

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک
رساله دکترای تخصصی مهندسی تبدیل انرژی

بهینه‌سازی موتورهای انبساطی رفت و برگشتی دو طرفه بر اساس کمینه نمودن

مولفه های بازگشت ناپذیری

نگارنده: محسن جنت آبادی

استاد راهنما:

دکتر محمود فرزانه گرد

دی ۱۳۹۵

تشکر و قدردانی:

اگر مردم را رسم چنان است که با تقدیم تلاش هایشان به بزرگان به آنها تقرب جویند، شایسته است آخرین ثمره تحصیلم پس از سالها، پیشکش متواضعانه‌ای باشد به نخستین معلمان زندگیم:

پدر و مادرم

همچنین از همسر مهربان و گرامیم که در این چند سال با صبر و حوصله فراوان سختیها را تحمل کردند، از جناب آقای دکتر فرزانه و تمامی دوستان که در انجام این پروژه صمیمانه و خالصانه مرا راهنمایی کردند کمال تشکر را دارم.

همچنین محققین کمال تشکر و سپاس خود را از اداره گاز استان گلستان جهت حمایت مالی و معنوی خود از این طرح را تقدیم می‌دارند و برای ایشان آرزوی سلامتی و موفقیت دارند.

تعهد نامه

اینجانب محسن جنت آبادی دانشجوی دوره دکترای رشته مکانیک تبدیل انرژی دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه "بهینه‌سازی موتورهای انبساطی رفت و برگشتی دو طرفه بر اساس کمینه نمودن مولفه های بازگشت ناپذیری" تحت راهنمایی دکتر محمود فرزانه گرد متعهد می‌شوم:

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

تاریخ

امضای دانشجو

چکیده:

با توجه به اتلاف انرژی بسیار هنگفت در ایستگاههای تقلیل فشار گاز طبیعی، استفاده از وسایلی نظیر موتور انبساطی که یک موتور از نوع رفت و برگشتی و بدون اشتعال می‌باشد، جهت بازیافت این انرژی به منظور تولید برق کاربرد بسیار فراوانی دارد. موتورهای انبساطی کاملاً برعکس کمپرسور رفت و برگشتی عمل می‌کنند و بجای سوپاپ از دریچه‌هایی برای ورود و خروج جرم برخوردار می‌باشند. برای کنترل این دریچه‌ها، پنج نوع هندسه شیر مدل شده است که سه نوع سیلندری، فلنجی و یونیفلو برای اولین بار در این رساله مدل شده و دو نوع پیستونی و کشویی در موتورهای بخار مورد استفاده قرار گرفته است. در این تحقیق که هدف آن شبیه‌سازی و بهینه‌سازی زمان مناسب باز و بسته شدن این دریچه‌ها می‌باشد، در ابتدا تمامی پارامترهای هندسی نظیر ابعاد دریچه‌های ورودی و خروجی، قطر و کورس پیستون، طول شاتون، شعاع لنگ و غیره، در محیط متلب بر روی یک موتور انبساطی یک طرفه مورد بهینه‌سازی قرار گرفته است و سپس شبیه‌سازی بر روی یک موتور دو طرفه صورت گرفته است. بدین منظور با فرض رفتار متان هم به عنوان یک گاز ایده‌آل و هم گاز واقعی، زمان مناسب باز و بسته شدن دریچه ورود و خروج به منظور حداکثر کردن راندمان انرژی که هدف اصلی این پروژه می‌باشد، بهینه می‌شود که برای بهینه‌سازی از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است و برای محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی از معادله حالت AGA8 استفاده شده است. در ادامه، تاثیر ترکیب گازی و فشار ورودی بر زمان مناسب عملکرد شیرها مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان داد که از لحاظ میزان تولید انرژی و دستیابی به بیشترین مقدار راندمان انرژی، موتور با شیر سیلندری بهترین عملکرد را ارائه می‌دهد. همچنین این نتیجه به دست آمد که چنانکه زمان باز و بسته شدن دریچه‌ها قابل تغییر باشد، موتور کارایی بهتری را نشان خواهد داد. نتایج حاکی از آن داشت که در شیرهای سیلندری و فلنجی بیشترین اتلاف ناشی از ورود گاز می‌باشد، در حالیکه در شیرهای دیگر بیشترین اتلاف در زمان تخلیه گاز به دست آمده است.

کلمات کلیدی: تقلیل فشار گاز، موتور انبساطی، بهینه‌سازی، الگوریتم ژنتیک، توان، راندمان انرژی.

1- Mahmood Farzaneh Gord, Mohsen Jannatabadi, "Simulation of single acting natural gas Reciprocating Expansion Engine based on ideal gas model", Journal of Natural Gas Science and Engineering, vol. 21 pp. 669-679, 2014.

2- Mahmood Farzaneh-Gord, Mohsen Jannatabadi, "Timing optimization of single-stage single-acting reciprocating expansion engine based on exergy analysis", Energy Conversion and Management, vol. 105, pp. 518-529, 2015.

۳- محمود فرزانه گرد، محسن جنت آبادی، "بهینه‌سازی زمان بندی شیر کنترلی در تولید توان موتورهای انبساطی یک طرفه به کمک الگوریتم ژنتیک"، بیست و چهارمین همایش سالانه بین‌المللی مهندسی مکانیک ایران، ایران، یزد، دانشگاه یزد، ۷ لغایت ۹ اردیبهشت ۱۳۹۵.

۴- محمود فرزانه گرد، محسن جنت آبادی، "تاثیر هندسه شیر کنترلی در بهینه‌سازی زمان مناسب ورود و خروج گاز در موتورهای انبساطی یک طرفه با فرض ایده‌آل بودن گاز متان"، سومین کنفرانس ملی و اولین کنفرانس بین‌المللی پژوهش‌های کاربردی در مهندسی برق، مکانیک و مکاترونیک، ایران، تهران، دانشگاه مالک اشتر و دانشگاه جامع علمی کاربردی، بهمن ۹۴.

۵- دکتر محمود فرزانه گرد، محسن جنت آبادی، "شبیه‌سازی کارکرد موتور انبساطی دو طرفه با توجه به نوع شیر کنترلی و ترکیب گاز"، مجله مهندسی مکانیک مدرس، دوره ۱۷، شماره ۲، صفحه ۲۹-۴۰، اردیبهشت ۱۳۹۶.

فهرست مطالب

۱- فصل اول: مقدمه	۱
۱-۱ مقدمه	۲
۲-۱ ضرورت از انجام تحقیق	۳
۲- فصل دوم: مروری بر تحقیقات انجام شده	۷
۱-۲ مقدمه	۸
۲-۲ ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی با استفاده از شیر گلویی	۸
۳-۲ ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی با استفاده از توربو اکسپندر	۹
۴-۲ موتور انبساطی رفت و برگشتی	۱۴
۵-۲ کمپرسور رفت و برگشتی	۱۶
۶-۲ تعیین خواص ترمودینامیکی با استفاده از معادله حالت AGA8	۱۹
۷-۲ روشهای بهینه سازی	۲۰
۸-۲ جمع بندی تحقیقات صورت گرفته و جنبه های نوآوری رساله	۲۳
۳- فصل سوم: آشنایی با موتور انبساطی	۲۵
۱-۳ مقدمه	۲۶
۲-۳ اصول کارکرد موتور انبساطی یک طرفه	۲۸
۱-۲-۳ موتور با شیر سیلندری	۲۹
۲-۲-۳ موتور با شیر فلنجی	۳۳
۳-۲-۳ موتور با حالت یونیفلو	۳۵
۴-۲-۳ موتور با شیر پیستونی	۳۷
۵-۲-۳ موتور با شیر کشویی	۴۱
۳-۳ موتور انبساطی دو طرفه	۴۳
۴- فصل چهارم: مدلسازی موتور انبساطی و روابط حاکم	۴۷
۱-۴ مقدمه	۴۸
۲-۴ پارامترهای هندسی موتور رفت و برگشتی	۴۸
۳-۴ قانون بقای جرم	۴۹
۴-۴ قانون اول ترمودینامیک	۵۲
۱-۴-۴ قانون اول ترمودینامیک برای گاز واقعی	۵۳
۲-۴-۴ قانون اول ترمودینامیک برای گاز ایده آل	۵۴
۵-۴-۴ مدلسازی انتقال حرارت	۵۵
۶-۴ تحلیل آگرژی	۵۸
۱-۶-۴ بازگشت ناپذیری ناشی از انتقال حرارت	۶۰
۲-۶-۴ بازگشت ناپذیری ناشی از ورود و خروج جرم	۶۱
۷-۴ محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز متان به عنوان گاز واقعی	۶۱

۶۱	۱-۷-۴ مقدمه.....
۶۲	۲-۷-۴ معادله حالت AGA8.....
۶۲	۳-۷-۴ محاسبه ضریب تراکم پذیری.....
۶۳	۴-۷-۴ روش حل معادلات.....
۶۴	۵-۷-۴ محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی.....
۷۱	۸-۴ تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی با داشتن دو خاصیت مستقل.....
۷۵	۹-۴ محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز متان به عنوان گاز ایده آل.....
۷۵	۱۰-۴ توان اصطکاکی.....
۷۶	۱۱-۴ محاسبه توان اندیکاتور، کار اصطکاکی و توان ترمزی.....
۷۶	۱-۱۱-۴ کار اندیکاتور سیستم یک طرفه.....
۷۷	۲-۱۱-۴ کار اندیکاتور سیستم دو طرفه.....
۷۷	۳-۱۱-۴ توان ترمزی.....
۷۷	۱۲-۴ کار و راندمان آیزنتروپیک.....
۷۸	۱۳-۴ راندمان حجمی.....
۷۸	۱۴-۴ پارامترهای مورد نیاز برای روش تحلیل موتور.....
۷۸	۱۵-۴ اساس مدلسازی موتور انبساطی.....
۸۱	۱۶-۴ الگوریتم ژنتیک.....
۸۶	۱۷-۴ روش تحلیل.....
۹۱	۵-فصل پنجم: نتایج.....
۹۲	۱-۵ مقدمه.....
۹۲	۲-۵ معرفی نسبت‌های بی بعد مورد استفاده در ارائه نتایج.....
۹۴	۳-۵ اعتبار سنجی نتایج.....
۹۵	۴-۵ تابع هدف، متغیرها و قیدهای بکار رفته در بهینه سازی.....
۹۷	۵-۵ بررسی موتور یک طرفه.....
۹۸	۱-۵-۵ گاز واقعی.....
۱۲۹	۲-۵-۵ صحت مدلسازی.....
۱۳۲	۳-۵-۵ گاز ایده آل.....
۱۳۷	۶-۵ تاثیر جرم مولکولی گاز پالایشگاههای مختلف در زمانبندی.....
۱۳۸	۱-۶-۵ زمان بهینه باز و بسته شدن دریچه ها.....
۱۴۱	۷-۵ تاثیر نسبت فشار موتور در زمان بهینه.....
۱۴۱	۸-۵ تاثیر فشار ورودی در حالت گاز واقعی.....
۱۴۳	۹-۵ تاثیر فشار ورودی در حالت گاز ایده آل.....
۱۴۴	۱۰-۵ موتور دو طرفه.....
۱۴۸	۱۱-۵ تحلیل اقتصادی موتور انبساطی دو طرفه.....

- ۱۴۹..... ۱-۱۱-۵ هزینه های ثابت سرمایه گذاری
- ۱۴۹..... ۲-۱۱-۵ تخمین حجم تولید و درآمد
- ۱۵۰..... ۳-۱۱-۵ هزینه های جاری
- ۱۵۱..... ۴-۱۱-۵ محاسبه سود
- ۱۵۲..... ۵-۱۱-۵ محاسبه نرخ و مدت زمان بازگشت سرمایه
- ۱۵۳..... ۶-نتیجه گیری و پیشنهادات
- ۱۵۴..... ۱-۶ نتیجه گیری
- ۱۵۸..... ۲-۶ پیشنهادات

فهرست شکلها

- شکل ۱-۱: طرح شماتیکی از ایستگاه CGS با موتور انبساطی ۳
- شکل ۱-۳: شماتیک دریچه های قرار گرفته روی محفظه سیلندر ۲۸
- شکل ۲-۳: نمودار اندیکاتور یک موتور انبساطی یک طرفه ۲۹
- شکل ۳-۳: هندسه شیر سیلندری در حالت یک طرفه ۳۰
- شکل ۴-۳: سطح مقطع لحظه ای دریچه شیر سیلندری ۳۳
- شکل ۵-۳: هندسه شیر فلنجی در حالت یک طرفه ۳۴
- شکل ۶-۳: سطح مقطع لحظه ای دریچه شیر فلنجی ۳۵
- شکل ۷-۳: سطح مقطع لحظه ای در حالت یونیفلو ۳۷
- شکل ۸-۳: شماتیک عملکرد موتور در حالت یونیفلو ۳۷
- شکل ۹-۳: هندسه شیر پیستونی در حالت یک طرفه ۳۸
- شکل ۱۰-۳: مفهوم Sl و El در شیر پیستونی ۳۹
- شکل ۱۱-۳: مفهوم Le در شیر پیستونی ۳۹
- شکل ۱۲-۳: یک نمونه شیر پیستونی ۴۰
- شکل ۱۳-۳: هندسه شیر کشویی در حالت یک طرفه ۴۲
- شکل ۱۴-۳: یک نمونه شیر کشویی ۴۲
- شکل ۱۵-۳: سطح مقطع لحظه ای دریچه شیر پیستونی و کشویی ۴۳
- شکل ۱۶-۳: شیر فلنجی در حالت دو طرفه ۴۴
- شکل ۱۷-۳: شیر سیلندری در حالت دو طرفه ۴۴
- شکل ۱۸-۳: شیر پیستونی در حالت دو طرفه ۴۵
- شکل ۱۹-۳: شیر کشویی در حالت دو طرفه ۴۵
- شکل ۲۰-۳: موتور دو طرفه در حالت یونیفلو ۴۵
- شکل ۲۱-۳: نمودار اندیکاتور یک موتور انبساطی دو طرفه ۴۶
- شکل ۱-۴: مکانیزم لنگ لغزنده در موتور انبساطی ۴۹
- شکل ۲-۴: حجم کنترل و طرح شماتیک یک سیلندر پیستون ۵۴
- شکل ۳-۴: نحوه محاسبه ضریب تراکم پذیری در معادله حالت AGA8 ۷۲
- شکل ۴-۴: روش تعیین هر خاصیت ترمودینامیکی در شرایط ورود دو خاصیت دلخواه ۷۳
- شکل ۵-۴: فلوجارت محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی ۷۴
- شکل ۶-۴: نمودار گردشی الگوریتم ژنتیک اصلاح شده ۸۵
- شکل ۱-۵: مقایسه نتایج تحقیق با داده های آزمایشگاهی و عددی ۹۵
- شکل ۲-۵: سطح مقطع لحظه ای دریچه ها در حالت گاز واقعی ۱۰۰
- شکل ۳-۵: دبی ورودی گاز در حالت گاز واقعی ۱۰۱
- شکل ۴-۵: دبی خروجی گاز در حالت گاز واقعی ۱۰۱
- شکل ۵-۵: جرم لحظه ای گاز درون سیلندر در حالت گاز واقعی ۱۰۲
- شکل ۶-۵: تغییرات فشار گاز درون سیلندر ۱۰۳
- شکل ۷-۵: تغییرات دمای گاز درون سیلندر ۱۰۳
- شکل ۸-۵: مقایسه مقادیر انرژی داخلی با EES ۱۰۴

- شکل ۹-۵: مقایسه آنتالپی با EES ۱۰۴
- شکل ۱۰-۵: مقایسه مقادیر آنتروپی با EES ۱۰۴
- شکل ۱۱-۵: دیاگرام مولیر متان در حالت گاز واقعی ۱۰۵
- شکل ۱۲-۵: دیاگرام اندیکاتور موتور در حالت‌های مختلف در حالت گاز واقعی ۱۰۶
- شکل ۱۳-۵: منابع بازگشت ناپذیری موتور انبساطی در حالت گاز واقعی ۱۰۸
- شکل ۱۴-۵: منابع بازگشت ناپذیری موتور انبساطی در واحد جرم در حالت گاز واقعی ۱۰۸
- شکل ۱۵-۵: راندمانهای گوناگون موتور ۱۱۰
- شکل ۱۶-۵: توان اندیکاتور تابع زمان اتمام ورود گاز ۱۱۲
- شکل ۱۷-۵: توان تولیدی در واحد جرم نسبت به زمان اتمام ورود گاز ۱۱۲
- شکل ۱۸-۵: اتلاف اگزرژی نسبت به زمان اتمام ورود گاز ۱۱۳
- شکل ۱۹-۵: راندمان اگزرژی نسبت به زمان اتمام ورود گاز ۱۱۳
- شکل ۲۰-۵: تاثیر فرآیند انبساط در شیر سیلندری ۱۱۵
- شکل ۲۱-۵: تاثیر فرآیند انبساط در شیر فلنجی ۱۱۵
- شکل ۲۲-۵: تاثیر فرآیند انبساط در شیر پیستونی ۱۱۶
- شکل ۲۳-۵: تاثیر فرآیند انبساط در شیر کشویی ۱۱۶
- شکل ۲۴-۵: تاثیر فرآیند انبساط در راندمان اگزرژی شیر پیستونی و کشویی ۱۱۷
- شکل ۲۵-۵: تاثیر فرآیند انبساط در حالت یونیفلو ۱۱۷
- شکل ۲۶-۵: تاثیر مدت فرآیند تراکم در تولید توان ۱۱۸
- شکل ۲۷-۵: تاثیر مدت فرآیند تراکم در اتلاف اگزرژی ۱۱۸
- شکل ۲۸-۵: تاثیر مدت فرآیند تراکم در راندمان اگزرژی ۱۱۸
- شکل ۲۹-۵: تاثیر SI در تولید توان و نرخ اتلاف اگزرژی ۱۲۰
- شکل ۳۰-۵: توان تولیدی نسبت به تغییر حجم مرده ۱۲۱
- شکل ۳۱-۵: اتلاف اگزرژی با توجه به تغییر حجم مرده ۱۲۱
- شکل ۳۲-۵: تاثیر طول شاتون در توان تولیدی ۱۲۳
- شکل ۳۳-۵: تاثیر طول شاتون در نرخ اتلاف اگزرژی ۱۲۳
- شکل ۳۴-۵: تغییرات راندمان اگزرژی بر اساس تغییرات شعاع لنگ ۱۲۳
- شکل ۳۵-۵: نرخ اتلاف اگزرژی با توجه به نسبت فشار ۱۲۵
- شکل ۳۶-۵: راندمان اگزرژی با توجه به نسبت فشار ۱۲۵
- شکل ۳۷-۵: تاثیر دور موتور در نرخ اتلاف اگزرژی ۱۲۷
- شکل ۳۸-۵: تاثیر دور موتور در توان اندیکاتور ۱۲۷
- شکل ۳۹-۵: تاثیر دور موتور در نرخ انتقال اگزرژی ۱۲۷
- شکل ۴۰-۵: تاثیر دور موتور در راندمان اگزرژی ۱۲۷
- شکل ۴۱-۵: تاثیر دور و نسبت فشار در توان اندیکاتور ۱۲۸
- شکل ۴۲-۵: تاثیر دور و نسبت فشار در اتلاف اگزرژی ۱۲۸
- شکل ۴۳-۵: تاثیر دور و نسبت فشار در انتقال اگزرژی ۱۲۸
- شکل ۴۴-۵: تاثیر دور و نسبت فشار در راندمان اگزرژی ۱۲۸
- شکل ۴۵-۵: تاثیر سطح مقطع دریچه در توان تولیدی ۱۲۹
- شکل ۴۶-۵: تاثیر سطح مقطع دریچه در اتلاف اگزرژی ۱۲۹

- شکل ۴۷-۵: تاثیر سطح مقطع دریچه در راندمان آگرژی ۱۲۹
- شکل ۴۸-۵: دیاگرام اندیکاتور موتور در صورت شکل نگرفتن دو فرآیند انبساط و تراکم ۱۳۱
- شکل ۴۹-۵: مقایسه دیاگرام اندیکاتور تحلیلی و عددی ۱۳۲
- شکل ۵۰-۵: دیاگرام مولیر متان در حالت گاز ایده آل ۱۳۵
- شکل ۵۱-۵: منابع بازگشت ناپذیری موتور انبساطی در حالت گاز ایده آل ۱۳۷
- شکل ۵۲-۵: فشار گاز در شیر سیلندری ۱۴۱
- شکل ۵۳-۵: دمای گاز در شیر سیلندری ۱۴۱
- شکل ۵۴-۵: نمودار اندیکاتور موتور با شیر سیلندری ۱۴۵
- شکل ۵۵-۵: نمودار اندیکاتور موتور با شیر پیستونی ۱۴۵
- شکل ۵۶-۵: نمودار فشار گاز دو طرف پیستون ۱۴۶
- شکل ۵۷-۵: نمودار دمای گاز دو طرف پیستون ۱۴۶

فهرست جداول

- جدول ۱-۵: داده های منبع مورد استفاده برای اعتبار سنجی داده ها [40]..... ۹۴
- جدول ۲-۵: دامنه بهینه سازی پارامترهای هندسی ۹۶
- جدول ۳-۵: داده های بهینه و پارامترهای ورودی مساله..... ۹۶
- جدول ۴-۵: دامنه بهینه سازی زمان بندی دریاچه موتور ۹۷
- جدول ۵-۵: زمان بندی دریاچه ها در حالت متان به عنوان گاز واقعی..... ۹۹
- جدول ۶-۵: باز شدن لحظه ای دریاچه و میزان جرم ورودی و دبی گاز در حالت گاز واقعی..... ۱۰۰
- جدول ۷-۵: فشار و دمای گاز در زمان باز و بسته شدن دریاچه ها در حالت گاز واقعی..... ۱۰۳
- جدول ۸-۵: مقدار توان، توان در واحد جرم، توان اصطکاکی و توان خروجی ۱۰۷
- جدول ۹-۵: نرخ آگزرژی انتقالی و اتلاف آگزرژی در حالت گاز واقعی ۱۰۹
- جدول ۱۰-۵: راندمانهای گوناگون موتور در حالت گاز واقعی ۱۱۰
- جدول ۱۱-۵: تاثیر منابع گوناگون در اتلاف آگزرژی با توجه به فرآیند ورود گاز در موتور با شیر سیلندری..... ۱۱۳
- جدول ۱۲-۵: تاثیر منابع گوناگون در نرخ اتلاف آگزرژی با توجه به فرآیند انبساط در موتور با شیر فلنجی ۱۱۵
- جدول ۱۳-۵: نتایج نرخ اتلاف آگزرژی kW/kg ناشی از ورود و خروج جرم با توجه به تغییر طول شاتون ۱۲۲
- جدول ۱۴-۵: نتایج نرخ اتلاف آگزرژی ناشی از ورود و خروج جرم با توجه به تغییر شعاع لنگ ۱۲۴
- جدول ۱۵-۵: نرخ آگزرژی انتقالی و توان اندیکاتور با توجه به نسبت فشار موتور ۱۲۶
- جدول ۱۶-۵: زمان بندی دریاچه ها در حالت متان به عنوان گاز ایده آل ۱۳۴
- جدول ۱۷-۵: مقادیر توان در حالت گاز ایده آل ۱۳۵
- جدول ۱۸-۵: مقادیر نرخ آگزرژی در حالت گاز ایده آل ۱۳۶
- جدول ۱۹-۵: راندمانهای گوناگون موتور در حالت گاز ایده آل ۱۳۷
- جدول ۲۰-۵: ترکیب گاز مناطق مختلف ایران..... ۱۳۸
- جدول ۲۱-۵: نتایج زمانبندی دریاچه ها با توجه به ترکیب گاز..... ۱۳۹
- جدول ۲۲-۵: نتایج موتور انبساطی با توجه به ترکیب گازی..... ۱۴۰
- جدول ۲۳-۵: زمان بندی دریاچه ها در حالت متان به عنوان گاز واقعی در فشار ورودی ۵۵ بار..... ۱۴۲
- جدول ۲۴-۵: زمان بندی دریاچه ها در حالت متان به عنوان گاز واقعی در فشار ورودی ۴۰ بار..... ۱۴۲
- جدول ۲۵-۵: توان و اتلاف آگزرژی در فشار ۵۵ و ۴۰ بار..... ۱۴۳
- جدول ۲۶-۵: زمان بندی دریاچه ها در حالت متان به عنوان گاز ایده آل در فشار ورودی ۵۵ بار..... ۱۴۳
- جدول ۲۷-۵: زمان بندی دریاچه ها در حالت متان به عنوان گاز ایده آل در فشار ورودی ۴۰ بار..... ۱۴۴
- جدول ۲۸-۵: توان و نرخ اتلاف آگزرژی در موتور دو طرفه..... ۱۴۷
- جدول ۲۹-۵: منابع اتلاف آگزرژی در موتور دو طرفه..... ۱۴۶
- جدول ۳۰-۵: هزینه های ثابت خرید و نصب موتور انبساطی ۱۴۹
- جدول ۳۱-۵: تولید سالیانه برق از موتور انبساطی ۱۵۰
- جدول ۳۲-۵: درآمد و هزینه هر سال با در نظر گرفتن نرخ تنزیل و تورم..... ۱۵۱

فهرست علائم

		A	سطح دریچه (m^2)
تعداد مولها در مخلوط گاز	n	B	ضریب دوم ویریا
فشار گاز (pa)	P	BS	نسبت قطر سیلندر به کورس پیستون
عدد پرانتل	Pr	C_d	ضریب تخلیه
عدد رینولدز	Re	C_p	ظرفیت گرمایی ویژه فشار ثابت ($J/kg.K$)
نسبت بی بعد فشار ورودی به فشار خروجی	RPR	C_v	ظرفیت گرمایی ویژه حجم ثابت ($J/kg.K$)
نسبت بی بعد سطح مقطع دریچه به پیستون	RAR	$C_{m,v}$	ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت
نسبت بی بعد شعاع لنگ به قطر پیستون	RCR	$C_{m,vl}$	ظرفیت گرمایی مولار ایده آل در حجم ثابت
نسبت بی بعد طول شاتون به قطر پیستون	RCL	$C_{m,pl}$	ظرفیت گرمایی مولار ایده آل در فشار ثابت
انتقال حرارت (J)	Q	$CLCR$	نسبت طول شاتون به شعاع لنگ
نرخ انتقال حرارت ($Watt$)	\dot{Q}	D_i	قطر پیستون (m)
نسبت بی بعد S_L به عرض دریچه	RSL	D_e	قطر موثر (m)
گریز از مرکزی شیر (m)	r_{eq}	d_{cr}	قطر میل پیستون (m)
نسبت فشار	r_p	E	انرژی ($J/kg.K$)
نسبت حجم کل به حجم مرده	r_c	F	پارامتر دما بالای مخلوط
شعاع لنگ (m)	R	E_L	روی هم افتادگی شیر و دریچه در زمان تخلیه (m)
ثابت جهانی گاز ($J/kg.K$)	\bar{R}	exe	انرژی
ثابت گاز ($J/kg.K$)	R_g	f	ضریب اصطکاک
مقاومت حرارتی داخلی (K/W)	R_{in}	Gr	عدد گرافش
روی هم افتادگی شیر و دریچه در زمان ورود (m)	S_L	g	جاذبه زمین (m/s^2)
کورس پیستون (m)	S	h	آنتالپی (J/kg)
نرخ تولید آنتروپی	\dot{S}_{gen}	h_{in}	ضریب انتقال حرارت جابجایی داخلی (J/m^2K)
آنتروپی ویژه ($J/kg.K$)	s	I	بازگشت ناپذیری ($Watt$)
دما (K)	T	K_c	ضریب انتقال حرارت رسانایی گاز (J/mK)
زمان (s)	t	L	طول شاتون (m)
ضریب انتقال حرارت کلی (J/m^2K)	U	L_r	عرض رینگ پیستون (m)
انرژی داخلی ویژه (J/kg)	u	L_p	طول دریچه (m)
سرعت گاز (m/s)	V	L_e	مقدار باز بودن دریچه در حالت نقطه مرگ بالا (m)
حجم لحظه ای درون سیلندر (m^3)	V_c	M	جرم مولکولی گاز
حداکثر حجم جابجایی (m^3)	V_d	m	جرم گاز (kg)
کار (J)	W	N	سرعت چرخشی (rpm)
کار اصطکاکی (J)	W_f	Nu	عدد ناسلت
کار آیزنتروپیک (J)	W_s	n_b	تعداد دریچه ها
نرخ کار انجام شده ($Watt$)	\dot{W}	n	تعداد مولها در مخلوط گاز
توان ترمزی ($Watt$)	\dot{W}_b	n_b	تعداد دریچه ها
توان اندیکاتور ($Watt$)	\dot{W}_i	\dot{W}_f	توان اصطکاکی ($Watt$)
کسر مولی	x_i		

w_b	فاصله بین دریچه‌ها (m)	y_i	مقدار باز شدن دریچه ورودی (m)
w_p	عرض دریچه (m)	y_o	مقدار باز شدن دریچه خروجی (m)
x	جابجایی پیستون (m)	Z	ضریب تراکم پذیری گاز
x_{cl}	طول اولیه حجم مرده (m)	Z_v	جابجایی لحظه‌ای شیر (m)

علائم یونانی

θ	زاویه لنگ (deg)	ρ	دانسیته (kg/m^3)
θ_0	زمان باز شدن دریچه ورودی (deg)	μ	ضریب تاثیر حجم مرده
θ_c	زمان توقف فرآیند ورود گاز در شیر پیستونی (deg)	μ_c	ویسکوزیته گاز
θ_{mi}	زمان باز شدن دریچه خروجی اصلی (deg)	γ	نسبت گرمای ویژه
θ_1	زمان کامل باز شدن دریچه خروجی (deg)	β	ضریب تاثیر زمان اتمام فرآیند تخلیه
θ_2	زمان شروع به بسته شدن دریچه خروجی (deg)	ε	ضریب تاثیر مدت زمان فرآیند تخلیه
θ_{ai}	زمان باز شدن دریچه خروجی کمکی (deg)	η	راندمان بی بعد شده
θ_i	زمان باز شدن دریچه خروجی (deg)	η_m	راندمان مکانیکی
θ_e	زمان بسته شدن دریچه خروجی (deg)	η_{exe}	راندمان اگزرژی
ω_g	سرعت دورانی (rad/s)	η_v	راندمان حجمی
ϑ	ویسکوزیته سینماتیکی	η_{vi}	راندمان حجمی اندیکاتور
\emptyset	زاویه گریز از مرکز	η_{isen}	راندمان آیزنتروپیک
ω	سرعت زاویه‌ای (rad/s)	ε	اگزرژی جریان

زیر نویسها

a	دریچه کمکی	m	مولار
c	سیلندر	n	تعداد بازه زمانی
cv	حجم کنترل	0	حالت مرجع
cl	حجم مرده	p	پیستون
d	تخلیه	s	ورودی
e	موثر	w	دیواره
i	ورودی	r	کاهیده
j	تعداد عناصر موجود در گاز	$isen$	آیزنتروپیک
j	شمارنده	cs	زمان بسته شدن ورودی
L	بالادست جریان	od	زمان باز شدن خروجی
m	میانگین	cd	زمان بسته شدن خروجی

۱- فصل اول: مقدمه

۱-۱ مقدمه

برای جلوگیری از قطور شدن خطوط انتقال گاز می‌توان از خاصیت تراکم پذیر بودن گاز استفاده کرد و گاز را با فشار بالا انتقال داد. گازی که در پالایشگاه استخراج می‌شود در ایستگاههای تقویت فشار، از فشار بالایی در حدود ۷۰ بار برخوردار است، بالطبع از چنین فشاری در وسایل گاز سوز نمی‌توان استفاده کرد. فشار گاز باید در ایستگاههای دروازه شهری^۱ و ایستگاههای مرزی شهری^۲ به مقدار ۱۷ و ۴ بار به ترتیب کاهش یابد. در اکثر کشورها به طور سنتی از شیرهای انبساطی^۳ یا شیر گلوبی برای تقلیل فشار گاز استفاده می‌شود و بدیهی است که انرژی بسیار زیادی در حین فرآیند کاهش فشار در این سیستمها هدر می‌رود. با توجه به مشکلاتی که در خصوص انرژی در تمام جهان به وجود آمده، استفاده از این انرژی در زمینه تولید برق و صرفه جویی در انرژی می‌تواند بسیار مفید باشد. این امر در کشور ایران که طبق گزارشهای ارائه شده در حدود ۳۷۰ میلیون متر مکعب در روز مصرف گاز دارد و در زمستان تا ۶۰۰ میلیون متر مکعب می‌رسد، از اهمیت بالایی برخوردار است. در این راستا استفاده از سیستمهای جایگزینی نظیر توربین انبساطی^۴ و موتور انبساطی^۵ می‌تواند مورد بررسی قرار گیرد که موتور انبساطی از لحاظ حجم، اندازه، ظرفیت، هزینه و روش ساخت مناسبتر از توربین انبساطی می‌باشد.

جایگزینی شیر گلوبی توسط موتور انبساطی بدین منظور نیست که باید شیر گلوبی را از مسیر خارج کرد، بلکه این سیستم به طور موازی در کنار شیر گلوبی نصب می‌شود تا در صورت از مدار خارج شدن آن در شرایط خاص، هیچ توقفی در توزیع گاز شکل نگیرد، شکل ۱-۱. به کمک این تجهیزات می‌توان انرژی الکتریکی قابل ملاحظه‌ای از انرژی پتانسیلی که در حین کاهش فشار گاز از بین می‌رود به دست آورد. همچنین با توجه به اینکه کاهش فشار موجب کاهش دمای گاز نیز می‌شود، می‌توان از سرمای به دست آمده برای سیستم سرمایش واحدهای صنعتی استفاده نمود.

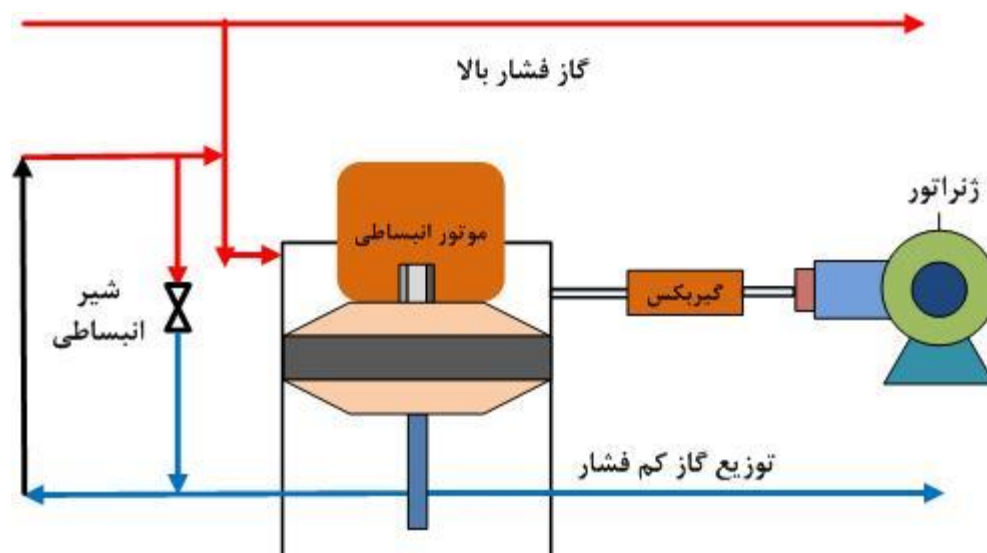
¹ City gate station (CGS)

² Town border station (TBS)

³ Throttling valve

⁴ Turbo expander

⁵ Expansion engine



شکل ۱-۱: طرح شماتیکی از ایستگاه CGS با موتور انبساطی

۲-۱ ضرورت از انجام تحقیق

موتور انبساطی یک عمل دویل متقابل را در یک سیلندر انجام می‌دهد. در این موتور بر خلاف موتورهای معمولی هیچ احتراق و جرقه‌ای صورت نمی‌گیرد [1]. در موتور انبساطی گاز طبیعی پر فشار به صورت کنترل شده وارد سیلندر شده و به پیستون فشار وارد می‌کند. در اثر حرکت پیستون و افزایش حجم گاز، فشار آن کاهش می‌یابد. در حین انبساط بر فضای داخل سیلندر افزوده شده و بدیهی است که طبق اصل ژول تامسون با کاهش فشار گاز در حین انبساط، دمای گاز نیز کاهش خواهد یافت. این کاهش دما اگر کنترل نگردد خسارات سنگینی را به همراه خواهد داشت. از جمله این خسارات می‌توان به تشکیل جریان دو فازی در لوله‌ها اشاره نمود که موجب ته‌نشینی مایع در لوله می‌گردد و یا باعث یخ زدگی گاز می‌شود که این امر موجب خوردگی لوله‌ها می‌گردد. با تبدیل حرکت خطی پیستون به حرکت دورانی توسط یک میل لنگ که به ژنراتور متصل است، برق تولید می‌شود. توان به دست آمده اساساً به نسبت فشار، دمای ورودی و دبی جرمی بستگی دارد و ممکن است از چند صد کیلو وات تا چند صد مگا وات متغیر باشد.

موتورهای انبساطی هیچ آلودگی ندارند، علاوه بر تولید برق بدون مصرف سوخت، می‌توانند سرمای قابل ملاحظه‌ای تولید کنند که از این سرما می‌توان در سیستم سرمایش هواساز و دیگر سیستمهای تهویه

مطبوع استفاده کرد [2]. از برق تولیدی می‌توان جهت پیش گرم کردن گاز استفاده کرد و بجای هیتر که برق بسیاری مصرف می‌کند از کویل برقی استفاده کرد. همچنین می‌توان با نصب در ایستگاههای TBS برق اطراف ایستگاه را تامین کرد. موتور انبساطی زمانیکه گاز پر فشار از آن عبور می‌کند، انرژی پتانسیل گاز را به کار مکانیکی تبدیل می‌کند. در واقع انرژی نهفته شده در گاز طبیعی با فشار بالا را بازیافت کرده و با تبدیل این انرژی به حرکت دورانی به عنوان محرک ژنراتور، انرژی الکتریسیته تولید می‌شود. در اصطلاح به این تکنولوژی، تبدیل فشار به انرژی^۱ (PIP) گفته می‌شود [3] و [4].

در این تحقیق سعی بر این شده است که در ابتدا یک موتور انبساطی یک طرفه و سپس موتور انبساطی دو طرفه بدون استفاده از پیش گرمایش گاز مدل‌سازی شده و پس از مطالعه بر روی تغییرات گاز درون محفظه سیلندر پیستون و تایید شدن داده‌های به دست آمده از آن، یک مدل بهینه طراحی گردد. برای بهینه‌سازی از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است که در آن حداکثر بودن راندمان انرژی به عنوان تابع هدف مد نظر قرار گرفته است. منظور از راندمان انرژی، نسبت توان اندیکاتور به انرژی منتقل شده به سیستم می‌باشد که انرژی منتقل شده همان اختلاف انرژی ورودی و خروجی است. در کنار بهینه‌سازی زمان مناسب عملکرد دریچه‌ها، میزان اتلاف انرژی و شناسایی منابع بازگشت ناپذیری در سیستم نیز مورد مطالعه قرار گرفته است.

در موتورهای انبساطی که از لحاظ عملکردی بسیار شبیه موتورهای لوکوموتیو قدیمی می‌باشد، از یک شیر برای کنترل دبی استفاده می‌شود. شیرهای پیستونی^۲، شیر اسپولی^۳، شیر پاپت^۴ و شیر کشویی^۵ از انواع شیرهایی می‌باشد که در لوکوموتیوها و موتورهای بخار^۶ مورد استفاده قرار گرفته است. مکان قرار گرفتن شیرها و تعداد آنها تنوع زیادی را در اختیار طراح می‌گذارد. در این پروژه پنج هندسه گوناگون شیر مورد مطالعه قرار گرفته است. سه شیر را نگارنده رساله طراحی کرده است و دو شیر هم مربوط به

¹ Pressure into power (PIP)

² Piston valve

³ Spool valve

⁴ Poppet valve

⁵ Slide valve

⁶ Steam engine

موتورهای بخار مد نظر قرار گرفته است. این شیرها از لحاظ نوع قرارگیری دریچه‌های ورود و خروج گاز با یکدیگر تفاوت دارند، اما سطح مقطع کل این دریچه‌ها در همه شیرها با یکدیگر یکسان در نظر گرفته شده است. چهار شیر اشاره شده به نامهای شیر سیلندری^۱، شیر فلنجی^۲، شیر پیستونی^۳ و شیر کشویی^۴ معرفی شده‌اند و یک حالت نیز یونیفلو^۵ نامگذاری شده است. این نکته قابل ذکر است که هندسه شیر فلنجی کاملاً شبیه شیر پیستونی می‌باشد و تفاوت آنها در نوع کنترل دریچه‌ها و کنترل حرکت شیر می‌باشد.

در شیر سیلندری دو دریچه برای ورود و خروج گاز فرض شده است، بدین ترتیب که گاز پر فشار از یک دریچه وارد شده، انبساط یافته و سپس در کورسی که پیستون حرکت خود را به سمت بالا انجام می‌دهد دریچه خروجی^۶ باز شده تا گاز کم فشار از آن خارج گردد. در حالت استفاده از شیر فلنجی، شیر پیستونی و شیر کشویی یک دریچه برای ورود و خروج گاز تعبیه شده است. در مدل یونیفلو نیز برای خروج گاز از محفظه، دریچه‌هایی دور تا دور سیلندر اصلی تعبیه شده است و همچنین از همان دریچه ورود^۷ گاز برای کمک به تخلیه گاز استفاده شده است. در مدل دو طرفه که در آن از هر دو طرف پیستون برای ورود و خروج گاز استفاده می‌شود، در هر طرف یک دریچه برای ورود و خروج گاز تعبیه شده است.

هدف از بهینه‌سازی این سیستم، دستیابی به یک زمان مناسب با توجه به زاویه چرخش میل لنگ برای باز و بسته شدن دریچه‌های ورود و خروج گاز می‌باشد تا سیستم بیشترین توان ممکن را با کارایی بالا تولید کند. بدین منظور چهار فرآیند ورود، انبساط، تخلیه و تراکم گاز باقی مانده در حجم مرده در کنار روابط جریان معکوس جرم گاز مدل شده است. در مدل کردن بر اساس گاز واقعی برای پیدا کردن

¹ Cylinder valve

² Flange valve

³ Piston valve

⁴ Slide valve

⁵ Uniflow

⁶ Exhaust port

⁷ Inlet port

زمانبندی مناسب باید به خواص گاز درون حجم کنترل نیز توجه داشت تا از حد استاندارد فاصله نگیرد.
بدین منظور از معادله حالت AGA8 برای تعیین خواص گاز استفاده شده است.

۲- فصل دوم: مروری بر

تحقیقات انجام شده

۲-۱ مقدمه

در این رساله تنها حل عددی مد نظر قرار گرفته است و از آنجاییکه کار تجربی صورت نپذیرفته است، استفاده از تحقیقات صورت گرفته در خصوص میزان هدر رفت انرژی در ایستگاههای تقلیل فشار، استفاده از روابط توسعه یافته در خصوص مدل کردن هندسی و ترمودینامیکی سیستمهای رفت و برگشتی نظیر کمپرسور، تحقیقات صورت گرفته بر روی سیستمهای مشابه نظیر توربو اکسپندر، استفاده از معادله حالت مناسب جهت محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی و همچنین روش بهینه‌سازی، می‌تواند حائز اهمیت باشد.

در واقع گزارش خاصی از موتور انبساطی در منابع علمی جهان یافت نمی‌شود و این امر را می‌توان در یک جستجوی کوتاه در محیط اینترنت متوجه شد، اما از آنجا که اساس کار آن از لحاظ فرآیندی نظیر توربو اکسپندرها، بازیابی انرژی از دست رفته در فرآیند کاهش فشار گاز می‌باشد و از لحاظ هندسی نظیر کمپرسورها حرکت رفت و برگشتی دارد، می‌توان از تحقیقات و نتایج مربوط به این سیستمها برای مدل‌سازی استفاده کرد.

۲-۲ ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی با استفاده از شیر گلویی

کاهش فشار گاز طبیعی در ایستگاه تقلیل فشار گاز موجب اتلاف انرژی می‌شود و با توجه به محدود بودن منابع انرژی در جهان، تحلیل انرژی در این ایستگاهها بسیار حائز اهمیت می‌باشد. بطوریکه رستگار و سعدالدین [5] نشان دادند که در سال ۸۸ تقریباً به طور متوسط ۱۹۸/۷ مگا وات ساعت انرژی در ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی شماره یک سمنان هدر رفته است که با تنظیم دمای مطلوب هیتر می‌توان از به هدر رفتن مقدار ۲۳۱/۹۸ کیلو وات ساعت انرژی جلوگیری کرد.

شاه حسینی و گریوانی [6] با استفاده از مدل پنگ رابینسون، امکان تشکیل هیدرات در نقاط مختلف ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی را مورد بررسی قرار دادند و با بررسی اثر تغییرات دمای محیط، فشار و دمای ورودی و میزان دبی گاز طبیعی بر شرایط تشکیل هیدرات، میزان گرمای مورد نیاز جهت جلوگیری

از تشکیل هیدرات را مورد مطالعه قرار دادند. بررسی تاثیر دما و فشار در تشکیل هیدراتهای گازی در فرآیند کاهش فشار در ایستگاه تقلیل فشار پنج شهرستان گرمسیری استان فارس و همچنین عملکرد سیستم پیش گرمایش، توسط جبارپور و جوانمردی [7] مورد ارزیابی قرار گرفت و با استفاده از شرایط ورودی و خروجی گاز، میزان بار حرارتی مورد نیاز جهت پیش گرمایش شبیه سازی شد و نتایج با داده‌های تجربی مورد مقایسه قرار گرفت. تحقیقات بر روی ایستگاه شانول ایران توسط فرزانه و مغربی [8] نیز حاکی از آن داشت که میزان $5/6$ مگا وات ساعت برق در ایستگاه قابل بازیافت می‌باشد.

با توجه به تحقیقات بیان شده در مورد اتلاف انرژی ناشی از تقلیل فشار گاز، می‌توان بیان داشت که با توجه به مشکلات عدیده کمبود منابع تولید انرژی در جهان، چگونگی بازیابی و بکارگیری انرژی هدر رفته گاز پر فشار در ایستگاههای تقلیل فشار گاز، پارامتری بسیار مهم در صنعت انتقال گاز می‌باشد که محققین استفاده از توربو اکسپندر و موتور انبساطی را در این زمینه پیشنهاد می‌کنند.

۲-۳ ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی با استفاده از توربو اکسپندر

به دلیل تراکم پذیر بودن گاز طبیعی، انتقال آن باید در فشارهای بالا انجام شود. اما با توجه به نیاز مصرف کننده‌ها به فشاری به مراتب پایینتر، کاهش فشار گاز در ایستگاههای تقلیل فشار گاز امری بدیهی می‌باشد. همانطور که بیان شد در اکثر این ایستگاهها، از شیر فشار شکن بدین منظور استفاده می‌شود که در آن اتلاف انرژی به وجود می‌آید. با نصب تجهیزاتی نظیر توربو اکسپندر که در آن گاز طبیعی با فشار بالا وارد شده و با فشار پایین خارج می‌گردد، می‌توان از این انرژی هدر رفته برای تولید برق استفاده کرد.

عمدتاً فرآیند تقلیل فشار گاز به وسیله شیر انبساطی که یک انبساط آنتالپی ثابت در آن رخ می‌دهد، شکل می‌گیرد. مطالعات پوزیول [9] نشان داده است که با استفاده از توربو اکسپندر بجای شیر انبساطی، می‌توان از انرژی موجود در گاز پر فشار برای تولید الکتریسیته استفاده کرد. همچنین نشان داد بیشترین پارامتری که در میزان تولید انرژی تاثیر گذار است، افت فشار در این سیستمها می‌باشد [9]. دانشی و

همکارانشان [10] نصب توربو اکسپندر به صورت موازی با سیستم سنتی کاهش فشار را توصیه کرده‌اند که برای تولید الکتریسیته به یک ژنراتور متصل می‌شود. تحقیقات بلاچ و سوارز [11] نشان داده است که از لحاظ میزان برق تولیدی، توربو اکسپندرها از ۷۵ کیلو وات تا ۱۰ یا حتی ۱۳۰ مگا وات بسیار متنوع می‌باشند. ذبیحی و تقی زاده با بررسی ایستگاه تقلیل فشار ساری بدین نتیجه رسیدند که میزان ۷/۱ گیگا وات ساعت انرژی در طول سال در اثر کاهش فشار در این ایستگاه هدر می‌رود. آنها همچنین نشان دادند که دوره بازگشت سرمایه نصب یک توربو اکسپندر به جای یک شیر انبساطی نسبت به نصب یک توربو اکسپندر به جای دو شیر انبساطی کمتر می‌باشد. مدل ارائه شده از ایشان نشان داد که به میزان ۳/۲ گیگا وات ساعت برق در طول سال از این ایستگاه قابل بازیابی است و مدت زمان بازگشت سرمایه آن ۱۲/۹ سال است [12].

مطالعه خانمحمدی و همکارانشان بر روی بازیابی انرژی در ایستگاه تقلیل فشار نشان داد که فشار ورودی علاوه بر تاثیر فراوان بر روی بازده انرژی توربو اکسپندر، بر روی توان خروجی آن نیز تاثیر بسیاری دارد [13]. با استفاده از نرم افزار هایسیس، میزان توان تولیدی در خطوط انتقال گاز ایران توسط اردلی و هیبتیان [14] مورد محاسبه قرار گرفت. مدل ایشان بر روی ایستگاه دروازه شهری در شهرکرد در یک دوره یک ساله نشان داد که اگر به جای شیر گلوبی از توربو اکسپندر در قسمت گاز خانگی در ایران استفاده شود، معادل ۱۶۰ میلیون دلار در سال درآمد از لحاظ تولید انرژی دارد. با استفاده از روش برازش منحنی آماری استاندارد، میزان توان تولیدی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز در بنگلادش توسط منصور مورد مطالعه قرار گرفت [15]. میزان توان تولیدی در ایستگاه تقلیل فشار گاز پاکستان نیز توسط اونار و همکارانش [16] به همین روش تخمین زده شد.

از توربو اکسپندر اولین بار در کشور دانمارک در سال ۱۹۸۷ جهت تولید کار در کمپرسوهای بخار استفاده شد. اکنون با نصب ۲۷ سیستم تبدیل فشار به انرژی در اروپا و با اتصال آنها به ژنراتور، ۲۰ مگا وات برق تولید می‌شود [4] و [17]. تکنولوژی استفاده از توربو اکسپندر در اختیار کشورهای نظیر آمریکا، انگلیس، ایتالیا، کانادا و روسیه قرار دارد. در سال ۲۰۰۸ یک سیستم ترکیبی توربو اکسپندر و

پیل سوختی با تولید توان ۲/۲ مگا وات در تورنتو کانادا نصب شد. روبان [18] نشان داد که با نصب توربو اکسپندر و ژنراتوهای با سوخت بیو در سیستم توزیع گاز طبیعی در انگلستان می‌توان ۲۰ مگا وات برق تولید کرد. میراندولا و مینکا [19] جزئیات تحلیل کامل تولید توان در ایستگاه تقلیل فشار را گزارش کرده‌اند که در آن ملاحظاتی از جمله دبی گاز، تعداد مراحل انبساط و ملزومات پیش گرمایش گاز برای طراحی و نصب توربو اکسپندر ارائه شده است. میراندولا و ماکور [20]، در یک تحقیق تجربی انجام شده در ایتالیا نشان دادند که در صورت پیش گرمایش گاز، اکثر گرما توسط تولید توان بازیافت خواهد شد. خلیلی [21] با مطالعه بر روی طرح جایگزینی شیر انبساطی توسط توربو اکسپندر نشان داد که افت دمای ناشی از کاهش فشار گاز طبیعی در توربو اکسپندر به مراتب بیشتر از شیر انبساطی می‌باشد. نتایج حاکی از آن داشت که مدت زمان برگشت سرمایه برای تولید ۶۰۰۰ مگا وات در هر ساعت توسط توربو اکسپندر دو سال می‌باشد. مطالعات فرزانه و سعدی [22] بر روی هفت ایستگاه دروازه شهری نشان از آن داشت که با توجه به مصرف روزانه $10^6 \times 336$ متر مکعب گاز در ایران، میزان ۶۷۲ مگا وات ساعت برق توسط سیستم توربو اکسپندر می‌توان تولید کرد. ضیاپور و اقبالی [23] با شبیه‌سازی استفاده از توربو اکسپندر بجای شیر گلویی و همچنین پیش گرمایش گاز ورودی به توربو اکسپندر توسط انرژی زمین گرمایی محل، نشان دادند که با یک هیت پایپ ۳۰۰ متری، ۳۵۰ کیلو وات حرارت قابل استخراج است. تحلیل ترمودینامیکی استفاده از توربین انبساطی توسط فرزانه و افتخاری [24] با در نظر گرفتن خواص گاز متان به عنوان خواص گاز طبیعی نشان داد که در صورت نصب این سیستم بجای شیر انبساطی، هم می‌توان الکتریسیته و هم میزان تبرید بالایی تولید کرد، تا آنجا که میزان تبرید به دست آمده آنقدر بالا می‌باشد که از آن می‌توان برای تهویه مطبوع اماکن صنعتی به خصوص صنایعی که از مصرف بالای گاز برخوردارند استفاده کرد. نتایج حاکی از آن بود که افت دما در حالت استفاده از توربین انبساطی بیشتر از حالت استفاده از شیر اختناقی می‌باشد. عملکرد دو سیستم شیر گلویی و توربین انبساطی با نرم افزار ASPEN و با استفاده از معادله حالت SRK توسط محجوب و همکارانش [25]

شبیه‌سازی شد و نتایج نشان داد که با در نظر گرفتن بازده ۹۶ درصد برای ژنراتور، زمان بازگشت سرمایه حدود ۱/۵ سال می‌باشد.

طاهری سرشت و همکارانشان [26] در یک پروژه تحقیقاتی روی ایستگاه تقلیل فشار گاز تهران نشان دادند که در سال ۱۳۸۵ چیزی حدود ۴۰ میلیون کیلو وات ساعت انرژی در طول یک سال در نتیجه تقلیل فشار گاز به هدر می‌رود که مقدار قابل توجهی می‌باشد. بعنونی و قاسمپور [27] نتایج شبیه‌سازی استفاده از توربین انبساطی تک مرحله‌ای و دو مرحله‌ای و همچنین تاثیر پارامترهای موثر در کارایی توربین انبساطی از جمله پیش گرم کردن گاز ورودی و افزایش فشار گاز ورودی به توربین انبساطی در توان و برودت تولیدی را با نتایج آنالیز انرژی مقایسه کردند که نتایج نشان داد که پیش گرمایش بر تولید توان الکتریکی اثر مطلوبی دارد و در تولید برودت اثر برعکس می‌گذارد. اما به هر حال با پیش گرم کردن مناسب می‌توان هر دو مورد تولید سرما و توان را بهینه کرد. عطایی و همکارانشان [28] با بررسی فنی و اقتصادی طرح بازیافت انرژی با نصب دو توربین انبساطی ۱۰/۷ مگا واتی در ایستگاه تقلیل فشار نیروگاه سازند اراک نشان دادند که کل گرمایش مورد نیاز گاز ورودی به توربینها توسط حرارت‌های 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 ایشان نشان داد که برای این پروژه ۱۳ میلیون دلار سرمایه گذاری نیاز است که نرخ بازگشت آن حدود ۳ سال می‌باشد. نتایج تحقیق رستگار [29] بر روی فشار تنظیم نقطه کار توربین و به کارگیری یا عدم به کارگیری پیش گرمکن جداگانه با توجه به هزینه تعمیر و نگهداری بالای آن در ایستگاه تقلیل فشار گاز مربوط به یک مجتمع پتروشیمی، حاکی از آن داشت که در صورت افزایش قیمت دلار یا کاهش قیمت انرژی الکتریکی تولید شده، دوره بازگشت سرمایه بالا رفته و ممکن است بازدهی اقتصادی برای نصب توربو اکسپندر وجود نداشته باشد. مطالعه تجربی بر روی ایستگاه تقلیل فشار تاکستان که توسط رضایی [30] صورت گرفت، حاکی از آن داشت که میزان ۱/۱ مگا وات ساعت برق در صورت استفاده از توربو اکسپندر قابل تولید بوده که تا میزان ۱۸٪ اقتصادی می‌باشد.

گرچی [31] نشان داد که با تحلیل اگزورژی، می‌توان عملکرد ترمودینامیکی و عدم بازدهی سیستمهای تولید انرژی را مشخص کرد. کیانجن و همکارانش [32] اثرات دمای منبع حرارتی پایین، دمای میانگین ثانویه و فشار ورودی توربین بر راندمان سیکل توان با استفاده از گاز طبیعی را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج این تحقیق نشان داد که این پارامترها نقش بسیار مهمی در راندمانهای حرارتی و اگزورژی سیکل ایفا می‌کنند. همچنین گزارش شد که هرگونه افزایش در دمای منبع حرارتی پایین و دمای ورودی توربین و هرگونه کاهش در دما، باعث افزایش این بازدهها می‌باشد. در تحقیقی دیگر که شیمین [33] انجام داد، یک سیستم تولید توان همزمان با دو منبع انرژی شیمیایی سوخت و انرژی برودتی گاز مایع و دو خروجی توان الکتریکی و توان سرمایی پیشنهاد شد که نشان از توانایی ذخیره انرژی بسیار بالا دارد. نسلی [34] با تحلیل اگزورژی بر روی ایستگاه تقلیل فشار گاز در شهر از میر ترکیه که، نشان داد که با نصب توربو اکسپندر، میزان قابل توجهی انرژی الکتریسیته قابل بازیابی می‌باشد.

تحلیل اگزورژی بر روی ایستگاه تقلیل فشار گاز خراسان بر اساس داده‌ها و شرایط ورود و خروج جریان مورد توسط فرزانه و سعدی [35] مورد مطالعه قرار گرفت و نشان داده شد با توجه به مقدار مصرف گاز طبیعی در ایران در یک دوره یک ساله، میزان ۷۶۲ مگا وات انرژی الکتریسیته می‌توان وارد خط توزیع برق کشور کرد. همچنین در مطالعه‌ای دیگر که توسط فرزانه و دیمی [36] با توجه به داده‌های اندازه گیری شده سالانه در مورد اگزورژی صورت گرفت، نتایج نشان داد که میزان قابل توجهی انرژی الکتریسیته در صورت استفاده و نصب توربو اکسپندر با توجه به پیش گرمایش گاز ورودی به آن قابل حصول است. طاهری سرشت و همکارانشان [26] با استفاده از تحلیل اگزورژی در میزان انرژی بازیافت شده با توجه به ظرفیت و نسبت فشار گاز در ایستگاه تقلیل فشار تهران نشان دادند که ۴۰ گیگا وات ساعت برق در ساعت قابل تولید خواهد بود. همچنین نشان دادند که بازیابی انرژی از دست رفته در ایستگاه تقلیل فشار گاز با استفاده از یک توربو اکسپندر ۹۶ درصدی، تقریباً دو سال خواهد بود. کاستاوسکی [37] با استفاده از مفهوم اگزورژی و با توجه به فشار خط انتقال گاز طبیعی، مقدار انرژی پتانسیل قابل بازیابی شده ناشی از کاهش فشار گاز را مورد مطالعه قرار داد. در این مطالعه دو مدل مد

نظر قرار گرفت. در یکی فشار ورودی بالا بوده و گاز قبل از ورود به سیستم گرم شده است و در دیگری گاز با دمای معمولی بوده و از فشار پایینی نیز برخوردار بوده است.

در نتیجه می‌توان بیان داشت که استفاده از تجهیزاتی نظیر توربو اکسپندر بجای شیر انبساطی جهت تقلیل فشار گاز یک امر بدیهی می‌باشد و در کشور ایران که از لحاظ دارا بودن منابع گازی رتبه دوم در جهان را دارد، این امر بیشتر ضروری می‌باشد.

۲-۴ موتور انبساطی رفت و برگشتی

در کنار پیشنهاد استفاده از توربو اکسپندر به منظور استفاده از انرژی گاز پر فشار در ایستگاههای تقلیل فشار گاز، می‌توان از موتور انبساطی نیز به منظور تولید توان در فرآیند تقلیل فشار گاز نام برد. از مهمترین مزایای این سیستم و همچنین توربو اکسپندر می‌توان به بازیافت انرژی، تبدیل آن به کار محوری و تولید برق بدون مصرف سوخت اشاره کرد. در واقع این سیستم آلودگی زیست محیطی به وجود نیاورده و جزء صنایع پاک (سبز) محسوب می‌شود. در کنار ساخت راحت تر موتور انبساطی نسبت به توربو اکسپندر بخاطر عدم وجود پره و پیچیدگیهای خاص آن، یکی دیگر از مزایای این سیستم تاثیر پذیری کمتر پدیده هیدرات در عملکرد موتور نسبت به توربو اکسپندر می‌باشد و دیگر اینکه از این موتور بر خلاف توربو اکسپندر در هر نسبت فشاری می‌توان توان تولید کرد.

تعداد زیادی از کمپانیهای معروف در جهان از جمله Dresser و Gakk از کاهش فشار گاز طبیعی در ایستگاههای تقلیل فشار برق تولید کرده‌اند. شرکت Dresser از یک تکنولوژی جدید برای این امر استفاده کرده است بدین صورت که گاز پر فشار از یک طرف وارد سیلندر پیستون شده که باعث عقب رانده شدن پیستون می‌شود. در این فرآیند فضای داخل سیلندر افزایش یافته و گاز بدون اینکه مصرف شود منبسط می‌شود.

از دهه ۸۰ میلادی در آلمان سیستمهای موتور انبساطی نصب و راه اندازی شد، در حالیکه انرژی ذخیره شده در گاز پر فشار بوسیله یک انبساط کنترل شده تا حدی بازیابی می‌شود. طبق گزارشی که آقای

دهلی [38] ارائه کرده‌اند، در پایان سال ۱۹۹۲ در آلمان ۲۰ سیستم موتور انبساطی گاز طبیعی با تولید 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 ۲۰۰۰۰ 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.

طبق آمار شرکت dresser از سال ۱۹۷۸ تا سال ۲۰۰۳، تعداد ۲۶ دستگاه موتور انبساطی یک مرحله‌ای و دو مرحله‌ای در کشورهای آلمان، ایتالیا، هلند، دانمارک و اسپانیا در ایستگاههای تقلیل فشار گاز نصب شده است که این موتورها قابلیت تولید توان از ۱۰۰ کیلو وات ساعت تا ۲/۰۸ مگا وات ساعت و در مجموع ۲۰/۷۸ مگا وات ساعت را نشان داده‌اند. هر چند این موتورها قابلیت تولید توان تا ۷/۵ مگا وات ساعت را نیز دارند.

فرزانه و ایزدی [39] با ارائه طرح استفاده از موتور انبساطی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز شهری نشان دادند که بازده بازیافت انرژی فشاری گاز ۹۱ درصد می‌باشد و همچنین این نتیجه به دست آمد که با میزان جرم وارد شده به اندازه ۱۸ گرم در هر سیکل، موتور ۴۶/۲ کیلو وات توان تولید خواهد کرد.

اکارد و بروکز [40] در یک تحقیق جامع نشان دادند که در انبساط کننده‌های رفت و برگشتی با دما و فشار کارکرد بالا، استفاده از روغنکاری جامد بیشترین راندمان را دارد. دهلی [38] با تحقیق 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. در مطالعه رادیووج و همکارانشان [41]، با مقایسه راندمان حجمی یک موتور رفت و برگشتی احتراقی با داده‌های آزمایشگاهی این نتیجه به دست آمد که راندمان حجمی تاثیر به سزایی روی توان خروجی موتور دارد و همچنین این مطلب بیان شد که ابعاد و مدل سیستم ورودی و خروجی

به سیلندر تاثیر بسیار زیادی در راندمان حجمی دارد. در این تحقیق تجربی تاثیر جریان ورودی بصورت اوریفیس و تاثیر قطر اوریفیس در نتایج خروجی نیز مورد بررسی واقع شد و در نهایت یک روش برای تخمین راندمان حجمی با توجه به فشار درون سیلندر در حین فرآیند بدون احتراق در موتور ارائه شد. نتایج روش بکار گرفته شده با داده‌های آزمایشگاهی از همخوانی مناسبی برخوردار بود.

تحقیقات واتسون [42] حاکی از آن داشت که با نصب ۲۷ مورد از وسایل بازیابی انرژی از دست رفته در حین کاهش فشار گاز، توانی در حدود ۷۵۰ تا ۷۰۰۰ کیلو وات قابل بازیابی بوده که دوره برگشت سرمایه آن بین سه تا شش سال و میزان ذخیره انرژی سالانه آن در ابتدا در حدود ۲۵۰۰۰۰ دلار می‌باشد. بلاچ [43] تحقیقاتی بر روی بهبود عملکرد اکسپنדרهای دو طرفه عاری از روغن برای بازیابی توان در سیکل دو فازی مونو اکسید کربن انجام داد. استفاده از تحلیل انرژی فشار گاز طبیعی برای محاسبات در مورد هوا نیز توسط بیزیو [44] مورد مطالعه قرار گرفته است.

سیستمهای بسیار کمی برای استفاده از انرژی فشار گاز طبیعی معرفی شده است. توربین انبساطی و سیستم مورد نظر در این تحقیق از جمله این سیستمها می‌باشد که برای تولید توان استفاده می‌شوند. هر چند این سیستمها از هزینه اولیه، نصب و نگهداری بیشتری نسبت به شیر فشار شکن برخوردارند، اما به دلیل مزایایی که برخوردارند اقتصادی تر بوده، بطوریکه هزینه تولید یک کیلو وات ساعت برق از این سیستمها کمتر از تولید مقدار مشابه در نیروگاهها می‌باشد.

۲-۵ کمپرسور رفت و برگشتی

از آنجا که موتور انبساطی مورد تحقیق از لحاظ نوع حرکت اجزا آن شبیه یک کمپرسور رفت و برگشتی عمل می‌کند، مطالعات صورت گرفته بر روی تاثیر پارامترهای هندسی در عملکرد کمپرسور مد نظر قرار گرفته است. مدل ترمودینامیکی یک کمپرسور رفت و برگشتی ایستگاه تقویت فشار بیجار با توجه به تغییرات فشار ورودی و تغییرات دور توربین توسط خوش گفتار منش و همکارانشان [45] مورد بررسی قرار گرفت و نتایج حاکی از آن داشت که افزایش فشار گاز ورودی موجب کاهش توان مصرفی، کاهش

بازده آیزنتروپیک و در نهایت افزایش فشار گاز خروجی کمپرسور می‌شود و همچنین افزایش دور توربین محرک کمپرسور سبب افزایش توان مصرفی، کاهش بازده آیزنتروپیک و افزایش فشار گاز خروجی می‌شود. برومند و همکارانشان [46] با استفاده از الگوریتم ژنتیک برای مدل‌سازی کمپرسور محوری نشان دادند که اگر بتوان با کمترین وزن و بیشترین بازده، نسبت فشار معین ایجاد کرد، در وزن و بازده کلی موتور صرفه جویی می‌شود که این صرفه جویی موجب کاهش مصرف سوخت می‌گردد.

تاثیر پارامترهایی نظیر سرعت دورانی، حجم مرده و نسبت فشار در عملکرد یک کمپرسور رفت و برگشتی مورد استفاده در صنایع گاز با فرض ایده‌آل و واقعی بودن گاز توسط فرزانه و همکارانشان [47] مورد بررسی قرار گرفت که در آن برای محاسبه خواص گاز طبیعی از معادله حالت AGA8 استفاده شد. نتایج نشان داد که دمای گاز در حالت ایده‌آل نسبت به حالت واقعی بیشتر می‌باشد در حالیکه دبی و کار در حالت واقعی بالاتر است. به عبارت دیگر کار اندیکاتور مورد نیاز برای تراکم گاز واقعی بیشتر از گاز ایده‌آل است. محققان روشهای گوناگونی را برای مدل‌سازی کمپرسور مدنظر قرار داده‌اند که بطور کلی به دو مدل عمومی¹ و مدل دیفرانسیلی² تقسیم بندی می‌شوند و در این مدلها تمام متغیرها با توجه به تغییر زاویه لنگ محاسبه می‌شوند [48]. استافس [48] با توجه به مدل عمومی، یک کمپرسور را به صورت ترمودینامیکی مدل کرد که در آن پنج پارامتر اصلی و چهار پارامتر بی بعد شده فیزیکی برای محاسبه راندمان حجمی و میزان کار در واحد جرم و راندمان اندیکاتور مد نظر قرار گرفت.

محققان دیگری [49]، [50] و [51] نیز در مدل کردن فرآیندهای فیزیکی مهم کمپرسور با استفاده از روشهای عددی برای حل روابط دیفرانسیلی تعریف شده از قانون بقای جرم در این فرآیندها تلاشهای زیادی کرده‌اند. گرچه این مدلها ممکن است اطلاعات قابل توجهی در مورد عملکرد کمپرسور ارائه دهند، اما به داده‌های موجود در سازنده‌های کمپرسور نیاز دارند. می‌توان گفت این مدلها به طراحی بهینه کمپرسور کمک شایانی می‌کنند. تاثیر پارامترهای گوناگون بر طراحی یک کمپرسور نیز کمابیش

¹ Global method

² Differential method

مورد مطالعه قرار گرفته است. سگارا [52] یک تجزیه تحلیل جامع در مورد راندمانهای مهم و گوناگون ترمودینامیکی و همچنین بازده مکانیکی-الکتریکی کمپرسور انجام داده است. عملکرد یک کمپرسور با توجه به سه راندمان حجمی^۱، آیزنتروپیک^۲ و موثر^۳ توسط لاسویگناتز [53] نشان داد که این راندمانها اساسا به دو پارامتر نسبت حجم مرده که تاثیر مستقیم روی بازده حجمی دارد و پارامتر اصطکاک که روی هر دو راندمان آیزنتروپیک و موثر تاثیر گذار است، بستگی دارد.

نتایج تحقیق ویناندی [54] بر روی یک مدل ساده از کمپرسور رفت و برگشتی نوع باز حاکی از آن داشت که فرآیندهای یک کمپرسور تحت تاثیر دبی گاز و توان کمپرسور و دمای تخلیه می باشد. با توجه به قانون بقای جرم، قانون اول ترمودینامیک و معادله حالت گاز ایده آل، تاثیر پارامترهای گوناگون بر روی عملکرد یک کمپرسور رفت و برگشتی هوا بصورت ترمودینامیکی توسط فرزانه و نیازمند [55] مورد تحلیل قرار گرفت. رفتار ناپایدار دبی جرمی و توان یک کمپرسور رفت و برگشتی در یک مدل عددی نیمه تجربی بر اساس داده های یک کارخانه نیز توسط سزار و همکارانش [56] مورد بررسی قرار گرفت. در مطالعات مک گاورن [57] و [58]، در کنار قانون اول ترمودینامیک، از قانون دوم نیز برای مدل سازی کمپرسور استفاده شده است که از جمله می توان به تحلیل اگزرژی یک کمپرسور و تاثیر منابع بازگشت ناپذیری بر میزان اتلاف اگزرژی آن اشاره کرد. مک گاورن [57] در یک تحقیق جامع، تحلیل اگزرژی یک کمپرسور را مورد بررسی قرار داد که هدف از آن شناخت کمی و کیفی منابع اتلاف اگزرژی می باشد. از روش مورد استفاده در این تحقیق در هر سیستم رفت و برگشتی می توان استفاده کرد. تحلیل قانون اول و تحلیل اگزرژی ناشی از تغییرات سرعت و نسبت فشارهای گوناگون بر روی یک کمپرسور رفت و برگشتی هوا توسط ارمغانی [59] مورد بررسی قرار گرفت و نتایج آن از همخوانی خوبی با داده های دیگر تحقیقات برخوردار بود. آپری [60] بهینه سازی با توجه به میزان اگزرژی، انرژی و جنبه های اقتصادی یک کمپرسور در سرعت های مختلف را مورد بررسی قرار داد.

¹ Volumetric efficiency

² Isentropic efficiency

³ Effective efficiency

با توجه به موارد اشاره شده در مورد کمپرسور، در نتیجه می‌توان بیان داشت که پارامترهای هندسی تاثیر بسیار زیادی در عملکرد موتور و میزان تولید توان خواهند داشت. لذا به دست آوردن مقادیر بهینه برای پارامترهای هندسی امری اجتناب ناپذیر می‌باشد که بدین منظور باید قیود هندسی برای طراحی موتور نیز مد نظر قرار گیرد.

۶-۲ تعیین خواص ترمودینامیکی با استفاده از معادله حالت AGA8

برای تحلیل بهتر و دقیق عملکرد سیستمها و تجهیزات مورد استفاده در صنعت گاز مانند توربو اکسپندر، کمپرسور و یا موتور انبساطی، دانستن خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی ضروری می‌باشد. یکی از روشهای مطمئن برای محاسبه این خواص، معادله حالت AGA8 می‌باشد که توسط انجمن گاز آمریکا [61] و [62] ارائه شده است که علی‌الخصوص برای محاسبه ضریب تراکم پذیری و دانسیته گاز طبیعی بکار می‌رود. این معادله حالت روشی است که خواص گاز را با استفاده از آنالیز دقیق اجزای تشکیل دهنده آن و در نظر گرفتن اثر نیروهای برهمکنش بین ملکولی اجزاء بیان می‌نماید. گرچه از معادله حالت AGA8 برای محاسبه برخی خواص گاز طبیعی استفاده شده است، ولی تاکنون هیچ تلاشی برای محاسبه خواص حرارتی گاز طبیعی از جمله انرژی داخلی، آنتالپی و آنتروپی صورت نگرفته است. همچنین اشاره شده است که یک معادله حالت ایده‌آل باید بتواند خواص ترمودینامیکی هر نوع سیالی را در محدوده وسیعی از دما و فشار و ترکیب فازهای مایع و بخار محاسبه کند [61] و [62]. نتایج مطالعه فرزانه و همکارانشان [63] نشان داده است که یک معادله حالت می‌تواند حالت ترمودینامیکی سیال و یا مخلوط سیال و همچنین رفتار تعادلی مایع - بخار آن را شرح دهد. مطالعات استلا [64] و [65] حاکی از آن دارد که اکنون روابط AGA8 و ISO-12213-2 یک استاندارد صنعتی برای پیشبینی دانسیته و ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی با دقت بسیار بالا می‌باشد. در مقالات و تحقیقات زیادی از معادله حالت AGA8 برای محاسبه خواص گاز طبیعی استفاده شده است [63]، [66]، [67]، [68] و [69]. فرزانه و رهبری [69] در یک مطالعه عددی جامع و کامل، برای محاسبه خواص ترمودینامیکی

گاز طبیعی با توجه به مخلوطهای گازی مختلف، از معادله AGA8 استفاده کردند. نتایج تحقیقات آقای رهبری و فرزانه بر روی مطالعه مربوط به محاسبات انتروپی و انتالپی به کمک این معادله حالت نشان داده است که مقادیر داده‌های به دست آمده نسبت به داده‌های آزمایشگاهی، نشان دهنده درصد انحرافی کمتر از ۱/۲٪ برای آنتالپی و ۰/۰۱۴ درصد برای انتروپی می‌باشد که نشان دهنده دقت بالای معادله حالت AGA8 در محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی می‌باشد.

ماریچ [70] یک روش برای محاسبه توان انبساطی گاز طبیعی بر اساس روابط رودلیک-ونگ و معادله حالت AGA8 ارائه داده است. ماریچ [68] همچنین یک روش عددی برای محاسبه توان اصطکاکی گاز طبیعی بر اساس معادله مشخصه نوع ویریال بسط یافته در این استاندارد را گزارش کرده است. ایشان از یک روش مشابه نیز برای محاسبه ضریب ژول تامسون گاز طبیعی استفاده کرده‌اند [66]. نصریفر و بولند [71] در تحقیقی جامع از ده معادله حالت برای تعیین خواص ترمودینامیکی مخلوط گاز طبیعی استفاده کردند.

در حال حاضر معادله حالت AGA8 یکی از معروفترین و متداولترین معادلات حالت مورد استفاده در صنایع گاز طبیعی می‌باشد که اساس آن در نظر گرفتن درصد کسر مولی اجزاء تشکیل دهنده گاز و خواص هر کدام به منظور محاسبه ضریب تراکم پذیری میباشد. دقت نتایج به دست آمده از این روش به قدری بالاست که امکان استفاده از آن در لوازم اندازه گیری از جمله اریفیسها وجود دارد.

۲-۷ روشهای بهینه‌سازی

انتخاب نوع روش در بهینه‌سازی یک مساله بسیار مهم می‌باشد تا در کنار همگرایی جواب به دست آمده از روش مد نظر به جواب واقعی، قابلیت اجرا در محدوده وسیعی از پارامترهای مورد نظر برای بهینه‌سازی را داشته باشد و همچنین از لحاظ مدت زمان صرف شده جهت دستیابی به بهینه مقدار یک مساله مقرون به صرفه باشد. در موتور انبساطی پارامترهای گوناگونی را می‌توان برای بهینه‌سازی مورد مطالعه قرار داد که به منظور دستیابی به بهینه این پارامترها، باید یک تابع هدف را مد نظر قرار داد. در ادامه

به چند تحقیق در مورد روش بکار رفته در بهینه‌سازی عملکرد سیستم‌هایی نظیر موتور انبساطی اشاره می‌شود.

مدل‌سازی صورت گرفته بر روی یک کمپرسور توسط ژو و کیم [72] نشان داد که افزایش سطح مقطع دریچه تخلیه همیشه باعث کاهش افت‌های جریان موجود در دریچه خروجی کمپرسور می‌شود و در نتیجه به بهبود راندمان کمپرسور کمک می‌کند، هر چند افزایش سطح مقطع دریچه تخلیه موجب افزایش حجم مرده می‌شود که خود در راندمان تاثیر منفی دارد. در این مدل کامپیوتری در کنار یک مطالعه تجربی یک مقدار بهینه برای سطح مقطع دریچه تخلیه پیشنهاد شده است. شافر و لی [73] پیشنهاد کردند که سطح مقطع دریچه خروجی تا جاییکه امکان دارد باید بزرگ انتخاب شود، زیرا افت جریان در دریچه خروجی بسیار زیاد است. مدل ریاضی صورت گرفته بر اساس پارامترهای مختلف در طراحی یک کمپرسور گاز که توسط فرزانه و نیازمند [55] مورد مطالعه قرار گرفت، نشان داد که با افزایش سرعت دورانی، فشار و دمای گاز داخل سیلندر نیز افزایش می‌یابد. ارتعاش سوپاپها در زوایای پایین لنگ اتفاق خواهد افتاد و با افزایش سرعت دورانی، زمان باز شدن دریچه‌ها نیز افزایش می‌یابد. همچنین نشان داده شد که میزان حجم مرده تاثیری در کار کمپرسور ندارد و در نهایت با توجه به مقدار $0/5$ برای نسبت سطح مقطع خروجی به سطح مقطع ورودی، حداقل کار اندیکاتور برای کمپرسور به دست آمد.

مهدی و همکارانش [74] در مطالعه خود، تعیین قطر بهینه لوله انتقال گاز طبیعی به کمک الگوریتم ژنتیک را مورد بررسی قرار دادند و نتایج حاکی از آن داشت که این الگوریتم یک روش مناسب و موثر برای تعیین قطر بهینه لوله به منظور حداقل کردن هزینه‌ها می‌باشد. نتیجه تحقیق صنایع و محمدی نسب [75] که در آن برای محاسبه تعداد مورد نیاز اجزا یک سیستم توان و حرارت ترکیبی برای تولید الکتریسیته نصب شده در ایستگاه تقلیل فشار گاز شهری و تعیین ظرفیت حرارتی و توان اسمی، از الگوریتم ژنتیک استفاده کردند، نشان داد که دو موتور $5/48$ و یک بویلر $5/94$ مگاواتی برای مطالعه مربوطه مورد نیاز است که دوره برگشت آن $1/23$ سال می‌باشد. نتیجه مطالعه پارامترهای گوناگون

تاثیرگذار بر راندمان آگزرژی و عملکرد یک پمپ حرارتی نصب شده در سیکل برایتون معکوس توسط بی و چن [76] نشان داد که بهینه‌سازی راندمان آگزرژی یک معیار مهم و موثر برای محاسبه بازگشت ناپذیری و عملکرد یک سیستم می‌باشد. در تحقیق انجام شده راندمان آگزرژی به عنوان نسبتی از آگزرژی خروجی به آگزرژی ورودی تعریف شده است. فرزانه و نیازمند [55] اثر سرعت دورانی و حجم مرده، دمای گاز ورودی و سطح مقطع ورودی و خروجی بر روی عملکرد یک کمپرسور مورد تحلیل قرار گرفت و مقدار بهینه برای نسبت سطح سوپاپ ورودی به خروجی محاسبه شد. در این مدل ریاضی که بر اساس قانون اول و قانون بقای جرم بنا شده است، درجه‌های ورودی و خروجی و حرکت سوپاپها نیز مد نظر قرار گرفته است.

یک مطالعه مقیاسی بر روی اثر ایده‌آل یا واقعی بودن رفتار گاز در سیکل توربین گازی بر مبنای تحلیل آگزرژی توسط دوبرووچسکیو و همکارانشان [77] صورت گرفت که در آن دو پارامتر اقتصاد و توان خروجی مورد هدف قرار گرفت. ایشان تغییرات افت و اتلاف آگزرژی با توجه به تغییرات پارامترهای کاربردی را نیز مورد تحلیل قرار دادند. نتایج نشان داد گرچه راندمان آگزرژی تصویر درست از رفتار یک سیستم ارائه می‌دهد، اما قادر به ارائه اطلاعاتی در مورد بهبود عملکرد آن نمی‌باشد و اینکه تحلیل آگزرژی تنها روش قادر به ارائه یک استراتژی برای بهبود ساختاری و بهینه‌سازی یک سیستم پیچیده می‌باشد. پلگرینو و ویچلو [78] با استفاده از منطق فازی، انبساط و تقلیل فشار گاز توسط توربین انبساطی به منظور بازیافت انرژی گاز فشار بالا را مورد بهینه‌سازی قرار دادند که بدین منظور مقادیر فشار، دما و دبی گاز در تمام طول سال محاسبه شد. خانمحمدی و همکارانشان [13] به منظور بهینه‌سازی تاثیر پنج پارامتر تاثیر گذار اساسی در عملکرد بهینه تولید برق از ایستگاه تقلیل فشار گاز از الگوریتم ژنتیک استفاده کردند.

۸-۲ جمع بندی تحقیقات صورت گرفته و جنبه‌های نوآوری رساله

با توجه به بحث‌های مطرح شده، از آنجا که بحث جایگزینی روش‌های نوین انرژی روز به روز در جهان مطالعات بسیار زیادی را معطوف خود کرده است و از طرفی یکی از منابع هنگفت هدر رفت انرژی به خصوص در ایران، ایستگاههای تقلیل فشار گاز می‌باشد، بکارگیری و شناخت بازیابی این انرژی هدر رفته بسیار ضروری به نظر می‌رسد.

در نتیجه می‌توان گفت که به منظور بازیافت انرژی هدر رفته در ایستگاههای تقلیل فشار گاز، استفاده از موتور انبساطی یک امر ضروری می‌باشد که بدین منظور باید تاثیر پارامترهای گوناگون در عملکرد موتور مورد بررسی قرار گیرد و سپس با استفاده از یک روش مناسب و انتخاب یک یا چندین تابع هدف مشخص، این پارامترها بهینه گردد.

تحقیق حاضر برای نخستین بار به معرفی و مدل‌سازی یک سیستم جایگزینی برای شیر انبساطی در فرآیند تقلیل فشار گاز در ایستگاههای تقلیل فشار گاز می‌پردازد. سیستم موتور انبساطی که شبیه کمپرسور عمل کرده با این تفاوت که از آن برای انبساط گاز استفاده شده و بجای سوپاپ نیز از دریچه‌هایی برای کنترل گاز ورودی خروجی به محفظه سیلندر پیستون استفاده می‌شود. در تحقیق انجام شده، در کنار به دست آوردن بهینه ابعاد هندسی برای موتور انبساطی، زمان مناسب باز و بسته شدن دریچه‌ها نیز برای نخستین بار مورد بررسی قرار گرفته است. بدین منظور پنج شیر با هندسه گوناگون برای به دست آوردن این زمان مناسب شبیه‌سازی شده است. همچنین برای نخستین بار است که از راندمان انرژی یک سیستم به عنوان تابع بهینه‌سازی به منظور دستیابی به حداکثر توان تولیدی نسبت به حداقل دبی گذرنده از موتور استفاده می‌شود. همچنین برای نخستین بار است برای بهینه‌سازی یک سیستم رفت و برگشتی و زمان بندی مناسب عملکرد شیر کنترلی از الگوریتم ژنتیک بهبود یافته که تفاوت‌های زیادی با الگوریتم ژنتیک کلاسیک دارد، استفاده شده است. زیرا الگوریتم ژنتیک در کنار

فضای جستجوی بزرگی که دارد، پیاده سازی آن ساده بوده و برای مسائل غیر خطی کاربرد فراوانی

دارد.

۳- فصل سوم: آشنایی با موتور

انبساطی

۳-۱ مقدمه

در این فصل به چگونگی شکل گیری فرآیندها و زمان بندی باز و بسته شدن دریچه‌ها با توجه به هندسه شیر اشاره خواهد شد. موتور انبساطی رفت و برگشتی یکی از انواع موتورهای جابجایی مثبت هستند. این موتورها با محبوس کردن گاز ورودی و افزایش حجم آن توسط یک عضو منبسط کننده، سبب کاهش فشار گاز می‌شوند. در واقع جریان پر فشار ورودی باعث حرکت رفت و برگشتی پیستون می‌شود و چنانچه بتوان به کمک سیستمی این حرکت رفت و برگشتی را منتقل و به حرکت چرخشی تبدیل کرد، می‌توان تولید توان و جریان الکتریسیته داشت. توربین و موتور الکتریکی وسایلی هستند که تولید نیرو در آنها به صورت حرکت چرخشی می‌باشد، لذا برای این عمل مناسب نیستند.

در موتورهای انبساطی برعکس سیستمهای ذکر شده، وظیفه میل لنگ انتقال نیروی شاتون^۱ به موتور است. میل لنگ و شاتون قابلیت این انتقال نوع حرکت را دارند. شاتون حرکت رفت و برگشتی پیستون را به یک حرکت چرخشی در میل لنگ تبدیل می‌کند. در موتورهای انبساطی دو طرفه^۲ برای حرکت دادن میل لنگ از میل پیستون^۳ و کراس هد^۴ استفاده می‌شود. یک سر پیستون به میله‌ای به نام میل پیستون متصل می‌شود و سمت دیگر میل پیستون هم با استفاده از قطعه‌ای به نام کراس هد به شاتون وصل می‌شود، یعنی شاتون مستقیماً به پیستون متصل نیست و به این ترتیب، حرکت رفت و برگشتی پیستون به میل لنگ منتقل می‌گردد. در هر دو مدل یک طرفه و دو طرفه، حرکت رفت و برگشتی شیرها توسط سیستم اتصالی شیر به میل لنگ اصلی که می‌تواند چرخنده، زنجیر یا مکانیزم گیربکس^۵ باشد کنترل می‌گردد.

فرآیندهای موتور انبساطی همانند فرآیندهای موجود در یک کمپرسور رفت و برگشتی می‌باشد، زیرا موتور انبساطی دقیقاً برعکس کمپرسور عمل می‌کند که شامل چهار فرآیند ورود گاز، انبساط، تخلیه و

¹ Connecting rod

² Double acting

³ Piston rod

⁴ Cross head

⁵ Valve gear

تراکم گاز باقی مانده می باشد. این فرآیندها از لحاظ تعریف در موتور یک طرفه و دو طرفه تفاوتی با هم ندارند. در موتور یک طرفه فشار بالای گاز موجب به حرکت درآمدن پیستون به سمت پایین می شود و عاملی که موجب حرکت برگشتی پیستون به سمت بالا می باشد، انرژی است که در هنگام پایین آمدن پیستون در میل لنگ ذخیره شده است، در حالیکه در حالت دو طرفه فشار گاز ورودی به پایین پیستون در کورس رو به بالای پیستون، به حرکت رو به بالای آن کمک خواهد کرد.

علاوه بر تفاوت اساسی عملکرد کمپرسور و موتور انبساطی، روش کنترل دبی ورودی و خروجی این دو سیستم نیز با هم متفاوت می باشد، بر خلاف کمپرسور که از سوپاپ استفاده شده است، در این سیستمها دریچه هایی برای ورود و خروج گاز تعبیه شده است که کنترل مدت زمان هر فرآیند و یا همان زمان باز و بسته بودن دریچه ها، توسط شیرهایی صورت می گیرد که دریچه ها در محفظه این شیرها قرار گرفته است. مجرای^۱ که دور تا دور محفظه شیر قرار گرفته شده است و به همه دریچه ها متصل می باشد، وظیفه انتقال گاز از این دریچه ها^۲ به محفظه سیلندر را دارد. نکته قابل ذکر است این است که در تمامی حالت های مورد بررسی قرار گرفته تعدادی روزنه^۳ در دیواره شیر تعبیه شده است که این روزنه ها با یکدیگر فاصله یکسانی^۴ دارند. این روزنه ها مستطیل شکل بوده و از عرض مشخصی برخوردار است. مستطیلی شکل بودن روزنه ها جریان حداکثری گاز برای یک فاصله مشخص را نتیجه می دهد [79]. به مجموعه این روزنه ها دریچه گفته می شود. از روابط زیر برای محاسبه سطح مقطع دریچه ها استفاده می شود.

$$A = L_p W_p \quad 1-3$$

که در آن W_p عرض دریچه^۵ و L_p طول دریچه^۶ می باشد و از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$L_p = \pi D_v - n_b w_b \quad 2-3$$

¹ Gas passage

² port

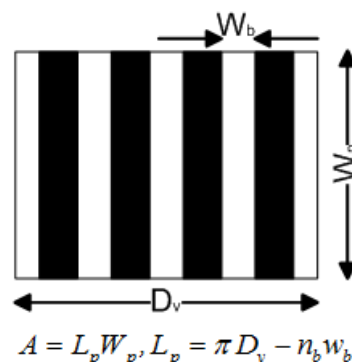
³ slots

⁴ bridge

⁵ Port width

⁶ Port length

در این رابطه D_v قطر محفظه شیر، w_b فاصله بین روزنه‌ها و n_b تعداد این فواصل می‌باشد که در شکل ۱-۳ شماتیک آن نشان داده شده است. موتور انبساطی تا کنون بصورت آکادمیک شبیه‌سازی و مورد مطالعه واقع نشده است و می‌توان گفت این تحقیق، اولین مدل شبیه‌سازی شده بر روی این سیستم می‌باشد. در کنار مدل ارائه شده، برای اولین بار است که تاثیر هندسه شیرهای گوناگون در عملکرد موتور مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. همچنین استفاده از بازده اگزرژی به عنوان پارامتر مد نظر برای بهینه‌سازی زمان بندی عملکرد این شیرها نیز برای اولین بار است که مورد مطالعه قرار می‌گیرد.

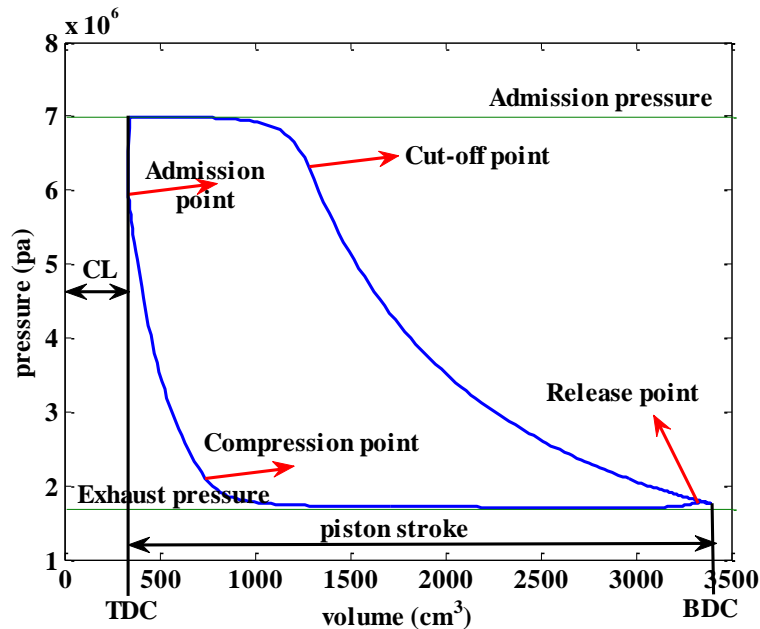


شکل ۱-۳: شماتیک دریچه‌های قرار گرفته روی محفظه سیلندر

۳-۲ اصول کارکرد موتور انبساطی یک طرفه

در موتور انبساطی یک طرفه گاز فشرده شده از محل ورودی، وارد محفظه سیلندر شده و به بالای پیستون یک طرفه هدایت می‌شود. در این حالت فشار قسمت پایین پیستون برابر فشار اتمسفر می‌باشد. پیستون که قابلیت حرکت دارد از طریق میل پیستون به شاتون متصل است. هنگامیکه پیستون حرکت بالا به پایین خود در سیلندر را انجام می‌دهد، میل پیستون حرکت خود را به کمک شاتون بر روی میل لنگ اعمال کرده و حرکت دورانی در میل لنگ تولید می‌کند. گاز منبسط شده فشار پایین که قسمتی از انرژی پتانسیل گاز فشار بالای ورودی را تبدیل به انرژی مکانیکی کرده است، از مسیر خروجی گاز خارج می‌شود. در شکل ۲-۳ فرآیندها و روند تغییرات فشار و حجم گاز در یک موتور انبساطی یک طرفه آورده شده است. برای کنترل گاز ورودی و خروجی، نوع شیر کنترلی تاثیر بسیار بالایی در عملکرد موتور دارد. پارامترهایی که در این مدل‌سازی از اهمیت فراوانی برخوردار است عبارت است از: زمان باز

شدن دریچه‌ها، مدت زمانیکه دریچه‌ها باز می‌باشند و میزان باز شدن سطح مقطع دریچه‌ها برای ورود و خروج گاز که زمان باز شدن دریچه‌ها مستقیماً به سرعت موتور بستگی دارد. در ادامه روش کنترل دبی در هر کدام از هندسه شیرهای مورد نظر بحث خواهد شد.



شکل ۳-۲: نمودار اندیکاتور یک موتور انبساطی یک طرفه

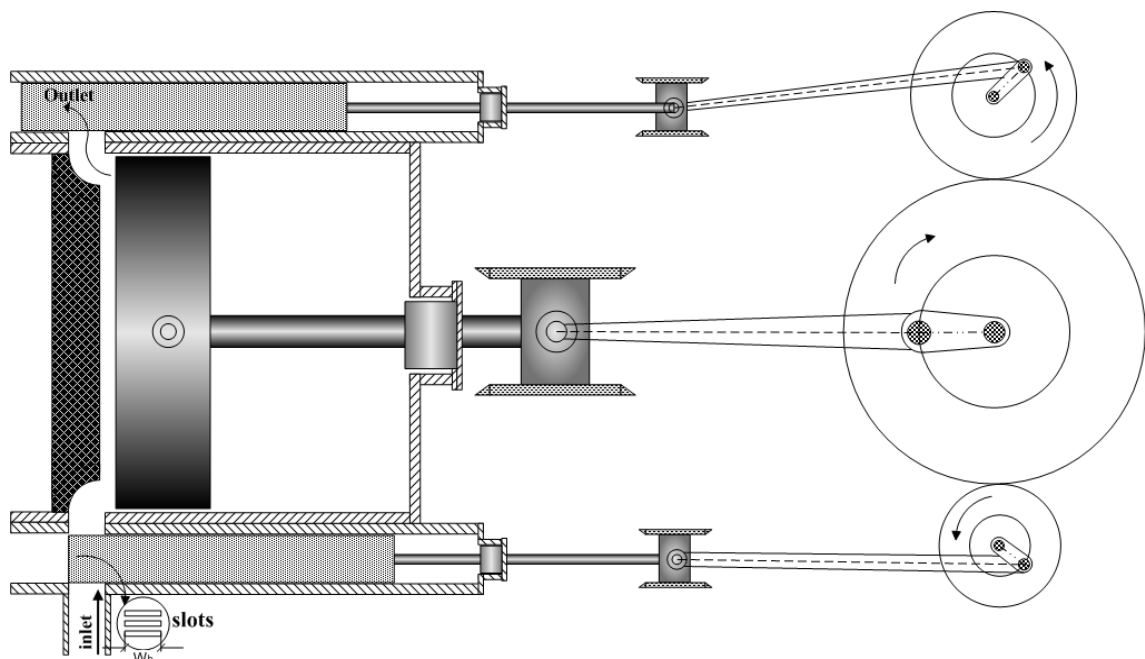
۳-۲-۱ موتور با شیر سیلندری^۱

در این مدل همانطور که در شکل ۳-۳ نشان داده شده است، دو دریچه مجزا یکی برای ورود و یکی برای خروج گاز در انتهای سیلندر در نظر گرفته شده است، که یک مسیر کوتاه منتهی به هر دریچه که در سر سیلندر تعبیه شده است، وظیفه انتقال گاز از محفظه شیر به محفظه سیلندر را بر عهده دارد. در محفظه هر شیر یک قطعه استوانه‌ای طویل که حکم شیر کنترلی دارد قرار گرفته است، که وظیفه آن کنترل مدت زمان هر فرآیند می‌باشد. بطوریکه چنانچه این استوانه کاملاً در جلوی دریچه‌ها قرار گرفته باشد، عملیات ورود و خروج گاز شکل نمی‌گیرد.

در شکل ۳-۳ لحظه آغاز حرکت پیستون از نقطه مرگ بالا نشان داده شده است. در این لحظه سیلندرها طوری قرار گرفته‌اند که دریچه ورودی و خروجی کاملاً بسته می‌باشد، در این لحظه با حرکت سیلندر

¹ Spool valve

در محفظه ورودی به سمت پایین، جریان گاز به داخل سیلندر^۱ شروع می‌شود. همزمان با حرکت رو به پایین پیستون و شیر ورودی به سمت پایین، شیر تخلیه به سمت بالا حرکت می‌کند تا عمل باز بودن هر دو دریچه در یک سمت پیستون در یک زمان صورت نگیرد. سیلندر شیر ورودی تا لحظه‌ای که دریچه ورودی کاملاً باز شود به حرکت رو به پایین ادامه خواهد داد، جاییکه شیر ورودی به اندازه چرخش $\theta_0 / 2$ لنگ به سمت پایین حرکت کرده است. پس از اینکه دریچه ورودی گاز بطور کامل باز شد، بلافاصله سیلندر شیر ورودی به سمت بالا حرکت می‌کند، در حالیکه پیستون همچنان به حرکت خود به سمت نقطه مرگ پایین خود ادامه می‌دهد. این بدان معناست که دریچه به محض اینکه کاملاً باز شد، بلافاصله شروع به بسته شدن می‌کند. پس از بسته شدن دریچه ورودی و اتمام زمان فرآیند ورود گاز در زاویه θ_0 ، همزمان با حرکت رو به پایین پیستون، تا یک زاویه خاص هر دو دریچه بسته می‌باشند تا عمل انبساط^۲ گاز شکل گیرد. لذا دریچه ورودی گاز تا پایان سیکل دیگر باز نخواهد شد.



شکل ۳-۳: هندسه شیر سیلندری در حالت یک طرفه

¹ Admission process

² Expansion process

پس از اتمام فرآیند انبساط، با توجه به حرکت سیلندر شیر خروجی به سمت پایین و همزمان با حرکت رو به بالای سیلندر شیر ورودی، دریچه خروجی شروع به باز شدن می‌کند. این شیر که در شکل در سمت راست سیلندر اصلی نشان داده شده، نیز به اندازه زاویه $(\theta_e - \theta_i)/2$ طول می‌کشد تا دریچه خروجی را کاملاً باز کند. θ_i زمان باز شدن دریچه خروجی و θ_e زمان بسته شدن آن می‌باشد. بدین معنا که دریچه خروجی نیز پس از کامل باز شدن، بلافاصله شروع به بسته شدن می‌کند تا اینکه در زاویه θ_e بسته می‌شود.

بدیهی است از آنجا که گاز خروجی از حجم بیشتری نسبت به گاز ورودی برخوردار است، مدت زمان فرآیند تخلیه^۱ بیشتر از مدت زمان فرآیند ورود گاز می‌باشد. بدین معنا که مدت زمانیکه طول می‌کشد تا دریچه تخلیه کاملاً باز شود بیشتر از مدت زمان مشابه در دریچه ورودی است، یعنی

$$(\theta_e - \theta_i)/2 > \theta_0/2$$

چنانچه پیستون اصلی یک کورس خود را کامل طی کند، هر دو سیلندر شیر ورودی خروجی نیز یک کورس را طی می‌کنند. بدین معنا که لنگ اصلی یک دور کامل بزند، دو لنگ دیگر نیز هر کدام یک دور می‌زنند. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که ابعاد لنگ کنترل کننده حرکت هر دو شیر باید با لنگ اصلی موتور برابر باشد. اما با توجه به برابری ابعاد دریچه ورودی و خروجی و از آنجا که مدت زمان باز شدن کامل دریچه خروجی از مدت زمان مشابه دریچه ورودی بیشتر است، چنین چیزی از لحاظ هندسی امکان ندارد که مثلاً یک شیر یک دریچه را در یک مقدار زاویه باز کند و یک شیر دیگر همان اندازه دریچه را در یک مدت زمان دیگر باز کند. در نهایت می‌توان اینطور بیان کرد که در صورت بکارگیری شیرهای سیلندری در موتور انبساطی باید این شیرها با کمک تجهیزات برقی کنترل گردند. در نتیجه شکلی که برای این شیر کشیده شده است تنها جنبه شماتیک دارد و چنین هندسه‌ای در عمل وجود ندارد. یکی از مزایای کنترل برقی این شیر عدم اتلاف انرژی در اتصالات ناشی از لنگ اصلی با هر کدام از شیرها می‌باشد.

^۱ Exhaust process

هندسه شیر سیلندری به گونه‌ای است که دریچه‌ها در لحظه شروع چرخش میل لنگ کاملاً بسته می‌باشند و در فرآیندهای ورود و خروج گاز به محض اینکه باز شدند، بلافاصله شروع به بسته شدن می‌کنند. از زاویه θ_e تا زاویه 360° درجه، فرآیند تراکم گاز^۱ شکل می‌گیرد، که در آن فشار و دمای گاز باقیمانده در محفظه سیلندر پیستون، به فشار و دمای مد نظر برای موتور می‌رسد. در این نوع شیر، هر سه زاویه θ_0 ، θ_i و θ_e به عنوان پارامترهای بهینه‌سازی مورد بررسی قرار گرفته است. بدین ترتیب برای محاسبه سطح مقطع لحظه‌ای در شیر سیلندری می‌توان از روابط زیر استفاده کرد:

$$A_s(\theta) = A_s \sin\left(\frac{\theta}{\theta_0} \pi\right) \text{ if } 0 \leq \theta \leq \theta_0 \quad 3-3$$

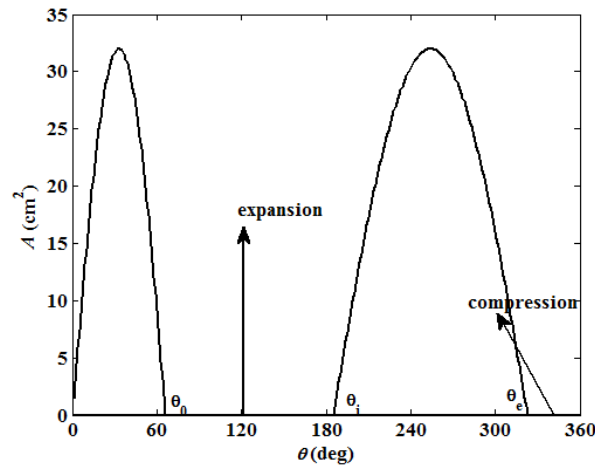
$$A_d(\theta) = A_d \sin\left(\frac{\theta - \theta_i}{\theta_e - \theta_i} \pi\right) \text{ if } \theta_i \leq \theta \leq \theta_e \quad 4-3$$

که در آن A_s و A_d از رابطه ۱-۳ محاسبه می‌شوند. میزان باز شدن سطح مقطع لحظه‌ای دریچه‌های ورود و خروج گاز با توجه به زاویه میل لنگ در شکل ۳-۴ آورده شده است. همانطور که مشخص است، از لحظه صفر درجه میل لنگ تا زاویه چرخش θ_0 فرآیند ورود گاز می‌باشد، از زاویه θ_0 تا زاویه θ_i فرآیند انبساط گاز، از زاویه θ_i تا زاویه θ_e فرآیند تخلیه و از زاویه θ_e تا انتهای سیکل که پیستون به نقطه مرگ بالای خود بازگشته است، فرآیند تراکم گاز شکل می‌گیرد.

مطلب دیگری که در این هندسه باید به آن اشاره شود، تفاوت در مدت زمان فرآیند انبساط و تراکم می‌باشد. از شکل ۳-۳ پیداست که در این هندسه فرض بر این بوده است هر دو دریچه در زمان ورود و خروج گاز به طور کامل باز شوند. اگر سطح مقطع لحظه‌ای دریچه‌ها تقسیم بر حداکثر مقدار باز شدن سطح مقطع دریچه‌ها در زمان کامل باز شدن شود، یعنی $A_s(\theta)/A_s$ یا $A_d(\theta)/A_d$ ، نسبت آنها از مقدار صفر تا یک و بالعکس در حال تغییر است، به همین دلیل است که برای محاسبه سطح مقطع لحظه‌ای از یک عبارت سینوسی برای مدل‌سازی استفاده شده است. از طرفی دیگر با توجه به روابط موجود در شیرهای کنترلی موتورهای بخار که در بخشهای بعدی در مورد آن توضیح داده خواهد شد و

¹ Compression process

همچنین معده حرکت پیستون که غیر خطی است، مشخص است که نمودار سطح مقطع لحظه‌ای مقدار باز شدن دریچه‌ها یک نمودار سینوسی از خود نشان می‌دهد. زیرا مقدار باز شدن دریچه‌ها در هر چرخش لنگ با یکدیگر برابر نیست. در غیر این صورت می‌توان به صورت خطی نیز آنها را مدل کرد.



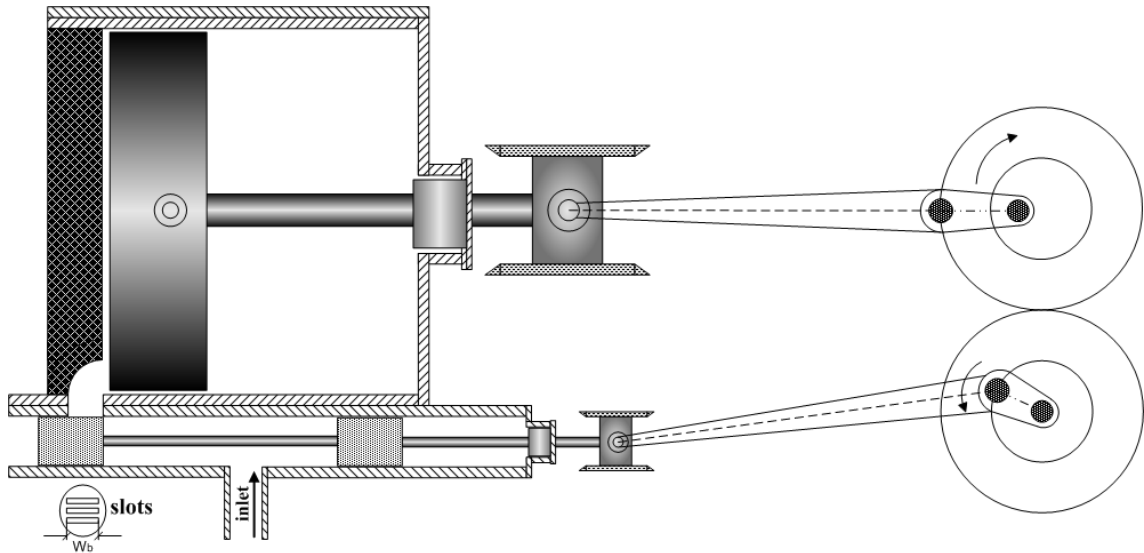
شکل ۳-۴: سطح مقطع لحظه‌ای دریچه شیر سیلندری

۲-۲-۳ موتور با شیر فلنجی^۱

از لحاظ شماتیک این شیر در واقع همان شیر پیستونی می‌باشد که در بخش بعدی در مورد آن توضیح داده خواهد شد، اما از آنجا که روش کنترل حرکت این نوع شیر با شیر پیستونی متفاوت می‌باشد و به منظور عدم تداخل نتایج، این شیر اینگونه نامیده شده است. در این مدل ورود و خروج گاز از یک دریچه صورت می‌گیرد و از یک شیر با ضخامت فلنج مشخص در دو طرف شیر برای کنترل چهار فرآیند اصلی استفاده می‌شود که در شکل ۳-۵ نشان داده شده است. نحوه عملکرد شیر در زمان فرآیند ورود گاز دقیقاً مانند شیر استوانه‌ای می‌باشد. از زمانیکه فرآیند ورود گاز اتمام یافت، فرآیند انبساط شکل می‌گیرد. در شیر فلنجی ضخامت فلنج شیر به گونه‌ای است که باید از عرض دریچه بیشتر باشد، تا فرآیند انبساط و تراکم به وجود آید، زیرا در صورت برابری ضخامت فلنج با عرض دریچه، در عمل دو فرآیند انبساط و تراکم در موتور به وجود نخواهند آمد که چنین مسئله‌ای امکان پذیر نیست. بنابراین مقدار بیشتر بودن ضخامت فلنج از دریچه، مدت زمان فرآیند انبساط را مشخص می‌کند، که بالطبع مدت زمان تراکم گاز

¹ Flange valve

نیز به همین اندازه خواهد بود. پس از بسته شدن دریچه ورود به طور کامل و اتمام فرآیند ورود گاز به داخل سیلندر، به اندازه گوشت اضافه تر نسبت به عرض دریچه که در فلنج پیستون شیر در نظر گرفته شده است، فرآیند انبساط شکل می گیرد.

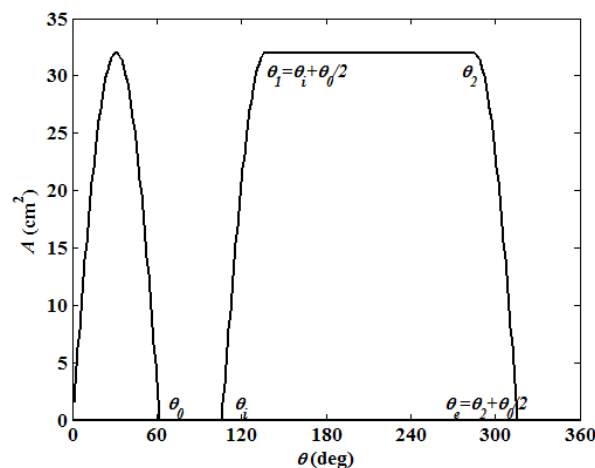


شکل ۳-۵: هندسه شیر فلنجی در حالت یک طرفه

پس از اتمام فرآیند انبساط، در یک زاویه مشخص θ_i ، فرآیند تخلیه گاز شروع خواهد شد که در حرکت رو به پایین شیر اتفاق می افتد. از آنجا که به دلیل افزایش حجم گاز در اثر انبساط، مدت زمان لازم برای تخلیه گاز باید بیشتر از مدت زمان ورود گاز باشد، در نتیجه پس از کامل شدن دریچه در فرآیند تخلیه گاز، زاویه θ_1 ، دریچه باید برای مدت زمانی کاملاً باز باشد که این مدت زمان برابر $\theta_2 - \theta_1$ خواهد بود. زاویه θ_1 زمانی است که دریچه تخلیه کاملاً باز می شود و زاویه θ_2 زمانی است که دریچه در زمان تخلیه گاز شروع به بسته شدن می کند. از آنجا که مدت زمان باز شدن کامل در زمان ورود گاز $\theta_0/2$ می باشد، کاملاً بدیهی است که θ_1 باید برابر $\theta_i + \theta_0/2$ باشد. به همین ترتیب، $\theta_e = \theta_2 + \theta_0/2$ می باشد. از زمان θ_e تا پایان سیکل، فرآیند تراکم گاز باقیمانده در حجم کنترل شکل می گیرد. زوایای مورد نظر برای بهینه سازی در شیر فلنجی زوایای θ_0 ، θ_i و θ_2 می باشد. رابطه مورد استفاده برای ورود گاز در این هندسه همانند شیر سیلندری مطابق رابطه ۳-۳ می باشد، اما برای کنترل دبی خروجی گاز از رابطه زیر استفاده می شود:

$$A_d(\theta) = A_d \begin{cases} \sin\left(\frac{\theta - \theta_i}{\theta_1 - \theta_i} \frac{\pi}{2}\right) & \text{if } \theta_i \leq \theta < \theta_1 \\ 1 & \text{if } \theta_1 \leq \theta < \theta_2 \\ \sin\left(\frac{\theta - \theta_2}{\theta_e - \theta_2} \frac{\pi}{2}\right) & \text{if } \theta_2 \leq \theta \leq \theta_e \end{cases} \quad 5-3$$

در این رابطه θ_1 زمانی می‌باشد که دریچه خروجی کاملاً باز شده است و θ_2 زمانی است که دریچه خروجی از حالت کاملاً باز شروع به بسته شدن می‌کند. میزان باز شدن سطح مقطع لحظه‌ای دریچه‌های ورود و خروج گاز با توجه به زاویه میل لنگ در شکل ۳-۶ آورده شده است. در این هندسه نیز همانند شیر سیلندری کنترل حرکت شیر باید به صورت برقی باشد. از لحاظ هندسی باید لنگ اصلی و لنگ شیر همزمان یک دور کامل بزنند، فقط شاتون شیر باید یک خارج از مرکزی داشته باشد، لذا باید یک دور برابر داشته باشند، اما از آنجا که مقدار جابجایی شیر با مقدار جابجایی پیستون برابر نیست پس باید به صورت برقی کنترل شود.



شکل ۳-۶: سطح مقطع لحظه‌ای دریچه شیر فلنجی

۳-۲-۳ موتور با حالت یونیفلو

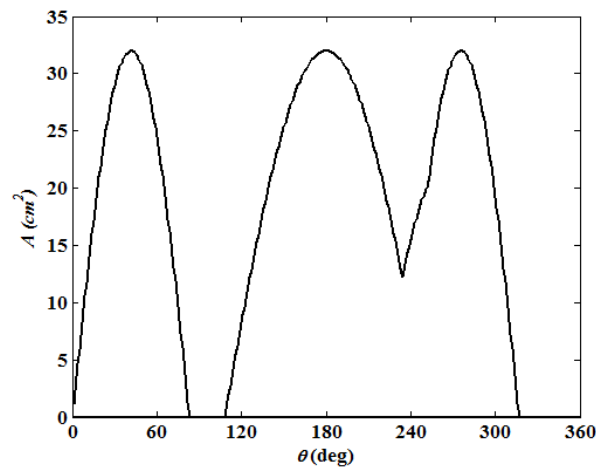
در این حالت، روش کنترل جرم ورودی دقیقاً همانند دو شیر سیلندری و فلنجی می‌باشد. به منظور خروج گاز از محفظه، دو مجموعه دریچه مجزا مدل‌سازی شده است. در واقع در این روش قسمتی از فرآیند تخلیه از طریق دریچه‌هایی که روی دیواره سیلندر اصلی تعبیه شده است صورت می‌گیرد که از

آن به عنوان دریچه اصلی یاد می‌شود. یکی از خصوصیات این مدل در این است که اندازه پیستون باید به اندازه کافی بزرگ باشد تا بتواند سطح مقطع دریچه‌های دور تا دور سیلندر را کاملاً در برگیرد. در این شیر، از یک زاویه مدنظر، θ_{mi} ، با عبور پیستون از روی دریچه‌های اصلی، فرآیند تخلیه شروع می‌شود. دقیقاً در زاویه 180° درجه، دریچه‌ها بطور کامل باز می‌شوند و سپس در حرکت رو به بالای پیستون، پیستون شروع به بستن دریچه‌های اصلی می‌کند.

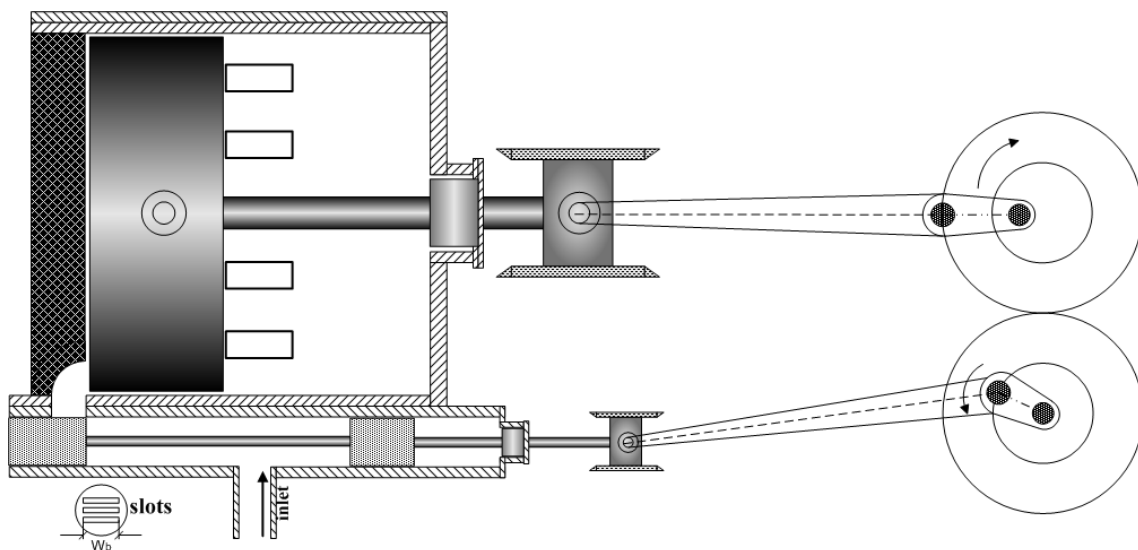
از آنجاییکه زمان تخلیه گاز در این حالت نسبتاً زود به اتمام می‌رسد، مدت زمان فرآیند تراکم بالا بوده و گاز باقیمانده به فشار و دمایی به مراتب بالاتر از فشار و دمای ورودی گاز به سیلندر می‌رسد. بدین دلیل استفاده از یک دریچه کمکی برای بیشتر شدن مدت زمان فرآیند تخلیه و کوتاه شدن مدت زمان فرآیند تراکم الزامی می‌باشد که در این تحقیق از همان دریچه ورود گاز به عنوان دریچه کمکی برای تخلیه گاز استفاده شده است. در مورد زمان مناسب باز و بسته شدن این دو مجموعه دریچه، با بررسی‌های به عمل آمده مشخص گردید که زمان شروع به باز شدن دریچه کمکی برای تخلیه، θ_{ai} ، باید زودتر از زمان شروع به بسته شدن دریچه‌های اصلی، θ_{me} ، باشد. بدین دلیل در بازه زمانی θ_{ai} تا θ_{me} هر دو مجموعه دریچه باز خواهد شد که در ادامه روابط مربوط به آن ارائه خواهد شد.

$$A_d(\theta) = \begin{cases} A_m \sin\left(\frac{\theta - \theta_{mi}}{\theta_{me} - \theta_{mi}} \pi\right) & \text{if } \theta_{mi} \leq \theta < \theta_{ai} \\ A_m \sin\left(\frac{\theta - \theta_{mi}}{\theta_{me} - \theta_{mi}} \pi\right) + A_s \sin\left(\frac{\theta - \theta_{ai}}{\theta_{ae} - \theta_{ai}} \pi\right) & \text{if } \theta_{ai} \leq \theta < \theta_{me} \\ A_s \sin\left(\frac{\theta - \theta_{ai}}{\theta_{ae} - \theta_{ai}} \pi\right) & \text{if } \theta_{me} \leq \theta \leq \theta_{ae} \end{cases} \quad 6-3$$

در رابطه بالا A_m سطح مقطع دریچه خروجی تعبیه شده روی دیواره سیلندر است که برابر سطح مقطع کل دریچه‌های روی محفظه شیر، A_s ، می‌باشد. بدین ترتیب برای یک سری زوایای به دست آمده، شکل ۷-۳ نشان‌دهنده سطح مقطع لحظه‌ای ورود و خروج گاز می‌باشد. در شکل ۸-۳ نحوه اتصال شیر به موتور در حالت یونیفلو نشان داده شده است.



شکل ۳-۷: سطح مقطع لحظه‌ای در حالت یونیفلو



شکل ۳-۸: شماتیک عملکرد موتور در حالت یونیفلو

۳-۲-۴ موتور با شیر پیستونی

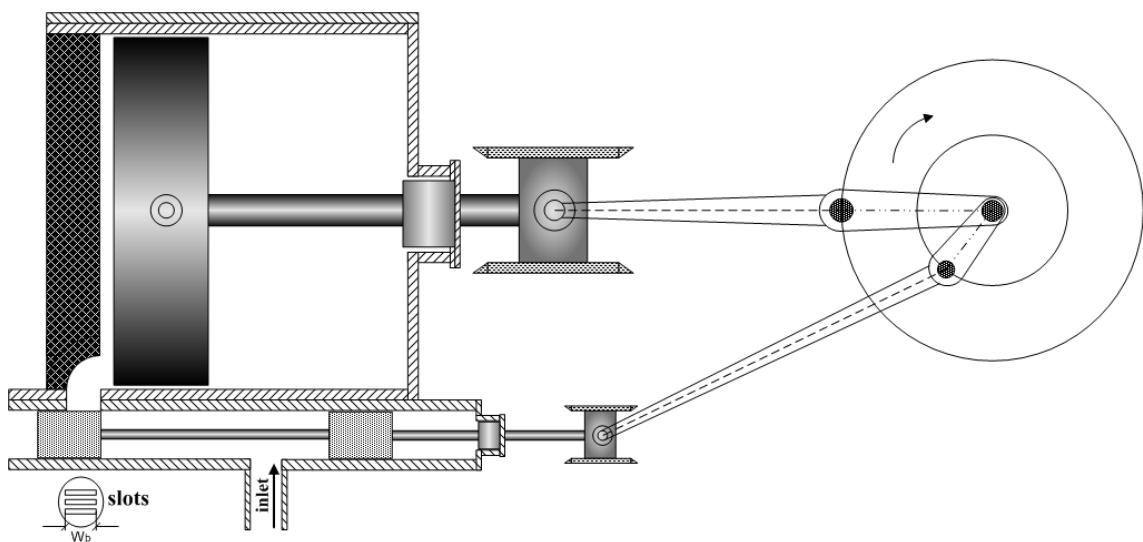
از شیر پیستونی^۱ و شیر کشویی^۲ در موتورهای بخار استفاده می‌شود. البته شیر کشویی پیشتر در سالهای بسیار دور مورد استفاده بوده است و امروزه بیشتر شیر پیستونی در این موتورها کاربرد دارد. در این تحقیق هر دو هندسه شیر مورد بررسی قرار گرفته است. در این دو مدل شیر، یک سری پارامترهایی وجود دارد که قبل از ارائه روابط باید به درک آنها دقت کرد. شیر پیستونی و شیر کشویی با مکانیسم

¹ Piston valve

² Slide valve

خاصی به نام دنده شیر^۱ که هم می‌تواند پیچیده و هم می‌تواند ساده باشد و به میل لنگ متصل است قابل کنترل می‌باشد. طراحیهای بسیار زیادی در مورد دنده شیر صورت گرفته است که از معروفترین آنها می‌توان به استفنس^۲ و والچارت^۳ اشاره کرد.

در شیر پیستونی، شکل ۳-۹، ورود گاز از بین فلنجهای شیر و خروج گاز از بالای آن صورت می‌گیرد [80]. در واقع محفظه تغذیه سیلندر در این شیرها همیشه از گاز پر فشار آغشته است و به محض باز شدن دریچه ورود، این گاز اجازه ورود به داخل سیلندر از میان مسیر خاصی^۴ را می‌یابد. در تمامی هندسه‌ها، این مسیر همیشه باز بوده و جزو حجم مرده مورد نظر در شبیه‌سازی می‌باشد.



شکل ۳-۹: هندسه شیر پیستونی در حالت یک طرفه

در این شیرها سه اصطلاح روی هم افتادگی فلنج شیر روی دریچه در زمان ورود^۵، روی هم افتادگی فلنج شیر روی دریچه خروج^۶ و مقدار باز بودن دریچه به منظور ورود گاز قبل از رسیدن پیستون به انتهای کورس خود^۷، وجود دارد که در ادامه توضیح داده خواهد شد [80]. منظور از روی هم افتادگی در زمان ورود و خروج یعنی اینکه زمانیکه شیر در مرکز کورس خود قرار دارد، چه مقدار از شیر روی

¹ Valve gear

² Stephenson's valve gear

³ Walschaerts valve gear

⁴ Gas passage

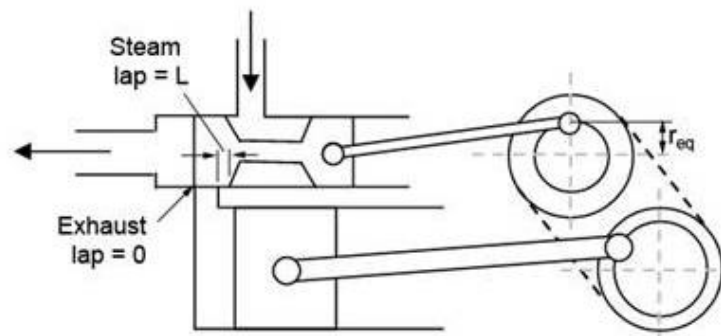
⁵ Inlet lap

⁶ Exhaust lap

⁷ Lead

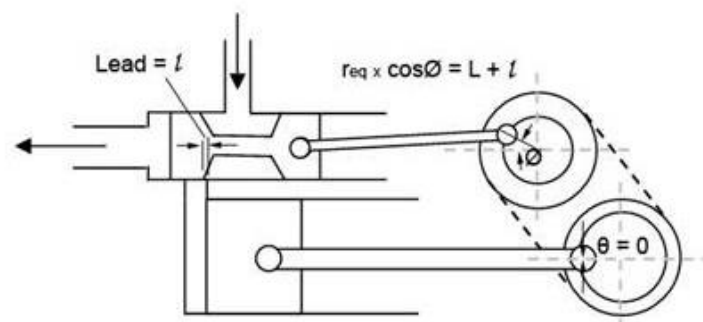
دریچه ورود و خروج را پوشانده است که عمل ورود و تخلیه گاز را به تاخیر بیندازد [80]. در شکل ۱۰-۳ مفهوم این دو عبارت نشان داده شده است.

این نکته نیز قابل ذکر است که هرچه مقدار روی هم افتادگی ورودی و خروجی بیشتر باشد، بالطبع مقدار ضخامت فلنج شیر نیز افزایش یافته که خود باعث بیشتر شدن کورس شیر و سریعتر حرکت کردن شیر می شود که این قضیه در بازه زمانی شکل گیری فرآیندهای موتور انبساطی تاثیر گذار است.



شکل ۱۰-۳: مفهوم S_l و E_l در شیر پیستونی

در برخی هندسه های مد نظر در موتورهای بخار و به منظور افزایش راندمان، دریچه ورودی را قبل از اینکه پیستون به انتهای حرکت خود برسد باز می کنند که به آن لید می گویند. در شکل ۱۱-۳ مفهوم این عبارت نشان داده شده است.



شکل ۱۱-۳: مفهوم L_e در شیر پیستونی

در انتها ذکر این نکته اهمیت دارد که سیستم کنترل کننده این دو مدل شیر به گونه‌ای است که تمامی فرآیندها بر اساس زمان اتمام ورود گاز یا همان زمان بسته شدن دریچه ورود گاز^۱ شکل می‌گیرد. برای دانستن مکان قرارگیری شیر در داخل محفظه خود در هر لحظه می‌توان از رابطه زیر استفاده کرد [81]:

$$z_v = r_{eq} \sin(\theta - \phi) \quad 7-3$$

ϕ زاویه گریز از مرکزی لنگ^۲ استفاده شده برای کنترل حرکت شیر می‌باشد که در شکل ۳-۹ نشان داده شده است. r_{eq} نیز مقدار شعاع لنگ گریز از مرکز^۳ می‌باشد. هر دوی این پارامترها مقادیری ثابت می‌باشند. کاملاً بدیهی است همانند کورس پیستون که دو برابر شعاع لنگ می‌باشد، حداکثر جابجایی شیر نیز دو برابر مقدار r_{eq} است. شکل ۳-۱۲ نشان دهنده یک نمونه شیر پیستونی بکار رفته در موتور بخار می‌باشد.



شکل ۳-۱۲: یک نمونه شیر پیستونی

اصل الزام عدم جریان ورودی گاز در تمام طول یک کورس بدین قرار است که فرض کنیم در حالت ایده‌آل در یک طرف پیستون، در تمام کورس پیستون گاز اجازه ورود به محفظه سیلندر پیستون را داشته باشد، در حالیکه سمت مخالف در حال تخلیه گاز می‌باشد. در حقیقت چنین قضیه‌ای نامطلوب می‌باشد. زیرا در انتهای کورس، فضای سیلندر در قسمت ورود گاز با گازی با فشار خط تغذیه یا نزدیک آن پر شده است و شامل مقدار زیادی انرژی است. در حالیکه در انتهای کورس، فضای سیلندری که

¹ Cut-off angle

² Eccentric angle of advance

³ Eccentric crank radius

شامل گاز کم فشار برای تخلیه می باشد، تمام انرژی هدر خواهد رفت. بنابراین در عمل، گاز در بخشی از کورس رو به پایین پیستون وارد سیلندر می شود نه در تمام طول کورس پیستون و در بخشی دیگر از حرکت پیستون تا انتهای کورس خود، عمل انبساط گاز شکل می گیرد. در نقطه مرگ بالا، جاییکه شروع فرآیند ورود گاز می باشد، اگر دریچه به یک اندازه مشخص باز باشد، یعنی لید وجود داشته باشد، رابطه زیر به دست می آید [81]:

$$S_l + L_e = r_{eq} \cos(-\phi) \quad 8-3$$

که L_e همان لید می باشد. بر اساس زمان اتمام ورود گاز به محفظه سیلندر پیستون، مکان شیر نسبت به نقطه مرکزی حرکت آن برابر S_l می باشد [81]:

$$S_l = r_{eq} \cos(\theta_c - \phi) \quad 9-3$$

با توجه به روابط ارائه شده، زاویه گریز از مرکز را می توان از رابطه زیر محاسبه کرد [81]:

$$\phi = \tan^{-1} \left[\left(\frac{S_l}{S_l + L_e} - \cos \theta_c \right) / \sin \theta_c \right] \quad 10-3$$

مطابق با تعاریف ارائه شده، مقدار باز بودن لحظه ای دریچه ها در زمان ورود و خروج گاز به ترتیب در روابط ۱۱-۳ و ۱۲-۳ آمده است [81]:

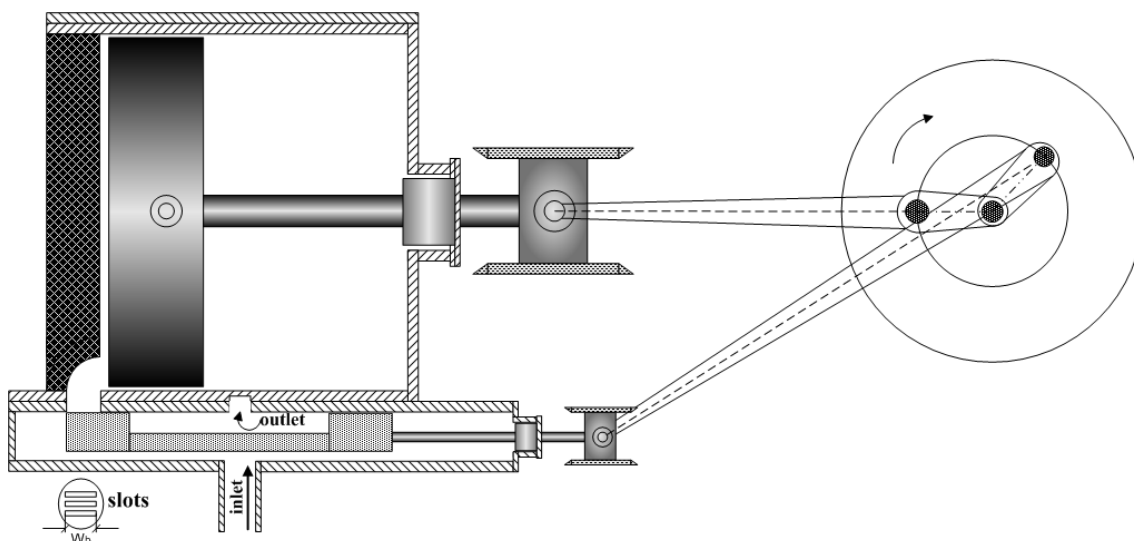
$$y_i = r_{eq} \cos(\theta - \phi) - S_l \quad 11-3$$

$$y_o = -r_{eq} \cos(\theta - \phi) - E_l \quad 12-3$$

۳-۲-۵ موتور با شیر کشویی

در شیر کشویی که در شکل ۱۳-۳ نشان داده شده است، بر عکس شیر پیستونی عمل ورود گاز از بالای شیر و عمل تخلیه گاز از میان شیر صورت می گیرد. در این شیر که از یک صفحه صاف قرار گرفته روی دریچه ها برخوردار است، بجای هندسه روزنه های بیان شده در شیرهای دیگر، از یک دریچه مستطیلی واحد به منظور ورود و خروج گاز استفاده می شود. طول این دریچه برابر قطر پیستون اصلی انتخاب شده است. برای مقایسه بهتر نتایج شیرها با یکدیگر، سطح مقطع این دریچه برابر با سطح مقطع دیگر شیرها

در نظر گرفته شده است. بدین منظور با تقسیم سطح مقطع دریچه شیرهای دیگر بر قطر پیستون اصلی یا همان طول دریچه در شیر کشویی، عرض دریچه قابل محاسبه است [81].



شکل ۳-۱۳: هندسه شیر کشویی در حالت یک طرفه

در شکل ۳-۱۴ یک نمونه شیر کشویی مورد استفاده در موتور بخار نشان داده شده است.



شکل ۳-۱۴: یک نمونه شیر کشویی

مقایسه هندسه دو شیر نشان می‌دهد که مکان قرارگیری پین نشان‌دهنده گریز از مرکز در شیر کشویی برعکس شیر پیستونی در جهت حرکت پیستون اصلی می‌باشد. بدین صورت با شروع حرکت پیستون از نقطه مرگ بالا به سمت پایین، شیر کشویی نیز در ابتدا به سمت پایین حرکت می‌کند، در حالیکه شیر پیستونی در ابتدا به سمت بالا حرکت می‌کند. در شیر کشویی و پیستونی مقدار روی هم افتادگی در زمان ورود گاز و زاویه اتمام فرآیند ورود گاز، S_l و θ_c ، برای بهینه‌سازی مد نظر قرار گرفته است.

برای این دو شیر مقدار روی هم افتادگی شیر و دریچه در زمان تخلیه گاز و مقدار باز بودن دریچه ورود زمانیکه پیستون اصلی به انتهای کورس خود می‌رسد، برابر صفر در نظر گرفته شده است، یعنی $L_e = E_l = 0$. با توجه به این قضیه می‌توان گفت که تحت هر مقداری برای روی هم افتادگی در زمان ورود گاز و هر زاویه‌ای برای اتمام زمان ورود گاز، مدت زمان تخلیه برابر 180° درجه به دست خواهد آمد. در ادامه روابط مربوط به شیر کشویی آورده شده است.

$$S_l + L_e = r_{eq} \sin(\phi) \quad 13-3$$

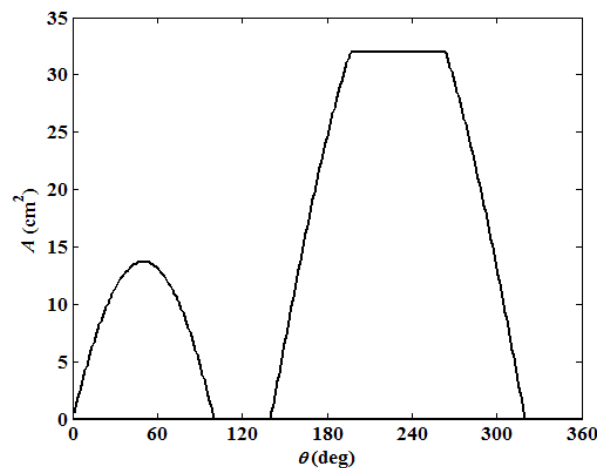
$$S_l = r_{eq} \sin(\theta_c + \phi) \quad 14-3$$

$$\phi = \tan^{-1} \left[\sin \theta_c / \left(\frac{S_l}{S_l + L_e} - \cos \theta_c \right) \right] \quad 15-3$$

$$y_i = r_{eq} \sin(\theta + \phi) - S_l \quad 16-3$$

$$y_o = -r_{eq} \sin(\theta + \phi) - E_l \quad 17-3$$

سطح مقطع لحظه‌ای دو شیر در شکل ۱۵-۳ آورده شده است.

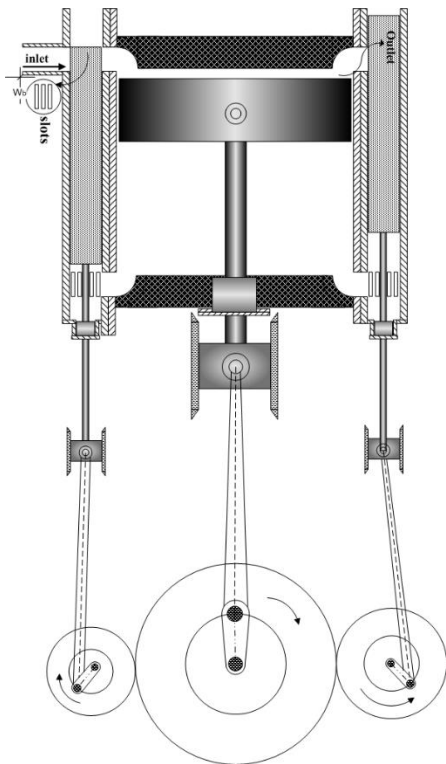


شکل ۱۵-۳: سطح مقطع لحظه‌ای دریچه شیر پیستونی و کشویی

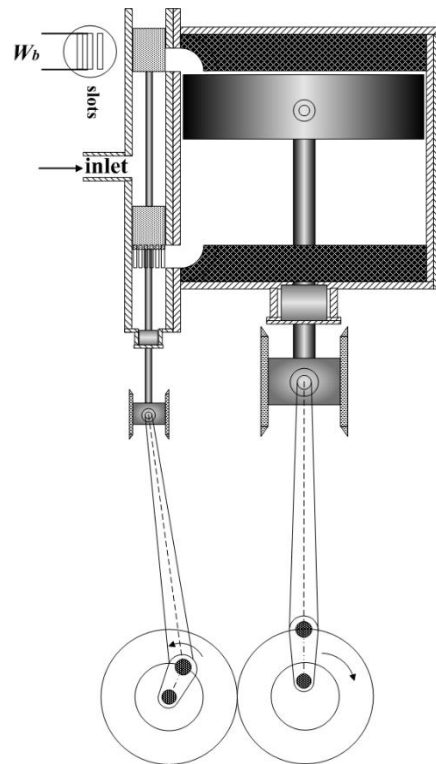
۳-۳ موتور انبساطی دو طرفه

منظور از حالت دو طرفه استفاده از هر دو طرف پیستون به منظور کاهش فشار گاز و تولید انرژی می‌باشد. در حالت دو طرفه در واقع با استفاده از تقلیل فشار گاز در هر دو طرف پیستون، می‌توان

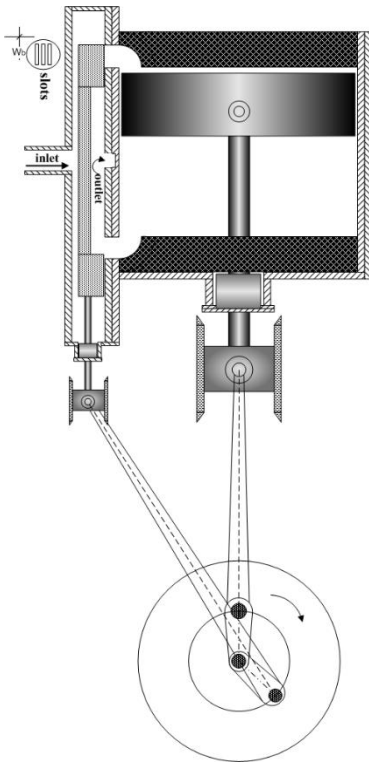
راندمان کار را بالا برد و از هر دو طرف برای تولید توان بهره برد. در حالت دو طرفه پیستون بوسیله فشار بالای گاز که بر هر دو طرف پیستون اعمال می‌شود به حرکت در می‌آید، در حالیکه در حالت یک طرفه فشار بالای گاز، به پایین رفتن پیستون کمک می‌کند و انرژی ذخیره شده در میل لنگ در بالا رفتن پیستون تاثیر گذار است. این سیکل ترمودینامیکی طی شده در هر دو طرف پیستون کاملا مشابه یکدیگر است. از لحاظ فرآیندی تفاوت چندانی بین خواص گاز در بالا و پایین پیستون وجود ندارد، فقط در پایین پیستون قطر میل پیستون نیز باید در محاسبات حجم لحاظ شود. توان تولید شده در حالت دو طرفه تقریبا دو برابر حالت یک طرفه می‌باشد. شکل ۳-۱۶ تا شکل ۳-۲۰ موتور دو طرفه در تمام پنج حالت مورد بررسی را نشان می‌دهد. می‌توان اینطور بیان کرد که برای صنایع گاز باید از حالت دو طرفه استفاده کرد تا وقفه‌ای در انتقال گاز به شبکه گاز شهری به وجود نیاید، زیرا در طرفیکه عمل ورود گاز شکل می‌گیرد، در طرف دیگر گاز از محفظه سیلندر پیستون تخلیه می‌گردد.



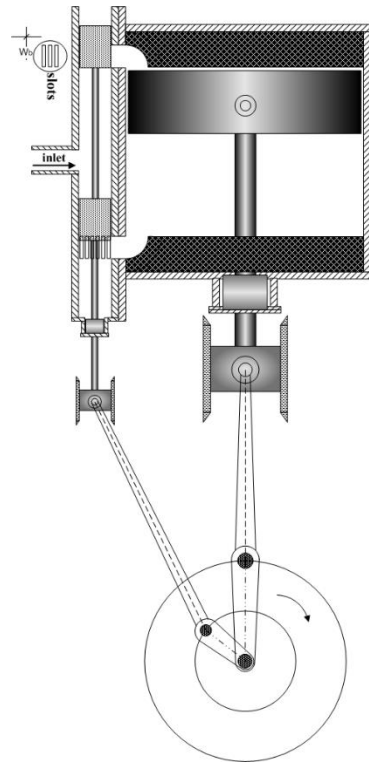
شکل ۳-۱۷: شیر سیلندری در حالت دو طرفه



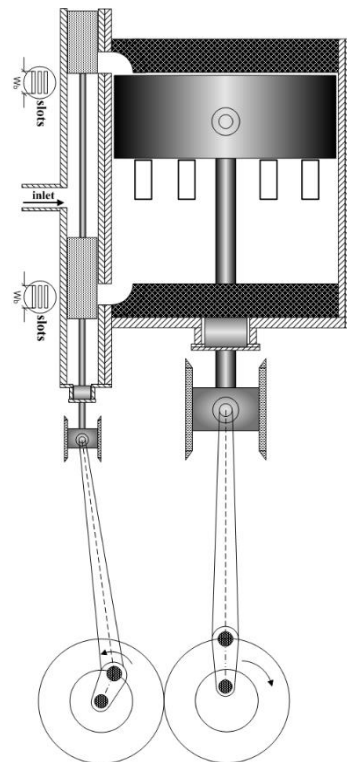
شکل ۳-۱۶: شیر فلنجی در حالت دو طرفه



شکل ۳-۱۹: شیر کشویی در حالت دو طرفه

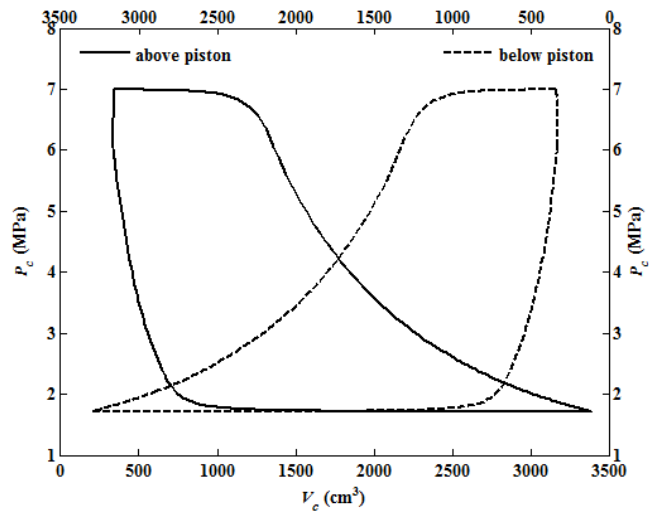


شکل ۳-۱۸: شیر پیستونی در حالت دو طرفه



شکل ۳-۲۰: موتور دو طرفه در حالت یونیفلو

در شکل ۲۱-۳ نمودار اندیکاتور یک موتور انبساطی دو طرفه ارائه شده است.



شکل ۲۱-۳: نمودار اندیکاتور یک موتور انبساطی دو طرفه

۴- فصل چهارم: مدل سازی موتور انبساطی و روابط حاکم

۱-۴ مقدمه

در این فصل در ابتدا تمامی روابط هندسی موتور و معادلات مربوط به محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز در حالت ایده آل و واقعی ارائه خواهد شد و پس از بررسی روابط تحلیل عملکرد موتور، توضیحاتی در مورد روش الگوریتم ژنتیک بکار رفته در بهینه‌سازی و روش تحلیل پروژه آورده شده است.

۲-۴ پارامترهای هندسی موتور رفت و برگشتی

پارامترهای اشاره شده در زیر اساس هندسه موتور را بیان می‌کنند که در تعیین مقادیر قطر پیستون، شعاع لنگ، طول شاتون و میزان حجم مرده باید در نظر گرفته شوند. اولین پارامتر، نسبت تراکم که نشان‌دهنده نسبت حداکثر حجم جابجایی، V_d ، به حداقل میزان حجم یا همان حجم مرده، V_{cl} ، می‌باشد:

$$r_c = \frac{V_d + V_{cl}}{V_{cl}} \quad 1-4$$

پارامتر بعدی، نسبت قطر سیلندر به کورس پیستون است:

$$BS = \frac{D_i}{S} \quad 2-4$$

پارامتر هندسی بعدی نسبت طول شاتون به شعاع لنگ می‌باشد:

$$CLCR = \frac{L}{R} \quad 3-4$$

سیلندر پیستون بکار رفته در موتور انبساطی از نوع مکانیزم لنگ و لغزنده می‌باشد که در شکل ۱-۴ شماتیک آن آورده شده است. جابجایی پیستون با توجه به نقطه مرگ بالا در این مکانیزم در هر لحظه از رابطه زیر به دست می‌آید [82]:

$$x(\theta) = x_{cl} + R(1 - \cos \theta) + L \left\{ 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta} \right\} \quad 4-4$$

با در نظر گرفتن $\theta = \omega t$ که در آن ω سرعت زاویه‌ای^۱ ثابت می‌باشد، رابطه زیر به دست می‌آید:

^۱ Angular velocity

$$x(t) = x_{cl} + R(1 - \cos(\omega t)) + L \left\{ 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2(\omega t)} \right\} \quad 5-4$$

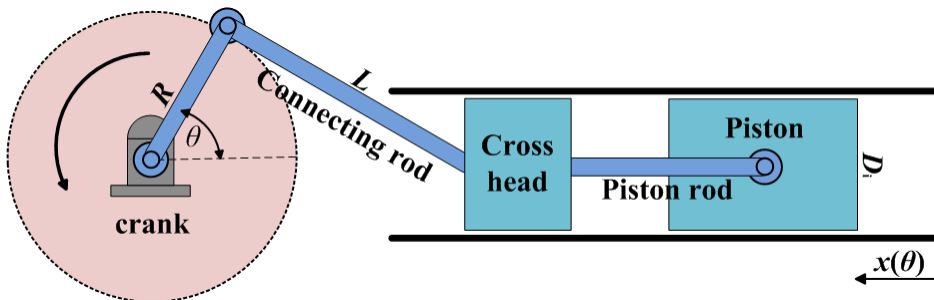
x_0 طول اولیه حجم مرده^۱، R شعاع لنگ^۲ و L طول شاتون^۳ می باشد. حجم لحظه ای سیلندر از رابطه زیر به دست می آید:

$$V_c(\theta) = \frac{\pi D_i^2}{4} x(\theta) \quad 6-4$$

D_i قطر پیستون می باشد. با مشتق گرفتن از رابطه جابجایی لحظه ای پیستون، حجم لحظه ای گاز درون سیلندر پیستون بر حسب زمان از رابطه ۸-۴ به دست می آید:

$$\dot{x}(\theta) = R \sin \theta + \frac{1}{2} \frac{\frac{R}{L} \sin(2\theta)}{\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta}} \quad 7-4$$

$$dV_c(\theta) = \frac{\pi D_i^2}{4} \dot{x}(\theta) \quad 8-4$$



شکل ۱-۴: مکانیزم لنگ لغزنده در موتور انبساطی

۳-۴ قانون بقای جرم

رابطه نرخ جریان جرمی مورد نظر در این تحقیق با توجه به فرضیات زیر به دست می آید:

(۱) حالت جریان پیوسته باشد. (۲) جریان در دریچه ورودی و خروجی آدیاباتیک باشد. (۳) دریچه ورودی و خروجی مانند یک اوریفیس عمل کند. همچنین فرض می شود که در حین ورود گاز، فشار بالادست

¹ Clearance volume

² Crank Radius

³ Connecting rod length

دریچه ورودی که همان فشار خط لوله تغذیه می‌باشد، ثابت باشد. در زمان شروع حرکت پیستون، فشار سیلندر معمولاً نزدیک فشار محفظه ورودی می‌باشد. اما زمانی که پیستون شتاب می‌گیرد، فشار سیلندر افت پیدا کرده، که در نتیجه سرعت جریان گاز از دریچه‌ها افزایش پیدا خواهد کرد. در صورتیکه جریان عبوری از دریچه‌ها به داخل سیلندر همانند جریان گذرنده از اوریفیس به داخل یک مخزن با فشار یکنواخت در نظر گرفته شود، سرعت لحظه‌ای جریان گاز به داخل سیلندر قابل محاسبه خواهد بود. لذا رابطه زیر دبی ورودی به سیلندر را نشان می‌دهد [83] و [84]:

$$\dot{m}_i = C_d A P_L \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT_L}} \sqrt{\left(\frac{P}{P_L}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P}{P_L}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \quad 9-4$$

که A سطح مقطع عبور جریان، P_L و T_L فشار و دمای بالادست، P فشار پایین دست، R ثابت گاز و γ نسبت گرمای ویژه می‌باشد. طبیعی است که شرایط جریان عبوری از دریچه‌های ورود و یا خروج می‌تواند بحرانی یا زیر شرایط بحرانی باشد. برای کسب اطلاعات بیشتر در مورد سطح موثر ورودی جریان می‌توان به منبع [85] مراجعه کرد. زمانی که فشار گاز داخل سیلندر کاهش می‌یابد، سرعت گاز عبوری از میان دریچه‌ها افزایش می‌یابد. در برخی مواقع ممکن است سرعت آن به سرعت صوت برسد تا آنجا که جریان به حالت خفگی^۱ می‌رسد که در این صورت هرگونه کاهش در فشار سیلندر بر میزان سرعت تاثیر گذار نیست. در واقع این معنی را می‌دهد که امکان ندارد دستوری از جریان پایین دست به جریان بالادست دریچه داده شود که سرعت افزایش یابد. این اتفاق در یک نسبت فشار خاصی از فشار پایین دست به بالا دست ممکن است رخ دهد که به آن نسبت فشار بحرانی گویند و با مشتق گرفتن از رابطه ۹-۴ نسبت به P/P_L و برابر صفر قرار دادن، نتیجه زیر به دست می‌آید:

$$\left(\frac{P}{P_L}\right)_{max. flow} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad 10-4$$

^۱ Choked flow

در واقع اگر جریان در حالت خفگی باشد، نرخ جریان جرم برای فشارهای زیر فشار بحرانی ثابت خواهد بود و هیچ افزایشی در سرعت گاز شکل نخواهد گرفت. بنابراین، زمانیکه نسبت فشار P/P_L کمتر از رابطه ۴-۱۰ باشد، رابطه نرخ جریان جرم مطابق رابطه ۴-۱۱ بیان می شود [86]:

$$(\dot{m}_i)_{max.flow} = C_d A P_L \sqrt{\frac{\gamma}{RT_L} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad 11-4$$

از آنجا که دریچه‌های ورودی و خروجی همانند اوریفیس عمل می کنند، برای محاسبه نرخ دبی جریان ورودی و خروجی از دریچه‌ها به سیلندر باید شرایط جریان خفگی نیز بررسی شود [86]. در این تحقیق شرایط امکان برگشت جریان نیز در نظر گرفته شده است. رابطه ۴-۱۲ دبی جرمی جریان ورودی به سیلندر را ارائه می دهد.

$$\frac{dm_s}{d\theta} = \begin{cases} \frac{1}{\omega} A_s(\theta) P_s C_d \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT_s}} \sqrt{\left(\frac{P_c}{P_s}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_c}{P_s}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} & \text{if } \frac{P_c}{P_s} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \frac{1}{\omega} A_s(\theta) P_s C_d \sqrt{\frac{\gamma}{RT_s} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} & \text{if } \frac{P_c}{P_s} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases} \quad 12-4$$

محاسبه دبی خروجی از سیلندر همانند دبی ورودی می باشد، تنها با این تفاوت که در این حالت فشار بالادست دریچه فشار سیلندر بوده که در واقع ثابت نیست، ولی فشار پایین دست که همان فشار تخلیه می باشد ثابت است. در محاسبه دبی خروجی، اگر فشار تخلیه کمتر از فشار بحرانی از دریچه گردد، پدیده خفگی شکل خواهد گرفت. رابطه ۴-۱۳ دبی جرمی جریان خروجی از سیلندر را ارائه می دهد.

$$\frac{dm_d}{d\theta} = \begin{cases} \frac{1}{\omega} A_d(\theta) P_c C_d \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT_c}} \sqrt{\left(\frac{P_d}{P_c}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_d}{P_c}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} & \text{if } \frac{P_d}{P_c} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \frac{1}{\omega} A_d(\theta) P_c C_d \sqrt{\frac{\gamma}{RT_c} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} & \text{if } \frac{P_d}{P_c} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases} \quad 13-4$$

در این روابط C_d ضریب تخلیه^۱ می باشد که برابر ۰/۹ در نظر گرفته شده است. P_c فشار لحظه‌ای گاز می باشد که روش محاسبه آن برای گاز با حالت ایده‌آل و حالت واقعی در ادامه ارائه خواهد شد. عبارت دوم ارائه شده در هر رابطه مربوط به شرایط خفگی می باشد. A_s سطح جریان ورودی گاز و A_d سطح جریان خروجی گاز می باشد و با توجه به هندسه شیر محاسبه خواهد شد که در فصل قبلی بطور کامل توضیح داده شد. اگر از نشتی گاز درون سیلندر صرف نظر شود، معادله بقای جرم مطابق رابطه ۴-۱۴ خواهد بود [86]:

$$\frac{dm_c}{d\theta} = \frac{dm_s}{d\theta} - \frac{dm_d}{d\theta} \quad 14-4$$

که $\frac{dm_s}{d\theta}$ از رابطه ۴-۱۲ و $\frac{dm_d}{d\theta}$ از رابطه ۴-۱۳ قابل محاسبه خواهد بود و با استفاده از روش تفاضل محدود پیشرو، معادله بقای جرم به صورت زیر خواهد شد.

$$\frac{m_c^{j+1} - m_c^j}{\Delta\theta} = \frac{dm_s^j}{d\theta} - \frac{dm_d^j}{d\theta} \quad 15-4$$

با بازنویسی رابطه ۴-۱۵، جرم درون حجم کنترل در هر لحظه از رابطه زیر به دست می آید:

$$m_c^{j+1} = m_c^j + \left(\frac{dm_s^j}{d\theta} - \frac{dm_d^j}{d\theta} \right) \Delta\theta \quad 16-4$$

$\Delta\theta$ بازه زمانی بین هر دو گام می باشد که برابر $2\pi/n$ است. n کل گام می باشد که در این تحقیق برای دقت بالاتر هر زاویه به ده قسمت تقسیم شده است، یعنی $n = 3600$. دانسیته لحظه‌ای جریان درون حجم کنترل با توجه به رابطه ۴-۱۶، از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$\rho_c^{j+1}(\theta) = \frac{m_c^{j+1}}{V_c^{j+1}} \quad 17-4$$

۴-۴ قانون اول ترمودینامیک

در این قسمت معادلات حاکم بر اساس دو مساله فیزیکی فرآیند پر کردن سیلندر از گاز طبیعی و عملیات رفت و برگشتی پیستون موتور انبساطی، ارائه شده‌اند. برای یک موتور انبساطی معادلات زیر

¹ Discharge coefficient

مد نظر می‌باشد: معادلات سینماتیکی برای مکانیک لنگ لغزنده، معادلات بقای جرم، معادلات ترمودینامیکی و معادلات انتقال حرارت. در این پروژه یک مخزن بطور جزئی شارژ شده مد نظر می‌باشد، بدین معنی که در شروع فرآیند مقداری گاز داخل سیلندر وجود دارد. این مسئله در شکل ۴-۲ نشان داده شده است، که در آن گاز محصور شده بین سیلندر و پیستون به عنوان حجم کنترل با خط چین مشخص شده است. قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل وابسته به زمان به صورت زیر است:

$$\frac{dE_{CV}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_i \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_i - \sum \dot{m}_d \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_d \quad 18-4$$

که در آن \dot{Q} ، \dot{W} و dE_{CV}/dt به ترتیب نرخ انتقال حرارت، نرخ کار انجام شده و نرخ تغییرات انرژی حجم کنترل می‌باشد. $\sum (mh)_i$ و $\sum (mh)_d$ نیز به ترتیب جملات شار آنتالپی ورود و خروج جریان جرم می‌باشد. به منظور محاسبه حالت خاصی از معادله انرژی فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

- ۱- سرعت زاویه‌ای میل لنگ ثابت است.
- ۲- هیچگونه نشتی از قسمت رینگ پیستون صورت نمی‌گیرد.
- ۳- از انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر می‌شود.
- ۴- انرژی گاز درون سیلندر برابر انرژی داخلی گاز فرض شده است.
- ۵- از تغییرات آنتالپی در ورودی و خروجی صرف نظر شده است.

۴-۴-۱ قانون اول ترمودینامیک برای گاز واقعی

معادله بقای انرژی برحسب تغییرات زاویه لنگ مطابق رابطه ۴-۱۹ خواهد شد:

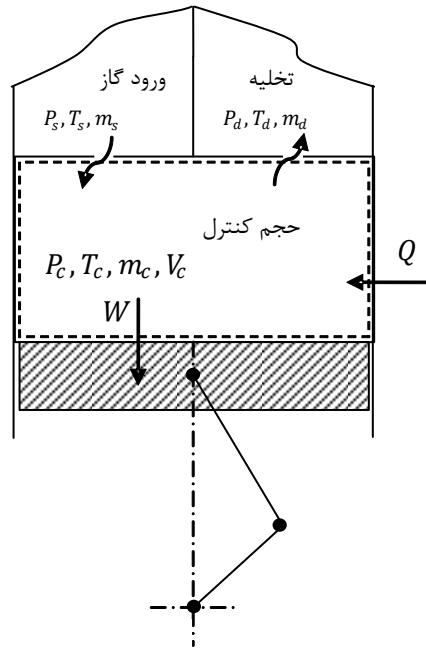
$$\frac{d(m_c u_c)}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - \frac{dW}{d\theta} + \frac{d(m_s h_s)}{d\theta} - \frac{d(m_d h_d)}{d\theta} \quad 19-4$$

که عبارات کار و انتقال حرارت از روابط زیر به دست می‌آید:

$$\frac{dW}{d\theta} = P_c \frac{dV_c}{d\theta} \quad 20-4$$

$$\dot{Q} = \frac{1}{\omega} \frac{T_w - T_c(\theta)}{R_{in}(\theta)} \quad 21-4$$

ω سرعت زاویه‌ای می‌باشد. انتقال حرارت بین دیواره و گاز مدل شده است که در بخش بعدی در مورد آن توضیح داده خواهد شد.



شکل ۲-۴: حجم کنترل و طرح شماتیک یک سیلندر پیستون

با جاگذاری روابط ۲۰-۴ و ۲۱-۴ در معادله ۱۹-۴ و با استفاده از روش تفاضل عددی محدود پیشرو، رابطه زیر برای قانون اول ترمودینامیک بر حسب زاویه لنگ به دست می‌آید:

$$\frac{m_c^{j+1} u_c^{j+1} - m_c^j u_c^j}{\Delta \theta} = \frac{(T_a - T_c^j)}{\omega R_i^j} - P_c^j \frac{dV_c^j}{d\theta} + h_s^j \frac{dm_s^j}{d\theta} - h_d^j \frac{dm_d^j}{d\theta} \quad 22-4$$

در نهایت با مرتب سازی رابطه بالا، انرژی داخلی گاز درون حجم کنترل در هر لحظه به صورت رابطه ۲۳-۴ قابل محاسبه خواهد بود.

$$u_c^{j+1} = \frac{1}{m_c^{j+1}} \left\{ m_c^j u_c^j + \left(\frac{(T_a - T_c^j)}{\omega R_i^j} - P_c^j \frac{dV_c^j}{d\theta} + h_s^j \frac{dm_s^j}{d\theta} - h_d^j \frac{dm_d^j}{d\theta} \right) \Delta \theta \right\} \quad 23-4$$

۲-۴-۴ قانون اول ترمودینامیک برای گاز ایده آل

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

$$u = C_v T \quad 24-4$$

$$h = C_p T \quad ۲۵-۴$$

$$R = C_p - C_v \quad ۲۶-۴$$

که $R_g = \bar{R}/M_w$ ثابت گاز و M_w جرم مولکولی گاز می باشد. عبارت سمت چپ معادله انرژی به صورت رابطه زیر خواهد شد:

$$\frac{d(m_c u_c)}{d\theta} = m_c \frac{du_c}{d\theta} + u_c \frac{dm_c}{d\theta} \quad ۲۷-۴$$

دمای لحظه ای گاز درون حجم کنترل از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$T_c^{j+1} = T_c^j + dT_c^j \quad ۲۸-۴$$

که برای محاسبه dT_c^j ، با استفاده از معادلات ۲۴-۴ تا ۲۶-۴ و رابطه ۲۷-۴ و جاگذاری آن در رابطه ۱۹-۴، برای یک گاز ایده آل و با توجه به اینکه تغییرات دمای ورودی برابر صفر است، رابطه زیر به دست می آید [87]:

$$\frac{dT_c}{d\theta} = \frac{1}{m_c (C_p - R_g)} \left\{ \begin{array}{l} \frac{dQ}{d\theta} - P_c(\theta) \frac{dV_c}{d\theta} + C_{p_s} T_s \frac{dm_s}{d\theta} - C_{p_d} T_d \frac{dm_d}{d\theta} \\ -(C_p - R_g) T_c(\theta) \left(\frac{dm_s}{d\theta} - \frac{dm_d}{d\theta} \right) \end{array} \right\} \quad ۲۹-۴$$

با استفاده از روش تفاضل عددی محدود پیشرو رابطه بالا به صورت زیر در می آید:

$$dT_c^j = \frac{1}{m_c^j (C_p^j - R_g)} \left\{ \begin{array}{l} \frac{dQ^j}{d\theta} - P_c^j \frac{dV_c^j}{d\theta} + C_{p_s} T_s \frac{dm_s^j}{d\theta} - C_{p_d} T_d^j \frac{dm_d^j}{d\theta} \\ -(C_p^j - R_g) T_c^j \left(\frac{dm_s^j}{d\theta} - \frac{dm_d^j}{d\theta} \right) \end{array} \right\} \Delta\theta \quad ۳۰-۴$$

در نهایت فشار لحظه ای را می توان با استفاده از معادله حالت گاز ایده آل مطابق زیر به دست آورد:

$$P_c^{j+1} = \frac{m_c^{j+1} R T_c^{j+1}}{V_c^{j+1}} \quad ۳۱-۴$$

۴-۵ مدل سازی انتقال حرارت

بخش زیادی از دستگاههایی که انرژی را بین یک شفت دوار و یک سیال گاز منتقل می کنند، از ماشین آلات رفت و برگشتی استفاده می کنند. در مدل های ترمودینامیکی که برای تخمین رفتار این وسایل

استفاده شده است، فرآیندهایی که درون سیلندر اتفاق می‌افتد را اغلب بصورت آدیاباتیک فرض می‌کنند. در صورتیکه در هر لحظه یک انتقال حرارت معمول کلی بین گاز و دیواره سیلندر وجود دارد. در بسیاری موارد داشتن اطلاعات در مورد مقدار و سرعت این انتقال حرارت برای افزایش دقت محاسبات کاربردی بسیار مطلوب است [88]. در مورد ماشینهای رفت و برگشتی حجم بسیاری از مطالعات به انتقال حرارت بین دیواره و گاز درون مربوط می‌شود که اکثر این تحقیقات به معادله بالانس انرژی کلی مربوط می‌شود. در بیشتر تحقیقاتی که بر روی کمپرسور پیستونی رفت و برگشتی صورت گرفته است، انتقال حرارت با توجه به قانون فوریه محاسبه شده و نشان داده شده است که انتقال حرارت بین سیال داخل حجم کنترل و دیواره حجم کنترل به عواملی از جمله سطح دیواره، دمای سیال و دیواره و ضریب انتقال حرارت بین سیال و دیواره بستگی دارد [89].

در تحقیقات صورت گرفته در منبسط کننده‌ها توجه بسیار کمی به انتقال حرارت داخلی شده است. منابع مختلفی برای محاسبه ضریب انتقال حرارت داخلی h_i برای موتورهای احتراق داخلی وجود دارد، اما فقط مقدار کمی برای انتقال حرارت در سیلندر کمپرسور و موتور انبساطی قابل استفاده است. اکثر فرمولهای پیشنهاد شده [90]، [91] و [92] شامل ضریب انتقال حرارت جابجایی قانون نیوتن که از رابطه $q = h(T_{gas} - T_w)$ به دست می‌آید، می‌باشد. در موتورهای انبساطی نیز، در حجم کنترل در نظر گرفته شده، انتقال حرارت بین گاز درون سیلندر و دیواره سیلندر اتفاق می‌افتد. ظرفیت حرارتی دیواره سیلندر چندین مرتبه بزرگتر از ظرفیت حرارتی گاز می‌باشد. بنابراین دمای دیواره تغییر قابل ملاحظه‌ای نسبت به زمان نمی‌کند و در این تحقیق مقدار آن برابر میانگین دمای گاز ورودی و خروجی به سیلندر در نظر گرفته شده است. همچنین خواص دیواره سیلندر ثابت می‌باشد. دمای دیواره سیلندر را می‌توان مطابق رابطه ۴-۳۲ فرض کرد [93]:

$$T_w = \frac{T_s + T_d}{2} \quad ۳۲-۴$$

در این رابطه، T_s دمای گاز ورودی و T_d دمای گاز خروجی می‌باشد. مقدار T_d در ابتدا حدس زده می‌شود و پس از ارضا شرایط همگرایی مقدار دقیق آن برای محاسبات مد نظر قرار می‌گیرد. از آنجا که

مدت زمان زیادی برای تخلیه گاز در این سیستمها وجود دارد، دمای خروجی بر اساس میانگین دمای خروجی از حجم کنترل طبق رابطه زیر محاسبه شده است:

$$T_d = \frac{\sum(m_d T_{cv})}{\sum m_d} \quad ۳۳-۴$$

در طی هر سیکل عملکرد موتور انبساطی، نرخ انتقال حرارت بین دیواره سیلندر و گاز درون سیلندر را می توان برابر رابطه زیر فرض نمود [86]:

$$\dot{Q} = \frac{[T_w - T_c(\theta)]}{R_{in}} \quad ۳۴-۴$$

که در آن، $R_{in}(\theta)$ مقاومت جابجایی درونی و $T_c(\theta)$ دمای گاز درون سیلندر در هر لحظه و T_w دمای محیط می باشد. سطح انتقال حرارت از رابطه زیر به دست می آید [86]:

$$A(\theta) = 2A_p + A_w(\theta) \quad ۳۵-۴$$

که در این معادله، A_p مساحت پیستون است و از رابطه زیر قابل محاسبه است [86]:

$$A_p = \frac{\pi D_i^2}{4} \quad ۳۶-۴$$

علت اینکه ضرب در دو شده است بخاطر سطح سر سیلندر می باشد که با حجم کنترل در تماس است. برای محاسبه مساحت لحظه ای دیواره سیلندر نیز رابطه زیر برقرار است [86]:

$$A_w(\theta) = \pi D_i x(\theta) \quad ۳۷-۴$$

که در آن، $x(\theta)$ جابجایی پیستون بوده و از رابطه ۴-۴ به دست می آید. $R_{in}(\theta)$ ، مقاومت جابجایی درونی از رابطه زیر قابل محاسبه می باشد [86]:

$$R_{in}(\theta) = \frac{1}{A(\theta)h_{in}(\theta)} \quad ۳۸-۴$$

در این روابط، D_i قطر داخلی سیلندر است که برابر قطر پیستون فرض شده است و $h_{in}(\theta)$ ضریب انتقال حرارت درونی می باشد. پنج رابطه موجود در مراجع [90]، [91]، [93]، [94] و [95] را می توان برای محاسبه ضریب انتقال حرارت داخلی h_{in} در سیستمهای رفت و برگشتی مورد استفاده قرار داد

که در این پروژه مدل [93] مورد استفاده قرار گرفته است. این مدل که برای موتوره‌های انبساطی نیز قابل بیان است به قرار زیر است:

$$Nu_{in}(\theta) = \frac{h_{in}(\theta) D_e(\theta)}{k_c(\theta)} = 0.053 [Re(\theta)]^{0.8} [Pr(\theta)]^{0.6} \quad 39-4$$

در این رابطه، $Re(\theta)$ عدد رینولدز بر حسب سرعت دورانی از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$Re(\theta) = \frac{\rho_c(\theta) D_e^2(\theta) \omega_g(\theta)}{2\mu_c(\theta)} \quad 40-4$$

در رابطه ۴۰-۴، $\omega_g(\theta)$ سرعت دورانی نیز که تابعی از سرعت زاویه‌ای می‌باشد، برابر است با:

$$\omega_g(\theta) = \begin{cases} 2\omega(1.04 + \cos(2\theta)) & \frac{3\pi}{2} < \theta < \frac{\pi}{2} \\ \omega(1.04 + \cos(2\theta)) & else \end{cases} \quad 41-4$$

و $D_e(\theta)$ قطر موثر از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$D_e(\theta) = \frac{6V_c(\theta)}{A(\theta)} = \frac{6 \frac{\pi D_i^2}{4} x(\theta)}{\pi D_i x(\theta) + 2\pi \frac{D_i^2}{4}} \quad 42-4$$

۴-۶ تحلیل اگزورژی

اثبات شده است که تحلیل اگزورژی یک ابزار بسیار قدرتمند و موثر برای تحلیل ترمودینامیکی سیستم‌های انرژی می‌باشد که برای محاسبه آن شرایط مرجعی باید انتخاب شود. پتانسیل کار جریان سیال وقتی با محیط یا یک حالت مرجع مورد مقایسه قرار می‌گیرد را اگزورژی گویند. در واقع اگزورژی (انرژی قابل دسترس) یک سیستم، بیشترین کاری است که از یک سیستم وقتی که به تعادل با محیط می‌رسد، می‌توان دریافت کرد. نتیجه تحلیل قانون دوم ترمودینامیک نشان می‌دهد که اگزورژی کل سیستم یا کاهش می‌یابد و یا ثابت باقی می‌ماند. بنابراین از روش اگزورژی می‌توان برای تحلیل سیستم‌های پیستونی استفاده کرد [58]. تحلیل اگزورژی برای تشخیص و محاسبه کمیت‌های عامل اتلاف ترمودینامیکی فرآیند تحت بررسی بکار می‌رود [96]. تحلیل قانون دوم کمک می‌کند تا منابع بازگشت

ناپذیری را در موتور بتوان تشخیص داد. در تحلیل اگزرژی موتور انبساطی، محیط، فضای اطراف موتور می باشد. اگر از انرژی پتانسیل و انرژی جنبشی سیال چشم پوشی شود، اگزرژی جریان سیال نسبت به حالت مرجع در واحد جرم را می توان مطابق زیر بیان کرد.

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad 43-4$$

که در آن ex اگزرژی در واحد جرم، h آنتالپی ویژه و s آنترپی ویژه سیال در دمای T بوده و h_0 آنتالپی ویژه و s_0 آنترپی ویژه سیال در دمای T_0 ، حالت مرجع می باشد که در این تحقیق برابر دمای محیط است. اختلاف اگزرژی ورودی منهای اگزرژی خروجی در واقع همان اگزرژی منتقل شده¹ به حجم کنترل می باشد که مقداری از این اگزرژی تلف شده و مقداری نیز همان کار خروجی موتور می باشد. از رابطه زیر نرخ اگزرژی انتقال یافته به موتور انبساطی محاسبه می شود [57]:

$$\dot{E}_e = \dot{m}(b_s - b_d) = \dot{m}((h_s - h_d) - T_0(s_s - s_d)) \quad 44-4$$

s_s و h_s آنترپی و آنتالپی ویژه در شرایط دما و فشار ورود و s_d و h_d آنترپی و آنتالپی ویژه در شرایط خروج می باشد. در این صورت راندمان اگزرجتیک سیستم به صورت نسبت نرخ اگزرژی خروجی یا همان توان اندیکاتور، به کل نرخ اگزرژی منتقل شده به سیستم می باشد [57].

$$\eta_{exe} = \frac{\dot{W}_i}{\dot{E}_e} \quad 45-4$$

در نتیجه بازگشت ناپذیری، مقداری از پتانسیل موجود برای تولید کار تلف خواهد شد که برای محاسبه آن باید عواملی که باعث بازگشت ناپذیری سیستم می شوند را مد نظر قرار داد. در این پروژه از جمله مواردی که در میزان بازگشت ناپذیری مورد بررسی قرار گرفته است، انتقال حرارت، اصطکاک و ورود و خروج جرم می باشد [57]. قانون دوم ترمودینامیک به صورت شدتی به فرم زیر قابل تعریف است:

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_c + (\dot{m}s)_d - (\dot{m}s)_s - \sum \frac{\dot{Q}_c}{T_w} \quad 46-4$$

برای محاسبه نرخ تغییرات آنترپی، \dot{S}_c ، از رابطه زیر می توان استفاده کرد:

¹ Exergy transfer

$$\dot{S}_c = \frac{d(m_c s_c)}{dt} = m_c \frac{ds_c}{dt} + s_c \frac{dm_c}{dt} \quad 47-4$$

که در آن، برای محاسبه تغییرات انتروپی ویژه حجم کنترل از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$\frac{ds_c}{dt} = \frac{s_c(i+1) - s_c(i)}{\Delta\theta} \quad 48-4$$

$$\frac{dm_c}{dt} = m_s(i) - m_d(i) \quad 49-4$$

i شمارنده می‌باشد که از یک تا ۳۶۰۰ متغیر است. سپس رابطه ۴۶-۴ به فرم زیر در می‌آید:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{dS_c}{d\theta} + (\dot{m}s)_d - (\dot{m}s)_s - \frac{(T_w - T_c)}{\omega R_{in} T_w} \quad 50-4$$

که با استفاده از تفاضل محدود پیشرو، معادله شدتی قانون دوم به صورت زیر در می‌آید:

$$\dot{S}_{gen}^{j+1} = \dot{S}_c^j + \dot{m}_d^j s_d - \dot{m}_s^j s_s - \frac{(T_w - T_c^j)}{\omega R_{in}^j T_w} \quad 51-4$$

سپس میزان انتروپی تولیدی در هر لحظه بدین گونه به دست می‌آید:

$$\dot{S}_{gen}^{j+1} \Delta\theta = m_c^j (s_c^{j+1} - s_c^j) + s_c^j (\dot{m}_s^{j+1} - \dot{m}_d^{j+1}) + \dot{m}_d^j s_d \Delta\theta - \dot{m}_s^j s_s \Delta\theta - \frac{(T_w - T_c^j)}{R_{in}^j T_c^j} \Delta\theta \quad 52-4$$

که با انتگرال گیری از رابطه بالا، در نهایت نرخ اتلاف انرژی کل سیستم را می‌توان با توجه به رابطه زیر محاسبه کرد.

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad 53-4$$

قبل از معرفی روابط مربوط به منابع اتلاف انرژی این نکته قابل ذکر است که نرخ اتلاف انرژی ناشی از اصطکاک برابر همان توان اصطکاکی، رابطه ۴-۱۰۸، می‌باشد.

۴-۶-۱ بازگشت ناپذیری ناشی از انتقال حرارت

بدلیل اختلاف دمای محدود بین گاز داخل سیلندر و دمای دیواره، انتقال حرارت وجود دارد. اما به دلیل تغییرات دمای گاز داخل سیلندر، انتقال حرارت بین دیواره و گاز، در بعضی از قسمتهای سیکل معکوس می‌گردد. در طی مرحله ورود و بازه‌ای از مرحله انبساط، دمای گاز درون سیلندر بیشتر از دمای دیواره و طی مرحله تخلیه و تراکم، دمای گاز درون سیلندر کمتر از دمای دیواره سیلندر می‌باشد. تولید انتروپی

در موتور انبساطی رفت و برگشتی مستقل از دمای دیواره بوده و فقط به اختلاف دمای بین دیواره و دمای گاز درون سیلندر بستگی دارد. بنابراین تولید آنتروپی به جهت انتقال حرارت در یک سیکل بستگی ندارد، بلکه به مقدار مطلق آن وابسته می باشد. برای محاسبه نرخ اتلاف انرژی ناشی از انتقال حرارت از رابطه زیر می توان استفاده کرد:

$$\dot{I}_{heat} = T_0 \dot{Q}_c \left(\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_w} \right) \quad 54-4$$

۴-۶-۲ بازگشت ناپذیری ناشی از ورود و خروج جرم

نرخ تخریب انرژی ناشی از ورود و خروج جرم از رابطه زیر به دست می آید [57] که در آن فرآیند اختناق آدیاباتیک ناشی از عبور سیال از اوریفیس اتفاق می افتد:

$$\dot{I}_{th_s} = T_0 \dot{m}_s (s_c - s_s) \quad 55-4$$

که در آن s_c آنتروپی مخصوص سیال در شرایط دما و فشار گاز درون حجم کنترل، پس از دریچه در پایین دست و پس از فرآیند اختناق می باشد. در این حالت فرض شده است که در فرآیند ورود و خروج گاز انتقال حرارتی رخ نخواهد داد. واضح است که فرآیند اختناق در گاز ایده آل دما ثابت و در حالت واقعی آنتالپی ثابت می باشد. برای محاسبه نرخ اتلاف انرژی در زمان تخلیه گاز از حجم کنترل نیز از رابطه زیر استفاده می شود:

$$\dot{I}_{th_d} = T_0 \dot{m}_d (s_d - s_c) \quad 56-4$$

۴-۷ محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز متان به عنوان گاز واقعی

۴-۷-۱ مقدمه

برای شبیه سازی دقیق یک موتور انبساطی بکار رفته در ایستگاه CGS استفاده از یک روش مناسب برای تعیین تمامی خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی برای مدل کردن سیستم ضروری بنظر می رسد. در این رساله از معادله حالت AGA8 برای تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی استفاده شده است

که شاید بتوان به جرات بیان داشت یکی از دقیق ترین روشهای موجود برای تعیین خواص گاز طبیعی است. همچنین در این رساله روشی پیشنهاد شده است که بتوان با استفاده از هر یک از دو 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 معادله حالت AGA8 و نحوه محاسبه خواص ترمودینامیکی پرداخته می شود.

۴-۷-۲ معادله حالت AGA8

با استفاده از این معادله حالت می توان ضریب تراکم پذیری و چگالی گاز طبیعی را محاسبه نمود. با توجه به اینکه گاز طبیعی مخلوطی از چندین گاز می باشد، 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. در این تحقیق یک برنامه کامپیوتری برای محاسبه خواص حرارتی مخلوط گاز طبیعی به علاوه ضریب تراکم پذیری با توجه به معادله حالت AGA8 مورد توسعه قرار گرفته است. در ابتدا ذکر این نکته حائز اهمیت است که به دلیل حجم بالای روابط معادله حالت AGA8، محققین می توانند برای اطلاع از نحوه محاسبه ضرایب این معادله حالت به مراجع [61] و [97] مراجعه کنند.

۴-۷-۳ محاسبه ضریب تراکم پذیری

ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی را می توان به صورت زیر تعریف کرد:

$$PV = nZRT \quad ۵۷-۴$$

که در معادله ۴-۵۷، n تعداد مولها و R ثابت جهانی گازها می باشد. می توان این معادله را به صورت زیر نیز نوشت:

$$P = Z \rho_m RT \quad ۵۸-۴$$

که در آن ρ_m دانسیته مولار بوده که به صورت زیر تعریف می شود:

$$\rho_m = \frac{n}{V} \quad ۵۹-۴$$

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

$$\rho = \rho_m \times M_w \quad ۶۰-۴$$

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

$$M_w = \sum_{i=1}^N x_i M_{w,i} \quad ۶۱-۴$$

که در این رابطه، 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 معادله حالت AGA8 به صورت زیر ارائه شده است [61]:

$$Z = 1 + B \rho_m - \rho_r \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n^* \quad ۶۲-۴$$

در این معادله، Z ضریب تراکم پذیری، B ضریب دوم ویرال، C_n^* و D_n^* ضرایب تابع دما و ترکیبات گاز طبیعی و ρ_r دانسیته کاهیده می باشد که به صورت زیر با دانسیته مولار ارتباط دارد [61]:

$$\rho_r = K^3 \rho_m \quad ۶۳-۴$$

۴-۷-۴ روش حل معادلات

با توجه به رابطه ۶۲-۴، برای ضریب تراکم پذیری و با جایگذاری این رابطه در رابطه ۵۸-۴ و با توجه به رابطه دانسیته مولار و دانسیته کاهیده یعنی رابطه ۶۳-۴ و جایگذاری این رابطه در رابطه ۶۲-۴، رابطه زیر به دست می آید:

$$P = \left(1 + B \rho_m - K^3 \rho_m \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n^* \right) \rho_m RT \quad ۶۴-۴$$

با مشخص بودن دما و فشار مطلق گاز طبیعی و مشخص بودن درصد مولی اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مخلوط گاز، تنها مجهول در رابطه ۷۲-۴، دانسیته مولار یا ρ_m می باشد. رابطه ۶۴-۴ را می توان به صورت زیر نیز نوشت:

$$P - \left(1 + B \rho_m - K^3 \rho_m \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n^* \right) \rho_m RT = 0 \quad ۶۵-۴$$

با معلوم بودن دما و فشار مطلق گاز طبیعی رابطه ۶۵-۴ یک معادله غیر خطی بر حسب دانسیته مولار بوده که با استفاده از روش نیوتن - رفسون^۱ می‌توان آن را با یک روش تکرار ساده حل کرده و مقدار دانسیته مولار ρ_m را به دست آورد [98]. پس از محاسبه دانسیته مولار با استفاده از این رابطه مقدار ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$Z = \frac{P}{\rho_m RT} \quad ۶۶-۴$$

۴-۷-۵ محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی

یکی از ملزومات مورد نیاز برای شبیه‌سازی ایستگاههای تقلیل فشار، 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، آنتروپی و غیره که در این رساله مورد نیاز است را برای هر شرایط ترمودینامیکی مشخص نمود.

۴-۷-۵-۱ محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت

ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت با استفاده از رابطه زیر تعریف می‌شود [99]:

$$C_{m,v} = \left(\frac{\partial u_m}{\partial T} \right)_{v_m} \quad ۶۷-۴$$

در این رابطه، $C_{m,v}$ ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت، u_m انرژی داخلی مولار^۲ و v_m حجم مخصوص مولار می‌باشد. رابطه ۶۷-۴ را می‌توان به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$C_{m,v} = \left(\frac{\partial u_m}{\partial s_m} \right)_{v_m} \left(\frac{\partial s_m}{\partial T_m} \right)_{v_m} \quad ۶۸-۴$$

¹ Newton-Raphson Method

² Molar Internal Energy

که در آن s_m آنترپیی مولار^۱ می باشد. با استفاده از روابط ترمودینامیکی مشخص است که

$$T = \left(\frac{\partial u_m}{\partial s_m} \right)_{v_m} \text{ ، بنابراین رابطه ۴-۶۸ به صورت زیر خلاصه می شود [99]:}$$

$$C_{m,v} = T \left(\frac{\partial s_m}{\partial T} \right)_{v_m} \quad ۶۹-۴$$

اگر از رابطه ۴-۶۹، با فرض ثابت بودن دما بر حسب حجم مخصوص مولار، v_m ، مشتق گرفته شود:

$$\left(\frac{\partial C_{m,v}}{\partial v_m} \right)_T = \frac{\partial}{\partial v_m} \left[T \left(\frac{\partial s_m}{\partial T} \right)_{v_m} \right] = T \frac{\partial^2 s_m}{\partial v_m \partial T} \quad ۷۰-۴$$

بر مبنای مولار رابطه زیر به دست می آید [99]:

$$\left(\frac{\partial s_m}{\partial v_m} \right)_T = - \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m} \quad ۷۱-۴$$

که با جایگذاری رابطه ۴-۷۱ در رابطه ۴-۷۰، معادله زیر قابل دستیابی است:

$$\left(\frac{\partial C_{m,v}}{\partial v_m} \right)_T = T \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2} \right)_{v_m} \quad ۷۲-۴$$

پس از انتگرال گیری از رابطه ۴-۷۲، ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت از رابطه زیر به دست می آید:

$$C_{m,v} = C_{m,v,l} + T \int_{v_{m,l} \rightarrow \infty (T=Const)}^{v_m} \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2} \right)_{v_m} dv_m \quad ۷۳-۴$$

در این رابطه $C_{m,v,l}$ ظرفیت گرمایی مولار ایده آل در حجم ثابت، $v_{m,l}$ حجم مخصوص مولار در حالت

گاز ایده آل و v_m حجم مخصوص مولار در حالت گاز واقعی می باشند. گازهای حقیقی رفتاری شبیه

رفتار گازهای ایده آل در فشارهای نزدیک صفر یا هنگامی که $v_{m,l} \rightarrow \infty$ می کند، خواهند داشت. در

نهایت با جایگذاری $P = \rho_m ZRT$ و $v_m = 1/\rho_m$ در رابطه ۴-۷۳، رابطه زیر به دست می آید [67]:

$$C_{m,v} = C_{m,v,l} + RT \int_{\rho_{m,l} \rightarrow 0 (T=Const)}^{\rho_m} \frac{1}{\rho_m} \left[T \left(\frac{\partial^2 Z}{\partial T^2} \right)_{\rho_m} + 2 \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \right] d\rho_m \quad ۷۴-۴$$

^۱ Molar Entropy

در رابطه ۷۴-۴، $\rho_{m,I}$ دانسیته مولار در حالت گاز ایده‌آل می‌باشد. برای گازهای ایده‌آل، رابطه ۷۵-۴ بین ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت و ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت وجود دارد:

$$C_{m,v} = C_{m,PI} - R \quad 75-4$$

جائیکه در رابطه ۷۵-۴، $C_{m,PI}$ ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت برای گاز ایده‌آل می‌باشد و با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$C_{m,PI} = \sum_{j=1}^N x_j C_{m,PI}^j \quad 76-4$$

با جایگذاری رابطه ۷۵-۴ در رابطه ۷۴-۴، معادله زیر به دست می‌آید [67]:

$$C_{m,v} = C_{m,PI} - R - RT \int_{\rho_{mI} \rightarrow 0}^{\rho_m} \frac{1}{\rho_m} \left[T \left(\frac{\partial^2 Z}{\partial T^2} \right)_{\rho_m} + 2 \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \right] d\rho_m \quad 77-4$$

ظرفیت حرارتی مولار فشار ثابت برای اجزای مخلوط گاز ایده‌آل به صورت زیر بیان شده است [97]:

$$C_{m,PI}^j = a_j + b_j \left(\frac{\frac{c_j}{T}}{\sinh \frac{c_j}{T}} \right)^2 + d_j \left(\frac{\frac{e_j}{T}}{\cosh \frac{e_j}{T}} \right)^2 \quad 78-4$$

در این رابطه $C_{m,PI}^j$ ظرفیت حرارتی مولار فشار ثابت در حالت ایده‌آل برای جزء j در مخلوط گاز، ضرایب a_j ، b_j ، c_j ، d_j و e_j ثابت‌های مربوط به همان جزء می‌باشند. در نهایت رابطه زیر قابل استفاده است:

$$C_{m,v} = C_{m,PI} - R - RT \left[\rho_m (2Z_0 + 2Z_1) + (2Z_2 + TZ_3) \right] \quad 79-4$$

۴-۷-۵-۲ محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت

ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت با استفاده از رابطه زیر تعریف می‌شود [99]:

$$C_{m,P} = \left(\frac{\partial h_m}{\partial T} \right)_P \quad 80-4$$

در این رابطه، $C_{m,p}$ ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت و h_m آنتالپی مولار^۱ می‌باشند. رابطه ۴-۸۰ را می‌توان به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$C_{m,p} = \left(\frac{\partial h_m}{\partial s_m} \right)_p \left(\frac{\partial s_m}{\partial T} \right)_p \quad ۸۱-۴$$

در رابطه ۴-۸۱، s_m آنتروپی مولار می‌باشد. با استفاده از رابطه ترمودینامیکی $T = (\partial h_m / \partial s_m)_p$ ، رابطه ۴-۸۱ به صورت رابطه ۴-۸۲ خلاصه می‌شود [99]:

$$C_{m,p} = T \left(\frac{\partial s_m}{\partial T} \right)_p \quad ۸۲-۴$$

رابطه ۴-۸۳ برای محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت به دست می‌آید.

$$C_{m,p} = C_{m,v} + T \left(\frac{\partial v_m}{\partial T} \right)_p \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m} \quad ۸۳-۴$$

برای محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت با توجه به رابطه ۴-۸۳، نیاز به محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت می‌باشد که با استفاده از رابطه ۴-۷۹ محاسبه می‌شود.

۴-۷-۵-۳ محاسبه توان آیزنتروپیک

هنگامی که گاز طبیعی فرآیندی را به صورت آدیاباتیک و برگشت پذیر یا به عبارتی آیزنتروپیک طی می‌کند، رابطه بین حجم مخصوص مولار و فشار به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$P v_m^\gamma = cte \quad ۸۴-۴$$

که γ توان آیزنتروپیک می‌باشد. رابطه ۴-۸۴ را می‌توان به صورت زیر نیز بازنویسی کرد [100]:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_{m1}}{v_{m2}} \right)^\gamma = \left(\frac{\rho_{m2}}{\rho_{m1}} \right)^\gamma \quad ۸۵-۴$$

¹ Molar Enthalpy

در رابطه بالا P_2 ، v_{m2} و ρ_{m2} به ترتیب فشار، حجم مخصوص مولار و دانسیته مولار برای جریان پایین دست و P_1 ، v_{m1} و ρ_{m1} نیز به ترتیب فشار، حجم مخصوص مولار و دانسیته مولار برای جریان بالا دست می‌باشند. برای محاسبه توان آیزنتروپیک از رابطه زیر استفاده می‌شود [100]:

$$\gamma = -\frac{C_{m,p}}{C_{m,v}} \frac{P_2}{P_1} \left(\frac{\partial P}{\partial v_m} \right)_T \left(\frac{v_m}{P} \right) = -\frac{C_{m,p}}{C_{m,v} P \rho_m} \left(\frac{\partial P}{\partial v_m} \right)_T \quad ۸۶-۴$$

که در این رابطه $C_{m,p}$ از رابطه ۴-۸۳، $C_{m,v}$ از رابطه ۴-۷۹ محاسبه می‌شوند. در نهایت رابطه زیر برای محاسبه توان آیزنتروپیک به دست می‌آید:

$$\gamma = \frac{C_{m,p}}{C_{m,v} P \rho_m} \left(\frac{\partial P}{\partial v_m} \right)_T \times [RT \rho_m^2 (Z + \rho_m Z_5)] \quad ۸۷-۴$$

۴-۷-۵-۴ محاسبه آنتالپی

آنتالپی معیاری از محتوای انرژی مواد در فرآیندها بوده که در انواع و اقسام فرآیندهای ترمودینامیکی کاربرد دارد. از مهمترین کاربردهای آنتالپی می‌توان به محاسبه کار خالص ورودی به کمپرسورها و کار خالص خروجی از توربینها و همچنین موتور انبساطی اشاره کرد. مطالعات انجام شده برای محاسبه آنتالپی گاز طبیعی بسیار اندک بوده و در زمینه مطالعات آزمایشگاهی نیز کارهای اندکی انجام شده است. برای محاسبه آنتالپی گاز طبیعی ابتدا پارامتری به عنوان آنتالپی ویژه به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$h(T, P) = h_m(T, P) - h_m(T_{ref}, P_{ref}) \quad ۸۸-۴$$

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 می‌باشند در حالیکه $T_{ref} = 25^\circ C$ و $P_{ref} = 101.325 Kpa$ می‌باشد. رابطه بین آنتالپی و انرژی داخلی مولار، فشار و حجم مخصوص مولار، به صورت زیر تعریف می‌شود [99]:

$$h_m = u_m + P v_m \quad ۸۹-۴$$

که در آن u_m انرژی داخلی مولار می‌باشد. اگر از معادله ۴-۸۹ نسبت به v_m و با فرض دمای ثابت مشتق گرفته شود، رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\left(\frac{\partial h_m}{\partial v_m}\right)_T = \left(\frac{\partial u_m}{\partial v_m}\right)_T + P \left(\frac{\partial(Pv_m)}{\partial v_m}\right)_T \quad 90-4$$

پس از ساده سازی رابطه زیر به دست خواهد آمد:

$$h_m = h_{m,I} - RT^2 \int_0^{\rho_m} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{\rho_m} + RT \int_0^1 dZ \quad 91-4$$

در رابطه ۹۱-۴، $h_{m,I}$ آنتالپی مولار در حالت گاز ایده آل بوده که به صورت زیر محاسبه شده است:

$$h_{m,I} = \sum_{j=1}^N x_j h_{m,i}^j \quad 92-4$$

که در آن $h_{m,i}^j$ آنتالپی مولار در حالت گاز ایده آل برای جزء j در مخلوط گاز می باشد.

$$h_{m,i}^j = h_{m,i0}^j + a_j T + b_j c_j \coth\left(\frac{c_j}{T}\right) - d_j e_j \tanh\left(\frac{e_j}{T}\right) \quad 93-4$$

که $h_{m,i0}^j$ آنتالپی مولار گاز ایده آل جزء در مخلوط گاز در دمای مرجع می باشد. در نهایت رابطه زیر برای

محاسبه آنتالپی مولار برای گاز طبیعی ارائه شده است:

$$h_m = h_{m,I} - RT^2 (\rho_m Z_0 + Z_2) + RT (Z - 1) \quad 94-4$$

۴-۷-۵ محاسبه انرژی داخلی

کاربرد انرژی داخلی بیشتر در سیستمهای بسته ترمودینامیکی^۱ و فرآیندهای حالت گذرا - جریان گذرا^۲،

مربوط به پرشدن مخازن گاز طبیعی بوده و در تحلیل این نوع فرآیندها استفاده فراوانی دارد. برای

محاسبه انرژی داخلی گاز طبیعی، ابتدا پارامتری به عنوان انرژی داخلی ویژه بصورت زیر تعریف می شود:

$$u(T, P) = u_m(T, P) - u_m(T_{ref}, P_{ref}) \quad 95-4$$

که در آن $u_m(T, P)$ انرژی داخلی مولار در فشار و دمای مورد نظر و $u_m(T_{ref}, P_{ref})$ انرژی داخلی مولار

در فشار و دمای مرجع می باشند. رابطه زیر برای محاسبه انرژی داخلی مولار قابل دستیابی است:

¹ Close system

² Uniform State – Uniform Flow (USUF)

$$u_m = u_{m,I} - RT^2 \int_0^{\rho_m} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{\rho_m} \quad ۹۶-۴$$

$u_{m,I}$ انرژی داخلی مولار در حالت گاز ایده‌آل بوده که به صورت زیر محاسبه شده است.

$$u_{m,I} = h_{m,I} - Pv_m = h_{m,I} - RT \quad ۹۷-۴$$

که در آن $h_{m,I}$ آنالپی مولار در حالت گاز ایده‌آل بوده و از رابطه ۹۲-۴ قابل محاسبه است. رابطه زیر

برای محاسبه انرژی داخلی مولار برای گاز طبیعی ارائه شده است:

$$u_m = u_{m,I} - RT^2 (\rho_m Z_0 + Z_2) \quad ۹۸-۴$$

۴-۷-۵-۶ محاسبه آنتروپی

در قانون دوم ترمودینامیک آنتروپی نقش مهمی ایفا کرده به طوری که از آنتروپی به عنوان معیاری برای بی‌نظمی سیستم ترمودینامیکی یاد شده و قابل انجام شدن یک فرآیند ترمودینامیکی بستگی به علامت تولید آنتروپی سیستم^۱ و محیط دارد. یکی دیگر از کاربردهای آنتروپی، در محاسبه قابلیت کاردهی یا انرژی^۲ یک سیستم ترمودینامیکی می‌باشد. با استفاده از آنتروپی در محاسبه انرژی، می‌توان مشخص کرد که یک سیستم ترمودینامیکی در یک حالت مشخص، چه میزان قابلیت کاردهی دارد. برای محاسبه آنتروپی گاز طبیعی، ابتدا پارامتری به عنوان آنتروپی ویژه به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$s(T, P) = s_m(T, P) - s_m(T_{ref}, P_{ref}) \quad ۹۹-۴$$

که در آن $s_m(T, P)$ آنتروپی مولار در فشار و دمای مورد نظر و $s_m(T_{ref}, P_{ref})$ آنتروپی مولار در فشار و دمای مرجع می‌باشند. رابطه زیر برای محاسبه آنتروپی مولار ارائه می‌شود:

$$s_m = s_{m,I} - R \int_0^{\rho_m} \left[Z + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \right] \frac{d\rho_m}{\rho_m} \quad ۱۰۰-۴$$

^۱ Entropy generation

^۲ Exergy

که آنتروپی مولار در حالت گاز ایده آل به صورت زیر تعریف می شود:

$$s_{m,I} = \sum_{j=1}^N x_j s_{m,I}^j \quad 101-4$$

که در آن x_j کسر مولی جزء j در ترکیب گاز و $s_{m,I}^j$ آنتروپی مولار در حالت گاز ایده آل برای همان جزء می باشد. آنتروپی برای گازهای ایده آل، تابعی از دما و فشار می باشد. در حالیکه آنتالپی و انرژی داخلی برای گازهای ایده آل، فقط تابعی از دما می باشند. آنتروپی مولار جزء j در ترکیب گاز و در مخلوط گاز طبیعی، به صورت زیر محاسبه خواهد شد:

$$s_{m,I}^j = s_{m,I0}^j + s_{m,I}^j(T) - R \ln(x_j P) \quad 102-4$$

در رابطه 102-4، $s_{m,I0}^j$ آنتروپی مولار گاز ایده آل جزء j در مخلوط گاز، در دما و فشار مرجع و $s_{m,I}^j(T)$ آنتروپی مولار تابع دما در دمای مورد نظر می باشد که به صورت زیر ارائه شده است:

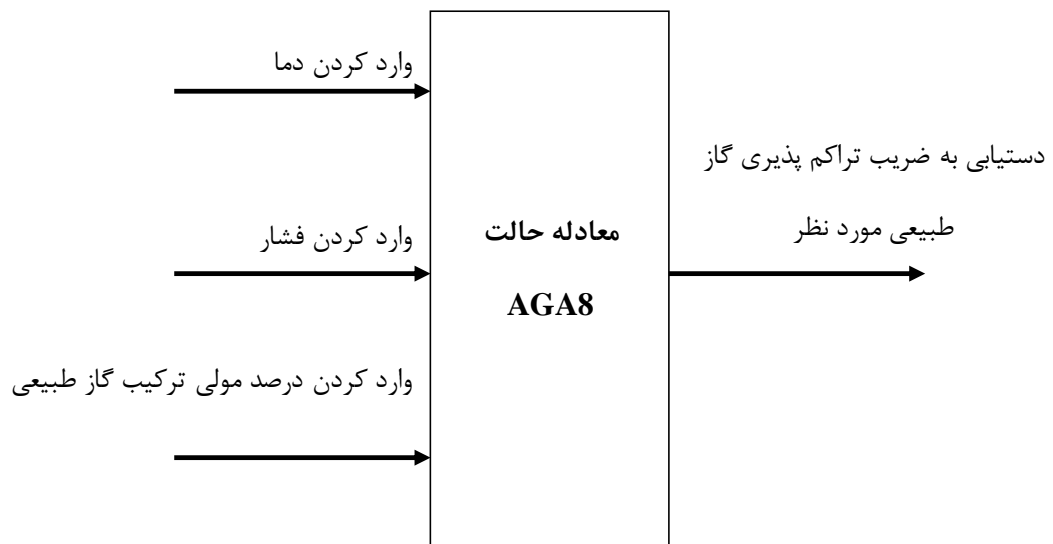
$$s_{m,I}^j(T) = a_j \ln(T) + b_j \left[\left(\frac{C_j}{T} \right) \coth \left(\frac{C_j}{T} \right) - \ln \left(\sinh \left(\frac{C_j}{T} \right) \right) \right] - d_j \left[\left(\frac{e_j}{T} \right) \tanh \left(\frac{e_j}{T} \right) \right] \quad 103-4$$

در نهایت رابطه زیر برای محاسبه آنتروپی مولار ارائه می شود:

$$s_m = s_{m,I} - RT^2 (\rho_m Z_0 + Z_2) - R(\rho_m Z_{00} + Z_{11}) + R \ln(Z) \quad 104-4$$

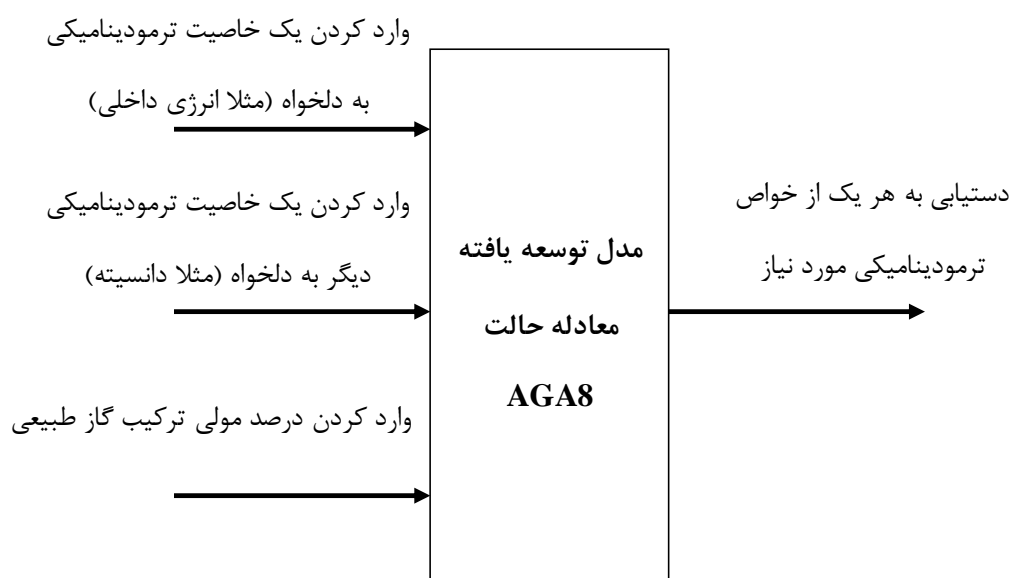
۸-۴ تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی با داشتن دو خاصیت مستقل

در این بخش هدف معرفی الگوریتمی است که با استفاده از آن بتوان با داشتن دو خاصیت ترمودینامیکی مستقل گاز طبیعی بقیه خواص آن را در هر لحظه در اختیار داشت. در توضیح لزوم طراحی چنین الگوریتمی می توان اینگونه بیان داشت که معادله حالت AGA8 تنها با وارد کردن دما، فشار و ترکیب گاز طبیعی قادر است ضریب تراکم پذیری گاز را محاسبه نماید. در شکل 3-4 می توان شماتیکی از نحوه محاسبه ضریب تراکم پذیری را در معادله حالت AGA8 مشاهده نمود.



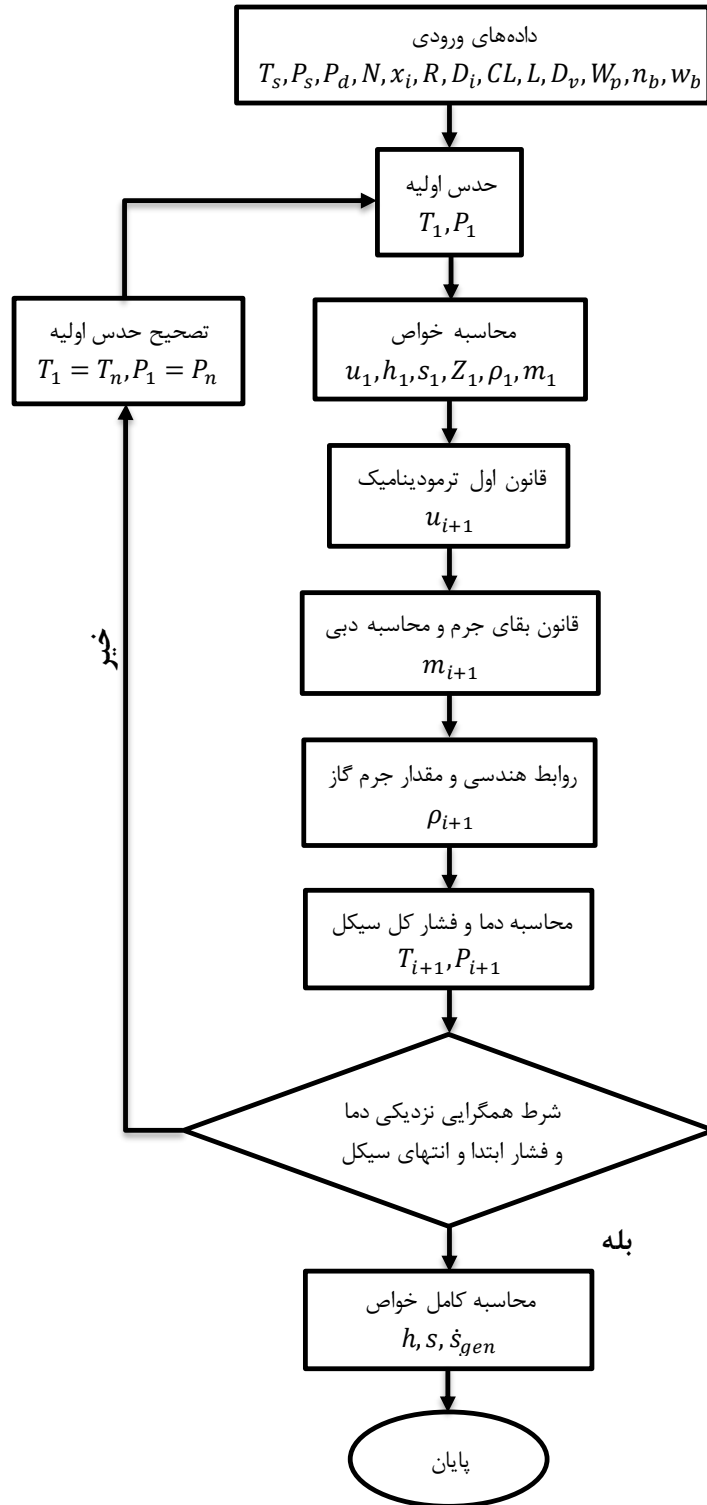
شکل ۴-۳: نحوه محاسبه ضریب تراکم پذیری در معادله حالت AGA8

در فرآیند شبیه‌سازی ترمودینامیکی موتور انبساطی، دو پارامتر مستقلی که به عنوان مقادیر معلوم موجود می‌باشد، انرژی داخلی و دانسیته است. به همین دلیل است که باید الگوریتم جدیدی طراحی نمود که بتوان با استفاده از آن با داشتن این دو خاصیت به بقیه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی بر حسب ترکیب گازهای مختلف دست یافت. روش محاسبه مورد نظر در شکل ۴-۴ معرفی شده است تا با استفاده از آن بتوان با وارد کردن هر یک از خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی به دلخواه (مثلاً دانسیته و انرژی داخلی) و همچنین ترکیب گاز، بقیه خواص را محاسبه نمود.



شکل ۴-۴: روش تعیین هر خاصیت ترمودینامیکی در شرایط ورود دو خاصیت دلخواه

برای تعیین خواص ترمودینامیکی مورد نیاز، اقدام به طراحی فلوچارتی شده است تا به کمک آن بتوان این خواص را تعیین نمود. مکانیزم اصلی محاسبات در این فلوچارت بر اساس سعی و خطا می باشد و مراحل کاری آن در شکل ۴-۵ نمایش داده شده است. در پایان این نکته قابل ذکر است که جهت محاسبه خواص گاز طبیعی به کمک روابط AGA8 از تحقیق انجام گرفته در مرجع [101] استفاده شده است و روابط ذکر شده در بالا فقط جهت آشنایی آورده شده است.



شکل ۴-۵: فلوجارت محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی

۹-۴ محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز متان به عنوان گاز ایده آل

برای محاسبه ضریب انتقال حرارت گاز متان به عنوان یک گاز ایده آل در داخل سیلندر C_{pc} ، ضریب انتقال حرارت گاز ورودی به سیلندر C_{ps} و ضریب انتقال حرارت گاز خروجی از سیلندر C_{pd} از روابط زیر در حالت گاز ایده آل استفاده می شود [97].

$$C_p(\theta) = \frac{\left[A_1 + B_1 \left[\frac{C_1/T_c}{\sinh(C_1/T_c)} \right]^2 + D_1 \left[\frac{E_1/T_c}{\cosh(E_1/T_c)} \right]^2 \right]}{M_w} \quad 105-4$$

$$A_1 = 3.3298 \times 10^4, B_1 = 7.9933 \times 10^4, C_1 = 2.0869 \times 10^3, \\ D_1 = 4.1602 \times 10^4, E_1 = 9.9196 \times 10^2$$

برای محاسبه ویسکوزیته سینماتیکی در رابطه ۴-۴۰، رابطه زیر مد نظر قرار گرفته است [97]:

$$\mu_c(\theta) = \frac{A_2 T_c^{B_2}}{1 + \frac{C_2}{T_c} + \frac{D_2}{T_c^2}} \quad 106-4$$

$$A_2 = 5.2546 \times 10^{-7}, B_2 = 5.9 \times 10^{-1}, C_2 = 1.056 \times 10^2, D_2 = 0.18$$

ضریب انتقال حرارت برای گاز داخل سیلندر در رابطه ۴-۴۰ نیز از رابطه زیر به دست می آید [97]:

$$k_c(\theta) = \frac{A_3 T_c^{B_3}}{1 + \frac{C_3}{T_c} + \frac{D_3}{T_c^2}} \quad 107-4$$

$$A_3 = 8.3983 \times 10^{-6}, B_3 = 1.4268, C_3 = -4.9654 \times 10, D_3 = 1.9$$

۱۰-۴ توان اصطکاکی

در موتورهای انبساطی، رینگ پیستونها بوسیله روغن روغنکاری نمی شوند، بلکه از مواد خود روانکاری شده^۱ در آن استفاده می شود. از آنجاییکه گرانیوی مخصوص گاز طبیعی از هوا کمتر است، آب بندی آن نیز مشکلتر می باشد. بطور عمده بدنه پیستون خود روانکاری شده از پیستون روغنکاری شده با روغن بزرگتر می باشد، که بالطبع از تعداد رینگ بیشتری نیز برخوردار است و در آنها از یک یا دو رینگ برای

¹ Self-lubricated materials

جداسازی سیلندر و پیستون استفاده می‌شود. معمولاً از مواد پلی تترافلئورو اتیلن^۱ یا پلی اتر اتر کتون^۲ برای استفاده به عنوان رینگ در صنایع گاز استفاده می‌شود. این مواد از سختی کمی برخوردار می‌باشند، ضریب انبساط حرارتی پایینی دارند و در برابر تغییرات دمایی انعطاف پذیر می‌باشند. به همین دلیل به رینگها اجازه می‌دهد که به سطح سیلندر برای دستیابی به آب بندی بهتر تماس پیدا کند. برای محاسبه کار اصطکاکی فشار لحظه‌ای گاز درون حجم کنترل در سطح جانبی رینگ و سپس در کورس پیستون ضرب شده است که بدین ترتیب رابطه زیر برای محاسبه کار اصطکاکی را نتیجه می‌دهد:

$$W_f = 2S\pi f P_{cv}(\theta) L_r D_i \quad 108-4$$

که در آن L_r عرض رینگ، f ضریب اصطکاک رینگ و S کورس پیستون می‌باشد.

۴-۱۱ محاسبه توان اندیکاتور، کار اصطکاکی و توان ترمزی

برای محاسبه کار اندیکاتور^۳ از سطح محصور نمودار P-V استفاده می‌شود.

۴-۱۱-۱ کار اندیکاتور سیستم یک طرفه

در حالت یک طرفه^۴ که در آن فقط از یک طرف پیستون برای تولید انرژی استفاده می‌شود، برای محاسبه کل کار در یک سیکل از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$W_{ind} = \int_{\theta=0}^{\theta=360} P_c dV_c \quad 109-4$$

کار به دست آمده از رابطه ۴-۱۰۹ بر حسب ژول می‌باشد، که بر اساس آن، رابطه زیر توان اندیکاتور را نتیجه می‌دهد:

$$\dot{W}_{ind} = W_{ind} N \quad 110-4$$

در این رابطه، N دور موتور بر حسب دور بر ثانیه می‌باشد.

¹ PTFE

² PEEK

³ Indicated work

⁴ Single acting

۴-۱۱-۲ کار اندیکاتور سیستم دو طرفه

در سیستم دو طرفه^۱ دیگر فشار پشت پیستون برابر فشار محیط نیست. در این حالت از آنجا که گاز از هر دو طرف پیستون وارد محفظه سیلندر می شود، فشار در هر لحظه پشت پیستون وجود دارد و برای محاسبه کار اندیکاتور در این حالت از رابطه زیر استفاده می شود:

$$W_{ind} = \int_{\theta=0}^{\theta=360} (P_{up} - P_{down}) dV_c \quad 111-4$$

۴-۱۱-۳ توان ترمزی

اکنون با توجه به محاسبه توان اندیکاتور و توان اصطکاکی، توان ترمزی^۲ یا همان توان خروجی موتور انبساطی مطابق زیر به دست می آید:

$$\dot{W}_b = \dot{W}_{ind} - \dot{W}_f \quad 112-4$$

هدف و یا خروجی موتور انبساطی همان توان ترمزی است، پس می توان راندمان مکانیکی موتور انبساطی را به صورت نسبت توان ترمزی به توان اندیکاتور مطابق زیر تعریف کرد:

$$\eta_{mech} = \frac{\dot{W}_b}{\dot{W}_i} \quad 113-4$$

۴-۱۲ کار و راندمان آیزنتروپیک^۳

در موتور انبساطی اگر فرآیند آیزنتروپیک (آدیاباتیک برگشت پذیر) فرض شود، حداکثر کار به دست آمده برای حجم کنترل در نظر گرفته شده با تغییر آنتالپی سیال عامل در انبساط آیزنتروپیک از فشار و دمای ورودی داده شده تا فشار خروجی بر حسب ژول برابر است که همان کار آیزنتروپیک است [102] که می توان آن را بدین صورت نیز نوشت:

$$W_{isen} = P_s [V_c(\theta) - V_{cl}] \frac{\gamma}{\gamma - 1} (1 - r_p^{1-\frac{\gamma}{\gamma}}) \quad 114-4$$

¹ Double acting

² Brake power

³ indicated isentropic efficiency

$V_c(\theta)$ مقدار حجم گاز در زمان پایان مرحله ورود گاز و V_{cl} حجم مرده که برابر فضای بین پیستون و سر سیلندر در نقطه مرگ بالا و فضای موجود در دریچه‌ها می‌باشد. در یک موتور انبساطی که هیچ افتی در آن صورت نمی‌گیرد و فرض می‌شود که انتقال حرارت نیز وجود ندارد، فرآیند، فرآیند آیزنتروپیک خواهد بود. راندمان آیزنتروپیک از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$\eta_{isen} = \frac{W_{ind}}{W_{isen}} \quad 115-4$$

۴-۱۳ راندمان حجمی

راندمان حجمی نشان‌دهنده نسبت میزان جرم وارده در حالت واقعی به حداکثر جرم ممکن وارد شده به سیلندر می‌باشد.

$$\eta_v = \frac{m_{actual}}{\rho_s V_d} \quad 116-4$$

برای محاسبه میزان جرم حقیقی وارد شده به حجم کنترل از کل دبی ورودی باید انتگرال‌گیری کرد.

۴-۱۴ پارامترهای مورد نیاز برای روش تحلیل موتور

نکته‌ای که قابل ذکر است این است که برای تعیین پارامترهای هندسی موتور و شیرها، در ابتدا تمامی ابعاد هندسی از قبیل قطر پیستون و سیلندر شیر، کورس پیستون اصلی، طول شاتون، ابعاد دریچه و غیره در تمامی شیرها به عنوان پارامتر مورد نظر در الگوریتم ژنتیک مورد بهینه‌سازی قرار گرفته است تا محدوده ابعاد هندسی موتور برای تولید توان بیشتر و اتلاف انرژی کمتر به دست آید.

۴-۱۵ اساس مدل‌سازی موتور انبساطی

طبق اصول مورد تایید در مورد اکسپنדרها، یک هندسه مشخص برای یک اکسپندر یک مرحله‌ای با نوع جریان هم مسیر^۱ و خلاف مسیر^۲ در جریان گاز ورودی و خروجی در نظر گرفته شده است. منظور از

¹ uniflow

² counterflow

جریان هم مسیر یعنی اینکه محل ورود و خروج گاز از دو دریچه مجزا صورت می گیرد، در حالیکه در نوع بعدی، یک دریچه وظیفه وارد و خارج کردن گاز را بر عهده دارد. برای به دست آوردن هندسه مورد نظر، تمامی پارامترهای هندسی موتور و شیرها در هر پنج حالت مورد بررسی قرار گرفت و در پایان برای هر پارامتر یک مقدار مناسب در نظر گرفته شد و بهینه سازی زمان بندی با توجه به این هندسه مورد مطالعه قرار گرفت. در این هندسه، پیستون توسط میل پیستون به کراس هد متصل است که کراس هد نیز به شاتون متصل است. در واقع می توان گفت که اندازه میل پیستون در مدل مورد نظر تاثیری در نتایج ندارد.

شرایط ورودی فشار و دما به ترتیب ۷۰ بار و ۳۰۰ درجه کلوین و فشار خروجی ۱۷ بار در نظر گرفته شده است. البته بدیهی است که برای جلوگیری از تشکیل هیدرات درون موتور، پیش گرم کردن گاز امری اجتناب پذیر است که در این مطالعه این امر مد نظر قرار نگرفته است. موتور انبساطی می تواند یک تا چند سیلندر باشد که در این تحقیق نوع یک سیلندر آن در هر دو نوع موتور یک طرفه و دو طرفه مورد مطالعه قرار گرفته است.

در این تحقیق پنج هندسه برای شیر کنترلی در نظر گرفته شده است که به اسامی استوانه ای، فلنجی، یونیفلو، پیستونی و کشویی نامیده شده اند. در واقع می توان بیان کرد که محاسبه دبی ورودی خروجی و روش کنترل آنها، مهمترین پارامتر در موتورها می باشد. برای کنترل سه نوع استوانه ای، فلنجی و یونیفلو که نشات گرفته از مطالعات خود محقق می باشد، روش خاصی پیشنهاد نشده است. در حالیکه روشهای بسیار گوناگونی برای کنترل دو شیر پیستونی و کشویی که در موتورهای بخار مورد استفاده قرار گرفته بودند، در منابع مختلف پیشنهاد شده است. در کنار اینکه هر پنج مدل می توانند بصورت مکانیکی کنترل شوند، حرکت سه نوع استوانه ای، فلنجی و یونیفلو را می توان بصورت الکتریکی هم کنترل کرد. در هر صورت برای بهتر عمل کردن موتور انبساطی بهتر است زمان اتمام ورود گاز^۱ به موتور در همه حالتها با توجه به تغییر فشار ورودی قابل تنظیم باشد.

¹ Cut-off angle

بطور کلی و بدون در نظر گرفتن هندسه شیر کنترلی، وقتیکه میل لنگ می چرخد، به دلیل اختلاف فشار منیفولد ورودی با محفظه داخل سیلندر، گاز وارد سیلندر می شود. در یک زاویه خاص، مجرای ورود گاز بسته شده و سپس گاز انبساط می یابد. وقتیکه میل لنگ به زاویه مورد نظر تخلیه می رسد، دریچه خروجی باز شده و گاز داخل سیلندر خارج می گردد. پس از پایان تخلیه، گاز باقی مانده برای رسیدن به فشار مورد نظر سیکل بعدی تا پایان سیکل متراکم می شود.

در هر پنج مدل، مسیر ورود و خروج گاز در قسمت سر سیلندر در نظر گرفته شده است. حجم مرده ای که برای عملکرد بهتر سیستم در نظر گرفته شده است، علاوه بر فضای بین بالای پیستون و سر سیلندر، شامل مسیر ورود و خروج گاز نیز می شود. چنانچه در انتهای کورس پیستون، بین پیستون و سر سیلندر فضایی وجود نداشته باشد، مزایا و معایبی دارد که در ذیل به آن اشاره شده است:

مزایای طراحی بدون حجم مرده:

۱- با باز شدن دریچه خروجی در مسیر رو به بالای پیستون، کار تراکمی تقریباً از بین می رود. این امر منجر به دستیابی به فشارهای موثر میانمی بالاتر و حجم کوچکتر سیلندر می شود.

۲- انبساط می تواند تا انتهای کورس پیستون به سمت پایین ادامه داشته باشد، بنابراین نسبت انبساط موثر افزایش پیدا می کند که فاکتوری مناسب برای افزایش راندمان موتور می باشد.

معایب داشتن حجم مرده

۱- گرادیان حرارتی بالایی در سر سیلندر بخاطر نزدیکی مسیر گاز ورودی و خروجی به وجود می آید که مطابق با اصول طراحی مکانیکی نمی باشد.

۲- نیاز به یک دریچه خروجی فعال دیگر در کنار دریچه ورودی می باشد که پیچیدگی نامطلوبی را در طراحی به دنبال خواهد داشت.

همانطور که اشاره شد نوع شیر می تواند طوری باشد که دریچه ورود و خروج گاز یکی باشد یا نباشد. در این تحقیق شیر استوانه ای و حالت یونیفلو از نوعی است که دریچه ورود و خروج یکی نیست، اما در سه نوع شیر دیگر نوع جریان مخالف برقرار است. در مورد نوع جریان ورود و خروج از مسیرهای مختلف،

می توان دریچه خروجی را دور تا دور سیلندر نیز در نظر گرفت که معایب و مزایای آن در زیر آمده است.

مزایای جریان گاز از دریچه های ورود و خروج مختلف:

۱- حذف افت های ناشی از جریان خروجی برعکس. با طراحی مناسب و کنترل حجم مرده، راندمان

می تواند برابر با حالت بدون حجم مرده باشد.

۲- فشار تراکم دوباره سیلندر بار نامتعادل روی حرکت شیر در زمان فعال بودن دریچه ورودی را

کاهش می دهد.

۳- سادگی در طراحی مکانیکی آن.

معایب جریان گاز از دریچه های مختلف:

۱- در توان و راندمان مشخص حجم سیلندر بیشتری مورد نیاز است.

۲- شیر اطمینان تراکم برای جلوگیری از تراکم بیش از حد گاز به اندازه فشاری بالاتر از فشار

ورودی مورد نیاز است. بدین معنا که باید در کنار دریچه خروجی که دور تا دور سیلندر تعبیه

شده است، از یک دریچه دیگر نیز برای تخلیه گاز کمک گرفت که ممکن است منجر به عدم

باز شدن کامل دریچه ورودی شود.

۴-۱۶ الگوریتم ژنتیک

در میان روش های بهینه سازی الهام گرفته شده از طبیعت جاندار، الگوریتم ژنتیک (وراثتی) از تکامل

یافته ترینها بشمار می رود. الگوریتم ژنتیک بر اساس اصول تکامل طبیعی پایه ریزی شده است. این

الگوریتم در سال ۱۹۷۵ توسط جان هلند ارائه گردید [103]. الگوریتم ژنتیک معمولا شامل جامعه ای

از افراد، تابع برازندگی، عملگر پیوند، جهش، عملگر انتخاب و جایگزینی نسل جدید می باشد. در این

تحقیق، شیوه نمایش حقیقی برای الگوریتم ژنتیک بکار رفته است که تئوری زیادی در مورد کدگذاری

بدین شیوه موجود نمی باشد [104].

مانند همه الگوریتمهای تکاملی، الگوریتم ژنتیک یک روش جستجو می‌باشد که از انتخاب طبیعی بهره می‌برد. این الگوریتم با ایجاد مجموعه نقاط جستجوی اولیه‌ای به نام جمعیت اولیه که بطور تصادفی تعیین می‌شوند، آغاز می‌گردد. الگوریتم‌های ژنتیک برای هدایت عملیات جستجو به طرف نقطه بهینه از تعدادی عملگر استفاده می‌کنند و در فرآیندی که به انتخاب طبیعی وابسته است، جمعیت موجود به تناسب برازندگی^۱ افراد آن نسل بعد انتخاب می‌شوند. سپس، جمعیت جدید جایگزین جمعیت پیشین می‌شود و این چرخه ادامه می‌یابد [105].

معمولاً جمعیت جدید برازندگی بیشتری دارد، این بدان معناست که از نسلی به نسل بعد، برازندگی میانگین جمعیت بهبود می‌یابد. هنگامی جستجو نتیجه بخش خواهد بود که به بیشینه نسل مورد نظر رسیده باشیم، یا همگرایی حاصل شده باشد و یا معیارهای توقف برآورده شده باشند. این الگوریتمها در اصل به منظور مطالعه سیستمهای هوشمند بکار گرفته شدند، ولی از همان ابتدا در حل مسائل بهینه‌سازی کاربردی مهندسی کارایی خود را نشان دادند.

عملگر انتخاب تعیین می‌کند کدام یک از افراد جمعیت کنونی (با اندازه n_s) اجازه دارند خصوصیات ژنتیکی خود را به نسل بعدی منتقل نمایند. معروفترین عملگر، عملگر انتخاب چرخ گردان^۲ می‌باشد، بدین معنی که والدین با برازندگی بزرگتر بطور پیاپی انتخاب می‌شوند. ساده‌ترین روش انتخاب تورنمنت این است که دو فرد از میان جمعیت کنونی انتخاب می‌گردند، فردی که برازندگی بالاتری داشته باشد به استخر آمیزش راه می‌یابد. بدون در نظر گرفتن اینکه کدام روش انتخاب بکار رفته باشد، عملگر انتخاب، جمعیت میانی (افراد موجود در استخر آمیزش) را تولید می‌کند. استخر آمیزش فقط شامل افرادی می‌باشد که در نسل کنونی وجود دارند. دو عملگر بعدی، پیوند^۳ و جهش^۴ سپس به این استخر آمیزش جهت تولید فرزندان اعمال می‌گردد.

¹ Fitness

² Roulette Wheel Selection

³ Crossover

⁴ Mutation

انتخاب نخبه‌گرا باعث می‌گردد تا یک یا تعداد بیشتری از والدین نخبه بطور مستقیم به نسل بعد راه پیدا کنند و نسل بعدی شامل بهترین فرد نسل قبلی باشد. در این تحقیق از هر دو روش چرخ گردان و تورنمنت استفاده شده است.

عملگر پیوند یک عملگر بسیار مهم و حیاتی برای تولید نسل جدید می‌باشد. پیوند باعث افزایش کارایی الگوریتم ژنتیک می‌گردد [103]. این عملگر به هر جفت از افراد موجود در استخر آمیزش با توجه به احتمال پیوند p_c جهت تولید یک یا دو فرزند اعمال می‌گردد، مقدار p_c معمولاً بین $0/6$ تا 1 انتخاب می‌گردد که در تحقیق حاضر مقدار $0/99$ برای آن در نظر گرفته شده است، به احتمال $1 - p_c$ ، هیچ تغییری در ژنهای والدین رخ نمی‌دهد و به احتمال p_c ژنهای آنها با هم از یک یا چند نقطه تصادفی در بردار ژنها (فرد) پیوند می‌خورد.

عملگر جهش به الگوریتم ژنتیک اجازه می‌دهد تا ژنهایی که شانس حضور در جمعیت اولیه را نداشته‌اند وارد نسل گردانند. مقادیر ژنها با توجه به احتمال جهش p_m تغییر می‌یابند. اگر چه عملگرهای انتخاب و پیوند جستجوی موثری را در فضای پارامترها دنبال نموده و افراد مناسب موجود را ترکیب می‌کنند، ولی گاهی باعث از بین رفتن خصوصیات مفید ژنهای افراد می‌شوند. در این صورت وجود جهش برای جلوگیری از دست رفتن این اطلاعات سودمند لازم است. این عملگر همچنین امکان دستیابی به ویژگیهای مثبتی که در جمعیت موجود وجود ندارد را فراهم می‌کند. در حالیکه عملگر پیوند باعث کاهش تنوع در افراد جامعه می‌گردد، عملگر جهش باعث افزایش آن می‌گردد و الگوریتم ژنتیک را قادر می‌سازد تا نقاط بهینه محلی را پشت سر بگذارد. احتمال جهش معمولاً کوچک می‌باشد بنحوی که در انتقال ژنهای خوب والدین از طریق عملگر پیوند خللی ایجاد نکند. مقدار آن معمولاً بین $0/001$ تا $0/1$ انتخاب می‌گردد که در این تحقیق مقدار $p_m = 0.1$ مد نظر قرار گرفته است.

در الگوریتمهای ژنتیک نخبه‌گرا معمولاً بهترین فرد مستقیماً به نسل بعد راه می‌یابد و $n_g - 1$ فرد باقیمانده از طریق عملگرهای الگوریتم ژنتیک تولید می‌گردند. رایجترین شرط توقف الگوریتم ژنتیک، رسیدن به تعداد حداکثر نسل n_g تولید شده می‌باشد که قبل از شروع الگوریتم مقداردهی شده است.

در این تحقیق از معیار حداکثر نسل و $n_g = 700$ استفاده شده است. با توجه به اینکه عملگرهای ژنتیک زیادی موجود می‌باشند، با ترکیب این عملگرها می‌توان یک الگوریتم ژنتیک اصلاح شده به دست آورد. الگوریتمهای ژنتیک اصلاح شده، شامل عملگرهای اصلی موجود در الگوریتم ژنتیک کلاسیک و الگوریتم ژنتیک با نخبه سالاری ساده از قبیل انتخاب، پیوند و جهش نیز می‌باشند.

در جایگزینی عمومی نسل با احتمال جایگزینی p_r ، تعداد $n_s * p_r$ فرزند از طریق اعمال عملگرهای الگوریتم ژنتیک تولید می‌گردند و $n_s * (1 - p_r)$ فرد باقیمانده از طریق عملگر نخبه‌گرایی مستقیماً به نسل بعد راه پیدا می‌کنند. با کاهش احتمال جایگزینی p_r ، تعداد افراد نخبه‌ای که مستقیماً به نسل بعد می‌روند، افزایش می‌یابد. مقدار p_r در این تحقیق 0.05 انتخاب شده است که در این حالت 95% از بهترین افراد نسل حاضر مستقیماً در نسل بعد حضور پیدا می‌کنند.

الگوریتم ژنتیک اصلاح شده مورد استفاده در این تحقیق شامل دو عملگر اضافی جمعیت اولیه نخبه‌گرا و کاهش دامنه جستجوی پارامترها در حین تولید نسلها می‌باشد. جمعیت اولیه نخبه‌گرا بدین صورت تعیین می‌گردد:

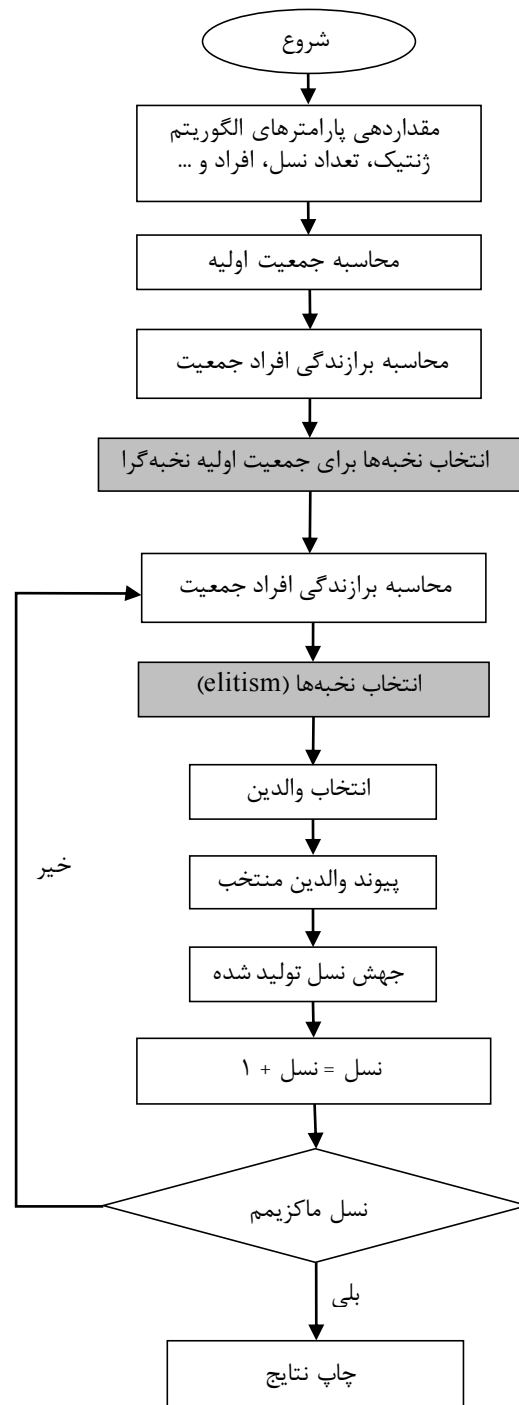
۱- یک جمعیت اولیه به تعداد n_s تولید می‌گردد.

۲- تابع برازندگی این جمعیت محاسبه می‌شود.

۳- یک یا تعداد بیشتری از نخبه‌های این جمعیت برای عضویت در جمعیت اولیه نخبه‌گرا پذیرفته می‌شوند.

۴- اگر تعداد جمعیت اولیه نخبه‌گرا کامل نیست، برگشت به مرحله ۱.

نمودار گردشی الگوریتم ژنتیک اصلاح شده مورد استفاده در این تحقیق در شکل ۴-۶ آورده شده است.



شکل ۴-۶: نمودار گردش الگوریتم ژنتیک اصلاح شده

۴-۱۷ روش تحلیل

معادلات اصلی مورد استفاده در شبیه‌سازی، معادله بقای جرم، قانون اول ترمودینامیک و در نهایت قانون دوم ترمودینامیک بر حسب تغییرات لحظه‌ای خواص با تغییرات زاویه چرخش میل لنگ می‌باشند. برنامه نوشته شده کامپیوتری از روابط ارائه شده در اوریفیسها جریان گاز به داخل سیلندر در فواصل زمانی گسسته شده را محاسبه می‌کند. همچنین تغییرات فشار درونی سیلندر را که نتیجه تاثیرات همزمان جریان ورودی و تغییرات حجم سیلندر می‌باشد، محاسبه می‌کند. ابعاد شیر کنترلی و ابعاد هندسی موتور نیز در برنامه آورده شده است. هر چند همانند کمپرسورها و توربینها از انتقال حرارت در موتور انبساطی نیز می‌توان چشم پوشی کرد، اما در این تحقیق انتقال حرارت نیز مدل شده است. جریانهای ورودی خروجی همانند جریان گذرنده از اوریفیس مدل شده است. جریان گاز عبوری از دریچه‌ها در حالت گاز ایده آل یک فرآیند دما ثابت و در حالت گاز واقعی یک فرآیند آنتالپی ثابت در نظر گرفته شده است. تمامی خواص ترمودینامیکی در این تحقیق به عنوان تابعی از دما و فشار محاسبه شده‌اند، در حالیکه برخی خواص نظیر ضریب تراکم پذیری را می‌توان ثابت فرض کرد.

در این تحقیق تمرکز بر روی تاثیر نوع شیر کنترل دبی در زمان بندی باز و بسته شدن دریچه‌ها و تاثیر آن در فرآیندهای یک موتور انبساطی رفت و برگشتی نصب شده در ایستگاههای تقلیل فشار دروازه شهری گاز طبیعی می‌باشد که برای اولین بار مد نظر قرار گرفته است. برای محاسبه بهینه زاویه از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است که در آن راندمان اگزرژی به عنوان تابع هدف لحاظ شده و زوایای باز و بسته شدن دریچه‌ها به عنوان پارامتر مورد محاسبه و مجهول در نظر گرفته شده است. با توجه به منابع ارائه شده در موتورهای بخار، معادلات مربوط به حرکت شیرهای کشویی و پیستونی و تاثیر آن در زمان باز و بسته شدن موجود می‌باشد، در حالیکه در مورد شیرهای استوانه‌ای، فلنجی و حالت یونیفلو، که برای اولین بار به آن اشاره شده است، چنین معادلاتی وجود ندارد و تنها زمان باز و بسته شدن دریچه‌ها با توجه به حرکت لنگ لحاظ شده است.

شروع شبیه سازی بر روی یک موتور انبساطی از نقطه مرگ بالا و در واقع با شروع فرآیند وارد شدن گاز می باشد، یعنی جاییکه زاویه میل لنگ در صفر درجه قرار دارد. در این لحظه دو خاصیت ترمودینامیکی برای شروع شبیه سازی مورد نیاز است، بدین صورت که در صورت ایده آل بودن گاز، مقادیر دما و فشار و در صورت واقعی بودن آن، مقادیر چگالی و انرژی داخلی حدس زده خواهد شد. روش شوتینگ^۱ به معنی دستیابی به یک هدف بر اساس سعی و خطا می باشد. در این تحقیق نیز از آنجا که معیار همگرایی مدل سازی نوشته شده، نزدیکی دما و فشار گاز در ابتدا و انتهای سیکل است و از انتخاب یک حدس اولیه برای دما و فشار برای دستیابی به این هدف استفاده شده است، می توان بیان داشت که محاسبه خواص گاز با استفاده از روش شوتینگ به دست آمده است. شبیه سازی موتور انبساطی از روابط ریاضی و ترمودینامیکی بسیاری برخوردار است که همه آنها به یکدیگر ارتباط دارند و برای شبیه سازی حل همزمان بسیاری از این معادلات مورد نیاز می باشد. برای شبیه سازی هر یک از روشهای رونگه-کوتا، تفاضل محدود و یا روش اویلر قابل استفاده است.

در امتداد مسیر جریان برای ورودی و خروجی سرعت و دمای خروجی، گرادیان صفر در نظر گرفته شده است. از دیگر فرضیات در نظر گرفته شده می توان به پایدار بودن سیکل، چشم پوشی کردن از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل اشاره کرد. با توجه به این فرضیات حداقل داده های مورد نیاز برای شروع شبیه سازی عبارتند از: دما و فشار ورودی، فشار خروجی، قطر پیستون، قطر محفظه شیر کنترلی، طول و عرض دریچه ها، طول شاتون، حجم جابجایی که با توجه به شعاع لنگ و قطر پیستون قابل محاسبه است، حجم مرده و سرعت دورانی موتور.

در این تحقیق نتایج با توجه به در نظر گرفتن خواص گاز متان هم به عنوان گاز ایده آل و هم گاز واقعی ارائه شده است. همچنین تاثیر ترکیب گاز طبیعی با توجه به داده های سه پالایشگاه خانگیران، ترکمن و کنگان در زمان بندی بهینه مورد بررسی قرار گرفته است. در مورد گاز ایده آل با داشتن سرعت زاویه ای میل لنگ، دما و فشار ورودی، T_s و P_s ، و فشار خروجی P_d و انتخاب یک حدس برای دما و فشار اولیه

¹ shooting method

گاز داخل سیلندر یا همان حجم کنترل، T_c و P_c و دمای خروجی T_d ، مقدار جرم اولیه موجود در حجم مرده به دست خواهد آمد. با استفاده از قانون بقای جرم و حدس اولیه برای دما و فشار گاز درون حجم مرده، می توان جرم اولیه گاز را حساب کرد. سپس با استفاده از رابطه گسسته شده قانون انرژی، در هر تکرار تغییرات دمای گاز درون سیلندر و با توجه به آن و با کمک روش ریلی دمای گاز در هر زاویه چرخش میل لنگ قابل محاسبه خواهد بود. می توان مقدار دما را برای گام بعدی به دست آورد و در نتیجه از معادله حالت گاز ایده آل، مقدار فشار محاسبه خواهد شد. این مراحل تا پایان سیکل در یک حلقه انجام خواهد شد و شرط اتمام حلقه نیز از این قرار است که اختلاف فشار و دمای پایانی گاز با فشار و دمای اولیه آن از یک میزان مشخص کمتر باشد. با توجه به محاسبات انجام شده مربوط به حجم و فشار و دیگر خواص، کار خروجی یا همان کار ترمزی که هدف اصلی استفاده از موتور انبساطی می باشد محاسبه می شود.

در صورت استفاده از مدل گاز واقعی، در ابتدا چگالی و انرژی داخلی با حدس اولیه دما و فشار محاسبه می شود و سپس با استفاده از معادلات AGA8 خواص ترمودینامیکی به دست خواهد آمد. جرم گاز در گام بعدی از قانون بقای جرم محاسبه می شود. با داشتن حجم نیز می توان چگالی را در هر گام زمانی به دست آورد. در ادامه با کمک قانون اول ترمودینامیک، مقدار انرژی داخلی سیستم با توجه به داده های گام قبلی محاسبه شده و سپس می توان با داشتن دو خاصیت ترمودینامیکی چگالی و انرژی داخلی، فشار و دمای گاز و دیگر خواص ترمودینامیکی گاز را در هر مرحله محاسبه نمود.

در هر دو مدل گاز ایده آل و واقعی، برای همگرا شدن حدسهای اولیه، مقادیر این حدسها که از حل شبیه سازی به دست آمده است با مقادیر اولیه داده شده مقایسه می شوند و در صورتیکه اختلاف این دو مقدار از تolerانس در نظر گرفته شده کمتر بود مقادیر حدس زده شده اولیه درست می باشد، در غیر این صورت تکرار روش حل آنقدر ادامه می یابد تا حل همگرا گردد. این تکرارها تا زمانیکه میل لنگ یک دور کامل یعنی 2π بزند ادامه می یابد.

برای هر ترکیبی از سرعت عملکرد، پارامترهای هندسی و شرایط ورودی، یک طرح خاص برای زمان بندی دریاچه‌ها می‌تواند محاسبه گردد تا بیشترین راندمان و تولید الکتریسیته از موتور به دست آید. به همین دلیل از آنجا که فشار ورودی به ایستگاه تقلیل فشار گاز با توجه به فصول سال می‌تواند از ۳۰ تا ۷۰ بار متغیر باشد، در پایان تاثیر تغییرات فشار ورودی به موتور انبساطی در زمان بندی بهینه نیز مورد مطالعه قرار گرفته است. این امر در کنترل بار و نیروی اعمالی از موتور و کنترل ارتعاشات مفید می‌باشد. برای بهینه‌سازی زمان بندی باز و بسته شدن دریاچه‌ها از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است. در الگوریتم ژنتیک حداقل یک تابع هدف باید تعیین شود که در این تحقیق، هدف کمینه نمودن منابع بازگشت ناپذیری یا به عبارتی دیگر حداکثر شدن راندمان انرژی سیستم می‌باشد. از آنجا که بیشترین اتلاف انرژی در زمان ورود و خروج گاز شکل می‌گیرد، برای بهینه کردن نتایج، دو قید در نظر گرفته شده است و برای اعمال این دو قید از شرط پناستی استفاده شده است. بدین صورت که چنانچه مجموعه زوایایی به دست آمد که در ورودی یا خروجی برگشت جریان شکل گرفت و به عبارتی جریان گاز معکوس شد، با حاصل ضرب دبی مربوطه در یک عدد بسیار بزرگ مانند 10^6 آن جواب را از نتایج کنار بگذارد. تعداد ۷۰۰ تکرار با جمعیت اولیه ۲۰ برای الگوریتم ژنتیک استفاده شده است.

۵- فصل پنجم: نتایج

۵-۱ مقدمه

در این بخش در ابتدا نسبت‌های بی بعد بکار رفته در تحلیل عملکرد موتور انبساطی آورده شده است. سپس میزان توان تولیدی و مقدار اتلاف انرژی موتور با فرض متان به عنوان یک گاز واقعی و بعد به عنوان یک گاز ایده‌آل مورد بررسی قرار گرفته است. تاثیر تمامی پارامترهای طراحی موتور برای یک موتور یک طرفه در حالت متان با فرض گاز واقعی کاملاً مورد تحلیل قرار گرفته است. تاثیر نسبت فشار در زمان بندی باز و بسته شدن دریچه‌ها نیز بررسی شده است و در نهایت نتایج مربوط به عملکرد موتور دو طرفه که عملکرد آن شبیه یک موتور یک طرفه می‌باشد، ارائه شده است.

۵-۲ معرفی نسبت‌های بی بعد مورد استفاده در ارائه نتایج

ارائه نتایج به کمک پارامترهای بی بعد شده در فهم و درک نتایج کمک شایانی می‌کند که در این قسمت به این مورد پرداخته می‌شود. از آنجا که فشار خط تغذیه ایستگاه تقلیل فشار گاز در فصول مختلف سال تغییر می‌کند، اولین نسبت بی بعد به منظور بررسی اثر این تغییرات در عملکرد موتور انبساطی معرفی می‌گردد.

$$RPR = \frac{P_s}{P_d} \quad ۱-۵$$

که در آن P_s فشار ورودی و P_d فشار خروجی از حجم کنترل می‌باشد که به ترتیب برابر ۷۰ و ۱۷ بار در نظر گرفته شده است. نسبت بی بعد دیگری که در این بخش معرفی می‌گردد، نسبت سطح مقطع دریچه به سطح مقطع پیستون است که به صورت زیر معرفی می‌گردد:

$$RAR = \frac{A_{port}}{A_{piston}} \quad ۲-۵$$

در رابطه ۲-۵، A_{port} و A_{piston} به ترتیب سطح مقطع دریچه و سطح مقطع پیستون می‌باشد. نسبت بی بعد بعدی، نسبت اندازه شعاع لنگ به قطر پیستون می‌باشد و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$RCR = \frac{R}{D_i} \quad ۳-۵$$

نسبت شاتون به قطر پیستون نیز پارامتر بی بعد بعدی می باشد که به صورت زیر قابل تعریف است:

$$RCL = \frac{L}{D_i} \quad 4-5$$

در شیرهای پیستونی و کشویی نیز دو نسبت بی بعد معرفی می گردد. اولین نسبت بی بعد به صورت

زیر قابل تعریف است که در آن S_l پارامتری است که باید در بهینه سازی مورد محاسبه قرار گیرد.

$$RSL = \frac{S_l}{W_p} \quad 5-5$$

در رابطه ۵-۵، S_l مقدار روی هم افتادگی شیر و دریچه در مرکز کورس حرکت شیر و W_p عرض دریچه است که برابر ۳/۵ سانتیمتر در نظر گرفته شده است.

در انتها به منظور نشان دادن نتایج مربوط به تاثیر زمان باز و بسته شدن دریچه ها در عملکرد موتور نسبتهای زیر به منظور بی بعد کردن این زمانها مورد استفاده قرار گرفته است.

$$\mu = \frac{V_1}{V_d} \quad 6-5$$

$$\sigma = \frac{V_{cs} - V_1}{V_d} \quad 7-5$$

$$\varepsilon = \frac{V_{od} - V_{cs}}{V_d} \quad 8-5$$

$$\beta = \frac{V_{cd} - V_1}{V_d} \quad 9-5$$

در این روابط، V_d بیان کننده حجم جابجایی پیستون می باشد که برابر $\pi(D_i^2/4)S$ است و در آن S برابر کورس پیستون می باشد.، V_1 اندازه حجم مرده، V_{cs} حجم گاز در زمان بسته شدن دریچه ورودی یا همان زمان اتمام فرآیند ورود گاز، V_{od} حجم گاز در زمان شروع فرآیند تخلیه و V_{cd} حجم گاز در زمان اتمام فرآیند تخلیه می باشد. μ ضریب تاثیر حجم مرده، σ ضریب تاثیر مدت زمان فرآیند ورود گاز، ε ضریب تاثیر مدت زمان فرآیند انبساط و β ضریب تاثیر مدت زمان فرآیند تراکم گاز در انتهای سیکل می باشد.

۵-۳ اعتبار سنجی نتایج

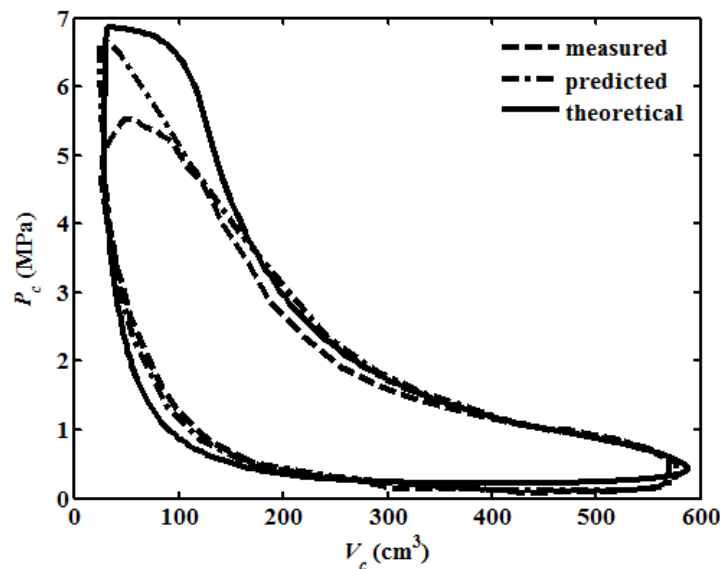
در این بخش هدف، اعتبار سنجی نتایج به دست آمده با داده‌های آزمایشگاهی می‌باشد. ذکر این نکته قابل اهمیت می‌باشد که در مورد موتور انبساطی قابل استفاده در صنایع تقلیل فشار گاز طبیعی، هیچگونه تحقیق و مطالعه‌ای صورت نگرفته است و اگر هم تحقیقی صورت گرفته باشد در سایت‌های علمی ارائه نشده است. از آنجا که اساس عملکرد این دستگاه نظیر موتورهای بخار مورد استفاده در لوکوموتیوها و کشتیها می‌باشد، داده‌های نمودار اندیکاتور به دست آمده یکی از حالتها که شیر سیلندری می‌باشد، با نمودار اندیکاتور آزمایشگاهی و عددی ارائه شده در کتاب طراحی اکسپنדרهای تک سیلندر رفت و برگشتی برای بخار [40] مورد مقایسه قرار گرفته است. علت اینکه داده‌های ارائه شده با این نوع شیر مورد مقایسه قرار گرفته است این می‌باشد که در این کتاب، موتور مورد مطالعه به گونه‌ای مدل شده است که دریچه ورود و خروج بخار در آن یکی نیست و دریچه‌هایی در دور تا دور سیلندر برای تخلیه بخار در نظر گرفته شده است^۱. در این موتور، خواص بخار مافوق گرم در حالت گاز کامل مدل سازی شده و هیچگونه برگشت جریانی نیز در ورودی و خروجی لحاظ نشده است. داده‌های هندسی موتور بخار مورد مطالعه قرار گرفته در این کتاب در جدول زیر ارائه شده است:

جدول ۵-۱: داده‌های منبع مورد استفاده برای اعتبار سنجی داده‌ها [40]

پارامتر طراحی	داده	پارامتر طراحی	داده
قطر پیستون، D_i	8.9 cm	فشار ورودی، P_s	69 bar
حجم مرده، CL	5% V_d	فشار خروجی، P_a	1.38 bar
شعاع لنگ، R	4.5 cm	دور موتور، N	2000 rpm
دمای ورودی، T_s	811 K	قطر دریچه	1.9 cm

با استفاده از داده‌های موجود در جدول ۵-۱، نمودار اندیکاتور به دست آمده با داده‌های آزمایشگاهی و تئوری آورده شده در منبع ذکر شده مورد مقایسه قرار گرفت، که نتایج همخوانی مناسب داده‌ها را ارائه داد که در شکل ۵-۱ نشان داده شده است.

^۱ Uni-flow engines



شکل ۵-۱: مقایسه نتایج تحقیق با داده‌های آزمایشگاهی و عددی

۴-۵ تابع هدف، متغیرها و قیدهای بکار رفته در بهینه‌سازی

داده‌های مربوط به ابعاد هندسی موتور بر مبنای بهینه مقادیر به دست آمده از محاسبات در شیر پیستونی و شیر کشویی مد نظر قرار گرفته است. در ابتدا تمامی پارامترهای هندسی از جمله قطر سیلندر محفظه شیر، عرض دریچه، کورس پیستون، طول شاتون و حجم مرده در این دو نوع شیر در یک محدوده متعارف و متناسب که در جدول ۵-۲ به آن اشاره شده است، به الگوریتم ژنتیک داده شد تا یک مقدار مناسبی برای آنها مورد محاسبه قرار گیرد که در نهایت مقادیر این پارامترها در جدول ۵-۳ به دست آورده شد. در قیود بکار رفته شرط عدم سرعت بالای پیستون، بین ۳ تا ۴/۲ متر بر ثانیه و عدم بیشتر شدن مقدار کورس از قطر پیستون نیز لحاظ شده است. زیرا در سیستمهایی که هدف آن تولید توان می‌باشد، مقدار قطر پیستون از کورس آن بیشتر می‌باشد. در بخش ۴-۲ مبنای پارامترهای هندسی موتور ارائه شد که مقدار حجم مرده باید بین ۸ تا ۱۲ درصد، نسبت قطر سیلندر به کورس پیستون بین ۰/۸ تا ۱/۲ برای موتورهای کوچک و متوسط و برابر ۰/۵ برای موتورهای بزرگ، نسبت طول شاتون به شعاع لنگ بین ۳ تا ۴ برای موتورهای کوچک و بین ۵ تا ۹ برای موتورهای بزرگ سرعت پایین است [106].

جدول ۵-۲: دامنه بهینه‌سازی پارامترهای هندسی

پارامتر طراحی	دامنه تغییرات	پارامتر طراحی	دامنه تغییرات
قطر پیستون، D_i	$14 \leq D_i \leq 24$ cm	عرض دریچه، W_p	$2 \leq W_p \leq 6$ cm
قطر شیر، D_v	$3 \leq D_v \leq 7$ cm	S_l	$10 \leq S_l \leq 50$ mm
حجم مرده، CL	$5\% \leq CL \leq 15\%$	L_e	$0 \leq L_e \leq 10$ mm
شعاع لنگ، R	$4 \leq R \leq 8$ cm	E_l	$0 \leq E_l \leq 10$ mm
طول شاتون، L	$15 \leq L \leq 50$ cm		

داده‌های بهینه به دست آمده در مورد قطر پیستون و شعاع لنگ، با داده‌های شرکت سازنده موتور انبساطی از تطابق خوبی برخوردار است. در داده‌های شرکت سازنده قطر پیستون از ۱۶ تا ۴۱ سانتیمتر و کورس ۱۲ و ۱۴ سانتیمتر ارائه شده است. دور موتور نیز ۷۵۰ دور در دقیقه در نظر گرفته شده است. با توجه به داده‌های به دست آمده، مقدار $BS=1.5$ و مقدار $CLCR=6.67$ برای موتور انبساطی نتیجه داده شده است که در محدوده مناسب طراحی می‌باشد.

جدول ۵-۳: داده‌های بهینه و پارامترهای ورودی مساله

پارامتر طراحی	داده	پارامتر طراحی	داده
قطر پیستون، D_i	18 cm	فشار ورودی، P_s	70 bar
قطر شیر، D_v	4.5 cm	فشار خروجی، P_d	17 bar
تعداد سوراخها، n_b	10	دور موتور، N	750 rpm
حجم مرده، CL	11% V_d	فاصله سوراخها، w_b	5 mm
شعاع لنگ، R	6 cm	عرض دریچه، W_p	3.5 cm
طول شاتون، L	40 cm	دمای ورودی، T_s	300 K

به عنوان مثال چنانچه طول شاتون بجای ۴۰ سانتیمتر، اندازه دیگری مثلاً ۲۵ سانتیمتر در نظر گرفته می‌شد، در الگوریتم ژنتیک مقدار روی هم افتادگی شیر و دریچه از عرض دریچه نیز بیشتر به دست می‌آمد که از لحاظ هندسی نه تنها مناسب نیست، بلکه میزان توان تولیدی و راندمان اگزرژی به مراتب کمتری نیز نتیجه می‌داد. بدین منظور در ابتدا تاثیر این پارامترها در میزان راندمانهای مختلف موتور، میزان توان تولیدی در واحد جرم، نرخ اتلاف اگزرژی ناشی از ورود و خروج جرم در ورودی و خروجی حجم کنترل، نرخ اتلاف اگزرژی ناشی از اختلاط و انتقال حرارت و کل نرخ تولید انتروپی یا به عبارتی

نرخ اتلاف انرژی کل در واحد جرم، با توجه به ایده‌آل بودن گاز در بخش بعدی مورد بررسی قرار گرفته است. در جدول ۴-۵ دامنه مورد نظر برای بهینه‌سازی زمان بندی دریچه‌ها آورده شده است.

جدول ۴-۵: دامنه بهینه‌سازی زمان بندی دریچه موتور

دامنه بهینه‌سازی	نوع شیر
$55^\circ \leq \theta_0 \leq 90^\circ$	سیلندری
$150^\circ \leq \theta_i \leq 200^\circ$	
$300^\circ \leq \theta_e \leq 350^\circ$	
$50^\circ \leq \theta_0 \leq 90^\circ$	فلنجی
$90^\circ \leq \theta_i \leq 120^\circ$	
$270^\circ \leq \theta_e \leq 310^\circ$	
$60^\circ \leq \theta_0 \leq 95^\circ$	یونیفلو
$90^\circ \leq \theta_{mi} \leq 120^\circ$	
$220^\circ \leq \theta_{ae} \leq 270^\circ$	
$80^\circ \leq \theta_c \leq 130^\circ$	پیستونی
$10 \leq S_l \leq 50 \text{ mm}$	

به منظور به دست آوردن بهینه زمان باز و بسته شدن دریچه‌ها، در این تحقیق از راندمان انرژی که نسبت توان اندیکاتور به کل نرخ انتقال انرژی به سیستم می‌باشد، به عنوان تابع هدف استفاده شده است. در واقع الگوریتم ژنتیک حداکثر توان تولید شده با توجه به حداقل نرخ انرژی منتقل شده که رابطه مستقیم با حداقل جرم وارد شده به سیلندر دارد، را نتیجه می‌دهد. بدین منظور در تمامی حالتها از عدم برگشت جریان گاز در فرآیندهای ورود و خروج گاز به عنوان دو قید مبنا استفاده شده است. در کنار دامنه مد نظر هر کدام از پارامترها به عنوان قید بهینه‌سازی و شرط عدم برگشت جریان، هندسه خاص هر کدام از شیرها نیز به عنوان یک مجموعه دیگر از قیود برای بهینه‌سازی مد نظر قرار گرفته است. محدوده در نظر گرفته شده برای تمامی پارامترها به گونه‌ای بوده است حداقل میزان ظرفیت مصرف گاز ایستگاههای تقلیل فشار گاز که مقدار ۰/۵ کیلوگرم بر ثانیه است را ارضا کند.

۵-۵ بررسی موتور یک طرفه

در این بخش ابتدا تمام خواص محاسبه شده گاز با فرض واقعی بودن متان و سپس با فرض ایده‌آل بودن متان نشان داده خواهد شد.

۵-۵-۱ گاز واقعی

نتایج این بخش با توجه به زمان بهینه به دست آمده باز و بسته شدن دریچه‌ها در هر پنج هندسه شیر که در جدول ۵-۵ نشان داده شده محاسبه شده است.

۵-۵-۱-۱ اثر امواج فشاری

سرعت صوت در شرایط دمای گاز ورودی، ۳۰۰ درجه کلوین، و با نسبت گرمای ویژه ۱/۳ برای گاز و جرم مولکولی ۱۶/۰۴۳ برای متان خالص، سرعت صوت برابر 450 $a_0 = \sqrt{\gamma RT_0} = \sqrt{1.3 * \frac{8.314}{16.043} * 300} = 450$ می‌شود. حداکثر سرعت گاز در زمان ورود برابر ۱۵۴ متر بر ثانیه به دست آمد که در نتیجه عدد ماخ جریان برابر ۰/۳۴ می‌شود. لذا می‌توان نتیجه گرفت امواج فشاری تأثیری در محاسبات نخواهند داشت.

۵-۵-۱-۲ زمان بهینه عملکرد دریچه‌ها

در جدول ۵-۵، زمانهایی که زیر آنها خط کشیده شده است، پارامترها و یا به عبارتی زوایای مورد نظر در بهینه‌سازی نمی‌باشد، بلکه حاصل هندسه خاص خود شیر می‌باشد که در بخشهای قبلی در مورد نحوه محاسبه آنها توضیحات مربوطه به طور کامل ارائه شد. همانطور که مشاهده می‌شود، بیشترین زمان ورود گاز مربوط به شیر پیستونی و کشویی با ۱۰۰ درجه و کمترین زمان مربوط به شیر فلنجی با ۶۲ درجه است. مدت زمان تخلیه گاز منبسط شده در شیر سیلندری ۱۳۸، در شیر فلنجی ۲۱۰ درجه، در شیر یونیفلو ۲۰۹ و در شیر پیستونی و کشویی برابر ۱۸۰ درجه می‌باشد. با وجود اینکه در موتور انبساطی در حالت استفاده از شیر فلنجی و یونیفلو، مدت زمان تخلیه بیشتر از دیگر شیرهای مورد استفاده در موتور می‌باشد، اما در این دو موتور شرط عدم برگشت جریان در زمان تخلیه غیر ممکن بوده و در زمان بهینه به دست آمده فقط در زمان ورود گاز برگشت جریان رخ نداد. نتایج به دست آمده نشان داد که مدت زمان تراکم در شیر سیلندری ۳۷ درجه، در شیر فلنجی ۴۴، در حالت یونیفلو ۴۳ و در شیر کشویی و پیستونی ۴۰ درجه می‌باشد.

جدول ۵-۵: زمان بندی دریچه‌ها در حالت متان به عنوان گاز واقعی

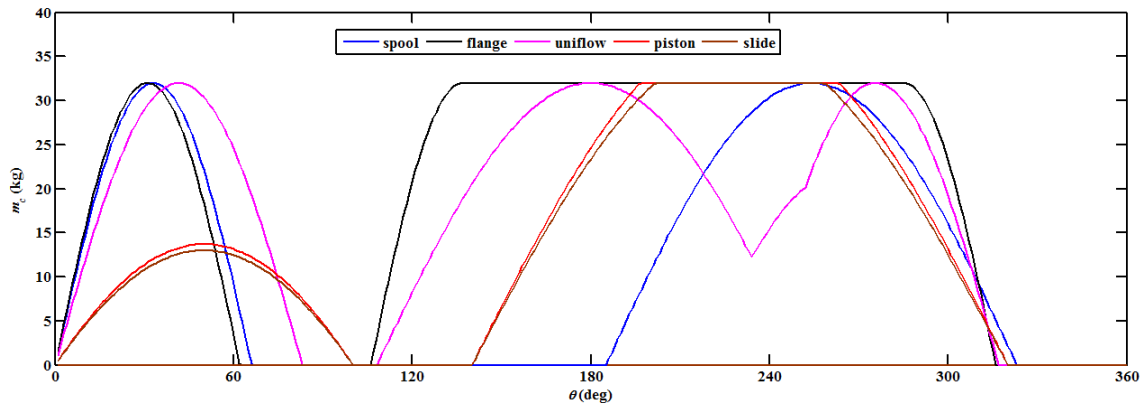
زمان بهینه					نوع شیر
θ_e	θ_i	θ_0			سیلندری
۳۲۳	۱۸۵	۶۶			
θ_e	θ_2	θ_1	θ_i	θ_0	فلنجی
۳۱۶	۲۸۵	۱۳۷	۱۰۶	۶۲	
θ_{ae}	θ_{ai}	θ_{me}	θ_{mi}	θ_0	یونیفلو
۳۱۷	۲۳۴	۲۵۲	۱۰۸	۸۳	
S_l	θ_e	θ_i	θ_c	پیستونی	
۲۷	۳۲۰	۱۴۰	۱۰۰		
۱۳	۳۲۰	۱۴۰	۱۰۰	کشویی	

۵-۱-۳ تغییرات دبی و جرم گاز درون سیلندر

نمودار سطح مقطع لحظه‌ای باز و بسته بودن دریچه‌ها در شکل ۵-۲ نشان داده شده است. برای مقایسه بهتر عملکرد موتور در هر پنج حالت، سطح مقطع ایجاد شده در روی سیلندر به منظور ورود و خروج گاز یکسان در نظر گرفته شده است. در شیر کشویی که دریچه ورود و خروج گاز از طولی برابر قطر سیلندر برخوردار می‌باشد، سطح مقطع کل در حالت‌های دیگر که برابر ۳۲ سانتیمتر مربع می‌باشد را بر قطر سیلندر تقسیم نموده تا عرض دریچه به دست آید. همانطور که از شکل ۵-۲ مشخص است در شیر سیلندری، فلنجی و یونیفلو، دریچه مورد نظر در زمان ورود گاز کاملاً باز می‌شود. در حالیکه با توجه به داده‌های جدول ۵-۶، دریچه شیر پیستونی ۱/۵ سانتیمتر و دریچه شیر کشویی ۰/۷۲ سانتیمتر در زمان ورود گاز باز خواهد شد، به ترتیب ۴۳ و ۴۰ درصد کل عرض دریچه.

کنترل دریچه در فرآیند تخلیه گاز به گونه‌ای است که در شیر سیلندری، پس از باز شدن کامل دریچه، بلافاصله شیر شروع به بستن آن می‌کند. در شیر فلنجی، پیستونی و کشویی، پس از کامل باز شدن، دریچه برای مدت زمانی باز خواهد بود که در شیر فلنجی این مدت زمان از جمله پارامترهای مد نظر برای بهینه‌سازی می‌باشد. در موتور یونیفلو کنترل دریچه‌های دور تا دور سیلندر بوسیله خود پیستون صورت می‌گیرد و از آنجا که از لحظه بسته شدن این دریچه‌ها تا پایان سیکل، زمان زیادی طول می‌کشد که موجب تراکم بیش از اندازه گاز مانده در داخل سیلندر می‌شود، باید دریچه دیگری برای تخلیه گاز

در نظر گرفته شود تا به کمک آن بتوان مدت زمان فرآیند تراکم را کنترل کرد. بدین منظور علاوه بر دریچه ۳/۷ سانتیمتری دور تا دور سیلندر، دریچه اصلی نیز کاملاً باز می‌شود.



شکل ۵-۲: سطح مقطع لحظه‌ای دریچه‌ها در حالت گاز واقعی

در زمان بندی دریچه‌ها در موتور یونیفلو، به منظور افزایش راندمان و کاهش نرخ اتلاف انرژی، زمان باز شدن دریچه اصلی برای کمک در تخلیه گاز باید حتماً قبل از بسته شدن دریچه‌های دور تا دور سیلندر باشد تا عمل تراکم گاز صورت نگیرد. با توجه به جدول ۵-۵ می‌توان مشاهده کرد که از زاویه ۲۳۴ تا ۲۵۲ درجه میل لنگ هر دو مجموعه دریچه اصلی و کمکی برای تخلیه گاز باید باز باشد.

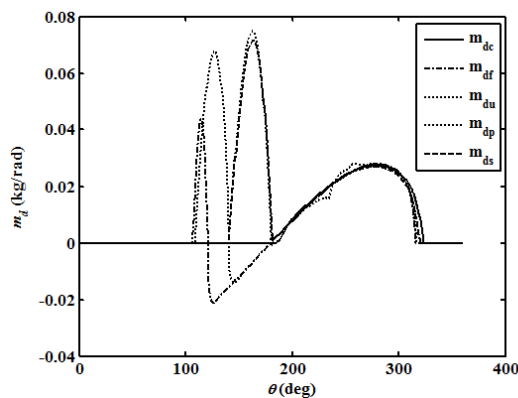
جدول ۵-۶: باز شدن لحظه‌ای دریچه و میزان جرم ورودی و دبی گاز در حالت گاز واقعی

نوع شیر	$y_i (cm)$	$y_o (cm)$	$m_s (kg)$	$\dot{m} (kg/s)$
سیلندری	۳/۵	۳/۵	۰/۰۴۶	۰/۵۸
فلنجی	۳/۵	۳/۵	۰/۰۴	۰/۵
یونیفلو	۳/۵	۳/۷، ۳/۵	۰/۰۶۵	۰/۸۱
پیستونی	۱/۵	۳/۵	۰/۰۷۹	۰/۹۸
کشویی	۰/۷۲	۱/۸	۰/۰۷۸	۰/۹۷

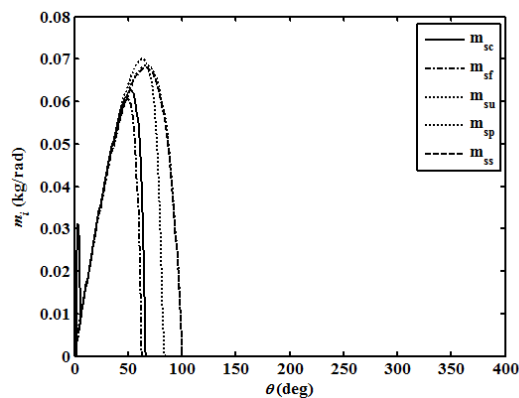
در این تحقیق برای مقایسه بهتر موتور با شیرهای گوناگون، دور موتور و حداکثر سطح مقطع شیرها برابر در نظر گرفته شده است. دور موتور در همه موتورها ۷۵۰ دور در دقیقه در نظر گرفته شده است. با توجه به داده‌های جدول ۵-۶، مشاهده می‌شود که در یک دور ثابت، میزان جرم وارد شده به موتور و یا دبی موتور در شیرهای گوناگون متفاوت است، که دلیل آن زمان بهینه متفاوتی است که در شیرها لحاظ شده است. اما چنانچه به عنوان مثال مدت زمان فرآیند ورود گاز در تمامی پنج حالت را برابر بگیریم، باز هم مقدار دبی وارد شده به موتور با یکدیگر تفاوت دارد که عمده دلیل آن متفاوت بودن نوع

حرکت و کنترل شیرها می‌باشد. لذا شاید این سوال پیش آید که چگونه می‌توان چندین موتور با دیبهای متفاوت را با هم مقایسه کرد؟ در جواب به این سوال باید عنوان کرد که برای مقایسه موتور با هندسه‌های شیر گوناگون، مقدار توان تولیدی و نرخ اتلاف انرژی در واحد جرم ارائه شده است.

شکل ۳-۵ و شکل ۴-۵ به ترتیب نمایانگر دبی ورودی و خروجی لحظه‌ای گاز به داخل و خارج از سیلندر می‌باشد. همانطور که مشخص است در زمان ورود گاز هیچگونه برگشت جریانی پدید نمی‌آید، در حالیکه در دو حالت یونیفلو و فلنجی در زمان تخلیه، پدیده برگشت جریان صورت می‌گیرد که میزان جرم برگشتی گاز در شیر فلنجی بیشتر از حالت یونیفلو است، مقدار 0.021 در برابر 0.014 کیلوگرم بر رادیان که مقدار ناچیزی می‌باشد.



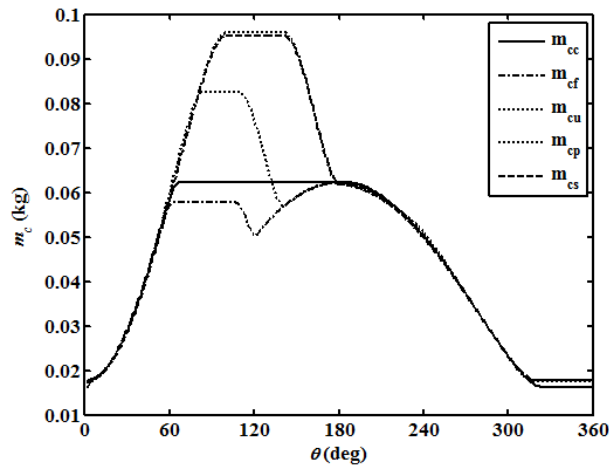
شکل ۴-۵: دبی خروجی گاز در حالت گاز واقعی



شکل ۳-۵: دبی ورودی گاز در حالت گاز واقعی

شکل ۵-۵ نشان می‌دهد که در حالت فلنجی و یونیفلو به دلیل برگشت جریان در زمان تخلیه گاز، بر جرم گاز درون سیلندر افزوده شده است. در شیر فلنجی از زاویه 120° تا زاویه 181° درجه برگشت جریان مشاهده شد. در این بازه حداقل فشاری که گاز به آن دست پیدا کرده $1/6839$ مگا پاسکال است که با فشار خط تخلیه 0.016 مگا پاسکال اختلاف دارد. از زمان شروع به باز شدن دریچه تخلیه تا زاویه 120° که برگشت جریان رخ داده است، 66% سطح مقطع باز شده است. در حالت یونیفلو از زاویه 140° تا زاویه 181° برگشت جریان ایجاد شده است. حداقل فشار گاز در این هندسه $1/691$ مگا پاسکال است. در موتور با شیر پیستونی در زمان شروع فرآیند تخلیه فشار گاز $2/5$ و در حالت یونیفلو 4 مگا پاسکال است. میزان باز شدن سطح مقطع دریچه‌های اصلی در زاویه 140° درجه نیز همانند شیر پیستونی 66%

است. علت پدید آمدن فرآیند برگشت جریان در این دو مدل را می توان عدم زمان کافی برای فرآیند انبساط دانست. زیرا نسبت به حالت‌های دیگر فرآیند انبساط در زمان زودتری به پایان رسیده است که مقادیر فشار گاز در زمان شروع فرآیند تخلیه بیانگر همین موضوع است. در واقع هندسه خاصی که برای این دو شیر در نظر گرفته شده برای عدم پدیده برگشت جریان محدودیت ایجاد کرده است.



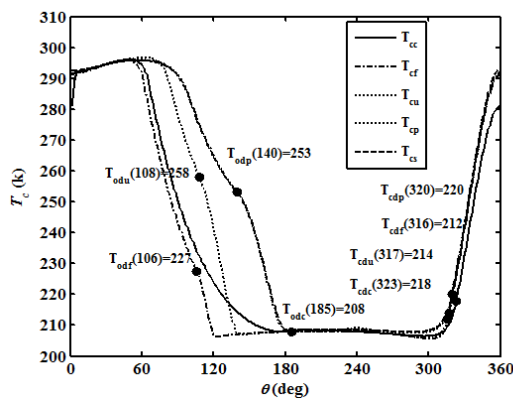
شکل ۵-۵: جرم لحظه‌ای گاز درون سیلندر در حالت گاز واقعی

۵-۱-۵-۴ تغییرات فشار و دما

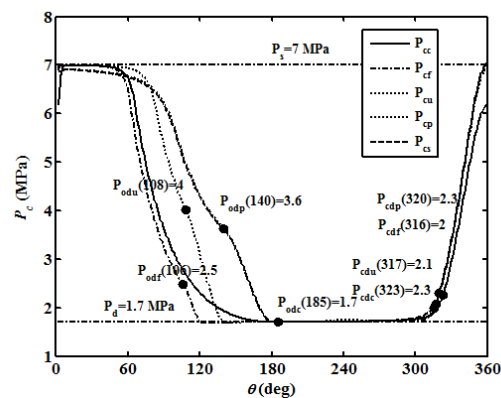
شکل ۵-۶ بیانگر تغییرات فشار و شکل ۵-۷ نشان‌دهنده تغییرات دمای گاز درون سیلندر می‌باشد. همانطور که مشاهده می‌شود روند تغییرات فشار و دما در موتوری که در آن از شیر کشویی و پیستونی استفاده شده است یکسان است. داده‌های جدول ۵-۷ که نشان‌دهنده فشار و دمای گاز در لحظه باز و بسته شدن دریچه‌ها می‌باشد، بیانگر این مطلب است که فشار و دمای گاز در شروع فرآیند ورود گاز در موتور با شیر سیلندری کمترین مقدار خود را دارد، بدین معنا که فشار گاز داخل فضای حجم مرده در ابتدا از مقدار ۶/۱۷ مگا پاسکال به مقدار فشار خط تغذیه رسیده و سپس کاهش یافته است. بیشترین افت فشار در زمان فرآیند ورود گاز در شیر پیستونی و کشویی مشاهده شد که فشار گاز به ۵/۶ مگا پاسکال می‌رسد که دلیل آن را می‌توان مدت زمان طولانی فرآیند ورود گاز دانست. در شروع فرآیند تخلیه، فشار گاز در حالت استفاده از شیر سیلندری با فشار خط تغذیه برابری می‌کند که ناشی از افت فشار کم در شروع فرآیند تخلیه دارد. با حرکت پیستون به سمت نقطه مرگ بالا، چنانچه دریچه خروج

باز نگردد، بر فشار گاز افزوده خواهد شد. اما نمودار فشار نشان می‌دهد با توجه به اینکه در همه حالتها غیر از شیر سیلندری که در آن مدت زمان فرآیند انبساط به قدر کافی فشار گاز را تا نزدیک فشار تخلیه کاهش داده است، فرآیند تخلیه گاز قبل از رسیدن پیستون به نقطه مرگ پایین شروع شده است. به همین دلیل افزایش فشار در اکثر زمان تخلیه مشاهده نمی‌شود.

تغییرات دمای کمتری در زمان تخلیه در شیر سیلندری مشاهده می‌شود که بیانگر این است که گاز به اندازه کافی قبل از شروع این فرآیند انبساط شده است. اما یکی از مواردی که در این شیر اهمیت دارد این است که در شیر سیلندری نسبت به دیگر شیرها، میانگین دمای خروجی گاز نسبت به دمای ورودی حداقل افت را پیدا کرده است.



شکل ۵-۷: تغییرات دمای گاز درون سیلندر



شکل ۵-۶: تغییرات فشار گاز درون سیلندر

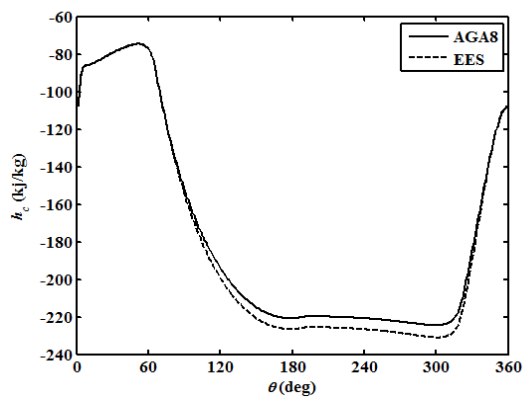
جدول ۵-۷: فشار و دمای گاز در زمان باز و بسته شدن دریچه‌ها در حالت گاز واقعی

T_d	T_{cd}	T_{od}	T_{cs}	T_{os}	P_{cd}	P_{od}	P_{cs}	P_{os}	
۲۰۷	۲۱۸	۲۰۸	۲۸۸	۲۸۱	۲/۲۵	۱/۷	۶/۱۵	۶/۱۷	سیلندری
۲۰۹	۲۱۲	۲۲۷	۲۸۸	۲۹۱	۲	۲/۵	۶/۱۸	۷/۰۱	فلنجی
۲۱۷	۲۱۴	۲۵۸	۲۸۸	۲۹۱	۲/۰۷	۴/۰۲	۶/۱۱	۷/۰۳	یونیفلو
۲۱۸	۲۲۰	۲۵۳	۲۸۴	۲۹۲	۲/۳	۳/۶۳	۵/۶	۶/۹۴	پیستونی
۲۱۸	۲۲۱	۲۵۳	۲۸۳	۲۹۳	۲/۳	۳/۶	۵/۵۵	۷/۰۱	کشویی

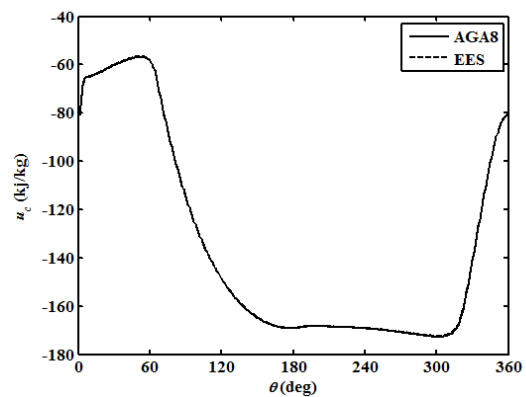
۵-۱-۵-۵-۵ مقادیر آنتروپی، آنتالپی و انرژی داخلی گاز

تاکنون معادلات حالت مختلفی برای گازها معرفی شده است، اما از آنجا که گاز طبیعی ترکیبی از گازهای مختلف با خواص ترمودینامیکی متفاوت می‌باشد و خواص آن وابستگی شدیدی به ترکیبات

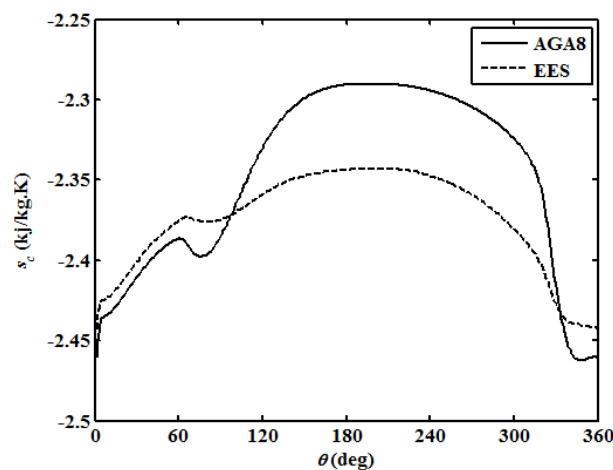
تشکیل دهنده‌هاش دارد، نیاز به وجود معادله حالتی که خواص گاز طبیعی را با استفاده از آنالیز دقیق اجزای تشکیل دهنده گاز بیان نماید ضروری می‌باشد. در میان معادله حالت‌های گوناگون، روش AGA8 معتبرترین روش برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی می‌باشد. دلیل اینکه از معادله حالت AGA8 برای محاسبه خواص استفاده شده است، یکی کارایی این معادله در محدوده وسیعتر دما و فشار می‌باشد و دیگر اینکه در EES نمی‌توان تاثیر درصد مولی اجزا ترکیب دهنده گاز طبیعی در محاسبه خواص را مورد بررسی قرار داد. همانطور که از شکل ۵-۸ تا شکل ۵-۱۰ پیداست، مقادیر داده‌های به دست آمده انرژی داخلی، آنتالپی و آنتروپی از حل عددی معادله حالت AGA8 با داده‌های نرم افزار EES از همخوانی مناسبی برخوردارند. این داده‌ها بر اساس فرض متان به عنوان گاز واقعی مورد مقایسه قرار گرفته‌اند.



شکل ۵-۹: مقایسه آنتالپی با EES



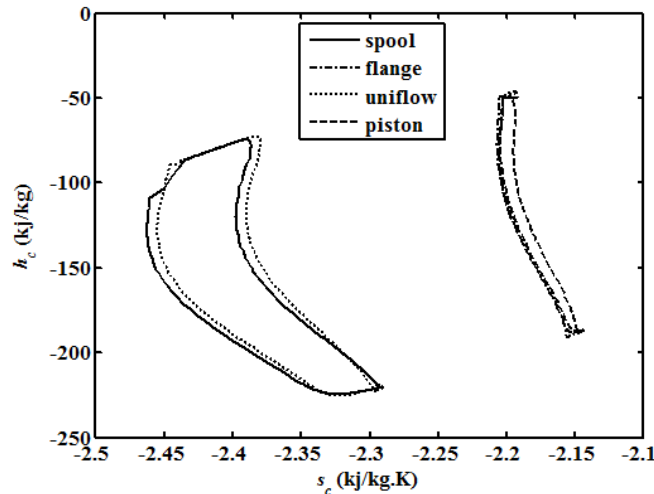
شکل ۵-۸: مقایسه مقادیر انرژی داخلی با EES



شکل ۵-۱۰: مقایسه مقادیر آنتروپی با EES

۵-۱-۵-۶ دیگرام مولیر (آنتالپی - آنتروپی)

شکل ۱۱-۵ تغییرات مقادیر آنتالپی نسبت به آنتروپی گاز متان در حالت واقعی را نشان می‌دهد.

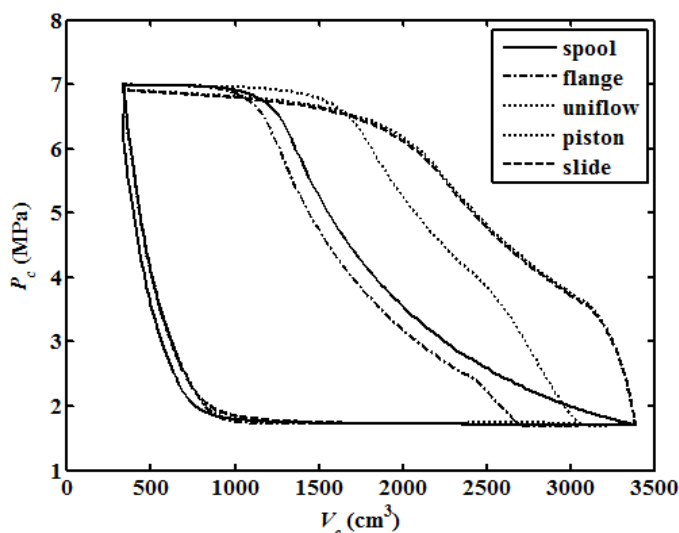


شکل ۱۱-۵: دیگرام مولیر متان در حالت گاز واقعی

۵-۱-۵-۷ دیگرام اندیکاتور موتور و میزان توان تولیدی

در شکل ۱۲-۵ دیگرام اندیکاتور موتور در هر پنج حالت شیر نشان داده شده است. با توجه به نتایج داده‌های جدول ۸-۵ و شکل ۱۲-۵، مشخص است که عملکرد موتور با شیر کشویی و پیستونی یکسان می‌باشد و موتور در این دو حالت کار بیشتری را نسبت به حالت‌های دیگر تولید می‌کند. شیر فلنجی نیز کمترین کار را تولید می‌کند که علت اصلی آن را می‌توان برگشت جریان در زمان تخلیه گاز و مدت زمان کم فرآیند ورود گاز دانست. در حالت یونیفلو نیز برگشت جریان در زمان تخلیه گاز صورت گرفته است، اما از آنجا که بازه زمانی ورود گاز در این حالت بیشتر از حالت فلنجی است، کار تولیدی آن بیشتر است. از طرفی دیگر، در شیر فلنجی برگشت جریان در بازه زمانی ۶۰ درجه چرخش میل لنگ اتفاق افتاده، در حالیکه در حالت یونیفلو در ۴۰ درجه. زمان بندی باز و بسته شدن دریچه‌ها در حالت یونیفلو که خود پیستون در آن عمل کنترل دبی خروجی از موتور را بر عهده دارد، نیز حاکی از تولید توان نسبتاً بالا در مقایسه با شیر سیلندری و پیستونی دارد، هر چند زمان بندی آن بسیار نزدیک به شیر فلنجی به دست آمده است. طبیعی است که هر چه مدت زمان ورود گاز بیشتر باشد، در نهایت دبی گاز

نیز بیشتر است. نتایج نشان داد که دبی گاز در شیر سیلندری ۰/۵۸، در شیر فلنجی ۰/۵، در حالت یونیفلو ۰/۸۱، در شیر پیستونی ۰/۹۸ و در شیر کشویی ۰/۹۷ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد. با توجه به اینکه تایمینگ دریچه‌ها در حالت‌های مختلف موتور با یکدیگر تفاوت دارند، برای مقایسه بهتر عملکرد موتور با هندسه‌های گوناگون شیر، مقدار تولید توان در واحد جرم مد نظر قرار گرفته است. لذا مقدار کار تولیدی موتور بر مدت زمان یک سیکل تقسیم شده تا میزان توان تولیدی محاسبه گردد، سپس توان محاسبه شده بر کل جرم وارد شده در یک سیکل کامل تقسیم شده تا میزان تولید توان در واحد جرم به دست آید. مقدار کل جرم وارد شده در شیر سیلندری ۰/۰۴۶۱، در شیر پیستونی ۰/۰۴۰۱، در یونیفلو ۰/۰۶۵، در شیر پیستونی ۰/۰۷۸۶ و در شیر کشویی ۰/۰۷۷۸ کیلوگرم می‌باشد. بدین ترتیب مقدار توان تولیدی در واحد جرم در این حالت‌ها به ترتیب برابر ۱۹۸۰/۷، ۱۹۴۹/۵، ۱۷۸۷/۵، ۱۷۵۳/۹ و ۱۷۵۳/۶ کیلو وات در کیلوگرم است و این حاکی از آن است که تولید توان شیر سیلندری از بقیه حالت‌ها بیشتر می‌باشد. می‌توان اینگونه نتیجه گرفت چنانچه شیر کنترلی موتور طوری طراحی گردد که فرآیند انبساط در آن به صورت مناسب شکل گیرد، تا آنجا که در زمان شروع این فرآیند، فشار گاز برابر و یا نزدیک فشار تخلیه باشد، بیشترین میزان تولید توان در واحد جرم قابل دستیابی است.



شکل ۵-۱۲: دیاگرام اندیکاتور موتور در حالت‌های مختلف در حالت گاز واقعی

همانطور که از جدول ۵-۸ مشخص است مقدار توان اصطکاکی تولید شده در هر پنج حالت تقریباً یکسان است و با توجه به اینکه توان اندیکاتور موتور با شیر سیلندری بیشتر از بقیه حالتها می‌باشد، بالطبع توان خروجی یا همان توان ترمزی این موتور نیز بیشتر از موتور با دیگر هندسه‌ها می‌باشد.

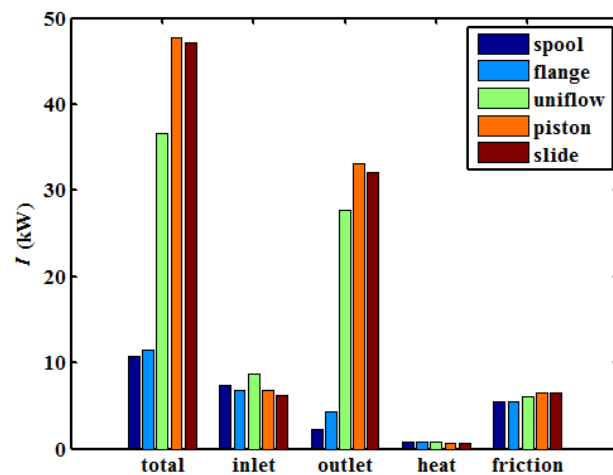
جدول ۵-۸: مقدار توان، توان در واحد جرم، توان اصطکاکی و توان خروجی

نوع شیر	\dot{W}_i (kW)	\dot{W}_{im} (kW/kg)	\dot{W}_f (kW)	\dot{W}_b (kW)	\dot{W}_{bm} (kW/kg)
سیلندری	۹۱/۳	۱۹۸۰/۷	۵/۶	۸۵/۸	۱۸۶۰/۴
فلنجی	۷۸/۲	۱۹۴۹/۵	۵/۵	۷۲/۷	۱۸۱۲/۵
یونیفلو	۱۱۶/۱	۱۷۸۷/۵	۶/۱	۱۱۰/۰۴	۱۶۹۴
پیستونی	۱۳۷/۹	۱۷۵۳/۹	۶/۵	۱۳۱/۴	۱۶۷۰/۹
کشویی	۱۳۶/۴	۱۷۵۳/۶	۶/۵	۱۲۹/۹	۱۶۶۹/۸

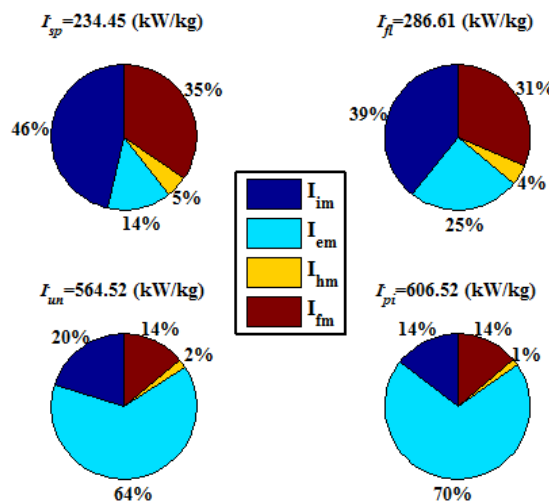
۵-۱-۸ منابع بازگشت ناپذیری، نرخ انرژی انتقالی و نرخ اتلاف انرژی

شکل ۵-۱۳ تاثیر منابع مختلف در نرخ اتلاف انرژی با توجه به هر پنج هندسه شیر را نشان می‌دهد. نرخ اتلاف انرژی کل در سیستم شیر پیستونی و کشویی بیشتر از حالت‌های دیگر به دست آمده است که به ترتیب برابر ۴۷/۷ و ۴۷/۱ کیلو وات می‌باشد. مقدار نرخ اتلاف انرژی کل در شیر سیلندری برابر ۱۰/۸، در شیر فلنجی برابر ۱۱/۵ و در حالت یونیفلو برابر ۳۶/۷ کیلو وات به دست آمده است. شکل ۵-۱۴ نیز نشان‌دهنده منابع اتلاف و همچنین نرخ اتلاف کل انرژی در واحد جرم می‌باشد. از شکل پیداست که نرخ اتلاف ناشی از خروج جرم از حجم کنترل در سه هندسه شیر پیستونی، کشویی و یونیفلو، به ترتیب بیشتر از دو هندسه دیگر می‌باشد که عمده دلیل آن را می‌توان اختلاف زیاد بین دما و فشار گاز درون سیلندر با شرایط خط تخلیه گاز دانست که این امر از داده‌های جدول ۵-۷ مشخص است. به عنوان مثال اختلاف فشار گاز درون محفظه سیلندر با فشار گاز خط تخلیه در زمان شروع فرآیند تخلیه در حالت یونیفلو ۲/۳۲ مگا پاسکال می‌باشد و اختلاف دمای آن ۴۱ درجه است. نتایج نشان از نرخ اتلاف انرژی ۱۴ درصدی در شیر سیلندری و ۲۵ درصدی در شیر فلنجی در زمان تخلیه گاز را دارد. دلیل آن را می‌توان اختلاف کمتر فشار و دمای گاز درون سیلندر با شرایط تخلیه گاز در مدت زمان تخلیه دانست که نشان‌دهنده عملکرد مناسب موتور در کاهش فشار گاز می‌باشد.

نرخ اتلاف ناشی از ورود جرم در شیرهای سیلندری و فلنجی بیشتر از سایر شیرها مشاهده شد، که بطور مثال در شیر سیلندری ۴۶٪ از انرژی در زمان ورود گاز اتلاف می‌شود. در حالیکه در شیر پیستونی ۱۴٪ و در یونیفلو ۲۰٪ از انرژی در زمان ورود گاز اتلاف گردیده است. اما همانطور که کاملاً مشخص است سهم انتقال حرارت در از بین رفتن انرژی بسیار ناچیز بوده که در بدترین حالت، پنج درصد در موتور با شیر سیلندری نتیجه داده است. مقدار نرخ اتلاف ناشی از اصطکاک در شیرهای سیلندری و فلنجی نسبت به حالت‌های دیگر کمتر بوده، ولی با توجه به میزان جرم وارد شده اتلاف ناشی از اصطکاک در این دو موتور بسیار بالا بوده که حتی از تاثیر اتلاف در زمان خروج گاز نیز بیشتر است.



شکل ۵-۱۳: منابع بازگشت ناپذیری موتور انبساطی در حالت گاز واقعی



شکل ۵-۱۴: منابع بازگشت ناپذیری موتور انبساطی در واحد جرم در حالت گاز واقعی

با توجه به داده‌های جدول ۵-۹، بیشترین انرژی ورودی، انرژی خروجی و انرژی منتقل شده بر حسب کیلو وات در شیر پیستونی رخ داده است و همچنین بیشترین تلفات انرژی نیز در همین نوع موتور است. دلیل آن بالا بودن مدت زمان ورود گاز و کمتر بودن مدت زمان تخلیه گاز نسبت به دیگر حالتها می‌باشد. هر چند کمترین انتقال و تلفات انرژی در شیر سیلندری پدید آمده است.

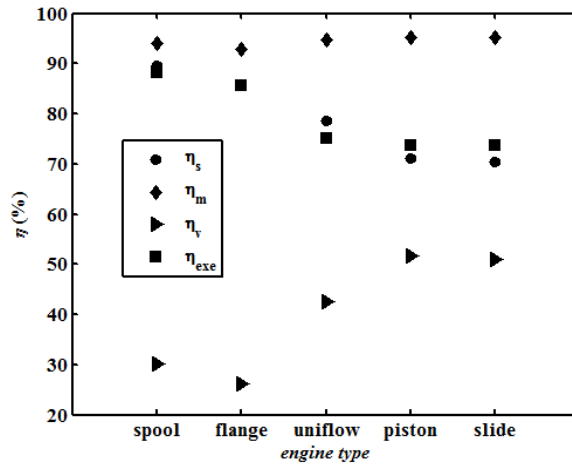
جدول ۵-۹: نرخ انرژی انتقالی و اتلاف انرژی در حالت گاز واقعی

نوع شیر	\dot{E}_i (kW)	\dot{E}_e (KW)	\dot{E}_{tot} (kW)	\dot{E}_{tm} (kW/kg)	\dot{I} (kW)	\dot{I}_m (kW/kg)
سیلندری	۳۶۸/۴۲	۲۶۴/۹۴	۱۰۳/۴۸	۲۲۴۴/۹	۱۰/۸	۲۳۴/۴۵
فلنجی	۳۲۰/۴۹	۲۲۹/۸۴	۹۱/۲۳	۲۲۷۵/۱	۱۱/۵	۲۸۶/۶۱
یونیفلو	۵۱۹/۱۵	۳۶۸/۶۵	۱۵۴/۴	۲۳۷۷	۳۶/۷	۵۶۴/۵۲
پیستونی	۶۲۸/۴۷	۴۴۵/۹۵	۱۸۷/۱۵	۲۳۸۰	۴۷/۷	۶۰۶/۵۲
کشویی	۶۲۱/۶۹	۴۴۱/۱۳	۱۸۵/۰۴	۲۳۷۸/۸	۴۷/۱	۶۰۵/۲۵

۵-۱-۹ راندمانها

در این قسمت راندمانهای گوناگون موتور ارائه می‌شود. در شکل ۵-۱۵ روند تغییرات راندمان موتور در حالت‌های مختلف و در جدول ۵-۱۰ داده‌های آنها ارائه شده است. همانطور که مشخص است شیر فلنجی که از مدت زمان ورود گاز کمتری برخوردار است، راندمان حجمی کمتری را نشان می‌دهد. مقدار توان آیزنتروپیک در موتور با شیر سیلندری ۱۰۱/۸، در شیر فلنجی ۹۱/۴، در حالت یونیفلو ۱۴۷/۹ و در دو شیر پیستونی و کشویی ۱۹۳/۷ کیلو وات به دست آمد. مقادیر توان اندیکاتور به ترتیب ۹۱/۳، ۷۸/۲، ۱۱۶/۱، ۱۳۷/۹ و ۱۳۶/۴ کیلو وات نتیجه داده شد. بدین ترتیب همانطور که مشخص است کمترین انحراف از حالت ایده‌آل در موتور با شیر سیلندری به دست آمده است، در حالیکه موتور با شیر کشویی کمترین توان آیزنتروپیک را نشان می‌دهد. شیر سیلندری بیشترین راندمان انرژی را نیز از خود نشان می‌دهد. بدین معنا که نسبت به میزان انرژی منتقل شده به موتور، کمترین اتلاف در شیر سیلندری به وجود آمده است. هر چند که راندمان مکانیکی شیر پیستونی کمی از دیگر حالتها بیشتر است و نشان از آن دارد که توان اصطکاکی ناشی از حرکت پیستون درون سیلندر در همه حالتها تقریباً یکسان است.

از لحاظ راندمان نیز می‌توان بیان کرد که شیر سیلندری دارای بهترین عملکرد و شیر کشویی پایین‌ترین عملکرد را داراست.



شکل ۵-۱۵: راندمانهای گوناگون موتور

جدول ۵-۱۰: راندمانهای گوناگون موتور در حالت گاز واقعی

نوع شیر	η_s	η_m	η_v	η_{exe}
سیلندری	۸۹/۷	۹۳/۹	۳۰/۲	۸۸/۲
فلنجی	۸۵/۵	۹۳	۲۶/۳	۸۵/۷
یونیفلو	۷۸/۵	۹۴/۸	۴۲/۶	۷۵/۲
پیستونی	۷۱/۲	۹۵/۳	۵۱/۶	۷۳/۷
کشویی	۷۰/۴	۹۵/۲	۵۱	۷۳/۷

۵-۱-۱۰-۵ تاثیر عبارت سرعت گاز در توان تولیدی و اتلاف انرژی

در این بخش میزان توان تولیدی و اتلاف انرژی موتور انبساطی با در نظر گرفتن جمله مربوط به سرعت گاز در رابطه قانون اول ترمودینامیک در حالت شیر سیلندری ارائه شده است تا صحت فرض چشمپوشی از مقدار سرعت گاز در نتایج مورد اثبات واقع شود. طبق نتایج به دست آمده در جدول ۵-۸ و جدول ۵-۹، توان به دست آمده و میزان اتلاف انرژی در شیر سیلندری به ترتیب برابر ۱۹۸۰/۷ و ۲۳۴/۴۵ کیلو وات بر کیلوگرم می‌باشد. نتایج نشان داد که در صورت عدم چشمپوشی از مقدار سرعت گاز، این مقادیر به ترتیب برابر ۱۹۸۷/۱ و ۲۲۸/۳ کیلو وات بر کیلوگرم می‌باشد که تغییر در میزان اتلاف انرژی ناشی از افزایش اتلاف در زمان ورود گاز می‌باشد. این نتایج حاکی از آن است که تاثیر در

نظر گرفتن جمله انرژی جنبشی در محاسبات تنها سه دهم درصد می‌باشد. میزان راندمان انرژی نیز تنها چهار دهم درصد افزایش می‌یابد. بدین ترتیب فرض عدم در نظر گرفتن تغییرات سرعت گاز در محاسبات را می‌توان فرضی مناسب دانست.

۵-۱-۱۱-۵ تاثیر نشتی از فاصله بین پیستون و سیلندر

در معرفی فرضیات در نظر گرفته بیان شد که از نشتی گاز از فاصله بین رینگ پیستون صرف نظر شده است. در این بخش به اثبات این فرضیه پرداخت شده است. چنانچه دبی گذرنده از این فاصله همانند دبی گذرنده از اوریفیسها مدل شود و فشار پشت پیستون برابر فشار خط تخلیه گاز در نظر گرفته شود، از رابطه زیر برای محاسبه دبی نشتی به وجود آمده از قسمت رینگ پیستون می‌توان استفاده کرد:

$$\dot{m}_{leak} = \frac{1}{\omega} C_d A_{leak} P_c \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT_c}} \sqrt{\left(\frac{P_d}{P_c}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_d}{P_c}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \quad ۱۰-۵$$

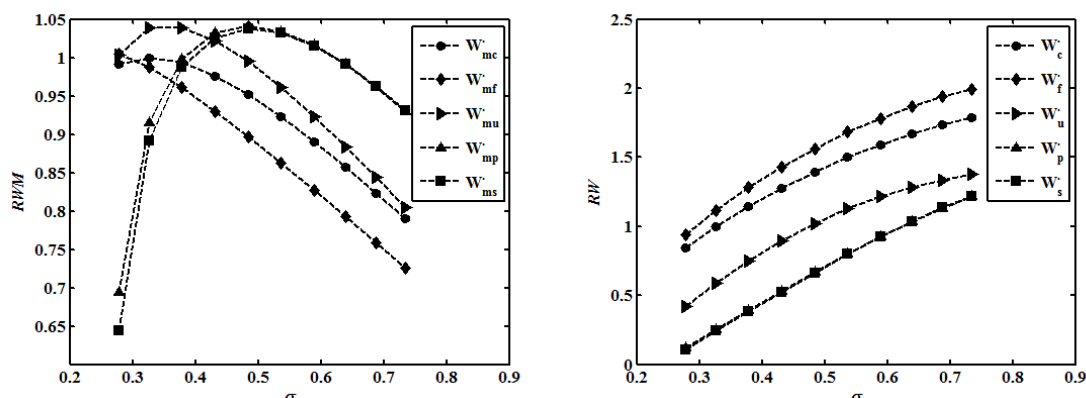
که در این رابطه سطح مقطع مربوط به دبی نشتی از حاصل ضرب مقدار فاصله بین پیستون و سیلندر در محیط سیلندر به دست می‌آید، یعنی $A_{leak} = 3 * 10^{-6} * \pi D_i$ ، که در آن فاصله بین پیستون و سیلندر ۳ میکرون در نظر گرفته شده است. نتایج حاکی از صحت این فرض دارد، به عنوان نمونه در صورت در نظر گرفتن نشتی در موتور با شیر سیلندری، میزان توان تولیدی برابر ۹۱/۲ کیلو وات به دست آمده است که در برابر توان تولیدی در صورت عدم در نظر گرفتن نشتی که برابر ۹۱/۳ کیلو وات به دست آمده، تنها یک دهم درصد تفاوت مشاهده شده است. مقدار راندمان انرژی نیز به ترتیب ۸۷/۲ درصد در برابر ۸۸/۲ درصد مشاهده شد.

۵-۱-۱۲-۵ تاثیر زمان باز و بسته شدن دریچه‌ها در عملکرد موتور

در این بخش تاثیر زمان باز و بسته شدن دریچه‌ها در میزان توان تولیدی در واحد جرم و میزان نرخ اتلاف انرژی در واحد جرم مورد بررسی قرار می‌گیرد. در هر بخش تمامی پارامترهای موتور غیر از پارامتر مورد نظر ثابت در نظر گرفته شده است.

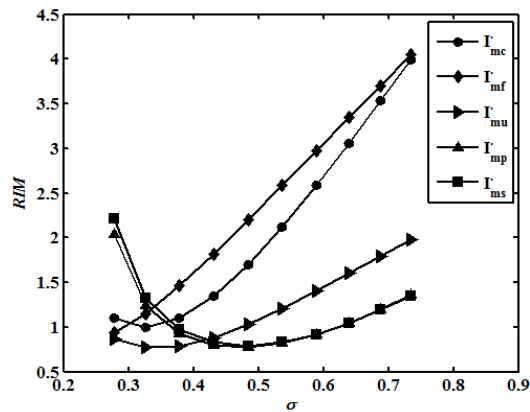
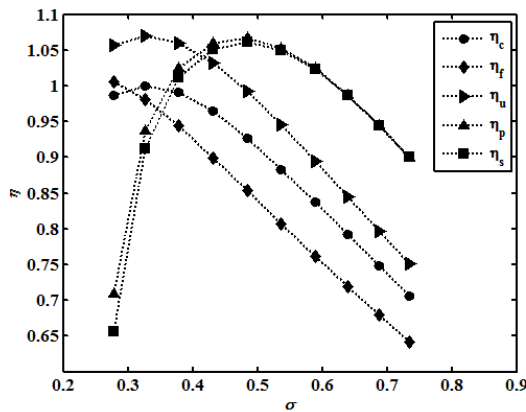
۵-۵-۱-۱۲-۱ تاثیر زمان اتمام فرآیند ورود گاز

شکل ۵-۱۶ نشان‌دهنده تاثیر زمان بسته شدن دریچه ورود گاز در میزان توان تولیدی نسبت به حالت بهینه، که در بخش‌های قبلی نتایج مربوط به آن ارائه شد، می‌باشد. نمودار افقی پارامتر بی بعد مربوط به حجم زمان بسته شدن دریچه از زاویه ۶۰ تا زاویه ۱۱۴ با بازه‌های زمانی ۶ درجه‌ای نسبت به حداکثر حجم جابجایی و نمودار عمودی بیانگر نسبت مقدار پارامتر مورد نظر به حالت بهینه می‌باشد. شکل ۵-۱۶ نشان می‌دهد با افزایش σ توان اندیکاتور افزایش می‌یابد که امری بدیهی است، زیرا میزان جرم ورودی افزایش خواهد یافت.



شکل ۵-۱۶: توان اندیکاتور تابع زمان اتمام ورود گاز
شکل ۵-۱۷: توان تولیدی در واحد جرم نسبت به زمان اتمام ورود گاز

همانطور که از شکل ۵-۱۷ و شکل ۵-۱۸ مشاهده می‌شود، در حداقل مدت زمان ورود گاز، موتور با شیر کشویی بر خلاف دیگر شیرها، توان تولیدی در واحد جرم کمتر و نرخ اتلاف انرژی به اندازه تقریباً دو برابر نسبت به حالت بهینه دارد. بطور کلی می‌توان گفت که با افزایش مدت زمان ورود گاز و یا به عبارتی کاهش مدت زمان فرآیند انبساط، توان موتور کاهش می‌یابد، در حالیکه نرخ اتلاف انرژی در اکثر حالتها رو به افزایش است. نکته قابل توجه این است که بر خلاف نتایج بهینه به دست آمده در مورد زمان بسته شدن دریچه ورود در شیرهای کشویی و پیستونی، بهترین زمان اتمام فرآیند ورود گاز برای شیر پیستونی تقریباً برابر ۸۰ و در شیر کشویی برابر ۷۲ درجه است، اما دلیل اینکه الگوریتم ژنتیک این داده‌ها را ارائه نداد، به دلیل برگشت جریان در این زوایا می‌باشد.



شکل ۵-۱۸: اتلاف انرژی نسبت به زمان اتمام ورود گاز شکل ۵-۱۹: راندمان انرژی نسبت به زمان اتمام ورود گاز

مطلب مهم دیگر این است که از لحاظ هندسی فقط در شیر سیلندری می‌توان پارامتر زمان اتمام فرآیند ورود گاز، θ_0 ، را دستخوش تغییرات کرد تا تاثیر آن را مطالعه کرد. زیرا مدت زمان فرآیندها در این مدل شیر به یکدیگر وابسته نیست. مثلاً در حالت بهینه ۶۶ درجه، مدت زمان فرآیند انبساط ۱۱۹ درجه است، در حالیکه در زاویه مثلاً ۹۰ درجه، مدت زمان این فرآیند ۹۶ درجه است، بدون اینکه مدت زمان فرآیند تخلیه یا تراکم تغییر کند. در حالیکه در شیر فلنجی و یونیفلو از لحاظ هندسی امکان ارائه هر زاویه‌ای وجود ندارد. زیرا زمان بندی فرآیندها به شدن به یکدیگر وابسته می‌باشند. در شیر پیستونی و کشویی در زوایای کمتر، برگشت جریان در زمان ورود گاز نتیجه گرفته شد که به دلیل افزایش مدت زمان تراکم گاز است. برای نمونه در جدول ۵-۱۱، تاثیر افزایش مدت زمان فرآیند ورود گاز در نرخ اتلاف انرژی، نسبت به منابع مختلف در موتور با شیر سیلندری آورده شده است.

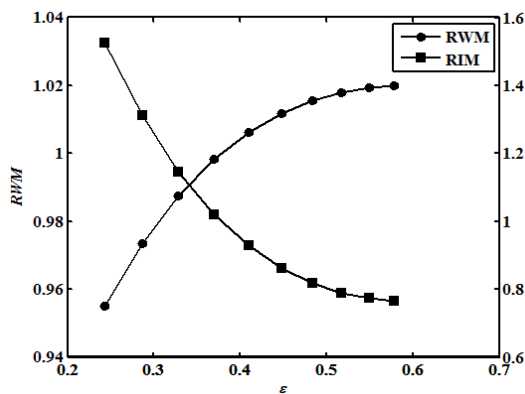
جدول ۵-۱۱: تاثیر منابع گوناگون در اتلاف انرژی با توجه به فرآیند ورود گاز در موتور با شیر سیلندری (کیلووات)

I_h	I_i	I_e	I	σ	θ_0
۰/۷۴	۶/۴۴	۲/۹۷	۱۰/۱۵	۰/۲۸	۶۰
۰/۷۶	۷/۴۴	۲/۲۹	۱۰/۵	۰/۳۳	۶۶
۰/۷۳	۸/۵۲	۴/۲	۱۳/۴۵	۰/۳۸	۷۲
۰/۶۷	۹/۴۸	۸/۹۸	۱۹/۱۴	۰/۴۳	۷۸
۰/۶۰	۱۰/۲۶	۱۶/۶۱	۲۷/۴۷	۰/۴۸	۸۴
۰/۵۳	۱۰/۸۵	۲۶/۹۱	۳۸/۳	۰/۵۴	۹۰
۰/۴۷	۱۱/۲۹	۳۹/۶۱	۵۱/۳۷	۰/۵۹	۹۶
۰/۴۳	۱۱/۶	۵۴/۳۴	۶۶/۳۸	۰/۶۴	۱۰۲
۰/۴۲	۱۱/۸۲	۷۰/۷	۸۲/۹۳	۰/۶۹	۱۰۸
۰/۴۱	۱۲	۸۸/۲۵	۱۰۰/۶۳	۰/۷۳	۱۱۴

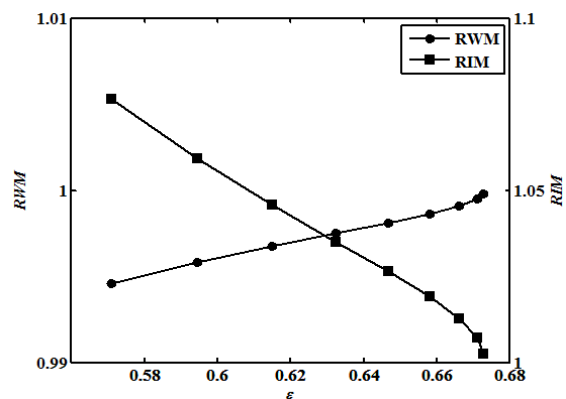
در تمامی حالتها با افزایش مدت زمان فرآیند ورود گاز، اختلاف آنتروپی ناشی از خروج گاز بیشترین تاثیر را در اتلاف اگزرژی دارد. شکل ۵-۱۹ نشان می‌دهد که با کاهش مدت زمان ورود گاز، راندمان اگزرژی افزایش یافته است که عمده دلیل آن انبساط یافتن گاز برای مدت زمان بیشتر می‌باشد. می‌توان اینطور نتیجه گرفت هر چه فرآیند انبساط در این موتورها بیشتر باشد، بازده اگزرژی موتور افزایش خواهد یافت.

۵-۵-۱-۱۲-۲ تاثیر زمان شروع فرآیند تخلیه

شروع زمان تخلیه گاز از درون سیلندر در واقع همان اتمام فرآیند انبساط می‌باشد. لازم به ذکر است به دلیل هندسه خاص هر شیر، متغیر گرفتن زمان شروع فرآیند تخلیه در هر شیر جداگانه بررسی شده است. در شکل ۵-۲۰، مشاهده می‌شود که در موتور با شیر سیلندری، با افزایش زمان شروع تخلیه از ۱۴۰ تا ۱۸۰ درجه، توان و نرخ اتلاف اگزرژی در واحد جرم نسبت به حالت بهینه تغییر چندانی نمی‌کند. در مورد توان تولیدی در موتور با شیر فلنجی، با تاخیر زمان شروع فرآیند تخلیه از زاویه ۹۰ تا ۱۳۵ نیز همین نتیجه مشاهده گردید که در شکل ۵-۲۱ نشان داده شده است. اما در مورد نرخ اتلاف اگزرژی در شیر فلنجی باید گفت که میزان نرخ اتلاف اگزرژی در بازه‌های کوتاه فرآیند انبساط، به مراتب بیشتر از میزان نرخ اتلاف اگزرژی در مدت زمان بیشتر فرآیند انبساط می‌باشد، به عنوان مثال در زاویه شروع تخلیه ۹۰ درجه، ۴۳۷ کیلو وات در کیلوگرم اگزرژی اتلاف می‌شود، در حالیکه در زاویه ۱۳۵ درجه میزان اتلاف اگزرژی ۲۲۰ کیلو وات بر کیلوگرم است. نتایج نشان داد که با افزایش مدت زمان فرآیند انبساط، بر نرخ اتلاف اگزرژی ناشی از ورود گاز افزوده شده در حالیکه از اتلاف ناشی از خروج گاز کاسته می‌شود که نتایج مربوط به آن در جدول ۵-۱۲ نشان داده شده است. این در حالی است که در عمل اصلا نمی‌توان در شیر فلنجی این زمان را برای شروع فرآیند تخلیه در نظر گرفت. زیرا در این صورت مدت زمان فرآیند انبساط و تراکم با یکدیگر تفاوت دارد که با اساس طراحی این شیر تناقض دارد.



شکل ۵-۲۱: تاثیر فرآیند انبساط در شیر فلنجی



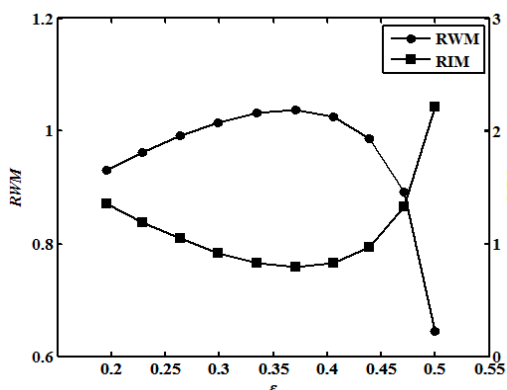
شکل ۵-۲۰: تاثیر فرآیند انبساط در شیر سیلندری

در واقع هر چه مدت زمان انبساط کمتر باشد، موتور فرصت کافی برای کاهش فشار گاز را نداشته و گاز با فشاری بسیار بالاتر از فشار خط تخلیه خارج می‌شود که خود این امر موجب افزایش نرخ اتلاف انرژی می‌شود. همانطور که از جدول ۵-۱۲ پیداست، نرخ اتلاف ناشی از خروج گاز در زاویه ۹۰ درجه از زوایای دیگر بیشتر است. دلیل افزایش نرخ اتلاف ناشی از ورود گاز نیز افزایش اختلاف فشار گاز درون سیلندر و فشار خط تغذیه می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد با افزایش مدت زمان انبساط، با توجه به اینکه توان تغییر چندانی نمی‌کند، با کاهش اتلاف کل، راندمان انرژی افزایش پیدا می‌کند. در شیر فلنجی با متغیر گرفتن زمان شروع تخلیه گاز، باید θ_2 جدید محاسبه گردد تا مدت زمان فرآیندهای انبساط و تراکم برابر گردند.

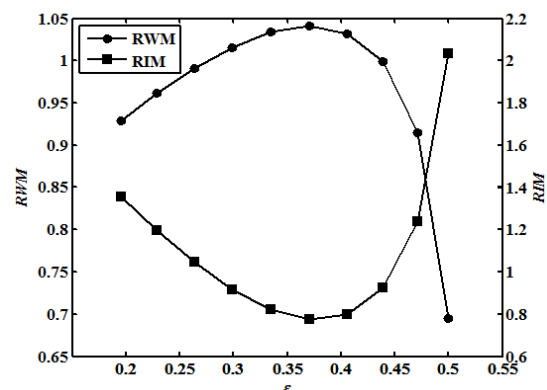
جدول ۵-۱۲: تاثیر منابع گوناگون در نرخ اتلاف انرژی با توجه به فرآیند انبساط در موتور با شیر فلنجی (کیلو وات)

η_{exe}	I_h	I_i	I_e	I	ε	θ_i
۷۹/۶	۰/۸۰۳	۵/۹۸	۱۱/۱۸	۱۷/۹۷	۰/۲۴	۹۰
۸۲	۰/۷۹۵	۶/۳۵	۸/۴	۱۵/۵۵	۰/۲۹	۹۵
۸۴	۰/۷۸۹	۶/۶۳	۶/۲۴	۱۳/۶۶	۰/۳۳	۱۰۰
۸۵/۴	۰/۷۸۵	۶/۸۳	۴/۶	۱۲/۲۱	۰/۳۷	۱۰۵
۸۶/۵	۰/۷۸۱	۶/۹۷	۳/۳۹	۱۱/۱۴	۰/۴۱	۱۱۰
۸۷/۳	۰/۷۷۹	۷/۰۶	۲/۵۳	۱۰/۳۶	۰/۴۵	۱۱۵
۸۷/۹	۰/۷۷۷	۷/۱۱	۱/۹۴	۹/۸۳	۰/۴۸	۱۲۰
۸۸/۲	۰/۷۷۶	۷/۱۵	۱/۵۷	۹/۴۹	۰/۵۲	۱۲۵
۸۸/۴	۰/۷۷۵	۷/۱۶	۱/۳۵	۹/۲۹	۰/۵۵	۱۳۰
۸۸/۵	۰/۷۷۵	۷/۱۷	۱/۲۵	۹/۲	۰/۵۸	۱۳۵

شروع و پایان فرآیند تخلیه در شیر کشویی و پیستونی به دلیل هندسه خاص آنها به زمان اتمام فرآیند ورود گاز وابسته می‌باشد. با توجه به تغییر زمان اتمام ورود گاز از ۶۰ تا ۱۱۴، شروع فرآیند تخلیه در این دو موتور از ۱۲۰ تا ۱۴۷ درجه خواهد بود. ذکر این نکته اهمیت دارد که در این دو هندسه هر چه زمان اتمام فرآیند ورود گاز کمتر باشد، مدت زمان انبساط بیشتر خواهد بود. با توجه به عملکرد هر دو شیر که در شکل ۵-۲۲ و شکل ۵-۲۳ آورده شده است، می‌توان بیان کرد که با افزایش بازه زمانی انبساط گاز، مقدار توان تولیدی در واحد جرم نسبت به حالت بهینه در ابتدا رو به افزایش بوده و سپس کاهش پیدا می‌کند. در مورد نرخ اتلاف انرژی اگزرژی عکس این قضیه صادق است. بدین دلیل که هر چه بازه زمانی انبساط بیشتر باشد، اختلاف فشار بین گاز درون سیلندر و فشار گاز خط تخلیه کمتر بوده که خود موجب کاهش اتلاف ناشی از خروج گاز می‌باشد.



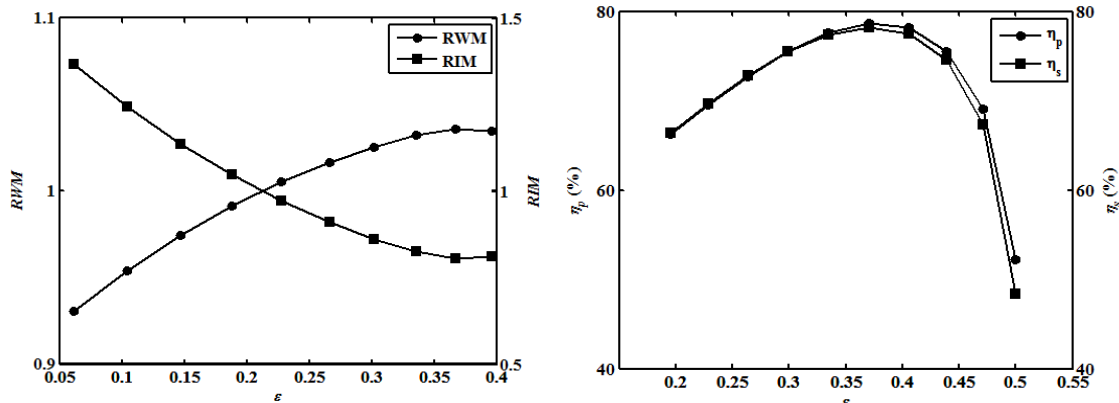
شکل ۵-۲۳: تاثیر فرآیند انبساط در شیر کشویی



شکل ۵-۲۲: تاثیر فرآیند انبساط در شیر پیستونی

شکل ۵-۲۴ حاکی از تغییرات راندمان انرژی اگزرژی موتور با شیر پیستونی و کشویی با توجه به تغییر بازه انبساط گاز از ۳۳ تا ۶۰ درجه دارد. بدین معنا که چنانچه زمان اتمام ورود گاز زاویه ۶۰ درجه باشد، فرآیند تخلیه در زاویه ۱۲۰ درجه شروع می‌شود و چنانچه ۱۱۴ درجه ورود گاز تمام شود، در زاویه ۱۴۷ درجه تخلیه گاز شروع خواهد شد. چنانچه مدت زمان فرآیند انبساط ۴۸ درجه طول بکشد، یعنی اتمام فرآیند ورود گاز در زاویه ۸۴ چرخش میل لنگ باشد، بیشترین راندمان مشاهده می‌گردد. که در حالت یونیفلو که نتایج آن در شکل ۵-۲۵ آمده است، با تغییر زاویه شروع تخلیه از ۹۰ تا ۱۳۵ درجه، نرخ اتلاف انرژی اگزرژی از مقدار ۷۷۱ تا ۴۵۹ کیلو وات بر کیلوگرم کاهش پیدا می‌کند، در حالیکه توان از

۱۶۶۴ تا ۱۸۵۰ کیلو وات بر کیلوگرم افزایش پیدا کرده است. راندمان انرژی نیز ۱۷/۳ درصد افزایش پیدا کرده است که نشان از تاثیر بیشتر این زمان در عملکرد موتور نسبت به حالت‌های دیگر می‌باشد.



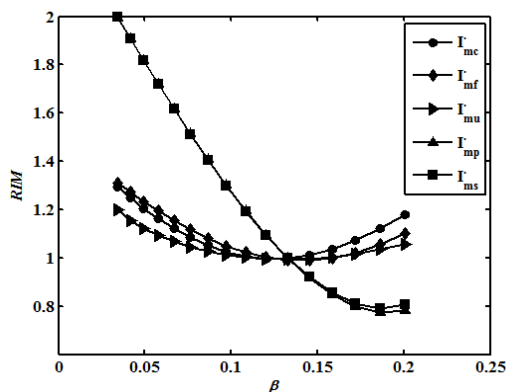
شکل ۵-۲۴: تاثیر فرآیند انبساط در راندمان انرژی شیر پیستونی و کشویی

۵-۱-۱۲-۳ تاثیر زمان اتمام فرآیند تخلیه

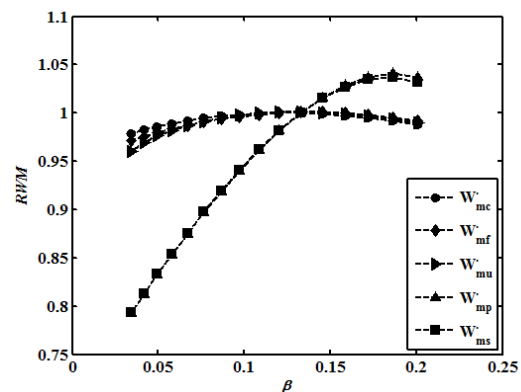
در این تحلیل، زاویه بسته شدن دریچه تخلیه در همه حالت‌ها از ۳۱۰ تا ۳۴۰ درجه متغیر گرفته شده است. با توجه به هندسه خاص هر کدام از شیرها، برای دستیابی به این بازه، نتیجه می‌شود که در شیر فلنجی، زمان شروع به بسته شدن دریچه خروجی، θ_2 ، از ۲۷۹ تا ۳۰۹ باید متغیر باشد. در مورد این هندسه باید متذکر شد که مثلاً چنانچه در زاویه ۳۴۰ درجه دریچه بسته شود، برای برابری مدت زمان فرآیندهای انبساط و تراکم به دلیل هندسه خاص شیر فلنجی، زمان شروع فرآیند تخلیه برابر ۸۲ درجه باید باشد تا مدت زمان این دو فرآیند ۲۰ درجه چرخش میل لنگ باشد. به همین دلیل بر نرخ اتلاف انرژی کل افزوده شده، همچنین در مدت زمان بیشتری پدیده برگشت جریان نتیجه داده شد.

در حالت یونیفلو، زمان باز شدن دریچه کمکی برای تخلیه گاز، θ_{ai} ، باید از ۲۲۷ تا ۲۵۷ متغیر باشد و در شیر پیستونی و کشویی که تمامی فرآیندها ناشی از زمان بسته شدن دریچه ورود گاز است، این زمان باید در بازه ۸۰ تا ۱۴۰ درجه در نظر گرفته باشد تا همه حالت‌ها را بتوان در شرایط یکسان مورد مطالعه قرار داد. شکل ۵-۲۶ حاکی از آن دارد که با افزایش مدت زمان تراکم نسبت توان تولیدی به توان بهینه به دست آمده در صورت استفاده از شیر سیلندری، فلنجی و حالت یونیفلو تغییر چندانی

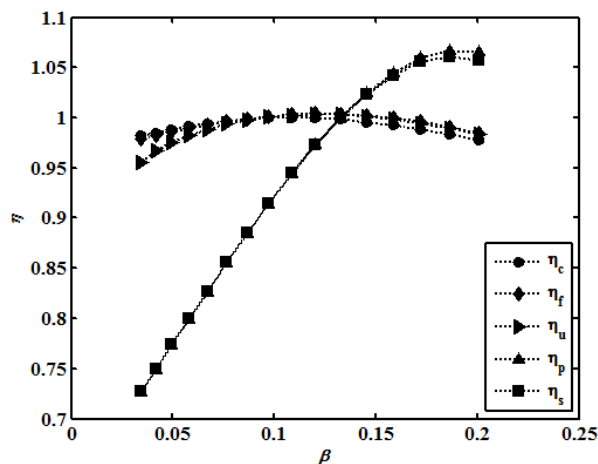
نمی‌کند. در حالیکه توان تولیدی در واحد جرم در شیر پیستونی و کشویی، در مدت زمان کوتاه فرآیند تراکم گاز، برابر $0/78$ توان تولیدی حالت بهینه می‌باشد. در مورد میزان نرخ اتلاف انرژی، رفتار این دو شیر کاملاً متفاوت است، به صورتیکه با توجه به شکل ۵-۲۷، با کاهش مدت زمان تراکم گاز، افزایش بسیار زیادی در نرخ اتلاف انرژی مشاهده شد که بیشترین تاثیر آن ناشی از اتلاف در زمان خروج جرم می‌باشد، در حالیکه نرخ اتلاف ناشی از ورود جرم تغییر چندانی نمی‌کند. شکل ۵-۲۸ نشان می‌دهد که تاثیر این پارامتر در راندمان انرژی نیز همانند تاثیر آن در توان تولیدی می‌باشد. می‌توان نتیجه گرفت که مدت زمان فرآیند تراکم بر خلاف تولید توان در واحد جرم، تاثیر زیادی در میزان نرخ اتلاف انرژی دارد. به طوریکه نه باید خیلی زیاد در نظر گرفته شود و نه خیلی کم. زیرا در هر دو صورت شرایط گاز درون سیلندر با شرایط خط تخلیه و گاز ورودی تغییر به سزایی می‌کند.



شکل ۵-۲۷: تاثیر مدت فرآیند تراکم در اتلاف انرژی



شکل ۵-۲۶: تاثیر مدت فرآیند تراکم در تولید توان



شکل ۵-۲۸: تاثیر مدت فرآیند تراکم در راندمان انرژی

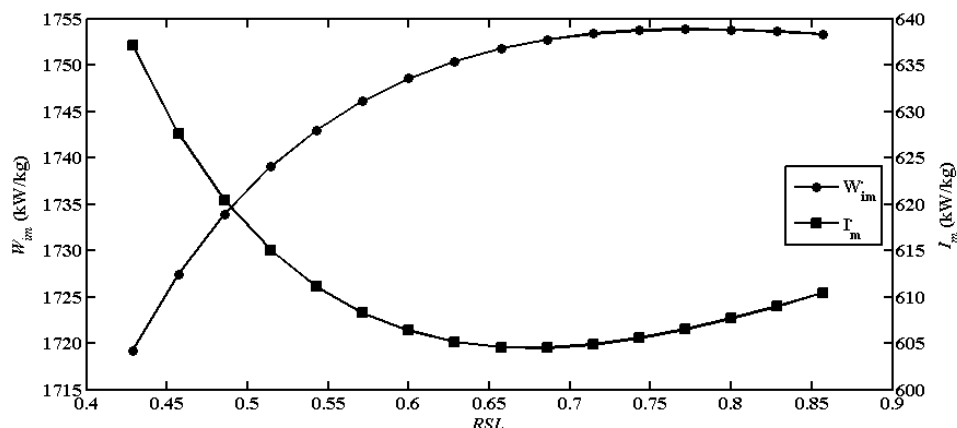
۵-۱-۱۳-۵ تاثیر پارامترهای ورودی در عملکرد موتور

در این قسمت، با توجه به پارامترهای مورد نظر بهینه شده با در نظر گرفتن هندسه شیرها که در جدول ۳-۵ آورده شده است، تاثیر تغییرات پارامترهای هندسی در میزان توان تولیدی، راندمانهای تعریف شده موتور و منابع اتلاف انرژی مورد بحث قرار گرفته است. بدین منظور قطر پیستون به عنوان پارامتر مبنا برای بی‌بعدسازی پارامترهای دیگر در نظر گرفته شده است. هر چند کاملاً واضح است که تغییر پارامترهای هندسی در زمان بندی دریچه‌ها، علی‌الخصوص زمان بسته شدن آنها، تاثیر گذار است، اما فرض بر این شده است که زمان مناسب عملکرد دریچه‌ها برای تمامی حالت‌های بی بعد یکسان باشد. بدین منظور فقط پارامتر مورد نظر تغییر یافته است و باقی پارامترها همگی ثابت می‌باشند. در ابتدا ذکر این نکته اهمیت دارد از آنجا که نتایج مربوط به شیر پیستونی و کشویی یکسان خواهد بود و لذا فقط نتایج مربوط به شیر پیستونی در ادامه ارائه خواهد شد.

۵-۱-۱۳-۵ تاثیر مقدار S_I در عملکرد موتور با شیر پیستونی و کشویی

S_I بیشتر به معنای کورس بیشتر حرکت شیر و عبور سریع آن از روی دریچه می‌باشد. تاثیر متغیر گرفتن مقدار S_I از ۱۵ تا ۳۰ سانتیمتر در موتور با شیر پیستونی در شکل ۵-۲۹ حاکی از آن دارد که در این نوع شیر و همچنین شیر کشویی، با افزایش این پارامتر، توان تولیدی در واحد جرم افزایش یافته، در حالیکه مقدار نرخ تولید آنتروپی و در نهایت نرخ اتلاف انرژی در ابتدا کاهش و از مقدار ۲۴ سانتیمتر به بعد افزایش می‌یابد. بطور کلی می‌توان گفت این پارامتر تاثیر کمی در میزان تولید توان و نرخ اتلاف انرژی دارد، بطوریکه مشاهده می‌شود که توان تولیدی حداکثر ۴۰ کیلو وات در هر کیلوگرم افزایش می‌یابد و حداکثر افت اتلاف نیز تقریباً ۳۰ کیلو وات در هر کیلوگرم است. تاثیر این پارامتر در راندمان انرژی بسیار ناچیز است، اما در راندمان آیزنتروپیک از ۵۹ تا ۷۳ درصد تغییر مشاهده شد. نکته دیگری که از این تحلیل به دست آمد این بود که مقدار باز شدن دریچه در زمان ورود گاز با افزایش مقدار S_I از ۸ تا ۱۶/۷ میلیمتر افزایش می‌یابد. به همین دلیل راندمان حجمی نیز ۸ درصد افزایش یافته، زیرا

مقدار دبی و جرم وارد شده به سیلندر افزایش یافته است. افزایش S_I منجر به افزایش اتلاف ناشی از خروج جرم و کاهش نرخ اتلاف انرژی از ورود جرم می‌شود.



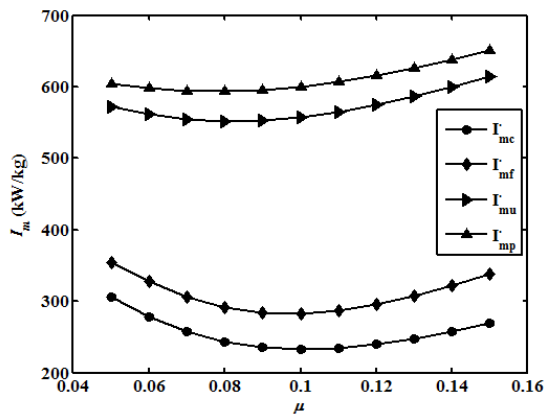
شکل ۵-۲۹: تاثیر S_I در تولید توان و نرخ اتلاف انرژی

۵-۵-۱-۱۳-۲ تاثیر مقدار حجم مرده

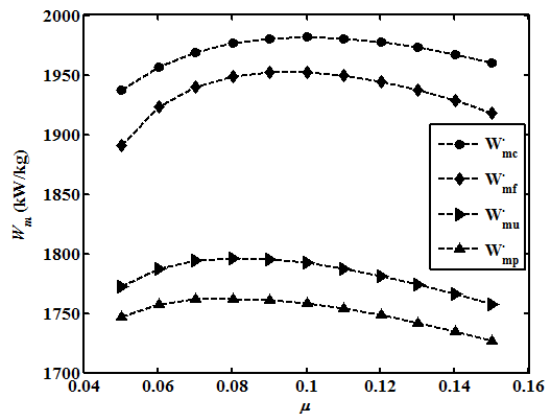
تغییر میزان حجم مرده از ۵ تا ۱۵ درصد حجم کل جابجایی نشان داد که در مقدار مورد استفاده در تحلیل که ۱۱ درصد است، موتور از حداقل مقدار نرخ اتلاف انرژی و حداکثر مقدار توان تولیدی در واحد جرم در همه حالتها برخوردار است که شکل ۵-۳۰ و شکل ۵-۳۱ نشان‌دهنده این موضوع می‌باشد. نتایج راندمان انرژی نیز نشان داد که در همه مقادیر حجم مرده، بیشترین راندمان به ترتیب مربوط به موتور با شیر سیلندری، شیر فلنجی، یونیفلو و در نهایت شیر پیستونی می‌باشد. این در حالی است که با تغییر میزان حجم مرده از ۵ تا ۱۵٪، در تمامی حالتها حداکثر افزایش از کمترین مقدار راندمان انرژی، تنها ۲ تا ۳٪ مشاهده شد که نشان می‌دهد میزان حجم مرده در راندمان انرژی تاثیر چندانی ندارد. تاثیر افزایش میزان حجم مرده بر خلاف نرخ اتلاف ناشی از ورود جرم، در نرخ اتلاف ناشی از خروج جرم تاثیر چندانی از خود نشان نداد. زیرا حجم مرده تاثیر خود را در زمان ورود گاز می‌گذارد و فرآیند تخلیه چندان تحت تاثیر این پارامتر نیست.

مقدار حجم مرده نه باید خیلی زیاد باشد نه خیلی کم. در مقادیر پایین حجم مرده، مقدار فشار اولیه گاز باقیمانده به قدری بالاست که در شروع سیکل اجازه ورود گاز به داخل سیلندر را نمی‌دهد. ابتدا باید گاز درون حجم مرده منبسط شود تا اختلاف فشار مناسب برای ورود گاز شکل گیرد. در مقادیر

بالای حجم مرده نیز فشار گاز باقیمانده خیلی افت پیدا می‌کند که در این صورت هم مقدار نرخ اتلاف انرژی افزایش خواهد یافت هم به دلیل کار منفی ناشی از تراکم گاز، مقدار توان تولیدی موتور کاهش می‌یابد. به همین دلیل می‌توان مقدار حجم مرده را یکی از پارامترهای تاثیر گذار در عملکرد موتورهای رفت و برگشتی مانند موتور انبساطی دانست.



شکل ۵-۳۱: اتلاف انرژی با توجه به تغییر حجم مرده



شکل ۵-۳۰: توان تولیدی نسبت به تغییر حجم مرده

۵-۱-۳-۵-۳ تاثیر طول شاتون

با افزایش طول شاتون از ۲۰ تا ۴۰ سانتیمتر، کاهش دبی جرمی در موتور در همه حالتها مشاهده شد. در نتیجه راندمان حجمی موتور نیز با افزایش طول شاتون کاهش خواهد یافت. در جدول ۵-۱۳ مقدار اتلاف ناشی از ورود و خروج جرم در واحد کیلو وات بر کیلوگرم ارائه شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، در شیر سیلندری و فلنجی، نرخ اتلاف ناشی از ورود جرم تاثیر بیشتری از نرخ اتلاف ناشی از خروج جرم دارد، حال اینکه در باقی حالتها قضیه برعکس می‌باشد. در همه شیرها با افزایش طول شاتون دما و فشار اولیه گاز درون حجم مرده کاهش پیدا کرده است. اما به مرور زمان میزان افزایش دما و فشار در طول شاتون بالاتر نسبت به مقدار کمتر بیشتر است. از طرفی غیر از شیر سیلندری در همه حالتها در طول شاتون کوتاهتر در اکثر مدت زمان فرآیند ورود گاز پدیده برگشت جریان رخ می‌دهد. به همین دلایل تنها در شیر سیلندری با افزایش نسبت طول شاتون به قطر پیستون، نرخ اتلاف ناشی از ورود جرم کاهش یافته است.

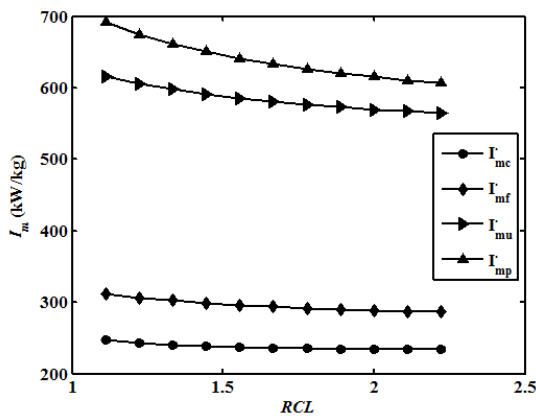
جدول ۵-۱۳: نتایج نرخ اتلاف انرژی (kW/kg) ناشی از ورود و خروج جرم با توجه به تغییر طول شاتون

I_{es}	I_{is}	I_{ep}	I_{ip}	I_{eu}	I_{iu}	I_{ef}	I_{if}	I_{ec}	I_{ic}	RCL
۴۹۸/۱	۶۰/۳	۵۰۶/۸	۶۷/۹	۴۷۸/۳	۱۲۳	۱۲۸/۴	۱۶۰	۶۶/۵	۱۶۸/۵	۱/۱۱
۴۸۲/۱	۶۴/۵	۴۹۰/۷	۷۱/۸	۴۶۸/۵	۱۲۵/۸	۱۲۴/۵	۱۶۳	۶۲	۱۶۸/۴	۱/۲۲
۴۶۸/۹	۶۷/۹	۴۷۷/۵	۷۴/۹	۴۶۰/۵	۱۲۷/۹	۱۲۱/۲	۱۶۵/۱	۵۸/۸	۱۶۷/۹	۱/۳۳
۴۵۸	۷۰/۵	۴۶۶/۵	۷۷/۳	۴۵۳/۷	۱۲۹/۵	۱۱۸/۶	۱۶۶/۷	۵۶/۴	۱۶۷/۲	۱/۴۴
۴۴۸/۷	۷۲/۷	۴۵۷/۲	۷۹/۳	۴۴۸/۱	۱۳۰/۷	۱۱۶/۳	۱۶۷/۹	۵۴/۶	۱۶۶/۴	۱/۵۶
۴۴۰/۷	۷۴/۴	۴۴۹/۲	۸۱	۴۴۳/۲	۱۳۱/۷	۱۱۴/۴	۱۶۸/۹	۵۳/۲	۱۶۵/۶	۱/۶۷
۴۳۳/۸	۷۵/۹	۴۴۲/۲	۸۲/۳	۴۳۸/۹	۱۳۲/۶	۱۱۲/۷	۱۶۹/۶	۵۲/۱	۱۶۴/۷	۱/۷۸
۴۲۷/۷	۷۷/۲	۴۳۶/۱	۸۳/۵	۴۳۵/۲	۱۳۳/۲	۱۱۱/۳	۱۷۰/۱	۵۱/۲	۱۶۳/۹	۱/۸۹
۴۲۲/۴	۷۸/۳	۴۳۰/۷	۸۴/۴	۴۳۱/۹	۱۳۳/۸	۱۱۰	۱۷۰/۵	۵۰/۶	۱۶۳	۲
۴۱۷/۶	۷۹/۲	۴۲۵/۹	۸۵/۱	۴۲۹	۱۳۴/۳	۱۰۸/۸	۱۷۰/۹	۵۰/۱	۱۶۲/۳	۲/۱۱
۴۱۳/۳	۷۹/۹	۴۲۱/۶	۸۵/۸	۴۲۶/۳	۱۳۴/۶	۱۰۷/۸	۱۷۱/۱	۴۹/۷	۱۶۱/۵	۲/۲۲

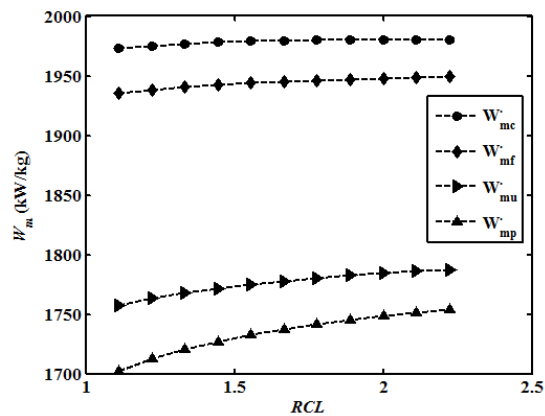
نرخ اتلاف ناشی از خروج جرم در همه حالتها با افزایش طول شاتون کاهش یافته است. بطور کلی طول شاتون در مقدار تمام راندمانهای تعریف شده تاثیر چندان قابل توجهی نداشت. در همه حالتها در راندمان انرژی تنها یک درصد و در راندمان آیزنتروپیک ۲ تا ۳ درصد افزایش مشاهده شد.

مقدار نرخ اتلاف ناشی از انتقال حرارت در شیر سیلندری در همه مقادیر طول شاتون تقریباً برابر ۱۶، در شیر فلنجی برابر ۱۹/۵، در حالت یونیفلو برابر ۱۲/۵ و در دو نوع پیستونی و کشویی ۸/۹ کیلو وات بر کیلوگرم به دست آمد. تغییر پارامتر مورد نظر در میزان باز شدن دریچه برای ورود و خروج گاز در دو شیر پیستونی و کشویی تاثیری ندارد.

شکل ۵-۳۲ و شکل ۵-۳۳ نشان دهنده تاثیر طول شاتون در میزان توان اندیکاتور و نرخ اتلاف انرژی موتور دارد. همانطور که مشاهده می شود طول شاتون ارتباط مستقیم با توان تولیدی و رابطه معکوس با نرخ اتلاف انرژی دارد. هرچه طول شاتون بلندتر باشد توان تولیدی بیشتری از موتور انتظار می رود. به عنوان مثال در موتور با شیر سیلندری توان تولیدی موتور از ۱۹۳۵ کیلو وات در کیلوگرم در طول شاتون ۲۰ سانتیمتر تا مقدار ۱۹۵۰ کیلو وات در کیلوگرم در طول ۴۰ سانتیمتر افزایش یافته است. در حالیکه مقدار نرخ اتلاف انرژی از ۳۱۲ تا ۲۸۷ کیلو وات در کیلوگرم کاهش یافته است.



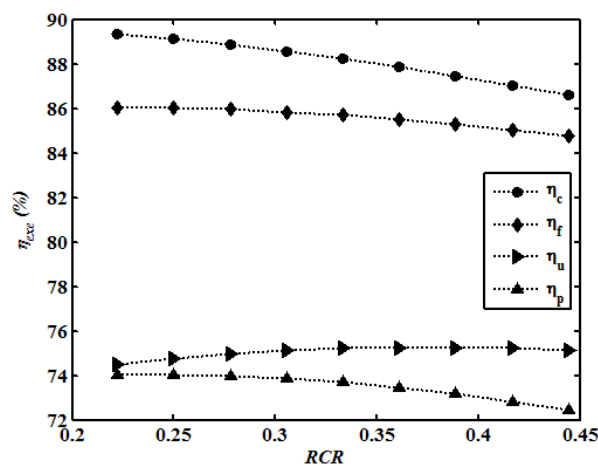
شکل ۳۳-۵: تاثیر طول شاتون در نرخ اتلاف انرژی



شکل ۳۲-۵: تاثیر طول شاتون در توان تولیدی

۵-۱-۳-۴ تاثیر شعاع لنگ

تغییرات شعاع لنگ از ۴ تا ۸ سانتیمتر نشان از کاهش تقریباً ۱/۸ درصدی توان تولیدی در واحد جرم در موتور با شیر سیلندری، کشویی و پیستونی و کاهش ۰/۸ درصدی برای موتور با شیر یونیفلو و فلنجی داد. در مورد نرخ اتلاف قضیه عکس مشاهده گردید. در موتور با شیر فلنجی ۹٪ افزایش، در شیر سیلندری ۲۶٪ افزایش، در شیر پیستونی و کشویی ۶٪ افزایش، در حالیکه در حالت یونیفلو ۴٪ کاهش در نرخ اتلاف انرژی مشاهده شد. بنابراین واضح است که راندمان انرژی باید در همه حالتها غیر از حالت یونیفلو با کاهش مواجه شود که شکل ۳۴-۵ آن را نشان می‌دهد.



شکل ۳۴-۵: تغییرات راندمان انرژی بر اساس تغییرات شعاع لنگ

هرچه شعاع لنگ کمتر باشد فشار گاز داخل سیلندر با سرعت کمتری کاهش می‌یابد. زیرا کوس پیستون و در نتیجه حجم سیلندر کاهش یافته است و فشار گاز به خصوص در زمان ورود گاز که پیستون به

سمت پایین حرکت می کند چندان کاهش نمی یابد. به عنوان مثال در شیر سیلندری در شعاع لنگ ۴ سانتیمتری، در زاویه چرخش ۳۵ درجه میل لنگ، فشار گاز برابر ۶/۹۹۱۵ مگا پاسکال است، در حالیکه در زاویه ۶۰ درجه برابر ۶/۸۴۸۴ مگا پاسکال، یعنی کاهش ۲ درصدی. حال اینکه در شعاع لنگ ۸ سانتیمتری، در زاویه ۳۵ درجه فشار گاز برابر ۶/۹۶۱۲ و در زاویه ۶۰ برابر ۶/۵۷۷۵ مگا پاسکال، یعنی کاهش ۵/۶ درصدی. چون نسبت فشار در شعاع لنگ کوچکتر کمتر می باشد، پس گاز کمتری وارد محفظه سیلندر پیستون می شود.

Error! Not a valid bookmark self-reference. نشان دهنده نرخ اتلاف اگزورژی ناشی از ورود و

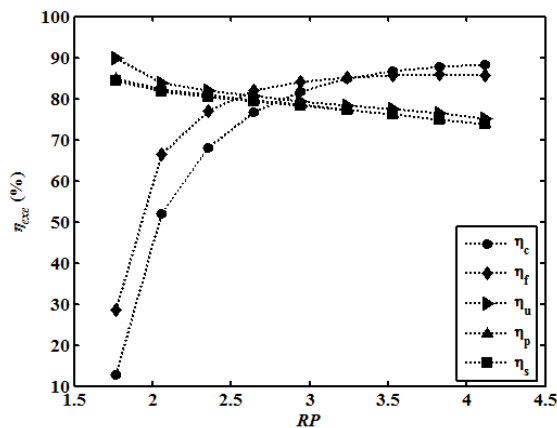
خروج جرم در واحد جرم می باشد. مشاهده می شود که در هر مقدار از شعاع لنگ یا همان کورس، نرخ اتلاف ناشی از ورود جرم در شیرهای سیلندری و فلنجی بیشتر از نرخ اتلاف ناشی از خروج جرم می باشد که در شیر سیلندری این اختلاف بیشتر به چشم می آید. با افزایش شعاع لنگ، در شیر سیلندری نرخ اتلاف ناشی از ورود جرم در ابتدا افزایش و سپس کاهش یافته است. این نوع اتلاف در شیرهای دیگر با افزایش شعاع لنگ با کاهش روبرو شده است. در شیرهای سیلندری و فلنجی نرخ اتلاف ناشی از خروج جرم با افزایش شعاع لنگ کاهش یافته در حالیکه در هندسه های دیگر افزایش یافته است.

جدول ۵-۱۴: نتایج نرخ اتلاف اگزورژی ناشی از ورود و خروج جرم با توجه به تغییر شعاع لنگ

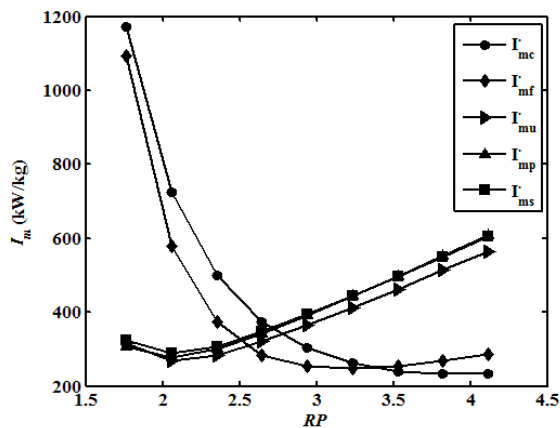
I_{es}	I_{is}	I_{ep}	I_{ip}	I_{eu}	I_{iu}	I_{ef}	I_{if}	I_{ec}	I_{ic}	RCR
۴۴۴/۸	۱۱۳/۲	۴۵۲/۲	۱۱۵/۲	۴۵۹/۸	۱۳۷/۷	۱۰۸/۶	۱۷۸/۲	۲۴/۹	۱۵۳/۶	۰/۲۲
۴۳۵/۱	۱۰۷/۱	۴۴۲/۸	۱۰۹/۹	۴۴۹/۱	۱۳۸	۱۰۷/۳	۱۷۷/۸	۳۰/۴	۱۵۷	۰/۲۵
۴۲۶/۸	۹۹/۵	۴۳۴/۷	۱۰۳/۲	۴۴۰/۱	۱۳۷/۷	۱۰۶/۸	۱۷۶/۳	۳۶/۴	۱۵۹/۳	۰/۲۸
۴۱۹/۶	۹۰/۵	۴۲۷/۷	۹۵/۲	۴۳۲/۶	۱۳۶/۵	۱۰۷	۱۷۴	۴۲/۸	۱۶۰/۸	۰/۳۱
۴۱۳/۳	۷۹/۹	۴۲۱/۶	۸۵/۸	۴۲۶/۳	۱۳۴/۶	۱۰۷/۸	۱۷۱	۴۹/۷	۱۶۱/۵	۰/۳۳
۴۰۷/۹	۶۷/۷	۴۱۶/۴	۷۴/۹	۴۲۱/۲	۱۳۲	۱۰۹/۳	۱۶۷/۵	۵۷	۱۶۱/۳	۰/۳۶
۴۰۳/۳	۵۴	۴۱۱/۹	۶۲/۵	۴۱۷/۲	۱۲۸/۷	۱۱۱/۳	۱۶۳/۳	۶۴/۸	۱۶۰/۲	۰/۳۹
۳۹۹/۲	۳۹	۴۰۸	۴۸/۹	۴۱۴	۱۲۴/۸	۱۱۳/۸	۱۵۸/۵	۷۲/۹	۱۵۸/۱	۰/۴۲
۳۹۵/۷	۲۲/۹	۴۰۴/۶	۳۴	۴۱۱/۶	۱۲۰/۲	۱۱۶/۷	۱۵۳	۸۱/۴	۱۵۵	۰/۴۴

۵-۵-۱-۱۳-۵ تاثیر فشار خط تغذیه

طبیعی است که فشار گاز ورودی به ایستگاه تقلیل فشار گاز در تمامی طول سال دچار تغییر شود، به خصوص در فصل زمستان که با توجه به افزایش مصرف گاز، فشار به شدت کاهش پیدا می‌کند. در نتیجه تحلیل تاثیر فشار ورودی در عملکرد موتور بسیار مهم می‌باشد. در صورت ثابت ماندن همه پارامترهای هندسی و شرایط ورودی و فرض بر ثابت بودن زمان باز و بسته شدن دریچه‌ها، با تغییر یافتن فشار خط ورودی گاز به ایستگاه تقلیل فشار از ۳۰ تا ۷۰ بار، از شکل ۵-۳۵ مشاهده می‌شود که نرخ اتلاف انرژی در واحد جرم در نسبتهای فشار پایین در موتور با شیر سیلندری و فلنجی بسیار بسیار بالاتر از موتور با کارکرد نسبت فشار بالا می‌باشد که مهمترین دلیل آن مدت زمان تراکم بالا در نسبت فشار پایین می‌باشد که حتی به عنوان مثال در فشار ورودی ۳۰ بار در شیر سیلندری فشار گاز حتی به ۳۵۵ درجه کلوین هم می‌رسد. بدین معنا که زمان بندی بهینه به دست آمده برای هر نسبت فشاری مناسب نیست. به عبارت دیگر مثلاً در شیر سیلندری نمی‌توان با توجه به فشار ورودی ۳۰ بار، مدت زمان ورود گاز ۶۶ درجه باشد یا مدت زمان تراکم گاز به اندازه ۳۷ درجه زیاد می‌باشد.



شکل ۵-۳۶: راندمان انرژی با توجه به نسبت فشار



شکل ۵-۳۵: نرخ اتلاف انرژی با توجه به نسبت فشار

اما نکته جالبی که از شکل ۵-۳۶ مشاهده می‌شود این است که در موتور یونیفلو و موتور با شیر پیستونی و کشویی، مقدار راندمان انرژی در نسبت فشار پایینتر بیشتر از موتور با کارکرد در نسبت فشار بالاتر

است. در واقع می توان گفت که نسبت توان اندیکاتور به انرژی منتقل شده به سیستم در نسبت فشار پایین در این شیرها در مقایسه با نشیب فشار بالاتر بیشتر است.

همانطور که از جدول ۵-۱۵ مشخص است، مقدار توان اندیکاتور در موتور با کارکرد شیر سیلندری و شیر فلنجی در فشارهای پایین به قدری ناچیز است که می توان گفت در صورت رسیدن فشار ورودی ایستگاه تقلیل فشار به فشار ۳۰ بار، موتور با استفاده از این دو نوع شیر باید از مدار خارج گردد، زیرا با توجه به میزان توان اصطکاکی، موتور دارای توان ترمزی یا همان توان خروجی منفی خواهد بود. نتایج نشان داد که با افزایش نسبت فشار، توان اصطکاکی موتور نیز افزایش پیدا می کند. با توجه به این موضوع و نظر به اینکه در نسبت فشارهای پایین در حالت های گوناگون، برگشت جریان چه در زمان ورود و چه در زمان خروج گاز مشاهده شد، می توان نتیجه گرفت که باید برای عملکرد بهتر موتور، در هر نسبت فشاری یک زمان بندی مناسب و بهینه مخصوص در مورد مدت زمان ورود گاز مورد بررسی قرار گیرد.

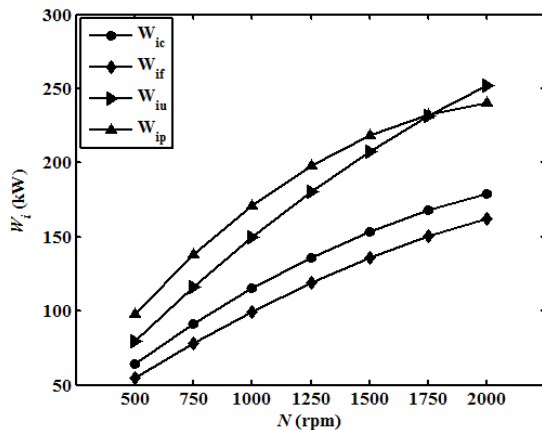
جدول ۵-۱۵: نرخ انرژی انتقالی و توان اندیکاتور با توجه به نسبت فشار موتور

W_{is}	\dot{E}_{ts}	W_{ip}	\dot{E}_{tp}	W_{iu}	\dot{E}_{tu}	W_{if}	\dot{E}_{tf}	W_{ic}	\dot{E}_{tc}	r_p
۱۹/۵	۲۳/۱	۲۰/۱	۲۳/۷	۱۵/۵	۱۷/۲	۱/۷	۵/۸	۱/۹	۱۴/۷	۱/۷۶
۳۴/۱	۴۱/۷	۳۵	۴۲/۴	۲۸	۳۳/۴	۱۱/۹	۱۷/۹	۱۳/۵	۲۵/۹	۲/۰۶
۴۹/۹	۶۰/۷	۴۹/۷	۶۱/۵	۴۰/۶	۴۹/۶	۲۱/۹	۲۸/۵	۲۵	۳۶/۷	۲/۳۵
۶۳/۶	۸۰/۲	۶۴/۶	۸۱/۲	۵۳/۲	۶۶/۱	۳۱/۷	۳۸/۸	۳۶/۴	۴۷/۵	۲/۶۵
۷۸/۴	۱۰۰/۲	۷۹/۵	۱۰۱/۴	۶۶	۸۳	۴۱/۳	۴۹/۱	۴۷/۷	۵۸/۴	۲/۹۴
۹۳/۱	۱۲۰/۷	۹۴/۳	۱۲۲	۷۸/۶	۱۰۰/۳	۵۰/۷	۵۹/۵	۵۸/۹	۶۹/۴	۳/۲۴
۱۰۷/۷	۱۴۱/۶	۱۰۹	۱۴۳/۲	۹۱/۳	۱۱۷/۹	۶۰	۷۰	۶۹/۹	۸۰/۶	۳/۵۳
۱۲۲/۲	۱۶۳/۱	۱۲۳/۶	۱۶۴/۹	۱۰۳/۴	۱۳۵/۹	۶۹/۲	۸۰/۶	۸۰/۷	۹۲	۳/۸۲
۱۳۶/۴	۱۸۵	۱۳۷/۹	۱۸۷/۱	۱۱۶/۱	۱۵۴/۴	۷۸/۲	۹۱/۲	۹۱/۳	۱۰۳/۵	۴/۱۲

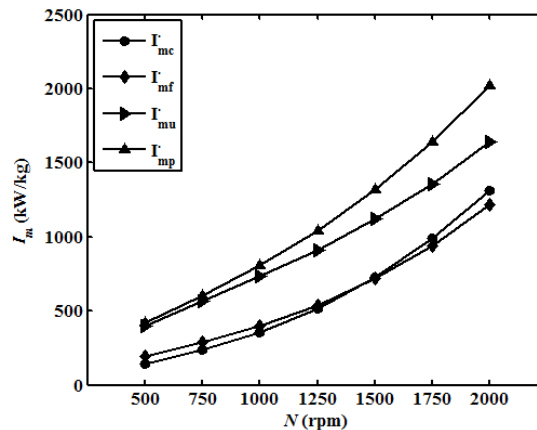
۵-۱-۱۳-۶ تاثیر سرعت دورانی

تغییر سرعت دورانی از ۵۰۰ تا ۲۰۰۰ دور در دقیقه در شکل ۵-۳۷ و شکل ۵-۳۸ نشان می دهد که با افزایش دور موتور، هم مقدار توان و هم مقدار نرخ اتلاف انرژی در واحد جرم افزایش می یابد، اما با توجه به شکل ۵-۳۹، از آنجا که نسبت افزایش نرخ انرژی انتقالی به موتور در مقایسه با نسبت افزایش توان بیشتر است، شکل ۵-۴۰ حاکی از آن دارد که راندمان انرژی غیر از موتور یونیفلو که با یک

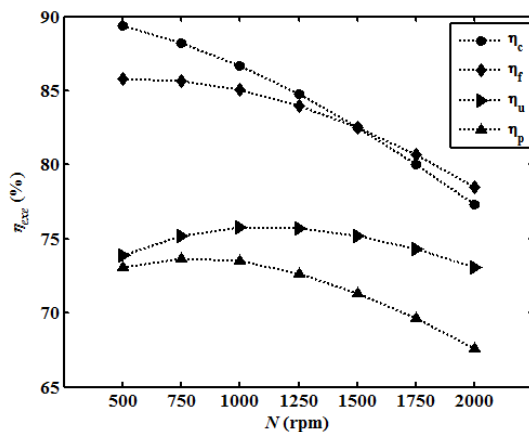
افزایش و سپس کاهش تغییر می‌کند، در مابقی حالتها با کاهش همراه است. با افزایش دور موتور، مدت زمان انجام فرآیندها کاهش می‌یابد. به عنوان مثال، از آنجا که مدت زمان فرآیند انبساط کاهش یافته، پس فشار و دمای گاز کمتر افت پیدا کرده است و اختلاف انتروپی بیشتری در زمان تخلیه گاز مشاهده خواهد شد که خود بالطبع باعث افزایش نرخ اتلاف انرژی خواهد شد.



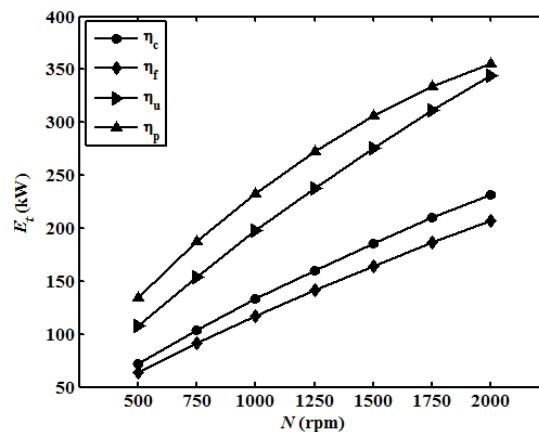
شکل ۵-۳۸: تاثیر دور موتور در توان اندیکاتور



شکل ۵-۳۷: تاثیر دور موتور در نرخ اتلاف انرژی

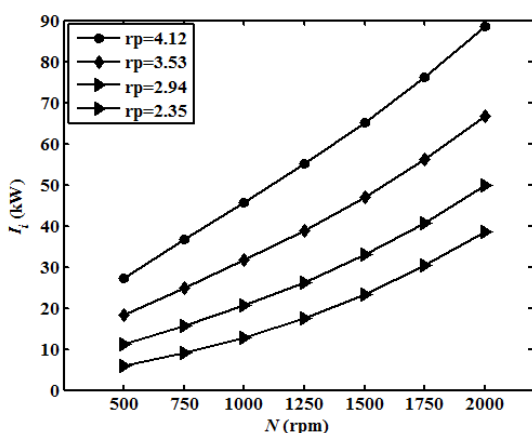


شکل ۵-۴۰: تاثیر دور موتور در راندمان انرژی

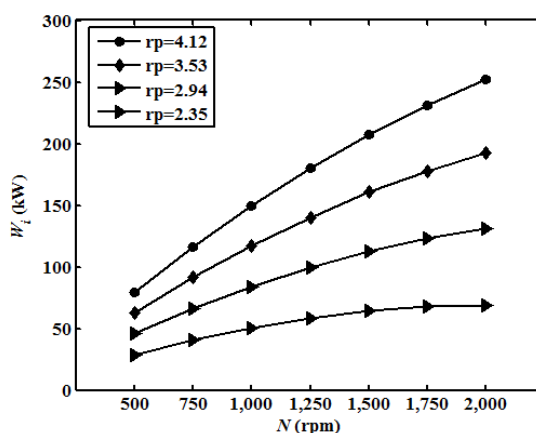


شکل ۵-۳۹: تاثیر دور موتور در نرخ انتقال انرژی

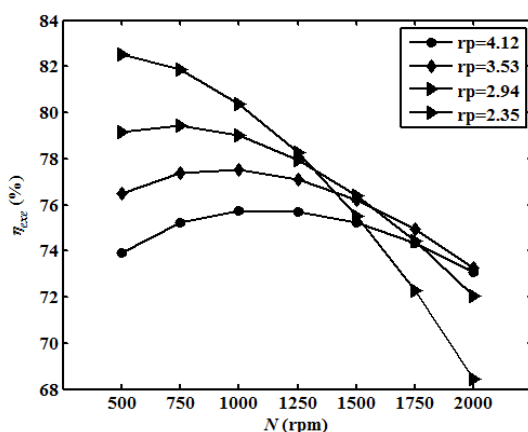
در شکل ۵-۴۱ تا شکل ۵-۴۴ تاثیر دور موتور و نسبت فشار بطور همزمان در میزان توان اندیکاتور، میزان نرخ اتلاف انرژی، میزان نرخ انرژی منتقل شده و مقدار راندمان انرژی در مدل یونیفلو نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که در نسبت فشار پایین، تغییر دور موتور تاثیر چندانی در تولید توان ندارد. در میزان نرخ اتلاف انرژی و نرخ انرژی منتقل شده به حجم کنترل نیز همین رفتار مشاهده می‌شود. هر چند راندمان انرژی در نسبت فشار پایین با افزایش دور موتور کاهش چشمگیری پیدا کرده است.



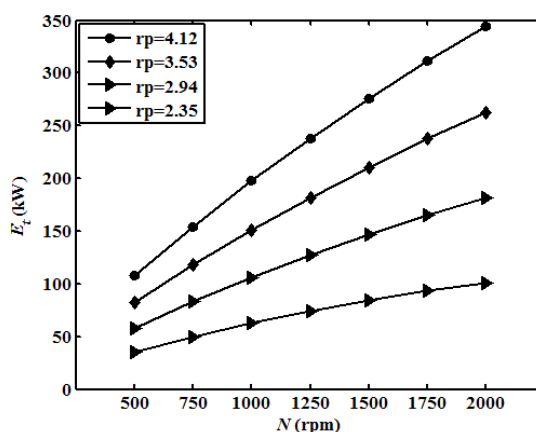
شکل ۴۲-۵: تاثیر دور و نسبت فشار در اتلاف انرژی



شکل ۴۱-۵: تاثیر دور و نسبت فشار در توان اندیکاتور



شکل ۴۴-۵: تاثیر دور و نسبت فشار در راندمان انرژی

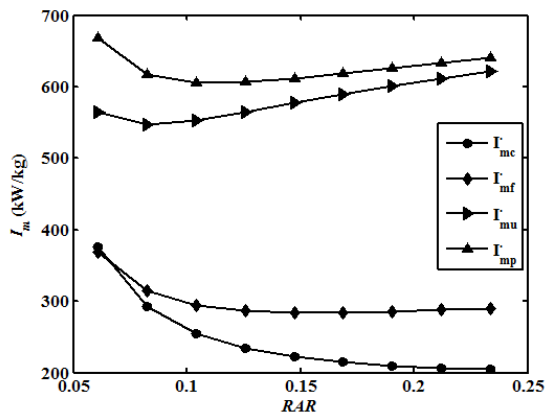


شکل ۴۳-۵: تاثیر دور و نسبت فشار در انتقال انرژی

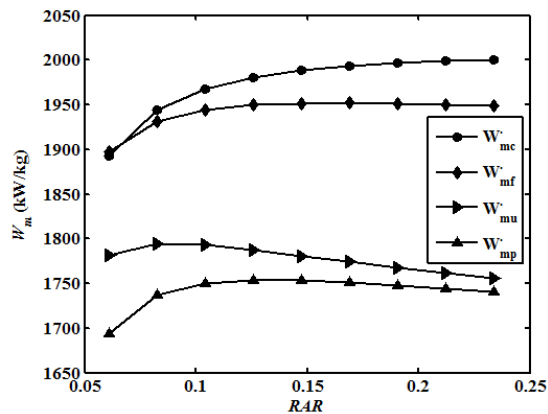
۵-۱-۳-۷ تاثیر سطح مقطع در پیچ

در این بخش فرض بر این شده است که عرض سوراخهای روی دیواره سیلندر شیر، W_p ، فاصله بین این سوراخها و تعداد آنها ثابت باشد. لذا برای تاثیر سطح مقطع ورودی در عملکرد موتور قطر سیلندر محفظه شیر باید متغیر در نظر گرفته شود که در این بخش تاثیر نسبت سطح مقطع شیر به سطح مقطع پیستون با توجه به تغییر قطر سیلندر شیر در بازه ۳ تا ۷ سانتیمتری مورد بررسی قرار گرفته است. همانطور که از شکل ۴۵-۵ مشخص است در موتور با شیر سیلندری مقدار توان با بیشتر شدن سطح ورودی به دلیل افزایش دبی افزایش می‌یابد. ولی در باقی حالتها بعد از یک سطح مقطع خاصی روند نزولی را طی کرده است. از شکل ۴۶-۵ و شکل ۴۷-۵ پیداست که تغییرات نرخ اتلاف و راندمان انرژی موتور در حالت یونیفلو و پیستونی رفتار یکنواختی ندارد و روند صعودی نزولی دارد. نتایج حاکی از آن

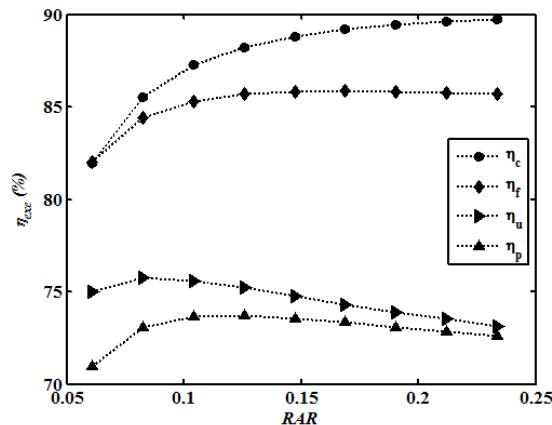
داشت که در شیر سیلندری با قطر ۳ سانتیمتر برای محفظه شیر، در ورودی و در سه قطر اولی در خروجی برگشت جریان به وجود می‌آید. در شیر فلنجی و حالت یونیفلو در سه قطر اول در ورودی دبی منفی مشاهده گردید، در حالیکه در شیر پیستونی فقط در قطر ۴/۵ سانتیمتری برگشت جریان نتیجه نداد که خود دلیل انتخاب این قطر با توجه به قیود بکار رفته در الگوریتم ژنتیک می‌باشد.



شکل ۵-۴۶: تاثیر سطح مقطع دریچه در اتلاف انرژی



شکل ۵-۴۵: تاثیر سطح مقطع دریچه در توان تولیدی



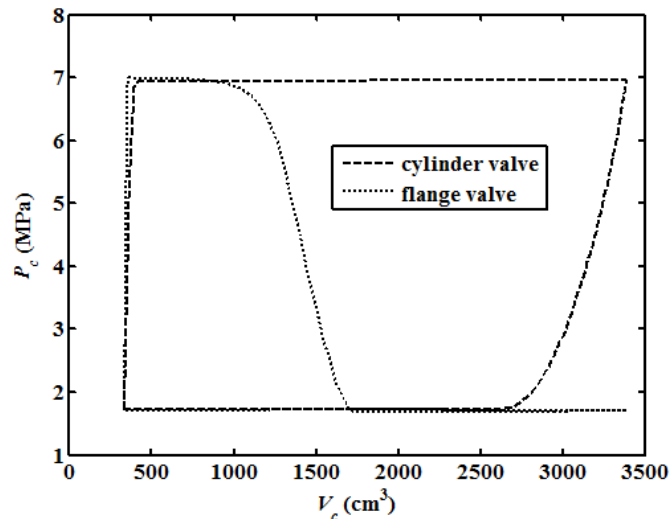
شکل ۵-۴۷: تاثیر سطح مقطع دریچه در راندمان انرژی

۵-۲-۵-۵ صحت مدل سازی

این بخش به صحت عملکرد کد نوشته شده خواهد پرداخت. همانطور که اشاره شد در موتور انبساطی همانند کمپرسور چهار فرآیند ورود، انبساط، تخلیه و تراکم گاز باید شکل گیرد. حال سوال این است که اگر هدف از نصب این سیستم تولید توان است، پس چرا فرآیند انبساط و تراکم وجود داشته باشد. برای اثبات شکل گیری این دو فرآیند فرض شده است که در شیر سیلندری و پیستونی فقط دو فرآیند

ورود و خروج گاز شکل گیرد، بدین معنا که ۱۸۰ درجه فرآیند ورود و ۱۸۰ درجه فرآیند خروج گاز شکل گیرد. در این صورت در موتور با شیر سیلندری نتیجه داده شد که با توجه به دبی ۲/۰۴ کیلوگرم در ثانیه و کل جرم وارد شده ۱۶۳ گرم در هر سیکل، مقدار توان تولیدی ۱۸۲/۲ کیلو وات (۱۱۱۷/۷ کیلو وات بر کیلوگرم)، مقدار نرخ آگزرژی منتقل شده به سیستم برابر ۴۴۳/۶ کیلو وات (۲۷۲۱/۸ کیلو وات بر کیلوگرم) و در نهایت مقدار ۲۶۳/۸ کیلو وات (۱۶۱۸/۵ کیلو وات بر کیلوگرم) نرخ اتلاف آگزرژی، می توان گفت که موتور عملکرد خیلی خوبی را دارد. اما با توجه به تعریف بازده آگزرژی مشاهده می شود که مقدار این راندمان برابر ۴۱/۱٪ به دست آمده است که نسبت به شکل گرفتن هر چهار فرآیند ۵۳/۴٪ کاهش یافته است. بدین معنا که درصد زیادی از آگزرژی منتقل شده به موتور بدون در نظر گرفتن میزان تلفات آگزرژی در سایر قسمتهای موتور نظیر اصطکاک، محفظه لنگ، محفظه شیر و غیره به هدر رفته است.

در موتور با شیر فلنجی در صورتیکه مدت زمان ورود گاز همان ۶۲ درجه باشد، می توان بدین نتیجه رسید که فرآیند تخلیه باید از همین زاویه شروع گردد، در زاویه $۹۳=۳۱+۶۲$ درجه دریچه خروج کاملاً باز شده، در زاویه ۳۲۹ درجه دریچه شروع به بسته شدن کرده تا انتهای سیکل زاویه ۳۶۰ درجه که کاملاً بسته می شود. برای درک بهتر زوایای ارائه شده می توان به بخش ۳-۲-۳ مراجعه کرد. در این صورت با توجه به میزان دبی جرمی ۰/۶۱ کیلوگرم بر ثانیه، مقدار توان ۱۴۰۹/۲ کیلو وات بر کیلوگرم، مقدار نرخ آگزرژی منتقل شده به سیستم برابر ۵۵۰۷/۹ کیلو وات بر کیلوگرم، مقدار ۱۱۲۳/۹ کیلو وات بر کیلوگرم نرخ اتلاف آگزرژی و در نهایت مقدار بازده آگزرژی ۵۶/۷٪ می توان نتیجه گرفت که نسبت به حالت بهینه طراحی شده، موتور از عملکرد و بازده به مراتب پایینتری برخوردار است و حتی مدت زمانی که در آن در فرآیند تخلیه برگشت جریان اتفاق می افتد خیلی بیشتر است. در این دو حالت نمودار اندیکاتور موتور مطابق شکل خواهد شد.

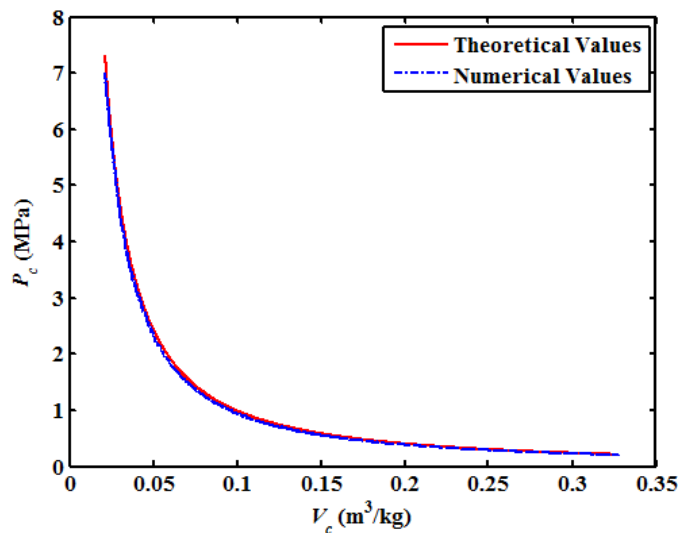


شکل ۵-۴۸: دیاگرام اندیکاتور موتور در صورت شکل نگرفتن دو فرآیند انبساط و تراکم

صحت عملکرد کد را می‌توان بدین صورت نیز بیان کرد که چنانچه هیچ جرمی وارد سیلندر نشده و هیچ جرمی خارج نگردد، با چشم پوشی از اصطکاک و انتقال حرارت یک فرآیند انبساط آیزنتروپیک در موتور اتفاق خواهد افتاد. بدین صورت چنانچه از رابطه محاسبه مقدار فشار و حجم مخصوص گاز در هر زمان در حالت آیزنتروپیک استفاده شود و با روش بکار گرفته شده برای محاسبه فشار در کد مقایسه شود، باید مقادیر به دست آمده فشار از رابطه آیزنتروپیک و روش کد از همخوانی مناسبی برخوردار باشد. رابطه آیزنتروپیک مطابق زیر می‌باشد:

$$PV^k = cte \quad ۱۱-۵$$

که در این معادله k ضریب آیزنتروپیک گاز می‌باشد. مقدار ثابت cte با توجه به شرایط گاز ورودی یعنی در فشار و دمای ورودی محاسبه شده است. در نهایت نمودار شکل ۵-۴۹ زیر نشان‌دهنده مقادیر فشار از هر دو روش تحلیلی و عددی می‌باشد که بیانگر تطابق خوب استفاده از رابطه آیزنتروپیک و معادله گسسته شده قانون اول می‌باشد.



شکل ۵-۴۹: مقایسه دیاگرام اندیکاتور تحلیلی و عددی

۵-۵-۳ گاز ایده آل

معادله حالت، رابطه بین دما، فشار و حجم را برای یک ماده دلخواه، بیان می‌کند. ساده‌ترین معادله حالت، معادله حالت گاز ایده آل بوده که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Pv_m = RT \quad ۱۲-۵$$

جائیکه در رابطه ۵-۱۲، P فشار، v_m حجم مخصوص مولار، T دما و R ثابت جهانی گازها می‌باشند. معادله حالت گاز ایده آل برای مواقعی که گاز طبیعی در فشارهای پایین و دماهای بالا قرار دارد، تطابق خوبی با داده‌های آزمایشگاهی داشته و می‌توان از آن استفاده کرد. معادله حالت گاز ایده آل به خاطر سادگی بسیار پرکاربرد می‌باشد. از این معادله حالت، در فشارهای بالا و دماهای پایین، به علت خطای بالا محاسبات نمی‌توان استفاده کرد. یکی از سوالهای اصلی محققان در زمینه معادلات حالت، پیدا کردن معادله‌ای بود که بتوان در دماهای پایین و مخصوصاً در فشارهای بالا، از آن استفاده نمود. در سال ۱۸۷۳ میلادی واندروالس، برای اولین بار ضریب تراکم پذیری^۱ را تعریف نمود. با توجه به مطالعات واندروالس، ضریب تراکم پذیری به صورت زیر تعریف شده است:

^۱- Compression factor

$$Z = \frac{V_{Real}}{V_{Ideal}} \quad ۱۳-۵$$

در این رابطه، Z ضریب تراکم پذیری، V_{Real} حجم گاز در حالت واقعی و V_{Ideal} حجم گاز در حالت ایده‌آل بدست آمده از رابطه ۱۲-۵ می‌باشد. رابطه ۱۳-۵ را می‌توان به صورت زیر هم نوشت:

$$Z = \frac{Pv_m}{RT} \quad ۱۴-۵$$

با توجه به این رابطه برای ضریب تراکم پذیری، این ضریب برای گازهای ایده‌آل برابر یک و برای گازهای واقعی می‌تواند مقادیر کوچکتر و یا بزرگتر از یک را نیز اختیار کند. در این بخش نتایج بر اساس متان به عنوان گاز ایده‌آل ارائه خواهد شد.

۵-۳-۱-۵-۵ زمان بهینه باز و بسته شدن دریچه‌ها

جدول ۱۶-۵ نشان‌دهنده نتایج به دست آمده مربوط به زمان بهینه عملکرد شیر جهت باز و بسته شدن دریچه‌ها به کمک الگوریتم ژنتیک برای تمامی هندسه شیرها در صورتیکه متان به عنوان گاز ایده‌آل فرض شود و موتور دارای یک سیلندر یک طرفه باشد، می‌باشد.

زمان شروع سیکل در تمامی شیرها از زمانی می‌باشد که پیستون در بالاترین نقطه خود یعنی نقطه مرگ بالا و زاویه صفر درجه میل‌لنگ قرار دارد. همانطوریکه از جدول مشاهده می‌شود، نتایج زمانبندی دریچه‌ها غیر از حالت یونیفلو در باقی حالتها تغییر خاصی نکرده است و تنها در این حالت است در زمان اتمام فرآیند ورود گاز اختلاف تقریباً ۲۰ درجه‌ای با حالت واقعی گاز متان به دست آمده است. در نتیجه می‌توان برای مدل‌سازی، به جای استفاده از متان خالص به عنوان گاز واقعی، از مدل‌سازی با حالت گاز ایده‌آل استفاده کرد. مقادیر دمای میانگین خروجی در حالت ایده‌آل برای موتور با شیرهای سیلندری، فلنجی، یونیفلو، پیستونی و کشویی به ترتیب برابر ۲۱۶/۷، ۲۱۹، ۲۲۷/۲۲۵، ۴/۴ و ۲۲۷/۳ درجه کلون می‌باشد که در همه حالتها نسبت به گاز واقعی با کاهش روبرو شده است.

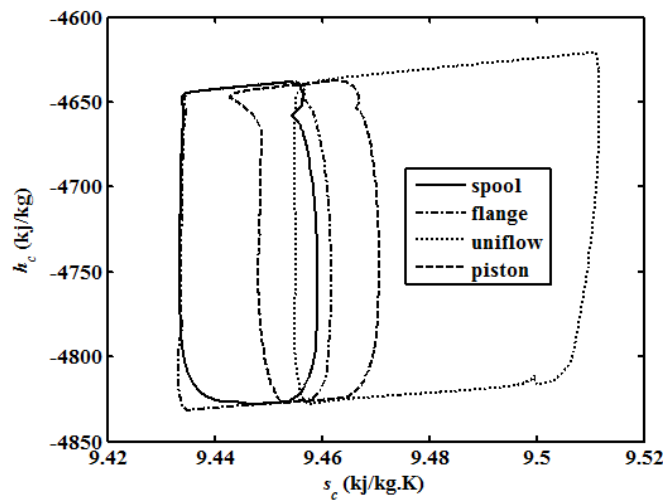
جدول ۵-۱۶: زمان بندی دریاچه‌ها در حالت متان به عنوان گاز ایده‌آل

زمان بهینه					نوع شیر
θ_e	θ_i	θ_0			سیلندری
۳۲۰	۱۷۹	۶۴			
θ_e	θ_2	θ_1	θ_i	θ_0	فلنجی
۳۱۵	۲۸۴	۱۳۸	۱۰۷	۶۲	
θ_{ae}	θ_{ai}	θ_{me}	θ_{mi}	θ_0	یونیفلو
۳۱۳	۲۵۰	۲۶۳	۹۷	۶۳	
S_l	θ_e	θ_i	θ_c	پیستونی	
۲۵	۳۲۰	۱۴۰	۱۰۱		
۱۲	۳۲۰	۱۴۰	۱۰۱	کشویی	

در شیر کشویی و پیستونی مقدار روی هم افتادگی شیر و دریاچه در فرآیند تخلیه، زمانیکه شیر در مرکز حرکت خود قرار دارد و همچنین مقدار باز بودن دریاچه در زمان قرار گرفتن پیستون در نقطه مرگ بالای خود برابر صفر در نظر گرفته شده است. مکانیزم کنترل حرکت این دو شیر بسیار به هم شباهت دارد و تنها در قرارگرفتن پین خارج از مرکز خود نسبت به زمان شروع حرکت پیستون با یکدیگر فرق دارند که همین امر موجب کسب نتایج متفاوت در مقدار روی هم افتادگی شیر و دریاچه در زمان ورود گاز دارد. با توجه به این موارد، از هندسه این دو شیر دو نتیجه باید به دست آید: یکی اینکه مدت زمان انبساط و تخلیه در این دو شیر مانند شیر فلنجی باید یکسان باشد. دیگر اینکه دریاچه مد نظر برای ورود و خروج گاز در زمان ورود گاز کاملاً باز نمی‌شود، در حالیکه در زمان تخلیه، این دریاچه حداکثر سطح مقطع خود را برای خروج گاز خواهد. در مقایسه با حالت واقعی گاز، مقدار باز شدن دریاچه در زمان ورود گاز در شیر پیستونی و کشویی یک میلی‌متر کمتر به دست آمد.

۵-۳-۲ دیاگرام مولیر (آنتالپی - آنترופی)

دیاگرام مولیر برای متان در حالت گاز ایده‌آل برای چهار شیر سیلندری، فلنجی، یونیفلو و پیستونی در شکل ۵-۵ نشان داده شده است.



شکل ۵-۵: دیاگرام مولیر متان در حالت گاز ایده‌آل

۵-۳-۳-۵ توان

در جدول ۵-۱۷ مقادیر توان موتور در حالت گاز ایده‌آل نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود همانند گاز واقعی علیرغم اینکه توان اندیکاتور حالت پیستونی و کشویی از دیگر حالتها بیشتر است، اما تولید توان در واحد جرم در حالت سیلندری بیشتر می‌باشد. مقدار توان اصطکاکی در همه حالتها تقریباً یکسان است. در مقایسه با حالت واقعی تنها شیر سیلندری است که توان اندیکاتور کمتری تولید کرده است، هر چند در واحد جرم، این حالت نیز توان بیشتری تولید می‌کند. مقدار دبی گاز در همه حالتها نسبت به حالت گاز واقعی از مقادیر کمتری برخوردار است.

جدول ۵-۱۷: مقادیر توان در حالت گاز ایده‌آل

\dot{W}_{is} (kW)	\dot{W}_b (kW)	\dot{W}_f (kW)	\dot{W}_{im} (kW/kg)	\dot{W}_i (kW)	\dot{m}	نوع شیر
۹۹/۴	۸۴/۳	۵/۶	۲۲۸۷/۸	۸۹/۸	۰/۴۹	سیلندری
۹۴	۷۶/۳	۵/۵	۲۲۳۳/۵	۸۱/۸	۰/۴۶	فلنجی
۹۶/۷	۷۴/۹	۵/۶	۲۱۸۹/۶	۸۰/۵	۰/۴۶	یونیفلو
۲۰۲/۳	۱۳۷/۲	۶/۵	۱۹۷۷/۲	۱۴۳/۶	۰/۹۱	پیستونی
۲۰۲/۱	۱۳۵/۷	۶/۵	۱۹۷۸/۲	۱۴۲/۲	۰/۹	کشویی

۵-۳-۵-۴ نرخ انرژی انتقالی

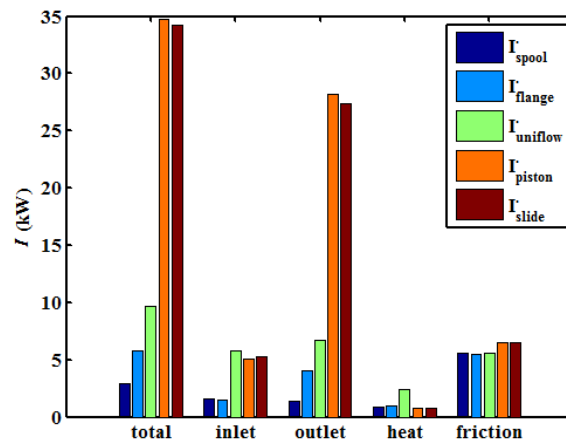
مقدار نرخ انرژی ورودی، خروجی و کل نرخ انرژی منتقل شده به حجم کنترل در جدول ۵-۱۸ آورده شده است و در مقایسه با داده‌های حالت واقعی که در جدول ۵-۹ ارائه شد، بیشترین نرخ انرژی ورودی، انرژی خروجی و انرژی منتقل شده بر حسب کیلو وات در شیر پیستونی رخ داده است و همچنین بیشترین نرخ تلفات انرژی نیز در همین نوع موتور است. دلیل آن، بالا بودن مدت زمان ورود گاز و کمتر بودن مدت زمان تخلیه گاز نسبت به دیگر حالتها می‌باشد. هر چند کمترین نرخ انتقال و تلفات انرژی در شیر سیلندری پدید آمده است. مقدار نرخ انرژی انتقال یافته به حجم کنترل در تمامی شیرها در حالت گاز ایده‌آل نسبت به حالت واقعی بودن گاز متان کمتر می‌باشد که در حالت یونیفلو اختلاف زیادی به دست آمده است که مهمترین دلیل آن اختلاف در زمان بندی دریچه‌ها است.

جدول ۵-۱۸: مقادیر نرخ انرژی در حالت گاز ایده‌آل

نوع شیر	\dot{E}_i (kW)	\dot{E}_e (kW)	\dot{E}_{tot} (kW)	\dot{E}_{tm} (kW/kg)
سیلندری	۳۲۱	۲۲۸	۹۳	۲۳۶۹/۳
فلنجی	۲۹۹/۵	۲۱۲	۸۷/۷	۲۳۹۱/۵
یونیفلو	۳۰۰/۶	۲۱۰/۶	۹۰	۲۴۴۷/۶
پیستونی	۵۹۴/۲	۴۱۵/۹	۱۷۸/۳	۲۴۵۳/۸
کشویی	۵۸۷/۸	۴۱۱/۵	۱۷۶/۳	۲۴۵۳/۹

۵-۳-۵-۵ نرخ اتلاف انرژی

شکل ۵-۵۱ نشان دهنده میزان نرخ اتلاف انرژی در منابع گوناگون می‌باشد که در مقایسه با حالت گاز واقعی، انرژی کمتری در حالت ایده‌آل به هدر می‌رود. با توجه به نتایج زمان بهینه، مقدار نرخ اتلاف کل و نرخ اتلاف ناشی از خروج جرم در حالت یونیفلو بسیار کمتر از حالت واقعی گزارش شده است. در حالت گاز واقعی نرخ اتلاف کل حالت یونیفلو برابر ۳۶/۷ کیلو وات (۵۴۶/۵ کیلو وات بر کیلوگرم) و در حالت گاز ایده‌آل برابر ۹/۷ کیلو وات (۲۶۳/۳ کیلو وات بر کیلوگرم) حاصل شد.



شکل ۵-۵۱: منابع بازگشت ناپذیری موتور انبساطی در حالت گاز ایده‌آل

۵-۳-۵-۶ راندمان

در حالت گاز ایده‌آل در مقایسه با حالت گاز واقعی، در مقدار راندمان آیزنتروپیک، راندمان مکانیکی و راندمان حجمی موتورها تفاوت چندانی مشاهده نشد و تنها در حالت یونیفلو به علت کمتر بودن مدت زمان فرآیند ورود گاز، راندمان حجمی کمتری به دست آمد. اما در مورد راندمان اگزورژمی بطور کلی در حالت گاز ایده‌آل مقادیر بیشتری نتیجه داده شد. همانطور که مشاهده می‌شود موتور با شیر سیلندری کمترین انحراف از حالت آیزنتروپیک را به مقدار ۹۰/۴ درصد از خود نشان داده است.

۵-۶ تاثیر جرم مولکولی گاز پالایشگاههای مختلف در زمان بندی

در این بخش درصد مولی عناصر تشکیل دهنده گاز طبیعی سه پالایشگاه خانگی، ترکمن گاز و کنگان

جدول ۵-۱۹: راندمانهای گوناگون موتور در حالت گاز ایده‌آل

نوع شیر	η_s	η_m	η_v	η_{vi}	η_{exe}
سیلندری	۹۰/۴	۹۳/۸	۲۸/۶	۳۱/۱	۹۶/۶
فلنجی	۸۷	۹۳/۳	۲۴	۲۹/۴	۹۳/۴
یونیفلو	۸۳/۲	۹۳/۱	۲۶/۷	۳۰/۲	۸۹/۵
پیستونی	۷۱	۹۵/۵	۴۷/۶	۶۳/۱	۸۰/۶
کشویی	۷۰	۹۵/۴	۴۷/۱	۶۳/۱	۸۰/۶

در زمان بندی دریاچه‌ها مورد بررسی قرار گرفته است. فرض بر این است که در یک ایستگاه تقلیل فشار گاز، اگر یک سیستم موتور انبساطی نصب شود، با ثابت بودن تمامی شرایط، نوع گاز استخراج و وارد

شده به ایستگاه چه تاثیری در زمان مناسب باز و بسته شدن دریچه‌ها دارد. در ابتدا ترکیب گاز سه پالایشگاه خانگیران، ترکمن و کنگان در جدول ۵-۲۰ آورده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود متان قسمت عمده تشکیل دهنده گاز طبیعی می‌باشد، به همین دلیل در ابتدا مدلسازی بر روی گاز متان صورت گرفت و عملکرد موتور انبساطی با توجه به نتایج بهینه به دست آمده در این حالت نسبت به تغییر ترکیب گازی مورد بررسی قرار گرفته است.

جدول ۵-۲۰: ترکیب گاز مناطق مختلف ایران

درصد مولی			ترکیب گاز
کنگان	ترکمن	خانگیران	
۹۰/۰۴	۹۴/۲۱	۹۸/۶	CH_4
۳/۶۹	۲/۲۵	۰/۵۹	C_2H_6
۰/۹۳	۰/۵۳	۰/۰۹	C_3H_8
۰/۲	۰/۳۶	۰/۰۲	<i>iso</i> - C_4H_{10}
۰/۲۹	۰	۰/۰۴	<i>n</i> - C_4H_{10}
۰/۱۴	۰/۲۶	۰/۰۲	<i>iso</i> - C_5H_{12}
۰/۰۸	۰	۰/۰۲	<i>n</i> - C_5H_{12}
۰/۱۴	۰/۱۷	۰/۰۷	<i>n</i> - C_6H_{14}
۰/۰۱	۰/۱۸	۰	C_7^+
۴/۴۸	۱/۹	۰/۵۶	N_2
۰	۰/۱۴	۰	CO_2
۱۷/۷۹۴	۱۷/۳۴۲	۱۶/۳۱۶۴	M_w

۵-۶-۱ زمان بهینه باز و بسته شدن دریچه‌ها

جدول ۵-۲۱ بطور کلی نشان می‌دهد که در همه حالتها با کاهش یافتن درصد متان در ترکیب گازی، مدت زمان فرآیند ورود گاز و همچنین زمان بسته شدن دریچه خروجی برای اتمام فرآیند تخلیه کاهش می‌یابد. در شیر پیستونی و کشویی نیز مقدار δ_I با افزایش جرم مولکولی گاز کاهش یافته است. با توجه به زمان بندی بهینه برای هر ترکیب گازی، نتایج به دست آمده در جدول ۵-۲۲ نشان می‌دهد که با افزایش جرم مولکولی، گاز طبیعی که همراه با کاهش درصد مولی متان می‌باشد، توان اندیکاتور و نرخ اگزرژی انتقالی به موتور کاهش می‌یابد. اما با توجه به اینکه در همه حالتها، با کاهش درصد مولی متان در گاز طبیعی، نرخ اتلاف اگزرژی کاهش یافته است، راندمان اگزرژی سیر صعودی را نشان می‌دهد.

نتایج حاکی از آن دارد که میزان انحراف عملکرد موتور از حالت آیزنتروپیک در حالت‌های استفاده از شیر سیلندری، فلنجی و یونیفلو با افزایش جرم مولکولی گاز تقریباً روند افزایشی داشته است، در حالیکه در شیر پیستونی و کشویی کاهش آن مشاهده می‌گردد. با توجه به داده‌های راندمان مکانیکی، می‌توان این نکته را بیان داشت که در موتور انبساطی سوای نوع شیر کنترلی بکار رفته، به طور میانگین تقریباً ۶ درصد از توان اندیکاتور صرف اصطکاک پیستون با بدنه سیلندر شده است.

جدول ۵-۲۱: نتایج زمان‌بندی دریچه‌ها با توجه به ترکیب گاز

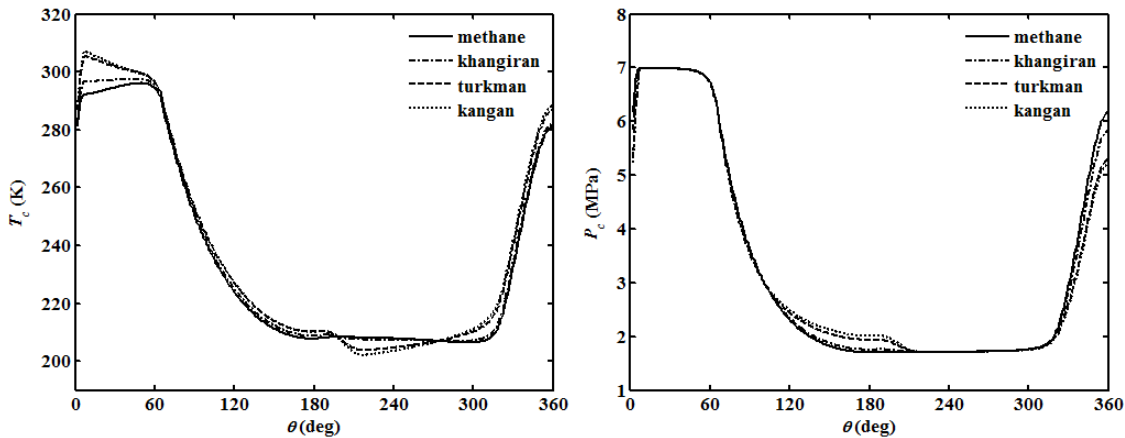
θ_e	θ_i	θ_0	ایستگاه	نوع شیر		
۳۲۳	۱۸۵	۶۶	متان	سیلندری		
۳۱۸	۱۸۵	۶۵	خانگیران			
۳۱۶	۱۹۱	۶۰	ترکمن			
۳۱۵	۱۷۹	۵۹	کنگان			
θ_e	θ_2	θ_1	θ_i	θ_0		
۳۱۶	۲۸۵	۱۳۷	۱۰۶	۶۲	متان	فلنجی
۳۱۵	۲۸۴	۱۳۸	۱۰۷	۶۲	خانگیران	
۳۱۰	۲۸۳	۱۳۳	۱۰۶	۵۸	ترکمن	
۳۰۹	۲۸۲	۱۳۴	۱۰۷	۵۸	کنگان	
θ_{ae}	θ_{ai}	θ_{me}	θ_{mi}	θ_0		
۳۱۷	۲۳۴	۲۵۲	۱۰۸	۸۳	متان	یونیفلو
۳۱۵	۲۳۸	۲۵۹	۱۰۱	۷۷	خانگیران	
۳۱۳	۲۴۰	۲۶۰	۱۰۰	۷۳	ترکمن	
۳۱۲	۲۴۱	۲۶۱	۹۹	۷۱	کنگان	
S_i	θ_c					
۲۷	۱۰۰				متان	پیستونی
۲۶	۹۸				خانگیران	
۲۵	۹۵				ترکمن	
۲۵	۹۵				کنگان	
S_i	θ_c					
۱۳	۱۰۰				متان	کشویی
۱۳	۹۸				خانگیران	
۱۲	۹۵				ترکمن	
۱۲	۹۵				کنگان	

جدول ۵-۲۲: نتایج موتور انبساطی با توجه به ترکیب گازی

η_{mech}	η_{vi}	η_v	η_{is}	η_{exe}	\dot{E}_i	I	\dot{W}_i	\dot{m}	ایستگاه	نوع شیر
۹۳/۹	۳۲/۷	۳۰/۲	۸۹/۷	۸۸/۲	۱۰۳/۵	۱۰/۸	۹۱/۳	۰/۵۸	متان	سیلندری
۹۳/۵	۳۱/۹	۲۸/۵	۸۷	۸۹	۹۷	۹/۶	۸۶/۳	۰/۵۵	خانگیران	
۹۲/۹	۲۷/۸	۲۴/۸	۸۹/۵	۹۳/۸	۸۲/۳	۵/۱	۷۷/۲	۰/۵۲	ترکمن	
۹۲/۷	۲۷	۲۳/۷	۸۹/۷	۹۶/۵	۷۷/۹	۳	۷۵/۲	۰/۵۱	کنگان	
۹۳	۲۹/۴	۲۶/۳	۸۵/۵	۸۵/۷	۹۱/۲	۱۱/۵	۷۸/۲	۰/۵	متان	فلنجی
۹۳	۲۹/۴	۲۶/۳	۸۵/۹	۸۶/۵	۹۰/۸	۱۱/۲	۷۸/۵	۰/۵۱	خانگیران	
۹۲/۴	۲۶	۲۳/۲	۸۷	۹۰/۷	۷۸/۱	۷/۳	۷۰/۸	۰/۴۹	ترکمن	
۹۲/۴	۲۶	۲۳	۸۷/۲	۹۲/۲	۷۷	۶/۳	۷۱	۰/۵	کنگان	
۹۴/۸	۴۷/۶	۴۲/۶	۷۸/۵	۷۵/۲	۱۵۴/۴	۳۶/۷	۱۱۶	۰/۸۱	متان	یونیفلو
۹۴/۳	۴۲/۳	۳۷/۶	۷۹	۷۶/۹	۱۳۵/۲	۳۰	۱۰۳/۹	۰/۷۳	خانگیران	
۹۴/۱	۳۸/۸	۳۴/۳	۸۰/۹	۸۰/۳	۱۲۱/۳	۲۳/۹	۹۷/۵	۰/۷۲	ترکمن	
۹۳/۹	۳۷	۳۲/۵	۸۱/۳	۸۱/۸	۱۱۴/۴	۲۱	۹۳/۶	۰/۷	کنگان	
۹۵/۳	۶۲/۳	۵۱/۶	۷۱/۲	۷۳/۷	۱۸۷	۴۷/۷	۱۳۸	۰/۹۸	متان	پیستونی
۹۵	۶۰/۶	۴۹	۷۰	۷۴/۸	۱۷۶/۸	۴۳/۵	۱۳۲/۲	۰/۹۵	خانگیران	
۹۴/۹	۵۸	۴۵	۶۸/۲	۷۶/۶	۱۶۰/۹	۳۷/۸	۱۲۳/۲	۰/۹۴	ترکمن	
۹۴/۹	۵۸	۴۴/۸	۶۸	۷۶/۶	۱۶۰/۵	۳۷/۷	۱۲۳	۰/۹۷	کنگان	
۹۵/۲	۶۲/۳	۵۱	۷۰/۴	۷۳/۷	۱۸۵	۴۷/۱	۱۳۶/۴	۰/۹۷	متان	کشویی
۹۵	۶۰/۶	۴۸/۸	۶۹/۹	۷۴/۸	۱۷۶	۴۳	۱۳۱/۷	۰/۹۵	خانگیران	
۹۴/۸	۵۸	۴۴/۳	۶۷/۱	۷۶/۵	۱۵۸/۳	۳۷	۱۲۱	۰/۹۳	ترکمن	
۹۴/۸	۵۸	۴۴	۶۷	۷۶/۶	۱۵۸	۳۷	۱۲۱	۰/۹۵	کنگان	

با توجه به داده‌های بهینه به دست آمده برای متان، شکل ۵-۵۲ و شکل ۵-۵۳ به ترتیب نشان‌دهنده تغییرات فشار و دمای گاز درون سیلندر برای هر سه ترکیب گازی و همچنین متان خالص به عنوان گاز طبیعی در صورت استفاده از شیر سیلندری در کنترل دبی موتور انبساطی می‌باشد. همانطور که از شکل ۵-۵۲ مشخص است، در شروع فرآیند تخلیه در موتور با شیر سیلندری، گاز ایستگاه کنگان، ترکمن و خانگیران به ترتیب از مقادیر کمتر فشار در شروع فرآیند تخلیه برخوردارند. همانطور که از شکل ۵-۵۳ مشخص است دمای گاز در زمان فرآیند ورود گاز با افزایش جرم مولکولی و کاهش درصد متان در ترکیب گازی افزایش می‌یابد. بدین معنی که دمای گاز در شرایط کنگان در فرآیند ورود گاز بیشترین مقدار و در فرآیند تخلیه از کمترین دمای برخوردار است. نتایج نشان داد که در صورت استفاده از این

شیر پیستونی، ترکیب گازی تاثیری در فشار گاز در زمان تخلیه از موتور را ندارد، در حالیکه فشار گاز در زمان ورود گاز همانند شیر سیلندری در ایستگاههای مختلف تغییر می‌کند. روند تغییرات دما در مکانیسم این شیر نیز همانند شیر سیلندری می‌باشد.



شکل ۵-۵: دمای گاز در شیر سیلندری

شکل ۵-۵: فشار گاز در شیر سیلندری

۷-۵ تاثیر نسبت فشار موتور در زمان بهینه

با توجه به بحثهای ارائه شده در بخشهای قبلی، می‌توان نتیجه گرفت که با در نظر گرفتن هندسه شیر بکار رفته جهت کنترل دبی ورودی خروجی و قید عدم برگشت جریان در موتور، باید مکانیزم حرکت شیر طوری طراحی گردد که با توجه به تغییر فشار ورودی به ایستگاه تقلیل فشار، دریچه‌ها علی‌الخصوص در زمان ورود گاز در زمانی مناسب باز و بسته شوند. در مورد شیر سیلندری، فلنجی و یونیلو می‌توان زمان باز و بسته شدن دریچه را به صورت الکترونیکی کنترل کرد. در حالیکه مابقی شیرها به دلیل شرایط هندسی باید به صورت مکانیکی کنترل گردند. در این بخش زمان بهینه باز و بسته شدن دریچه‌ها در دو فشار ورودی ۵۵ و ۴۰ بار مورد بررسی قرار گرفته است.

۸-۵ تاثیر فشار ورودی در حالت گاز واقعی

از جدول ۵-۲۳ و جدول ۵-۲۴ پیداست، با کاهش فشار گاز ورودی به ایستگاه، زمان بسته شدن هر دو دریچه ورود و خروج گاز در تمامی حالتها با تاخیر بیشتری مواجه شده است. به عنوان مثال در بخشهای قبلی اشاره گردید که زمان مناسب اتمام فرآیند ورود گاز و زمان اتمام فرآیند تخلیه در شیر سیلندری

در فشار ورودی ۷۰ بار، به ترتیب برابر ۶۶ و ۳۲۳ درجه بوده است، در حالیکه در فشار ۵۵ بار، به ترتیب برابر ۷۴ و ۳۳۱ درجه و در فشار ورودی ۴۰ بار، ۸۹ و ۳۴۳ درجه به دست آمده است. با وجود اینکه با تقلیل فشار ورودی به ایستگاه، در راندمان آگزرژی تغییر چندانی مشاهده نگردید و به صورت کلی به جز شیر سیلندری که با کاهش جزئی همراه بوده است، در باقی حالتها افزایش راندمان نتیجه گرفته شده است.

جدول ۵-۲۳: زمان بندی درجه‌ها در حالت متان به عنوان گاز واقعی در فشار ورودی ۵۵ بار

زمان بهینه و اتلاف آگزرژی						نوع شیر
η_{exe} ۸۷/۴	θ_e ۳۳۱		θ_i ۱۸۲		θ_0 ۷۴	سیلندری
η_{exe} ۸۴/۹	θ_e ۳۲۱	θ_2 ۲۸۶	θ_1 ۱۴۴	θ_i ۱۰۹	θ_0 ۷۰	فلنجی
η_{exe} ۷۷/۳	θ_{ae} ۳۲۱	θ_{ai} ۲۳۸	θ_{me} ۲۵۷	θ_{mi} ۱۰۳	θ_0 ۸۳	یونیفلو
η_{exe} ۷۴/۳		S_l ۲۷		θ_c ۱۰۸		پیستونی
		۱۴		۱۰۸		کشویی

جدول ۵-۲۴: زمان بندی درجه‌ها در حالت متان به عنوان گاز واقعی در فشار ورودی ۴۰ بار

زمان بهینه و اتلاف آگزرژی						نوع شیر
η_{exe} ۸۶/۷	θ_e ۳۴۳		θ_i ۱۷۸		θ_0 ۸۹	سیلندری
η_{exe} ۸۴/۹	θ_e ۳۲۹	θ_2 ۲۹۰	θ_1 ۱۴۸	θ_i ۱۰۹	θ_0 ۷۸	فلنجی
η_{exe} ۷۹	θ_{ae} ۳۲۹	θ_{ai} ۲۳۸	θ_{me} ۲۵۶	θ_{mi} ۱۰۴	θ_0 ۹۱	یونیفلو
η_{exe} ۷۶/۳		S_l ۲۷		θ_c ۱۲۰		پیستونی
		۱۳		۱۲۱		کشویی

اما در مورد توان اندیکاتور همانطور که از جدول ۵-۲۵ پیداست، کاهش چشمگیری در تولید توان توسط موتور انبساطی در صورت کاهش فشار ورودی پدید خواهد آمد، تا آنجا که مثلا در شیر سیلندری در فشار ورودی ۴۰ بار نسبت به فشار ۷۰ بار، تا ۳۸ درصد توان کمتری تولید می‌شود و این خود گویای

این مطلب است که علاوه بر دبی ورودی، نسبت فشار تاثیر به سزایی در عملکرد و راندمان موتور انبساطی دارد. همچنین واضح است که با کاهش فشار اتلاف انرژی نیز کاهش خواهد یافت.

جدول ۵-۲۵: توان و اتلاف انرژی در فشار ۴۰ و ۵۵ بار

$P_s = 40 \text{ bar}$				$P_s = 55 \text{ bar}$				نوع شیر
\dot{I}_m	I	\dot{W}_{im}	\dot{W}_i	\dot{I}_m	I	\dot{W}_{im}	\dot{W}_i	
۱۹۷/۶	۸/۲	۱۳۴۴/۶	۵۶/۶	۲۲۸/۱	۹/۷	۱۷۴۲/۴	۷۶/۵	سیلندری
۲۰۱/۸	۶/۱	۱۳۴۵/۹	۴۳/۵	۲۶۴/۳	۹/۵	۱۷۱۹/۶	۶۵/۴	فلنجی
۳۰۸/۵	۱۲/۲	۱۲۶۸/۴	۵۲	۴۳۸	۲۱/۳	۱۶۰۷	۸۰/۲	یونیفلو
۳۶۱/۳	۲۱	۱۲۲۶/۶	۷۲/۸	۵۱۶	۳۵/۷	۱۵۵۰/۵	۱۰۸/۷	پیستونی
۳۶۷/۷	۲۱/۶	۱۲۲۱/۸	۷۳/۲	۵۱۶/۵	۳۵/۸	۱۵۵۰/۴	۱۰۹/۱	کشویی

۵-۹ تاثیر فشار ورودی در حالت گاز ایده آل

جدول ۵-۲۶ و جدول ۵-۲۷ نیز نشان دهنده تاثیر فشار ورودی به ایستگاه تقلیل فشار در زمان بهینه باز و بسته شدن دریچه‌ها در حالت ایده آل بودن گاز می باشد. نتایج این حالت نیز همانند حالت واقعی می باشد.

جدول ۵-۲۶: زمان بندی دریچه‌ها در حالت متان به عنوان گاز ایده آل در فشار ورودی ۵۵ بار

زمان بهینه و اتلاف انرژی							نوع شیر
\dot{W}_i	η_{exe}	θ_e	θ_i	θ_0			سیلندری
۷۲/۵	۹۶/۶	۳۲۳	۱۸۶	۷۳			
\dot{W}_i	η_{exe}	θ_e	θ_2	θ_1	θ_i	θ_0	فلنجی
۵۷/۵	۹۵/۳	۳۲۰	۲۸۸	۱۳۶	۱۰۴	۶۴	
\dot{W}_i	η_{exe}	θ_{ae}	θ_{ai}	θ_{me}	θ_{mi}	θ_0	یونیفلو
۷۹	۸۶/۷	۳۲۱	۲۴۰	۲۵۸	۱۰۲	۸۱	
\dot{W}_i	η_{exe}	S_i				θ_c	پیستونی
۱۰۸	۸۳/۱	۲۳				۱۰۸	
۱۰۵	۸۳/۴	۱۱				۱۰۷	کشویی

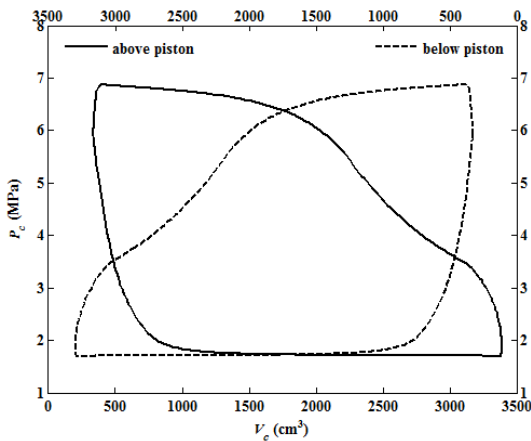
جدول ۵-۲۷: زمان بندی دریاچه‌ها در حالت متان به عنوان گاز ایده‌ال در فشار ورودی ۴۰ بار

زمان بهینه و اتلاف انرژی							نوع شیر
W_i	η_{exe}	θ_e	θ_i	θ_0			سیلندری
۵۴/۵	۹۶/۳	۳۳۲	۱۸۴	۸۹			
W_i	η_{exe}	θ_e	θ_2	θ_1	θ_i	θ_0	فلنجی
۴۲/۳	۹۵/۵	۳۳۰	۲۹۲	۱۴۴	۱۰۶	۷۶	
W_i	η_{exe}	θ_{ae}	θ_{ai}	θ_{me}	θ_{mi}	θ_0	یونیفلو
۵۲/۶	۸۸/۷	۳۳۰	۲۳۹	۲۵۶	۱۰۴	۹۱	
W_i	η_{exe}	S_l		θ_c			پیستونی
۷۳/۷	۸۵/۳	۲۳		۱۲۲			
۷۳/۲	۸۵/۳	۱۱		۱۲۲			کشویی

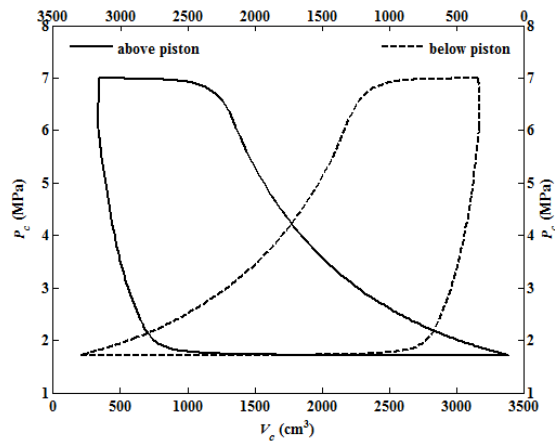
۵-۱۰ موتور دو طرفه

در حالت دو طرفه برخلاف حالت یک طرفه، از هر دو سمت پیستون برای ورود و خروج گاز و تولید توان استفاده می‌شود. در موتور یک طرفه در سمتی که برای تولید توان مورد استفاده قرار نمی‌گیرد، فشار محیط در برابر حرکت پیستون مقاومت می‌کند، در حالیکه در موتور دو طرفه در سمت دیگر نیز فشار گاز موجود است و بدیهی است که با فشار گاز سمت مخالف متفاوت است. به عبارتی می‌توان بیان کرد که توان تولیدی در صورت استفاده از هر دو طرف سیلندر تقریباً دو برابر حالتی است که از یک طرف سیلندر برای تولید توان استفاده می‌شود. حجم دو طرف پیستون نیز به اندازه حجم میل پیستون با یکدیگر تفاوت دارد که در این تحقیق قطر میل پیستون برابر ۳ سانتیمتر در نظر گرفته شده است. در موتور دو طرفه با شیر سیلندری، زمانیکه فرآیند ورود گاز بالای پیستون شکل می‌گیرد، در سمت دیگر شروع فرآیند تخلیه می‌باشد. در این حالت همانطور که در بخشهای قبلی اشاره شد، زمان شروع فرآیند تخلیه تأثیری در عملکرد موتور نداشت. به همین دلیل برای شبیه‌سازی حالت دو طرفه در شیر سیلندری، شروع زمان تخلیه گاز برابر ۱۸۰ درجه برای هر دو طرف سیلندر در نظر گرفته شده است. در مورد شیر پیستونی و کشویی زمان باز و بسته شدن دریاچه‌ها در هر دو طرف یکسان است. مثلاً چنانچه در ۱۰۰ مین درجه فرآیند ورود گاز برای بالای پیستون به اتمام می‌رسد، در پایین پیستون نیز به همین ترتیب است و همچنین زمان باز و بسته شدن دریاچه برای تخلیه نیز چنانچه برای بالای

پیستون ۱۴۰ درجه باشد، برای پایین پیستون برابر ۳۲۰ درجه چرخش میل لنگ خواهد بود. در شکل ۵۴-۵ و شکل ۵۵-۵، نمونه نمودار اندیکاتور دو طرف پیستون در موتور با شیر سیلندری و شیر پیستونی آورده شده است که در این نمودارها محور افقی بالای این نمودارها مربوط به تغییرات حجم بالای پیستون می‌باشد.

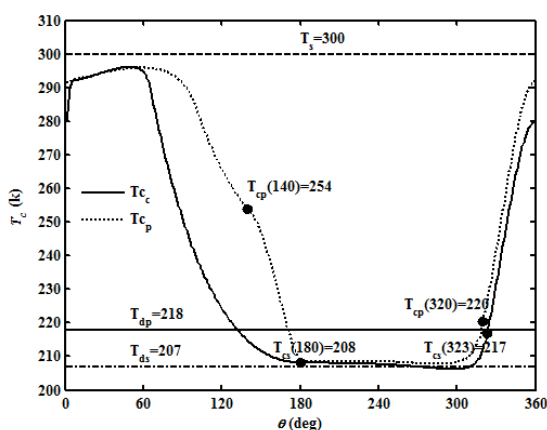


شکل ۵۵-۵: نمودار اندیکاتور موتور با شیر پیستونی

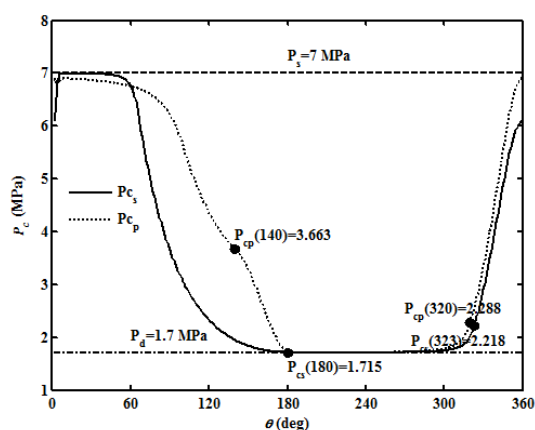


شکل ۵۴-۵: نمودار اندیکاتور موتور با شیر سیلندری

در شکل ۵۶-۵ و شکل ۵۷-۵، تغییرات فشار و دمای بالا و پایین پیستون در موتور نشان داده شده است. زیرنویس CP مربوط به شیر پیستونی و زیرنویس CS مربوط به شیر سیلندری می‌باشد. هر چند محاسبه خواص در بالا و پایین پیستون ۱۸۰ درجه با هم تغییر فاز دارند، برای مقایسه بهتر، دما و فشار دو طرف پیستون بر اساس یک زاویه لنگ ترسیم شده است. در این دو شکل پیداست که فشار و دمای گاز در شیر پیستونی در آغاز فرآیند تخلیه گاز با فشار و دمای خط تخلیه اختلاف زیادی دارد. حتی در شیر پیستونی دمای گاز در اکثر زمان فرآیند تخلیه از میانگین دمای تخلیه که ۲۱۸ درجه سانتیگراد می‌باشد کمتر است. این قضیه در مورد دما و فشار گاز در زمان ورود گاز برعکس می‌باشد، طوریکه فشار و دمای گاز در شیر پیستونی در این فرآیند به فشار و دمای خط تغذیه نزدیکتر می‌باشد. در شیر سیلندری فشار گاز درون سیلندر در شروع فرآیند ورود گاز تقریباً برابر ۶ و در شیر پیستونی برابر ۶/۹ مگا پاسکال است. دمای گاز در شروع سیکل در شیر سیلندری برابر ۲۸۰ و در شیر پیستونی برابر ۲۹۲ درجه کلوین است.



شکل ۵-۵: نمودار دمای گاز دو طرف پیستون



شکل ۵-۶: نمودار فشار گاز دو طرف پیستون

یکی از خصوصیات حالت یونیفلو این است که به دلیل کنترل بخشی از جریان خروجی گاز توسط پیستون، اندازه پیستون باید به اندازه کافی بزرگ باشد. در این حالت زمانیکه پیستون در بالاترین نقطه حرکت خود یعنی لحظه شروع فرآیند ورود گاز برای بالای پیستون قرار دارد، در واقع برای قسمت پایینی به منزله شروع به بسته شدن دریچه‌های قرار گرفته روی بدنه سیلندر اصلی می‌باشد. با توجه به زمان بندی موتور یک طرفه در حالت یونیفلو و با توجه به معادله حرکت پیستون، می‌توان به سادگی بیان کرد که در زمانیکه دریچه برای ورود گاز در ۸۳ مین درجه میل لنگ بسته می‌شود، پیستون ۵/۷۱ سانتیمتر را طی کرده است. از زاویه ۱۰۸ تا انتهای کورس پیستون که زمان شروع به بسته شدن دریچه‌های روی بدنه سیلندر اصلی می‌باشد و یا زمانی است که دریچه‌ها بطور کامل باز شده‌اند، پیستون ۳/۷۴ جابجا شده است که در واقع این اندازه نشان‌دهنده ارتفاع این دریچه‌ها می‌باشد. با توجه به محیط سیلندر و تعداد ۲۰ دریچه دور تا دور سیلندر و همچنین فرض برابر گرفتن سطح مقطع کل این دریچه‌ها با سطح مقطع دریچه‌های قرار گرفته روی سیلندر محفظه شیر، فاصله بین این دریچه‌ها ۲/۴ سانتیمتر به دست آمد.

در ادامه نتایج مربوط به موتور دو طرفه فقط در حالت فرض متان به عنوان گاز واقعی ارائه خواهد شد، زیرا تحلیل عملکرد دو طرفه با حالت یک طرفه تفاوت چندانی نمی‌کند. جدول ۵-۲۸ مقدار توان تولیدی و نرخ اتلاف انرژی کل موتور را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود مقدار توان اندیکاتور در حالت استفاده از شیر پیستونی به دلیل زیاد بودن فرآیند ورود گاز بیشتر از سایر حالتها می‌باشد، در

حالیکه مقدار توان در واحد جرم در شیر سیلندری بیشتر است. مقدار نرخ اتلاف کل در واحد جرم نشان می‌دهد که در صورت استفاده از شیر پیستونی و کشویی، موتور انبساطی عملکرد به مراتب ضعیفتری نسبت به حالت استفاده از شیر سیلندری دارد، بطوریکه در شیر پیستونی تقریباً ۲/۶ برابر شیر سیلندری نرخ اتلاف انرژی رخ داده است.

جدول ۵-۲۸: توان و نرخ اتلاف انرژی در موتور دو طرفه

نوع شیر	$\dot{W}_i (kW)$	$\dot{m} (kg/s)$	$\dot{W}_{im} (kW/kg)$	$\dot{I}_m (kW/kg)$
سیلندری	۱۷۲/۲	۱/۱۴	۱۸۹۳/۳	۴۶۸
فلنجی	۱۸۳/۶	۱/۲۶	۱۸۱۹/۵	۷۲۷
یونیفلو	۲۲۲/۶	۱/۶	۱۷۳۴/۷	۱۱۳۱/۵
پیستونی	۲۷۱	۱/۹۴	۱۷۴۱/۶	۱۲۱۴
کشویی	۲۶۸	۱/۹۲	۱۷۴۱/۴	۱۲۱۱/۲

در جدول ۵-۲۹ تاثیر منابع مختلف در میزان نرخ اتلاف انرژی ارائه شده است. با توجه به مباحث مطرح شده مربوط به اختلاف فشار و دمای گاز با خط تغذیه و خط تخلیه موتور در بخش قبل، مقادیر این جدول نشان می‌دهد که در شیر پیستونی مقدار نرخ اتلاف انرژی در زمان تخلیه گاز به مراتب بیشتر از نرخ اتلاف در زمان ورود گاز است، در حالی که در شیر سیلندری این قضیه برعکس می‌باشد. مقدار اتلاف ناشی از انتقال حرارت بین گاز درون سیلندر و دمای دیواره نیز تقریباً یکسان است. با توجه به نتایج ارائه شده در جدول ۵-۲۹ که مقدار نرخ اتلاف کل در شیر سیلندری برابر ۲۱/۳ کیلو وات در برابر ۹۴/۴ کیلو وات در شیر پیستونی و راندمان انرژی ۸۴/۳ در برابر ۷۳/۲ درصد در شیر پیستونی به دست آمده است، در نهایت می‌توان گفت که عملکرد موتور با استفاده از شیر سیلندری به مراتب مناسبتر از شیرهای دیگر است، هرچند باید توجه داشت که قطعاً هزینه ساخت موتور با این شیر بیشتر می‌باشد.

جدول ۵-۲۹: منابع اتلاف انرژی در موتور دو طرفه

نوع شیر	$\dot{I} (kW)$	$\dot{I}_s (kW)$	$\dot{I}_d (kW)$	$\dot{I}_h (kW)$	$\eta_{exe} (\%)$
سیلندری	۲۱/۳	۱۴/۸	۴/۵	۱/۵	۸۴/۳
فلنجی	۳۶/۷	۱۴/۴	۱۹/۷	۱/۶	۷۹/۳
یونیفلو	۷۲/۶	۱۷/۳	۵۵	۱/۶۴	۷۳
پیستونی	۹۴/۴	۱۶/۶	۷۶	۱/۴	۷۳/۲
کشویی	۹۳/۲	۱۶/۵	۷۴	۱/۴	۷۳/۲

۵-۱۱ تحلیل اقتصادی موتور انبساطی دو طرفه

در این بخش تحلیل اقتصادی کاربرد یک موتور انبساطی دو طرفه و زمان برگشت سرمایه نصب این سیستم در ایستگاههای تقلیل فشار گاز مورد بررسی قرار می‌گیرد. قابل ذکر است برای درک بهتر موضوع، نتایج با تحلیل اقتصادی یک توربو اکسپندر مورد مقایسه قرار گرفته است [107]. به منظور مقایسه بهتر، تمامی پارامترها نظیر نرخ تورم، نرخ تنزیل ارزش پول، قیمت فروش برق، قیمت دلار، نرخ استهلاک سیستم و هزینه‌های جانبی نصب سیستم مانند هزینه جعبه دنده، ژنراتو، اتصالات و غیره مطابق منبع [107] با توجه به داده‌های سال ۱۳۹۳ در نظر گرفته شده است. در توربو اکسپندر مورد مطالعه قرار گرفته، میزان توان تولیدی ۸۰۰ کیلووات در نظر گرفته شده که در تحقیق حاضر نیز فرض بر این گرفته شده که یک موتور ۵ سیلندره با توان تولیدی ۱۶۰ کیلووات در هر محفظه سیلندر پیستون مورد بررسی قرار گیرد. بدین منظور پارامترهای زیر برای مدل‌سازی فرآیند مالی نصب و بهره برداری از موتور باید مد نظر قرار گیرد:

مشخصات موتور: یک موتور دو طرفه ۵ سیلندره با توان تولیدی ۸۰۰ کیلووات

دوره خرید، نصب و راه اندازی: ۱۲ ماه

دوره بهره برداری: ۹ سال

نرخ تنزیل ارزش پول: مطابق نرخ بهره بانکی و اوراق مشارکت به فروش رفته بر اساس نرخ بازگشت سرمایه مربوط به صنایع نفت، گاز و پتروشیمی سال ۱۳۹۳ برابر ۲۸٪ در نظر گرفته شده است.

نرخ تورم متناسب با سال ۱۳۹۳: ۲۵٪

استهلاک: با نرخ ۴/۱۷٪ با ارزش اسقاط ۳۰٪

قیمت فروش برق: ۴۴۴۶ ریال در هر کیلووات ساعت برای ۵ سال نخست و پس از آن، ۳۵۱ ریال

(مصوبه هیات تنظیم بازار برق ایران در سال ۱۳۹۳ برای تولید برق از انرژیهای نو)

نرخ برابری ارز مبادله‌ای مطابق قیمت خرداد ماه سال ۱۳۹۳: هر دلار آمریکا ۲۵۶۰۰ ریال

۵-۱۱-۱ هزینه‌های ثابت سرمایه‌گذاری

در جدول ۳۰-۵ هزینه‌های ثابت برای خرید، نصب و بهره‌برداری از یک موتور انبساطی ۸۰۰ کیلو واتی ارائه شده است. قابل ذکر است از آنجا که هیچ اطلاع دقیقی از این موتور در اختیار نمی‌باشد و این سیستم بسیار مشابه یک کمپرسور رفت و برگشتی عمل می‌کند، بطور میدانی قیمت یک کمپرسور رفت و برگشتی ۳ سیلندره هوا برابر شش میلیون ریال گزارش شد که بر همین اساس و با مقداری ضریب اطمینان و مطابق قیمت دلار سال ۱۳۹۳، قیمت موتور محاسبه شده است.

جدول ۳۰-۵: هزینه‌های ثابت خرید و نصب موتور انبساطی	
نوع سرمایه	قیمت (ریال)
موتور انبساطی ۵ سیلندره	۱۵,۰۰۰,۰۰۰,۰۰۰
جعبه دنده	۱,۹۲۰,۰۰۰,۰۰۰
ژنراتور	۲,۳۰۴,۰۰۰,۰۰۰
اتصالات خط لوله	۵۱۲,۰۰۰,۰۰۰
هزینه‌های مهندسی	۲,۳۰۴,۰۰۰,۰۰۰
نصب تجهیزات	۲,۳۰۴,۰۰۰,۰۰۰
جمع کل	۲۴,۳۴۴,۰۰۰,۰۰۰

۵-۱۱-۲ تخمین حجم تولید و درآمد

طول دوره بهره‌برداری از این موتور ۹ سال در نظر گرفته شده است. البته می‌توان پس از این مدت از آن در موارد مشابه نظیر ایستگاههای تقلیل فشار درون شهری استفاده کرد. درآمد مربوط به سال ششم تا نهم مطابق رابطه بالا محاسبه شده است با این تفاوت که میزان برق تولیدی در مقدار ۳۵۱ ریال ضرب شده است. برای محاسبه اعداد ستون سوم از رابطه ۵-۱۵ باید استفاده شود که در آن nt میزان نرخ تنزیل را نشان می‌دهد.

$$R_{A,i+1} = \frac{R_{A,i}}{(1 + nt)^i} \quad ۱۵-۵$$

جدول ۳۱-۵ نشان‌دهنده میزان درآمد ناشی از نصب موتور می‌باشد. این داده‌ها دقیقاً داده‌های ذکر شده در منبع [107] می‌باشد. در ستون دوم داده‌ها، اعداد ردیف بعدی با حاصل ضرب عدد ردیف قبلی در

$$.766.64 = 800(1 - \frac{4.17}{100})$$

اعداد ردیف یک تا پنج ستون سوم، درآمد سالانه $R_{A,i}$ (ریال) بدون در نظر گرفتن نرخ تنزیل، به روش زیر محاسبه شده است:

$$800 (kW) * (365 * 24)hour * 4446 Rials = 3,115,756,800 Rials.$$

درآمد مربوط به سال ششم تا نهم مطابق رابطه بالا محاسبه شده است با این تفاوت که میزان برق تولیدی در مقدار ۳۵۱ ریال ضرب شده است. برای محاسبه اعداد ستون سوم از رابطه ۵-۱۵ باید استفاده شود که در آن nt میزان نرخ تنزیل را نشان می‌دهد.

$$R_{A,i+1} = \frac{R_{A,i}}{(1 + nt)^i} \quad ۱۵-۵$$

جدول ۵-۳۱: تولید سالیانه برق از موتور انبساطی

سال بهره‌برداری	توان تولیدی (کیلو وات)	درآمد سالانه $R_{A,i}$ (ریال) بدون در نظر گرفتن نرخ تنزیل	درآمد سالانه $R_{A,i}$ (ریال) با در نظر گرفتن نرخ تنزیل ۲۸٪
۱	۸۰۰	۳۱,۱۵۷,۵۶۸,۰۰۰	۳۱,۱۵۷,۵۶۸,۰۰۰
۲	۷۶۶/۶۴	۲۹,۸۵۸,۲۹۷,۴۱۴	۲۳,۳۲۶,۷۹۴,۸۵۵
۳	۷۳۴/۶۷۱۱۱۲	۲۸,۶۱۳,۲۰۶,۴۱۲	۱۷,۴۶۴,۱۱۵,۲۴۲
۴	۷۰۴/۰۳۵۳۲۶۶	۲۷,۴۲۰,۰۳۵,۷۰۵	۱۳,۰۷۴,۸۹۱,۹۰۳
۵	۶۷۴/۶۷۷۰۵۳۵	۲۶,۲۷۶,۶۲۰,۲۱۶	۹,۷۸۸,۸۰۳,۸۳۷
۶	۶۴۶/۵۴۳۰۲۰۴	۱,۹۸۷,۹۶۴,۶۱۷	۵۷۸,۵۷۳,۸۵۱/۸
۷	۶۱۹/۵۸۲۱۷۶۴	۱,۹۰۵,۰۶۶,۴۹۳	۴۳۳,۱۶۱,۹۷۰/۴
۸	۵۹۳/۷۴۵۵۹۹۷	۱,۸۲۵,۶۲۵,۲۲۰	۳۲۴,۲۹۶,۱۸۴/۶
۹	۵۶۸/۹۸۶۴۰۸۲	۱,۷۴۹,۴۹۶,۶۴۸	۲۴۲,۷۹۱,۴۳۲/۶

۵-۱۱-۳ هزینه‌های جاری

هزینه‌های بازرسی، نظارت، تعمیرات و نگهداری برابر ۱٪ کل هزینه تجهیز در نظر گرفته شده است که در این صورت بدون در نظرگیری تورم مقدار آن برابر ۲۴۳,۴۴۰,۰۰۰ ریال می‌باشد که در هر سال با توجه به نرخ تورم، مقدار آن تغییر می‌کند. داده‌های مربوط به این تحلیل در جدول ۵-۳۲ آمده است. در این محاسبات فرض شده است که قیمت برق فروشی با تورم افزایش نیابد و همچنین نرخ تورم ثابت فرض شده است. در این جدول، داده‌های ستون سوم از رابطه محاسبه شده است.

$$C_{m,i+1} = \frac{C_{m,i}}{(1 + nt)^i} (1 + tr) \quad ۱۶-۵$$

که در آن، tr نرخ تورم است.

جدول ۵-۳۲: درآمد و هزینه هر سال با در نظر گرفتن نرخ تنزیل و تورم

سال بهره‌برداری	درآمد سالانه $R_{A,i}$ (ریال) با در نظر گرفتن نرخ تنزیل ۲۸٪	هزینه نگهداری سالانه $C_{m,i}$ (ریال) با در نظر گرفتن نرخ تنزیل و تورم	سود سالانه $R_{A,i} - C_{rep}$ (ریال) با در نظر گرفتن نرخ تنزیل و تورم
۱	۳۱,۱۵۷,۵۶۸,۰۰۰	۲۴۳,۴۴۰,۰۰۰	۳۰,۹۱۴,۱۲۸,۰۰۰
۲	۲۳,۳۲۶,۷۹۴,۸۵۵	۲۳۷,۷۳۴,۳۷۵	۲۳,۰۸۹,۰۶۰,۴۸۰
۳	۱۷,۴۶۴,۱۱۵,۲۴۲	۱۸۱,۳۷۶,۹۳۴/۱	۱۷,۲۸۲,۷۳۸,۳۰۷/۹۵
۴	۱۳,۰۷۴,۸۹۱,۹۰۳	۱۰۸,۱۰۹,۰۷۷/۲	۱۲,۹۶۶,۷۸۲,۸۲۵/۷۵
۵	۹,۷۸۸,۸۰۳,۸۳۷	۵۰,۳۴۲,۲۱۲/۰۸	۹,۷۳۸,۴۶۱,۶۲۴/۹۲
۶	۵۷۸,۵۷۳,۸۵۱/۸	۱۸,۳۱۴,۳۹۰/۰۶	۵۶۰,۲۵۹,۴۶۱/۷۴
۷	۴۳۳,۱۶۱,۹۷۰/۴	۵,۲۰۵,۲۶۲/۷۳	۴۲۷,۹۵۶,۷۰۷/۶۷
۸	۳۲۴,۲۹۶,۱۸۴/۶	۱,۱۵۵,۸۰۰/۵۱	۳۲۳,۱۴۰,۳۸۴/۰۹
۹	۲۴۲,۷۹۱,۴۳۲/۶	۲۰۰,۴۹۹/۴۳	۲۴۲,۵۹۰,۹۳۳/۱۷
جمع			۹۵,۵۴۵,۱۱۸,۷۲۵

۵-۱۱-۴ محاسبه سود

چنانچه فرض شود که ۱۲ ماه نصب و راه اندازی این سیستم در یک ایستگاه تقلیل فشار گاز طول بکشد، باید میزان نرخ سود بانکی را به سرمایه اولیه اضافه کرد. بدین منظور سود نرخ بانکی برابر ۲۲٪ سال ۱۳۹۳ در نظر گرفته شده است. در نتیجه میزان سرمایه اولیه برابر مقدار زیر خواهد بود:

$$C_{c,real} = 1.22 * 24,344,000,000 = 29,699,680,000 \text{ Rials}$$

برای تحلیل اقتصادی در سال پایه، از رابطه ۵-۱۷ استفاده می‌شود:

$$R_{p,total} = -C_{c,real} + \sum (R_{A,i} - C_{rep})_i \quad ۱۷-۵$$

همانطور که بیان شد، قیمت فروش موتور استهلاک شده ۳۰٪ قیمت اولیه آن و برابر ۴,۵۰۰,۰۰۰,۰۰۰ ریال است. این مبلغ مطابق رابطه ۵-۱۸ به سال پایه بازگردد.

$$P_{eng,p} = \frac{P_{eng,f}}{(1+i)^n} \quad ۱۸-۵$$

که در این رابطه، $P_{eng,p}$ و $P_{eng,f}$ به ترتیب بیانگر قیمت کنونی و آینده موتور است. لذا می‌توان ارزش پول موتور انبساطی در سال فعلی را مطابق زیر به دست آورد:

$$P_{eng,p} = \frac{4500000000}{(1+0.28)^9} = 487,890,978 \text{ Rials}$$

در نتیجه، مقدار کل سود تبدیل یافته به سال پایه، برابر مجموع ۹۵،۵۴۵،۱۱۸،۷۲۵ و ۴۸۷،۸۹۰،۹۷۸ ریال است که باید هزینه سرمایه‌گذاری ۲۹،۶۹۹،۶۸۰،۰۰۰ از آن کسر گردد. پس می‌توان گفت طبق تحلیل‌های سال پایه، ۶۶،۳۳۳،۳۲۹،۷۰۳ ریال به ازای یک موتور انبساطی دو طرفه ۵ سیلندر پس از ۹ سال، سود نصیب سرمایه‌گذار خواهد شد. البته صرفه جویی در خریدن برق از شبکه و مصرف برق تولیدی در داخل مجموعه نیز باید مد نظر قرار گیرد.

۵-۱۱-۵ محاسبه نرخ و مدت زمان بازگشت سرمایه

محاسبه نرخ بازگشت سرمایه از رابطه ۵-۱۹ قابل محاسبه است.

$$ROR = \frac{\sum_{i=1}^m (R_{A,i} - C_{m,i})}{m \times C_{c,real}} \quad ۱۹-۵$$

با توجه به داده‌های جدول ۵-۳۲ و میزان سرمایه‌گذاری اولیه ۲۹،۶۹۹،۶۸۰،۰۰۰ ریال، بازگشت سرمایه در سال اول از بهره‌برداری صورت می‌گیرد.

$$ROR = \frac{30914128000}{1 \times 29699680000} = 1.04$$

با توجه به محاسبات انجام شده می‌توان بیان داشت که هم هزینه اولیه نصب و راه‌اندازی موتور انبساطی از سیستم‌های مشابه نظیر توربو اکسپندر کمتر بوده و هم اینکه بازگشت سرمایه موتور از توربو اکسپندر که دو سال و شش ماه است، مدت زمان کمتری می‌باشد.

۶- نتیجه گیری و پیشنهادات

۶-۱ نتیجه گیری

در این تحقیق بر اساس شبیه‌سازی ترمودینامیکی فرآیند تقلیل فشار گاز به کمک سیستم موتور انبساطی قابل نصب در ایستگاههای تقلیل فشار CGS، بهبود شرایط عملکرد این سیستم با توجه به زمان مناسب باز و بسته شدن دریچه‌های بکار رفته در شیر کنترلی مورد بررسی قرار گرفته است. بدین منظور پنج مدل روش کنترل دبی ورودی خروجی به سیلندر موتور مدل‌سازی شده است، موتور با شیر سیلندری، شیر فلنجی، حالت یونیفلو، شیر پیستونی و شیر کشویی، که سه مدل اول برای اولین بار است که مورد بررسی قرار می‌گیرد و دو مدل دیگر در صنعت موتور بخار مورد استفاده قرار گرفته است. از آنجا که تحقیقات آکادمیک و علمی در مورد این سیستم منتشر نشده است، در تحقیقات صورت گرفته در ابتدا نتایج نمودار اندیکاتور به دست آمده در این رساله با نتایج عددی و تجربی یک موتور انبساطی مورد استفاده در صنایع بخار مقایسه گردید که تطابق خوبی بین نتایج و داده‌های موجود مشاهده شد. ذکر این نکته بسیار اهمیت دارد که در موتور انبساطی مورد مطالعه از دریچه‌هایی برای ورود و خروج گاز استفاده شده است، در حالیکه در سایر موتورها از سوپاپ استفاده شده است. در این شبیه‌سازی در ابتدا برای ساده‌سازی، از متان به عنوان گاز ایده‌آل و سپس به عنوان گاز واقعی برای شبیه‌سازی موتور انبساطی یک طرفه مورد بررسی قرار گرفت. همچنین تاثیر ترکیب گازی سه پالایشگاه مختلف در زمان‌بندی مناسب موتور نیز شبیه‌سازی شد که در این شبیه‌سازی از معادله حالت AGA8 برای محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی استفاده شده است. در گام بعدی با نتایج بهینه زمان باز و بسته شدن دریچه‌ها در حالت یک طرفه که با الگوریتم ژنتیک مورد محاسبه قرار گرفت، موتور انبساطی دو طرفه مورد تحلیل قرار گرفت. برای بهینه‌سازی زمان‌بندی دریچه‌ها، راندمان انرژی که در واقع نشان‌دهنده حداقل آنتروپی تولیدی می‌باشد، به عنوان تابع هدف در الگوریتم ژنتیک قرار گرفت.

با مقایسه عملکرد پنج روش کنترل دبی، پارامترهای تاثیر گذار در عملکرد موتور انبساطی مورد بررسی قرار گرفت که مهمترین این پارامترها توان تولیدی، نرخ اتلاف انرژی و راندمان انرژی می باشد. نتایج به دست آمده از این رساله به صورت خلاصه به شرح زیر بیان می گردد:

- ✓ بررسیها نشان داد که در شیر سیلندری و پیستونی مدت زمان فرآیند ورود گاز کمتر از سه حالت دیگر می باشد. لذا می توان گفت میزان تولید توان در واحد جرم در این دو حالت بیشتر از دیگر حالتها می باشد، در حالیکه سه حالت دیگر توان اندیکاتور بیشتری را تولید می کنند.
- ✓ مقدار توان اصطکاکی در همه حالتها نیز تقریبا یکسان به دست آمد.
- ✓ مولفه مهم بعدی میزان جرم ورودی به موتور می باشد که با توجه به شرایط هندسی شیرهای مورد استفاده، این نتیجه به دست آمد که در دو حالت شیر فلنجی و حالت یونیفلو امکان ندارد در زمان خروج جرم از موتور، برگشت جریان یا همان فشار برگشتی رخ ندهد. در حالیکه در تمامی حالتها در زمان ورود گاز برگشت جریان مشاهده نشد.
- ✓ در مورد تغییرات دما و فشار این نتیجه به دست آمد که در موتور با شیر سیلندری، گاز پایین ترین مقدار دما و فشار خود را در زمان شروع فرآیند دارد. بیشترین افت فشار در پایان مرحله ورود گاز نیز در شیر پیستونی و کشویی مشاهده گردید.
- ✓ بخش مهم بعدی نتایج را می توان مربوط به منابع اتلاف انرژی و میزان نرخ اتلاف انرژی کل سیستم دانست. نتایج حاکی از آن داشت که تاثیر انتقال حرارت در اتلاف انرژی نسبت به منابع دیگر بسیار ناچیز بوده و می توان از آن صرف نظر کرد. با مقایسه دو منبع دیگر اتلاف، یعنی اتلاف ناشی از ورود و خروج جرم، این نتیجه به دست آمد که در شیر سیلندری و فلنجی، نرخ اتلاف ناشی از ورود جرم بیشتر از نرخ اتلاف ناشی از خروج جرم می باشد، در حالیکه در سه حالت دیگر قضیه برعکس می باشد.

- ✓ مقایسه راندمانها نشان داد که بیشترین انحراف از حالت آیزنتروپیک در شیر کشویی و کمترین میزان انحراف در شیر سیلندری به وجود می‌آید. در مورد راندمان اگزرژی نیز شیر سیلندری عملکردی بهتر از سایر شیرها از خود نشان داد.
- ✓ با تاثیر مدت زمان فرآیند ورود گاز مشخص گردید که در شیرهای سیلندری و فلنجی، با افزایش این پارامتر توان تولیدی در واحد جرم کاهش می‌یابد و در حالت‌های دیگر ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد که در نهایت منجر به افزایش اتلاف اگزرژی علی‌الخصوص در زمان ورود گاز می‌باشد.
- ✓ تاثیر زمان شروع فرآیند تخلیه نشان داد که بطور کلی موتور انبساطی چندان تحت تاثیر این پارامتر نخواهد بود. هر چند بطور کلی به عنوان مثال در موتور با شیر فلنجی مشاهده گردید که میزان اتلاف با به تاخیر انداختن این پارامتر کاهش می‌یابد. در این بررسیها به شرط عدم برگشت جریان نیز باید توجه کرد.
- ✓ بررسی بر روی زمان اتمام فرآیند تخلیه نیز نشان داد هر چه مدت زمان فرآیند تراکم بیشتر باشد، مقدار اتلاف کل در شیر پستونی و کشویی با کاهش چشمگیری روبرو خواهد شد و در باقی حالتها با یک روند نزولی صعودی تغییر می‌کند.
- ✓ نتایج مربوط به تاثیر پارامترهای هندسی بر روی عملکرد موتور نشان داد که k_L تاثیر چندان بر روی عملکرد موتور با شیر پیستونی و کشویی ندارد. بهترین عملکرد موتور در حجم مرده ۱۰ تا ۱۱ درصد به دست آمد. با افزایش طول شاتون، تنها در شیر سیلندری کاهش اتلاف در ورودی مشاهده شد، درحالیکه در باقی حالتها، افزایش اتلاف مشاهده گردید. اما در مورد اتلاف ناشی از خروج جرم، در تمامی حالات کاهش اتلاف نتیجه داده شد. اتلاف ناشی از تغییرات شعاع لنگ تاثیر بسزایی در اتلاف در زمان ورود گاز در شیر پیستونی و کشویی از خود نشان داد و در شیرهای دیگر بیشتر در اتلاف ناشی از خروج جرم تاثیر گذار بود. با افزایش دور موتور نیز هم افزایش توان و هم افزایش اتلاف مشاهده شد ولی راندمان اگزرژی کاهش یافت.

- ✓ پارامتر مهم دیگری که در عملکرد موتور تاثیر گذار است، نسبت فشار ناشی از تغییر کردن فشار خط تغذیه موتور می باشد. نتایج نشان داد که در نسبت فشار پایین، اتلاف انرژی در شیر پیستونی و کشویی بسیار زیاد بوده، بطوریکه نصب موتور با این شرایط اصلا مقرون به صرفه نیست. در شیر سیلندری نیز در فشار پایین مقدار توان اندیکاتور بسیار پایینی به دست آمد که می توان گفت در این حالت نیز باید موتور انبساطی برای فرآیند تقلیل فشار گاز از مدار خارج گردد.
- ✓ با مقایسه نتایج در حالت ایده آل و واقعی بودن گاز مشاهده شد که زمان بندی دریاچه ها غیر از حالت یونیفلو، تغییر چندانی نکرده است.
- ✓ تاثیر ترکیب گاز نیز نشان داد که با کاهش درصد مولی متان در ترکیب گازی، مدت زمان فرآیند ورود گاز کمتر شده و در عوض مدت زمان فرآیند تراکم بیشتر می شود.
- ✓ با توجه به همه شرایط می توان گفت که موتور باید قابلیت تغییر دادن زاویه زمان باز و بسته شدن دریاچه ها بخصوص با تغییر یافتن شرایط ورودی را داشته باشد. لذا تاثیر تغییر این پارامتر در زمان بندی نشان داد که با کاهش فشار ورودی به موتور، مدت زمان فرآیند ورود گاز به منظور دستیابی به حداکثر راندمان انرژی باید افزایش یابد.
- ✓ در صورت متغیر بودن موتور با توجه به شرایط کارکرد، موتور با شیر سیلندری از آزادی بیشتری برای این منظور برخوردار است، زیرا حالت های دیگر از هندسه پیچیده تری برخوردارند.
- ✓ بطور کلی می توان گفت که شیر سیلندری بیشترین راندمان و توان تولیدی را نسبت به دیگر شیرها دارد، اما باید هزینه ساخت آن نیز مد نظر قرار گیرد که به طور یقین نسبت به سایر حالتها از هزینه بیشتری برخوردار است.

۶-۲ پیشنهادات

در انجام این رساله تمام اجزاء یک موتور انبساطی مورد بررسی قرار نگرفته است که در آینده می‌تواند با تحقیقات بیشتر مد نظر قرار گیرد. از جمله مواردی که می‌توان از آن به عنوان پیشنهاد برای کارهای آینده نام برد عبارت است از:

- ساخت یک نمونه موتور انبساطی با یک یا دو هندسه از شیرهای مورد مطالعه قرار گرفته
- انجام تحقیقات تجربی بر روی موتور انبساطی ساخته شده
- تهیه یک نرم افزار برای پیدا کردن دیاگرام مشخصه موتور برای کارکرد بهینه در هر هندسه و شرایطی.

فهرست منابع

- [۱] حمیده شیخانی، یحیی محمدی باجگیران، "نسل جدید ایستگاههای تقلیل فشار"، در کنفرانس سراسری بهینه سازی مصرف انرژی، مشهد، انجمن مهندسين برق و الکترونیک ایران (شاخه خراسان)، ۱۳۸۶.
- [2] D. Watson and G. Sorge, "System and method of use of expansion engine to increase overall fuel efficiency". U.S. Patent Patent 272-932 B2, 2007.
- [3] "http://www.agkkk.de," [Online].
- [4] "www.energy.ca.gov/naturalgas_research/documents/2004-10-24_500-04-085CM-APB.PDF" [Online].
- [۵] سعید رستگار، سیف الله سعدالدین، "تحلیل انرژی در ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی دروازه شهری"، مدل سازی در مهندسی، جلد ۸، شماره ۲۲، صفحه ۱۳-۲۰، پاییز ۱۳۸۹.
- [۶] شاهرخ شاه حسینی، عصمت گریوانی، "مدل سازی ایستگاه تقلیل فشار گاز و بررسی شرایط تشکیل هیدرات گاز طبیعی"، در اولین همایش ملی توسعه تکنولوژی در صنایع نفت، گاز و پتروشیمی، اهواز، موسسه علمی نفت پژوهان جنوب، ۱۳۸۹.
- [۷] 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"، در اولین همایش ملی هیدرات گازی ایران، تهران، دانشگاه صنعتی شریف، انجمن مهندسی شیمی ایران، ۱۳۹۰.
- [8] M. Farzaneh-Gord, J. Magrebi, "Exergy of natural gas flow in Iran's natural gas fields", *International Journal of Exergy*, vol. 6, pp. 131-142., 2009.
- [9] Jaroslav Poživil, "Use of Expansion Turbines in Natural Gas Pressure Reduction Stations", *Acta Montan. Slovaca*, vol. 9, no. 3, pp. 258-260, 2004.
- [10] H. Daneshi, Z. Khorashadi, C. Lotfjou Choobari, "Turboexpander as a distributed generator", power and energy Society General Meeting-Conversion and Delivery of electrical energy in the 21st Century, 2008.
- [11] H. Bloch and C. Soares, "Turbo expanders & Process Applications", Gulf Professional Publishing, 2001.
- [12] Abbas Zabihi, Majid Taghizadeh, "Feasibility study on energy recovery at Sari-Akand city gate station using turboexpander", *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vols. 35, part A, p. 152-159, September 2016.
- [13] Shoaib Khanmohammadi, Pouria Ahmadi, Kazem Atashkari, Ramin Kouhi Kamali, "Design and Optimization of an Integrated System to Recover Energy from a Gas Pressure Reduction Station", in *Progress in Clean Energy*, Volume 1, Springer International Publishing, 2015, pp. 89-107.
- [14] E. Ardali and E. Heybatian, "Energy Regeneration in Natural Gas Pressure Reduction Stations by Use of Gas Turbo-Expander; Evaluation of Available Potential in Iran", in *24th world gas conference*, Buenos Aires, Argentina, 5-9 October 2009.
- [15] Mansoor, S. and Mansoor, A., "Power Generation Opportunities in Bangladesh from Gas Pressure Reducing Stations", in 3rd International Conference on Electrical & Computer Engineering, P: 28-30, 2004.
- [16] Unar, I.N., Soomro, S.A., Aziz, S., Memon, A.R., and Qureshi, K.M, "Promising Technology of Pressure into Power: A Case Study of Pressure into Power Approach in Gas Transmission Lines in Pakistan", *Springer Vienna*, pp. 99-109, 2012.
- [17] "www.state.nj.us/bpu/cleanenergy/kemaA-F.pdf" [Online].
- [18] Rheuban, J., "Turbo expanders: Harnessing the Hidden Potential of Our Natural Gas Distribution System", March 9th, 2009.
- [19] A. Mirandola and L. Minca, "Energy Recovery by Expansion of High Pressure Natural Gas", in *Proc. of the 21st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, Aug. 25-29, 1986.
- [20] A. Mirandola and A. Macor, "Experimental Analysis of an Energy Recovery Plant by Expansion of Natural Gas", in *Proc. of the 23rd Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, July 31-Aug. 5, 1988.

- [21] Ebrahim Khalili, "Energy Regeneration in Natural Gas Pressure Reduction Stations by Use of Gas Turbo Expander", in *2nd Iranian Pipe and Pipeline Conference*, 1388.
- [22] M. Farzaneh-Gord; M. Sadi, "Enhancing energy output in Iran's natural gas pressure drop stations by cogeneration", *Journal of the Energy Institute*, vol. 81, no. 4, pp. 191-196, 2008.
- [۲۳] بهروز میرزایی ضیاپور، اسماعیل اقبالی اصل، "تولید توان در ایستگاههای تقلیل فشار گاز با استفاده از انرژی زمین گرمایی و پتانسیل فشار گاز"، در *سومین کنفرانس تخصصی ترمودینامیک*.
- [۲۴] محمود فرزانه گرد، افتخاری، منطری، "استفاده از ایستگاههای تقلیل فشار گاز طبیعی برای تولید برق و تبرید"، در *ششمین همایش ملی انرژی*، ۱۳۸۶.
- [۲۵] واحد محبوب، عباس مهربانی، مجیدرضا مرادی، ارجمند حشمتی، "شبیه سازی و تحلیل اقتصادی استفاده از توربین در ایستگاههای تقلیل فشار گاز جهت استحصال انرژی"، در *یازدهمین کنگره ملی مهندسی شیمی ایران*، تهران، دانشگاه تربیت مدرس، ۱۳۸۵.
- [26] Seresht, Ramin Taheri; Jalalabadi, Hassan Khodaei; Rashidian, Babak, "RETROFIT OF TEHRAN CITY GATE STATION (C.G.S.NO.2) BY USING TURBOEXPANDER", in *Thirty-second Industrial Energy Technology Conference*, New Orleans, LA, May 19-22, 2010..
- [۲۷] بعنونی، قاسمیور، "تحلیل و شبیه سازی تولید توان و تبرید از ایستگاههای تقلیل فشار گاز"، در *هفتمین همایش ملی انرژی*، ۱۳۸۸.
- [۲۸] آبتین عطایی، اصغر حکیمی، مرتضی خلجی اسدی، محمد حسن پنجه شاهی، "امکان سنجی فنی و اقتصادی نصب توربین انبساطی در نیروگاه حرارتی"، در *بیست و دومین کنفرانس بین المللی برق*، ۲۰۰۷.
- [۲۹] حسن رستگار، مهدی طالبیان جلودار، آرمین آرامش، "امکان سنجی و آنالیز حساسیت استحصال توان از توربین انبساطی در یک مجتمع پتروشیمی"، در *سومین کنفرانس بین المللی رویکردهای نوین در نگهداشت انرژی*، تهران، ۱۳۹۲.
- [30] N. Z. Rezaie, M. Saffar-Avval, "Feasibility Study of Turbo expander Installation in City Gate Station", in *presented at the THE 25TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS*, PERUGIA, ITALY, JUNE 26-29, 2012.
- [31] M. Gorji-Bandpy, V. Ebrahimiyan, "Exergoeconomic Analysis of Gas Turbine Power Plants", *International Journal of Exergy*, vol. 7, no. 1, pp. 57-67, 2006.
- [32] W. Qiangn, Y. Li Yanzhongz, X. Chen, "Exergy analysis of liquefied natural gas cold energy recovering cycles", *International Journal of Energy Research*, vol. 29, pp. 65-78, 2005.
- [33] D. Shimin, J. Hongguang, C. Ruixian, L. Rumou, "Novel cogeneration power system with liquefied natural gas (LNG) cryogenic exergy utilization", *Energy*, vol. 29, no. 4, p. 497-512, March 2004.
- [34] Mehmet Alparslan Neseli, Onder Ozgener, Leyla Ozgener, "Energy and exergy analysis of electricity generation from natural gas pressure reducing stations", *Energy Conversion and Management*, vol. 93, p. 109-120, 15 March 2015.
- [35] M. Farzaneh-Gord, Sh. Hashemi, M. Sadi, "Energy destruction in Iran's natural gas pipe line network", *Energy Exploration & Exploitation*, vol. 25, pp. 1-10, 2007.
- [36] M. Farzaneh-Gord, M. Deymi Dasht-bayaz, "Recoverable energy in natural gas pressure drop stations: a case study of the Khangiran gas refinery", *Energy Exploration & Exploitation*, vol. 26, pp. 71-82, 2008.
- [37] W. Kostowski, "The possibility of energy generation within the conventional natural gas transport system", *Strojarstvo*, vol. 52, no. 4, pp. 429-440, 2010.
- [38] M. Dehli, "concepts of gas expansion at high temperature", in *MECC Maastricht*, Netherland, 28 - 30 January 1997.
- [39] M. Farzaneh-Gord, S. Izadi, M. Deymi-Dashtebayaz, Seyed Iman Pishbin, Hamideh Sheikhani, "Optimizing natural gas reciprocating expansion engines for Town Border pressure reduction stations based on AGA8 equation of state", *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, vol. 26, pp. 6-17, 2015.

- [40] S. Eckard and R. Brooks, "Design of Reciprocating Single Cylinder Expanders for Steam", October 1973.
- [41] Radivoje, B. PEŠIĆ; Aleksandar, Lj.DAVINIC; Snezana, D. PETKOVIC; Dragan, S. TARANOVIC; Danijela, M. MILORADOVIC, "SPECTS OF VOLUMETRIC EFFICIENCY MEASUREMENT FOR RECIPROCATING ENGINES", *THERMAL SCIENCE*, vol. 17, no. 1, pp. 35-48, 2013.
- [42] B. Watson, "Dresser Industries, Waukesha, Wiscon", 05/07/2004.
- [43] Heing P Bloch, John J. Hoefiner, "Design and materials for reciprocating compressor components", Houston: Gulf Publishing Company, April 1992.
- [44] G. Bisio, "Thermodynamic analysis of the use of pressure exergy of natural gas", *journal of exergy*, vol. 20, pp. 161-167, 1995.
- [۴۵] محمد حسن خوش گفتار منش، مجید رزاقی، سید مصطفی حسینعلی پور، علی شیرازی، "مدلسازی ترمودینامیکی کمپرسور ایستگاه تقویت فشار گاز بیجار"، *دراولین کنفرانس نفت، گاز، پتروشیمی و نیروگاهی*، مرکز همایشهای بین المللی هتل المپیک تهران، ۳۱ خرداد ۹۱.
- [۴۶] مسعود برومند، محسن سرگلزایی، ابوالقاسم مسگرپور طوسی، "بهینه‌سازی تحلیل یک بعدی یک مرحله کمپرسور محوری به کمک الگوریتم ژنتیک"، *در دهمین کنفرانس انجمن هوا فضای ایران*، تهران، دانشگاه تربیت مدرس، ۱۰-۱۲ اسفند ۸۹.
- [47] Mahmood Farzaneh-Gord; Amir Niazmand; Mahdi Deymi-Dashtebayaz; Hamid Reza Rahbari, "Thermodynamic analysis of natural gas reciprocating compressors based on real and ideal gas models", *International Journal of Refrigeration*, vol. 56, p. 186–197, 24 November August 2015.
- [48] Stouffs P., Tazerout M., Wauters P., "Thermodynamic analysis of reciprocating compressors", *International Thermodynamic Science*, vol. 40, pp. 52-66, 2000.
- [49] W. Soedel, "Introduction to computer simulation displacement type compressors", Purdue University Short Courses, USA, 1972.
- [50] R. Prakash, R. Singh, "Mathematical modelling and simulation of refrigerating compressors", in *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference*, Purdue, USA, pp. 274-285., 1974.
- [51] J.M. Corberan, J. Gonzalvez, J.F. Urchueguá, A. Calas, "Modelling of refrigeration piston compressors", in *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference*, Purdue, USA, pp. 571-578, 2000.
- [52] C.D. Perez-Segarra, J. Rigola, M. Soria, A. Oliva, "Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors", *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, p. 579–593, 8 January 2005.
- [53] Castaing-Lasvignottes J., Gibout S., "Dynamic simulation of reciprocating refrigeration compressors and experimental validation", *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, pp. 381-389, 2010.
- [54] Winandy E., Saavedra O., Lebrun J., "Simplified modeling of an open-type reciprocating compressor", *International Journal of Science*, vol. 41, pp. 183-192, 2002.
- [55] M. Farzaneh Gord, A. Niazmand, M. Deymi-Dashtebayaz, "optimization reciprocating air compressor design parameters based on first law analysis", *U.P.B. Sci. Bull., Series D*, vol. 75, no. 4, 2013.
- [56] Cezar O.R. Negrao, Raul H. Erthal, Diogo E.V. Andrade, Luciana Wasnievski da Silva, "semi-empirical model for the unsteady-state simulation of reciprocating compressors for household refrigeration applications", *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 1114-1124, 2011.
- [57] J.A. McGovern, S. Harte, "An exergy method for compressor performance analysis", *international of Journal Refregeration*, vol. 18, no. 6, pp. 421-433, 1995.
- [58] J.A. McGovern, S. Harte, "Computer Simulation of Exergy Destruction within a Reciprocating Compressor", in *International Compressor Engineering Conference*, Purdue, 1992.
- [59] T. Armaghani, S.A.R. Sahebi, H. Goodarziyan, "The first law simulation and second law analysis of a typical reciprocating air compressor", *Indian Journal of Science and Technology*, vol. 5, no. 3, pp. 2390-2395, May 2012.

- [60] C. Aprea, R. Mastrullo, C. Renno, "Determination of the compressor optimal working conditions", *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 1191-1197, 2009.
- [61] AGA8-DC92 EoS, "Compressibility and super compressibility for natural gas and other hydrocarbon gases", Committee Report No. 8, AGA Catalog No. XQ 1285, Arlington, VA, 1992.
- [62] "ISO-12213-2. Natural gas- Calculation of compression factor-Part 2: Calculation using molar-composition analysis", 1997(E).
- [63] M. Farzaneh-Gord, A. Khamforoush, Sh. Hashemi, H. Pourkhadem Namin, "Computing Thermal Properties of Natural Gas by Utilizing AGA8 Equation of State", *international journal of chemistry engineering applied*, vol. 1, no. 1, pp. 20-24, 2010.
- [64] J.F. Estela-Urbe, A. De Mondoza, J.P.E. Trusler, "Extended corresponding states model for fluids and fluid mixtures II. Application to mixtures and natural gas systems", *Fluid Phase Equilibrium*, vol. 216, pp. 29-84, 2004.
- [65] J.F. Estela-Urbe, J.P.E. Trusler, "Extended corresponding states equation of state for natural gas systems", *Fluid Phase Equilibrium*, Vols. 183-184, pp. 21-29, 2001.
- [66] I. Marić, "The Joule–Thomson effect in natural gas flow-rate measurements", *Flow Measurement and Instrumentation*, vol. 16, p. 387–395, 2005.
- [67] I. Marić, "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. 18, pp. 18–26, 2007.
- [68] Marić I., Galović A., Šmuc T., "Calculation of Natural Gas Isentropic Exponent", *Flow Measurement Instrument*, vol. 16, no. 1, pp. 13-20, 2005.
- [69] M. Farzaneh-Gord, H.R. Rahbari, "Numerical procedures for natural gas accurate thermodynamics properties calculation", *Journal of Engineer Thermophys*, vol. 21, no. 4, p. 213–234, 2012.
- [70] I. Marić, "Derivation of natural gas isentropic exponent from AGA-8 equation of state", *Strojarsvo*, vol. 39, pp. 27-32, 1997.
- [71] Kh. Nasrifar, O. Bolland, "Prediction of thermodynamic properties of natural gas mixtures using 10 equations of state including a new cubic two-constant equation of state", *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 51, no. 3-4, pp. 253-266, 2006.
- [72] W. Zhou, J. Kim, "Optimal Sizing of the Discharge Port Area of a Reciprocating Compressor Utilizing Computer Simulation Technique", in *International Compressor Engineering Conference*, P: 37-41, Purdue University, 1996.
- [73] R. Shaffer, W. Lee, "Energy Consumption in Hermetic Refrigerator Compressors", in *Proceeding of Purdue Compressor Technology Conference*, P: 111-115, Purdue University, 1976.
- [74] O. F. M. El-Mahdy, M. E. Hassan Ahmed, S. Metwalli, "Computer aided optimization of natural gas pipe networks using genetic algorithm", *Applied Soft Computing*, vol. 10, pp. 1141-1150, 2010.
- [75] S. Sanaye, A. Mohammadi Nasab, "Modeling and optimizing a CHP system for natural gas pressure reduction plant", *Energy*, vol. 40, pp. 358-369, 2012.
- [76] YUEHONG BI, LINGEN CHEN, FENGRUI SUN, "Exergetic efficiency optimization for an irreversible heat pump working on reversed Brayton cycle", *Journal of physics*, vol. 74, no. 3, pp. 351-363, March 2010.
- [77] Alexandru DOBROVICESCU, Dorin STANCIU, Elena Eugenia VASILESCU, Ion OPREA, "ANALYSIS OF THE REAL BEHAVIOR AND OPTIMIZATION OF GAS TURBINE CYCLES", *U.P.B. Sci. Bull., Series D*, vol. 70, no. 3, pp. 103-116, 2008.
- [78] A. Pellegrino, F. Villecco, "Design Optimization of a Natural Gas Substation with Intensification of the Energy Cycle", *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2010, 2010.
- [79] A.J.W.H. Vissers, "Port size, geometry and layout design in a Two-Stroke Engine", Eindhoven University of Technology, Master's thesis, Eindhoven, the Netherlands, August 2007.
- [80] Douglas A. Kerr, P.E., "Principles of Steam Locomotive Valve Systems", April 27, 2011.

- [81] W. B. Hall. F R Eng., F.I.Mech.E., "predicting locomotive performance".
- [82] Mabie, H.H.; Reinholtz, C.F., *Mechanics and Dynamics of Machinery*, 4th Edition ed., John Wiley and Sons, Inc., 1987.
- [83] A. Shapiro, *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*, New York: I. Wiley, 1953.
- [84] Oosthuizen, P.H.; Carscallen, W.E., *Compressible Fluid Flow*, McGraw-Hill, 1997.
- [85] W. Soedel, *Sound and Vibrations of Positive Displacement Compressors*, CRC Press, 2007.
- [86] S. Lee, "First law analysis of unsteady processes with application to charging process and a reciprocating compressor," 1983.
- [۸۷] محمود فرزانه گرد، امیر نیازمند، "شبیه‌سازی ترمودینامیکی کمپرسورهای رفت و برگشتی سی ان جی"، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، ۱۳۹۰.
- [88] H. Faulkner, "an investigation of instantaneous heat transfer during compression and expansion in reciprocating gas handling equipment", May 1983.
- [89] K. Wark, *Thermodynamics*, 3rd edition ed., New York, ed. 1977.
- [90] Annand, W.J.D., "Heat Transfer in the cylinder of Reciprocating Internal Combustion Engine", *Proc. Of Instn. Mech. Engrs.*, vol. 177, no. 36, pp. 973-990, 1963.
- [91] G. Eichelberg, "Some New Investigation on Old Combustion Engine Problems", *Engineering*, vol. 148, pp. 463-466, 1939.
- [92] T. LeFeuvre, P. Myers and O. Uyehara, "Experimental Instantaneous Heat Fluxes in a Diesel Engine and their Correlation", 1969.
- [93] R. Adair, E. Qvale and J. Pearson, "Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors", in *International Compressor Engineering Conference, Paper 86*, 1972.
- [94] H. Hassan, "Unsteady Heat Transfer in a Motored I.C. Engine Cylinder", *Proc. Of Instn. Mech. Engrs.*, vol. 185, pp. 1139-1147, 1971.
- [95] G. Hohenberg, "Advanced Approaches for heat Transfer Calculations", 1979.
- [96] Qu M., Abdelaziz O., Yin H. , "New configurations of a heat recovery absorption heat pump integrated with a natural gas boiler for boiler efficiency improvement", *Energy Conversion Management*, vol. 87, pp. 175-184, 2014.
- [97] Chapra, R. P. and S. C., *Numerical method for engineers*, McGraw -Hill, 2005.
- [98] W. D. E, *Advanced Thermodynamics for Engineers*, A member of the Hodder Headline Group, 1997.
- [99] D. 801, "Evaluated standard thermophysical property values," 2004.
- [100] G. A, Š. T and M. I, "Calculation of natural gas isentropic exponent", *Flow Measurement and Instrumentation*, vol. 16, no. 1, p. 13-20, 2005.
- [۱۰۱] محمود فرزانه گرد، حمیدرضا رهبری، "محاسبه آنتروپی و آنتالپی مخلوط گاز طبیعی و کاربرد آنها در فرآیندهای انتقال گاز طبیعی"، در نوزدهمین همایش سالانه مهندسی مکانیک، بیرجند، ۲۰-۲۲ اردیبهشت ۹۰.
- [102] T. Herron, "Design, Modeling and Performance of Miniature Reciprocating Expander for a Heat Actuated Heat Pump", 2004.
- [103] D.E. Goldberg, *Genetic algorithms in search, optimization and machine learning*, Addison Wesley, 1989.
- [104] S. Garcia, "Experimental design optimization and thermophysical parameter estimation of composite materials using genetic algorithms", Ph.D. thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, 1999.

[۱۰۵] علیرضا ایمانی، "تخمین همزمان ضریب هدایت حرارتی و ظرفیت گرمایی ویژه وابسته به دما به روش الگوریتم ژنتیک با استفاده از مساله انتقال حرارت معکوس"، پایان نامه کارشناسی ارشد (تبدیل انرژی)، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه مازندران، بابل، ۱۳۸۳.

Abstract

Due to the enormous wasted energy in natural gas pressure reduction stations, using of systems such as expansion engine which is a reciprocating engine without any ignition, to energy recovering for electricity generation, is very applicable. Expansion engine works in contrary with reciprocating compressors and instead of valves, ports are used to inlet and outlet the gas. For controlling these ports, five valve configurations have been modeled, cylinder, flange, uniflow, piston and slide valve. First three valves have been modeled for the first time in this these, but last two valves have been used in steam engines. In this study which its main purpose is the simulation and optimization optimum opening/closure timing of ports, firstly all geometrical parameters such as port dimensions, pistons' diameter and course, connecting rod length, crank radius and so on, have been optimized for the single acting expansion engine in Matlab software, and then simulation has been done on double acting case. For this purpose, with assumption of methane as an ideal and a real gas, opening/closure timing of inlet and outlet ports has been optimized due to maximize the exergy efficiency which is the main goal of this thesis. Genetic Algorithm and AGA8 equation of state have been used for optimization and calculating natural gas properties, respectively. Then, the effect of gas compositions and inlet pressure on achieving optimum port timing have been studied. Results showed that according to maximum amount of power generation and exergy efficiency, engine with cylinder valve has the best performance. It has been achieved that if ports have been modeled time variable, engine will show better performance. Results indicated that in cylinder and flange valves, the greatest lost of exergy is the result of admission process, while exergy lost due to exhaust process has the main role in other valve configurations.

Key words: gas pressure reduction, expansion engine, optimization, genetic algorithm, power, exergy efficiency.



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

Ph.D. Thesis in Energy Conversion Engineering

Double Acting Reciprocating Expansion Engine Based on Irreversibility's Component Minimization

By: Mohsen Jannatabadi

Supervisor

Mahmood Farzaneh Gord

January 2017