

به نام خدا



دانشگاه صنعتی شاهرود  
دانشکده مهندسی مکانیک

پایان نامه کارشناسی ارشد با موضوع

# شبیه سازی عددی فرایند پر شدن مخازن گاز طبیعی فشرده

محقق: سید آزاد خامفروش

اساتید راهنما:

دکتر محمود فرزانه گرد

دکتر شهرام هاشمی مرغزار

مشاور:

دکتر محمد جواد مغربی

اسفند ۱۳۸۶

## چکیده

در تحقیق حاضر در ابتدا مقدمه‌ای دربارهٔ ایستگاه‌های سوخت رسانی گاز طبیعی و مخازن مربوط به ذخیره<sup>1</sup> CNG آورده شده است. و بعد از شرح مراحل مختلف انجام فرایند سوختگیری و روشهای مورد استفاده، همچنین معرفی انواع مخازن قابل استفاده جهت خودروهای CNG سوز و ویژگیهای هر کدام، به بیان تعدادی از معادلات حالت قابل استفاده برای گاز طبیعی پرداخته شده است. در ادامه معادله حالت<sup>2</sup> AGA8 و روابط آن به صورت جامع معرفی و بعد از استخراج روابط مورد نیاز و انتخاب روش عددی مناسب، ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی بر اساس این روش برای ترکیبات گازی مربوط به گاز استخراج شده از حوزهٔ گازی شانول و پالایشگاه خانگیران در محدودهٔ مشخصی از دما و فشار بدست آمده و در گرافهایی ترسیم شده است.

در نهایت فرایند پر شدن سریع<sup>3</sup> مخازن CNG خودروها با توجه به روابط ترمودینامیکی و اصول حاکم بر سیالات تراکم پذیر، برای گاز طبیعی به صورت تحلیلی حل گشته و با استفاده از دو معادله حالت گاز ایده آل و AGA8، این فرایند به صورت عددی مدل سازی شده است.

از آنجاکه تاکنون فرایند پر شدن سریع برای گاز طبیعی با در نظر گرفتن خواص تمام ترکیبات تشکیل دهندهٔ CNG مدلسازی نشده بود همچنین با توجه به دقت بالای معادله حالت انتخاب شده و پرهیز از هرگونه ساده سازی در الگوریتم حل، نتایج مفید و قابل قبولی از مدلسازی فرایند پر شدن سریع مخازن CNG بدست آمده و در تحقیق پیش رو ارائه شده است. ضمناً در تحقیق حاضر معادله حالت AGA8 برای نخستین بار برای گازهای استخراج شده از چاههای مختلف ایران بکارگرفته شده است.

---

<sup>1</sup> Compressed Natural Gas

<sup>2</sup> American Gas Association

<sup>3</sup> Fast Filling Process

## **Abstract**

In this research the fast filling process of automobile's CNG cylinders is simulated and the related governing equations are extracted.

The governing equations are solved by analytical method and by using the ideal gas state equation and AGA8 gas state equation , this process is simulated numerically.

For the first time all constitution components of CNG is considered for simulation of the fast filling process and because of the high precision of selected equation of state, the result is useful and acceptable for fast filling process simulation.

In this research the AGA8 equation of state for first time is used for simulation of CNG extracted from IRAN natural gas wells.

## فهرست مطالب

۱	فصل اول (مقدمه).....
۲	۱-۱) مروری بر کارهای گذشته.....
۳	۲-۱) رئوس مطالب.....
۵	فصل دوم (بررسی جایگاه‌های سوخت‌رسانی و مخازن CNG).....
۷	۱-۲) انواع ایستگاه‌های سوخت‌رسانی CNG.....
۷	۱-۱-۲) ایستگاه سوخت‌رسانی کُند.....
۹	۲-۱-۲) ایستگاه سوخت‌رسانی سریع.....
۱۰	۳-۱-۲) ایستگاه سوخت‌رسانی مادر- دختر.....
۱۱	۲-۲) تجهیزات ایستگاه‌های سوخت‌رسانی.....
۱۱	۱-۲-۲) کمپرسور.....
۱۲	۲-۲-۲) خشک‌کن.....
۱۳	۳-۲-۲) توزیع‌کننده.....
۱۴	۳-۲) سیستم‌های piping ایستگاه‌های توزیع سوخت.....
۱۴	۱-۳-۲) لوله‌کشی ورودی.....
۱۵	۲-۳-۲) مخزن بازیافت.....
۱۵	۳-۳-۲) تله‌ها.....
۱۶	۴-۳-۲) لوله‌کشی خروجی.....
۱۶	۴-۲) مخازن ایستگاه‌های CNG و انواع روش‌های چیدمان مخازن بر اساس نوع کاربری جایگاه.....
۲۱	۵-۲) انواع مخازن بکار رفته در ایستگاه‌های سوخت‌رسانی.....
۲۲	۶-۲) مخازن ذخیره‌گاز CNG در خودروهای گازسوز.....
۲۲	۱-۶-۲) شرایط طراحی مخازن CNG.....

۲۳	.....چگونگی تعیین مخزن با توجه به نوع خودرو.
۲۵	.....دسته بندی مخازن CNG.
۲۵	.....مخازن نوع اول (CNG-I).
۲۵	.....مخازن نوع دوم (CNG-II).
۲۶	.....مخازن نوع سوم (CNG-III).
۲۷	.....مخازن نوع چهارم (CNG-IV).
۲۸	.....طراحی مخازن.
۲۸	.....الزامات طراحی.
۲۹	.....اصول حاکم برای طراحی مخازن CNG.
۳۰	.....مراحل انجام طراحی.
۳۱	.....فصل سوم (گاز طبیعی و معادلات حالت مورد استفاده).
۳۳	.....(۱-۳) خواص و مشخصات گاز طبیعی.
۳۳	.....(۱-۱-۳) خواص شیمیایی.
۳۴	.....(۲-۱-۳) ارزش حرارتی سوخت.
۳۶	.....(۳-۱-۳) ارزش حرارتی حجم مخلوط استوکیومتریک.
۳۷	.....(۴-۱-۳) خواص ضدکوبش.
۳۸	.....(۵-۱-۳) تمایل به پیش‌اشتعالی.
۳۸	.....(۶-۱-۳) شاخص وب.
۴۰	.....(۲-۳) برخی از معادلات حالت حاکم بر گاز طبیعی.
۴۰	.....(۱-۲-۳) معادله حالت گاز ایده‌آل.
۴۰	.....(۲-۲-۳) معادله حالت Peng Robinson.
۴۱	.....(۳-۲-۳) معادله حالت AGA8.

۴۱	..... روش AGA8 و روابط و معادلات مربوطه.....
۴۳	..... شرح و بسط روش AGA8.....
۴۴	..... معادلات و روابط مربوط به روش D.C.M.....
۴۷	..... روش حل معادلات مربوط به روش D.C.M.....
۴۸	..... مقدار ضریب تراکم پذیری بدست آمده با استفاده از مدل AGA8 برای گازهای طبیعی
۴۸	..... میادین شانول و خانگیران.....
۵۶	..... نتایج.....
۵۸	..... فصل چهارم (فرایند پرشدن سریع و روابط ترمودینامیکی حاکم).....
۶۰	..... بارگذاری سیلندر در فشارهای بالاتر از فشار نامی آن.....
۶۱	..... روابط ترمودینامیکی حاکم و حل تحلیلی مسئله.....
۶۲	..... نحوه محاسبه مقدار انرژی داخلی سیستم.....
۶۴	..... محاسبه تابع انحراف انرژی با استفاده از مدل AGA8.....
۶۶	..... مقدار دبی گاز عبوری از اریفیس.....
۶۷	..... محاسبه خواص گاز طبیعی.....
۶۹	..... چگونگی محاسبه دما و فشار داخل سیلندر خودرو.....
۷۰	..... فصل پنجم (نتایج و خروجیها).....
۷۱	..... حل فرایند پرشدن سریع برای حالت ایده آل.....
۷۱	..... فرایند پرشدن سریع با استفاده از یک مخزن تغذیه برای حالت ایده آل.....
۷۷	..... فرایند پرشدن سریع با استفاده از سه مخزن تغذیه برای حالت ایده آل.....
۸۲	..... حل فرایند پر شدن سریع برای حالت واقعی.....
۸۲	..... حل فرایند پر شدن سریع با استفاده از یک مخزن تغذیه برای حالت واقعی توسط
۸۲	..... معادله حالت AGA8.....

۲-۲-۵	حل فرایند پر شدن سریع با استفاده از سه مخزن تغذیه برای حالت واقعی توسط
۸۹	معادله حالت AGA8.....
۳-۲-۵	بررسی اثر تغییر در فشار مخزن میانی ایستگاه بر فرایند پر شدن سریع توسط معادله
۱۰۵	حالت AGA8.....
۴-۲-۵	بررسی اثر تغییر حجم سیلندر خودرو بر فرایند پر شدن سریع توسط معادله حالت
۱۰۹	AGA8.....
۵-۲-۵	بررسی میزان جرم وارد شده به سیلندر خودرو توسط هرکدام از مخازن تغذیه
۱۱۴	ایستگاه با استفاده از معادله حالت AGA8.....
۳-۵	نمودارهای مربوط به زمان پر شدن سیلندر نسبت به دمای ورودی و معادلات استخراج شده
۱۱۶	برای زمان پر شدن نسبت به دمای گاز ورودی.....
۱۲۱	فصل ششم(نتیجه گیری و پیشنهادات).....
۱۲۱	۱-۶)نتایج بدست آمده برای حالت ایده آل.....
۱۲۲	۲-۶) نتایج بدست آمده برای حالت واقعی.....
۱۲۴	۳-۶)پیشنهاداتی برای تحقیقات آینده.....
۱۲۶	مراجع.....

## فهرست اشکال و نمودارها

- شکل ۲-۱ (ایستگاه سوخت‌رسانی کند)..... ۸
- شکل ۲-۲ (ایستگاه سوخت‌رسانی مادر و دختر)..... ۱۰
- شکل ۲-۳ (خشک کن)..... ۱۳
- شکل ۲-۴ (عملکرد مخزن بازیافت در کمپرسور)..... ۱۶
- شکل ۲-۵ (کمپرسور چند مرحله‌ای)..... ۱۷
- شکل ۲-۶ (مخازن ترتیبی ASME)..... ۲۰
- شکل ۲-۷ (مخازن نوع اول)..... ۲۵
- شکل ۲-۸ (مخازن نوع دوم)..... ۲۶
- شکل ۲-۹ (مخازن نوع سوم)..... ۲۷
- شکل ۲-۱۰ (مخازن نوع چهارم)..... ۲۸
- نمودار ۳-۱ (ضریب تراکم پذیری بر حسب دما-پالایشگاه خانگیران)..... ۵۲
- نمودار ۳-۲ (ضریب تراکم پذیری بر حسب دما-حوزه گازی شانول)..... ۵۲
- نمودار ۳-۳ (ضریب تراکم پذیری بر حسب فشار-پالایشگاه خانگیران)..... ۵۳
- نمودار ۳-۴ (ضریب تراکم پذیری بر حسب فشار-حوزه گازی شانول)..... ۵۳
- نمودار ۳-۵ (کانتورهای Z بر حسب دما و فشار-پالایشگاه خانگیران)..... ۵۴
- نمودار ۳-۶ (کانتورهای Z بر حسب دما و فشار-حوزه گازی شانول)..... ۵۴
- نمودار ۳-۷ (سطح تغییرات Z بر حسب دما و فشار-پالایشگاه خانگیران)..... ۵۵
- نمودار ۳-۸ (سطح تغییرات Z بر حسب دما و فشار-حوزه گازی شانول)..... ۵۵
- شکل ۴-۱ (سیلندر CNG)..... ۶۰
- شکل ۴-۲ (شماطیک مقطع ورودی یک سیلندر)..... ۶۶

نمودارهای مربوط به پرشدن سیلندر بایک مخزن تغذیه در حالت ایده‌آل



- نمودار ۵-۱) (دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm) ..... ۷۳
- نمودار ۵-۲) (فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm) ..... ۷۳
- نمودار ۵-۳) (دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۶mm) ..... ۷۴
- نمودار ۵-۴) (دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm) ..... ۷۴
- نمودار ۵-۵) (دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm) ..... ۷۵
- نمودار ۵-۶) (فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm) ..... ۷۵
- نمودار ۵-۷) (دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۱mm) ..... ۷۶
- نمودار ۵-۸) (دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm) ..... ۷۶
- نمودارهای مربوط به پرشدن سیلندر با سه مخزن تغذیه در حالت ایده‌آل
- نمودار ۵-۹) (دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm) ..... ۷۸
- نمودار ۵-۱۰) (فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm) ..... ۷۸
- نمودار ۵-۱۱) (دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۶mm) ..... ۷۹
- نمودار ۵-۱۲) (دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm) ..... ۷۹
- نمودار ۵-۱۳) (دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm) ..... ۸۰
- نمودار ۵-۱۴) (فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm) ..... ۸۰
- نمودار ۵-۱۵) (دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۱mm) ..... ۸۱
- نمودار ۵-۱۶) (دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm) ..... ۸۱
- نمودارهای مربوط به پرشدن سیلندر با یک مخزن تغذیه در حالت واقعی
- نمودار ۵-۱۷) (دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm) ..... ۸۵
- نمودار ۵-۱۸) (فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm) ..... ۸۵
- نمودار ۵-۱۹) (دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۶mm) ..... ۸۶
- نمودار ۵-۲۰) (دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm) ..... ۸۶

- نمودار ۵-۲۱ (دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm)..... ۸۷
- نمودار ۵-۲۲ (فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm)..... ۸۷
- نمودار ۵-۲۳ (دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۱mm)..... ۸۸
- نمودار ۵-۲۴ (دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm)..... ۸۸
- نمودارهای مربوط به پرشدن سیلندر با سه مخزن تغذیه در حالت واقعی (گاز خانگیران)
- نمودار ۵-۲۵ (دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm)..... ۹۳
- نمودار ۵-۲۶ (فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm)..... ۹۳
- نمودار ۵-۲۷ (دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۶mm)..... ۹۴
- نمودار ۵-۲۸ (دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm)..... ۹۴
- نمودار ۵-۲۹ (دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm)..... ۹۵
- نمودار ۵-۳۰ (فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm)..... ۹۵
- نمودار ۵-۳۱ (دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۱mm)..... ۹۶
- نمودار ۵-۳۲ (دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm)..... ۹۶
- نمودارهای مربوط به پرشدن سیلندر با سه مخزن تغذیه در حالت واقعی (گاز شانول)
- نمودار ۵-۳۳ (دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm)..... ۹۷
- نمودار ۵-۳۴ (فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm)..... ۹۷
- نمودار ۵-۳۵ (دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۶mm)..... ۹۸
- نمودار ۵-۳۶ (دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm)..... ۹۸
- نمودار ۵-۳۷ (دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm)..... ۹۹
- نمودار ۵-۳۸ (فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm)..... ۹۹
- نمودار ۵-۳۹ (دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۱mm)..... ۱۰۰
- نمودار ۵-۴۰ (دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm)..... ۱۰۰

نمودارهای مربوط به پرشدن سیلندر با سه مخزن تغذیه در حالت واقعی (گاز Gulf Coast)

نمودار ۴۱-۵ (دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm)..... ۱۰۱

نمودار ۴۲-۵ (فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm)..... ۱۰۱

نمودار ۴۳-۵ (دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۶mm)..... ۱۰۲

نمودار ۴۴-۵ (دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm)..... ۱۰۲

نمودار ۴۵-۵ (دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm)..... ۱۰۳

نمودار ۴۶-۵ (فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm)..... ۱۰۳

نمودار ۴۷-۵ (دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۱mm)..... ۱۰۴

نمودار ۴۸-۵ (دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱mm)..... ۱۰۴

نمودارهای مربوط به بررسی اثر تغییر فشار در مخزن میانی بر روی فرایند پرشدن

نمودار ۴۹-۵ (دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm)..... ۱۰۷

نمودار ۵۰-۵ (فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm)..... ۱۰۷

نمودار ۵۱-۵ (دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۶mm)..... ۱۰۸

نمودار ۵۲-۵ (دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶mm)..... ۱۰۸

نمودارهای مربوط به بررسی اثر تغییر حجم سیلندر خودرو بر روی فرایند پرشدن

نمودار ۵۳-۵ (دما بر حسب زمان برای سیلندر ۳۰ لیتری)..... ۱۱۰

نمودار ۵۴-۵ (دما بر حسب زمان برای سیلندر ۶۷ لیتری)..... ۱۱۰

نمودار ۵۵-۵ (دما بر حسب زمان برای سیلندر ۱۰۱ لیتری)..... ۱۱۰

نمودار ۵۶-۵ (فشار بر حسب زمان برای سیلندر ۳۰ لیتری)..... ۱۱۱

نمودار ۵۷-۵ (فشار بر حسب زمان برای سیلندر ۶۷ لیتری)..... ۱۱۱

نمودار ۵۸-۵ (فشار بر حسب زمان برای سیلندر ۱۰۱ لیتری)..... ۱۱۱

نمودار ۵۹-۵ (دما بر حسب فشار برای سیلندر ۳۰ لیتری)..... ۱۱۲

- نمودار ۵-۶۰ (دما بر حسب فشار برای سیلندر ۶۷ لیتری)..... ۱۱۲
- نمودار ۵-۶۱ (دما بر حسب فشار برای سیلندر ۱۰۱ لیتری)..... ۱۱۲
- نمودار ۵-۶۲ (دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای سیلندر ۳۰ لیتری)..... ۱۱۳
- نمودار ۵-۶۳ (دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای سیلندر ۶۷ لیتری)..... ۱۱۳
- نمودار ۵-۶۴ (دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای سیلندر ۱۰۱ لیتری)..... ۱۱۳
- نمودار ۵-۶۵ (جرم ذخیره شده در سیلندر در هر لحظه برای نازل ۶mm)..... ۱۱۵
- نمودار ۵-۶۶ (جرم ذخیره شده در سیلندر در هر لحظه برای نازل ۱mm)..... ۱۱۵
- نمودار ۵-۶۷ (مدت زمان پرشدن سیلندر با یک مخزن بر حسب دمای ورودی برای نازل به قطر ۶mm)..... ۱۱۷
- نمودار ۵-۶۸ (مدت زمان پرشدن سیلندر با یک مخزن بر حسب دمای ورودی برای نازل به قطر ۱mm)..... ۱۱۷
- نمودار ۵-۶۹ (مدت زمان پرشدن سیلندر با سه مخزن بر حسب دمای ورودی برای نازل به قطر ۶mm)..... ۱۱۸
- نمودار ۵-۷۰ (مدت زمان پرشدن سیلندر با سه مخزن بر حسب دمای ورودی برای نازل به قطر ۱mm)..... ۱۱۸

# فصل اول

## مقدمه

امروزه با توجه به وجود منابع غنی گاز در ایران و مشکلات زیست محیطی ناشی از استفاده از سوخت های هیدروکربنی سنگین ، گرایش عمومی در جهت استفاده از گاز طبیعی روز به روز افزون تر شده است.

در این میان مجموعه عوامل متنوع و مهمی در پایه گذاری یک سیستم جامع که بتواند با در نظر گرفتن نیاز مصرف کننده و همچنین با بررسی دقیق تمامی فاکتورهای دخیل در این تکنولوژی رو به رشد ، از پس انتظارات به خوبی برآید ، اهمیت خود را به وضوح نمایان می کند.

از جمله فاکتورهای مورد بحث که در بالا بدان اشاره شد می توان به موارد زیر اشاره کرد :

(۱) جایگاه های سوخت رسانی CNG ( مطالعات زیر بنایی ، طراحی بهینه و ... )

(۲) مخازن مورد استفاده برای ذخیره گاز CNG

۳) سیستم های دقیق مانیتورینگ و کنترل پروسه در حین عملیات سوخت گیری

۴) ماشین آلات و اجزای مکانیکی و الکترونیکی مورد نیاز در مجموعه

۵) تدوین یک استراتژی درست و منطقی برای انجام هر چه بهتر پروسه سوخت گیری و ...

که هر کدام از موارد بالا در برگیرنده موارد گوناگون و جزئیات مفصلی می باشند که در این مجموعه و در بخشهای آتی بعضا مورد بحث قرار خواهند گرفت.

## ۱-۱) مروری بر کارهای گذشته

در زمینه شبیه سازی فرایندهای پر شدن سریع مخازن هیدروژن تحقیقات مختصری انجام گرفته است که از آنجمله می توان به تحقیقات werlen و همکاران اشاره کرد. آنها با فرض هیدروژن به عنوان یک گاز ایده آل فرآیند پر شدن هیدروژن را شبیه سازی کرده و با نتایج تجربی مقایسه کردند و نتیجه گرفته اند که دمای داخل سیلندر ممکن است تا  $85^{\circ}\text{C}$  افزایش یابد. در زمینه پر شدن مخازن CNG تحقیقات مختصری بصورت تجربی انجام گرفته است که می توان به تحقیقات Newhouse و همکاران اشاره کرد که بازده پر شدن انواع سیلندرها را به صورت تجربی بررسی کرده اند. پیش بینی دمای گاز درون سیلندر می تواند نتایج بسیار مفیدی در فرآیند پر شدن سریع داشته باشد.

در نهایت در زمینه پر شدن مخازن با متان تحقیق ارزشمندی نیز توسط آقای دکتر فرزانه و همکاران صورت گرفته است که ایشان با صرف نظر از سایر ترکیبات گاز طبیعی بجز متان فرآیند پر شدن مخازن CNG را تحلیل کرده و نتایج ارزشمندی نیز اخذ نموده اند.

گاز طبیعی که حاصل تجزیه مواد ارگانیک در لایه های زیر زمینی است، در مخازن عظیم هیدروکربنی زیر زمین تشکیل شده و تجمع می یابد. ترکیب گاز طبیعی بر اساس استاندارد شرکت ملی گاز ایران، بیش از ۸۰ درصد متان، کمتر از ۱۲ درصد اتان و درصدهای متناسب پروپان، بوتان، آلکانهای سنگین، کربن دی اکسید و نیتروژن است. گاز طبیعی در حالت کلی به سه طریق متراکم

( CNG: Compressed Natural Gas ) مایع ( LNG: Liquid Natural Gas ) و جذب شده ( : ANG Absorbed Natural Gas ) می تواند به عنوان سوخت در خودروها مورد استفاده قرار گیرد که در حال حاضر استفاده از گاز طبیعی متراکم شده رایج تر است.

## ۱-۲) رئوس مطالب

مجموعه پیش رو شامل سه بخش می باشد. در بخش اول بعد از پرداختن به انواع ایستگاه‌های سوخت گیری موجود و اصول کارکرد هر کدام، همچنین جزییات مربوط به بخشها و مکانیزمهای درگیر در ایستگاه های سوخت رسانی CNG، مطالعه ای بر انواع مخازن مورد استفاده برای ذخیره CNG و اصول و قواعد حاکم بر گونه های مختلف مخازن ، همچنین مزایا و موارد استفاده از هر کدام از مخازن خواهیم پرداخت.

در بخش دوم بعد از اشاره مختصری به معادلات حالت قابل استفاده در مورد گاز طبیعی، معادله حالت AGA8 مورد بررسی قرار خواهد گرفت. از آنجائیکه 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 می باشد. بنابراین امکان استفاده از معادله حالتی که بتواند خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی را با توجه به نوع ترکیبات تشکیل دهنده اش 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، می تواند در روند حل مساله و دقیق بودن نتایج و خروجیها تاثیر بسزایی داشته باشد.

در این تحقیق بعد از بدست آوردن روابط و معادلات مربوط به مدل AGA8 و انتخاب الگوریتم مناسب جهت حل همزمان معادلات، ضریب تراکم پذیری با استفاده از این روش برای دو نوع از گازهای طبیعی استخراج شده از مناطق مختلف ایران محاسبه شده و نتایج بدست آمده از برنامه کامپیوتری با هم محاسبه می گردند.

همچنین در ادامه به تحلیل نمودارها و داده های بدست آمده از حل روابط پرداخته شده، اثر تغییرات پارامترها بر روی خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی مورد بررسی قرار گرفته است.

در بخش سوم فرایند پر شدن مخزن CNG خودرو و اصول و روابط ترمودینامیکی حاکم بر فرایند پر شدن سریع مخازن بکار گرفته شده در خودروهای گاز سوز بررسی شده، بعد از بکارگیری معادلات بقای جرم و انرژی، همچنین اعمال شرایط مرزی حاکم بر فرایند پر شدن سریع، معادلات لازم جهت تحلیل و مدلسازی مذکور بدست آمده و با انتخاب یک روش حل مناسب و بهینه، الگوریتم لازم جهت مدلسازی تولید می شود. در ادامه با بدست آوردن نمودارهای دما - زمان، فشار - زمان، دما - فشار و دبی - زمان در حالت های مختلف تغییر شرایط مرزی و محیطی، نتایج مفید و مناسبی در مورد فرایند پر شدن سریع مخازن CNG خودروها بدست آمده است.

در ادامه اثر پارامترهای مهم و موثر در حین فرایند سوخت گیری از جمله زمان پر شدن مخزن، مقدار فشار مخزن در هنگام عملیات سوخت گیری، محدودیت های پیش رو جهت بالا بردن سرعت عملیات سوخت گیری و راهکارهای پیشنهادی جهت بهینه سازی هر چه بهتر پروسه سوخت گیری، مورد بحث قرار خواهد گرفت.

در نهایت به تحلیل گرافها و داده های بدست آمده از حل روابط پرداخته شده، اثر تغییرات مختلف بر روی پارامترهای نامبرده تحلیل و مورد بحث و بررسی قرار گرفته است.



## فصل دوم

### بررسی جایگاه های سوخت رسانی و مخازن CNG

ایستگاه های سوخت رسانی که جهت فرایند توزیع سوخت به خودروهای گاز سوز مورد استفاده قرار می گیرند از بخشهای مختلفی تشکیل یافته اند که هر کدام به فراخور وظیفه ای که بر عهده دارند در یک ایستگاه سوخت رسانی مورد بهره برداری قرار می گیرند.

در این قسمت به توضیح قسمتهای مختلف یک ایستگاه توزیع سوخت CNG پرداخته می شود. در یک ایستگاه سوخت رسانی گاز ابتدا توسط کمپرسور فشرده و به مخازن فرستاده می شود. توزیع کننده، CNG را از مخزن ایستگاه به مخزن خودرو انتقال می دهد. در ایستگاههای CNG، معمولاً گاز توسط لوله کشی گاز شهری پس از عبور از اتاق اندازه گیری، فیلتر و تعدادی شیر به قسمت ورودی کمپرسور هدایت خواهد شد. از این دید تجهیزات اصلی یک ایستگاه عبارتند از:

۱- کمپرسور

۲- مخازن ذخیره

### ۳-دستگاه خشک کن

#### ۴- توزیع کننده

از این بین، کمپرسور مهمترین جز یک ایستگاه است که بیش از یک سوم قیمت کل ایستگاه را شامل می شود. در حالت کلی مدت زمان سوخت رسانی به تجهیزات سوخت گیری خودرو و تجهیزات ایستگاه بستگی خواهد داشت. در ایستگاهها باید توجه ویژه ای به تعیین اندازه لوله ها، انتخاب شیرها، دبی سنجها و فیلترها داشت. تجزیه و تحلیل دقیق و کامل مسیر سیال در ایستگاه می تواند به طور چشم گیری در بهینه نمودن ایستگاه کمک نماید. به تازگی سازنده های مختلف تجهیزات ایستگاه، اقدام به تعیین ضریب افت فشار در اجزاء مربوطه می نمایند. اگر ضریب افت فشار را در همه اجزا و در نتیجه در شبکه داشته باشیم، می توانیم طراحی را به گونه ای که افت در کل شبکه حداقل گردد، انجام دهیم. از طرف دیگر اگر تجهیزات سوخت گیری خودرو، از نقطه تزریق تا مخزن اتومبیل بهینه نباشد، هرگز نمی توان به زمان کوتاه در سوخت رسانی دست پیدا نمود. از دیدگاه سرعت سوخت رسانی می توان ایستگاهها را به دو دسته ایستگاه های کند و سریع تقسیم نمود. تعریف ویژه ای که بتواند این دو نوع را از هم متمایز کند، وجود ندارد. ولی در یک برآورد کلی می توان گفت در سیستم سریع، اتومبیل های معمولی در زمانی بین ۱ تا ۳ دقیقه و کامیون ها و اتوبوس ها در زمانی بین ۴ تا ۸ دقیقه سوخت گیری خواهند کرد. بعلاوه سیستم کند در مواقعی کاربرد دارد که اتومبیل برای مدتی خاص، به عنوان مثال برای چند ساعت در روز یا در طول ساعات شب استفاده نشود که به عنوان مثال می توان به اتومبیل های مورد استفاده در ناوگانهای عمومی حمل و نقل اشاره کرد.

از جمله مشکلات ایجاد شده در ایستگاه های CNG به این صورت بروز می نماید که نشتی احتمالی متان در حین سوخت گیری موجب اثرات گلخانه ای خواهد شد. بیشترین احتمال نشتی در کمپرسورها و نازل خروجی (به هنگام قطع عمل سوخت رسانی) خواهد بود. بنابراین همواره باید میزان نشتی به هنگام جدا نمودن شلنگ تزریق از مخزن خودرو را کنترل نمود. بعلاوه از آنجایی که

سیال عامل در ایستگاه گاز طبیعی می‌باشد، طبیعی است که کوچکترین کم‌دقتی در نصب تجهیزات می‌تواند موجب نشت گاز شود. به‌منظور یافتن محل نشتی در شبکه ایستگاه، می‌توان از اضافه کردن یک سری گازهای خاص، به گاز طبیعی استفاده نمود. در انتخاب نوع گاز حل‌شونده به نکاتی نظیر عدم سمی بودن، قابلیت انحلال، ایمنی و قابلیت تشخیص عینی، توجه می‌شود. یکی از راه‌های مشخص شدن نشت گاز در ایستگاه، از طریق اندازه‌گیری میزان سوخت خروجی و ورودی آن می‌باشد. به این طریق می‌توان به نشت یا عدم نشت گاز در ایستگاه پی برد. نشت متان در ایستگاه می‌تواند سهم بسزایی در اثرات گلخانه‌ای داشته باشد. خودروهای معمولی در هر نوبت سوخت‌گیری حداقل به  $10 - 8 \text{ m}^3$  گاز طبیعی نیاز خواهند داشت، در حالی که این عدد در مورد کامیون‌ها و اتوبوس‌ها در حدود  $100 \text{ m}^3$  خواهد بود. از طرفی به‌طور معمول در مخازن خودرو به فشاری در حدود  $20 \text{ MPa}$  نیاز می‌باشد. ایستگاه‌ها نیز، فشاری در همین حدود را در مخازن فراهم می‌نمایند.

ظرفیت کمپرسور ایستگاه توسط تعداد خودروهای سوخت‌گیری کننده، با استفاده از روش‌های آماری تعیین می‌گردد. ایستگاه‌های عمومی به‌طور معمول کمپرسورهایی با ظرفیتی در حدود  $350$  تا  $750$  متر مکعب در ساعت را استفاده می‌نمایند. در حالی که محدوده تغذیه ایستگاه‌ها در حدود  $2-6000$  متر مکعب در ساعت می‌باشد.

## ۲-۱) انواع ایستگاه‌های سوخت‌رسانی CNG

### ۲-۱-۱) ایستگاه سوخت‌رسانی کُند

هنگامی که هدف، سوخت‌رسانی به مجموعه ناوگان حمل و نقل یک سازمان یا یک اداره باشد، به‌طوری که خودروها بتوانند در طول مدت شب یا برای چندین ساعت در روز بدون استفاده باشند، در این حالت می‌توان عملیات سوخت‌رسانی را آهسته، با استفاده از ایستگاه سوخت‌رسانی کُند انجام داد. آهسته بودن نیز نتیجه عدم استفاده از مخازن فشار بالا در ایستگاه می‌باشد. همان‌طور که

می‌دانیم تانک ذخیره در ایستگاه با ایجاد فشار بسیار بالا، اختلاف فشار نسبتاً زیادی را نسبت به مخزن خودرو ایجاد می‌نماید و در نتیجه سبب افزایش سرعت سوخت‌رسانی خواهد شد. زمان دقیق سوخت‌گیری در این روش به مشخصات ایستگاه و مشخصات خودرو بستگی دارد، ولی به‌طور متوسط این زمان در حدود ۸ تا ۱۰ ساعت خواهد بود. حذف تانک‌ها به معنی ارتباط مستقیم کمپرسور با مخزن خودرو می‌باشد. یعنی در این روش، زمانیکه کمپرسور قبلاً برای پرمودن مخازن ایستگاه صرف می‌نمود، صرف پرکردن مخازن خودرو خواهد شد. طبیعتاً هر چند که از لحاظ زمانی، زمان سوخت‌رسانی بسیار زیاد خواهد شد ولی از این لحاظ که مخازن فشار بالای ایستگاه حذف شده است، ایستگاه با هزینه اولیه کمتری بنا خواهد شد.

معمولاً در ایستگاه‌های سوخت‌رسانی کند بهتر است از یک سری مخازن فشار بالا نیز استفاده شود به طوری که در مواقع اضطراری بتوان با سرعت عملیات سوخت‌رسانی را انجام داد. شکل (۱-۲) شماتیک ایستگاه سوخت‌رسانی کند را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود کمپرسور به‌طور مستقیم به توزیع‌کننده متصل می‌شود.



شکل (۱-۲) ایستگاه سوخت‌رسانی کند

## ۲-۱-۲) ایستگاه سوخت‌رسانی سریع

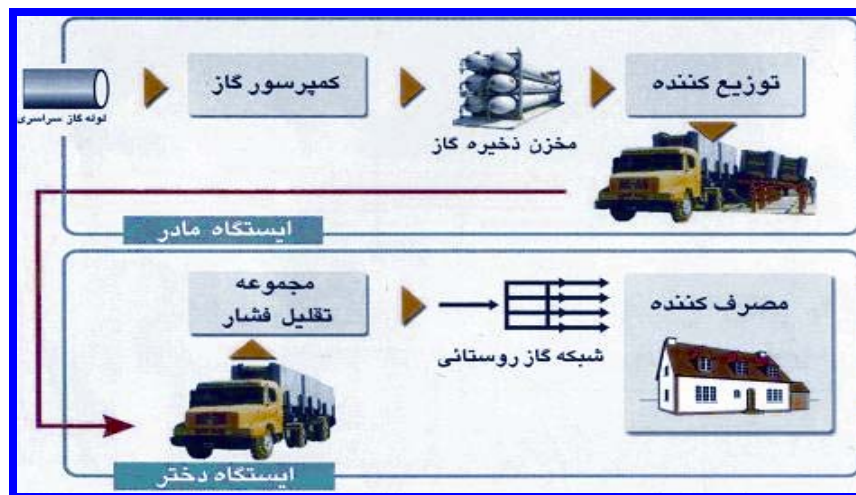
اگر برای کاهش زمان از ۸ تا ۱۰ ساعت به ۵ تا ۸ دقیقه، فقط تغییراتی در کمپرسور ایجاد نماییم، ناگزیر به بزرگ نمودن اندازه و ظرفیت کمپرسور می‌باشیم تا جایی که حتی در مواردی با توجه به ظرفیت مورد نیاز کمپرسور، اصلاً امکان انتخاب چنان کمپرسوری وجود نخواهد داشت. بنابراین بهترین روش به‌منظور کاهش زمان سوخت‌گیری، استفاده از مخازن فشار بالا در ایستگاه می‌باشد، به‌خصوص در مواردی که بار ایستگاه از یک روز به روز دیگر متفاوت باشد. در بعضی موارد مجبور خواهیم بود بالغ بر  $430 \text{ m}^3$  گاز را در عرض ۵ دقیقه انتقال دهیم، این به‌معنای نیاز به کمپرسوری با ظرفیت تقریبی  $6000 \text{ m}^3$  در ساعت است. در حالی که محدوده کمپرسورهای موجود و قابل کاربرد در ایستگاههای CNG بین  $2000-2 \text{ m}^3$  در ساعت می‌باشد.

در این حالت ابتدا کمپرسور، مخازن پرفشار ایستگاه را به فشار و ظرفیت مورد نظر می‌رساند و بعد سوخت‌گیری از مخزن ایستگاه به مخزن خودرو انجام خواهد گرفت. سرعت سوخت‌گیری، رابطه مستقیم با اختلاف فشار بین دو مخزن دارد. به بیان ساده هرچه این اختلاف فشار بیشتر باشد، سرعت سوخت‌گیری بیشتر خواهد بود. در طراحی ایستگاه سوخت‌رسانی سریع باید توجه ویژه‌ای به متناسب بودن ظرفیت کمپرسور و حجم مخزن داشت. نکته اساسی دیگر این‌که قبل از طراحی اجزاء مختلف ایستگاه باید محدوده وسایل سوخت‌گیری‌کننده و میزان سوخت مورد نیاز، تحت مطالعه و تحقیق قرار گیرد. این نکته باعث خواهد شد که اندازه مخازن ذخیره ایستگاه بدرستی تعیین گردند. این مسأله در بهینه نمودن اندازه و صرفه‌جویی در هزینه‌ها بسیار مؤثر خواهد بود. خودروهای سنگین ممکن است ۴ تا ۱۵ برابر خودروهای سواری، ظرفیت ذخیره سوخت داشته باشند. هرچه ظرفیت کمپرسور بیشتر تعیین گردد، فشار گاز موجود در مخازن بالاتر رفته و در نتیجه باعث ازدیاد اختلاف فشار بین مخزن ایستگاه و خودرو خواهد شد، در نتیجه زمان سوخت‌گیری کاهش خواهد یافت.

به میزان افت فشار بین مخزن ایستگاه و خودرو نیز باید توجه ویژه‌ای مبذول داشت. افت فشار زیاد در این مسیر از اختلاف فشار مؤثر بین دو مخزن می‌کاهد. در طراحی مخازن نیز باید به انتخاب نوع مخازن توجه داشته باشیم.

## ۲-۱-۳) ایستگاه سوخت‌رسانی مادر - دختر

این نوع ایستگاه‌ها در مرحله توسعه شبکه سراسری گاز و در زمانی که هنوز شبکه سراسری به همه مناطق توسعه نیافته باشد یا در هنگامی که محل مورد نظر به قدری دور افتاده باشد که از لحاظ اقتصادی انتقال گاز از طریق لوله‌کشی مقرون به صرفه نباشد، بکار گرفته می‌شوند. در این روش یک تریلی با مخازن تعبیه شده روی آن، در ایستگاه مادر، مخازن را از سوخت پر کرده و به ایستگاه مورد نظر انتقال می‌دهد. ایستگاه مقصد به ایستگاه دختر مشهور می‌باشد. در اغلب موارد هزینه این نوع از سوخت‌رسانی در دراز مدت گران‌تر از به وجود آوردن شبکه گاز رسانی و استقرار ایستگاه دائمی تمام خواهد شد. با وجود این سیستم سوخت‌رسانی در مواقعی که در یک مکان دور افتاده نیاز فوری به CNG باشد، قابل کاربرد است. شکل (۲-۲) عمل سوخت‌گیری در ایستگاه مادر و سوخت‌دهی در ایستگاه دختر را نشان می‌دهد. در این روش علاوه بر سوخت‌گیری خودروها در محل ایستگاه دختر، می‌توان با تخلیه گاز و کاهش فشار آن، از آن برای مصارف خانگی نیز استفاده نمود.



شکل (۲-۲) ایستگاه سوخت‌رسانی مادر و دختر

## ۲-۲) تجهیزات ایستگاه های سوخت رسانی

### ۲-۲-۱) کمپرسور

در ایستگاه های CNG، کمپرسورها همانند قلب ایستگاه بوده و گاز طبیعی را فشرده می نمایند. این کمپرسورها معمولاً 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 می باشند. هر چند تفاوت های بسیاری بین یک موتور احتراق داخلی و یک کمپرسور رفت و برگشتی وجود دارد. به طور کلی کمپرسورها با استفاده از کار تولید شده توسط موتورهای الکتریکی یا موتورهای گازسوز، گاز طبیعی موجود در خطوط لوله یا منبع گاز را فشرده کرده و جهت سوخت گیری در ایستگاه های CNG، در مخازن پر فشار ذخیره می نمایند و در برخی موارد بدون ذخیره سازی، مستقیماً عمل سوخت دهی را به خودرو انجام می دهند.

همان گونه که اشاره شد به طور کلی کمپرسورهای موجود در ایستگاه های CNG از نوع رفت و برگشتی انتخاب می شوند. از مهمترین خصوصیات این نوع کمپرسورها می توان به موارد زیر اشاره نمود :

- امکان ساخت به صورت یک یا چند مرحله ای در یک پوسته واحد.
- امکان ساخت یکپارچه کمپرسور به همراه یک موتور احتراق داخلی در یک پوسته واحد (مدل مجموعه).
- قابلیت کنترل توان و همچنین راندمان بالا.
- کارایی این کمپرسورها در هد بالا و دبی های نسبتاً پایین.
- متداول بودن استفاده از این نوع کمپرسورهای رفت و برگشتی در صنایع دیگر.
- امکان استفاده از موتورهای الکتریکی به عنوان محرک.

در صورتی که فشار بالایی نیاز باشد معمولاً به دلایل فنی و اقتصادی از کمپرسورهای ۲ تا ۵ مرحله‌ای با فشار خروجی نسبی ۲۴۸ bar تا ۳۴۴ bar و با نرخ توانی در حدود ۱/۵ تا ۷۴۶ کیلووات استفاده می‌نمایند. کمپرسورهای چندمرحله‌ای به چند دلیل، برتر از کمپرسورهای تک‌مرحله‌ای هستند که به اختصار در زیر آورده می‌شود:

- امکان سردکردن گاز در مراحل میانی وجود دارد.
- به‌ازای یک نسبت فشار معین، کار مورد نیاز در یک کمپرسور چندمرحله‌ای کمتر از یک کمپرسور تک‌مرحله‌ای است.
- کمپرسورهای چند مرحله‌ای از تعادل دینامیکی بهتری برخوردارند.
- نشستی گاز در کمپرسورهای چند مرحله‌ای کمتر است.
- به‌علت کاهش دما، روغنکاری بهبود یافته و مشکلات ناشی از آن نیز کاهش می‌یابد.
- بازده حجمی کمپرسورهای چند مرحله‌ای بیشتر است.

همچنین به علت فشار کارکرد مختلف در سیلندرها، در مراحل اولیه نیازی به ساخت سیلندرهایی پر فشار نخواهد بود.

## ۲-۲-۲) خشک‌کن

هدف از به‌کارگیری خشک‌کن در ایستگاه سوخت‌رسانی، کاهش بخار آب موجود در گاز ایستگاه و رساندن آن به سطح قابل قبول می‌باشد. میزان بخار موجود باید در حدی باشد که نه‌تنها در عملکرد خودرو ایجاد مشکل ننماید، بلکه در سیلندر خودرو، مخازن ایستگاه، لوله‌کشی‌ها و دیگر تجهیزات موجود در ایستگاه نیز از لحاظ خوردگی مشکلی ایجاد نکند. خشک‌کن‌ها می‌توانند در قسمت کم‌فشار یا در قسمت پرفشار کمپرسور نصب گردند. بیشتر خشک‌کن‌ها به‌منظور جذب بخار آب از یک غربال مولکولی استفاده می‌نمایند. شکل (۲-۳) یک نمونه خشک‌کن قابل کاربرد در ایستگاه CNG را نشان می‌دهد.





شکل ۲-۳ خشک کن

### ۲-۳-۳ توزیع کننده<sup>۱</sup>

توزیع کننده، وسیله انتقال سوخت از ایستگاه به خودرو می باشد. توزیع کننده ها دارای سیستم کنترلی می باشند و با استفاده از آنها می توان میزان سوخت تزریقی را اندازه گیری نمود. همچنین دارای امکاناتی می باشند که در هنگام پر شدن مخزن خودرو و رسیدن به فشار مورد نظر، تزریق سوخت قطع خواهد شد و از سرریز سوخت جلوگیری می کنند. تجهیزات و تکنیک به کار رفته در توزیع کننده بسته به نوع سوخت گیری کند یا تند، با یکدیگر متفاوت است. یک ایستگاه ممکن است از چندین نوع توزیع کننده با توجه به نوع خودروهای سوخت گیری کننده، تشکیل شده باشد.

---

<sup>۱</sup>- Dispenser

در ابتدای امر سهل و آسان به نظر می‌آید که بتوانیم دقیقاً در فشار و دمای طراحی، سوخت‌رسانی به مخزن خودرو را انجام دهیم. ولی حقیقت این است که دمای گاز درون مخزن در هنگام سوخت‌گیری، افزایش خواهد یافت. بنابراین دمای گاز از دمای طراحی بالاتر خواهد رفت. این افزایش دمای حاصل از فشرده‌سازی به آسانی از بین نخواهد رفت. به‌طور مثال ممکن است سیلندر در فشار ۲۰۰ bar پر شود و دمای گاز به حدود  $90^{\circ}\text{C}$  برسد. بنابراین بعد از خنک‌شدن گاز و رسیدن به دمای محیط، فشار آن از مقدار ۳۰۰۰ psig افت خواهد نمود. یک راه‌حل آشکار این است که دمای گاز درون مخزن را در حین سوخت‌گیری، مرتباً اندازه‌گیری نماییم. این روش به‌علت محدودیت‌های عملی قابل کاربرد نیست، هر چند که در حال حاضر تیم‌هایی به منظور پیاده‌کردن این روش در حال تحقیق می‌باشند. در واقع وجود این مشکل در هنگام فرایند سوخت‌گیری یکی از مهمترین دلایل تعریف یک موضوع تحقیقاتی جدید در زمینه شبیه‌سازی فرایند پر شدن سریع در مخازن بود که در پایان نامه حاضر بطور مفصل بدان پرداخته خواهد شد.

## ۲-۳) سیستم‌های piping ایستگاه‌های توزیع سوخت

لوله‌کشی کمپرسور معمولاً جزئی از مجموعه کمپرسور یا پایه کمپرسور می‌باشد. موارد زیر بخش‌های مختلف لوله‌کشی کمپرسور و وظایف هر یک را تشریح می‌نماید.

### ۲-۳-۱) لوله‌کشی ورودی

لوله‌کشی ورودی به‌طور کلی شامل همه لوله‌ها، شیرها، اتصالات و فیلترهایی است که نقطه اتصال گاز (خط لوله تغذیه) را به ورودی طبقه اول کمپرسور وصل می‌نماید، به طوری که نقطه اتصال گاز معمولاً از نوع اتصال فلنجی باشد و یک شیر جداکننده بایستی بلافاصله پس از اتصال فلنجی نصب گردد و پس از آن شیر یک‌طرفه قرار گیرد.

همچنین در این سیستم ، شیر یک طرفه به کمک مخزن بازیافت از فشار معکوس ناشی از تجهیزات اندازه گیری و خط تغذیه گاز در هنگام توقف کمپرسور، جلوگیری می نماید و یک فیلتر مناسب و مخصوص بایستی درست در بالادست کمپرسور نصب گردد.

متداول است که از شیرهای قطع و وصل در دو سمت فیلتر و همچنین یک فشارسنج به طور موازی با فیلتر برای بازبینی کارکرد فیلتر استفاده گردد.

## ۲-۳-۲) مخزن بازیافت

مخزن بازیافت گاز، بیشتر گاز موجود در کمپرسور را به محض خاموش شدن آن دریافت می کند. خروجی هر طبقه (مرحله) توسط لوله ها به مخزن بازیافت متصل است. این مخزن به ورودی کمپرسور نیز لوله کشی می شود.

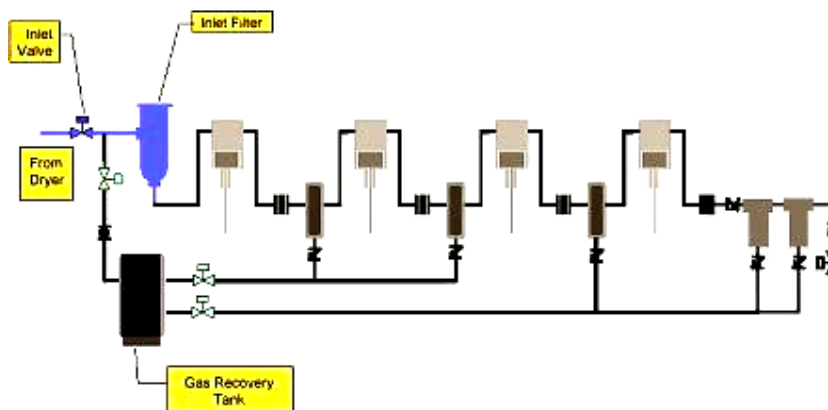
پس از خاموش شدن کمپرسور، شیرهای تخلیه ناگهانی باز شده و گاز موجود در هر سیلندر به مخزن بازیافت تخلیه می شود. پس از راه اندازی دوباره کمپرسور، شیرهای تخلیه ناگهانی در ابتدا باز می مانند تا این که کمپرسور به سرعت عادی خود برسد. در این هنگام کمپرسور بسادگی گاز پشت مخزن را بدون فشار اضافه دیگری، فشرده می کند. بالاخره، شیرهای تخلیه ناگهانی بسته شده و کمپرسور شروع به تراکم گاز می نماید.

در سیستمهای ذخیره بافر معمولاً فضایی را نیز برای یک مدار بدون بار در نظر می گیرند تا جریان کامل کمپرسور را فراهم سازند. کمپرسور به طور پیوسته کار کرده و گاز را در حالت بدون بار تا پر شدن کامل خودرو به گردش در می آورد. شکل (۲-۴) نحوه عملکرد مخزن بازیافت در یک کمپرسور چند مرحله ای را به طور ساده بیان می کند.

## ۲-۳-۳) تله ها

تله ها برای جمع آوری و دفع روغن، آب و قطرات چگالیده در جریان گاز فشرده شده، به کار می روند. تله ها بایستی پس از هر کولر میانی و همچنین در پائین دست کولر نهایی قرار بگیرند. لوله کشی ها

بایستی طوری قرار گرفته باشند تا به‌طور طبیعی امکان تخلیه و سرازیر شدن مواد به تله‌ها فراهم گردد. هر تله بایستی به‌طور خودکار هر ۳۰ دقیقه یکبار و نیز در هنگام خاموش شدن کمپرسور تخلیه گردد.



شکل ۲-۴) عملکرد مخزن بازیافت در کمپرسور

خروجی تله‌ها بایستی به یک تانک مرکزی تخلیه، ریخته شود. جنس این تانک بسته به نوع مواد تخلیه انتخاب می‌گردد تا خطری به‌وجود نیاید.

### ۲-۳-۴) لوله‌کشی خروجی

لوله‌کشی خروجی بایستی شامل یک شیر یک‌طرفه در خروجی کمپرسور و یک فیلتر باشد تا روغن و قطرات چگالیده‌ای که به‌وسیله جداکننده پس از مرحله آخر، جدا نشده‌اند، جدا سازد. اندازه این فیلتر براساس دبی بیشینه و فشار کمپرسور تعیین می‌گردد.

### ۲-۴) مخازن ایستگاه‌های CNG و انواع روشهای چیدمان مخازن بر

#### اساس نوع کاربری جایگاه

در بحث سوخت‌رسانی هدف، پرکردن مخزن ذخیره خودرو در فشار حدود ۲۰ MPa می‌باشد. بنابراین الزام بایستی این فشار توسط کمپرسور موجود در ایستگاه تأمین گردد. در سیستم سوخت‌رسانی گند، کمپرسور مستقیماً به مخزن اتومبیل متصل می‌گردد و در مدت زمان نسبتاً

طولانی (به‌عنوان مثال در طول شب) مخزن خودرو را به فشار موردنظر خواهد رساند. ولی در روش دیگر به‌منظور کاهش زمان سوخت‌گیری مخزن فشار بالا در ایستگاه تعبیه می‌گردد.



شکل ۲-۵) کمپرسور چند مرحله ای

این مخزن فشار بالا توسط کمپرسور پر شده و به فشاری بالاتر از فشار مخزن خودرو خواهد رسید. هرچه اختلاف فشار دو مخزن بیشتر باشد سوخت با سرعت بیشتری منتقل خواهد گردید. نصب یک مخزن فشار بالا در ایستگاه به‌طرز چشم‌گیری زمان سوخت‌گیری را کاهش خواهد داد و به حدود ۱ تا ۳ دقیقه خواهد رساند. از طرف دیگر با جایگذاری این مخازن در ایستگاه از روشن و خاموش شدن زیاد کمپرسور جلوگیری خواهد شد. بنابراین عمر کمپرسور افزایش یافته و از هزینه‌های کلان کاسته می‌شود.

در یک ایستگاه سوخت رسانی، اگر یک مخزن را با فشار اولیه مفروض در نظر بگیریم، این فشار بعد از سوخت‌دهی افت خواهد نمود و بنابراین اختلاف فشار موردنظر بین مخزن ایستگاه و خودرو مرتباً بعد از هر سوخت‌گیری کمتر خواهد شد. این میزان افت فشار بستگی به ظرفیت مخزن فشار بالای ایستگاه دارد. هر چه ظرفیت مخزن ایستگاه بیشتر باشد، افت فشار کمتری بعد از هر بار سوخت‌گیری اتفاق خواهد افتاد. بنابراین مجبوریم مخازن را با حجم بالا انتخاب نماییم تا افت

اختلاف فشار زیادی نداشته باشیم. از طرف دیگر می‌دانیم که مخزن خودرو در ابتدا تقریباً خالی است بنابراین در ابتدای سوخت‌گیری اختلاف فشار بالاست و سرعت سوخت‌دهی بسیار زیاد می‌باشد. این سرعت زیاد باعث خواهد شد بخش اعظمی از انرژی جنبشی گاز به گرما تبدیل شود و در نتیجه دمای گاز بالا خواهد رفت. ولی بتدریج، وقتی که مخزن پر می‌شود، فشار مخزن خودرو بالا رفته و بنابراین اختلاف فشار بین دو مخزن مرتباً کاهش می‌یابد و در نتیجه سرعت سوخت‌رسانی در طول سوخت‌گیری، مرتباً در حال کاهش است. برای رفع این مشکل از چند سری مخزن با ظرفیت‌های مختلف استفاده می‌شود و به‌طور معمول از سه مخزن با فشار پایین، متوسط و فشار بالا استفاده می‌کنند و به این طریق اختلاف فشار را در طول زمان سوخت‌گیری در یک سطح نگه می‌دارند. مخازن ذخیره به‌طور عموم در سیستم‌های سوخت‌دهی سریع استفاده می‌گردند و در آن از تعدادی مخزن نوع ترتیبی<sup>۲</sup> استفاده می‌شود. ولی در ایستگاه‌هایی که به‌منظور سوخت‌رسانی به اتوبوس‌ها و کامیون‌ها ایجاد شده‌اند، معمولاً از مخازن بافر استفاده می‌گردد.

اما آرایش و چیدمان مخازن بکار رفته در جایگاه‌های سوخت‌رسانی بسته به نیاز جایگاه می‌تواند متفاوت باشد. در سیستم ترتیبی، مخازن به سه قسمت فشار بالا، متوسط و فشار پایین دسته‌بندی خواهند شد. هر قسمت ممکن است از یک یا چندین مخزن هم‌فشار تشکیل شده باشد. در ابتدای سوخت‌گیری، مخزن فشار پایین مورد استفاده قرار می‌گیرد و تا وقتی که اختلاف فشار مخزن خودرو و مخزن ایستگاه در حد معقولی باشد، سوخت‌گیری از طریق مخزن فشار پایین انجام خواهد شد. در حین سوخت‌گیری فشار مخزن ایستگاه افت می‌کند و در عین حال فشار مخزن خودرو زیاد می‌شود. بنابراین اختلاف فشار دو مخزن به تدریج کم شده تا این که از حد مجاز کمتر خواهد شد. در این حالت، سوخت‌گیری از مخزن با فشار متوسط انجام خواهد شد. به این ترتیب اختلاف فشار لازم برآورده شده و در نهایت بعد از مدتی، سوخت‌گیری از طریق مخازن فشار بالا

---

<sup>۲</sup>CASCADE Arrangement

انجام خواهد شد. در نتیجه زمان سوخت‌رسانی را کاهش داده و همچنین از حجم مخزن، بهره‌برداری بهتری انجام خواهد گرفت و نهایتاً در این حالت مشکل افزایش دمای مخزن خودرو تا اندازه‌ای رفع خواهد شد. در صورت استفاده از یک مخزن، الزاماً بایستی که فشار تک مخزن ایستگاه را تا حد مجاز آن بالا برد. در این صورت در ابتدای سوخت‌گیری، اختلاف فشار به اندازه‌ای زیاد است که سرعت بالای گاز ورودی به مخزن خودرو موجب انبساط ناگهانی گاز شده، با توجه به اثر ژول تامسون یک افت اولیه در دمای گاز ورودی اتفاق می‌افتد. و در ادامه با افزایش سریع دمای سیلندر مواجه خواهیم بود.

به‌طور کلی می‌توان گفت که سیستم ترتیبی، سه عامل بالا بردن بازده جایگاه توزیع سوخت، زمان کوتاه سوخت‌رسانی و بهره‌برداری بهتر از حجم مخازن ایستگاه را در یک حالت تعادل با یکدیگر نگر خواهد داشت. در طول سوخت‌گیری همه سوخت از مخزن ایستگاه تأمین خواهد شد و وظیفه کمپرسور فقط پرمودن دوباره مخازن می‌باشد. اندازه و ظرفیت مخزن را باید به‌گونه‌ای تعیین نمود که با بیشینه نرخ سوخت‌دهی در یک زمان مشخص، بتوان سوخت‌دهی را به‌تنهایی و بدون کمک کمپرسور انجام داد. بدیهی است که گنجایش مخزن باید به‌اندازه‌ای باشد که کمپرسور بعد از چندین بار سوخت‌گیری توسط خودروها روشن گردد. برای این که سیستم ترتیبی مؤثر واقع گردد، باید به کمپرسور فرصت دوباره پرکردن مخازن را داد. اگر این اتفاق نیفتد مخازن به اندازه‌ای خالی خواهند شد که دیگر قادر به سوخت‌رسانی نخواهند بود و سوخت‌رسانی اصلی از طریق کمپرسور انجام خواهد گرفت.

این مخازن به قسمت‌هایی با فشارهای متفاوت و با حجم یکسان یا غیریکسان تقسیم خواهند شد و بسته به اینکه برای طراحی از چه استراتژی استفاده شود، نوع سوخت‌گیری متفاوت خواهد بود. در طراحی از نوع ۲:۳:۵ معمولاً ۵۰٪ ظرفیت سوخت‌رسانی از طریق مخزن فشار پایین، ۳۰٪ آن از طریق مخزن فشار متوسط و ۲۰٪ باقیمانده از طریق مخزن فشار بالا انجام خواهد گرفت. در عمل ممکن است که از مخازنی با اندازه‌های متفاوت یا این که از یک تعداد مخازن با اندازه‌های یکسان

استفاده شود. سیستم ۲:۳:۵ از فشار عملکرد سیستم و همچنین از ظرفیت مخزن اتومبیل مستقل خواهد بود. به طور مثال اگر هدف سوخت‌دهی تا فشار ماکزیمم ۲۴۸ bar باشد هنگامی که فشار مخزن فشار پایین، از ۵۰ bar پایین تر شود، کمپرسور روشن خواهد شد و فشار لازم این مخزن را تأمین خواهد نمود.

به همین ترتیب اگر فشار مخزن متوسط از ۱۰۰ bar یا مخزن فشار بالا از ۱۹۰ bar پایین تر شود، کمپرسور روشن شده و این مخازن را به فشار اولیه طراحی شده، خواهد رساند. در هنگام جبران‌سازی ظرفیت مخازن توسط کمپرسور، ابتدا مخازن فشار بالا و بعد مخازن متوسط و در نهایت مخازن فشار پایین به فشار موردنظر خواهند رسید. در سیستم ترتیبی سه‌گانه که از طراحی نوع ۲:۳:۵ استفاده می‌نماید، می‌توان در بهترین حالت از ۳۵-۴۰ درصد از حجم مخازن بهره‌برداری نمود. به این معنی که ۳۵-۴۰ درصد گاز فشرده شده موجود در مخازن قبل از به‌کارگیری کمپرسور می‌توانند برای سوخت‌گیری خودروها تا فشار ۲۰۰ bar مورد استفاده قرار گیرند. شکل (۲-۶) نمونه‌ای از مخازن ترتیبی را نشان می‌دهد.



شکل (۲-۶) مخازن ترتیبی ASME

از جمله استراتژی‌های دیگر مورد استفاده در این بخش استفاده از مخازن بافر می‌باشد. مهمترین و اساسی‌ترین فرض ایستگاه‌هایی که از این مخازن استفاده می‌کنند، این است که سرعت ورود وسائط نقلیه به ایستگاه به اندازه‌ای است که کمپرسور به‌طور پیوسته کار می‌کند و عمل سوخت‌دهی به‌طور مستقیم توسط کمپرسور انجام می‌گیرد. مخازن ذخیره بافر فقط در فاصله زمانی دو سوخت‌گیری، توسط کمپرسور پر می‌شوند. طراحی کمپرسور در این حالت به‌گونه‌ای است که



بتواند نرخ سوخت‌دهی را در زمان دلخواه با کمترین مشارکت مخازن بافر، تأمین نماید. هنگامی که در ایستگاه وسیله‌ای برای سوخت‌گیری وجود ندارد، مخزن به‌سرعت توسط کمپرسور پر شده و بعد از آن کمپرسور خاموش خواهد شد. به‌منظور عدم روشن و خاموش شدن زیاد کمپرسور معمولاً یک سیکل فرعی از خروجی مخزن بافر به ورودی کمپرسور، تعبیه می‌شود به‌طوری‌که کمپرسور همواره در حال کارکردن می‌باشد ولی در حالتی که عمل سوخت‌دهی انجام نمی‌گیرد باری روی کمپرسور نخواهد بود و گازی فشرده نخواهد شد. البته لازم به ذکر است که این نوع مخازن بیشتر در ایستگاه‌های سوخت‌دهی اتوبوس‌ها و خودروهای سنگین مورد استفاده قرار می‌گیرند.

## ۲-۵) انواع مخازن بکار رفته در ایستگاه‌های سوخت رسانی

به طور کلی در ایستگاه‌های سوخت رسانی CNG استاندارد از دو نوع کلی مخازن استفاده می‌شود، مخازن DOT که برای ایستگاه‌های ظرفیت پایین مناسب می‌باشند. این نوع مخازن نسبتاً ارزان و در دسترس هستند. معمولاً جای نسبتاً کمی را اشغال می‌کنند و برای سیستم ترتیبی که دارای چندین مخزن است، براحتی قابل کاربرد خواهند بود. و مخازن ASME که معمولاً با ظرفیت‌های حجمی و فشاری متفاوتی ساخته می‌شوند و به‌طور معمول این مخازن به‌شکل سیلندر می‌باشند که در بعضی از موارد به‌صورت مخازن کوچک کروی نیز ساخته می‌شوند.

این مخازن از کربن و فولاد آلیاژ آهن‌گری، ساخته می‌شوند. در ساخت آنها معمولاً از قسمت اول بخش ۸، استانداردهای ASME که مربوط به مخازن ضدحریق می‌باشد، استفاده می‌گردد. در برخی از موارد مخازن سیلندری طبق قسمت دوم بخش ۸ استاندارد ASME نیز ساخته می‌شوند. طراحی براساس قسمت دوم از انعطاف‌پذیری بیشتری برخوردار بوده و در عین حال به مشخصات و مدارک دقیق‌تری نسبت به قسمت اول نیاز خواهد داشت. در این قسمت، طراحی حالت محافظه‌کارانه کمتری دارد و عمر مخازن به‌طور محدود در نظر گرفته شده و مخازن بعد از یک زمان معین احتیاج به تأیید مجدد خواهند داشت. مخازن استاندارد در این گروه دارای فشار طراحی ۳۴۴ bar می‌باشند و قطر نامی آنها ۰/۶۰۹ متر و ظرفیت آنها  $185 \text{ m}^3$  می‌باشد، به‌طور معمول سه مخزن به‌طور سری

یا به شکل هرم به یکدیگر متصل خواهند شد و فشار طراحی مخازن باید ۱۰ درصد بیشتر از فشار کاری آنها باشد.

## ۲-۶) مخازن ذخیره گاز CNG در خودرو های گازسوز

مخازن CNG به دلیل ملاحظات همچون سهولت ساخت و استحکام، اغلب به شکل کروی یا استوانه‌ای ساخته می‌شوند. ساخت آستر فلزی مخازن به شکل مستطیلی (جعبه‌ای)، عایق کاری آن را مشکل می‌کند و همچنین از استحکام کمتری به علت جوشکاری در درزها برخوردار می‌باشد. در عوض مخازن استوانه‌ای براحتی قابل ساخت می‌باشند. در دو سر این مخازن، دو نیمکره عدسی شکل به روش‌های خاص شکل‌دهی ایجاد می‌گردند. بنابراین مخازن گاز طبیعی بدون درز و جوش هستند. بخش عمده‌ای از هزینه ساخت مخازن استوانه‌ای را هزینه همین قسمت‌های نیمکره‌ای تشکیل می‌دهد. مخازن کروی در مقایسه با مخازن استوانه‌ای از لحاظ اندازه و فضای که اشغال می‌کنند برای قرارگیری در صندوق عقب اتومبیل یا هر جای دیگری که برای مخزن در نظر گرفته شود، مناسب نمی‌باشند. در مخازن فعلی، نسبت وزن بر واحد حجم گاز ذخیره شده در مقایسه با مخازن اولیه، به بیش از نصف کاهش یافته و همانطور که گفته شد، مخازن در اندازه‌ها و شکل‌های متفاوت تولید شده‌اند. برای این که وزن مخزن را برای کاربردهای CNG کاهش دهند، سازندگان بسیاری، طرح‌های کامپوزیتی کاملاً پیچیده‌ای را توسعه داده‌اند که آسترهای فلزی یا پلاستیکی را برای مخزن محتوی گاز به کار می‌برند.

### ۲-۶-۱) شرایط طراحی مخازن CNG

شرایط طراحی و سرویس استاندارد برای مخازن CNG، فشار ۲۰۰ bar در دمای  $15^{\circ}\text{C}$  است. بیشینه فشار پرشدگی مخزن ۲۶۰ bar است که بیشینه دمای مجاز را هم در مخزن ایجاد می‌کند، این حالت در هنگام پرشدن مخزن در سیستم‌های سریع رخ می‌دهد. کمترین دفعات پرشدن یک مخزن در طول عمر خود ۱۵۰۰۰ مرتبه و حداکثر عمر یک مخزن معمولاً ۲۰ سال است. قابلیت‌های تعمیر، سرویس‌دهی و بازرسی متناوب مخازن تحت فشار گاز طبیعی از دیگر موارد

مهمی هستند که در طراحی و ساخت این مخازن باید توسط سازندگان آنها در نظر گرفته شوند. یکی از معایب گاز طبیعی به عنوان سوخت خودروها این است که در شرایط استاندارد، گاز است و در نتیجه چگالی کمی دارد. در دما و فشار استاندارد  $0.00379 \text{ m}^3$  از گاز طبیعی حدود  $10^5 \times 1/4$  ژول انرژی دارد که در مقایسه با  $10^8 \times 1/3$  ژول انرژی همان مقدار گازوئیل بسیار کم است. بنابراین انرژی حجمی آن ( $\text{J/m}^3$ ) بسیار کم است و در نتیجه گاز طبیعی باید در فشار بالا به صورت فشرده ذخیره شود. برای ذخیره کردن گاز به صورت فشرده، گاز طبیعی فشرده در مخازن CNG در فشار  $200 \text{ bar}$  ( $20.7 \times 10^7 \text{ Pa}$ ) ذخیره می‌شود. برای این منظور و کاربردهای مختلف در خودروهای مختلف این مخازن در قطرهای متفاوتی ساخته می‌شوند. سیستم‌های سوخت CNG معمولاً برای فشار  $20 \text{ MPa}$  طراحی می‌شوند. این فشار، فشار نامی سیستم در دمای  $27^\circ \text{C}$  درجه سانتیگراد می‌باشد. به هر حال دمای گاز در خودرو گستره وسیعی دارد (از  $40^\circ \text{C}$  تا بیشتر از  $90^\circ \text{C}$ ). بنابراین فشار گاز ممکن است تقریباً از  $15/2 \text{ MPa}$  در  $40^\circ \text{C}$  تا  $20 \text{ MPa}$  در  $90^\circ \text{C}$  تغییر کند.

## ۲-۶-۲) چگونگی تعیین مخزن با توجه به نوع خودرو

یکی از نکات مهم در طراحی خودروهای سبک گازسوز، طراحی، انتخاب و نصب صحیح یک مخزن می‌باشد. محدودیت‌های وزنی، قیمتی و فضای اشغال شده توسط این نوع مخازن در این خودروها اهمیت بسیار بالایی دارند. ذخیره گاز در مخازن کوچک، مشکلات فوق را تا حد زیادی حل می‌کند ولی موجب می‌شود تا نیاز به سوخت‌گیری مجدد در خودرو بشدت بالا رود و عملکرد چنین خودرویی مناسب نیست. وقتی به محدودیت‌های سوخت‌گیری مجدد خودرو (سوخت‌گیری‌های پی‌درپی) نیز بیاوریم مسأله طراحی یا انتخاب مناسب، از اهمیت بیشتری برخوردار می‌شود. در سیستم‌های دوسوخته یا خودروهایی که با دو نوع سوخت کار می‌کنند به علت وجود سوخت ثانویه در کنار گاز، این مسأله چندان بحرانی نیست و طراحی یا انتخاب، کمی ساده‌تر می‌شود زیرا امکان سوئیچ کردن بین سوخت گاز و سوخت مایع وجود دارد. به هر حال سوخت‌گیری‌های متوالی، زمانی

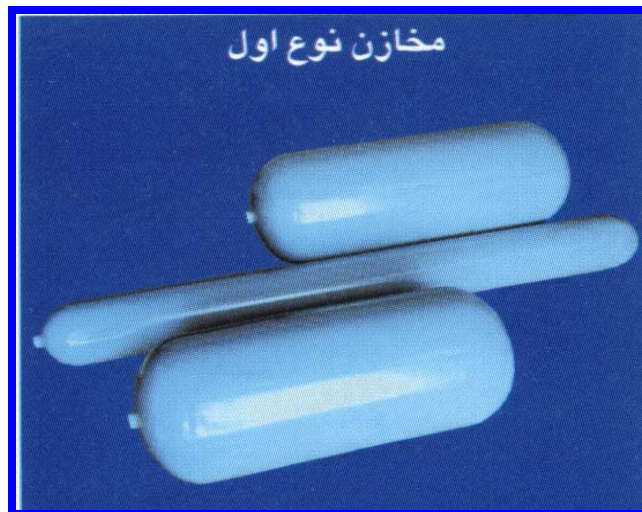
که حجم مخزن ذخیره خودرو کوچک باشد، می‌تواند سبب استفاده دائمی مصرف‌کننده از گازوئیل یا بنزین در چنین خودروهایی شود و این امر مطلوب نیست. میزان انرژی ذخیره‌شده در مخازن با فشار بالای CNG، به ترکیب گاز بستگی خواهد داشت و استاندارد عمومی خاصی در این زمینه وجود ندارد. مقیاس مفیدی که برای محاسبه تعداد مخازن می‌توان به کار برد، این است که هر لیتر مخزن، میزان ۱۸۰ گرم گاز طبیعی را نگهداری می‌کند. نکته مهم دیگر این است که دمای گاز ذخیره‌شده معمولاً در نظر گرفته نمی‌شود اما به‌طور متعارف باید  $15^{\circ}\text{C}$  در نظر گرفته شود. در هنگام پرکردن مخزن، به دلیل بالا رفتن دمای گاز، حجم آن افزایش می‌یابد و در نتیجه، این امر سبب کاهش حجم مؤثر مخزن می‌شود. به‌طور میانگین خودرویی که موتور آن ۱/۵ لیتر حجم دارد با یک مخزن ذخیره ۶۰ لیتری حدود ۱۸۰ تا ۲۰۰ کیلومتر حرکت می‌کند که این مسأله در مورد خودروهای دوسوخته مناسب به‌نظر می‌رسد. با افزایش تولید و تجربه‌های عملی خودروهای گازسوز و در دسترس بودن گستره وسیع‌تری از شکل و اندازه مخازن، توازن اقتصادی بین محدودیت‌ها حاصل خواهد شد. به هر حال مسأله حجم مخزن CNG و جانمایی آن یکی از جنبه‌های منفی سوخت‌های گازی و کاربرد آن در خودروها به‌شمار می‌آید. در برخی از خودروهای بزرگتر، امکان جانمایی مخزن در زیر سقف ماشین یا قسمت‌هایی که در آن‌جا فضای مرده وجود دارد، به‌وجود آمده‌است و در نتیجه استفاده از حجم‌های بزرگتر مخزن میسر گشته‌است ولی این مشکل همچنان بر سر راه خودروهای کوچک قرار دارد. در انتخاب نوع مخازن، به‌جهت اهمیت زیاد قیمت و وزن مخازن CNG، لزوماً باید مقایسه قیمت و وزن انجام شود. اگر خودرو دوسوخته باشد وزن بنزین، گاز و مخزن از اهمیت زیادی برخوردار می‌گردد و می‌بایست از مخازن سبک کامپوزیتی استفاده کرد تا نسبت وزن به قدرت، کاهش یابد. با در نظر گرفتن وزن و ظرفیت در مخازن گاز طبیعی فشرده، هزینه مواد و تجهیزات و هزینه‌های تولید، می‌توان هزینه تولید مخازن را با هم مقایسه کرد. در مقایسه فناوری‌های ذخیره گاز طبیعی فشرده، استفاده از مخازن آلومینیومی در مقایسه با مخازن فولادی باعث کاهش وزن خودرو می‌شود.

## ۷-۲) دسته بندی مخازن CNG

مخازن CNG به چهار دسته کلی تقسیم می‌شوند. در ادامه به توضیح انواع مختلف مخازن CNG پرداخته می‌شود.

### ۱-۷-۲) مخازن نوع اول (CNG-I)

نمونه‌هایی از مخازن CNG-I در شکل (۷-۲) نشان داده شده‌اند. این مخازن بدون درز و از جنس فولاد یا آلومینیوم می‌باشند. گرچه نوع آلیاژ مورد استفاده و همچنین تنش‌های طراحی این‌گونه مخازن در استاندارد مشخص نگردیده است ولیکن این‌گونه مخازن فولادی یا آلومینیومی باید آزمون‌های کارایی را بگذرانند. آزمون‌ها به دلیل اطمینان از چقرمگی و مقاومت در برابر تنش، خوردگی و ترک در جنس به کار رفته، صورت می‌گیرند. همچنین آزمون‌های سختی و فشار هیدرواستاتیک جهت اطمینان از استحکام مخزن نیز انجام می‌گیرند.



شکل (۷-۲) مخازن نوع اول

### ۲-۷-۲) مخازن نوع دوم (CNG-II)

این نوع از مخازن دارای یک لایه آستری از جنس فولاد یا آلومینیوم بدون درز بوده و قسمت استوانه‌ای این آستری، توسط الیاف شیشه، آرامید، کربن یا مخلوطی از آن‌ها که آغشته به رزین است به صورت محیطی پیچیده شده‌است. ساختار کامپوزیتی این مخازن، این امکان را به وجود

می‌آورد که بتوان از ضخامت قسمت فلزی کاست و در نتیجه مخزن سبک‌تری به‌دست آورد. این مخازن در جهت شعاعی (به جز دو قسمت ابتدایی و انتهایی) تقویت شده‌اند. مبنای طراحی این نوع مخازن بر توانایی آستر فولادی یا آلومینیومی در تحمل فشار بالا می‌باشد. در مورد این نوع مخازن CNG این نکته شایان توجه است که فشار اضافی و دمای بالاتر باعث از بین رفتن کیفیت پوشش کامپوزیت نخواهد شد. این نوع مخازن از الیاف پیچی پیوسته ساخته می‌شوند که برای ساخت آن‌ها از آسترهای فولادی یا آلومینیومی استفاده می‌گردد و به آن‌ها مخازن پیچش محیطی گفته می‌شود. مبنای طراحی آن‌ها توانایی آسترهای فولادی در تحمل بیشینه فشار پرشدن مخزن می‌باشد. این امر به طراحان اجازه استفاده از آسترهایی با تحمل تنش بیشتر از حد معمول را می‌دهد. نمونه‌هایی از مخازن CNG-II در شکل (۸-۲) نشان داده شده‌اند.



شکل (۸-۲) مخازن نوع دوم

### ۲-۷-۳) مخازن نوع سوم (CNG-III)

این مخازن دارای یک لایه آستری از جنس فولاد یا آلومینیوم بدون درز بوده و تمام این لایه داخلی توسط الیاف شیشه، آرامید، کربن یا مخلوطی از آن‌ها که آغشته به رزین است در راستای محیطی و

محوری<sup>۳</sup> پیچیده شده و این ساختار کامپوزیتی که به مخزن داده می‌شود، این امکان را به وجود می‌آورد که بتوان از ضخامت قسمت فلزی کاست و در نتیجه مخزن سبک‌تری را نسبت به مخازن نوع اول و دوم به دست آورد. این مخازن با الیاف کامپوزیت در جهت محیطی و محوری تقویت شده‌اند. این گونه مخازن ابتدا برای ذخیره گاز اکسیژن در مصارف پزشکی استفاده می‌شدند. تقویت این مخازن با الیاف کامپوزیت در دو جهت، قابلیت تحمل فشار را نسبت به مخازن نوع دوم، افزایش می‌دهد. نمونه‌هایی از مخازن CNG-III در شکل (۲-۹) نشان داده شده‌اند.



شکل (۲-۹) مخازن نوع سوم

## ۲-۷-۴) مخازن نوع چهارم (CNG-IV)

این نوع مخازن دارای یک آستری از جنس پلیمر بدون درز هستند و تمام این لایه داخلی توسط الیاف شیشه، آرامید، کربن یا مخلوطی از آن‌ها که آغشته به رزین است پیچیده شده و این ساختار تمام کامپوزیت، از سبک‌ترین انواع مخازن CNG می‌باشد. این مخازن با الیاف کامپوزیت در جهات

<sup>۳</sup> در متون انگلیسی از کلمه Polar برای این منظور استفاده می‌شود. از آنجاکه این نوع پیچش از یک قطب مخزن به قطب دیگر آن انجام می‌گیرد در این جا از عبارت پیچش محوری استفاده می‌شود.

شعاعی و محوری تقویت شده‌اند. این گونه مخازن قابلیت تولید در ابعاد بزرگتر و با قطر بیشتر را دارند. مخازن نوع ۴ دارای کمترین وزن می‌باشند که حتی با سیستم سوخت بنزینی قابل مقایسه هستند. اشکال عمده این مخازن ایجاد نشتی به مرور زمان در محل اتصال ناف فلزی و آستر پلیمری می‌باشد. همچنین به علت عدم انتقال حرارت مناسب آستری پلاستیکی، حین سوخت‌گیری سریع در این مخازن افزایش دمای نسبتاً بیشتری ایجاد می‌شود. از جمله مزایای این نوع مخازن احتمال کم ترکیدگی مخزن در حوادث می‌باشد. این مخازن بسیار شبیه مخازن نوع سوم هستند و تنها از لحاظ نوع و جنس آسترها تفاوت دارند. این نوع از مخازن برای کاربرد در خودروهای گازسوز بسیار مناسب هستند و پتانسیل طراحی و ساخت برای عمرهای طولانی را دارا می‌باشند. آزمون‌های خستگی انجام‌شده روی تعداد زیادی از این مخازن، عمر این مخازن را بیش از ۱۰۰۰۰۰ سیکل سوخت‌گیری نشان داده‌اند که در مقایسه با سایر مخازن بالاتر است. در شکل (۲-۱۰) نمونه‌ای از این مخازن نشان داده شده‌است.



شکل (۲-۱۰) مخازن نوع چهارم

## ۲-۸) طراحی مخازن

### ۲-۸-۱) الزامات طراحی

معمولاً مخازن دارای فشار کاری ۲۰۰ bar در دمای  $15^{\circ}\text{C}$  برای گاز طبیعی می‌باشند.



بیشینه فشار پرکردن ۲۶۰ bar بوده حداقل فشار آزمون به کار رفته در ساخت مخزن ۳۰۰ bar (۱/۵ برابر فشار کاری) می باشد. حداقل فشار انفجار در مخازن نوع اول نباید از ۴۵۰ bar کمتر باشد، برای مخازن کامپوزیتی نوع دوم، سوم و چهارم که دارای الیاف کربنی هستند، پوسته کامپوزیتی می بایست دارای حداقل فشار انفجار ۴۷۰ bar باشد. برای مخازن نوع اول، همچنین برای آسترهای مخازن نوع دوم و سوم می بایست از فولاد یا آلومینیوم استفاده کرد. کامپوزیت نیز شامل الیاف شیشه، آرامید یا کربن است که با رزین های ترموست (اپوکسی، پلی استر، ونیل استر و غیره) یا رزین های پلی آمید، پلی اتیلن و غیره آغشته شده اند.

از جمله محدودیت هایی که در طراحی مخازن اغلب خودروها مشترکند عبارتند از وزن، قیمت و ایمنی. پارامتر وزن یکی از پارامترهای مهم است که در مورد ذخیره گاز در ایستگاه سوخت رسانی بسیار نیز حائز اهمیت است. همچنین مسأله ایمنی یکی از مسائلی است که همواره در کنار دو مسأله دیگر باید مورد توجه قرار گیرد.

## ۲-۸-۲) اصول حاکم برای طراحی مخازن CNG

در طراحی مخازن نوع اول، از استانداردهای مختلفی استفاده می شود. ضخامت مخزن از رابطه مخازن جدارنازک به دست می آید. انتهای عدسی شکل مخزن<sup>۴</sup> به صورت نیمکره در نظر گرفته می شود. بدین لحاظ ضخامت وسط عدسی می بایست برابر یا بزرگتر از ضخامت پوسته استوانه ای باشد. برای رسیدن به روابطی جهت به دست آوردن ضخامت لایه های کامپوزیتی، بعضی فرضیات منطقی در مورد طراحی لحاظ شده اند. این فرضیات عبارتند از:

- تمامی الیاف در مخزن تحت کشش می باشند.
- هنگامی که مخزن، تحت فشار قرار می گیرد هیچ گشتاور خمشی به وجود نمی آید.
- کل مقاومت سازه را مقاومت کششی در طول الیاف تشکیل می دهد.

---

<sup>4</sup>Convey End

- مخزن متقارن است و شامل یک قسمت استوانه‌ای شکل با دو انتهای نیمکره‌ای، می‌باشد.
- ضخامت مخزن در مقایسه با قطر آن ناچیز است، بنابراین می‌توان فرض کرد که قطر مخزن در لایه خارجی و داخلی یکی است (مخازن جدارنازک هستند).
- ایاف آزاد هستند تا در هنگام تولید، خود را تنظیم کنند پس هیچ‌گونه ناهمسانی در کشش آن‌ها وجود ندارد.
- هیچ تنش برشی بین دو لایه مجاور وجود ندارد.
- ایاف پیچی به شیوه‌های محیطی یا ضربدری مطابق با تکنیک‌های عملی انجام می‌شود.
- ایاف پیچی محیطی در دو انتها عملی نمی‌باشد.
- ایاف پیچی مارپیچی در سرتاسر طول مخزن پیوسته است.
- فشار در داخل مخزن هیدرواستاتیکی است.

باید توجه داشت که در مخازن نوع دوم و سوم بر طبق استاندارد، در فشار داخلی صفر و در حالتی که فشار اتوفرتاژ داریم تنش در آستر نباید از ۹۵٪ تنش تسلیم آن بیشتر شود و همچنین در فشار کاری نیز تنش در آستر نباید از ۶۰٪ تنش تسلیم بیشتر باشد

## ۲-۸-۳) مراحل انجام طراحی

برای انجام طراحی باید مراحل زیر را طی کرد:

مشخص کردن مقدار گازی که باید ذخیره شود. مشخص کردن حجم گاز فشرده شده که همان حجم داخلی مخزن CNG است.

قطرهای داخلی و خارجی مخزن که براساس فرمول حداکثر تنش تعیین می‌شوند. قطر و ضخامت دیواره مخزن CNG به وسیله حداکثر تنش در سطح داخلی مخزن به دست می‌آید. حداکثر تنش معمولاً به وسیله حداکثر تنش مجاز براساس جنس ماده محدود می‌شود (با در نظر گرفتن یک ضریب اطمینان).

طول مخزن که می‌توان آن را با توجه به حجم مورد نظر تعیین کرد.

### گاز طبیعی و معادلات حالت مورد استفاده

موتورهای احتراق داخلی گازسوز، مدت‌ها به‌عنوان موتورهای ثابت در کارخانجات استفاده می‌شدند. امروزه استفاده از این موتورها در وسایل نقلیه مورد توجه قرار گرفته است. فراوانی گاز طبیعی، کیفیت مطلوب و ارزان بودن آن از عوامل اصلی استفاده از آن در موتورهای احتراق داخلی می‌باشند. آلودگی کمتر گاز طبیعی نسبت به بنزین و گازوئیل نیز در این امر موثر است. موتورهای که هم‌اکنون با گاز طبیعی کار می‌کنند، تبدیل‌یافته موتورهای بنزینی یا دیزل هستند که از طراحی بهینه برای این سوخت فاصله دارند.

با توسعه روزافزون صنعت خودروسازی و افزایش تعداد خودروهای در حال تردد، نیاز به سوختی بهتر و با آلودگی کمتر، بیشتر نمایان می‌شود. گاز طبیعی با خواص احتراقی خوب و آلودگی کمتر نسبت به دیگر سوخت‌های رایج، از بهترین انتخاب‌ها برای تأمین انرژی می‌باشد. علاوه بر این،

ذخایر گاز طبیعی در ایران به وفور یافت می‌شود و در مقایسه با دیگر سوخت‌ها از قیمت ارزان‌تری برخوردار است.

سوخت گاز می‌تواند در هر دو نوع موتورهای احتراق تراکمی، که بر مبنای سیکل دیزل می‌باشند و احتراق جرقه‌ای، که بر مبنای سیکل اتو کار می‌کنند، به کار گرفته شود. با این حال هیچ‌کدام از موتورهای دیزل یا جرقه‌ای که روی خودروهای معمولی وجود دارند، برای استفاده از سوخت گاز طبیعی، طراحی نشده‌اند.

بدون شک اصلی‌ترین موضوع مورد بحث در موتورهای احتراق داخلی، مسأله احتراق می‌باشد. بیشتر مشخصات یک موتور درون‌سوز به احتراق درون‌سیلندر بستگی دارد. یک احتراق مناسب می‌تواند تمامی مشخصات یک موتور از قبیل راندمان، انتقال حرارت، آلودگی و دیگر مسائل آن را تحت تأثیر قرار دهد.

در ادامه، ابتدا به نکاتی پیرامون بررسی خواص سوخت گاز طبیعی و مسأله احتراق می‌پردازیم. در مورد سوخت‌های گازی بد نیست اشاره‌ای نیز به چگونگی رفتار سوخت در مواجهه با پدیده کوبش داشته باشیم. همانطور که می‌دانید اثر نوع سوخت در بروز پدیده کوبش، با عدد اکتان سوخت ارتباط دارد. مقاومت سوخت در برابر احتراق خودبه‌خودی را با عدد اکتان سوخت نمایش می‌دهیم. برای به‌دست آوردن عدد اکتان هر سوخت، قابلیت تحمل هر سوخت در برابر پدیده خوداشتعالی با سوخت‌های اکتان و هپتان نرمال مقایسه می‌شود. مقاومت سوخت اکتان در برابر خوداشتعالی بالاست و عدد اکتان آن را ۱۰۰ قرار می‌دهیم. از سوی دیگر، هپتان نرمال در برابر خوداشتعالی مقاومت بسیار کمی داشته و عدد اکتان آن صفر است. بقیه سوخت‌ها عموماً بین این دو سوخت قرار می‌گیرند. سوخت‌های گازی مانند گاز طبیعی، عدد اکتان بالای ۱۰۰ دارند. در مورد این‌گونه سوخت‌ها شاخص متان<sup>۵</sup> تعریف می‌شود. عدد اکتان سوخت، نسبت تراکم موتور را محدود می‌کند.

---

<sup>۵</sup>- Methane Index

به طور مثال بنزین در موتورهای معمولی در نسبت تراکم‌های حدود ۸ تا ۱۰ کار می‌کند، در حالی که گاز می‌تواند در نسبت تراکم‌های بالای ۱۲ نیز براحتی به‌عنوان سوخت مصرف شود. بالا بردن نسبت تراکم به بالا رفتن راندمان موتور می‌انجامد که استفاده از سوخت CNG این امکان را بهتر فراهم می‌کند.

## ۳-۱) خواص و مشخصات گاز طبیعی

گاز طبیعی اساساً از متان تشکیل شده‌است. بسته به محل جغرافیایی چاه گاز، مقدار متان موجود در گاز طبیعی بین ۸۰ تا ۹۸ درصد می‌باشد (گاز طبیعی ایران تقریباً دارای ۹۶/۵ درصد متان است). بنابراین خواص این گاز بسیار مشابه با گاز متان است. همچنین نسبت ترکیبات دیگر گازها نیز در عملکرد گاز طبیعی مؤثر می‌باشد.

### ۳-۱-۱) خواص شیمیایی

در جدول (۳-۱) فهرستی از ترکیبات مختلف گاز طبیعی در چاه‌های گاز معروف دنیا آورده شده‌است. به‌غیر از متان، مواد دیگر موجود در این گاز به‌ترتیب اهمیت عبارتند از:

- اتان (بین ۱ تا ۸ درصد)
- پروپان (تا ۲ درصد)
- بوتان و پنتان (کمتر از یک درصد)

همچنین موادی مانند نیتروژن ( $N_2$ ) و دی‌اکسیدکربن ( $CO_2$ ) نیز ممکن است در گاز طبیعی یافت شود. واضح است که درصد‌های بیان‌شده کلی می‌باشند ولی برای هر چاه گاز، باید ترکیب خاص آن را شناسایی کرد. به‌عنوان مثال در چاه گاز Uch در پاکستان بیش از ۴۰ درصد  $CO_2$  و بیش از ۲۵ درصد نیتروژن وجود دارد.

شایان ذکر است که برای استفاده در موتور خودروها، از گاز طبیعی که بیش از ۸۰ درصد متان دارد استفاده می‌شود. البته بدیهی است که از سایر سوخت‌های گازی نیز می‌توان در موتورهای گازسوز استفاده کرد، اما عموماً این گازها تحت عنوان گاز طبیعی کم‌انرژی شناخته می‌شوند.

### ۳-۱-۲) ارزش حرارتی سوخت

ارزش حرارتی یک سوخت که بر واحد جرم یا حجم بیان می‌شود، بیانگر مقدار انرژی آزادشده بر واحد جرم یا حجم سوخت در یک واکنش شیمیایی کامل، که فقط منجر به تولید  $\text{CO}_2$  و  $\text{H}_2\text{O}$  می‌شود، می‌باشد. اگر در این واکنش شیمیایی  $\text{H}_2\text{O}$  به صورت مایع در نظر گرفته شود، مقدار انرژی آزادشده به نام ارزش حرارتی بالایی (HHV)<sup>۶</sup> یا ارزش حرارتی کلی (GHV)<sup>۷</sup> نامیده می‌شود. اگر مقداری از انرژی آزادشده صرف تبدیل آب مایع به بخار در نظر گرفته شود، به مقدار انرژی آزادشده ارزش حرارتی خالص (NHV)<sup>۸</sup> یا ارزش حرارتی پائینی (LHV)<sup>۹</sup> می‌گوییم. در مورد گاز طبیعی، متداول است که ارزش حرارتی برحسب کیلووات‌ساعت بر مترمکعب ( $\text{kWh}/\text{Nm}^3$ ) تحت شرایط نرمال فشار و دما (فشار ۱۰۱۳۲۵ پاسکال و دمای صفر درجه سانتی‌گراد) بیان شود.<sup>۱۰</sup> اما هنگامی که از گاز طبیعی به عنوان سوخت موتور یاد می‌شود ترجیح داده می‌شود که از مقادیر ارزش حرارتی خالص (NHV) و ارزش حرارتی کلی (GHV) برحسب مگاژول بر کیلوگرم ( $\text{MJ}/\text{kg}$ ) استفاده شود.

---

<sup>۶</sup>- Higher Heating Value

<sup>۷</sup>- Gross Heating Value

<sup>۸</sup>- Net Heating Value

<sup>۹</sup>- Lower Heating Value

<sup>۱۰</sup>- حرف N در واحد ارزش حرارتی بیان‌کننده شرایط نرمال فشار و دما می‌باشد.

جدول ۳-۱) ترکیبات گاز طبیعی موجود در برخی از چاههای معروف جهان

Constituents	Groningue (Netherlands)	Lacq (France)	Parentis (France)	Ekofisk (Norway)	(Frigg) (Norway)	Hassi R'Mel (Algeria)	Ourengoi (CIS)	Uch (Pakistan)
Methane	81.3	69.0	73.6	83.3	95.7	83.7	85.3	27.3
Ethane	2.9	3.0	10.2	8.5	3.6	6.8	5.8	0.7
Propane	0.4	0.9	7.6	3.4	-	2.1	5.3	0.3
Butanes	0.1	0.5	5.0	1.5	-	0.8	2.1	0.3
C <sub>5</sub>	0.1	0.5	3.6	1.0	-	0.4	0.2	-
Nitrogen	14.3	1.5	-	0.3	0.4	5.8	0.9	25.2
H <sub>2</sub> S	-	15.3	-	-	-	-	-	-
CO <sub>2</sub>	0.9	9.3	-	2.0	0.3	0.2	0.4	46.2

Constituents	Kapuni (N. Zealand)	Los Angeles (US)	Viking-Kinsella (Canada)	Maracaibo (Venezuela)	Uthmaniyyah (Saudi A.)	Burgan (Kuwait)	Kirkuk (Iraq)	Ardjuna (Indonesia)
Methane	45.6	86.5	91.9	82.0	55.5	74.3	56.9	65.7
Ethane	5.8	8.0	2.0	10.0	18.0	14.0	21.2	8.5
Propane	2.9	1.9	0.9	3.7	9.8	5.8	6.0	14.5
Butanes	1.1	0.3	0.3	1.9	4.5	2.0	3.7	5.1
C <sub>5</sub>	0.8	0.2	-	0.7	1.6	0.9	1.6	0.8
Nitrogen	-	2.6	4.9	1.5	0.2	2.9	-	1.3
H <sub>2</sub> S	-	-	-	-	1.5	0.1	3.5	-
CO <sub>2</sub>	43.8	0.5	-	0.2	8.9	-	7.1	4.1

در جدول (۲-۳) مقادیر ارزش حرارتی خالص (NHV) برای برخی از گازهای استخراجی از چاه‌های مختلف آمده‌است. برای تبدیل انرژی بر واحد حجم به انرژی بر واحد جرم، لازم است تا چگالی گاز را که اغلب برحسب  $\text{kg/m}^3$  می‌باشد، بدانیم<sup>۱۱</sup>. مقدار ارزش حرارتی جرمی خالص گاز طبیعی حدود ۱۰٪ از ارزش حرارتی جرمی خالص سوخت‌های مایع موجود بیشتر است. به‌همین دلیل میزان مصرف جرمی سوخت موتورهای گازسوز نسبت به مصرف جرمی سوخت موتورهای مشابه دیگر، کمتر می‌باشد. البته واضح است که مقدار ارزش حرارتی خالص گاز با زیاد شدن درصد گازهای بی‌اثر ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{N}_2$  و غیره) کاهش می‌یابد.

ارزش حرارتی حجمی خالص ( $\text{MJ/m}^3$ ) نیز بیان‌کننده حجم گاز مورد نیاز برای دسترسی به توان دلخواه می‌باشد. این مشخصه مقدار افزودن گاز به موتور را مشخص می‌کند. اهمیت این پارامتر هنگامی است که یک موتور می‌خواهد با گازهایی که از لحاظ ترکیب شیمیایی متفاوت هستند، کار کند. هرچه ارزش حرارتی خالص بر واحد حجم یک گاز کمتر باشد، باید حجم بیشتری از گاز به‌داخل موتور تزریق شود

### ۳-۱-۳ ارزش حرارتی حجم مخلوط استوکیومتری

این مشخصه بیان‌کننده مقدار مخلوط مورد نیاز برای تولید توان خروجی دلخواه می‌باشد. این مشخصه از اهمیت خاصی مخصوصاً برای موتورهایی که تنفس طبیعی دارند برخوردار می‌باشد، زیرا این عامل به‌طور مستقیم روی قدرت خروجی در حالت بار کامل تأثیر می‌گذارد. اما در موتورهای دارای توربوشارژ اهمیت این مشخصه کمتر می‌شود و فقط جهت انطباق توربین و کمپرسور

<sup>۱۱</sup> ارزش حرارتی خالص می‌تواند هم به‌صورت جرمی ( $\text{MJ/kg}$ ) و هم به‌صورت حجمی ( $\text{MJ/m}^3$ ) بیان شود. ارتباط آنها از رابطه زیر به‌دست می‌آید:

$$\text{NHV}_{\text{حجمی}} = \text{NHV}_{\text{جرمی}} \times \rho_g$$

که در آن  $\rho_g$  چگالی گاز می‌باشد.



توربوشارژر اهمیت پیدا می کند. ارزش حرارتی حجم مخلوط استوکیومتریک برای همه سوخت های هیدروکربنی مشابه است اما مقدار آن به طور قابل ملاحظه ای در حضور گازهای خنثی کاهش می یابد. در جدول (۲-۳) این مشخصه برای انواع گازهای طبیعی آمده است.

جدول (۲-۳) ارزش حرارتی سوخت های چاه های مختلف

Origin of Gas	Density in the gaseous state (kg/m <sup>3</sup> )	Stoichiometric ratio	NHV			
			(MJ/kg)	(kWh/kg)	(MJ/Nm <sup>3</sup> )	(kWh/Nm <sup>3</sup> )
Lacq	0.73	17.09	49.64	13.79	36.42	10.12
Algeria (Fos)	0.76	16.77	48.89	13.58	37.06	10.29
Algeria (Montoir)	0.80	16.79	48.95	13.60	39.40	10.94
North Sea	0.81	15.63	45.46	12.63	36.80	10.22
CIS	0.74	16.53	47.99	13.33	35.70	9.92
Groningue	0.82	13.87	40.27	11.19	33.17	9.21

### ۳-۱-۴) خواص ضدکوبش

این خاصیت، میزان تمایل به اشتعال خودبه خودی یک گاز را مشخص می کند. این پارامتر بستگی به فشار محلی گاز جلوی جبهه شعله دارد. همچنین ساختار شیمیایی گاز در این مشخصه از اهمیت بالایی برخوردار است.

خوداحتراقی یک گاز بستگی زیادی به ساختار شیمیایی آن دارد. به عنوان یک قاعده کلی، گازهایی که دارای زنجیره کربنی بلند هستند، مقاومت ضدکوبش کمی دارند. این مطلب به این معنی است که گازهای سنگین دارای خاصیت ضعیف ضدکوبش می باشند درحالی که گازهایی مانند CH<sub>4</sub> دارای خواص بسیار خوب ضدکوبشی هستند. روش های زیادی برای بیان تمایل یک گاز به کوبش وجود دارد که متداول ترین آنها مقدار عدد متان<sup>۱۲</sup> گاز می باشد که بسیار مشابه با عدد اکتانی است که برای سوخت های بنزینی به کار می رود. هرچه عدد متان بالاتر باشد مقاومت گاز در برابر کوبش

<sup>12</sup>- Methane Number

بیشتر خواهد بود. این عدد با عدد مرجع ۱۰۰ که برای متان خالص در نظر گرفته شده است، سنجیده می‌شود. تحقیقات وسیعی برای بررسی تأثیر ترکیب شیمیایی گاز توسط دو شرکت مهندسی ریکاردو و گاز توکیو در سال ۱۹۹۴ صورت گرفته است. نتایج حاصل از این تحقیق نشان می‌دهد که عدد متان را می‌توان به‌عنوان یک معیار خوب برای کوبش در نظر گرفت. اما مشاهده شده است که مقدار توان خروجی برای دو گاز که دارای عدد متان یکسان می‌باشند، می‌تواند اختلاف چشم‌گیری داشته باشند.

دما و فشار در داخل محفظه احتراق نیز به عوامل بسیار زیادی از مشخصات موتور مانند دور موتور، قطر سیلندر، نسبت تراکم، شکل محفظه احتراق و همچنین متغیرهای احتراق مانند دمای هوا، زمان شروع احتراق، سرعت شعله و غیره بستگی دارند.

### ۳-۱-۵) تمایل به پیش‌اشتعالی

این مشخصه بیان‌کننده تمایل سوخت به مشتعل شدن در نقاطی از محفظه که دارای دمای بالایی هستند و به "نقاط داغ"<sup>۱۳</sup> معروف‌اند، می‌باشد. این نقاط معمولاً در نزدیک سوپاپ خروجی که دمای بالاتری دارند، به‌وجود می‌آیند و می‌توان اثرات آنها را با طراحی مناسب محفظه احتراق و سیستم خنک‌کاری برطرف نمود. به‌عنوان یک قاعده کلی، گازهایی که دارای مقاومت کمی در برابر کوبش هستند، زودتر دچار پیش‌اشتعالی می‌شوند.

### ۳-۱-۶) شاخص وب

شاخص وب<sup>۱۴</sup> (W) مشخصه‌ای است که در طی سالیان متمادی برای مقایسه عملکرد حرارتی سیستم‌های احتراقی که از گاز به‌عنوان سوخت استفاده می‌کنند به کار می‌رود. شاخص وب (W) از رابطه زیر به دست می‌آید:

---

<sup>13-</sup> Hot Spots

<sup>14-</sup> Wobbe Index

$$W = \frac{GHV}{\sqrt{d}} \quad (1-3)$$

که در آن GHV ارزش حرارتی در دسترس برحسب  $MJ/m^3$ ،  $d$  چگالی نسبی گاز (نسبت به هوا) می‌باشند. همچنین می‌توان  $W$  را با نسبت هوا به سوخت استوکیومتری،  $A_s$ ، مقایسه نمود (کاری که بین سازندگان موتور بسیار متداول می‌باشد). برای انجام این مقایسه پارامتری به‌نام توان احتراقی (Combustive power) که با PC نمایش می‌دهند تعریف می‌شود. این توان معرف نسبت حجمی هوا و گاز به این نسبت در مخلوط استوکیومتری می‌باشد. این رابطه عبارت است از:

$$A_s = \frac{\rho_a}{\rho_g} P_C = \frac{P_C}{d} \quad (2-3)$$

که در آن  $\rho_a$  و  $\rho_g$  به ترتیب چگالی‌های هوا و گاز برحسب  $kg/m^3$  می‌باشند. با مروری بر جداول اطلاعات حرارتی گازهای مختلف می‌توان به این نتیجه رسید که نسبت‌های  $\frac{P_C}{NHV}$  و  $\frac{NHV}{GHV}$  تقریباً ثابت می‌مانند، بنابراین:

$$\frac{P_C}{NHV} \approx 0.95 = k \quad \frac{NHV}{GHV} \approx 0.90 = cte$$

که در آن  $PC = k.GHV$  و از رابطه (2-3) خواهیم داشت:

$$A_s = \frac{k.cte.GHV}{d}$$

از آن‌جا که  $W = \frac{GHV}{\sqrt{d}}$  می‌باشد، نتیجه نهایی عبارت است از:

$$A_s = k.cte. \frac{W}{\sqrt{d}} \quad (3-3)$$

این رابطه نشان می‌دهد که نسبت هوا به سوخت استوکیومتری با افزایش شاخص وب افزایش می‌یابد. اگر شاخص وب افزایش یابد (یعنی گاز به‌عنوان سیال عامل تغییر کند)، نسبت استوکیومتری و در نتیجه برای یک سیستم یکسان که برای کار با گاز طراحی شده‌است، نسبت هوا به سوخت نسبی افزایش می‌یابد. برای آن‌که بتوان از مخلوط استوکیومتری استفاده کرد، مخصوصاً برای آن‌که بخواهیم از عملکرد کاتالیست سه‌منظوره اطمینان حاصل کنیم، بایستی در جریان سیال

تصحیحاتی اعمال کنیم. بنابراین برای سازندگان موتور، شاخص  $\omega$  و مخصوصاً تغییرات آن بین نمونه‌های مختلف گازها جهت طراحی موتور و سیستم سوخت‌رسانی مهم می‌باشد.

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

### ۱-۲-۳) معادله حالت گاز ایده آل

از جمله ساده ترین معادلات حالتی که امروزه وجود دارند، معادله حالت گاز ایده آل می باشد. این معادله ارتباط بین پارامترهای فشار، دما و حجم گاز را به صورت یک رابطه خطی بین آنها بیان می نماید.

در پاره‌ای کاربردها که دقت بالایی مدنظر نباشد استفاده از این معادله می تواند فرایند رسیدن به جواب را تسریع بخشد.

$$PV = MRT \quad (۴-۳)$$

در رابطه بالا،  $P$ ، فشار گاز،  $T$ ، دمای گاز بر حسب کلوین،  $V$ ، حجم گاز یا حجم سیلندر یا محفظه حاوی گاز،  $M$ ، جرم گاز و در نهایت  $R$ ، ثابت گاز می باشد.

### ۲-۲-۳) معادله حالت Peng Robinson

یکی دیگر از معادلات حالت مشهور و پرکاربرد معادله حالت Peng Robinson می باشد. نتایج حاصل از استفاده از این معادله برای تبیین رابطه فشار، دما و حجم در مورد گاز طبیعی بیانگر این می باشند که با استفاده از این معادله در مواردی که جزییات ترکیب گازهای تشکیل دهنده برای اپراتور ضروری نباشد می توان خروجیهای خوبی را از آن نتیجه گرفت [۲].

معادله حالت Peng Robinson در زیر آورده شده است. در این معادله  $a$ ،  $b$  و  $\omega$  به ضرایب Peng Robinson موسوم بوده مقادیر آنها از رابطه (۶-۳) بدست می آید.

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a\alpha}{V^2 + 2bV - b^2} \quad (۵-۳)$$

$$a = \frac{0.45724 R^2 T_c^2}{P_c} \quad (6-3)$$

$$b = \frac{0.07780 R T_c}{P_c}$$

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

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

در رابطه (۶-۳)،  $P_c$  و  $T_c$  به ترتیب دما و فشار بحرانی گاز،  $T_r$  دمای کاهیده و  $\omega$  ضریب خروج از مرکزیت می‌باشند که مقادیر آنها در جداول خواص گازها موجود است.

### ۳-۲-۳ معادله حالت AGA8

جدیدترین و معتبرترین معادله حالت مورد استفاده در مورد گاز طبیعی، معادله AGA8 می‌باشد. این معادله تنها معادله حالتیست که با در نظر گرفتن اجزاء تشکیل دهنده گاز و خواص هر کدام به محاسبه ضریب تراکم پذیری آن می‌پردازد. دقت نتایج بدست آمده از این روش تا آنجاست که امکان استفاده از آنرا در وسایل و لوازم اندازه‌گیری از جمله اریفیسها ممکن می‌سازد [۳].

### ۳-۴ روش AGA8 و روابط و معادلات مربوطه

تحقیقات انجام گرفته زیر نظر آقای هاوارد در سالهای ۱۹۲۸ تا ۱۹۲۹ منجر به تدوین روشی استاندارد و قابل قبول جهت محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز کامل تا فشار گاز 4Mpa در دایره تحقیقات استاندارد گاز طبیعی آمریکا گردید. اما تا سال ۱۹۵۴ که آقای پروفیسور ساموئل. ر. در دانشگاه اوهایو گزارشی از تحقیقات انجام گرفته اش بر روی ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی بر مبنای مطالعات پیشین آقای هاوارد منتشر کرد، نتایج ایشان انتشار نیافته بود [۳].

پس از آن ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی و معادله حالتی بر مبنای این مطالعات در فاصله بین سالهای ۱۹۵۶ تا ۱۹۶۲ زیر نظر پروفیسور زیمرمن در دانشگاه اوهایو بسط و گسترش داده شد و

نهایتاً در رساله ای توسط موسسه AGA در سال ۱۹۶۲ منتشر گردید [۳].

در ادامه در سال ۱۹۸۵ رساله ای جهت محاسبه دقیق ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی با در نظر گرفتن اثرات دما و فشار و گستره اجزای تشکیل دهنده گاز به سرپرستی پرفسور کنت.ای. در دانشگاه اوکلاهما انتشار یافت. گزارش منتشر شده با توجه به میزان دقتی که در محاسبات داشت، قابلیت استفاده از روش مدنظر را در وسایل اندازه گیری دقیق گاز، از جمله دبی سنجها ممکن می نمود. اما در ادامه نتایج مطالعات مذکور در سالهای ۱۹۸۵ تا ۱۹۹۰ دچار تغییر و تکامل چشمگیری گشت و داده های جدید بدست آمده از نتایج آزمایشهای دقیق انجام شده توسط موسسه GERG بر روی گاز طبیعی نشان دادند که معادله حالت بدست آمده توسط پرفسور کنت.ای. و همکاران در سال ۱۹۸۴ نیاز به بازبینی و اعمال تغییرات قابل توجهی دارد [۳].

نهایتا با توجه به نتایج مفید بدست آمده از داده های آزمایشگاهی و داده های تحلیلی، پرفسور ریچارد جاکوبسن و همکاران در یک پروژه همکاری مشترک بین دو موسسه GRI و GERG آمریکا، با تکمیل مطالعات پیشین، بازبینی های مفصلی در جهت رفع خطای نتایج استحصال شده از روش تحلیلی، بر روی متد مذکور ارائه دادند و نتیجه مطالعات خود را در قالب یک استاندارد مورد پذیرش موسسه AGA در سال ۱۹۹۲ تدوین نمودند [۴].

با توجه به دقت بالای روش مذکور جهت محاسبه ضریب تراکم پذیری گازهایی که ترکیبی از گازهای مختلف با خواص متفاوت می باشند، در این بخش با استفاده از روشهای عددی مناسب به حل روابط برای گازهای طبیعی دو منطقه مختلف ایران پرداخته شد. لازم به ذکر است که دقت روشهای عددی بکار گرفته شده در فرایند حل عددی، منطبق بر معیارهای مطرح شده توسط استاندارد مذکور بوده و نتایج بدست آمده در محدوده تعریف شده از دما و فشار موجود، قابل استناد می باشد.

همانطور که پیشتر نیز بیان شد روش AGA8 معتبر ترین روش برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی می باشد. تاکنون معادلات حالت مختلف و متنوعی جهت بدست آوردن خواص ترمودینامیکی گازها معرفی شده اند اما از آنجا که گاز طبیعی ترکیبی از گازهای مختلف با خواص

ترمودینامیکی متفاوت می‌باشد و بدلیل وابستگی شدید خواص گاز به ترکیبات تشکیل دهنده‌اش و توجه به این مسئله که گازهای طبیعی استخراج شده از مناطق مختلف دارای ترکیبات متفاوتی نیز می‌باشند، نیاز به وجود معادله حالتی که خواص گاز طبیعی را با استفاده از آنالیز دقیق اجزای تشکیل دهنده گاز بیان نماید وجود داشت. به همین دلیل در این بخش از تحقیق به محاسبه دقیق ضریب تراکم پذیری گازهای استخراج شده از حوزه گازی شانول و پالایشگاه خانگیران که دو نمونه از مشهورترین گازهای استخراج شده ایران می‌باشند، پرداخته شده است. همچنین اثر تغییرات در ترکیب گاز طبیعی و تغییرات در دما و فشار گاز بر روی ضریب تراکم پذیری گاز بدست آمده است که از مقایسه مقادیر و نمودارها نتایج مفید و قابل استنادی قابل اخذ خواهد بود. در واقع با استفاده از معادله حالت AGA، ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی، با توجه به میزان درصد کسر مولی هر کدام از اجزای تشکیل دهنده گاز، در دما و فشار در هر لحظه بدست می‌آید.

### ۳-۴-۱) شرح و بسط روش AGA8

برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی با استفاده از استاندارد AGA دو روش موجود است که ابتدا به شرح مختصری درباره این دو و تبیین تفاوت‌های آنها پرداخته می‌شود [۳]. روش اول که Gross Characterization Method (G.C.M)، نامیده می‌شود، ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی را با استفاده از ارزش حرارتی و چگالی نسبی گاز محاسبه می‌کند. دقت جوابهای بدست آمده توسط این روش در محدوده دماها و فشارهای پایین قابل قبول می‌باشد که این مسئله باعث می‌شود در دماهای بالا، استفاده از روش فوق خطاهایی وارد محاسبات ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی نماید.

در جدول (۳-۳) محدوده تعریف شده نرمال که روش (G.C.M)، در آن قابل بکارگیری است آورده شده است [۳].

اما روش دوم که تحت عنوان Detail Characterization Method (D.C.M)، شناخته می‌شود، در محدوده وسیعتری از دما، دانسیته و فشار گاز طبیعی، قابل بکارگیری می‌باشد. استفاده از این روش

امکان محاسبه ضریب تراکم پذیری را در محدوده دمایی ۱۳۰- درجه سانتیگراد تا ۴۰۰ درجه تا فشارهای بالاتر از ۲۸۰ Mpa با دقت مطلوب امکان پذیر می سازد [۳]. با توجه به محدوده نسبتا وسیع دما و فشار، که در روش (D.C.M)، تعریف شده است، محاسبات ضریب تراکم پذیری 'Z' گاز طبیعی بر مبنای این روش تبیین خواهد شد.

جدول ۳-۳) محدوده مجاز ترکیبات گاز طبیعی برای استفاده از روش G.C.M

Quantity	Normal Range
Relative Density	0.554 to 0.87
Gross Heating Value	18.7 to 45.1 MJ/m <sup>3</sup>
Mole Percent Methane	45 to 100
Mole Percent Nitrogen	0 to 50
Mole Percent Carbon Dioxide	0 to 30
Mole Percent Ethane	0 to 10
Mole Percent Propane	0 to 4
Mole Percent Total Butanes	0 to 1
Mole Percent Total Pentanes	0 to 0.3
Mole Percent Hexanes Plus	0 to 0.2
Mole Percent Helium	0 to 0.2
Mole Percent Hydrogen	0 to 10
Mole Percent Carbon monoxide	0 to 0.3
Mole Percent Argon	0
Mole Percent Oxygen	0
Mole Percent Water	0 to 0.05
Mole Percent Hydrogen Sulfide	0 to 0.02

### ۳-۴-۲) معادلات و روابط مربوط به روش D.C.M

ضریب تراکم پذیری 'Z' توسط معادله (۳-۷) تعریف می شود. که در معادله مذکور P فشار گاز، T دما، V حجم n تعداد مولهای گاز و R ثابت گاز می باشد [۷].

$$PV = nZRT \quad (۳-۷)$$

همچنین دانسیته مولار که در اینجا با d نمایش داده می شود توسط رابطه (۳-۸) تعریف می شود

$$d = n/V \quad (۳-۸)$$

با توجه به رابطه (۳-۸)، دانسیته جرمی و دانسیته مولار توسط رابطه (۳-۹) به همدیگر مربوط می باشند.

$$\rho = M_r d \quad (۳-۹)$$



که در این رابطه،  $\rho$  دانسیته جرمی،  $d$  دانسیته مولار و  $M_r$  جرم مولی می‌باشد که از رابطه (۳-۱۰) محاسبه می‌شود.

$$M_r = \sum_{i=1}^N X_i M_{r_i} \quad (۳-۱۰)$$

در رابطه فوق  $X_i$ ، کسر مولی جزء  $i$  ام از مخلوط گاز،  $M_{r_i}$  جرم مولی جزء  $i$  ام و  $N$  تعداد اجزای تشکیل دهنده گاز می‌باشند.

حال با استفاده از روابط (۳-۸) و (۳-۹) و جایگذاری آنها در معادله (۳-۷) روابط (۳-۱۱) و (۳-۱۲) بدست خواهند آمد که در این دو رابطه، دانسیته جرمی و مولی بر حسب ضریب تراکم پذیری  $Z$  بیان شده است.

$$d = P / ZRT \quad (۳-۱۱)$$

$$\rho = M_r P / ZRT \quad (۳-۱۲)$$

معادله مربوط به ضریب تراکم پذیری  $Z$  در روش D.C.M به شکل کانسرواتیو زیر می‌باشد [۴]:

$$Z = 1 + \frac{DB}{K^3} - D \sum_{n=13}^{18} C_n^* T^{-u_n} + \sum_{n=13}^{58} C_n^* T^{-u_n} (b_n - c_n K_n D^{k_n}) D^{b_n} \exp(-c_n D^{k_n}) \quad (۳-۱۳)$$

که در این معادله،  $Z$ ، ضریب تراکم پذیری،  $B$ ، ضریب دوم ویریال،  $K$ ، پارامتر سایز مخلوط،  $D$ ، دانسیته کاهیده،  $T$ ، دمای مطلق گاز،  $u_n$ ،  $k_n$ ،  $b_n$  و  $c_n$  ضرائب ثابت پارامتری و  $C_n^*$  نیز یک ضریب می‌باشد که مقادیر آنها تابع ترکیبات تشکیل دهنده گاز طبیعی و دمای گاز می‌باشند [۴]. در ادامه به تعریف هر کدام از پارامترهای بکار رفته در معادله (۳-۱۳) پرداخته خواهد شد.

دانسیته کاهیده،  $D$ ، توسط رابطه (۳-۱۴) با دانسیته مولار ارتباط پیدا می‌کند. که  $K$  در این رابطه همانطور که در بالا هم اشاره شد، پارامتری تحت عنوان پارامتر سایز مخلوط است که توسط رابطه (۳-۱۵) تعریف می‌شود و از مشخصه‌های مربوط به ساختار شیمیایی اجزا می‌باشد [۵].

$$D = K^3 d \quad (۳-۱۴)$$

$$K^5 = \left[ \sum_{i=1}^N X_i K_i^{5/2} \right]^2 + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N X_i X_j (K_{ij}^5 - 1) (K_i K_j)^{5/2} \quad (15-3)$$

لازم به توضیح است که در رابطه (۱۵-۳)،  $K_i$  و  $K_j$ ، به ترتیب پارامترهای مربوط به سایز اجزای  $i$  و  $j$  و  $K_{ij}$  پارامتر سایز برهمکنش اجزای  $i$  و  $j$  می باشد که در مراجع [۳] و [۴] مقادیر آنها بسته به ترکیبات و اجزای مختلف گازهای تشکیل دهنده مخلوط گاز طبیعی آورده شده است. ضریب دوم ویریا که در معادله (۱۳-۳) با پارامتر  $B$  نمایش داده شده است، از رابطه (۱۶-۳) بدست می آید. که در این رابطه نیز  $N$  تعداد اجزای موجود در مخلوط گاز می باشد [۷].

$$B = \sum_{n=1}^{18} a_n T^{-u_n} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N X_i X_j E_{ij}^{u_n} (K_i K_j)^{3/2} B_{nij}^* \quad (16-3)$$

در معادله (۱۶-۳)، پارامتر  $B_{nij}^*$  از رابطه (۱۷-۳) بدست می آید که در آن،  $a_n$ ،  $u_n$ ،  $g_n$ ،  $q_n$ ،  $f_n$ ،  $s_n$  و  $w_n$  پارامترهای ثابت معادله حالت یا ضرایب مشخصه دودویی مربوط به اجزای گازهای تشکیل دهنده مخلوط می باشند که بسته به حالت‌های مختلف، مقادیر آنها در جداولی در مراجع [۳] و [۴] آورده شده است.

$$B_{nij}^* = (G_{ij} + 1 - g_n)^{g_n} (Q_i Q_j + 1 - q_n)^{q_n} (F_i^{1/2} F_j^{1/2} + 1 - f_n)^{f_n} (S_i S_j + 1 - s_n)^{s_n} (W_i W_j + 1 - w_n)^{w_n} \quad (17-3)$$

در رابطه (۱۷-۳)،  $W_j, W_i, S_j, S_i, F_j, F_i, Q_j, Q_i$ ، پارامترهای مشخصه تناظر نام دارند که در حالت‌های مختلف برهمکنش ذرات نسبت به یکدیگر در مخلوط گاز، مقادیر آنها اعداد ثابت متفاوتی می باشد [۴]. همچنین لازم به ذکر است که مقدار  $W_i$  برای تمام اجزای مخلوط بجز  $H_2O$  صفر بوده و  $F_i$  نیز بجز برای  $H_2$ ، در رابطه بالا مقدار صفر را دارا می باشد.

پارامترهای دودویی  $G_{ij}, E_{ij}$  که به ترتیب پارامترهای انرژی برهمکنشی ضریب دوم ویریا و پارامتر دودویی موقعیت یا جهت ذرات نامیده می شوند نیز توسط روابط (۱۸-۳) و (۱۹-۳) تعریف می شوند.

$$E_{ij} = E_{ij}^* (E_i E_j)^{1/2} \quad (18-3)$$

$$G_{ij} = \frac{G_{ij}^* (G_i + G_j)}{2} \quad (19-3)$$

که در این دو رابطه نیز  $E_{ij}^*$  پارامتر برهمکنش دودوئی انرژی ضریب دوم ویریا، برای دو جزء  $i, j$  برای یک موقعیت یا جهت خاص این دو جزء در مخلوط گاز می‌باشد [۵]. که مقادیر این دو پارامتر برای حالت‌های مختلف ترکیبات مخلوط نسبت به همدیگر، در مرجع [۴] آورده شده‌اند.

در نهایت ضریب  $C_n^*$  که تابعی از ترکیب اجزای تشکیل دهنده و دمای گاز می‌باشد، توسط رابطه (۲۰-۳) تعریف می‌شود [۴].

$$C_n^* = a_n (G+1-g_n)^{g_n} (Q^2+1-q_n)^{q_n} (F+1-f_n)^{f_n} U^{u_n} \quad (20-3)$$

اما پارامترهای  $U, G, Q, F$ ، که به ترتیب پارامترهای انرژی، موقعیت، کوادراتیو و دما بالای مخلوط نام دارند، توسط روابطی که در ادامه خواهند آمد، محاسبه می‌شوند:

$$U^5 = \left[ \sum_{i=1}^N X_i E_i^{5/2} \right]^2 + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^{N-1} X_i X_j (U_{ij}^5 - 1) (E_i E_j)^{5/2} \quad (21-3)$$

$$G = \sum_{i=1}^N X_i G_i + \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N X_i X_j (G_{ij}^* - 1) (G_i + G_j) \quad (22-3)$$

$$Q = \sum_{i=1}^N X_i Q_i \quad (23-3)$$

$$F = \sum_{i=1}^N X_i^2 F_i \quad (24-3)$$

### ۳-۴-۳ روش حل معادلات مربوط به روش D.C.M

در محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی توسط روش D.C.M، نخست بایستی ترکیبات گاز و درصد مولی هر کدام مشخص شوند. اما با توجه به مشخص بودن دمای مطلق و فشار مطلق گاز، مشکل اساسی محاسبه چگالی مولار یا  $d$  می‌باشد که بایستی با استفاده از تعریف معادله حالت یادشده بر حسب فشار محاسبه گردد.

همانطور که در معادله (۱۱-۳) نشان داده شد، چگالی مولار تابعی از فشار مطلق گاز می‌باشد. در نتیجه با جایگذاری معادله (۱۳-۳) در معادله (۱۱-۳) یک معادله برای فشار بر حسب معادله حالت و به شکل نمایی بدست خواهد آمد.

$$P = d.R.T \left[ 1 + B.d - D \sum_{n=13}^{18} C_n^* T^{-u_n} + \sum_{n=13}^{58} C_n^* T^{-u_n} (b_n - c_n K_n D^{K_n}) D^{b_n} \exp(-c_n D^{K_n}) \right] \quad (25-3)$$

که در این معادله R ثابت گاز، d، دانسیته مولار و D دانسیته کاهیده می باشد.

بدین ترتیب وقتیکه فشار، دما و ترکیبات گاز مشخص باشند، تنها مقدار مجهول در معادله (25-3) دانسیته مولار، d، می باشد.

در ادامه پس از بدست آمدن روابط مدنظر جهت حل مسئله و استحصال مقادیر پارامترهای مورد نیاز اشاره شده در فرمولها، یک الگوریتم حل تکراری مناسب جهت حل معادلات و جایگذاری ثوابت وابسته شان انتخاب شده است [9].

### 3-5) مقدار ضریب تراکم پذیری بدست آمده با استفاده از مدل

#### AGA8 برای گازهای طبیعی میادین شانول و خانگیران

روابط بدست آمده در بخش (3-4-2) برای دو نمونه ترکیب متفاوت گاز طبیعی به صورت عددی حل شده اند. نمونه اول، گاز طبیعی پالایشگاه خانگیران می باشد. گزارش منتشر شده از آنالیز ترکیبات تشکیل دهنده گاز طبیعی خانگیران توسط شرکت ملی گاز ایران کسر مولی اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی را به شکلی که در جدول (3-4) آورده شده است نشان می دهد [13]. همچنین آنالیز ترکیبات تشکیل دهنده گاز طبیعی حوزه شانول منتشر شده توسط شرکت ملی گاز ایران، مقادیر کسر مولی اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی شانول را به شکلی که در جدول (3-5) آورده شده است نشان می دهد [14].

در این قسمت روابط بخش (3-4-2) برای بدست آوردن مقدار دقیق ضریب تراکم پذیری دو نمونه گاز طبیعی آورده شده در بالا، با استفاده از درصد کسر مولی اجزای گاز طبیعی هر کدام از جداول (3-4) و (3-5) در محدوده دماهای ۲۶۵ تا ۳۴۳ کلوین و فشارهای ۱ تا ۱۱ مگاپاسکال حل شدند و نتایج عددی بدست آمد.

اما بعد از ترسیم نمودارها نتایج نشان دادند. ضریب تراکم پذیری Z برای گاز طبیعی پالایشگاه خانگیران از مقدار ۰/۹۸۸۸ در دمای ۳۳۸° K و فشار ۱ MPa تا مقدار ۰/۶۹۱۲ در دمای ۲۶۳° K و فشار ۱۱ MPa متغیر می باشد. همچنین ضریب تراکم پذیری، Z، گاز طبیعی حوزه شانول مقدار این ضریب را در محدوده دما و فشار ذکر شده ۰/۹۸۷۴ در دمای ۳۳۸° K و فشار ۱ MPa تا ۰/۶۵۳۲ در دمای ۲۶۳° K و فشار ۱۱ MPa نشان می دهد.

با توجه به تفاوت مقادیر بدست آمده برای Z می توان تاثیر اختلاف مقدار کسر مولی اجزای تشکیل دهنده این دو نمونه گاز در شرایط دما و فشار یکسان را بر روی مقدار ضریب تراکم پذیری گاز مشاهده نمود.

جدول ۳-۴) آنالیز تجربی ترکیبات تشکیل دهنده گاز طبیعی خانگیران

Component	Mole Fraction(%)
Methane	98.640
Ethane	0.593
Propane	0.065
i-Butane	0.015
n-Butane	0.034
i-Pentane	0.026
n-Pentane	0.019
C6+	0.125
CO2	0.055
H2S	2PPM
N2	0.428

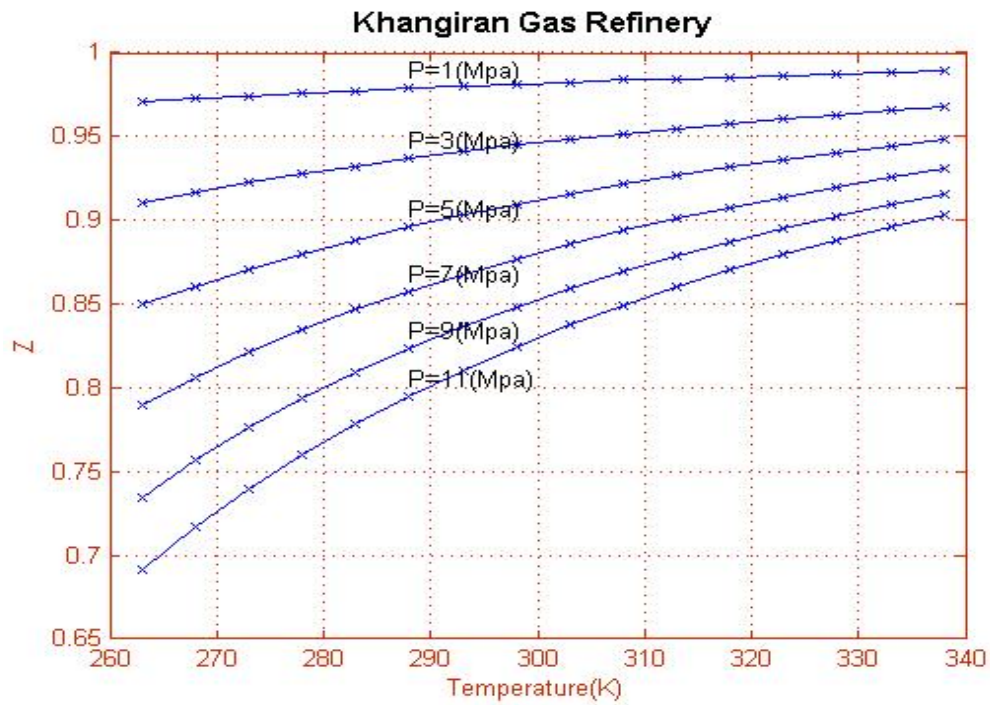
جدول ۳-۵) آنالیز تجربی ترکیبات تشکیل دهنده گاز طبیعی حوزه شانول

Component	Mole Fraction(%)
Methane	90.86
Ethane	2.89
Propane	0.81
Iso butane	0.23
n-Butane	0.29
Iso-Pentane	0.15
PseudoC <sub>6</sub>	0.17
PseudoC <sub>7</sub>	0.15
Carbon dioxide	0.52
Nitrogen	3.88
Water	0.05

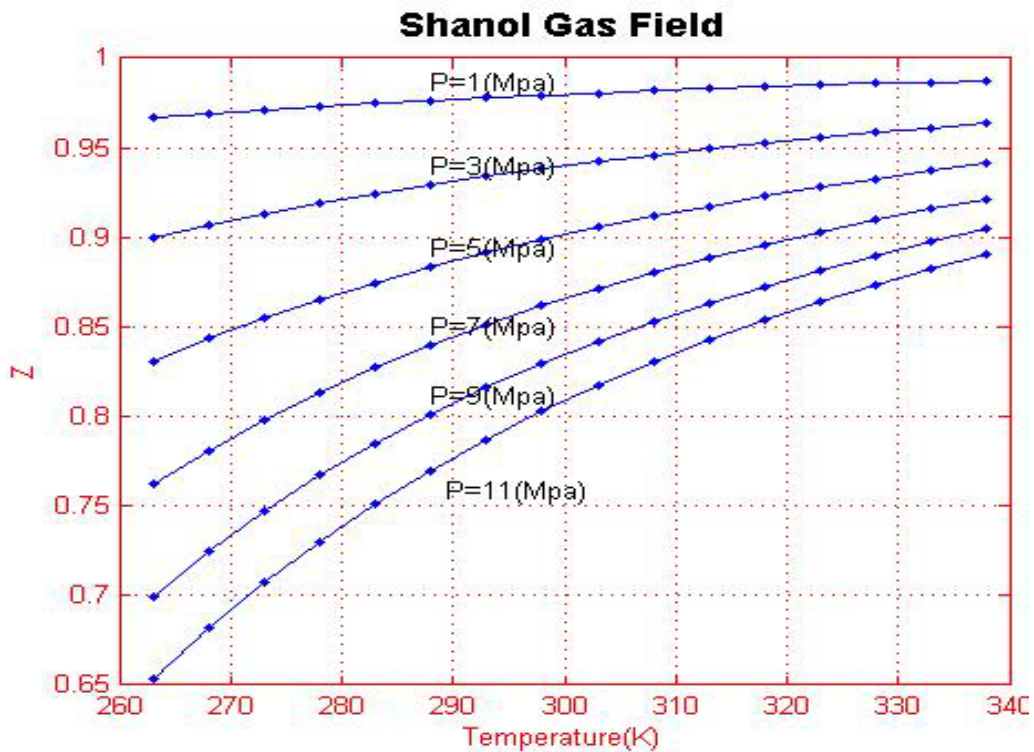
در نمودارهای (۱-۳) و (۲-۳) ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی در محدوده دماهای ۲۶۳ تا ۳۳۸ کلوین و برای فشارهای ۱ تا ۱۱ مگاپاسکال برای هرکدام از دو نمونه گاز مورد مطالعه ترسیم شده است. مقایسه این دو نمودار نشان می‌دهد که در شرایط فشار و دمای برابر، تفاوت میان مقدار کسر مولی ترکیبات تشکیل دهنده دو گاز، اثر قابل ملاحظه‌ای بر روی مقدار ضریب تراکم پذیری Z برای گاز طبیعی داشته است.

در نمودارهای (۳-۳) و (۴-۳) ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی در محدوده فشارهای ۱ تا ۱۱ مگاپاسکال و برای دماهای ۲۶۳ تا ۳۳۸ کلوین برای هرکدام از دو نمونه گاز مورد مطالعه ترسیم شده است. مقایسه این دو نمودار نشان می‌دهد که در دماهای پایین و فشار برابر مقدار این ضریب برای گاز طبیعی خانگیران بیشتر می‌باشد. در اینجا نیز می‌توان تاثیر تفاوت میان مقدار کسر مولی ترکیبات تشکیل دهنده دو گاز بر روی مقدار ضریب تراکم پذیری Z را برای گاز طبیعی در شرایط یکسان به خوبی مشاهده نمود.

همچنین در نمودارهای (۵-۳) ، (۶-۳) ، (۷-۳) و (۸-۳) مقادیر مختلف ضریب تراکم پذیری  $Z$  به ازای محدوده دماها و فشارهای استفاده شده در حل مساله به شکل کانتورهای ترسیم شده است که با توجه به آن امکان بررسی تغییرات ضریب تراکم پذیری  $Z$  با تغییر دما و فشار برای ترکیبهای متفاوت دو نمونه گاز مورد مطالعه فراهم خواهد بود. همچنین نحوه تغییرات  $Z$  بر حسب دما و فشار را در این نمودارها به خوبی می توان مشاهده نمود.

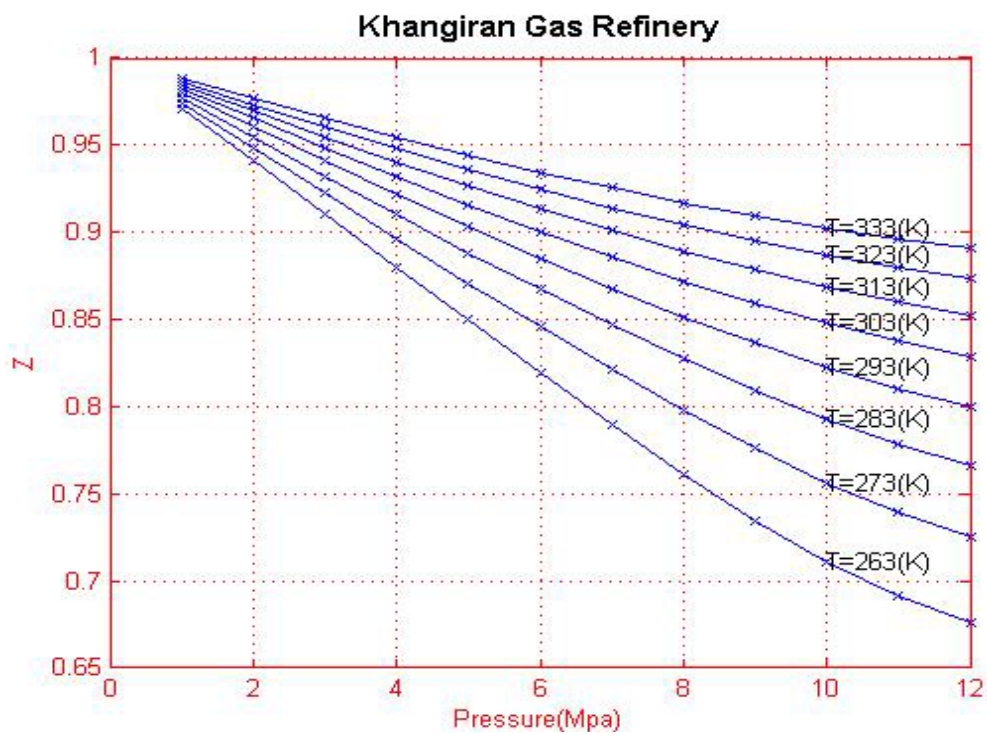


نمودار (۱-۳) - ضریب تراکم پذیری  $Z$  بر حسب دما  $T$  - پالایشگاه خانگیران

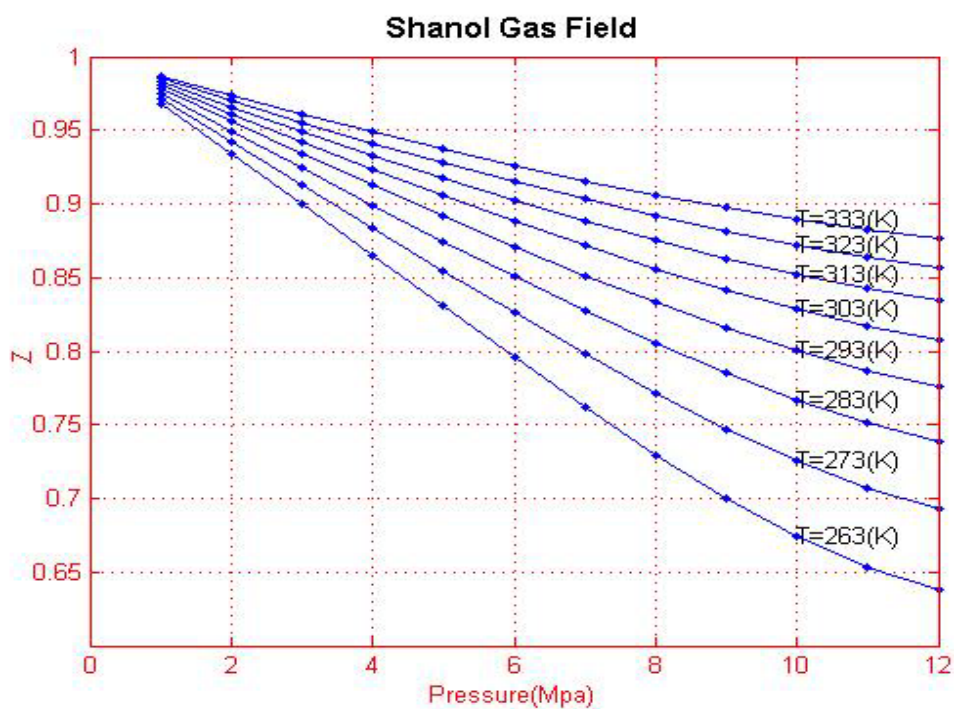


نمودار (۲-۳) - ضریب تراکم پذیری  $Z$  بر حسب دما  $T$  - حوزه گازی شانول

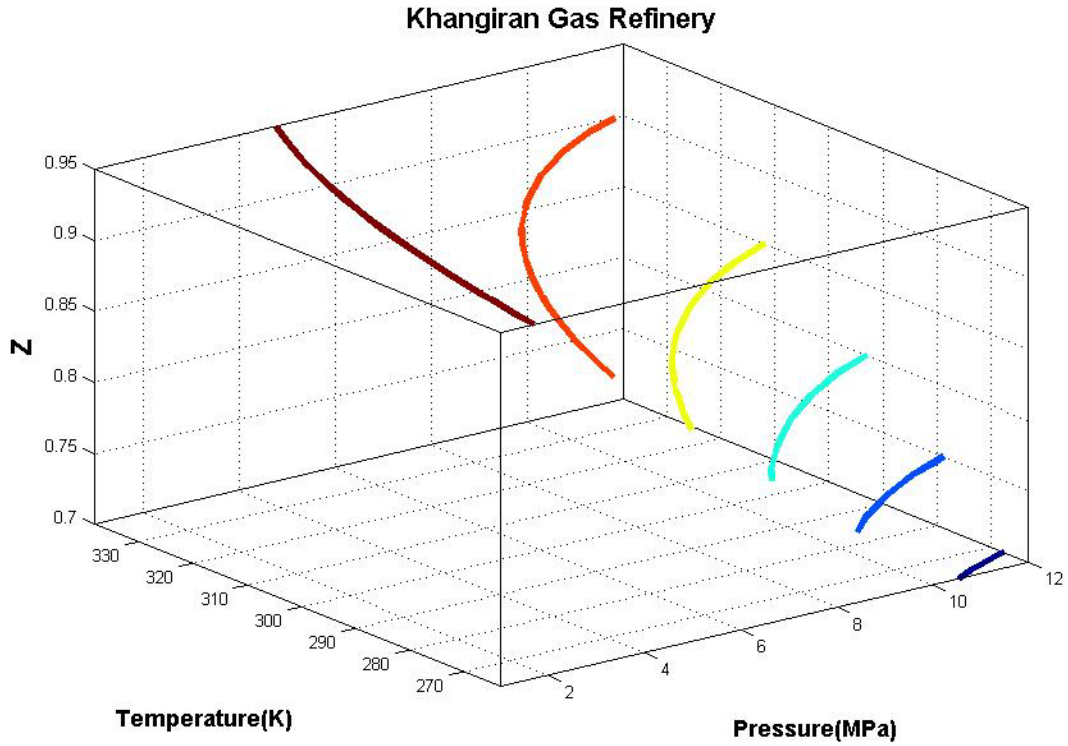




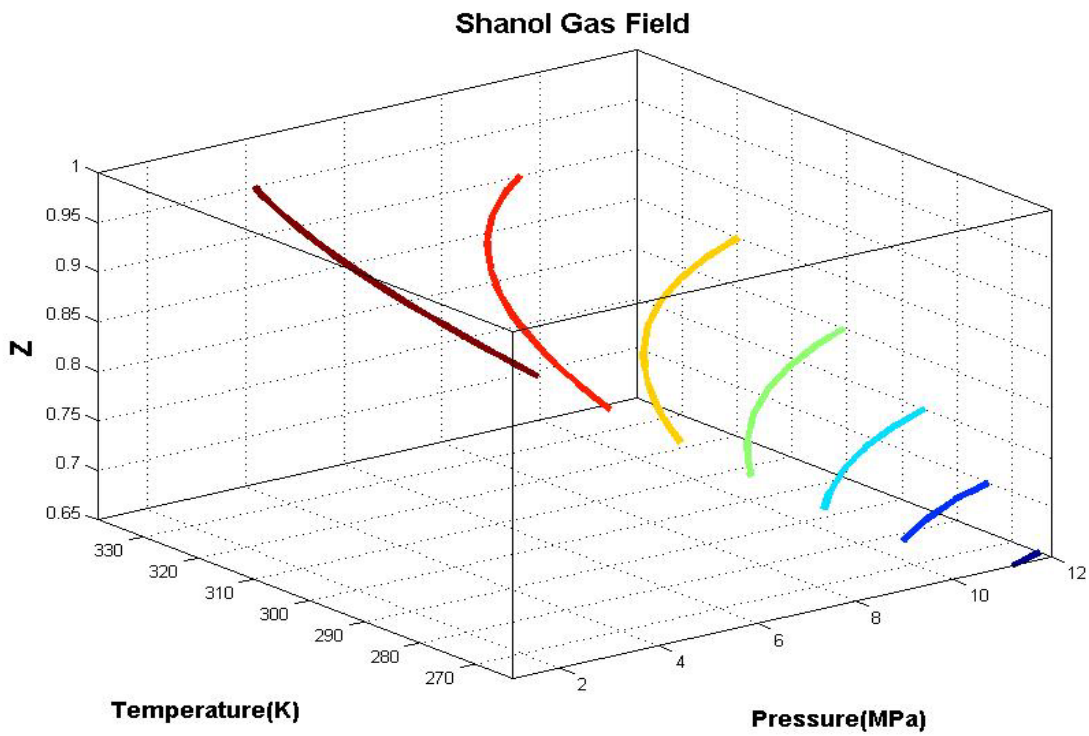
نمودار (۳-۳) - ضریب تراکم پذیری  $Z$  بر حسب فشار  $P$  - پالایشگاه خانگیران



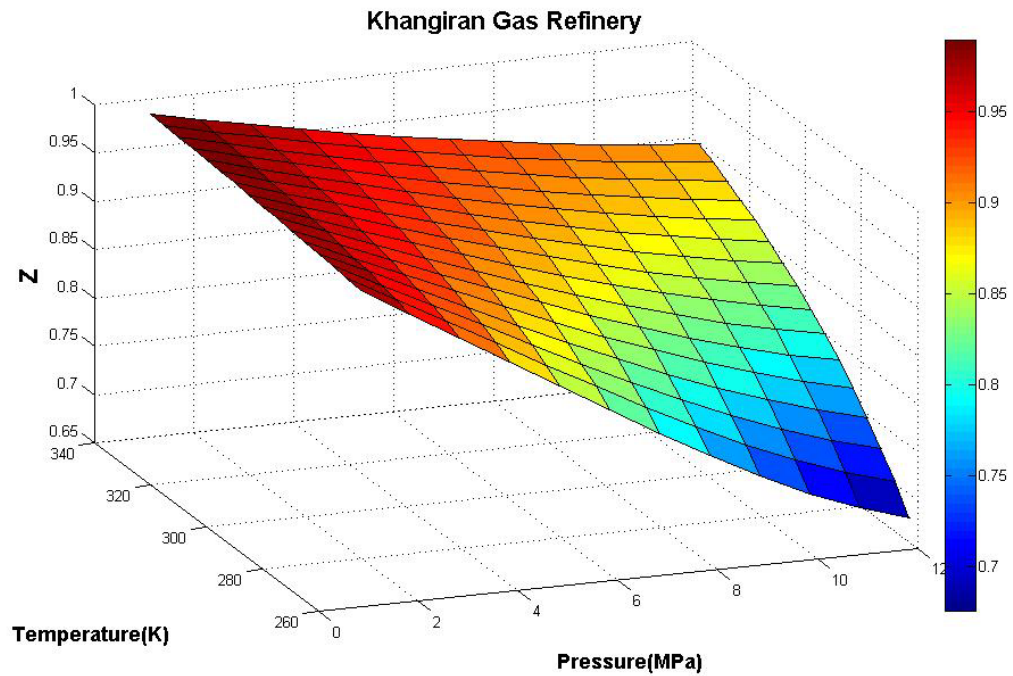
نمودار (۴-۳) - ضریب تراکم پذیری  $Z$  بر حسب فشار  $P$  - حوزه‌گازی شانول



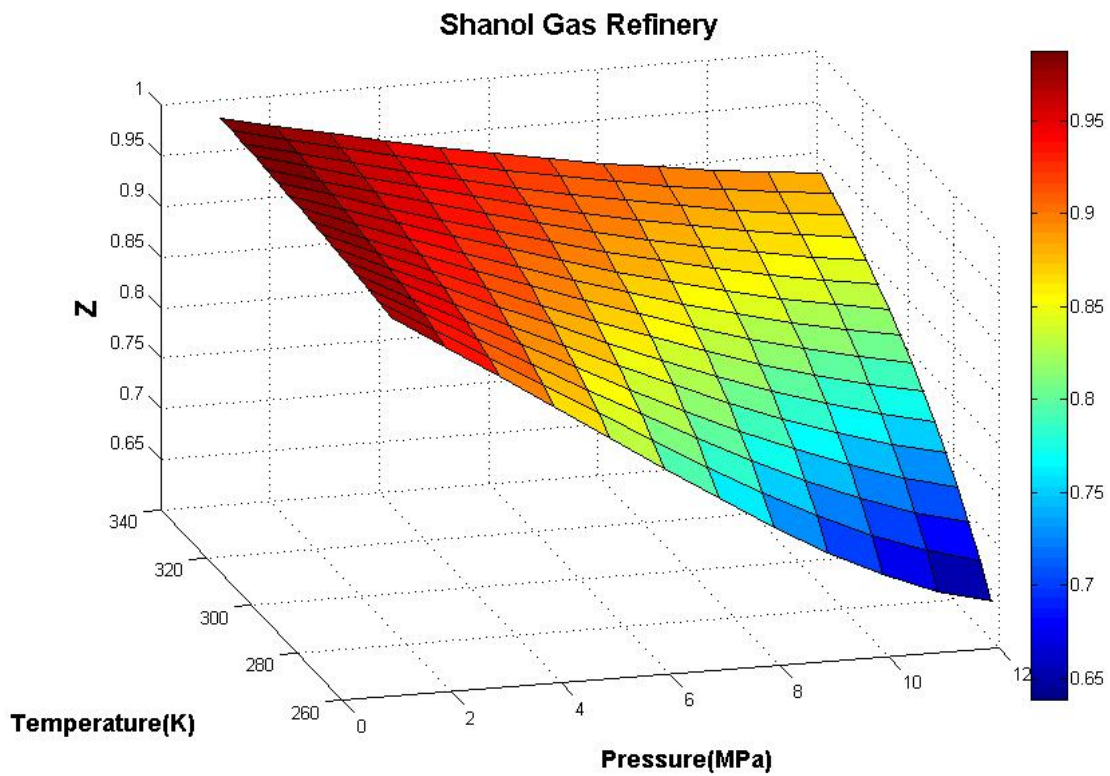
نمودار (۳-۵) - کانتورهای  $Z$  بر حسب دمای  $T$  و فشار  $P$  - پالایشگاه خانگیران



نمودار (۳-۶) - کانتورهای  $Z$  بر حسب دمای  $T$  و فشار  $P$  - حوزه گازی شانول



نمودار (۷-۳) - سطح تغییرات  $Z$  بر حسب دما  $T$  و فشار  $P$  - پالایشگاه خانگیران



نمودار (۸-۳) - سطح تغییرات  $Z$  بر حسب دما  $T$  و فشار  $P$  - حوزه گازی شانول

## ۳-۶) نتایج

مقایسه نمودارهای ترسیم شده در حالت‌های مختلف برای هر نمونه حاکی از اختلاف بین مقدار ضریب تراکم پذیری  $Z$  در دماها و فشارهای یکسان برای ترکیبات متفاوت از دو نمونه گاز مورد بررسی می‌باشند.

همچنین مقدار  $Z$  در شرایط یکسان از دما و فشار، برای گاز خانگیان با درصد کسر مولی متان بیشتر، بزرگتر از مقدار آن برای گاز شانول با درصد کسر مولی متان کمتر است. بدین ترتیب اثر تفاوت ترکیبات این دو گاز بر روی مقدار ضریب  $Z$  به خوبی مشهود است.

بررسی نمودارها نشان دادند که در هر دو نمونه گاز مورد بررسی، در فشارهای پایین و دمای یکسان، مقدار  $Z$  افزایش یافته و این مقدار در فشارهای پایین به عدد یک نزدیک می‌شود. که این مساله بدلیل نزدیک شدن شرایط گاز طبیعی به گاز ایده‌آل در فشارهای پایین اتفاق می‌افتد. با توجه به رابطه  $(3-15)$  و روابط  $(3-19)$  و  $(3-20)$  آورده شده در بخش  $(3-4-2)$ ، پایین آمدن فشار در دمای ثابت، باعث کاهش نیروهای برهمکنش بین ذرات  $i$  و  $j$  و همچنین کاهش تعداد برخوردهای ذرات در مخلوط گاز شده، متعاقب این کاهش، افزایش ضریب تراکم پذیری  $Z$  را بدنبال خواهد داشت. همچنین با افزایش فشار در دمای ثابت، کاهش ضریب تراکم پذیری  $Z$  اتفاق می‌افتد. از جمله نتایج مهم و قابل توجه در نمودارها اینست که با افزایش دما در فشارهای مورد مطالعه، روند تغییرات ضریب تراکم پذیری  $Z$  افزایشی می‌باشد. این مساله از این جهت حائز اهمیت است که می‌توان گفت هنگامی که دما افزایش می‌یابد متعاقب آن بدلیل افزایش سرعت ذرات، تعداد برخوردهای بین ذره‌ای در مخلوط گاز نیز افزایش می‌یابد اما مقدار تاثیری که افزایش تعداد برخوردهای بین ذره‌ای بر روی مقدار ضریب تراکم پذیری  $Z$  می‌گذارند کمتر از مقدار تاثیری است که افزایش نیروهای برهمکنش بین ذره‌ای، بدلیل افزایش فشار گاز، بر روی مقدار ضریب تراکم پذیری  $Z$  اعمال می‌کنند. بنابراین از جمله نکات مهم قابل استنتاج از نمودارها، وابستگی شدید مقدار ضریب تراکم پذیری به تغییرات فشار می‌باشد. در نتیجه همانطور که در بالا نیز اشاره شد، با

افزایش فشار، مقدار ضریب تراکم پذیری  $Z$  کاهش شدیدی را نسبت به افزایش دما نشان می‌دهد. همچنین می‌توان نتیجه گرفت که این کاهش  $Z$  در فشارهای بالا را تا حدی می‌توان با افزایش دما جبران نمود. که این مساله به وضوح از معادله (۳-۷) قابل استنباط می‌باشد.

## فصل چهارم

### فرایند پر شدن سریع و روابط ترمودینامیکی حاکم

ظرفیت مخازن مورد استفاده در خودروهای گازسوز برای ذخیره گاز CNG، یکی از پارامترهای مهم در زمینه استفاده از سوخت CNG در خودروها و وسایل نقلیه گازسوز بوده که بسیار مورد توجه استفاده کنندگان از این خودروها می‌باشد.

در حین پر شدن مخازن طی فرایند پر شدن سریع<sup>۱۵</sup>، درجه حرارت سیال درون مخزن دست خوش تغییرات قابل توجهی نسبت به دمای محیط می‌شود. که همین بالا رفتن دمای سیال درون مخزن در حین فرایند سوختگیری، که در یک زمان کوتاه (۵-۱ min <)، بسته به سایز مخزن خودرو و قطر نازل مربوط به جایگاه اتفاق می‌افتد، محدودیت‌هایی را در سوختگیری وسیله نقلیه ایجاد می‌کند. این امر باعث پایین آمدن محدوده رانندگی با وسیله نقلیه مورد نظر می‌شود. این مسئله خود یک مانع جدی در زمینه استفاده از CNG در خودروهای نقلیه می‌باشد که صنایع فعال در

---

<sup>15</sup>- Fast Filling Process

زمینه مخازن CNG و خودروهای CNG سوز در تلاش جدی برای فائق آمدن بر این معضل می‌باشند.

در فرآیند پر شدن سریع بدلیل اینکه گاز زمان زیادی جهت انتقال حرارت با محیط بیرون ندارد، لذا دمای گاز درون مخزن خودرو در حین سوخت‌گیری افزایش می‌یابد که این افزایش دما ناشی از انرژی درونی قابل توجه گاز ورودی به سیلندر است که در درون مخزن به انرژی حرارتی تبدیل می‌شود. و درجه حرارت داخل مخزن خودرو در زمان سوخت‌گیری را به میزان قابل توجهی افزایش می‌دهد. به همین دلیل فشار گاز درون سیلندر در حین سوخت‌گیری افزایش می‌یابد. پس از آنکه دمای سیلندر به دمای محیط رسید، به تبع آن فشار سیلندر افت می‌کند و لذا چگالی گاز کاهش می‌یابد. لذا مقدار جرم گاز ذخیره شده در سیلندر کمتر از مقدار مورد انتظار در دمای محیط و ماکزیمم فشار بعد از پر شدن سیلندر خواهد بود.

در زمینه شبیه سازی فرایندهای پر شدن سریع مخازن هیدروژن تحقیقات مختصری انجام گرفته است که از آنجمله می‌توان به تحقیقات werlen [۲۰] و همکاران اشاره کرد. آنها با فرض هیدروژن به عنوان یک گاز ایده‌آل فرآیند پر شدن هیدروژن را شبیه سازی کرده و با نتایج تجربی مقایسه نموده‌اند و نتیجه گرفته‌اند که دمای داخل سیلندر ممکن است تا  $85^{\circ}\text{C}$  افزایش یابد. در زمینه پر شدن مخازن گاز CNG تحقیقات مختصری بصورت تجربی انجام گرفته است که می‌توان به تحقیقات Asely [۲۱] و همکاران اشاره کرد که بازده پر شدن انواع سیلندرها را به صورت تجربی بررسی کرده‌اند. همچنین اخیراً تحقیقی توسط آقای فرزانه و همکاران بر روی فرآیند پر شدن سریع با در نظر گرفتن متان به جای گاز طبیعی به انجام رسیده است [۲۲]. پیش بینی دمای گاز درون سیلندر می‌تواند نتایج بسیار مفیدی در فرآیند پر شدن سریع داشته باشد. در ادامه با توجه به استفاده مکرر از واژه‌های سیلندر و مخزن، ذکر این تذکر الزامیست که منظور از واژه سیلندر، سیلندر خودروی مورد مطالعه و منظور از مخزن یا مخازن، مخزن یا مخازن ایستگاه توزیع سوخت می‌باشد که جهت امر سوخت‌دهی مورد استفاده قرار می‌گیرند.

## ۴-۱) بارگذاری سیلندر در فشارهای بالاتر از فشار نامی آن

فشار درون سیلندرهاى CNG بعد از پرشدن و تبادل حرارتى با محیط، کاهش پیدا خواهد کرد. با توجه به استانداردهای موجود برای تیپ های مختلف سیلندرهاى CNG، معمولاً برای جبران این افت فشار، سیلندر را تا فشار بالاترى حدود 125% فشار نامى خود سوخت‌گیرى مى‌کنند. البته باید توجه داشت که این امر باعث کاهش عمر مفید سیلندر مى‌شود. زمان سوخت‌گیرى برای انواع مختلف سیلندرها با حجمهای مختلف متفاوت است اما صرفاً تابعی از حجم آنها نمى‌باشد. بلکه همانطور که در بخش قبلى هم اشاره شد تابعی از فشار مخازن تغذیه ایستگاه، قطر نازل توزیع‌کننده<sup>۱۶</sup> و بطور کلی دستگاه‌های کنترل فرایند سوخت‌گیرى و استراتژی کنترلى فرایند مى‌باشد. سیلندرهایی که امروزه در ایران استفاده مى‌شوند از تیپ یک مى باشند و جنس آنها فولاد 34CrMo4 مى‌باشد [۱۱]. فشار سوخت‌گیرى این سیلندرها (200bar) (3000psi) است. یک نوع بسیار متداول این سیلندرها حدود 1230mm(48.5in) طول و 362mm(14.25) قطر دارند و دارای وزنى برابر با 98kg وضخامت 8.9mm(0.35in) مى‌باشند [۱۱]. شکل یک نمونه از آنها در شکل (۴-۱) نمایش داده شده است. پیش‌بینى دمای گاز درون سیلندر مى‌تواند نتایج بسیار مفیدی در فرایند پرشدن سریع داشته باشد. این امر به کمک معادلات ترمودینامیکی قابل انجام است.



شکل (۴-۱) سیلندر CNG

<sup>16</sup> Dispenser



## ۲-۴) روابط ترمودینامیکی حاکم و حل تحلیلی مسئله

با در نظر گرفتن سیلندر CNG بعنوان حجم کنترل و اینکه فرآیند پر شدن سیلندر یک فرآیند حالت یکنواخت، جریان یکنواخت<sup>۱۷</sup> می‌باشد، معادله پیوستگی را برای این فرآیند بصورت زیر خواهیم داشت:

$$dm_{cv} / dt = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e \quad (1-4)$$

که در رابطه فوق  $dm_{cv} / dt$  تغییرات جرم درون حجم کنترل می‌باشد و  $\dot{m}_i, \dot{m}_e$  به ترتیب نشان دهنده جرم خارج شده و وارد شده به سطح کنترل می‌باشند که با توجه به اینکه جرمی از سطح کنترل مورد نظر خارج نمی‌شود  $\dot{m}_e$  صفر خواهد بود.

همچنین با نوشتن معادله انرژی (قانون اول ترمودینامیک) برای فرآیند حالت یکنواخت، جریان یکنواخت خواهیم داشت :

$$\dot{Q}_{cv} + \sum \dot{m}_i (h_i + V_i^2 / 2 + gz_i) = \sum \dot{m}_e (h_e + V_e^2 / 2 + gz_e) + d / dt [m(u + V^2 / 2 + gz)]_{cv} + \dot{W}_{cv} \quad (2-4)$$

با توجه به اینکه هدف بررسی فرآیند پر شدن سریع می‌باشد، لذا بدلیل اینکه زمان سوخت‌گیری سیلندر پایین است می‌توان با در نظر گرفتن درصد کمی خطا از حرارت انتقال یافته بین محیط و سیلندر صرف‌نظر کرد.

با توجه به اینکه دبی خروجی از سیلندر و همچنین مقدار کار صفر است و نیز می‌توان از انرژی جنبشی و پتانسیل گاز درون مخزن ایستگاه صرف‌نظر کرد، با ترکیب معادلات پیوستگی و انرژی به معادله دیفرانسیل مرتبه اول زیر خواهیم رسید:

$$d(mu)_{cv} / dt = \dot{m}_i (h + V^2 / 2)_i \quad (3-4)$$

<sup>17</sup> Uniform State Uniform Flow

همچنین با توجه به اینکه  $h_{tot} = h + V^2/2$  که  $h_{tot}$  آنتالپی سکون مخزن ایستگاه است و مقدار آن ثابت می‌باشد، با مشتقگیری از رابطه بالا خواهیم داشت :

$$u \frac{dm}{dt} + m \frac{du}{dt} = \dot{m}_i h_{tot} \quad (4-4)$$

با توجه به اینکه فشار و دمای سیلندر در لحظه  $t=0$  معلوم است و می‌توان آنرا برابر فشار اتمسفر و دمای محیط در نظر گرفت ، با داشتن حجم سیلندر می‌توان جرم و انرژی داخلی ( $u$ ) آنرا در لحظه  $t=0$  بدست آورد. از این جرم و انرژی داخلی بدست آمده بعنوان شرایط اولیه برای حل معادله فوق استفاده می‌شود.

#### ۴-۲-۱) نحوه محاسبه مقدار انرژی داخلی سیستم

با فرض  $u = f(T, v)$  تغییرات انرژی داخلی سیستم عبارتست از [۷]:

$$du = \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT + \left( \frac{\partial u}{\partial v} \right)_T dv \quad (7-4)$$

که ترم اول مشتق جزئی سمت راست  $C_v$  (ظرفیت حرارتی مخصوص گاز در حجم ثابت) است. در نتیجه رابطه بالا را بصورت زیر می‌توان نوشت:

$$du = C_v dT + \left( \frac{\partial u}{\partial v} \right)_T dv \quad (8-4)$$

از طرفی داریم:

$$du = Tds - Pdv \quad (9-4)$$

همچنین با فرض  $s = f(T, v)$  تغییرات انتروپی نیز از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$ds = \left( \frac{\partial s}{\partial T} \right)_v dT + \left( \frac{\partial s}{\partial v} \right)_T dv \quad (10-4)$$

با توجه به معادلات ترمودینامیکی ماکسول رابطه (۱۰-۴) را می‌توان به شکل زیر نوشت [۷]:

$$ds = \left( \frac{\partial s}{\partial T} \right)_v dT + \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_v dv \quad (11-4)$$

با جایگذاری معادلات (۸-۴) و (۱۱-۴) در رابطه (۹-۴) خواهیم داشت:

$$\left[ \left( \frac{\partial u}{\partial v} \right)_T + p - T \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \right] dv = \left[ T \left( \frac{\partial s}{\partial T} \right)_v - C_v \right] dT \quad (12-4)$$

از آنجا که درجه حرارت و حجم مخصوص نسبت به هم بصورت مستقل می‌توانند تغییر کنند با ثابت گرفتن درجه حرارت و تغییر میزان حجم مخصوص با توجه به اینکه طبق این فرض داریم  $dT = 0, dv \neq 0$ ، سمت راست رابطه بالا صفر شده و رابطه (12-4) به شکل زیر در می‌آید:

$$\left( \frac{\partial u}{\partial v} \right)_T = T \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \quad (13-4)$$

بدین ترتیب با جایگذاری رابطه (13-4) در رابطه (8-4) رابطه زیر برای تغییرات انرژی داخلی بدست می‌آید:

$$du = C_v dT + \left[ T \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] dv \quad (14-4)$$

در نتیجه تغییرات انرژی داخلی بین دو حالت یک و دو با انتگرال‌گیری از رابطه فوق قابل محاسبه خواهد بود:

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_v dT + \int_{v_1}^{v_2} \left[ T \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] dv \quad (15-4)$$

که عبارت اول سمت راست تساوی نشان دهنده تغییرات انرژی در حالت ایده آل و عبارت دوم سمت راست تساوی نشان دهنده تابع انحراف انرژی داخلی<sup>18</sup> است.

تابع انحراف انرژی داخلی بصورت زیر قابل تعریف است :

$$U_{Dep} = U_{Real} - U_{ideal\ gas} \quad (16-4)$$

$$\Delta U(T_1, P_1 \rightarrow T_2, P_2) = \Delta U_{ideal\ gas}(T_1, P_1 \rightarrow T_2, P_2) + U_{dep}(T_2, P_2) - U_{dep}(T_1, P_1)$$

که بیانگر میزان انحراف انرژی واقعی سیال از انرژی آن در حالت ایده آل می‌باشد.

<sup>18</sup>- Internal Energy Departure Function ( $U_{dep}$ )

#### ۴-۲-۲) محاسبه تابع انحراف انرژی با استفاده از مدل AGA8

در رابطه (۴-۱۵) محاسبه عبارت دوم سمت راست تساوی یا مقدار انحراف انرژی مستلزم دانستن رابطه بین دما فشار و حجم سیلندر مورد مطالعه یا به عبارت دقیق تر نوع معادله حالت مورد استفاده می باشد. همانطور که در فصل سوم توضیح داده شد معادله حالت مورد استفاده جهت این تحقیق معادله حالت AGA8 می باشد که با توجه به اینکه یک معادله حالت جدید است پیش از این روشی جهت محاسبه مقدار تابع انحراف انرژی از طریق این معادله حالت پیشنهاد نشده بود. به همین دلیل و اینکه در انجام تحقیق حاضر هدف محقق پرهیز از هرگونه ساده سازی های مرسوم در فرایند حل بود، در این بخش به تدوین یک روش دقیق تحلیلی جهت محاسبه تابع انحراف انرژی با استفاده از معادله AGA8 پرداخته شده و نهایتاً بعد از استحصال روابط، از این روش جهت حل دقیق رابطه (۴-۱۵) استفاده می شود.

همانطور که اشاره شد مقدار تابع انحراف انرژی توسط رابطه زیر تعریف می شود :

$$u_{Dep} = \int_{v_1}^{v_2} \left[ T \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] dv \quad (4-17)$$

رابطه بین فشار ، دما و حجم در مدل AGA8 به شکل معادله زیر می باشد :

$$Pv = ZRT \quad (4-18)$$

با توجه به رابطه بالا می توان فشار را بر حسب دما و حجم بصورت زیر بدست آورد :

$$P = \frac{ZRT}{v} \quad (4-19)$$

با توجه به دو رابطه فوق، طرف دوم رابطه (۴-۱۵) را می توان به شکل زیر نوشت :

$$\left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v = \frac{Z.R}{v} + \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_v \times \frac{R.T}{v} \quad (4-20)$$

حال با توجه به رابطه (۳-۱۳) برای بدست آوردن  $\left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_v$ ، از رابطه (۳-۱۳) در حجم مخصوص

ثابت به صورت جزئی مشتق گرفته می شود. از آنجاکه حجم مخصوص در این رابطه ثابت است و با

توجه به اینکه  $d$  یا دانسیته مولار طبق تعریف برابر است با  $d = \frac{\rho}{M}$  و همچنین  $\rho = \frac{1}{v}$ ، بنابراین

با در نظر گرفتن اینکه حجم مخصوص در رابطه فوق ثابت می‌باشد، پس مشتق جزئی دانسیته مولار

بر حسب دما نیز برابر صفر خواهد بود، بنابراین خواهیم داشت :

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_v = \frac{D}{k^3} \cdot \frac{\partial B}{\partial T} + D \sum_{n=13}^{18} u_n C_n^* T^{(-u_n-1)} - \quad (21-4)$$

$$\sum_{n=13}^{58} u_n C_n^* T^{(-u_n-1)} (b_n - c_n k_n D^{k_n}) D^{b_n} \times \exp(-c_n D^{k_n})$$

از طرفی با توجه به رابطه (۳-۱۶) برای ضریب دوم ویریا داریم :

$$\left(\frac{\partial B}{\partial T}\right)_v = \sum_{n=1}^{18} -u_n a_n T^{(-u_n-1)} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N X_i X_j E_{ij}^{u_n} (k_i k_j)^{\frac{3}{2}} B_{nij}^* \quad (22-4)$$

بنابراین با جایگذاری رابطه (۴-۲۲) در (۴-۲۱)، رابطه (۴-۲۲) به صورت زیر مبدل می‌شود :

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_v = \frac{D}{k^3} \cdot \left( \sum_{n=1}^{18} -u_n a_n T^{(-u_n-1)} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N X_i X_j E_{ij}^{u_n} (k_i k_j)^{\frac{3}{2}} B_{nij}^* \right) +$$

$$\left( D \sum_{n=13}^{18} u_n C_n^* T^{(-u_n-1)} \right) - \left( \sum_{n=13}^{58} u_n C_n^* T^{(-u_n-1)} (b_n - c_n k_n D^{k_n}) D^{b_n} \right)$$

$$\times \exp(-c_n D^{k_n})$$

(۲۳-۴)

حال با جایگذاری این رابطه در رابطه (۴-۲۰) و انتگرال‌گیری نسبت به حجم مخصوص مطابق

رابطه (۴-۱۷)، مقدار تابع انحراف انرژی قابل محاسبه خواهد بود.

با توجه به مقدار بدست آمده برای تابع انحراف انرژی، و با استفاده از معادله (۴-۱۵) مقدار انرژی

داخلی بصورت دقیق محاسبه می‌گردد. در نهایت با توجه به ارتباط بین انرژی داخلی و انتالپی که

در رابطه (۴-۲۸) نشان داده شده، مقدار انتالپی سکون مخازن ایستگاه در فشار مذکور نیز در

صورت لزوم قابل محاسبه خواهد بود. دلیل استفاده از رابطه (۴-۱۵) بدست آوردن دمای گاز داخل

سیلندر در بازه زمانی بعدی خواهد بود. اما از آنجا که در این تحقیق هدف شبیه سازی فرایند

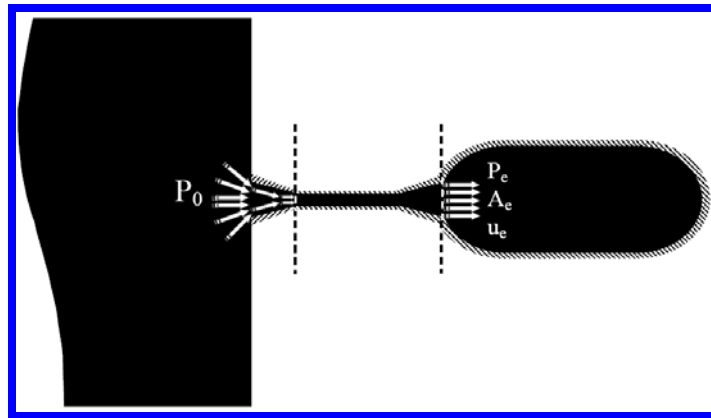
پرشدن سریع در حالت واقعی است، جهت محاسبه دما توسط رابطه (۴-۱۵) بایستی رابطه دما و انرژی را در حالت واقعی با هم در نظر گرفت.

در نتیجه اساسا تابع انحراف انرژی به جهت بدست آوردن مقدار واقعی دما محاسبه می گردد.

### ۴-۲-۳) مقدار دبی گاز عبوری از اریفیس

در ادامه در این بخش، نوبت به محاسبه مقدار جرم گاز ورودی است که در هر بازه زمانی به سیلندر خودرو وارد می شود.

میزان دبی جرمی ورودی به سیلندر به صورت انبساط آیزنتالپیک از درون یک اریفیس در نظر گرفته می شود.



شکل (۴-۲) شماتیک مقطع ورودی یک سیلندر

در اینجا لازم به تذکر است که با توجه به اختلاف فشار قابل توجه بین سیلندر خودرو در هنگام انجام فرایند پرشدن سریع با مخازن ایستگاه سوختگیری، یک نسبت فشار بحرانی خفگی با توجه به قوانین دینامیک گازها به شکل زیر تعریف می شود که با توجه به این نسبت فشار بحرانی می توان مقدار صحیح دبی جرمی عبوری از اریفیس را در هر حالت بدست آورد [۸].

$$\dot{m} = \sqrt{\gamma P_r \rho_r} A_{Orifice} \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \quad \text{if} \quad \frac{P_c}{P_r} \leq \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (۴-۲۴)$$

$$\dot{m} = \rho_r A_{Orifice} \left( \frac{P_c}{P_r} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \left( \frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) \left( \frac{P_r}{\rho_r} \right) \left[ 1 - \left( \frac{P_c}{P_r} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad \text{if } \frac{P_c}{P_r} > \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (25-4)$$

که در روابط بالا  $P_c$  فشار داخلی سیلندر خودرو،  $P_r$  فشار داخلی مخزن ایستگاه،  $A_{Orifice}$  مساحت دهانه اریفیس،  $\rho_r$  چگالی گاز مخزن ایستگاه، و  $\gamma$  توان آیزنتروپیک گاز است که از رابطه زیر بدست می‌آید [۷]:

$$\gamma = \left( \frac{\sum_{i=1}^{21} C_{p_i}}{\sum_{i=1}^{21} C_{v_i}} \right) \quad (26-4)$$

بدین ترتیب در مواقعی که در دهانه نازل خفگی اتفاق می‌افتد مقدار دبی جرمی ورودی توسط رابطه (۲۴-۴) محاسبه می‌گردد و رابطه (۲۵-۴) زمانی استفاده می‌شود که نسبت فشار مخزن تغذیه به سیلندر خودرو کوچکتر از نسبت فشار بحرانی (برای ایجاد خفگی) باشد [۸].

### ۳-۴ محاسبه خواص گاز طبیعی

از آنجاکه محاسبه خواص گاز طبیعی از قبیل انرژی داخلی و انتالپی آن بایستی نسبت به یک مرجع مشخص و تعریف شده انجام گیرد، بسته به فیزیک مسئله و شرایط حاکم بر آن نحوه محاسبه خواص و مقادیر بدست آمده تعیین می‌شوند.

اما از آنجاکه مقادیر انرژی داخلی و انتالپی ارائه شده برای گاز طبیعی توسط موسسات مختلف هرکدام بنا به نقطه مرجع خاصی بودند، استفاده از آنها روند شبیه سازی را دچار مشکل می‌نمود از طرفی جداول خواص ترمودینامیکی موجود برای گازهای طبیعی با ترکیبات خاصی ارائه شده بودند حال آنکه برای نمونه گازهای ایرانی با توجه به تفاوت‌های ساختاری که با نمونه گازهای دیگر داشتند استفاده از این جداول صحیح نبود. بر این اساس در ادامه با توجه به یک نقطه مرجع تعریف شده خواص گازهای طبیعی مورد مطالعه ایرانی نیز با استفاده از روش AGA8 بدست آمد [۲۳].

همانند سایر مسائل حل عددی، اولین قدم در مدلسازی عددی این فرایند، تعریف شرایط اولیه صحیح با توجه به فیزیک مسئله می‌باشد.

شرایط اولیه برای شروع مدلسازی، دما و فشار سیلندر خودرو همچون دما، فشار، انتالپی سکون و درصد کسر جرمی ترکیبات گاز طبیعی مورد استفاده جهت پرکردن سیلندر خودرو می‌باشد.

با استفاده از پارامترهای یاد شده می‌توان میزان جرم ابتدایی گاز داخل مخزن، همچنین انرژی اولیه این گاز را نسبت به مبنا و مرجع تعریف شده بدست آورد<sup>۱۹</sup>. برای اینکار بعد از مشخص نمودن یک نقطه به عنوان مرجع، با استفاده از رابطه (۴-۱۵) مقدار انرژی اولیه با توجه به مقدار دما و فشار اولیه مخزن بدست می‌آید. در این معادله  $C_v$  یا ظرفیت حرارتی گاز در حجم ثابت بر اساس درصد کسر جرمی ترکیبات تشکیل دهنده گاز طبیعی از رابطه زیر بدست می‌آید [۷].

$$C_v = \sum_{i=1}^{21} X_i C_{v_i} \quad (۴-۲۷)$$

که در این رابطه  $X_i$ ، درصد کسر مولی هرکدام از اجزای تشکیل دهنده گاز و  $C_{v_i}$  ظرفیت حرارتی گاز مورد نظر در حجم ثابت است که تابعی از دمای سیال می‌باشد [۱۵].

همچنین همانطور که پیشتر نیز اشاره مختصری شد، برای بدست آوردن مقادیر انتالپی سکون مخازن جایگاه با توجه به نقطه مرجع تعریف شده ابتدا از رابطه (۴-۱۵) مقدار انرژی داخلی در دما و فشار گاز داخل مخزن طبق روشی که در بخشهای (۴-۲) و (۴-۲-۲) مفصلاً تشریح شد بدست آمده سپس با استفاده از رابطه زیر مقدار انتالپی گاز داخل مخزن که همان انتالپی سکون گاز است، محاسبه می‌گردد.

$$h_2 - h_1 = (u_2 - u_1) + (p_2 v_2 - p_1 v_1) \quad (۴-۲۸)$$

---

۱۹- در این تحقیق مقدار انرژی داخلی برای گاز طبیعی در دمای ۲۷۳/۱۵ درجه‌ی کلون و فشار ۱۰۰ کیلوپاسکال صفر در نظر گرفته شده و از این نقطه به عنوان مرجع جهت بدست آوردن کلیه مقادیر انتالپی و انرژی گاز در دماها و فشارهای مختلف استفاده شده است.



#### ۴-۳-۱) چگونگی محاسبه دما و فشار داخل سیلندر خودرو

در این مرحله با استفاده از مقدار دبی جرمی ورودی به سیلندر در هر لحظه و مقادیر اولیه بدست آمده برای انرژی داخلی، جرم اولیه داخل سیلندر خودرو و انتالپی سکون مخازن ایستگاه،  $u_2$  یا انرژی داخلی ثانویه بدست می‌آید. حال با قرار دادن مقادیر  $u_1$  و  $u_2$  در هر بازه زمانی در رابطه (۴-۱۵) و حل معادله فوق بر اساس دما با توجه به روشی که در بخشهای (۴-۲-۱) و (۴-۲-۲) به تفصیل بیان شد، مقدار دمای متناظر با  $u_2$  در آن لحظه بدست می‌آید. لازم به ذکر است، از آنجا که در رابطه (۴-۱۵) طرف سمت چپ تساوی معلوم می‌باشد، اما در طرف سمت راست تساوی دو پارامتر دما و فشار هر دو مجهول می‌باشند، مقدار فشار را بر حسب دما با توجه به رابطه (۴-۱۹) در معادله (۴-۱۵) جایگذاری کرده، معادله (۴-۱۵) به شکل زیر ساده می‌شود:

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT + \int_{v_1}^{v_2} \left[ \frac{R.T^2}{v} \times \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_v \right] dv \quad (۴-۲۹)$$

اکنون می‌توان با استفاده از روشی که در بخش (۴-۲-۲) تشریح شد مقدار  $\left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_v$  را بدست آورده و با جایگذاری این مقدار در رابطه بالا و حل انتگرال موجود، مقدار دمای متناسب با  $u_2$  را بدست آورد.

سپس با استفاده از رابطه (۴-۱۹) مقدار فشار ثانویه نیز قابل محاسبه خواهد بود. بدین ترتیب فرایند حل در این مرحله کامل خواهد شد. در نهایت با استفاده از یک الگوریتم حل تکراری مناسب تا زمانی که فشار داخل سیلندر خودرو با مقدار حداکثر فشار مجاز سوختگیری که ۲۰۰ bar است یکی شود، مراحل به شرحی که آورده شد، ادامه می‌یابند.

## فصل پنجم

### نتایج و خروجی ها

در این بخش نتایج حاصل از حل عددی فرایند پر شدن سریع مخازن CNG خودروها با توجه به روابط تبیین شده در فصل چهارم نشان داده شده است. در بدست آوردن نتایج ابتدا فرایند پر شدن سریع مخازن به صورت ایده آل در نظر گرفته شده است و نتایج برای هر دو حالت مخازن تغذیه تک مخزن<sup>۲۰</sup> و سه مخزن<sup>۲۱</sup> در شرایط ایده آل بدست آمده است. در مرحله ی بعدی فرایند پر شدن سریع مخزن خودرو در حالت واقعی در نظر گرفته شده و نتایج با استفاده از معادله حالت AGA8 برای هر دو حالت مخازن تغذیه تک مخزن و سه مخزن بدست آمده است.

---

<sup>20</sup>-Single Reservoir

<sup>21</sup>- Cascade Reservoir

## ۵-۱) حل فرایند پرشدن سریع برای حالت ایده‌آل

در این قسمت نتایج ناشی از حل معادلات (۴-۳-۱)، (۴-۱۵) و معادله (۴-۲۰) با فرض  $Z=1$  برای حالت ایده‌آل، بدست آمده است. نمودارها برای هر دو حالت فرایند پر شدن با یک مخزن تغذیه، همچنین فرایند پر شدن با سه مخزن تغذیه و برای دماهای ورودی مختلف ترسیم شده است. لازم به ذکر است که در اخذ نتایج از برنامه کامپیوتری، فشار اولیه مخزن خودرو قبل از شروع فرایند پر شدن، برابر با 100KPa می‌باشد. بدین معنا که مخزن خودرو از لحاظ توان باردهی به سیستم سوخت رسانی تهی می‌باشد. اما طبیعتاً در فشار ذکر شده مقادیر کمی گاز طبیعی درون این مخزن وجود دارد که جرم این گاز طبق معادله حالت گاز ایده‌آل در فشار یاد شده تابعی از درجه حرارت محیط می‌باشد. از این مقدار جرم موجود در درون مخزن به عنوان مقدار جرم اولیه در شروع فرایند حل عددی استفاده شده است. در ادامه نمودارهای دما بر حسب زمان، فشار بر حسب زمان، دما بر حسب فشار و نهایتاً دبی جرمی گاز ورودی بر حسب زمان برای دماهای مختلف گاز ورودی و برای هر دو حالت پر شدن تک مخزن و سه مخزن که در بالا اشاره شد آورده شده‌اند.

## ۵-۱-۱) فرایند پرشدن سریع با استفاده از یک مخزن تغذیه برای حالت ایده‌آل

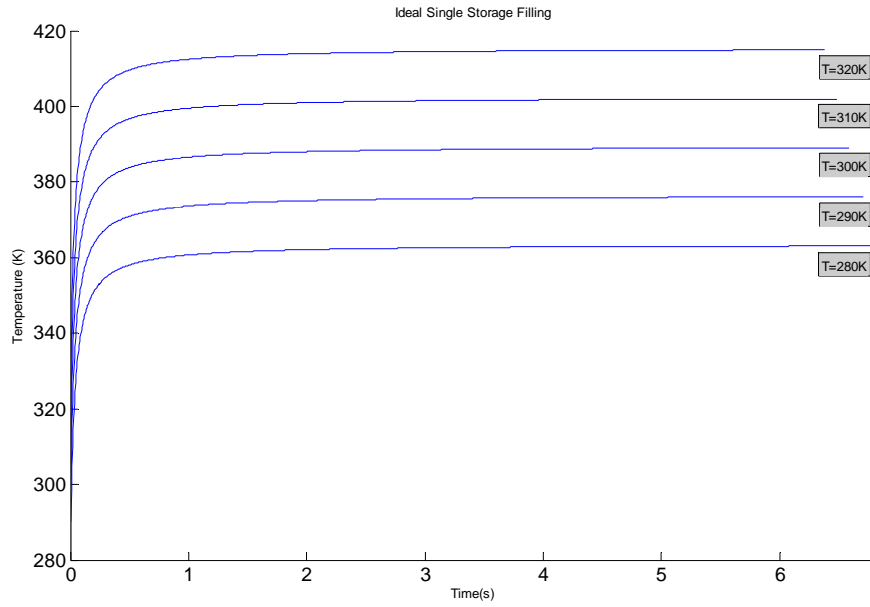
در این حالت، دمای اولیه گاز ورودی به مخزن خودرو که همان دمای محیط می‌باشد، برابر با  $300\text{K}$ ، مقدار انرژی اولیه مخزن خودرو برای حالت ایده‌آل  $520/8\text{Kj/Kg}$  و حجم مخزن خودرو  $67$  لیتر در نظر گرفته شده است.<sup>۲۲</sup>

فشار مخزن تغذیه ایستگاه برای انجام سوختگیری برابر با  $200\text{ bar}$  بوده و انتالپی سکون گاز موجود در مخزن ایستگاه در حالت ایده‌آل برابر با  $676/2\text{ Kj/Kg}$  فرض شده است.

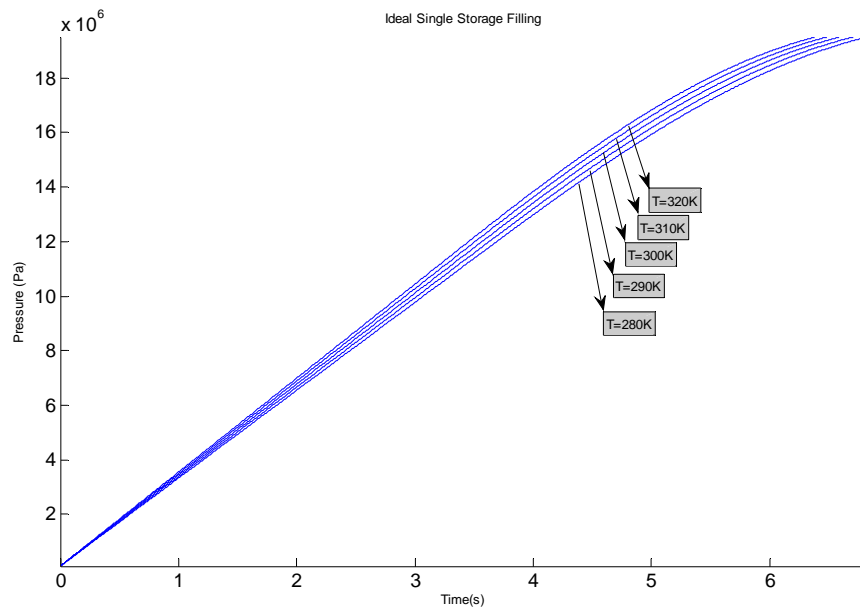
در نهایت نمودارها برای دو حالت (a) قطر نازل دستگاه توزیع کننده  $6\text{ mm}$  و (b) قطر نازل دستگاه توزیع کننده  $1\text{ mm}$  بدست آمده است [۱۰]. که در نمودارهای (۵-۱) تا (۵-۸) آورده شده اند.

<sup>۲۲</sup> مخازن CNG متداول مورد استفاده در خودروهای گازسوز در سه حجم  $67, 30, 101$  لیتر موجود می‌باشند [۱۱].

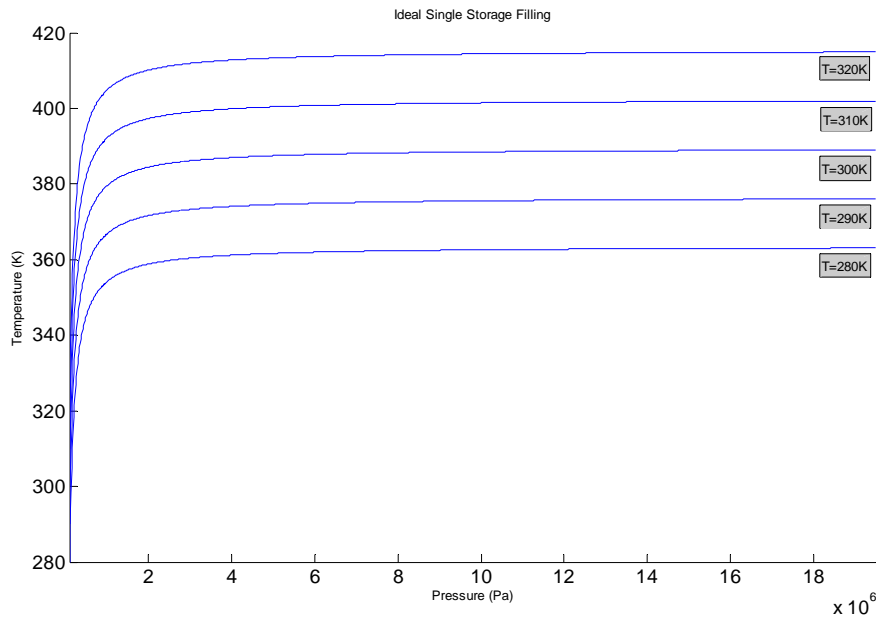
نمودارهای بدست آمده در این قسمت نشان می‌دهند که افزایش دمای سیلندر در پایان فرایند پرشدن برابر با ۹۰ کلوین می‌باشد. و این مقدار مستقل از دمای اولیه گاز ورودی به سیلندر است. همچنین با تغییر قطر نازل دستگاه توزیع کننده هیچ تغییر قابل ملاحظه‌ای در دمای نهایی سیلندر مشاهده نشد، درحالی‌که با کاهش قطر این نازل، زمان به طرز قابل ملاحظه‌ای افزایش یافت.



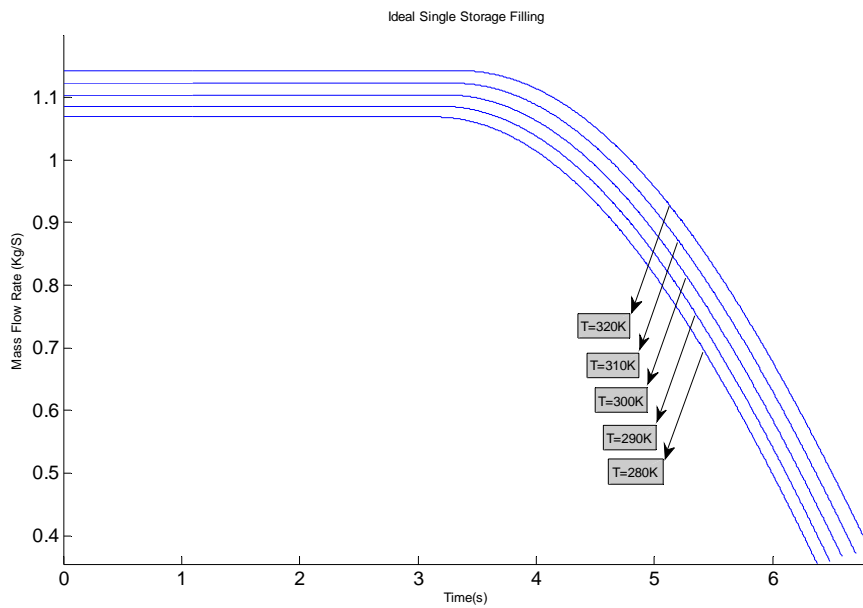
نمودار ۵-۱) دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



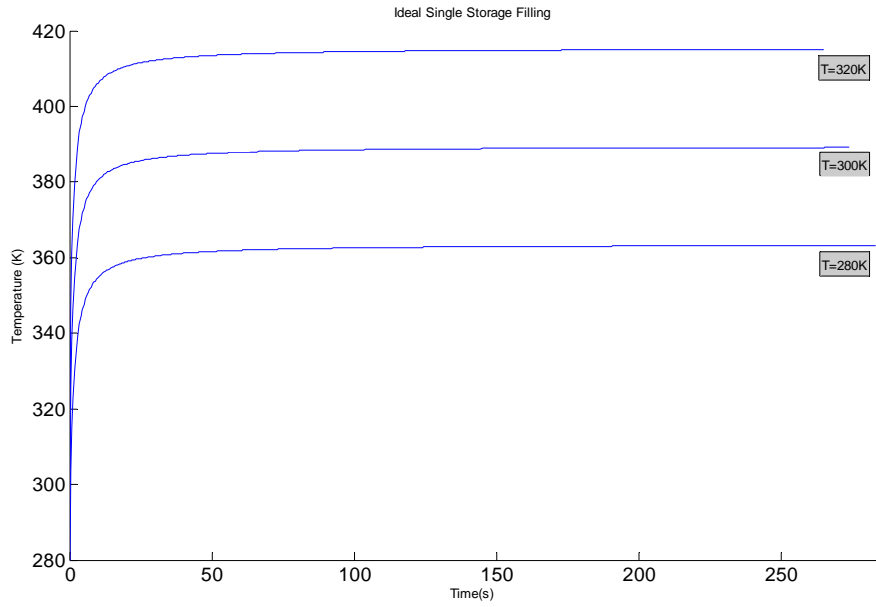
نمودار ۵-۲) فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



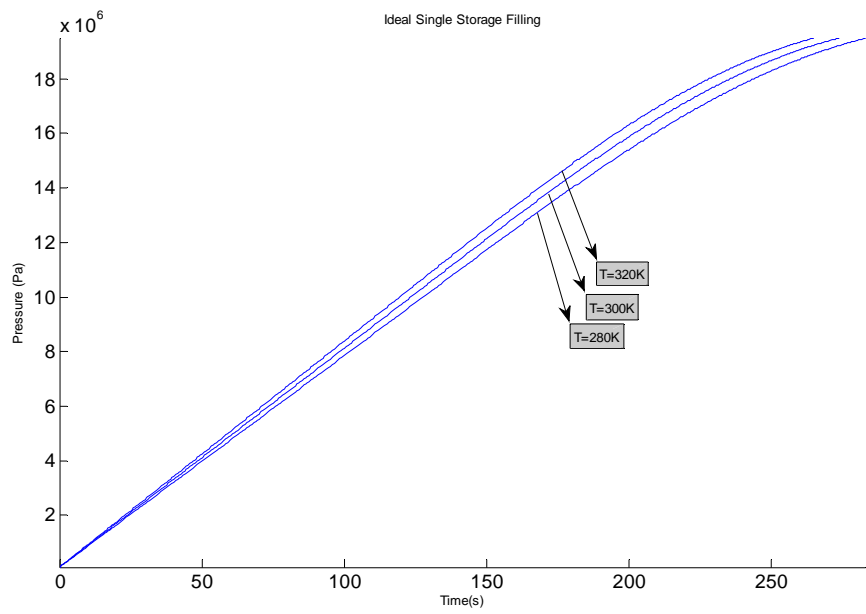
نمودار ۳-۵) دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۶ mm



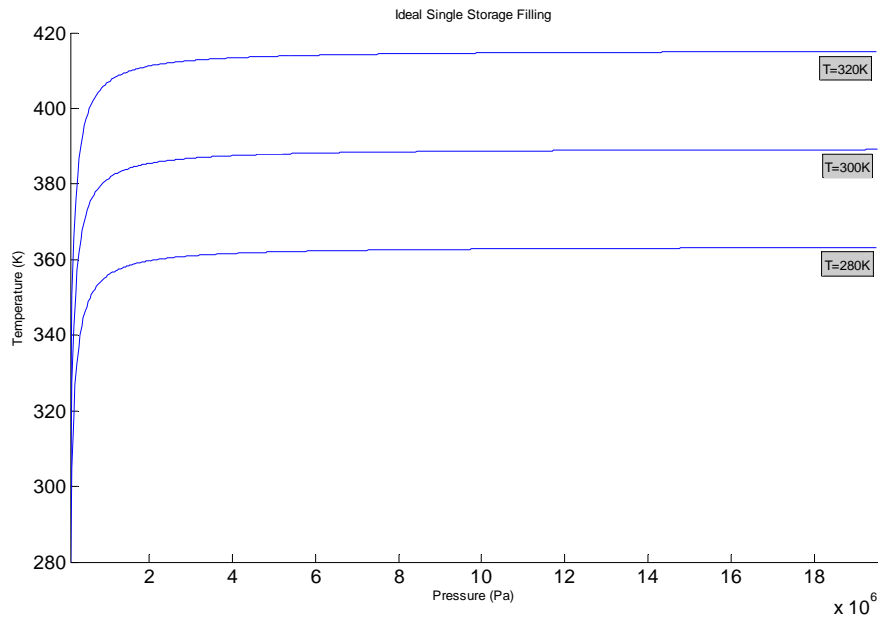
نمودار ۴-۵) دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



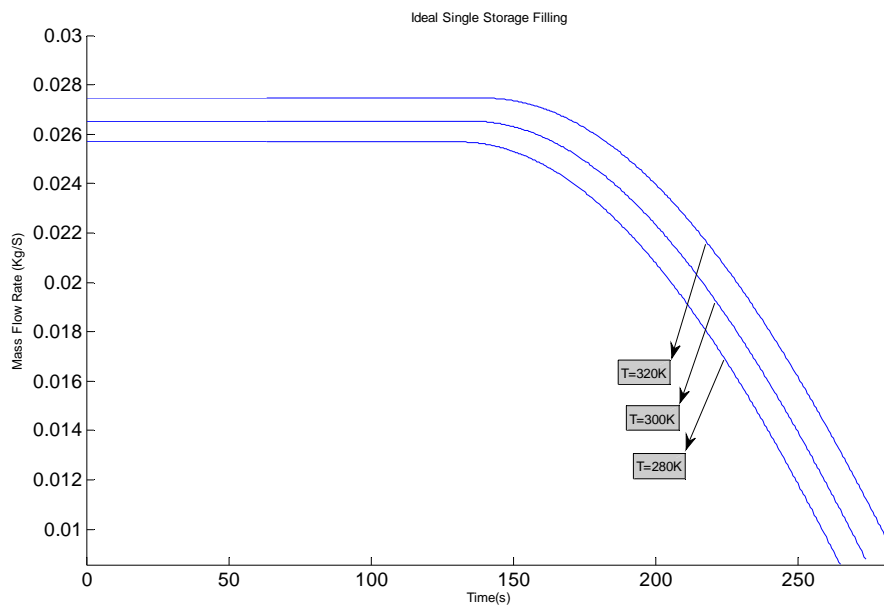
نمودار ۵-۵) دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm



نمودار ۶-۵) فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm



نمودار ۵-۷) دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۱ mm



نمودار ۵-۸) دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm



## ۵-۱-۲) فرایند پرشدن سریع با استفاده از سه مخزن تغذیه برای حالت ایده‌آل

در این حالت نیز دمای اولیه گاز ورودی به مخزن خودرو که همان دمای محیط می‌باشد، برابر با  $300\text{ K}$ ، مقدار انرژی اولیه مخزن خودرو برای حالت ایده‌آل  $520/8\text{ KJ/Kg}$  و حجم مخزن خودرو  $67$  لیتر در نظر گرفته شده است.

فشارهای سه مخزن تغذیه ایستگاه برای انجام سوختگیری در سیستم سه مخزن تغذیه به ترتیب  $55\text{ bar}$ ،  $110\text{ bar}$  و  $200\text{ bar}$  بوده و انتالپی سکون گاز موجود در مخزن ایستگاه در حالت ایده‌آل برابر با  $676/2\text{ KJ/Kg}$  فرض شده است.

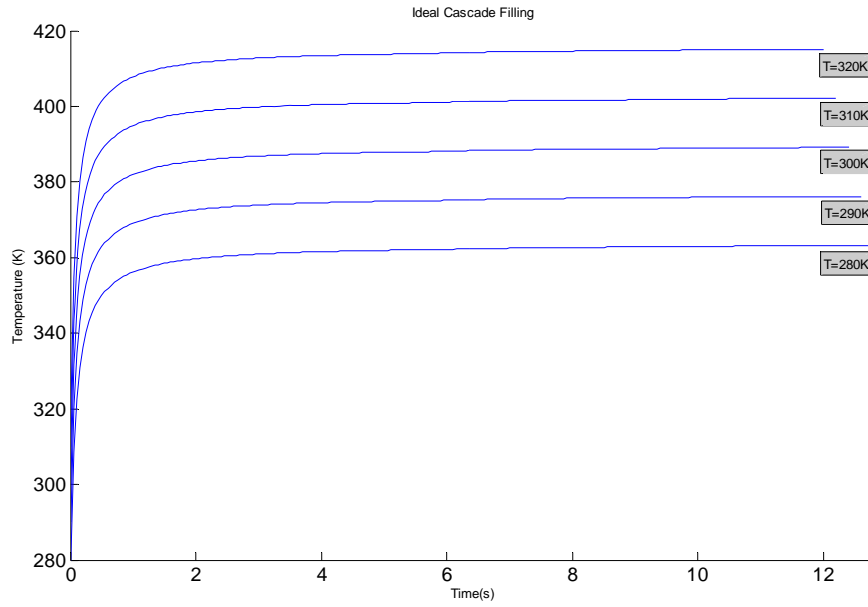
لازم به ذکر است که مقادیر فشارهای استفاده شده برای مخازن تغذیه جهت بدست آوردن نمودارها، مقادیریست که غالباً ایستگاههای توزیع سوخت جهت انجام فرایند در بهینه ترین حالت ممکن، از لحاظ زمان سوختگیری و مقدار کار کمپرسور، دارا می‌باشند [۱۲].

در نهایت نمودارها برای دو حالت (a) قطر نازل دستگاه توزیع کننده  $6\text{ mm}$  و (b) قطر نازل دستگاه توزیع کننده  $1\text{ mm}$  بدست آمده است. که در نمودارهای (۵-۹) تا (۵-۱۶) آورده شده‌اند.

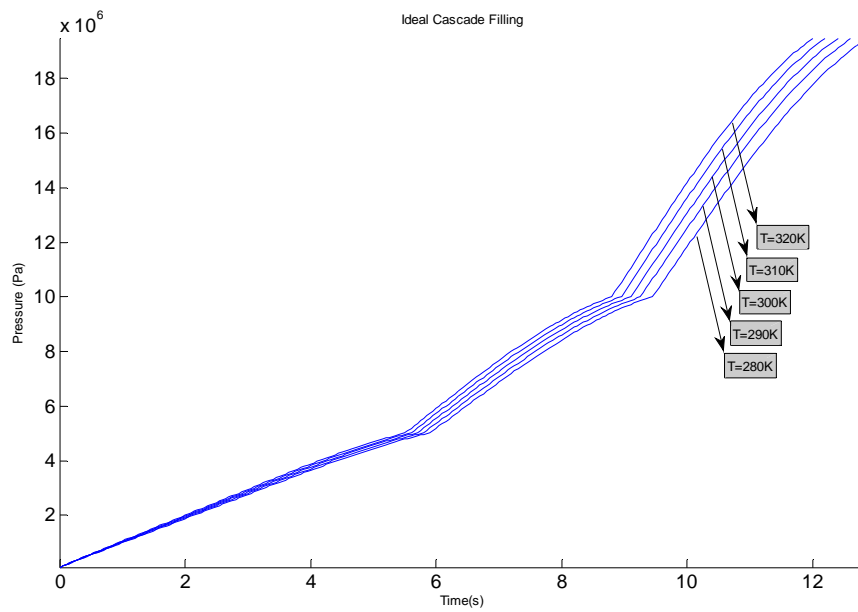
در اینجا نیز نمودارهای بدست آمده نشان می‌دهند که افزایش دمای سیلندر در پایان فرایند پرشدن معادل  $90$  کلوین خواهد بود. همچنین بدلیل استفاده از فرضیات حالت ایده‌آل از جمله انرژی اولیه و انتالپی سکون در حالت ایده‌آل و معادله حالت گاز کامل در این قسمت، مقدار افزایش دمای سیلندر با تغییر دمای اولیه گاز ورودی متغیر نبوده و پیوسته  $90$  کلوین باقی می‌ماند.

همچنین تغییر قطر نازل دستگاه نیز هیچ تغییر قابل ملاحظه‌ای در دمای نهایی سیلندر نداشت درحالیکه با کاهش قطر آن، زمان به طرز قابل ملاحظه‌ای افزایش یافت.

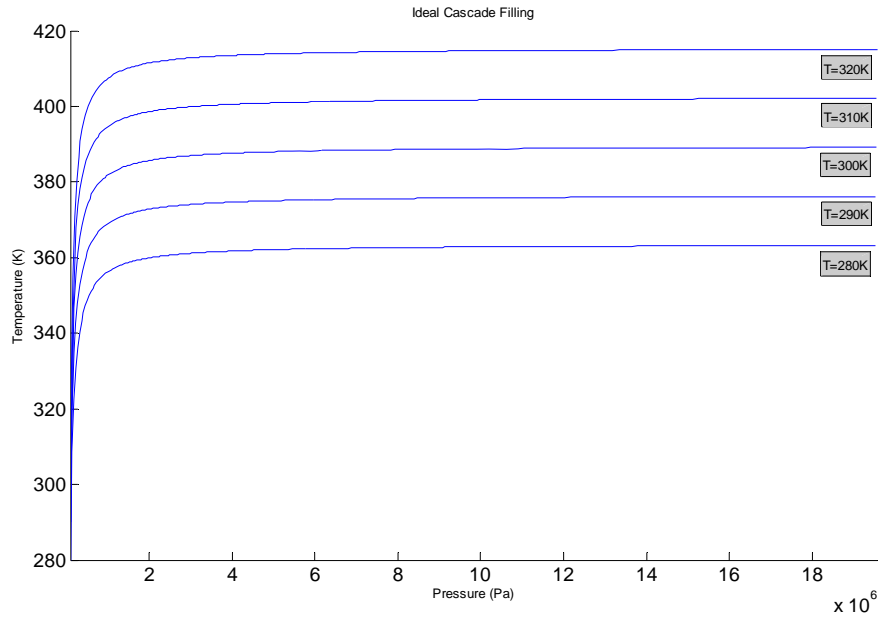
در نهایت نمودارهای بدست آمده در این قسمت نشان می‌دهند که زمان پرشدن سیلندر در حالت سه مخزن تقریباً دو برابر این زمان در حالت تک مخزن می‌باشد.



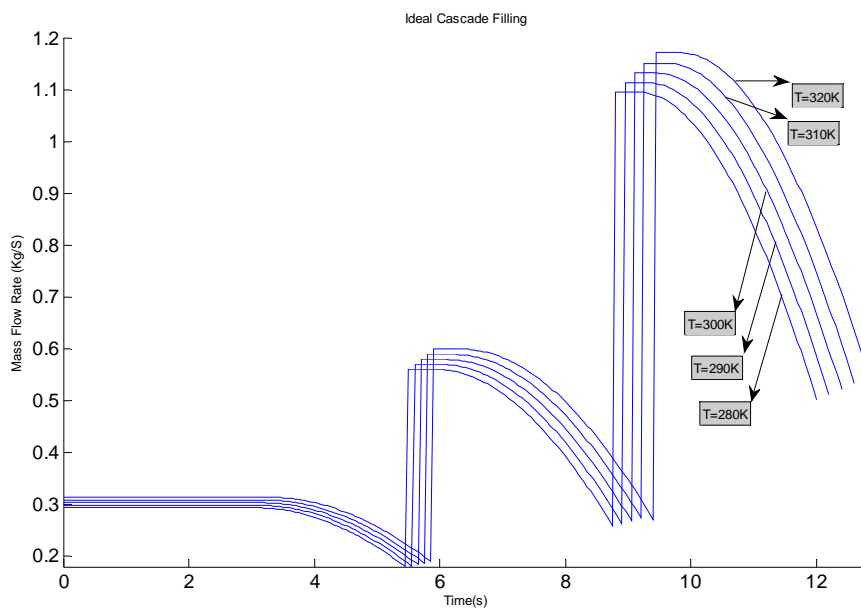
نمودار ۵-۹) دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



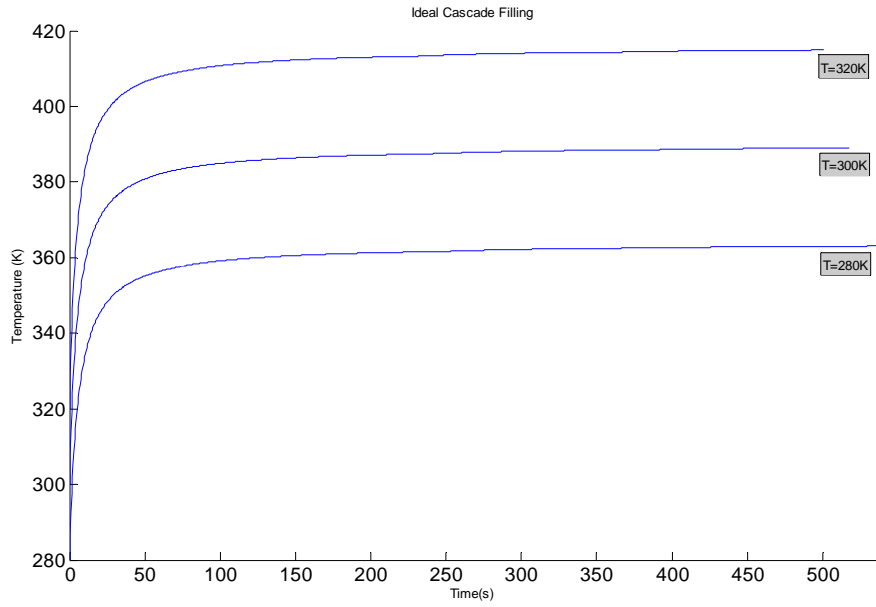
نمودار ۵-۱۰) فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



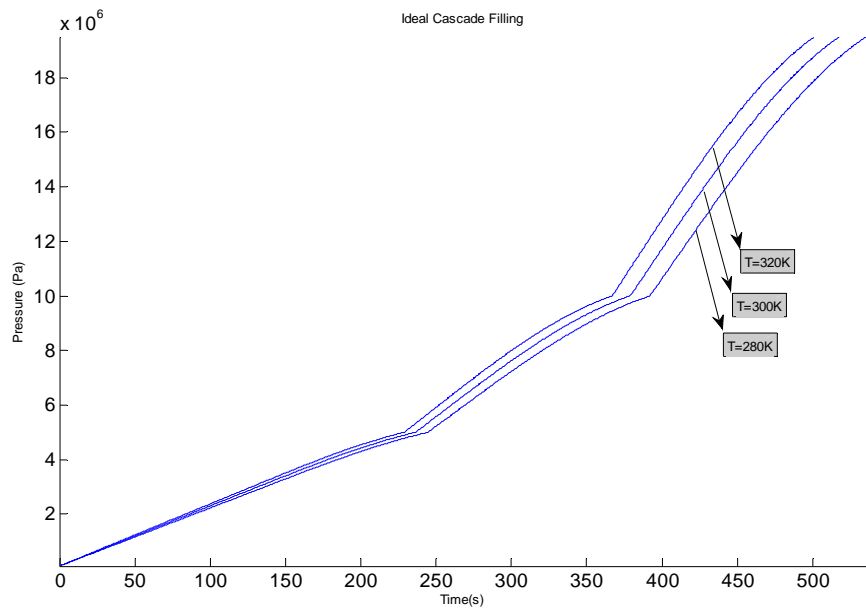
نمودار ۵-۱۱) دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۶ mm



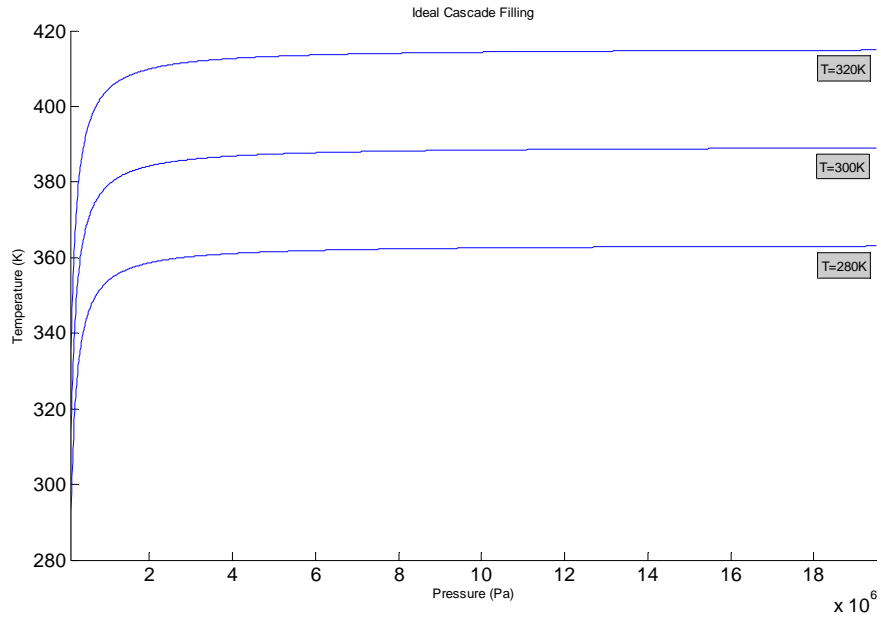
نمودار ۵-۱۲) دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



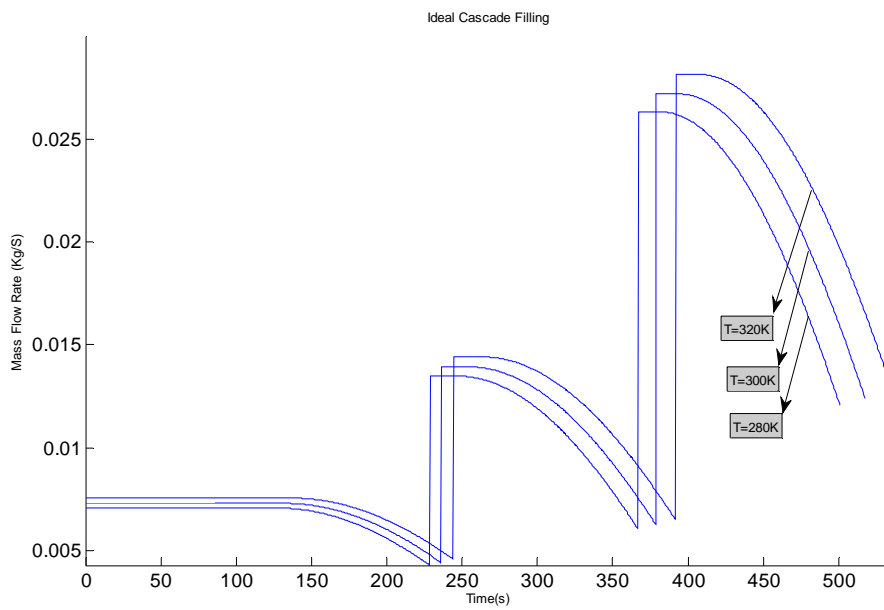
نمودار ۵-۱۳) دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm



نمودار ۵-۱۴) فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm



نمودار ۵-۱۵) دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۱ mm



نمودار ۵-۱۶) دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm

## ۵-۲) حل فرایند پرشدن سریع برای حالت واقعی

بعد از بدست آمدن خروجیهای حاصل از شبیه سازی ترمودینامیکی فرایند پر شدن سریع سیلندرهای CNG خودروها برای حالت ایده آل در دو حالت پر شدن با یک مخزن و سه مخزن تغذیه، معیار و ملاک خوبی جهت مقایسه با نتایج حاصل از شبیه سازی واقعی این فرایند بدست آمد.

در این قسمت نتایج حاصل از شبیه سازی عددی فرایند پر شدن سریع برای دو حالت چیدمان مخازن تغذیه بدست آمده است. در حالت اول همانند بخش (۵-۱-۱) از یک مخزن تغذیه جهت پرشدن استفاده شده است و در حالت دوم همچون بخش (۵-۱-۲) سه مخزن تغذیه مورد استفاده قرار گرفته است.

## ۵-۲-۱) حل فرایند پر شدن سریع با استفاده از یک مخزن تغذیه برای حالت

### واقعی توسط معادله حالت AGA8

در این بخش نمودارهای خروجی فرایند پر شدن سریع با استفاده از یک مخزن تغذیه و برای حالت واقعی با توجه به شرایط اولیه زیر بدست آمده اند. تکرار این نکته خالی از فایده نخواهد بود که معادله حالت مورد استفاده جهت شبیه سازی در حالت واقعی، معادله AGA8 می باشد. که با توجه به اینکه گاز طبیعی خود ترکیبی از گازهای مختلف با خواص متنوع می باشد و خواص ترمودینامیکی این گاز به ترکیبات تشکیل دهنده آن وابستگی قابل توجهی دارد، معادله AGA8 دقیق ترین معادله حالت قابل استفاده جهت گاز طبیعی می باشد. چراکه در آن با توجه به درصد کسر مولی هر کدام از ترکیبات تشکیل دهنده گاز طبیعی در دما و فشارهای مورد نیاز ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی محاسبه می شود [۳]. فشار مخزن تغذیه ایستگاه در این حالت نیز همانند حالت ایده آل، ۲۰۰ bar در نظر گرفته شده است. در حالت تک مخزن نمودارها برای یک نمونه گاز با درصد کسر جرمی ترکیبات آورده شده در جدول (۵-۱) بدست آمده است [۳].

انتالپی سکون نمونه گاز استفاده شده در فشار ۲۰۰ bar مخزن ایستگاه، با توجه به ترکیبات و دمای آن متفاوت بوده و مقدار آن توسط روابط (۴-۱۸) و (۴-۲۹) برای گاز مذکور در دماهای ۲۸۰، ۲۹۰، ۳۰۰، ۳۱۰ و ۳۲۰ کلوین محاسبه شده و در جدول (۵-۲) آورده شده است. جدول نامبرده همچنین شامل مقادیر انرژی اولیه گاز موجود در سیلندر خودرو در ابتدای فرایند سوختگیری و برای دماهای اولیه اشاره شده می‌باشد.

بدین ترتیب اثرات تغییر در دمای اولیه گاز ورودی در هر حالت مشهود خواهد بود. در این بخش نیز نمودارها برای دو حالت (a) قطر نازل دستگاه توزیع کننده ۶ mm برای نمونه گاز مورد مطالعه و (b) قطر نازل دستگاه توزیع کننده ۱ mm برای گاز مذکور بدست آمده است. که در نمودارهای (۵-۱۷) تا (۵-۲۳) آورده شده‌اند. حجم سیلندر خودرو در این حالت نیز ۶۷ لیتر در نظر گرفته شده است.

جدول (۵-۱) درصد کسر مولی ترکیبات تشکیل دهنده گاز Gulf Coast

Component	Mole Fraction(%)
Methane	96.5222
Ethane	0.018186
Propane	0.004596
i-Butane	0.000977
n-Butane	0.001007
i-Pentane	0.000473
n-Pentane	0.000324
C6+	0.000664
Carbon dioxide	0.005956
N2	0.002595

جدول ۵-۲- مقادیر انرژی اولیه و انتالپی سکون (گاز Gulf Coast)<sup>۲۳</sup>

Gulf Coast					نمونه گاز
320	310	300	290	280	دما (K)
82.0057	64.0609	46.3636	28.9048	11.6749	انرژی اولیه (Kj/Kg) در فشار ۱ bar
74.3425	41.2401	7.3572	-27.2896	-62.5077	انتالپی سکون (Kj/Kg) در فشار ۲۰۰ bar

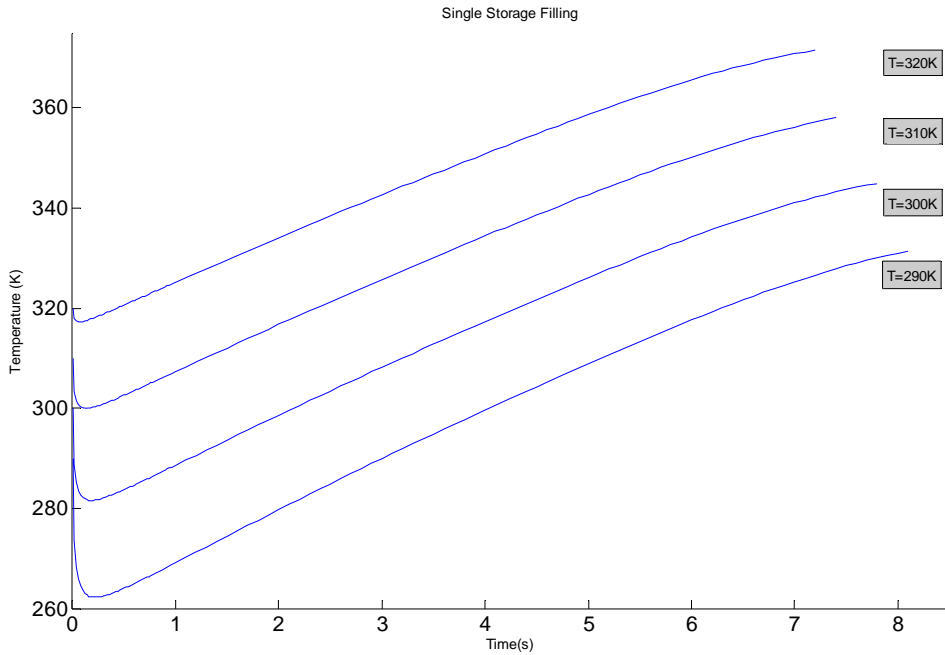
همانطور که نمودارهای بدست آمده نشان می‌دهند، با شروع فرایند پرشدن سریع یک کاهش ناگهانی در دمای سیلندر رخ می‌دهد که دلیل این پدیده بروز اثر ژول تامسون می‌باشد. آنچه از نمودارها نمایان است اینکه با افزایش دمای گاز ورودی به سیلندر اثر ژول تامسون رفته رفته کاهش می‌یابد و در نهایت ناپدید می‌گردد.

نمودارهای بدست آمده همچنین حاکی از آنند که دمای گاز ذخیره شده در سیلندر پس از اتمام فرایند، حدوداً  $50^{\circ}\text{C}$  افزایش می‌یابد. همچنین آنچه جالب توجه می‌نماید اینست که علی‌رغم اینکه تغییر قطر دهانه نازل ورودی تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر درجه حرارت نهایی سیلندر ندارد، زمان سوختگیری را به شدت افزایش می‌دهد.

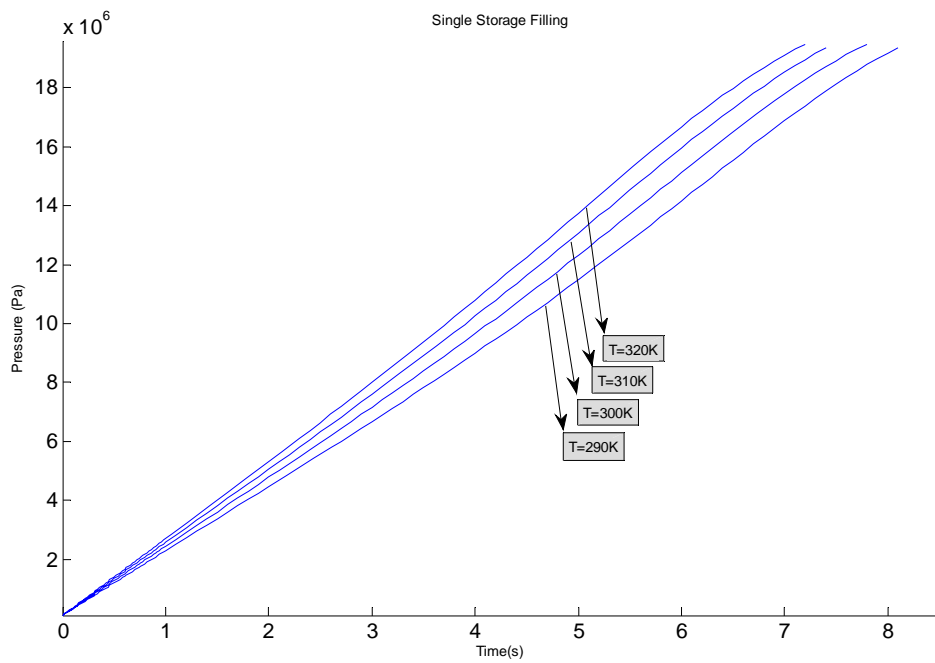
در نهایت بررسی نمودارها نشان از این دارد که با بالا رفتن دمای گاز ورودی به سیلندر، زمان سوختگیری و مقدار جرم گاز ذخیره شده در سیلندر در پایان فرایند کاهش و مقدار دبی جرمی گاز ورودی افزایش می‌یابد و روند افزایش فشار داخل سیلندر خودرو با بالا رفتن دمای گاز ورودی نیز افزایشی می‌باشد.

<sup>۲۳</sup> - یکی از حوزه های گازی معروف ایالات متحده آمریکا [۳].

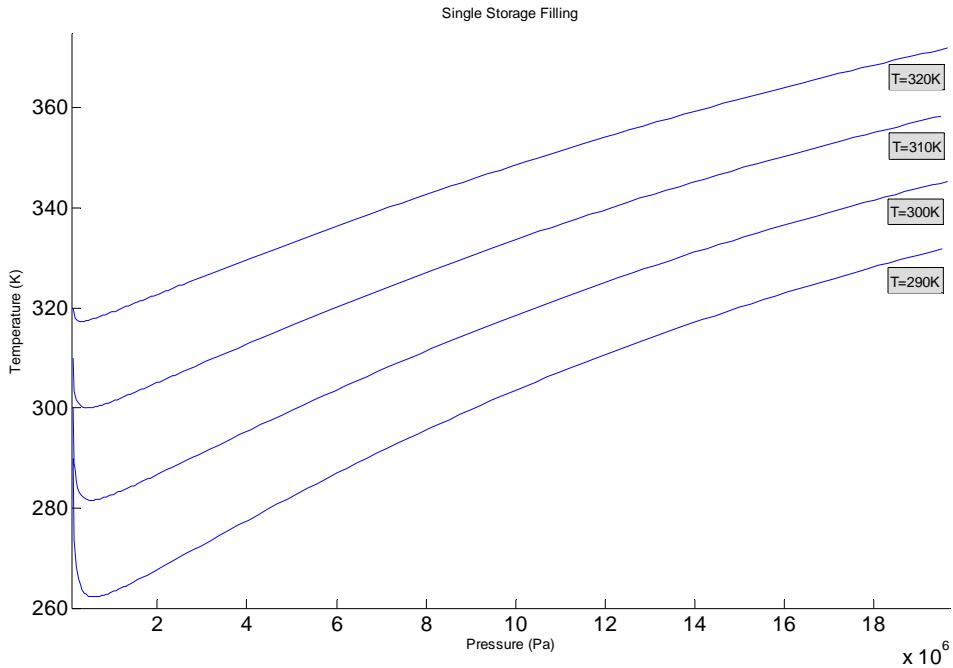




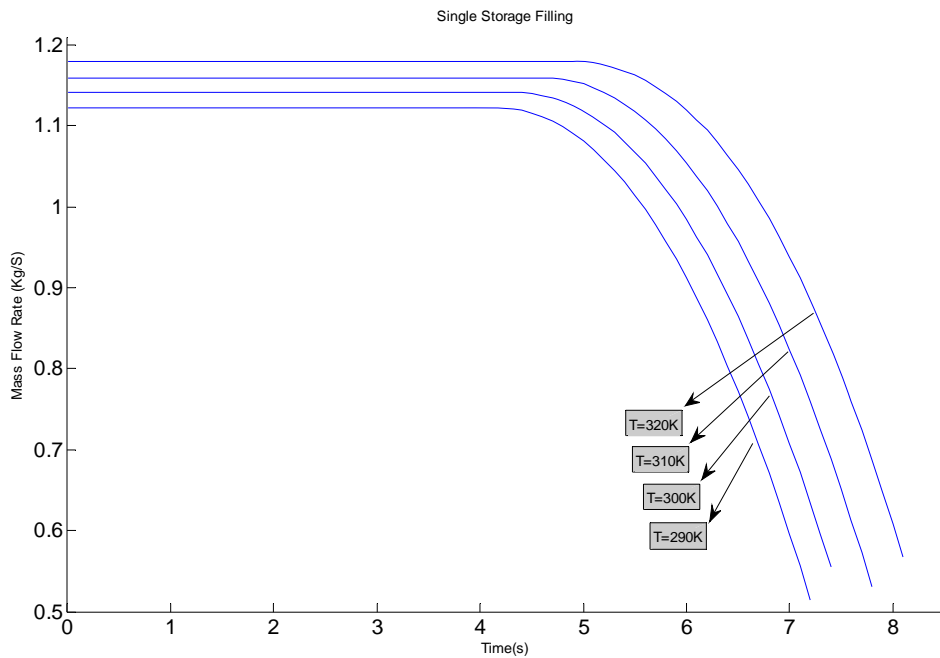
نمودار ۵-۱۷) دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



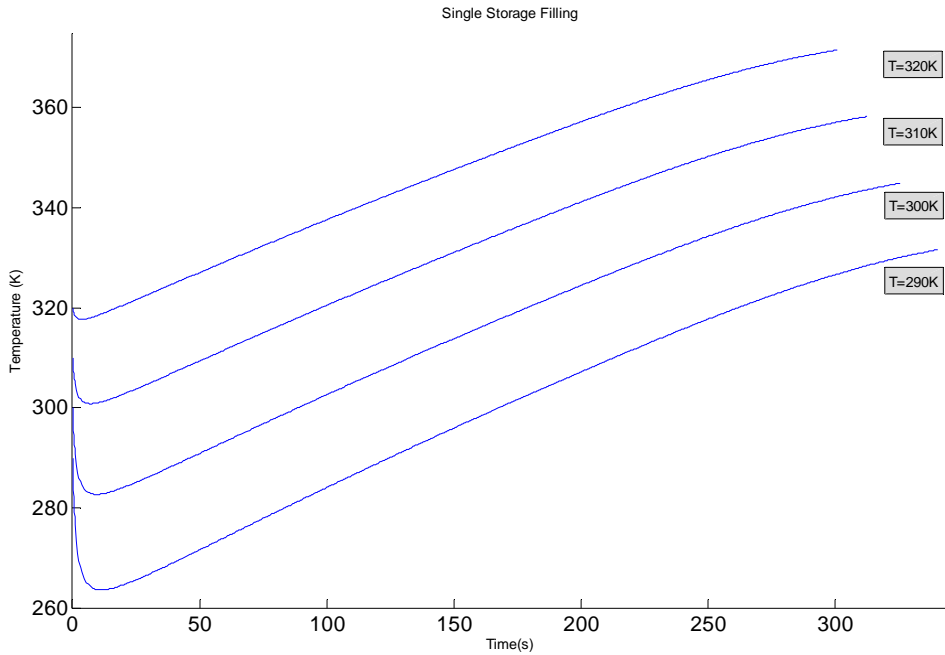
نمودار ۵-۱۸) فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



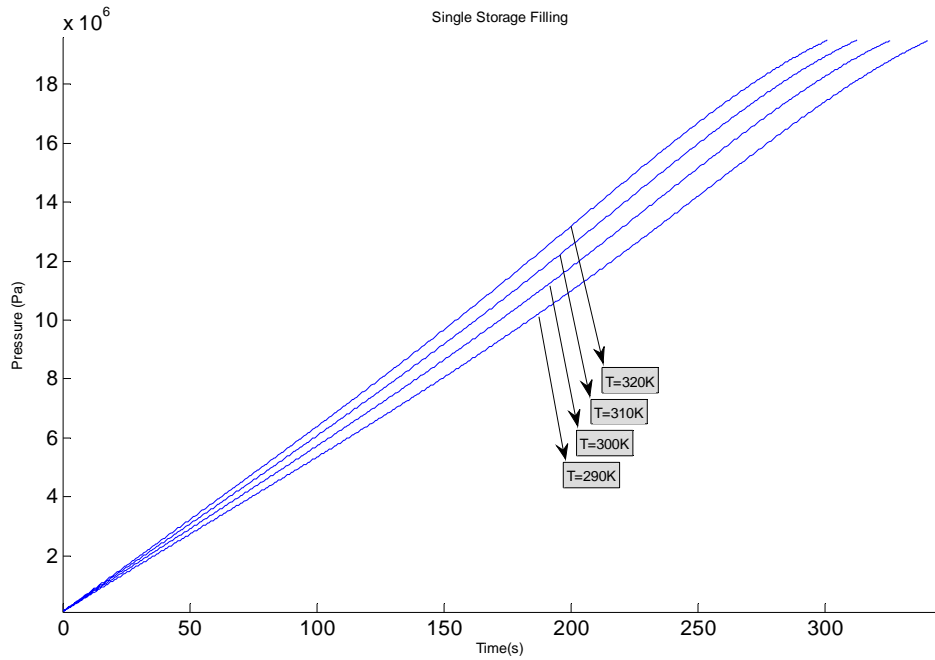
نمودار ۵-۱۹) دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۶ mm



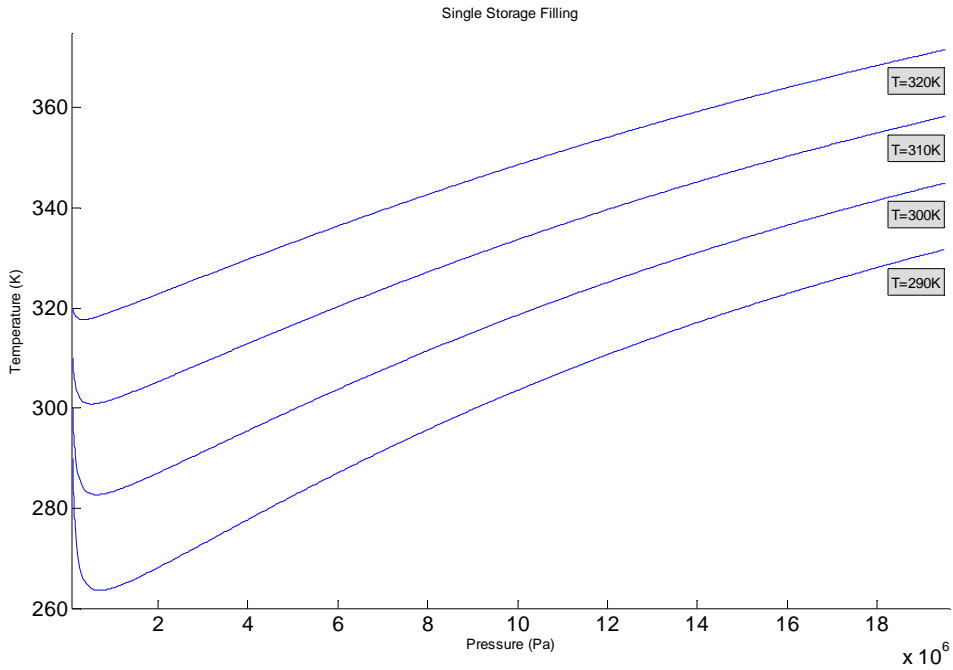
نمودار ۵-۲۰) دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



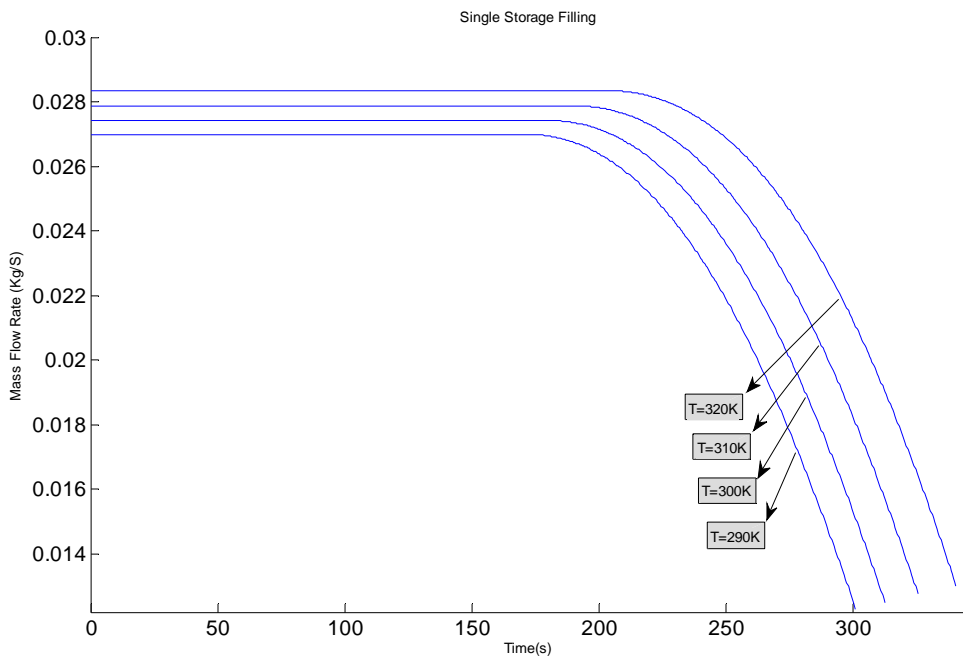
نمودار ۵-۲۱) دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm



نمودار ۵-۲۲) فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm



نمودار ۵-۲۳) دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۱ mm



نمودار ۵-۲۴) دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm

## ۵-۲-۲) حل فرایند پر شدن سریع با استفاده از سه مخزن تغذیه برای حالت

### واقعی توسط معادله حالت AGA8

در این بخش نمودارهای خروجی فرایند پر شدن سریع با استفاده از سه مخزن تغذیه و برای حالت واقعی با توجه به شرایط اولیه زیر بدست آمده‌اند.

فشارهای سه مخزن تغذیه ایستگاه برای انجام سوختگیری در سیستم سه مخزن به ترتیب ۵۵ bar، ۱۱۰ bar و ۲۰۰ bar در نظر گرفته شده است. در حالت سه مخزن نمودارها برای سه نمونه گاز با درصد کسر جرمی ترکیبات متفاوت بدست آمده‌اند. نمونه گازهای استفاده شده عبارتند از :

- گاز طبیعی پالایشگاه شهید هاشمی نژاد (خانگیران) که درصد کسر مولی اجزای تشکیل دهنده‌اش در جدول (۳-۴) آورده شده است.
- گاز طبیعی حوزه گازی شانول که درصد کسر مولی اجزای تشکیل دهنده‌اش در جدول (۳-۵) آورده شده است.
- گاز طبیعی منطقه Gulf Coast که درصد کسر مولی گاز Gulf Coast در جدول (۵-۱) آورده شده است

انتالپی سکون هر یک از نمونه گازهای استفاده شده در فشارهای ذکر شده ایستگاه، با توجه به ترکیبات و دمای آنها متفاوت بوده و مقدار آن توسط روابط (۴-۱۸) و (۴-۲۹) برای هر سه نمونه گاز مذکور در دماهای ۲۸۰، ۲۹۰، ۳۰۰، ۳۱۰ و ۳۲۰ کلوین محاسبه شده و در جداول (۵-۳)، (۵-۴) و (۵-۵) آورده شده‌اند. جداول نامبرده همچنین شامل مقادیر انرژی اولیه گاز موجود در سیلندر خودرو در ابتدای فرایند سوختگیری و برای دماهای اولیه اشاره شده می‌باشند.

بدین ترتیب اثرات تغییر در دمای اولیه گاز ورودی در هر حالت مشهود خواهد بود. در این بخش نیز نمودارها برای دو حالت (a) قطر نازل دستگاه توزیع کننده ۶ mm و دماهای ۲۸۰، ۲۹۰، ۳۰۰، ۳۱۰ و ۳۲۰ کلوین و (b) قطر نازل دستگاه توزیع کننده ۱ mm و دماهای ۲۸۰، ۳۰۰ و ۳۲۰ کلوین

بدست آمده است. که در شکل‌های (۵-۲۵) تا (۵-۴۹) آورده شده‌اند. حجم سیلندر خودرو در این حالت نیز ۶۷ لیتر در نظر گرفته شده است.

جدول ۵-۳- مقادیر انرژی اولیه و انتالپی سکون (گاز خانگیان)

خانگیان					نمونه گاز
320	310	300	290	280	دما (K)
82.0555	64.1035	46.3974	28.9278	11.6851	انرژی اولیه (Kj/Kg) در فشار ۱bar
190.6254	164.9102	139.135	113.2287	87.099	انتالپی سکون (Kj/Kg) در فشار ۵۵bar
146.0259	117.1556	87.7301	57.5301	26.2465	انتالپی سکون (Kj/Kg) در فشار ۱۱۰bar
79/4747	46/7612	13/2837	-20/9892	-55/9829	انتالپی سکون (Kj/Kg) در فشار ۲۰۰bar

جدول ۵-۴- مقادیر انرژی اولیه و انتالپی سکون (گاز حوزه شانول)

شانول					نمونه گاز
320	310	300	290	280	دما (K)
80/7997	63/1213	45/6851	28/4825	11/5045	انرژی اولیه (Kj/Kg) در فشار ۱bar
188.2769	162.6999	137.034	111.2007	85.0968	انتالپی سکون (Kj/Kg) در فشار ۵۵bar
142.7715	113.886	84.3798	54.0145	22.4567	انتالپی سکون (Kj/Kg) در فشار ۱۱۰bar
77.5449	45.2574	12.3646	-21.0407	-54.6545	انتالپی سکون (Kj/Kg) در فشار ۲۰۰bar

جدول ۵-۵- مقادیر انرژی اولیه و انتالپی سکون (گاز Gulf Coast)

Gulf Coast					نمونه گاز
320	310	300	290	280	دما (K)
82/0057	64/0609	46/3636	28/9048	11/6749	انرژی اولیه (Kj/Kg) در فشار ۱bar
189.1281	163.3044	137.4022	111.3442	85.0288	انتالپی سکون (Kj/Kg) در فشار ۵۵bar
142.9208	113.7453	83.9436	53.2671	21.3607	انتالپی سکون (Kj/Kg) در فشار ۱۱۰bar
74.3425	41.2401	7.3572	-27.2896	-62.5077	انتالپی سکون (Kj/Kg) در فشار ۲۰۰bar

اولین چیزی که در نمودارهای بدست آمده جلب توجه می‌نماید اینست که در حالت پرشدن با سه مخزن تغذیه هیچ نشانی از بروز اثر ژول تامسون در ابتدای فرایند نیست و در عوض این پدیده ترمودینامیکی خود را در مراحل میانی فرایند پرشدن و به هنگام تعویض مخازن تغذیه نشان می‌دهد.

در حالت سه مخزن افزایش دمای نهایی سیلندر در دماهای اولیه پایین گاز ورودی ۶۰-۵۸ درجه سانتیگراد بوده که این مقدار با افزایش دمای گاز ورودی به سیلندر به ۷۰-۶۸ درجه سانتیگراد می‌رسد.

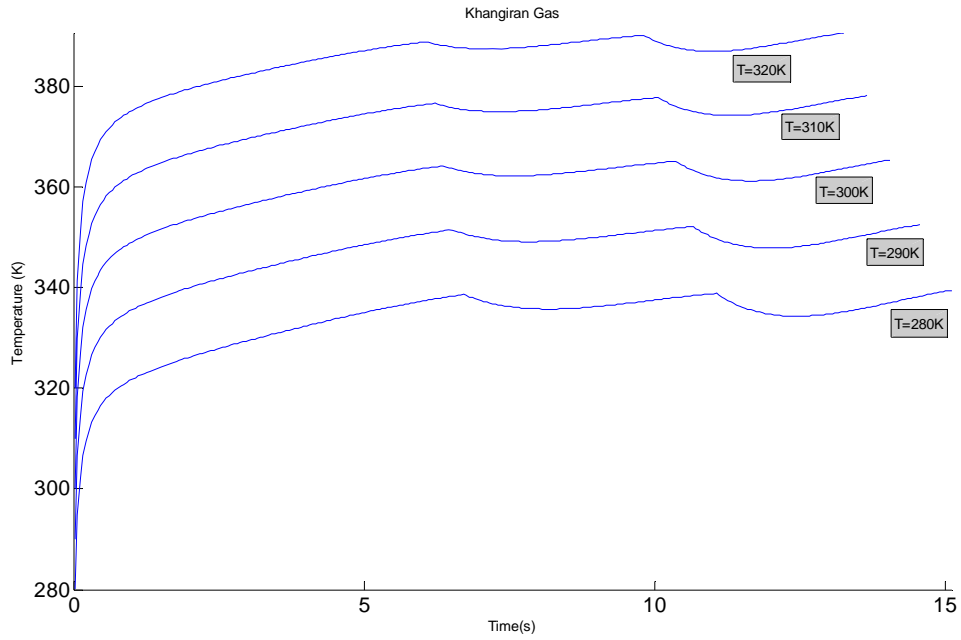
در اینجا نیز نشانی از تاثیر قابل ملاحظه تغییر قطر دهانه نازل ورودی بر روی درجه حرارت نهایی سیلندر دیده نمی‌شود اما همانطور که انتظار می‌رفت با کوچکتر شدن قطر نازل، زمان سوختگیری افزایش قابل ملاحظه‌ای پیدا کرده است. آنچه در اینجا شایان ذکر است اینست که در حالت سوختگیری با سه مخزن، زمان پرشدن سیلندر تقریباً دو برابر حالتیست که از یک مخزن تغذیه جهت سوختگیری استفاده شود. همانطور که نمودارها نشان می‌دهند در اینجا نیز متناسب با بالا رفتن دمای گاز ورودی به سیلندر زمان انجام فرایند و جرم گاز ذخیره شده در آن کاهش و دبی جرمی گاز ورودی و آهنگ تغییر فشار سیلندر افزایش می‌یابند.

همانطور که در ابتدای این بخش نیز اشاره شد، با توجه به عمومیت استفاده از سه مخزن تغذیه در اکثر جایگاه‌های توزیع سوخت جهت بالا بردن راندمان ایستگاه، در این مرحله نتایج برای سه نمونه ترکیب متفاوت گاز طبیعی بدست آمده است. بنابراین می‌توان اثر تفاوت در ترکیبات تشکیل دهنده گاز طبیعی ایستگاه بر فرایند پرشدن سریع را نیز مورد تحلیل و بررسی قرار داد. نکته جالب توجه آنکه بیشینه تاثیری که از تغییر ترکیبات در نتایج مشاهده می‌شود تغییری معادل ۳-۲ درجه سانتیگراد در دمای نهایی سیلندر می‌باشد که این مساله نیز به نوبه خود حائز اهمیت است. به بیان بهتر نتایج بدست آمده برای گازهای میادین گازی ایران اختلاف چندانی با هم نشان نمی‌دهند و

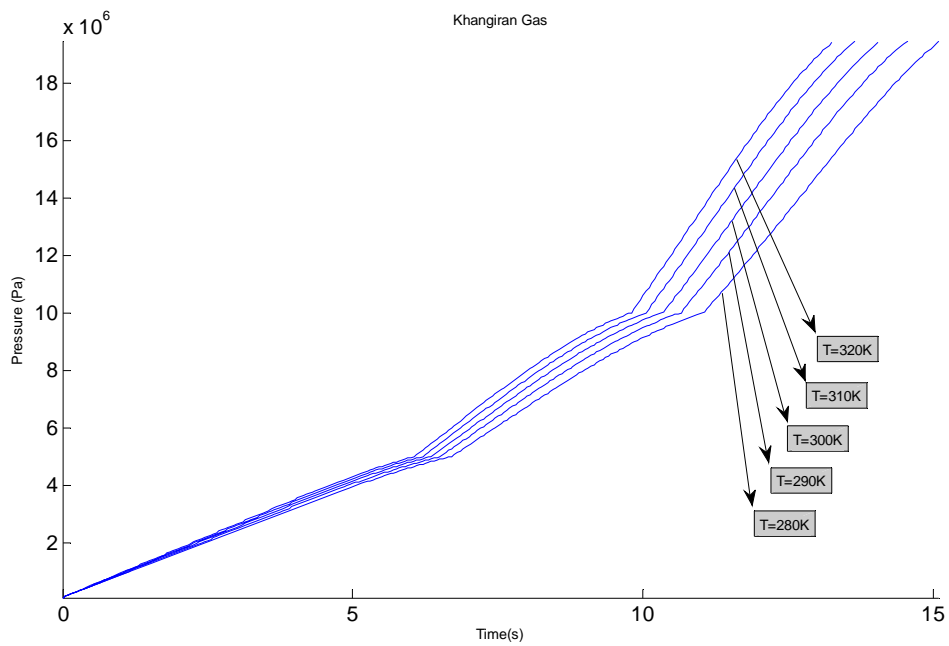
این در حالیست که نمودارهای بدست آمده برای ضریب تراکم پذیری این دو نمونه گاز در انتهای فصل سوم اختلاف قابل توجهی را در مقادیر این ضریب برای این دو گاز نشان داده بودند.

اما نمودارهای بدست آمده برای گاز Gulf Coast نشان از ۲-۳ درجه تفاوت در خروجیها و دمای نهایی سیلندر دارند که با توجه به یکسان بودن شرایط اولیه استفاده شده در مدلسازی هر سه نمونه، این اختلاف به جهت تفاوت در ترکیبات تشکیل دهنده این نمونه با نمونه‌های ایرانی می‌باشد. به نظر محقق اختلاف مذکور بدلیل تفاوت قابل توجه در میانگین اجزای تشکیل دهنده این گاز با دو نمونه ایرانی بوده به این صورت که علی‌رغم نداشتن اختلاف حائز اهمیت در مقدار درصد جرمی متان، سایر ترکیبات تشکیل دهنده این گاز با دو نمونه ایرانی اختلاف قابل تاملی را نشان می‌دهند. این مسئله بیانگر اینست که استفاده از خواص متان در تحلیل‌های مشابه به جای گاز طبیعی و با فرض یکسان بودن تقریبی خواص این دو گاز، همیشه فرضیه درستی نخواهد بود که درستی این موضوع از مقایسه نتایج اخذ شده از تحقیق حاضر با نتایج ارائه شده برای تحلیل گاز متان در مرجع [۱۲] نتیجه‌گیری شده است.

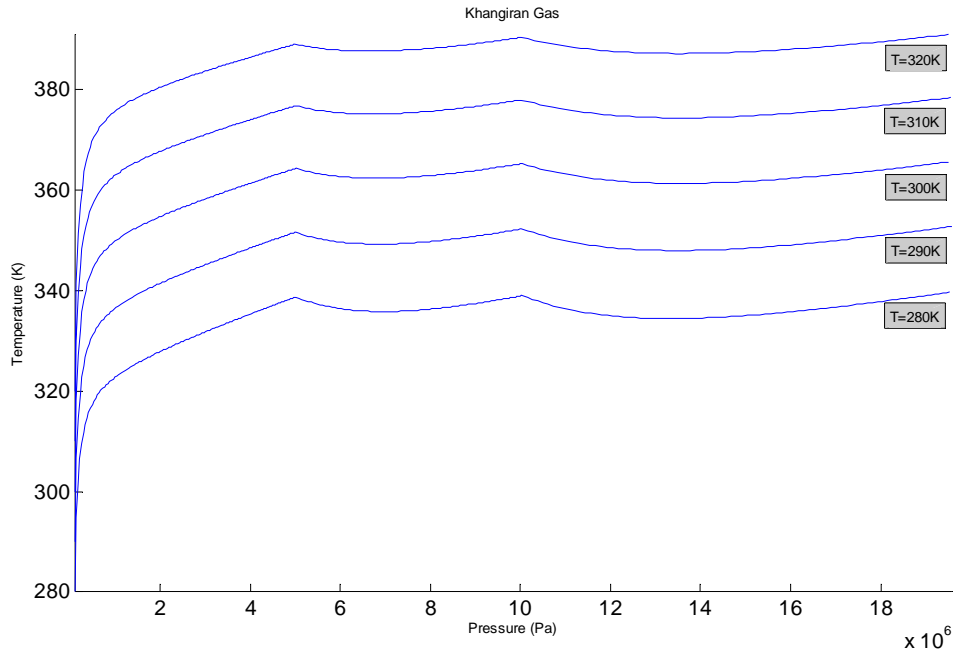




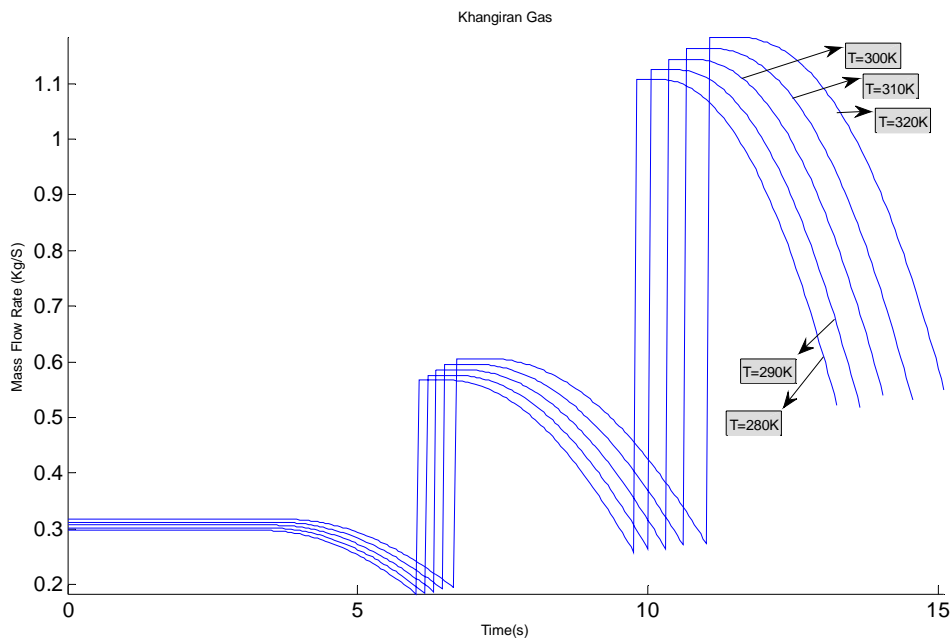
نمودار ۵-۲۵) دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



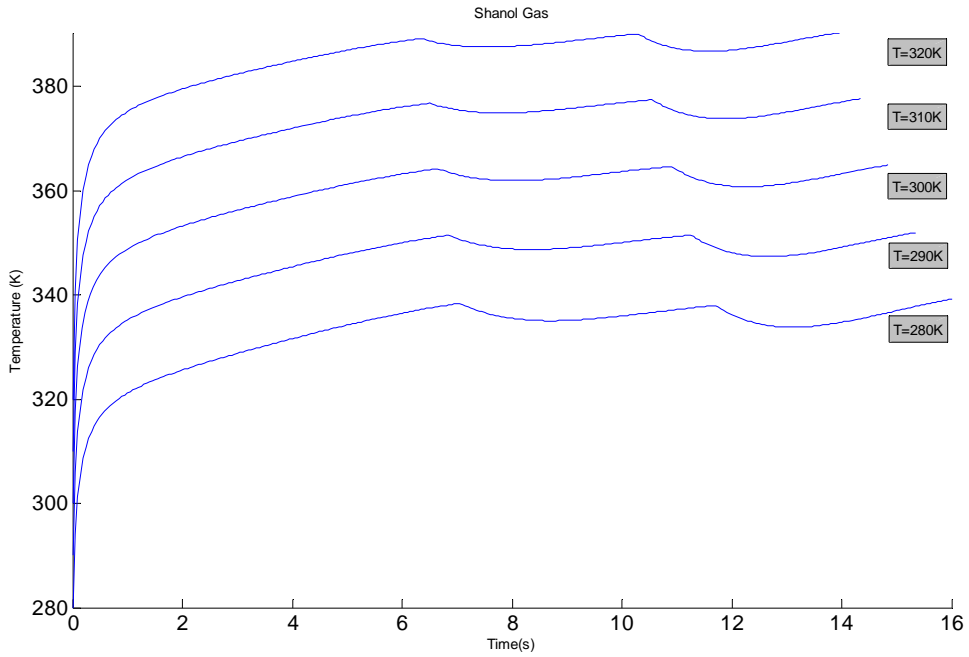
نمودار ۵-۲۶) فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



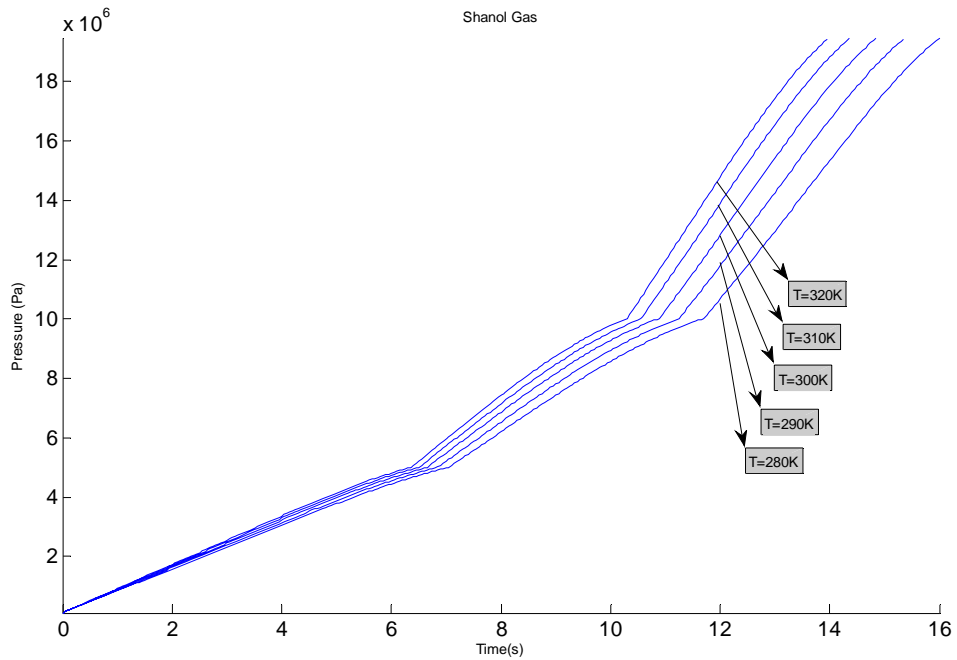
نمودار ۵-۲۷) دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۶ mm



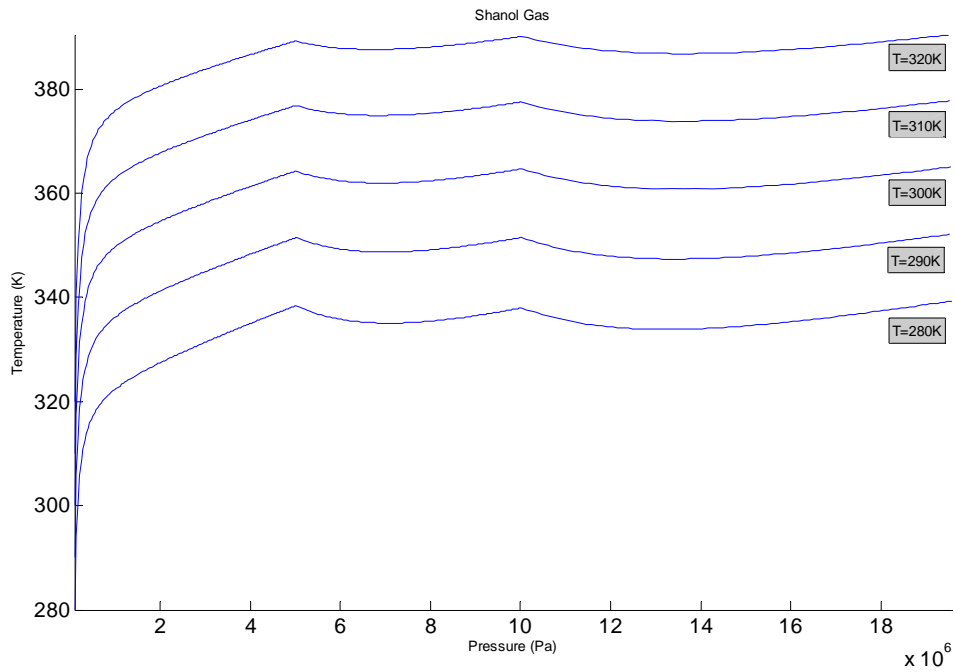
نمودار ۵-۲۸) دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



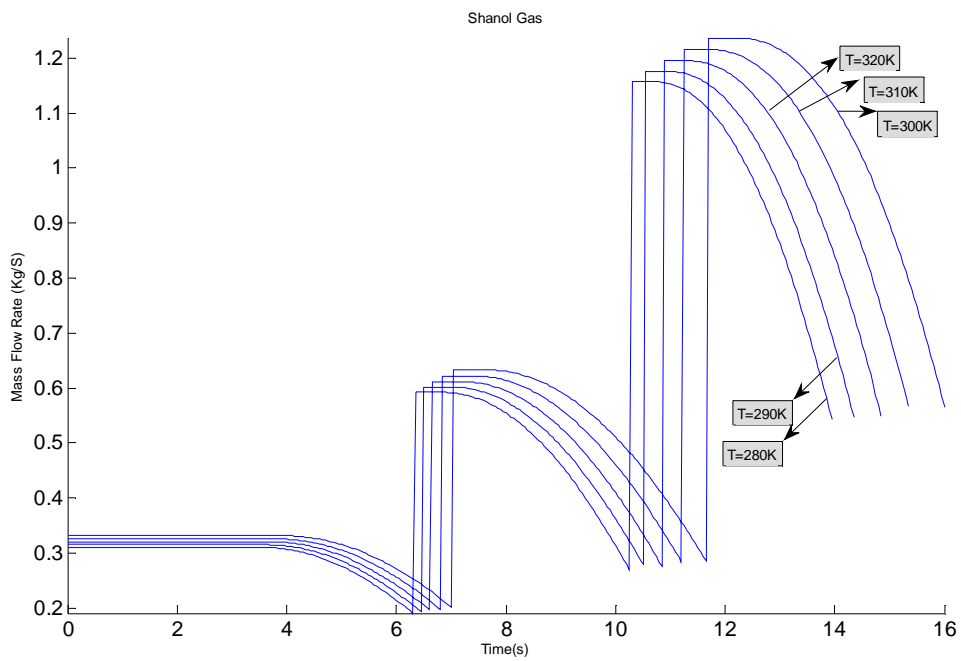
نمودار ۵-۲۹) دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



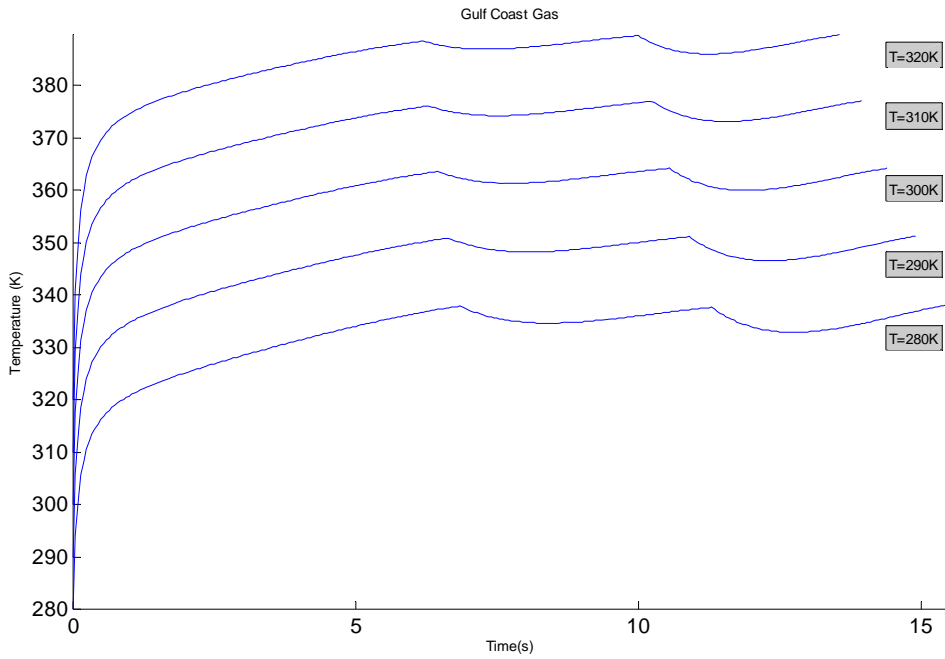
نمودار ۵-۳۰) فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



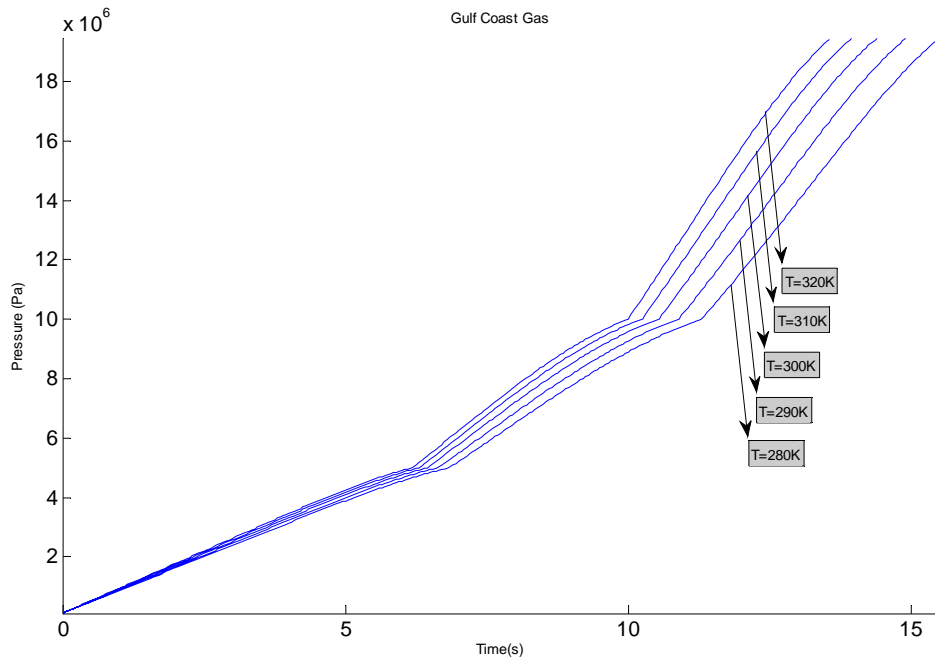
نمودار ۵-۳۱) دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۶ mm



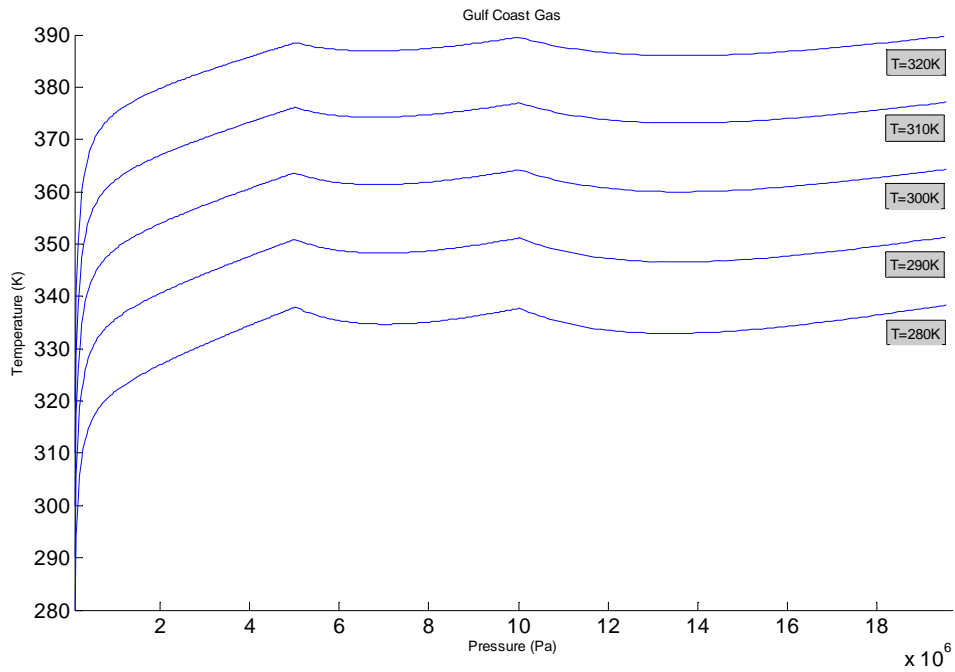
نمودار ۵-۳۲) دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



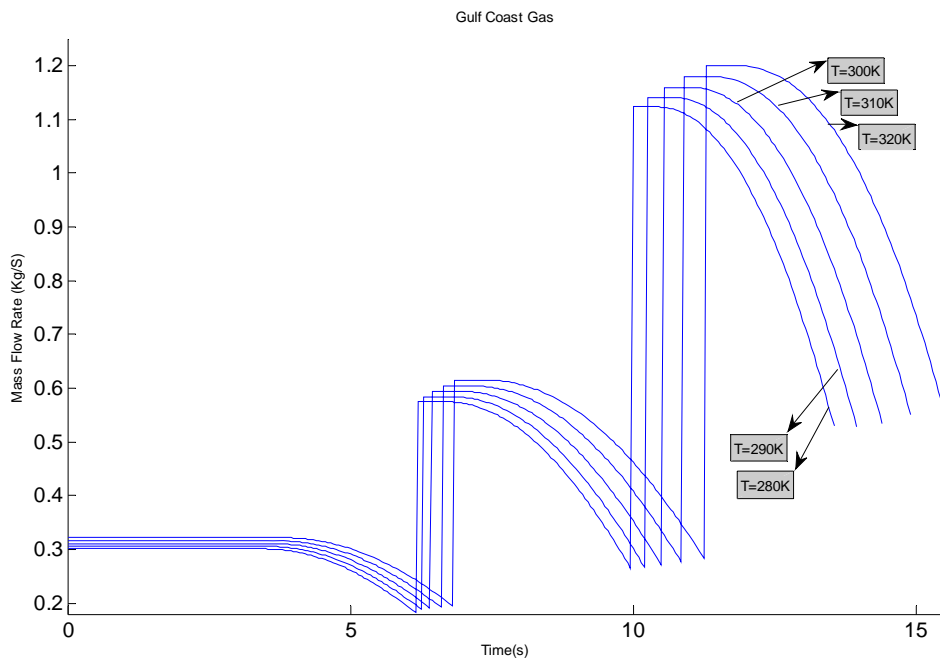
نمودار ۵-۳۳) دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



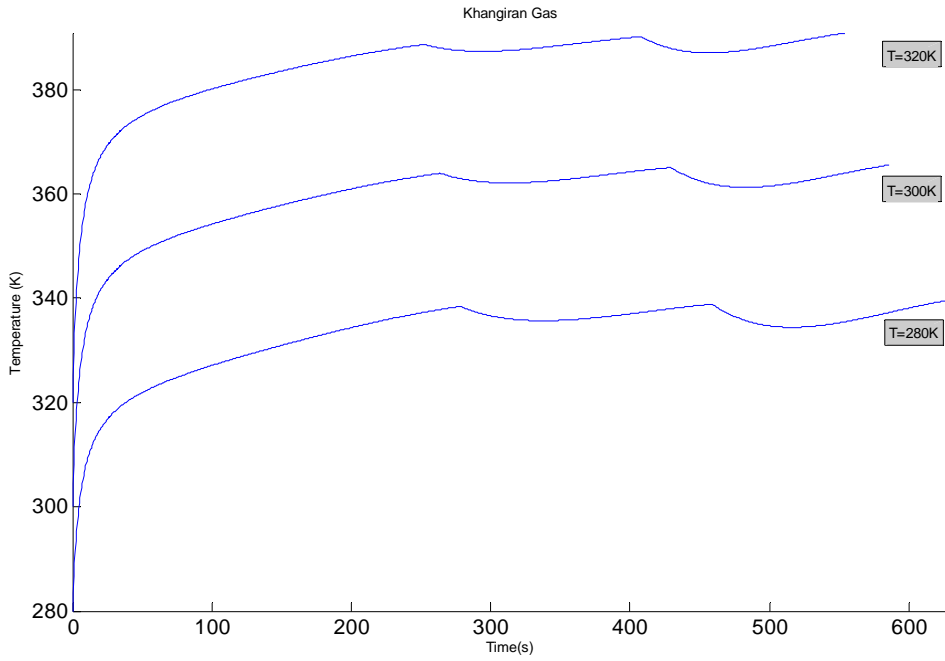
نمودار ۵-۳۴) فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



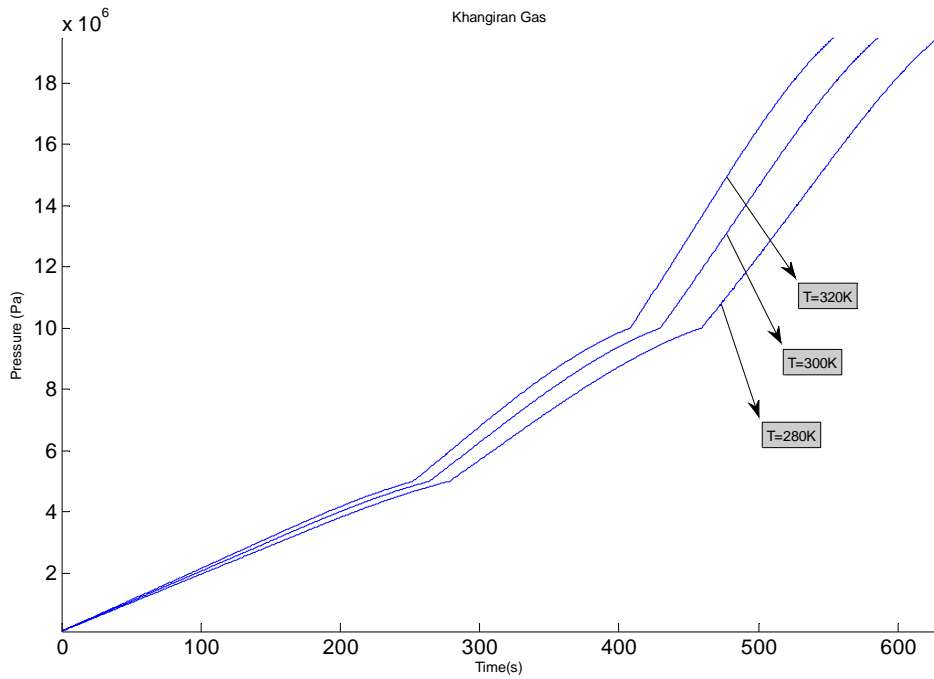
نمودار ۵-۳۵) دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۶ mm



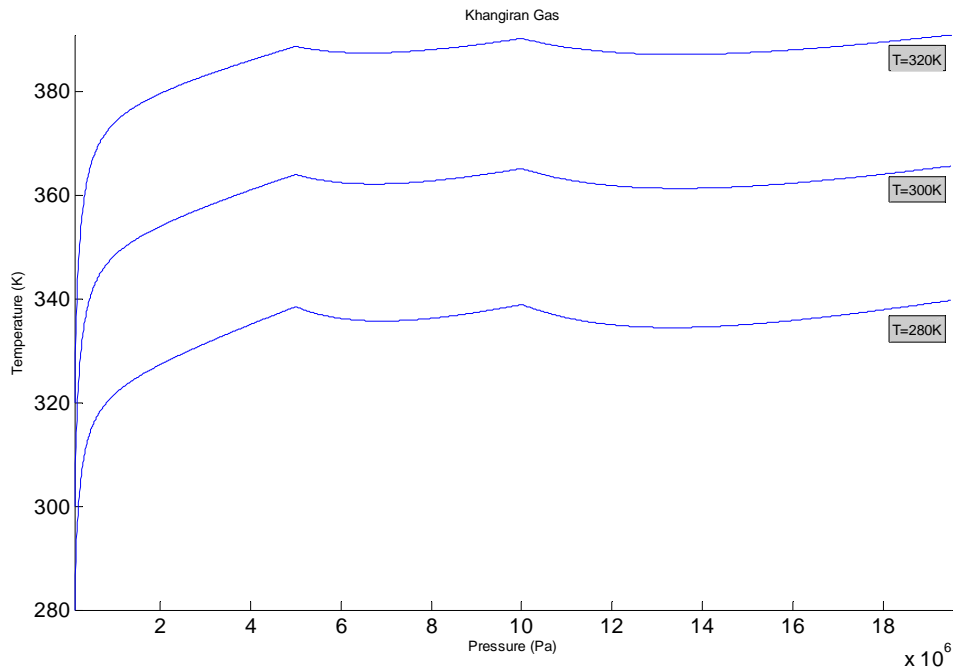
نمودار ۵-۳۶) دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



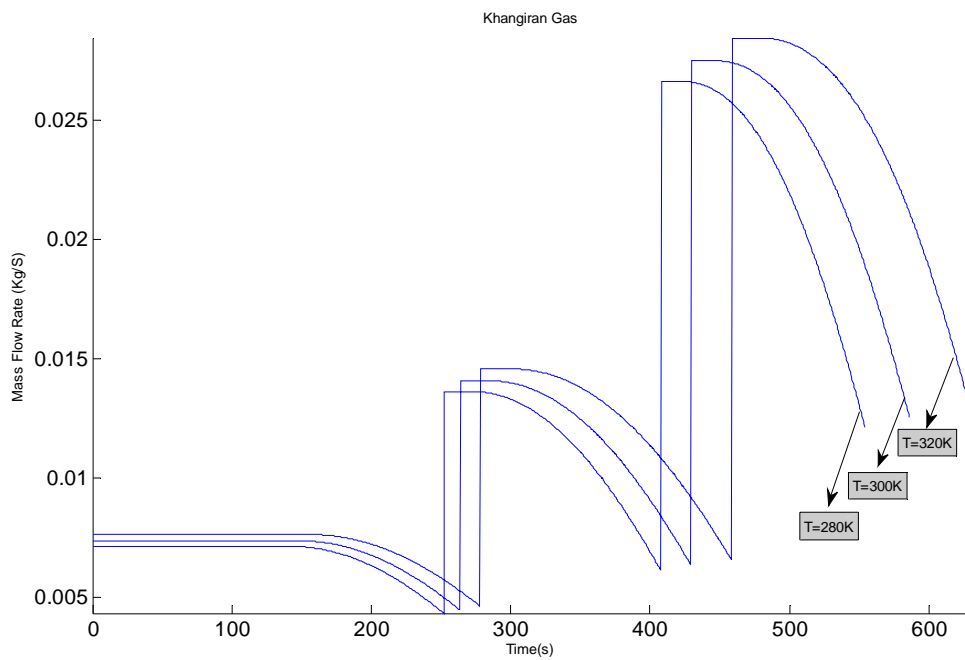
نمودار ۵-۳۷) دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm



نمودار ۵-۳۸) فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm

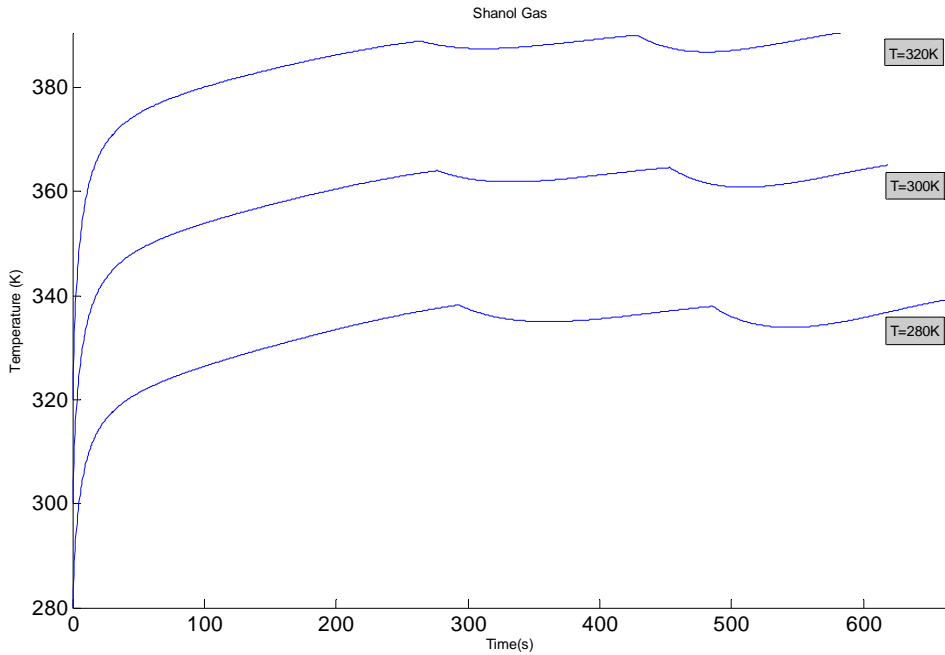


نمودار ۵-۳۹) دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۱ mm

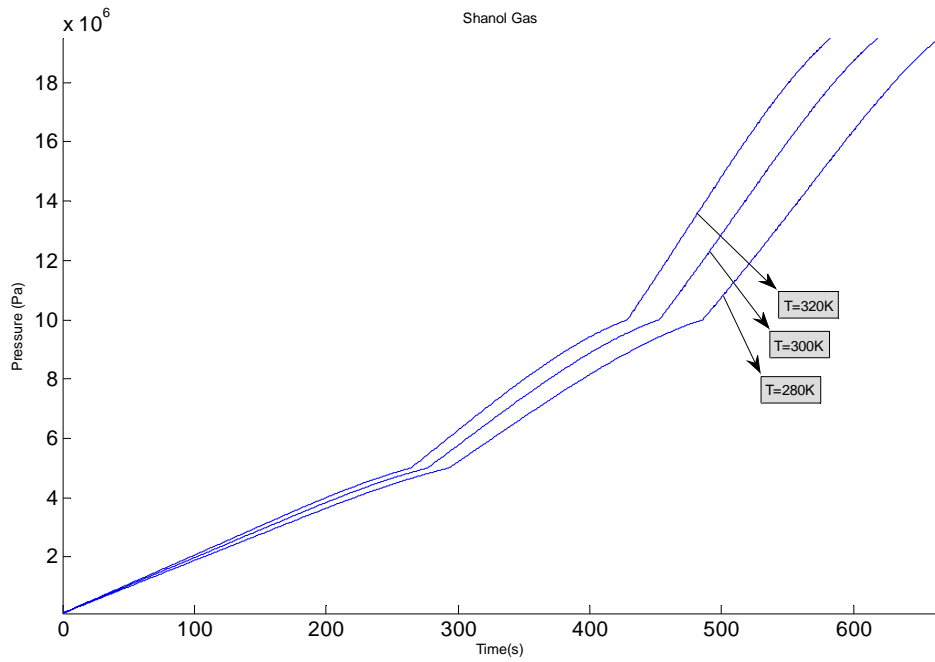


نمودار ۵-۴۰) دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm

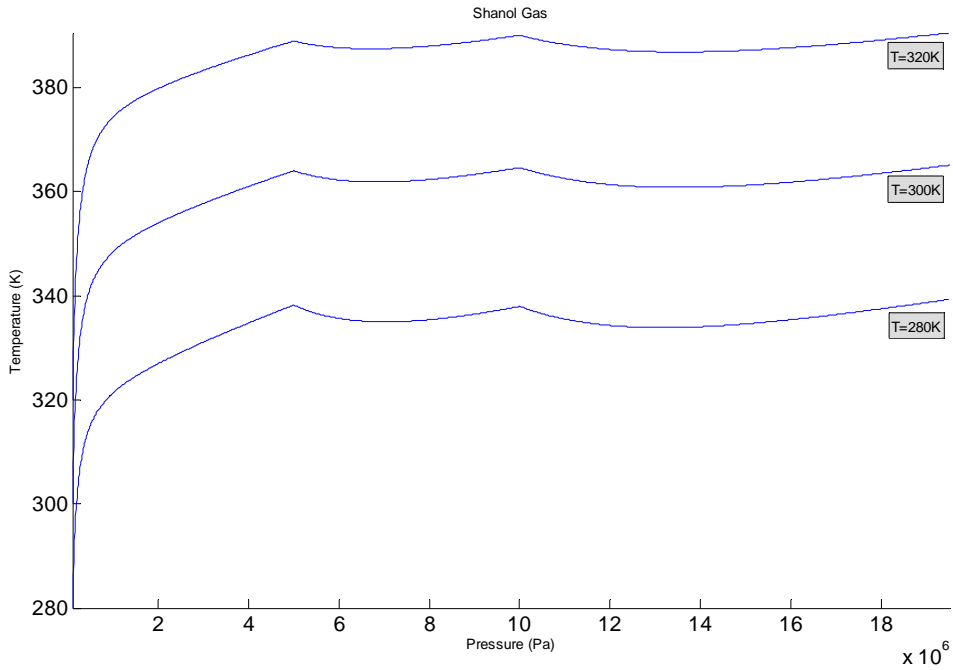




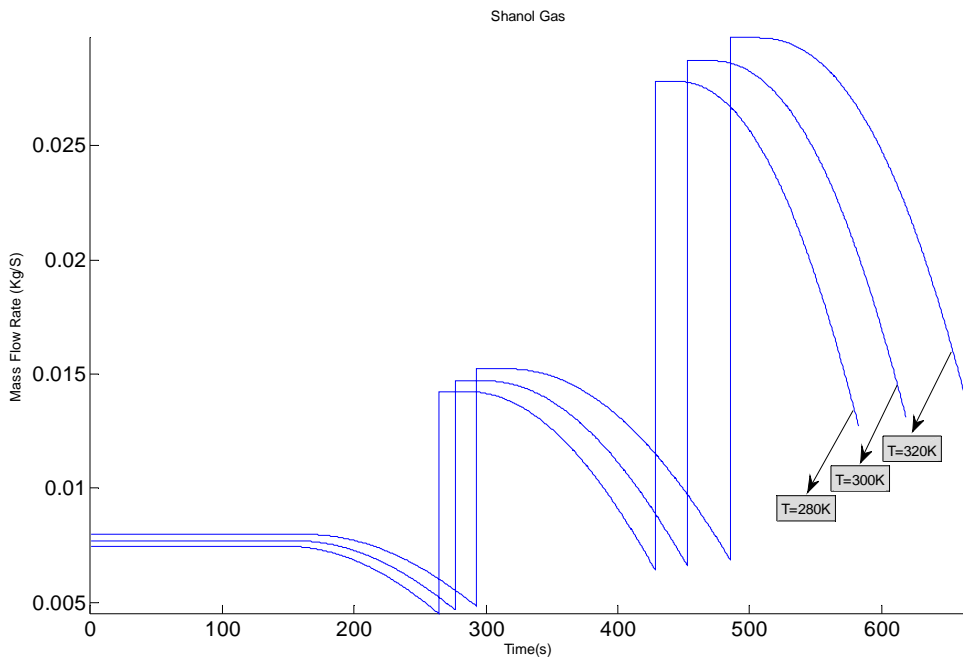
نمودار ۵-۴۱) دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm



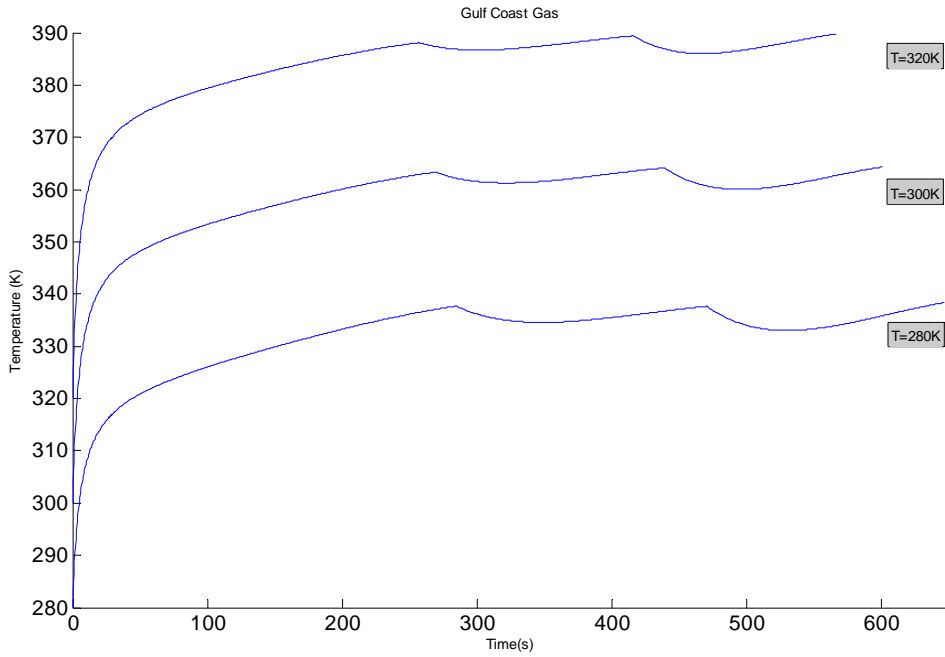
نمودار ۵-۴۲) فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm



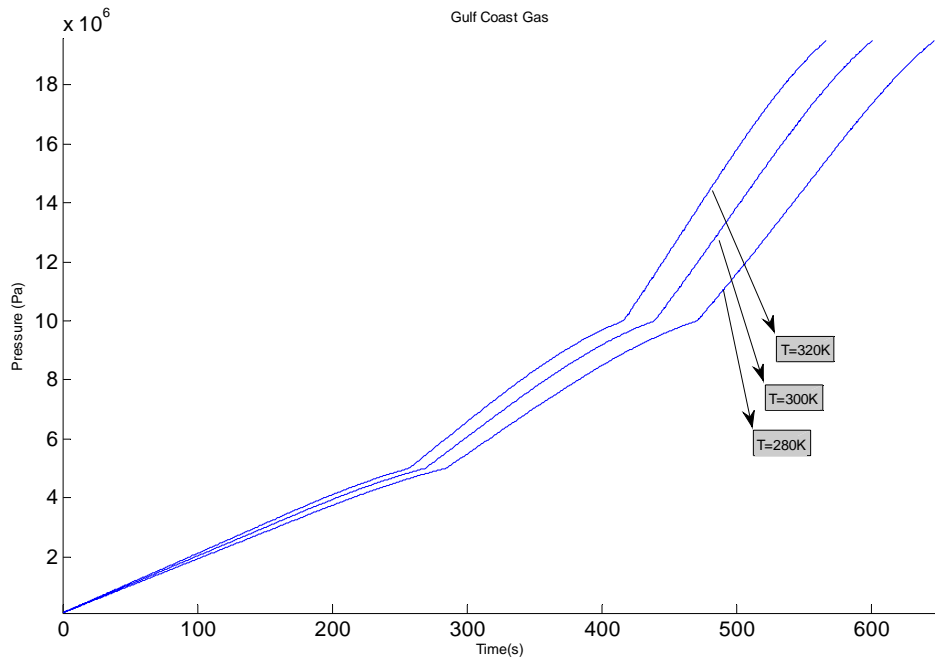
نمودار ۵-۴۳) دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۱ mm



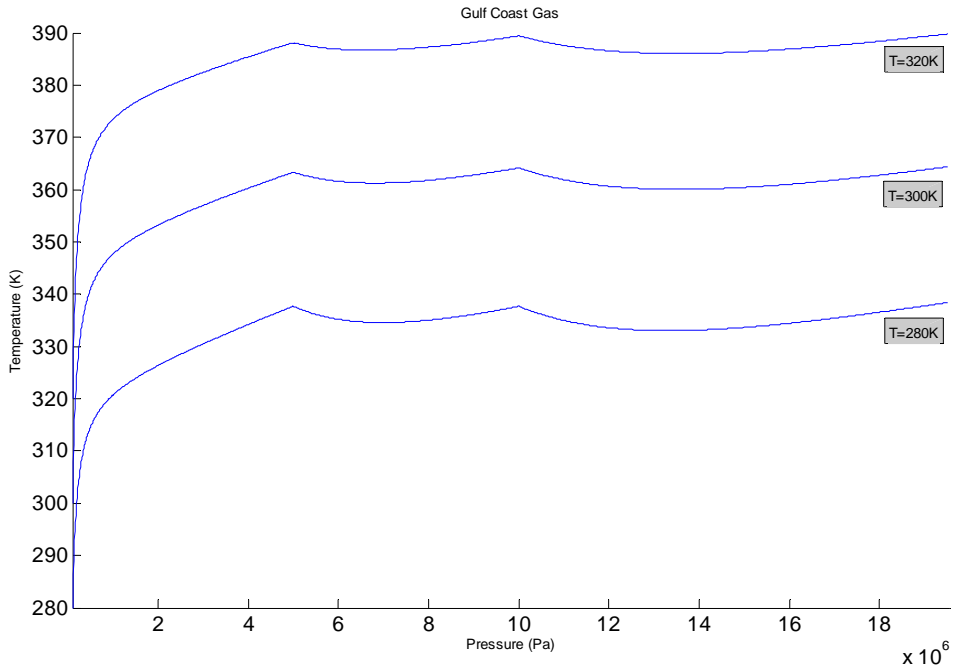
نمودار ۵-۴۴) دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm



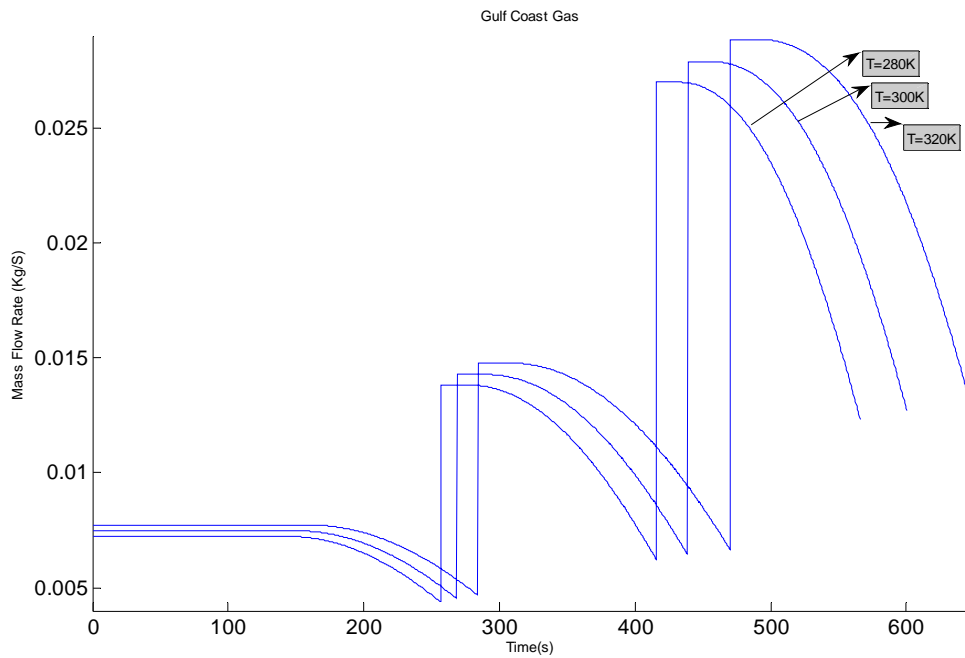
نمودار ۵-۴۵) دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm



نمودار ۵-۴۶) فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm



نمودار ۵-۴۷) دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۱ mm



نمودار ۵-۴۸) دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۱ mm

## ۵-۲-۳) بررسی اثر تغییر در فشار مخزن میانی ایستگاه بر فرایند پرشدن

### سریع توسط معادله حالت AGA8

در این بخش با ایجاد تغییر در فشار مخزن میانی در دمای ثابت ۳۰۰ K به استنتاج نمودارهای دما - زمان ، فشار - زمان ، دما - فشار و دبی جرمی ورودی - زمان برای نمونه گاز منطقه Gulf Coast پرداخته شده است.

برای این منظور فشار مخزن تغذیه اول و سوم ثابت در نظر گرفته شده و فشار مخزن تغذیه دوم از ۱۰۵bar به فشارهای ۱۲۵bar ، ۱۴۵bar و ۱۶۵bar تغییر یافته است و خروجی ها به صورت جداگانه در هر کدام از آرایشهای جدید مخازن بدست آمده‌اند.

بدیهیست که میزان انتالپی سکون در فشارهای یاد شده برای گاز طبیعی موجود در مخزن دوم در این حالت متفاوت خواهد بود. لذا مقادیر انتالپی سکون مخزن دوم در هر کدام از فشارهای بالا طبق روابط (۴-۱۸) و (۴-۲۹) محاسبه شده‌اند و مقادیر آنها در دمای ۳۰۰ K برای گاز مذکور در جدول (۵-۶) آورده شده است.

قطر دهانه نازل ورودی در این بخش ۶ mm و حجم مخزن خودرو ۶۷ لیتر در نظر گرفته شده است و نمودارها در شکل‌های (۵-۴۹) تا (۵-۵۲) آورده شده‌اند.

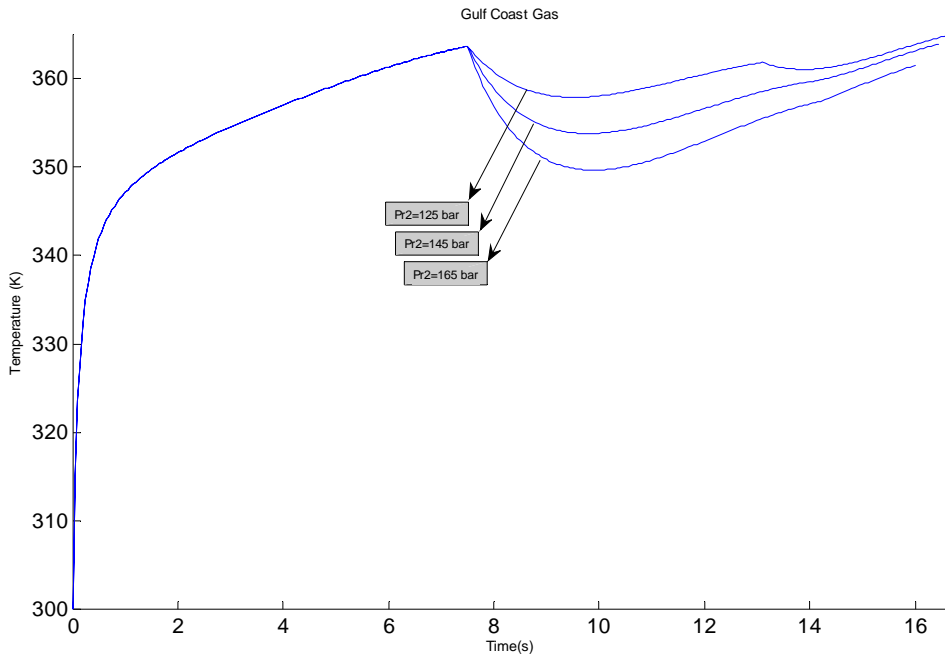
جدول (۵-۶) مقادیر انتالپی سکون با تغییر فشار مخزن میانی (گاز Gulf Coast)

Gulf Coast	نمونه گاز
300	دما (K)
64.066	انتالپی سکون (Kj/Kg) در فشار ۱۲۵bar
45.873	انتالپی سکون (Kj/Kg) در فشار ۱۴۵bar
29.768	انتالپی سکون (Kj/Kg) در فشار ۱۶۵bar

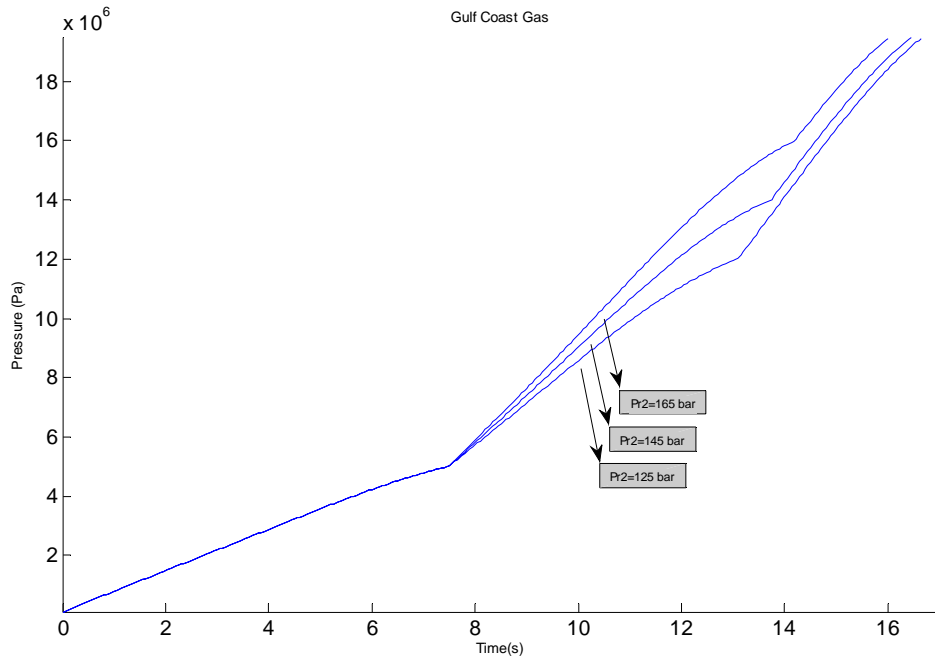
نمودارهای بدست آمده در این بخش نشان می‌دهند که با افزایش فشار مخزن میانی زمان پرشدن سیلندر کاهش خواهد یافت از طرفی از آنجاکه با افزایش فشار این مخزن اختلاف فشار بین آن و

مخزن اولیه افزایش می‌یابد، اثر ژول تامسون نیز در این حالت نمود بیشتری پیدا خواهد کرد و همانطور که از نمودارها نیز پیداست، با افزایش فشار مخزن میانی، دمای نهایی سیلندر در پایان فرایند پرشدن کاهش می‌یابد.

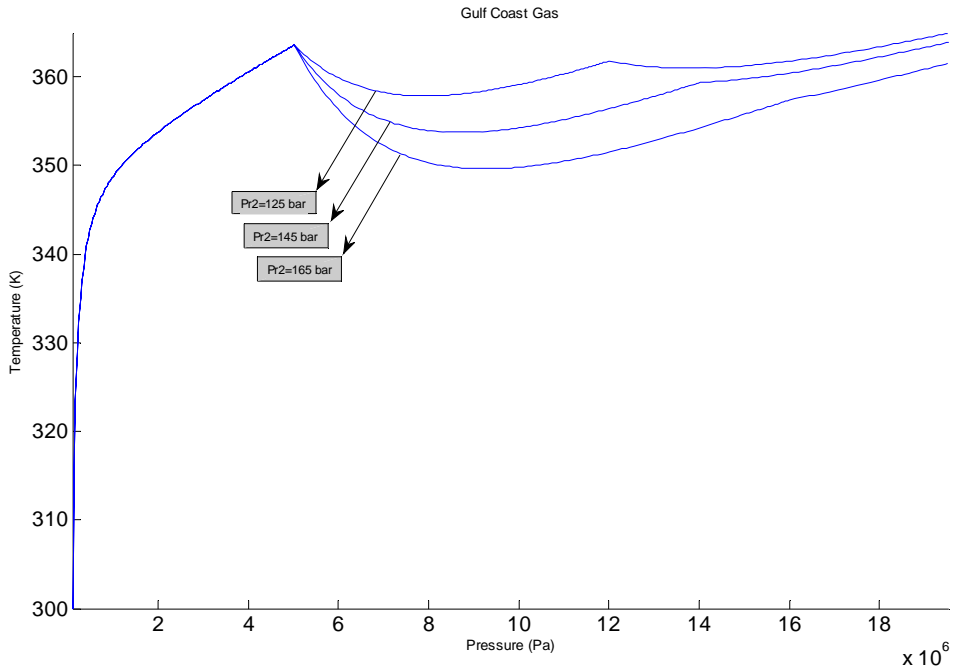
همچنین آهنگ افزایش فشار داخل سیلندر با افزایش فشار مخزن میانی سرعت بالاتری پیدا نموده و به تناسب بالا رفتن فشار مخزن میانی دبی جرمی گاز ورودی نیز افزایش می‌یابد.



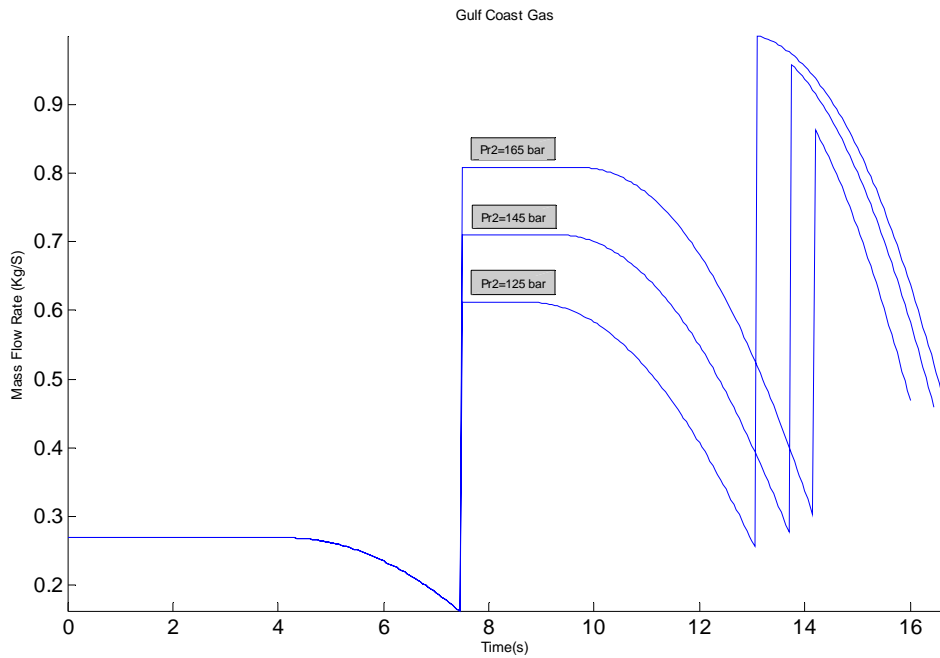
نمودار ۵-۴۹) دما بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



نمودار ۵-۵۰) فشار بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



نمودار ۵-۵۱) دما بر حسب فشار برای نازل با قطر ۶ mm



نمودار ۵-۵۲) دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای نازل با قطر ۶ mm



## ۵-۲-۴) بررسی اثر تغییر حجم سیلندر خودرو بر فرایند پر شدن سریع

### توسط معادله حالت AGA8

در این بخش با ایجاد تغییر در حجم مخزن خودرو در دمای ثابت  $300\text{ K}$  به استنتاج نمودارهای دما - زمان ، فشار - زمان ، دما - فشار و دبی جرمی ورودی - زمان برای نمونه گاز منطقه Gulf Coast پرداخته شده است.

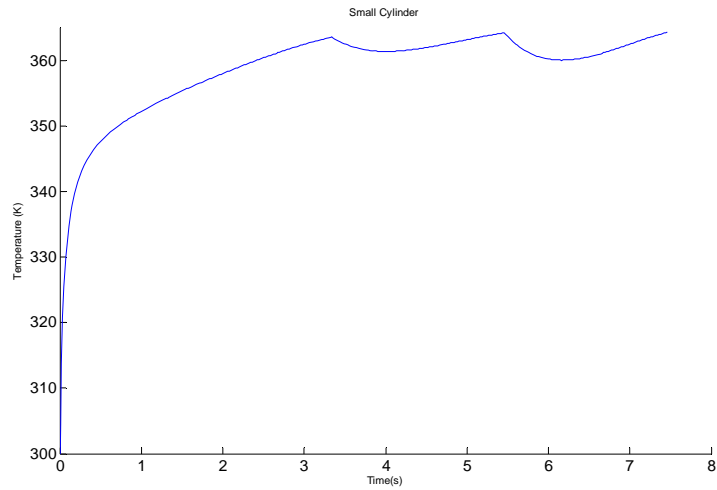
برای این منظور نمودارهای مذکور برای مخازن با حجمهای  $30$  ،  $67$  و  $101$  لیتر در دمای محیط برابر با  $300\text{ K}$  و فشار مخازن تغذیه  $55\text{bar}$  ،  $105\text{bar}$  و  $200\text{bar}$  بدست آمده‌اند.

با توجه به عدم تغییر در شرایط مخازن تغذیه ایستگاه ، مقادیر انتالیپی سکون برای گاز طبیعی متراکم شده در این مخازن مطابق با مقادیر آورده شده در جدول (۵-۵) می‌باشد.

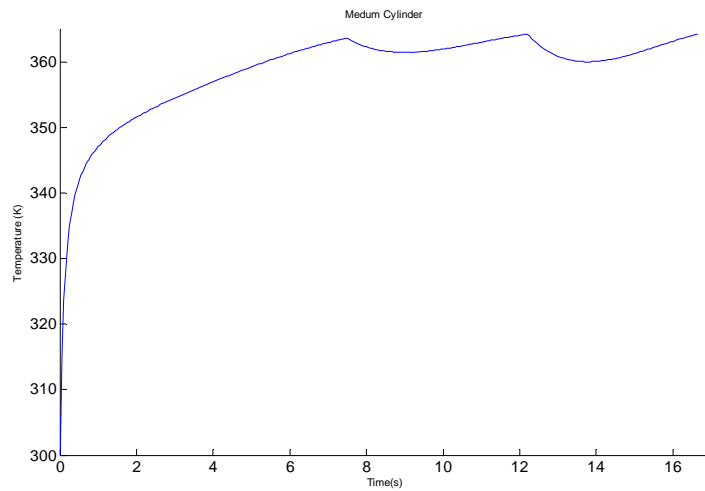
قطر دهانه نازل ورودی در این بخش نیز  $6\text{ mm}$  در نظر گرفته شده است. نمودارها در شکل‌های (۵-۵۳) تا (۵-۶۴) آورده شده‌اند.

لازم به ذکر است که حجمهای استفاده شده در این بخش حجم مخزن های CNG مرسوم و مورد استفاده جهت خودروها و وسائل گازسوز سبک می‌باشد [۱۱].

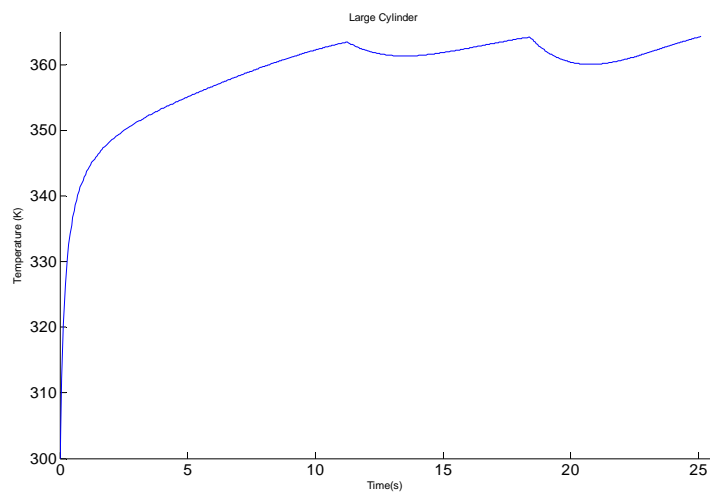
آنچه نمودارهای بدست آمده در این قسمت نشان می‌دهند اینست که تغییر حجم سیلندر تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر دمای نهایی آن ندارد اما همانطور که انتظار می‌رفت متعاقب افزایش حجم سیلندر، مقدار جرم ذخیره شده در آن در پایان فرایند و زمان لازم جهت اتمام فرایند هر دو افزایش می‌یابند.



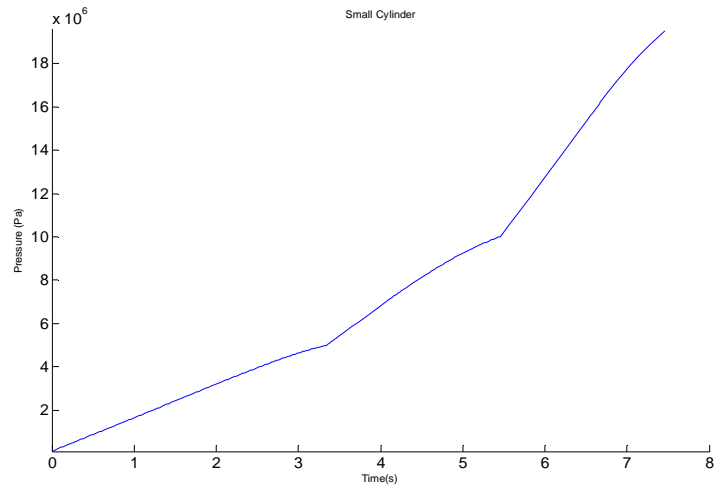
نمودار ۵-۵۳) دما بر حسب زمان برای سیلندر ۳۰ لیتری



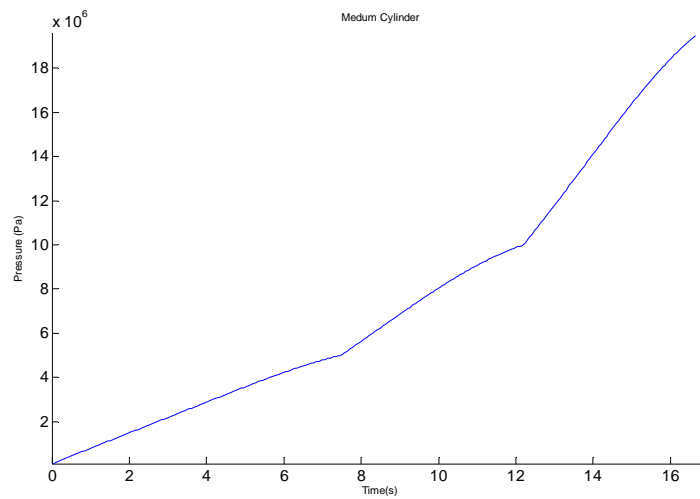
نمودار ۵-۵۴) دما بر حسب زمان برای سیلندر ۶۷ لیتری



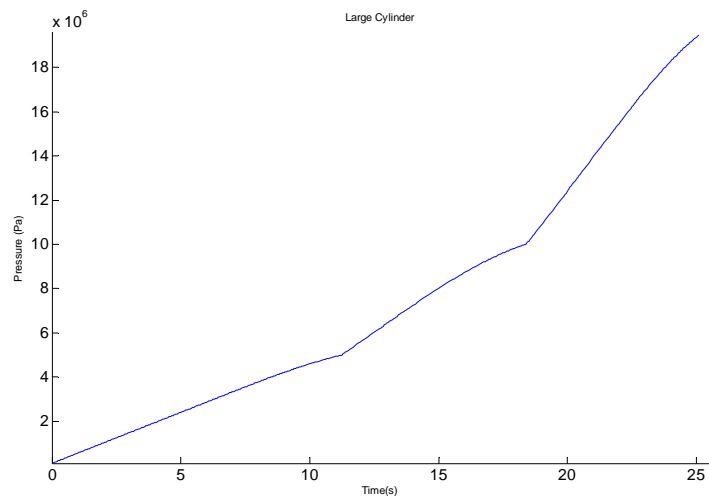
نمودار ۵-۵۵) دما بر حسب زمان برای سیلندر ۱۰۱ لیتری



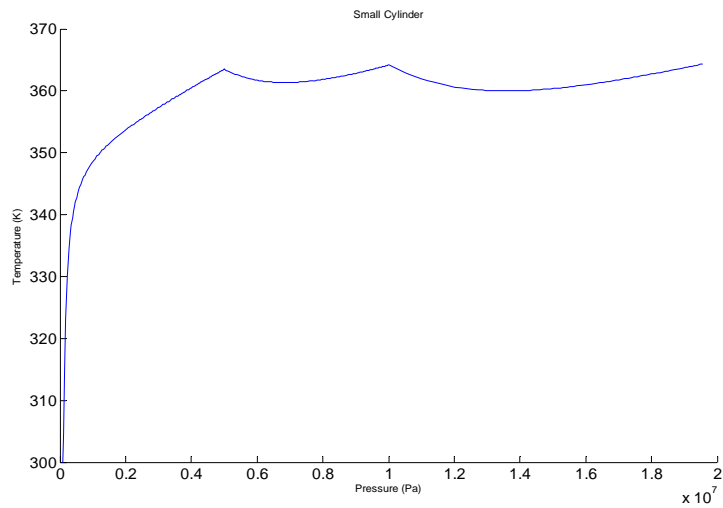
نمودار ۵-۵۶) فشار بر حسب زمان برای سیلندر ۳۰ لیتری



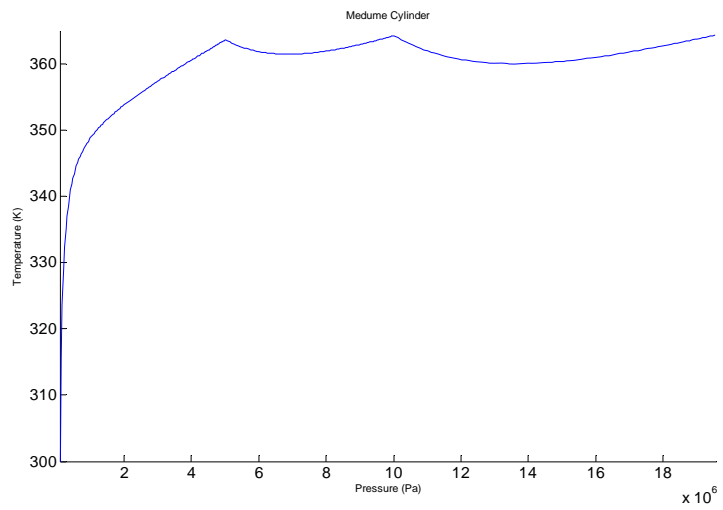
نمودار ۵-۵۷) فشار بر حسب زمان برای سیلندر ۶۷ لیتری



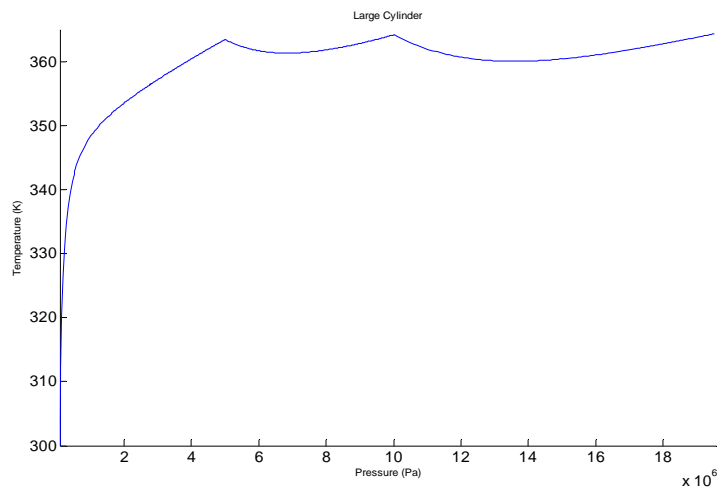
نمودار ۵-۵۸) فشار بر حسب زمان برای سیلندر ۱۰۱ لیتری



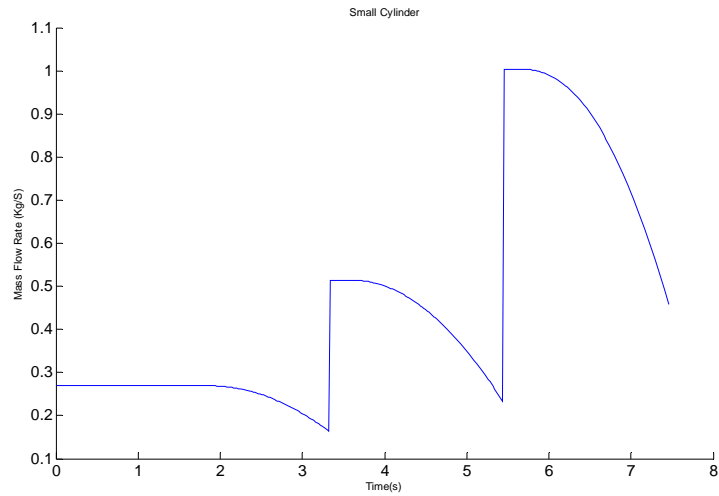
نمودار دما (۵-۵۹) بر حسب فشار برای سیلندر ۳۰ لیتری



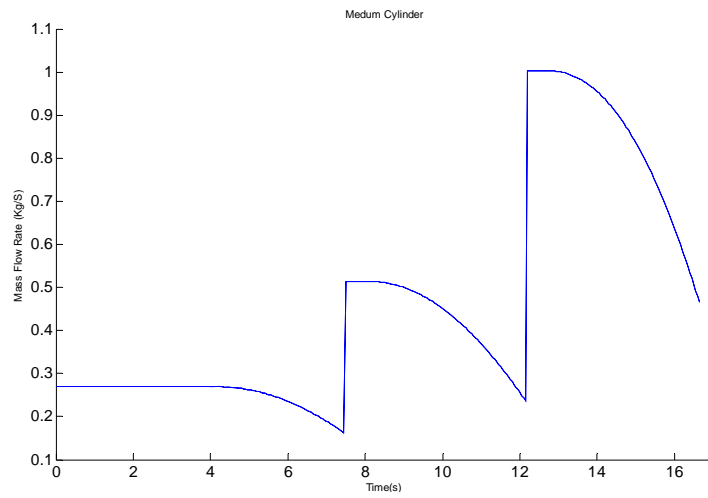
نمودار دما (۵-۶۰) بر حسب فشار برای سیلندر ۶۷ لیتری



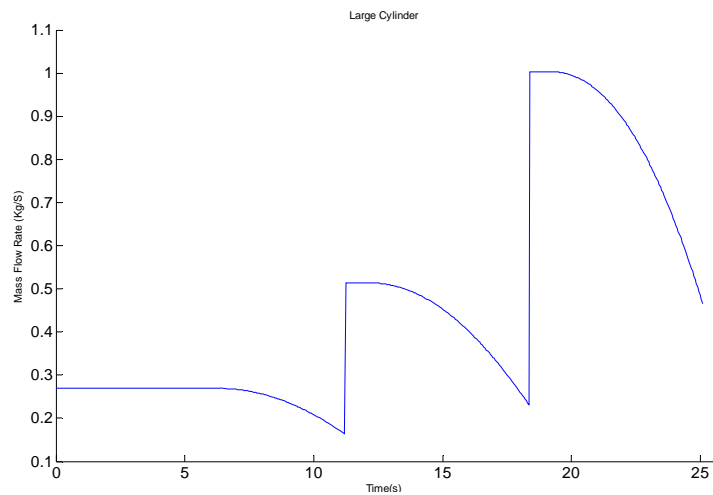
نمودار دما (۵-۶۱) بر حسب فشار برای سیلندر ۱۰۱ لیتری



نمودار ۵-۶۲) دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای سیلندر ۳۰ لیتری



نمودار ۵-۶۳) دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای سیلندر ۶۷ لیتری



نمودار ۵-۶۴) دبی جرمی ورودی بر حسب زمان برای سیلندر ۱۰۱ لیتری

## ۵-۲-۵) بررسی میزان جرم وارد شده به سیلندر خودرو توسط هر کدام از

### مخازن تغذیه ایستگاه با استفاده از معادله حالت AGA8

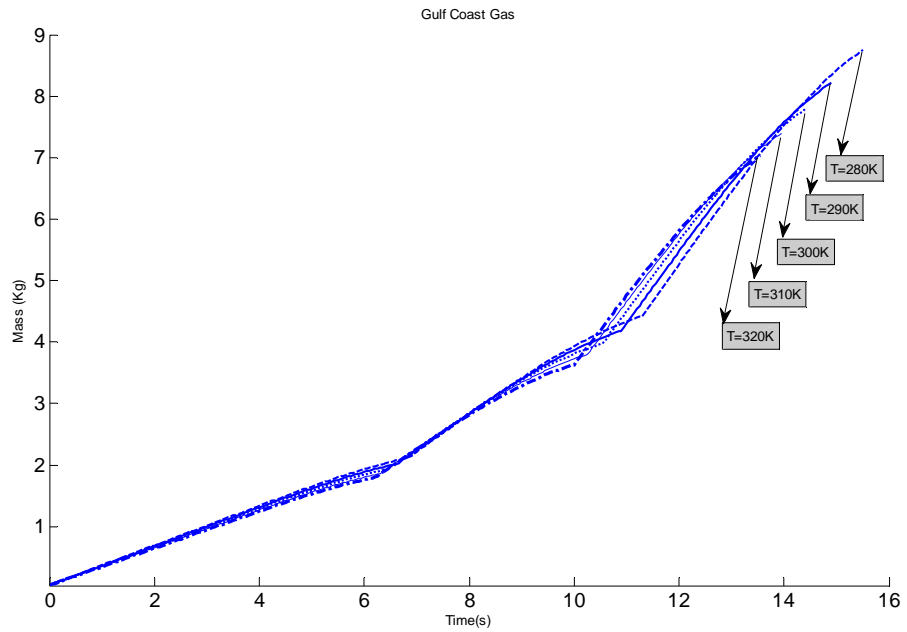
در این بخش به بررسی میزان جرم ورودی به سیلندر خودرو در هر مرحله از فرایند سوختگیری با استفاده از سه مخزن تغذیه برای گاز طبیعی Gulf Coast پرداخته شده است.

فشارهای سه مخزن تغذیه ایستگاه برای انجام سوختگیری در اینجا نیز به ترتیب ۵۵ bar، ۱۱۰ bar و ۲۰۰ bar در نظر گرفته شده است.

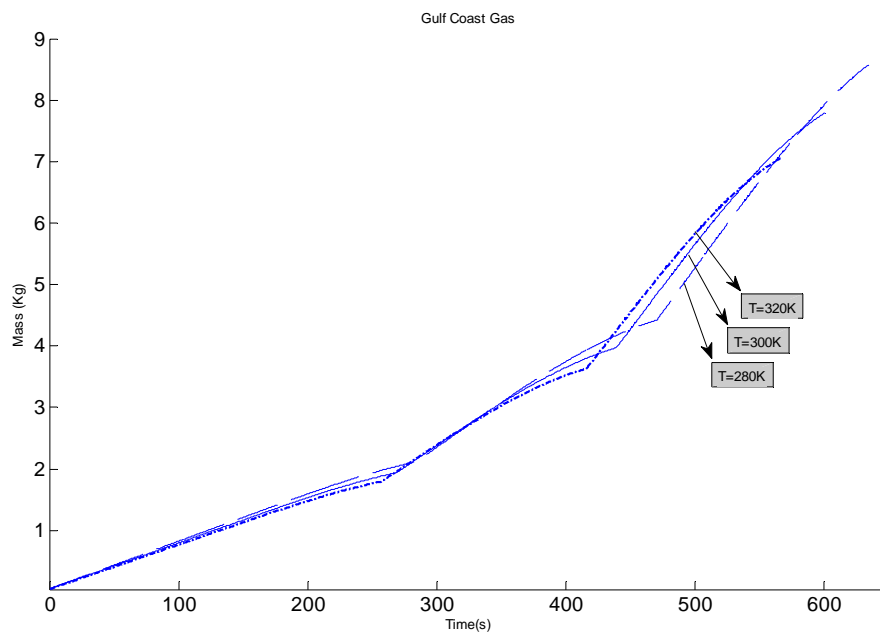
بدین ترتیب اثرات تغییر در جرم گاز ذخیره شده در سیلندر مورد مطالعه توسط هر کدام از مخازن ایستگاه با توجه به تغییر دمای گاز ورودی در هر حالت مشهود خواهد بود. در این بخش نیز نمودارها برای دو حالت (a) قطر نازل دستگاه توزیع کننده ۶ mm و دماهای ۲۸۰، ۲۹۰، ۳۰۰، ۳۱۰ و ۳۲۰ کلوین و (b) قطر نازل دستگاه توزیع کننده ۱ mm و دماهای ۲۸۰، ۳۰۰ و ۳۲۰ کلوین بدست آمده است. که در شکل‌های (۵-۶۵) و (۵-۶۶) آورده شده‌اند. حجم سیلندر خودرو در این حالت نیز ۶۷ لیتر در نظر گرفته شده است.

همانطور که قبلاً هم اشاره شد با بالا رفتن دمای گاز ورودی به سیلندر، جرم نهایی گاز ذخیره شده در آن کاهش می‌یابد طوریکه برای بازه دمایی استفاده شده، ۱/۵-۱ کیلوگرم اختلاف در مقدار جرم ذخیره شده مشاهده می‌شود.

از جمله نتایج جالب این قسمت می‌توان به عدم تغییر آنچنانی در جرم گاز ذخیره شده در اتمام فرایند با وجود تغییر قطر نازل دستگاه توزیع کننده اشاره کرد.



نمودار ۵-۶۵) جرم ذخیره شده در سیلندر در هر لحظه برای نازل با قطر ۶ mm



نمودار ۵-۶۶) جرم ذخیره شده در سیلندر در هر لحظه برای نازل با قطر ۱ mm

## ۳-۵) نمودارهای مربوط به زمان پرشدن سیلندر نسبت به دمای ورودی و

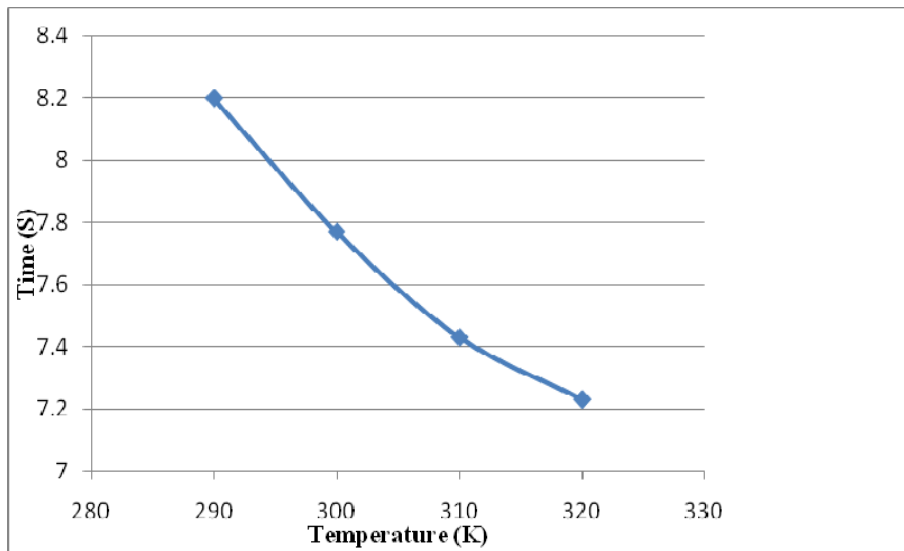
### معادلات استخراج شده برای زمان پرشدن نسبت به دمای گاز ورودی

در این قسمت بعد از بدست آمدن نتایج حاصل از شبیه سازی فرایند پرشدن سریع برای سیلندر خودروها در حالت واقعی، به ترسیم نمودارهای زمان پرشدن سیلندر بر حسب دمای اولیه گاز ورودی برای دو حالت پرشدن با یک مخزن تغذیه و پرشدن با سه مخزن تغذیه پرداخته شده است. همانطور که نمودارهای بخش ۵-۲ برای شبیه سازی در حالت واقعی نشان دادند، با افزایش دمای گاز ورودی به سیلندر، زمان پرشدن کاهش می یابد بدین ترتیب در این مرحله نمودارهای زمان پرشدن بر حسب تغییرات دمای ورودی ترسیم شده است.

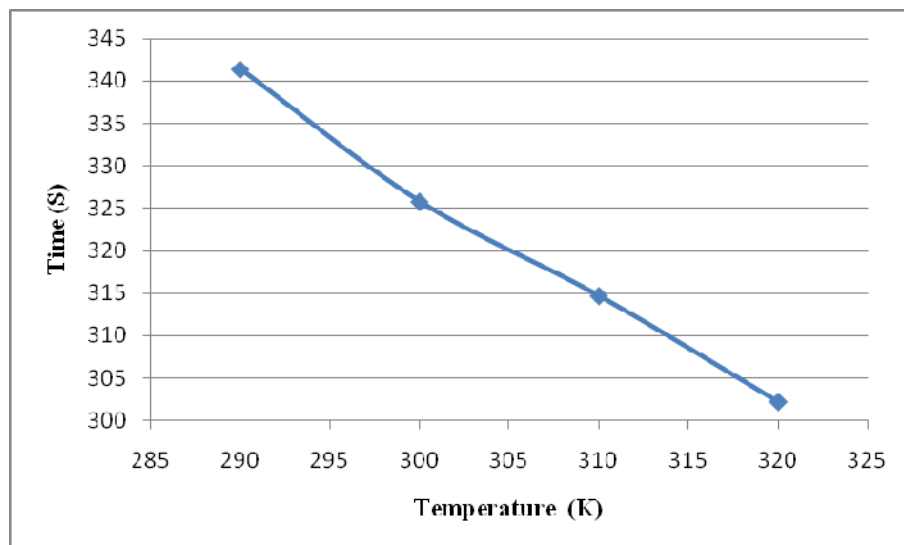
از آنجاکه خروجیها برای دو نوع نازل متفاوت و با اقطار ۱ و ۶ میلیمتر بدست آمده اند در اینجا نیز نمودارهای زمان پرشدن بر حسب تغییرات دمای ورودی برای هر دو نوع نازل رسم شده است. در ادامه با توجه به نتایج بدست آمده، معادلاتی نیز جهت محاسبه مقدار زمان لازم جهت پرشدن سیلندر بر حسب دمای ورودی و برای نازل‌های ذکر شده در هر دو حالت پرشدن با یک مخزن تغذیه و پرشدن با سه مخزن تغذیه نتیجه گیری شده است. گفتنی است که جهت بدست آوردن معادلات مذکور از روش برازش منحنی مرتبه سه استفاده شده و در نتیجه معادلات بدست آمده از دقت قابل قبولی برخوردار می باشند.

همچنین در اینجا نیز حجم سیلندرهای مورد مطالعه ۶۷ لیتر است و سایر شرایط اولیه ذکر شده در بخشهای قبلی برای مخازن ایستگاه و دمای محیط، عینا تکرار شده اند.

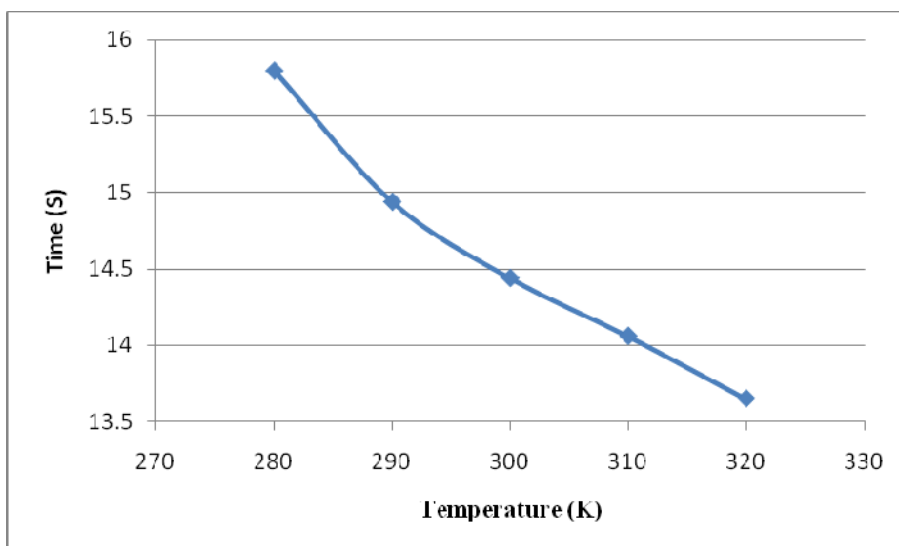




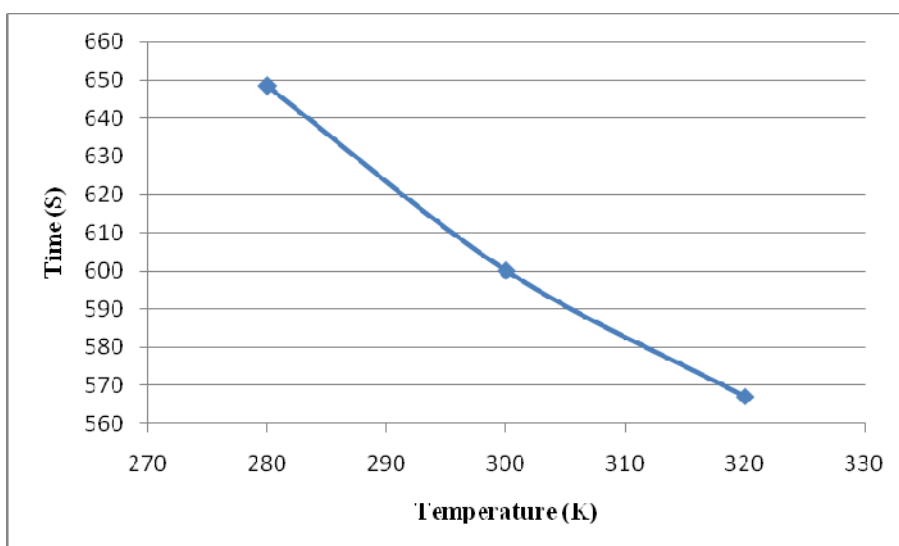
نمودار ۵-۶۷) مدت زمان پرشدن سیلندر با یک مخزن بر حسب دمای ورودی برای نازل ۶mm



نمودار ۵-۶۸) مدت زمان پرشدن سیلندر با یک مخزن بر حسب دمای ورودی برای نازل ۸mm



نمودار ۵-۶۹) مدت زمان پرشدن سیلندر با سه مخزن بر حسب دمای ورودی برای نازل ۶mm



نمودار ۵-۷۰) مدت زمان پرشدن سیلندر با سه مخزن بر حسب دمای ورودی برای نازل ۱mm

همانطور که گفته شد در اینجا معادلات محاسبه مقدار زمان لازم جهت پرشدن سیلندر بر حسب دمای ورودی با توجه به نمودارهای بالا آورده می‌شوند:

۱- معادله زمان پرشدن سیلندر بر حسب دمای ورودی برای پرشدن با یک مخزن

تغذیه و قطر نازل ۶mm

$$t = aT^3 + bT^2 + cT + d \quad (1-5)$$

$$a = 8 \times 10^{-6}$$

$$b = -0.007$$

$$c = 1.94$$

$$d = -164.9$$

۲- معادله زمان پرشدن سیلندر بر حسب دمای ورودی برای پرشدن با یک مخزن

تغذیه و قطر نازل ۱mm

$$t = aT^3 + bT^2 + cT + d \quad (2-5)$$

$$a = -0.001$$

$$b = 0.907$$

$$c = -280.2$$

$$d = 29272$$

۳- معادله زمان پرشدن سیلندر بر حسب دمای ورودی برای پرشدن با سه مخزن

تغذیه و قطر نازل ۶mm

$$t = aT^3 + bT^2 + cT + d \quad (3-5)$$

$$a = -3 \times 10^{-5}$$

$$b = 0.03$$

$$c = -9.252$$

$$d = 969.7$$

۴- معادله زمان پرشدن سیلندر بر حسب دمای ورودی برای پرشدن با سه مخزن

تغذیه و قطر نازل ۱mm

$$t = aT^2 + bT + c \quad (4-5)$$

$$a = 0.019$$

$$b = -13.58$$

$$c = 2943$$

که در روابط بالا  $t$  زمان پرشدن سیلندر بر حسب ثانیه،  $T$  دمای گاز ورودی بر حسب کلوین و

$d, c, b, a$  نیز ثوابت معادله می‌باشند که برای هر مورد بصورت جداگانه مشخص شده‌اند.

بدین ترتیب با استفاده از این معادلات می‌توان با توجه به شرایط اولیه مورد نظر، زمان لازم جهت

پرشدن سیلندر مورد مطالعه در این تحقیق را محاسبه نمود.

### نتیجه گیری و پیشنهادات

پس از بدست آمدن نمودارهای حاصل از حل فرایند پرشدن سریع برای حالات ایده‌آل و واقعی به شرحی که در فصل پیش آورده شد، با مطالعه و بررسی این نمودارها نتایج مفید و قابل توجهی اخذ گردید.

#### ۶-۱) نتایج بدست آمده برای حالت ایده‌آل

در شبیه سازی برای حالت ایده‌آل نمودارها برای دمای سیلندر، افزایشی برابر با ۸۸ الی ۹۰ درجه کلوین را نشان می‌دهند. نمودارها نشان دادند که دمای نهایی سیلندر در هر دو حالت پرشدن با یک مخزن و سه مخزن در حالت ایده‌آل به یک میزان افزایش پیدا کرده است. در نهایت با تغییر قطر دهانه نازل دستگاه توزیع کننده، تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر دمای نهایی سیلندر ملاحظه نشد و همانطور که انتظار می‌رفت با کاهش قطر دهانه نازل زمان سوختگیری افزایش قابل ملاحظه‌ای پیدا کرد.

## ۶-۲) نتایج بدست آمده برای حالت واقعی

نمودارهای حاصل از شبیه سازی فرایند پرشدن سریع در حالت واقعی با استفاده از معادله حالت AGA8 توسط یک مخزن، افزایش دمای سیلندر را برای گاز طبیعی منطقه Gulf Coast به صورت متوسط ۵۰ درجه کلوین نشان دادند که نسبت به حالت ایده آل اختلاف فاحشی را نشان می دهد.

در فرایند پرشدن با یک مخزن در حالت واقعی، در شروع عملیات سوختگیری شاهد یک کاهش ناگهانی در دمای سیلندر تحت بارگیری بوده که رفته رفته با تداوم فرایند، دمای سیلندر شروع به افزایش می کند. این پدیده کاهش ناگهانی دما در مراحل ابتدایی فرایند پرشدن با یک مخزن تغذیه به دلیل اثر ژول تامسون اتفاق می افتد. در واقع گاز ورودی با انبساط ناگهانی در لحظه ورود مقدار قابل توجهی از دمای اولیه خود را از دست می دهد. اما جالبتر اینکه با افزایش دادن دمای گاز ورودی به سیلندر، اثر ژول تامسون کم و کمتر شده و در دماهای ورودی بالا این تاثیر رفته رفته از بین می رود.

نمودارها نشان دادند که در حالت واقعی نیز تغییر قطر دهانه نازل دستگاه توزیع کننده، تاثیر چشمگیری بر دمای نهایی سیلندر نخواهد داشت اما همانطور که مبرهن است افزایش قابل توجهی در زمان سوختگیری ایجاد خواهد نمود.

نمودارهای حاصل از شبیه سازی فرایند پرشدن با سه مخزن تغذیه در حالت واقعی، افزایش دمای سیلندر را ۵۸ الی ۶۰ درجه کلوین در دماهای اولیه پایین گاز ورودی نشان دادند اما با افزایش دادن دمای گاز ورودی به سیلندر افزایش دمای نهایی سیلندر نسبت به حالت اولیه خود ۶۸ الی ۷۰ درجه کلوین می باشد. بنابراین با کاهش دمای اولیه گاز ورودی به سیلندر، اختلاف دمای حالت نهایی نسبت به حالت اولیه نیز کاهش بیشتری پیدا می کند. نکته جالب توجه اینکه در حالت سه مخزن نشانی از اثر ژول تامسون در ابتدای فرایند به چشم نمی خورد و این پدیده خود را در مراحل میانی و انتهایی سوختگیری که مخازن دوم و سوم ایستگاه وارد مدار سوخت دهی می شوند نشان می دهد.

همانطور که انتظار می‌رفت در این حالت نیز تغییر قطر دهانه نازل دستگاه توزیع کننده، تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر دمای نهایی سیلندر ندارد اما در اینجا نیز افزایش قابل توجهی در زمان سوختگیری با کوچکتر شدن دهانه نازل ایجاد شده است.

از آنجاکه نمودارها در این حالت برای سه نمونه گاز طبیعی آورده شده‌اند، می‌توان اثر تفاوت ترکیبات تشکیل دهنده این سه گاز را بر فرایند و خروجیها به خوبی مشاهده نمود. آنچه از نمودارها مشخص می‌شود اینکه تفاوت اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی ورودی به سیلندر اثر خود را با ۲ الی ۳ درجه تغییر دما در فرایند مورد مطالعه نمایان می‌کند. نتایج بدست آمده برای گازهای میدین گازی ایران اختلاف چندانی با هم نشان نمی‌دهند و این در حالیست که نمودارهای بدست آمده برای ضریب تراکم پذیری این دو نمونه گاز در انتهای فصل سوم اختلاف قابل توجهی را در مقادیر این ضریب برای این دو گاز نشان داده بودند.

اما نمودارهای بدست آمده برای گاز Gulf Coast نشان از ۲-۳ درجه تفاوت در خروجیها و دمای نهایی سیلندر دارند که با توجه به یکسان بودن شرایط اولیه استفاده شده در مدلسازی هر سه نمونه، این اختلاف به جهت تفاوت در ترکیبات تشکیل دهنده این نمونه با نمونه‌های ایرانی می‌باشد. اختلاف مذکور بدلیل تفاوت قابل توجه در میانگین اجزای تشکیل دهنده این گاز با دو نمونه ایرانی بوده به این صورت که علی‌رغم نداشتن اختلاف حائز اهمیت در مقدار درصد جرمی متان، سایر ترکیبات تشکیل دهنده این گاز با دو نمونه ایرانی اختلاف قابل توجهی را نشان می‌دهند. این مسئله بیانگر اینست که استفاده از خواص متان در تحلیل‌های مشابه به جای گاز طبیعی و با فرض یکسان بودن تقریبی خواص این دو گاز، همیشه فرضیه درستی نخواهد بود.

ازجمله نتایجی که برای هر دو حالت پرشدن با یک مخزن و سه مخزن تغذیه عمومیت دارد اینست که با بالا رفتن دمای اولیه گاز ورودی، زمان سوختگیری کوتاهتر می‌شود اما به تناسب کاهش زمان سوختگیری، جرم نهایی گاز ذخیره شده در داخل سیلندر نیز کاهش می‌یابد. ازجمله تاثیرات دیگری که افزایش دمای گاز ورودی به سیلندر در فرایند سوختگیری نشان می‌دهد افزایش دبی

جرمی ورودی به سیلندر است که متعاقب بالا رفتن دمای گاز ورودی، افزایش می‌یابد. همچنین روند افزایش فشار داخل سیلندر خودرو با بالا رفتن دمای گاز ورودی، در هر دو حالت تک مخزن و سه مخزن افزایشی خواهد بود.

از دیگر نتایج کلی و قابل تامل از انجام تحقیق حاضر تأثیری بود که تعداد مخازن تغذیه ایستگاه بر زمان فرایند سوختگیری ایفا نمودند. بدین ترتیب که زمان پرشدن مخزن در حالت سوختگیری با یک مخزن تغذیه تقریباً نصف این زمان برای حالت سوختگیری با سه مخزن تغذیه و شرایط مشابه بود.

در نهایت به بررسی تأثیر تغییرات در میزان فشار مخزن تغذیه میانی و تغییر در میزان حجم سیلندر بر فرایند پرشدن سریع پرداخته شد. خروجیها نشان دادند که با افزایش فشار مخزن میانی از ۱۰۵bar تا ۱۶۵bar، دمای نهایی سیلندر نسبت به حالت استاندارد استفاده شده، کاهشی حدود ۸ الی ۱۰ درجه کلوین پیدا کرد. همچنین تغییر حجم سیلندر خودرو تأثیر قابل ملاحظه‌ای بر میزان دمای نهایی گاز ذخیره شده نداشت. اما طبیعتاً با افزایش حجم سیلندر زمان سوختگیری و مقدار جرم گاز ذخیره شده در سیلندر هر دو افزایش یافتند.

## ۳-۶) پیشنهاداتی برای تحقیقات آینده

یکی از موارد جالب توجه نتیجه گرفته شده از نمودارها، عدم تأثیر تغییرات قطر نازل ورودی بر دمای نهایی سیلندر بود. به نظر محقق بررسی این مسئله از دیدگاه دینامیک گازها و اثراتی که خفگی ایجاد شده در دهانه نازل می‌تواند بر فرایند پرشدن سریع اعمال کند نیز در قالب یک تحقیق جدید نتایج مفید و مطلوبی به همراه خواهد داشت.

همچنین با توجه به اثر مفید و قابل توجه کاهش دمای گاز ورودی بر دمای نهایی سیلندر، انجام یک طرح تحقیقاتی به منظور بررسی امکان پیش‌سرمایش گاز طبیعی در ایستگاه‌های توزیع



سوخت و امکان سنجی آن از لحاظ صرفه اقتصادی استفاده از سیکل پیش سرمایه‌گذاری گاز ورودی در ایستگاه‌ها می‌تواند موضوع تحقیق مفید و جالب توجه دیگری باشد.

در نهایت می‌توان با تحلیل انرژی یک جایگاه توزیع سوخت CNG به راه‌کارهای مناسب بیشتری جهت هرچه پربازده‌تر نمودن فرایند توزیع سوخت دست یافت.