

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده : مکانیک

گروه : تبدیل انرژی

تحلیل عددی فرایند گذرای پر شدن مخزن خودروهای گاز سوز

دانشجو: نوید نورعلی پور نهاوندی

استاد راهنما :

دکتر محمود فرزانه گرد

استاد مشاور:

دکتر شهرام هاشمی مرغزار

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

بهمن ۱۳۹۰



دانشگاه گیلان

مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره (۶)

بسمه تعالی

شماره :

تاریخ :

ویرایش :

فرم صورتجلسه دفاع از پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای نوید نورعلی پور نهاوندی رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان تحلیل عددی فرایند گذرای پر شدن مخزن خودروهای گاز سوز که در تاریخ ۱۳۹۰/۱۱/۱۳ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با درجه : بسیار امتیاز ۱۸/۶۷) ☐ دفاع مجدد ☐ مردود ☐

۲- بسیار خوب (۱۸/۹۹ - ۱۸)

۱- عالی (۱۹ - ۲۰)

۴- قابل قبول (۱۵/۹۹ - ۱۴)

۳- خوب (۱۶ - ۱۷/۹۹)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنما	دکتر محمود فرزانه گرد	دانشیار	
۲- استاد مشاور	دکتر شهرام هاشمی مرغزار	استادیار	
۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی	دکتر محسن نظری	استادیار	
۴- استاد ممتحن	دکتر محمدحسن کیهانی	دانشیار	
۵- استاد ممتحن	دکتر محمود نوروزی	استادیار	

رئیس دانشکده:

تقدیم بہ

مہمسر عزیزم

شہر زاد

با شکر و سپاس از خداوند

که در تمام سختی‌های مرا یاری کرد و تا بدینجا مرا به دوش کشید

و با شکر از اساتید ارجمندم

جناب آقای دکتر محمود فرزانه کرد و همچنین جناب آقای دکتر شهرام هاشمی مرغزار که خالصانه مرا یاری نمودند

و با شکر و قدردانی از پدر و مادر عزیزم

که چهری جز زحمت بر آن نداشتیم و کاری جز کوتاهی برایشان انجام ندادم

همچنین از تمامی دوستانی که مراد تهیه این گزارش یاری نموده‌اند به ویژه دوست و استاد کرامت‌مردم جناب آقای

مهندس حسین پور خادم نمین کمال شکر را دارم

این پژوهش از حمایت مالی شرکت ملی پخش فرآورده‌های نفتی ایران بهره‌مند بوده است که به این وسیله محقق

مراتب شکر و قدردانی خود را ابراز می‌دارد

دانشجو تأیید می‌نماید که مطالب مندرج در این پایان نامه (رساله) نتیجه تحقیقات خودش می‌باشد و در صورت استفاده از نتایج دیگران مرجع آن را ذکر نموده است.

کلیه حقوق مادی مترتب از نتایج مطالعات ، آزمایشات و نوآوری ناشی از تحقیق موضوع این پایان نامه (رساله) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد .

بهمن ۱۳۹۰

چکیده

هدف از انجام این مطالعه تعیین توزیع دمای گاز طبیعی متراکم در مخزن ذخیره گاز خودرو، در حین فرایند پر شدن سریع می‌باشد با داشتن توزیع دمای گذرا می‌توان میزان ضریب انتقال حرارت بین گازهای درون سیلندر و بدنه مخزن را یافت و به یکی از ابهامات اصلی در زمینه میزان نرخ تبادل حرارت گاز و جدار سیلندر، طی فرایند پر شدن مخزن پاسخ گفت و به این ترتیب راه برای دیگر مطالعات مرتبط همچون بررسی نقش جنس و نوع مخزن در فرایند پر شدن مخزن باز خواهد شد. برای دستیابی به این هدف گاز طبیعی، یک گاز واقعی در نظر گرفته شده است و خواص آن با استفاده از معادله حالت Redlich-Kwong (RK) برای گاز متان تعیین گردیده است. جهت حل عددی به روش حجم محدود^۱ از نرم افزار فلوئنت^۲ برای شبیه سازی عددی استفاده شده است اما چون این نرم افزار قادر به تعیین خواص گاز واقعی برای شبیه سازی نمی‌باشد و همچنین شرایط مرزی در این نرم افزار به صورت پیش فرض ثابت بوده و تابعیت زمانی ندارد، یکسری توابع تعریف شده توسط کاربر (UDF) به این نرم افزار الحاق شده است. این توابع (کد) به زبان برنامه نویسی C بوده و پس از تفسیر^۳ به ساختار حل گر این نرم افزار افزوده شده‌اند. حل عددی پیش رو از ۳۳۶۳ سلول محاسباتی تشکیل شده و جهت حدود ۳۳ ثانیه حل بیش از یک میلیارد تکرار انجام شده است که نشانگر حجم بالای محاسبات است.

در مطالعه حاضر تلاش بر این بوده است که ضمن ارائه رابطه جامع در خصوص تخمین ضریب انتقال حرارت جابجایی درون مخزن، حل گذرا ساده و در عین حال کارآمدی جهت تخمین میزان حرارت منتقل شده از گاز به محیط پیرامون ارائه شود، تنها راه دستیابی به چنین هدفی یافتن توزیع دمای گاز درون مخزن می‌باشد و این در حالی است که مطالعات پیشین یا گاز درون مخزن را تک دما تصور نموده‌اند و یا به اندازه گیری دما در چند نقطه محدود اکتفا نموده‌اند.

^۱ - Finite Volume

^۲ - Fluent

^۳ - Compile

فصل ۱: مقدمه	۱
۱-۱ مقدمه	۱
۲-۱ خلاصه‌ای از مطالعات پیشین	۲
۳-۱ ارتباط موضوع تحقیق با مطالعات پیشین	۳
۴-۱ هدف و فرایند حل	۳
فصل ۲: آشنایی با ایستگاه‌های سوخت‌گیری و مخازن ذخیره گاز طبیعی	۵
۱-۲ مقدمه	۵
۲-۲ انواع ایستگاه‌های سوخت رسانی CNG	۷
۱-۲-۲ ایستگاه سوخت رسانی کند	۲۸
۲-۲-۲ ایستگاه سوخت رسانی سریع	۹
۳-۲-۲ ایستگاه سوخت رسانی مادر-دختر	۱۰
۳-۲ تجهیزات ایستگاه‌های سوخت رسانی CNG	۱۱
۱-۳-۲ کمپرسور [۲]	۱۱
۲-۳-۲ مخازن	۱۲
۳-۳-۲ توزیع کننده	۱۵
۴-۲ مخازن سوخت CNG	۱۹
۵-۲ انواع مخازن CNG	۲۱
۱-۵-۲ مخازن CNG-I	۲۱
۲-۵-۲ مخازن CNG-II	۲۱
۳-۵-۲ مخازن CNG-III	۲۲
۴-۵-۲ مخازن CNG-IV	۲۳
۶-۲ مقایسه انواع مخازن	۲۶
فصل ۳: مروری بر مطالعات پیشین	۲۸
۱-۳ مقدمه	۲۸
۲-۳ خلاصه‌ای از مطالعات پیشین	۲۹
۳-۳ نتیجه‌گیری و جنبه‌های نوآوری	۳۲

۳۲	۴-۳ ارتباط موضوع تحقیق با مطالعات پیشین
۳۳	۵-۳ معرفی مطالعات [۹] Shipley
۳۶	۶-۳ معرفی مطالعات [۱۰] Dicken and Merida
۳۹	 فصل ۴: روابط حاکم و روش حل
۳۹	۱-۴ فرضیات
۴۱	۲-۴ روابط حاکم
۴۴	۳-۴ معرفی معادله حالت (RK) Redlich-Kwong
۴۴	۱-۳-۴ مقدمه
۴۴	۲-۳-۴ معرفی پارامترها و معادله
۴۵	۳-۳-۴ استخراج حجم مخصوص
۴۵	۴-۳-۴ ضریب تراکم پذیری
۴۶	۵-۳-۴ استخراج مشتق چگالی
۴۶	۶-۳-۴ توابع انحرافی (departure functions)
۴۹	۷-۳-۴ گرمای ویژه در فشار ثابت و آنتالپی
۵۰	۸-۳-۴ آنتروپی
۵۰	۴-۳-۹ سرعت صوت
۵۰	۱۰-۳-۴ لزجت دینامیکی
۵۱	۱۱-۳-۴ ضریب انتقال حرارت رسانایی
۵۲	۴-۴ شرایط مرزی و اولیه
۵۲	۱-۴-۴ کلیات
۵۴	۲-۴-۴ شرایط مرزی
۵۵	۵-۴ شرایط اولیه
۵۶	۶-۴ شبکه محاسباتی
۵۷	۷-۴ بی بعد سازی ضریب انتقال حرارت جابجایی
۵۷	۱-۷-۴ کلیات
۵۸	۲-۷-۴ عدد بی بعد ناسلت NU
۵۸	۳-۷-۴ عدد بی بعد دبی جرمی
۶۰	۸-۴ حل یک بعدی انتقال حرارت گذرا در جدار سیلندر

۶۰	مقدمه	۱-۸-۴
۶۱	روابط حاکم	۲-۸-۴

فصل ۵: پارامترهای مهم تأثیر گذار بر دمای گاز درون سیلندر طی فرایند پر

۶۴	شدن سریع
----	---------------

۶۴	۱-۵ مقدمه
۶۵	۲-۵ اختناق گاز ضمن عبور از نازل ورودی مخزن
۶۸	۳-۵ کار فشاری اعمالی به گاز درون مخزن
۶۹	۴-۵ سرعت گاز در ورودی و ساکن شدن گاز در درون مخزن
۷۰	۵-۵ امواج انبساطی و تراکمی احتمالی در ورودی مخزن

۷۵	فصل ۶: نتایج
----	-------------------

۷۵	۱-۶ مقدمه
۷۶	۲-۶ معتبر سازی حل
۷۷	۳-۶ دبی جرمی گاز ورودی
۷۷	۴-۶ دمای متوسط گاز درون مخزن
۷۸	۵-۶ دمای جدار داخلی و خارجی سیلندر
۸۰	۶-۶ نرخ انتقال حرارت
۸۱	۷-۶ ضریب انتقال حرارت متوسط درون مخزن
۸۱	۸-۶ فشار متوسط گاز درون سیلندر
۸۲	۹-۶ توزیع دما درون سیلندر
۸۵	۱۰-۶ امواج انبساطی و تراکمی در ورودی مخزن
۸۸	۱۱-۶ مقایسه گاز ایده آل و گاز واقعی
۸۹	۱۲-۶ حل یک بعدی انتقال حرارت گذرا در جدار سیلندر
۹۰	۱۳-۶ ضریب بی بعد انتقال حرارت جابجایی درون مخزن
۹۵	۱۴-۶ نتیجه گیری و پیشنهاد برای مطالعات آتی
۹۷	مراجع

پیوست شماره ۱: تابع تعریف شده توسط کاربر در نرم افزار فلوئنت جهت تخمین خواص

توسط معادله حالت RK..... ۱۰۰

پیوست شماره ۲: توابع تعریف شده توسط کاربر در نرم افزار فلوئنت جهت شرایط مرزی

گذرا..... ۱۰۸

پیوست شماره ۳: کد Matlab در ارتباط با حل یک بعدی انتقال حرارت گذرا در جدار

سیلندر..... ۱۱۰

فهرست اشکال

- شکل ۱-۲: نمایی ساده از عملکرد ایستگاه CNG..... ۶
- شکل ۲-۲: اجزای مختلف یک ایستگاه CNG..... ۷
- شکل ۳-۲: ایستگاه سوخت رسانی کند..... ۹
- شکل ۴-۲: ایستگاه سوخت رسانی سریع..... ۱۰
- شکل ۵-۲: ایستگاه سوخت رسانی مادر و دختر..... ۱۱
- شکل ۶-۲: مخازن ترتیبی ASME..... ۱۴
- شکل ۷-۲: توزیع کننده سوخت CNG..... ۱۶
- شکل ۸-۲: شکل عمومی مخازن CNG..... ۲۰
- شکل ۹-۲: مخازن CNG-I. [۳]..... ۲۱
- شکل ۱۰-۲: مخازن CNG-II. [۳]..... ۲۲
- شکل ۱۱-۲: مخازن CNG-III. [۳]..... ۲۳
- شکل ۱۲-۲: مخازن CNG-IV. [۳]..... ۲۴
- شکل ۱۳-۲: سطح برش خورده مخازن CNG-IV. [۴]..... ۲۴
- شکل ۱۴-۲: انواع مخازن ذخیره سازی گاز طبیعی [۳]..... ۲۶
- شکل ۱-۳: ابعاد و مشخصات سیلندر، مطابق با مطالعات [۹] Shipley..... ۳۴
- شکل ۲-۳: ابعاد و مشخصات سیلندر، مطابق با مطالعات [۱۰] Dicken and Merida..... ۳۷
- شکل ۱-۴: چگونگی محاسبه خواص با استفاده از توابع انحرافی (departure functions)..... ۴۷
- شکل ۲-۴: نمایش و مقایسه ابعادی مخازن شماره یک و دو..... ۵۳
- شکل ۳-۴: شبکه محاسباتی به مورد استفاده در مدل مربوط به گاز طبیعی..... ۵۶
- شکل ۴-۴: مدل ساده شده فرآیند پر شدن مخزن ذخیره خودرو و پارامترهای مورد نیاز در دبی جرمی بیشینه..... ۵۹
- شکل ۵-۴: شماتیک مربوط به جدار روابط انتقال حرارت سیلندر [۱۰] Dicken and Merida..... ۶۰
- شکل ۶-۴: مقطع برش خورده سیلندر به عنوان گره محاسباتی عمومی P و گره های مجاور غربی W و شرقی E..... ۶۲
- شکل ۱-۵: مدل ساده شده فرآیند پر شدن مخزن ذخیره خودرو..... ۷۰
- شکل ۲-۵: پروفیل فشار و دبی جرمی در نازل همگرا [۳۰]..... ۷۱

شکل ۵-۳: دسته امواج انبساطی و تراکمی در خروجی نازل همگرا در شرایط انبساط در خارج از نازل [۳۱]..... ۷۲

شکل ۵-۴: جهت جریان دسته امواج انبساطی و تراکمی در خروجی نازل همگرا در شرایط انبساط در خارج از نازل [۳۲]..... ۷۲

شکل ۵-۵: نمونه‌ای از نوسان دمای گاز در خروجی نازل به علت امواج ضربه‌ای تراکمی و انبساطی. ۷۴

شکل ۶-۱: توزیع دمای درون مخزن، ۵ ثانیه پس از شروع فرآیند..... ۸۲

شکل ۶-۲: توزیع دمای درون مخزن، ۱۰ ثانیه پس از شروع فرآیند..... ۸۳

شکل ۶-۳: توزیع دمای درون مخزن، ۱۵ ثانیه پس از شروع فرآیند..... ۸۳

شکل ۶-۴: توزیع دمای درون مخزن، ۲۰ ثانیه پس از شروع فرآیند..... ۸۴

شکل ۶-۵: توزیع دمای درون مخزن، ۲۵ ثانیه پس از شروع فرآیند..... ۸۴

شکل ۶-۶: توزیع دمای درون مخزن، ۳۰ ثانیه پس از شروع فرآیند..... ۸۵

شکل ۶-۷: جهت جریان دسته امواج انبساطی و تراکمی در خروجی نازل همگرا در شرایط انبساط در خارج از نازل [۳۲]..... ۸۶

فهرست نمودارها

- نمودار ۱-۳: دمای گاز در حین ورود به مخزن طی فرایند پر شدن در حالت سوخت‌گیری از مخازن Cascade و در دمای هوای 80°F (26°C) [۹] Shipley ۳۵
- نمودار ۲-۳: فشار درون مخزن در حین فرایند پر شدن در حالت سوخت‌گیری از مخازن Cascade و در دمای هوای 80°F [۹] Shipley ۳۵
- نمودار ۳-۳: دبی گاز ورودی به درون مخزن در حین فرایند پر شدن در حالت سوخت‌گیری از مخازن Cascade و در دمای هوای 80°F [۹] Shipley ۳۶
- نمودار ۴-۳: دمای گاز ورودی مخزن در مطالعات [۱۰] Dicken and Merida ۳۷
- نمودار ۵-۳: فشار گاز در ورودی مخزن در مطالعات [۱۰] Dicken and Merida ۳۸
- نمودار ۶-۳: دمای متوسط گاز درون مخزن در مطالعات [۱۰] Dicken and Merida ۳۸
- نمودار ۱-۴: نمودار ضریب تراکم پذیری برای متان با استفاده از معادله RK ۴۵
- نمودار ۲-۴: ضریب انتقال حرارت و دبی جرمی برای گاز طبیعی طی فرایند پر شدن سریع ۵۷
- نمودار ۱-۵: نمودار دما-فشار برای فرایند آنتالپی ثابت [۲۴] ۶۶
- نمودار ۲-۵: نمودار آنتالپی ثابت برای گازی که در دمای c ۲۵ دارای فشار PSI ۱۰۰۰ است (گاز پالایشگاه خانگیران) [۲۸] ۶۷
- نمودار ۳-۵: افت دما بر حسب افت فشار در طی فرایند اختناق برای نمونه گاز پالایشگاه خانگیران [۲۹] ۶۸
- نمودار ۱-۶: معتبر سازی حل و مقایسه نتایج مطالعات حاضر و مطالعات [۱۰] Dicken and Merida (گاز هیدروژن) ۷۶
- نمودار ۲-۶: دبی جرمی گاز طبیعی ورودی به مخزن خودرو در طی فرایند پر شدن سریع ۷۷
- نمودار ۳-۶: دمای متوسط گاز طبیعی در طی فرایند پر شدن سریع ۷۸
- نمودار ۴-۶: دمای متوسط جدار داخلی سیلندر ۷۸
- نمودار ۵-۶: دمای متوسط جدار خارجی سیلندر ۷۹
- نمودار ۶-۶: دمای جدار سیلندر را در جهت شعاعی در زمان ۳۳ ثانیه و در مکان $X/L=0.5$ ۷۹
- نمودار ۷-۶: دمای جدار سیلندر را در زمان ۳۳ ثانیه و در قسمت انتهایی مخزن (کاملاً آلومینیومی) ۸۰
- نمودار ۸-۶: شار حرارت منتقل شده از گاز به جدار سیلندر ۸۰
- نمودار ۹-۶: ضریب انتقال حرارت و دبی جرمی برای گاز طبیعی طی فرایند پر شدن سریع ۸۱

- نمودار ۶-۱۰: فشار متوسط گاز درون سیلندر در طی فرآیند پر شدن سریع ۸۱
- نمودار ۶-۱۱: پروفیل دما روی خط مرکزی سیلندر در انتهای فرآیند و دمای متوسط $336,25\text{ K}$ ۸۲
- نمودار ۶-۱۲: نوسان دما و عدد ماخ به علت وجود امواج انبساطی و تراکمی در خروجی مجرای ورودی به سیلندر (زمان ۱ ثانیه، قطر مجرای ورودی 4 mm) ۸۶
- نمودار ۶-۱۳: نوسان فشار و عدد ماخ به علت وجود امواج انبساطی و تراکمی در خروجی مجرای ورودی به سیلندر (زمان ۱ ثانیه، قطر مجرای ورودی 4 mm) ۸۷
- نمودار ۶-۱۴: عدم وجود نوسان دما و عدد ماخ خروجی مجرای ورودی به سیلندر در ماخ کمتر از یک (زمان ۱۰ ثانیه، قطر مجرای ورودی 4 mm) ۸۸
- نمودار ۶-۱۵: مقایسه فرض گاز ایده‌آل و معادله حالت RK در پیش‌بینی دما متوسط گاز درون مخزن طی فرآیند پر شدن سریع ۸۹
- نمودار ۶-۱۶: مقایسه میزان تبادل حرارت بین گاز و جدار سیلندر در ارتباط با حل یک بعدی به روش حجم محدود و حل دوبعدی توسط مدل عددی فلوئنت ۹۰
- نمودار ۶-۱۷: مقایسه ضریب متوسط انتقال حرارت جابجایی درون سیلندر شماره یک و دو ۹۰
- نمودار ۶-۱۸: مقایسه عدد ناسلت در ارتباط با انتقال حرارت جابجایی درون سیلندر شماره یک و دو ۹۱
- نمودار ۶-۱۹: مقایسه عدد ناسلت در ارتباط با انتقال حرارت جابجایی درون سیلندر شماره یک و دو بر حسب دبی جرمی بی‌بعد ۹۲
- نمودار ۶-۲۰: عدد ناسلت مربوط به میزان انتقال حرارت گاز با جدار داخلی مخزن طی فرآیند پر شدن سریع ۹۳

فهرست جداول

- جدول ۱-۲: مقایسهٔ راندمان حجمی مخازن گاز طبیعی [۵] ۲۷
- جدول ۱-۳: مقایسهٔ مدل‌ها عددی صورت پذیرفته ۲۹
- جدول ۲-۳: مقایسهٔ مدل‌ها تجربی صورت پذیرفته ۳۱
- جدول ۳-۳: اطلاعات مربوط به مخزن Brunswick مورد استفاده در مطالعات [۹] Shipley ۳۴
- جدول ۴-۳: اطلاعات مربوط به مخزن Type 3, Dynetek مورد استفاده در مطالعات Dicken and [۱۰] Merida ۳۶
- جدول ۱-۴: مشخصات ابعادی سیلندرهای یک و دو ۵۲
- جدول ۲-۴: خواص ترمودینامیکی جدار سیلندر ۵۳
- جدول ۳-۴: خلاصه‌ای از شرایط مرزی ۵۵
- جدول ۴-۴: خلاصه‌ای از شرایط اولیه ۵۵
- جدول ۱-۵: درصد مولی اجزای گاز منطبق با پالایشگاه خانگیران [۲۸] ۶۸

فصل ۱: مقدمه

۱-۱ مقدمه

کمینه کردن زمان سوخت‌گیری در خودروهای با سوخت گاز طبیعی و هیدروژنی که مکانیزم سوخت‌گیری مشابه دارند در گروی حداکثر دمای گاز در حین پر شدن مخزن است. چرا که چنانچه در این متن به تفصیل بیان خواهد شد در حین پر شدن مخزن از سیال مجموعه عوامل مختلفی بر میدان جریان و به تبع آن خواص ترمودینامیکی سیال همچون دما تأثیرگذار خواهند بود. اگرچه هر یک از این عوامل نقش مجزا و مختص به خود دارد اما برآیند این عوامل به گونه‌ای است که در طی زمان ضمن پر شدن مخزن از گاز باعث افزایش دمای متوسط گاز می‌شوند.

مطابق استاندارد [۳۳] ISO 11439 در خصوص مخازن تحت فشار گاز طبیعی موجود در خودروهای گاز سوز، دمای کاری مجاز گاز طبیعی در مخازن در بازه 40°C - الی 65°C مجاز می‌باشد و دمای گاز در شرایط پر و خالی‌شدن مخزن به‌طور ناگهانی حداکثر تا دمای 82°C مجاز می‌باشد. این موضوع یکی از اصلی‌ترین محدودیت‌های موجود در خصوص دمای گاز درون مخزن در شرایط پرشدن سریع می‌باشد، علاوه بر این موضوع با بالا رفتن دمای گاز در درون مخزن ذخیره خودرو عملاً با کاهش چگالی گاز، جرم کمتری از گاز در فشار مشابه در مخزن ذخیره شده و به این ترتیب میزان مسافتی که خودرو با یک بار سوخت‌گیری می‌تواند طی نماید کاهش می‌یابد.

چنانچه مشخص است، مجموعه عواملی همچون تراکم‌پذیر بودن گاز، سرعت بالای گاز در حین ورود به مخزن، اختلاط شدید، فشار بالا و همچنین تبادل حرارت گاز با دیواره مخزن و محیط اطراف باعث پیچیدگی حل و سختی پیش‌بینی پارامترهای مختلف در میدان جریان می‌گردند. با توجه به موارد مذکور، حل چنین فرآیندی از یک سو نیازمند مدل‌های ترمودینامیکی کارآمد جهت پیش‌بینی خواص گاز تراکم‌پذیر در فشارهای بالاست و از سوی دیگر در گرو مدل‌های دینامیکی سیالات جهت پیش‌بینی سرعت و میدان حرکت می‌باشد. حل کامل این فرآیند از ترکیب این دو گروه عمده از مدل‌سازی که در طی زمان به یکدیگر مرتبط می‌باشد، حاصل خواهد شد.

مطالعات زیادی در زمینه سوخت‌گیری سریع^۱ صورت پذیرفته است که در سه گروه تجربی، عددی (مدل سازی عددی) و تجربی- عددی تقسیم بندی می‌شوند. بیشتر مطالعات توسط شرکت‌ها یا گروه‌های تحقیقاتی در زمینه گاز طبیعی یا هیدروژنی و صنایع شیمی و هسته‌ای در زمینه تخلیه سریع^۲ مخازن تحت فشار صورت پذیرفته است.

تخلیه سریع یک مخزن تحت فشار، تخلیه سریع آن مخزن و عکس عمل سوخت‌گیری سریع می‌باشد و در نتیجه این دو فرایند در ارتباط با یکدیگر می‌باشند.

بیشتر مطالعات به منظور اندازه‌گیری و مدل نمودن افزایش دمای گاز در حین فرایند پر شدن بوده است، چرا که چنانچه اشاره شده، عامل محدود کننده این فرآیند، دمای گاز درون مخزن می‌باشد.

۲-۱ خلاصه‌ای از مطالعات پیشین

اکثر مدل‌های صورت پذیرفته دمای گاز درون مخزن را یکنواخت و گاز داخل مخزن را ساکن تصور نموده‌اند. این فرضیات به منظور تحلیل فرایند با استفاده از تحلیل حجم کنترلی ضروریست.

به منظور پیش‌بینی دقیق و جامع در زمینه تخمین دمای گاز در درون مخزن، برآورد میزان انتقال حرارت گاز از جدار مخزن ضروری می‌نماید. به منظور پی‌بردن به این مهم تقریب‌های تجربی زیادی به منظور تخمین عدد ناسلت^۳ برای انتقال حرارت جابجایی وجود دارد ولی این تقریب‌ها نیازمند دانستن عدد رینولدز محلی^۴ در داخل مخزن می‌باشند.

با این حال، مدل‌هایی که مخزن را به صورت حجم کنترل در نظر می‌گیرند، معادلات سرعت در درون مخزن حل نشده و در نتیجه قادر به یافتن پروفیل سرعت و در نتیجه عدد رینولدز مذکور نمی‌باشند.

^۱ - Fast Filling

^۲ - Blow Down

^۳ - Nusselt number

^۴ - Reynolds number

علاوه بر این، جهت جریان در داخل مخزن لزوماً یکنواخت نبوده و به علت برخورد گاز ورودی با دیوار انتهایی مخزن، جریان برگشتی وجود خواهد داشت در نتیجه در بیشتر مطالعات پیشین عدد رینولدز، مقداری فرض گردیده است و یا با استفاده از تطبیق بین حل عددی و تجربی، عدد رینولدز تخمین زده شده است.

به منظور مدل نمودن دقیق انتقال حرارت از گاز به جدار مخزن، در مدل مورد استفاده باید فضای درون مخزن را گسسته نمود. با به کارگیری گسسته سازی فضای درون مخزن، مدل می تواند توزیع دمای و سرعت را در درون مخزن محاسبه نماید و در نتیجه امکان محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی در طول دیوار مخزن فراهم می آید.

۳-۱ ارتباط موضوع تحقیق با مطالعات پیشین

از آنجایی که در مطالعات حاضر صرفاً حل عددی دنبال شده و از برداشت نمونه آزمایشگاهی و تجربی استفاده نشده است لذا از دو جهت از مطالعات پیشین که صحت آن ها مورد تایید است بهره گیری شده است

۱- شرایط گاز در ورودی به مخزن همچون دما، فشار و دبی گاز به عنوان شرایط مرزی.

۲- معتبر سازی حل با استفاده از مقایسه نتایج بدست آمده با نتایج معتبر پیشین.

در فصول آینده ضمن توضیح کلیات به تشریح این موارد پرداخته شده است.

۴-۱ هدف و فرایند حل

در مطالعات حاضر، هدف یافتن توزیع دما و به تناسب آن ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط در درون مخزن می باشد. با در دست داشتن این پارامترها، میزان نرخ تبادل حرارت گاز و جدار سیلندر، طی فرایند پر شدن مخزن مشخص خواهد شد و به این ترتیب راه برای دیگر مطالعات مرتبط همچون بررسی نقش جنس و نوع مخزن در فرایند پر شدن مخزن باز خواهد شد.

در مطالعات حاضر، فرضیات عمده ذیل لحاظ شده است:

✓ حل به صورت تقارن محوری است.

✓ گاز طبیعی، متان خالص فرض شده است.

✓ خواص گاز متان به صورت یک گاز واقعی از معادله حالت Redlich-Kwong (RK) تخمین

زده شده است .

✓ فرایند گذرا بوده و جریان تراکم پذیر است.

به جهت دستیابی به هدف مذکور و یافتن توزیع دمای گاز درون مخزن معادلات پنج‌گانه ذیل باید به طور همزمان در کل دامنه حل (سراسر سیلندر) حل گردد.

۱. معادله مومنتوم در جهت شعاعی

۲. معادله مومنتوم در جهت محوری

۳. معادله پیوستگی

۴. معادله حالت

۵. معادله انرژی

لازم به ذکر است که حل همزمان این معادلات، شش مجهول ذیل را نتیجه خواهند داد:

۱. دما

۲. فشار

۳. چگالی

۴. سرعت در جهت شعاعی

۵. سرعت در جهت محوری

۶. انرژی داخلی

باید توجه نمود که فرض تعادل ترمودینامیکی، باعث خواهد شد که با در دست داشتن دو متغیر ترمودینامیکی همچون دما و چگالی، دیگر پارامترها همچون فشار و انرژی داخلی با توجه به معادله حالت حاصل خواهد شد. لذا از حل همزمان پنج معادله مذکور و فرض تعادل ترمودینامیکی، شش مجهول بیان شده حاصل خواهند شد.

جهت حل همزمان این پنج معادله از روش عددی حجم محدود استفاده شده است، به این منظور دامنه حل به گره‌های محاسباتی شبکه‌بندی (مش^۱) شده و معادلات مذکور در تمامی این گره‌های محاسباتی حل گردیده است.

جهت حل عددی به روش حجم محدود^۲ از نرم افزار فلوئنت^۳ برای شبیه سازی عددی استفاده شده است اما چون این نرم افزار قادر به تعیین خواص گاز واقعی برای شبیه سازی نمی‌باشد و همچنین شرایط مرزی در این نرم‌افزار به صورت پیش فرض ثابت بوده و تابعیت زمانی ندارد، یکسری توابع

^۱ - Mesh

^۲ - Finite Volume

^۳ - Fluent

تعریف شده توسط کاربر (UDF) به این نرم افزار الحاق شده است. این توابع (کد) به زبان برنامه‌نویسی C بوده و پس از تفسیر^۱ به ساختار حل‌گر این نرم‌افزار افزوده شده‌اند.

فصل ۲: آشنایی با ایستگاه‌های سوخت‌گیری و مخازن ذخیره گاز

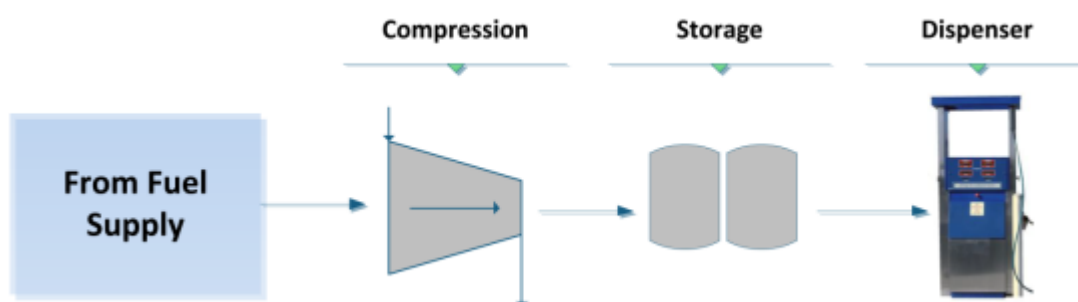
طبیعی

۱-۲ مقدمه

جهت گازسوز کردن خودروها و عمومی‌سازی استفاده از آن‌ها، اولویت اول مربوط به تأسیس ایستگاه‌های سوخت رسانی می‌باشد. در طراحی ایستگاه به مسائلی نظیر استقرار در محل مناسب، میزان سود دهی و همچنین پتانسیل رشد و بهره برداری باید توجه نمود. در نهایت می‌بایست به

^۱ - Compile

گونه‌ای عمل نمود که ایستگاه‌های گاز طبیعی فشرده^۱ در مقایسه با ایستگاه‌های سوخت مایع نظیر بنزین و گازوئیل قابل رقابت باشد. در این راستا باید سیستم توزیع کننده^۲ را با همان امکانات و حتی بیشتر از امکانات ایستگاه‌های سوخت مایع تهیه نمود. از همه مهم‌تر باید زمان سوخت گیری را به نحوی کاهش داد. در شکل ۱-۲ عملکرد یک ایستگاه به صورت شماتیک نشان داده شده است. گاز ابتدا توسط کمپرسور فشرده و به مخازن فرستاده می‌شود.



شکل ۱-۲: نمایی ساده از عملکرد ایستگاه CNG

در ایستگاه‌های CNG معمولاً گاز توسط لوله کشی گاز شهری پس از عبور از اتاق اندازه گیری^۳، 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

البته به تجهیزات فوق می‌توان تابلوی کنترل^۴ و تابلوی اولویت بندی^۵ را اضافه نمود.

شکل ۲-۲ اجزای مختلف ایستگاه CNG را نشان می‌دهد. از این بین، کمپرسور مهم‌ترین جزء یک ایستگاه است که بیش از یک سوم قیمت کل ایستگاه را شامل می‌شود. در حالت کلی مدت زمان سوخت رسانی به تجهیزات سوخت‌گیری خودرو و تجهیزات ایستگاه بستگی خواهد داشت.

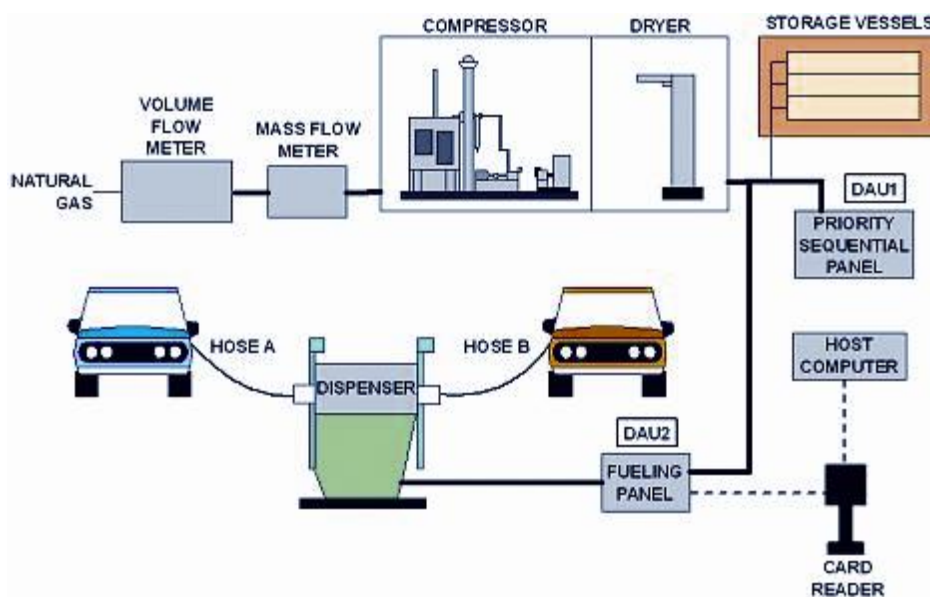
^۱- Compressed Natural Gas (CNG)

^۲- Dispenser

^۳- Measurement Room

^۴- Control Panel

^۵- Priority Panel



شکل ۲-۲: اجزای مختلف یک ایستگاه CNG

خودروهای معمولی در هر نوبت سوخت گیری حداقل به $10-18 \text{ m}^3$ گاز طبیعی نیاز خواهند داشت، در حالی که این عدد در مورد کامیون‌ها و اتوبوس‌ها در حدود $300-100 \text{ m}^3$ خواهد بود. از طرفی به طور معمول در مخازن خودرو به فشاری در حدود 20 MPa نیاز می‌باشد. ایستگاه‌ها نیز، فشاری در حدود 25 MPa در مخازن فراهم می‌نمایند هرچه فشار نهایی مخزن ایستگاه بیشتر باشد، زمان سوخت گیری وسائط نقلیه نیز کمتر خواهد بود.

ظرفیت کمپرسور ایستگاه توسط تعداد خودروهای سوخت گیری کننده، با استفاده از روش‌های آماری تعیین می‌گردد. ایستگاه‌های عمومی به طور معمول کمپرسورهایی با ظرفیتی در حدود $350-750$ متر مکعب در ساعت را استفاده می‌نمایند. [1]

۲-۲ انواع ایستگاه‌های سوخت رسانی CNG

از دیدگاه سرعت سوخت رسانی می‌توان ایستگاه‌ها را به دو دسته ایستگاه‌های کند و سریع تقسیم نمود. تعریف ویژه‌ای که بتواند این دو نوع را از هم متمایز کند، وجود ندارد. ولی در یک برآورد کلی می‌توان گفت در سیستم سریع (FF)^۱ اتومبیل‌های معمولی در زمانی بین ۲ تا ۳ دقیقه و کامیون‌ها و اتوبوس‌ها در زمانی بین ۴ تا ۱۰ دقیقه سوخت گیری خواهند کرد. علاوه بر سیستم کند در مواقعی کاربرد دارد که

^۱ - Fast Fill

اتومبیل برای مدتی خاص، به عنوان مثال برای چند ساعت در روز یا در طول ساعات شب استفاده نشود.

۱-۲-۲ ایستگاه سوخت رسانی کند

هنگامی که هدف، سوخت رسانی به مجموعه ناوگان حمل و نقل یک سازمان یا یک اداره باشد، به طوری که خودروها بتوانند در طول مدت شب یا برای چندین ساعت در روز بدون استفاده باشند، در این حالت می‌توان عملیات سوخت رسانی را آهسته، با استفاده از ایستگاه سوخت رسانی کند^۱ انجام داد. آهسته بودن نیز نتیجه عدم استفاده از مخازن فشار بالا در ایستگاه می‌باشد. 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 سوخت رسانی خواهد شد. زمان دقیق سوخت گیری در این روش به مشخصات ایستگاه و مشخصات خودرو بستگی دارد، ولی به طور 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، زمانی را که کمپرسور قبلاً برای پر نمودن مخازن ایستگاه صرف می‌نمود، صرف پر کردن مخازن خودرو خواهد شد. طبیعتاً هر چند که از لحاظ زمانی، زمان سوخت رسانی بسیار زیاد خواهد شد ولی از این لحاظ که مخازن فشار بالای ایستگاه را حذف نموده‌ایم، ایستگاه با هزینه اولیه کمتری بنا خواهد شد.

اگر این سیستم برای سوخت گیری ناوگان یک سازمان یا یک اداره استفاده شود، توصیه می‌گردد سوخت گیری در طول شب انجام گردد چرا که اولاً در ساعات شب ناوگان استفاده خاصی ندارد و ثانیاً قیمت برق مصرفی در شب ارزان‌تر خواهد بود.

شکل ۲-۳ شماتیک ایستگاه سوخت رسانی کند را نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود کمپرسور به طور مستقیم به توزیع کننده متصل می‌شود.

^۱ - Slow Fill



شکل ۲-۳: ایستگاه سوخت رسانی کند

۲-۲-۲ ایستگاه سوخت رسانی سریع

به منظور سرویس دهی یک ناوگان بزرگ عمومی ناگزیریم به طریقی زمان سوخت گیری را کاهش دهیم. در حالت معمول که برای پر نمودن مخزن ایستگاه از یک کمپرسور استفاده می‌نماییم، مدت زمان زیادی طول خواهد کشید تا فشار مخزن به حد فشار مورد نظر برسد. مسلماً هر چه ظرفیت مخزن و فشار مورد نظر بیشتر باشد زمان انجام فرایند نیز بیشتر خواهد بود. حال اگر بخواهیم کمپرسور را مستقیماً به مخزن خودرو متصل نماییم، دقیقاً مانند مورد مذکور، به منظور سوخت گیری زمان زیادی لازم خواهد بود.

اگر برای کاهش زمان از ۸ تا ۱۰ ساعت به ۳ 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 به منظور کاهش زمان سوخت گیری، استفاده از مخازن فشار بالا در ایستگاه می‌باشد، به خصوص در مواردی که بار ایستگاه از یک روز به روز دیگر متفاوت باشد.

در بعضی موارد مجبور خواهیم بود بالغ بر 430 m^3 گاز را در عرض ۵ دقیقه انتقال دهیم، این به معنای نیاز به کمپرسوری با ظرفیت تقریبی 6000 m^3 متر مکعب در ساعت است. در حالی که محدوده کمپرسورهای موجود و قابل کاربرد در ایستگاه‌های CNG بین 2000 تا 2 در ساعت می‌باشد.

در این حالت ابتدا کمپرسور، مخازن پر فشار ایستگاه را به فشار و ظرفیت مورد نظر می‌رساند و بعد سوخت گیری از مخزن ایستگاه به مخزن خودرو انجام خواهد گرفت. سرعت سوخت گیری، رابطه مستقیم با اختلاف فشار بین دو مخزن دارد. هرچه این اختلاف فشار بیشتر باشد، سرعت سوخت گیری

بیشتر خواهد بود. در طراحی ایستگاه سوخت رسانی سریع باید توجه ویژه‌ای به متناسب بودن ظرفیت کمپرسور و حجم مخزن داشت. همان طور که در شکل ۴-۲ دیده می‌شود در این نوع ایستگاه‌ها توزیع کننده از طریق مخازن فشار بالا تغذیه می‌گردد.



شکل ۴-۲: ایستگاه سوخت رسانی سریع

۳-۲-۲ ایستگاه سوخت رسانی مادر-دختر

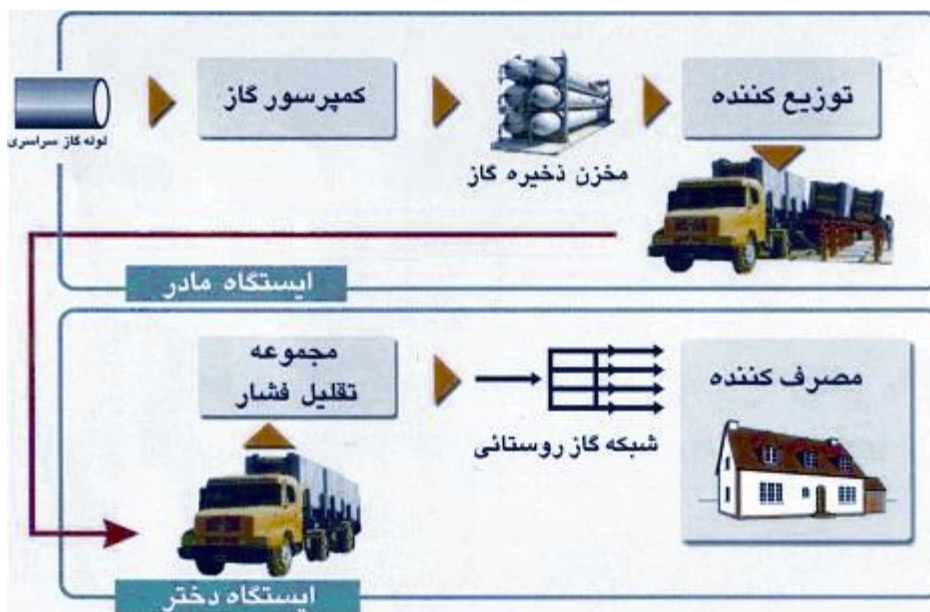
اگر سیاست گازسوز کردن خودروها را سراسری و جامع در نظر بگیریم، در مرحله توسعه شبکه سراسری گاز و در زمانی که هنوز شبکه سراسری به همه مناطق توسعه نیافته باشد یا در هنگامی که محل مورد نظر به قدری دور افتاده باشد که از لحاظ اقتصادی انتقال گاز از طریق لوله کشی مقرون به صرفه نباشد، می‌توان از سیستم سوخت رسانی مادر-دختر^۱ استفاده نمود.

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 سوخت رسانی در دراز مدت گران‌تر از به وجود آوردن شبکه گازرسانی و استقرار ایستگاه دائمی تمام خواهد شد. با وجود این سیستم سوخت رسانی در مواقعی که در یک مکان دور افتاده نیاز فوری به CNG باشد، قابل کاربرد است.

شکل ۵-۲ عمل سوخت گیری در ایستگاه مادر و سوخت دهی در ایستگاه دختر را نشان می‌دهد.

^۱ - Mother – Daughter System



شکل ۲-۵: ایستگاه سوخت رسانی مادر و دختر

۳-۲ تجهیزات ایستگاه‌های سوخت رسانی CNG

۱-۳-۲ کمپرسور [2]

در ایستگاه‌های CNG، کمپرسور^۱ همانند قلب ایستگاه بوده و گاز طبیعی را فشرده می‌نمایند. 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 می‌باشند. هرچند تفاوت‌های 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 گاز سوز، گاز طبیعی موجود در خطوط لوله یا منبع گاز را فشرده کرده و جهت سوخت‌گیری در ایستگاه‌های CNG، در مخازن پرفشار ذخیره می‌نمایند و در برخی موارد بدون ذخیره سازی، مستقیماً عمل سوخت دهی را به خودرو انجام می‌دهند.

به طور کلی این کمپرسورها به همراه تجهیزات وابسته همانند لوله‌ها، اتصالات، تجهیزات کنترلی و اندازه گیری و وسایل حفاظتی معمولاً بر روی پایه‌ای به نام سینی کمپرسور^۲ نصب می‌گردند.

^۱ - Compressors

^۲ - Compressor Skid

۲-۳-۲ مخازن

در بحث سوخت رسانی هدف، پر کردن مخزن^۱ ذخیره خودرو در فشار حدود ۲۰ MPa می‌باشد. بنابراین ما مجبوریم این فشار را توسط کمپرسور موجود در ایستگاه تأمین نماییم. در سیستم سوخت رسانی کند، کمپرسور مستقیماً به مخزن اتومبیل متصل می‌گردد و در مدت زمان نسبتاً طولانی (به عنوان مثال در طول شب) مخزن خودرو را به فشار مورد نظر خواهد رساند. ولی در روش دیگر به منظور کاهش زمان سوخت گیری مخزن فشار بالا در ایستگاه تعبیه می‌گردد. 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 به طرز چشم گیری زمان سوخت گیری را کاهش خواهد داد و به حدود ۳ تا ۱۰ 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. امتیاز دیگری که می‌توان برای نصب مخازن برشمرد این است که می‌توان طوری مخازن را طراحی نمود که تقریباً سوخت رسانی را در یک اختلاف فشار ثابت انجام داد. بنابراین سرعت سوخت دهی در مدت سوخت گیری خودرو مقدار ثابتی خواهد ماند و در نتیجه از افزایش دما در مخزن خودرو جلوگیری می‌شود.

مهم‌ترین عامل تعیین کننده زمان سوخت گیری اختلاف فشار بین دو مخزن ایستگاه و خودرو می‌باشد. هر چه این اختلاف بیشتر باشد، طبیعتاً زمان سوخت گیری کوتاه‌تر خواهد بود.

از طرفی اگر یک مخزن را با فشار اولیه مفروض در نظر بگیریم، این فشار بعد از سوخت دهی افت خواهد نمود و بنابراین اختلاف فشار مورد نظر بین مخزن ایستگاه و خودرو مرتباً بعد از هر سوخت گیری 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 سوخت گیری اتفاق خواهد افتاد. بنابراین مجبوریم مخازن را با حجم بالا انتخاب نماییم تا افت اختلاف فشار زیادی نداشته باشیم. از طرف دیگر با توجه به اینکه که مخزن خودرو در ابتدا تقریباً خالی است بنابراین در ابتدای سوخت گیری اختلاف فشار بالاست و سرعت سوخت دهی 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 به تدریج، وقتی که مخزن پر می‌شود، فشار مخزن خودرو بالا رفته و بنابراین اختلاف فشار بین دو مخزن مرتباً کاهش می‌یابد و در نتیجه سرعت سوخت رسانی در طول سوخت گیری، مرتباً در حال

^۱- Storage

کاهش است. برای رفع این مشکل از چند سری مخزن با ظرفیت‌های مختلف استفاده می‌شود و به طور 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.

۲-۳-۲-۱ انواع مخازن

مخازن ذخیره به طور عموم در سیستم‌های سوخت دهی سریع استفاده می‌گردند و در آن از تعدادی مخزن نوع ترتیبی استفاده می‌شود. ولی در ایستگاه‌هایی که به منظور سوخت رسانی به اتوبوس‌ها و کامیون‌ها ایجاد شده‌اند، معمولاً از مخازن بافر استفاده می‌گردد.

مخازن ترتیبی (آبشاری)

در سیستم ترتیبی^۱، مخازن به سه قسمت فشار بالا، متوسط و فشار پایین دسته بندی خواهند شد. هر قسمت ممکن است از یک یا چندین مخزن هم فشار تشکیل شده باشد. در ابتدای سوخت گیری، مخزن فشار پایین مورد استفاده قرار می‌گیرد و تا وقتی که اختلاف فشار مخزن خودرو و مخزن ایستگاه در حد معقولی باشد، سوخت گیری 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، سوخت گیری از مخزن با فشار متوسط انجام خواهد شد. به این ترتیب اختلاف فشار لازم را برآورده ساخته و در نهایت بعد از مدتی، سوخت گیری از طریق مخازن فشار بالا انجام خواهد شد. در نتیجه زمان سوخت‌رسانی را کاهش داده و همچنین از حجم گاز مخزن، بهره برداری 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، ما مجبور خواهیم بود که فشار تک مخزن ایستگاه را تا حد مجاز آن بالا ببریم، در این صورت در ابتدای سوخت گیری، اختلاف فشار به اندازه‌ای زیاد است که سرعت بالای گاز ورودی به مخزن خودرو موجب افزایش شدید دمای گاز موجود در مخزن خودرو خواهد شد، در نتیجه در فشار بیشینه جرم کمتری از گاز، فضای مخزن خودرو را اشغال خواهد نمود، به طوری که بعد از چند ساعت تبادل حرارتی با محیط اطراف و رسیدن به دمای محیط، فشار مخزن افت می‌کند و این نقصان ممکن است در سیستم سوخت رسانی خودرو اشکال ایجاد کند.

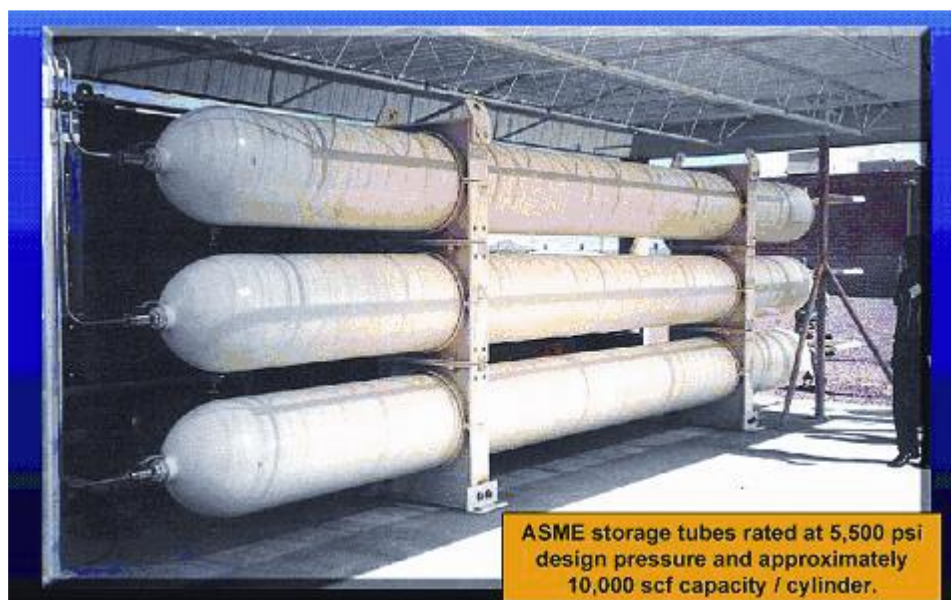
به طور کلی می‌توان گفت که سیستم ترتیبی، سه عامل کنترل دمای گاز مخزن خودرو، زمان کوتاه سوخت رسانی و بهره برداری بهتر از حجم مخزن ایستگاه را در یک حالت تعادل با یکدیگر نگه خواهد داشت. در طول سوخت گیری همه سوخت از مخزن ایستگاه تأمین خواهد شد و وظیفه کمپرسور فقط

^۱ - Cascade Storage

پرمودن دوباره مخازن می‌باشد. اندازه و ظرفیت مخزن را باید به گونه‌ای تعیین نمود که با بیشینه نرخ سوخت دهی در یک زمان مشخص، بتوان سوخت دهی را به تنهایی و بدون کمک کمپرسور انجام داد. بزرگی مخزن باید به اندازه‌ای باشد که کمپرسور بعد از چندین بار سوخت گیری توسط خودروها روشن گردد.

این مخازن به قسمتهایی با فشارهای متفاوت و با حجم یکسان یا غیر یکسان تقسیم خواهند شد. در طراحی از نوع ۲:۳:۵ معمولاً ۵۰٪ ظرفیت سوخت رسانی 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.

شکل ۲-۶ نمونه‌ای از مخازن ترتیبی را نشان می‌دهد.



شکل ۲-۶: مخازن ترتیبی ASME

مخازن بافر

مهم‌ترین و اساسی‌ترین فرض ایستگاه‌هایی که از این مخازن استفاده می‌کنند، این است که سرعت ورود وسائل نقلیه به ایستگاه به اندازه‌ای است که کمپرسور به طور پیوسته کار می‌کند و عمل سوخت‌دهی به طور مستقیم توسط کمپرسور انجام می‌گیرد. مخازن ذخیره بافر فقط در فاصله زمانی دو

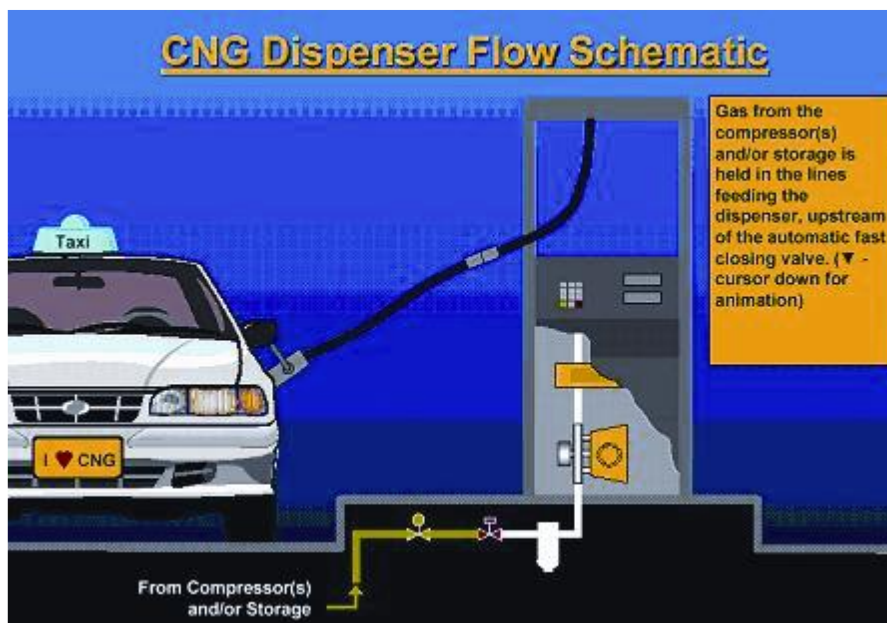
سوخت گیری، توسط کمپرسور پر می‌شوند. طراحی کمپرسور در این حالت، به گونه‌ای است که بتواند نرخ سوخت دهی را در زمان دلخواه با کم‌ترین مشارکت مخازن بافر^۱ تأمین نماید. هنگامی که در ایستگاه وسیله‌ای برای سوخت گیری وجود ندارد، مخزن به سرعت توسط کمپرسور پر شده و بعد از آن کمپرسور خاموش خواهد شد. به منظور عدم روشن و خاموش شدن زیاد کمپرسور معمولاً یک سیکل فرعی از خروجی مخزن بافر به ورودی کمپرسور، تعبیه می‌شود به طوری که کمپرسور همواره در حال کار کردن می‌باشد ولی در حالتی که عمل سوخت دهی انجام نمی‌گیرد باری روی کمپرسور نخواهد بود و گازی فشرده نخواهد شد. در نهایت باید گفت که این نوع مخازن بیشتر در ایستگاه‌های سوخت دهی اتوبوس‌ها و خودروهای سنگین مورد استفاده قرار می‌گیرد و به طور قطع به دلیل نوع مخازن به کار رفته، کمپرسورهایی با ظرفیت بالا نیاز خواهد بود.

۲-۳-۲ توزیع کننده

توزیع کننده^۲، وسیله انتقال سوخت از ایستگاه به خودرو می‌باشد. توزیع کننده‌ها دارای سیستم کنترلی می‌باشند و با استفاده از آن‌ها می‌توان میزان سوخت تزریقی را اندازه‌گیری نمود. همچنین دارای امکاناتی می‌باشند که در هنگام پر شدن مخزن خودرو و رسیدن به فشار مورد نظر، تزریق سوخت قطع خواهد شد و از سرریز سوخت جلوگیری می‌کنند. 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 سوخت‌گیری کننده، تشکیل شده باشد. شکل ۷-۲ نمایی ساده از عملکرد یک توزیع کننده را نشان می‌دهد.

^۱ - Buffered Storage

^۲ - Dispenser



شکل ۲-۷: توزیع کننده سوخت CNG

۲-۳-۳-۱ اجزای توزیع کننده

✓ جریان سنج

جریان سنج^۱، مقدار گاز وارد شده به مخزن خودرو را مشخص می‌نماید. معمول‌ترین نوع جریان سنجی که در ایستگاه‌های سوخت رسانی ایالات متحده به کار می‌رود، جریان سنجی است که با شتاب کوریولیس کار می‌کند. اخیراً نیز جریان سنج‌هایی به وجود آمده‌اند که با استفاده از سرعت صوتی گاز در یک گلوگاه ونتوری، میزان جرم گاز را مشخص می‌نمایند. تا هنگامی که این گلوگاه در سرعت صوت باقی بماند اندازه‌گیری جرم جریان بسیار آسان خواهد بود. از آنجایی که اختلاف فشار مخزن خودرو و ایستگاه همواره در حد قابل قبولی می‌باشد، می‌توان به راحتی از چنین گلوگاهی برای اندازه‌گیری جرم جریان استفاده نمود.

سنجش با استفاده از میزان کیلوگرم گاز مصرفی بسیار دقیق و مناسب‌تر خواهد بود. ولی متأسفانه سنجش به وسیله جرم گاز مصرفی باعث خواهد شد که مصرف کننده تصور نماید که قیمت گاز از قیمت سوخت مایع معادل بالاتر می‌باشد، چرا که مثلاً یک کیلوگرم از گاز 50٪ بیشتر از یک لیتر گازوئیل انرژی دارد. به همین دلیل تمایل بیشتر به سمت اندازه‌گیری سوخت بر اساس انرژی معادل (به طور مثال معادل لیتر گازوئیل مصرفی) می‌باشد که این کار سبب خواهد شد مصرف کننده متوجه صرفه اقتصادی حاصل از مصرف CNG باشد.

^۱ - Flow Meter

اطلاعات دقیق در مورد اندازه گیری و توزین را می توان از مرجع NIST ایالات متحده دست آورد. یک استاندارد پذیرفته شده در مورد تبدیل بین گازوئیل و CNG لیتر گازوئیل معادل^۱ یا گالن گازوئیل معادل^۲ می باشد که توسط مؤسسه ملی استاندارد ایالات متحده به صورت زیر آورده شده است:

1 GLE= 0.678 kg of natural gas

1 GGE= 5.660 lb of natural gas

البته باید در نظر داشت که تغییرات کوچکی در میزان انرژی موجود در گاز، از یک منطقه به منطقه دیگر وجود خواهد داشت. ولی در صورت استفاده از اندازه گیری جرم، این میزان تغییرات % ۵۰ کمتر از حالتی است که با اندازه گیری، بر اساس حجم کار نماییم. ولی در هر حال باید گفت که وسایل اندازه گیری جرم، بسیار گران بوده و احتیاج به تکنولوژی پیشرفته دارند.

✓ حسگرهای فشار

به منظور اطلاع از فشار درون مخزن، حسگرهای فشار روی لوله های توزیع کننده نصب می گردند. حسگرهای فشار باید تا حد امکان نزدیک به خودرو، در توزیع کننده نصب گردند. معمولاً به علت سرعت بالای گاز در داخل لوله های توزیع کننده و دیگر محدودیت ها، حسگرها نمی توانند فشار دقیق مخزن خودرو را ثبت نمایند.

✓ صفحه نمایش

این صفحه میزان گاز انتقال یافته به مخزن خودرو را به اپراتور نشان می دهد. همچنین ممکن است قیمت کل و قیمت هر واحد سوخت را نیز نمایش دهد. میزان گاز منتقل شده می تواند بر اساس جرم (پوند یا کیلوگرم)، حجم (scf) ظرفیت گرمایی و یا میزان گالن گازوئیل یا بنزین معادل، اندازه گیری شود.

✓ اتصالات قطع کننده

بر اساس استاندارد NFPA-52 باید تجهیزات لازم به منظور قطع گاز رسانی، هنگام دور شدن خودرو از ایستگاه را فراهم نمود. به این تجهیزات، اتصالات قطع کننده^۳ گویند. مجموعه اتصالات قطع کننده شامل یک سه پایه، یک ضامن قفل کننده و یک وسیله انفصال می باشد.

^۱ - Gasoline Liter Equivalent (GLE)

^۲ - Gasoline Gallon Equivalent (GGE)

^۳ - Break-way Connector

✓ شلنگ

شلنگ^۱ ایستگاه‌های CNG انعطاف پذیرند و معمولاً از فولاد ضد زنگ و از مواد بافتنی مصنوعی به انضمام پلاستیک فلوئوری ساخته می‌شود. معمولاً شلنگ تزریق به عنوان یک وسیله از پیش ساخته شده تهیه می‌گردد.

جنس شلنگ را معمولاً طوری انتخاب می‌نمایند که هادی الکتریسیته ساکن باشد تا از تجمع الکتریسیته ساکن و احتمال جرقه زدن آن جلوگیری گردد. شلنگ را باید در حد ایمنی تجهیزات مربوط به کمپرسور و سیلندرها و حتی بالاتر از آن‌ها طراحی نمود. معمولاً آن‌ها را به طور هیدرواستاتیکی تا ۱.۵ برابر فشار پیشنهادی سازنده تست می‌کنند و بعد برچسب «استفاده برای CNG» بر آن نصب می‌گردد.

✓ نازل سوخت رسانی

نازل سوخت رسانی^۲ یک اتصال ایمن را به مخزن خودروی در حال سوخت گیری، فراهم می‌کند. نازل‌ها معمولاً از مواد مقاوم در مقابل خوردگی ساخته می‌شوند و به وسیله برنج و آهن ضد زنگ، سخت کاری می‌شوند.

✓ شیر و تنظیم کننده‌ها

تجهیزات دیگری علاوه بر تجهیزات ذکر شده، شامل انواع شیر، تنظیم کننده و فیلتر، وجود دارد. طراحی و انتخاب این وسایل به نوع توزیع کننده و نوع ایستگاه بستگی خواهد داشت.

^۱ - Hose

^۲ - Fill Nozzle

۴-۲ مخازن سوخت CNG

مشکلات ناشی از ذخیره سازی سوخت گاز، به عنوان یک مانع بزرگ در توسعه سریع خودروهای گازسوز جلوه کرده است. در حال حاضر سه مبنا برای ذخیره سازی سوخت‌های گازی که جزء اصلی آن‌ها متان است، وجود دارد:

گاز طبیعی فشرده^۱ (CNG)

گاز طبیعی مایع شده^۲ (LNG)

گاز طبیعی جذب شده^۳ (ANG)

امروزه استفاده از گاز طبیعی فشرده بیشترین کاربرد را از بین سه روش فوق دارد. مخازن ذخیره گاز تحت فشار بالا، که در حال حاضر برای خودروهای گازسوز کاربرد دارند، نسبت به آنچه که ده سال پیش مورد استفاده واقع می‌شد، به طرز قابل توجهی تکامل یافته‌اند. در مخازن فعلی، نسبت وزن بر واحد حجم گاز ذخیره شده در مقایسه با مخازن اولیه، به بیش از نصف کاهش یافته و مخازن در اندازه‌ها و شکل‌های متفاوت تولید شده‌اند. البته توسعه و پیشرفت در این راه با کاربردهای استانداردهای جدید^۴ ISO با سرعت بیشتر قابل پیش بینی و انتظار است. این در حالی است که دیگر روش‌های ذخیره سازی گاز در مراحل اولیه توسعه خود هستند.

به کارگیری گاز طبیعی فشرده به عنوان سوخت وسائل نقلیه در مقیاس وسیع در دو دهه ۵۰ و ۶۰ میلادی در ایتالیا و روسیه آغاز شد. مخازن اولیه، مخازن فولادی بودند که با مشخصات صنعتی - ملی گوناگون ساخته می‌شدند تا این که در اواخر سال ۱۹۷۰ میلادی با وضع مقررات جدید در ایتالیا، مخازن فولادی کم وزن به بازار عرضه شدند. در آمریکای شمالی نیز تبدیل سوخت وسائل نقلیه به گاز طبیعی در مقیاس وسیعی، از سال ۱۹۸۰ میلادی به بعد آغاز گردید. مخازن سبک وزن ساخته شده از آستر فلزی پیچیده شده با الیاف شیشه‌ای که برای کاربردهای فضایی توسعه یافته بودند، در سال ۱۹۷۷ میلادی به بازارهای صنعتی وارد شدند.

در سال ۱۹۸۲ میلادی مخازنی که با آستر آلومینیومی با پیچش محیطی الیاف شیشه ساخته شده بودند در صنعت CNG مورد استفاده قرار گرفتند. سازندگان مخازن فولادی این روند را تا طرح‌های

^۱- Compressed Natural Gas

^۲- Liquefied Natural Gas

^۳- Absorbed Natural Gas

^۴- International Organizations for Standardization

سبک وزن تر برای CNG با تولید کردن آسترهای فولادی پیچیده شده با الیاف شیشه‌ای که در سال ۱۹۸۵ میلادی آغاز شده بود، دنبال کردند. برای این که وزن مخزن را برای کار بردهای CNG کاهش دهند، سازندگان بسیاری، طرح‌های کامپوزیتی کاملاً پیچیده‌ای را توسعه دادند و آسترهای فلزی یا پلاستیکی را برای مخزن محتوی گاز به کار بردند. در اواخر دهه ۸۰ میلادی کاربردهای عملی مخازن CNG با آسترهای پلاستیکی تقویت شده در سوئد، روسیه و فرانسه شروع شد. به دنبال توسعه استانداردهای مخازن گاز طبیعی در آمریکای شمالی، طرح‌هایی با آسترهای نسبتاً نازک آلومینیوم یا آسترهای پلاستیکی تقویت شده کاملاً پیچیده شده با پوشش الیاف شیشه و الیاف کربن بعد از سال ۱۹۹۲ میلادی به بازار معرفی شدند.

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 به راحتی قابل ساخت می‌باشند. در دو سر این مخازن، دو نیمکره عدسی شکل به روش‌های خاص شکل دهی 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 فضایی که اشغال می‌کنند برای قرارگیری در صندوق عقب اتومبیل یا هر جای دیگری که برای مخزن در نظر گرفته شود، مناسب نمی‌باشند. در شکل ۲-۸ نمونه‌ای از شکل عمومی مخازن، نشان داده شده است.



شکل ۲-۸: شکل عمومی مخازن CNG

۵-۲ انواع مخازن CNG

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

۱-۵-۲ مخازن CNG-I

نمونه‌هایی از مخازن CNG-I در شکل ۹-۲ نشان داده شده‌اند. این مخازن بدون درز و از جنس فولاد یا آلومینیوم می‌باشند. گرچه نوع آلیاژ مورد استفاده و همچنین تنش‌های طراحی این گونه مخازن در استاندارد مشخص نگردیده است ولیکن این گونه مخازن فولادی یا آلومینیومی باید آزمون‌های کارایی را بگذرانند. آزمون‌ها به دلیل اطمینان از چقرمگی^۱ و مقاومت در برابر تنش، خوردگی و ترک در جنس به کار رفته، صورت می‌گیرند. همچنین آزمون‌های سختی^۲ و فشار هیدرواستاتیک جهت اطمینان از استحکام مخزن نیز انجام می‌گیرند.



شکل ۹-۲: مخازن CNG-I [۳]

۲-۵-۲ مخازن CNG-II

نمونه‌هایی از مخازن CNG-II در شکل ۱۰-۲ نشان داده شده‌اند. این نوع مخازن دارای یک لایه آستری از جنس فولاد یا آلومینیوم بدون درز است و قسمت استوانه‌ای این آستری، توسط الیاف شیشه، آرامید، کربن یا مخلوطی از آن‌ها که آغشته به رزین است به صورت محیطی پیچیده شده است. ساختار

^۱ - Toughness

^۲ - Hardness

کامپوزیتی این مخازن، این امکان را به وجود می‌آورد که بتوان از ضخامت قسمت فلزی کاست و در نتیجه مخزن سبک‌تری به دست 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^۱ ساخته می‌شوند که برای ساخت آن‌ها از آسترهای فولادی یا آلومینیومی استفاده می‌گردد و به آن‌ها مخازن پیچش محیطی^۲ گفته می‌شود. این مخازن از سال ۱۹۸۰ میلادی ساخته می‌شوند و مبنای طراحی آن‌ها توانایی آسترهای فولادی در تحمل بیشینه فشار پر شدن مخزن می‌باشد. این امر به طراحان اجازه استفاده از آسترهایی با تحمل تنش بیشتر از حد معمول را می‌دهد.



شکل ۲-۱: مخازن CNG-II / ۳

۲-۵-۳ مخازن CNG-III

نمونه‌هایی از مخازن CNG-III در شکل ۲-۱۱ نشان داده شده‌اند. 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 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

^۱ - Continuous Filament Winding

^۲ - Hoop Wrapped

کامپوزیت در جهت محیطی و محوری تقویت شده‌اند. این گونه مخازن از اواسط دهه ۷۰ میلادی برای ذخیره گاز اکسیژن در مصارف پزشکی استفاده می‌شوند. تقویت این مخازن با الیاف کامپوزیت در دو جهت، قابلیت تحمل فشار را نسبت به مخازن نوع دوم، افزایش می‌دهد.



شکل ۲-۱۱: مخازن CNG-III. [۳]

۲-۵-۴ مخازن CNG-IV

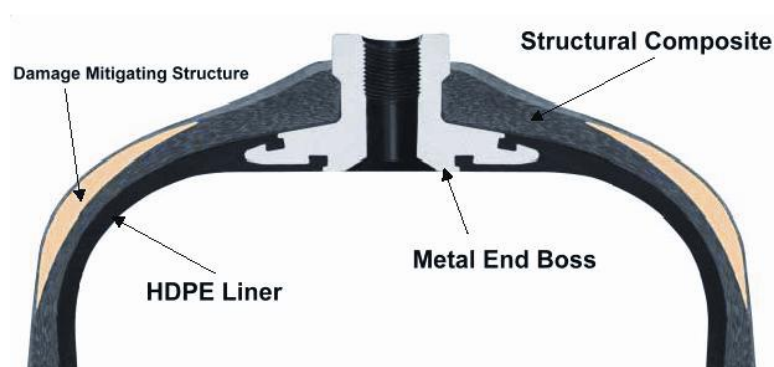
این نوع مخازن دارای یک آستری از جنس پلیمر بدون درز هستند و تمام این لایه داخلی توسط الیاف شیشه، آرامید، کربن یا مخلوطی از آن‌ها که آغشته به رزین است پیچیده شده و این ساختار تمام کامپوزیت از سبک‌ترین انواع مخازن CNG می‌باشد. این مخازن با الیاف کامپوزیت در جهات شعاعی و محوری تقویت شده‌اند. این گونه مخازن 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 نافه فلزی^۱ 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.

^۱ - Metal End Boss



شکل ۱۲-۲: مخازن CNG-IV. [۳]

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. در شکل ۱۲-۲ نمونه‌ای از این مخازن نشان داده شده است. شکل ۱۳-۲ نشانگر مقطعی کامل از یک مخزن CNG-IV است. این مخازن به طور کلی از ۵ جزء اصلی تشکیل می‌شوند.



شکل ۱۳-۲: سطح برش خورده مخازن CNG-IV. [۴]

۱. آستر

این قسمت معمولاً از مواد پلیمری، الاستومری یا پلی اورتان با چگالی بالا (HDPE) تولید می‌شود. ماده HDPE تا کنون در ساخت اجزای سیستم سوخت اتومبیل‌های زیادی استفاده شده است. این ماده در صنعت توزیع گاز طبیعی قدمتی ۲۵ ساله دارد. بعلاوه این ماده با استاندارد Type III Cat 5, Class C ASTM 1248, Grade P34

به خوبی مطابقت دارد. خواص عمده و کلی این نوع آسترها به شرح زیر است:

الف - مقاومت خوب و نسبتاً بالایی در مقابل نشت گاز ایجاد می‌نمایند.

ب - با قطعه نافی فلزی تداخل کرده و سازه مناسبی جهت آب بندی ایجاد می‌کنند.

پ - سازه اولیه و مناسبی جهت الیاف پیچی ایجاد می‌نمایند.

ت - به دلیل پایین بودن مدول الاستیسیته آن‌ها، به راحتی نیروهای ناشی از فشار داخلی را به سازه اصلی منتقل می‌کنند.

ث - این آسترها مقاومت بالایی در مقابل ترک‌های محیطی ناشی از تنش دارند.

ج - ارزان هستند و به راحتی شکل می‌گیرند.

۲. نافی فلزی

دو وظیفه اصلی این قطعه که از اجزای حساس و مهم یک مخزن CNG به شمار می‌آید، به شرح زیر است:

الف - زمینه مناسب را جهت الیاف پیچی کامپوزیتی جهت ساخت مخازن مهیا می‌کند.

ب - وسیله ارتباط ورود و خروج گاز را بین مخزن و تأسیسات خارجی مخزن به عهده دارد.

۳. قسمت کامپوزیتی مخزن

همان طور که در قسمت‌های قبلی توضیح داده شد، هر قسمتی از یک مخزن CNG وظیفه خاصی را به عهده دارد. جزء کامپوزیتی مخزن که از یک کامپوزیت هیبرید با لایه‌های مختلف (کربن - شیشه - اپوکسی) تشکیل می‌شود توسط فرآیند الیاف پیچی تولید می‌گردد. انتخاب الیاف کربنی به دلیل نسبت بالای مقاومت به وزن، خواص خستگی عالی، عدم حساسیت به شرایط محیطی و قابلیت اطمینان آن، می‌باشد. در حالی که الیاف شیشه‌ای مقاومت اندکی دارد و هدف اصلی استفاده از این ماده کامپوزیتی، بهبود تحمل مخزن نسبت به صدمات و ضربه‌های احتمالی می‌باشد. در واقع وظیفه اصلی قسمت سوم یک مخزن CNG تحمل فشار داخلی مخزن است.

۴. فوم‌های قالبی تزریق شده

بعد از اتمام ساخت بدنه اصلی مخزن، فوم‌های قالبی تزریق شده روی قسمت گنبدی شکل مخزن نصب می‌گردند که این عمل باعث دوام و بقای یک مخزن کامپوزیتی می‌شود.

۵. رنگ مخزن

در نهایت پس از اتمام ساخت مخزن، سطح آن توسط رنگ خاصی (پلی اورتان) پوشش داده می‌شود. این عمل علاوه بر حفاظت از قطعات خارجی مخزن باعث زیبایی کار نیز می‌گردد

۶-۲ مقایسه انواع مخازن

انواع مختلف مخازن CNG در شکل ۲-۱۴ به صورت مقایسه‌ای نشان داده شده‌اند. در این شکل نسبت وزن به حجم مخازن جهت مقایسه ارائه شده است.

از دیگر مشخصه‌های مخازن، راندمان حجمی مخزن می‌باشد که از تقسیم حجم داخلی مفید مخزن بر حجم کل مخزن به دست می‌آید. به طور معمول مخازنی که از مواد با مقاومت کششی بالا ساخته می‌شوند، راندمان حجمی بیشتری دارند، چرا که این مواد با ضخامت کمتر می‌توانند فشار بالاتری را تحمل نمایند. به طور مثال یک مخزن نوع اول دارای راندمان حجمی ۹۰٪ بوده و یک مخزن نوع سوم با الیاف شیشه، دارای راندمان حجمی ۷۴٪ می‌باشد. در شکل ۲-۱۴ نمونه‌هایی از طرح‌های مختلف مخازن، از نظر راندمان حجمی با یکدیگر مقایسه شده‌اند.



شکل ۲-۱۴: انواع مخازن ذخیره سازی گاز طبیعی / ۳

جدول ۲-۱: مقایسه راندمان حجمی مخازن گاز طبیعی [۵]

ردیف	نوع مخزن	درصد راندمان حجمی
۱	نوع ۱- فولادی	۹۱
۲	نوع ۱- آلومینیومی	۷۸
۳	نوع ۲- فولادی- شیشه	۸۵
۴	نوع ۲- آلومینیومی- شیشه	۷۶
۵	نوع ۳- آلومینیومی- شیشه	۷۴
۶	نوع ۳- آلومینیومی- کربن	۸۴
۷	نوع ۴- کربن	۸۲
۸	نوع ۴- هیبرید	۷۷

فصل ۳: مروری بر مطالعات پیشین

۳-۱ مقدمه

همان‌طور که اشاره شد، اکثر مدل‌های صورت پذیرفته دمای گاز درون مخزن را یکنواخت و گاز داخل مخزن را ساکن تصور نموده‌اند. این فرضیات به منظور تحلیل فرایند با استفاده از تحلیل حجم کنترلی ضروریست.

به منظور پیش‌بینی دقیق و جامع در زمینه تخمین دمای گاز در درون مخزن، برآورد میزان انتقال حرارت گاز از جدار مخزن ضروری می‌نماید. به منظور پی بردن به این مهم تقریب‌های تجربی زیادی به منظور تخمین عدد ناسلت (Nusselt number) برای انتقال حرارت جابجایی وجود دارد ولی این تقریب‌ها نیازمند دانستن عدد رینولدز محلی (Reynolds number) در داخل مخزن می‌باشند، این در حالی است که با توجه به تغییرات زیاد در سرعت و جهت جریان گاز در درون مخزن عملاً تخمین ضریب انتقال حرارت درون مخزن و یافتن میزان تبادل حرارت با استفاده از روابط موجود بر حسب عدد رینولدز چندان کار آمد نمی‌باشد.

۲-۳ خلاصه‌ای از مطالعات پیشین

مطالعات زیادی در زمینه سوخت‌گیری سریع^۱ صورت پذیرفته است که در سه گروه تجربی، عددی (مدل سازی عددی) و تجربی- عددی تقسیم بندی می‌شوند.

جدول ۱-۳ مقایسه‌ای بین کارهای عددی مرتبط که تاکنون صورت پذیرفته است، ارائه می‌دهد.

جدول ۱-۳ : مقایسه مدل‌ها عددی صورت پذیرفته

		Dicken and Merida [10]	Reynolds <i>et al.</i> [6]	Kountz <i>et al.</i> [7]	Charton <i>et al.</i> [8]	Perret <i>et al.</i> [11]	Farzaneh <i>et al.</i> [12]	This Work
	Modeling Method	Finite Volume	Analytical	Finite Difference	Finite Difference	Finite Difference	Finite Difference	Finite Volume
Assumptions	Uniform gas temperature	No	yes	yes	yes	yes	yes	No
	Mass Flow Rate	Variable	Const	Fixed Orifice Calc	Fixed pipe length and size calc	Fixed Orifice Calc	Variable (cascade filling)	Variable
	Lumped Capacitance	No	yes	yes	yes	No	yes	No
	Internal convective heat transfer coefficient	Discretize wall to calculate local hconv	Assumed value	Assumed value	Dittus-Boelter equation	Dittus-Boelter equation	NA	Discretize wall to calculate local hconv
	Reynolds Number for Nu# calculation	No	N/a	N/a	Assumed value	Average mass flux in cylinder	N/a	No
Heat Transfer	Internal Convection	No correlations used	Const.	Const.	Forced Convection correlation	Forced Convection correlation	N/a	No correlations used
	External Convection	Const.	Adiabatic	Const.	Adiabatic	Const.	N/a	Const.
	Conduction	Yes	No	No	No	Yes	No	Yes
Equation of State	Equation of State	Redlich-Kwong	Ideal gas	STRAPP NG	Soave	Redlich-Kwong	Ideal gas	Ideal gas and Redlich-Kwong
Gas		Hydrogen	General	Natural Gas	Helium, Deterium	Hydrogen	Natural Gas	Natural Gas , Hydrogen

^۱- Fast Filling

در زمینه حل تجربی، تعداد محدودی از مطالعات صورت پذیرفت از تعداد کافی دماسنج جهت یافتن توزیع درجه حرارت استفاده نموده و اکثراً از یک عدد دماسنج استفاده نموده و دما را در یک نقطه درون مخزن یافته‌اند.

تنها مطالعاتی که به اندازه کافی دماسنج استفاده نموده و به این طریق توزیع دمای درون مخزن را یافته است مربوط به مطالعات [۱۳] Haque et al. و [۱۰] Dicken and Merida می‌شود. مطالعات [۱۳] Haque et al. مربوط به تخلیه سریع یک مخزن کره‌ای بزرگ می‌باشد. اگر چه این مطالعات اطلاعات مفیدی در زمینه حل تجربی و شیوه‌های آن در اختیار می‌گذارد با این وجود اطلاعات آن با توجه به هندسه و فرایند متفاوت، به طور مستقیم در زمینه پر شدن مخزن گاز خودرو مفید و قابل بهره‌برداری نیست. مطالعات [۱۰] Dicken and Merida نیز هم حل عددی را شامل می‌گردد و هم مطالعات تجربی را که مربوط به پر شدن مخزن نوع سوم از هیدروژن می‌باشد.

مطالعات صورت پذیرفته در موسسه تکنولوژی گاز [۱۴] با انجام آزمایش‌هایی پی به تغییر دما با مکان درون مخزن گاز در حال پر شدن برد. آزمایش به گونه‌ای بود که از سه دماسنج در طول خط مرکزی مخزن و در موقعیت‌های $\frac{1}{4}$ ، $\frac{1}{2}$ و $\frac{3}{4}$ خط مرکزی استفاده شد و پس از تحلیل نتایج مشخص گردید که دو دماسنج ابتدای و انتهایی (موجود در موقعیت‌های $\frac{1}{4}$ و $\frac{3}{4}$) به سوی دماهای یکسانی میل می‌نمایند در حالی که دماسنج میانی (موجود در موقعیت $\frac{1}{2}$) پس از مدت زمانی در حدود ۲۰ دقیقه به دمای دو دماسنج دیگر میل می‌نماید.

مطالعات [۱۵] Duncan et al. اختلاف 10°C را بین دو دماسنج موجود در فاصله $\frac{1}{3}$ و $\frac{2}{3}$ خط مرکزی را گزارش می‌نماید و زمانی در حدود ۵ دقیقه برای همگرایی دو دماسنج را لازم می‌داند. جدول ۲-۳ مقایسه‌ای بین مطالعات تجربی مرتبط که تاکنون صورت پذیرفته است را ارائه می‌دهد.

جدول ۳-۲: مقایسه مدل‌ها تجربی صورت پذیرفته

		Haque et al. [13]	Charton et al. [8]	Gas Technology Institute [14]	Duncan et al. [15]	Shipley [9]	Dicken and Merida [10]
Type of Pressure Vessel		Cylindrical Steel Tank	Spherical Steel Tank	Types 1, 3, and 4 cylinders	Type 3 Dynetek Cylinder	Type 4 Brunswick® Cylinder	Type 3 Dynetek Cylinder
Gas		Water/Steam	Helium/Deterium	Natural Gas/Hydrogen	Hydrogen	Natural Gas	Hydrogen
Fill method		Blowdown through fixed orifice	Uncontrolled expansion through fixed pipe	Cascade fill	Expansion through a needle valve	Cascade fill/Single Control Volume Storage	Controlled Constant pressure ramp
Size of Pressure Vessel		~3200 L and 89 L	4 L	190-220L	39L and 205L	~ 24 L	74 L
Fill Time		100 - 1500 sec	~ 4 sec.	30 sec. – 600 sec.	10sec/400sec/500sec	~40 sec	1– 10 minutes
Temperature sensor	Type	Bare wire thermocouples	0.5mm dia. Type K Thermocouple	Thermocouples – type and size were not stated	0.04 in. dia grounded probe Type T thermocouple	¼” inch NPT fitting Type K Thermocouple	Exposed tip 0.5mm dia, Type T thermocouples
	Number	120 in 3200L vessel and 64 in 89L vessel	1	5 gas temperatures, 5 cylinder surface temperatures	1 gas temperature, 3 outer wall	2	~60 thermocouples
	Location of gas temperature sensors	Distributed throughout the vessel. Some thermocouples spot welded to the wall	unknown	Inlet, ¼ length, ½ length, ¾ length, and non-fill end. All located along the centerline	12” cm and 24” into the non-fill end along the centerline	inlet , 15 inch from end located along the centerline	Distributed through half of the cylinder
	Spatial variation in temperature	yes	N/A	yes	yes	N/A	yes

۳-۳ نتیجه‌گیری و جنبه‌های نوآوری

از آنجایی که فرآیند پر شدن سریع مخازن، فرآیند جدیدی نمی‌باشد و میلیون‌ها خودرو گاز سوز روزانه جهت سوخت‌گیری این فرآیند را تجربه می‌نمایند، لذا هدف از مطالعات حاضر شناخت هرچه بیشتر این فرآیند و گشودن راه جهت بهینه نمودن این فرآیند و طراحی بهینه مخازن ذخیره گاز درون خودرو می‌باشد. لذا چنانچه مشاهده شد، اکثر مطالعات پیشین در خصوص این فرآیند، از تبادل حرارت بین گاز و جدار سیلندر به علت نبود رابطه مناسب جهت تخمین این میزان حرارت تبادل شده، چشم‌پوشی نموده‌اند و حال آنکه با توجه به پیشرفت روز افزون در خصوص تولید آلیاژها و کامپوزیت‌های مختلف که دارای توان مناسب جهت تحمل فشار بالای مخازن در مقابل وزن کم می‌باشد یکی از مسائل عمده در خصوص امکان استفاده از این مواد در مخازن مختلف ذخیره گاز، برآورده نمودن استانداردهای موجود در خصوص دمای گاز درون مخزن می‌باشد و این مهم در گروی تخمین میزان حرارتی است که گاز با جدار مخزن تبادل می‌نماید.

در مطالعه حاضر تلاش بر این بوده است که ضمن ارائه رابطه جامع در خصوص تخمین ضریب انتقال حرارت جابجایی درون مخزن، حل گذرا ساده و در عین حال کارآمدی جهت تخمین میزان حرارت منتقل شده از گاز به محیط پیرامون ارائه شود، تنها راه دستیابی به چنین هدفی یافتن توزیع دمای گاز درون مخزن می‌باشد و این در حالی است که مطالعات پیشین یا گاز درون مخزن را تک دما تصور نموده‌اند و یا به اندازه‌گیری دما در چند نقطه محدود اکتفا نموده‌اند.

۴-۳ ارتباط موضوع تحقیق با مطالعات پیشین

از آنجایی که در مطالعات حاضر صرفاً حل عددی دنبال شده و از برداشت نمونه آزمایشگاهی و تجربی استفاده نشده است لذا از دو جهت از مطالعات پیشین که صحت آن‌ها مورد تایید است بهره‌گیری شده است.

۱- شرایط گاز در ورودی به مخزن همچون دما، فشار و دبی گاز به عنوان شرایط مرز

۲- معتبر سازی حل با استفاده از مقایسه نتایج بدست آمده با نتایج معتبر پیشین.

در جهت تحقق دو موضوع مذکور، دو مورد از منابع و مطالعات پیشین منتخب و از نتایج آن‌ها استفاده شده است.

چنانچه در فصول آینده به تفصیل اشاره خواهد شد، دبی و دمای گاز ورودی به مخزن ذخیره خودرو تحت تأثیر توزیع کننده سوخت در ایستگاه سوخت‌رسانی قرار دارد، چرا چنانچه گاز از مخازن ذخیره ایستگاه که در فشار بالا ذخیره شده است مستقیماً به مخزن خودرو جریان یابد به علت اختلاف فشار

زیاد سرعت گاز در ورودی مخزن خودرو به شدت زیاد بوده و با ساکن شدن گاز در این مخزن سرعت مذکور به افزایش دما زیاد گاز درون مخزن منجر خواهد شد. لذا توزیع کننده سوخت با توجه به دمای هوا، فشار گاز درون مخازن و غیره، دبی گاز ورودی به مخزن خودرو را کنترل و تنظیم می‌نماید. در نتیجه جهت شبیه سازی فرآیند پر شدن مخزن گاز خودرو نیازمند دبی گاز ورودی به مخزن خودرو بر حسب زمان خواهیم بود، که عملاً معرف رفتار استاندارد توزیع کننده سوخت یک ایستگاه سوخت رسانی می‌باشد.

علاوه بر دبی گاز ورودی، دمای گاز ورودی به مخزن ذخیره خودرو نیز به علت عبور از توزیع کننده سوخت و شیر ورودی به مخزن خودرو به علت تجربه نمودن اثر ژول-تامسون (به فصول بعدی مراجعه شود) دستخوش تغییر است، لذا دمای مذکور نیز دومین پارامتری است که جهت شبیه‌سازی مورد نیاز می‌باشد.

با توجه به مطالب ارائه شده، جهت برآورده نمودن این دو پارامتر در مطالعات حاضر از نتایج ارائه شده توسط [۹] Shipley شامل دبی جرمی گاز ورودی به سیلندر و دمای گاز ورودی به سیلندر به عنوان شرایط مرزی استفاده شده است.

علاوه بر این از آنجایی که مطالعات حاضر بر مبنای حل عددی استوار است، مطالعات [۱۰] Dicken and Merida به جهت راستی سنجی و معتبر سازی حل عددی ارائه شده برگزیده شده است. در ادامه این فصل به معرفی و توضیح نتایج این دو مرجع پرداخته شده است.

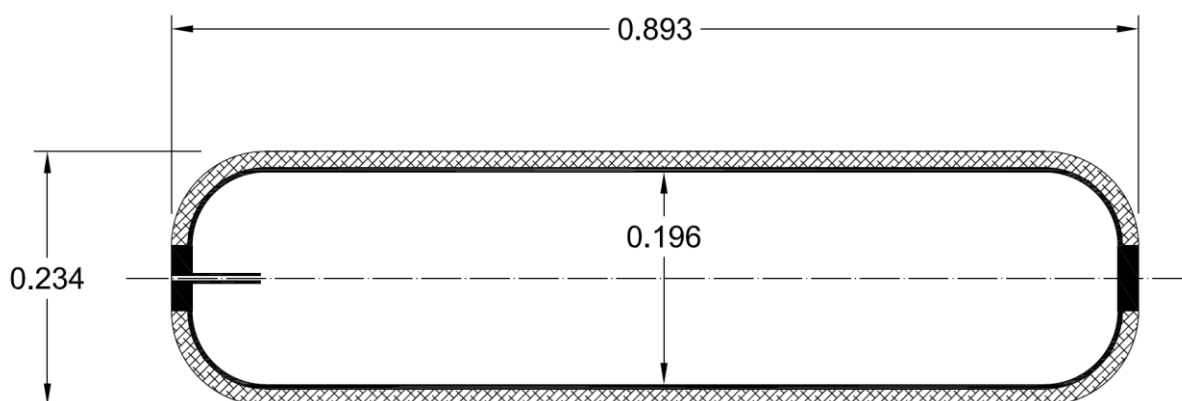
۳-۵ معرفی مطالعات [۹] Shipley

چنانچه در جدول ۳-۲ اشاره شده است، مطالعات [۹] Shipley مربوط به پر شدن یک مخزن نوع چهارم از گاز طبیعی می‌باشد که به صورت تجربی صورت پذیرفته است، در این آزمایشات از دو دماسنج یکی در دریچه ورودی و دیگری در ۱۵ اینچی از انتهای مخزن بر روی خط ورودی استفاده شده است. علاوه بر دما، فشار و دبی گاز ورودی نیز در حین فرایند پر شدن گزارش شده است. در این مطالعات مخزن گاز از نوع Type 4 Brunswick® Cylinder بوده که اطلاعات مفیدی در ارتباط با اندازه این مخزن در جدول ۳-۳ ارائه شده است.

جدول ۳-۳: اطلاعات مربوط به مخزن Brunswick مورد استفاده در مطالعات [۹] Shipley

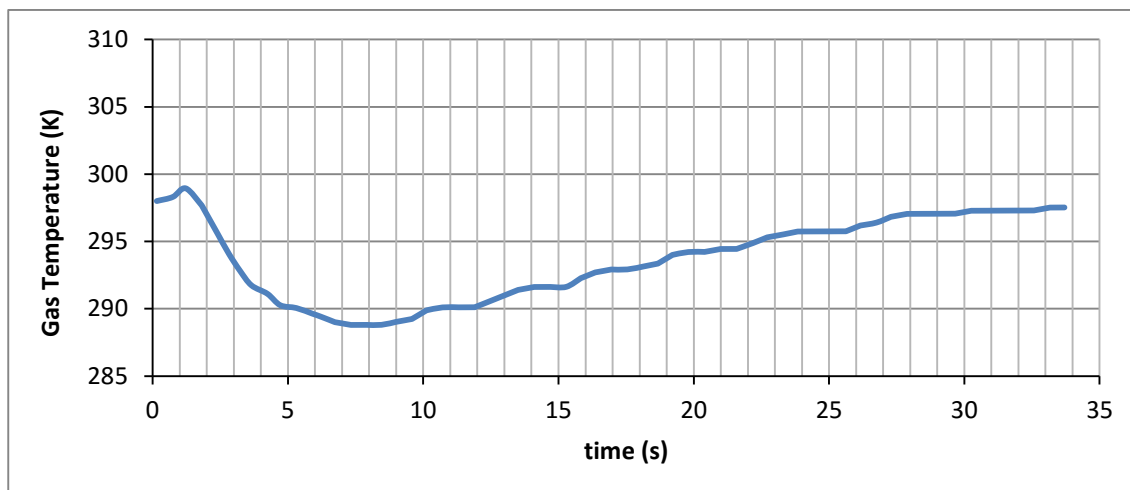
Size (OD x Length)		Weight		Water Volume		Gas Capacity	Gasoline Equivilant		Diesel Equivilant	
In	mm	Lbs	Kg	Cu. In	Liters	SCF	Gallons	Liters	Gallons	Liters
9.2 X 35	234 X 89	37	16.6	1429	23.4	244	2.0	7.5	1.8	6.5

با استفاده از اطلاعات جدول فوق در مدل سازی؛ سیلندری مطابق شکل ۱-۳ لحاظ شده است.



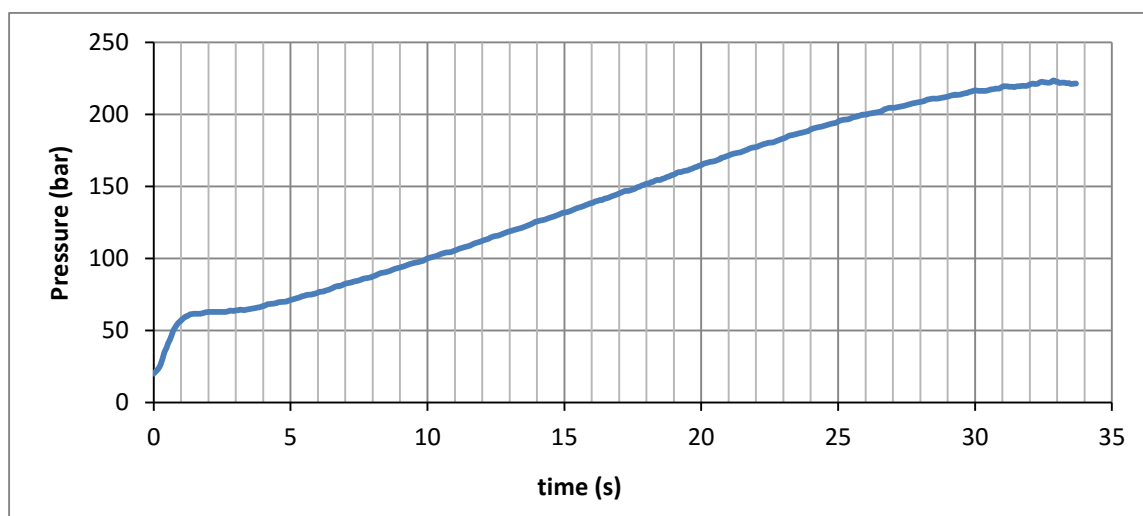
شکل ۱-۳: ابعاد و مشخصات سیلندر، مطابق با مطالعات [۹] Shipley

این مرجع در نتایج ارائه شده از دو شیوه جهت پر نمودن مخزن مورد آزمایش استفاده نموده است، روش ترتیبی (Cascade) و استفاده از یک تک مخزن در فشار بالا. لازم به ذکر است که در مطالعات حاضر از اطاعت مربوط به روش ترتیبی با توجه به عمومیت آن بهره گیری شده است. در نمودار ۱-۳ دمای گاز در حین ورود به مخزن طی فرایند پر شدن در حالت سوخت گیری از مخازن Cascade و در دمای هوای ۸۰ °F (۲۶°C) ارائه شده است.



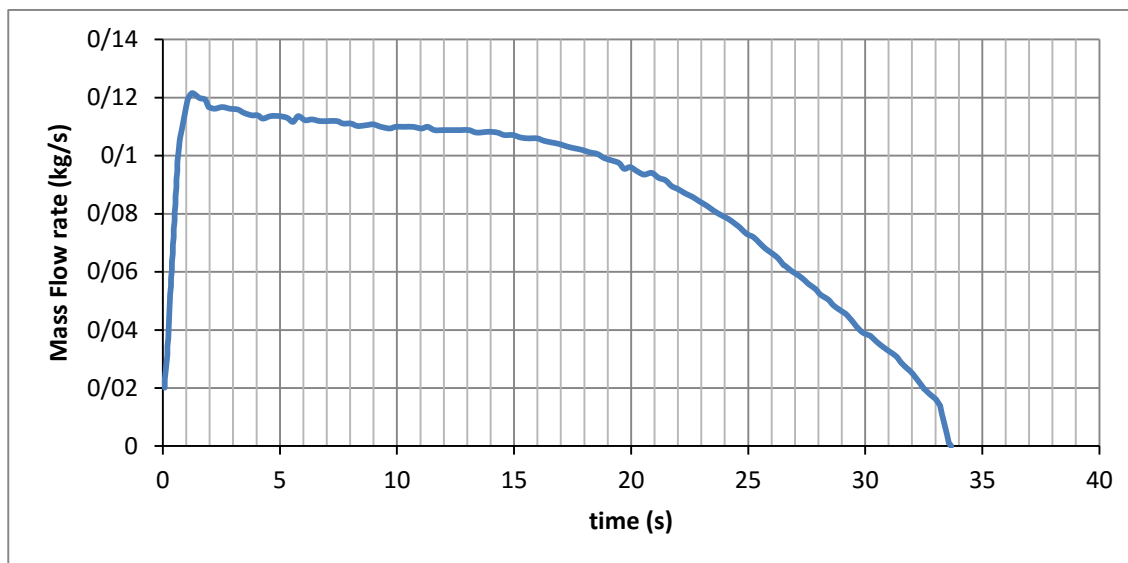
نمودار ۱-۳ دمای گاز در حین ورود به مخزن طی فرایند پر شدن در حالت سوخت‌گیری از مخازن Cascade و در دمای هوای ۸۰ °F (۲۶°C) [۹] Shipley

نمودار ۲-۳ فشار درون مخزن در حین فرایند پر شدن در حالت سوخت‌گیری از مخازن Cascade و در دمای هوای ۸۰ °F ارائه شده است.



نمودار ۲-۳: فشار درون مخزن در حین فرایند پر شدن در حالت سوخت‌گیری از مخازن Cascade و در دمای هوای ۸۰ °F [۹] Shipley

در نمودار ۳-۳ دبی گاز ورودی به درون مخزن در حین فرایند پر شدن در حالت سوخت‌گیری از مخازن Cascade و در دمای هوای ۸۰ °F ارائه شده است.



نمودار ۳-۳: دبی گاز ورودی به درون مخزن در حین فرایند پر شدن در حالت سوخت‌گیری از مخازن *Cascade* و در دمای هوای $80^{\circ}F$ [۹] Shipley

۳-۶ معرفی مطالعات [10] Dicken and Merida

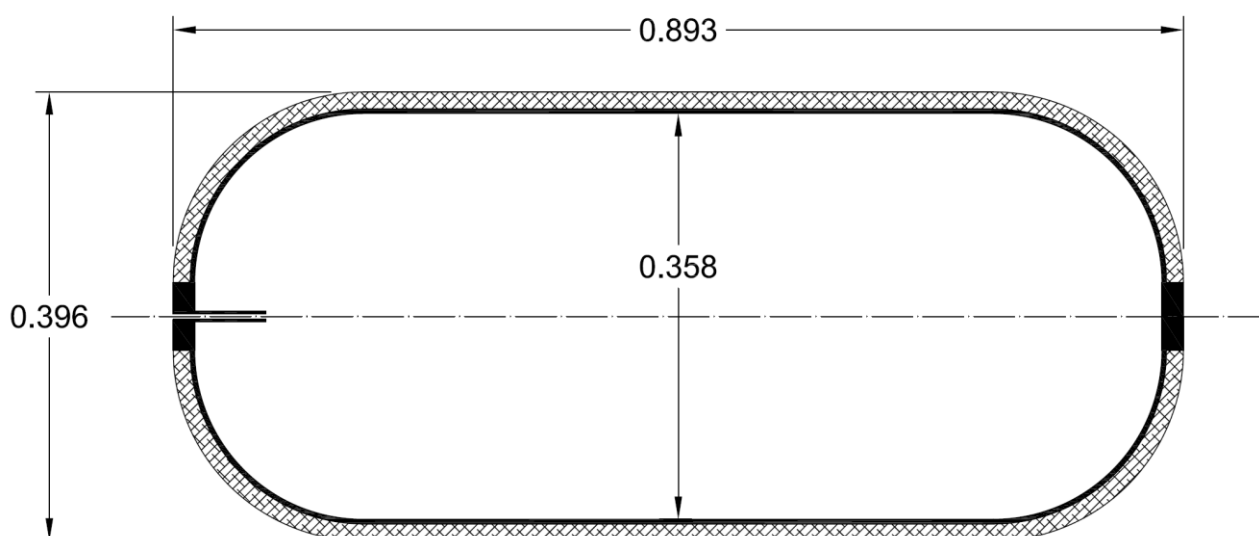
چنانچه در جدول ۳-۱ و جدول ۳-۲ اشاره شده است، مطالعات [۱۰] Dicken and Merida مربوط به پر شدن یک مخزن نوع سوم از گاز هیدروژن می‌باشد که به دو صورت تجربی و عددی صورت پذیرفته است، در این آزمایشات تجربی این مطالعات از ۶۰ دماسنج استفاده شده است که در فضای درون مخزن گسترده شده‌اند. علاوه بر دما، فشار و دبی گاز ورودی نیز در حین فرایند پر شدن گزارش شده است.

در این مطالعات مخزن گاز از نوع Type 3, Dynetek Cylinder بوده که اطلاعات مفیدی در ارتباط با اندازه این مخزن در جدول ۳-۳ ارائه شده است.

جدول ۳-۴: اطلاعات مربوط به مخزن Type 3, Dynetek مورد استفاده در مطالعات [۱۰] Dicken and Merida

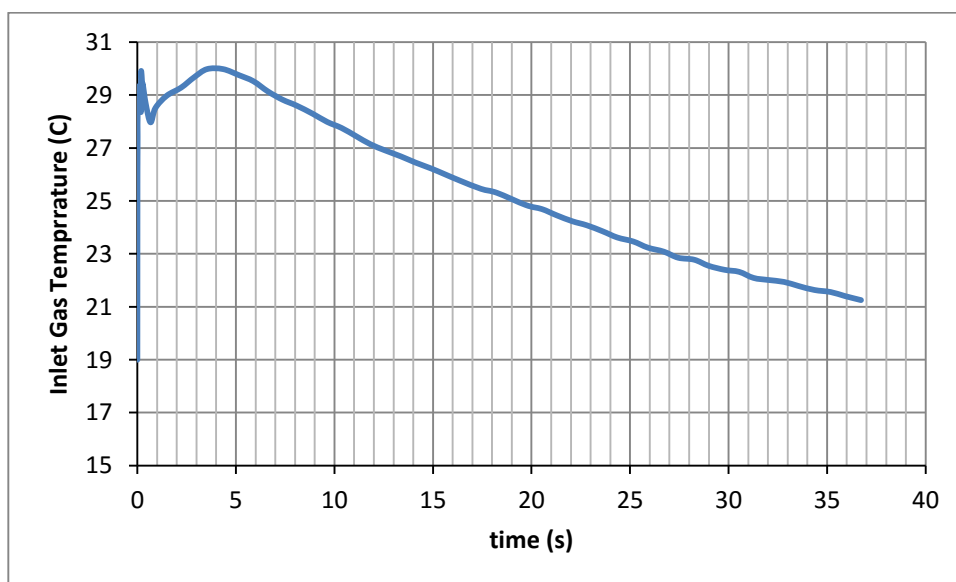
Dimension	description	Value (m)
L	Length of the cylinder	0.893
r_i	Outer radius of the cylinder	0.179
r_o	Outer radius of the cylinder	0.198
δ_{Liner}	Liner thickness (assumed to be uniform throughout)	0.004
δ_{lam}	Laminate thickness (assumed to be uniform throughout)	0.015
d_{inlet}	Inside diameter of the gas inlet tube	0.005
K_{tube}	Wall thickness of the gas inlet tube	0.002

با استفاده از اطلاعات جدول فوق در مدل‌سازی؛ سیلندری مطابق شکل ۳-۲ لحاظ شده است.

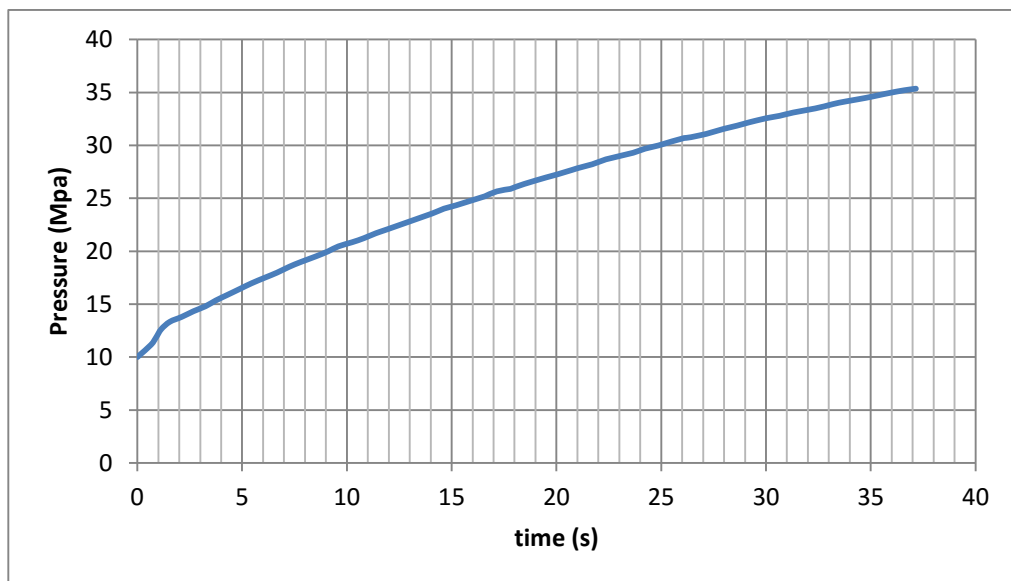


شکل ۳-۲: ابعاد و مشخصات سیلندر، مطابق با مطالعات [۱۰] Dicken and Merida

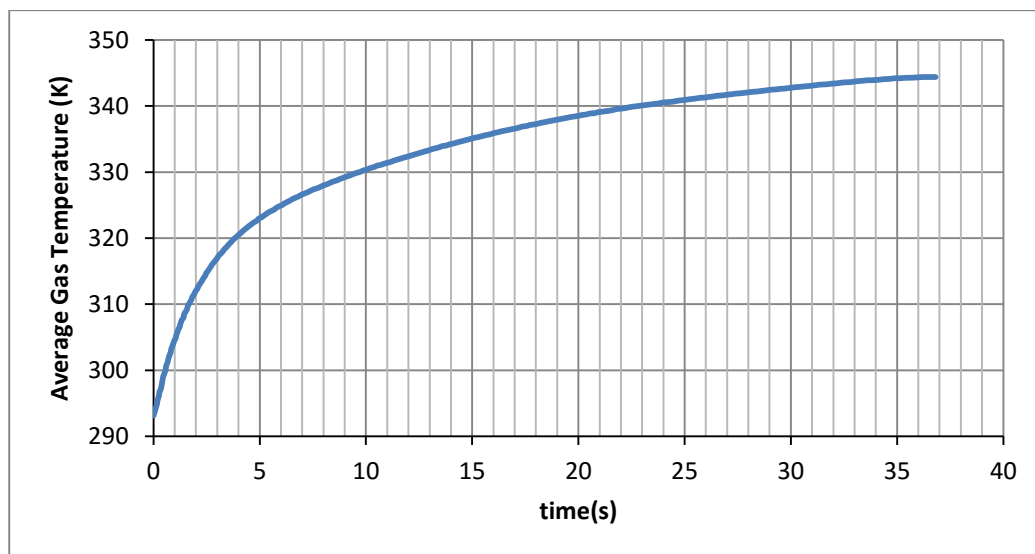
دمای گاز ورودی مخزن، فشار گاز در ورودی مخزن و دمای متوسط گاز درون مخزن مربوط به مطالعات [۱۰] Dicken and Merida به ترتیب در نمودار ۴-۳، نمودار ۵-۳ و نمودار ۶-۳ ارائه شده است.



نمودار ۴-۳: دمای گاز ورودی مخزن در مطالعات [۱۰] Dicken and Merida



نمودار ۳-۵: فشار گاز در ورودی مخزن در مطالعات [۱۰] Dicken and Merida



نمودار ۳-۶: دمای متوسط گاز درون مخزن در مطالعات [۱۰] Dicken and Merida

فصل ۴: روابط حاکم و روش حل

۴-۱ فرضیات

جهت بررسی و مدل نمودن فرآیند پر شدن سریع در مطالعات حاضر از فرضیات قابل قبول و نزدیک به فرآیند واقعی به شرح ذیل استفاده شده است.

۱- حل به صورت تقارن محوری^۱ است. این فرض با هندسه مسئله کاملاً همخوان می‌باشد، چرا که مخزن ذخیره حول محور مرکزی کاملاً متقارن می‌باشد.

۲- گاز طبیعی^۲، متان خالص فرض شده است. گاز طبیعی شامل هیدروکربن‌های اشباع C_1 و C_2 به مقدار زیاد، C_3 تا C_5 به مقدار کم و مقادیر بسیار ناچیزی از گاز نیتروژن، گاز کربنیک و ترکیبات گازی شکل گوگرددار است که مقادیر آن‌ها بر حسب مکان استخراج گاز طبیعی متفاوت می‌باشد. ولی همواره درصد C_1 (متان) در مقایسه با سایر اجزاء آن بسیار بالا می‌باشد به طوری که بیش از ۹۰٪ وزنی گاز طبیعی متان می‌باشد، در نتیجه معادل نمودن خواص گاز طبیعی با متان قابل قبول بوده

^۱ - Axis Symmetric

^۲ - Natural Gas

دور از واقعیت نمی‌باشد، در این خصوص به عنوان مثال نمونه‌ای از گاز پالایشگاه‌های ایران همچون خانگیان شامل ۹۸٪ متان می‌باشد. (رجوع شود به جدول ۵-۱).

۳- خواص گاز متان به صورت یک گاز واقعی از معادله حالت Redlich-Kwong (RK) تخمین زده شده است. در این خصوص باید توجه نمود که با توجه به فشار نهایی بالای گاز در مخزن ذخیره خودرو (حدود ۲۰۰ bar)، فرض ایده‌آل بوده گاز در این شرایط منتفی بوده و چنانچه در بخش نتایج مشاهده خواهد شد، فرض ایده‌آل بودن گاز با حدود ۷۳ درصد خطا در پیش‌بینی دمای متوسط گاز همراه می‌باشد و لذا در مطالعات حاضر جهت تخمین خواص متان از معادله حالت Redlich-Kwong استفاده شده است. در ادامه این فصل به تفصیل به معرفی این معادله حالت پرداخته شده است.

۴- فرآیند گذرا بوده و جریان تراکم‌پذیر است و از شتاب جاذبه زمین صرف‌نظر شده است. در این ارتباط در مطالعات [۱۰] Dicken and Merida تحلیلی جامعی راجع به مقایسه عدد بی‌بعد رینولدز و فرود^۱

انجام شده است و با مقایسه این دو عدد مشخص گردیده است که ضمن فرآیند پر شدن سریع، اثرات جاذبه زمین قابل صرف‌نظر است.

۵- با توجه به اینکه مخزن شبیه‌سازی شده از نوع سوم می‌باشد (رجوع شود به فصل دوم)، آستر (لایر^۲) و پوشش جانبی (لمینت^۳) مخزن همسانگرد (ایزوتروپیک^۴) در نظر گرفته شده‌اند این در حالی است که در واقعیت میزان انتقال رسانندگی گرمایی لمینت در جهات مختلف یکسان نبوده و تابع چگونگی پیچش آن می‌باشد.

۶- از انتقال حرارت تابشی بین گاز درون مخزن و جدار سیلندر و جدار سیلندر و محیط اطراف به دلیل اختلاف دمای محدود صرف‌نظر شده است.

۷- با توجه به مغشوش بودن جریان جهت اعمال اثر اغتشاش از مدل آشفتگی k-ε استفاده شده است.

^۱ - Froude number

^۲ -Liner

^۳ - Laminate

^۴ - Isotropic

۲-۴ روابط حاکم

جهت حل دو بعدی مذکور (تقارن محوری) و یافتن توزیع دمای درون مخزن با استفاده از اصول دینامیک سیالات محاسباتی (CFD^۱) فضای درون مخزن و جدار مخزن به گره‌های محاسباتی گسسته شده است و به این ترتیب شبکه‌بندی (مش^۲) مورد نیاز حاصل گردیده است. به جهت دستیابی به هدف مذکور و یافتن توزیع دمای گاز درون مخزن معادلات پنج‌گانه ذیل باید به طور هم‌زمان در کل دامنه حل (سراسر سیلندر) حل گردد.

۱. معادله مومنتوم در جهت شعاعی

۲. معادله مومنتوم در جهت محوری

۳. معادله پیوستگی

۴. معادله حالت

۵. معادله انرژی

لازم به ذکر است که حل هم‌زمان این معادلات، شش مجهول ذیل را نتیجه خواهند داد:

۱. دما

۲. فشار

۳. چگالی

۴. سرعت در جهت شعاعی

۵. سرعت در جهت محوری

۶. انرژی داخلی

باید توجه نمود که فرض تعادل ترمودینامیکی، باعث خواهد شد که با در دست داشتن دو متغیر ترمودینامیکی همچون دما و چگالی، دیگر پارامترها همچون فشار و انرژی داخلی با توجه به معادله حالت حاصل خواهد شد. لذا از حل هم‌زمان پنج معادله مذکور و فرض تعادل ترمودینامیکی، شش مجهول بیان شده حاصل خواهند شد.

چنانچه اشاره شد، جهت حل فرض شده است که جریان حول محور مرکزی مخزن دارای تقارن محوری می‌باشد و اثرات جاذبه زمین نیز قابل صرف نظر می‌باشد، البته ذکر این نکته مهم است که این فرض تنها در ضمن پر شدن مخزن معتبر است و پس از اتمام فرآیند پر شدن، نیرو جاذبه و شناوری و جریان حاصل از آن قابل توجه خواهد بود.

^۱ - Computational Fluid Dynamics

^۲ - Mesh

دامنه حل به دو بخش تقسیم شده است، ناحیه اول مربوط به سیال درون سیلندر و ناحیه دوم مربوط به جدار سیلندر می‌باشد، ناحیه دوم یعنی جدار سیلندر نیز به دو بخش شامل لاینر و لمینت سیلندر تقسیم شده است.

با استفاده از روش متوسط رینولدز معادله پیوستگی در ناحیه سیال درون سیلندر برای هر یک از حجم‌های کنترل به شکل ذیل خواهد بود.

$$\frac{\partial}{\partial t} \bar{\rho} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}) = 0 \quad (1-4)$$

که در آن $\bar{\rho}$ متوسط چگالی و $\tilde{u}$ متوسط سرعت می‌باشد.
با استفاده از پایستگی مومنتوم خواهیم داشت:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\tau}_{ij} - \overline{\rho \tilde{u}_i \tilde{u}_j}) \quad (2-4)$$

$$\tau_{ij} = -\frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3-4)$$

که در آن δ_{ij} دلتای کرونیکر بوده و عبارت $\overline{\rho \tilde{u}_i \tilde{u}_j}$ مربوط به تنش‌های رینولدز بوده که با استفاده از مدل آشفتگی k-ε که در ادامه بیان شده است، حاصل خواهد شد.
با اعمال قانون پایستگی انرژی خواهیم داشت:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{H}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{H} \tilde{u}_j) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(-\bar{q}_j - \overline{\rho \tilde{h} \tilde{u}_j} + \tilde{u}_i \bar{\tau}_{ij} + \tilde{u}_i \tau_{ij} \right) \quad (4-4)$$

$$q_j = -k \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (5-4)$$

$$H = h + \frac{1}{2} u_i u_i \quad (6-4)$$

عبارت $-\overline{\rho \tilde{h} \tilde{u}_j} + \overline{\tilde{u}_i \tau_{ij}}$ مربوط به پارامترهای اغتشاش بوده که با استفاده از مدل آشفتگی k-ε که در ادامه بیان شده است، حاصل خواهد شد.

علاوه بر معادلات فوق دو معادله دیگر جهت بیان پارامترهای اغتشاش مورد نیاز می‌باشد، مدل‌های آشفتگی زیادی جهت مدل نمودن اغتشاش مورد نظر موجود می‌باشند، تاکنون مطالعات زیادی در ارتباط با جریان آشفته جت گاز تراکم پذیر صورت پذیرفته است، در بسیاری از مطالعات مدل k-ε مورد استفاده قرار گرفته است. به علت همسانگردی^۱ ذاتی این مدل، نتایج حاصل از آن برای جریان گذاری تراکم پذیر جت گاز تمایل به پیش‌بینی اضافی در پارامترهای انتشار دارد. [۱۶، ۱۷، ۱۸]

^۱- Isotropy

اعمال ضرایب مناسب در این معادله این مشکل را حل خواهد نمود. [۱۶]
 مدل استاندارد k-ε [۱۹] جهت تشریح پارامترهای اغتشاش از دو پارامتر، انرژی جنبشی آشفتگی^۱ k و نرخ استهلاك آشفتگی^۲ ε به شرح ذیل استفاده می‌نماید.

$$k_t = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i} \quad (۷-۴)$$

$$\varepsilon_t = \frac{\overline{\partial u_i}}{\partial x_j} \quad (۸-۴)$$

معادله انتقال جهت ، انرژی جنبشی آشفتگی و نرخ استهلاك آشفتگی به شرح ذیل می‌باشد [20]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k_t) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k_t u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k_t}{\partial x_j} \right] - \rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \rho \varepsilon - 2\rho \varepsilon \frac{k_t}{c_s^2} \quad (۹-۴)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon_t) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon_t u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon_t}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon_t}{k} \left(-\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon_t^2}{k} \quad (۱۰-۴)$$

ارتباط مدل آشفتگی k-ε و معادلات متوسط رینولدز مومنتوم، با حذف عبارت $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ از معادله (۲-۴) و جایگزین نمودن μ با μ_t در معادله (۳-۴) حاصل می‌گردد که μ_t برابر است با :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k_t^2}{\varepsilon_t} \quad (۱۱-۴)$$

ارتباط مدل آشفتگی k-ε و معادلات متوسط رینولدز انرژی، با حذف عبارت $-\rho \overline{h' u'_j} + \overline{u'_i \tau_{ij}}$ از معادله (۴-۴) و جایگزین نمودن λ با λ_{eff} در معادله (۵-۴) و جایگزین نمودن μ با μ_{eff} در معادله (۳-۴) حاصل می‌گردد :

$$\lambda_{eff} = \lambda + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \quad (۱۲-۴)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (۱۳-۴)$$

ثابت مورد استفاده در مدل آشفتگی چنانچه اشاره شد k-ε به پیشنهاد [16] Ouellette et al. برابر مقادیر ذیل در نظر گرفته شده است.

$$C_{1\varepsilon} = 1.52, C_{2\varepsilon} = 1.92 \text{ و } C_\mu = 0.09 \quad (۱۴-۴)$$

در ناحیه جدار مخزن به علت جامد بودن این ناحیه معادلات پیوستگی و مومنتوم اعمال نشده و تنها معادله انرژی به شکل ذیل اعمال می‌گردد.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_w h_w) = k_w \left(\frac{\partial^2 T_w}{\partial x_j^2} \right) \quad (۱۵-۴)$$

^۱ - Turbulence Kinetic Energy

^۲ - Rate Of Turbulent Energy Dissipation

۴-۳ معرفی معادله حالت Redlich-Kwong (RK)

۴-۳-۱ مقدمه

چنانچه اشاره شد خواص گاز متان به صورت یک گاز واقعی از معادله حالت Redlich-Kwong (RK) تخمین زده شده است. در این خصوص باید توجه نمود که با توجه به فشار نهایی بالای گاز در مخزن ذخیره خودرو (حدود ۲۰۰ bar)، فرض ایده‌آل بوده گاز در این شرایط منتفی بوده و لذا در مطالعات حاضر جهت تخمین خواص متان از معادله حالت Redlich-Kwong استفاده شده است. معادله حالت Redlich-Kwong از معادله واندر والس^۱ استخراج شده است، روابط این معادله توسط Otto Redlich و Joseph Neng Shun Kwong استخراج شده است. [۲۱]

۴-۳-۲ معرفی پارامترها و معادله

در روابط ارائه شده در این بخش پارامترهای ذیل استفاده شده است:

$a(t)$ تابع دما در معادله RK

c سرعت صوت در گاز

C_p گرمای ویژه در فشار ثابت

H آنتالپی

P فشار

R ثابت جهانی گازها

T دما

S آنتروپی

V حجم مخصوص

P چگالی

معادله حالت Redlich-Kwong به شکل زیر می‌باشد.

$$P = \frac{RT}{(V-\tilde{b})} - \frac{a(T)}{V(V+b_0)} \quad (۴-۱۶)$$

که در آن:

^۱ - Van Der Waals Equation of State

$$V = \frac{1}{\rho}, \quad a(T) = a_0 \left(\frac{T_c}{T} \right)^n, \quad a_0 = 0.42747 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \quad (17-4)$$

$$b_0 = 0.8664 \frac{RT_c}{P_c} \quad (18-4)$$

$$c_0 = \frac{RT_c}{p_c + \frac{a_0}{V_0(V_0 + b_0)}} + b_0 - V_c \quad (19-4)$$

$$\tilde{b} = b_0 - c_0 \quad (20-4)$$

۳-۳-۴ استخراج حجم مخصوص

از آنجایی که جهت استفاده از این معادله چگالی بر حسب فشار و دما نیز مورد نیاز می‌باشد، معادله (۱۶-۴) را می‌توان بر حسب حجم مخصوص حل نمود تا معادله (۲۱-۴) حاصل شود.

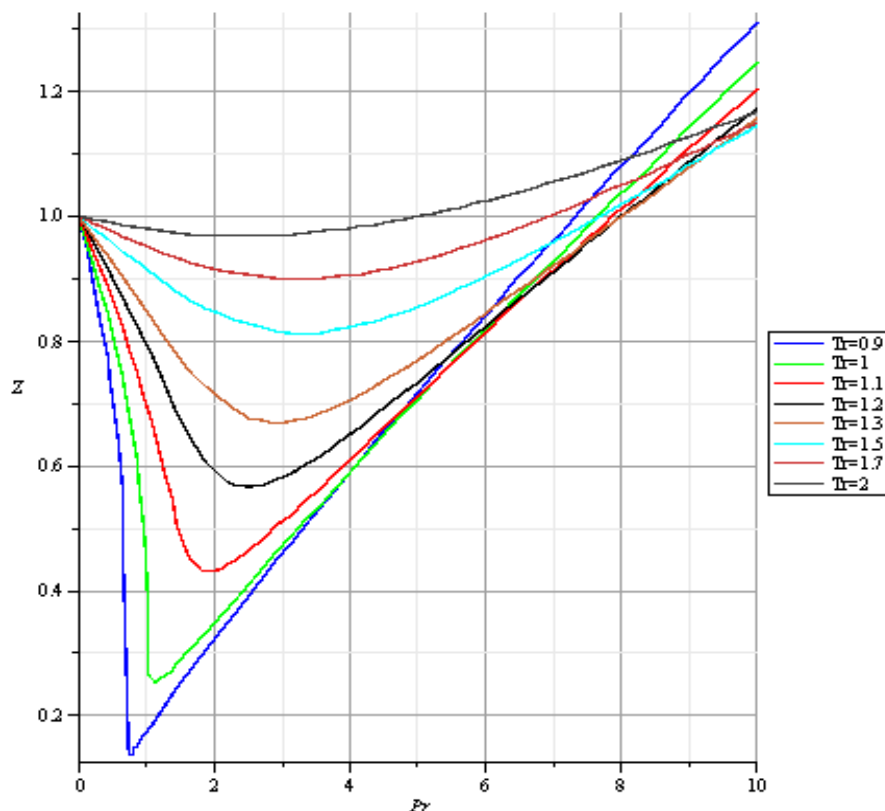
$$V^3 + a_1 V^2 + a_2 V + a_3 = 0 \quad (21-4)$$

$$a_1 = c_0 - \frac{RT}{p}, \quad a_2 = -\left(\tilde{b} b_0 + \frac{RT b_0}{p} - \frac{a(T)}{p} \right), \quad a_3 = -\frac{a(T) \tilde{b}}{p} \quad (22-4)$$

معادله حاصل را می‌توان از روش‌های تحلیلی موجود حل نمود.

۴-۳-۴ ضریب تراکم‌پذیری

با حل معادله (۲۱-۴) می‌توان ضریب تراکم‌پذیری (Z) را محاسبه نمود. در نمودار ۴-۱ این ضریب را برای گاز متان ارائه شده است.



نمودار ۴-۱: نمودار ضریب تراکم‌پذیری برای متان با استفاده از معادله RK

شایان ذکر است که توان $a(t)$ تابع دما در معادله (۴-۱۷) برای مواد مختلف متفاوت می‌باشد و آن را به شکل کلی می‌توان به شکل معادله (۴-۲۳) بیان نمود.

$$n = 0.4986 + 1.1735w + 0.475w^2 \quad (۴-۲۳)$$

w ضریب بی مرکزی بوده که برای هر ماده متفاوت است. ضریب بی مرکزی توسط فشار اشباع در دمای کاهیده $T_r=0.7$ تعریف می‌شود.

$$w = -\frac{\ln P_r^{\text{اشباع}}(T_r=0.7)}{\ln 10} - 1 \quad (۴-۲۴)$$

مقدار w برای گاز متان (CH_4) برابر $w_{CH_4} = 0.011$ می‌باشد.

۴-۳-۵ استخراج مشتق چگالی

مشتق حجم مخصوص نسبت به فشار و دما با استفاده از معادله (۴-۱۶) محاسبه می‌گردد.

$$\left(\frac{\partial V}{\partial P}\right)_T = -\frac{(a_1)'_p V^2 + (a_2)'_p V + (a_3)'_p}{3V^2 + 2a_1 V + a_2} \quad (۴-۲۵)$$

$$\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P = -\frac{(a_1)'_T V^2 + (a_2)'_T V + (a_3)'_T}{3V^2 + 2a_1 V + a_2} \quad (۴-۲۶)$$

که در آن:

$$(a_1)'_p = \frac{RT}{p^2}, (a_2)'_p = \frac{RTb_0 - a(T)}{p^2}, (a_3)'_p = \frac{RT\tilde{b}}{p^2} \quad (۴-۲۷)$$

$$(a_1)'_T = \frac{R}{p}, (a_2)'_T = \frac{-Rb_0 + \frac{da(T)}{dT}}{p}, (a_3)'_T = -\frac{da(T)}{dT} \frac{\tilde{b}}{p}, \frac{da(T)}{dT} = -n \frac{a(T)}{T} \quad (۴-۲۸)$$

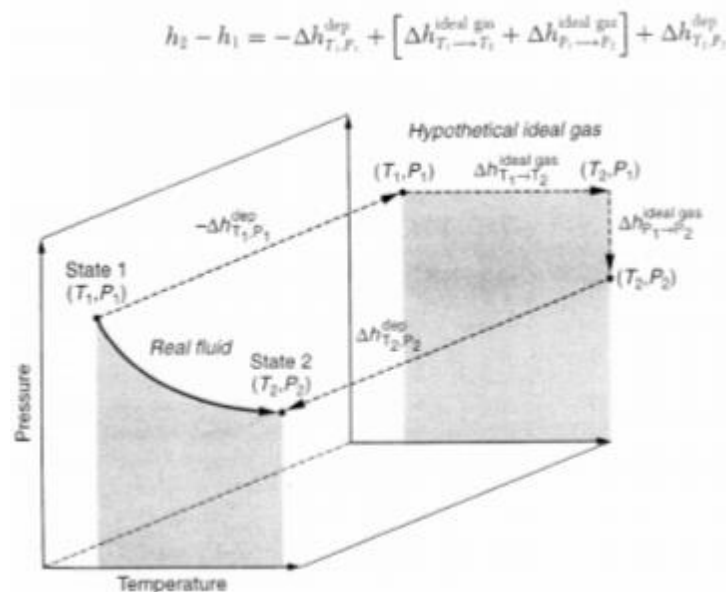
در نهایت مشتق چگالی با استفاده از معادلات ذیل و مشتق حجم مخصوص حاصل می‌گردد.

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T = -\rho^2 \left(\frac{\partial V}{\partial P}\right)_T \quad (۴-۲۹)$$

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P = -\rho^2 \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P \quad (۴-۳۰)$$

۴-۳-۶ توابع انحرافی (departure functions)

اصولاً توابع انحرافی میزان انحراف یک خاصیت را نسبت به شرایط ایده‌آل نمایش می‌دهد در شکل ۴-۱ به وضوح مفهوم این توابع مربوط به خاصیت آنتالپی دیده می‌شود [۲۲].



شکل ۴-۱: چگونگی محاسبه خواص با استفاده از توابع انحرافی (departure functions)

فرمول‌های کلی برای محاسبه توابع انحراف آنتالپی، انحراف آنتروپی، انحراف انرژی داخلی به قرار زیر هستند [۲۲]. (در روابط زیر h, s, v نشانگر آنتالپی، آنتروپی و حجم بر واحد mol هستند)

$$(h - h^0)_{T,P} = \int_{T,P=0}^{T,P} [v - T(\frac{\partial v}{\partial T})_P] dP \quad (31-4)$$

$$(u - u^0)_{T,P} = \int_{T,v=\infty}^{T,v} [T(\frac{\partial p}{\partial T})_v - P] dv \quad (32-4)$$

$$(s - s^0)_{T,P} = - \int_{T,P=0}^{T,P} \left[\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P - \frac{R}{P} \right] dP \quad (33-4)$$

$$(s - s^0)_{T,v} = \int_{T,v=\infty}^{T,v} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - \frac{R}{v} \right] dv \quad (34-4)$$

این معادلات فرم کلی هستند و برای هر نوع از معادله حالتی قابل استفاده، اما از آنجایی که اغلب معادلات حالت از جمله معادله حالت RK بر حسب فشار صریح هستند، استفاده از معادله‌ای مانند انحراف آنتالپی به این شکل فعلی با مشکل همراه است. در این موارد این معادله را به معادله‌ای که در آن جملات مناسب برای مشتق‌گیری نسبت به فشار وجود داشته باشد تبدیل می‌نمایند. در اینجا دو راه مستقل مطرح می‌شود که نتیجه نهایی هر دو یکسان است.

۴-۳-۱-۶ استفاده از تغییر متغیر و روابط ریاضی برای تبدیل انحراف آنتالپی و آنتروپی به شکل صریح

نسبت به فشار

با استفاده از روابط ریاضی داریم

$$dP = \frac{1}{v} d(Pv) - \frac{P}{v} dv \quad (35-4)$$

با استفاده از قانون ترکیب سه گانه [۲۳].

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_v = -1 \xrightarrow{yields} \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dP|_T = -\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T dv|_T \quad (۳۶-۴)$$

$$\int_{T,P=0}^{T,P} [v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p] dP = \int_{Pv=RT}^{Pv(T,P)} d(Pv) + \int_{v=\infty}^{v=v(T,P)} [T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - P] dv = Pv - RT + \int_{v=\infty}^{v=v(T,P)} [T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - P] dv \quad (۳۷-۴)$$

و نهایتاً:

$$(h - h^0)_{T,P} = RT(Z - 1) + \int_{v=\infty}^{v=v(T,P)} [T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - P] dv \quad (۳۸-۴)$$

به طریق مشابه برای آنتروپی:

$$\frac{R}{P} dP = R \frac{d(Pv)}{Pv} - R \frac{dv}{v} = R \ln(Pv) - \frac{R}{v} dv \quad (۳۹-۴)$$

$$\int_{T,P=0}^{T,P} \left[\frac{R}{P} - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \right] dP = R \int_{Pv=RT}^{Pv(T,P)} d \ln(Pv) + \int_{v=\infty}^{v=v(T,P)} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - \frac{R}{v} \right] dv = R \ln\left(\frac{Pv}{RT}\right) + \int_{v=\infty}^{v=v(T,P)} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - \frac{R}{v} \right] dv \quad (۴۰-۴)$$

$$s(T, P) - s(T, P)^{IG} = R \ln(Z) + \int_{v=\infty}^{v=v(T,P)} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - \frac{R}{v} \right] dv \quad (۴۱-۴)$$

۴-۳-۶-۲ استفاده از رابطه ترمودینامیکی برای تبدیل انحراف آنتالپی به شکل صریح نسبت به فشار

راه بسیار ساده‌تر برای تبدیل انحراف آنتالپی به شکل صریح نسبت به فشار، استفاده از رابطه ترمودینامیکی بین آنتالپی و انرژی داخلی است. با توجه به اینکه انحراف انرژی داخلی دارای شکل صریح نسبت به فشار است می‌توان انحراف آنتالپی را نیز به این شکل محاسبه کرد. طبق تعریف آنتالپی، رابطه زیر همواره بین آنتالپی و انرژی داخلی برقرار است [۲۴].

$$h = u + Pv \quad (۴۲-۴)$$

و یا اگر تغییر خواص در طی یک فرایند مد نظر باشد داریم:

$$h_2 - h_1 = u_2 - u_1 + (P_2 v_2 - P_1 v_1) \quad (۴۳-۴)$$

اگر حالت اول مربوط به شرایط ایده‌آل (فشار صفر) باشد و حالت دوم شرایط دلخواه فشار و دما، معادله بالا به شکل زیر تغییر می‌نماید.

$$(h - h^0)_{T,P} = (u - u^0)_{T,P} + (Pv - P^0v^0) \quad (44-4)$$

سمت راست این معادله به ترتیب انحراف انرژی داخلی و تفاضل بین حاصل ضرب فشار و حجم در حالت عمومی و در حالت ایده آل است. سمت چپ رابطه نیز انحراف آنتالپی است. اگر به جای مقادیر سمت چپ مقادیر آن‌ها را قرار دهیم داریم:

$$(h - h^0)_{T,P} = RT(Z - 1) + \int_{v=\infty}^{v=v(T,P)} [T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - P] dv \quad (45-4)$$

که با نتیجه بخش قبل (معادله (4-38)) کاملاً هم خوان است.

۷-۳-۴ گرمای ویژه در فشار ثابت و آنتالپی

با استفاده از روابط استخراج شده برای توابع انحرافی، برای گاز واقعی با استفاده از معادله RK می‌توان نوشت:

$$H = H^0(T) + PV - RT - \frac{a(T)}{b_0} (1 + n) \ln \left(\frac{v+b_0}{v} \right) \quad (46-4)$$

که در این رابطه $H^0(T)$ مربوط به گاز ایده آل در همان دمای می‌باشد و از معادله (4-47) حاصل می‌گردد.

$$H^0(T) = \int_{T_0}^T C_p^0(T) dT \quad (47-4)$$

C_p^0 گرمای ویژه گاز ایده آل در فشار ثابت بوده و دمای مورد نظر می‌باشد که مقدار آن برای گازهای مختلف در مراجع مطابق معادله (4-48) ارائه شده است.

$$C_p^0(T) = C_1 + C_2T + C_3T^2 + C_4T^3 + C_5T^4 \quad (48-4)$$

با در نظر گرفتن $H^0(T^0)$ به عنوان آنتالپی در شرایط مرجع خواهیم داشت

$$H^0(T) = C_1T + \frac{1}{2}C_2T^2 + \frac{1}{3}C_3T^3 + \frac{1}{4}C_4T^4 + \frac{1}{5}C_5T^5 - H^0(T^0) \quad (49-4)$$

با در دست داشتن آنتالپی مطابق تعریف گرمای ویژه در فشار ثابت از معادله (4-50) محاسبه می‌گردد.

$$C_p = \left(\frac{\partial H}{\partial T} \right)_p$$

$$C_p = C_p^0(T) + P \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p - R - \frac{da(T)}{dT} \frac{(1+n)}{b_0} \ln \left(\frac{v+b_0}{v} \right) + a(T)(1+n) \frac{\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p}{v(v+b_0)} \quad (50-4)$$

در نهایت مشتق آنتالپی نسبت به فشار در دمای ثابت، مطابق روابط ترمودینامیکی از معادله ذیل حاصل می‌گردد.

$$\left(\frac{\partial H}{\partial P} \right)_T = V - T \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p \quad (51-4)$$

۴-۳-۸ آنتروپی

با استفاده از روابط استخراج شده برای توابع انحرافی، برای گاز واقعی با استفاده از معادله RK می توان نوشت:

$$S = S^0(T, P^0) + R \ln \left(\frac{V-b}{V^0} \right) + \frac{\left(\frac{da(T)}{dT} \right)}{b_0} \ln \left(\frac{V+b_0}{V} \right) \quad (۵۲-۴)$$

که در این رابطه $S^0(T, P^0)$ مربوط به گاز ایده آل در همان دمای و فشار مرجع می باشد و از معادله (۵۳-۴) حاصل می گردد.

$$S^0(T, P^0) = S(T^0, P^0) + \int_{T^0}^T \frac{C_p^0(T)}{T} dT \quad (۵۳-۴)$$

C_p^0 گرمای ویژه گاز ایده آل در فشار ثابت بوده و دمای مورد نظر می باشد که مقدار آن برای گازهای مختلف در مراجع مطابق معادله (۴۸-۴) ارائه شده است.

با در نظر گرفتن $S(T^0, P^0)$ به عنوان آنتروپی در شرایط مرجع خواهیم داشت

$$S^0(T, P^0) = S(T^0, P^0) + C_1 \ln(T) + C_2(T) + \frac{1}{2} C_3 T^2 + \frac{1}{3} C_4 T^3 + \frac{1}{4} C_5 T^4 - f(T^0) \quad (۵۴-۴)$$

شایان ذکر است که $f(T^0)$ نیز ثابت بوده و می توان تأثیر آن را به همراه آنتروپی مرجع لحاظ نمود.

۴-۳-۹ سرعت صوت

با استفاده از روابط ترمودینامیک سرعت صوت در گاز مطابق معادله (۵۵-۴) می باشد.

$$C^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_s = - \left(\frac{C_p}{C_v} \right) \frac{V^2}{\left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_T} \quad (۵۵-۴)$$

همچنین از روابط ترمودینامیک داریم

$$C_p - C_v = -T \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p^2 \quad (۵۶-۴)$$

در نتیجه برای سرعت صوت خواهیم داشت:

$$c = V \sqrt{- \left(\frac{C_p}{C_p - \Delta C} \right) \frac{1}{\left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_T}} \quad (۵۷-۴)$$

۴-۳-۱۰ لزجت دینامیکی

لزجت دینامیکی برای گازها را می توان از معادله (۵۸-۴) تخمین زد. [25]

$$\mu(T) = 6.3 \times 10^{-7} \frac{M_w^{0.5} p_c^{0.6666}}{T_c^{0.1666}} \left(\frac{T_r^{1.5}}{T_r + 0.8} \right) \quad (۵۸-۴)$$

در این رابطه M_w وزن مولکولی می باشد.

۴-۳-۱۱ ضریب انتقال حرارت رسانایی

با در اختیار داشتن لزجت، ضریب انتقال حرارت رسانایی مطابق رابطه ذیل با استفاده از فرمول Eucken [۲۶] محاسبه می‌گردد.

$$k = \mu \left(C_p + \frac{5}{4} R \right) \quad (۴-۵۹)$$

چنانچه اشاره شد، به منظور استفاده از این معادله حالت در نرم‌افزار Fluent لازم است که این معادله به زبان C و تحت قالبی استاندارد نوشته شود و پس از تفسیر^۱ به حل‌کننده اضافه گردد، کد مرتبط در پیوست شماره یک ارائه شده است.

^۱ - Compile

۴-۴ شرایط مرزی و اولیه

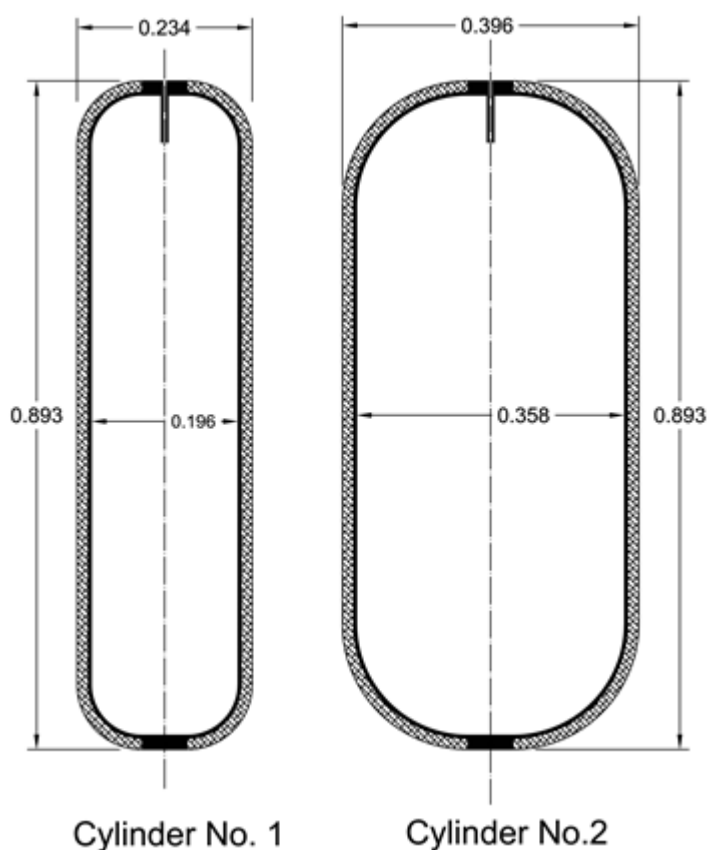
۴-۴-۱ کلیات

چنانچه پیش‌تر نیز اشاره شد در مطالعات حاضر دو مخزن با ابعاد مختلف مطالعه شده است که ابعاد این مخازن مرتبط با مطالعات [۱۰] Dicken and Merida و [۹] Shipley می‌باشند، مشخصات این مخازن در فصول پیشین ارائه شد اما به منظور جمع‌بندی و مقایسه در جدول ۴-۱ مشخصات این مخازن ارائه شده است.

جدول ۴-۱: مشخصات ابعادی سیلندره‌های یک و دو

ردیف	علامت اختصاری	شرح	مخزن شماره یک	مخزن شماره دو
			مقدار (m)	مقدار (m)
۱	L	طول مخزن	0.893	0.893
۲	d_i	قطر داخلی سیلندر	0.196	0.358
۳	d_o	قطر خارجی سیلندر	0.234	0.396
۴	δ_{Liner}	ضخامت آستر (لایتر)	0.004	0.004
۵	δ_{lam}	ضخامت پوشش جانبی (لمینت)	0.015	0.015
۶	d_{inlet}	قطر داخلی مجرای ورودی	0.005	0.005
۷	K_{tube}	ضخامت مجرای ورودی	0.002	0.002

لازم به ذکر است که در مطالعات حاضر هدف اصلی یافتن توزیع دما و ضریب انتقال حرارت بی‌بعد درون مخزن مربوط به گاز طبیعی (متان) می‌باشد اما جهت معتبر سازی حل گاز هیدروژن نیز مدل شده است و نتایج با مطالعات [۱۰] Dicken and Merida تطبیق داده شده است و در نهایت رابطه‌ای بی‌بعد جهت ضریب انتقال حرارت جابجایی برای گازهای مختلف و سیلندرها به قطرهای مختلف ارائه شده است.



شکل ۴-۲: نمایش و مقایسه ابعادی مخازن شماره یک و دو

هر دو مخزن مدل شده از نوع سوم بوده و در جدول ۴-۲ خواص ترمودینامیکی آن ارائه شده است.

جدول ۴-۲: خواص ترمودینامیکی جدار سیلندر

مقدار	واحد	شرح	
167	W/m.K	رسانندگی گرمایی	لایнер آلومینیومی
900	Kg/m ³	چگالی	
2,730	j/kg.K	گرمای ویژه	
1	W/m.K	رسانندگی گرمایی	لمینت، اپکسی Carbon-fiber/epoxy
938	Kg/m ³	چگالی	
1,494	j/kg.K	گرمای ویژه	

۴-۴-۲ شرایط مرزی

اگرچه جهت ارائه رابطه بی بعد مذکور از شرایط مرزی مختلفی استفاده شده است، اما در حالت کلی جهت مدل نمودن فرایند پر شدن مخزن از متان، از شرایط مرزی گزارش شده در مطالعات Shipley [۹] استفاده شده است و جهت مدل نمودن فرایند پر شدن مخزن از هیدروژن به منظور معتبرسازی حل، نتایج مربوط به مطالعات [۱۰] Dicken and Merida استفاده شده است. در جدول ۳-۴ خلاصه‌ای از شرایط مرزی به کارگیری شده ارائه شده است.

شایان ذکر است که این فرآیند شامل سه شرط مرزی می‌باشد، ورودی گاز به مخزن در مجرای ورودی، جدار داخلی سیلندر که با گاز درون مخزن در تماس است و جدار خارجی سیلندر که با محیط پیرامون در تماس است.

شرط مرزی در مجرای ورودی برای گاز متان از نوع دبی جرمی ورودی و در راستای محور مخزن در نظر گرفته شده است و علت به کار گیری این نوع شرایط مرزی به علت داده‌های موجود در مطالعات Shipley [۹] می‌باشد و برای گاز هیدروژن نیز مطابق مطالعات [۱۰] Dicken and Merida از شرط مرزی فشار ورودی استفاده شده است، لازم به ذکر است که هر دو این شرایط مرزی تابع زمان بوده و در ضمن پر شدن مخزن تغییر می‌نماید، این شرایط در واقع از سوی توزیع کننده سوخت بر مخزن اعمال می‌گردد که شرح آن در فصول پیشین ارائه شد.

شرط مرزی مربوط به جدار داخلی سیلندر از نوع عدم لغزش است به این معنا که گاز مجاور این مرز دارای سرعت صفر است، این شرط جهت معادلات پیوستگی، مومنتوم، انرژی جنبشی آشفستگی و نرخ استهلاک آشفستگی مربوط به سیال به کار گرفته شده است و از آنجایی که در جدار سیلندر تنها معادله انرژی حل می‌گردد این معادله در مرز جامد با معادله انرژی مربوط به سیال در این مرز مشترک می‌باشند.

در مرز خارجی سیلندر، ضریب انتقال حرارت جابجایی ثابت لحاظ شده است، با توجه به اینکه دمای خارجی جدار در طی فرآیند پر شدن سریع تغییرات شدیدی ندارد لذا فرض ثابت بودن ضریب انتقال حرارت خارجی برقرار خواهد بود، این ضریب منطبق با شرایط عمومی جابجایی آزاد در نظر گرفته شده است و دمای هوای محیط نیز در طی فرآیند ثابت در نظر گرفته شده است.

جدول ۴-۳: خلاصه‌ای از شرایط مرزی

ردیف	شرح	مدل مرتبط با گاز طبیعی		مدل مرتبط با هیدروژن	
		نوع شرط مرزی	شرح	نوع شرط مرزی	شرح
۱	ابعاد سیلندر	----	سیلندر شماره یک مطابق جدول ۴-۱*	----	سیلندر شماره دو مطابق جدول ۴-۱
۲	مجرای ورودی	دبی جرمی	مطابق نمودار ۳-۳	فشار	مطابق نمودار ۳-۵
۳	مجرای ورودی	دما	مطابق نمودار ۳-۱	دما	مطابق نمودار ۳-۴
۴	جدار داخلی سیلندر	عدم لغزش	----	عدم لغزش	----
۵	جدار خارجی سیلندر	انتقال حرارت ثابت	جابجایی آزاد با ضریب $10 \text{ w/m}^2.\text{K}$	انتقال حرارت ثابت	جابجایی آزاد با ضریب $10 \text{ w/m}^2.\text{K}$
۶	دمای هوای محیط	----	299.8 K (80 °F)	----	300 K

*- به منظور یافتن ضریب بی‌بعد انتقال حرارت درون مخزن از سیلندر شماره دو نیز استفاده شده است.

۴-۵ شرایط اولیه

در مدل سازی صورت پذیرفته برای گاز طبیعی فرض شده است که مخزن و گاز درون آن در ابتدای فرآیند پر شدن سریع در تعادل دمایی با محیط قرار دارند و در نتیجه دمای اولیه آن‌ها همان دمای محیط می‌باشد.

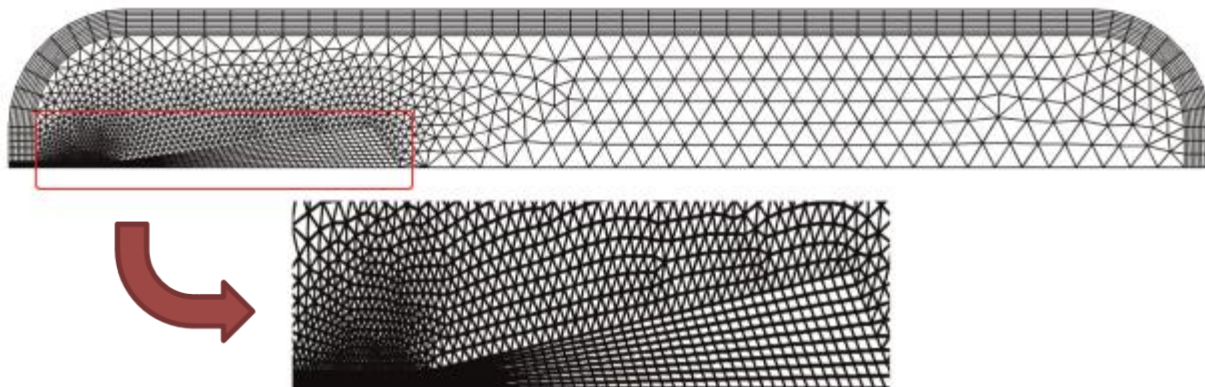
در جدول ۴-۴ خلاصه‌ای از شرایط اولیه ارائه شده است.

جدول ۴-۴: خلاصه‌ای از شرایط اولیه

ردیف	شرح	مدل مرتبط با گاز طبیعی	مدل مرتبط با هیدروژن
۱	دما اولیه	299.8 K (80 °F)	293.4 K
۲	فشار اولیه	2 Mpa	9.3 Mpa
۳	سرعت اولیه گاز درون مخزن	ساکن	ساکن
۴	فشار مخزن ذخیره ایستگاه	20 Mpa	35 Mpa

۴-۶ شبکه محاسباتی

شبکه محاسباتی مورد استفاده در مدل مربوط به گاز طبیعی در شکل ۴-۳ ارائه شده است.



شکل ۴-۳: شبکه محاسباتی به مورد استفاده در مدل مربوط به گاز طبیعی

چنانچه مشاهده می‌شود، این شبکه محاسباتی ترکیبی از شبکه‌های با سازمان^۱ و بی‌سازمان^۲ است و ناحیه ورودی که گاز دارای بیشترین سرعت می‌باشد به شکل شبکه‌ای با سازمان و بسیار فشرده شبکه‌بندی شده است. جدار مخزن نیز به شکل با سازمان شبکه بندی شده است. شبکه مورد استفاده دارای ۳۳۶۳ سلول محاسباتی می‌باشد، در ارتباط تعداد سلول‌های محاسباتی، آنالیز حساسیت صورت پذیرفته است، به این معنی که با توجه به اینکه بیشترین تغییرات دما در ۳ ثانیه ابتدای فرآیند پر شدن سریع رخ می‌دهد، از شبکه‌هایی با تعداد سلول ۱۲۲۱ و ۲۹۵۰ و ۳۳۶۳ سلول استفاده شده و افزایش دمای متوسط در این شبکه‌ها بررسی شده است. اختلاف این افزایش دما بین شبکه بندی با ۱۲۲۱ سلول و ۲۹۵۰ سلول حدود ۰.۸٪ بوده و این اختلاف بین شبکه بندی با ۲۹۵۰ سلول و ۳۳۶۳ سلول کمتر از ۰.۵ درصد می‌باشد، لذا در مطالعات پیش‌رو از شبکه بندی با ۳۳۶۳ سلول استفاده شده است.

^۱ - Structured Mesh

^۲ - Unstructured Mesh

۷-۴ بی بعد سازی ضریب انتقال حرارت جابجایی

۱-۷-۴ کلیات

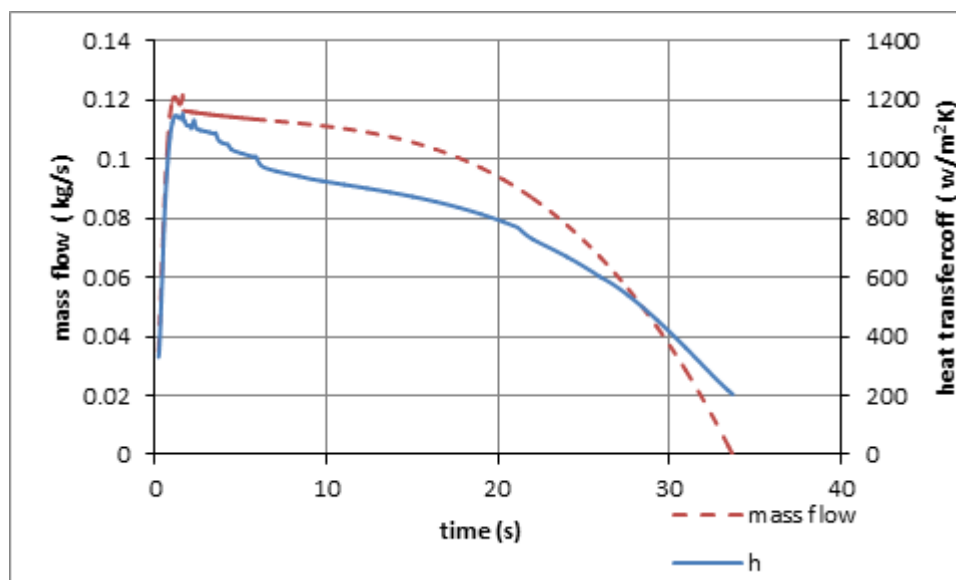
چنانچه اشاره شد و در فصل نتایج نیز مشاهده می گردد، با استفاده از مدل سازی صورت پذیرفته توزیع دما و ضریب انتقال حرارت درون مخزن برای گازهای هیدروژن و گاز طبیعی (متان) و برای دو قطر متفاوت از مخازن (سیلندر شماره یک و دو رجوع شود به جدول ۴-۱) محاسبه شده است. علاوه بر این به منظور بی بعد سازی ضریب انتقال حرارت و تکمیل داده های مورد نیاز از شرایط مرزی گوناگون در ورودی سیلندر (دبی جرمی متفاوت) استفاده شده است.

ضریب انتقال حرارت متوسط داخل مخزن به شکل ذیل تعریف شد:

$$\bar{h} = \frac{\dot{q} \text{ (heat flux)}}{(T_{\text{average gas}} - T_{\text{average at inside wall of cylinder}})} \quad (۴-۶)$$

که در آن $T_{\text{average gas}}$ دمای متوسط گاز درون مخزن، $T_{\text{average at inside wall of cylinder}}$ دمای متوسط جدار داخلی سیلندر و $\dot{q}$ نرخ انتقال حرارت از گاز به جدار سیلندر می باشد.

با توجه به تعریف ارائه شده در نمودار ۴-۲ این ضریب و دبی گاز ورودی به مخزن برای گاز طبیعی و مخزن شماره یک و دیگر اطلاعات مندرج در جدول ۴-۳ و جدول ۴-۴ ارائه شده است.



نمودار ۴-۲: ضریب انتقال حرارت و دبی جرمی برای گاز طبیعی طی فرایند پر شدن سریع

هدف از ارائه این نمودار پی بردن به شباهت کیفی بین ضریب متوسط انتقال حرارت جابجایی درون سیلندر و دبی جرمی گاز ورودی به مخزن می باشد، البته این مطلب دور از ذهن نبوده چرا که افزایش

دبی جرمی به طور مستقیم باعث افزایش سرعت و میزان انرژی جنبشی آشفستگی می گردد که هر دو این پارامترها باعث افزایش در نرخ انتقال حرارت بین گاز و جدار مخزن می گردند. لذا با توجه به ارتباط موجود در بی بعد سازی صورت پذیرفته این ضریب بر حسب دبی جرمی بیان شده است. به منظور بی بعد سازی این ضریب انتقال حرارت از دو عدد بی بعد استفاده شده است، عدد ناسلت Nu و دبی جرمی بی بعد $\dot{m}_c$ ، که در ادامه به تشریح آن ها پرداخته شده است.

شایان ذکر است که در مطالعات پیشین جهت تخمین این ضریب از روابط موجود در جریان داخل لوله استفاده شده است که در این روابط ضریب انتقال حرارت بر حسب عدد رینولدز می باشد اما با توجه به اینکه در طی این فرآیند جریان در داخل سیلندر همچون جریان درون لوله به شکل خاص در یک جهت نمی باشد و در مقاطع مختلف سیلندر جریان برگشتی وجود دارد، لذا عملاً تفسیر این فرآیند بر حسب عدد رینولدز معنای مشخصی نخواهد داشت. علاوه بر این چنانچه در فصول بعدی اشاره شده است، توزیع دما درون مخزن تابع پارامترهای مختلفی از جمله سرعت گاز در ورود به مخزن می باشد، که این پارامتر در یک دبی جرمی مشخص (عدد رینولدز متوسط مشخص در سیلندر) مشخصاً به قطر مجرای ورودی وابسته می باشد و لذا بیان ضریب انتقال حرارت جابجایی در درون سیلندر بر حسب عدد رینولدز این وابستگی را از بین خواهد برد.

۴-۷-۲ عدد بی بعد ناسلت Nu

در زمینه انتقال حرارت جابجایی عدد ناسلت شناخته شده بوده و نیازمند توضیح اضافه نمی باشد. در این مطالعات عدد ناسلت متوسط به شکل ذیل تعریف شد.

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k_{gas}} \quad (۴-۶۱)$$

که D قطر داخلی مخزن و k ضریب رسانندگی گرمایی گاز در دمای مرجع ($300K$) می باشد.

۴-۷-۳ عدد بی بعد دبی جرمی

دبی جرمی بی بعد به شکل ذیل تعریف شد.

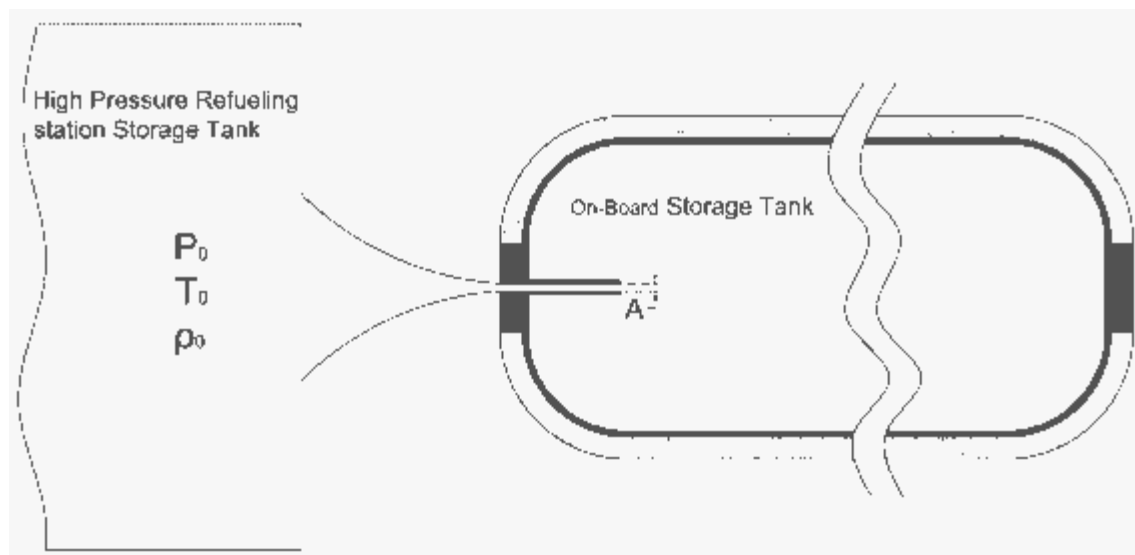
$$\dot{m}_c = \dot{m} / \dot{m}_{max} \quad (۴-۶۲)$$

که در آن $\dot{m}$ دبی جرمی گاز ورودی به مخزن بوده و $\dot{m}_{max}$ حداکثر دبی جرمی می‌باشد که با توجه به فشار گاز در مخازن ذخیره ایستگاه و قطر مجرای ورودی امکان ورود به مخزن را دارد، به این میزان بیشینه، دبی جرمی در شرایط خفگی^۱ گفته می‌شود.

در این ارتباط توضیح کاملی در فصل ۵ ارائه شده است، در این ارتباط باید توجه نمود که هنگامی که P_b به P^* (مطابق معادله (۶-۵)) برسد، عدد ماخ در صفحه خروجی برابر یک خواهد شد. بعد از رسیدن به این مقدار دیگر کاهش P_b هیچ تأثیری بر جریان داخل نازل ندارد. P_e برابر با P^* باقی می‌ماند، نرخ جریان جرم ثابت مانده و عدد ماخ در ناحیه خروجی برابر یک می‌ماند. این جریان جرم ثابت دبی جرمی در شرایط خفگی نامیده می‌شود و از معادله (۴-۶۳) بدست می‌آید.

$$\dot{m}_{max} = \dot{m}_{Choked\ flow} = A \sqrt{\gamma \rho_0 P_0 \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}}} \quad (۴-۶۳)$$

که در آن A قطر مجرای ورودی به مخزن خودرو، γ نسبت گرمای ویژه در فشار ثابت به گرمای ویژه در حجم ثابت می‌باشد و P_0 و ρ_0 به ترتیب فشار و چگالی گاز در شرایط سکون در مخزن ذخیره ایستگاه می‌باشند. لازم به ذکر است که به عنوان تقریب با در دست داشتن فشار و دمای گاز در مخازن ذخیره ایستگاه، چگالی آن با فرض گاز ایده‌آل محاسبه شده است. در شکل ۴-۴ پارامترهای مورد استفاده در رابطه مشخص شده‌اند.



شکل ۴-۴: مدل ساده شده فرآیند پر شدن مخزن ذخیره خودرو و پارامترهای مورد نیاز در دبی جرمی بیشینه

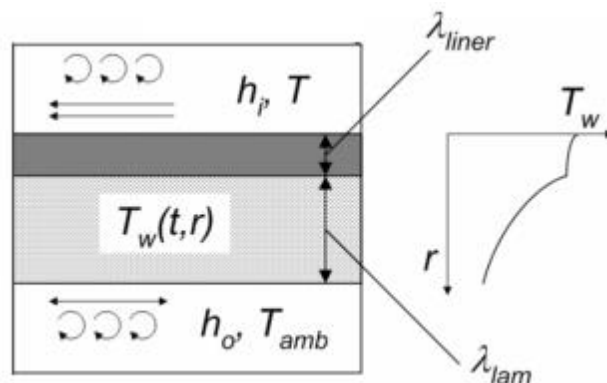
^۱ - Choked Flow

۸-۴ حل یک بعدی انتقال حرارت گذرا در جدار سیلندر

۱-۸-۴ مقدمه

پس از یافتن ضریب انتقال حرارت داخل مخزن، نحوه استفاده از آن و یافتن میزان تبادل حرارتی که گاز در طی فرآیند گذار پر شدن سریع مخزن با محیط پیرامون انجام می‌دهد یکی از مسائل اساسی است، چرا که با توجه به گذرا بودن این فرآیند روابط ساده مقاومت حرارتی بین گاز درون مخزن، جدار مخزن و محیط پیرامون صادق نمی‌باشد.

به عبارتی دیگر مسئله این است که نتایج این مطالعه که در نهایت منجر به ضریب انتقال حرارت جابجایی درون مخزن می‌شود، چگونه در دیگر مطالعات قابل بهره‌برداری خواهد بود. به عنوان مثال اگر هدف بررسی جنس جدار سیلندر در چنین فرآیندی باشد و دمای متوسط گاز را با استفاده از حل ترمودینامیکی در دسترس باشد با توجه به اینکه معادله انرژی در جدار مخزن حل نشده است عملاً دمای جدار داخلی مخزن در دسترس نبوده و نمی‌توان از این ضریب استفاده نمود. در نتیجه کلید حل این مسئله در حل معادله انرژی در جدار سیلندر می‌باشد.



شکل ۴-۵: شماتیک مربوط به جدار روابط انتقال حرارت سیلندر [۱۰] Dicken and Merida

باید توجه نمود که معادله گذرای انرژی در جدار سیلندر دارای دو شرط مرزی انتقال حرارت جابجایی می‌باشد که یکی از این دو دارای ضریب انتقال حرارت ثابت و دیگر که مربوط به انتقال حرارت با گاز درون مخزن می‌باشد تابع زمان می‌باشد، حل تحلیلی این معادله به علت وجود دو شرط مرزی ناهمگن با دشواری همراه است.

جهت رفع این مشکل در این بخش، حل عددی با استفاده از روش حجم محدود جهت حل نمودن معادله انتقال حرارت گذرای درون سیلندر ارائه شده است، در این روش حل، انتقال حرارت در این جدار یک بعدی و تنها در جهت شعاعی در نظر گرفته شده است.

۴-۸-۲ روابط حاکم

معادله انرژی گذرا در جدار سیلندر به شکل ذیل می‌باشد.

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div}[k \times \text{grad}(T)] \quad (۶۴-۴)$$

با اعمال روش حجم محدود و با انتگرال‌گیری در یک گام زمانی و در حجم هر یک از المان‌ها خواهیم داشت.

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{cv} \rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \int_t^{t+\Delta t} \int_{cv} \text{div}[k \times \text{grad}(T)] \quad (۶۵-۴)$$

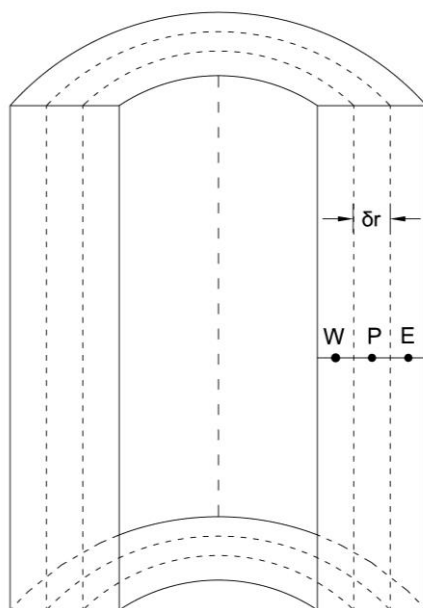
با تبدیل انتگرال حجم به سطح با استفاده از قضیه دیورژانس داریم:

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{cv} \rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \int_t^{t+\Delta t} \int_{cs} [k \times \text{grad}(T)] \quad (۶۶-۴)$$

و با انتگرال‌گیری نسبت به زمان داریم:

$$\int_{cv} \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \Delta t = \int_{cs} [k \times \text{grad}(T)] \times \Delta t \quad (۶۷-۴)$$

در شکل ۴-۶ نمونه‌ای از گره محاسباتی عمومی P و گره‌های مجاور غربی W و شرقی E نشان داده شده است. معادله (۶۷-۴) برای تمامی گره‌های محاسباتی حل خواهد شد، در این ارتباط سه دسته گره محاسباتی وجود دارد، دسته نخست گره‌های عمومی می‌باشند، دسته دوم مربوط به شرقی‌ترین گره محاسباتی است که با گاز درون مخزن مجاور است و دسته سوم مربوط به غربی‌ترین گره بوده که با محیط پیرامون هم‌مرز است. در ادامه معادلات حاکم بر هر کدام از این سه دسته گره محاسباتی استخراج شده است.



شکل ۴-۶: مقطع برش خورده سیلندر به عنوان گره محاسباتی عمومی P و گره‌های مجاور غربی W و شرقی E

معادله حاکم بر دسته اول از گره‌های محاسباتی مذکور مربوط به گره‌های میانی به شکل ذیل خواهد بود:

$$\left(\rho c \frac{\Delta v}{\Delta t} + \frac{kA_E}{\delta_r} + \frac{kA_W}{\delta_r}\right) T_P - \left(\frac{kA_E}{\delta_r}\right) T_E - \left(\frac{kA_W}{\delta_r}\right) T_W = \left(\rho c \frac{\Delta v}{\Delta t}\right) T_P^0 \quad (۶۸-۴)$$

معادله حاصل بیانگر مقادیر دمای گره‌های محاسباتی در زمان $t + \Delta t$ و مقدار T_P^0 بیانگر دمای گره P در زمان t می‌باشد، جهت یافتن دما در تمامی گره‌های محاسباتی باید معادلات حاصل در تمامی گره‌ها با شکل همزمان حل گردند، این روش گسسته‌سازی زمانی، روش «کاملاً ضمنی»^۱ نام دارد. معادله حاکم بر دسته دوم از گره‌های محاسباتی مذکور مربوط به غربی‌ترین گره و مجاور گاز درون مخزن به شکل ذیل خواهد بود:

$$\left(\frac{\rho c \Delta v}{\Delta t} + \frac{kA_E}{\delta_r} + h_i A_W\right) T_P - \left(\frac{kA_E}{\delta_r}\right) T_E = h_i A_W T_{gas} + \left(\frac{\rho c \Delta v}{\Delta t}\right) T_P^0 \quad (۶۹-۴)$$

معادله حاکم بر دسته سوم از گره‌های محاسباتی مذکور مربوط به شرقی‌ترین گره مجاور محیط اطراف به شکل ذیل خواهد بود:

$$\left(\rho c \frac{\Delta v}{\Delta t} - h_o A_E + \frac{kA_W}{\delta_r}\right) T_P - \left(\frac{kA_W}{\delta_r}\right) T_W = -h_o A_E T_{amb} + \left(\frac{\rho c \Delta v}{\Delta t}\right) T_P^0 \quad (۷۰-۴)$$

از حل دستگاه معادلات حاصل توزیع دمای در جدار سیلندر حاصل می‌گردد. با در دست داشتن دمای مربوط به گره مجاور گاز داخل سیلندر به عنوان دمای جدار داخلی سیلندر و همچنین دمای متوسط

^۱ -Fully Implicit

گاز درون مخزن و ضریب انتقال حرارت جابجایی درون مخزن، میزان انتقال حرارت گاز با محیط پیرامون حاصل می‌گردد.

لازم به ذکر است که کد مرتبط با روابط مذکور به زبان MATLAB در پیوست شماره سه ارائه شده است.

فصل ۵: پارامترهای مهم تأثیر گذار بر دمای گاز درون سیلندر طی

فرایند پر شدن سریع

۵-۱ مقدمه

چنانچه در فصل نخست بیان شد طی پر شدن مخزن از سیال مجموعه عوامل مختلفی بر میدان جریان و به تبع آن خواص ترمودینامیکی سیال همچون دما متأثر خواهند بود. اگرچه هر یک از این عوامل نقش مجزا و مختص به خود دارند اما برآیند این عوامل به گونه‌ای است که در طی زمان ضمن پر شدن مخزن از گاز باعث افزایش دمای متوسط گاز می‌شوند. در این فصل به تشریح عواملی که نقش عمده در تغییر دمای گاز درون مخزن دارند پرداخته شده است. اگرچه تعداد این عوامل زیاد است ولی در این بین چهار عامل نقش عمده داشته که در ادامه این فصل به توضیح و تفسیر نقش هر یک پرداخته شده است.

در یک فرایند پر شدن سریع گاز در فشار بالا (حدود 220 bar برای گاز طبیعی) ذخیره شده است، اگرچه این فشار توسط کمپرسورهای ایستگاه تأمین شده و دمای گاز طی فرایند تراکم افزایش یافته

است اما می‌توان فرض نمود که زمان کافی جهت تبادل حرارت گاز متراکم موجود در مخازن ایستگاه و محیط وجود دارد و در نتیجه گاز موجود در مخازن ذخیره ایستگاه در دمای محیط است. با اتصال توزیع کننده سوخت به مخزن خودرو، گاز پر فشار مخازن ذخیره ایستگاه به علت اختلاف فشار به مخزن خودرو به حرکت در می‌آید. با ورود گاز به مخزن خودرو مجموعه عوامل ذیل بر دمای گاز درون این مخزن تأثیر خواهند گذاشت.

- ۱- اختناق گاز ضمن عبور از نازل ورودی مخزن.
- ۲- کار فشاری اعمالی به گاز درون مخزن.
- ۳- سرعت گاز در ورودی و ساکن شدن گاز در درون مخزن.
- ۴- امواج انبساطی و تراکمی احتمالی در ورودی مخزن.

در ادامه به شرح هر یک از این موارد پرداخته شده است.

۵-۲ اختناق گاز ضمن عبور از نازل ورودی مخزن

هر گاه در مسیر جریان یک سیال مانعی ناگهانی ایجاد شود، یک فرآیند خفگی روی خواهد داد. این تغییر ناگهانی می‌تواند از طریق صفحه‌ای که در وسط آن سوراخی تعبیه شده ایجاد شود و یا آن را می‌توان از طریق شیر نیمه باز که قسمتی از مسیر جریان را قطع کرده است اعمال نمود و یا با تغییر سطح مقطع مسیر عبور جریان.

اثر این تغییر سطح باعث افت فشار شدیدی می‌شود، که این افت فشار ناشی از عبور اجباری و ناگهانی سیال از سطح بسیار کوچک‌تری است. این فرآیند با فرآیند تغییر تدریجی سطح در یک شیپوره که باعث افزایش سرعت در آن می‌شود، به شدت تفاوت دارد. معمولاً یک فرآیند خفگی با افزایش سرعت همراه است، ولی انرژی جنبشی ورودی و خروجی به اندازه کافی کوچک و قابل صرف نظر هستند. در این فرآیند به هیچ‌وجه کار انجام نمی‌شود و تغییر در انرژی پتانسیل هم ناچیز است، معمولاً فرصتی برای انتقال حرارت هم وجود ندارد بنابراین مطابق قانون اول ترمودینامیک، آنتالپی‌های ورودی و خروجی با هم برابر خواهد بود. بنابراین نتیجه می‌گیریم که یک فرآیند خفگی تقریباً یک فرآیند کاهش فشار در آنتالپی ثابت است [۲۷].

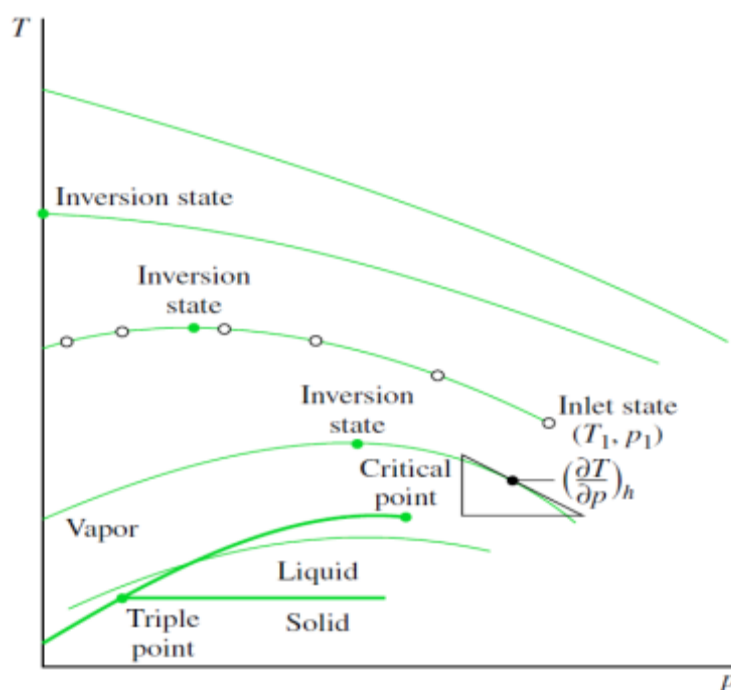
گاز ورودی به مخزن خودرو نیز به علت عبور از مسیر توزیع کننده سوخت و شیر ورودی مخزن این فرآیند را تجربه می‌نماید.

معمولاً برای پی بردن به چگونگی تغییر خواص طی فرایند اختناق از خاصیتی به نام ضریب ژول-تامسون به قرار زیر استفاده می‌شود.

$$\mu_j = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h \quad (1-5)$$

در حالت کلی اگر گاز قبل از ورود به شیر در دمای T_1 و فشار P_1 و بعد از آن در دمای T_2 و فشار P_2 باشد، بسته به علامت ضریب ژول-تامسون با کاهش فشار ($P_1 > P_2$) ممکن است دما افزایش یا کاهش یابد.

نمودار زیر حالت‌های مختلفی که برای یک سیال در آنتالپی ثابت ممکن است رخ دهد را نمایش می‌دهد.

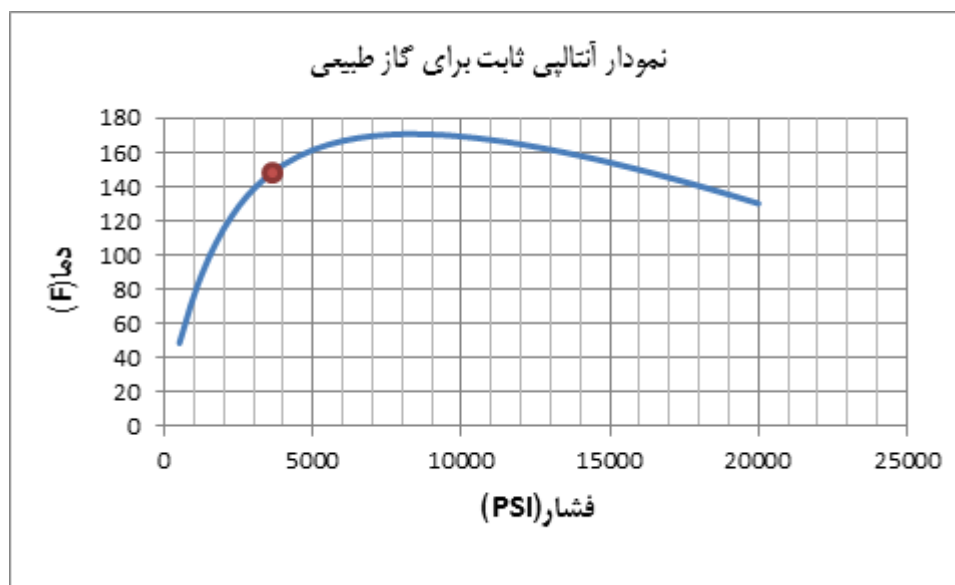


نمودار 1-5: نمودار دما-فشار برای فرایند آنتالپی ثابت [۲۴]

با توجه به نمودار بالا شیب منحنی می‌تواند مثبت، منفی یا صفر باشد، به حالتی که شیب صفر است حالت وارونگی^۱ گفته می‌شود. قابل ذکر است که تمام خطوط آنتالپی ثابت حالت وارونگی ندارند. همان‌گونه که از نمودار بر می‌آید اگر در حالت ورودی (T_1 و P_1) ضریب ژول-تامسون مثبت باشد (نمودار صعودی) با کاهش فشار، دما نیز کاهش می‌یابد و اگر منفی باشد با کاهش فشار به شرطی که از نقطه وارونگی کمتر نشود دما افزایش خواهد یافت.

^۱ - inversion state

در شرایط فشار و دمای مخزن خودروهای گاز سوز و نیز هیدروژنی، ضریب ژول- تامسون برای هیدروژن منفی و برای گاز طبیعی مثبت می‌باشد. به این معنا که دمای هیدروژن ضمن ورودی به مخزن به علت فرآیند اختناق با افزایش همراه است ولی این موضوع برای گاز طبیعی برعکس می‌باشد یعنی گاز طبیعی در ضمن ورود به مخزن با افت دما مواجه است. این موضوع با مقایسه نمودار ۳-۱ و نمودار ۳-۴ مربوط به دمای گاز ورودی به مخزن هیدروژن و گاز طبیعی به روشنی مشخص می‌باشد. در ادامه برای تحقیق در مورد علامت ضریب ژول- تامسون برای گاز طبیعی نمودار آنتالپی ثابت برای یک نمونه از گازی که در دمای 25°C داری فشار 1000 PSI است (گاز پالایشگاه خانگیران) مطابق نمودار ۵-۲ ارائه شده است. [۲۸]



نمودار ۵-۲: نمودار آنتالپی ثابت برای گازی که در دمای 25°C داری فشار 1000 PSI است (گاز پالایشگاه خانگیران) [28]

در نمودار فوق شرایط گاز در حداکثر فشار مخزن مشخص شده است، چنانچه مشخص است برای این فشار و یا فشارهای بالاتر نیز ضریب ژول- تامسون مثبت است (نمودار صعودی است) و با کاهش فشار دما نیز کاهش می‌یابد.

مطلب دیگری که از نمودار فوق بر می‌آید این است که زمانی که ضریب ژول- تامسون مثبت است هر چه افت فشار بیشتر باشد به تناسب آن افت دما نیز بیشتر است.

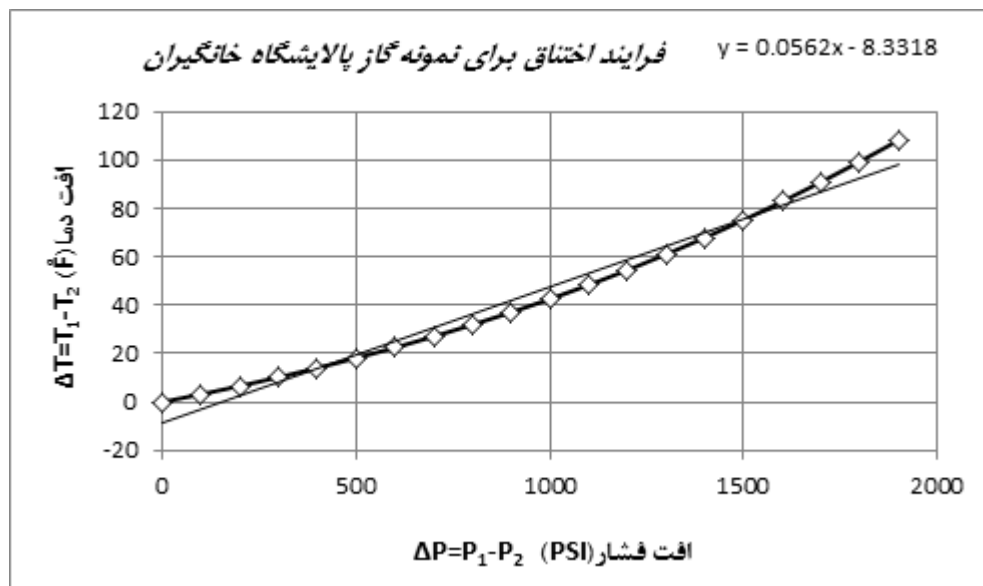
با استفاده از معادله حالت پنگ-رابینسون^۱ برای یک نمونه از گاز پالایشگاه خانگیران که در جدول ۵-۱ در صد مولی اجزاء تشکیل دهنده اجرای آن ارائه شده است مطابق نمودار ۵-۳ در طی یک فرآیند اختناق (آنتالپی ثابت) رابطه بین افت فشار و افت دما بررسی شده است.

^۱ - Peng-Robinson

جدول ۵-۱: درصد مولی اجزای گاز منطبق با پالایشگاه خانگیران [۲۸]

اجزاء تشکیل دهنده گاز	C1	C2	C3	IC4	NC4	IC5	NC5	NC6	C7+	N2	CO2	H2S	H2O
در صد مولی	۹۸/۶۰	۰/۵۹	۰/۰۹	۰/۰۲	۰/۰۴	۰/۰۲	۰/۰۲	۰/۰۷	۰/۰۰	۰/۵۶	۰/۰۰	۰/۰۰	۰/۰۰

همان طور که در دیده می شود رابطه بین افت فشار و افت دما تقریباً خطی است و به همین خاطر یک منحنی درجه اول (خطی) به داده ها برازش شده است. [۲۹]



نمودار ۵-۳: افت دما بر حسب افت فشار در طی فرایند اختناق برای نمونه گاز پالایشگاه خانگیران [۲۹]

با توجه به اینکه این فرایند در خارج از مخزن گاز خودرو و در توزیع کننده و شیر قبل از مخزن رخ می دهد، لذا تأثیر این پدیده در مدل سازی صورت پذیرفته در مطالعات حاضر از طریق شرایط مرزی دمای مناسب منطبق بر نمودار ۳-۱ و نمودار ۳-۴ برای هیدروژن و گاز طبیعی اعمال شده است.

۵-۳ کار فشاری اعمالی به گاز درون مخزن

در ارتباط با این موضوع مطابق قانون اول ترمودینامیک در طی یک فرایند گذرا مطابق معادله ذیل:

$$Q + m_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + gZ_i \right) = m_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e \right) + \left[m_2 \left(u_2 + \frac{v_2^2}{2} + gZ_2 \right) - m_1 \left(u_1 + \frac{v_1^2}{2} + gZ_1 \right) \right] + W \quad (۲-۵)$$

در این معادله اندیس i مرتبط با شرایط گاز در ورودی حجم کنترل، اندیس e مرتبط با شرایط گاز در خروجی حجم، اندیس ۱ مرتبط با شرایط اولیه گاز در حجم کنترل و اندیس ۲ مرتبط با شرایط نهایی گاز در حجم کنترل می باشد.

در فرآیند گذرای پر شدن مخزن از گاز، با توجه به عدم وجود کار و با فرض عدم وجود انتقال حرارت و خالی بودن مخزن در ابتدای فرایند و با صرف نظر کردن از انرژی پتانسیل و با استفاده از معادله پیوستگی قانون اول ترمودینامیک به شکل معادله (۳-۵) خواهد شد.

$$h_i + \frac{v_i^2}{2} = u_2 \quad (3-5)$$

از این معادله چنین برمی آید که آنتالپی و سرعت گاز ورودی به مخزن در نهایت به انرژی داخلی تبدیل خواهند شد. تفاوت این دو پارامتر در کار فشاری (کار جریان) و سرعت است که در نهایت با سکون گاز درون مخزن باعث افزایش دمای گاز درون مخزن خواهند شد.

در ارتباط با کار فشاری (کار جریان)، مقدار مشخصی جرم را در نظر بگیرید که وارد حجم معیاری می شود، با ورود جرم به حجم معیار در سطح پشتی آن فشار وجود دارد که در واقع ورود سیال به داخل حجم معیار ناشی از فشار جرم های پشت آن است که محیط محسوب می شوند. در حقیقت اثر نهایی این است که با ورود جرم به داخل حجم معیار، محیط برای غلبه بر فشار موضعی، آن را با سرعتی از عقب هل داده و در این فرآیند کار با شدتی بر آن اعمال شده است. شدت کار جریان را می توان به صورت زیر نوشت:

$$\dot{W}_{flow} = FV = \int PVdA = Pvm \quad (4-5)$$

که در آن، F نیرو، V سرعت، m دبی جرمی و v حجم مخصوص (حجم بر واحد جرم) می باشد. کار بر واحد جرم برابر Pv خواهد بود. مطابق تعریف، آنتالپی به شکل معادله (۵-۵) می باشد.

$$h = u + Pv \quad (5-5)$$

با مقایسه معادله (۵-۵) و معادله (۳-۵)، تبدیل شدن کار فشاری به انرژی داخلی گاز در حالت نهایی مشخص می گردد.

این عامل مهم ترین عاملی است که دمای متوسط گاز درون مخزن را افزایش می دهد، اگرچه عوامل دیگر ممکن است توزیع دمای درون مخزن را تحت تأثیر خود قرار دهند اما این عامل همواره غالب بوده و در طی زمان باعث افزایش دمای متوسط گاز درون مخزن می گردد.

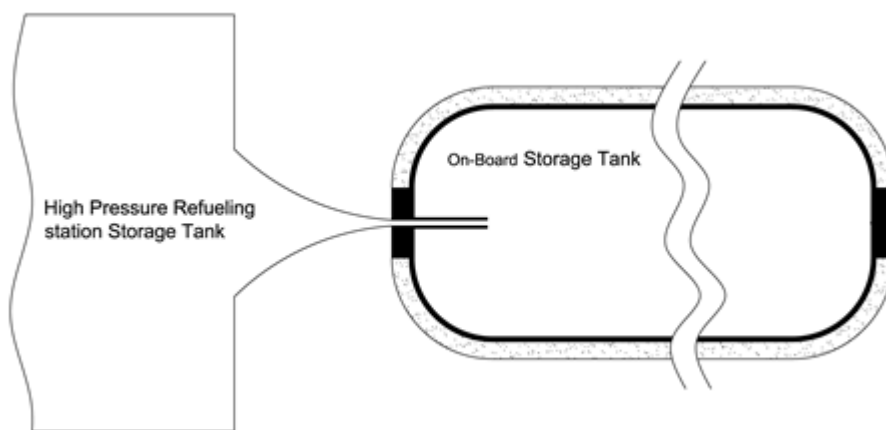
۴-۵ سرعت گاز در ورودی و ساکن شدن گاز در درون مخزن

چنانچه در بخش قبل اشاره شد، موضوع تبدیل شدن سرعت گاز ورودی به انرژی داخلی با توجه به معادله (۳-۵) و سکون نهایی گاز در درون مخزن کاملاً واضح و مشخص است.

۵-۵ امواج انبساطی و تراکمی احتمالی در ورودی مخزن

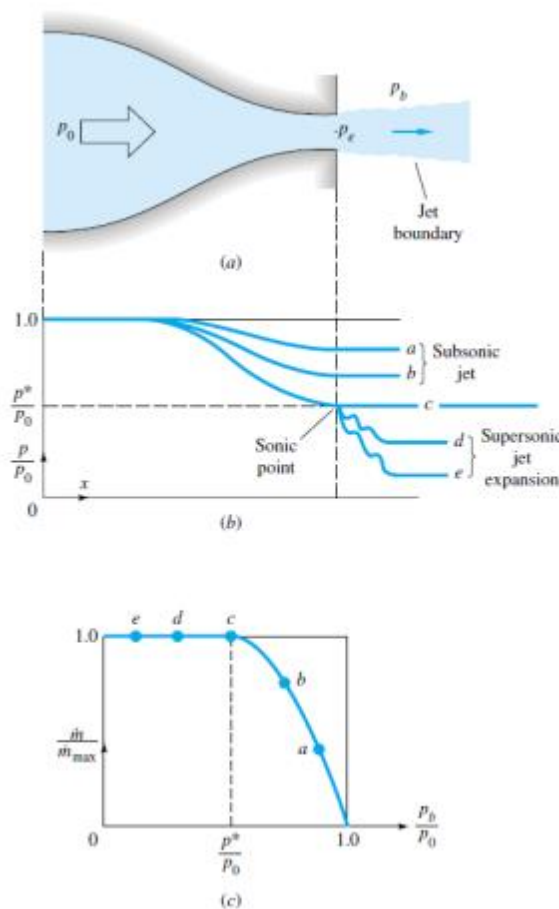
یکی از عواملی که در مطالعات مختلف در زمینه پر شدن مخازن مورد توجه قرار نگرفته است، احتمال وجود امواج ضربه‌ای تراکمی و انبساطی در حین ورود گاز به مخزن می‌باشد. این پدیده خصوصاً در ابتدای فرآیند که مخزن ذخیره خودرو خالی و اختلاف فشار بین مخازن ذخیره ایستگاه و مخزن خودرو زیاد است، محتمل‌تر می‌باشد.

در این خصوص باید در نظر داشت که ورود گاز به درون مخزن ذخیره خودرو توسط توزیع کننده سوخت و شیر ورودی به مخزن صورت می‌گیرد که مجموعه این عوامل را می‌توان به شکل انبساط گاز از فشار بالا در مخازن ذخیره ایستگاه به مخزن ذخیره خودرو از طریق یک نازل هم‌گرا پنداشت. در شکل ۱-۵ مدل ساده شده این فرآیند نشان داده شده است.



شکل ۱-۵: مدل ساده شده فرآیند پر شدن مخزن ذخیره خودرو

به این ترتیب با در نظر گرفتن روابط حاکم بر سیال تراکم پذیر طی عبور از نازل همگرا، بسته به فشار خروجی نازل (فشار درون مخزن خودرو) و فشار گاز در ورودی به نازل (فشار مخازن ذخیره ایستگاه) مطابق با شکل ۲-۵ چندین حالت محتمل خواهد بود.



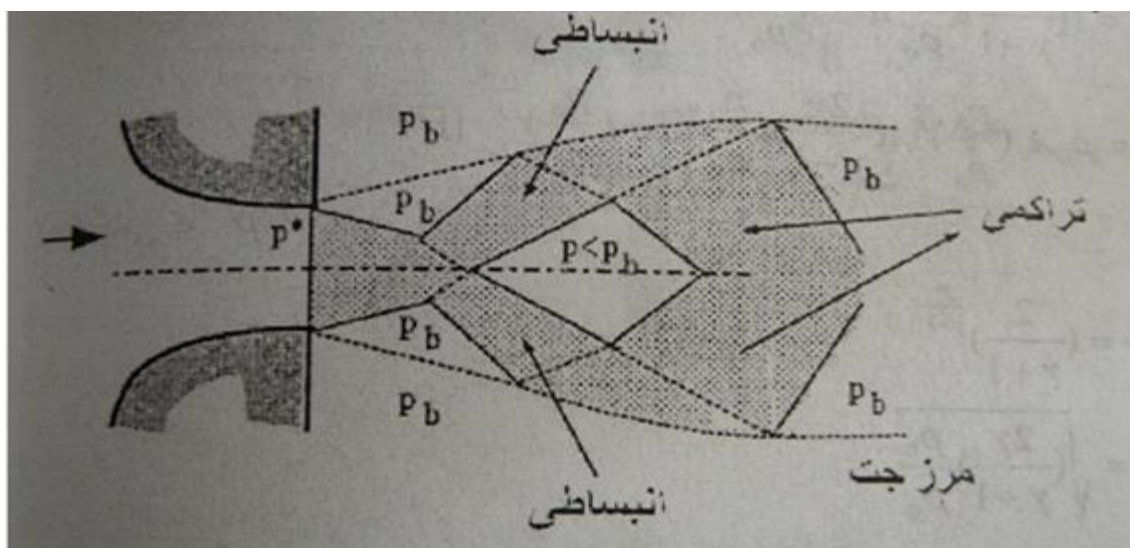
شکل ۲-۵: پروفیل فشار و دبی جرمی در نازل همگرا [۳۰]

مطابق با این شکل، چنانچه در ابتدا P_b برابر P_0 باشد، هیچ جریانی وجود نخواهد داشت. هنگامی که P_b کاهش یابد سیال جریان می‌یابد و فشار در ناحیه خروجی نازل، P_e ، برابر با پس فشار (فشار در ناحیه تخلیه، در اینجا درون مخزن خودرو) می‌شود و عدد ماخ در ناحیه خروجی کمتر از یک خواهد شد. در این ناحیه کاری (ناحیه a, b در شکل) کاهش P_b سبب افزایش نرخ جریان جرمی می‌شود. این وضعیت تا هنگامی ادامه می‌یابد که P_b تا مقدار فشار بحرانی متناظر با P_0 کاهش بیابد. معادله (۶-۵) میزان این فشار را برای گاز ایده‌آل با نسبت ظرفیت حرارتی γ بیان می‌کند.

$$P_b = P^* = P_0 \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (۶-۵)$$

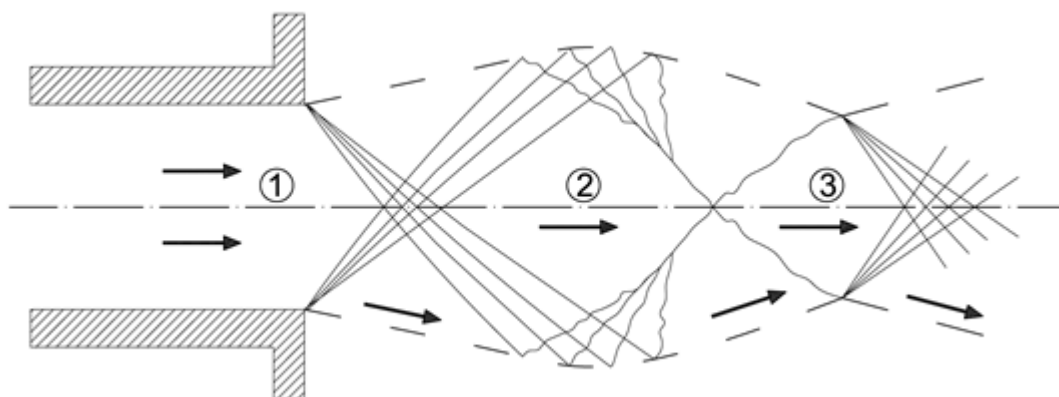
هنگامی که P_b به این مقدار برسد، عدد ماخ در صفحه خروجی برابر یک خواهد شد. بعد از رسیدن به این مقدار دیگر کاهش P_b هیچ تأثیری بر جریان داخل نازل ندارد. P_e برابر با P^* باقی می‌ماند، نرخ جریان جرم ثابت مانده و عدد ماخ در ناحیه خروجی برابر ۱ می‌ماند. هنگامی که در این حالت P_b

کمتر از P_e باشد انبساط از P_e به P_b در خارج از نازل و از طریق امواج انبساطی پرنتل مایر^۱ صورت می‌گیرد. به همراه امواج انبساطی جهت برقراری شرایط مرزی، امواج تراکمی نیز در گاز شکل می‌گیرد و به این ترتیب دسته‌ای از امواج تراکمی و انبساطی یکی پس از دیگری شکل می‌گیرند تا نهایتاً گاز به شرایط محیط برسد. در شکل ۳-۵ امواج تراکمی و انبساطی مذکور نمایش داده شده است.



شکل ۳-۵: دسته امواج انبساطی و تراکمی در خروجی نازل همگرا در شرایط انبساط در خارج از نازل [۳۱]

به منظور توضیح بیشتر به شکل ۴-۵ توجه نمایید که در آن جهت جریان و نحوه شکل‌گیری این دسته امواج مشخص شده است.



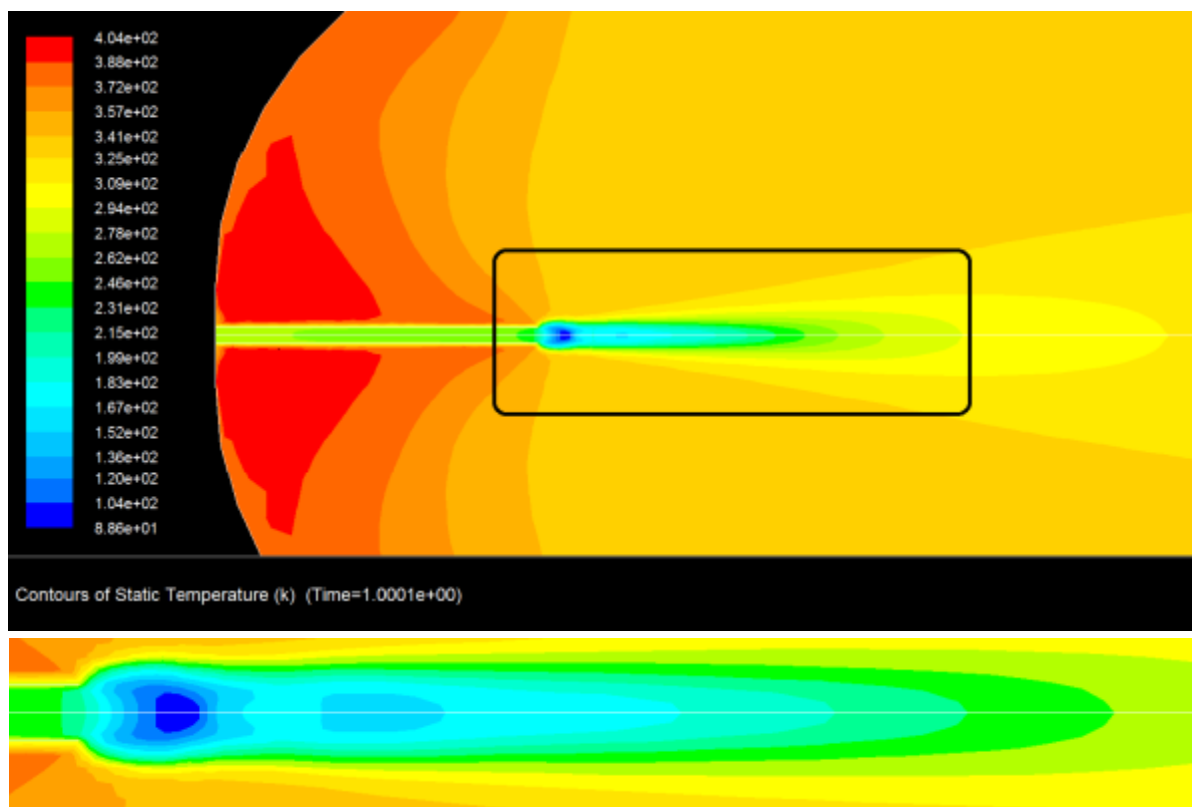
شکل ۴-۵: جهت جریان دسته امواج انبساطی و تراکمی در خروجی نازل همگرا در شرایط انبساط در خارج از نازل [۳۲]

^۱ - Prandtl-Meyer

به این ترتیب انتظار می‌رود در صورت وجود اختلاف فشار بیشتر از معادله (۵-۶)، عدد ماخ در خروجی نازل برابر یک باشد و در خروجی نازل دسته امواج مذکور به وجود آیند، لازم به ذکر است که از آنجایی که در طی یک موج تراکمی عدد ماخ کاهش، فشار افزایش و دما نیز افزایش می‌یابد و در که در طی یک موج انبساطی عدد ماخ افزایش، فشار کاهش و دما نیز کاهش می‌یابد، با توجه به شکل ۴-۵ انتظار می‌رود با حرکت بر روی خط مرکزی جریان با حرکت از نقطه ۱ به ۲، عدد ماخ (سرعت) افزایش، دما و فشار کاهش یابند و با حرکت از نقطه ۲ به ۳، عدد ماخ (سرعت) کاهش، دما و فشار افزایش یابند و به این ترتیب خواص جریان دست‌خوش نوسان گردند. قدرت این امواج پس از چندین بار تکرار کاسته شده و جریان ورودی با محیط منطبق می‌گردد.

در مدل‌سازی حاضر این امواج دنبال شده و چگونگی نوسانات دما، فشار و ماخ در ضمن عبور از این امواج در فصل نتایج ارائه شده است.

چنانچه پیش‌تر اشاره شده در مطالعات پیشین به این امواج پرداخته نشده است. یکی از علل این موضوع این است که لازمه پیدایش این امواج وجود اختلاف فشار نسبتاً زیاد (حدود ۲ برابر برای متان) در نازل ورودی به مخزن می‌باشد در چنین شرایطی سرعت گاز ورودی بسیار زیاد بوده (ماخ یک) و در نتیجه دمای نهایی گاز در مخزن بالا خواهد رفت، حال آنکه یکی از وظایف توزیع کننده سوخت کنترل جریان می‌باشد. به طور خلاصه می‌توان گفت که در شرایط کارکرد و طراحی صحیح توزیع کننده سوخت جهت جلوگیری از افزایش دمای نهایی گاز، سرعت و اختلاف فشار جریان گاز کنترل می‌گردد و عملاً چنین امواجی یا به موجود نمی‌آیند و یا در یک بازه زمانی کوتاه به وجود آمده و از بین می‌روند. ولی در جهت شناخت و مطالعه فرآیند پر شدن مخزن توجه به این پدیده ضروری می‌نماید. لازم به ذکر است به توجه به ماهیت این امواج ضربه‌ای تراکمی و انبساطی که همواره با تغییر شدید خواص در بازه مکانی و زمانی بسیار کوچک همراه می‌باشند، مدل‌سازی آن‌ها مشکل بوده و با هزینه محاسباتی بسیار سنگین‌تری همراه می‌باشند. در شکل ۵-۵ نمونه‌ای از نوسان دمای گاز در چنین شرایطی واقع در خروجی نازل ارائه شده است.



شکل ۵-۵: نمونه‌ای از نوسان دمای گاز در خروجی نازل به علت امواج ضربه‌ای تراکمی و انبساطی

فصل ۶: نتایج

۱-۶ مقدمه

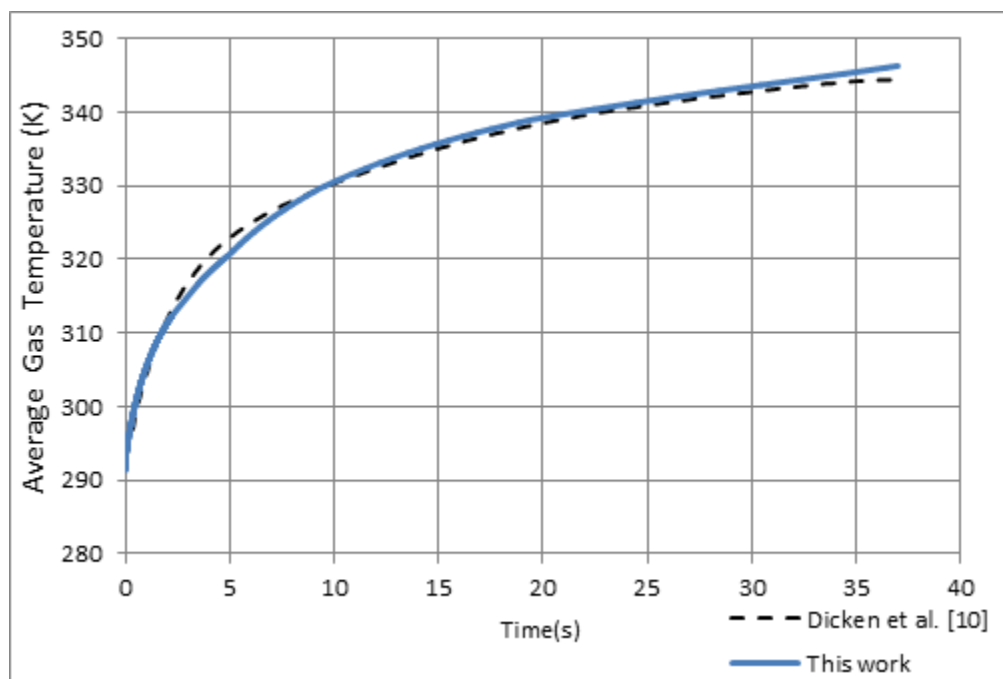
در فصول پیشین فرضیات، روابط حاکم و پارامترهای مؤثر در فرآیند پر شدن سریع مخزن به تفصیل تشریح گردید و همچنین نوع مخزن، شرایط مرزی و اولیه که در مدل مورد مطالعه به کار گرفته شده است بیان شد. در این فصل به بیان نتایج حاصل از حل عددی صورت پذیرفته پرداخته شده است. لازم به ذکر است که نتایج ارائه شده در این فصل مربوط به فرآیند پر شدن سریع مخزن از گاز طبیعی در سیلندر شماره یک (رجوع شود به جدول ۴-۱) و با شرایط مرزی و اولیه مذکور در جدول ۴-۳ و جدول ۴-۴ می باشد، چرا که این مخزن و شرایط مرزی و اولیه مربوط به آن، با شرایط واقعی که در فرآیند پر شدن سریع در یک جایگاه سوخت گیری ترتیبی (آبشاری) رخ می دهد در تطابق کامل می باشد.

علاوه بر این به جهت ارائه رابطه بی بعد برای ضریب انتقال حرارت جابجایی درون مخزن، که مسلماً نیازمند نتایج حاصل از شرایط مختلف هندسی مخزن، جنس گاز و دبی جرمی گاز ورودی به مخزن مختلف می باشد، حل عددی در شرایط مختلف انجام شده است که نتایج حاصل در نهایت به استخراج رابطه ای جامع و بدون بعد در ارتباط با پارامتر مذکور می باشد که پاسخگوی مخزن با قطرهای مختلف و همچنین گازهای متفاوت می باشد.

شایان ذکر است که جهت صحت‌گذاری^۱ بر فرآیند حل و معتبرسازی نتایج، فرآیند حل با تعویض خواص گاز متان با هیدروژن و به‌کارگیری سیلندر با شرایط هندسی منطبق با مطالعات [۱۰] Dicken and Merida (سیلندر شماره دو) تکرار شده است و دمای متوسط گاز درون مخزن در طی فرآیند سوخت‌گیری مجدد حاصل از حل انجام شده و نتایج این مرجع مقایسه شده است که تطابق نتایج مذکور، گواه بر معتبر بودن روش حل و نتایج ارائه شده در مطالعات حاضر می‌باشد.

۲-۶ معتبر سازی حل

حل عددی مربوط به گاز هیدروژن در طی فرآیند پر شدن سریع مطابق با شرایط مرزی ارائه شده در جدول ۳-۴ و شرایط اولیه مذکور در جدول ۴-۴ صورت پذیرفته است. متوسط دمای گاز درون مخزن در طی این فرآیند در نمودار ۱-۶ به همراه نتایج مطالعات [۱۰] Dicken and Merida به منظور مقایسه ارائه شده است. چنانچه در این نمودار مشاهده می‌شود، متوسط دمای گاز درون مخزن مربوط به مطالعات حاضر با مرجع مذکور منطبق بوده و کمتر از ۱٪ اختلاف دیده می‌شود. که این موضوع نشان از صحت حل عددی حاضر و معتبر بودن نتایج ارائه شده دارد.

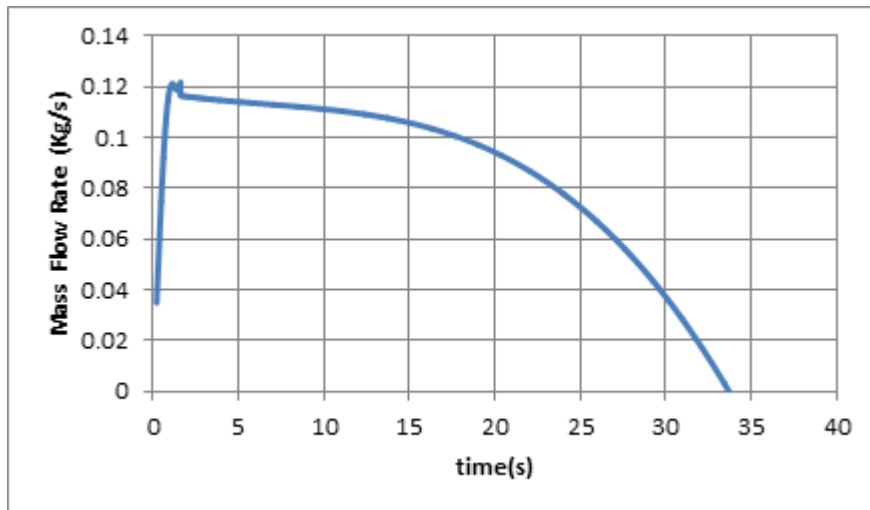


نمودار ۱-۶: معتبر سازی حل و مقایسه نتایج مطالعات حاضر و مطالعات [۱۰] Dicken and Merida (گاز هیدروژن)

^۱ -Validation

۳-۶ دبی جرمی گاز ورودی

دبی جرمی گاز ورودی به مخزن به عنوان شرط مرزی در مدل عددی اعمال شده است، در اینجا به منظور اطمینان از پیروی مدل عددی از شرایط مرزی و اعمال درست این شرط مرزی در مدل عددی مربوط، دبی جرمی گاز ورودی به مخزن در نمودار ۲-۶ ارائه شده است. چنانچه مشاهده می شود این نمودار در تطابق کامل به نمودار ۳-۳ می باشد که نشان از صحت اعمال شرایط مرزی است.

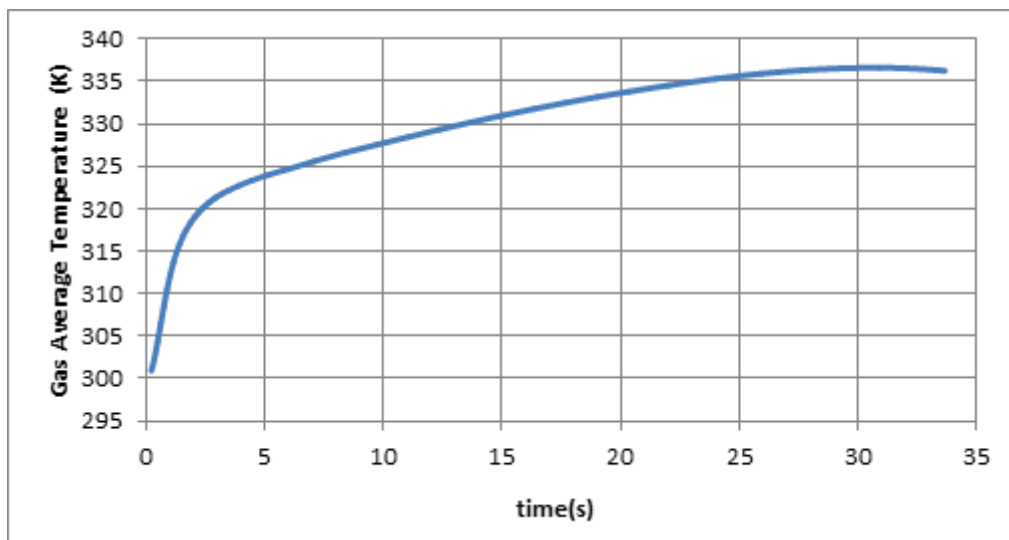


نمودار ۲-۶: دبی جرمی گاز طبیعی ورودی به مخزن خودرو در طی فرآیند پر شدن سریع

۴-۶ دمای متوسط گاز درون مخزن

چنانچه اشاره شد، ضمن پر شدن مخزن از گاز طبیعی، عوامل متفاوتی بر دمای گاز تأثیر خواهند داشت اما برآیند این عوامل به گونه ای می باشد که دمای متوسط گاز در نهایت در طی زمان افزایش خواهد یافت.

در نمودار ۳-۶ چگونگی افزایش دما در طی فرآیند پر شدن سریع مخزن گاز طبیعی ارائه شده است.

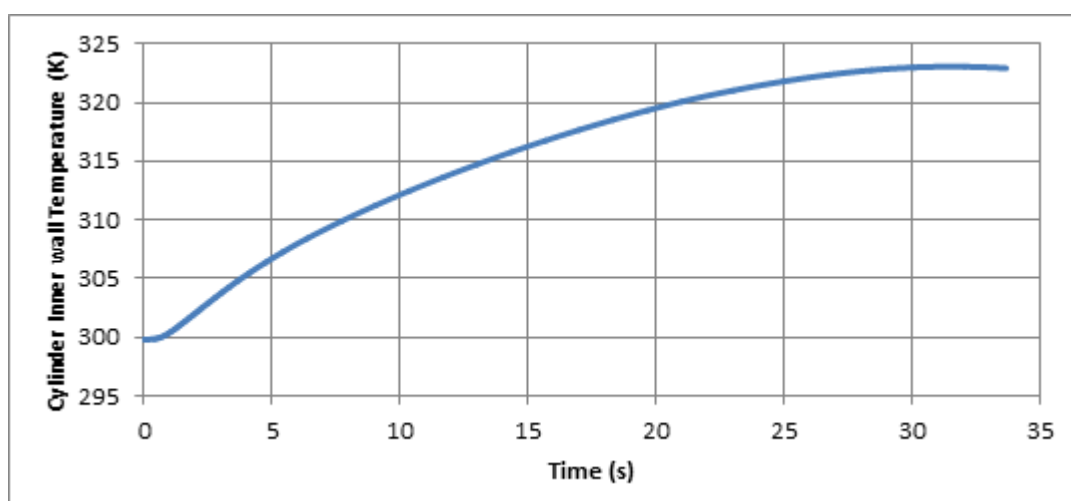


نمودار ۳-۶: دمای متوسط گاز طبیعی در طی فرآیند پر شدن سریع

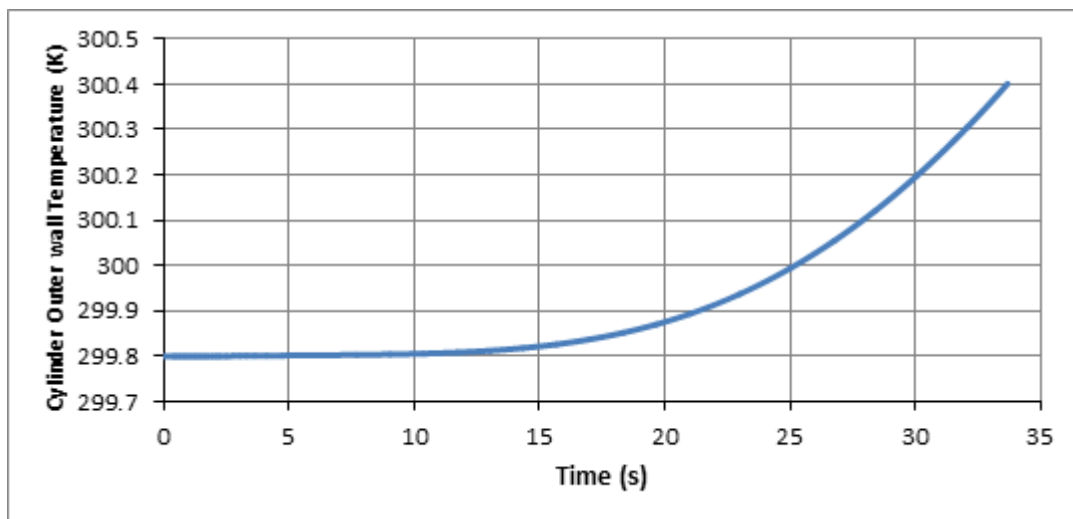
چنانچه در این نمودار مشاهده می‌گردد، در طی این فرآیند دمای متوسط گاز طبیعی در حدود ۳۵,۶ درجه کلوین افزایش می‌یابد و بیشترین افزایش دما در ۳ ثانیه ابتدای فرآیند رخ می‌دهد.

۵-۶ دمای جدار داخلی و خارجی سیلندر

مطابق جدول ۱-۴ جدار سیلندر مورد بررسی از لایر آلومینیومی به ضخامت ۴ میلی‌متر و لمینت از جنس اپکسی به ضخامت ۱۵ میلی‌متر تشکیل شده است و در مجموع ضخامت جدار مخزن ۱۹ میلی‌متر می‌باشد. در نمودار ۴-۶ و نمودار ۵-۶ دمای متوسط جدار داخلی مخزن (مجاور گاز طبیعی) و جدار خارجی مجاور محیط پیرامون مخزن ارائه شده است.

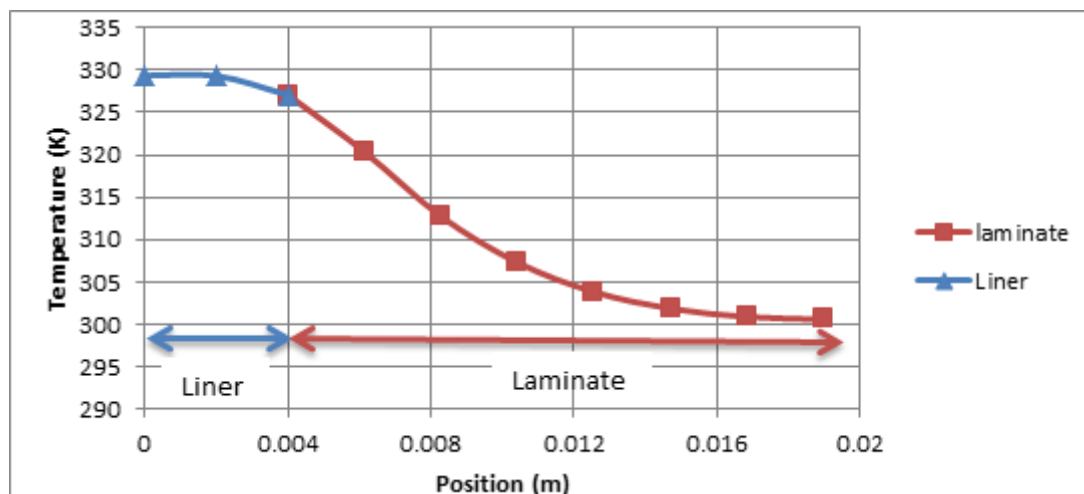


نمودار ۴-۶: دمای متوسط جدار داخلی سیلندر



نمودار ۵-۶: دمای متوسط جدار خارجی سیلندر

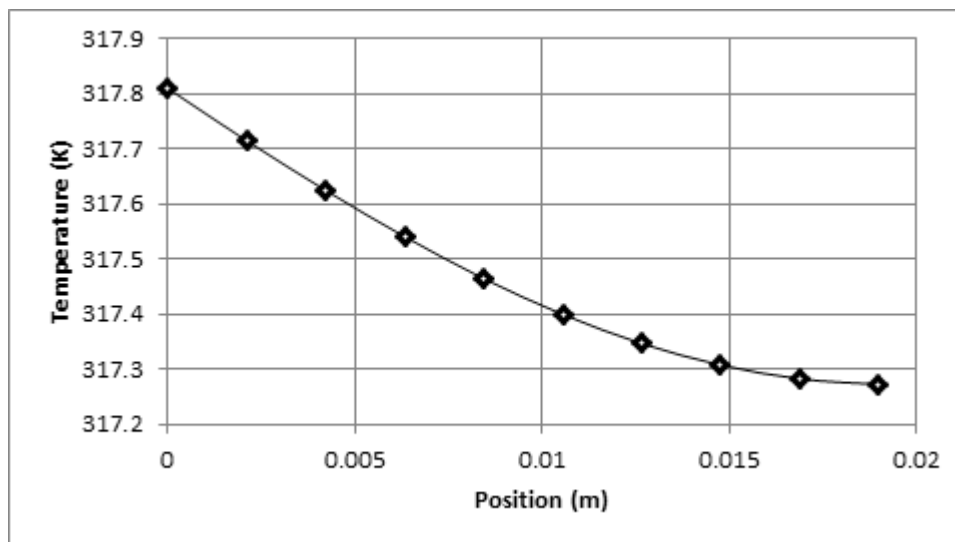
چنانچه مشاهده می‌شود دمای جدار خارجی سیلندر در فرآیند پر شدن سریع مخزن از نوع سوم تغییر محسوسی ندارد، علت این موضوع پایین بودن ضریب رسانندگی گرمایی در لمینت اپکسی و همچنین زمان کوتاه این فرآیند می‌باشد. نمودار ۶-۶ دمای جدار سیلندر را در جهت شعاعی در زمان ۳۳ ثانیه (انتهای فرآیند پر شدن مخزن) و در مکان $X/L=0.5$ نمایش می‌دهد. چنانچه مشاهده می‌شود در ۴ میلی‌متر ابتدای جدار که مربوط به لایر آلومینیومی می‌باشد به علت بالا بودن رسانندگی گرمایی اختلاف دما کمتر بوده و در ۱۵ میلی‌متر بعدی که مربوط به لمینت اپکسی می‌باشد به علت پایین بودن رسانندگی گرمایی شیب دما بیشتر می‌باشد.



نمودار ۶-۶: دمای جدار سیلندر را در جهت شعاعی در زمان ۳۳ ثانیه و در مکان $X/L=0.5$

چنانچه مشخص است در دو طرف جدار سیلندر در حدود ۲۸,۷ درجه کلون اختلاف دما وجود دارد، این در حالی است که اگر لمینت با جنس اپکسی وجود نداشته باشد به علت رسانندگی گرمایی زیاد آلومینیوم این اختلاف دما بسیار اندک خواهد بود. به عنوان مثال دما در طول بخش انتهایی مخزن که تمام آلومینیومی می‌باشد در زمان ۳۰ ثانیه در نمودار ۶-۷ ارائه شده است. چنانچه مشاهده می‌شود

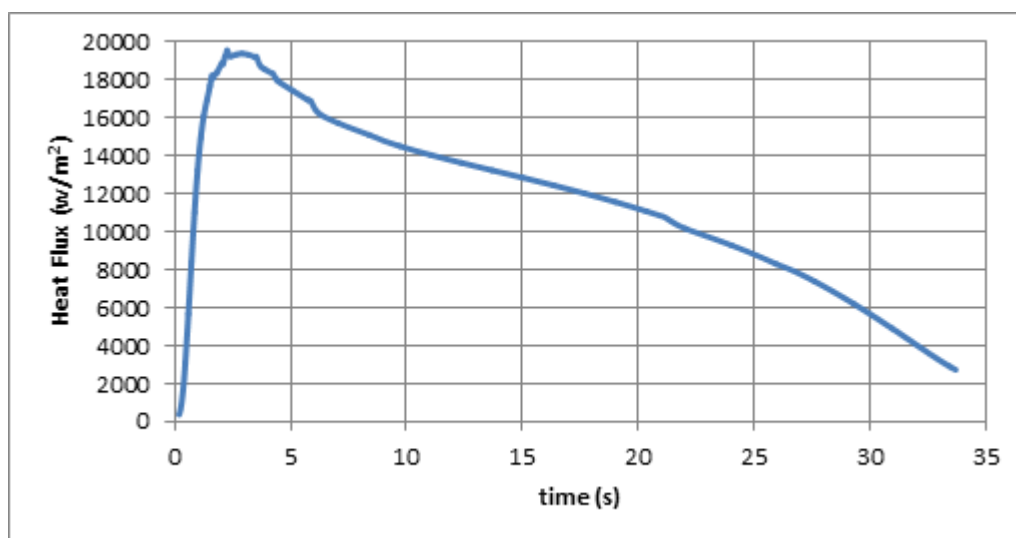
در این قسمت از مخزن به علت عدم وجود لمینت با جنس اپکسی علاوه بر اینکه نرخ انتقال حرارت به محیط بیشتر بوده و در نتیجه دما نسبت به وسط مخزن پایین تر است، اختلاف دما در دو طرف جدار حدود ۰٫۵ درجه کلوین می باشد. شایان ذکر است که در هر دو نمودار ارائه شده به علت گذار بودن فرآیند انتقال حرارت پروفیل دما خطی نمی باشد.



نمودار ۶-۷: دمای جدار سیلندر را در زمان ۳۳ ثانیه و در قسمت انتهایی مخزن (کاملاً آلومینیومی)

۶-۶ نرخ انتقال حرارت

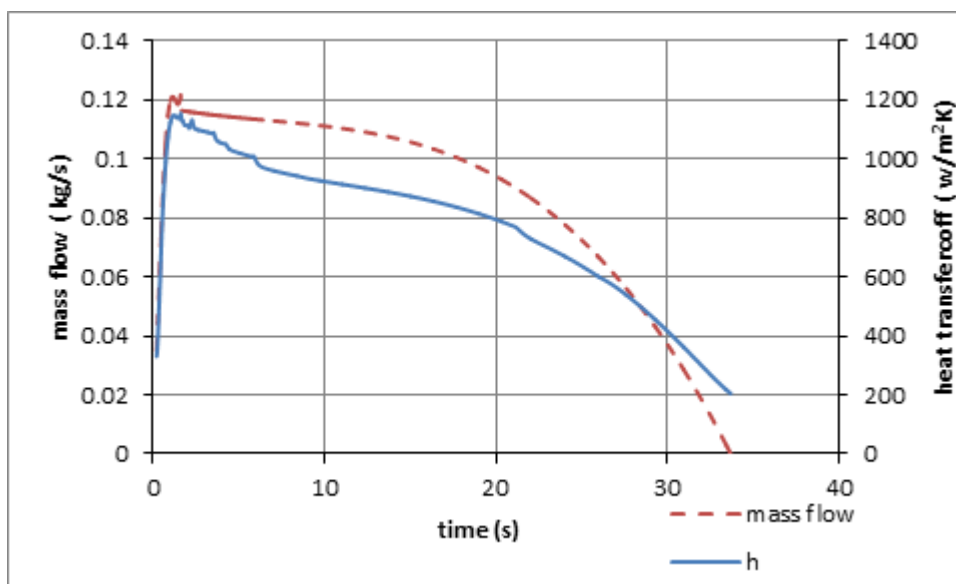
با توجه به اختلاف دما بین گاز درون سیلندر و جدار سیلندر مطابق نمودار ۶-۳ و نمودار ۶-۴، حرارت از گاز به سیلندر منتقل می گردد. نمودار ۶-۸ شار حرارت منتقل شده را نمایش می دهد.



نمودار ۶-۸: شار حرارت منتقل شده از گاز به جدار سیلندر

۷-۶ ضریب انتقال حرارت متوسط درون مخزن

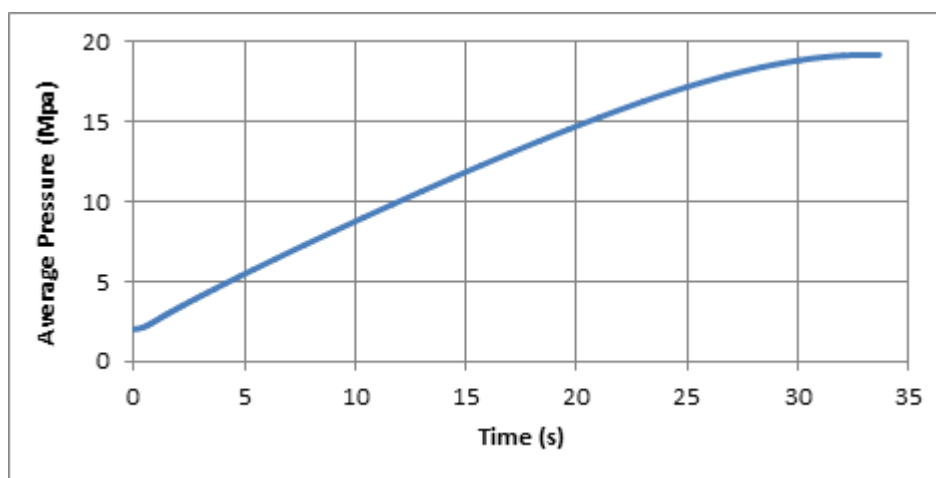
مطابق معادله (۴-۶) ضریب متوسط انتقال حرارت بین گاز و جدار داخلی سیلندر با توجه به دمای متوسط گاز درون سیلندر (نمودار ۳-۶) و دمای جدار داخلی سیلندر (نمودار ۴-۶) محاسبه می‌گردد. در نمودار ۹-۶ این ضریب به همراه دبی جرمی گاز ورودی به سیلندر ارائه شده است. در ارتباط با شباهت کیفی این دو نمودار در بخش ۷-۶ توضیح داده شده است.



نمودار ۹-۶: ضریب انتقال حرارت و دبی جرمی برای گاز طبیعی طی فرایند پر شدن سریع

۸-۶ فشار متوسط گاز درون سیلندر

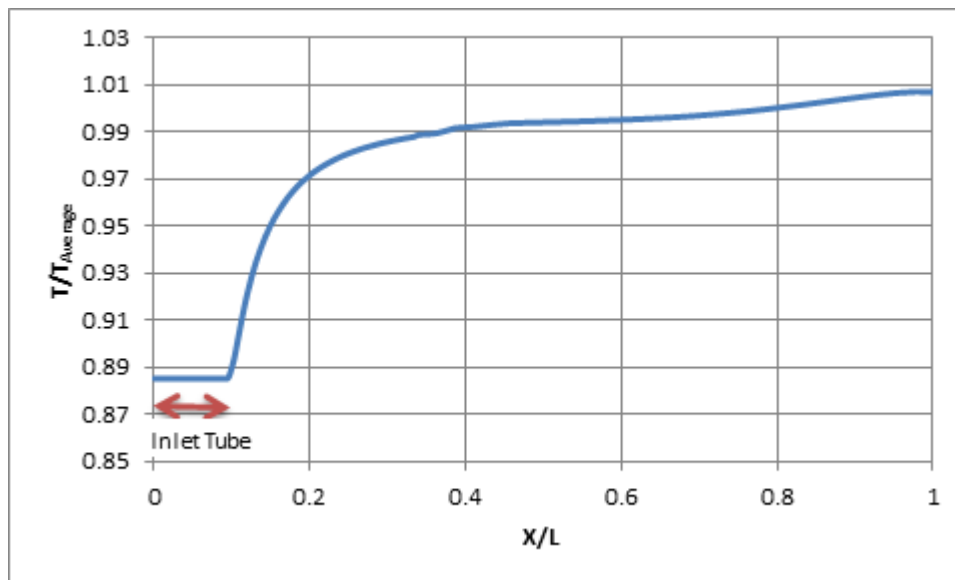
واضح است که در فرآیند پر شدن مخزن با ورود گاز به مخزن، فشار درون مخزن افزایش خواهد یافت. در نمودار ۱۰-۶ چگونگی این افزایش فشار بر حسب زمان ارائه شده است.



نمودار ۱۰-۶: فشار متوسط گاز درون سیلندر در طی فرآیند پر شدن سریع

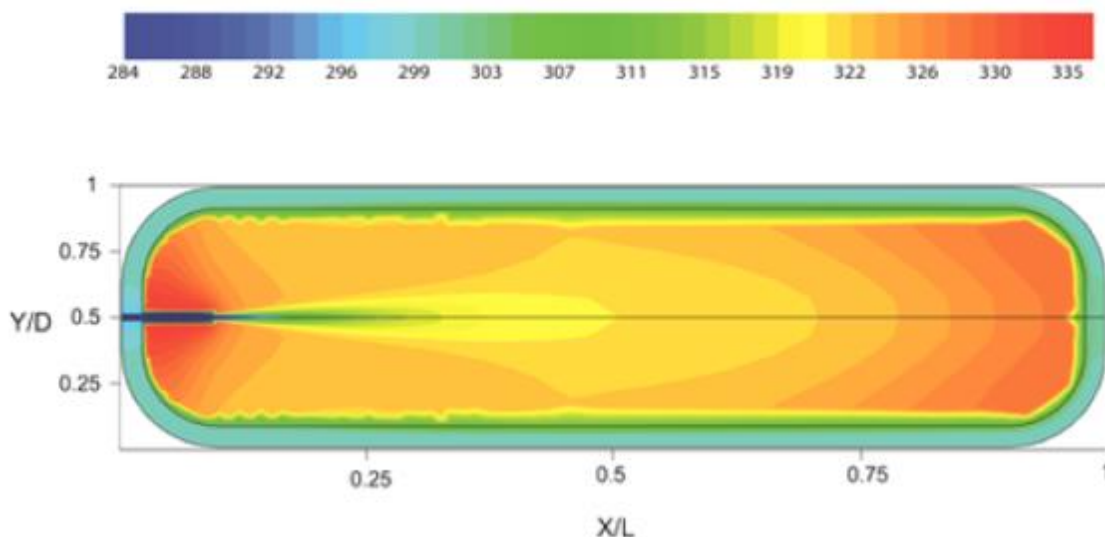
۹-۶ توزیع دما درون سیلندر

در نمودار ۱۱-۶ پروفیل بر روی خط مرکزی سیلندر در زمان ۳۳ ثانیه (انتهای فرآیند پر شدن مخزن) ارائه شده است. در این زمان دمای متوسط گاز درون سیلندر ۳۳۶,۲۵ K می باشد.

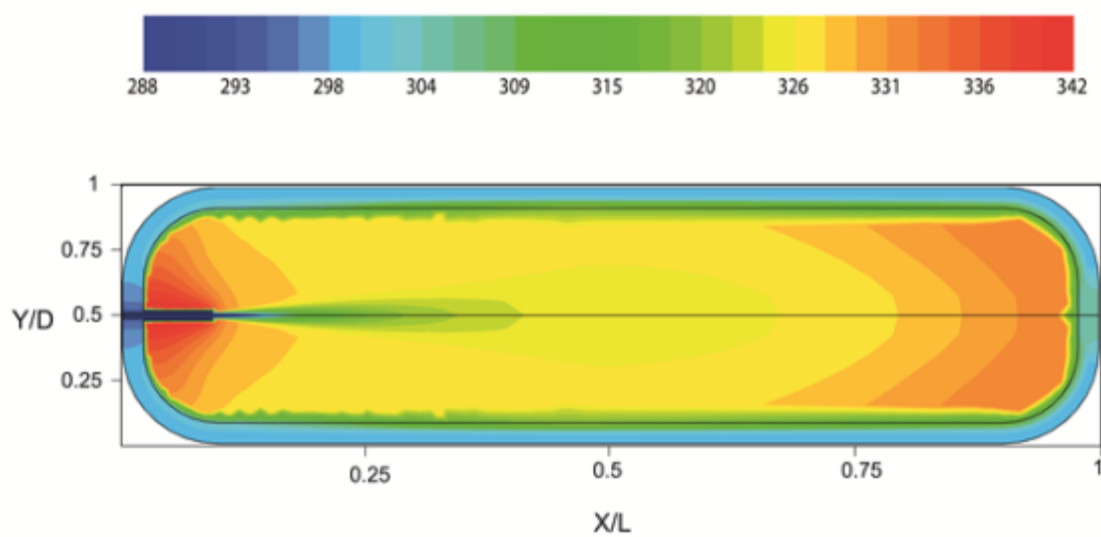


نمودار ۱۱-۶: پروفیل دما روی خط مرکزی سیلندر در انتهای فرآیند و دمای متوسط ۳۳۶,۲۵ K

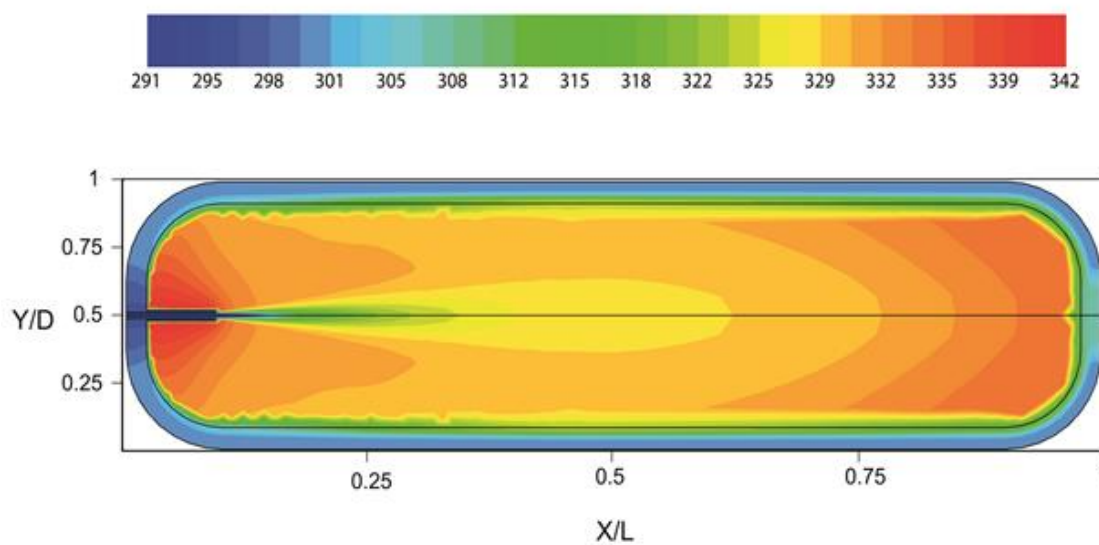
با توجه به نمودار فوق، اگر در درون سیلندر دماسنج قرار گیرد، دماسنجی که بر روی خط مرکزی و نزدیک به انتهای مخزن می باشد معرف دمای متوسط گاز درون سیلندر خواهد بود. در شکل ۱۱-۶ الی شکل ۶-۶ چگونگی توزیع دما در درون مخزن در زمان های مختلف ارائه شده است.



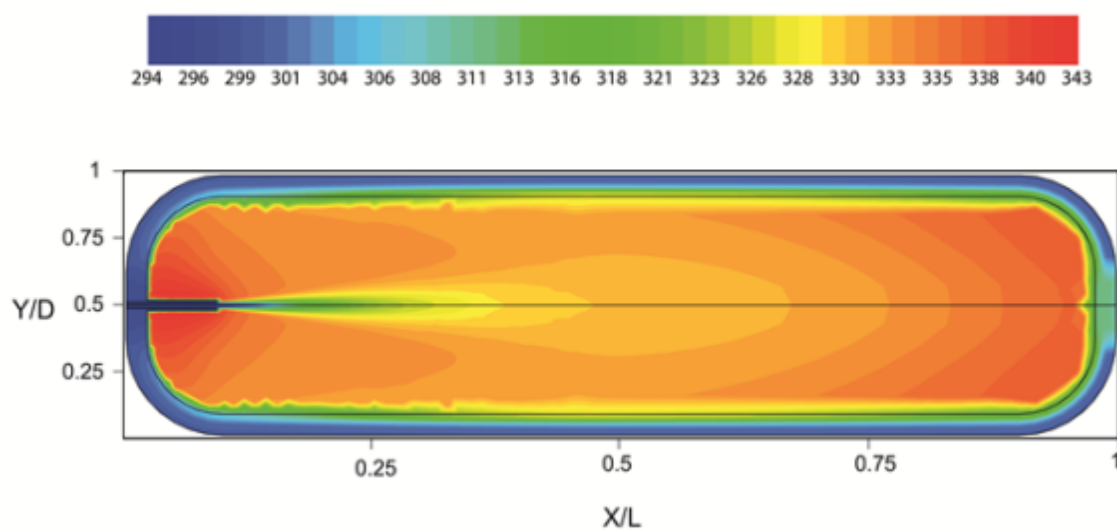
شکل ۱-۶: توزیع دمای درون مخزن، ۵ ثانیه پس از شروع فرآیند



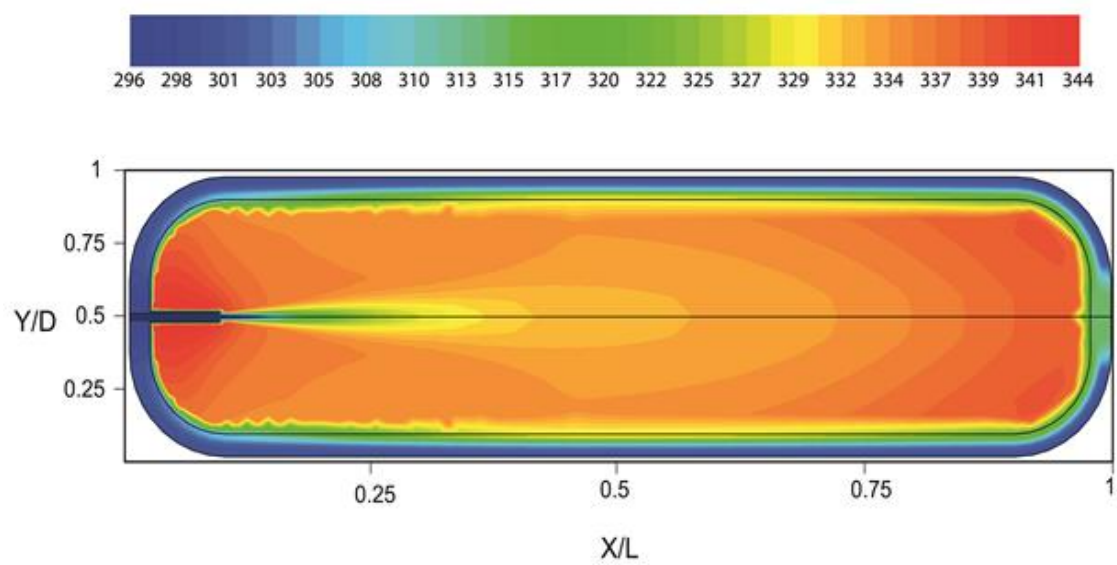
شکل ۶-۲: توزیع دمای درون مخزن، ۱۰ ثانیه پس از شروع فرآیند



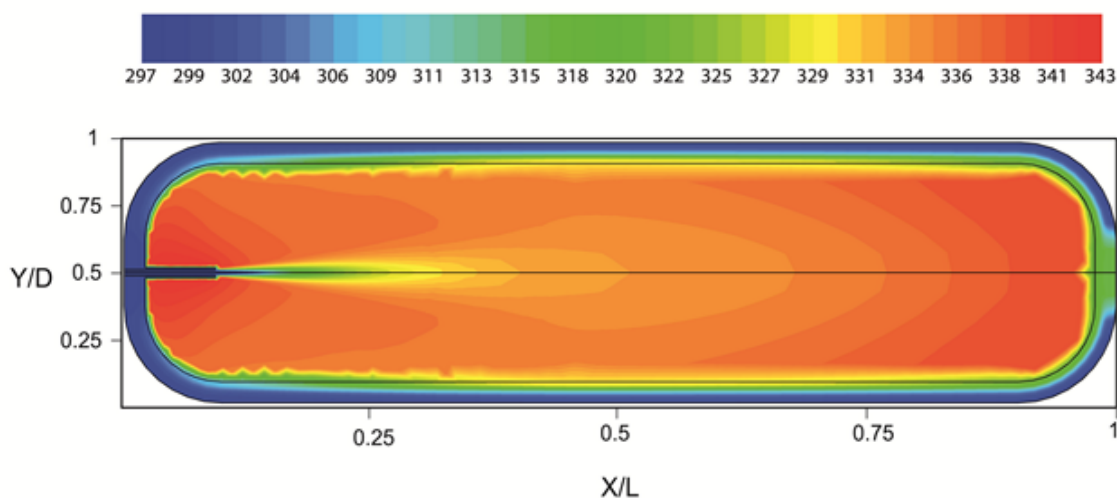
شکل ۶-۳: توزیع دمای درون مخزن، ۱۵ ثانیه پس از شروع فرآیند



شکل ۴-۶: توزیع دمای درون مخزن، ۲۰ ثانیه پس از شروع فرآیند



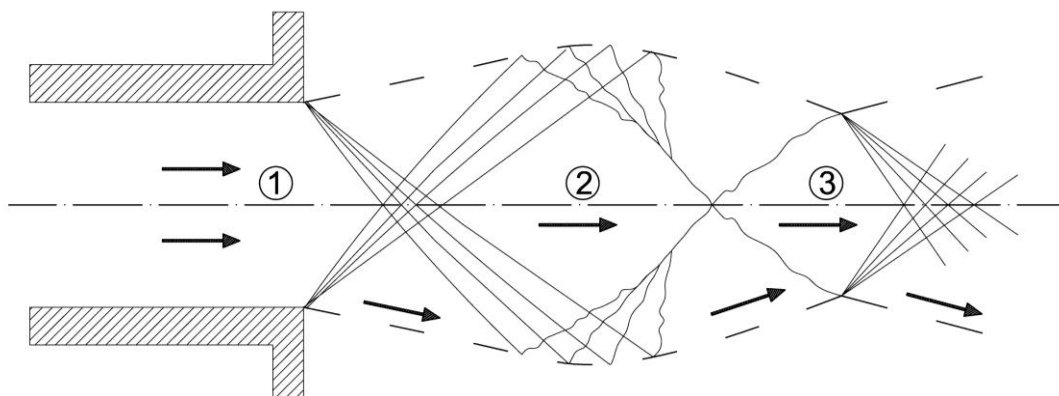
شکل ۵-۶: توزیع دمای درون مخزن، ۲۵ ثانیه پس از شروع فرآیند



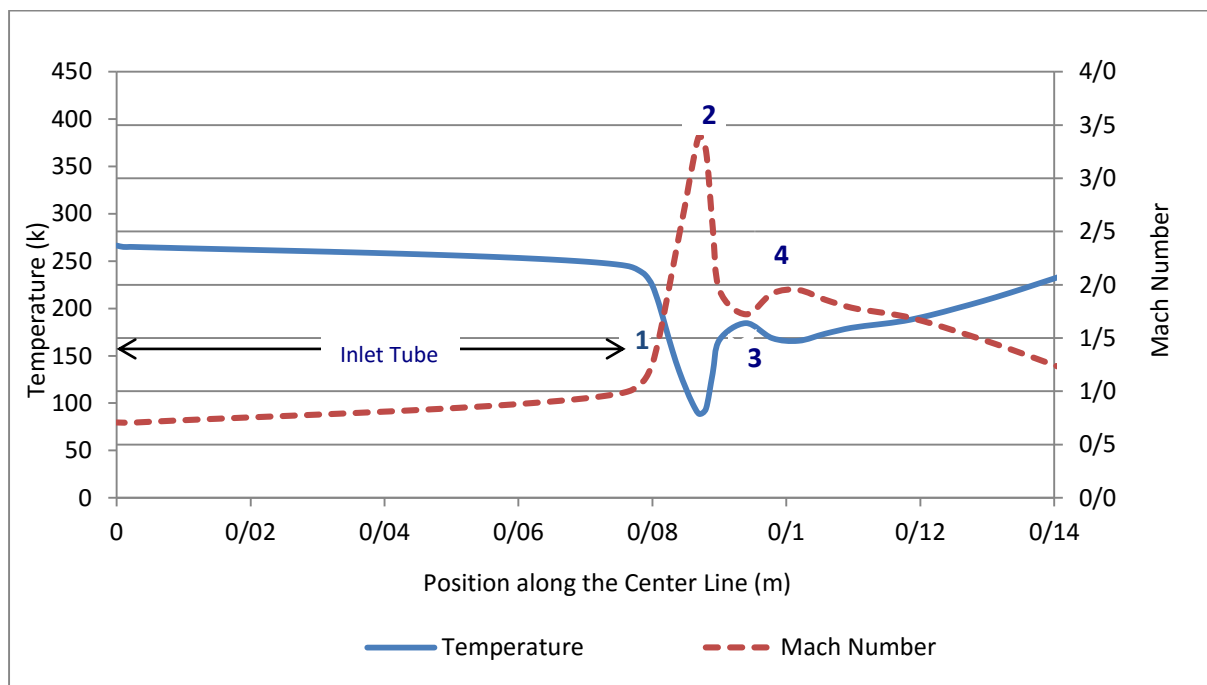
شکل ۶-۶: توزیع دمای درون مخزن، ۳۰ ثانیه پس از شروع فرآیند

۶-۱۰ امواج انبساطی و تراکمی در ورودی مخزن

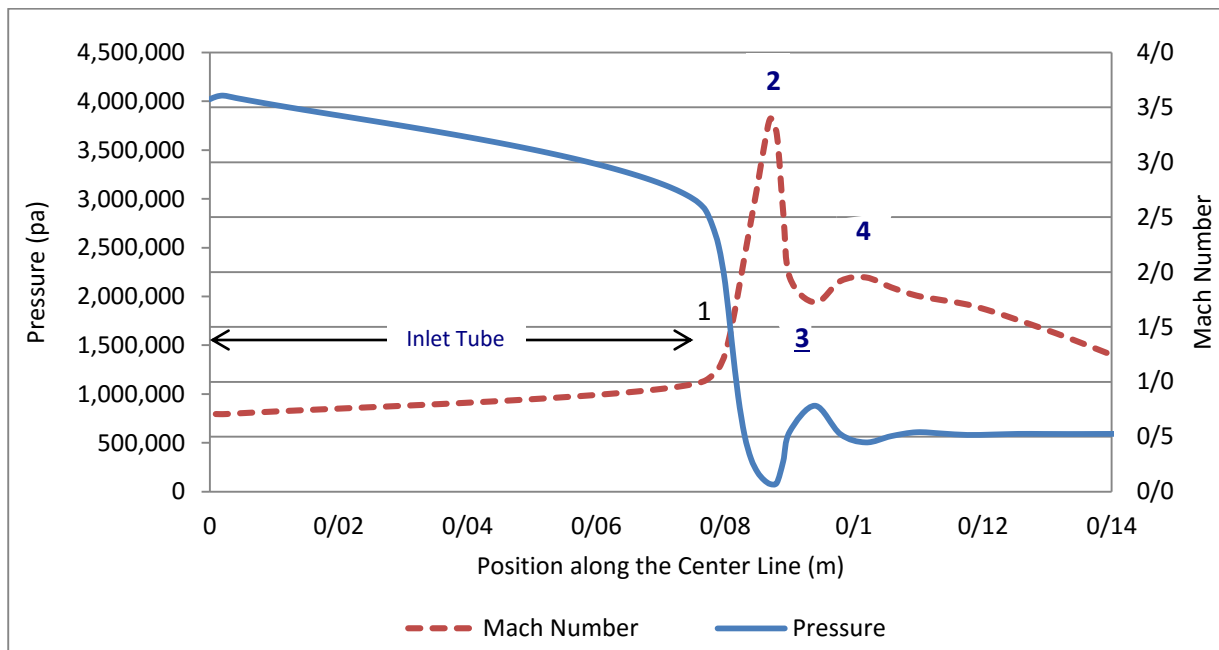
چنانچه اشاره شد، در شرایط کارکرد و طراحی صحیح توزیع کننده سوخت جهت جلوگیری از افزایش دمای نهایی گاز، سرعت و اختلاف فشار جریان گاز کنترل می‌گردد و عملاً چنین امواج انبساطی و تراکمی به موجود نمی‌آیند. اما چنانچه توزیع کننده سوخت از شرایط طراحی خود فاصله داشته باشد این امواج حاصل خواهد شد. به منظور مطالعه در این خصوص در مدل عددی، قطر مجرای ورودی از ۵ میلی‌متر به ۴ میلی‌متر تغییر داده شد و در شرایط دبی گاز یکسان با کاهش قطر مجرای ورودی، سرعت گاز بیشتر و عدد ماخ در خروجی به یک رسید. به منظور توضیح بیشتر مجدداً به شکل ۶-۷ توجه نمایید که در آن جهت جریان و نحوه شکل‌گیری این دسته امواج مشخص شده است.



شکل ۶-۷: جهت جریان دسته امواج انبساطی و تراکمی در خروجی نازل همگرا در شرایط انبساط در خارج از نازل [32]
 به این ترتیب انتظار می‌رود در این شرایط، عدد ماخ در خروجی نازل برابر یک باشد و در خروجی نازل دسته امواج مذکور به وجود آیند، چنانچه اشاره شد، با توجه به شکل ۶-۷ انتظار می‌رود با حرکت بر روی خط مرکزی جریان با حرکت از نقطه ۱ به ۲، عدد ماخ (سرعت) افزایش، دما و فشار کاهش یابند و با حرکت از نقطه ۲ به ۳، عدد ماخ (سرعت) کاهش، دما و فشار افزایش یابند و به این ترتیب خواص جریان دست‌خوش نوسان گردند. این موارد در نمودار ۶-۱۲ و نمودار ۶-۱۳ به وضوح دیده می‌شوند.



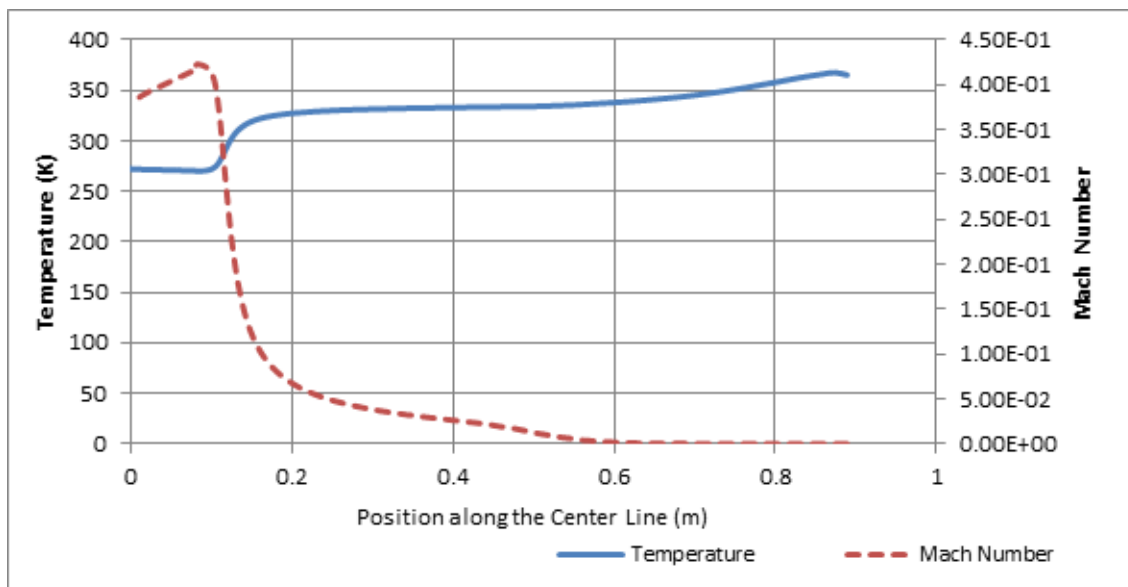
نمودار ۶-۱۲: نوسان دما و عدد ماخ به علت وجود امواج انبساطی و تراکمی در خروجی مجرای ورودی به سیلندر (زمان ۱ ثانیه، قطر مجرای ورودی ۴ mm)



نمودار ۶-۱۳: نوسان فشار و عدد ماخ به علت وجود امواج انبساطی و تراکمی در خروجی مجرای ورودی به سیلندر (زمان ۱ ثانیه، قطر مجرای ورودی ۴ mm)

چنانچه مشاهده می شود، مدل عددی اعمال شده به درستی این امواج را مدل سازی می نماید به نحوی که دقیقاً در خروجی مجرا عدد ماخ به یک رسیده است و بعد از آن چنانچه انتظار می رود به علت موج انبساطی عدد ماخ افزایش، دما و فشار کاهش می یابند و به حالت شماره ۲ می رسد، سپس با حرکت از حالت ۲ به ۳ به علت وجود موج تراکمی مجدداً عدد ماخ کاهش، دما و فشار افزایش می یابند و این نوسانات در مسیر جریان ادامه دارد تا رفته رفته از قدرت امواج کاسته و فشار گاز ورودی به فشار درون مخزن می رسد.

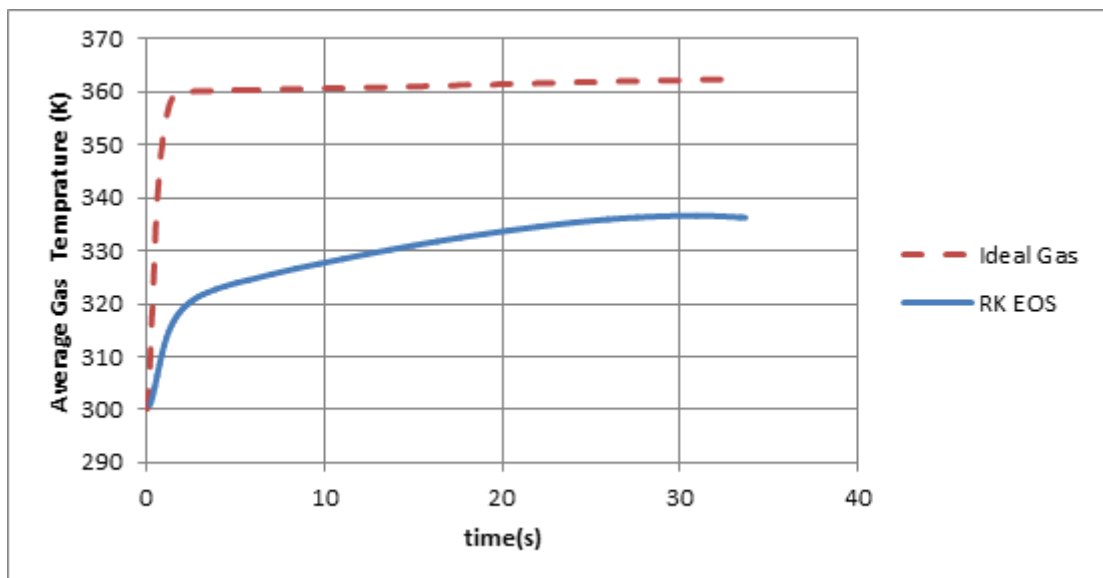
شایان ذکر است با پر شدن تدریجی مخزن و افزایش فشار درون مخزن مجرای ورودی دیگر صوتی نبوده (عدد ماخ کمتر از یک) و چنین نوساناتی در دما فشار و ماخ وجود نخواهد داشت، این موضوع در نمودار ۶-۱۴ مشخص شده است.



نمودار ۱۴-۶: عدم وجود نوسان دما و عدد ماخ خروجی مجرای ورودی به سیلندر در ماخ کمتر از یک (زمان ۱۰ ثانیه، قطر مجرای ورودی ۴mm)

۱۱-۶ مقایسه گاز ایده آل و گاز واقعی

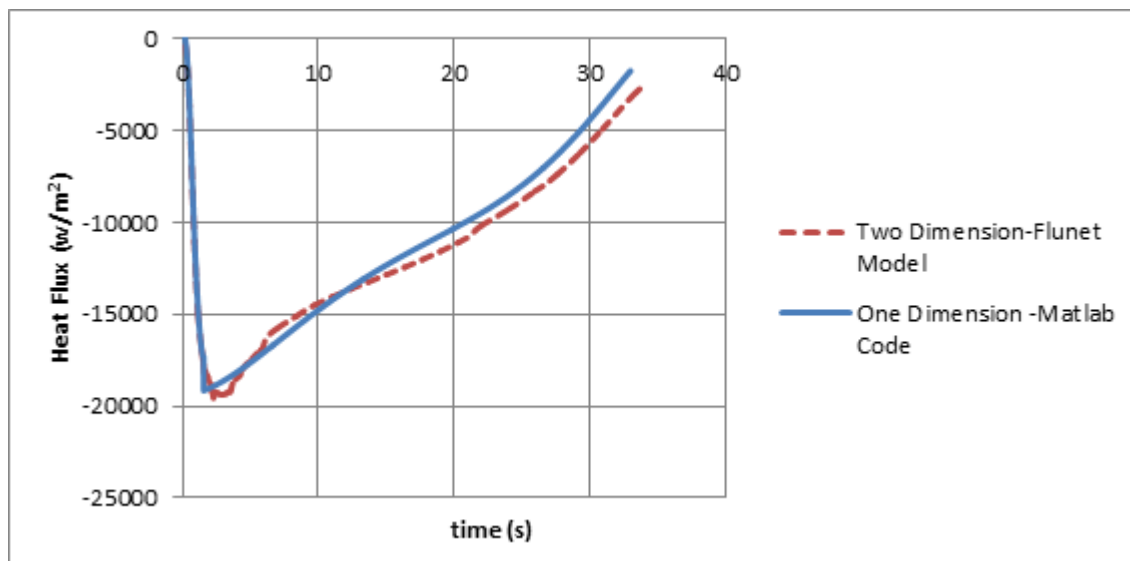
چنانچه اشاره شد در این مطالعات از معادله حالت RK جهت تخمین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی استفاده شده است و نیز اشاره شد که به علت فشار بالای گاز در این فرآیند، فرض ایده آل بودن گاز ناصحیح می باشد. در این بخش به منظور نمایش میزان خطایی که با فرض ایده آل بودن گاز همراه است، متوسط دمای گاز درون مخزن در دو حالت استفاده از فرضیات گاز ایده آل و نیز استفاده از معادله حالت RK جهت تخمین خواص گاز طبیعی در نمودار ۱۵-۶ ارائه شده است. چنانچه مشاهده می شود، فرض ایده آل بودن گاز دمای متوسط گاز را حدود ۲۶ درجه کلون بیشتر پیش بینی می نماید. از آنجایی که میزان افزایش دما گاز در این فرآیند ۳۵,۶ درجه کلون می باشد، این میزان افزایش دمای بیشتر (۲۶K) به معنای ۷۳٪ خطا می باشد.



نمودار ۶-۱۵: مقایسه فرض گاز ایده‌آل و معادله حالت RK در پیش‌بینی دما متوسط گاز درون مخزن طی فرآیند پر شدن سریع

۶-۱۲ حل یک بعدی انتقال حرارت گذرا در جدار سیلندر

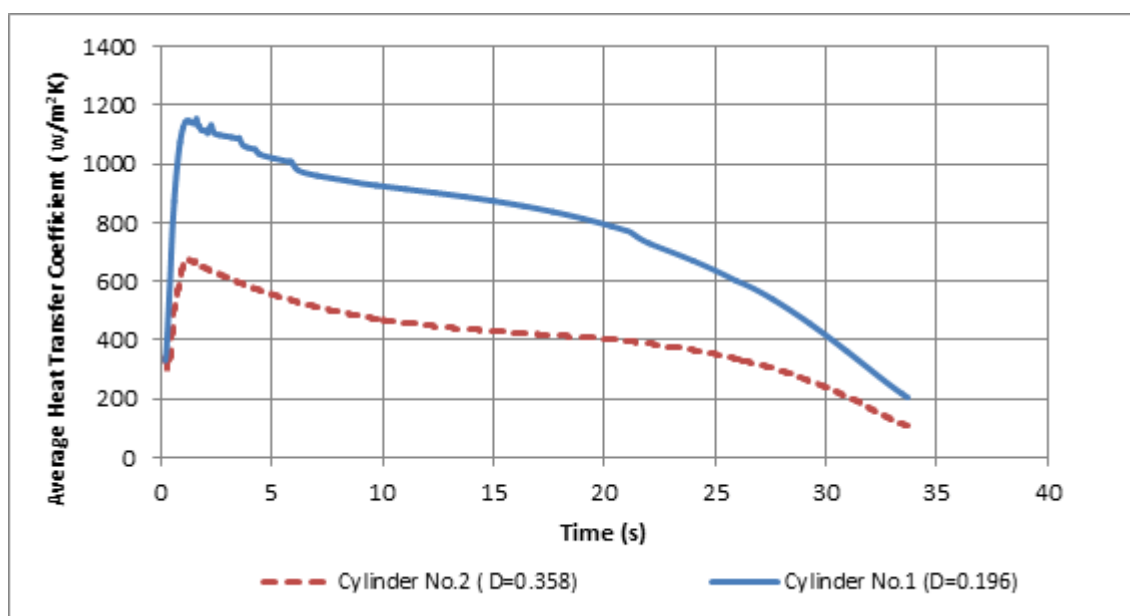
چنانچه در بخش ۶-۸ اشاره شد، با در دست داشتن رابطه ارائه شده جهت ضریب انتقال حرارت جابجایی بین گاز و جدار داخلی مخزن مطابق رابطه (۶-۱) و همچنین دمای متوسط گاز درون مخزن (که می‌تواند از حل ترمودینامیکی در دسترس باشد) و نیز دمای محیط خارجی پیرامون مخزن و جنس جدار مخزن (لایتر و لمینت) با استفاده از روابط ارائه شده در بخش ۶-۸ و کد Matlab ارائه شده در پیوست، معادله انرژی را در جدار مخزن به شکل یک بعدی و گذرا حل نمود و به این وسیله میزان تبادل حرارت بین گاز درون سیلندر و جدار سیلندر و متعاقباً محیط اطراف را محاسبه نمود. شایان ذکر است که اگرچه انتقال حرارت در جدار سیلندر دو بعدی می‌باشد اما مطابق نمودار ۶-۱۶ این حل یک بعدی به خوبی با حل دو بعدی صورت پذیرفته توسط مدل عددی ارائه شده در این مطالعات (Fluent) همخوان می‌باشد.



نمودار ۶-۱۶: مقایسه میزان تبادل حرارت بین گاز و جدار سیلندر در ارتباط با حل یک بعدی به روش حجم محدود و حل دوبعدی توسط مدل عددی فلوننت

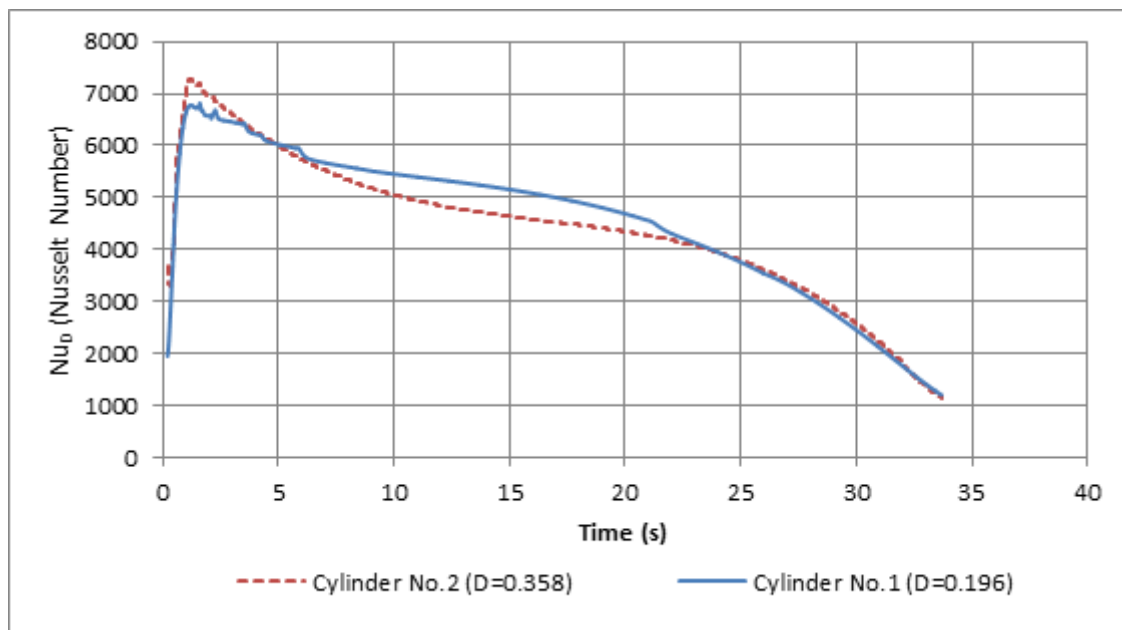
۶-۱۳ ضریب بی بعد انتقال حرارت جابجایی درون مخزن

نتایجی که تا به حال در این فصل ارائه شد مربوط به فرآیند پر شدن سریع مخزن از گاز طبیعی در سیلندر شماره یک (رجوع شود به جدول ۴-۱) و با شرایط مرزی و اولیه مذکور در جدول ۴-۳ و جدول ۴-۴ می باشد، لذا به منظور بررسی تأثیر قطر مخزن بر ضریب انتقال حرارت جابجایی درون مخزن، فرآیند پر شدن گاز طبیعی با استفاده از سیلندر شماره دو (رجوع شود به جدول ۴-۱) و با همان شرایط مرزی و اولیه مدل سازی شده است. نتیجه حاصل در نمودار ۶-۱۷ ارائه شده است.



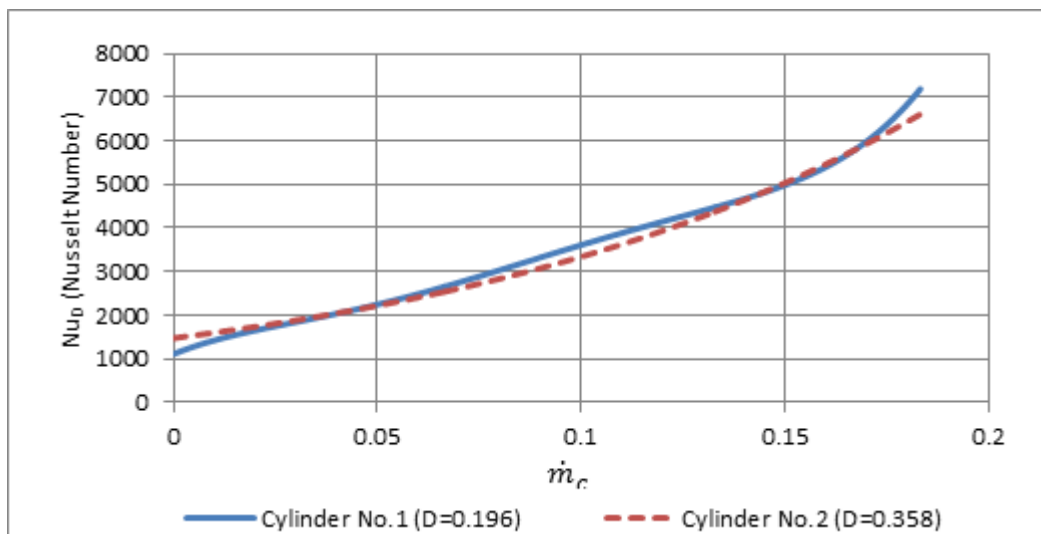
نمودار ۶-۱۷: مقایسه ضریب متوسط انتقال حرارت جابجایی درون سیلندر شماره یک و دو

چنانچه مشخص است، این ضریب انتقال حرارت برای مخزن با قطر کمتر، بزرگ‌تر می‌باشد. چنانچه این ضرایب بر حسب عدد بی‌بعد ناسلت مطابق معادله (۴-۶۱) بیان گردند، نمودار ۶-۱۸ حاصل خواهد شد. مطابق این نمودار و با توجه به تطابق موجود در عدد ناسلت هر دو سیلندر، بی‌بعد سازی انجام گرفته در این فرآیند به خوبی پاسخگو می‌باشد.



نمودار ۶-۱۸: مقایسه عدد ناسلت در ارتباط با انتقال حرارت جابجایی درون سیلندر شماره یک و دو

در نمودار ۶-۱۹ عدد ناسلت که در نمودار فوق ارائه شده است، بر حسب دبی جرمی بی‌بعد که مطابق معادله (۴-۶۲) و (۴-۶۳) تعریف شد، ترسیم شده است.



نمودار ۶-۱۹: مقایسه عدد ناسلت در ارتباط با انتقال حرارت جابجایی درون سیلندر شماره یک و دو بر حسب دبی جرمی بی بعد

چنانچه در این نمودار مشاهده می شود، تطابق بسیار خوبی بین این دو نمودار وجود دارد و به راحتی می توان رابطه ای جهت تخمین عدد ناسلت درون مخزن بر حسب دبی جرمی بی بعد تعریف شده ارائه نمود. در این نمودار حداکثر دبی جرمی بی بعد کمتر از ۰٫۲ می باشد، علت این موضوع کنترل جریان توسط توزیع کننده سوخت می باشد و به این معنی است که دبی جرمی حداکثری که به مخزن جریان می یابد ۸۰٪ کمتر از دبی جرمی خفگی است و به همین علت است که عدد ماخ در مجرای ورودی هموار کمتر از یک می باشد.

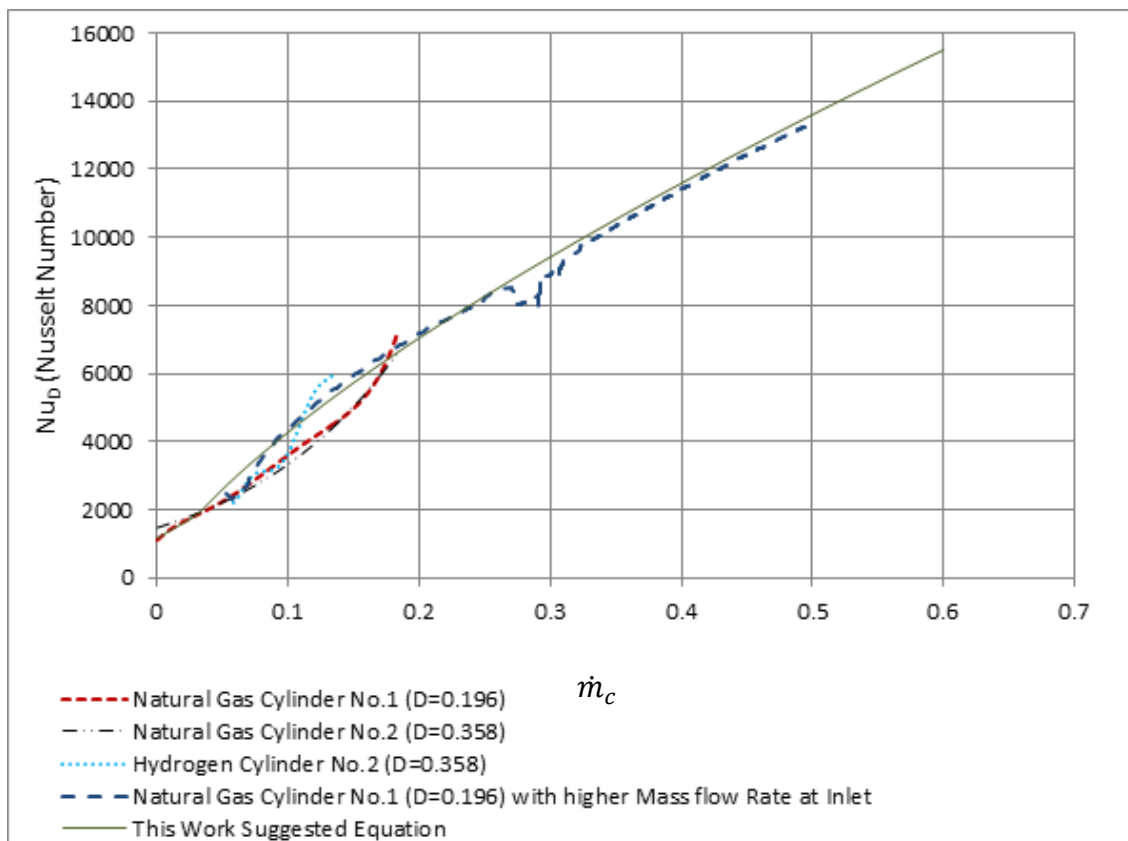
به منظور عامیت بخشیدن به رابطه ای که عدد ناسلت را بر حسب دبی جرمی بی بعد ارائه می دهد، پر شدن مخزن در دو شرایط دیگر نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

۱- پر شدن مخزن با هیدروژن جهت بررسی عامیت رابطه نسبت به نوع سیال

۲- پر شدن مخزن با گاز طبیعی با دبی جرمی با نرخ بالاتر (تا ۵۰٪ دبی جرمی خفگی)

در نمودار ۶-۲۰ عدد ناسلت مربوط به میزان انتقال حرارت گاز با جدار داخلی مخزن طی فرآیند پر شدن سریع در چهار حالت مذکور و رابطه پیشنهادی جهت تخمین عدد ناسلت بر حسب دبی جرمی بی بعد ارائه شده است.

چنانچه مشاهده می شود عدد ناسلت در چهار حالت مختلف که شامل قطر مخزن، جنس گاز و دبی های جرمی مختلف می باشد به شکل قابل قبولی همخوان می باشند که بیانگر جامع بودن بی بعد سازی صورت پذیرفته می باشد.



نمودار ۶-۲: عدد ناسلت مربوط به میزان انتقال حرارت گاز با جدار داخلی مخزن طی فرآیند پر شدن سریع

رابطه پیشنهادی جهت تخمین عدد ناسلت بر حسب دبی جرمی در ارتباط میزان انتقال حرارت گاز با جدار داخلی مخزن طی فرآیند پر شدن سریع بی‌بعد به قرار معادله (۶-۱) می‌باشد.

$$\overline{Nu}_D = \begin{cases} 22512 \dot{m}_c + 1163.4 & \dot{m}_c < 0.03 \\ 22358 \dot{m}_c^{0.7184} & \dot{m}_c \geq 0.03 \end{cases} \quad (6-1)$$

در ارتباط با هر یک از پارامترها توضیح کاملی در فصل ششم ارائه شده است به منظور جمع بندی به طور خلاصه هر یک از پارامترها بیان شده است.

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k_{gas}} \quad (6-2)$$

که D قطر داخلی مخزن و k ضریب رسانندگی گرمایی گاز در دمای مرجع ($300K$) می‌باشد و دبی جرمی بی‌بعد مطابق رابطه ذیل می‌باشد.

$$\dot{m}_c = \dot{m} / \dot{m}_{max} \quad (6-3)$$

که در آن $\dot{m}$ دبی جرمی گاز ورودی به مخزن بوده و $\dot{m}_{max}$ حداکثر دبی جرمی می‌باشد که با توجه به فشار گاز در مخازن ذخیره ایستگاه و قطر مجرای ورودی مخزن تعیین می‌گردد، به این میزان بیشینه، دبی جرمی در شرایط خفگی^۱ گفته می‌شود.

$$\dot{m}_{max} = \dot{m}_{Choked\ flow} = A \sqrt{\gamma \rho_0 P_0 \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \quad (۴-۶)$$

که در آن A قطر مجرای ورودی به مخزن خودرو، γ نسبت گرمای ویژه در فشار ثابت به گرمای ویژه در حجم ثابت می‌باشد و P_0 و ρ_0 به ترتیب فشار و چگالی گاز در شرایط سکون در مخزن ذخیره ایستگاه می‌باشند.

^۱ - Choked Flow

۶-۱۴ نتیجه‌گیری و پیشنهاد برای مطالعات آتی

در مطالعات حاضر، فرآیند پرشدن سریع مخزن گاز خودروهای گاز سوز توسط مدل سازی عددی به شکل کامل تحلیل شد، تطابق نتایج حاصل شده و مطالعات مرتبط پیشین که صحت آن مورد تأیید است، گواه بر معتبر بودن روش حل و نتایج ارائه شده در مطالعات حاضر می‌باشد.

مدل عددی حاضر افزایش دمای متوسط گاز درون سیلندر را طی یک فرآیند سوخت‌گیری سریع توسط سیستم ترتیبی (آبشاری) سوخت رسان و مخزن نوع سوم حدود ۳۵,۶ درجه کلوین پیش‌بینی می‌نماید و این درحالی است که با توجه به پایین بودن رسانندگی گرمایی آستر پلیمری در مخازن نوع سوم دمای جدار خارجی مخزن در انتهای فرآیند سوخت‌گیری کمتر از یک درجه افزایش می‌یابد. شایان ذکر است که با توجه به گذرا بودن این فرآیند پس از اتمام این فرآیند دمای این جدار جهت به تعادل رسیدن دمای گاز درون مخزن با محیط افزایش خواهد یافت.

در نتایج ارائه شده تلاش گردیده است هر آنچه جهت واکاوی در ارتباط فرآیند مذکور مورد نیاز است ارائه گردد با این وجود یکی از مهم‌ترین نتایج ارائه شده در این مطالعات مربوط به رابطه بی‌بعد جهت تخمین ضریب انتقال حرارت جابجایی درون سیلندر می‌باشد. با توجه به اینکه در استخراج رابطه مذکور تمامی پارامترهای مهم تأثیر گذار در این فرآیند لحاظ شده‌اند لذا نتایج حاصل از این رابطه به‌خوبی با شرایط مختلف سازگار می‌باشد و می‌تواند تخمین مناسب و دقیقی جهت پر شدن مخازن از سیال تراکم پذیر ارائه نماید، البته توجه به این نکته ضروری می‌نماید که با توجه به اینکه این رابطه جهت تخمین ضریب انتقال حرارت درون مخازن سوخت خودرو در طی فرآیند پر شدن سریع استخراج شده است مسلماً جهت استفاده از این رابطه در فرآیندهای مشابه دیگر در شرایط خاص احتمالی آنان نیازمند بررسی و اعمال وسواس بیشتر خواهد داشت که این موضوع جزء جدانشدنی هر رابطه عام و جامعی می‌باشد.

با توجه به مطالب عنوان شده یکی از موضوعات مرتبط در خصوص مطالعات آتی، بررسی دقت و صحت رابطه ارائه شده جهت تخمین ضریب انتقال حرارت جابجایی درون مخازن از سیال تراکم پذیر در فرآیندهای دیگر می‌باشد.

علاوه بر این چنانچه اشاره شد، در مطالعه حاضر تلاش بر این بوده است که ضمن ارائه رابطه جامع در خصوص تخمین ضریب انتقال حرارت جابجایی درون مخزن، حل گذرا ساده و در عین حال کارآمدی جهت تخمین میزان حرارت منتقل شده از گاز به محیط پیرامون ارائه شود که ترکیب این دو مورد به سادگی تحلیل انتقال حرارت از مخزن گاز را پوشش داده و می‌تواند در خصوص بررسی مناسب بودن جنس جدار مخزن به کار گرفته شود، با توجه به پیشرفت روز افزون در خصوص تولید آلیاژها و

کامپوزیت‌های مختلف که دارای توان مناسب جهت تحمل فشار بالای مخازن در مقابل وزن کم می‌باشد یکی از مسائل عمده در خصوص امکان استفاده از این مواد در مخازن مختلف ذخیره گاز، برآورده نمودن استانداردهای موجود در خصوص دمای گاز درون مخزن می‌باشد و این مهم در گروی تخمین میزان حرارتی است که گاز با جدار مخزن تبادل می‌نماید.

مراجع

- [1] California Energy Commission, "Evaluation of Compressed Natural Gas (CNG) Fueling System," 1999.
- [2] - فخاری نیا، روزبه و جزایری، سید علی، "بررسی کمپرسورهای رفت و برگشتی مورد استفاده در جایگاه‌های سوخت گیری CNG" کنفرانس CNG تهران، 1381
- [3]- مخازن CNG مخصوص نصب بر روی خودرو، بروشور سازمان بهینه سازی مصرف سوخت کشور 1381.
- [4] Dick, W., E., and Eihusen, J. A., "New Developments in Compressed Natural Gas Storage Systems for Heavy Duty Vehicles," 8th International Conference and Exhibition on Natural Gas Vehicles, Washington D.C., October 8-10, 2002.
- [5] Liss, W., E., Fiore, V., B., Richards, M., E., "Driving Cylinder Costs and Weight down through Innovations," 6th International Conference and Exhibition on Natural Gas Vehicle, Cologne, May 26- 28, 1998.
- [6] Reynolds, W. and Kays, W., "Blowdown and Charging Processes in a Single Gas Receiver With Heattransfer," Transactions of the ASME, Vol. July 1958, 1958, pp. 1160-1168.
- [7] Kountz, K., "Modeling the Fast Fill Process in Natural Gas Vehicles Storage Cylinders," 1994.
- [8] Charton, S., "A Simplified Model for Real Gas Expansion Between Two Reservoirs Connected by a Thin Tube," Chemical Engineering Science, Vol. 51(2), 1996, pp. 295-308.
- [9] Eric Shipley, "Study of Natural Gas Vehicles (NGV) During the Fast Fill Process" Thesis submitted to the College of Engineering and Mineral Resources at West Virginia University in partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science in Mechanical Engineering.
- [10] C. J. B. Dicken, "modeling the transient temperature distribution within a hydrogen cylinder during refueling", Numerical Heat Transfer, Part A, 53: 1-24, 2008
- [11]perret, C., "Modelling and Simulation of the Filling of a Gaseous Hydrogen Tank under very HighPressure," DTEN/DR/2003/167, 2004.
- [12] M.Farzaneh-Gord,S.Hashemi and A. Farzaneh-Kord" Thermodynamics Analysis of Cascade Reserviors Filling Process of Natural Gas Vehicle Cylinders "World Applied Sciences Journal 5 (2): 143-149, 2008 ,ISSN 1818-4952 © IDOSI Publications, 2008
- [13] Haque, M., "Blowdown of Pressure Vessels – II. Experimental Validation of Computer Model and Case Studies," Trans.IChemE, Vol. 70, Part B, 1992, pp. 10-17.
- [14] Richards, M., Liss, W., and Kountz, K., "Modeling and Testing of Fast-Fill Control Algorithms for Hydrogen Fuelling," National Hydrogen Association's 14th Annual U.S.Hydrogen Conference and Hydrogen Expo USA, 2003.

- [15] Duncan M and Macfarlane S, "Fast Filling of Type 3 Hydrogen Storage Cylinders", Hydrogen and Fuel Cells Conference, Victoria, Canada, June 2003.
- [16] P. Ouellette and P. G. Hill, Turbulent Transient Gas Injections, J. Fluids Engineering, vol. 122, pp. 743–753, 2000.
- [17] S. B. Pope, An Explanation of the Turbulent Round-Jet=Plane-Jet Abnormality, Technical Note, AIAA J., vol. 16, no. 3, pp. 279, 1978.
- [18] V. Magi, V. Iyer, and Abraham, The k-e Model and Computed Spreading in Round and Plane Jets, Numer. Heat Transfer A, vol. 40, pp. 317–334, 2001.
- [19] B. E. Launder and D. B. Spalding, Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, London, 1972.
- [20] Fluent Inc., Fluent 6.2 User's Guide, 2005.
- [21] Murdock, James W. (1993), Fundamental fluid mechanics for the practicing engineer, CRC Press, pp. 25–27, ISBN 0824788087
- [22] Stanley I. Sandler, "Chemical and engineering thermodynamics". 3rd edition, John Wiley & Sons, Copyright 1999
- [23] Advanced Thermodynamics for Engineers, Desmond E winterbone.
- [24] J.moran, N.shapiro,"fundamental of Engineering Thermodynamics", Fifth edition, Jon Wiley & Sons, egghead, 2006
- [25] N. P. Cheremisinoff. *Fluid Flow Pocket Handbook*. Gulf Publishing Co., Houston, TX., 1984.
- [26] E. R. G. Eckert and R. M. Drake. *Analysis of Heat and Mass Transfer*. McGraw-Hill Co., 1972.
- [27] Richard Edwin Sonntag, Claus Borgnakke, Gordon John Van Wylen, "Fundamentals of thermodynamics" , 6, illustrated, Jon Wiley & Sons, 2003
- [28] نورعلی‌پور نهاوندی، نوید ، فرزانه گرد، محمود، ۱۳۹۰ " کاهش مصرف انرژی در ایستگاه تقلیل فشار گاز شهری (C.G.S) شاهرود با استفاده از شبیه سازی ایستگاه در نرم افزار هایسیس (Hysys)" سومین کنفرانس لوله و خطوط انتقال، نفت و گاز

[29] طرح پژوهشی "تعیین دقیق دمای گاز خروجی از هیترها برای جلوگیری از تشکیل هیدراتها و صرفه جویی انرژی در ایستگاههای C.G.S با استفاده از شبیه سازی ایستگاه در نرم افزار Hysys"، کار فرما شرکت ملی گاز استان سمنان، محمود فرزانه گرد، نوید نورعلی پور نهاوندی

[30] Frank M. White, "Fluid Mechanics", 1998 ,Fourth Edition,WCB-McGraw-Hill

[31] محمود فرزانه گرد، امیر خوشنویس، حسام سروقد مقدم، «دینامیک گازها» ۱۳۸۹، انتشارات

امیدمهر

[32] ROBERT D. ZUCKER, OSCAR BIBLARZ," FUNDAMENTALS OF GAS DYNAMICS " Department of Aeronautics and Astronautics Naval Postgraduate School Monterey, California, JOHN WILEY & SONS, INC.

[33] ISO 11439 (the International Organization for Standardization), 2000, Gas cylinders — High pressure cylinders for the on-board storage of natural gas as a fuel for automotive vehicles.

پیوست شماره ۱: تابع تعریف شده توسط کاربر در نرم افزار فلوئنت جهت

تخمین خواص توسط معادله حالت RK

```

/*****
/*
/* User-Defined Function: Redlich-Kwong Equation of State
/*                               for Real Gas Modeling
/*
/* Author: N.NoorAliPour
/* Date: Nov 2011
/* Version: 3.02
/* Derivation form Frank Kelecy code
/*
/* Parameters set for CH4.
/*
*****/

#include "udf.h"
#include "stdio.h"
#include "ctype.h"
#include "stdarg.h"

/* methane */
/* ALL VARIABLES ARE IN SI UNITS! */

#define RGASU UNIVERSAL_GAS_CONSTANT
#define PI      3.141592654

#define MWT 16.043
#define PCRIT 4.640685e6
#define TCRIT 190.7
#define ZCRIT 0.290
#define VCRIT 6.15e-3
#define NRK 0.51

/* IDEAL GAS SPECIFIC HEAT CURVE FIT */

#define CC1 1982.87
#define CC2 -2.0622
#define CC3 12.727e-3
#define CC4 -11.782e-6
#define CC5 3.609e-9

/* REFERENCE STATE */

#define P_REF 101325
#define T_REF 288.15

/* OPTIONAL REFERENCE (OFFSET) VALUES FOR ENTHALPY AND ENTROPY
*/
```

```

#define H_REF 0.0
#define S_REF 0.0

static int  (*usersMessage) (char *,...);
static void (*usersError) (char *,...);

/* Static variables associated with Redlich-Kwong Model */

static double rgas, a0, b0, c0, bb, cp_int_ref;

DEFINE_ON_DEMAND(I_do_nothing)
{
    /* this is a dummy function to allow us */
    /* to use the compiled UDFs utility      */
}

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_error                      */
/*-----*/

void RKEOS_error(int err, char *f, char *msg)
{
    if (err)
        usersError("RKEOS_error (%d) from function:
%s\n%s\n",err,f,msg);
}

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_Setup                      */
/*-----*/

void RKEOS_Setup(Domain *domain, char *filename,
                 void (*messagefunc) (char *format, ...),
                 void (*errorfunc) (char *format, ...))
{
    rgas = RGASU/MWT;
    a0 = 0.42747*rgas*rgas*TCRIT*TCRIT/PCRIT;
    b0 = 0.08664*rgas*TCRIT/PCRIT;
    c0 = rgas*TCRIT/(PCRIT+a0/(VCRIT*(VCRIT+b0)))+b0-VCRIT;
    bb = b0-c0;
    cp_int_ref = CC1*log(T_REF)+T_REF*(CC2+
T_REF*(0.5*CC3+T_REF*(0.333333*CC4+0.25*CC5*T_REF)));

    usersMessage = messagefunc;
    usersError = errorfunc;
    usersMessage("\nLoading Redlich-Kwong Library: %s\n",
filename);
}

```

```

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_pressure */
/* Returns density given T and density */
/*-----*/

double RKEOS_pressure(double temp, double density)
{
    double v = 1./density;
    double afun = a0*pow(TCRIT/temp,NRK);
    return rgas*temp/(v-bb)-afun/(v*(v+b0));
}

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_spvol */
/* Returns specific volume given T and P */
/*-----*/

double RKEOS_spvol(double temp, double press)
{
    double a1,a2,a3;
    double vv,vv1,vv2,vv3;
    double qq,qq3,sqq,rr,tt,dd;
    double afun = a0*pow(TCRIT/temp,NRK);

    a1 = c0-rgas*temp/press;
    a2 = -(bb*b0+rgas*temp*b0/press-afun/press);
    a3 = -afun*bb/press;

    /* Solve cubic equation for specific volume */

    qq = (a1*a1-3.*a2)/9.;
    rr = (2*a1*a1*a1-9.*a1*a2+27.*a3)/54.;
    qq3 = qq*qq*qq;
    dd = qq3-rr*rr;

    /* If dd < 0, then we have one real root */
    /* If dd >= 0, then we have three roots -> choose largest
    root */

    if (dd < 0.) {
        tt = sqrt(-dd)+pow(fabs(rr),0.333333);
        vv = (tt+qq/tt)-a1/3.;
    } else {
        tt = acos(rr/sqrt(qq3));
        sqq = sqrt(qq);
        vv1 = -2.*sqq*cos(tt/3.)-a1/3.;
        vv2 = -2.*sqq*cos((tt+2.*PI)/3.)-a1/3.;
        vv3 = -2.*sqq*cos((tt+4.*PI)/3.)-a1/3.;
        vv = (vv1 > vv2) ? vv1 : vv2;
        vv = (vv > vv3) ? vv : vv3;
    }

    return vv;
}

```

```

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_density */
/* Returns density given T and P */
/*-----*/

double RKEOS_density(double temp, double press, double yi[])
{
    return 1./RKEOS_spvol(temp, press); /* (Kg/m3) */
}

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_dvdp */
/* Returns dv/dp given T and rho */
/*-----*/

double RKEOS_dvdp(double temp, double density)
{
    double a1,a2,alp,a2p,a3p,v,press;
    double afun = a0*pow(TCRIT/temp,NRK);

    press = RKEOS_pressure(temp, density);
    v = 1./density;

    a1 = c0-rgas*temp/press;
    a2 = -(bb*b0+rgas*temp*b0/press-afun/press);
    alp = rgas*temp/(press*press);
    a2p = alp*b0-afun/(press*press);
    a3p = afun*bb/(press*press);

    return -(a3p+v*(a2p+v*alp))/(a2+v*(2.*a1+3.*v));
}

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_dvdt */
/* Returns dv/dT given T and rho */
/*-----*/

double RKEOS_dvdt(double temp, double density)
{
    double a1,a2,dadt,alt,a2t,a3t,v,press;
    double afun = a0*pow(TCRIT/temp,NRK);

    press = RKEOS_pressure(temp, density);
    v = 1./density;

    dadt = -NRK*afun/temp;
    a1 = c0-rgas*temp/press;
    a2 = -(bb*b0+rgas*temp*b0/press-afun/press);
    alt = -rgas/press;
    a2t = alt*b0+dadt/press;
    a3t = -dadt*bb/press;

    return -(a3t+v*(a2t+v*alt))/(a2+v*(2.*a1+3.*v));
}

```

```

}

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_Cp_ideal_gas */
/* Returns ideal gas specific heat given T */
/*-----*/

double RKEOS_Cp_ideal_gas(double temp)
{
    return (CC1+temp*(CC2+temp*(CC3+temp*(CC4+temp*CC5))));
}

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_H_ideal_gas */
/* Returns ideal gas specific enthalpy given T */
/*-----*/

double RKEOS_H_ideal_gas(double temp)
{
    return temp*(CC1+temp*(0.5*CC2+temp*(0.333333*CC3+
        temp*(0.25*CC4+temp*0.2*CC5))));
}

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_specific_heat */
/* Returns specific heat given T and rho */
/*-----*/

double RKEOS_specific_heat(double temp, double density, double
yi[])
{
    double delta_Cp,press,v,dvdt,dadt;
    double afun = a0*pow(TCRIT/temp,NRK);

    press = RKEOS_pressure(temp, density);
    v = 1./density;
    dvdt = RKEOS_dvdt(temp, density);
    dadt = -NRK*afun/temp;
    delta_Cp = press*dvdt-rgas-dadt*(1.+NRK)/b0*log((v+b0)/v)
        + afun*(1.+NRK)*dvdt/(v*(v+b0));

    return RKEOS_Cp_ideal_gas(temp)+delta_Cp; /* (J/Kg-K) */
}

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_enthalpy */
/* Returns specific enthalpy given T and rho */
/*-----*/

double RKEOS_enthalpy(double temp, double density, double yi[])
{
    double delta_h ,press, v;
    double afun = a0*pow(TCRIT/temp,NRK);

```



```

    press = RKEOS_pressure(temp, density);
    v = 1./density;
    delta_h = press*v-rgas*temp-afun*(1+NRK)/b0*log((v+b0)/v);

    return H_REF+RKEOS_H_ideal_gas(temp)+delta_h; /* (J/Kg) */
}

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_entropy */
/* Returns entropy given T and rho */
/*-----*/

double RKEOS_entropy(double temp, double density, double yi[])
{
    double delta_s, v, v0, dadt, cp_integral;
    double afun = a0*pow(TCRIT/temp, NRK);

    cp_integral = CC1*log(temp)+temp*(CC2+temp*(0.5*CC3+
        temp*(0.333333*CC4+0.25*CC5*temp)))
        - cp_int_ref;
    v = 1./density;
    v0 = rgas*temp/P_REF;
    dadt = -NRK*afun/temp;
    delta_s = rgas*log((v-bb)/v0)+dadt/b0*log((v+b0)/v);

    return S_REF+cp_integral+delta_s; /* (J/Kg-K) */
}

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_mw */
/* Returns molecular weight */
/*-----*/

double RKEOS_mw(double yi[])
{
    return MWT; /* (Kg/Kmol) */
}

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_speed_of_sound */
/* Returns s.o.s given T and rho */
/*-----*/

double RKEOS_speed_of_sound(double temp, double density, double yi[])
{
    double cp = RKEOS_specific_heat(temp, density, yi);
    double dvdt = RKEOS_dvdt(temp, density);
    double dvdp = RKEOS_dvdp(temp, density);
    double v = 1./density;
    double delta_c = -temp*dvdt*dvdt/dvdp;

    return sqrt(cp/((delta_c-cp)*dvdp))*v; /* m/s */
}

```

```

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_rho_t */
/*-----*/

double RKEOS_rho_t(double temp, double density, double yi[])
{
    return -density*density*RKEOS_dvdt(temp, density);
}

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_rho_p */
/*-----*/

double RKEOS_rho_p(double temp, double density, double yi[])
{
    return -density*density*RKEOS_dvdp(temp, density);
}

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_enthalpy_t */
/*-----*/

double RKEOS_enthalpy_t(double temp, double density, double
yi[])
{
    return RKEOS_specific_heat(temp, density, yi);
}

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_enthalpy_p */
/*-----*/

double RKEOS_enthalpy_p(double temp, double density, double
yi[])
{
    double v = 1./density;
    double dvdt = RKEOS_dvdt(temp, density);

    return v-temp*dvdt;
}

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_viscosity */
/*-----*/

double RKEOS_viscosity(double temp, double density, double yi[])
{
    double mu,tr,tc,pcatm;

    tr = temp/TCRIT;
    tc = TCRIT;
    pcatm = PCRIT/101325.;

```

```

mu = 6.3e-7*sqrt(MWT)*pow(pcatm,0.6666)/pow(tc,0.16666)*
      (pow(tr,1.5)/(tr+0.8));

return mu;
}

/*-----*/
/* FUNCTION: RKEOS_thermal_conductivity */
/*-----*/

double RKEOS_thermal_conductivity(double temp, double density,
double yi[])
{
    double cp, mu;

    cp = RKEOS_Cp_ideal_gas(temp);
    mu = RKEOS_viscosity(temp, density, yi);

    return (cp+1.25*rgas)*mu;
}

/* Export Real Gas Functions to Solver */

UDF_EXPORT RGAS_Functions RealGasFunctionList =
{
    RKEOS_Setup,                /* initialize */
    RKEOS_density,              /* density */
    RKEOS_enthalpy,             /* enthalpy */
    RKEOS_entropy,              /* entropy */
    RKEOS_specific_heat,        /* specific_heat */
    RKEOS_mw,                   /* molecular_weight */
    RKEOS_speed_of_sound,        /* speed_of_sound */
    RKEOS_viscosity,            /* viscosity */
    RKEOS_thermal_conductivity, /* thermal_conductivity */
    RKEOS_rho_t,                 /* drho/dT |const p */
    RKEOS_rho_p,                 /* drho/dp |const T */
    RKEOS_enthalpy_t,            /* dh/dT |const p */
    RKEOS_enthalpy_p,            /* dh/dp |const T */
};

```

پیوست شماره ۲: توابع تعریف شده توسط کاربر در نرم افزار فلوئنت جهت

شرایط مرزی گذرا

```

/*****
/*
/*User-Defined Function for Unsteady Flow Inlet of NGV Cylinder
/*
/* Fluent 6.3
/*
/*
/* Author: N.NoorAliPour
/* Date: may 2011
/*
/* This function prescribes an Experimental data from Shipley cascade tes */
*****/
#include "udf.h"

/*****

DEFINE_PROFILE(T, thread, i)
{
    double t;
    face_t f;
    t = CURRENT_TIME;

    if (t <= 9)
    {
        begin_f_loop(f, thread)
        {

            F_PROFILE(f, thread, i) = -0.0145*pow(t,4) +
0.2939*pow(t,3) - 1.7709*pow(t,2) + 1.5953*t + 298.48;

        }
        end_f_loop(f, thread)
    }
    else
    {
        begin_f_loop(f, thread)
        {
            F_PROFILE(f, thread, i) = -0.0092*t*t + 0.753*t + 282.77;
        }
        end_f_loop(f, thread)
    }
}

/*****

DEFINE_PROFILE(M, thread3, i3)
{

```

```

double t3;
face_t f3;
t3= CURRENT_TIME;

if (t3 <= 1.6)
{
    // Message("Targeted mass-flow rate set by Ploy No.1
\n");

    begin_f_loop(f3, thread3)
    {
        F_PROFILE(f3, thread3, i3)=(0.0839*pow(t3,4) -
0.2668*pow(t3,3) + 0.1937*pow(t3,2) + 0.0999*pow(t3,1) +
0.009)/(.005*.005/4*3.1415);
    }
    end_f_loop(f3, thread3)
}

else if ((t3>1.6) && (t3<=34))
{
    // Message("Targeted mass-flow rate set by Ploy No.2 \n");

    begin_f_loop(f3, thread3)
    {
        F_PROFILE(f3, thread3, i3)= (-5e-6*pow(t3,3) + 1e-
4*pow(t3,2) - 0.0012*pow(t3,1) + 0.1181)/(.005*.005/4*3.1415);
    }
    end_f_loop(f3, thread3)
}

else if ((t3 > 34) && (t3<=38))
{
    // Message("Targeted mass-flow rate set by Ploy No.3 \n");
    begin_f_loop(f3, thread3)
    {
        F_PROFILE(f3, thread3, i3)=(0.0004*pow(t3,5) -
0.0683*pow(t3,4) + 5.1312*pow(t3,3) - 192.48*pow(t3,2) +
3605*pow(t3,1) - 26973)/(.005*.005/4*3.1415);
    }
    end_f_loop(f3, thread3)
}
}

```



```

        roh=roh1;
    else
        k=k2;
        c=c2;
        roh=roh2;
    end
    ae=k*(Ae)/dr;
    if ((i-1)*dr < Liner)
        k=k1;
        c=c1;
        roh=roh1;
    else
        k=k2;
        c=c2;
        roh=roh2;
    end
    aw=hi*(Aw);
    if ((i-1)*dr < Liner && (i*dr)> Liner)
        k=(k1+k2)/2;
        c=(c1+c2)/2;
        roh=(roh1+roh2)/2;
    end
    ap0=roh*c*(AAe-AAw)*L/dt;
    A(i,i)=ap0+ae+aw;
    A(i,i+1)=-ae;
    B(i,1)=aw*Tgas+ap0*T(i,1);
    i=i+1;
elseif(i>1 && i<N)
    for(j=2:N-1)
        Aw=2*pi*(ri+(i-1)*dr)*L;
        Ae=2*pi*(ri+i*dr)*L;
        AAw=pi*(ri+(i-1)*dr)^2;
        AAe=pi*(ri+i*dr)^2;
        if ((i*dr)< Liner)
            k=k1;
            c=c1;
            roh=roh1;
        else
            k=k2;
            c=c2;
            roh=roh2;
        end
        ae=k*(Ae)/dr;
        if ((i-1)*dr < Liner)
            k=k1;
            c=c1;
            roh=roh1;
        else
            k=k2;
            c=c2;
            roh=roh2;
        end
        aw=k*(Aw)/dr;
        if ((i-1)*dr < Liner && (i*dr)> Liner)

```

```

        k=(k1+k2)/2;
        c=(c1+c2)/2;
        roh=(roh1+roh2)/2;
    end
    ap0=roh*c*(AAe-AAw)*L/dt;
    A(i,i)=ap0+ae+aw;
    A(i,i+1)=-ae;
    A(i,i-1)=-aw;
    B(i,1)=ap0*T(i,1);
    i=i+1;
end
elseif(i==N)
    Aw=2*pi*(ri+(i-1)*dr)*L;
    Ae=2*pi*(ri+i*dr)*L;
    AAw=pi*(ri+(i-1)*dr)^2;
    AAe=pi*(ri+i*dr)^2;
    if ((i*dr)<Liner)
        k=k1;
        c=c1;
        roh=roh1;
    else
        k=k2;
        c=c2;
        roh=roh2;
    end
    ae=ho*(Ae);
    if ((i-1)*dr < Liner)
        k=k1;
        c=c1;
        roh=roh1;
    else
        k=k2;
        c=c2;
        roh=roh2;
    end
    aw=k*(Aw)/dr;
    if ((i-1)*dr < Liner && (i*dr)>Liner)
        k=(k1+k2)/2;
        c=(c1+c2)/2;
        roh=(roh1+roh2)/2;
    end
    ap0=roh*c*(AAe-AAw)*L/dt;
    A(i,i)=ap0+ae+aw;
    A(i,i-1)=-aw;
    B(i,1)=ae*Tamb+ap0*T(i,1);
    i=i+1;
end
end
T=inv(A)*B;
TT(t,:)=T;
t=t+1;
Q(t-1)=hi*(Tgas-T(1));
end

```