

الحمد لله



موسسه آموزش عالی انرژی

پایان نامه جهت دریافت درجه کارشناسی ارشد

آنالیز انرژی اگزرتیک سیستم تولید همزمان پیل سوختی  
و توربین گاز (SOFC-GT)

استاد راهنما

جناب آقای دکتر احمد قریب

استاد مشاور

جناب آقای دکتر رضا علائی

دانشجو

رضا نعمتی

سال ۱۳۹۴

به نام خدا

حمد و سپاس پروردگار مهربان را که توفیق موفقیت در این مرحله از زندگی را به بنده ارزانی داشت.

بر خود وظیفه می دانم از تمامی اساتید و معلمان که در طی تحصیل کاهی در شان بهره مند گردیده و پله های ترقی را با کمک ایشان

سیم مسکرو قدردانی نمایم. از راهنمای ارجمندم جناب آقای دکتر رضا علانی راهنمایی ها و حمایت های ارزشمند عزیز گرامی در طول مراسم

انجام پایان نامه، روشنگر راه و موجب دلگرمی اینجانب بود بحال مسکرو قدردانی رد درم.

برای همه این عزیزان سلامتی شادکامی و سرلندی را از درگاه خداوند متعال آرزوم.

رضا نعمتی

دی

تقدیر بہ

مادر مہربانہ

نام خانوادگی: نعمتی		نام: رضا	
عنوان پایان نامه:			
آنالیز انرژی اگزرتیک سیستم تولید همزمان پیل سوختی و توربین گاز (SOFC-GT)			
استاد راهنما: دکتر احمد قریب		استاد مشاور: دکتر رضا علائی	
مقطع تحصیلی: کارشناسی ارشد		رشته: مهندسی مکانیک	
دانشکده: مؤسسه آموزش عالی انرژی		گرایش: تبدیل انرژی	
گروه: مهندسی مکانیک			
کلید واژه‌ها: تحلیل انرژی، تحلیل اگزرتیک، توربین گاز با بازیاب، پیل سوختی اکسید جامد			
چکیده			
<p>امروزه تلاش‌های زیادی برای گسترش سیستم‌های تولید ترکیبی با در نظر گرفتن هزینه، امنیت و مسایل زیست محیطی انجام می‌شود. یکی از کاربرد های مهم چرخه توربین گاز به علت بالا بودن دماهای موجود چرخه استفاده از آن ها به برای چرخه های ترکیبی می باشد، به این منظور از پیل سوختی اکسید جامد که بسیار مناسب برای ورودی بویلر به علت دما بالا بودن هوا می توان از آن استفاده کرد.</p> <p>در حالتی که فقط از چرخه توربین گاز استفاده کنیم بازده قانون اول ۴۲/۰۲٪ و بازده قانون دوم ۵۰/۲۸٪ و تخریب اگزرتیک کل چرخه ۳۸۹۶۰ کیلو وات می باشد، در این حالت بیشترین تخریب اگزرتیک مربوط به محفظه احتراق می باشد.</p> <p>در حالتی دوم از چرخه توربین گاز با پیل سوختی استفاده کردیم، در این حالت بازده قانون اول ۴۶٪ و بازده قانون دوم ۵۶/۸۴٪ و تخریب اگزرتیک کل چرخه ۸۱۰۷۴۰ کیلو وات می باشد، در این حالت بیشترین تخریب اگزرتیک مربوط به محفظه احتراق می باشد، سپس در این پایان نامه به بررسی تاثیر مختلف پارامترها از جمله دمای کمپرسور، نسبت فشار کمپرسور، دمای سوخت متان و ... پرداختیم.</p> <p>نتایج از بهبود حالت چرخه در حالت دارای پیل سوختی را دارا می باشد.</p>			

<b>First Name:</b> Reza		<b>Last Name:</b> Nemati
<b>Thesis Title: Energetic-exergetic analysis of fuel cell and gas turbine cogeneration system (SOFC-GT)</b>		
<b>Supervisor:</b> Dr.Ahmad Gharib		<b>Advisor:</b> Dr. Reza Alaei
<b>Degree:</b> Master of Science	<b>Major:</b> Mechanical Engineeri	<b>Field:</b> Energy Conversion
<b>University:</b> Saveh	<b>Faculty:</b> Mechanical	
<b>Key words:</b> Energy Analysis, Exergy Destruction, gaz turbine with recuperator, sofc		
<p><b>Abstract</b></p> <p>Today, many efforts have been doing to expand co-generation systems with regard to cost, safety and environmental issues. One of the important functions of turbine cycle due to the high temperatures of the cycle is use of them for the combined cycle. For this purpose, the solid oxide fuel cell that is very suitable for the boiler inlet due to high temperature of air can be used.</p> <p>In the case where only the cycle gas turbine is use, the first law efficiency, the second law efficiency and total cycle of exergy destruction was 42.02%, 50.28% and 38960 kW, respectively. The Exergy most destruction is related to the combustion chamber.</p> <p>In the second case, we used the gas turbine with fuel cell cycle. In this case, the first law efficiency, the second law efficiency and total cycle of exergy destruction was %, 56.84 % and 810740 kW, respectively. The Exergy most destruction is related to the combustion chamber. In this thesis, the effect of various parameters such as compressor temperature, compressor pressure ratio, methane fuel temperature and so are examined. The results showed improvement in cycle mode in the case of fuel cell.</p>		

## فصل اول: مقدمه و بیان مساله

۱-۱ مقدمه	۲
۱-۱-۱ وضعیت مصرف انرژی جهان	۲
۲-۱-۱ مسایل زیست محیطی	۴
۲-۱ بیان مسئله	۷

## فصل دوم: پیشینه پژوهش

۱-۲ پیشینه پژوهش چرخه‌های توربین گاز	۱۰
۲-۲ پیشینه پژوهش چرخه‌های پیل سوختی	۱۱
۳-۲ پیشینه پژوهش چرخه‌های پیل سوختی و توربین گازی	۱۲

## فصل سوم - معرفی و بررسی چرخه هیبرید توربین گازی و پیل سوختی اکسید جامد

۱-۳ پیشگفتار	۱۶
۲-۳ معرفی سیکل توربین گازی	۱۶
۱-۲-۳ انواع توربین گاز	۱۷
۱-۱-۲-۳ توربین‌های گاز صنعتی برای تولید توان الکتریکی	۱۷
۲-۱-۲-۳ توربین‌های گاز برای تولید انرژی مکانیکی	۱۸
۳-۱-۲-۳ موتورهای جت	۱۸
۴-۱-۲-۳ توربوشفت‌ها	۱۹
۵-۱-۲-۳ توربوپراپ‌ها	۱۹
۲-۲-۳ نقش توربین گاز در صنعت برق	۱۹

۳-۲-۳	مزایا و معایب توربین گاز	۲۱
۱-۳-۲-۳	مزایا	۲۱
۲-۳-۲-۳	معایب	۲۱
۴-۲-۳	چرخه استاندارد ژول	۲۲
۳-۳	معرفی پیل سوختی اکسید جامد (SOFC)	۲۵
۱-۳-۳	تعریف پیل سوختی	۲۵
۲-۳-۳	انواع پیل سوختی	۲۶
۳-۳-۳	پیل سوختی اکسید جامد	۲۷
۴-۳	معرفی سیستم هیبرید توربین گازی و پیل سوختی اکسید جامد	۲۹

#### فصل چهارم: تحلیل‌های ترمودینامیکی

۱-۴	تحقیقات عمده امروزی در زمینه ترمودینامیک	۳۳
۱-۱-۴	تحلیل اگزرژی	۳۴
۲-۱-۴	تحلیل ترمواکونومیکی	۳۵
۳-۱-۴	ترمودینامیک بازگشت ناپذیر	۳۵
۴-۱-۴	طراحی ترمودینامیکی	۳۵
۵-۱-۴	مدلسازی ترمودینامیکی	۳۶
۲-۴	تحلیل انرژی سیکل‌ها	۳۷
۳-۴	مفهوم اگزرژی	۳۷
۱-۳-۴	مولفه‌های اگزرژی	۴۰
۲-۳-۴	قضیه گوی-استودلا	۴۱
۴-۴	تحلیل اگزرژی سیکل‌ها	۴۱

## فصل پنجم: مدل سازی و تحلیل چرخه توربین گاز و پیل سوختی

۴۵	۱-۵ مدل سازی چرخه توربین گاز.....
۴۵	۲-۵ توصیف کلی سیکل توربین گاز.....
۴۶	۳-۵ مدل سازی ترمودینامیکی سیکل .....
۴۶	۱-۳-۵ مدل سازی چرخه توربین گاز.....
۴۹	۴-۵ تحلیل پیل سوختی اکسید جامد .....
۵۱	۵-۵ تحلیل اگزرژی معمولی سیکل .....
۵۱	۱-۵-۵ مدل سازی سیکل توربین گاز.....

## فصل ششم: نتیجه گیری و بحث

۵۶	۱-۶ نتایج حاصل از تحلیل انرژی چرخه توربین گاز.....
۵۸	۲-۶ نتایج حاصل از تحلیل اگزژی چرخه توربین گاز .....
۵۸	۳-۶ نتایج حاصل از تحلیل انرژی چرخه ترکیبی.....
۶۰	۴-۶ نتایج حاصل از تحلیل اگزژی چرخه ترکیبی .....
۶۱	۵-۶ تحلیل پارامتریک .....
۷۱	۶-۶ پیشنهادات .....
۷۲	۷-۶ منابع .....

## فهرست شکل ها

عنوان	صفحه
شکل ۱-۱: نمودار سهم هر یک از منابع انرژی در تأمین انرژی اولیه در سراسر جهان .....	۳
شکل ۲-۱: نمودار سهم هر یک از منابع انرژی در تأمین انرژی الکتریکی در سراسر جهان .....	۴
شکل ۳-۱: نمودار تغییرات دمای متوسط زمین نسبت به متوسط دما بین سالهای ۱۹۰۰-۱۸۶۱ میلادی .....	۵
شکل ۱-۳: نیروگاه توربین گاز با چرخه باز (نمودار شمایی) .....	۲۳
شکل ۲-۳: نمودار T-S چرخه هوایی استاندارد ژول .....	۲۳
شکل ۳-۳: نحوه عملکرد پیل سوختی اکسید جامد .....	۲۸
شکل ۴-۳: چرخه هیبرید توربین گازی و پیل سوختی اکسید جامد .....	۳۰
شکل ۱-۴: طرح ساده یک نیروگاه بخار (A) تحلیل بر اساس انرژی (B) تحلیل بر اساس انرژی .....	۳۸
شکل ۱-۵: چرخه ترکیبی توربین گاز .....	۴۶
شکل ۲-۵: شماتیک جریان ورودی و خروجی پیل سوختی اکسید جامد .....	۵۰
شکل ۱-۶: تاثیر دمای ورودی کمپرسور روی کار کمپرسور .....	۶۱
شکل ۲-۶: تاثیر بازده کمپرسور روی کار کمپرسور .....	۶۲
شکل ۳-۶: تاثیر دمای ورودی کمپرسور روی تخریب انرژی کمپرسور .....	۶۳
شکل ۴-۶: تاثیر نسبت فشار کمپرسور روی تخریب انرژی کمپرسور .....	۶۳
شکل ۵-۶: تاثیر دمای ورودی کمپرسور روی بازده انرژی کل .....	۶۴
شکل ۶-۶: تاثیر بازده کمپرسور روی بازده انرژی کل .....	۶۵
شکل ۷-۶: تاثیر دمای ورودی محفظه احتراق روی تخریب انرژی محفظه احتراق .....	۶۶
شکل ۸-۶: تاثیر دمای ورودی محفظه احتراق روی تخریب انرژی کل .....	۶۶
شکل ۹-۶: تاثیر دمای آب ورودی HRSG روی تخریب انرژی HRSG .....	۶۷
شکل ۱۰-۶: تاثیر دمای ورودی HRSG روی تخریب انرژی کل .....	۶۸

شکل ۶-۱۱ : تاثیر مساحت روی انرژی تولیدی SOFC..... ۶۹

شکل ۶-۱۲ : تاثیر دمای ورودی پیل روی انرژی تولیدی SOFC..... ۶۹

شکل ۶-۱۳ : تاثیر دمای خروجی از SOFC روی بازده انرژی کل چرخه ترکیبی ..... ۷۰

## فهرست جداول

عنوان	صفحه
جدول ۱-۱: میزان ذخایر انرژی های فسیلی و مقدار مصرف آنها .....	۲
جدول ۱-۵: ورودی های مورد استفاده جهت شبیه سازی . .....	۴۸
جدول ۱-۶: تحلیل انرژی چرخه توربین گاز.....	۵۶
جدول ۲-۶: نتایج و تحلیل انرژی چرخه توربین گاز بدست آمده در منبع .....	۵۷
جدول ۳-۶: تحلیل انرژی چرخه توربین گاز .....	۵۸
جدول ۴-۶: تحلیل انرژی چرخه ترکیبی توربین گاز و SOFC.....	۵۹
جدول ۵-۶: تحلیل انرژی چرخه توربین گاز و SOFC.....	۶۰

## فهرست علائم:

$c_p$	گرمای ویژه فشار ثابت
$g$	ثابت گرانش
$\dot{I}$	نرخ برگشت ناپذیری
$V$	سرعت
$Z$	ارتفاع
$\dagger$	نرخ تولید آنتروپی
$y_I$	بازده قانون اول چرخه
$y_{II}$	بازده قانون دوم چرخه
<b>زیر نویس‌ها</b>	
AC	کمپرسور
0	شرایط محیط
CC	محفظه احتراق
$D$	نابودی
E	اگرژی
$F$	سوخت
$H$	هیبرید یا مرکب
$I$	ایده‌آل
$is$	آیزنتروپیک
$Ic$	خنک کن میانی
$L$	اتلاف
ORC	چرخه رانکین آلی
$P$	محصول
$Pc$	پیش خنک کن
$PR$	نسبت فشار

$R$	واقعی
SOFC	وپیل سوختی اکسید جامد
$T$	توربین
$U_F$	ضریب بهره پیل
$V_{act}$	ولتاژ فعال سازی
$V_C$	ولتاژ پیل سوختی
$V_{ohm}$	ولتاژ اهمیک
$W$	کار

فصل

مقدمه و بیان مسئله

## ۱. فصل اول: مقدمه و بیان مساله

### ۱-۱ مقدمه

بدون شک انرژی نقش بسزایی در پیشرفت و توسعه کشورها ایفا می‌کند. متخصصان چگونگی استفاده از منابع انرژی در دسترس را مهم‌ترین و عمده‌ترین عامل توسعه اقتصادی و صنعتی پس از نیروی انسانی بشمار می‌آورند. بطور کلی منابع تأمین کننده انرژی به سه گروه انرژی‌های فسیلی (نفت، گاز، زغال سنگ و...)، انرژی هسته‌ای و انرژی‌های تجدید پذیر (منابع گرمایی دما پائین، انرژی باد، زیست توده<sup>۱</sup> و...) تقسیم بندی می‌شوند. امروزه افزایش روزافزون نقش انرژی الکتریکی در توسعه اقتصادی و پیشرفت جوامع بشری امری انکارناپذیر بوده و پژوهش‌های جدید نشان داده است که بین سطح توسعه یک کشور و میزان مصرف برق در آن، رابطه مستقیمی وجود دارد به طوریکه افزایش هرکدام لازمه افزایش دیگری است. در این میان، طبق اعلام آژانس بین‌المللی انرژی، بخش عمده‌ای از برق تولیدی در جهان از منابع سوخت‌های فسیلی تأمین می‌شود.

#### ۱-۱-۱ وضعیت مصرف انرژی جهان

برآوردها نشان می‌دهد با توجه به نرخ بالای مصرف سوخت‌های فسیلی در ۲۰۰ سال گذشته و محدود بودن منابع این سوخت‌ها، نفت و گاز به عنوان عمده‌ترین تأمین کننده انرژی مدتی محدود می‌توانند جوابگوی نیازهای انرژی باشند. میزان ذخایر قطعی انرژی فسیلی و مقدار مصرف آنها در جدول ۱-۱ ارائه شده است.

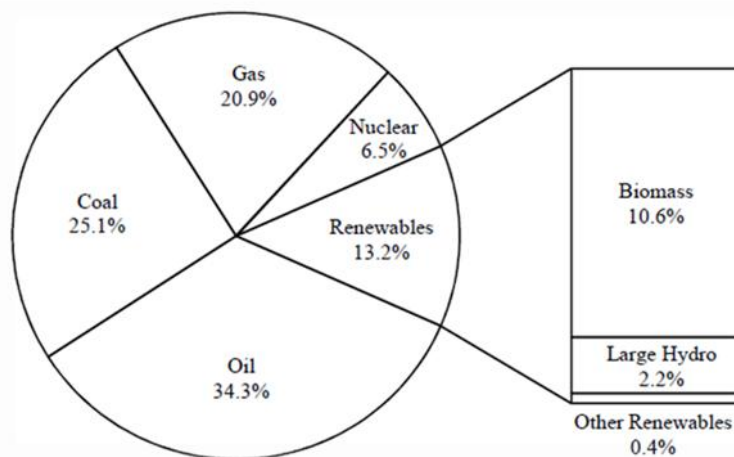
جدول ۱-۱: میزان ذخایر انرژی های فسیلی و مقدار مصرف آنها [۱]

منبع انرژی	ذخایر قطعی (انتهای سال ۲۰۱۱)	مقدار مصرف (در سال ۲۰۱۱)
نفت	۱۶۵۲/۶ هزار میلیون بشکه	۸۸۰۳۴ هزار بشکه در روز
گاز طبیعی	۲۰۸/۴ هزار میلیارد مترمکعب	۳۲۲۲/۹ میلیارد متر مکعب
زغال سنگ	۸۶۰۹۳۸ میلیون تن	۵۶۹۲/۰ میلیون تن

1 Biomass

با محاسبه‌ای ساده از روی مقادیر ارائه شده در جدول فوق و با چشم‌پوشی از کشف منابع جدید و نیز افزایش مصرف، ملاحظه می‌شود منابع نفت، گاز طبیعی و زغال‌سنگ به ترتیب پس از ۵۱، ۶۵ و ۱۵۱ سال رو به اتمام خواهند بود [۲].

مصرف سالانه انرژی اولیه<sup>۱</sup> در جهان در حال حاضر در حدود  $500 \text{ EJ}^2$  است. این مقدار انرژی  $16 \text{ TW}$  توان است. سهم هر یک از منابع انرژی اولیه در شکل ۱-۱ آمده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، ۳۴/۳٪ این انرژی توسط نفت، ۲۵/۱٪ توسط زغال، ۲۰/۹٪ توسط گاز طبیعی، ۱۳/۲٪ توسط انرژی‌های تجدید پذیر و ۶/۵٪ توسط انرژی هسته ای تأمین می‌شود. از ۱۳/۲٪ انرژی‌های تجدید پذیر، ۱۰/۶٪ توسط زیست توده، ۲/۲٪ توسط نیروگاه های برق- آبی بزرگ و فقط ۰/۴٪ توسط دیگر انرژی‌های تجدیدپذیر مانند انرژی خورشیدی، انرژی باد، انرژی امواج دریا و ... تأمین می‌شود. انرژی خورشیدی سهمی حدود ۰/۴٪ دارد [۲].



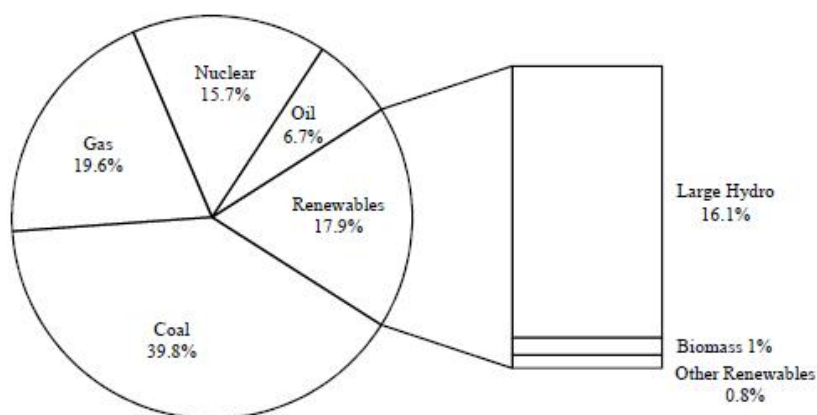
شکل ۱-۱: نمودار سهم هر یک از منابع انرژی در تأمین انرژی اولیه در سراسر جهان [۲]

مصرف سالانه‌ی الکتریسیته در جهان حدود  $18000 \text{ TWh}$  ( $64/8 \text{ EJ}$ ) است که معادل  $2 \text{ TW}$  توان است. همان‌طور که در شکل ۲-۱ نشان داده شده است، این میزان الکتریسیته از منابع متنوعی تولید می‌شود که

<sup>۱</sup> انرژی اولیه : انرژی ای که به دیگر صورت های مفیدتر انرژی مانند الکتریسیته تبدیل نشده باشد.

<sup>۲</sup>  $\text{EJ} = \text{Exa Joule} = 10^{18} \text{ J}$

سهم هر یک به این صورت است : زغال ۳۹/۸٪، گاز طبیعی ۱۹/۶٪، انرژی‌های تجدیدپذیر ۱۷/۹٪، انرژی هسته ای ۱۵/۷٪ و نفت ۶/۷٪. از منابع تجدیدپذیر که ۱۷/۹٪ از کل تولید الکتریسیته را شامل می‌شوند، ۱۶/۱٪ مربوط به نیروگاه های برق- آبی بزرگ، ۱٪ مربوط به زیست توده و ۰/۸٪ مربوط به سایر انرژی‌های تجدیدپذیر است. مشکلات مربوط به اتمام انرژی های تجدید پذیر، گران بودن، مشکلات زیست محیطی و عدم وجود در تمام نقاط جهان، رغبت استفاده از انرژی هسته ای را بالاتر می برد[۲].

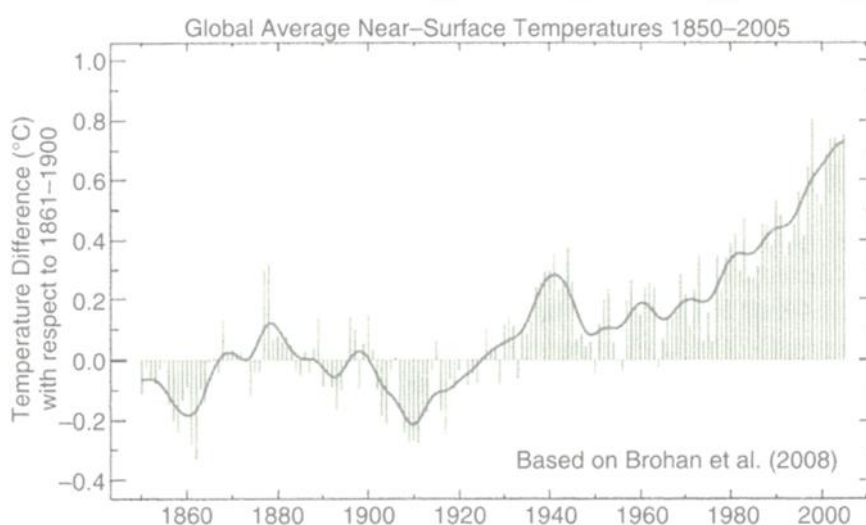


شکل ۱-۲: نمودار سهم هر یک از منابع انرژی در تأمین انرژی الکتریکی در سراسر جهان [۲]

## ۲-۱-۱ مسایل زیست محیطی

همه‌ی سوخت‌های فسیلی، وقتی می‌سوزند، دی اکسید کربن تولید می‌کنند. آزاد شدن مقادیر زیاد این گاز در جو با ایجاد اثر گلخانه ای موجب گرم شدن زمین می‌شود. دی اکسیدکربن، که عمده‌ترین ایجادکننده اثرگلخانه‌ای است که در این پدیده دی اکسید کربن تشعشع مادون قرمز از سطح زمین را جذب می‌کند و باعث می‌شود حرارت در نزدیکی سطح زمین باقی بماند و اثرات گلخانه‌ای بوجود آید که آن نیز به نوبه خود تغییرات آب و هوایی را به دنبال دارد. در سال ۲۰۱۰ به میزان ۳۰۳۲۶ میلیون تن انتشار یافته است که نسبت به سال ۲۰۰۹ مقدار ۴/۵۶٪ افزایش نشان می‌دهد[۴]. تحقیقات نشان می‌دهند که میزان دی اکسید کربن موجود در جو در طی چند هزار سال گذشته و تا آغاز انقلاب صنعتی در اوایل قرن نوزده میلادی

دارای مقدار تقریباً ثابت  $280 \text{ ppm}^1$  بوده است. میزان دی اکسید کربن جو در ابتدا به دلیل سوزاندن زغال به آهستگی افزایش یافت، اما پس از جنگ جهانی دوم با توجه به مصرف گسترده تر سوخت‌های فسیلی، میزان دی اکسید کربن جو شتاب گرفته است. این عدد در حال حاضر  $380 \text{ ppm}$  بوده و به سرعت در حال افزایش است. در نتیجه‌ی این تغییرات، زمین از حدود سال ۱۹۰۰ تا کنون به میزان  $0.7^\circ\text{C}$  گرم‌تر شده است که دمای زمین را به بیشترین مقدار در طی ۱۲۰۰۰ سال اخیر رسانده است. شکل ۱-۳ این موضوع را به وضوح نشان می‌دهد.



شکل ۱-۳: نمودار تغییرات دمای متوسط زمین نسبت به متوسط دما بین سالهای ۱۸۶۱-۱۹۰۰ میلادی [۲]

اکثر مدل‌های هواشناسی نشان می‌دهند که دو برابر شدن گازهای گلخانه‌ای نسبت به دوره‌ی قبل از انقلاب صنعتی، موجب افزایش دمای متوسط زمین به میزان  $2-5^\circ\text{C}$  خواهد شد و این اتفاق میان سال‌های ۲۰۳۰ تا ۲۰۶۰ رخ خواهد داد. اگر اقدامی صورت نگیرد، غلظت دی اکسید کربن تا سال ۲۱۰۰ به بیش از سه برابر مقدار قبل از انقلاب صنعتی خواهد رسید که منجر به افزایش دما به میزان  $10-3^\circ\text{C}$  خواهد شد. دی اکسید کربن، تنها آلاینده‌ی ناشی از سوزاندن سوخت‌های فسیلی نیست. علاوه بر آن، احتراق در نیروگاه‌ها بخصوص نیروگاه‌های زغال سنگی باعث انتشار اکسیدهای نیتروژن ( $\text{NO}_x$ ) و اکسیدهای گوگرد ( $\text{SO}_x$ )

<sup>1</sup>particle per million

می‌شود که وارد ابرها شده و بصورت باران اسیدی بر زمین می‌بارد و آثار زیان باری بر سلامتی تمام موجودات زنده دارد. بنابراین رو به اتمام بودن منابع سوخت‌های فسیلی و تخریب محیط زیست توسط آلاینده‌های ناشی از به کارگیری این منابع، گزینه استفاده و بهره برداری از منابع انرژی‌های جایگزین مانند انرژی هسته ای و انرژی تجدیدپذیر را امری ضروری و اجتناب ناپذیر کرده است.

همانطوریکه بیان شد امروزه تبعات مداخله انسان در محیط زیست بیش از هر زمانی متجلی شده است. مفهوم توسعه با رعایت حفاظت از محیط طبیعی و زیست محیطی مترادف است و در شاخص های اقتصادی حساب های ملی، همچون تولید ناخالص داخلی، ملحوظ نمودن منابع طبیعی و زیست محیطی نیز مطرح است. انرژی، یک نیاز اساسی برای استمرار توسعه اقتصادی، تدارک و تأمین رفاه و آسایش زندگی بشری است. با توجه به گسترش مصرف انرژی و گرایش جهانی به تولید انرژی به صورت غیرمتمرکز در محل مصرف، ابزارهای مختلف تولید پراکنده و ساخت نمونه های تجاری- صنعتی آنها جایگاه ویژه ای یافته است. در واقع منابع تولید پراکنده، منابع تولید توان الکتریکی هستند که مستقیماً به شبکه توزیع یا به مصرف کننده متصل اند. ابزارهای بسیار متنوعی مبتنی بر انرژی های فسیلی و تجدیدپذیر و ابزارهای ذخیره سازی انرژی برای تولید پراکنده وجود دارند، که در این میان می توان به موتورهای احتراقی، میکروتوربینها، پیل های سوختی، دیزل ژنراتورها، توربینهای بادی، سلولهای خورشیدی و ... اشاره نمود. بر همین اساس با کاهش روز افزون منابع سوخت های فسیلی و نیاز بشر به تامین انرژی مورد نیاز خویش، سیستم های تامین انرژی بر اساس تولیدات پراکنده گامی بلند در راستای رسیدن به این هدف با حداقل هزینه ممکن جهت سرمایه گذاری و بهره برداری از این منابع محسوب می شود. یکی از این منابع تولید انرژی پیل های سوختی می باشند. پیل های سوختی بخاطر داشتن مزایایی مانند راندمان بالا، عدم انتشار گازهای آلاینده و ساختار انعطاف پذیر بیشتر مورد توجه قرار گرفته اند. پیل سوختی نوعی پیل الکتروشیمیایی است که انرژی شیمیایی حاصل از واکنش را مستقیماً به انرژی الکتریکی تبدیل می کند. سازه و بدنه اصلی پیل سوختی از الکترولیت، الکتروود آند و الکتروود کاتد تشکیل شده است. پیل سوختی یک دستگاه تبدیل انرژی است که به لحاظ نظری تا زمانی که ماده اکسید کننده و سوخت در الکتروودهای آن تأمین شود قابلیت تولید انرژی الکتریکی را دارد.

البته در عمل استهلاک، خوردگی و بد عمل کردن اجزای تشکیل دهنده، طول عمر پیل سوختی را کاهش می‌دهد. در یک پیل سوختی، سوخت به طور پیوسته به الکتروود آند و اکسیژن به الکتروود کاتد تزریق می‌شود و واکنش‌های الکتروشیمیایی در الکتروودها انجام شده و با ایجاد پتانسیل الکتریکی جریان الکتریکی برقرار می‌گردد. گاز اکسید کننده نظیر هوا یا اکسیژن خالص در الکتروود کاتد که با صفحه الکترولیت در تماس است جریان پیدا می‌کند و با اکسیداسیون الکتروشیمیایی سوخت که معمولاً هیدروژن است و با احیاء اکسید کننده انرژی شیمیایی گازهای واکنش‌گر به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود. پیل‌های سوختی براساس نوع الکترولیت استفاده شده در آنها به پنج نوع اصلی طبقه بندی می‌شوند: پیل سوختی الکترولیت پلیمر یا غشاء مبادله کننده پروتون، پیل سوختی قلیایی، پیل سوختی اسید فسفریک، پیل سوختی کربنات مذاب و پیل سوختی اکسید جامد، که در این تحقیق بر روی پیل سوختی اکسید جامد (SOFC) کار صورت می‌گیرد.

## ۲-۱ بیان مسئله

اگرچه پیل سوختی به تازگی به عنوان یکی از راهکارهای تولید انرژی الکتریکی مطرح شده است ولی تاریخچه آن به قرن نوزدهم و کار دانشمند انگلیسی سرویلیام گرو برمی‌گردد. او اولین پیل سوختی را در سال ۱۸۳۹ با سرمشق گرفتن از واکنش الکترولیز آب، طی واکنش معکوس و در حضور کاتالیست پلاتین ساخت. تلاش‌های متعددی در اوایل قرن بیستم در جهت توسعه پیل سوختی انجام شد که به دلیل عدم درک علمی مسئله هیچ یک موفقیت‌آمیز نبود. اما امروزه با توجه به روند رو به رشد مصرف انرژی در جهان و آثار آن بر محیط زیست، استفاده از روشها و سیستمهای تولید توان که علاوه بر بازدهی بالا آلودگی کمتری نیز داشته باشند، در اولویت قرار گرفته اند. پیل های سوختی دما بالا از قبیل پیل های سوختی اکسید جامد به دلیل بازدهی بالا در تبدیل انرژی شیمیایی سوختهای فسیلی به انرژی الکتریکی و انتشار ناچیز آلاینده ها، یکی از این موارد می باشند. قابلیت پیل های سوختی دما بالا در ترکیب با سیکل های تولید توان سبب شده است که سیستم هیبریدی حاصل به عنوان پیشنهادی برای سیستمهای حرارتی جدید مد نظر باشد. سیستمهای هیبریدی، سیستمهای تولید توانی هستند که در آنها یک موتور گرمایی مانند توربین گاز با یک موتور غیر

گرمایی مانند پیل سوختی به صورت مستقیم و غیرمستقیم ترکیب می شود. با توجه به بازدهی بالای این نوع از سیستمهای هیبریدی نسبت به توربین گاز یا پیل سوختی تنها و همچنین نظر به کاهش میزان آلاینده‌گی، سیستم های مذکور تأثیر بسزایی در نحوه تولید توان و انرژی را در آینده نزدیک ایفا خواهند نمود. نتایج تحقیقات نشان می دهد که بازده سیستم های هیبریدی بسیار بیشتر از بازده میکروتوربین گاز و یا پیل سوختی تنها بوده و با استفاده از این نوع سیستم ها می توان به بازده بالاتر از ۶۵ درصد دست یافت. هدف از انجام این تحقیق بررسی عملکرد ترمودینامیکی و انرژی سیستم ترکیبی توربین گاز مجهز به پیل سوختی اکسید جامد به منظور نقش پیل سوختی در سیکل های هیبریدی و تامین بخش بیشتری از توان تولیدی در آنها می باشد.

پایان نامه حاضر در ۶ فصل تدوین شده است. بخش اول شامل دو فصل مقدمه و پیشینه پژوهش است. در فصل اول توضیح مختصری در مورد دلایل انجام این پروژه و اهمیت آن گفته می شود.

در فصل دوم پیشینه پژوهش و مطالعات گذشته بیان می شود. در فصل سوم به معرفی و بررسی چرخه هیبرید توربین گازی و پیل سوختی اکسید جامد می پردازیم. در فصل چهارم تحلیل های ترمودینامیکی و انرژی به عنوان یک بحث جدید در علم ترمودینامیک می پردازیم.

در فصل پنجم مدل سازی و تحلیل چرخه توربین گاز و پیل سوختی و روابط موجود خواهیم پرداخت. در فصل ششم شامل نتیجه گیری و بحث است در این فصل نتایج بصورت جداول که از تحلیل های انجام گرفته در فصل پنجم بدست آمده اند ارائه می شوند.

فصل

مستشرقین  
تاریخ

## ۲ فصل دوم: پیشینه پژوهش

همانطور که اشاره شد، در این پایان نامه هدف تحلیل و بررسی عملکرد ترمودینامیکی و انرژی سیستم ترکیبی توربین-گاز مجهز به پیل سوختی اکسید جامد به منظور نقش پیل سوختی در سیکل های هیبریدی و تامین بخش بیشتری از توان تولیدی در آنها می باشد.

### ۱-۲ پیشینه پژوهش چرخه های توربین گاز

از حدود ۷۰ سال قبل توربین های گازی جهت تولید برق مورد استفاده قرار می گرفته اند، اما در بیست سال اخیر تولید این نوع توربین ها بیست برابر افزایش یافته است. اولین طرح توربین گازی مشابه توربین های گازی امروزی در سال ۱۷۹۱ به وسیله «جان پایر» پایه گذاری شد که پس از مطالعات زیادی بالاخره در اوایل قرن بیستم اولین توربین گازی که از یک توربین چند طبقه عکس العملی و یک کمپرسور محوری چند طبقه تشکیل شده بود، تولید گردید [۵].

اولین دستگاه توربین گازی در سال ۱۹۳۳ در یک کارخانه فولاد ریزی در کشور آلمان مورد بهره برداری قرار گرفت و آخرین توربین گازی با قدرت ۲۱۲/۲ مگاوات در فرانسه نصب و مورد بهره برداری می گردد.

در صنعت برق ایران اولین توربین گازی در سال ۱۳۴۳ در نیروگاه شهر فیروزه (طرشت) مورد استفاده قرار گرفته است که شامل دو دستگاه بوده و هر کدام ۱۲/۵ مگاوات قدرت داشته است. در حال حاضر کوچکترین توربین گازی موجود در ایران توربین گاز سیار «کاتلبرگ» با قدرت اسمی یک مگاوات و بزرگترین آن توربین گازی ۴۹-۷ شرکت زیمنس با قدرت ۱۵۰ مگاوات می باشد [۵].

توربین های گازی در صنایع نفت و گاز به طور متداول برای به کار انداختن پمپ ها و کمپرسورها، در فرایندهای صنعتی برای بکار انداختن کمپرسورها و تجهیزات مکانیکی بزرگ دیگر و در بسیاری از تأسیسات صنعتی و غیرصنعتی برای تولید برق به منظور استفاده در سایت مورد استفاده قرار می گیرند. در مواقعی که توربین گاز برای تولید برق بکار می رود، معمولاً حرارت نیز از آن گرفته می شود. به این ترتیب که گازهای خروجی از توربین برای تولید حرارت مورد استفاده قرار می گیرند.

مینی‌توربین‌های گازی برای استفاده در سیستم CHP پخش ساختمان بسیار مناسبند زیرا دمای بالای دود خروجی از آنها که حدود ۶۰ تا ۷۰ درصد انرژی سوخت ورودی را تشکیل می‌دهد، قابلیت تولید بخار فرایند با فشار و دمای بالایی در حد ۹۰۰-۱۲۰۰ psig درجه فارنهایت را دارد و همچنین می‌توان از آن صنعتی برای گرمایش یا سرمایش محیط استفاده کرد.

## ۲-۲ پیشینه پژوهش چرخه‌های پیل سوختی

اگرچه پیل سوختی به تازگی به عنوان یکی از راهکارهای تولید انرژی الکتریکی مطرح شده است ولی تاریخچه آن به قرن نوزدهم و کار دانشمند انگلیسی سرویلیام گرو برمی‌گردد. او اولین پیل سوختی را در سال ۱۸۳۹ با سرمشق گرفتن از واکنش الکترولیز آب، طی واکنش معکوس و در حضور کاتالیست پلاتین ساخت. تلاش‌های متعددی در اوایل قرن بیستم در جهت توسعه پیل سوختی انجام شد که به دلیل عدم درک علمی مسئله هیچ یک موفقیت‌آمیز نبود. علاقه به استفاده از پیل سوختی با کشف سوخت‌های فسیلی ارزان و رواج موتورهای بخار کمرنگ گردید. در طول دهه ۸۰ تلاش محققین بر تهیه مواد مورد نیاز، انتخاب سوخت مناسب و کاهش هزینه استوار بود. دپارتمان انرژی آمریکا بیان می‌کند که انتشار کربن جهانی تا سال ۲۰۱۵ به بالای ۵۴ می‌رسد که این امر سبب گرم شدن ۱۹۹۰ می‌شود و جمعیت جهان هم زمین به اندازه ۱/۷ تا ۴/۹ درجه سلسیوس در طول سال‌های ۲۰۱۰-۱۹۹۰ می‌شود و همچنین جمعیت جهان هم تا سال ۲۰۵۰ به حدود ۱۲ میلیون نفر می‌رسد. تقاضای جهانی انرژی افزایش می‌یابد و همچنین تقاضای انرژی اولیه ۱/۵ تا ۳ برابر شده است بنابراین برای کاهش آلودگی محیط زیست، کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی و افزایش منابع انرژیهای دوست‌دار محیط‌زیست تکنولوژیهای مختلفی ایجاد شده‌اند.

افزایش روزافزون مصرف سوخت‌های فسیلی و آلودگی ناشی از مصرف آنها در سال‌های اخیر، توجه همگان را به سمت فناوریهای تبدیل انرژی با بازده بالا و آلودگی کم جلب کرده است. یکی از فناوریهای تبدیل انرژی با بازده بالا، پیل‌های سوختی اکسیدجامد هستند که انرژی شیمیایی سوخت را به طور مستقیم به انرژی الکتریکی تبدیل می‌نمایند.

دمای عملکردی این نوع پیل های سوختی بین ۶۰۰ تا ۱۱۰۰ درجه سانتیگراد می باشد [۶]. دمای عملکردی بالای پیل های سوختی اکسید جامد، استفاده مستقیم از انواع سوخت های موجود مانند گاز طبیعی را امکان پذیر نموده است [۷]. در سالهای اخیر تحقیقات بسیاری در مورد زیر ساختار پیل سوختی اکسید جامد جهت افزایش بازده آن انجام پذیرفته است. همچنین به دلیل داشتن دمای بالا می توان از آنها در سیستم های تولید همزمان برق و حرارت استفاده نمود [۱۳]. بازده بالا و آلودگی محیط زیستی کم، دمای عملکردی بالا، توان تولیدی زیاد و نداشتن سر و صدای زیاد و قطعه متحرک از جمله ویژگی های پیل های سوختی اکسید جامد هستند که استفاده از آنها را قابل رقابت با فناوریهای مشابه نظیر موتورهای احتراق داخلی نموده است [۱۳]. در حال حاضر، گروه های تحقیقاتی بسیاری در جهان به صورت تجربی برای افزایش کارایی و کاهش هزینه پیل سوختی اکسید جامد کار می کنند. برای مثال، گروه تحقیقاتی کریستین میشلسن یک استک ۳ کیلوواتی پیل سوختی اکسید جامد را در کشور نروژ راه اندازی نموده است. پیشرفت در زمینه ساخت این پیل های سوختی به گونه ای است که شرکت های بزرگی نظیر گوگل و المارت مشتری پیل های سوختی ساخته شده شرکت بلوم می باشند.

## ۲-۳ پیشینه پژوهش چرخه های پیل سوختی و توربین گازی

همانطوریکه بیان شد یکی از کارآمدترین و پاکیزه ترین تکنولوژیهای در دسترس برای تولید برق از هیدروژن و سایر سوخت های تجدیدپذیر پیل های سوختی اکسید جامد هستند، همچنین از گرمای تولیدی از این نیروگاه ها می توان جهت گرمایش و تولید بخار آب استفاده نمود. این نیروگاه ها در مصارف کوچک بازدهی الکتریکی بالایی دارند و همچنین در ترکیب با نیروگاه های گاز طبیعی بازدهی الکتریکی آنها به ۷۰-۸۰ می رسد. در این میان پیل های سوختی اکسید جامد به علت دمای عملکردی بالا برای سیستم های تولید قدرت مناسب تر می باشند و نتایج تحقیقات نشان می دهد که سیکل هیبرید پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز می تواند به راندمان ۷۰ و بالاتر از آن (بسته به قدرت توربین و نوع سیکل) دست یابد.

سیستم تولید همزمان برق و گرما که مبدل اصلی انرژی آن پیل سوختی اکسید جامد باشد، یکی از بهترین سیستم های تولید انرژی در میان انواع سیستم های ترکیبی است [۱۳]. در سالهای اخیر، تحقیقات بسیاری در

مورد ترکیب پیل‌های سوختی با توربین‌های گاز انجام گرفته است [۶].

بهزادی و روشندل (۱۳۹۱) با اعمال مدیریت حرارتی و بازیابی حرارت پیل سوختی اکسید جامد به وسیله میکروتوربین گازی، ۱۷/۸ بازده کلی سیستم را افزایش دادند. [۷]

چان و همکاران (۲۰۰۳) یک سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز با بازده الکتریکی ۶۰ ارائه دادند. به این ترتیب، بازده سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز در مقایسه با سیستم‌های تبدیل انرژی رایج مانند محفظه احتراق سوخت و توربین گاز یا سیکل ترکیبی حدود ۲۰ بیشتر می‌باشد [۴].

سابا و همکاران بخشی از گاز خروجی از کاتد پیل سوختی را دوباره در توربین گاز مورد استفاده قرار دادند. استفاده مجدد از گاز خروجی کاتد، کار مورد نیاز کمپرسور هوا و همچنین سوخت ورودی را کاهش داده، بازده الکتریکی سیستم را تا ۶۵ افزایش می‌دهد [۸]. در تحقیقات بسیاری سیستم تولید همزمان برق و گرما بر اساس پیل سوختی اکسید جامد بررسی شده است.

هانزو و همکاران یک سیستم تولید همزمان برق و گرما بر اساس پیل سوختی اکسید جامد برای یک منطقه مسکونی ارائه دادند [۹]. این سیستم پیشنهادی ۱ kW انرژی الکتریکی و ۵۲/۰ kW بازده تولید ۵۲ بازده الکتریکی و ۵۲/۱ انرژی گرمایی تولید می‌نماید و دارای انرژی گرمایی تولید می‌نماید و دارای ۵۲/۱ بازده الکتریکی و ۷۹/۲ بازده تولید همزمان (بازده کل) می‌باشد. نایمستر و اسلیتی با ارائه سیستم تولید همزمان برق و گرما بر اساس پیل سوختی اکسید جامد برای ساختمان اداری نشان دادند که استفاده از این سیستم، ۱۴/۵ مصرف انرژی سالانه و ۶۲ تولید دی اکسید کربن را در مقایسه با سیستم‌های تهویه مطبوع رایج، کاهش می‌دهد [۱۲].

قاضی‌زاده و همکاران سیستم تولید همزمان برق، گرما و برودت بر اساس پیل سوختی اکسید جامد برای یک ساختمان نمونه در تهران طراحی کردند [۱۰]. نتایج کار آنها نشان می‌دهد که استفاده از پیل سوختی در شرایط کنونی اقتصادی نیست ولی در آینده و یا با در نظر گرفتن هزینه‌های اجتماعی آلاینده‌ها، اقتصادی

خواهد شد. با توجه به اینکه دولت قصد دارد با اعطای تسهیلاتی نظیر خرید برق تضمینی با قیمت مناسب از نیروگاه های تجدیدپذیر خصوصی حمایت کند، اجرای چنین طرح هایی از نظر اقتصادی و عملی در ایران نیز امکان پذیر می باشد [۱۰].

اگرچه تحقیقات انجام گرفته نشان می دهد که سیستم های تولید همزمان برق و گرما توانایی کاهش هزینه عملیاتی، آلودگی و مصرف سوخت را دارند، اما کاربرد سیستم های تولید همزمان محدودیت هایی نیز دارد. یکی از مهم ترین مشکلات کاربرد سیستم های تولید همزمان، عدم تطابق میزان برق و گرمای تولید شده با برق و گرمای مورد نیاز است [۱۶]. از آنجا که برق تولیدی مازاد بر تقاضا را می توان به شبکه فروخت، میزان برق تولیدی محدود کننده نمی باشد. اما چنانچه گرمای تولیدی مازاد بر تقاضا باشد، یا سیستم تولید همزمان را می بایست از مدار خارج نمود و یا اینکه گرمای مازاد را بدون استفاده رها کرد. دلالت و همکاران برای حل مشکل گرمای مازاد تولید شده به وسیله سیستم تولید همزمان، توربین گاز تزریق بخار آب را پیشنهاد دادند [۱۷]. آنها از گرمای مازاد بر تقاضا در فصول گرم سال، برای تولید بخار آب استفاده کردند و بخار آب تولید شده را به توربین گاز تزریق نمودند. آنها نشان دادند که با جایگزین کردن  $3/3$  گاز ورودی به توربین گاز با بخار آب  $5/1$  بازده الکتریکی سیستم افزایش می یابد.

با توجه به ساخت استک  $100$  واتی پیل سوختی اکسید جامد به صورت کاملاً بومی [۱۸] و قیمت کمتر گاز طبیعی در ایران، در سال های آینده استفاده از این نوع پیل سوختی به صورت عملی امکان پذیر می باشد.

## فصل ۲

معرفی و بررسی چرخه پیرید توربین گازی

ویسل سوختی اکسید جامد

## ۳ معرفی و بررسی چرخه هیبرید توربین گازی و پیل سوختی اکسید جامد

### ۳-۱ پیشگفتار

در سال‌های اخیر با توسعه روزافزون صنایع، افزایش تقاضا برای انرژی الکتریکی، کاهش منابع سوخت‌های فسیلی و بروز مشکلات حاصل از گازهای گلخانه‌ای، استفاده از سیستم‌های تولید انرژی های تجدید پذیر بصورت تولید پراکنده برای تولید برق بیش از پیش مورد توجه قرار گرفته است که یکی از این منابع کارآمد تولید توان پیل های سوختی می باشند. از طرفی تولید توان با استفاده از این منابع بصورت تکی چندان مقرون به صرفه نبوده و بازده پایینی دارند. همچنین نیروگاه توربین گازی که با سیکل برایتون کار می کند دارای بازده کم می‌باشد. بنابراین نسبت سوخت به توان تولید شده بالا می رود لذا می‌توان با ترکیب سیستم توربین گازی با پیل های سوختی مانند پیل سوختی اکسید جامد بازده انرژی و انرژی بالایی را بدست آورد.

### ۳-۲ معرفی سیکل توربین گازی

توربین دستگاه مکانیکی دواری است که انرژی موجود در حرکت سیال را به کار تبدیل می کند. توربین ها یکی از انواع توربو ماشین ها می باشند که حداقل یک بخش دوار را دارا هستند که به آن روتور می گویند. زمانی که سیال با سرعت مشخص به توربین برخورد می کند پره های آن به حرکت در می آیند. این پره ها در زمان حرکت دارای انرژی مکانیکی هستند. پس می توان با تبدیل این انرژی به انرژی الکتریکی تولید برق کرد. توربین نمونه پیشرفته یک آسیاب آبی یا بادی است. امروزه توربین ها در انواع مختلفی و برای کاربرد های مختلفی ساخته می شوند. مانند : توربین گازی، توربین بخار، توربین بادی و ...

توربین گازی یا توربین احتراقی نوعی موتور احتراق داخلی است که دارای یک کمپرسور دوار بالا دستی است که با یک توربین پایین دستی کوپل می شود و یک محفظه احتراق در بین آنها قرار می گیرد. این سیستم یک ماشین دوار است که بر اساس انرژی گازهای ناشی از احتراق کار می‌کند. کمپرسور برای فشرده کردن هوا، محفظه احتراق برای مخلوط کردن هوا با سوخت و محترق کردن آن و توربین برای تبدیل کردن

انرژی گازهای داغ و فشرده به انرژی مکانیکی است. بخشی از انرژی مکانیکی تولیدشده در توربین، صرف چرخاندن کمپرسور خود توربین شده و باقی انرژی، بسته به کاربرد توربین گاز، ممکن است ژنراتور برق را بچرخاند، به هوا سرعت دهد و یا مستقیماً به همان صورت مصرف شود.

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 نمی گذرد. 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 می تواند تولید کند.

## ۳-۲-۱ انواع توربین گاز

### ۳-۲-۱-۱ توربین‌های گاز صنعتی برای تولید توان الکتریکی

توربین‌های گاز صنعتی برای تولید توان الکتریکی، که توربوژنراتور گاز هم نامیده می‌شوند، توربین‌های گازی هستند که توان تولیدشده به وسیله آنها، مستقیماً و یا پس از تغییر سرعت دوران در جعبه‌دنده، به ژنراتور منتقل شده و در آنجا به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود. این نوع توربین گاز، می‌تواند به صورت سیکل ساده و یا سیکل ترکیبی باشد. در حالت سیکل ساده، گازهای خروجی از اگزوز توربین که می‌توانند تا ۶۰۰ درجه سانتیگراد دما داشته باشند، مستقیماً وارد هوا شده و انرژی باقی‌مانده در آن هدر می‌رود؛ ولی در حالت سیکل ترکیبی، یک یا دو توربین گاز با یک توربین بخار کوپل می‌شوند و گازهای خروجی از توربین گاز در بخشی به نام بویلر بازیاب، آب بازگشتی از کندانسور توربین بخار را که توسط پمپ فشرده شده، به بخار تبدیل می‌کنند. در نتیجه در حالت سیکل ترکیبی، از انرژی موجود در گازهای خروجی از اگزوز توربین گاز

استفاده شده و بویلر توربین بخار بدون نیاز به سوخت، بخار آب تولید می‌کند؛ بنابراین، با استفاده از این روش، راندمان سیکل افزایش می‌یابد. توربوژنراتورها همچنین می‌توانند به صورت تولید همزمان برق و گرما استفاده شوند که در این ترکیب، گاز خروجی از آنها برای تولید آب گرم و یا هوای گرم ساختمان‌ها و کارخانجات استفاده می‌شود.

### ۲-۱-۲-۳ توربین‌های گاز برای تولید انرژی مکانیکی

این نوع از توربین‌های گاز که شامل توربوکمپرسورها و توربوپمپ‌ها می‌شوند، توربین‌های گازی هستند که در آنها انرژی تولید شده توسط توربین، صرف به گردش درآوردن یک کمپرسور (جهت فشرده کردن یک ماده گازی) یا پمپ (جهت بالابردن فشار یک مایع) می‌شود.

### ۳-۱-۲-۳ موتورهای جت

موتورهای جت، نوعی موتور هستند که از شتاب دادن و تخلیه سیال برای ایجاد پیش‌رانش بر پایه قانون سوم نیوتن استفاده می‌کنند. دو نوع از موتورهای جت یعنی توربوجت‌ها و توربوفن‌ها شامل توربین گاز بوده و در واقع یک نوع توربین گاز هستند.

توربوجت‌ها، نوعی توربین گاز هستند که در آنها همه انرژی تولید شده در توربین صرف چرخاندن کمپرسور می‌شود و هوای داغ خروجی از توربین پس از عبور از یک نازل، سرعت گرفته و به صورت یک جت سیال با سرعت زیاد از انتهای آن خارج می‌شود.

توربوفن‌ها، نوع دیگری از موتور جت هستند که در آنها برعکس توربوجت‌ها، همه هوای ورودی به موتور از کمپرسور، محفظه احتراق و توربین عبور نمی‌کند، بلکه بیشتر هوا، پس از عبور از یک یا دو ردیف پره بزرگ که فن نامیده می‌شوند، از مجرای اطراف کمپرسور حرکت کرده و از یک نازل خارج می‌شوند. بخش کمی از هوا از کمپرسور عبور کرده، محترق شده و توربین را می‌چرخاند. انرژی تولیدشده توسط توربین صرف چرخاندن کمپرسور و فن می‌شود؛ بنابراین در این نوع موتور جت، پیش‌رانش هم در اثر جت سیال خروجی و هم در اثر چرخش فن ایجاد می‌شود. بازده حرارتی توربوفن‌ها در سرعت‌های پایین‌تر از سرعت حرکت

صوت که سرعت حرکت هواپیماهای مسافری است، از توربوجت‌ها بیشتر است. بنابراین، پس از اختراع توربوفن، به تدریج در هواپیماهای مسافری از آنها استفاده شد و امروزه موتور بیشتر هواپیماهای مسافری، توربوفن است.

### ۳-۲-۴ توربوشفت‌ها

توربوشفت، موتور بیشتر بالگردهای امروزی است که علاوه بر بالگردها در کشتی‌ها، تانک‌ها، هواناوها و برخی قایق‌ها هم کاربرد دارد. توربین گاز در توربوشفت‌ها مشابه توربوکمپرسورها و توربوپمپ‌ها، برای تولید انرژی مکانیکی مورد استفاده قرار می‌گیرد. با این تفاوت که در توربوشفت، انرژی مکانیکی تولیدشده صرف چرخاندن کمپرسور یا پمپ نمی‌شود. در این موتورها، انرژی خروجی از توربین، پس از کاهش سرعت دوران در جعبه‌دنده، باعث چرخاندن پروانه بالگرد، کشتی و یا هوانا می‌شود.

### ۳-۲-۵ توربوپراپ‌ها

توربوپراپ نوعی موتور هوایی است که معمولاً در هواپیماهای کوچک و کم‌سرعت استفاده می‌شود. این نوع موتور، شبیه به توربوشفت بوده و در آن از گردش محور توربین برای گرداندن ملخ و ایجاد پیش‌رانش استفاده می‌شود. توربوپراپ‌ها در سرعت‌های کم، کارایی بهتری نسبت به توربوفن‌ها و توربوجت‌ها دارند ولی در سرعت‌های بیشتر، راندمان آنها کاهش یافته و نویز آنها افزایش می‌یابد.

### ۳-۲-۲ نقش توربین گاز در صنعت برق

توربین‌های گاز جدا از تولید برق به خاطر خصوصیات ویژه‌ای که دارند می‌تواند در موارد دیگری مثل موتورهای جت در هواپیماها برای تأمین نیروی محرکه هواپیما و نیروی جلوبرندگی به کار رود یا مثلاً جهت به گردش درآوردن یک پمپ قوی به کار رود. اما چون بحث ما پیرامون توربین‌های گازی است که در صنعت برق وجود دارد. لذا مطالب خود را بر اساس همین موضوع پیگیری می‌کنیم.

با توجه به آمار و ارقام مشخص می‌شود که میزان مصرف برق در ساعات مختلف شبانه روز متفاوت است مثلاً در بعضی از ساعات شبانه روز (فاصله ساعت ۱۰:۰۰ تا ۱۲:۰۰ صبح و از تاریک شدن هوا به مدت تقریباً

دو ساعت در شب) مصرف برق خیلی زیاد است و به میزان حداکثر خود می‌رسد (پیک بار) و در بعضی ساعات مثل ساعات بین نیمه شب تا بامداد مصرف برق خیلی پایین است و در بقیه اوقات یک مقدار متعادل را دارد.

همان طور که می‌دانیم یک مقدار از بار مصرف تقریباً در تمام ساعات شبانه روز ثابت است که به آن بار پایه می‌گوییم و یک مقدار بار نیز تنها در ساعات محدودی از شبانه روز اتفاق می‌افتد و مقدار آن بیشتر از بار در بقیه ساعات شبانه روز می‌باشد. این بار را بار حداکثر یا پیک می‌گوییم. نوسانات بین بار پایه و بار پیک را نیز بنام بار متوسط یا میانی می‌گوییم و برای تأمین بار پایه به نوعی نیروگاه احتیاج داریم که مخارج جاری آن پایین باشد [۵]. این نیروگاه‌ها شامل نیروگاه‌های بخار (به خاطر سوخت ارزان - چون سوخت مصرفی آنها معمولاً سوخت های سنگین مثل مازوت است) نیروگاه‌های هسته‌ای و نیروگاه‌های آبی می‌باشد. اما برای تأمین بار پیک به نوعی نیروگاه احتیاج داریم که مخارج نصب پایین و سرعت راه اندازی و باردهی بالا داشته باشد. حتی اگر مخارج جاری آن بالا باشد و در رابطه با تأمین بار پیک توربین های گازی مطرح می‌شوند، زیرا خصوصیات تقاضا شده فوق را دارا می‌باشند. توربین های بخار به خاطر آنکه برای راه اندازی و رسیدن به مرحله باردهی چندین ساعت وقت لازم دارند و استفاده از آنها به صورت رزرو به صرفه نیست در این مورد استفاده نمی‌شوند [۵].

بار میانی نیز توسط ترکیبی از نیروگاه‌های مختلف که اقتصادی تر باشد، تأمین می‌شود. بنابراین یکی از بارزترین موارد استفاده توربین های گاز در صنعت برق، تأمین بار پیک توسط این واحدهاست البته در کشورهایی مثل ایران که مسأله سوخت حتی گاز و گازوئیل مسأله مهمی را ایجاد نمی‌کند از واحدهای گازی برای تأمین بار پایه نیز استفاده می‌شود [۵].

از ویژگی های دیگر واحدهای گازی که با دیزل استارت می‌شود قادرند با استفاده از باتری ها موجود در باتری خانه که همواره شارژ کامل هستند بدون وابستگی به شبکه استارت شده و به مرحله باردهی برسند لذا از واحدهای گازی می‌توان برای مناطقی که به شبکه سراسری متصل نیستند و نیز برای شروع برقرارکردن شبکه پس از خاموشی کامل شبکه استفاده کرد. در بعضی از واحدهای گازی کلاچ مخصوص

بین محور توربین و محور ژنراتور وجود دارد که می توان این دو محور را از هم جدا کند و در واحدهایی که به این نوع کلاچ مجهز هستند می توان در حالی که ژنراتور به شبکه متصل است با خاموش کردن توربین و باز شدن کلاچ موردنظر که با افت دور توربین نسبت به ژنراتور صورت می گیرد ژنراتور را به صورت موتور درآورد و به این وسیله عمل تنظیم ولتاژ شبکه را انجام داد. این کار معمولاً در شبهایی که بخاطر پایین بودن مصرف در شبکه ولتاژ بالا می رود انجام می شود به این نوع استفاده از ژنراتور اصطلاحاً کندانسور کردن گویند [۵].

### ۳-۲-۳ مزایا و معایب توربین گاز

#### ۱-۳-۲-۳ مزایا

- ۱- واحدهای گازی بخاطر جمع کوچک و ساده بودن نصب، خیلی سریع نصب می شود.
- ۲- واحدهای گازی بعد از استارت، در عرض چند دقیقه (معمولاً کمتر از ده دقیقه) به مرحله بازدهی می رسند که در این زمان کوتاه، توربین های گازی را قادر ساخته است که برای منظورهای اضطراری و در مواقعی که ماکزیمم مصرف برق را در سیستم قدرت داریم مورد استفاده قرار گیرد . در ضمن تغییر بار (قدرت تولید) در این واحد، سریع صورت می گیرد.
- ۳- قیمت و هزینه نصب واحدهای گازی پایین است (حدود واحدهای بخار برای قدرت برابر).
- ۴- به علت سادگی ساختمان و کم بودن قسمت های کمکی و نوعی در توربین گاز بهره برداری از آن آسان می باشد. در ضمن در واحدهای گازی امکان کنترل و بهره برداری در محل و از راه دور وجود دارد.
- ۵- در توربین های گازی، امکان استفاده از سوخت های مختلف و تعویض نوع سوخت در حال کار واحد به هنگام باردهی، قدرت مانور خوبی به واحد می دهد. [۱۹]

#### ۲-۳-۲-۳ معایب

- ۱- راندمان یا بازدهی واحدهای گازی به خاطر دفع مقدار زیادی انرژی، به صورت گرما از اگزوز پایین تر می باشد (برای یک واحد گازی با قدرت ۲۵ مگاوات دمای خروجی اگزوز بیش از  $500^{\circ}\text{C}$

می باشد).

۲- بازده سیکل توربین گازی تحت تاثیر شرایط هوای محیط (دما، فشار، رطوبت نسبی) می باشد.

۳- توان مصرفی کمپرسور بالا بوده و قسمت زیادی از توان تولیدی توربین صرف راندن کمپرسور می شود [۲].

۴- بازده سیکل در بارهای نسبی<sup>۱</sup> پایین تر است. برای مثال در ۵۰٪ بار، بازده توربین گاز به ۷۵٪ بازده بار کامل می رسد و در ۳۰٪ بار اسمی بازده آن به ۵۰٪ بازده بار کامل کاهش می یابد [۲۰].

۵- چون در واحدهای گازی، معمولاً از گاز طبیعی یا سوخت های سبک استفاده می کنند، لذا مخارج جاری آنها بالا می باشد (به علت گرانی اینگونه سوخت ها)، ولی در عوض میزان آلودگی محیط زیست نسبت به سایر نیروگاه های حرارتی دیگر با قدرت مشابه کمتر است [۵].

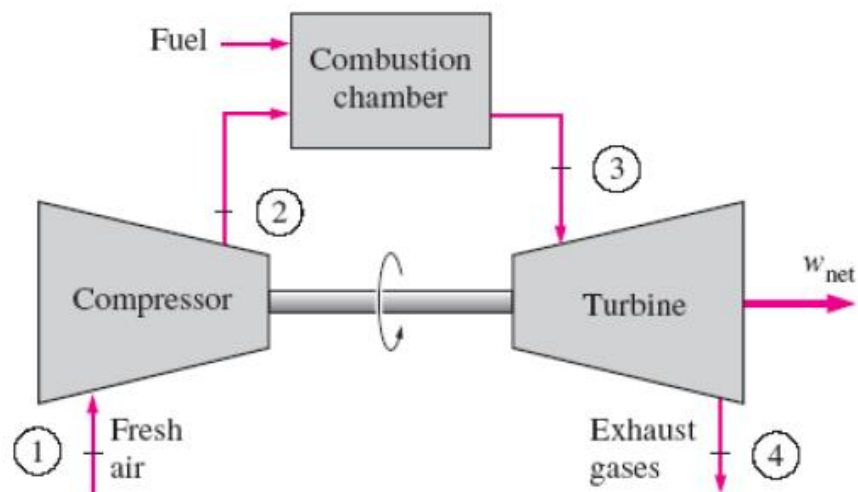
### ۳-۲-۴ چرخه استاندارد ژول<sup>۲</sup>

اصولاً دو نوع نیروگاه توربین گازی ساکن برای تولید انرژی الکتریکی مورد استفاده قرار می گیرند: چرخه باز و چرخه بسته. این دو نوع را نیز می توان به ترتیب به صورت توربین گازی با احتراق داخلی و خارجی مشخص کرد. در شکل (۳-۱) نمودار جریان یک نیروگاه توربین گازی با چرخه باز نشان داده می شود. این نیروگاه شامل یک کمپرسور، محفظه احتراق و توربین گاز با مولد الکتریکی است. در یک نیروگاه توربین گازی با چرخه بسته، گرما از یک منبع حرارتی خارجی توسط یک مبدل حرارتی به سیال عامل مثل هلیوم اضافه می شود. این مبدل حرارتی جایگزین محفظه احتراق در یک واحد صنعتی با چرخه باز است. سیال عامل پس از انبساط در توربین تا دمای ورودی کمپرسور پایین آورده می شود [۱۵].

---

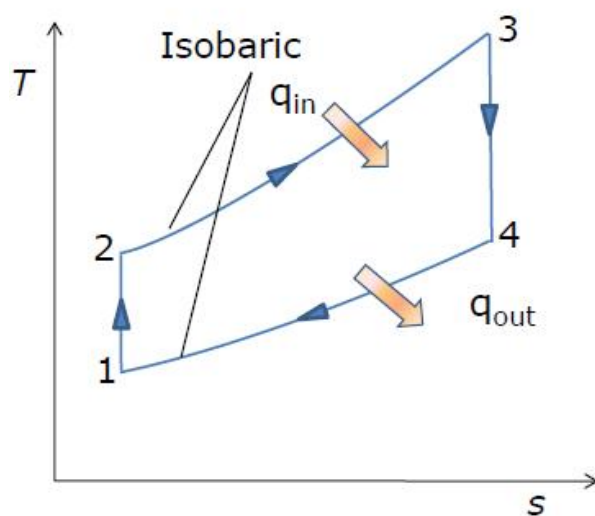
<sup>۱</sup>Part load

<sup>۲</sup>Joule



شکل ۳-۱: نیروگاه توربین گاز با چرخه باز (نمودار شمایی)

چرخه هوایی استاندارد ژول که چرخه برایتون<sup>۱</sup> نیز نامیده می‌شود. یک چرخه ایده آل برای هر دو نوع نیروگاه توربین گازی با چرخه باز و چرخه بسته است. چرخه ژول در شکل (۳-۲) و برروی یک نمودار T-S نشان داده می‌شود.



شکل ۳-۲: نمودار T-S چرخه هوایی استاندارد ژول

<sup>1</sup>Brayton

این چرخه شامل چهار فرایند برگشت پذیر داخلی به قرار زیر است: فرایندهای تراکمی (۲-۱)، انبساطی (۴-۳)، آدیاباتیک (ایزنتروپیک)، فرایند های افزودن گرما (۳-۲) و پس دادن حرارت (۱-۴) در فشار ثابت.

همانطوری که بیان شد 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 بی دررو رخ می دهد و هوا به فشار اولیه می رسد. در عمل، اصطکاک و توربولانس باعث می شوند که :

۱. فشرده سازی هوا در کمپرسور به صورت بی دررو نباشد. این موجب می شود که برای دست یافتن به یک نسبت فشار معین، دمای خروجی کمپرسور بیشتر از حالت ایده آل باشد.

۲. انبساط هوا در توربین به صورت بی دررو نباشد. این موجب می شود 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.

۳. افت فشار در ورودی هوا، محفظه احتراق و اگزوز وجود داشته باشد. این موضوع سبب می شود 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 می شود. افت فشار در محفظه و اگزوز، به ترتیب به کاهش فشار ورودی به توربین و افزایش فشار خروجی توربین می انجامد که همه این عوامل، سبب کاهش نسبت فشار موجود در توربین برای تولید کار می شوند.

با افزایش دمای هوای ورودی به توربین، بهره وری توربین های گاز افزایش می یابد. بنابراین، بهتر است که این دما هرچه بیشتر انتخاب شود. اما در این مورد از نظر تحمل مواد تشکیل دهنده محفظه احتراق و پره های توربین، محدودیت وجود دارد. بنابراین، در این قسمت ها که به آنها بخشهای داغ گفته می شود، از مواد مقاوم به دماهای زیاد مانند سوپرآلیاژها استفاده می شود. همچنین این قسمت ها با استفاده از فناوریهای پیچیده ای، خنک کاری می شوند.

### ۳-۳ معرفی پیل سوختی اکسید جامد (SOFC)

#### ۳-۳-۱ تعریف پیل سوختی

پیل سوختی نوعی پیل الکتروشیمیایی است که انرژی شیمیایی حاصل از واکنش را مستقیماً به انرژی الکتریکی تبدیل می‌کند. سازه و بدنه اصلی پیل سوختی از الکترولیت، الکترود آند و الکترود کاتد تشکیل شده است. پیل سوختی یک دستگاه تبدیل انرژی است که به لحاظ نظری تا زمانی که ماده اکسید کننده و سوخت در الکترودهای آن تأمین شود قابلیت تولید انرژی الکتریکی را دارد. البته در عمل استهلاک، خوردگی و بد عمل کردن اجزای تشکیل دهنده، طول عمر پیل سوختی را کاهش می‌دهد. در یک پیل سوختی، سوخت به طور پیوسته به الکترود آند و اکسیژن به الکترود کاتد تزریق می‌شود و واکنش‌های الکتروشیمیایی در الکترودها انجام شده و با ایجاد پتانسیل الکتریکی جریان الکتریکی برقرار می‌گردد. اگرچه پیل سوختی اجزاء و ویژگیهای مشابه یک باتری را دارد اما از بسیاری جهات با آن متفاوت است. باتری یک وسیله ذخیره انرژی است و بیشترین انرژی قابل استحصال از آن به وسیله میزان ماده شیمیایی واکنش دهنده که در خود باتری ذخیره شده است (عموماً در الکترودها) تعیین می‌شود. چنانچه ماده واکنش دهنده در باتری کاملاً مصرف شود، تولید انرژی الکتریکی متوقف خواهد شد (باتری تخلیه می‌شود). در باتری‌های نسل دوم ماده واکنش دهنده با شارژ مجدد، دوباره احیا می‌شود که این عمل مستلزم تأمین انرژی از یک منبع خارجی است. در این حالت نیز انرژی الکتریکی ذخیره شده در باتری محدود و وابسته به میزان ماده واکنش دهنده در آن خواهد بود. گاز اکسید کننده نظیر هوا یا اکسیژن خالص در الکترود کاتد که با صفحه الکترولیت در تماس است جریان پیدا می‌کند و با اکسیداسیون الکتروشیمیایی سوخت که معمولاً هیدروژن است و با احیاء اکسید کننده انرژی شیمیایی گازهای واکنش‌گر به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود. از نظر تئوری، هر ماده‌ای که به صورت شیمیایی قابل اکسید شدن باشد و بتوان آن را به صورت پیوسته (به صورت سیال) به پیل سوختی تزریق کرد، می‌تواند به عنوان سوخت در الکترود آند پیل سوختی مورد استفاده قرار گیرد. به طور مشابه ماده اکسید کننده سیالی است که بتواند با نرخ مناسبی احیا شود. گاز هیدروژن به دلیل تمایل واکنش دهنده‌گی بالا به همراه چگالی انرژی بالا به عنوان سوخت ایده‌آل در پیل سوختی مورد

استفاده قرار می‌گیرد. هیدروژن را می‌توان از تبدیل هیدروکربن‌ها از طریق واکنش کاتالیستی، تولید و به صورت‌های گوناگون ذخیره سازی کرد. اکسیژن مورد نیاز در پیل سوختی به طور مستقیم از هوا تهیه می‌شود. بر روی سطح الکتروده‌های آند و کاتد پیل سوختی واکنش اکسیداسیون و احیاء در ناحیه سه فازی (و در صورت جامد بودن الکترولیت دو فازی) نزدیک سطح مشترک واکنش دهنده‌ها، کاتالیست و الکترولیت صورت می‌گیرد. پیل سوختی اساساً وسیله ایست که سوخت (مانند هیدروژن، متانول، گاز طبیعی، بنزین و...) و اکسیدان (مانند هوا و اکسیژن) را به برق، آب و حرارت تبدیل می‌کند. به عبارت دیگر پیل سوختی شبیه یک باطری بوده ولی بر خلاف باطری نیاز به انبارش (شارژ) ندارد. تا زمانی که سوخت و هوای مورد نیاز پیل شود، سیستم کار خواهد کرد. پیل‌های سوختی میتوانند سوخت‌های حاوی هیدروژن مانند متانول، اتانول، گاز طبیعی و حتی بنزین و گازوئیل را مورد استفاده قرار دهند. بطور کلی در سوخت‌های هیدروکربوری، هیدروژن توسط یک دستگاه اصلاحگر سوخت (Fuel Reformer)، از آنها جدا شده و بکار گرفته می‌شود. پیل‌های سوختی در کاهش آلودگی محیط زیست نقش بسزایی داشته و بخاطر عدم بکارگیری قطعات مکانیکی زیاد، ایجاد آلودگی صوتی نیز نمی‌نماید. علاوه بر آن سیستم پیل سوختی از کارایی نسبتاً بالایی نسبت به موتورهای احتراق درونسوز برخوردار است. بحران انرژی در سالهای ۱۹۷۳ و ۱۹۹۱ و آلودگی فزاینده محیط زیست، کشورهای صنعتی را بر آن داشت تا جهت استفاده از سیستم‌هایی با راندمان بالا و سازگار با محیط زیست سرمایه گذاری کلانی نمایند. سیستم‌های پیل سوختی از جمله تکنولوژیهای پیشرفته ایست که مصارف غیر نظامی آن با توانهای میلی وات تا مگا وات موضوع تحقیق شرکتهای تولید نیرو، خودرو سازی و نیز شرکتهای نفتی قرار گرفته‌است.

### ۲-۳-۳ انواع پیل سوختی

پیل‌های سوختی براساس نوع الکترولیت استفاده شده در آنها به پنج نوع اصلی طبقه بندی می‌شوند که عبارتند از :

- پیل‌های سوختی پلیمری
- پیل‌های سوختی اسید فسفریکی

- پیل های سوختی اکسید جامد

- پیل های سوختی قلیایی

- پیل های سوختی متانولی

### ۳-۳-۳ پیل سوختی اکسید جامد

توسعه پیل سوختی اکسید جامد (SOFC) از اواخر دهه ۱۹۵۰ آغاز شد و در حال حاضر بالاترین دما را در میان انواع پیل سوختی دارد. محدوده دمای عملکرد این پیل ۶۰۰ - ۱۰۰۰ درجه سانتیگراد است و به همین دلیل از انواع سوخت ها در آن می توان استفاده نمود. این پیل سوختی دو ساختار صفحه ای و لوله ای دارد و از الکترولیت جامد سرامیکی نازکی به جای الکترولیت مایع استفاده می شود. در دمای عملکرد بالا در پیل سوختی اکسید جامد یون های اکسیژن (با بار منفی) از شبکه کریستالی (عموماً ترکیبی از اکسید زیرکونیوم و اکسید کلسیم) عبور می کنند. در کاتد مولکول های اکسیژن هوا با چهار الکترون ترکیب می شوند. وقتی یک سوخت گازی حاوی هیدروژن از آند عبور کند، یک جریان شارژ شده منفی شامل یون های اکسیژن از الکترولیت عبور می کند تا سوخت را اکسید کنند. الکترون های ایجاد شده در آند از یک مدار خارجی عبور می کنند و به کاتد می روند. با این کار مدار الکتریکی کامل شده و انرژی برق تولید می شود. پیل های سوختی اکسید جامد نیاز به مبدل خارجی ندارند. واکنش های پیل سوختی اکسید جامد به صورت زیر است:



پیل سوختی اکسید جامد راندمانی در حدود ۴۵-۶۰ درصد دارد و میزان دانسیته توان تولیدی در این نوع پیل سوختی ۲۴۰-۳۰۰ است. طول عمر این نوع پیل سوختی بیش از ۴۰۰۰۰ ساعت است. با توجه به دمای بالای کارکرد پیل سوختی اکسید جامد، کاربردهای نیروگاهی این نوع پیل سوختی بیشتر مدنظر است.

بالای کارکرد یک سری مزایای ویژه را برای این نوع پیل سوختی به همراه می‌آورد. این مزایا عبارتند از :

- تنوع در سوخت مورد استفاده (گازی نمودن زغال، گازهای حاصل از فرایندهای صنعتی و سایر

منابع)

- امکان تبدیل مستقیم سوخت های هیدروکربنی بدون نیاز به مبدل سوخت

- راندمان بالا

- امکان به کارگیری در مولدهای توأم برق و حرارت (بازیافت حرارتی جهت گرم نمودن فضا و یا

توربین بخار جهت ایجاد برق)

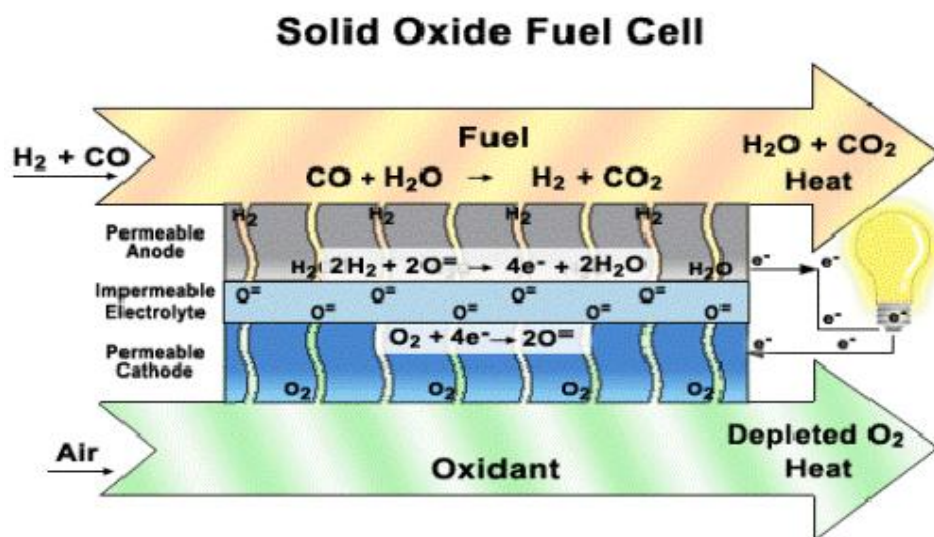
دمای بالای کارکرد پیل سوختی اکسید جامد و نیاز به مواد گرانبه، تنوع کاربردها را در این پیل سوختی

محدود می‌کند ولی از طرف دیگر با افزایش دمای کارکرد امکان تبدیل سوخت در داخل پیل سوختی میسر

شده و امکان بهره‌برداری موثر از انرژی گرمایی تولید شده نیز بوجود می‌آید. با توجه به دمای بالای کارکرد

پیل سوختی اکسید جامد، این نوع پیل سوختی در نیروگاه‌های بزرگ تولید برق و همچنین نیروگاه‌های

سیکل ترکیبی مورد استفاده قرار می‌گیرد. شکل (۳-۳) نحوه عملکرد این پیل سوختی را نشان می‌دهد.

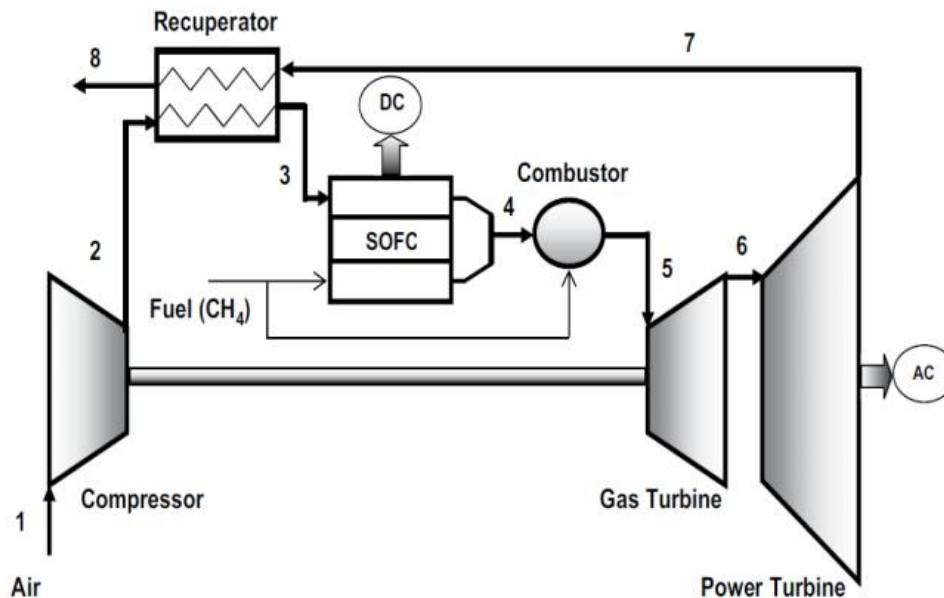


شکل ۳-۳: نحوه عملکرد پیل سوختی اکسید جامد

همانطوریکه از شکل مشخص است زمانی که یک مولکول اکسیژن با سطح کاتد / الکترولیت برخورد کند الکترون را از کاتد گرفته و یون اکسیژن به درون ماده الکترولیت نفوذ می کند و به طرف دیگر سلول می رود که در آنجا با آند برخورد می کند. یون اکسیژن در سطح آند الکترولیت به سوخت برخورد می کند و واکنش شیمیایی رخ داده و تولید آب، دی اکسید کربن، حرارت و الکترون می کند. الکترون وارد مدار خارجی شده و تولید انرژی الکتریکی می کند. این نوع پیل ها می توانند توانی بین ۲ تا ۱۰۰ مگا وات تولید کنند.

### ۳-۴ معرفی سیستم هیبرید توربین گازی و پیل سوختی اکسید جامد

یکی از موارد پر کاربرد پیل های سوختی اکسید جامد در سیستم های تولید همزمان، ترکیب این نوع پیل ها با انواع مختلف توربین های گازی است. ترکیب پیل سوختی اکسید جامد با توربین گازی سیستم هیبریدی جدیدی است که امروزه برای تامین مستقل انرژی در قالب سیستم های تولید همزمان مورد توجه قرار گرفته است. این نوع از سیستم های هیبریدی به خاطر افزایش بازده، کنترل توان تولیدی، بازیابی حرارت و همچنین قابلیت تولید توان در ظرفیت های مختلف مورد توجه پژوهشگران زیادی قرار گرفته است. بازده این نوع از سیستم های هیبریدی بسیار بیشتر از بازده توربین گاز و یا پیل سوختی تنها بوده و نتایج تحقیقات اخیر نشان می دهد که با استفاده از این نوع سیستمها می توان به بازده در حدود ۶۵ درصد دست یافت. برای بررسی این سیستم هیبرید ابتدا یک سیستم هیبریدی همراه با تجهیزات جانبی آن در نظر گرفته شده و سپس برای تمام اجزای چرخه مورد نظر یک تحلیل ترمودینامیکی و برای پیل سوختی به کاررفته در آن یک تحلیل الکتروشیمیایی مجزا و کامل انجام میشود. شکل (۳-۴) نمایی از این سیستم هیبرید را نشان می دهد.



شکل ۳-۴: چرخه هیبرید توربین گازی و پیل سوختی اکسید جامد

نقشه مجتمع سیستم همانگونه که به طور شماتیکی در شکل (۳-۴) نشان داده شده است از ۶ مولفه تشکیل شده است که عبارت اند از: کمپرسور هوا، مبدل حرارتی، پیل سوختی اکسید جامد دما بالا، محفظه احتراق، توربین گاز و توربین توان. هوا از میان یک کمپرسور در بخش ۱ وارد چرخه میشود و در آن جا متراکم شده و سپس از کمپرسور وارد مبدل حرارتی شده و با استفاده از بازیافت حرارت گازهای خروجی از دودکش پیش گرم میشود و در مرحله بعدی وارد کاتد پیل سوختی میشود تا در واکنش الکتروشیمیایی شرکت کند. در این مرحله متان هم به عنوان سوخت وارد پیل میشود در نتیجه تبدیل الکتریکی توان مستقیم تولید می شود. به هر حال در نتیجه برگشت ناپذیری هایی که در پیل سوختی رخ می دهد که عمدتاً تلفات اهمیت است حرارت نیز تولید میشود که دمای محصولات واکنش را تا مرحله ۴ بالا می برد. بیشتر دبی جرم سوخت در پیل سوختی اکسید جامد کاملاً اکسیدایز نمی شود. فرض می شود که این درصد از جرم واکنش نداده در محفظه احتراق می سوزد که محفظه احتراق بعد از پیل سوختی اکسید جامد قرار گرفته است. بنابراین در نتیجه احتراق مستقیم سوختی که به طور مجزا به محفظه خورنده میشود محصولات احتراق تا جایی گرم می شوند که به دمای مطلوب برسند. سپس گازهای خروجی که مقدار مشخصی از انرژی گرمایی دارند یک

توربین گاز را می گردانند که توان مورد نیاز برای کمپرسور را فراهم میکند. سپس این گاز ها منبسط شده و دمای آنها افت پیدا می کند تا اینکه از توربین گاز در مرحله ۶ خارج شود. به هر حال در این نقطه سیال عامل هنوز مقدار بسیار زیادی از انرژی را حمل می کند که می تواند یک توربین توان را بچرخاند و کار مفید بیشتری را تولید کند. در این مرحله انبساط بیشتر گازهای دودکش تقریباً تا فشار اتمسفر یک انجام می شود (مرحله ۷). حرارت گازهای خروجی با استفاده از یک مبدل حرارتی، برای بالا بردن دمای هوای تازه مورد بهره برداری قرار می گیرد و سرانجام گازهای خروجی به اتمسفر فرستاده می شوند.

عملکرد ترمودینامیکی هر یک از مولفه هایی که معرفی شدند در اینجا مورد تحلیل قرار می گیرد. قوانین اول و دوم ترمودینامیک با فرض جریان پایدار برای کل چرخه به کار می روند. اصلی ترین جریان سیال عامل را گاز واقعی فرض می کنیم.

## فصل چهارم

### نخسل های ترمودینامیکی

## ۴ فصل چهارم: تحلیل‌های ترمودینامیکی

امروزه سهم عمده‌ای از تولید انرژی الکتریکی بر عهده نیروگاه‌های هسته‌ای است ولی نیروگاه‌های هسته‌ای در مقابل نیروگاه‌های فسیلی از بازده کمتری برخوردار هستند. با توجه به اینکه منبع سوخت اورانیوم غنی شده گران است لذا راهکارهایی که بتواند بهینه‌سازی سیستم-های تبدیل انرژی مانند نیروگاه‌های هیبریدی را به همراه داشته باشد دارای اهمیت زیادی است. در راهکارهای ارائه شده می‌بایست علاوه بر انرژی، مسائل اقتصادی این نوع نیروگاه‌ها نیز به دلیل سرمایه‌گذاری اولیه زیاد و هزینه‌های بهره‌برداری آن‌ها منظور گردد. تحلیل انرژی در نیروگاه‌ها کمک شایانی به مهندسان و تحلیل‌گران برای افزایش بازده و کاهش تلفات انرژی که از دیدگاه اقتصادی کاملاً قابل توجیه است می‌کند.

یکی از بنیادی‌ترین قوانین طبیعت اصل پایستاری انرژی است. این اصل می‌گوید انرژی ضمن برهم کنش می‌تواند از شکلی به شکل دیگر تبدیل شود اما مقدار کل آن ثابت می‌ماند؛ یعنی انرژی نمی‌تواند خلق یا نابود شود. قانون اول ترمودینامیک بیانی از اصل پایستاری انرژی است و می‌گوید انرژی یکی از خواص ترمودینامیکی است. قانون دوم نیز می‌گوید انرژی کمیت و کیفیت دارد و فرآیندهای واقعی در جهت کاهش کیفیت انرژی روی می‌دهند.

در این فصل یک تقسیم بندی از انواع تحلیل‌های انجام گرفته در زمینه ترمودینامیک ارائه می‌گردد سپس به تحلیل انرژی فرآیندها پرداخته شده و توضیح مختصری در خصوص قانون اول و دوم ترمودینامیک برای سیکل‌ها ارائه می‌شود، در نهایت به دلیل اهمیت تحلیل انرژی به بررسی تفضیلی آن خواهیم پرداخت.

### ۴-۱ تحقیقات عمده امروزی در زمینه ترمودینامیک

بیشترین تحقیقات انجام گرفته در زمینه ترمودینامیک در سه دهه اخیر را می‌توان به صورت زیر دسته بندی کرد [۲۲]:

- تحلیل انرژی

- تحلیل ترمو اکونومیکی<sup>۱</sup>

- تحلیل ترمودینامیک بازگشت ناپذیر

- طراحی ترمودینامیکی و

- مدلسازی ترمودینامیکی.

در این میان تحلیل اگزرژی و تحلیل اقتصادی از رشد قابل ملاحظه‌ای برخوردار بوده‌اند. در ترمودینامیک بازگشت ناپذیر و طراحی ترمودینامیکی سعی عمده بر این است تا بتوان پلی میان علم ترمودینامیک و سایر علوم مهندسی (به ویژه انتقال حرارت و مکانیک سیالات) ایجاد شود. مدلسازی ترمودینامیکی نیز حاصل تغییر در روش انجام تحقیقات و پژوهش‌ها است.

#### ۴-۱-۱ تحلیل اگزرژی

تحلیل بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک که اصطلاحاً تحلیل قابلیت کاردهی یا تحلیل اگزرژی خوانده می‌شود در رأس تحقیقات ترمودینامیکی سه دهه اخیر قرار داشته است. هر چند تحلیل اگزرژی از نظر تاریخی به سال‌های پیش از ۱۹۷۰ باز می‌گردد ولی همراه با بحران انرژی در اوایل دهه هفتاد بود که توجه به تحلیل بر مبنای قانون دوم رشد نمایی به خود گرفت.

اگزرژی حداکثر کار مفیدی است که می‌توان از مقداری انرژی و یا جریانی از مواد بدست آورد. بر طبق قانون دوم ترمودینامیک، در هر فرآیند واقعی تولید آنتروپی مترادف با نابودی اگزرژی در آن فرآیند است. هدف اصلی تحلیل اگزرژی شناخت محل و مقدار بازگشت ناپذیری فرآیندهای مختلف در یک سیستم ترمودینامیکی است که با شناخت آن‌ها می‌توان میزان و نحوه بهبود عملکرد آن سیستم را مشخص نمود.

در تحلیل اگزرژی با به کارگیری همزمان قوانین اول و دوم ترمودینامیک و ضمن تعریف محیط به عنوان حالت مرجع سعی می‌شود به پرسش‌های زیر پاسخ داده شود:

حداکثر کار قابل دستیابی از یک موتور حرارتی نظیر نیروگاه حرارتی

---

1 Thermo economic analysis

حداقل کار مورد نیاز در سیکل‌های تبرید و

عملی شدن فرآیندها با کمترین تولید آنتروپی.

#### ۴-۱-۲ تحلیل ترمودینامیکی

در تحلیل ترمودینامیک، ارزش اقتصادی مواد و انرژی که وارد سیستم و یا از آن خارج می‌شود را در نظر می‌گیرند. در این تحلیل سعی بر آن است که با به کارگیری مفاهیم اقتصادی همراه با مفاهیم ترمودینامیکی و با دادن ارزش اقتصادی به جریان انرژی و انرژی، تعادلی بین هزینه‌های جریان انرژی به گونه‌ای برقرار شود که تولید محصولات سیکل ترمودینامیکی با حداقل هزینه کل صورت گیرد.

همانند تحلیل انرژی، تحلیل ترمودینامیکی نیز از اوایل دهه ۷۰ مورد توجه خاص واقع شده و اخیراً اصطلاح اقتصاد - انرژی<sup>۱</sup> نیز در این مورد متداول شده است.

#### ۴-۱-۳ ترمودینامیک بازگشت ناپذیر

بحث ترمودینامیک بازگشت ناپذیر یا ترمودینامیک زمان محدود در قیاس با تحلیل انرژی و تحلیل ترمودینامیکی نسبتاً جدیدتر بوده و بویژه طی ۱۰ تا ۱۵ سال گذشته توجه به آن بطور قابل ملاحظه‌ای افزایش یافته است. در ترمودینامیک کلاسیک، حداکثر راندمان سیستم زمانی حاصل می‌شود که کلیه فرآیندها بصورت برگشت پذیر صورت گیرند. به عنوان نمونه انتقال حرارت برگشت پذیر نیاز به اختلاف دمای ناچیز بین دو سیال دارد؛ این بدان معناست که در یک مبادل گرمایی با سطح و ضریب انتقال حرارت محدود، حرارت باید به مقدار معین در مدت زمان نامحدود انتقال یابد که چنین فرآیندی عملاً بی فایده است.

#### ۴-۱-۴ طراحی ترمودینامیکی

روش‌های تحلیل انرژی، تحلیل ترمودینامیکی و ترمودینامیک بازگشت ناپذیر، اتلاف‌ها در فرآیندهای مختلف ترمودینامیکی را مشخص می‌کنند. چنین به نظر می‌رسد که قدم منطقی بعدی در تحقیقات بایستی در طراحی بهینه فرآیندها و دستگاه‌های یک سیستم متمرکز شود به گونه‌ای که تلفات

---

<sup>1</sup> Exergy-economic

آن‌ها به حداقل مقدار ممکن کاهش یابد. طراحی فوق منجر به فعالیت نسبتاً جدیدی در ترمودینامیک گردیده است که در اصطلاح به آن طراحی با حداقل تولید آنتروپی یا طراحی ترمودینامیکی می‌گویند.

در طراحی ترمودینامیکی سعی عمده بر آن است تا روش‌های طراحی سیکل ترمودینامیکی و دستگاه‌های آن به گونه‌ای طرح و یا اصلاح شوند که تولید آنتروپی در کل سیستم دارای حداقل مقدار ممکن باشد. به عنوان مثال در طراحی مبادله‌کن‌های گرمایی تلاش می‌شود تا انتخاب ابعاد کانال‌های گذر سیال طوری باشد که علاوه بر انتقال دبی جرمی مورد نظر، تولید آنتروپی نیز حداقل شود. به عنوان مثال دیگر، اندازه پره‌ها<sup>۱</sup> در مبدل‌های گرمایی باید طوری انتخاب شود که نرخ حرارت مورد نیاز انتقال یابد و در عین حال تولید آنتروپی نیز کمینه شود.

بازگشت ناپذیری‌های دستگاه‌ها عمدتاً ناشی از دو عامل انتقال حرارت و اصطکاک جریان سیال است که در بیشتر موارد، کاهش بازگشت ناپذیری یک دستگاه منجر به افزایش بازگشت- ناپذیری در دستگاه‌های دیگر می‌شود. لذا در طراحی ترمودینامیکی سعی می‌شود تا نقطه حداقل بازگشت ناپذیری ایجاد شده در کل دستگاه‌های یک سیستم مشخص گردد.

#### ۴-۱-۵ مدل‌سازی ترمودینامیکی

همانطور که قبلاً اشاره شد مدل‌سازی ترمودینامیکی در واقع حاصل تغییر در روش انجام پژوهش‌ها است. مدل‌سازی و روش‌های مختلف تحقیق در عملیات، سال‌ها به صورت محدود در رشته‌های مختلف علوم به کار گرفته شده‌اند اما استفاده از آن‌ها در دهه اخیر رشد چشمگیری به خود گرفته است. معمولاً دستیابی به نظریه‌های خاص با چندین فرض همراه است که علاوه بر این فرض‌ها، آزمایش‌هایی نیز تحت شرایطی صورت می‌گیرد که این آزمایش‌ها علاوه بر هزینه بالا در برخی موارد خطراتی نیز به همراه دارند. در این شرایط، مدل‌سازی ترمودینامیکی به عنوان ابزاری کم هزینه و بی خطر در پژوهش‌های علمی جایگاه ویژه‌ای پیدا می‌کند. استفاده از مدل‌سازی جهت انجام تحقیقات برای نخستین بار در پژوهش‌های فضایی و سپس در تحقیقات هسته‌ای مطرح شد.

---

1 Fin

## ۲-۴ تحلیل انرژی سیکل‌ها

موازنه جرم و انرژی برای یک حجم کنترل حالت پایا به صورت زیر است [۲۳]:

$$\sum_{in} \dot{m} - \sum_{out} \dot{m} = 0 \quad (۱-۴)$$

$$\sum_{in} \dot{m}h + \sum_j \dot{Q}_j = \sum_{out} \dot{m}h + \sum_k \dot{W}_k \quad (۲-۴)$$

که در آن زیرنویس‌های in و out به ترتیب به جریان ورودی و خروجی به حجم کنترل،  $\dot{Q}_j$  به انتقال گرما از سطح کنترل،  $\dot{W}_k$  به کار انجام شده،  $\dot{m}$  به دبی جرمی و  $h$  به آنتالپی سیال اشاره دارد. بازده قانون اول سیکل‌ها از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$y_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \quad (۳-۴)$$

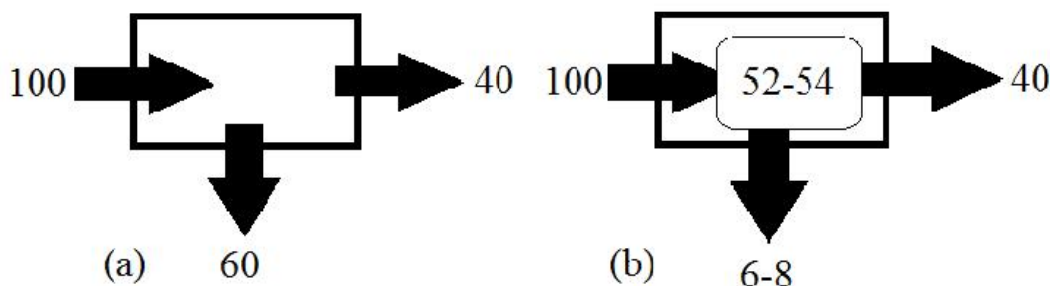
در رابطه بالا  $\dot{Q}_{in}$  نشان دهنده گرمای ورودی به سیکل و  $\dot{W}_{net}$  کار خالص انجام شده توسط سیکل است. برای محاسبه کار خالص سیکل در چرخه هیبرید از رابطه (۴-۴) استفاده می‌شود [۲۳].

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_{comp} \quad (۴-۴)$$

در رابطه بالا  $\dot{W}_t$  کار انجام شده توسط توربین‌ها،  $\dot{W}_{comp}$  کار مورد نیاز برای کمپرسور می‌باشد.

## ۳-۴ مفهوم انرژی

انرژی به معنی حداکثر کار مفیدی است که از یک جریان ماده یا انرژی قابل حصول است و ارزیابی آن مبتنی بر قانون دوم ترمودینامیک است. به دلیل اینکه قانون دوم ترمودینامیک علاوه بر کمیت انرژی، کیفیت آن را نیز مورد توجه قرار می‌دهد لذا بین مفهوم کار و حرارت تفاوت قائل می‌شویم. برای روشن شدن بیشتر مفهوم بیان شده، شکل ۱-۴ که طرح ساده‌ای از یک نیروگاه بخار می‌باشد را در نظر می‌گیریم [۲۲].



شکل ۴-۱: طرح ساده یک نیروگاه بخار (a) تحلیل بر اساس انرژی (b) تحلیل بر اساس انرژی [۲۲]

شکل ۴-۱ (a) تحلیل ساده‌ای از یک نیروگاه بر اساس انرژی است که نشان می‌دهد از ۱۰۰ واحد

انرژی ورودی سوخت، ۴۰ واحد آن تبدیل به انرژی الکتریکی می‌شود و ۶۰ واحد آن به هدر می‌رود.

شکل ۴-۱ (b) تحلیل ساده‌ای از یک نیروگاه بر اساس انرژی است و نشان می‌دهد از ۱۰۰ واحد

انرژی ورودی سوخت، ۴۰ واحد آن تبدیل به کار الکتریکی مفید می‌شود و برای ۶۰ واحد دیگر، مطالعات

نشان می‌دهد که حدود ۵۲ الی ۵۴ واحد در اثر برگشت ناپذیری فرآیندهای مختلف در داخل نیروگاه نابود

می‌شود و فقط ۶ الی ۸ واحد آن به محیط تخلیه می‌شود. اگر چه انرژی تلف شده در کندانسور قابل توجه

است ولی کیفیت آن پائین بوده و در دمای کمی بیشتر از دمای محیط از نیروگاه خارج می‌شود و استفاده از

آن چندان مفید نیست.

مفهوم انرژی به این صورت نیز بیان می‌شود که انرژی، میزان کار قابل دسترس از مقداری ماده

است زمانی که آن ماده در طی یک فرآیند برگشت‌پذیر به تعادل ترمودینامیکی با محیط برسد. لذا کیفیت

انرژی بستگی به نوع آن و مشخصه‌های محیط دارد و ارزش میزان خاصی از انرژی به کیفیت آن مربوط

می‌شود. در بخش‌های بعدی این فصل روابطی برای محاسبه انرژی مقدار معینی از ماده ارائه خواهد شد

[۲۲].

از کاربردهای مهم مفهوم انرژی، موازنه انرژی در بررسی سیستم‌های حرارتی است. این موازنه

مشابه موازنه انرژی یک سیستم است با این تفاوت که موازنه انرژی بیانی از قانون بقای انرژی است ولی

موازنه انرژی در جستجوی عبارتی برای تنزل کیفیت انرژی<sup>۱</sup> است. تنزل کیفیت انرژی معادل با نابودی اجتناب ناپذیر انرژی ناشی از انجام فرآیندهای واقعی است که این نوع فرآیندها عملاً برگشت ناپذیر هستند. مفهوم انرژی نه تنها در بررسی راندمان قانون دوم بلکه در تحلیل اقتصادی سیستم‌ها نیز اهمیت دارد لذا شاخص مهمی در برآورد هزینه‌ها، تعیین بازده کل سیستم و اتلاف‌های آن است. برخی از پژوهشگران، انرژی را قسمتی از انرژی می‌دانند که قابل تبدیل به صورت‌های مفید دیگر است و بخش غیر قابل تبدیل را انرژی می‌نامند؛ یعنی:

$$\text{Energy} = \text{Anergy} + \text{Exergy} \quad (۵-۴)$$

این مباحث منجر به بیان‌های زیر در رابطه با تعیین بهترین حالت برای تبدیل انرژی سامان نیافته به سامان یافته می‌شود [۲۲]:

- بهترین حالت تبدیل بستگی به پارامترهای ترمودینامیکی سیستم و محیط دارد
  - بررسی فرآیندهای تبدیل انرژی نیاز به تحلیل قانون دوم ترمودینامیک دارد.
- هر چند که همه فرآیندهای واقعی بازگشت ناپذیر هستند و تحلیل انرژی در آن‌ها مفهوم پیدا می‌کند بررسی انرژی‌تکی فرآیندهای زیر در سیستم‌های تبدیل انرژی از جایگاه بالاتری برخوردار است:

- انتقال حرارت به دلیل وجود اختلاف دمای محدود در آن
- احتراق و واکنش‌های شیمیایی
- وجود اصطکاک در جریان سیالات
- پدیده اختناق در سیالات
- اختلاط سیالات با شرایط ترمودینامیکی متفاوت
- انتقال حرارت با محیط
- تشعشع و
- فرآیند انبساط آزاد.

---

1 The law of degradation of energy

#### ۴-۳-۱ مولفه‌های انرژی

انرژی نیز مانند انرژی دارای مؤلفه‌های مختلفی است. در غیاب اثر میدان‌های هسته‌ای، مغناطیسی،

الکتریکی و کشش سطحی می‌توان رابطه زیر را برای انرژی جریان (  $\dot{E}_j$  ) یک ماده نوشت [۲۲]:

$$\dot{E}_j = \dot{E}_k + \dot{E}_p + \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{di} + \dot{E}_{ch} \quad (۴-۶)$$

در این رابطه:

$\dot{E}_k$ : انرژی جنبشی جریانی از ماده است که از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\dot{E}_k = \dot{m} \times \frac{V^2}{2} \quad (۴-۷)$$

$\dot{E}_p$ : انرژی پتانسیل جریانی از ماده است که از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\dot{E}_p = \dot{m} \times g \times Z \quad (۴-۸)$$

$\dot{E}_{ph}$ : انرژی فیزیکی (ترمودینامیکی) بیشترین کار قابل دستیابی از یک ماده است در شرایطی که

آن ماده از حالت اولیه خود ضمن یک فرآیند کاملاً برگشت پذیر و فقط تبادل حرارت با محیط به حالت مرده محدود (فشار  $P_0$  و دمای  $T_0$ ) خود برسد. مقدار آن در واحد نرخ جریان جرمی از رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$e_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (۴-۹)$$

تغییر انرژی فیزیکی جریانی از ماده از حالت ۱ به حالت ۲ برابر است با:

$$e_{ph2} - e_{ph1} = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) \quad (۴-۱۰)$$

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m} [(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (۴-۱۱)$$

$\dot{E}_{di}$ : انرژی دیفیوژنی بیشترین کار قابل دستیابی از یک ماده است زمانی که آن ماده از حالت مرده

محدود به حالت مرده کامل (فشار  $P_{0,x}$  و دمای  $T_0$ ) برسد. این فشار، فشار جزئی آن ماده در محیط است.

$\dot{E}_{ch}$ : انرژی شیمیایی مقدار کار قابل دستیابی از یک ماده است که آن ماده در شرایط محیط

(فشار  $P_0$  و دمای  $T_0$ ) تولید می کند بطوریکه ماده با اجزاء تشکیل دهنده محیط واکنش شیمیایی داده و محصولات نیز در نهایت به حالت محیط می رسند.

در چرخه هیبرید مؤلفه فیزیکی قبل از محفظه احتراق و بعد از محفظه احتراق مؤلفه فیزیکی و شیمیایی اگزرژی مد نظر است

#### ۴-۳-۲ قضیه گوی-استودلا<sup>۱</sup>

این قضیه بیان می کند که مقدار نابودی اگزرژی برای یک حجم کنترل در صورتی که محیط در دمای مطلق  $T_0$  باشد از رابطه زیر بدست می آید:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (۱۲-۴)$$

در این رابطه  $\dot{S}_{gen}$  آنتروپی خالص تولید شده در حجم کنترل است و از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{dS_{cv}}{dt} - \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} - \left( \sum_{in} \dot{m}s - \sum_{out} \dot{m}s \right) \geq 0 \quad (۱۳-۴)$$

در رابطه بالا  $T_j$  دمای سطحی است که گرمای  $\dot{Q}_j$  از آن منتقل می شود.

#### ۴-۴ تحلیل اگزرژی سیکل ها

بر پایه مفهوم اگزرژی برای سیستمی که در حالت پایا کار می کند و دارای اگزرژی ورودی و خروجی است موازنه اگزرژی به صورت زیر تعریف می شود [۲۴]:

$$\sum_{in} \dot{m}e + \sum_j \left( 1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \times \dot{Q}_j - \sum_{out} \dot{m}e + \sum_k \dot{W}_k = \dot{E}_{D,cv} \quad (۱۴-۴)$$

در رابطه بالا  $\dot{E}_{D,cv}$  نابودی اگزرژی درون حجم کنترل و  $e$  اگزرژی مربوط به جریان ماده را نشان می دهد. عبارت دوم در سمت چپ معادله نشان دهنده اگزرژی انتقال گرماست.

<sup>1</sup> The Gouy-Stodola theorem

بازده قانون دوم سیکل‌ها به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$y_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{in}} \quad (۱۵-۴)$$

در رابطه بالا  $\dot{E}_{in}$  انرژی کل ورودی به سیکل است. با توجه به اینکه انرژی آزاد شده در محفظه احتراق را می‌توان به عنوان انرژی کل ورودی در نظر گرفت پس برای چرخه هیبرید می‌توان نوشت [۲۳]:

$$\dot{E}_{in} = \dot{Q}_{core} \left( 1 - \frac{T_0}{T_r} \right) \quad (۱۶-۴)$$

در رابطه بالا  $\dot{Q}_{core}$  حرارت تولید شده در راکتور و  $T_r$  دمای پوسته هسته راکتور است.

از موازنه انرژی [رابطه (۴-۱۴)] می‌توان برای اجزاء یک چرخه بصورت حجم کنترلی رابطه کلی زیر را بدست آورد [۲۴]:

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,k} \quad (۱۷-۴)$$

در رابطه بالا  $\dot{E}_{F,k}$  نرخ انرژی ورودی به حجم کنترل به عنوان انرژی سوخت،  $\dot{E}_{P,k}$  نرخ انرژی محصول یا تولید شده توسط حجم کنترل،  $\dot{E}_{D,k}$  نابودی انرژی در آن جزء به دلیل برگشت ناپذیری آن جزء و  $\dot{E}_{L,k}$  تلفات انرژی یا انرژی دور ریخته شده در آن جزء است.

موازنه انرژی برای کل چرخه به صورت زیر حاصل می‌شود [۲۴]:

$$\dot{E}_{F,tot} = \dot{E}_{P,tot} + \sum_k \dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,tot} \quad (۱۸-۴)$$

به منظور مقایسه بهتر نتایج بدست آمده، از نسبت نابودی انرژی<sup>۱</sup> به صورت درصدی استفاده می‌کنیم که از روابط زیر بدست می‌آید [۲۴]:

---

1 Exergy destruction ratio

$$y_k = \left( \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,tot}} \right) \times 100 \quad (19-4)$$

$$y_k^* = \left( \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{D,tot}} \right) \times 100 \quad (20-4)$$

تمام روابط ارائه شده در این بخش به تحلیل اگزرژی معمولی اشاره می‌کنند<sup>۱</sup>.

---

۱ تمام روابط ارائه شده در این بخش برای تحلیل چرخه در فصل ششم مورد استفاده قرار خواهند گرفت.

## فصل پنجم

مدلسازی و تحلیل چرخه توربین گاز و پیل سوختی

## ۵ فصل پنجم: مدلسازی و تحلیل چرخه توربین گاز و پیل سوختی

### ۵-۱ مدل سازی چرخه توربین گاز

فرضیات به کار رفته برای مدلسازی و تحلیل سیکل توربین گاز بصورت زیر است که گاهی از

پیچیدگی های مدل سازی می کاهد:

- کلیه اجزای چرخه (بصورت حجم کنترل) در شرایط حالت پایا<sup>۱</sup> کار می کنند.
- افت فشار و اتلافات حرارتی در خطوط لوله قابل چشم پوشی است.
- فرآیندهای تراکم و انبساط در توربین و کمپرسور سیکل آیزنتروپیک هستند.
- افت فشار در تمام مبدل های حرارتی مشاهده می شود.
- تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در تمام اجزاء ناچیز است.
- انتقال گرما به محیط فقط در پیش گرم کن<sup>۲</sup> رخ می دهد.

### ۵-۲ توصیف کلی سیکل توربین گاز

در شکل زیر یک توربین گازی ملاحظه میکنیم. ابتدا هوای واقعی وارد کمپرسور شده و دمای آن

افزایش می یابد، سپس وارد پیش گرم کن شده تا از گرمای اتلافی خروجی برای بالا بردن دمای هوای قبل

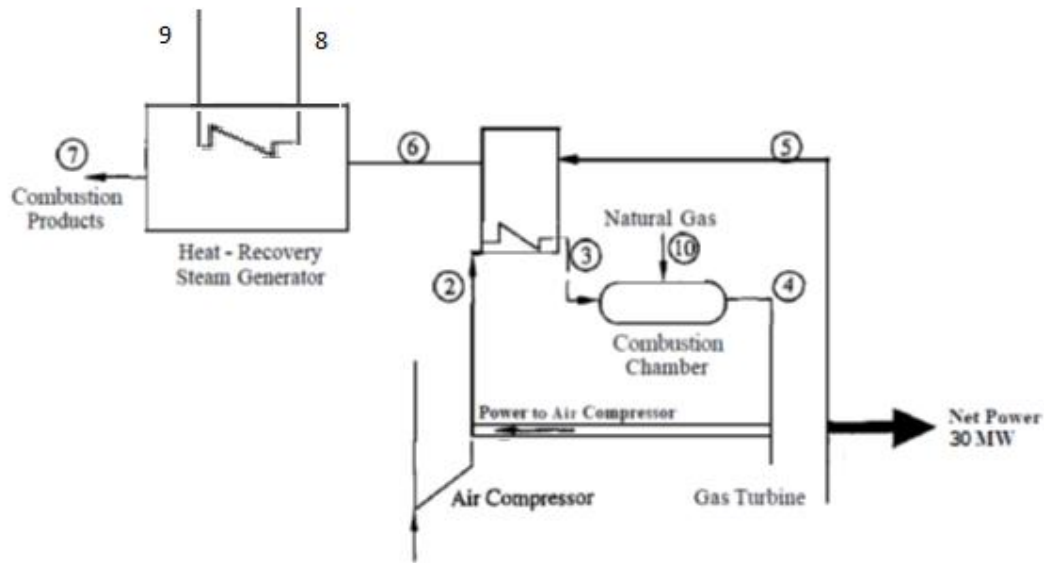
از محفظه احتراق می شود. در محفظه احتراق همراه با متان در دمای ۲۵ درجه وارد محفظه احتراق شده،

سپس مخلوط هوا و سوخت که دارای انرژی بالایی می باشد وارد توربین شده و سپس با انجام کار وارد

مبدل و سپس hrsg می شود. در hrsg از سیال عامل آب برای خنک کاری استفاده خواهد شد.

---

1 Steady state  
2 Preheater (PH)



شکل ۵-۱: چرخه ترکیبی توربین گاز [۲۹]

### ۵-۳ مدل سازی ترمودینامیکی سیکل

در این قسمت ابتدا به روابط انرژی و انگرژی توربین گاز و سپس پیل سختی در چرخه ترکیبی خواهیم پرداخت، نتایج شبیه سازی در فصل آینده بیان خواهد شد.

### ۵-۳-۱ مدل سازی چرخه توربین گاز

کمپرسور بر اساس بازده آیزونتروپیکی مدل شده است [۲۹]:

$$y_c = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (۱-۵)$$

در رابطه بالا برای آنتروپی خواهیم داشت:

$$S_1 = S_{2s} \quad (۲-۵)$$

که رابطه فوق بیانگر مقدار بازده آیزونتروپیکی برای کمپرسور مورد استفاده در نیروگاه های تولید توان است

که در این رابطه  $PR_c$  نسبت فشار برای کمپرسور می باشد که به صورت زیر تعریف می شود:

$$PR_c = \frac{P_2}{P_1} \quad (3-5)$$

$$w_c = h_2 - h_1 \quad (4-5)$$

توربین بر اساس بازده آیزونتروپیکی مدل شده است [۲۹]:

$$y_{P,T} = \frac{(h_4 - h_5)}{(h_4 - h_{5s})} \quad (5-5)$$

در رابطه بالا برای آنتروپی خواهیم داشت:

$$S_4 = S_{5s} \quad (6-5)$$

بازده آیزونتروپیکی توربین از رابطه (۷-۵) قابل نوشتن است [۲۹].

$$\dot{w}_T = \dot{n}_4(h_4 - h_5) \quad (7-5)$$

$\dot{n}$  = مجموع مخلوط سوخت و هوا

که رابطه فوق بیانگر مقدار بازده آیزونتروپیکی در توربین جریان محوری مورد استفاده در نیروگاه‌های تولید توان است که در این رابطه  $PR_T$  نسبت فشار توربین می باشد که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$PRT = \frac{P_5}{P_4} \quad (8-5)$$

قانون اول ترمودینامیک برای پیش گرم کن قابل نوشتن به صورت زیر می باشد:

$$\dot{n}_4(h_2 - h_3) = \dot{n}_5(h_6 - h_5) \quad (9-5)$$

قانون اول ترمودینامیک برای hrsg قابل نوشتن به صورت زیر می باشد:

$$\dot{n}_6 h_6 + \dot{n}_8 h_8 = \dot{n}_7 h_7 + \dot{n}_9 h_9 \quad (10-5)$$

نسبت فشارها به صورت زیر می باشد:

$$P_3 = 0.95P_2 \quad (11-5)$$

$$P_4 = 0.95P_3 \quad (12-5)$$

$$P_6 = 0.97P_5 \quad (13-5)$$

$$P_7 = 0.95P_6 \quad (14-5)$$

بازده قانون اول چرخه بر طبق رابطه (۳-۴) بصورت زیر نوشته می شود:

$$y_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{CC}} \quad (15-5)$$

که در آن  $\dot{Q}_{CC}$  آهنگ گرمای آزاد شده از فرآیند سوختن در محفظه احتراق داده می شود و  $\dot{W}_{net}$  توان خالص تولیدی در چرخه بوده و برابر است با:

$$\dot{W}_{net} = (\dot{W}_{Turbine}) - (\dot{W}_C) \quad (16-5)$$

مجموعه معادلات بالا به همراه ورودی‌هایی بیان می شود. بطور همزمان حل شده و نتایج آن که شامل خواص ترمودینامیکی ( $h, s, P$  و  $T$ ) تمام نقاط چرخه، کار خالص تولیدی چرخه و بازده قانون اول است حاصل می شود.

جدول ۵-۱: ورودی های مورد استفاده جهت شبیه سازی [۲۱].

تعریف	داده های ورودی
بازده توربین:	$y_{is,T} = 86\%$
بازده کمپرسور:	$y_{is,C} = 86\%$
نسبت فشار کمپرسور:	$PR_C = 10$
دمای خنک کن آب	$T_8 = 298.15K$
دمای متان:	$T_{10} = 298.15K$
دمای ورودی کمپرسور:	$T_1 = 298.15K$
دمای محیط:	$T_0 = 298K$
فشار محیط:	$P_0 = 1bar$

## ۴-۵ تحلیل پیل سوختی اکسید جامد

سوختی که برای سیستم به کار می‌رود متان با ارزش حرارتی پایین  $50050 \text{ KJ/Kg}$  است. واکنش الکتروشیمیایی زیر در پیل سوختی انجام می‌شود :



حل نهایی تعادل جرم و انرژی پیل سوختی نیاز به ارزیابی ولتاژ و جریان تولیدی به وسیله سلول دارد. ولتاژ برگشت پذیر سلول با استفاده از معادله نرنست به صورت زیر تعریف می‌شود :

$$E = E^0 + (RT / 8F) \ln(P_{CH_4} P_{O_2}^2 / P_{CO_2} P_{H_2O}^2) \quad (18-5)$$

با تعیین چگالی جریان به عنوان نرخ انتقال الکترون در واحد سطح فعالسازی یک پیل سوختی، توان الکتریکی تولیدی به وسیله پیل بصورت زیر تعریف می‌شود :

$$W_{FC,dc} = V_C J A_C \quad (19-5)$$

ولتاژ سلول: این ولتاژ اختلاف بین ولتاژ مدار باز که از معادله نرنست به دست آمده و ولتاژ تلف شده در سلول است :

$$V_C = E - \Delta V_{LOSS} \quad (20-5)$$

مجموع تلفات ولتاژ در نتیجه برگشت ناپذیریها در پیل سوختی (شامل فعال سازی - پلاریزاسیون- تلفات اهمیک و تلفات یونی (غلظت) است :

$$\Delta V_{LOSS} = V_{act} + V_{ohm} + V_{conc} \quad (21-5)$$

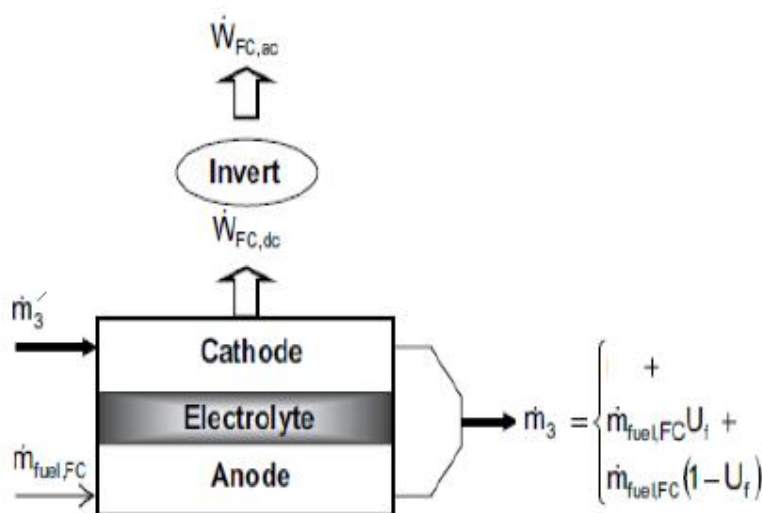
ولتاژ واقعی سلول به چندین پارامتر عملکردی بستگی دارد مانند : چگالی جریان - فشار عملکردی- دما و... در نتیجه ی برگشت ناپذیری هایی که قبلاً توضیح داده شد مقداری حرارت در درون سلول تولید میشود. معادله زیر برای تعیین نرخ حرارت تولیدی در سلول به کار می رود :

$$Q_{gen,FC} = I \Delta V_{LOSS} = J A_C (E - V_C) \times 10^{-6} \text{ [KW]} \quad (22-5)$$

اکسیژنی که در واکنش معادله ۱۰ به کار میرود به طور نرمال از هوا تامین میشود. جریان هوا معمولاً بیشتر از مقدار استوکیومتری است (عموماً دو برابر بیشتر است). معادله زیر دبی جرمی هوای استفاده شده را نشان می دهد :

$$Air \text{ usage} = 3.57 \times 10^{-7} \times \{ \} \times W_{FC,dc} / V_C \text{ [Kg/s]} \quad (23-5)$$

شکل (۳-۵) شماتیک جریان ورودی و خروجی پیل سوختی اکسید جامد را نشان می دهد.



شکل ۳-۵: شماتیک جریان ورودی و خروجی پیل سوختی اکسید جامد

تعداد جرم برای این سیستم به صورت زیر نوشته می شود :

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{fuel,FC} = \dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_{fuel,FC} \times U_f + \dot{m}_{fuel,FC} \times (1 - U_f) \quad (24-5)$$

دبی جرم واکنش نداده که از پیل خارج می شود با استفاده از قانون اول ترمودینامیک برای پیل

سوختی اکسید جامد و با فرض یک فرآیند آدیاباتیک به صورت زیر محاسبه می شود :

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{fuel,FC} \times U_f \times LHV + \dot{m}_{fuel,FC} \times (1 - U_f) h_{fuel,in} - W_{FC,dc} - \dot{m}_4 h_4 = 0 \quad (25-5)$$

علاوه بر این معادله آنتروپی پیل سوختی اکسید جامد بصورت زیر نوشته می شود :

$$\dot{m}_3 s_3 + (\dot{m}s)_{fuel,FC} - \dot{m}_4 s_4 + s_{gen,FC} = 0 \quad (۲۶-۵)$$

شبیه سازی عملکرد نیروگاه به وسیله وارد کردن معادله های حاکم هر مولفه در برنامه EES انجام می شود به صورتی که یک ارتباط بین مولفه های چرخه برقرار میشود و خروجی هر مولفه به صورت ورودی مولفه دیگری که پس از این مولفه قرار گرفته است تعریف می شود.

## ۵-۵ تحلیل اگزرژی معمولی سیکل

برای تحلیل اگزرژی معمولی از معادلات اصلی (۹-۵) تا (۱۱-۴) همراه با اطلاعات بالا استفاده می شود. آنتروپی و آنتالپی در تمام نقاط چرخه و در نتیجه اگزرژی جریانی بدست می آید. برای اگزرژی چرخه فقط برای هوا فقط مؤلفه فیزیکی  $[e_j = e_j^{PH} = (h_j - h_0) - T_0(s_j - s_0)]$  و هوا و سوخت اگزرژی فیزیکی و شیمیایی هر دو نظر گرفته می شود.

$h_0$  و  $s_0$  آنتالپی و آنتروپی سیال عامل در فشار و دمای محیط هستند که برای تحلیل ارائه شده در این پایان نامه بصورت  $P_0 = 100kPa$  و  $T_0 = 25C^\circ$  در نظر گرفته شد.

مجموعه معادلات زیر از نوشتن بالانس اگزرژی برای تک تک اجزاء و برای کل چرخه از فصل قبل بدست آمده است.

## ۵-۵-۱ مدل سازی سیکل توربین گاز

مطابق با سنجل و بولز [۳۰]، معادله نرخ اگزرژی به صورت زیر نوشته می شود:

$$\dot{E}_{in} + \sum (1 - T_0/T_i) \dot{Q}_i = \dot{E}_{out} + \dot{W} + \dot{E}_D \quad (۲۷-۵)$$

برای بدست آوردن اگزرژی سوخت کمپرسور ، اگزرژی محصول، نابودی اگزرژی و بازده قانون دوم بصورت زیر عمل کنیم:

اگرژی سوخت کمپرسور:  $\dot{E}_{F,C} = \dot{W}_C$

اگرژی محصول کمپرسور:  $\dot{E}_{P,C} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1$

نابودی اگرژی کمپرسور:  $\dot{E}_{D,C} = \dot{E}_{F,C} - \dot{E}_{P,C} = \dot{W}_C - (\dot{E}_2 - \dot{E}_1)$

بازده قانون دوم کمپرسور:  $\eta_C = \frac{\dot{E}_{P,C}}{\dot{E}_{F,C}}$

از آنجا که محفظه احتراق و فاقد انجام کار می باشد و با توجه به معادله (۵-۲۸)، نرخ تخریب اگرژی برای محفظه احتراق به صورت زیر بدست می آید:

$$\dot{E}_{10} = \dot{E}_3 + \dot{E}_4 + \dot{E}_{D,cc} \quad (۵-۲۸)$$

البته می توانیم برای بدست آوردن اگرژی سوخت برای محفظه احتراق ، اگرژی محصول، نابودی اگرژی و بازده قانون دوم بصورت زیر عمل کنیم:

اگرژی سوخت محفظه احتراق:  $\dot{E}_{F,cc} = \dot{E}_{10} + \dot{E}_3$

اگرژی محصول محفظه احتراق:  $\dot{E}_{P,cc} = \dot{E}_4$

نابودی اگرژی محفظه احتراق:  $\dot{E}_{D,cc} = \dot{E}_{F,cc} - \dot{E}_{P,cc}$

بازده قانون دوم محفظه احتراق:  $\eta_{cc,II} = \frac{\dot{E}_{P,cc}}{\dot{E}_{F,cc}}$

برای بدست آوردن اگرژی سوخت برای پیش خنک کن، اگرژی محصول، نابودی اگرژی و بازده قانون دوم بصورت زیر عمل کنیم:

اگرژی سوخت پیش خنک کن:  $\dot{E}_{F,PC} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6$

اگرژی محصول پیش خنک کن:  $\dot{E}_{P,PC} = \dot{E}_{3'} - \dot{E}_2$

نابودی اگرژی پیش خنک کن:  $\dot{E}_{D,PC} = \dot{E}_{F,PC} - \dot{E}_{P,PC}$

بازده قانون دوم پیش خنک کن:  $\eta_{PC,II} = \frac{\dot{E}_{P,PC}}{\dot{E}_{F,PC}}$

با توجه به این که توربین را عایق در نظر می گیریم بنابراین داریم:

$$\dot{E}_4 = \dot{E}_5 + \dot{W}_T + \dot{E}_{D,T} \quad (29-5)$$

البته می توانیم برای بدست آوردن اگزرژی سوخت برای sofc، اگزرژی محصول، نابودی اگزرژی و بازده قانون دوم بصورت زیر است:

$$\dot{E}_{F,sofc} = \dot{E}_{3'} \quad \text{اگزرژی سوخت sofc}$$

$$\dot{E}_{P,sofc} = \dot{W}_{sofc} + \dot{E}_3 \quad \text{اگزرژی محصول sofc}$$

$$\dot{E}_{D,sofc} = \dot{E}_{F,sofc} - \dot{E}_{P,sofc} \quad \text{نابودی اگزرژی sofc}$$

$$V_{sofc} = \frac{\dot{E}_{P,sofc}}{\dot{E}_{F,sofc}} \quad \text{بازده قانون دوم sofc}$$

برای بدست آوردن اگزرژی سوخت برای <sup>1</sup>HRSG، اگزرژی محصول، نابودی اگزرژی و بازده قانون دوم بصورت زیر عمل کنیم:

$$\dot{E}_{F,HRSG} = \dot{E}_6 - \dot{E}_7 \quad \text{اگزرژی سوخت HRSG}$$

$$\dot{E}_{P,HRSG} = \dot{E}_9 - \dot{E}_8 \quad \text{اگزرژی محصول HRSG}$$

$$\dot{E}_{D,HRSG} = \dot{E}_{F,HRSG} - \dot{E}_{P,HRSG} \quad \text{نابودی اگزرژی HRSG}$$

$$V_{HRSG,II} = \frac{\dot{E}_{P,HRSG}}{\dot{E}_{F,HRSG}} \quad \text{بازده قانون دوم HRSG}$$

البته می توانیم برای بدست آوردن اگزرژی سوخت برای رکوپراتور، اگزرژی محصول، نابودی اگزرژی و بازده قانون دوم بصورت زیر عمل کنیم:

$$\dot{E}_{F,cc} = \dot{E}_{10} + \dot{E}_3 \quad \text{اگزرژی سوخت محفظه احتراق}$$

$$\dot{E}_{P,cc} = \dot{E}_4 \quad \text{اگزرژی محصول محفظه احتراق}$$

نابودی انرژی محفظه احتراق:

$$\dot{E}_{D,cc} = \dot{E}_{F,cc} - \dot{E}_{P,cc}$$

بازده قانون دوم محفظه احتراق:

$$\eta_{cc,II} = \frac{\dot{E}_{P,cc}}{\dot{E}_{F,cc}}$$

به منظور بررسی عملکرد چرخه از دیدگاه قانون دوم، بایستی معیارهای عملکرد، که بازده قانون دوم یکی از آنهاست، تعریف و محاسبه شود. از آنجا که انرژی گرمایی حاصل در محفظه احتراق حاصل می شود پس می توان آهنگ انرژی ورودی به چرخه را تقریباً برابر با آهنگ انرژی گرمایی حاصل از سوختن در محفظه احتراق نظر گرفت، یعنی:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{CC} \quad (30-5)$$

بنابراین بازده قانون دوم چرخه هیبرید را می توان به صورت زیر تعریف کرد که مقدار آن برابر با بازده قانون اول خواهد بود:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{in}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{CC}}} \quad (31-5)$$

در نهایت برای کل چرخه داریم:

$$\dot{E}_{F,tot} = \dot{Q}_{core} = \dot{m}_{He} (h_1 - h_{10}) \quad \text{انرژی سوخت کل چرخه:}$$

$$\dot{E}_{P,tot} = \dot{W}_{net} \quad \text{انرژی محصول کل چرخه:}$$

مجموعه معادلات بالا بیان تحلیل انرژی ممولی برای چرخه هیبرید بود. نتایج عددی این تحلیل در فصل بعد ارائه شده است.

## فصل ششم

### نتیجہ کی وجہ

## ۶ فصل ششم: نتیجه گیری و بحث

### ۱-۶ نتایج حاصل از تحلیل انرژی چرخه توربین گاز

در این فصل نتایج عددی بدست آمده از تحلیل‌های انجام گرفته بر روی چرخه مورد بررسی در فصل قبل ارائه شده و مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرد.

در جدول ۱-۶ نتایج حاصل از تحلیل انرژی چرخه توربین گاز ارائه شده است. این داده‌ها از شبیه سازی سیکل مورد نظر در نرم افزار EES و با استفاده از روابط استفاده شده در فصل پنجم این پایان نامه حاصل شده‌اند.

جدول ۱-۶: تحلیل انرژی چرخه توربین گاز

State point	Material flow	$T(k)$	$P(bar)$	$h(kJ / kmol)$	$s(kJ / kmolK)$	$e_x(kJ / kmol)$
۱	air	298,2	1,013	-4712	199,2	0
۲	air	610,8	10,13	4631	201,4	8681
۳	air	850	9,624	12180	212,3	12997
۴	Combustion product	1520	9,142	8971	235,1	30959
۵	Combustion product	1011	1,099	-9235	238,2	11839
۶	Combustion product	793,1	1,066	-16548	230,3	6878
۷	Combustion product	429	1,013	-28048	211,4	1015
۸	water	298,2	20	1920	6,601	79,29
۹	water	485,6	20	50420	114,2	16495
۱۰	methane	298,2	12	-74595	165,7	830476

کار مورد نیاز کمپرسور برابر است با:

$$\dot{W}_c = 29962 \text{ kW} \quad (1-6)$$

کار تولید شده توسط توربین برابر است با:

$$\dot{W}_T = 59962 \text{ kW} \quad (2-6)$$

در نتیجه برای کار خالص چرخه توربین گاز داریم:

$$\dot{W}_{net} = 30000 \text{ kW} \quad (3-6)$$

برای بازده قانون اول نیز داریم:

$$y_{I,cyc} = 42.02\% \quad (4-6)$$

در جدول ۶-۲: نتایج و تحلیل انرژی چرخه توربین گاز بدست آمده در منبع [۲۷] است. مشخص است

که شبیه سازی بسیار دقیق می باشد.

جدول ۶-۲: نتایج و تحلیل انرژی چرخه توربین گاز بدست آمده در منبع [۲۷]

State	Substance	Mass Flow Rate (kg/s)	Temperature (K)	Pressure (bars)
1	Air <sup>a</sup>	91.2757	298.150	1.013
2	Air	91.2757	603.738	10.130
3	Air	91.2757	850.000	9.623
4	Combustion products <sup>c,d</sup>	92.9176	1520.000	9.142
5	Combustion products	92.9176	1006.162	1.099
6	Combustion products	92.9176	779.784	1.066
7	Combustion products	92.9176	426.897	1.013
8	Water	14.0000	298.150	20.000
9	Water	14.0000	485.570	20.000
10	Methane <sup>e</sup>	1.6419	298.150	12.000 <sup>f</sup>

## ۲-۶ نتایج حاصل از تحلیل انرژی چرخه توربین گاز

جدول ۳-۶: تحلیل انرژی چرخه توربین گاز

	$\dot{E}_{F,k} (kW)$	$\dot{E}_{P,k} (kW)$	$\dot{E}_{D,k} (kW)$	$y_k$
Air compressor	29662	27560	2102	0,05395
Air preheater	16259	13702	2557	0,06563
turbine	62658	59662	2995	0,07689
Combustion Chamber	126306	101457	24849	0,6378
hrsg	19214	12757	6457	0,1657
totall	85043	30000	38960	1

برای ضریب عملکرد قانون دوم خواهیم داشت:

$$y_{ex} = 50.28\% \quad (۱-۶)$$

همانطور که مشخص است بیشترین تخریب انرژی مربوط به محفظه احتراق می باشد که با توجه به پدیده احتراق و بالا بودن دما قابل پیش بینی می باشد، پس بهتر است روی محفظه احتراق تمرکز کرد. کمترین تخریب انرژی مربوط به پیش خنک کن می باشد.

## ۳-۶ نتایج حاصل از تحلیل انرژی چرخه ترکیبی

در جدول ۱-۶ نتایج حاصل از تحلیل انرژی چرخه ترکیبی ارائه شده است. این داده ها از شبیه سازی سیکل مورد نظر در نرم افزار و با استفاده از روابط استفاده شده در فصل پنجم این پایان نامه حاصل شده اند.

جدول ۴-۶: تحلیل انرژی چرخه ترکیبی توربین گاز و sofc

State point	Material flow	$T(k)$	$P(bar)$	$h(kJ / kmol)$	$s(kJ / kmolK)$	$e_x(kJ / kmol)$
۱	air	298,2	1,013	-4712	199,2	0
۲	air	610,8	10,13	4631	201,4	8681
۳	air	850	9,624	12180	212,3	12977
۳	Combustion product	950	9,624	15443	215,9	15178
۴	Combustion product	1520	8,685	12592	235,2	30677
۵	Combustion product	1018	1,099	-5252	238,2	11944
۶	Combustion product	799,5	1,066	- 12599	230,4	6941
۷	Combustion product	451,3	1,013	- 23595	212,8	1184
۸	water	298,2	20	1920	6,601	79,29
۹	water	485,6	20	50420	114,2	16495
۱۰	methane	298,2	12	- 74595	165,7	830476
11	methane	298,2	12	- 74595	165,7	830476

در نتیجه برای کار خالص چرخه ترکیبی توربین گاز و sofc داریم:

$$\dot{W}_{net} = 74163 kW \quad (۵-۶)$$

برای بازده قانون دوم نیز داریم:

$$y_{II, cyc} = 56.48\% \quad (۶-۶)$$

همانطور که ملاحظه می شود وجود sofc باعث افزایش کار چرخه و در نتیجه اگزرژی خروجی چرخه می شود در نتیجه مقدار قانون دوم یا بازده قانون دوم اگزرژی به ۵۶/۴۸ افزایش پیدا خواهد کرد. البته باید توجه کرد که افزودن sofc علاوه بالا بردن بازده قانون دوم اگزرژی باعث بالا رفتن تخریب اگزرژی کل می شود برای این حالت مقدار ولتاژ پیل سوختی ۰/۷۶ ولتاژ خواهد بود.

#### ۴-۶ نتایج حاصل از تحلیل اگزژیکی چرخه ترکیبی

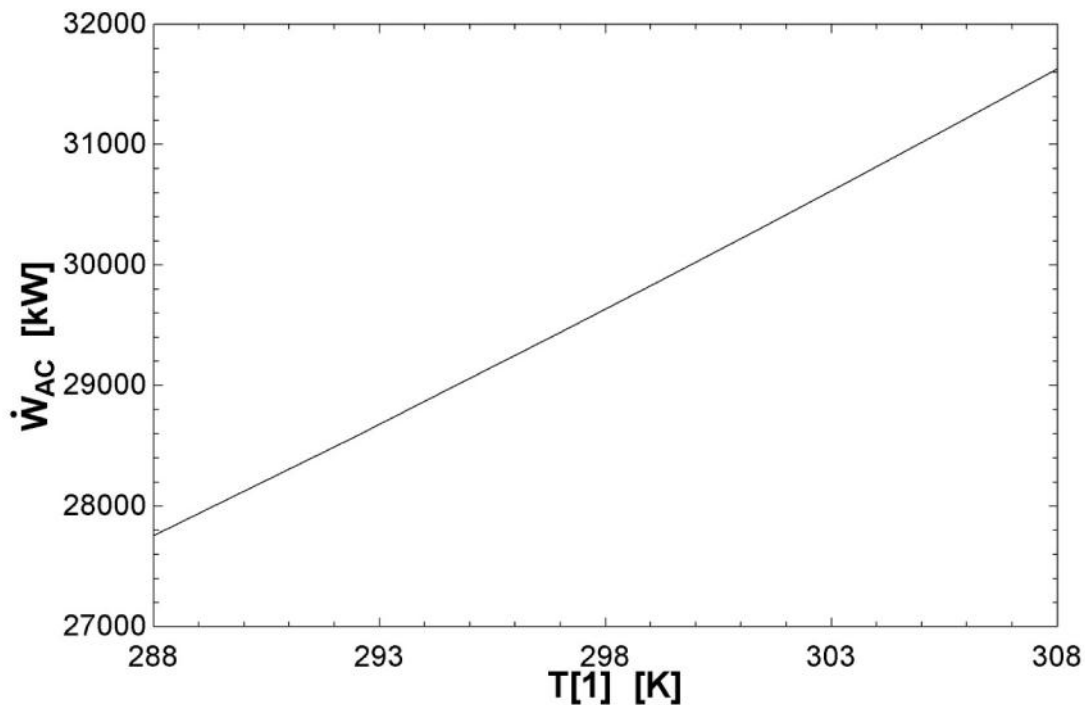
در جدول ۵-۶: تحلیل اگزرژی چرخه توربین گاز و sofc به نمایش درآمده است. همان طور که مشخص است که مقدار تخریب اگزرژی به مقدار قابل توجهی افزایش یافته است و این به آن دلیل است که در sofc سوخت متان که اگزرژی قابل توجهی دارد وارد چرخه شده است، و این به نوبه خود در هر حجم کنترل باعث افزایش تخریب اگزرژی با توجه به روابط موجود در فصل قبل شده است. با توجه به نتایج بدست آمده مشخص است که قبل از sofc به علت تغییرات کم اگزرژی مقدار تخریب اگزرژی به مقدار کمی افزایش یافته است.

جدول ۵-۶: تحلیل اگزرژی چرخه توربین گاز و sofc

	$\dot{E}_{D,k} (kW)$
Air compressor	2208
Air preheater	2751
turbine	3043
sofc	774310
Combustion Chamber	21633
hrsg	6974
totall	810740

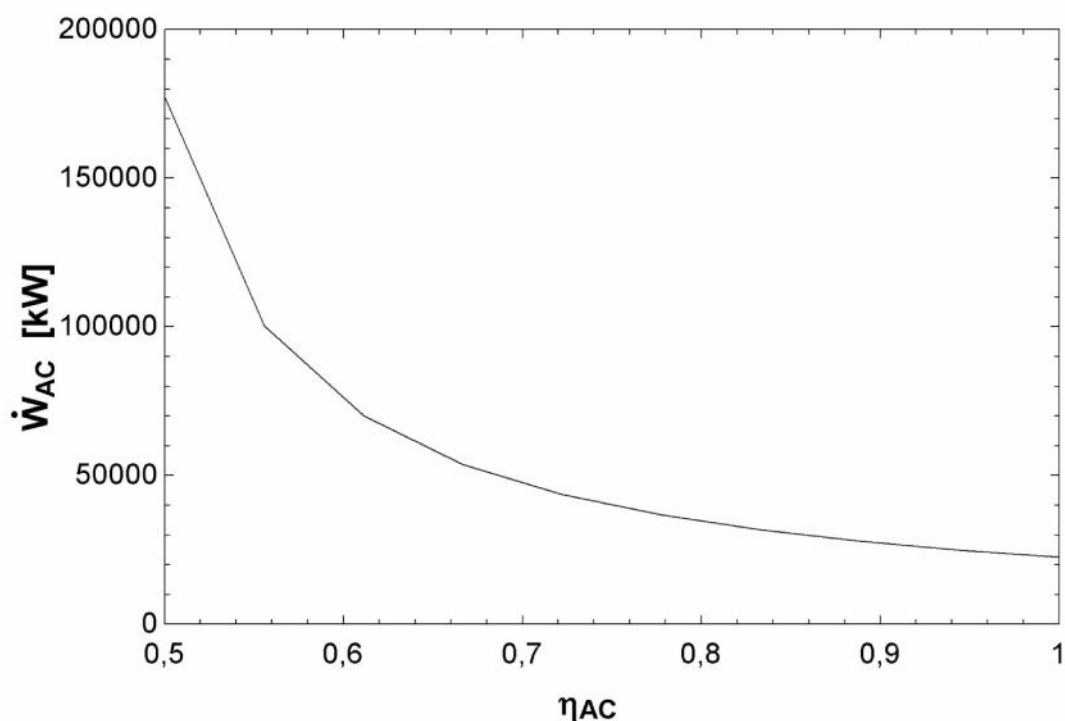
## ۵-۶ تحلیل پارامتریک

در شکل ۱-۶: تاثیر دمای ورودی کمپرسور روی کار کمپرسور نمایش درآمده است مشخص است که با افزایش دمای ورودی کمپرسور تاثیر منفی روی کار خالص چرخه خواهد گذاشت، این نتیجه برای چرخه ترکیبی sofc و توربین گاز نیز بدست آمد. برای همین همیشه سعی در کاهش دمای ورودی کمپرسور می‌کنیم تا مقدار کار کمپرسور کاهش و کار خالص چرخه افزایش پیدا کند.



شکل ۱-۶: تاثیر دمای ورودی کمپرسور روی کار کمپرسور

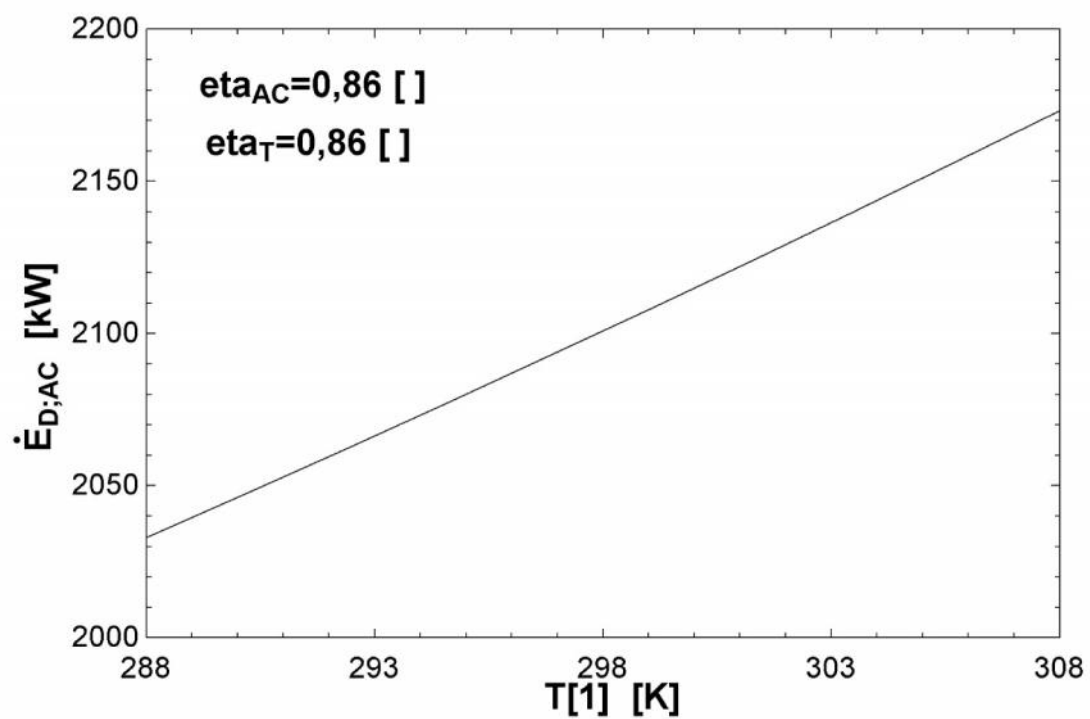
در شکل ۲-۶: تاثیر بازده کمپرسور روی کار کمپرسور به نمایش درآمده است، با افزایش بازده کمپرسور کار کمپرسور کاهش و کار خالص چرخه افزایش پیدا خواهد کرد. شایان ذکر است بالا بودن کار خالص نشانگر انرژی خروجی خالص بالا نیز می‌باشد.



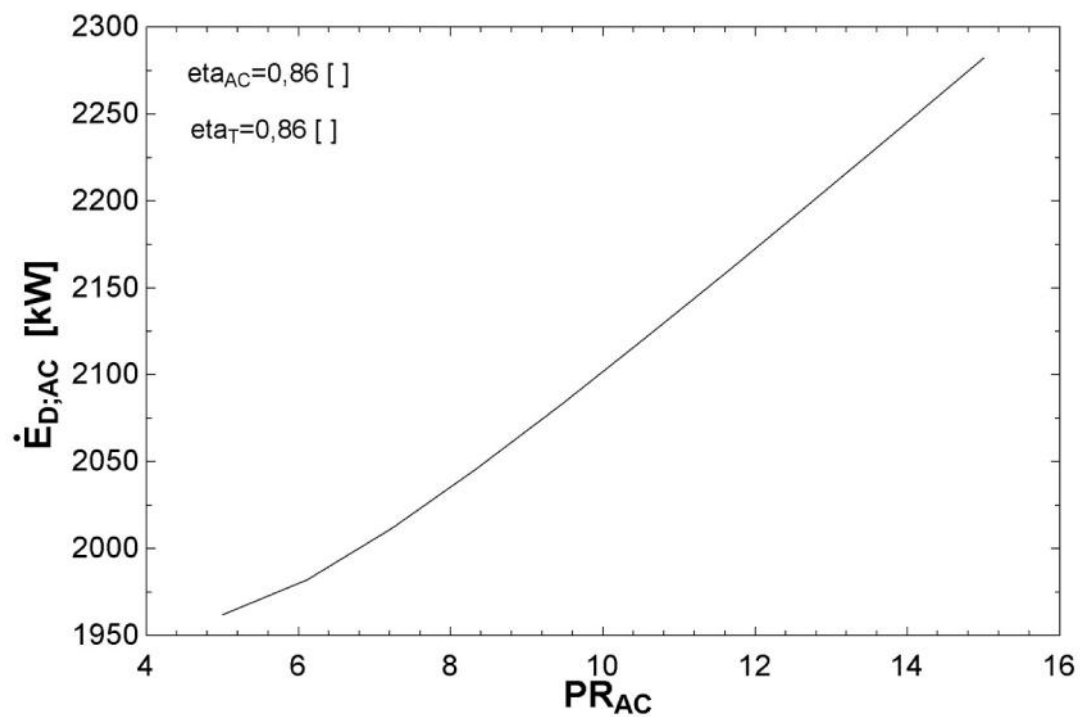
شکل ۲-۶: تاثیر بازده کمپرسور روی کار کمپرسور

در شکل ۳-۶: تاثیر دمای ورودی کمپرسور روی تخریب اگزرژی کمپرسور به نمایش درآمده است، با افزایش دمای ورودی کمپرسور باعث افزایش تخریب اگزرژی کمپرسور می شود و این به آن علت است که اگزرژی سوخت چرخه به مقدار قابل توجهی افزایش خواهد یافت که این تاثیر منفی روی تخریب اگزرژی کل چرخه خواهد گذاشت.

در شکل ۴-۶: تاثیر نسبت فشار کمپرسور روی تخریب اگزرژی کمپرسور به نمایش درآمده است با افزایش نسبت فشار کمپرسور باعث افزایش تخریب اگزرژی کمپرسور می شود و این به آن علت است که اگزرژی سوخت چرخه به مقدار قابل توجهی افزایش خواهد یافت که این تاثیر منفی روی تخریب اگزرژی کل چرخه خواهد گذاشت.



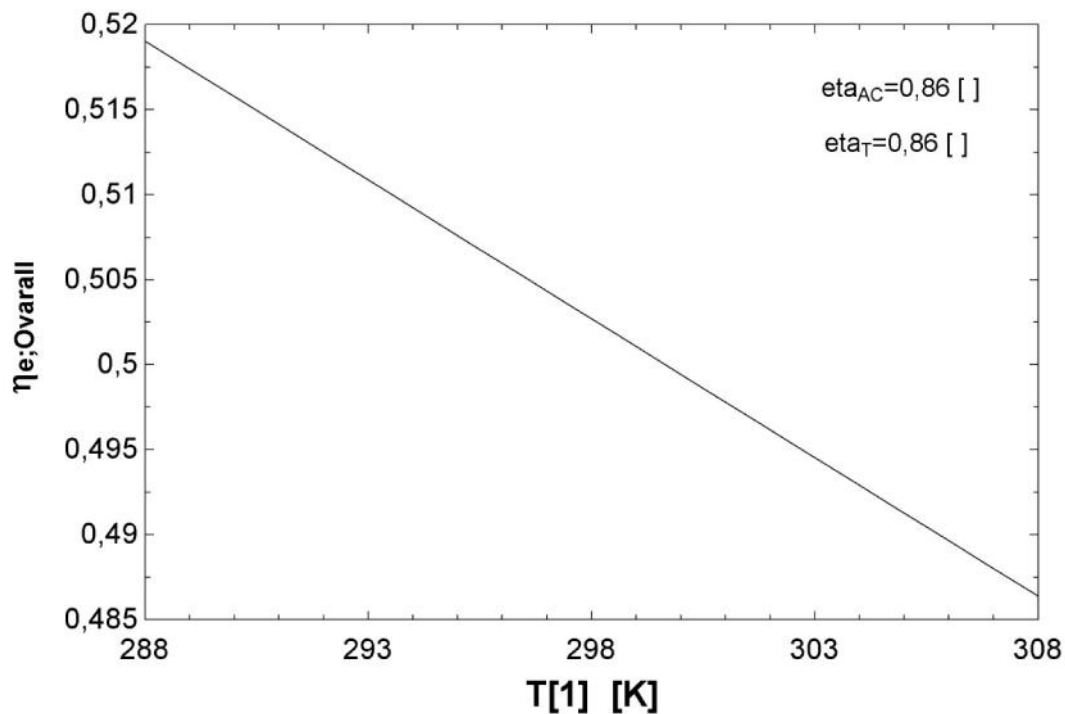
شکل ۳-۶: تاثیر دمای ورودی کمپرسور روی تخریب انرژی کمپرسور



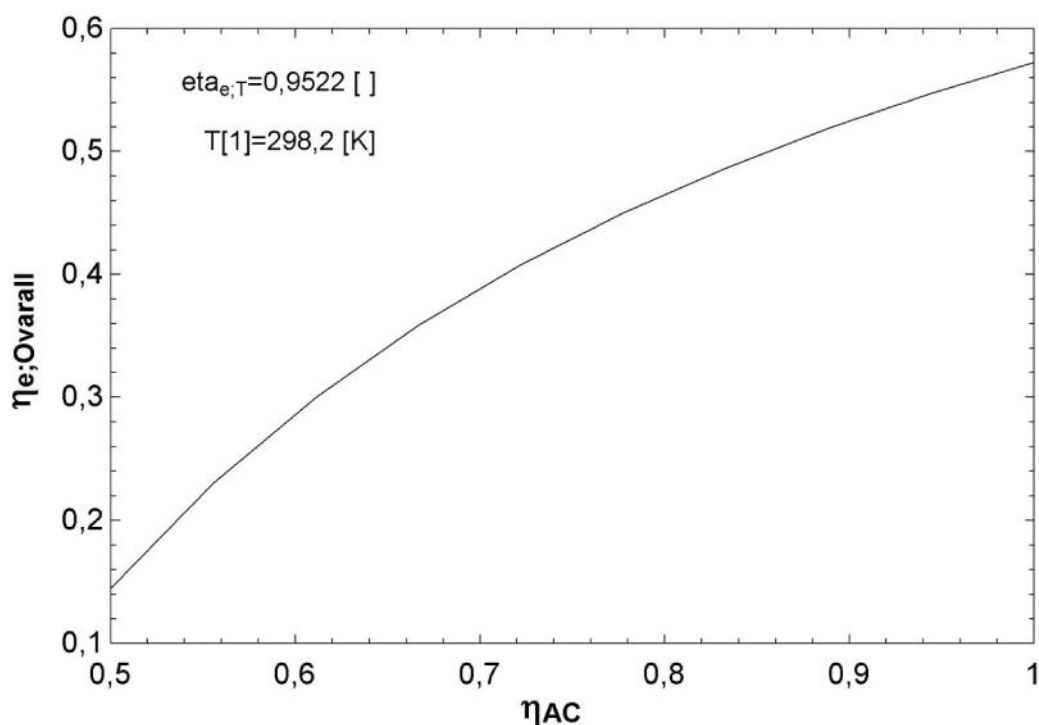
شکل ۴-۶: تاثیر نسبت فشار کمپرسور روی تخریب انرژی کمپرسور

در شکل ۵-۶: تاثیر دمای ورودی کمپرسور روی بازده اگزرژی کل به نمایش درآمده است با افزایش دمای ورودی کمپرسور باعث افزایش تخریب اگزرژی کمپرسور می شود و این تاثیر منفی روی تخریب اگزرژی کل چرخه خواهد گذاشت، در نتیجه مقدار بازده اگزرژی کل چرخه کاهش پیدا خواهد کرد. پس در حالت کلی افزایش دمای ورودی کمپرسور تاثیر منفی روی روی قانون اول و دوم را خواهد گذاشت.

در شکل ۶-۶: تاثیر بازده کمپرسور روی بازده اگزرژی کل نشان داده شده است، با افزایش بازده کمپرسور مقدار کار کمپرسور کاهش و در نتیجه کار خالص چرخه افزایش می یابد، افزایش کار خالص چرخه منجر به افزایش اگزرژی محصول چرخه و در نتیجه بازده اگزرژی کل چرخه خواهد شد.



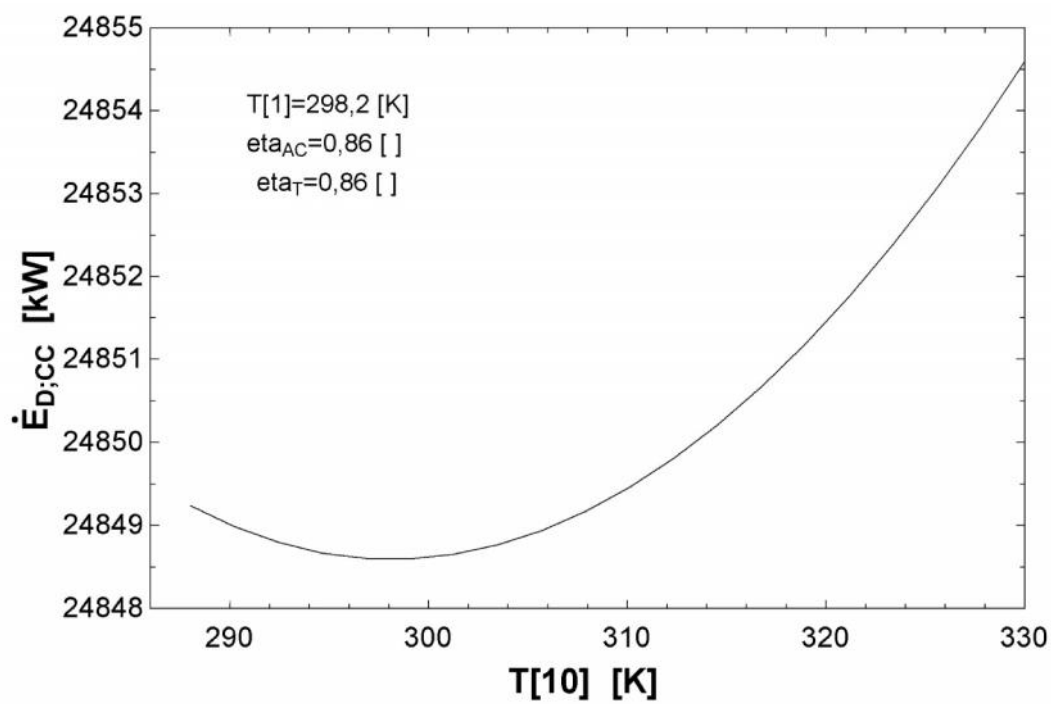
شکل ۵-۶: تاثیر دمای ورودی کمپرسور روی بازده اگزرژی کل



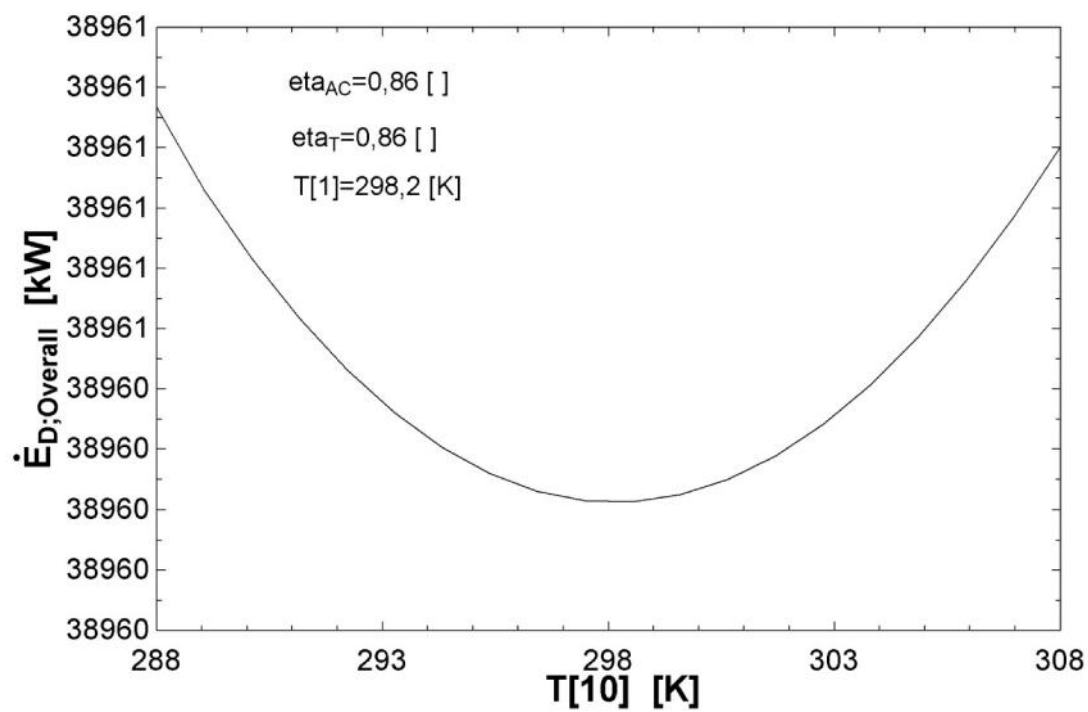
شکل ۶-۶: تاثیر بازده کمپرسور روی بازده اگزرژی کل

در شکل ۶-۷: تاثیر دمای ورودی محفظه احتراق روی تخریب اگزرژی محفظه احتراق را ملاحظه می‌کنیم. ملاحظه می‌کنیم که با افزایش دمای ورودی محفظه احتراق، تخریب اگزرژی محفظه احتراق افزایش می‌یابد، این به آن علت است که با افزایش دما، اگزرژی سوخت محفظه احتراق یا اگزرژی ورودی محفظه احتراق افزایش می‌یابد.

در شکل ۶-۸: تاثیر دمای ورودی محفظه احتراق روی تخریب اگزرژی کل را نشان داده شده است. با توجه به نتیجه گفته شده در قسمت قبل با افزایش دمای ورودی محفظه احتراق، تخریب اگزرژی محفظه احتراق و در نتیجه تخریب اگزرژی کل افزایش می‌یابد. باید توجه داشت که با افزایش تخریب اگزرژی کل مقدار بازده قانون دوم کل چرخه کاهش می‌یابد، البته از طرف دیگر گفت با افزایش دمای ورودی محفظه احتراق اگزرژی ورودی کل چرخه افزایش می‌یابد که این منجر به کاهش مقدار بازده قانون دوم می‌شود.

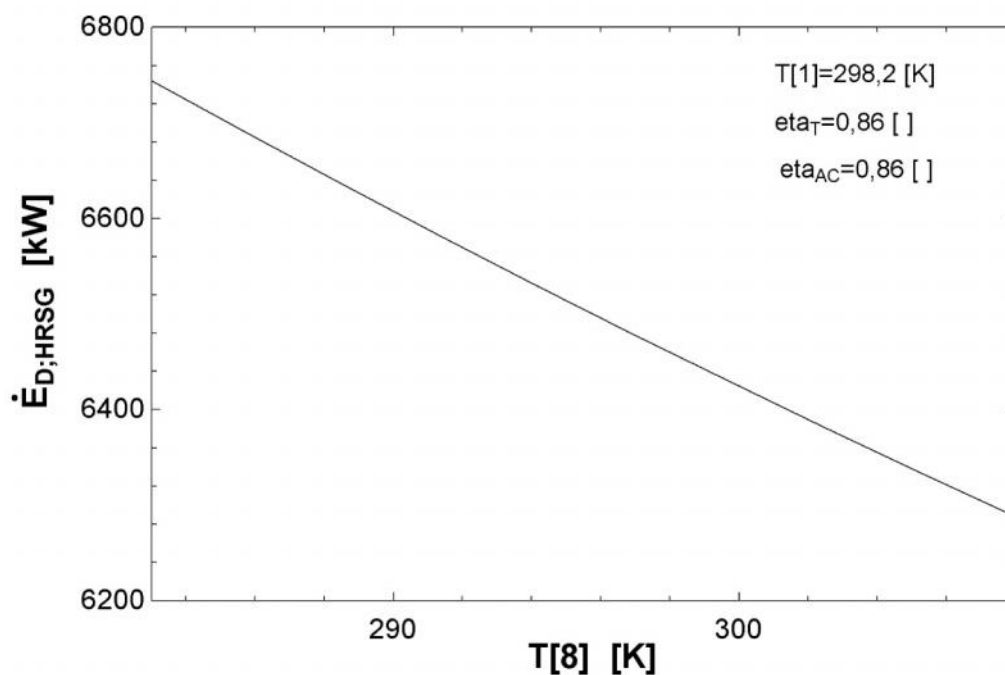


شکل ۶-۷: تاثیر دمای ورودی محفظه احتراق روی تخریب اگزورژی محفظه احتراق

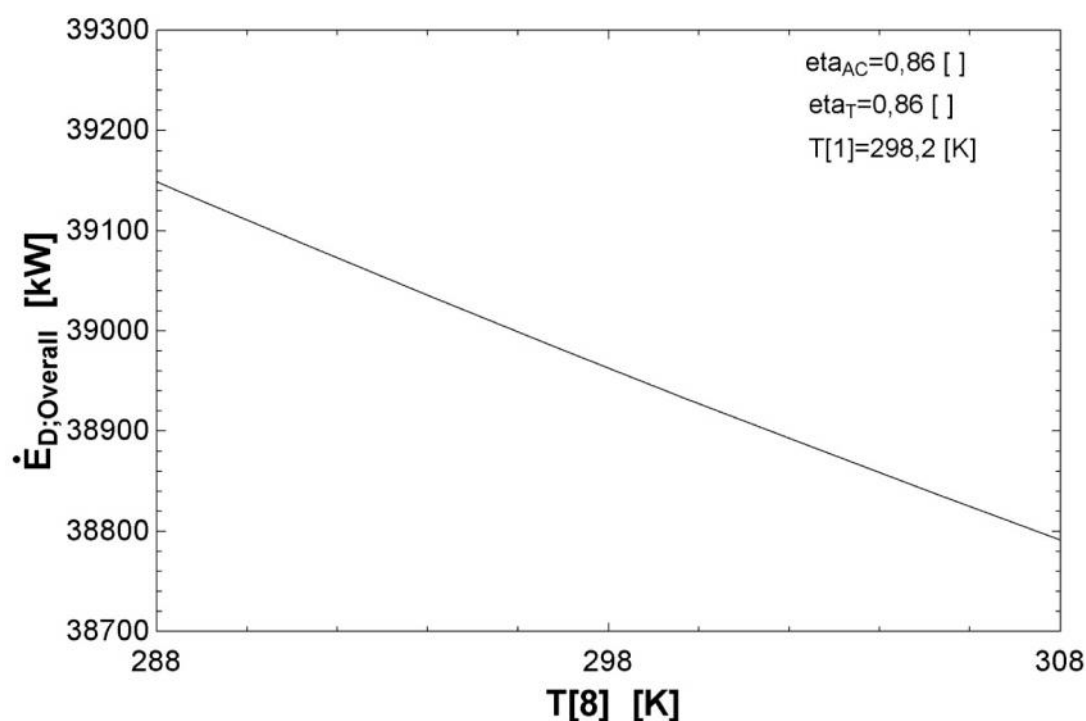


شکل ۶-۸: تاثیر دمای ورودی محفظه احتراق روی تخریب اگزورژی کل

در شکل ۹-۶: تاثیر دمای آب ورودی hrsg روی تخریب اگزرژی hrsg را مشاهده می نماییم. با افزایش دمای ورودی آب باعث می شود که مقدار اگزرژی آب باعث اتلافات کم در hrsg شده و این به نوبه خود باعث کاهش تخریب اگزرژی hrsg و در نتیجه تخریب اگزرژی کل می شود. نتایج کاهش تخریب اگزرژی کل را در شکل ۱۰-۶ مشاهده می نماییم.



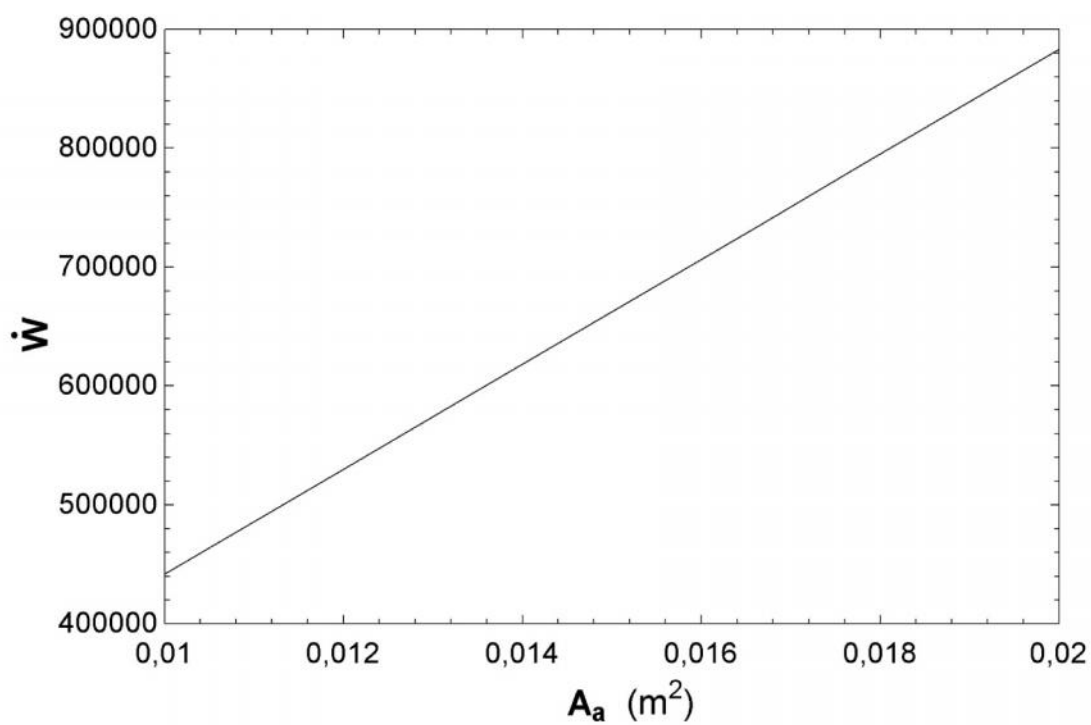
شکل ۹-۶: تاثیر دمای آب ورودی hrsg روی تخریب اگزرژی hrsg



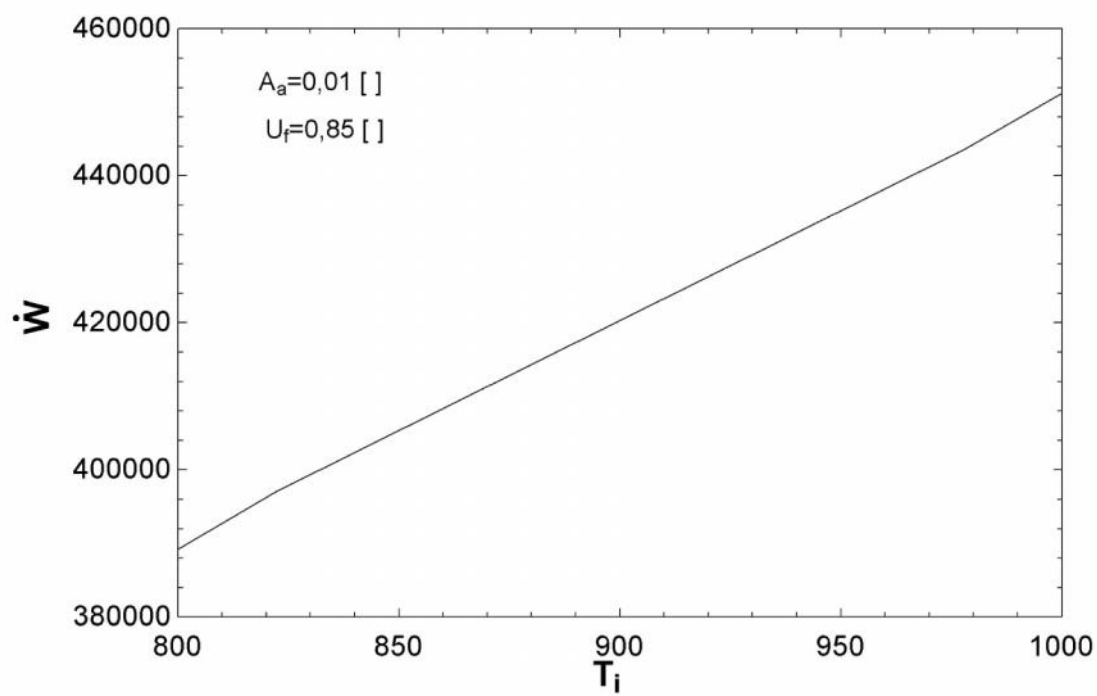
شکل ۶-۱۰: تاثیر دمای ورودی hrsg روی تخریب انرژی کل

در شکل ۶-۱۱: تاثیر مساحت روی انرژی تولیدی sofc را مشاهده می کنیم. مشخص است که با افزایش مساحت پیل سوختی کار خروجی پیل سوختی افزایش می یابد. پس همواره انتخاب مساحت بزرگتر به نفع ما خواهد بود.

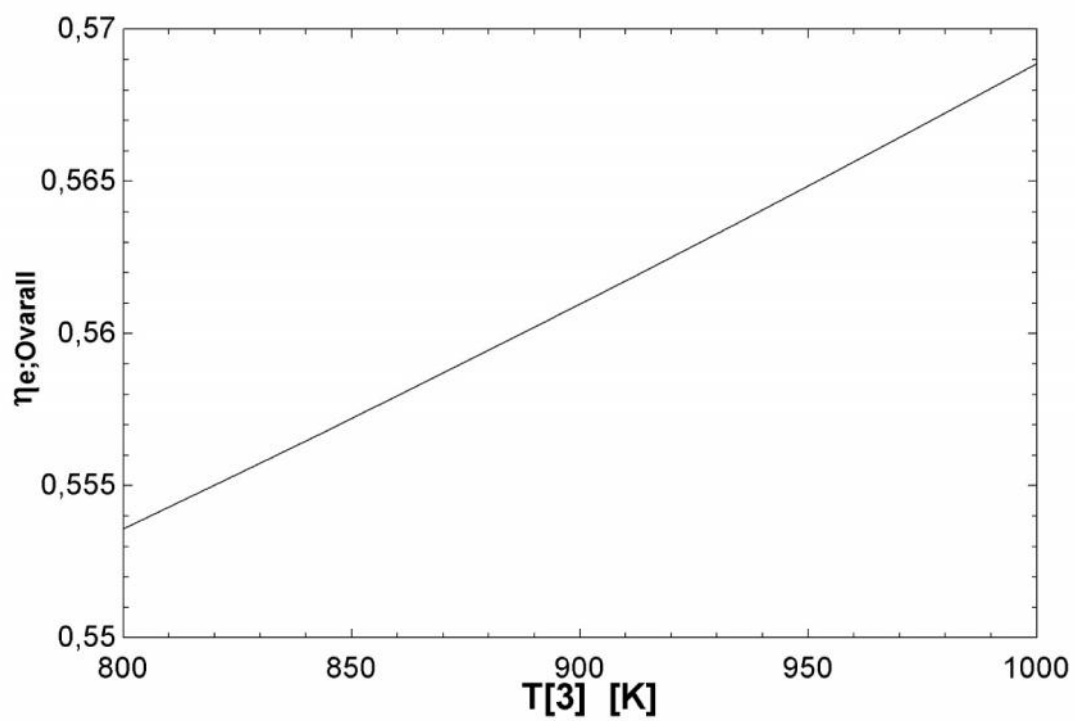
در شکل ۶-۱۲: تاثیر دمای ورودی پیل روی انرژی تولیدی sofc را ملاحظه می نماییم، مشخص است که با افزایش دمای ورودی پیل واکنش ها در دمای بالاتری در sofc انجام شده و باعث می شود که ولتاژ و کار تولیدی در sofc بیشتر شود که این منجر به افزایش بازده قانون اول و دوم همانطور که شکل ۶-۱۳ آمده است خواهد شد.



شکل ۶-۱۱: تاثیر مساحت روی انرژی تولیدی sofc



شکل ۶-۱۲: تاثیر دمای ورودی پیل روی انرژی تولیدی sofc



شکل ۶-۱۳: تاثیر دمای خروجی از sofc روی بازده اگزرژی کل چرخه ترکیبی

## ۶-۶ پیشنهادات

- در پایان نامه دیگر از هوا به عنوان یک گاز ایده آل مورد استفاده قرار گیرد تا تاثیر واقعی و ایده آل بودن بیشتر خود را نشان دهد.
- از آنجایی که در این پایان نامه سیکل های ترکیبی از دیدگاه انرژی و اگزرژی بررسی شده است، می توان تحلیل اگزرژی پیشرفته را روی این سیکل ها انجام داد تا کار برگشت پذیر و برگشت ناپذیر روی تک تک اجزا را بدست آورد.
- همچنین بهتر است اگزرژی اکونومیک را برای سیکل های ترکیبی بررسی شده انجام داد تا معلوم شود سیکل ترکیبی معرفی شده که بالاترین بازده را از دیدگاه انرژی و اگزرژی دارند، از لحاظ اقتصادی بهینه باشند.
- در مطالعات بعدی می توان از سیکل های رانکین با مبدل حرارتی داخلی استفاده شود. زیرا دارای انرژی اتلافی بسیار زیادی می باشد.
- می توان همین بررسی را برای انواع سیکل های رانکین از جمله سیکل رانکین با گرمکن تغذیه باز و بسته نیز انجام داد.
- از پیل سوختی در چرخه های دما بالا همانند نیروگاه های هسته ای استفاده گردد و از لحاظ قانون اول و دوم مورد مقایسه قرار گیرد.

- [1] Achenbach, E., (1995) "Response of a solid oxide fuel cell to load change", Journal of Power Sources 57,105-109.
- [2] Achenbach, E., Riensche, E., (1994) "Methane/steam reforming kinetics for solid oxide fuel cells", Journal of Power Sources 52 , 283-288.
- [3] Campanari, S., (2000) "Full load and part load performance prediction for integrated SOFC and microturbine systems", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 122 , 239-246.
- [4] Chan, S. H., Ho, H. K., Tian, Y., (2003) "Modeling for part-load operation of solid oxide fuel cell-gas turbine hybrid power plant", Journal of Power Sources 114 ,213-227.
- [5] Costamagna, P., Magistri, L., Massardo, A.F., (2001)"Design and part-load performance of a hybrid system based on a solid oxide fuel cell reactor and a micro gas turbine", Journal of Power Sources 96 , 352-368.
- [6] GPROMS (General Process Modelling and Simulation Tool), v.2.3.4, Process Systems Enterprise Ltd., London, <http://www.psenterprise.com/>
- [ ] بهزادی فروغ، عاطفه؛ روشندل، رامین. (۱۳۹۱)، «مدل سازی و بررسی پارامتریک سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسیدجامد و میکروتوربین گازی»، نشریه انرژی ایران، ۱-۱۷.
- [8] Saebea, D., Patcharavorachot, Y., Assabumrungrat, S., Arpornwichanop, A.(2013) "Analysis of a pressurized solid oxide fuel cellegas turbine hybrid power system with cathode gas recirculation " international journal of hydrogen energy, Vol. 38, pp. 4748-4759.
- [9] Hanzo, Ordenez, J.C., Vargas., J.V.C.(2011) "Single solid oxide fuel cell modeling and optimization" Journal of power sources, Vol. 196, p.p. 7519-7532.
- [۱۰] قاضی زاده، محمد صادق؛ غلامی، عادل؛ رودکی، سید میر جواد. (۱۳۹۰)، «تعیین ظرفیت بهینه و آنالیز حساسیت سیستم تولید همزمان برق، حرارت و سرما بر پایه محرک اولیه پیل سوختی برای یک آپارتمان مسکونی»، نشریه انرژی ایران، ۱-۱۸.
- [11] Johannesen, N. H.,(1951) "Ejector Theory and Experiments, Dissertation, Danish Academy of Technical Sciences", Copenhagen, Denmark.
- [12] Naimaster, E. J., Sleiti, A.K., (2013) "Potential of SOFC CHP systems for energy-efficient commercial buildings" Energy and Buildings, Vol. 61, p. p.153-160.
- [۱۳] بزرگمهری، شهریار؛ حامدی، محسن؛ محبی، حامد؛ قبادزاده، امیر؛ اصلان نژاد، حامد (۱۳۹۱) «ارزیابی عملکرد و زیرساختار تک سل پیل سوختی اکسیدجامد»، نشریه انرژی ایران، ۲۱-۳۶.

- [14] Kurzke, J.,(2004) “Compressor and turbine maps for gas turbine performance computer programs – Component Map Collection 2”, Joachim Kurzke, Dachau, Germany.
- [15] Kimijima, S., Kasagi, N.,(2002) “Performance evaluation of gas turbine-fuel cell hybrid micro generation system”, ASME Paper -GT-30111.
- [16] Marsano, F., Magistri, L., Massardo, A.F., (2004)“Ejector performance on a solid oxide fuel cell anodic recirculation system”, Journal of Power Sources 129, 216-228.
- [17] Nakajo, A., Stiller, C., Härkegård, G., Bolland, O., (2000)“Modeling of thermal stresses and probability of failure of tubular solid oxide fuel cells”, to be submitted to Journal of Power Sources
- [18] Pålsson, J., Selimovic, A.,(2001) “Design and off-design predictions of a combined SOFC and gas turbine system”, ASME Paper -GT-0379.
- [19] Pålsson, J., Selimovic, A., Sjunnesson, L.,(2000) “Combined solid oxide fuel cell and gas turbine systems for efficient power and heat generation”, Journal of Power Sources 86, 442-448.
- [20] Rao, A.D., Samuelsen, G.S.,(2002) “Analysis strategies for tubular solid oxide fuel cell based hybrid systems”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 124, 503-509.
- [۲۱] نیروگاه گازی باختر دورود، براون باوری (BBC)
- [22] Singhal, S. C., Kendall, K., (2003) "High Temperature Solid Oxide Fuel Cells - Fundamentals, Design and Applications", Elsevier Ltd.
- [23] Song, T.W., Sohn, J.L., Kim, J.H., Kim, T.S., Ro, S.T., Suzuki, K.,(2004) “Parametric studies for a performance analysis of a SOFC/MGT hybrid power system based on a quasi-2D model”, ASME Paper -GT-53304.
- [24] Stephanopoulos, G.,(1984) "Chemical Process Control – An Introduction to Theory and Practice", Prentice-Hall Inc., New Jersey.
- [25] Stiller, C., Thorud, B., Bolland, O.,(2005) “Safe dynamic operation of a simple SOFC/GT hybrid system”, ASME Paper -GT-68481.
- [26] Stiller, C., Thorud, B., Seljebø, S., Mathisen, Ø., Karoliussen, H., Bolland, O., (2005) “Finitevolume modeling and hybrid-cycle performance of planar and tubular solid oxide fuel cells”, Journal of Power Sources 141 , 227–240.
- [27] Thorud, B., Stiller, C., Weydahl, T., Bolland, O., Karoliussen, H.,(2004) “Part-load and loadchange simulation of tubular SOFC systems”, 6th European Solid Oxide Fuel Cell Forum, Lucerne, Switzerland.

- [28] Veyo, S.E., Lundberg, W.L. Vora, S.D., Litzinger, K.P.,(2003) “Tubular SOFC hybrid power system status”, ASME Paper -GT-38943.
- [29] Von Spakovsky, M.R., Rancruel, D., Nelson, D., Mazumder, S.K., Burra, R., Acharya, K., Haynes, C., Williams, R., Gemmen, R.S.,(2003) “Investigation of system and component performance and interaction issues for solid oxide fuel cell based auxiliary power units responding to changes in application load”, IECON Proceedings (Industrial Electronics Conference), v 2, 1574-1579.
- [30] Yi, Y., Smith, T.P., Brouwer, J., Rao, A.D., Samuelsen, G.S.,(2003) “Simulation of a 220 kW hybrid SOFC gas turbine system and data comparison”, Electrochemical Society Proceedings -7 1442-1454.
- [31] Zhu, Y., Tomsovic, K., (2002) “Development of models for analyzing the load-following performance of microturbines and fuel cells”, Electric Power Systems Research 62,1-11.

\*\*\*\*\* Validate\*\*\*\*\*

"dead State"

T\_0=298,15

P\_0=1,013

x\_CO2\_air=0,0003

x\_H2O\_air=0,019

x\_N2\_air=0,7748

x\_O2\_air=0,2059

h\_0\_air=(x\_N2\_air\*(ENTHALPY(N2;T=T\_0)))+(x\_O2\_air\*(ENTHALPY(O2;T=T\_0)))+(x\_CO2\_air\*(ENTHALPY(CO2;T=T\_0)))+(x\_H2O\_air\*(ENTHALPY(H2O;T=T\_0)))

s\_0\_air=(x\_N2\_air\*(ENTROPY(N2;T=T\_0;P=x\_N2\_air\*P\_0)))+(x\_O2\_air\*(ENTROPY(O2;T=T\_0;P=x\_O2\_air\*P\_0)))+(x\_CO2\_air\*(ENTROPY(CO2;T=T\_0;P=x\_CO2\_air\*P\_0)))+(x\_H2O\_air\*(ENTROPY(H2O;T=T\_0;P=x\_H2O\_air\*P\_0)))

LHV\_CH4=802361

T[3]=850

T[4]=1520

T\_fuel=298,15

-)

\*0.02

(lambda\*LHV\_CH4)+(x\_N2\_air\*ENTHALPY(N2;T=T[3])+x\_O2\_air\*ENTHALPY(O2;T=T[3])+x\_CO2\_air\*ENTHALPY(CO2;T=T[3])+x\_H2O\_air\*ENTHALPY(H2O;T=T[3]))+(lambda\*ENTHALPY(CH4;T=T\_fuel))-(0,7747\*ENTHALPY(N2;T=T[4])+(0,2059-2\*lambda)\*ENTHALPY(O2;T=T[4])+(0,0003+lambda)\*ENTHALPY(CO2;T=T[4])+(0,019+2\*lambda)\*ENTHALPY(H2O;T=T[4]))=0

x\_N2\_product=0,7748/(1+lambda)

x\_O2\_product=(0,2059-2\*lambda)/(1+lambda)

x\_CO2\_product=(0,0003+lambda)/(1+lambda)

x\_H2O\_product=(0,019+2\*lambda)/(1+lambda)

n\_dot\_f=lambda\*n\_dot\_a)

x\_H2O\_product\_g0/(x\_N2\_product+x\_O2\_product+x\_CO2\_product+x\_H2O\_product+x\_H2O\_product\_g0))\*1,013=P\_sat(Water;T=298,15)

x\_H2O\_product\_l0=x\_H2O\_product-x\_H2O\_product\_g0

s\_0H2O\_L=69,948

h\_0H2O\_L=-285829

h\_0\_cp=(x\_N2\_product\*(ENTHALPY(N2;T=T\_0)))+(x\_O2\_product\*(ENTHALPY(O2;T=T\_0)))+(x\_CO2\_product\*(ENTHALPY(CO2;T=T\_0)))+(x\_H2O\_product\_g0\*(ENTHALPY(H2O;T=T\_0)))+(x\_H2O\_product\_l0\*h\_0H2O\_L)

s\_0\_cp=(x\_N2\_product\*(ENTROPY(N2;T=T\_0;P=x\_N2\_product\*P\_0)))+(x\_O2\_product\*(ENTROPY(O2;T=T\_0;P=x\_O2\_product\*P\_0)))+(x\_CO2\_product\*(ENTROPY(CO2;T=T\_0;P=x\_CO2\_product\*P\_0)))+(x\_H2O\_product\_g0\*(ENTROPY(O2;T=T\_0;P=x\_O2\_product\*P\_0)))+(x\_H2O\_product\_l0\*s\_0H2O\_L)

"State 1"

P[1]=1,013

T[1]=298,15

h[1]=x\_N2\_air\*ENTHALPY(N2;T=T[1])+x\_O2\_air\*ENTHALPY(O2;T=T[1])+x\_CO2\_air

$*ENTHALPY(CO_2;T=T[1])+x_{H_2O\_air}*ENTHALPY(H_2O;T=T[1])$   
 $s[1]=x_{N_2\_air}*ENTROPY(N_2;T=T[1];P=x_{N_2\_air}*P[1])+x_{O_2\_air}*ENTROPY(O_2;T=T[1];P=x_{O_2\_air}*P[1])+x_{CO_2\_air}*ENTROPY(CO_2;T=T[1];P=x_{CO_2\_air}*P[1])+x_{H_2O\_air}*ENTROPY(H_2O;T=T[1];P=x_{H_2O\_air}*P[1])$

"State 2"

PR\_AC=10

P[2]=P[1]\*PR\_AC

s\_2s=s[1]

$s_{2s}=x_{N_2\_air}*ENTROPY(N_2;T=T_{2s};P=x_{N_2\_air}*P[2])+x_{O_2\_air}*ENTROPY(O_2;T=T_{2s};P=x_{O_2\_air}*P[2])+x_{CO_2\_air}*ENTROPY(CO_2;T=T_{2s};P=x_{CO_2\_air}*P[2])+x_{H_2O\_air}*ENTROPY(H_2O;T=T_{2s};P=x_{H_2O\_air}*P[2])$

$h_{2s}=x_{N_2\_air}*ENTHALPY(N_2;T=T_{2s})+x_{O_2\_air}*ENTHALPY(O_2;T=T_{2s})+x_{CO_2\_air}*ENTHALPY(CO_2;T=T_{2s})+x_{H_2O\_air}*ENTHALPY(H_2O;T=T_{2s})$

eta\_AC=0,86

eta\_AC=(h\_2s-h[1])/(h[2]-h[1])

$h[2]=x_{N_2\_air}*ENTHALPY(N_2;T=T[2])+x_{O_2\_air}*ENTHALPY(O_2;T=T[2])+x_{CO_2\_air}*ENTHALPY(CO_2;T=T[2])+x_{H_2O\_air}*ENTHALPY(H_2O;T=T[2])$

$s[2]=x_{N_2\_air}*ENTROPY(N_2;T=T[2];P=x_{N_2\_air}*P[2])+x_{O_2\_air}*ENTROPY(O_2;T=T[2];P=x_{O_2\_air}*P[2])+x_{CO_2\_air}*ENTROPY(CO_2;T=T[2];P=x_{CO_2\_air}*P[2])+x_{H_2O\_air}*ENTROPY(H_2O;T=T[2];P=x_{H_2O\_air}*P[2])$

"State 3"

P[3]=0,95\*P[2]

$h[3]=x_{N_2\_air}*ENTHALPY(N_2;T=T[3])+x_{O_2\_air}*ENTHALPY(O_2;T=T[3])+x_{CO_2\_air}*ENTHALPY(CO_2;T=T[3])+x_{H_2O\_air}*ENTHALPY(H_2O;T=T[3])$

$s[3]=x_{N_2\_air}*ENTROPY(N_2;T=T[3];P=x_{N_2\_air}*P[3])+x_{O_2\_air}*ENTROPY(O_2;T=T[3];P=x_{O_2\_air}*P[3])+x_{CO_2\_air}*ENTROPY(CO_2;T=T[3];P=x_{CO_2\_air}*P[3])+x_{H_2O\_air}*ENTROPY(H_2O;T=T[3];P=x_{H_2O\_air}*P[3])$

"State 4"

P[4]=0,95\*P[3]

$h[4]=x_{N_2\_product}*ENTHALPY(N_2;T=T[4])+x_{O_2\_product}*ENTHALPY(O_2;T=T[4])+x_{CO_2\_product}*ENTHALPY(CO_2;T=T[4])+x_{H_2O\_product}*ENTHALPY(H_2O;T=T[4])$

$s[4]=x_{N_2\_product}*ENTROPY(N_2;T=T[4];P=x_{N_2\_product}*P[4])+x_{O_2\_product}*ENTROPY(O_2;T=T[4];P=x_{O_2\_product}*P[4])+x_{CO_2\_product}*ENTROPY(CO_2;T=T[4];P=x_{CO_2\_product}*P[4])+x_{H_2O\_product}*ENTROPY(H_2O;T=T[4];P=x_{H_2O\_product}*P[4])$

"State 5"

P[7]=1,013

P[6]=P[5]\*0,97

P[7]=P[6]\*0,95

s\_5s=s[4]

$s_{5s}=x_{N_2\_product}*ENTROPY(N_2;T=T_{5s};P=x_{N_2\_product}*P[5])+x_{O_2\_product}*ENTROPY(O_2;T=T_{5s};P=x_{O_2\_product}*P[5])+x_{CO_2\_product}*ENTROPY(CO_2;T=T_{5s};P=x_{CO_2\_product}*P[5])+x_{H_2O\_product}*ENTROPY(H_2O;T=T_{5s};P=x_{H_2O\_product}*P[5])$

```

h_5s=x_N2_product*ENTHALPY(N2;T=T_5s)+x_O2_product*ENTHALPY(O2;T=T_5s)+
x_CO2_product*ENTHALPY(CO2;T=T_5s)+x_H2O_product*ENTHALPY(H2O;T=T_5s)
eta_T=0,86
eta_T=(h[4]-h[5])/(h[4]-h_5s)
h[5]=x_N2_product*ENTHALPY(N2;T=T[5])+x_O2_product*ENTHALPY(O2;T=T[5])+x
_CO2_product*ENTHALPY(CO2;T=T[5])+x_H2O_product*ENTHALPY(H2O;T=T[5])
s[5]=x_N2_product*ENTROPY(N2;T=T[5];P=x_N2_product*P[5])+x_O2_product*ENTR
OPY(O2;T=T[5];P=x_O2_product*P[5])+x_CO2_product*ENTROPY(CO2;T=T[5];P=x_C
O2_product*P[5])+x_H2O_product*ENTROPY(H2O;T=T[5];P=x_H2O_product*P[5])
W_dot_net=30000
n_dot[1]=n_dot_a
n_dot[4]=n_dot_a+n_dot_f
W_dot_T=(n_dot[4])*(h[4]-h[5])
W_dot_AC=n_dot[1]*(h[2]-h[1])
W_dot_net=W_dot_T-W_dot_AC

```

```

M_air=x_N2_air*MolarMass(N2)+x_O2_air*MolarMass(O2)+x_CO2_air*MolarMass(CO2
)+x_H2O_air*MolarMass(H2O)
M_fuel=MolarMass(CH4)
M_cp=x_CO2_product*MolarMass(CO2)+x_H2O_product*MolarMass(H2O)+x_N2_produ
ct*MolarMass(N2)+x_O2_product*MolarMass(O2)
M_water=MolarMass(H2O)
m_dot[9]=14
n_dot[9]=m_dot[9]/M_water
m_dot[8]=14
n_dot[8]=m_dot[8]/M_water

```

"State 6"

```

n_dot[3]*h[3]+n_dot[6]*h[6]=n_dot[5]*h[5]+n_dot[2]*h[2]
n_dot[6]=n_dot_a+n_dot_f
m_dot[6]=(n_dot[6])*M_cp
h[6]=x_N2_product*ENTHALPY(N2;T=T[6])+x_O2_product*ENTHALPY(O2;T=T[6])+x
_CO2_product*ENTHALPY(CO2;T=T[6])+x_H2O_product*ENTHALPY(H2O;T=T[6])
s[6]=x_N2_product*ENTROPY(N2;T=T[6];P=x_N2_product*P[6])+x_O2_product*ENTR
OPY(O2;T=T[6];P=x_O2_product*P[6])+x_CO2_product*ENTROPY(CO2;T=T[6];P=x_C
O2_product*P[6])+x_H2O_product*ENTROPY(H2O;T=T[6];P=x_H2O_product*P[6])

```

"State 8"

```

P[8]=20
{ T[8]=298,15 }
s[8]=ENTROPY(Water;T=T[8];P=P[8])
h[8]=ENTHALPY(Water;T=T[8];P=P[8])

```

"State 9"

```

T[9]=T_SAT(Water;P=P[9])
P[8]=P[9]
h[9]=ENTHALPY(Water;T=T[9];x=1)
s[9]=ENTROPY(Water;T=T[9];x=1)

```

"State 7"

```
n_dot[7]=n_dot[6]
m_dot[7]=(n_dot[7])*M_cp
n_dot[6]*h[6]+n_dot[8]*h[8]=n_dot[9]*h[9]+n_dot[7]*h[7]
h[7]=x_N2_product*ENTHALPY(N2;T=T[7])+x_O2_product*ENTHALPY(O2;T=T[7])+x_CO2_product*ENTHALPY(CO2;T=T[7])+x_H2O_product*ENTHALPY(H2O;T=T[7])
s[7]=x_N2_product*ENTROPY(N2;T=T[7];P=x_N2_product*P[7])+x_O2_product*ENTROPY(O2;T=T[7];P=x_O2_product*P[7])+x_CO2_product*ENTROPY(CO2;T=T[7];P=x_CO2_product*P[7])+x_H2O_product*ENTROPY(H2O;T=T[7];P=x_H2O_product*P[7])
```

"State 10"

```
h_0_methane=ENTHALPY(CH4;T=T_0)
s_0_methane=ENTROPY(CH4;T=T_0;P=P_0)
T[10]=298,15
P[10]=12
n_dot[10]=n_dot_f
m_dot[10]=n_dot_f*M_fuel
h[10]=ENTHALPY(CH4;T=T[10])
s[10]=ENTROPY(CH4;T=T[10];P=P[10])
```

"\*\*\*\*\* Exergy Analysis \*\*\*\*\*"

"\*\*\*\*\* A: Exergy Analysis for state\*\*\*\*\*"

"State 1"

```
m_dot[1]=n_dot_a*M_air
e_ch[1]=0
e_ph[1]=(h[1]-h_0_air)-T_0*(s[1]-s_0_air)
e[1]=e_ph[1]+e_ch[1]
E_dot_ph[1]=n_dot[1]*e_ph[1]
E_dot_ch[1]=n_dot[1]*e_ch[1]
E_dot[1]=E_dot_ph[1]+E_dot_ch[1]
```

"State 2"

```
n_dot[2]=n_dot_a
m_dot[2]=n_dot_a*M_air
e_ch[2]=0
e_ph[2]=(h[2]-h_0_air)-T_0*(s[2]-s_0_air)
e[2]=e_ph[2]+e_ch[2]
E_dot_ph[2]=n_dot[2]*e_ph[2]
E_dot_ch[2]=n_dot[2]*e_ch[2]
E_dot[2]=E_dot_ph[2]+E_dot_ch[2]
```

"State 3"

```
n_dot[3]=n_dot_a
m_dot[3]=n_dot_a*M_air
e_ch[3]=0
```

```

e_ph[3]=(h[3]-h_0_air)-T_0*(s[3]-s_0_air)
e[3]=e_ph[3]+e_ch[3]
E_dot_ph[3]=n_dot[3]*e_ph[3]
E_dot_ch[3]=n_dot[3]*e_ch[3]
E_dot[3]=E_dot_ph[3]+E_dot_ch[3]

```

#### "State 4"

```

m_dot[4]=(n_dot_a+n_dot_f)*M_cp
e_ph[4]=(h[4]-h_0_cp)-T_0*(s[4]-s_0_cp)
X_CO2=0,0331
X_H2O=0,0313
X_N2=0,7910
X_O2=0,1446
R=8,314
e_ch_4_L=45
e_ch_CO2=14176
e_ch_H2O=8636
e_ch_N2=639
e_ch_O2=3951
e_ch_4G=((X_CO2*e_ch_CO2)+(X_H2O*e_ch_H2O)+(X_N2*e_ch_N2)+(X_O2*e_ch_O2
))+(R*T_0)*(X_CO2*ln(X_CO2)+X_H2O*ln(X_H2O)+X_N2*ln(X_N2)+X_O2*ln(X_O2
)
e_ch[4]=(0,051*e_ch_4_L)+(0,949*e_ch_4G)
e[4]=e_ph[4]+e_ch[4]
E_dot_ph[4]=n_dot[4]*e_ph[4]
E_dot_ch[4]=n_dot[4]*e_ch[4]
E_dot[4]=E_dot_ph[4]+E_dot_ch[4]

```

#### "State 5"

```

n_dot[5]=n_dot_a+n_dot_f
m_dot[5]=(n_dot_a+n_dot_f)*M_cp
e_ch[5]=e_ch[4]
e_ph[5]=(h[5]-h_0_cp)-T_0*(s[5]-s_0_cp)
e[5]=e_ph[5]+e_ch[5]
E_dot_ph[5]=n_dot[5]*e_ph[5]
E_dot_ch[5]=n_dot[5]*e_ch[5]
E_dot[5]=E_dot_ph[5]+E_dot_ch[5]

```

#### "State 6"

```

e_ch[6]=e_ch[5]
e_ph[6]=(h[6]-h_0_cp)-T_0*(s[6]-s_0_cp)
e[6]=e_ph[6]+e_ch[6]
E_dot_ph[6]=n_dot[6]*e_ph[6]
E_dot_ch[6]=n_dot[6]*e_ch[6]
E_dot[6]=E_dot_ph[6]+E_dot_ch[6]

```

#### "State 8"

```

e_ch[8]=45
e_ph[8]=(h[8]-h_0_water)-T_0*(s[8]-s_0_water)

```

```

e[8]=e_ph[8]+e_ch[8]
E_dot_ph[8]=n_dot[8]*e_ph[8]
E_dot_ch[8]=n_dot[8]*e_ch[8]
E_dot[8]=E_dot_ph[8]+E_dot_ch[8]

```

"State 9"

```

h_0_water=ENTHALPY(Water;T=T_0;P=P_0)
s_0_water=ENTROPY(Water;T=T_0;P=P_0)
e_ph[9]=(h[9]-h_0_water)-T_0*(s[9]-s_0_water)
e_ch[9]=e_ch[8]
e[9]=e_ph[9]+e_ch[9]
E_dot_ph[9]=n_dot[9]*e_ph[9]
E_dot_ch[9]=n_dot[9]*e_ch[9]
E_dot[9]=E_dot_ph[9]+E_dot_ch[9]

```

"State 7"

```

e_ch[7]=e_ch[6]
e_ph[7]=(h[7]-h_0_cp)-T_0*(s[7]-s_0_cp)
e[7]=e_ph[7]+e_ch[7]
E_dot_ph[7]=n_dot[7]*e_ph[7]
E_dot_ch[7]=n_dot[7]*e_ch[7]
E_dot[7]=E_dot_ph[7]+E_dot_ch[7]

```

"State 10"

```

e_ch[10]=824348
e_ph[10]=(h[10]-h_0_methane)-T_0*(s[10]-s_0_methane)
E_dot_ph[10]=n_dot[10]*e_ph[10]
e[10]=e_ph[10]+e_ch[10]
E_dot_ch[10]=n_dot[10]*e_ch[10]
E_dot[10]=E_dot_ph[10]+E_dot_ch[10]
E_dot_F_Overall=E_dot[10]

```

\*\*\*\*\* B: Exergy Analysis for component\*\*\*\*\*

"Air Compressor"

```

E_dot_F_AC=W_dot_AC
E_dot_P_AC=E_dot[2]-E_dot[1]
E_dot_D_AC=E_dot_F_AC-E_dot_P_AC
y_AC=E_dot_D_AC/E_dot_D_Overall
y_dest_AC=(E_dot_D_AC/E_dot_F_Overall)
eta_e_AC=E_dot_P_AC/E_dot_F_AC

```

"Air Preheater"

```

E_dot_F_AP=E_dot[5]-E_dot[6]
E_dot_P_AP=E_dot[3]-E_dot[2]
E_dot_D_AP=E_dot_F_AP-E_dot_P_AP
y_AP=E_dot_D_AP/E_dot_D_Overall
y_dest_AP=(E_dot_D_AP/E_dot_F_Overall)
eta_e_AP=E_dot_P_AP/E_dot_F_AP

```

"CC"

$E_{\text{dot\_F\_CC}} = E_{\text{dot}}[10] + E_{\text{dot}}[3]$   
 $E_{\text{dot\_P\_CC}} = E_{\text{dot}}[4]$   
 $E_{\text{dot\_D\_CC}} = E_{\text{dot\_F\_CC}} - E_{\text{dot\_P\_CC}}$   
 $y_{\text{CC}} = E_{\text{dot\_D\_CC}} / E_{\text{dot\_D\_Overall}}$   
 $y_{\text{dest\_CC}} = (E_{\text{dot\_D\_CC}} / E_{\text{dot\_F\_Overall}})$   
 $\eta_{\text{e\_CC}} = E_{\text{dot\_P\_CC}} / E_{\text{dot\_F\_CC}}$

"Turbine"

$E_{\text{dot\_F\_T}} = E_{\text{dot}}[4] - E_{\text{dot}}[5]$   
 $E_{\text{dot\_P\_T}} = W_{\text{dot\_T}}$   
 $E_{\text{dot\_D\_T}} = E_{\text{dot\_F\_T}} - E_{\text{dot\_P\_T}}$   
 $y_{\text{T}} = E_{\text{dot\_D\_T}} / E_{\text{dot\_D\_Overall}}$   
 $y_{\text{dest\_T}} = (E_{\text{dot\_D\_T}} / E_{\text{dot\_F\_Overall}})$   
 $\eta_{\text{e\_T}} = E_{\text{dot\_P\_T}} / E_{\text{dot\_F\_T}}$

"HRSG"

$E_{\text{dot\_F\_HRSG}} = E_{\text{dot}}[6] - E_{\text{dot}}[7]$   
 $E_{\text{dot\_P\_HRSG}} = E_{\text{dot}}[9] - E_{\text{dot}}[8]$   
 $E_{\text{dot\_D\_HRSG}} = E_{\text{dot\_F\_HRSG}} - E_{\text{dot\_P\_HRSG}}$   
 $y_{\text{HRSG}} = E_{\text{dot\_D\_HRSG}} / E_{\text{dot\_D\_Overall}}$   
 $y_{\text{dest\_HRSG}} = (E_{\text{dot\_D\_HRSG}} / E_{\text{dot\_F\_Overall}})$   
 $\eta_{\text{e\_HRSG}} = E_{\text{dot\_P\_HRSG}} / E_{\text{dot\_F\_HRSG}}$

"\*\*\*\*\* Overall \*\*\*\*\*"

$y_{\text{Overall}} = y_{\text{AC}} + y_{\text{AP}} + y_{\text{CC}} + y_{\text{T}} + y_{\text{HRSG}}$   
 $E_{\text{dot\_D\_Overall}} = E_{\text{dot\_D\_AC}} + E_{\text{dot\_D\_AP}} + E_{\text{dot\_D\_CC}} + E_{\text{dot\_D\_T}} + E_{\text{dot\_D\_HRSG}}$   
 $y_{\text{dest\_Overall}} = y_{\text{dest\_AC}} + y_{\text{dest\_AP}} + y_{\text{dest\_CC}} + y_{\text{dest\_T}} + y_{\text{dest\_HRSG}}$   
 $\eta_{\text{e\_Overall}} = (W_{\text{dot\_net}} + (E_{\text{dot}}[9] - E_{\text{dot}}[8])) / E_{\text{dot}}[10]$   
 $\eta_{\text{Overall}} = (W_{\text{dot\_net}}) / (h[4] - (h[10] + h[3]))$

"\*\*\*\*\* Validate\*\*\*\*\*"

$j = 5500$   
 $\{k\} T_i = 1000$   
 $\{k\} T_e - T_i = 100$   
 $R_{\text{sc}} = 2,5$   
 $F = 96485$   
 $N_{\text{FC}} = 11000$   
 $\{m^2\} A_a = 0,01$

$T[12] = T_e$   
 $T_e = T_{\text{fc}}$

$\{kPa\} P_{\text{ref}} = 100$   
 $\{kJ/kmol.k\} R_{\text{bar}} = 8,314$

$$P_0=P_{ref}$$

$$\{\text{kPa}\}P_c=110$$

$$U_f=0,85$$

$$U_f=z_r/((3*x_r)+y_r)$$

$$n_{dot\_CH411}=x_r$$

$$n_{dot\_H2O11}=R_{sc}*n_{dot\_CH411}$$

$$n_{dot\_H212}=(3*x_r)+y_r-z_r$$

$$n_{dot\_CO12}=x_r-y_r$$

$$n_{dot\_CO212}=y_r$$

$$n_{dot\_H2O12}=n_{dot\_H2O11}-x_r-y_r+z_r$$

$$\{n_{dot\_CH411}=1.2\}$$

$$I=j*A_a$$

$$j=(2*F*z_r)/(N_{FC}*A_a)$$

$$K_s=(y_r*(3*x_r+y_r-z_r))/((x_r-y_r)*(R_{sc}*x_r-x_r-y_r+z_r))$$

$$\ln(K_s)=-\text{DELTA}G|0_s/(R_{bar}*T_e)$$

$$\text{DELTA}G|0_s=g|0_{CO2}+g|0_{H2}-g|0_{H2O}-g|0_{CO}$$

$$g|0_{CO2}=h_{bar\_CO2}[12]-T_e*s|0_{CO2}[12]$$

$$h_{bar\_CO2}[12]=\text{ENTHALPY}(CO2;T=T_e)$$

$$s|0_{CO2}[12]=\text{ENTROPY}(CO2;T=T_e;P=P_{ref})$$

$$g|0_{H2}=h_{bar\_H2}[12]-(T_e*s|0_{H2}[12])$$

$$h_{bar\_H2}[12]=\text{ENTHALPY}(H2;T=T_e)$$

$$s|0_{H2}[12]=\text{ENTROPY}(H2;T=T_e;P=P_{ref})$$

$$g|0_{H2O}=h_{bar\_H2O}[12]-(T_e*s|0_{H2O}[12])$$

$$h_{bar\_H2O}[12]=\text{ENTHALPY}(H2O;T=T_e)$$

$$s|0_{H2O}[12]=\text{ENTROPY}(H2O;T=T_e;P=P_{ref})$$

$$g|0_{CO}=h_{bar\_CO}[12]-T_e*s|0_{CO}[12]$$

$$h_{bar\_CO}[12]=\text{ENTHALPY}(CO;T=T_e)$$

$$s|0_{CO}[12]=\text{ENTROPY}(CO;T=T_e;P=P_{ref})$$

$$V_c=V_N-V_{loss}$$

$$V_{loss}=V_{ohm}+V_{act}+V_{conc}$$

$$V_{ohm}=(R_{contact}+\rho_a*L_a+\rho_c*L_c+\rho_e*L_e+\rho_{int}*L_{int})*j$$

$$R_{contact}=0$$

$$\rho_a=1/(95*10^6*r/T_{fc})$$

$$q=(-1150/T_{fc})$$

$$r=\exp(q)$$

$$L_a=0,05*0,01[\text{cm}]$$

$$\rho_c = 1 / (42 \cdot 10^6 \cdot b / T_{fc})$$

$$c = (-1200 / T_{fc})$$

$$b = \exp(c)$$

$$L_c = 0,005 \cdot 0,01 [\text{cm}]$$

$$\rho_e = 1 / (-10300 \cdot n)$$

$$m = (3,34 \cdot 10^4 / T_{fc})$$

$$n = \exp(m)$$

$$L_e = 0,001 \cdot 0,01 [\text{cm}]$$

$$\rho_{int} = 1 / (9,3 \cdot 10^6 \cdot f_a / T_{fc})$$

$$d = (-1100 / T_{fc})$$

$$f_a = \exp(d)$$

$$L_{int} = 0,3 \cdot 0,01 [\text{cm}]$$

$$V_{act} = V_{acta} + V_{actc}$$

$$V_{acta} = R_{bar} \cdot T_{fc} \cdot (\text{arcsinh}(j / (1,3 \cdot 10^4))) / F$$

$$V_{actc} = R_{bar} \cdot T_{fc} \cdot (\text{arcsinh}(j / (1,3 \cdot 10^4))) / F$$

$$V_{conc} = V_{conca} + V_{concc}$$

$$V_{conca} = R_{bar} \cdot T_{fc} \cdot (-\ln(1 - (j/j_{as})) + \ln(1 + (P_{H2} \cdot j) / (P_{H2O} \cdot j_{as})))$$

$$V_{concc} = -R_{bar} \cdot T_{fc} \cdot (\ln(1 - (j/j_{cs})))$$

$$P_{H2} = y_{H2} \cdot P_{ref}$$

$$P_{H2O} = y_{H2O} \cdot P_{ref}$$

$$P_{O2} = y_{O2} \cdot P_{ref}$$

$$y_{H2} = n_{dot\_H212} / n_{dot\_12}$$

$$y_{H2O} = n_{dot\_H2O12} / n_{dot\_12}$$

$$y_{O2} = n_{dot\_O24} / n_{dot\_4}$$

$$y_{O2} = 1 - y_{H2} - y_{H2O}$$

$$j_{as} = (2 \cdot F \cdot P_{H2} \cdot D_{aeff} \cdot 10^6) / (R_{bar} \cdot T_{fc} \cdot L_a)$$

$$j_{cs} = (4 \cdot F \cdot P_{O2} \cdot D_{ceff} \cdot 10^6) / (((P_0 - P_{O2}) / P_0) \cdot R_{bar} \cdot T_{fc} \cdot L_c)$$

$$D_{aeff} = 0,2 [\text{cm}^2/\text{s}]$$

$$D_{ceff} = 0,05 [\text{cm}^2/\text{s}]$$

$$\{U_0 = 0.12\}$$

$$U_0 = (z_r / 2) / n_{dot\_O23}$$

$$n_{dot\_O24} = n_{dot\_O23} - z_r / 2$$

$$n_{dot\_N23} = 79/21 \cdot n_{dot\_O23}$$

$$n_{dot\_N24} = n_{dot\_N23}$$

$$n_{dot\_3} = n_{dot\_O23} + n_{dot\_N23}$$

$$n_{dot\_4} = n_{dot\_O24} + n_{dot\_N24}$$

$$n_{dot\_11} = n_{dot\_H2O11} + n_{dot\_CH411}$$

$$n_{dot\_12} = n_{dot\_H212} + n_{dot\_H2O12} + n_{dot\_CO12} + n_{dot\_CO212}$$

$$\begin{aligned}
&W_{\text{dot}} = \\
&(n_{\text{dot\_H2}} \cdot \text{Enthalpy}(\text{H2}; T=T[12]) + n_{\text{dot\_H2O}} \cdot \text{Enthalpy}(\text{H2O}; T=T[12]) + n_{\text{dot\_CO}} \cdot \\
&\quad \cdot \text{Enthalpy}(\text{CO}; T=T[12]) + n_{\text{dot\_CO2}} \cdot \text{Enthalpy}(\text{CO2}; T=T[12]) + n_{\text{dot\_N2}} \cdot \text{Enthalpy}(\text{N2}; \\
&\quad T=T[12]) + n_{\text{dot\_O2}} \cdot \text{Enthalpy}(\text{O2}; T=T[12]) - n_{\text{dot\_N2}} \cdot \text{Enthalpy}(\text{N2}; T=T_i) - \\
&\quad i) - n_{\text{dot\_CH4}} \cdot \text{Enthalpy}(\text{CH4}; T=T_i) - n_{\text{dot\_O2}} \cdot \text{Enthalpy}(\text{O2}; T=T_i) - \\
&\quad n_{\text{dot\_H2O}} \cdot \text{Enthalpy}(\text{H2O}; T=T_i) = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&W_{\text{dot}} = N_{\text{FC}} \cdot I \cdot V_c \\
&V_N = -\Delta G_{0,1} / (2 \cdot F) - R_{\text{bar}} \cdot T_{\text{fc}} / (2 \cdot F) \cdot \ln(y_{\text{H2O}} / (y_{\text{H2}} \cdot y_{\text{O2}}^{0,5})) - \\
&\quad R_{\text{bar}} \cdot T_{\text{fc}} / (4 \cdot F) \cdot \ln(P_c)
\end{aligned}$$

$$\Delta G_{0,1} = g_{0,\text{H2O}} - g_{0,\text{H2}} - 0,5 \cdot g_{0,\text{O2}}$$

$$\begin{aligned}
&g_{0,\text{O2}} = h_{\text{bar\_O2}}[12] - T_e \cdot s_{0,\text{O2}}[12] \\
&h_{\text{bar\_O2}}[12] = \text{ENTHALPY}(\text{O2}; T=T_e) \\
&s_{0,\text{O2}}[12] = \text{ENTROPY}(\text{O2}; T=T_e; P=P_{\text{ref}})
\end{aligned}$$



**University of  
Department of Mechanical Engineering**

**Thesis is approved for the Degree in Master of Science  
in Energy Conversion**

**Title  
Energetic-Exergetic analysis of fuel cell and  
gas turbine cogeneration system (SOFC-GT)**

**Supervisor  
Dr. Ahmad Gharib**

**Advisor  
Dr. Reza Alaei**

**Researcher  
Reza Nemati**

**December 2015**