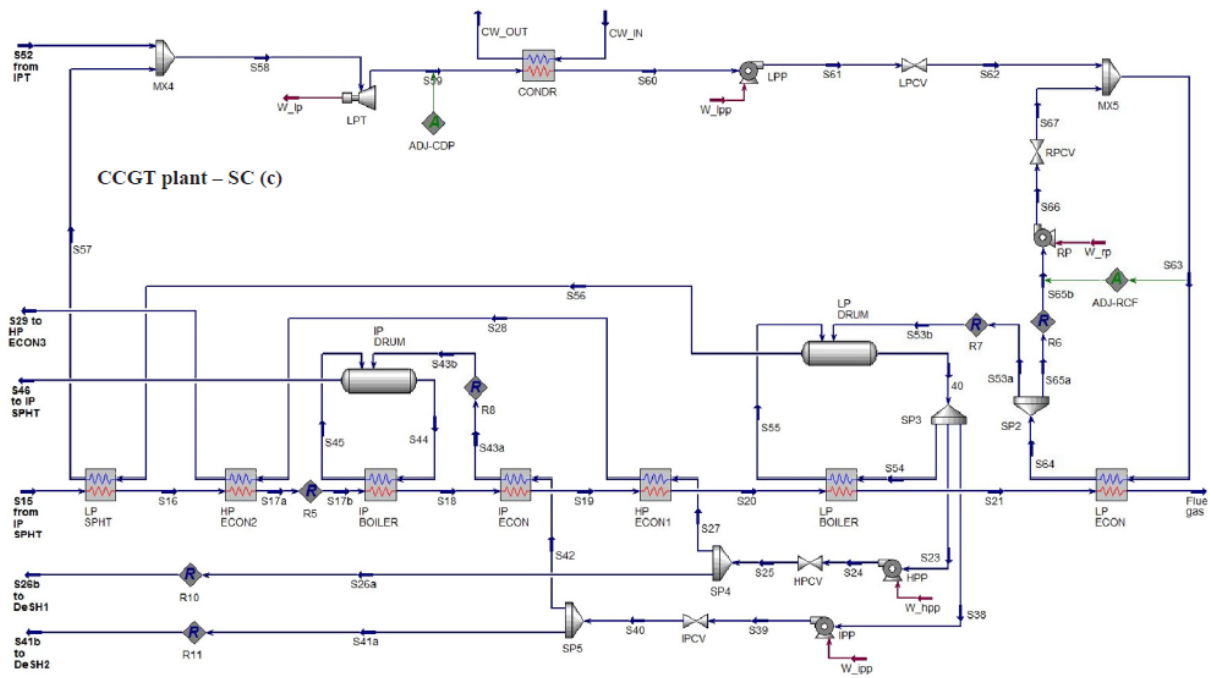
### 3-3- شبیه‌سازی CCGT در اسپن هایسیس

فرض‌های زیر برای شبیه‌سازی نیروگاه CCGT با گرمایش مجدد با فشار سه‌گانه در اسپن هایسیس انجام شده است.

- نیروگاه CCGT در حالت پایا است.
  - احتراق سوخت در محفظه احتراق کامل است.
  - هیچ‌گونه نشتی آب یا گاز دودکش از مولد بخار بازیابی حرارت وجود ندارد.
  - جریان آب خنک‌کننده کندانسور ثابت است.
- معادلات مدل‌سازی که ویژگی‌های خارج از طراحی اجزای مختلف نیروگاه را توصیف می‌کنند به‌طور عمده از [16] اقتباس شده‌اند. این تحقیق بر روی موارد زیر تمرکز می‌کند:

- (1) جزئیات و چالش‌های اجرای معادلات در اسپن هایسیس
  - (2) یک روش طراحی‌شده برای حل مؤثر و قابل‌اعتماد مدل اسپن هایسیس برای نیروگاه CCGT
- برای هوا، سوخت و گازهای خروجی، از پکیج سیال پنگ-رابینسون استفاده می‌شود، درحالی‌که برای آب و بخار، از جدول بخار ASME استفاده می‌شود. شکل 2 نمودار کامل بلوک جریان (BFD) را برای نیروگاه CCGT در اسپن هایسیس نشان می‌دهد.





شکل 3-4. نمودار بلوک جریان برای نیروگاه CCGT در اسپن هایسیس: (c) چرخه بخار (SC)

ابتدا جریان‌ات ورودی در نرم افزار تعریف می‌شود که شامل هوای ورودی و سوخت ورودی است. هوای ورودی متشکل از نیتروژن، اکسیژن و باقی ترکیبات مانن کربن دی اکسید، آرگون و غیره است. هوای ورودی تحت شرایط عملکردی مخصوصی که در جدول 3-4 آورده شده است وارد می شود. همچنین سوخت ورودی شامل

ترکیباتی نظیر متان، اتان، پروپان است و دارای ترکیب درصد خاصی است. مشخصات فیزیکی جریان در شکل 3-6 آورده شده است.

Worksheet Attachments Dynamics			
Worksheet	Stream Name	AIR	Vapour Phase
Conditions	Molecular Weight	28.85	28.85
Properties	Molar Density [lbmole/ft3]	2.642e-003	2.642e-003
Composition	Mass Density [lb/ft3]	7.622e-002	7.622e-002
Oil & Gas Feed	Act. Volume Flow [barrel/day]	2.826e+008	2.826e+008
Petroleum Assay	Mass Enthalpy [Btu/lb]	-42.63	-42.63
K Value	Mass Entropy [Btu/lb-F]	1.255	1.255
User Variables	Heat Capacity [Btu/lbmole-F]	6.954	6.954
Notes	Mass Heat Capacity [Btu/lb-F]	0.2410	0.2410
Cost Parameters	LHV Molar Basis (Std) [Btu/lbmole]	0.0000	0.0000
Normalized Yields	HHV Molar Basis (Std) [Btu/lbmole]	178.1	178.1
	HHV Mass Basis (Std) [Btu/lb]	6.172	6.172
	CO2 Loading	<empty>	<empty>
	CO2 Apparent Mole Conc. [lbmole/ft3]	<empty>	<empty>
	CO2 Apparent Wt. Conc. [lbmol/lb]	<empty>	<empty>
	LHV Mass Basis (Std) [Btu/lb]	0.0000	0.0000
	Phase Fraction [Vol. Basis]	1.000	1.000
	Phase Fraction [Mass Basis]	1.000	1.000
	Phase Fraction [Act. Vol. Basis]	1.000	1.000
	Mass Exergy [Btu/lb]	6.525e-002	<empty>
	Partial Pressure of CO2 [bar]	3.039e-004	<empty>
	Cost Based on Flow [Cost/s]	0.0000	0.0000
	Act. Gas Flow [ACFM]	1.102e+006	1.102e+006
	Avg. Liq. Density [lbmole/ft3]	1.883	1.883











Property Correlation Controls

Preference Option: Active

OK

شکل 3-5- مشخصات فیزیکی هوای ورودی



Worksheet	Attachments	Dynamics	
<b>Worksheet</b>	Stream Name	<b>fuel</b>	Vapour Phase
Conditions	Molecular Weight	16.04	16.04
Properties	Molar Density [lbmole/ft3]	7.962e-004	7.962e-004
Composition	Mass Density [lb/ft3]	1.277e-002	1.277e-002
Oil & Gas Feed	Act. Volume Flow [barrel/day]	3.915e+007	3.915e+007
Petroleum Assay	Mass Enthalpy [Btu/lb]	-2022	-2022
K Value	Mass Entropy [Btu/lb-F]	2.855	2.855
User Variables	Heat Capacity [Btu/lbmole-F]	8.469	8.469
Notes	Mass Heat Capacity [Btu/lb-F]	0.5279	0.5279
Cost Parameters	LHV Molar Basis (Std) [Btu/lbmole]	3.451e+005	3.451e+005
Normalized Yields	HHV Molar Basis (Std) [Btu/lbmole]	3.804e+005	3.804e+005
	HHV Mass Basis (Std) [Btu/lb]	2.371e+004	2.371e+004
	CO2 Loading	<empty>	<empty>
	CO2 Apparent Mole Conc. [lbmole/ft3]	<empty>	<empty>
	CO2 Apparent Wt. Conc. [lbmol/lb]	<empty>	<empty>
	LHV Mass Basis (Std) [Btu/lb]	2.151e+004	2.151e+004
	Phase Fraction [Vol. Basis]	1.000	1.000
	Phase Fraction [Mass Basis]	1.000	1.000
	Phase Fraction [Act. Vol. Basis]	1.000	1.000
	Mass Exergy [Btu/lb]	-80.38	<empty>
	Partial Pressure of CO2 [bar]	0.0000	<empty>
	Cost Based on Flow [Cost/s]	0.0000	0.0000
	Act. Gas Flow [ACFM]	1.527e+005	1.527e+005
	Avg. Liq. Density [lbmole/ft3]	1.165	1.165
	Specific Heat [Btu/lbmole-F]	8.469	8.469
Property Correlation Controls			
<div><div></div><div></div><div></div></div>			
Preference Option:			Active
OK			

شکل 3-6- مشخصات فیزیکی سوخت ورودی

یکی از تجهیزات بسیار مهم در نیروگاه راکتور تبدیلی است که در آن واکنش سوختن گاز طبیعی صورت می‌گیرد و گازهای حاصل از احتراق به درون توربین گازی می‌روند. در این راکتور گاز متان و دیگر هیدروکربن‌ها با اکسیژن واکنش داده و به کربن دی‌اکسید و آب تبدیل شده‌اند.

Design Reactions Rating Worksheet Dynamics

**Reactions**

Details  
Results

Conversion Reaction Details

Reaction Set: **Set-1** Reaction: **Rxn-1**

☒ Stoichiometry
 ☐ Basis
 ☐ Conversion %
 View Reaction...

Stoichiometry Info

Component	Mole Wgt.	Stoich Coeff
Methane	16.043	-1.000
Oxygen	32.000	-2.000
CO2	44.010	1.000
H2O	18.015	2.000
**Add Comp**		

Balance Error: 0.00000  
Reaction Heat (25 C): -3.5e+05 Btu/lbmole

☐ Ignored

شکل 3-7- صفحه تعریف واکنش ها در راکتور تبدیلی

Stoichiometry Info

Component	Mole Weight	Stoich Coeff
Methane	16.043	-1.000
Oxygen	32.000	-2.000
CO2	44.010	1.000
H2O	18.015	2.000
**Add Comp**		

Balance

Balance Error: 0.00000  
Reaction Heat (25 C): -3.5e+05 Btu/lbmole

Basis

Base Component	
Rxn Phase	Overall
Co	100.0
C1	0.0000
C2	0.0000

Conversion (%) =  $Co + C1 \cdot T + C2 \cdot T^2$   
(T in Kelvin)

Ready

شکل 3-8- جزییات واکنش انجام شده درون محفظه احتراق

3-3-1- فیلتر هوا

فیلتر هوا توسط ماژول شیر کنترل<sup>1</sup> (AFT) در شکل 2(a) در اسپن هایسیس شبیه سازی شده است. افت فشار در فیلتر هوا ( $\Delta P_{af}$ ) توسط معادله زیر [11,16] داده شده است.

$$\Delta P = \Delta P_d \left( \frac{m}{m_d} \right)^{1.84} \left( \frac{T}{T_d} \right) \left( \frac{P}{P_d} \right)^{-1} \quad (1)$$

$\Delta P$  افت فشار،  $m$  دبی جرمی جریان،  $T$  دما،  $P$  فشار و زیرنویس  $d$  نشان دهنده شرایط طراحی است. اگرچه این یک روش دقیق برای مدل سازی فیلتر هوا است، اما افت فشار معمولاً حتی در شرایط طراحی نیز بسیار کم است ( $< 100 \text{ Pa}$ ). از این رو، افت فشار در فیلتر هوا به عنوان درصد ثابتی (0.5%) از فشار محیط در نظر گرفته می شود. افت فشار در یک ماژول Spreadsheet (SS-1) در شکل 2(a) محاسبه می شود و سپس به فیلتر هوا در شکل 2(a) صادر می شود.

### 3-3-2- کمپرسور هوا (AC)

مشخصات عملیاتی کمپرسور هوا را می توان با نقشه عملکرد آن توصیف کرد که برای یک کمپرسور معمولی توربین گاز، بر اساس نسبت فشار (یا بازده ایزنتروپیک) در مقابل دبی جرمی اصلاح شده و سرعت اصلاح شده بیان می شود (شکل 3). با این حال، فروشندگان کمپرسور، نقشه های واقعی عملکرد را به جز با مشتریان خود به اشتراک نمی گذارند. از این رو، نقشه های واقعی کمپرسور به سختی در مراجع یافت می شود. نمونه ای از نقشه عملکرد در شکل 3 نشان داده شده است. این نقشه متغیرهای عملیاتی بدون بعد زیر را به یکدیگر مرتبط می کند [16, 45].

<sup>1</sup>Control valve

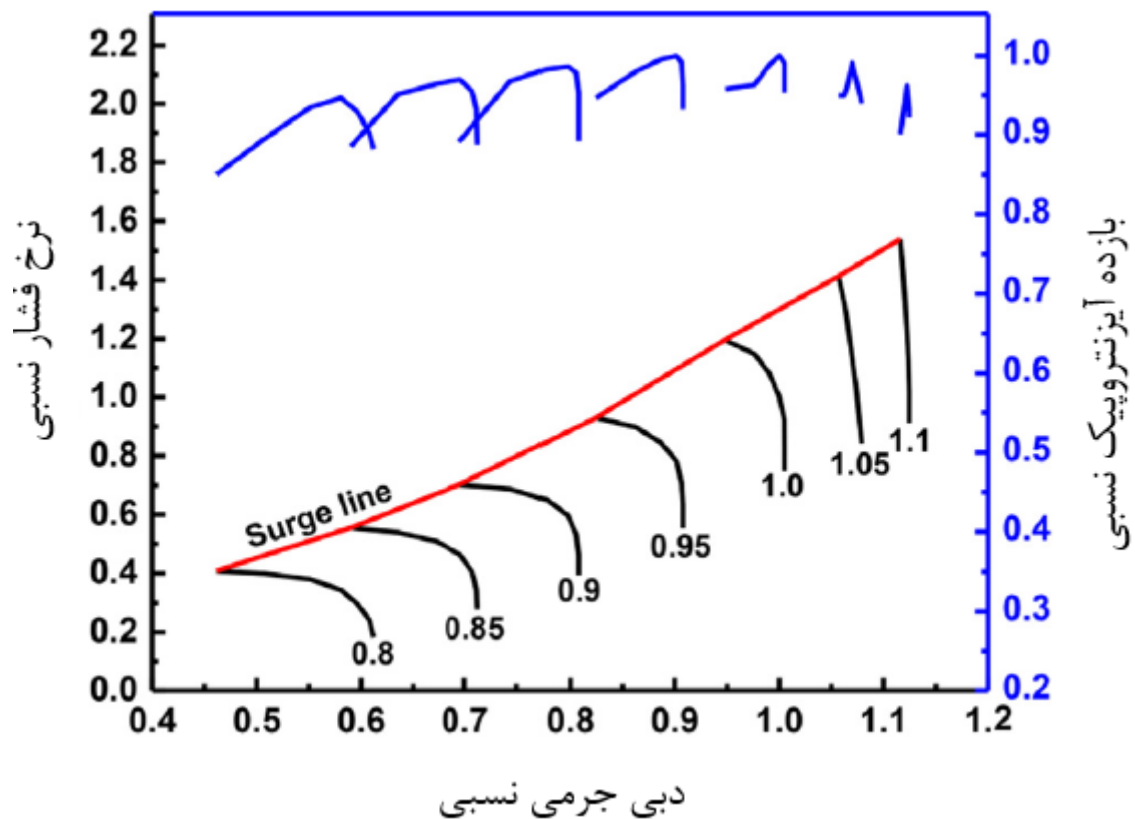
$$m_{cor,r} = \left( \frac{m_{in}\sqrt{T_{in}}}{P_{in}} \right) / \left( \frac{m_{in,d}\sqrt{T_{in,d}}}{P_{in,d}} \right) \quad \text{دبی جرمی نسبی تصحیح شده:} \quad (2a)$$

$$PR_r = (PR - 1) / (PR_d - 1) \quad \text{نسبت فشار نسبی} \quad (2b)$$

$$\eta_r = \eta / \eta_d \quad \text{بازده آیزنتروپیک نسبی:} \quad (2c)$$

$$N_{cor,r} = (N / \sqrt{T_{in}}) (N_d / \sqrt{T_{in,d}}) \quad \text{سرعت نسبی تصحیح شده:} \quad (2d)$$

$\eta$  بازده،  $N$  سرعت شفت و  $PR = P_{out}/P_{in}$  است. زیرنویس  $cor$  مقدار تصحیح شده،  $r$  مقدار نسبی،  $in$  ورودی و  $out$  خروجی را نشان می دهد.



شکل 3-9- نقشه نسبی شده کمپرسور

کمپرسور هوا توسط ماژول کمپرسور (AirCOMP در شکل 2(a) در اسپن هایسیس شبیه سازی می شود. با این حال، AirCOMP فقط می تواند منحنی های عملیاتی که بر حسب هد فشار (یا بازده ایزنتروپیک) در مقابل جریان حجمی هستند را بپذیرد نه آنچه در شکل 3 نشان داده شده است؛ بنابراین یک روش مخصوص برای غلبه بر این محدودیت مورد نیاز است.

برای تهیه نقشه عملکرد برای ماژول Air Comp، خطوط سهموی با فواصل مساوی توسط مختصات کمکی بنام  $\beta$  ( $0.4 \leq \beta \leq 1.0$ ) بر روی نقشه در شکل 3 قرار داده می شوند. همان طور که در شکل (4) نشان داده شده است. خطوط  $\beta$  خطوط سرعت ( $N_{cor,r}$ ) را قطع می کنند و هر کدام از نقاط برخورد ( $\beta, N_{cor,r}$ ) یک نقطه منحصر به فرد را روی نقشه کمپرسور تعریف می کنند. هر نقطه ( $\beta, N_{cor,r}$ ) روی نقشه نشان دهنده یک سه گانه منحصر به فرد  $PR_r$ ،  $m_{cor,r}$  و  $\eta_r$  است. هر یک از این سه به عنوان یک جدول جستجوی دوبعدی در SS-1 با

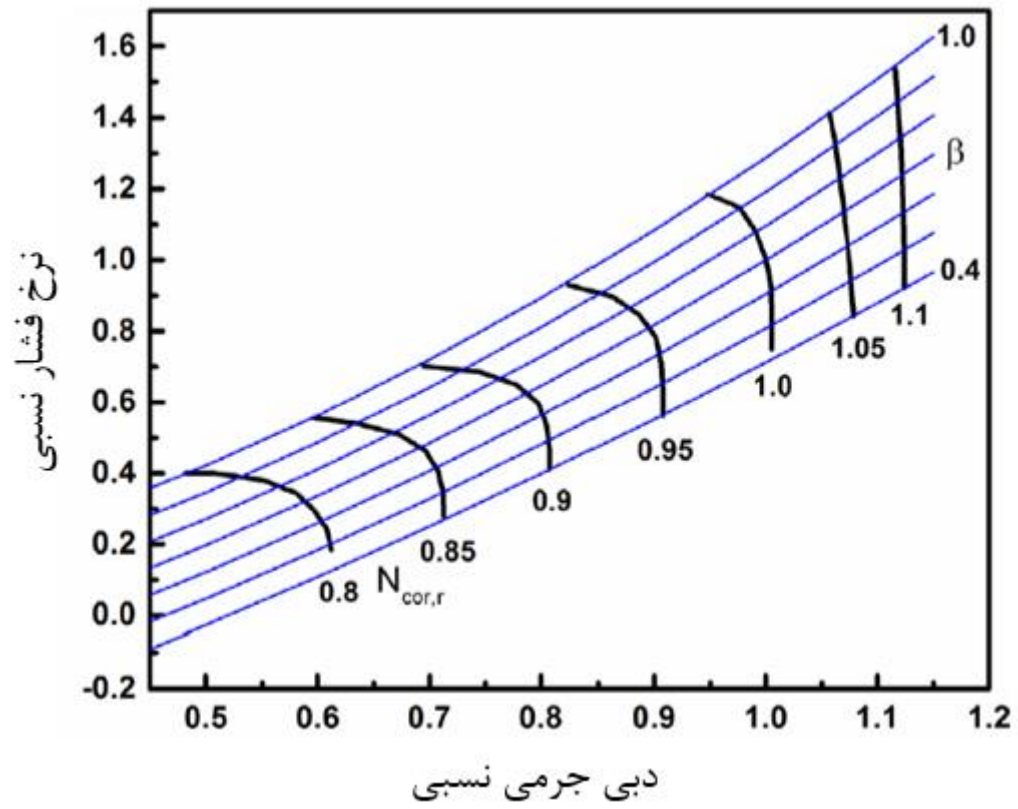
آرگومان‌های  $\beta$  و  $N_{cor,r}$  ذخیره می‌شوند. هرکدام از داده‌های  $(\beta, N_{cor,r})$ ،  $PR_r$ ،  $m_{cor,r}$  و  $\eta_r$  با استفاده از درون‌یابی‌های دوخطی زیر (شکل 5) به دست می‌آیند.

$$f(x, y_1) = \frac{x_2 - x}{x_2 - x_1} f(x_1, y_1) + \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} f(x_2, y_1) \quad (3a)$$

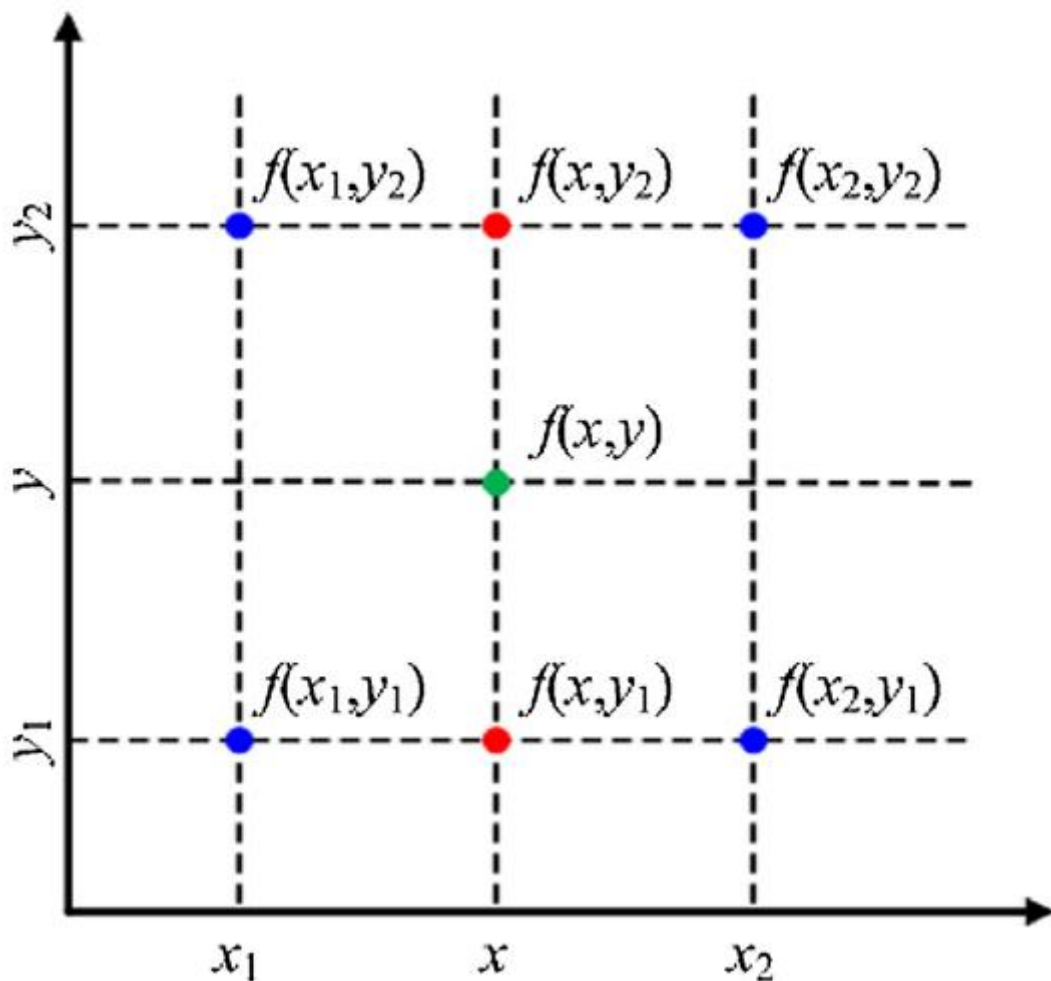
$$f(x, y_2) = \frac{x_2 - x}{x_2 - x_1} f(x_1, y_2) + \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} f(x_2, y_2) \quad (3b)$$

$$f(x, y) = \frac{y_2 - y}{y_2 - y_1} f(x, y_1) + \frac{y - y_1}{y_2 - y_1} f(x, y_2) \quad (3c)$$

$f$  نشانگر  $PR_r$ ،  $m_{cor,r}$  یا  $\eta_r$ ،  $x$  نشان‌دهنده  $\beta$ ،  $y$  نشانگر  $N_{cor,r}$  و  $(x_1, y_1)$ ،  $(x_1, y_2)$ ،  $(x_2, y_1)$  و  $(x_2, y_2)$  نزدیک‌ترین 4 نقطه حول نقطه  $(x, y)$  در جدول  $f(x, y)$  هستند.



شکل 3-10- خطوط  $\beta$  بر روی نقشه نسبی شده کمپرسور



شکل 3-11- درونیابی دوخطی برای خواندن نقشه کمپرسور که بر اساس مختصات  $(\beta, N_{cor,r})$  بیان شده است

کمپرسورهای هوای پیشرفته دارای پره‌های هدایت‌کننده ورودی متغیر ( $IGV$ ) هستند که دهانه آن‌ها برای تنظیم جریان هوا تغییر می‌کند. این دهانه با زاویه پره هدایت‌کننده ورودی  $\Delta\alpha$  (به‌طور معمول  $0 \leq \Delta\alpha \leq 40^\circ$ ) اندازه‌گیری می‌شود، هنگامی که  $\Delta\alpha = 0$  است پره‌های هدایت‌کننده ورودی کاملاً باز است. برای یک  $\Delta\alpha$  معین، معادلات (4) - (6) [47] می‌توانند برای تصحیح  $PR_r$ ،  $m_{cor,r}$  و  $\eta_r$  خوانده‌شده از روی نقشه استفاده شوند.

$$PR_{r,IGV} = PR_r(1 - c_1\Delta\alpha) \quad (4)$$



$$m_{cor,r,IGV} = m_{cor,r}(1 - c_2\Delta\alpha) \quad (5)$$

$$\eta_{r,IGV} = \eta_r(1 - c_3\Delta\alpha^2) \quad (6)$$

$c_1$ ،  $c_2$  و  $c_3$  فاکتورهای تصحیح زاویه پره هستند.

سپس با داشتن  $\beta$  و  $N_{cor,r}$  می توان کمپرسور هوا را در اسپن هایسیس به صورت زیر شبیه سازی کرد.

$PR_r$ ،  $m_{cor,r}$  و  $\eta_r$  را از معادله (3) و  $PR_{r,IGV}$ ،  $m_{cor,r,IGV}$  و  $\eta_{r,IGV}$  را از معادلات (4) - (6) [47] و  $PR$ ،  $m_{in}$  و  $\eta$  را از معادله (2) محاسبه کنید.  $PR$  و  $\eta$  را به ماژول AirCOMP در شکل 2(a) و  $m_{in}$  را به جریان ورودی آن (S1) صادر کنید.

### 3-3-3- محفظه احتراق

محفظه احتراق توسط ماژول Conversion Reactor (COMB) در شکل 2(a) در اسپن هایسیس شبیه سازی می شود. احتراق سوخت به عنوان مجموعه ای از واکنش های تبدیلی با تبدیل 100% تعریف می شود. سپس، برای یک جریان سوخت معین ( $m_f$ )، افت فشار در محفظه احتراق و اتلاف حرارت از محفظه احتراق با استفاده از معادلات زیر [16,47] در SS-1 محاسبه می شود و به ماژول COMB در شکل 2(a) صادر می شود.

$$\Delta P_{cc} = \Delta P_{cc,d} \left[ \left( \frac{m_{in}\sqrt{T_{in}}}{P_{in}} \right) / \left( \frac{m_{in,d}\sqrt{T_{in,d}}}{P_{in,d}} \right) \right]^2 \quad (7)$$

$$Q_{loss,d} = (1 - \eta_{cc,d})m_{f,d}LHV_f \quad (a.8)$$

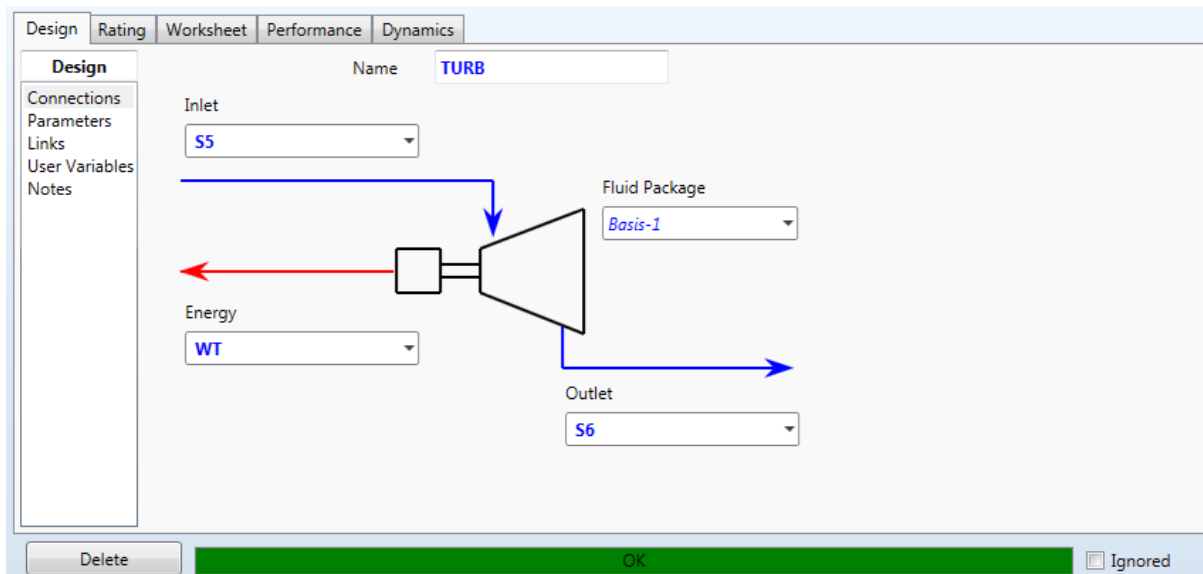
$$\Omega = \frac{m_{in}}{P_{in}^{1.8} \exp(T_{in}/300)} \quad (b.8)$$

$$Q_{loss} = Q_{loss,d} \frac{m_f}{m_{f,d}} \left( \frac{\Omega}{\Omega_d} \right)^{1.6} \quad (c.8)$$

$\Delta P_{cc}$  افت فشار در محفظه احتراق،  $LHV$  ارزش حرارتی پایین،  $Q_{loss}$  اتلاف حرارت،  $\Omega$  بار محفظه احتراق و زیرنویس  $f$  سوخت را نشان می‌دهد.

### 4-3-3- توربین

گازهای حاصل از احتراق به درون واحد توربین وارد شده و بعد از به حرکت درآوردن پره‌ها از آن خارج شده‌اند.



شکل 3-12- صفحه اتصالات توربین در محیط شبیه‌ساز

Design	Rating	Worksheet	Performance	Dynamics
<b>Worksheet</b>				
Conditions	Name	S5	S6	
Properties	Molecular Weight	28.34	28.34	
Composition	Molar Density [lbmole/ft3]	1.401e-004	5.181e-006	
PF Specs	Mass Density [lb/ft3]	3.970e-003	1.468e-004	
	Act. Volume Flow [barrel/day]	5.553e+009	1.501e+011	
	Mass Enthalpy [Btu/lb]	102.8	-285.6	
	Mass Entropy [Btu/lb-F]	1.883	1.979	
	Heat Capacity [Btu/lbmole-F]	8.866	8.064	
	Mass Heat Capacity [Btu/lb-F]	0.3128	0.2845	
	LHV Molar Basis (Std) [Btu/lbmole]	0.0000	0.0000	
	HHV Molar Basis (Std) [Btu/lbmole]	1584	1584	
	HHV Mass Basis (Std) [Btu/lb]	55.90	55.90	
	CO2 Loading	<empty>	<empty>	
	CO2 Apparent Mole Conc. [lbmole/ft3]	<empty>	<empty>	
	CO2 Apparent Wt. Conc. [lbmol/lb]	<empty>	<empty>	
	LHV Mass Basis (Std) [Btu/lb]	0.0000	0.0000	
	Phase Fraction [Vol. Basis]	1.000	1.000	
	Phase Fraction [Mass Basis]	1.000	1.000	
	Phase Fraction [Act. Vol. Basis]	1.000	1.000	
	Mass Exergy [Btu/lb]	378.7	-60.97	
	Partial Pressure of CO2 [bar]	1.211e-002	2.474e-004	
	Cost Based on Flow [Cost/s]	0.0000	0.0000	
	Act. Gas Flow [ACFM]	2.165e+007	5.853e+008	
	Avg. Liq. Density [lbmole/ft3]	1.883	1.883	
	Specific Heat [Btu/lbmole-F]	8.866	8.064	
	Std. Gas Flow [MMSCFD]	1654	1654	
	Std. Ideal Liq. Mass Density [lb/ft3]	53.36	53.36	
Delete		OK		<input type="checkbox"/> Ignored

شکل 3-13- مشخصات فیزیکی جریانات حاکم در توربین

در یک توربین با بار سنگین، خنک کردن پره برای جلوگیری از گرم شدن بیش از حد پره‌های توربین ضروری است. در این مقاله، خنک کردن پره توربین با گرفتن دو جریان هوا از خروجی کمپرسور هوا و تزریق آن‌ها به ترتیب در ورودی و خروجی توربین، شبیه‌سازی شده است. همان‌طور که در شکل 2(a) نشان داده شده هوای خنک‌کننده استاتور با گاز گرم اصلی در ورودی توربین مخلوط می‌شود.

سپس گاز مخلوط در توربین منبسط می‌شود. سرانجام، هوای خنک‌کننده روتور با گاز منبسط‌شده در خروجی توربین مخلوط می‌شود. جریان خنک‌کننده استاتور و روتور را می‌توان با استفاده از معادله (9) در SS-1 محاسبه کرد [48]. مخلوط شدن این جریان‌ها با گازهای ورودی و خروجی توربین توسط مازول میکسر در اسپن‌هایسیس شبیه‌سازی شده است.

$$m_{ca} = m_{ca,d} \left( \frac{P_{ca}}{P_{ca,d}} \right) \left( \frac{T_{ca}}{T_{ca,d}} \right)^{0.5} \quad (9)$$

$m_{ca}$  دبی جرمی جریان هوای خنک‌کننده و  $P_{ca}$  و  $T_{ca}$  فشار و دمای هوای خنک‌کننده است.

مشخصات جریان توربین را می‌توان با ظرفیت *swallowing* ثابت زیر توصیف کرد [49-51].

$$C = \frac{m_{in}\sqrt{T_{in}}}{\kappa P_{in}} = \frac{m_{in,d}\sqrt{T_{in,d}}}{\kappa_d P_{in,d}} = C_d \quad (\text{a.10})$$

$$\kappa = \sqrt{\frac{\gamma}{R_g} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (\text{b.10})$$

$C$  ظرفیت *swallowing*،  $\kappa$  یک ثابت،  $\gamma$  نسبت حرارت ویژه و  $R_g$  ثابت گاز است. با داشتن دمای محیط و سرعت شفت توربین گاز،  $N_{cor,r}$  به دست می‌آید. سپس برای یک  $m_f$  معین،  $\beta$  طوری تنظیم می‌شود که  $C = C_d$  شود و در نتیجه نقطه عملیاتی کمپرسور هوا بر روی نقشه به دست می‌آید. تعیین  $\beta$  صحیح نیازمند تکرار است و با استفاده از ماژول Adjust (ADJ-BETA) در شکل (2(a)) در اسپن هایسیس به دست می‌آید. در ماژول ADJ-BETA،  $\beta$  به عنوان متغیر تنظیم شده،  $C$  محاسبه شده در SS-1 به عنوان متغیر هدف و  $C_d$  به عنوان مقدار هدف تعیین شده انتخاب می‌شود. با دادن مقدار  $\beta$ ، اسپن هایسیس می‌تواند AirCOMP و COMB را شبیه سازی کند و  $\beta$  را برای دستیابی به  $C = C_d$  تنظیم کند. با انجام این مراحل، مشخصات گاز داخل توربین کاملاً معلوم می‌شود و اسپن هایسیس می‌تواند توربین را به طور کامل شبیه سازی کند.

توربین توسط ماژول Expander (TURB) در شکل (2(a)) در اسپن هایسیس شبیه سازی می‌شود. بازده ایزنتروپیک توربین ( $\eta_t$ ) با فرمول نیمه تجربی زیر تخمین زده می‌شود [10,52].

$$\eta_t = \eta_{t,d} \frac{N}{N_d} \sqrt{\frac{T_{in,d}}{T_{in}}} \sqrt{\frac{\pi_d^\varphi - 1}{\pi^\varphi - 1}} \left( \lambda - (\lambda - 1) \frac{N}{N_d} \sqrt{\frac{T_{in,d}}{T_{in}}} \sqrt{\frac{\pi_d^\varphi - 1}{\pi^\varphi - 1}} \right) \quad (11)$$

$\lambda$  یک ثابت معلوم و زیرنویس  $t$  نشانگر توربین است.  $\varphi = (\gamma - 1) / \gamma$ ،  $\pi = P_{in} / P_{out}$

برای حل TURB، فشار خروجی توربین [P(S7)] لازم است. در اینجا، P فشار را نشان می‌دهد و S7 جریان را در شکل 2(a) نشان می‌دهد. باین حال P(S7) مجهول است و به افت فشار HRSG ( $\Delta P_{HRSG}$ ) بستگی دارد.  $\Delta P_{HRSG}$  با استفاده از معادله (1) محاسبه می‌شود؛ و توسط ماژول شیر کنترل (DUCT) در شکل 2(a)

قبل از HRSG شبیه‌سازی می‌شود.  $P(S7)$  باید به گونه‌ای تکرار شود که  $P(S7) - \Delta P_{HRSG} = P_{amb}$  این کار با استفاده از یک ماژول ADJ-TP Adjust در شکل 2(a) به شرح زیر حاصل می‌شود.

با دادن مقدار  $P(S7)$ ،  $\eta_t$  را از معادله (10) در SS-1 محاسبه کنید و مقدار آن را به TURB در شکل 2(a) صادر کنید. اسپن هایسیس TURB را شبیه‌سازی می‌کند و  $T(S6)$  را می‌دهد. این  $T$  نشان‌دهنده دما است.  $P'_{amb} = P(S7) - \Delta P_{HRSG}$  را در SS-1 محاسبه کنید. در ماژول ADJ-TP،  $P(S7)$  را به عنوان متغیر تنظیم شده،  $P'_{amb}$  را به عنوان متغیر هدف و  $P_{amb}$  را به عنوان مقدار هدف مشخص شده تعیین کنید. روند کامل شبیه‌سازی توربین گاز در اسپن هایسیس در شکل 6 نشان داده شده است.

### 3-3-5- مولد بخار بازیابی حرارت (HRSG)

مولد بخار بازیابی حرارت شامل مجموعه‌ای از اکونومایزرها، تبخیرکننده‌ها و سوپرهیترها است. اکونومایزرها و سوپرهیترها مبدل‌های حرارتی هستند که گرمای هدررفته از گازهای خروجی را به ترتیب برای گرم کردن آب و بخار استخراج می‌کنند. از این‌رو توسط ماژول مبدل LNG در اسپن هایسیس شبیه‌سازی می‌شوند. باین‌حال، تبخیرکننده‌ها شامل تغییر حالت همراه با تعادل فاز هستند از این‌رو شبیه‌سازی آن‌ها متفاوت است و نسبت به سوپرهیتر و اکونومایزر با چالش بیشتری روبرو هستند. به‌طور معمول تبخیرکننده از دیگ بخار و درام بخار تشکیل شده است. دیگ بخار یک مبدل حرارتی است که برای تولید مخلوط آب / بخار، گرمای هدررفته را از گازهای خروجی استخراج می‌کند، درحالی‌که درام بخار یک جداکننده فازی است که مخلوط آب / بخار را به آب و بخار اشباع جدا می‌کند؛ بنابراین، دیگ بخار و درام بخار توسط ماژول‌های مبدل LNG و جداکننده (Separator) در اسپن هایسیس شبیه‌سازی می‌شوند. فرآیند تولید بخار در تبخیرکننده به شرح زیر شبیه‌سازی شده است. دیگ بخار گرمای حاصل از گازهای خروجی را استخراج می‌کند تا مخلوط آب / بخار تولید کند. مخلوط آب / بخار با آب مادون سرد (Subcooled) از اکونومایزر در درام بخار مخلوط می‌شود و بخار و آب اشباع تولید می‌کند. بخار اشباع شده به سوپرهیتر می‌رود درحالی‌که آب اشباع شده به دیگ بخار

برمی‌گردد. توجه داشته باشید که ماژول مبدل LNG اساساً همان ماژول مبدل حرارتی است، زیرا فقط دو جریان در تبادل حرارت وجود دارد و تنها موازنه جرم و انرژی موردتوجه ماست. هدف ما این است که نمودار بلوک جریان (BFD) را ساده‌تر (کمتر پیچیده) کنیم همان‌طور که در شکل 2(b-c) نشان داده شده است.

ماژول مبدل LNG در اسپن‌هایسیس برای محاسبه تبادل گرما به مقدار UA (ضریب انتقال حرارت کلی  $\times$  مساحت انتقال حرارت) نیاز دارد. از آنجا که U در شرایط خارج از طراحی به‌طور عمده تحت تأثیر جریان گاز خروجی قرار می‌گیرد، UA در SS-1 به شرح زیر محاسبه می‌شود [53] و سپس به هر ماژول مبدل LNG صادر می‌شود.

$$UA = (UA)_d \left( \frac{m_g}{m_{g,d}} \right)^{0.8} \quad (12)$$

$m_g$  دبی جرمی جریان گاز است. افت فشار آب / بخار در مبدل‌های حرارتی HRSG در شرایط خارج از طراحی به شرح زیر است [11].

$$\Delta P = \Delta P_d \left( \frac{m}{m_d} \right)^{1.98} \quad \text{برای آب} \quad (13)$$

$$\Delta P = \Delta P_d \left( \frac{m}{m_d} \right)^{1.98} \left( \frac{v}{v_d} \right) \quad \text{برای بخار} \quad (14)$$

$v$  حجم ویژه بخار است. افت فشار آب / بخار در SS-1 محاسبه می‌شود و به ماژول‌های مبدل LNG مربوطه صادر می‌شود.

دمای بخار فشار بالا و بخار مجدد گرم شده از HRSG ممکن است در شرایط خارج از طراحی از حداکثر دمای مجاز آن‌ها ( $TRHS_{max}$  و  $THPS_{max}$ ) فراتر رود. برای عملکرد ایمن، دو دی سوپرهیتر برای تعدیل کردن دمای آن‌ها با استفاده از تزریق آب نصب می‌شوند. این دو دی سوپرهیتر توسط دو ماژول میکسر (DeSH1 و DeSH2 در شکل 2(b)) در اسپن‌هایسیس شبیه‌سازی شده‌اند. علاوه بر این، برای کنترل دمای بخار فشار بالا و بخار مجدد گرم شده تحت عملیات خارج از طراحی از دو ماژول Adjust (Adj-SH1 و Adj-SH2)

در شکل (b) 2 استفاده شده است. در ماژول‌های ADJ-SH1 و ADJ-SH2،  $m(S26a)$  و  $m(S26b)$  به‌عنوان متغیرهای تنظیم‌شده،  $T(S36)$  و  $T(S51)$  به‌عنوان متغیرهای هدف و  $THPS_{max}$  و  $TRHS_{max}$  به‌عنوان مقادیر هدف مشخص‌شده انتخاب می‌شوند. در اینجا،  $m$  به دبی جرمی جریان،  $T$  به دما و  $S26a$ ،  $S41a$ ،  $S36$  و  $S51$  به جریان‌های موجود در شکل 2 اشاره دارد.

برای جلوگیری از خوردگی در دمای پایین، دمای آب تغذیه اکونومایزر فشار پایین نباید کمتر از حداقل دمای مجاز ( $TFW_{min}$ ) باشد. از این‌رو، مقداری آب گرم از خروجی اکونومایزر فشار پایین دوباره به خوراک آن برگشت داده می‌شود. از یک ماژول Adjust (ADJ-RCF) در شکل (c) 2 برای کنترل دمای آب تغذیه اکونومایزر فشار پایین استفاده شده است. در ماژول ADJ-RCF،  $m(S65b)$  به‌عنوان متغیر تنظیم‌شده،  $T(S63)$  به‌عنوان متغیر هدف و  $TFW_{min}$  به‌عنوان مقدار هدف تعیین‌شده انتخاب می‌شود.

### 3-3-6- پمپ‌های آب

پمپ‌های آب (پمپ فشارقوی، پمپ فشار متوسط، پمپ فشار ضعیف و پمپ گردش مجدد) توسط ماژول پمپ همراه با ماژول شیر کنترل در اسپن هایسیس شبیه‌سازی می‌شوند. منحنی پمپ برای پمپ‌های آب می‌تواند به‌عنوان ورودی کاربر تعریف شود یا به‌طور خودکار در داخل ماژول پمپ تولید شود. شیرهای کنترل (شیر کنترل فشارقوی (HPCV)، شیر کنترل فشار متوسط (IPCV) و شیر کنترل فشار ضعیف (LPCV) به‌عنوان تنظیم‌کننده فشار بخار در ژنراتور بخار بازیابی حرارت عمل می‌کنند تا با عملکرد توربین گاز مطابقت داشته باشند.

### 3-3-7- توربین‌های بخار (ST)

در نیروگاه‌های CCGT معمولاً در شرایط خارج از طراحی، فشار متغیری<sup>۱</sup> برای توربین‌های بخار اتخاذ می‌شود. به همین دلیل شیرهای اختناق توربین بخار کاملاً باز هستند و فشار بخار در ژنراتور بخار بازیابی حرارت توسط پمپ‌های آب تنظیم می‌شود تا با مشخصات توربین بخار مطابقت داشته باشد. از آنجایی که شیر اختناق حذف می‌شود، عملیات فشار متغیر عملکرد بهتری نسبت به عملکرد فشار ثابت ایجاد می‌کند [54]. ویژگی‌های خارج از طراحی یک توربین بخار را می‌توان با روش Stodola توصیف کرد [55,56].

$$\frac{m_s \sqrt{T_{in}}}{\sqrt{P_{in}^2 - P_{out}^2}} = \frac{m_{s,d} \sqrt{T_{in,d}}}{\sqrt{P_{in,d}^2 - P_{out,d}^2}} \quad (15)$$

بازده ایزنتروپیک ( $\eta_{st}$ ) یک توربین بخار عمدتاً تحت تأثیر جریان بخار در شرایط خارج از طراحی قرار می‌گیرد، بنابراین می‌توان آن را به صورت زیر اصلاح کرد [12]:

$$\eta_{st} = \eta_{st,d} \left[ -0.1035 \left( \frac{m_s}{m_{s,d}} \right)^5 + 0.2357 \left( \frac{m_s}{m_{s,d}} \right)^4 - 0.1872 \left( \frac{m_s}{m_{s,d}} \right)^3 + 0.0585 \left( \frac{m_s}{m_{s,d}} \right)^2 + 0.0163 \left( \frac{m_s}{m_{s,d}} \right) + 0.98 \right] \quad (16)$$

$s$  نشانگر بخار است و  $st$  توربین بخار را نشان می‌دهد.

توربین بخار فشار بالا، توربین بخار فشار متوسط و توربین بخار فشار پایین به ترتیب توسط سه ماژول Expander (HPT، IPLT و LPT) در شکل (b - c) در اسپن هایسیس شبیه‌سازی می‌شوند. بازده

---

<sup>1</sup> Sliding pressure



ایزنتروپیک برای توربین بخار فشار بالا، توربین بخار فشار متوسط و توربین بخار فشار پایین در SS-1 با استفاده از معادله (16) محاسبه می‌شود و به ماژول‌های HPT، IPLT و LPT صادر می‌شود.

### 8-3-3- کندانسور

کندانسور توسط ماژول مبدل LNG (CONDOR) در شکل (2(c)) در اسپن‌هایسیس شبیه‌سازی می‌شود. این کندانسور مخلوط آب / بخار خروجی از توربین بخار فشارپایین را به آب اشباع تبدیل می‌کند؛ بنابراین کسر بخار S60 در شکل (2(c)) روی 0 تنظیم شده است. از آنجاکه راندمان انتقال حرارت در کندانسور بسیار بالا است و جریان آب خنک‌کننده ثابت نگه داشته می‌شود، مقدار UA برای کندانسور در شرایط خارج از طراحی ثابت در نظر گرفته می‌شود. سپس، فشار عملیاتی کندانسور تغییر می‌کند تا کاملاً مخلوط آب / بخار مایع شود. برای یافتن فشار مناسب کندانسور، از یک ماژول Adjust (ADJ-CDP) در شکل (2(c)) استفاده شده است. در ماژول ADJ-CDP، P(S59) به‌عنوان متغیر تنظیم‌شده، خطای نسبی UA کندانسور به‌عنوان متغیر هدف و 0 به‌عنوان مقدار هدف مشخص شده انتخاب می‌شود.

سرانجام، بازده ژنراتور [57] و توان خروجی برای توربین گاز، سیکل بخار و نیروگاه توربین گازی سیکل ترکیبی در SS-1 به شرح زیر محاسبه می‌شود.

$$\eta_{gen} = \frac{L_{gen}\eta_{gen,d}}{L_{gen}\eta_{gen,d} + (1-\eta_{gen,d})[(1-F_{cu}) + F_{cu}L_{gen}^2]} \quad (17)$$

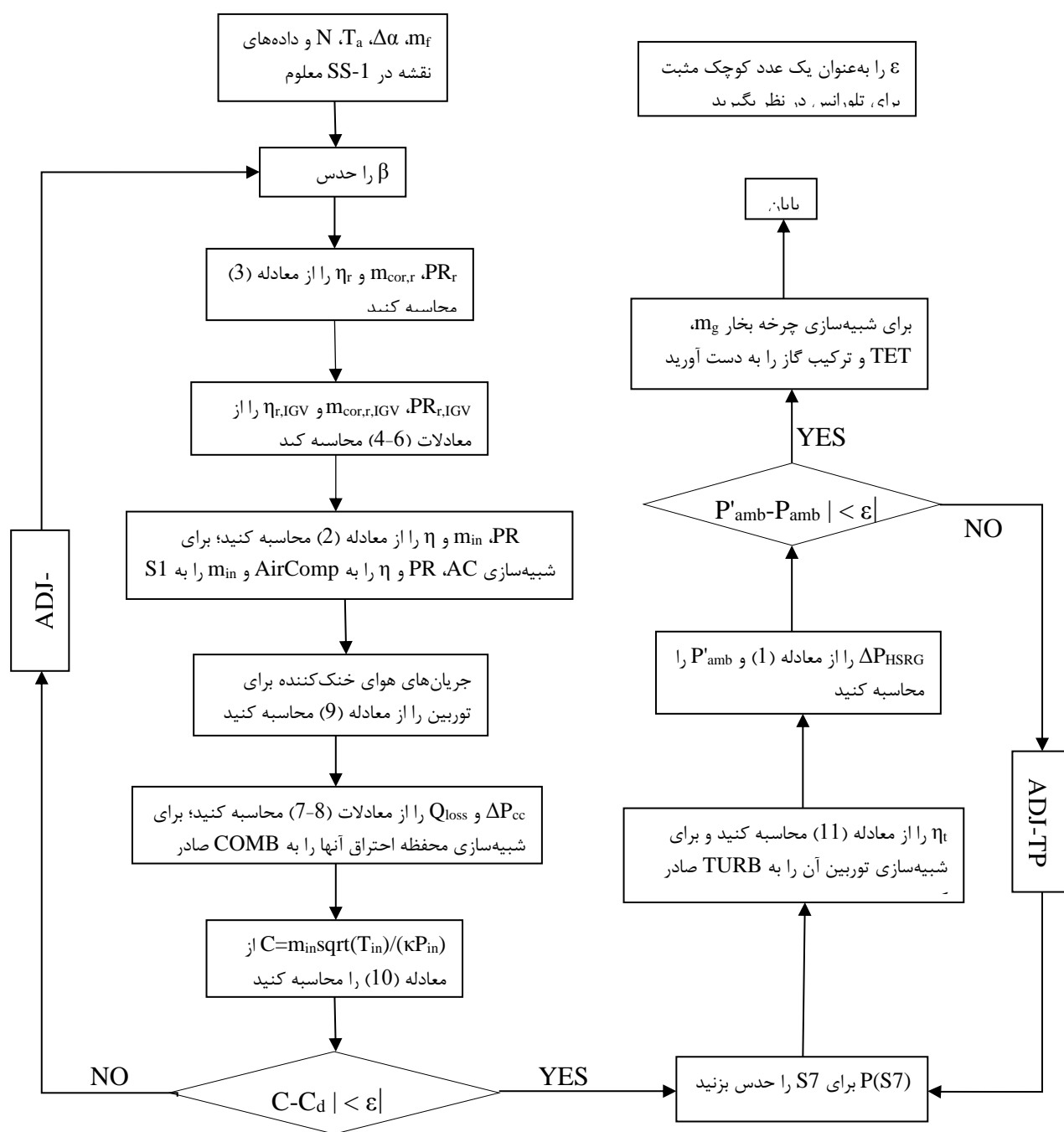
$$W_{GT} = (W_t - W_c/\eta_{mech})\eta_{gen} \quad (18)$$

$$W_{SC} = (W_{HPST} + W_{IPST} + W_{LPST})\eta_{gen} - (W_{HPP} + W_{IPP} + W_{LPP} + W_{RPP}) \quad (19)$$

$$W_{CCGT} = W_{GT} + W_{SC} \quad (20)$$

$\eta_{gen}$  راندمان ژنراتور،  $\eta_{mech}$  راندمان مکانیکی کمپرسور هوا،  $W_{in,d} = W_{in} / \eta_{mech}$  کار ورودی به ژنراتور و  $F_{cu}$  کسر کاهش مس است.

با انجام این مراحل بسط مدل اسپن هایسیس برای شبیه سازی نیروگاه CCGT در شرایط خارج از طراحی تکمیل می شود.



شکل 3-14- روند شبیه سازی توربین گاز در اسپن هایسیس

### 3-4- روند شبیه‌سازی

شبیه‌سازی عملیات نیروگاه CCGT را برای  $m_f$  و  $\Delta\alpha$  معین در نظر بگیرید. اسپن هایسیس با تکرار  $\beta$  و  $P(S7)$  با استفاده از دو ماژول Adjust (ADJ-BETA و ADJ-CP) توربین گاز را شبیه‌سازی می‌کند. روند شبیه‌سازی توربین گاز در شکل 6 ارائه شده است. هنگامی که ماژول‌های ADJ-BETA و ADJ-TP همگرا می‌شوند، توربین گاز حل می‌شود و جریان گاز خروجی از توربین، دما و ترکیب آن معلوم می‌شود. اکنون، با داشتن شرایط معلوم گازهای خروجی از توربین، چرخه بخار باید شبیه‌سازی شود. باین‌حال، شبیه‌سازی چرخه بخار در اسپن هایسیس به دلیل عوامل زیر چالش‌برانگیز است.

1) اسپن هایسیس یک شبیه‌ساز مدولار متوالی است که در آن اجزای چرخه بخار باید به‌صورت ترتیبی حل شوند. باین‌حال، مدارهای بخار فشار بالا، فشار متوسط و فشار پایین که شامل بازیابی جرم/انرژی در چرخه بخار هستند، به‌جای حل متوالی به حل هم‌زمان نیاز دارند. این مسئله چالش‌های مهمی را برای اسپن هایسیس ایجاد می‌کند. برای اینکه اجزای چرخه بخار به‌صورت متوالی حل شوند، به ماژول Recycle در اسپن هایسیس نیاز است. باین‌حال، تعیین اینکه چند ماژول Recycle باید استفاده شود و کجا باید آن‌ها را قرار داد نیاز به تفکر هوشمندانه دارد.

2) شرایط بخار ژنراتور بخار بازیابی حرارت (جریان، فشار و دما) باید با مشخصات توربین بخار مطابقت داشته باشد، یعنی معادله (15) صدق کند؛ بنابراین، ژنراتور بخار بازیابی حرارت و توربین بخار باید به‌صورت مشترک حل شوند و طراحی خاصی برای محاسبات back pressure لازم است.

روند موجود در شکل 7 برای پرداختن به چالش‌های فوق طراحی شده است. شبیه‌سازی تبخیرکننده اولین قدم اصلی آن است. تبخیرکننده فشار بالا را در نظر بگیرید (درام HP و دیگ بخار HP در شکل 2(b)). برای شبیه‌سازی آن، برای تعیین شرایط جریان (به‌عنوان مثال جریان، فشار، دما و ...) به ماژول‌های Recycle (R3) و R9 در شکل 2(b) نیاز است. ماژول Recycle در اسپن هایسیس یک عملیات ریاضی است و دارای یک جریان ورودی و یک جریان خروجی است. به‌عنوان مثال در ماژول R9، S30a جریان ورودی و S30b جریان

خروجی است. در ماژول Recycle می‌توان شرایط جریان را از ورودی به خروجی منتقل کرد. اسپن هایسیس ابتدا از شرایط جریان خروجی به‌عنوان مقادیر فرض شده استفاده می‌کند تا برگه جریان حول ماژول Recycle را به‌صورت متوالی حل کند. بر اساس تفاوت بین شرایط جریان ورودی و خروجی، اسپن هایسیس شرایط جریان خروجی را به‌روزرسانی می‌کند تا زمانی که شرایط جریان ورودی در یک تلورانس مشخص شده با شرایط جریان خروجی مطابقت داشته باشد.

شبیه‌سازی تبخیرکننده فشار بالا با ماژول‌های Recycle به شرح زیر انجام می‌شود. از آنجاکه دیگ بخار فشار بالا مخلوط آب و بخار تولید می‌کند، کسر بخار S32 می‌تواند روی هر مقداری بین 0 تا 1 تنظیم شود. سپس، دو ماژول Recycle (R3 و R9) برای تعیین P(S30b)، T(S12b) و T(S30b) به کار گرفته می‌شود. اسپن هایسیس از آن‌ها برای حل دیگ بخار فشار بالا و درام فشار بالا استفاده می‌کند، زیرا دبی جریان، فشار و ترکیب گازهای خروجی از ژنراتور بخار بازیابی حرارت از قبل مشخص شده است. دیگ بخار فشار بالا، m(S32) را از معادلات انتقال حرارت و موازنه انرژی محاسبه می‌کند. پس‌از آن، درام بخار فشار بالا m(S30b) و m(S33) را از موازنات جرم/انرژی و تعادل بخار/آب محاسبه می‌کند. با این کار تبخیرکننده فشار بالا می‌تواند به‌طور خودکار جریان آب خود را محاسبه کند. پس‌از آن، m(S30a) روی مقدار m(S30b) در SS-1 تنظیم می‌شود که در این صورت جریان آب در مدار فشار بالا به دست می‌آید. تلفات فشار در اکونومایزرهای فشار بالا توسط معادله (13) در SS-1 محاسبه می‌شود. در ادامه، از دو ماژول Recycle (R2 و R10) برای تعیین T(S11b)، P(S26b)، T(S26b) و m(S26a) استفاده می‌شود. در همین حال m(S26b) روی مقدار m(S26a) در SS-1 تنظیم می‌شود. اسپن هایسیس ماژول‌های HP SPHT1 و HP SPHT2 را حل می‌کند و T(S12b) و T(S36) را به ترتیب محاسبه می‌کند.

تلفات فشار در ماژول‌های HP SPHT1 و HP SPHT2 توسط معادله (14) در SS-1 محاسبه می‌شود. اگر T(S12a) در محدوده تلورانس مشخص شده در R3 با T(S12b) مطابقت نداشته باشد، اسپن هایسیس T(S12b) را به‌روز می‌کند و شبیه‌سازی تبخیرکننده فشار بالا دوباره ادامه می‌یابد. این روند آن‌قدر تکرار

می‌شود تا زمانی که T(S12a) و T(S12b) در محدوده تلورانس مشخص شده باشند. اگر T(S36) بیش از  $THPS_{max}$  باشد، ماژول ADJ-SH1، m(S26a) را طوری تنظیم می‌کند تا از افزایش بیش از حد دمای بخار فشار بالا جلوگیری کند. اکنون شرایط بخار ورودی HPT کاملاً معلوم شده است. با این حال، ممکن است با مشخصات HPST، یعنی معادله (15) مطابقت نداشته باشند. از این رو، با دانستن جریان ورودی و دمای HPT، فشار ورودی مورد انتظار HPT [P'(S36)] با استفاده از معادله (15) محاسبه می‌شود و با افزودن تلفات فشار در HP SPHT 1 و HP SPHT2 P(S30a) مجدداً در SS-1 محاسبه می‌شود. علاوه بر این، فشار در R9 تکرار می‌شود. اگر P(S30a) در محدوده تلورانس مشخص شده در R9 با P(S30b) مطابقت نداشته باشد، اسپن هایسیس P(S30b) را به روزرسانی می‌کند تا زمانی که اختلاف بین P(S30a) و P(S30b) در حد تلورانس مشخص شده قرار گیرد. از این رو هنگامی که R9 همگرا می‌شود، شرایط بخار فشار بالا با مشخصات توربین بخار فشار بالا مطابقت پیدا می‌کند. با انجام این مراحل، شبیه‌سازی مدار فشار بالا به روش ترتیبی و با شروع از تبخیرکننده کامل می‌شود. همین منطق شبیه‌سازی در مدارهای فشار متوسط/فشار پایین اعمال می‌شود. سرانجام، از یک ماژول Recycle (R6) برای گردش آب اکونومایزر فشار پایین استفاده می‌شود. یک ماژول Adjust (ADJ-RCF) جریان گردش آب را برای کنترل دمای آب تغذیه اکونومایزر فشار پایین تنظیم می‌کند. یک ماژول Adjust (ADF-CDP) فشار کندانسور را طوری تنظیم می‌کند تا مخلوط آب / بخار خروجی از LPST کاملاً میعان شود. روند دقیق شبیه‌سازی برای چرخه بخار در شکل 7 ارائه شده است. ماژول‌های Recycle موجود در نمودار بلوک جریان و متغیرهای جریان آن‌ها در جدول 1 خلاصه شده‌اند. همه متغیرها در ماژول‌های Recycle به جلو منتقل می‌شوند. اسپن هایسیس به‌طور سیستماتیک متغیرهای جریان را تکرار می‌کند تا زمانی که ماژول‌های Recycle همگرا شوند؛ بنابراین، هنگامی که همه ماژول‌های Recycle و Adjust همگرا می‌شوند، چرخه بخار با موفقیت حل می‌شود.

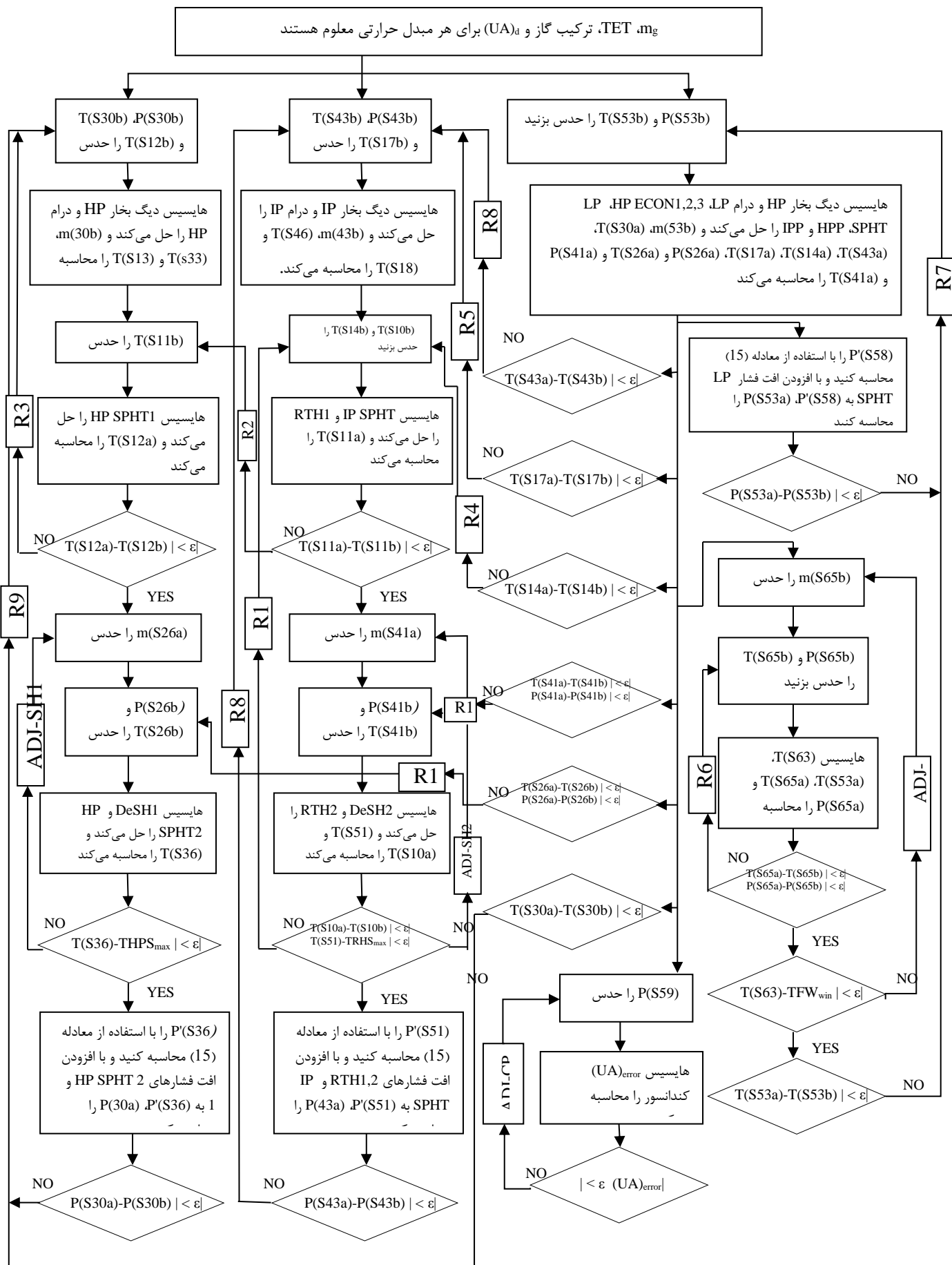
معمولاً برای عملیات بار جزئی در نیروگاه‌های CCGT از کنترل پره هدایت‌کننده ورودی (IGVC) استفاده می‌شود. IGVC،  $m_f$  را طوری تنظیم می‌کند تا بار جزئی مورد نظر را به دست آورد و هم‌زمان با آن،  $\Delta\alpha$  را طوری تنظیم می‌کند که TET در مقدار طراحی آن (TET<sub>d</sub>) نگه داشته شود. برای پیاده‌سازی IGVC در

اسپن هایسیس از دو ماژول Adjust استفاده می‌شود. همان‌طور که در شکل 2(a) نشان داده شده، ماژول ADJ-FF،  $m_f$  و ماژول ADJ-IGV،  $\Delta\alpha$  را تنظیم می‌کند. در ماژول ADJ-FF،  $m(NG)$  به‌عنوان متغیر تنظیم شده،  $W_{CCGT}/W_{CCGT,d} \times 100$  محاسبه شده در SS-1 به‌عنوان متغیر هدف و درصد بار جزئی موردنظر (PL%) به‌عنوان مقدار هدف مشخص شده انتخاب می‌شود. در ماژول ADJ-IGV،  $\Delta\alpha$  به‌عنوان متغیر تنظیم شده، T(S7) به‌عنوان متغیر هدف و TET<sub>d</sub> به‌عنوان مقدار هدف تعیین شده انتخاب می‌شود.

اکنون، با دادن مقدار بار جزئی (PL)، مدل اسپن هایسیس می‌تواند نیروگاه توربین گازی سیکل ترکیبی با گرمایش مجدد و فشار سه‌گانه در شکل 1 را شبیه‌سازی کند. برای همگرایی این مدل، برخی از دستورالعمل‌ها در اینجا ارائه شده است. اول، برخی از همبستگی‌های ساده برای پارامترهای حداقل و حداکثر در ماژول‌های Adjust ایجاد شده است، همان‌طور که در جدول 2 نشان داده شده است. دوم، بر اساس حداقل و حداکثر پارامترها، حدس اولیه و اندازه گام برای هر ماژول Adjust به ترتیب روی  $0.5 \times (\text{Minimum} + \text{Maximum})$  و  $0.5 \times (\text{Maximum} - \text{Minimum})$  تنظیم شده است. سوم، ماژول‌های Adjust باید به‌صورت متوالی فعال شوند؛ یعنی ماژول‌های ADJ-BETA، ADJ-IGV، ADJ-TP، ADJ-CDP، ADJ- و ADJ-RCF ابتدا فعال می‌شوند. سپس ماژول‌های ADJ-SH1 و ADJ-SH2 به ترتیب فعال می‌شوند. در آخر ماژول ADJ-FF فعال می‌شود. به این ترتیب مدل اسپن هایسیس برای یک بار جزئی معین، همگرا می‌شود.

از جزئیات فوق مشخص است که بسط و حل مدل نیروگاه توربین گازی سیکل ترکیبی در اسپن هایسیس مستلزم ساختاری مبتکرانه و تفکر مبتنی بر درک کامل اسپن هایسیس است. این مقاله با ارائه روشی دقیق و صریح، شبیه‌سازی توربین گازی سیکل ترکیبی را برای محققان آسان می‌کند و بنابراین سهم بسزایی دارد. با توجه به داده‌های طراحی نیروگاه، این مدل فقط به یک ورودی، یعنی مقدار بار جزئی (PL) نیاز دارد و تمام خروجی‌های مفید از جمله توان خروجی و بازده توربین گاز، چرخه بخار و نیروگاه را تولید می‌کند. علاوه بر این می‌تواند به‌صورت مستقل کار کند، یا به‌راحتی با سیستم‌های مختلف انرژی (به‌عنوان مثال جذب CO<sub>2</sub>، چرخه‌های آلی رانکین، سلول‌های سوختی، ترمینال‌های LNG، جداسازی هوا و چیلرهای جذب) ادغام شود.

همچنین می‌توان آن را توسط Aspen HYSYS Dynamics برای پیش‌بینی رفتار زمان واقعی نیروگاه، پویا کرد؛ بنابراین این مدل بسیار مفید است و کاربردهای گسترده‌ای دارد.



شکل 3-15. روند شبیه سازی چرخه بخار در اسپن هایسیس





## فصل چہارم

نتایج و تفسیر آنها

#### 4- ارزیابی مدل با استفاده از یک نیروگاه نمونه

عملکرد مدل اسپن هایسیس ما با یک نمونه نیروگاه توربین گازی سیکل ترکیبی ارزیابی می شود. از آنجاکه داده های عملیاتی واقعی برای نیروگاه های توربین گازی سیکل ترکیبی موجود نیست، یک روش جایگزین، مقایسه پیش بینی های مدل گفته شده با مدل معادل آن در GateCycle است. GateCycle یک نرم افزار تجاری پر کاربرد در صنعت برق است.

داده هایی که در ادامه گفته می شود برای ارزیابی استفاده می شود. فرض بر این است که این نیروگاه از کنترل پره هدایت کننده ورودی برای عملیات بار جزئی استفاده می کند. جدول 3 پارامترهای طراحی آن را نشان می دهد و شکل 3 نقشه عملکرد کمپرسور هوا را نشان می دهد. علاوه بر این،  $c_1 = 0.01$ ،  $c_2 = 0.01$  و  $c_3 = 0.0001$  در معادلات (4) - (6) [47]،  $\lambda = 2.083$  در معادله (11) [10] و  $F_{cu} = 0.48$  در معادله (17) استفاده شده است. بعلاوه، مقدار هر دو  $THPS_{max}$  و  $TRHS_{max}$  در  $565^\circ\text{C}$  و مقدار  $TFW_{min}$  در  $50^\circ\text{C}$  فرض می شود. در جدول 4 عملکرد طراحی نیروگاه در اسپن هایسیس و GateCycle ارائه شده است. در ادامه، انحرافات نسبی (RD) بین دو مدل شبیه سازی (اسپن هایسیس و GateCycle) در توربین گاز، چرخه بخار و نیروگاه توسط معادله (21) ارزیابی می شود.

$$RD(\%) = \frac{HYSYS \text{ Result} - \text{GateCycle Result}}{\text{GateCycle Result}} \times 100 \quad (21)$$

#### 4-1- عملکرد توربین گاز (GT)

شکل 8 انحرافات نسبی برای پارامترهای عملیاتی اصلی کمپرسور هوا و توربین را نشان می دهد. واضح است که تقریباً همه در محدوده 1.0% هستند. علاوه بر این، میانگین انحراف برای تمام پارامترهای عملیاتی در شکل 8 کمتر از 0.5% است. این اختلافات جزئی برای پارامترهای عملیاتی در شکل 8 از تفاوت در محاسبات آنتالپی گاز ناشی می شود. برای محاسبه آنتالپی گاز، GateCycle از روش ناسا [59] استفاده می کند که در

آن گازها ایده آل فرض می‌شوند. اسپن هایسیس از معادله حالت پنگ-رابینسون [60] استفاده می‌کند که بر اساس داده‌های تجربی گاز واقعی است. روش ناسا به ترتیب از دو چندجمله‌ای مرتبه چهارم (5 پارامتر) وابسته به دما برای محاسبه آنتالپی‌های گاز پایین‌تر و بالاتر از 1000 K ( $726.85^{\circ}\text{C}$ ) استفاده می‌کند. اسپن هایسیس مستقیماً آنتالپی‌های گاز حاصل از معادله حالت پنگ-رابینسون را محاسبه می‌کند. از این‌رو، اسپن هایسیس پیش‌بینی آنتالپی گاز بالاتر (پایین‌تر) در دمای پایین‌تر (بالاتر) از 1000 K را در مقایسه با GateCycle نشان می‌دهد، همان‌طور که در شکل 9 نشان داده شده است. این اختلاف در پیش‌بینی آنتالپی گاز، بر روی فعل‌وانفعالات پیچیده بین کمپرسور هوا و توربین تأثیر می‌گذارد که با مطابقت بین نقشه کمپرسور (شکل 3) و مشخصات توربین نشان داده می‌شود (معادله (10)). نتیجه این اختلافات جزئی در شکل 8 نشان داده شده است. به دلیل این اختلافات جزئی، اسپن هایسیس پیش‌بینی می‌کند که توربین گاز، توان خروجی و بازده کمتری نسبت به GateCycle داشته باشد، همان‌طور که در شکل 10 نشان داده شده است. علاوه بر این با کاهش بار نیروگاه، اختلاف در پیش‌بینی‌های آنتالپی گاز بیشتر می‌شود و در نتیجه اختلاف بین توان خروجی توربین گاز در اسپن هایسیس با GateCycle بیشتر شود. در نتیجه، انحرافات نسبی در توان خروجی و بازده توربین گاز با کاهش بار نیروگاه افزایش می‌یابد. با این حال، حداکثر انحرافات آن‌ها در حدود 3.2% است و میانگین انحراف کمتر از 2.0% است.

جدول 4-1- متغیرهای جریان برای ماژول‌های Recycle در اسپن هایسیس. همه متغیرها به جلو منتقل می‌شوند.

متغیر جریان	ماژول
T(S10b)	R1
T(S11b)	R2
T(S12b)	R3
T(S14b)	R4
T(S17b)	R5
P(S65b) and T(S65b)	R6
P(S53b) and T(S53b)	R7
P(S43b) and T(S43b)	R
P(S30b) and T(S30b)	R9
P(S26b) and T(S26b)	R10
P(S41b) and T(S41b)	R11

جدول 4-2- حداقل و حداکثر پارامترها برای ماژول‌های Adjust در اسپن هایسیس.

ماژول	متغیر تنظیم‌شده	مقدار پایه	مینیمم $a$ (%)	ماکزیمم $a$ (%)
ADJ-BETA	$\beta$	0.7	$0.274PL+70.0$	$0.274PL+76.0$
ADJ-FF	m(NG)	جریان طراحی NG	$0.8352PL+14.0$	$0.8352PL+18.0$
ADJ-IGV	$\Delta\alpha$	100%	$0.6241PL+35.0^b$	$0.6241PL+38.0^b$
ADJ-TP	P(S7)	فشار طراحی S7	$0.0144PL+97.0$	$0.0144PL+100.0$
ADJ-SH1	m(S26a)	جریان طراحی S34	0	$-0.0163PL+2.0$
ADJ-SH2	m(S41a)	جریان طراحی S34	0	$-0.0066PL+1.0$
ADJ-RCF	m(S65ba)	جریان طراحی S65b	$-0.355PL+128.0$	$-0.355PL+146.0$
ADJ-CDP	P(S59)	فشار طراحی S59	$0.422PL+54.0$	$0.422PL+60.0$

<sup>a</sup> حداکثر (حداقل) مقدار / مقدار پایه  $\times 100$

<sup>b</sup> دهانه IGV  $(100 - \Delta\alpha)$

جدول 4-3- پارامترهای طراحی نیروگاه CCGT

پارامتر/متغیر	مقدار
<b>شرایط محیط</b>	
فشار (kPa)	101.3
دما (°C)	15.0
کسر مولی	77.30% N <sub>2</sub> , 20.74% O <sub>2</sub> , 1.01% H <sub>2</sub> O, 0.03% CO <sub>2</sub> , 0.92% Ar
<b>شرایط سوخت</b>	
فشار (kPa)	30.0
دما (°C)	10.0
کسر مولی	87.08% CH <sub>4</sub> , 7.83% C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> , 2.94% C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> , 1.47% N <sub>2</sub> , 0.68% CO <sub>2</sub>
<b>توربین گاز</b>	
جریان هوای ورودی (kg s <sup>-1</sup> )	635.0
افت فشار هوای ورودی (%)	0.5
نسبت فشار کمپرسور	15.4
بازده آیزنتروپیک کمپرسور (%)	88.0
بازده مکانیکی کمپرسور (%)	99.0
جریان سوخت (kg s <sup>-1</sup> )	14.74
بازده محفظه احتراق (%)	99.5
افت فشار محفظه احتراق (%)	3.5
دمای خروجی محفظه احتراق (°C)	1405.0
دمای ورودی توربین (°C)	1328.0
دمای خروجی توربین (°C)	615.0
<b>ژنراتور بخار بازیابی حرارت (HRSG)</b>	
دمای بخار HP/IP/LP (°C)	565.0/297.0/295.0
دمای نقطه پینچ HP/IP/LP (°C)	10.0/10.0/10.0
دمای نقطه HP/IP/LP approach (°C)	8.0/10.0/16.4
دمای خروجی بخار HP SPHT 1 (°C)	510.0
دمای خروجی بخار RHT 1/2 (°C)	520.0/565.0

دمای خروجی آب HP ECON 1/2 (°C) 208.0/280.0  
افت فشار در سمت گاز/آب/بخار (%) 1.5/5.0/3.0

### توربین بخار

فشار ورودی توربین بخار HP/IP/LP (bar) 98.8/24.0/4.0  
بازده آیزنتروپیک توربین بخار HP/IP/LP (%) 87.0/91.0/89.0

### کندانسور

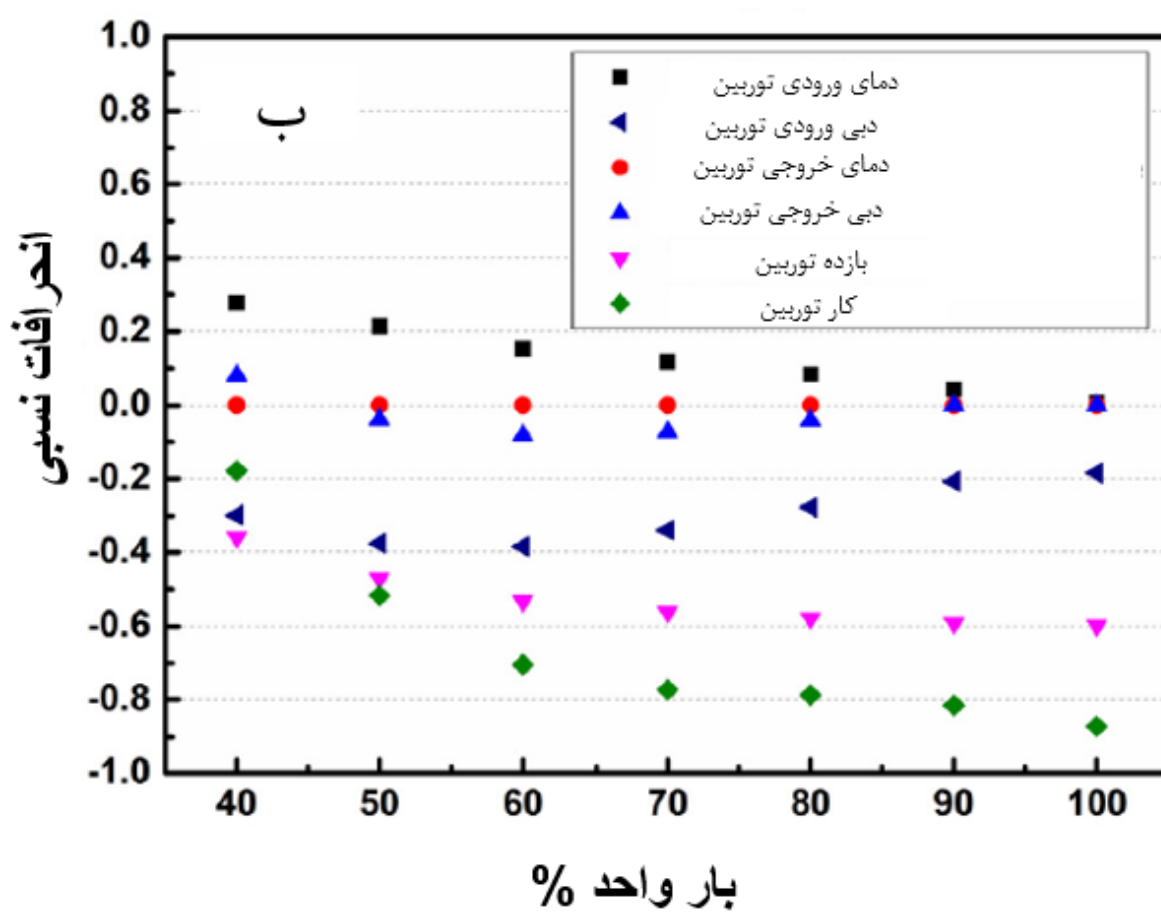
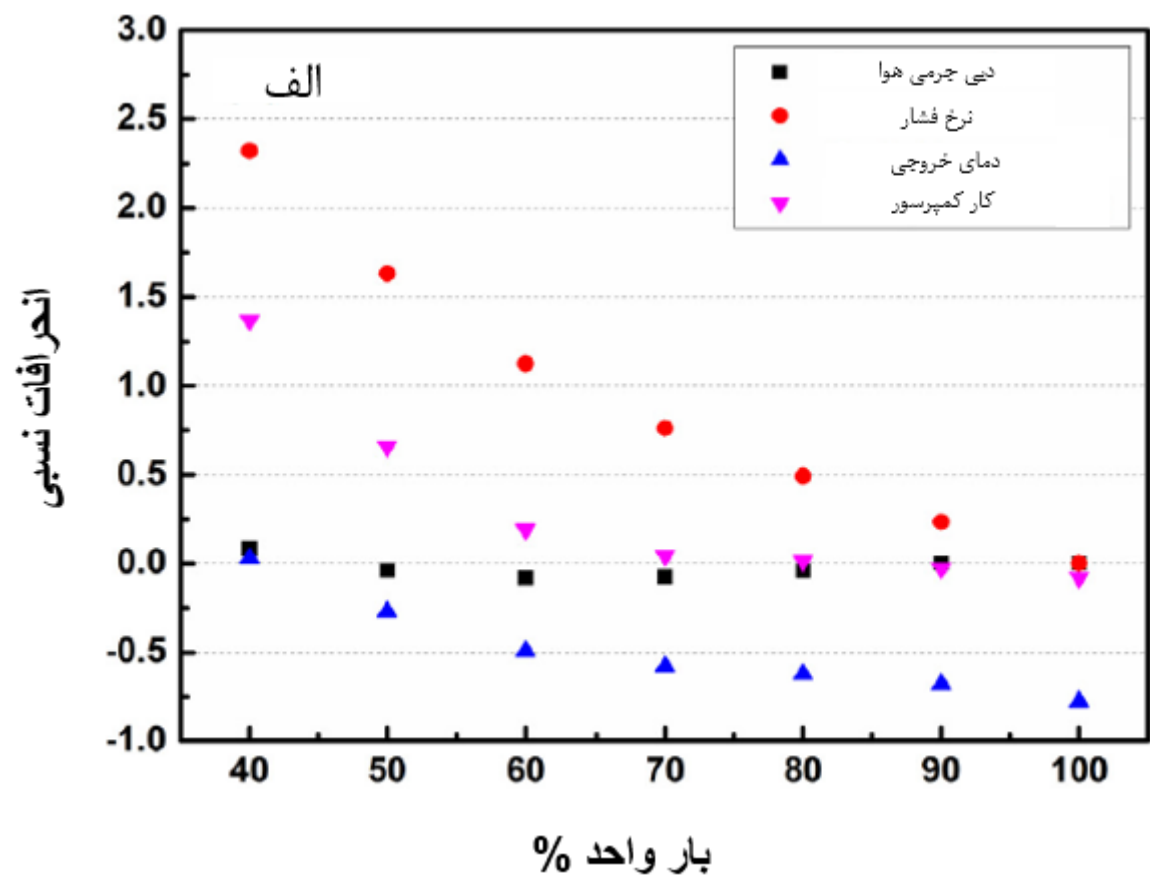
فشار (kPa) 74.0  
دمای آب خنک کننده (°C) 25.0  
افزایش دمای آب خنک کننده (°C) 10.0

### ژنراتور

بازده ژنراتور (%) 98.5  
سرعت شفت (rpm) 3000

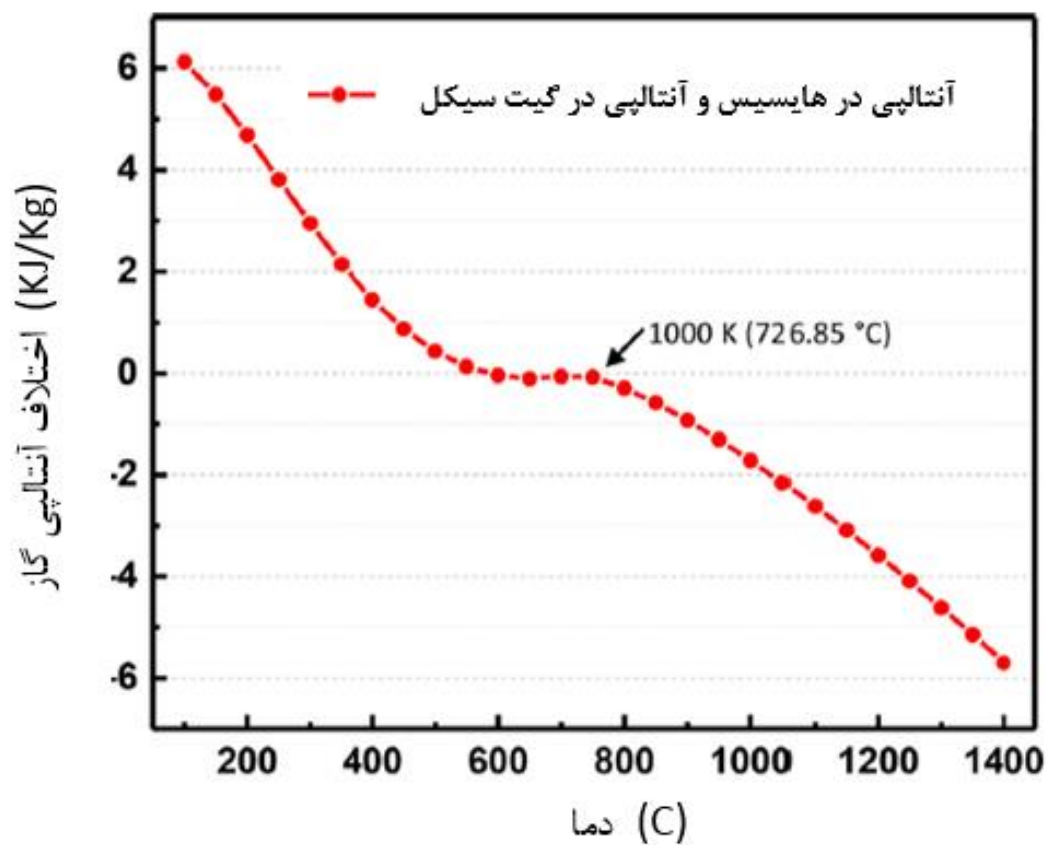
جدول 4-4- عملکرد طراحی نیروگاه CCGT در اسپن هایسیس و GateCycle

عملکرد	اسپن هایسیس	GateCycle
توان GT (MW)	253.2	257.2
بازده GT (%)	36.17	36.78
توان SC (MW)	139.8	137.8
بازده SC (%)	30.73	30.33
توان خالص نیروگاه (MW)	393.0	395.0
بازده نیروگاه (%)	56.14	56.49

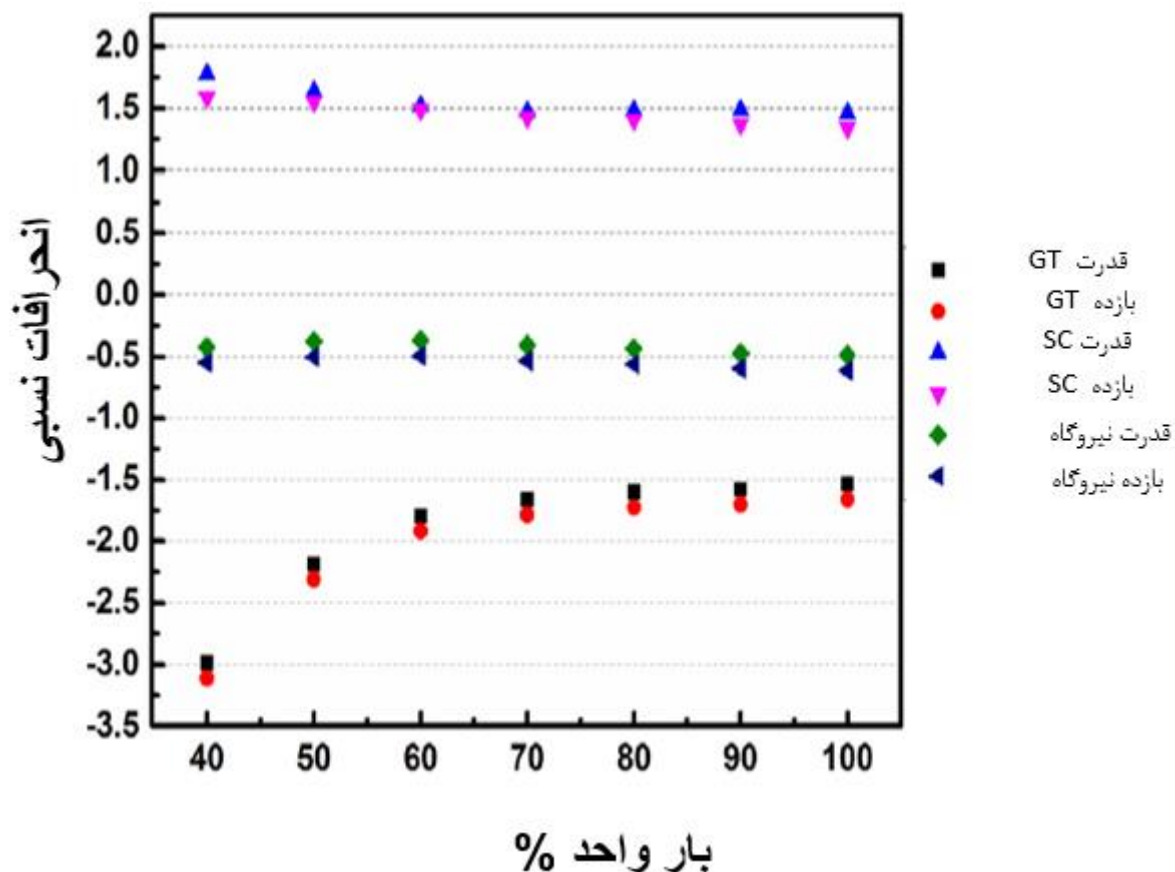




شکل 4-1- انحرافات نسبی برای پارامترهای عملیاتی (a) کمپرسور هوا، (b) توربین



شکل 4-2- اختلاف آنتالپی گاز بین اسپن هایسیس و GateCycle

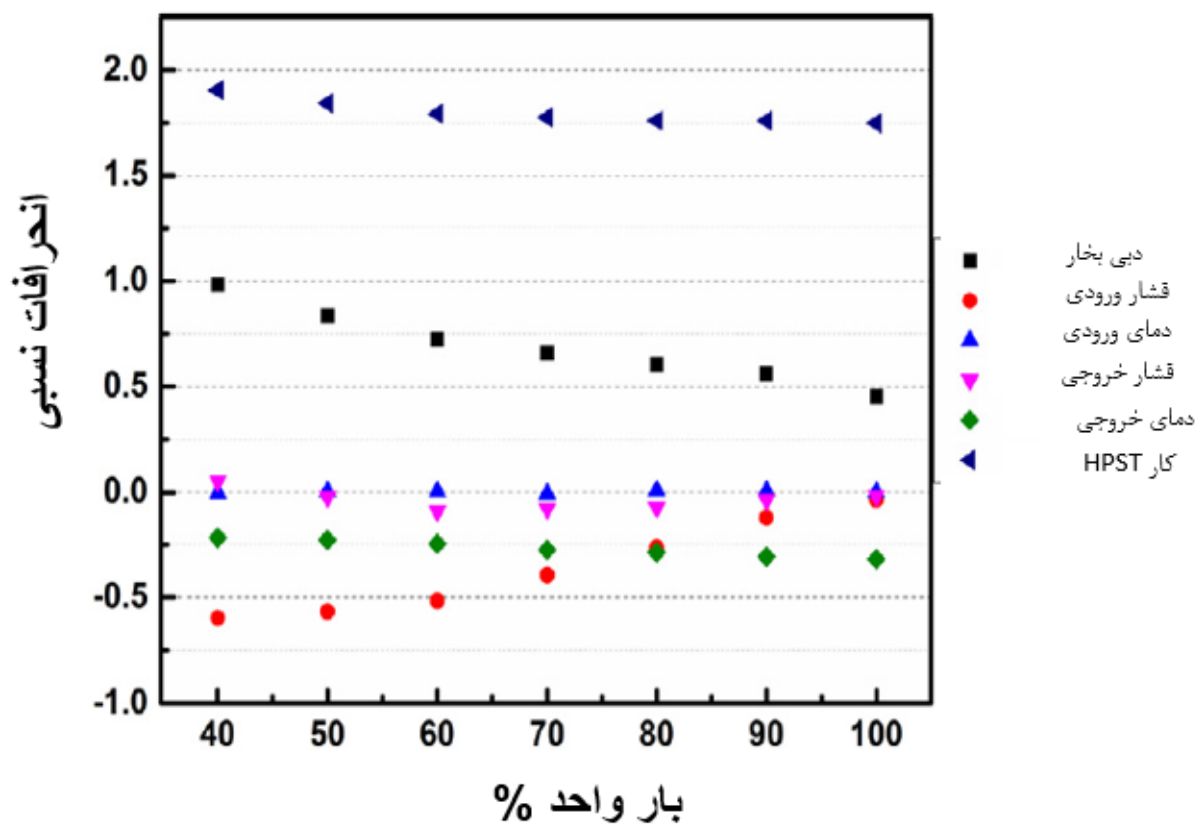


شکل 3-4- انحراف نسبی توان خروجی و بازده توربین گاز، چرخه بخار و نیروگاه CCGT

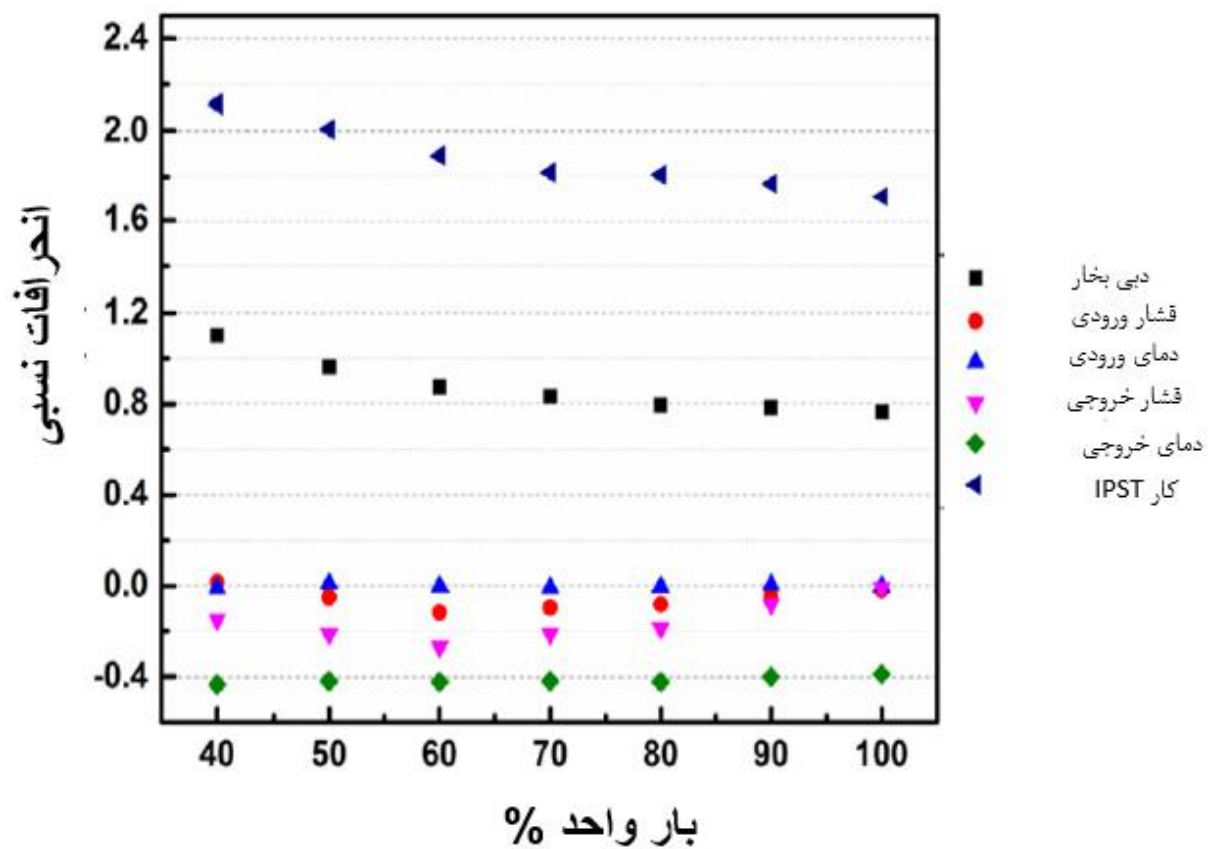
#### 4-2- عملکرد چرخه بخار (SC)

شکل‌های 11-13 انحراف نسبی پارامترهای عملیاتی توربین بخار فشار بالا، توربین بخار فشار متوسط و توربین بخار فشار پایین را نشان می‌دهند. از آنجاکه اسپن هایسیس و GateCycle هر دو از جدول بخار ASME برای آب و بخار استفاده می‌کنند، انحرافات نسبی در شکل‌های 11-13 در درجه اول ناشی از مدل‌های گاز آن‌ها است. از آنجاکه چرخه بخار زیر 1000 K کار می‌کند، اسپن هایسیس از GateCycle آنتالپی گاز بالاتری پیش‌بینی می‌کند. از این‌رو، اسپن هایسیس دبی جریان بخار بالاتر و توان خروجی بالاتری برای چرخه بخار پیش‌بینی می‌کند. دبی جریان بخار بالاتر با توجه به معادله (16) منجر به بازده بالاتر ایزنتروپیک توربین بخار می‌شود. این ویژگی در اسپن هایسیس، توربین بخار فشار بالا و توربین بخار فشار متوسط را قادر می‌سازد تا در دمای پایین‌تر نسبت به GateCycle منبسط شوند. از آنجاکه توربین بخار فشار پایین معمولاً به منطقه

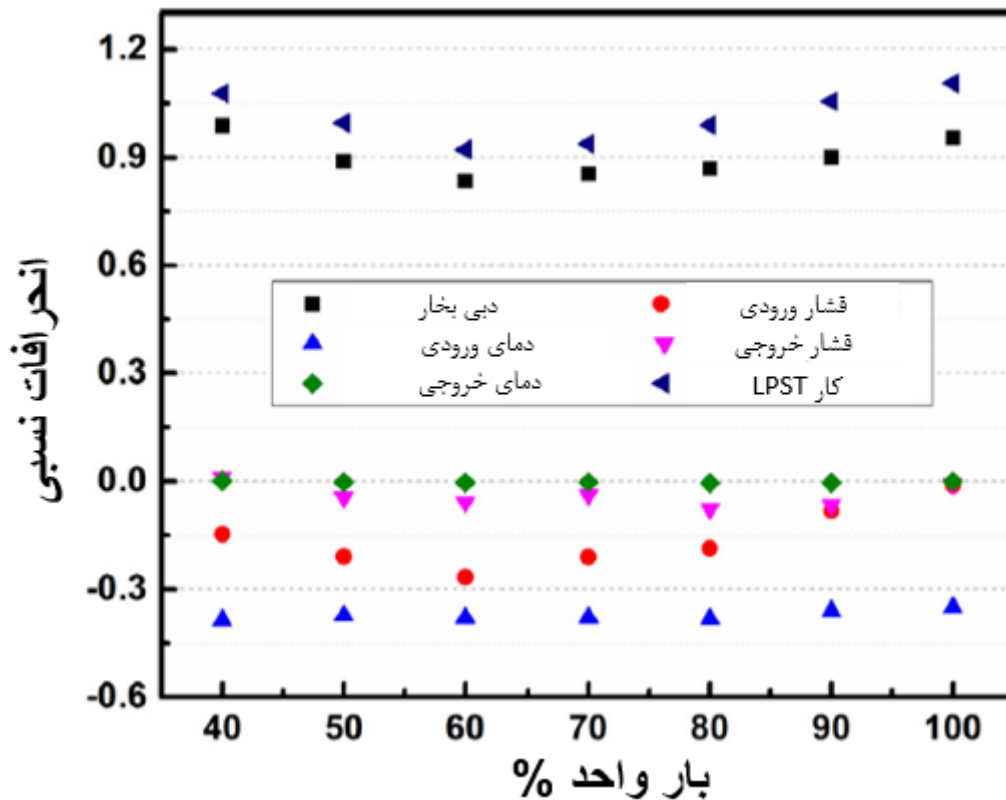
دوفازی (آب / بخار) گسترش می‌یابد، اسپن هایسیس و GateCycle هر دو دمای خروجی یکسانی را برای توربین بخار فشار پایین پیش‌بینی می‌کنند. از طرف دیگر، دمای بخار فشار بالا و بخار مجدد گرم شده از حداکثر دمای مجاز تحت IGVC فراتر می‌رود. به همین دلیل دی سوپرهیترها برای جلوگیری از افزایش بیش‌از حد دما فعال می‌شوند. به همین دلیل است که هر دو دمای ورودی توربین بخار فشار بالا و توربین بخار فشار متوسط در اسپن هایسیس و GateCycle یکسان هستند. پروفایل‌های فشار بخار در اسپن هایسیس و GateCycle به‌طور مشترک توسط ژنراتور بخار بازیابی حرارت و توربین بخار تعیین می‌شوند. از این‌رو، تغییرات آن‌ها به پروفایل‌های جریان و دما بستگی دارد. واضح است، در شکل‌های 11-13، انحرافات نسبی فشار بخار و دما در توربین‌های بخار فشار بالا، فشار متوسط و فشار پایین همه کمتر از 0.6% است و انحراف نسبی جریان بخار و توان خروجی در محدوده 2.4% است. علاوه بر این، انحرافات نسبی در توان خروجی و بازده چرخه بخار بین 1.2 و 2.0% است که در شکل 10 نشان داده شده است و میانگین انحراف کمتر از 1.5% است.



شکل 4-4- انحراف نسبی پارامترهای عملیاتی توربین بخار فشار بالا



شکل 4-5- انحراف نسبی پارامترهای عملیاتی توربین بخار فشار متوسط



شکل 4-6= انحراف نسبی پارامترهای عملیاتی توربین بخار فشار پایین

#### 4-3- عملکرد نیروگاه توربین گازی سیکل ترکیبی

شکل 10 انحرافات نسبی توان خروجی و بازده نیروگاه را نشان می‌دهد. از آنجایی که عملکرد توربین گاز در این نیروگاه غالب است، اسپن هایسیس توان خروجی و بازده نسبتاً کمتری نسبت به GateCycle پیش‌بینی می‌کند. انحرافات نسبی در توان تولیدی و بازده نیروگاه برای بارهای 40-100% کمتر از 0.6% است. دلیل این امر این است که اسپن هایسیس پیش‌بینی می‌کند میزان توان خروجی چرخه بخار بالاتر باشد که این امر خروجی کمتر توربین گاز را جبران می‌کند. با این حال، دو مدل شبیه‌سازی از نظر نتایج شبیه‌سازی قابل مقایسه هستند. مقایسه ما برای هر کسی که می‌خواهد از اسپن هایسیس به جای GateCycle یا بالعکس استفاده کند مفید است.

## فصل 5

نتیجه گیری و پیشنهادات

در این مقاله، یک مدل دقیق اسپن هایسیس برای شبیه سازی عملیات خارج از طراحی یک نیروگاه توربین گازی سیکل ترکیبی با گرمایش مجدد با فشار سه گانه ارائه شده است. چالش های حل معادلات مدل سازی برای اجزای مختلف نیروگاه مورد بررسی قرار گرفت و یک روش مناسب برای حل آن ها پیشنهاد شد. مدل اسپن هایسیس جزئیات کامل نیروگاه توربین گازی سیکل ترکیبی شامل نقشه کمپرسور، مشخصات توربین و متغیرهای وابسته به جریان، مانند افت فشار و ضرایب انتقال حرارت را در شرایط خارج از طراحی به تصویر می کشد. طبق اطلاعات ما، این اولین مدل کاملاً دقیق اسپن هایسیس در مراجع در دسترس برای یک نیروگاه توربین گازی سیکل ترکیبی در حین عملیات خارج از طراحی است. استراتژی مدل سازی و روش حل ارائه شده در این مقاله می تواند برای شبیه سازی هر نیروگاه توربین گازی سیکل ترکیبی در اسپن هایسیس گسترش یابد. علاوه بر این، این استراتژی به طور عام در سایر شبیه سازهای فرآیند تجاری مانند Aspen Plus، Unisim و Pro II قابل استفاده است. وجود برگشت (Recycle) جرم / انرژی در نیروگاه CCGT چالش های مهمی را برای چنین شبیه سازهای مدولار متوالی ایجاد می کند. از این رو یک روش شبیه سازی ویژه و خلاقانه در این مقاله ارائه شده است.

با استفاده از داده های یک نیروگاه توربین گازی سیکل ترکیبی نشان داده شد که پیش بینی های مدل اسپن هایسیس با مدل GateCycle معادل آن، قابل مقایسه است. انحراف نسبی برای بیشترین پارامترهای عملیاتی توربین گاز و چرخه بخار به ترتیب 1.0% و 0.6% بود. به طور خاص، میانگین انحراف در توان خروجی و بازده حرارتی توربین گاز، چرخه بخار و نیروگاه توربین گاز سیکل ترکیبی به ترتیب کمتر از 2.0%، 1.5% و 0.6% بود. در این مقاله یک مطالعه دقیق نیز برای تجزیه و تحلیل علل اصلی این انحرافات مختلف انجام شد. مشخص شد که روش های مختلف محاسبه آنتالپی گاز عامل اصلی انحرافات است.

در حالی که جهان به سمت ادغام نیروگاه های توربین گازی سیکل ترکیبی با سیستم های انرژی گسترده تر و متنوع تر برای صرفه جویی در مصرف سوخت و کاهش انتشار دی اکسید کربن حرکت می کند، استفاده از



شبیه‌سازهای عمومی‌تر مانند اسپن هایسیس در مقابل شبیه‌سازهای تخصصی مستقل مانند GateCycle ضروری‌تر به نظر می‌رسند. در این زمینه، اسپن هایسیس چندین مزیت مهم نسبت به GateCycle دارد. این مزیت‌ها شامل پکیج خواص فیزیکی گسترده‌تر و همه‌کاره، ادغام آسان با سایر سیستم‌های انرژی (به‌عنوان مثال جذب CO<sub>2</sub>، چرخه‌های آلی رانکین، سلول‌های سوختی، ترمینال‌های LNG، جداسازی هوا و چیلرهای جذب)، شبیه‌سازی پویا و بهینه‌سازی در زمان واقعی است.

## مراجع

## مراجع

- [1] IEA. World Energy Outlook; 2017.
- [2] Rao AD. Combined cycle systems for near-zero emission power generation, natural gas-fired combined cycle (NGCC) systems; 2012.
- [3] EMA Singapore; 2017.<<https://www.ema.gov.sg/Statistics.aspx> >.
- [4] Oyedepo SO, Fagbenle RO, Adefila SS, Adavbiele SA. Performance evaluation and economic analysis of a gas turbine power plant in Nigeria. Energy Convers Manage 2014;79:431–40.
- [5] Zhang N, Cai R. Analytical solutions and typical characteristics of part-load performances of single shaft gas turbine and its cogeneration. Energy Convers Manage 2002;43:1323–2337.
- [6] Aklilu BT, Gilani SI. Mathematical modeling and simulation of a cogeneration plant. Appl Therm Eng 2010;30:2545–54.
- [7] Al-Hamdan QZ, Ebaid MSY. Modeling and simulation of a gas turbine engine for power generation. J Eng Gas Turbines Power 2006;128:302.
- [8] MathWorks; 2016.<<https://www.mathworks.com/> >.
- [9] Zhang G, Zheng J, Yang Y, Liu W. Thermodynamic performance simulation and concise formulas for triple-pressure reheat HRSG of gas–steam combined cycle under off-design condition. Energy Convers Manage 2016;122:372–85.
- [10] Zhang G, Zheng J, Xie A, Yang Y, Liu W. Thermodynamic analysis of combined cycle under design/off-design conditions for its efficient design and operation. Energy Convers Manage 2016;126:76–88.
- [11] GateCycle 6.1. General Electric Company; 2013.
- [12] Ebsilon Professional; 2016.<<http://www.sofbid.com> >.
- [13] Thermoflow; 2016.<<https://www.thermoflow.com/>>.
- [14] Silva JAM, Venturini OJ, Lora EES, Pinho AF, Santos JJCS. Thermodynamic information system for diagnosis and prognosis of power plant operation condition. Energy 2011;36:4072–9.

- [15] Lee JH, Kim TS, Kim E-h. Prediction of power generation capacity of a gas turbine combined cycle cogeneration plant. *Energy* 2017;124:187–97.
- [16] Liu Z, Karimi IA. Simulation and operation of a combined cycle gas turbine power plant for part-load operation. *Chem Eng Res Des* 2018;131:29–40.
- [17] Aminov Z, Nakagoshi N, Xuan TD, Higashi O, Alikulov K. Evaluation of the energy efficiency of combined cycle gas turbine. Case study of Tashkent thermal power plant, Uzbekistan. *Appl Therm Eng* 2016;103:501–9.
- [18] Oh S-Y, Binns M, Cho H, Kim J-K. Energy minimization of MEA-based CO<sub>2</sub> capture process. *Appl Energy* 2016;169:353–62.
- [19] Soltani SM, Fennell PS, Mac Dowell N. A parametric study of CO<sub>2</sub> capture from gasfired power plants using monoethanolamine (MEA). *Int J Greenhouse Gas Control* 2017;63:321–8.
- [20] Esquivel-Patiño GG, Serna-González M, Nápoles-Rivera F. Thermal integration of natural gas combined cycle power plants with CO<sub>2</sub> capture systems and organic Rankine cycles. *Energy Convers Manage* 2017;151:334–42.
- [21] Budisulistyo D, Wong CS, Krumdieck S. Lifetime design strategy for binary geothermal plants considering degradation of geothermal resource productivity. *Energy Convers Manage* 2017;132:1–13.
- [22] Kim IS, Kim TS, Lee JJ. Off-design performance analysis of organic Rankine cycle using real operation data from a heat source plant. *Energy Convers Manage* 2017;133:284–91.
- [23] Baccioli A, Antonelli M. Organic flash cycles: off-design behavior and control strategies of two different cycle architectures for waste heat recovery applications. *Energy Convers Manage* 2018;157:176–85.
- [24] Bakalis DP, Stamatis AG. Full and part load exergetic analysis of a hybrid micro gas turbine fuel cell system based on existing components. *Energy Convers Manage* 2012;64:213–21.
- [25] Lee YD, Ahn KY, Morosuk T, Tsatsaronis G. Exergetic and exergoeconomic evaluation of a solid-oxide fuel-cell-based combined heat and power generation system. *Energy Convers Manage* 2014;85:154–64.

- [26] Sharifzadeh M, Meghdari M, Rashtchian D. Multi-objective design and operation of solid oxide fuel cell (SOFC) triple combined-cycle power generation systems: integrating energy efficiency and operational safety. *Appl Energy* 2017;185:345–61.
- [27] Fahmy MFM, Nabih HI, El-Rasoul TA. Optimization and comparative analysis of LNG regasification processes. *Energy*. 2015;91:371–85.
- [28] Xue F, Chen Y, Ju Y. Design and optimization of a novel cryogenic Rankine power generation system employing binary and ternary mixtures as working fluids based on the cold exergy utilization of liquefied natural gas (LNG). *Energy* 2017;138:706–20.
- [29] Mehrpooya M, Sharifzadeh MMM, Zonouz MJ, Rosen MA. Cost and economic potential analysis of a cascading power cycle with liquefied natural gas regasification. *Energy Convers Manage* 2018;156:68–83.
- [30] Querol E, Gonzalez-Reguerual B, Ramos A, Perez-Benedito JL. Novel application for exergy and thermoeconomic analysis of processes simulated with Aspen Plus®. *Energy* 2011;36:964–74.
- [31] Esfilar R, Mehrpooya M, Moosavian SMA. Thermodynamic assessment of an integrated biomass and coal co-gasification, cryogenic air separation unit with power generation cycles based on LNG vaporization. *Energy Convers Manage* 2018;157:438–51.
- [32] Deng Z, Jin B, Zhao Y, Gao H, Huang Y, Luo X, et al. Process simulation and thermodynamic evaluation for chemical looping air separation using fluidized bed reactors. *Energy Convers Manage* 2018;160:289–301.
- [33] Somers C, Mortazavi A, Hwang Y, Radermacher R, Rodgers P, Al-Hashimi S. Modeling water/lithium bromide absorption chillers in ASPEN Plus. *Appl Energy* 2011;88:4197–205.
- [34] Mansouri R, Boukholda I, Bourouis M, Bellagi A. Modelling and testing the performance of a commercial ammonia/water absorption chiller using Aspen-Plus platform. *Energy* 2015;93:2374–83.
- [35] Ochoa AAV, Dutra JCC, Henríquez JRG, dos Santos CAC. Dynamic study of a single effect absorption chiller using the pair LiBr/H<sub>2</sub>O. *Energy Convers Manage* 2016;108:30–42.
- [36] Nord LO, Anantharaman R, Bolland O. Design and off-design analyses of a precombustion CO<sub>2</sub> capture process in a natural gas combined cycle power plant. *Int J Greenhouse Gas Control* 2009;3:385–92.
- [37] Karimi M, Hillestad M, Svendsen HF. Natural gas combined cycle power plant integrated to capture plant. *Energy Fuels* 2012;26:1805–13.

- [38] Lee JJ, Kim YS, Cha KS, Kim TS, Sohn JL, Joo YJ. Influence of system integration options on the performance of an integrated gasification combined cycle power plant. *Appl Energy* 2009;86:1788–96.
- [39] Aspen HYSYS V9; 2017.<[www.aspentech.com](http://www.aspentech.com) >.
- [40] Taimoor AA, Muhammad A, Saleem W, Zain-ul-abdein M. Humidified exhaust recirculation for efficient combined cycle gas turbines. *Energy* 2016;106:356–66.
- [41] Mehrpooya M, Zonouz MJ. Analysis of an integrated cryogenic air separation unit, oxy-combustion carbon dioxide power cycle and liquefied natural gas regasification process by exergoeconomic method. *Energy Convers Manage* 2017;139:245–59.
- [42] Wang Y, Tang Q, Wang M, Feng X. Thermodynamic performance comparison between ORC and Kalina cycles for multi-stream waste heat recovery. *Energy Convers Manage* 2017;143:482–92.
- [43] Alobaid F, Starkloff R, Pfeiffer S, Karner K, Epple B, Kim H-G. A comparative study of different dynamic process simulation codes for combined cycle power plants – Part A: part loads and off-design operation. *Fuel* 2015;153:692–706.
- [44] Alobaid F, Starkloff R, Pfeiffer S, Karner K, Epple B, Kim H-G. A comparative study of different dynamic process simulation codes for combined cycle power plants – Part B: start-up procedure. *Fuel* 2015;153:707–16.
- [45] Palmer CA, Erbes MR, Pechtl PA. GateCycle performance analysis of the LM2500 gas turbines utilizing low heating value fuels. *ASME Cogen Turbo Power, ASME IGTI* 1993;8:69.
- [46] Smooth C 8.3. Preparing compressor maps for gas turbine performance modeling; 2015.<<http://www.gasturb.de/compressor-maps.html> >.
- [47] Kurzke J. GasTurb 12 - design and off-design performance of gas turbines; 2015.<<http://www.gasturb.de/> >.
- [48] Palmer CA, Erbes MR. Simulation methods used to analyze the performance of the GE PG6541B gas turbines utilizing low heating value fuels. *ASME IGTI Cogen- Turbo*; 1994.
- [49] Reynolds WC, Perkins HC. *Engineering thermodynamics*. McGraw-Hill; 1977.
- [50] Kim YS, Lee JJ, Kim TS, Sohn JL. Effects of syngas type on the operation and performance of a gas turbine in integrated gasification combined cycle. *Energy Convers Manage* 2011;52:2262–71.

- [51] Kim YS, Lee JJ, Kim TS, Sohn JL, Joo YJ. Performance analysis of a syngas-fed gas turbine considering the operating limitations of its components. *Appl Energy* 2010;87:1602–11.
- [52] Lu S, Lin R. Gas turbine steady-state design and off-design characteristic general model. *Inst Eng Thermophys* 1996:404–7.
- [53] Holman JP. *Heat transfer*. McGraw-Hill; 1997.
- [54] Sanchez Fernandez E, Sanchez del Rio M, Chalmers H, Khakharia P, Goetheer ELV, Gibbins J, et al. Operational flexibility options in power plants with integrated postcombustion capture. *Int J Greenhouse Gas Control* 2016;48:275–89.
- [55] Csanady GT. *Theory of turbomachines*. New York: McGraw-Hill; 1964.
- [56] Cooke DH. On prediction of off-design multistage turbine pressures by Stodola's ellipse. *J Eng Gas Turbines Power* 1985;107:596–606.
- [57] Haglind F. Variable geometry gas turbines for improving the part-load performance of marine combined cycles – gas turbine performance. *Energy* 2010;35:562–70.
- [58] Domachowski Z, Dzida M. Influence of inlet guide vane control on combined cycle power plant transients. In: *Proceedings of ASME turbo expo, Amsterdam, Netherlands; 2002*.
- [59] McBride BJ, Gordon S, Reno MA. Coefficients for calculating thermodynamic and transport properties of individual species. *NASA Technical Memorandum*, 4513; 1993.
- [60] Aspen HYSYS V9. *Aspen HYSYS V9 Help. Peng-Robinson calculation methods*; 2017.





