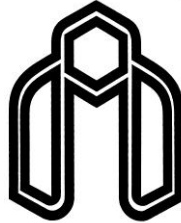


به نام خدا



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک

## پایان نامه کارشناسی ارشد با موضوع

بررسی فنی و تحلیل ترمودینامیکی ماشین‌های انبساطی یک طرفه

رفت و برگشتی برای ایستگاه‌های TBS

پژوهشگر: سهیل ایزدی

استاد راهنما:

دکتر محمود فرزانه‌گرد

بهمن ۱۳۹۲



تقدیم به

پدر و مادر عزیزم

## تشکر و قدردانی

بسیار گونه می‌توان سپاسگزاری کرد از عزیزان و دوستانی که انسان را در طول عمر مورد یاری بی دریغ خود قرار دادند. اما سپاس واژه کوچکی است برای کسانی که بند بند این دفتر همچون رگ رگ وجودم به لطف و مهر و عشق آن‌ها قوام یافته است. واژه‌ها چه کم توانند در حمد پدر و مادر. واجب است بر من که سپاس گویم استاد گرانقدر جناب دکتر فرزانه‌گرد را که بر من آموختند و هدایتم نمودند در مسیر این پژوهش و همچنین تشکر ویژه خواهم کرد از جناب دکتر دیمی که هدایت‌های راهشگایانه ایشان چراغ راهم بود و همچنین جناب دکتر جنت آبادی که از هیچ کمکی در این راه بر من کمترین دریغ نداشتند.

همچنین این پروژه از حمایت مالی شرکت گاز استان خراسان رضوی برخوردار بوده است که بدینوسیله مراتب تشکر و قدردانی خود را ابراز می‌دارم.

## چکیده

در شبکه انتقال گاز طبیعی بین شهری برای انتقال گاز در مسافت های طولانی از جریان فشار بالا استفاده می کنند. برای مصرف گاز در شبکه لوله کشی شهری لازم است که فشار آن کاهش یابد. این فرآیند کاهش در ایستگاه های کاهش فشار در ورودی شهرها و نیروگاه ها انجام می گیرد. انرژی گاز در این فرایند به دلیل استفاده از شیر فشار شکن تلف می شود. یکی از تجهیزات مورد استفاده جهت بازیابی این انرژی تلف شده موتور انبساطی می باشد که قابلیت بازیابی انرژی هدر رفته در فرآیند تقلیل فشار گاز را دارد. هدف از ارائه این پژوهش شبیه سازی ترمودینامیکی موتور انبساطی رفت و برگشتی یک طرفه است. در این پژوهش ابتدا با فرض ایده آل بودن رفتار گاز متان دما و فشار سیکل در هر زاویه لنگ به روش عددی محاسبه شده و اثر مشخصات هندسی موتور از قبیل اندازه دریچه های ورودی و خروجی، زمان باز و بسته شدن آن ها و همچنین طول لنگ روی کار خروجی سیکل بررسی شده است. سپس به کمک استاندارد AGA8 ترکیب گاز های مختلف گاز طبیعی را با فرض رفتار گاز واقعی مبنای شبیه سازی قرار داده و نتایج بخش نخست دوباره بررسی شد. در این بخش علاوه بر ویژگی های دریچه های ورود و خروج گاز، اثر سرعت موتور و همچنین ترکیب گاز بر کار خروجی موتور بررسی شد. بر اساس بررسی ها، موتور مورد مفروض ۱۳۸ کیلوژول انرژی به ازای هر کیلوگرم گاز پر فشار تولید می کند. نسبت بهینه قطر دریچه ورودی به قطر سیلندر ۰/۴ است. دریچه ورودی در زاویه ۷۰ درجه لنگ در حالت بهینه بسته خواهد شد و دریچه تخلیه در این حالت در زاویه ۱۸۲ لنگ باز خواهد گردید.

**این پروژه با حمایت و پشتیبانی شرکت گاز استان خراسان رضوی انجام شده است.**

## فهرست مطالب

۱۳.....	مقدمه ای بر پژوهش	۱-۱
۱۴.....	مقدمه	۱-۱
۱۴.....	تحقیقات انجام شده	۲-۱
۲۷.....	آشنایی با شبکه گازرسانی و ایستگاه تقلیل فشار	۲-
۲۸.....	آشنایی با گاز طبیعی و شبکه گازرسانی	۱-۲
۲۹.....	ایستگاه های تقلیل فشار گاز	۲-۲
۳۰.....	موتورهای انبساطی	۳-۲
۳۱.....	مراحل کار موتور انبساطی	۱-۳-۲
۳۴.....	اجزای موتورهای انبساطی	۲-۳-۲
۴۱.....	فضای مرده	۴-۲
۴۳.....	مدلسازی و معادلات حاکم	۳-
۴۴.....	فرضیات مسئله و قوانین حاکم	۳-۱
۴۴.....	معادلات بقا	۲-۳
۴۵.....	معادله حالت گاز	۳-۳
۴۶.....	گسسته سازی معادلات بقا	۴-۳
۴۷.....	مدلسازی حرکت پیستون	۵-۳
۴۸.....	مدل سازی انتقال حرارت	۶-۳
۴۹.....	مدل سازی ورود و خروج جرم به سیلندر	۷-۳

۵۰.....	کار اصطکاک	۸-۳
۵۱.....	تعیین خواص گاز طبیعی به کمک استاندارد AGA۸	-۴
۵۲.....	مقدمه	۴-۱
۵۳.....	شرح و بسط روش AGA۸	۲-۴
۵۵.....	عدم قطعیت روش AGA۸	۴-۲-۱
۵۵.....	محاسبه ضریب تراکم پذیری با استفاده از روش AGA۸	۳-۴
۵۹.....	بدست آوردن خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی	۴-۴
۶۰.....	محاسبه خواص ترمودینامیکی	۵-۴
۶۰.....	محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت	۱-۵-۴
۶۴.....	محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت	۲-۵-۴
۶۷.....	محاسبه ضریب ژول-تامسون	۳-۵-۴
۷۰.....	محاسبه آنتالپی	۴-۵-۴
۷۳.....	محاسبه انرژی داخلی	۵-۵-۴
۷۷.....	الگوریتم مدلسازی و نتایج	-۵
۷۸.....	مدل گاز کامل	۱-۵
۷۸.....	مدل گاز حقیقی	۲-۵
۸۱.....	نتایج مدلسازی با دو فرض گاز حقیقی و کامل	۳-۵
۸۱.....	مدلسازی با فرض گاز کامل	۱-۳-۵

۸۵.....	بررسی اثر اندازه و زمان بندی دریچه ها	۲-۳-۵
۸۶.....	نتایج گاز واقعی	۴-۵
۸۹.....	بررسی اثر متغیرهای طراحی در عملکرد موتور	۵-۵
۸۹.....	بررسی اثر مساحت دریچه ها بر روی عملکرد موتور	۱-۵-۵
۹۲.....	بررسی اثر سرعت موتور	۲-۵-۵
۹۳.....	بررسی اثر زمان باز و بسته شدن دریچه ها	۳-۵-۵
۹۶.....	بررسی اثر ترکیب گاز	۴-۵-۵
۹۸.....	بررسی اثر نسبت طول لنگ به شاتون ( <i>al</i> )	۵-۵-۵
۹۹.....	مقایسه دو مدل سازی	۶-۵
۱۰۱.....	نتیجه نهایی	۷-۵
۱۰۳.....	نتیجه گیری و پیشنهادات	۶-
		مراجع ۱۰۶



## جدول شکل‌ها

شکل ۱-۱- طرح توربین انبساطی یا موتور انبساطی نصب شده در مجاورت ایستگاه تقلیل فشار گاز

۱۸.....[۱۷] برون شهری

شکل ۱-۲- نمای شماتیک یک ایستگاه تقلیل فشار برون شهری ..... ۳۱

شکل ۲-۲- حرکت پیستون به سمت پایین باعث مکش گاز پرفشار به داخل سیلندر میشود..... ۳۲

شکل ۳-۲- با افزایش حجم سیلندر در اثر پایین رفتن پیستون گاز منبسط میگردد..... ۳۲

شکل ۴-۲- با باز شدن دریچه خروجی و بالا آمدن پیستون، گاز کم فشار خارج میگردد..... ۳۳

شکل ۵-۲- نمودار تئوریک فشار-حجم یک چرخه انبساطی..... ۳۴

شکل ۶-۲- نمایی از موتور انبساطی دوطرفه ..... ۳۴

شکل ۱-۳- مکانیزم لنگ و پیستون و تبدیل حرکت خطی به دورانی ..... ۴۷

شکل ۱-۴- محدوده خطا برای محاسبه ضریب تراکم پذیری با استفاده از روش AGA۸ [۴۵]..... ۵۵

شکل ۱-۵- الگوریتم کد محاسباتی خواص گاز طبیعی ..... ۷۹

شکل ۲-۵- فلوجارت کد محاسباتی گاز واقعی ..... ۸۰

شکل ۱-۶- محدوده عملکرد موتور روی نمودار فشار حجم متان ..... ۸۱

شکل ۲-۶- نمودار فشار بر حسب حجم گاز داخل سیلندر ..... ۸۳

شکل ۳-۶- نمودار دما بر حسب زاویه لنگ ..... ۸۳

شکل ۴-۶- نمودار چگالی گاز بر حسب حجم محفظه سیلندر ..... ۸۴

شکل ۵-۶- نمودار جرم داخل سیلندر بر حسب زاویه لنگ ..... ۸۴

شکل ۶-۶- نمودار دبی ورودی و خروجی به سیلندر بر حسب زاویه لنگ..... ۸۵

شکل ۷-۶- نمودار کار بر واحد جرم بر حسب تغییرات زمان بسته شدن دریچه ورودی و باز شدن

دریچه خروجی(بر حسب زاویه لنگ) ..... ۸۶

- شکل ۶-۸- نمودار کار بر واحد جرم بر حسب تغییرات قطر دریچه ورودی، در قطرهای مختلف دریچه خروجی ..... ۸۶
- شکل ۶-۹- نمودار فشار حجم چرخه بر حسب مدل گاز واقعی ..... ۸۷
- شکل ۶-۱۰- نمودار دمای چرخه با مدل گاز واقعی ..... ۸۷
- شکل ۶-۱۱- نمودار چگالی بر حسب حجم سیلندر ..... ۸۸
- شکل ۶-۱۲- نمودار نرخ جرم ورودی و خروجی به سیلندر ..... ۸۸
- شکل ۶-۱۳- نمودار انرژی درونی گاز بر حسب حجم سیلندر ..... ۸۹
- شکل ۶-۱۴- نمودار تغییرات کار واحد جرم بر حسب شعاع دریچه های ورودی و خروجی ..... ۹۰
- شکل ۶-۱۵- تغییرات کار واحد جرم بر حسب شعاع دریچه خروجی در مقادیر مختلف شعاع دریچه ورودی ..... ۹۱
- شکل ۶-۱۶- تغییرات دمای تخلیه بر حسب مقادیر مختلف اندازه دریچه های ورودی و خروجی ..... ۹۱
- شکل ۶-۱۷- تغییرات کار واحد جرم بر حسب سرعت دورانی ..... ۹۲
- شکل ۶-۱۸- نمودار دما-زاویه لنگ در سرعت های مختلف ..... ۹۳
- شکل ۶-۱۹- کار واحد جرم بر حسب زمان باز شدن دریچه تخلیه در مقادیر مختلف زمان بسته شدن دریچه ورود گاز ..... ۹۴
- شکل ۶-۲۰- تغییرات کار واحد جرم بر حسب زمان بسته شدن دریچه ورودی ..... ۹۵
- شکل ۶-۲۱- تغییرات میانگین دمای تخلیه بر حسب زمان بسته شدن دریچه ورودی و باز شدن دریچه خروجی ..... ۹۵
- شکل ۶-۲۲- تغییرات کار واحد جرم بر حسب جرم مولی گاز ..... ۹۷
- شکل ۶-۲۳- تغییرات میانگین دمای خروجی بر حسب جرم مولی گاز ..... ۹۸
- شکل ۶-۲۴- تغییرات دمای گاز در طول چرخه برای گاز هایی با جرم مولی متفاوت ..... ۹۸
- شکل ۶-۲۵- تغییرات کار خروجی موتور بر واحد جرم بر حسب نسبت طول لنگ به شاتون ..... ۹۹

- شکل ۶-۲۶- مقایسه تغییرات فشار در دو مدل رفتاری گاز کامل و حقیقی ..... ۱۰۰
- شکل ۶-۲۷- تغییرات دمایی چرخه در دو مدل گاز کامل و حقیقی ..... ۱۰۱
- شکل ۶-۲۸- نمودار تغییرات  $Z$  و تقریب خطی آن ..... ۱۰۱
- شکل ۶-۲۹- نمودار فشار حجم چرخه موتور بهینه ..... ۱۰۲
- شکل ۶-۳۰- تغییرات دما در طول چرخه ..... ۱۰۲

## فهرست اختصارات

A	مساحت سطح	$(m^2)$
a	طول لنگ	$(m)$
$c_p, c_v$	گرمای ویژه مخصوص	$(kJ/kg K)$
$g$	شتاب گرانش	$(m/s^2)$
$h$	آنتالپی مخصوص	$(kJ/kg)$
$\dot{m}$	دبی جرمی	$(kg/s)$
M	جرم مولوکولی	$(kg/kmol)$
l	طول شاتون	$(m)$
P	فشار	$(bar \text{ or } Pa)$
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت	$(KW)$
T	دما	$(K \text{ or } ^\circ C)$
u	انرژی داخلی	$(kJ/kg)$
V	حجم	$(m^3/kg)$
W	کار	$(kJ/kg)$
$\dot{W}$	نرخ کار	$(KW \text{ or } MW)$
$\rho$	چگالی	$(kg/m^3)$
$\theta$	زاویه لنگ	$(rad)$
$\omega$	سرعت زاویه ای لنگ	$(rad/s)$

اندیس ها	
d	شرایط تخلیه
cv	حجم کنترل
i	شرایط ورود
s	شرایط مکش

## **فصل اول**

### **۱- مقدمه ای بر پژوهش**

## ۱-۱ مقدمه

گاز طبیعی از لحظه استخراج از چاه تا رسیدن به دست مصرف‌کننده، مراحل مختلفی را طی می‌کند. هر یک از این مراحل فشار کارکرد خود را دارد و باید فشار گاز در مراحل مختلف تغییر کند. گاز خروجی از چاه فشار بسیار بالایی دارد و پس از استخراج به یک شیر فشار شکن منتقل می‌شود. سپس به وسیله لوله به پالایشگاه منتقل می‌گردد تا عملیات شیرین سازی را طی کند. پس از پالایش، گاز طبیعی می‌بایست به نقاط مختلف کشور فرستاده شود. جهت امکان انتقال گاز به وسیله لوله در مسافت های طولانی فشار گاز را در مقاطع مختلف لوله به کمک ایستگاه های تقویت فشار تا  $1000 \text{ psi}$  بالا می‌برند. این عمل -که با کمپرسور های گریز از مرکز و نیروی محرکه توربین های گازی یا موتور های الکتریکی انجام می‌شود- جهت جبران افت فشار گاز در اثر اصطکاک و همچنین انتقال حجم مناسبی از گاز در واحد زمان انجام می‌پذیرد.

در ورودی کارخانه‌ها، نیروگاه‌ها و شهرها، گاز با فشار بالا قابل استفاده نیست و باید فشار آن کاهش یابد. این کار در ایستگاه‌های تقلیل فشار انجام می‌شود و فشار تا  $250 \text{ psi}$  کاهش می‌یابد. کاهش فشار گاز عموماً با شیر فشار شکن (فرآیند اختناق) انجام می‌گردد. در این فرآیند انرژی گاز هدر رفته و دمای گاز شدیداً افت می‌کند. در شهرها، مجدداً در ایستگاه های مرزی شهری در هر محله فشار تا  $60 \text{ psi}$  کم می‌شود تا با فشار مناسب به علمک‌های گاز مصرف کنندگان برسد.

## ۲-۱ تحقیقات انجام شده

کاهش فشار گاز به وسیله شیر فشار شکن به معنی از دست رفتن مقدار قابل توجهی انرژی و سرمایه است. طبق محاسبات سعدالدین و رستگار [۱] در سال ۸۸ تقریباً به طور متوسط  $198/7$  مگا وات انرژی در ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی شماره یک سمنان هدر رفته است.

افزایش روزافزون قیمت حامل‌های انرژی و گرمایش زمین بهینه سازی مصرف انرژی و استفاده از منابع جدید را اجتناب ناپذیر کرده است. از همین روی تحقیقات مختلفی برای بازیابی انرژی در فرآیند کاهش فشار گاز طبیعی انجام شده است و توربین‌های انبساطی<sup>۱</sup> و موتورهای انبساطی رفت و برگشتی<sup>۲</sup> در این زمینه به کار رفته اند.

جبارپور و جوانمردی [۲] در تحقیق خود علاوه بر بررسی تاثیر دما و فشار در تشکیل هیدراتهای گازی در فرآیند کاهش فشار در ایستگاه تقلیل فشار پنج شهرستان گرمسیری استان فارس، با توجه به نتایج بدست آمده و مشخص بودن دمای گاز خروجی از ایستگاه تقلیل فشار، شرایط امکان تشکیل هیدرات در شرایط فوق را مورد بررسی قرار دادند. ایشان همچنین عملکرد سیستم پیش گرمایش مورد ارزیابی قرار داده و با استفاده از شرایط ورودی و خروجی گاز، میزان بار حرارتی مورد نیاز جهت پیش گرمایش را شبیه سازی کرده و نتایج را با داده‌های تجربی مورد مقایسه قرار دادند. در نهایت مقایسه سه روش پیشنهادی دیگر جهت جایگزینی و بهینه سازی عملکرد سیستم پیش گرمایش را شبیه سازی کردند. با نصب ۲۷ مورد از وسایل بازیابی انرژی از دست رفته در حین کاهش فشار گاز نشان داده شد که توانی در حدود ۷۵۰ تا ۷۰۰۰ کیلو وات قابل بازیابی بوده که طی دوره برگشت سرمایه آن بین سه تا شش سال و میزان ذخیره انرژی سالانه آن در ابتدا در حدود ۲۵۰۰۰۰ دلار می‌باشد [۲].

در زمینه تولید الکتریسیته در فرآیند کاهش فشار گاز طبیعی نیز تحقیقات متعددی انجام شده است که می‌توان به تحلیل ترمودینامیکی استفاده از انرژی فشاری گاز طبیعی توسط بیسو [۳]، مطالعه موردی جهت بازیافت انرژی در ایستگاه کاهش فشار گاز طبیعی در پالایشگاه خانگیران توسط فرزانه‌گرد و دیمی دشت بیاض [۴] و بررسی استفاده از ایستگاه‌های کاهش فشار گاز طبیعی برای تولید توان و تبرید توسط فرزانه‌گرد و همکارانش [۵] اشاره کرد.

---

<sup>۱</sup> TurboExpander  
<sup>۲</sup> Expansion Engine

میراندولا و میکا [۶] در پژوهش خود پیشنهادات متعددی را از جمله تعداد مراحل انبساط و پیش گرمایش، درباره طراحی سیستمهای تولید توان از گاز طبیعی فشار بالا، با شرایط ورودی و خروجی مختلف ارائه کردند.

میراندولا در پژوهشی دیگر به همراه ماکور [۷] داده های بدست آمده از یک ایستگاه کاهش فشار در ایتالیا را بررسی کردند و اثر پیش گرمایش را مورد مطالعه قرار دادند. بر این اساس پیش گرمایش اگر چه هزینه اضافی تری در پی دارد اما الکتریسیته تولید شده را افزایش می دهد.

پوزیویل [۸] در پژوهش خود، که یک ایستگاه در جمهوری چک را با نرم افزار هایسیس<sup>۳</sup> مدل می کرد، میزان افت دما در فرآیند کاهش فشار را با استفاده از دو وسیله شیر گلویی و توربوآکسپندر بررسی کرد. این بررسی نشان داد به دلیل افت شدید دما در توربوآکسپندرهای پیش گرمایش گاز ضرورت دارد.

اردلی و هیبتیان [۹] در یک پژوهش مدل سازی بر روی ایستگاه دروازه شهری در شهرکرد، یک دوره یک ساله را بررسی کردند. آنها نشان دادند که اگر به جای شیر گلویی از توربوآکسپندر در قسمت گاز خانگی در ایران استفاده شود، معادل ۱۶۰ میلیون دلار در سال درآمد از لحاظ تولید انرژی دارد. آنها همچنین نشان دادند که استفاده از این صنعت در نیروگاههای حرارتی خیلی به صرفه تر می باشد.

کمپانی های agkkk [۱۰] و dresser [۱۱] و تعداد زیادی از کمپانی های معتبر دیگر با استفاده از این روش کار تولید کرده اند. تکنولوژی dresser به این شکل است که گاز فشار بالا به داخل سیلندر وارد شده و پیستون را به عقب می راند که باعث افزایش فضای داخل سیلندر و انبساط گاز - بدون مصرف شدن گاز - می شود و موجب تولید کار می شود. [۱۲] [۱۳]

در گذشته به چند دلیل استفاده از توربین های انبساطی محدود بود. دلیل اول اینکه میزان بازگشت سرمایه کافی نبود و صاحبان صنایع را ترغیب نمی کرد و دیگر اینکه در صورت عدم استفاده از برق

---

<sup>۳</sup> Hysis



تولیدی در داخل ایستگاه یا نیروگاه، یافتن مشتری برای فروش آن، مشکل بود. [۱۴] اما اکنون با افزایش قیمت انرژی استفاده از این طرح‌ها جذابیت بیشتری پیدا نموده است.

توربوآکسپندرها از سالهای دور در صنایع گاز و پتروشیمی به صورت کوپل با یک کمپرسور جهت بردت سیالات و میعان سازی مورد استفاده قرار گرفته‌اند، اما با توجه به افزایش قیمت انرژی، بکارگیری روش‌های جدید برای استفاده بهینه از انرژی با راندمانی بالاتر و تامین منابع جدید تولید برق که اهمیت فراوانی پیدا کرده است، استفاده از توربوآکسپندرها و اخیراً موتورهای انبساطی کوپل شده با یک ژنراتور بسیار مورد توجه قرار گرفته است که مدل‌های تجاری آن اکنون بین ۷۵ کیلو وات تا ۲۵ مگا وات برق تولید می‌کنند [۱۴].

محبوب و همکارانش [۱۵] در یک تحقیق با نرم افزار<sup>۴</sup> عملکرد دو سیستم شیر فشار شکن و توربین انبساطی در کاهش فشار گاز طبیعی را شبیه سازی کردند. ایشان محدوده‌های مختلفی از فشار و دبی ورودی گاز را برای تحلیل و بررسی و توجیه اقتصادی طرح مد نظر قرار دادند و از معادله حالت SRK استفاده کردند. نتایج نشان داد که با در نظر گرفتن بازده ۹۶ درصد برای ژنراتور، زمان بازگشت سرمایه حدود ۱/۵ سال می‌باشد.

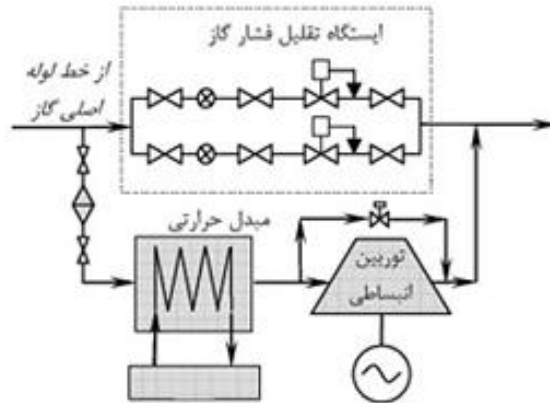
در پژوهشی دیگر ثابتی [۱۶] نشان داد که استفاده از پیش گرمکن اضافی جهت افزایش دمای بیش از ۱۱۵ درجه فارنهایت به علت تشکیل هیدرات لازم نمی‌باشد. او همچنین نشان داد که استفاده از پیش گرمایش موجب افزایش هزینه سرمایه‌گذاری اولیه خواهد شد.

نسل جدید توربینهای انبساطی با سرعت دوران بالا که استهلاک و هزینه نگهداری آنها به دلیل استفاده از یاتاقانهای مغناطیسی و حذف گیربکس بسیار پایین است امروزه وارد بازار شده‌اند. با نصب این توربین‌ها در ورودی نیروگاههای نکا و رامین اهواز استفاده از این توربینها جهت بازیابی انرژی از دست رفته از سال ۱۹۹۵ در ایران با جدیت مورد مطالعه قرار گرفت. در این نیروگاهها کاهش فشار در دو

---

<sup>۴</sup> ASPEN

مرحله و با استفاده از دو توربین انجام می‌شود. همانند شکل ۱-۱ می‌توان توربین انبساطی را به موازات ایستگاه تقلیل فشار گاز نصب نمود.



شکل ۱-۱- طرح توربین انبساطی یا موتور انبساطی نصب شده در مجاورت ایستگاه تقلیل فشار گاز برون شهری [۱۷]

صادقی و همکاران [۱۸] در پروژه عددی خود و با نوشتن یک برنامه کامپیوتری با نرم افزار فترن، رفتار گاز طبیعی به عنوان مخلوط چند گاز را در فشار بالا شبیه سازی و توان الکتریکی تولیدی به وسیله توربین انبساطی و انرژی لازم برای پیش گرمایش را مورد بررسی قرار دادند. ایشان در پروژه خود نشان دادند که توان تولیدی در ایستگاه تقلیل فشار گاز داخلی نیروگاه بیستون کرمانشاه می‌تواند به بیش از ۸ مگا وات برسد.

فردوسی [۱۹] با شبیه سازی استفاده از توربین انبساطی به جای شیر فشار شکن در ایستگاه تقلیل فشار گاز به منظور استفاده کاربردی از برق تولید شده توسط توربین و ژنراتور متصل به آن جهت مصارف داخلی نیروگاه تبریز و مقایسه آن با داده‌ها و اطلاعات ترمودینامیکی گاز مصرفی این نیروگاه بدین نتیجه رسیدند که با طراحی مناسب سیستم تحریک ژنراتور و استفاده از یک سیستم مناسب ذخیره انرژی می‌توان نوسانات توان را کاهش داد.

طرح جایگزینی توربین انبساطی با این شیرفشارشکن در خط اصلی گاز پالایشگاه اصفهان نیز توسط مهدی زاده و صدیقی [۲۰] بررسی شد. آن‌ها در مدل شبیه سازی خود با استفاده از نرم افزار اسپن

هایسیس<sup>۵</sup> ۲۰۰۶ و با مقایسه دو معادله حالت PR و SRK در کنار تحلیل عملکرد شیر فشارشکن ، طرح جایگزینی را نیز مورد بررسی قرار دادند و سپس برآورد اقتصادی طرح را نیز ارائه کردند. بررسی اقتصادی طرح ایشان نشان داد که با بکارگیری این سیستم و در نظر گرفتن بازده ۸۵٪ برای ژنراتور و با توجه به هزینه احداث ایستگاه و ارزش جهانی برق تولیدی، زمان بازگشت سرمایه کمتر از یک سال و با در نظر گرفتن قیمت برق داخلی حدود چهار سال محاسبه می‌باشد.

پورشفیع [۲۱] نیز در تحقیق خود به بررسی فنی و اقتصادی استفاده از توربین انبساطی در یک ایستگاه تقلیل فشار گاز پرداخته است.

صحرا گرد و همکاران [۲۲] با توجه به روابط آنتالپی، آنتروپی و قانون اول ترمودینامیک و فرض فرآیند آیزنتروپیک توربین انبساطی کار حاصل از کاهش فشار گاز توسط توربین مورد محاسبه قرار داد و همچنین پارامترهای تاثیرگذار در افزایش یا کاهش راندمان میزان تولید برق مورد بررسی قرار داده شد. سبزواری و همکارانشان [۲۳] در تحقیق خود با استفاده از کاهش دمای گاز در فرآیند کاهش فشار و با هدایت گاز سرد شده به یک مبدل حرارتی آب-گاز، نشان دادند که از آب سرد شده می‌توان در سرد شدن هوای ورودی کمپرسور توربین استفاده کرد تا هوای ورودی خنک شود و راندمان و ظرفیت توان کمپرسور افزایش یابد.

تقدیریان و همکارانشان [۲۴] در پروژه خود نشان دادند که در صورت نصب توربین انبساطی در نیروگاه سیکل ترکیبی یزد در بهترین شرایط فشار گاز ورودی به ایستگاه‌های کاهش فشار واحدهای آلستوم و کرافت به ترتیب می‌توان ۱۰۹۵ و ۱۵۵۳ کیلو وات توان را بازیابی نمود.

جانگ من و کیم [۲۵] رابطه ترمودینامیکی برای محاسبه توان الکتریکی و دمای داخلی توربو اکسپندر با ژنراتور با استفاده از انرژی ناشی از تقلیل فشار خط انتقال گاز طبیعی را نشان دادند. براساس این رابطه، ایشان نشان دادند که عامل اصلی اختلاف فشار نیست بلکه نسبت فشار است. اگر از یک روش پس گرمایش برای بالا بردن دمای گاز طبیعی منبسط شده انتخاب شود، استفاده از انرژی سرمایشی بدون

---

<sup>۵</sup> Aspen hysys ۲۰۰۶

استفاده از سیکل سرمایه‌ش ممکن می‌شود. استفاده همزمان از توریو اکسپندر و سیستم سرمایه‌ش سود اقتصادی را بسیار بالا خواهد برد.

از دهه ۸۰ در آلمان سیستمهای موتور انبساطی نصب و راه اندازی شد، در حالیکه انرژی ذخیره شده در گاز پر فشار بوسیله یک انبساط کنترل شده تاحدی بازیابی می‌شود. در پایان سال ۱۹۹۲ در آلمان ۲۰ سیستم موتور انبساطی گاز طبیعی با مجموع حدود ۲۷۰۰۰ کیلو وات توان الکتریکی عمل می‌کردند. در همان زمان، طرحهایی برای حدود ۶۰ پروژه با مجموع ۳۵۰۰۰ کیلو وات توان الکتریکی موجود بود. در آلمان، در دراز مدت حداکثر توان بین ۲۰۰۰۰۰ و ۷۰۰۰۰۰ کیلو وات را می‌توان مورد استفاده قرار داد. ابعاد سیستم موتور انبساطی بطور معمول از حدود ۳۵۰ تا ۳۳۰۰ کیلو وات تغییر می‌کند. بطور کلی تجربه نشان می‌دهد که استفاده از این سیستم مثبت می‌باشد. سیستمهای انبساط گاز از طول عمر بالایی برخوردارند که برای مصارف اقتصادی یک اصل مهم و خوب بشمار می‌رود [۲۶].

دهلی [۲۶] در یک پروژه بر روی موتور انبساطی و توربین انبساطی نشان داد که مقدار الکتریسیته را که می‌توان به کمک این سیستمها بازیافت کرد نه تنها به دبی جرمی گاز و نسبت فشار بستگی دارد، بلکه به میزان محدوده دمای انبساط گاز نیز وابسته است.

فرزانه و رهبری [۲۷] با استفاده از معادله حالت AGA۸، آنتالپی و آنتروپی گاز طبیعی را محاسبه کردند و برای اندازه گیری دقت محاسبات، داده‌های بدست آمده را با داده‌های آزمایشگاهی مورد مقایسه قرار دادند و نتایج حاکی از آن بود که داده‌های مربوط به آنتالپی کمتر از ۱/۲ درصد انحراف داشتند و درصد انحراف آنتروپی محاسبه شده نیز ۰/۱۴ درصد بوده است. سپس به کمک این داده‌ها نرخ نابودی قابلیت کاردهی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز طبیعی مناطق مختلف ایران محاسبه شده و نتایج نشان داد که با کاهش درصد متان در گاز طبیعی، نرخ نابودی قابلیت کاردهی گاز طبیعی بین ۲۲ تا ۲۵ درصد کاهش پیدا می‌کند.

گریوانی و شاه حسینی [۲۸] تحقیق خود را در مورد جلوگیری از تشکیل هیدرات در ایستگاههای تقلیل فشار انجام دادند. ایشان با استفاده از نتایج بدست آمده از مدلسازی شرایط دما و فشار در ایستگاه-

های تقلیل فشار گاز طبیعی، امکان تشکیل هیدرات در نقاط مختلف را نشان دادند. ایشان ایستگاه تقلیل فشار گاز را بصورت استاتیکی در نظر گرفتند و پیش بینی شرایط تشکیل هیدرات با استفاده از مدل ترمودینامیکی پاریش و پرزنیتر انجام گردید و برای محاسبه خواص گاز طبیعی نیز از مدل پنگ رابینسون استفاده کردند. با حل معادلات به دست آمده، اثر تغییرات دمای محیط، فشار و دمای ورودی و میزان دبی گاز طبیعی بر شرایط تشکیل هیدرات مورد بررسی قرار گرفت و همچنین میزان گرمای مورد نیاز جهت جلوگیری از تشکیل آن مورد مطالعه، بررسی و مقایسه واقع شد.

ابراهیمی [۲۹] در یک پروژه تحقیقاتی افزایش بازده گرم کن‌های مورد استفاده در ایستگاه‌های تقلیل فشار از طریق بازیافت حرارت اتلافی و استفاده مجدد آن در فرآیند را مورد بررسی قرار دادند. ایشان پس از بررسی و طراحی روش‌های رایج که شامل استفاده از اکونومایزر-ریکوپراتور-سیستم‌های ترکیبی حرارت و برق می‌باشد، مناسب ترین روش جهت بازیافت حرارت اتلافی از دودکش را استفاده از آن به عنوان پیش گرم کن هوای ورودی به گرم کن توسط یک ریکوپراتور و یا جهت گرم کردن بخشی از آب بویلر توسط اکونومایزر معرفی کردند. نتایج حاکی از آن بود که کارایی اکونومایزر به مراتب بیشتر از کویل حرارتی می‌باشد و میزان صرفه جویی انرژی در کویل حرارتی ۴٪ و در اکونومایزر ۱۰٪ بدست آمد.

حکیمی و سلیمانی [۳۰] در تحقیق خود در مورد کاهش آلودگی صوتی ناشی از کاهش فشار گاز که در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز بوجود می‌آید، علاوه بر پیشنهاد افزایش قطر رگلاتور در راستای کاهش آلودگی صوتی، با طرح معادلات ریاضی و ایجاد یک رابطه منطقی که نخستین بار توسط خودشان ارائه شده است، نتایج پیشنهاد ارائه شده را مورد ارزیابی و تجزیه و تحلیل قرار دادند.

فرزانه و سعدی [۳۱] در تحقیق خود با توجه به آنالیز اگزرژی، میزان انرژی الکتریکی قابل تولید در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی استان خراسان را بر اساس اطلاعات ثبت شده فشار ورودی گاز به ایستگاه، فشار خروجی و دمای محیط در ساعت ۱۸ هرروز در سال ۱۳۸۴ را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان داد که در ایستگاه‌های پر مصرف، بیش از یک مگا وات برق قابل تولید بوده است و میزان

کلی انرژی قابل تولید از تمام ایستگاهها حدود ۱۰ مگا وات است که بر اساس تعرفه برق صنعتی کشور چیزی در حدود ۲/۱ میلیارد تومان سرمایه در آن سال در این ایستگاهها اتلاف شده است.

عاشوری و ویسی [۳۲] در پروژه خود تاثیر استفاده از ضد یخ اتیل گلیکول در میزان انتقال حرارت در پیش گرمایش گاز ورودی به رگلاتور را مورد تحلیل قرار دادند و نشان دادند که در صورت استفاده از این ماده مقدار انتقال حرارت در حدود ۴۰ درصد کاهش می یابد.

عطایی [۳۳] در یک تحلیل تئوری با نرم افزار Thermoflow بررسی فنی و اقتصادی طرح بازیافت انرژی از تقلیل فشار گاز طبیعی در ایستگاه تقلیل فشار نیروگاه سازند اراک با استفاده از توربین انبساطی را مورد بررسی قرار داد. بررسی ها نشان داد با نصب دو توربین انبساطی ۱۰/۷ مگاواتی کل گرمایش مورد نیاز گاز ورودی به توربینها توسط حرارت های اتلافی موجود در سیکل اصلی نیروگاه قابل تامین بوده و برودت مورد نیاز جهت خنک کاری توربینها از گاز خروجی از توربین انبساطی قابل بازیافت است. محاسبات نشان داد که برای این پروژه ۱۳ میلیون دلار سرمایه گذاری نیاز است که نرخ بازگشت آن حدود ۳ سال می باشد.

کوالا [۳۴] با پیش گرم کردن گاز ورودی به توربوآکسپنדרها نشان داد که بازده گرمایی بالای ۷۰ درصد را می توان بدست آورد.

انرژی جریان گاز در فرآیند کاهش فشار هدر رفته و موجب آزاد شدن گرمای ژول تامسون می شود [۳۵] و. دو روش برای بازیابی انرژی از دست رفته و استفاده مفید از سرمای آزاد شده در این فرآیند کاهش فشار پیشنهاد شده که در قالب دو مکانیسم قابل بیان است [۳۶] ، در یک مکانیسم از سرمای آزاد شده جهت تهویه مطبوع اماکن و خنک کاری تجهیزات و غیره استفاده می شود و در مکانیسم دیگر با استفاده از توربوآکسپندر و موتور انبساطی انرژی هدر رفته بازیابی شده و بدینوسیله کار محوری و توان الکتریکی تولید می شود. پس در این فرآیند اگر تولید سرما هدف باشد، کار مکانیکی محصول جانبی بوده و اگر هدف اصلی کاهش فشار و تولید توان الکتریکی باشد، سرمای ایجاد شده به عنوان یک محصول

جانبی مفید در نظر گرفته می‌شود [۱۴]. مکانیسم اول علیرغم نیاز به سرمایه گذاری بیشتر اقتصادی تر می‌باشد، و با استفاده از مکانیسم دوم می‌توان برق داخل ایستگاه و اماکن اطراف را تولید نمود.

ایوانیوک و همکارانش [۳۷] نشان دادند که حجم گاز طبیعی، اختلاف فشار و هزینه گرمایش گاز ورودی به توربین انبساطی به شدت روی توجیه اقتصادی استفاده از آن تاثیر گذار است.

رضایی و صفار [۳۸] یک طرح امکان سنجی نصب توربو اکسپندر در ایستگاه CGS تاجکستان برای تولید برق را مورد بررسی قرار دادند. در این ایستگاه به دلیل تغییرات دبی گاز در طول دوره توان خروجی متغیری به دست آمد. آنها در طرح خود از یک سری فرضیاتی که موجب ساده‌تر شدن پروژه شود استفاده کردند. آنها نشان دادند با وجود اینکه میزان برق تولیدی در زمستان به دلیل افزایش دبی گاز بیشتر می‌باشد، اما دمای خروجی گاز از توربو اکسپندر به دلیل برخی پارامترهای امنیتی خیلی بیشتر از حد انتظار بود. آنها نشان دادند با وجود اینکه پیش گرمایش ۱۵۷۲۳۸ متر مکعب گاز مصرف کرد اما سیستم ۱۱۰۴۷۳۷ کیلو وات برق در طول یک دوره یک ساله بازیابی می‌کند. نرخ بازده داخلی پروژه ۱۸ درصد بیان شد و راندمان میانگین توربو اکسپندر ۶۷/۷۹ درصد محاسبه شد که به دلیل تغییرات دبی گاز در طول سال کمتر از میزان محاسبه شده در قسمت طراحی بود. آنها بیان کردند که با وجود اینکه متغیر بودن دبی در تحقیقات دیگر مد نظر قرار نگرفته است اما برای محاسبه مقرون به صرفه بودن پروژه باید لحاظ شود.

رحمن [۳۹] نتیجه مطالعه خود بر روی سه ایستگاه تقلیل فشار گاز در بنگلادش در مورد پیش گرمایش گاز قبل از ورود به توربو اکسپندر را در قالب جدول ۱-۱ نشان داد. در ستون دوم این جدول حالت اول مربوط به مطالعه بدون پیش گرمایش و حالت دوم مطالعه با پیش گرمایش می‌باشد. برای مثال در مورد ایستگاه دمرا در ردیف اول، دمای تشکیل هیدرات با توجه به معادله هامراشمیت<sup>۶</sup> در حدود ۷/۱ درجه سانتیگراد است و در پی آن دمای مورد اطمینان ۱۲ درجه سانتیگراد برای خروجی فرض شده است. با توجه به این دما از رابطه بین دو دمای ورودی و خروجی از رابطه حالت ایزنتروپیک دمای

---

<sup>۶</sup> Hammer schmit

بالادست در حدود ۸۵/۵ درجه سانتیگراد محاسبه شد و با توجه به اختلاف دمای ۴۵ درجه‌ای مقدار گرمایش مورد نیاز به راحتی قابل محاسبه است. ایشان در محاسبات خود راندمان حرارتی را ۸۰ درصد در نظر گرفتند. رحمن همچنین نشان داد که بین ۱۸-۲۵ درصد از گاز باید برای پیش گرمایش به عنوان سوخت استفاده شود که با توجه به آن توان خروجی ژنراتور ۸۰-۹۴ درصد محاسبه شد. مقدار توان محاسبه شده در این سه ایستگاه با توجه به در نظر گرفتن راندمان حرارتی ۳۵ درصدی به ترتیب ۶۶۸، ۹۲۲ و ۹۴ کیلو وات بوده است.

جدول ۱-۱ تاثیر پیش گرمایش در ایستگاه تقلیل فشار در بنگلادش [۳۹]

Station	Option	Avg Inlet Pr, $P_1$ (bar-g)	Inlet Temp $T_1$ C	Avg Outlet Pr, $P_2$ (bar-g)	Pr ratio ( $P_1/P_2$ )	Avg Flow Rate $Nm^3/hr$	Power from Generator (kW)	Hydrate Formation Temp, C	Outlet Temp, C	$\Delta T$ at inlet, C	Heating requirement, kW	% heat recovery	Fuel Gas req. $Nm^3/hr$	Fuel gas as % of Total flow	Power from fuel gas, kW
Demra CGS	1	45.51	38	20	2.21	93,300	1,332	7	-25.4	-	-	-	-	-	-
	2	45.51	85.5	20	2.21	93,300	1,540	7	12	47.5	1908	80	236	0.25	668
GPS	1	27.6	38	12.4	2.13	152,266	2080	4	-22.7	-	-	-	-	-	-
	2	27.6	78	12.4	2.13	152,266	2350	4	10	40	2633	90	319	0.21	922
SPP (PDB)	1	27.6	38	13	2.03	41313	530	4	-19	-	-	-	-	-	-
	2	27.6	73	13	2.03	41313	590	4	10	35	630	94	71	0.18	94

Legend: GPS = Ghorashal Power Station, SPP = Shahbazpur Power Station

کازرونی و همکارانش [۴۰] تاثیر یاتاقانهای مغناطیسی در کاهش تلفات اگزرژی یک توربو اکسپندر مورد استفاده در عملیات سرد سازی گاز طبیعی را مورد بررسی قرار دادند. نتایج این مطالعه نشان داد که استفاده از یاتاقانهای مغناطیسی در مقایسه با یاتاقانهای هیدرودینامیکی منجر به کاهش ۱۲۱ کیلو واتی تلفات اگزرژی توربو اکسپندر می‌شود. این یاتاقانها حجم کمتری اشغال می‌کنند، ارتعاش کمتری دارند و هزینه تعمیرات آنها نیز کمتر می‌باشد.



هدف این پژوهش مدل‌سازی ترمودینامیکی موتور انبساطی یک طرفه رفت و برگشتی، جهت استفاده در ایستگاه‌های تقلیل فشار درون شهری<sup>۷</sup>، و بررسی اثر مشخصات فنی موتور از قبیل اندازه دریچه‌ها و زمان‌بندی آن‌هاست.

در این پژوهش ابتدا به تحقیقات انجام شده پرداخته خواهد شد و به طور مختصر دستاورد دیگر پژوهشگران در این زمینه بیان خواهد گردید.

در فصل دوم به معرفی گاز طبیعی و ویژگی‌های آن پرداخته خواهد شد. همچنین شبکه گازرسانی، ایستگاه‌های تقلیل فشار و مشخصات و ویژگی‌ها و انواع آن‌ها ذکر خواهد گردید. در بخش بعدی موتور انبساطی معرفی خواهد شد. چرخه ترمودینامیکی آن بررسی می‌گردد و اجزای آن به تشریح بیان می‌شود. همچنین توضیحی درباره فضای مرده و کارکرد آن در موتورهای انبساطی ارائه می‌گردد.

در فصل سوم معادلات حاکم و مدل‌سازی عددی شرح داده می‌شود. مدل‌سازی بر اساس دو فرض گاز کامل و گاز حقیقی انجام شده است. انتقال حرارت و کار اصطکاک پیستون با دیواره سیلندر نیز مدل شده است. در فصل چهارم به تعیین خواص گاز طبیعی با توجه به ترکیب گاز به کمک استاندارد ای جی ای<sup>۸</sup> پرداخته خواهد شد. در نهایت هم الگوریتم کد نرم‌افزاری نوشته شده تشریح شده است.

در فصل ششم نتایج بدست آمده از مدل‌سازی در سه بخش گاز کامل، گاز حقیقی و مقایسه دو شبیه‌سازی آورده شده است. همچنین نتایج بررسی اثر پارامترهای مختلف بر عملکرد موتور نیز بیان شده است. در فصل پایانی نتیجه‌گیری و ارائه پیشنهادات آورده شده است.

---

<sup>۷</sup> TBS  
<sup>۸</sup> AGA<sup>۸</sup>



## **فصل دوم**

**۲- آشنایی با شبکه گازرسانی و**

**ایستگاه تقلیل فشار**

## ۲-۱ آشنایی با گاز طبیعی و شبکه گازرسانی

بقایای گیاهان و جانورانی که اجساد آنها طی میلیون‌ها سال به قسمت‌های زیرین دریاچه‌ها و اقیانوس‌های قدیمی رانده شده است، به تدریج تجزیه و به صورت عناصر آلی درمی‌آیند و بر اثر فشار و گرمای درونی زمین به نفت و گاز تبدیل می‌گردند. این منابع انرژی در مخازن زیرزمینی و در عمق سه تا چهار هزار متری و با فشار حدود چند صد اتمسفر ذخیره گردیده است.

گاز طبیعی گازی است بی‌رنگ، بی‌بو و سبک‌تر از هوا که عمدتاً از متان و مقداری هیدروکربن‌های سنگین‌تر تشکیل شده است. ارزش حرارتی هر متر مکعب گاز طبیعی تقریباً معادل ارزش حرارتی یک لیتر نفت سفید می‌باشد. گاز طبیعی به هنگام استخراج دارای ناخالصی‌هایی مانند شن و ماسه، آب شور و گازهای اسیدی می‌باشد که در پالایشگاه‌های گاز تصفیه شده و به صورت گاز قابل مصرف در می‌آید. گاز پالایش شده از طریق خطوط لوله انتقال گاز فشار قوی به شهرها و مراکز مصرف منتقل می‌شود.

گاز همچون سایر سیالات در اثر عبور از لوله دچار افت فشار می‌شود که این افت را با راه‌اندازی ایستگاه‌های تقویت فشار بر طرف می‌شود. وجود این ایستگاه‌ها علاوه بر رفع مشکل افت فشار در فصول سرد و زمانی که امکان به وجود آمدن یخ در لوله هست هم مفید می‌باشد و با افزایش فشار این مشکل بر طرف می‌شود.

برای مصرف گاز، فشار لوله‌های انتقال بسیار بالا است. به همین دلیل در مراحل مختلف فشار گاز تا فشار مناسب مصرف‌کننده (اعم از مصارف نیروگاهی، صنعتی یا خانگی) کاهش می‌یابد.

اولین مرحله کاهش فشار ایستگاه‌های دروازه شهری یا برون‌شهری<sup>۹</sup> (CGS) است که فشار از ۱۰۰۰ psi تا حدود ۲۵۰ psi کاهش می‌یابد. در این ایستگاه‌ها که در ورودی شهرها قرار دارد، برای تشخیص نشت گاز، به آن مواد بودار کننده اضافه می‌کنند تا ایمنی مصرف‌کنندگان گاز طبیعی

---

<sup>۹</sup> Gate City Station

تامین گردد. در مرحله بعد در ایستگاه های مرزی شهری (TBS<sup>۱۰</sup>) که در ورودی هر بخش از شهر قرار دارد، فشار تا ۶۰psi افت می کند. آخرین مرحله کاهش فشار، علمک های گاز هر مصرف کننده است که فشار را با مقدار نیاز مصرف کننده کاهش می دهد. [۴۱]

## ۲-۲ ایستگاه های تقلیل فشار گاز

ایستگاه های تقلیل فشار همانگونه که اشاره شد به دو دسته ایستگاه های دروازه شهری یا برون شهری (C.G.S<sup>۱۱</sup>) و ایستگاه های درون شهری (T.B.S) تقسیم می شوند. به طور کلی در این ایستگاه ها اهداف زیر دنبال می شود:

۱- پالایش گاز از ناخالصی ها و جدا کردن ذرات و مایعات همراه جریان

۲- کنترل فشار ورودی به شبکه توزیع

۳- اندازه گیری مقادیر گاز انتقال یافته

۴- بودار کردن گاز جهت افزایش ایمنی مصرف

لیست تجهیزات و ادوات یک ایستگاه دروازه شهری به شرح زیر است :

۱- فیلنرها

۲- رگلاتورها

۳- شیرهای اطمینان و شیرهای قطع کننده

۴- کنتور

۵- ادرایزر (بودار کننده)

۶- هیتر (گرمکن)

۷- فشار سنج و ترمومتر

۸- ادوات الکترونیکی

۹- ادوات قسمت حفاظت کاتدیک

۱۰- شیرهای معمولی و فلنج ها .

البته به غیر از گرمکن ها و بودار کننده ها بقیه قسمت هادر یک ایستگاه درون شهری نیز موجود می باشد.

<sup>۱۰</sup> Town border Station

<sup>۱۱</sup> City gate station

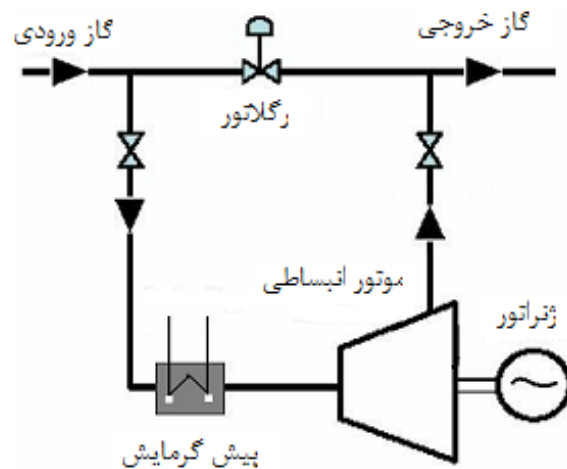
ایستگاه‌های برون شهری به صورت کمربندی در اطراف شهرها نصب می‌گردند و با ظرفیت‌های ۱۰۰۰۰، ۲۰۰۰۰، ۳۰۰۰۰ متر مکعب بر ساعت فشار گاز را از ۱۰۰۰ به ۲۵۰ پوند کاهش می‌دهند. ایستگاه‌های درون شهری با ظرفیت‌های ۲۵۰۰، ۵۰۰۰ و ۱۰۰۰۰ متر مکعب بر ساعت علاوه بر تقلیل فشار گاز از ۲۵۰ پوند بر اینچ مربع به ۶۰ پوند بر اینچ مربع، ناخالصی‌های موجود را گرفته و مقدار جریان ورودی و خروجی گاز را کنترل می‌کنند. [۴۲]

## ۳-۲ موتورهای انبساطی

گاز طبیعی جریان یافته در خطوط انتقال بین شهری از انرژی جنبشی و چگالی بالایی برخوردار است، این انرژی و چگالی در ایستگاه‌های تقویت فشار بین راهی و با صرف انرژی فسیلی فراوانی تأمین می‌گردد. موتورهای انبساطی می‌توانند انرژی جنبشی گاز را در ورودی مراکز مصرف دوباره به انرژی مکانیکی محور گردنده تبدیل کنند. در این موتورها گاز پرفشار با ورود به سیلندر، پیستون را به حرکت در می‌آورد و خود منبسط می‌شود. حرکت رفت و برگشتی پیستون نیز توسط میل لنگ به حرکت چرخشی و کار محوری تبدیل می‌گردد.

از ویژگی‌های این سیستم، کاهش دمای گاز در حین انبساط است. این کاهش دما می‌تواند در سیستم‌های سرمایشی و گرمایشی مورد استفاده قرار گیرد. از جمله تحقیقات انجام شده در این زمینه می‌توان به پژوهش سپهر صنایع [۴۳] اشاره کرد.

عمل پیش‌گرمایش جهت جلوگیری از کاهش زیاد دما و تغییر فاز برخی از اجزاء گاز طبیعی، در برخی از شرایط مورد توجه قرار می‌گیرد. در صورت کاهش دمای شدید گاز و تشکیل ذرات یخ یا کریستال، تجهیزات و قطعات موتور شدیداً آسیب می‌بینند و میزان توان خروجی کاهش می‌یابد. شکل (۱-۲) نمای شماتیک یک ایستگاه تقلیل فشار را نشان می‌دهد.

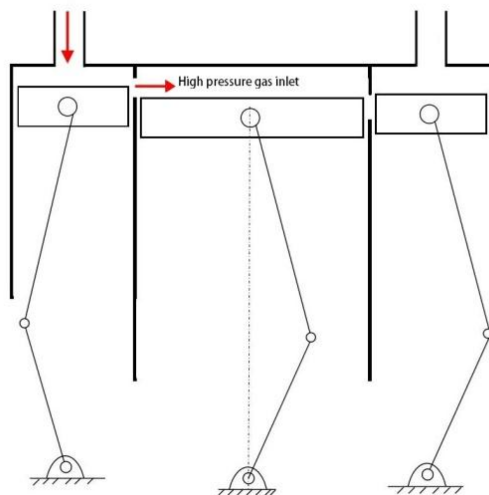


شکل ۱-۲- نمای شماتیک یک ایستگاه تقلیل فشار برون شهری

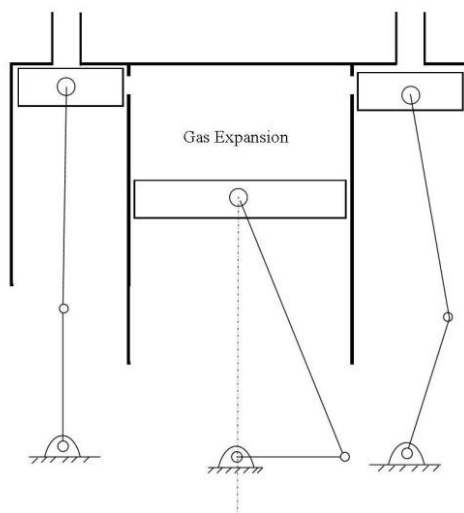
## ۱-۳-۲ مراحل کار موتور انبساطی

موتور انبساطی سیکل چهار مرحله ای خود را در یک دور لنگ (۳۶۰ درجه) طی می کند. سیکل از حرکت پیستون از نقطه مرگ بالا به سمت پایین آغاز می گردد. چهار مرحله چرخه موتور، مکش، انبساط، تخلیه و تراکم هستند که در ادامه توضیح داده خواهند شد.

**مکش:** با حرکت پیستون از نقطه مرگ بالا به سمت پایین، فشار منفی در سیلندر ایجاد می گردد و همزمان دریچه ورودی باز شده و با وجود اختلاف فشار بین داخل سیلندر و خط ورود گاز، گاز پرفشار شروع به وارد شدن به سیلندر می کند. این فرآیند را که تا نیمه های طول کورس ادامه خواهد داشت، می توان با تقریب خوبی فشار ثابت در نظر گرفت. دریچه ورودی که با نیروی میل لنگ و روندی سینوسی باز و بسته می شود، ورود جرم را کنترل می کند. (شکل ۲-۲)



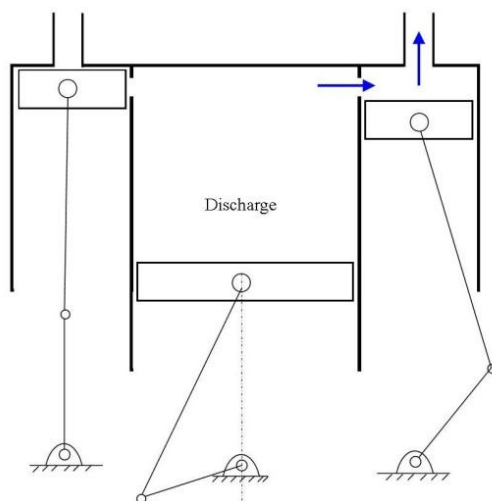
شکل ۲-۲- حرکت پیستون به سمت پایین باعث مکش گاز پر فشار به داخل سیلندر می شود



شکل ۲-۳- با افزایش حجم سیلندر در اثر پایین رفتن پیستون گاز منبسط می گردد

**انبساط:** با بسته شدن دریچه ورود جرم، با ادامه حرکت پیستون به سمت نقطه مرگ پایین و افزایش حجم محفظه سیلندر، فشار گاز افت می کند تا به فشار خروج برسد. این فرآیند که با کاهش دما همراه است، پلی تروپیک فرض می شود. (شکل ۲-۳)



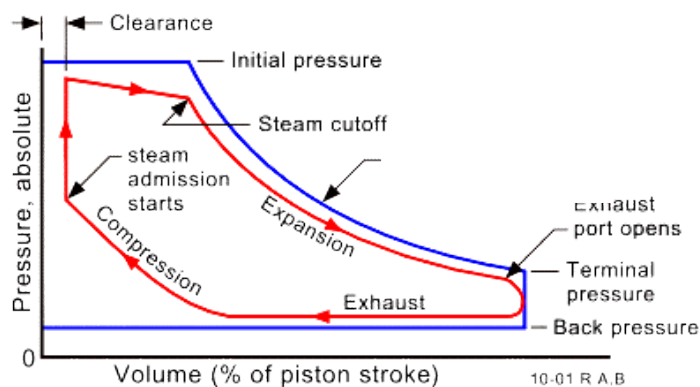


شکل ۴-۲- با باز شدن دریچه خروجی و بالا آمدن پیستون، گاز کم فشار خارج می‌گردد

تخلیه: قبل از رسیدن پیستون به نقطه مرگ پایین، دریچه خروجی شروع به باز شدن می‌کند و تا انتهای سیکل باز می‌ماند. در این فرآیند ابتدا یک کاهش ناگهانی فشار رخ خواهد داد تا فشار داخل سیلندر با فشار خط خروجی هماهنگ شود. سپس با حرکت پیستون رو به نقطه مرگ بالا، گاز کم فشار از سیلندر خارج می‌گردد. در این مرحله نیز گاز فرآیندی با فشار ثابت را طی می‌کند.

(شکل ۴-۲)

تراکم: در انتهای سیکل، مقدار گاز باقیمانده در سیلندر تا فشار خط ورودی متراکم می‌گردد. شکل ۵-۲ نمودار فشار-حجم تئوریک چرخه را نشان می‌دهد. در این شکل فشار در مرحله مکش تقریباً ثابت می‌ماند. فرآیند انبساط پلی تروپیک خواهد بود و با باز شدن دریچه تخلیه افت ناگهانی فشار مشاهده می‌گردد. تخلیه نیز در فشار ثابت انجام می‌شود و در انتهای چرخه نیز اندک جرم باقیمانده، متراکم می‌گردد.



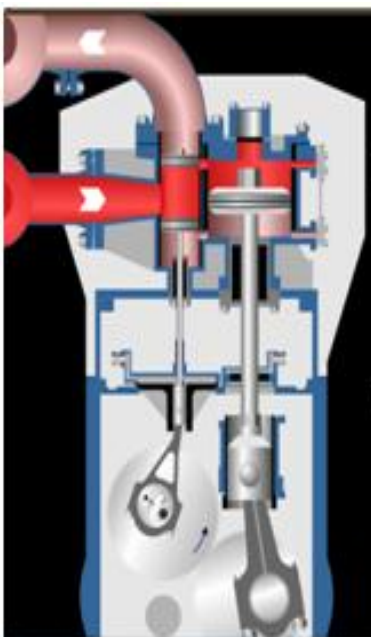
شکل ۲-۵- نمودار تئوریک فشار-حجم یک چرخه انبساطی

## ۲-۳-۲ اجزای موتورهای انبساطی

اجزای موتورهای رفت و برگشتی را می‌توان به سه دسته زیر تقسیم بندی کرد:

- اجزای ثابت
- اجزای متحرک
- تجهیزات جانبی

در ادامه، این اجزا به تفصیل مورد بررسی قرار می‌گیرند .



شکل ۲-۶-نمایی از موتور انبساطی دوطرفه

## ۲-۳-۲-۱ اجزای ثابت<sup>۱۲</sup>

اجزای ثابت در موتورهای رفت و برگشتی عبارتند از :

- سیلندر
- محفظه میل لنگ
- رینگ پیستون
- یاتاقان پکینگ
- استافینگ باکس<sup>۱۳</sup>

## ۲-۳-۲-۱-۱ سیلندر<sup>۱۴</sup>

سیلندر استوانه ای توخالی و ماشین کاری شده است که پیستون و دریچه های ورود و خروج در داخل آن قرار داده شده‌اند. سیلندر در قسمت انتهایی میل لنگ قرار گرفته و در واقع عمل تراکم در این قسمت انجام می‌گیرد. گاز در حالی که فشرده می‌شود به وسیله پیستون، از قسمت انتهایی سیلندر به سمت جلو حرکت کرده و با کم شدن حجم، متراکم می‌گردد. سیلندر از پایین با محفظه میل لنگ در ارتباط است و از بالا با سر سیلندر بسته شده است. در قسمت بدنه سیلندر نیز دریچه‌ها قرار می‌گیرند. سیلندر معمولاً به وسیله آستری پوشانده می‌شود که این آستر مقاومت زیادی در مقابل فرسایش دارد.

---

<sup>۱۲</sup> stationary components

<sup>۱۳</sup> Stuffing box

<sup>۱۴</sup> cylinder

## ۲-۳-۲-۱-۲ محفظه میل لنگ<sup>۱۵</sup>

محفظة میل لنگمحفظة ای است که در آن میل لنگ، شاتون و یاتاقانهای میل لنگ قرار داده می- شوند .

برخی از خصوصیات محفظه میل لنگ عبارتست از:

- محفظه میل لنگ باید در مقابل هوا و روغن عایق باشد .
- از آنجا که این محفظه باید تمام فشارهای ایجاد شده در اثر حرکت را تحمل کند، لازم است این قسمت از جنسی کاملاً محکم ساخته شده باشد. این محفظه بایستی در مقابل شرایط محیطی مانند خوردگی مقاومت داشته باشد .

## ۲-۳-۲-۱-۳ رینگ پیستون

رینگها قطعاتی حلقوی شکل هستند که برخی از آنها برای چفت شدن و آببندی پیستون در داخل سیلندر به کار می‌روند که به آن رینگ پیستون گفته می‌شود.

## ۲-۳-۲-۱-۴ یاتاقان<sup>۱۶</sup>

یاتاقانها در همه ماشین ها و تجهیزات چرخنده وجود دارند. هدف از استفاده از یاتاقانها ایجاد تکیه گاه و هدایت بخش‌های متحرک، درون تجهیزات می‌باشد.

برخی از یاتاقانها در جهت شعاعی و برخی دیگر در جهت محوری نیروهای وارد بر روتور را تحمل می‌کنند. پیچیده‌ترین یاتاقانها، آنهایی هستند که برای شفتهای چرخنده که با سرعت زیادی چرخیده و متحمل بار سنگین هستند ساخته می‌شوند.

یاتاقانها به دو گروه جداگانه تقسیم می‌شوند: یاتاقانهای مسطح (لغزشی) و یاتاقانهای چرخشی.

<sup>۱۵</sup> crank shaft box

<sup>۱۶</sup> bearing

یکی از ساده ترین انواع یاتاقان‌ها، یاتاقانهای مسطح می‌باشند. یاتاقان‌های مسطح روی فیلم روغنی که بین دو قطعه لغزنده وجود دارد، قرار می‌گیرند. این یاتاقان‌ها توانایی تحمل بارهای بالایی را داشته و متکی به وجود یک سیستم روغن کاری برای ایجاد فیلم روغن می‌باشند. جرم یاتاقان‌های مسطح مخصوصاً از نوع «صفحه کج»<sup>۱۷</sup> که از آن در تجهیزات فرایندی مدرن استفاده می‌شود، زیاد است.

پدهای موجود در این یاتاقان از چرخش روغن به همراه شفت تا حدی جلوگیری کرده و موجب تعادل بیشتری می‌شوند. یاتاقان‌های چرخشی از ساچمه‌ها و غلطک‌هایی تشکیل می‌شوند. این نوع از یاتاقان‌ها حرارت خیلی کمتری نسبت به یاتاقان‌های مسطح ایجاد می‌کنند، بنابراین توان کمتری تلف می‌شود و به روانکاری کمتری نیاز دارند. این یاتاقان‌ها نسبت به یاتاقان‌های مسطح، کوچکتر و سبکتر هستند.

## ۲-۳-۱-۵ پکینگ

در موتورهای رفت و برگشتی، جهت نشت‌بندی از پکینگ استفاده می‌شود. پکینگ ممکن است به صورت ساده یک رینگ درون یک پوسته، یا مجموعه‌ای از رینگ‌ها باشد.

در موتورهای رفت و برگشتی، انواع پکینگ‌ها عبارتند از:

**cylinder pressure packing**: که از خروج گاز از درون سیلندر جلوگیری می‌کند.

**wiper packing**: که از خروج روغن محفظه میل‌لنگ در طول میل‌پیستون جلوگیری می‌کند.

**partition packing**: در موتورهای **distance piece** که دارند از نشتی بین آن‌ها جلوگیری

می‌کند.

---

<sup>۱۷</sup> Tilting Pad

## ۲-۳-۲-۱-۶ استافینگ باکس<sup>۱۸</sup>

در موتورهای رفت و برگشتی در صورتی که اتصال شاتون به پیستون توسط میل پیستون انجام شود، حرکت میل پیستون در محفظه ای به نام استافینگ باکس که شامل قسمتهایی به نام distance piece می باشد انجام می شود.

برای جلوگیری از نشت روغن محفظه میل لنگ، به داخل سیلندر و همچنین نشت گاز، از داخل سیلندر به این قسمت، آب بندی توسط پکینگ های خاصی انجام می شود.

### ۲-۳-۲-۲ اجزای متحرک

اجزای متحرک این نوع موتورها نیز عبارتند از:

- |             |               |
|-------------|---------------|
| ۱- پیستون   | ۲- میل پیستون |
| ۳- شاتون    | ۴- کراس هد    |
| ۵- چرخ طیار | ۶- میل لنگ    |

### ۲-۳-۲-۱ پیستون

پیستون قطعه ای است که از یکطرف در داخل سیلندر قرار گرفته و از طرف دیگر به شاتون متصل است. پیستون قطعه ایست که در موتور وظیفه فشرده کردن گاز را بر عهده دارد. طراحی و ساخت این قطعه به شکل های مختلفی انجام می گیرد ولی در تمام این طراحی ها اندازه پیستون از اندازه سیلندر کوچکتر بوده و کاملاً در سیلندر چفت نمی گردد.

پیستون با کمک یکسری از حلقه های ویژه که به نام رینگ پیستون مشهور هستند در داخل سیلندر چفت می گردد. این رینگها بر روی فیلم روغن حرکت کرده و با سیلندر تماس مستقیم برقرار نمی کنند.

---

<sup>۱۸</sup> stuffing box

## ۲-۲-۲-۳-۲ میل پیستون

در مواردی که شاتون به طور مستقیم به پیستون وصل نشده است از میل پیستون استفاده می شود.

این قطعه از یکطرف به پیستون و از طرف دیگر به کراس هد متصل می گردد. میل پیستون قطعه ای میله ای شکل، محکم و بلند است که گاهی اوقات دارای پوشش خاصی نیز می باشد. این قطعه عهده دار انتقال نیروی فشاری به پیستون است.

برای پیستونهای با قطر زیاد که فشار پایینی تولید می کنند، میل پیستون معمولا کوچک ساخته می شود و برای پیستونهای با قطر کم و فشار تولیدی بالا، میل پیستون به طور نامتناسبی بزرگتر نظر گرفته می شود.

## ۲-۲-۲-۳-۲ شاتون<sup>۱۹</sup>

شاتون در موتورهای رفت و برگشتی وظیفه انتقال حرکت میل لنگبه پیستون را دارد.

شاتون قطعه ای کوتاه و دمبل مانند است که از یکطرف به میل لنگ و از طرف دیگر به کراس هد متصل است.

شاتون در یکانتهای خود، در محل اتصال به میل لنگ دارای یاتاقان هایی است که در اطراف میل لنگ قرار داده می شوند و در انتهای دیگر نیز با کمک یاتاقان های کوچکی به کراس هد متصل می گردد.

در میل لنگ و شاتون، مسیرهایی برای عبور روغن سوراخکاری می گردد که با کمک همین مسیرها روغن به یاتاقان های ذکر شده می رسد و باعث انجام عمل روغنکاری می شود.

---

<sup>۱۹</sup> connecting rod

## ۲-۳-۲-۴ کراس هد<sup>۲۰</sup>

در برخی موتورها شاتون مستقیماً به پیستون متصل نیست و قطعه ای به نام کراس هد بین شاتون و پیستون قرار دارد. قرار دادن این قطعه برای کنترل بهتر نشتهای احتمالی صورت می‌گیرد .

کراس هد قطعه ایست که از یکطرف به انتهای میل پیستون و از طرف دیگر به شاتون متصل می‌شود. این قطعه نیروی رفت و برگشتی ایجاد شده توسط پیستون را به میل پیستون و نهایتاً به میل لنگ منتقل می‌نماید. کراس هد در داخل محفظه مخصوصی که به همین منظور در نظر گرفته شده است قرار گرفته و هماهنگ با شاتون، پیستون و میل پیستون حرکت می‌کند.

## ۲-۳-۲-۵ چرخ طیار<sup>۲۱</sup>

چرخ طیار معمولاً برای حذف ارتعاشات ایجاد شده در اثر رفت و برگشت پیستون ها در نظر گرفته شده است. ارتعاش ایجاد شده ارتباط مستقیمی با تعداد سیلندرها در موتور دارد و هرچه تعداد سیلندرها بیشتر باشد این نوسانات کمتر می‌شود. چرخ طیار صفحه دایره‌ای و سنگین است که از طریق یک فلنج به میل لنگ متصل می‌گردد . به دلیل جرم بالای چرخ طیار، توازن دینامیکی میل لنگ و چرخ طیار بسیار حساس بوده و نیاز به طراحی های ویژه‌ای دارد.

اتصال چرخ طیار به میل لنگ بسیار مهم بوده و اتصال ضعیف و یا آسیب دیده می‌تواند باعث حرکت آزاد چرخ طیار نسبت به میل لنگ و در کل ایجاد خسارت به سیستم گردد.

## ۲-۳-۲-۶ میل لنگ<sup>۲۲</sup>

از آنجایی که در صنعت به طور معمول برای تولید نیروی مکانیکی از موتورهای الکتریکی و یا توربین استفاده می‌شود، لازم است به نحوی حرکت چرخشی این دستگاه ها به حرکت رفت و برگشتی تبدیل گردد. قطعه‌ای مکانیکی به نام میل لنگ حرکت چرخشی محرک را به قطعه دیگری

---

<sup>۲۰</sup> cross head

<sup>۲۱</sup> flywheel

<sup>۲۲</sup> crank shaft



به نام شاتون منتقل می‌کند. بسته به کاربرد، برخی از میل لنگها دارای یک لنگ و برخی دارای چند لنگ می‌باشند.

میل لنگ قطعه یکپارچه ای است که دارای وزن قابل توجه بوده و در ساخت آن ظرافت مهندسی خاصی بکار گرفته می‌شود. این قطعه دارای محل های مشخصی برای قرار گرفتن یاتاقان ها می‌باشد.

## **۲-۳-۲ تجهیزات جانبی**

دسته سوم اجزا در این موتورها، تجهیزات جانبی هستند که به اختصار عبارتند از:

- |                             |                    |
|-----------------------------|--------------------|
| ۱- محرک جعبه دنده خنک کننده | ۲- ابزارهای کنترلی |
| ۳- سیستم روغن کاری          | ۴- ضربان گیر       |
| ۵- فیلتر جداکننده           | ۶- مخزن آبگیر      |
| ۷- اتاقک صداگیر             | ۸- شیر برگشت جریان |

## **۲-۴ فضای مرده**

موتورهای انبساطی اگرچه به حجم مرده‌ای به اندازه موتورهای احتراقی نیاز ندارند اما وجود این فضا در این موتورها ضروری است. وجود فاصله ای بین سرسیلندر و پیستون در نقطه مرگ بالا باعث می‌شود پیستون به سرسیلندر برخورد نکند و موتور نرم‌تر و کم سر و صداتر کار کند.

از سوی دیگر عدم وجود مقداری گاز داخل سیلندر در لحظه آغاز مکش باعث افت شدید دمای گاز و همچنین خفه شدن جریان می‌گردد. این اتفاق می‌تواند به قطعات آسیب برساند و بازگشت ناپذیری را افزایش دهد.

زیاد بودن فضای مرده از طرف دیگر موجب کاهش راندمان موتور و دبی ورودی به آن می‌گردد. بنابراین انتخاب حجم مناسب می‌تواند راندمان موتور را بهینه نماید.



## فصل سوم

### ۳- مدلسازی و معادلات حاکم

## ۱-۳ فرضیات مسئله و قوانین حاکم

برای مدلسازی جریان گاز داخل سیلندر فرض‌های زیر در نظر گرفته می‌شوند:

- ۱- در کل فرآیند همواره محیط «پیوسته» باقی می‌ماند. به تعبیر دیگر چگالی گاز داخل سیلندر همواره به اندازه ای است که معادلات محیط پیوسته بر جریان حاکم باشد.
  - ۲- رفتار گاز با دوفرض یک بار بع عنوان گاز طبیعی که ترکیبی از گازهای مختلف است با استاندارد AGA۸ مدل شده است و در مرحله دیگر، رفتار گاز به عنوان متان ایده آل مدل شده است.
  - ۳- سیستم در هر لحظه در تعادل ترمودینامیکی قرار دارد. یعنی در هر لحظه دما و فشار در کل حجم محفظه سیلندر یکسان است.
  - ۴- جریان یکنواخت، ناپایا و با تبادل جرم و گرما با محیط است.
  - ۵- از نشتی جرم در سیلندر صرف نظر می‌شود.
- در ادامه به ارائه معادلات بقا، انتقال حرارت و اصطکاک پرداخته خواهد شد و نحوه محاسبه دو خاصیت ترمودینامیکی سیستم شرح داده خواهد شد.

## ۲-۳ معادلات بقا

معادله بقای جرم به صورت زیر نوشته می‌شود [۴۴].

$$\mathbf{m}_{cv} = \mathbf{m}_i - \mathbf{m}_o \quad 1-3$$

که در آن  $m_i$  جرم ورودی گاز به سیلندر و  $m_o$  جرم خروجی گاز از سیلندر می‌باشد و شکل

دیفرانسیلی آن به صورت زیر است:

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_o \quad 2-3$$

با استفاده از قاعده زنجیره ای می‌توان نوشت:

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \frac{dm_{cv}}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \frac{dm_{cv}}{d\theta} \omega \quad 3-3$$

و در نهایت تغییرات جرم داخل سیلندر بر حسب زاویه لنگ خواهد بود:

$$\frac{dm_{cv}}{d\theta} = \frac{\dot{m}_i - \dot{m}_o}{\omega} \quad ۴-۳$$

که در این رابطه  $\omega$  سرعت زاویه ای لنگ می باشد.

معادله بقای انرژی هم به صورت زیر نوشته می شود [۴۴]:

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{m}_i \left( h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m}_o \left( h_o + \frac{v_o^2}{2} + gz_o \right) + \dot{Q} - \dot{W} \quad ۵-۳$$

برای نرخ کار خروجی از رابطه زیر استفاده می شود [۴۴]:

$$\frac{dW}{d\theta} = P_{cv} \frac{dV_{cv}}{d\theta} \quad ۶-۳$$

با صرف نظر از انرژی جنبشی و پتانسیل گرانشی دبی ورودی و خروجی و با مشتق گیری نسبت به زاویه لنگ می توان نوشت:

$$\frac{dU_{cv}}{d\theta} = \frac{dm_i}{d\theta} h_i - \frac{dm_o}{d\theta} h_o + \dot{Q} + P \frac{dV}{d\theta} \quad ۷-۳$$

که در این رابطه  $U$  انرژی داخلی گاز داخل سیلندر و  $V$  حجم سیلندر در هر زاویه است.

### ۳-۳ معادله حالت گاز

ابتدا معادلات با فرض گاز ایده آل حل می شوند و سپس از مدل گاز حقیقی استفاده می گردد. با توجه

به مدل گاز کامل، معادله حالت مورد استفاده، معادله گاز کامل خواهد بود:

$$PV = mRT \quad ۸-۳$$

در صورت فرض گاز ایده آل، انرژی داخلی و آنتالپی برابر عبارات زیر می باشد:

$$u = C_v T \quad ۹-۳$$

$$h = C_p T \quad ۱۰-۳$$

$$R = C_p - C_v \quad ۱۱-۳$$

که  $R = \frac{\bar{R}}{M}$  ثابت گاز و  $M$  جرم مولکولی گاز می‌باشد. در نتیجه با استفاده از این معادلات برای

یک گاز ایده‌آل و با توجه به اینکه تغییرات دمای ورودی برابر صفر است، خواهیم داشت [۴۵]:

$$U_{cv} = m_{cv} C_v T \quad ۱۲-۳$$

در این رابطه  $C_v$  ظرفیت گرمایی گاز در حجم ثابت است.

فرض گاز حقیقی نیازمند معادله حالت دقیق‌تری است. از آنجا که در این مرحله ترکیب گاز طبیعی نیز

در نظر گرفته شده است، مدل پیشرفته‌ای برای پیش‌بینی رفتار گاز نیاز است. برای این منظور از

استاندارد  $AGA^8$  که در فصل بعد تشریح شده است، استفاده شده است.

در حالت کلی معادله حالت گاز حقیقی به صورت زیر است:

$$PV = ZRT \quad ۱۳-۳$$

برای محاسبه خواص گاز نیاز به محاسبه ضریب تراکم‌پذیری ( $Z$ ) می‌باشد. با محاسبه این ضریب کلیه

خواص گاز با داشتن دو خاصیت قابل محاسبه خواهند بود.

## ۴-۳ گسسته سازی معادلات بقا

با اعمال قاعده زنجیره‌ای مشتق می‌توان نوشت:

$$\frac{d(m_c u_c)}{d\theta} = m_c \frac{du_c}{d\theta} + u_c \frac{dm_c}{d\theta} \quad ۱۴-۳$$

با جایگذاری روابط بالا در (۷-۳) خواهیم داشت:

$$\frac{dm_{cv}}{d\theta} \omega C_v T_{cv} + m_{cv} C_v \frac{dT}{d\theta} = \frac{dm_i}{d\theta} (C_p T_i) - \frac{dm_o}{d\theta} (C_p T_o) + \dot{Q} + P \frac{dV}{d\theta} \quad ۱۵-۳$$

در این رابطه آنتالپی گاز ورودی و خروجی فقط تابع دما فرض شده و از جملات سرعت و پتانسیل

گرانشی صرف نظر شده است. این معادله یک معادله دیفرانسیل مرتبه اول است که با گسسته سازی

پیشروی متغیر دما روی زاویه لنگ، معادله زیر جهت حل عددی بدست می‌آید:

$$\frac{T_{n+1} - T_n}{\Delta\theta} = \frac{1}{m_{cv_n} C_v} \left[ \frac{\Delta m_i}{\Delta\theta} (C_p T_i) - \frac{\Delta m_o}{\Delta\theta} (C_p T_o) - \dot{Q} + P \frac{\Delta V}{\Delta\theta} - \frac{\Delta m_{cv}}{\Delta\theta} \omega C_v T_{cv} \right]_n \quad ۱۶-۳$$

معادلات (۱۳-۳) و (۱۶-۳) دما و فشار سیستم را در مدل گاز ایده آل تعیین می‌کنند. با

فرض گاز حقیقی معادله ۷-۳ به صورت زیر گسسته می‌گردد.

$$u_n = u_{n-1} + \frac{\Delta\theta}{m_{cv}} \left( -u_{n-1} \frac{\Delta m_{cv}}{\Delta\theta} + \dot{m}_i h_i - \dot{m}_o h_o + \dot{Q} + P \frac{\Delta V}{\Delta\theta} \right) \quad ۱۷-۳$$

### ۵-۳ مدل‌سازی حرکت پیستون

با توجه هندسه سیلندر، جابجایی پیستون در هر لحظه بصورت زیر است:

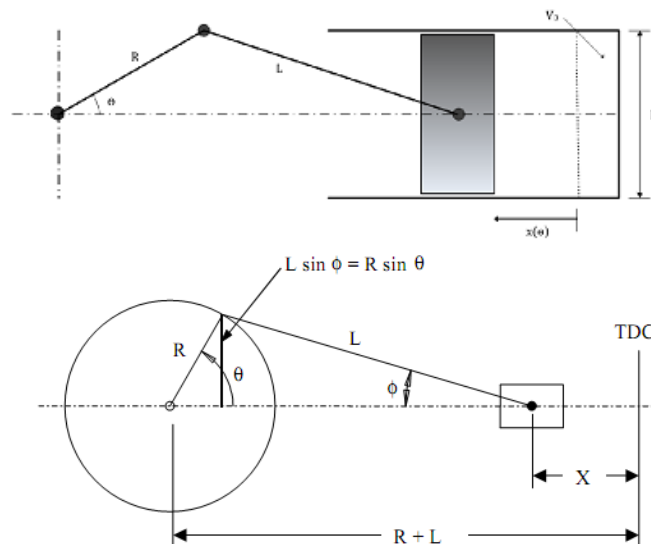
$$X = \left[ (a+L) - a \cos \theta + L \sqrt{1 - \left( \frac{a}{l} \sin \theta \right)^2} \right] \quad ۱۸-۳$$

حجم سیلندر نیز در هر لحظه و به صورت تابعی از زاویه چرخش لنگ به صورت زیر بیان می‌شود.

$$V(\theta) = V_{\min} + A \times X(\theta) \quad ۱۹-۳$$

a در این معادله طول لنگ و L طول شاتون است.  $V_{\min}$  حجم مرده سیلندر است. A نیز مساحت

پیستون است.



شکل ۱-۳ مکانیزم لنگ و پیستون و تبدیل حرکت خطی به دورانی

با داشتن حجم سیلندر در هر لحظه می‌توان چگالی در هر لحظه را نیز با کمک معادله ۲-۳ بدست

آورد.

$$\rho(\theta) = \frac{m_{cv}(\theta)}{V(\theta)} \quad ۲۰-۳$$

### ۶-۳ مدل سازی انتقال حرارت

در این بخش بر اساس [۴۶] که انتقال حرارت را برای کمپرسور مدل کرده است، در حالت کلی معادله انتقال حرارت رابه صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$Q = U(\theta)A(\theta)(T(\theta) - T_a) \quad ۲۱-۳$$

در این معادله U ضریب کلی انتقال حرارت،  $A(\theta)$  برابر سطح انتقال بر حسب زاویه لنگ  $T(\theta)$  دمای گاز داخل سیلندر در هر زاویه لنگ و  $T_a$  دمای محیط است.

ضریب کلی انتقال حرارت برابر است با:

$$U = \frac{1}{A_{ref} \sum R_j} \quad ۲۲-۳$$

که در این رابطه R مجموع مقاومت های حرارتی همرفتی داخل، هدایت دیواره سیلندر و همرفتی خارج است.

$$\sum R_j = \frac{1}{2\pi r_i X(\theta) h_i} + \frac{\log(r_o / r_i)}{2\pi K X(\theta)} + \frac{1}{2\pi r_o X(\theta) h_o} \quad ۲۳-۳$$

برای محاسبه ضریب انتقال همرفتی خارج از روابط زیر استفاده شده است. [۴۶]

$$Nu = \frac{h_o D_o}{k_{air}} = \left( \frac{Gr Pr_f^2}{2.435 + 4.884 \sqrt{Pr_f} + 4.953 Pr_f} \right)^{0.25} \quad ۲۴-۳$$

در این رابطه  $Pr = \frac{c_p \mu}{k}$  عدد پرانتل است و D قطر خارجی سیلندر در نظر گرفته شده است.  $k, C_p$

و  $\mu$  نیز برای هوا از مرجع [۴۴] خوانده شده است. زیروند f نشان دهنده خواص در دمای فیلم است:

$$T_f = \frac{(T_w + T_a)}{2} \quad ۲۵-۳$$

و عدد گراشف نیز به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Gr = \frac{\left( \frac{\pi D}{2} \right)^3 g \frac{(T_a - T_w)}{T_o}}{v^2} \quad ۲۶-۳$$



در این رابطه  $T_a$  دمای محیط،  $T_w$  دمای دیواره و  $T_o$  دمای هدایت حرارتی دیواره سیلندر را هدایت

$$k = 50 \frac{W}{m K} \text{ تقریبی کربن استیل (۱/۵٪-۰/۵٪) در دمای محیط فرض شده است:}$$

ضریب انتقال حرارت همرفتی گاز داخل سیلندر از رابطه حسن [۴۶] محاسبه می‌شود:

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} = 0.023 Re^{0.8} \quad ۲۷-۳$$

که  $Re = \frac{c_m D}{\nu}$  عدد رینولدز است. و  $C_m = 2s \frac{N}{60}$  سرعت متوسط پیستون و  $N$  تعداد دوران لنگ

در دقیقه است.  $D$  در این رابطه قطر داخلی سیلندر است و  $k$  و  $\nu$  نیز برای متان از مرجع [۴۴] خوانده شده اند.

## ۷-۳ مدل سازی ورود و خروج جرم به سیلندر

بر اساس [۴۶] دبی جرمی ورودی بر اساس رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$\dot{m}_m = \frac{A}{\omega} \sin\left(\frac{\theta}{\theta_{ic}} \pi\right) \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT_L}} \sqrt{\left(\frac{P}{P_L}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P}{P_L}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \quad ۲۸-۳$$

در این رابطه  $A$  مساحت دریچه ورودی و  $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$  است. باز شدن دریچه ورودی به شکل سینوسی

مدل شده است و  $\theta_{ic}$  زاویه بسته شدن دریچه ورود است.

اگر جریان گاز به حالت خفگی برسد، دبی ورودی به حد نهایی خود رسیده و تغییر نمی‌کند. با صفر قرار دادن تغییر دبی جرمی بر حسب نسبت فشار سیلندر به فشار خط، رابطه زیر برای نسبت فشار بحرانی بدست می‌آید.

$$\left(\frac{P}{P_L}\right)_{critical} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \quad ۲۹-۳$$

که این نسبت برای متان برابر ۰/۵۳۴۹ خواهد بود. در این حالت دبی بیشینه برابر خواهد بود با:

$$\dot{m}_{max} = \frac{A}{\omega} \sin\left(\frac{\theta}{\theta_{ic}} \pi\right) \sqrt{\frac{\gamma}{RT_L}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} P_L \quad ۳۰-۳$$

برای دریچه خروجی هم همین روابط برقرار است.

$$\dot{m}_{out} = \frac{A}{\omega} \sin\left(\frac{\theta - \theta_{eo}}{\theta_{ec} - \theta_{eo}} \pi\right) \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT_{cyl}}} \sqrt{\left(\frac{P_b}{P}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_b}{P}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \quad 31-3$$

$$\dot{m}_{out_{max}} = \frac{A}{\omega} \sin\left(\frac{\theta - \theta_{eo}}{\theta_{ec} - \theta_{eo}} \pi\right) \sqrt{\frac{\gamma}{RT_L}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} P \quad 32-3$$

در این معادلات  $\theta_{ec}$  و  $\theta_{eo}$  به ترتیب زاویه باز شدن و بسته شدن دریچه خروجی هستند.

## ۸-۳ کار اصطکاک

برای محاسبه تلفات، در این پژوهش فقط کار اصطکاک پیستون با دیواره سیلندر (که با فیلمی از روغن پوشیده شده است) در نظر گرفته شده است.

بر اساس [۴۷] کار اصطکاک برابر است با:

$$\delta W = \mu \left(\frac{du}{dy}\right)_{skirt} L_{skirt} \pi D \Delta x + \mu \left(\frac{du}{dy}\right)_{ring} L_{ring} \pi D \Delta x \quad 33-3$$

در این رابطه  $L_{skirt}$  طول بدنه پیستون است و  $L_{ring}$  ضخامت رینگ پیستون را نشان می‌دهد.  $\Delta x$  بیانگر جابجایی پیستون است و  $D$  قطر سیلندر می‌باشد.

با خطی فرض کردن توزیع سرعت در فیلم روغن رابطه ۲۰ به شکل زیر در می‌آید.

$$\delta W = \mu \left(\frac{U_p(\theta)}{C}\right)_{skirt} L_{skirt} \pi D \Delta x + \mu \left(\frac{U_p(\theta)}{\varepsilon}\right)_{ring} L_{ring} \pi D \Delta x \quad 34-3$$

که  $C$  در اینجا فاصله بین بدنه پیستون و دیواره سیلندر و  $\varepsilon$  فاصله بین رینگ فشار و دیواره سیلندر است که از رابطه ۲۷-۳ بدست می‌آید.

$$\varepsilon(\theta) = A + B |\sin \theta| \quad 35-3$$

در این رابطه  $A$  و  $B$  ثوابتی هستند که با مشخصات موتور تعیین می‌شوند. سرعت پیستون در هر لحظه

هم از رابطه زیر محاسبه می‌گردد.

$$U_p(\theta) = \left( a \sin \theta + \frac{a \sin \theta \cos \theta}{\sqrt{1 - \left(\frac{a}{l}\right)^2 \sin^2 \theta}} \right) \quad 36-3$$

## **فصل چهارم**

### **۴- تعیین خواص گاز طبیعی به**

**کمک استاندارد AGA۸۵**

## ۱-۴ مقدمه

همانطور که در فصل قبل اشاره شد، برای شبیه سازی دقیق یک ایستگاه CNG استفاده از روشی برای تعیین تمامی خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی که برای مدل کردن ایستگاه استفاده می‌شود، ضروری بنظر می‌رسد. در این رساله از استاندارد معتبر AGA۸ برای تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی استفاده شده است، که شاید بتوان بجزرات بیان داشت یکی از دقیق ترین روشهای موجود برای تعیین خواص گاز طبیعی است. همچنین در ادامه روشی پیشنهاد شده است که بتوان با استفاده از هر یک از ۲ خاصیت ترمودینامیکی گاز طبیعی (مثلا انرژی داخلی و دانسیته)، به همراه ترکیب گاز، بقیه خواص را محاسبه نمود. با توجه به مطالب فوق در ادامه به تشریح استاندارد AGA۸ و نحوه محاسبه خواص ترمودینامیکی پرداخته می‌شود.

تحقیقات انجام گرفته زیر نظر آقای هاوارد در سالهای ۱۹۲۸ تا ۱۹۲۹ منجر به تدوین روش استاندارد برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی تا فشار ۴MPa در دایره تحقیقات استاندارد گاز طبیعی آمریکا گردید، هرچند تا سال ۱۹۵۴ که آقای پروفیسر ساموئل.ر. در دانشگاه اوهایو گزارشی از تحقیقات انجام گرفته اش بر روی ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی بر مبنای مطالعات پیشین آقای هاوارد منتشر کرد، این تحقیقات انتشار پیدا نکرده بود [۴۸]. ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی و همچنین معادله حالتی بر مبنای تحقیقات آقای زیمرمن بین سالهای ۱۹۵۶ تا ۱۹۶۲ در دانشگاه اوهایو توسعه و منتشر گردید. نتایج این تحقیق توسط انجمن گاز آمریکا<sup>۲۳</sup> (AGA) تحت عنوان "دستورالعملی برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی" در سال ۱۹۶۲ منتشر گردید. در ادامه در سال ۱۹۸۵ رساله ای جهت محاسبه دقیق ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی با در نظر گرفتن اثرات دما و فشار و گستره اجزای تشکیل دهنده گاز، به سرپرستی پرفسور کنت.ای. در دانشگاه اوکلاهما انتشار یافت. نتایج در سال ۱۹۸۴ برای محاسبات گاز طبیعی در خطوط انتقال کامل گشته و این گزارش پایه و اساسی برای گزارش کامل در سال ۱۹۸۵ گردید. تحقیقات اولیه بین

---

۱۷- American Gas Association

سالهای ۱۹۸۱ تا ۱۹۸۴ که توسط موسسه جی ای آر جی<sup>۲۴</sup> انتشار یافته شده بود، ضریب تراکم پذیری را تا فشارهای نزدیک به ۶MPa محاسبه می نمود، اما در بین سالهای ۱۹۸۵ تا ۱۹۹۰ این نتایج به صورت چشمگیری توسط موسسه جی ای آر جی توسعه داده شد. تحقیقات جدید نشان می داد که نتایج منتشر شده بین سالهای ۱۹۸۱ تا ۱۹۸۴ نیاز به بازبینی دارند. همچنین اطلاعات مربوط به سرعت صوت که در بین سالهای ۱۹۸۵ تا ۱۹۸۹ توسط موسسه جی ای آر آ<sup>۲۵</sup> انتشار یافته بود، نشان داد که محاسبات برای گازهای غنی و در جریانهای بحرانی از دقت کافی برخوردار نیستند. پس از بازبینی های انجام شده معادله حالت جدید برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی توسط موسسات جی آر آ و جی ای آر جی ارائه گردید. همچنین روش بازبینی شده با استفاده از داده های آزمایشگاهی و تحلیلی، توسط پرفسور ریچارد جاکوبسن تکمیل گردید [۴۸].

## ۲-۴ شرح و بسط روش AGA۸

با استفاده از این روش می توان ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی و چگالی گاز طبیعی را محاسبه نمود. در این روش فرض بر آن است که گاز طبیعی مخلوطی از ۲۱ عنصر بوده که محدوده کسر مولی هر جزء در مخلوط گاز طبیعی مشخص می باشد. جدول ۴-۱ محدوده مجاز برای استفاده از این روش را نشان می دهد. [۴۵]

جدول ۴-۱ محدوده مجاز استفاده از روش AGA [۴۵]

Quantity	Normal Range	Expanded Range
Relative Density	۰.۸۷ - ۰.۵۵۴	۱.۵۲ - ۰.۰۷
Gross Heating Value	۱۱۵ - ۴۷۷ Btu/scf	۱۸۰۰ - ۰ Btu/scf

<sup>۲۴</sup> GERG  
<sup>۲۵</sup> GRI

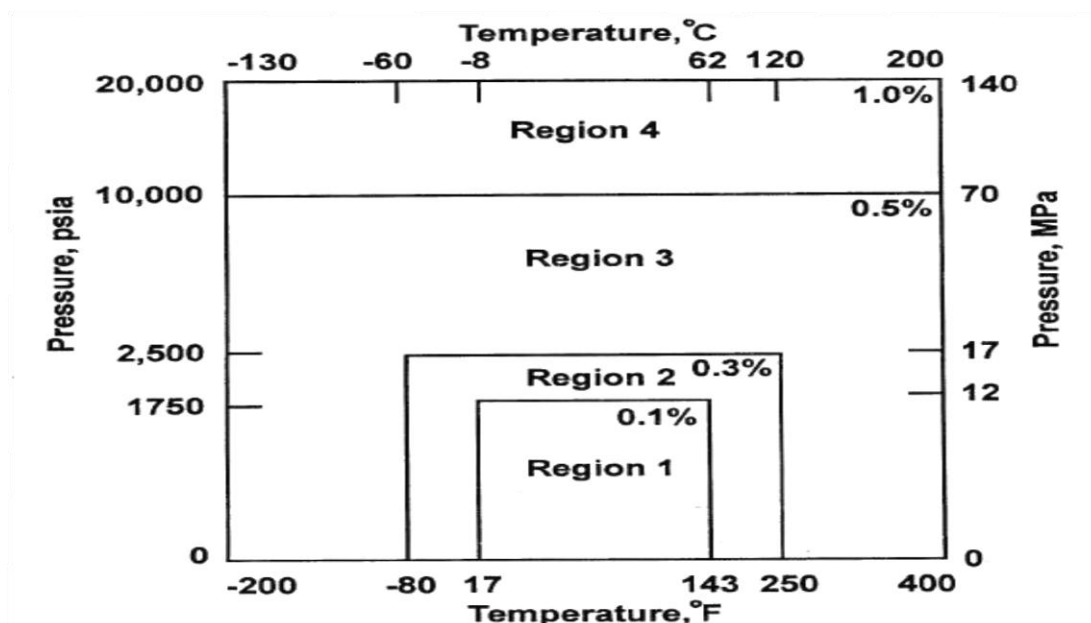
Gross Heating Value	۴۵.۱ - ۱۸.۷ Mj/m <sup>۳</sup>	۶۶ Mj/m <sup>۳</sup> -۰
Mole Percent Methane	۱۰۰-۴۵	۱۰۰-۰
Mole Percent Nitrogen	۵۰-۰	۱۰۰-۰
Mole Percent Carbon Dioxide	۳۰-۰	۱۰۰-۰
Mole Percent Ethane	۱۰-۰	۱۰۰-۰
Mole Percent Propane	۴-۰	۱۲-۰
Mole Percent Total Butanes	۱-۰	۶-۰
Mole Percent Total Pentanes	۰.۳-۰	۴-۰
Mole Percent Hexanes Plus	۰.۲-۰	Dew Point-۰
Mole Percent Helium	۰.۲-۰	۳-۰
Mole Percent Hydrogen	۱۰-۰	۱۰۰-۰
Mole Percent Carbon Monoxide	۳-۰	۳-۰
Mole Percent Argon	۰	۱-۰
Mole Percent Oxygen	۰	۲۱-۰
Mole Percent Water	۰.۰۵-۰	Dew Point-۰
Mole Percent Hydrogen Sulfide	۰.۰۲-۰	۱۰۰-۰

با توجه به داده های جدول ۴-۱ از معادله حالت AGA۸ تنها برای گاز طبیعی با درصد مشخص

می توان استفاده کرد.

## ۱-۲-۴ عدم قطعیت روش AGA۸

در حالت کلی عدم قطعیت این روش برای گاز طبیعی با درصد مولی ترکیبات گاز که در محدوده نرمال جدول ۱-۴ قرار می‌گیرند، مطابق با شکل ۱-۴ می‌باشد. برای گاز طبیعی با درصد مولی در محدوده گسترده در جدول ۱-۴ این روش خطای متوسطی داشته و برای مقادیر خارج از ناحیه ۱ شکل ۱-۴ این خطا بیشتر می‌گردد. [۴۵]



شکل ۱-۴ محدوده خطا برای محاسبه ضریب تراکم پذیری با استفاده از روش AGA۸ [۴۵]

## ۳-۴ محاسبه ضریب تراکم پذیری با استفاده از روش AGA۸

برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی و چگالی گاز طبیعی ابتدا به شرح و بسط روابط ریاضی و معادلات مربوط به روش AGA۸ پرداخته، سپس روش حل معادلات توضیح داده می‌شود. در این روش مدلی برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی ارائه می‌شود. ضریب تراکم پذیری Z به صورت زیر تعریف می‌شود: [۴۸]

$$PV=nZRT$$

۱-۴

که در معادله ۱-۴، P فشار، V حجم، n تعداد مولها، T دما و R ثابت جهانی گازها می باشند. می-

توان معادله ۱-۴ را به صورت زیر نیز نوشت:

$$P = Z \rho_m RT \quad ۲-۴$$

که در آن  $\rho_m$  دانسیته مولار بوده که به صورت زیر تعریف می شود:

$$\rho_m = \frac{n}{V} \quad ۳-۴$$

رابطه بین دانسیته جرمی و دانسیته مولار به صورت زیر تعریف می شود:

$$\rho = \rho_m \times M_w \quad ۴-۴$$

که در آن  $\rho$  دانسیته جرمی و  $M_w$  وزن مولکولی بوده که به صورت زیر محاسبه می شود:

$$M_w = \sum_{i=1}^N x_i M_{w,i} \quad ۵-۴$$

که در رابطه ۵-۴،  $x_i$  کسر مولی جزء  $i$  ام از مخلوط گاز،  $M_{w,i}$  وزن مولکولی جزء  $i$  ام و  $N$  تعداد

اجزای تشکیل دهنده گاز می باشند.

معادله مربوط به ضریب تراکم پذیری Z در روش AGA۸ به صورت زیر ارائه شده است: [۴۸]

$$Z = 1 + B \rho_m - \rho_r \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n^* \quad ۶-۴$$

در معادله ۶-۴، Z ضریب تراکم پذیری، B ضریب دوم ویریا،  $\rho_r$  دانسیته کاهیده،  $C_n^*$  و  $D_n^*$

ضرایب تابع دما و ترکیبات گاز طبیعی، می باشند.

$\rho_r$  دانسیته کاهیده به صورت زیر با دانسیته مولار ارتباط پیدا می کند: [۴۸]

$$\rho_r = K^3 \rho_m \quad ۷-۴$$

بطوریکه K پارامتر سایز مخلوط بوده و با استفاده از رابطه ۸-۴ محاسبه می شود و از مشخصه های

مربوط به ساختار شیمیایی اجزای مخلوط می باشد: [۴۸]



$$K^5 = \left[ \sum_{i=1}^N X_i K_i^{5/2} \right]^2 + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N x_i x_j (K_{ij}^5 - 1) (K_i K_j)^{5/2} \quad ۸-۴$$

در رابطه ۸-۴،  $x_i$  کسر مولی جزء  $i$  در مخلوط،  $K_i$  پارامتر سایز مربوط به جزء  $i$  و  $K_{ij}$  پارامتر سایز برهمکنش اجزای  $i$  و  $j$  می باشند که مقادیر آنها وابسته به ترکیب گاز و اجزای مختلف گازهای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مخلوط بوده و در مرجع [۴۸] آورده شده است.

در معادله ۶-۴،  $B$  ضریب دوم ویریا بوده که به صورت زیر تعریف می شود. [۴۸]

$$B = \sum_{n=1}^{18} a_n T^{-un} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j B_{ijk}^* E_{ij}^{un} K_i K_j^{3/2} \quad ۹-۴$$

در معادله ۹-۴ ضریب  $B_{ijk}^*$  توسط معادله ۱۰-۴ تعریف می شود: [۴۸]

$$B_{nij}^* = (G_{ij} + 1 - g_n)^{g_n} (Q_i Q_j + 1 - q_n)^{q_n} \times (F_i^{1/2} F_j^{1/2} + 1 - f_n)^{f_n} (S_i S_j + 1 - s_n)^{s_n} (W_i W_j + 1 - w_n)^{w_n} \quad ۱۰-۴$$

پارامترهای دودوئی  $E_{ij}$  و  $G_{ij}$  به ترتیب پارامترهای انرژی برهم کنشی ضریب دوم ویریا و پارامتر دودوئی موقعیت یا جهت ذرات نامیده می شوند که توسط روابط ۱۱-۴ و ۱۲-۴ تعریف می شوند.

$$E_{ij} = E_{ij}^* \cdot (E_i E_j)^{1/2} \quad ۱۱-۴$$

$$G_{ij} = \frac{G_{ij}^* (G_i + G_j)}{2} \quad ۱۲-۴$$

در معادلات ۹-۴ تا ۱۲-۴،  $T$  دما،  $N$  تعداد اجزای ترکیب گاز طبیعی،  $x_i$  کسر مولی جزء  $i$ ،  $a_n$ ،  $u_n$ ،  $g_n$ ،  $q_n$ ،  $f_n$ ،  $s_n$ ،  $w_n$  پارامترهای ثابت معادله حالت یا ضرایب مشخصه دودوئی مربوط به اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مخلوط بوده که بسته به حالت‌های مختلف مقادیر آنها در مرجع [۴۸] آورده شده است.  $E_i$ ،  $F_i$ ،  $G_i$ ،  $K_i$ ،  $Q_i$ ،  $S_i$  و  $W_i$  پارامترهای مشخصه متناظر بوده که در حالت‌های مختلف برهم کنش ذرات نسبت به یکدیگر در مخلوط گاز، مقادیر آنها ثابت می باشند.  $E_{ij}^*$  و

$G_{ij}^*$  پارامترهای دودویی برخورد اجزای  $i$  و  $j$  هستند که برای یک موقعیت یا یک جهت خاص دو جزء  $i$  و  $j$  در مخلوط گاز می‌باشند. مقادیر این دو پارامتر برای حالت‌های مختلف ترکیبات مخلوط نسبت به یکدیگر در مرجع [۴۸] آورده شده است.

در معادله ۶-۴ ضریب  $C_n^*$  تابعی از ترکیب اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی و دمای گاز بوده که توسط رابطه (۱۳-۲) تعریف می‌شود: [۴۸]

$$C_n^* = a_n (G+1-g_n)^{gn} (Q^2+1-q_n)^{qn} (F+1-f_n)^{fn} U^{un} T^{-un} \quad ۱۳-۴$$

در معادله ۱۳-۴،  $G, Q, F$  و  $U$  به ترتیب، پارامترهای موقعیت، کوادراتیو، دما بالای مخلوط و انرژی بوده که به صورت زیر تعریف می‌شوند: [۴۸]

$$U^5 = \left[ \sum_{i=1}^N X_i E_i^{5/2} \right]^2 + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^{N-1} X_i X_j (U_{ij}^5 - 1) (E_i E_j)^{5/2} \quad ۱۴-۴$$

$$G = \sum_{i=1}^N X_i G_i + \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N X_i X_j (G_{ij}^* - 1) (G_i + G_j) \quad ۱۵-۴$$

$$Q = \sum_{i=1}^N X_i Q_i \quad ۱۶-۴$$

$$F = \sum_{i=1}^N X_i^2 F_i \quad ۱۷-۴$$

در معادله ۱۴-۴ پارامتر برهمکنش دودویی برای انرژی مخلوط می‌باشد. همچنین در معادله ۶-۴،  $D_n^*$  به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$D_n^* = (b_n - c_n k_n \rho_r^{kn}) \rho_r^{bn} \exp(-c_n \rho_r^{kn}) \quad ۱۸-۴$$

ضرایب معادله ۱۸-۴ در مرجع [۴۸] آورده شده اند.

با توجه به رابطه ۴-۶ برای ضریب تراکم پذیری و با جایگذاری آن در رابطه ۴-۲ و با توجه به رابطه دانسیته مولار و دانسیته کاهیده یعنی رابطه ۴-۷ و جایگذاری این رابطه در رابطه ۴-۶، رابطه زیر بدست می‌آید:

$$P=(1+B\rho_m-K^3\rho_m\sum_{n=13}^{18}C_n^*+\sum_{n=13}^{58}C_n^*D_n^*)\rho_mRT \quad 19-4$$

با مشخص بودن دما و فشار مطلق و همچنین درصد مولی اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مخلوط، تنها مجهول در رابطه ۴-۱۹ دانسیته مولار یا  $\rho_m$  می‌باشد. رابطه ۴-۱۹ را می‌توان به صورت زیر نیز نوشت:

$$P-(1+B\rho_m-K^3\rho_m\sum_{n=13}^{18}C_n^*+\sum_{n=13}^{58}C_n^*D_n^*)\rho_mRT=0 \quad 20-4$$

با معلوم بودن دما و فشار مطلق گاز طبیعی رابطه ۴-۲۰ به یک معادله غیر خطی بر حسب دانسیته مولار تبدیل می‌شود که با استفاده از یک روش حل عددی تکرار ساده حل شده و مقدار دانسیته مولار  $\rho_m$  را بدست آورد. پس از محاسبه دانسیته مولار با استفاده از رابطه ۴-۲۰، مقدار ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$Z=\frac{P}{\rho_mRT} \quad 21-4$$

## ۴-۴ بدست آوردن خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی

همانطور که بیان شد یکی از ملزومات مورد نیاز برای شبیه سازی ایستگاههای CNG تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی می‌باشد. به همین دلیل است که بعد از تعیین ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی در مرحله بعد باید بتوان خواصی همچون چگالی، انرژی داخلی، آنتالپی، انتروپی و ... که در این رساله مورد نیاز است را در هر لحظه محاسبه نمود.

خواص ترمودینامیکی خواصی هستند که با استفاده از آنها می‌توان حالت ماده را در یک سیستم ترمودینامیکی مشخص نمود. اگر ماده مورد نظر خالص باشد با داشتن دو خاصیت ترمودینامیکی

مستقل از هم می‌توان حالت ماده مورد نظر را مشخص کرده و بقیه خواص ترمودینامیکی را محاسبه نمود. اگر ماده مورد نظر ترکیبی از چندین ماده خالص باشد، آنگاه برای مشخص کردن حالت مخلوط مورد نظر علاوه بر داشتن دو خاصیت ترمودینامیکی مستقل، به درصد مولی یا کسر مولی اجزاء در مخلوط نیز، نیاز خواهیم داشت. گاز طبیعی یکی از مخلوط‌های مهم بوده که کاربردهای فراوان صنعتی و خانگی دارد. از آنجائیکه گاز طبیعی مخلوطی از چندین گاز مختلف می‌باشد، خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی نیز وابسته به خواص ترمودینامیکی اجزای گاز طبیعی می‌باشد. در این بخش با استفاده از معادله حالت AGA۸ و روابط ترمودینامیکی<sup>۲۶</sup> مشخصی که بین اجزای تشکیل دهنده یک مخلوط گازی وجود دارد، خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی محاسبه می‌گردد. خواص ترمودینامیکی بدست آمده در این بخش عبارتند از: ظرفیت گرمایی مولار<sup>۲۷</sup> در حجم و فشار ثابت، توان آیزنتروپیک<sup>۲۸</sup>، ضریب ژول-تامسون<sup>۲۹</sup>، آنتالپی<sup>۳۰</sup>، انرژی داخلی<sup>۳۱</sup>، انتروپی<sup>۳۲</sup>

## ۴-۵ محاسبه خواص ترمودینامیکی

### ۴-۵-۱ محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت

ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت با استفاده از رابطه ۴-۲۲ تعریف می‌شود: [۴۹]

$$C_{(m,v)} = \left( \frac{\partial u_m}{\partial T} \right)_{v_m} \quad ۲۲-۴$$

در رابطه ۴-۲۲،  $C_{m,v}$  ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت،  $u_m$  انرژی داخلی مولار<sup>۳۳</sup>،  $v_m$  حجم

مخصوص مولار و  $T$  دما می‌باشند.

رابطه ۴-۲۲ را می‌توان به صورت زیر بازنویسی کرد:

<sup>۱۹</sup> - Thermodynamic Relationships

<sup>۲۰</sup> - Molar Heat Capacity

<sup>۲۱</sup> - Isentropic Exponent

<sup>۲۲</sup> - Joule - Thomson Coefficient

<sup>۲۳</sup> - Enthalpy

<sup>۳۱</sup> - Internal energy

<sup>۳۲</sup> - Entropy

<sup>۲۸</sup> - Molar Internal Energy

$$C_{(m,v)} = \left( \frac{\partial u_m}{\partial S_m} \right)_{v_m} \left( \frac{\partial S_m}{\partial T_m} \right)_{v_m} \quad 23-4$$

بطوریکه در رابطه ۲۳-۴  $S_m$  انتروپی مولار<sup>۳۴</sup> می باشد.

بر حسب روابط ترمودینامیکی مشخص است که  $T = \left( \frac{\partial u_m}{\partial S_m} \right)_{v_m}$ ، بنابراین رابطه ۲۳-۴ به

صورت زیر خلاصه می شود: [۴۹]

$$C_{(m,v)} = T \left( \frac{\partial S_m}{\partial T} \right)_{v_m} \quad 24-4$$

اگر از رابطه ۲۴-۴ بر حسب حجم مخصوص مولار  $v_m$  و با فرض ثابت بودن دما مشتق گرفته شود:

$$\left( \frac{\partial C_{(m,v)}}{\partial v_m} \right)_T = \frac{\partial}{\partial v_m} \left[ T \left( \frac{\partial S_m}{\partial T} \right)_{(m,v)} \right] = T \frac{(\partial^2 S_m)}{(\partial v_m \partial T)} \quad 25-4$$

از طرفی با استفاده از روابط ماکسول بر مبنای مولار داریم: [۴۹]

$$\left( \frac{\partial S_m}{\partial v_m} \right)_T = \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m} \quad 26-4$$

با جایگذاری رابطه ۲۶-۴ در رابطه ۲۵-۴، خواهیم داشت:

$$\left( \frac{\partial C_{(m,v)}}{\partial v_m} \right)_T = T \left( \frac{\partial^2 P}{\partial T^2} \right)_{(v,m)} \quad 27-4$$

پس از انتگرال گیری از رابطه ۲۷-۴، رابطه ۲۸-۴ برای محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در حجم

ثابت بدست می آید:

$$C_{(m,v)} = C_{m,vI} + T \int_{v_{mI} \rightarrow \infty (T=Const)}^{v_m} \left( \frac{\partial^2 P}{\partial T^2} \right)_{(v,m)} dv_m \quad 28-4$$

بطوریکه در رابطه ۲۸-۴،  $C_{m,vI}$  ظرفیت گرمایی مولار ایده آل در حجم ثابت،  $v_{m,I}$  حجم

مخصوص مولار در حالت گاز ایده آل و  $v_m$  حجم مخصوص مولار در حالت گاز واقعی می باشد.

گازهای حقیقی رفتاری شبیه رفتار گازهای ایده آل در فشارهای نزدیک صفر یا هنگامی که

$v_m I \rightarrow \infty$  می کند، خواهند داشت. با جایگذاری  $P = \rho_m ZRT$  و  $v_m = 1/\rho_m$  در رابطه

۲۸-۴ داریم: [۵۰]

$$C_{(m,v)} = C_{m,VI} + RT \int_{\rho_m I \rightarrow \infty (T=Const)}^{\rho_m} \frac{1}{\rho_m} \left( T \left( \frac{\partial^2 Z}{\partial T^2} \right)_{\rho_m} + 2 \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \right) d\rho_m \quad 29-4$$

در رابطه ۲۹-۴ ضریب تراکم پذیری،  $\rho_m$  دانسیته مولار در حالت گاز واقعی،  $\rho_{m,I}$  دانسیته مولار در حالت گاز ایده آل،  $R$  ثابت جهانی گازها و  $T$  دما می باشند. برای گازهای ایده آل رابطه ۳۰-۴ بین ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت و ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت وجود دارد:

$$C_{m,VI} = C_{m,PI} - R \quad 30-4$$

بطوریکه در رابطه ۳۰-۴  $C_{m,PI}$  ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت برای گاز ایده آل می باشد. با

جایگذاری رابطه ۳۰-۴ در رابطه ۲۹-۴ خواهیم داشت: [۵۰]

$$C_{(m,v)} = C_{m,PI} - R + RT \int_{\rho_m I \rightarrow \infty (T=Const)}^{\rho_m} \frac{1}{\rho_m} \left( T \left( \frac{\partial^2 Z}{\partial T^2} \right)_{\rho_m} + 2 \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \right) d\rho_m \quad 31-4$$

برای بدست آوردن پارامترهای موجود در رابطه ۳۱-۴ به صورت زیر عمل می شود:

ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت برای گاز ایده آل در رابطه ۳۱-۴ با استفاده از رابطه ۳۲-۴

محاسبه می شود:

$$C_{m,PI} = \sum_{j=1}^N x_j C_{m,PI}^j \quad 32-4$$

در معادله ۳۲-۴ کسر مولی جزء  $j$  در مخلوط گاز و  $C_{m,PI}^j$  ظرفیت حرارتی مولار فشار ثابت در

حالت ایده آل برای همان جزء میباشند. ظرفیت حرارتی مولار فشار ثابت برای اجزای مخلوط گاز ایده

آل به صورت زیر بیان شده است: [۵۱]

۳۳-۴

$$C_{m,pi}^j = a_j + b_j \left( \frac{\frac{c_j}{T}}{\sinh \frac{c_j}{T}} \right)^2 + d_j \left( \frac{\frac{e_j}{T}}{\cosh \frac{e_j}{T}} \right)^2$$

در رابطه ۳۳-۴  $C_{m,pi}^j$  ظرفیت حرارتی مولار فشار ثابت در حالت ایده آل برای جزء  $j$  در مخلوط گاز، ضرایب  $a_j$ ،  $b_j$ ،  $c_j$ ،  $d_j$  و  $e_j$  ثابت های مربوط به همان جزء و  $T$  دما می باشند.

با توجه به مشخص بودن معادله حالت AGA۸ برای محاسبه ضریب تراکم پذیری که در بخش های قبلی مفصلاً شرح داده شد، مشتق اول ضریب تراکم پذیری نسبت به دما بصورت زیر محاسبه می شود: [۵۱]

$$\left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} = (B' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^{*'}) \rho_m + \sum_{n=13}^{58} C_n^{*'} D_n^* \quad ۳۴-۴$$

در رابطه ۳۴-۴  $B'$  و  $C_n^{*'}$  به ترتیب مشتق اول پارامترهای  $B$  و  $C_n^*$  (روابط ۹-۴ و ۱۳-۴) نسبت به دما می باشند: [۵۲]

$$B' = \sum_{n=1}^{18} -a_n u_n T^{-u_n-1} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j B_{ijk}^* E_{ij}^{u_n} (K_i K_j)^{3/2} \quad ۳۵-۴$$

$$C_n^{*'} = -u_n a_n (G+1-g_n)^{g_n} (Q^2+1-q_n)^{q_n} (F+1-f_n)^{f_n} U^{un} T^{-un-1} \quad ۳۶-۴$$

با توجه به تعریف  $C_n^*$  در رابطه ۱۳-۴، رابطه ۳۶-۴ را می توان به صورت زیر خلاصه کرد:

$$C_n^{*'} = -u_n \frac{C_n^*}{T} \quad ۳۷-۴$$

مشتق دوم ضریب تراکم پذیری نسبت به دما که در رابطه ۳۱-۴ وجود دارد، به صورت زیر محاسبه

می شود: [۴۵]

$$\left( \frac{\partial^2 Z}{\partial T^2} \right)_{\rho_m} = (B'' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^{*''}) \rho_m + \sum_{n=13}^{58} C_n^{*''} D_n^* \quad ۳۸-۴$$

در رابطه ۳۸-۴،  $B''$  و  $C_n^{*''}$  به ترتیب مشتق دوم پارامترهای  $B$  و  $C_n^*$  (روابط ۹-۴ و ۱۳-۴)

نسبت به دما می‌باشند: [۵۲]

$$B'' = \sum_{n=1}^{18} a_n u_n (u_n + 1) T^{-u_n - 2} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j B_{ijk}^* E_{ij}^{u_n} (K_i K_j)^{3/2} \quad ۳۹-۴$$

$$C_n^{*''} = u_n (u_n + 1) a_n (G + 1 - g_n)^{gn} (Q^2 + 1 - q_n)^{qn} (F + 1 - f_n)^{fn} U^{un} T^{-un-2} \quad ۴۰-۴$$

با توجه به تعریف  $C_n^*$  در رابطه ۱۳-۴، رابطه ۴۰-۴ را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

$$C_n^{*''} = -(u_n + 1) \frac{C_n^{*'}}{T} \quad ۴۱-۴$$

با جایگذاری روابط ۳۴-۴ و ۳۸-۴ در رابطه ۳۱-۴ و انتگرالگیری خواهیم داشت:

$$C_{(m,v)} = C_{m,PI} - R - RT(\rho_m (2Z_0 + 2Z_1) + (2Z_2 + TZ_3)) \quad ۴۲-۴$$

بطوری که برای ضرایب رابطه ۴۲-۴ داریم: [۵۲]

$$Z_0 = B' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^{*'} \quad ۴۳-۴$$

$$Z_1 = B'' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^{*''} \quad ۴۴-۴$$

$$Z_2 = \sum_{n=13}^{18} C_n^{*'} \rho_r^{bn} \exp(-c_n \rho_r^{kn}) \quad ۴۵-۴$$

$$Z_3 = \sum_{n=13}^{18} C_n^{*''} \rho_r^{bn} \exp(-c_n \rho_r^{kn}) \quad ۴۶-۴$$

با مشخص بودن دما، فشار و کسر مولی اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی، با استفاده از رابطه ۴۲-۴

می‌توان ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت را محاسبه نمود.

#### ۴-۵-۲ محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت

ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت با استفاده از رابطه ۴۷-۴ تعریف می‌شود: [۴۹]



$$C_{(m,P)} = \left( \frac{\partial h_m}{\partial T} \right)_P \quad 47-4$$

در رابطه 47-4،  $C_{m,p}$  ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت،  $h_m$  انتالپی مولار<sup>۳۵</sup>،  $P$  فشار و  $T$  دما می‌باشند.

رابطه 47-4 را می‌توان به صورت زیر بازنویسی نمود:

$$C_{(m,P)} = \left( \frac{\partial h_m}{\partial S_m} \right)_P \left( \frac{\partial S_m}{\partial T} \right)_P \quad 48-4$$

در رابطه 48-4،  $S_m$  انتروپی مولار می‌باشد.

با استفاده از یکی از روابط ترمودینامیکی که  $T = \left( \frac{\partial h_m}{\partial S_m} \right)_P$ ، بنابراین رابطه 48-4 به صورت زیر

خلاصه می‌شود: [49]

$$C_{(m,P)} = T \left( \frac{\partial S_m}{\partial T} \right)_P \quad 49-4$$

با فرض اینکه  $S_m$  انتروپی مولار، تابعی از دما و حجم مخصوص مولار باشد:

$$S_m = (T, v_m) \quad 50-4$$

همانطور که گفته شد اگر انتروپی مولار یک تابع دیفرانسیل باشد آنگاه خواهیم داشت:

$$dS_m = \left( \frac{\partial S_m}{\partial T} \right)_{v_m} dT + \left( \frac{\partial S_m}{\partial v_m} \right)_T dv_m \quad 51-4$$

با توجه به روابط 24-4 و 26-4، رابطه 51-4 به صورت زیر تبدیل می‌شود:

$$dS_m = \left( \frac{C_{m,v}}{T} \right)_{v_m} dT + \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m} dv_m \quad 52-4$$

همچنین با فرض اینکه  $S_m$  انتروپی مولار تابعی از دما و فشار باشد:

$$S_m = S_m(T, P) \quad 53-4$$

با توجه به اینکه انتروپی مولار یک تابع دیفرانسیل کامل باشد، آنگاه خواهیم داشت:

---

<sup>۳۰</sup> - Molar Enthalpy

$$dS_m = \left(\frac{\partial S_m}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial S_m}{\partial P}\right)_T dP \quad 54-4$$

با استفاده از یکی از روابط ماکسول بر پایه مولار داریم: [49]

$$\left(\frac{\partial S_m}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P \quad 55-4$$

حال با توجه به رابطه 4-49 و رابطه 4-54، رابطه 4-55 به صورت زیر تبدیل می‌شود:

$$dS_m = \left(\frac{C_{m,P}}{T}\right) dT - \left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P dP \quad 56-4$$

با کم کردن رابطه 4-56 از رابطه 4-57 برای محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت بدست می‌آید.

$$C_{m,P} = C_{m,v} + T \left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} \quad 57-4$$

برای محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت با توجه به رابطه 4-57، نیاز به محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت می‌باشد، که با استفاده از رابطه 4-41 محاسبه می‌شود. مشتقات جزئی موجود در رابطه 4-57 به صورت زیر محاسبه می‌شود: [51]

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} = R \rho_m \left( Z + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_{v_m} \right) \quad 58-4$$

با استفاده از رابطه 4-34، رابطه 4-58 را می‌توان به فرم ساده زیر تبدیل کرد:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} = R \rho_m (Z + T(\rho_m Z_0 + Z_4)) \quad 59-4$$

بطوریکه در رابطه 4-59،  $Z$  از رابطه 4-43 و  $Z_4$  از رابطه 4-60 محاسبه می‌شوند:

$$Z_4 = \sum_{n=13}^{18} C_n^* D_n^* \quad 60-4$$

عبارت مشتق جزئی دوم در رابطه 4-57، به صورت زیر محاسبه می‌شود: [52]

$$\left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P = \frac{R}{P(Z + T\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P)} \quad ۶۱-۴$$

در رابطه ۶۱-۴ داریم: [۵۲]

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P = \rho_m (B' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_{1n}) + (B' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^{*'}) \rho_m + \sum_{n=13}^{58} C_n^{*'} D_{1n}^{-۴} \quad ۶۲$$

در رابطه ۶۲-۴،  $\rho_m'$  مشتق  $\rho_m$  نسبت به دما و  $D_{1n}^*$  مشتق  $D_{1n}$  نسبت به دما بوده که به

صورت زیر تعریف می‌شوند: [۵۱]

$$\rho_m' = -\frac{P}{R} + \frac{Z + T\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P}{(TZ)^2} \quad ۶۳-۴$$

$$D_{1n} = K^3 (b_n^2 - c_n k_n) (2b_n + k_n - c_n k_n \rho_r k_n) \rho_r^{bn-1} e^{-cn\rho_r k_n} \quad ۶۴-۴$$

حال با جایگذاری روابط ۶۳-۴، ۶۴-۴ و رابطه  $\rho_m = \frac{P}{ZRT}$  در رابطه ۶۲-۴، خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P = \frac{RTZ^2 \sum_{n=13}^{58} C_n^{*'} D_n + PZ(TZ_0 - Z_5)}{RTZ^2 + PTZ_5} \quad ۶۵-۴$$

در رابطه ۶۵-۴،  $Z$  از رابطه ۴۲-۴ و  $D_n^*$  از رابطه ۱۸-۴ محاسبه و برای  $Z_5$  داریم:

$$Z_5 = B - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_{1n} \quad ۶۶-۴$$

با مشخص بودن دما، فشار و کسر مولی اجزای گاز طبیعی در مخلوط و با جایگذاری روابط ۴۱-۴،

۵۹-۴ و ۶۵-۴ در رابطه ۵۷-۴، ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت محاسبه می‌شود.

### ۴-۵-۳ محاسبه ضریب ژول-تامسون

هنگامی که سیال فرآیند افت فشاری را طی کرده و فشار آن کاهش پیدا می‌کند، ممکن است

دمای سیال در حین فرآیند افت فشار کاهش، افزایش و یا تغییری نکند. معیار اینکه دما در حین یک

فرآیند افت فشار چگونه تغییر می‌کند ضریب ژول-تامسون می‌باشد. بر طبق تعریف، ضریب ژول-

تامسون عبارت است از: افت دما در حین فرآیند آنتالپی ثابت افت فشار. از نظر ریاضی ضریب ژول-

تامسون به صورت زیر تعریف می‌شود: [۵۳]

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_{h_m} \quad ۶۷-۴$$

در رابطه (۴-۸۱)،  $\mu_{JT}$  ضریب ژول-تامسون،  $T$  دما،  $P$  فشار و  $h_m$  آنتالپی مولار می‌باشند.

فرآیند محاسبه ضریب ژول-تامسون با استفاده از معادله حالت AGA۸ به صورت زیر می‌باشد:

اگر فرض کنیم آنتالپی مولار تابعی از دما و فشار بوده، خواهیم داشت:

$$h_m = h_m(T, P) \quad ۶۸-۴$$

اگر آنتالپی مولار یک تابع از نوع دیفرانسیل کامل باشد آنگاه خواهیم داشت:

$$dh_m = \left(\frac{\partial h_m}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial h_m}{\partial P}\right)_T dP \quad ۶۹-۴$$

در رابطه ۶۹-۴ مشتق جزئی اول در سمت راست تساوی، ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت بوده

که قبلاً توسط رابطه ۴-۵۷-۴ توضیح داده شده است. مشتق جزئی دوم در سمت راست تساوی

رابطه ۶۹-۴ به صورت زیر محاسبه می‌شود:

برای آنتالپی مولار به صورت دیفرانسیلی داریم:

$$dh_m = TdS_m + v_m dP \quad ۷۰-۴$$

در رابطه ۷۰-۴،  $h_m$  آنتالپی مولار،  $S_m$  انتروپی مولار،  $v_m$  حجم مخصوص مولار،  $T$  دما و  $P$  فشار

می‌باشند. اگر از رابطه ۷۰-۴ نسبت به فشار در دمای ثابت مشتق بگیریم، خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial h_m}{\partial P}\right)_T = T\left(\frac{\partial S_m}{\partial P}\right)_T + v_m \quad ۷۱-۴$$

با استفاده از یکی از روابط ماکسول داریم: [۴۹]

$$\left(\frac{\partial S_m}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P \quad ۷۲-۴$$

با جایگذاری رابطه ۷۲-۴ رابطه ۷۱-۴ به صورت زیر تبدیل خواهد شد:

$$\left(\frac{\partial h_m}{\partial P}\right)_T = v_m - T\left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P \quad 73-4$$

با جایگذاری رابطه ۴-۴۶ و رابطه ۴-۷۳ در رابطه ۴-۶۹، این رابطه به صورت زیر تبدیل می‌شود:

$$dh_m = C_{m,p} dT + (v_m - T\left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P) dP \quad 74-4$$

از آنجائیکه فرآیند افت فشار یک فرآیند آنتالپی ثابت می‌باشد بنابراین  $dh_m = 0$  و رابطه ۴-۷۴

را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_{h_m} = \frac{(T\left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P - v_m)}{C_{m,p}} \quad 75-4$$

در حقیقت با استفاده از رابطه ۴-۷۵ می‌توان ضریب ژول-تامسون را محاسبه نمود. در رابطه ۴-۷۵

داریم: [۵۲]

$$\left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P = \frac{R}{P} \left(Z + T\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P\right) \quad 76-4$$

با جایگذاری رابطه ۴-۷۶ در رابطه ۴-۷۵ و با توجه به تعریف  $v_m = ZRT/P$ ، رابطه ۴-۷۵ به

صورت زیر تبدیل می‌شود: [۵۲]

$$\mu_{JT} = \frac{RT^2}{PC_{m,p}} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \quad 77-4$$

در رابطه ۴-۷۷ ثابت جهانی گازها،  $P$  فشار و  $T$  دما می‌باشند.  $C_{m,p}$  ظرفیت گرمایی مولار در

فشار ثابت بوده که با استفاده از رابطه ۴-۵۷ محاسبه شده و  $\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P$  با استفاده از رابطه ۴-۶۵

محاسبه می‌شود. با مشخص بودن دما، فشار و کسر مولی اجزای گاز طبیعی در مخلوط می‌توان ضریب

ژول-تامسون را با استفاده از رابطه ۴-۷۷ محاسبه نمود.

#### ۴-۵-۴ محاسبه آنتالپی

یکی از مهمترین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی آنتالپی می‌باشد. آنتالپی معیاری از محتوای انرژی مواد در فرآیندها بوده که در انواع فرآیندهای ترمودینامیکی کاربرد دارد. از مهمترین کاربردهای آنتالپی می‌توان به محاسبه کار خالص ورودی به کمپرسورها و کار خالص خروجی از توربین‌ها اشاره کرد. مطالعات انجام شده برای محاسبه آنتالپی گاز طبیعی بسیار اندک بوده و در زمینه مطالعات آزمایشگاهی نیز کارهای اندکی انجام شده است.

در یک تحقیق بری [۵۴] با استفاده از معادلات حالت درجه سه RK و BWR آنتالپی را برای مخلوط سه تایی متان-دی اکسید کربن-هیدروژن محاسبه کردند. در یک تحقیق دیگر [۵۵] اشتون افزایش آنتالپی را برای مخلوطهایی شبیه گاز طبیعی با استفاده از آزمایش محاسبه کرده و با استفاده از نتایج آزمایشات ضرایب برهم کنش دودویی اجزاء را برای معادله حالت BWR محاسبه کردند. همچنین گرینی [۵۶] نیز افزایش آنتالپی در فرآیند فشار ثابت و افت دما در فرآیند آنتالپی ثابت فشارشکنی را برای مخلوطهای دوتایی و سه تایی را با درصد ترکیب خواص دلخواه با استفاده از آزمایش محاسبه کرده، ایشان با استفاده از معادله حالت SRK نیز محاسبات را انجام داده و با داده های تجربی مقایسه کرده اند، که درصد انحراف مطلق میانگین محاسبات آنها از داده های تجربی زیر ۵٪ بوده است. در ادامه ولدهند [۵۷] با استفاده از معادله حالت BACKONE افزایش آنتالپی در فرآیند فشار ثابت را برای متان خالص و مخلوط دوتایی متان-تان محاسبه کرده‌اند. معتبرسازی محاسبات آنها با استفاده از داده های تجربی درصد خطای زیر ۱/۵٪ را برای متان و درصد خطای زیر ۰/۶٪ را مخلوط دوتایی متان-تان، نشان می‌داد.

برای محاسبه آنتالپی گاز طبیعی ابتدا پارامتری به عنوان آنتالپی ویژه به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\text{Specific Enthalpy}(T,P)=h_m(T,P)-h_m(T_{\text{Ref}},P_{\text{Ref}}) \quad 78-4$$

که در آن  $h_m(T, P)$  آنتالپی مولار در فشار و دمای مورد نظر و  $h_m(T_{Ref}, P_{Ref})$  آنتالپی مولار در فشار و دمای مرجع ( $T_{Ref} = 25^\circ\text{C}$  و  $P_{Ref} = 101.325\text{kPa}$ ) می‌باشد.

رابطه بین آنتالپی مولار، انرژی داخلی مولار، فشار و حجم مخصوص مولار، به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$h_m = u_m + Pv_m \quad 79-4$$

که در آن  $h_m$  آنتالپی مولار،  $u_m$  انرژی داخلی مولار و  $v_m$  حجم مخصوص مولار می‌باشند. اگر از معادله 79-4 نسبت به  $v_m$  و با فرض دمای ثابت، مشتق بگیریم خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial h_m}{\partial v_m}\right)_T = \left(\frac{\partial u_m}{\partial v_m}\right)_T + \left(\frac{\partial(Pv_m)}{\partial v_m}\right)_T \quad 80-4$$

با فرض اینکه  $S_m$  آنتروپی مولار تابع دما و حجم مخصوص مولار بوده و با فرض اینکه آنتروپی مولار یک تابع دیفرانسیل کامل باشد، خواهیم داشت:

$$dS_m = \left(\frac{\partial S_m}{\partial T}\right)_{v_m} dT + \left(\frac{\partial S_m}{\partial v_m}\right)_T dv_m \quad 81-4$$

با استفاده از روابط ماکسول، رابطه 82-4، به رابطه زیر تبدیل می‌شود:

$$TdS_m = C_{m,v} dT + T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} dv_m \quad 82-4$$

حال با فرض اینکه انرژی داخلی مولار  $u_m$ ، تابعی از دما و حجم مخصوص مولار باشد، داریم:

$$u_m = u_m(T, v_m) \quad 83-4$$

اگر  $u_m$  یک تابع دیفرانسیل کامل باشد، خواهیم داشت:

$$du_m = \left(\frac{\partial u_m}{\partial T}\right)_{v_m} dT + \left(\frac{\partial u_m}{\partial v_m}\right)_T dv_m \quad 84-4$$

با توجه به قانون دوم ترمودینامیک داریم:

$$du_m = TdS_m - Pd v_m \quad 85-4$$

با جایگذاری رابطه ۴-۸۲ در رابطه ۴-۸۵، خواهیم داشت:

$$du_m = C_{m,v} dT + (T \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m} - P) dv_m \quad ۴-۸۶$$

با مقایسه روابط ۴-۸۴ و ۴-۸۶، خواهیم داشت:

$$\left( \frac{\partial u_m}{\partial v_m} \right)_T = (T \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m} - P) \quad ۴-۸۷$$

با جایگذاری  $v_m = \frac{ZRT}{P}$  در جزء دوم سمت راست رابطه ۴-۸۰، خواهیم داشت:

$$\left( \frac{\partial (Pv_m)}{\partial v_m} \right)_T = \left( \frac{\partial ZRT}{\partial v_m} \right)_T = RT \left( \frac{\partial Z}{\partial v_m} \right)_T \quad ۴-۸۸$$

حال با جایگذاری روابط ۴-۸۷ و ۴-۸۸ در رابطه ۴-۸۰، حاصل می‌گردد:

$$\left( \frac{\partial h_m}{\partial v_m} \right)_T = (T \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m} - P) + RT \left( \frac{\partial Z}{\partial v_m} \right)_T \quad ۴-۸۹$$

حال اگر از طرفین رابطه ۴-۸۹ نسبت به حجم مخصوص مولار  $v_m$  انتگرال بگیریم، خواهیم داشت:

$$\int_{h_{m,I}}^{h_m} dh_m = \int_{v_{m,I \rightarrow 0}}^{v_m} (T \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m} - P) dv_m + \int_{v_{m,I \rightarrow 0}}^{v_m} RT \left( \frac{\partial Z}{\partial v_m} \right) dv_m \quad ۴-۹۰$$

در رابطه ۴-۹۰،  $h_{m,I}$  و  $v_{m,I}$  به ترتیب آنتالپی مولار و حجم مخصوص مولار، در حالت گاز ایده

آل میباشند. مشتق جزئی موجود در رابطه ۴-۹۰، یعنی رابطه  $\left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m}$ ، با استفاده از رابطه ۴-۵۸،

محاسبه شده است. با جایگذاری رابطه ۴-۵۸ در رابطه ۴-۹۰ و با تغییر متغیر از  $v_m$  به  $\rho_m$  داریم:

$$\int_{h_{m,I}}^{h_m} dh_m = \int_{\rho_{m,I \rightarrow 0}}^{\rho_m} (\rho_m RT^2 \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{-\rho_m^2}) d\rho_m + \int_{\rho_{m,I \rightarrow 0}}^{\rho_m} RT \left( \frac{\partial Z}{\partial \rho_m} \right) d\rho_m \quad ۴-۹۱$$

در رابطه ۴-۹۱،  $\rho_{m,I}$  چگالی مولار در حالت گاز ایده آل می‌باشد. پس از ساده سازی رابطه ۴-۹۱

به صورت زیر تبدیل خواهد شد:

$$h_m = h_{m,I} - RT^2 \int_0^{\rho_m} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{\rho_m} + RT \int_0^1 dZ \quad ۴-۹۲$$



در رابطه ۴-۹۲،  $h_{m,I}$  آنتالپی مولار در حالت گاز ایده آل بوده که به صورت زیر محاسبه شده است:

$$h_{m,I} = \sum_{j=1}^N x_j h_{m,i}^j \quad ۹۳-۴$$

در رابطه ۴-۹۳،  $h_{m,i}^j$  آنتالپی مولار در حالت گاز ایده آل برای جزء  $j$  در مخلوط گاز و  $x_j$  کسر مولی مربوط به همان جزء می‌باشند.

$$h_{m,i}^j = h_{m,i,0}^j + a_j T + b_j c_j \coth\left(\frac{c_j}{T}\right) - d_j e_j \tanh\left(\frac{e_j}{T}\right) \quad ۹۴-۴$$

جائیکه  $h_{m,i}^j$  آنتالپی مولار گاز ایده آل جزء  $j$  در مخلوط گاز در دمای مرجع می باشد. ضرایب  $a_j$ ،  $b_j$ ،  $c_j$ ،  $d_j$  و  $e_j$  برای اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مرجع [۵۲] آورده شده اند.

با استفاده از روابط ۴-۴۲ و ۴-۴۴، رابطه زیر برای محاسبه آنتالپی مولار برای گاز طبیعی، ارائه شده است:

$$h_m = h_{m,I} - RT^2(\rho_m Z_0 + Z_2) + RT(Z - 1) \quad ۹۵-۴$$

برای محاسبه آنتالپی ویژه، آنتالپی مولار در دما و فشار سیستم و آنتالپی مولار در دما و فشار مرجع، با استفاده از رابطه ۴-۹۵، محاسبه خواهند شد.

#### ۴-۵-۵ محاسبه انرژی داخلی

انرژی داخلی نیز یکی از خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی بوده که مانند آنتالپی، معیاری از محتوای انرژی گاز طبیعی، در فرآیندهای ترمودینامیکی می‌باشد. کاربرد انرژی داخلی بیشتر در سیستمهای بسته ترمودینامیکی<sup>۳۶</sup> و فرآیندهای حالت گذرا - جریان گذرا<sup>۳۷</sup>، می‌باشد.

برای محاسبه انرژی داخلی گاز طبیعی، ابتدا پارامتری به عنوان انرژی داخلی ویژه به صورت زیر تعریف می‌شود:

<sup>۳۶</sup> - Close system

<sup>۳۷</sup> - Uniform State – Uniform Flow (USUF)

$$\text{Specific Internal energy}(T,P)=u_m(T,P)-u_m(T_{\text{Ref}},P_{\text{Ref}}) \quad 96-4$$

که در آن  $u_m(T, P)$  انرژی داخلی مولار در فشار و دمای مورد نظر و  $u_m(T_{\text{Ref}}, P_{\text{Ref}})$  انرژی داخلی مولار در فشار و دمای مرجع ( $T_{\text{Ref}} = 25^\circ\text{C}$  و  $P_{\text{Ref}} = 101.325\text{kPa}$ ) میباشد.

مشتق جزئی مورد استفاده برای محاسبه انرژی داخلی، در رابطه ۴-۸۷، تعریف شده است. حال اگر از طرفین رابطه ۴-۸۷ نسبت به حجم مخصوص مولار  $v_m$  انتگرال بگیریم، خواهیم داشت:

$$\int_{u_{m,I}}^{u_m} du_m = \int_{v_{m,I \rightarrow 0}}^{v_m} (T \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m} - P) dv_m \quad 97-4$$

در رابطه ۴-۹۷،  $u_{m,I}$  انرژی داخلی مولار در حالت گاز ایده آل می‌باشند. مشتق جزئی موجود در رابطه ۴-۹۷، یعنی رابطه  $\left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m}$ ، با استفاده از رابطه ۴-۵۸، محاسبه شده است. با جایگذاری رابطه ۴-۵۸ در رابطه ۴-۹۷ و با تغییر متغیر از  $v_m$  به  $\rho_m$ ، داریم:

$$\int_{u_{m,I}}^{u_m} du_m = \int_{\rho_{m,I \rightarrow 0}}^{\rho_m} \rho_m RT^2 \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{-\rho_m^2} \quad 98-4$$

پس از ساده سازی، رابطه ۴-۹۸ به صورت زیر تبدیل خواهد شد:

$$u_m = u_{m,I} - RT^2 \int_0^{\rho_m} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{\rho_m} \quad 99-4$$

در رابطه ۴-۹۹،  $u_{m,I}$  انرژی داخلی مولار در حالت گاز ایده آل بوده که به صورت زیر محاسبه شده است.

$$u_{m,I} = h_{m,I} - Pv_m = h_{m,I} - RT \quad 100-4$$

در رابطه ۴-۱۰۰،  $h_{m,I}$  آننتالپی مولار در حالت گاز ایده آل بوده که از رابطه ۴-۹۳ محاسبه می‌شود.

با استفاده از روابط ۴-۴۲ و ۴-۴۴، رابطه زیر برای محاسبه انرژی داخلی مولار گاز طبیعی ارائه شده است:

$$u_m = u_{m,i} - RT^2(\rho_m Z_0 + Z_2) \quad ۱۰۱-۴$$

انرژی داخلی ویژه، انرژی داخلی مولار در دما و فشار سیستم و انرژی داخلی مولار در دما و فشار مرجع با استفاده از رابطه ۱۰۱-۴ محاسبه خواهند شد.



## فصل پنجم

### ۵- الگوریتم مدل سازی و نتایج

## ۵-۱ مدل گاز کامل

برای مدل سازی موتور انبساطی از نرم افزار متلب<sup>۳۸</sup> استفاده شد. در کد نگارش شده بر اساس مدل گاز ایده آل ابتدا با معلوم بودن شرایط ترمودینامیکی گاز خط مکش (ورودی) و حدس شرایط اولیه داخل سیلندر، حل معادلات بقای انرژی و جرم و همچنین معادله حالت در هر گام زمانی آغاز می گردد. بر این اساس تغییر  $\theta$  به عنوان ورودی کد در نظر گرفته شده و مقادیر حجم سیلندر در لحظه معلوم می باشد. دبی جرم ورودی و خروجی به کمک روابط ۳-۲۵ و ۳-۲۸ بدست می آیند و چگالی نیز با تقسیم جرم موجود در سیلندر در هر لحظه بر حجم آن بدست می آید. در بدست آوردن دما و فشار هر گام که به ترتیب از معادلات ۳-۱۶ و ۳-۱۳ محاسبه می گردند، از اطلاعات گام قبلی استفاده می شود.

مدلسازی از  $\theta = 0$  یعنی نقطه مرگ بالا شروع شده و پس از یک دور کامل میل لنگ در نقطه مرگ بالا پایان می پذیرد. پس از حل یک چرخه کامل بقای جرم و برابری فشار در نقطه پایانی با شروع چرخه بررسی می گردد و حل با مقادیر اولیه جدید تکرار می شود پس از برقرار شدن شرط همگرایی و رسیدن به دقت مورد نظر حل پایان یافته و نتایج بدست می آیند.

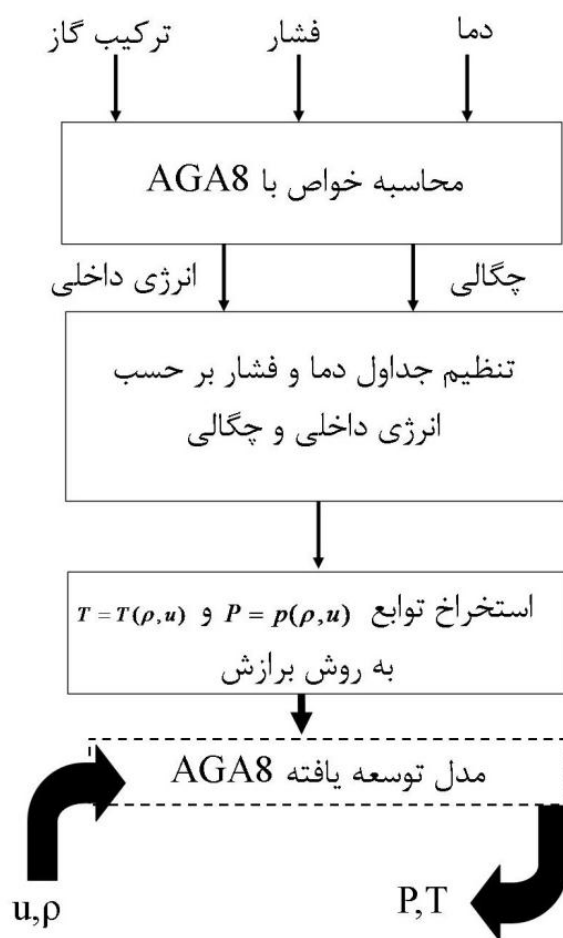
## ۵-۲ مدل گاز حقیقی

در مدل گاز واقعی، مقادیر اولیه که انرژی درونی گاز باقی مانده در سیلندر و آنتالپی خط ورودی هستند به کمک استاندارد AGA۸ محاسبه می گردند. معادله انرژی بر حسب انرژی درونی حل می شود و با دو خاصیت ترمودینامیکی معلوم، یعنی انرژی درونی و چگالی دما و فشار به کمک توابع بدست آمده از جداول تنظیم شده بر حسب استاندارد AGA۸ بدست می آید (شکل ۵-۱). در نهایت هم پس از حل یک چرخه مقادیر اولیه دما و فشار و جرم اصلاح شده و حل تکرار می گردد.

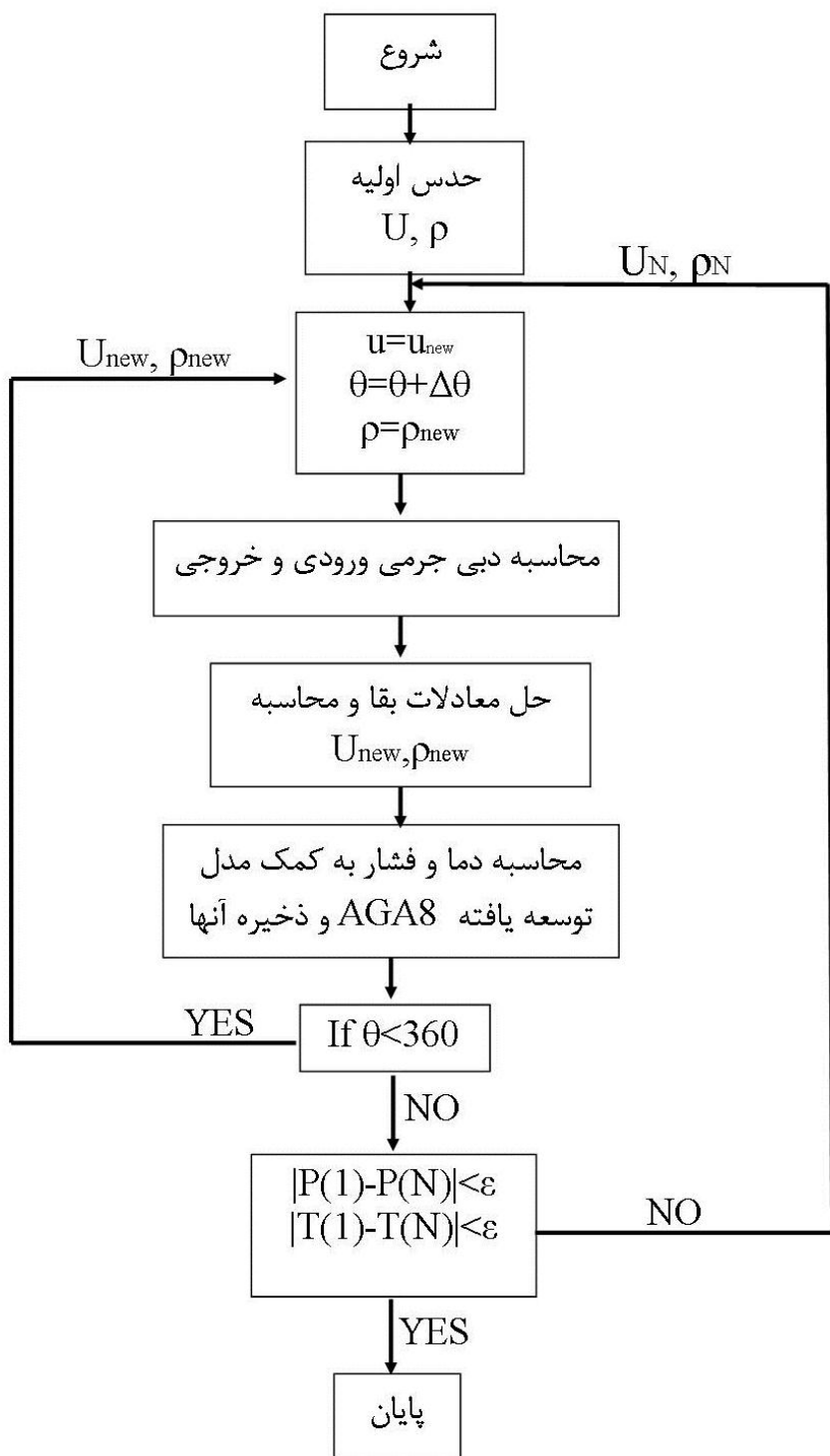
برای بدست آوردن دما و فشار از روی دو خاصیت انرژی درونی و چگالی جداولی تنظیم شد که به ازای انرژی درونی و چگالی های مختلف در بازه عملکرد موتور، دما و فشار ثبت گردید. سپس به کمک روش

<sup>۳۸</sup> matlab

های عددی توابعی تدوین شد که دما و فشار را بر حسب متغیر های انرژی درونی، چگالی و ترکیب گاز بدست می‌داد. این توابع در کد قرار گرفتند و مشخصات کامل گاز در هر گام حل تعیین شد. گام حل مناسب تابع سرعت دورانی فرض شده برای حل است. با افزایش سرعت موتور باید کد با گام ریزتری حل گردد تا جوابهای مناسبی حاصل گردد. در حل این کد گام حل از یک دهم درجه تا دو صدم درجه تغییر داده شد و حل آزمایش گردید.



شکل ۵-۱- الگوریتم کد محاسباتی خواص گاز طبیعی



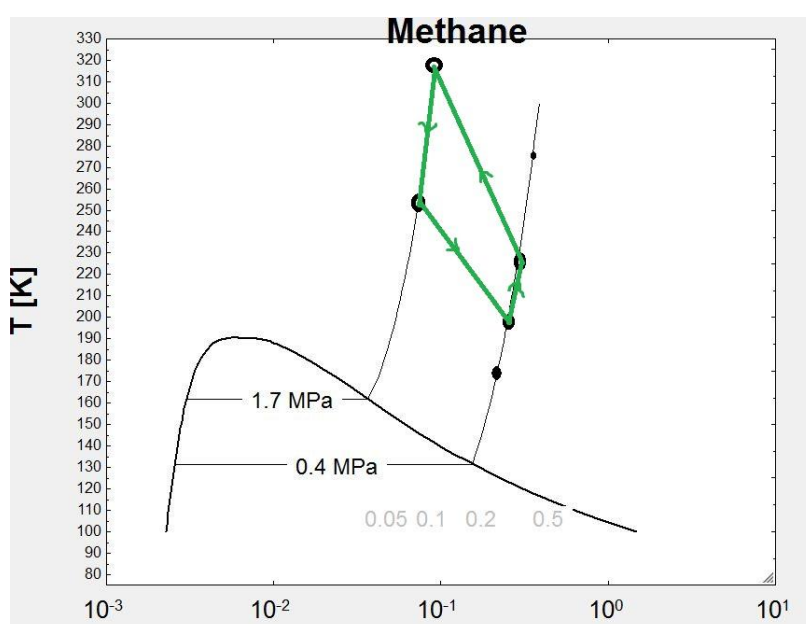
شکل ۵-۲- فلوچارت کد محاسباتی گاز واقعی



## ۳-۵ نتایج مدل‌سازی با دو فرض گاز حقیقی و کامل

در این فصل ابتدا نتایج مدل‌سازی بر اساس فرض گاز کامل متان در بخش نخست ارائه خواهد شد. سپس در بخش دوم دست‌آوردهای مدل‌سازی مبنی بر فرض گاز واقعی ارائه خواهد شد و در نهایت تأثیر ترکیب گازی در مخلوط گاز طبیعی بررسی می‌گردد.

در شکل ۳-۵ محدوده عملکرد موتور را روی نمودار دما-حجم مخصوص گاز متان نشان می‌دهد. بر این اساس گاز همواره در ناحیه سوپرهِیت و بالای نقطه بحرانی قرار خواهد داشت.



شکل ۳-۵-محدوده عملکرد موتور روی نمودار فشار حجم متان

## ۱-۳-۵ مدل‌سازی با فرض گاز کامل

به کمک قانون بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک، سیستم باز ناپایا با ورود و خروج جرم و انرژی با نرم افزار متلب<sup>۳۹</sup> شبیه سازی شد. در این بررسی فضای داخل سیلندر به عنوان حجم کنترل بررسی شد و دما و فشار در هر دهم درجه از زاویه لنگ بدست آمد. مقادیر ورودی به موتور مقادیر جریان گاز ورودی ایستگاه های تقلیل فشار درون شهری در نظر گرفته شد. دریچه ورودی از زاویه صفر تا زاویه ۹۰ درجه لنگ باز گذاشته شد و دریچه خروجی از زاویه ۱۶۰ درجه تا ۳۵۹ درجه لنگ در حالت باز قرار داده شد.

<sup>۳۹</sup> MATLAB

باز و بسته شدن دریچه ها با تابع سینوسی مدل شد. در بحث اتلافات، فقط اتلاف اصطکاک پیستون با دیواره مدل شد.

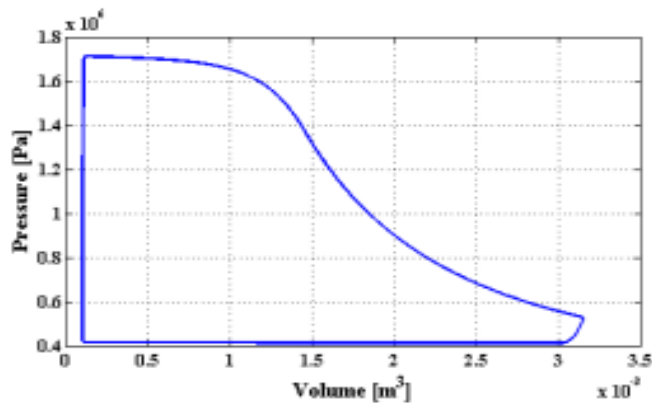
نتایج برای موتوری با مشخصات زیر بدست آمده است.

در این مدلسازی گام حل از یک دهم درجه تا دوصدم درجه امتحان شد و حداکثر خطای محاسبات یک هزارم گرم اختلاف جرم ورودی و خروجی در نظر گرفته شد. متغیر مورد مطالعه کار ترمزی به ازای هر کیلوگرم گاز وارد شده به سیلندر است.

جدول ۵-۱ - مشخصات موتور

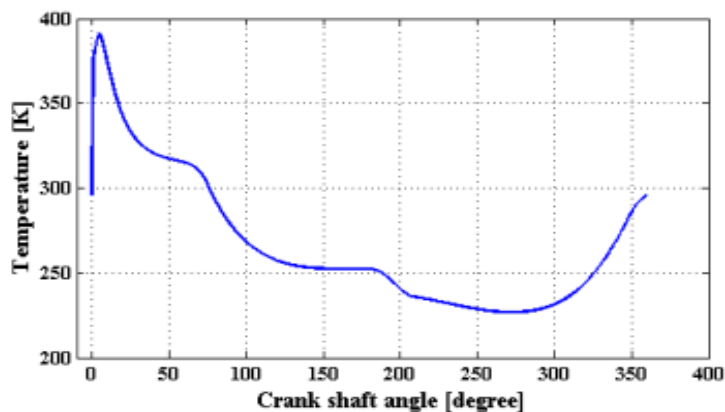
۱۸ cm	قطر داخلی سیلندر
۲۰ cm	قطر خارجی سیلندر
۱۲ cm	کورس پیستون
۲۰ cm	طول شاتون
۰.۱ lit	حجم مرده

نمودار فشار- حجم سیکل به صورت شکل ۵-۴ بدست آمد. در شروع حرکت میل لنگ یعنی زاویه صفر درجه دریچه ورودی باز شده و گاز با فشار ثابت به داخل سیلندر وارد می شود. با رسیدن زاویه لنگ به ۹۰ درجه دریچه ورودی بسته شده و فرآیند انبساط آغاز می گردد. در زاویه ۱۶۰ درجه دریچه خروج به آرامی باز می شود و تا انتهای سیکل باز می ماند. خروج گاز در سیلندر هنگام بالا آمدن پیستون در فرآیندی شبیه به فشار ثابت انجام می پذیرد.



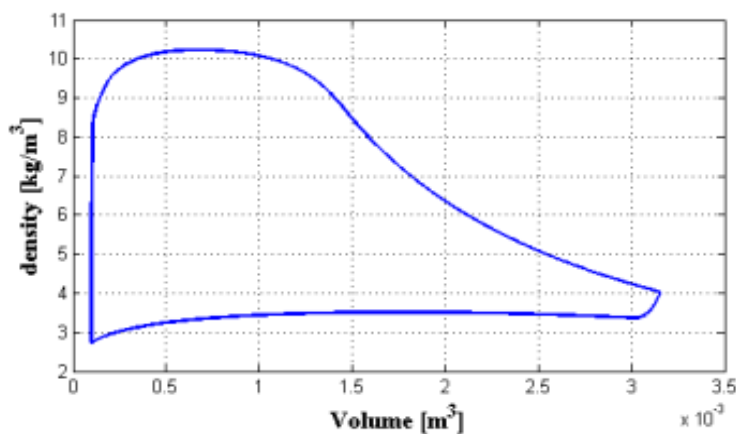
شکل ۴-۵- نمودار فشار بر حسب حجم گاز داخل سیلندر

در شکل ۵-۵ نمودار دما بر حسب زاویه لنگ نمایش داده شده است. دمای گاز بر اساس اطلاعات این نمودار تا ۲۱۱ درجه کلوین افت می‌کند. این دما علاوه بر اینکه نیاز به پیش گرمایش گاز را آشکار می‌کند، نشان از امکان استفاده این موتور جهت تولید برودت دارد.



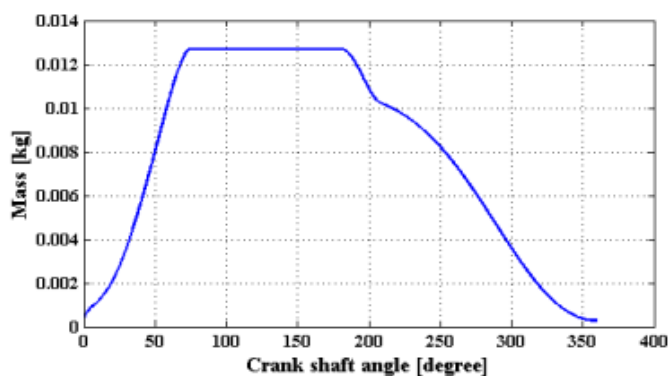
شکل ۵-۵- نمودار دما بر حسب زاویه لنگ

شکل ۶-۵ تغییرات چگالی گاز را نشان می‌دهد که هماهنگ با تغییرات فشار است و چگالی گاز در این فرآیند تا ۷۵ درصد کاهش می‌یابد. این کاهش چگالی بدین معناست که برای انتقال جرم به طور پیوسته باید مجراهای خروجی گاز از ابعاد بزرگتری برخوردار باشند. البته برای دریچه خروجی، قطر آن با زمان باز بودن دریچه هماهنگ می‌گردد اما برای لوله انتقال خط کم فشار حتما باید این نکته لحاظ شود.



شکل ۵-۶- نمودار چگالی گاز بر حسب حجم محفظه سیلندر

شکل ۵-۷ تغییرات جرم داخل سیلندر را بر حسب زاویه لنگ نمایش می‌دهد. نرخ ورود جرم یکنواخت است اما در خروج جرم در بازه زاویه ۱۶۰ درجه تا ۲۰۵ درجه دبی در حالت خفگی<sup>۴۰</sup> تخلیه می‌شود که افت ناگهانی فشار مربوط به همین بازه است.

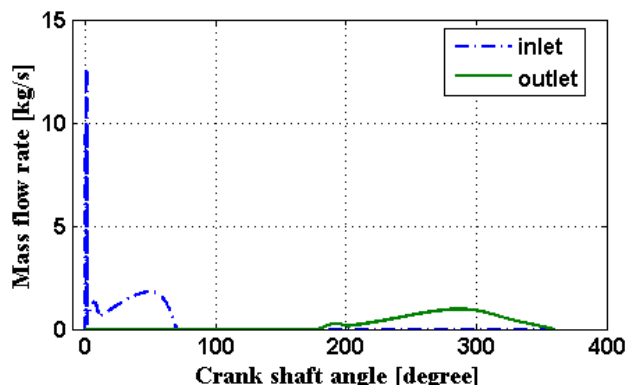


شکل ۵-۷- نمودار جرم داخل سیلندر بر حسب زاویه لنگ

نمودار شکل ۵-۸ ورود و خروج جرم را نمایش می‌دهد. ورود جرم در ابتدای مکش و در بازه ای بسیار کوتاه (یک دهم زاویه لنگ) در حالت خفگی رخ می‌دهد. دبی ورود و خروج مقدار ثابتی نداشته و با تغییرات فشار داخل سیلندر میزان آن تغییر می‌کند. بنابراین وجود چندراهه<sup>۴۱</sup> مناسب برای خنثی کردن نوسانات ورود و خروج جرم ضروری به نظر می‌رسد.

<sup>۴۰</sup> choked

<sup>۴۱</sup> Manifold



شکل ۵-۸- نمودار دبی ورودی و خروجی به سیلندر بر حسب زاویه لنگ

### ۲-۳-۵ بررسی اثر اندازه و زمان بندی دریچه ها

داده های بدست آمده در این مرحله بر اساس اعداد و فرضیات ذکر شده از شرایط موتور است. برای بررسی تأثیر هر یک از مشخصات موتور، میزان کار خروجی برای تغییرات متغیر در بازه ای منطقی مورد دقت قرار گرفت.

نسبت اندازه قطر دریچه های ورودی و خروجی به قطر سیلندر ( $D_i/D$  ,  $D_o/D$ )، و زمان باز و بسته شدن دریچه ها بر روی کار خروجی بررسی شد.

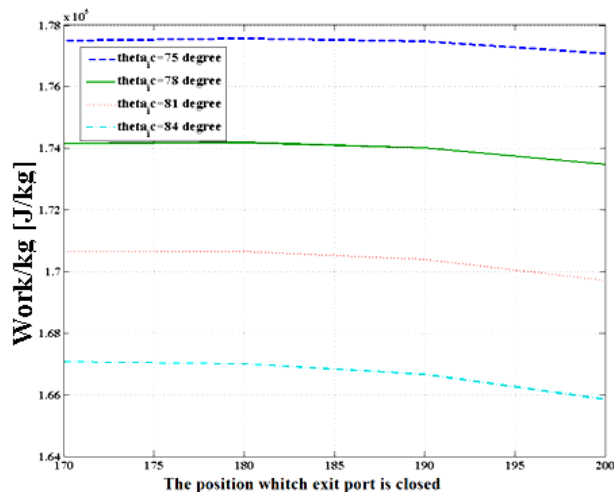
شکل ۵-۹ تأثیر زمان بندی سوپاپ ها بر کار خروجی را نمایش می دهد.

اگرچه با بیشتر باز بودن دریچه ورودی، گاز بیشتری وارد سیلندر می شود اما به دلیل کوتاه شدن فرآیند انبساط کار در واحد جرم گاز نیز کاهش می یابد. از طرفی باز شدن دیرتر دریچه خروجی نیز باعث کاهش کار بر واحد جرم گاز خواهد شد. علت این امر چیزی جز از دست دادن فشار مناسب برای تخلیه گاز نیست. در این حالت گاز دیرتر تخلیه می شود و کار منفی تولید می کند. بر اساس این نمودار زمان بسته شدن دریچه ورودی را می توان با میزان گازی که می بایست وارد سیلندر شود تعیین کرد اما باز شدن دریچه خروجی در بازه  $170 < \theta < 200$  تقریباً کار ثابتی می دهد و قابل انتخاب است.

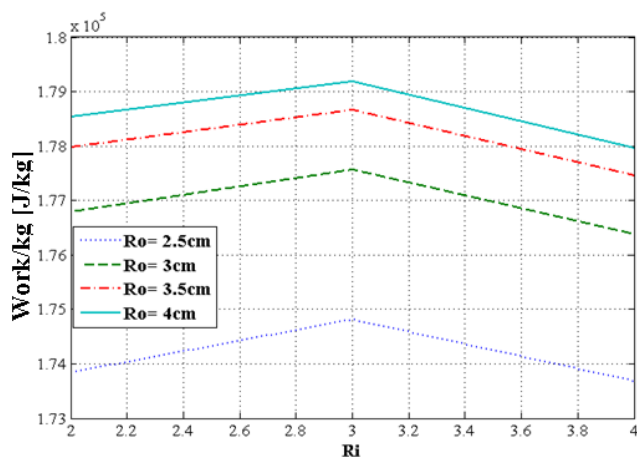
نمودار شکل ۵-۱۰ تغییرات کار بر واحد جرم گاز را نسبت به قطر دریچه ورودی و خروجی نشان می -

دهد. نمودار در شعاع ۳ سانتیمتر یعنی  $\frac{D_i}{D} = 0.4$  بیشترین مقدار کار را خواهد داشت. همچنین با

افزایش قطر دریچه خروجی کار دریافتی افزایش می‌یابد. اگرچه خطوط  $Ro$  ثابت با افزایش آن به هم نزدیک می‌شوند اما نمی‌توان نقطه بهینه‌ای را بر اساس این مطالعه تعیین کرد.



شکل ۵-۹- نمودار کار بر واحد جرم بر حسب تغییرات زمان بسته شدن دریچه ورودی و باز شدن دریچه خروجی؛ (حسب زاویه لنگ)

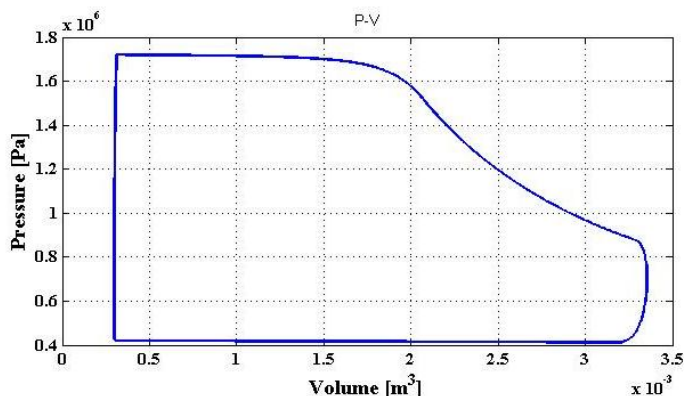


شکل ۵-۱۰- نمودار کار بر واحد جرم بر حسب تغییرات قطر دریچه ورودی، در قطرهای مختلف دریچه خروجی

## ۴-۵ نتایج گاز واقعی

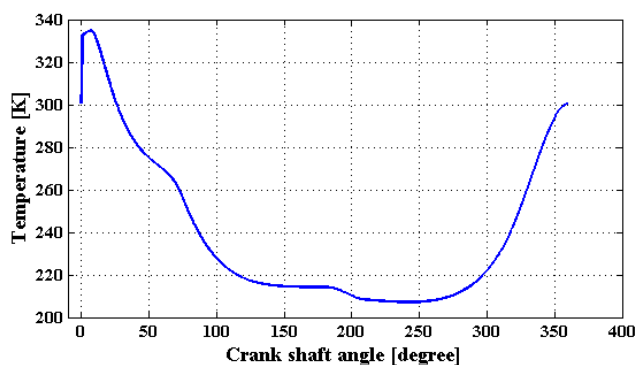
شکل ۵-۱۱ نمودار فشار-حجم چرخه را نشان می‌دهد. فرآیند مکش (ورود جرم) با فشاری ثابت انجام می‌شود و با بسته شدن دریچه ورودی، گاز شروع به انبساط و کاهش فشار می‌کند. انبساط تا فشاری بالاتر از فشار نهایی ادامه می‌یابد و با باز شدن دریچه خروج جرم، فشار به طور ناگهانی به فشاری نزدیک

فشار خروجی افت می‌کند. ادامه فرایند تخلیه با همان فشار تا پایان چرخه که پیستون به نقطه مرگ بالا برسد ادامه دارد. در پایان چرخه مقدار گاز اندکی که در سیلندر باقی مانده است تا فشار خط مکش متراکم می‌گردد و چرخه کامل می‌شود.



شکل ۵-۱۱- نمودار فشار حجم چرخه بر حسب مدل گاز واقعی

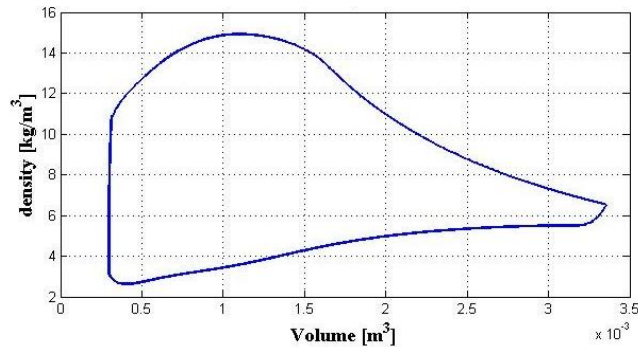
نمودار دما-زاویه که در شکل ۵-۱۲ نشان داده شده است. دما در ابتدای فرایند ورود جرم، جایی که دبی ورودی در بیشینه مقدار ممکن خود است، تا ۳۳۵ کلوین افزایش می‌یابد اما در طول فرآیند مکش و انبساط به طور پیوسته -اگرچه با شیب متفاوت- کاهش می‌یابد. دما در فرآیند تخلیه یکسان نیست و به آرامی افزایش می‌یابد. این افزایش به دلیل کاهش چگالی گاز در بخش انتهایی تخلیه است که در شکل ۵-۱۳ مشخص است.



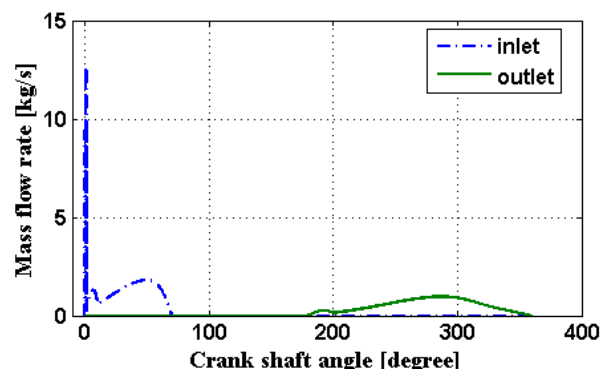
شکل ۵-۱۲- نمودار دمای چرخه با مدل گاز واقعی

شکل ۵-۱۴ نمودار نرخ ورود و خروج جرم را نمایش می‌دهد. ورود و خروج جرم تابعی از نسبت فشار بالا دست و پایین دست جریان است و با تغییر فشار داخل سیلندر نرخ جرم جابجا شده تغییر می‌کند.

نرخ جرم ورودی در ابتدای باز شدن دریچه، به دلیل پایین بودن فشار داخل سیلندر مقدار بسیار بالایی را ثبت می‌کند که این مقدار پایدار نبوده و به سرعت با افزایش فشار داخل سیلندر کاهش می‌یابد. در حین خروج نیز دبی مقدار بالایی را تجربه می‌کند که ناشی از اختلاف فشار داخل سیلندر و خط تخلیه است. با کاهش جرم داخل سیلندر و افت فشار، دبی خروجی نیز کاهش می‌یابد.



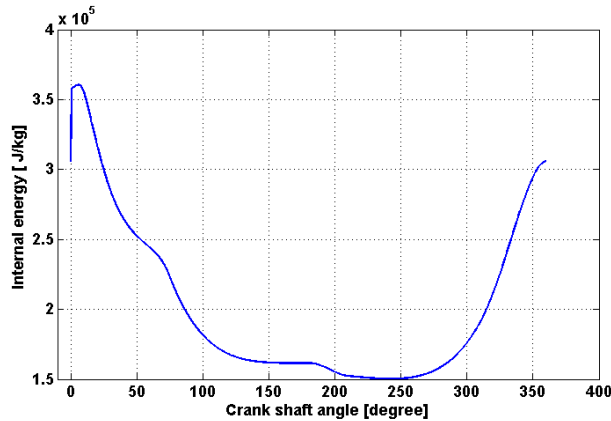
شکل ۵-۱۳- نمودار چگالی بر حسب حجم سیلندر



شکل ۵-۱۴- نمودار نرخ جرم ورودی و خروجی به سیلندر

نمودار انرژی داخلی بر حسب حجم سیلندر در شکل ۵-۱۵ نمایش داده شده است. روند تغییرات انرژی داخلی کاملاً شبیه دما بوده و نزدیکی رفتار گاز را به رفتار گاز ایده‌آل نشان می‌دهد. در گازهای ایده‌آل انرژی داخلی فقط تابع دماست. نمودار زیر نیز تابعیت قوی انرژی داخلی از دما و تابعیت ضعیفی از فشار را نمایش می‌دهد.





شکل ۵-۱۵- نمودار انرژی درونی گاز بر حسب حجم سیلندر

## ۵-۵ بررسی اثر متغیرهای طراحی در عملکرد موتور

برای بررسی اثر متغیرهای مختلف بر عملکرد موتور، تابع هدف بیشینه شدن کار واحد جرم در نظر گرفته شد. علت این انتخاب این است که اتلافات موتور به طور کامل مدل نشده و مدل درباره تغییرات آنتروپی ساکت است پس متغیر بازدهی موتور، متغیر مناسبی برای سنجش عملکرد موتور نیست. از این رو اثر کلیه متغیرها روی کار خروجی موتور بر واحد جرم وارد شده به آن سنجیده شده است.

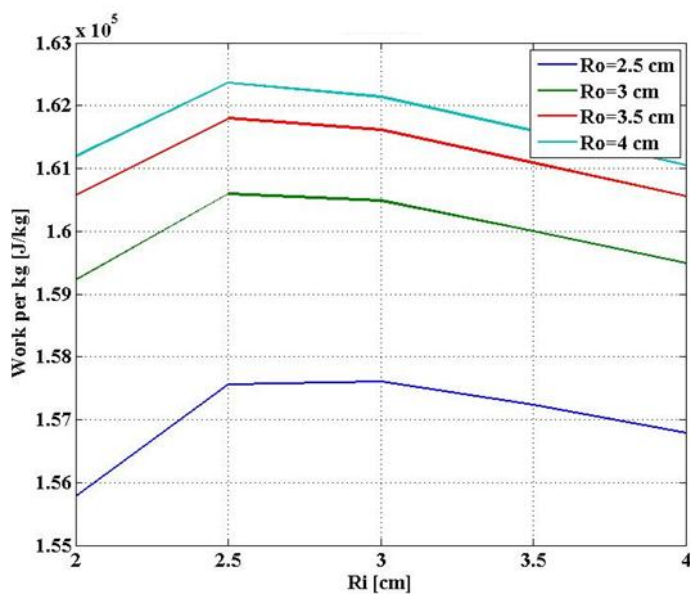
### ۱-۵-۵ بررسی اثر مساحت دریچه ها بر روی عملکرد موتور

قطر دریچه های ورودی یکی از متغیرهای مهم بهینه سازی موتور به شمار می روند. آنچه مسلم است این است که با افزایش جرم وارد شده به داخل سیلندر، مقدار کار خروجی افزایش می یابد. بر این اساس بررسی ها بر روی متغیر کار خروجی بر واحد جرم گاز داخل سیلندر انجام شده است.

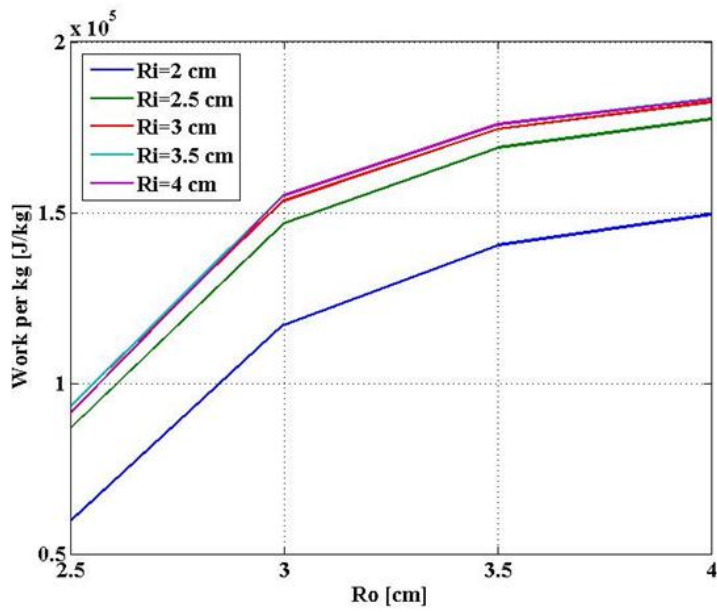
شکل ۵-۱۶ تغییرات کار بر واحد جرم را بر حسب شعاع دریچه ورودی نشان می دهد. این نمودار که در مقادیر مختلف شعاع دریچه خروجی رسم شده است، نکات مهم زیر را به دست می دهد.

۱- قطر بهینه دریچه ورودی ۵ سانتیمتر است. این مقدار به معنی نسبت  $\frac{d_i}{D} = 0.33$  است.

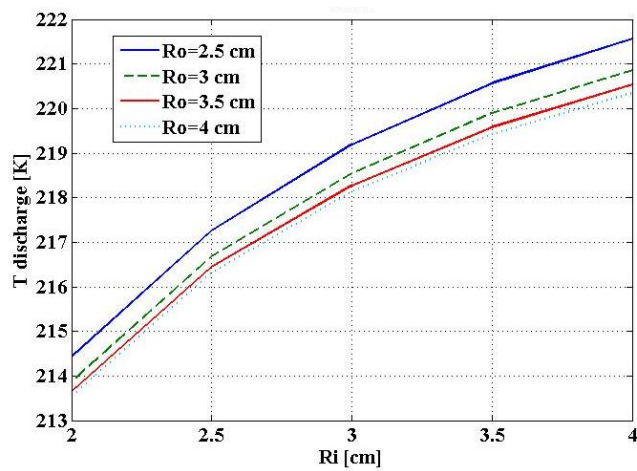
۲- با افزایش قطر خروجی اگرچه میزان کار در اثر کاهش فشار گاز روی پیستون در مرحله تخلیه ، افزایش می‌یابد اما نمودار شکل ۵-۱۸ گویای آن است که دمای گاز خروجی در این حالت کاهش می‌یابد. شکل ۵-۱۷ نشان می‌دهد که تفاوت چندانی بین شعاع دریچه خروجی ۳ سانتیمتر و ۴ سانتیمتر وجود ندارد پس با توجه به مطالب گفته شده می‌توان مقدار ۳ سانتیمتر را به عنوان شعاع بهینه دریچه خروجی پذیرفت. به زبان دقیق‌تر نسبت بهینه قطر دریچه خروجی به شعاع سیلندر،  $\frac{d_0}{D} = 0.4$  است.



شکل ۵-۱۶- نمودار تغییرات کار واحد جرم بر حسب شعاع دریچه های ورودی و خروجی



شکل ۵-۱۷- تغییرات کار واحد جرم بر حسب شعاع دریچه خروجی در مقادیر مختلف شعاع دریچه ورودی



شکل ۵-۱۸- تغییرات دمای تخلیه بر حسب مقادیر مختلف اندازه دریچه های ورودی و خروجی

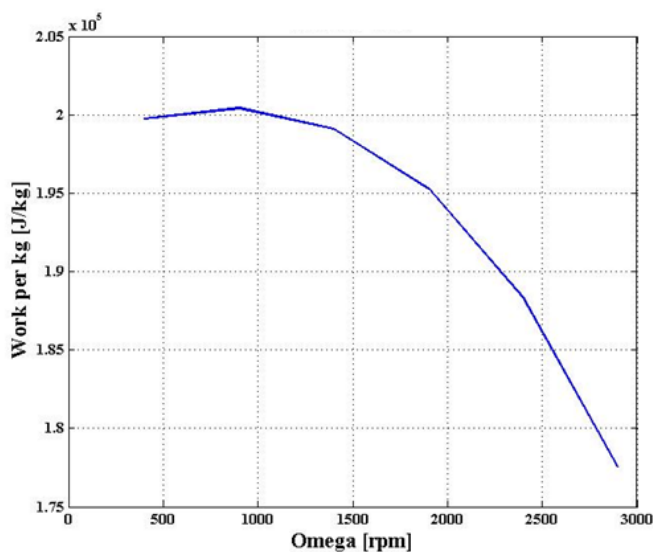
## ۲-۵-۵ بررسی اثر سرعت موتور

سرعت دورانی لنگ موتور متغیر مهمی در عملکرد آن است. اگرچه در این موتورها سرعت دورانی همانند کمپرسورها از بیرون دیکته نمی‌شود اما با کنترل بار روی موتور و دبی ورودی به هر سیلندر می‌توان سرعت دورانی موتور را کنترل نمود.

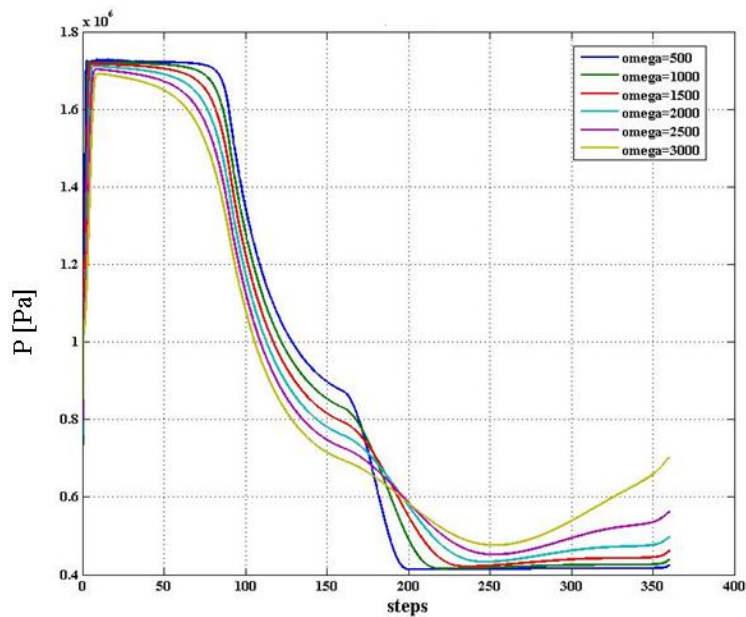
نمودار شکل ۱۹-۵ نشان می‌دهد که بیشینه توان خروجی از موتور بر واحد جرم در سرعتی معادل  $800 \text{ rpm}$  حاصل می‌گردد.

شکل ۲۰-۵ نیز افزایش فشار در فرایند تخلیه را در سرعت‌های بالا نشان می‌دهد که مهمترین دلیل افت توان خروجی در موتور است. به این ترتیب با توجه به مقادیر قطر دهانه دریچه‌ها در بخش قبل بدست آمد، سرعت دورانی بهینه حدود  $800$  دور بر دقیقه خواهد بود.

البته شایان ذکر است که تغییر قطر دهانه دریچه‌ها و زمان بندی آن‌ها نقطه بیشینه کار خروجی را جابجا می‌کنند اما بازه این تغییر وسیع نیست و با توجه به بازه تغییرات مجاز قطر و زمانبندی دریچه‌ها سرعت بهینه در بازه  $600$  تا  $800$  دور بر دقیقه خواهد بود.



شکل ۱۹-۵- تغییرات کار واحد جرم بر حسب سرعت دورانی



شکل ۵-۲۰- نمودار دما-زاویه لنگ در سرعت های مختلف

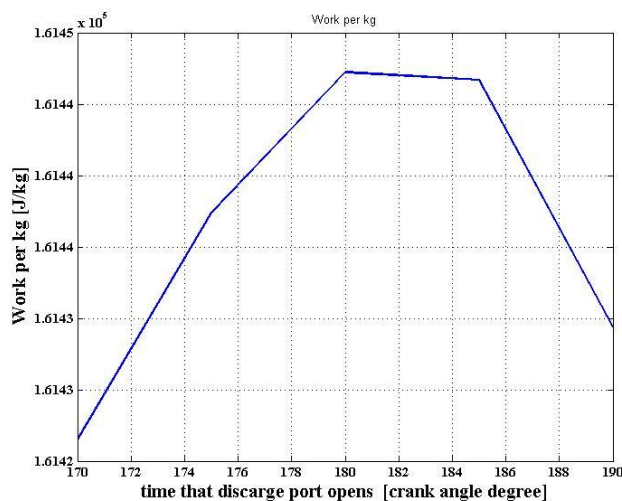
### ۳-۵-۵ بررسی اثر زمان باز و بسته شدن دریچه ها

برای بررسی زمان باز و بسته شدن دریچه ها فرض شد که زمان باز شدن دریچه ورودی در ابتدای شروع چرخه (زاویه صفر لنگ) و زمان بسته شدن دریچه خروجی در انتهای چرخه (زاویه ۳۶۰ لنگ) ثابت و بدون تغییر باشد. بر این اساس زمان بسته شدن دریچه ورودی و زمان باز شدن دریچه خروجی مورد مطالعه قرار گرفت.

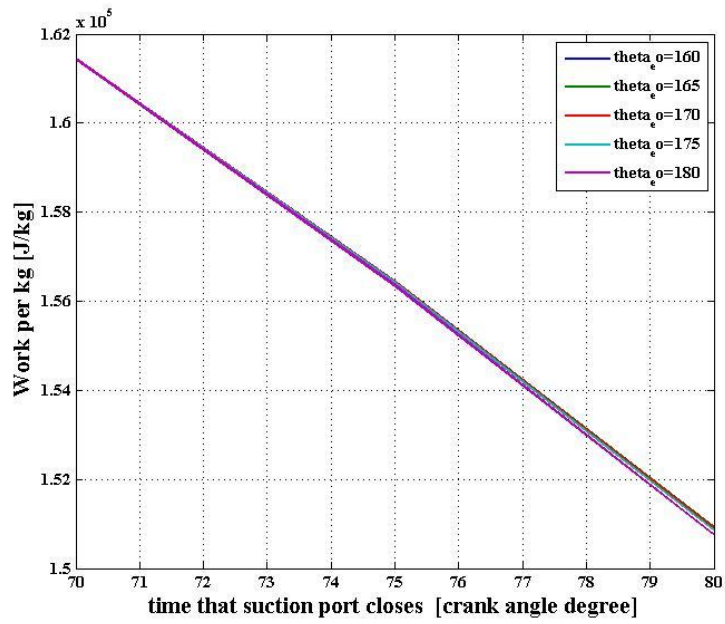
با توجه اندازه دهانه دریچه ها کمترین مقداری که برای بسته شدن دریچه ورودی قابل اتخاذ بود، زاویه ۷۰ درجه لنگ بود. بر این اساس سه مقدار ۷۰، ۷۵ و ۸۰ درجه لنگ برای بسته شدن دریچه ورودی آزموده شد. باز شدن دریچه خروجی نیز در بازه ۱۷۰ تا ۱۹۰ درجه لنگ مورد توجه قرار گرفت.

نتایج این بررسی که در شکل ۵-۲۱ و شکل ۵-۲۲ آمده است نشان می دهد که بیشترین کار بر واحد جرم خروجی از موتور در زاویه ۱۸۰ درجه برای دریچه خروجی و ۷۰ درجه برای دریچه خروجی است. تأخیر در بستن دریچه ورودی باعث کوتاه شدن فرآیند انبساط می گردد که نسبت فشار کمتر و در نتیجه

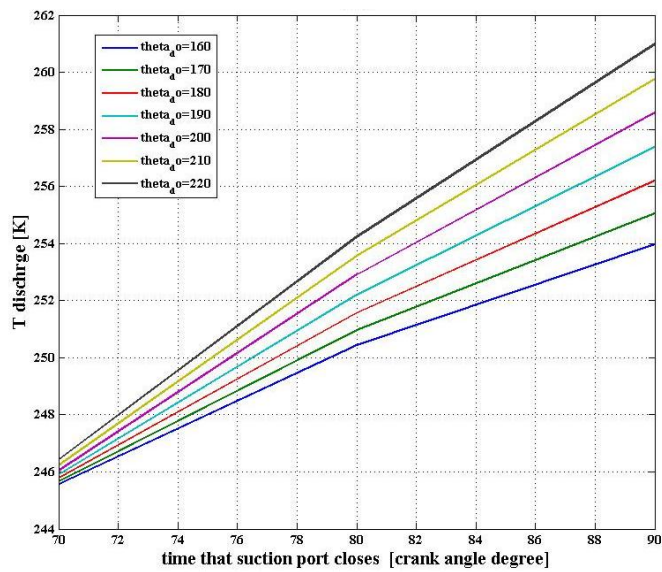
توان خروجی کمتری حاصل می‌گردد. همچنین باز شدن دریچه خروجی بعد از نقطه مرگ پایین باعث ایجاد کار منفی می‌شود. زودتر باز کردن آن نیز باعث از دست رفتن بخشی از فشار موثر گاز می‌گردد. علاوه بر میزان کار خروجی میانگین دمای گاز در طی فرایند تخلیه نیز مورد بررسی قرار گرفت. بر اساس نتایج شکل ۵-۲۳ تأخیر در بستن دریچه ورود و همچنین تأخیر در باز کردن دریچه تخلیه به افزایش دمای گاز خارج شده از سیلندر کمک می‌کند. بر اساس این نتایج با در نظر گرفتن دمای مناسب گاز خروجی می‌توان زمان بهینه باز و بسته شدن دریچه‌ها را بدست آورد.



شکل ۵-۲۱- کار واحد جرم بر حسب زمان باز شدن دریچه تخلیه در مقادیر مختلف زمان بسته شدن دریچه ورود گاز



شکل ۲۲-۵- تغییرات کار واحد جرم بر حسب زمان بسته شدن دریچه ورودی



شکل ۲۳-۵- تغییرات میانگین دمای تخلیه بر حسب زمان بسته شدن دریچه ورودی و باز شدن دریچه خروجی

## ۴-۵-۵ بررسی اثر ترکیب گاز

ترکیب گاز طبیعی همواره ترکیب ثابتی نیست و مخازن مختلف زیر زمینی ترکیب مختلفی از هیدروکربن ها را دارا هستند. گاز منطقه خانگیران حدود ۹۸٪ متان دارد و گاز استخراجی از بیدبلند تنها ۸۵٪ درصد متان را در ترکیب خود می‌بیند. بر این اساس بررسی عملکرد موتور در جرم مولی های مختلف گاز ورودی امری لازم و ضروری است. برای بررسی اثر ترکیب گاز طبیعی، از ترکیب گاز سه پالایشگاه کشور استفاده شد. خانگیران، کنگان و بیدبلند. ترکیب گاز ورودی به این پالایشگاه ها در جدول ۲-۵ آمده است.

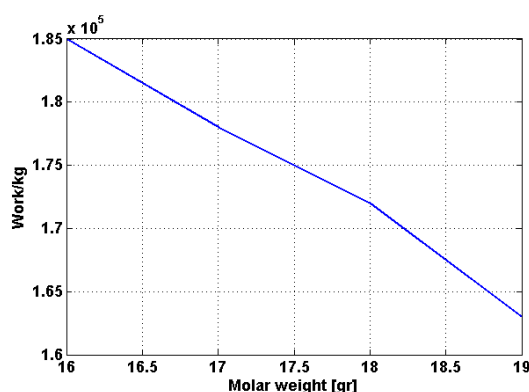
جدول ۲-۵- ترکیب گاز های پالایشگاه های استفاده شده در پژوهش [۵۸]

نام جزء	درصد مولی اجزاء		
	خانگیران	کنگان	بیدبلند
CH <sub>۴</sub>	۹۸.۶	۹۰.۰۴	۸۵.۰۱
C <sub>۲</sub> H <sub>۶</sub>	۰.۵۹	۳.۶۹	۹.۳۸
C <sub>۳</sub> H <sub>۸</sub>	۰.۰۹	۰.۹۳	۳.۴۹
ISO- C <sub>۴</sub> H <sub>۱۰</sub>	۰.۰۲	۰.۲	۰.۳۴
n- C <sub>۴</sub> H <sub>۱۰</sub>	۰.۰۴	۰.۲۹	۰.۶۵
ISO- C <sub>۵</sub> H <sub>۱۲</sub>	۰.۰۲	۰.۱۴	۰.۱
n- C <sub>۵</sub> H <sub>۱۲</sub>	۰.۰۲	۰.۰۸	۰.۰۹
n- C <sub>۶</sub> H <sub>۱۴</sub>	۰.۰۷	۰.۱۴	۰.۰۹
C <sub>۷</sub> <sup>+</sup>	۰	۰.۰۱	۰
N <sub>۲</sub>	۰.۵۶	۴.۴۸	۰.۴۴
CO <sub>۲</sub>	۰	۰	۰.۴۱
جرم مولی (گرم در مول)	۱۶.۳۱	۱۷.۷۸	۱۹.۰۹۱



برای هر یک از ترکیب گازهای فوق، جداول فشار و دما بر حسب انرژی درونی و چگالی تهیه شد و توابع دما و فشار تابعی از ترکیب گاز تدوین گردیدند. بر این اساس نتایج زیر با تغییر ترکیب گاز بدست آمد.

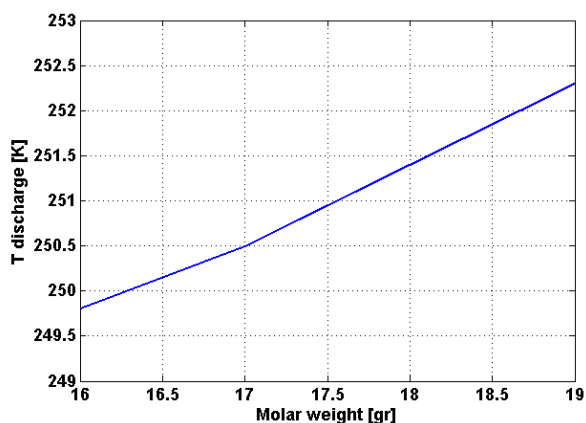
بر اساس شکل ۵-۲۴ میزان جرم وارد شده به سیلندر در هر چرخه با افزایش جرم مولی افزایش می-یابد اما تغییرات فشار در چرخه تغییر چندانی ندارد و به همین دلیل کاهش توان بدست آمده بر واحد جرم گاز مشاهده می‌گردد.



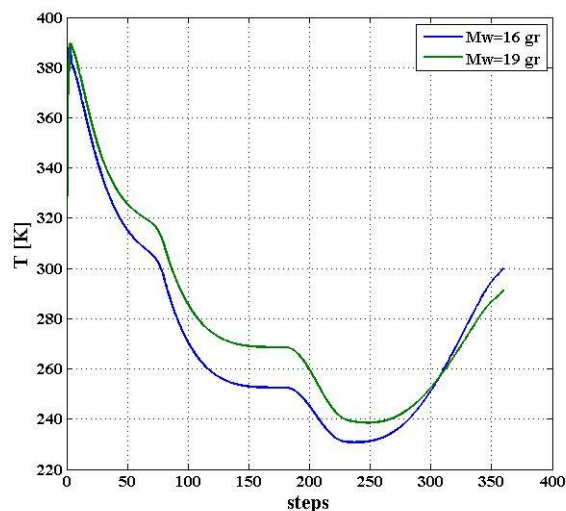
شکل ۵-۲۴- تغییرات کار واحد جرم بر حسب جرم مولی گاز

تغییر جرم مولی در واقع بر تغییرات دمای گاز در داخل سیلندر تأثیر می‌گذارد. شکل ۵-۲۶ تغییر دمای چرخه را به ازای جرم مولی ۱۶ گرم بر مول و ۱۹ گرم بر مول نمایش می‌دهد. بیشتر بودن دمای گاز سنگین‌تر از ابتدا تا زاویه ۳۰۰ درجه لنگ مشهود است. دلیل عمده این امر افزایش جرم ورودی و بیشتر بودن ظرفیت گرمایی است. امری که باعث می‌گردد گاز سنگین‌تر در انتهای سیکل و حین تخلیه تغییرات دمایی کمتری نسبت به گاز سبک‌تر داشته باشد.

شکل ۵-۲۵ میانگین دمای تخلیه گاز را بر حسب جرم مولی نشان می‌دهد که بیانگر افزایش میانگین دمای گاز خروجی در فرایند تخلیه در گازهای سنگین‌تر است.



شکل ۵-۲۵- تغییرات میانگین دمای خروجی بر حسب جرم مولی گاز



شکل ۵-۲۶- تغییرات دمای گاز در طول چرخه برای گاز هایی با جرم مولی متفاوت

### ۵-۵-۵ بررسی اثر نسبت طول لنگ به شاتون $(\frac{a}{l})$

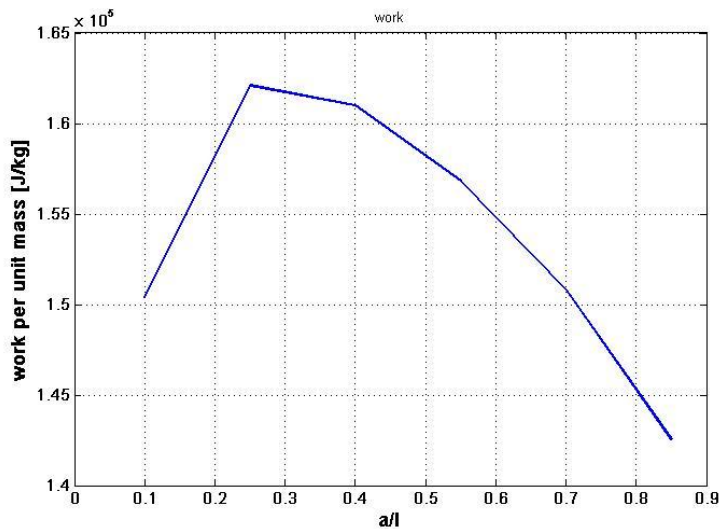
نسبت طول لنگ به شاتون در واقع هندسه موتور و حجم محفظه سیلندر را در نظر دارد. یافتن نسبتی

مناسب برای این متغیرها در بهینه شدن موتور نقش مهمی خواهد داشت.

شکل ۵-۲۷ نشان دهنده اثر این نسبت روی کار واحد جرم موتور است. بر این مبنا بیشترین کار در

نسبت های ۰/۲۵ تا ۰/۳ رخ می دهد و در این نسبت بهینه می گردد.

لازم به ذکر است که این نسبت در بحث طراحی موتور مهم بوده و با ملاحظات طراحی سازه باید مورد ارزیابی قرار گیرد اما در این پژوهش صرفاً اثر این متغیر بر کار خروجی مورد بررسی قرار گرفته است تا طراح با توجه به بازه مناسب از نظر بازدهی، بتواند طراحی را انجام دهد.



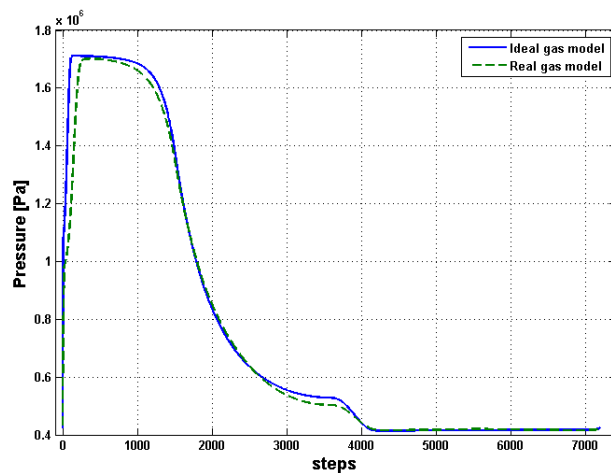
شکل ۵-۲۷- تغییرات کار خروجی موتور بر واحد جرم بر حسب نسبت طول لنگ به شاتون

## ۵-۶ مقایسه دو مدلسازی

در این پژوهش سیستم ترمودینامیکی موتور با دو مدل رفتار گاز ایده‌آل و گاز حقیقی (بر اساس استاندارد AGA۸) مدلسازی شد. در این بخش به مقایسه این دو مدلسازی و تفاوت‌های آن پرداخته خواهد شد.

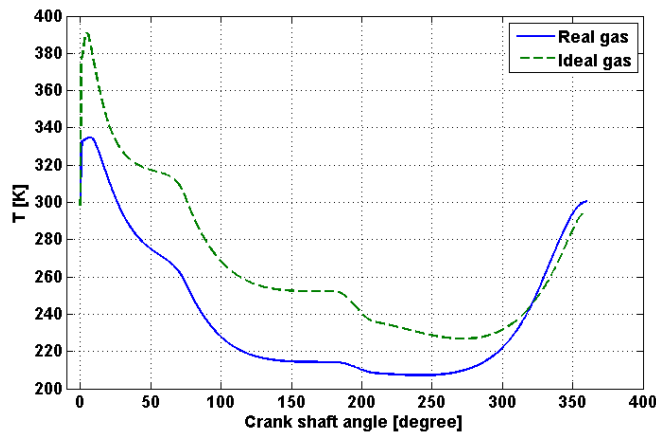
شکل ۵-۲۸ تغییرات فشار بر حسب گام حل را-که در اینجا  $\frac{1}{3}$  درجه بوده است- در دو مدل را نمایش می‌دهد. در این مقایسه اختلاف دو مدل در ابتدای چرخه است. یعنی جایی که ورود ناگهانی جرم صورت می‌گیرد. در مدل گاز ایده‌آل گاز به سرعت به فشار خط مکش رسیده و در این فشار تا ابتدای فرآیند

انبساط ثابت می‌ماند اما مدل گاز حقیقی تغییرات بیشتری را در این فرآیند نشان می‌دهد. بالا بودن فشار در این ناحیه، بخصوص در ابتدای مکش، علت اصلی انحراف از مدل گاز ایده‌آل است.



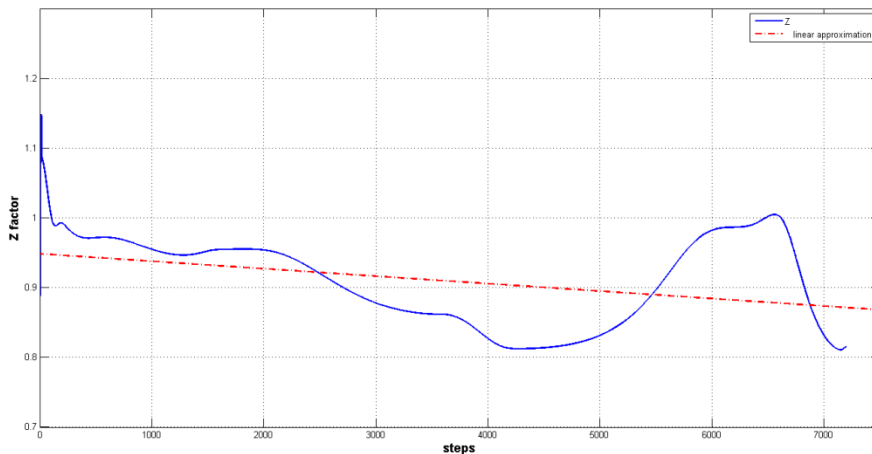
شکل ۵-۲۸- مقایسه تغییرات فشار در دو مدل رفتاری گاز کامل و حقیقی

تغییرات دمایی در دو مدل در شکل ۵-۲۹ مقایسه شده است. تغییرات زیاد دو مدل نسبت به اختلاف فشار از فرض ثابت بودن ظرفیت گرمایی های گاز ( $C_p$ ,  $C_v$ ) ناشی می‌شود. تفاوت دیگر در ورود ناگهانی گاز در ابتدای مکش است که همانند فشار به طور ناگهانی افزایش می‌یابد. در این بازه مدل گاز کامل رشد ناگهانی دما را نشان می‌دهد اما مدل گاز حقیقی با اصلاح دمای گاز باقی مانده چرخه را با تغییرات قابل قبول تری توصیف می‌نماید. این تفاوت ناتوانی مدل گاز ایده‌آل در مدل کردن ورود گاز در ابتدای چرخه و انحراف این بخش از گاز ایده‌آل را به خوبی نشان می‌دهد.



شکل ۵-۲۹- تغییرات دمایی چرخه در دو مدل گاز کامل و حقیقی

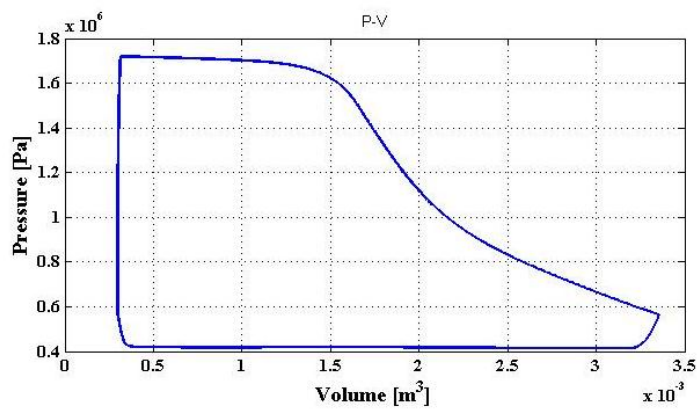
برای بررسی دقیق تر نمودار تغییرات ضریب تراکم پذیری گاز (Z) در شکل ۵-۳۰ آمده است. این ضریب نیز انحراف شدید را در ابتدای چرخه نشان می‌دهد و در پایان چرخه نیز دوباره انحراف افزایش می‌یابد که علت آن تراکم گاز باقی مانده و افزایش فشار و دماست.



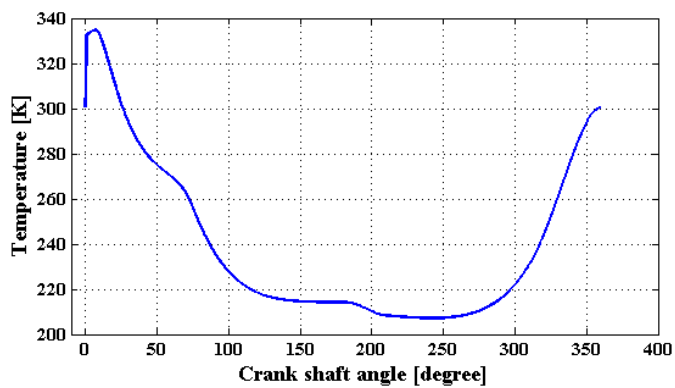
شکل ۵-۳۰- نمودار تغییرات Z و تقریب خطی آن

## ۵-۷ نتیجه نهایی

با توجه به نتایج به دست آمده می‌توان چرخه بهینه شده را به صورت شکل ۵-۳۱ نشان داد. تغییرات دما نیز در این چرخه همانند شکل ۵-۳۲ است.



شکل ۵-۳۱- نمودار فشار حجم چرخه موتور بهینه



شکل ۵-۳۲- تغییرات دما در طول چرخه

## فصل ششم

### ۶- نتیجه گیری و پیشنهادات

موتور انبساطی یک طرفه از دیدگاه ترمودینامیکی شبیه‌سازی شد. در این این شبیه‌سازی ابتدا با فرض گاز ایده‌آل رفتار سیال عامل تحلیل شد و تغییرات دما، فشار، چگالی و جرم در طول چرخه بدست آمد. سپس به بررسی اثر شرایط دریچه‌های ورودی و خروجی اعم از اندازه و زمان‌بندی آن‌ها پرداخته شد و اثر آنها بررسی شد. بر اساس نتایج بدست آمده در این بخش نسبت  $\frac{D_i}{D} = 0.33$  به عنوان بهترین مقدار برای اندازه دریچه ورودی بدست آمد. نشان داده شد که افزایش قطر دریچه ورودی جرم بیش از این مقدار تغییری در مقدار کار ایجاد نمی‌کند و همچنین مشخص گردید که با افزایش اندازه دریچه خروجی کار بر واحد جرم افزایش می‌یابد. این بررسی نقطه بهینه‌ای را نمی‌تواند برای اندازه دریچه تخلیه معین کند اما اثر آنرا بر کار حاصل شده مورد نظر قرار داد.

در بررسی زمان‌بندی دریچه‌ها معلوم شد با طولانی بودن زمان باز بودن دریچه ورودی و مکش کار بر واحد جرم عملاً کاهش می‌یابد. با توجه به قطر دریچه انتخاب شده مقدار ۷۰ درجه لنگ برای طول باز بودن دریچه ورودی مقدار مناسبی است.

بررسی‌ها در بازه زمان باز شدن دریچه تخلیه نشان داد که نقطه بهینه آن تابع زمان بسته شدن دریچه مکش است. با توجه به مقدار انتخابی برای زمان بسته شدن دریچه مکش، این مقدار در بازه ۱۸۰ تا ۱۸۴ درجه بهینه می‌گردد. اگرچه تصور می‌شود که دریچه تخلیه حداکثر باید قبل نقطه مرگ پایین باز شود اما بررسی نشان می‌دهد که افزایش فشار رخ داده در انتهای فرآیند تخلیه برای حالتی که تخلیه زود آغاز می‌شود کار خروجی را کاهش می‌دهد. این افزایش فشار حاصل خروج ناگهانی گاز در ابتدای تخلیه و کاهش فشار داخل سیلندر پس از این تخلیه است که باعث کند یا متوقف شدن روند تخلیه می‌گردد.

در این بررسی همچنین اثر سرعت دورانی میل لنگ مورد توجه قرار گرفت. مطالعه نشان داد که سرعت ۱۰۰۰ دور در دقیقه بهترین سرعت کارکرد موتور است. اگرچه این مقدار تابعی از سایر شرایط است و می‌تواند تغییر کند اما در شرایط بدست آمده سرعت موتور در ۸۰۰ تا ۱۰۰۰ دور دقیقه بهترین کارکرد را دارد.



یکی از بررسی های مهم این پژوهش بررسی اثر ترکیب گاز در عملکرد موتور بود. در این پژوهش مشخص شد که سنگین شدن گاز باعث کاهش توان خروجی موتور می گردد. همچنین مشخص گردید که دمای گاز در طول فرآیند با افزایش جرم مولی، افزایش می یابد.

در بررسی اثر نسبت طول لنگ به شاتون مشخص گردید که نسبت  $0.3 < \frac{a}{l} < 0.25$  نسبت بهینه برای تولید توان در موتور است.

در این چرخه بازدهی حرارتی (باتوجه به اتلافات مدل شده) ۹۲٪ و بازدهی حجمی ۴۷٪ است. همچنین این موتور به ازای هر کیلوگرم گاز ۱۳۸ کیلوژول انرژی تولید می کند. در هر چرخه که یک دور میل لنگ به طول می انجامد ۲۳ گرم گاز را مکش می کند و فشار گاز را از ۱/۷ مگاپاسکال به ۰/۴ مگاپاسکال کاهش می دهد.

نکته قابل تأمل در این نتایج کاهش دمای شدید گاز است، این کاهش دما می تواند باعث هیدراته شدن گاز و تشکیل بلور هایی شود که به سیستم انتقال بشدت آسیب می رساند. برای جلوگیری از این امر می توان پیش گرمایش را در دستور کار قرار داد. راهکار دیگر استفاده از ژاکت گرمایشی دور سیلندر است که کار سیستم سرمایشی را نیز می تواند انجام دهد.

برای تحقیقات آینده می توان به تحلیل قانون دوم این موتور پرداخت و عملکرد آن ها را در ایستگاه های برون شهری بررسی نمود.

همچنین می توان روی ساختمان موتور و طراحی بهینه دریچه ها و سیلندر مطالعه نمود.

# مراجع

- [۱] سیف الله سعدالدین؛ سعید رستگار. "تحلیل انرژی در ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی دروازه شهری "مدل سازی در مهندسی , [۱] , ۱۳-۲۰, vol. ۸, no. ۲۲, pp. ۱۳-۲۰, پاییز ۱۳۸۹.
- [۲] علیرضا جبارپور؛ جعفر جوانمردی. "بررسی شرایط تشکیل هیدرات گازی و شبیه سازی روشهای مختلف جهت پیشگیری از تشکیل هیدرات در ایستگاههای تقلیل فشار گاز طبیعی in "اولین همایش ملی هیدرات گازی ایران, تهران, دانشگاه صنعتی شریف, انجمن مهندسی شیمی ایران, ۱۳۹۰.
- [۳] G.Bisio, "Thermodynamic analysis of the use of pressure exergy of natural gas," ۲, pp. ۱۶۱-۱۶۷, ۱۹۹۵.
- [۴] Mahdi Deymi-Dashtebayaz Mahmood Farzaneh-Gord, "Recoverable Energy in Natural Gas Pressure Drop Stations: A Case Study of the Khangiran Gas Refinery", *Energy, Exploration & Exploitation journal*, pp. Volume ۲۶, Number ۲, April ۲۰۰۸.
- [۵] محمود فرزانه گرد, "طراحی سیستمهای بازیافت انرژی در ایستگاههای تقلیل فشار با استفاده از توربو اکسپندر و سیستم CHP با محرک اولیه موتور احتراق داخلی in "بیستمین همایش سالانه بین المللی مهندسی مکانیک ایران, دانشگاه شیراز, ۱۳۹۱ ,
- [۶] A. and L. Minca. Mirandola, "Energy Recovery by Expansion of High Pressure Natural Gas," in *۲<sup>nd</sup> Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, San Diego, California., Aug. ۲۵-۲۹, ۱۹۸۶.
- [۷] A. and A. Macor Mirandola, "Experimental Analysis of an Energy Recovery Plant by Expansion of Natural Gas," , Denver, Colorado., July ۳۱-Aug. ۵, ۱۹۸۸.
- [۸] J. Poživil, ", Use of Expansion Turbines in Natural Gas Pressure Reduction Stations. ۹, Number ۳; p. ۲۵۸-۲۶۰.,", vol. ۹, no. ۳.
- [۹] E.K. and E. Heybatian Ardali, "Energy Regeneration in Natural Gas Pressure Reduction Stations by Use of Gas Turbo-Expander; Evaluation of Available Potential in Iran," , Buenos Aires, Argentina., ۵-۹ October ۲۰۰۹.
- [۱۰] <http://www.agkkk.de>.
- [۱۱] [-http://www.dresserrand.com/](http://www.dresserrand.com/).



انبیست و ششمین کنفرانس بین المللی برق، تهران، شرکت توانیر، پژوهشگاه نیرو، ۱۳۹۰.

[۲۴] حمید رضا تقدیریان؛ جمال الدین عزیزی؛ بابک جمشیدی؛ سید روح الله میرنژاد، "بررسی تولید انرژی الکتریکی در ایستگاههای [۲۴] تقلیل فشار گاز نیروگاه سیکل ترکیبی یزد in "بیست و پنجمین کنفرانس بین المللی برق، تهران، شرکت توانیر، پژوهشگاه نیرو، ۱۳۸۹.

[۲۵] Jong Man Ha, Seongho Hong, and . Kyung Chun Kim, "Thermodynamic Analysis on the Feasibility of Turbo Expander Power Generation Using Natural Gas Waste Pressure," *Journal of the Korean Institute of Gas*, vol. ۱۶, no. ۶, pp. ۱۳۶-۱۴۲, December ۲۸ ۲۰۱۲.

[۲۶] M. Dehli, "concepts of gas expansion at high temperature," Netherland, ۲۸ - ۳۰ January ۱۹۹۷.

[۲۷] محمود فرزانه گرد؛ حمید رضا رهبری، "محاسبه آنتروپی و آنتالپی مخلوط گاز طبیعی و کاربرد آنها در فرآیندهای انتقال گاز [۲۷] طبیعی in "نوزدهمین همایش سالانه مهندسی مکانیک، بیرجند، ۲۰-۲۲ اردیبهشت ۹۰.

[۲۸] عصمت گریوانی؛ شاهرخ شاه حسینی، "مدل سازی ایستگاه تقلیل فشار گاز و بررسی شرایط تشکیل هیدرات گاز طبیعی in "، [۲۸] اولین همایش ملی توسعه تکنولوژی در صنایع نفت، گاز و پتروشیمی، اهواز، موسسه علمی نفت پژوهان جنوب، ۱۳۸۹.

[۲۹] فاطمه ابراهیمی؛ منصور جدیدی؛ میثم ریاحی؛ ساسان ذکایی کادیجانی، "باز یافت حرارت از گازهای خروجی هیترهای ایستگاه [۲۹] تقلیل فشار گاز in "دومین همایش ملی مدیریت انرژی در صنایع نفت و انرژی، تهران، هم اندیشان انرژی کیمیا، ۱۳۹۱.

[۳۰] احسان حکیمی؛ پریناز سلیمانی، "بررسی عددی راهکار کاهش میزان سطح تراز نویز در ایستگاههای تقلیل فشار گاز درون [۳۰] شهری in "ششمین همایش ملی مهندسی محیط زیست، تهران، دانشگاه تهران، دانشکده محیط زیست، ۱۳۹۱.

[۳۱] محمود فرزانه؛ میثم سعدی، "انرژی قابل حصول در ایستگاههای تقلیل فشار استان خراسان in "دومین کنگره مهندسی نفت [۳۱] ایران، تهران، انجمن مهندسی نفت ایران، ۱۳۸۶.

[۳۲] اسماعیل عاشوری؛ فرزاد ویسی؛ پیمان اعظمی، "بررسی عددی و تحلیلی تاثیر ضد یخ بر روی انتقال حرارت در گرمکنهای غیر [۳۲] مستقیم in "چهارمین همایش بین المللی مبدلهای گرمایی، تهران، هم اندیشان انرژی کیمیا، ۱۳۹۱.

[۳۳] عطایی، "امکان سنجی فنی و اقتصادی نصب توربین انبساطی در نیروگاه حرارتی in "بیست و دومین کنفرانس بین المللی برق، [۳۳] ۲۰۰۷.

[۳۴] D. Kowala and W. Kostowski, "Using the gas pressure potential for electricity generation at Pressure Reduction Stations," in *presentation for the GERG Academic Network Event*, Brussels, the ۴th of June ۲۰۰۹.

[۳۵] احمد عرب کوهسار؛ محمود فرزانه گرد؛ مهدی دیمی دشت بیاض؛ علی خسروی، "امکان سنجی استفاده از انرژی خورشیدی به [۳۵] عنوان جایگزینی برای هیترهای غیر هوشمند در ایستگاه تقلیل فشار گاز in "نوزدهمین همایش سالانه مهندسی مکانیک، بیرجند، انجمن مهندسان مکانیک ایران، دانشگاه بیرجند، ۱۳۹۰.

- [۳۶] احمد عرب کوهسار؛ محمود فرزانه گرد؛ مهدی دشت بیاض، "تحلیل انرژی، انرژی و بهینه سازی بخش گرمکن ایستگاه [۳۶] کاهش فشار گاز مجهز به سیستم خورشیدی in "نوزدهمین همایش سالانه مهندسی مکانیک، بیرجند، انجمن مهندسان مکانیک ایران، دانشگاه بیرجند، ۱۳۹۰.
- [۳۷] Ivanyuk, "Turbo – expander technologies for generation of electric energy,"
- [۳۸] N.Z. Rezaie and M. Saffar-Avval, "Feasibility Study of Turbo expander Installation in City Gate Station," in *THE ۲۰TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS*, PERU, JUNE ۲۶-۲۹, ۲۰۱۲.
- [۳۹] M. M. Rahman, "POWER GENERATION FROM PRESSURE REDUCTION IN THE NATURAL GAS SUPPLY CHAIN IN BANGLADESH," vol. ME ۴۱, No. ۲, December ۲۰۱۰.
- [۴۰] وهب کارونی؛ عابد رضا فرهادی پور؛ غلامرضا کریمی، "اثر یاتاقانهای مغناطیسی در کاهش تلفات انرژی یک توربو اکسپندر [۴۰] مورد استفاده در عملیات سرد سازی گاز طبیعی in "اولین کنفرانس نفت، گاز، پتروشیمی و نیروگاهی، مرکز همایشهای بین المللی هتل المپیک تهران، ۳۰ خرداد ۹۱.
- [۴۱] شرکت ملی گاز ایران ۱۱۱۵۱۴ [Online]. <http://www.nigc.ir/Site.aspx?ParTree=۱۱۱۵۱۴>.
- [۴۲] پایگاه علمی تخصصی تأسیسات ساختمان ایران [Online]. <http://www.irandama.com/fa/articles/detail۵۴۰/%D۹%۸۵%DA%B۴%DA%AE%D۸%B۵%DA%AV%DA%AA-%D۸%AV%DB%۸C%D۸%B۳%DA%AA%DA%AF%D۸%AV%D۹%۸۷-%D۸%AA%D۹%۸۲%D۹%۸۴%DB%۸C%D۹%۸۴-%D۹%۸۱%DA%B۴%DA%AV%DA%B۱-%DA%AF%D۸%AV%DA%B۲/>
- [۴۳] Sepehr Sanaye ,Amir Mohammadi Nasab, "Modeling and optimizing a CHP system for natural gas pressure reduction plant," *Energy*, pp. ۳۵۸-۳۶۹, ۲۰۱۲.
- [۴۴] یونس اسنجل، میکایل ابولز؛ مترجم: محمود ابراهیمی؛ ترمودینامیک، رهیافتی در مهندسی؛ :انتشارات دانشگاه علم و صنعت [۴۴] ایران.
- [۴۵] فرزانه گرد، محمود؛ نیازمند، امیر، "شبیه سازی ترمودینامیکی کمپرسورهای رفت و برگشتی سی ان جی،" دانشگاه صنعتی [۴۵] شاهرود، ۱۳۹۰.
- [۴۶] Sukhyung Lee, *First law analysis of unsteady processes with application to a charging process and a reciprocating compressor*. The Ohio state University;: A Thesis presented in Partial Fulfillment of the Requirements for Degree of master Science, ۱۹۸۳.
- [۴۷] E. Abu-Nada I. Al-Hinti A. Al-Sarkhi B. Akash, "Effect of Piston Friction on the Performance of SI Engine: A New Thermodynamic Approach ," vol. ۱۳۰, MARCH ۲۰۰۸.
- [۴۸] AGA<sup>۸</sup>-DC<sup>۹۲</sup> EoS., "Compressibility and super compressibility for natural gas and other hydrocarbon gases, " Transmission Measurement Committee Report No. ۸, AGA Catalog No.

XQ ۱۲۸۵, Arlington,VA, ۱۹۹۲.

- [۴۹] Winterbone D. E, *Advanced Thermodynamics for Engineers.*: A member of the Hodder Headline Group, ۱۹۹۷.
- [۵۰] "ISO-۱۲۲۱۳-۲. Natural gas- Calculation of compression factor-Part ۲: Calculation using molar-composition analysis," ISO, Ref. No. ISO- ۱۲۲۱۳-۲, ۱۹۹۷(E).
- [۵۱] DIPPR® ۸۰۱., "Evaluated standard thermophysical property values.Design Institute for Physical Properties," Sponsored by AIChE, ۲۰۰۴.
- [۵۲] Marić I, "A procedure for the calculation of the natural gas molar heat capacity, the isentropic exponent, and the Joule–Thomson coefficient," *Flow Measurement and Instrumentation*, vol. ۱۸, pp. ۱۸–۲۶, ۲۰۰۷.
- [۵۳] K.E. Starling and J.L. Savidge, "AGA Transmission Measurement Committee Report Number ۸," second ed, American Gas Association, Virginia, USA, ۱۹۹۲.
- [۵۴] O. Barry Alpha, S. Ramalho Rubens, and C. Kallagulne Serge, "Ternary System Methane-Carbon Dioxide-Hydrogen Sulfide.Excess Enthalpy Data by Flow Calorimetry," *J. Chem. Eng Data*, vol. ۲۸, pp. ۳۷۵-۳۸۱, ۱۹۸۳.
- [۵۵] J. Ashton G. and G.G. Haselden, "Measurements of enthalpy and phase equilibrium for simulated natural gas mixtures and correlation of the results by a modified Starling equation," pp. ۴۱-۴۷, JANUARY ۱۹۸۰.
- [۵۶] G. Grini Per, A Owren Geir, and Mæhlum Harald, "Isobaric enthalpy increment and isenthalpic Joule–Thomson effect measurements on synthetic gas containing binary, or ternary mixtures of methane, ethane, propane, and nitrogen," *J. Chem. Thermodynamics*, ۱۹۹۸.
- [۵۷] Wendland M., B. Saleh, and J. Fischer, "Accurate Thermodynamic Properties from the BACKONE Equation for the Processing of Natural Gas," *Energy Fuels*, vol. ۱۸, pp. ۹۳۸-۹۵۱, ۲۰۰۴.
- [۵۸] www.nigc.ir. [Online]. <http://www.nigc.ir/Site.aspx?ParTree=۱۱۱S>
- [۵۹] Sukhyung Lee, ; "First law analysis of unsteady processes with application to a charging process and a reciprocating compressor". The Ohio state University; : A Thesis presented in Partial Fulfillment of the Requirements for Degree of master Science, ۱۹۸۳.
- [۶۰] J. Polman, "Heat transfer in a piston-cylinder system," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. ۲۴ (shorter communications), pp. ۱۸۴-۱۸۷, ۱۹۸۱.
- [۶۱] سیدعبدالمهدی هاشمی؛ رضا اشرفی؛ قنبرعلی شیخ زاده؛ ناهید زمان, "تحلیل عددی جایگزینی مشعلهای متخلخل بجای مشعلهای اتمسفریک در گرمکنهای ایستگاههای تقلیل فشار گاز in "سومین کنفرانس احتراق/ایران، تهران، انجمن احتراق ایران، دانشگاه صنعتی امیر کبیر، ۱۳۸۸.

- [۶۲] Lukáš Lanský, "Diesel engine modelling and control," Czech Technical University in Prague, Faculty of Electrical Engineering, Department of Control Engineering, Master's thesis ۲۰۰۸.
- [۶۳] McTaggart-Cowan G.P, Rogak S.N, Munshi S.R, Hill P.G., and Bushe W.K., "The influence of fuel composition on a heavy-duty," *natural-gas direct-injection engine, Fuel*, vol. ۸۹, pp. ۷۵۲–۷۵۹, ۲۰۱۰.
- [۶۴] بهروز میرزایی ضیاپور؛ اسماعیل اقبالی اصل، "تولید توان در ایستگاههای تقلیل فشار گاز با استفاده از انرژی زمین گرمایی و پتانسیل فشار گاز in "سومین کنفرانس تخصصی ترمودینامیک.
- [۶۵] Kenneth J. Kountz, "Modeling the Fast Fill Process in Natural Gas Vehicle Storage Cylinders," Institute of Gas Technology, Chicago, ۱۹۹۴.
- [۶۶] Wendland M., Fischer J., Saleh B., "Accurate Thermodynamic Properties from the BACKONE Equation for the Processing of Natural Gas," *Energy Fuels*, vol. ۱۸, pp. ۹۳۸-۹۵۱, ۲۰۰۴.
- [۶۷] Ashton G. J., Haselden G.G., "Measurements of enthalpy and phase equilibrium for simulated natural gas mixtures and correlation of the results by a modified Starling equation," pp. ۴۱-۴۷, JANUARY ۱۹۸۰.
- [۶۸] Barry Alpha O., Ramalho Rubens S. Kallagulne Serge C., "Ternary System Methane-Carbon Dioxide-Hydrogen Sulfide.Excess Enthalpy Data by Flow Calorimetry," *J. Chem. Eng Data*, vol. ۲۸, pp. ۳۷۵-۳۸۱, ۱۹۸۳.
- [۶۹] Grini Per G., Mæhlum Harald Owren Geir A., "Isobaric enthalpy increment and isenthalpic Joule-Thomson effect measurements on synthetic gas containing binary, or ternary mixtures of methane, ethane, propane, and nitrogen," *J. Chem. Thermodynamics*, ۱۹۹۸.
- [۷۰] Wagner W. Setzmann U., "A New Equation of State and Tables of Thermodynamic Properties for Methane Covering the Range from the Melting Line to ۶۲۵ K at Pressures up to ۱۰۰۰ MPa," *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. ۲۰, no. ۶, pp. ۱۰۶۱-۱۱۵۵, ۱۹۹۱.

## Abstract

In the natural gas transmission network, the high pressure gas is moved over long distances. At the entrance of towns, natural gas pressure has to be reduced to lower level. This pressure reduction is also carried out in cities and power plants entrance stations. Currently, the pressure reduction is carried out by throttling valve while considerable amount of pressure energy is wasted. One of the equipment which could be used to recover this waste energy is the reciprocating expansion engine. The purpose of this research is to simulate one-sided reciprocating expansion engine thermodynamically. In this study, the temperature and pressure within cylinder have been calculated numerically for each crank angle by two ways, ideal gas model and AGA standard. In addition, the effects of the engine geometrical characteristics, such as intake and exhaust port area and ports timing on the work output are investigated. According to results, simulated engine has 91% thermal efficiency and with the suction of 1.5 gr gas per cycle, generate 0.5 kW power. This engine is optimum in  $\frac{D_i}{D} = 0.7$  and  $\theta_{eo} = 182^\circ$ .





**Shahrood University of Technology**

**Faculty of Mechanical engineering**

**Feasibility study and thermodynamic analysis of unilateral  
expansion reciprocating engine for TBS stations**

**Soheil Izadi**

**Supervisor: Dr.M Farzaneh-gord**

**Date: Feb ۲۰۱۴**