

مقایسه عددی سیکل های توربین گاز همراه با بازیاب حرارتی و تزریق بخار آب

سید محمدرضا هاشمی

قدرت قصابی

علی اکبر خالدی

کارشناسی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند، ایران

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بزرگمهر قائنات، قاین، ایران

کارشناسی ارشد، نیروگاه شهید کاوه قاین، قاین، ایران

چکیده

تحقیقات نشان داده است که تزریق آب یا بخار و استفاده از بازیاب حرارتی در یک سیکل نیروگاه گازی، سبب بهبود راندمان حرارتی نیروگاه گازی گردیده است. با این وجود شبیه سازی عددی در این زمینه دارای مطالعات محدودی می باشد. در این مطالعه، تاثیر مستقل تزریق بخار آب و استفاده از بازیاب حرارتی بر افزایش راندمان حرارتی نیروگاه و انتشار اکسیدهای نیتروژن با استفاده از شبیه سازی عددی بوسیله نرم افزار ۱۶ Ansys Fluent مورد بررسی قرار گرفت. در این مقاله، احتراق از نوع غیر پیش آمیخته بوده و بخار آب با دبی جرمی ۳۰ کیلوگرم بر ثانیه و با دمای ۲۰۰ درجه سلسیوس به داخل محفظه احتراق تزریق گردید. همچنین در حضور بازیاب حرارتی، هوا با دمای ۴۶۰ درجه سلسیوس به محفظه احتراق وارد شد. نتایج نشان می دهد که با وجود بازیاب و تزریق بخار آب، راندمان حرارتی نیروگاه به ترتیب به میزان ۴/۴۵ درصد و ۶/۹ درصد افزایش یافته است. با این وجود، از مقایسه نتایج مشاهده گردید که میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن در سیکل با تزریق بخار آب ۳/۵ برابر سیکل همراه با بازیاب و ۸/۵ برابر سیکل ساده می باشد.

واژه های کلیدی: راندمان حرارتی، اکسیدهای نیتروژن، محفظه احتراق، دینامیک سیالات محاسباتی.

Numerical Comparison of Regenerative and Steam Injected Gas Turbine Cycles

S. M. R. Hashemi

Gh. Ghassabi

A. A. Khaledi

Department of Mechanical Engineering, Birjand University, Birjand, Iran

Department of Mechanical Engineering, Bozorgmehr University of Qaenat, Qaen, Iran

Shahid Kave Power Plant, Qaen, Iran

Abstract

Researches show that the water or steam injection and regeneration increase the thermal efficiency of the gas turbine cycles. However, there are very few computational fluid dynamics investigations for these methods. In this study, the effect of steam injection and regeneration on the thermal efficiency and Nox emission are independently investigated both numerically and thermodynamically. Ansysy Fluent 16 software has been used for numerical simulation. In this paper, combustion occurs in a diffusion type flame. Water steam 200° C with flow rate 30 kg/s is injected into the combustion chamber and the combustion chamber inlet air temperature is 460°C by using regeneration. Results show that the thermal efficiency increases 4.45% and 6.9% with regeneration and steam injection, respectively. However, results show that Nox emission for the steam injection gas turbine cycle is 3.5 times of regenerative cycle and 8.5 times of simple cycle.

Keywords: Thermal efficiency, Nox, Combustion chamber, Computational fluid dynamics.

۱-مقدمه

افزایش مصرف سوخت های فسیلی در کاربردهای مختلف و کاهش چشم گیر منابع سوخت از یک طرف و همچنین تولید بیش از حد آلاینده ها از سوی دیگر، سبب شده است توجه به بهبود عملکرد تجهیزات مصرف کننده سوخت افزایش یابد. تولید برق توسط نیروگاه های گازی و بخار، از جمله مواردی است که مصرف سوخت بسیار بالایی دارد. به همین دلیل، همواره روش های متنوعی جهت بهبود راندمان حرارتی نیروگاه گازی و بخار برای کاهش مصرف سوخت و کاهش تولید آلاینده ها مورد استفاده قرار گرفته است. از پرکاربردترین و قدیمی ترین روش های بهبود راندمان حرارتی نیروگاه، می توان به تبدیل کردن نیروگاه گازی به نیروگاه سیکل ترکیبی اشاره کرد. اما این روش، نیاز به تجهیزات زیاد و هزینه بر، مانند برج خنک کن، بویلر و سیستم های لوله کشی دارد. به منظور بررسی روش های مختلف در بهبود عملکرد توربین های گازی، محققین جهت سادگی و کاهش هزینه، از روش های تحلیلی، ترمودینامیکی و شبیه سازی عددی استفاده نمودند.

چوئی و همکاران [۱] به بررسی عددی استفاده از سوخت

گازی به جای سوخت مایع در نیروگاه گازی پرداختند. هدف تعیین شرایط بهینه و به حداقل رساندن آلاینده ها بود. زکی و رجیبی [۲] در یک مطالعه عددی، اثر نسبت هم ارزی را برای سه سوخت متان، پروپان و پنتان بر تولید اکسید نیتروژن محفظه احتراق مورد بررسی قرار دادند. نتایج آنها نشان می دهد نسبت هم ارزی برای هر سه سوخت تاثیر قابل توجهی بر تولید اکسید نیتروژن دارد. صابونچی و خردمند [۳] اثر تغییر هندسه محفظه توربین گاز را بر راندمان حرارتی مورد بررسی عددی قرار دادند. نتایج آنها حاکی از آن است که حذف زانوبی محفظه احتراق، تغییر چندان در راندمان حرارتی ایجاد نمی کند. نادران طحان و بحرینیان [۴]، تاثیر نسبت فشار بر مشخصه های عملکرد یک توربین شعاعی دو قلو را مورد بررسی عددی قرار دادند که نتایج نشان داد در سرعت دورانی ثابت، افزایش نسبت فشار منجر به کاهش راندمان می شود.

از دیگر مواردی که در نیروگاه به منظور افزایش راندمان پیشنهاد شده است. استفاده از تزریق آب یا بخار آب در ورودی یا

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: ghodrat.ghassabi@buqaen.ac.ir

راندمان ۲/۲ % افزایش می‌یابد. آنها در بررسی دیگر، [۱۳] اثر تزریق بخار در خروجی کمپرسور برای یک سیکل توربین گاز میکرو دارای بازیاب حرارتی را با استفاده از نرم افزار Aspen بصورت ترمودینامیکی شبیه‌سازی کردند. آن‌ها سیکل را بصورتی در نظر گرفتند که بازیاب حرارتی علاوه بر گرمایش هوای خروجی از کمپرسور، جهت گرمایش آب مایع استفاده شود. در این سیکل، نتایج نشان می‌دهد، استفاده از بازیاب و تزریق بخار باعث کاهش ۱۸ % مصرف سوخت می‌گردد و راندمان الکتریکی به میزان ۷ % افزایش می‌یابد. او و همکارانش در بررسی ترمودینامیکی دیگر [۱۴] این سیکل را بهینه‌سازی کردند به گونه‌ای که راندمان تا ۹ % افزایش پیدا کرد.

بررسی‌های انجام گرفته در زمینه تزریق بخار و استفاده از بازیاب حرارتی، بصورت ترمودینامیکی و مدل‌سازی ریاضی بوده و مطالعات عددی با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی در این زمینه بسیار محدود می‌باشد. همچنین، با توجه به پیچیدگی فرآیند احتراق و غیرخطی بودن معادلات کسر جرمی گونه‌ها، بررسی چندانی در زمینه تاثیر دو روش فوق ذکر بر میزان تولید آلاینده‌ها صورت نگرفته است. هدف مقاله حاضر اینست که با استفاده از شبیه‌سازی عددی محفظه احتراق بوسیله نرم افزار ۱۶ Ansys Fluent و تحلیل ترمودینامیکی سایر اجزای نیروگاه، اثر تزریق بخار به داخل محفظه احتراق و استفاده از بازیاب حرارتی را بر راندمان حرارتی و انتشار اکسیدهای نیتروژن (Nox) به‌طور جداگانه مورد بررسی قرار گیرد. برای ساده سازی فرآیند احتراق و کسر جرمی گونه‌ها، از مدل‌های عددی که علی‌رغم سادگی دارای دقت بالایی می‌باشند در این مطالعه استفاده شده است. همچنین جهت بررسی کامل شبیه‌سازی عددی، توزیع دما و کسر جرمی گونه‌ها در محفظه احتراق برای سیکل ساده نیروگاه گازی مورد تحلیل قرار گرفته است.

۲- معرفی روش‌های افزایش راندمان

در این بخش، روش‌هایی که در این مقاله جهت افزایش راندمان سیکل ساده نیروگاه گازی مورد بررسی قرار گرفته‌اند معرفی می‌شوند.

۲-۱- استفاده از بازیاب حرارتی

در سیکل ساده نیروگاه گازی، حرارت خروجی از توربین دارای دمای حدود ۵۵۰ درجه سلسیوس [۱۵] می‌باشد که به محیط تخلیه شده و اتلاف می‌گردد. از این حرارت می‌توان با استفاده از بازیاب حرارتی، برای افزایش دمای ورودی به محفظه احتراق استفاده نمود. اثر استفاده از بازیاب حرارتی، جهت افزایش دمای ورودی به محفظه احتراق در این مقاله مورد بررسی قرار می‌گیرد. در شکل ۱، طرحواره سیکل نیروگاه گازی با حضور بازیاب حرارتی نشان داده شده است (سیکل ۱). مطابق با شکل ۱، به جریان خروجی از کمپرسور (جریان خط ۲) در یک بازیاب حرارتی و به‌وسیله گازهای خروجی از آگزوز نیروگاه (جریان خط ۴) که دارای دمای بالایی می‌باشد، حرارت داده می‌شود تا هوا (جریان خط ۲) با دمای بالاتری وارد محفظه احتراق شود. افزایش دمای ورودی به محفظه احتراق سبب کامل‌تر شدن احتراق، افزایش نرخ واکنش و در نتیجه افزایش دمای ورودی به توربین و کار تولیدی توسط توربین می‌شود.

خروجی کمپرسور و یا به داخل محفظه احتراق و همچنین استفاده از بازیاب حرارتی جهت پیش گرمایش هوای ورودی به محفظه احتراق می‌باشد. تزریق آب در ورودی کمپرسور سبب خنک سازی هوای ورودی و در نتیجه کاهش کار مصرفی کمپرسور می‌گردد. همچنین با تزریق بخار آب در خروجی کمپرسور یا در محفظه احتراق، کنترل دمای توربین از طریق تزریق بخار آب صورت می‌گیرد در عوض، حجم هوای ورودی به نیروگاه گازی که جهت کنترل دمای ورودی به توربین، بیشتر از شرایط احتراق کامل است کاهش داده می‌شود که این امر سبب کاهش کار مصرفی کمپرسور می‌گردد. پیش‌گرمایش هوای ورودی به محفظه احتراق نیز به دلیل بهبود شرایط احتراق سبب افزایش راندمان حرارتی می‌گردد. غفاری و همکاران [۵]، با استفاده از مدل‌سازی ریاضی، عملکرد سیکل ترکیبی و توربین گازی را با تزریق بخار آب در زمان افت فرکانس و مانورهای گذرا مورد بررسی قرار دادند که این شبیه سازی نشان داد که توربین گازی با تزریق بخار آب از عملکرد بهتری نسبت به سیکل ترکیبی در زمان افت فرکانس برخوردار است و می‌تواند تغییر بارهای ناگهانی بزرگتری را تحمل کند. هپنستال و همکاران [۶]، با روش تزریق بخار به داخل محفظه احتراق، بصورت ترمودینامیکی نشان دادند با تزریق بخار، راندمان حرارتی ۶ درصد افزایش پیدا می‌کند. ونگ و چوی [۷] نیز نشان دادند با استفاده از روش تزریق بخار، راندمان ۱۰ درصد افزایش می‌یابد. نیشیدا و همکاران [۸] نیز دو روش تزریق به‌کار بردند. در روش اول، تزریق آب در ورودی و خروجی کمپرسور و روش دوم، تزریق بخار، در محفظه احتراق و خروجی کمپرسور می‌باشد. آنها با استفاده از یک نرم افزار ترمودینامیکی، HYSYS، راندمان حرارتی، را مورد بررسی قرار دادند. در نتایج آنها مشاهده گردید که راندمان حرارتی و توان خالص در روش تزریق بخار بیشتر از روش تزریق آب است. کیم و پرزیلانکو [۹] اثر تزریق آب در ورودی کمپرسور و اثر استفاده از بازیاب حرارتی جهت افزایش دمای ورودی به محفظه احتراق با استفاده از گازهای خروجی از آگزوز توربین گاز را مورد بررسی ترمودینامیکی قرار دادند. نتایج آنها نشان می‌دهد حضور بازیاب و تزریق آب سبب می‌شود راندمان حرارتی به میزان ۶ درصد و کار خالص خروجی نیز به میزان ۲۷۰ کیلوژول بر کیلوگرم افزایش یابد. لی و همکاران [۱۰] با استفاده از یک نرم‌افزار ترمودینامیکی، اثر تزریق آب و بخار آب را بر روی عملکرد یک سیکل میکروتوربین دارای رکوپراتور مورد بررسی قرار دادند. نتایج آنها نشان می‌دهد تزریق آب و بخار آب در ورودی رکوپراتور نسبت به ورودی محفظه احتراق بر افزایش راندمان موثرتر می‌باشد. همچنین در نتایج آنها نیز مشاهده شد که تزریق بخار آب سبب افزایش بیشتر راندمان حرارتی نسبت به تزریق آب می‌گردد. سلی نراج و همکاران [۱۱] آنالیز آگزوزی یک سیکل توربین گازی همراه با تزریق بخار دارای مبدل خورشیدی را برای ۴ حالت دارای نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی توربین و نسبت جرمی بخار به هوای توربین مختلف مورد بررسی قرار دادند. آنالیز نتایج نشان داد که تزریق بخار بر عملکرد کمپرسور تاثیری ندارد. همچنین مشاهده کردند که با افزایش نسبت جرمی بخار به هوا، راندمان قانون دوم سیکل افزایش می‌یابد. دی پایه و همکاران [۱۲]، در یک بررسی آزمایشگاهی و آنالیز ترمودینامیکی، اثر تزریق بخار آب در خروجی کمپرسور یک سیستم تولید هم‌زمان را مورد بررسی قرار دادند. نتایج آنها نشان می‌دهد با جایگزینی ۵ % دبی جرمی هوا با بخار آب،

دبی هوا به میزان ۳۰ درصد نسبت به سیکل ساده و سیکل ۱ کاهش یافته است.

جدول ۱ متغیرهای ورودی برای سیکل‌های مختلف

مقادیر	نام سیکل	متغیرهای ورودی
۲۲°C	ساده، ۱ و ۲	دمای ورودی کمپرسور (T ₁)
۳۵۰°C	ساده، ۱ و ۲	دمای خروجی کمپرسور (T ₂)
۸۳۰ KPa	ساده، ۱ و ۲	فشار ورودی توربین (P ₃)
۱۰۰ KPa	ساده ۱ و ۲	فشار خروجی توربین (P ₄)
۲۰۰°C	۲	دمای بخار (T ₈)
۴۶۰°C	۱	دمای هوای پیش‌گرم شده (T ₂)
۳/۶۴ kg/s	ساده، ۱ و ۲	دبی سوخت (\dot{m}_f)
۲۱۴/۲ kg/s	ساده و ۱	دبی هوا (\dot{m}_a)
۱۴۹/۹ kg/s	۲	دبی هوا (\dot{m}_a)
۳۰ kg/s	۲	دبی بخار (\dot{m}_s)
۵۰۰۱۰ kJ/kg	ساده، ۱ و ۲	ارزش حرارتی سوخت (h_f)

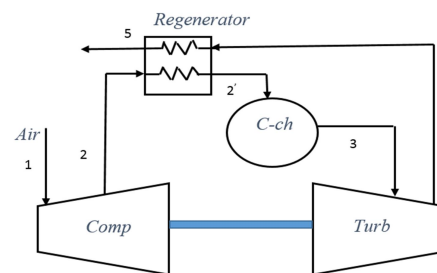
۳- معادلات حاکم و شبیه سازی عددی محفظه احتراق

هندسه یک محفظه احتراق نیروگاه گازی در شکل ۳ مشاهده می‌شود. این محفظه بصورت دو زانویی هم‌مرکز می‌باشد و دارای ۸ عدد مشعل است که در قسمت فوقانی آن، مطابق شکل ۳، قرار گرفته‌اند. ورودی سوخت و هوا و خروج محصولا احتراق در شکل ۳ نشان داده شده است. ابعاد محفظه احتراق در شکل ۴ نشان داده شده است. شکل ۵، مسیر جریان هوا، سوخت و محصولات احتراق نشان داده شده است. مطابق شکل ۵، هوا از قسمت زانویی خارجی وارد شده (پیکان‌های تیره شکل ۵)، به سمت قسمت فوقانی محفظه حرکت کرده و در آن‌جا با سوخت متان ورودی از مشعل‌ها (پیکان خط چین شکل ۵) ترکیب می‌شود. سپس با ترکیب شدن سوخت و هوا احتراق صورت می‌گیرد و محصولات احتراق (پیکان‌های رنگ روشن شکل ۵) پس از طی کردن مسیر زانویی داخلی از مرکز خارج می‌شوند. لازم به ذکر است که در مسیر جریان هوا بعد از زانویی، مطابق شکل ۵، شکافی در محفظه وجود دارد که بخشی از هوای اضافه از آن قسمت وارد می‌شود. در شکل ۶ طرحواره هندسه و ابعاد مشعل بر حسب میلی‌متر و همچنین محل ورود هوا و سوخت نشان داده شده است. برای بررسی عددی تزریق بخار آب نیز، مطابق شکل ۷، در پیرامون محفظه احتراق، شش ورودی برای بخار آب، در ابتدای ناحیه زانویی شکل محفظه احتراق در نظر گرفته شده است.

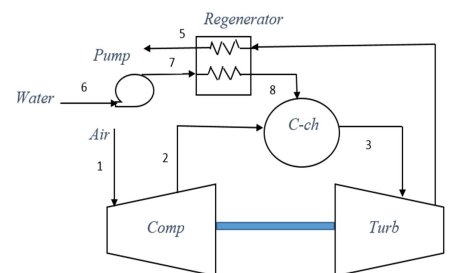
احتراق از نوع غیرپیش آمیخته برای سوخت متان می‌باشد. برای حل معادلات ممنتوم الگوریتم SIPMLE به‌کاربرده شده است. جریان احتراقی آشفته می‌باشد و برای مدل‌سازی جریان آشفته از مدل k-e استاندارد استفاده شده است. برای این مدل دو معادله انتقال برای محاسبه انرژی جنبشی (k) و اتلاف آشفته‌گی (e) به‌صورت زیر حل می‌شوند [۱۶]:

۲-۲- تزریق بخار به محفظه احتراق

برای کنترل دمای خروجی از توربین، نیاز به درصد قابل توجه هوای اضافه می‌باشد. از طرفی، افزایش دبی هوای ورودی سبب افزایش توان مصرفی کمپرسور می‌گردد. اگر برای کنترل دمای ورودی به توربین، به‌جای هوای اضافه، مقدار مناسبی بخار آب، به محفظه احتراق تزریق شود، کار مصرفی کمپرسور به علت کم‌شدن دبی هوا کاهش می‌یابد و جریان بخار در توربین، کاهش دبی هوا و کاهش کار تولیدی توربین را جبران می‌کند که در مجموع کار خالص تولیدی افزایش می‌یابد. به همین دلیل، در این مقاله، اثر تزریق بخار به محفظه احتراق بر افزایش راندمان حرارتی مورد بررسی قرار می‌گیرد. در شکل ۲، طرحواره سیکل نیروگاه گازی همراه با تزریق بخار به محفظه احتراق نشان داده شده است (سیکل ۲). در این روش، ابتدا فشار آب مایع به وسیله یک پمپ تا فشار محفظه احتراق افزایش می‌یابد و سپس توسط گازهای خروجی از اگزوز نیروگاه و در یک بازیاب حرارتی به بخار تبدیل می‌شود و سپس به داخل محفظه احتراق تزریق می‌گردد. تزریق بخار پس از فرآیند اشتعال سوخت و هوا و در ناحیه زانویی و خروج محصولات احتراق صورت می‌گیرد. لازم بذکر است با استفاده از این روش، افزایش کار ورودی توسط کار پمپ در مقابل کاهش چشمگیر کار ورودی کمپرسور قابل صرف‌نظر است.



شکل ۱- طرحواره سیکل نیروگاه گازی همراه با بازیاب (سیکل ۱)



شکل ۲- طرحواره سیکل نیروگاه گازی همراه با تزریق بخار (سیکل ۲)

در این مقاله، برای هر دو روش، محفظه احتراق به‌وسیله شبیه‌سازی عددی با استفاده از نرم افزار ۱۶ Ansys Fluent و کمپرسور، توربین و بازیاب حرارتی نیروگاه به‌وسیله آنالیز ترمودینامیکی مورد بررسی قرار می‌گیرد. اطلاعات لازم برای این منظور، در جدول ۱، بیان شده است. مطابق جدول ۱، مشاهده می‌شود دبی سوخت در دو سیکل ۱ و ۲ یکسان و برابر سیکل ساده می‌باشد. همچنین، برای سیکل ۲،

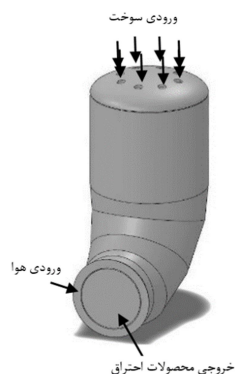
بنابراین نرخ تشکیل NO حرارتی توسط رابطه زیر بدست می آید [۲۰]:

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_{+1}[O][N_2] + k_{+2}[N][O_2] + k_{+3}[N][OH] - k_{-1}[NO][N] - k_{-2}[NO][O] - k_{-3}[NO][H] \quad (6)$$

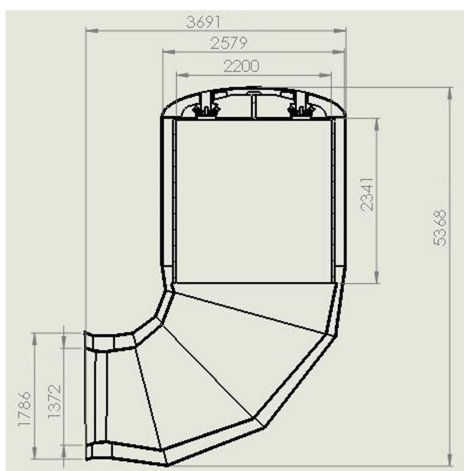
مدل DO نیز برای مدل سازی تابش در نظر گرفته شده است [۲۰]. شرط مرزی ورودی هوا و سوخت، دبی معلوم و شرط مرزی خروجی محصولات احتراق فشار معلوم می باشد. همچنین شرط مرزی دیواره خارجی با توجه به عایق کاری بدنه خارجی محفظه احتراق نیروگاه های گازی، عایق در نظر گرفته شده است.

برای بررسی استقلال نتایج از شبکه محاسباتی، پس از سعی و تکرار و بررسی نتایج، تعداد ۴۷۰۰۰ شبکه به عنوان حداقل تعداد شبکه جهت استقلال نتایج مورد تایید قرار گرفت. در شکل ۸، هندسه محفظه احتراق همراه با شبکه محاسباتی نشان داده شده است. برای شبکه بندی هندسه از شبکه مثلثی استفاده شده است.

برای بررسی صحت نتایج عددی، دمای میانگین و کسر جرمی میانگین دی اکسید کربن خروجی محفظه احتراق حاصل از شبیه سازی عددی با نتایج حاصل از برداشت اطلاعات نیروگاه شهید کاوه قائن [۱۵] که شرایط کاری آن مشابه سیکل ساده این مقاله است مقایسه گردید. خطای حل عددی کمتر از ۵ درصد می باشد که نشان از دقت مناسب حل عددی دارد.



شکل ۳- طرحواره محفظه احتراق



$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_m \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{K} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{K} \quad (2)$$

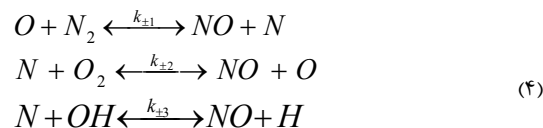
که G_k انرژی آشفتگی تولیدی در اثر تغییرات سرعت متوسط، G_b انرژی آشفتگی تولید شده در اثر نیروی بویانسی، Y_m سهم نوسانات انبساط در آشفتگی تراکم پذیر به نرخ کلی اتلاف آشفتگی را نمایش می دهند. در این معادلات، ضرایب ثابت طبق مرجع [۱۶] $C_{2\epsilon} = 1.68$ و $C_{1\epsilon} = 1.42$ ، $\alpha_k = 0.72$ ، $\alpha_\epsilon = 0.72$ ، $C_\mu = 0.0845$ می باشند.

برای محاسبه نرخ واکنش احتراق که بصورت جمله چشمه در معادله انرژی و بقای کسر جرمی گونه ها ظاهر می شود، از مدل اتلاف گردابه ای مگنسن مطابق معادله زیر استفاده شده است [۱۷]:

$$R.R = A \rho \frac{\epsilon}{K} \min(Y_f, \frac{Y_{O_2}}{S}) \quad (3)$$

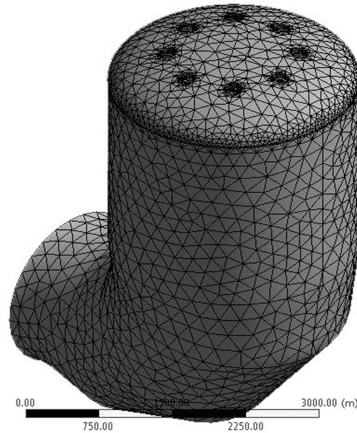
که در رابطه فوق R.R نرخ واکنش، A یک ثابت تجربی و برابر ۴ می باشد، Y کسر جرمی سوخت و اکسیژن، S مقدار اکسیژن لازم برای احتراق یک کیلوگرم سوخت در حالت استوکیومتری است.

برای مدل سازی اکسیدهای نیتروژن، نیز تنها NO حرارتی در نظر گرفته می شود که توسط مکانیزم زلدویچ [۱۸] توسعه یافته است و واکنشهای مرتبط با آن بصورت زیر می باشد:

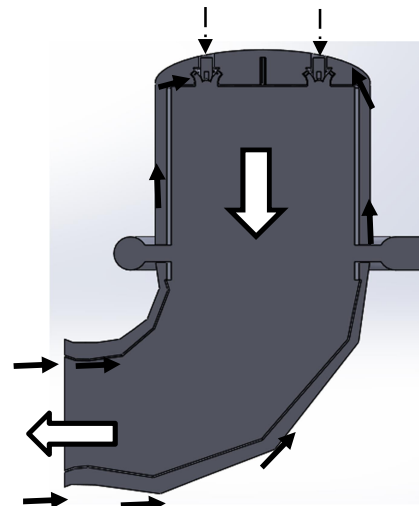


K_{\pm} ($m^3 \cdot mol^{-1} \cdot s^{-1}$) ثابت های واکنش رفت و برگشت است که به صورت زیر بیان می گردد [۱۹]:

$$\begin{aligned} K_1 &= 1.8 \times 10^8 \exp\left(-\frac{38370}{T}\right) \\ K_{-1} &= 3.8 \times 10^7 \exp\left(-\frac{425}{T}\right) \\ K_2 &= 1.8 \times 10^4 T \exp\left(-\frac{4680}{T}\right) \\ K_{-2} &= 3.81 \times 10^3 T \exp\left(-\frac{20820}{T}\right) \\ K_3 &= 7.1 \times 10^7 \exp\left(-\frac{450}{T}\right) \\ K_{-3} &= 1.7 \times 10^8 \exp\left(-\frac{24560}{T}\right) \end{aligned} \quad (5)$$



شکل ۸- طرحواره شبکه محاسباتی



شکل ۵- مسیر جریان هوا، سوخت و محصولات احتراق

۴- آنالیز ترمودینامیکی

با استفاده از شبیه‌سازی عددی، دمای میانگین خروجی از محفظه احتراق (T_3) تعیین می‌شود. برای تعیین کار خروجی توربین و محاسبه راندمان حرارتی نیروگاه، با استفاده از رابطه ایزنتروپیک زیر و معلوم بودن دمای (T_3)، می‌توان دمای خروجی از توربین (T_4) را نیز تعیین کرد:

$$T_4 = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (7)$$

که در رابطه (۷)، مقدار ثابت K ، برای سیکل ساده و سیکل ۱، ۱/۴ و برای سیکل ۲، از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$K = m_a K_a + m_w K_w = 0.83 \times 1.4 + 0.17 \times 1.3 = 1.383 \quad (8)$$

که در رابطه (۸)، K_a ثابت هوا، K_w ثابت بخار آب، m_a نسبت جرمی هوا به جرم کل هوا و بخار و m_w نسبت جرمی بخار آب به جرم کل هوا و بخار می‌باشد.

با توجه به مشخص شدن مقادیر دمای ورودی و خروجی توربین، کار خروجی توربین را برای سیکل ساده و سیکل ۱ از رابطه (۹) و برای سیکل ۲ از رابطه (۱۰)، می‌توان تعیین کرد:

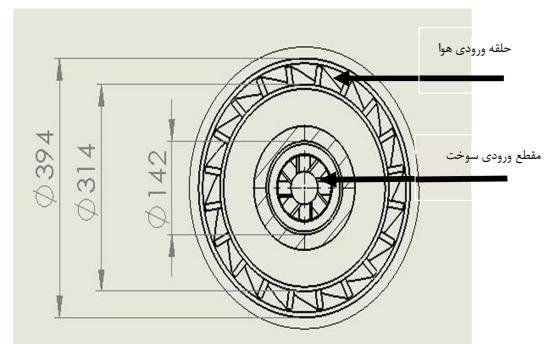
$$\dot{W}_T = \dot{m}_a (h_3 - h_4) \quad (9)$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}_a (h_3 - h_4)_s + \dot{m}_s (h_3 - h_4)_s \quad (10)$$

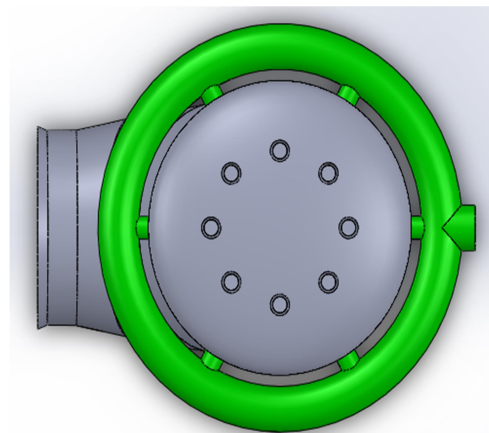
با محاسبه کار خروجی توربین، راندمان حرارتی نیروگاه از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\eta = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{m}_f h_f} \quad (11)$$

در این رابطه \dot{W}_C ، کار ورودی کمپرسور می‌باشد.

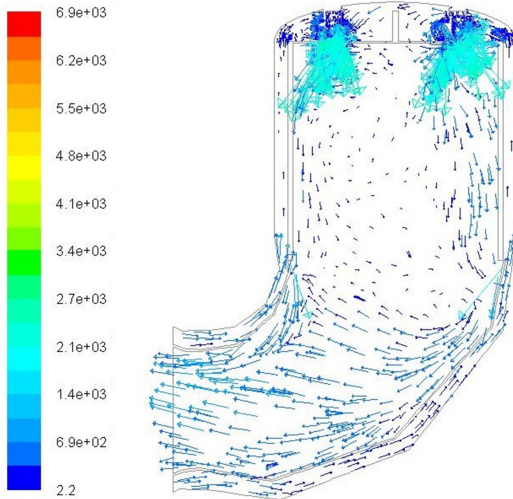


شکل ۶- طرحواره هندسه و ابعاد مشعل

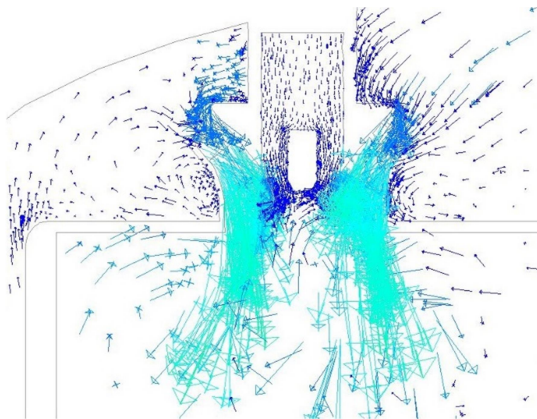


شکل ۷- شش ورودی بخار آب به محفظه احتراق

Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)



شکل ۹- بردارهای سرعت در مقطع میانی محفظه احتراق



شکل ۱۰- بزرگنمایی بردارهای سرعت در اطراف مشعل

در شکل ۱۳، توزیع دما در مقطع میانی محفظه احتراق نشان داده شده است. همان طور که در شکل مشاهده می شود، در ناحیه نزدیک مشعل، هوا با سوخت ترکیب شده و احتراق ایجاد می شود. دمای ماکزیمم در خروجی مشعل و در مرکز شعله تا بیش از ۲۰۰۰ کلوین افزایش می یابد. تقابل انتقال حرارت تشعشی شعله و دیواره محفظه احتراق، سبب کاهش دمای میانگین شعله تا ۱۴۵۰ کلوین می گردد. هوای ورودی از شکاف نیز با محصولات احتراق ترکیب می شود و در نهایت دمای میانگین خروجی از محفظه احتراق به ۱۳۱۹ کلوین کاهش می یابد.

۵- بحث و نتایج

۵-۱- نتایج شبیه سازی عددی محفظه احتراق برای سیکل ساده

در این بخش، نتایج شبیه سازی عددی بردارهای سرعت، توزیع دما و کسر جرمی آلاینده ها در محفظه احتراق برای سیکل ساده نیروگاه گازی بررسی شده است. در شکل ۹، بردارهای سرعت در مقطع میانی محفظه احتراق نشان داده شده است. مشاهده می شود جریان هوا از ناحیه زانویی خارجی وارد محفظه احتراق می شود و پس از عبور از ناحیه زانویی، بخشی از جریان هوا با عبور از شکاف سرعت یافته و وارد زانویی داخلی می شود. بخش زیادی از جریان هوا به سمت ناحیه فوقانی محفظه حرکت نموده و در ناحیه ورودی مشعل، سرعت آن به شدت افزایش یافته و با سوخت ترکیب می شود و پس از آن، محصولات احتراق به تدریج به سمت قمست پایینی زانویی داخلی حرکت نموده و از محفظه احتراق به سمت توربین خارج می شود.

در شکل ۱۰، بزرگنمایی بردارهای سرعت در اطراف مشعل نشان داده شده است. مشاهده می شود جریان هوا از اطراف به مشعل نزدیک می شود و در ورودی مشعل به دلیل کاهش سطح مقطع، سرعت آن به شدت افزایش می یابد. سپس به دلیل زاویه پره های مشعل، جریان هوا دچار چرخش شده و پس از ترکیب شدن با سوخت وارد محفظه داخلی می شود. همچنین مشاهده می شود جریان سوخت از قسمت مرکزی مشعل بصورت عمودی وارد مشعل می گردد. ملاحظه می شود مقادیر سرعت جریان سوخت در مقایسه با مقادیر سرعت جریان هوا بسیار کمتر می باشد.

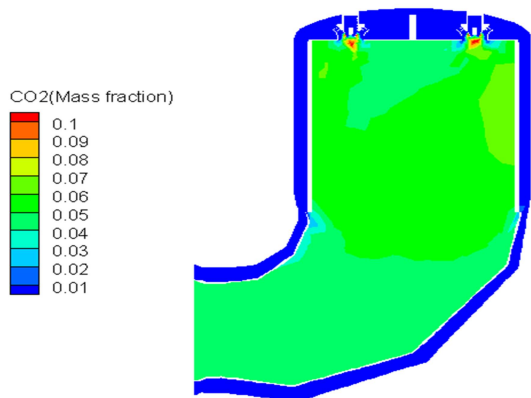
در شکل ۱۱ توزیع کسر جرمی متان در مقطع میانی محفظه احتراق نشان داده شده است. در قسمت ورودی سوخت به مشعل، به علت ورود متان خالص از این قسمت، کسر جرمی آن یک است. در خروجی مشعل، میزان کسر جرمی سوخت به دلیل ترکیب شدن با هوا و ایجاد احتراق به شدت کاهش یافته و تقریباً تمام سوخت مصرف شده است و در نتیجه در بخش زیادی از محفظه احتراق، کسر جرمی سوخت بسیار ناچیز است.

شکل ۱۲، توزیع کسر جرمی اکسیژن را در مقطع میانی محفظه احتراق نشان می دهد. از قسمت ورودی تا مشعل اکسیژن مصرف نشده است و برابر با مقدار اولیه است. کسر جرمی اکسیژن در هوا برابر ۰/۲۳ است و تقریباً مابقی را نیتروژن تشکیل می دهد. با عبور هوا از مشعل و ترکیب شدن با سوخت و ایجاد احتراق، مقداری از اکسیژن مصرف شده و کسر جرمی آن کاهش می یابد. در ناحیه شکاف، با عبور محصولات احتراق، به علت ورود مقداری هوای محترق نشده، مقداری کسر جرمی اکسیژن افزایش می یابد و در خروجی، کسر جرمی میانگین اکسیژن، تقریباً بر اساس شکل ۱۲، ۰/۱۸ می باشد. وجود این میزان هوای اضافه، به منظور کنترل و کاهش دمای ورودی به توربین می باشد.

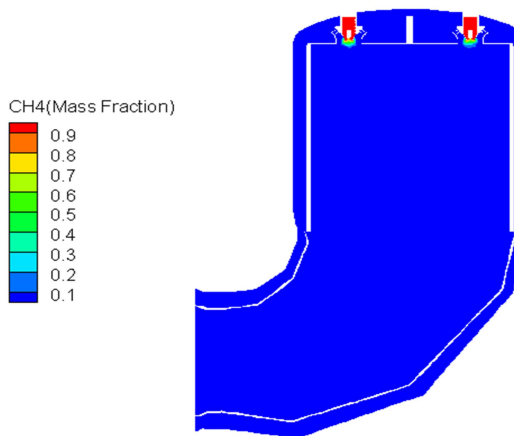
ورودی تا مشعل‌ها، به دلیل عدم احتراق، کسر جرمی دی‌اکسیدکربن، صفر است. در خروجی مشعل و در مرکز شعله، به دلیل اختلاط مناسب سوخت و هوا و ایجاد احتراق کامل، کسر جرمی دی‌اکسیدکربن به ماکزیمم مقدار می‌رسد. به تدریج، به دلیل ورود هوای محترق نشده از سمت شکاف و ترکیب آن با محصولات، محصولات رقیق تر شده و کسر جرمی دی‌اکسیدکربن کاهش می‌یابد.

مونواکسیدکربن گازی است که در صورت احتراق ناقص کربن تولید می‌شود. شکل ۱۵، توزیع کسر جرمی مونواکسیدکربن را در مقطع میانی محفظه احتراق نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود در نواحی نزدیک مشعل، ابتدا به دلیل افزایش ناگهانی دما و شکست شدن مولکول سوخت و ترکیب شدن اتم کربن با اکسیژن، مونواکسیدکربن ایجاد می‌شود که به تدریج و به دلیل افزایش نرخ اختلاط سوخت و هوا و همچنین ورود هوای اضافه از شکاف، مونواکسیدکربن به دی‌اکسید کربن تبدیل شده و در نتیجه، کسر جرمی مونواکسیدکربن به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد و در خروجی مقدار بسیار ناچیزی است.

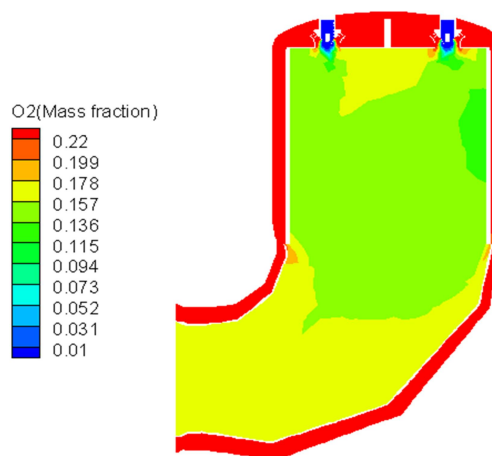
در شکل ۱۶، توزیع کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن در مقطع میانی محفظه احتراق مشاهده می‌شود. در ناحیه نزدیک به مشعل‌ها، به دلیل بالا بودن دما، اکسیدهای نیتروژن تولید می‌شود. رفته رفته به تدریج با ورود هوای اضافه از شکاف که موجب کاهش دما و رقیق شدن محصولات احتراق می‌شود، کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن کاهش می‌یابد. مقدار میانگین کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن در خروجی، برابر $10^{-7} \times 1/19$ می‌باشد. از مقایسه نتایج این بخش می‌توان نتیجه گرفت، شکاف محفظه احتراق تاثیر قابل توجهی در توزیع دما و کسر جرمی گونه‌ها دارد.



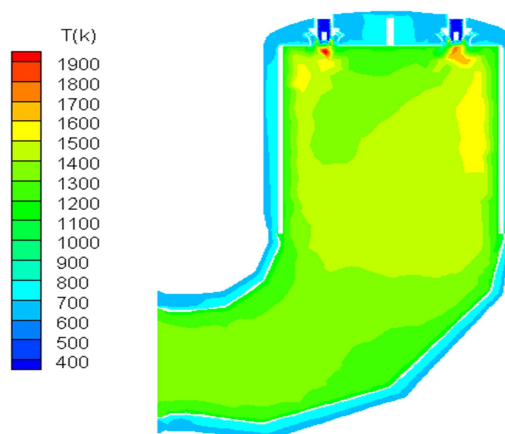
شکل ۱۴- توزیع کسر جرمی دی‌اکسیدکربن در مقطع میانی محفظه احتراق



شکل ۱۱- توزیع کسر جرمی متان در مقطع میانی محفظه احتراق



شکل ۱۲- توزیع کسر جرمی اکسیژن در مقطع میانی محفظه احتراق

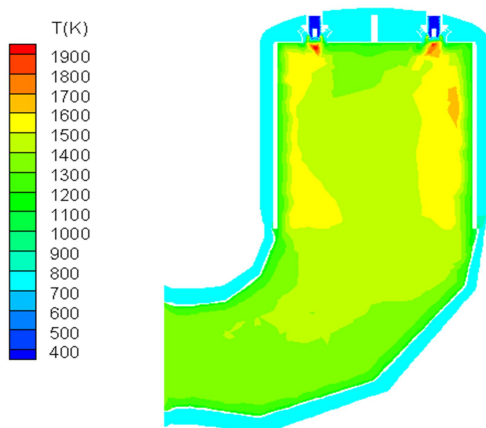


شکل ۱۳- توزیع دما در مقطع میانی محفظه احتراق

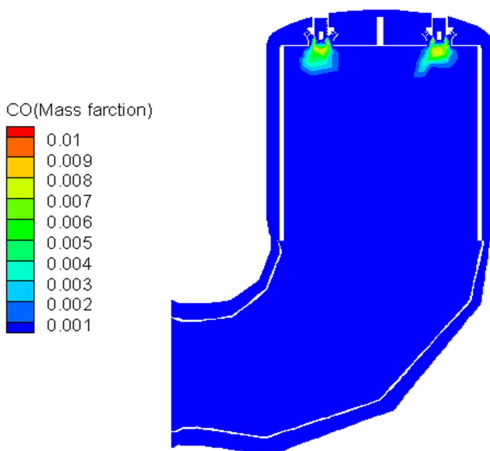
در شکل ۱۴، توزیع کسر جرمی دی‌اکسیدکربن در مقطع میانی محفظه احتراق نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود از

دمای محصولات احتراق تا بیش از ۲۰۰۰ کلوین افزایش می‌یابد و تا قبل از ناحیه تزریق بخار، توزیع دما یکنواخت می‌شود. با ورود بخار آب به محفظه از ناحیه ابتدایی زانویی و ترکیب شدن آن با محصولات احتراق، دما به شدت کاهش یافته و در خروجی، دمای میانگین به ۱۲۸۸ کلوین می‌رسد.

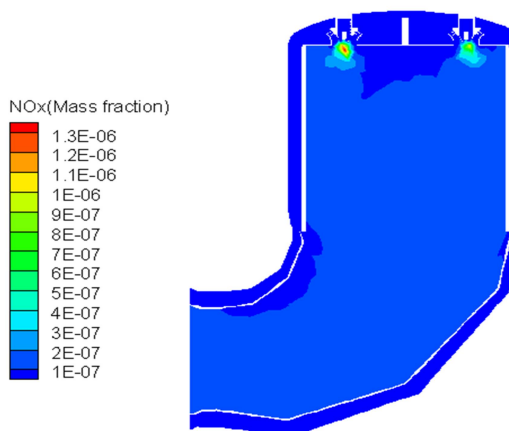
در جدول ۲، توان و راندمان حرارتی نیروگاه برای سیکل‌های مختلف مقایسه شده است. در این جدول، کار کمپرسور، توربین، پمپ، کار خالص سیکل، راندمان حرارتی و میانگین درصد جرمی اکسیدهای نیتروژن در خروجی محفظه احتراق برای سیکل‌های مختلف درج شده است. مشاهده می‌شود، در سیکل ۱، استفاده از بازیاب حرارتی به میزان ۴/۴۵ درصد سبب افزایش راندمان سیکل ۱، شده است. زیرا مطابق جدول ۲، وجود بازیاب حرارتی به دلیل افزایش دمای ورودی به توربین و افزایش حجم مخصوص جریان سبب افزایش قابل توجه کار توربین به میزان ۸۱۸۶ کیلو وات شده است درحالی‌که تاثیری بر کار کمپرسور نداشته است. همچنین در جدول ۲، با بررسی توزیع کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن و تعیین مقدار میانگین آن در خروجی، از مقایسه سیکل ۱ و سیکل ساده مشاهده می‌شود وجود بازیاب حرارتی سبب افزایش تولید اکسیدهای نیتروژن به میزان ۲/۴ برابر سیکل ساده شده است که ناشی از افزایش قابل توجه دمای ماکزیمم شعله می‌باشد. علاوه برآن، از مقایسه سیکل ساده و سیکل ۲ نیز می‌توان نتیجه گرفت که در سیکل ۲ با وجود جریان بخار آب در توربین، بدلیل کاهش دبی هوا، کار تولیدی توربین تا حدودی و کار مصرفی کمپرسور به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش یافته است که با توجه به ناچیز بودن کار مصرفی پمپ در سیکل ۲، در مجموع، کار خالص به میزان ۱۲۷۴۵ کیلو وات و راندمان ۶/۹ درصد افزایش می‌یابد. همچنین در مورد درصد جرمی اکسیدهای نیتروژن نیز برای سیکل ۲ مشاهده می‌شود انتشار این آلاینده نسبت به سیکل ساده ۸/۵ برابر شده است. زیرا کاهش حجم هوای ورودی و افزایش نسبت هم ارزی در این روش، سبب افزایش دمای بیشینه شعله و در نتیجه سبب افزایش انتشار درصد جرمی اکسیدهای نیتروژن شده است.



شکل ۱۷: توزیع دما در مقطع میانی محفظه احتراق برای سیکل ۱



شکل ۱۵- توزیع کسر جرمی مونواکسید کربن در مقطع میانی محفظه احتراق



شکل ۱۶- توزیع کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن در مقطع میانی محفظه احتراق

۵-۲- بررسی اثر استفاده از بازیاب حرارتی و تزریق بخار آب

در این بخش، نتایج تاثیر استفاده از بازیاب حرارتی و تزریق بخار آب بررسی می‌گردد. در شکل ۱۷، توزیع دما در مقطع میانی محفظه احتراق برای سیکل ۱ با حضور بازیاب حرارتی نشان داده شده است. با مقایسه این شکل با شکل ۱۳، مشاهده می‌شود با استفاده از بازیاب حرارتی و در نتیجه پیش‌گرمایش هوای ورودی، دمای شعله در ناحیه اطراف مشعل افزایش می‌یابد و طول ناحیه شعله گسترش می‌یابد. زیرا با پیش‌گرمایش هوای ورودی، سوخت و هوا در دمای بالاتری ترکیب شده، احتراق بصورت کامل‌تری صورت می‌گیرد و انرژی بیشتری آزاد می‌شود. همچنین دمای میانگین خروجی در این حالت تا ۱۳۸۳ کلوین افزایش می‌یابد.

شکل ۱۸، توزیع دمای محفظه احتراق را در مقطع میانی آن با وجود تزریق بخار آب نشان می‌دهد. با مقایسه این شکل با شکل ۱۳، مشاهده می‌شود پس از ترکیب شدن سوخت و هوا در ناحیه اطراف مشعل، به دلیل کاهش حجم هوای اضافه و افزایش نسبت هم‌ارزی،

۷-مراجع

[1] Chui E., Runstedtler A., Majeski A., Leach I. and Macfadyen N., Modeling of a Natural Gas-Fired Utility Boiler, in Proceedings of Combustion Canada Conference, Vancouver, Canada, 2003 .

[۲] زکی م و رجیبی زرگرآبادی، تحلیل عددی اثر هوادهی در تولید اکسید نیتروژن در محفظه احتراق مدل توربین گاز، مجله مکانیک مدرس، د. ۱۴، ش. ۱۰، ص ۱۰۱-۱۰۸، ۱۳۹۳.

[۳] صابونچی، و خردمنند، س، شبیه‌سازی عددی محفظه احتراق توربین گاز، مجله استقلال، د. ۲۲، ش. ۲، ص ۱۳، ۱۳۸۲.

[۴] نادران طحان، م و بحرینیان، س، تاثیر تغییر نسبت فشار بر مشخصه‌های عملکرد یک توربین جریان شعاعی دوقلو با استفاده از مدل‌سازی هندسی و شبیه‌سازی جریان، مجله مکانیک مدرس، د. ۱۳، ش. ۱۴، ص ۲۲۰-۲۳۲، ۱۳۹۲.

[۵] غفاری، ع، بهرامی، س، ساداتی، ح و ترن، م، بررسی عملکرد گذرای سیکل ترکیبی و توربین گازی با تزریق بخار در زمان افت فرکانس، مجله مکانیک مدرس، د. ۱۴، ش. ۸، ص ۸-۱۶، ۱۳۹۳.

[6] Heppenstall T., Gas Turbine Cycles for Power Generation: A critical review, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 18, pp. 837-846, 1998 .

[7] Wang F. J. and Chiou J. S., Performance Improvement for a Simple Cycle Gas Turbine GENSET-A Retrofitting Example, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, pp. 1105-1115, 2002 .

[8] Nishida K., Takagi ,T. and Kinoshita S., Regenerative Steam-injection Gas-turbine Systems, *Applied Energy*, Vol. 81, pp. 231-246, 2005 .

[9] Kim K. H. and Perez-Blanco H., Potential of regenerative gas-turbine systems with high fogging compression, *Applied Energy*, Vol. 84, No. ۱, pp. 16-28, 2007 .

[10] Lee J. J., Jeon M. S. and Kim T. S., The influence of water and steam injection on the performance of a recuperated cycle microturbine for combined heat and power application, *Applied Energy*, Vol. 87, pp. 1307-1316, 2010 .

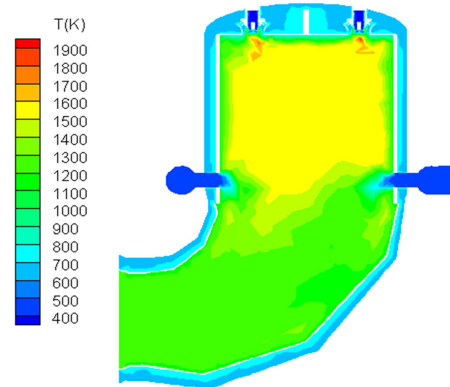
[11] Selwynraj A. I., Iniyar S., Polonsky G., Suganthi L. and Kribus A., Exergy analysis and annual exergetic performance evaluation of solar hybrid STIG (steam injected gas turbine) cycle for Indian conditions, *Energy*, Vol. 80, No. 1, pp. 1-14, 2014 .

[12] Paeppe W. D., Delattin F., Bram S. and Ruyck J. D., Steam injection experiments in a microturbine – A thermodynamic performance analysis, *Applied Energy*, Vol. 97, pp. 569-576, 2012 .

[13] Paeppe W. D., Delattin F., Bram S. and Ruyck J. D., Water injection in a micro gas turbine – Assessment of the performance using a black box method, *Applied Energy*, Vol. 112, pp. 1291-1302, 2013 .

[14] Paeppe W. D., F. Contino Delattin F., Bram S. and Ruyck J. D., Optimal waste heat recovery in micro gas turbine cycles through liquid water injection, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 70, No. 1, pp. 846-856, 2014 .

[15] Performance test of Kave combined cycle PP (GT V94.2) Pope B.S., *Turbulence Flows*, United states of America , Cambridge University Press, New York:, 2007 .



شکل ۱۸- توزیع دما با وجود تزریق بخار آب در مقطع میانی محفظه احتراق

جدول ۲- توان و راندمان حرارتی نیروگاه برای سیکل‌های مختلف

سیکل ۲	سیکل ۱	سیکل ساده	
۵.۳۶۶	۷۱۹۷۱	۷۱۹۷۱	کار کمپرسور (KW)
۲۲۱۵	-	-	کار پمپ (KW)
۱۳۵۶۸۲	۱۵۲۷۰۵	۱۴۴۵۱۹	کار توربین (KW)
۸۵۲۹۳	۸۰۷۳۴	۷۲۵۴۸	کار خالص (KW)
۴۶/۸	۴۴/۳۵	۳۹/۹	راندمان حرارتی (%)
۱/۰۲	۰/۲۸۶	۰/۱۱۹	اکسید نیتروژن (ppm)

۶-نتیجه گیری

در این مقاله، اثر استفاده از بازیاب حرارتی و تزریق بخار آب بر راندمان حرارتی و انتشار اکسیدهای نیتروژن (Nox) در دو سیکل مستقل نیروگاه گازی مورد بررسی قرار گرفت. برای این منظور، محفظه احتراق یک نیروگاه گازی، که از مدل توربین گازی V94.2 است، بوسیله نرم افزار ۱۶ Ansys Fluent مورد بررسی عددی قرار گرفت و توان خالص و راندمان حرارتی نیروگاه بصورت ترمودینامیکی محاسبه شد. همچنین جهت بررسی کامل شبیه‌سازی عددی، توزیع دما و کسر جرمی محصولات احتراق در محفظه احتراق برای سیکل ساده نیروگاه گازی مورد تحلیل قرار گرفت. نتایج حاصل از این بررسی‌ها عبارتند از:

- وجود شکاف ورود هوا در قبل از ناحیه زانویی شکل محفظه احتراق، تاثیر قابل ملاحظه‌ای در توزیع دما و کسر جرمی گونه‌ها در خروجی محفظه احتراق داشت.
- استفاده از بازیاب حرارتی سبب افزایش راندمان حرارتی به میزان ۴/۴۵ درصد و افزایش انتشار اکسیدهای نیتروژن به میزان ۲/۴ برابر سیکل ساده گردید
- تزریق بخار آب به محفظه احتراق، سبب شد که راندمان حرارتی به میزان ۶/۹ درصد و انتشار اکسیدهای نیتروژن تا ۸/۵ برابر افزایش پیدا کند. با این وجود، روش تزریق بخار آب به دلیل اینکه احتمال وجود رطوبت در طبقات انتهایی توربین و در نتیجه خوردگی تیغه‌های توربین را افزایش می‌دهد و مصرف آب نیروگاه را نیز افزایش می‌دهد، در کشورهای کم آب مانند ایران از استقبال کمتری برخوردار بوده است.

- [16] Magnussen B.F. and Hjertager B.H., On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion, In *16th Symp. on Combustion*. The Combustion Institute, 1976.
- [17] Warnatz J., Mass U. and Dibble R. W., *Combustion*, Springer, 2006 .
- [18] Hanson R. K. and Salimian, S., Survey of Rate Constants in H/N/O Systems, *Combustion Chemistry*, pp. 361, 1984 .
- [19] *Ansys, Inc., Ansys Fluent 16 User's Guide*, 2013.

مقاله دسته بندی شده است. سبک های توربین گاز همراه ...