





دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مکانیک

گروه سیالات

پایان نامه کارشناسی ارشد با موضوع

شبیه‌سازی ترمودینامیکی کمپرسورهای رفت و برگشتی CNG

امیر نیازمند

استاد راهنما :

دکتر محمود فرزانه کرد

استاد مشاور :

مهدی دیمی دشت بیاض

بهمن ۱۳۹۰

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک

گرایش تبدیل انرژی

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای امیر نیازمند

تحت عنوان :

"شبیه‌سازی ترمودینامیکی کمپرسورهای رفت و برگشتی CNG"

در تاریخ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد مورد ارزیابی و با درجه

..... مورد پذیرش قرار گرفت.

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتید راهنما
	نام و نام خانوادگی : مهدی دیمی دشت بیاض		نام و نام خانوادگی : دکتر فرزانه گرد
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی : دکتر کیهانی دکتر شاهمردان

اینجانب امیر نیازمند دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه: " شبیه سازی ترمودینامیکی کمپرسورهای رفت و برگشتی CNG " تحت راهنمایی دکتر محمود فرزانه گرد مقدم متعهد می شوم:

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تا کنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق 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 تاثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که از موجودات زنده (یا بافت های 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 اخلاقی رعایت شده است.

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

تقدیم به:

پدر و مادر
❖

فداکار و خانواده مهربانم

تشکر و سپاس

بدینوسیله بر خود لازم میدانم که از زحمات بی دریغ و دلسوزانه‌ی استاد ارجمندم آقای دکتر محمود فرزانه گرد و استاد مشاورم آقای مهندس مهدی دیمی دشت بیاض که در انجام مراحل مختلف این پایان نامه همواره حقیر را مورد لطف و راهنمایی‌های خود قرار دادند سپاسگزاری نمایم.

همچنین از جناب آقایان مهندس حمید رضا رهبری و مهندس محمد افکن پور دوستان خوب و بزرگوارم جهت زحمات بی دریغ و بی‌شائبه‌ای که در این تحقیق داشته‌اند کمال تشکر را دارم.

برخود لازم میدانم که از تمامی اساتید، دوستان و بزرگوارانی که در طول مدت تحصیل خود از محضر گراندیشان کسب علم و تجربه نمودم صمیمانه تشکر نموده از درگاه پروردگار یکتا برایشان موفقیت و شادکامی آرزو کنم.

این پروژه از حمایت مالی شرکت ملی پالایش و پخش فرآورده‌های نفتی ایران برخوردار بوده است که بدینوسیله محقق مراتب تشکر و قدردانی خود را ابراز می‌دارد.

چکیده

با توجه به تولید روز افزون خودرو و در پی آن افزایش مصرف انرژی بخصوص دو فرآورده بنزین و گازوئیل و نیز بحران آلودگی هوا و هزینه‌های سنگین جهت پالایش و واردات این دو فرآورده و سایر عوامل سیاسی ناشی از تحریم‌ها، مسئولان و صاحب‌نظران بخش انرژی به فکر سوختی جایگزین برای این دو فرآورده شدند. با توجه به اینکه کشور ایران با دارا بودن ۱۶ درصد از ذخایر گاز طبیعی در رتبه دوم این ذخایر در سطح جهان قرار دارد، بیشترین توجه معطوف به گاز طبیعی شد.

گاز طبیعی برای فشرده‌سازی از خطوط گاز شهری با فشار ۱/۵ MPa وارد جایگاه‌های CNG^۱ می‌شود. در این جایگاه‌ها، فشار گاز تا فشار ۲۵ MPa افزایش می‌یابد. کمپرسورها مهمترین قسمت در جایگاه می‌باشد و از آن به عنوان قلب ایستگاه یاد می‌شود. کمپرسورهای موجود در جایگاه‌ها معمولاً از نوع رفت و برگشتی^۲ بوده و به کمپرسورهای سیلندر پیستونی معروفند.

در تحقیق حاضر ابتدا نقش کمپرسورهای رفت و برگشتی در جایگاه‌های CNG بررسی می‌شود. بعد از آن نحوه‌ی عمل کمپرسورهای رفت و برگشتی، طرح‌های اصلی و اجزای مختلف آن مورد مطالعه قرار می‌گیرند. سپس به بیان تعدادی از معادلات حالت قابل استفاده برای گاز طبیعی پرداخته شده است. در ادامه معادله حالت AGA8^۳ و روابط آن که در این پایان نامه مورد استفاده قرار گرفته است به صورت جامع معرفی می‌شود. سپس فرآیند مدل‌سازی کمپرسورهای رفت و برگشتی و معادلات حاکم بر آن همراه با الگوریتم حل برای دو حالت گاز ایده‌آل و گاز واقعی توضیح داده شده است.

در نهایت فرآیند فشرده‌سازی گاز در مراحل مختلف و نمودارهای مربوط به آن برای حالت گاز ایده‌آل و حالت واقعی بررسی شده‌اند. همچنین فرآیند فشرده‌سازی برای ترکیب گازهایی که در میدان‌های مختلف

^۱ Compressed Natural Gas

^۲ Reciprocating Compressor

^۳ American Gas Associate

گازی وجود دارند مورد مطالعه قرار می‌گیرند. نرم‌افزاری که در این مطالعه مورد استفاده قرار می‌گیرد متلب^۱ می‌باشد.

^۱ MATLAB

مقالات استخراج شده:

1. Mahmood Farzane-Gord, Amir Niazmand, Mehdi Deimi Dashtebayz. "Thermodynamic simulation of the reciprocating compressor with using first law", *2nd International Conference on Advances in Energy Engineering*.

۲- محمود فرزانه گرد، امیر نیازمند، مهدی دیمی دشت بیاض، " شبیه سازی ترمودینامیکی کمپرسورهای رفت و برگشتی گاز طبیعی با استفاده از معادله حالت AGA8". بیستمین همایش سالانه بین المللی مهندسی مکانیک ایران، ISME2012. دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شیراز، شیراز، ایران، ۲۸-۲۶ اردیبهشت ۱۳۹۱.

3. Mahmood Farzane-Gord, Amir Niazmand, Mehdi Deimi Dashtebayz. "Thermodynamic modeling of the reciprocating compressor with using AGA8 state equation", *Fifth Conference on Numerical Analysis and Applications*, June 15-20, 2012, Lozenetz, Bulgaria.

فهرست مطالب

۱	فصل اول (کارهای انجام شده و رئوس مطالب)
۲	۱-۱) مقدمه
۲	۲-۱) مروری بر کارهای گذشته
۴	۳-۱) رئوس مطالب
۶	فصل دوم (بررسی کمپرسورهای رفت و برگشتی و نقش آنها در جایگاههای CNG)
۷	۱-۲) مقدمه
۸	۲-۲) کمپرسورهای رفت و برگشتی
۱۰	۳-۲) طرز کار کمپرسورهای رفت و برگشتی
۱۵	۴-۲) تراکم در کمپرسور
۱۶	۵-۲) فضای مرده
۱۸	۶-۲) طرحهای اصلی کمپرسورهای پیستونی
۱۹	۱-۶-۲) کمپرسورهای پیستونی از نوع تنه‌ای (مستقیم)
۲۰	۲-۶-۲) کمپرسورهای پیستونی با شفت هادی
۲۱	۳-۶-۲) کمپرسور با پیستون یک طرفه
۲۲	۴-۶-۲) کمپرسور با پیستون دو طرفه
۲۳	۵-۶-۲) کمپرسورهای پیستونی روغن کاری شونده
۲۵	۶-۶-۲) کمپرسورهای پیستونی فاقد روغن
۲۶	۷-۲) آرایش سیلندرها
۲۸	۸-۲) سوپاپ‌ها (Valves)
۳۰	۹-۲) بررسی نمودار P-V در کمپرسورهای پیستونی
۳۶	فصل سوم (معرفی برخی از معادلات حالت گاز طبیعی و تعیین خواص
	ترمودینامیکی بر مبنای ترکیب گاز طبیعی با استفاده از استاندارد AGA8)
۳۷	۱-۳) مقدمه
۳۷	۲-۳) برخی از معادلات حالت حاکم بر گاز طبیعی
۳۷	۱-۲-۳) معادله حالت گاز ایده‌آل
۳۷	۲-۲-۳) معادله حالت Peng Robinson
۳۸	۳-۳) معادله حالت AGA8
۳۹	۴-۳) شرح و بسط روش AGA8

۴۱ عدم قطعیت (۵-۳)
۴۱ D.C.M روش عدم قطعیت روش (۱-۵-۳)
۴۱ G.C.M روش عدم قطعیت روش (۲-۵-۳)
۴۲ D.C.M استفاده از تراکم‌پذیری با استفاده از (۶-۳)
۴۵ D.C.M روش حل معادلات مربوط به روش (۷-۳)
۴۶ گاز طبیعی خواص ترمودینامیکی (۸-۳)
۴۸ خواص ترمودینامیکی محاسبه (۹-۳)
۴۸ محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت (۱-۹-۳)
۵۲ محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت (۲-۹-۳)
۵۵ محاسبه آنتالپی (۳-۹-۳)
۵۸ محاسبه انرژی داخلی (۴-۹-۳)
۶۱ فصل چهارم (مدلسازی کمپرسورهای رفت و برگشتی و الگوریتم حل) (۶-۱)
۶۲ مقدمه (۱-۴)
۶۲ تبدیل حرکت چرخشی به رفت و برگشتی (۲-۴)
۶۴ دینامیک سوپاپ (۳-۴)
۶۷ نرخ جریان جرمی درون سوپاپ (۴-۴)
۶۸ مدل ترمودینامیکی (۵-۴)
۷۲ مدل کردن انتقال حرارت (۶-۴)
۷۵ شبیه‌سازی کامپیوتری و الگوریتم حل (۷-۴)
۸۲ فصل پنجم (نتایج و خروجی‌ها) (۸-۱)
۸۳ مقدمه (۱-۵)
۸۴ حل فرآیند فشرده‌سازی متان با استفاده از معادله حالت گاز ایده‌آل (۲-۵)
۸۴ حل فرآیند فشرده‌سازی متان با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی اول (۱-۲-۵)
۸۸ حل فرآیند فشرده‌سازی متان با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی دوم (۲-۲-۵)
۹۱ حل فرآیند فشرده‌سازی متان با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی سوم (۳-۲-۵)
۹۵ حل فرآیند فشرده‌سازی متان با معادله حالت AGA8 (۳-۵)
۹۵ حل فرآیند فشرده‌سازی متان برای گاز واقعی در مرحله‌ی اول (۱-۳-۵)
۹۸ حل فرآیند فشرده‌سازی متان برای گاز واقعی در مرحله‌ی دوم (۲-۳-۵)
۱۰۱ حل فرآیند فشرده‌سازی متان برای گاز واقعی در مرحله‌ی سوم (۳-۳-۵)
۱۰۶ حل فرآیند فشرده‌سازی گاز با ترکیبات متفاوت با استفاده از معادله AGA8 (۴-۵)

۱۰۷ حل فرآیند فشرده‌سازی ترکیب گاز در مرحله‌ی اول
۱۱۱ حل فرآیند فشرده‌سازی ترکیب گاز در مرحله‌ی دوم
۱۱۵ حل فرآیند فشرده‌سازی ترکیب گاز در مرحله‌ی سوم
۱۱۹ بررسی تاثیر عوامل متفاوت روی عملکرد کمپرسور
۱۲۳ فصل ششم (نتیجه‌گیری و پیشنهادات)
۱۲۴ (۱-۶) مقدمه
۱۲۴ (۲-۶) نتایج بدست آمده از فشرده‌سازی گاز با فرض گاز ایده‌آل
۱۲۵ (۳-۶) نتایج بدست آمده از فشرده‌سازی گاز برای گاز واقعی
۱۲۶ (۴-۶) نتایج بدست آمده از فشرده‌سازی ترکیب گازها
۱۲۶ (۵-۶) نتایج بدست آمده از تاثیر عوامل متفاوت روی عملکرد کمپرسور
۱۲۸ مراجع

فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۲ (تلمبه باد، نمونه‌ای ساده از کمپرسورهای پیستونی) ۱۱
- شکل ۲-۲ (سوپاپ مکش در تلمبه باد دوچرخه) ۱۱
- شکل ۳-۲ (مرحله مکش در تلمبه‌های دستی) ۱۲
- شکل ۴-۲ (مرحله تراکم در تلمبه‌های دستی) ۱۳
- شکل ۵-۲ (طرحی ساده از یک کمپرسور پیستونی) ۱۴
- شکل ۶-۲ (نمودار P-V در کمپرسور فاقد فضای مرده) ۱۶
- شکل ۷-۲ (نمودار P-V برای کمپرسورهای پیستونی با احتساب فضای مرده بر روی آن) ۱۷
- شکل ۸-۲ (کمپرسورهای با طرح تنه‌ای (مستقیم)) ۱۹
- شکل ۹-۲ (کمپرسور پیستونی مجهز به شفت هادی) ۲۰
- شکل ۱۰-۲ (کمپرسور با پیستون یک طرفه) ۲۲
- شکل ۱۱-۲ (کمپرسور با پیستون دو طرفه) ۲۳
- شکل ۱۲-۲ (آرایش "V" یک کمپرسور پیستونی دو طرفه) ۲۷
- شکل ۱۳-۲ (کمپرسور پیستونی سه مرحله‌ای با سیستم خنک کننده بین مراحل) ۲۷
- شکل ۱۴-۲ (نمایی ساده از سوپاپ‌های ورودی و خروجی) ۲۹
- شکل ۱۵-۲ (نمودار واقعی P-V) ۳۲
- شکل ۱-۳ (محدوده خطا برای محاسبه ضریب تراکم پذیری با استفاده از روش AGA8) ۴۲
- شکل ۱-۴ (مکانیزم لنگ و لغزنده) ۶۳
- شکل ۲-۴ (مکانیزم اسکچ یوک) ۶۳
- شکل ۳-۴ (مدل دینامیکی سوپاپ‌های ورودی و خروجی) ۶۶
- شکل ۴-۴ (نمودار P-V در حالت ایده‌آل برای کمپرسورهای رفت و برگشتی) ۶۸
- شکل ۵-۴ (حجم کنترل سیلندر کمپرسور) ۷۱
- شکل ۶-۴ (فلوچارت حل شبیه‌سازی کمپرسورهای رفت و برگشتی) ۸۰
- شکل ۱-۵ (مقایسه‌ی بین نتایج بدست آمده از مدل جاری و مدل آقای سان) ۸۳
- شکل ۲-۵ (تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی اول) ۸۵
- شکل ۳-۵ (تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی اول) ۸۵
- شکل ۴-۵ (تغییرات دبی جرمی ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ
با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی اول)
- شکل ۵-۵ (جابجایی سوپاپ ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ
با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی اول)

- شکل ۵-۶ (تغییرات فشار نسبت به حجم درون سیلندر با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی اول) ۸۷
- شکل ۵-۷ (تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی دوم) ۸۸
- شکل ۵-۸ (تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی دوم) ۸۹
- شکل ۵-۹ (تغییرات دبی جرمی ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ
با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی دوم) ۸۹
- شکل ۵-۱۰ (جابجایی سوپاپ ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ
با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی دوم) ۹۰
- شکل ۵-۱۱ (تغییرات فشار نسبت به حجم درون سیلندر با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی دوم) ۹۰
- شکل ۵-۱۲ (تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی سوم) ۹۲
- شکل ۵-۱۳ (تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی سوم) ۹۲
- شکل ۵-۱۴ (تغییرات دبی جرمی ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ
با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی سوم) ۹۳
- شکل ۵-۱۵ (جابجایی سوپاپ ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ
با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی سوم) ۹۳
- شکل ۵-۱۶ (تغییرات فشار نسبت به حجم درون سیلندر با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی سوم) ۹۴
- شکل ۵-۱۷ (کار ایندیکتور در هر مرحله با فرض گاز ایده‌آل) ۹۴
- شکل ۵-۱۸ (تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ برای گاز واقعی در مرحله‌ی اول) ۹۶
- شکل ۵-۱۹ (تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ برای گاز واقعی در مرحله‌ی اول) ۹۶
- شکل ۵-۲۰ (تغییرات دبی جرمی ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ
برای گاز واقعی در مرحله‌ی اول) ۹۷
- شکل ۵-۲۱ (جابجایی سوپاپ ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ
برای گاز واقعی در مرحله‌ی اول) ۹۷
- شکل ۵-۲۲ (تغییرات فشار نسبت به حجم درون سیلندر برای گاز واقعی در مرحله‌ی اول) ۹۸
- شکل ۵-۲۳ (تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ برای گاز واقعی در مرحله‌ی دوم) ۹۹
- شکل ۵-۲۴ (تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ برای گاز واقعی در مرحله‌ی دوم) ۹۹
- شکل ۵-۲۵ (تغییرات دبی جرمی ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ
برای گاز واقعی در مرحله‌ی دوم) ۱۰۰
- شکل ۵-۲۶ (جابجایی سوپاپ ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ
برای گاز واقعی در مرحله‌ی دوم) ۱۰۰
- شکل ۵-۲۷ (تغییرات فشار نسبت به حجم درون سیلندر برای گاز واقعی در مرحله‌ی دوم) ۱۰۱

- شکل ۵-۲۸ (تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ برای گاز واقعی در مرحله‌ی سوم)..... ۱۰۲
- شکل ۵-۲۹ (تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ برای گاز واقعی در مرحله‌ی سوم)..... ۱۰۲
- شکل ۵-۳۰ (تغییرات دبی جرمی ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ ۱۰۳
برای گاز واقعی در مرحله‌ی سوم)
- شکل ۵-۳۱ (جابجایی سوپاپ ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ ۱۰۳
برای گاز واقعی در مرحله‌ی سوم)
- شکل ۵-۳۲ (تغییرات فشار نسبت به حجم درون سیلندر برای گاز واقعی در مرحله‌ی سوم)..... ۱۰۴
- شکل ۵-۳۳ (کار ایندیکتور هر مرحله برای گاز واقعی)..... ۱۰۴
- شکل ۵-۳۴ (درصد اختلاف کار انجام شده با استفاده از معادله AGA8 نسبت به ۱۰۵
گاز ایده‌آل در هر مرحله)
- شکل ۵-۳۵ (مقایسه بین تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های ۱۰۷
گازی مختلف در مرحله‌ی اول)
- شکل ۵-۳۶ (مقایسه بین تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های ۱۰۸
گازی مختلف در مرحله‌ی اول)
- شکل ۵-۳۷ (مقایسه بین تغییرات دبی جرمی ورودی نسبت به زاویه لنگ ۱۰۸
برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی اول)
- شکل ۵-۳۸ (مقایسه بین تغییرات دبی جرمی خروجی نسبت به زاویه لنگ ۱۰۹
برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی اول)
- شکل ۵-۳۹ (مقایسه بین تغییرات جابجایی سوپاپ ورودی نسبت به زاویه لنگ ۱۰۹
برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی اول)
- شکل ۵-۴۰ (مقایسه بین تغییرات جابجایی سوپاپ خروجی نسبت به زاویه لنگ ۱۱۰
برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی اول)
- شکل ۵-۴۱ (مقایسه بین تغییرات فشار نسبت به فشار درون سیلندر برای ۱۱۰
میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی اول)
- شکل ۵-۴۲ (مقایسه بین تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های ۱۱۱
گازی مختلف در مرحله‌ی دوم)
- شکل ۵-۴۳ (مقایسه بین تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های ۱۱۲
گازی مختلف در مرحله‌ی دوم)
- شکل ۵-۴۴ (مقایسه بین تغییرات دبی جرمی ورودی نسبت به زاویه لنگ ۱۱۲
برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی دوم)

- شکل ۴۵-۵ (مقایسه بین تغییرات دبی جرمی خروجی نسبت به زاویه لنگ ۱۱۳
برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی دوم)
- شکل ۴۶-۵ (مقایسه بین تغییرات جابجایی سوپاپ ورودی نسبت به زاویه لنگ ۱۱۳
برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی دوم)
- شکل ۴۷-۵ (مقایسه بین تغییرات جابجایی سوپاپ خروجی نسبت به زاویه لنگ ۱۱۴
برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی دوم)
- شکل ۴۸-۵ (مقایسه بین تغییرات فشار نسبت به فشار درون سیلندر برای ۱۱۴
میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی دوم)
- شکل ۴۹-۵ (مقایسه بین تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های ۱۱۵
گازی مختلف در مرحله‌ی دوم)
- شکل ۵۰-۵ (مقایسه بین تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های ۱۱۶
گازی مختلف در مرحله‌ی دوم)
- شکل ۵۱-۵ (مقایسه بین تغییرات دبی جرمی ورودی نسبت به زاویه لنگ ۱۱۶
برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی سوم)
- شکل ۵۲-۵ (مقایسه بین تغییرات دبی جرمی خروجی نسبت به زاویه لنگ ۱۱۷
برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی سوم)
- شکل ۵۳-۵ (مقایسه بین تغییرات جابجایی سوپاپ ورودی نسبت به زاویه لنگ ۱۱۷
برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی سوم)
- شکل ۵۴-۵ (مقایسه بین تغییرات جابجایی سوپاپ خروجی نسبت به زاویه لنگ ۱۱۸
برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی سوم)
- شکل ۵۵-۵ (مقایسه بین تغییرات فشار نسبت به فشار درون سیلندر برای ۱۱۸
میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی سوم)
- شکل ۵۶-۵ (تاثیر نسبت مساحت سوپاپ ورودی به خروجی روی کار ایندیکتور) ۱۲۰
- شکل ۵۷-۵ (تاثیر نسبت مساحت سوپاپ ورودی به خروجی روی نرخ جریان جرمی) ۱۲۱
- شکل ۵۸-۵ (تاثیر دمای گاز ورودی روی مقدار کار ایندیکتور) ۱۲۱
- شکل ۵۹-۵ (تاثیر دمای گاز ورودی روی نرخ جریان جرمی) ۱۲۲

فهرست علائم:

C_f ضریب افت انرژی پس از اریفیس	$P(kPa)$ فشار
$t(second)$ زمان	$T(K)$ دما
$\omega(rad/sec)$ سرعت زاویه‌ای	$h(Kj/Kg)$ آنتالپی
$\rho(Kg/m^3)$ چگالی	$X(m)$ جابجایی سوپاپ
C_d ضریب نایده‌آلی سوپاپ	$X_s^{max}(m)$ ماکزیمم جابجایی سوپاپ ورودی
$A_v(m^2)$ مساحت جریان درون سوپاپ	$X_d^{max}(m)$ ماکزیمم جابجایی سوپاپ خروجی
$r_v(m)$ شعاع صفحه سوپاپ	$m(Kg)$ جرم گاز
n توان پلی‌تروپیک	λ نسبت طول لنگ به شاتون
$\dot{Q}(Kj)$ نرخ انتقال حرارت	$\theta(Radian)$ زاویه لنگ
$\dot{W}(Kj)$ نرخ کار انجام شده	$R(m)$ طول لنگ
$u(Kj/Kg)$ انرژی داخلی	$L(m)$ طول شاتون
$T_w(K)$ دمای دیواره سیلندر	$S(m)$ کورس پیستون
$T_a(K)$ دمای محیط	$V_c(m^3)$ حجم لحظه‌ای درون سیلندر
Z ضریب تراکم‌پذیری	$V_0(m^3)$ حجم مرده
زیرنویس‌ها	$D(m)$ قطر سیلندر
s ورودی	$k_s(KN/m)$ سختی فنر سوپاپ ورودی
d خروجی	$k_d(KN/m)$ سختی فنر سوپاپ خروجی
c درون سیلندر	$A(m^2)$ مساحت نیروی موثر سوپاپ
$f_p(KN)$ نیروی پیش تراکم	$M(Kg)$ جرم موثر سوپاپ

فصل اول

کارهای انجام شده

و رؤوس مطالب

۱-۱) مقدمه

با توجه به تولید روز افزون خودرو در کشور و در پی آن افزایش مصرف انرژی بخصوص بنزین و گازوئیل در بخش حمل و نقل و نیز بحران آلودگی هوا ناشی از آن و تحمیل هزینه‌های اقتصادی جهت واردات و پالایش این دو فراورده نفتی و سایر عوامل سیاسی ناشی از تحریم‌ها، مسئولان و صاحب‌نظران بخش انرژی بر آن شدند که به دنبال سوختی جایگزین برای این دو فراورده نفتی یعنی بنزین و گازوئیل باشند. با توجه به اینکه کشور ما ایران در حال حاضر با دارا بودن ۱۶ درصد از ذخایر گاز طبیعی در رتبه دوم این ذخایر در سطح جهان می‌باشد، لذا بیشترین توجه در این زمینه به سمت گاز طبیعی معطوف گردید. از نظر فنی گاز طبیعی به نوبه خود با دارا بودن درجه اکتان بالاتر نسبت به بنزین (بین ۱۴۰-۱۳۰) در موتور پایه گاز این امکان را فراهم می‌آورد که با افزایش نسبت تراکم در موتورهای طراحی شده بر مبنای سیکل اتو از کارایی بالاتر موتور بهره برد، ضمن اینکه قرار داشتن این سوخت در فاز گاز بر خلاف سوخت‌های مایع مانع از تقطیر سوخت در سیلندرها گشته و احتراق کاملتر و آلاینده‌گی کمتری را ناشی می‌شود.

گاز طبیعی از خطوط لوله‌ی گاز شهری وارد جایگاه‌های CNG می‌شوند. در این جایگاه‌ها فشار گاز برای استفاده در خودروها افزایش می‌یابد. کمپرسورها در این جایگاه‌ها بیشترین مصرف انرژی را دارند. برای بهینه‌سازی کمپرسورها، شبیه‌سازی به کمک کامپیوتر می‌تواند بسیار مفید باشد.

۱-۲) مروری بر کارهای گذشته

کمپرسورهای رفت و برگشتی در صنایع متفاوت مورد استفاده قرار می‌گیرند به همین دلیل تحقیقات گسترده‌ای پیرامون این کمپرسورها انجام شده است. از جمله تحقیقاتی که در این زمینه انجام شده است می‌توان به تحقیقات آقای ام. گاورن. و همکاران اشاره کرد [1]. آنها یک روش اگزرژی برای تحلیل عملکرد

کمپرسور ارائه دادند. با استفاده از این تحلیل، افت توان کمپرسور را شناسایی و کمی کردند. آنها این افت‌ها را به اصطکاک، انتقال حرارت، خفگی سیال^۱ و مخلوط شدن بازگشت‌ناپذیر سیال نسبت دادند. مقدار درصد هر کدام از این بازگشت‌ناپذیریها که در کمپرسور روی می‌دهد را بدست آوردند و همچنین مکانهایی از کمپرسور که افت توان در آن روی می‌دهد همراه با مقدار درصد آنها شناسایی شد.

یک مدل برای تحلیل ترمودینامیکی کمپرسور رفت و برگشتی بر پایه ۵ پارامتر اصلی و ۴ پارامتر فرعی با معنی فیزیکی توسط آقای پاسکال.اس. و همکاران ارائه شده است [2]. آنها با فرض هوا به عنوان گاز ایده‌آل، اهمیت نسبی افت‌های متفاوت و تاثیر پارامترهای متفاوت روی رفتار کمپرسورهای رفت و برگشتی را نشان داده‌اند، بخصوص مقدار جرم موجود در فضای مرده و انتقال حرارت دیواره سیلندر به سیال که روی عملکرد کمپرسور تاثیر گذار است بررسی شده است.

یک مدل با فرض فرآیند پلی‌تروپیک درون سیلندر کمپرسور برای نسبت فشارهای متفاوت توسط آقای سرینیواس و همکاران ارائه شده است [3]. آنها با استفاده از تئوری امواج صوتی تاثیراتی که به دلیل محدودیت حجم محفظه‌های ورودی و خروجی روی فشار آنها می‌گذارد را بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که این محدودیت حجم در صورتیکه در نظر گرفته نشود خطایی برابر با ۴٪ برای نسبت فشارهای پایین و خطایی برابر با ۲۰٪ برای نسبت فشارهای بالا ایجاد می‌کند.

شبیه‌سازی رفتار کمپرسور با استفاده از تعریف بازده‌هایی مانند حجمی، ایزونتروپیک و مفید توسط جین کاستینگ و همکاران انجام شده است [4]. در مدل آنها فرض شده است که بازده‌ها اساساً به دو پارامتر بستگی دارند. ۱- نسبت حجم مرده که یک تاثیر ویژه روی بازده حجمی دارد. ۲- پارامتر اصطکاک که اساساً روی بازده ایزونتروپیک و مفید تاثیر می‌گذارد. در نهایت مدل با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده است که نتایج، اعتبار مدل را نشان می‌دهد.

¹ fluid throttling

یک مدل دینامیکی بر روی کمپرسورهای رفت و برگشتی نوع هرمتیک¹ در حالت عملکرد خاموش-روشن توسط دمبا اندایا و همکارانش ارائه شده است [5]. در این مدل پدیده‌های مهمی که روی نرخ جریان جرمی ورودی و خروجی و توان الکتریکی تاثیر می‌گذارند به حساب آمده است.

در پایان نامه حاضر، شبیه‌سازی ترمودینامیکی کمپرسورهای رفت و برگشتی CNG بررسی شده است. در این مطالعه گاز بصورت واقعی در نظر گرفته شده و از معادله حالت AGA8 استفاده شده است. تاکنون کمپرسورهای رفت و برگشتی CNG مورد بررسی قرار نگرفته است. همچنین در این تحقیق اثر ترکیبات گاز (گاز طبیعی که حاصل تجزیه مواد آلی در لایه‌های زیر زمینی است، در مخازن عظیم هیدروکربنی در زیر زمین تشکیل شده است.) را در فرآیند فشرده‌سازی بررسی شده است.

۱-۳) رئوس مطالب

مجموعه پیش‌رو شامل پنج بخش است. در بخش اول ابتدا بطور مختصر ایستگاههای CNG و نقش کمپرسور در آن مورد مطالعه قرار می‌گیرد. سپس کمپرسورهای رفت و برگشتی که در جایگاهها از این نوع کمپرسور استفاده می‌شود، با جزئیات کامل مورد بررسی قرار می‌گیرند.

در بخش دوم بعد از اشاره مختصر به معادلات حالت قابل استفاده در مورد گاز طبیعی، معادله AGA8 مورد بررسی قرار خواهد گرفت. از آنجاییکه گاز طبیعی ترکیبی از مخلوط گازهای مختلف با ویژگیهای متفاوت است، خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی به شدت وابسته به میزان و نوع هر کدام از ترکیبات موجود و تشکیل دهنده گاز طبیعی می‌باشد. بنابراین امکان استفاده از معادله حالتی که بتواند خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی را با توجه به نوع ترکیبات تشکیل دهنده‌اش و درصد کسر مولی هر کدام از آنها در مخلوط گاز در دماها و فشارهای مورد نظر و با دقت بالا در اختیار قرار دهد، می‌تواند در روند حل مساله و دقیق بودن نتایج و خروجیها تاثیر بسزایی داشته باشد.

¹ hermetic

در بخش سوم، معادلات بکار گرفته شده در شبیه‌سازی معرفی می‌شوند. قانون بقای جرم و قانون بقای انرژی برای حجم کنترلی که درون سیلندر کمپرسور می‌باشد، استنتاج می‌شود. معادلات دینامیک حرکت سوپاپ معرفی می‌شوند و اقدامات لازم جهت استفاده در شبیه‌سازی در آنها انجام و در نهایت الگوریتم حل برای شبیه‌سازی ارائه می‌شود.

در بخش چهارم، نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی برای گاز ایده‌آل، واقعی و ترکیب گازها نشان داده می‌شود و سپس بعضی از پارامترهایی که روی عملکرد کمپرسور تاثیر می‌گذارند بررسی می‌شوند. در بخش پنجم و نهایی یک نتیجه‌گیری کلی از داده‌های بدست آمده ارائه و برای کارهای آینده پیشنهاداتی داده می‌شود.

فصل دوم

بررسی کمپرسورهای رفت و برگشتی

و نقش آنها در جایگاههای CNG

۲-۱) مقدمه

گاز طبیعی برای استفاده در خودروها وارد جایگاههای CNG می‌شود. جایگاههای CNG، مکانهایی هستند که دارای تجهیزات به هم پیوسته‌ای می‌باشند که این تجهیزات به گونه‌ای طراحی شده‌اند که گاز طبیعی را با فشار بالا و راهی ایمن و بی‌خطر به خودروها منتقل کنند.

فشار گاز طبیعی موجود در مخزن خودرو تا ۲۰ MPa می‌رسد. جایگاههای CNG، گاز را از لوله‌های گاز شهری که فشارشان ۱/۵ MPa است، دریافت می‌کنند و برای استفاده در خودروها، فشار آن را تا ۲۵MPa افزایش می‌دهند. اختلاف این دو فشار به منظور جریان گاز از مخازن به خودروها می‌باشد.

تجهیزات اصلی در جایگاه سوخت‌رسانی عبارتند از:

۱) کمپرسور

۲) خشک کننده

۳) دستگاه توزیع کننده

۴) مخازن

از این بین، کمپرسور مهمترین جزء یک ایستگاه است که بیش از یک سوم قیمت کل ایستگاه را شامل می‌شود.

در ایستگاههای CNG، کمپرسورها همانند قلب ایستگاه بوده و گاز طبیعی را فشرده می‌نمایند. این کمپرسورها معمولا از نوع رفت و برگشتی بوده و به کمپرسورهای سیلندر پیستونی معروفند. این کمپرسورها از نظر شکل ظاهری و برخی از اجزاء مکانیکی تا حدودی همانند موتورهای احتراق داخلی می‌باشند. هرچند تفاوت‌های بسیاری بین یک موتور احتراق داخلی و یک کمپرسور رفت و برگشتی وجود دارد. بطور کلی کمپرسورها با استفاده از کار تولید شده توسط موتورهای الکتریکی یا موتورهای گاز سوز، گاز طبیعی موجود در خطوط لوله یا منبع گاز را فشرده کرده و جهت سوخت‌گیری در ایستگاههای CNG

در مخازن پر فشار ذخیره می‌نمایند و در بعضی موارد بدون ذخیره‌سازی، مستقیماً عمل سوخت‌دهی را به خودرو انجام می‌دهند.

کمپرسور می‌تواند هم با موتور الکتریکی و هم با موتور گاز طبیعی راه‌اندازی شود. برای هر محرک، سیستم الکترونیکی به نام استاتر یا راه‌انداز وجود دارد که کمپرسور را روشن می‌نماید. محور موتور به طور مستقیم به محور کمپرسور کوپل شده است، البته می‌توان حرکت را از طریق تسمه به آن منتقل کرد. عموماً کمپرسورهای بزرگ، بطور مستقیم راه‌اندازی می‌شوند.

کمپرسور، دارای تجهیزات تکیه‌گاهی برای استحکام بیشتر مجموعه در شرایط فشار بالا می‌باشد. ضمناً از لحاظ مکانیکی، کمپرسور به روغنکاری نیاز دارد تا سیلندرها، پیستون‌ها و بخشهای متحرک روان باشند. این مجموعه به وسایلی نیاز دارند که روغن آمیخته با گاز را جدا کند، که عموماً شامل سیستم فیلترها و جدا کننده‌ها و ... می‌باشد.

ظرفیت کمپرسور ایستگاه توسط تعداد خودروهای سوخت‌گیری کننده، با استفاده از روش‌های آماری تعیین می‌گردد. ایستگاه‌های عمومی بطور معمول کمپرسورهایی با ظرفیتی در حدود ۳۵۰ تا ۷۵۰ متر مکعب در ساعت را استفاده می‌نمایند.

همان گونه که اشاره شد به طور کلی کمپرسورهای موجود در ایستگاه‌های CNG از نوع رفت و برگشتی انتخاب می‌شوند. در این فصل این نوع کمپرسورها با جزئیات کامل بررسی خواهند شد.

۲-۲) کمپرسورهای رفت و برگشتی

کمپرسورهای رفت و برگشتی که به آنها تناوبی نیز گفته می‌شود، یکی از قدیمی‌ترین انواع کمپرسورها می‌باشد. اولین نمونه‌های این کمپرسورها با سیلندر چوبی (مثلاً از جنس نی بامبو^۱) ساخته شده بود و پیستون آن بوسیله نیروی انسانی (دستی) عقب و جلو برده می‌شد. آب‌بندی پیستون توسط پر پرندگان

¹ Bamboo

صورت می‌گرفت تا از این طریق در مرحله‌ی مکش هوا وارد کمپرسور شده و در مرحله‌ی تراکم از آن خارج شود. از این کمپرسورها غالبا برای ذوب فلزات استفاده می‌گردید. براساس شواهد تاریخی، یونانیان در ۱۵۰ سال قبل از میلاد مسیح توانستند کمپرسورهای فلزی بسازند که در آن از آلیاژهای برنزی استفاده شده بود. به هر حال در ساختار این کمپرسورها تا قرن هجدهم میلادی پیشرفت چندانی صورت نگرفت تا اینکه یک مهندس انگلیسی بنام ج. ویلکنسون کمپرسوری را طراحی کرد که شبیه کمپرسورهای امروزی بوده و سیلندر آن از چدن ریخته‌گری ساخته و ماشین‌کاری شده بود. کمپرسورهای تناوبی عموماً برای دبی کم و فشار زیاد مورد استفاده قرار می‌گیرند [6]. دبی گاز در این نوع کمپرسورها از مقادیر کم تا $20000 \text{ m}^3/\text{hr}$ می‌رسد و با آن می‌توان به فشارهای بسیار زیاد (تا ۶۰۰۰ دست یافت. در نسبت تراکم‌های بالاتر از ۱/۵ این کمپرسورها در مقایسه با سایر انواع کمپرسورها از راندمان بالاتری برخوردار هستند [7]. کمپرسورهای تناوبی اساساً جزء ماشین‌های با ظرفیت ثابت می‌باشند ولی در شرایط خاصی می‌توان ظرفیت آن را برحسب شرایط مورد نظر تغییر داد. بزرگترین مزیت این کمپرسورها در مقایسه با سایر انواع مورد استفاده در صنایع (دورانی و گریزمرکز)، بالا بودن راندمان کلی آن و قابلیت دستیابی به فشارهای بالا می‌باشد. با پیشرفت صنعت، در طی قرون نوزدهم و بیستم تغییرات مهمی در ساختار و طراحی کمپرسورهای پیستونی حاصل شد و این امر در درجه اول مدیون انقلاب صنعتی و گسترش صنایع شیمیایی و پتروشیمی می‌باشد [8].

از اواخر دهه ۱۹۵۰ تا ۱۹۷۰ میزان استفاده از این کمپرسورها رو به کاهش نهاد. علت آن این بود که قیمت اولیه، هزینه‌های تعمیر و نگهداری و ... این کمپرسورها نسبتاً بالا بوده و با توجه به ارزان بودن قیمت انرژی در آن دوران، فواید بالا بودن راندمان و پایین بودن انرژی مصرفی در مقایسه با سایر هزینه‌ها (قیمت اولیه و هزینه تعمیر و نگهداری) چندان مطلوب نبود و استفاده از کمپرسورهای ارزانه‌تر و ساده‌تر (نظیر کمپرسورهای از نوع گریز از مرکز یا دورانی) به سرعت رو به رشد نهاد [8].

بعد از افزایش ناگهانی قیمت نفت در اواسط دهه ۱۹۷۰ مسئله صرفه‌جویی انرژی در صنعت مطرح گردید و استفاده از کمپرسورهای تناوبی مجدداً مورد توجه قرار گرفت. یکی از ویژگیهای منحصر به فرد این کمپرسورها استفاده از یک کمپرسور برای تراکم چند گاز مختلف می‌باشد که در سایر انواع کمپرسورها امکان پذیر نمی‌باشد. در یک کمپرسور با چند پیستون از هر سیلندر می‌توان برای تراکم یک گاز استفاده کرد. به عنوان مثال از یک سیلندر می‌توان برای تراکم گاز پروپان و راه اندازی سیستم تبرید استفاده نموده و بقیه سیلندرها به تراکم گاز اصلی سیستم اختصاص داده شود [8].

کمپرسورها بدون استثناء جزء ماشین‌آلاتی هستند که در اغلب واحدهای صنعتی مورد استفاده قرار می‌گیرند. کمپرسور هوا بهترین ماشین برای صرفه‌جویی در نیروی انسانی و کار بدنی و افزایش راندمان تولید می‌باشد. بنابراین انتخاب کمپرسور برای شرایط مورد نیاز به تجربه و تحلیل دقیق نیاز دارد.

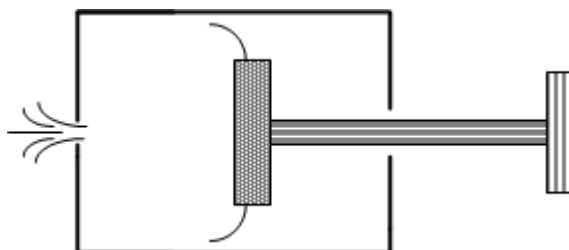
در خیلی از واحدهای صنعتی بخش اعظمی از انرژی مورد نیاز صرف راه‌اندازی کمپرسورها شده و لذا انتخاب کمپرسور با راندمان بالا نقش مهمی در هزینه‌های جاری آن واحد دارد. علاوه بر آن انتخاب کمپرسور مناسب می‌تواند موجب صرفه‌جویی در تأسیسات بخصوص زمین، آب خنک‌کن، هزینه‌های تعمیر و نگهداری و ... گردد.

یکی از مسائل مهمی که در طراحی کمپرسور باید مورد توجه قرار گیرد، نحوه خنک کردن سیلندرها می‌باشد. در کمپرسورهای بزرگ سیلندرها دارای ژاکت بیرونی جهت جریان آب بوده تا گاز مورد تراکم توسط آن خنک شود. در عوض کمپرسورهای کوچک غالباً با هوا خنک می‌شوند.

۲-۳) طرز کار کمپرسور رفت و برگشتی

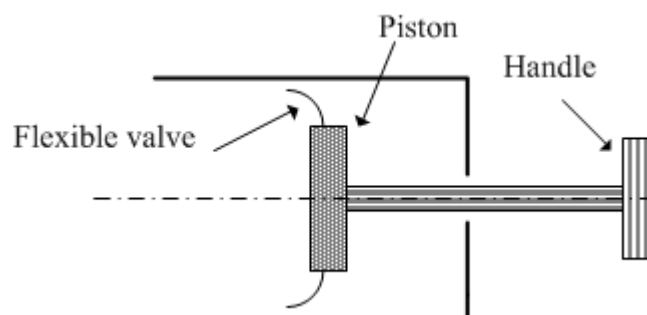
در کمپرسورهای پیستونی با حرکت پیستون به سمت عقب گاز به درون سیلندر وارد گردیده و فضای درون سیلندر را پر می‌کند. در حرکت رو به جلو، با اعمال نیرو از سوی پیستون گاز حبس شده در سیلندر متراکم می‌گردد. برای ورود و خروج گاز از داخل سیلندر، این کمپرسورها دارای سوپاپهای ورودی

و خروجی هستند. جهت شناخت مقدماتی عملکرد کمپرسورهای پیستونی می‌توان تلمبه‌های باد دستی را مورد بررسی قرار داد، چرا که این تلمبه‌ها ضمن سادگی در رفتار دارای تمامی مشخصه‌های یک کمپرسور پیستونی می‌باشند (شکل ۱-۲).



شکل ۱-۲) تلمبه باد دوچرخه، نمونه‌ای ساده از کمپرسورهای پیستونی

تلمبه‌ها شامل پیستون، سیلندر و سوپاپهای ورودی و خروجی بوده و نیروی محرکه لازم برای تراکم هوا توسط نیروی انسانی تامین می‌گردد. سوپاپ خروجی این کمپرسورها لاستیک دوچرخه بوده که مانع از نشت هوا از لاستیک (قسمت خروجی) به درون تلمبه در هنگام حرکت رو به عقب پیستون (مرحله مکش) می‌گردد. سوپاپ ورودی این تلمبه‌ها بر روی پیستون آن نصب گردیده است. این قطعه بصورت فنجان‌ی شکل^۱ بوده که از جنس چرم و یا مواد مشابه آن ساخته شده است (شکل ۲-۲).

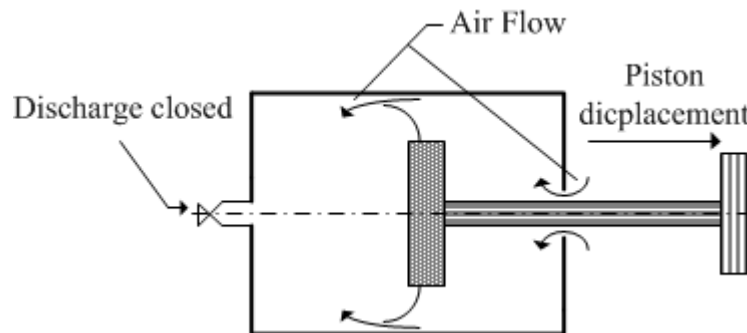


شکل ۲-۲) سوپاپ مکش در تلمبه باد دوچرخه

در اثر حرکت رو به عقب پیستون، هوای جلوی پیستون منبسط شده و درون سیلندر خلاء ایجاد می‌شود و باعث مکش می‌شود. با توجه به اینکه هوای سمت بیرون پیستون تحت فشار اتمسفر قرار دارد، قطعه

^۱ cup-shaped

چرمی از کناره سیلندر جدا گردیده و هوا می‌تواند از این طریق وارد سیلندر شده و آن را پر نماید (شکل ۳-۲).



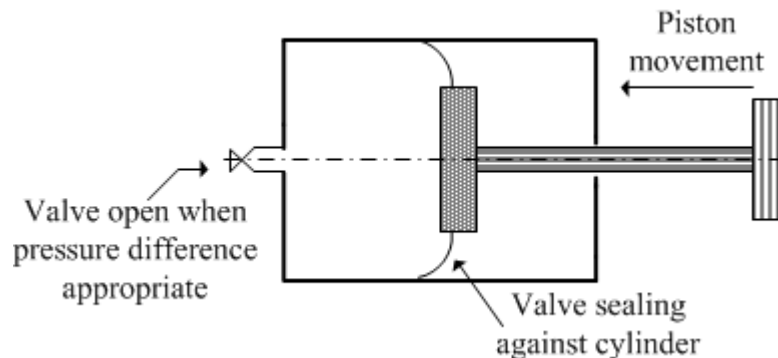
شکل ۳-۲) مرحله مکش در تلمبه‌های دستی

در حرکت رو به جلوی پیستون، با کاهش حجم گاز، فشار گاز درون سیلندر افزایش یافته و نیروی حاصل از آن بر روی قطعه چرمی اثر نموده و باعث چسبیدن آن به کناره پیستون گردیده و موجب آب‌بند کردن پیستون شده و مانع از نشت گاز از کناره پیستون به خارج می‌شود (شکل ۴-۲).

با تراکم گاز در سیلندر و افزایش فشار هوای حبس شده در آن، لحظه‌ای فرا می‌رسد که فشار درون سیلندر، از فشار درون تیوب لاستیک بیشتر شده و باعث باز شدن سوپاپ لاستیک گردیده و هوای متراکم شده از درون سیلندر به داخل لاستیک فرستاده می‌شود. بدیهی است هر چه فشار درون لاستیک بیشتر باشد، سوپاپ آن دیرتر باز شده و انرژی بیشتری برای تراکم گاز و ارسال آن به داخل لاستیک مورد نیاز خواهد بود. به عبارت دیگر اگر مقاومتی در جلوی تلمبه نباشد و بطور مستقیم به اتمسفر متصل باشد، برای تخلیه گاز از درون تلمبه به انرژی ناچیزی نیاز خواهد بود.

بر این اساس می‌توان نتیجه گرفت که در کمپرسورهای پیستونی انرژی لازم برای تراکم گاز به فشار خروجی بستگی دارد. از سوی دیگر فشار خروجی قابل دسترس در این کمپرسورها به مقاومت موجود در مقابل جریان گاز بستگی داشته که توسط عوامل مکانیکی و حرارتی دارای محدودیت‌هایی می‌باشد ولی به سرعت حرکت پیستون و خواص گاز مورد تراکم مرتبط نمی‌باشد. هنگامی که پیستون به انتهای

کورس تراکم خود می‌رسد، اگر دسته پیستون آزاد شود، بطور خودکار به سمت عقب بر می‌گردد چرا که همواره در پایان حرکت رو به جلوی پیستون، بین پیستون و انتهای سیلندر مقداری فاصله هوایی وجود



شکل ۲-۴) مرحله تراکم در تلمبه‌های دستی

دارد که اصطلاحاً حجم مرده یا لقی^۱ نامیده می‌شود. این فضا حاوی گاز متراکم شده بوده که به بیرون فرستاده نشده است. با آزاد کردن دسته پیستون، انرژی پتانسیل ذخیره شده در گاز باقیمانده در فضای مرده، بر روی پیستون نیرو وارد کرده و آن را به سمت عقب می‌راند. بدیهی است که با عقب رفتن پیستون، گاز حبس شده در فضای مرده منبسط شده و تا زمانی که فشار درون سیلندر به فشار اتمسفر نرسد، پیستون دارای حرکت رو به عقب خواهد بود. بررسی موارد ذکر شده در بالا دارای نتایج جالبی می‌باشد:

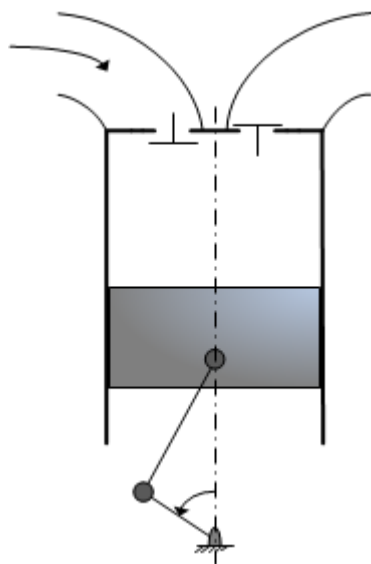
(۱) انبساط گاز موجب انجام کار مفیدی می‌گردد که نمونه‌ای از آن حرکت رو به عقب پیستون می‌باشد، به عبارت دیگر بخشی از انرژی صرف شده در مرحله تراکم، در این فرآیند بازیابی می‌شود، یعنی وجود فضای مرده در کمپرسور باعث می‌شود که از هدر رفتن کامل انرژی مکانیکی کاسته شود.

(۲) در مرحله انبساط گاز حبس شده در فضای مرده و کاهش فشار آن تا فشار مکش کمپرسور، هیچگونه گازی از بیرون وارد سیلندر نمی‌شود و فقط هنگامی که تعادل فشار در دو سمت

^۱ clearance volume

پیستون برقرار گردید، حرکت رو به عقب پیستون موجب ایجاد خلاء در سیلندر گردیده و از این به بعد گاز می‌تواند از طریق سوپاپ ورودی وارد سیلندر شود.

حرکت رفت و برگشتی پیستون از طریق میل لنگ^۱ و شاتون^۲ تامین می‌شود. سوپاپهای ورودی و خروجی نصب شده در بالای سیلندر در جهت عکس یکدیگر عمل می‌کنند (شکل ۲-۵). هنگامی که فشار در داخل سیلندر از فشار مکش کمتر شود سوپاپ ورودی باز شده و برعکس اگر فشار درون سیلندر با فشار مکش مساوی و یا بیشتر باشد، سوپاپ بسته می‌شود. سوپاپ اساساً یک شیر یک طرفه بوده که در شرایط عادی (فشار دو سمت آن یکسان باشد) بسته است. بسته بودن سوپاپها بوسیله نیروی فنری (یا فنرها) که در آن بکار برده شده است صورت می‌گیرد. بنابراین برای باز شدن سوپاپ ورودی، لازم است که فشار درون سیلندر، آنقدر کاهش یابد که اختلاف فشار بین لوله خط مکش و داخل سیلندر به حدی برسد که بتواند بر نیروی وارده از سوی فنر نیز غلبه نماید.



۲-۵) طرحی ساده از یک کمپرسور پیستونی

¹ crankshaft

² connecting rod

علاوه بر آن، جریان گاز از درون سوپاپ‌ها نیز به لحاظ مقاومتی که در مسیرش وجود دارد باعث افت فشار می‌گردد. وجود دو پدیده فوق به سهم خود نیاز به صرف انرژی داشته که بر خلاف انرژی لازم برای تراکم گاز حبس شده در فضای مرده قابل بازیابی نبوده و باید آن را به عنوان انرژی از دست رفته تلقی کرد. سوپاپ خروجی نیز هنگامی باز می‌شود که فشار درون سیلندر از فشار خط دهش بیشتر شود. در این فرآیند نیز نیروی لازم برای غلبه بر نیروی فنر (فنرها) و از دست رفت انرژی ناشی از اصطکاک موجود در مسیر عبور گاز از درون سوپاپها باید مورد توجه قرار گیرد.

۲-۴) تراکم در کمپرسور

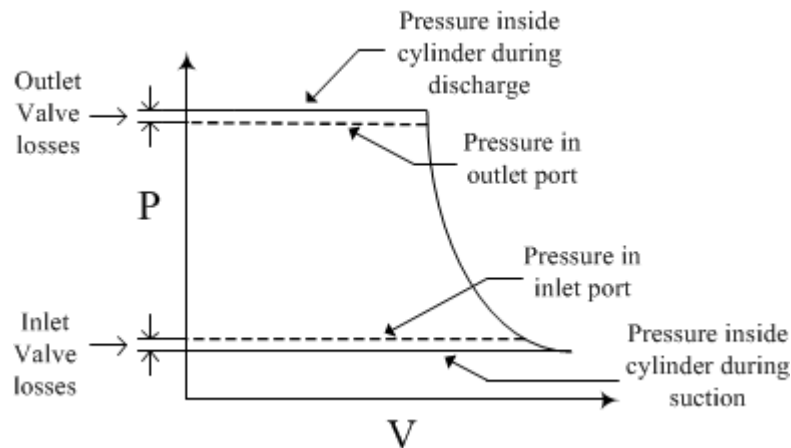
همانطوری که قبلاً گفته شد، تخلیه گاز از درون سیلندر هنگامی صورت می‌گیرد که فشار درون سیلندر به حدی افزایش یابد که از فشار خط دهش بیشتر شده و تا حدی که بتواند بر نیروی فنر و اصطکاک ناشی از عبور گاز از درون سوپاپ خروجی غلبه کند. بدیهی است که اگر قسمت دهش به اتمسفر متصل باشد، عمل تراکم باید در حدی صورت پذیرد که بتواند بر نیروی فنر و اصطکاک جریان گاز از درون سوپاپ غلبه کند و یا به عبارت دیگر سوپاپ خروجی با کمترین میزان تراکم باز شود.

اگر کمپرسور فاقد فضای مرده باشد (فرض فوق عملاً منتفی است)، نمودار P-V مشابه شکل (۲-۶) می‌باشد. در این نمودار مقدار افت انرژی درون سوپاپ‌های ورودی و خروجی نشان داده شده است.

همانطوری که از نمودار فوق مشخص است تحول تراکم در کمپرسور در حدی است که بتواند بر مقاومت ناشی از فشار در لوله دهش و افت انرژی ناشی از اصطکاک در سوپاپ‌ها و نیروی فنر غلبه کند.

بررسی پدیده‌های فوق نشان می‌دهد که افت انرژی در سوپاپ ورودی موجب کاهش فشار گاز ورودی به داخل سیلندر گردیده و همین امر باعث کاهش دبی جرمی جریان گاز به درون سیلندر می‌گردد. چرا که با توجه به ثابت بودن حجم گاز پر شده در سیلندر، با کاهش فشار، دانسیته گاز ورودی به سیلندر کاهش یافته که نهایتاً منجر به کاهش جرم گاز ورودی به درون سیلندر در هر سیکل تراکم می‌گردد. علاوه بر

آن با توجه به افزایش نسبت تراکم (نسبت به حالت فشار ورودی و خروجی)، توان مخصوص^۱ که توان مصرفی برای تراکم واحد جرم (واحد حجم در شرایط استاندارد) می‌باشد، افزایش می‌یابد.



۶-۲ نمودار P-V در کمپرسورهای فاقد فضای مرده

هر چند که شاید افت انرژی فوق درصد کمی از کل انرژی مصرفی در کمپرسور را به خود اختصاص دهد، ولی با این وجود در مقایسه با انواع دیگر کمپرسورها (نظیر کمپرسورهای دورانی و گریز از مرکز) که فاقد سوپاپ می‌باشند، افت انرژی در سوپاپ‌ها جزء معایب کمپرسورهای پیستونی می‌باشد. تأثیر افت انرژی در سوپاپ‌ها، بویژه در کمپرسورهایی که با فشار مکش پایین کار می‌کنند از اهمیت بیشتری برخوردار است، چرا که افت فشار درصد بیشتری از فشار مکش را کاهش می‌دهد، حال آنکه در کمپرسورهای با فشار مکش بالا، درصد آن کمتر می‌باشد.

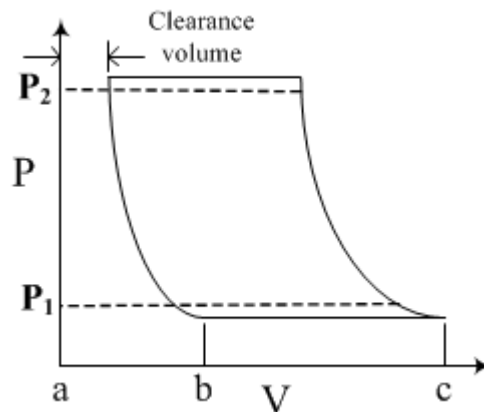
۵-۲ فضای مرده

بنا به دلایل متعدد، وجود فضای مرده در کمپرسورهای پیستونی اجتناب ناپذیر می‌باشد. به لحاظ انبساط حرارتی قطعات کمپرسور (پیستون، شاتون، شفت پیستون و ...) در اثر گرم شدن ناشی از تراکم گاز، جهت جلوگیری از برخورد مکانیکی پیستون با سرسیلندر در زمانیکه فرآیند تخلیه در حال انجام است،

¹ specific power

باید بین پیستون در نقطه مرگ بالایی^۱ با سر سیلندر یک فاصله هوایی وجود داشته باشد. بی توجهی به پدیده فوق در طراحی کمپرسور باعث می‌شود که بعد از راه‌اندازی کمپرسور و گرم شدن آن، در اثر انبساط طولی قطعات، پیستون با سرسیلندر برخورد مکانیکی نموده که می‌تواند منجر به خرابی قطعات، ایجاد سروصدا، لرزش و ... گردد. علاوه بر آن، بین قسمت بالایی رینگهای تراکم تا سرسیلندر نیز فضای خالی وجود داشته که بخشی از فضای مرده کمپرسور به آن مربوط می‌شود.

برای قرار دادن سوپاپ‌ها در سیلندرها لازم است که قسمتی از سیلندر و یا سر سیلندر خالی شود که خود مقداری فضای خالی ایجاد می‌کند. راهگاه‌های عبور گاز در سوپاپهای در حد فاصل بین نشستگاه سوپاپ^۲ تا لبه پایین بدنه سوپاپ نیز ماشین کاری شده که بر فضای مرده تأثیر می‌گذارد. مجموعه فضاهای خالی ذکر شده در بالا که در پایان سیکل تراکم، حاوی گاز تراکم شده می‌باشد را فضای مرده کمپرسور می‌نامند. تأثیر فضای مرده بر روی دیاگرام P-V در شکل (۷-۲) نشان داده شده است.



(۷-۲) نمودار P-V برای کمپرسورهای پیستونی با احتساب فضای مرده بر روی آن

اگر حجم گاز وارد شده به سیلندر کمپرسوری که فاقد فضای مرده است c-a باشد، مقدار آن در حالتی که کمپرسور دارای فضای مرده باشد به c-b کاهش می‌یابد (شکل ۷-۲). اختلاف دو مقدار فوق که b-a خواهد بود، حجمی از فضای جاروب شده توسط پیستون می‌باشد که صرف انبساط گاز متراکم شده

¹ Top Dead Center

² valve seat

باقیمانده در فضای مرده می‌گردد که در این محدوده، گازی از قسمت مکش سیلندر وارد نمی‌شود. در طراحی کمپرسور همواره سعی بر این است که درصد فضای مرده را تا آنجاییکه ممکن است کاهش دهند، ولی تجربیات عملی در کمپرسورها نشان می‌دهد آن دسته از کمپرسورهایی که با درصد فضای مرده کم طراحی شده اند در هنگام بهره برداری سر و صدای بیشتری دارند. امروزه اکثر کمپرسورهای پیستونی با فضای مرده حدود ۶-۱۲ درصد (گاهی اوقات مقدار فوق به ۱۵ درصد نیز می‌رسد) طراحی و ساخته می‌شوند. منظور از ذکر درصد، نسبت حجم فضای مرده به حجم جاروب شده توسط پیستون می‌باشد.

۲-۶) طرحهای اصلی کمپرسورهای پیستونی

هرچند که تمامی کمپرسورهای پیستونی بر مبنای اصول ذکر شده در بالا کار می‌کنند، ولی با این وجود به علت شرایط مختلف استفاده از آنها، امروزه در طرحهای متفاوتی ساخته می‌شوند. دسته‌بندی کمپرسورهای رفت و برگشتی از دیدگاههای متفاوت به صورتهای مختلف صورت می‌گیرد.

کمپرسورها را می‌توان به دو دسته مستقیم (تنه‌ای^۱) و یا با شفت هادی^۲ تقسیم کرد. کمپرسورهای پیستونی می‌توانند بصورت یک طرفه^۳ و یا دو طرفه^۴ ساخته شوند. برحسب حضور یا عدم حضور روغن در محفظه تراکم، این کمپرسورها به دو دسته روغنکاری شونده^۵ یا فاقد روغن^۶ تقسیم‌بندی می‌شوند. آرایش سیلندرها بصورت "L"، "V" و "W" و یا یک یا چند مرحله‌ای بودن، روشهای دیگر تقسیم بندی طراحی این کمپرسورها می‌باشد.

¹ Trunk

² crosshead

³ single acting

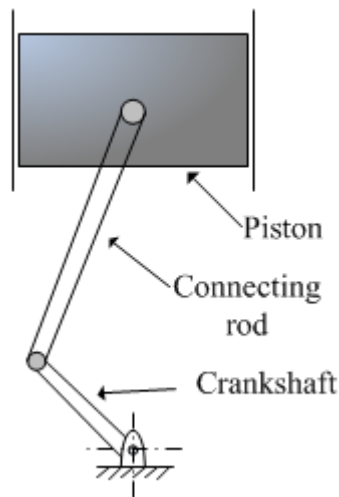
⁴ double acting

⁵ Lubricated

⁶ Oil Free

۲-۶-۱) کمپرسورهای پیستونی از نوع تنه‌ای (مستقیم)

در کمپرسورهای از نوع تنه‌ای، پیستون مستقیماً توسط شاتون به میل‌لنگ متصل می‌شود (شکل ۲-۸). استفاده از این طرح موجب سادگی، کوچک شدن ابعاد و کاهش قطعات مصرفی متحرک در کمپرسور می‌گردد. در این طرح پیستون از قسمت زیرین به کارتل متصل بوده و لذا برای روانکاری سیلندر و سایر قطعات کمپرسور (میل لنگ، یاتاقانها، گژن پین، بوش گژن پین و ...) می‌توان از یک نوع روغن در کمپرسور استفاده کرد. یکی از مسائل مهم در این طرح این است که رینگها نه تنها باعث آب‌بند کردن پیستون با سیلندر در مرحله تراکم می‌گردند، بلکه مقداری از نیروهای حاصل از انتقال قدرت از شاتون به پیستون را بر روی خود حذف می‌کنند.



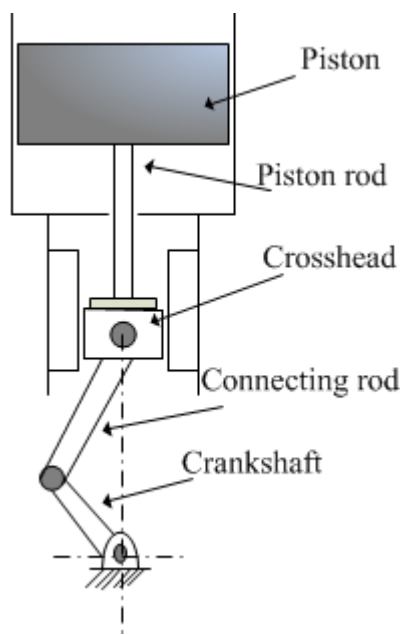
۲-۸) کمپرسورهای با طرح تنه‌ای (مستقیم)

بکارگیری این طرح برای ساخت کمپرسورهای فاقد روغن عملاً غیر ممکن می‌باشد، چرا که همواره مقداری روغن از طریق شاتون و گژن پین از کناره دیواره سیلندر به قسمت بالای پیستون رسیده و با گاز مورد تراکم مخلوط می‌شود. البته در بعضی از کمپرسورهای با شرایط بهره‌برداری آسان که در آن یاتاقانها از قبل روغن کاری شده‌اند و کارتل آن خشک می‌باشد، می‌توان از این طرح برای ساخت کمپرسورهای فاقد روغن استفاده نمود. به لحاظ محدودیت‌های زیادی که در این زمینه وجود دارد، استفاده از این طرح

برای ساخت کمپرسورهای فاقد روغن عملا منتفی می‌باشد. در بعضی از طرحهای این کمپرسورها، پیستون بشکل پله‌ای^۱ بوده و بصورت دو طرفه کار می‌کنند.

۲-۶-۲) کمپرسورهای پیستونی با شفت هادی

در این طرح، پیستون بطور مستقیم به شاتون متصل نمی‌باشد، بلکه برای انتقال قدرت از شاتون به شفت پیستون از قطعه‌ای که اصطلاحاً آن را شفت هادی می‌نامند، استفاده می‌شود. این قطعه تقریباً تمامی نیروهای افقی حاصل از حرکت شاتون را حذف می‌نماید. نمونه‌ای از کمپرسورهای پیستونی مجهز به شفت هادی در شکل (۹-۲) نشان داده شده است.



(۹-۲) کمپرسور پیستونی مجهز به شفت هادی

این طرح دارای ویژگیهای خاص خود می‌باشد که مهمترین آنها بشرح زیر است:

الف) پیستون هیچگونه نیرویی در راستای افقی دریافت نکرده و در نتیجه، آن را به رینگها و دیواره سیلندر منتقل نمی‌کند.

¹ stepped

ب) از آنجایی که شفت پیستون بصورت ثابت به پیستون متصل است به روانکاری خاصی نیاز ندارد.

ج) حرکت عمودی شفت پیستون این امکان را ایجاد می‌کند که بتوان با آب بند کردن آن، محفظه تراکم را از کارتل جدا نمود. لذا می‌توان برای روانکاری سیلندر (در صورت نیاز) روغن‌های مخصوصی را بکار برد که با روغن مورد استفاده در کارتل متفاوت است. لازم به ذکر است که در صورت استفاده از روغن برای روانکاری سیلندر، روغن قابل بازیابی نبوده و همراه گاز متراکم شده از کمپرسور خارج می‌شود.

د) در این طرح، برخلاف طراحی از نوع تنه‌ای (مستقیم)، پیستون را می‌توان از نوع دو طرفه ساخت. امروزه بسیاری از کمپرسورهای پیستونی مجهز به شفت هادی بوده و می‌توان آنها را بصورت افقی "L"، "V" و "W" و یا از نوع آرایش متقابل پیستون^۱ ساخت. استفاده از طرح آرایش متقابل برای تراکم گاز در فشارهای بالا امکان پذیر است. قرار گرفتن پیستونها در دو سمت میل لنگ موجب متعادل شدن و کاهش بار وارده بر میل لنگ و نهایتاً کاهش لرزش در کمپرسور می‌شود.

۳-۶-۲) کمپرسور با پیستون یک طرفه

یک طرفه بدین معنی است که در فرآیند تراکم، تنها از یک طرف پیستون برای تراکم گاز استفاده می‌شود (شکل ۲-۱۰).

ظرفیت تئوریک کمپرسورهای پیستونی (حجم جاروب شده توسط پیستونها) برابر است با:

$$Q_t = \frac{\pi}{4} D^2 \times S \times N \times n \quad (1-2)$$

که در آن

Q_t = ظرفیت تئوریک کمپرسور

D = قطر سیلندر

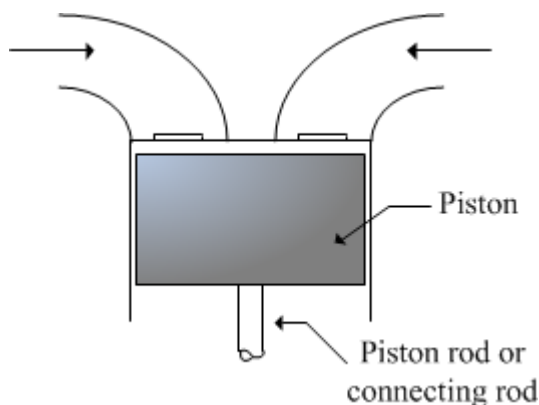
S = کورس پیستون

N = سرعت دورانی کمپرسور

¹ opposed piston

تعداد سیلندرهای مرحله اول $n =$

پیستون‌های یک طرفه را می‌توان بصورت تنه‌ای (مستقیم) و یا مجهز به شفت هادی ساخت.



شکل ۲-۱۰) کمپرسور با پیستون یک طرفه

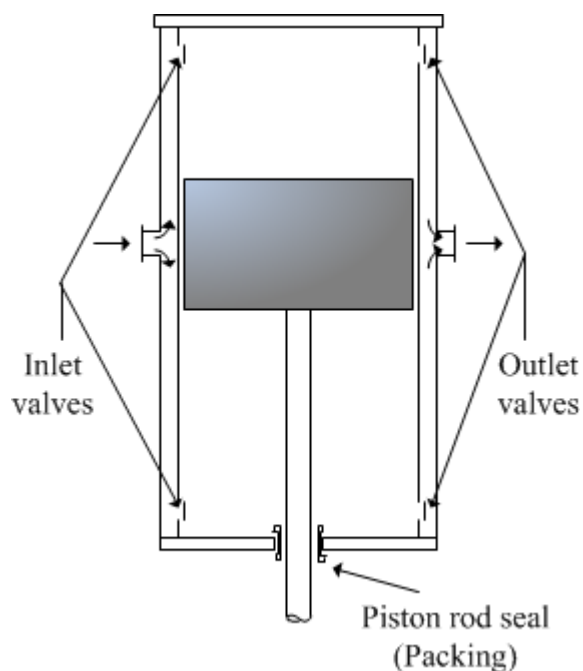
۲-۶-۴) کمپرسور با پیستون دو طرفه

برخلاف کمپرسورهای یک طرفه، در این طرح از هر دو سمت پیستون برای تراکم گاز استفاده می‌شود. برای این منظور لازم است قسمتی از شفت پیستون که از سیلندر خارج می‌شود آب بندی گردد. استفاده از شفت هادی در این طرح اجباری است تا شفت پیستون فقط دارای حرکت عمودی بوده و آب بند کردن آن در محل خروجی سیلندر امکان پذیر باشد. نمونه‌ای از کمپرسورهای پیستونی دو طرفه در شکل (۲-۱۱) نشان داده شده است.

سوپاپها را می‌توان در قسمت‌های جانبی، بالا و یا پایین سیلندر نصب نمود. باید دقت شود که راهگاه‌های جریان گاز ورودی و خروجی طوری طراحی شوند که گاز بتواند در قسمت‌های فوقانی و تحتانی پیستون وارد (در مرحله مکش) و یا از آن خارج شود (در مرحله تخلیه).

بدیهی است که با دو طرفه کردن پیستون، حجم جاروب شده توسط پیستون افزایش می‌یابد، چرا که وقتی یک سمت پیستون در حال مکش باشد، سمت دیگر در مرحله تراکم قرار می‌گیرد و به همین خاطر در هر کورس پیستون، حجم جاروب شده تقریباً دو برابر می‌شود. البته بدیهی است بخاطر حضور

شفت پیستون در قسمت زیرین آن میزان گاز حبس شده در مقایسه با قسمت فوقانی اندکی کمتر می‌باشد.



شکل ۲-۱۱) کمپرسور با پیستون دو طرفه

حجم جاروب شده توسط قسمت بالای پیستون + حجم جاروب شده توسط قسمت = حجم جاروب شده کل پایینی پیستون

$$V_s = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \times S + \frac{\pi}{4} D^2 \times S = \frac{\pi}{4}(2D^2 - d^2) \times S \quad (2-2)$$

V_s = حجم جاروب شده در هر کورس پیستون

d = قطر شفت پیستون

$$Q_t = V_s \times N \times n$$

۲-۶-۵) کمپرسورهای پیستونی روغنکاری شونده

این کمپرسورها می‌توانند از نوع تنه‌ای (مستقیم) و یا مجهز به شفت هادی باشند. در کمپرسورهای تنه‌ای یک طرفه، روانکاری سیلندر بطور مستقیم صورت می‌گیرد. روغن بکار برده شده برای روانکاری سیلندر

توسط رینگهای روغنی^۱ از روی سیلندر جدا شده و به کارتل برگشت داده می‌شود. روغن را می‌توان از طریق کانالی که در شاتون، بوش گژن پین و پیستون تعبیه شده است به سیلندر رسانید. روغنکاری سیلندر ممکن است توسط بخار روغن ناشی از گرم شدن روغن در کارتل صورت گیرد. روش دیگر روغنکاری می‌تواند بصورت پاششی^۲ باشد.

در اثر حرکت میل لنگ درون روغن موجود در کارتل، روغن به اطراف و بخصوص سیلندر پاشیده می‌شود. بدیهی است که در این روش فقط از یک نوع روغن برای روانکاری تمامی قسمت‌های مورد نظر در کمپرسور استفاده می‌شود.

در کمپرسورهایی که دارای شفت هادی می‌باشند می‌توان از تمامی ویژگی‌های فوق استفاده نموده و در کنار آن امکان روغنکاری سیلندر با روغنی متفاوت با روغن بکار برده شده در کارتل نیز وجود دارد. روغنکاری سیلندر می‌تواند به روش اجباری^۳ یا تزریقی^۴ صورت پذیرد. روغن بکار برده شده برای روانکاری سیلندر همراه با گاز متراکم شده از کمپرسور خارج شده و غیر قابل بازیابی می‌باشد. البته در مواردی که حساسیت گاز به روغن بکار برده شده مهم باشد و یا مقدار آن نباید از حدی تجاوز کند، می‌توان از سیستم جداسازی روغن از گاز^۵ برای بازیابی بخش اعظمی از روغن مخلوط با گاز متراکم شده استفاده کرد. با این روش می‌توان غلظت روغن در گاز خروجی را حدود ۳-۵ ppm کاهش داد. مزیت مهم این نوع روغنکاری در این است که می‌توان برای روغنکاری قطعات متحرک درون کارتل از یک نوع روغن مناسب آن استفاده نمود و در کنار آن بر حسب شرایط مورد نیاز در سیلندر نظیر سازگاری با گاز مورد تراکم، پایداری در مقابل درجه حرارت، پایداری در مقابل فرسایش و ... می‌توان روغن مناسب برای روانکاری

¹ Scraper Ring

² splash

³ Forced

⁴ Injection

⁵ oil separate

سیلندر را انتخاب نمود. امروزه به کمک روغن‌های مصنوعی^۱، با خواص روغنکاری عالی و قابلیت ریز کردن آن جهت روغنکاری به روش ذره‌ای^۲، این امکان را ایجاد کرده است که بتوان میزان روغن باقیمانده در گاز تراکم شده را به حداقل مقدار ممکن کاهش داد. این ویژگیها باعث کاهش آلودگی گاز، کاهش احتمال آتش گرفتن روغن و کاهش هزینه‌های بهره برداری از کمپرسور می‌گردد.

۲-۶-۶) کمپرسورهای پیستونی فاقد روغن

در این قسمت، نخست لازم است که اصطلاح فاقد روغن در کمپرسورها مورد بحث قرار گیرد. منظور از کمپرسورهای خشک و یا فاقد روغن، عدم بکارگیری از هر نوع روغن در کمپرسور نمی‌باشد، چرا که به هر حال قسمت‌های متعددی از کمپرسور نظیر یاتاقانها، شاتون، بوش‌ها، دنده‌ها و ... تحت هر شرایطی باید روغنکاری شوند، بنابراین منظور از کمپرسورهای فاقد روغن (یا خشک) عدم بکارگیری روغن بطور مطلق در کمپرسور نمی‌باشد بلکه هدف عدم حضور روغن در محفظه تراکم بوده تا گاز مورد تراکم با روغن مخلوط نشود. چرا که در بسیاری از موارد حضور روغن در گاز مورد تراکم چندان مطلوب نبوده و در موارد خاصی می‌تواند بسیار خطرناک باشد (نظیر واحدهای تولید اکسیژن که حضور روغن به میزان کم می‌تواند موجب بروز انفجار در واحد گردد). امروزه کمپرسورهای پیستونی فاقد روغن را می‌توان با استفاده از رینگهایی با خاصیت خود روانکاری و مقاومت سایشی خوب طراحی و تولید نمود. برای این منظور از ترکیباتی نظیر گرافیت، تفلن آغشته شده به گرافیت، کربن با الیاف شیشه^۳ و ... استفاده می‌شود. این رینگها در مقایسه با رینگهای فلزی که در کمپرسورهای روغنکاری شونده بکار برده می‌شوند، دارای عمر مفید کمتری می‌باشند. در صورت ضرورت می‌توان کمپرسورهایی را که مجهز به شفت هادی هستند و سیلندر آن روغنکاری می‌شود را به کمپرسورهای فاقد روغن تبدیل کرد. کمپرسورهای فاقد روغن

¹ synthetic oils

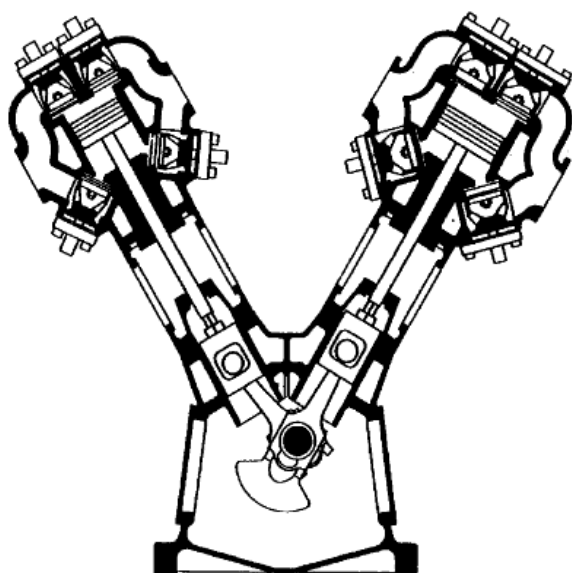
² Micro Lube

³ Fiber Glass

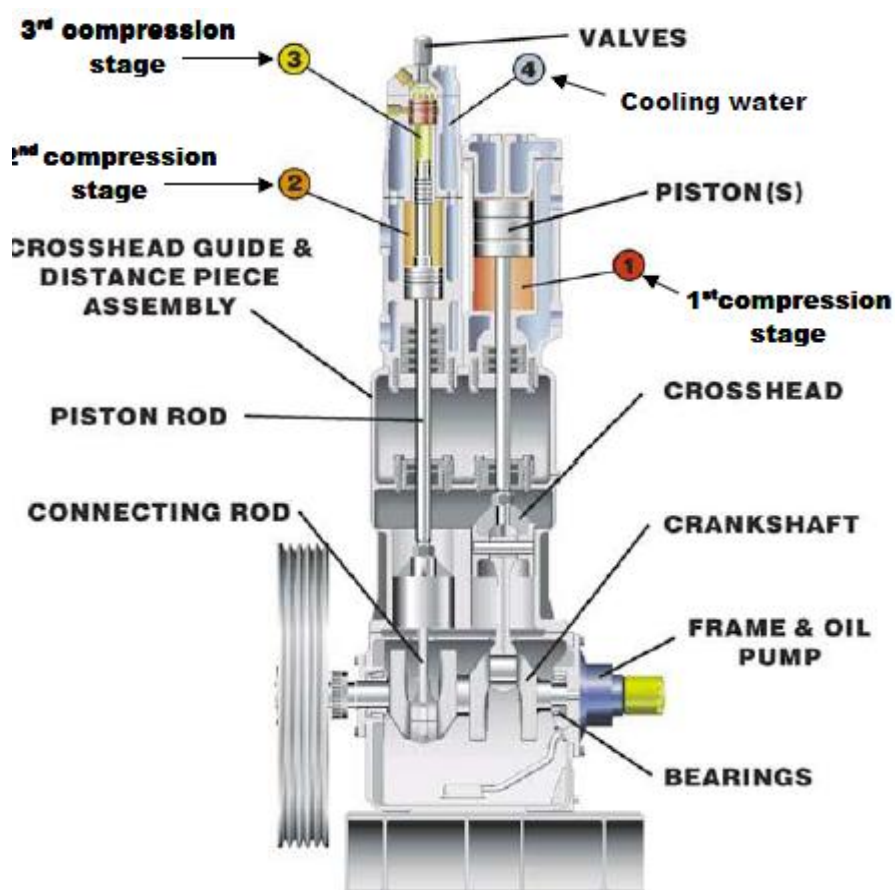
مشکلات زیادی ایجاد می‌کنند که عمده‌ترین آنها فرسایش زودرس رینگها، گرانی، پایین بودن راندمان، بالا بودن هزینه‌های تعمیر و نگهداری و ... می‌باشد.

۷-۲) آرایش سیلندرها

امروزه برای ساخت کمپرسورهای پیستونی از طرحهای متفاوتی استفاده می‌شود. برای انتخاب آرایش و طراحی مناسب کمپرسور عوامل متعددی باید مورد توجه قرار گیرند. نوع گاز مورد تراکم، شرایط بهره‌برداری، تعداد مراحل مورد نیاز برای تراکم گاز تا فشار مورد نظر، هزینه‌های تولید، روش راه‌اندازی و شرایط نصب کمپرسور مهمترین عواملی هستند که در انتخاب آرایش مناسب سیلندرها تأثیرگذار هستند. کمپرسورهای یک مرحله‌ای با یک سیلندر را می‌توان بصورت عمودی و یا افقی ساخته شوند. برای اینکه کمپرسور بصورت چند مرحله‌ای ساخته شود، لازم است که سیلندرها دارای قطرهای متفاوتی باشند و یا اینکه اگر قطر داخلی سیلندرها یکی باشند، تعداد سیلندرها در هر مرحله باید از تعداد سیلندرها در مرحله بعدی بیشتر باشد تا عمل تراکم گاز در فضای کوچکتری صورت پذیرد. آرایش سیلندر می‌تواند بشکل افقی، عمودی، L، V و ... وجود داشته باشد. در شکل (۲-۱۲) یک کمپرسور دو مرحله با طرح "V" نشان داده شده است. با توجه به ضرورت خنک کردن گاز در بین دو مرحله بعضی از طرحها براساس سهولت نصب خنک‌کن داخلی انتخاب می‌شوند. در شکل (۲-۱۳) یک کمپرسور ۳ مرحله‌ای با خنک‌کن بین مراحل نشان داده شده است.



۱۲-۲) آرایش "V" یک کمپرسور پیستونی دو طرفه [9]



۱۳-۲) کمپرسور پیستونی سه مرحله ای با سیستم خنک کننده بین مراحل [10]

۲-۸) سوپاپ‌ها^۱

سوپاپ‌های مورد استفاده در کمپرسورها، یک شیر یک طرفه است که در حالت عادی (فشار دو طرف آن یکسان باشد) بسته بوده و در صورت وجود اختلاف فشار در دو سمت آن (مشروط به اینکه جهت تأثیر نیروی ناشی از فشار گاز در جهت مخالف تأثیر نیروی فنر باشد) باز می‌شود. البته در موارد خاصی (نظیر کمپرسورهای کوچک) از یک قطعه بادامکی شکل (نظیر میل سوپاپ در ماشین‌ها) برای باز نمودن سوپاپ استفاده می‌شود.

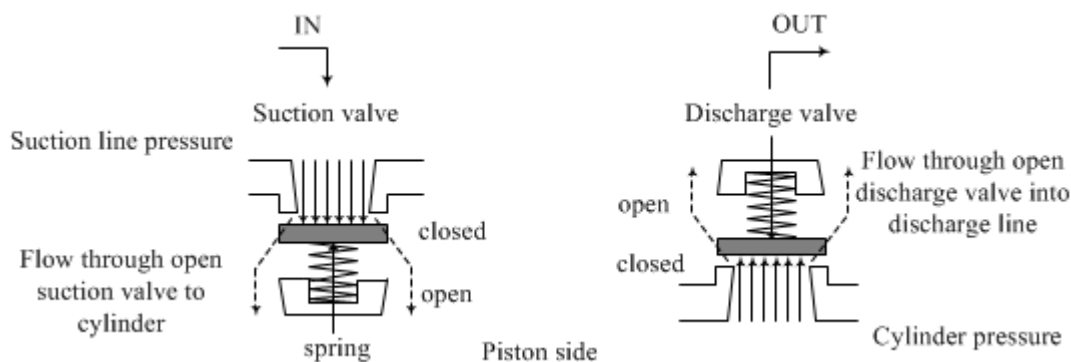
سوپاپ‌ها بحرانی‌ترین قطعه در کمپرسورهای رفت و برگشتی می‌باشند. این قطعه بیشترین تأثیر را روی عملکرد کمپرسور داشته و به همین خاطر هر گونه خرابی در آن می‌تواند به شدت کارایی کمپرسور را کاهش دهد. هر سوپاپ (ورودی یا خروجی) در هر سیکل تراکم یک بار باز و یک بار بسته می‌شود. مثلاً در یک کمپرسور یک مرحله‌ای یک طرفه که با سرعت دورانی ۱۰۰۰ rpm کار می‌کند، در هر شیفت کاری هشت ساعته هر سوپاپ ۹۶۰۰۰۰ مرتبه باز و بسته می‌شود. به همین خاطر به شدت در معرض استهلاک و فرسایش قرار دارند. در شکل (۲-۱۴) نمایی ساده از سوپاپ‌های ورودی و خروجی نشان داده شده است.

جنس قطعات سوپاپ‌ها بایستی طوری انتخاب شوند که دوام آن زیاد بوده و سازگاری لازم را با گاز مورد تراکم داشته باشد. محل نصب آن بایستی به نحوی باشد که به سهولت قابل باز و بسته کردن و سرویس بوده، لذا عموماً در قسمت بیرونی سیلندرها قرار داده می‌شوند.

در میان تمامی قطعات موجود در کمپرسور، سوپاپ‌ها در معرض بیشترین صدمات می‌باشند. تحقیقات انجام شده بر روی توقفات کمپرسورها نشان می‌دهد که حدود ۳۰-۴۰ درصد توقفات کمپرسورها به خرابی سوپاپ‌های آن مرتبط می‌باشد. سوپاپ‌ها نسبت به حضور مایعات و ذرات جامد شدیداً حساس بوده

¹ Valves

و همین عامل مهمترین دلیل شکسته شدن صفحات و فنرهای سوپاپ می‌باشد. هنگامی که صفحه سوپاپ بلند می‌شود قادر است که در یک کورس به دفعات به حفاظ و نشستگاه سوپاپ ضربه بزند. این پدیده را بال زدن سوپاپ^۱ می‌نامند که عامل مهمی در شکسته شدن صفحات سوپاپ می‌باشد.



شکل ۲-۱۴) نمایی ساده از سوپاپ‌های ورودی و خروجی

گازهای با جرم مولکولی کم (نظیر هیدروژن) عامل اصلی بروز این پدیده در سوپاپها بوده و کنترل آن بوسیله‌ی محدود کردن میزان بلند شدن صفحه سوپاپ^۲ امکان پذیر است که در نهایت می‌تواند موجب کنترل سرعت جریان گاز در سوپاپ گردد.

براساس دستورالعمل API^۳ سرعت جریان گاز در سوپاپهای کمپرسورهایی که برای تراکم گاز با جرم مولکولی ($M=20$) مورد استفاده قرار می‌گیرند، باید حداکثر ۱۸ متر در ثانیه باشد؛ حال آنکه برای گازهای سبکتر (مثلا $M=7$) می‌تواند تا ۳۵ متر در ثانیه نیز برسد.

روش‌هایی که امروزه برای طراحی سوپاپها مورد استفاده قرار می‌گیرند عموماً براساس قوانین آیرودینامیک و ترمودینامیک می‌باشند تا نتایج تجربی. این روش‌ها در سالهای اخیر نتایج مطلوبی داده و موجب افزایش راندمان کمپرسور گردیده است.

¹ Valve Fluttering

² Valve Lift

³ American Petroleum Institute

سوپاپهای ورودی و خروجی بایستی در فشار خروجی آب بند شوند. آب بند کردن سوپاپ ورودی جهت جلوگیری از خروج گاز از سیلندر در مرحله تراکم بوده ولی آب بند کردن سوپاپ خروجی برای ممانعت از نشت گاز به درون سیلندر در مرحله مکش می باشد.

افت فشار گاز در هنگام عبور از سوپاپ ورودی، باعث کاهش دانسیته آن گردیده که در نهایت منجر به کاهش دبی جرمی کمپرسور می شود. افت فشار در اثر عبور گاز از درون سوپاپ خروجی باعث می شود تا کمپرسور برای باز کردن سوپاپ و تخلیه گاز به منبع خروجی، فشاری بیشتر از فشار خط خروجی در داخل سیلندر ایجاد نماید. از سوی دیگر با توجه به مطالبی که قبلا در مورد فضای مرده گفته شد کانالهای زیر قسمت آب بند کننده سوپاپ و مجرای که سوپاپها در آن نصب شده اند بخشی از فضای مرده کمپرسور را تشکیل می دهند. در یک جمع بندی کلی، افت انرژی در سوپاپها، افزایش فضای مرده و نیاز به سرویس و تعمیر نگهداری آن جزء معایب بکارگیری از سوپاپ در کمپرسورهای پیستونی می باشند. خنثی کردن ضربات مربوط به باز و بسته شدن سوپاپها (مستهلک کردن)^۱ اهمیت بسیاری زیادی دارد. در عملکرد سوپاپ سعی بر این است که هر چه سریعتر باز و یا بسته شوند. همین امر ممکن است پدیده شناور شدن^۲ را ناشی شود. این پدیده باعث افزایش نشتی گاز و فرسایش زودرس سوپاپ خواهد شد. به همین خاطر طراحان سوپاپ سعی بر آن دارند که این پدیده را به نحوی خنثی ساخته و یا حداقل عوارض آن را کاهش دهند. خواص فیزیکی گاز (جرم مولکولی آن) و میزان بلند شدن صفحه سوپاپ نیز بر روی شدت این پدیده تأثیر می گذارند.

۹-۲) بررسی نمودار P-V در کمپرسورهای پیستونی

به لحاظ وجود عواملی نامطلوب در زمان بهره برداری از کمپرسورها، نمودار P-V آن با آنچه که در قسمتهای قبلی بدان اشاره شد تفاوتهای چشمگیری داشته و از آنجایی که این عوامل بر عملکرد

¹ Damping

² Bounce

کمپرسورهای پیستونی تأثیرات نامطلوبی می‌گذارند، لازم است که در این قسمت بطور جامع مورد بررسی قرار گرفته شود.

الف) فضای مرده

هر چند که طراحان کمپرسورهای پیستونی علاقمندند تا در هنگامی که پیستون به نقطه مرگ بالایی خود می‌رسد تمامی گاز متراکم شده در بالای پیستون تخلیه شود ولی شرایط واقعی فرآیند تخلیه گاز از کمپرسور عملاً اجرای چنین امکانی را غیرممکن ساخته و همواره بخاطر وجود فضای مرده در بالای سیلندر مقداری گاز متراکم شده در سیلندر باقی می‌ماند. فضای مرده قبلاً مورد اشاره قرار گرفته و در این قسمت بذکر عوامل بوجود آورنده فضای مرده اکتفا می‌شود.

از آنجایی که در هنگام فرآیند تخلیه در کمپرسور، قطعات داخلی آن شامل شاتون، شفت پیستون، پیستون، شفت هادی و ... گرمتر از دمای اولیه می‌گردد، همین امر موجب افزایش طول قطعات فوق گردیده و جهت جلوگیری از برخورد پیستون با سرسیلندر لازم است که لقی مناسب در بالای سرسیلندر پیش بینی شود.

فضای مرده ضمن آنکه باعث حبس شدن مقداری از گاز متراکم شده در سیلندر می‌گردد، موجب تأخیر در باز شدن سوپاپ ورودی در مرحله انبساط گشته و به همین خاطر بر راندمان حجمی کمپرسور تأثیر نامطلوب می‌گذارد. شرکت‌های سازنده کمپرسور برحسب شرایط طراحی و بهره برداری کمپرسور همواره سعی بر آن دارند تا مقدار C (درصد فضای مرده) را حتی الامکان کاهش دهند با این وجود مقدار C در کمپرسورهای صنعتی عمدتاً بین ۱۲-۵ درصد و در موارد خاصی ممکن است به ۱۵ درصد نیز برسد.

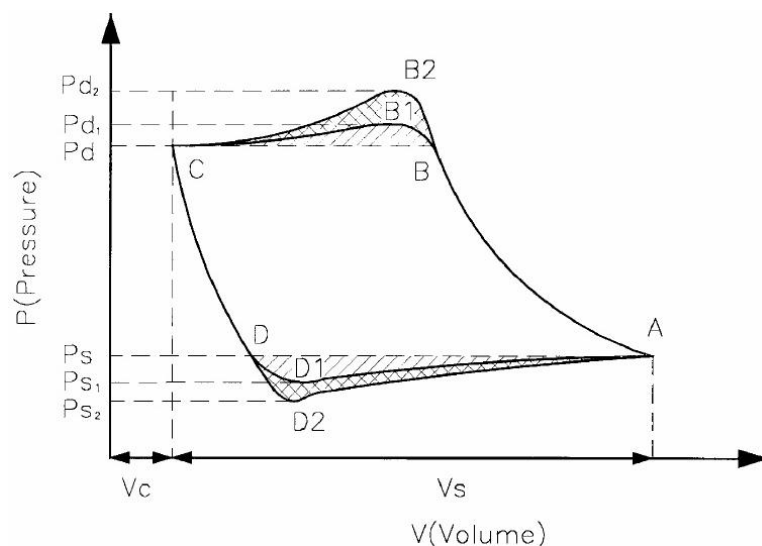
ب) افت فشار در سوپاپ‌ها

در کمپرسور ایده‌آل فرض بر این است، هنگامیکه فشار درون سیلندر به فشار خط خروجی رسید سوپاپ خروجی باز شده و هنگامیکه فشار درون سیلندر معادل فشار خط ورودی گردید، سوپاپ ورودی باز شود.

در چنین حالتی نمودار P-V مشابه شکل (۷-۲) می‌باشد. ولی شرایط واقعی در کمپرسور به نحوی است که عملاً امکان بروز چنین حالتی میسر نبوده و بنا به دلایل زیر نمودار P-V در حالت واقعی بصورت شکل (۱۵-۲) در می‌آید.

(۱) انرژی لازم جهت غلبه بر نیروی فنر

با توجه به تعریف به عمل آمده از سوپاپ، بسته بودن آن در حالت عادی (تساوی فشار در دو سمت آن) بخاطر وجود فنر در آن می‌باشد. بدیهی است که همین امر باعث می‌شود تا سوپاپ‌های ورودی و خروجی در حالت تعادل فشار در سیلندر با قسمت‌های مکش و دهش باز نگردد. سوپاپ ورودی هنگامی باز می‌شود که فشار درون سیلندر در مرحله‌ی انبساط تا حدی از فشار قسمت مکش کمتر بوده تا اختلاف آن به حدی باشد که بر نیروی فنر غلبه کند. به همین خاطر باز شدن سوپاپ مکش بجای فشار P_s در فشار P_{s1} صورت می‌گیرد. مشابه این پدیده در مورد سوپاپ خروجی وجود داشته و باز شدن سوپاپ خروجی بجای فشار P_d در فشار P_{d1} صورت می‌پذیرد.



شکل (۱۵-۲) نمودار واقعی P-V [11]

علاوه بر آن قوی بودن فنر می‌تواند باعث بروز جریان برگشتی در سوپاپ و برخورد توام با ضربه آن با نشستگاه شود که در نهایت می‌تواند منجر به شکستن صفحه سوپاپ و فرسایش نشستگاه گردد. به همین

خاطر سازندگان کمپرسورها در انتخاب فنر همواره سعی بر آن دارند تا از فنر ضعیفتر استفاده نمایند. این اقدام ضمن کاهش انرژی مصرفی برای بازکردن سوپاپ مانع از بروز تأخیر در باز و بسته شدن سوپاپ می‌گردد در عوض باید دقت شود که فنر انتخاب شده آنچنان ضعیف نباشد که بر کیفیت آب‌بندی سوپاپ در زمان بسته بودن آن تأثیر نامطلوب بگذارد.

۲) افت فشار ناشی از اصطکاک

جریان گاز درون سوپاپ با برخورد با جداره سوپاپ که دارای اصطکاک است توام بوده و باعث افت فشار خواهد شد. از سوی دیگر مسیر جریان گاز در سوپاپ با تغییر سطح مقطع و تغییر جهت بردار سرعت توام بوده و همین امر افت فشار را بدنبال خواهد داشت. عموماً سوپاپ در زمانی باز می‌شود که سرعت پیستون در نزدیکی حداکثر سرعت خود قرار داشته و به همین خاطر افت فشار در اثر بالا بودن سرعت گاز زیاد بوده ولی بتدریج کم شده تا سوپاپ بسته شود (سرعت گاز به صفر برسد). بروز عوامل فوق باعث می‌شود تا عمل تراکم در کمپرسور در حدی باشد که سوپاپ خروجی عملاً در نقطه B_2 باز شود. مشابه حالت فوق موجب بروز تاخیر در باز شدن سوپاپ ورودی گردیده و عملاً سوپاپ در فشار P_{s2} باز می‌شود.

هرگونه کاهش در فشار ورودی و افزایش در فشار خروجی موجب افزایش نسبت تراکم گردیده که در نهایت منجر به کاهش راندمان حجمی (کاهش ظرفیت کمپرسور)، افزایش توان مصرفی، افزایش درجه حرارت گاز خروجی از کمپرسور، کاهش عمر مفید سوپاپ و افزایش هزینه‌های تعمیر و نگهداری خواهد شد.

همان طوری که قبلاً گفته شد، سطح زیر منحنی $P-V$ نشان دهنده کار مصرفی در تحول تراکم می‌باشد. سطح زیر منحنی $ABCD$ کار مفید انجام شده بر روی گاز بوده، سطح زیر منحنی BB_1C از دست رفت انرژی جهت غلبه بر نیروی فنر در سوپاپ خروجی، سطح زیر منحنی BB_2CB_1 از دست رفت انرژی ناشی از جریان گاز درون سوپاپ خروجی می‌باشد.

به همین ترتیب سطح زیر منحنی ADD_1 از دست رفت انرژی ناشی از غلبه بر نیروی فنر در سوپاپ ورودی و سطح منحنی AD_2DD_1 از دست رفت انرژی ناشی از جریان گاز در سوپاپ ورودی می‌باشد. افت فشار در سوپاپ ورودی در مقایسه با سوپاپ خروجی تأثیر بیشتری بر روی عملکرد کمپرسور باقی می‌گذارد. این امر بویژه در کمپرسورهایی که فشار ورودی آن نسبتاً پایین می‌باشد باعث اتلاف انرژی بیشتری خواهد بود. چرا که نسبت $\frac{\Delta P}{P_s}$ به لحاظ پایین بودن P_s درصد بیشتری را نشان خواهد داد. سوپاپ‌های با طراحی مطلوب دارای مشخصه‌های زیر می‌باشند:

۱. حداکثر سطح مقطع جریان گاز با کمترین محیط تر شده^۱
۲. حداقل تغییر جهت بردار سرعت جریان گاز در زمان عبور از سوپاپ
۳. صیقلی بودن مطلوب سطوح تر شده آن
۴. حداقل کورس صفحه سوپاپ
۵. سبک بودن قطعات متحرک داخلی جهت تسریع در باز و بسته شدن
۶. کم بودن فضای مرده
۷. حرکت نرم و آرام حتی در سرعت‌های بالا
۸. قیمت مناسب

طراحی مطلوب و عملکرد مناسب آن تأثیر بسزایی در کارایی کمپرسورهای پیستونی داشته که عمده‌ترین آنها عبارتند از:

- (۱) کاهش توقفات کمپرسور
- (۲) کاهش انرژی مصرفی جهت تراکم گاز (حتی تا ۳۰ درصد)
- (۳) کاهش درجه حرارت گاز خروجی از سیلندر

¹ Wetted Perimeter

۴) افزایش راندمان حجمی (افزایش ظرفیت واقعی کمپرسور)

۵) کاهش هزینه تعمیرات

فصل سوم

معرفی برخی از معادلات حالت گاز طبیعی و تعیین

خواص ترمودینامیکی بر مبنای ترکیب گاز طبیعی با

استفاده از استاندارد AGA8

۳-۱) مقدمه

در ابتدای این فصل ذکر این نکته ضروری به نظر می‌رسد که برای شبیه‌سازی دقیق یک کمپرسور رفت و برگشتی CNG استفاده از یک روش برای تعیین تمامی خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی که برای مدل کردن کمپرسورهای رفت و برگشتی استفاده می‌شود ضروری است. در این فصل ابتدا برخی از معادلات حالت حاکم بر گاز طبیعی معرفی می‌شوند و سپس بطور کامل معادله AGA8 که در این پایان‌نامه مورد استفاده قرار گرفته است مورد مطالعه قرار خواهد گرفت.

۳-۲) برخی از معادلات حالت حاکم بر گاز طبیعی

۳-۲-۱) معادله حالت گاز ایده‌آل

ساده ترین معادله حالتی که وجود دارد، معادله حالت گاز ایده‌آل می‌باشد. این معادله ارتباط بین پارامترهای فشار، دما و حجم گاز را بصورت یک رابطه خطی بین آنها بیان می‌نماید. در پاره‌ای از کاربردها که دقت بالایی مد نظر نباشد، استفاده از این معادله می‌تواند فرآیند رسیدن به جواب را تسریع بخشد.

$$PV = mRT \quad (1-3)$$

در رابطه بالا P ، فشار گاز، T ، دمای گاز برحسب کلوین، V ، حجم گاز یا حجم سیلندر یا محفظه حاوی گاز، m ، جرم گاز و در نهایت R ثابت گاز می‌باشد.

۳-۲-۲) معادله حالت Peng Robinson

یکی دیگر از معادلات حالت مشهور و پرکاربرد معادله حالت Peng Robinson می‌باشد. نتایج حاصل از استفاده از این معادله برای تبیین رابطه فشار، دما و حجم در مورد گاز طبیعی بیانگر این می‌باشند که با استفاده از این معادله در مواردی که جزییات ترکیب گازهای تشکیل دهنده برای اپراتور ضروری نباشد می‌توان خروجی‌های خوبی را از آن نتیجه گرفت [12].

این معادله در زیر آورده شده است. در این معادله a ، b و ω ضرایب Peng Robinson هستند و مقادیر آن از رابطه (۳-۳) بدست می‌آید.

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a\alpha}{V^2+2bV-b^2} \quad (۲-۳)$$

$$a = \frac{0.45724R^2T_c^2}{P_c} \quad (۳-۳)$$

$$b = \frac{0.778RT_c}{P_c}$$

$$\alpha = [1 + (0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2)(1 - T_r^{0.5})]$$

$$T_r = \frac{T}{T_c}$$

در رابطه (۳-۳)، P_c و T_c به ترتیب دما و فشار بحرانی گاز، T_r دمای کاهیده و ω ضریب خروج از مرکزیت می‌باشند که مقادیر آنها در جدول خواص گازها موجود است.

۳-۳ معادله حالت AGA8

در این پایان‌نامه از استاندارد معتبر AGA8 برای تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی استفاده خواهد شد که شاید بتوان به جرات بیان داشت که یکی از دقیق‌ترین روش‌های موجود برای تعیین خواص گاز طبیعی است.

تحقیقات انجام گرفته زیر نظر آقای هاوارد در سالهای ۱۹۲۸ تا ۱۹۲۹ منجر به تدوین روش استاندارد برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی تا فشار در دایره تحقیقات استاندارد گاز طبیعی آمریکا گردید هرچند تا سال ۱۹۵۴ که آقای پروفیسر ساموئل.ر. در دانشگاه اوهایو گزارش از تحقیقات انجام گرفته اش بر روی ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی بر مبنای مطالعات پیشین آقای هاوارد را منتشر کرد این تحقیقات انتشار پیدا نکرده بود [13]. ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی و همچنین معادله حالتی بر مبنای تحقیقات آقای زیمرمن بین سالهای ۱۹۵۶ تا ۱۹۶۲ در دانشگاه اوهایو توسعه و منتشر گردید.

نتایج این تحقیق توسط انجمن گاز آمریکا (AGA) تحت عنوان "دستورالعملی برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی" در سال ۱۹۶۲ منتشر گردید. در ادامه در سال ۱۹۸۵ رساله ای جهت محاسبه دقیق ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی با در نظر گرفتن اثرات دما و فشار و گستره‌ی اجزای تشکیل دهنده گاز، به سرپرستی پرفسور کنت.ای. در دانشگاه اوکلاهما انتشار یافت. نتایج در سال ۱۹۸۴ برای محاسبات گاز طبیعی در خطوط انتقال کامل گشته و این گزارش پایه و اساسی برای گزارش کامل در سال ۱۹۸۵ گردید. تحقیقات اولیه بین سالهای ۱۹۸۱ تا ۱۹۸۴ که توسط موسسه GERG انتشار یافته شده بود، برای فشارهای نزدیک به ۶ مگاپاسکال ضریب تراکم پذیری را محاسبه می نمود، اما در بین سالهای ۱۹۸۵ تا ۱۹۹۰ این نتایج به صورت چشمگیری توسط موسسه GERG توسعه داده شد. نتایج جدید نشان می داد که نتایج منتشر شده بین سالهای ۱۹۸۱ تا ۱۹۸۴ نیاز به بازبینی دارند. همچنین اطلاعات مربوط به سرعت صوت که در بین سالهای ۱۹۸۵ تا ۱۹۸۹ توسط موسسه GRI انتشار یافته بود، نشان داد که محاسبات برای گازهای غنی و در جریانهای بحرانی از دقت کافی برخوردار نیستند. پس از بازبینی‌های انجام شده معادله حالت جدید برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی توسط موسسات GRI و GERG ارائه گردید. همچنین روش بازبینی شده با استفاده از داده های آزمایشگاهی و تحلیلی، توسط پرفسور ریچارد جاکوبسن تکمیل گردید [14].

۴-۳) شرح و بسط روش AGA8

با استفاده از این روش می توان ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی و چگالی گاز طبیعی را محاسبه نمود. 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. جدول (۳-۱) محدوده مجاز برای استفاده از این روش را نشان می دهد [14].

جدول (۱-۳) محدوده مجاز استفاده از روش AGA8 [14]

Quantity	Normal Range	Expanded Range
Relative Density	0.554 to 0.87	0.07 to 1.52
Gross Heating Value	477 to 115 Btu/scf	0 to 1800 Btu/scf
Gross Heating Value	18.7 to 45.1 Mj/m ³	0 to 66 Mj/m ³
Mole Percent Methane	45 to 100	0 to 100
Mole Percent Nitrogen	0 to 50	0 to 100
Mole Percent Carbon Dioxide	0 to 30	0 to 100
Mole Percent Ethane	0 to 10	0 to 100
Mole Percent Propane	0 to 4	0 to 12
Mole Percent Total Butanes	0 to 1	0 to 6
Mole Percent Total Pentanes	0 to 0.3	0 to 4
Mole Percent Hexanes Plus	0 to 0.2	0 to Dew Point
Mole Percent Helium	0 to 0.2	0 to 3
Mole Percent Hydrogen	0 to 10	0 to 100
Mole Percent Carbon Monoxide	0 to 3	0 to 3
Mole Percent Argon	0	0 to 1
Mole Percent Oxygen	0	0 to 21
Mole Percent Water	0 to 0.05	0 to Dew Point
Mole Percent Hydrogen Sulfide	0 to 0.02	0 to 100

با توجه به داده‌های جدول (۱-۳) از معادله حالت AGA8 تنها برای گاز طبیعی با درصد مشخص شده می‌توان استفاده کرد. دو روش برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی با استفاده از استاندارد ارائه شده وجود داشته که به شرح زیر می‌باشند [14]:

روش اول که Gross Characterization Method (G.C.M) نامیده می‌شود. با استفاده از ارزش حرارتی و چگالی نسبی گاز طبیعی ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی محاسبه می‌شود. دقت جوابهای بدست آمده با استفاده از این روش در محدوده‌ی دما و فشارهای پایین قابل قبول می‌باشد. این مسئله باعث می‌شود که در دماهای بالا استفاده از این روش خطایی را وارد محاسبات مربوط به ضریب تراکم پذیری نماید.

روش دوم که Detail Characterization Method (D.C.M) نامیده می‌شود در محدوده‌ی وسیعتری از دما، فشار و چگالی گاز طبیعی کاربرد دارد. با استفاده از این روش محاسبه ضریب تراکم‌پذیری در محدوده دمایی ۱۳۰- درجه سانتیگراد تا ۴۰۰ درجه سانتیگراد و فشارهای بالای ۲۸۰ مگاپاسکال با دقت

قابل قبولی امکان پذیر می‌باشد. با توجه به محدوده نسبتا وسیع دما و فشار در این روش محاسبات ضریب تراکم پذیری با استفاده از روش D.C.M انجام می‌گیرد. با استفاده از این روش خطای محاسبه ضریب تراکم پذیری و چگالی گاز طبیعی برای ترکیبات گازی که دارای درصد مولی هگزان و هیدروکربنهای سنگین می‌باشند را بیش از ۱٪ کاهش می‌دهد.

۳-۵) عدم قطعیت

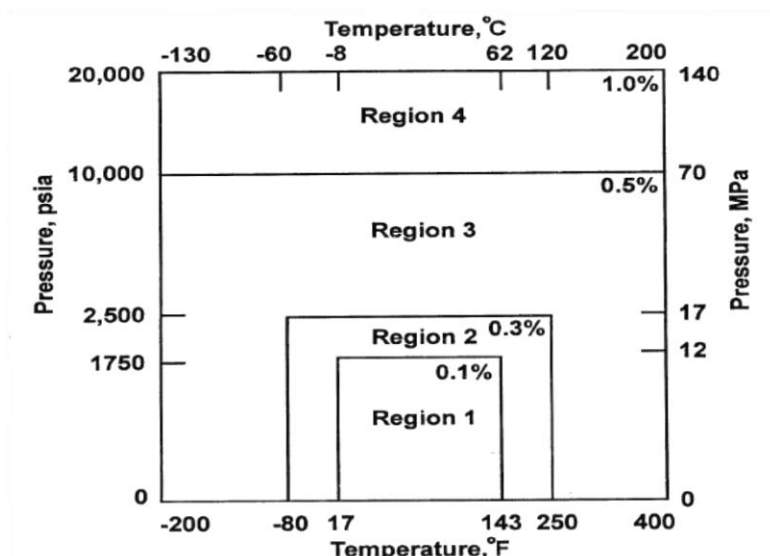
عدم قطعیت مربوط به محاسبات ضریب تراکم پذیری با استفاده از هر دو روش D.C.M و G.C.M به ترکیبات گاز طبیعی، محدوده دما و فشار محاسبات بستگی دارد. خطای محاسبات انجام شده با استفاده از این دو روش با جداول اطلاعاتی GRI و GERG مقایسه شده و نتایج قابل قبولی بدست آمده است.

۳-۵-۱) عدم قطعیت روش D.C.M

در حالت کلی عدم قطعیت این روش برای گاز طبیعی با درصد مولی ترکیبات گاز که در محدوده نرمال جدول (۱-۳) قرار می‌گیرند، مطابق با شکل (۱-۳) می‌باشد. برای گاز طبیعی با درصد مولی در محدوده گسترده در جدول (۱-۳) این روش خطای متوسطی داشته و برای مقادیر خارج از ناحیه ۱ شکل (۱-۳) این خطا بزرگ می‌باشد. جداول اطلاعاتی GRI و GERG درستی این روش را برای ناحیه ۱ و بخشی از نواحی ۲، ۳ و ۴ تایید کرده است [14].

۳-۵-۲) عدم قطعیت روش G.C.M

عدم قطعیت مورد نظر برای این روش برای محدوده نرمال ترکیب گاز طبیعی در جدول (۱-۳) در داخل ناحیه ۱ از شکل (۱-۳) قرار می‌گیرد. جداول اطلاعاتی GRI و GERG درستی این روش را برای ناحیه ۱ از شکل (۱-۳) تایید کرده‌اند. برای خارج از این محدوده این معادلات کاربرد نداشته و نباید مورد استفاده قرار بگیرند [14].



شکل ۳-۱) محدوده خطا برای محاسبه ضریب تراکم پذیری با استفاده از روش AGA8 [14]

۳-۶) محاسبه ضریب تراکم پذیری با استفاده از D.C.M

برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی و چگالی گاز طبیعی ابتدا به شرح و بسط روابط ریاضی و معادلات مربوط به روش D.C.M پرداخته سپس روش حل معادلات توضیح داده می‌شود.

در این روش مدلی برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی ارائه می‌شود. ضریب تراکم پذیری Z به صورت زیر تعریف می‌شود [14]:

$$PV = nZRT \quad (۴-۳)$$

که در معادله (۴-۳)، P فشار، V حجم، n تعداد مولها، T دما و R ثابت جهانی گازها می‌باشند. می‌توان معادله (۴-۳) را به صورت زیر نیز نوشت:

$$P = Z\rho_m RT \quad (۵-۳)$$

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

$$\rho_m = \frac{n}{V} \quad (۶-۳)$$

رابطه بین دانسیته جرمی و دانسیته مولار به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\rho = \rho_m M_w \quad (7-3)$$

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

$$M_w = \sum_{i=1}^N x_i M_{w,i} \quad (8-3)$$

که در رابطه (۸-۳)، 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 می‌باشند.

معادله مربوط به ضریب تراکم پذیری Z در روش D.C.M به صورت زیر ارائه شده است [14]:

$$Z = 1 + B\rho_m - \rho_r \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=18}^{58} C_n^* D_n^* \quad (9-3)$$

در معادله (۹-۳)، Z ضریب تراکم پذیری، B ضریب دوم ویریا، ρ_r دانسیته کاهیده، C_n^* و D_n^* ضرایب تابع دما و ترکیبات گاز طبیعی، می‌باشند.

ρ_r دانسیته کاهیده به صورت زیر با دانسیته مولار ارتباط پیدا می‌کند [14]:

$$\rho_r = K^3 \rho_m \quad (10-3)$$

که K پارامتر اندازه مخلوط بوده و با استفاده از رابطه (۱۱-۳) تعریف شده و از مشخصه‌های مربوط به ساختار شیمیایی اجزای مخلوط می‌باشد [14]:

$$K^5 = [\sum_{i=1}^N x_i K_i]^2 + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N x_i x_j (K_{ij}^5 - 1) (K_i K_j)^{5/2} \quad (11-3)$$

که در رابطه (۱۱-۳)، x_i کسر مولی جزء i در مخلوط، K_i پارامتر اندازه مربوط به جزء i و K_{ij} پارامتر اندازه برهمکنش اجزای i و j می‌باشند که مقادیر آنها وابسته به ترکیب گاز و اجزای مختلف گازهای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مخلوط بوده و در مرجع [14]، آورده شده‌اند.

در معادله (۹-۳)، B ضریب دوم ویریا بوده که به صورت زیر تعریف می‌شود [14]:

$$B = \sum_{n=1}^{18} a_n T^{-u_n} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j B_{ijk}^* E^{u_n} K_i K_j^{3/2} \quad (12-3)$$

در معادله (۱۲-۳) ضریب B_{ijk}^* توسط معادله (۱۳-۳) تعریف می‌شود [14]:

$$B_{nij} = (G_{ij} + 1 - g_n)^{g_n} (Q_i Q_j + 1 - q_n)^{q_n} (F_i^{1/2} F_j^{1/2} + 1 - f_n)^{f_n} (S_i S_j + 1 - s_n)^{s_n} (W_i W_j + 1 - w_n)^{w_n} \quad (13-3)$$

پارامترهای دودویی E_{ij} و G_{ij} به ترتیب پارامترهای انرژی برهمکنشی ضریب دوم و ویرال و پارامتر دودویی موقعیت یا جهت ذرات نامیده می‌شوند که توسط روابط (3-14) و (3-15) تعریف می‌شوند.

$$E_{ij} = E_{ij}^* \cdot (E_i E_j)^{1/2} \quad (14-3)$$

$$G_{ij} = \frac{G_{ij}^* (G_i + G_j)}{2} \quad (15-3)$$

در معادلات (3-12) تا (3-15)، T دما، N تعداد اجزای ترکیب گاز طبیعی، x_i کسر مولی جزء i و a_n در معادلات (3-12) تا (3-15)، u_n ، s_n ، q_n ، g_n ، f_n پارامترهای ثابت معادله حالت یا ضرایب مشخصه دودویی مربوط به اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مخلوط بوده که بسته به حالت‌های مختلف مقادیر آنها در مرجع [14] آورده شده است. E_i ، F_i ، G_i ، K_i ، Q_i و S_i پارامترهای مشخصه متناظر بوده که در حالت‌های مختلف برهمکنش ذرات نسبت به یکدیگر در مخلوط گاز، مقادیر آنها ثابت می‌باشند. E_{ij}^* و G_{ij}^* پارامترهای دودویی برخورد اجزای i و j هستند که برای یک موقعیت یا جهت خاص دو جزء i و j در مخلوط گاز می‌باشند. مقادیر این دو پارامتر برای حالت‌های مختلف ترکیبات مخلوط نسبت به یکدیگر در مرجع [14] آورده شده است.

در معادله (3-9) ضریب C_n^* تابعی از ترکیب اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی و دمای گاز بوده که توسط رابطه (3-16) تعریف می‌شود [14]:

$$C_n^* = a_n (G + 1 - g_n)^{g_n} (Q^2 + 1 - q_n)^{q_n} (F + 1 - f_n)^{f_n} U^{u_n} T^{-u_n} \quad (16-3)$$

در معادله (3-16) G ، Q ، F و U به ترتیب، پارامترهای موقعیت، کوادراتیو، دما بالای مخلوط و انرژی بوده که به صورت زیر تعریف می‌شوند [14]:

$$U^5 = [\sum_{i=1}^N x_i E_i^{5/2}]^2 + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^{N-1} x_i x_j (U_{ij}^5 - 1)(E_i E_j)^{5/2} \quad (17-3)$$

$$G = \sum_{i=1}^N x_i G_i + \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N x_i x_j (G_{ij}^* - 1)(G_i + G_j) \quad (18-3)$$

$$Q = \sum_{i=1}^N x_i Q_i \quad (19-3)$$

$$F = \sum_{i=1}^N x_i^2 F_i \quad (20-3)$$

در معادله (۱۷-۳)، پارامتر برهمکنش دودویی برای انرژی مخلوط می‌باشد. همچنین در معادله (۳-۳)

(۹)، D_n^* به صورت زیر تعریف می‌شود [14]:

$$D_n^* = (b_n - c_n K_n \rho_r^{K_n}) \rho_r^{b_n} \exp(-C_n \rho_r^{K_n}) \quad (21-3)$$

ضرایب معادله (۲۱-۳) در مرجع [14] آورده شده‌اند.

۷-۳) روش حل معادلات مربوط به D.C.M

با توجه به رابطه (۳-۹) برای ضریب تراکم پذیری و با جایگذاری این رابطه در رابطه (۳-۵) و با توجه به رابطه دانسیته مولار و دانسیته کاهیده یعنی رابطه (۳-۱۰) و جایگذاری این رابطه در رابطه (۳-۹)، رابطه زیر بدست می‌آید:

$$P = (1 + B\rho_m - K^3 \rho_m \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n^*) \rho_m RT \quad (22-3)$$

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 دانسیته مولار یا ρ_m می‌باشد. رابطه (۳-۲۲) را می‌توان به صورت زیر نیز نوشت:

$$P - (1 + B\rho_m - K^3 \rho_m \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n^*) \rho_m RT = 0 \quad (23-3)$$

با معلوم بودن دما و فشار مطلق گاز طبیعی رابطه (۳-۲۳) یک معادله غیر خطی بر حسب دانسیته مولار بوده که با استفاده از روش نیوتن - رافسون^۱ میتوان آن را با یک روش تکرار ساده حل کرده و مقدار دانسیته مولار ρ_m را بدست آورد [15]. پس از محاسبه دانسیته مولار با استفاده از رابطه (۳-۲۴) مقدار ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$Z = \frac{P}{\rho_m RT} \quad (۳-۲۴)$$

۳-۸) بدست آوردن خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی

یکی از ملزومات مورد نیاز برای شبیه سازی ایستگاههای CNG تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی می‌باشد. به همین دلیل است که بعد از تعیین ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی در مرحله بعد باید بتوان خواصی همچون چگالی، انرژی داخلی، آنتالپی و ... که در این پایان نامه مورد نیاز است را برای هر شرایط ترمودینامیکی مشخص نمود.

خواص ترمودینامیکی خواصی هستند که با استفاده از آنها می‌توان حالت یک ماده را در یک سیستم ترمودینامیکی مشخص کرد. اگر ماده مورد نظر خالص باشد با داشتن دو خاصیت ترمودینامیکی مستقل از هم می‌توان حالت ماده مورد نظر را مشخص کرده و بقیه خواص ترمودینامیکی را محاسبه نمود. اگر ماده مورد نظر ترکیبی از چندین ماده خالص باشد، آنگاه برای مشخص کردن حالت مخلوط مورد نظر علاوه بر داشتن دو خاصیت ترمودینامیکی مستقل، به درصد مولی یا کسر مولی اجزاء در مخلوط نیز، نیاز خواهد بود. گاز طبیعی یکی از مخلوط‌های مهم بوده که کاربردهای فراوان صنعتی و خانگی دارد. از آنجاییکه گاز طبیعی مخلوطی از چندین گاز مختلف می‌باشد، خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی نیز وابسته به خواص ترمودینامیکی اجزای گاز طبیعی می‌باشد. در این بخش با استفاده از معادله حالت AGA8 و روابط

¹ Newton-Rophson Method

ترمودینامیکی^۱ مشخصی که بین اجزای تشکیل دهنده یک مخلوط گازی وجود دارد خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی محاسبه می‌گردد. خواص ترمودینامیکی بدست آمده در این بخش عبارتند از: ظرفیت گرمایی مولار^۲ در حجم ثابت و فشار ثابت، آنتالپی^۳، انرژی داخلی^۴. در حالت کلی اگر هر خاصیت ترمودینامیکی تابعی از دو پارامتر باشد، برای هر خاصیت ترمودینامیکی معادله زیر برقرار است [16]:

$$z = z(x, y) \rightarrow dz = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y dx + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x dy \quad (25-3)$$

در رابطه (۲۵-۴)، z معرف یک خاصیت ترمودینامیکی است. در حقیقت با توجه به رابطه (۲۲-۳)، فرض بر این است که هر خاصیت ترمودینامیکی تابع دیفرانسیل کامل باشد. با تعریف $M = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y$ و $N = \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x$ رابطه (۲۵-۳) را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$dz = M dx + N dy \quad (26-3)$$

با توجه به قانون پیوستگی که بین مشتقات جزئی برقرار است، خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y \quad (27-3)$$

روابط (۲۶-۳) و (۲۷-۳) در محاسبه خواص ترمودینامیکی بسیار مورد استفاده قرار می‌گیرند. روابط مهم دیگری که در محاسبه خواص ترمودینامیکی، بسیار کاربرد دارند، روابطی موسوم به روابط ماکسول^۵ می‌باشند. روابط ماکسول با توجه به رابطه‌ای که بین خواص مختلف ترمودینامیکی وجود دارد، با استفاده از روابط (۲۶-۳) و (۲۷-۳)، محاسبه شده‌اند. روابط (۲۸-۳) تا (۳۱-۳)، روابط ماکسول را نشان می‌دهند [16].

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s = -\left(\frac{\partial P}{\partial s}\right)_v \quad (28-3)$$

²Thermodynamic Relationships

³Molar Heat Capacity

⁴Enthalpy

⁵Internal energy

⁶Maxwell Relationships

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T \quad (29-3)$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_s = -\left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_P \quad (30-3)$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_s = -\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T \quad (31-3)$$

در روابط (۲۸-۳) تا (۳۱-۳)، P فشار، T دما، v حجم مخصوص و s آنترופی می‌باشد.

۹-۳ محاسبه خواص ترمودینامیکی

۱-۹-۳ محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت

ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت با استفاده از رابطه (۳۲-۳) تعریف می‌شود [16]:

$$C_{m,v} = \left(\frac{\partial u_m}{\partial T}\right)_{v_m} \quad (32-3)$$

در رابطه (۳۲-۳)، $C_{m,v}$ ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت، u_m انرژی داخلی مولار^۱، v_m حجم مخصوص مولار و T دما می‌باشند.

رابطه (۳۲-۳) را می‌توان به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$C_{m,v} = \left(\frac{\partial u_m}{\partial s_m}\right)_{v_m} \left(\frac{\partial s_m}{\partial T_m}\right)_{v_m} \quad (33-3)$$

که در رابطه (۳۳-۳) s_m آنترופی مولار^۲ می‌باشد.

با استفاده از روابط ترمودینامیکی مشخص است که $T = \left(\frac{\partial u_m}{\partial s_m}\right)_{v_m}$ ، بنابراین رابطه (۳۳-۳) به صورت زیر خلاصه می‌شود [16]:

$$C_{m,v} = T \left(\frac{\partial s_m}{\partial T_m}\right)_{v_m} \quad (34-3)$$

^۱Molar Internal Energy

^۲Molar Entropy

اگر از رابطه (۳-۳۴) بر حسب حجم مخصوص مولار v_m و با فرض ثابت بودن دما مشتق گرفته شود:

$$\left(\frac{\partial C_{m,v}}{\partial v_m}\right)_T = \left(\frac{\partial [T(\frac{\partial s_m}{\partial T})_{m,v}]}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial^2 s_m}{\partial v_m \partial T}\right) \quad (۳-۳۵)$$

از طرفی با استفاده از یکی از روابط ماکسول یعنی رابطه (۳-۲۹) بر مبنای مولار داریم [16]:

$$\left(\frac{\partial s_m}{\partial v_m}\right)_T = -\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} \quad (۳-۳۶)$$

با جایگذاری رابطه (۳-۳۶) در رابطه (۳-۳۵)، خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial C_{m,v}}{\partial v_m}\right)_T = T\left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_{v,m} \quad (۳-۳۷)$$

پس از انتگرال گیری از رابطه (۳-۳۷)، رابطه (۳-۳۸) برای محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت بدست می آید:

$$C_{m,v} = C_{m,v_I} + T \int_{v_{mI} \rightarrow \infty (T=cte)}^{v_m} \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_{v,m} dv_m \quad (۳-۳۸)$$

جائیکه در رابطه (۳-۳۸)، C_{m,v_I} ظرفیت گرمایی مولار ایده آل در حجم ثابت، $v_{m,I}$ حجم مخصوص مولار در حالت گاز ایده آل و v_m حجم مخصوص مولار در حالت گاز واقعی، می باشند. گازهای حقیقی رفتاری شبیه رفتار گازهای ایده آل در فشارهای نزدیک صفر یا هنگامی که $v_{mI} \rightarrow \infty$ می کند، خواهند داشت.

با جایگذاری $P = \rho_m ZRT$ و $v_m = 1/\rho_m$ در رابطه (۳-۳۸) داریم [17]:

$$C_{(m,v)} = C_{m,v_I} + RT \int_{\rho_{mI} \rightarrow \infty (T=Const)}^{\rho_m} \frac{1}{\rho_m} \left(T \left(\frac{\partial^2 Z}{\partial T^2} \right)_{\rho_m} + 2 \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \right) d\rho_m \quad (۳-۳۹)$$

در رابطه (۳-۳۹) Z ضریب تراکم پذیری، ρ_m دانسیته مولار در حالت گاز واقعی، $\rho_{m,I}$ دانسیته مولار در حالت گاز ایده آل، R ثابت جهانی گازها و T دما می باشند. برای گازهای ایده آل رابطه (۳-۴۰) بین ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت و ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت وجود دارد:

$$C_{m,v_I} = C_{m,P_I} - R \quad (۳-۴۰)$$

جائیکه در رابطه (۳-۴۰) $C_{m,PI}$ ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت برای گاز ایده‌آل می‌باشد. با جایگذاری رابطه (۳-۴۰) در رابطه (۳-۳۹) خواهیم داشت [17]:

$$C_{(m,v)} = C_{m,PI} - R + RT \int_{\rho_{mI} \rightarrow \infty (T=Const)}^{\rho_m} \frac{1}{\rho_m} \left(T \left(\frac{\partial^2 Z}{\partial T^2} \right)_{\rho_m} + 2 \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \right) d\rho_m \quad (۳-۴۱)$$

برای بدست آوردن پارامترهای موجود در رابطه (۴-۴۱) به صورت زیر عمل می‌شود:

ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت برای گاز ایده‌آل در رابطه (۳-۴۱) با استفاده از رابطه (۳-۴۲) محاسبه می‌شود:

$$C_{m,PI} = \sum_{j=1}^N x_j C_{m,PI}^j \quad (۳-۴۲)$$

در معادله (۳-۴۲) x_j کسر مولی جزء j در مخلوط گاز و $C_{m,PI}^j$ ظرفیت حرارتی مولار فشار ثابت در حالت ایده‌آل برای همان جزء می‌باشند. ظرفیت حرارتی مولار فشار ثابت برای اجزای مخلوط گاز ایده‌آل به صورت زیر بیان شده است [18]:

$$C_{m,PI}^j = a_j + b_j \left(\frac{c_j/T}{\sinh(c_j/T)} \right)^2 + d_j \left(\frac{e_j/T}{\cosh(e_j/T)} \right)^2 \quad (۳-۴۳)$$

در رابطه (۳-۴۳) $C_{m,PI}^j$ 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 و T دما می‌باشند.

با توجه به مشخص بودن معادله حالت AGA8 برای محاسبه ضریب تراکم پذیری که در بخش (۳-۸) مفصلاً شرح داده شد، مشتق اول ضریب تراکم پذیری نسبت به دما که در رابطه (۳-۴۴) وجود دارد، به صورت زیر محاسبه می‌شود [18]:

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} = (B' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^{*'}) \rho_m + \sum_{n=13}^{58} C_n^{*'} D_n^* \quad (۳-۴۴)$$

در رابطه (۳-۴۴) B' و $C_n^{*'}$ به ترتیب مشتق اول پارامترهای B و C_n^* (روابط (۳-۱۲) و (۳-۱۶)) نسبت به دما می‌باشند [17]:

$$B' = \sum_{n=1}^{18} -a_n u_n T^{-u_n - 1} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j B^*_{ijk} E_{ij}^{u_n} (K_i K_j)^{3/2} \quad (45-3)$$

$$C_n^{*'} = -u_n a_n (G+1-g_n)^{gn} (Q^2+1-q_n)^{qn} (F+1-f_n)^{fn} U^{un} T^{-un-1} \quad (46-3)$$

با توجه به تعریف C_n^* در رابطه (۱۶-۳)، رابطه (۴۶-۳) را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

$$C_n^{*'} = -u_n \frac{C_n^*}{T} \quad (47-3)$$

مشتق دوم ضریب تراکم پذیری نسبت به دما که در رابطه (۴۴-۳) وجود دارد، به صورت زیر محاسبه می‌شود [14]:

$$\left(\frac{\partial^2 Z}{\partial T^2}\right)_{\rho_m} = (B'' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^{*''}) \rho_m + \sum_{n=13}^{58} C_n^{*''} D_n^* \quad (48-3)$$

در رابطه (۴۸-۳)، B'' و $C_n^{*''}$ به ترتیب مشتق دوم پارامترهای B و C_n^* (روابط (۱۲-۳) و (۱۶-۳)) نسبت به دما می‌باشند [19]:

$$B'' = \sum_{n=1}^{18} a_n u_n (u_n + 1) T^{-u_n - 2} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j B^*_{ijk} E_{ij}^{u_n} (K_i K_j)^{3/2} \quad (49-3)$$

$$C_n^{*''} = u_n (u_n + 1) a_n (G+1-g_n)^{gn} (Q^2+1-q_n)^{qn} (F+1-f_n)^{fn} U^{un} T^{-un-2} \quad (50-3)$$

با توجه به تعریف C_n^* در رابطه (۱۶-۳)، رابطه (۵۰-۳) را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

$$C_n^{*''} = -(u_n + 1) \frac{C_n^{*'}}{T} \quad (51-3)$$

با جایگذاری روابط (۴۴-۳) و (۴۸-۳) در رابطه (۴۱-۳) و انتگرال‌گیری خواهیم داشت:

$$C_{(m,v)} = C_{m,PI} - R - RT(\rho_m (2Z_0 + 2Z_1) + (2Z_2 + TZ_3)) \quad (52-3)$$

که در رابطه (۵۲-۳)، داریم [17]:

$$Z_0 = B' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^{*'} \quad (53-3)$$

$$Z_1 = B'' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^{*''} \quad (54-3)$$

$$Z_2 = \sum_{n=13}^{18} C_n^* \rho_r^{bn} \exp(-c_n \rho_r^{kn}) \quad (55-3)$$

$$Z_3 = \sum_{n=13}^{18} C_n^{**} \rho_r^{bn} \exp(-c_n \rho_r^{kn}) \quad (56-3)$$

با مشخص بودن دما، فشار و کسر مولی اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی، با استفاده از رابطه (3-51) می‌توان ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت را محاسبه نمود.

3-9-2 محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت

ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت با استفاده از رابطه (3-57) تعریف می‌شود [16]:

$$C_{(m,P)} = (\partial h_m / \partial T)_P \quad (57-3)$$

در رابطه (3-57)، $C_{m,p}$ ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت، h_m آنتالپی مولار^۱، P فشار و T دما می‌باشند.

رابطه (3-57) را می‌توان به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$C_{(m,P)} = (\partial h_m / \partial S_m)_P (\partial S_m / \partial T)_P \quad (58-3)$$

جائیکه در رابطه (3-58)، S_m آنتروپی مولار می‌باشد.

با استفاده از یکی از روابط ترمودینامیکی که $T = \left(\frac{\partial h_m}{\partial S_m} \right)_P$ ، بنابراین رابطه (3-58) به صورت زیر خلاصه می‌شود [16]:

$$C_{(m,P)} = T (\partial S_m / \partial T)_P \quad (59-3)$$

با فرض اینکه S_m آنتروپی مولار تابعی از دما و حجم مخصوص مولار باشد:

$$S_m = (T, v_m) \quad (60-3)$$

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

^۱Molar Enthalpy

$$dS_m = \left(\frac{\partial S_m}{\partial T}\right)_{v_m} dT + \left(\frac{\partial S_m}{\partial v_m}\right)_T dv_m \quad (61-3)$$

با توجه به روابط (34-3) و (36-3)، رابطه (61-3) به صورت زیر تبدیل می‌شود:

$$dS_m = \left(\frac{C_{m,v}}{T}\right)_{v_m} dT + \left(\frac{\partial P}{\partial v_m}\right)_{v_m} dv_m \quad (62-3)$$

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

$$S_m = S_m(T, P) \quad (63-3)$$

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

$$dS_m = \left(\frac{\partial S_m}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial S_m}{\partial P}\right)_T dP \quad (64-3)$$

با استفاده از یکی از روابط ماکسول، رابطه (34-3) برپایه مولار، داریم [16]:

$$\left(\frac{\partial S_m}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v_m}{\partial P}\right)_T \quad (65-3)$$

حال با توجه به رابطه (3-59) و رابطه (3-64)، رابطه (3-65) به شکل زیر تبدیل می‌شود:

$$dS_m = \left(\frac{C_{m,P}}{T}\right) dT - \left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P dP \quad (66-3)$$

با کم کردن رابطه (3-66) از رابطه (3-62)، برای محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار

ثابت بدست می‌آید:

$$C_{m,P} = C_{m,v} + T \left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} \quad (67-3)$$

برای محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت با توجه به رابطه (3-67)، نیاز به محاسبه ظرفیت

گرمایی مولار در حجم ثابت می‌باشد که با استفاده از رابطه (3-51) محاسبه می‌شود. مشتقات جزئی

موجود در رابطه (3-67)، به صورت زیر محاسبه می‌شوند [18]:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} = R\rho_m \left(Z + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_{v_m}\right) \quad (68-3)$$

با استفاده از رابطه (3-44)، رابطه (3-68) را میتوان به فرم ساده زیر تبدیل کرد:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} = R\rho_m(Z + T(\rho_m Z_0 + Z_4)) \quad (69-3)$$

جائیکه در رابطه (69-3)، Z_0 از رابطه (52-3) و Z_4 از رابطه (70-3) محاسبه می‌شوند:

$$Z_4 = \sum_{n=13}^{18} C_n^* D_n^* \quad (70-3)$$

عبارت مشتق جزئی دوم در رابطه (67-3)، به صورت زیر محاسبه می‌شود [18]:

$$\left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P = R/P(Z + T\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P) \quad (71-3)$$

جائیکه در رابطه (71-3) داریم [18]:

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P = \rho_m'(B' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_{1n}) + (B' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^*)\rho_m + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_{1n} \quad (72-3)$$

در رابطه (72-3)، ρ_m' مشتق ρ_m نسبت به دما و D_{1n} مشتق D_n^* نسبت به دما بوده که به صورت زیر

تعریف می‌شوند [20]:

$$\rho_m' = -\frac{P}{R} + \frac{Z + T\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P}{(TZ)^2} \quad (73-3)$$

$$D_{1n} = K^3(b_n^2 - c_n k_n)(2b_n + k_n - c_n k_n \rho_r k_n)\rho_r^{b_n - 1} e^{-c_n \rho_r k_n} \quad (74-3)$$

حال با جایگذاری روابط (73-3)، (74-3) و رابطه $\rho_m = \frac{P}{ZRT}$ در رابطه (72-3)، خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P = \frac{RTZ^2 \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n + PZ(TZ_0 - Z_5)}{RTZ^2 + PTZ_5} \quad (75-3)$$

جائیکه در رابطه (75-3) Z_0 از رابطه (52-4) و D_n^* از رابطه (21-3)، محاسبه و برای Z_5 داریم:

$$Z_5 = B - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_{1n} \quad (76-3)$$

با مشخص بودن دما، فشار و کسر مولی اجزای گاز طبیعی در مخلوط و با جایگذاری روابط (51-3)، (3-

69) و (75-3) در رابطه (67-3)، ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت محاسبه می‌شود.

۳-۹-۳ محاسبه آنتالپی

یکی از مهمترین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی، آنتالپی بوده که تاکنون مطالعه دقیقی برای بدست آوردن آن انجام نشده است. 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^۱ و کار خالص خروجی از توربین‌ها^۲ اشاره کرد. مطالعات انجام شده برای محاسبه آنتالپی گاز طبیعی بسیار اندک بوده و در زمینه مطالعات آزمایشگاهی نیز کارهای اندکی انجام شده است. در یک تحقیق باری و همکارانش با استفاده از معادلات حالت درجه سه RK و BWR آنتالپی را برای مخلوط سه تایی متان - دی اکسید کربن - هیدروژن محاسبه کردند [21]. در یک تحقیق دیگر اشتون و همکارانش افزایش آنتالپی را برای مخلوطهایی شبیه گاز طبیعی با استفاده از آزمایش محاسبه کرده و با استفاده از نتایج آزمایشات ضرایب برهمکنش دودویی اجزاء را برای معادله حالت BWR محاسبه کردند [22]. همچنین گرنی و همکارانش نیز افزایش آنتالپی در فرآیند فشار ثابت و افت دما در فرآیند آنتالپی ثابت فشارشکنی را برای مخلوطهای دوتایی و سه تایی را با درصد ترکیب خواص دلخواه با استفاده از آزمایش محاسبه کرده، همچنین با استفاده از معادله حالت SRK نیز محاسبات را انجام داده و با داده های تجربی مقایسه کرده‌اند که درصد انحراف مطلق میانگین محاسبات آنها از داده های تجربی زیر ۵٪ بوده است [23]. در ادامه وندلند و همکارانش با استفاده از معادله حالت BACKONE افزایش آنتالپی در فرآیند فشار ثابت را برای متان خالص و مخلوط دوتایی متان - اتان محاسبه کرده‌اند [24]. معتبرسازی محاسبات آنها با استفاده از داده های تجربی درصد خطای زیر ۱/۵٪ را برای متان و درصد خطای زیر ۶٪ را مخلوط دوتایی متان - اتان، نشان می‌داد.

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

¹ -Compressor

² Turbine

$$\text{Specific Enthalpy}(T, P) = h_m(T, P) - h_m(T_{Ref}, P_{Ref}) \quad (77-3)$$

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، می باشند در حالیکه $T_{Ref} = 25^\circ\text{C}$ و $P_{Ref} = 101.32\text{kPa}$ می باشند.

رابطه بین آنتالپی مولار، انرژی داخلی مولار، فشار و حجم مخصوص مولار، به صورت زیر تعریف می شود [16]:

$$h_m = u_m + Pv_m \quad (78-3)$$

که در آن h_m آنتالپی مولار، u_m انرژی داخلی مولار و v_m حجم مخصوص مولار می باشند. اگر از معادله (78-3) نسبت به v_m و با فرض دمای ثابت، مشتق بگیریم خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial h_m}{\partial v_m}\right)_T = \left(\frac{\partial u_m}{\partial v_m}\right)_T + P \left(\frac{\partial P v_m}{\partial v_m}\right)_T \quad (79-3)$$

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

$$ds_m = \left(\frac{\partial s_m}{\partial T}\right)_{v_m} dT + \left(\frac{\partial s_m}{\partial v_m}\right)_T dv_m \quad (80-3)$$

با استفاده از روابط (79-3)، رابطه (80-3)، به شکل زیر تبدیل می شود:

$$TdS_m = C_{m,v} dT + T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} dv_m \quad (81-3)$$

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

$$u_m = u_m(T, v_m) \quad (82-3)$$

اگر u_m یک تابع دیفرانسیل کامل باشد، خواهیم داشت:

$$du_m = \left(\frac{\partial u_m}{\partial T}\right)_{v_m} dT + \left(\frac{\partial u_m}{\partial v_m}\right)_T dv_m \quad (83-3)$$

با توجه به قانون دوم ترمودینامیک داریم:

$$du_m = TdS_m - Pdv_m \quad (۸۴-۳)$$

با جایگذاری رابطه (۳-۸۱) در رابطه (۳-۸۴)، خواهیم داشت:

$$du_m = C_{m,v}dT + (T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} - P)dv_m \quad (۸۵-۳)$$

با مقایسه روابط (۳-۸۳) و (۳-۸۵)، خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial u_m}{\partial v_m}\right)_T = (T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} - P) \quad (۸۶-۳)$$

با جایگذاری $v_m = \frac{ZRT}{P}$ در ترم دوم سمت راست رابطه (۳-۸۶)، خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial(Pv_m)}{\partial v_m}\right)_T = \left(\frac{\partial ZRT}{\partial v_m}\right)_T = RT\left(\frac{\partial Z}{\partial v_m}\right)_T \quad (۸۷-۳)$$

حال با جایگذاری روابط (۳-۸۵) و (۳-۸۶) در رابطه (۳-۸۷)، این رابطه به صورت رابطه (۳-۸۸) نوشته خواهد شد:

$$\left(\frac{\partial(Pv_m)}{\partial v_m}\right)_T = (T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} - P) + RT\left(\frac{\partial Z}{\partial v_m}\right)_T \quad (۸۸-۳)$$

حال اگر از طرفین رابطه (۳-۸۸) نسبت به حجم مخصوص مولار v_m انتگرال بگیریم، خواهیم داشت:

$$\int_{h_{m,I}}^{h_m} dh_m = \int_{v_{m,I \rightarrow 0}}^{v_m} (T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} - P)dv_m + \int_{v_{m,I \rightarrow 0}}^{v_m} RT\left(\frac{\partial Z}{\partial v_m}\right)dv_m \quad (۸۹-۳)$$

در رابطه (۳-۸۹)، $h_{m,I}$ و $v_{m,I}$ به ترتیب آنتالپی مولار و حجم مخصوص مولار، در حالت گاز ایده‌آل می-

باشند. مشتق جزئی موجود در رابطه (۳-۸۹)، یعنی رابطه $\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m}$ ، با استفاده از رابطه (۳-۶۸)، محاسبه

شده است. با جایگذاری رابطه (۳-۶۸) در رابطه (۳-۸۹) و با تغییر متغیر از v_m به ρ_m داریم:

$$\int_{h_{m,I}}^{h_m} dh_m = \int_{\rho_{m,I \rightarrow 0}}^{\rho_m} (\rho_m RT^2 \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{-\rho_m^2} - P)dv_m + \int_{\rho_{m,I \rightarrow 0}}^{\rho_m} RT\left(\frac{\partial Z}{\partial \rho_m}\right)d\rho_m \quad (۹۰-۳)$$

در رابطه (۳-۹۰)، $\rho_{m,I}$ چگالی مولار در حالت گاز ایده‌آل می‌باشد. پس از ساده‌سازی رابطه (۳-۹۰) به

صورت زیر تبدیل خواهد شد:

$$h_m = h_{m,I} - RT^2 \int_0^{\rho_m} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{\rho_m} + RT \int_0^1 dZ \quad (91-3)$$

در رابطه (91-3)، $h_{m,I}$ آنتالپی مولار در حالت گاز ایده آل بوده که به صورت زیر محاسبه شده است:

$$h_{m,I} = \sum_{j=1}^N x_j h_{m,i}^j \quad (92-3)$$

در رابطه (92-3)، $h_{m,i}^j$ آنتالپی مولار در حالت گاز ایده آل برای جزء j در مخلوط گاز و x_j کسر مولی مربوط به همان جزء می باشند.

$$h_{m,i}^j = h_{m,i,0}^j + a_j T + b_j c_j \coth\left(\frac{c_j}{T}\right) - d_j e_j \tanh\left(\frac{e_j}{T}\right) \quad (93-3)$$

جائیکه $h_{m,i,0}^j$ آنتالپی مولار گاز ایده آل جزء j در مخلوط گاز در دمای مرجع می باشد. ضرایب a_j ، b_j ، c_j ، d_j و e_j برای اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مرجع [17] آورده شده اند.

با استفاده از روابط (3-52) و (3-54)، رابطه زیر برای محاسبه آنتالپی مولار برای گاز طبیعی، ارائه شده است:

$$h_m = h_{m,I} - RT^2(\rho_m Z_0 + Z_2) + RT(Z - 1) \quad (94-3)$$

برای محاسبه آنتالپی ویژه، آنتالپی مولار در دما و فشار سیستم و آنتالپی مولار در دما و فشار مرجع، با استفاده از رابطه (94-3)، محاسبه خواهند شد.

۴-۹-۳ محاسبه انرژی داخلی

انرژی داخلی نیز یکی از خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی بوده که مانند آنتالپی، معیاری از محتوای انرژی گاز طبیعی، در فرآیندهای ترمودینامیکی می باشد. 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.

^۱- Close system

^۲-Uniform State – Uniform Flow (USUF)

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

$$\text{Specific Internal energy}(T, P) = u_m(T, P) - u_m(T_{\text{Ref}}, P_{\text{Ref}}) \quad (۹۵-۳)$$

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

مشتق جزئی مورد استفاده برای محاسبه انرژی داخلی، در رابطه (۳-۸۶)، تعریف شده است. اگر از طرفین رابطه (۳-۸۶)، نسبت به حجم مخصوص مولار انتگرال بگیریم، خواهیم داشت:

حال اگر از طرفین رابطه (۳-۸۸) نسبت به حجم مخصوص مولار v_m انتگرال بگیریم، خواهیم داشت:

$$\int_{u_{m,I}}^{u_m} du_m = \int_{v_{m,I} \rightarrow 0}^{v_m} (T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m} - P) dv_m \quad (۹۶-۳)$$

در رابطه (۳-۸۹)، $u_{m,I}$ انرژی داخلی مولار در حالت گاز ایده‌آل می‌باشند. مشتق جزئی موجود در رابطه

(۳-۹۶)، یعنی رابطه $\left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m}$ ، با استفاده از رابطه (۳-۶۸)، محاسبه شده است. با جایگذاری رابطه (۳-۶۸)

در رابطه (۳-۹۶) و با تغییر متغیر از u_m به ρ_m داریم:

$$\int_{u_{m,I}}^{u_m} du_m = \int_{\rho_{m,I} \rightarrow 0}^{\rho_m} \rho_m RT^2 \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{-\rho_m^2} \quad (۹۷-۳)$$

پس از ساده سازی، رابطه (۳-۹۷) به صورت زیر تبدیل خواهد شد:

$$u_m = u_{m,I} - RT^2 \int_0^{\rho_m} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{\rho_m} \quad (۹۸-۳)$$

در رابطه (۳-۹۵)، $u_{m,I}$ انرژی داخلی مولار در حالت گاز ایده‌آل بوده که به صورت زیر محاسبه شده است.

$$u_{m,I} = h_{m,I} - Pv_m = h_{m,I} - RT \quad (۹۹-۳)$$

که در رابطه (۳-۹۹)، $h_{m,I}$ آنتالپی مولار در حالت گاز ایده‌آل بوده که از رابطه (۳-۹۲) محاسبه شده است.

با استفاده از روابط (۳-۵۲) و (۳-۵۴)، رابطه زیر برای محاسبه انرژی داخلی مولار برای گاز طبیعی ارائه شده است:

$$u_m = u_{m,I} - RT^2(\rho_m Z_0 + Z_2) \quad (۳-۱۰۰)$$

برای محاسبه انرژی داخلی ویژه، انرژی داخلی مولار در دما و فشار سیستم و انرژی داخلی مولار در دما و فشار مرجع با استفاده از رابطه (۳-۱۰۰) محاسبه خواهند شد.

فصل چهارم

مدلسازی کمپرسورهای رفت و برگشتی

و الگوریتم حل

۴-۱) مقدمه

در این فصل ابتدا معادلات حاکم برای مدل کردن فرآیندهایی که در کمپرسور رفت و برگشتی انجام می‌شود توصیف و ارائه می‌شود و سپس پیرامون الگوریتم شبیه‌سازی کامپیوتری برای کمپرسورهای رفت و برگشتی بحث می‌شود.

برای مدل کردن رفتار گاز درون سیلندر معادلات زیر در نظر گرفته می‌شوند:

(۱) معادلات جنبشی برای مکانیزم لنگ-لغزنده

(۲) معادلات حرکت سوپاپ

(۳) معادلات جریان جرمی

(۴) معادلات ترمودینامیکی

(۵) معادله انتقال حرارت

در این مطالعه، معادله بقای انرژی برای دو حالت در نظر گرفته می‌شود: الف) با فرض گاز ایده‌آل ب) گاز واقعی

۴-۲) تبدیل حرکت چرخشی به رفت و برگشتی

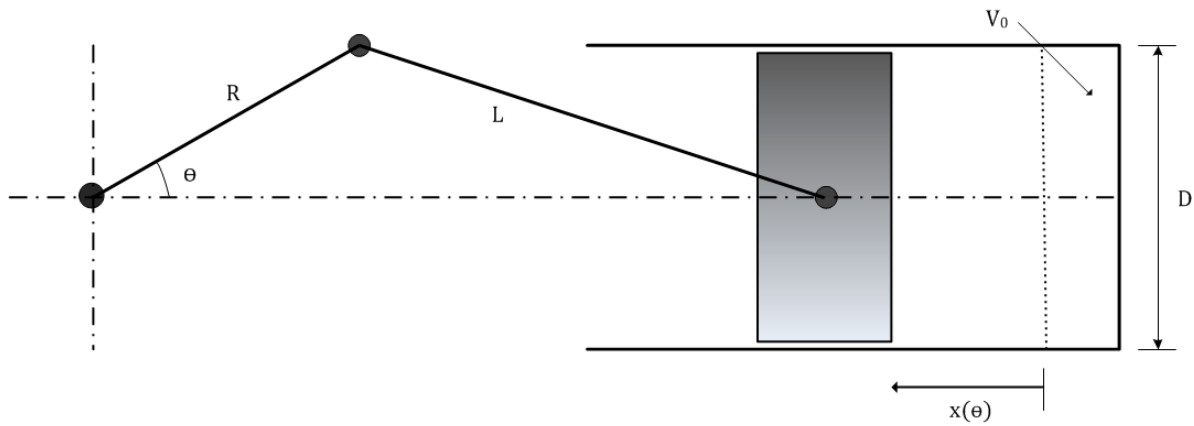
دو روش تبدیل حرکت چرخشی به حرکت رفت و برگشتی در شکل (۳-۱) نشان داده شده است. مکانیزم لنگ و لغزنده، یک روش معمولی برای کمپرسورهای رفت و برگشتی است. همچنین مکانیزم اسکچ یوک^۱ می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. در این مطالعه مکانیزم لنگ و لغزنده مورد استفاده قرار گرفته است.

عبارت دقیق برای مکانیزم لنگ و لغزنده از نقطه مرگ بالا بر حسب زاویه لنگ θ به شکل زیر است [25]:

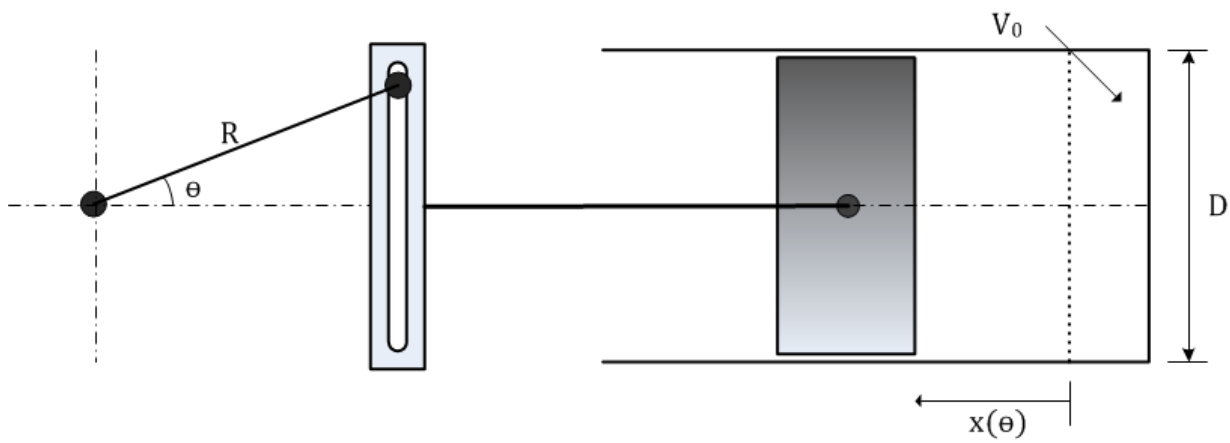
$$x(\theta) = \frac{S}{2} \left[1 - \cos \theta + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - (\lambda \sin \theta)^2}) \right] \quad (1-4)$$

¹ Scatch Yoke

که R طول لنگ، L طول شاتون و λ برابر با $\frac{R}{L}$ است.



شکل ۴-۱) مکانیزم لنگ و لغزنده



شکل ۴-۲) مکانیزم اسکچ یوک

حجم لحظه‌ای سیلندر V_c برابر است با:

$$V_c(\theta) = V_0 + \frac{\pi}{4} D^2 x(\theta) \quad (۲-۴)$$

که V_0 حجم مرده و D قطر داخلی سیلندر می‌باشد. از ترکیب دو معادله بالا به معادله زیر خواهیم رسید:

$$V_c(\theta) = V_0 + \frac{\pi}{8} D^2 S \left\{ 1 - \cos(\theta) + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - (\lambda \sin \theta)^2}) \right\} \quad (۳-۴)$$

معادله تغییرات حجم و سرعت نسبت به زاویه لنگ برابر خواهد بود با:

$$\frac{dV_c}{d\theta} = \frac{1}{8} \pi D^2 S \left\{ \sin \theta + \frac{\lambda \sin(2\theta)}{2\sqrt{1-(\lambda \sin \theta)^2}} \right\} \quad (4-4)$$

$$\frac{dx}{d\theta} = \frac{1}{2} S \left\{ \sin \theta + \frac{\lambda \sin(2\theta)}{2\sqrt{1-(\lambda \sin \theta)^2}} \right\} \quad (5-4)$$

۳-۴ دینامیک سوپاپ

اساساً دو نوع محرک برای سوپاپ مورد استفاده قرار می‌گیرند. سوپاپ‌هایی که محرکشان اختلاف فشار دو طرف سوپاپ است و سوپاپ‌هایی مکانیکی که حرکت آنها از پیش تعیین و بوسیله‌ی حرکت لنگ یا پیستون کنترل می‌شوند. در اینجا فرض می‌شود سوپاپ‌های کمپرسور از نوع اول باشند و فنرهای آنها از فولاد ساخته شده باشند.

معادلات دینامیکی سوپاپ بر پایه فرض‌های زیر استنتاج شده است:

(۱) سوپاپ بصورت یک سیستم یک درجه آزادی رفتار می‌کند.

(۲) صفحه سوپاپ صلب است.

(۳) سوپاپ بوسیله‌ی یک فنر که ثابت موثر فنر k است حمایت می‌شود.

(۴) حرکت سوپاپ بوسیله‌ی یک محدود کننده^۱ محدود می‌شود.

با رجوع به شکل (۳-۴)، معادله حرکت سوپاپ ورودی و خروجی به صورت زیر است [26]:

ورودی:

$$M_s \frac{d^2 x_s}{dt^2} + k_s x_s = C_{fs} A_s (P_s - P_c) + f_{ps} \quad \text{for } (x_s > 0 \ \& \ x_s < x_s^{\max}) \quad (6-4)$$

خروجی:

$$M_d \frac{d^2 x_d}{dt^2} + k_d x_d = C_{fd} A_d (P_c - P_d) + f_{pd} \quad \text{for } (x_d > 0 \ \& \ x_d < x_d^{\max}) \quad (7-4)$$

¹ Stop

که در روابط بالا، M جرم موثر صفحه سوپاپ، x جابجایی سوپاپ، P فشار، A مساحت نیروی موثر سوپاپ می‌باشد. f نیروی پیش تراکم است که برای جلوگیری از نشت گاز از کناره‌های سوپاپ بکار می‌رود و نسبت به نیروهای دیگر قابل صرف‌نظر است. زیرنویس‌های s ، d و c بترتیب اشاره به محفظه‌های ورودی و خروجی و داخل سیلندر دارد.

C_f ضریبی است که افت انرژی ناشی از جریان ارفیس را به حساب می‌آورد و با استفاده از فرمول زیر بدست می‌آید [27]:

$$C_{fd} = (1 - 0.2 \frac{X_d}{X_{dm}}) \quad (8-4)$$

$$C_{fs} = (1 - 0.2 \frac{X_s}{X_{sm}}) \quad (9-4)$$

معادلات حرکت سوپاپ از مرتبه‌ی دوم هستند و برای اینکه بصورت عددی حل شوند باید تبدیل به معادلات مرتبه‌ی اول شوند. به همین منظور دو متغیر واسطه زیر معرفی می‌شوند:

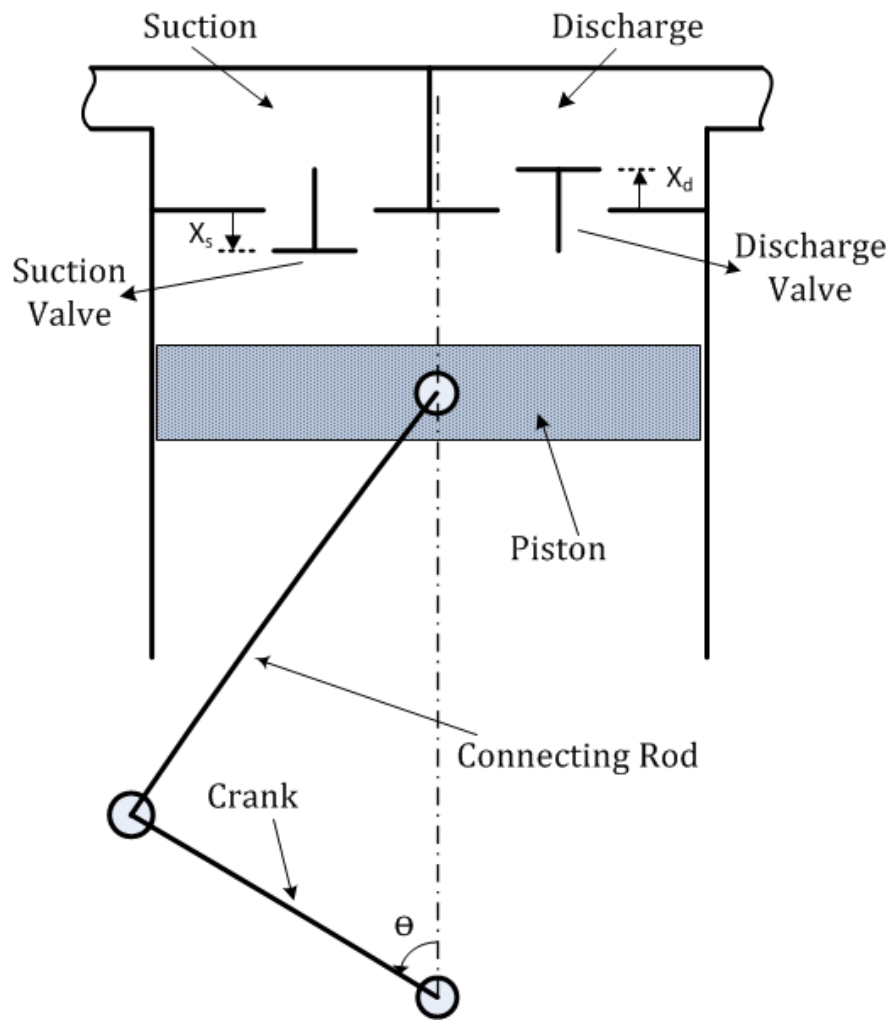
$$y_s = \frac{dx_s}{d\theta} \quad (10-4)$$

$$y_d = \frac{dx_d}{d\theta} \quad (11-4)$$

معادلات بالا برحسب زمان است برای تبدیل این روابط برحسب زاویه لنگ از روابط زیر استفاده می‌شود:

$$\frac{d}{dt} = \frac{d}{d\theta} \times \frac{d\theta}{dt} = \omega \frac{d}{d\theta} \quad (12-4)$$

$$\frac{d^2}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left(\omega \frac{d}{d\theta} \right) = \omega^2 \frac{d^2}{d\theta^2} \quad (13-4)$$



شکل ۴-۳ مدل دینامیکی سوپاپ‌های ورودی و خروجی

با استفاده از معادلات (۴-۱۲) و (۴-۱۳)، معادلات (۴-۶) و (۴-۷) بصورت زیر تبدیل خواهند شد:

ورودی:

$$M_s \omega^2 \frac{d^2 x_s}{d\theta^2} + k_s x_s = C_{fs} A_s (P_s - P_c) + f_{ps} \quad \text{for } (x_s > 0 \ \& \ x_s < x_s^{\max}) \quad (4-14)$$

خروجی:

$$M_d \omega^2 \frac{d^2 x_d}{d\theta^2} + k_d x_d = C_{fd} A_d (P_c - P_d) + f_{pd} \quad \text{for } (x_d > 0 \ \& \ x_d < x_d^{\max}) \quad (4-15)$$

۴-۴) نرخ جریان جرمی درون سوپاپ

نرخ جریان جرمی درون سوپاپ‌های ورودی و خروجی با استفاده از معادلات زیر توصیف می‌شود [28]:

$$\frac{dm_s}{d\theta} = \begin{cases} \frac{1}{\omega} C_{ds} \rho_s A_{vs} \sqrt{\frac{2(P_s - P_c)}{\rho_s}} & \text{for } (x_s > 0 \& P_s > P_c) \\ -\frac{1}{\omega} C_{ds} \rho_c A_{vs} \sqrt{\frac{2(P_c - P_s)}{\rho_c}} & \text{for } (x_s > 0 \& P_c > P_s) \end{cases} \quad (۱۶-۴)$$

$$\frac{dm_d}{d\theta} = \begin{cases} \frac{1}{\omega} C_{dd} \rho_c A_{vd} \sqrt{\frac{2(P_c - P_d)}{\rho_c}} & \text{for } (x_d > 0 \& P_c > P_d) \\ -\frac{1}{\omega} C_{dd} \rho_d A_{vd} \sqrt{\frac{2(P_d - P_c)}{\rho_d}} & \text{for } (x_d > 0 \& P_d > P_c) \end{cases} \quad (۱۷-۴)$$

که در روابط بالا ρ چگالی، A_{vs} و A_{vd} بترتیب مساحت‌های جریان درون سوپاپ‌های ورودی و خروج را نشان می‌دهند که برابر هستند با $2\pi x_s r_{vs}$ و $2\pi x_d r_{vd}$ در این رابطه r_{vs} و r_{vd} شعاع صفحه سوپاپ ورودی و خروجی را نشان می‌دهند. بدلیل آنکه سوپاپها ایده‌آل نیستند به محض اینکه اختلاف فشار مطلوب حاصل شود سوپاپ بسته نمی‌شود و مقداری تاخیر در حرکت آن وجود خواهد داشت. برای در نظر گرفتن این اثر از ضریب C_d استفاده شده است که برابر است با [27]:

$$C_{ds} = 1 - \exp\left(-\frac{X_s}{X_{sm}}\right) \quad (۱۸-۴)$$

$$C_{dd} = 1 - \exp\left(-\frac{X_d}{X_{dm}}\right) \quad (۱۹-۴)$$

با استفاده از معادله بقای جرم برای حجم کنترل درون سیلندر کمپرسور و با صرفنظر کردن از نشت گاز از کمپرسور، معادله بقای جرم برابر خواهد بود با:

$$\frac{dm_c}{d\theta} = \frac{dm_s}{d\theta} - \frac{dm_d}{d\theta} \quad (۲۰-۴) \text{ الف}$$

که در رابطه بالا $\frac{dm_s}{d\theta}$ و $\frac{dm_d}{d\theta}$ بترتیب نرخ جریان جرمی درون سوپاپ‌های ورودی و خروجی می‌باشد. برای بدست آوردن تغییرات چگالی درون سیلندر از فرمول زیر استفاده می‌شود:

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow \frac{d\rho}{d\theta} = \frac{1}{V} \frac{dm}{d\theta} - \frac{m}{V^2} \frac{dV}{d\theta} \quad (4-20 \text{ ب})$$

۴-۵) مدل ترمودینامیکی

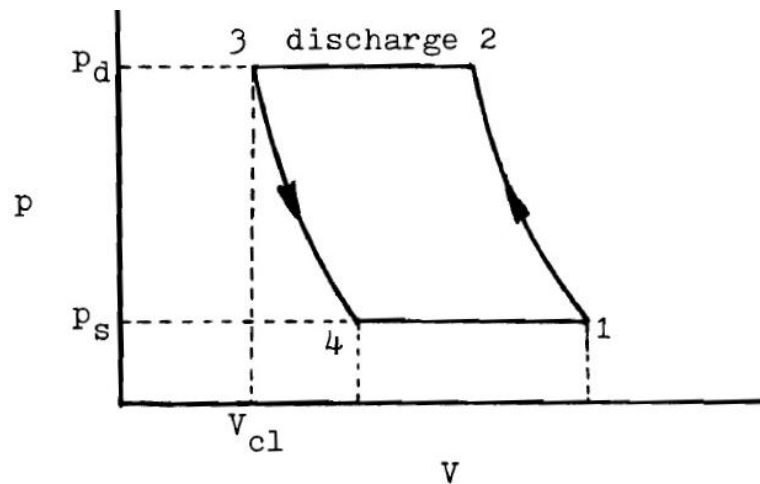
عملکرد یک کمپرسور می‌تواند برحسب چهار فرآیند ترمودینامیکی مجزا بصورت ایده‌آل فرض شود در شکل (۴-۴) چنین فرآیندی نشان داده شده است. این فرآیندها عبارتند از:

۲-۱ فرآیند تراکم

۳-۲ فرآیند تخلیه

۴-۳ فرآیند انبساط

۱-۴ فرآیند مکش



شکل (۴-۴) نمودار P-V در حالت ایده‌آل برای کمپرسور رفت و برگشتی [29]

قبل از اینکه روی قانون اول ترمودینامیک برای کمپرسور بحث شود، مدل فرآیند پلی‌تروپیک مختصراً توضیح داده می‌شود.

مدل فرآیند پلی تروپیک برای گازهای واقعی و ایده آل معتبر است. فرض می شود که فرآیند انبساط و تراکم بوسیله فرمول زیر توصیف شود:

$$Pv^n = P_0v_0^n \quad (21-4)$$

که در آن، n توان پلی تروپیک تجربی و v حجم مخصوص گاز می باشد. زیر نویس "0" یک حالت مرجع روی خط فرآیند که در فرمول بالا تعریف شده است می باشد. در نمونه ی ویژه ای از یک گاز ایده آل، معادله حالت برابر است با:

$$PV = mRT \quad (22-4)$$

با استفاده از معادله (21-4) و (22-4) عبارت زیر برای T حاصل می شود:

$$T = T_0 \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (23-4)$$

معادله پلی تروپیک بدلیل سادگی در تعداد زیادی از مطالعات قبلی مورد استفاده قرار گرفته است اما این مدل به اندازه ی مدل قانون اول دقیق نیست.

قانون اول ترمودینامیک را برای حجم کنترل نشان داده شده در شکل (3-4) در نظر گرفته می شود. معادله انرژی برای این حجم کنترل روی یک نرخ زمانی پایه داده شده برابر است با:

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_s \left[h + \frac{v^2}{2} + gz \right]_s - \sum \dot{m}_d \left[h + \frac{v^2}{2} + gz \right]_d = \frac{dE_{cv}}{dt} \quad (24-4)$$

در رابطه بالا \dot{Q} نرخ خالص تبادل گرما بین سیلندر کمپرسور و محیط، \dot{W} نرخ کار انجام شده توسط کمپرسور است که منفی می باشد.

در بدست آوردن شکل ویژه ای از معادله انرژی که فرآیندهای حجم کنترل درون سیلندر کمپرسور روی می دهد را توصیف کند از فرض های زیر استفاده می شود:

(1) هیچ نشتی در پیستون روی نمی دهد.

(۲) سرعت زاویه‌ای ثابت است.

(۳) از اثرات روغن و اصطکاک صرفنظر شده است.

(۴) از انرژی‌های جنبشی و پتانسیل مربوط به شار جرمی صرفنظر شده است.

(۵) هیچ مبادله حرارتی بین سیلندر و گاز درون محفظه ورودی و خروجی وجود ندارد.

(۶) جریان یک بعدی است.

(۷) انرژی گاز درون سیلندر تقریباً برابر با انرژی داخلی گاز است بدلیل آنکه سرعت‌های متوسط برابر صفر هستند.

با فرض‌های بالا و نوشتن معادله بقای انرژی برحسب زاویه لنگ خواهیم داشت:

$$\frac{dQ}{d\theta} + \frac{dm_s}{d\theta} h_s = \frac{dW}{d\theta} + \frac{dm_d}{d\theta} h_c + \frac{d(m_c u_c)}{d\theta} \quad (25-4)$$

که در رابطه بالا u_c انرژی داخلی درون سیلندر می‌باشد.

$$\frac{dW}{d\theta} = P_c \frac{dV_c}{d\theta} \quad (26-4)$$

و

$$\frac{d(m_c u_c)}{d\theta} = m_c \frac{du_c}{d\theta} + u_c \frac{dm_c}{d\theta} \quad (27-4)$$

با ترکیب معادله (۲۲-۳)، (۲۳-۳) و (۲۴-۳) به معادله زیر خواهیم رسید:

$$\frac{du_c}{d\theta} = \frac{1}{m_c} \left\{ \frac{dQ}{d\theta} + \frac{dm_s}{d\theta} h_s - P_c \frac{dV_c}{d\theta} - \frac{dm_d}{d\theta} h_c - u_c \left(\frac{dm_s}{d\theta} - \frac{dm_d}{d\theta} \right) \right\} \quad (28-4)$$

معادله بالا برای گاز واقعی مورد استفاده قرار می‌گیرد ولی این معادله برای گاز ایده‌آل می‌تواند ساده‌تر

شود. برای گاز ایده‌آل، انرژی داخلی و آنتالپی برابر خواهند بود با:

$$h = C_p T$$

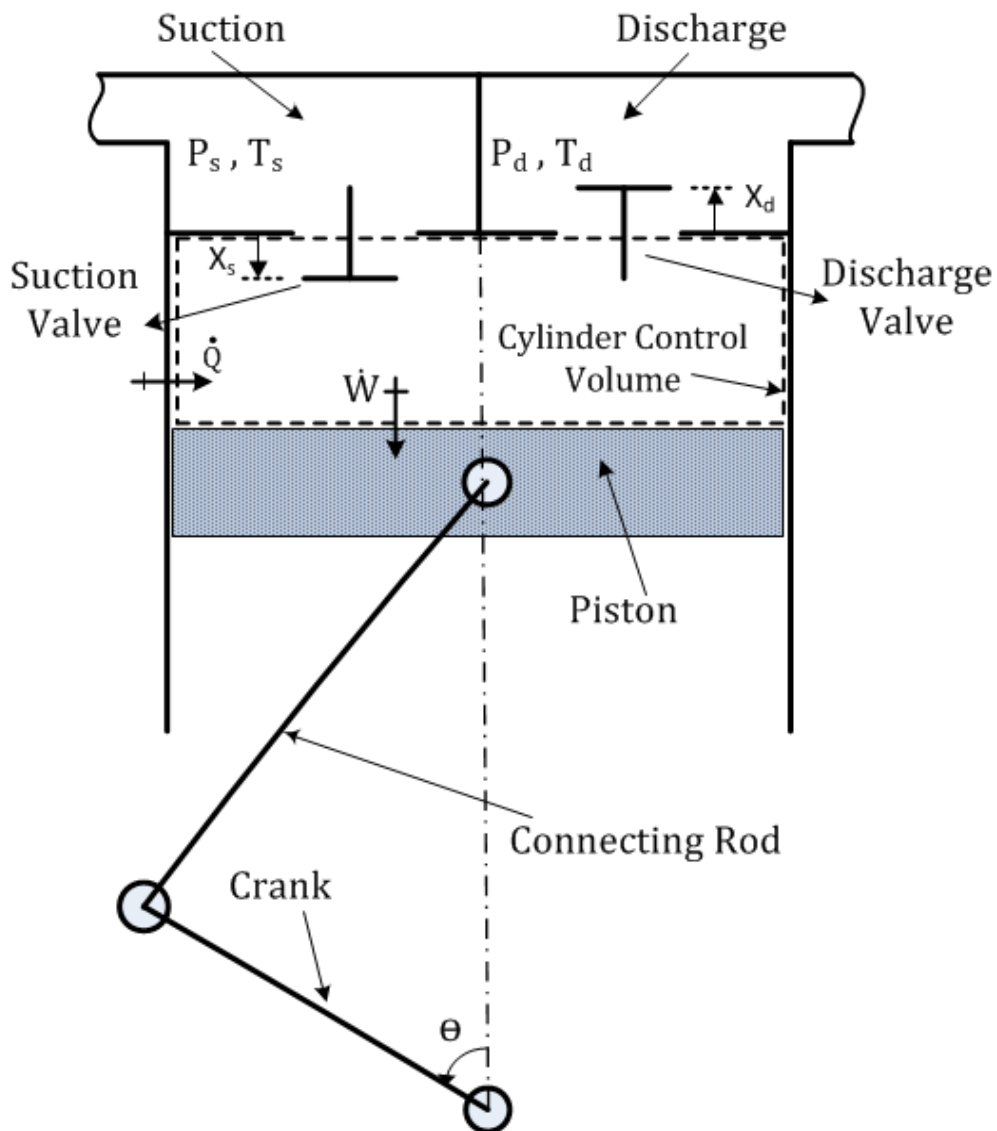
$$u = C_v T$$

و رابطه بین حرارت‌های ویژه بدین شکل است:

$$C_p - C_v = R$$

که در رابطه بالا، R ثابت جهانی گاز است. با استفاده از این روابط، معادله انرژی (۳-۲۵) تبدیل به معادله زیر که برای گاز ایده‌آل مورد استفاده قرار می‌گیرد خواهد شد:

$$\frac{dT_c}{d\theta} = \frac{1}{mc(C_p - R)} \left\{ \frac{dQ}{d\theta} + C_p \frac{dm_s}{d\theta} T_s - P_c \frac{dV}{d\theta} - C_p \frac{dm_d}{d\theta} T_c - (C_p - R) \left(\frac{dm_s}{d\theta} - \frac{dm_d}{d\theta} \right) T_c \right\} \quad (۴-۲۹)$$



شکل ۴-۵) حجم کنترل سیلندر کمپرسور

۴-۶) مدل کردن انتقال حرارت

اساساً انتقال حرارت ممکن است ترکیبی از سه نوع انتقال حرارت هدایت، جابجایی و تشعشع باشد. در اینجا فرض می‌شود که انتقال حرارت در کمپرسور رفت و برگشتی عمدتاً ناشی از هدایت و جابجایی باشد. انتقال حرارت تشعشع در موتورهای احتراق داخلی مهم هستند اما در کمپرسورهای رفت و برگشتی به دلیل اختلاف دمای نسبتاً کوچک قابل صرف‌نظر است.

برای تحلیل انتقال حرارت در کمپرسورهای رفت و برگشتی، حجم کنترل نشان داده شده در شکل (۴-۵) در نظر گرفته می‌شود. در این حجم کنترل، انتقال حرارت بین (۱) گاز و دیواره سیلندر (۲) دیواره سیلندر و محیط (۳) گاز و سوپاپ‌ها و ... اتفاق می‌افتد.

در طی هر سیکل عملکرد کمپرسورهای رفت و برگشتی، دمای دیواره سیلندر بصورت تناوبی حول یک مقدار متوسط که بین دمای ورودی (T_s) و دمای خروجی (T_d) است تغییر می‌کند. اذیر و همکاران مشاهده کردند که دمای دیواره سیلندر حول یک دمای متوسط به اندازه‌ی $\pm 1^\circ R$ تغییر می‌کند و نتیجه گرفتند که با خطای بسیار ناچیز می‌توان دمای دیواره سیلندر را ثابت فرض کرد [31]. بنابراین دمای دیواره سیلندر برابر خواهد بود با:

$$T_w = \frac{T_s + T_d}{2} \quad (۴-۳۰)$$

نرخ انتقال حرارت درون کمپرسور برابر است با:

$$\dot{Q} = UA(t)[T_a - T(\theta)] \quad (۴-۳۱)$$

که U ، ضریب انتقال حرارت کلی، $A(\theta)$ مساحت انتقال حرارت و T_a دمای محیط می‌باشد.

مساحت انتقال حرارت بوسیله‌ی معادله زیر بدست می‌آید:

$$A(\theta) = A_p + A_{cl} + A_w(\theta) \quad (۴-۳۲)$$

که A_p مساحت پیستون که برابر است با:

$$A_p = \frac{\pi D^2}{4} \quad (۳۳-۴)$$

D قطر داخلی سیلندر و A_{cl} مساحت فضای مرده و برابر است با:

$$A_{cl} = \frac{4V_{cl}}{D} \quad (۳۴-۴)$$

که V_{cl} حجم مرده است و A_w مساحت دیواره سیلندر است و بدین صورت محاسبه می‌شود:

$$A_w = \pi D x(\theta) \quad (۳۵-۴)$$

که x جابجایی پیستون است. فرض شده است که نرخ انتقال حرارت از طریق سطح پیستون و دیواره سیلندر به همین شرایط وابسته باشند. بنابراین سطح انتقال حرارت $A(\theta)$ برابر است با:

$$A(\theta) = \frac{\pi D^2}{4} + 4 \frac{V_{cl}}{D} + \pi D x(\theta) \quad (۳۶-۴)$$

ضریب انتقال حرارت کلی در رابطه می‌تواند بصورت زیر بیان شود:

$$U = \frac{1}{A \sum R_j} \quad (۳۷-۴)$$

که مقاومت‌ها، R_j برابر هستند با:

$$R_i = \frac{1}{2\pi r_i x(\theta) h_i}$$

$$R_w = \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi K x(\theta)} \quad (۳۸-۴)$$

$$R_o = \frac{1}{2\pi r_o x(\theta) h_o}$$

که در روابط بالا R_i مقاومت جابجایی درونی، R_w مقاومت هدایت دیوار، R_o مقاومت جابجایی بیرونی، r_i شعاع داخلی سیلندر، r_o شعاع بیرونی سیلندر، h_i ضریب انتقال حرارت درونی، K ضریب هدایت گرمایی دیوار و h_o ضریب انتقال حرارت بیرونی است. با جمع کردن مقاومت‌های گرمایی خواهیم داشت:

$$\sum R_j = \frac{1}{2\pi r_i x(\theta) h_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi K x(\theta)} + \frac{1}{2\pi r_o x(\theta) h_o} \quad (39-4)$$

پارامتر A در معادله (37-4) مساحت سطح دیواره بیرونی سیلندر است و برابر است با:

$$A = 2\pi r_o x(\theta) \quad (40-4)$$

بنابراین:

$$U = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i h_i} + \frac{r_o \ln(r_o/r_i)}{K} + \frac{1}{h_o}} \quad (41-4)$$

به منظور بدست آوردن ضریب انتقال حرارت h_o برای هوای بیرون سیلندر در دمای اتاق، کمپرسور بصورت یک سیلندر افقی عمل می‌کند. در این نمونه، انتقال حرارت بوسیله‌ی جابجایی طبیعی اتفاق می‌افتد. معادله تجربی زیر برای جابجایی طبیعی آرام¹ استفاده می‌شود [32]:

$$Nu = \left[\frac{Gr \cdot (Pr)_f^2}{2.435 + 4.884(\sqrt{Pr})_f + 4.953(Pr)_f} \right]^{0.25} \quad (42-4)$$

که Nu عدد ناسلت، Pr عدد پرانتل برابر است با:

$$(Pr)_f = \left(\frac{C_p \mu}{K} \right)_f \quad (43-4)$$

μ ویسکوزیته سینماتیک، Gr عدد گراشف و برابر است با:

$$Gr = \frac{\left(\frac{\pi D_o}{2} \right)^3 \cdot g \cdot \frac{1}{T_o} (T_w - T_a)}{\nu^2} \quad (44-4)$$

¹ Laminar

که D_o قطر خارجی سیلندر و v ویسکوزیته جنبشی است، زیرنویش f مربوط به خصوصیات در دمای لایه‌ای^۱ می‌باشد که برابر است با:

$$T_f = \frac{T_a + T_w}{2} \quad (45-4)$$

در اینجا از h_i که توسط ادیر و همکاران برای کمپرسورهای رفت و برگشتی که با استفاده از یک سرعت swirl پیشنهاد شده استفاده می‌شود [30]. معادله بدین صورت است:

$$Nu(\theta) = \frac{h_i(\theta)D_e(\theta)}{K} = 0.053[Re(\theta)]^{0.8} [Pr(\theta)]^{0.6} \quad (46-4)$$

در رابطه بالا Re عدد رینولدز و D_e برابر است با:

$$D_e(\theta) = \frac{6 \text{ Volume}}{\text{Area}} = \frac{6\pi(D/2)^2 x(\theta)}{\pi D x(\theta) + 2\pi(D/2)^2} \quad (47-4)$$

و

$$Re(\theta) = \frac{\rho_c D_e^2(\theta) \omega_g(\theta)}{2\mu(\theta)} \quad (48-4)$$

که در رابطه بالا ω_g برابر است با:

$$\omega_g = \begin{cases} 2\omega (1.04 + \cos(2\theta)) & \text{for } 0 < \theta < \frac{\pi}{2} \parallel \frac{3\pi}{2} < \theta < 2\pi \\ \omega (1.04 + \cos(2\theta)) & \text{else} \end{cases} \quad (49-4)$$

۷-۴ شبیه‌سازی کامپیوتری و الگوریتم حل

برای حل معادلات دیفرانسیلی بصورت عددی، روش اویلر به اندازه کافی دقیق می‌باشد و در این مطالعه مورد استفاده قرار گرفته است. لیستی از داده‌های ورودی در جدول (۴-۱) داده شده است.

¹ film

معادلات دیفرانسیل مورد استفاده برای شبیه‌سازی، معادله پیوستگی، معادله تغییرات چگالی، معادلات مربوط به حرکت سوپاپ و معادله بقای انرژی برحسب دما برای گاز ایده‌آل و معادله بقای انرژی برحسب انرژی داخلی برای گاز واقعی می‌باشند.

شبیه‌سازی از نقطه مرگ بالا شروع می‌شود. برای لحظه‌ی $\theta = 0$ ، دو خاصیت ترمودینامیکی برای شروع شبیه‌سازی مورد نیاز است. این مقادیر در شروع شبیه‌سازی موجود نیست. به دلیل آنکه شبیه‌سازی برای حالت پایدار کمپرسور دنبال می‌شود، با استفاده از Shooting Method بصورتی که در ادامه توضیح داده می‌شود این مقادیر اولیه بدست خواهند آمد. با حدس زدن مقادیر چگالی و دما برای گاز ایده‌آل و چگالی و انرژی داخلی برای گاز واقعی حالت ترمودینامیکی مشخص می‌شود و تمام خواص ترمودینامیکی برای شروع شبیه‌سازی محاسبه خواهد شد.

برای بدست آوردن دانسیته ورودی و خروجی مورد نیاز در شبیه‌سازی مقادیر P_d, P_s, T_d موجود ولی T_d مجهول است. مقدار T_d را برابر با مقدار T_c حدسی شروع شبیه‌سازی در نظر گرفته می‌شود. با این داده‌ها، مقادیر چگالی ورودی و خروجی برای گاز ایده‌آل بترتیب برابر است با $\rho_s = \frac{P_s}{RT_s}$ و $\rho_d = \frac{P_d}{RT_d}$ ولی برای گاز واقعی با دو خاصیت موجود با استفاده از معادله AGA8 مقادیر چگالی ورودی محاسبه و چگالی خروجی در ابتدا حدس زده می‌شود و مقدار جرم موجود در حجم مرده با استفاده از چگالی حدسی اولیه برابر با $m_c = \rho_c V_0$ است. مقادیر اولیه X_d, X_s, y_d و y_s برابر با صفر است. مقادیری مانند حجم سیلندر، تغییرات حجم سیلندر نسبت به زاویه لنگ، جابجایی پیستون، دبی جرمی ورودی و خروجی و ... برای هر تکرار محاسبه می‌شوند.

اگر معادلات دیفرانسیل موجود در شبیه‌سازی بدین صورت تعریف شود:

$$f_1 = \frac{dJ_c}{d\theta}(J_c, \rho_c, y_d, y_s, X_d, X_s) \quad (4-47)$$

$$f_2 = \frac{d\rho_c}{d\theta}(J_c, \rho_c, y_d, y_s, X_d, X_s)$$

$$f_3 = \frac{dy_d}{d\theta}(J_c, \rho_c, y_d, y_s, X_d, X_s)$$

$$f_4 = \frac{dy_s}{d\theta}(J_c, \rho_c, y_d, y_s, X_d, X_s)$$

$$f_5 = \frac{dX_d}{d\theta}(J_c, \rho_c, y_d, y_s, X_d, X_s)$$

$$f_6 = \frac{dX_s}{d\theta}(J_c, \rho_c, y_d, y_s, X_d, X_s)$$

که در روابط بالا J_c برای گاز ایده‌آل، دما و برای گاز واقعی، انرژی داخلی درون سیلندر می‌باشد. بعد از هر تکرار، زاویه θ به اندازه‌ی $\Delta\theta = \frac{2\pi}{N}$ افزایش می‌یابد. که در این رابطه، N تعداد تقسیمه‌های زاویه‌ای در بازه‌ی $(0, 2\pi)$ می‌باشد، که هرچه مقدارش بیشتر باشد جوابها دقیق‌تر خواهند بود. با استفاده از روابط بالا مقادیر متغیرهای موجود برای تکرار بعدی با استفاده از روش اویلر برابر است با:

$$J_c(i+1) = J_c(i) + f_1\Delta\theta \quad (4-48)$$

$$\rho_c(i+1) = \rho_c(i) + f_2\Delta\theta$$

$$y_d(i+1) = y_d(i) + f_3\Delta\theta$$

$$y_s(i+1) = y_s(i) + f_4\Delta\theta$$

$$X_d(i+1) = X_d(i) + f_5\Delta\theta$$

$$X_s(i+1) = X_s(i) + f_6\Delta\theta$$

این تکرارها تا زمانی که $\theta = 2\pi$ شود، ادامه می‌یابد. سپس برای امتحان کردن حدس اولیه، مقادیر دو خاصیت ترمودینامیکی J_c و ρ_c با مقادیر حدس زده شده اولیه مقایسه خواهند شد. اگر اختلاف این مقادیر از تolerانس در نظر گرفته شده کمتر باشد مقادیر حدس زده شده‌ی اولیه درست است ولی اگر این مقادیر اختلافشان با یکدیگر بیشتر از تolerانس باشد، مقادیر نهایی به عنوان مقادیر شروع شبیه‌سازی در نظر گرفته خواهند شد و شبیه‌سازی تا رسیدن به مقادیر نهایی ادامه می‌یابد. دوباره در این مرحله نیز این مقادیر با مقادیر اولیه تکرار قبلی مقایسه خواهد شد و این روند تا زمانی که خطاها از تolerانس مورد نظر کمتر شوند

ادامه خواهد یافت. بعد از حاصل شدن نتیجه مورد نظر، شبیه‌سازی برای فشرده سازی گاز در مرحله‌ی اول کمپرسور به پایان می‌رسد.

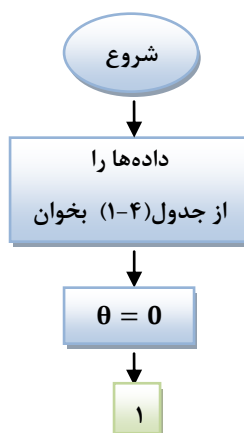
جدول (۱-۴) داده‌های کمپرسور و شرایط پیرامون آن برای هر مرحله

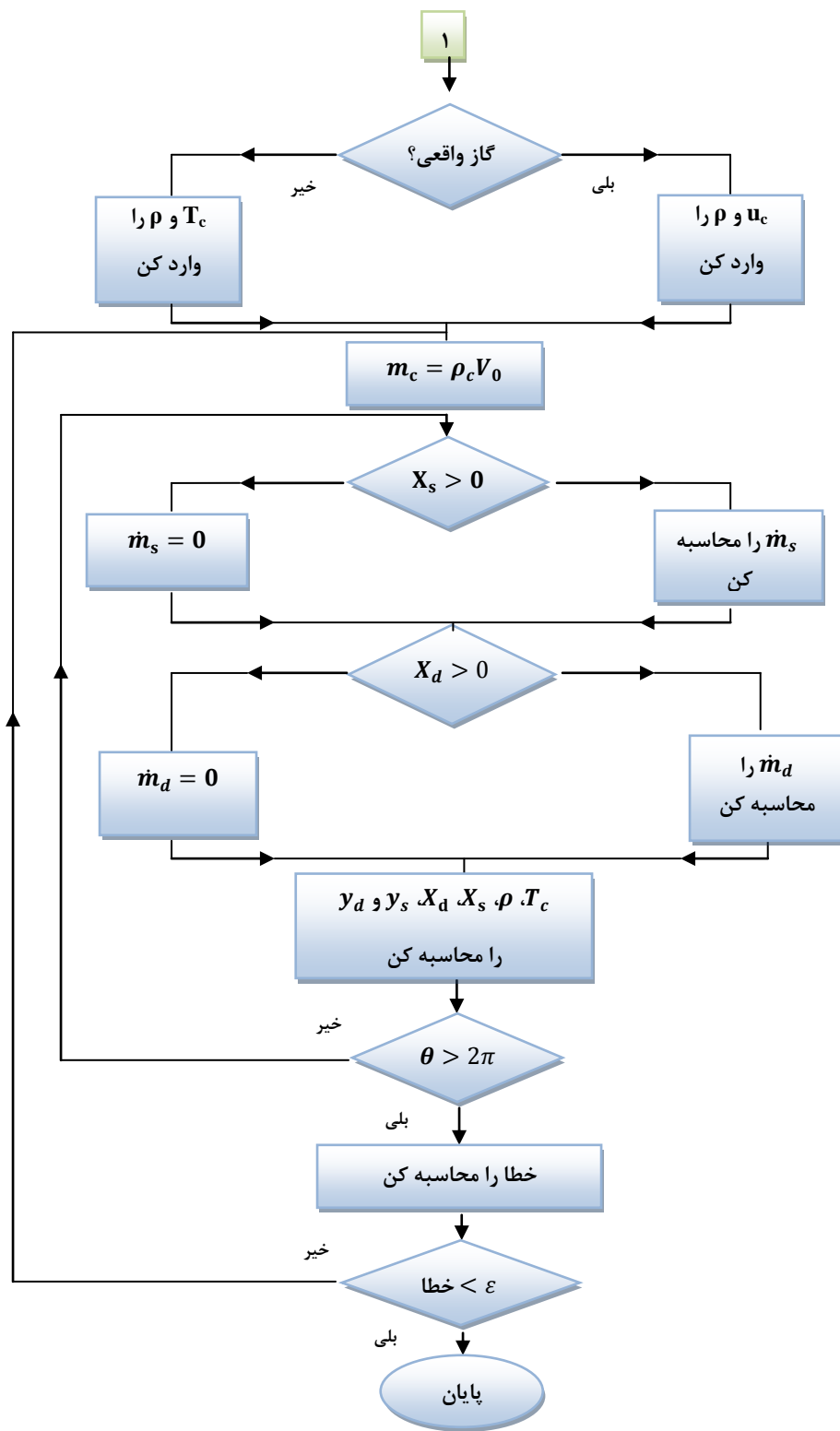
داده‌های کمپرسور و شرایط پیرامون آن	مرحله‌ی فشرده سازی		
	اول	دوم	سوم
شرایط عملکرد			
$P_s(\text{MPa})$	۱/۵	۶	۱۵
$T_s(\text{K})$	۲۸۶	۲۹۷	۳۰۵
$P_d(\text{MPa})$	۶	۱۵	۲۵
خصوصیات گاز			
$C_p \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right)$	۲/۲۵۴		
$\mu \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \right)$	۰/۰۰۰۰۱۱۲		
$K \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}} \right)$	۰/۰۳۴۱۴		
$R \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right)$	۰/۵۱۸۳		
شرایط محیط			
$P_a (\text{MPa})$	۰/۱۰۱۳۶۵		
$T_a (\text{K})$	۲۹۳		
$C_{p,a} \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right)$	۱/۰۰۵		
$\mu_a \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \right)$	۱/۸۴۶۸e-۵		
$\nu_a \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$	۱/۵۸۶۸۲e-۵		
Pr_a	۰/۷۰۷۵		
$K_w \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}} \right)$	۴۳/۲۳۹۴۳		

خصوصیات جنبشی			
$V_0(m^3)$	$۱/۲۰۵۶۸e-۴$	$۲/۷۸۰۵۱e-۵$	$۱/۰۷۵۲۱e-۵$
$D(m)$	$۰/۱۲۳۹$	$۰/۰۵۹۵$	$۰/۰۳۷$
$R(m)$	$۰/۰۵$		
$L(m)$	$۰/۲$		
سوپاها			
$rv_s(m)$	$۰/۰۱۹۹۷۵$	$۰/۰۱۰۴۷۹$	$۰/۰۰۶۴۴۹$
$rv_d(m)$	$۰/۰۲۹۲۶۶$	$۰/۰۱۵۳۵۳$	$۰/۰۰۹۴۴۸$
$X_{s,max}(mm)$	$۳/۹$	$۲/۴$	$۱/۶$
$X_{d,max}(mm)$	$۵/۱$	$۳/۷$	$۲/۴$
$M_s(Kg)$	$۰/۰۱$	$۰/۰۱۵$	$۰/۰۲$
$M_d(Kg)$	$۰/۰۱$	$۰/۰۱۵$	$۰/۰۲$
سیلندر			
$D_o(m)$	$۰/۱۴۸۶۸$	$۰/۰۷۱۴$	$۰/۰۴۴۴$
$r_o(m)$	$۰/۰۷۴۳۴$	$۰/۰۳۵۷$	$۰/۰۲۲۲$
$r_i(m)$	$۰/۰۶۱۹۵$	$۰/۰۲۹۷۵$	$۰/۰۱۸۵$
سرعت زاویه‌ای $\left(\frac{\text{دور}}{\text{دقیقه}}\right)$	۸۰۰		

فلوچارت حل با استفاده از قانون اول ترمودینامیک برای گاز ایده‌آل و واقعی در شکل (۴-۶) نشان داده

شده است.





شکل ۴-۶) فلوچارت حل شبیه‌سازی کمپرسور رفت و برگشتی

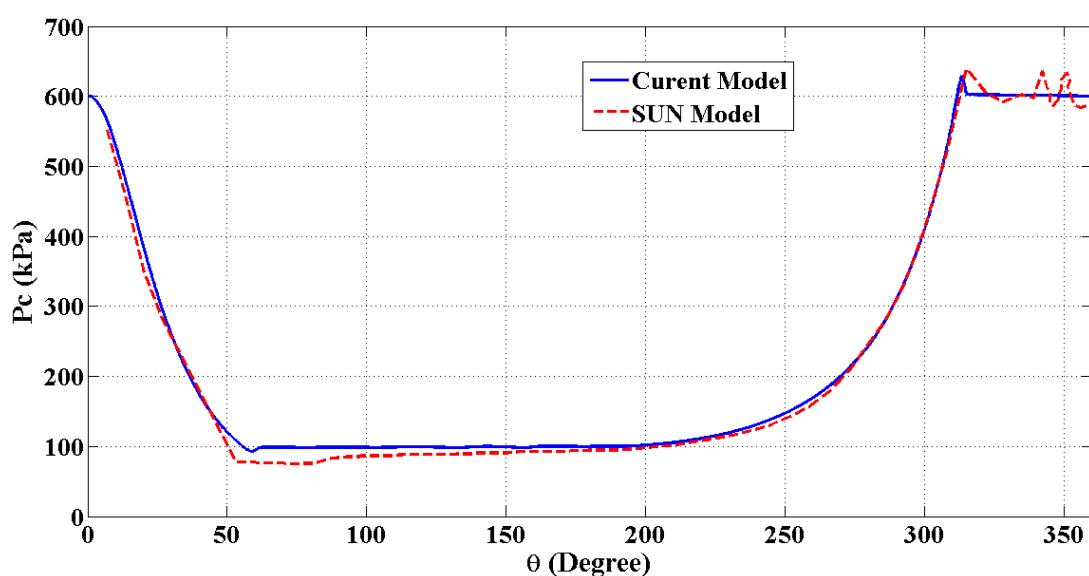
گاز فشرده شده‌ی مرحله‌ی اول دمایش بالاست. بدلیل خطرناک بودن استفاده از گاز در این دما و آسیب رساندن به اجزاء مختلف کمپرسور مانند سوپاپ‌ها، باید قبل از اینکه در مرحله بعد فشرده شود دمای گاز را کاهش دهیم. برای کاهش دما، گاز وارد مبدل حرارتی می‌شود و در آنجا گاز بوسیله‌ی آب خنک می‌شود و برای فشرده‌سازی در مرحله‌ی بعد آماده می‌شود. در مرحله‌ی دوم، فشار خروجی مرحله‌ی اول به عنوان فشار ورودی این مرحله در نظر گرفته می‌شود و برای بدست آوردن حالت ترمودینامیکی اولیه این مرحله نیز به مانند مرحله‌ی قبل از Shooting Method استفاده می‌شود. گاز فشرده شده در این مرحله برای فشرده سازی در مرحله‌ی سوم وارد مبدل حرارتی می‌شود و دمای آن کاهش می‌یابد. در مرحله‌ی سوم نیز مشابه مرحله‌ی دوم عمل می‌شود تا گاز خروجی از این مرحله برای سوخت‌رسانی به خودرو آماده شود.

فصل پنجم

نتایج و خروجی‌ها

۵-۱) مقدمه

در این فصل نتایج حاصل از حل عددی فرآیند فشرده‌سازی گاز با استفاده از داده‌های جدول (۴-۱) و روابط تبیین شده در فصل چهارم نشان داده شده است. در ابتدای این فصل برای اطمینان از درستی نتایج بدست آمده ابتدا مقایسه‌ای انجام می‌شود بین نتایج این مدل با نتایج مدل آقای سان [32]، که از داده‌های ورودی یکسان برای هر دو مدل استفاده شده است.



شکل ۵-۱) مقایسه‌ی بین نتایج بدست آمده از مدل جاری و مدل آقای سان

همانطور که از شکل (۵-۱) مشخص است، نتایج دو مدل تقریباً بر هم منطبق است و درستی نتایج حاصل از این مدل قابل قبول است و می‌توان از آن برای ادامه مطالعات زیر استفاده کرد. در بخش اول نتایج حاصل از استفاده از معادله حالت گاز ایده‌آل برای گاز متان خالص برای هر سه مرحله‌ی فشرده‌سازی ارائه می‌شود. در بخش دوم نتایج بدست آمده با استفاده از معادله حالت AGA8 برای هر سه مرحله از فشرده‌سازی بررسی می‌شود. در بخش سوم نتایج حاصل از ترکیب گازهای متفاوت که در میدان‌های گازی ایران مورد استفاده قرار می‌گیرد با استفاده از معادله AGA8 برای هر سه

مرحله‌ی فشرده‌سازی با یکدیگر مقایسه می‌شود. در نهایت در بخش چهارم عوامل متفاوتی که روی عملکرد کمپرسور تاثیر می‌گذارند بررسی می‌شود.

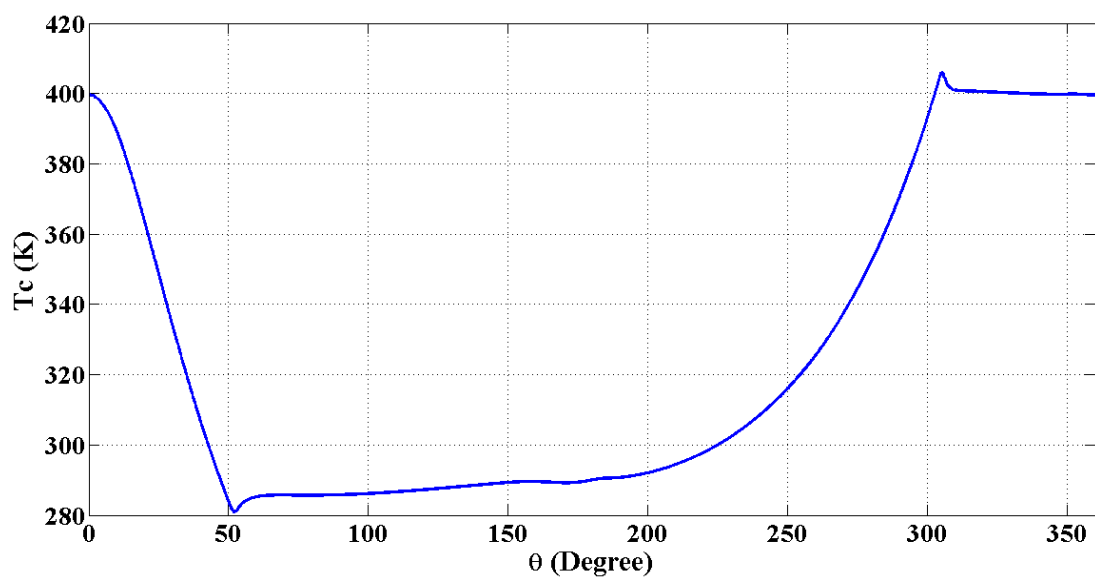
۵-۲) حل فرآیند فشرده‌سازی متان با استفاده از معادله حالت گاز ایده‌آل

در این قسمت نتایج حاصل از معادلات (۴-۴۷) و (۴-۴۸) برای گاز متان با استفاده از معادله حالت گاز ایده‌آل ارائه می‌شوند. نمودارهای تغییرات دما، فشار، دبی جرمی ورودی و خروجی و جابجایی سوپاپ ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ و همچنین نمودار تغییرات فشار نسبت به حجم سیلندر (که برای بدست آوردن کار ایندیکتور^۱ بکار می‌رود) برای هر مرحله‌ی فشرده‌سازی نشان داده می‌شوند. همانطور که در فصل قبل ذکر شده بود، شبیه‌سازی از نقطه مرگ بالا شروع می‌شود و در شروع شبیه‌سازی مقداری گاز در حجم مرده موجود است.

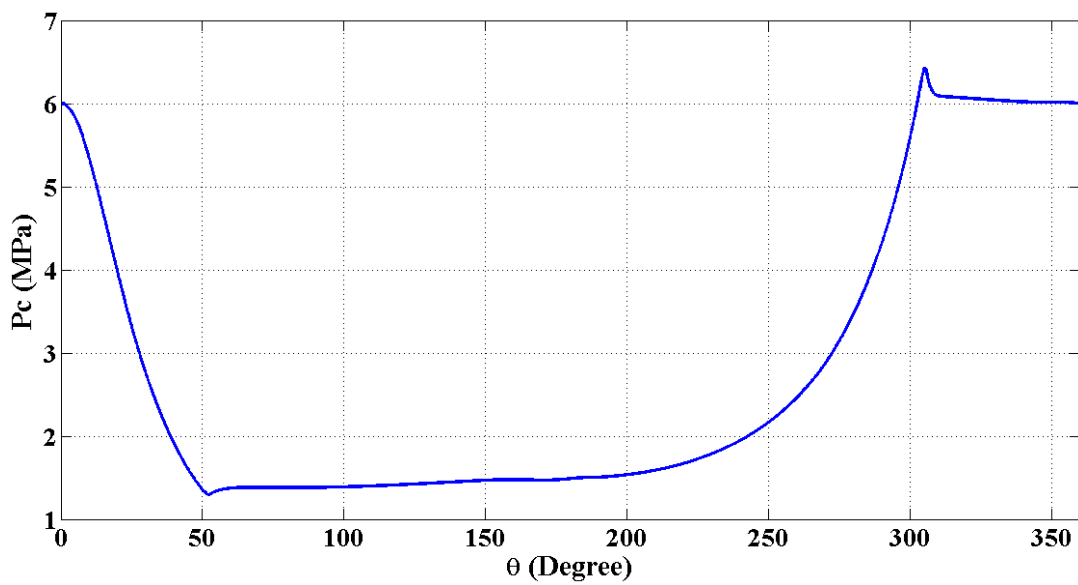
۵-۲-۱) حل فرآیند فشرده‌سازی متان با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی اول

در مرحله‌ی اول فشار ورودی به کمپرسور $1/5 \text{ MPa}$ و فشار خروجی 6 MPa است. دمای گاز ورودی K 286 می‌باشند.

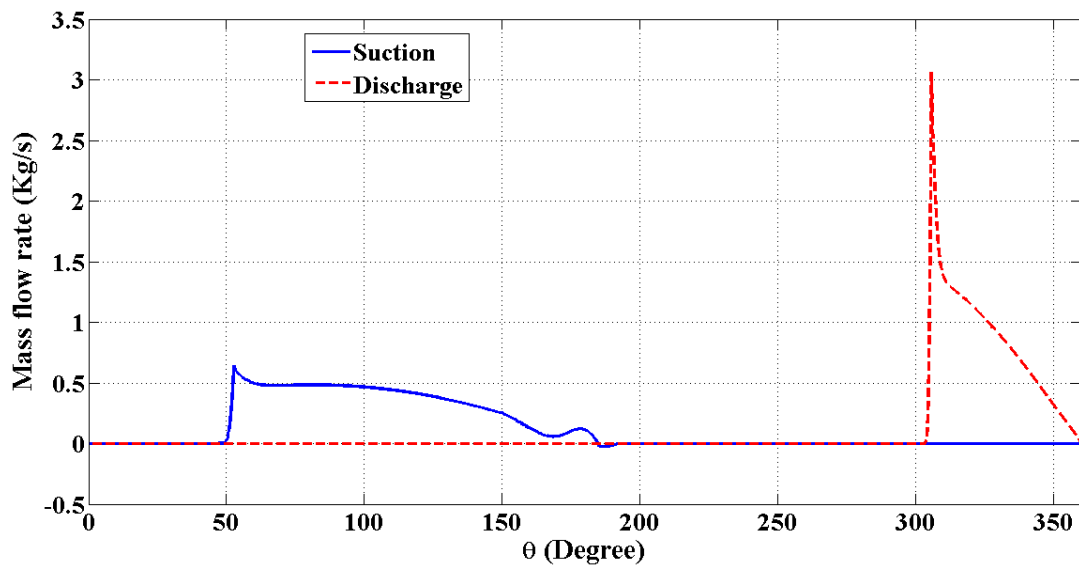
¹ Indicator work



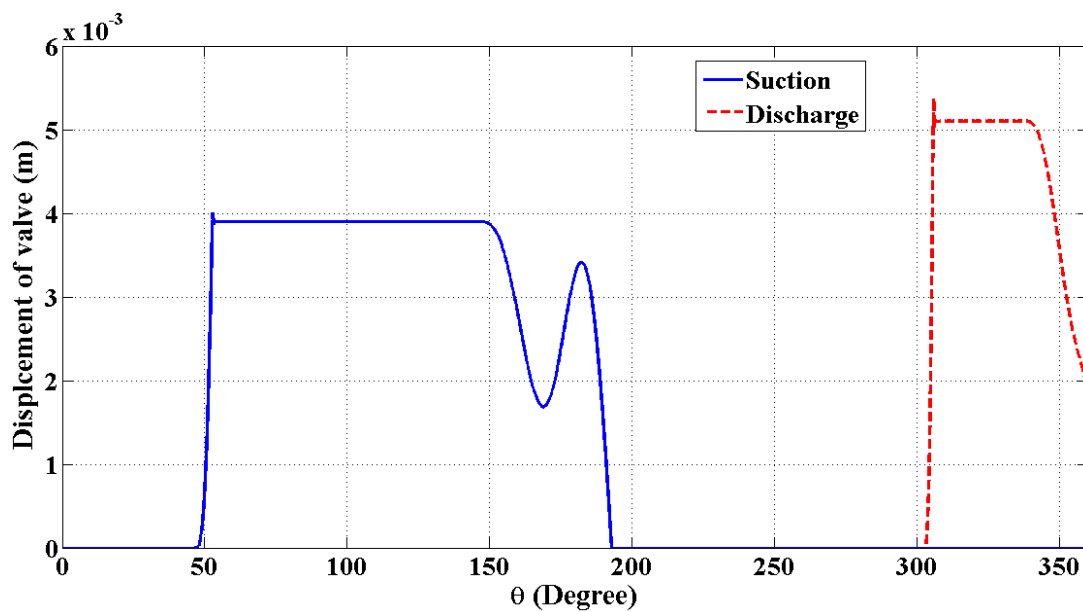
شکل ۵-۲) تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی اول



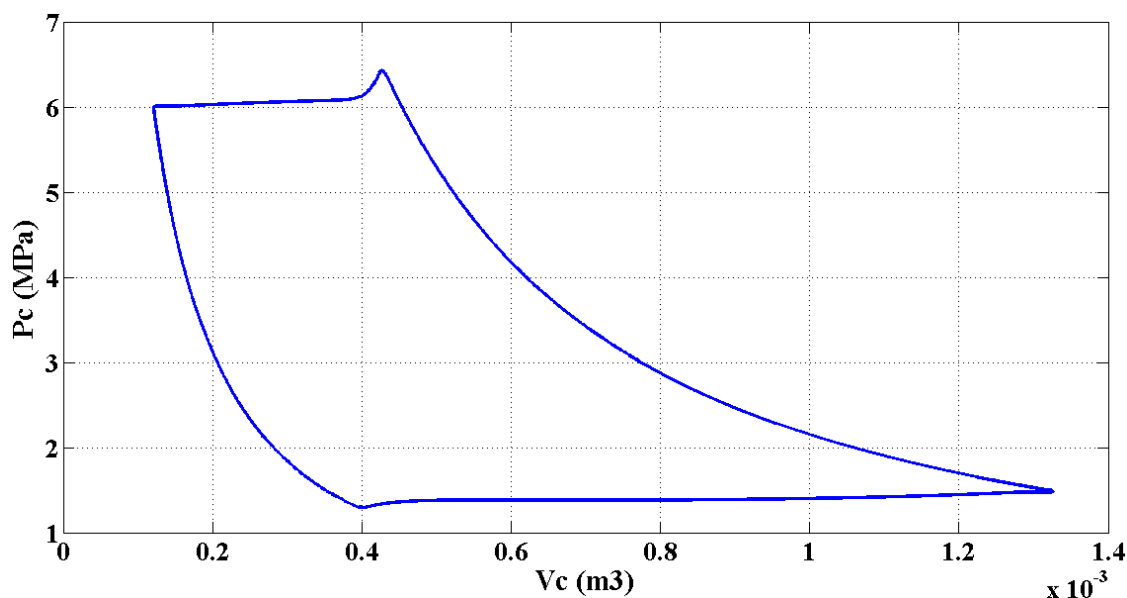
شکل ۵-۳) تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی اول



شکل ۴-۵) تغییرات دبی جرمی ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی اول



شکل ۵-۵) جابجایی سوپاپ ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی اول



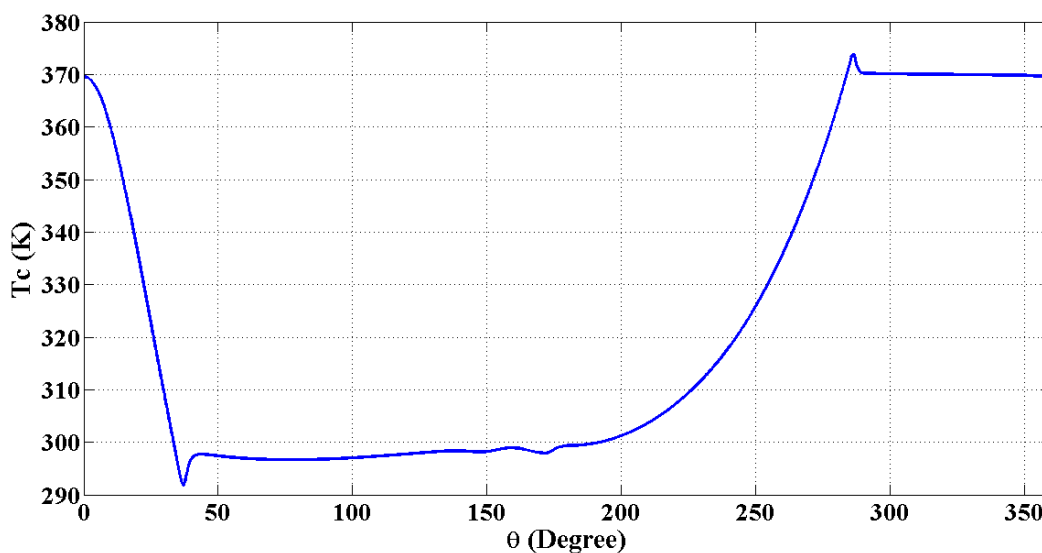
شکل (۵-۶) تغییرات فشار نسبت به حجم درون سیلندر با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی اول

همانطور که در شکل (۵-۲) مشخص است، دمای گاز خروجی در این مرحله برابر با 400 K است. به دلیل نسبت تراکم چهار در این مرحله، این افزایش دما قابل پیش‌بینی بود. دمای گاز موجود در حجم مرده بعد از فرآیند انبساط به $280/9\text{ K}$ می‌رسد که این دما از دمای گاز ورودی به سیلندر کمتر است. در شکل (۵-۳) تغییرات فشار داخل سیلندر نسبت به زاویه لنگ نشان داده شده است. گاز موجود در حجم مرده، زمانیکه پیستون از نقطه مرگ بالا به سمت نقطه مرگ پایین حرکت می‌کند، انبساط می‌یابد و این افت فشار ادامه می‌یابد تا زمانیکه فشار داخل سیلندر از فشار خط ورودی کمتر شود و این اختلاف فشار بر نیروی فنر سوپاپ ورودی غلبه کند. در این لحظه، همانطور که در شکل (۵-۵) نشان داده شده است، سوپاپ ورودی باز می‌شود. با باز شدن سوپاپ ورودی گاز موجود در خط ورودی وارد سیلندر می‌شود (۵-۴) بدلیل اینکه اختلاف فشار بین خط ورودی و داخل سیلندر پایین است، ماکزیمم دبی جرمی ورودی نسبت به ماکزیمم دبی جرمی خروجی کمتر است. جریان جرمی به درون سیلندر ادامه می‌یابد تا زمانیکه فشار داخل سیلندر از فشار خط ورودی بیشتر شود و موقعیت پیستون در این لحظه نزدیک نقطه مرگ پایین است. با حرکت پیستون از نقطه مرگ پایین، فشار درون سیلندر افزایش می‌یابد. این افزایش فشار تا

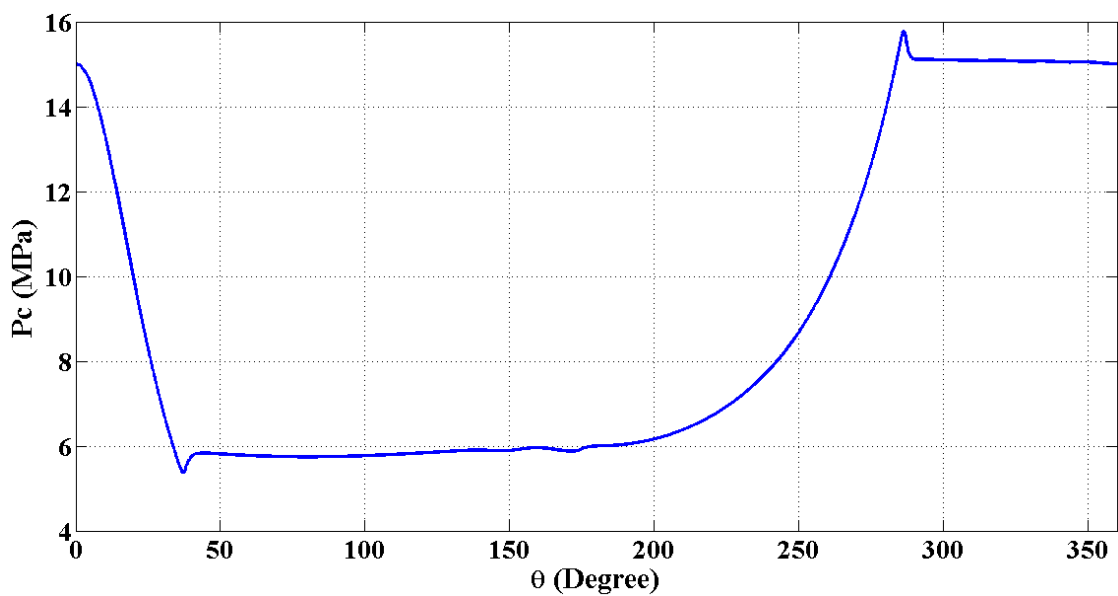
زمانیکه فشار درون سیلندر از فشار خط خروجی بیشتر شود و این اختلاف فشار بر نیروی فنر سوپاپ خروجی غلبه کند، ادامه می‌یابد. در این لحظه سوپاپ خروجی باز می‌شود و جریان جرمی به سمت خارج از سیلندر شکل می‌گیرد. تا زمانیکه اختلاف فشار وجود دارد، این جریان جرمی ادامه خواهد داشت. زمانیکه پیستون به نقطه مرگ بالا می‌رسد، یک سیکل کامل به پایان می‌رسد. مقدار کار ایندیکتور انجام شده توسط کمپرسور بوسیله سطح زیر نمودار فشار-حجم در شکل (۵-۶) بدست می‌آید.

۵-۲-۲) حل فرآیند فشرده‌سازی متان با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی دوم

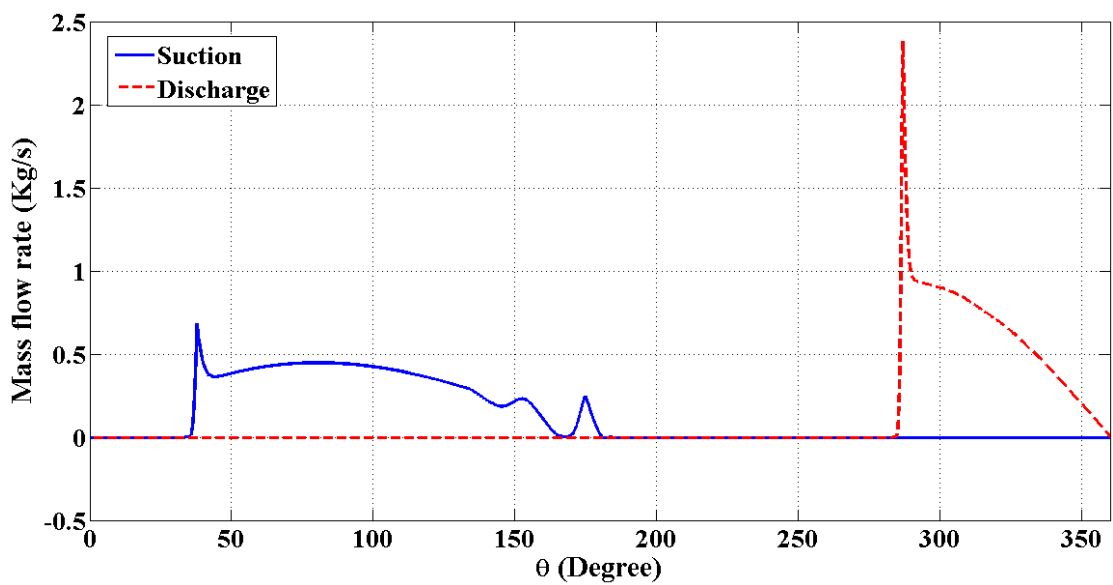
پس از اینکه گاز خروجی از مرحله‌ی اول از مبدل حرارتی گذشت و بوسیله‌ی آب خنک شد، وارد سیلندر کمپرسور مرحله‌ی دوم می‌شود. در این مرحله فشار ورودی برابر با ۶ MPa و فشار خروجی برابر با ۱۵ MPa می‌باشد. دمای ورودی گاز در این مرحله ۲۹۷ K می‌باشد.



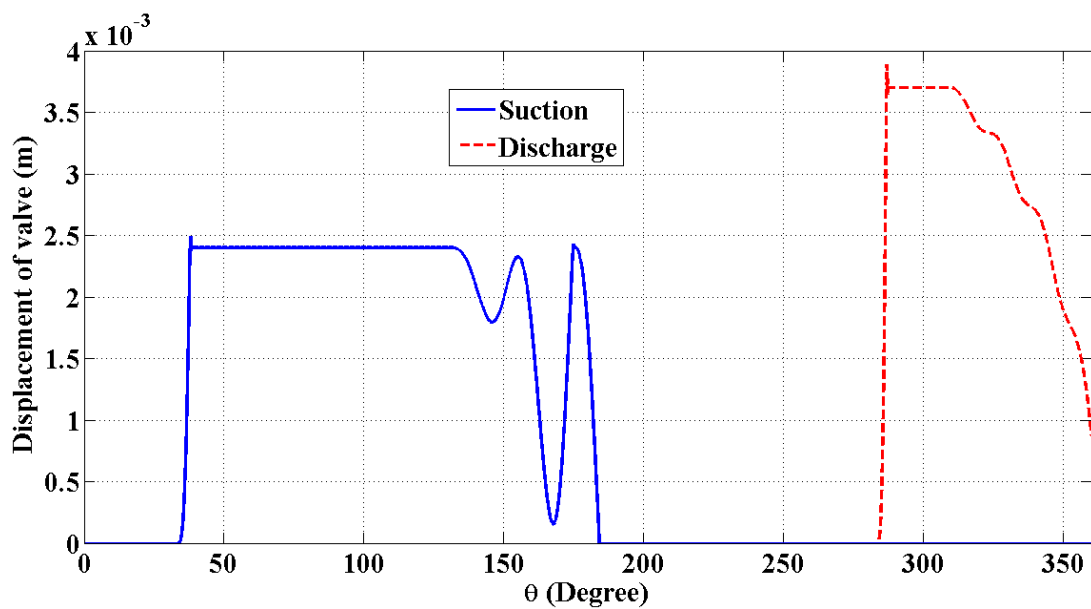
شکل (۵-۷) تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی دوم



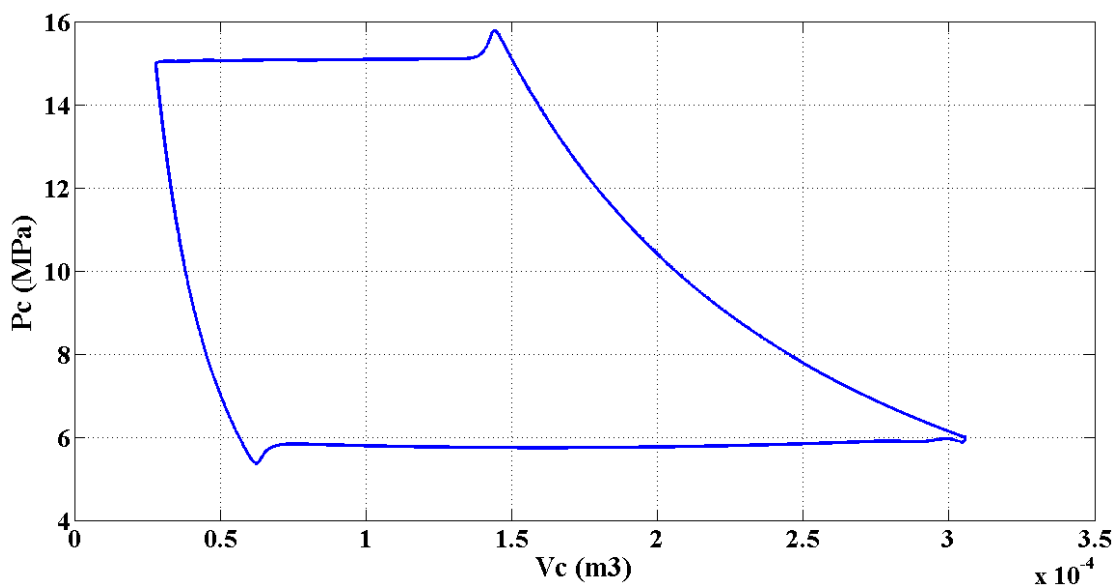
شکل ۸-۵ تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی دوم



شکل ۹-۵ تغییرات دبی جرمی ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی دوم



شکل ۵-۱۰) جابجایی سوپاپ ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی دوم



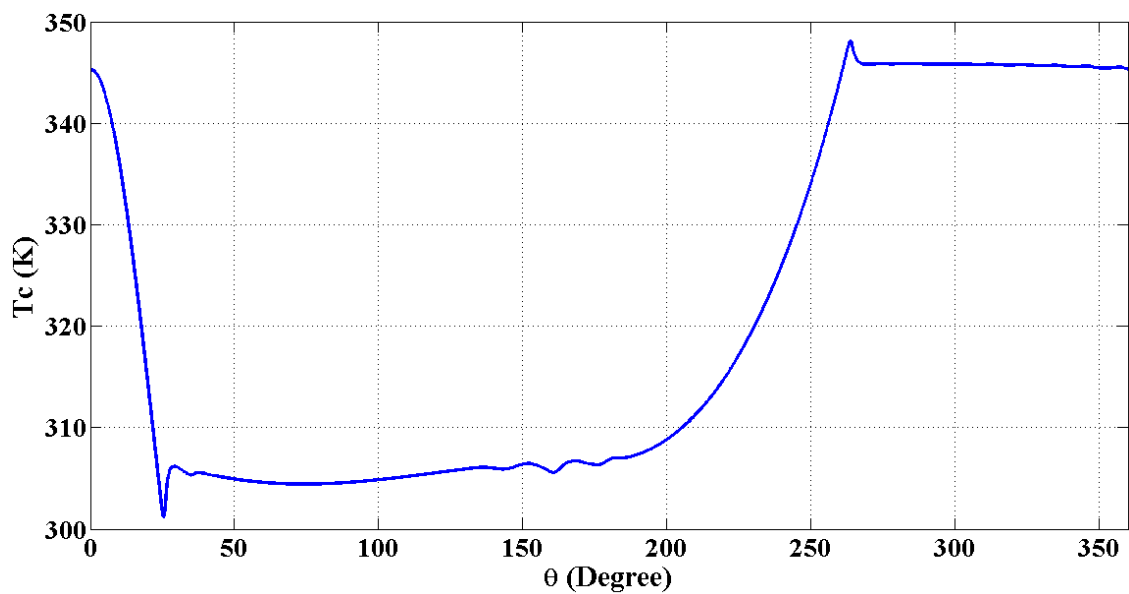
شکل ۵-۱۱) تغییرات فشار نسبت به حجم درون سیلندر با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی دوم

همانطور که از شکل (۵-۷) مشخص است، دمای گاز خروجی در این مرحله 370 K می‌باشد. چون نسبت فشار در این مرحله نسبت به مرحله قبل کمتر است، افزایش دما در این مرحله کمتر از مرحله‌ی

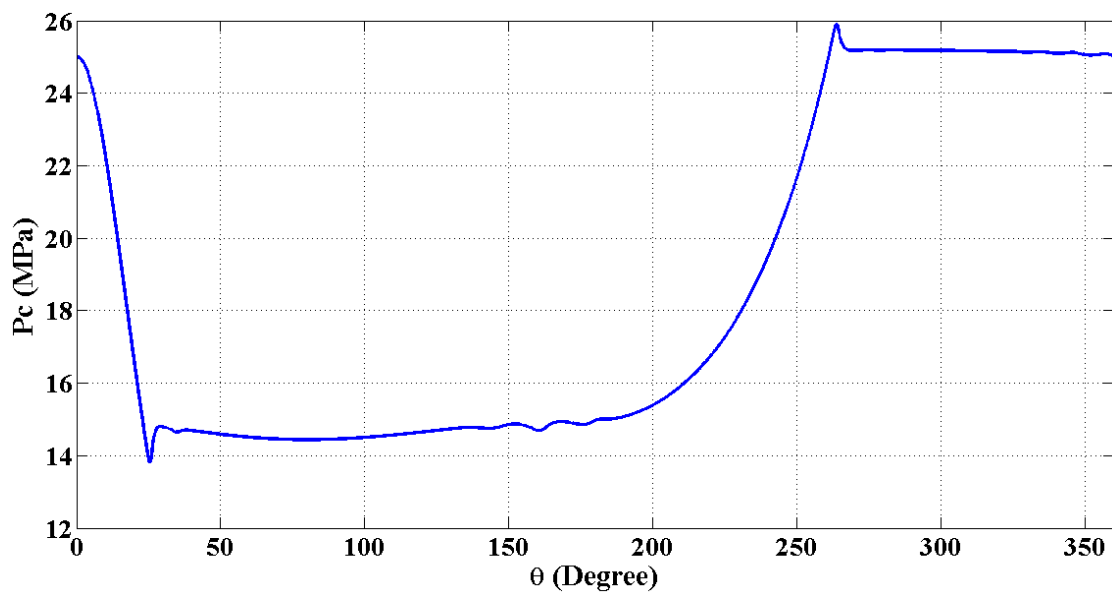
قبل می‌باشد. دمای گاز موجود در حجم مرده پس از انبساط دمایش به $291/8\text{ K}$ می‌رسد. در این مرحله سوپاپها زودتر باز می‌شوند و مدت زمان باز شدن سوپاپها بیشتر است (شکل ۵-۱۰) ولی ماکزیمم مقدار دبی جرمی در این مرحله کاهش یافته است (شکل ۵-۹) تا تمام مقدار جرمی که به این مرحله وارد می‌شود به مرحله‌ی بعدی جریان پیدا کند. همانطور که از نمودارهای حرکت سوپاپ برای مراحل مختلف مشخص است، مدت زمان باز بودن سوپاپ ورودی نسبت به سوپاپ خروجی بیشتر است ولی مقدار ماکزیمم نرخ جریان جرمی درون سوپاپ خروجی بسیار بیشتر است. علت آن این است که اختلاف فشار بین دو سمت سوپاپ خروجی بسیار بیشتر از سوپاپ ورودی است. همانطور که در شکل (۵-۸) مشخص است، فشار درون سیلندر در ابتدای باز شدن سوپاپ بسیار بالا است و اختلاف فشار درون سیلندر و خط خروجی باعث یک پیک در نرخ جریان جرمی می‌شود (۵-۹).

۵-۲-۳) حل فرآیند فشرده‌سازی متان با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی سوم

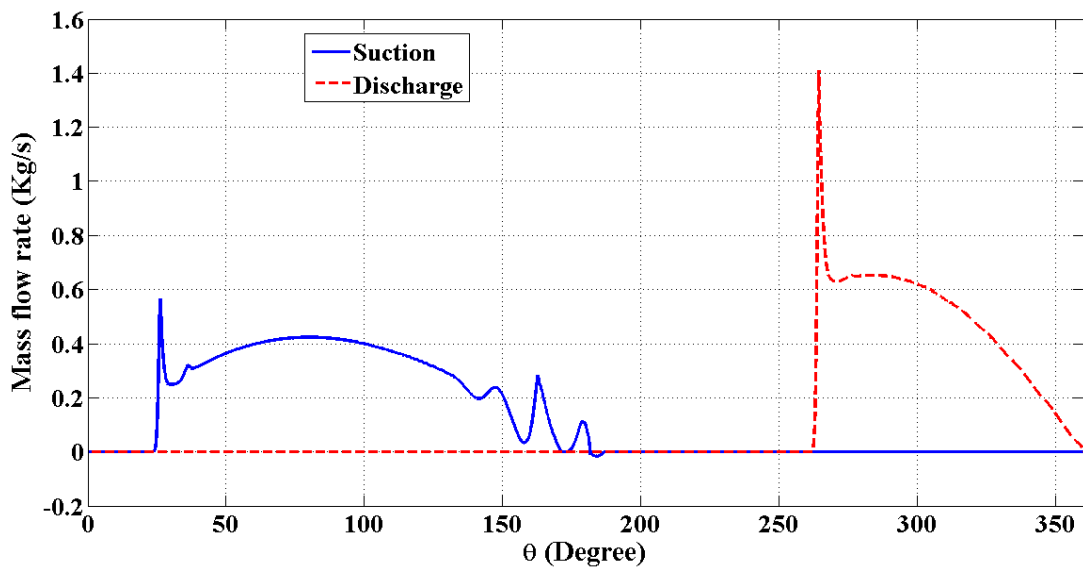
پس از اینکه گاز خروجی از مرحله‌ی دوم از مبدل حرارتی گذشت و بوسیله‌ی آب خنک شد، وارد مرحله‌ی سوم می‌شود. در این مرحله فشار ورودی برابر با 15 MPa و فشار خروجی برابر با 25 MPa می‌باشد. دمای ورودی گاز در این مرحله 305 K است. علت آنکه دمای ورودی در مراحل بالاتر بیشتر است این است که در مراحل بالاتر نسبت فشار کمتر است و در نتیجه افزایش دما کمتر خواهد بود. در شکل‌های زیر تغییرات خواص درون سیلندر کمپرسور در مرحله‌ی دوم نشان داده شده است.



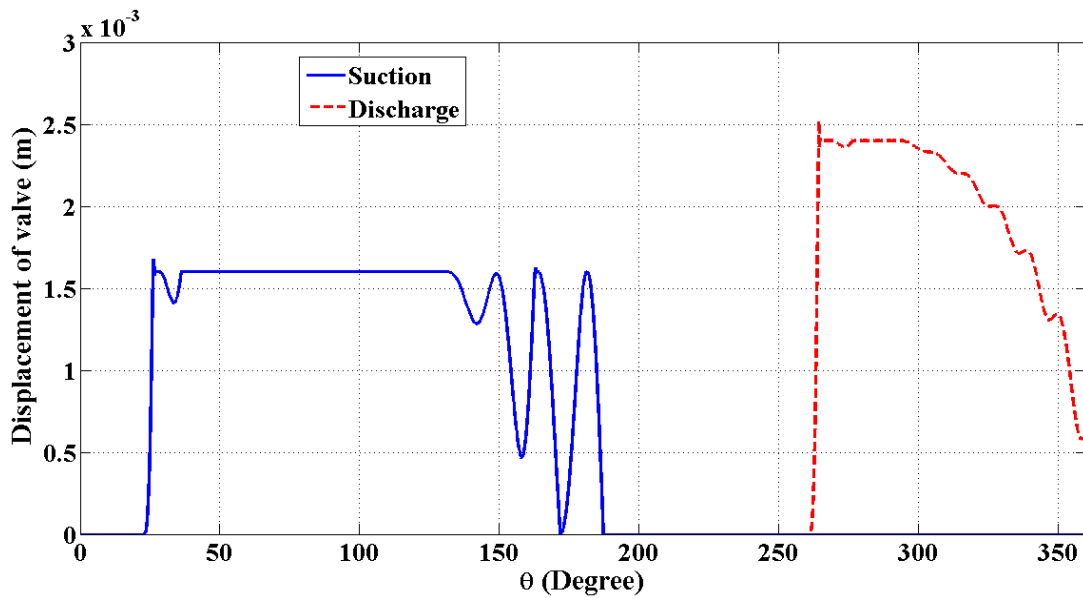
شکل ۵-۱۲) تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی سوم



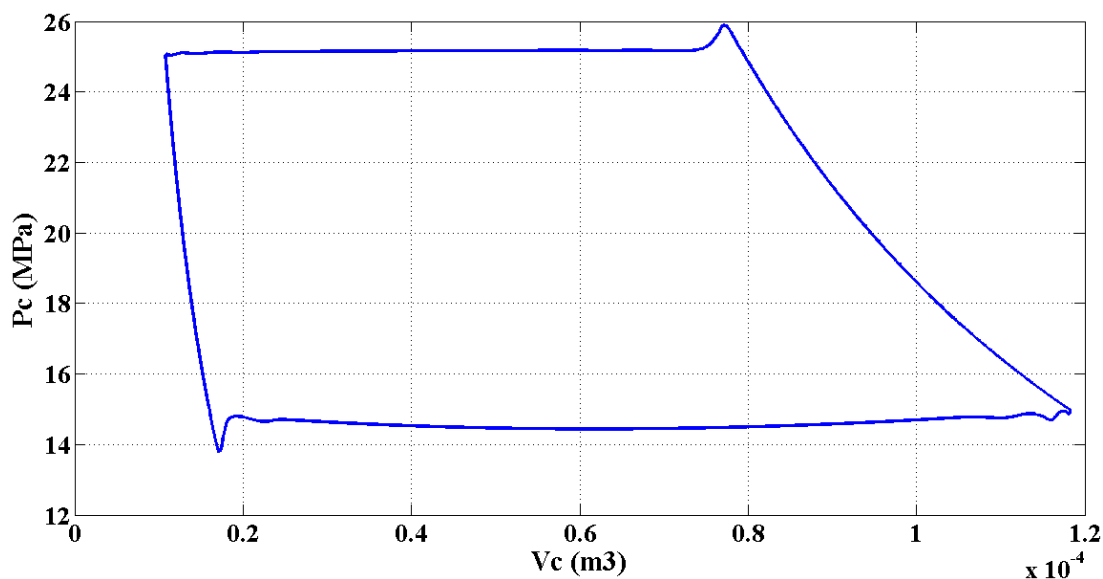
شکل ۵-۱۳) تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی سوم



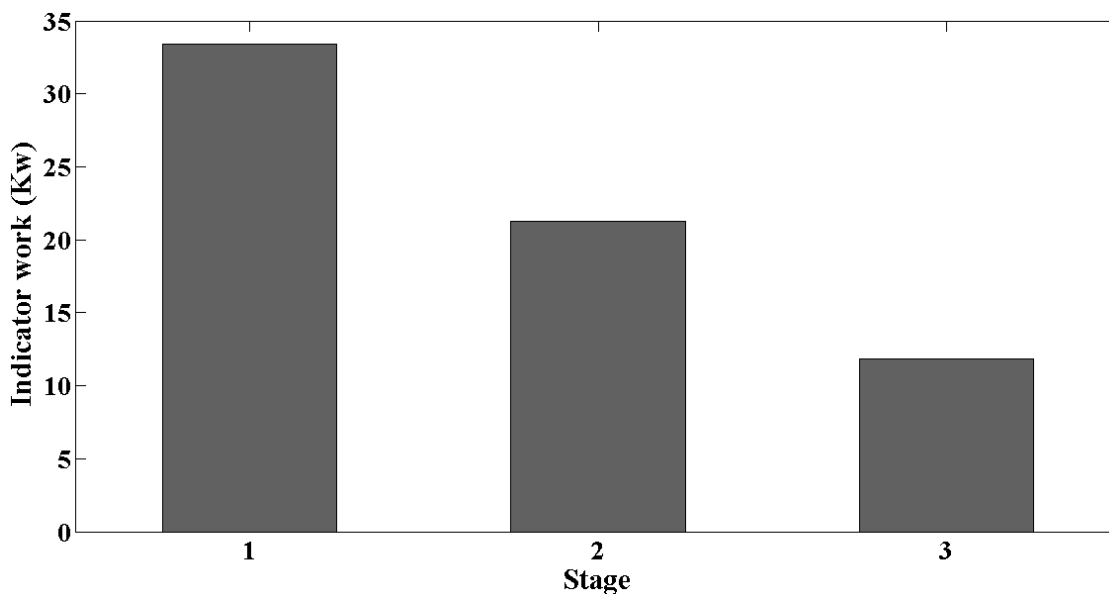
شکل ۵-۱۴) تغییرات دبی جرمی ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی سوم



شکل ۵-۱۵) جابجایی سوپاپ ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی سوم



شکل ۵-۱۶) تغییرات فشار نسبت به حجم درون سیلندر با فرض گاز ایده‌آل در مرحله‌ی سوم



شکل ۵-۱۷) کار ایندیکتور هر مرحله با فرض گاز ایده‌آل

دمای گاز خروجی در این مرحله برای حالت ایده‌آل 345 K است (شکل ۵-۱۲). چون نسبت فشار در این مرحله نسبت به مرحله‌ی دوم کمتر است، افزایش دما در این مرحله نیز کمتر از مرحله‌ی قبل می‌باشد. دمای گاز موجود در حجم مرده پس از انبساط به $301/2\text{ K}$ می‌رسد که پس از باز شدن سوپاپ

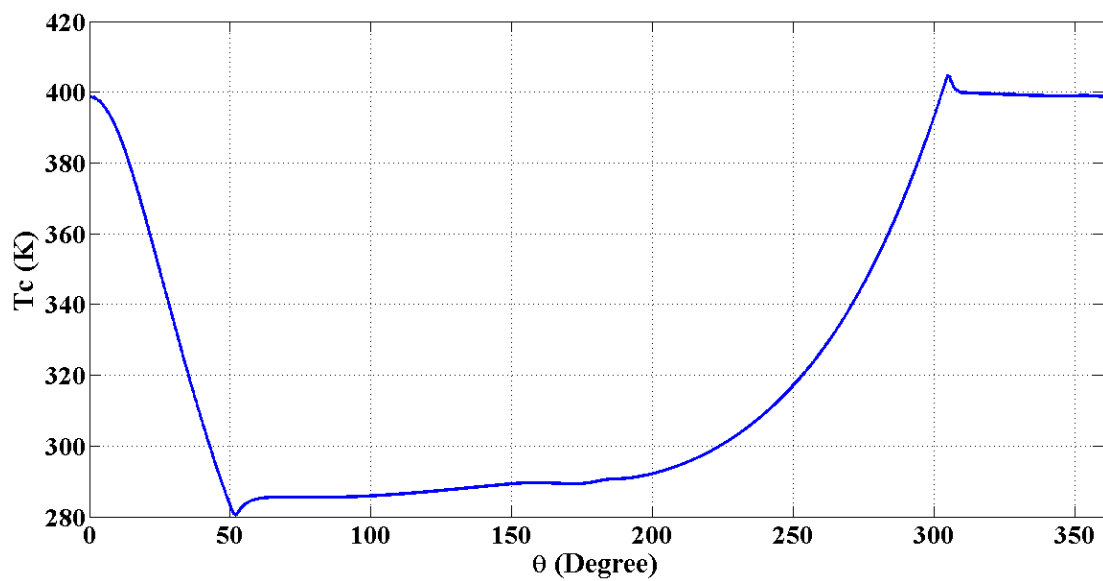
با جرم ورودی ترکیب می‌شود و به یک دمای تعادل می‌رسد. مقدار کورس سوپاپ در این مرحله از دو مرحله قبلی کمتر است. در این مرحله سوپاپها زودتر باز می‌شوند و مدت باز شدن سوپاپها بیشتر است (شکل ۵-۱۵) ولی ماکزیمم مقدار دبی جرمی در این مرحله کاهش یافته است تا تمام مقدار جرمی که به این مرحله وارد می‌شود به مخازن انتقال پیدا کند. شکل (۵-۱۷) کار ایندیکتور هر مرحله را نشان می‌دهد که بیشترین کار انجام شده کمپرسور مربوط به مرحله‌ی اول و کمترین کار مربوط به مرحله‌ی سوم است.

۵-۳) حل فرآیند فشرده‌سازی متان با معادله حالت AGA8

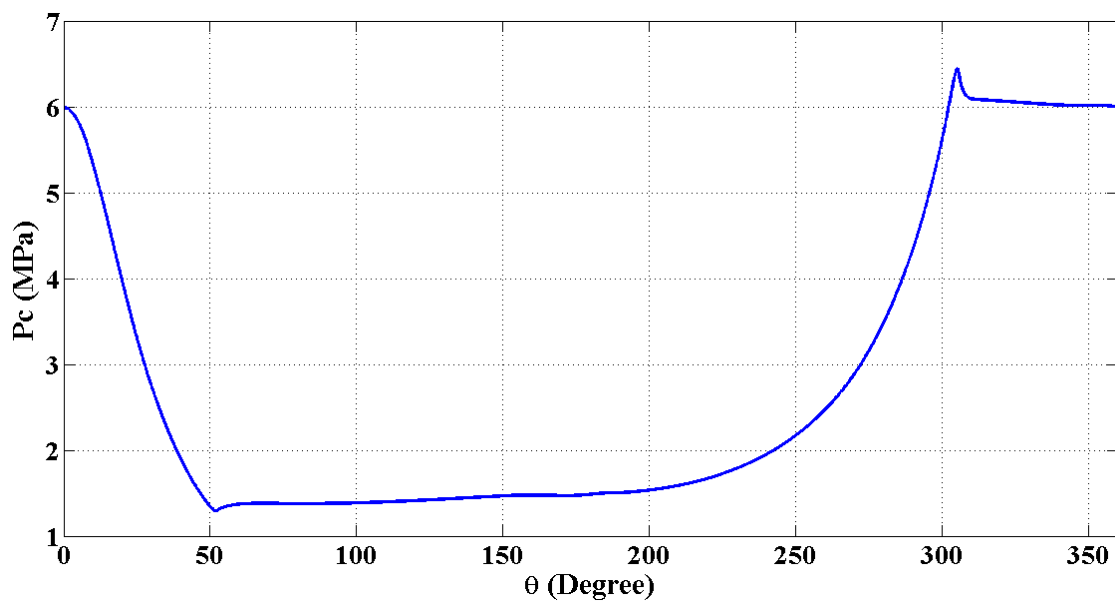
در این قسمت نتایج حاصل از معادلات (۴-۴۷) و (۴-۴۸) برای گاز متان با استفاده از معادله حالت AGA8 بررسی می‌شوند. نمودارهای تغییرات دما، فشار، دبی جرمی ورودی و خروجی و جابجایی سوپاپ ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ و همچنین نمودار تغییرات فشار نسبت به حجم سیلندر برای هر مرحله‌ی فشرده‌سازی نشان داده می‌شود.

۵-۳-۱) حل فرآیند فشرده‌سازی متان برای گاز واقعی در مرحله‌ی اول

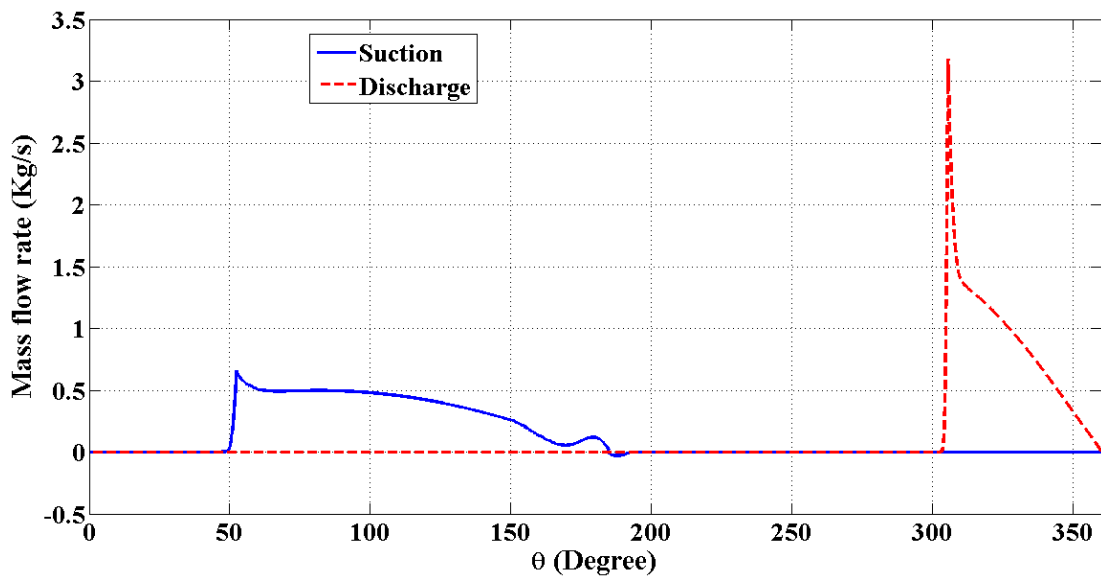
همانطور که قبلاً ذکر شد در مرحله‌ی اول فشار ورودی به کمپرسور $1/5 \text{ MPa}$ و فشار خروجی 6 MPa است و دمای گاز ورودی 286 K ، انرژی داخلی ورودی آن $503/29 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ و آنتالپی ورودی آن $359/5 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ می‌باشد. آنتالپی و انرژی داخلی گاز در شروع شبیه‌سازی به ترتیب $2567/91 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ و $2770/3 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ است. قابل ذکر است که این مقادیر بعد از اینکه کمپرسور به حالت پایدار رسید، بدست آمده است.



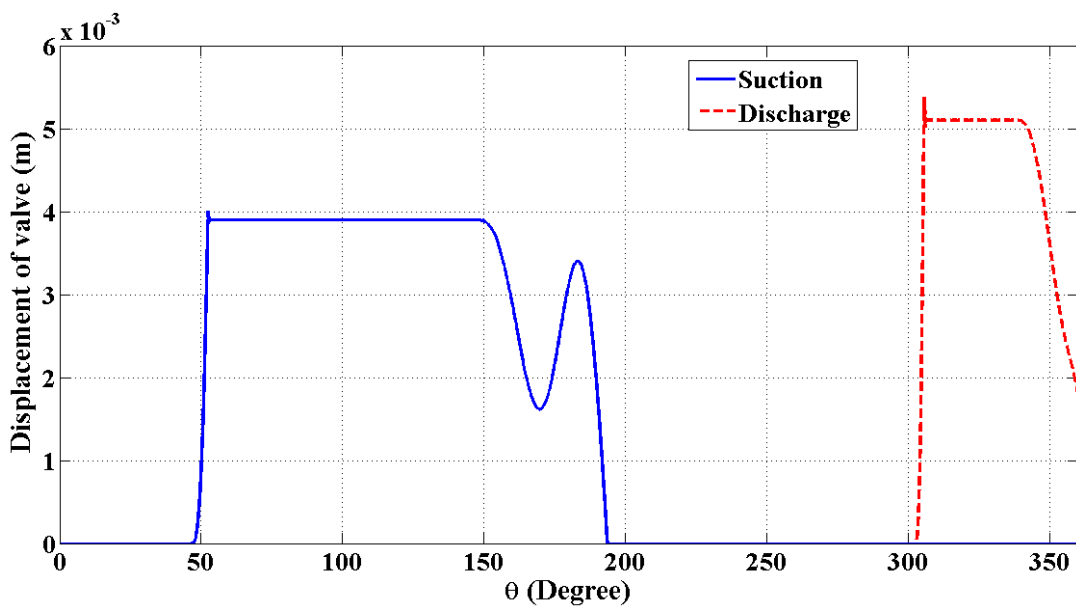
شکل ۵-۱۸) تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ برای گاز واقعی در مرحله‌ی اول



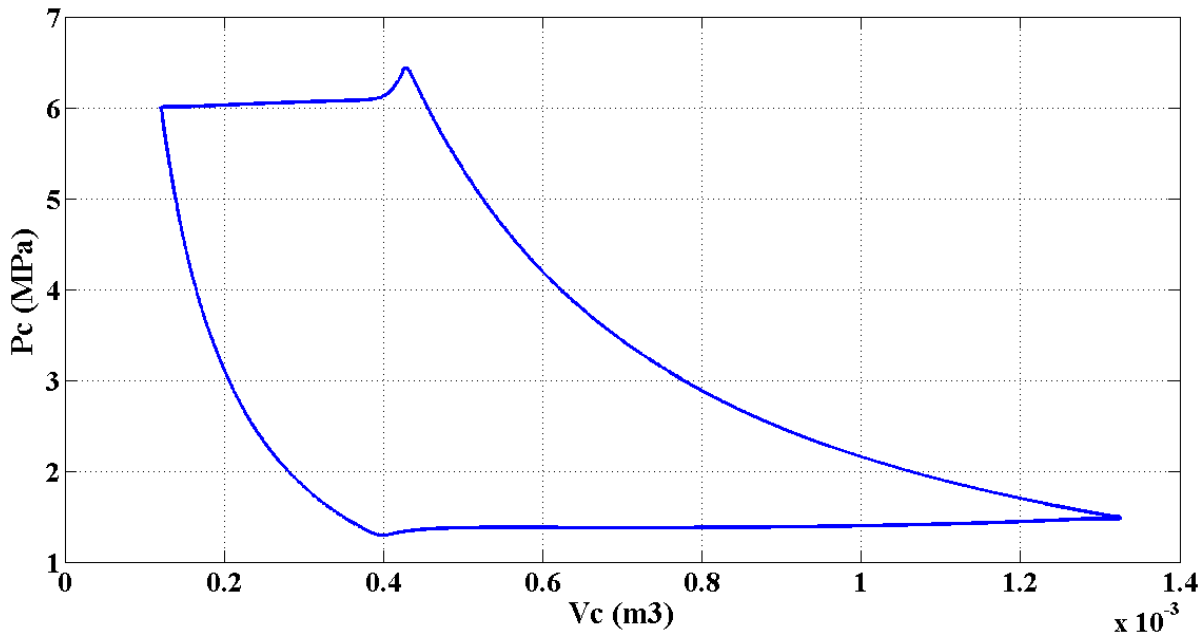
شکل ۵-۱۹) تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ برای گاز واقعی در مرحله‌ی اول



شکل ۵-۲۰) تغییرات دبی جرمی ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ برای گاز واقعی در مرحله‌ی اول



شکل ۵-۲۱) جابجایی سوپاپ ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ برای گاز واقعی در مرحله‌ی اول

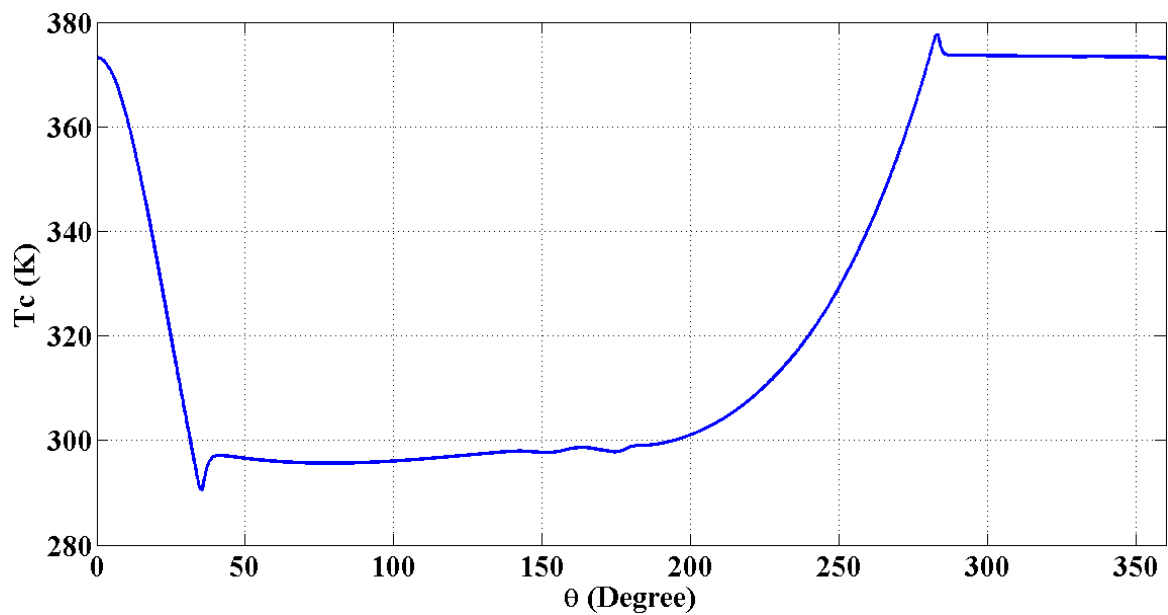


شکل ۵-۲۲) تغییرات فشار نسبت به حجم درون سیلندر برای گاز واقعی در مرحله‌ی اول

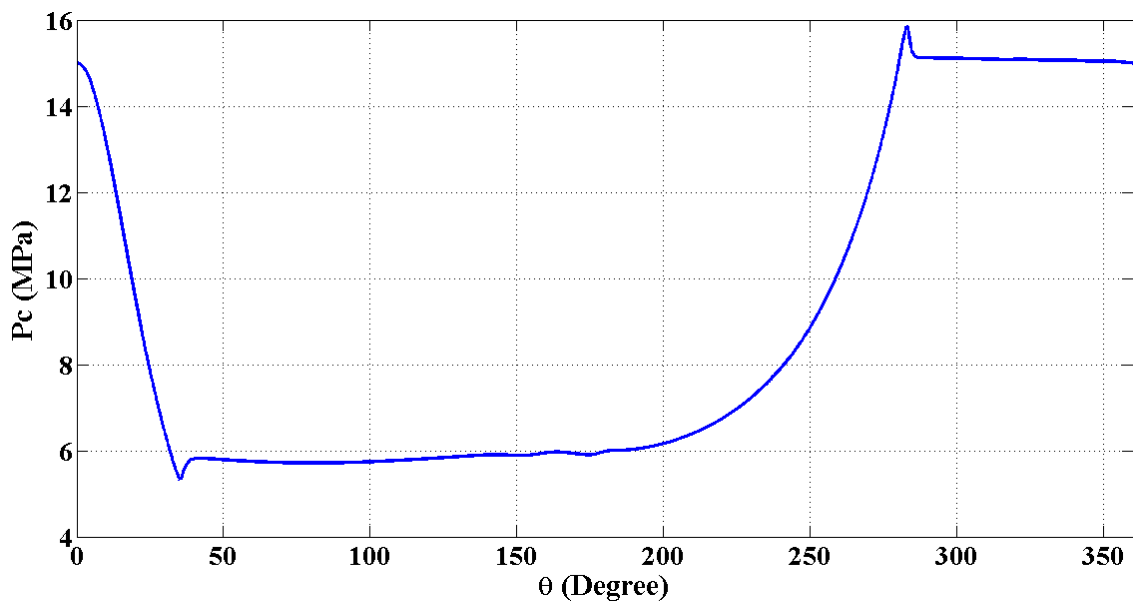
در شکل (۵-۱۸) تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ نشان داده شده است. دمای گاز خروجی از این مرحله $399/5 \text{ K}$ است و تقریباً با دمای گاز خروجی در حالت ایده‌آل برابر است. تفاوت چندانی بین نمودارهای مربوط به گاز واقعی و گاز ایده‌آل در این مرحله وجود ندارد. همچنین دمای گاز موجود در حجم مرده پس از انبساط به $280/5 \text{ K}$ می‌رسد که نسبت به حالت ایده‌آل $0/4$ درجه کلون کمتر است.

۵-۳-۲) حل فرآیند فشرده‌سازی متان برای گاز واقعی در مرحله‌ی دوم

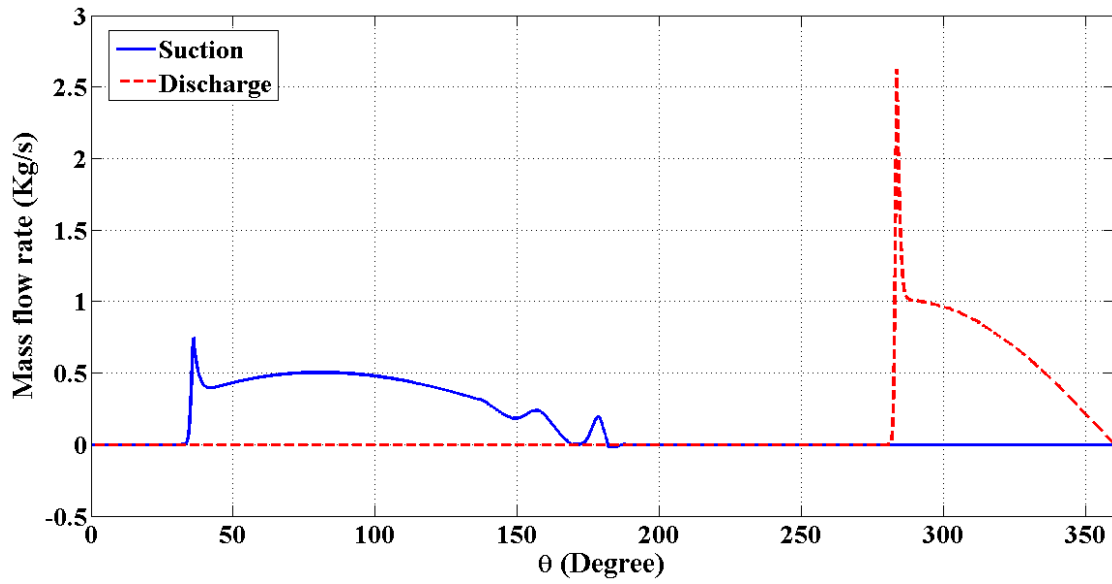
همانطور که قبلاً ذکر شد در مرحله‌ی دوم فشار ورودی به کمپرسور 6 MPa و فشار خروجی 15 MPa است و دمای گاز ورودی 297 K ، انرژی داخلی ورودی آن $772/43 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ و آنتالپی ورودی آن $926/78 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ می‌باشد. آنتالپی و انرژی داخلی گاز در شروع شبیه‌سازی به ترتیب $1105/7 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ و $926/78 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ است.



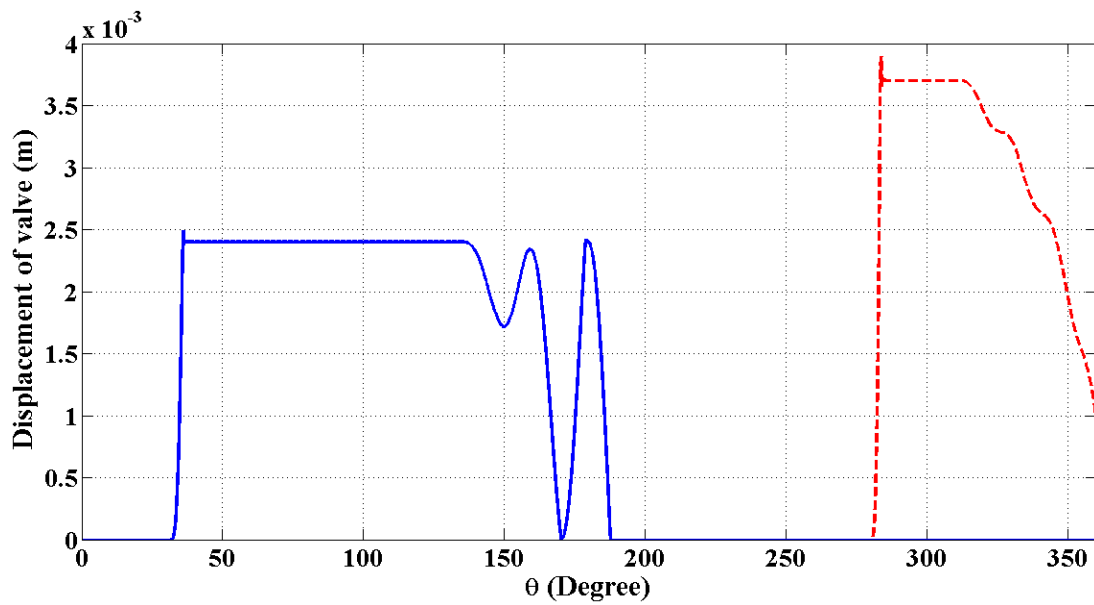
شکل ۲۳-۵ تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ برای گاز واقعی در مرحله‌ی دوم



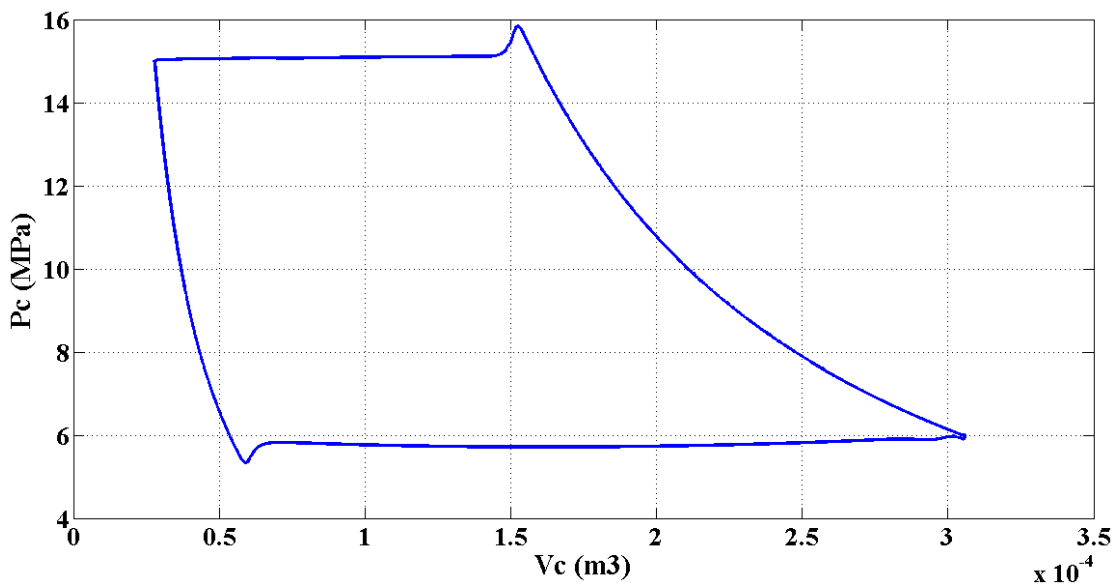
شکل ۲۴-۵ تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ برای گاز واقعی در مرحله‌ی دوم



شکل ۵-۲۵) تغییرات دبی جرمی ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ برای گاز واقعی در مرحله‌ی دوم



شکل ۵-۲۶) جابجایی سوپاپ ورودی و خروجی برای گاز واقعی در مرحله‌ی دوم

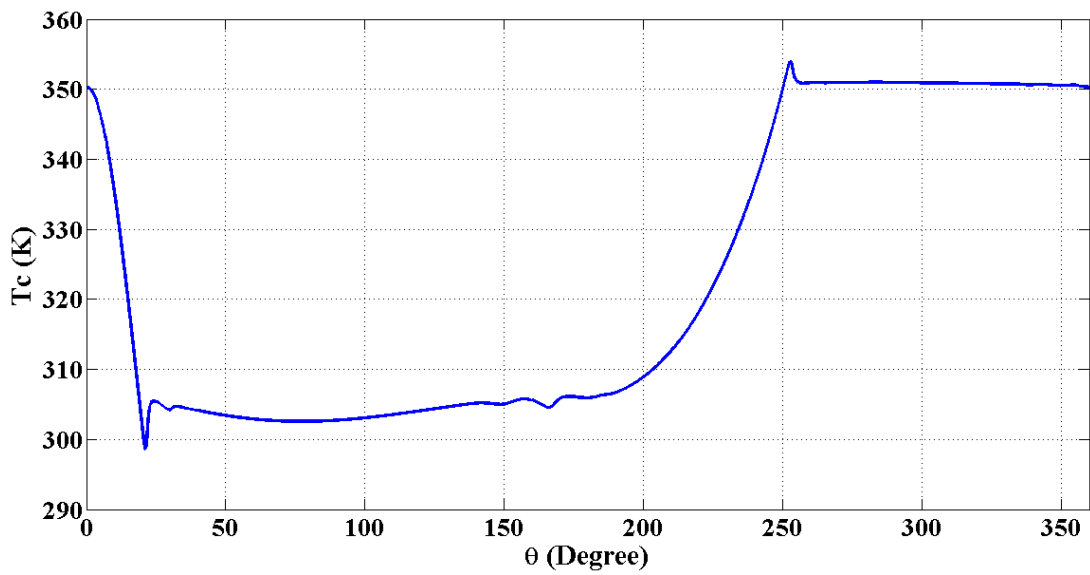


شکل ۵-۲۷) تغییرات فشار نسبت به حجم درون سیلندر برای گاز واقعی در مرحله دوم

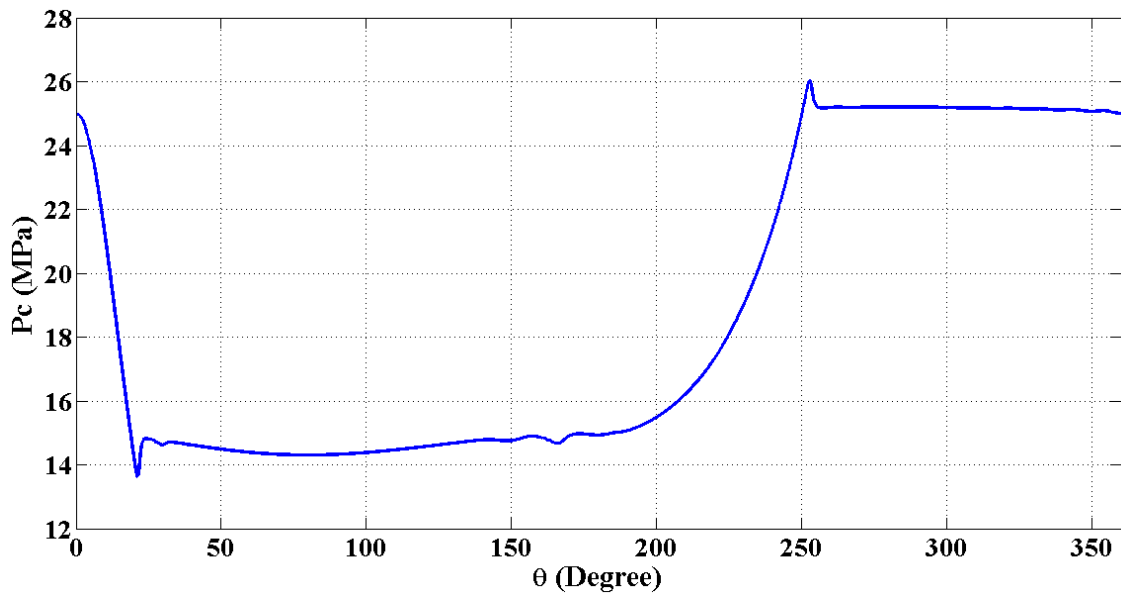
دمای گاز خروجی از این مرحله $373/5 \text{ K}$ است. اختلاف دمای گاز واقعی و ایده‌آل در این مرحله برابر با $3/5$ درجه کلوین است. همچنین گاز موجود در حجم مرده پس از انبساط دمایش به $290/5 \text{ K}$ می‌رسد که نسبت به حالت ایده‌آل $1/3$ درجه کلوین سردتر شده است.

۵-۳-۳) حل فرآیند فشرده‌سازی متان برای گاز واقعی در مرحله سوم

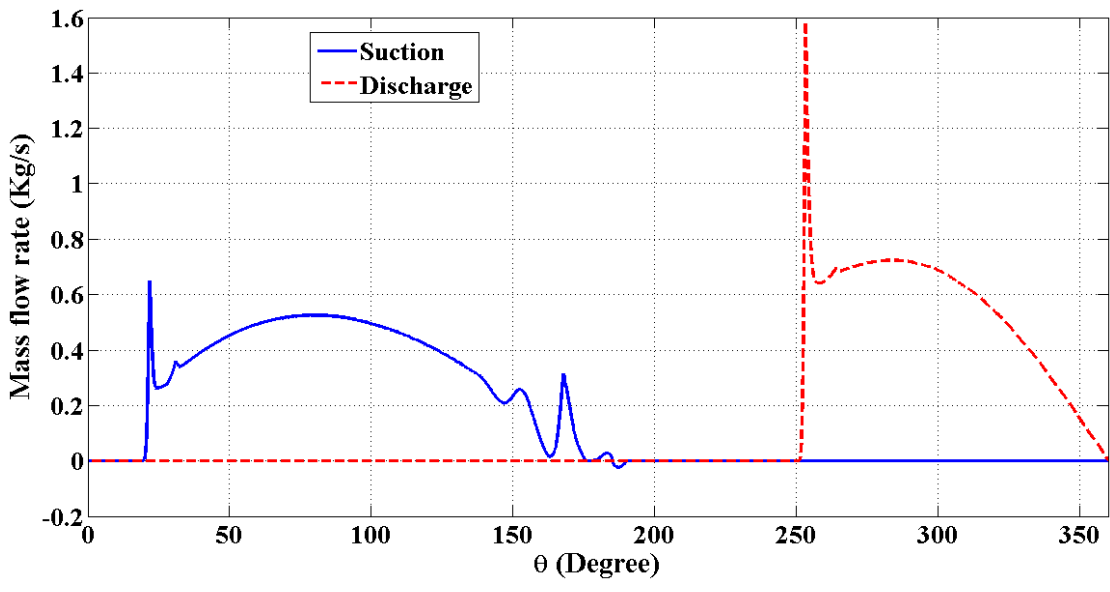
فشار ورودی به کمپرسور در این مرحله 15 MPa و فشار خروجی 25 MPa و دمای گاز ورودی 305 K است، انرژی داخلی ورودی آن $1790/99 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ و آنتالپی ورودی آن $1663/62 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ می‌باشد. آنتالپی و انرژی داخلی گاز در شروع شبیه‌سازی به ترتیب $921/33 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ و $1082/6 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ است.



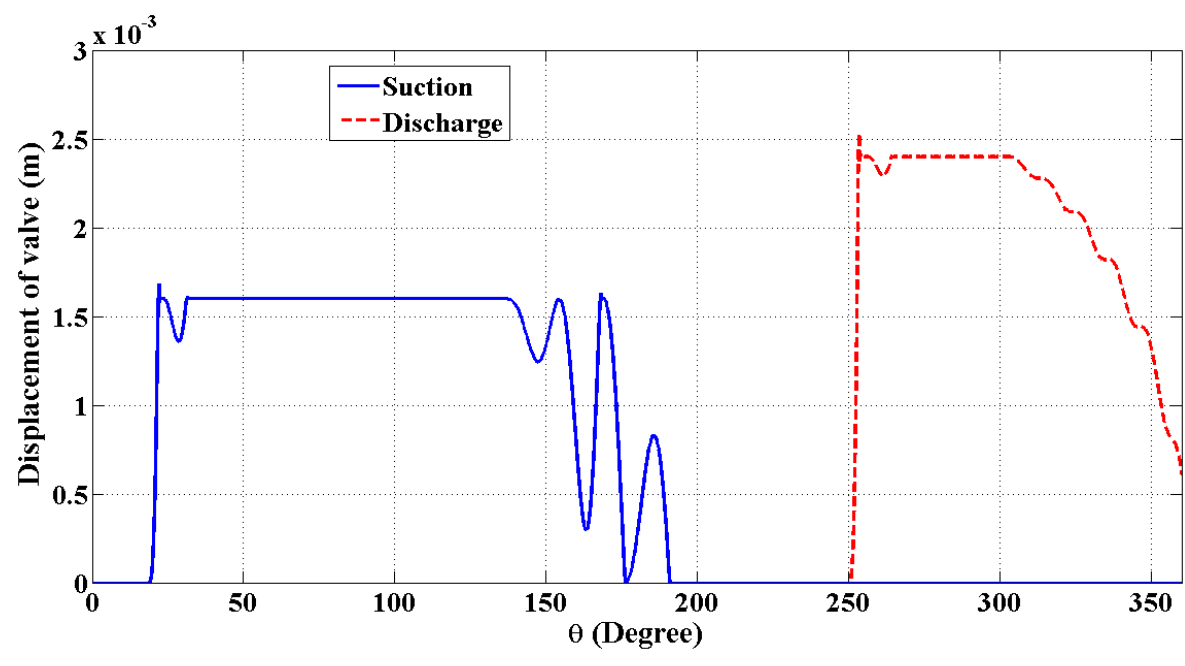
شکل ۵-۲۸) تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ برای گاز واقعی در مرحله‌ی سوم



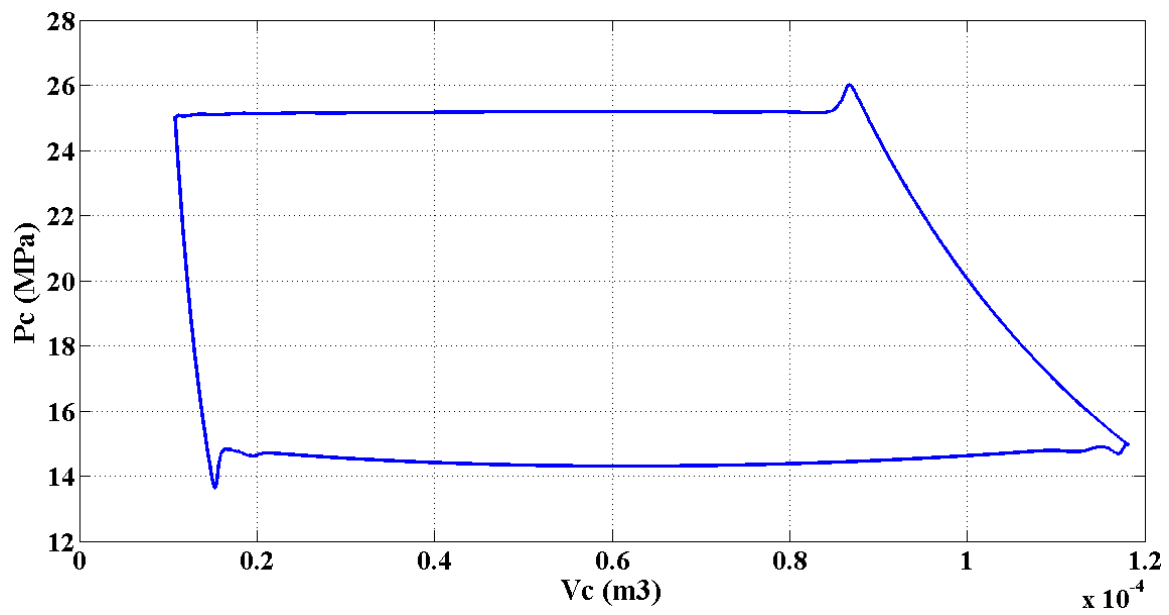
شکل ۵-۲۹) تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ برای گاز واقعی در مرحله‌ی سوم



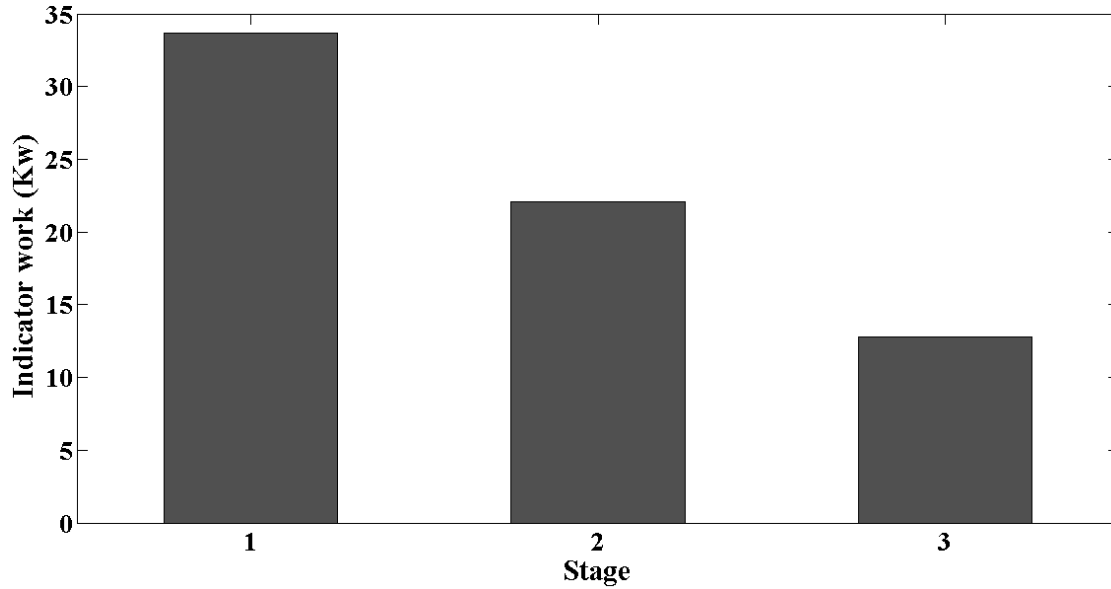
شکل ۵-۳۰) تغییرات دبی جرمی ورودی و خروجی نسبت به زاویه لنگ در مرحله‌ی سوم



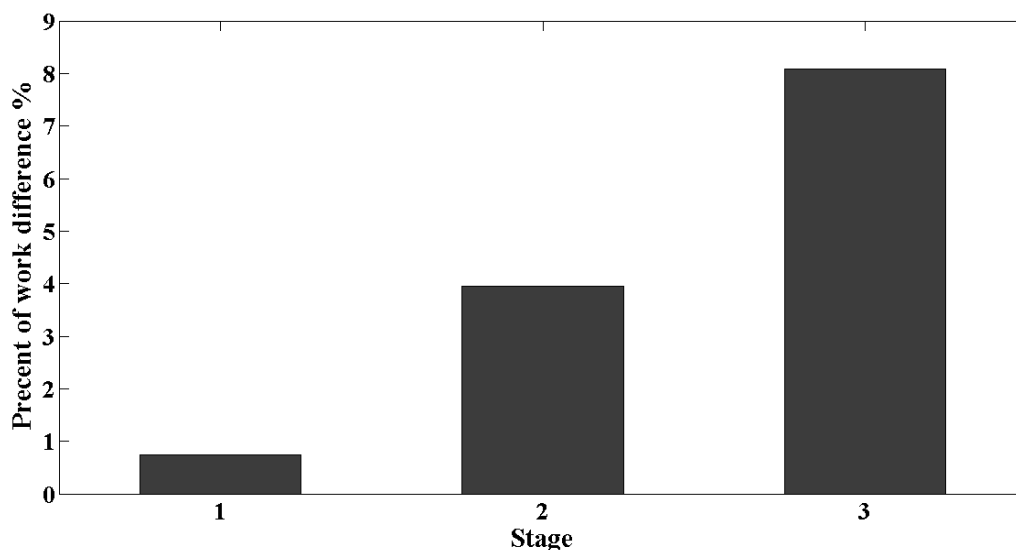
شکل ۵-۳۱) جابجایی سوپاپ ورودی و خروجی برای گاز واقعی در مرحله‌ی سوم



شکل ۵-۳۲) تغییرات فشار نسبت به حجم درون سیلندر برای گاز واقعی در مرحله ی سوم



شکل ۵-۳۳) کار ایندیکتور هر مرحله برای گاز واقعی



شکل ۵-۳۴) درصد اختلاف کار انجام شده با معادله AGA8 نسبت به گاز ایده‌آل در هر مرحله

دمای گاز خروجی از این مرحله K ۳۵۰ است ولی این مقدار برای گاز ایده‌آل K ۳۴۵ بود. این نشان می‌دهد حتی با وجود اینکه نسبت فشار کمتر در این مرحله کمتر است این اختلاف دما بیشتر شده است. در شکل (۵-۳۳) کار انجام شده در هر مرحله برای گاز واقعی نشان داده شده است. همچنین دمای گاز موجود در حجم مرده پس از انبساط دمایش به $298/6$ درجه کلوین می‌رسد که نسبت به حالت ایده‌آل $2/6$ درجه کلوین سردتر شده است. در شکل (۵-۳۴) درصد اختلاف کار انجام شده با استفاده از معادله حالت AGA8 با زمانیکه از معادله گاز ایده‌آل استفاده می‌شود، مقایسه شده است. همانطور که در شکل مشخص است درصد این اختلاف کار در مرحله‌ی اول کمتر از ۱ درصد، مرحله‌ی دوم ۴ و مرحله‌ی سوم ۸ درصد است. اختلاف درجه حرارت خروجی از کمپرسور بین گاز واقعی و ایده‌آل نیز در فشارهای بالاتر بیشتر است. این نتایج نشان می‌دهد که هرچه فرآیند در فشارهای بالاتر انجام شود، درصد خطا در استفاده از معادله حالت گاز ایده‌آل بیشتر می‌شود و این بدین دلیل است که در این فشارها گاز متان دیگر خواص گاز ایده‌آل را ندارد. از نمودارهای تغییرات جابجایی سوپاپ نسبت به زاویه لنگ می‌توان به این نتیجه رسید که زمان باز شدن سوپاپ ورودی مرحله‌ی سوم زودتر از مرحله‌ی دوم و مرحله‌ی دوم زودتر

از مرحله‌ی اول است و این بدین معنی است که فرآیند مکش در مرحله‌ی سوم زودتر و در نتیجه مدت زمان فرآیند انبساط کمتر از مراحل دیگر صورت می‌گیرد. همچنین زمان باز شدن سوپاپ خروجی در هر مرحله زودتر از مرحله‌ی قبل صورت می‌گیرد و این بدین معنی است که فرآیند تخلیه در هر مرحله زودتر از مرحله‌ی قبل انجام می‌گیرد.

۴-۵) حل فرآیند فشرده‌سازی گاز با ترکیبات متفاوت با استفاده از معادله AGA8

در این قسمت نتایج حاصل از معادلات (۴۷-۴) و (۴۸-۴) برای ترکیب گازهای متفاوت که در میدان‌های گازی ایران مورد استفاده قرار می‌گیرد با استفاده از معادله AGA8 بدست می‌آید. نمودارهای دما، فشار، دبی جرمی ورودی و خروجی و جابجایی سوپاپ ورودی و خروجی برای هر مرحله‌ی فشرده‌سازی نشان داده می‌شود. ترکیب گازهایی که در میدان‌های گازی خانگیران، پارس، قشو و کنگان در جدول (۵-۱) نشان داده شده است.

جدول (۵-۱) درصد مولی میدان‌های گازی متفاوت ایران

اجزاء	خانگیران (%)	کنگان (%)	پارس (%)	قشو (%)
CH ₄	۹۸/۶	۹۰/۰۴	۸۷	۷۹/۰۸
C ₂ H ₆	۰/۵۹	۳/۶۹	۵/۴	۰/۹۱
C ₃ H ₈	۰/۰۹	۰/۹۳	۱/۷	۰/۳۶
i-C ₄ H ₁₀	۰/۰۲	۰/۲	۰/۳	۰/۰۹
n-C ₄ H ₁₀	۰/۰۴	۰/۲۹	۰/۴۵	۰/۱۸
i-C ₅ H ₁₂	۰/۰۲	۰/۱۴	۰/۱۳	۰/۰۸
n-C ₅ H ₁₂	۰/۰۲	۰/۰۸	۰/۱۱	۰/۰۷
n-C ₆ H ₁₄	۰/۰۷	۰/۱۴	۰/۰۷	۰/۶۹
C ₇ ⁺	۰	۰/۰۱	۰/۰۳	۰
N ₂	۵/۶	۴/۴۸	۳/۱	۵/۱۴
CO ₂	۰	۰	۱/۵۸	۷/۰۸
H ₂ S	۰	۰	۰	۶/۳۲

جرم مولکولی میدان‌های خانگیران، کنگان، پارس و قشو به ترتیب $\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$ ۱۶/۳۱۴۸، $\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$ ۱۷/۷۹۴۰۱،

$\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$ ۱۸/۶۱۸۲۹ و $\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$ ۲۰/۶۸۸۷۵ است.

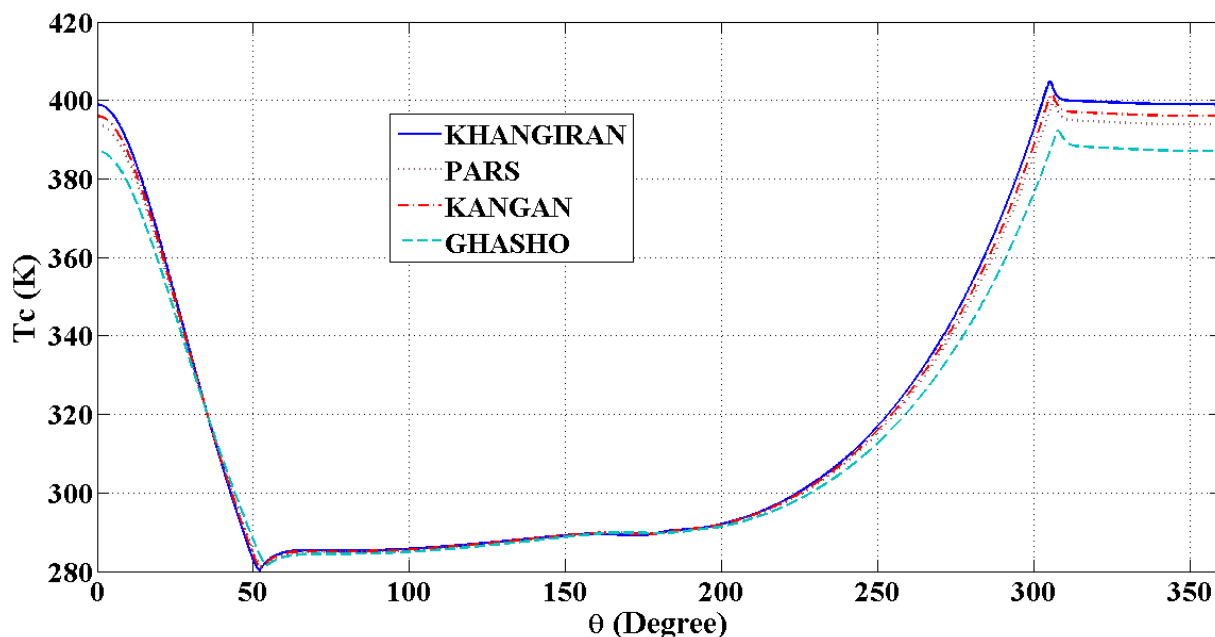
۵-۴-۱) حل فرآیند فشرده‌سازی ترکیب گاز در مرحله‌ی اول

در این مرحله دمای گاز ورودی برابر با ۲۸۶ K است. انرژی داخلی و آنتالپی در شروع شبیه‌سازی برای

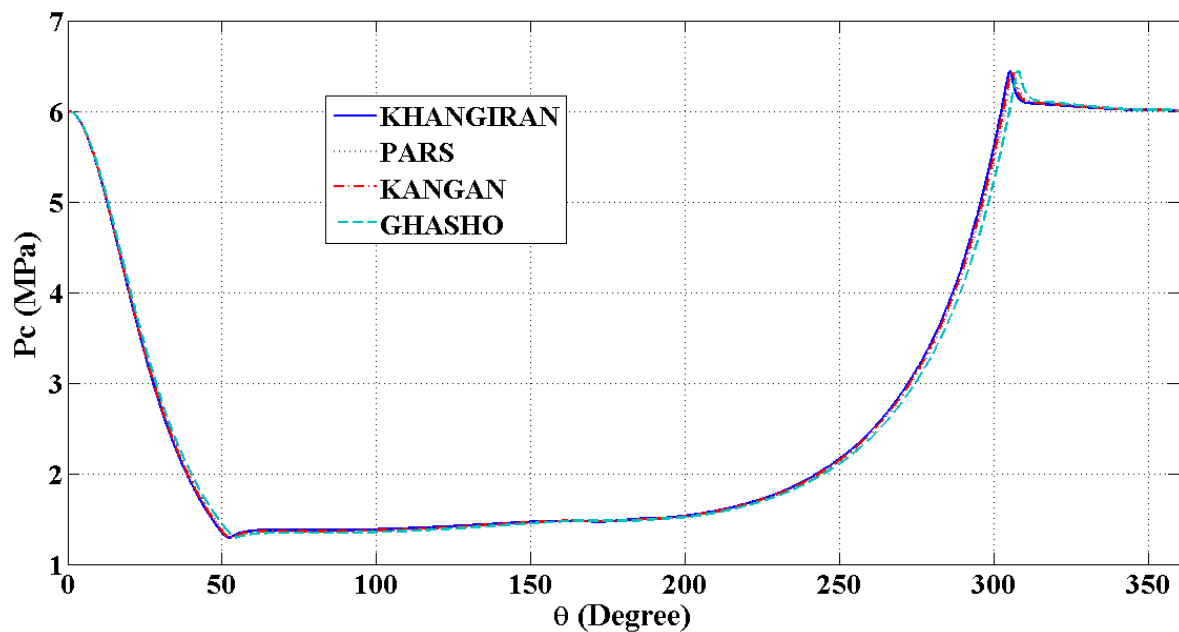
میدان خانگیران به ترتیب $\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ ۲۵۶۷/۱ و $\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ ۲۷۶۵/۵۷، کنگان به ترتیب $\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ ۲۵۵۲/۲۴ و $\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ ۲۷۳۱/۸۶،

پارس به ترتیب $\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ ۲۵۳۱/۱۲ و $\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ ۲۷۰۰/۷ و در نهایت قشو به ترتیب $\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ ۲۴۳۶/۷۱ و $\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ ۲۵۸۲/۴۴

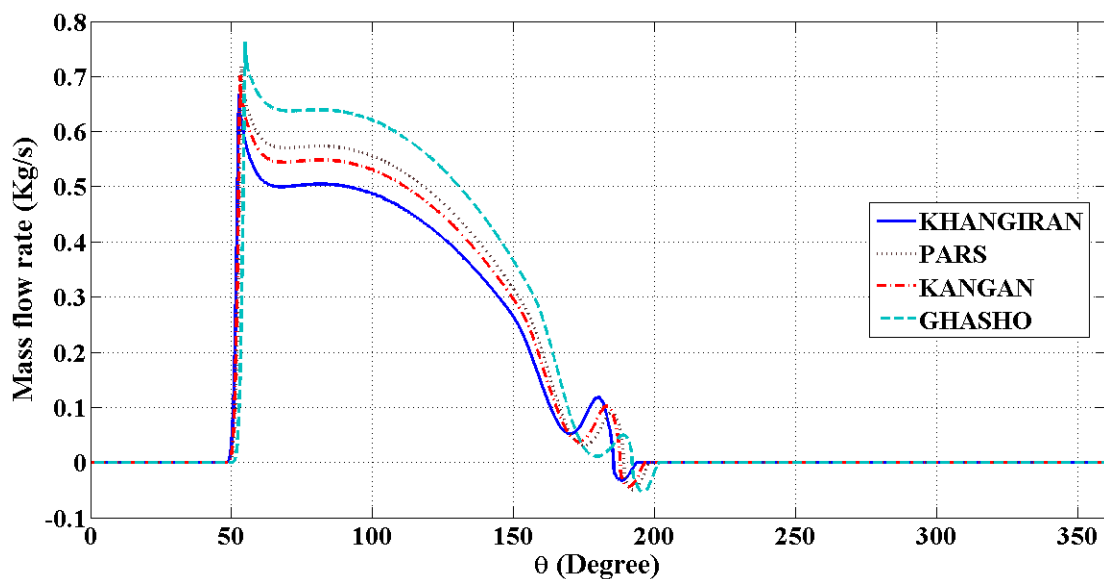
می‌باشد.



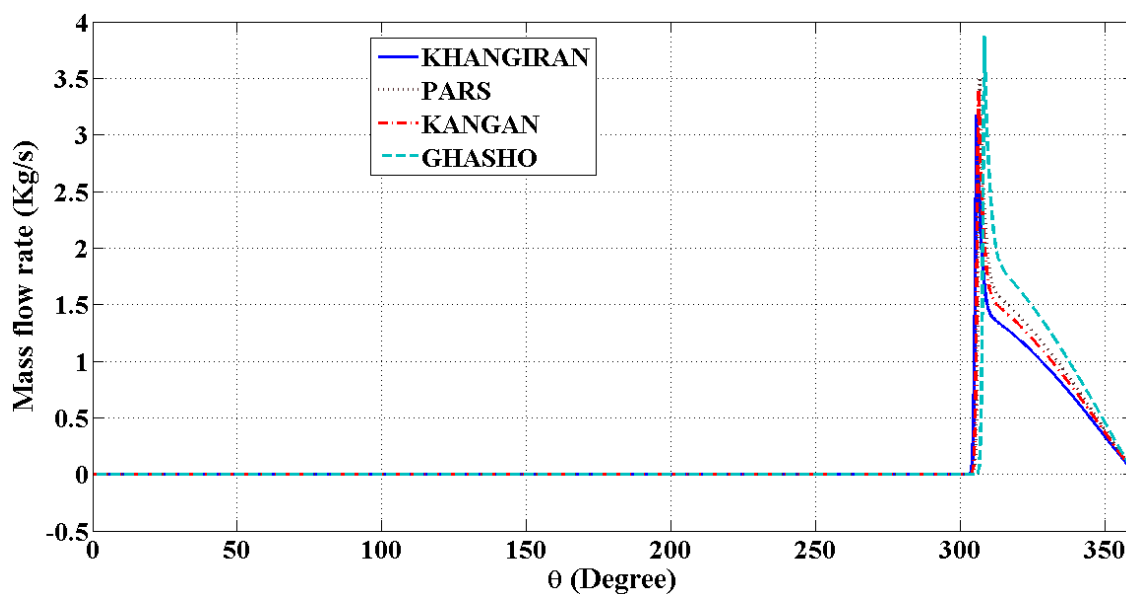
شکل ۵-۳) مقایسه بین تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی اول



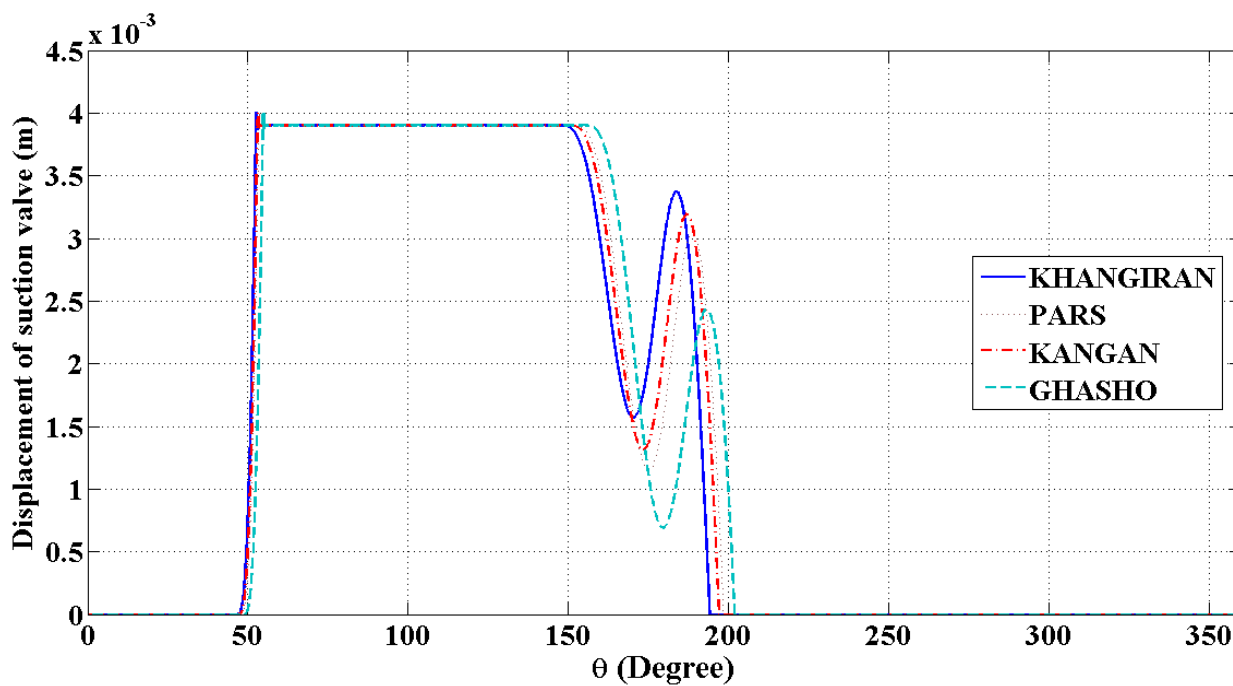
شکل ۵-۳۶) مقایسه بین تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی اول



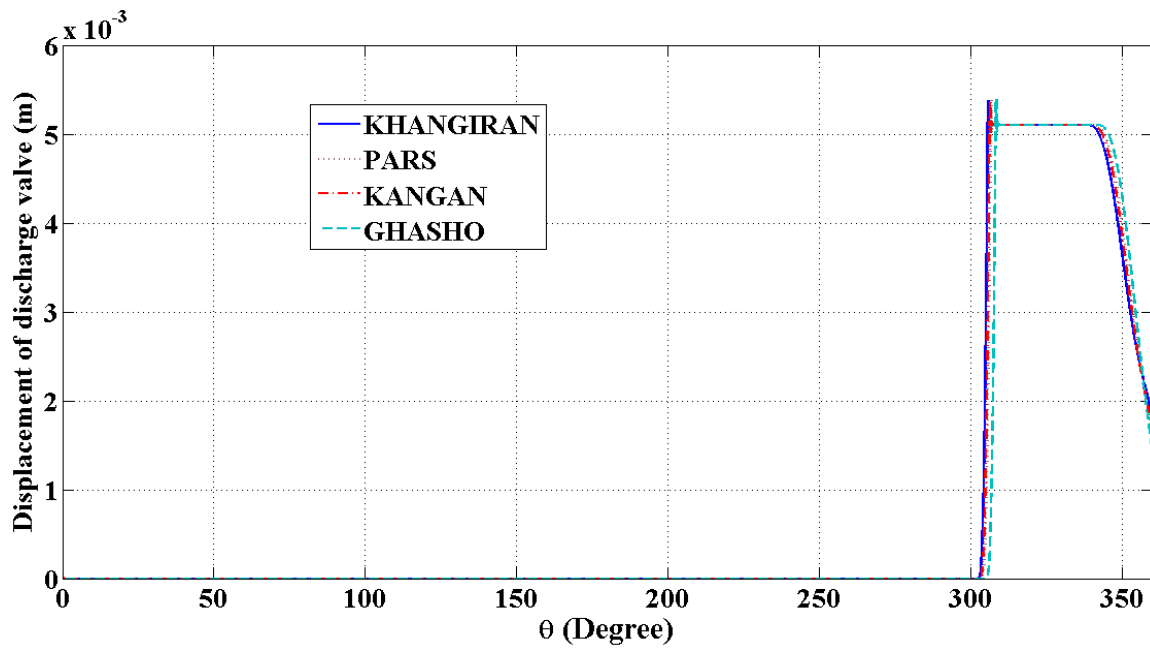
شکل ۵-۳۷) مقایسه بین تغییرات دبی جرمی ورودی نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی اول



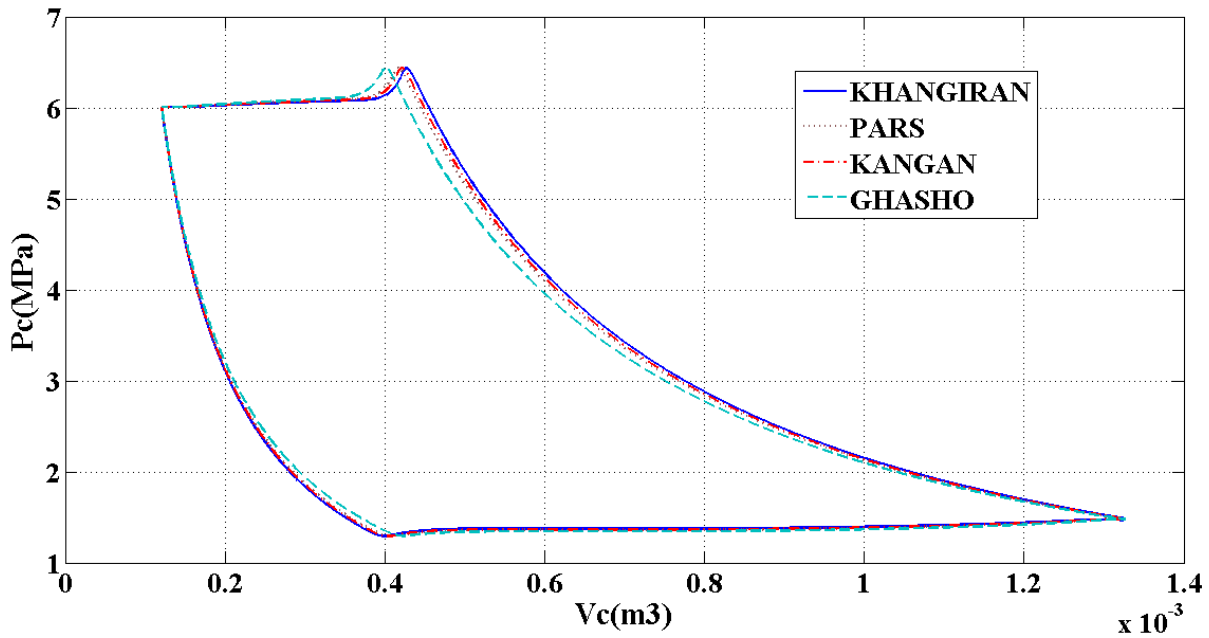
شکل ۵-۳۸) مقایسه بین تغییرات دبی جرمی خروجی نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی اول



شکل ۵-۳۹) مقایسه بین تغییرات جابجایی سوپاپ ورودی نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی اول



شکل ۵-۴) مقایسه بین تغییرات جابجایی سوپاپ خروجی نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی اول



شکل ۵-۴) مقایسه بین تغییرات فشار نسبت به حجم داخل سیلندر برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی اول

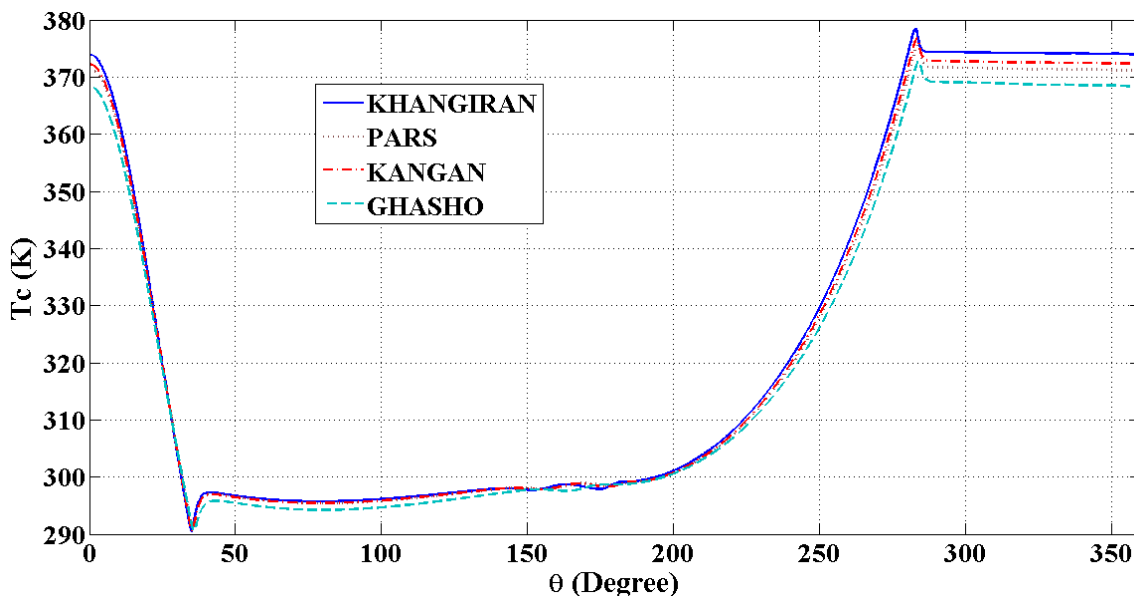
شکل (۲۴-۵) تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ را برای میدان‌های گازی متفاوت نشان می‌دهد. همانطور که در شکل نشان داده شده است هر چه جرم مولکولی بیشتر باشد دمای خروجی کمتر است. شکل‌های (۲۶-۵) و (۲۷-۵) به ترتیب تغییرات دبی جرمی ورودی و خروجی را نسبت به زاویه لنگ نشان می‌دهند. در شکل مشخص است که مقدار دبی جرمی به جرم مولکولی ترکیب گاز ارتباط دارد، هر چه جرم مولکولی بیشتر باشد دبی جرمی بیشتر خواهد بود. شکل (۲۹-۵) نشان می‌دهد که دامنه‌ی نوسانات سوپاپ ورودی برای گازهایی که جرم مولکولی آن بیشتر است کمتر خواهد بود.

۵-۴-۲) حل فرآیند فشرده‌سازی ترکیب گاز در مرحله‌ی دوم

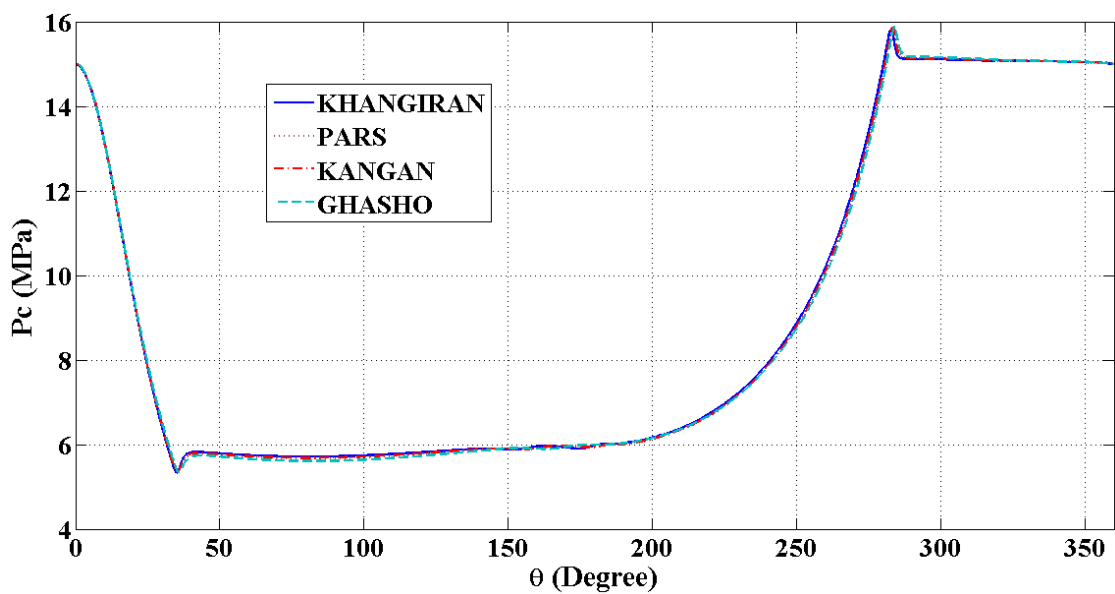
در این مرحله دمای گاز ورودی برابر با ۲۹۷ K است. انرژی داخلی و آنتالپی در شروع شبیه‌سازی برای

میدان خانگیران به ترتیب $\frac{Kj}{Kg}$ ۹۵۸/۲۴ و $\frac{Kj}{Kg}$ ۱۱۳۸/۰۷، کنگان $\frac{Kj}{Kg}$ ۸۶۵/۸ و $\frac{Kj}{Kg}$ ۱۰۲۷/۶، پارس $\frac{Kj}{Kg}$

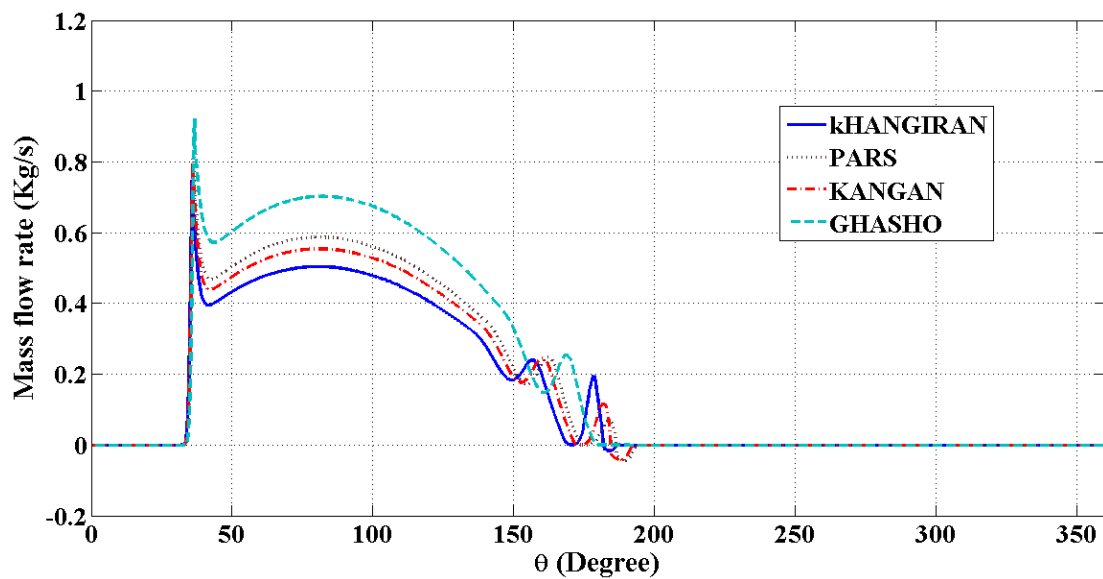
۷۸۵/۸۶ و $\frac{Kj}{Kg}$ ۹۳۷/۸۸ و قشو $\frac{Kj}{Kg}$ ۲۱۸/۱۱ و $\frac{Kj}{Kg}$ ۳۴۲/۳۱ می‌باشند.



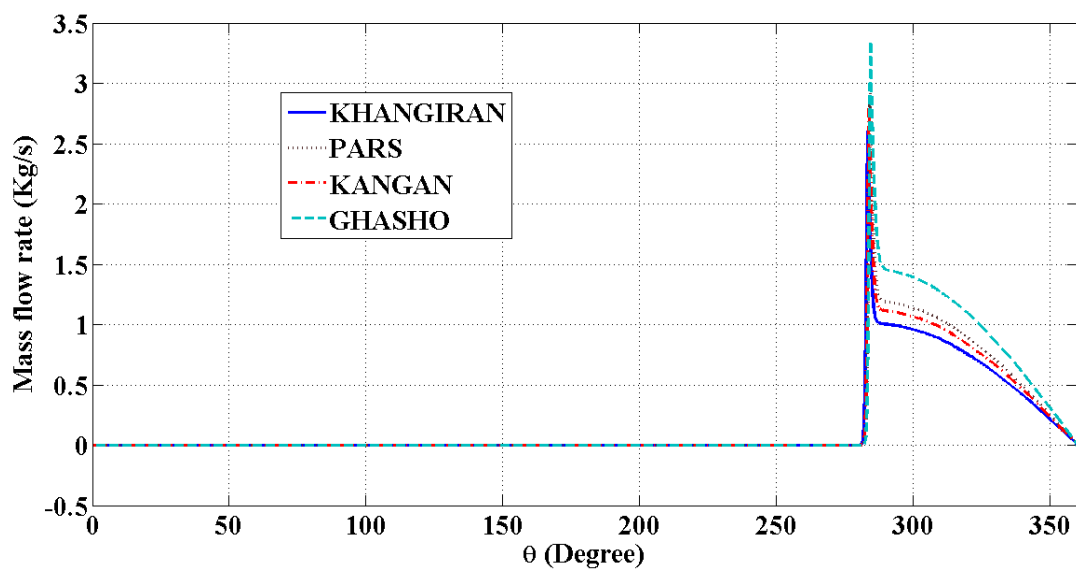
شکل (۴۲-۵) مقایسه بین تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی دوم



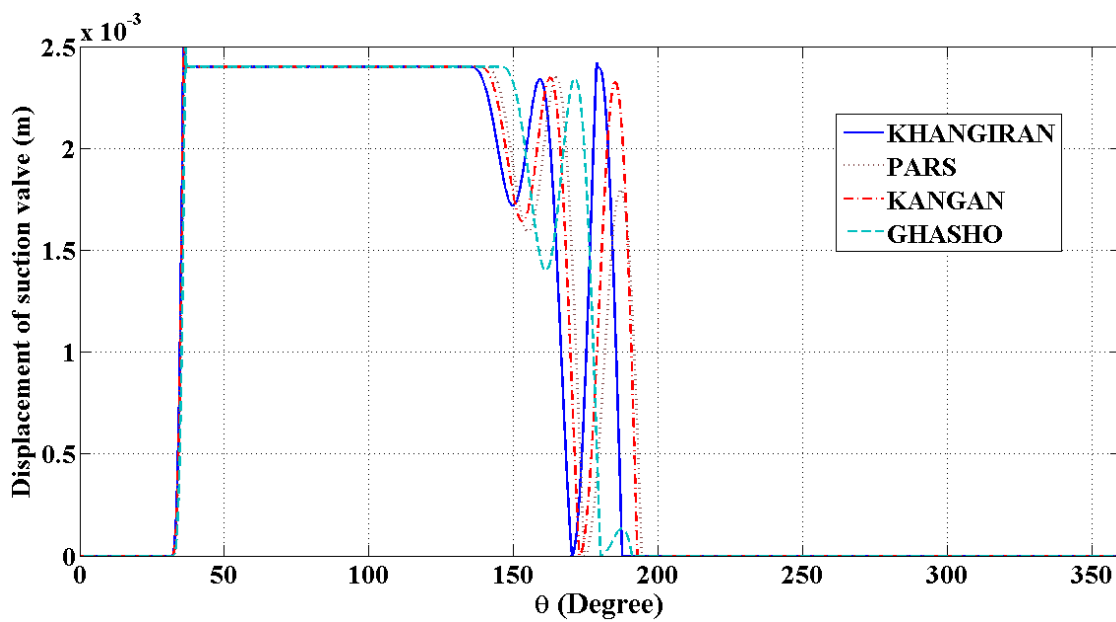
شکل ۴۳-۵) مقایسه بین تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی دوم



شکل ۴۴-۵) مقایسه بین تغییرات دبی جرمی ورودی نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی دوم

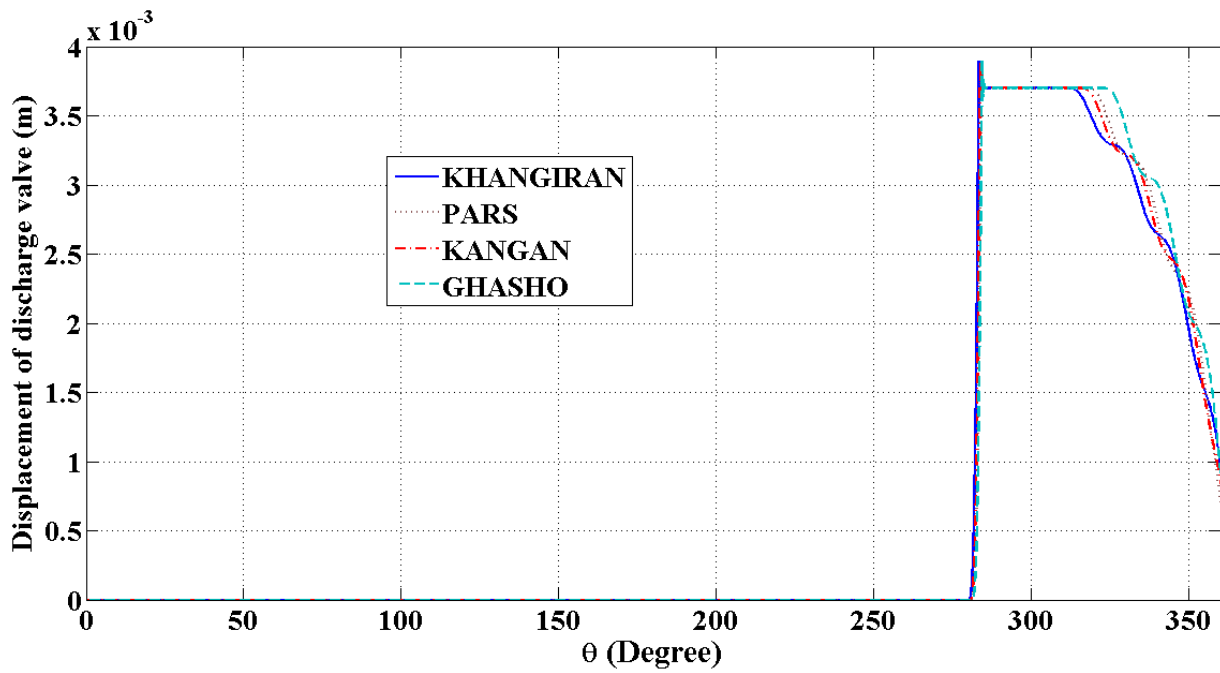


شکل ۵-۴۵) مقایسه بین تغییرات دبی جرمی خروجی نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی دوم

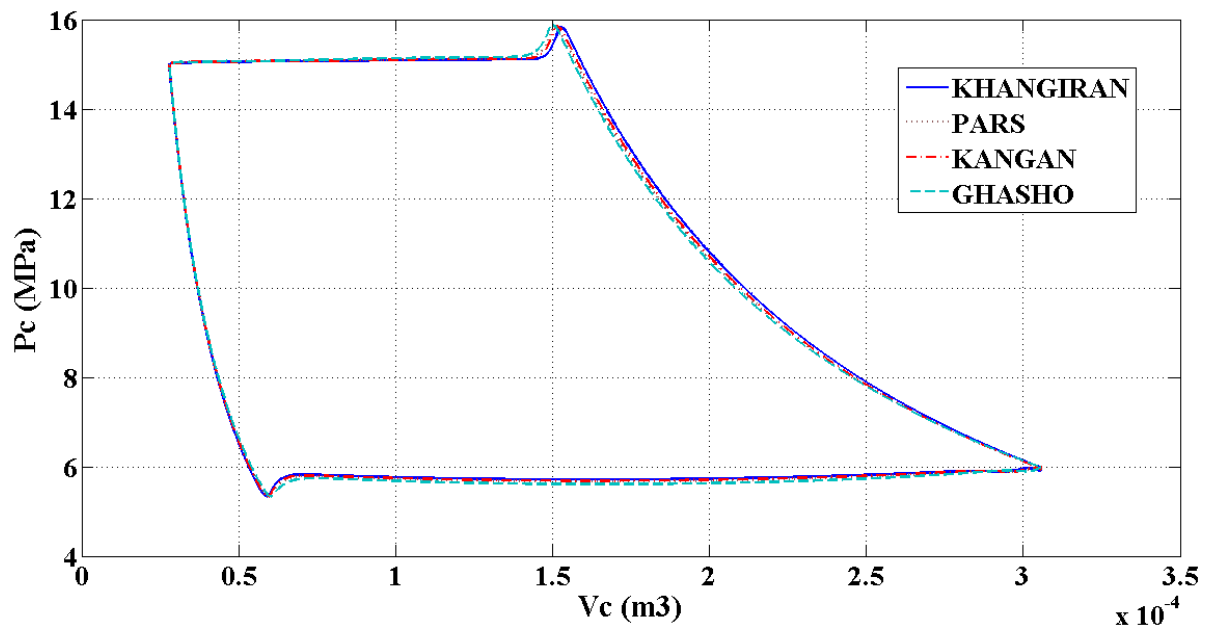


شکل ۵-۴۶) مقایسه بین تغییرات جابجایی سوپاپ ورودی نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی دوم

دوم



شکل ۵-۴۷) مقایسه بین تغییرات جابجایی سوپاپ خروجی نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی دوم

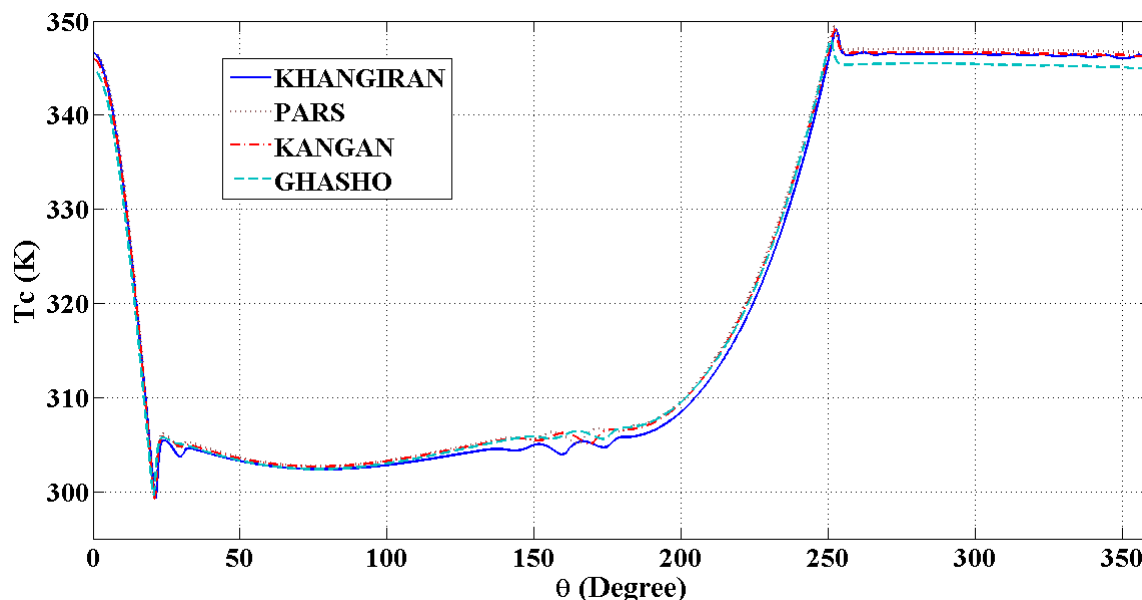


شکل ۵-۴۸) مقایسه بین تغییرات فشار نسبت به حجم داخل سیلندر برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی دوم

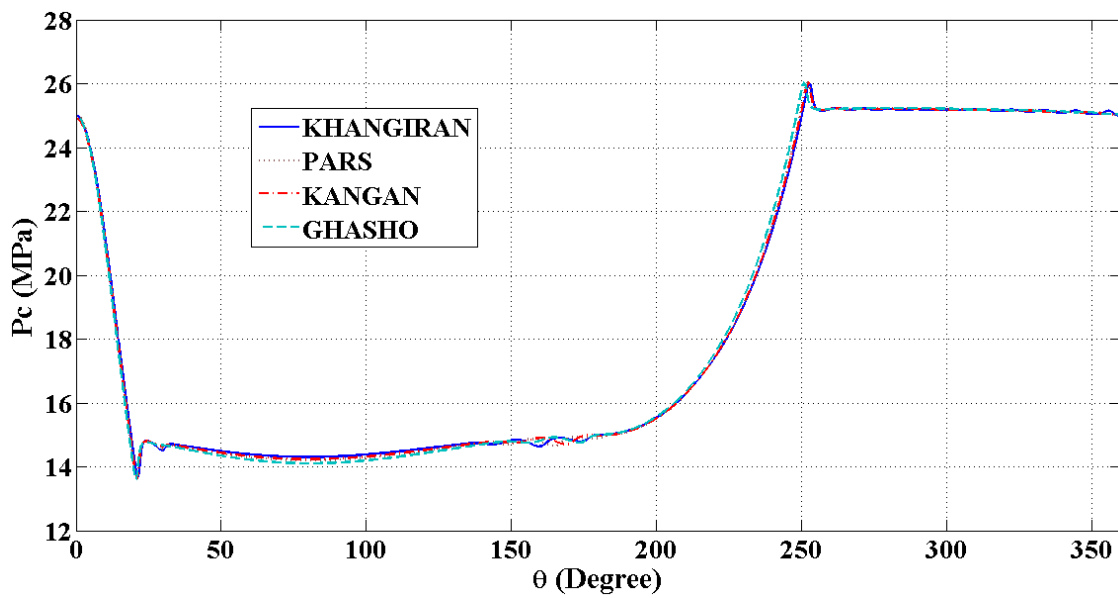
همانطور که در شکل (۴۲-۵) نشان داده شده است، اختلاف دمای خروجی گازها با جرم مولکولی متفاوت در این مرحله نسبت به مرحله‌ی قبل کمتر شده است. به عنوان مثال اختلاف درجه حرارت خروجی بین گاز موجود در میدان خانگیران و میدان قشو در مرحله‌ی اول ۱۲ درجه کلوین و در مرحله‌ی دوم ۵/۵ درجه کلوین می‌باشد.

۵-۴-۳) حل فرآیند فشرده‌سازی ترکیب گاز در مرحله‌ی سوم

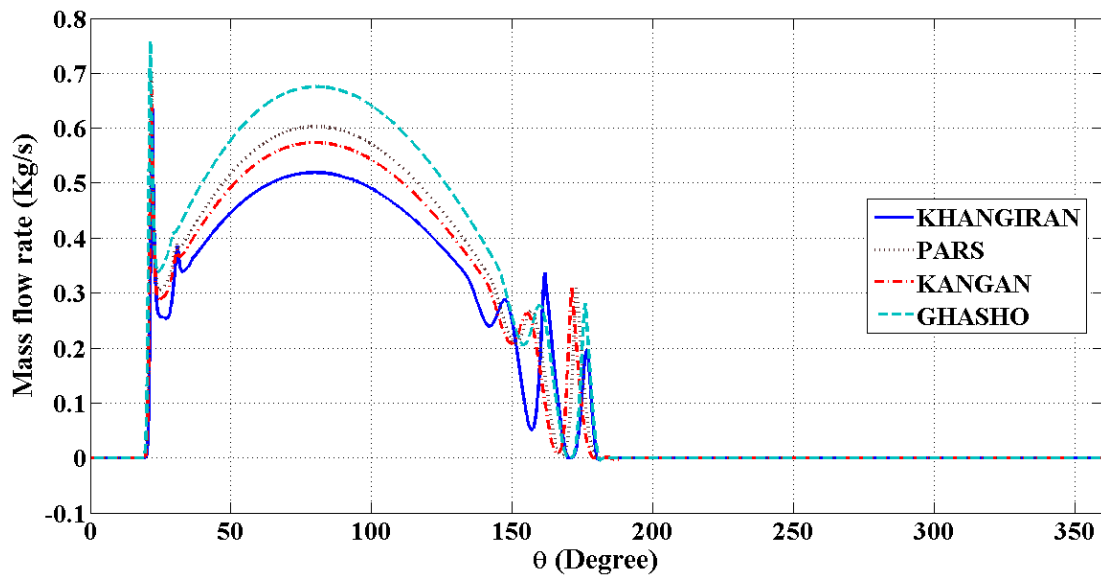
در این مرحله دمای گاز ورودی برابر با 305 K است. انرژی داخلی و آنتالپی در شروع شبیه‌سازی برای میدان خانگیران بترتیب $\frac{Kj}{Kg}$ $-910/6$ و $\frac{Kj}{Kg}$ $-746/43$ ، کنگان $\frac{Kj}{Kg}$ $-1138/0.4$ و $\frac{Kj}{Kg}$ $-989/3$ ، پارس $\frac{Kj}{Kg}$ $-1197/62$ و $\frac{Kj}{Kg}$ $-1056/36$ و قشو $\frac{Kj}{Kg}$ $-1355/24$ و $\frac{Kj}{Kg}$ $-1228/5$ می‌باشند.



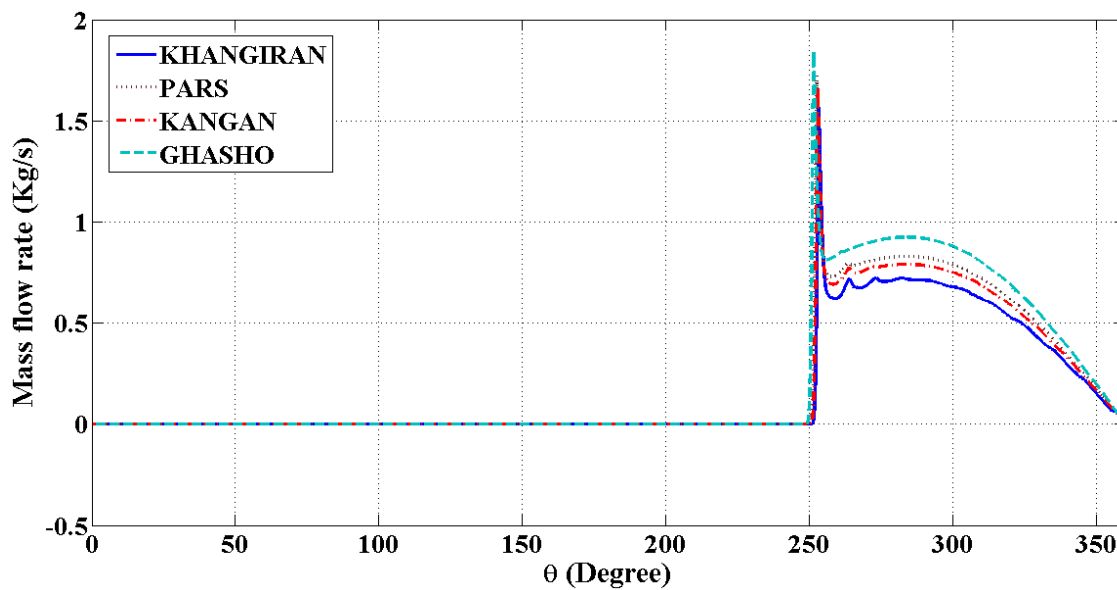
شکل (۴۹-۵) مقایسه بین تغییرات دما نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی سوم



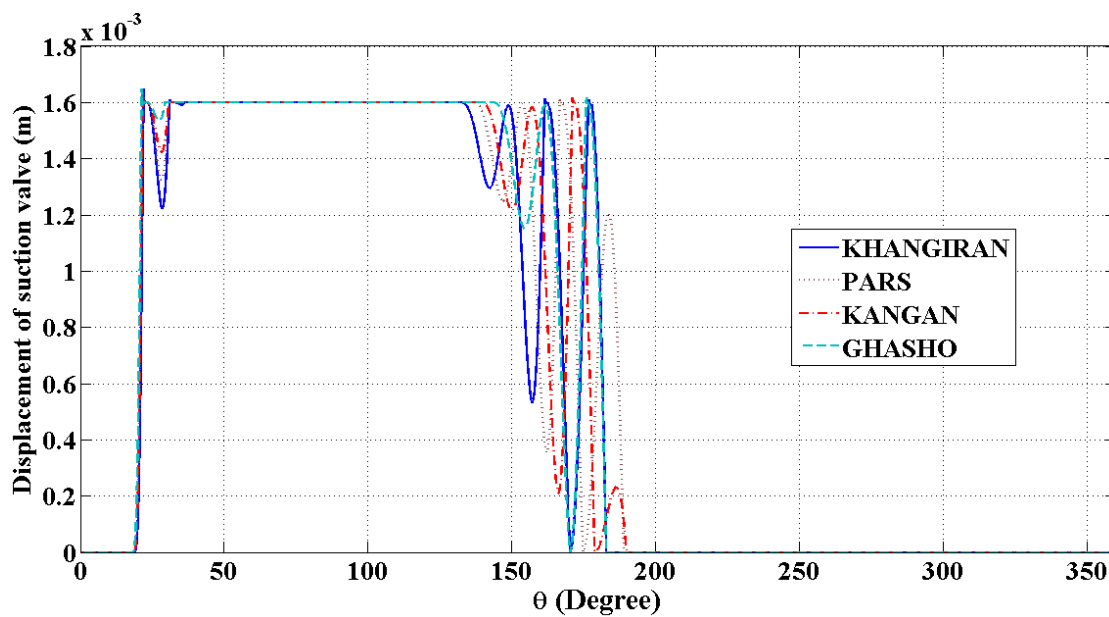
شکل ۵-۵) مقایسه بین تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله سوم



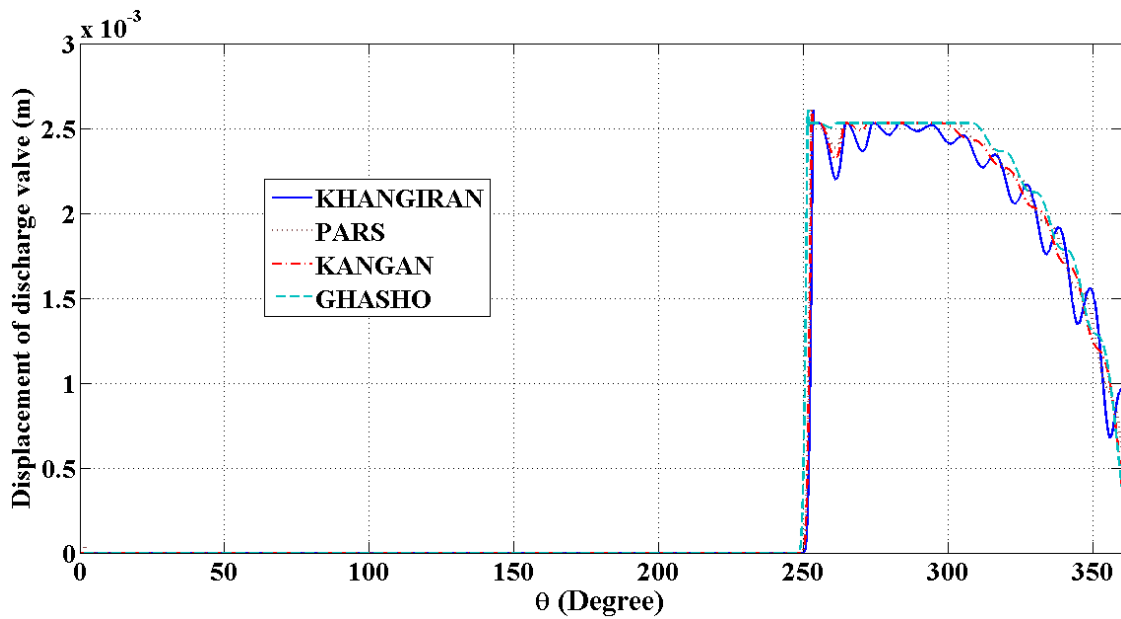
شکل ۵-۵) مقایسه بین تغییرات دبی جرمی ورودی نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله سوم



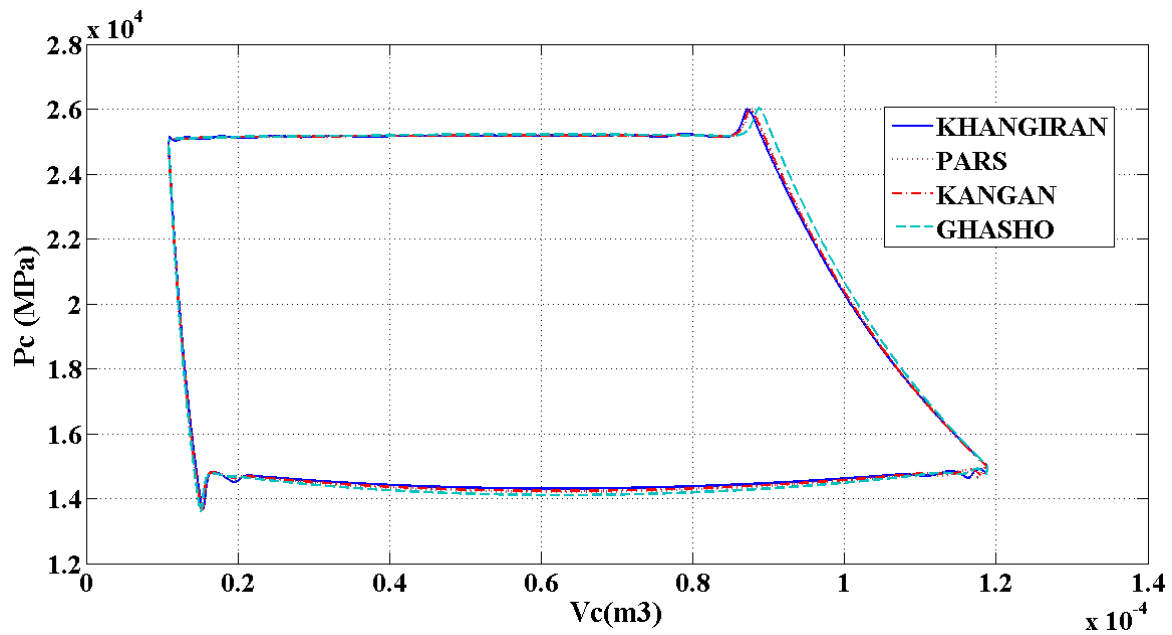
شکل ۵-۵۲) مقایسه بین تغییرات دبی جرمی خروجی نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی سوم



شکل ۵-۵۳) مقایسه بین تغییرات جابجایی سوپاپ ورودی نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی سوم



شکل ۵-۴) مقایسه بین تغییرات جابجایی سوپاپ خروجی نسبت به زاویه لنگ برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی سوم

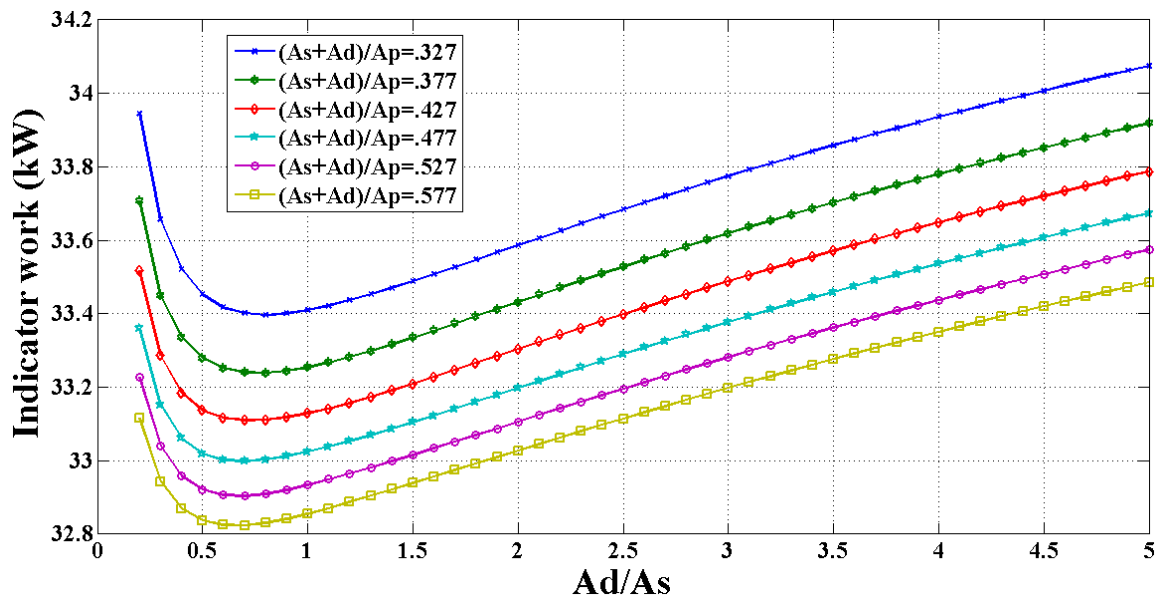


شکل ۵-۵) مقایسه بین تغییرات فشار نسبت به حجم داخل سیلندر برای میدان‌های گازی مختلف در مرحله‌ی سوم

همانطور که در شکل (۵-۴۹) مشخص است، در این مرحله نیز اختلاف دمای خروجی بین گازها با جرم مولکولی متفاوت کمتر شده است و این نشان می‌دهد که در فشارهای بالاتر تاثیرگذاری جرم مولکولی بر روی مقدار دما و همچنین مقدار فشار گاز کمتر است. در شکل (۵-۵۴) تغییرات جابجایی سوپاپ خروجی نسبت به زاویه لنگ رسم شده است. همانطور که از شکل مشخص است مقدار دامنه‌ی نوسانات سوپاپی که در آن گاز با جرم مولکولی کمتر جریان دارد بیشتر است.

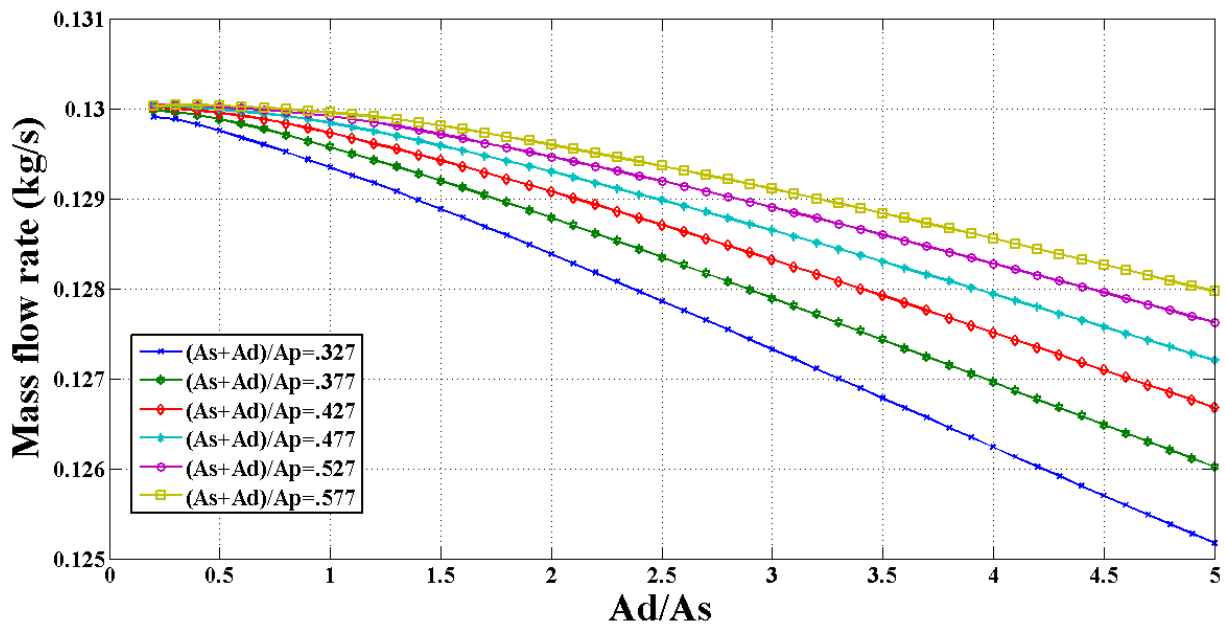
۵-۵) بررسی تاثیر عوامل متفاوت روی عملکرد کمپرسور

در این بخش عوامل متفاوتی که روی دبی جرمی و کار تاثیر می‌گذارند بررسی می‌شود. در شکل (۵-۵۶) تاثیر نسبت مساحت سوپاپ خروجی به مساحت سوپاپ ورودی ($\frac{A_d}{A_s}$) بر روی کار نمایش دهنده (مساحت زیر منحنی P-V) برای کسر مجموع مساحت‌های سوپاپ ورودی و خروجی به مساحت سر سیلندر ($\frac{A_s+A_d}{A_p}$) متفاوت نشان داده شده است. همانطور که در شکل مشخص است هرچه کسر مجموع مساحت‌های سوپاپ ورودی و خروجی به مساحت سر سیلندر بیشتر باشد، مقدار کار لازم برای فشرده‌سازی گاز کمتر خواهد بود. همچنین شکل نشان می‌دهد که تغییرات کار نمایش دهنده نسبت به $\frac{A_d}{A_s}$ دارای یک مقدار مینیمم است. این مقدار مینیمم برای $\frac{A_s+A_d}{A_p} = 0.577$ برابر است با 0.16 و هر چه این مقدار را کاهش یابد این مقدار مینیمم به سمت ۱ میل می‌کند.



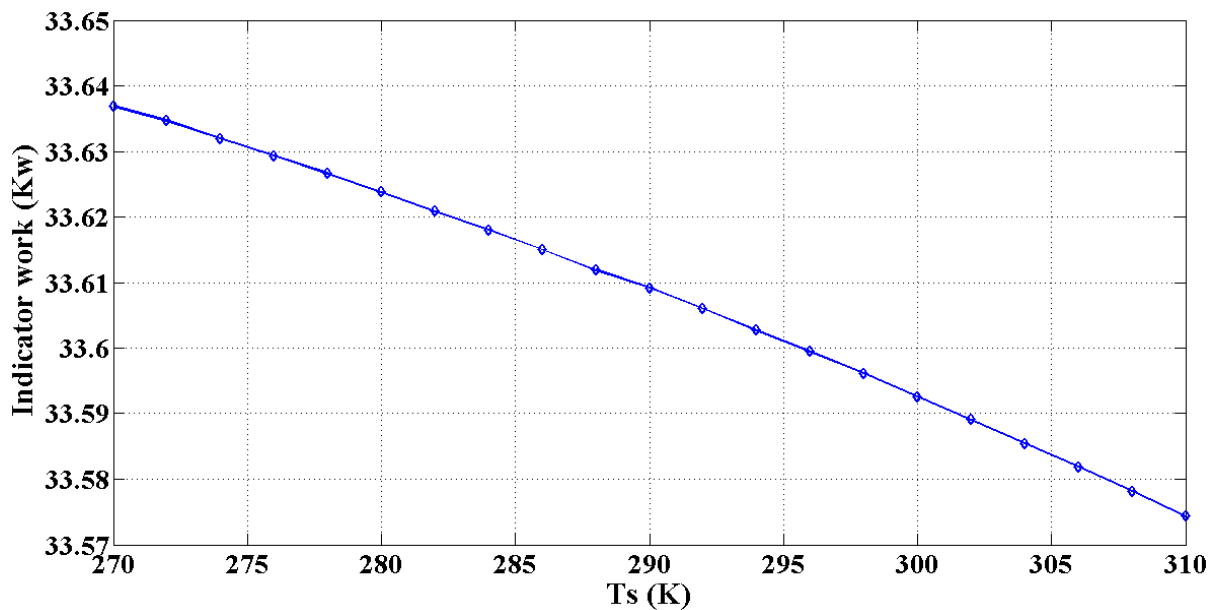
شکل ۵-۵۶) تاثیر نسبت مساحت سوپاپ خروجی به ورودی روی کار ایندیکتور

در شکل (۵۷-۵) تاثیر نسبت مساحت سوپاپ خروجی به مساحت سوپاپ ورودی بر روی نرخ جریان جرمی برای مجموع مساحت‌های سوپاپ ورودی و خروجی به مساحت سر سیلندر متفاوت نشان داده شده است. همانطور که از شکل مشخص است، هرچه نسبت مجموع مساحت‌های سوپاپ ورودی و خروجی به مساحت سر سیلندر بیشتر باشد نرخ جریان جرمی گاز بیشتر خواهد بود. همچنین در شکل مشخص است که در $\frac{A_d}{A_s} = 0.2$ بیشترین مقدار نرخ جریان جرمی ایجاد می‌شود و هر چه نسبت مساحت سوپاپ خروجی به مساحت سوپاپ ورودی بیشتر باشد این مقدار کاهش می‌یابد.



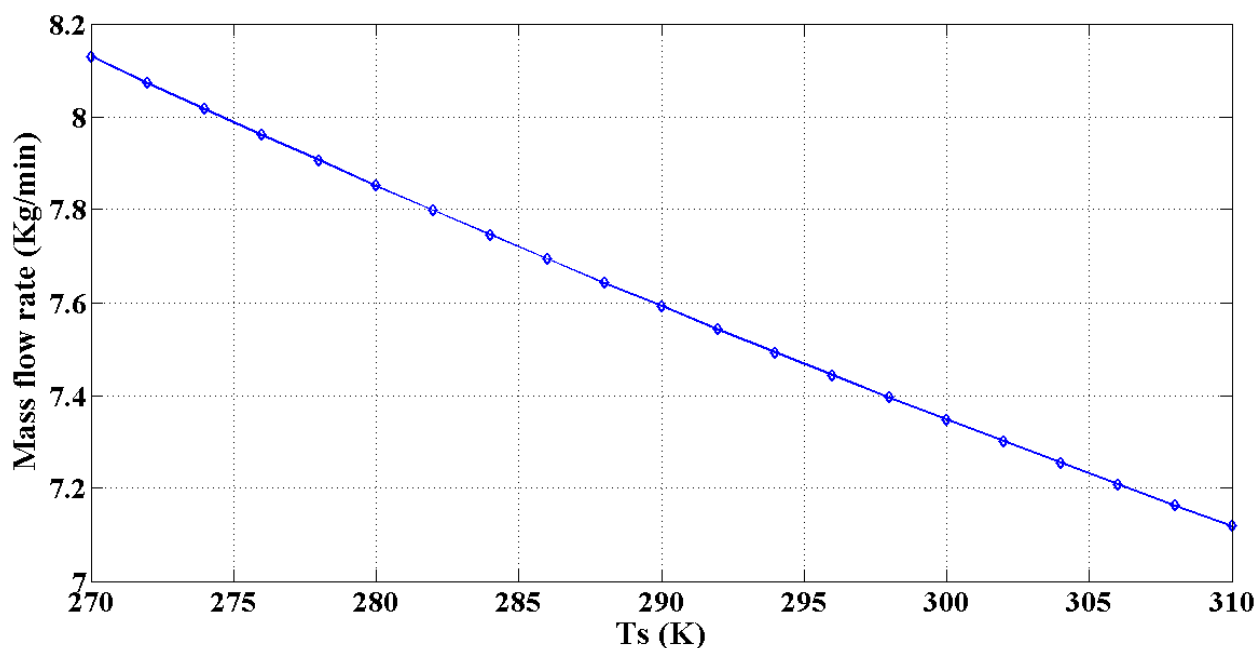
شکل ۵-۵۷) تاثیر نسبت مساحت سوپاپ خروجی به ورودی روی نرخ جریان جرمی

در شکل (۵-۵۸) تغییرات کار نمایش دهنده نسبت به دمای ورودی به سیلندر نشان داده شده است. همانطور که در شکل مشخص است، هرچه دمای ورودی به سیلندر افزایش یابد کار انجام شده کاهش خواهد یافت.



شکل ۵-۵۸) تاثیر دمای گاز ورودی روی مقدار کار ایندیکتور

در شکل (۵-۵۹) تغییرات نرخ جریان جرمی نسبت به دمای ورودی به سیلندر نشان داده شده است. در شکل مشخص است که نرخ جریان جرمی نسبت عکس با دمای ورودی دارد و هرچه دمای ورودی افزایش یابد نرخ جریان جرمی کاهش خواهد یافت.



شکل (۵-۵۹) تاثیر دمای گاز ورودی روی نرخ جریان جرمی

علت کاهش نرخ جریان جرمی با افزایش دمای گاز واقعی این است که با افزایش دما، چگالی گاز کاهش می‌یابد و طبق رابطه $\dot{m} = \rho v A$ ، مقدار دبی جرمی درون کمپرسور کاهش می‌یابد. همچنین علت کاهش کار ایندیکتور با افزایش دما این است که طبق رابطه $W = \dot{m}(h_{out} - h_{in})$ ، با کاهش دبی جرمی، کار مورد نیاز برای فشرده‌سازی گاز کاهش می‌یابد.

فصل ششم

نتیجه‌گیری و پیشنهادات

۶-۱) مقدمه

پس از بدست آوردن نمودارهای حاصل از فرآیند فشرده‌سازی گاز در حالت ایده‌آل و واقعی، ترکیب گازها و تاثیر عوامل متفاوت روی عملکرد کمپرسور که در فصل پنجم آورده شد، با مطالعه و بررسی این نمودارها نتایج مفید و قابل توجهی حاصل شد.

۶-۲) نتایج بدست آمده از فشرده‌سازی گاز با فرض گاز ایده‌آل

در شبیه‌سازی برای حالت ایده‌آل، دمای گاز خروجی از مرحله‌ی اول 400 K ، مرحله‌ی دوم 370 K و در مرحله‌ی سوم $345/5\text{ K}$ است. در نسبت فشارهای در نظر گرفته شده در این مطالعه، دمای گاز خروجی از مرحله‌ی اول بیشترین مقدار را دارد و در مراحل بعد دمای گاز خروجی نسبت به مرحله‌ی قبل از آن کاهش می‌یابد. زمان باز شدن سوپاپ ورودی و متعاقباً شروع فرآیند مکش و سوپاپ خروجی و متعاقباً فرآیند تخلیه برای مراحل مختلف در کمپرسور در نظر گرفته شده متفاوت است. در هر مرحله سوپاپ ورودی و خروجی نسبت به مرحله‌ی قبل زودتر باز می‌شود و در نتیجه فرآیندهای مکش و تخلیه در هر مرحله نسبت به مرحله‌ی قبل زودتر شروع می‌شود ولی ماکزیمم نرخ جریان جرمی در هر مرحله نسبت به مرحله‌ی قبل کاهش می‌یابد.

دمای گاز موجود در حجم مرده پس از فرآیند انبساط در مرحله‌ی اول به $280/9\text{ K}$ ، در مرحله‌ی دوم به $291/8\text{ K}$ و در مرحله‌ی سوم به $301/2\text{ K}$ می‌رسد. این دماها نسبت به دمای گاز ورودی مرحله‌ی مربوط به خود کمتر است. گاز انبساط یافته با گاز ورودی مخلوط می‌شود تا به یک دمای تعادل برسند. این اختلاط با دماهای متفاوت باعث بازگشت ناپذیری می‌شود و افزایش کار را برای کمپرسور به همراه دارد. سطح زیر نمودار فشار-حجم که از آن به عنوان کار ایندیکتور یاد می‌شود در مراحل مختلف متفاوت است. در نسبت فشارهای مورد استفاده در این مطالعه، کمپرسور باید در مرحله‌ی اول بیشترین کار را به منظور فشرده‌سازی گاز از فشار $1/5\text{ MPa}$ به فشار 6 MPa انجام دهد و در مرحله‌ی بعد برای فشرده‌سازی گاز

از فشار ۶ MPa به فشار ۱۵ MPa، مقدار کار کمتر از مرحله‌ی اول و در نهایت برای رساندن فشار گاز از ۱۵ MPa به ۲۵ MPa مقدار کار انجام شده توسط کمپرسور کمتر از دو مرحله‌ی قبل می‌باشد.

۶-۳) نتایج بدست آمده از فشردن‌سازی برای گاز واقعی

نمودارهای حاصل از شبیه‌سازی فرآیند فشردن‌سازی در حالت واقعی با استفاده از معادله حالت AGA8 نشان می‌دهد که دمای گاز خروجی در مرحله‌ی اول $399/5\text{ K}$ ، در مرحله‌ی دوم $373/5\text{ K}$ و در مرحله‌ی سوم $350/5\text{ K}$ است. مقایسه این دماها با دماهای حاصل شده از نمودارهای گاز ایده‌آل نشان می‌دهد که دمای خروجی از مرحله‌ی اول برای دو حالت تقریباً یکی است. در مرحله‌ی دوم، دمای گاز خروجی در حالت واقعی $3/5$ درجه کلوین از حالت ایده‌آل بیشتر است و در مرحله‌ی سوم، دمای گاز خروجی در حالت واقعی 5 درجه کلوین از حالت ایده‌آل بیشتر است.

زمان فرآیندهای مکش و تخلیه در مراحل مختلف در این حالت نیز مشابه توضیحات ذکر شده در حالت ایده‌آل است. مقایسه نمودارهای جابجایی سوپاپ برای گاز واقعی نسبت به حالت ایده‌آل نشان می‌دهد که سوپاپ ورودی و خروجی در حالت واقعی نسبت به حالت ایده‌آل زودتر باز می‌شود و اختلاف زمان در هر مرحله نسبت به مرحله‌ی قبل بیشتر است. سوپاپ زمانی باز می‌شود که اختلاف فشار دو سمت سوپاپ به یک مقدار معین برسد. چون سوپاپ ورودی در حالت ایده‌آل دیرتر از حالت واقعی باز می‌شود پس فشاری که برای باز شدن سوپاپ لازم است در این حالت دیرتر حاصل می‌شود.

دمای گاز موجود در حجم مرده پس از فرآیند انبساط در مرحله‌ی اول به $280/5\text{ K}$ ، در مرحله‌ی دوم به $290/5\text{ K}$ و در مرحله‌ی سوم به $298/6\text{ K}$ می‌رسد که اختلاف دما با گاز ایده‌آل در مرحله‌ی اول $0/4$ کلوین، مرحله‌ی دوم $1/3$ کلوین و در مرحله‌ی سوم $2/6$ کلوین می‌باشد. از این توضیحات می‌توان نتیجه گرفت که در حالت ایده‌آل، در محاسبه‌ی دمای گاز انبساط یافته، مقداری خطا ایجاد می‌شود و این خطا در فشارهای بالاتر بیشتر می‌باشد.

مقایسه سطح زیر نمودار فشار-حجم برای مراحل مختلف در حالت واقعی با حالت ایده‌آل نشان می‌دهد که درصد اختلاف کار انجام شده در مرحله‌ی اول ۱ درصد، مرحله‌ی دوم ۴ درصد و مرحله‌ی سوم ۸ درصد است. این نتایج نشان می‌دهد که پیش‌بینی کار مورد نیاز برای فشرده‌سازی گاز در فشارهای بالاتر از ۶ MPa با استفاده از معادله حالت گاز ایده‌آل با خطاهای نسبتاً بزرگ همراه است.

۴-۶) نتایج بدست آمده از فشرده‌سازی ترکیب گازها

در مرحله‌ی اول فشرده‌سازی، تاثیر مقدار جرم مولکولی بسیار مشهود است. در این مرحله دمای گاز خروجی برای میدان‌های خانگیران، کنگان، پارس و قشو بترتیب ۳۹۹ K، ۳۹۶ K، ۳۹۳/۷ K و ۳۸۷ K است. که نشان می‌دهد دمای خروجی هر گازی که جرم مولکولی آن بیشتر باشد کمتر است. ولی در مراحل بعد وابستگی دمای خروجی به جرم مولکولی کمتر می‌شود. بعنوان مثال اختلاف دمای خروجی گاز موجود در میدان خانگیران با میدان قشو در مرحله‌ی اول ۱۲ درجه کلوین، مرحله‌ی دوم ۵/۵ درجه کلوین و مرحله‌ی سوم ۱/۵ درجه کلوین است. نمودارهای نرخ جریان جرمی نشان می‌دهد که هرچه جرم مولکولی بیشتر باشد دبی جرمی که درون کمپرسور جریان دارد بیشتر خواهد بود. نمودار تغییرات فشار برای مراحل متفاوت نشان می‌دهد که اختلاف چندان بین ترکیبات گازها متفاوت وجود ندارد و این اختلافات در مراحل بالاتر کمتر نیز می‌شود.

۵-۶) نتایج بدست آمده از تاثیر عوامل متفاوت روی عملکرد کمپرسور

بررسی نمودار کار ایندیکاتور در مقابل نسبت مساحت سوپاپ خروجی $(\frac{A_d}{A_s})$ به سوپاپ ورودی برای نسبت مجموع مساحت سوپاپ ورودی و خروجی به مساحت سر سیلندر $(\frac{A_s+A_d}{A_p})$ متفاوت نشان می‌دهد که هرچه نسبت مجموع مساحت‌های سوپاپ ورودی و خروجی به مساحت سر سیلندر بیشتر باشد مقدار کار لازم برای فشرده‌سازی گاز کمتر خواهد بود. همچنین نتایج نشان می‌دهد که تغییرات کار نمایش دهنده

نسبت به $\frac{A_d}{A_s}$ دارای یک مقدار مینیمم است. این مقدار مینیمم برای $\frac{A_s+A_d}{A_p} = 0.577$ برابر با 0.6 است

و هر چه این مقدار را کاهش دهیم این مقدار مینیمم به سمت 1 میل می‌کند.

نمودار تغییرات نرخ جریان جرمی نسبت به $\frac{A_d}{A_s}$ برای مجموع مساحت‌های سوپاپ ورودی و خروجی به

مساحت سر سیلندر $\frac{A_s+A_d}{A_p}$ نشان می‌دهد که هرچه نسبت $\frac{A_s+A_d}{A_p}$ بیشتر باشد نرخ جریان جرمی گاز

بیشتر خواهد بود. همچنین از این نمودار مشخص شد که در $\frac{A_d}{A_s} = 0.2$ بیشترین مقدار نرخ جریان

جرمی ایجاد می‌شود و هر چه نسبت مساحت سوپاپ خروجی به مساحت سوپاپ ورودی بیشتر شود این مقدار کاهش می‌یابد.

نمودار تغییرات کار ایندیکتور نسبت به دمای گاز ورودی به سیلندر بررسی شد. این نمودار نشان می‌دهد که هرچه دمای ورودی به سیلندر افزایش یابد کار انجام شده کاهش خواهد یافت.

همچنین تغییرات نرخ جریان جرمی نسبت به دمای گاز ورودی بررسی شد. آنچه از نمودار این تغییرات بدست آمد نشان می‌دهد که نرخ جریان جرمی درون سیلندر نسبت عکس با دمای گاز ورودی به سیلندر

دارد چنانکه هرچه دمای گاز ورودی به سیلندر بیشتر باشد نرخ جریان جرمی در هر سیکل کمتر خواهد شد.

- [1] McGovern JA, Harte S. (1995). "An exergy method for compressor performance analysis", *International Journal of Refrigeration*;101(2):367-82.
- [2] Pascal Stouffs, Mohand Tazerout, Pierre Wauters. (2000). "Thermodynamic analysis of reciprocating compressors". *International Journal Thermodynamic Science*; 40,52-66.
- [3] M.N. Srinivas, Chandramouli Padmanabhan. (2002). "Computationally efficient model for refrigeration compressor gas dynamics". *International Journal of Refrigeration* 25 1083-1092.
- [4] Jean Castaing-Lasvignottes, Stephane Gibout. (2010). "Dynamic Simulation of Reciprocating Refrigeration Compressors and experimental validation". *International Journal of REFRIGERATION* 33 381-389.
- [5] Demba Ndiaye, Michel Bernier. (2010). "Dynamic model of a hermetic reciprocating compressor in on-off cycling operation (Abbreviation: Compressor dynamic model)". *Applied Thermal Engineering* 30 792-799.
- [6] R.N . Brown , (1986) " Compressors : Selection & Sizing " , Gulf Pub . Co.
- [7] "Reciprocating Compressor ,Gas Engines and Engine Compressors " , Nuovo Pignone Co.
- [8] P. A . O , Neel , (1993). " Industrial Compressors , Theory and Equipment " , Butterworth Henemann.
- [9] Heinz P. Bloch, John J. Hoefner. (1933) "Reciprocating Compressors: operation and maintenance".
- [10] Eric Shipley. (2002) "Study of Natural Gas Vehicles (NGV) During the Fast Fill Process". M.S. thesis, The college of Engineering and Mineral Resources at West Virginia University.
- [11] P.Steinruck, F.Ottitsch, A.Oberhuber, M.Linskeseder. (1997) "Better Reciprocating Compressor Capacity Control, Hyd".
- [12] Farzaneh-gord. M, Hashemi Marghzar. SH, Dorafshan. M, "The Effect of Initial Conditions on Filling Process of CNG Cylinders". (2006). Mechanical Engineering Department Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran.
- [13] McTaggart-Cowan G.P, Rogak S.N, Munshi S.R, Hill P.G., Bushe W.K. The influence of fuel composition on a heavy-duty, natural-gas direct-injection engine, *Fuel* 89 (2010) 752–759.
- [14] AGA8-DC92 EoS. Compressibility and super compressibility for natural gas and other hydrocarbon gases, Transmission Measurement Committee Report No. 8, AGA Catalog No. XQ 1285, Arlington,VA,1992.
- [15] ISO-12213-2. Natural gas- Calculation of compression factor-Part 2: Calculation using molar-composition analysis, ISO, Ref. No. ISO- 12213-2:1997(E).
- [16] Winterbone D. E. ,(1997). " Advanced Thermodynamics for Engineers". A member of the Hodder Headline Group.
- [17] Marić I´. (2007) "A procedure for the calculation of the natural gas molar heat capacity, the isentropic exponent, and the Joule–Thomson coefficient". *Flow Measurement and Instrumentation* 18 18–26.

- [18] DIPPR® 801. Evaluated standard thermophysical property values. (2004), Design Institute for Physical Properties. Sponsored by AIChE.
- [19] California Energy Commission, (1999) "Evaluation of Compressed Natural Gas (CNG) Fueling System,".
- [20] Sato, M., NGV (Natural Gas Vehicle) in Japan, NGV Business Department Tokyoo Gas Co, Ltd.
- [21] Barry Alpha O., Kallagulle Serge C., Ramalho Rubens S. (1983). "Ternary System Methane-Carbon Dioxide-Hydrogen Sulfide. Excess Enthalpy Data by Flow Calorimetry". *J. Chem. Eng. Data*, 28, 375-381.
- [22] Ashton G. J., Haselden G.G. (1980). "Measurements of enthalpy and phase equilibrium for simulated natural gas mixtures and correlation of the results by a modified Starling equation" ,*CRYOGENICS. JANUARY*, 41-47.
- [23] Grini Per G., Owren Geir A., Mæhlum Harald. (1998). "Isobaric enthalpy increment and isenthalpic Joule-Thomson effect measurements on synthetic gas containing binary, or ternary mixtures of methane, ethane, propane, and nitrogen". *J. Chem. Thermodynamics*, 30, 1011-1027.
- [24] Wendland, M.; Saleh, B.; Fischer, J. (2004). "Accurate Thermodynamic Properties from the BACKONE Equation for the Processing of Natural Gas". *Energy Fuels*, 18, 938-951.
- [25] SI-YING SUN and TING-RONG REN. (1995) "New method of thermodynamic computation for a reciprocating compressor: computer simulation of working process". *Int.J. Mech. Sci.* pp. 343-353.
- [26] Singh R. (1975) "Modeling of multicylinder compressor discharge systems". Phd thesis, Purdue University.
- [27] R.A.Habing.(2005) "Flow and Plate Motion in Compressor Valves". Phd thesis, Thesis University of Twente, The Netherlands.
- [28] Elson JP, Soedel W. (1974) "Simulation of the interaction of compressor valves with acoustic back pressures in long discharge lines. *Journal of Sound and Vibration*; 34(2):211-20.
- [29] Sukhyung Lee.(1983) "First law analysis of unsteady process with application to a charging process and a reciprocating compressor". M.S. thesis, The Ohio State University.
- [30] R. P. Adair, E. B. Qvale, and J. T. Pearson,(1972) "Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressor " , *Purdue Compressor Technology Conference Proc.*, pp. 521-526.
- [31] E. J. Lefevre.(1956) "Laminar Free Convection from a Vertical Plane Surface," Proc. of 19th. *International Congress for Applied Mechanics*, Brussel, Belgium, 4, pp. 168-175.

Abstract

Natural gas is entered in CNG stations for vehicle using. CNG stations are placed including continuous equipments. These equipment were designed as they transfer natural gas to vehicles by high pressure and safely. In CNG stations, gas with pressure 1.5 MPa is received from urban gas pipes. In order to using in vehicles, its pressure increase to 25 MPa.

In CNG stations, compressors are the heart of station due to compression of natural gas. These compressors are commonly reciprocating type which known as piston cylindrical compressors.

In present research, the role of reciprocating compressors in CNG stations is firstly investigated. In the next section, reciprocating compressors, mechanism, main designs as well as their different components is studied. Then, the number of state equation usable for natural gas is described. More, the AGA8 state equation as well as their relationships using in this thesis are comprehensively introduced. Further, simulation of reciprocating compressor and their governing equations as well as solution algorithm are explained for ideal and real gases.

Finally, gas compression process at various steps accompanied by related curves are investigated for ideal and real gases. Also, compression process for gas composition existing in different gas fields is studied. The MATLAB software is utilized in this research.



Shahrood University of Technology

Mechanical department

Thermodynamic Simulation of Reciprocating CNG Compressor

Amir Niazmand

Supervisors:

Dr. M.Farzane-Gord

M.Deimi Dashtebayz

February 2012