مجله مهندسی مکانیک مدرس، آبان ۱۳۹۳، دوره ۱۴، شماره ۸، ص‌ص ۸-۱۶

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بررسی عملکرد گذرای سیکل ترکیبی و توربین گازی با تزریق بخار در زمان افت فرکانس

علی غفاری[۱*]، سعید بهرامی[۲]، سید حسین ساداتی[۳]، مارکوس ترن[۴]

۱- استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

۲- دانشجوی دکترا، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

۳- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

۴- دانشیار، دانشکده علوم انرژی، دانشگاه لوند، لوند

* تهران، ۱۹۹۹-۱۹۳۹۵، ghaffari@kntu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: ۲۳ آذر ۱۳۹۲
پذیرش: ۰۶ اسفند ۱۳۹۲
ارائه در سایت: ۰۸ شهریور ۱۳۹۳

کلید واژگان:
توربین گازی تک محوره
سیکل ترکیبی
توربین گازی با تزریق بخار
کنترل فرکانس

چکیده

توربین گازی تک محوره و سیکل‌های وابسته به آن به افت فرکانس حساس بوده و تغییر بار ناگهانی و یا افت فرکانس‌های شدید می‌تواند منجر به ناپایداری آن‌ها شود. علت این پدیده به کاهش دبی هوای عبوری از توربین گازی با کاهش سرعت دورانی آن و در نتیجه، تداخل میان حلقه-های کنترل کننده دما و گاورنر باز می‌گردد. این تداخل مانع از افزایش توان توربین و در نتیجه ناپایداری آن می‌شود. در این مقاله، عملکرد سیکل ترکیبی و توربین گازی با تزریق بخار (سیکل استیگ) که از مهم‌ترین سیکل‌های تولید توان بر پایه توربین گازی می‌باشند، در زمان افت فرکانس و مانورهای گذرا مورد بررسی قرار گرفته است. برای این منظور دو واحد مشابه بر اساس این دو سیکل توسعه داده شده است و عملکرد آن‌ها در سناریوهای مختلف مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است. نتایج شبیه سازی‌ها نشان می‌دهد که توربین گازی با تزریق بخار از عملکرد بهتری نسبت به سیکل ترکیبی در زمان افت فرکانس برخوردار است و می‌تواند تغییر بارهای ناگهانی بزرگ‌تری را تحمل نماید. این عملکرد بهتر توربین گازی با تزریق بخار ، در برخی از نقاط کاری دو برابر بهتر از سیکل ترکیبی مشابه است.

Investigating the transient performance of the combined cycle and steam injected gas turbine during frequency dips

Ali Ghaffari[1*], Saeed Bahrami[1], Seyed Hossein Sadati[1], Marcus Thern[2]

1- Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran
2- Department of Energy Science, Lund University, Lund, Sweden
* P.O.B. 19395-1999 Tehran, Iran, ghaffari@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 14 December 2013
Accepted 25 February 2014
Available Online 30 August 2014

Keywords:
Single shaft gas turbine
Combined-cycle
Steam injected gas turbine
Frequency control

ABSTRACT

Single shaft gas turbine and the cycles based on it are sensitive to frequency drops and sudden change loads or large frequency dips might affect their stability. This phenomenon is related to reduction of air mass flow rate through the gas turbine during frequency dips, which might lead to interaction between the governor and temperature control loop. This interaction will prevent the gas turbine from being loaded further and might affect its stability. In this paper, the performance of the two well-known power generation cycles based on the gas turbine -combined cycle and steam injected gas turbine (STIG cycle)- are investigated during frequency dips and transient maneuvers. For this purpose, two similar units are developed based on these cycles and their performance are studied and compared in different scenarios. The simulation results show that the steam injected gas turbine has a better performance during frequency drops and it can handle larger step change loads. This superior performance of the steam injected gas turbine unit is almost twice as good as the similar combined cycle unit in some of the operating conditions.

۱- مقدمه

افزایش بازده، کارایی و قابلیت اطمینان توربین گازی در دو دهه اخیر سبب گردیده که شاهد سیر صعودی استفاده از سیکل‌های تولید توان بر پایه توربین گازی در شبکه برق کشورهای مختلف باشیم. رفتار توربین گازی در زمان افت فرکانس شبکه، با عملکرد سایر تولیدکننده رایج در شبکه‌های برق نظیر توربین بخار و آبی متفاوت است. علت این تفاوت به این نکته بازمی‌گردد که توان تولیدی توربین گازی به سرعت دورانی آن وابسته بوده و با کاهش فرکانس شبکه، توان تولیدی توربین گازی نیز کاهش می‌یابد. این کاهش توان تولیدی می‌تواند سبب کاهش بیشتر فرکانس شبکه و نهایتاً منجر به ناپایداری آن شود [۱]. این مسئله در زمان استفاده از توربین گازی به صورت جزیره‌ای و یا در شبکه‌های هوشمند با ظرفیت بالای انرژی تجدید پذیر دارای اهمیت بیشتری است. زیرا در این شبکه‌ها هیچ‌گونه کنترلی بر روی میزان توان تولیدی واحدهای خورشیدی و یا بادی وجود ندارد و کنترل فرکانس در این شبکه‌ها بر عهده واحدهای بر پایه سوخت‌های فسیلی است [۲]. به همین

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

A. Ghaffari, S. Bahrami, S.H. Sadati, M. Thern, Investigating the transient performance of the combined cycle and steam injected gas turbine during frequency dips, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 8, pp. 8-16, 2014 (In Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.8.20.3]

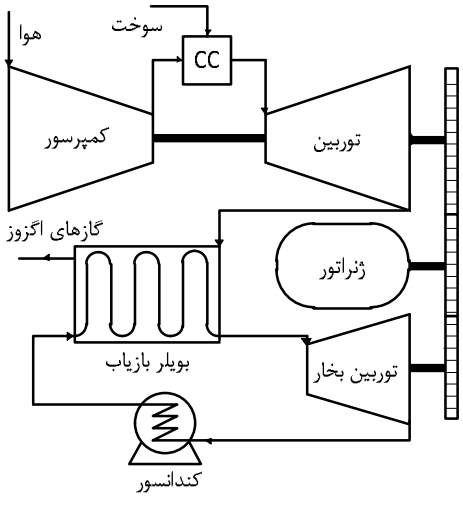
دلیل، حساسیت عملکرد توربین گازی و سیکل‌های وابسته به آن به افت فرکانس می‌تواند، کنترل فرکانس در این شبکه‌ها را با مشکل مواجه نماید. در نتیجه، تحلیل رفتار توربین گازی و سیکل‌های وابسته به آن در زمان افت فرکانس از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. اگرچه عملکرد توربین گازی در زمان افت فرکانس در برخی از مراجع مورد بررسی قرار گرفته است [۴،۳]، اما عملکرد سیکل‌های بر پایه توربین گازی کمتر مورد توجه محققین قرار گرفته و نیازمند پژوهش بیشتری است.

توربین‌های گازی تک محوره به علت سادگی، قیمت پایین‌تر و بازیابی بهتر انرژی اگزوز کاربرد بیشتری در واحدهای تولید توان دارند. در توربین‌های گازی تک محوره، کمپرسور، توربین و ژنراتور بر روی یک محور قرار دارند و در نتیجه، با کاهش فرکانس شبکه، سرعت دورانی توربین و کمپرسور نیز کاهش می‌یابد. این کاهش سرعت سبب می‌گردد که دبی هوای عبوری از توربین گازی کاهش یابد و در نتیجه مقدار سوخت قابل تزریق به محفظه احتراق برای حفاظت قطعات توربین از دمای بالا محدود خواهد شد. این در حالی است که برای بازیابی فرکانس، اضافه سوخت بیشتری باید به محفظه احتراق وارد شود و محدودیت در مقدار سوخت قابل تزریق به محفظه احتراق می‌تواند سبب افت بیشتر فرکانس و ناپایداری توربین گردد. این مسئله در بارهای نزدیک به حالت تمام بار به علت بالا بودن دمای کاری قطعات توربین و یا در تغییر بار ناگهانی توربین به علت نیاز به تزریق مقدار زیادی اضافه سوخت به محفظه احتراق، از اهمیت بیشتری برخوردار است [۶،۵].

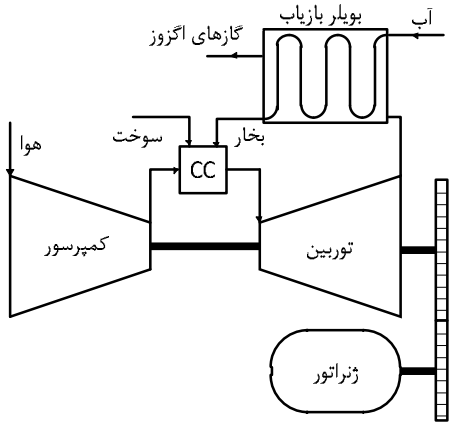
اساس کار توربین گازی سیکل برایتون است که بازده آن به تنهایی پایین است. سیکل‌های متعددی به منظور بهبود عملکرد و بازده توربین گازی در تولید توان ارائه شده‌اند. از مهم‌ترین این سیکل‌ها که به صورت تجاری موجود می‌باشند، می‌توان به سیکل ترکیبی و توربین گازی با تزریق بخار نظیر سیکل مرطوب استیگ[1] اشاره کرد. ایده اصلی این سیکل‌ها بازیابی انرژی هدررفته از اگزوز توربین گازی است. در سیکل ترکیبی، انرژی اگزوز در بویلر بازیاب[2] به بخار آب منتقل شده و سپس این انرژی در توربین بخار به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود. اما در سیکل مرطوب استیگ، بخار تولیدشده در بویلر بازیاب به درون محفظه احتراق توربین گازی تزریق می‌گردد و سبب افزایش بازده و توان تولیدی توربین گازی می‌شود (شکل۱). ویژگی‌های مختلف عملکردی سیکل ترکیبی و سیکل مرطوب در منابع مختلف مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است [۷-۹]. برای مثال، سیکل ترکیبی دارای بازده بالاتری نسبت به سیکل‌های مرطوب است، اما در عوض سیکل استیگ نیاز به سرمایه‌گذاری کمتری دارد و ساده‌تر است. عملکرد این سیکل‌ها در زمان افت فرکانس شبکه کمتر مورد توجه محققین قرار گرفته است و نیاز به بررسی و توجه بیشتری دارد. این موضوع از آن جهت حائز اهمیت است که این اطلاعات به بهره‌برداران کمک خواهد کرد که با توجه به تغییرات فرکانس مورد انتظار از شبکه، نسبت به خرید و نصب واحدهای مناسب که پاسخ گوی نیازهای آن‌ها باشد، اقدام نمایند.

در مقاله حاضر، رفتار گذرای سیکل ترکیبی و سیکل مرطوب استیگ در زمان افت فرکانس شبکه مورد مقایسه و بررسی قرار گرفته است. برای این منظور دو واحد با توان تولیدی برابر بر اساس سیکل ترکیبی و سیکل مرطوب استیگ انتخاب شده‌اند و رفتار آن‌ها در سناریوهای مختلف در زمان افت فرکانس مورد بررسی قرار گرفته است. تمامی شبیه‌سازی‌ها در حالت بهره‌برداری جزیره‌ای از این سیکل‌ها انجام شده است، که دشوارترین حالت برای کنترل فرکانس در یک شبکه برق است.

1- STIG (Steam Injected Gas Turbine)
2- Heat Recovery Steam Generator (HRSG)

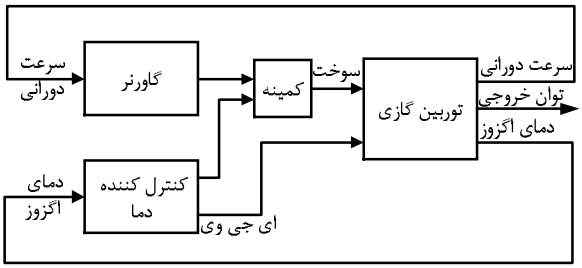


(الف)



(ب)

شکل ۱ دایاگرام شماتیک سیکل ترکیبی (الف) و سیکل مرطوب استیگ (توربین با تزریق بخار) (ب)



شکل ۲ دیاگرام کنترلی توربین گازی در حالت جزیره‌ای

۲- کنترل‌کننده توربین گازی

توربین‌های گازی معمولاً به کنترل‌کننده‌های نسبتاً پیچیده‌ای مجهز می‌باشند که شامل حلقه‌های مختلف کنترلی نظیر گاورنر[3]، کنترل‌کننده دما، کنترل‌کننده شتاب و غیره است [۱۰]. رفتار توربین گازی در زمان افت فرکانس به حلقه‌های کنترل دما و گاورنر وابسته است و به همین دلیل، فقط این دو حلقه کنترلی در این قسمت مرور خواهند شد. گاورنر معمولاً حلقه اصلی کنترل‌کننده‌ی توربین‌گاز در زمان عملکرد عادی آن است. این حلقه کنترلی مقدار سوخت ورودی به محفظه احتراق را به گونه‌ای تنظیم می‌کند که توربین‌گازی بتواند توان و فرکانس مورد نظر شبکه و یا کاربر را تأمین

3- Governor

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.8.20.3]

نماید. از طرف دیگر، برای بازیابی بهتر انرژی موجود در گازهای خروجی اگزوز، دمای این گازها باید در بالاترین حد ممکن نگه داشته شود. به همین منظور الگوریتم کنترل دما، پره‌های ردیف اول کمپرسور(ای‌جی‌وی‌ها[1]) را در حالت نیمه بار می‌بندد و با کاهش دبی هوای عبوری از توربین، دمای اگزوز را تا جایی که امکان دارد بالا نگه می‌دارد. همچنین برای افزایش عمر مفید اجزا مختلف توربین، دمای این قطعات باید در تمام نقاط کاری، در محدوده طراحی آن‌ها قرار گیرد. برای این منظور، الگوریتم کنترل دما مقدار سوخت قابل تزریق به درون محفظه احتراق را محدود می‌نماید تا از آسیب به قطعات توربین بر اثر دمای بالا جلوگیری نماید. این حلقه کنترلی معمولاً در زمان عادی عملکرد توربین غیرفعال است و تنها در زمان تغییر بار ناگهانی توربین و یا تغییر بار در نزدیکی حالت تمام بار فعال می‌گردد و با محدود کردن سوخت ورودی به محفظه احتراق مانع از افزایش بار توربین می‌گردد. شکل شماتیک مدار کنترلی توربین گازی در شکل ۲ آمده است.

این ساختار کنترلی در اکثر مواقع از عملکرد مطلوبی برخوردار است و تنها در زمان بارگذاری سریع توربین ممکن است نتواند فرکانس را به خوبی کنترل نماید و سبب ناپایداری توربین شود. علت این مسئله را می‌توان این‌گونه توضیح داد. با افزایش بار توربین، سرعت توربین کاهش خواهد یافت و هرچه افزایش بار بیشتر باشد، سرعت توربین بیشتر افت خواهد کرد. با کاهش سرعت توربین، دبی هوای عبوری از توربین کاهش یافته و در نتیجه دمای گازهای حاصل از احتراق افزایش خواهد یافت. از سویی دیگر، گاورنر برای پاسخ به افزایش بار و همچنین جبران افت فرکانس، مقدار سوخت بیشتری را وارد محفظه احتراق خواهد کرد و سبب افزایش بیشتر دما خواهد شد. در این زمان، الگوریتم کنترل دما باید با باز کردن بیشتر پره‌های ردیف اول کمپرسور و افزایش دبی هوا نسبت به کنترل دما در محدوده مجاز اقدام نماید. اما به علت کند بودن دینامیک هوا به علت اینرسی آن و نیز کند بودن عملگرهای ای‌جی‌وی‌ها ، در صورتی که تغییر بار ناگهانی و بزرگ باشد، این روش کار ساز نیست. در نتیجه، الگوریتم کنترل دما با محدود کردن مقدار سوخت ورودی به محفظه احتراق دما را کنترل خواهد کرد. با محدود شدن مقدار سوخت ورودی، توان مورد نیاز برای تقاضای جدید و جبران افت فرکانس تأمین نخواهد شد و سرعت توربین مرتباً کاهش خواهد یافت. در نتیجه کنترل فرکانس امکان‌پذیر نبوده و توربین ناپایدار خواهد شد. همچنین زمانی که توربین در نزدیکی حالت تمام بار خود قرار دارد، به علت بالاتر بودن دمای کاری قطعات توربین و نیز باز بودن ای‌جی‌وی‌ها در حد نهایی خود، الگوریتم کنترل دما سریع‌تر فعال شده و کنترل فرکانس با دشواری بیشتری همراه است. جزئیات بیشتر در مورد این الگوریتم کنترلی و مشکلات آن در مراجع [۱۱،۳] موجود است.

۳- تفاوت‌های سیکل ترکیبی و مرطوب در کنترل فرکانس

تفاوت در پارامترهای عملکردی و ساختاری سیکل مرطوب و ترکیبی سبب می‌گردد که این دو سیکل در زمان افت فرکانس رفتار متفاوتی از خود نشان دهند. مهم‌ترین این پارامترها را می‌توان این‌گونه خلاصه کرد.

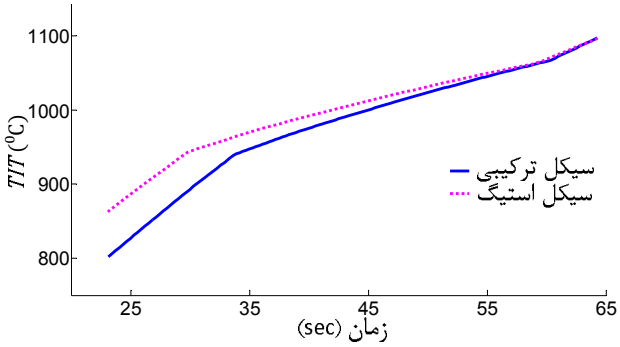
۳-۱- میزان توان قابل دسترس در مانورهای گذرا

در سیکل ترکیبی حدود دو سوم توان خروجی توسط توربین گازی و یک سوم آن توسط توربین بخار تأمین می‌گردد. در اکثر سیکل‌های ترکیبی مدرن برای بازده بالاتر، توربین بخار و بویلر بازیاب بر اساس منطق کنترلی فشار لغزنده[2] مورد بهره‌برداری قرار می‌گیرند. در این منطق کنترلی، شیر ورودی به توربین بخار در اکثر مواقع در حالت تمام باز قرار دارد. در نتیجه، در درون درام[3] ذخیره بخار ناچیز است. به همین دلیل یک تأخیر ذاتی (حدود ۲۰ ثانیه) بین افزایش تزریق سوخت به محفظه احتراق توربین گازی و افزایش دبی بخار ورودی به توربین بخار وجود دارد. این تأخیر سبب می‌گردد که رفتار گذرای سیکل ترکیبی در زمان تغییر بار ناگهانی توربین و یا افت فرکانس شبکه فقط به رفتار توربین گازی وابسته باشد [۵]. به عبارت ساده‌تر، تنها حدود دو سوم از توان تولیدی سیکل ترکیبی که مربوط به توربین گازی است، در مانورهای گذرا قابل بهره‌برداری است. در نتیجه، در تمام شبیه‌سازی‌های این مقاله توان خروجی توربین بخار در طول مانورهای گذرا ثابت و برابر با حالت قبل از افت فرکانس در نظر گرفته شده است.

از طرف دیگر در سیکل مرطوب استیگ معمولاً تزریق بخار با فشار ثابت صورت می‌گیرد و تأخیر موجود در تغییر در دبی و دمای بخار تولیدی در این سیکل نیز وجود دارد. در نتیجه در مانورهای گذرا در زمان افت فرکانس، اگرچه دبی و دمای بخار تزریقی تقریباً ثابت است، اما می‌توان از تمامی ظرفیت واحد برای کنترل فرکانس استفاده کرد. در شبیه‌سازی‌های تحقیق حاضر نیز دبی و دمای بخار تزریقی در طول مانور گذرا ثابت و برابر با مقدار قبل از افت فرکانس در نظر گرفته شده است. به طور خلاصه، در سیکل ترکیبی حدود دو سوم از ظرفیت واحد و در سیکل مرطوب تقریباً تمام ظرفیت واحد در مانورهای گذرا قابل استفاده است. به همین دلیل از نظر توان قابل استفاده در زمان افت فرکانس، سیکل مرطوب دارای مزیت بیشتری نسبت به سیکل ترکیبی است.

۳-۲- دمای کاری توربین

بالاترین دما در قطعات توربین مربوط به گازهای خروجی از محفظه احتراق و ورودی به پره‌های ردیف اول توربین[4] می‌شود. در نتیجه، الگوریتم کنترل دما معمولاً این دما را برای حفاظت از توربین کنترل می‌نماید. دمای گازهای ورودی به پره‌های ردیف اول توربین برای سیکل مرطوب استیگ و سیکل ترکیبی مشابه در حالت پایا و در بارهای مختلف در شکل۳ آمده است. همان‌طور که در شکل نیز مشخص است، در یک بار معین، دمای گازهای ورودی به پره‌های ردیف اول سیکل مرطوب استیگ بالاتر از سیکل ترکیبی قرار دارد. این تفاوت در بارهای پایین بیشتر بوده و با نزدیک شدن به حالت تمام بار کاهش می‌یابد. بالاتر بودن دمای کاری سیکل مرطوب سبب می‌گردد که الگوریتم کنترل دما سریع‌تر فعال گردیده و باعث محدود شدن توان خروجی توربین و در نتیجه ناپایداری آن در زمان افت فرکانس می‌گردد.



شکل ۳ دمای گازهای ورودی به پره‌های ردیف اول توربین گازی برای سیکل ترکیبی و سیکل مرطوب استیگ در بارهای مختلف و در حالت پایا

1- Inlet Guide Vanes (IGVs)
2- Sliding pressure
3- Drum
4- Turbine Inlet Temperature (TIT)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.8.20.3]

۳-۳- سیال کاری

بخار آب، ظرفیت گرمای ویژه بالاتری نسبت به هوا و سایر محصولات احتراق دارد. در نتیجه، سیال‌کاری سیکل مرطوب که حاوی مقدار آب بیشتری است، دارای ظرفیت گرمای ویژه بالاتری خواهد بود. این مسئله از آن جهت حائز اهمیت است که هر چه ظرفیت گرمای ویژه سیال‌کاری توربین بالاتر باشد، به ازای مقدار مشخصی اضافه سوخت، دمای سیال کمتر افزایش پیدا خواهد کرد. در نتیجه، در زمان افت فرکانس که گاورنر سوخت بیشتری را وارد محفظه احتراق می‌نماید، هر چه قدر ظرفیت گرمای ویژه سیال کاری توربین بالاتر باشد، احتمال این که حلقه کنترل دمای توربین فعال شود و مانع از افزایش بار توربین گردد، کمتر است. به همین دلیل، از نظر خواص سیال‌کاری توربین، سیکل مرطوب وضعیت بهتری نسبت به سیکل‌ترکیبی دارد.

۳-۴- اینرسی دورانی

در سیکل ترکیبی معمولاً از یک ژنراتور مشترک برای توربین بخار و توربین گازی استفاده می‌نمایند. در نتیجه در سیکل ترکیبی، اینرسی دورانی مجموعه شامل اینرسی ژنراتور، توربین گازی و توربین بخار است. درحالی‌که اینرسی دورانی در سیکل مرطوب تنها شامل اینرسی توربین گازی و ژنراتور است. به همین دلیل برای دو واحد با توان مساوی، سیکل ترکیبی اینرسی دورانی بالاتری نسبت به سیکل مرطوب دارد. یا به عبارت دیگر، به ازای تغییر بار برابر، سیکل مرطوب افت فرکانس بیشتری را تجربه خواهد کرد.

۴- مدل سازی واحدهای نمونه

برای مقایسه عملکرد سیکل ترکیبی و سیکل مرطوب استیگ در زمان افت فرکانس دو واحد با توان تولیدی برابر در نظر گرفته شده‌اند. این دو واحد که بر مبنای اطلاعات موجود از توربین گازی جی‌ای۶ بی[1] طراحی شده‌اند، دارای توان خروجی ۶۴ مگاوات در شرایط ایزو می‌باشند. به علت سطح تکنولوژی قابل دسترس برای طراحی کمپرسور و مواد مورد استفاده در پره‌های ردیف اول توربین، نسبت فشار کمپرسور و دمای گازهای ورودی به پره‌های ردیف اول توربین در حالت تمام بار برای هر دو سیکل برابر در نظر گرفته شده است. سایر متغیرهای طراحی این دو سیکل در حالت تمام بار در جدول ۱ نشان داده شده است.

برای شبیه‌سازی عملکرد این دو سیکل، مدل ریاضی لازم بر اساس قوانین فیزیکی نظیر بقای جرم و انرژی و مشخصات اجزا مختلف نظیر نگاشت توربین و کمپرسور توسعه داده شده است. این مدل فیزیکی به همراه مدارهای کنترلی لازم در نرم‌افزار متلب/ سیمولینک[2] تهیه و اجرا شده است. مجموعه مدل‌های مورد استفاده برای این منظور را می‌توان این‌گونه خلاصه کرد:

۴-۱- مدل توربین گازی

مدل توربین گازی از دو زیر سیستم مدار کنترلی و توربین گازی تشکیل شده است. برای شبیه سازی مدار کنترلی، از مدل ارائه شده در مرجع [۱۰] استفاده شده است و عملکرد توربین گازی با استفاده از محاسبات خارج از طراحی[3] شبیه سازی شده است. محاسبات خارج از طراحی از پرکاربردترین مدل‌های مورد استفاده در شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی است. توربین گازی معمولاً برای شرایط تمام بار، ترکیب سوخت معین و شرایط محیطی مشخص طراحی می‌گردد.

1- GE6B
2- Matlab/Simulink
3- Off-design calculations

جدول ۱ مشخصات طراحی واحدهای نمونه

پارامترهای طراحی		سیکل ترکیبی	سیکل استیگ
دبی هوای کمپرسور[kg/s]		۱۳۸	۱۱۶/۹
نسبت فشار کمپرسور		۱۲/۲	۱۲/۲
دمای خروجی کمپرسور[^{0}C]		۳۴۸	۳۴۷
بازده کمپرسور[%]		۸۸/۵	۸۸/۵
دبی سوخت[kg/s]		۲/۶۲	۲/۹۳
دمای گازهای ورودی به توربین [^{0}C]		۱۰۹۷	۱۰۹۷
بازده توربین[%]		۸۸	۸۸
دمای اگزوز[^{0}C]		۵۴۸	۵۶۳
دبی گازهای اگزوز[kg/s]		۱۴۰/۶۸	۱۴۴/۲
توان خروجی توربین گاز[MW]		۴۲/۱۸	۶۴/۳
دبی بخار[kg/s]		۱۸/۷	۲۴/۴
فشار درام[bar]		۴۵/۳۸	۱۴
دمای بویلر بازیاب سمت گاز[^{0}C]	ورودی سوپرهیتر[4]	۵۴۷	۵۶۳
	ورودی اواپراتور[5]	۴۶۶	۴۶۴
	ورودی اکونومایزر[6]	۲۶۴	۲۰۲
	خروجی اکونومایزر	۱۵۹	۱۲۴
	خروجی سوپرهیتر	۵۲۵	۵۴۱
دمای بویلر بازیاب سمت بخار[^{0}C]	ورودی سوپرهیتر	۲۵۷	۱۹۵
	ورودی اواپراتور	۲۵۴	۱۹۲
	ورودی اکونومایزر	۶۰	۶۰
توان خروجی توربین بخار[MW]		۲۲/۱	-
توان خروجی[MW]		۶۴/۳	۶۴/۳
بازده سیکل [%]		۴۹	۴۳.۹
اینرسی توربین گاز[kg.m^2]		۱۳۵۴	۱۳۵۴
اینرسی ژنراتور[kg.m^2]		۲۴۳۷	۲۴۳۷
اینرسی توربین گاز[kg.m^2]		۷۵۳	-

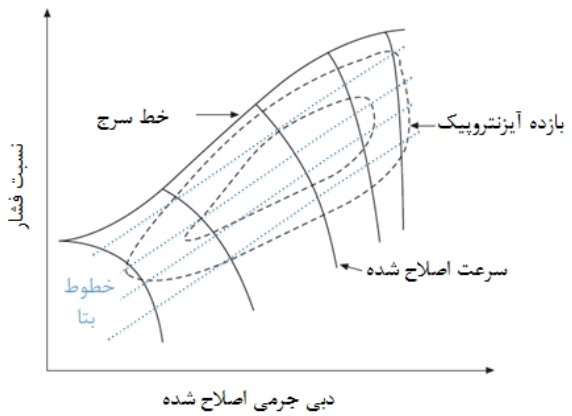
هرگونه تغییر در هر یک از عوامل فوق سبب می‌گردد که رفتار توربین گازی از مقدار طراحی آن منحرف می‌گردد. به مجموعه محاسباتی که به شبیه سازی پایای عملکرد توربین گازی در حالتی غیر از نقطه طراحی توربین می‌پردازد، محاسبات خارج از طراحی می‌گویند. این محاسبات بر پایه قوانین ساده فیزیکی نظیر بقای جرم و انرژی برای اجزا مختلف توربین و در نظر گرفتن مشخصات این اجزا نظیر نگاشت توربین و کمپرسور است. جزئیات این روش در مراجع مختلفی آمده است [۶] و به همین دلیل در این بخش، تنها به صورت خلاصه این روش را مرور خواهیم کرد. با در نظر گرفتن این معادلات برای توربین گازی و انجام ساده سازی‌های لازم، نهایتاً به یک دسته معادله جبری غیرخطی می‌رسیم که تعداد این معادلات به نوع توربین و میزان جزئیات در نظر گرفته شده توربین بازمی‌گردد. در این تحقیق برای توربین گازی نمونه، این معادلات پس از ساده‌سازی به یک سیستم معادله جبری غیرخطی با ده معادله می‌رسد. مجموعه این معادلات را می‌توان این‌گونه خلاصه کرد.

۴-۱-۱- نگاشت کمپرسور

نگاشت کمپرسور در واقع رابطه استاتیکی میان دبی جرمی ($\dot{m}$)، نسبت فشار (Pr) ، بازده (η) و سرعت دورانی توربین کمپرسور(N) است. این رابطه معمولاً به صورت یک یا چند نمودار ارائه می‌گردد به طوری که با مشخص بودن دو پارامتر، دو پارامتر دیگر بدست می‌آیند.

4- superheater
5- evaporator
6- economizer

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.8.20.3]



شکل ۴ شکل شماتیک نگاشت کمپرسور

این نگاشت‌ها معمولاً توسط آزمون مجزای کمپرسور در شرایط مختلف عملکردی و اندازه‌گیری تمام پارامترهای فوق توسط سازنده کمپرسور بدست می‌آید. همچنین برای این‌که نگاشت‌ها مستقل از دما و فشار محیط و سیال کاری کمپرسور باشند، معمولاً به جای بیان شدن برحسب متغیرهای فوق، برحسب گروه‌های بی‌بعد بیان می‌شوند. یعنی نمودارها به جای چهار متغیر فوق، بر حسب دبی جرمی اصلاح شده ($\dot{m}_c^*$) ، سرعت اصلاح شده (N_c^*)، نسبت فشار (Pr) و بازده (η) بیان می‌گردند و پس از بدست آوردن این گروه‌های بی بعد، متغیرهای اصلی از روی این گروه‌های بی‌بعد محاسبه می‌گردند. یک نمونه نگاشت کمپرسور به صورت شماتیک در شکل ۴ آمده است.

با توجه به این که با مشخص بودن دو پارامتر از چهار پارامتر نگاشت کمپرسور، می‌توان دو پارامتر دیگر را محاسبه کرد، در نتیجه می‌توان این نگاشت را به وسیله دو معادله در محاسبات خارج از طراحی وارد کرد. اما از آنجا که برای یک مقدار مشخص از نسبت فشار، محاسبه دبی جرمی و بازده توربین از روی نگاشت کمپرسور با دشواری همراه است، معمولاً یک سیستم مختصات کمکی برای نگاشت توربین در نظر می‌گیرند. این مختصات کمکی که خطوط بتا[1] نامیده می‌شوند، موازی خط سرج رسم می‌گردد و محاسبات مربوط به نگاشت‌ها را ساده‌تر می‌نماید. با اضافه شدن این مختصات کمکی به نگاشت کمپرسور، یک معادله به مجموعه معادلات خارج از طراحی اضافه شده و می‌توان نگاشت کمپرسور را با سه معادله (۱) تا (۳) وارد محاسبات کرد.

$$\dot{m}_c^* - \dot{m}_{\text{map-c}}^*\left(N_c^*, \beta, IGV\right) = 0 \qquad (۱)$$

$$Pr_c - Pr_{\text{map-c}}\left(N_c^*, \beta, IGV\right) = 0 \qquad (۲)$$

$$\eta_c - \eta_{\text{map-c}}\left(N_c^*, \beta, IGV\right) = 0 \qquad (۳)$$

که در آن اندیسc به کمپرسور و اندیس map به این‌که این مقدار از روی نگاشت محاسبه شده است، بازمی‌گردد.

۴-۱-۲- نگاشت توربین

مشخصات عملکردی توربین نیز همانند کمپرسور معمولاً به وسیله یک نگاشت ارائه می‌گردد که به بیان رابطه میان متغیرهای مختلف توربین می‌پردازد. از آنجا که نگاشت توربین نیازمند معرفی مختصات کمکی نیست، در نتیجه می‌توان نگاشت توربین را به وسیله معادلات (۴) و (۵) در محاسبات خارج از طراحی در نظر گرفت.

$$Pr_t - Pr_{\text{map-t}}\left(N_t^*, \dot{m}_t^*\right) = 0 \qquad (۴)$$

$$\eta_t - \eta_{\text{map-t}}\left(N_t^*, \dot{m}_t^*\right) = 0 \qquad (۵)$$

1- Beta line

که در آن $\dot{m}_t^*$ دبی جرمی اصلاح شده توربین و N_t^* سرعت اصلاح شده توربین می‌باشند.

۴-۱-۳- معادله کار توربین گازی

توان خروجی توربین گازی ($\dot{w}$) با استفاده از رابطه (۶) قابل محاسبه است.

$$\dot{w} = \left(\dot{w}_t - \dot{w}_c\right)\eta_m \qquad (۶)$$

که در آن $\dot{w}_c$ کار کمپرسور، $\dot{w}_t$ کار توربین و η_m بازده مکانیکی توربین گازی است. با جایگذاری کار کمپرسور و کار توربین در معادله فوق، معادله (۷) را داریم.

$$\dot{w} = \left(\dot{m}_t c_{pt} \Delta T_t - \dot{m}_c c_{pc} \Delta T_c\right)\eta_m \qquad (۷)$$

که در آن ΔT_c و ΔT_t تغییر دمای سیال کاری در کمپرسور و توربین، c_{pt} و c_{pc} ضریب گرمای ویژه سیال کاری در کمپرسور و توربین می‌باشد.

۴-۱-۴- بازده توربین و کمپرسور

تغییر دمای سیال کاری توربین و کمپرسور را می‌توان با استفاده از رابطه ایزنتروپیک گازهای ایده برای این اجزا محاسبه کرد. طبق معادلات (۸) و (۹) داریم:

$$\Delta T_c = \frac{T_{\text{in-c}}}{\eta_c}\left[\left(Pr_c\right)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - 1\right] \qquad (۸)$$

$$\Delta T_t = \eta_t T_{\text{in-t}}\left[1 - \left(Pr_c\right)^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}}\right] \qquad (۹)$$

که در آن γ نسبت ضرایب ویژه سیال کاری توربین است و اندیس inدر آن نشان دهنده ویژگی سیال در ورودی توربین یا کمپرسور است.

۴-۱-۵- معادله انرژی برای محفظه احتراق

دبی سوخت با استفاده از معادله انرژی برای محفظه احتراق وارد محاسبات می‌شود. اما از آن‌جا که این معادله به شدت غیرخطی است، می‌تواند باعث کندی همگرایی الگوریتم حل دستگاه معادلات شود. یک روش موثر برای حل این مشکل، استفاده از جدول افزایش دما برای محفظه احتراق به جای حل کامل معادله انرژی است. در نتیجه معادله انرژی برای محفظه احتراق به صورت رابطه (۱۰) خواهد شد.

$$T_{\text{in-T}} = T_{\text{in}} + \Delta T_c + \Delta T_{\text{comb}}\left(fuel, \dot{m}_c\right) \qquad (۱۰)$$

که در آن ΔT_{comb} مقدار افزایش دما در طول محفظه احتراق است که تابع دبی هوای کمپرسور و دبی سوخت (*fuel*) است.

پس از معرفی معادلات فوق و وارد کردن جزئیات برای توربین گازی مورد نظر، این دسته معادلات باید حل شوند. برای حل این معادلات نیازمند شرایط مرزی هستیم، که این شروط مرزی از شرایط محیطی (T_0, P_0)، شبکه برق (N) و کنترل کننده (زاویه‌ای جی وی ها و سوخت) تعیین می‌گردد. از آن‌جا که این معادلات یک دسته معادله جبری غیرخطی می‌باشند، باید به وسیله روش‌های عددی مناسب نظیر نیوتن- رافسون[2] حل شوند. نکته مهمی که در حل این معادلات باید در نظر گرفته شود این است که تمام این معادلات پیش از حل باید اسکیل[3] شوند و این مسئله تأثیر به سزایی در سرعت و دقت حل این معادلات دارد. همچنین، استفاده از شرط اولیه مناسب می‌تواند سرعت حل این الگوریتم را بهبود بخشد. همچنین از آنجا که این معادلات غیرخطی است، حل آن‌ها به صورت برخط سرعت شبیه سازی‌ها را به شدت تحت تأثیر قرار خواهد داد. در پژوهش حاضر، این معادلات برای تعداد کافی از شرایط مرزی مختلف حل شده و سپس نتایج بدست آمده به

2- Newton-Raphson
3- scale

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.8.20.3]

وسیله شبکه عصبی در مدل دینامیکی قرار گرفته است. در این روش، اگرچه باید در ابتدا وقت کافی برای حل معادلات برای شرایط مرزی مختلف صرف شود، اما در عوض زمان شبیه سازی برای مدل دینامیکی به شدت پایین خواهد آمد.

۴-۲- مدل سازی تزریق بخار

تزریق بخار به توربین گازی را می‌توان در نقاط مختلف آن نظیر خروجی کمپرسور، پشت نازل‌های تزریق سوخت و تزریق در هوای رقیق سازی انجام داد. انتخاب نقطه مناسب برای تزریق به هدف تزریق بخار بازمی‌گردد. برای مثال اگر هدف از تزریق بخار کاهش آلاینده‌ی اکسیدهای نیتروژن باشد، تزریق بخار باید در خروجی کمپرسور و یا پشت نازل‌های سوخت صورت گیرد تا بخار آب با کاهش دمای بیشینه شعله سبب کاهش این آلاینده شود. اما اگر هدف از تزریق بخار افزایش توان خروجی و خنک کاری پره‌های ردیف اول توربین باشد، بهتر است بخار آب را با هوای رقیق سازی مخلوط کرد. زیرا در این صورت می‌توان حجم بیشتری از بخار را بدون تأثیر در پایداری احتراق وارد توربین گازی کرد. علت این امر به این نکته بازمی‌گردد که تزریق حجم زیادی از بخار در خروجی کمپرسور و یا پشت نازل‌های سوخت در محفظه احتراق‌های رقیق سوز می‌تواند باعث ناپایداری احتراق و تضعیف شعله گردد. از آنجا که در این پژوهش هدف اصلی از تزریق بخار افزایش توان و کاهش دمای گازهای ورودی به پره‌های ردیف اول توربین است، بخار آب تزریقی با هوای خنک کاری مخلوط شده است. مخلوط کردن بخار با هوای خنک کاری، با نصب نازل‌های تزریق بخار در پایین دست محفظه احتراق صورت می‌گیرد. این نازل‌ها معمولاً برای اختلاط بهتر بخار با گازهای حاصل از احتراق و رسیدن به مخلوط همگن تر از نظر دمایی، بخار را در خلاف جهت جریان هوا تزریق می‌نمایند.

با مخلوط کردن بخار آب با هوای رقیق سازی، وارد کردن اثر تزریق بخار به مجموعه محاسبات خارج از طراحی بسیار ساده است. برای این منظور کافی است که دمای گازهای خروجی از محفظه احتراق با استفاده از معادله انرژی و اثر تزریق بخار مجدداً محاسبه گردد. طبق معادله (۱۱) داریم:

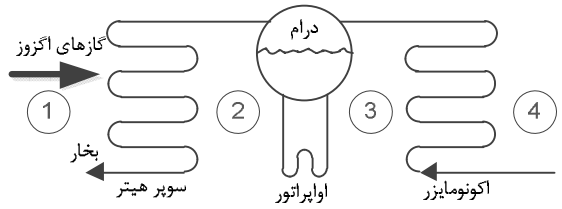
$$\dot{m}_{\mathrm{air}} h(TIT_{\mathrm{old}}) + \dot{m}_{\mathrm{st}} h(T_{\mathrm{st}}) = (\dot{m}_{\mathrm{air}} + \dot{m}_{\mathrm{st}}) h(TIT_{\mathrm{old}}) \qquad (۱۱)$$

که در آن TIT دمای گازهای ورودی به پره‌های ردیف اول توربین، h آنتالپی سیال کاری در دمای مشخص و اندیس‌های old و new به ترتیب به شرایط سیال کاری توربین قبل و بعد از مخلوط شدن با بخار بازمی‌گردد. همچنین علاوه بر محاسبه دمای گازهای ورودی به پره‌های ردیف اول توربین ، خواص سیال کاری نیز برای اجزا پایین دست برای مخلوط محاسبه می‌شود. برای مثال برای ضریب گرمای ویژه مخلوط ($c_{\mathrm{p-mix}}$) طبق معادله (۱۲) داریم:

$$c_{\mathrm{p-mix}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{air}} c_{\mathrm{p-air}} + \dot{m}_{\mathrm{st}} c_{\mathrm{p-st}}}{\dot{m}_{\mathrm{air}} + \dot{m}_{\mathrm{st}}} \qquad (۱۲)$$

۴-۳- مدل سازی بویلر بازیاب

همان‌طور که اشاره شد، با توجه به کند بودن دینامیک بویلر بازیاب در مقایسه با توربین گازی، می‌توان از رفتار دینامیکی آن در زمان افت فرکانس صرف نظر کرد. به همین دلیل، در این پژوهش تنها رفتار پایای بویلر بازیاب مدل و مورد بررسی قرار گرفته است. مدل سازی رفتار بویلر بازیاب با استفاده از قوانین ساده فیزیکی نظیر قانون بقای جرم و انرژی برای اجزا مختلف توربین ممکن است. به طور کلی، بویلر بازیاب را می‌توان به سوپرهیتر، اواپراتور، درام و اکونومایزر تقسیم کرد. در ادامه معادلات پایه مورد استفاده برای هر یک از این بخش‌ها به اختصار توضیح داده شده است.



شکل ۵ شکل شماتیک بویلر بازیاب- نحوه شماره‌گذاری (سمت آب)۱- خروجی بویلر، ۲- خروجی اواپراتور ۳- خروجی اکونومایزر ۴- ورودی اکونومایزر

برای جزئیات بیشتر در مورد مدل سازی بویلر بازیاب و نحوه محاسبه پارامترهای مربوطه می‌توان به مرجع [۸] مراجعه کرد.

۴-۳-۱- سوپر هیتر

سوپرهیتر(SH) یک مبدل حرارتی است که بخار آب اشباع خروجی از درام را به بخار فوق گرم تبدیل می‌کند. معادله بقای انرژی و انتقال حرارت برای این مبدل را می‌توان با توجه به شماره گذاری شکل۵ به صورت روابط (۱۳) و (۱۴) نوشت.

$$\dot{m}_{\mathrm{g}}\left(h_{\mathrm{g1}} - h_{\mathrm{g2}}\right) = \dot{m}_{\mathrm{w}}\left(h_{\mathrm{w1}} - h_{\mathrm{w2}}\right) \qquad (۱۳)$$

$$\dot{m}_{\mathrm{g}}\left(h_{\mathrm{g1}} - h_{\mathrm{g2}}\right) = UA_{\mathrm{SH}} LMTD\left(T_{\mathrm{g1}}, T_{\mathrm{w1}}, T_{\mathrm{g2}}, T_{\mathrm{w2}}\right) \qquad (۱۴)$$

که در آن اندیس w به ویژگی سیال در سمت بخار یا آب و اندیس g به ویژگی سیال در سمت گاز بازمی‌گردد. همچنین $LMTD$ و UA به ترتیب تفاضل دمای لگاریتمی و ضریب انتقال حرارت مبدل است و نحوه محاسبه آن در شرایط مختلف کاری بویلر در مرجع [۸] آمده است.

۴-۳-۲- مجموعه اواپراتور و درام

این مجموعه آب اشباع (به صورت تقریبی) تولید شده در اکونومایزر را به بخار آب اشباع تبدیل می‌نماید. در حالت پایا و با فرض این که سطح آب درام ثابت باشد، روابط ترمودینامیکی حاکم بر این مجموعه را می‌توان به صورت روابط (۱۵) تا (۱۷) خلاصه کرد.

$$\dot{m}_{\mathrm{w}}\left(h_{\mathrm{w2}} - h_{\mathrm{w3}}\right) = \dot{m}_{\mathrm{eva}}\left(h_{\mathrm{r}} - h_{\mathrm{d}}\right) \qquad (۱۵)$$

$$\dot{m}_{\mathrm{w}}\left(h_{\mathrm{g2}} - h_{\mathrm{g3}}\right) = \dot{m}_{\mathrm{eva}}\left(h_{\mathrm{r}} - h_{\mathrm{d}}\right) \qquad (۱۶)$$

$$\dot{m}_{\mathrm{g}}\left(h_{\mathrm{g2}} - h_{\mathrm{g3}}\right) = UA_{\mathrm{eva}} LMTD\left(T_{\mathrm{g2}}, T_{\mathrm{eva}}, T_{\mathrm{g3}}, T_{\mathrm{eva}}\right) \qquad (۱۷)$$

که در آن اندیس d و r به ترتیب به لوله‌های پایین رونده[1] و بالارونده[2] در اواپراتور(eva) بازمی‌گردد.

۴-۳-۳- اکونومایزر

اکونومایزر (eco) یک مبدل حرارتی است که آب خروجی کندانسور را تا حدود دمای آب اشباع گرم می‌کند. در نتیجه مدل آن بسیار شبیه به مدل سوپرهیتر است. طبق روابط (۱۸) و (۱۹) داریم:

$$\dot{m}_{\mathrm{g}}\left(h_{\mathrm{g3}} - h_{\mathrm{g4}}\right) = \dot{m}_{\mathrm{w}}\left(h_{\mathrm{w3}} - h_{\mathrm{w4}}\right) \qquad (۱۸)$$

$$\dot{m}_{\mathrm{g}}\left(h_{\mathrm{g3}} - h_{\mathrm{g4}}\right) = UA_{\mathrm{eco}} LMTD\left(T_{\mathrm{g3}}, T_{\mathrm{w3}}, T_{\mathrm{g4}}, T_{\mathrm{w4}}\right) \qquad (۱۹)$$

اگر هدف مدل سازی بویلر به صورت جداگانه و برای کاربردهایی نظیر تزریق بخار باشد، مجموعه معادلات بویلر بازیاب به صورت جداگانه و با مشخص شدن شرایط مرزی آن (فشار درام، دمای آب و گازهای ورودی به بویلر) قابل حل است. اما اگر هدف به‌کارگیری بویلر در سیکل ترکیبی باشد، از آنجا که فشار درام به نقطه کاری توربین بخار وابسته است، مجموعه معادلات فوق باید به همراه معادلات توربین بخار حل شوند.

1- Down-comer
2- Riser

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.8.20.3]

۴-۴- مدل سازی توربین بخار

برای مدل سازی دبی بخار عبوری ($\dot{m}_w$) از توربین بخار از رابطه مخروط استودلا[1] استفاده شده است. طبق معادله (۲۰) داریم:

$$\dot{m}_w = C\sqrt{\frac{P_{in}}{v_{in}}}\sqrt{1-\left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)^2} \qquad (۲۰)$$

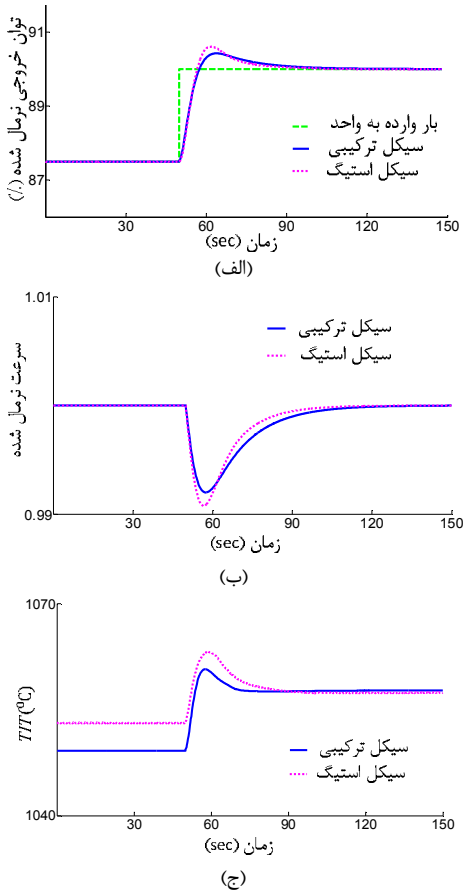
که در آن P_{in} و P_{out} فشار بخار ورودی و خروجی از توربین، v_{in} حجم مخصوص بخار ورودی و C ثابت توربین است. همچنین برای محاسبه توان خروجی توربین بخار از رابطه (۲۱) استفاده شده است.

$$\dot{w}_{st-t} = \dot{m}_w \eta_{st-t}(h_{in} - h_{out}) \qquad (۲۱)$$

که در آن η_{st-t} بازده ایزنتروپیک توربین است و با توجه به میزان رطوبت موجود در بخار خروجی از توربین و در یک روند تکراری محاسبه می‌گردد. برای جزئیات بیشتر در زمینه مدل سازی توربین بخار و نیز نحوه محاسبه بازده ایزنتروپیک آن می‌توان به مرجع [۸] مراجعه کرد. در زمان بهره برداری توربین بخار بر اساس منطق کنترلی فشار لغزنده، فشار درام بویلر به نقطه کاری توربین وابسته خواهد بود. به همین دلیل، مجموعه معادلات توربین بخار و بویلر بازیاب (معادلات ۱۳ تا ۲۱) باید به صورت همزمان و در نظر گرفتن شرایط مرزی لازم حل شوند.

۵- نتایج شبیه سازی‌ها

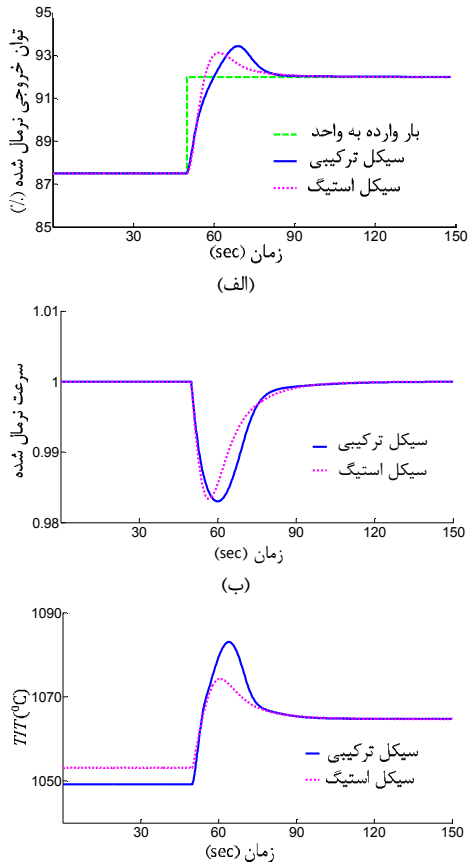
برای بررسی و مقایسه عملکرد سیکل مرطوب استیگ و سیکل ترکیبی دو سناریوی مختلف در نظر گرفته شده است.



شکل ۶ تغییر بار از ۸۷/۵ ٪ بار نامی به ۹۰ ٪ بار نامی الف) توان خروجی نرمال شده ب) سرعت نرمال شده ج) دمای گازهای ورودی به پره‌های ردیف اول توربین

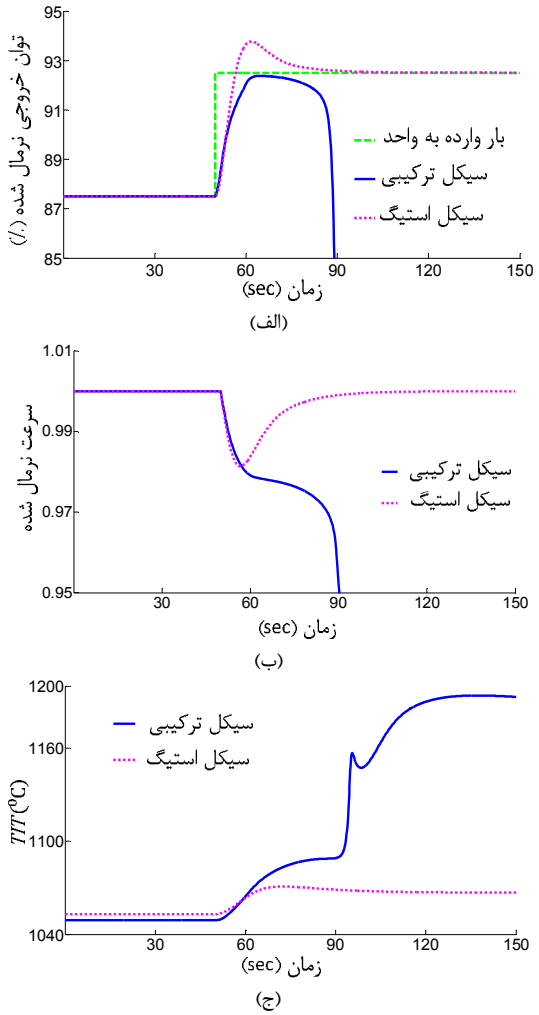
1- Stodola

در سناریوی اول، واحدها در زمان بهره‌برداری جزیره‌ای تحت تغییر بار پله قرارگرفته‌اند. نحوه پاسخ‌گویی این دو سیکل و پارامترهای مختلف عملکردی آن‌ها برای تغییر بارهای متفاوت در شکل‌های۶-۸ آمده است. نتایج مهم این شبیه سازی را می‌توان این‌گونه خلاصه کرد. به ازای تغییر بار کوچک، افت فرکانس سیکل ترکیبی کمی کمتر از افت فرکانس سیکل مرطوب استیگ است. زیرا در تغییر بارهای کوچک اینرسی واحد تأثیرگذارتر است و سیکل ترکیبی اینرسی بالاتری در مقایسه با سیکل مرطوب دارد. اما به ازای تغییر بارهای متوسط و بزرگ افت فرکانس سیکل مرطوب کوچک‌تر از سیکل ترکیبی است. علت این موضوع به این نکته بازمی‌گردد که در تغییر بارهای متوسط و بزرگ، افت فرکانس بیش از اینرسی واحد به سرعت پاسخ واحد وابسته است و سرعت پاسخ سیکل استیگ از سیکل ترکیبی سریع‌تر است. از طرف دیگر، اگرچه دمای گازهای ورودی به پره‌های ردیف اول توربین در سیکل مرطوب بالاتر از سیکل ترکیبی است، ولی به ازاء تغییر بار معین افزایش دمای گازهای ورودی به پره-های ردیف اول توربین برای سیکل ترکیبی بیشتر است. در نتیجه نهایتاً الگوریتم کنترل دما برای سیکل ترکیبی زودتر فعال شده و مانع از افزایش بار توربین می‌گردد که نتیجه آن ناپایداری واحد سیکل ترکیبی خواهد بود. دو علت اصلی را می‌توان برای این پدیده در نظر گرفت. اولاً، سیال کاری سیکل مرطوب از ضریب گرمای ویژه بالاتری برخوردار است. در نتیجه، به ازای اضافه سوخت برابر، دمای سیال کاری سیکل ترکیبی بیشتر بالا خواهد رفت. ثانیاً، از آنجا که تنها حدود دو سوم ظرفیت سیکل ترکیبی برای مانورهای گذرا قابل‌دسترسی است، در نتیجه برای جبران یک سوم باقی‌مانده، توربین گازی باید توان بیشتری نسبت به حالت پایای عملکردی خود تولید نماید.

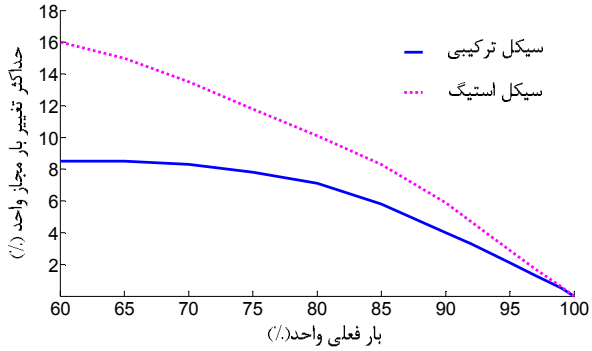


شکل ۷ تغییر بار از ۸۷/۵ ٪ بار نامی به ۹۲ ٪ بار نامی الف) توان خروجی نرمال شده ب) سرعت نرمال شده ج) دمای گازهای ورودی به پره‌های ردیف اول توربین

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.8.20.3]



شکل ۸ تغییر بار از ۸۷/۵ ٪ بار نامی به ۹۲/۵ ٪ بار نامی(شروع ناپایداری سیکل ترکیبی) الف) توان خروجی نرمال شده ب) سرعت نرمال شده ج) دمای گازهای ورودی به پره‌های ردیف اول توربین



شکل ۹ حداکثر تغییر بار قابل تحمل توسط واحدهای سیکل ترکیبی و سیکل مرطوب استیگ در بارهای مختلف

به همین دلیل، دمای گازهای ورودی به پره‌های ردیف اول توربین بالاتر از حالت پایای خود قرار خواهد گرفت.

در سناریوی دوم حداکثر تغییر بار پله قابل تحمل توسط سیکل ترکیبی و سیکل مرطوب استیگ در بهره‌برداری جزیره‌ای محاسبه شده است. نتایج این محاسبات در بارهای مختلف در شکل ۹ خلاصه شده است. همان طور که در شکل نیز مشخص است سیکل مرطوب استیگ عملکرد بهتری نسبت به سیکل ترکیبی در تغییر بارهای ناگهانی دارد. این عملکرد بهتر برای سیکل مرطوب در برخی از بارها حدود دو برابر بهتر از سیکل ترکیبی است که بسیار جالب توجه است. علت اصلی این پدیده به این نکته بازمی‌گردد که در سیکل مرطوب تمام ظرفیت واحد در مانورهای گذرا قابل استفاده است و ضریب گرمای ویژه سیال کاری در آن بالاتر است.

۶- نتیجه گیری

عملکرد توربین گازی و سیکل‌های وابسته به آن در زمان افت فرکانس با سایر تولیدکننده‌های رایج تولید توان متفاوت بوده و کاهش حداکثر توان تولیدی آن در زمان افت فرکانس می‌تواند روی پایداری شبکه تأثیرگذار باشند. به همین دلیل عملکرد توربین گازی و سیکل‌های وابسته به آن در زمان افت فرکانس باید پیش از انتخاب واحد مناسب مورد بررسی قرار گیرد. در این مقاله عملکرد سیکل ترکیبی و توربین گازی با تزریق بخار (سیکل استیگ) که از مهم‌ترین سیکل‌های بر پایه توربین گازی می‌باشند، در زمان افت فرکانس و مانورهای گذرا مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است. برای این منظور دو واحد مشابه بر اساس این دو سیکل طراحی شده و عملکرد آن‌ها در سناریوهای مختلف مورد بررسی قرار گرفته است، که نتایج آن را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

- برای تغییر بارهای کوچک، افت فرکانس سیکل ترکیبی کوچک‌تر از سیکل مرطوب است. اما برای تغییر بارهای متوسط و بزرگ افت فرکانس سیکل ترکیبی بزرگ‌تر است.
- سیکل مرطوب استیگ، عملکرد بهتری نسبت به سیکل ترکیبی در زمان افت فرکانس دارد. مهم‌ترین علل این مسئله به تفاوت در مقدار توان قابل دسترس در مانورهای گذرا و ضریب گرمای ویژه سیال کاری دو سیکل بازمی‌گردد.
- دمای سیال کاری سیکل مرطوب بالاتر از سیکل ترکیبی است، اما به ازای تغییر بار برابر، تغییر دمای سیال کاری در سیکل ترکیبی بزرگ‌تر از سیکل مرطوب است.

۷- فهرست علائم

c_p	ضریب گرمای ویژه ($kj.kg^{-1}.K^{-1}$)
$fuel$	دبی سوخت ($kg.s^{-1}$)
IGV	زاویه پره‌های ردیف اول کمپرسور
$\dot{m}$	دبی ($kg.s^{-1}$)
N	سرعت دورانی ($rad.s^{-1}$)
p	فشار ($kg.m^{-1}.s^{-2}$)
Pr	نسبت فشار
T	دما (K)
TIT	دمای گازهای ورودی به پره‌های ردیف اول توربین (K)
UA	ضریب انتقال حرارت (WK^{-1})
$\dot{w}$	توان (W)

علائم یونانی

β	مختصات کمکی
Δ	تغییر
η	بازده
γ	نسبت ضرایب گرمای ویژه

بالانویس‌ها

*	اصلاح شده

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.8.20.3]

زیرنویس‌ها

0	محیط
air	هوا
c	کمپرسور
eco	اکونومایزر
eva	اواپراتور
d	پایین رونده
g	گاز
in	ورودی
m	مکانیکی
mix	مخلوط
new	جدید
old	قبلی
out	خروجی
r	بالارونده
SH	سوپرهیتر
st	بخار
w	آب یا بخار

۸- مراجع

[1] Dynamic models for combined cycle plants in power system studies, *IEEE Transactions on Power Systems*, Vol. 9, No. 3, pp. 1698-1708, 1994.

[2] E. F. Camacho, T. Samad, M. Garcia-Sanz, I. Hiskens, Control for Renewable Energy and Smart Grids. In The Impact of Control Technology, *IEEE Control Systems Society*, pp. 96-88, 2011.

[3] N. Kakimoto, K. Baba, Performance of gas turbine-based plants during frequency drops, *IEEE Transactions on Power Systems*, Vol. 18, No. 3, pp. 1110-1115, 2003.

[4] G. Lalor, M. O'Malley, Frequency control on an island power system with increasing proportions of combined cycle gas turbines, *In Proceeding of Power Tech Conference*, Bologna, Italy, June 2003, .

[5] G. Lalor, J. Ritchie, D. Flynn, M. J. O'Malley, The Impact of Combined-Cycle Gas Turbine Short-Term Dynamics on Frequency Control, *IEEE Transactions on Power Systems*, Vol. 20, No. 3, pp. 1456-1464, 2005.

[6] P. P. Walsh, P. Fletcher, *Gas Turbine Performance*, 2nd ed., Oxford, UK: Blackwell Science Ltd, 2006.

[7] I. G. Rice, Steam-Injected Gas Turbine Analysis: Steam Rates, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 117, No. 2, pp. 347-353, 1995.

[8] R. Kehlhofer, B. Rukes, F. Hannemann, F. Stirnimann, *Combined - Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants*, 3rd ed., Oklahoma, USA: pennWell Corporation, 2009.

[9] M. Jonsson, J. Yan, Humidified gas turbines: a review of proposed and implemented cycles, *Energy*, Vol. 30, No. 7, pp. 1013-1078, 2005.

[10] W. I. Rowen, Simplified Mathematical Representations of Heavy-Duty Gas Turbines, *Journal for Engineering for Power*, Vol. 105, No. 4, pp. 865-869, 1983.

[11] S. Bahrami, A. Ghaffari, M. Thern, Improving the Transient Performance of the Gas Turbine by Steam Injection during Frequency Dips, *Energies*, Vol. 6, No. 10, pp. 5283-5296.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.8.20.3]