





دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک

گروه تبدیل انرژی

شبیه‌سازی عددی دمپ‌های کاهش‌دهنده نوسانات فشار حاصل از فشرده‌سازی گاز طبیعی در

ایستگاه‌های CNG در جهت افزایش دقت اندازه‌گیری توربین میترها

مصطفی فرامرزی

اساتید راهنما :

دکتر محمود فرزانه گرد

دکتر علی جباری مقدم

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

بهمن ۱۳۹۴



مدیریت تحصیلات تکمیلی

باسمه تعالی

شماره:

تاریخ:

ویرایش:

فرم شماره ۶: 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 مصطفی فرامرزی به شماره دانشجویی ۹۲۳۲۵۴۴ رشته مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان شبیه سازی عددی دمپرهای کاهش دهنده نوسانات فشار حاصل از فشرده سازی گاز طبیعی در ایستگاه های CNG در جهت افزایش دقت اندازه گیری توربین میترها که در تاریخ ۹۴/۱۱/۲۷ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول ( با درجه : خوب - امتیاز ۱۷۸ ) ☒ دفاع مجدد ☐ مردود ☐

۱- عالی ( ۲۰ - ۱۹ )

۲- بسیار خوب ( ۱۸/۹۹ - ۱۸ )

۳- خوب ( ۱۶ - ۱۷/۹۹ )

۴- قابل قبول ( ۱۵/۹۹ - ۱۴ )

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	دکتر محمود فرزانه گرد	استاد	
۲- استاد راهنمای دوم	دکتر علی جباری مقدم	دانشیار	
۳- استاد مشاور			
۴- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی	مهندس احمد مددی	مریی	
۵- استاد ممتحن اول	دکتر محسن نظری	دانشیار	
۶- استاد ممتحن دوم	دکتر علی عباس نژاد	استادیار	

رئیس دانشکده:



تقدیم به پدر و مادرم :

خدای رابی ساکرم که از روی کرم، پدر و مادری فداکار نسیم ساخته تا دسیه دخت پر بار و جودشان بیاسیم و از ریشه  
آنها شاخ و برگ گیرم و از سیاه و جودشان در راه کسب علم و دانش تلاش نمایم. والدینی که بود نشان تاج افتخاری است بر  
سرم و نشان دلیلی است بر بودنم، چرا که این دو وجود، پس از پروردگار، مایه مستی ام بوده اند وستم را گرفتند و راه  
رفتن را در این وادی زندگی پر از فراز و نشیب آموختند. آموزگاران که برایم زندگی، بودن و انسان بودن را معنا  
کردند....

## سپاسگزاری ها

این پایان نامه با حمایت و پشتیبانی شرکت گاز استان چهارمحال و بختیاری اجرا شده است.

سپاس خداوند مهربان را، که الطاف خویش را در تمامی مراحل زندگی شامل حالم کرده و مرا در مسیر شناخت قطره‌ای از دریای بی‌کران عظمت خویش قرار داده است.

با سپاس از اساتید گران قدر دکتر محمود فرزانه گرد و دکتر علی جباری مقدم که با راهنمایی‌های ارزشمند خود نقش بسزایی در به ثمر رسیدن این پروژه داشتند.

همچنین از جناب آقای مهندس ناصر افشین مدیر عامل اسبق شرکت گاز استان چهارمحال و بختیاری و جناب آقای مهندس سیامک حیدری مدیر عامل شرکت گاز استان چهارمحال و بختیاری که با تقبل حمایت از انجام پروژه، اینجانب را یاری نمودند تشکر می‌نمایم و از خداوند منان برای ایشان طلب سلامت و توفیق می‌نمایم.

از جناب آقای دکتر ابراهیم خلیلی رییس واحد پژوهش استان چهارمحال و بختیاری، مهندس مسلم مظاهری رییس واحد اندازه‌گیری و توزیع گاز استان چهارمحال و بختیاری و جناب آقای مهندس پژمان متقی کارشناس واحد CNG شرکت پالایش و پخش فرآورده‌های نفتی منطقه چهارمحال و بختیاری که در انجام این پروژه به اینجانب کمک شایانی نمودند، تشکر و قدردانی می‌نمایم.

## تعهد نامه

اینجانب مصطفی فرامرزی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه شبیه سازی عددی دمپره های کاهش دهنده نوسانات فشار حاصل از فشرده سازی گاز طبیعی در ایستگاه های CNG در جهت افزایش دقت اندازه گیری توربین میترها تحت راهنمایی دکتر محمود فرزانه گرد و دکتر علی جباری مقدم متعهد می شوم.

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

### تاریخ

### امضای دانشجو

### مالکیت نتایج و حق نشر

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

## چکیده

دبی سنج‌های توربینی به فراوانی در ایستگاه‌های فشرده‌سازی گاز طبیعی (CNG)، جهت اندازه‌گیری دبی حجمی گاز ورودی به جایگاه استفاده می‌شوند. این نوع دبی سنج‌ها به جریان‌های پالسی و نوسانی بسیار حساس هستند. زمانی که کمپرسور رفت و برگشتی جایگاه آغاز به کار می‌کند، به علت عملکرد پیستون و سوپاپ آن، جریان پالسی در خط مکش و پایین‌دست دبی سنج توربینی به وجود می‌آید، که در نتیجه موجب ایجاد پالس‌های کاذب در دبی سنج و در نهایت سبب اختلاف در اندازه‌گیری گاز عبوری از واحد اندازه‌گیری شرکت گاز و میزان گاز فروخته در جایگاه می‌شود. در این پژوهش، به بررسی و شبیه‌سازی عددی نوسان‌گیر بعد از دبی سنج توربینی و قبل از ورود گاز به کمپرسور ایستگاه CNG پرداخته شده است. هدف، حذف یا کاهش تأثیرات کارکرد کمپرسور در ایستگاه CNG روی اندازه‌گیری دبی سنج توربینی گاز طبیعی و کاهش خطای اندازه‌گیری است. مدل‌سازی معادلات حاکم برای جریان لزج و تراکم‌پذیر با فرض مغشوش بودن و عدم لغزش روی دیواره‌ها انجام شده و معادلات مغشوش همراه دستگاه معادلات ناویر استوکس حل گردیده است. جهت حل همزمان این معادلات، از روش عددی حجم محدود، الگوریتم سیمپل و مدل مغشوش  $k-\epsilon$  Realizable استفاده شده است. شبیه‌سازی عددی نوسان‌گیر، بین دبی سنج توربینی و ورودی کمپرسور ایستگاه CNG، با فشار گاز ورودی ۱۷/۱ بار و قطر لوله ورودی و خروجی ۲ اینچ، توسط نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی انسیس فلوئنت صورت گرفته است. در این پروژه سعی شده، چندین پارامتر از جمله افزایش نسبت حجم به حجم کمینه بر اساس استاندارد API 618، تأثیر فاصله نوسان‌گیر تا کمپرسور در کاهش نوسانات، نسبت ارتفاع به قطر نوسان‌گیر و همچنین وجود یک تیغه ساده در سیلندر نوسان‌گیر، جهت دستیابی به بهترین طرح و هندسه از نوسان‌گیر بررسی شود. مقایسه روش حل عددی فلوئنت با مطالعات پیشین اختلافی کمتر از ۲٪ را نشان می‌دهد که نشان از صحت روش حل عددی حاضر و معتبر بودن نتایج ارائه شده است. نتایج، نشان داده که با افزایش نسبت حجم به حجم کمینه، بیش از ۵ برابر، شاهد کاهش دامنه نوسانات، کمتر از بیشترین مقدار مجاز نوسانات یعنی ۱/۶٪ فشار خط خواهیم بود. همچنین افزایش فاصله نوسان‌گیر از کمپرسور تأثیر چشمگیری در کاهش نوسانات داشته است. نتایج مربوط به وجود تیغه ساده یا بافل در درون نوسان‌گیر تفاوتی در کاهش نوسانات نسبت به عدم وجود آن در مکش نشان نداده است.

**کلمات کلیدی:** شبیه‌سازی عددی، ایستگاه CNG، کمپرسور رفت و برگشتی، دبی سنج توربینی، نوسان‌گیر فشار، استاندارد API 618

## مقالات مستخرج از پایان نامه

- ❖ فرامرزی م، فرزانه گرد م، (۱۳۹۵)، " تعیین ابعاد نوسان گیر محفظه مکش کمپرسور ایستگاه CNG با توجه به استاندارد API 618"، بیست و چهارمین همایش بین المللی مهندسان مکانیک، یزد، دانشگاه یزد
- ❖ فرامرزی م، فرزانه گرد م، (۱۳۹۴)، " بررسی عددی راهکارهای کاهش تأثیر نوسانات فشاری بر واحد اندازه گیری ایستگاه CNG"، سومین کنفرانس ملی و اولین کنفرانس بین المللی پژوهش های کاربردی در مهندسی برق، مکانیک و مکاترونیک، تهران



## فهرست مطالب

۱	فصل اول: مقدمه	۱
۱-۱	مقدمه	۲
۲-۱	مروری بر مطالعات گذشته	۵
۳-۱	ارتباط موضوع تحقیق با مطالعات گذشته	۱۱
۴-۱	اهداف پروژه و فرآیند حل	۱۱
۲	فصل دوم: آشنایی با ایستگاه سوخت رسانی CNG و تجهیزات آن	۱۵
۱-۲	مقدمه	۱۶
۲-۲	گاز طبیعی	۱۶
۱-۲-۲	نحوه تأمین گاز ایستگاه سوخت رسانی CNG	۱۸
۲-۲-۲	ایستگاه سوخت رسانی سریع	۱۸
۳-۲	تجهیزات و تغذیه ایستگاه سوخت رسانی CNG	۲۱
۱-۳-۲	اتاق میترینگ	۲۳
۲-۳-۲	عملکرد تجهیزات اصلی ایستگاه سوخت رسانی CNG	۲۴
۳	فصل سوم: بررسی دبی سنج‌های توربینی	۳۱
۱-۳	مقدمه	۳۲
۲-۳	بررسی روابط تئوریک دبی سنج توربینی	۳۴
۱-۲-۳	مدل سازی نظری اختلالات آکوستیک	۳۶
۲-۲-۳	تعریف عملی خطای نوسانی	۳۸
۴	فصل چهارم: معادلات حاکم و مدل سازی	۴۱
۱-۴	فرضیات حل	۴۲
۲-۴	حداقل حجم نوسان گیر	۴۲
۳-۴	معادله حالت گاز ایده آل	۴۴
۴-۴	محاسبه افت نوسانات فشار	۴۴
۵-۴	روابط حاکم در حل عددی	۴۵
۱-۵-۴	مدل سازی جریانات آشفته و مدل های آشفتگی	۴۶
۲-۵-۴	رابطه اساسی Eddy viscosity Boussinesq	۴۷
۳-۵-۴	مدل های آشفتگی Eddy - Viscosity	۴۸
۴-۵-۴	مدل Realizable k-ε	۴۹
۶-۴	دینامیک سیالات محاسباتی	۵۰

۷-۴	هندسه مسئله.....	۵۲
۱-۷-۴	محاسبه حجم کمینه نوسان گیر.....	۵۴
۲-۷-۴	بررسی هندسی پارامترهای تأثیرگذار در تعیین طرح مناسب از نوسان گیر.....	۵۴
۸-۴	تولید شبکه.....	۵۷
۹-۴	شرایط مرزی.....	۵۸
۱۰-۴	تنظیمات حلگر.....	۶۱
۵	فصل پنجم: نتایج.....	۶۳
۱-۵	استقلال شبکه.....	۶۴
۲-۵	بررسی همگرایی.....	۶۴
۳-۵	اعتبارسنجی نتایج.....	۶۵
۴-۵	تأثیر نسبت ارتفاع سیلندر نوسان گیر به قطر آن.....	۷۲
۵-۵	تأثیر طول لوله خروجی نوسان گیر.....	۸۰
۶-۵	تأثیر افزایش حجم نوسان گیر نسبت به حجم کمینه.....	۸۴
۷-۵	تأثیر حضور بافل در درون نوسان گیر.....	۸۷
۸-۵	جمع بندی نتایج.....	۹۴
۹-۵	پیشنهادهات.....	۹۶
	پیوست الف.....	۹۷
	پیوست ب.....	۹۹
	پیوست ج.....	۱۰۰
	مراجع.....	۱۰۳

## فهرست اشکال

- شکل ۱-۱: محل اندازه‌گیری فشار در محفظه مکش کمپرسور در مرجع [۲]..... ۲
- شکل ۲-۱: نوسانات فشار نقاط مشخص شده در محفظه مکش کمپرسور [۲]..... ۳
- شکل ۳-۱: خطای اندازه‌گیری دبی سنج توربینی در حضور جریانات نوسانی [۳]..... ۴
- شکل ۴-۱: هندسه نوسان‌گیر و موقعیت نقاط اندازه‌گیری بر اساس مرجع [۲۰]..... ۱۰
- شکل ۵-۱: شماتیک ست آپ آزمایشگاهی جهت بررسی نوسان‌گیر در نقاط مشخص شده بر اساس مرجع [۲۱]..... ۱۰
- شکل ۶-۱: شرط مرزی ورودی به نوسان‌گیر به ازای سه دور موتور بر اساس مرجع [۲۰]..... ۱۰
- شکل ۷-۱: محل قرارگیری نوسان‌گیر بین کمپرسور و دبی سنج توربینی و جهت جریان..... ۱۲
- شکل ۱-۲: سیستم سوخت‌رسانی سریع سه خط [۲۶]..... ۲۰
- شکل ۲-۲: سیستم سوخت‌رسانی سریع تک خط [۲۶]..... ۲۱
- شکل ۳-۲: سیستم سوخت‌رسانی منحرف‌کننده [۲۶]..... ۲۱
- شکل ۴-۲: اجزای مختلف ایستگاه سوخت‌رسانی CNG..... ۲۲
- شکل ۵-۲: کمپرسور رفت و برگشتی یک مرحله‌ای..... ۲۷
- شکل ۶-۲: کمپرسور رفت و برگشتی چندمرحله‌ای..... ۲۸
- شکل ۱-۳: برشی از یک دبی سنج توربینی..... ۳۳
- شکل ۲-۳: پالس ایجادشده برآثر چرخش روتور..... ۳۳
- شکل ۳-۳: سطح مقطع پره دبی سنج توربینی..... ۳۴
- شکل ۴-۳: نمایش دو بعدی ورود و خروج جریان به روتور به صورت آبخاری..... ۳۷
- شکل ۱-۴: نمایی از تجهیزات هندسه مسئله..... ۵۳
- شکل ۲-۴: جانمایی علائم هندسی استفاده‌شده در هندسه مسئله و محل قرارگیری صفحه ۱..... ۵۳
- شکل ۳-۴: نمایی کلی از شبکه‌بندی هندسه مسئله، الف) بدون حضور بافل در نوسان‌گیر، ب) باوجود بافل در هندسه..... ۵۸
- شکل ۴-۴: شرط مرزی خروجی به ازای دامنه نوسان ۴٪ فشار خط..... ۶۰
- شکل ۵-۴: محل شرایط مرزی در هندسه مساله..... ۶۰
- شکل ۱-۵: بررسی استقلال شبکه..... ۶۴
- شکل ۲-۵: نمودار همگرایی..... ۶۵
- شکل ۳-۵: خطای روش حل عددی فلوئنت با نتایج تجربی آقای اکبر و همکاران بر حسب افزایش تعداد شبکه در موتور ۶۰ Hz..... ۶۰
- ..... ۶۶
- شکل ۴-۵: مقایسه نتایج مطالعات حاضر و مطالعات Jeong et al. [20] و Akbar et al. [21] در نقطه ۲..... ۶۷
- شکل ۵-۵: مقایسه نتایج مطالعات حاضر و مطالعات Jeong et al. [20] و Akbar et al. [21] در نقطه ۳..... ۶۹
- شکل ۶-۵: مقایسه نتایج مطالعات حاضر و مطالعات Jeong et al. [20] و Akbar et al. [21] در نقطه ۴..... ۷۰
- شکل ۷-۵: مقایسه نتایج مطالعات حاضر و مطالعات Jeong et al. [20] و Akbar et al. [21] در نقطه ۵..... ۷۱
- شکل ۸-۵: بررسی درصد دامنه نوسانات فشاری در نسبت H/D های مختلف به ازای ۴٪ درصد نوسان فشار خط در خروجی..... ۷۲
- ..... ۷۲
- شکل ۹-۵: بررسی درصد افت نوسانات فشاری در نسبت H/D های مختلف به ازای ۴٪ درصد نوسان فشار خط در خروجی..... ۷۲

۷۳.....	
۷۴.....	شکل ۵-۱۰: بررسی نوسانات فشار نسبت به زمان در نسبت $H/D=3$ .....
۷۴.....	شکل ۵-۱۱: بررسی نوسانات سرعت نسبت به زمان در نسبت $H/D=3$ .....
۷۵.....	شکل ۵-۱۲: مقایسه نوسانات فشار در دهانه ورودی برحسب زمان به ازای نسبت $H/D$ های مختلف.....
۷۵.....	شکل ۵-۱۳: مقایسه نوسانات سرعت در دهانه ورودی برحسب زمان به ازای نسبت $H/D$ های مختلف.....
۷۷.....	شکل ۵-۱۴: کانتور فشار در نسبت $H/D$ های مختلف در زمان $0.3$ ثانیه؛.....
۷۹.....	شکل ۵-۱۵: کانتور سرعت در نسبت $H/D$ های مختلف در زمان $0.3$ ثانیه؛.....
۸۱.....	شکل ۵-۱۶: بررسی درصد دامنه نوسانات فشاری با افزایش طول خروجی به ازای $4\%$ درصد نوسان فشار خط در خروجی.....
۸۱.....	شکل ۵-۱۷: بررسی درصد افت نوسانات فشاری با افزایش طول خروجی به ازای $4\%$ درصد نوسان فشار خط در خروجی.....
۸۲.....	شکل ۵-۱۸: بررسی نوسانات فشار نسبت به زمان در طول خروجی برابر $2$ متر.....
۸۲.....	شکل ۵-۱۹: بررسی نوسانات سرعت نسبت به زمان در طول خروجی برابر $2$ متر.....
۸۳.....	شکل ۵-۲۰: مقایسه نوسانات فشار در دهانه ورودی برحسب زمان با افزایش طول خروجی به ازای $4\%$ درصد نوسان فشار خط در خروجی.....
۸۳.....	شکل ۵-۲۱: مقایسه نوسانات سرعت در دهانه ورودی برحسب زمان با افزایش طول خروجی به ازای $4\%$ درصد نوسان فشار خط در خروجی.....
۸۴.....	شکل ۵-۲۲: بررسی درصد دامنه نوسانات فشاری با افزایش حجم به ازای افزایش دامنه نوسانات در خروجی.....
۸۵.....	شکل ۵-۲۳: بررسی درصد افت نوسانات فشاری با افزایش حجم به ازای افزایش دامنه نوسانات در خروجی.....
۸۶.....	شکل ۵-۲۴: مقایسه نوسانات فشار در دهانه ورودی برحسب زمان با افزایش حجم نوسان گیر نسبت به حجم کمینه به ازای $4\%$ درصد نوسان فشار خط در خروجی.....
۸۶.....	شکل ۵-۲۵: مقایسه نوسانات سرعت در دهانه ورودی برحسب زمان با افزایش حجم نوسان گیر نسبت به حجم کمینه به ازای $4\%$ درصد نوسان فشار خط در خروجی.....
۸۷.....	شکل ۵-۲۶: میانگین سرعت در خروجی به ازای افزایش دامنه نوسانات.....
۸۸.....	شکل ۵-۲۷: درصد دامنه نوسانات فشاری در حضور بافل و عدم وجود بافل به ازای افزایش حجم نوسان گیر در $4\%$ درصد نوسان فشار خط در خروجی.....
۸۹.....	شکل ۵-۲۸: درصد افت نوسانات فشاری در حضور بافل و عدم وجود بافل به ازای افزایش حجم نوسان گیر در $4\%$ درصد نوسان فشار خط در خروجی.....
۹۰.....	شکل ۵-۲۹: مقایسه نوسانات فشار در دهانه ورودی برحسب زمان باوجود بافل و بدون آن در $CV=5$ .....
۹۱.....	شکل ۵-۳۰: کانتور جریان در نوسان گیر باوجود بافل در زمان $0.2$ ثانیه؛.....
۹۲.....	شکل ۵-۳۱: کانتور جریان در نوسان گیر باوجود بافل در زمان $0.2125$ ثانیه؛.....
۹۳.....	شکل ۵-۳۲: کانتور جریان در نوسان گیر باوجود بافل در زمان $0.225$ ثانیه؛.....
۹۴.....	شکل ۵-۳۳: کانتور جریان در نوسان گیر باوجود بافل در زمان $0.2375$ ثانیه؛.....

## فهرست جداول

جدول ۱-۲: نمونه ترکیب و مشخصات گاز طبیعی موجود در ایران [۲۴].....	۱۷
جدول ۱-۴: مدل‌های آشفستگی مختلف جهت حل جریان.....	۴۷
جدول ۱-۴: اندازه حجم کمینه بر اساس استاندارد API 618.....	۵۴
جدول ۲-۴: اندازه های هندسی سیلندر در نسبت ارتفاع سیلندر به قطرهای مختلف.....	۵۵
جدول ۳-۴: اندازه های هندسی سیلندر نوسان گیر در نسبت حجم‌های مختلف.....	۵۶
جدول ۴-۴: اندازه های هندسی بافل مورد استفاده در حجم‌های مختلف.....	۵۷
جدول ۵-۴: محاسبه سرعت در ورود.....	۵۹
جدول ۶-۴: مدل‌های استفاده شده در فلوئنت.....	۶۱

## فهرست علائم

$C_d$	ضریب درگ
$D$	قطر سیلندر
$E_{puls}$	خطای نوسانات
$F_d$	نیروی درگ
$g$	شتاب گرانش
$I_{rotor}$	ممان اینرسی
$k$	انرژی جنبشی مغشوش
$L$	طول حرکت پیستون در سیلندر
$M$	جرم مولی
$N$	تعداد سیلندر کمپرسور
$p$	فشار
$Pl$	بیشترین مقدار مجاز نوسانات
$PD$	حجم خالص جابه‌جاشده سیلندرها
$S_{ij}$	تانسور کرنش
$t$	زمان
$T$	دما
$u_j$	سرعت
$V$	حداقل حجم نوسان‌گیر

## علائم یونانی

$\rho$	چگالی
$\omega$	سرعت زاویه‌ای
$\tau_{ij}$	تانسور تنش

$\mu$	ویسکوزیته
$\varepsilon$	نرخ پراکندگی مغشوش
$\sigma$	عدد پرانتل مغشوش
$\gamma$	ضریب تراکم پذیری

#### زیرنویس

m	جرم
t	مغشوش
B	بویانسی
N	شرایط نرمال
R	شرایط واقعی
in	ورودی
out	خروجی
red	افت
s	مکش



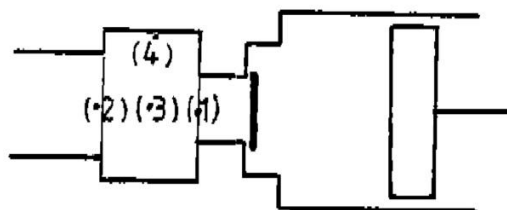


## فصل اول

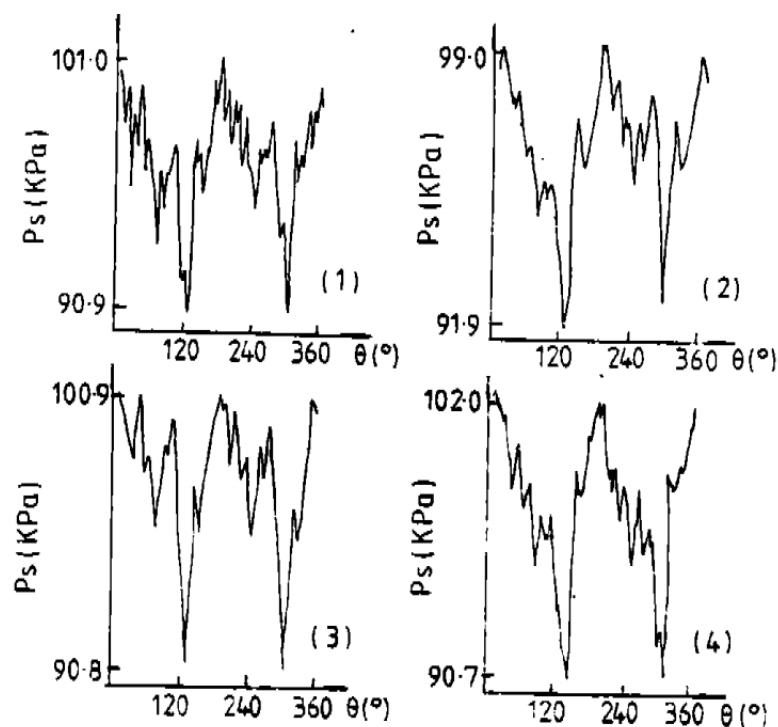
## مقدمه

## ۱-۱ مقدمه

دبی سنج‌های توربینی به فراوانی در ایستگاه‌های فشرده‌سازی گاز طبیعی (CNG)، جهت اندازه‌گیری دبی حجمی گاز ورودی به جایگاه استفاده می‌شوند. اساس کار محاسبه حجم، اندازه‌گیری سرعت جریان گاز است، به‌طوری‌که جریان گاز که از فضای بین پره‌های دبی سنج عبور می‌کند، سرعت زاویه‌ای به پروانه می‌دهد که متناسب با سرعت جریان گاز است. این نوع دبی سنج‌ها باید در شرایط جریان پایا کار کنند [۱]. این نوع دبی سنج‌ها، دقت قابل قبولی در اکثر کاربردهای مهندسی داشته ولی به دلیل لختی روتور، نسبت به جریان‌های نوسانی تاثیرپذیرند. مشابه این‌گونه جریان‌ها، در ورودی یک کمپرسور رفت و برگشتی اتفاق می‌افتد، که در ایستگاه‌های CNG نصب می‌شوند. هنگامی که پیستون کمپرسور رفت و برگشتی در حال مکش است، سوپاپ ورودی باز می‌شود و جریان برقرار می‌گردد، زمانی که پیستون به سمت بالا می‌رود، سوپاپ ورودی بسته و سوپاپ خروجی باز می‌گردد و گاز داخل سیلندر خارج می‌شود و جریانی در ورودی آن وجود ندارد. سان و همکاران [۲]، برای بررسی وجود نوسانات فشار در درون محفظه مکش کمپرسور هوا، طی آزمایشاتی فشار چهار منطقه (شکل ۱-۱) را در زمانی که کمپرسور کار می‌کند، اندازه‌گیری کردند و همان‌طور که در شکل ۱-۲ مشخص است، در یک دور میل لنگ نشان دادند که این کمپرسور دامنه نوسانی در حدود ۵٪ فشار خط را تولید می‌کند و نوسانات تقریباً به صورت سینوسی است.

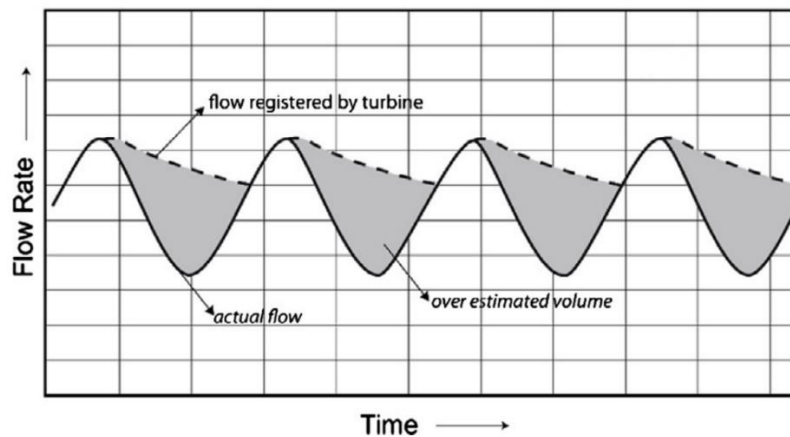


شکل ۱-۱: محل اندازه‌گیری فشار در محفظه مکش کمپرسور در مرجع [۲]



شکل ۱-۲: نوسانات فشار نقاط مشخص شده در محفظه مکش کمپرسور [۲]

زمانی که جریانی وارد کمپرسور نمی‌شود، اگر دبی سنج خیلی نزدیک به مقطع ورودی کمپرسور نصب شده باشد، به چرخش خود ادامه می‌دهد ولی سرعت به آرامی کند می‌شود اما پیش از آن که متوقف شود، دوباره کمپرسور مکش می‌کند و مجدداً دور پروانه دبی سنج افزایش می‌یابد، در نتیجه دبی سنج جریان را بیش از مقدار واقعی اندازه‌گیری می‌کند. یکی از جریانات متغیر وابسته به زمان، جریانات نوسانی و پالسی هستند که پروفیل جریان سینوسی است. شکل ۱-۳ خطای اندازه‌گیری دبی سنج توربینی را در حضور جریانات نوسانی نشان می‌دهد و بیان می‌کند همواره مقدار حجم عبوری گاز ثبت شده توسط دبی سنج بیشتر از مقدار واقعی حجم عبوری است [۳].



شکل ۳-۱: خطای اندازه‌گیری دبی سنج توربینی در حضور جریان‌ات نوسانی [۳]

وجود این خطا در اندازه‌گیری گاز عبوری از دبی سنج توربینی، باعث اختلاف بین شرکت گاز و میزان گاز فروخته‌شده توسط جایگاه می‌شود. بر طبق اطلاعات به‌دست‌آمده از شرکت گاز استان چهارمحال و بختیاری، ایستگاه‌های دومنظوره شهرهای هفشجان و شلمزار، اختلاف بین فروش جایگاه و مقدار گاز عبوری از میترینگ شرکت گاز قبل از نصب نوسان‌گیر در حدود ۹٪ بوده است که بعد از نصب نوسان‌گیر به ۰/۳٪ رسیده و در محدوده استاندارد ۲٪ قرار گرفته است. مستندات در پیوست ج ضمیمه‌شده است. نوع نوسان‌گیری که در این ایستگاه‌ها استفاده‌شده است، به‌صورت استوانه‌ای و با حجم مخزن ۱۰۰۰ لیتری با سایز قطر لوله ورودی و خروجی ۲ اینچ است. هندسه و ابعاد آن در پیوست ب ضمیمه‌شده است.

با توجه به موارد فوق نتیجه می‌شود که دبی سنج توربینی را در جاهایی که جریان عبوری از آن متناوب باشد، نمی‌توان به‌عنوان وسیله اندازه‌گیری مناسبی پذیرفت. هرچه قدر فاصله بین دبی سنج و کمپرسور بیشتر باشد و یا مخزنی با حجم مناسب در ورودی کمپرسور نصب شود که اثر نوسانات سرعت و فشار را کاهش دهد، خطای اندازه‌گیری دبی سنج توربینی که قبل از کمپرسور نصب‌شده است، کمتر خواهد شد.

در این پژوهش به بررسی و شبیه‌سازی عددی نوسانات جریان گاز طبیعی بعد از دبی سنج توربینی و قبل از ورود به خشک‌کن و کمپرسور ایستگاه CNG پرداخته شده است. چنانچه مشخص است، مجموعه

عواملی همچون سرعت بالای گاز که متلاطم بودن<sup>۱</sup> جریان را نتیجه می دهد، غیر دائم بودن جریان، تراکم پذیر بودن گاز، فشار بالا، باعث پیچیدگی حل و سختی پیش بینی پارامترهای مختلف در میدان جریان می گردند.

## ۱-۲ مروری بر مطالعات گذشته

در سال های اخیر تحقیقاتی در زمینه اندازه گیری خطای نوسانات در طول اندازه گیری جریان و اصلاحیه-هایی جهت رفع این خطا انجام شده است. به طور کلی می توان مطالعات پیشین را در سه گروه تجربی، عددی (مدل سازی عددی) و تجربی-عددی تقسیم بندی کرد. اتکینسون [۴]، ابزار نرم افزاری برای حل معادله حرکت گردنده دبی سنج توربینی توسعه داد و از ثبت مغناطیسی جریان عبوری از پره های گردنده برای محاسبه دبی حجمی واقعی استفاده کرده است. این روش تنها زمانی قابل استفاده است که دامنه نوسانات در سیگنال توربین تشخیص داده شود. زمانی که دامنه نوسانات به سرعت در سیگنال دبی سنج توربینی کاهش می یابد، با افزایش فرکانس، پیش بینی جریان واقعی برای نوسانات فرکانس بالا خیلی مشکل است. ابزار دیگری که توسط چیز رایت و همکاران [۵] توسعه داده شد به سیستم واچ داگ<sup>۲</sup>، معروف است. این سیستم نیز از معادله حرکت گردنده استفاده می کند، اما از شتاب سنج برای اندازه گیری اختلالات جریان در شیر و زانویی استفاده شده است. این سیستم برای فرکانس های نوسانی کمتر از ۲Hz طراحی شده است.

با فرض جریان شبه دائم، غیرقابل تراکم و نادیده گرفتن نیروهای اصطکاکی، یک رابطه می توان بین نوسانات سرعت و خطای اندازه گیری پیدا کرد. تحقیقات تجربی در گذشته توسط چیز رایت و همکاران [۵]، لی و همکاران [۶]، جانگووسکی و ویس [۷]، و مک کی [۸] انجام شد. این تحقیقات تجربی نشان دادند که تئوری پایه می تواند برای نوسانات فرکانسی پایین استفاده شود. به منظور بررسی محدوده

---

<sup>۱</sup> Turbulence

<sup>۲</sup> Watchdog System

این تئوری، یک ست‌آپ<sup>۱</sup> در دانشگاه صنعتی اینه‌هون هلند توسط استولتن کمپ[۹] ساخته شد. وی نشان داد که با این ست‌آپ، امکان اندازه‌گیری تأثیر اغتشاشات آکوستیکی روی دبی سنج، با دامنه نوسان سرعت ۲٪ سرعت جریان اصلی تا دو برابر، برای فرکانس‌های کم در حدود ۲Hz تا فرکانس ۷۳۰Hz وجود دارد.

وتر و شوین فورتر[۱۰]، به بررسی نوسانات فشار در لوله‌کشی پمپ‌های رفت و برگشتی پرداختند. آن‌ها با بررسی یک روش محاسباتی، طرح دقیقی از نصب‌های مختلف پمپ را با مقایسه داده‌های محاسباتی و تجربی ارائه کرده‌اند. همچنین نوتزن[۱۱]، روش‌های مختلف کاهش دادن نوسانات در سیستم‌های لوله‌کشی صنعتی پمپ‌های رفت و برگشتی فشار بالا را خلاصه کرده است. با بررسی عددی نشان داد که چگونه می‌توان به‌وسیله کاهش‌دهنده‌های نوسان تأثیرات اندازه‌گیری را کنترل و بهینه‌سازی کرد.

گرینر[۱۲]، تأثیرگذاری پدیده گذرای روی اندازه‌گیری جریان را بررسی کرده است. وی با استفاده از اطلاعات به‌دست‌آمده از بخش تحقیقاتی گاز در فرانسه به بررسی تأثیرات اختلالات گذرا بودن جریان گاز بر روی دبی سنج‌های توربینی، مافوق صوت، گردابه‌ای و اوریفیس پرداخته است و نشان داد از جمله عوامل ایجادکننده صدا و نوسانات فشاری در خط اندازه‌گیری، جت گاز در اتصال سهراهی بین جریان کنار روی و خط اصلی است و روش‌هایی جهت کاهش تأثیرات این پدیده را بررسی نمود.

دانگ و همکاران[۱۳]، به شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان چند فاز و غیر دائم در مسیر عبوری توربین هیدرولیک فرانسوی پرداخته‌اند. در قسمت‌های لوله‌ی مکش، گردنده، پره‌های راهنما و در ورودی محفظه حلزونی نوسانات فشار پیش‌بینی شده با نتایج تجربی مقایسه شده‌اند. نتایج عددی نشان می‌دهند که مکش هوا از سوراخ اسپیدل<sup>۲</sup>، اختلاف فشار در بخش افقی لوله مکش را کاهش می‌دهد که به‌نوبه‌ی خود دامنه‌ی نوسانات فرکانس پایین در لوله‌ی مکش را کاهش می‌دهد. تعامل روتور و استاتور بین ورودی هوا و گردنده، نوسانات فشار تیغه را در مقابل گردنده افزایش می‌دهد.

---

<sup>۱</sup> Set-up

<sup>۲</sup> Spindle

هوانگ وو و ژینگ و سایر همکاران [۱۴]، به شبیه‌سازی نوسانات فشار خروجی در کمپرسورهای مارپیچ دوقلو با ارائه یک مدل ریاضی بر اساس معادلات یک‌بعدی جریان گاز غیر دائم پرداخته‌اند. برای حل معادلات یک‌بعدی جریان گاز غیر دائم از روش دومرحله‌ای لاکس وندروف<sup>۱</sup> استفاده کرده‌اند. نشان دادند که مدل معرفی‌شده ابزار مفیدی برای فهم بهتر رفتار نوسانات فشار در لوله خروجی است و به این نتیجه رسیدند که مهم‌ترین فاکتور تأثیرگذار بر نوسانات فشار خروجی، اختلاف فشار بین فشار بالادست قسمت خروجی در محفظه فشرده‌سازی و فشار پایین‌دست خط خروجی است. در فشار خروجی ثابت، دامنه نوسانات فشار با سرعت زاویه‌ای افزایش می‌یابد.

رحمان و لی و همکاران [۱۵]، به بررسی تجربی و عددی تأثیر حضور نوسان‌گیر به‌عنوان واحد کنترل-کننده نوسانات فشار در کمپرسورهای رفت و برگشتی گاز هیدروژن پرداخته‌اند. برای به دست آوردن جزییات مقادیر فشار در نواحی مختلف نوسان‌گیر، بررسی دینامیک سیالات محاسباتی نیز انجام داده‌اند. در پایان نشان دادند که با حضور نوسان‌گیر، کاهش نوسان فشار وجود دارد و نتایج عددی و تجربی بسیار به هم نزدیک‌اند. در این مطالعه، افت نوسان فشار در بررسی عددی به‌اندازه  $56/343$  درصد و در بررسی تجربی  $58/064$  درصد به‌دست آمده است.

استولتن کمپ و آروجو [۱۶]، یک مدل ساده از پدیده شمارش نادرست<sup>۲</sup>، در محدوده کم ضخامت پره‌های دبی سنج توربینی در اندازه‌گیری دبی حجمی گاز و اعداد استروهل بالا را ارائه داده‌اند. وی نتایج تئوری خود را با اطلاعات تجربی در فشارهای گاز مختلف در رنج ۱ تا ۸ بار مقایسه نمود و مدعی شده است که این مدل ساده یک پیش‌بینی منطقی از پدیده شمارش نادرست را فراهم می‌کند و می‌تواند به‌عنوان یک ابزار مهندسی مفید به‌کاربرده شود.

ژو و کیم و همکاران [۱۷]، به ارائه یک حل تکراری منحصربه‌فرد جهت شبیه‌سازی نوسانات فشار در خط مکش و تخلیه کمپرسورهای جابه‌جایی مثبت پرداخته‌اند. در این طرح جدید، به‌روزرسانی نرخ

---

<sup>۱</sup> Lax-Wendroff

<sup>۲</sup> Spurious Counts

نوسانات فشار بر اساس همگرایی تکرارهای قبلی تنظیم شده است.

ماجیک و کواچویک و سایر همکاران [۱۸]، به تأثیرات شکل قسمت تخلیه کمپرسورهای مارپیچ بر روی جریان نوسانی و پالسی پرداخته‌اند. تابع سطحی در قسمت خروجی تعریف کرده‌اند و نشان دادند که چگونه می‌توان دامنه نوسانات را با بهینه کردن شکل خروجی کاهش داد. بررسی‌های اولیه نشان داد که دو پارامتر مهم و تأثیرگذار بر نوسانات گاز در قسمت تخلیه کمپرسور مارپیچ، اختلاف فشار بین محفظه کاری و تخلیه کمپرسور و سطح مقطع قسمت تخلیه کمپرسور است و یک همخوانی مناسب روی فشارها و سرعت‌های پیش‌بینی شده و اندازه‌گیری شده مختلف در کمپرسور با دو شکل قسمت تخلیه متفاوت را اثبات کرده‌اند.

سونگو و لیجان سان و همکاران [۱۹]، به بررسی تأثیر ویسکوزیته سیال بر عملکرد دبی سنج توربینی بر اساس نتایج تجربی و شبیه‌سازی عددی پرداخته‌اند. منحنی‌های فاکتور اندازه‌گیری و خطای خطی دبی سنج توربینی با مقادیر مختلف ویسکوزیته سیال تغییر می‌کند. نتایج نشان داده که میانگین فاکتور اندازه‌گیری دبی سنج توربینی با افزایش ویسکوزیته کاهش پیدا می‌کند، درحالی‌که خطای خطی افزایش می‌یابد. علاوه بر این شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی برای بررسی جریان داخلی به صورت سه‌بعدی انجام داده‌اند و نشان داده‌اند که تغییرات ویسکوزیته باعث تغییرات در دنباله جریان در پشت تیغه جریان بالادستی و پروفیل سرعت قبل از ورود سیال به تیغه‌های روتور توربین می‌شود که بر توزیع فشار رو تیغه‌های روتور و همچنین بر عملکرد دبی سنج توربینی تأثیر می‌گذارد.

کسکتا و روتاندو [۳]، تأثیرات جریان‌ات متناوب<sup>۱</sup> خاموش/روشن، (برای مثال جریانی که توسط شیرآلات کنترل شده و حالت باز یا بسته دارد) بر دقت دبی سنج‌های توربینی را بررسی کردند. آن‌ها برای به دست آوردن رفتار واقعی دبی سنج‌های توربینی گاز در این نوع جریان‌ات، یک سری تست و آزمایش برای یک نمونه دبی سنج توربینی انجام دادند و هدف آن‌ها، به دست آوردن میانگین حجم گاز فرا

---

<sup>۱</sup> Intermittent Flows



تخمین<sup>۱</sup> و درصد خطای تأخیر توقف<sup>۲</sup> است. به علاوه آن‌ها فرمولی کلی جدید برای تخمین زدن درصد خطا (e/%)، به عنوان تابعی از زمان برای نرخ جریان ثابت ( $Q_{max}$  ۰/۱)، ارائه کرده‌اند.

آقای هیو مین ژانگ و همکارانش [۲۰]، به بررسی عددی نوسان‌گیر فشاری در خروجی کمپرسورهای گاز هیدروژن با استفاده از کد Star CD با شرایط جریان غیردائم و مدل مغشوش k-ε در سال ۲۰۰۸ پرداختند. آن‌ها نتایج کار خود را با نتایج تجربی مطالعات آقای اکبر و همکاران [۲۱] مقایسه نمودند.

آقای اکبر و همکاران یک نوسان‌گیر از جنس آکریلیک<sup>۳</sup> که دارای یک لوله ورودی و یک لوله خروجی و یک سیلندر است، را مورد آزمایش قرار دادند. در آن چهار نقطه را جهت اندازه‌گیری فشار در لوله ورودی و خروجی مشخص کرد و یک صفحه تخت با ارتفاع، ضخامت و عرض مشخص در درون سیلندر با زاویه مناسب نسبت به افق قرار دادند. هندسه و موقعیت نقاط اندازه‌گیری به‌طور کامل در شکل ۴-۱ نشان داده شده است. لوله ورودی به کمپرسور متصل و لوله خروجی آن به اتمسفر تخلیه می‌شود. در شکل ۵-۱ ست آپ بسته شده توسط آقای اکبر و همکاران نشان داده شده است. نتایج تجربی برای کمپرسور در سه دور موتور با فرکانس‌های ۲۰، ۴۰ و ۶۰ هرتز به دست آمده‌اند. مقادیر فشار توسط سنسورهای فشار نصب شده در نقاط مورد نظر در دیتالاگر<sup>۴</sup> رایانه ثبت شده‌اند. شرط مرزی ورودی در شکل ۶-۱ نشان داده شده است.

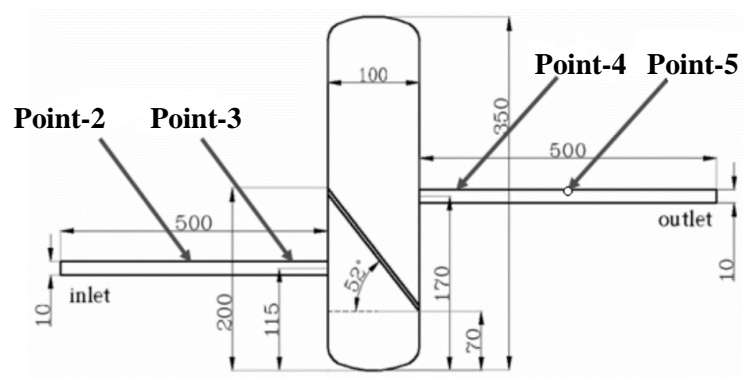
---

<sup>۱</sup> Overestimated

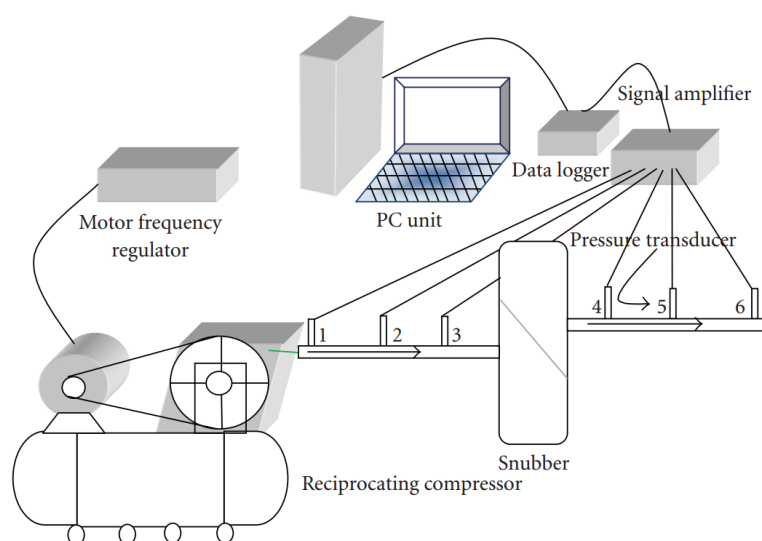
<sup>۲</sup> Stop Delay

<sup>۳</sup> Acrylic

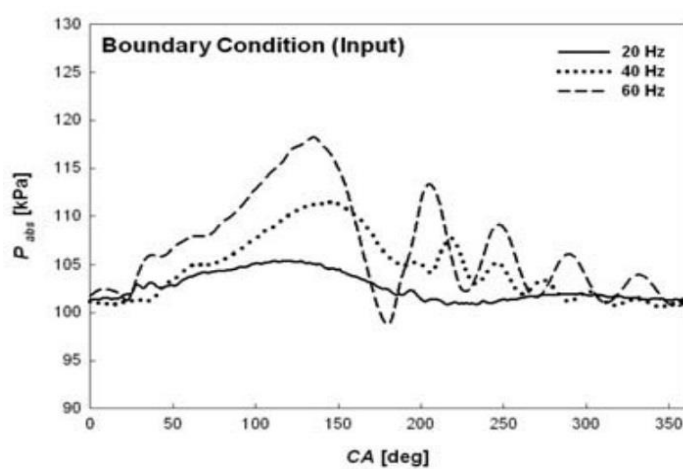
<sup>۴</sup> Data-Logger



شکل ۴-۱: هندسه نوسان گیر و موقعیت نقاط اندازه گیری بر اساس مرجع [۲۰]



شکل ۵-۱: شماتیک ست آپ آزمایشگاهی جهت بررسی نوسان گیر در نقاط مشخص شده بر اساس مرجع [۲۱]



شکل ۶-۱: شرط مرزی ورودی به نوسان گیر به ازای سه دور موتور بر اساس مرجع [۲۰]

## ۱-۳ ارتباط موضوع تحقیق با مطالعات گذشته

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 گذشته که صحت آن‌ها مورد تأیید است بهره‌گیری شده است:

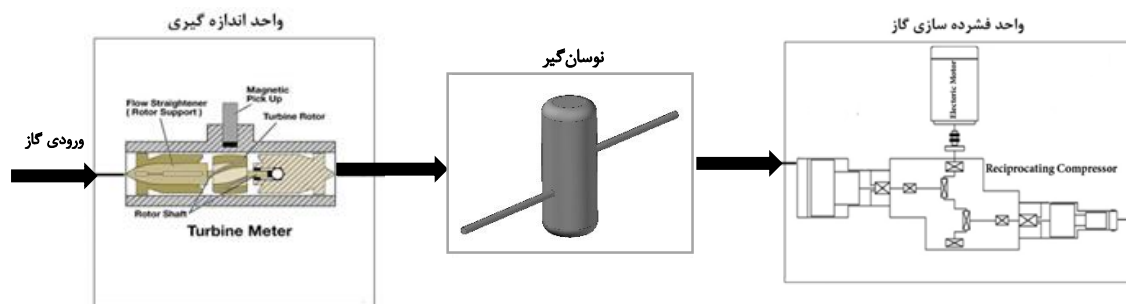
۱. طرح هندسه نوسان‌گیر و روش حل مورد استفاده بر اساس مرجع [۲۰، ۲۱]
۲. اعتبارسنجی حل با استفاده از مقایسه نتایج به دست آمده با نتایج معتبر مرجع [۲۰، ۲۱]

## ۱-۴ اهداف پروژه و فرآیند حل

در این پروژه، هدف کاهش میزان نوسانات در خط مکش کمپرسور ایستگاه CNG<sup>۱</sup> و کاهش تأثیر این نوسانات بر دبی سنج‌های توربینی است. جهت کاهش میزان این نوسانات، نوسان‌گیری به صورت استوانه-ای در خط جریان پیشنهاد شده است، که برای به دست آوردن حجم کمینه آن از استاندارد API 618 [۲۲] بهره‌گیری شده است. در این پروژه سعی شده است چندین پارامتر جهت دستیابی به بهترین طرح و هندسه از نوسان‌گیر بررسی شود. از جمله این پارامترها افزایش نسبت حجم به حجم کمینه، نسبت ارتفاع به قطر سیلندر، تأثیر افزایش فاصله بین نوسان‌گیر و کمپرسور و همچنین وجود یک بافل یا تیغه ساده در سیلندر نوسان‌گیر است. شکل ۱-۷ شماتیکی از محل قرارگیری نوسان‌گیر بین کمپرسور و دبی سنج توربینی و جهت جریان را نشان می‌دهد.

---

<sup>۱</sup> Compressed Natural Gas



شکل ۱-۷: محل قرار گیری نوسان گیر بین کمپرسور و دبی سنج توربینی و جهت جریان

به جهت دستیابی به هدف مذکور و یافتن توزیع فشار و سرعت در ورودی نوسان گیر، باید معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی برای جریان تراکم پذیر، متلاطم و ناپایا به طور همزمان در کل دامنه محاسباتی، حل گردد. جهت حل همزمان این معادلات، از روش عددی حجم محدود<sup>۱</sup> و الگوریتم سیمپل<sup>۲</sup> و مدل مغشوش  $k-\varepsilon$  Realizable استفاده شده است، به این منظور کل دامنه محاسباتی شبکه بندی (مش<sup>۳</sup>) شده و معادلات مذکور در تمامی این گره های محاسباتی حل گردیده است.

جهت حل عددی به روش حجم محدود از نرم افزار دینامیک محاسباتی انسیس فلوئنت<sup>۴</sup> برای شبیه سازی عددی استفاده شده است، اما چون در این نرم افزار شرایط مرزی به صورت پیش فرض ثابت بوده و تابعیت زمانی ندارد، یکسری توابع تعریف شده توسط کاربر (UDF<sup>۵</sup>) به این نرم افزار الحاق شده است. این توابع (کد) به زبان کد نویسی C بوده و پس از تفسیر<sup>۶</sup> به ساختار حل گر این نرم افزار افزوده شده اند.

در فصل اول به بیان مسئله موجود در صنعت گاز مخصوصاً در ایستگاه های CNG و ضرورت بررسی و ارائه راهکار در جهت بهبود آن پرداخته و مطالعات پیشین مرتبط با مسئله و اهداف پایان نامه را بیان کرده است. فصل دوم انواع ایستگاه های CNG و تجهیزات آن را توضیح داده است. در فصل سوم توضیحی در مورد ساختار دبی سنج توربینی و همچنین روابط تئوریک آن آورده شده است. فصل چهارم ابتدا با

<sup>۱</sup> Finite volume

<sup>۲</sup> SIMPLE Algorithm

<sup>۳</sup> Mesh

<sup>۴</sup> Fluent

<sup>۵</sup> User Defined Function

<sup>۶</sup> Compile

بیان فرضیات حل به توضیح معادلات حاکم در بررسی مسئله پرداخته است و در ادامه این فصل، نحوه مدل سازی عددی و هندسه مسئله در بررسی هر پارامتر، نوع شبکه بندی، شرایط مرزی و تنظیمات حلگر را بیان کرده است. در فصل پنجم می توان نتایج مربوط به هر پارامتر را مشاهده و توضیحات آن را بررسی کرد. در پایان این فصل جمع بندی نتایج و پیشنهاداتی در مورد مطالعات آینده آمده است.



## **فصل دوم**

# **آشنایی با ایستگاه سوخت رسانی CNG و**

## **تجهیزات آن**

## ۱-۲ مقدمه

امروزه با توجه به وجود منابع غنی گاز در ایران و مشکلات زیست‌محیطی ناشی از استفاده از سوخت‌های هیدروکربنی سنگین، گرایش عمومی در جهت استفاده از گاز طبیعی روزبه‌روز افزون‌تر شده است. گاز طبیعی از سوخت‌های پاک به شمار می‌آید که در صورت استفاده‌ی صحیح آن در خودروها، میزان ذرات آلاینده‌ی مضر خروجی از خودروها تا حد زیادی کاهش خواهد یافت. گسترش استفاده از گاز طبیعی و عمومی‌سازی خودروهای گازسوز در مرحله اول نیازمند احداث ایستگاه‌های سوخت‌رسانی CNG است، زیرا تا زمانی که پشتوانه مناسبی برای تأمین سوخت گاز طبیعی از طریق ایستگاه‌های سوخت‌رسانی وجود نداشته باشد، تمایل به استفاده از خودروهای گازسوز نیز وجود نخواهد داشت. در این میان مجموعه عوامل متنوع و مهمی در پایه‌گذاری یک سیستم جامع که بتواند با در نظر گرفتن نیاز مصرف‌کننده و همچنین با بررسی دقیق تمام فاکتورهای دخیل در این فناوری رو به رشد، از پس انتظارات به‌خوبی برآید، اهمیت خود را به‌وضوح نمایان می‌کند.

ازجمله فاکتورهای موردبحث که در بالا بدان اشاره شد می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

۱. جایگاه‌های سوخت‌رسانی CNG (مطالعات زیربنایی، طراحی بهینه و ...)
۲. مخازن مورد استفاده برای ذخیره گاز CNG
۳. دستگاه‌های دقیق مانیتورینگ و کنترل فرایند در حین عملیات سوخت‌گیری
۴. ماشین‌آلات و اجزای مکانیکی و الکترونیکی موردنیاز در مجموعه
۵. تدوین یک استراتژی درست و منطقی برای انجام هرچه بهتر فرایند سوخت‌گیری و ...

## ۲-۲ گاز طبیعی

گاز طبیعی، گازی است بی‌رنگ، بی‌بو و بی‌اثر که قسمت عمده آن را متان تشکیل می‌دهد. علاوه بر متان که تقریباً ۸۰ تا ۹۸ درصد مولی ترکیب گاز طبیعی را تشکیل می‌دهد، هیدروکربن‌های دیگری نظیر اتان (بین ۱ تا ۸ درصد مولی)، پروپان (۲ درصد مولی)، بوتان و پنتان (کمتر از ۱ درصد مولی) نیز



در ترکیب آن یافت می‌شود. این سوخت به دو صورت گاز طبیعی فشرده‌شده (CNG) و گاز طبیعی مایع‌شده (LNG)<sup>۱</sup> مورد استفاده قرار می‌گیرد. در سوخت CNG، گاز طبیعی تا فشار بالای ۲۵۰ بار متراکم می‌شود [۲۳]. ترکیب معمول و مشخصات گاز طبیعی موجود در ایران در جدول ۱-۲ ارائه شده است [۲۴].

جدول ۱-۲: نمونه ترکیب و مشخصات گاز طبیعی موجود در ایران [۲۴]

ترکیب	درصد مولی
متان	۹۸/۵۷
اتان	۰/۶۳
پروپان	۰/۱
ایزو بوتان	۰/۰۲
دی‌اکسید کربن	۰/۰۱
مونواکسید کربن	۰/۰۱
محتوای رطوبت	۷ lb/MSCF
ارزش حرارتی	۴۹/۶ MJ/kg
عدد متان	۷۵/۵
بیشترین نسبت تراکم تقریبی	۱۱

استفاده از سوخت CNG برای وسایل نقلیه مختلف اعم از اتوبوس‌های شهری و بین‌شهری، ماشین‌آلات کشاورزی، کامیون‌های باری، وانت‌بارها و ... به کار گرفته شده است. هرچند که مهم‌ترین کاربرد آن برای وسایل نقلیه شهری و خودروهای شخصی است. این کاربرد از آن جهت اهمیت پیدا می‌کند که مشکل آلودگی هوا در شهرهای بزرگ به چالش غیرقابل حل تبدیل شده است. می‌توان از این سوخت به عنوان سوخت جایگزین مناسب سوخت‌های فسیلی مایع، اعم از بنزین و گازوئیل که دارای آلاینده‌گی بیشتری نسبت به CNG هستند، سود برد [۲۵].

<sup>۱</sup> Liquefied Natural Gas

## ۱-۲-۲ نحوه تأمین گاز ایستگاه سوخت‌رسانی CNG

بیشتر ایستگاه‌های سوخت‌رسانی CNG در سراسر دنیا از لوله‌کشی گاز شهری تغذیه می‌شوند. در این حالت یکی از مسائل بسیار مهم در تعیین محل احداث ایستگاه، فشار گاز در خط لوله‌ی ورودی ایستگاه است که این عامل تعیین‌کننده‌ی قدرت موردنیاز کمپرسور برای فشرده‌سازی گاز طبیعی است. در شهر تهران، به‌طورمعمول شعب اصلی گاز شهری از طریق لوله‌ی ۱۲in (۳۰۵mm) و با فشار تقریبی ۱۷bar تغذیه می‌شوند. در این شرایط سرعت گاز در حدود ۱۰m/s و دبی آن تقریباً  $4000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$  است. میزان مصرف متوسط گاز در یک ایستگاه با تعداد ۸ شلنگ سوخت‌رسانی که برای تأمین سوخت ۱۰۰۰ دستگاه خودرو در روز طراحی شده است،  $550 \text{ Nm}^3/\text{hr}$  خواهد بود. این مقدار در زمان اوج مصرف که خودروهای زیادی نیاز به سوخت‌گیری دارند، افزایش خواهد یافت. با توجه به این مثال مصرف گاز یک ایستگاه سوخت‌رسانی CNG در حدود ۲ تا ۳ درصد ظرفیت گاز لوله‌کشی شهری تهران است [۲۴]. علاوه بر تأمین گاز ایستگاه از طریق خطوط لوله‌کشی گاز شهری، از دو سیستم دیگر نیز می‌توان جهت تأمین گاز موردنیاز ایستگاه استفاده نمود. در سیستم اول، که به سیستم مادر-دختر<sup>۱</sup> معروف است، گاز ابتدا فشرده‌شده و به‌صورت CNG، در مخازن ذخیره می‌گردد. این مخازن توسط کامیون به محل استفاده منتقل می‌شوند. روش دیگر، مایع کردن گاز طبیعی فشرده (LCNG<sup>۲</sup>) است. با اجرای این روش در ایستگاه سوخت‌رسانی، گاز مایع توسط یک پمپ کرایوژنیک به فشار ۲۵۰bar رسیده و سپس با اضافه نمودن کمی گرما به‌صورت گاز درآمده و آماده‌ی تزریق به مخازن موجود در خودرو می‌گردد.

## ۲-۲-۲ ایستگاه سوخت‌رسانی سریع

در طراحی این نوع ایستگاه‌ها فرض می‌شود که استفاده از آن عمومی است و تعداد خودروهای

<sup>۱</sup> Mother-Daughter System

<sup>۲</sup> Liquefied Compressed Natural Gas

سوخت‌گیری کننده در زمان خاص از الگوی معینی پیروی نمی‌کند<sup>۱</sup>. به‌منظور سوخت‌رسانی در حجم بالا و زمان کوتاه، در این ایستگاه‌ها از یک سری مخازن، بین کمپرسور و توزیع‌کننده استفاده می‌شود، به‌طوری‌که بدون استفاده از این مخازن ممکن است نتوان تنها با به کار گرفتن کمپرسور، به سوخت‌رسانی در ماکزیمم طرح سوخت‌رسانی دست‌یافت. در طول مدتی که ایستگاه در ماکزیمم سوخت‌رسانی قرار ندارد، کمپرسورها به‌منظور پر کردن مخازن تا ظرفیت موردنظر استفاده می‌شوند. به‌منظور سرویس‌دهی یک ناوگان بزرگ عمومی، ناگزیر باید به طریقی زمان سوخت‌رسانی را کاهش داد. بدون استفاده از مخازن و به‌منظور کاهش زمان سوخت‌رسانی از ۸ تا ۱۰ ساعت، به ۵ تا ۸ دقیقه، تنها راه ممکن افزایش اندازه و ظرفیت کمپرسور است که با توجه به ظرفیت موردنیاز کمپرسور، ممکن است چنین کمپرسوری موجود نباشد. در بعضی موارد لازم خواهد بود مقدار  $430 \text{ Nm}^3$  گاز در مدت ۵ دقیقه انتقال داده شود، یعنی کمپرسوری با ظرفیت تقریبی  $6000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$  موردنیاز است. این در حالی است که محدوده‌ی کمپرسورهای موجود و قابل کاربرد در ایستگاه‌های CNG تا حدود  $2000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$  است. بنابراین به‌خصوص در مواردی که بار ایستگاه از یک روز تا روز دیگر متفاوت است بهترین روش به‌منظور کاهش زمان سوخت‌رسانی، استفاده از مخازن فشار بالا در ایستگاه است [۲۴].

در سوخت‌رسانی سریع، ابتدا کمپرسور، مخازن پرفشار ایستگاه را تا فشار و ظرفیت موردنظر پر کرده و سپس عمل سوخت‌رسانی از مخزن ایستگاه به مخزن خودرو انجام می‌گیرد. سرعت سوخت‌رسانی با اختلاف فشار بین مخازن خودرو و ایستگاه رابطه مستقیم دارد. هرچه این اختلاف فشار بیشتر باشد سرعت سوخت‌رسانی بیشتر خواهد بود. در طراحی این نوع ایستگاه‌ها باید به متناسب بودن ظرفیت کمپرسور و حجم مخزن توجه ویژه‌ای نمود. نکته اساسی دیگر اینکه قبل از طراحی اجزا مختلف ایستگاه می‌بایست نوع خودروهای سوخت‌گیری کننده و میزان سوخت موردنیاز، تحت مطالعه و تحقیق قرار گیرد. این کار باعث خواهد شد که اندازه مخازن ذخیره ایستگاه به‌درستی تعیین گردند و در بهینه نمودن اندازه و صرفه‌جویی در هزینه‌ها بسیار مفید خواهد بود. میزان افت فشار بین مخزن ایستگاه و

---

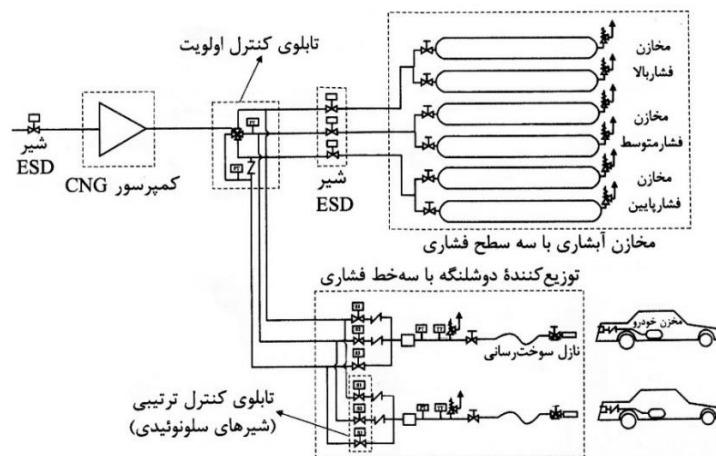
<sup>۱</sup> Random Vehicle Fueling Pattern

مخزن خودرو باید مورد توجه قرار گیرد. افت فشار زیاد در این مسیر از اختلاف فشار مؤثر بین دو مخزن می‌کاهد. در ایستگاه‌های سوخت‌رسانی سریع می‌توان از سه سیستم سوخت‌رسانی به‌صورت زیر استفاده نمود:

۱. سیستم سوخت‌رسانی سریع سه خط<sup>۱</sup> (شکل ۱-۲)

۲. سیستم سوخت‌رسانی سریع تک خط<sup>۲</sup> (شکل ۲-۲)

۳. سیستم سوخت‌رسانی منحرف‌کننده<sup>۳</sup> (شکل ۳-۲)

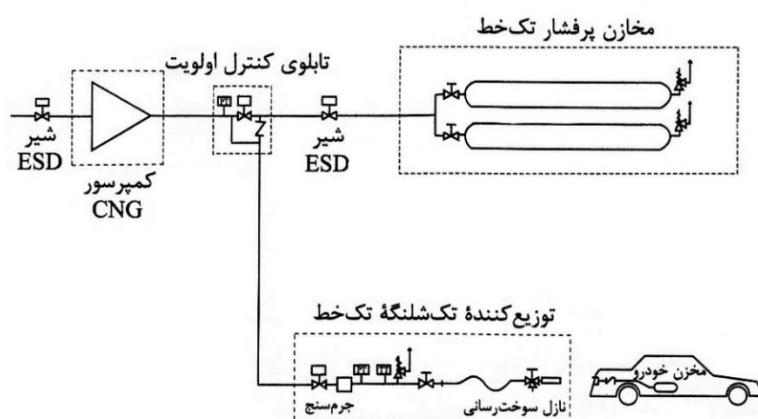


شکل ۱-۲: سیستم سوخت‌رسانی سریع سه خط [۲۶]

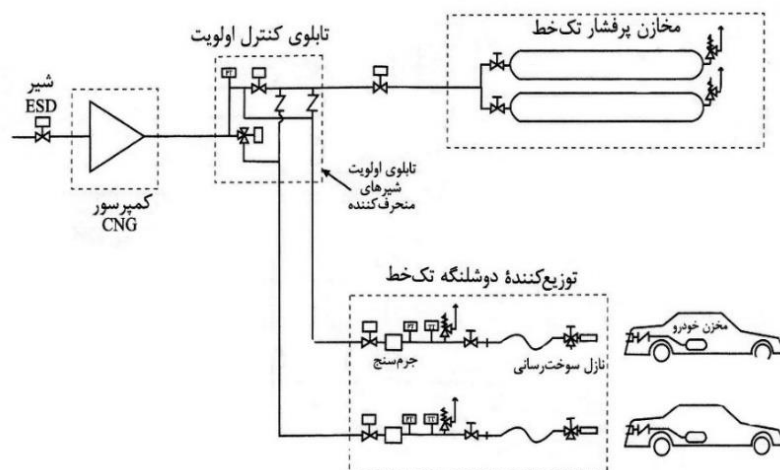
<sup>۱</sup> Three Line Fast Fill System

<sup>۲</sup> Single Line Fast Fill System

<sup>۳</sup> Diverter System



شکل ۲-۲: سیستم سوخت رسانی سریع تک خط [۲۶]



شکل ۲-۳: سیستم سوخت رسانی منحرف کننده [۲۶]

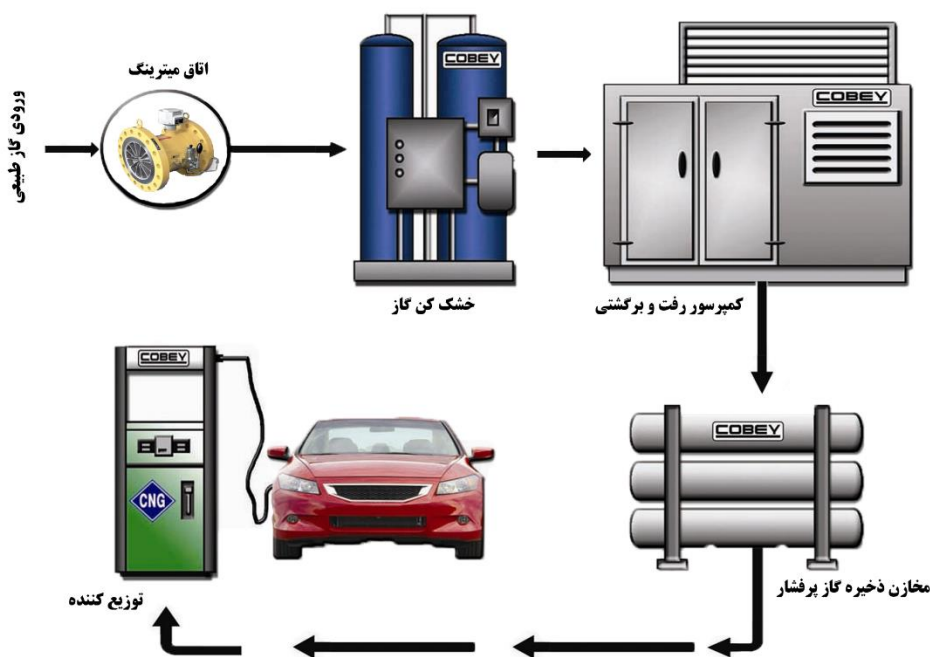
## ۲-۳ تجهیزات و تغذیه ایستگاه سوخت رسانی CNG

در طراحی یک ایستگاه سوخت رسانی CNG باید به مسائلی نظیر انتخاب محل مناسب برای احداث ایستگاه، میزان سوددهی و همچنین پتانسیل رشد و بهره‌برداری توجه نمود. این کار باید به گونه‌ای صورت گیرد که ایستگاه‌های سوخت رسانی CNG قابل رقابت با ایستگاه‌های سوخت‌های مایع نظیر بنزین و گازوئیل باشند. در این راستا، دستگاه‌های توزیع سوخت در ایستگاه‌های سوخت رسانی CNG باید از امکاناتی مشابه یا حتی بالاتر از ایستگاه‌های سوخت رسانی مرسوم برخوردار باشند [۲۳].

به‌طور کلی اجزای اصلی مکانیکی ایستگاه‌های سوخت‌رسانی CNG عبارت‌اند از:

- واحد اندازه‌گیری (میترینگ<sup>۱</sup>)
- خشک‌کن گاز طبیعی
- کمپرسور
- مخازن
- توزیع‌کننده

که ارتباط این اجزا به‌صورت شماتیک در شکل ۴-۲ نشان داده‌شده است. علاوه بر اجزا مذکور اجزای دیگری نظیر واحدهای کنترل الکتریکی و مکانیکی نیز ضروری است.



شکل ۴-۲: اجزای مختلف ایستگاه سوخت‌رسانی CNG

<sup>۱</sup> Metering

## ۱-۳-۲ اتاق میترینگ

ایستگاه میترینگ، در محل اصلی و ورودی ایستگاه CNG، تعبیه و نصب می‌گردد. همان‌طور که در شکل ۴-۲ ملاحظه می‌گردد روی گاز ورودی به ایستگاه قبل از ورود به کمپرسور باید عملیاتی انجام گیرد. این عملیات معمولاً در اتاقی به نام اتاق میترینگ انجام خواهد شد.

دو عمل اصلی که در اتاق میترینگ انجام می‌گیرد، تصفیه گاز و اندازه‌گیری دبی گاز ورودی به ایستگاه است. تمامی اختیارات و الزامات این اتاق بر عهده شرکت گاز منطقه‌ای است. این شرکت با توجه به دبی سنج به کار گرفته‌شده در این اتاق، میزان مصرف گاز ایستگاه را اندازه‌گیری می‌کند. معمولاً در ایران، نوع دبی سنج استفاده‌شده در اتاق میترینگ ایستگاه CNG، از نوع دبی سنج‌های توربینی<sup>۱</sup> است که در ادامه به شرح آن خواهیم پرداخت.

## ۱-۱-۳-۲ دبی سنج توربینی

پیش از توسعه استفاده جریان‌سنج‌های توربینی در صنایع نفت و گاز، به دلیل بالا بودن دقت و قابل‌اعتماد بودن نتایج سنجش آن‌ها، این جریان‌سنج‌ها به‌طور وسیعی در صنایع هوافضا مورد استفاده قرار داشته است. به دلایل ذکرشده، در سال ۱۹۷۰ میلادی به دنبال تدوین استاندارد API 2534 استفاده از جریان‌سنج‌های توربینی در صنایع نفت و گاز رواج پیدا کرد. استفاده به جهت اندازه‌گیری میزان جریان سیال به‌قصد فروش<sup>۲</sup>، پالایشگاه نفت و گاز، خطوط لوله، بارگیری کشتی‌های نفتی، بارگیری و تخلیه ماشین‌های حمل نفت و ... از جمله کاربردهای این نوع جریان‌سنج‌ها است.

### مزایا [۳]

- به‌هم‌پیوسته و جمع‌وجور، نصب آسان، ارزان (در مقایسه با دیگر تکنولوژی‌های اندازه‌گیری)
- دارای محدوده رنج کاربری خوب

<sup>۱</sup> Turbine Flow Meters

<sup>۲</sup> Custody Transfer Metering

- بازخوانی حجم مستقیم
- عدم خفه کردن جریان گاز

### معایب [۳]

- در محدوده جریان کم
- حساس به سایش مکانیکی<sup>۱</sup>
- اثرپذیری در جریان‌های متناوب یا نوسانی

## ۲-۳-۲ عملکرد تجهیزات اصلی ایستگاه سوخت‌رسانی CNG

گاز پس از پالایش نسبی در اتاق میتزینگ، وارد کمپرسور می‌گردد. این کمپرسورها معمولاً از نوع رفت و برگشتی چندمرحله‌ای می‌باشند و فشار گاز در خروجی آن‌ها به حدود ۲۵۰ bar می‌رسد. یکی از پارامترهای مهم در هزینه‌ی فشرده‌سازی، فشار گاز ورودی به کمپرسور است. هرچه این فشار بیشتر باشد، هزینه فشرده‌سازی کمتر خواهد شد.

گاز پس از فشرده‌سازی در کمپرسور، به منظور ذخیره‌سازی به سمت مخازن ذخیره هدایت می‌گردد. این مخازن با ذخیره‌سازی گاز طبیعی، پتانسیل و ظرفیت سوخت‌رسانی ایستگاه را افزایش می‌دهند. در نهایت آخرین عضو اصلی ایستگاه سوخت‌رسانی، توزیع‌کننده است. توزیع‌کننده‌ها وظیفه اصلی انتقال گاز از مخازن ایستگاه به مخازن خودرو را بر عهده دارند.

مخازن خودروهای سبک در هر نوبت سوخت‌گیری حداقل به  $18 \text{ Nm}^3 - 10 \text{ Nm}^3$  گاز طبیعی نیاز خواهند داشت. این میزان در مورد کامیون‌ها و اتوبوس‌ها در حدود  $300 \text{ Nm}^3 - 100 \text{ Nm}^3$  است [۲۴]. به‌طور معمول، فشار گاز در مخازن خودرو در حدود ۲۰۰ bar است که این میزان در مورد خودروهای OEM<sup>۲</sup> بیشتر است. فشار گاز در مخازن ایستگاه سوخت‌رسانی در حدود ۲۵۰ bar است. این اختلاف

<sup>۱</sup> Mechanical wear

<sup>۲</sup> Original Equipment Manufacturer



فشار بین مخازن ایستگاه و مخازن خودرو باعث انتقال سوخت به خودرو خواهد شد.

## ۴-۲-۳-۲ عملکرد کمپرسور رفت و برگشتی ایستگاه سوخت‌رسانی CNG

به‌منظور بالا بردن چگالی انرژی، در ایستگاه سوخت‌رسانی CNG گاز را فشرده می‌کنیم. این امر کمپرسورها را به مهم‌ترین دستگاه در ایستگاه‌های سوخت‌رسانی CNG تبدیل می‌کند. کمپرسور، قلب ایستگاه CNG است که هدف نهایی ایستگاه وابسته به عملکرد صحیح آن است. همان‌گونه که اشاره شد این کمپرسورها از نوع رفت و برگشتی هستند که از نظر شکل ظاهری و بعضی از اجزا مکانیکی شباهت زیادی به موتورهای احتراق داخلی دارند. وظیفه کمپرسور در ایستگاه، تغذیه مخازن پرفشار جهت انجام عمل سوخت‌رسانی است که در بعضی موارد کمپرسور به‌طور مستقیم این وظیفه را انجام می‌دهد. توان این کمپرسورها معمولاً بین ۲۵ تا ۲۵۰ اسب بخار ترمزی<sup>۱</sup> است. از مهم‌ترین مزایای کمپرسورهای رفت و برگشتی می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

- امکان ساخت به‌صورت یک یا چند مرحله‌ای در یک پوسته‌ی واحد
- امکان ساخت یکپارچه‌ی کمپرسور به همراه یک موتور احتراق داخلی یا موتور الکتریکی (به‌عنوان محرک کمپرسور) در یک پوسته واحد (مدل واحد<sup>۲</sup>)
- قابلیت کنترل توان و همچنین راندمان بالا
- کارایی قابل قبول در هد بالا و دبی‌های نسبتاً پایین
- فراوان بودن تجهیزات جانبی و پایین بودن هزینه‌های نگهداری
- امکان استفاده از موتورهای الکتریکی به‌عنوان محرک

از معایب این کمپرسورها نیز می‌توان به ارتعاشات زیاد آن‌ها اشاره نمود. در صورتی که فشار بالایی نیاز باشد معمولاً به دلایل فنی و اقتصادی از کمپرسورهای ۲ تا ۵ مرحله‌ای با فشار خروجی نسبی ۳۶۰۰ psig

<sup>۱</sup> Brake Horse Power (BHP)

<sup>۲</sup> Integrated Model

(۲۴۸bar) تا ۵۰۰۰psig (۳۴۵bar) و با نرخ توانی در حدود ۲ تا ۱۰۰۰ اسب بخار (۱/۵ تا ۷۴۵/۷ کیلووات) استفاده می‌شود. کمپرسورهای چندمرحله‌ای به دلایل زیر نسبت به کمپرسورهای تک‌مرحله‌ای از ارجحیت بیشتری برخوردارند:

- امکان سرد کردن گاز در مراحل میانی وجود دارد.
- به ازای یک نسبت فشار معین، کار موردنیاز در یک کمپرسور چندمرحله‌ای کمتر از یک کمپرسور تک‌مرحله‌ای است.
- کمپرسورهای چندمرحله‌ای از تعادل دینامیکی بهتری برخوردارند.
- نشتی گاز در کمپرسورهای چندمرحله‌ای کمتر است.
- به علت کاهش دما، مشکلات روغن کاری از افزایش دما کاهش می‌یابد.
- راندمان حجمی کمپرسورهای چندمرحله‌ای بیشتر است.
- به علت وجود فشارهای کارکرد مختلف در سیلندرها، در مراحل اولیه نیازی به ساخت سیلندره‌ای پرفشار نخواهد بود.

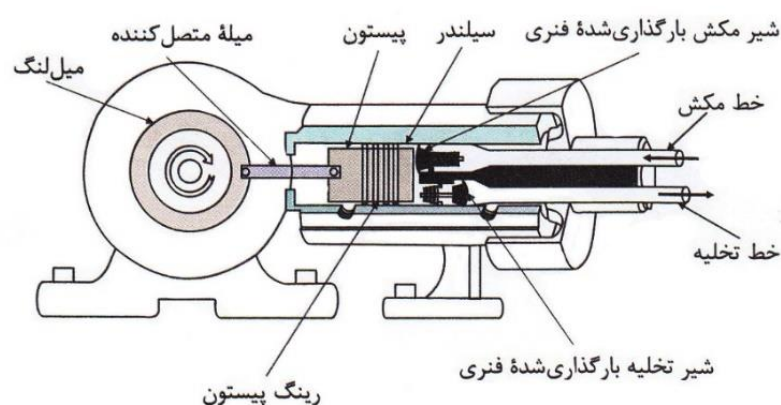
شکل ۲-۵ و شکل ۲-۶، نمایی از تجهیزات کمپرسورهای رفت و برگشتی یک مرحله‌ای و چندمرحله‌ای و نحوه ارتباط این تجهیزات را نشان می‌دهند. این نوع کمپرسورها به همراه تجهیزات وابسته مانند لوله‌ها، اتصالات و تجهیزات کنترلی و وسایل اندازه‌گیری و حفاظتی معمولاً روی پایه‌ی کمپرسور<sup>۱</sup> نصب می‌گردند. مهم‌ترین مشکل کمپرسورهای چندمرحله‌ای بالا بودن هزینه تولید به دلیل وجود تجهیزات بیشتر مانند خنک‌کن‌های میانی و تجهیزات کنترلی است. مشکل مصرف زیاد برق توسط راه‌انداز کمپرسور، سازندگان را به سمت استفاده از موتورهای گازسوز سوق داده است. مطابق برخی آمارها این راهکار حدود ۴۰٪ یا حتی بیشتر، صرفه‌جویی اقتصادی به همراه داشته است.

کمپرسورهای CNG اصولاً بر پایه‌ی کمپرسورهای گاز یا کمپرسورهای هوای صنعتی طراحی می‌شوند.

---

<sup>۱</sup> Compressor Skid

این کمپرسورها هم به صورت سیلندر متقابل<sup>۱</sup> و هم صندوقی<sup>۲</sup> یافت می‌شوند. در کمپرسورهای سیلندر متقابل، سیلندره‌ای مراحل مختلف با اختلاف ۱۸۰ درجه در مقابل یکدیگر قرار دارند. در برخی موارد فشردگی گاز یک مرحله‌ی تراکم، در دو طرف یک پیستون، در یک محفظه سیلندر انجام می‌شود که به آن سیلندر دوطرفه<sup>۳</sup> گویند. در مقابل، سیلندره‌ای یک‌طرفه<sup>۴</sup> به سیلندرهایی اطلاق می‌شود که فشردگی گاز تنها در یک طرف پیستون امکان‌پذیر باشد. شایان ذکر است که کمپرسورهای صندوقی به کمپرسورهایی گفته می‌شود که دارای ساختاری مشابه با موتورهای احتراق داخلی خطی می‌باشند که در آن‌ها سیلندرها در یک ردیف قرار می‌گیرند. در این کمپرسورها، گاز پرفشار در محفظه کارتل وجود نداشته اما نشت پیوسته گاز از اطراف محفظه میله‌ی پیستون به چشم می‌خورد.



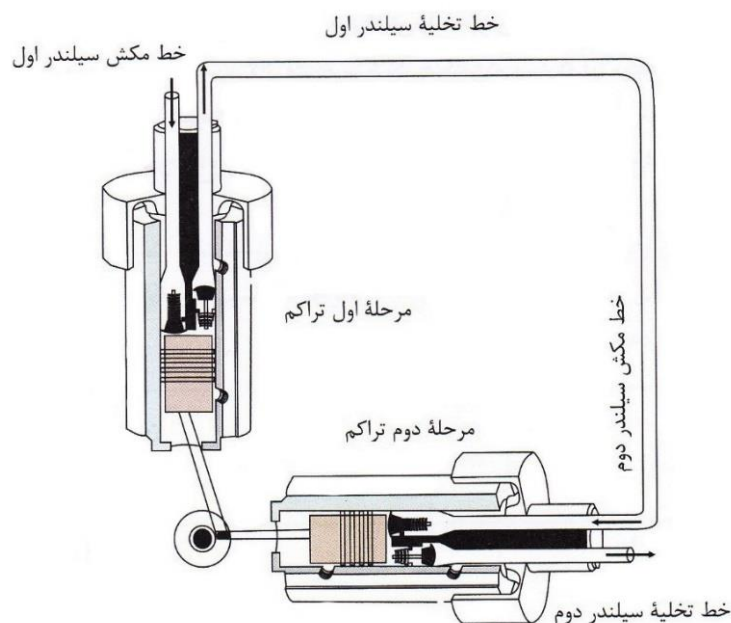
شکل ۲-۵: کمپرسور رفت و برگشتی یک مرحله‌ای

<sup>۱</sup> Cross Head Compressor

<sup>۲</sup> Trunk Piston Compressor

<sup>۳</sup> Double Acting Cylinder

<sup>۴</sup> Single Acting Cylinder



شکل ۲-۶: کمپرسور رفت و برگشتی چندمرحله‌ای

کمپرسورهایی که بر اساس کمپرسور گاز طراحی می‌شوند دارای یک بلوک مرکزی بوده و ترکیب سیلندرها در آن‌ها اغلب از نوع سیلندر متقابل است. ارتعاشات کم، بهره‌برداری آسان و تنوع اشکال طراحی از مزایای این طرح محسوب می‌شود. همچنین اشغال فضا، آلودگی زیاد گاز به وسیله روغن و نشستی پیوسته گاز از محفظه میله‌ی پیستون از جمله معایب آن می‌باشند. این در حالی است که کمپرسورهایی که بر اساس هوای صنعتی طراحی می‌شوند در دو مدل شعاعی<sup>۱</sup> و تک بلوک<sup>۲</sup> وجود دارند. طرح شعاعی هم به شکل کمپرسورهای سیلندر متقابل و هم از نوع صندوقی است.

کمپرسورهای تک بلوک بر اساس بلوک‌های موتور ۸ سیلندر V-شکل بوده که شامل بخش فشرده‌سازی گاز (کمپرسور) و بخش تولید توان (موتورگازی) می‌باشد. در این بلوک، ۴ سیلندر برای فشرده‌سازی گاز در چند مرحله و ۴ سیلندر هم مربوط به تولید توان است [۲۳].

<sup>۱</sup> Radial

<sup>۲</sup> Mon block

## ۵-۲-۳-۲ فشار ورودی کمپرسور

فشار ورودی عبارت است از فشار گاز قبل از ورود به مجموعه‌ی کمپرسور، به عبارت دیگر این فشار همان فشار تغذیه‌ی کمپرسور است. بسته به موقعیت ایستگاه سوخت‌رسانی، فشار گاز ورودی ممکن است از ۵۰ psig (۳/۴۵bar) تا ۵۰۰ psig (۳۴/۵bar) متفاوت باشد<sup>۱</sup>. فشار ورودی (مکش) بالاتر، سبب افزایش نرخ جریان گاز ورودی خواهد شد. معمولاً به منظور دستیابی به فشار مکش پایدار، در قسمت ابتدایی خط لوله‌کشی ایستگاه از رگلاتور فشار استفاده می‌شود و همراه با آن یک دستگاه اندازه‌گیری فشار نیز نصب می‌گردد تا در صورت کاهش فشار ورودی از حد مجاز یا ارسال سیگنال کنترلی به مدار فرمان، سبب خاموش شدن کمپرسور گردد. از آنجاکه فشار خروجی کمپرسور ثابت است، فشار ورودی بیشتر به معنی کاهش نسبت تراکم کلی و در نتیجه کاهش کار مورد نیاز برای فشرده‌سازی گاز خواهد بود. به منظور کمینه نمودن مصرف انرژی، سازندگان کمپرسور تجهیزات خود را بر اساس کاربرد و فشار مکش گاز موجود طراحی می‌نمایند [۲۳].

## ۶-۲-۳-۲ فشار خروجی کمپرسور

پیشنهاد می‌گردد برای سوخت‌گیری خودروها تا فشار ۳۰۰۰ psig (۲۰۷bar)، فشار خروجی کمپرسور ۳۶۰۰ psig (۲۴۸bar) باشد و به همین ترتیب در خودروهایی تا فشار ۳۶۰۰ psig (۲۴۸bar)، بهتر است فشار خروجی کمپرسور ۴۵۰۰ psig (۳۱۰bar) انتخاب گردد. حتی بعضی از کارشناسان برای اطمینان از سوخت‌رسانی کامل تا فشار ۳۰۰۰ psig (۲۰۷bar) پیشنهاد می‌نمایند که در این حالت فشار خروجی کمپرسور ۴۵۰۰ psig (۳۱۰bar) انتخاب شود. این در حالی است که هزینه‌ی سرمایه‌گذاری کمپرسورهایی با فشار خروجی ۴۵۰۰ psig (۳۱۰bar)، تنها ۵ تا ۱۰ درصد بیشتر از همان نمونه کمپرسور با فشار خروجی ۳۶۰۰ psig (۲۴۸bar) است. البته می‌بایست در نظر داشت که فشار خروجی بیشتر سبب افزایش نسبت تراکم و در نتیجه افزایش دمای گاز خروجی از سیلندره‌ای کمپرسور و سرانجام

<sup>۱</sup> فشار گاز ورودی برای ایستگاه‌های موجود در ایران در ورودی شهرها در محدوده‌ی ۶۰ psig (۴/۱ bar) تا ۲۵۰ psig (۱۷/۲ bar) قرار دارد..

افزایش بار اعمال شده بر میله پیستون می گردد [۲۳].

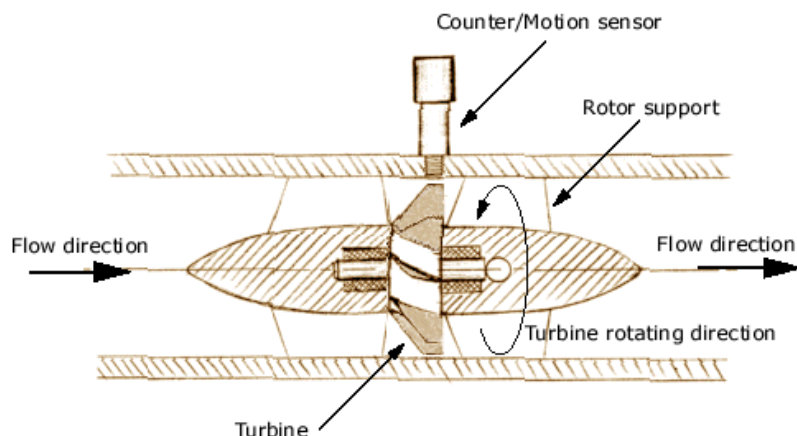
## فصل سوم

### بررسی دبی‌سنج‌های توربینی

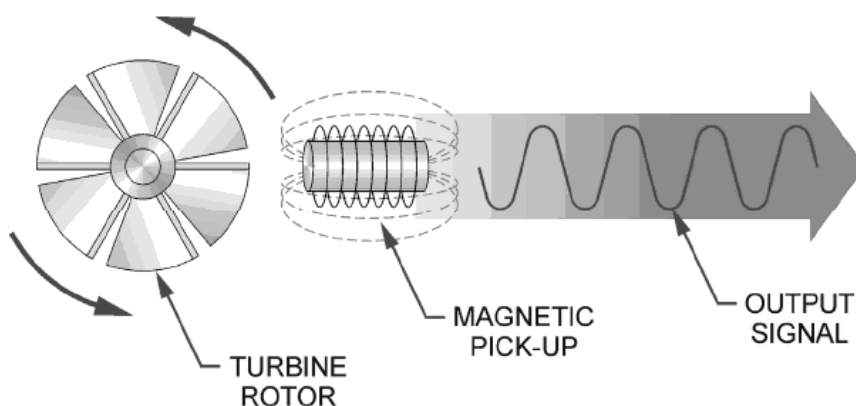
### ۳-۱ مقدمه

دبی سنج‌های نوع توربینی یکی از مهم‌ترین وسایل اندازه‌گیری در صنعت نفت و گاز هستند. دبی سنج توربینی نام خود را از نوع عملکرد گرفته است. چرخ توربین که روتور نامیده می‌شود، در مسیر عبور سیال قرار می‌گیرد. همان‌طوری که سیال وارد فضا‌های خالی بین پره‌های این چرخ می‌شود، به علت زاویه‌ای که این پره‌ها دارند، سیال از مسیر خود منحرف‌شده و نیرویی به پره‌ها وارد می‌کند که باعث چرخیدن روتور می‌شود. سرعتی که روتور در آن می‌چرخد، در یک محدوده معین به‌طور خطی با نرخ دبی متناسب است. روش‌های مختلفی برای تبدیل این چرخش به سیگنال قابل قرائت وجود دارد. در بعضی از کاربردها به‌وسیله یک اهرم مکانیکی چرخش روتور مستقیماً برای ثبت و یا نمایش به یک نمایشگر که به دبی سنج متصل شده منتقل می‌گردد. اما در اکثر مواقع از روش‌های الکتریکی برای این کار استفاده می‌شود. در شکل ۳-۱ برشی از یک دبی سنج توربینی نمایش داده شده است. یک روتور چند پره‌ای در مرکز لوله و در مسیر حرکت سیال نصب شده است، به‌طوری‌که پره‌ها روی یک شفت با زاویه ثابت به‌صورت شعاعی قرار گرفته‌اند. همچنین یک سیم‌پیچ با آهنربای دائمی روی قسمت بیرونی بدنه نصب شده است. روش کار به این صورت است که پره‌های روتور توربین که فلزی هستند بر اثر جریان سیال به حرکت درمی‌آیند، عبور نوک هر پره از جلوی کویل باعث تغییر جریان مغناطیسی کویل شده، در نهایت یک پالس تولید می‌کند. در شکل ۳-۲، پالس ایجادشده بر اثر چرخش روتور نمایش داده شده است.





شکل ۳-۱: برشی از یک دبی سنج توربینی



شکل ۳-۲: پالس ایجادشده بر اثر چرخش روتور

اندازه‌گیری حجم سیالات با استفاده از این دبی سنج‌ها تا زمانی که چگالی سیال عبوری از خط ثابت بماند، دقیق است. در این دبی سنج‌ها تعداد کل پالس‌های تولیدشده بیانگر مجموع حجم سیال عبوری و نرخ تولید این پالس‌ها بیانگر دبی سیال است. بعضی از دبی سنج‌های نوع توربینی که برای اندازه‌گیری حجم به کار می‌روند، مجهز به یک چگال سنج و یک میکرو کامپیوتر می‌باشند. با استفاده از مقدار چگالی سنج و وزن سیال عبوری، میکرو کامپیوتر حجم سیال عبوری را محاسبه می‌کند.

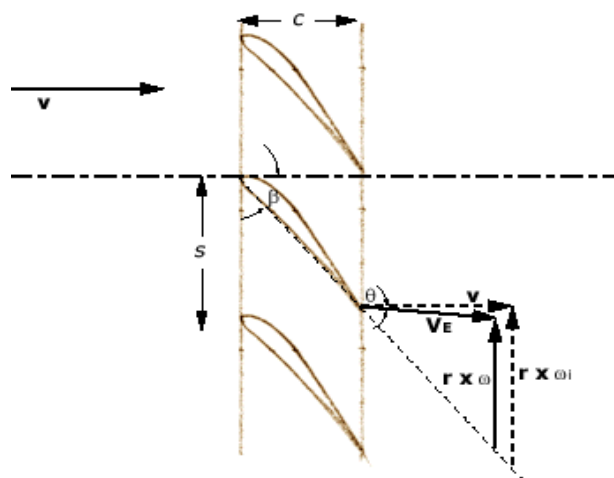
دبی سنج توربینی در جهان مورد قبول صنایع قرار گرفته است و در بسیاری از صنایع در نقاطی که به دقت اندازه‌گیری بالا مورد نیاز است، استفاده می‌گردد. این نوع دبی سنج‌ها برای اندازه‌گیری مواد نفتی با گرانش نسبتاً بالا و بارگیری مواد نفتی که دما و فشار عملیاتی سریعاً تغییر می‌کنند و یا این که محاسبات

نفت عبور کرده از آن‌ها به وسیله کامپیوتر انجام می‌گیرد، بکار گرفته می‌شوند. در بعضی از واحدهای عملیاتی صنایع پتروشیمی کشور نیز از این نوع دبی سنج‌ها به علت دقت بالا استفاده شده است؛ همچنین استاندارد و مقالات معتبر فراوانی در زمینه این دستگاه موجود است که می‌توان استاندارد AGA 7 و ISO 9951 را نام برد.

مقدار سیالی که از دبی سنج توربینی می‌گذرد، از اندازه‌گیری سرعت سیال استنباط می‌شود و عملکرد این دبی سنج‌ها را نمی‌توان دقیقاً از طریق تئوری هیدرودینامیک پیش‌بینی نمود، از این رو آزمایش مکرر آن‌ها ضرورت می‌یابد. برای این که اندازه‌گیری به نحو مطلوب انجام گیرد، باید جریان متلاطم و چرخشی پیش از ورود به دبی سنج به جریان مستقیم غیر متلاطم تبدیل شود. به همین منظور یک دسته لوله با قطر کم به نام لوله‌های مستقیم‌ساز جریان در درون بخش بالادست (ورودی) دبی سنج قرار داده می‌شود. این مجموعه لوله‌ها که حداقل سه برابر لوله ورودی طول دارند و حداقل از فاصله پنج برابر قطر لوله ورودی به دبی سنج، کار گذاشته می‌شوند، باعث ایجاد جریان مستقیم و غیر متلاطم به دبی سنج شده و در نتیجه دبی سنج می‌تواند عملکرد درستی از خود نشان دهد.

### ۲-۳ بررسی روابط تئوریک دبی سنج توربینی

سطح مقطع پره توربین به صورت زیر است:



شکل ۳-۳: سطح مقطع پره دبی سنج توربینی

برای سادگی فرض می شود که تیغه های توربین مستقیم و نازک هستند. شعاع روتور (شعاع ریشه پره)  $a$  و شعاع توربین (شعاع اندازه گیری در انتهای پره)  $R$ ، عرض پره  $C$  و فاصله بین پره ها  $S$  است. جریان ورودی با سرعت  $v$  سبب چرخش توربین با سرعت زاویه ای  $\omega$  می شود. اگر افت سرعت وجود نداشته باشد. سرعت زاویه ای ایده آل  $\omega_i$  توسط رابطه زیر با سرعت  $v$  ارتباط دارد:

$$R\bar{r}w_i = v \tan \beta \Rightarrow \frac{w_i}{v} = \frac{\tan \beta}{\bar{r}} \quad (۱-۳)$$

که  $\beta$  زاویه بین محور لوله (جهت ورودی جریان) و پره توربین،  $\bar{r}$  ریشه متوسط مجذور شعاع داخلی و خارجی پره است.

$$\bar{r} = \sqrt{\frac{R^2 + a^2}{2}} \quad (۲-۳)$$

حال به جای موقعیت ایده آل، سرعت خروجی از پره  $v_e$  خواهد بود که در شکل نشان داده شده است. بخاطر تغییر بردار سرعت، گشتاور  $T$  برای دوران توربین تولید می شود.

$$T = \int_a^R \frac{\rho A v \cdot 2\pi r \cdot r (rw_i - rw)}{\pi(R^2 - a^2)} dr = \rho A v \frac{R^2 + a^2}{2} (w_i - w) = \rho A v (\bar{r})^2 (w_i - w) \quad (۳-۳)$$

با استفاده از این رابطه داریم:

$$w = w_i - \frac{T}{\rho A v (\bar{r})^2} \quad (۴-۳)$$

وقتی توربین با سرعت ثابت می چرخد این گشتاور با مقدار برابر و مخالف جهت آن خنثی می شود با نادیده گرفتن فاکتورهای کوچک مهم ترین عامل گشتاور مخالف اثر نیروی دراگ  $F_d$  خواهد بود.

$$F_d = \frac{\rho v^2 C_d S}{2} \approx 0.074 Re^{-0.02} \rho v^2 S \quad (۵-۳)$$

که  $C_d$  ضریب درگ، نسبت درگ پره به درگ صفحه عمودی با همان مساحت است و در نهایت گشتاور خواهد شد:

$$T = n \cdot \left[ \frac{R+a}{2} \right] \cdot F_d \sin \beta = 0.037 Re^{-0.2} n (R+a) \rho v^2 S \sin \beta \quad (۶-۳)$$

که  $n$  تعداد پره است. با بکار بردن این جمله نسبت  $w$  به  $v$  به صورت زیر بدست می آید:

$$\frac{w}{v} = \frac{\tan \beta}{\bar{r}} - \frac{0.037 Re^{-0.2} n(R+a) S \sin \beta}{(\bar{r})^2 A} \quad (7-3)$$

دبی حجمی به صورت جملاتی از سرعت زاویه ای به صورت زیر تعریف می شود:

$$Q = vA = \frac{w(\bar{r})^2 A^2}{\bar{r} A \tan \beta - 0.037 Re^{-0.2} n(R+a) S \sin \beta} \quad (8-3)$$

در کاربردهای صنعتی فاکتور تصحیح K در معادله بالا ضرب می شود [۹].

### ۱-۲-۳ مدل سازی نظری اختلالات آکوستیک

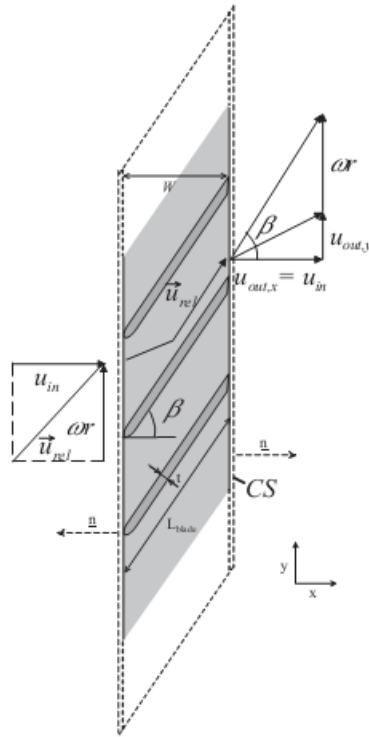
اگر روتور به صورت آبشاری<sup>۱</sup> از تیغه های پیوسته و نازک تشکیل شده باشد، در جریان تراکم ناپذیر پایا، بدون اصطکاک، معادلات انتگرال جرم و مومنتوم برای سطح کنترل ثابت (CS) با بردار نرمال بیرونی n به معادلات زیر کاهش می یابد [۹]:

$$\rho_0 \iint_{CS} v \cdot n dS = 0 \quad (9-3)$$

$$\rho_0 \iint_{CS} v(v \cdot n) dS = F_{bf}$$

$\rho_0$  غلظت سیال،  $v$  بردار سرعت و  $F_{bf}$  نیروهای تحمیلی به سیال توسط پره های روتور است. سطح کنترل CS همانطور که در شکل ۳-۴ نشان داده شده است انتخاب گردیده است. ما فرض کردیم در طول آبشار افت فشار وجود ندارد. از آنجا که پره پیوسته، نازک و جریان بدون اصطکاک فرض شده است، سطح درونی هم اندازه سطح خارجی (بیرونی) است. مطابق معادله (۹-۳) مولفه محوری  $u_{in}$  سرعت ورودی، برابر سرعت خروجی  $u_{out,x}$  است. همچنین فرض شده که سیال بدون هیچ مومنتوم زاویه ای وارد روتور می شود و با یک سرعت هم راستا با پره ها، روتور را ترک میکند. بنابراین یک فرض واقع گرایانه است که طول وتر پره ها،  $L_{blade}$ ، در مقایسه با فاصله بین پره ها  $s$  بزرگ تر است به این معنی که برای مدل آبشاری نسبت  $\frac{s}{L_{blade}}$  باید کوچکتر از ۰/۷ باشد.

<sup>۱</sup> Cascade



شکل ۳-۴: نمایش دو بعدی ورود و خروج جریان به روتور به صورت آبشاری

با توجه به جریان در روتور، نشان می دهد که:

$$\tan\beta = \frac{\omega r + u_{out,y}}{u_{out,x}} \quad (۱۰-۳)$$

ما همچنین فرض کردیم که جریان ورودی بدون چرخش و یکنواخت، بنابراین  $u_{in,y} = 0$  است. بنابراین معادله مومنتوم در جهت  $y$  به صورت زیر است:

$$\rho \omega A u_{in} (u_{in} \tan\beta_{av} - \omega R) = F_{bf,y} \quad (۱۱-۳)$$

$\omega$  سرعت زاویه ای روتور،  $A$  سطح مقطع روتور،  $\beta_{av}$  میانگین زاویه پره ها و  $R$  ریشه میانگین مربع شعاع داخلی  $r_{in}$  و شعاع خارجی  $r_{out}$  دبی سنج است.

$$R = \sqrt{\frac{(r_{in}^2 + r_{out}^2)}{2}} \quad (۱۲-۳)$$

نیروی اعمالی به سیال توسط پره ها،  $F_{bf,y}$ ، هم اندازه و مخالف نیرویی است که توسط سیال به پره ها وارد میشود،  $F_{fb,y}$ . سیال، گشتاور  $T_{fb} = F_{fb,y} R$  را به روتور اعمال میکند که به روتور شتاب می دهد.

با استفاده از معادله حرکت روتور:

$$I_{rotor} \frac{dw}{dt} = \rho o A u_{in} (u_{in} \tan \beta_{av} - \omega R) - T_f \quad (۱۳-۳)$$

$I_{rotor}$  ممان اینرسی و  $T_f$  گشتاور ناشی از نیروی اصطکاک است.

پالس‌های دوره‌ای  $u'_{in}$  در پیرامون یک سرعت متوسط  $\bar{u}_{in}$  هستند بطوریکه  $u_{in} = \bar{u}_{in} + u'_{in}$  فرض شده‌اند. به علت این که  $1 \ll \frac{T_f}{\rho u_{in}^2 R^3}$  از اصطکاک صرف نظر شده است. اگر گشتاور روی یک دوره، میانگین گرفته شود، معادله (۱۳-۳) به صورت زیر در می‌آید:

$$\begin{aligned} \frac{1}{T} \int_0^T \rho o (\bar{u}_{in} + u'_{in}) A [(\bar{u}_{in} + u'_{in}) \tan \beta_{av} - \omega R] R dt = \\ \rho o A R [(\bar{u}_{in}^2 + \overline{u_{in}'^2}) \tan \beta_{av} - \bar{u}_{in} \omega R] \end{aligned} \quad (۱۴-۳)$$

$T$  دوره زمانی نوسانات است. از این معادله سرعت زاویه ای روتور ناشی از جریان نوسانی،  $\bar{\omega}$ ، بدست می‌آید:

$$\bar{\omega} = \frac{\bar{u}_{in} \tan \beta_{av}}{R} \left( 1 + \frac{\overline{u_{in}'^2}}{\bar{u}_{in}^2} \right) \quad (۱۵-۳)$$

با استفاده از رابطه  $\omega_{id} = \frac{\bar{u}_{in} \tan \beta_{av}}{R}$  برای سرعت چرخش زاویه ای ایده آل بدون نوسان، خطای ناشی از پالسهای پرپودیک به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$(E_{puls})_{id} = \frac{\bar{\omega} - \omega_{id}}{\omega_{id}} = \left( \frac{\overline{u_{in}'^2}}{\bar{u}_{in}^2} \right) \quad (۱۶-۳)$$

این بدین معنی است که پالسهای سینوسی،  $u_{in} = \bar{u}_{in} + |u'_{in}| \sin(\omega t)$ ، یک خطای سیستماتیک ایجاد می‌کنند که با استفاده از رابطه زیر معرفی می‌شوند:

$$(E_{puls})_{id} = \frac{1}{2} \left( \frac{|u'_{in}|}{\bar{u}_{in}} \right)^2 \quad (۱۷-۳)$$

### ۲-۲-۳ تعریف عملی خطای نوسانی

در بخش قبلی ما به تعریف یک تابع انحراف  $(E_{puls})_{id}$ ، بین سرعت زاویه ای،  $\bar{\omega}$ ، برای چرخش پایا و سرعت چرخش زاویه ای ایده آل،  $\omega_{id}$ ، در غیاب نوسانات پرداخته و معادله (۱۶-۳) معرفی شد. در آزمایشات از  $\omega_0$  سرعت زاویه ای پایا (یکنواخت) به عنوان مرجع به جای  $\omega_{id}$  استفاده می‌شود [۹]. بنابراین:

$$E_{puls} = \frac{\bar{\omega} - \omega_0}{\omega_0} \quad (۱۸-۳)$$

به منظور نشان دادن تفاوت بین خطای نوسانی ایده آل ،  $(E_{puls})_{id}$  ، و تعریف خطای نوسانی استفاده شده در آزمایشات،  $E_{puls}$ ، تاثیر گشتاور اصطکاکی مکانیکی ثابت،  $T_{mech}$ ، بر روی یک روتور ایده آل در نظر گرفته می شود. با استفاده از معادله (۱۴-۳) در غیاب نوسانات داریم:

$$\omega_0 = \omega_{id} - \frac{\bar{T}_{mech}}{\rho_0 A R^2 \bar{u}_{in}} \quad (۱۹-۳)$$

زمانی که نوسانات وجود دارند، برای به دست آوردن یک چرخش ثابت (پایا) از سرعت زاویه ای داریم:

$$\bar{\omega} = \frac{\bar{u}_{in} \tan \beta}{R} \left( 1 + \frac{\bar{u}_{in}^{\prime 2}}{\bar{u}_{in}^2} \right) - \frac{\bar{T}_{mech}}{\rho_0 A R^2 \bar{u}_{in}} \quad (۲۰-۳)$$

در نتیجه:

$$(E_{puls})_{exp} = \left( \frac{\omega_{id}}{\omega_0} \right) \frac{\bar{u}_{in}^{\prime 2}}{\bar{u}_{in}^2} \quad (۲۱-۳)$$

در مقایسه با  $(E_{puls})_{id} = \frac{\bar{u}_{in}^{\prime 2}}{\bar{u}_{in}^2}$  در یک ضریب  $\frac{\omega_{id}}{\omega_0}$  ضرب شده است.





## **فصل چهارم**

### **معادلات حاکم و مدل سازی**

## ۴-۱ فرضیات حل

جهت بررسی و مدل نمودن نوسان گیر در این تحقیق، از فرضیات قابل قبول و نزدیک به فرآیند واقعی به شرح زیر استفاده شده است:

۱. گاز طبیعی، متان خالص فرض شده است. بیش از ۹۰٪ وزن گاز طبیعی، متان است، در نتیجه معادل نمودن خواص گاز طبیعی با متان قابل قبول بوده و دور از واقعیت نیست.
۲. خواص گاز متان به صورت یک گاز ایده آل از معادله حالت گاز ایده آل تخمین زده شده است.
۳. نوسانات ایجاد شده در کمپرسور، به صورت سینوسی هارمونیک فرض شده اند.
۴. مدل سازی به صورت سه بعدی انجام شده است.
۵. فرآیند غیر دائم است و از شتاب ثقل زمین صرفه نظر شده است.
۶. با توجه به مغشوش بودن جریان، جهت اعمال اثر اغتشاش، از مدل آشفتگی  $k-\epsilon$  Realizable استفاده شده است.
۷. کد UDF برای اعمال نوسانات فشاری در شرط مرزی خروجی استفاده شده است.
۸. دمای ورود و خروج ثابت و برابر ۳۰ درجه سانتی گراد فرض شده اند.

## ۴-۲ حداقل حجم نوسان گیر

کمپرسورهای رفت و برگشتی به طرحی مناسب از تجهیزات کنترل نوسانات برای محدود کردن نوسانات، ارتعاشات و نیروهای لرزاننده در جریانات بالادستی و پایین دستی نیازمندند. انتخاب صحیح این حجم نوسان گیر برای کنترل نوسانات فشاری ضروری است [۲۷].

استاندارد API 618، حداقل الزامات مورد نیاز برای کمپرسورهای رفت و برگشتی در صنایع نفت، گاز و پتروشیمی را پوشش می دهد. یکی از مسائل مهمی که در این استاندارد مطرح شده است، بررسی نوسانات است و رابطه ای برای به دست آوردن حداقل حجم مورد نیاز نوسان گیر در قسمت مکش کمپرسور را پیشنهاد کرده است، که به صورت زیر است:

$$V_s = 8.1 \times PD \left( \frac{\gamma T_s}{M} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (۱-۴)$$

9

$$V_s \geq 0.03 \text{ m}^3 \quad (۲-۴)$$

که در این رابطه  $V_s$ ،  $\gamma$ ،  $T_s$ ،  $M$  و  $PD$  به ترتیب حداقل حجم نوسان گیر مکش برحسب مترمکعب، ضریب تراکم پذیری، دمای گاز در مکش کمپرسور برحسب درجه کلوین، جرم مولی و حجم خالص جابه جاشده سیلندرها در یک دور میل لنگ برحسب مترمکعب بر دور هستند. بیشترین مقدار مجاز نوسانات در نوسان گیرها از رابطه زیر به دست می آید:

$$P1 = \frac{4.1}{(P_L)^{\frac{1}{3}}} \% \quad (۳-۴)$$

در این رابطه  $P_L$ ، میانگین فشار خط بر واحد بار است. با توجه به این که در ایستگاه مورد مطالعه فشار خط برابر ۱۷/۱ بار است، بیشترین مقدار مجاز نوسانات در نوسان گیرها برابر ۱/۶٪ فشار خط خواهد بود. برای یک نوسان گیر تک سیلندر، نسبت ارتفاع به قطر آن به بیشتر از ۴ تجاوز نخواهد کرد. برای کمپرسور سیلندر یک طرفه،  $PD$  طبق مرجع [۲۸] از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$PD = \left( \frac{\pi}{4} \times D^2 \right) \times L \times N \quad (۴-۴)$$

که در این رابطه  $D$ ،  $L$  و  $N$  به ترتیب قطر سیلندر برحسب متر، طول حرکت پیستون در سیلندر برحسب متر و تعداد سیلندر کمپرسور بر دور است. برای کمپرسور سیلندر دوطرفه بدون فضای میل پیستون،  $PD$  از رابطه زیر به دست می آید:

$$PD = \left[ \frac{\pi}{4} \times (2D^2 - d^2) \right] \times L \times N \quad (۵-۴)$$

که  $d$  قطر میل پیستون کمپرسور است. برای کمپرسور سیلندر دوطرفه با فضای میل پیستون،  $PD$  از رابطه زیر به دست می آید: [۲۹]

$$PD = \left[ \frac{2\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \right] \times L \times N \quad (۶-۴)$$

## ۴-۳ معادله حالت گاز ایده آل

گاز ایده آل، تقریبی از گازهای حقیقی است که برای مقاصد محاسباتی به کار می‌رود. گاز ایده آل گازی است که:

۱. بین ذرات آن نیرویی وجود نداشته باشد و تنها برهم‌کنش بین ذرات، برخورد صلب است.
۲. اندازه ذرات نسبت به مسیر آزاد میانگین ناچیز است.

$$\frac{pv}{T} = \text{ثابت} \quad (۷-۴)$$

معادله (۷-۴) به قانون گاز ایده آل معروف است. در دما و فشار ثابت، حجم یک گاز با تعداد مول‌های آن به‌طور مستقیم تغییر می‌کند. واضح است در دما و فشار معین، حجم اشغال‌شده توسط یک مول گاز (یک مولکول گرم آن) برابر نصف حجم اشغال‌شده توسط دو مول از همان گاز است. بنابراین داریم:

$$pv = nRT \quad (۸-۴)$$

که  $p$  فشار داخلی سیستم،  $v$  حجم سیستم،  $n$  تعداد مول‌های ذرات سیستم،  $R$  ثابت جهانی گازها و  $T$  دمای سیستم با یکای کلوین است. جهت بررسی ارتباط چگالی با فشار و دما در گاز ایده آل داریم [۳۰]:

$$n = \frac{m}{M} \quad (۹-۴)$$

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (۱۰-۴)$$

در نتیجه

$$\rho = \frac{Mp}{RT} \quad (۱۱-۴)$$

$$\rho \propto \frac{p}{T} \quad (۱۲-۴)$$

## ۴-۴ محاسبه افت نوسانات فشار

هدف اصلی این نوسان‌گیر، کاهش نوسانات فشار در ورودی است. به همین علت، سه معادله به‌صورت زیر به‌دست آمده‌اند:

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} \quad (۱۳-۴)$$

$$A(\%) = \frac{P_{max} - P_{min}}{2P_{mean}} \times 100 \quad (۱۴-۴)$$

$$A_{red}(\%) = \frac{A_{in} - A_{out}}{A_{in}} \times 100 \quad (۱۵-۴)$$

در این معادلات،  $\Delta P$ ،  $P_{in}$ ،  $P_{out}$ ،  $A$ ،  $P_{max}$ ،  $P_{min}$ ،  $A_{red}$ ،  $A_{in}$ ،  $A_{out}$  به ترتیب اختلاف فشار، فشار ورودی، فشار خروجی، درصد دامنه نوسانات فشار نسبت به فشار خط، فشار بیشینه در یک سیکل، فشار کمینه در یک سیکل، درصد افت نوسان فشار، دامنه نوسان ورودی و دامنه نوسان خروجی هستند. منظور از کاهش نوسان، کاهش مقدار  $A$  و افزایش مقدار  $A_{red}$  است [۲۰، ۲۱].

## ۴-۵ روابط حاکم در حل عددی

فرم دیفرانسیلی معادله پیوستگی به صورت زیر است:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (۱۶-۴)$$

در حالت کلی معادله‌های بقاء حاکم بر جریان سیالات آشفته را می‌توان به صورت زیر نوشت [۳۱].

### بقای مومنتوم

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_j u_i) \\ &= \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho u_i' u_j') \end{aligned} \quad (۱۷-۴)$$

### بقای انرژی

$$\rho C_p \left[ \frac{\partial T}{\partial t} + u_j T_j \right] = (\lambda T_j - \rho C_p u_j' T')_{,j} + H \quad (۱۸-۴)$$

پارامتر  $\lambda$  در معادله (۱۸-۴) بیان‌کننده هدایت حرارتی<sup>۱</sup> است. معادله‌های ذکر شده را اصطلاحاً

<sup>۱</sup> Thermal Conductivity

معادله‌های RANS<sup>۱</sup> می‌گویند. این معادله‌ها صریح هستند و هیچ فرضی در به دست آمدن و احیاناً ساده‌سازی آن‌ها نشده است. تانسور تنش با معادله (۱۹-۴) تعریف می‌شود و عبارت  $-\rho \overline{u'_i u'_j}$  به‌عنوان مؤلفه‌های تنش رینولدز شناخته می‌شود.

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} = \tau_{ij, lam} + \tau_{ij, Turb} \quad (۱۹-۴)$$

$$\tau_{ij, lam} = \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (۲۰-۴)$$

$$\tau_{ij, Turb} = -\rho \overline{u'_i u'_j} \quad (۲۱-۴)$$

## ۴-۵-۱ مدل‌سازی جریانات آشفته و مدل‌های آشفتگی

تاکنون صدها مدل آشفتگی ارائه شده‌اند که هر یک برای رژیم‌های خاص جریانی و حتی در ناحیه‌ای خاص از میدان جریان معتبر و دقیق می‌باشند. هدف نهایی تمام مدل‌های آشفتگی، محاسبه اندازه تنش رینولدز  $-\rho \overline{u'_i u'_j}$  در نقاط مختلف جریان است.

مدل‌های آشفتگی موجود را می‌توان از دو منظر نگریست:

الف) روابط حاکم بر Eddy - Viscosity<sup>۲</sup>

ب) مدل‌های Eddy - Viscosity<sup>۳</sup>

روابط اساسی حاکم بر Eddy - viscosity از یک پارامتر منفرد که اصطلاحاً ویسکوزیته آشفته  $\mu_t$  نامیده می‌شود، برای بیان رابطه بین تنش‌های رینولدز موجود در معادله‌های RANS و پروفیل‌های موجود در میدان جریان متوسط استفاده می‌کنند. از سویی دیگر مدل‌های Eddy - viscosity نیز برای محاسبه  $\mu_t$  معرفی شده در روابط اساسی Eddy - viscosity استفاده می‌شود. جدول ۲-۴ مدل‌های مختلف آشفتگی موجود را به‌صورت موردی جهت حل جریان بیان کرده است.

<sup>۱</sup> Reynolds-averaged Navier-Stokes

<sup>۲</sup> Eddy- Viscosity Constitutive Relation

<sup>۳</sup> Eddy Viscosity Models

جدول ۴-۱: مدل‌های آشفتگی مختلف جهت حل جریان

روابط اساسی	RANS Based Models				RSM	LES
	Eddy_viscosity Models					
-Bousinesq -Speziale -Launder	مدل‌های صفر معادله‌ای	مدل‌های یک معادله‌ای	مدل‌های دو معادله‌ای		Reynolds Stress Models	Large Eddy Simulation
	-Automatic Mixing Length -User-specified Mixing Length	Spalart-Allmaras	-Standard k-ε -Extended k- ε -RNG k- ε -Anisotropic k- ε -Wilcox k-ω -SST k- ω			

می‌توان هر یک از سه رابطه اساسی را با هر یک از ۶ مدل دو معادله‌ای ترکیب نمود تا به ترکیب جامعی برای مدل‌سازی جریان آشفته دست‌یافت.

همان‌طور که گفته شد، روابط اساسی حاکم بر Eddy-viscosity از یک پارامتر منفرد که اصطلاحاً ویسکوزیته آشفتگی  $\mu_t$  نامیده می‌شود، برای بیان رابطه بین تنش‌های رینولدز موجود در معادله‌های RANS و پروفیل‌های موجود در میدان جریان متوسط استفاده می‌کنند.

#### ۴-۵-۲ رابطه اساسی Eddy viscosity Boussinesq

رابطه بوزینسک بر پایه این اصل بنانهاده شده است که مؤلفه‌های تنش رینولدز متناسب با گرادیان‌های سرعت متوسط می‌باشند؛ یعنی

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (۴-۲۲)$$

که در آن،  $S_{ij}$  تانسور نرخ کرنش متوسط بوده و به‌وسیله رابطه  $S_{ij} = \left( \frac{u_{i,j} + u_{j,i}}{2} \right)$  تعریف می‌شود. لازم

به یادآوری است که در بیان تانسوری  $u_{i,j} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$  است. مقادیر متوسط جریان و مشتقات مربوط به آن،

از حل معادله‌های متوسط ناویر استوکس در داخل میدان جریان به دست می‌آید [۳۲].

برای تخمین  $\mu_t$  در معادله بالا از مدل‌های آشفتگی استفاده می‌شود که در ادامه به هر یک از آن‌ها خواهیم پرداخت.

#### ۳-۵-۴ مدل‌های آشفتگی Eddy - Viscosity

هدف هر مدل Eddy - Viscosity، توصیف رابطه بین  $\mu_t$  و کمیت‌های قابل‌اندازه‌گیری جریان و یا کمیت‌های محاسبه‌شده میدان جریان است. به‌طور کلی این معادله‌ها را می‌توان به سه دسته تقسیم نمود.

۱. مدل‌های صفر معادله‌ای<sup>۱</sup>

۲. مدل‌های یک معادله‌ای<sup>۲</sup>

۳. مدل‌های دو معادله‌ای<sup>۳</sup>

مدل‌های صفر معادله‌ای، تنها از روابط و معادله‌های جبری جهت توصیف رابطه بین  $\mu_t$  و خواص محاسبه‌شده و یا قابل‌اندازه‌گیری استفاده می‌کنند. مدل‌های یک معادله‌ای از یک معادله انتقال PDE اضافی نیز در این بین استفاده می‌کنند. مدل Spalart - Allmaras یک مدل تک معادله‌ای ساده است که یک معادله مدل شده انتقال را برای به دست آوردن  $\mu_t$  حل می‌کند. این مدل در مسائلی که نمی‌توان از شبکه بسیار ریز استفاده کرد و همچنین در نزدیکی دیوارهایی که گرادیان فشار معکوس دارند، نتایج خوبی ارائه می‌دهد. این مدل در ابتدا برای جریان‌هایی با اعداد رینولدز پایین ارائه شد، یعنی استفاده مؤثر از این مدل تنها محدود به نواحی متأثر از لزجت در داخل لایه مرزی و نواحی مشابه است [۳۳].

مدل‌های دو معادله‌ای شامل دو معادله PDE اضافی هستند. مدل‌های دو معادله‌ای به‌عنوان زیربنای بسیاری از تحقیقات مربوط به مدل‌سازی جریان آشفته، مخصوصاً در سال‌های اخیر مورد توجه قرار گرفته‌اند. ساده‌ترین مدل‌های کامل آشفتگی، مدل‌های دو معادله‌ای هستند که در آن‌ها حل دو

---

<sup>۱</sup> Zero Equation Model

<sup>۲</sup> One Equation Model

<sup>۳</sup> Two Equation Model



معادله انتقال جداگانه باعث تعیین مقیاس سرعت آشفتگی<sup>۱</sup> و مقیاس طول آشفتگی<sup>۲</sup> به صورت مستقل می شود. نقطه آغاز تمام مدل های دو معادله ای Eddy-Viscosity، استفاده از تقریب بوزینسک و معادله انتقال برای انرژی جنبشی آشفتگی  $k$  است. انتخاب متغیر دوم دلخواه بوده و تاکنون پیشنهادهای بسیاری برای این متغیر ارائه شده است [۳۴].

واضح است که هیچ مدل آشفتگی وجود ندارد که برای تمامی مسائل مهندسی جوابگو باشد. انتخاب مدل از بین مدل های موجود، به فیزیک جریان مورد مطالعه، وجود یا عدم وجود رژیم های مختلف جریان، میزان دقت مورد نیاز، امکانات محاسباتی سخت افزاری و نرم افزاری، زمان مورد نیاز برای رسیدن به جواب معقول و ... بستگی دارد.

#### ۴-۵-۴ مدل Realizable k-ε

معادله های انتقال در مدل  $Realizable k-\epsilon$  به وسیله شیه<sup>۳</sup> و همکاران [۳۵] ارائه شد که به صورت زیر ارائه می شود:

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k - \epsilon \quad (۲۳-۴)$$

$$\frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( v + \frac{v_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon 1} S \epsilon - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{v \epsilon}} \quad (۲۴-۴)$$

که ضرایب معادلات (۲۵-۴) و (۲۶-۴) به صورت زیر هستند.

$$C_{\epsilon 1} = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\epsilon}, S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}, C_{\epsilon 2} = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.2$$

<sup>۱</sup> Turbulent Viscosity Scale

<sup>۲</sup> Turbulent Length Scale

<sup>۳</sup> Shih

جدول ۳-۴ ضرایب موجود در مدل Realizable k-ε [۳۴]

$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\mu}$	$A_s$	$\eta$
$\max\left(0.43, \left(\frac{\eta}{\eta+5}\right)\right)$	$\frac{1}{A_o + A_s \left(\frac{kU^*}{\varepsilon}\right)}$	$\sqrt{6}\cos\phi$	$S \frac{k}{\varepsilon}$
$\phi$	$S$	$\bar{S}$	$W$
$\frac{1}{3}\cos^{-1}(\sqrt{6}W)$	$\sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$	$\sqrt{S_{ij}S_{ij}}$	$\left(\frac{S_{ij}S_{ij}S_{ij}}{\bar{S}^3}\right)$
$U^*$	$\bar{\Omega}_{ij}$	$\sigma_k$	$\sigma_{\varepsilon}$
$\sqrt{S_{ij}S_{ij} + \bar{\Omega}_{ij}\bar{\Omega}_{ij}}$	$\Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k$	1	1.2
$A_o$	$C_{\varepsilon 2}$		
4.0	1.9		

در این مدل  $C_{\mu}$  به صورت متغیر ایجاد شده است، که باعث حساس شدن این مدل به جریان متوسط و آشفتگی گردیده است، که باعث می شود تا تنش های نرمال  $\overline{u'^2}$  مثبت باشند و نامساوی شوارز به صورت نامعادله (۴-۲۷) برای تنش های برشی ارضا گردد:

$$\overline{u'_i u'_j}^2 \leq \overline{u'^2_i + u'^2_j} \quad (۴-۲۷)$$

باقی ضرایب در معادله مانند معادله Standard k - ε است.

## ۴-۶ دینامیک سیالات محاسباتی

برای بررسی پدیده های سیالات و انتقال حرارت سه روش کلی وجود دارد:

۱. روش تحلیلی<sup>۱</sup>

۲. بررسی تجربی<sup>۲</sup>

۳. دینامیک سیالات محاسباتی<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup> Theoretical Method

<sup>۲</sup> Experimental Method

<sup>۳</sup> Computational Fluid Dynamics

روش‌های تحلیلی، با استفاده از روابط ریاضی، روابطی برای سرعت، فشار و دما ارائه می‌دهند، که این روش فقط برای هندسه‌های ساده و جریان‌های اغلب آرام کاربرد دارد. مزیت این روش، ارائه سرعت، فشار و دما برای تمامی نقاط دامنه‌ی حل مسئله به صورت یک تابع پیوسته است.

روش تجربی، که اغلب خطای اندازه‌گیری در آن دخیل است، یک روش سودمند برای بررسی جریان و انتقال حرارت پدیده‌های فیزیکی است. در این روش، پارامترهای جریان نظیر سرعت را در تمامی نقاط نداریم و در تعداد نقاط محدود قابل اندازه‌گیری است. از معایب این روش، می‌توان به هزینه‌های بالا و همچنین زمان‌بر بودن اشاره نمود.

در دینامیک سیالات محاسباتی با استفاده از روش‌های عددی مختلف، بدون پرداخت هزینه‌های گزاف بررسی‌های آزمایشگاهی و فقط با داشتن یک رایانه، می‌توان پدیده‌های فیزیکی را با خطای اندک بررسی کرد. امروزه با پیشرفت رایانه‌ها و نیاز صنعت به شبیه‌سازی پدیده‌های سیالاتی و حرارتی، این روش تکامل یافته و یکی از پرکاربردترین روش‌های تحلیل پدیده‌های فیزیکی به شمار می‌رود.

در دینامیک سیالات محاسباتی و کارهای عددی چهار روش اصلی وجود دارد که عبارت‌اند از:

- روش اختلاف محدود<sup>۱</sup>
- روش اجزا محدود<sup>۲</sup>
- روش حجم محدود<sup>۳</sup>
- روش طیفی<sup>۴</sup>

در دینامیک سیالات محاسباتی سه مرحله کلی وجود دارد:

---

<sup>۱</sup> Finite Difference Method

<sup>۲</sup> Finite Element Method

<sup>۳</sup> Finite Volume Method

<sup>۴</sup> Spectral Method

الف) پیش‌پردازش<sup>۱</sup>: شامل رسم هندسه و شبکه‌بندی (تولید مش<sup>۲</sup>) دامنه‌ی حل است. این مرحله می‌تواند توسط نرم‌افزارهای Gambit و یا Ansys انجام شود. اندازه شبکه‌بندی بستگی به تجربه و همچنین حل استقلال از شبکه دارد. همچنین در این مرحله مرزهای مسئله به‌طور کامل تعیین می‌شوند.

ب) حل‌کننده<sup>۳</sup>: در این بخش با استفاده از روش‌های عددی مانند روش حجم محدود، با استفاده از کد نویسی یا نرم‌افزارهای تجاری مانند Fluent و یا CFX معادلات پیوستگی و انرژی حل می‌شود.

ج) پس‌پردازش<sup>۴</sup>: در این بخش با استفاده از نرم‌افزارهای Tecplot یا CFD-Post نتایج بخش حل‌کننده را پردازش می‌کنیم. در این پروژه، برای رسم هندسه، شبکه‌بندی و حل معادلات حاکم بر جریان به‌صورت پردازش موازی<sup>۵</sup> از نرم‌افزار تجاری Ansys Fluent 15 استفاده شده است.

## ۴-۷ هندسه مسئله

هندسه مسئله شامل یک لوله ورودی به قطر ۲in و طول ۱متر و یک لوله خروجی به قطر ۲in با طول‌های مختلف است. همچنین یک سیلندر در بین این دو لوله با ارتفاع و قطرهای مختلف وجود دارد که در دو حالت وجود بافل یا تیغه ساده و بدون وجود بافل مورد بررسی قرار گرفته است. جهت یافتن طرحی مناسب از نوسان‌گیر، چندین پارامتر هندسی بررسی شده‌اند. تأثیر افزایش نسبت حجم به حجم کمینه، نسبت ارتفاع به قطر سیلندر، طول خروجی، فاصله عمودی لوله ورودی و خروجی در سیلندر نسبت به هم و حضور بافل در درون سیلندر نوسان‌گیر، مواردی بودند که در تعیین یافتن طرح مناسب نوسان‌گیر بررسی شده‌اند. در شکل ۴-۱ نمایی از تجهیزات هندسه مسئله و در شکل ۴-۲ جانمایی علائم هندسی استفاده شده و محل قرارگیری صفحه ۱ در دهانه ورودی سیلندر نوسان‌گیر را می‌توان مشاهده نمود. نتایج به بررسی نوسانات فشار در این صفحه که در فاصله ۱۰ سانتی‌متری از دیواره سیلندر

---

<sup>۱</sup> Pre-Processor

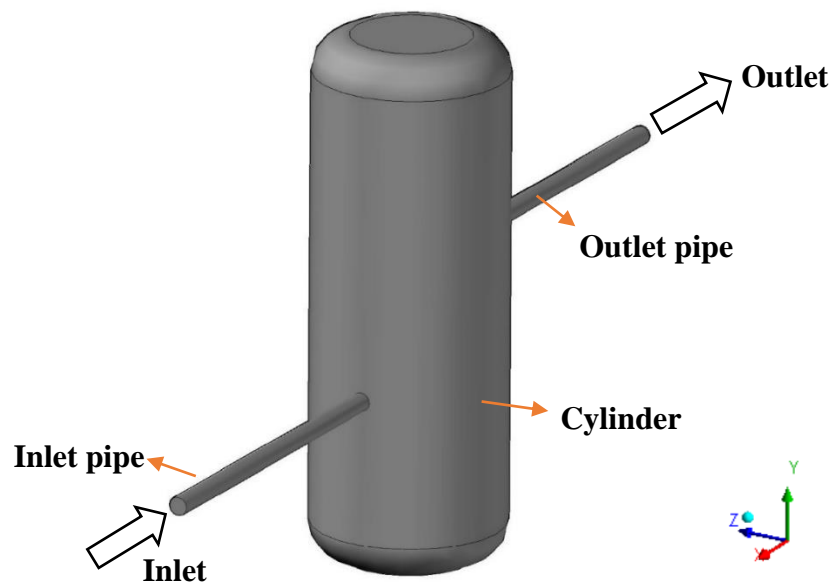
<sup>۲</sup> Mesh Generation

<sup>۳</sup> Solver

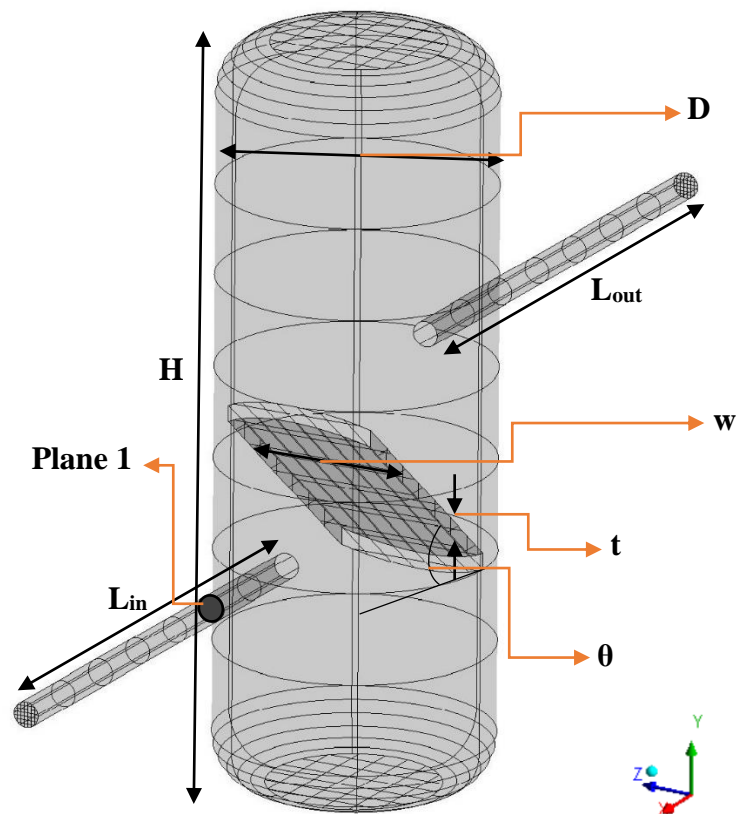
<sup>۴</sup> Post-Process

<sup>۵</sup> Parallel Processing

قرار گرفته، پرداخته است.



شکل ۴-۱: نمایی از تجهیزات هندسه مسئله



(ب)

شکل ۴-۲: جانمایی علائم هندسی استفاده شده در هندسه مسئله و محل قرارگیری صفحه ۱

#### ۱-۷-۴ محاسبه حجم کمینه نوسان گیر

در این پروژه، بررسی حجم نوسان گیر برای ایستگاه CNG با فشار گاز ورودی ۲۵۰ psi معادل ۱۷/۱ bar صورت گرفته است. مشخصات یک نمونه کمپرسور فشرده سازی گاز CNG مورد استفاده در این نوع ایستگاه در پیوست الف آورده شده است. طبق مشخصات این نوع کمپرسور، حجم کمینه نوسان گیر در قسمت مکش، با استفاده از معادله (۱-۴) استخراج شده از استاندارد API 618، محاسبه می شود. اندازه این حجم کمینه در جدول ۲-۴ آمده است.

جدول ۲-۴: اندازه حجم کمینه بر اساس استاندارد API 618

شرح	علامت اختصاری	واحد	مقدار
حجم خالص جابه جاشده سیلندرها در یک دور میل لنگ	PD	$\frac{m^3}{rev}$	۰/۰۰۳۱
ضریب تراکم پذیری	$\gamma$	-	۱/۳۱۲
دمای گاز در مکش کمپرسور	$T_s$	$K^\circ$	۳۰۳/۱
جرم مولی	$M$	$\frac{kg}{mol}$	۱۷/۵۷
حداقل حجم نوسان گیر	$V_s$	$m^3$	۰/۰۶

#### ۲-۷-۴ بررسی هندسی پارامترهای تأثیر گذار در تعیین طرح مناسب از نوسان گیر

##### ۴-۲-۷-۴ نسبت ارتفاع به قطر سیلندر

استاندارد API 618 تنها رابطه ای در مورد حجم کمینه نوسان گیر را بیان کرده، ولی در مورد نسبت ارتفاع به قطر سیلندر نوسان گیر رابطه ای را بیان نکرده است. بنابراین یکی از پارامترهای تأثیر گذار

در تعیین طرح مناسب از نوسان گیر، نسبت ارتفاع به قطر سیلندر ( $H/D$ ) است. در این حالت، با در نظر گرفتن حجم نوسان گیر ثابت و برابر با حجم کمینه و دامنه نوسان ۱۰ psi معادل ۴٪ فشار خط، طول خروجی ۱ m و بدون بافل، در چهار حالت نسبت ارتفاع سیلندر به قطر ۱، ۲، ۳ و ۴ مورد بررسی قرار گرفته است. اندازه های هندسی سیلندر در نسبت ارتفاع سیلندر به قطرهای مختلف در جدول ۴-۳ آمده است.

جدول ۴-۳: اندازه های هندسی سیلندر در نسبت ارتفاع سیلندر به قطرهای مختلف

نسبت ارتفاع سیلندر به قطر - $H/D$	ارتفاع - $H$ (m)	قطر - $D$ (m)
۱	۰/۴	۰/۴
۲	۰/۶۸	۰/۳۴
۳	۰/۹	۰/۳
۴	۱/۰۸	۰/۲۷

#### ۴-۷-۲-۵ طول لوله خروجی نوسان گیر

پارامتر دیگری که مورد بررسی قرار گرفته، طول لوله خروجی ( $L_{out}$ ) نوسان گیر و در واقع بررسی فاصله ی نوسان گیر از کمپرسور یا منبع تولید نوسان است. در این حالت نیز، طول های ۰/۲ m، ۰/۵ m، ۱ m و ۵ m مورد بررسی قرار گرفته است. این حالت در حجم ثابت و برابر با حجم کمینه، نسبت ارتفاع به قطر سیلندر ۲/۵ و دامنه نوسان ۴٪ فشار خط و بدون بافل، حل شده است.

#### ۴-۷-۲-۶ افزایش نسبت حجم به حجم کمینه

یکی دیگر از این پارامترها، افزایش حجم نوسان گیر نسبت به حجم کمینه ( $CV = \frac{V}{V_s}$ ) است. چندین حالت با نسبت حجم های ۱، ۲، ۵، ۱۰ و ۱۶/۷، با دامنه نوسانات ۵psi، ۱۰psi و ۲۵psi معادل ۲٪، ۴٪ و ۱۰٪ فشار خط مورد بررسی قرار گرفته است که نسبت حجم ۱۶/۷، نسبت حجمی از نوسان گیر به حجم ۱ m<sup>3</sup> است که در برخی ایستگاه های CNG به طور محدود استفاده می شود.

در این حالات، نسبت ارتفاع به قطر سیلندر ۲/۵، طول خروجی ۱m و بدون بافل در نظر گرفته شده است. جدول ۴-۴، اندازه‌های هندسی سیلندر نوسان گیر در نسبت حجم‌های مختلف را نشان می‌دهد.

جدول ۴-۴: اندازه‌های هندسی سیلندر نوسان گیر در نسبت حجم‌های مختلف

نسبت حجم نوسان گیر به حجم کمینه ( $CV = \frac{V}{V_s}$ )	حجم ( $m^3$ )	ارتفاع - H (m)	قطر - D (m)
۱	۰/۰۶	۰/۷۷۵	۰/۳۱
۲	۰/۱۲	۱	۰/۴
۵	۰/۳	۱/۳۲۵	۰/۵۳
۱۰	۰/۶	۱/۶۸	۰/۶۷
۱۶/۷	۱	۲	۰/۸۵

#### ۴-۲-۷ حضور بافل در درون نوسان گیر

حضور بافل یا تیغه ساده در درون سیلندر نوسان گیر دیگر پارامتری است که به عنوان طرحی پیشنهادی در جهت کاهش حجم نوسان گیر و تأثیر نوسانات بر دبی سنج توربینی مورد بررسی قرار گرفته است. این پارامتر در چهار زاویه بافل نسبت به افق  $20^\circ$ ،  $30^\circ$ ،  $40^\circ$  و  $50^\circ$  در سه نسبت حجم ۲، ۵ و ۱۰ بررسی شده است؛ که این حالت در نسبت ارتفاع سیلندر به قطر ۲/۵ و دامنه نوسان ۴٪ فشار خط، طول خروجی ۱m، حل شده است. ابعاد هندسی بافل مورداستفاده در حجم‌های مختلف در جدول ۴-۵ آمده است.



جدول ۴-۵: اندازه‌های هندسی بافل مورد استفاده در حجم‌های مختلف

نسبت حجم نوسان گیر به حجم کمینه- CV	ضخامت بافل- t (m)	عرض بافل- w (m)
۲	۰/۰۲۵	۰/۲۴
۵	۰/۰۲۵	۰/۴
۱۰	۰/۰۲۵	۰/۴

## ۴-۸ تولید شبکه

پس از آن که هندسه ایجاد شد، نوبت آن است که مش مناسب برای آن هندسه تولید گردد. کیفیت شبکه برای حل درست مسئله ضروری است. شبکه درشت منجر به خطای عددی زیاد شده و همچنین شبکه بسیار ریز موجب تحمیل محاسبات زمان بر و سنگین خواهد شد، از این رو یافتن شبکه‌ای مناسب که جوابگوی دقت محاسبات باشد و در زمان مناسب اجرا شود، از ضروریات است.

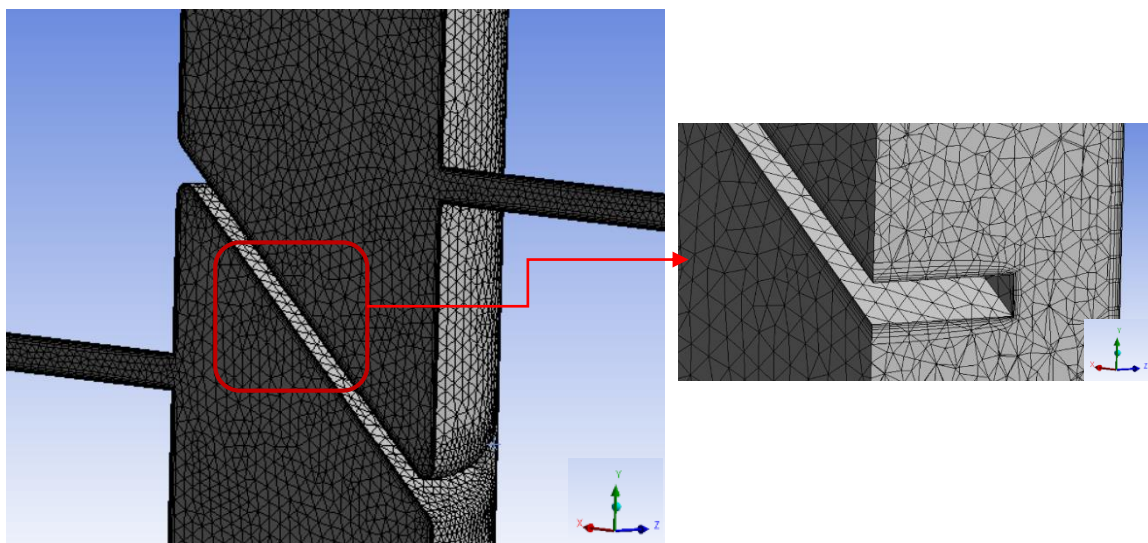
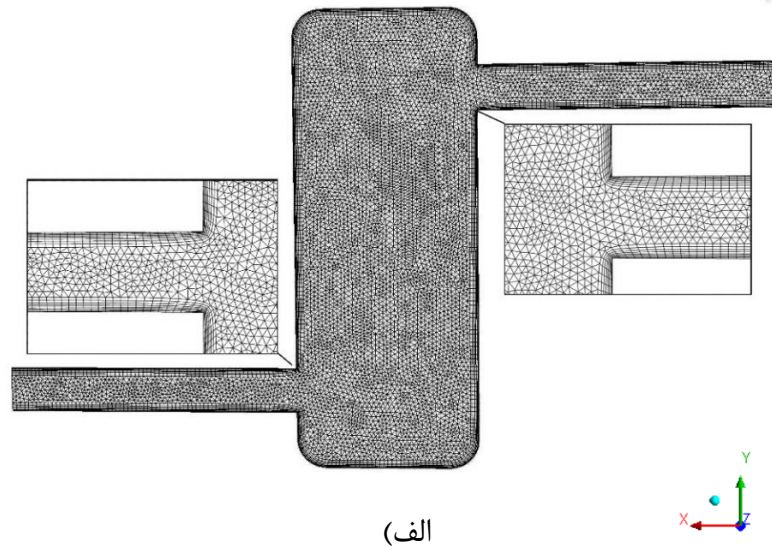
برای بررسی کیفیت مش از پارامتری به نام Skewness استفاده می‌شود. این پارامتر نشان‌دهنده میزان انحراف زاویه سلول‌های مثلثی از ۶۰ درجه و در سلول‌های مستطیلی از ۹۰ درجه است. مقدار این پارامتر عددی برای هر سلول بین صفر تا یک است که هرچه به صفر نزدیک‌تر باشد، کیفیت مش بالاتر را نشان می‌دهد. در مورد هندسه‌های سه‌بعدی این پارامتر از ۰/۷۵ نباید بیشتر باشد، البته وجود تعداد محدود سلول بیشتر از ۰/۷۵، مشکلی ایجاد نمی‌کند [۳۶]. این پارامتر به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Skewness = \max \left[ \frac{\theta_{max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{max}}{\theta_e} \right] \quad (۴-۲۸)$$

$\theta_e$  برای مش مثلثی ۶۰ و برای مش چهاروجهی ۹۰ است.

برای بررسی حل استقلال از شبکه، با استفاده از هشت شبکه‌بندی، مسئله حل شده که نتایج در فصل پنجم آمده است. در شکل ۴-۳ نمایی کلی از شبکه‌بندی هندسه مسئله در دو حالت وجود بافل و بدون بافل آورده شده است. چنانچه مشاهده می‌شود، این شبکه محاسباتی ترکیبی از شبکه‌های باسازمان و بی‌سازمان است. در فاصله دور از دیواره، شبکه بی‌سازمان هرمی شکل است و در نزدیکی دیواره لوله و

سیلندر و بافل شاهد ریز شدن شبکه و استفاده از شبکه باسازمان مکعبی شکل هستیم. لازم به ذکر است جهت کاهش زمان محاسبات و تعداد مش از تقارن در صفحه  $xy$  استفاده شده است.



شکل ۴-۳: نمایی کلی از شبکه‌بندی هندسه مسئله، (الف) بدون حضور بافل در نوسان‌گیر، (ب) باوجود بافل در هندسه

## ۴-۹ شرایط مرزی

شایان ذکر است که این مسئله دارای شرایط مرزی سرعت ثابت در ورود و فشار نوسانی در خروجی و شرط مرزی تقارن در صفحه تقارن اعمال شده نسبت به صفحه‌ی  $xy$  و شرط مرزی دیوار برای دیواره‌ی

سیلندر و لوله‌های ورودی و خروجی است.

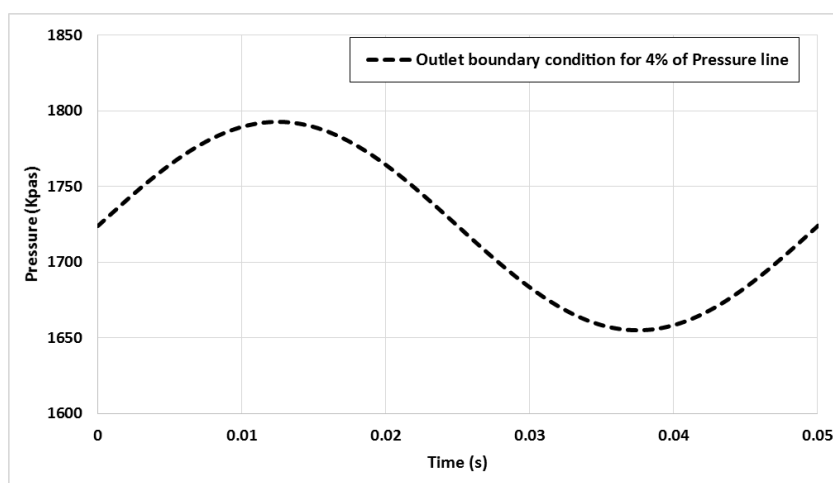
شرط مرزی در مجرای ورودی سرعت ثابت (Velocity inlet) و در راستای محور لوله ورودی در نظر گرفته شده است. با توجه به نوع ایستگاه CNG در نظر گرفته شده (با ورودی ۱۷/۱ bar)، مقدار دبی حجم اندازه‌گیری شده توسط دبی سنج توربینی در شرایط نرمال برابر  $950 \frac{m^3}{h}$  است. با توجه به قطر لوله ورودی  $V_{in}$  و برابر بودن دبی جرمی در شرایط نرمال و شرایط واقعی سیال، سرعت ثابت در ورودی برابر  $8/42 \frac{m}{s}$  خواهد بود. لازم به ذکر است شرایط نرمال شرایطی از سیال است که فشار آن برابر ۱ atm و دما برابر  $15^\circ C$  است و شرایط واقعی نیز شرایط سیال در فشار ۱۷/۱ بار و دمای  $25^\circ C$  است. خلاصه محاسبه سرعت در ورود در جدول ۴-۶ آمده است.

جدول ۴-۶: محاسبه سرعت در ورود

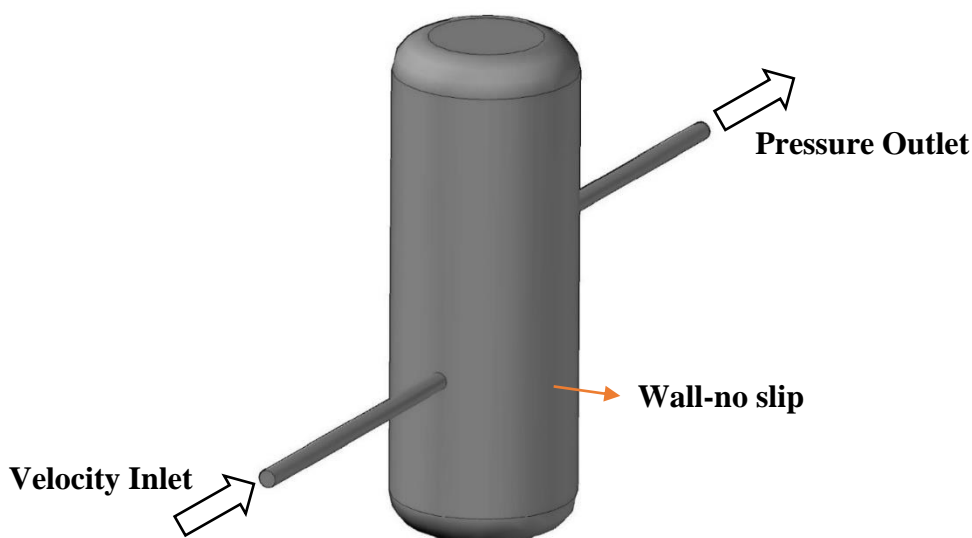
شرح	علامت اختصاری	واحد	مقدار
دبی حجمی ورودی در شرایط نرمال	$Q_N$	$\frac{m^3}{h}$	۹۵۰
چگالی گاز متان در شرایط نرمال	$\rho_N$	$\frac{kg}{m^3}$	۰/۷۱۵۸
مساحت مجرای ورودی لوله	$A_{in}$	$m^2$	۰/۰۰۲۰۲۷
چگالی گاز متان در شرایط واقعی	$\rho_R$	$\frac{kg}{m^3}$	۱۱/۰۷
سرعت سیال در ورود	$V_R$	$\frac{m}{s}$	۸/۴۲

مرز خروجی که به منبع تولید نوسان فشار یا کمپرسور متصل است، از شرط مرزی Pressure outlet پیروی می‌کند. جهت وارد کردن مقدار نوسانات فشار به صورت توابع سینوسی وابسته به زمان از توابع UDF تعریف شده استفاده شده که به برنامه الحاق شده است (شکل ۴-۴). لازم به ذکر است مقدار فشار پایه برابر ۲۵۰ psi معادل ۱۷/۱ bar است که به ازای سه دامنه نوسان ۵ psi، ۱۰ psi و ۲۵ psi معادل ۲٪، ۴٪ و ۱۰٪ فشار خط، مسئله حل شده است. همچنین با توجه به سرعت چرخشی میل لنگ کمپرسور

نمونه مطابق پیوست الف که برابر ۱۲۰۰ rpm است، متوجه می‌شویم که هر سیکل کمپرسور در ۰/۰۵ ثانیه اتفاق می‌افتد. شرط مرزی در خروجی نوسان‌گیر را در دامنه نوسان ۴٪ فشار خط نشان می‌دهد. شرط مرزی مربوط به جدار داخلی سیلندر و لوله‌ها از نوع عدم لغزش است، به این معنا که گاز مجاور این مرز دارای سرعت صفر است. این شرط جهت حل معادلات پیوستگی، مومنتوم، انرژی جنبشی آشفته‌گی و نرخ استهلاک آشفته‌گی مربوط به سیال به کار گرفته شده است.



شکل ۴-۴: شرط مرزی خروجی به ازای دامنه نوسان ۴٪ فشار خط



شکل ۴-۵: محل شرایط مرزی در هندسه مساله

## ۴-۱۰ تنظیمات حلگر

در جدول ۴-۷ مدل‌های استفاده شده در نرم‌افزار فلوئنت به صورت خلاصه آمده است:

جدول ۴-۷: مدل‌های استفاده شده در فلوئنت

Model	3ddp- transient
Solver	Pressure-based
Viscosity	Realizable k - $\epsilon$
Density	Ideal Gas
Pressure-Velocity Coupling	SIMPLE
Gradient	Least Squares Cell Based
Pressure	Standard
Density	Second Order Upwind
Momentum	Second Order Upwind
Energy	Second Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy	Second Order Upwind
Turbulent Dissipation Rate	Second Order Upwind

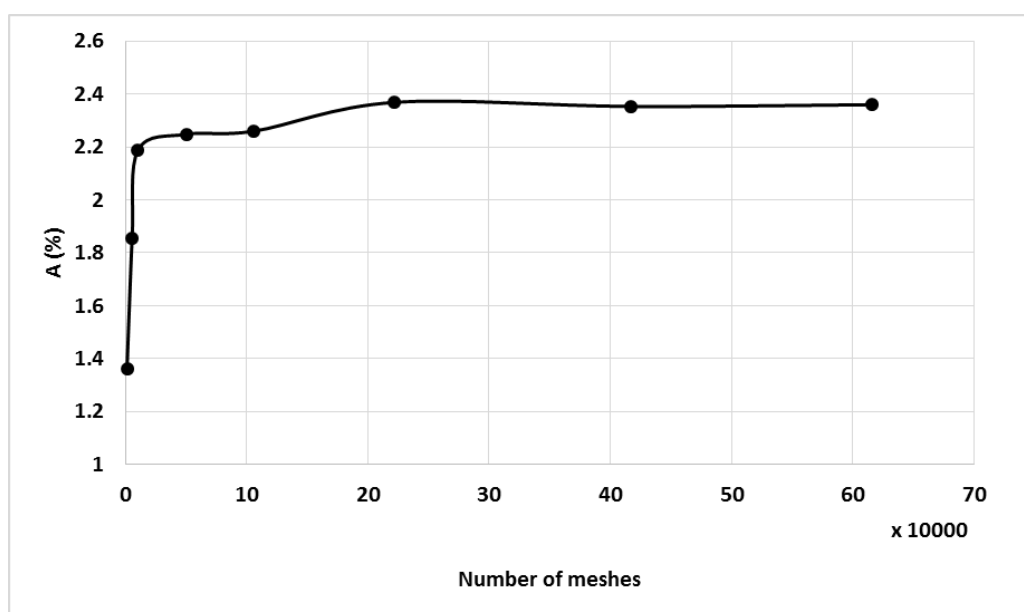


## فصل پنجم

## نتایج

## ۵-۱ استقلال شبکه

برای بررسی استقلال شبکه از هفت شبکه‌بندی با تعداد سلول ۱۳۸۳، ۵۶۷۶، ۱۰۵۳۵، ۵۰۵۸۰، ۱۰۶۰۳۲، ۲۲۲۲۳۴ و ۴۱۷۳۶۲ استفاده شده است. در این بررسی، درصد دامنه نوسانات فشاری را برای یکی از هندسه‌ها با حجمی برابر با حجم کمینه و دامنه نوسان ۱۰ psi یا ۴٪ فشار خط در خروجی، طول خروجی ۱m، بدون بافل و نسبت ارتفاع به قطر ۲ بررسی شده که نتایج این بررسی به دیگر هندسه‌ها نیز تعمیم شده است. همان‌طور که در شکل ۵-۱ مشاهده می‌شود، در شبکه با تعداد سلول بیشتر از ۲۰۰۰۰، تفاوت درصد دامنه نوسانات فشاری ناچیز است. پس برای کاهش هزینه‌های محاسباتی و زمان حل، از شبکه با تعداد ۲۰۰۰۰ سلول در هندسه‌ها استفاده می‌کنیم.



شکل ۵-۱: بررسی استقلال شبکه

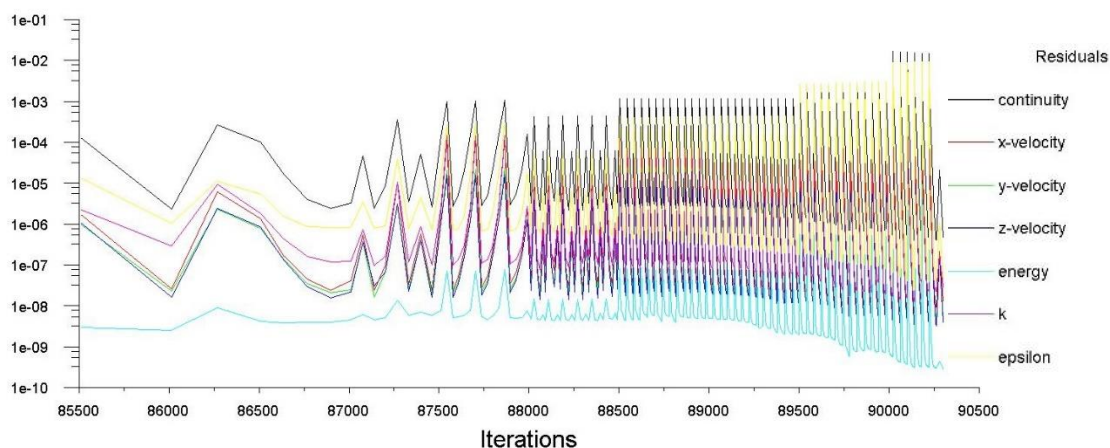
## ۵-۲ بررسی همگرایی

مقادیر باقیمانده‌ها<sup>۱</sup>، بهترین فاکتور جهت تنظیم معیار همگرایی در الگوریتم حل عددی است. این

<sup>۱</sup> Residuals



باقیمانده‌ها، شامل باقیمانده‌های معادلات پیوستگی، مومنوم در جهت  $x$ ،  $y$  و  $z$ ، انرژی،  $k$  و  $\varepsilon$  می‌باشند. در این پروژه، شرط همگرایی با توجه به غیر دائم بودن جریان، رسیدن مقدار باقیمانده کل به ازای هر گام زمانی در معادلات به کمتر از  $10^{-5}$  تنظیم شده است. لازم به ذکر است جهت همگرایی حداکثر ۳۰۰ تکرار به ازای هر گام زمانی پیشنهاد شده است. شکل ۵-۲ خطوط همگرایی و تعداد کل تکرار را برای حل یکی از هندسه‌ها نشان می‌دهد.

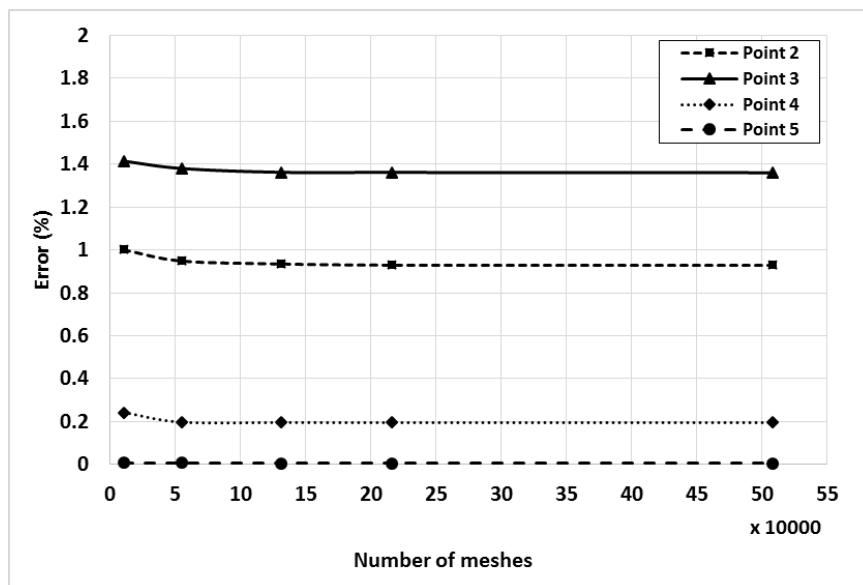


شکل ۵-۲: نمودار همگرایی

## ۵-۳ اعتبار سنجی نتایج

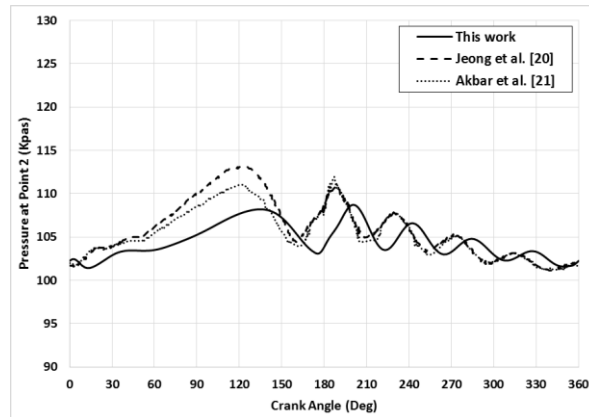
برای اعتبار سنجی نتایج از نتایج عددی آقای هیومین ژانگ و همکاران [۲۰] و نتایج تجربی آقای اکبر و همکاران [۲۱] استفاده شده است. توضیحات کامل این دو مرجع در فصل اول آمده است. جهت بررسی روش حل در فلونت، پس از مدل کردن هندسه مطابق شکل ۴-۱، شرایط مرزی را بر اساس شکل ۶-۱ باید به این برنامه الحاق کرد. به‌غیر از شرایط مرزی و نوع گاز، بقیه تنظیمات حلگر مربوط به فلونت مطابق جدول ۴-۷ است. جهت وارد کردن شرایط مرزی تغییرات فشار بر اساس زاویه میل لنگ در ورودی به ازای سه دور موتور با فرکانس ۶۰ Hz، ۴۰ Hz و ۲۰ Hz، از کد UDF استفاده شده است. شکل ۵-۳ به بررسی خطای روش حل عددی فلونت با نتایج تجربی آقای اکبر و همکاران بر حسب افزایش تعداد شبکه را نشان می‌دهد و نشان می‌دهد از تعداد شبکه بیشتر از ۱۰۰۰۰۰ مش تقریباً خطا با افزایش

تعداد شبکه تغییر چندانی نخواهد کرد.

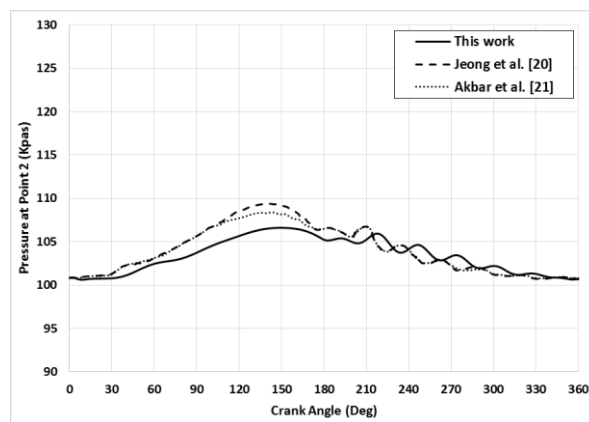


شکل ۵-۳: خطای روش حل عددی فلوئنت با نتایج تجربی آقای اکبر و همکاران بر حسب افزایش تعداد شبکه در موتور ۶۰ Hz

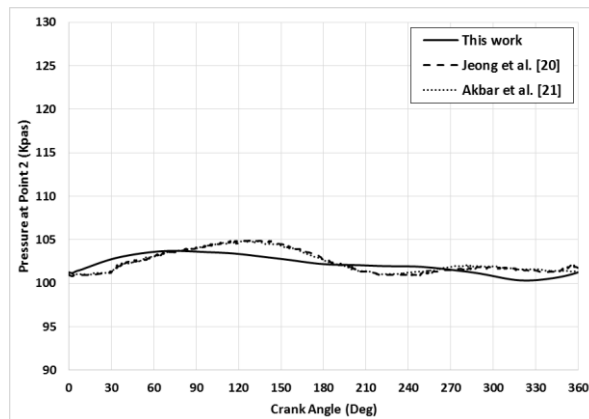
شکل ۵-۴ تا شکل ۵-۷ به مقایسه فشار به دست آمده از روش حل عددی فلوئنت با نتایج آقایان ژانگ و اکبر در نقاط ۲، ۳، ۴ و ۵، (نشان داده شده در شکل ۱-۴)، در سه دور موتور با فرکانس ۴۰ Hz، ۶۰ Hz و ۲۰ Hz پرداخته است. مشاهده می شود با کاهش دور موتور اختلاف بین نتایج عددی و تجربی کاهش محسوسی داشته است و در نقاط ۴ و ۵ نوسانات کمپرسور از بین رفته و به صفر رسیده اند. در شکل ۵-۴ الف، مقدار میانگین فشار نقطه ۲ برای موتور ۶۰ Hz در مطالعات حاضر، ژانگ و اکبر به ترتیب برابر ۱۰۴/۵۱ kpas، ۱۰۶/۰۸ kpas و ۱۰۵/۵۱ kpas است که خطای مطالعات حاضر با نتایج آقایان ژانگ و اکبر به ترتیب برابر ۱/۴۸٪ و ۰/۹۵٪ است. به همین ترتیب در شکل ۵-۴ ب، برای موتور ۴۰ Hz خطای مطالعات حاضر با نتایج آقایان ژانگ و اکبر به ترتیب برابر ۰/۶۹٪ و ۰/۴۹٪ است و در شکل ۵-۴ ج، برای موتور ۲۰ Hz خطای مطالعات حاضر با نتایج آقایان ژانگ و اکبر به ترتیب برابر ۰/۳۱٪ و ۰/۲۸٪ است.



(الف)



(ب)



(ج)

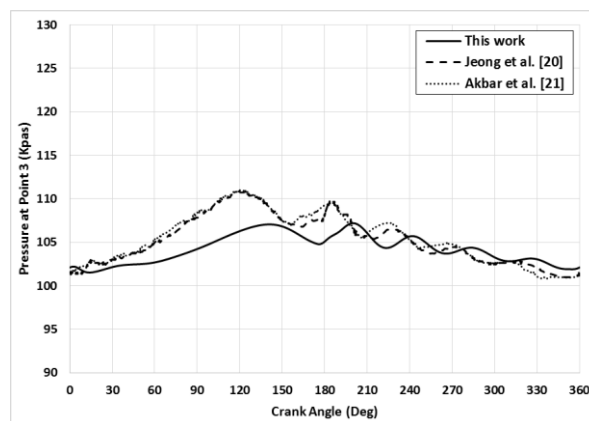
شکل ۴-۵: مقایسه نتایج مطالعات حاضر و مطالعات Jeong et al. [20] و Akbar et al. [21] در نقطه ۲

(الف)  $f=60\text{ Hz}$ ؛ (ب)  $f=40\text{ Hz}$ ؛ (ج)  $f=20\text{ Hz}$ ؛

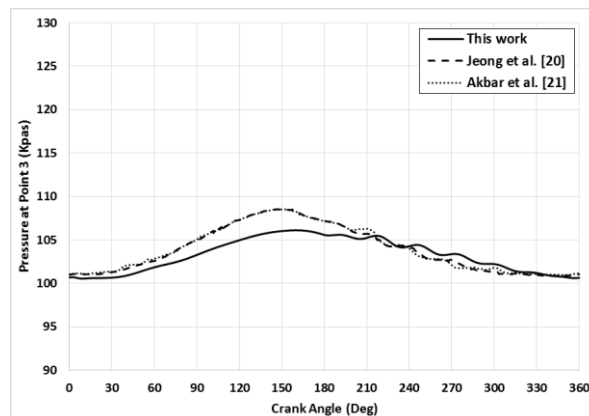
در شکل ۵-۵-الف، مقدار میانگین فشار نقطه ۳ برای موتور  $60\text{ Hz}$  در مطالعات حاضر، ژانگ و اکبر به

ترتیب برابر  $104/22\text{ kpas}$ ،  $105/49\text{ kpas}$  و  $105/68\text{ kpas}$  است که خطای مطالعات حاضر با نتایج آقایان

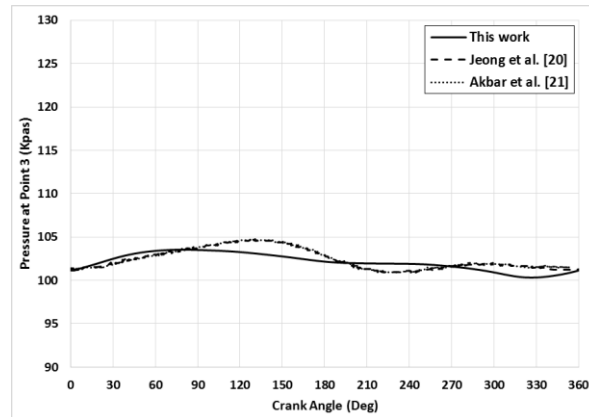
ژانگ و اکبر به ترتیب برابر ۱/۲۱٪ و ۱/۳۸٪ است. به همین ترتیب در شکل ۵-۵-ب، برای موتور ۴۰ Hz خطای مطالعات حاضر با نتایج آقایان ژانگ و اکبر به ترتیب برابر ۰/۷۱٪ و ۰/۶۷٪ است و در شکل ۵-۵-ج، برای موتور ۲۰ Hz خطای مطالعات حاضر با نتایج آقایان ژانگ و اکبر به ترتیب برابر ۰/۲۷٪ و ۰/۳٪ است.



(الف)



(ب)

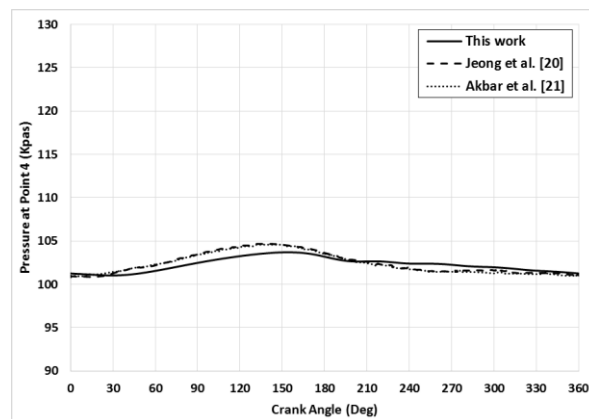


(ج)

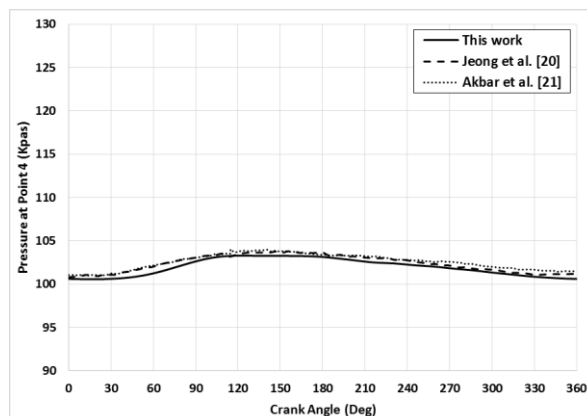
شکل ۵-۵: مقایسه نتایج مطالعات حاضر و مطالعات [20] Jeong et al. و [21] Akbar et al. در نقطه ۳

(الف)  $f=60\text{ Hz}$ ؛ (ب)  $f=40\text{ Hz}$ ؛ (ج)  $f=20\text{ Hz}$ ؛

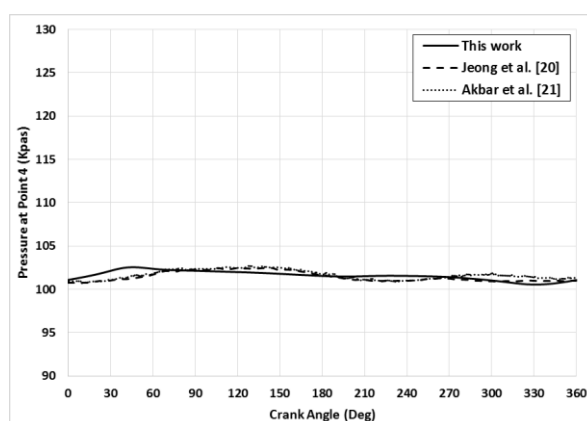
در شکل ۵-۶-الف، مقدار میانگین فشار نقطه ۴ برای موتور  $60\text{ Hz}$  در مطالعات حاضر، ژانگ و اکبر به ترتیب برابر  $102/27\text{ kpas}$ ،  $102/32\text{ kpas}$  و  $102/47\text{ kpas}$  است که خطای مطالعات حاضر با نتایج آقایان ژانگ و اکبر به ترتیب برابر  $0/04\%$  و  $0/2\%$  است. به همین ترتیب در شکل ۵-۶-ب، برای موتور  $40\text{ Hz}$  خطای مطالعات حاضر با نتایج آقایان ژانگ و اکبر به ترتیب برابر  $0/4\%$  و  $0/56\%$  است و در شکل ۵-۶-ج، برای موتور  $20\text{ Hz}$  خطای مطالعات حاضر با نتایج آقایان ژانگ و اکبر به ترتیب برابر  $0/14\%$  و  $0/02\%$  است.



(الف)



(ب)

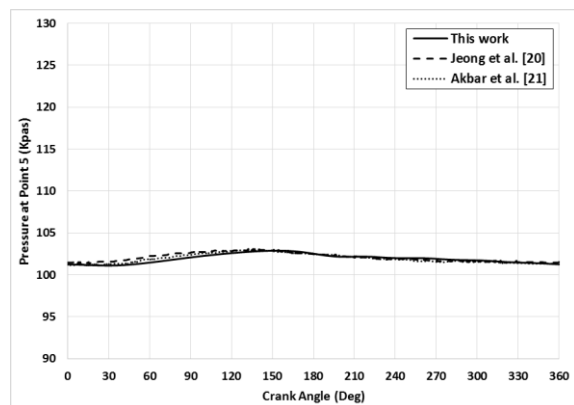


(ج)

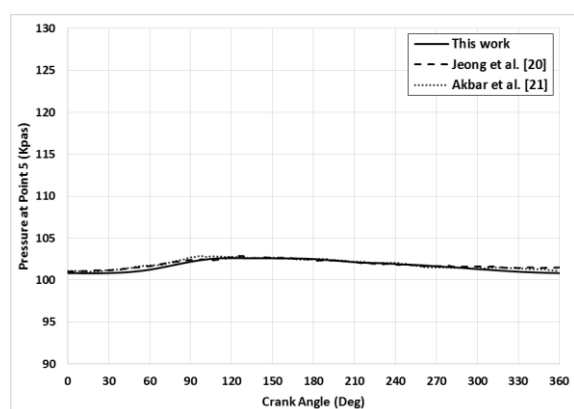
شکل ۵-۶: مقایسه نتایج مطالعات حاضر و مطالعات Jeong et al. [20] و Akbar et al. [21] در نقطه ۴

الف)  $f=60\text{ Hz}$ ، ب)  $f=40\text{ Hz}$ ، ج)  $f=20\text{ Hz}$

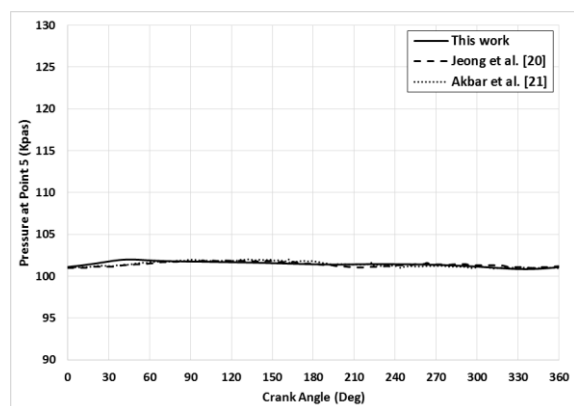
در شکل ۵-۷-الف، مقدار میانگین فشار نقطه ۵ برای موتور  $60\text{ Hz}$  در مطالعات حاضر، ژانگ و اکبر به ترتیب برابر  $101/94\text{ kpas}$ ،  $102/08\text{ kpas}$  و  $101/93\text{ kpas}$  است که خطای مطالعات حاضر با نتایج آقایان ژانگ و اکبر به ترتیب برابر  $0/13\%$  و  $0/01\%$  است. به همین ترتیب در شکل ۵-۷-ب، برای موتور  $40\text{ Hz}$  خطای مطالعات حاضر با نتایج آقایان ژانگ و اکبر به ترتیب برابر  $0/16\%$  و  $0/16\%$  است و در شکل ۵-۷-ج، برای موتور  $20\text{ Hz}$  خطای مطالعات حاضر با نتایج آقایان ژانگ و اکبر به ترتیب برابر  $0/04\%$  و  $0/03\%$  است.



(الف)



(ب)



(ج)

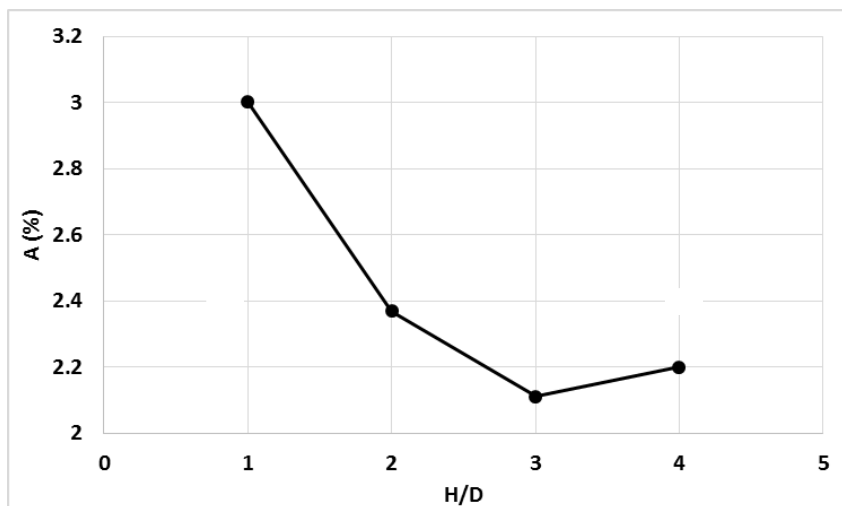
شکل ۵-۷: مقایسه نتایج مطالعات حاضر و مطالعات Jeong et al. [20] و Akbar et al. [21] در نقطه ۵

(الف)  $f=60\text{ Hz}$ ؛ (ب)  $f=40\text{ Hz}$ ؛ (ج)  $f=20\text{ Hz}$

تغییرات فشار در همه نقاط با مراجع مذکور منطبق بوده و کمتر از ۲٪ اختلاف دیده می‌شود، که این موضوع نشان از صحت روش حل عددی حاضر و معتبر بودن نتایج ارائه‌شده است.

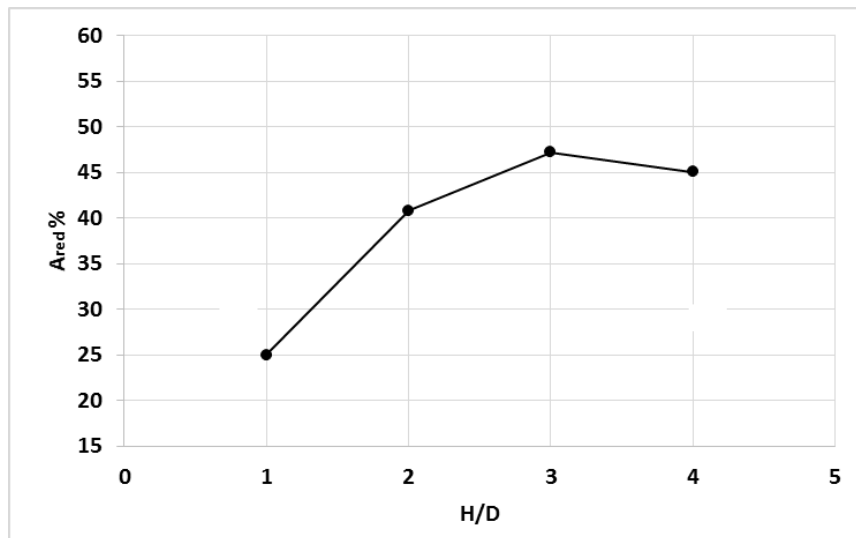
## ۵-۴ تأثیر نسبت ارتفاع سیلندر نوسان گیر به قطر آن

همان طور که در فصل قبل بیان شد، این پارامتر با در نظر گرفتن حجم نوسان گیر ثابت و برابر با حجم کمینه و دامنه نوسان ۴٪ فشار خط، طول خروجی ۱m و بدون بافل، در چهار حالت نسبت ارتفاع سیلندر به قطر ۱، ۲، ۳ و ۴ مورد بررسی قرار گرفته است. علت بررسی این نسبت تا حداکثر ۴، این است که در استاندارد API 618 بیان شده که برای یک نوسان گیر تک سیلندر، نسبت ارتفاع به قطر آن به بیشتر از ۴ تجاوز نخواهد کرد [۲۱]. همان طور که در شکل ۵-۸ نشان داده شده است، با افزایش نسبت ارتفاع به قطر سیلندر نوسان گیر تا  $H/D=3$ ، شاهد کاهش درصد نوسانات فشاری در صفحه ۱ قرار داده شده در دهانه ورودی هستیم، پس از آن تا نسبت ارتفاع به قطر ۴، به مقدار اندکی افزایش می یابد. شکل ۵-۹ بیان می کند، بیشترین کاهش در افت نوسان فشار در حدود ۴۷ درصد است که در نسبت ارتفاع به قطر سیلندر ۳ اتفاق می افتد.



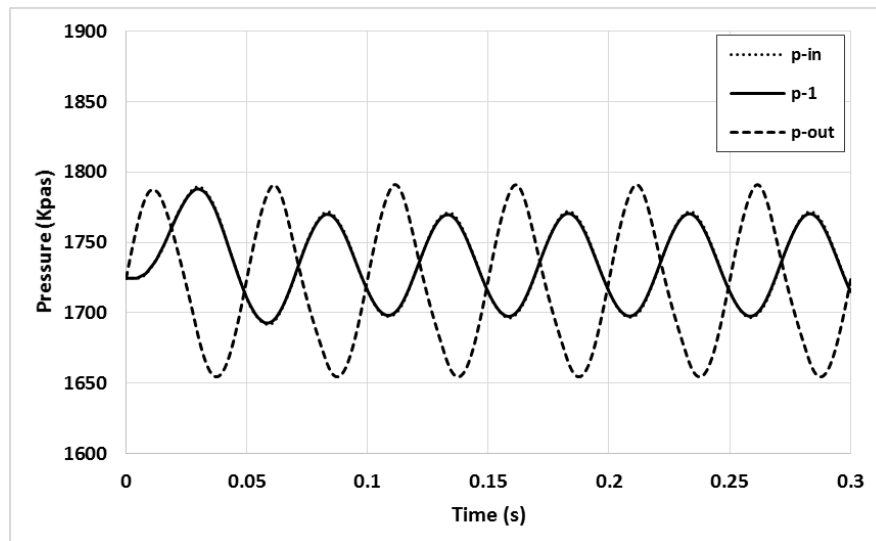
شکل ۵-۸: بررسی درصد دامنه نوسانات فشاری در نسبت  $H/D$  های مختلف به ازای ۴٪ درصد نوسان فشار خط در خروجی



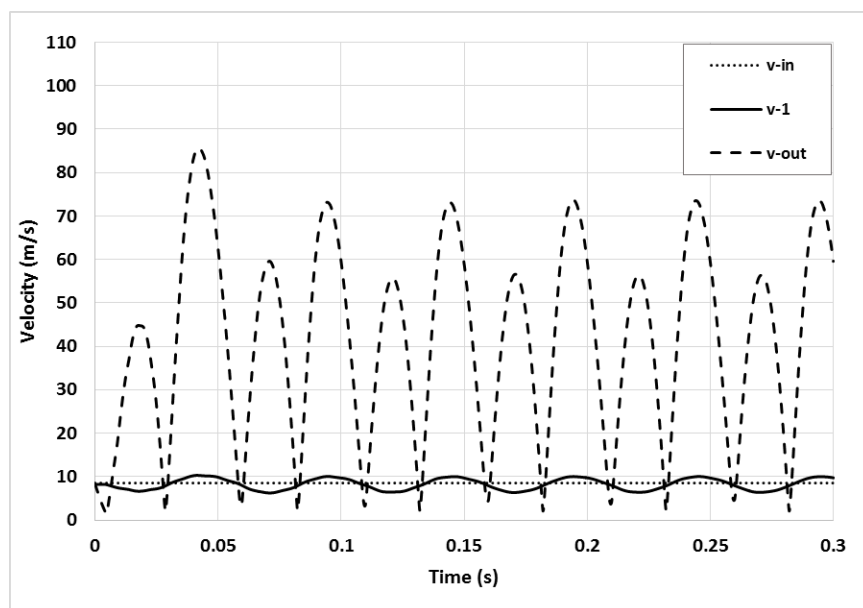


شکل ۵-۹: بررسی درصد افت نوسانات فشاری در نسبت H/D های مختلف به ازای ۴٪ درصد نوسان فشار خط در خروجی

شکل ۵-۱۰ و شکل ۵-۱۱، تغییرات فشار و سرعت در دهانه ورودی (صفحه ۱) و ورودی نوسان گیر را در اثر اعمال نوسانات فشار در خروجی در طول مدت  $0.3$  ثانیه از آغاز به کار کمپرسور در  $H/D=3$  نشان می‌دهند. علت تفاوت فاز زمانی در ورودی و خروجی نوسان گیر، این است که نوسانات، زمانی را در درون نوسان گیر سپری می‌کنند تا به دهانه ورودی برسند. همان‌طور که مشخص است دامنه نوسانات با حضور نوسان گیر در ورودی کاهش یافته است. در شکل ۵-۱۱، علت زیاد بودن سرعت در خروجی نوسان گیر در بعضی زمان‌ها، اختلاف فشار زیاد ایجاد شده بین ورودی و خروجی است و علت آن که سرعت در خروج به صفر نزدیک می‌شود، به صفر رسیدن اختلاف فشار ورودی و خروجی در آن زمان است. بر اساس شکل ۵-۱۰، زمانی که فشار در ورودی، در بیشترین مقدار خود یعنی  $1770 \text{ Kpas}$  است، فشار در خروجی در کمترین مقدار خود یعنی  $1654 \text{ Kpas}$  است که اختلاف فشاری برابر با  $116 \text{ Kpas}$  دارند. بر اساس این نتایج، بعد از سیکل دوم تا زمانی که کمپرسور مشغول کار است، شاهد ثابت بودن نوسانات و برابر بودن کمینه و بیشینه مقدار فشار هر سیکل خواهیم بود.



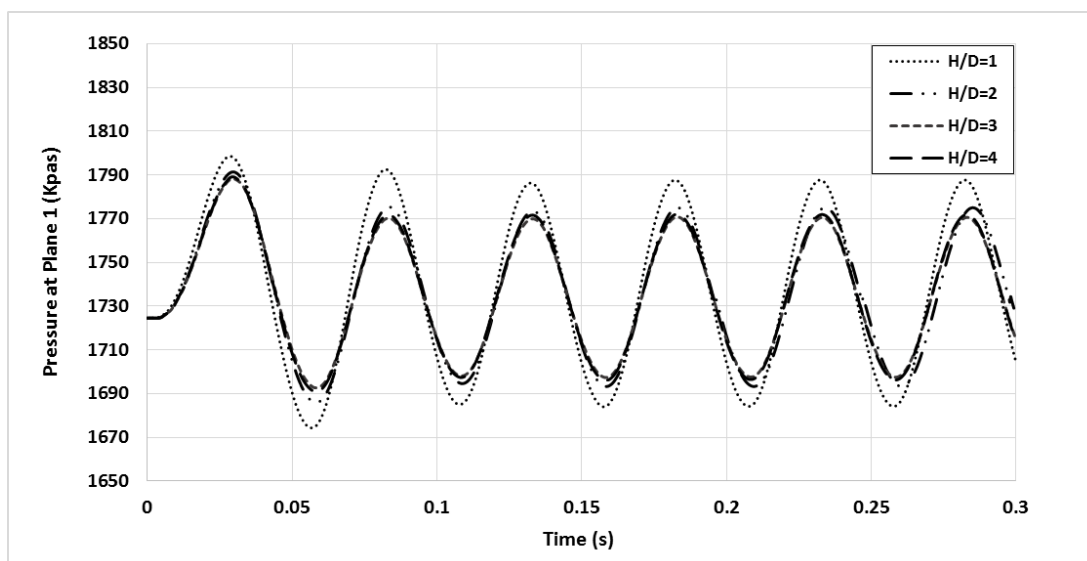
شکل ۵-۱۰: بررسی نوسانات فشار نسبت به زمان در نسبت  $H/D=3$



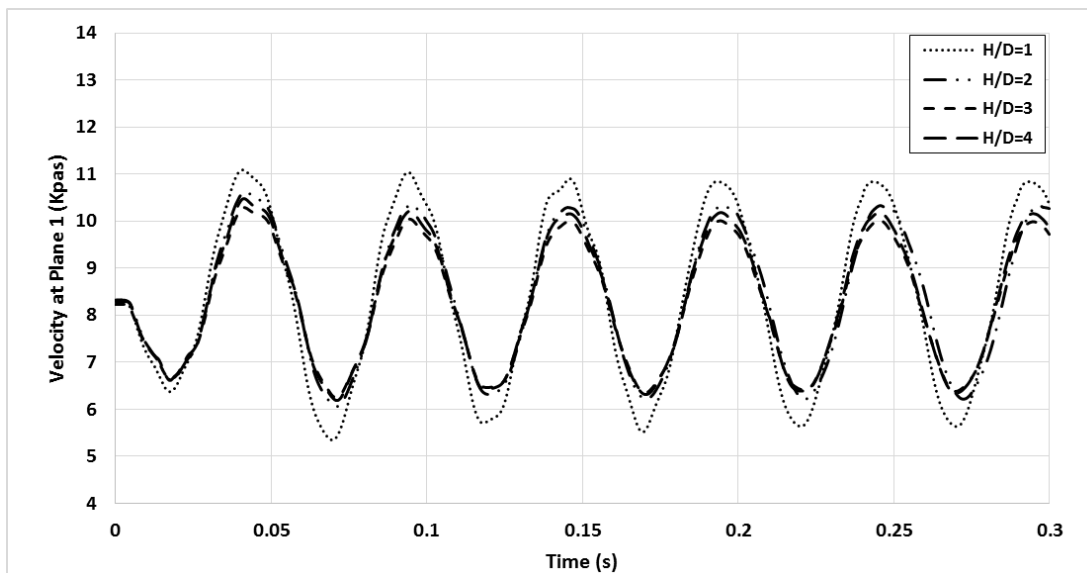
شکل ۵-۱۱: بررسی نوسانات سرعت نسبت به زمان در نسبت  $H/D=3$

شکل ۵-۱۲ و شکل ۵-۱۳ به ترتیب نشان‌دهنده مقادیر فشار و سرعت در صفحه ۱، واقع در ۱۰ سانتی‌متری ورودی نوسان‌گیر، برحسب زمان در  $0.3$  ثانیه از آغاز شروع نوسانات در خروجی و در ۶ سیکل کاری کمپرسور است. به‌غیر از نسبت ارتفاع به قطر ۱، در دیگر نسبت‌ها تفاوت چندانی بین دامنه

نوسانات دیده نمی‌شود.



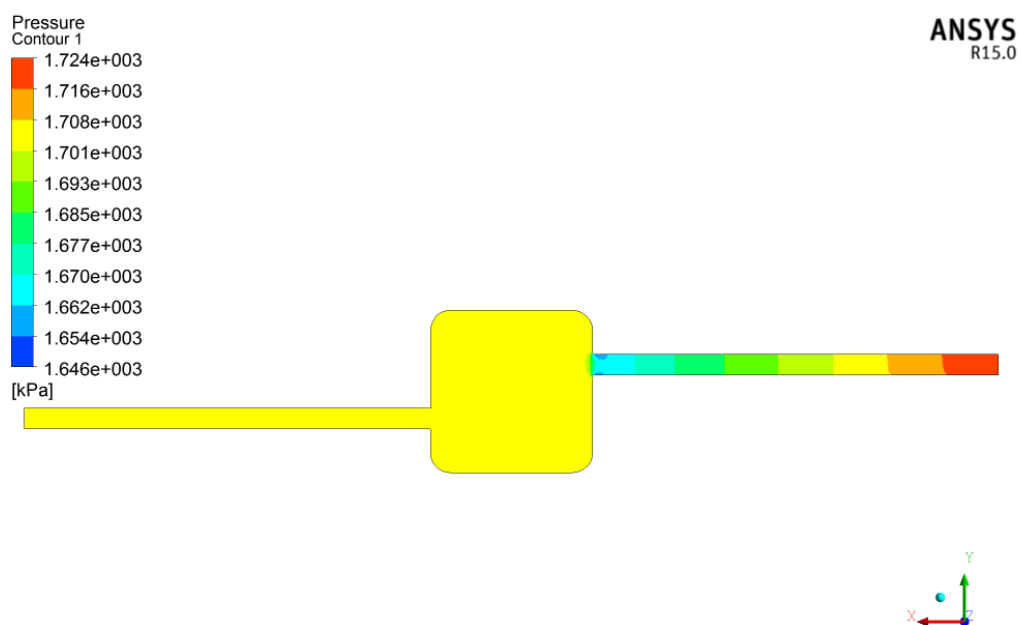
شکل ۵-۱۲: مقایسه نوسانات فشار در دهانه ورودی برحسب زمان به ازای نسبت H/D های مختلف



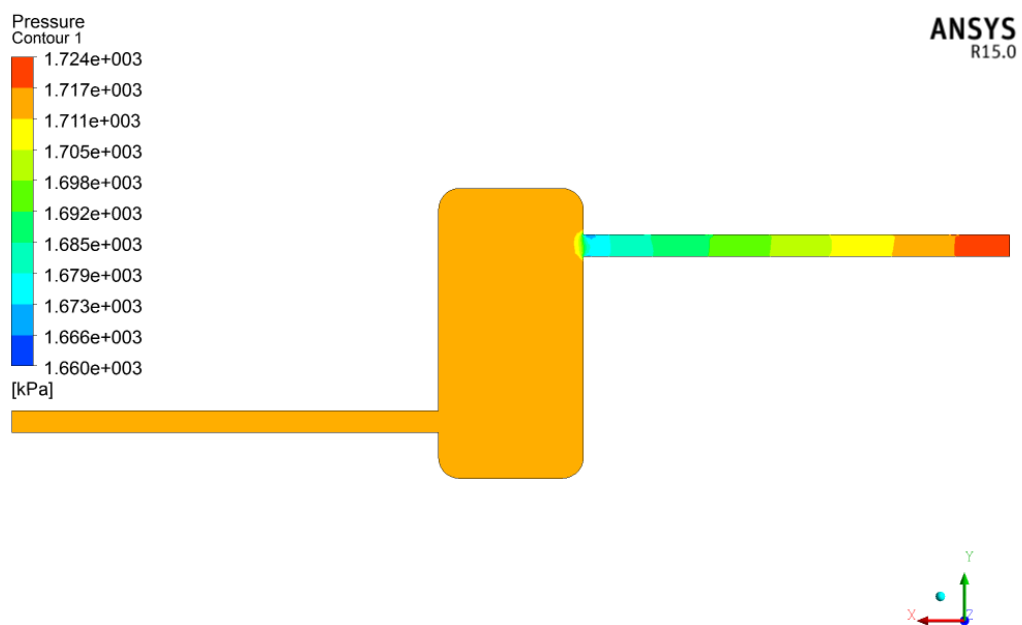
شکل ۵-۱۳: مقایسه نوسانات سرعت در دهانه ورودی برحسب زمان به ازای نسبت H/D های مختلف

جهت مقایسه کانتورهای فشار و سرعت در هر چهار حالت، شکل ۵-۱۴ و شکل ۵-۱۵ آورده شده‌اند.

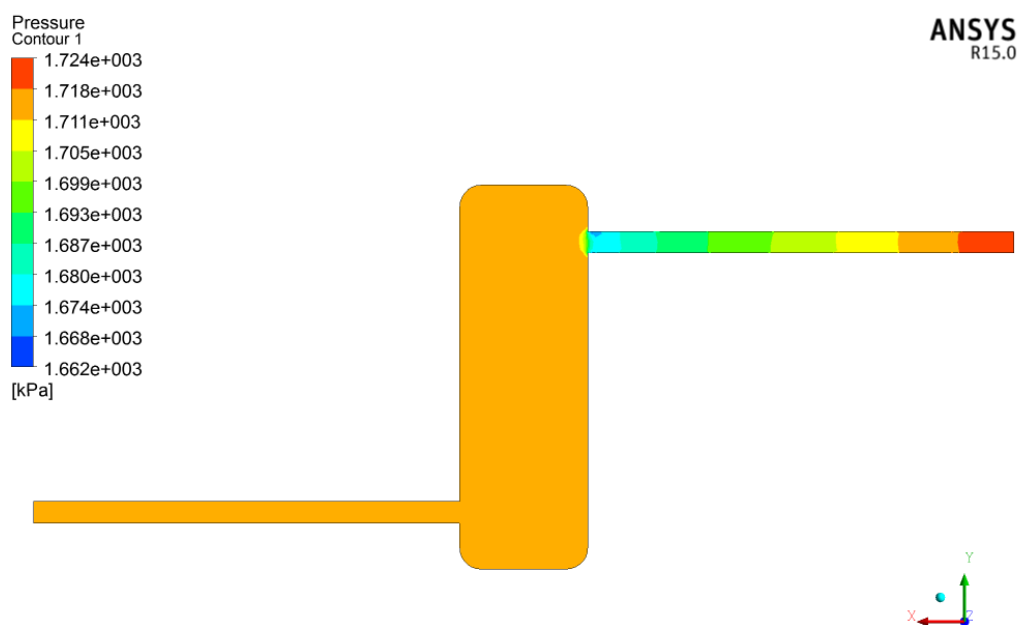
این کانتورها مقادیر فشار و سرعت را در کل هندسه‌ها در زمان ۰/۳ ثانیه نشان می‌دهند.



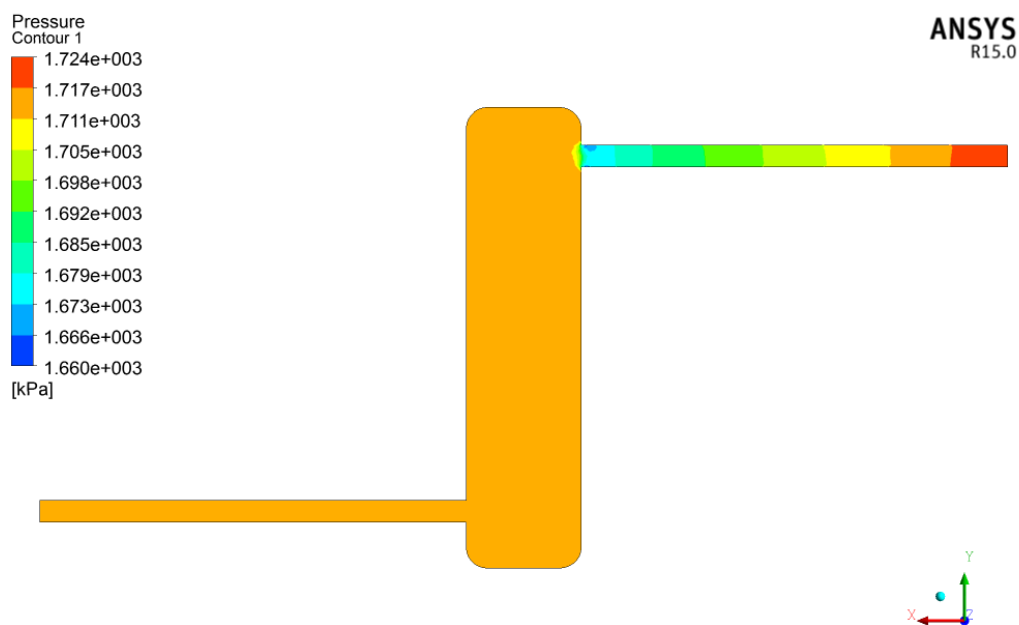
(الف)



(ب)

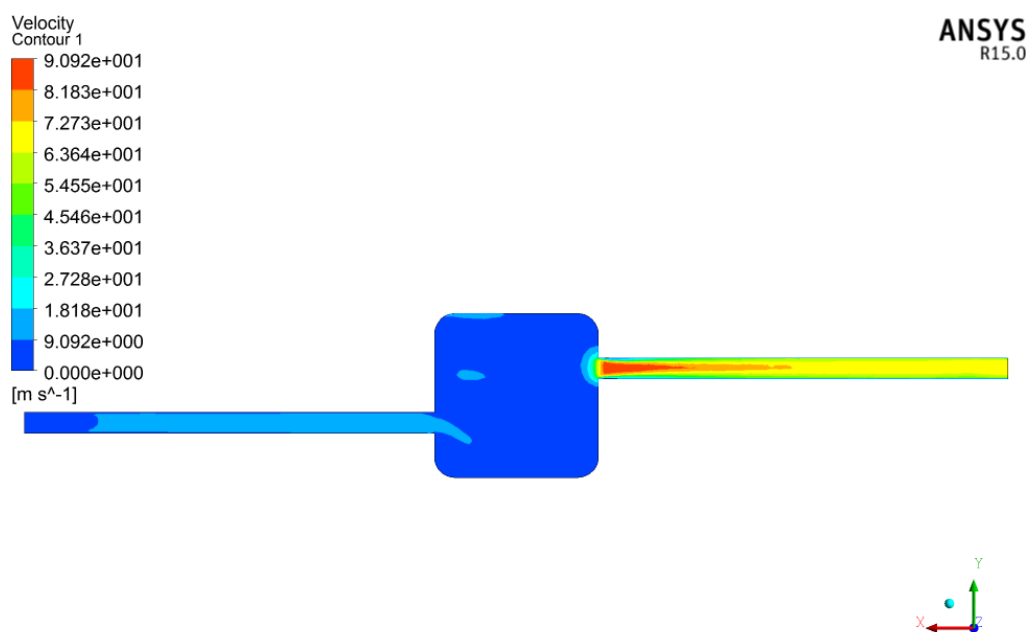


(ج)

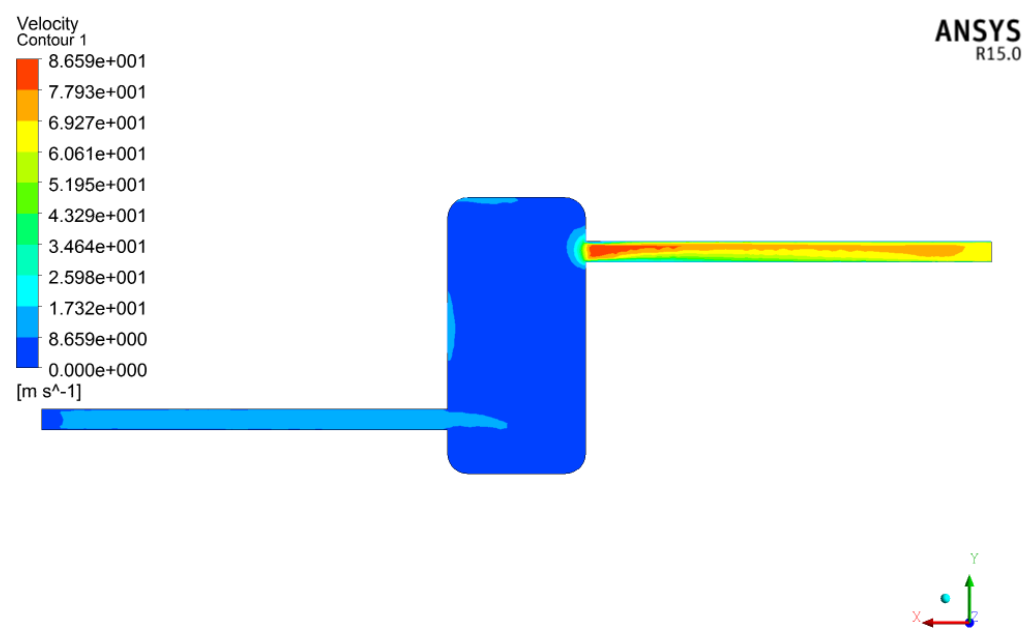


(د)

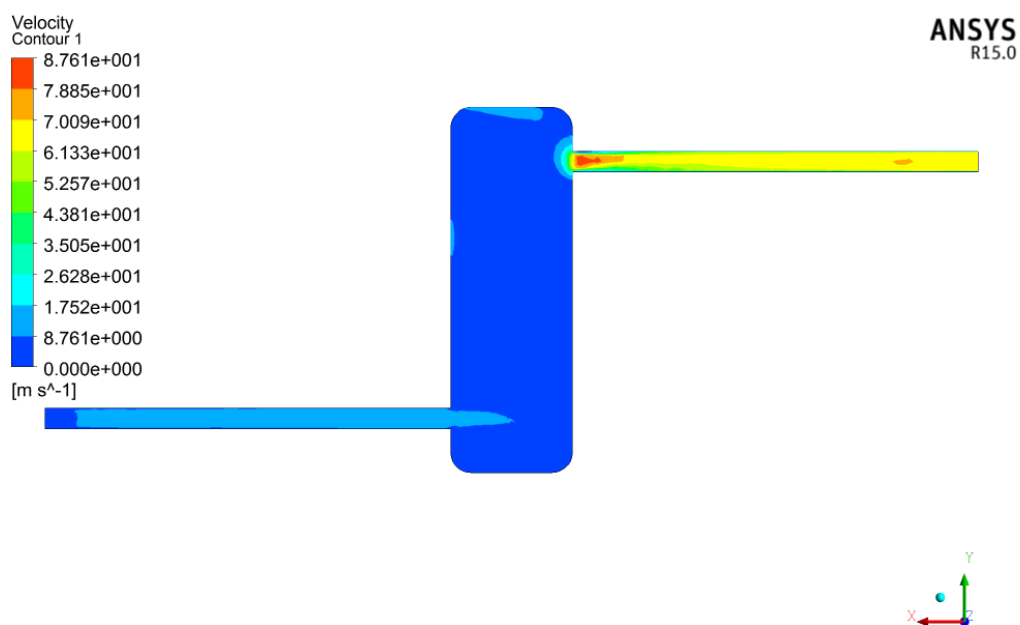
شکل ۵-۱۴: کانتور فشار در نسبت  $H/D$  های مختلف در زمان  $0.3$  ثانیه؛  
الف)  $H/D=1$ ؛ ب)  $H/D=2$ ؛ ج)  $H/D=3$ ؛ د)  $H/D=4$



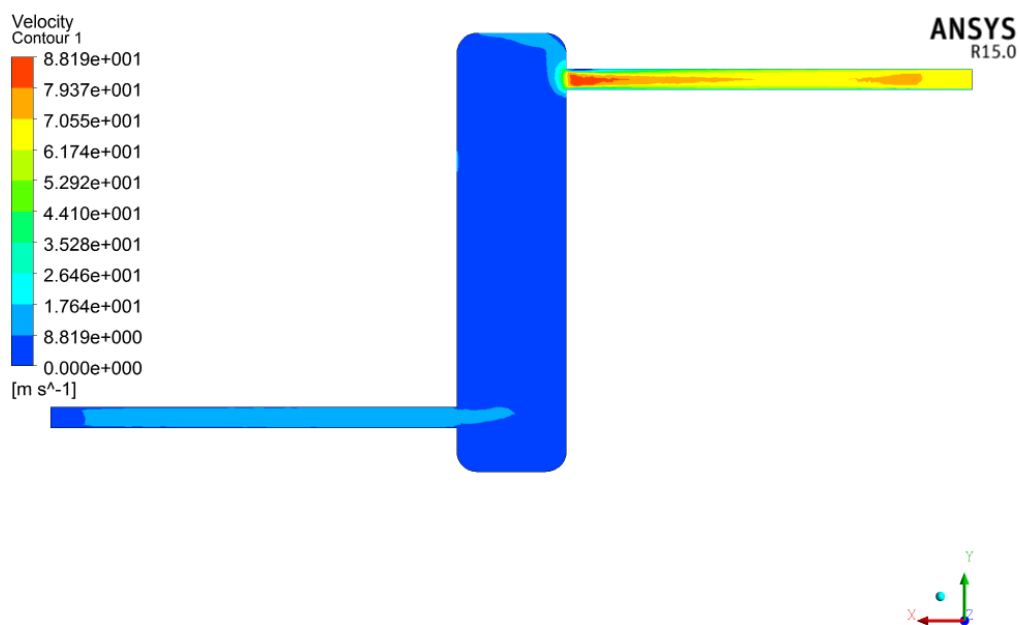
(الف)



(ب)



(ج)



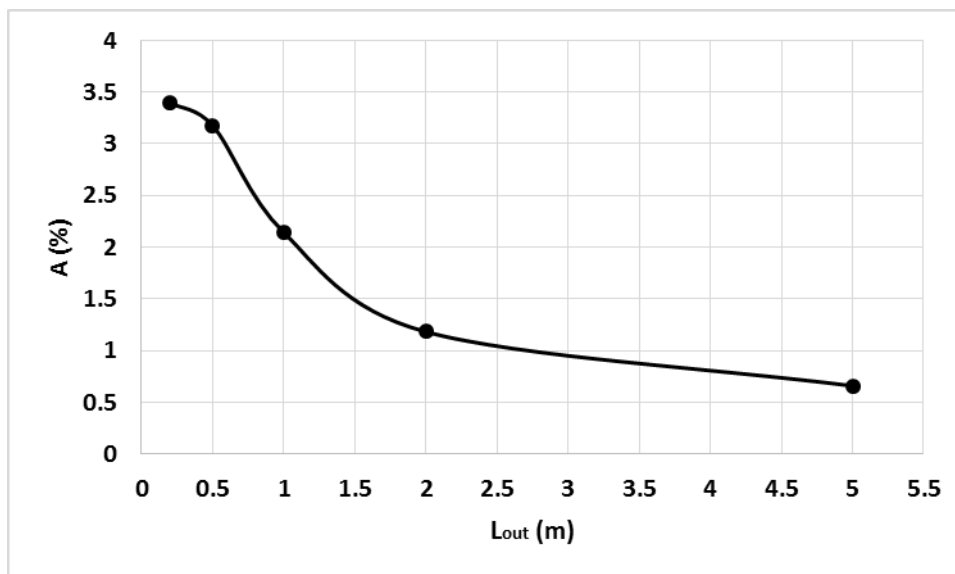
(د)

شکل ۵-۱۵: کانتور سرعت در نسبت  $H/D$  های مختلف در زمان  $0.3$  ثانیه؛  
 الف)  $H/D=1$ ؛ ب)  $H/D=2$ ؛ ج)  $H/D=3$ ؛ د)  $H/D=4$

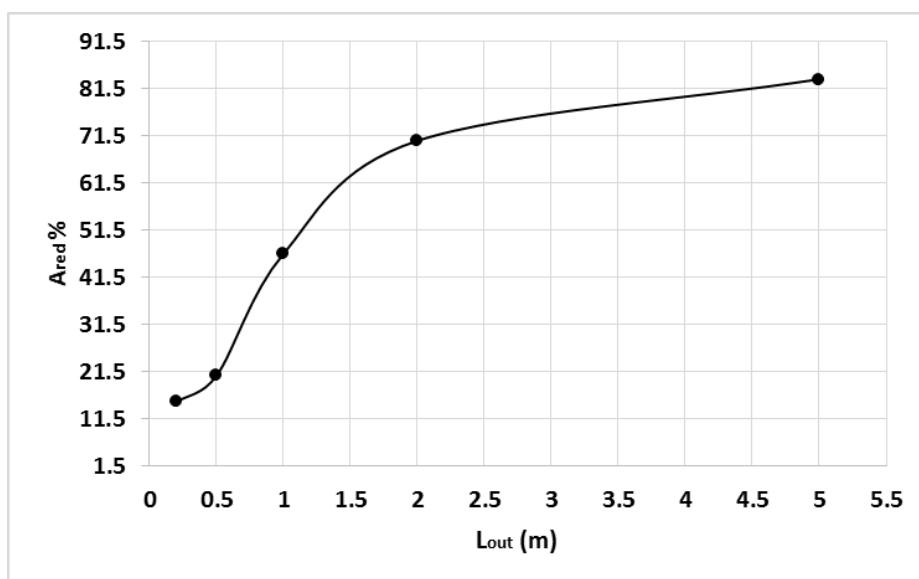
## ۵-۵ تأثیر طول لوله خروجی نوسان گیر

همان طور که در فصل قبل توضیح داده شد، طول لوله خروجی نوسان گیر، درواقع فاصله نوسان گیر از کمپرسور یا منبع تولید نوسان است. این پارامتر به ازای طول های  $0.2m$ ،  $0.5m$ ،  $1m$ ،  $2m$  و  $5m$  مورد بررسی قرار گرفته و هدف از بررسی آن، صرفاً اثبات این مورد است که با افزایش طول خروجی نوسان گیر یا افزایش فاصله از منبع نوسان، می توان تأثیرات نوسانات بر دبی سنج را کاهش داد. این نتایج برای نوسان گیری با حجمی برابر با حجم کمینه به دست آمده از استاندارد API 618، طول ورودی  $1m$  و نسبت ارتفاع به قطر  $2/5$  و به ازای دامنه نوسان  $4\%$  فشار خط در خروجی به دست آمده اند. طول خروجی نوسان گیر معمولاً بر اساس فضای کاربری ایستگاه CNG طراحی می شود، اما شکل ۵-۱۶ و شکل ۵-۱۷ بیان می کنند که هرچه فاصله از کمپرسور یا منبع نوسان بیشتر باشد، اثر نوسانات فشاری خروجی بر ورودی نوسان گیر کمتر خواهد شد، به طوری که دامنه نوسانات از  $3/4\%$  فشار خط در طول  $0.2m$  به  $0.7\%$  فشار خط در طول  $5m$  می رسد، یعنی افت نوسان فشاری در حدود  $83\%$  در طول  $5m$  شاهد خواهیم بود، که علت آن افت فشار و خلاف جهت جریان بودن نوسانات فشار در خروجی است که با افزایش طول لوله تأثیر این نوسانات را در ورودی دمپ می کند. این نتایج همچنین بیان می کند که با حجمی کوچک برابر با حجم کمینه می توان با افزایش فاصله از کمپرسور، نوسانات را به طور چشمگیری کاهش داد. لازم به ذکر است که بهترین مکان جهت نصب نوسان گیر در ایستگاه، بلافاصله بعد از واحد اندازه گیری و قبل از خشک کن کمپرسور است.





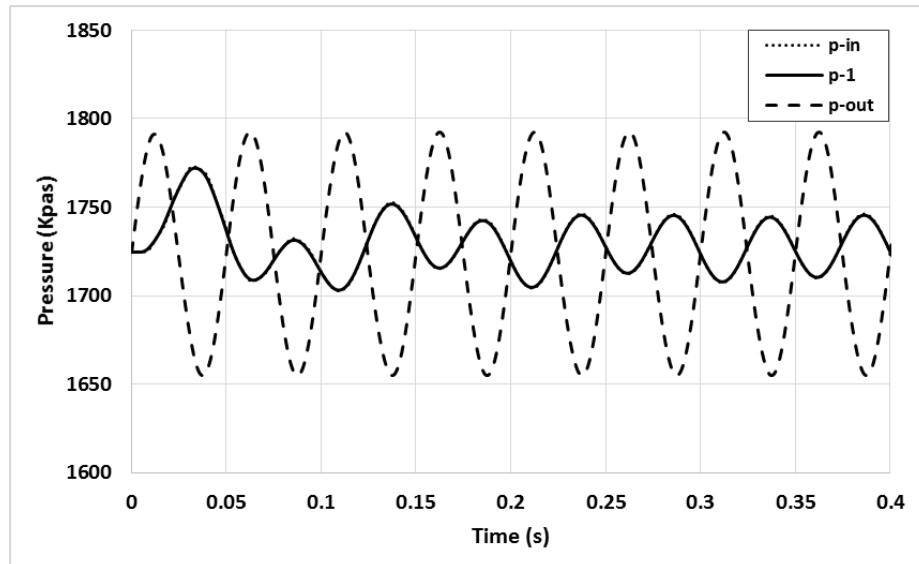
شکل ۵-۱۶: بررسی درصد دامنه نوسانات فشاری با افزایش طول خروجی به ازای ۴٪ درصد نوسان فشار خط در خروجی



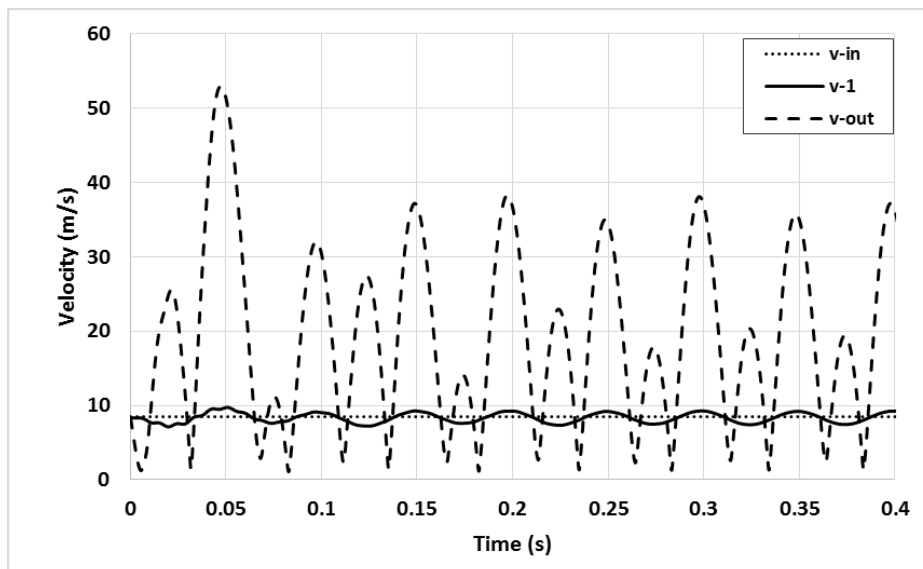
شکل ۵-۱۷: بررسی درصد افت نوسانات فشاری با افزایش طول خروجی به ازای ۴٪ درصد نوسان فشار خط در خروجی

شکل ۵-۱۸ و شکل ۵-۱۹، نشان‌دهنده تأثیر نوسانات فشار خروجی بر فشار و سرعت دهانه ورودی (صفحه ۱) و ورودی نوسان‌گیر را در طول مدت ۰/۴ ثانیه از آغاز به کار کمپرسور در طول خروجی برابر با ۲m است. از سیکل چهارم به بعد، دامنه نوسانات در ورودی و خروجی به مقدار ثابتی رسیده و بیشینه فشار ۱۷۴۵/۵Kpas و کمینه فشار ۱۷۰۴/۷Kpas را خواهد داشت و همچنین طبق شکل ۵-۱۹ در

دهانه ورودی بیشینه سرعت برابر  $9/25 \text{ m/s}$  و کمینه آن  $7/32 \text{ m/s}$  است که نسبت به سرعت ورودی در حدود  $0/9 \text{ m/s}$  دامنه نوسان سرعت داریم.



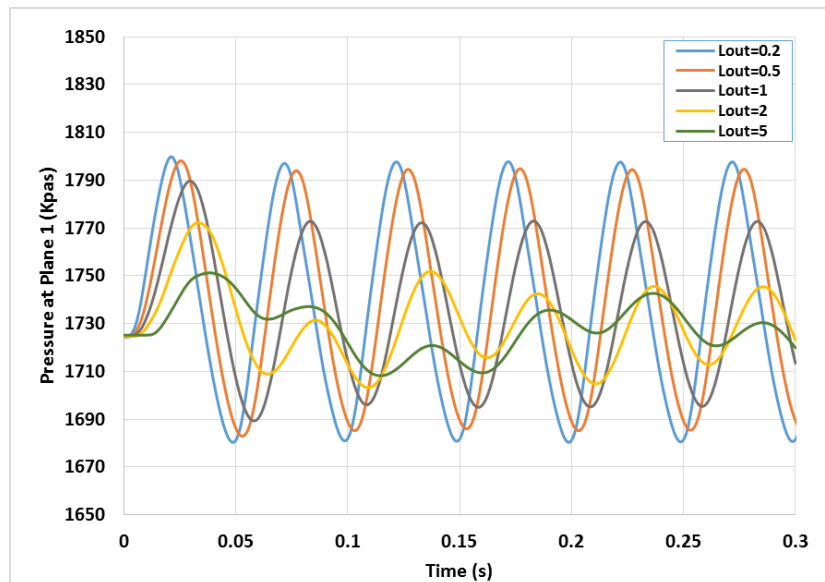
شکل ۵-۱۸: بررسی نوسانات فشار نسبت به زمان در طول خروجی برابر ۲ متر



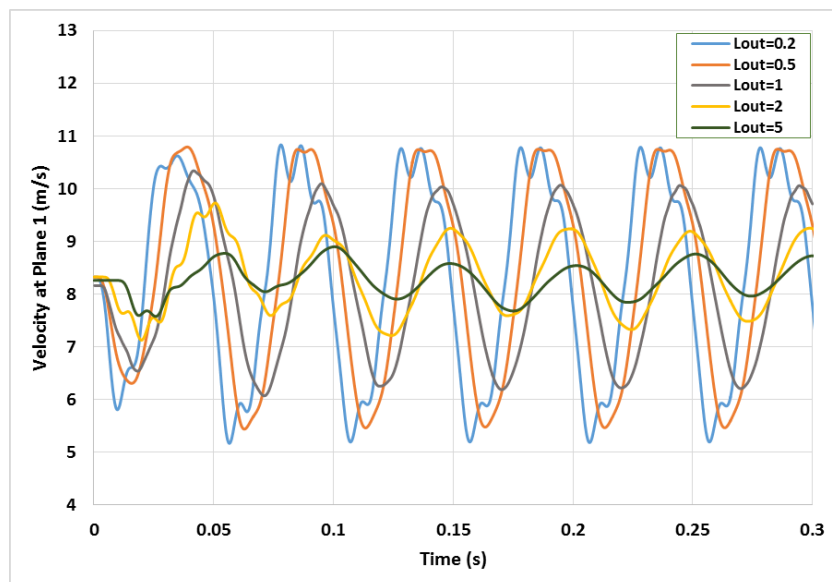
شکل ۵-۱۹: بررسی نوسانات سرعت نسبت به زمان در طول خروجی برابر ۲ متر

جهت مقایسه نحوه تغییرات فشار و سرعت نسبت به زمان در دهانه ورودی به نوسان گیر، شکل ۵-۲۰ و شکل ۵-۲۱ آورده شده‌اند. به‌خوبی این شکل‌ها روند کاهش دامنه نوسانات را با افزایش طول خروجی

در مدت ۰/۳ ثانیه از آغاز به کار کمپرسور را نشان می‌دهند. هم‌فاز نبودن نتایج به دلیل این است که با افزایش طول خروجی به زمان بیشتری نیاز است که نوسانات بر ورودی تأثیر بگذارند.



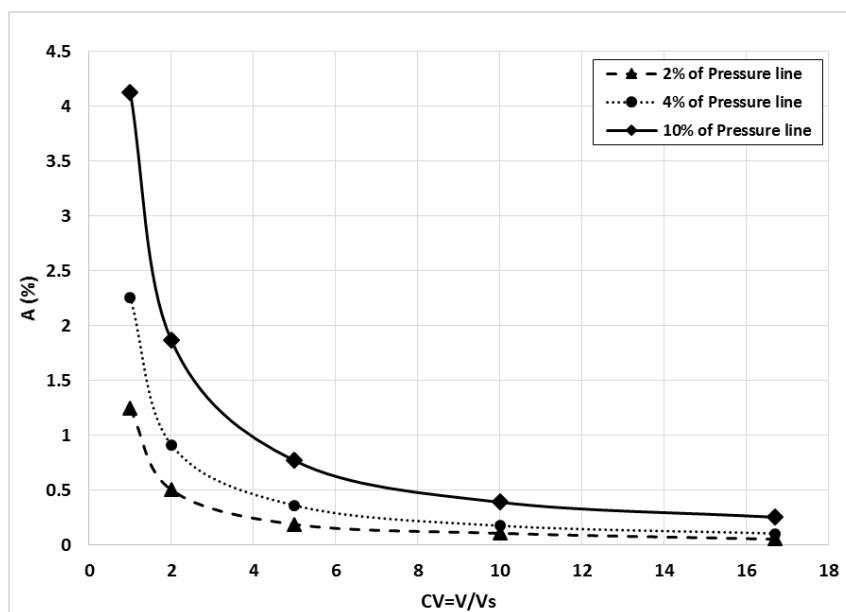
شکل ۵-۲۰: مقایسه نوسانات فشار در دهانه ورودی برحسب زمان با افزایش طول خروجی به ازای ۴٪ درصد نوسان فشار خط در خروجی



شکل ۵-۲۱: مقایسه نوسانات سرعت در دهانه ورودی برحسب زمان با افزایش طول خروجی به ازای ۴٪ درصد نوسان فشار خط در خروجی

## ۵-۶ تأثیر افزایش حجم نوسان گیر نسبت به حجم کمینه

یکی دیگر از پارامترهای مهمی که مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت، تأثیر افزایش حجم نوسان گیر در کاهش نوسانات فشاری کمپرسور است. این افزایش در چندین حالت با نسبت حجم‌های ۱، ۲، ۵، ۱۰ و ۱۶/۷ نسبت به حجم کمینه در سه دامنه نوسان فشار خروجی ۲٪، ۴٪ و ۱۰٪ فشار خط مورد بررسی قرار گرفت. این حالات در نسبت ارتفاع به قطر ۲/۵، طول خروجی ۱m و بدون بافل در نظر گرفته شده‌اند. شکل ۵-۲۲، درصد دامنه نوسانات فشاری را نشان می‌دهد که افزایش حجم نوسان گیر، نوسانات را به خوبی کنترل می‌کند، به طوری که به ازای دامنه نوسانات فشار خروجی ۱۰٪ فشار خط، در نسبت حجم برابر ۱ تا نسبت حجم ۱۶/۷، دامنه نوسان در دهانه ورودی از مقدار ۴/۱٪ به مقدار ۰/۲۵٪ کاهش می‌یابد. با توجه به معادله (۳-۴) بیشترین مقدار مجاز برای نوسانات فشار برابر ۱/۶٪ فشار خط است که در شکل ۵-۲۲، از نسبت حجم به حجم کمینه برابر ۵، نوسانات در محدوده مجاز کنترل شده‌اند.

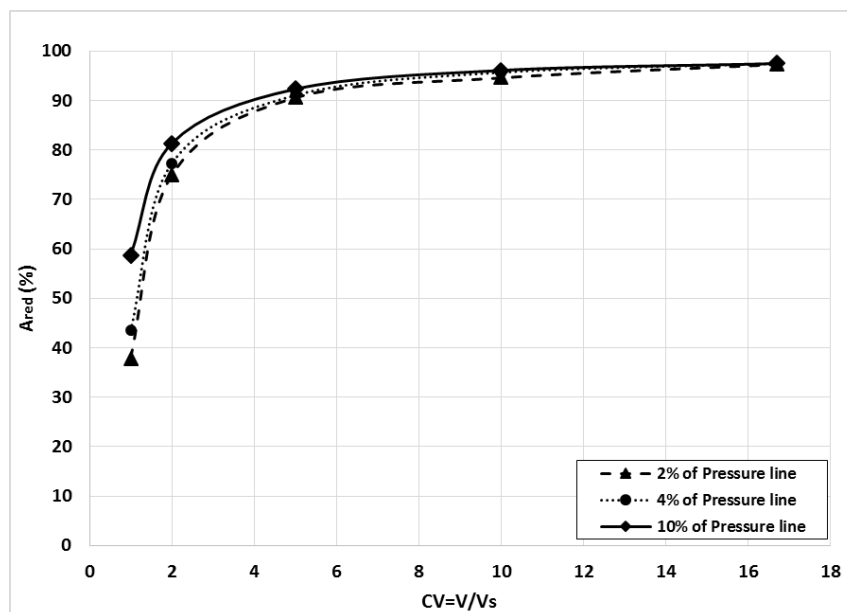


شکل ۵-۲۲: بررسی درصد دامنه نوسانات فشاری با افزایش حجم به ازای افزایش دامنه نوسانات در خروجی

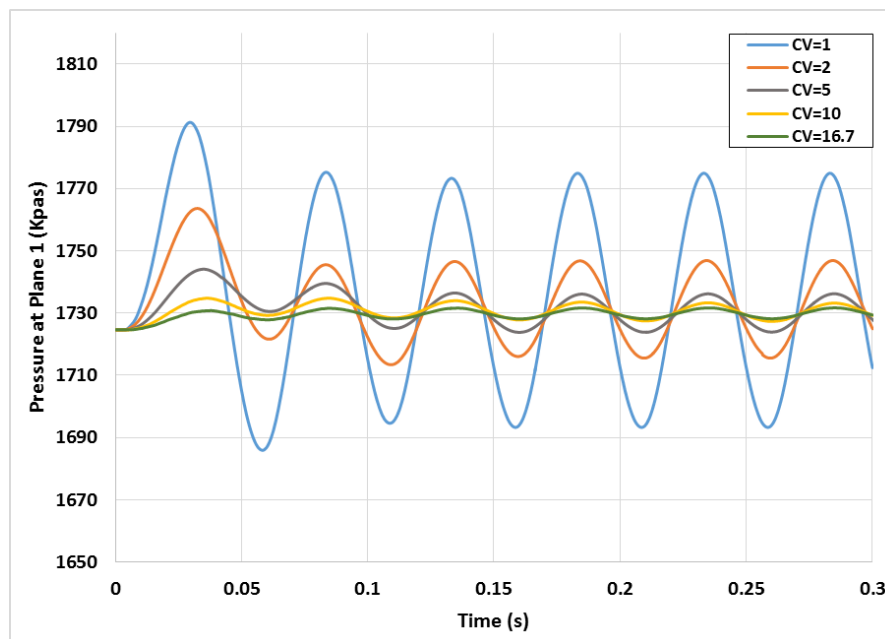
شکل ۵-۲۳، درصد افت نوسانات فشاری را با افزایش حجم نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است از نسبت حجم بیشتر از ۵، شاهد دمپ کردن نوسانات به بیش از ۹۰٪ هستیم. در  $CV=1$ ، می‌بینیم

که با افزایش دامنه نوسانات در خروج به ۱۰٪ درصد فشار خط، درصد افت نوسانات فشار، ۵۸٪ درحالی که در دامنه نوسان ۲٪ درصد فشار خط، این کاهش نوسان ۳۸٪ درصد است. این نکته بیان می کند که با افزایش دامنه نوسانات قابلیت دمپ کردن دامنه نوسانات نوسان گیرها نیز افزایش می یابد.

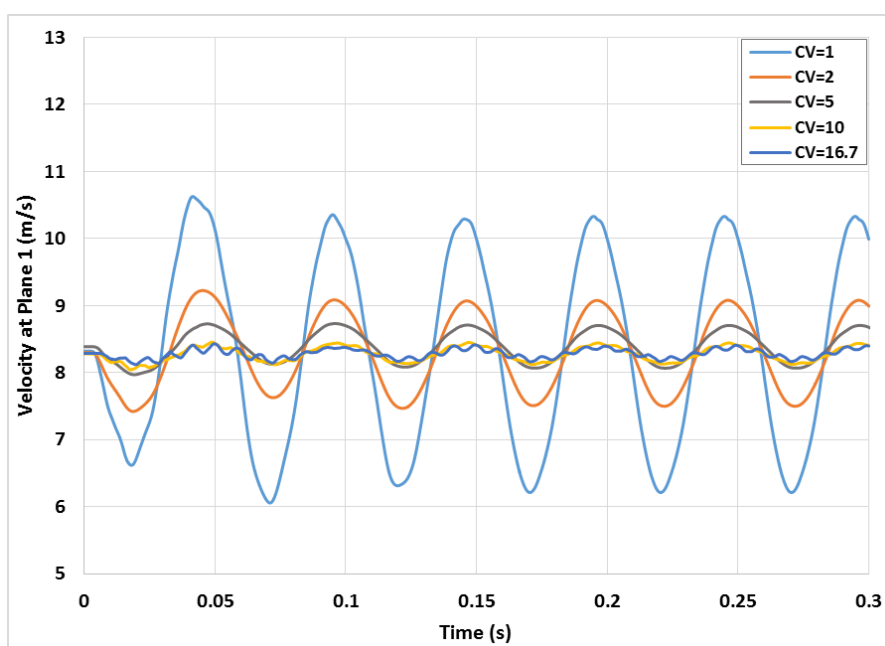
جهت مقایسه نحوه تغییرات فشار و سرعت نسبت به زمان در دهانه ورودی به نوسان گیر، شکل ۲۴-۵ و شکل ۲۵-۵ آورده شده اند. به خوبی این شکل ها روند کاهش دامنه نوسانات را با افزایش حجم در طول مدت ۰/۳ ثانیه از آغاز به کار کمپرسور، به ازای ۴٪ درصد نوسان فشار خط در خروجی نشان می دهند. بر اساس شکل ۲۴-۵، مشاهده می شود که از سیکل دوم به بعد دامنه نوسانات ثابت شده و بیشینه و کمینه هر سیکل برابر خواهند بود. در  $CV=1$ ، بیشینه فشار برابر  $1773 \text{ Kpas}$  و کمینه آن برابر  $1695 \text{ Kpas}$  است که اختلافی برابر با  $78 \text{ Kpas}$  دارند درحالی که در  $CV=16/7$ ، بیشینه فشار برابر  $1731 \text{ Kpas}$  و کمینه آن برابر  $1728 \text{ Kpas}$  است که اختلافی برابر با  $3 \text{ Kpas}$  دارند.



شکل ۲۳-۵: بررسی درصد افت نوسانات فشاری با افزایش حجم به ازای افزایش دامنه نوسانات در خروجی



شکل ۵-۲۴: مقایسه نوسانات فشار در دهانه ورودی برحسب زمان با افزایش حجم نوسان گیر نسبت به حجم کمینه به ازای ۴٪ درصد نوسان فشار خط در خروجی

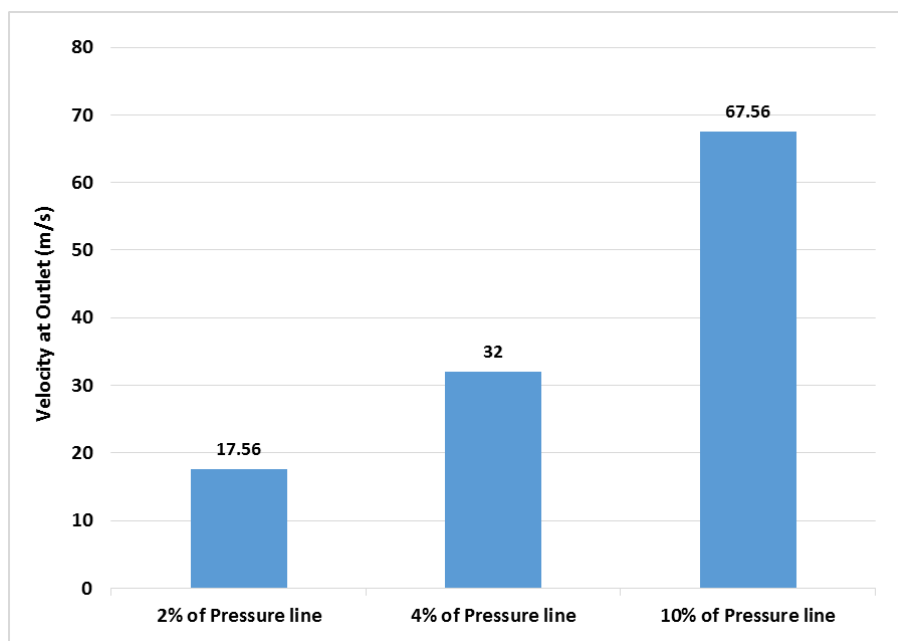


شکل ۵-۲۵: مقایسه نوسانات سرعت در دهانه ورودی برحسب زمان با افزایش حجم نوسان گیر نسبت به حجم کمینه به ازای ۴٪ درصد نوسان فشار خط در خروجی

شکل ۵-۲۵ بیان می کند که سرعت نیز مانند فشار از سیکل دوم به بعد دارای نوسانات ثابتی خواهد بود

و در  $CV=1$ ، مقدار بیشینه سرعت  $10/3 \text{ m/s}$  و کمینه  $6/2 \text{ m/s}$  است که دامنه نوسانی در حدود  $2 \text{ m/s}$  است، درحالی که در  $CV=16/7$ ، مقدار بیشینه سرعت برابر  $8/43 \text{ m/s}$  و کمینه آن برابر  $8/14 \text{ m/s}$  است که دامنه نوسانی در حدود  $0/15 \text{ m/s}$  است.

شکل ۵-۲۶ میانگین سرعت را در خروجی به ازای دامنه نوسانات به اندازه ۲٪، ۴٪ و ۱۰٪ فشار خط را نشان می‌دهد. علت آن که بیش‌تر از ۱۰٪ فشار خط مورد بررسی قرار داده نشده، سرعت بسیار بالای ایجادشده در خروجی است که بر طبق استاندارد شرکت گاز، سرعت گاز در لوله‌های انتقال نباید از مقدار  $20 \text{ m/s}$  بیشتر باشد درحالی که به ازای دامنه نوسان ۱۰٪ فشار خط میانگین سرعتی در حدود  $68 \text{ m/s}$  شاهدیم که به شدت به اتصالات و شیرآلات صدمه وارد می‌کند. از راه‌های کاهش سرعت در خروجی افزایش فاصله نوسان گیر از کمپرسور و یا افزایش قطر لوله خروجی است.

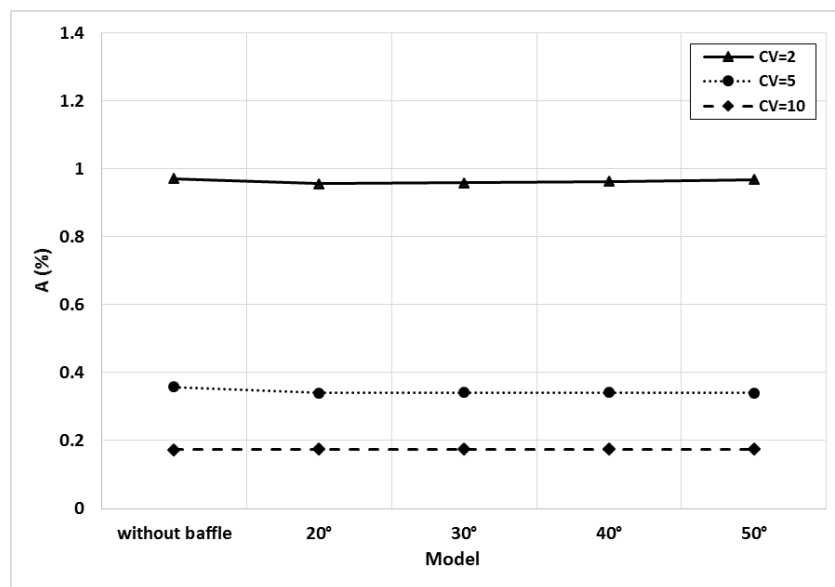


شکل ۵-۲۶: میانگین سرعت در خروجی به ازای افزایش دامنه نوسانات

## ۷-۵ تأثیر حضور بافل در درون نوسان گیر

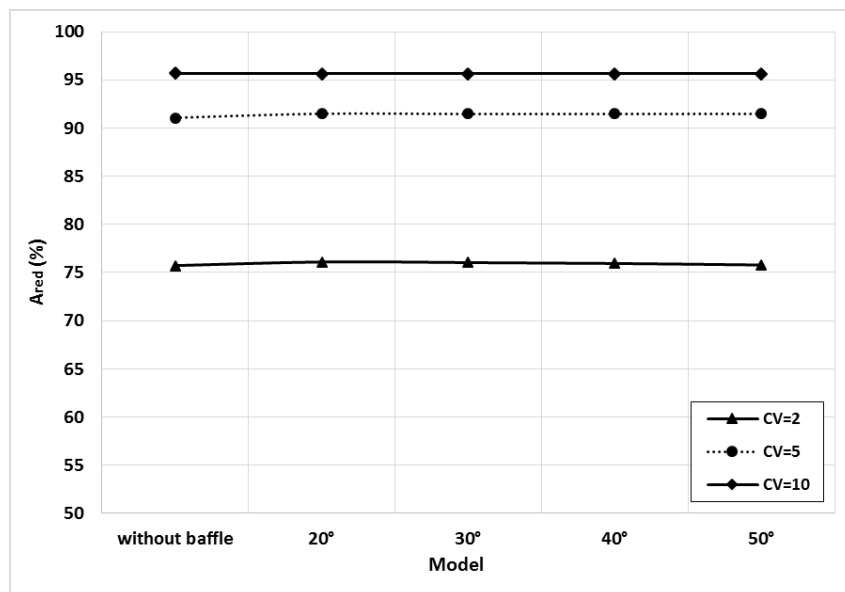
حضور بافل یا تیغه ساده در درون سیلندر نوسان گیر دیگر پارامتری است که به عنوان طرحی پیشنهادی

در جهت کاهش حجم نوسان گیر و تأثیر نوسانات بر دبی سنج توربینی مورد بررسی قرار گرفته است. این پارامتر در چهار زاویه بافل نسبت به افق  $20^\circ$ ،  $30^\circ$ ،  $40^\circ$  و  $50^\circ$  در سه نسبت حجم ۲، ۵ و ۱۰ بررسی شده است که این حالت در نسبت ارتفاع سیلندر به قطر  $2/5$  و دامنه نوسان  $4\%$  درصد فشار خط، طول خروجی  $1\text{ m}$ ، باحالت بدون بافل مقایسه شد. علت بررسی این حالت این است که مرجع [۲۰] جهت کاهش نوسانات فشار در خروجی کمپرسور از تیغه‌ای به نام بافل در درون نوسان گیر استفاده کردند و به نتایج خوبی در جهت دمپ کردن نوسانات رسیدند، اما همان طور که در شکل ۵-۲۷ نشان داده شده زمانی که این نوسان گیر در ورودی کمپرسور نصب شود، وجود بافل با زوایای مختلف و عدم وجود آن مخصوصاً در نسبت حجم  $CV=10$ ، تفاوت چندانی در کاهش دامنه نوسانات ندارد.



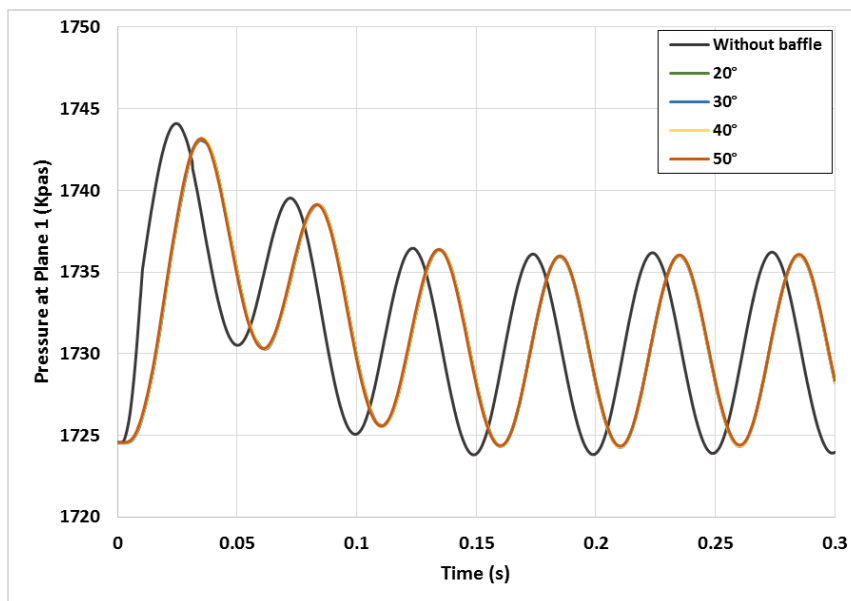
شکل ۵-۲۷: درصد دامنه نوسانات فشاری در حضور بافل و عدم وجود بافل به ازای افزایش حجم نوسان گیر در  $4\%$  درصد نوسان فشار خط در خروجی





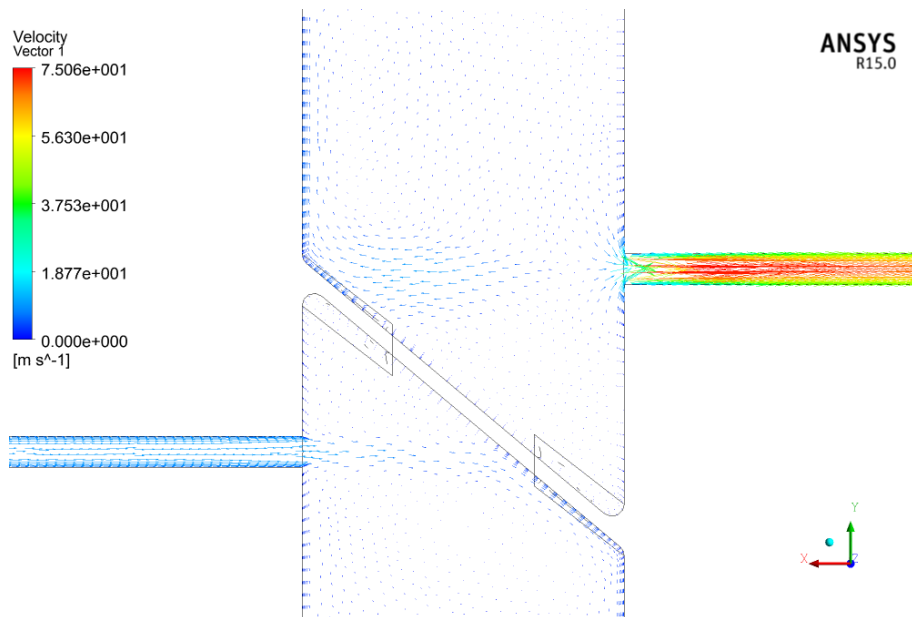
شکل ۵-۲۸: درصد افت نوسانات فشاری در حضور بافل و عدم وجود بافل به ازای افزایش حجم نوسان گیر در ۴٪ درصد نوسان فشار خط در خروجی

شکل ۵-۲۹ نحوه تغییرات نوسانات فشار را در دهانه ورودی برحسب زمان در مدل وجود بافل در درون نوسان گیر و عدم وجود آن در نسبت حجم  $CV=5$ ، نشان داده شده است. همان طور که واضح است تغییر زوایای بافل هیچ گونه تأثیری در کاهش دامنه نوسانات با یکدیگر نداشته، ولی در مدلی که بدون بافل است، فاز زمانی زودتری نسبت به مدل با بافل دارد که به علت چرخش جریان گاز برای مدتی در پشت بافل است.

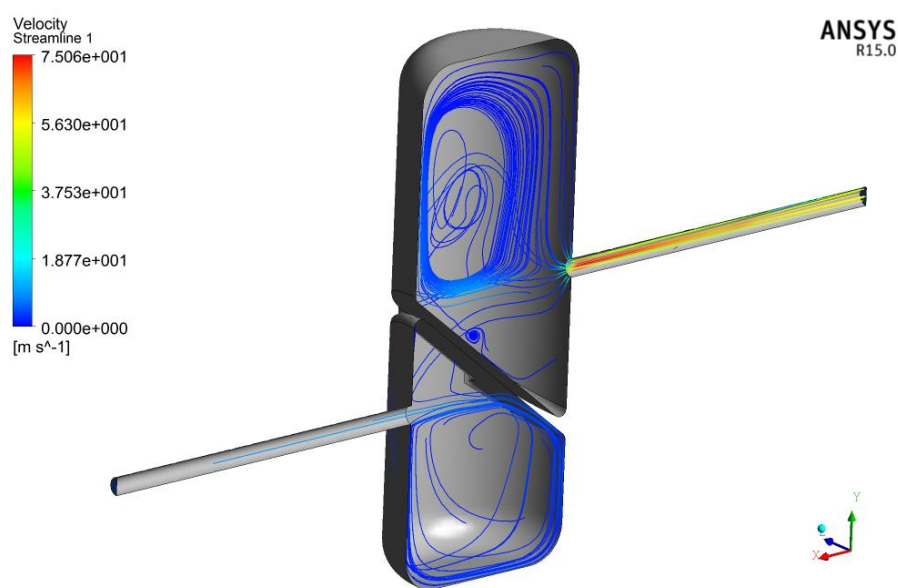


شکل ۵-۲۹: مقایسه نوسانات فشار در دهانه ورودی برحسب زمان باوجود بافل و بدون آن در  $CV=5$

شکل ۵-۳۰ تا شکل ۵-۳۳، خطوط جریان و بردار سرعت را در یک سیکل کامل که از زمان  $0.2$  ثانیه آغاز می‌شود و در زمان  $0.25$  اتمام می‌یابد را در چهار زمان نشان می‌دهد. در زمان  $0.2$  ثانیه نوسانات در خروجی شروع می‌شود و رفته‌رفته مقدار آن تا زمان  $0.2125$  افزایش می‌یابد و به مقدار بیشینه فشار خود می‌رسد و جهت جریان در درون لوله خروجی در خلاف جهت جریان در ورود است، سپس مقدار فشار در خروج به کمینه خود در زمان  $0.2375$  خواهد رسید که دوباره هم‌جهتی جریان با جریان ورودی برقرار می‌شود.

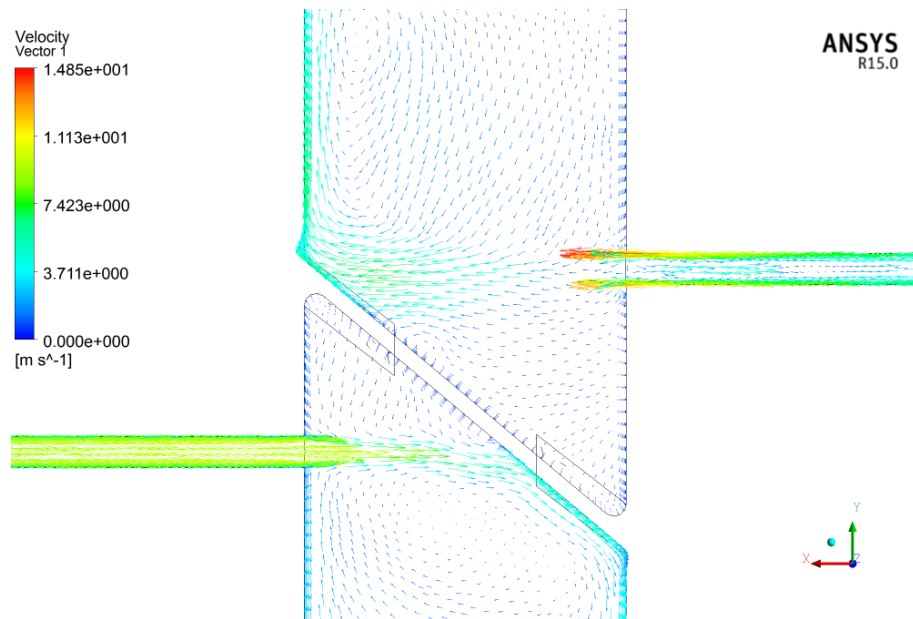


(الف)

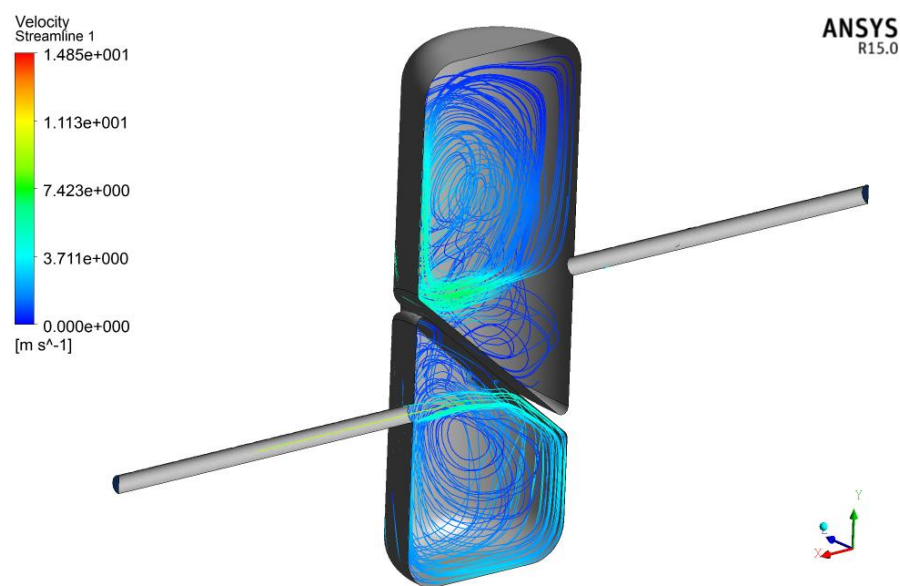


(ب)

شکل ۵-۳۰: کانتور جریان در نوسان گیر باوجود بافل در زمان ۰/۲ ثانیه؛  
الف) بردار سرعت؛ ب) خطوط جریان

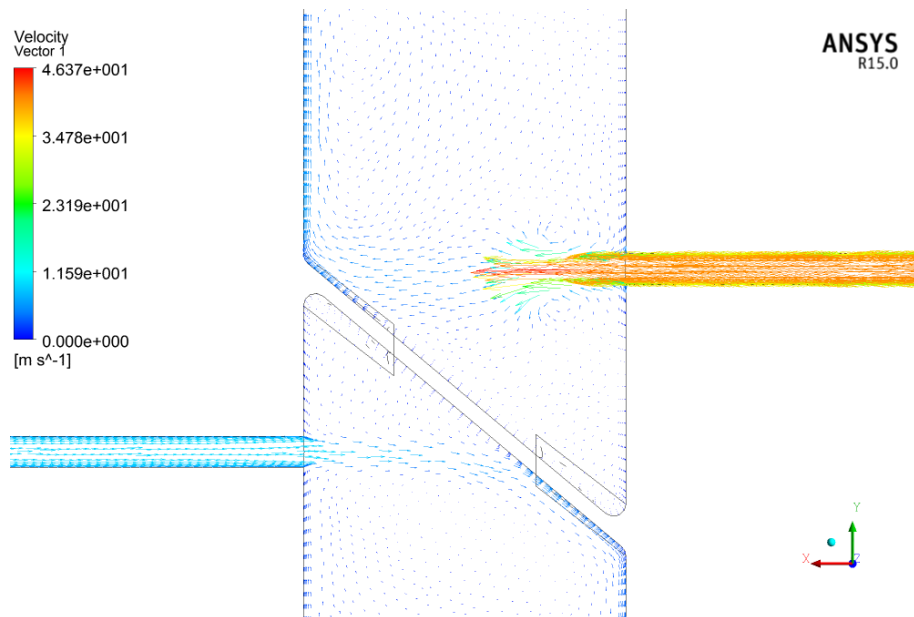


(الف)

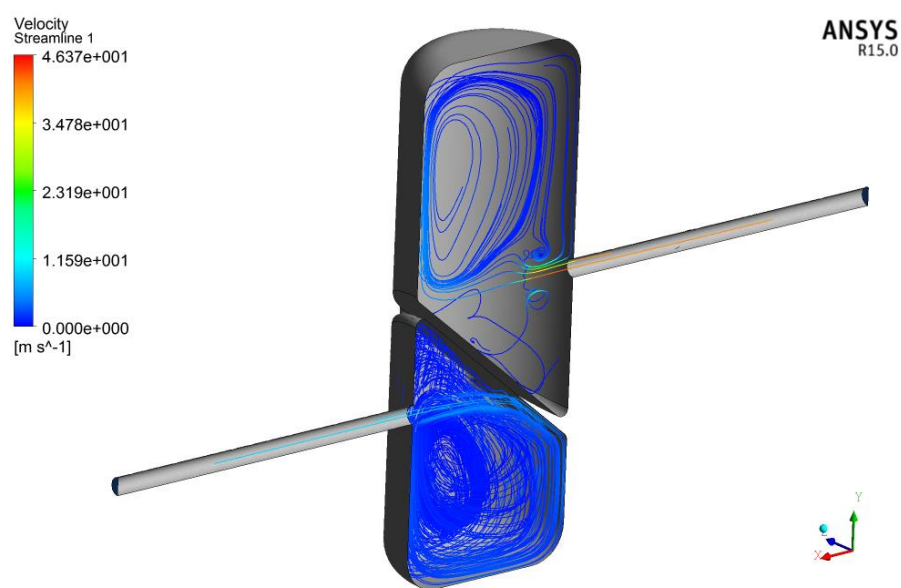


(ب)

شکل ۵-۳۱: کانتور جریان در نوسانگیر باوجود بافل در زمان ۰/۲۱۲۵ ثانیه؛  
الف) بردار سرعت؛ ب) خطوط جریان

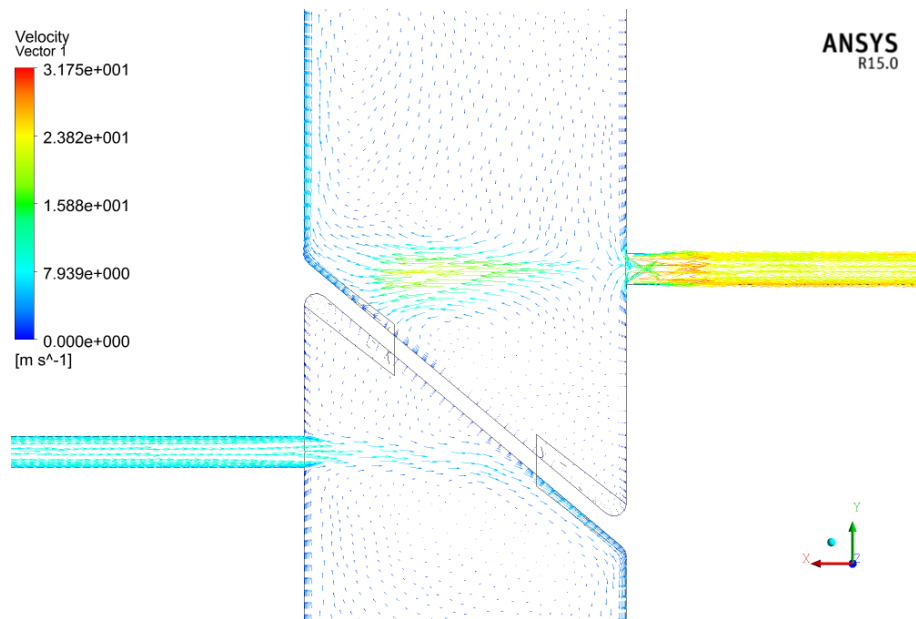


(الف)

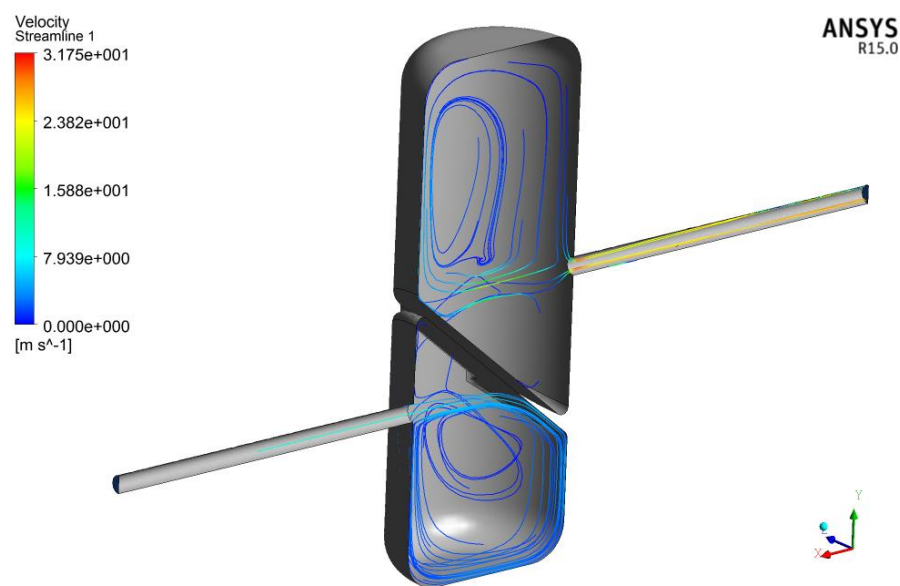


(ب)

شکل ۵-۳۲: کانتور جریان در نوسان گیر باوجود بافل در زمان ۰/۲۲۵ ثانیه؛  
الف) بردار سرعت؛ ب) خطوط جریان



(الف)



(ب)

شکل ۵-۳۳: کانتور جریان در نوسان گیر باوجود بافل در زمان ۰/۲۳۷۵ ثانیه؛  
الف) بردار سرعت؛ ب) خطوط جریان

## ۵-۸ جمع بندی نتایج

در مطالعات حاضر، پارامترهای تأثیرگذار در کاهش نوسانات در خط مکش کمپرسور ایستگاه CNG با

فشار گاز ورودی ۲۵۰ psi معادل ۱۷/۱ bar و تأثیر آن بر دامنه نوسانات توسط مدل سازی عددی به شکل کامل تحلیل شد. نتایج مرتبط با اعتبارسنجی روش حل عددی فلوئنت با مراجع پیشین که اختلافی کمتر از ۲٪ را نشان دادند، نشان از صحت روش حل عددی حاضر و معتبر بودن نتایج است. بر اساس مطالعات و بررسی هایی که در فصل های گذشته انجام گرفت، می توان نتایج به دست آمده را به صورت زیر جمع بندی کرد:

- با توجه به این که نصب نوسان گیر در مسیر جریان گاز بین دبی سنج توربینی و کمپرسور منجر به آرام سازی جریان گاز و کاهش دامنه نوسانات می شود و واحد اندازه گیری شامل دبی سنج توربینی و تصحیح کننده در قسمت میتترینگ می باشند، لذا محل مناسب جهت نصب نوسان گیر بلافاصله بعد از قسمت میتترینگ است.
- بر اساس نتایج، نوسان گیر با حجم بیشتر از ۵ برابر حجم کمینه یعنی در حدود ۰/۳ مترمکعب، دامنه نوسانات را در محدوده استاندارد کمتر از ۱/۶٪ فشار خط نگاه می دارد.
- با توجه به این که استاندارد API 618 تنها رابطه ای برای محاسبه حجم کمینه نوسان گیر در خط مکش کمپرسور پیشنهاد می کند و در مورد نسبت بین ارتفاع به قطر نوسان گیر رابطه ای را بیان نکرده است، طبق نتایج به دست آمده، بهترین نسبت ارتفاع به قطر برابر ۳، بیشترین کاهش دامنه نوسان را داشته است.
- هرچه فاصله نوسان گیر از کمپرسور بیشتر باشد، دامنه نوسانات کاهش می یابد به طوری که تنها با حجمی برابر با حجم کمینه، می توان دامنه نوسان را در حدود ۸۳٪ داد.
- پس بهترین طرح، ابتدا افزایش فاصله نوسان گیر از کمپرسور تا حد امکان سپس با حفظ نسبت ارتفاع به قطر  $H/D=3$ ، حجم نوسان گیر را به بیش از ۵ برابر حجم کمینه افزایش دهیم تا دامنه نوسانات در خط مکش و قبل از دبی سنج توربینی به زیر ۱/۶٪ فشار خط برسد.

## ۵-۹ پیشنهادات

موارد زیر به عنوان پیشنهادهای تحقیقات آتی ارائه گردد:

- ساخت طرح و بررسی نتایج به صورت تجربی بر اساس شرایط ایستگاه CNG
- این مطالعات برای کمپرسور با ظرفیت  $950 \text{ m}^3/\text{hr}$  دبی ورودی و ایستگاه CNG با فشار گاز ورودی  $250 \text{ psi}$  انجام گرفته، پیشنهاد می شود همین نتایج برای دبی ورودی کمتر گاز و ایستگاه CNG با فشار گاز ورودی  $60 \text{ psi}$  که تأثیر مستقیم بر حجم کمینه دارد، نیز بررسی شود.
- به دست آوردن نوسانات دقیق کمپرسور به کمک ابزار دقیق و وارد کردن آن به عنوان شرط

مرزی خروجی

- بررسی تأثیر اندازه قطر لوله از واحد میتیرینگ تا کمپرسور بر روی کاهش دامنه نوسانات
- بررسی الگوهای هندسی دیگر از نوسان گیر مانند طرح صداخفه کن خودرو



# پیوست الف

RECIPROCATING COMPRESSOR DATA SHEET				DOC. NO.	VP-10005-01	REV.	2
				PAGE NO.	1 OF 3		
1	CUSTOMER	Havayar (Iran)			PREPARED BY :		
2	PJT. NAME	CNG Refueling Station For NGVs			PREPARED BY :		
3	MODEL NO	SC10005	ITEM NO.	6E0-C2-375-3-1466-1.72-2000			
4	SERVICE	CNG Refueling Stations			REVIEWED BY :		
5	NO. REQ'D	WORKING	20	STAND-BY	0	TOTAL	20
6	(OPERATION CONDITIONS)						
7	NO. OF STAGE(S)	THREE (3)					
8	GAS HANDLED	(Mol %)	CH <sub>4</sub> :88.3,C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> :3.84,C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> :1.18,C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> :0.24,N <sub>2</sub> :5.58,CO <sub>2</sub> :0.06,H <sub>2</sub> O:200mg/Sm <sup>3</sup> or 12.5lbv/MMSCF.				
9	BAROMETRIC PRESSURE	(mmHg)	596.30				
10	CAPACITY (Sweet)	(kg/hr)	1568.7	1444.7			
11		(Nm <sup>3</sup> /hr)	1000.0	1841.8			
12		(Am <sup>3</sup> /hr)	124.73				
13	(SUCTION CONDITIONS)						
14	STAGE	(1ST)	(2ND)	(3RD)			
15	PRESSURE	(kg/cm <sup>2</sup> . G)	17.577	45.94	129.31		
16	TEMPERATURE	(°C)	30	60	55	55	
17	RELATIVE HUMIDITY	(%)	DRY	DRY	DRY		
18	MOLECULAR WEIGHT	(kg/mol)	17.57	17.57	17.57		
19	Cp/Cv	(K1)	1.312	1.312	1.312		
20	COMPRESSIBILITY	(Zs)	0.998	0.995	0.930		
21	(DISCHARGE CONDITIONS)						
22	PRESSURE	(kg/cm <sup>2</sup> . G)	46.39	129.76	250.0		
23	TEMPERATURE	(°C)	116	156	160	121	(Cooler Outlet : 55°C)
24	Cp/Cv	(K2)	1.312	1.312	1.312		
25	COMPRESSIBILITY	(Zd)	0.995	0.970	0.920		
26	INTER STAGE PRESS. DROP	(kg/cm <sup>2</sup> . G)	0.45	0.45	0		
27	COMPRESSION RATIO	(Rc)	2.548	2.784	1.926		
28	BHP OF EACH STAGE	(kw)	93.77	110.43	72.66		
29	TOTAL BHP	(kw)	276.86				
30	ROTATIONAL SPEED OF COMP'R	(rpm)	1200				
31	(OTHER CONDITIONS)						
32	COMP'R TYPE	<input type="checkbox"/> "D" TYPE <input type="checkbox"/> "Y" TYPE <input type="checkbox"/> "L" TYPE <input type="checkbox"/> "C" TYPE <input checked="" type="checkbox"/> BALANCED OPPOSED (2-THROW)					
33		<input type="checkbox"/> NON-LUBRICATED <input checked="" type="checkbox"/> LUBRICATED					
34		<input checked="" type="checkbox"/> AIR COOLED <input type="checkbox"/> WATER COOLED					
35	DRIVER	<input type="checkbox"/> V-BELT   TYPE :   PCS :   LENGTHS : C =   mm)   inch.					
36		COMP' PULLEY DIA. :   mm   MOTOR PULLEY DIA. :   mm.					
37		<input checked="" type="checkbox"/> DIRECT BY COUPLING (DIA : 308mm)   COUPLING DIA. :   500 mm					
38	COMP'R ROTATION (view comp'r coupling side)	<input checked="" type="checkbox"/> CW <input type="checkbox"/> CCW					
39	ELECTRIC MOTOR SPEC.	TYPE   TEFC (Exd IIB T3)   MANUFACTURER   WEG					
40		SPEC.   280 kw   380 volts   3 phase   50 Hz   4 poles   1480 rpm					
41		STARTING METHOD <input type="checkbox"/> STAR-DELTA (Y-Δ) <input checked="" type="checkbox"/> SOFT START <input type="checkbox"/> REACTOR					
42		INSULATION CLASS <input checked="" type="checkbox"/> B(temp.) <input type="checkbox"/> F   LOCATION <input checked="" type="checkbox"/> INDOOR <input type="checkbox"/> OUTDOOR					
43	CAPACITY CONTROL	<input type="checkbox"/> SUCTION VALVE UNLOADER : FINGER <input type="checkbox"/> ON AIR/POWER FAILURE : UNLOADER					
44		<input checked="" type="checkbox"/> START-STOP <input type="checkbox"/> 2-STEP <input type="checkbox"/> 3-STEP <input type="checkbox"/> 5-STEP <input type="checkbox"/> BY-PASS (MANUAL)					
45		<input checked="" type="checkbox"/> BY RECEIVER PRESSURE <input type="checkbox"/> CONTROL SYSTEM : PLC BASED					
46	COMP'R LOCATION	<input checked="" type="checkbox"/> INDOOR <input type="checkbox"/> OUTDOOR <input type="checkbox"/> ENCLOSURE TYPE					
47	ELECTRIC AREA	<input type="checkbox"/> NON-HAZARDOUS <input checked="" type="checkbox"/> HAZARDOUS (CL1,Div2,Gr.D) <input type="checkbox"/> AMBIENT TEMP : Min.-20°C~Max.55°C					
48	CONTROL POWER	<input checked="" type="checkbox"/> AC   220 volts   1 phase   50 Hz					
49	PAINTING COLOR (Munsell No.)	<input checked="" type="checkbox"/> MANUFACTURER'S STANDARD (RAL 5007) <input type="checkbox"/> N-6 (LIGHT GRAY)					
50	APPLICABLE CODE	<input checked="" type="checkbox"/> MANUFACTURER'S STANDARD <input type="checkbox"/> KS,JIS <input type="checkbox"/> ANSI,ASME					
51	REMARKS	1) Gas Inlet Pressure & Temp. : 250 Psig / 30~MAX.60°C					
52							
53							
54							

KwangShin Machine Industry Co., Ltd



RECIPROCATING COMPRESSOR DATA SHEET				DOC. NO.	VP-10005-01	REV.	2
				PAGE NO.	2 OF 3		
1	CUSTOMER	Havayar (Iran)		ITEM NO.	GEO-C2-375-3-1480-1.72-2000		
2	PJT. NAME	CNG Refueling Station For NGVs		M/O NO.	SC10005		
3	SERVICE	CNG Refueling Stations					
4	(CYLINDER DATA)						
5	STAGE	(1ST)	(2ND)	(3RD)	(4TH)		
6	NO. OF CYLINDER PER STAGE	1	1	1			
7	SINGLE / DOUBLE ACTING	DOUBLE	SINGLE	SINGLE			
8	CYLINDER LINER YES / NO	NO	NO	YES			
9	CYLINDER LINER WET / DRY	-	-	DRY			
10	OUTSIDE DIA. LINER (mm)	-	-	78			
11	BORE (mm)	130	124	58			
12	STROKE (mm)	80	80	80			
13	PISTON DISPLACEMENT (m <sup>3</sup> /hr)	179.66	76.86	18.77			
14	VOLUMETRIC EFFICIENCY (%)	69.43	69.09	73.19			
15	NO. OF PISTON RING PER STAGE	5PCS	7PCS	9PCS			
16	NO. OF RIDER RING PER STAGE	2PCS	1PCS	1PCS			
17	NO. OF SUC. / DIS. VALVE PER STAGE	2/2PCS*110	1/1PCS*88	1PCS*90			
18	TYPE OF VALVES	DISC (PEEK)	DISC (PEEK)	DISC (PEEK)			
19	PISTON SPEED (m/s)	3.947	3.947	3.947			
20	ROD DIAMETER (mm)	40	40	TANDEM			
21	ROD LOAD-C (kg)	4045	TANDEM	5969			
22	ROD LOAD-T (kg)	3241	6289	TANDEM			
23	DESIGN PRESS. (kg/cm <sup>2</sup> . G)	60	168	300	(GAS SIDE)		
24	DESIGN TEMP. (°C)	200	200	200	(GAS SIDE)		
25	HYDRO. TEST PRESS. (kg/cm <sup>2</sup> . G)	78.0	218.4	375	(GAS SIDE)		
26	SUCTION FLANGE SIZE	2.5"	2"	1"	(CYLIN. SIDE)		
27	RATING / FACING	M/S	M/S	M/S	(CYLIN. SIDE)		
28	DISCHARGE FLANGE SIZE	2.5"	2"	1"	(CYLIN. SIDE)		
29	RATING / FACING	M/S	M/S	M/S	(CYLIN. SIDE)		
30	TYPE OF MAIN BEARING	<input type="checkbox"/> SPHERICAL ROLLER B/R		<input checked="" type="checkbox"/> SLEEVE B/R			
31	(COMPRESSOR MATERIALS)						
32	CYLINDER (S)	A536-80-55-06 / AISI 4140		VALVE SEAT (S)	AISI 410		
33	CYLINDER LINER (S)	STB2		VALVE GUARD (S)	AISI 410		
34	PISTON (S)	A278CL NO35 / AISI 4140 ("ND")		VALVE PLATE (S)	PEEK / A276.TYPE420		
35	PISTON RING (S)	FILLED PTFE / FILLED PEEK		VALVE SPRING (S)	A276.TYPE631 / A276.TYPE420		
36	RIDER RING (S)	FILLED PTFE / FILLED PEEK		CRANK SHAFT	A668Gr.D		
37	DIAPHRAGM	NONE		CROSS HEAD (S)	A216Gr.WCB		
38	PISTON ROD (S)	AISI 4140 (ION NITRIDING)		CONNECTING ROD	A668Gr.D		
39		<input type="checkbox"/> NON-LUBRICATED		<input checked="" type="checkbox"/> LUBRICATED (1ST, 1Point / 2ND, 1Point)			
40	COMP'R PACKING	<input checked="" type="checkbox"/> SELF COOLED		<input type="checkbox"/> WATER COOLED			
41		<input checked="" type="checkbox"/> FILLED PTFE / PEEK / BRONZE		<input type="checkbox"/> CARBON <input type="checkbox"/> METALLIC <input type="checkbox"/> TBM			
42	DISTANCE PIECE	<input checked="" type="checkbox"/> STANDARD <input type="checkbox"/> EXTRA LONG SINGLE COMPARTMENT		<input type="checkbox"/> TWO COMPARTMENT			
43		<input type="checkbox"/> SPLASH SYSTEM					
44		<input checked="" type="checkbox"/> PRESS. SYSTEM		OIL PUMP DRIVEN			
45				<input checked="" type="checkbox"/> COMP'R SHAFT FOR MAIN PUMP			
46	LUBRICATION			<input checked="" type="checkbox"/> ELECTRIC MOTOR FOR AUX. PUMP			
47				<input type="checkbox"/> MANUAL FOR START			
48		CRANK CASE OIL CAPACITY 40 (ℓ)		<input checked="" type="checkbox"/> LUBRICATOR, TANK CAPA.: 2 / 18ℓ			
49		<input checked="" type="checkbox"/> ELECTRIC HEATER (W/THERMOSTART)		<input type="checkbox"/> STEAM			
50	REMARKS						
51							
52							
53							
54							



KwangShin Machine Industry Co., Ltd

११





## پیوست ج

بسمه تعالی

### CNG دو منظوره هفشجان

پس از نصب مخزن آرام سازی و شیر یکطرفه بعد از ایستگاه گاز ، در جایگاه دو منظوره هفشجان طی بررسی فروش جایگاه و مقدار گاز عبوری از میترینگ شرکت گاز از تاریخ ۱۳۹۱/۰۷/۲۰ لغایت ۱۳۹۱/۰۷/۲۷ نتایج ذیل حاصل گردید .

تاریخ	نمراور کنتور شرکت گاز	نمراور تصحیح کننده (Vbt)	نمراور دیسپنسر ها			
			1A	1B	2A	2B
۱۳۹۱/۰۷/۲۰	۱۵۲۳	۲۳۵۵۳۵۴۶	۵۲۴۷۷۷	۰	۲۹۷۲۳۸	۰
۱۳۹۱/۰۷/۲۷	۲۶۶۴	۲۳۵۷۴۱۱۳	۵۳۳۶۱۳	۰	۳۰۸۷۷۰	۰
میزان کارکرد یک هفته	۱۱۴۱	۲۰۵۶۷	۲۰۳۶۸ m <sup>3</sup>			

$$\text{درصد اختلاف فروش جایگاه با میترینگ شرکت گاز} = \frac{(۲۰۵۶۷ - ۲۰۳۶۸)}{۲۰۵۶۷} \times ۱۰۰ \times \frac{۱۹۹}{۲۰۵۶} \times ۱۰۰ = ۰/۹۷\%$$

بنابراین در حال حاضر مشکل اختلاف فروش جایگاه و میترینگ شرکت گاز حل گردیده و در محدوده استاندارد  $\pm ۲\%$  می باشد . با توجه به اینکه در اوایل هدفمندی یارانه ها زمستان سال ۱۳۸۹ اختلاف گاز جایگاه بررسی گردید و مقدار آن حدود ۹ درصد بود و پس از تنظیم و کالیبره دیسپنسر ها توسط شرکت نفت طی بازدید و بررسی مورخ ۱۳۹۰/۰۲/۲۵ لغایت ۱۳۹۰/۰۲/۲۷ به همراه کمیته سوخت استانداری مقدار اختلاف ۷٪ بود لذا با مبنا قرار دادن ۷٪ اختلاف گاز میترینگ شرکت گاز و فروش جایگاه از تاریخ هدفمندی یارانه ها ۱۳۸۹/۰۹/۲۸ لغایت ۱۳۹۱/۰۷/۱۶ که مشکل جایگاه مرتفع گردیده است میزان اصلاح قبوض بشرح ذیل می باشد .

تاریخ قرائت در کارت مشترک	نمراور کنتور		نمراور تصحیح کننده	
	A	B	A	B
۱۳۸۹/۰۹/۲۸	۲۲۲۴۸۱	۹۳	۲۳۴۲۹۲۹۷	۱۳۸۹۶
۱۳۹۱/۰۷/۱۶	۲۳۸۳۸۲	۱۴۸۰۳۵۴	۲۳۵۴۲۸۱۸	۲۷۱۲۲۶۵

$$\text{میزان کارکرد تصحیح کننده از تاریخ ۱۳۸۹/۰۹/۲۸ لغایت ۱۳۹۱/۰۷/۱۶} = ۲۸۱۱۸۹۰ \text{ m}^3$$

$$\text{میزان کاهش که در قبوض باید اعمال گردد} = ۲۸۱۱۸۹۰ \times ۷\% = ۱۹۶۸۳۲ \text{ Sm}^3$$



F/A/1391/07/30

بسمه تعالی

### CNG دو منظوره شلمزار

پس از نصب مخزن آرام سازی و شیر یکطرفه بعد از ایستگاه گاز شرکت گاز در جایگاه دو منظوره شلمزار طی بررسی فروش جایگاه و مقدار گاز عبوری از میترینگ شرکت گاز از تاریخ ۱۳۹۱/۰۷/۲۰ لغایت ۱۳۹۱/۰۷/۲۷ نتایج ذیل حاصل گردید .

تاریخ	نمراور کنتور شرکت گاز	نمراور تصحیح کننده (Vbt)	نمراور دیسپنسر ها			
			1A	1B	2A	2B
۱۳۹۱/۰۷/۲۰	۱۴۴۰۷۴۶	۷۶۹۹۷۴۵	۱۳۵۱۷۳۷	۸۰۷۵۵۱	۲۱۱۹۶۴۳	۲۱۱۳۴۰۸
۱۳۹۱/۰۷/۲۷	۱۴۵۱۶۴۵	۷۷۵۱۴۹۲	۱۳۶۸۸۵۹	۸۰۷۵۵۱	۲۱۳۸۴۲۵	۲۱۲۹۴۱۲
میزان کارکرد یک هفته	۱۰۸۹۹	۵۱۷۴۷ Sm <sup>3</sup>	۵۱۹۰۸ m <sup>3</sup>			

$$\text{درصد اختلاف فروش جایگاه با میترینگ شرکت گاز} = \frac{(۵۱۷۴۷ - ۵۱۹۰۸)}{۵۱۷۴۷} \times ۱۰۰ = -۰/۳\%$$

بنابراین در حال حاضر مشکل اختلاف فروش جایگاه و میترینگ شرکت گاز حل گردیده و در محدوده استاندارد  $\pm ۲\%$  می باشد و می توان اصلاح قبوض مشترک را از تاریخ هدفمندی پارانه ها ۱۳۸۹/۰۹/۲۸ لغایت ۱۳۹۰/۱۱/۱۰ به شرح ذیل انجام داد .

تاریخ قرائت در کارت مشترک	نمراور کنتور	نمراور تصحیح کننده (Vbt)	ضریب تبدیل محدوده مصرف
۱۳۸۹/۰۹/۲۸	۶۳۲۰۷۲	۳۴۰۳۸۰۱	-----
۱۳۹۰/۰۱/۰۱	۷۲۶۲۰۱	۴۰۴۲۸۶۹	۶/۷۹
۱۳۹۰/۰۷/۰۱	۱۰۱۳۳۹۷	۵۴۷۱۷۵۴	۴/۹۸
۱۳۹۰/۱۱/۱۰	۱۲۰۱۶۴۵	۶۵۹۲۱۱۶	۵/۹۵

مشاهده می گردد که ضریب تبدیل در تصحیح کننده از تاریخ ۱۳۸۹/۰۹/۲۸ لغایت ۱۳۹۰/۰۱/۰۱ برابر ۶/۷۹ ، از تاریخ ۱۳۹۰/۰۱/۰۱ لغایت ۱۳۹۰/۰۷/۰۱ برابر ۴/۹۸ و از تاریخ ۱۳۹۰/۰۷/۰۱ لغایت ۱۳۹۰/۱۱/۱۰ برابر ۵/۹۵ می باشد با توجه به این که در نیمه دوم سال فشار متوسط گاز ورودی به ایستگاه ۵۲ Psi می باشد . ضریب تبدیل ۴/۵ می باشد و در نیمه اول سال بر اساس مصرف تصحیح کننده و کنتور ضریب ۴/۷ می باشد ، لذا داریم :

میزان تعدیل قبوض از تاریخ ۱۳۸۹/۰۹/۲۸ لغایت ۱۳۹۰/۰۱/۰۱ برابر است با :

$$\begin{aligned} &= (۷۲۶۲۰۱ - ۶۳۲۰۷۲) \times ۴/۵ = ۴۲۳۵۸۱ \text{ Sm}^3 \\ &= ۲۱۵۴۸۷ \text{ Sm}^3 - ۴۲۳۵۸۱ = (۴۰۴۲۸۶۹ - ۳۴۰۳۸۰۱) = \text{میزان کاهش که در قبوض باید اعمال گردد} \end{aligned}$$



میزان تعدیل قبوض از تاریخ ۱۳۹۰/۰۱/۰۱ لغایت ۱۳۹۰/۰۷/۰۱ برابر است با :

$$= 13498212 \text{ Sm}^3 = (1013397 - 726201) \times 4/7 = \text{مصرف بر اساس ضریب } 4/7 \text{ و کارکرد کنتور}$$

$$79.63 \text{ Sm}^3 = 13498212 - (5471754 - 4042869) = \text{میزان کاهش که در قبوض باید اعمال گردد}$$

میزان تعدیل قبوض از تاریخ ۱۳۹۰/۰۷/۰۱ لغایت ۱۳۹۰/۱۱/۰۱ برابر است با :

$$= 847116 \text{ Sm}^3 = (1201645 - 1013397) \times 4/5 = \text{مصرف بر اساس ضریب } 4/5 \text{ و کارکرد کنتور}$$

$$273246 \text{ Sm}^3 = 847116 - (6592116 - 5471754) = \text{میزان کاهش که در قبوض باید اعمال گردد}$$

جمعاً مقدار  $567796 \text{ Sm}^3$  گاز از قبوض تعدیل می گردد .



F/A/1391/07/30

- [1] ISO 9951:1993, Measurement of gas flow in closed conduits turbine meters.
- [2] Sun, S. Y., Cheng, K., Ren, T., & Yang, S. K. (1992). Studies on the pressure pulsation of plenum chamber in reciprocating compressor using recognition technique.
- [3] Cascetta, F., & Rotondo, G. (2015). Effects of intermittent flows on turbine gas meters accuracy. *Measurement*, 69, 280-286.
- [4] Atkinson, K. N. (1992). A software tool to calculate the over-registration error of a turbine meter in pulsating flow. *Flow Measurement and Instrumentation*, 3(3), 167-172.
- [5] Cheesewright, R., Atkinson, K. N., Clark, C., Ter Horst, G. J. P., Mottram, R. C., & Viljeer, J. (1996). Field tests of correction procedures for turbine flowmeters in pulsatile flows. *Flow Measurement and Instrumentation*, 7(1), 7-17.
- [6] Lee, B., Cheesewright, R., & Clark, C. (2004). The dynamic response of small turbine flowmeters in liquid flows. *Flow Measurement and Instrumentation*, 15(5), 239-248.
- [7] Jungowski, W. M., & Weiss, M. H. (1996). Effects of flow pulsation on a single-rotor turbine meter. *Journal of fluids engineering*, 118(1), 198-201.
- [8] McKee, R. J. (1992). Pulsation effects on single-and two-rotor turbine meters. *Flow Measurement and Instrumentation*, 3(3), 151-166.
- [9] Stoltenkamp, P. W. (2007). *Dynamics of turbine flow meters* (Doctoral dissertation, Technische Universiteit Eindhoven).
- [10] Vetter, G., & Schweinfurter, F. (1987). "Pressure pulsations in the piping of reciprocating pumps". *Chemical engineering & technology*, 10(1), 262-271.
- [11] Notzon, S. (1996, December). Low pulsation design of piping systems for high pressure reciprocating pumps. In *Process Technology Proceedings* (Vol. 12, pp. 575-580). Elsevier.
- [12] Grenier, P. (1991). Effects of unsteady phenomena on flow metering. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2(1), 74-80.
- [13] QIAN, Z. D., YANG, J. D., & HUAI, W. X. (2007). Numerical simulation and analysis of pressure pulsation in Francis hydraulic turbine with air admission. *Journal of Hydrodynamics, Ser. B*, 19(4), 467-472.
- [14] Wu, H., Xing, Z., Peng, X., & Shu, P. (2004). Simulation of discharge pressure pulsation within twin screw compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 218(4), 257-264.
- [15] Rahman, M. S., Lee, G. H., Utomo, T. S., Jeong, H. M., & Chung, H. S. (2009). A

- Study on Gas Pressure Fluctuation Characteristics inside the Snubber and Pipe of Hydrogen. *Advances in Mechanical Engineering*, 1, 138708.
- [16] Stoltenkamp, P. W., Araujo, S. B., Riezebos, H. J., Mulder, J. P., & Hirschberg, A. (2003). Spurious counts in gas volume flow measurements by means of turbine meters. *Journal of fluids and structures*, 18(6), 771-781.
- [17] Zhou, W., Kim, J., & Soedel, W. (2001). New iterative scheme in computer simulation of positive displacement compressors considering the effect of gas pulsations. *Journal of Mechanical Design*, 123(2), 282-288.
- [18] Mujic, E., Kovacevic, A., Stosic, N., & Smith, I. K. (2008). The influence of port shape on gas pulsations in a screw compressor discharge chamber. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 222(4), 211-223.
- [19] Guo, S., Sun, L., Zhang, T., Yang, W., & Yang, Z. (2013). Analysis of viscosity effect on turbine flowmeter performance based on experiments and CFD simulations. *Flow Measurement and Instrumentation*, 34, 42-52.
- [20] Jeong, H. M., Chung, H. S., Akbar, W. A., Lee, G. H., Shim, K. J., & Lee, Y. H. (2008). Numerical analysis on various models of pressure snubbers in the hydrogen gas compressing system. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 22(4), 761-769.
- [21] Akbar, W. A., Shim, K. J., & Yi, C. S. (2006, August). Gas pressure fluctuation characteristics inside pipe line passing through a snubber for hydrogen gas compressor. In *Proceeding of International Conference on Sustainable Energy Technologies, Vicenza, Italy*.
- [22] Standard, A. P. I. (2007). 618: Reciprocating Compressors for the Petroleum, Chemical and Gas Industry Services.
- [۲۳] اصفهانیان وحید، (۱۳۸۵) "ایستگاه سوخت رسانی CNG" چاپ اول، کلید آموزش، تهران
- [24] Neeraas, O.B., Hennie, E., Stenersen, D. (2002). NGV Master Plan for Iran, Conceptual Design of Filling Station and Vehicle System. Marintek Report.
- [25] IANGV, Latest International NGV Statistics:  
[http:// www.iangv.org/stats/NGV-Global-Stats1.htm](http://www.iangv.org/stats/NGV-Global-Stats1.htm).4/11/2013
- [26] Hanlon, P. C. (2001). *Compressor handbook*. McGraw-Hill Professional.
- [27] Giacomelli, E., Passeri, M., Battagli, P., & Euzzor, M. (2005, January). Pressure



- vessel design for reciprocating compressors applied in refinery and petrochemical plants. In *ASME 2005 Pressure Vessels and Piping Conference* (pp. 41-47). American Society of Mechanical Engineers.
- [28] McAllister, E. W. (2013). *Pipeline Rules of Thumb Handbook: A Manual of Quick, Accurate Solutions to Everyday Pipeline Engineering Problems*. Gulf Professional Publishing.
- [29] Brown, R. N. (1997). *Compressors: Selection and sizing*. Gulf Professional Publishing.
- [30] Winterbone, D., & Turan, A. (2015). *Advanced thermodynamics for engineers*. Butterworth-Heinemann.
- [31] Frank M. White, “Fluid Mechanics”, 1998 ,Fourth Edition,WCB-McGraw-Hill
- [32] Gatski, T. B., & Bonnet, J. P. (2013). *Compressibility, turbulence and high speed flow*. Academic Press.
- [33] Spalart, P. R., & Allmaras, S. R. (1992). A one-equation turbulence model for aerodynamic flows.
- [34] Fluent, A. (2014). Theory Guide and User’s Guide. *Ansys Inc. USA*.
- [35] Shih, T. H., Zhu, J., & Lumley, J. L. (1993). *A realizable Reynolds stress algebraic equation model* (Vol. 105993). National Aeronautics and Space Administration.
- [36] Training Manual “Meshing Application Introduction Release 12, 1st Edition”, Ansys Inc., 2009.



## **Abstract**

Turbine flow meters used in Compressed Natural Gas stations (CNG) in abundance, to measure the volumetric flow rate of the inlet gas. These types of flow meters are very sensitive to oscillating and pulsating flows. When the station's reciprocating compressor starts to work, due to the piston and valve performance, pulsating flow will create in the suction line and downstream of turbine flow meter. This pulsation makes false pulses in the flow meter and finally makes difference among the measurement of gas flow from the metering of the gas company and the amount of gas that have been sold at the station. In this study, numerical simulation of snubber was investigated after turbine flow meter and before entering gas to compressor. The goal is eliminating or reducing the effects of operating compressor in CNG station on turbine flow meter and reducing measurement errors. Governing equations modeling was done for compressible fluids and viscous flows, turbulent and non-slip condition on the walls. Turbulent equations were solved with Navier-Stokes equations. For solving these equations, finite volume method, SIMPLE algorithm and Realizable  $k-\epsilon$  turbulence model have been used.

Numerical simulation of snubber was investigated by Ansys-Fluent CFD software for a CNG station with the gas inlet pressure 17.1bar, inlet and outlet pipe diameter of 2 inches. In this project, several parameters, including increasing volume to minimum volume ratio according to API 618, the impact of distance between snubber and compressor to reduce pulsation, height to diameter ratio in the cylinder of snubber, and also putting a simple blade with name "baffle" in the cylinder, to achieve the best design and geometry of snubber were checked. Comparing Fluent numerical method with previous studies show less than 2% difference that present validity and reliability of results. Results have showed that with an increase in volume to more than 5 times the minimum volume, the amplitude of pulsation would decrease less than the maximum amount limit of 1.6% pressure line. Also increasing the distance between snubber and compressor has significant impact in decreasing pulsation but result have showed no difference between snubber with baffle and without it.

**Keywords:** Numerical simulation, CNG stations, reciprocating compressor, turbine flow meter, pressure snubber, standard API 618



**Shahrood University of Technology  
Faculty of Mechanical Engineering**

**Numerical simulation of pressure pulsation snubbers due to natural  
gas compressing in the CNG stations for increasing measurement  
accuracy in Turbine meters**

**Mostafa Faramarzi**

**Supervisors:**

**Dr. Mahmood Farzaneh-Gord**

**Dr. Ali Jabari Moghadam**

**February 2016**