

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک

عنوان:

تحلیل و بهینه سازی همزمان جریان گاز طبیعی در خطوط انتقال گاز و ایستگاه

تقویت فشار

اساتید راهنما:

جناب دکتر محمود فرزانه گرد

جناب دکتر علی جباری مقدم

نگارش:

جواد سوداگر ابرده

پاییز ۹۳



مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره (۶)

شماره:

تاریخ:

باسمه تعالی

فرم صورت جلسه دفاع از پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) نتیجه ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای جواد سوداگر برده رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان تحلیل و بهینه سازی همزمان جریان گاز طبیعی در خطوط انتقال گاز و ایستگاه تقویت فشار که در تاریخ ۱۳۹۳/۹/۱۳ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با درجه: خوب امتیاز: ۱۶۹) دفاع مجدد مردود

۱- عالی (۲۰ - ۱۹)

۲- بسیار خوب (۱۸/۹۹ - ۱۸)

۳- خوب (۱۶ - ۱۷/۹۹)

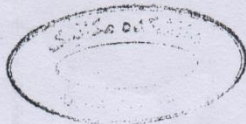
۴- قابل قبول (۱۵/۹۹ - ۱۴)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

| امضاء | مرتبه علمی | نام و نام خانوادگی | عضو هیأت داوران |
|-------|------------|--------------------|---------------------------------|
| | استاد | محمود فرزانه گرد | ۱- استاد راهنما |
| | استاد یار | علی جباری مقدم | |
| | استاد یار | مهدی دیمی دشت بیاض | ۲- استاد مشاور |
| | استاد یار | احمد مددی | ۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی |
| | استاد یار | پوریا اکبر زاده | ۴- استاد ممتحن |
| | استاد یار | محمود چهار طاقی | ۵- استاد ممتحن |

امضاء

رئیس دانشکده: دکتر محمد محسن شاه مردان



تقدیر و سپاس

استاد راهنمای گرانقدرم، جناب آقای دکتر فرزانه گرد، از فرصتی که در اختیارم قراردادید تا در محضرتان بیاموزم سپاسگزارم و از تمام زحماتی که در این مدت متحمل شدید و یاری های بی دریغتان، صمیمانه قدردانی می نمایم.

گروه مکانیک، مدیریت پژوهش و مدیریت آموزش و تحصیلات تکمیلی دانشکده مکانیک دانشگاه شاهرود از تلاش های صادقانه تان کمال تشکر را دارم.

لازم است از کلیه دوستان و عزیزانی که مرا در انجام این پژوهش یاری نمودند به خصوص دوست خوبم جناب آقای مهندس علی نوروزی خالصانه تشکر نمایم.

تعهد نامه

اینجانب جواد سوداگر ابرده دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه تحلیل و بهینه سازی همزمان جریان گاز طبیعی در خطوط انتقال گاز و ایستگاههای تقویت فشار تحت راهنمایی دکتر محمود فرزانه گرد 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.

•

طالب 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 اخلاق 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 صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده

با افزایش روند مصرف منابع انرژی، خطوط انتقال گاز طبیعی و ایستگاه‌های تقویت فشار نیز پیچیده و پیچیده‌تر می‌شوند. بدلیل طولانی بودن خطوط انتقال گاز، فشار و انرژی گاز بسبب اصطکاک بین گاز و دیواره داخلی لوله‌ها از دست می‌رود، برای غلبه بر این کاهش انرژی در خطوط انتقال، ایستگاه‌های تقویت فشار در مسیر نصب می‌شوند.

مدلسازی ریاضی یکی از مهم‌ترین ابزارهای استفاده شده در جهت کمک به طراحی و عملکرد مطالعات می‌باشد. در این پژوهش، معادلات مدلسازی جریان گذرا، تراکم پذیر در خطوط لوله گاز، در دو حالت جریان همدم و غیرهمدم با استفاده از روش تفاضلات محدود ضمنی حل شده است. نمایش معادلات به فرم تفاضلات محدود ضمنی، پایداری را در گام‌های زمانی بزرگ تضمین کرده و در صنایع گاز بسیار مفید می‌باشد. برای حل معادلات تفاضلات محدود غیر خطی لوله، از روش نیوتن-رافسون استفاده شده است.

در این پژوهش شبکه اصلی انتقال شامل خطوط انتقال، شیرهای نصب شده در ایستگاه‌های تقویت فشار و خطوط انتقال گاز، گره‌های اتصال (گره جمع کننده و پخش کننده) و ایستگاه تقویت فشار به صورت گذرا مدل سازی شده است. در تمامی معادلات به کار رفته علاوه بر تغییرات فشار و دبی تغییرات دما نیز در نظر گرفته شده است.

برای معتبر سازی نتایج از مقایسه نتایج این پژوهش با سایر پژوهش‌های علمی و همچنین با مقادیر ثبت شده در ایستگاه تقویت فشار رضوی استفاده شده است. همچنین مشخص شد برای ایستگاه تقویت فشار رضوی با در نظر گرفتن محدودیت‌ها، هرچه دمای ورودی به ایستگاه کمتر و فشار ورودی به ایستگاه بیشتر باشد، ایستگاه سوخت کمتری مصرف می‌کند و نیز اگر برای یک شرایط خاص بتوان از چندین چیدمان مختلف برای کمپرسورهای ایستگاه استفاده کرد، چیدمانی که تعداد واحد در حال کار کمتری دارد، سوخت کمتری مصرف می‌کند.

کلمات کلیدی

شبکه انتقال گاز، اختلاف محدود ضمنی، سیال تراکم پذیر، جریان غیر همدم، شبیه سازی، کمپرسور

سانتریفوز، توربین گازی، مصرف سوخت، نمودار عملکرد

فهرست مطالب

| | |
|--|----|
| ۱- فصل اول: مقدمه..... | ۱ |
| ۱-۱- مقدمه..... | ۲ |
| ۱-۱-۱- اهمیت گاز طبیعی..... | ۲ |
| ۱-۱-۲- صنعت گاز طبیعی در ایران..... | ۴ |
| ۱-۱-۳- خطوط انتقال گاز طبیعی..... | ۶ |
| ۱-۱-۴- معاملات گاز طبیعی..... | ۸ |
| ۱-۱-۵- خطوط لوله گاز طبیعی..... | ۱۰ |
| ۱-۱-۶- کمپرسور گاز..... | ۱۱ |
| ۲- فصل دوم: مروری بر کارهای گذشته..... | ۱۷ |
| ۲-۱- مروری بر کارهای گذشته..... | ۱۸ |
| ۲-۱-۱- جریان پایا..... | ۱۸ |
| ۲-۱-۲- جریان گذرا..... | ۲۱ |
| ۳- فصل سوم: خواص گاز طبیعی و معادلات حاکم بر خط لوله و ایستگاه تقویت فشار..... | ۲۷ |
| ۳-۱- خواص گاز طبیعی..... | ۲۸ |
| ۳-۱-۱- ترکیب گاز طبیعی..... | ۲۸ |
| ۳-۱-۲- چگالی نسبی..... | ۳۰ |
| ۳-۱-۳- خواص شبه بحرانی..... | ۳۱ |
| ۳-۱-۴- لزجت..... | ۳۳ |
| ۳-۱-۵- ضریب تراکم پذیری..... | ۳۵ |
| ۳-۱-۶- چگالی گاز..... | ۳۷ |
| ۳-۱-۷- ظرفیت گرمای ویژه در فشار ثابت..... | ۳۷ |
| ۳-۱-۸- ضریب اصطکاک..... | ۳۸ |
| ۳-۱-۹- عدد رینولدز..... | ۳۹ |
| ۳-۱-۱۰- ضریب نسبی..... | ۳۹ |

- ۴۰ معادلات ضریب اصطکاک ۱۱-۱-۳
- ۴۰ جریان آرام ۱۲-۱-۳
- ۴۰ جریان آشفته ۱۳-۱-۳
- ۴۲ معادلات حاکم بر خط لوله ۲-۳-۳
- ۴۳ معادله پیوستگی ۱-۲-۳
- ۴۴ معادله مومنتوم ۲-۲-۳
- ۴۶ پایداری انرژی ۳-۲-۳
- ۵۰ معادله حالت ۴-۲-۳
- ۵۲ سرعت موج ۵-۲-۳
- ۵۸ معادلات جریان پایا ۳-۳-۳
- ۵۹ مدل کردن شیر مسدودکننده ۴-۳-۳
- ۶۰ مدل کردن شیر تنظیمکننده ۵-۳-۳
- ۶۰ مدل سازی گره پخشکننده ۶-۳-۳
- ۶۱ مدل سازی گره جمعکننده ۷-۳-۳
- ۶۲ مدل سازی کمپرسور ۸-۳-۳
- ۶۲ کمپرسور سانتریفوژ ۱-۸-۳
- ۶۸ اجزای توربین گازی ۱۹-۳-۳
- ۶۸ کمپرسور هوا ۱-۹-۳
- ۶۹ محفظه احتراق ۲-۹-۳
- ۷۱ ژنراتور گاز ۳-۹-۳
- ۷۱ توربین قدرت ۴-۹-۳
- ۷۳ تاثیر عوامل مختلف بر بازده توربین گازی ۱۰-۳-۳
- ۷۳ تاثیر سرعت توربین قدرت بر سوخت مصرفی ۱-۱۰-۳
- ۷۶ پدیده موجدار شدن ۱۱-۳-۳
- ۷۹ محدودیت پدیدههای موج و صخره ۱-۱۱-۳

- ۴- فصل چهارم: نتایج شبیه سازی خط لوله و ایستگاه تقویت فشار..... ۸۳
- ۴-۱ جریان گذرا و همدمای گاز طبیعی..... ۸۴
- ۴-۱-۱ جریان همدما با صرف نظر از ترم اینرسی..... ۸۴
- ۴-۱-۲ معتبر سازی نتایج این پژوهش با مقایسه نتایج حل این پژوهش با نتایج حل کیوچی..... ۸۶
- ۴-۲ جریان همدما با در نظر گرفتن ترم اینرسی..... ۸۸
- ۴-۳ تاثیرات تغییر طول لوله بر دبی ورودی و فشار خروجی..... ۹۱
- ۴-۴ تاثیرات تغییر ضریب اصطکاک بر دبی ورودی و فشار خروجی..... ۹۲
- ۴-۵ تاثیرات تغییر دمای متوسط بر دبی ورودی و فشار خروجی..... ۹۴
- ۴-۶ تاثیرات تغییر ضریب تراکم پذیری بر دبی ورودی و فشار خروجی..... ۹۵
- ۴-۷ نتایج حل معادلات مومنتم ، پیوستگی و انرژی با شرایط گاز واقعی..... ۹۷
- ۴-۸ نتایج شبیه سازی شیر مسدودکننده..... ۱۰۴
- ۴-۸-۱ تحلیل جریان درون لوله قبل از شیر مسدود کننده..... ۱۰۵
- ۴-۸-۲ تحلیل لوله بعد از شیر مسدودکننده..... ۱۰۷
- ۴-۹ نتایج شبیه سازی شیر تنظیمکننده..... ۱۱۰
- ۴-۹-۱ تحلیل جریان درون لوله قبل از شیر تنظیم کننده..... ۱۱۱
- ۴-۹-۲ تحلیل جریان درون لوله بعد از شیر تنظیم کننده..... ۱۱۳
- ۴-۱۰ نتایج شبیه سازی گره پخش کننده..... ۱۱۶
- ۴-۱۱ نتایج شبیه سازی گره جمع کننده..... ۱۱۷
- ۴-۱۲ نتایج مدل سازی همزمان ایستگاه تقویت فشار و خط لوله..... ۱۱۸
- ۴-۱۲-۱ نتایج مدل سازی ایستگاه و خط لوله در حالت دبی ورودی به ایستگاه و فشار ورودی خط لوله ثابت. ۱۱۸
- ۴-۱۲-۲ نتایج مدل سازی ایستگاه و خط لوله در حالت فشار ورودی به ایستگاه و فشار ورودی خط لوله ثابت ۱۲۴
- ۴-۱۲-۳ نتایج مدل سازی ایستگاه و خط لوله در حالت فشار ورودی به ایستگاه و دبی ورودی خط لوله ثابت. ۱۲۹
- ۵- فصل پنجم: بررسی ایستگاه تقویت فشار رضوی..... ۱۳۵
- ۵-۱ معرفی ایستگاه تقویت فشار رضوی..... ۱۳۶
- ۵-۱-۱ مقایسه نتایج شبیه سازی و مقادیر ثبت شده توربوکمپرسور در ایستگاه تقویت فشار رضوی..... ۱۳۸

| | | |
|--|-----|-------|
| تأثیر گذاری پارامترهای مختلف بر دور کمپرسور و سوخت مصرفی ایستگاه..... | ۱۴۹ | ۲-۱-۵ |
| بررسی شرایط بهینه مصرف سوخت ایستگاه برای تعداد واحد های تراکم مختلف در کارکرد..... | ۱۵۲ | ۳-۱-۵ |
| ۶-فصل ششم : نتیجه گیری و پیشنهادات..... | ۱۵۵ | |
| مراجع..... | ۱۶۰ | |
| پیوستها..... | ۱۶۶ | |

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱ پیش بینی مصرف انرژی در جهان ۳
- شکل ۲-۱ گستره خطوط انتقال گاز طبیعی در ایران ۸
- شکل ۳-۱ شماتیک کمپرسور گاز و پارامترهای مورد نیاز آن در ایستگاه های تقویت فشار ۱۴
- شکل ۴-۱ شماتیک توربین گازی و پارامترهای آن در ایستگاه های تقویت فشار ۱۵
- شکل ۱-۳ حجم کنترل برای معادله پیوستگی ۴۳
- شکل ۲-۳ حجم کنترل برای معادله مومنتم ۴۵
- شکل ۳-۳ حجم کنترل برای معادله انرژی ۴۷
- شکل ۴-۳ شیر مسدود کننده (Blocking valve) ۵۹
- شکل ۵-۳ شیر تنظیم کننده (Regulator valve) ۶۰
- شکل ۶-۳ نمایش یک گره پخش کننده ۶۰
- شکل ۷-۳ نمایش یک گره جمع کننده ۶۱
- شکل ۸-۳ شکل برش خورده یک کمپرسور سانتریفیوژ خط لوله انتقال ۶۴
- شکل ۹-۳ شماتیک کمپرسور سانتریفیوژ استفاده شده در شبیه سازی ۶۵
- شکل ۱۰-۳ نمودار عملکرد کمپرسور سانتریفیوژ استفاده شده در شبیه سازی ۶۶
- شکل ۱۱-۳ تاثیر سرعت توربین قدرت بر عملکرد توربین گازی ۷۴
- شکل ۱۲-۳ تاثیر دور توربین قدرت بر توان بهینه توربین گازی ۷۵
- شکل ۱۳-۳ منحنی مشخصه یک کمپرسور گریز از مرکز (نشان دهنده خط خفگی وشوک) ۷۷
- شکل ۱-۴ شرایط مساله کیوچی ۸۵
- شکل ۲-۴ تغییرات دبی در وسط لوله در دقیقه ۱۱ برای گره های محاسباتی مختلف ۸۶
- شکل ۳-۴ تغییرات دبی در وسط لوله در دقیقه ۳۱ برای گره های محاسباتی مختلف ۸۶
- شکل ۴-۴ مقایسه حل کیوچی و حل این پژوهش با گام زمانی $\Delta t = 1 \text{ min}$ ۸۷
- شکل ۵-۴ مقایسه نتایج حل kuchi و حل پژوهش با گام زمانی $\Delta t = 0.1 \text{ min}$ ۸۷
- شکل ۶-۴ تغییرات دبی ورودی لوله با در نظر گرفتن گام زمانی $\Delta t = 1 \text{ min}$ ۸۸
- شکل ۷-۴ تغییرات دبی ورودی با در نظر گرفتن گام زمانی $\Delta t = 0.1 \text{ min}$ ۸۹
- شکل ۸-۴ تغییرات فشار در طول لوله با در نظر گرفتن ترم اینرسی برای گام زمانی $\Delta t = 1 \text{ min}$ ۹۰

- شکل ۹-۴ تغییرات فشار در طول لوله با در نظر گرفتن ترم اینرسی برای گام زمانی $\Delta t = 0.1min$ ۹۰
- شکل ۱۰-۴ تاثیر تغییر طول لوله بر فشار خروجی ۹۱
- شکل ۱۱-۴ تاثیر تغییر طول لوله بر دبی ورودی ۹۲
- شکل ۱۲-۴ نمایش اثرات تغییر ضریب اصطکاک بر دبی ورودی لوله ۹۳
- شکل ۱۳-۴ نمایش اثرات تغییر ضریب اصطکاک بر فشار خروجی ۹۳
- شکل ۱۴-۴ اثرات تغییر دما متوسط بر دبی ورودی ۹۴
- شکل ۱۵-۴ اثرات تغییر دمای متوسط بر فشار خروجی ۹۵
- شکل ۱۶-۴ اثر تغییر ضریب تراکم پذیری بر دبی ورودی ۹۶
- شکل ۱۷-۴ اثر تغییر ضریب تراکم پذیری بر فشار خروجی ۹۶
- شکل ۱۸-۴ شرایط مرزی دمایی ۹۸
- شکل ۱۹-۴ شماتیک الگوریتم حل ۹۹
- شکل ۲۰-۴ تغییرات دبی ورودی و فشار (در طول لوله) در حالت غیر همدمای برای گام زمانی ۰/۱ دقیقه ۱۰۰
- شکل ۲۱-۴ تغییرات دما و ضریب تراکم پذیری (در طول لوله) در حالت غیر همدمای برای گام زمانی ۰/۱ دقیقه ۱۰۱
- شکل ۲۲-۴ تاثیر تغییرات طول لوله بر فشار در انتهای لوله ۱۰۲
- شکل ۲۳-۴ تاثیر تغییرات طول لوله بر دبی در ورودی لوله ۱۰۲
- شکل ۲۴-۴ تاثیر تغییرات طول لوله بر دما در انتهای لوله ۱۰۳
- شکل ۲۵-۴ تاثیر تغییرات طول لوله بر ضریب تراکم پذیری در انتهای لوله ۱۰۴
- شکل ۲۶-۴ جایگذاری شیر مسدود کننده بین دو لوله ۱۰۴
- شکل ۲۷-۴ توزیع فشار در گره محاسباتی برای لوله قبل از شیر مسدود کننده (Blocking valve) ۱۰۶
- شکل ۲۸-۴ نمایش دبی در گره های محاسباتی برای لوله قبل از شیر مسدود کننده (Blocking valve) ۱۰۶
- شکل ۲۹-۴ نمایش تغییرات دما در گره های محاسباتی برای لوله قبل از شیر مسدود کننده (Blocking valve) ۱۰۷
- شکل ۳۰-۴ توزیع فشار در گره های محاسباتی برای لوله بعد از شیر مسدود کننده (Blocking valve) ۱۰۸
- شکل ۳۱-۴ نمایش دبی در گره های محاسباتی برای لوله بعد از شیر مسدود کننده (Blocking valve) ۱۰۹
- شکل ۳۲-۴ نمایش تغییرات دما در گره های محاسباتی برای لوله بعد از شیر مسدود کننده (Blocking valve) ۱۱۰
- شکل ۳۳-۴ شیر تنظیم کننده (Regulator valve) ۱۱۰
- شکل ۳۴-۴ نمایش دبی در گره های محاسباتی برای لوله قبل شیر تنظیم کننده (Regulator valve) ۱۱۱
- شکل ۳۵-۴ توزیع فشار در گره های محاسباتی برای لوله قبل از شیر تنظیم کننده (Regulator valve) ۱۱۲
- شکل ۳۶-۴ توزیع دما در گره های محاسباتی برای لوله قبل از شیر تنظیم کننده (Regulator valve) ۱۱۳
- شکل ۳۷-۴ نمایش دبی در گره های محاسباتی برای لوله بعد از شیر تنظیم کننده (Regulator valve) ۱۱۴
- شکل ۳۸-۴ توزیع فشار در گره های محاسباتی برای لوله بعد از شیر تنظیم کننده (Regulaor vave) ۱۱۵
- شکل ۳۹-۴ توزیع فشار در گره های محاسباتی برای لوله بعد از شیر تنظیم کننده (Regulaor vave) ۱۱۶

- شکل ۴-۴۰ نمایش یک گره پخشکننده به ۴ لوله ۱۱۶
- شکل ۴-۴۱ تغییرات فشار بر حسب زمان در گره پخشکننده ۱۱۷
- شکل ۴-۴۲ نمایش یک گره جمع کننده به ۴ لوله ۱۱۷
- شکل ۴-۴۳ تغییرات فشار بر حسب زمان در گره جمع کننده ۱۱۸
- شکل ۴-۴۴ ایستگاه تقویت فشار به همراه خط لوله با شرط دبی ورودی به ایستگاه و فشار ورودی خط لوله ثابت... ۱۱۹
- شکل ۴-۴۵ نمودار عملکرد کمپرسور نمایش داده در شکل ۱۱۹
- شکل ۴-۴۶ تغییرات فشار ورودی به کمپرسور نسبت به زمان ۱۲۰
- شکل ۴-۴۷ تغییرات دمای ورودی به کمپرسور نسبت به زمان ۱۲۰
- شکل ۴-۴۸ تغییرات ضریب تراکم پذیری ورودی به کمپرسور نسبت به زمان ۱۲۱
- شکل ۴-۴۹ تغییرات ارتفاع ایزنتروپیک کمپرسور نسبت به زمان ۱۲۱
- شکل ۴-۵۰ تغییرات بازده ایزنتروپیک کمپرسور نسبت به زمان ۱۲۲
- شکل ۴-۵۱ تغییرات دور کمپرسور نسبت به زمان ۱۲۲
- شکل ۴-۵۲ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه نسبت به زمان ۱۲۳
- شکل ۴-۵۳ تغییرات دمای خروجی ایستگاه نسبت به زمان ۱۲۴
- شکل ۴-۵۴ ایستگاه تقویت فشار به همراه خط لوله با شرط فشار ورودی به ایستگاه و فشار ورودی خط لوله ثابت. ۱۲۵
- شکل ۴-۵۵ تغییرات دبی ورودی ایستگاه نسبت به زمان ۱۲۵
- شکل ۴-۵۶ تغییرات دمای ورودی ایستگاه نسبت به زمان ۱۲۶
- شکل ۴-۵۷ تغییرات ضریب تراکم پذیری ورودی ایستگاه نسبت به زمان ۱۲۶
- شکل ۴-۵۸ تغییرات ارتفاع ایزنتروپیک کمپرسور نسبت به زمان ۱۲۷
- شکل ۴-۵۹ تغییرات بازده ایزنتروپیک کمپرسور نسبت به زمان ۱۲۷
- شکل ۴-۶۰ تغییرات دور کمپرسور نسبت به زمان ۱۲۸
- شکل ۴-۶۱ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه نسبت به زمان ۱۲۸
- شکل ۴-۶۲ تغییرات دمای خروجی ایستگاه نسبت به زمان ۱۲۹
- شکل ۴-۶۳ ایستگاه تقویت فشار به همراه خط لوله با شرط فشار ورودی به ایستگاه و دبی ورودی خط لوله ثابت... ۱۳۰
- شکل ۴-۶۴ تغییرات دبی ورودی ایستگاه نسبت به زمان ۱۳۰
- شکل ۴-۶۵ تغییرات دمای ورودی ایستگاه نسبت به زمان ۱۳۱
- شکل ۴-۶۶ تغییرات ضریب تراکم پذیری ورودی ایستگاه نسبت به زمان ۱۳۱
- شکل ۴-۶۷ تغییرات ارتفاع ایزنتروپیک کمپرسور نسبت به زمان ۱۳۲
- شکل ۴-۶۸ تغییرات بازده ایزنتروپیک کمپرسور نسبت به زمان ۱۳۲

- شکل ۴-۶۹ تغییرات درو کمپرسور نسبت به زمان ۱۳۳
- شکل ۴-۷۰ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه نسبت به زمان ۱۳۴
- شکل ۴-۷۱ تغییرات دمای خروجی ایستگاه نسبت به زمان ۱۳۴
- شکل ۵-۱ شماتیک ایستگاه تقویت فشار رضوی استفاده شده در شبیهسازی ۱۳۶
- شکل ۵-۲ نمودار عملکرد شرکت سازنده برای کمپرسور سانتریفوژ ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد ۱۳۷
- شکل ۵-۳ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۱ ۱۳۹
- شکل ۵-۴ تغییرات دمای خروجی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۱ ۱۴۰
- شکل ۵-۵ تغییرات دور کمپرسور با شرایط مرزی شماره ۱ ۱۴۰
- شکل ۵-۶ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۲ ۱۴۱
- شکل ۵-۷ تغییرات دمای خروجی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۲ ۱۴۲
- شکل ۵-۸ تغییرات دور کمپرسور با شرایط مرزی شماره ۲ ۱۴۳
- شکل ۵-۹ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۳ ۱۴۳
- شکل ۵-۱۰ تغییرات دمای خروجی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۳ ۱۴۴
- شکل ۵-۱۱ تغییرات دور کمپرسور با شرایط مرزی شماره ۳ ۱۴۴
- شکل ۵-۱۲ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۴ ۱۴۵
- شکل ۵-۱۳ تغییرات دمای خروجی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۴ ۱۴۶
- شکل ۵-۱۴ تغییرات دور کمپرسور با شرایط مرزی شماره ۴ ۱۴۶
- شکل ۵-۱۵ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۵ ۱۴۷
- شکل ۵-۱۶ تغییرات دمای خروجی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۵ ۱۴۸
- شکل ۵-۱۷ تغییرات دور کمپرسور با شرایط مرزی شماره ۵ ۱۴۸
- شکل ۵-۱۸ تاثیر تغییرات دما ورودی بر سوخت مصرفی ایستگاه ۱۵۰
- شکل ۵-۱۹ تاثیر تغییرات دمای ورودی بر دور کمپرسور ۱۵۰
- شکل ۵-۲۰ تاثیر تغییرات فشار ورودی بر سوخت مصرفی ایستگاه ۱۵۱
- شکل ۵-۲۱ تاثیر تغییرات فشار ورودی بر دور کمپرسور ۱۵۱
- شکل ۵-۲۲ تاثیر تغییر تعداد واحد های در کار کرد بر سوخت مصرفی ایستگاه ۱۵۳
- شکل ۵-۲۳ تاثیر تغییر تعداد واحد های در کار کرد بر دور کمپرسور ۱۵۳

فهرست جداول

- جدول ۱-۳ ترکیبات یک نمونه گاز طبیعی..... ۳۰
- جدول ۲-۳ ضرایب ثابت در معادله ظرفیت گرمایی ویژه..... ۳۸
- جدول ۳-۳ ضرایب معادله ۳-۴۳ برای ضریب اصطکاک در لوله های صاف..... ۴۱
- جدول ۴-۳ روابط ضریب اصطکاک برای لوله های زیر..... ۴۲
- جدول ۵-۳ ضرایب معادله ۳-۱۱۵..... ۵۹
- جدول ۶-۳ ضرایب به کار رفته در معادله ۳-۱۲۰ و معادله ۳-۱۲۱..... ۶۷
- جدول ۱-۵ نتایج ثبت شده در واحد دیسپچینگ ایستگاه تقویت فشار رضوی..... ۱۳۸
- جدول ۲-۵ شرایط مرزی ایستگاه و خط لوله برای بررسی تاثیرگذاری پارامترها بر سوخت مصرفی و دور کمپرسور..... ۱۴۹
- جدول ۳-۵ شرایط مرزی ایستگاه و خط لوله برای بررسی تاثیرگذاری تعداد واحدهای در کار کرد بر سوخت مصرفی و دور کمپرسور..... ۱۵۲

فهرست علائم و اختصارات

| | |
|----------------------------------|-------------------------|
| $A(m^2)$ | سطح مقطع |
| $C_p\left(\frac{J}{kg.k}\right)$ | گرمای ویژه در فشار ثابت |
| $C_v\left(\frac{J}{Kg.k}\right)$ | گرمای ویژه در حجم ثابت |
| $D(m)$ | قطر لوله |
| e_D | زبری نسبی |
| f | ضریب اصطکاک |
| $g\left(\frac{m}{s^2}\right)$ | شتاب گرانش |
| $h\left(\frac{J}{Kg}\right)$ | آنتالپی |
| $h\left(\frac{W}{M^2.k}\right)$ | ضریب همرفت گرمایی |
| $L(m)$ | طول لوله |
| $Mw(Kg)$ | وزن مولکولی گاز |
| $m(Kg)$ | جرم گاز |
| $m\left(\frac{Kg}{S}\right)$ | دبی جرمی گاز |
| $n(mole)$ | تعداد مول گاز |
| $P(pa)$ | فشار |
| $P_c(pa)$ | فشار بحرانی |
| $P_{pc}(pa)$ | فشار شبه بحرانی |
| $P_{pr}(pa)$ | فشار شبه کاهششی |
| $P_{sc}(pa)$ | فشار استاندارد |
| $Q\left(\frac{J}{m.S}\right)$ | گرما |
| $R\left(\frac{J}{Kg.k}\right)$ | ثابت جهانی گازها |

| | |
|-----------------------------------|------------------|
| Re | عدد رینولدز |
| $T(k)$ | دما |
| $T_{amb}(k)$ | دمای محیط |
| $T_c(k)$ | دمای بحرانی |
| $T_{pc}(k)$ | دمای شبه بحرانی |
| $T_{pr}(k)$ | دمای شبه کاهشی |
| $T_{sc}(k)$ | دمای استاندارد |
| $V(m^3)$ | حجم |
| $v\left(\frac{m}{s}\right)$ | سرعت |
| $W_a(Kg)$ | وزن مولکولی هوا |
| Z | ضریب تراکم پذیری |
| γ_g | چگالی نسبی گاز |
| $\mu(cp)$ | لزجت |
| $\rho\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$ | چگالی |
| $\varepsilon(mm)$ | زبری مطلق |
| θ | زاویه با افق |

فصل اول: مقدمه

۱-۱-۱ اهمیت گاز طبیعی

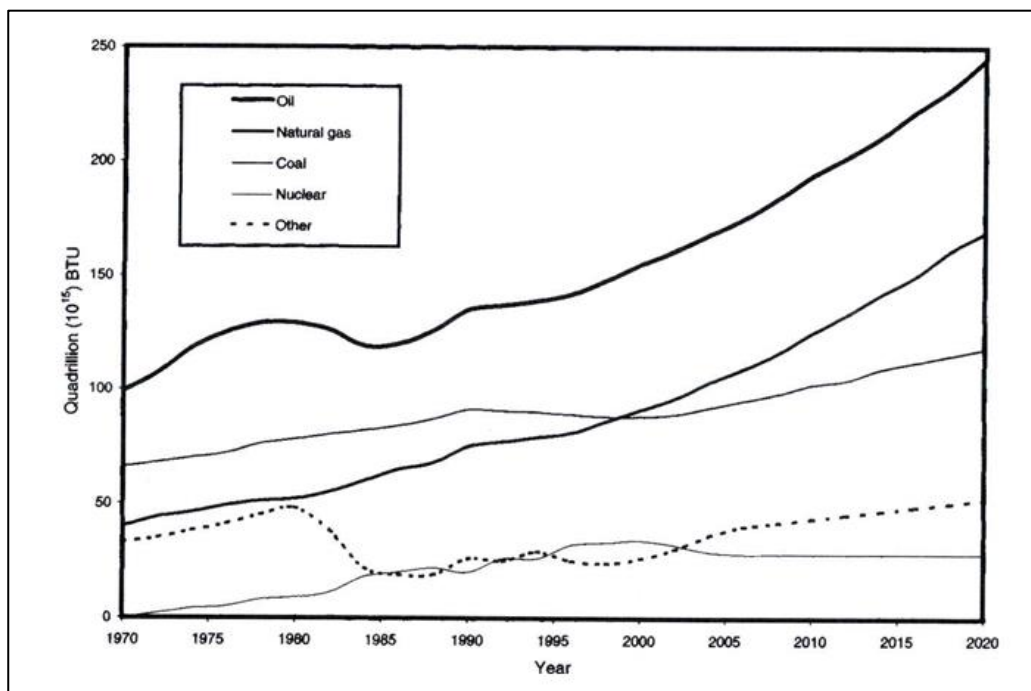
به خوبی می‌دانیم که قرن نوزدهم، قرن زغال سنگ بود که شروع انقلاب صنعتی در اروپا را پشتیبانی می‌کرد. قرن بیستم قرن نفت بود که منبع انرژی اولیه برای رشد اقتصاد جهانی بود. پس از جنگ جهانی دوم، مصرف گاز طبیعی در تمام اشکال نهایی آن (مصارف مسکونی، تجاری، صنعتی و تولید انرژی) به سرعت افزایش یافت. این رشد ناشی از عوامل متعددی نظیر توسعه بازارهای جدید گاز طبیعی، جایگزینی آن با زغال سنگ در صنعت به منظور فراهم کردن فضا و گرمای فرآیندهای صنعتی، کاربرد گاز طبیعی در تولید فراورده‌های پتروشیمی و کودها و تقاضای زیاد سوخت‌های کم‌گوگرد، بوده است. گاز طبیعی یکی از منابع اصلی انرژی فسیلی است هر متر مکعب گاز طبیعی بصورت متوسط هشت هزار و ششصد کیلوکالری ارزش حرارتی دارد، اما این مقدار اسمی است و ارزش حرارتی دقیق گاز طبیعی هر میدان گازی، تابع ترکیبات آن گاز می‌باشد [۱].

در افق ۲۰ ساله برنامه جامع تولید و مصرف نفت و گاز طبیعی در ایران پیش بینی می‌گردد، ذخایر گازی اثبات شده ایران در سال ۱۴۰۳ به ۱۹ تریلیون و ۴۴۰ میلیارد متر مکعب برسد. هم‌اکنون ایران با ۱۱۵ میلیارد متر مکعب تولید گاز طبیعی در سال پس از روسیه، آمریکا و کانادا چهارمین تولیدکننده گاز طبیعی جهان است و در میان کشورهای خاورمیانه ایران بزرگ‌ترین تولیدکننده گاز طبیعی است. رشد مصرف گاز طبیعی در ایران در طی دهه اخیر همواره بیش از رشد مصرف جهانی گاز بوده است. به طوری که مصرف آن در ایران در طی دهه ۸۰-۱۳۷۰ از متوسط رشد سالانه‌ای به میزان ۱۲ درصد و مصرف جهانی گاز در این دوره تنها دارای رشد سالانه‌ای به میزان ۸/۱ درصد بوده است [۲].

در تمامی بخش‌های اقتصاد، گاز طبیعی به عنوان یک منبع انرژی مورد استفاده قرار می‌گیرد، در حال حاضر ۲۵ درصد تولید گاز در بخش صنایع و ۳۳ درصد برای سوخت نیروگاه‌ها و تولید برق و

بقیه آن در بخش خانگی و تجاری مصرف می‌گردد.

شکل ۱-۱ پیش‌بینی مصرف انرژی در جهان در چهار دهه گذشته و پیش‌بینی مصرف در دهه آینده را نشان می‌دهد. این شکل نشان می‌دهد که تقاضای جهانی برای انرژی هنوز در حال افزایش است. سیمونس^۱ نتیجه گرفته بود که بحران انرژی یک نگرانی حقیقی است و این مساله نهایتاً به یک بحران جدی انرژی تبدیل می‌شود [۳].



شکل ۱-۱ پیش‌بینی مصرف انرژی در جهان [۲]

پیش‌بینی‌های بسیار محافظه کارانه بیانگر آنست که تقاضای انرژی سالیانه بین سالهای ۲۰۰۰ تا ۲۰۲۰ با رشدی معادل ۳۰ درصد، از ۹۸ به ۱۲۷ کوادریلیون Btu افزایش خواهد یافت و تقاضای گاز طبیعی با بیش از ۶۰ درصد افزایش، از ۲۲.۵ به ۳۵.۶ کوادریلیون Btu یا حدود Tcf ۳۵ خواهد رسید [۲]. این بدان معناست که سهم گاز طبیعی در سبد انرژی از ۲۳ درصد به بیش از ۲۸ درصد افزایش خواهد داشت. این مساله روشن می‌کند که گاز طبیعی در حال حاضر در حال تبدیل به گزینه نخست سوخت برای اقتصاد جهانی است. دیگر منابع سوختی جایگزین از شانس کمی

¹ Simmons

برای رقابت با گاز طبیعی برخوردارند [۲].

۱-۱-۲ صنعت گاز طبیعی در ایران

ذخایر گازی شناخته شده ایران، ۱۷۶ میلیارد بشکه معادل نفت خام می‌باشد که این رقم در مقایسه با ۱۳۶ میلیارد بشکه ذخیره نفت خام کشور، قابل توجه و دارای اهمیت زیادی است. ایران با ۱۵/۵ درصد گاز طبیعی، پس از روسیه با (۲۶/۳ درصد) رتبه دوم جغرافیای گاز جهانی را دارد و قطر با ۱۴ درصد در رتبه سوم قرار دارد و این در حالی است که هنوز در بخش وسیعی از کشور، مطالعات اکتشافی گاز انجام نگرفته و احتمال کشف ذخایر گازی جدید در کشور وجود دارد [۴].

ایران یکی از غنی‌ترین کشورهای گازی جهان است که ظرفیت تولید آن فراتر از مصرف داخلی و تقاضای دریافت گاز است. گاز را می‌توان به عنوان منبع تغذیه در کارخانجات پتروشیمی و پالایشگاه‌ها مورد استفاده قرار داده و یا از طریق خطوط لوله یا LNG صادر نمود. مصرف گاز در بازارهای داخلی و جایگزینی آن با فراورده‌های نفتی، علاوه بر فراهم نمودن مزیت‌های زیست محیطی، باعث ایجاد مصرف بهینه این فراورده‌ها خواهد شد و دولت را از تحمل هزینه‌های سنگین در پرداخت یارانه و مخارج سنگین واردات این فراورده‌ها به داخل کشور رها خواهد کرد.

نیاز کشورهای دنیا به منابع انرژی در امتداد منابع گاز طبیعی در کشور، چشم انداز وسیعی از گفتگوهای سیاسی اقتصادی را برای ما باز می‌کند و اهمیت راهبردی فوق العاده‌ای به منابع گازی ما می‌بخشد. ایران با توجه به موقعیت استراتژیک سیاسی و جغرافیایی‌اش می‌تواند نقش بسزائی در تامین گاز جهانی بر عهده گرفته و به عنوان پلی بین منابع عظیم گازی در خاورمیانه با مراکز مصرف و تقاضای عمده گاز در اروپا و آسیا عمل نماید. هنوز گاز طبیعی سریع‌ترین رشد مصرف را در میان انرژی‌های اولیه جهان حفظ می‌کند و به نظر می‌رسد دارای بیشترین رشد مصرف در بین کشورهای در حال توسعه باشد.

گاز به عنوان یک سوخت جدید، فناوری نوینی از ساخت سلول سوختی را برای وسایل ممکن

فراهم می‌کند، بنابراین جهت نمایش عظمت منابع گازی ایران، کافی است تا توجه نماییم که منابع گاز ایران به تنهایی بیشتر از کل حجم منابع گاز طبیعی در ایالات متحده، کانادا، اروپا و کل آسیا پاسیفیک است. مزیت‌های نسبی متعدد این حامل انرژی مثل قیمت پایین، حداقل اثرات آلوده کننده زیست محیطی، هزینه پالایش اندک، دسترسی و فراوانی مناسب در سطح جهان از یک سو و روند کاهشی منابع نفتی جهان از سوی دیگر، توجه بسیاری از کشورها و مصرف کنندگان عمده انرژی را جلب نموده و در عمل سهم آن را در سبد جهانی انرژی تاحدی افزایش داده است که گاز ارزش حقیقی خود را در جنبه های مختلف تامین انرژی در سال‌های پیش رو نشان خواهد داد.

کشورهای عمده مصرف کننده گاز و تعدادی از کشورهای آسیای جنوب شرقی، با توجه به تحولات اقتصادی جدید و تجربه رشد اقتصادی سریع، در وضعیت فوری و گسترده نیاز به منابع انرژی مخصوصاً گاز قرار دارند. و بنابراین مذاکرات گسترده‌ای را برای دسترسی امن و ایمن به گاز آغاز نموده اند. در میان این تلاش‌ها، تمایل هندوستان قابل توجه است. پاکستان و چین به دنبال قراردادهای بلند مدت و واردات گاز از ایران از طریق طرح‌های مختلف هستند. بر اساس این طرح‌ها، ایران سومین تولید کننده بزرگ گاز در جهان تا سال ۲۰۲۵ خواهد شد.

در حال حاضر ایران کوتاه‌ترین و با صرفه‌ترین ابزار دسترسی برای جمهوری‌های CIS^۱ (اتحادیه‌ای است که از جنبه‌های قوانین داخلی و بین‌المللی جانشین اتحاد جماهیر شوروی سابق شده است و سه کشور روسیه، اوکراین و روسیه سفید آن را بنیاد نهاده‌اند سپس کشورهای آذربایجان، ارمنستان، ازبکستان، ترکمنستان، تاجیکستان، قرقیزستان، قزاقستان و مولداوی و گرجستان به عضویت آن درآمده‌اند) در آسیای میانه و گرجستان در بازارهای بین‌المللی است. ایران در کنار صادرات گاز طبیعی به ترکیه به دنبال صادرات خطوط لوله به هندوستان و پاکستان در شرق و اروپا در غرب است درحالی‌که برنامه‌هایی نیز برای تولید گاز طبیعی مایع (LNG)^۲ و گاز مایع (GTL)^۳ در

1 Commonwealth of Independent States

2 Liquid natural gas

3 Gas to liquid

دست بررسی هستند. باور بر این است که بازار گاز رقابتی می‌شود و ایران دارای ملاحظات جدی در تلاش‌های خود برای تولید و صادرات می‌باشد.

۱-۱-۳ خطوط انتقال گاز طبیعی

خط لوله انتقال به مجموع لوله‌هایی که وظیفه رساندن سیالات (نفت یا گاز) را از نقطه‌ای به نقطه دیگر دارند، خطوط انتقال گویند.

سیستم انتقال گاز کشور شامل خطوط انتقال فشار قوی و ایستگاه‌های تقویت فشار گاز نیز طی دهه‌های اخیر از افزایش قابل ملاحظه‌ای برخوردار بوده است. بطوریکه خطوط انتقال گاز کشور طی دهه آخر با متوسط رشد سالانه به میزان ۸/۲ درصد در پایان سال ۸۶ به ۲۶ هزار کیلومتر رسیده است. ایران در حال حاضر دارای سه خط لوله اصلی فشار قوی سراسر می‌باشد و احداث خطوط چهارم و پنجم سراسری نیز در مرحله اجرا قرار دارد. ضمناً مطالعات مربوط به احداث خط ششم سراسری شروع شده است.

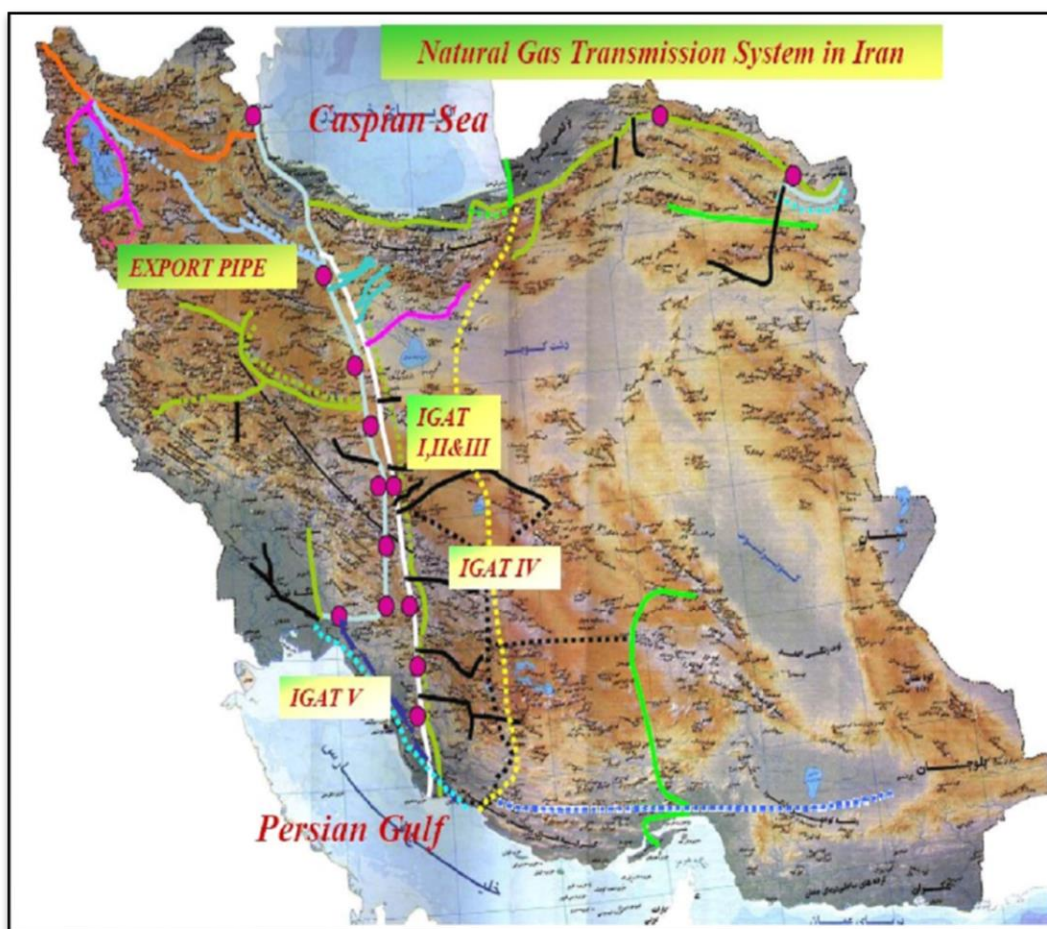
علاوه بر این در مناطق شمال شرق و شمال غرب کشور نیز دو خط لوله فشار قوی سرخس-نکا-رشت-به قطر ۳۶ اینچ و ۳۰ اینچ و نیز خطوط انتقال گاز آذربایجان به اقطار ۴۸ و ۳۰ اینچ جهت انتقال گاز مورد نیاز مناطق یاد شده و صادرات احداث گردیده‌اند. خط لوله اول سراسری گاز به قطر ۴۲ اینچ که از پالایشگاه بید بلند آغاز و تا آستارا ادامه پیدا کرده است.

خط لوله دوم سراسری گاز به قطر ۵۶ اینچ که از پالایشگاه کنگان آغاز و تا شهر قزوین ادامه پیدا کرده است. خطوط لوله احداثی برنامه‌های دوم و سوم توسعه:

خط لوله تقویت خط لوله سراسری دوم گاز به قطر ۵۶ اینچ که از پالایشگاه کنگان آغاز و تا استان اصفهان ادامه مسیر می‌دهد. خط لوله ۵۶ اینچ انتقال گاز فازهای ۱، ۲، ۳، ۴ و ۵ که از غرب عسلویه آغاز شده و پس از حدود ۷۰ کیلومتر به پالایشگاه کنگان وصل و سپس از طریق خط لوله

سراسری سوم انتقال گاز که به استان مرکزی و در نهایت به شمال غربی کشور متصل می‌گردد، قسمتی از گاز مورد نیاز کشور را تامین می‌نمایند.

خط لوله چهارم سراسری گاز به قطر ۵۶ اینچ که از شرق عسلویه آغاز و گاز تولیدی فازهای ۱ تا ۵ پارس جنوبی را به استانهای فارس و اصفهان منتقل می‌نماید. خط لوله پنجم سراسری گاز ترش به قطر ۵۶ اینچ که از شرق عسلویه آغاز و گاز تولیدی فازهای ۶، ۷ و ۸ را به استان خوزستان جهت تزریق به چاههای نفت منتقل می‌کند. خط لوله ششم سراسری گاز به قطر ۵۶ اینچ که از عسلویه آغاز و گاز تولیدی فازهای ۶ الی ۱۰ را به منظور مصرف به خوزستان و غرب کشور منتقل می‌نماید. خط لوله هفتم سراسری گاز به قطر ۵۶ اینچ که از شرق عسلویه آغاز و به استان هرمزگان و پالایشگاه سرخون متصل و گاز تولیدی از پارس جنوبی را به استانهای هرمزگان، سیستان و بلوچستان و کرمان انتقال می‌دهد. خط لوله هشتم سراسری گاز به قطر ۵۶ اینچ که از شرق عسلویه آغاز و پس از عبور از پارسیان در استان فارس به استان اصفهان و سپس به استان قم انتقال می‌یابد. احداث خطوط لوله سوم تا هشتم سراسری انتقال گاز پس از آغاز طرح توسعه میدان گازی پارس جنوبی آغاز شده است [۵].



شکل ۲-۱ گستره خطوط انتقال گاز طبیعی در ایران [۵]

۴-۱-۱ معاملات گاز طبیعی

در حال حاضر ایران دارای دو قرارداد تجاری گاز طبیعی با دو کشور همسایه یعنی ترکمنستان و ترکیه می‌باشد. قرارداد واردات ترکمنستان با مقدار سالانه ۸ میلیارد مترمکعب در سال ۱۹۹۵ به امضا رسید و واردات گاز در سال ۱۹۹۷ شروع شد. اجرای پروژه نیازمند ساخت یک خط لوله ۴۰ اینچی به طول ۶۰ کیلومتر از مرز ایران و ترکمنستان به کردکوی می‌باشد [۵].

واردات گاز ترکمنستان به ایران در سال ۱۹۹۷ به میزان ۰/۴ میلیارد مترمکعب آغاز شد و در سال ۲۰۰۴ به بیش از ۵/۹ میلیارد مترمکعب رسید.

هر چند در حال حاضر شبکه خطوط انتقال گاز در ایران محدود است، اما استعداد

جغرافیایی ایران، توجه مصرف‌کنندگان اصلی انرژی را با ارائه طرح‌ها و پروژه‌های خط لوله به خود جلب کرده است که برخی به مراحل ساخت و اجرایی شدن نزدیک‌اند و برخی با اتخاذ سیاست‌های روشن‌تر در خصوص صادرات گاز و رفع موانع سیاسی و فنی می‌توانند تبدیل به پروژه‌های سودآور و مطلوبی شوند. از جمله طرح‌های خطوط لوله گاز می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

طرح خط لوله انتقال گاز ایران - پاکستان - هند معروف به "خط لوله صلح" که با هزینه ۷ میلیارد دلاری به طول ۲۶۰۰ کیلومتر گاز ایران را از طریق پاکستان به هند عرضه می‌کند. زمین‌های هموار ایران، نیروی متخصص و مجرب در زمینه صنعت نفت و گاز و وجود ساختار صنعتی در ایران، از جمله مزایای این طرح محسوب می‌شود.

پروژه خط لوله انتقال گاز ایران به ارمنستان، که ۲۶ درصد آن تا به حال انجام شده و در صورت تکمیل، گاز ایران ضمن تأمین نیاز ارمنستان به سایر کشورهای منطقه و همچنین اروپا صادر خواهد شد.

طرح اتصال شبکه خط لوله ایران به قطر با اتصال از میدین گاز قطر به بندر عسلویه با ۱۵۰ کیلومتر خط لوله، جهت توسعه و بازاریابی گاز.

طرح خط لوله "نابوکو" (Nabucco) بین ایران و اتریش. به پیشنهاد چند کشور اروپایی، مطالعات احداث خط لوله گاز ایران به اروپا به طول ۱۹۸۰ مایل و با هزینه تخمینی ۵ میلیارد و ۳۸ میلیون دلار آغاز شده است. در حال حاضر، برخی از شرکت‌های نفت و گاز اروپا شامل شرکت اتریشی "او.ام.وی"؛ شرکت مجاری "ام.اوال"؛ شرکت رومانیایی "ترنس گاز"؛ شرکت ترکیه‌ای "بوتاش"؛ و شرکت بلغاری "بلغارگاز"، با آغاز مطالعات خود جهت انتقال گاز ایران، در این پروژه سهیم هستند.

"شرکت بین‌المللی خط لوله گاز نابوکو" مسئول تهیه و هماهنگی مراحل پروژه و برآورد

هزینه واقعی آن می‌باشد. این خط لوله قرار است از ایران به بندر بام گارتن در اتریش امتداد یابد. قراردادهای عرضه گاز در سال ۲۰۰۷ آماده خواهد شد و عملیات احداث آن از سال ۲۰۰۸ آغاز می‌شود و در سال ۲۰۱۰ گاز ایران به کشورهای اروپایی ارسال خواهد شد.

طرح خط لوله جدید گاز ترکمنستان - ایران که می‌تواند واردات گاز از ترکمنستان را تا سال ۲۰۱۵ به ۲۰ میلیارد متر مکعب افزایش دهد. در حال حاضر، واردات گاز ایران از ترکمنستان ۷ میلیارد متر مکعب است.

طرح خط لوله گاز ایران - یونان از طریق ترکیه که در سال ۲۰۰۳ از طرف اروپا با هزینه ۱۰ میلیارد دلار پیشنهاد شد. گاز ایران از طریق این خط لوله وارد بازارهای اروپایی می‌شود. طرح خط لوله ایران - ترکمنستان - قزاقستان جهت ایجاد یک شبکه منطقه‌ای صادرات گاز به بازارهای بالقوه مصرف.

طرح خط لوله ایران - چین، که به دو طریق یعنی امتداد خط لوله هند و پاکستان، یا از طریق آسیای مرکزی گاز ایران را به بازار گرسنه چین می‌رساند. از آنجا که احتمال احداث خط لوله پیشنهادی روسیه به چین، با توجه به استراتژی انرژی روسیه مبنی بر عدم سرمایه‌گذاری بر روی خط لوله‌ای که تنها یک مصرف کننده دارد، اندک است، امکان مانور ایران در صادرات گاز به چین را بیشتر می‌نماید.

۱-۱-۵ خطوط لوله گاز طبیعی

انتقال نسبتاً دشوار گاز طبیعی مانع گسترش معاملات بین‌المللی آن می‌شود. گاز طبیعی توسط خط لوله به شکل گاز فشرده یا پس از مایع سازی، توسط حامل متان، انتقال داده می‌شود. انتقال از طریق خط لوله ساده‌ترین راه حل است اما نیاز به نصب یک شبکه از خطوط لوله به منظور اتصال نقاط تولید و دریافت به یکدیگر می‌باشد. بر خلاف محصولات دیگر که پس از بسته‌بندی، توسط وسایل نقلیه جابه‌جا می‌شوند، گاز طبیعی تجاری به شکلی پیوسته توسط خطوط لوله

جابه‌جا می‌شود. انتقال گاز طبیعی تا رسیدن آن به مصرف‌کننده نهایی، ممکن است شامل سه واحد مجزای خطوط لوله باشد: سیستم جمع‌آوری، شاه‌لوله‌های اصلی و خطوط توزیع.

خطوط لوله گاز طبیعی در جهان یکی از فراگیرترین روش‌های انتقال گاز طبیعی بین صادرکنندگان و واردکنندگان آن می‌باشد. تجارت گاز طبیعی از طریق خط لوله شاهد سیری صعودی در دهه‌های اخیر بوده است.

رشد انتقال گاز طبیعی توسط خط لوله، منجر به ایجاد یک شبکه بزرگ خط لوله در سرتاسر جهان شده است. کل طول خط لوله‌های انتقال گاز در جهان حدود ۲ برابر طول استفاده شده برای انتقال نفت خام و بیشتر از یک میلیون کیلومتر می‌باشد.

۱-۱-۶ کمپرسور گاز

بدلیل طولانی بودن خطوط انتقال گاز، فشار و انرژی گاز بسبب اصطکاک بین گاز و دیواره داخلی لوله‌ها از دست می‌رود، برای غلبه بر این کاهش انرژی در خطوط انتقال، ایستگاههای تقویت فشار در مسیر نصب می‌شوند کمپرسورهای موجود در ایستگاه‌های تقویت فشار را به دو گروه می‌توان تقسیم نمود:

۱- کمپرسورهای جابجایی مثبت

کمپرسورهای جابجایی مثبت یا جریان متناوب، مقداری از گاز را در داخل یک حجم بسته محبوس می‌کنند. با کاهش حجم، فشار گاز محبوس افزایش می‌یابد، آن‌گاه گاز تحت فشار قرار گرفته به نقطه دهش کمپرسور تحویل داده می‌شود. کمپرسورهای جابجایی مثبت یا جریان متناوب، به دو نوع مجزا تقسیم می‌شوند:

الف- کمپرسورهای رفت و برگشتی

ب- کمپرسورهای چرخشی

در کمپرسورهای رفت و برگشتی، حجم گاز درون یک سیلندر توسط یک پیستون کاهش

می یابد. برای هدایت جریان گاز و نیز جلوگیری از جریان برگشتی، نیاز به وجود سوپاپ در سیلندرهاست. در کمپرسورهای چرخشی، روتورها با پره یا لبه تجهیز می گردند. آن ها گاز را در یک حجم ثابت یا متغیر، بین خودشان و یک پوسته خارجی محبوس می کنند. همزمان با گردش روتور، گاز از ورودی به خروجی جابجا می شود. در این نوع کمپرسورها نیازی به سوپاپ نمی باشد. این نوع کمپرسورها معمولاً برای تقویت فشار هوا در تاسیسات مورد استفاده قرار می گیرند.

۲- کمپرسور دینامیکی

کمپرسورهای جریان پیوسته یا دینامیکی، فشار گاز را در مقابل نیروهای داخلی افزایش می دهند (یعنی افزایش سرعت گاز و تغییر انرژی به فشار). کمپرسورهای دینامیکی به دو نوع اصلی تقسیم بندی می شوند:

الف- کمپرسورهای گریز از مرکز (شعاعی)

ب- کمپرسورهای محوری

در کمپرسورهای گریز از مرکز، سرعت توسط تیغه های یک پروانه دوار، به گاز افزوده می شود. در حین چرخیدن آن ها، نیروهای گریز از مرکز، مولکول های گاز را به سمت خارج سوق می دهند، که سبب افزایش شعاع چرخش و بنابراین افزایش سرعت مماسی مولکول های گاز می گردد. افزایش سرعت باعث ایجاد شتاب می شود و این شتاب، نیروهای اینرسی را که بر مولکول های گاز اعمال می شوند، فعال و مولکول ها را متراکم می سازد. بخشی از فشار در پروانه و بخشی در پخشگر شعاعی محیط بر پره، یا در پخشگر حلزونی دهش واقع در انتهای خروجی کمپرسور، احیاء می شود. به هنگام تقویت فشار در کمپرسورهای محوری، یک روتور چرخشی، انرژی خود را به درون جریان گاز انتقال می دهد. در این نوع کمپرسور، جریان گاز موازی با محور می باشد.

اطلاعات بیشتر در این مورد را از پژوهش گورلا و خان [۶] می توان بدست آورد.

کمپرسورهای گریز از مرکز امروزه به وسیله های مختلف راه اندازی می‌شوند. متداول‌ترین روشی که سابقه تاریخی طولانی دارد استفاده از توربین‌های بخار می‌باشد. قبل از بررسی هزینه راه‌اندازی و صرف‌جوئی در آن، قابلیت اعتماد، سهولت و امکان بکارگیری، عناصر مقدماتی در انتخاب ماشین راه انداز کمپرسور می‌باشد. توربین‌های بخار که قادرند در یک دامنه وسیعی از سرعت کار کنند یک محرک مناسب برای کمپرسورهای گریز از مرکز می‌باشند، چرا که به سادگی می‌توان آن را با سرعت مورد نیاز در راه اندازی کمپرسور برای سازگاری با شرایط فرآیند تنظیم نمود.

بعد از توربین‌ها، الکتروموتورها متداول‌ترین ماشین محرک کمپرسورهای گریز از مرکز می‌باشند. عیب بزرگ این ماشین ثابت بودن سرعت دورانی آنها می‌باشد. بجز موتورهای DC که دور متغیر بوده ولی به علت گران بودن باید برای جایگزین نمودن آن به جای توربین‌های بخاری بررسی اقتصادی صورت پذیرد. الکتروموتورهای جریان متناوب به دودسته سنکرون^۱ و یا القائی^۲ تقسیم می‌شوند [۶]. از الکتروموتورهای سنکرون برای واحدهای بزرگ استفاده می‌شود. جدا از نوع الکتروموتور مورد استفاده به لحاظ محدودیت سرعت آنها و نیاز به بالا بردن سرعت در کمپرسور، استفاده از گیربکس افزایشنده سرعت در این زمینه الزامی می‌باشد.

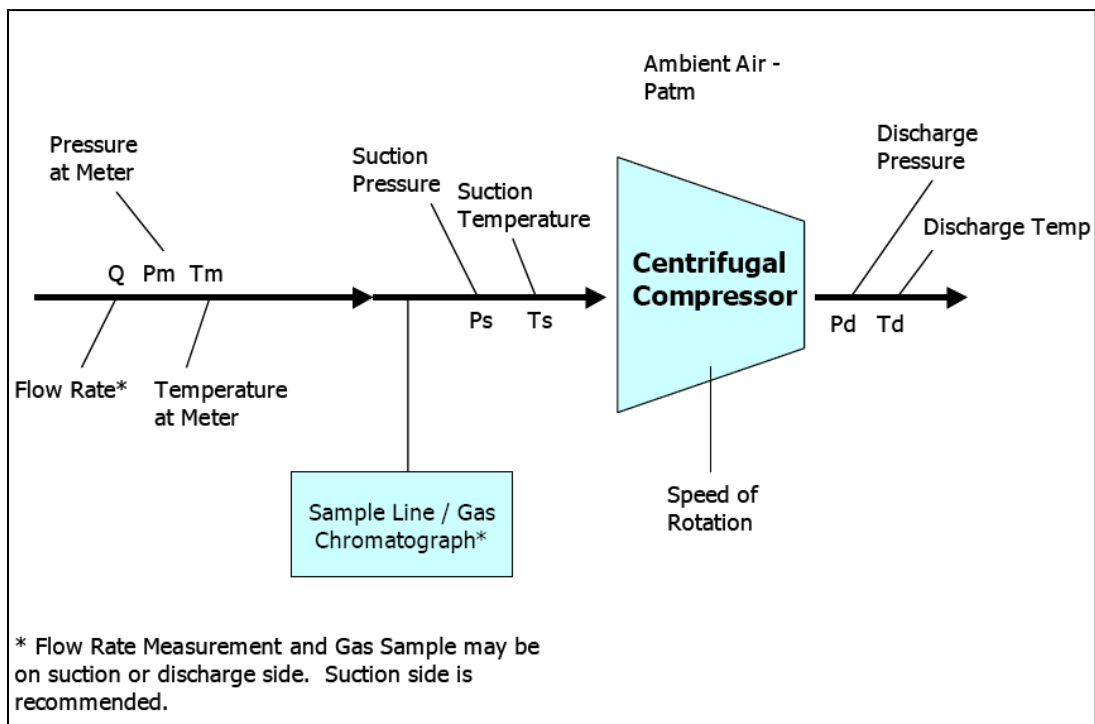
متداول‌ترین گرداننده کمپرسورها در نقاط دوردست، توربین‌های گازی هستند، به ویژه اینکه در سیستم های انتقال گاز کاربرد دارند. معمولاً این توربین‌ها مناسب ترین گرداننده برای کمپرسورهای گریز از مرکز هستند. در توربین‌های گازی، یک توربین قدرتی نیروی محور را به کمپرسور منتقل می‌کند، توربین‌های گازی نسبتاً جمع و جور می‌باشند، آن‌ها دارای یک نیروی زیاد نسبت به وزن خود هستند و برای سرعت‌های بالای مورد نیاز کمپرسورهای گریز از مرکز کاملاً مناسب می‌باشند. آن‌ها در محدوده‌ای که منطبق با محدوده عملکرد کمپرسورها که ۶۰ تا ۱۰۵٪ سرعت طراحی کمپرسورها می‌باشد، راهبری می‌شوند.

¹ Synchronous
² Induction

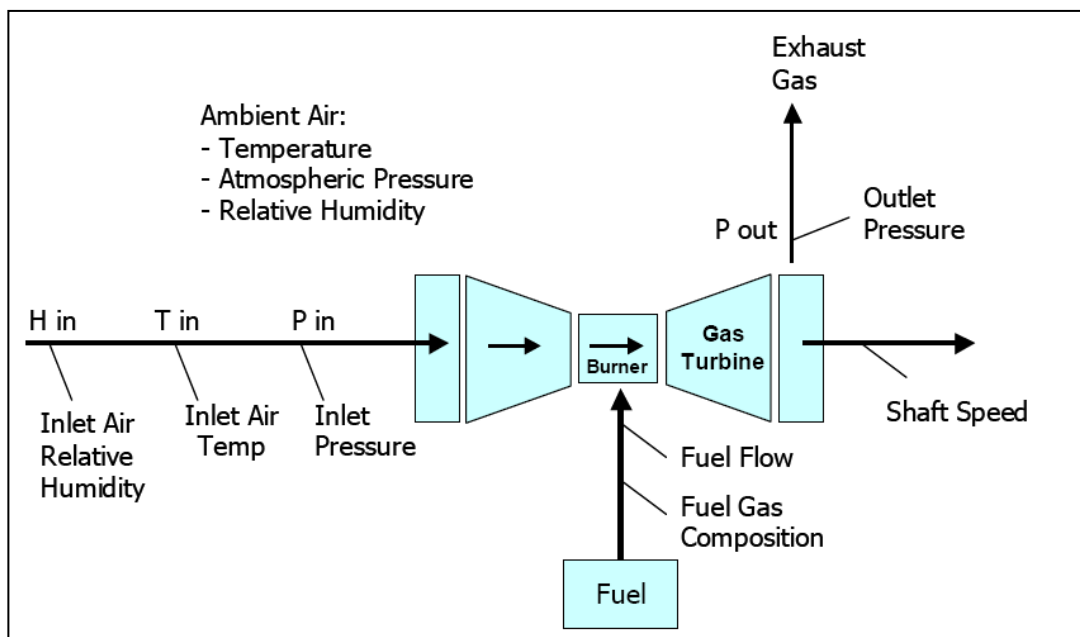
با توجه به آنچه گفته شد، به طور کلی گرداننده‌های کمپرسور عبارتند از:

- توربین گازی
- موتورهای الکتریکی
- توربین‌های بخار
- توربین‌های انبساطی

شکل ۳-۱ و شکل ۴-۱ شماتیکی از پارامترهای عمومی مورد نیاز برای اندازه‌گیری و تعیین عملکرد یک ایستگاه تقویت فشار که بخش تراکم آن همانطور که اشاره شد بیشتر از یک کمپرسور سانتریفوژ و سیکل راننده آن که توربین گازی می‌باشد، را نمایش می‌دهد.



شکل ۳-۱ شماتیک کمپرسور گاز و پارامترهای مورد نیاز آن در ایستگاه‌های تقویت فشار [۵۸]



شکل ۴-۱ شماتیک توربین گازی و پارامترهای آن در ایستگاه های تقویت فشار [۵۸]

فصل دوم: مروری بر کارهای گذشته

۱-۲ مروری بر کارهای گذشته

با افزایش استفاده از منابع انرژی خطوط لوله گاز طبیعی نیز پیچیده‌تر می‌شوند. مدل‌سازی ریاضی یکی از مهمترین ابزارهای استفاده شده در معادلات و طراحی سیستم‌ها می‌باشد. در بررسی جریان گاز طبیعی در خطوط لوله باید برخی شرایط و فرضیات را لحاظ نماییم که مهمترین آنها عبارتند از: جریان پایا یا گذرا، جریان همدما یا غیرهمدما، جریان آرام یا درهم، گاز واقعی یا ایده‌آل. هرچند جریان گاز درون خطوط لوله به صورت جریان گذرا، غیر همدما، درهم و تراکم پذیر گاز واقعی می‌باشد اما برخی پژوهش‌ها فرضیات دیگری را در نظر می‌گیرند. به طور کلی اغلب بررسی‌ها به دو گروه جریان پایا و جریان گذرا تقسیم می‌شوند که به برخی از آنها اشاره می‌کنیم:

۱-۱-۲ جریان پایا

اگرچه سیستمها در حالت واقعی، در شرایط ناپایا (گذرا) کار می‌کنند اما هنوز هم مشکلات بسیاری از طراحی‌ها و مدل‌سازی‌ها در حالت پایا بوده و خواهد بود.

عزیز و اویانگ^۱ [۷] به بررسی و شرح معادلات تعادل در جریان تراکم‌پذیر سیال داخل لوله پرداختند. شکل ساده و رایج معادلات تعادل، جهت محاسبه افت فشار ناشی از اصطکاک، ارتفاع و انرژی جنبشی، همچنان در حال توسعه‌اند.

استونر^۲ [۸] یک روش جدید برای شبیه‌سازی و حل پایدار یک سیستم گاز، شامل خطوط لوله، کمپرسور، شیرهای کنترل ارائه نمود و از روش نیوتن رافسون برای حل معادلات غیرخطی استفاده نمود.

برارد و الیسو^۳ [۹] برنامه کامپیوتری توسعه دادند که شبکه انتقال جریان گاز طبیعی را شبیه‌سازی کرده و معادلات غیر خطی حاصل را با استفاده از روش نیوتن رافسون حل می‌کرد. برنامه آنها چند مزیت داشت: (۱) انتخاب تعداد نود مناسب برای تحلیل جریان (۲) محاسبات ضمنی مصرف گاز

¹ Ouyang&aziz

² Stoner

³ Brard&Elasio

کمپرسور ۳) محاسبات تغییرات دمای گاز

هوون و گاسونی^۱ [۱۰] به تشریح چند روش رایج در شبیه‌سازی شبکه گاز با استفاده از تکنیک خطی‌سازی پرداختند.

تینا و ادومی^۲ [۱۱] برای بررسی جریان گاز درون سیستم خطوط لوله، از یک معادله یک بعدی تراکم‌پذیر جریان سیال بدون صرف نظر از ترم انرژی جنبشی استفاده کردند. این معادله، بین نرخ جریان گاز و فشار ورودی و خروجی هر مقطع از لوله یک رابطه برقرار می‌کند و با فرض ثابت بودن دما و ضریب تراکم‌پذیری، جریان پایای تراکم‌پذیر را توصیف می‌کند.

کوستا^۳ و همکارانش [۱۲] شبیه‌سازی شبکه گاز را در حالت پایا انجام دادند. در این شبیه‌سازی، کمپرسورها و خطوط لوله به عنوان اجزای تشکیل دهنده یک شبکه تراکم‌پذیر در نظر گرفته شده‌اند. این بار نیز از معادله یک بعدی جریان تراکم‌پذیر استفاده شده است. و رابطه‌ای میان فشار و دمای گاز در طول لوله با نرخ جریان درون لوله بیان می‌شود. معادلات پیوستگی، مومنتوم و بقای انرژی به طور همزمان^۴ حل می‌شوند و تفاوت‌های جریان‌های آدیاباتیک، همدمای و پلی‌تروپیک بررسی می‌شوند. کمپرسور نیز به راحتی، با استفاده از رابطه‌ای میان افزایش فشار و نرخ جرمی جریان گاز مدل می‌شود.

سانگ^۵ و همکاران [۱۳] یک مدل جدیدی (Hy-PIPNET) برای شبکه خطوط لوله گاز طبیعی ارائه دادند. در این شبیه‌سازی، یک مطالعه پارامتری انجام شده است تا نقش هر یک از پارامترها مانند فشار، نرخ جریان و قطر خط لوله، در بهینه‌سازی شبکه به تنهایی مورد بررسی قرار گیرد. نویسندگان به رابطه مناسبی بین فشار و قطر لوله برقرار رسیدند.

ریسو-مرکادو^۶ و همکاران [۱۴] تکنیکی برای بهینه‌سازی شبه انتقال گاز ارائه دادند. نتایج

¹ Hoeven&Gasunie

² Tina&Adwumi

³ Costa

⁴ coupled

⁵ Sung

⁶ Rios-Mercado

حاصله، برای جریان پایای تراکم پذیر خطوط لوله معتبر می‌باشد. متغیرهای مورد بررسی، نرخ جرم عبوری و فشار گاز در هر نود می‌باشند.

مارتینز-رومرو^۱ و همکاران [۱۵] جریان تراکم پذیر پایا، درون یک خط لوله را بررسی نمودند و تحلیلی قابل قبول برای معادلات مهم، که بیانگر پارامترهای کلیدی در فرآیند بهینه‌سازی می‌باشند، ارائه کردند. آنها از نرم افزار "Gas Net" که برمبنای روش استونر کار میکند جهت حل معادلات سیستم، استفاده کردند. در مدل پایه، شبکه گاز را شامل دو جزء نودها و اتصالات در نظر گرفته بودند که اتصالات نمایانگر اجزاء، با فشارهای متفاوت در ورودی و خروجی بودند مانند: کمپرسورها دونا^۲ و همکاران [۱۶] جهت شبیه‌سازی سیستم خط لوله از برنامه Simulink استفاده کرد. این شبیه‌سازی، بررسی پارامترهای یک سیستم کمتری را بر عهده داشت که از ایستگاه تنظیم فشار اصلی، جریان‌های با فواصل زیاد در پایین دست جریان را کنترل می‌کرد. اجزاء استفاده شده در این مدل خیلی محدود بودند. چرا که Simulink در زمینه علوم مرتبط با قابلیت‌ها و کارایی خطوط لوله خیلی محدود است.

فایور^۳ [۱۷] برای بررسی جریان خطوط لوله معادله‌ای پیشنهاد کرد و پیش بینی‌هایی نیز انجام داد. برای انجام پیش بینی‌های درست، دانستن جزئیاتی راجع به، نه تنها خط لوله، بلکه سیال در حال انتقال و محیط کاری آن نیز لازم می‌باشد.

گریونتین و لیوری^۴ [۱۸] از CFD و الگوریتم شناخته شده Simple در روش پاتانکار^۵، استفاده کردند تا مسائل مربوط به جریان خطوط لوله را حل نمایند و به معادله تصحیح فشار و پایداری الگوریتم و پارامترهای همگرایی توجه نمودند.

¹ Martinez-Romero

² Doonan

³ Fauer

⁴ Greyventein&Lauri

⁵ Patankar

۲-۱-۲ جریان گذرا

شبیه‌سازی‌هایی که جریان گاز در خطوط لوله را به صورت جریان گذرا مدل‌سازی کرده‌اند نتایج بهتر و منطقی‌تری را بدست آورده‌اند که در اینجا به چند نمونه از آنها اشاره می‌کنیم:

ویلی^۱ و همکاران [۱۹] یک روش تفاضل محدود اختلاف مرکزی ضمنی ارائه دادند و آن را باروش مشخصه‌ها مقایسه نمودند. آنها نشان دادند که روش ضمنی برای گام‌های زمانی بزرگ خیلی دقیق است.

تاناکا^۲ [۲۰] به قسمت‌های مهم و موثر یک خط لوله شامل قسته‌های بیرونی و درونی، از دیدگاه شرایط مرزی بهتر و کاربردی‌تر، در ورودی و خروجی لوله اشاره کرد.

سانتوس^۳ [۲۱] به اهمیت شبیه‌سازی گذرا و فواید پرداختن به این موضوع اشاره نمود. او خاطر نشان ساخت که این امر نه تنها در بحث آموزش، بلکه به عنوان ابزاری سودمند در سیستم‌های انتقال مورد استفاده قرار گیرد. و کاربرد آن در طراحی خطوط لوله گاز را یادآور شد. او جریان گذرا در یک خط لوله گاز را بررسی نمود.

محیط پور^۴ و همکاران [۲۲] بر اهمیت شبیه‌سازی در طراحی و بهینه‌سازی خطوط لوله گاز تاکید نمودند. نویسندگان توضیح دادند که در حالت کلی شبیه‌سازی‌های حالت پایا برای بهینه‌سازی خط لوله، نتایج خوبی را به همراه دارند، اگر تغییرات شدیدی در دبی جریان رخ ندهد. آنها افزودند که شبیه‌سازی‌های حالت پایا زمانی برای بهینه‌سازی خطوط لوله کافی هستند که مشخصه‌های جریان پایدار باشند. در غیر اینصورت شبیه‌سازی حالت گذرا بسیار مفید خواهد بود.

پرایس^۵ و همکاران [۲۳] جهت تعیین تاثیر ضریب اصطکاک و ضریب انتقال حرارت کلی جریان در خطوط لوله روشی ارائه نمودند. این مدل جریان گذرا بر پایه حل عددی معادلات جریان ناپایای یک بعدی بود که با روش تفاضل محدود با دقت بالا گسسته‌سازی شده بودند. این تحقیق،

¹ Wylie

² Tanaka

³ Santos

⁴ Mohitpour

⁵ Price

خطوط لوله را در مدلی گذرا و بدون لحاظ کردن اثرات آشفتگی شبیه‌سازی کرد.

اسیداکس^۱ و همکاران [۲۴] به شرح بهینه‌سازی دینامیکی شبکه گاز فشار بالا، با استفاده از تئوری سیستم‌های سلسله مراتبی پرداخت. نویسندگان توضیح دادند که بهینه‌سازی سیستم‌های حالت گذرا، از لحاظ ریاضی بسیار دشوارتر از شبیه‌سازی آنها در حالت پایا می‌باشد اما مزیت‌های شبیه‌سازی دینامیکی، به مراتب بیشتر است. آنها شرح دادند که توصیف سیستم‌های بزرگ با معادلات دیفرانسیل جزئی با سرعتی بالا که امکان بهینه‌سازی لحظه‌ای را فراهم آورد بسیار مهم می‌باشد.

اسیداکس [۲۴] با استفاده از روش رانگ کوتای چبیشف (RKC) معادلات دیفرانسیل معمولی را حل کرد که از معادلات دیفرانسیل جزئی پارابولیک و روش خط‌ها بدست آمده بودند. اسیداکس [۲۵] انواع مدل‌های جریان گذرای خطوط لوله را مقایسه کرد. حل عددی معادلات دیفرانسیل جزئی که شبکه را دینامیکی مدل کند، نیازمند محاسبات ویژه است. مسئله، یافتن یک روش عددی صحیح، برای حل مدل ریاضی داده شده در زمانی کوتاه می‌باشد. هدف مقاله، معرفی مدل‌های گذرای متفاوت و تکنیک‌های عددی موجود برای حل معادلات گذرا می‌باشد.

اسیداکس و چازیکوسکی^۲ [۲۶] مدل‌های گذرای همدم و غیرهمدم را برای جریان خطوط لوله گاز بررسی نمودند. جریان آدیاباتیک گاز، با تغییرات سریع دینامیکی بررسی می‌شود. جریان همدم با تغییرات آهسته دینامیکی بررسی می‌شود. تغییرات دمای گاز در اثر رسانش گرمایی بین لوله و خاک آنقدر آهسته هستند که از آنها صرف نظر شود.

لوانسکی^۳ [۲۷] روشی را برای مدل‌سازی شبکه انتقال گاز طبیعی ارائه داد که با استفاده از کتابخانه C^{++} به مدل‌سازی ترکیبات و شبیه‌سازی سیستم‌های دینامیکی می‌پرداخت. مدل یک شبکه خطوط لوله گاز را می‌توان با یک گراف مستقیم نشان داد. هر قسمت از این گراف قسمتی از خطوط لوله را نشان می‌دهد و با معادله دیفرانسیلی که بیانگر جریان گاز از آن قسمت است، نمایش داده

¹ Osidacz

² Chazykowski

³ Lewandowski

می‌شود. نودهای روی گراف بر نودهای شبکه خطوط لوله گاز منطبق می‌باشند.

ژو و آدومی^۱ [۲۸] روش جدیدی برای حل جریان گذرای یک بعدی گاز طبیعی در خطوط لوله ارائه دادند بدون اینکه از ترم اینرسی در معادله مومنتوم صرف نظر کنند. در شبیه‌سازی جریان گذرای تکفاز در خطوط لوله گاز طبیعی، اغلب مطالعات گذشته ترم اینرسی را در معادله مومنتوم نادیده گرفتند. نادیده گرفتن ترم اینرسی در معادله مومنتوم، از دقت نتایج شبیه‌سازی می‌کاهد. ایسا و اسپالدینگ^۲ [۲۹] و دین و رینتسما^۳ [۳۰] و ترلی و تیلی^۴ [۳۱] و پرایس و همکاران [۲۳] معادلات پایه در جریان گذرای یک بعدی تراکم پذیر را با در نظر گرفتن اثرات اصطکاک دیواره و انتقال حرارت توسعه دادند. ایسا و اسپالدینگ [۲۹] از روش هیبرید^۵ استفاده کردند که روش مشخصه‌ها را با شبکه مستطیلی ترکیب می‌کند. آنها افزودند که در جریان‌های متلاطم لوله، عدد استانتون^۶ و ضریب اصطکاک لوله را می‌توان ثابت در نظر گرفت. دین و رینتسما [۳۰] تکنیکی را معرفی کردند که معادله انرژی را به تنها یک پارامتر در معادله جرم کاهش داد. بدون اینکه جریان را همدمای یا آیزنتروپیک فرض کنند. آنها برای اتصالات از روش مشخصه‌ها و برای جریان از روش تفاضلات محدود با خطای مرتبه دوم استفاده کردند. پرایس و همکاران [۲۳] تاثیر ضریب اصطکاک و ضریب انتقال حرارت را در خطوط لوله فشار بالای گاز طبیعی در جریان گذرا بررسی نمودند. آنها برای شرایط مرزی از مقادیر اسکادا^۷ و برای حل معادلات دیفرانسیل جزئی از تفاضلات محدود ضمنی استفاده کردند.

راچفورد و دوپنت^۸ [۳۲] برای شبیه‌سازی جریان گذرای همدمای گاز، از روش اجزاء محدود

گالرکین^۹ با اجزاء دو بعدی در مکان-زمان استفاده کردند.

¹ Zhou&Adewumi

² Issa&Spalding

³ Deen&Reintsema

⁴ Thorley&Tiley

⁵ hybrid

⁶ Stanton

⁷ Scada

⁸ Rachford&Dupont

⁹ Galerkin

از روش کرانک نیکولسون^۱ برای حل مومنتوم و انرژی در جریان گذرای همدمما استفاده کردند. عیب اصلی این روش، این است که همیشه حل پایداری، مطابق با معیار پایداری نیومن برای گام‌های زمانی بزرگ نمی‌دهد.

ترلی و تیلی [۳۳] قوانین بقا را برای جریان گذرای همدمما و تراکم پذیر یک بعدی توسعه دادند. آنها همچنین، چندین روش حل شناخته شده برای تحلیل گذرای خطوط لوله مانند روش مشخصه‌ها، تفاضلات محدود ضمنی و صریح، روش اجزاء محدود را بررسی نمودند. این مقاله مروری فوق العاده بر روشهای حل دارد.

کیوچی^۲ [۳۴] از یک روش تفاضل محدود ضمنی، برای حل معادلات جریان تراکم پذیر گذرای همدمما استفاده نمود. او ترم اینرسی را در معادله مومنتوم نادیده گرفت و سپس با در نظر گرفتن تحلیل پایداری نیومن بر معادلات تفاضل محدود، نشان داد که معادلات همواره پایدار هستند. او این روش را با سایر روش‌ها نظیر روش مشخصه‌ها، روش لاکس-وندروف و روش کرانک-نیکولسون، مقایسه و نشان داد که روش ضمنی برای گام‌های زمانی بزرگ و تعداد قسمت‌های کم، دقت بالایی دارد که به علت کاهش زمان محاسبات، در صنایع خطوط لوله گاز بسیار مفید است.

لونگو^۳ [۳۵] با استفاده از روش کرانک-نیکولسون یک حل همدمما برای جریان گاز خطوط لوله، ارائه کرد. تقریبات خطی استفاده شده، نتایج صحیح همراه با ۲۵ درصد کاهش زمان محاسبات را به همراه داشت.

هتی^۴ و همکاران [۳۶] پروفیل‌های گذرای فشار و شارجرمی گاز در یک لوله افقی را بررسی نمودند. آنها از هشت شرط مرزی متفاوت استفاده نمودند.

تاو و تی^۵ [۳۰] شبکه خطوط لوله گاز را با مدار الکتریکی مقایسه نموده‌اند. ایده اصلی این رویکرد این است که قسمت‌های مختلف شبکه خطوط لوله گاز، با استفاده از مقاومت‌های الکتریکی

¹ Crank-nicolson

² Kiuchi

³ Loungo

⁴ Hati

⁵ Tao&Ti

شبیه‌سازی می‌شوند. در شبکه‌های خطوط لوله، هندسه لوله با اجزاء مقاومتی و اثرات تراکم پذیری سیال از طریق اجزاء خازنی مدل می‌شوند. آنها با استفاده از روش اسیداکس معادلات دیفرانسیل جزئی را به معادلات دیفرانسیل معمولی تبدیل کردند که کاهش زمان محاسبات را به همراه داشت.

نوری بروجردی [۵۹] شبیه‌سازی جریان گاز بی‌درو و تراکم‌پذیر گذرا در یک خط لوله طولانی که در یک نقطه فرضی از منبع تغذیه دچار پارگی شده است، را بررسی کرده است. خط لوله به دو بخش مجزای، فشار بالا و فشار پایین تقسیم شده است. در بخش فشار بالا تغذیه گاز ادامه دارد تا وقتی سرعت جریان به مقدار ثابت می‌رسد. در بخش فشار پایین سرعت جریان به سمت صفر کاهش می‌یابد تا زمانی که تمام گاز تخلیه شود.

هانگ‌لی^۱ و همکارانش [۶۰] یک مدل برای شبیه‌سازی و تجزیه و تحلیل شبکه خط لوله گاز ارائه دادند. مدل ارائه شده برای تجزیه و تحلیل شبکه خط لوله در یک میدان گازی استفاده شد. مقایسه نتایج شبیه‌سازی با پارامترهای واقعی خطای نسبی کمتر از ۵ درصد را نشان داد. از مدل خود برای تنظیم و افزایش حجم انتقال گاز استفاده کردند.

کلاز و استینباچ^۲ [۶۱] مشکل برنامه نویسی در شبکه‌های توزیع گاز طبیعی را مورد خطاب قرار دادند. تمرکز آن‌ها بر معادلات PDE حاکم بود و با دقت بالایی گسسته‌سازی را انجام دادند. از روش SQP^۳ برای بهینه‌سازی شبکه استفاده کردند و نشان دادند که این روش برای طیف وسیعی از شرایط عملکرد شبکه انتقال گاز کارایی دارد.

بریک و دجان^۴ [۶۲] از روش هاردی کراس برای محاسبه شبکه‌های توزیع گاز با مصرف گاز در گره‌های شناخته شده استفاده کردند. نشان دادند مشکل جریان گاز در شبکه توزیع مشکل غیر خطی است. به عنوان مثال رابطه بین جریان و افت فشار خطی نیست در حالی که رابطه بین جریان

1 Hong-li

2 Klaus and Steinbach

3 Sequential quadratic programming

4 Brkić and Dejan

الکتریکی و ولتاژ رابطه خطی است.

گنزالز^۱ و همکارانش [۶۳] به شبیه‌سازی یک شبکه خط لوله توزیع گاز با تاکید ویژه بر مجاری گاز با فرض جریان همدم و یک بعدی پرداختند. مجاری گاز از مهم‌ترین اجزای چنین نوع از سیستم‌های پویا می‌باشند. برای حل دینامیک سیستم از طرح‌های عددی ارائه شده در شبیه ساز برنامه مطلب استفاده شده است. و در نهایت از طریق سه نمونه برنامه تست شده و مقایسه نتایج به-دست آمده با کارهای گذشتهبه اعتبار سنجی نتایج خود پرداختند.

چازکاووسکی و ماسج^۲ [۶۴] به بررسی مدل‌های مختلف انتقال حرارت برای نرخ جریان، فشار و دمای مختلف پرداختند. مشخص کردند مدل انتقال حرارت ساده پایدار اختلاف زیادی با واقعیت دارد و باید از مدل ناپایدار برای محاسبه دما در نقاط مختلف گاز استفاده کرد.

در پژوهش حاضر شبکه اصلی انتقال گاز شامل خطوط انتقال، شیرهای نصب شده در ایستگاه‌های تقویت فشار و خطوط انتقال گاز، گره‌های اتصال و ایستگاه تقویت فشار به صورت گذرا مدل‌سازی شده است. در تمامی مراحل مدل‌سازی علاوه بر تغییرات فشار و دبی تغییرات دما نیز در نظر گرفته شده است. معادلات حاکم بر خطوط انتقال گاز به روش اختلاف محدود ضمنی گسسته‌سازی شده و با روش نیوتن-رافسون حل شده‌اند. ترم اینرسی در معادله مومنتوم در نظر گرفته شده. ایستگاه تقویت فشار رضوی به همراه خط لوله انتقال به صورت کامل شبیه‌سازی شده است. شرایط بهینه عملکرد ایستگاه تقویت فشار رضوی با تغییر پارامترهای جریان ورودی به ایستگاه و همچنین از لحاظ چیدمان کمپرسورهای در حال کار بررسی شده است.

1 González

2 MATLAB -Simulink

3 Chaczykowski and Maciej

فصل سوم: خواص گاز طبیعی و معادلات حاکم بر خط لوله

و ایستگاه تقویت فشار

۱-۳ خواص گاز طبیعی

خواص گاز طبیعی شامل چگالی نسبی گاز، فشار و دمای شبه بحرانی، لزجت یا گرانشی، ضریب تراکم پذیری، چگالی گاز و تراکم پذیری گاز می‌باشد. دانستن مقادیر این خواص برای طراحی و تحلیل سیستم‌های تولید و فراوری گاز طبیعی ضروری است. از آنجا که گاز طبیعی، ترکیب پیچیده‌ای از هیدروکربنهای سبک به همراه مقادیر جزئی ترکیبات غیرآلی است، همیشه انتظار می‌رود که ترکیب گاز را به وسیله اندازه‌گیری تعیین نماییم. به محض آنکه ترکیب گاز مشخص شد، معمولاً می‌توان خواص گاز را با به کارگیری روابط اثبات شده، با اطمینان محاسبه کرد.

۱-۱-۳ ترکیب گاز طبیعی

اطلاعات اصولی و منظم بسیار کمی در خصوص ترکیب گاز طبیعی در اختیار می‌باشد. در زمینه نفت مطالعاتی در این باره صورت گرفته است و بر روی طبقه بندی نفت خام (چگالی، مقدار سولفور، و غیره) و نحوه توزیع مخازن نفتی، اطلاعات اصولی و قانون مند وجود دارد ولی هیچ کار مشابهی در مورد گاز طبیعی صورت نگرفته است.

اساساً این موضوع از این حقیقت ناشی می‌شود که نفت خام به علت سهولت انتقال آن و همچنین ابعاد تجارت بین‌المللی آن، خریداران زیادی دارد و همیشه یک تحلیل و بررسی جامع در مورد ویژگی‌های آن در اختیار می‌باشد. در مقابل، گاز طبیعی قبل از ورود به شبکه توزیع، معمولاً فقط به واحد فراوری فرستاده می‌شود و در حین مراحل خالص سازی و استخراج اجزای سنگین از آن، ترکیب شیمیایی گاز تغییر می‌کند.

بدون انجام یک مطالعه در عمق زمین به هیچ‌وجه امکان رسیدن به نتیجه‌ای در مورد ترکیب شیمیایی انواع مختلف گاز طبیعی و نحوه توزیع آنها در مناطق عمده‌ی گازی جهان، ممکن نخواهد بود. باید خاطر نشان کرد که ترکیبات بسیار متنوعی برای گاز طبیعی خام ذکر شده است.

جدول ۱-۳ ترکیب یک نمونه گاز طبیعی را نشان می‌دهد. این جدول نشان می‌دهد که متان،

جزء اصلی این مخلوط گازی است. گاز طبیعی ممکن است دارای مقادیر مختلفی از آلاینده‌های زیر نیز باشد:

الف- بیشتر مسائل بحرانی به سبب سولفید هیدروژن به وجود می‌آیند. به هر حال گازهایی که بیش از ۱۰ درصد سولفید هیدروژن داشته باشند، نظیر گازهایی که از پرکوریید (فرانسه)، بارنبورگ (آلمان) و استراخن (CIS) به دست می‌آیند نسبتاً غیر معمول بوده و بسیاری از گازها عملاً بدون سولفید هیدروژن می‌باشند [۳۸].

ب- از طرف دیگر، نیتروژن و دی‌اکسید کربن از آلاینده‌های معمول در تمام گازهای طبیعی می‌باشند، مقدار متوسط نیتروژن در محدوده بین نیم تا پنج درصد (بایک حداکثر بیش از ۲۵ درصد) و مقدار دی‌اکسید کربن بین نیم تا ۱۰ درصد (بایک حداکثر تابیش از ۷۰ درصد در برخی مخازن تجاری) قرار دارد.

حضور ترکیبات غیر آلی نیتروژن، دی‌اکسید کربن و سولفید هیدروژن، به دلیل غیر قابل اشتعال بودن و ایجاد خوردگی و مشکلات دیگر در سیستم‌های تولید و فراورش گاز مطلوب نمی‌باشد.

جدول ۳-۱ ترکیبات یک نمونه گاز طبیعی

| جزء مولی | اجزاء |
|----------|-----------------|
| ۰/۸۴۰۷ | متان |
| ۰/۰۵۸۶ | اتان |
| ۰/۰۲۲۰ | پروپان |
| ۰/۰۰۵۸ | نرمال بوتان |
| ۰/۰۰۷۶ | هیپتان و بالاتر |
| ۰/۰۰۲۸ | هگزان |
| ۰/۰۰۲۵ | نرمال پنتان |
| ۰/۰۰۲۷ | ایزو پنتان |
| ۰/۰۰۳۵ | ایزو بوتان |
| ۰/۰۳۴۵ | نیتروژن |
| ۰/۰۱۳۰ | دی اکسید کربن |
| ۰/۰۰۶۳ | سولفید هیدروژن |
| ۱/۰۰۰ | مجموع |

۳-۱-۲ چگالی نسبی

چگالی نسبی یک گاز (γ_g)، به صورت نسبت وزن مولکولی ظاهری یک گاز طبیعی به وزن مولکولی ظاهری هوا (که خود مخلوطی از گازهاست) تعریف می‌شود. وزن مولکولی هوا را معمولاً مساوی ۲۸/۷۹ (بافرض ۷۹٪ نیتروژن و ۲۱٪ اکسیژن) در نظر می‌گیرند. بنابراین چگالی نسبی گاز برابر است با [۳۹]:

$$\gamma_g = \frac{MW_a}{28.97}$$

۱-۳

که وزن مولکولی ظاهری گاز را می‌توان بر اساس ترکیب آن محاسبه نمود. ترکیب گاز معمولاً در آزمایشگاه مشخص می‌شود و به شکل جزء مولی اجزاء سازنده، گزارش می‌شود. فرض کنید y_i جزء مولی سازنده i باشد، وزن مولکولی ظاهری گاز را می‌توان با بکارگیری قانون اختلاط فرمول‌بندی نمود [۳۹]:

$$MW_a = \sum_{i=1}^{N_c} y_i MW_i$$

۲-۳

که در آن MW_i وزن مولکولی سازنده i و N_c تعداد اجزاء سازنده گاز است. وزن مولکولی ترکیبات (MW_i) را می‌توان در کتابهای مرجع شیمی آلی یا سیالات نفتی، مانند کتاب مک کین یافت.

۳-۱-۳ خواص شبه بحرانی

مشابه وزن مولکولی ظاهری گاز، خواص بحرانی یک گاز را می‌توان بر پایه خواص بحرانی ترکیبات سازنده گاز و به کارگیری قانون اختلاط مشخص نمود. خواص بحرانی گاز که به این شیوه بدست می‌آیند را خواص شبه بحرانی می‌نامند. فشار شبه بحرانی (P_{pc}) و دمای شبه بحرانی (T_{pc}) گاز، به ترتیب به شکل زیر بیان می‌شوند [۳۹]:

$$P_{pc} = \sum_{i=1}^{N_c} y_i P_{ci}$$

۳-۳

$$T_{pc} = \sum_{i=1}^{N_c} y_i T_{ci}$$

۴-۳

که P_{ci} و T_{ci} به ترتیب فشار بحرانی و دمای بحرانی مربوط به سازنده i می‌باشند.

اگر ترکیب گاز نامشخص باشد ولی چگالی نسبی گاز داده شده باشد، فشار و دمای شبه بحرانی

را می‌توان از نمودارهای متعدد یا روابطی که بر مبنای این نمودارها بدست آمده‌اند، محاسبه نمود. یک دسته از روابط ساده به این شرح هستند [۳۹]:

$$P_{pc} = 709.604 - 58.718\gamma_g \quad ۵-۳$$

$$T_{pc} = 170.491 + 307.344\gamma_g \quad ۶-۳$$

که برای مقادیر $H_2S < ۳\%$ ، $N_2 < ۵\%$ و مجموع ترکیبات غیر آلی کمتر از ۷% معتبر می‌باشند.

اعمال تصحیح برای ناخالصی‌های موجود در گاز ترش همیشه ضروری است. این تصحیح را می‌توان با به کارگیری نمودارها یا روابطی نظیر رابطه تصحیح ویرچرت-عزیز^۱ [۴۰] که به شکل زیر بیان می‌شود انجام داد:

$$A = y_{H_2S} + y_{CO_2} \quad ۷-۳$$

$$B = y_{H_2S} \quad ۸-۳$$

$$\varepsilon_3 = 120(A^{0.9} - A^{1.6}) + 15(B^{0.5} - B^{0.4}) \quad ۹-۳$$

$$T'_{pc} = T_{PC} - \varepsilon_3 \quad (T_{PC} \text{ تصحیح شده}) \quad ۱۰-۳$$

$$P'_{pc} = \frac{P_{pc} T'_{pc}}{T_{pc} + B(1-B)\varepsilon_3} \quad (P_{PC} \text{ تصحیح شده}) \quad ۱۱-۳$$

روابطی برای تصحیح تاثیر ناخالصی‌ها بر خواص شبه بحرانی مخلوط‌ها نیز موجود است [۴۱]:

$$P_{pc} = 678 - 50(\gamma_g - 0.5) - 206.7y_{N_2} + 440y_{CO_2} + 606.7y_{H_2S} \quad ۱۲-۳$$

$$T_{pc} = 326 + 315.7(\gamma_g - 0.5) - 240y_{N_2} - 83.3y_{CO_2} + 133.3y_{H_2S} \quad ۱۳-۳$$

معمولاً در مهندسی گاز طبیعی، کاربرد فشار و دمای شبه بحرانی به شکل فشار و دمای شبه

^۱Wichert-Aziz

کاهش (شبه کاهش یافته) می‌باشد که به صورت زیر تعریف می‌شود [۳۹]:

$$P_{pr} = \frac{P}{P_{pc}} \quad ۱۴-۳$$

$$T_{pr} = \frac{T}{T_{pc}} \quad ۱۵-۳$$

۳-۱-۴ لزجت

لزجت گاز مقیاسی برای سنجش مقاومت اعمال شده از طرف گاز در برابر جریان است. معمولاً در مهندسی گاز طبیعی، لزجت دینامیکی (μ_g) بر حسب سانتی پویز (cp) مورد استفاده قرار می‌گیرد:

$$1cp = 6.72 \times 10^{-4} lbm / ft - sec$$

لزجت سینماتیکی (ν_g) توسط چگالی به لزجت دینامیکی مرتبط می‌شود:

$$\nu_g = \frac{\mu_g}{\rho_g} \quad ۱۶-۳$$

معمولاً لزجت سینماتیکی در مهندسی گاز طبیعی، کاربردی ندارد. در مورد یک گاز جدید، اندازه‌گیری مستقیم لزجت ترجیح داده می‌شود. اگر ترکیب گاز و لزجت اجزاء آن مشخص باشد، می‌توان قانون اختلاط را برای محاسبه لزجت مخلوط گازی به کار برد [۳۹]:

$$\mu_g = \frac{\sum (\mu_{gi} y_i \sqrt{MW_i})}{\sum (y_i \sqrt{MW_i})} \quad ۱۷-۳$$

لزجت گاز در بسیاری موارد بر اساس نمودارها یا روابط کشف شده بر اساس این نمودارها، تخمین زده می‌شود. رابطه لزجت گاز در پژوهش کرر و همکارانش^۱ [۴۲] شامل یک روش دو مرحله-ای است: ابتدا لزجت گاز در همان دما و فشار اتمسفری، بر اساس چگالی نسبی گاز و ترکیبات غیر آلی

^۱ Carr, Kubayashi and Burrows

موجود برآورد می‌شود، سپس این مقدار اتمسفری با به کارگیری یک ضریب تصحیح مبتنی بر حالت فشار و دمای شبه‌کاهشی گاز، با شرایط فشار واقعی آن منطبق می‌شود. لزجت در فشار اتمسفری را می‌توان اینگونه بیان کرد:

$$\mu_1 = \mu_{1HC} + \mu_{1N_2} + \mu_{1CO_2} + \mu_{1H_2S} \quad 18-3$$

که در آن:

$$\mu_{1HC} = 8.188 \times 10^3 - 6.15 \times 10^{-3} \log(\gamma_g) + (1.709 \times 10^{-5} - 2.062 \times 10^{-6} \gamma_g) T \quad 19-3$$

$$\mu_{1N_2} = [9.59 \times 10^{-3} + 8.48 \times 10^{-3} \log(\gamma_g)] y_{N_2} \quad 20-3$$

$$\mu_{1CO_2} = [6.24 \times 10^{-3} + 9.08 \times 10^{-3} \log(\gamma_g)] y_{CO_2} \quad 21-3$$

$$\mu_{1H_2S} = [3.73 \times 10^{-3} + 8.49 \times 10^{-3} \log(\lambda_g)] y_{H_2S} \quad 22-3$$

دمپسی^۱ [۴۳] روابط زیر را کشف نمود:

$$\mu_r = \ln \left(\frac{\mu_g T_{pr}}{\mu_1} \right) = a_0 + a_1 P_{pr} + a_2 P_{pr}^2 + a_3 P_{pr}^3 + T_{pr} (a_4 + a_5 P_{pr} + a_6 P_{pr}^2 + a_7 P_{pr}^3) \quad 23-3$$

$$+ T_{pr}^2 (a_8 + a_9 P_{pr} + a_{10} P_{pr}^2 + a_{11} P_{pr}^3) + T_{pr}^3 (a_{12} + a_{13} P_{pr} + a_{14} P_{pr}^2 + a_{15} P_{pr}^3)$$

که در آن:

$$a_0 = -2.46211820 \quad a_5 = -3.49803305 \quad a_{10} = -0.149144193$$

$$a_1 = 2.9705714 \quad a_6 = 0.36037302 \quad a_{11} = 0.00441016$$

$$a_2 = -0.28626405 \quad a_7 = -0.1044324 \quad a_{12} = 0.08393872$$

$$a_3 = 0.00805420 \quad a_8 = -0.79338568 \quad a_{13} = -0.186408852$$

$$a_4 = 2.80860949 \quad a_9 = 1.39643306 \quad a_{14} = 0.02033679$$

$$a_{15} = -0.00060958$$

بنابراین با مشخص شدن (μ_r) از سمت راست این معادله، مقدار لزجت گاز در فشار بالاتر را

¹ Dempsey

می توان براحتی با بکارگیری رابطه زیر محاسبه کرد:

$$\mu_g = \left(\frac{\mu_1}{T_{pr}} \right) e^{\mu_r} \quad 24-3$$

۵-۱-۳ ضریب تراکم پذیری

ضریب تراکم پذیری گاز، گاهی ضریب انحراف یا ضریب Z نیز نامیده می شود. گویای آن است که رفتار یک گاز واقعی به چه میزان از رفتار گاز آرمانی (گاز ایده آل) در همان دما و فشار، انحراف دارد. تعریف ضریب تراکم پذیری این گونه است [۳۹]:

$$Z = \frac{V_{actual}}{V_{ideal-gas}} \quad 25-3$$

وارد کردن ضریب Z به قانون گاز آرمانی، قانون گاز واقعی را حاصل می کند:

$$PV = nZRT \quad 26-3$$

که در آن n تعداد مولهای گاز است. هنگامی که فشار (p) بر حسب 14.7 psia ، حجم بر حسب ft^3 و دما بر حسب $^{\circ}R$ بیان شده باشد. ثابت گازها (R) برابر خواهد بود با:

$$10.73 \frac{\text{Psia} - ft^3}{\text{mole} - ^{\circ}R}$$

ضریب تراکم پذیری گاز را می توان بر پایه اندازه گیری در آزمایشگاه های PVT مشخص کرد. برای یک مقدار مشخص گاز، اگر دما ثابت نگاه داشته شود و حجم در فشار 14.7 Psia و یک فشار بالاتر P_1 اندازه گیری شود، ضریب Z را می توان بر اساس فرمول زیر تعیین کرد [۳۹]:

$$Z = \frac{P_1 V_1}{14.7 V_0} \quad 27-3$$

که در آن V_1 و V_0 به ترتیب عبارتند از حجم گاز در فشار 14.7 Psia و P_1 .

بریل و بگز^۱ (۴۴) مقادیر ضریب Z را با دقت کافی برای بسیاری محاسبات مهندسی بدست

آورده‌اند. رابطه ضریب Z بریل و بگز به صورت زیر بیان شده است:

$$A = 1.39(T_{pr} - 0.92)^{0.5} - 0.36T_{pr} - 0.10 \quad 28-3$$

$$B = (0.62 - 0.23T_{pr})P_{pr} + \left(\frac{0.066}{T_{pr} - 0.86} - 0.037 \right) P_{pr}^2 + \frac{0.32P_{pr}^6}{10^E} \quad 29-3$$

$$C = 0.132 - 0.32 \log(T_{pr}) \quad 30-3$$

$$D = 10^F \quad 31-3$$

$$E = 9(T_{pr} - 1) \quad 32-3$$

$$F = 0.136 - 0.49T_{pr} + 0.1824T_{pr}^2 \quad 33-3$$

$$Z = A + \frac{1-A}{e^B} + CP_{pr}^p \quad 34-3$$

درانچک^۲ و همکاران [۴۵] نیز، رابطه دقیقی برای محاسبه ضریب Z گاز طبیعی ارائه کردن

(تابع Z به کار رفته در معادلات این پژوهش). این رابطه به شکل زیر جمع‌بندی شده است:

$$Z = 1 + \left(A_1 + \frac{A_2}{T_{pr}} + \frac{A_3}{T_{pr}^3} \right) \rho_{pr} + \left(A_4 + \frac{A_5}{T_{pr}} \right) \rho_{pr}^2 + \frac{A_6}{T_{pr}^3} \rho_{pr}^3 \quad 35-3$$

$$A_1 = 0.31506 \quad A_4 = 0.5353$$

$$A_2 = -1.0467 \quad A_5 = -0.6123$$

$$A_3 = -0.5783 \quad A_6 = 0.6895$$

که $\rho_{pr} = \frac{0.27P_{pr}}{ZT_{pr}}$ چگالی کاهش یافته است .

¹Brill and Beggs

²Dranchuck

۳-۱-۶ چگالی گاز

از آنجا که گاز طبیعی تراکم پذیر است، چگالی آن به فشار و دما بستگی دارد. چگالی گازهای واقعی را می‌توان با استفاده از قانون گازها، با دقت خوبی محاسبه کرد [۳۹]:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{MW_a P}{ZRT} \quad ۳۶-۳$$

که m جرم گاز و V چگالی گاز است. با فرض آنکه وزن مولکولی هوا برابر ۲۹ باشد و R برابر

$$\frac{10.73 \text{ Psia-ft}^3}{\text{mole-R}} \quad ۳۶-۳ \text{ به صورت زیر بازچینی می‌شود:}$$

$$\rho = \frac{0.27 \gamma_g P}{ZT} \quad ۳۷-۳$$

که در آن چگالی برحسب (lbm/ft^3) است.

۳-۱-۷ ظرفیت گرمای ویژه در فشار ثابت

ظرفیت گرمای ویژه در فشار ثابت برای گاز طبیعی $(\frac{\text{Btu}}{\text{lbmol-R}})$ برابر است با حاصل جمع

ظرفیت گرمای ویژه مولی هر جزء از گاز، ضرب در کسر مولکولی آن.

$$C_{p_{\text{mix}}} = \sum C_{p_i} \times y_i \quad ۳۸-۳$$

$$C_{p_i} = A + BT_i \quad ۳۹-۳$$

ثابت‌های A و B در ۳۹-۳ و همچنین مقادیر دما و فشار شبه کاهشی برای هر گاز، در ۳۹-۳

آمده است [۴۶].

جدول ۳-۲ ضرایب ثابت در معادله ظرفیت گرمایی ویژه

| گاز | وزن مولکولی | دمای بحرانی ($^{\circ}R$) | فشار بحرانی ($Psia$) | A | B |
|----------------|-------------|-----------------------------|------------------------|--------|----------|
| متان | ۱۶/۰۴ | ۳۴۳/۲ | ۶۷۳/۱۰ | ۴/۸۷۷ | ۰/۰۰۶۷۷۳ |
| اتان | ۳۰/۰۷ | ۴۵۹/۵ | ۷۱۷/۲۰ | ۳/۶۲۹ | ۰/۰۱۶۷۶۷ |
| پروپان | ۴۴/۰۹ | ۶۶۵/۳ | ۶۱۷/۴۰ | ۳/۲۵۶ | ۰/۰۲۳۷۳۳ |
| بوتان | ۵۸/۱۲ | ۷۶۵/۳ | ۵۳۰/۷۰ | ۶/۱۸۸ | ۰/۰۳۲۸۶۷ |
| هپتان | ۱۰۰/۲۰ | ۹۷۶/۸ | ۴۰۵/۶۰ | ۱۱/۰۲۷ | ۰/۰۵۵۴ |
| هگزان | ۸۶/۱۷ | ۹۱۴/۳ | ۴۶۶/۵۰ | ۹/۴۲۷ | ۰/۰۴۷۹۶۷ |
| پنتان | ۲۷/۱۵ | ۸۴۶/۷ | ۴۸۵/۰۰ | ۷/۷۳۹ | ۰/۰۴۰۴۳۳ |
| ایزو پنتان | ۷۲/۱۵ | ۸۲۹/۷ | ۴۸۵/۵۰ | ۵/۳۴۴ | ۰/۰۴۳۹۳۳ |
| ایزو بوتان | ۵۸/۱۲ | ۷۳۲/۴ | ۵۴۳/۸۰ | ۴/۱۴۵ | ۰/۰۳۵۵۰ |
| نیتروژن | ۲۸/۰۲ | ۲۲۶/۹ | ۴۲۹/۳ | ۶/۸۳۹ | ۰/۰۰۱۲۳ |
| دی اکسید کربن | ۴۴/۰۱ | ۵۴۷/۷ | ۱۰۷۳/۰۰ | ۶/۰۷۵ | ۰/۰۰۵۲۳ |
| سولفید هیدروژن | ۳۴/۰۷ | ۶۷۲/۴ | ۱۳۰۶/۰۰ | ۷/۱۹۷ | ۰/۰۰۱۷۵ |

۳-۱-۸ ضریب اصطکاک

علاوه بر اندازه خط لوله، مقاومت دیواره لوله در برابر جریان نیز از عوامل ابتدایی محدود کننده فشار و ظرفیت انتقال گاز توسط خط لوله است. جریان گاز طبیعی در خطوط لوله، همیشه باعث تبدیل مقداری از انرژی مکانیکی به گرما می‌شود. این مقدار که کار تلف شده نامیده می‌شود، نشانگر تمام اتلاف‌های انرژی در اثر برگشت ناپذیری‌های جریان سیال است. این برگشت ناپذیری‌ها در حالت جریان تک فاز، شامل اتلاف‌های سایشی (اصطکاک)، اتلاف‌های درونی در اثر تاثیرات لزجت و اتلاف‌های مرتبط با زبری دیواره داخلی خط لوله هستند [۳۹].

در شرایط جریان آشفته که همیشه در خطوط لوله انتقال گاز وجود دارد، طبیعت جریان اجازه

پیش‌بینی تئوری میزان اتلاف‌های انرژی در سیستم‌های واقعی را نمی‌دهد؛ میزان این اتلاف‌ها را می‌بایست با آزمایش‌های واقعی تعیین نمود و سپس به صورت تابعی از متغیرهای جریان، به صورت یک رابطه بیان کرد. معمولاً کار تلف شده را با استفاده از یک ضریب اصطکاک و آنالیز ابعادی محاسبه می‌کنند. می‌توان نشان داد که ضریب اصطکاک، تابعی از عدد رینولدز و زبری نسبی لوله است [۳۹].

۳-۱-۹ عدد رینولدز

عدد رینولدز به صورت نسبت نیروی اندازه حرکت (مومنتم) سیال به نیروی برش لزجتی تعرف می‌شود. عدد رینولدز را می‌توان به صورت یک گروه بدون بعد به صورت زیر بیان کرد [۳۹]:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad ۴۰-۳$$

که در آن D قطر لوله، v سرعت سیال، ρ چگالی سیال و μ لزجت سیال می‌باشد. از عدد رینولدز می‌توان به عنوان شاخصی جهت تشخیص جریان آرام و آشسته سیال استفاده نمود. معمولاً فرض می‌شود که در یک لوله دایره‌ای شکل، تغییر از حالت جریان آرام به آشسته در عدد رینولدز ۲۱۰۰ صورت می‌گیرد.

۳-۱-۱۰ زبری نسبی

اتلاف‌های ناشی از اصطکاک در انرژی سیال و فشار به زبری دیواره داخلی لوله بستگی دارد. زبری دیواره لوله تابعی از جنس لوله، روش تولید و محیطی که با آن در تماس بوده، می‌باشد. از دیدگاه میکروسکوپی، زبری دیواره یکنواخت نیست و لذا فاصله نوک برجستگی‌ها تا عمق فرورفتگی‌ها به میزان زیادی متفاوت خواهد بود. در صورتیکه بتوان سطح داخلی یک لوله را از دانه‌های شن هم اندازه و نسبتاً یکنواخت و چفت هم پوشاند به گونه‌ای که رفتار گرادیان فشار در این لوله با یک لوله واقعی شود، می‌توان زبری مطلق آن لوله را با ارتفاع متوسط این برجستگی‌ها مساوی فرض کرد. تحلیل‌ها نشان داده است که تاثیر زبری به اندازه زبری مطلق وابسته نیست و عامل موثر در این زمینه نسبت زبری مطلق به قطر داخلی لوله می‌باشد. زبری نسبی به صورت زبری مطلق به قطر داخلی لوله تعریف

می شود [۳۹]:

$$e_D = \frac{\varepsilon}{D}$$

۴۱-۳

D و ε واحدهای یکسانی دارند.

۱۱-۱-۳ معادلات ضریب اصطکاک

دامنه جریان سیال در طبیعت، مابین دو مرز است: جریان لایه‌ای یا آرام و جریان آشفته. معادله

ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز و زبری نسبی، در هر یک از این نواحی متفاوت است [۳۹].

۱۲-۱-۳ جریان آرام

ضریب اصطکاک برای جریان آرام عبارتست از:

$$f = \frac{64}{\text{Re}}$$

۴۲-۳

۱۳-۱-۳ جریان آشفته

مطالعات جریان آشفته نشان داده است که پروفایل سرعت و گرادیان فشار، نسبت به مشخصات

دیواره لوله (یعنی زبری دیواره) بسیار حساس هستند. تا کنون روابط تجربی متعددی برای ضریب

اصطکاک در جریان آشفته بدست آمده است.

برای لوله های صاف و در گستره های متفاوت از عدد رینولدز روابط IGT [۴۷]، et al

Drew [۴۸] و Blasius [۴۹] و panhandl [۵۰] پیشنهاد شده‌اند [۷]:

$$f = a \text{Re}^{-b}$$

۴۳-۳

که ضرایب در جدول ۳-۳ آورده شده است :

جدول ۳-۳ ضرایب ۳-۳ برای ضریب اصطکاک در لوله های صاف

| <i>Parameter</i> | <i>Blasius</i> | <i>Powerlaw modified (1/9)th</i> | <i>Panhandle</i> |
|-----------------------------------|----------------|----------------------------------|------------------|
| <i>a</i> | 0.079 | 0.046 | 0.02118 |
| <i>b</i> | 0.25 | 0.20 | 0.1461 |
| Reynolds number application range | 3000-1.0e+5 | 2.0e+4-1.0e+6 | 2.0e+6-1.0e+8 |

معادله Drew et al [۴۸] در گستره رینولدز ۲۰۰۰-۴۰۰۰ و ۴۰۰۰۰-۴۰۰۰۰۰۰ به کار

می رود :

$$f = 0.00140 + 0.125 \text{Re}^{-0.32}$$

۴۴-۳

برای لوله های زبزه، در تمامی گستره عدد رینولدز روابط زیر پیشنهاد شده اند [۷]:

جدول ۳-۴ روابط ضریب اصطکاک برای لوله های زیر

| | |
|--|---|
| <p><i>Serghids (I)</i></p> <p>[۵۱]</p> | $f = 0.25 \left[A - \frac{(B - A)^2}{C - 2B + A} \right]^{-2}$ $A = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D_i} + \frac{12}{\text{Re}} \right), B = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D_i} + \frac{2.51A}{\text{Re}} \right)$ $C = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D_i} + \frac{2.51B}{\text{Re}} \right)$ |
| <p><i>Serghids (II)</i></p> <p>[۵۱]</p> | $f = 0.25 \left[4.781 - \frac{(A - 4.781)^2}{B - 2A + 4.781} \right]^{-2}$ |
| <p><i>Zigrang - Sylvester (I)</i></p> <p>[۵۲]</p> | $f^{-0.5} = -4 \log \left[\frac{\varepsilon}{3.7D_i} - \frac{5.02}{\text{Re}} \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D_i} + \frac{13.0}{\text{Re}} \right) \right]$ |
| <p><i>Zigrang - Sylvester (II)</i></p> <p>[۵۲]</p> | $f^{-0.5} = -4 \log \left\{ \frac{\varepsilon}{3.7D_i} - \frac{5.02}{\text{Re}} \log \left[\frac{\varepsilon}{3.7D_i} - \frac{5.02}{\text{Re}} \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D_i} + \frac{13}{\text{Re}} \right) \right] \right\}$ |
| <p><i>Chen</i></p> <p>[۵۳]</p> | $f^{-0.5} = -4 \log \left\{ 0.2698 \frac{\varepsilon}{D_i} - \frac{5.0452}{\text{Re}} \times \log \left[0.3539 \left(\frac{\varepsilon}{D_i} \right)^{1.1098} + \frac{5.8506}{\text{Re}^{0.8981}} \right] \right\}$ |
| <p><i>Haaland</i></p> <p>[۵۳]</p> | $f^{-0.5} = -3.6 \log \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.7D_i} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{\text{Re}} \right]$ |

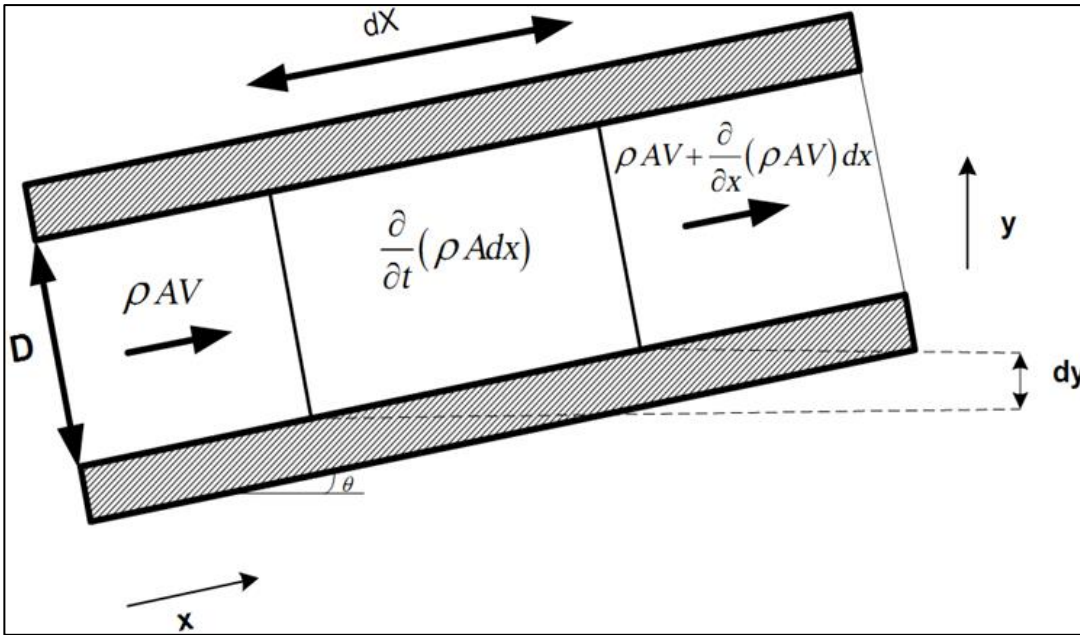
۲-۳ معادلات حاکم بر خط لوله

بررسی انتقال حرارت، جریان سیال و سایر فرآیندهای مربوط به آنها وقتی می‌تواند انجام گیرد

که قوانین حاکم بر این فرآیندها به زبان ریاضی، معمولاً بر حسب معادلات دیفرانسیل بیان شده باشند.

۱-۲-۳ معادله پیوستگی

بر طبق قانون بقای جرم، جرم نه تولید می‌شود و نه از بین می‌رود. بنا براین خالص خروجی جرم از سطح کنترل برابر است با نرخ کاهش جرم داخل حجم کنترل [۵۵].



شکل ۱-۳ حجم کنترل برای معادله پیوستگی

مطابق با حجم کنترل نشان داده شده در شکل ۱-۳ داریم:

$$\rho A v - \rho A v - \frac{\partial}{\partial x}(\rho A v) dx = \frac{\partial}{\partial t}(\rho A dx) \quad ۴۵-۳$$

و سپس:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho A v) dx + \frac{\partial}{\partial t}(\rho A dx) = 0 \quad ۴۶-۳$$

پس از ساده‌سازی، معادله پیوستگی را خواهیم داشت:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v) = 0 \quad 47-3$$

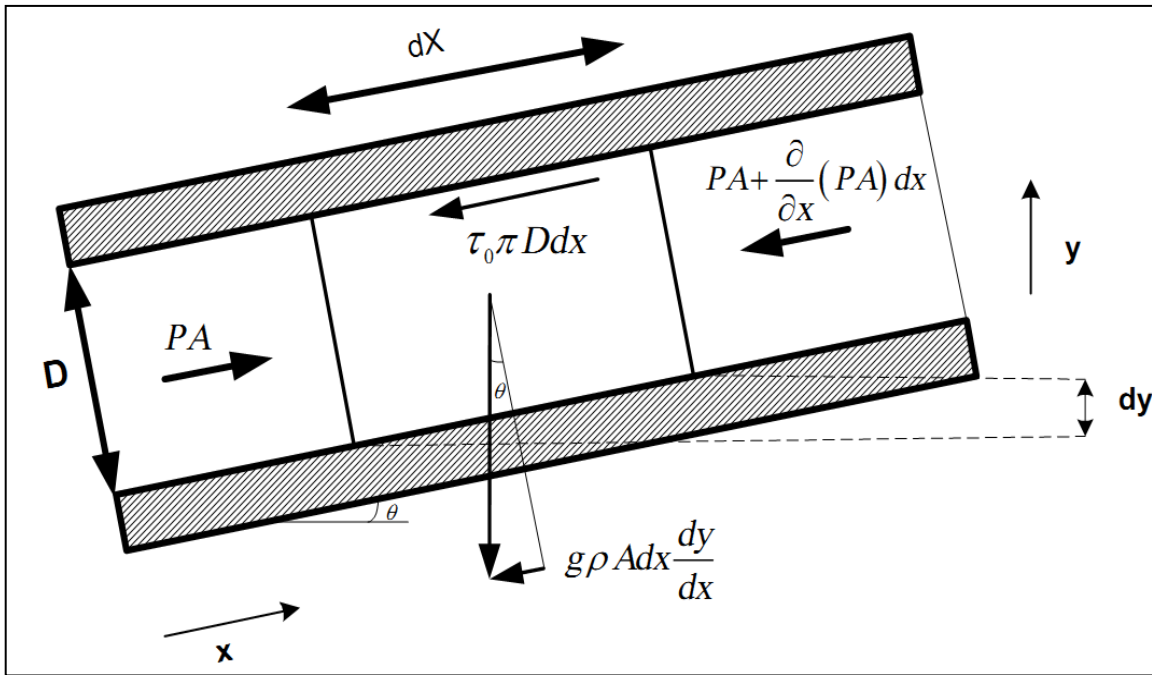
که در آن، ρ چگالی سیال بر حسب $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$ می باشد و v نیز سرعت سیال در جهت محور لوله بر حسب $\left(\frac{m}{s}\right)$ می باشد.

۲-۲-۳ معادله مومنتوم

کاربرد قانون دوم نیوتن در مورد مدل جریان را معادله مومنتوم می نامند. قانون دوم نیوتن در مورد حجم کنترل می گوید که نیروی خالص وارد بر حجم کنترل برابر است با جرم حجم کنترل ضربدر شتاب آن می باشد [۵۵].
که این نیرو دو منشأ دارد:

۱- نیروهای داخلی یا بدنه‌ای که مستقیماً بر روی جرم حجمی سیال وارد می شوند. مانند نیروهای ثقیلی، نیروهای مغناطیسی و نیروی گریز از مرکز.

۲- نیروهای سطحی که مستقیماً بر سطح حجم کنترل وارد می شوند مانند نیروی اصطکاک دیواره.



شکل ۲-۳ حجم کنترل برای معادله مومنتم

با در نظر گرفتن نیروهای وارد بر حجم کنترل شکل ۲-۳، معادله مومنتم بدین صورت نوشته

می‌شود:

$$PA - PA - \frac{\partial}{\partial x}(PA) dx - \tau_0 \pi D - \rho g A \left(\frac{dy}{dx} \right) = \rho A \left(v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) \quad ۴۸-۳$$

پس از ساده‌سازی داریم:

$$-A \frac{\partial P}{\partial x} - \tau_0 \pi D - \rho g A \left(\frac{dy}{dx} \right) = \rho A \left(v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) \quad ۴۹-۳$$

پارامتر τ_0 تنش برشی بین سیال و دیواره لوله می‌باشد و برابر است با:

$$\tau_0 = \frac{f \rho v |v|}{8} \quad ۵۰-۳$$

متغیر f ضریب اصطکاک داری است. با استفاده از تعریف $\frac{dy}{dx} = \sin\theta$ خواهیم داشت:

$$-A \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{f \rho v |v|}{8} \pi D - \rho g A \sin\theta = \rho A \left(v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) \quad ۵۱-۳$$

و همچنین

$$w = \frac{f \rho v |v|}{8} \pi D \quad ۵۲-۳$$

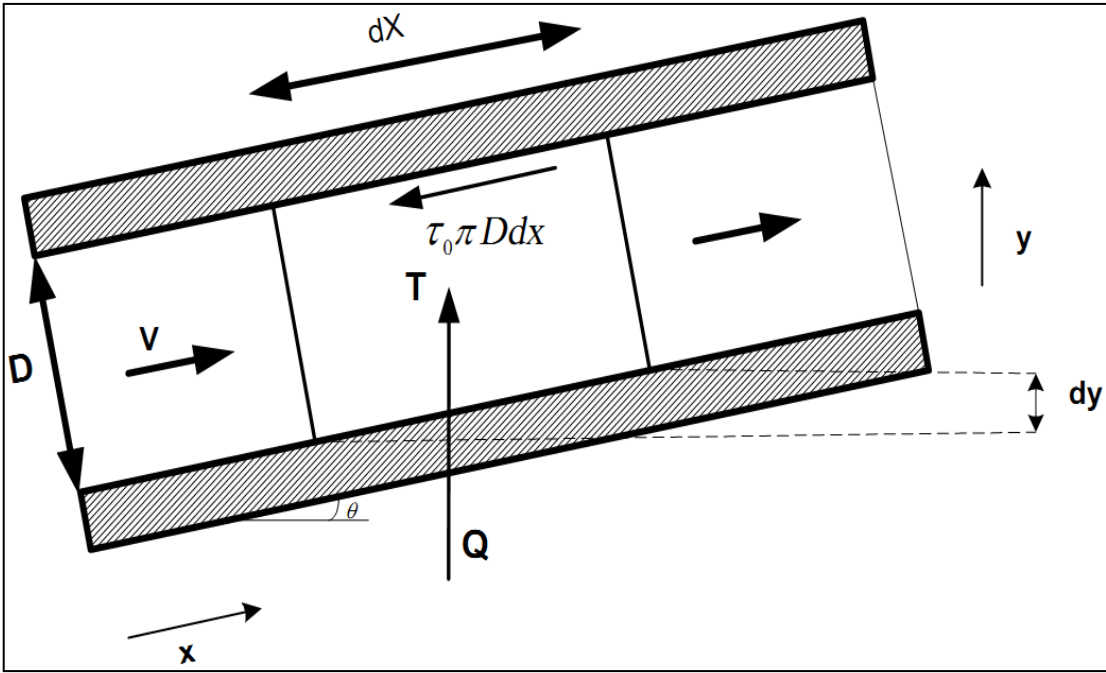
و فرم نهایی معادله مومنتوم را می نویسیم:

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial x} = -\frac{w}{A} - \rho g \sin\theta \quad \text{معادله ۵۳-۳}$$

۳-۲-۳ پایستگی انرژی

اصل بقای انرژی چیزی غیر از قانون اول ترمو دینامیک نیست. و عبارتست از: مقدار انرژی گرمایی و مکانیکی ورودی به حجم کنترل، به اضافه مقدار انرژی گرمایی تولید شده در آن، منهای انرژی گرمایی و مکانیکی خروجی از حجم کنترل بایستی با مقدار انرژی ذخیره شده در حجم کنترل برابر باشد [۵۵].

اگر مجموع انرژی ورودی و تولید شده بیش از انرژی خروجی باشد، مقدار انرژی ذخیره شده در حجم کنترل، افزایش خواهد یافت. اگر عکس آن باشد مقدار انرژی ذخیره شده کاهش خواهد یافت.



شکل ۳-۳ حجم کنترل برای معادله انرژی

فرم پایه معادله انرژی برای شکل ۳-۳، از قانون اول ترمودینامیک (Shapiro) [۵۵] نوشته می-

شود:

$$Q = q \rho A dx = \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho A dx \left(u + \frac{v^2}{2} + gy \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho v A \left(u + \frac{v^2}{2} + \frac{P}{\rho} + gy \right) \right] dx \quad ۵۴-۳$$

جایی که q انتقال حرارت به حجم کنترل در واحد جرم و در واحد زمان و u انرژی داخلی

است.

جداسازی ترم دوم نتیجه می‌دهد:

$$q \rho A dx = \rho A dx \left[\frac{\partial}{\partial t} \left(u + \frac{v^2}{2} + gy \right) + v \frac{\partial}{\partial x} \left(u + \frac{v^2}{2} + gy \right) \right] \quad ۵۵-۳$$

$$+ \left[\frac{P}{\rho} \frac{\partial(\rho v A)}{\partial x} + (\rho v A) \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{P}{\rho} \right) \right] dx + \left[\left(u + \frac{v^2}{2} + gy \right) \left(\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v A)}{\partial x} \right) \right] dx$$

از معادله پیوستگی، ترم دوم برابر صفر خواهد بود.

$$\left(\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v A)}{\partial x} = 0 \right)$$

پس از تقسیم بر $\rho A dx$ خواهیم داشت:

$$q = \frac{D}{Dt} \left(u + \frac{v^2}{2} + gy \right) + \frac{v}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{P}{\rho A} \frac{\partial(vA)}{\partial x} \quad 56-3$$

با ضرب معادله مومنوم در v خواهیم داشت:

$$\frac{v}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = -v \frac{Dv}{Dt} - \frac{wv}{\rho A} - v g \sin \theta \quad 57-3$$

معادله پیوستگی را باز نویسی می کنیم:

$$\frac{\partial}{\partial x}(vA) = -\frac{D\rho A}{Dt} \frac{1}{\rho} \quad 58-3$$

سپس:

$$q = \frac{D}{Dt} \left(u + \frac{v^2}{2} + gy \right) + \frac{v}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{P}{\rho A} \frac{\partial(vA)}{\partial x} \quad 59-3$$

به عبارت دیگر:

$$\frac{D}{Dt}(gy) = g \left(\frac{\partial y}{\partial t} + v \frac{\partial y}{\partial x} \right) = g v \sin \theta \quad 60-3$$

و

$$\frac{D}{Dt} \left(\frac{v^2}{2} \right) = v \frac{Dv}{Dt}$$

نتیجه می دهد:

$$q = \frac{Du}{Dt} - \frac{P}{\rho^2} \frac{D\rho}{Dt} - \frac{wv}{\rho A} \quad 61-3$$

داریم:

$$h \equiv u + \frac{P}{\rho} \quad 62-3$$

و:

$$\frac{Dh}{Dt} = \frac{Du}{Dt} + \frac{D}{Dt} \left(\frac{P}{\rho} \right) \quad 63-3$$

سرانجام، با بسط این معادله داریم:

$$\frac{Dh}{Dt} = \frac{Du}{Dt} - \frac{P}{\rho^2} \frac{D\rho}{Dt} + \frac{1}{\rho} \frac{DP}{Dt} \quad 64-3$$

و برای معادله انرژی خواهیم داشت:

$$q + \frac{wv}{\rho A} = \frac{Dh}{Dt} - \frac{1}{\rho} \frac{DP}{Dt} \quad 65-3$$

با در نظر گرفتن تساوی $\Omega = q\rho A$ شکل نهایی معادله انرژی نوشته می‌شود:

$$\rho \left(\frac{\partial h}{\partial t} \right) + \rho v \left(\frac{\partial h}{\partial x} \right) - \left(\frac{\partial p}{\partial t} \right) - v \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) = \frac{\Omega + wv}{A} \quad 66-3$$

که h آنتالپی ویژه بر حسب $\left(\frac{J}{kg} \right)$ و Ω گرمای وارده به لوله در واحد طول و در واحد زمان

بر حسب $\left(\frac{J}{m.s} \right)$ و A سطح مقطع لوله در جهت عمود بر جریان $\left(\frac{\pi D^2}{4} \right)$ بر حسب (m^2)

می‌باشد.

۴-۲-۳ معادله حالت

معادله حالت برای یک گاز [۳۹]، متغیرهای T ، P و ρ را به هم مرتبط می‌سازد. معادله‌ای که در صنایع گاز معمولاً استفاده می‌شود عبارتست از:

$$\frac{P}{\rho} = ZRT \quad ۶۷-۳$$

در اینجا Z ضریب تراکم پذیری بوده و تابعی از T و P می‌باشد. و R ثابت ویژه گازها است بر حسب $\left(\frac{J}{Kg.k}\right)$ می‌باشد.

معادله ۴۷-۳ و ۵۳-۳ و ۶۱-۳ به راحتی قابل حل نیستند.

بنابراین، این معادلات باید با استفاده از معادله حالت، بر حسب متغیرهای وابسته دما، فشار و سرعت نوشته شوند. برای جایگزینی ρ با عبارتهایی از T ، P و Z از معادله حالت داریم:

$$\rho = \frac{P}{ZRT} \quad ۶۸-۳$$

بنابر این :

$$\ln(\rho) = \ln(P) - \ln(R) - \ln(T) - \ln(Z) \quad ۶۹-۳$$

با مشتق‌گیری بر حسب زمان:

$$\frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} = \frac{1}{P} \frac{DP}{Dt} - \frac{1}{R} \frac{DR}{Dt} - \frac{1}{T} \frac{DT}{Dt} - \frac{1}{Z} \frac{DZ}{Dt} \quad ۷۰-۳$$

عبارت $\frac{1}{R} \frac{DR}{Dt}$ برابر صفر است پس ضریب تراکم پذیری تابعی از T و P است و:

$$dZ = \left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T dP + \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P dT \quad ۷۱-۳$$

همچنین :

$$\frac{DZ}{Dt} = \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \frac{DP}{Dt} + \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \frac{DT}{Dt} \quad ۷۲-۳$$

بنابر این:

$$\frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} = \left\{ \frac{1}{P} - \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right\} \frac{DP}{Dt} - \left\{ \frac{1}{T} + \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right\} \frac{DT}{Dt} \quad ۷۳-۳$$

با جایگذاری این رابطه در ۴۷-۳:

$$\left\{ \frac{1}{p} - \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right\} \left(\frac{Dp}{Dt} \right) - \left\{ \frac{1}{T} - \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right\} \left(\frac{DT}{Dt} \right) + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad ۷۴-۳$$

برای تعریف h بر حسب P ، T و Z ، زمنسکی^۱ [۵۶] رابطه‌ای ترمودینامیکی برای آنتالپی ارائه

داد:

$$dh = C_p dT + \left\{ \frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P + 1 \right\} \frac{dP}{\rho} \quad ۷۵-۳$$

و سپس:

$$\frac{Dh}{Dt} = C_p \frac{DT}{Dt} + \left\{ \frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P + 1 \right\} \frac{1}{\rho} \frac{dP}{Dt} \quad ۷۶-۳$$

جایگذاری این رابطه در ۶۶-۳:

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} + \left\{ \frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \right\} \frac{dP}{Dt} = \frac{\Omega + w v}{A} \quad ۷۷-۳$$

را از ۷۴-۳ و ۷۷-۳ جایگزین می‌کنیم:

^۱Zemansky

$$\begin{aligned} & \rho C_p \left[\frac{1}{P} - \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] \frac{DP}{Dt} + \left[\frac{1}{T} + \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right] \frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \frac{DT}{Dt} & ۷۸-۳ \\ & = -\rho C_p \frac{\partial v}{\partial x} + \left[\frac{1}{T} + \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right] \frac{\Omega + wv}{A} \end{aligned}$$

از معادله حالت و با در نظر گرفتن فشار ثابت:

$$\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = -\frac{1}{T} \left\{ 1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right\} \quad ۷۹-۳$$

با جایگذاری این رابطه در ۷۸-۳ و تقسیم بر C_p :

$$\begin{aligned} & \frac{\rho}{P} \left\{ \left[1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] - \frac{P}{\rho C_p T} \left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right]^2 \right\} \frac{DP}{Dt} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} & ۸۰-۳ \\ & = \frac{1}{C_p T} \left\{ 1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right\} \frac{\Omega + wv}{A} \end{aligned}$$

اکنون از ۷۷-۳ و ۷۸-۳ استفاده می‌کنیم برای تعیین $\frac{DT}{Dt}$:

$$\begin{aligned} & \rho C_p \left[\frac{1}{P} - \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] \frac{DT}{Dt} + \left[\frac{1}{T} + \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right] \frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \frac{DT}{Dt} & ۸۱-۳ \\ & = \frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \frac{\partial v}{\partial x} + \left[\frac{1}{P} - \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] \frac{\Omega + wv}{A} \end{aligned}$$

با تقسیم این عبارت بر C_p و جایگذاری $\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$ از معادله حالت:

$$\begin{aligned} & \frac{\rho}{P} \left\{ \left[1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] - \frac{p}{\rho C_p T} \left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right]^2 \right\} \left(\frac{DT}{Dt} \right) & ۸۲-۳ \\ & + \frac{1}{C_p} \left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right] \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) = \frac{1}{C_p T} \left[1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] \left(\frac{\Omega + wv}{A} \right) \end{aligned}$$

سرعت موج ۵-۲-۳

برای رابطه سرعت موج [۳۳] داریم:

آنتروپی s ، به صورت تابعی از فشار و چگالی:

$$s = s(P, \rho) \quad ۸۳-۳$$

سپس:

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_\rho dP + \left(\frac{\partial s}{\partial \rho} \right)_P d\rho \quad ۸۴-۳$$

برای یک فرآیند آیزنتروپیک:

$$0 = \left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_\rho \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_s + \left(\frac{\partial s}{\partial \rho} \right)_P \quad ۸۵-۳$$

بنابر این :

$$\left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_s = - \frac{\left(\frac{\partial s}{\partial \rho} \right)_P \left(\frac{\partial T}{\partial \rho} \right)_P}{\left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_\rho \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_\rho} \quad ۸۶-۳$$

در روشی مشابه، دما (T) نیز تابعی از فشار و چگالی است $T = T(P, \rho)$ ، پس داریم:

$$dT = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_\rho dP + \left(\frac{\partial T}{\partial \rho} \right)_P d\rho \quad ۸۷-۳$$

برای دمای ثابت $dT=0$ ، پس:

$$\frac{\left(\frac{\partial T}{\partial \rho} \right)_P}{\left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_\rho} = - \frac{1}{\left(\frac{\partial \rho}{\partial P} \right)_T} \quad ۸۸-۳$$

همچنین:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_s = \left[\frac{\left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_P}{\left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_\rho} \right] \left[\frac{1}{\left(\frac{\partial \rho}{\partial P} \right)_T} \right] \quad ۸۹-۳$$

اما از رابطه زمنسکی [۵۶]:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P = \frac{C_P}{T} \quad 90-3$$

و:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_\rho = \frac{C_v}{T} = \frac{C_P}{T} - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \quad 91-3$$

پس:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = -\frac{\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P}{\left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T} \quad 92-3$$

بنابر این:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_\rho = \frac{C_P}{T} - \frac{1}{\rho^2} \left[\frac{\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P^2}{\left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T} \right] \quad 93-3$$

و:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_\rho \left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T = \frac{C_P}{T} \left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T - \frac{1}{\rho^2} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P^2 \quad 94-3$$

از معادله حالت بدست می آید که:

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P = -\frac{\rho}{T} \left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \right] \quad 95-3$$

و همچنین:

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T = \frac{\rho}{P} \left[1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T \right] \quad 96-3$$

با جایگذاری این عبارات در ۸۹-۳:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s = \frac{C_p}{T} \left[\frac{C_p}{T} \left\{ \frac{\rho}{P} \left[1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T \right] - \frac{1}{C_p T} \left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \right]^2 \right\} \right]^{-1} \quad ۹۷-۳$$

و نتیجه می‌دهد:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s = \frac{1}{\left[\frac{\rho}{P} \left\{ 1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T - \frac{P}{\rho C_p T} \left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \right]^2 \right\} \right]} \quad ۹۸-۳$$

عبارت $\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s^{\frac{1}{2}}$ را میتوان به عنوان سرعت آیزنتروپیک موج V_w تعریف کرد. با استفاده از

معادله حالت $\frac{P}{\rho} = ZRT$ ، سرعت آیزنتروپیک موج، اینگونه تعریف می‌شود:

$$V_w = \sqrt{\frac{ZRT}{\left\{ 1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T - \frac{P}{\rho C_p T} \left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \right]^2 \right\}}} \quad ۹۹-۳$$

با جایگذاری ۹۹-۳ در ۸۰-۳ و ۸۱-۳ و استفاده از معادله ۵۳-۳، معادلات نهایی را خواهیم

داشت:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial t}\right) + v \left(\frac{\partial P}{\partial x}\right) + \rho V_w^2 \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right) = \frac{V_w^2}{C_p T} \left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \right] \frac{\Omega + w v}{A} \quad ۱۰۰-۳$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial t}\right) + v \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial x}\right) = -\frac{w}{A \rho} - g \sin \theta \quad ۱۰۱-۳$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right) + v \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{V_w^2}{C_p} \left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \right] \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right) = \frac{V_w^2}{C_p P} \left[1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T \right] \frac{\Omega + w v}{A} \quad ۱۰۲-۳$$

به راحتی می‌توان، این معادلات را بر حسب دبی جرمی جریان (\dot{m}) نوشت. زیرا داشتن دبی

جرمی جریان در هر نقطه از خطوط لوله جالب‌تر و کاربردی‌تر است نسبت به سرعت گاز در آن نقطه.

برای انجام این کار، سرعت را با عبارتی بر حسب دبی جرمی می‌نویسیم:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{\dot{m}ZRT}{PA}$$

۱۰۳-۳

سپس:

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\dot{m}ZRT}{PA} \right) = \frac{R}{A} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\dot{m}ZT}{P} \right)$$

۱۰۴-۳

$$= \frac{R}{AP^2} \left(P \left(ZT \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} + \dot{m}T \frac{\partial Z}{\partial x} + \dot{m}Z \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \dot{m}ZT \frac{\partial P}{\partial x} \right)$$

و:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{R}{AP^2} \left(P \left(ZT \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \dot{m}T \frac{\partial Z}{\partial t} + \dot{m}Z \frac{\partial T}{\partial t} \right) - \dot{m}ZT \frac{\partial P}{\partial t} \right)$$

۱۰۵-۳

همچنین:

$$\frac{\partial Z}{\partial x} = \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \frac{\partial P}{\partial x} + \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \frac{\partial T}{\partial x}$$

۱۰۶-۳

$$\frac{\partial Z}{\partial t} = \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \frac{\partial P}{\partial t} + \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \frac{\partial T}{\partial t}$$

۱۰۷-۳

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{ZRT}{AP^2} \left[P \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} - \dot{m} \left(1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{P\dot{m}}{T} \left(1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] \quad 108-3$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{ZRT}{AP^2} \left[P \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} - \dot{m} \left(1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{P\dot{m}}{T} \left(1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right) \frac{\partial T}{\partial t} \right] \quad 109-3$$

با جایگذاری این معادله در 104-3 و 105-3:

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{ZRT}{AP^2} \left[P \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} - \dot{m} \left(1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{P\dot{m}}{T} \left(1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] \quad 110-3$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{ZRT}{AP^2} \left[P \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} - \dot{m} \left(1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{P\dot{m}}{T} \left(1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right) \frac{\partial T}{\partial t} \right] \quad 111-3$$

جایگذاری این معادلات در 100-3، 101-3 و 102-3 می‌دهد:

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA} \left[1 - \frac{V_w^2}{ZRT} \left(1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \right] \frac{\partial P}{\partial x} + \dot{m}V_w^2 \quad 112-3$$

$$\left(\frac{1}{\dot{m}} \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} + \frac{1}{T} \left(1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \frac{V_w^2}{C_p} \left\{ 1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right\} \left(\frac{\Omega}{A} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA^2} w \right)$$

$$\frac{ZRT}{AP^2} \left\{ P \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA} \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} \right) - \dot{m} \left(1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \right\} \left(\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{P\dot{m}}{T} \left(1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right) \times \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA} \frac{\partial T}{\partial x} \right) \left\{ + \frac{ZRT}{P} \frac{\partial P}{\partial x} = - \frac{wZRT}{PA} - g \sin \theta \right. \quad 113-3$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{V_w^2}{C_p} \left(1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right) \frac{ZRT}{AP^2} \left[P \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} - \dot{m} \left(1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \frac{\partial P}{\partial x} \right] + \frac{\dot{m}ZRT}{PA} \times \left(1 + \frac{V_w^2}{C_p T} \left(1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right)^2 \right) \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{V_w^2}{C_p T} \left\{ 1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right\} \left(\frac{\Omega}{A} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA^2} w \right) \quad 114-3$$

۳-۳ معادلات جریان پایا

عمومی ترین معادله‌ای که برای جریان پایا، در مقالات آورده شده، عبارتست از [۴۹]:

$$q = a_1 E \left(\frac{T_{sc}}{P_{sc}} \right) \left[\frac{(P_i^2 - e^{G'} P_j^2)}{TZL} \frac{G'}{e^{G'} - 1} \right]^{a_2} \left(\frac{1}{\gamma_g} \right)^{a_3} \left(\frac{D^{a_4}}{\mu_g^{a_5}} \right) \quad 115-3$$

پارامتر E معیاری برای صافی لوله است. برای لوله های افقی:

$$q = a_1 E \left(\frac{T_{sc}}{P_{sc}} \right) \left[\frac{(P_i^2 - P_j^2)}{TZL} \right]^{a_2} \left(\frac{1}{\gamma_g} \right)^{a_3} \left(\frac{D^{a_4}}{\mu_g^{a_5}} \right) \quad 116-3$$

این معادلات می‌توانند با روابط متفاوتی از ضریب اصطکاک استفاده شود، مقادیر a_1 تا a_5 ثابت

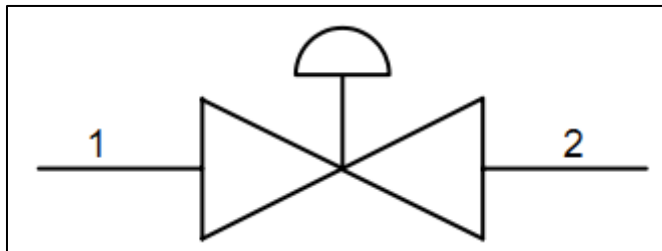
بوده و در جدول ۵-۳ آورده شده‌اند:

جدول ۵-۳ ضرایب ۱۱۶-۳

| Equation | $a_{1si-unit}$ | $a_{1field-unit}$ | a_2 | a_3 | a_4 | a_5 |
|--------------------------|----------------|-------------------|--------|--------|--------|--------|
| Panhandle | 0.3120 | 402.7467 | 0.5394 | 0.4606 | 2.6182 | 0.0788 |
| Blasius | 7.1541 | 265.5812 | 0.5714 | 0.4286 | 2.7143 | 0.1429 |
| Modified 1/9 powerlaw | 4.8841 | 310.0735 | 0.5556 | 0.4444 | 2.6667 | 0.1111 |

۴-۳ مدل کردن شیر مسدودکننده^۱

شکل ۴-۳ یک شیر مسدودکننده را نمایش می‌دهد. شیر مسدودکننده را می‌توان به صورت یک شرط مرزی در خطوط انتقال گاز مدل کرد، به این صورت که وقتی شیر باز است معادلات پیوستگی، مومنتم و انرژی به صورت $T_{in} = T_{out}$ و $p_{in} = p_{out}$ ، $m_{in} = m_{out}$ برای شیر مسدود کننده ساده می‌شود. اما هنگامی که شیر بسته می‌شود، برای لوله بعد از شیر جریان جرم در ورودی برابر صفر می‌شود اما برای لوله قبل از شیر جریان جرم در ورودی لوله با گذشت چند لحظه رفته رفته کاهش می‌یابد تا به صفر برسد.

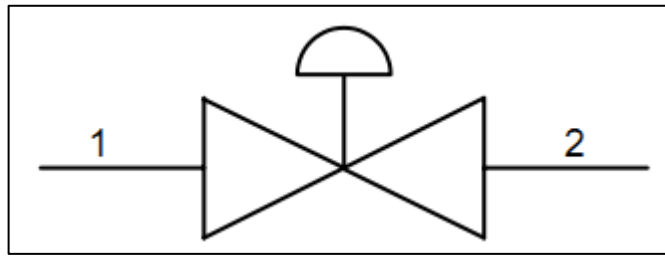


شکل ۴-۳ شیر مسدود کننده (Blocking valve)

^۱Blocking valve

۵-۳ مدل کردن شیر تنظیم کننده^۱

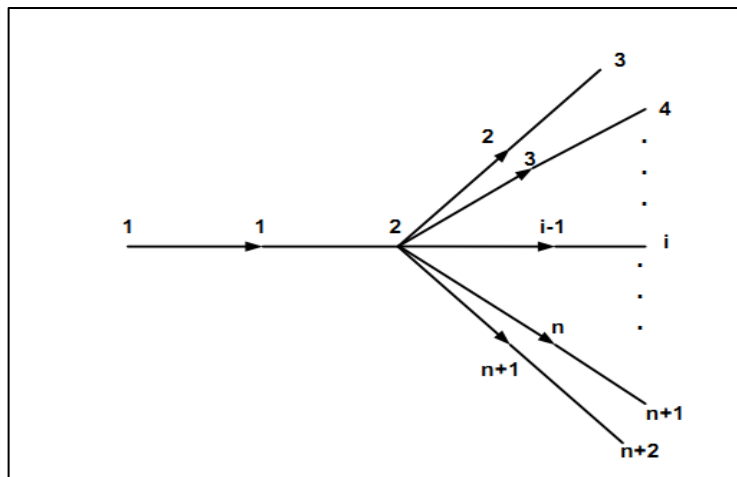
شکل ۵-۳ یک شیر تنظیم کننده را نمایش می دهد. شیر تنظیم کننده فشار را در پایین دست جریان (لوله بعد از شیر) تنظیم می کند. شیر تنظیم کننده نیز به مانند شیر مسدود کننده به صورت یک شرط مرزی در خطوط انتقال مدل می شود با این تفاوت که در هنگام باز بودن شیر معادلات پیوستگی و مومنتوم به صورت $T_{in} = T_{out}$ ، $m_{in} = m_{out}$ و $p_{in} \neq p_{out}$ ساده می شود.



شکل ۵-۳ شیر تنظیم کننده (Regulator valve)

۶-۳ مدل سازی گره پخش کننده^۲

شکل ۶-۳ یک گره پخش کننده همراه لوله های ورودی و خروجی را نمایش می دهد. این یک طرح رایج برای زمانی است که جریان گاز از یک لوله به چندین لوله وارد می شود مثلاً در ورودی ایستگاه های تقویت فشار. فشار در نقطه ۲ مجهول است اما در باقی نقاط فشار مشخص می باشد.



شکل ۶-۳ نمایش یک گره پخش کننده

¹ Regulator valve

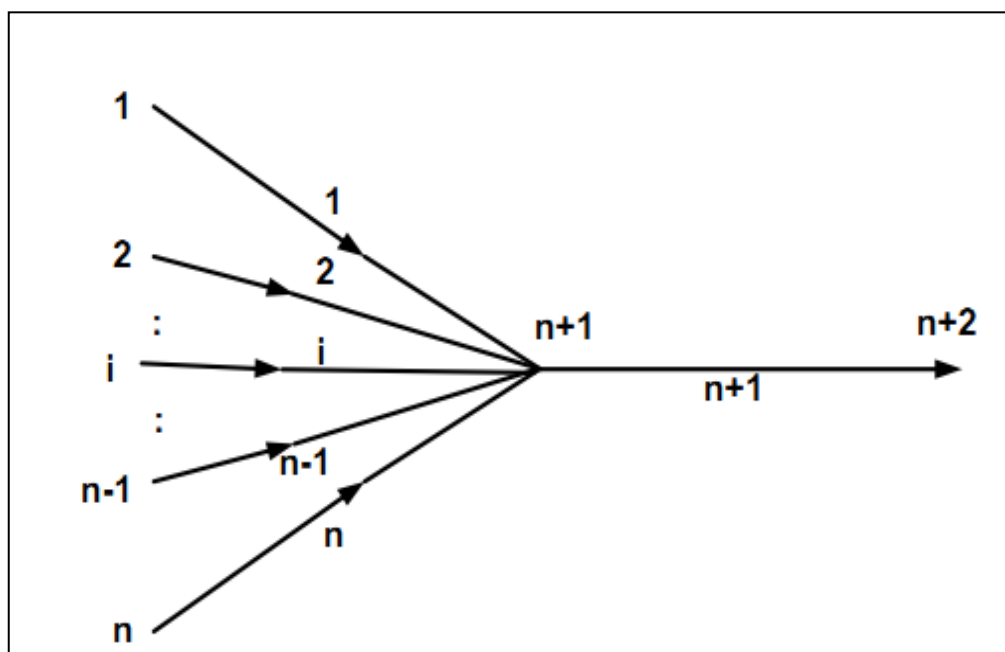
² Dividing Junction

فشار در نقطه ۲ از ۱۱۷-۳ محاسبه می‌شود. مقادیر ضرایب ثابت به کار رفته شده در معادله از جدول ۵-۳ مشخص می‌باشد [۴۹].

$$P_2 = \left[P_1^2 - \left(\sum_{j=3}^{n+2} \left(\frac{(P_2^2 - P_j^2) L_1}{L_{j-1}} \right)^{a_3} \left(\frac{D_{j-1}}{D_1} \right)^{a_5} \right)^{1/a_3} \right]^{0.5} \quad 117-3$$

۷-۳ مدل سازی گره جمع کننده^۱

شکل ۷-۳ یک گره جمع کننده همراه لوله‌های ورودی و خروجی را نمایش می‌دهد. این یک طرح رایج برای زمانی است که جریان گاز از چندین لوله به یک لوله وارد می‌شود مثلاً در خروجی ایستگاه‌های تقویت فشار. فشار در نقطه $n+1$ مجهول است اما در باقی نقاط فشار مشخص می‌باشد.



شکل ۷-۳ نمایش یک گره جمع کننده

فشار در نقطه $n+1$ از ۱۱۸-۳ بدست می‌آید. مقادیر ضرایب ثابت به کار رفته شده در معادله از جدول ۵-۳ مشخص می‌باشد [۴۹].

¹ Combining Junction

$$P_{n+1} = \left[P_{n+2}^2 + \left(\sum_{j=1}^n \left(\frac{(P_j^2 - P_{n+1}^2) L_{n+1}}{L_j} \right)^{a_3} \left(\frac{D_j}{D_{n+1}} \right)^{a_5} \right)^{1/a_3} \right]^{0.5}$$

۸-۳ مدل سازی کمپرسور

کمپرسور به ماشینی اطلاق می‌شود که از آن برای افزایش فشار سیالات تراکم پذیر (گازها و بخارها) استفاده می‌شود، شرایط بهره‌برداری از کمپرسورها در صنعت چنان گسترده است که امروزه انواع مختلف کمپرسورها در ظرفیت‌های مختلف و از فشار مکش بسیار کم (خلاء) تا فشار دهش بسیار زیاد (بیش از ۶۰۰۰ بار) بکار گرفته می‌شود.

کمپ‌های خلاء، هواکش‌ها (Fans)، دمنده‌ها (Blowers) و نهایتاً کمپرسورها انواع خاصی از خانواده کمپرسورها می‌باشند و تفاوت فشار مکش و یا فشار دهش در آن‌ها اساساً موجب این نامگذاری گردیده است.

کمپرسورها در شاخه‌های مختلف صنعت از جمله صنایع (صنایع هواپیمایی برای تامین هوای فشرده برای موتور توربین، تامین هوای فشرده برای سیستم‌های پنوماتیکی، میعان گازها، ذخیره سازی گاز)، پزشکی (دریل‌های دندانپزشکی، هوای مورد استفاده در بیمارستان‌ها)، لوازم خانگی (یخچال، جاروبرقی، کولر گازی، فریزر) و غیره بکار می‌روند و هرچه جوامع بشری به سمت پیشرفت قدم برمی‌دارند دامنه بکارگیری آن‌ها در حال رشد و توسعه می‌باشد.

۱-۸-۳ کمپرسور سانتریفوژ

کمپرسورهای گریز از مرکز بعد از کمپرسورهای تناوبی پرمصرف‌ترین کمپرسورها در صنایع می‌باشند به ویژه به عنوان کمپرسور مورد استفاده در فرآیندها در رده اول قرار دارند. حال اگر به جای تعداد، ظرفیت و یا توان مصرفی معیار انتخاب قرار گیرد، کمپرسورهای گریز از مرکز بالاترین سهم را

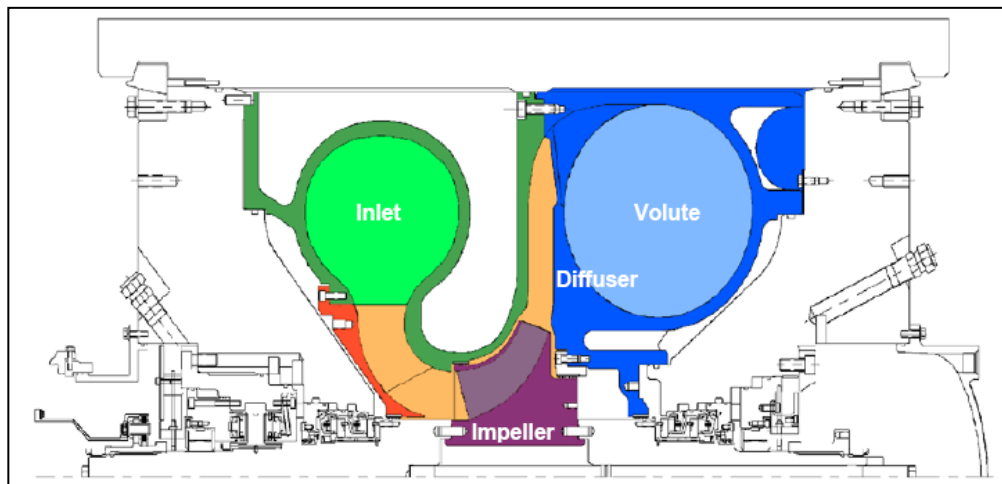
در فرآیند تراکم گازها در صنایع به خود اختصاص می‌دهند [۵۷].

در طول ۴۰ سال اخیر به لحاظ ابعاد نسبی کوچکتر و وزن کمتر (در مقایسه با کمپرسورهای تناوبی)، با رشد و توسعه صنایع، بکارگیری از کمپرسورهای فوق در فرآیندها بیشترین توجه را به خود معطوف داشته است. پائین بودن بار وارده بر روی فوندانسیون در این کمپرسورها موجب گردیده تا در نصب آنها به فوندانسیون کوچکتر و سبکتری نیاز باشد. در قدمهای اولیه ساخت این کمپرسورها، راندمان آنها بسیار پائین بوده و قدرت رقابت با کمپرسورهای تناوبی را نداشتند. ولی در مناطقی که قیمت انرژی پائین باشد (نظیر کشورما) می‌تواند برای خود سهم بزرگی را در بازار فروش کمپرسورها اختصاص دهد.

در طرحهای اولیه، از این کمپرسورها برای مواقعی که فشار مورد نیاز کم و دبی زیاد مورد نظربود، استفاده می‌شد. در سالهای اولیه دهه ۱۹۳۰ در صنایع فولاد از این کمپرسورها استفاده می‌شد.

در سالهای پایانی دهه ۱۹۳۰ صنایع تبرید برای تهویه مطبوع ساختمانها، استفاده از این کمپرسورها را به لحاظ کوچکی ابعاد و پائین بودن میزان لرزش و فوندانسیون مورد نیاز در دستور کار مهندسين تاسیسات قرار گرفت. بالارفتن ظرفیت واحدهای صنعتی و ارزان بودن قیمت انرژی دلیل خوبی بود تا بهره‌گیری از این کمپرسورها در صنایع در سالهای دهه ۱۹۵۰ رشد بیشتری داشته باشد. افزایش قیمت انرژی در سالهای ۱۹۷۰ هرچند که تا حدودی موجب محدودیت انتخاب این کمپرسورها گردید ولی زمینه مناسبی بود تا بر روی افزایش راندمان این کمپرسورها اصلاحات در بهره‌گیری (Reliability) بنیادی صورت پذیرد. از سوی دیگر نیاز به افزایش قابلیت اعتماد از کمپرسور خود کمک بزرگی برای توسعه بازار فروش کمپرسورهای گریز از مرکز شد. چرا که در بسیاری از موارد این کمپرسورها قادر بودند بدون نیاز به هرگونه تعمیر اساسی به مدت سه سال در واحدهای مربوطه در حال کار باشند و این زمان در بعضی از موارد حتی به ۶ سال نیز می‌رسید. عامل فوق به لحاظ کاهش عوارض زیانبار توقف خط تولید جهت تعمیرات و بویژه در واحدهای بزرگ دلیل خوبی بود تا

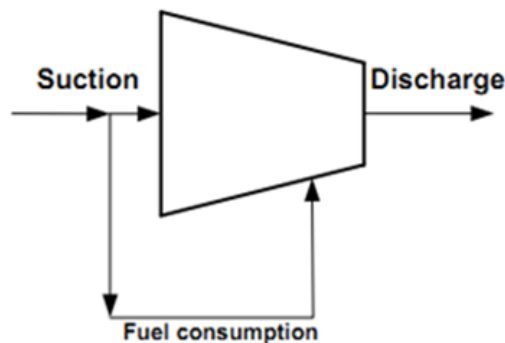
این نوع کمپرسورها نگاه‌های متخصصان صنایع را متوجه خود سازند، و همین جا بود که قابلیت اعتماد، عنصر اولیه انتخاب کمپرسورها شد تا قیمت انرژی. کمپرسورهای گریز از مرکز برای دبی $\left(\frac{m^3}{hr} - 1700 - 1000000\right)$ ساخته می‌شوند. بدیهی است که به همین خاطر استفاده از این کمپرسورها در دبی‌های کم که چندان اقتصادی نمی‌باشند نتوانست موفقیت چندان را کسب نماید. نسبت تراکم قابل دسترسی در کمپرسورهای یک طبقه گریز از مرکز به حدود ۳ نیز می‌رسد ولی در کمپرسورهای گریز از مرکز چند طبقه که برای هوا و یا ازت به کار گرفته می‌شوند، مقدار آن کمتر از ۲ می‌باشد. به علت نیاز به بازدهی بالا و شرایط عملکرد خط لوله نیاز به کمپرسوری است که قادر می‌باشد که در یک رنج وسیعی از عملکرد دارای بازده بالایی باشد و چون کمپرسورهای سانتریفوژ قادرند تا این شرایط را ایجاد نمایند عموماً در خطوط انتقال گاز بکار می‌روند. (شکل ۳-۸ برش خورده یک کمپرسور سانتریفوژ را نمایش می‌دهد)



شکل ۳-۸ برش خورده یک کمپرسور سانتریفوژ خط لوله انتقال [۵۸]

کمپرسور گاز طبیعی را در فشار پایین دریافت کرده و آنرا متراکم ساخته و وارد خط اصلی انتقال می‌نماید برای بررسی کمپرسور سانتریفوژ، شرکت‌های سازنده مشخصات و اطلاعات عملکرد آن را بصورت عدد در جداولی وارد می‌کنند و یا همچنین از نمودارهایی که به آن نمودار عملکرد گفته میشود، با وجود اینکه ممکن است خطاهای ناچیزی در شبیه سازی بوجود آورد استفاده می‌شود.

کمپرسور سانتریفیوژ فرضی با شماتیک نمایش داده شده در شکل ۳-۹ را در نظر بگیرید. برای محاسبه میزان سوخت مصرفی کمپرسور ابتدا باید ارتفاع ایزنتروپیک کمپرسور را با داشتن دمای ورودی، فشار ورودی و فشار خروجی محاسبه نمود. در ۳-۱۱۹ نحوه محاسبه ارتفاع ایزنتروپیک کمپرسور مشخص شده است.



شکل ۳-۹ شماتیک کمپرسور سانتریفیوژ استفاده شده در شبیه سازی

$$Head = \frac{T_s R Z_s}{\sigma} \left(\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^\sigma - 1 \right)$$

۳-۱۱۹

Head Isentropic head $\left(\frac{Kj}{Kg} \right)$

P_s Suction pressure (Kpa)

P_d Discharge pressure (Kpa)

T_s Suction Temperature (K)

$$\sigma = \frac{\left(\left(\frac{c_p}{c_v} \right) - 1 \right)}{\left(\frac{c_p}{c_v} \right)}$$

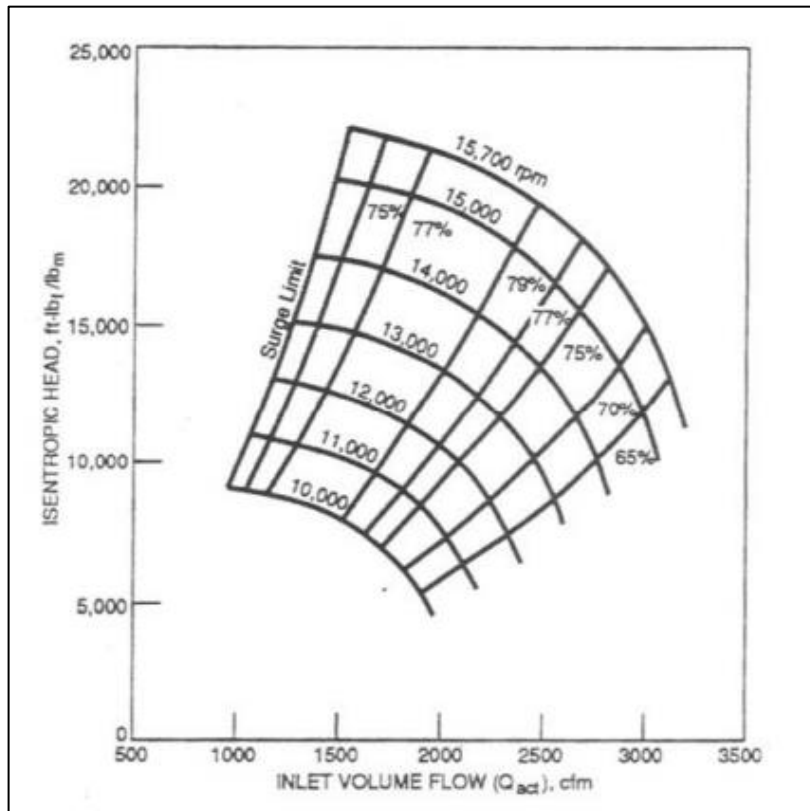
۳-۱۲۰

سپس با به دست آوردن دبی ورودی به کمپرسور که از حل مدل شبیه‌سازی شده خط لوله انتقال به دست می‌آید، دور و ضریب عملکرد کمپرسور را از روی نمودار عملکرد یا معادله‌های مشخصه

کمپرسور محاسبه می‌شود. ۱۲۱-۳ و ۱۲۲-۳ معادلات مشخصه کمپرسور با نمودار عملکرد شکل ۳-۹

که بر اساس پارامترهای استاندارد $\left(\frac{Q_T}{N}\right)$ ، $\left(\frac{Q_T}{N}\right)^2$ و η_{is} به دست آمده را نمایش می‌دهد. در معادلات

مشخصه کمپرسور ارتفاع ایزنتروپیک بر حسب $\frac{\text{lbft}}{\text{lb}_m}$ و دبی بر حسب $\frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$ می‌باشد.



شکل ۳-۱۰ نمودار عملکرد کمپرسور سانتریفیوژ استفاده شده در شبیه سازی [۵۸]

$$\frac{Head}{N^2} = b_1 + b_2 \left(\frac{Q_T}{N}\right) + b_3 \left(\frac{Q_T}{N}\right)^2 \quad ۱۲۱-۳$$

$$\eta_{is} = b_4 + b_5 \left(\frac{Q_T}{N}\right) + b_6 \left(\frac{Q_T}{N}\right)^2 \quad ۱۲۲-۳$$

ضرایب به کار رفته در معادله به روش curve-fitting محاسبه شده و در جدول ۳-۶ آورده شده

است.

جدول ۶-۳ ضرایب به کار رفته در ۱۲۱-۳ و ۱۲۲-۳

| | b_1 | b_2 | b_3 | b_4 | b_5 | b_{61} |
|-----------------------------------|----------------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|--------------------------|--------------------------|---------------------------|
| Compressor Map coefficient | 0.354 $\times 10^{-4}$ | 0.1013 $\times 10^{-2}$ | -0.4768 $\times 10^{-2}$ | 17.26 9 | 916.6 4 | - 3350.8 |

با در دست بودن ارتفاع ایزنتروپیک ، ضریب عملکرد و دبی ورودی به کمپرسور طبق ۱۲۵-۳

می توان مورد نیاز کمپرسور را به دست آورد. ارتفاع ایزنتروپیک در ۱۲۵-۳ بر حسب $\frac{Kj}{kg}$ و دبی

بر حسب $\frac{Kg}{s}$ می یاشد.

$$m_T = Q_T \times \rho$$

۱۲۳-۳

$$\rho = \frac{P_{St}}{Z_{St}RT_{St}}$$

۱۲۴-۳

P_{St} Standard pressure = 101.23 (Kpa)

T_{St} standard temprature = 25 (c°)

$Z_{St} = 1$

$$Power = \frac{Head \times m_T}{\eta_{is}\eta_{mech}}$$

۱۲۵-۳

با در دست داشتن توان و ارزش حرارتی پایین گاز عبوری (LHV) از کمپرسور و همچنین

ضریب عملکرد سکیل راننده کمپرسور (η_{dr}) طبق ۱۲۶-۳ می توان سوخت مصرفی کمپرسور را به

دست آورد. باید توجه نمود که چون دبی ورودی به کمپرسور با زمان تغییر می کند و با گذشت زمان

به مقدار پایای خود می رسد، سوخت مصرفی نیز با گذشت زمان تغییر کرده و بعد گذشت چند لحظه

به میزان پایای خود می رسد.

$$m_f = \frac{\text{Power}}{LHV \eta_{dr}} \quad ۱۲۶-۳$$

از ۱۲۷-۳ می توان دمای خروجی از کمپرسور را محاسبه کرد:

$$T_d = T_s + \frac{T_s}{\frac{\eta_{is}}{100}} \left(\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^\sigma - 1 \right) \quad ۱۲۷-۳$$

از ۱۲۸-۳ می توان دبی خروجی از کمپرسور را محاسبه کرد:

$$m_d = m_T - m_f \quad ۱۲۸-۳$$

η_{dr} در ۱۲۶-۳ بازده سیکل راننده کمپرسور می باشد. برای مدل سازی کمپرسور نیاز به داشتن بازده سیکل راننده می باشد.

با توجه به این که سیکل راننده کمپرسور در ایستگاه تقویت فشار رضوی، توربین گازی دو شفت می باشد در ادامه به نحوه محاسبه بازده توربین گازی پرداخته می شود.

۹-۳ اجزای توربین گازی

یک توربین گاز از اجزای مختلفی تشکیل شده است که در زیر به شرح ساده ای از این اجزا پرداخته شده است.

۱-۹-۳ کمپرسور هوا

هوای محیط پس از عبور از فیلترهای ورودی که به منظور جدا کردن گرد و غبار از هوا تعبیه شده اند در حالیکه دارای فشار پایینی است وارد کمپرسور هوا می گردد. وظیفه کمپرسور هوا افزایش فشار هوای ورودی و متراکم ساختن آن می باشد که برای انجام این عملیات انرژی مورد نیاز خود را از

طریق شفقی که به توربین متصل است دریافت می‌نماید.

کار مورد نیاز کمپرسور هوا (W_c) برای تراکم واحد جرم هوا برابر است:

۱۲۹-۳

$$w_c = m_a(h_{2a} - h_{1a})$$

که h آنتالپی و زیرنویسهای a ، 1 و 2 بترتیب مربوط به هوا، ورودی و خروجی کمپرسور می‌باشد.

با استفاده از روابط تجربی [۶۵] برای بازده ایزنتروپیک کمپرسور ($\eta_{is,c}$) با استفاده از نسبت

فشار داریم:

$$\eta_{is} = 1 - \left(0.04 + \frac{r_p - 1}{150}\right) \quad 130-3$$

که فشار ورودی به کمپرسور بصورت:

$$P_1 = P_{amb} - \Delta P_{in} \quad 131-3$$

می‌باشد، همچنین بین بازده ایزنتروپیک و آنتالپی در ورودی و خروجی رابطه زیر برقرار می‌باشد:

$$\eta_{is,c} = \frac{h_{2as} - h_{1a}}{h_{2a} - h_{1a}} \quad 132-3$$

که زیر نویسهای s ، in و amb بترتیب شرایط ایزنتروپیک، محیط و ورودی قبل کمپرسور می‌باشد.

باشد.

۲-۹-۳ محفظه احتراق

هوایی که در کمپرسور متراکم شده و فشارش تا حد زیادی افزایش یافته است سپس وارد

محفظه احتراق می‌گردد و با سوخت وارد شده به محفظه احتراق ترکیب شده و احتراق صورت می‌گیرد.

در حالت واقعی در محفظه احتراق افت فشاری ($\Delta P_{combustion}$) ناچیزی روی میدهد که موجب می‌شود فشار خروجی از محفظه احتراق (P_3) بصورت زیر تعریف شود:

$$p_3 = p_2 - \Delta p_{combustion} \quad ۱۳۳-۳$$

و حرارت (Q) بوجود آمده از سوختن سوخت با ارزش حرارتی پایین (LHV) برابر است با:

$$Q = m_f \cdot LHV \quad ۱۳۴-۳$$

از آنجایی که فرایند در محفظه احتراق در حالت واقعی همراه با از بین رفتن مقداری از حرارت تولید شده از سوخت می‌باشد ضریبی بعنوان بازده محفظه احتراق (η_{cch}) در این مقدار حرارت ضرب می‌گردد و در واقع حرارت فراهم شده در محفظه احتراق بصورت:

$$Q = \eta_{cch} m_f \cdot LHV \quad ۱۳۵-۳$$

از طرفی از موازنه انرژی در محفظه احتراق داریم:

$$\eta = \frac{(m_f + m_a)h_{3g} - h_{2a}}{m_f \cdot LHV} \quad ۱۳۶-۳$$

که برای بدست آوردن آنتالپی مولی محصولات (\bar{h}) داریم:

$$\bar{h} = \sum_{i=1}^m \frac{n_i}{n} \bar{h}_i \quad ۱۳۷-۳$$

ژنراتور گاز ۳-۹-۳

محصولات احتراق پس از خروج از محفظه احتراق در حالی که دارای دما و فشار بالایی بوده و آمده ژنراتور گاز شده و در آنجا منبسط می‌گردد.

کار مورد نیاز ژنراتور گاز (w_{gg}) برای تراکم جریان هوای ورودی به صورت:

$$w_{gg} = (m_f + m_a)(h_{4g} - h_{3g}) \quad ۱۳۸-۳$$

زیرنویسهای g ، ۳ و ۴ بترتیب مربوط به محصولات احتراق، ورودی و خروجی ژنراتور گاز می‌باشد. با استفاده از روابط تجربی [۶۵] برای بازده ایزنتروپیک ژنراتور گاز ($\eta_{is,gg}$) با استفاده از نسبت فشار r_p بصورت:

$$\eta_{is,gg} = 1 - (0.03 + \frac{r_p - 1}{180}) \quad ۱۳۹-۳$$

همچنین همانند کمپرسور بین بازده ایزنتروپیک و آنتالپی در ورودی و خروجی رابطه‌ای بصورت زیر می‌باشد:

$$\eta_{is,gg} = \frac{h_{3g} - h_{4g}}{h_{3g} - h_{4gs}} \quad ۱۴۰-۳$$

توربین قدرت ۴-۹-۳

ترکیبات پس از ترک ژنراتور گاز در حالی که هنوز دارای دما و فشار بالایی می‌باشند وارد توربین قدرت شده و در آنجا دوباره منبسط می‌گردند. توربین قدرت از طریق شفقی متصل به کمپرسور خط لوله انتقال می‌باشد و توان لازم آن را برای افزایش فشار بر روی گاز طبیعی تامین می‌نماید.

اگر توان تولیدی بوسیله توربین قدرت بیشتر از توان مورد نیاز کمپرسور خط لوله انتقال گاز باشد باعث می‌گردد که توربین قدرت و کمپرسور شتاب گرفته تا جاییکه به تعادل برسند. (باید به این نکته توجه نمود که توربین قدرت در سرعتی متفاوت از ژنراتور گاز کار نماید)

در توربین قدرت نیز روابطی همانند ژنراتور گاز برقرار است، در واقع توربین قدرت و ژنراتور گاز از لحاظ ترمودینامیکی به هم وابسته و از لحاظ دینامیکی مستقل از یکدیگرند.

روابط موجود بین سرعت (N) و قدرت شفت (W) در توربینهای گازی دو شفت را که به نوعی میتوان آنالیز مکانیکی آن دانست بصورت زیر بیان می‌گردد:

شفت اتصال بین ژنراتور گاز و کمپرسور توربین گازی:

$$W_{gg}\eta_m = W_c \quad 141-3$$

$$N_c = N_{gg}$$

شفت اتصال بین توربین قدرت و کمپرسور خط لوله انتقال:

$$W_{pt}\eta_m = W_{cc} = power \quad 142-3$$

$$N_{pt} = \alpha N_{cc}$$

که در روابط بالا زیر نویس pt, cc بترتیب مربوط به کمپرسور خط لوله (که در بخش ۳-۹-۱ مقدار آن محاسبه شد)، توربین قدرت بوده، (η_m) بازده مکانیکی که در حدود ۹۹ - ۹۸ درصد است و α نسبت تبدیل دور که به علت وجود جعبه دنده می‌باشد.

در نهایت بازده گرمایی یک توربین گازی در یک سیکل ساده (بین ۲۵ تا ۴۵ درصد وابسته به

نوع توربین گاز):

$$\eta_{dr} = \frac{W_{pt}}{q_{in}} = \frac{\frac{power}{\eta_m}}{\eta_{cch} m_f \cdot LHV} \quad 143-3$$

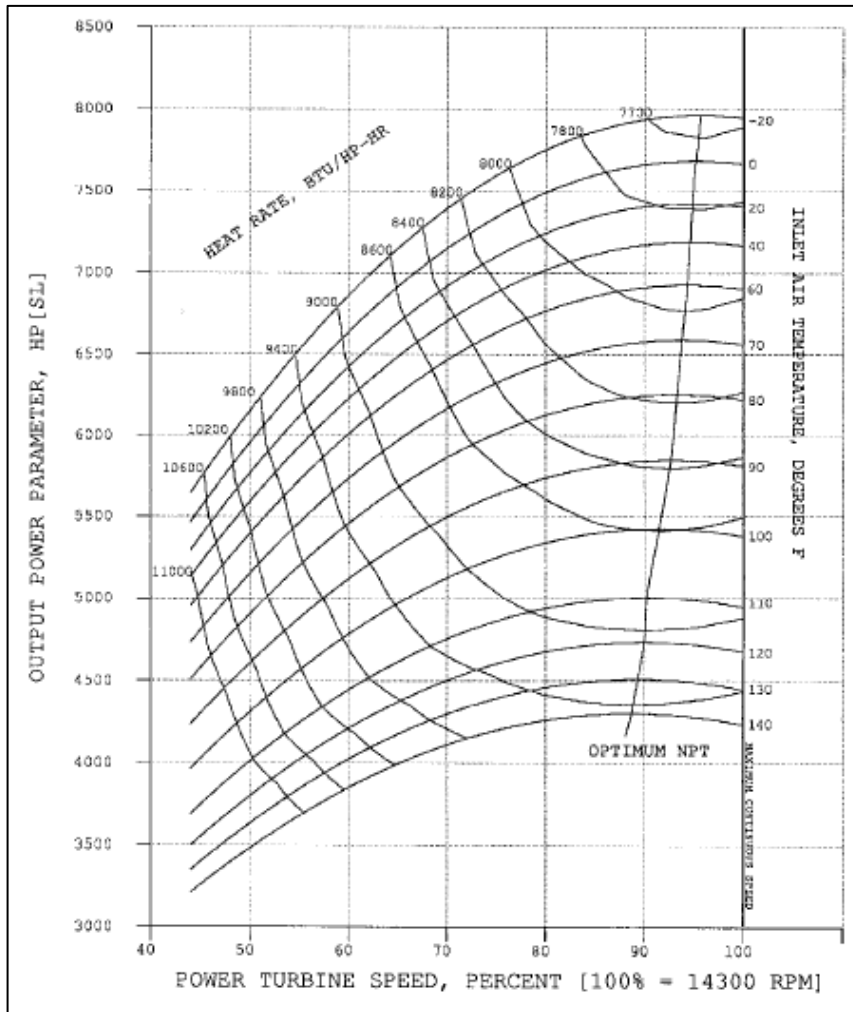
η_{cch} بازده محفظه احتراق می‌باشد.

۱۰-۳ تاثیر عوامل مختلف بر بازده توربین گازی

عواملی همچون دمای محیط، فشار محیط، افت فشار در ورودی و خروجی، رطوبت محیط و نوع سوخت مصرفی بر عملکرد توربین گازی و در نتیجه بر بازده توربین گازی تاثیر گذار می‌باشد اما به دلیل ناچیز بودن تاثیر این مقادیر بر عملکرد توربین از تاثیر آن‌ها صرفه‌نظر می‌کنیم. مهمترین عامل تاثیر گذار بر بازده توربین گازی تاثیر سرعت توربین قدرت می‌باشد که در ادامه به بررسی آن می‌پردازیم.

۱-۱۰-۳ تاثیر سرعت توربین قدرت بر سوخت مصرفی

با توجه به شکل ۱۱-۳ در میابیم که در هر شرایط عملکرد ژنراتور گاز (در هر سرعت ژنراتور)، توربین قدرت دارای یک سرعت بهینه می‌باشد که نشان دهنده شرایط کاری بهینه توربین قدرت از نظر تولید توان و بازده است.



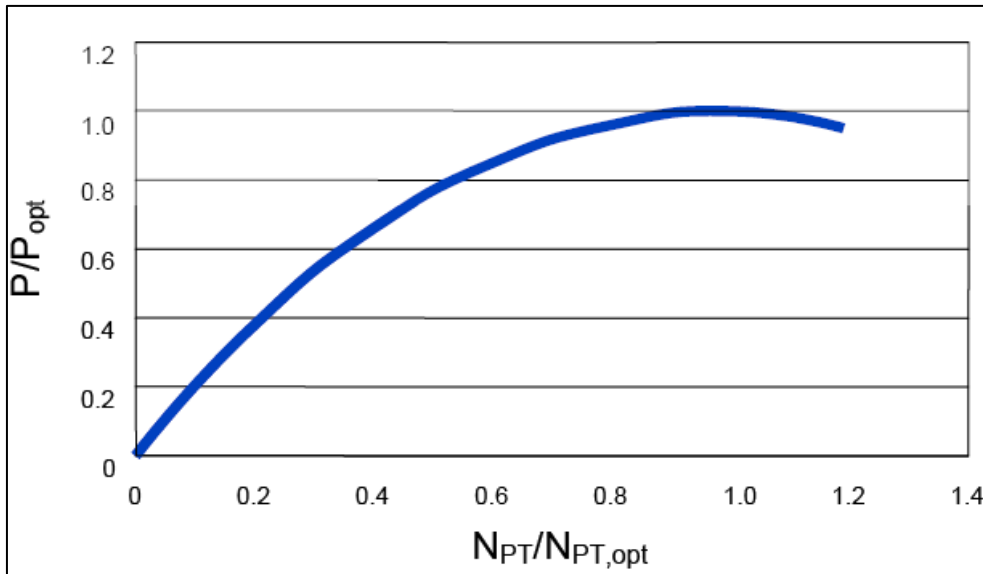
شکل ۱۱-۳ تاثیر سرعت توربین قدرت بر عملکرد توربین گازی [۵۸]

با ساده‌سازی در بازده توربین قدرت که دارای دقت بالایی بوده برای هر توربین قدرت دلخواه اثر تغییرات سرعت بر توان تولیدی در شرایطی که ژنراتور گازی در سرعتی ثابت عمل می‌کند را بصورت زیر می‌توان بیان نمود:

$$\frac{W_{pt}}{W_{pt,opt}} = \frac{2N_{pt}}{N_{pt,opt}} - \left(\frac{N_{pt}}{N_{pt,opt}} \right)^2 \quad ۱۴۴-۳$$

۱۴۴-۳ بخوبی منحنی موجود در شکل ۱۲-۳ که در واقع جزیی کوچک از شکل ۱۱-۳ می‌باشد را

توصیف می‌نماید.



شکل ۳-۱۲ تاثیر دور توربین قدرت بر توان بهینه توربین گازی

باید در نظر داشت که دمای محیط نیز بر سرعت بهینه توربین قدرت (N_{opt}) تاثیرگذار بوده و افزایش آن باعث کاهش سرعت می‌گردد. همانطور که اشاره شد از آنجایی که توان مورد نیاز کمپرسور ایستگاه تقویت فشار را توربین قدرت تامین می‌نماید شبیه‌سازی اثرات تغییر سرعت توربین قدرت از اهمیت بالایی برخوردار است.

چون شبیه‌سازی برای کمپرسور خط می‌باشد باید دور توربین قدرت را بر اساس دور کمپرسور در مدل‌سازی قرار دهیم. با جای گذاری ۳-۱۴۲ در ۳-۱۴۴ داریم:

$$\frac{power}{power_{opt}} = \frac{2N_{cc}}{N_{cc,opt}} - \left(\frac{N_{cc}}{N_{cc,opt}} \right)^2 \quad ۳-۱۴۵$$

با جای گذاری ۳-۱۴۵ در ۳-۱۴۳ داریم:

$$\eta_{th} = \frac{\left(2\left(\frac{N_{cc}}{N_{cc,opt}} \right) - \left(\frac{N_{cc}}{N_{cc,opt}} \right)^2 \right) power_{opt}}{\eta_{ch} \eta_m m_f LHV} \quad ۳-۱۴۶$$

در ۳-۱۴۶ مقادیر m_f و η_{dr} مجهول می‌باشد که با روش حدس و خطا می‌توان مقادیر دقیق

آنها را برای استفاده در مدل سازی ایستگاه تقویت فشار به کار برد.

۱۱-۳ پدیده موجدارشدن^۱

باید به این نکته توجه نمود که کمپرسورهای سانتریفیوژ در هر شرایطی نمی توانند عمل کند و

دارای محدودیت‌هایی بوده که این محدودیت‌ها را بصورت زیر میتوان بیان نمود:

۱- کمپرسورهای سانتریفیوژ دارای محدودیت سرعتی می‌باشند که در این بازه سرعت می‌تواند

عمل کند:

۱۴۷-۳

$$S_{\min} \leq S \leq S_{\max}$$

۲-نسبت دبی حجمی به سرعت کمپرسورهای سانتریفیوژ نیز دارای محدودیت می‌باشد که اگر

کمپرسور خارج از این محدوده عمل کند دچار خفگی، برگشت جریان و سر و صدای بسیاری

می‌گردد:

۱۴۸-۳

$$Surge \leq \frac{Q}{S} \leq StoneWall$$

در شکل ۱۳-۳ منحنی مشخصه یک کمپرسور گریز از مرکز نشان داده شده است. همانطوری که

از شکل فوق پیداست منحنی در سمت چپ تا مقدار $Q=0$ رسم نشده و بلکه دارای بریدگی می‌باشد.

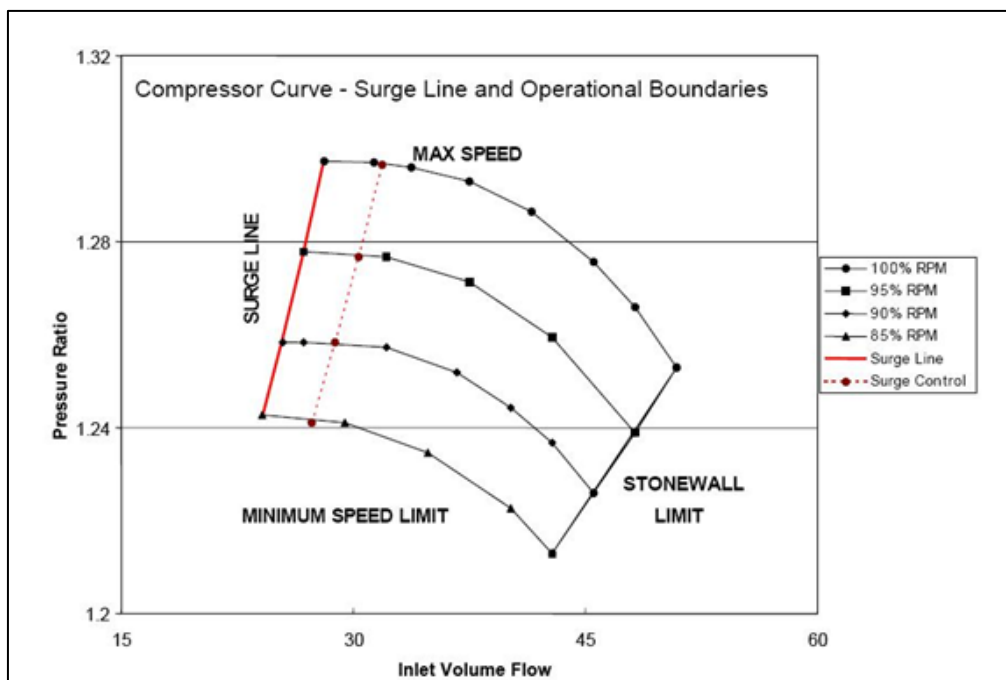
حداقل دبی رسم شده در این شکل دارای عنوان Surge Limit می‌باشد یا به عبارت دیگر اگر مقدار

دبی از حد فوق کمتر باشد، سیستم با پدیده‌ای مواجه خواهد شد که آن را اصطلاحاً موجدارشدن می‌-

نامند. اولین علامت مشخصه این پدیده بروز یک حالت رفت و برگشت در جریان گاز در کمپرسور

می‌باشد که با سرو صدای زیادی توأم می‌باشد.

¹ Surging



شکل ۳-۱۳ منحنی مشخصه یک کمپرسور گریز از مرکز (نشان دهنده خط خفگی و شوک) [۵۸]

فشار دهش دارای نوسانات شدیدی بوده و دمای گاز افزایش می‌یابد. بدیهی است به لحاظ نوسان فشار، روتور دائماً تحت معرض فشار در جهت‌های روبه جلو و عقب بوده و همین امر موجب وارد شدن بار اضافی بر روی یاطاقان بار محوری^۱ می‌گردد. برحسب سرعت دورانی کمپرسور و کیفیت یاطاقان، پدیده موجدارشدن می‌تواند بعد از ۱۰۰۰-۲۰۰۰ مرتبه تکرار باعث خرابی یاطاقان بار محوری شود. کمپرسورهائی که در سرعت کم کار می‌کنند نسبت به پدیده موج کمتر حساس می‌باشند. به عنوان مثال کمپرسورهائی که در سرعت دورانی کمتر از ۳۰۰۰ دور در دقیقه کار می‌کنند در مقابل این پدیده کاملاً یمن بوده و این در حالی است که کمپرسورهای با سرعت دورانی ۱۰۰۰۰ دور در دقیقه شدیداً نسبت به این پدیده حساس بوده و در صورت مساعد بودن شرایط در معرض پدیده موج قرار می‌گیرند. قبل از ورود به بحث بررسی پدیده موج ذکر این نکته ضروری است که کمپرسورهای گریز از مرکز ماشینی هستند که قادرند ارتفاع پولی تروپیک ثابتی را که تابعی از مشخصه‌های مکانیکی کمپرسور، دبی گاز و سرعت آن باشند ایجاد نمایند و این مقدار مستقل از خواص فیزیکی گاز

^۱ Thrust Bearing

مورد تراکم است. از نظر مهندسیین فرآیند آنچه که مهم به نظر می‌رسد، دانستن این امر است که کمپرسور می‌تواند به ازاء فشار مکش معین، فشار دهش مشخصی رادر قسمت خروجی کمپرسور ایجاد کند.

در اغلب واحدها به ویژه در فرآیندها، ثابت نگهداشتن فشار دهش اهمیت اساسی دارد. حال اگر یک تغییر ناگهانی در جرم مولکولی گاز ورودی به کمپرسور به وجود آید، کمپرسور ناچار است جهت حفظ فشار دهش، ارتفاع پولی تروپیک را در شرایط جدید افزایش دهد. در شرایط سرعت ثابت، افزایش ارتفاع تنها از طریق کاهش دبی امکان پذیر است و این به عبارت دیگر یعنی حرکت نقطه کارمنحنی به سمت چپ و نزدیک شدن به نقطه موج.

موج پدیده‌ای است که فقط در کمپرسورهای آئرودینامیک در اثر تغییر شرایط کار به وقوع می‌پیوندد و نتیجه آن برگشت جریان گاز می‌باشد و به همین خاطر لازم است که شرایط بهره برداری از کمپرسور به نحوی باشد که حتی الامکان این پدیده در کمپرسور به وقوع نپیوندد، چرا که موجب بروز مشکلات و خرابی‌های متعددی در کمپرسور می‌گردد. این پدیده هرگز در کمپرسورهای جابجائی مثبت (تناوبی و یا دورانی) بوقوع نمی‌پیوندد. همانطوری که قبلاً ذکر شد در کمپرسورهای گریز از مرکز به گاز وارد شده به درون کمپرسور نخست توسط پروانه، انرژی جنبشی گاز با اعمال نیروی گریز از مرکز افزایش داده شده و با عبور گاز از پوسته کمپرسور که شکل حلزونی^{۲۱} دارد، انرژی جنبشی به انرژی پتانسیل (فشار) تبدیل می‌شود نهایتاً گاز از مجرای دهش از کمپرسور خارج می‌گردد.

در شرایط ایده‌آل، فشار گاز حاصل از انرژی جنبشی مساوی فشار دهش می‌باشد. حال اگر بتوان فشار بیشتر از فشار خط دهش تولید نمود، انرژی اضافی که مازاد بر نیاز به گاز داده شده است به هدر خواهد رفت. در حالت دیگر اگر حداکثر فشار قابل دستیابی توسط کمپرسور کمتر از فشار دهش باشد، در اینصورت جریان گاز در کمپرسور برعکس شده و گاز متراکم شده در قسمت دهش به درون پروانه برگشت می‌یابد و این شروع پدیده موجدار شدن می‌باشد.

² Voulte

در حالت برگشت گاز، برخلاف شرایط قبلی پروانه با گاز با فشار بیشتری (وزن مخصوص بیشتر) پر می‌شود. بدیهی است در این حالت انرژی جنبشی داده شده به سیال افزایش می‌یابد. با توجه به افزایش انرژی جنبشی، قطعاً انرژی پتانسیل (فشار) سیال افزایش یافته و بر فشار دهش غلبه می‌کند و مقداری گاز از کمپرسور به قسمت دهش رانده می‌شود. با خروج گاز با وزن مخصوص زیاد، جای آن را گاز با وزن مخصوص کم پر می‌کند و مشکل ذکر شده در قبل مجدداً خود را نمایان می‌سازد. نتیجه کلی این پدیده بروز یک سری جریانهای رفت و برگشتی در کمپرسور می‌باشد که اولین اثر آن بصورت لرزش، سروصدا و تنش خود را نشان می‌دهد و جریان مفید گاز تقریباً صفر می‌باشد.

از آنجا که در طول بروز این پدیده، انرژی به طور پیوسته به سیستم داده می‌شود و این امر بدون خروج واقعی گاز از کمپرسور می‌باشد، دمای گاز درون پوسته کمپرسور بطور مستمر افزایش می‌یابد. با توجه به توضیحات فوق بدیهی است سیستم نبایستی در شرایط موجی به کار گرفته شود. دلایل اصلی بروز پدیده موجدار شدن در کمپرسورهای گریزازمرکز به شرح زیر است:

الف: تغییر وزن مخصوص گاز ورودی (در اثر کاهش فشار، افزایش دما، کاهش جرم مولکولی در اثر تغییر ترکیبات تشکیل دهنده گاز ورودی).

ب: کاهش سرعت دورانی پروانه به ویژه در حالت استفاده از الکتروموتورهای دور متغییر.

ج: گرفتگی مجاری جریان گاز (مکش - پروانه - دهش).

د: سایش پروانه و پوسته کمپرسور.

۱-۱۱-۳ محدودیت پدیده‌های موج و صخره^۱

در دیاگرام H - Q (ارتفاع - دبی) بخشی از آن را شرایطی می‌پوشاند که کمپرسور در آن منطقه کاری با پدیده موج دار شدن مواجه گردد و بدیهی است که کارکردن در آن شرایط توصیه نمی‌گردد و باید از آن اجتناب شود. در واقع باید همواره یک محدودیت ایمنی برای کار کمپرسور مشخص نمود. برای این منظور به کارگیری سیستمی که همواره کمپرسور را در محدوده امنی از بهره

برداری نگه دارد ضروری می‌باشد.

نیاز به انتخاب شرایط طراحی برای کمپرسور و به کارگیری کمپرسور در شرایطی که فشار ایجاد شده کمتر از حداکثر فشار قابل دسترسی توسط کمپرسور در سرعت و شرایط موجود باشد یکی از دلایل اصلی پائین بودن راندمان کار کمپرسورهای گریز از مرکز در مقایسه با کمپرسورهای جابجائی مثبت است.

نقطه طراحی^۱ انتخاب شرایط طراحی باید به نحوی باشد که کمپرسور با کمترین تغییر در شرایط کاری در منطقه موجدار شدن قرار نگیرد. اختلاف بین فشار طراحی و فشار قابل دسترس را می‌توان نوعی از دست رفتن انرژی در کمپرسور دانست، چراکه این انرژی به سیستم داده شده ولی کار مفیدی از آن عاید نمی‌گردد.

در منطقه دبی زیاد (حجم زیاد) منحنی مشخصه کمپرسور، شکل نزولی تند^۲ را به خود می‌گیرد که اصلاً آن را صخره سنگی^۳ می‌نامند. در این منطقه یک تغییر جزئی در دبی می‌تواند توأم با یک تغییر شدید در فشار دهش باشد. به عبارت دیگر کمپرسور در این منطقه دارای رفتار پایداری نبوده و کار در این حوزه توصیه نمی‌شود.

لازم بذکر است هنگامی که کمپرسور در ناحیه صخره‌ای کار می‌کند، دبی گاز ممکن است به حدی برسد که سرعت گاز درون کمپرسور به یک ماخ^۴ برسد و یا اینکه زاویه تلاقی گاز با تیغه‌ها آنچنان زیاد شود که باعث کم شدن مجرای ورودی گاز گردیده و عدد ماخ به حدی برسد که پدیده جدیدی تحت عنوان Choke در کمپرسور بوقوع بپیوندد. در شرایط فوق دبی جریان گاز به درون کمپرسور تقریباً ناچیز می‌باشد. تأثیر این پدیده بویژه برای گازهای با جرم مولکولی زیاد و مخصوصاً در دماهای کم و با مقادیر K در شرایط ورودی شدیدتر می‌باشد. بدیهی است در شرایط فوق، رسیدن به حالت صخره‌ای قبل از موعد مقرر و طراحی شده بوقوع می‌پیوندد. ضمناً امکان این وجود دارد که

1 Design Point

2 Steep

3 Stonewall

4 Mach

کمپرسور در مراحل نهائی دچار پدیده Choke گردیده و باعث کاهش دبی در مراحل ابتدائی شود که نهایتاً می‌تواند منجر به بروز پدیده موج گردد.

شکل واقعی منحنی موجدارشدن^۱ به طراحی کمپرسور و شرایط بهره برداری بستگی داشته و می‌تواند به صورت یک خط مستقیم تا یک منحنی مشخص شده تغییر نماید. تأثیر تغییرات سرعت و تیغه‌های هدایت کننده متحرک در قسمت کنترل ظرفیت ارائه خواهد شد. باید توجه نمود که منحنی مشخصه کلی یک کمپرسور چند طبقه در نگاه ظاهری مشابه کمپرسورهای یک طبقه بوده و نمی‌توان به صراحت و با نگاه به منحنی در مورد ساختار کمپرسور نظر قطعی داد.

در یک جمع بندی کلی، عوارض ناشی از بروز پدیده موج را می‌توان به شرح زیر خلاصه نمود:

الف: فرسایش زودرس یاطاقانهای بارمحوری.

ب: لرزش شدید در روتور که می‌تواند باعث صدمه دیدن سیستم آب بندی و یاطاقانها گردد.

ج: افزایش درجه حرارت گاز مورد تراکم و بدنه کمپرسور.

د: تغییر در مقدار توان مصرفی و آسیب دیدن سیستم راه اندازی به ویژه گیربکس‌ها به لحاظ

نوسانات شدید در مقدار گشتاور.

¹ Surge Line

فصل چهارم: نتایج شبیه سازی خط لوله و ایستگاه

تقویت فشار

۱-۴ جریان گذرا و همدمای گاز طبیعی

در تحلیل جریان گذرا و همدمای خطوط لوله با فرض دمایی ثابت برای گاز در طول خط لوله، به حل هم زمان معادلات مومنتوم و پیوستگی به کمک معادله حالت می پردازیم تا مقادیر فشار و دبی را در هر نقطه از لوله و در هر زمان پیدا نماییم.

۱-۱-۴ جریان همدمای با صرف نظر از ترم اینرسی

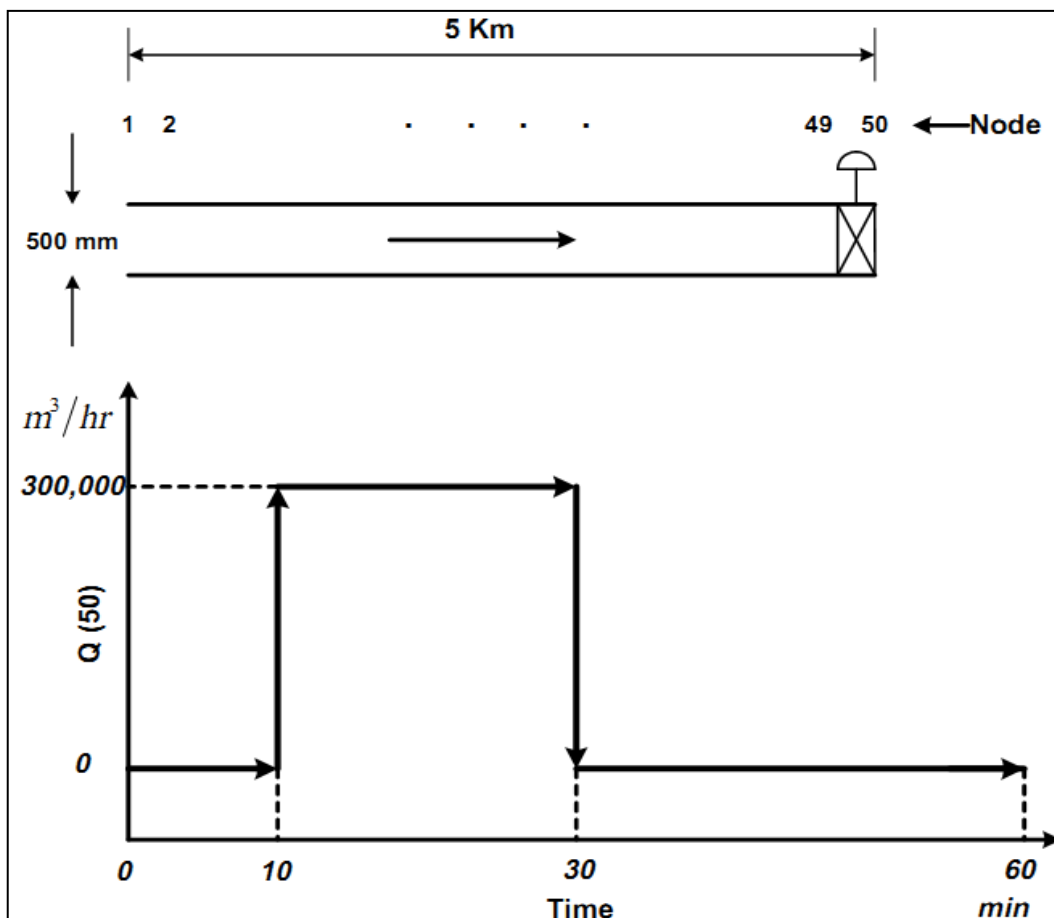
یکی از پژوهش های مهم و کاربردی در این زمینه توسط کیوچی [۳۴] انجام گرفته است. او با استفاده از تفاضلات محدود ضمنی به حل هم زمان معادلات مومنتوم و پیوستگی پرداخت.

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{V_w^2}{A} \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = 0 \quad 1-4$$

$$\frac{1}{A} \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\dot{m}^2 V_w^2}{PA^2} \right) + \frac{\partial P}{\partial x} + \left(\frac{f V_w^2}{2DA^2} \right) \frac{\dot{m} |\dot{m}|}{P} + \frac{Pg}{V_w^2} \sin \theta = 0 \quad 2-4$$

سرعت v_w برابر با \sqrt{ZRT} می باشد. جملات اول و دوم در معادله مومنتوم (۲-۴) جملات اینرسی می باشند. کیوچی با فرض یک سرعت کوچک برای جریان در مقایسه با سرعت موج، از جمله دوم صرفه نظر نمود. ما نیز جمله دوم اینرسی را برابر صفر قرار داده و همین مدل سازی را انجام می دهیم و نتایج خود را با نتایج منتشر شده توسط کیوچی مقایسه می نماییم.

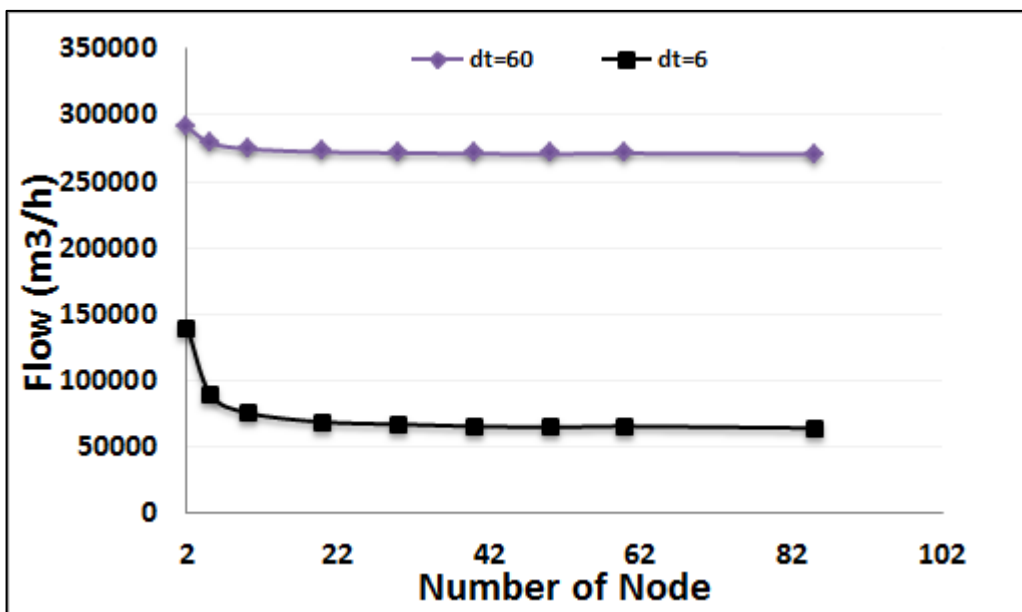
کیوچی لوله مستقیم و افقی به طول ۵ کیلومتر و قطر ۰/۵ متر را در نظر گرفت که حاوی گازی با وزن مولکولی ۲۸، ضریب اصطکاک ثابت $f=0.008$ و فشار ورودی ۵ MPa می باشد. همانطور که در شکل ۱-۴ نیز نشان داده شده است ابتدا شیر خروجی بسته بوده، پس از ۱۰ دقیقه شیر خروجی برای مدت ۲۰ دقیقه باز شده و سپس بسته می شود. هنگامی که شیر باز می شود جریان خروجی به میزان $\left(\frac{m^3}{hr} \right) 300000$ می رسد. این جریان در شرایط استاندارد (۲۸۸/۱۵ K و ۱۰۰ KPa) می باشد [۳۴].



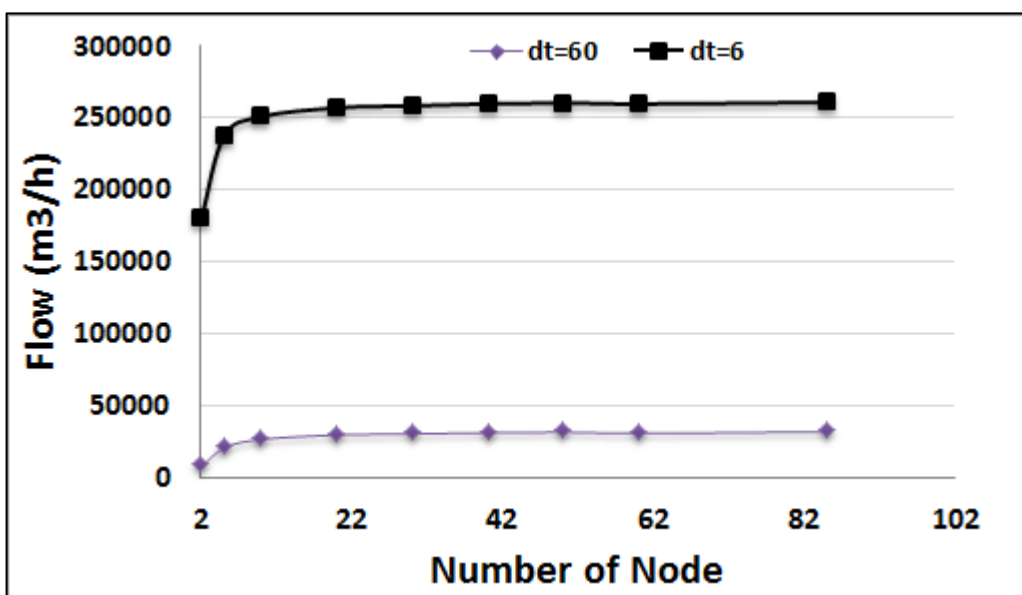
شکل ۱-۴ شرایط مساله کیوچی [۳۴]

۱-۱-۱-۴ مشخص کردن تعداد گره های محاسباتی

مدل کیوچی را برای گره های محاسباتی گوناگون و با دو گام زمانی ۶۰ و ۶ ثانیه حل می کنیم و دبی را در وسط لوله برای حالت های مختلف به دست می آوریم. همانطور که از شکل ۲-۴ و شکل ۳-۴ معلوم است اگر تعداد گره های محاسباتی بیشتر از ۵۰ گره شود، تعداد گره ها تاثیری در نتایج حل ندارد.



شکل ۴-۲ تغییرات دبی در وسط لوله در دقیقه ۱۱ برای گره های محاسباتی مختلف



شکل ۴-۳ تغییرات دبی در وسط لوله در دقیقه ۳۱ برای گره های محاسباتی مختلف

۴-۱-۲ معتبر سازی نتایج این پژوهش با مقایسه نتایج حل این پژوهش با نتایج حل

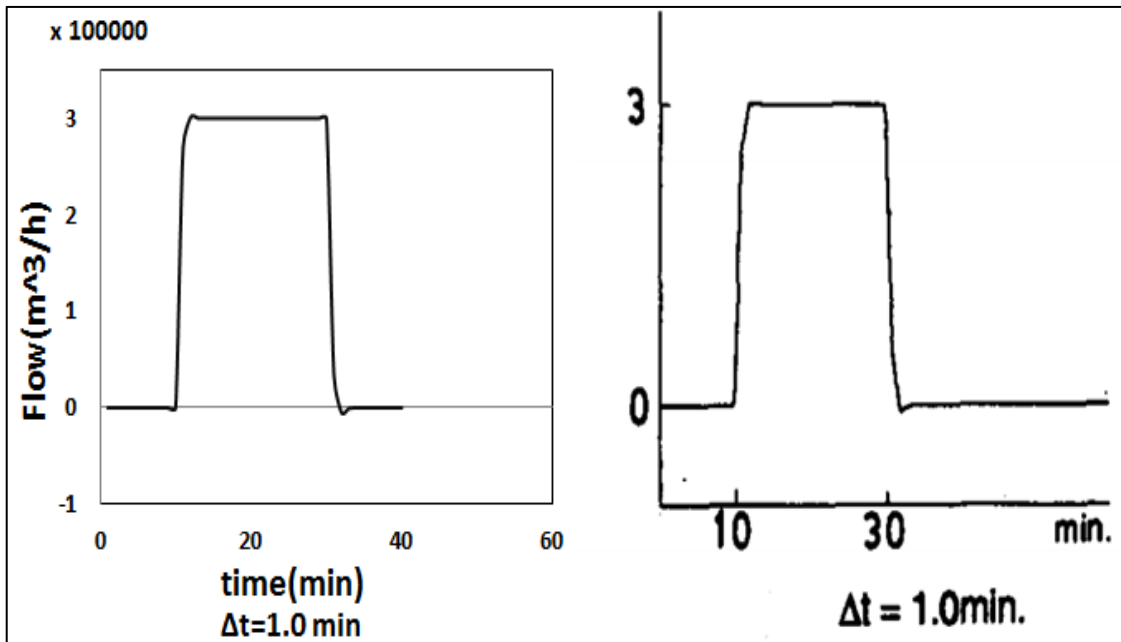
کیوچی

کیوچی با استفاده از روش تفاضلات محدود ضمنی، معادلات فوق را گسسته سازی، و دستگاه

معادلات غیر خطی حاصل را با روش نیوتن-رافسون حل نمود. نتیجه حاصل به شرح زیر است:

شکل ۴-۴ مقایسه نتایج (تغییرات دبی ورودی لوله) حاصل از حل معادلات مومنتوم و پیوستگی

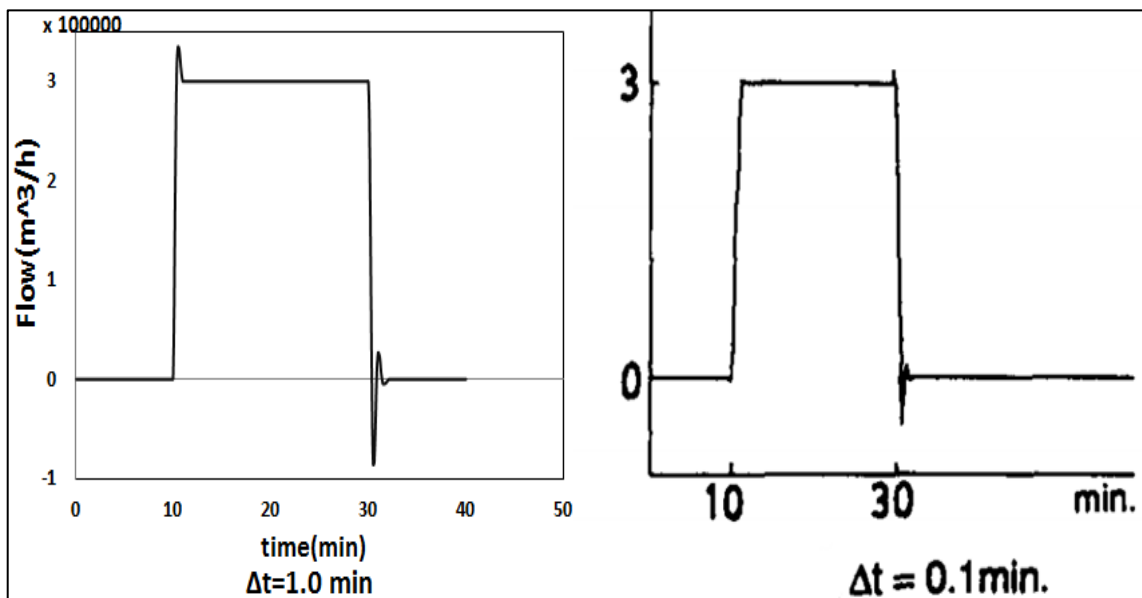
بین حل کیوچی و حل استفاده شده در این پژوهش برای گام زمانی ۱ دقیقه می باشد.



شکل ۴-۴ مقایسه حل کیوچی و حل این پژوهش با گام زمانی $\Delta t = 1 \text{ min}$

شکل ۴-۵ مقایسه نتایج (تغییرات دبی ورودی لوله) حاصل از حل معادلات مومنتوم و پیوستگی

بین حل کیوچی و حل استفاده شده در این پژوهش برای گام زمانی ۰/۱ دقیقه می باشد.



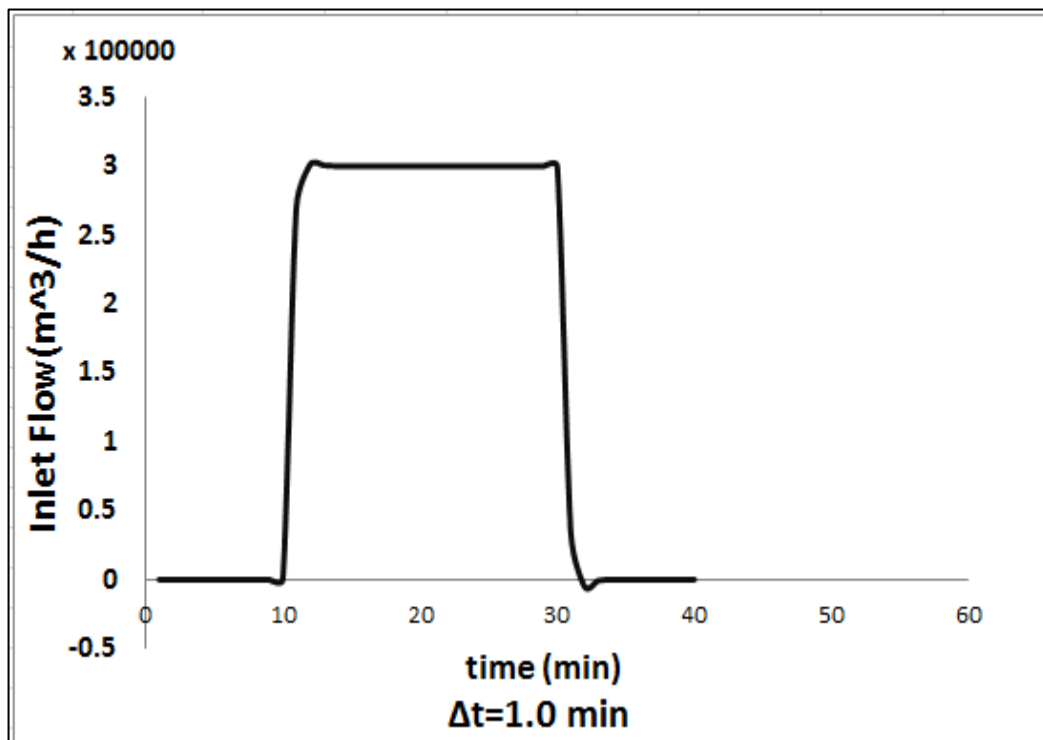
شکل ۴-۵ مقایسه نتایج حل kuchi و حل پژوهش با گام زمانی $\Delta t = 0.1 \text{ min}$

از مقایسه بالا در می یابیم که نتایج حاصل از این پژوهش، سازگاری خوبی با نتایج ارائه شده در

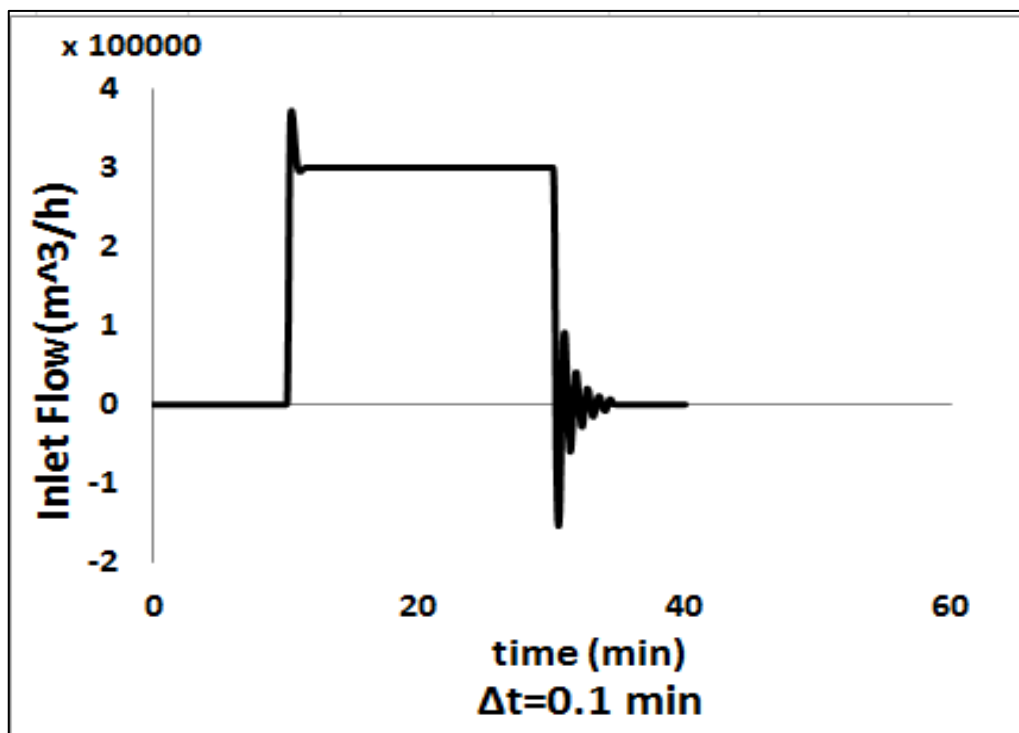
مقالات دارد. پس نتیجه پژوهش حاضر، قابل قبول می‌باشد. تغییرات دبی در ابتدای لوله بیانگر نوسانات جزئی در دقایق ۱۰ و ۳۰ می‌باشد که به سبب باز و بسته کردن شیر خروجی لوله است.

۲-۴ جریان همدما با در نظر گرفتن ترم اینرسی

در نتایج حاصل از حل مرحله قبل به علت کوچک بودن سرعت جریان در برابر سرعت موج از ترم اینرسی صرفه نظر شد. اکنون همان بررسی اما با در نظر گرفتن ترم اینرسی انجام می‌شود و نتایج به صورت منحنی‌های تغییرات دبی در ورودی لوله و تغییرات فشار در نقاط مختلف لوله ارائه می‌شوند. شکل ۴-۶ و شکل ۴-۷ بیان گر تغییرات دبی ورودی لوله با در نظر گرفتن ترم اینرسی با گام-های زمانی ۱ دقیقه و ۰/۱ دقیقه می‌باشد. همان طور که ملاحظه می‌کنید با کاهش گام زمانی نوسانات قبل از همگرا شدن افزایش می‌یابد اما در نهایت تمامی حل‌ها همگرا می‌باشند.



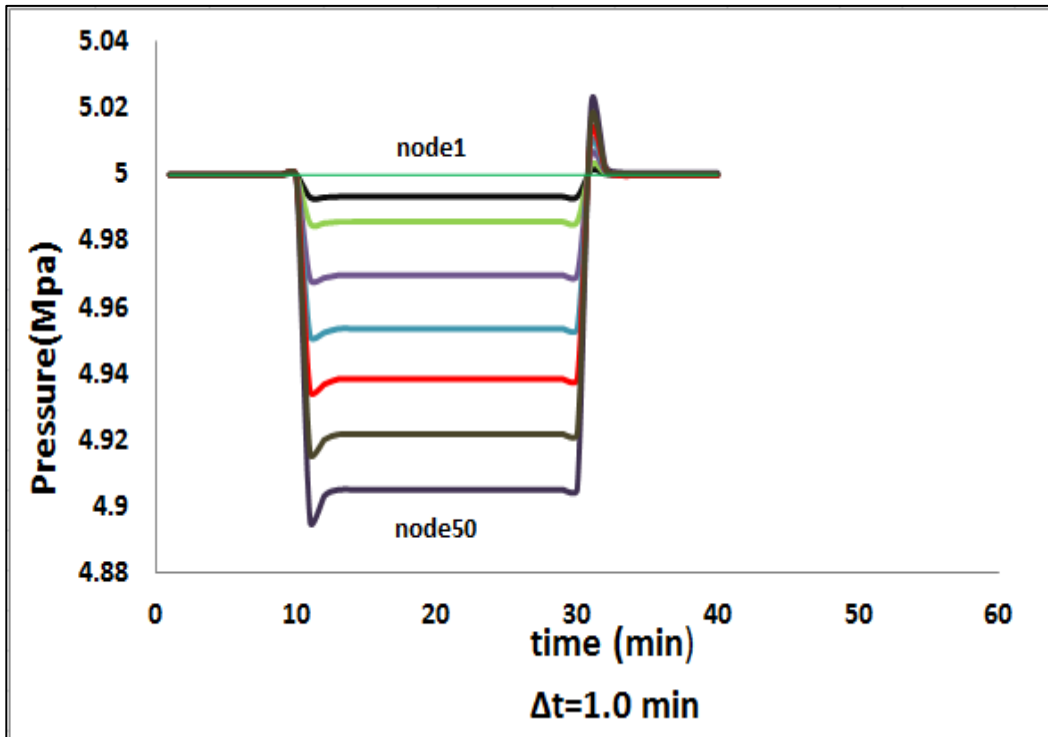
شکل ۴-۶ تغییرات دبی ورودی لوله با در نظر گرفتن گام زمانی $\Delta t = 1 \text{ min}$



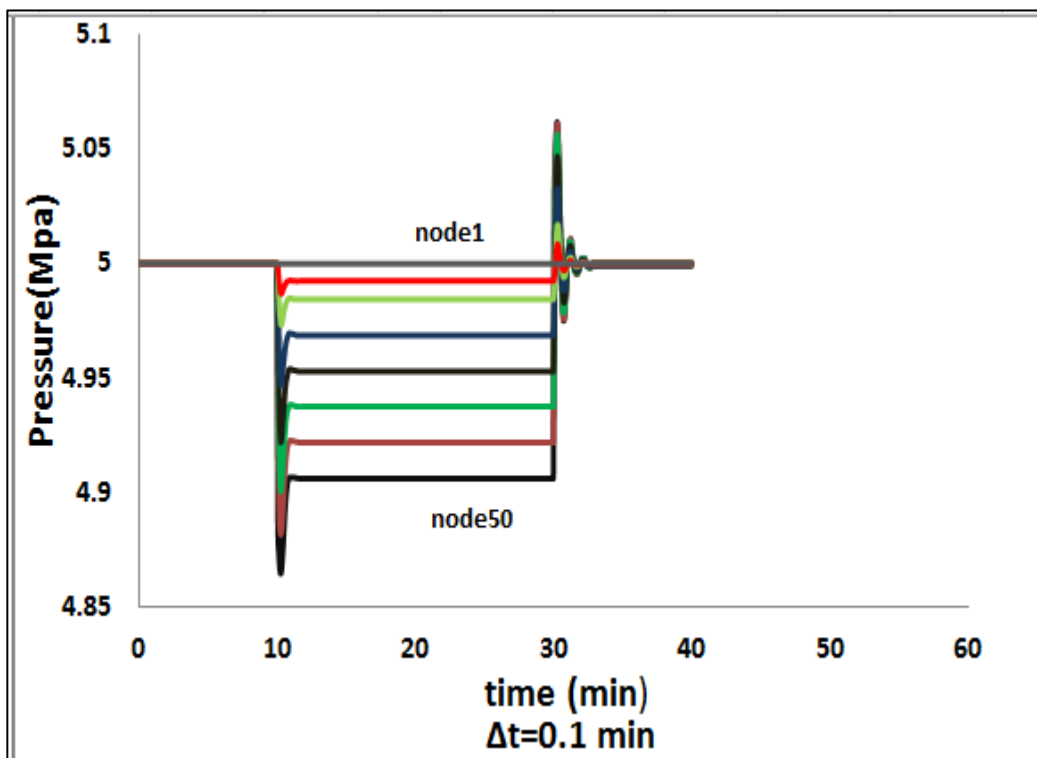
شکل ۷-۴ تغییرات دبی ورودی با در نظر گرفتن گام زمانی $\Delta t = 0.1 \text{ min}$

شکل ۸-۴ و شکل ۹-۴ بیانگر تغییرات فشار خروجی لوله برای جریان گذرای همدمای داخل لوله با در نظر گرفتن ترم اینرسی در معادله مومنتوم می‌باشند. این تغییرات برای گام‌های زمانی متفاوت رسم شده‌اند. همان طور که مشهود است با کوچکتر شدن گام‌های زمانی، نوسانات در جواب‌ها نیز افزایش یافته به طوری که در شکل ۹-۴ برای گام زمانی ۶ ثانیه دامنه نوسانات افزایش یافته است. با کوچکتر شدن گام‌های زمانی هر چند نوسانات در جواب‌ها افزایش می‌یابد ولی در نهایت، با توجه به معادلات بقای جرم و مومنتوم، جواب‌ها همگرا شده و همان طور که بیان شد و ما نیز انتظار داریم پایداری روش تفاضلات محدود ضمنی با افزایش گام زمانی باقی بماند که نتایج حاصل گواه بر این ادعا می‌باشد.

افت فشار در طول لوله به ترتیب از ابتدا تا انتهای لوله وجود دارد به طوری که گره ۵۰ دارای بیشترین میزان افت فشار می‌باشد که این امر با توجه به حضور اصطکاک بدیهی به نظر می‌رسد.



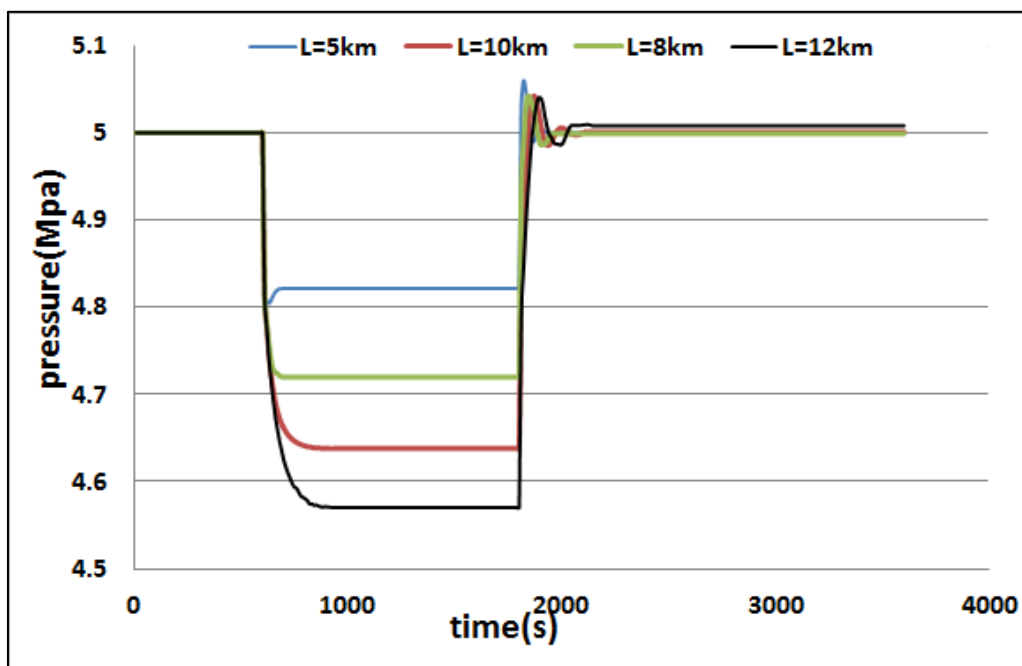
شکل ۴-۸ تغییرات فشار در طول لوله با در نظر گرفتن ترم اینرسی برای گام زمانی $\Delta t = 1\text{min}$



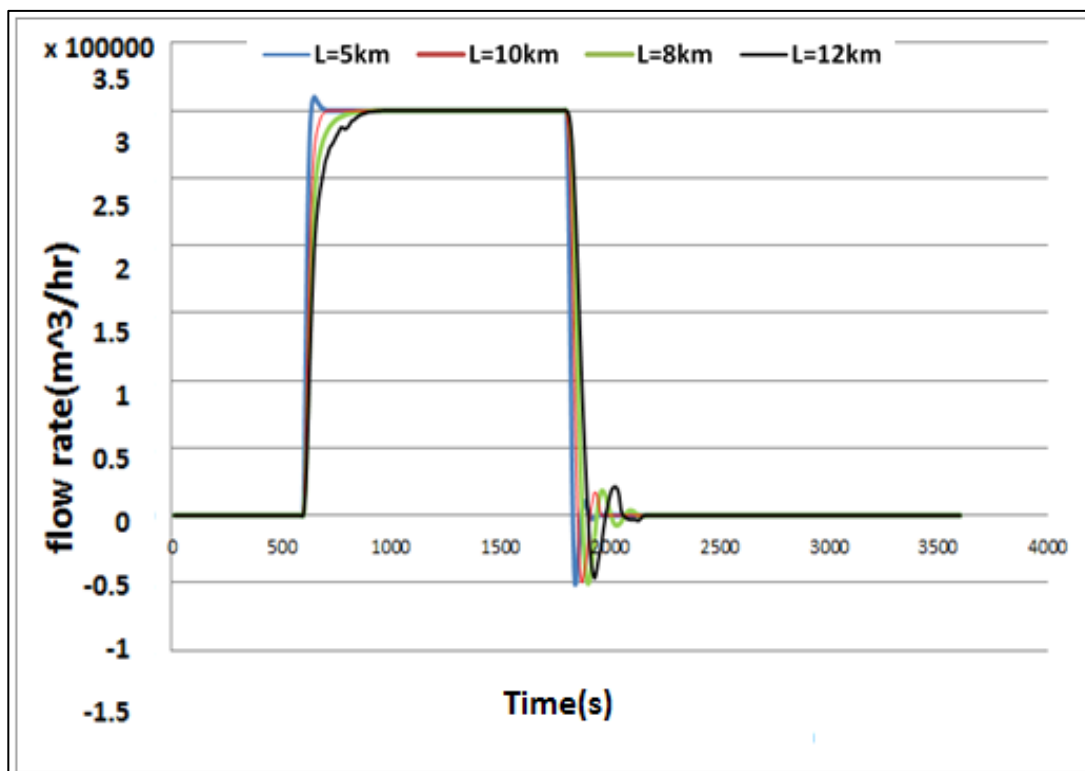
شکل ۴-۹ تغییرات فشار در طول لوله با در نظر گرفتن ترم اینرسی برای گام زمانی $\Delta t = 0.1\text{min}$

۳-۴ تاثیرات تغییر طول لوله بر دبی ورودی و فشار خروجی

شکل ۱۰-۴ و شکل ۱۱-۴ تغییرات دبی در ورودی لوله و تغییرات فشار در خروجی لوله را به ازای طول‌های مختلف لوله نشان می‌دهد. با افزایش طول لوله، نوسانات ناشی از تغییرات دبی در انتهای لوله، طی مدت زمان بیشتری به ابتدای لوله می‌رسد. همچنین میزان نوسانات ناشی از این تغییرات با افزایش طول، در مدت زمان بیشتری پایدار می‌شود. از طرفی با افزایش طول، افت فشار نیز افزایش می‌یابد و تغییرات فشار ناشی از تغییر دبی، دیرتر پایدار می‌شوند.



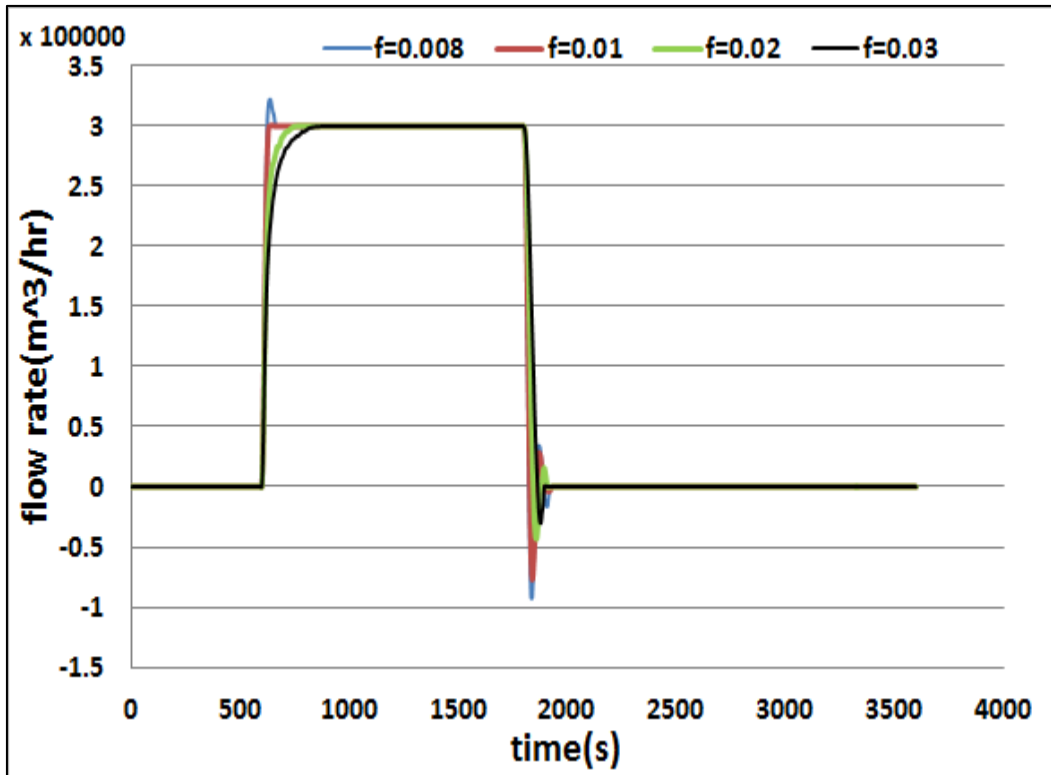
شکل ۱۰-۴ تاثیر تغییر طول لوله بر فشار خروجی



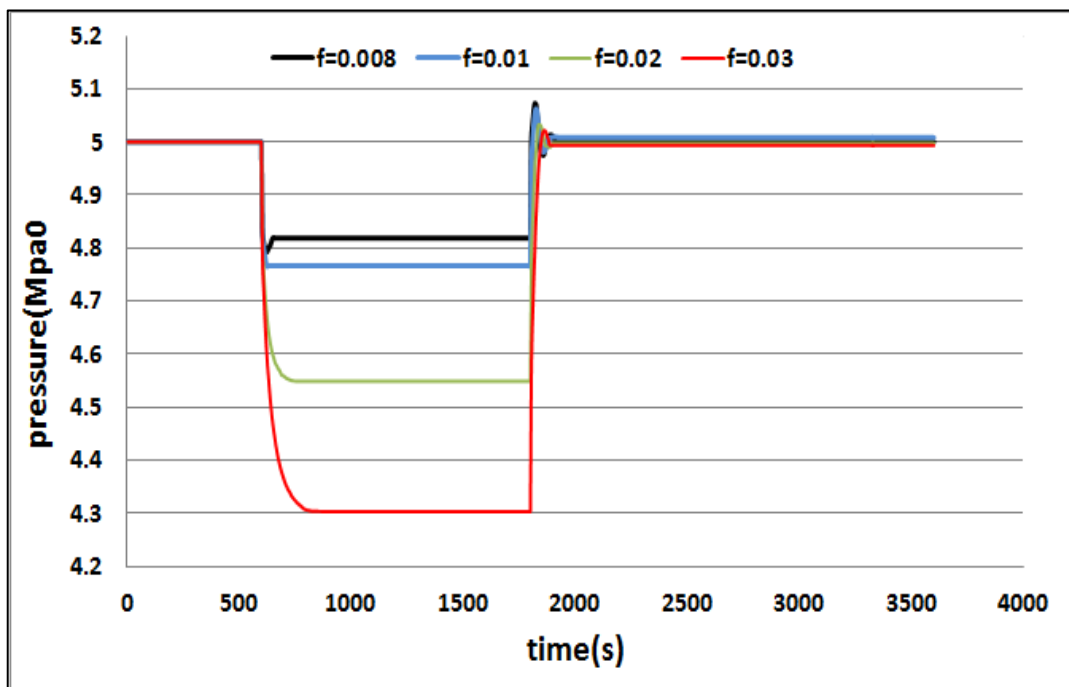
شکل ۱۱-۴ تاثیر تغییر طول لوله بر دبی ورودی

۴-۴ تاثیرات تغییر ضریب اصطکاک بر دبی ورودی و فشار خروجی

شکل ۱۲-۴ و شکل ۱۳-۴ بیانگر میزان تغییرات فشار در انتها و تغییرات دبی در ابتدای لوله می‌باشد. با افزایش ضریب اصطکاک، اثرات تغییرات دبی طی مدت زمان بیشتری در سایر نودها ظاهر می‌شود. همچنین افزایش ضریب اصطکاک، افت فشار را افزایش می‌دهد و زمان همگرایی این تغییرات افزایش می‌یابد.



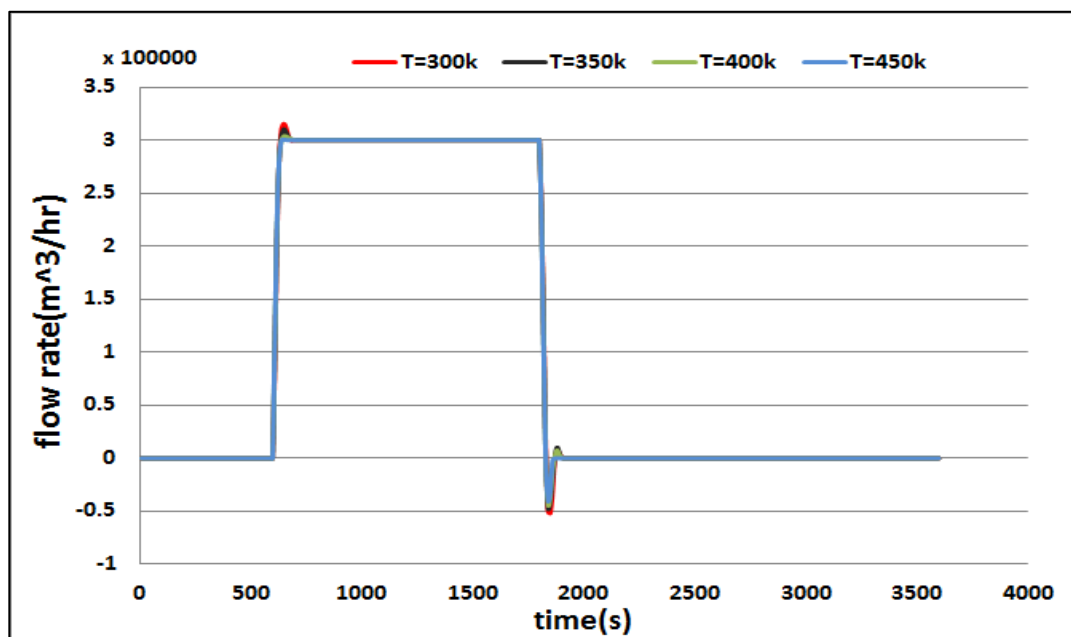
شکل ۴-۱۲ نمایش اثرات تغییر ضریب اصطکاک بر دبی ورودی لوله



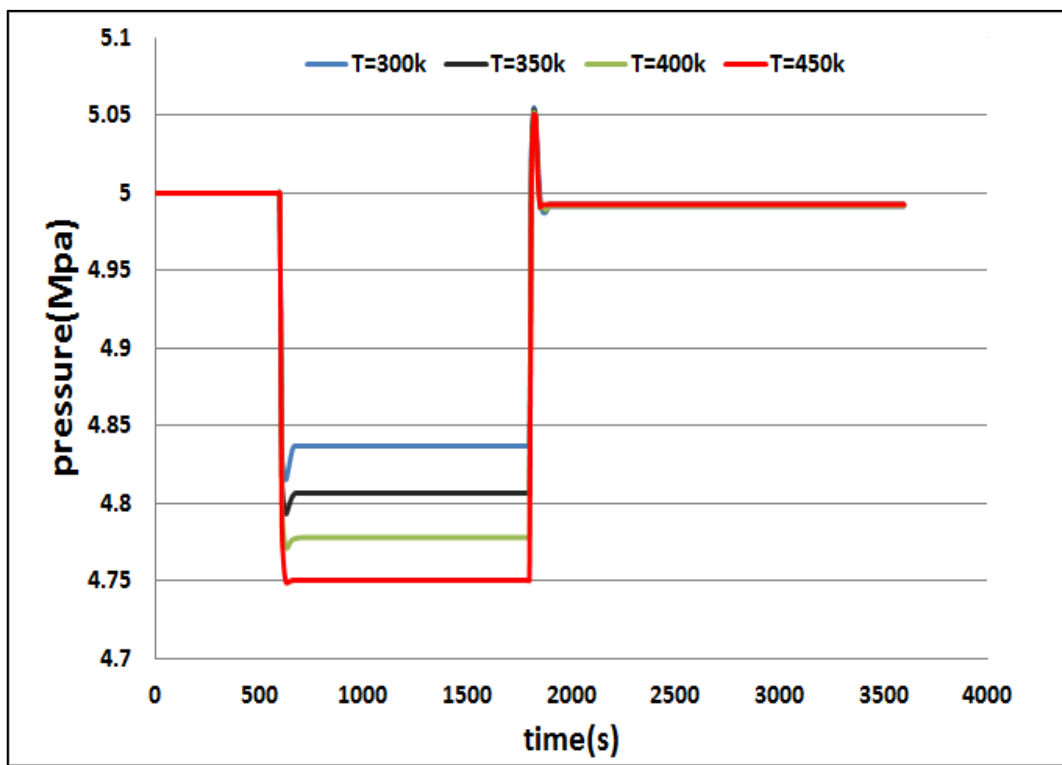
شکل ۴-۱۳ نمایش اثرات تغییر ضریب اصطکاک بر فشار خروجی

۵-۴ تاثیرات تغییر دمای متوسط بر دبی ورودی و فشار خروجی

شکل ۴-۱۴ و شکل ۴-۱۵ اثرات تغییرات دمای متوسط گاز را بر تغییرات دبی در ورودی لوله و تغییرات فشار در خروجی لوله را نشان می‌دهند. همان طور که در شکل مشهود است با افزایش دمای متوسط گاز، میزان نوسانات آنی دبی در دقایق ۱۰ و ۳۰، و زمان رسیدن منحنی به مقادیر نهایی نیز کاهش می‌یابد. همچنین میزان افت فشار با افزایش دمای متوسط گاز، افزایش می‌یابد.



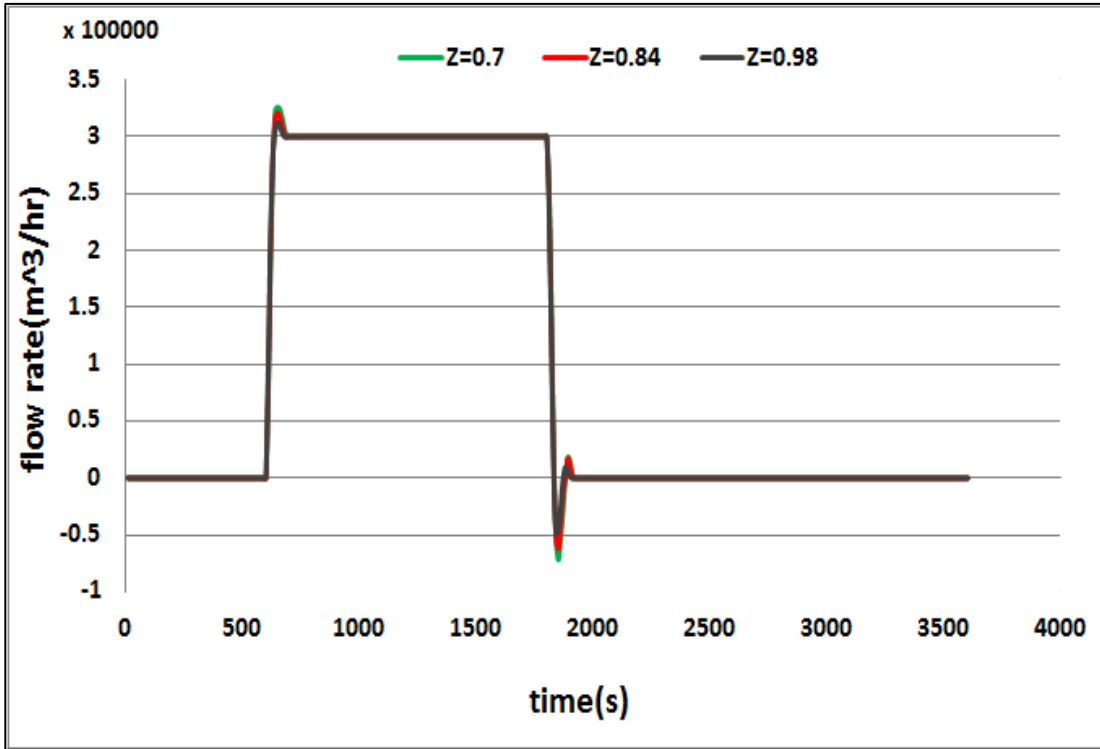
شکل ۴-۱۴ اثرات تغییر دما متوسط بر دبی ورودی



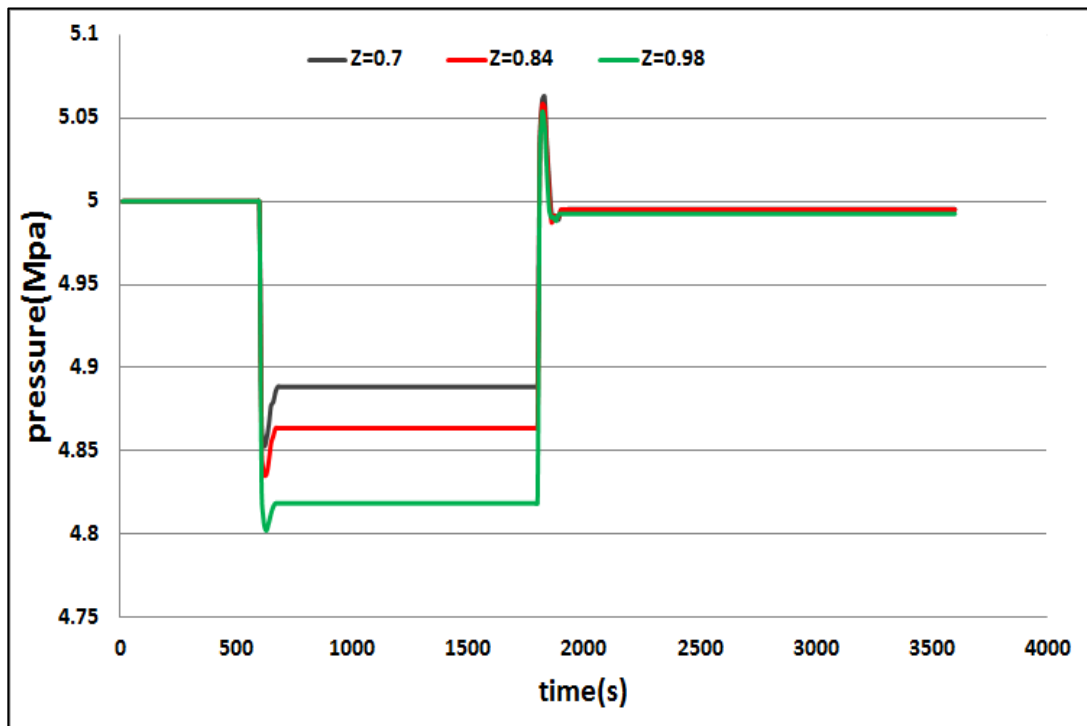
شکل ۴-۱۵ اثرات تغییر دمای متوسط بر فشار خروجی

۴-۶ تاثیرات تغییر ضریب تراکم پذیری بر دبی ورودی و فشار خروجی

شکل ۴-۱۶ و شکل ۴-۱۷ اثرات تغییرات ضریب تراکم پذیری را بر تغییرات دبی در ورودی لوله و تغییرات فشار در خروجی لوله نشان می‌دهند. همان طور که در شکل پیداست با افزایش ضریب تراکم پذیری، نوسانات دبی خصوصاً در لحظات باز وبسته شدن شیر خروجی کاهش می‌یابد و زمان رسیدن منحنی دبی به مقدار نهایی کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش ضریب تراکم پذیری، افت فشار افزایش می‌یابد ولی زمان رسیدن منحنی به مقادیر نهایی و همچنین میزان نوسان آنی در لحظه بسته شدن شیر خروجی کاهش می‌یابد.



شکل ۴-۱۶ اثر تغییر ضریب تراکم پذیری بر دبی ورودی



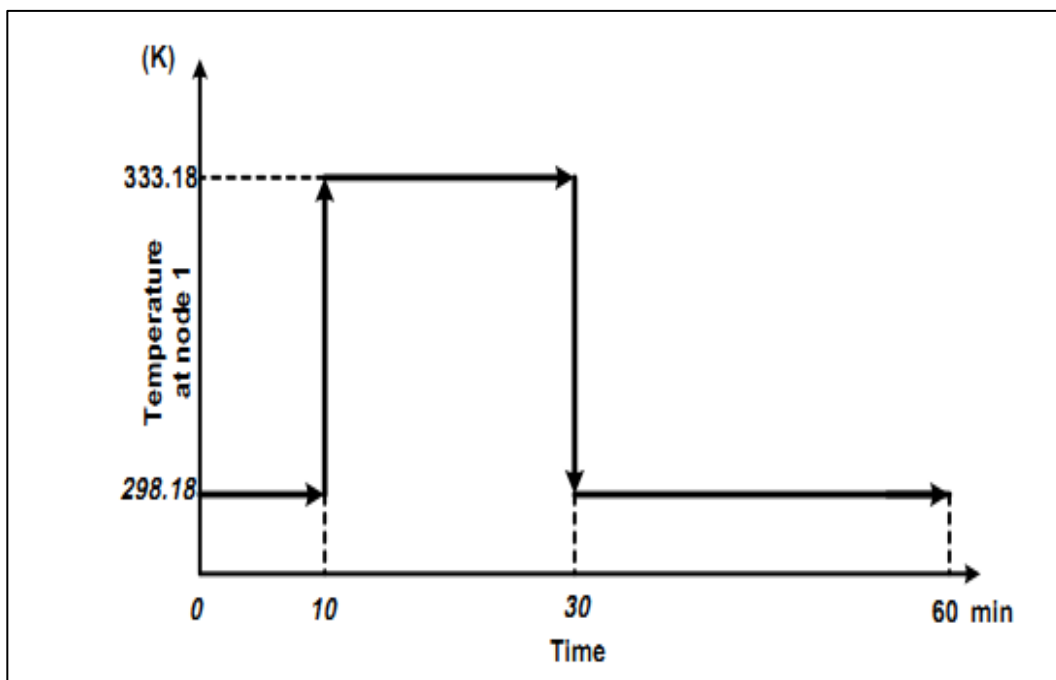
شکل ۴-۱۷ اثر تغییر ضریب تراکم پذیری بر فشار خروجی

۷-۴ نتایج حل معادلات مومنتم ، پیوستگی و انرژی با شرایط گاز واقعی

تمامی نتایج به دست آمده در بخش‌های قبلی با در نظر گرفتن ضریب تراکم پذیری ثابت، ترکیب گاز فرضی با جرم مولکولی ثابت، ضریب اصطکاک ثابت و دمای متوسط ثابت برای گاز درون لوله به دست آمده. در این بخش با در نظر گرفتن رابطه‌ای برای ضریب تراکم پذیری که تابعی از فشار و دما می‌باشد و همچنین ترکیب گاز واقعی (جدول ۳-۱) و با ضریب اصطکاک متغیر (لوله صاف در نظر گرفته شده و از معادلات ارائه شده در بخش ۳-۱-۸ بر اساس عدد رینولدز به دست آمده استفاده شده است) در حالت غیر همدمما که در نتیجه در نظر گرفتن معادله انرژی می‌باشد، نتایج را ارائه می‌دهیم.

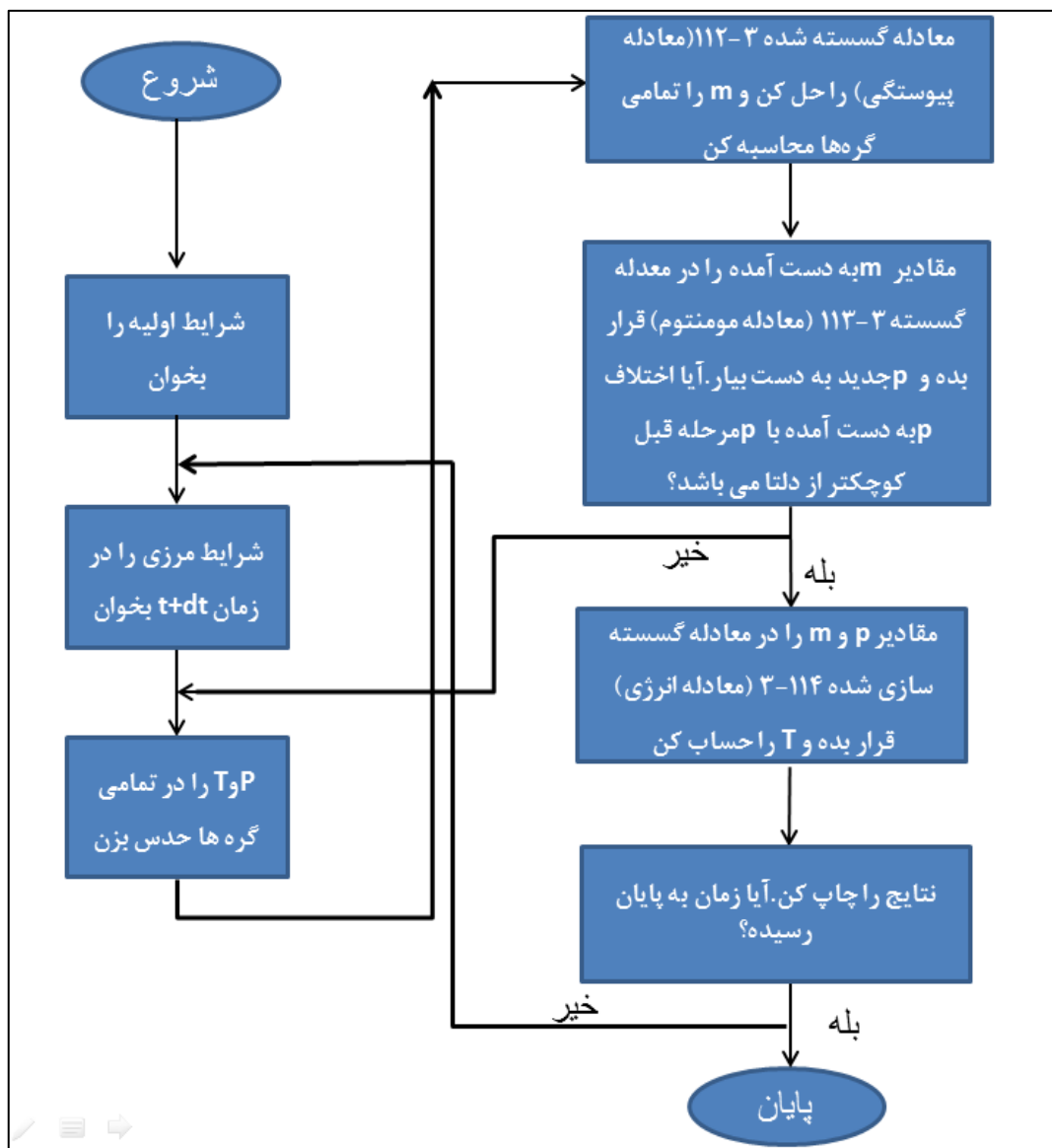
در مدل سازی جریان گذرای غیرهمدمما در خطوط لوله گاز طبیعی، معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی (۳-۱۱۲، ۳-۱۱۳ و ۳-۱۱۴)، به روش اختلاف محدود ضمنی گسسته‌سازی شده و به روش نیوتن-رافسون به طور هم زمان حل می‌شوند. تا دبی، فشار و دمای گاز درون لوله تعیین شوند.

برای این منظور لوله‌ای حاوی جریان گاز به طول ۵ کیلومتر و مشابه حالت قبل را در نظر می‌گیریم که دارای شیر خروجی بوده و این شیر بسته می‌باشد. فشار ورودی 5 Mpa می‌باشد. ابتدا شیر خروجی بسته بوده و دبی خروجی صفرو دمای گاز $298/18 \text{ K}$ می‌باشد پس از ۱۰ دقیقه شیر خروجی برای مدت ۲۰ دقیقه باز شده و دبی خروجی مانند مراحل قبل $300000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ و دمای ورودی مطابق شکل ۴-۱۸ در نظر گرفته می‌شود.



شکل ۴-۱۸ شرایط مرزی دمایی

معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی (۳-۱۱۲، ۳-۱۱۳ و ۳-۱۱۴) را با استفاده از تفاضلات محدود ضمنی، گسسته‌سازی نموده و دستگاه معادلات حاصل را با استفاده از روش نیوتن-رافسن به صورت هم زمان حل می‌نماییم. اساس الگوریتم حل روش تکراری (از آن جا که قوانین بقا به صورت غیرخطی می‌باشند و به یکدیگر کوپل می‌باشند لذا فرایند حل به صورت تکراری می‌باشد) می‌باشد که شماتیک آن در شکل ۴-۱۹ آمده است. از زبان برنامه نویسی فرترن برای نوشتن کد برنامه استفاده شده است به این دلیل که زبان برنامه نویسی فرترن با وجود سادگی از قدرت و سرعت بالایی برخوردار است، و این سرعت بالایی از موآرد لازم برای شبیه‌سازی سیستم انتقال گاز می‌باشد.



شکل ۴-۱۹ شماتیک الگوریتم حل

نتایج به صورت نمودارهای بر حسب زمان ارائه می‌شوند. در معادله انرژی،

$$Q = hA(T - T_{sur})$$

محاسبه می‌شود که $T_{sur} = 298.18$ دمای محیط و

$$h = 200 \left(\frac{w}{m^2k} \right)$$

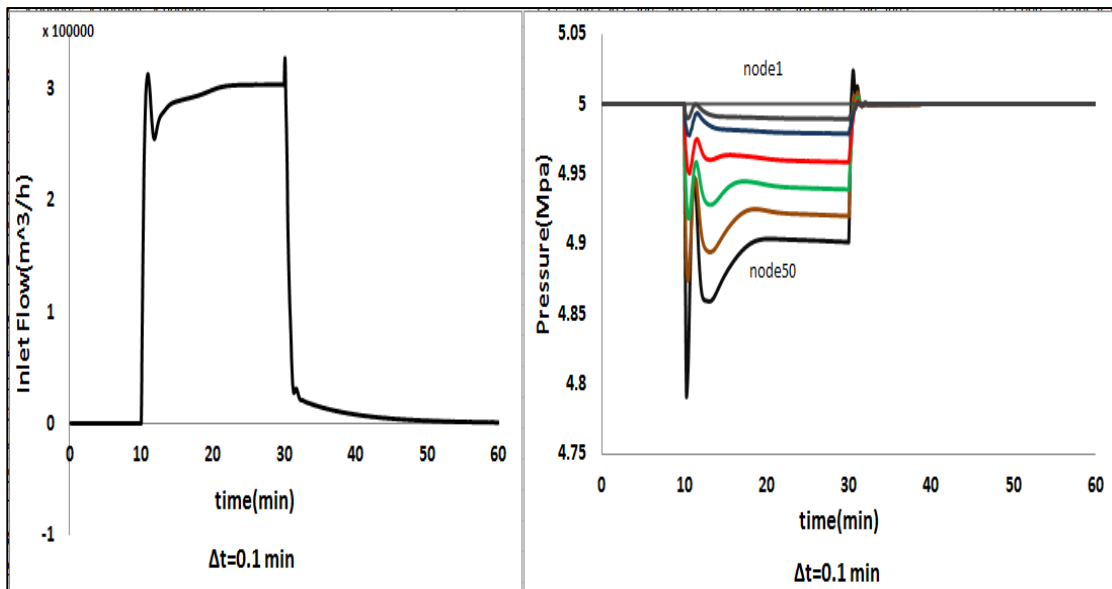
ضریب انتقال حرارت همرفت محیط می‌باشد.

شکل ۴-۲۱ و شکل ۴-۲۱ بیانگر تغییرات دبی در نود اول، تغییرات فشار در طول لوله و

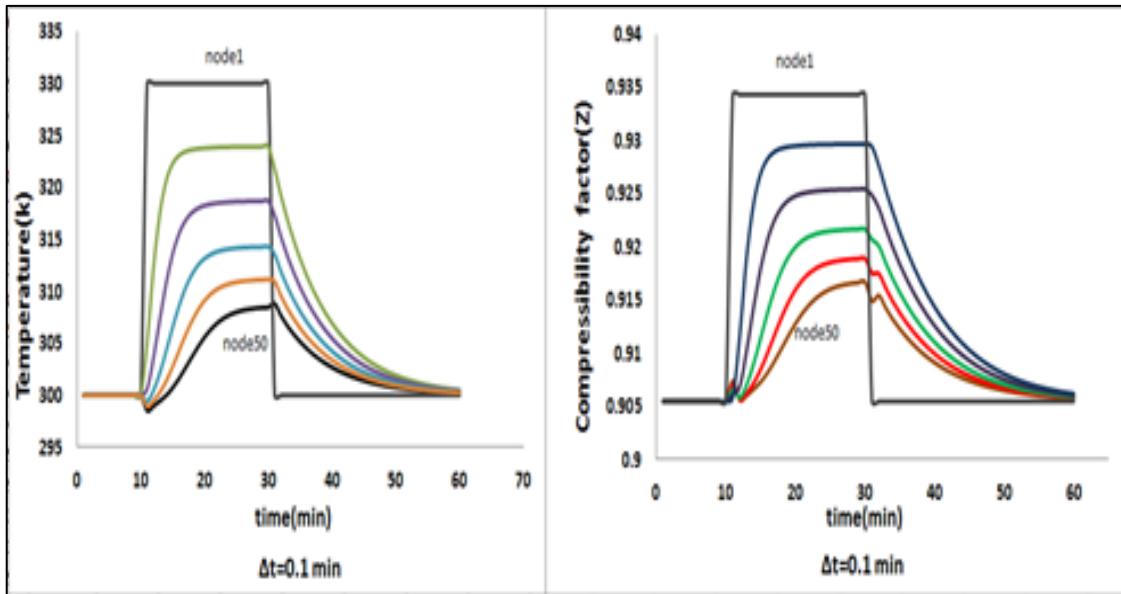
تغییرات دما و تغییرات ضریب تراکم پذیری در طول لوله برای جریان تراکم پذیر غیرهمدما با گام

زمانی ۰/۱ دقیقه می‌باشند.

همان طور که مشخص است تغییرات دبی با تغییرات دما، هماهنگ بوده و به عبارت دیگر، تغییرات دبی به میزان قبل توجهی تحت تاثیر تغییرات دما می باشد. در حالی که تغییرات دبی در جریان همدمما به صورت پرش ناگهانی و رسیدن به شرایط پایا بود در جریان غیرهمدمما تغییرات دبی به صورت صعود تدریجی است که ناشی از وابستگی قابل توجه تغییرات چگالی با تغییرات دما می باشد. با باز و بسته شدن شیر خروجی، دما و فشار و دبی تغییر می کنند و این منجر به تغییرات چگالی می شود. همان طور که تغییرات چگالی جریان، به آرامی از یک نقطه جریان به نقاط دیگر منتقل می شود، خواص جریان نیز تغییر می کنند. پس، اثر دما در تحلیل جریان خطوط لوله باید در نظر گرفته شود چراکه شرایط محیطی، نه تنها با تغییر فصول بلکه در طی شبانه روز نیز متغیر است.

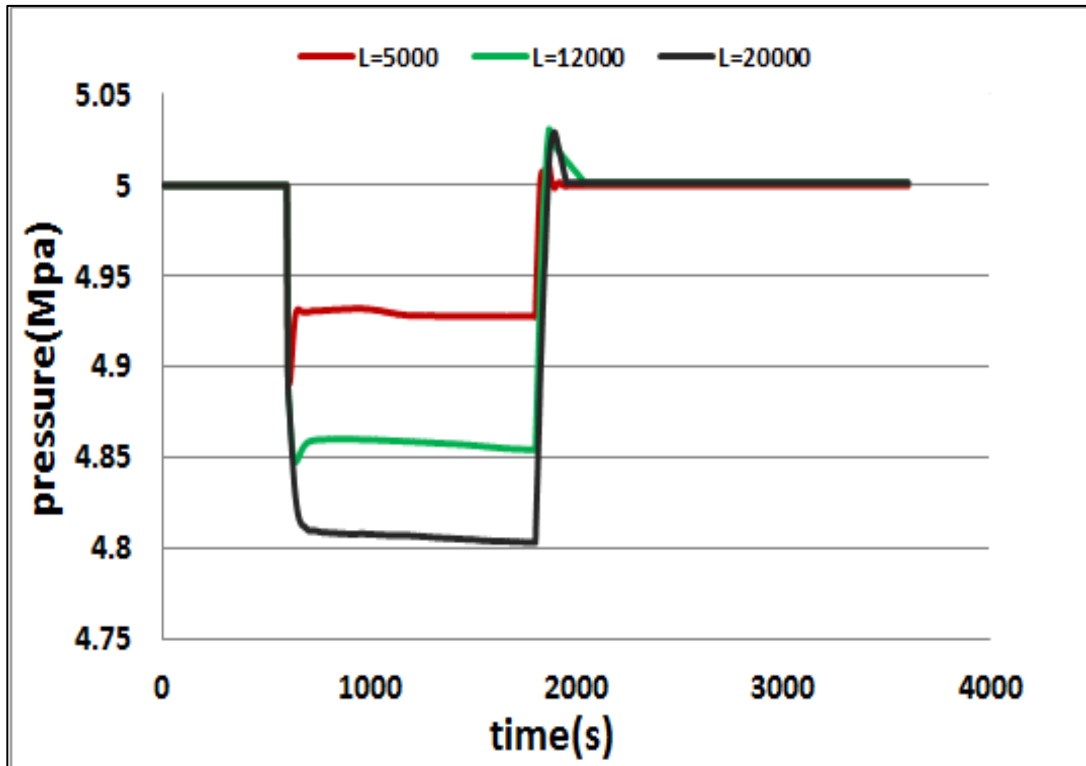


شکل ۴-۲۰ تغییرات دبی ورودی و فشار (در طول لوله) در حالت غیر همدمما برای گام زمانی ۰/۱ دقیقه

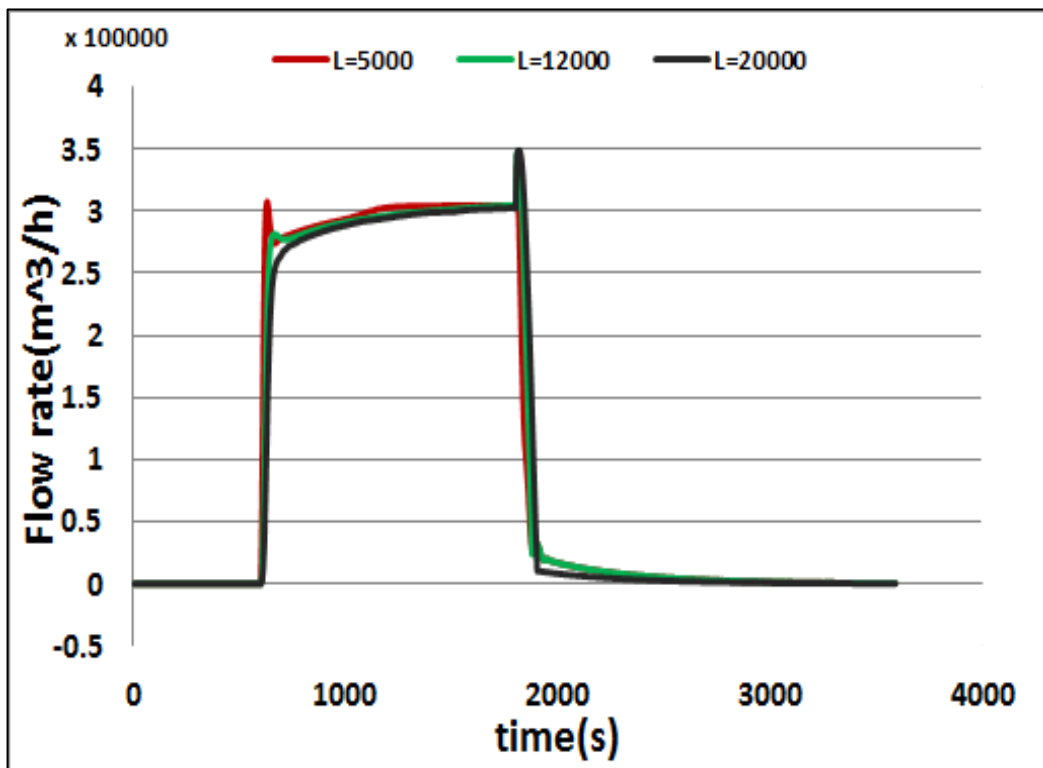


شکل ۴-۲۱ تغییرات دما و ضریب تراکم پذیری (در طول لوله) در حالت غیر همدمای برای گام زمانی ۰/۱ دقیقه در شکل ۴-۲۲ تا شکل ۴-۲۵ اثر افزایش طول لوله بر روند تغییرات دبی ورودی و فشار و دما و ضریب تراکم پذیری در خروجی لوله نشان داده شده است.

در شکل ۴-۲۳ و شکل ۴-۲۳ با افزایش طول لوله، افت فشار بیشتر شده و منحنی تغییرات فشار خطی، با شیب بیشتری به مقدار نهایی رسیده و دارای نوسانات کمتری می‌باشد. همچنین منحنی فشار در مدت زمان بیشتری به شرایط پایدار می‌رسد. روند تغییرات دبی نیز، بر اثر تغییرات طول لوله، مشابه روند تغییرات فشار می‌باشد.

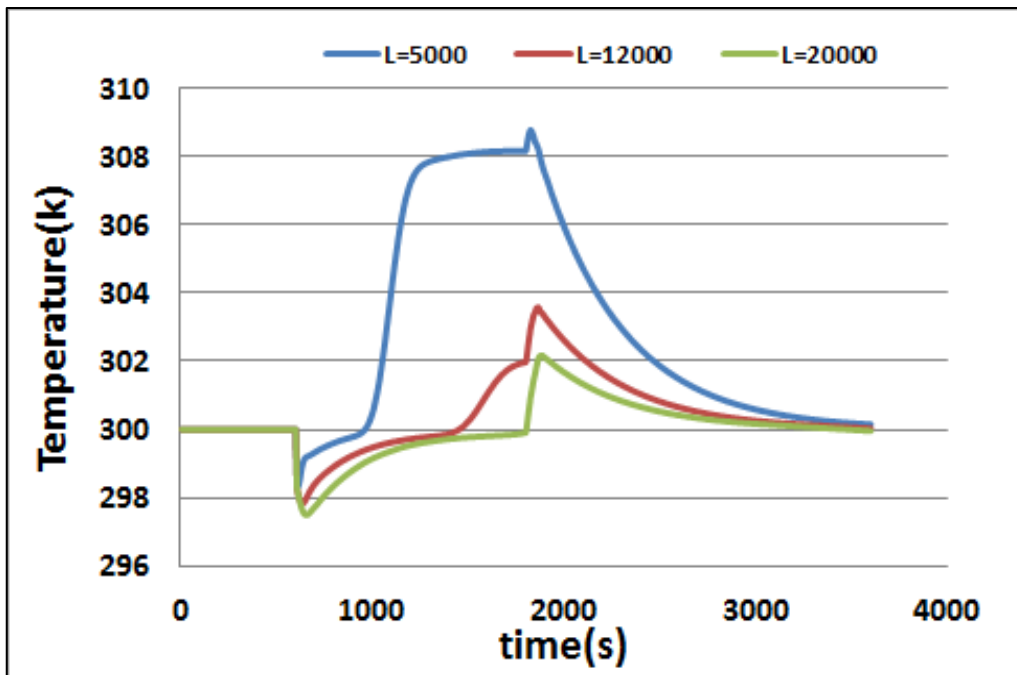


شکل ۲۲-۴ تاثیر تغییرات طول لوله بر فشار در انتهای لوله

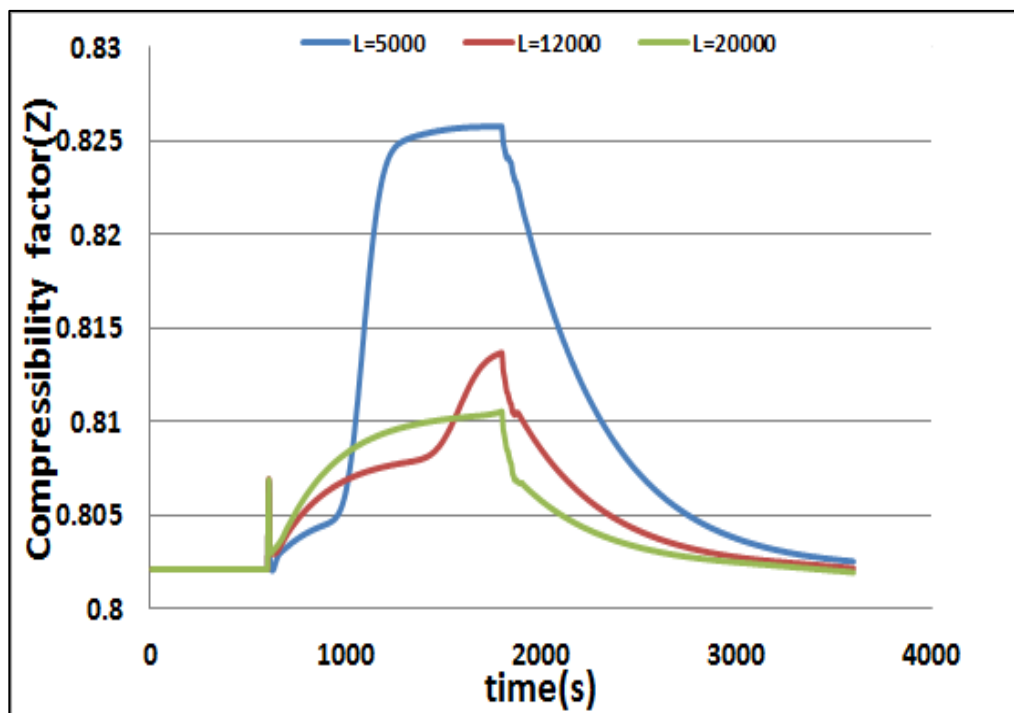


شکل ۲۳-۴ تاثیر تغییرات طول لوله بر دبی در ورودی لوله

در شکل ۲۵-۴ و شکل ۲۵-۴ با افزایش طول لوله، دامنه تغییرات دما افزایش یافته و اگرچه منحنی با شیب بیشتری به سمت مقدار نهایی حرکت می‌کند ولی زمان لازم برای همگرا شدن منحنی افزایش می‌یابد. همچنین میزان نوسانات منحنی با افزایش طول لوله، کاهش می‌یابد. در نمودار تغییرات ضریب تراکم پذیری نیز، روند تغییرات به همین ترتیب می‌باشد.



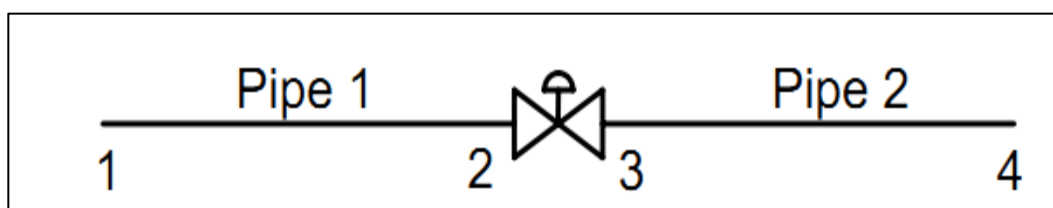
شکل ۲۴-۴ تاثیر تغییرات طول لوله بر دما در انتهای لوله



شکل ۴-۲۵ تاثیر تغییرات طول لوله بر ضریب تراکم پذیری در انتهای لوله

۸-۴ نتایج شبیه سازی شیر مسدودکننده

شکل ۴-۲۶ یک شیر مسدودکننده را نمایش می‌دهد که بین دو لوله با طول ۵ کیلومتر جایگذاری شده است. برای حل این مدل هر لوله را به ۵۰ گره محاسباتی تقسیم کرده‌ایم، شرایط مرزی مدل در زیر شکل مشخص شده است.



شکل ۴-۲۶ جایگذاری شیر مسدود کننده بین دو لوله

Inlet pressure at pipe₁ (point 1) = 5Mpa

Inlet Temperature at pipe₁ (point 1) = 330k

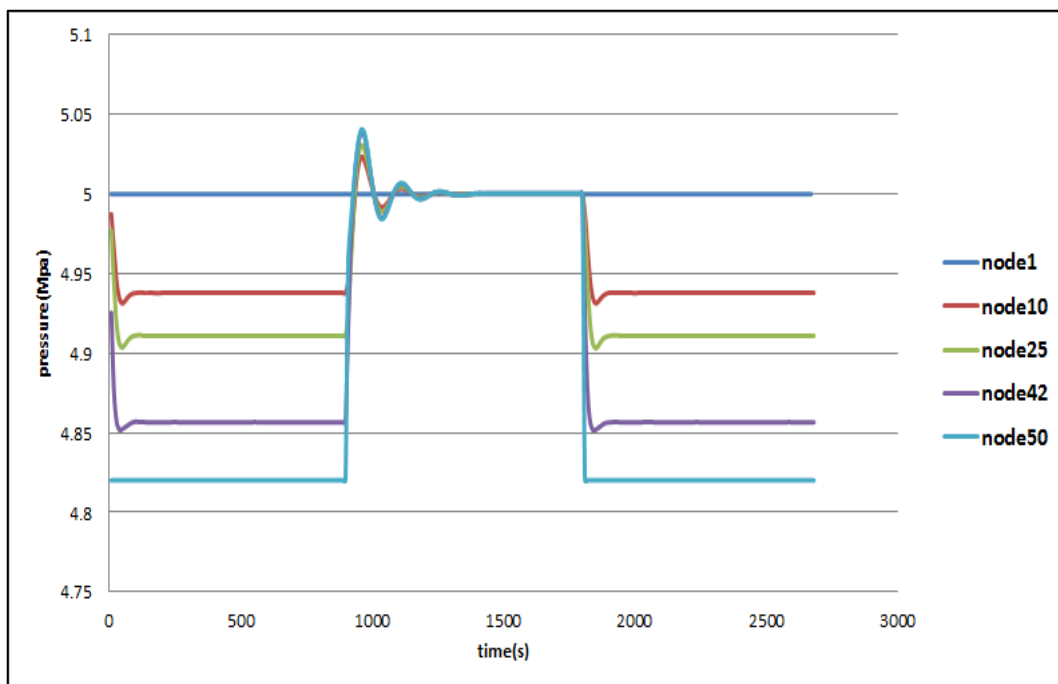
Outlet pressure at pipe₂ (point 2) = 4.4Mpa

لوله‌ها افقی می‌باشند و دارای طول ۵ کیلومتر و قطر ۰/۵ متر هستند، هر لوله به ۵۰ گره

محاسباتی تقسیم شده است که در این گره‌های محاسباتی تغییرات فشار و دبی در هر لحظه محاسبه می‌شود. برای حل این مدل فرض می‌کنیم شیر برای مدت زمان ۱۵ دقیقه باز شده، سپس برای مدت زمان ۱۵ دقیقه شیر بسته می‌شود و مجدداً در دقیقه ۳۰ شیر باز می‌شود و حل تا زمانی که شرایط پایا برای گره‌های محاسباتی ایجاد شود ادامه می‌یابد. جریان در شرایط استاندارد (K ۲۸۸/۱۵ و ۱۰۰ KPa) می‌باشد.

۱-۸-۴ تحلیل جریان درون لوله قبل از شیر مسدود کننده

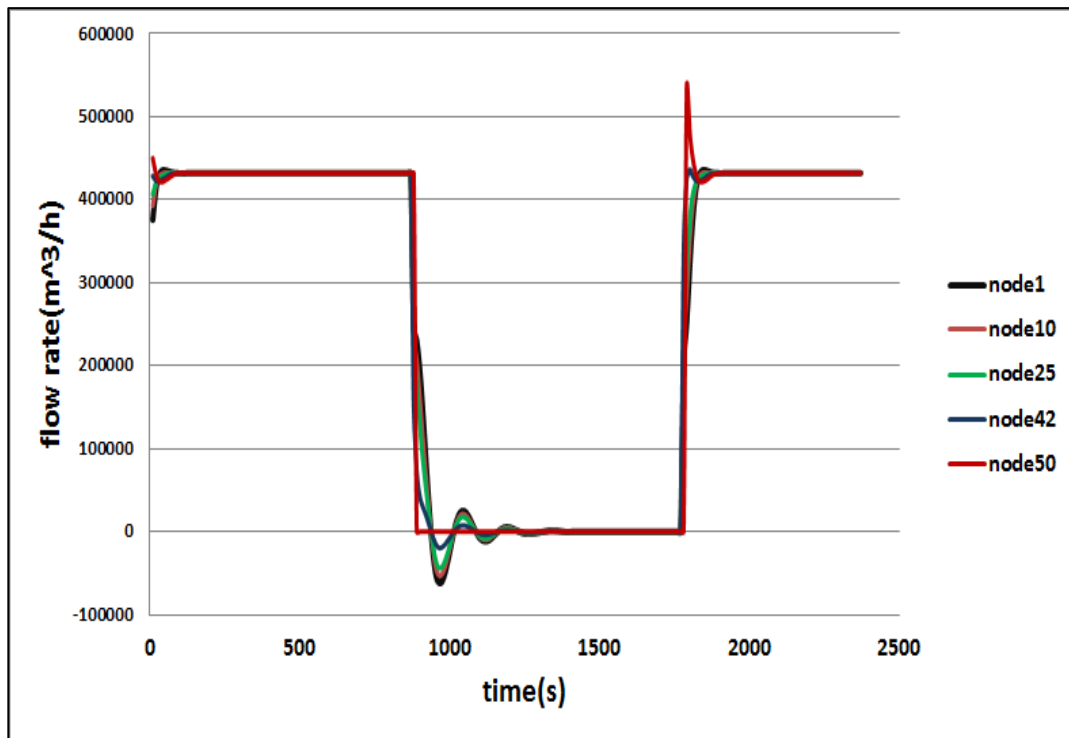
شکل ۴-۲۷ توزیع فشار را در گره‌های محاسباتی ۱ تا ۵۰ (گره ۱ ابتدای لوله و گره ۵۰ انتهای لوله) برای لوله اول (قبل از شیر مسدودکننده) نمایش می‌دهد. فشار در هر گره در مدت زمانی ۱۵ دقیقه اول که شیر باز است به شرایط پایا می‌رسد. همانطور که از شکل مشخص است فشار در طول لوله افت می‌کند که این افت فشار به علت وجود اصطکاک در لوله ایجاد شده است. در دقیقه ۱۵ که شیر بسته می‌شود فشار در گره‌های محاسباتی افزایش می‌یابد تا به فشار ورودی ۵ مگا پاسکال برسد، در گره‌های انتهایی نزدیک به شیر نوسانات شدیدتر بوده که رفته‌رفته همگرا می‌شود. در دقیقه ۳۰ که شیر مجدداً باز می‌شود فشار در گره‌های محاسباتی کاهش می‌یابد تا به مقدار پایای خود برسد.



شکل ۴-۲۷ توزیع فشار در گره محاسباتی برای لوله قبل از شیر مسدود کننده (Blocking valve)

شکل ۴-۲۸ دبی را در زمان های مختلف در گره های محاسباتی برای لوله اول (قبل از شیر)

نمایش می دهد. دبی برای همه گره های محاسباتی در ۱۵ دقیقه اول که شیر باز است به شرایط پایا می رسد. در دقیقه ۱۵ که شیر بسته می شود دبی در گره ۵۰ (انتهای لوله اول) ناگهان صفر می شود. به علت این که جریان تراکم پذیر می باشد دبی در گره های قبلی رفته رفته به صفر نزدیک می شوند به طوری که لوله از گاز انباشته می شود. در دقیقه ۳۰ که شیر باز می شود دبی در گره های محاسباتی افزایش می یابد تا به مقدار پایای خود برسد. در گره های نزدیک به شیر (انتهای لوله) دبی زودتر از گره های ابتدایی به مقدار پایای خود می رسد.

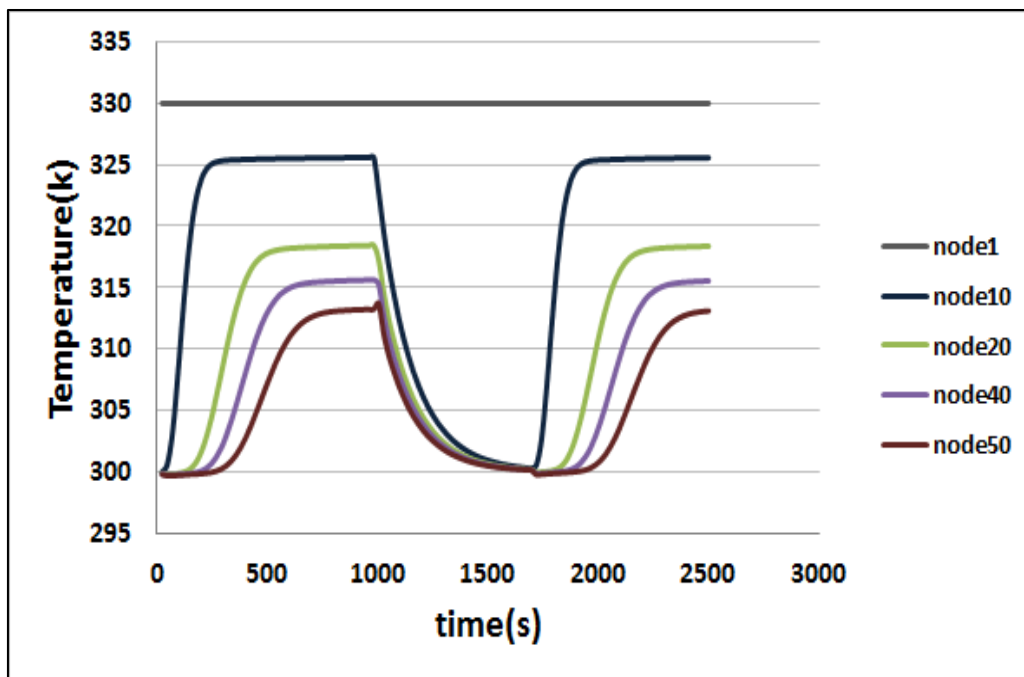


شکل ۴-۲۸ نمایش دبی در گره های محاسباتی برای لوله قبل از شیر مسدود کننده (Blocking valve)

شکل ۴-۲۹ دما را در زمان های مختلف در گره های محاسباتی برای لوله اول (قبل از شیر)

نمایش می دهد. دما برای همه گره های محاسباتی در ۱۵ دقیقه اول که شیر باز است به شرایط پایا می رسد. در دقیقه ۱۵ که شیر بسته می شود دما در گره اول از سمت گره آخر و انتقال حرارت با محیط در هر گره به شرایط پایا می رسد. در دقیقه ۱۵ که شیر بسته می شود دما در گره اول با توجه به شرط مرزی

مقدار ثابت ۳۳۰ کلوین باقی می ماند و در سایر گره ها تنها انتقال حرارت به محیط وجود دارد و همه گره ها رفته رفته به دمای محیط می رسند. در دقیقه ۳۰ که شیر باز می شود دما در گره های محاسباتی به علت انتقال حرارت توسط جریان افزایش می یابد تا به مقدار پایای خود برسد. در گره های نزدیک به شیر (انتهای لوله) دما دیرتر از گره های ابتدایی به مقدار پایای خود می رسد.

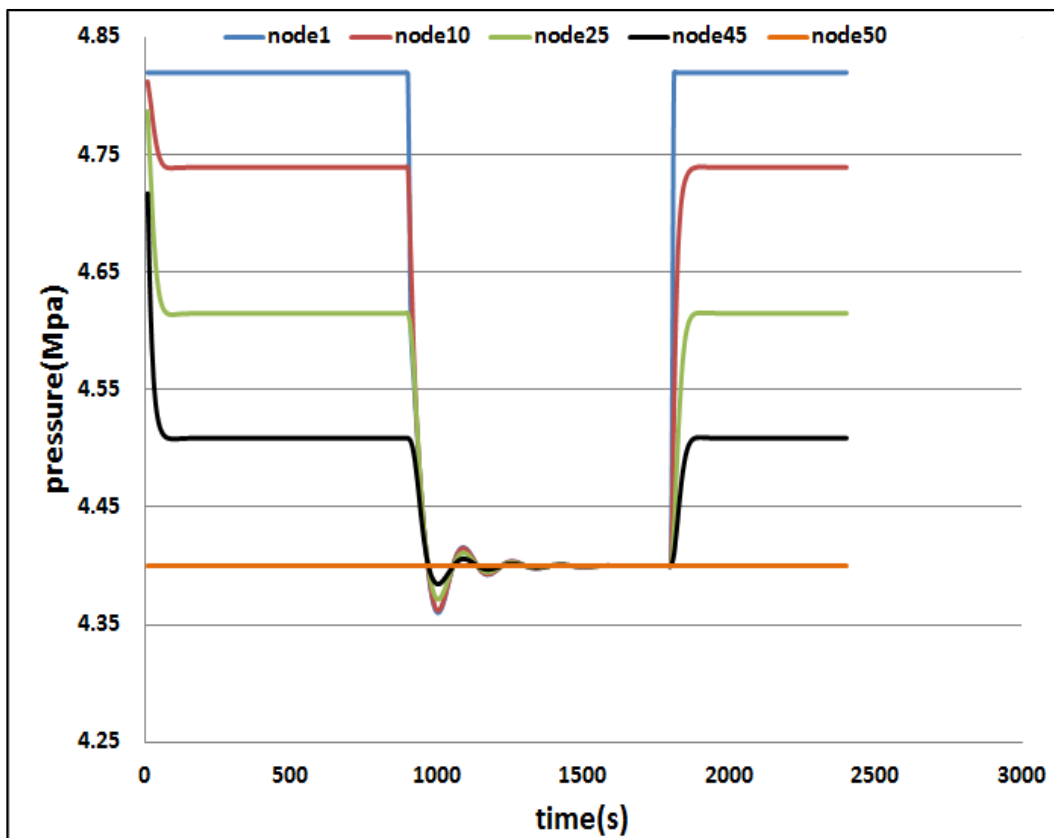


شکل ۴-۲۹ نمایش تغییرات دما در گره های محاسباتی برای لوله قبل از شیر مسدودکننده (Blocking valve)

۴-۸-۲ تحلیل لوله بعد از شیر مسدودکننده

شکل ۴-۳۰ توزیع فشار را در گره های محاسباتی ۱ تا ۵۰ (گره ۱ ابتدای لوله و گره ۵۰ انتهای لوله) برای لوله دوم (بعد از شیر مسدودکننده) نمایش می دهد. فشار در هر گره در مدت زمانی ۱۵ دقیقه اول که شیر باز است به شرایط پایا می رسد. همانطور که از شکل مشخص است فشار در طول لوله افت می کند که این افت فشار به علت وجود اصطکاک در لوله ایجاد شده است. در دقیقه ۱۵ که شیر بسته می شود فشار در گره های محاسباتی کاهش می یابد تا به فشار خروجی ۴/۴ مگا پاسکال برسد، بر عکس لوله اول در گره های ابتدایی (نزدیک به شیر) نوسانات شدید تر بوده که رفته رفته همگرا می شود. در دقیقه ۳۰ که شیر مجدداً باز می شود فشار در گره های محاسباتی افزایش می یابد تا

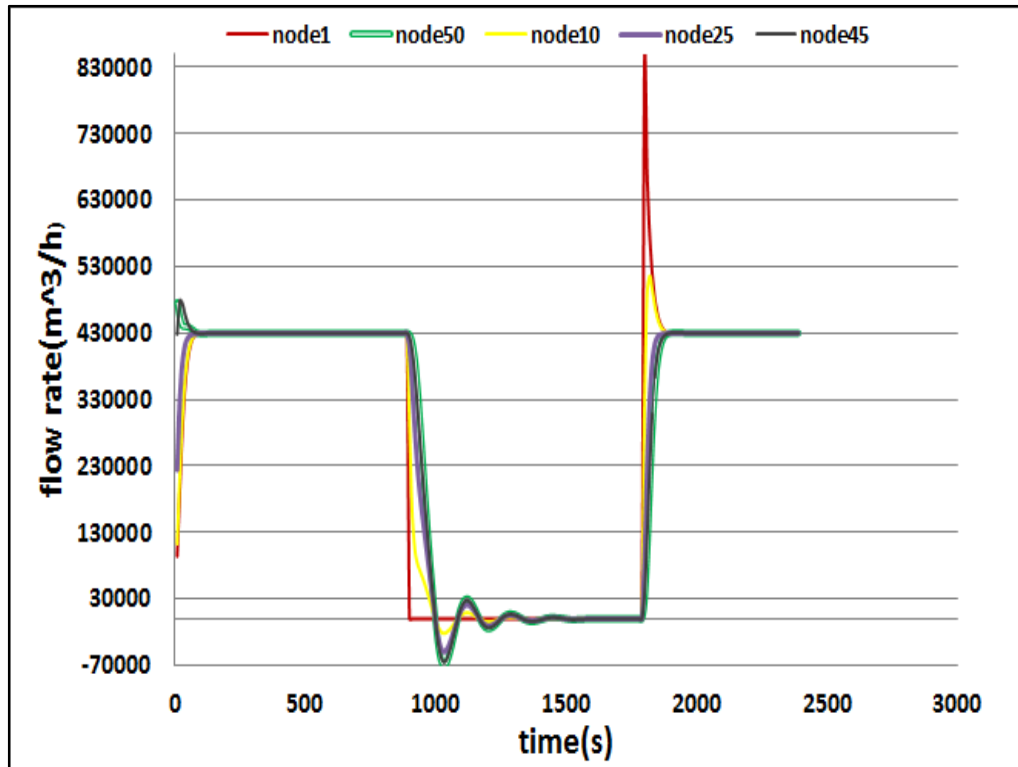
به مقدار پایای خود برسد. در شکل ۴-۳۰ و شکل ۴-۲۷ مشاهده می‌کنیم وقتی شیر باز است فشار انتهایی لوله اول با فشار ابتدای لوله دوم به مقدار برابر $4/82$ مگا پاسکال می‌رسد، که همانطور که در بخش ۳-۴ گفتیم این برابری فشار یکی از شرط های شیر مسدودکننده در حالت باز می‌باشد.



شکل ۴-۳۰ توزیع فشار در گره های محاسباتی برای لوله بعد از شیر مسدودکننده (Blocking valve)

شکل ۴-۳۱ دبی را در زمان های مختلف در گره های محاسباتی برای لوله دوم (بعد از شیر) نمایش می‌دهد. دبی برای همه گره های محاسباتی در ۱۵ دقیقه اول که شیر باز است به شرایط پایا می‌رسد. در دقیقه ۱۵ که شیر بسته می‌شود دبی در گره اول (ابتدای لوله دوم) ناگهان صفر می‌شود. در گره های بعدی رفته رفته دبی کاهش می‌یابد تا به صفر برسد، در گره ابتدایی کاهش دبی شدیدتر می‌باشد. در دقیقه ۳۰ که شیر باز می‌شود دبی در گره های محاسباتی افزایش می‌یابد تا به مقدار پایای خود برسد. در گره های نزدیک به شیر (ابتدای لوله) دبی زودتر از گره های انتهایی به مقدار پایای خود می‌رسد. همانطور که از شکل ۴-۲۸ و شکل ۴-۳۱ مشاهده می‌کنید دبی در هر دو لوله

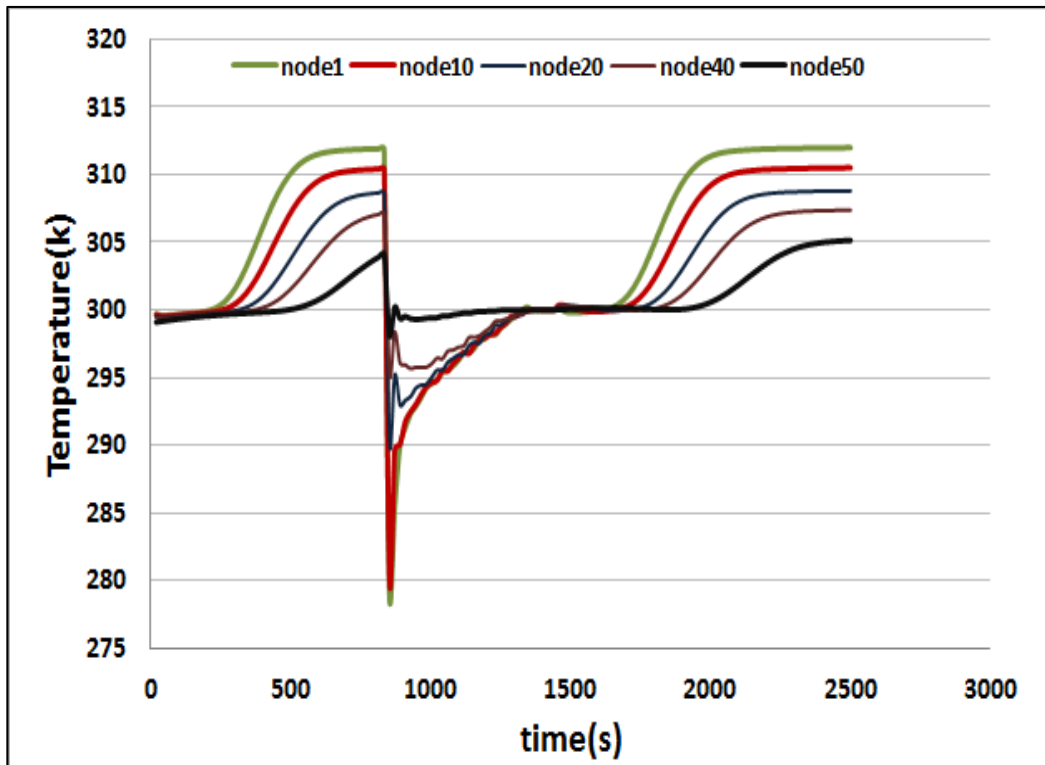
(قبل و بعد از شیر) در شرایط پایا مقدار ۴۳۰۰۰۰ متر مکعب بر ساعت می باشد که این برابری دبی از شرایط شیر مسدودکننده در حالت باز می باشد.



شکل ۴-۳۱ نمایش دبی در گره های محاسباتی برای لوله بعد از شیر مسدود کننده (B locking valve)

شکل ۴-۳۲ دما را در زمان های مختلف در گره های محاسباتی برای لوله دوم (بعد از شیر) نمایش می دهد. دما برای همه گره های محاسباتی در ۱۵ دقیقه اول که شیر باز است به علت ایجاد تعادل بین انتقال حرارت توسط جریان از گره اول به سمت گره آخر و انتقال حرارت با محیط در هر گره به شرایط پایا می رسد که گره های انتهایی دیرتر به مقدار پایای خود می رسند. در دقیقه ۱۵ که شیر بسته می شود دما در گره اول (ابتدای لوله دوم) ناگهان کاهش می یابد که به علت افت فشار ناشی از بسته شدن شیر می باشد. رفته رفته به علت انتقال حرارت از محیط به لوله دمای گره های محاسباتی به دمای محیط می رسد. در گره های بعدی افت دما کمتر می باشد به دلیل افت فشار کمتر که با گذشت زمان به علت انتقال حرارت از محیط به لوله دما در تمامی گره ها به دمای محیط می رسد. در دقیقه ۳۰ که شیر باز می شود دما در گره های محاسباتی به علت انتقال حرارت توسط جریان افزایش

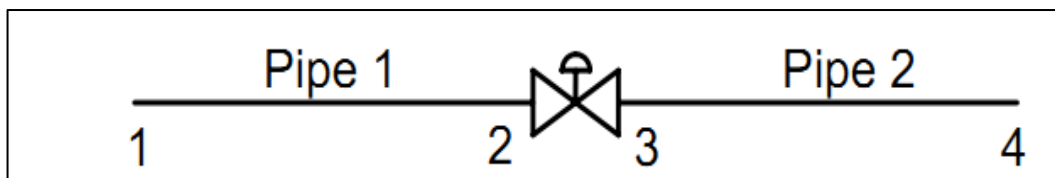
می یابد تا به مقدار پایای خود برسد.



شکل ۴-۳۲ نمایش تغییرات دما در گره های محاسباتی برای لوله بعد از شیر مسدود کننده (Blocking valve)

۹-۴ نتایج شبیه سازی شیر تنظیم کننده

شکل ۴-۳۳ یک شیر تنظیم کننده را نمایش می دهد که بین دو لوله افقی به طول ۵ کیلومتر و قطر ۰/۵ متر قرار گرفته است و وظیفه تنظیم فشار در لوله دوم (خروجی شیر) را به عهده دارد. شرایط مرزی استفاده شده برای مدل سازی در زیر شکل آورده شده.



شکل ۴-۳۳ شیر تنظیم کننده (Regulator valve)

Inlet pressure at pipe₁ (point1) = 6 Mpa

Inlet Temperature at pipe₁ (point1) = 330 k

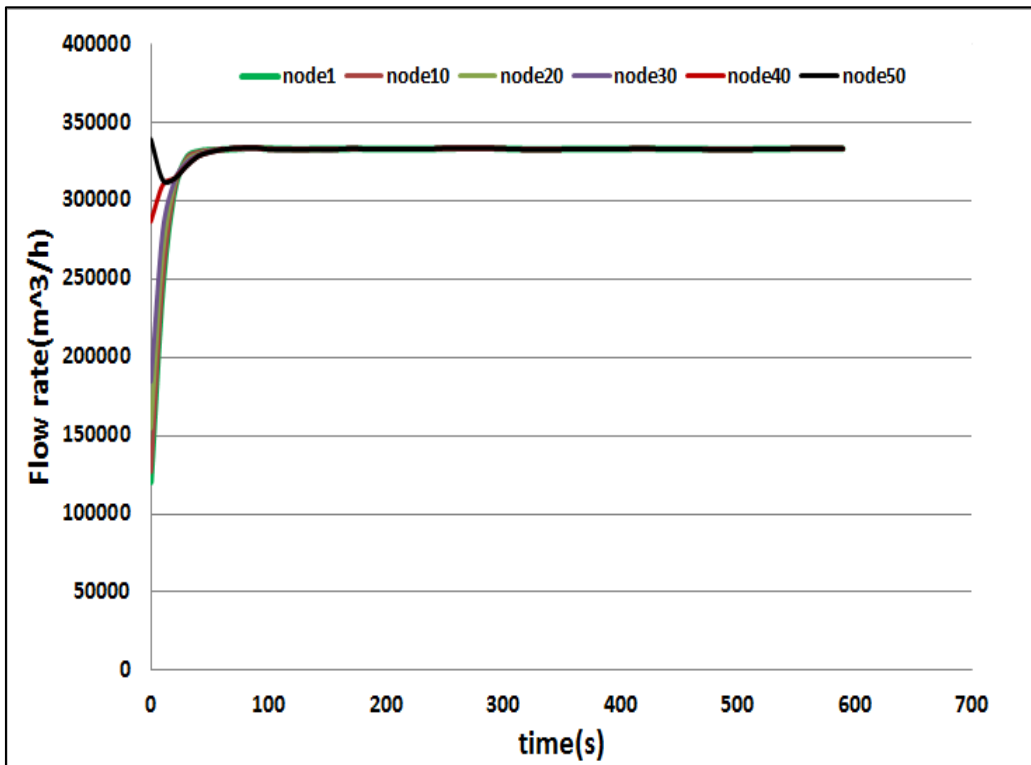
Outlet pressure at Regulator (point3) = 5.5 Mpa

Outlet pressure at pipe₂(point4) = 5.3

شیر برای مدت زمان ۱۰ دقیقه باز می‌شود در این مدت تغییرات فشار، دبی و دما را در گره های محاسباتی به دست می‌آوریم.

۴-۹-۱ تحلیل جریان درون لوله قبل از شیر تنظیم کننده

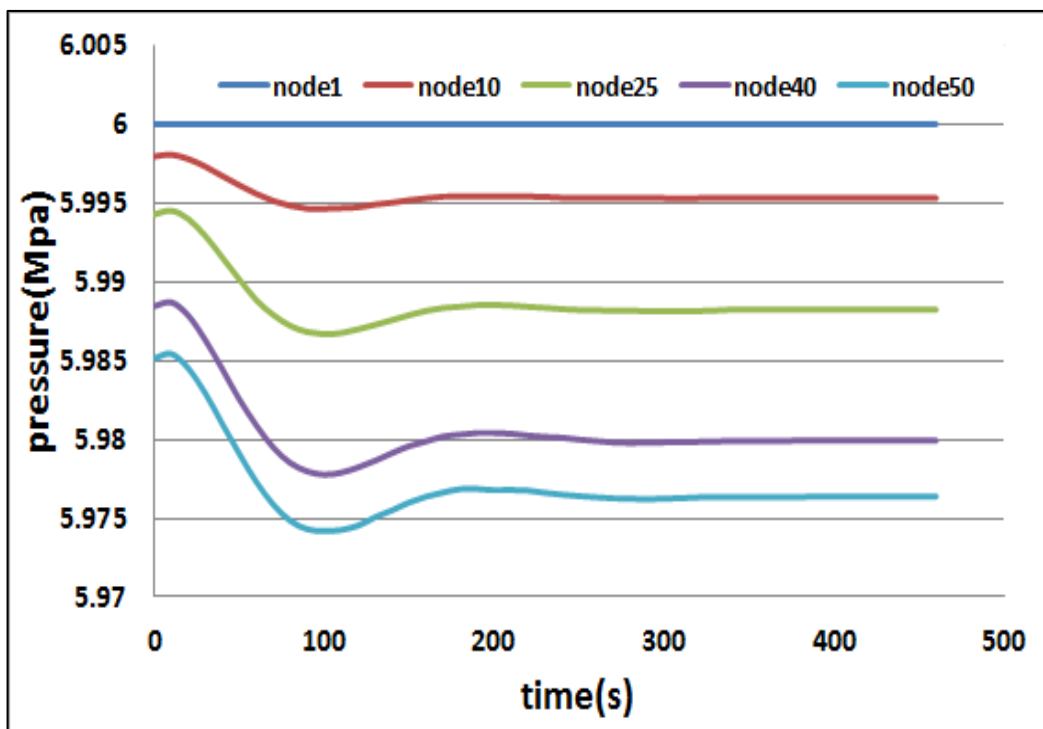
شکل ۴-۳۴ تغییرات دبی را در گره‌های محاسباتی برای لوله اول را نمایش می‌دهد. همانطور که در شکل مشاهده می‌کنید در ابتدا مقدار دبی در گره محاسباتی مقادیر متفاوتی دارد که بعد از گذشت ۱۰ دقیقه همه گره‌ها به مقدار پایای ۳۳۳۰۰۰ متر مکعب بر ساعت می‌رسد. گره‌های ابتدایی در مدت زمان طولانی‌تری به مقدار پایا می‌رسند.



شکل ۴-۳۴ نمایش دبی در گره های محاسباتی برای لوله قبل شیر تنظیم کننده (Regulator valve)

شکل ۴-۳۵ توزیع فشار در گره‌های محاسباتی لوله قبل از شیر تنظیم کننده را نمایش می‌دهد. فشار لوله در ورودی مقدار ثابت ۶ مگا پاسکال دارد در گره‌های بعدی افت فشار مشاهده می‌کنیم که به علت وجود اصطکاک در لوله می‌باشد. بعد گذشت مدتی مقدار فشار در هر گره به مقدار پایای خود

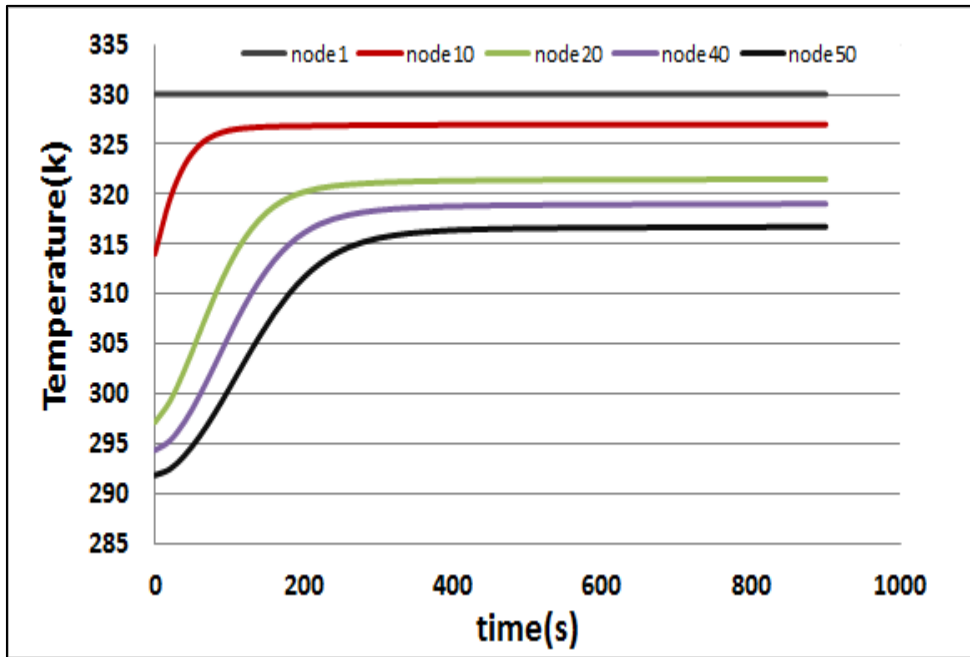
می‌رسد.



شکل ۴-۳۵ توزیع فشار در گره‌های محاسباتی برای لوله قبل از شیر تنظیم کننده (Regulator valve)

شکل ۴-۳۶ توزیع دما در گره‌های محاسباتی لوله قبل از شیر تنظیم کننده را نمایش می‌دهد.

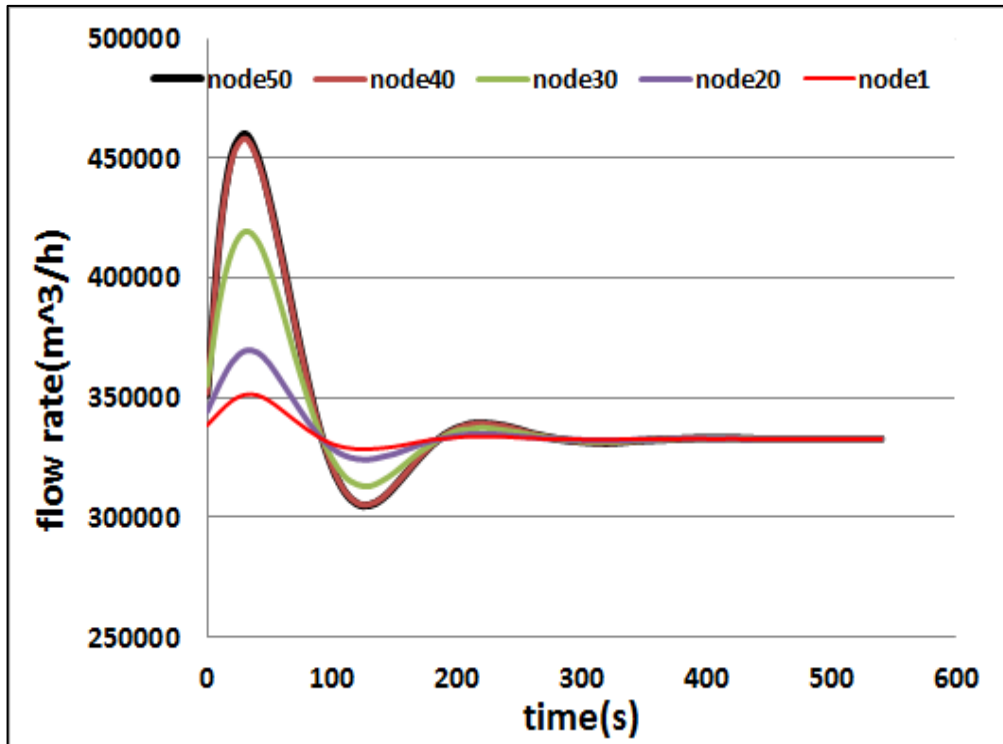
دمای لوله در ورودی مقدار ثابت ۳۳۰ کلوین دارد در گره‌های بعدی دما پس از گذشت مدتی به علت ایجاد تعادل بین انتقال حرارت توسط جریان از گره اول به سمت گره آخر و انتقال حرارت با محیط در هر گره به شرایط پایا می‌رسد که گره‌های انتهایی دیرتر به مقدار پایای خود می‌رسند.



شکل ۴-۳۶ توزیع دما در گره های محاسباتی برای لوله قبل از شیر تنظیم کننده (Regulator valve)

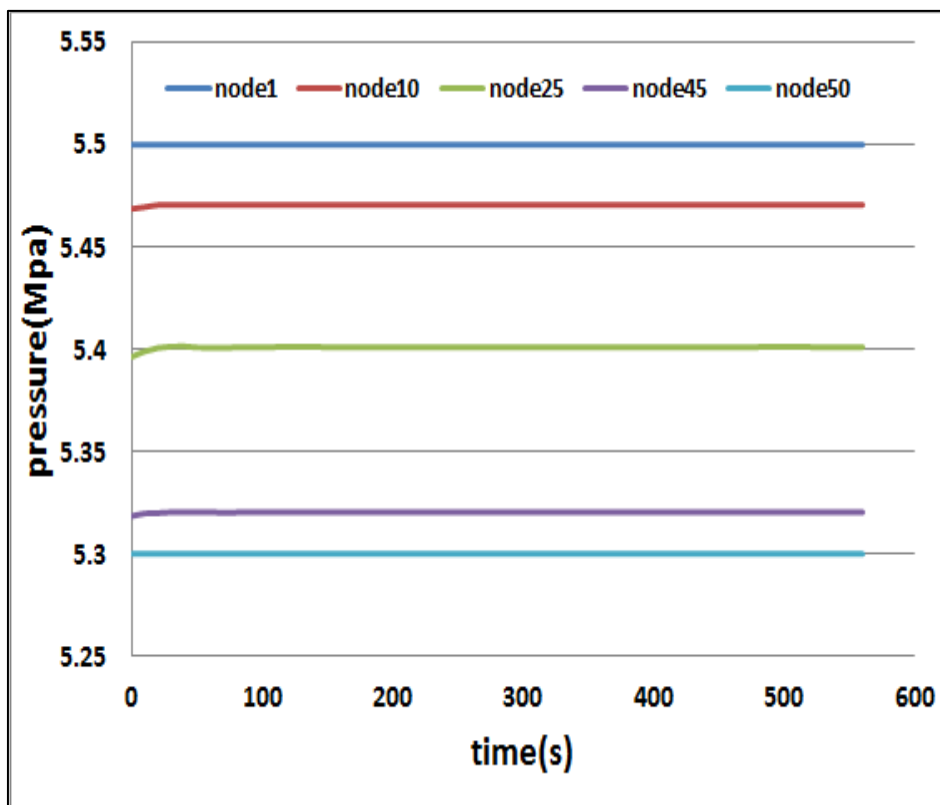
۴-۹-۲ تحلیل جریان درون لوله بعد از شیر تنظیم کننده

شکل ۴-۳۷ تغییرات دبی را در گره های محاسباتی برای لوله دوم نمایش می دهد. همانطور که در شکل مشاهده می کنید در ابتدا مقدار دبی در گره محاسباتی مقادیر متفاوتی دارد که بعد از گذشت مدتی همه گره ها به مقدار پایایی ۳۳۳۰۰۰ متر مکعب بر ساعت می رسد. یکی از شرایط شیر تنظیم کننده برابری دبی ورودی و خروجی آن به هنگام باز بودن شیر می باشد که با توجه به شکل ۴-۳۷ و شکل ۴-۳۴ این شرط برقرار شده است.



شکل ۴-۳۷ نمایش دبی در گره های محاسباتی برای لوله بعد از شیر تنظیم کننده (Regulator valve)

شکل ۴-۳۸ توزیع فشار در گره های محاسباتی لوله بعد از شیر تنظیم کننده را نمایش می دهد. فشار لوله در ورودی و خروجی مقادیر ثابت ۵/۵ و ۵/۳ مگا پاسکال دارد. به علت این که فشار ورودی و خروجی لوله به صورت یک شرط مرزی مشخص شده است شرایط گذرا برای گره های میانی وجود ندارد و همگی در همان ابتدا به مقدار پایای خود می رسند. در گره های بعدی افت فشار مشاهده می کنیم که به علت وجود اصطکاک در لوله می باشد. یکی از شرط های شیر تنظیم کننده به هنگام باز بودن اختلاف فشار ورودی و خروجی آن می باشد که با توجه به شکل ۴-۳۸ و شکل ۴-۳۵ این مورد مشهود است.



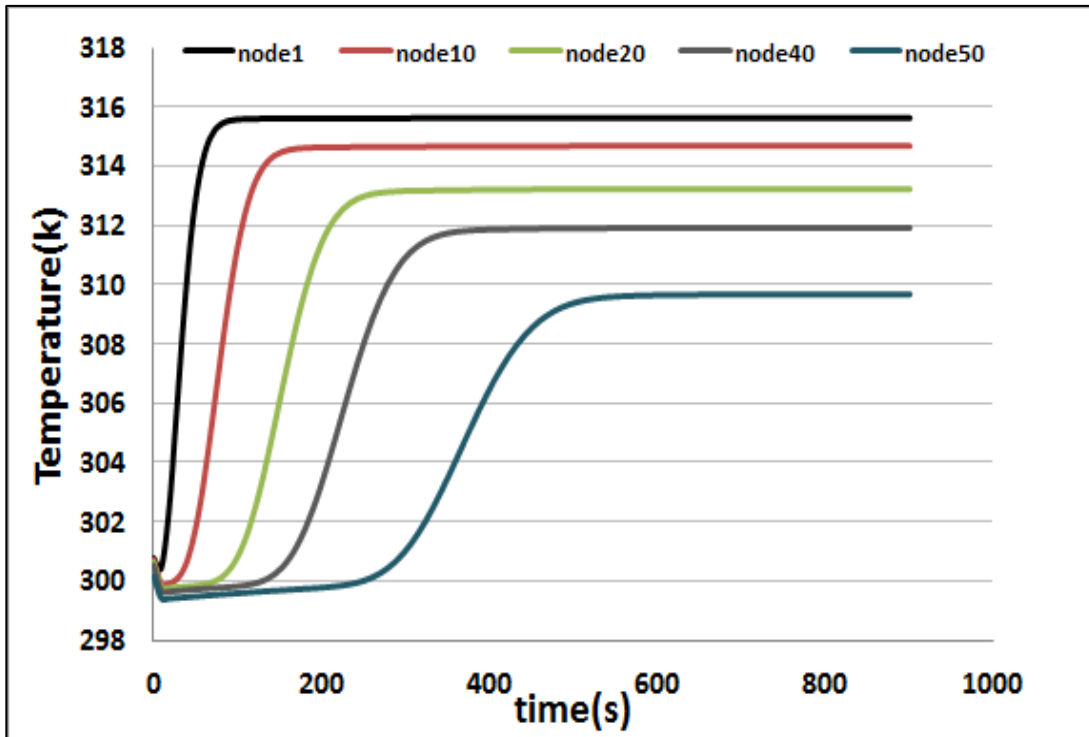
شکل ۴-۳۸ توزیع فشار در گره های محاسباتی برای لوله بعد از شیر تنظیم کننده (Regulaor vave)

شکل ۴-۳۹ توزیع دما در گره های محاسباتی لوله بعد از شیر تنظیم کننده را نمایش می دهد. در

گره های محاسباتی دما پس از گذشت مدتی به علت ایجاد تعادل بین انتقال حرارت توسط جریان از

گره اول به سمت گره آخر و انتقال حرارت با محیط در هر گره به شرایط پایا می رسد که گره های

انتهایی دیرتر به مقدار پایای خود می رسند.

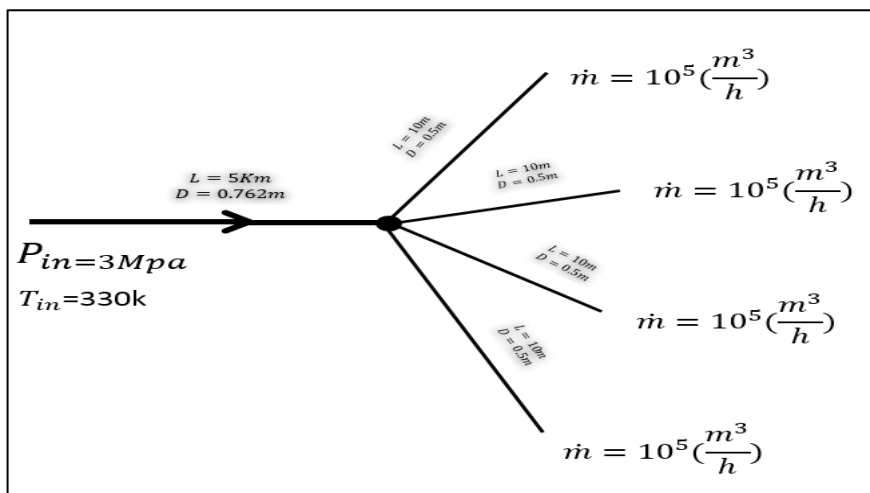


شکل ۴-۳۹ توزیع فشار در گره های محاسباتی برای لوله بعد از شیر تنظیم کننده (Regulaor vave)

۴-۱۰ نتایج شبیه سازی گره پخش کننده

شکل ۴-۴۰ یک گره پخش کننده را نمایش می دهد که جریان گاز از یک لوله به ۴ لوله پخش

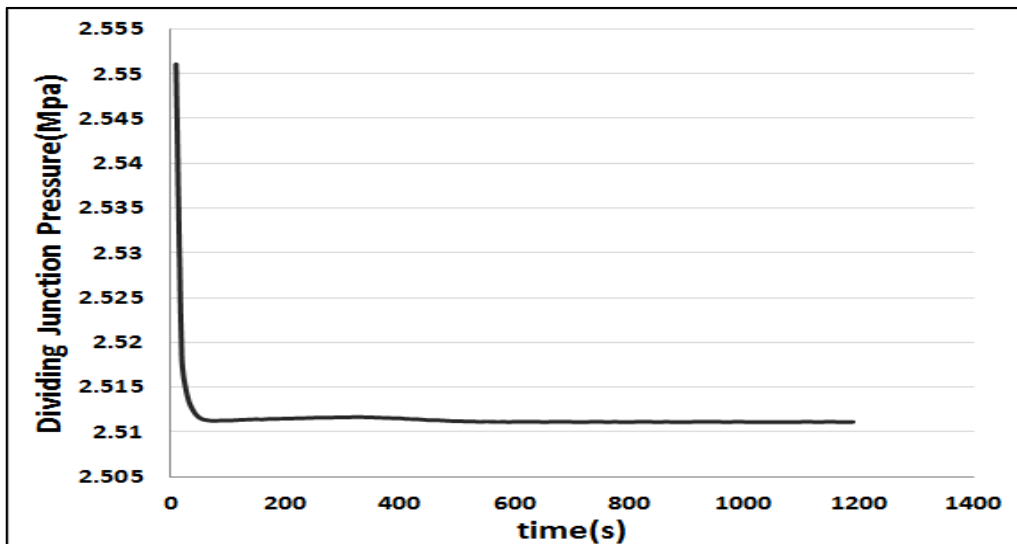
می شود. شرایط مرزی و ابعاد لوله ها روی شکل آورده شده است.



شکل ۴-۴۰ نمایش یک گره پخش کننده به ۴ لوله

نمودار شکل ۴-۴۱ تغییرات فشار را بر حسب زمان در گره پخش کننده نمایش می دهد. فشار در

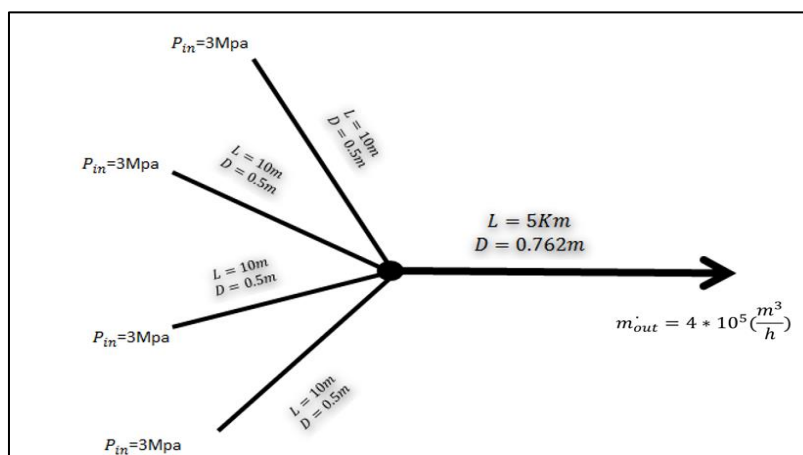
گره پخش کننده کاهش می یابد تا به مقدار پایای خود می رسد. با مشخص شدن فشار در گره پخش -
کننده می توان دبی را در تمامی لوله ها بدست آورد.



شکل ۴-۱۱ تغییرات فشار بر حسب زمان در گره پخش کننده

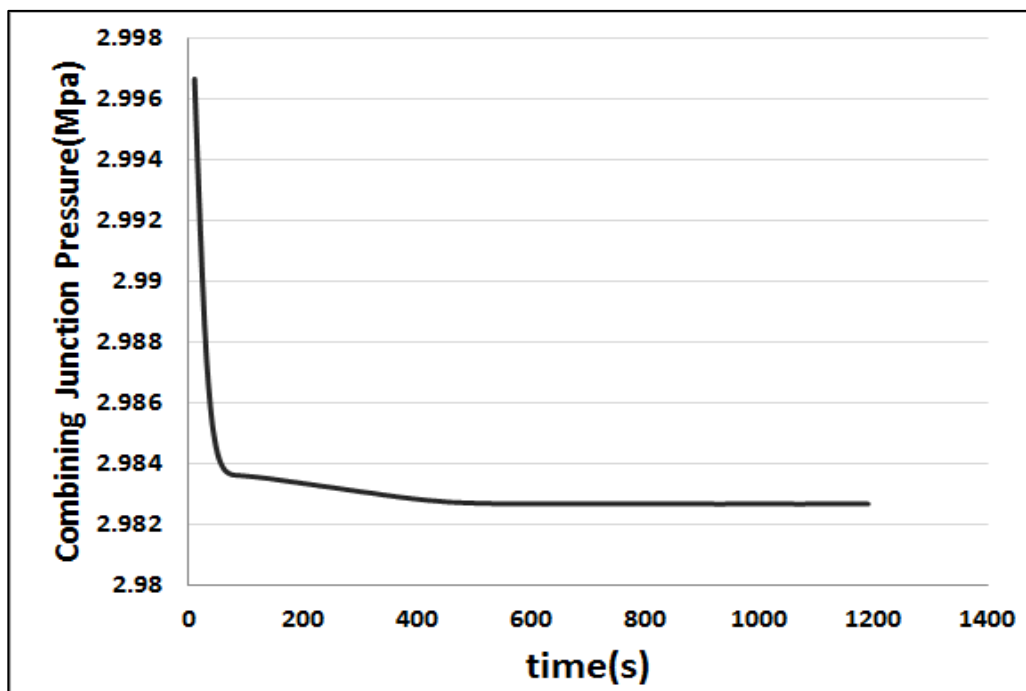
۴-۱۱ نتایج شبیه سازی گره جمع کننده

شکل ۴-۱۲ یک گره جمع کننده را نمایش می دهد که جریان گاز از ۴ لوله به یک لوله منتقل می شود. شرایط مرزی و ابعاد لوله ها روی شکل آورده شده است.



شکل ۴-۱۲ نمایش یک گره جمع کننده به ۴ لوله

نمودار شکل ۴-۱۳ تغییرات فشار را بر حسب زمان در گره جمع کننده نمایش می دهد. با مشخص شدن فشار در گره جمع کننده می توان دبی را در تمامی لوله ها به دست آورد.

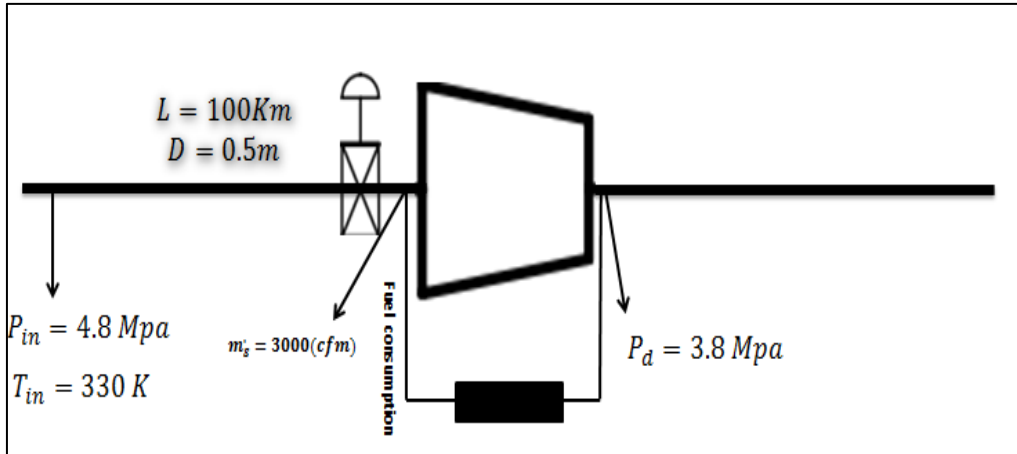


شکل ۴-۴۳ تغییرات فشار بر حسب زمان در گره جمع کننده

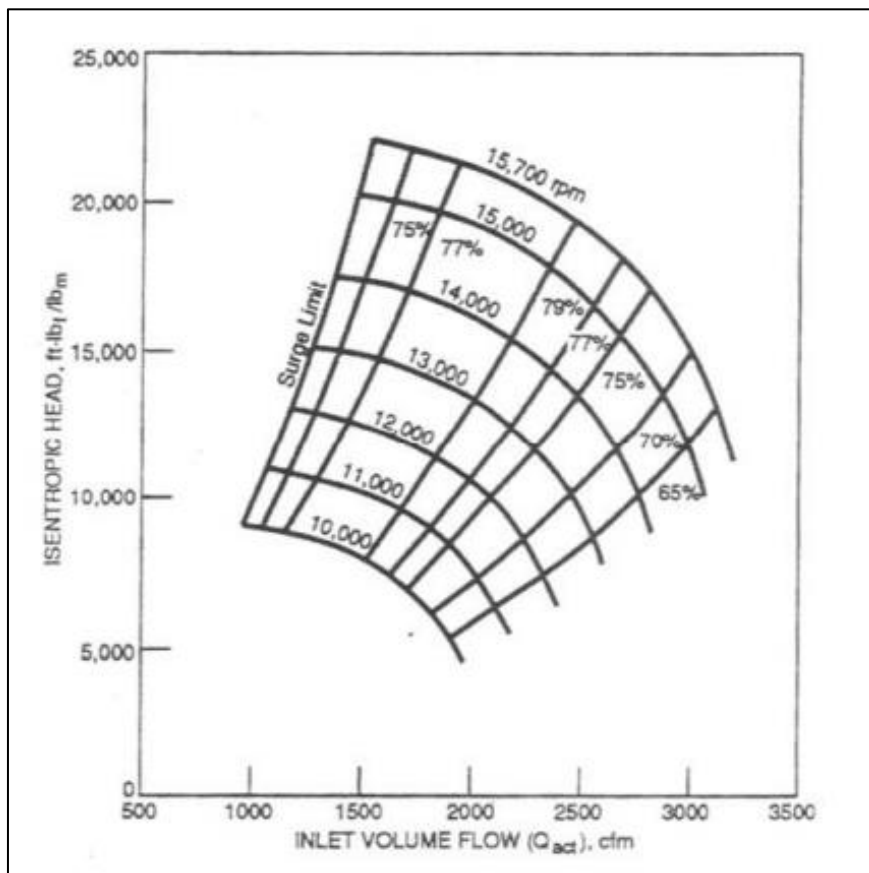
۴-۱۲ نتایج مدل سازی همزمان ایستگاه تقویت فشار و خط لوله

۴-۱۲-۱ نتایج مدل سازی ایستگاه و خط لوله در حالت دبی ورودی به ایستگاه و فشار ورودی خط لوله ثابت

شکل ۴-۴۴ یک خط لوله همراه با یک ایستگاه تقویت فشار که از یک کمپرسور با نمودار عملکرد نمایش داده شده در شکل ۴-۴۵ تشکیل شده، را نمایش می‌دهد. طول لوله و شرایط مرزی روی شکل مشخص شده است. به وسیله یک شیر دبی ورودی به کمپرسور ثابت می‌باشد. ایستگاه تقویت فشار طوری تنظیم می‌شود که فشار خروجی کمپرسور $3/8$ مگا پاسکال شود. در این حالت فشار ورودی، ضریب تراکم پذیری در ورودی و دمای ورودی به کمپرسور با زمان تغییر می‌کند تا به مقدار پایای خود برسد. ارتفاع ایزنتروپیک، دور کمپرسور، بازده ایزنتروپیک کمپرسور، سوخت مصرفی کمپرسور و دمای خروجی کمپرسور چون تابعی از فشار، دبی ورودی، ضریب تراکم پذیری ورودی، بازده سیکل راننده و دمای ورودی می‌باشد با زمان تغییر می‌کند تا به مقدار پایای خود برسد.

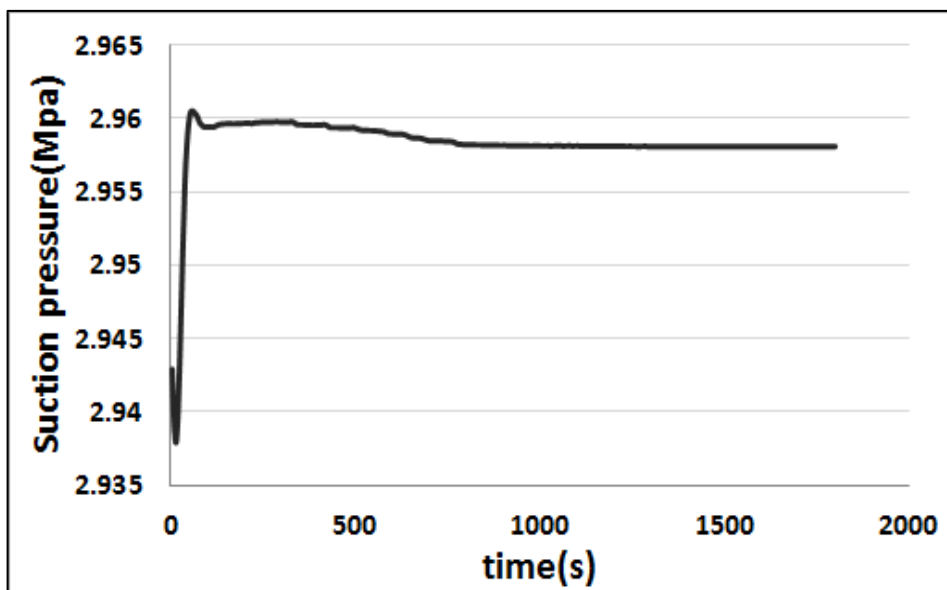


شکل ۴-۴ ایستگاه تقویت فشار به همراه خط لوله با شرط دبی ورودی به ایستگاه و فشار ورودی خط لوله ثابت



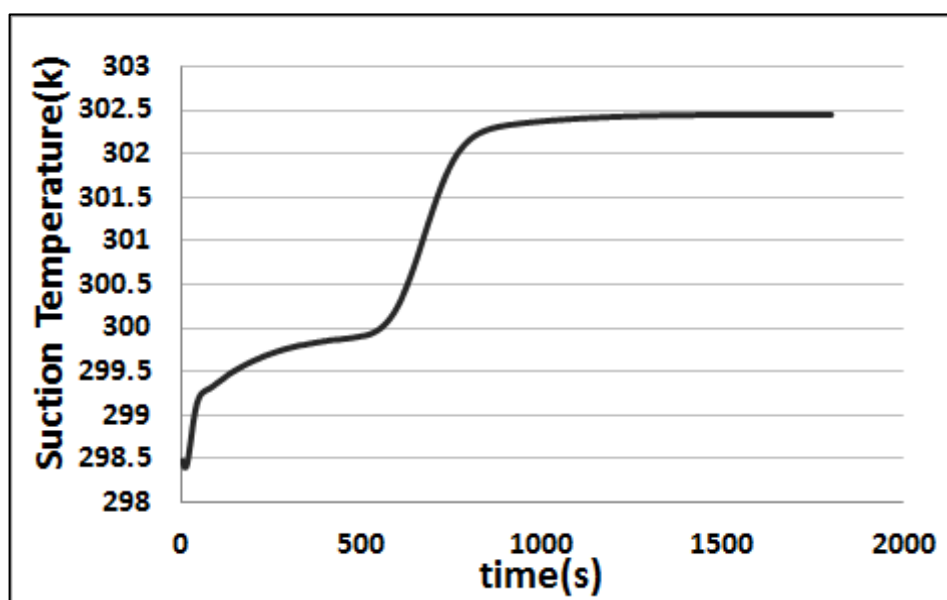
شکل ۴-۵ نمودار عملکرد کمپرسور نمایش داده در شکل [۵۸]

شکل ۴-۶ تغییرات فشار ورودی به ایستگاه که از تحلیل لوله قبل از ایستگاه به دست آمده را برای شرایط مرزی شکل ۴-۴ نمایش می‌دهد. به علت وجود اصطکاک در لوله فشار افت می‌کند تا به مقدار پایای خود برسد. نوسانات ابتدایی در لحظه باز شدن شیر ایجاد می‌شود.



شکل ۴-۴۶ تغییرات فشار ورودی به کمپرسور نسبت به زمان

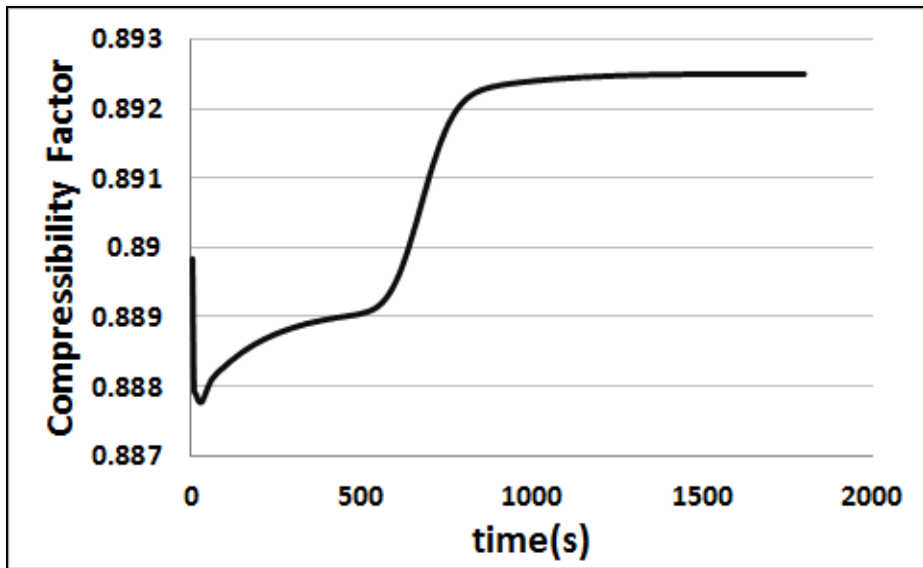
شکل ۴-۴۷ تغییرات دمای ورودی به ایستگاه که از تحلیل لوله قبل از ایستگاه به دست آمده را برای شرایط مرزی شکل ۴-۴۴ نمایش می‌دهد. به علت ایجاد تعادل بین انتقال حرارت توسط جریان از گره ابتدایی لوله به گره انتهایی لوله و انتقال حرارت به محیط، دما به مقدار پایدار خود می‌رسد.



شکل ۴-۴۷ تغییرات دمای ورودی به کمپرسور نسبت به زمان

شکل ۴-۴۸ تغییرات ضریب تراکم‌پذیری ورودی به ایستگاه را برای شرایط مرزی شکل ۴-۴۴ نمایش می‌دهد. ضریب تراکم‌پذیری در هر گره تابعی از دما و فشار می‌باشد. تاثیرات دما بر ضریب

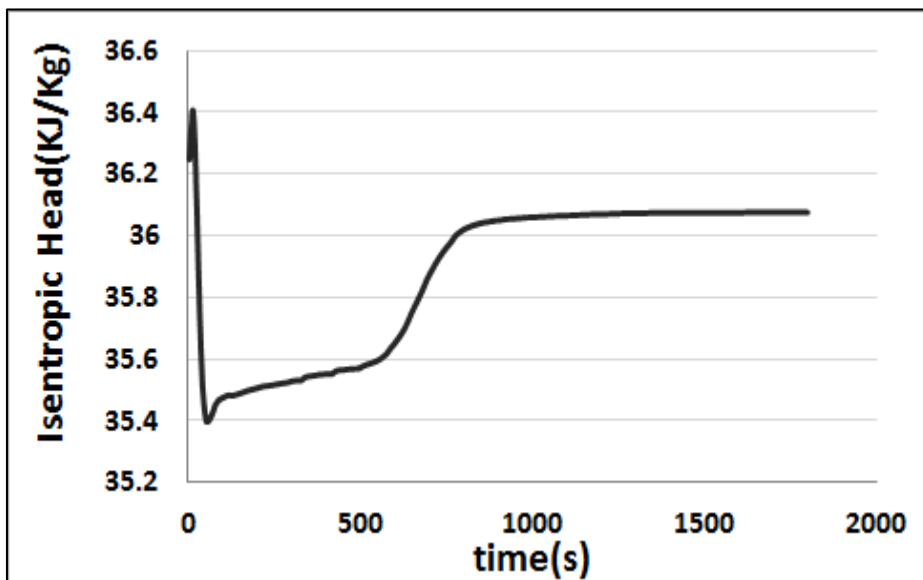
تراکم پذیری بیشتر از تاثیرات فشار می باشد.



شکل ۴-۴۸ تغییرات ضریب تراکم پذیری ورودی به کمپرسور نسبت به زمان

شکل ۴-۴۹ تغییرات ارتفاع ایزنتروپیک را برای کمپرسور ایستگاه با شرایط مرزی شکل ۴-۴۴

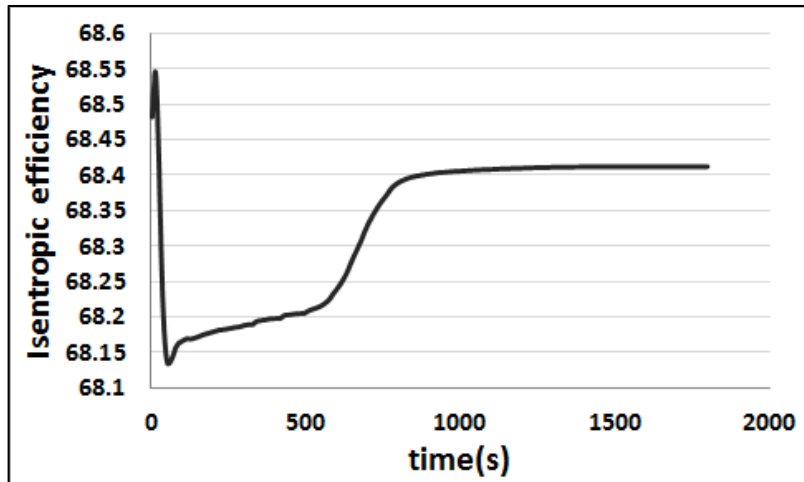
نمایش می دهد. ارتفاع ایزنتروپیک تابعی از فشار ورودی و خروجی، دمای ورودی، ضریب تراکم پذیری ورودی و ترکیب گاز ورودی می باشد.



شکل ۴-۴۹ تغییرات ارتفاع ایزنتروپیک کمپرسور نسبت به زمان

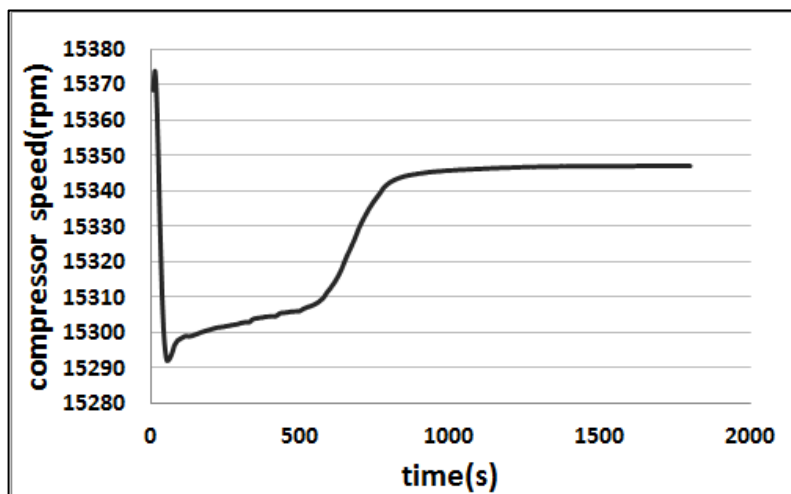
شکل ۴-۵۰ تغییرات بازده ایزنتروپیک را برای شرایط مرزی شکل ۴-۴۴ نمایش می دهد. بازده

کمپرسور تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک و دبی ورودی به ایستگاه می‌باشد. با توجه به اینکه دبی ورودی به ایستگاه طبق شرایط مرزی شکل ۴-۴ ثابت می‌باشد تغییرات بازده تنها تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک می‌باشد.



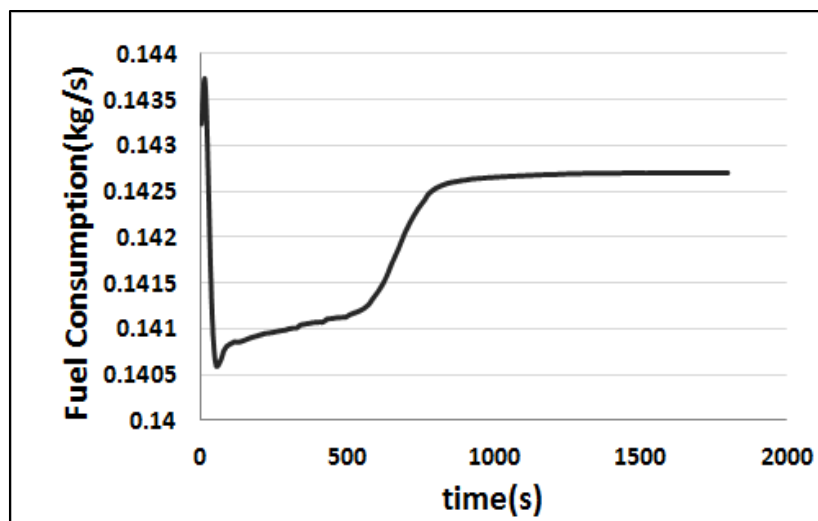
شکل ۴-۵۰ تغییرات بازده ایزنتروپیک کمپرسور نسبت به زمان

شکل ۴-۵۱ تغییرات دور کمپرسور را برای شرایط مرزی شکل ۴-۴ نمایش می‌دهد. دور کمپرسور تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک و دبی ورودی به ایستگاه می‌باشد. با توجه به اینکه دبی ورودی به ایستگاه طبق شرایط مرزی شکل ۴-۴ ثابت می‌باشد تغییرات دور کمپرسور تنها تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک می‌باشد.



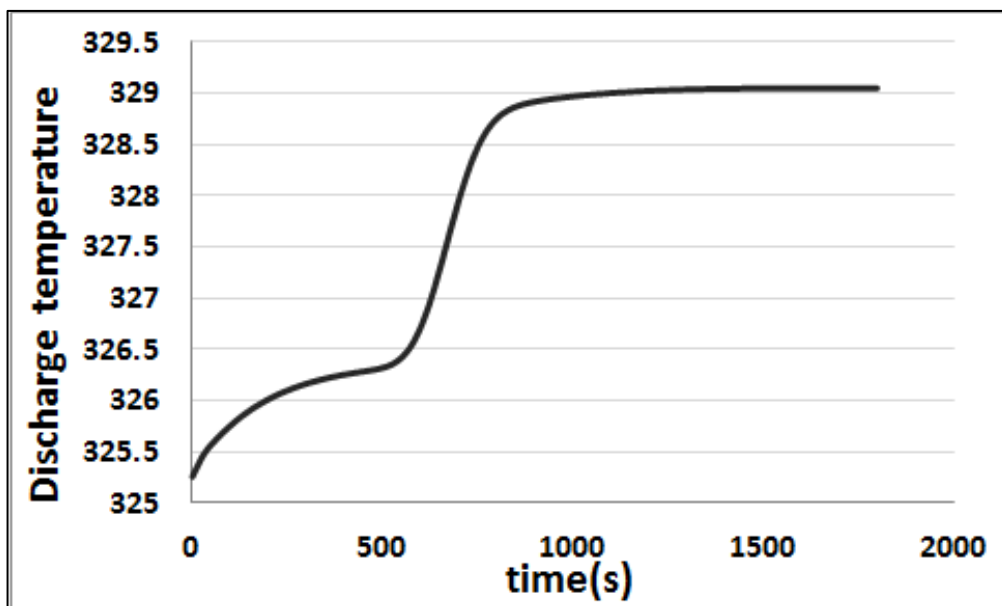
شکل ۴-۵۱ تغییرات دور کمپرسور نسبت به زمان

شکل ۴-۵۲ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه را برای شرایط مرزی شکل ۴-۴۴ نسبت به زمان نمایش می‌دهد. سوخت مصرفی تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک، بازده سیکل راننده، بازده ایزنتروپیک، دبی ورودی به ایستگاه و ارزش حرارتی گاز ورودی به ایستگاه می‌باشد. با توجه به اینکه دبی و نوع سوخت ورودی به ایستگاه طبق شرایط مرزی شکل ۴-۴۴ ثابت می‌باشد تغییرات دور کمپرسور تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک، بازده سیکل راننده و بازده ایزنتروپیک می‌باشد.



شکل ۴-۵۲ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه نسبت به زمان

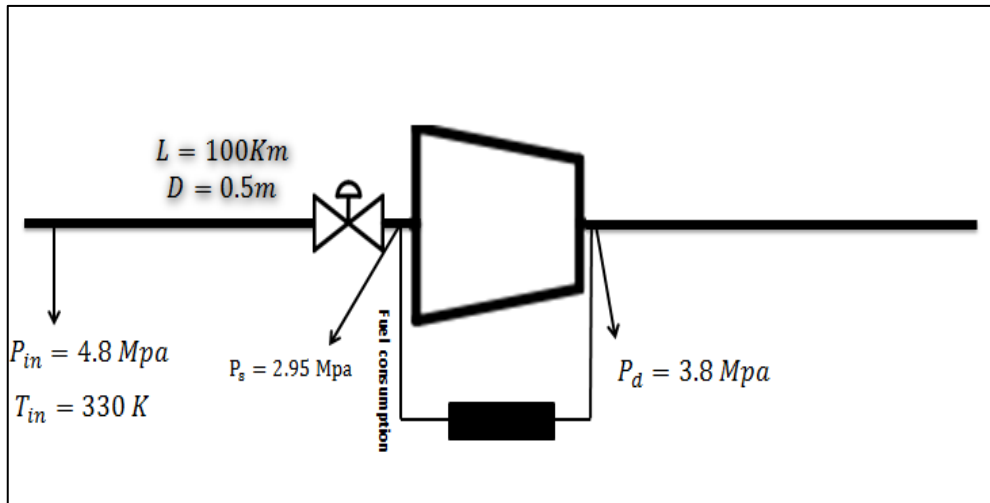
شکل ۴-۵۳ تغییرات دمای خروجی ایستگاه را برای شرایط مرزی شکل ۴-۴۴ نسبت به زمان نمایش می‌دهد. دمای خروجی تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک، دمای ورودی و فشار ورودی و خروجی می‌باشد.



شکل ۴-۵ تغییرات دمای خروجی ایستگاه نسبت به زمان

۴-۱۲-۲ نتایج مدل سازی ایستگاه و خط لوله در حالت فشار ورودی به ایستگاه و فشار ورودی خط لوله ثابت

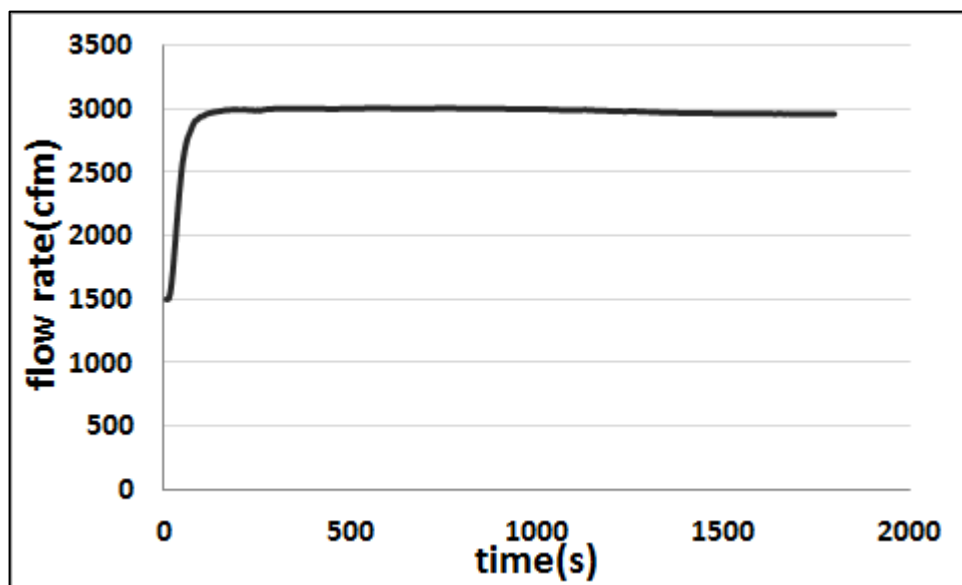
شکل ۴-۵ یک خط لوله همراه با یک ایستگاه تقویت فشار که از یک کمپرسور با نمودار عملکرد نمایش داده شده در شکل ۴-۴ تشکیل شده، را نمایش می‌دهد. طول لوله و شرایط مرزی روی شکل مشخص شده است. به وسیله یک شیر تنظیم کننده (regulator valve) فشار ورودی به کمپرسور ثابت می‌باشد. ایستگاه تقویت فشار طوری تنظیم می‌شود که فشار خروجی کمپرسور $3/8$ مگا پاسکال شود. در این حالت دبی ورودی، ضریب تراکم پذیری در ورودی و دمای ورودی به کمپرسور با زمان تغییر می‌کند تا به مقدار پایای خود برسد. ارتفاع ایزنتروپیک، دور کمپرسور، بازده ایزنتروپیک کمپرسور، سوخت مصرفی کمپرسور و دمای خروجی کمپرسور چون تابعی از فشار، دبی ورودی، ضریب تراکم پذیری ورودی، بازده سیکل راننده و دمای ورودی می‌باشد با زمان تغییر می‌کند تا به مقدار پایای خود برسد.



شکل ۵۴-۴ ایستگاه تقویت فشار به همراه خط لوله با شرط فشار ورودی به ایستگاه و فشار ورودی خط لوله ثابت

شکل ۵۵-۴ تغییرات دبی ورودی به ایستگاه که از تحلیل لوله قبل از ایستگاه به دست آمده را

برای شرایط مرزی شکل ۵۴-۴ نمایش می‌دهد.

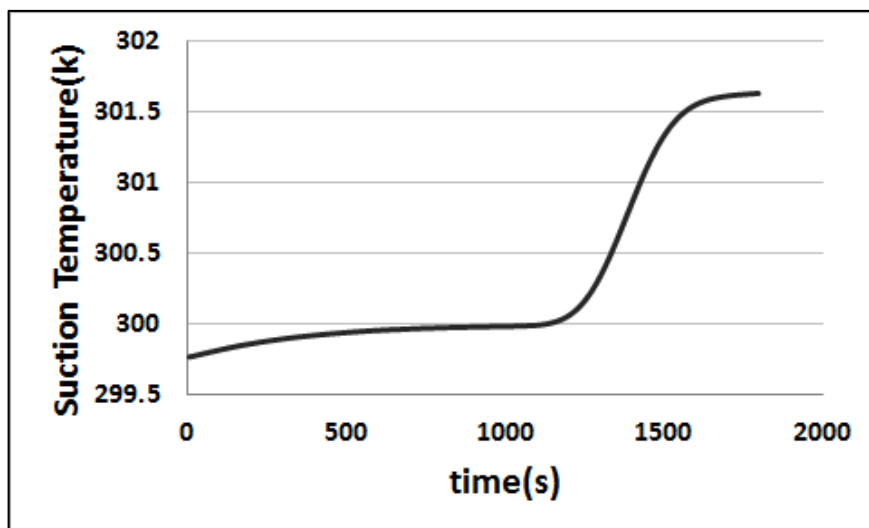


شکل ۵۵-۴ تغییرات دبی ورودی ایستگاه نسبت به زمان

شکل ۵۶-۴ تغییرات دمای ورودی به ایستگاه که از تحلیل لوله قبل از ایستگاه به دست آمده را

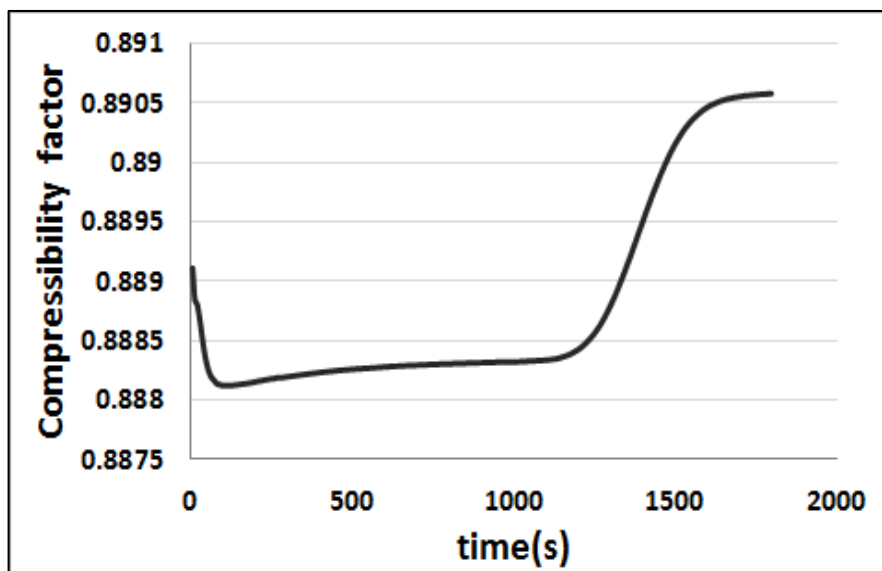
برای شرایط مرزی شکل ۵۴-۴ نمایش می‌دهد. به علت ایجاد تعادل بین انتقال حرارت توسط جریان از

گره ابتدایی لوله به گره انتهایی لوله و انتقال حرارت به محیط، دما به مقدار پایدار خود می‌رسد.



شکل ۵۶-۴ تغییرات دمای ورودی ایستگاه نسبت به زمان

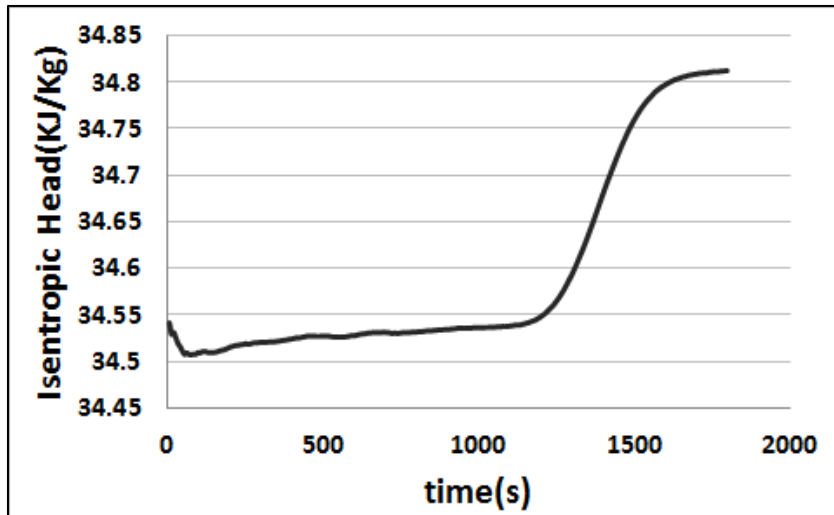
شکل ۵۷-۴ تغییرات ضریب تراکم پذیری ورودی به ایستگاه را برای شرایط مرزی شکل ۵۴-۴ نمایش می دهد. ضریب تراکم پذیری در هر گره تابعی از دما و فشار می باشد. تاثیرات دما بر ضریب تراکم پذیری بیشتر از تاثیرات فشار می باشد.



شکل ۵۷-۴ تغییرات ضریب تراکم پذیری ورودی ایستگاه نسبت به زمان

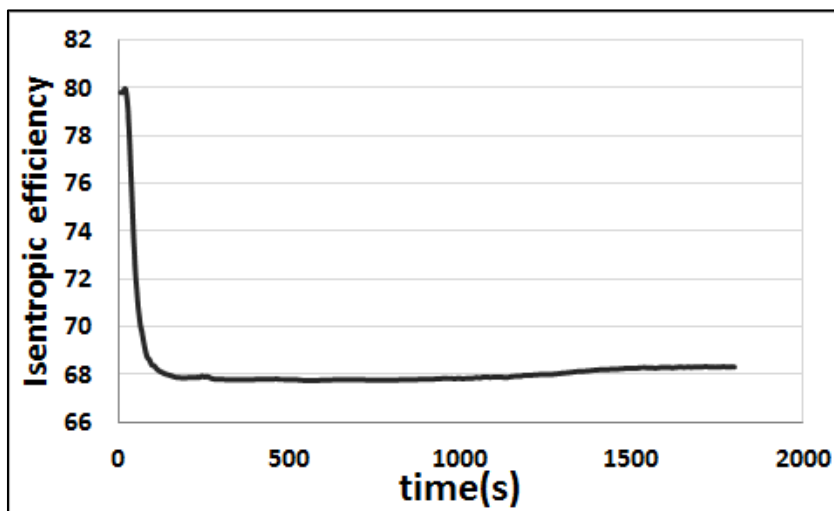
شکل ۵۸-۴ تغییرات ارتفاع ایزنتروپیک را برای کمپرسور ایستگاه با شرایط مرزی شکل ۵۴-۴

نمایش می‌دهد. ارتفاع ایزنتروپیک تابعی از فشار ورودی و خروجی، دمای ورودی، ضریب تراکم پذیری ورودی و ترکیب گاز ورودی می‌باشد. در این حالت فشار ورودی ثابت می‌باشد.



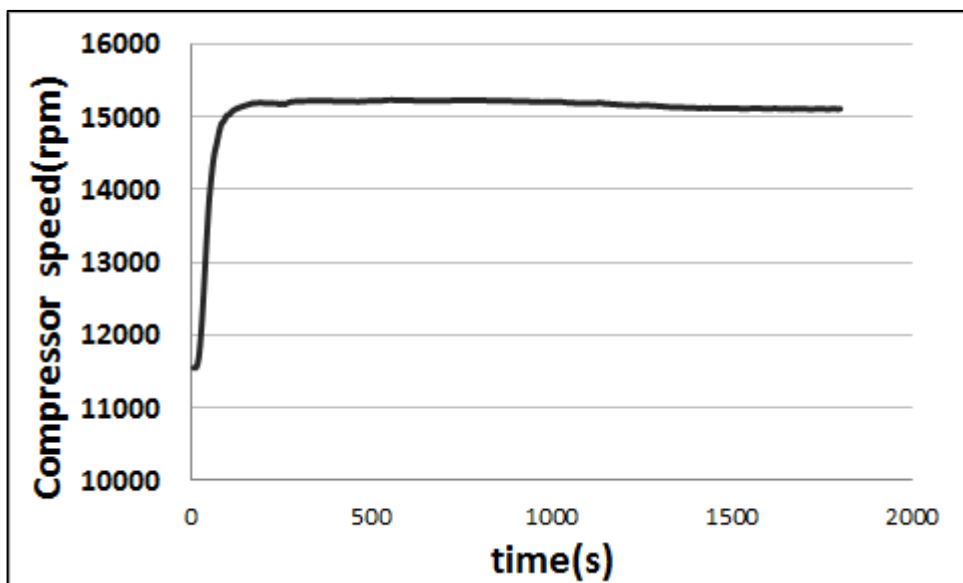
شکل ۴-۵۸ تغییرات ارتفاع ایزنتروپیک کمپرسور نسبت به زمان

شکل ۴-۵۹ تغییرات بازده ایزنتروپیک را برای شرایط مرزی شکل ۴-۵۴ نمایش می‌دهد. بازده کمپرسور تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک و دبی ورودی به ایستگاه می‌باشد.



شکل ۴-۵۹ تغییرات بازده ایزنتروپیک کمپرسور نسبت به زمان

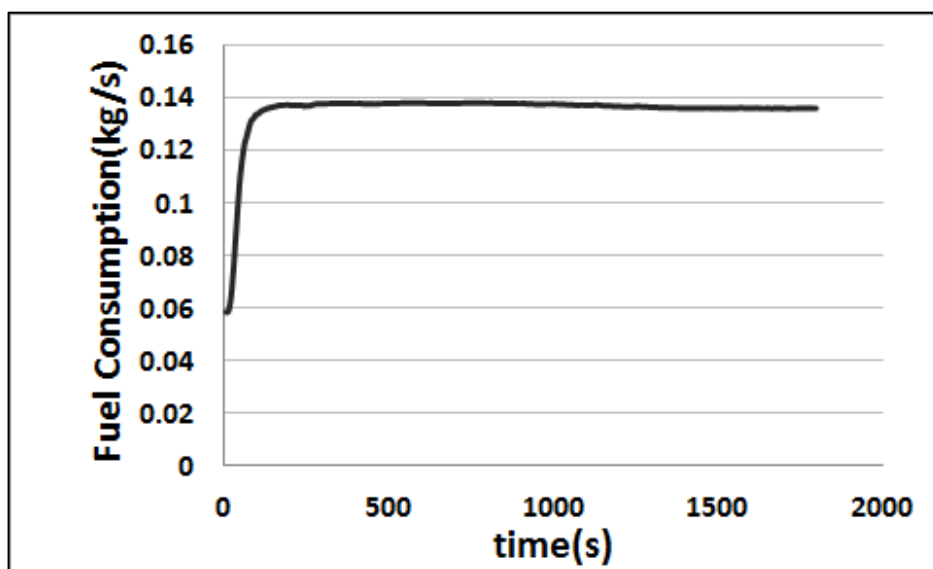
شکل ۴-۶۰ تغییرات دور کمپرسور را برای شرایط مرزی شکل ۴-۵۴ نمایش می‌دهد. دور کمپرسور تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک و دبی ورودی به ایستگاه می‌باشد.



شکل ۶۰-۴ تغییرات دور کمپرسور نسبت به زمان

شکل ۶۱-۴ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه را برای شرایط مرزی شکل ۵۴-۴ نسبت به زمان

نمایش می‌دهد. سوخت مصرفی تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک، بازده سیکل راننده، بازده ایزنتروپیک، دبی ورودی به ایستگاه و ارزش حرارتی گاز ورودی به ایستگاه می‌باشد.

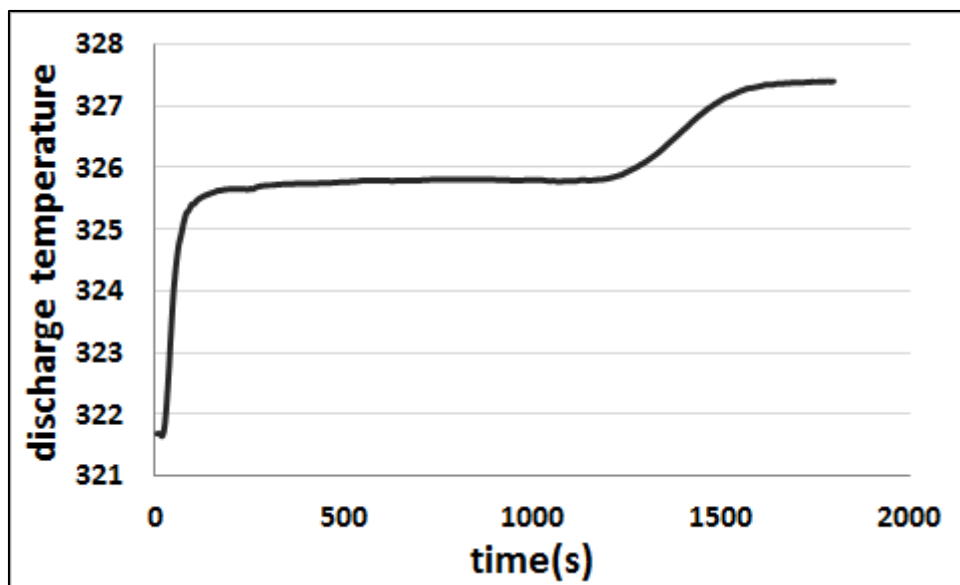


شکل ۶۱-۴ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه نسبت به زمان

شکل ۶۲-۴ تغییرات دمای خروجی ایستگاه را برای شرایط مرزی شکل ۵۴-۴ نسبت به زمان

نمایش می‌دهد. دمای خروجی تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک، دمای ورودی و فشار ورودی و خروجی

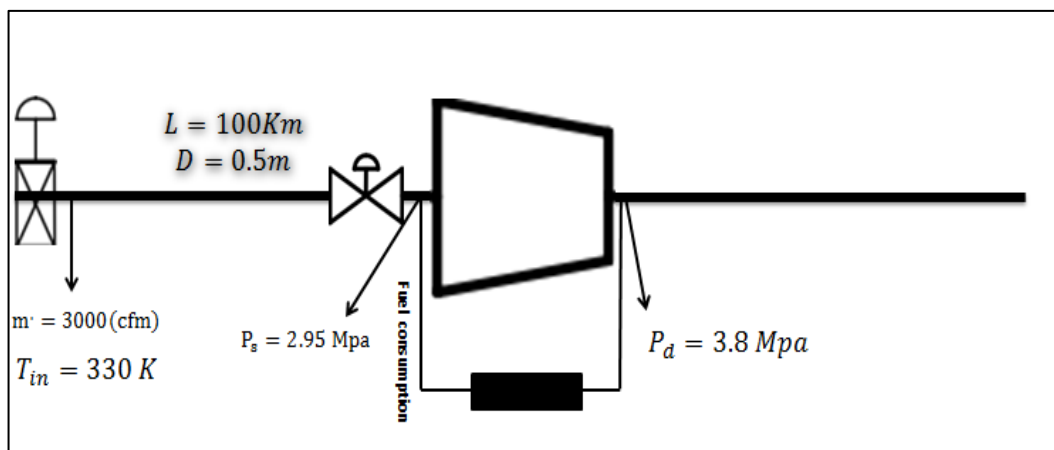
می باشد.



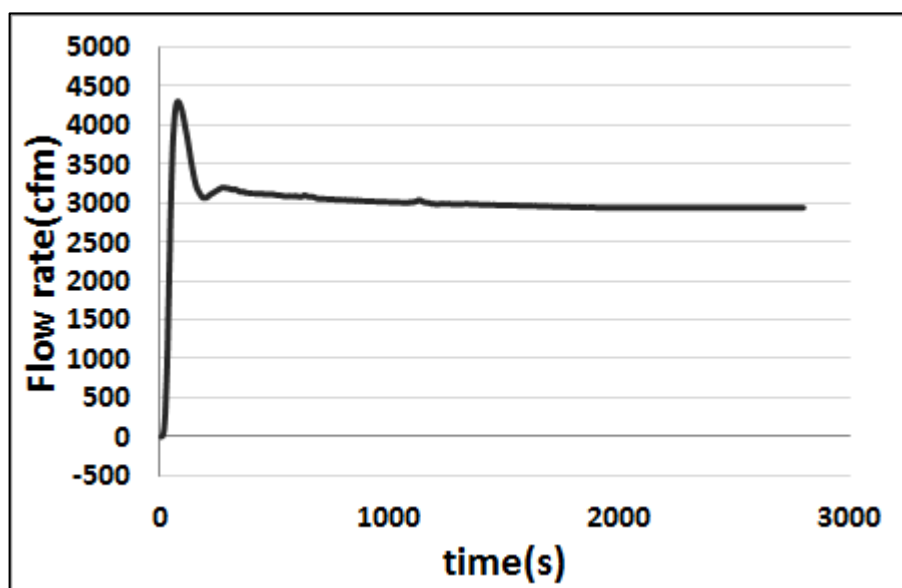
شکل ۴-۶ تغییرات دمای خروجی ایستگاه نسبت به زمان

۳-۱۲-۴ نتایج مدل سازی ایستگاه و خط لوله در حالت فشار ورودی به ایستگاه و دبی ورودی خط لوله ثابت

شکل ۴-۶ یک خط لوله همراه با یک ایستگاه تقویت فشار که از یک کمپرسور با نمودار عملکرد نمایش داده شده در شکل ۴-۴ تشکیل شده ، را نمایش می دهد. طول لوله و شرایط مرزی روی شکل مشخص شده است. دبی در ورودی خط لوله ثابت می باشد. به وسیله یک شیر تنظیم کننده (regulator valve) فشار ورودی به کمپرسور ثابت می باشد. ایستگاه تقویت فشار طوری تنظیم می شود که فشار خروجی کمپرسور $3/8$ مگا پاسکال شود. در این حالت دبی ورودی، ضریب تراکم پذیری در ورودی و دمای ورودی به کمپرسور با زمان تغییر می کند تا به مقدار پایای خود برسد. ارتفاع ایزنتروپیک، دور کمپرسور، بازده ایزنتروپیک کمپرسور، سوخت مصرفی کمپرسور و دمای خروجی کمپرسور چون تابعی از فشار، دبی ورودی، ضریب تراکم پذیری ورودی، بازده سیکل راننده و دمای ورودی می باشد با زمان تغییر می کند تا به مقدار پایای خود برسد.

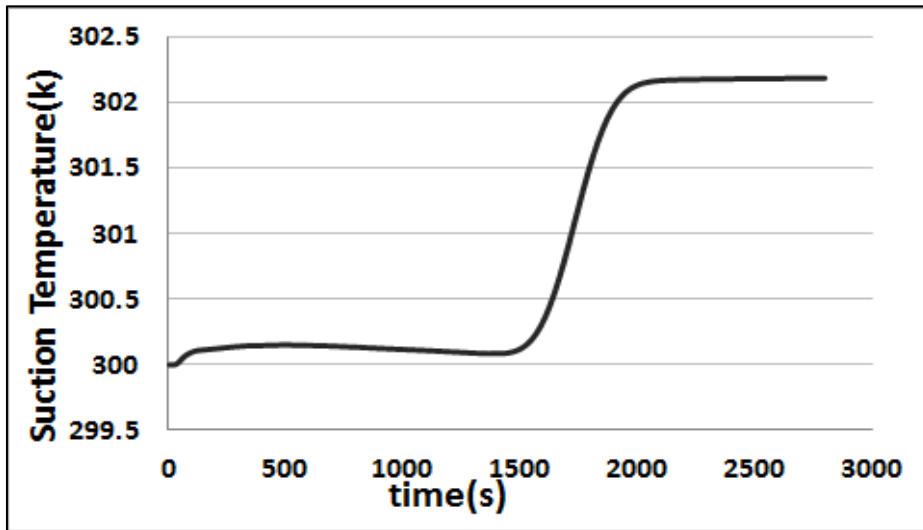


شکل ۶۳-۴ ایستگاه تقویت فشار به همراه خط لوله با شرط فشار ورودی به ایستگاه و دبی ورودی خط لوله ثابت
 شکل ۶۴-۴ تغییرات دبی ورودی به ایستگاه که از تحلیل لوله قبل از ایستگاه به دست آمده را
 برای شرایط مرزی شکل ۶۳-۴ نمایش می‌دهد. و تغییرات دبی، دما و ضریب تراکم پذیری ورودی
 کمپرسور نمایش داده می‌شود. دبی پس از نوسانات کاهش می‌یابد تا به مقدار پایای خود برسد
 همچنین، دما و ضریب تراکم پذیری افزایش یافته تا به مقدار پایای خود می‌رسند.



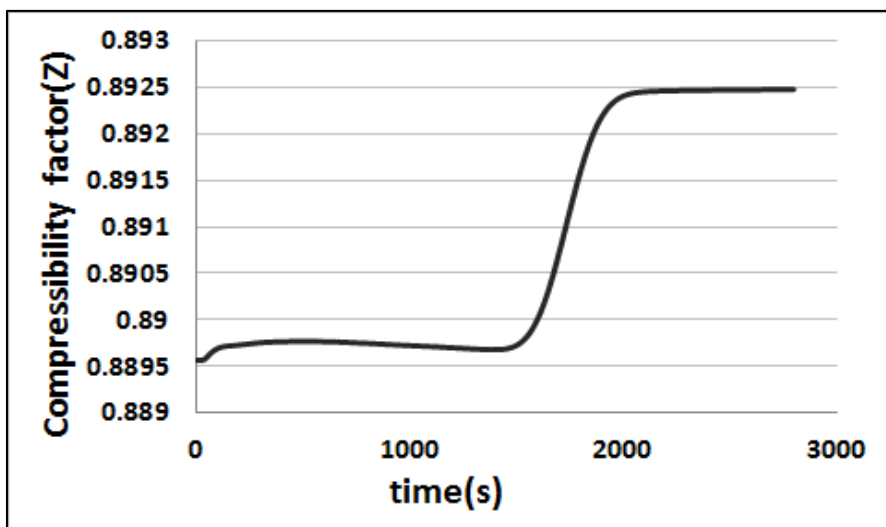
شکل ۶۴-۴ تغییرات دبی ورودی ایستگاه نسبت به زمان
 شکل ۶۵-۴ تغییرات دمای ورودی به ایستگاه که از تحلیل لوله قبل از ایستگاه به دست آمده را
 برای شرایط مرزی شکل ۶۳-۴ نمایش می‌دهد. به علت ایجاد تعادل بین انتقال حرارت توسط جریان

از گره ابتدایی لوله به گره انتهایی لوله و انتقال حرارت به محیط، دما به مقدار پایدار خود می‌رسد.



شکل ۶۵-۴ تغییرات دمای ورودی ایستگاه نسبت به زمان

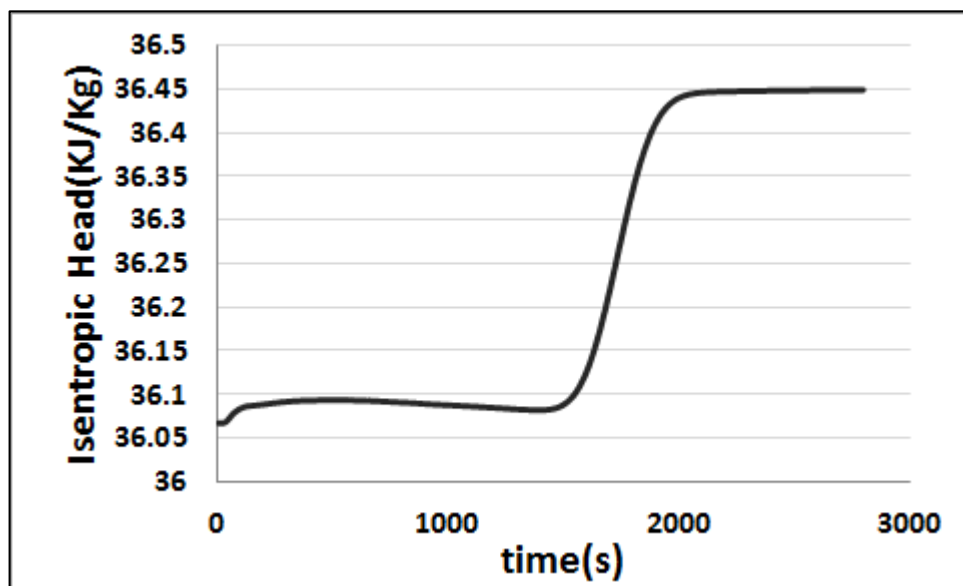
شکل ۶۶-۴ تغییرات ضریب تراکم‌پذیری ورودی به ایستگاه را برای شرایط مرزی شکل ۶۳-۴ نمایش می‌دهد. ضریب تراکم‌پذیری در هر گره تابعی از دما و فشار می‌باشد. تاثیرات دما بر ضریب تراکم‌پذیری بیشتر از تاثیرات فشار می‌باشد



شکل ۶۶-۴ تغییرات ضریب تراکم‌پذیری ورودی ایستگاه نسبت به زمان

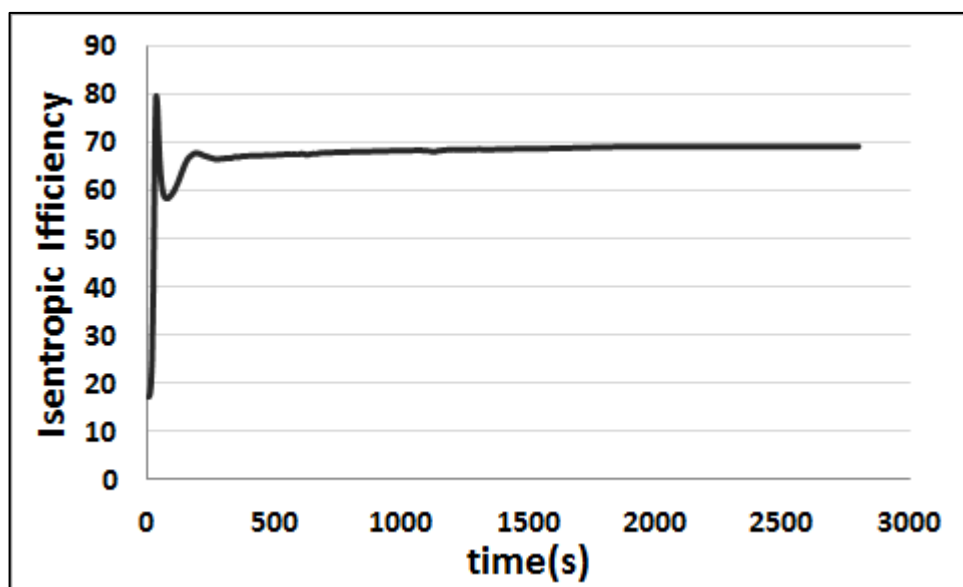
شکل ۶۷-۴ تغییرات ارتفاع ایزنتروپیک را برای کمپرسور ایستگاه با شرایط مرزی شکل ۶۳-۴

نمایش می‌دهد. ارتفاع ایزنتروپیک تابعی از فشار ورودی و خروجی، دمای ورودی، ضریب تراکم پذیری ورودی و ترکیب گاز ورودی می‌باشد. در این حالت فشار ورودی ثابت می‌باشد.



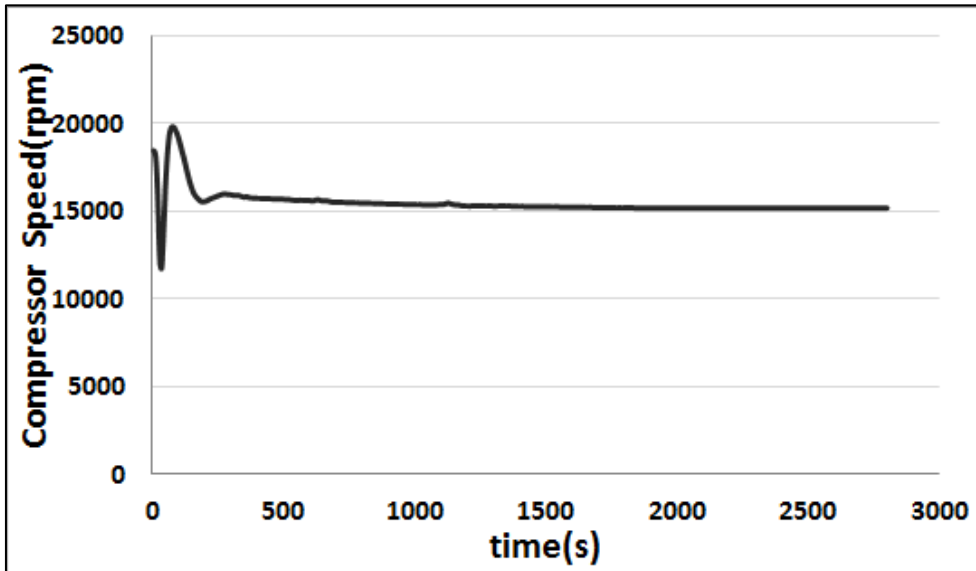
شکل ۴-۶۷ تغییرات ارتفاع ایزنتروپیک کمپرسور نسبت به زمان

شکل ۴-۶۸ تغییرات بازده ایزنتروپیک را برای شرایط مرزی شکل ۴-۶۳ نمایش می‌دهد. بازده کمپرسور تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک و دبی ورودی به ایستگاه می‌باشد.



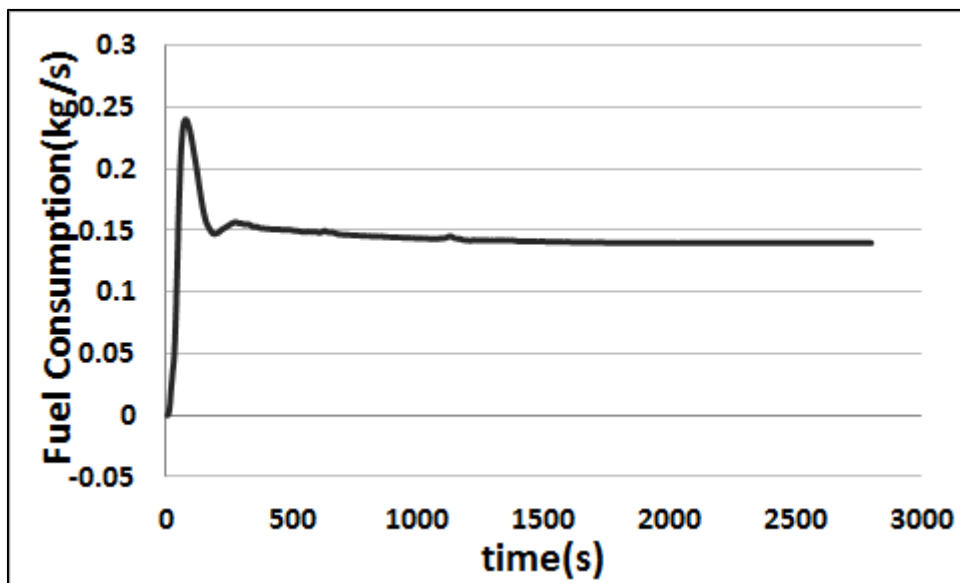
شکل ۴-۶۸ تغییرات بازده ایزنتروپیک کمپرسور نسبت به زمان

شکل ۴-۶۹ تغییرات دور کمپرسور را برای شرایط مرزی شکل ۴-۶۳ نمایش می‌دهد. دور کمپرسور تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک و دبی ورودی به ایستگاه می‌باشد.



شکل ۴-۶۹ تغییرات دور کمپرسور نسبت به زمان

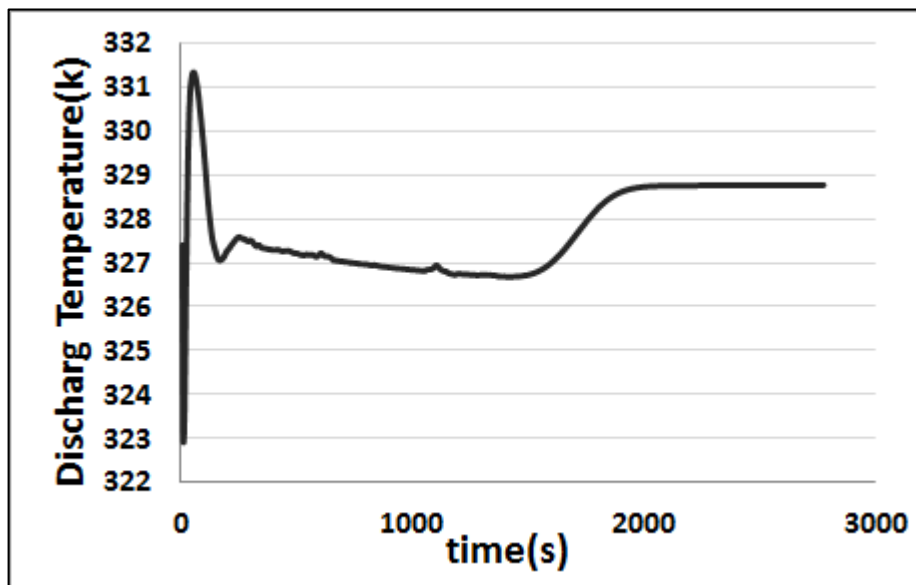
شکل ۴-۷۰ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه را برای شرایط مرزی شکل ۴-۶۳ نسبت به زمان نمایش می‌دهد. سوخت مصرفی تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک، بازده سیکل راننده، بازده ایزنتروپیک، دبی ورودی به ایستگاه و ارزش حرارتی گاز ورودی به ایستگاه می‌باشد.



شکل ۴-۷۰ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه نسبت به زمان

شکل ۴-۷۱ تغییرات دمای خروجی ایستگاه را برای شرایط مرزی شکل ۴-۶۳ نسبت به زمان

نمایش می‌دهد. دمای خروجی تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک، دمای ورودی و فشار ورودی و خروجی می‌باشد.

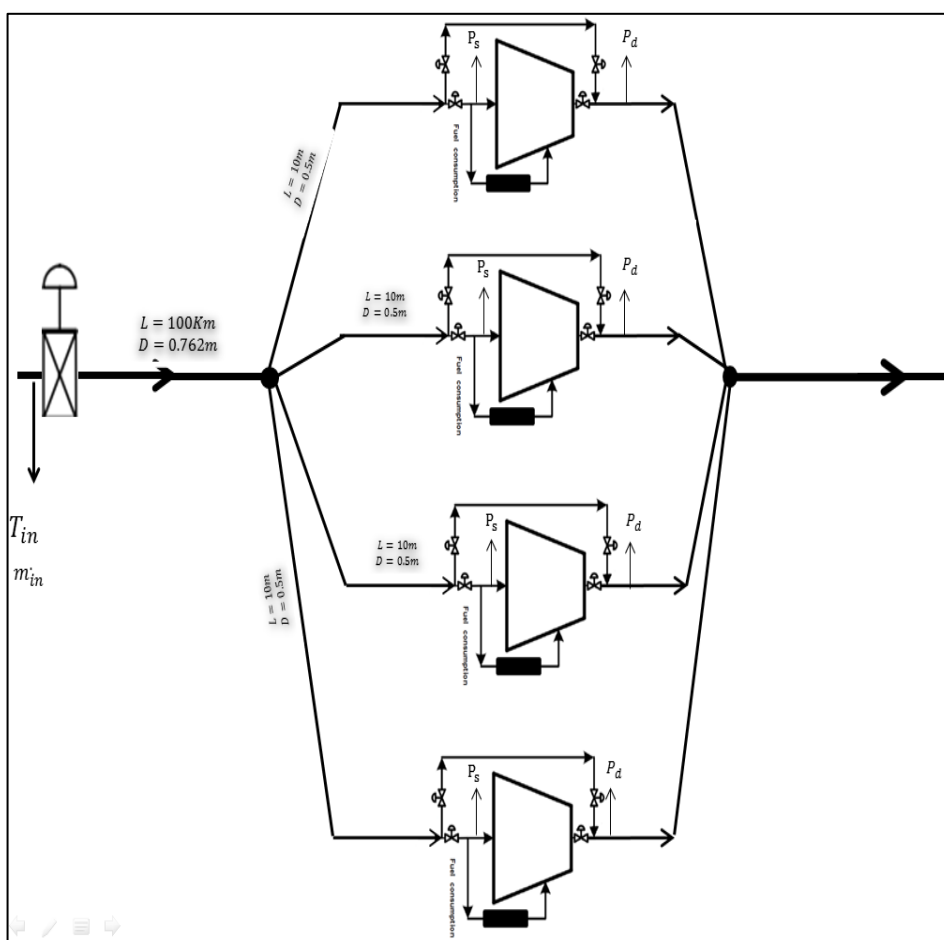


شکل ۴-۷۱ تغییرات دمای خروجی ایستگاه نسبت به زمان

فصل پنجم: بررسی ایستگاه تقویت فشار رضوی

۱-۵ معرفی ایستگاه تقویت فشار رضوی

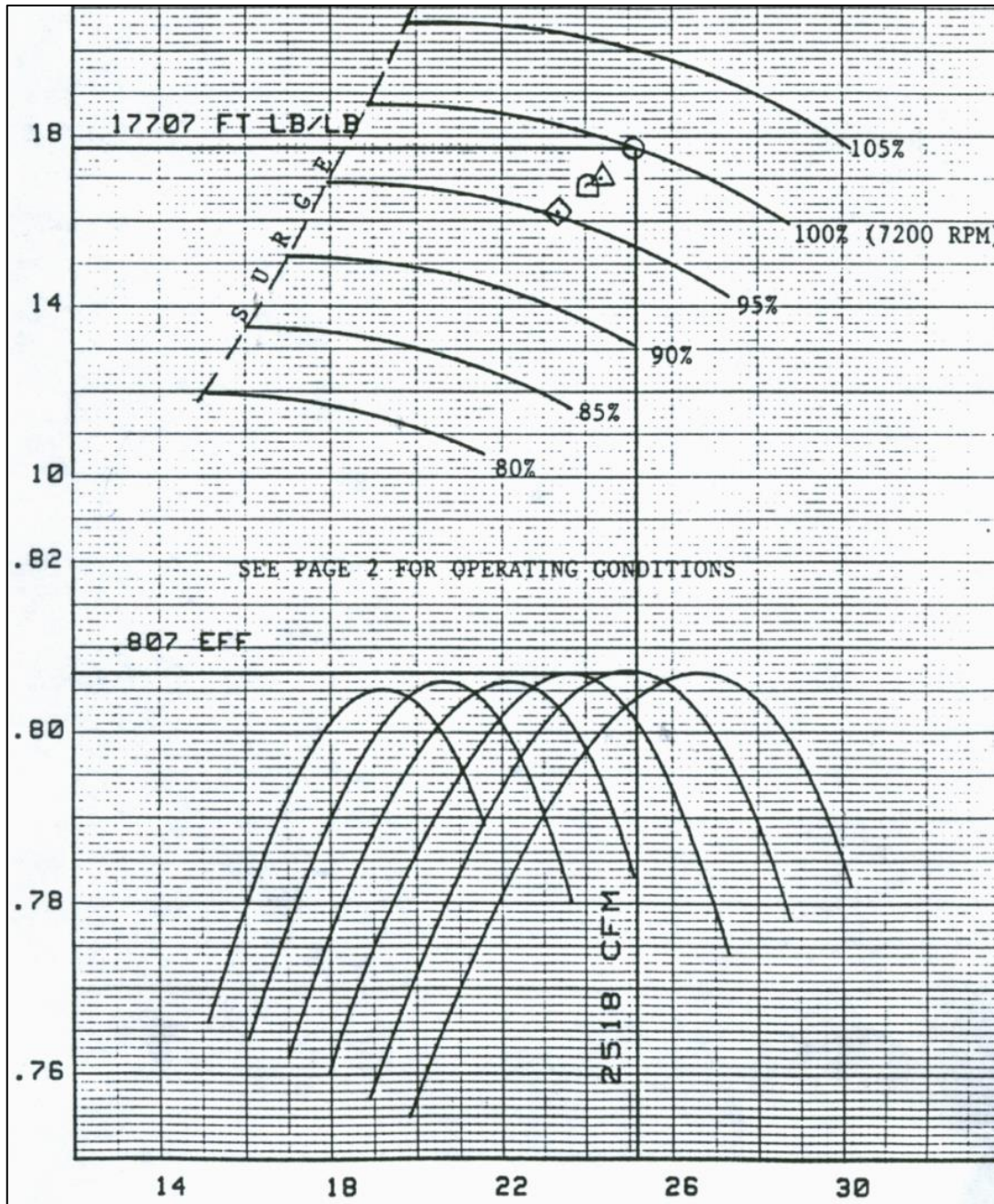
ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد در منطقه ۴ عملیات گاز کشور قرار گرفته است و از ۴ کمپرسور سانتریفوژ که سیکل راننده آن‌ها توربین گازی است تشکیل شده، که واحدهای تراکم که تشکیل شده از کمپرسور سانتریفوژ و توربین گازی است کاملاً شبیه به هم بوده و به صورت موازی چیده شده‌اند. برای شبیه‌سازی ایستگاه به همراه خط لوله شماتیک شکل ۱-۵ را در نظر می‌گیریم. شرایط مرزی به صورت پارامتری روی شکل مشخص شده است.



شکل ۱-۵ شماتیک ایستگاه تقویت فشار رضوی استفاده شده در شبیه‌سازی

نمودارهایی که در شکل ۲-۵ آورده شده است منحنی‌های عملکرد کمپرسورهای سانتریفوژ موجود در ایستگاه تقویت فشار رضوی بوده که توسط شرکت سازنده برای ارتفاع ایزنتروپیک و بازده

ایزنتروپیک بر حسب دبی حجمی جریان در شرایط واقعی و ارتفاع ایزنتروپیک مختلف کمپرسور سانتریفوژ مورد نظر ارائه شده است.



شکل ۲-۵ نمودار عملکرد شرکت سازنده برای کمپرسور سانتریفوژ ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد

۵-۱-۱ مقایسه نتایج شبیه سازی و مقادیر ثبت شده توربوکمپرسور در ایستگاه

تقویت فشار رضوی

در این قسمت برای نشان دادن قابل قبول بودن شبیه سازی انجام شده برای توربو کمپرسورهای ایستگاه تقویت فشار رضوی برای ساعت ۱۲ ظهر چندین روز از ماه های متفاوت در سال ۱۳۸۸، به مقایسه نتایج بدست آمده از شبیه سازی با مقادیر ثبت شده در فرم های دیسپچینگ ایستگاه تقویت فشار رضوی پرداخته شده است. مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ، مقادیر پایا می باشد.

جدول ۵-۱ نتایج ثبت شده در واحد دیسپچینگ ایستگاه تقویت فشار رضوی

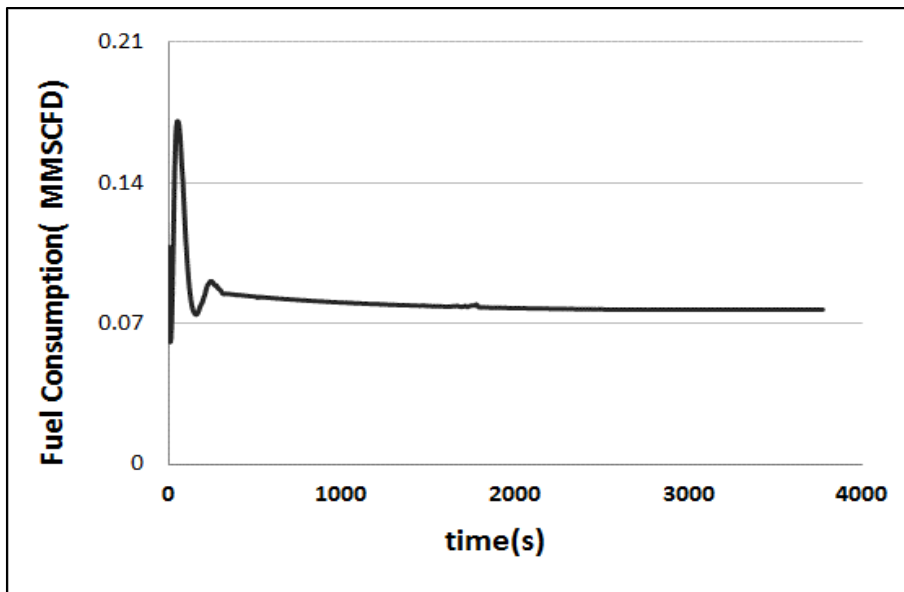
| تاریخ | $T_s(k)$ | $P_s(bar)$ | $P_d(bar)$ | $Q_{gas\ station}$ (MMSCFD) ^۱ | Q_f (MMSCFD) | $N(rpm)$ | T_d |
|----------|----------|------------|------------|---|-------------------|----------|--------|
| ۸۸/۱۱/۱ | 286.15 | 38.3 | 56.3 | 13.9 | 0.077607 | 7200 | 318.15 |
| ۸۸/۱۱/۲۰ | 286.15 | 38.9 | 55.6 | 15.6 | 0.08022 | 7200 | 316.15 |
| ۸۸/۱۲/۱۰ | 285.15 | 38.8 | 58 | 13.2 | 0.078528 | 7200 | 318.15 |
| ۸۸/۱۲/۲۰ | 286.15 | 45 | 66.4 | 16.7 | 0.083651 | 7200 | 318.15 |
| ۸۸/۱۲/۲۹ | 287.15 | 44.4 | 64.3 | 16.5 | 0.087209 | 7200 | 317.15 |

جدول ۵-۱ مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ را در ۵ تاریخ مختلف نمایش می دهد. هر

تاریخ با یک شماره مشخص شده است که مقادیر ثبت شده به عنوان شرایط مرزی در شکل ۵-۱ استفاده می شود. برای هر شماره نتایج شبیه سازی بصورت گذرا در ادامه آورده شده است. همانطور که از نمودارها مشخص است مقادیر پایای نمودارها با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ همخوانی دارد.

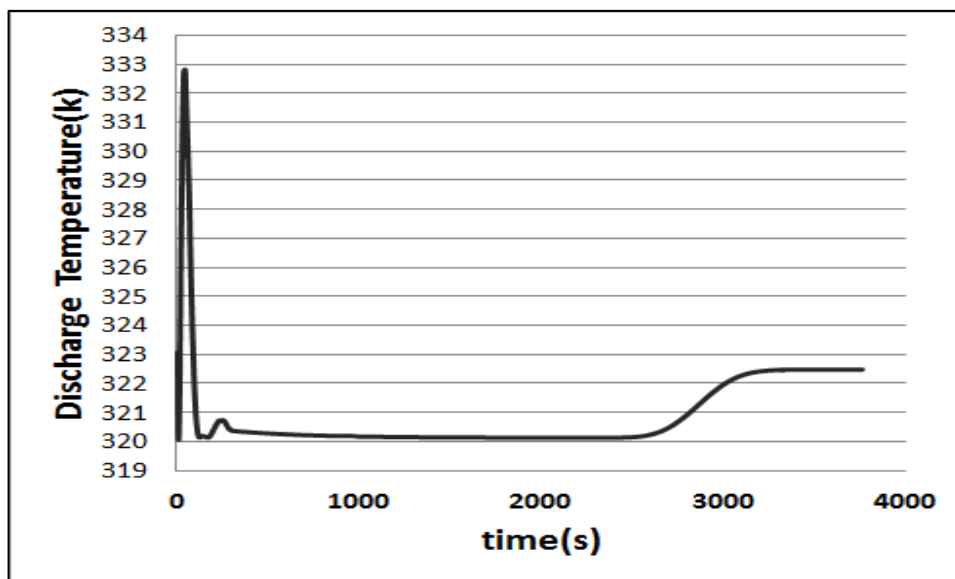
^۱ میلیون فوت مکعب در روز

شکل ۳-۵ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه تقویت فشار رضوی را برای شرایط مرزی تاریخ ۸۸/۱۱/۱ نسبت به زمان نمایش می‌دهد. سوخت مصرفی تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک، بازده سیکل راننده، بازده ایزنتروپیک، دبی ورودی به ایستگاه و ارزش حرارتی گاز ورودی به ایستگاه می‌باشد. همانطور که از نمودار مشخص است مقادیر پایای نمودار با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ همخوانی دارد.



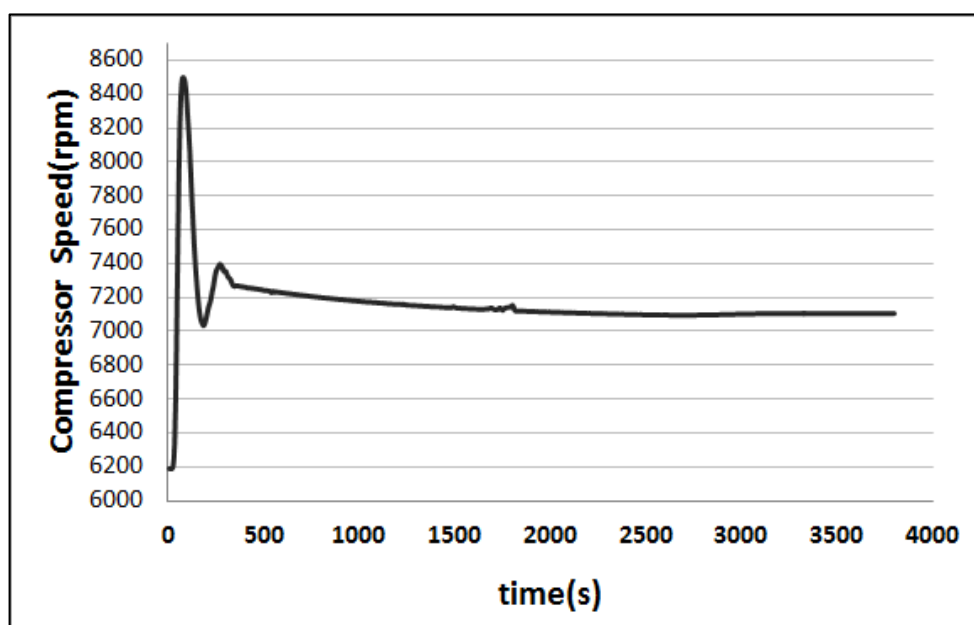
شکل ۳-۵ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۱

شکل ۴-۵ تغییرات دمای خروجی ایستگاه تقویت فشار رضوی را برای شرایط مرزی تاریخ ۸۸/۱۱/۱ نسبت به زمان نمایش می‌دهد. دمای خروجی تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک، دمای ورودی و فشار ورودی و خروجی می‌باشد. همانطور که از نمودار مشخص است مقادیر پایای نمودار با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ همخوانی دارد.



شکل ۴-۵ تغییرات دمای خروجی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۱

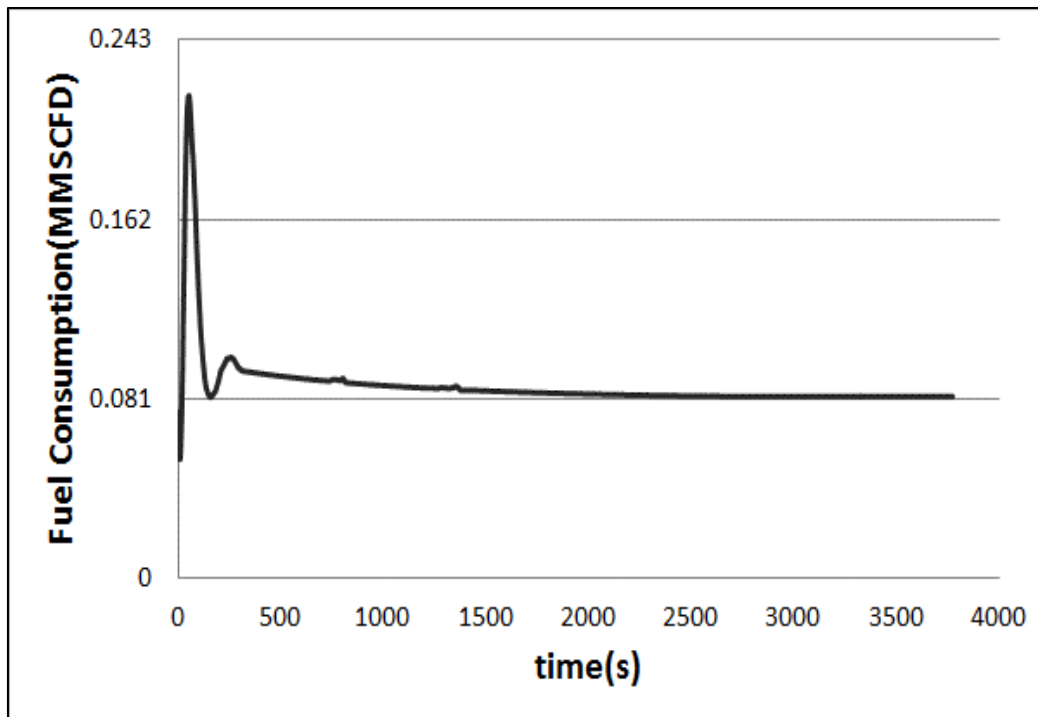
شکل ۵-۵ تغییرات دور کمپرسور را برای شرایط مرزی تاریخ ۸۸/۱۱/۱ نمایش می‌دهد. دور کمپرسور تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک و دبی ورودی به ایستگاه می‌باشد. همانطور که از نمودار مشخص است مقادیر پایای نمودار با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ همخوانی دارد.



شکل ۵-۵ تغییرات دور کمپرسور با شرایط مرزی شماره ۱

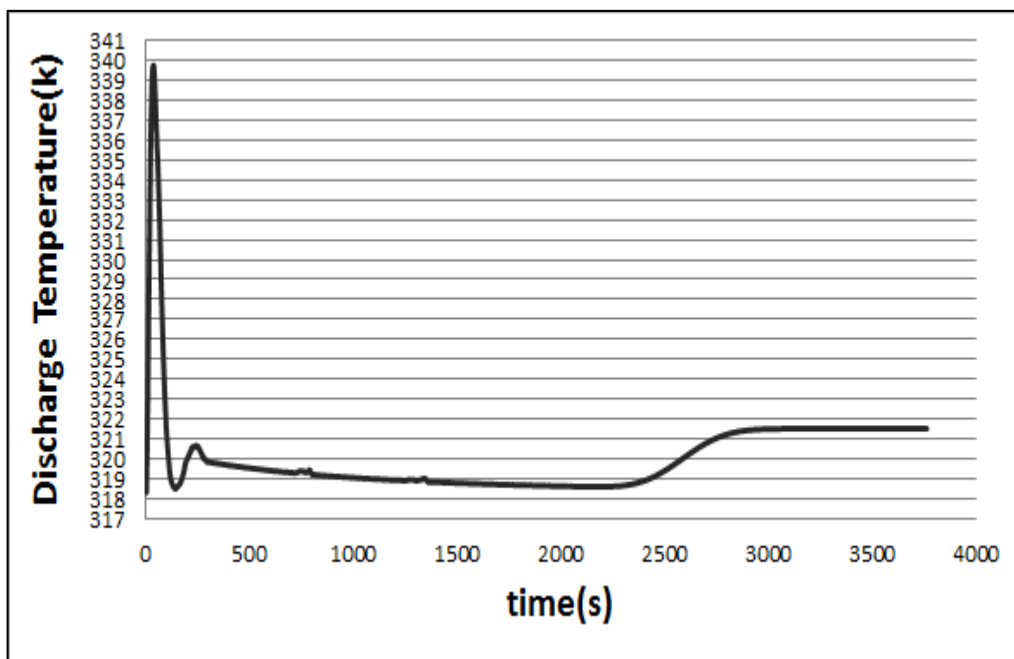
شکل ۶-۵ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه تقویت فشار رضوی را برای شرایط مرزی تاریخ

۸۸/۱۱/۲۰ نسبت به زمان نمایش می‌دهد. سوخت مصرفی تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک، بازده سیکل راننده، بازده ایزنتروپیک، دبی ورودی به ایستگاه و ارزش حرارتی گاز ورودی به ایستگاه می‌باشد. همانطور که از نمودار مشخص است مقادیر پایای نمودار با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ همخوانی دارد.



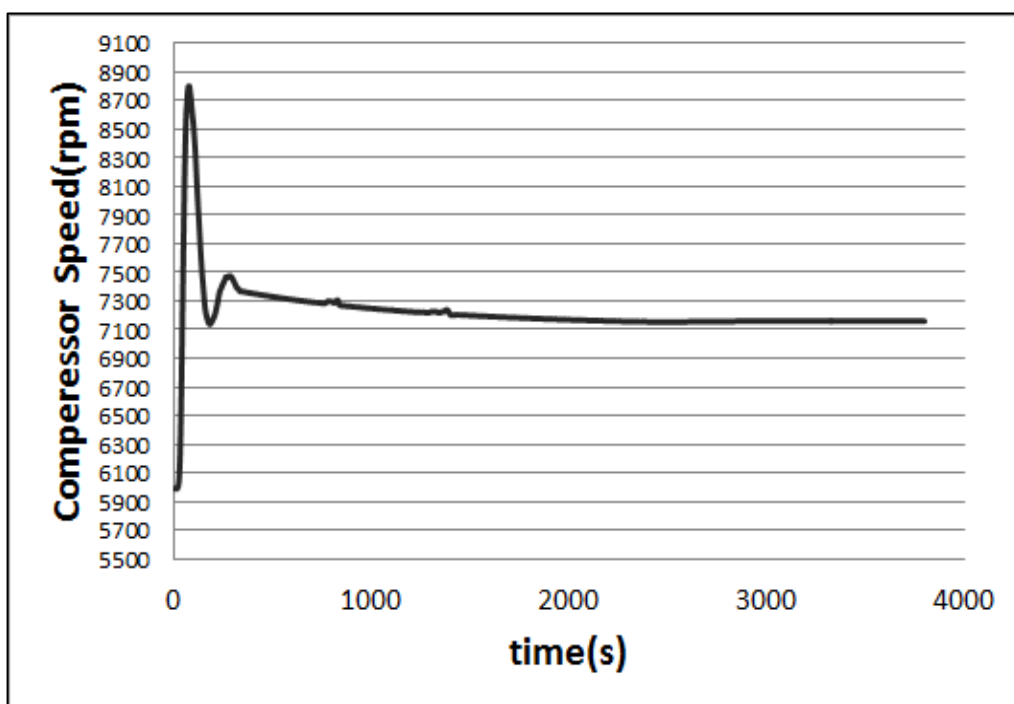
شکل ۵-۶ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۲

شکل ۵-۷ تغییرات دمای خروجی ایستگاه تقویت فشار رضوی را برای شرایط مرزی تاریخ ۸۸/۱۱/۲۰ نسبت به زمان نمایش می‌دهد. دمای خروجی تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک، دمای ورودی و فشار ورودی و خروجی می‌باشد. همانطور که از نمودار مشخص است مقادیر پایای نمودار با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ همخوانی دارد.



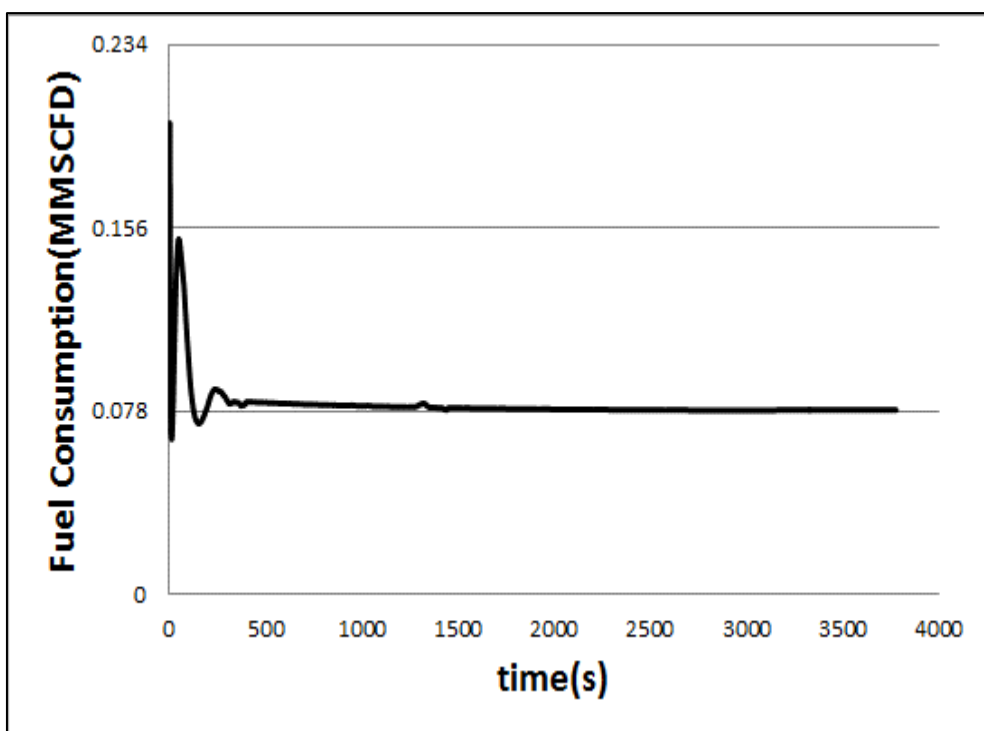
شکل ۷-۵ تغییرات دمای خروجی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۲

شکل ۸-۵ تغییرات دور کمپرسور را برای شرایط مرزی تاریخ ۸۸/۱۱/۲۰ نمایش می‌دهد. دور کمپرسور تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک و دبی ورودی به ایستگاه می‌باشد. همانطور که از نمودار مشخص است مقادیر پایای نمودار با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ همخوانی دارد.



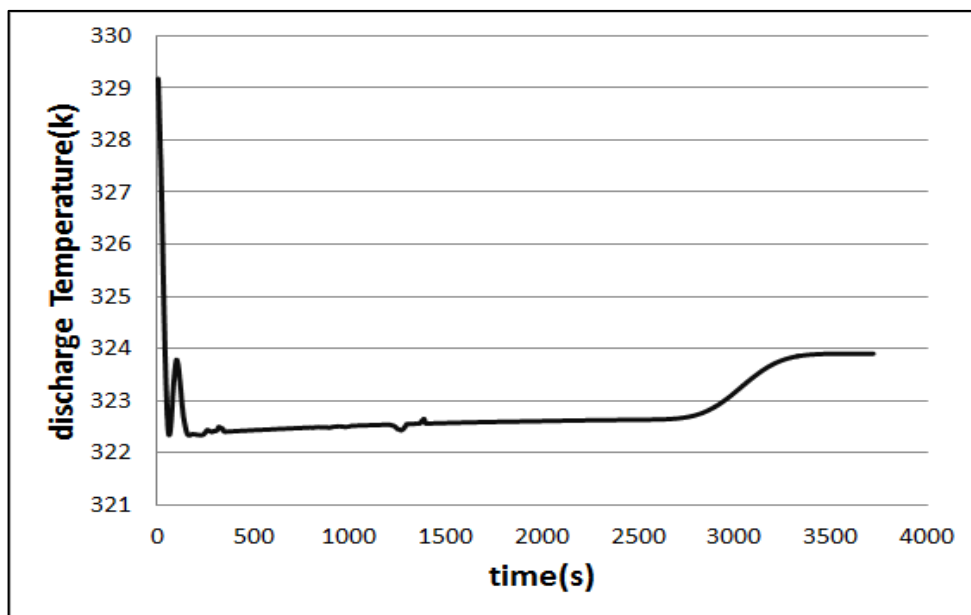
شکل ۸-۵ تغییرات دور کمپرسور با شرایط مرزی شماره ۲

شکل ۹-۵ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه تقویت فشار رضوی را برای شرایط مرزی تاریخ ۸۸/۱۲/۱۰ نسبت به زمان نمایش می‌دهد. سوخت مصرفی تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک، بازده سیکل راننده، بازده ایزنتروپیک، دبی ورودی به ایستگاه و ارزش حرارتی گاز ورودی به ایستگاه می‌باشد. همانطور که از نمودار مشخص است مقادیر پایای نمودار با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ همخوانی دارد.



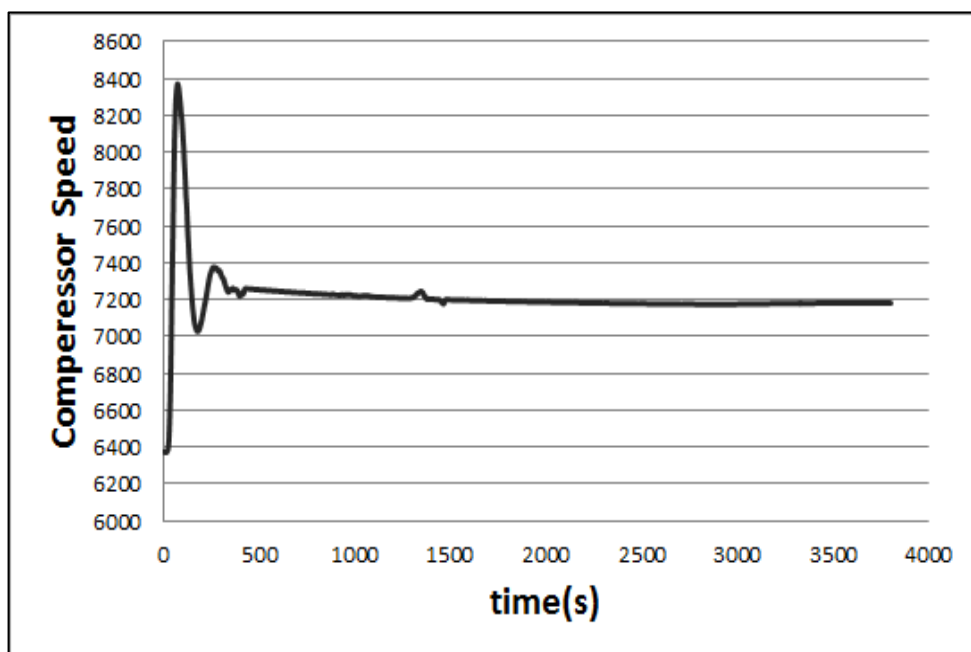
شکل ۹-۵ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۳

شکل ۱۰-۵ تغییرات دمای خروجی ایستگاه تقویت فشار رضوی را برای شرایط مرزی تاریخ ۸۸/۱۲/۱۰ نسبت به زمان نمایش می‌دهد. دمای خروجی تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک، دمای ورودی و فشار ورودی و خروجی می‌باشد. همانطور که از نمودار مشخص است مقادیر پایای نمودار با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ همخوانی دارد.



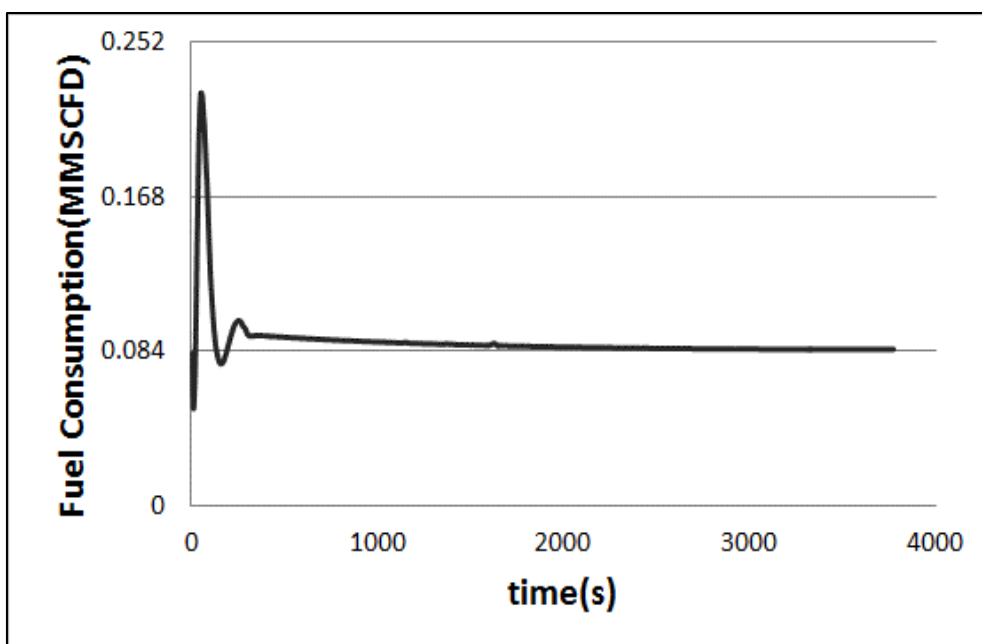
شکل ۵-۱۰ تغییرات دمای خروجی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۳

شکل ۵-۱۱ تغییرات دور کمپرسور را برای شرایط مرزی تاریخ ۸۸/۱۲/۱۰ نمایش می‌دهد. دور کمپرسور تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک و دبی ورودی به ایستگاه می‌باشد. همانطور که از نمودار مشخص است مقادیر پایای نمودار با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ همخوانی دارد.



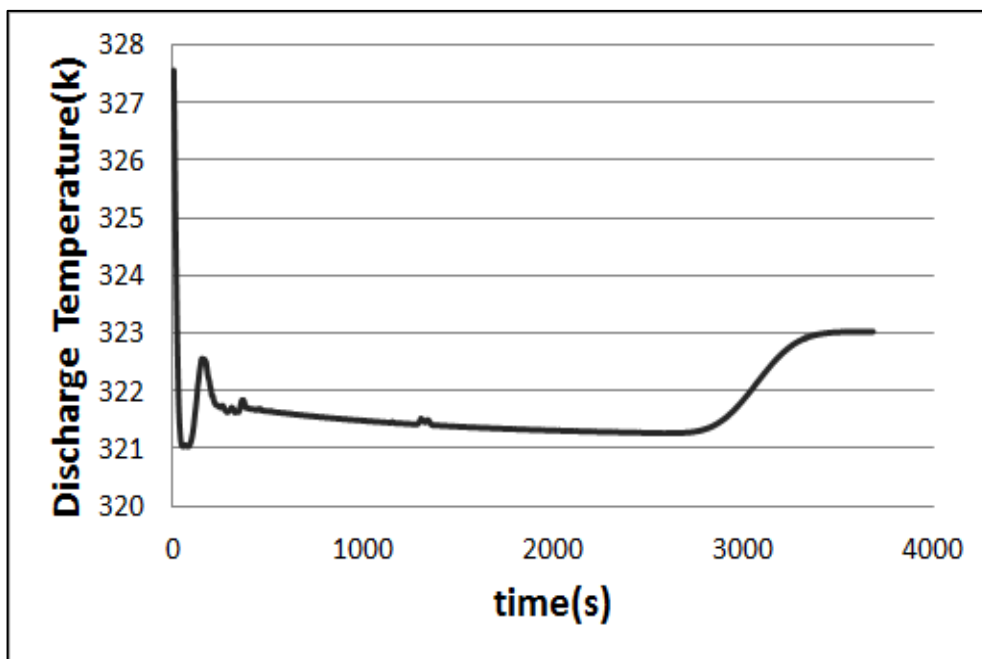
شکل ۵-۱۱ تغییرات دور کمپرسور با شرایط مرزی شماره ۳

شکل ۵-۱۲ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه تقویت فشار رضوی را برای شرایط مرزی تاریخ ۸۸/۱۲/۲۰ نسبت به زمان نمایش می‌دهد. سوخت مصرفی تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک، بازده سیکل راننده، بازده ایزنتروپیک، دبی ورودی به ایستگاه و ارزش حرارتی گاز ورودی به ایستگاه می‌باشد. همانطور که از نمودار مشخص است مقادیر پایای نمودار با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ همخوانی دارد.



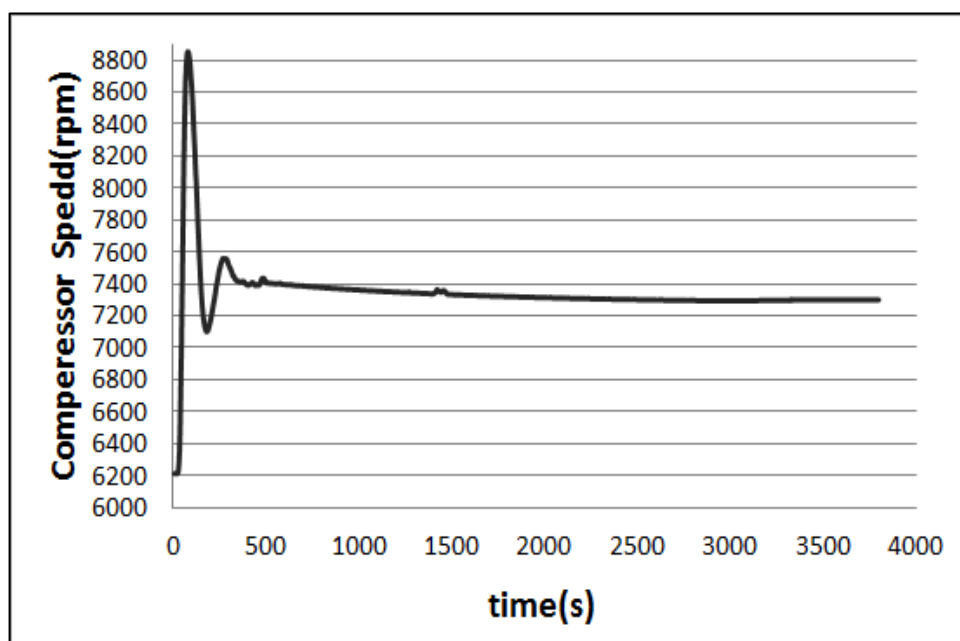
شکل ۵-۱۲ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۴

شکل ۵-۱۳ تغییرات دمای خروجی ایستگاه تقویت فشار رضوی را برای شرایط مرزی تاریخ ۸۸/۱۲/۲۰ نسبت به زمان نمایش می‌دهد. دمای خروجی تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک، دمای ورودی و فشار ورودی و خروجی می‌باشد. همانطور که از نمودار مشخص است مقادیر پایای نمودار با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ همخوانی دارد.



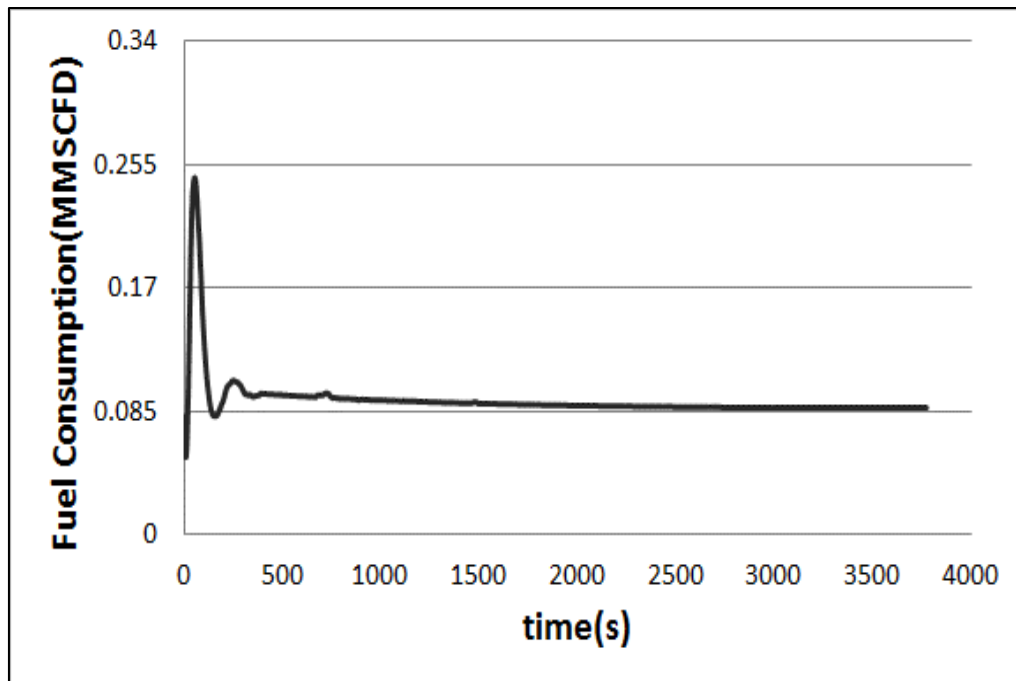
شکل ۵-۱۳ تغییرات دمای خروجی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۴

شکل ۵-۱۴ تغییرات دور کمپرسور را برای شرایط مرزی تاریخ ۸۸/۱۲/۲۰ نمایش می‌دهد. دور کمپرسور تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک و دبی ورودی به ایستگاه می‌باشد. همانطور که از نمودار مشخص است مقادیر پایای نمودار با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ همخوانی دارد.



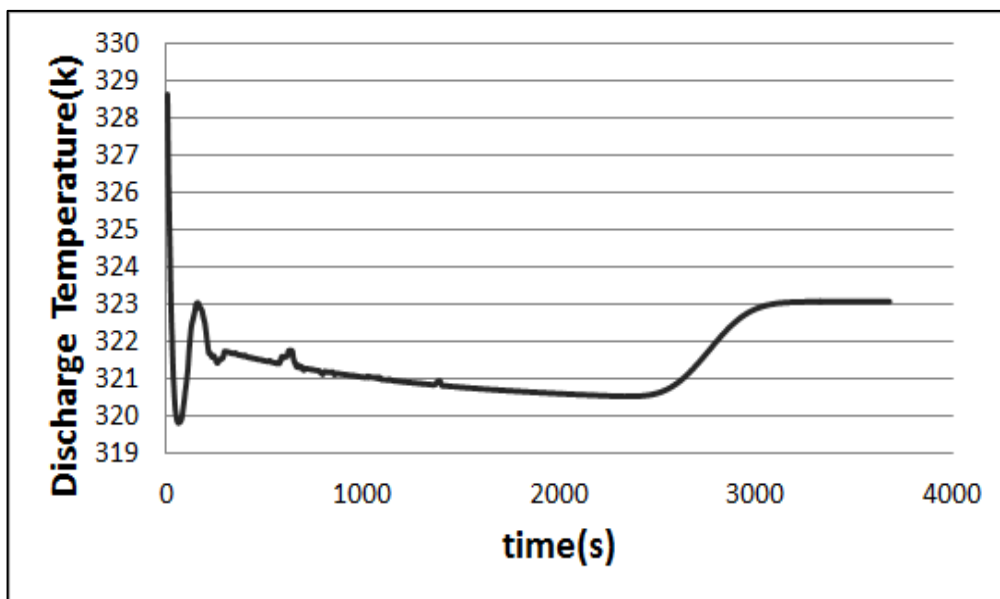
شکل ۵-۱۴ تغییرات دور کمپرسور با شرایط مرزی شماره ۴

شکل ۵-۱۵ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه تقویت فشار رضوی را برای شرایط مرزی تاریخ ۸۸/۱۲/۲۹ نسبت به زمان نمایش می‌دهد. سوخت مصرفی تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک، بازده سیکل راننده، بازده ایزنتروپیک، دبی ورودی به ایستگاه و ارزش حرارتی گاز ورودی به ایستگاه می‌باشد. همانطور که از نمودار مشخص است مقادیر پایای نمودار با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ همخوانی دارد.



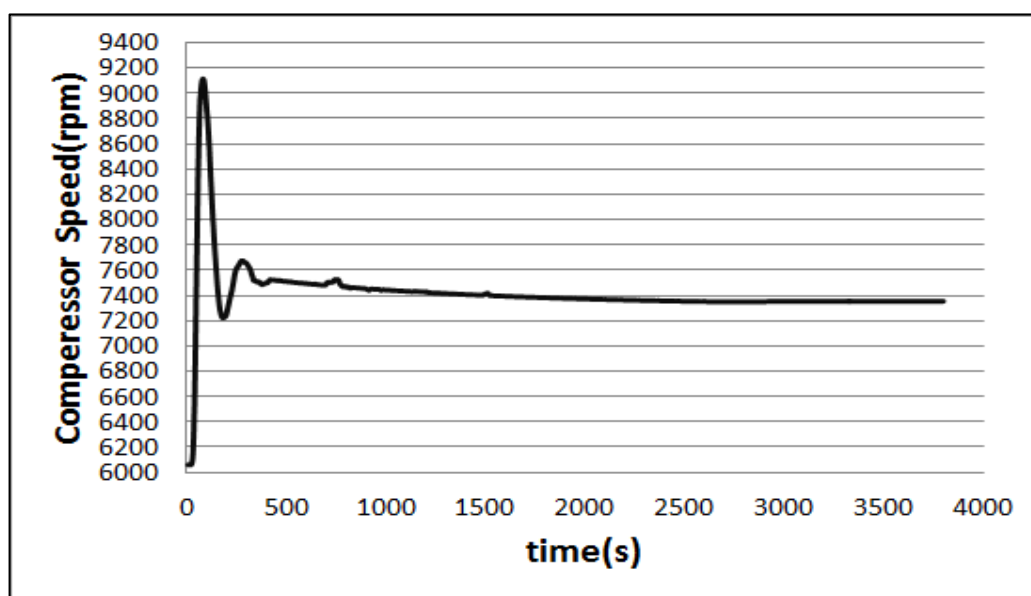
شکل ۵-۱۵ تغییرات سوخت مصرفی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۵

شکل ۵-۱۶ تغییرات دمای خروجی ایستگاه تقویت فشار رضوی را برای شرایط مرزی تاریخ ۸۸/۱۲/۲۹ نسبت به زمان نمایش می‌دهد. دمای خروجی تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک، دمای ورودی و فشار ورودی و خروجی می‌باشد. همانطور که از نمودار مشخص است مقادیر پایای نمودار با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ همخوانی دارد.



شکل ۵-۱۶ تغییرات دمای خروجی ایستگاه با شرایط مرزی شماره ۵

شکل ۵-۱۷ تغییرات دور کمپرسور را برای شرایط مرزی تاریخ ۸۸/۱۲/۲۹ نمایش می‌دهد. دور کمپرسور تابعی از ارتفاع ایزنتروپیک و دبی ورودی به ایستگاه می‌باشد. همانطور که از نمودار مشخص است مقادیر پایای نمودار با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ همخوانی دارد.



شکل ۵-۱۷ تغییرات دور کمپرسور با شرایط مرزی شماره ۵

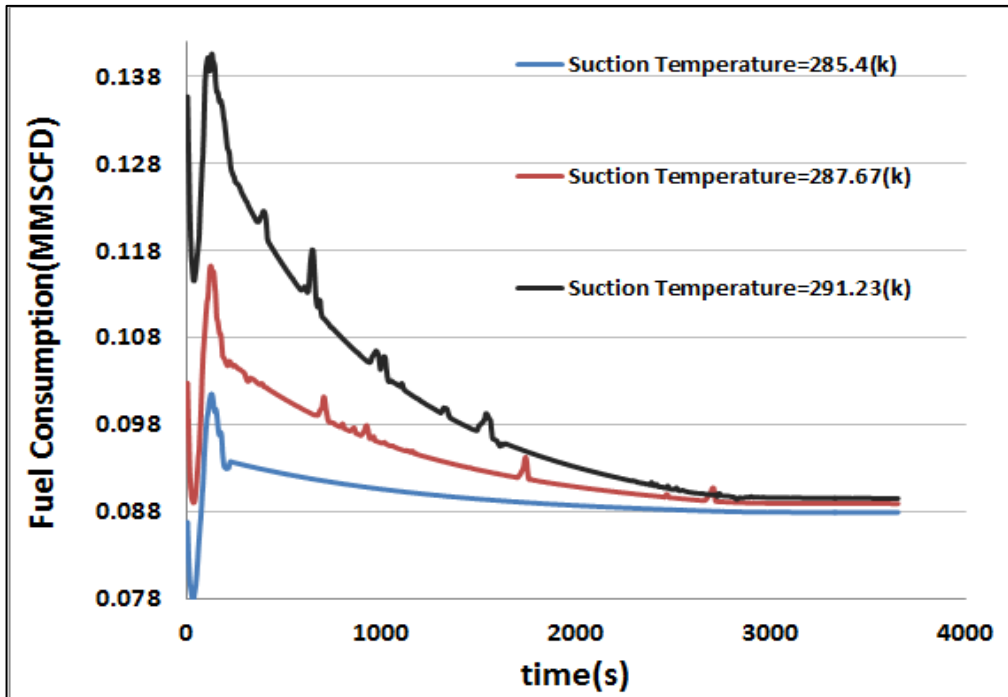
۵-۱-۲ تاثیر گذاری پارامترهای مختلف بر دور کمپرسور و سوخت مصرفی ایستگاه

برای نشان دادن تاثیرگذاری پارامترهای مختلف بر دور کمپرسور و مقدار سوخت مصرفی ایستگاه شرایط مرزی جدول ۵-۲ را در نظر می‌گیریم. با تغییر فشار ورودی و دمای ورودی به ایستگاه به بررسی دور کمپرسور و میزان سوخت مصرفی ایستگاه می‌پردازیم.

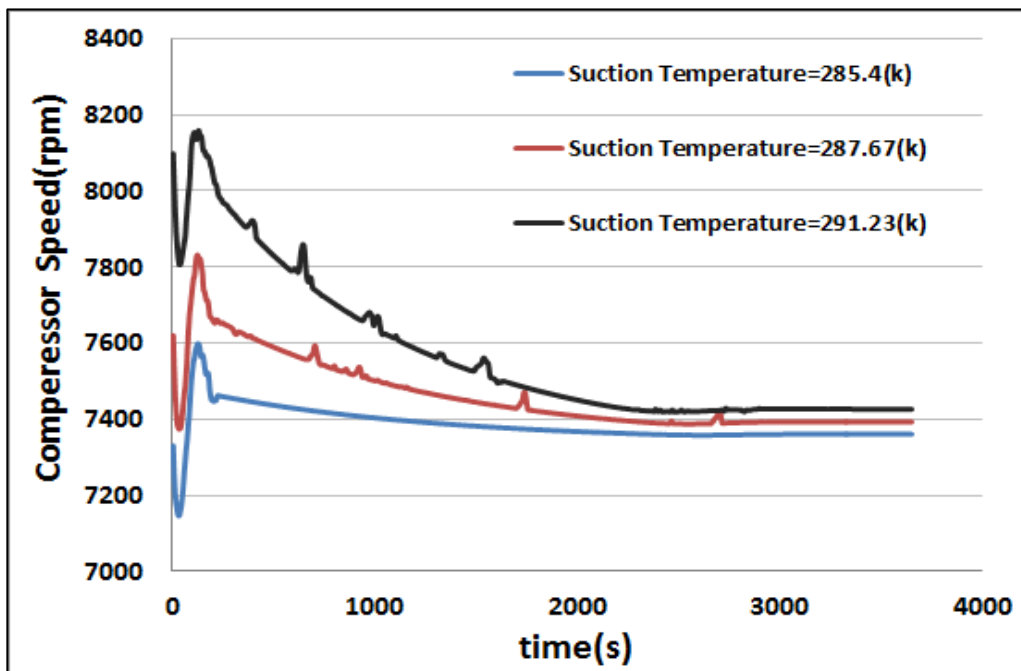
جدول ۵-۲ شرایط مرزی ایستگاه و خط لوله برای بررسی تاثیرگذاری پارامترها بر سوخت مصرفی و دور کمپرسور

| $T_s(k)$ | $P_s(Mpa)$ | $P_d(Mpa)$ | $Q_{gas-station}$ |
|----------|------------|------------|-------------------|
| 285.4 | 4.44 | 6.43 | 16.5 |
| 287.67 | 4.44 | 6.43 | 16.5 |
| 291.23 | 4.44 | 6.43 | 16.5 |
| 285.4 | 4.64 | 6.43 | 16.5 |
| 285.4 | 4.84 | 6.43 | 16.5 |

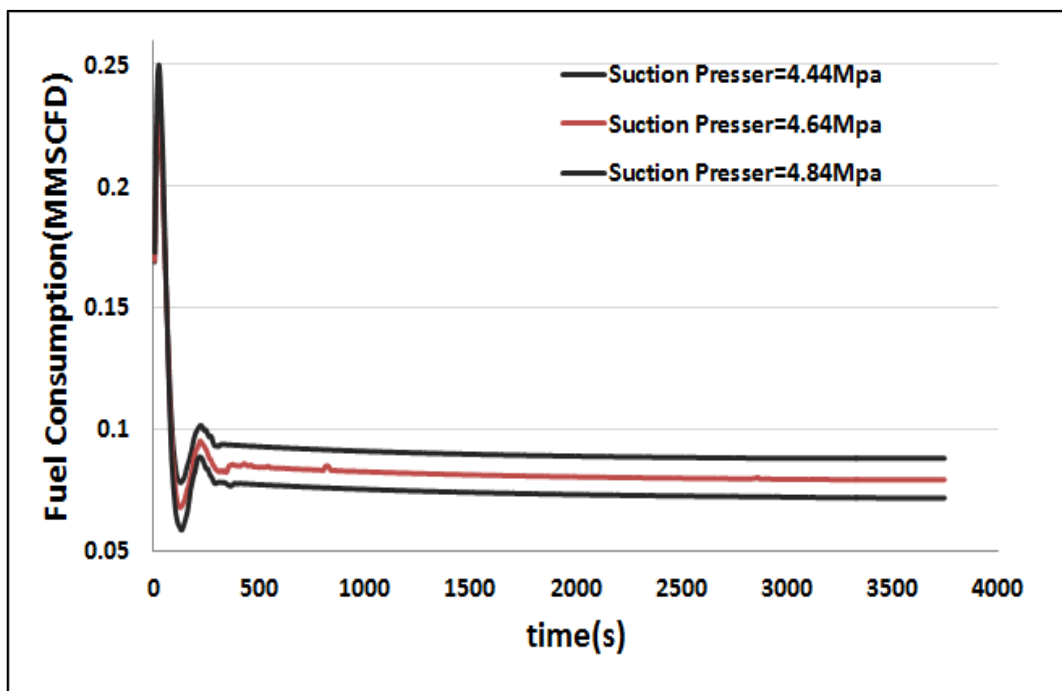
در جدول ۵-۲، برای دبی گاز عبوری یکسان از ایستگاه، به تغییر در شرایط مختلف در پارامترهای ورودی برای نشان دادن تاثیرگذاری آنها بر مقدار سوخت مصرفی و دور کمپرسور پرداخته شده است. شکل ۵-۱۷. تا شکل ۵-۲۰ تغییرات سوخت مصرفی و دور کمپرسور را برای شرایط مرزی اعمال شده در جدول ۵-۲ را نمایش می‌دهد. با دقت به این نمودارها در میابیم که با کاهش دمای گاز ورودی به ایستگاه و افزایش فشار گاز ورودی به ایستگاه، مقدار سوخت مصرفی ایستگاه و دور کمپرسور کاهش می‌یابد. این نشان می‌دهد که اگر بتوان تا جایی که امکان دارد (بعنوان مثال محدوده فشار گاز در خط لوله، محدوده دمای گاز برای جلوگیری از یخ زدگی، محدوده دور کمپرسور و...) این دو پارامتر را تغییر داد، می‌توان مقدار سوخت مصرفی ایستگاه و متناسب با آن هزینه‌ها را کاهش داد.



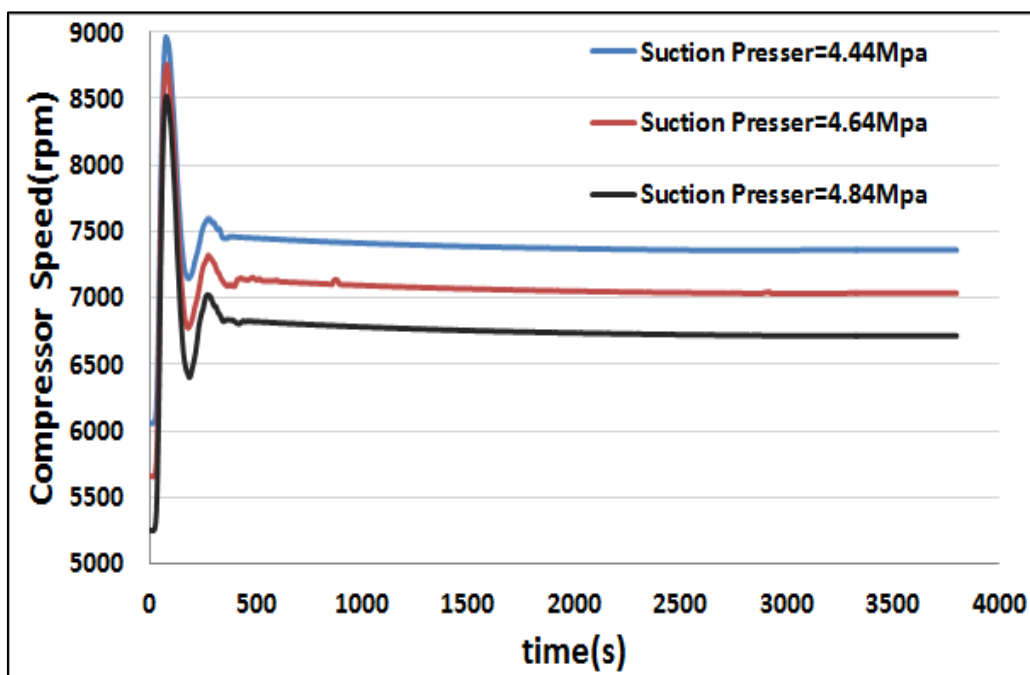
شکل ۱۸-۵ تاثیر تغییرات دما ورودی بر سوخت مصرفی ایستگاه



شکل ۱۹-۵ تاثیر تغییرات دمای ورودی بر دور کمپرسور



شکل ۲۰-۵ تاثیر تغییرات فشار ورودی بر سوخت مصرفی ایستگاه



شکل ۲۱-۵ تاثیر تغییرات فشار ورودی بر دور کمپرسور

۳-۱-۵ بررسی شرایط بهینه مصرف سوخت ایستگاه برای تعداد واحد های

تراکم مختلف در کارکرد

در این بخش برای یک شرط مرزی مشخص ایستگاه حالت بهینه مصرف سوخت به ازای گاز عبوری معلوم از ایستگاه به دست آمده است. در واقع در ابتدا برای دو کمپرسور روشن با در نظر گرفتن محدودیت های عملکرد کمپرسور گاز، مقدار سوخت مصرفی براساس دبی مشخص شده گاز ورودی به ایستگاه رسم شده و سپس این عملیات را برای سه و چهار کمپرسور در حال کار نیز تکرار نموده و در یک شکل رسم شده است و نشان داده شده که کدام از لحاظ مقدار سوخت مصرفی ایستگاه بهینه می باشد و همچنین نمودار چگونگی سرعت عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز نیز آورده شده است

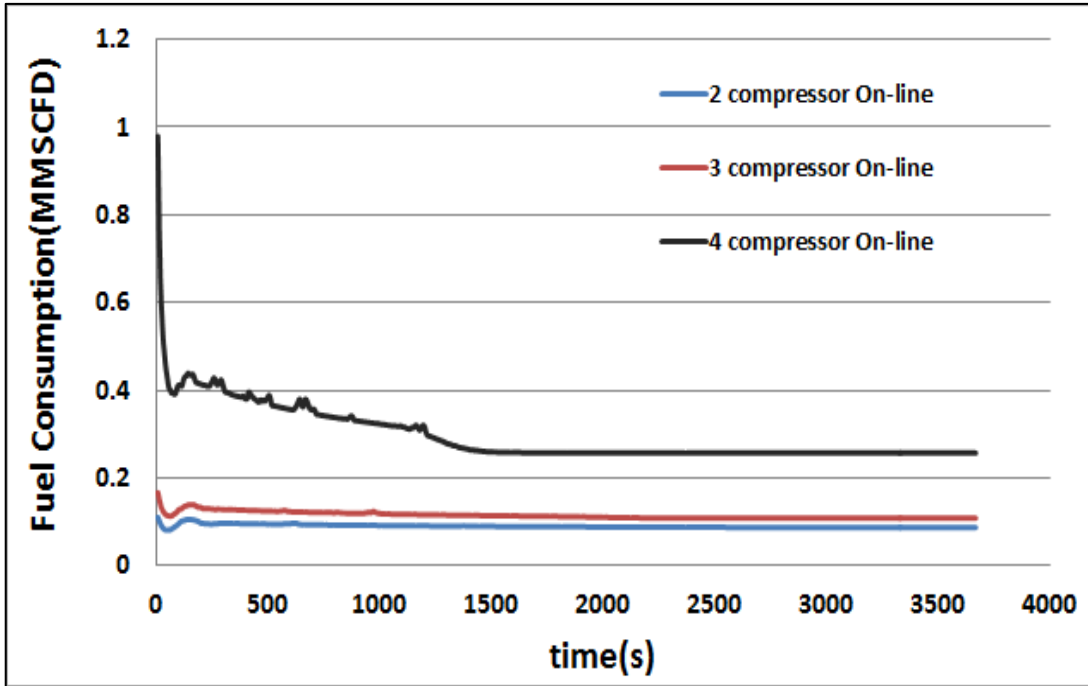
جدول ۳-۵ شرایط مرزی ایستگاه و خط لوله برای بررسی تاثیرگذاری تعداد واحدهای در کار کرد بر سوخت مصرفی و دور کمپرسور

| $T_s(k)$ | $P_s(Mpa)$ | $P_d(Mpa)$ | $Q_{gas-station}$ |
|----------|------------|------------|-------------------|
| 285.4 | 4.44 | 6.43 | 16.5 |

همانطور که از شکل ۲۲-۵ مشخص است در صورتی که در یک دبی عبوری از ایستگاه تقویت

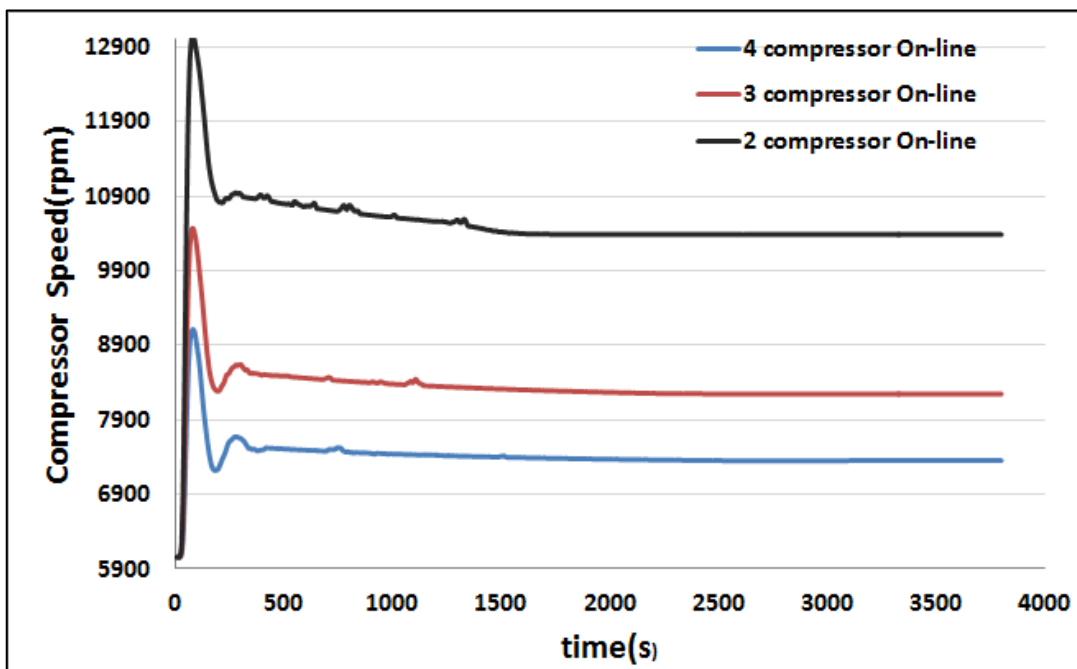
فشار رضوی مشهود، بتوان از چند چیدمان استفاده نمود (با توجه به محدودیت های موجود)، چیدمانی

که تعداد واحدهای کمتری در حال کار دارد سوخت کمتری مصرف می کند.



شکل ۲۲-۵ تاثیر تغییر تعداد واحد های در کار کرد بر سوخت مصرفی ایستگاه

همانطور که از شکل ۲۳-۵ مشخص است در صورتی که در یک دبی عبوری از ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهود، بتوان از چند چیدمان استفاده نمود، چیدمانی که تعداد واحدهای کمتری دارد دور کمپرسور بیشتری دارد و باید دقت شود که از ناحیه مجاز سرعت عبور نکند.



شکل ۲۳-۵ تاثیر تغییر تعداد واحد های در کار کرد بر دور کمپرسور

فصل ششم : نتیجه گیری و پیشنهادات

- ✓ از مقایسه نتایج حاصل از این پژوهش با نتایج مطالعات پیشین و همخوانی قابل قبول این دو، در می‌یابیم که صحت نتایج این پژوهش مورد تایید می‌باشد.
- ✓ در جریان گذرا و همدم، تغییرات دبی به صورت پرش ناگهانی از مقدار قبلی به مقدار جدید می‌رسد.
- ✓ در جریان گذرای همدم، با کوچکتر شدن گام‌های زمانی، نوسانات منحنی‌های جواب افزایش می‌یابد اما سرانجام با توجه به پایداری جرم و مومنتوم، به شرایط پایدار می‌رسد.
- ✓ در جریان گذرای همدم، با افزایش طول لوله منحنی دبی جریان دیرتر به مقدار پایدار خود می‌رسد.
- ✓ در جریان گذرای همدم، با افزایش ضریب اصطکاک لوله افت فشار نیز افزایش یافته و زمان رسیدن به مقادیر پایدار نیز افزایش می‌یابد.
- ✓ در جریان گذرای همدم، با افزایش ضریب اصطکاک لوله منحنی دبی دیرتر به مقادیر پایدار می‌رسد.
- ✓ در جریان گذرای همدم، با افزایش دمای متوسط جریان، افت فشار افزایش یافته و زمان رسیدن به مقادیر نهایی نیز افزایش می‌یابد.
- ✓ در جریان گذرای همدم، با افزایش دمای متوسط جریان، دامنه تغییرات دبی در لحظات با زو بسته شدن شیر خروجی کاهش می‌یابد.
- ✓ در جریان گذرای همدم، با افزایش ضریب تراکم پذیری گاز، زمان رسیدن منحنی دبی به مقادیر پایدار و همچنین نوسانات دبی در لحظات تغییر دبی کاهش می‌یابد.
- ✓ در جریان گذرای همدم، با افزایش ضریب تراکم پذیری گاز، زمان رسیدن منحنی فشار به مقادیر نهایی و همچنین نوسان آنی در لحظه بسته شدن شیر خروجی کاهش می‌یابد.

✓ در جریان گذرای همدمما، با افزایش ضریب تراکم پذیری گاز، افت فشار افزایش می‌یابد.

در جریان گذرای همدمما، با افزایش جرم مولکولی گاز، زمان رسیدن منحنی دبی به مقادیر نهایی افزایش می‌یابد.

✓ در جریان گذرای همدمما، با افزایش جرم مولکولی گاز، افت فشار و میزان نوسانات منحنی فشار در لحظات تغییر دبی افزایش می‌یابد.

✓ در جریان گذرای غیرهمدمما، تغییرات دبی به صورت تدریجی به سمت مقدار نهایی حرکت می‌کند.

✓ در جریان گذرای غیرهمدمما، با پیشروی در طول لوله، افت فشار افزایش می‌یابد.

✓ در جریان گذرای غیرهمدمما، در لحظات باز و بسته یا کم و زیاد شدن شیر خروجی جریان، نوساناتی در منحنی‌های دبی و فشار مشاهده می‌شود.

✓ در جریان گذرای غیرهمدمما، با پیشروی در طول لوله، مقادیر نهایی و دامنه تغییرات دما کاهش می‌یابد.

✓ در جریان گذرای غیرهمدمما، با پیشروی در طول لوله، مقادیر نهایی و دامنه تغییرات ضریب تراکم پذیری کاهش می‌یابد.

✓ در جریان گذرای غیرهمدمما، با افزایش طول لوله، دامنه تغییرات دبی جریان کاهش یافته و از نوسانات تغییرات نیز کاسته می‌شود.

✓ در جریان گذرای غیرهمدمما، با افزایش طول لوله، منحنی با شیب بیشتری به سمت مقادیر نهایی حرکت می‌کند.

✓ در جریان گذرای غیرهمدمما، با افزایش طول لوله، افت فشار افزایش و نوسانات تغییرات نیز کاهش می‌یابد.

✓ در جریان گذرای غیرهمدمما، با افزایش طول لوله، زمان رسیدن منحنی فشار به مقادیر

نهایی نیز افزایش می‌یابد.

✓ در جریان گذرای غیرهمدم، دامنه تغییرات دما افزایش یافته و از نوسانات تغییرات کاسته می‌شود.

✓ در جریان گذرای غیرهمدم، با افزایش طول لوله، شیب منحنی دما برای رسیدن به مقادیر نهایی افزایش می‌یابد.

✓ در جریان گذرای غیرهمدم، دامنه تغییرات ضریب تراکم پذیری افزایش یافته و از نوسانات تغییرات کاسته می‌شود.

✓ در جریان گذرای غیرهمدم، با افزایش طول لوله، شیب منحنی ضریب تراکم پذیری برای رسیدن به مقادیر نهایی افزایش می‌یابد.

✓ وقتی شیر مسدود کننده باز است فشار انتهای لوله اول با فشار ابتدای لوله دوم به مقدار برابر می‌رسد

✓ در گره های نزدیک به شیر مسدودکننده و تنظیم کننده دبی، فشار و دما زودتر از گره های ابتدایی به مقدار پایای خود می‌رسد. و نوسانات در این گره ها بیشتر از سایر از گره ها می‌باشد.

✓ دما در شیر تنظیم کننده و مسدودکننده برای همه گره‌های محاسباتی وقتی که شیر باز است به علت ایجاد تعادل بین انتقال حرارت توسط جریان از گره اول به سمت گره آخر و انتقال حرارت با محیط در هر گره به شرایط پایا می‌رسد.

✓ در شیر تنظیم کننده دبی ورودی و خروجی به هنگام باز بودن شیر به مقدار برابر می‌رسد و مقدار فشار ورودی و خروجی با هم تفاوت دارد.

✓ نتایج شبیه سازی ایستگاه تقویت فشار رضوی وقتی به مقدار پایای خود می‌رسد با نتایج ارائه شده در واحد دیسپچینگ همخوانی دارد.

✓ با در نظر گرفتن تاثیرگذاری پارامترهای مختلف بر مقدار سوخت مصرفی ایستگاه

می توان دریافت با تغییراتی بر روی دما و فشار گاز ورودی به ایستگاه با توجه به محدودیت‌های موجود می توان مقدار سوخت مصرفی ایستگاه را کاهش داد.

✓ در صورتی که در یک دبی عبوری از ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد بتوان از چند چیدمان استفاده نمود (با توجه به محدودیت های موجود)، چیدمانی که تعداد واحدهای کمتری در حال کار دارد به نتایج بهتری منجر می‌گردد.

پیشنهادات

- ✓ بررسی تاثیر ترکیب گازهای مختلف بر مقدار سوخت مصرفی ایستگاه تقویت فشار
- ✓ بررسی جایگزینی شیرهای تنظیم کننده موجود در شبکه انتقال گاز با توربو اکسپندر برای تولید الکتریسیته و صرفه جویی در مصرف انرژی
- ✓ بررسی عملکرد کمپرسور رفت و برگشتی به جای کمپرسور سانتریفیوژ در ایستگاه تقویت فشار
- ✓ تحلیل و بهینه سازی همزمان ایستگاه تقویت فشار ، ایستگاه تقلیل فشار و خطوط انتقال به طور همزمان

مراجع

- [١] Ratne M. Pirog R. (November 2012) “ Natural Gas in the U.S. Economy” **Opportunities for Growth, 6th Congressional Research Service.**
- [٢] Outlook E. (2010)” *International Energy Outlook*”
- [٣] Simmons M. R. (2000)”*Revisiting The Limits to Growth: Could the Club of Rome have been correct*” **An energy white paper.**
- [٤] Hedayat.Omoidvar (2008)” *Natural Gas Industry in Iran*”**Pipline Technology Conference.**
- [٥] www.nigc-tpgc.ir
- [٦] Gorla R. S., & Khan A. A. (2003)” *Turbomachinery: design and theory*”**CRC Press.**
- [٧] Ouyang L. and Aziz K. (1996) “*Steady-State Gas Flow in Pipes*” **Journal of Petroleum Scienceand Engineering, Vol.14, pp. 137-158.**
- [٨] Stoner M.A. (1969)“*Steady- State Analysis of Gas production Transmission and DistributionSystems*” **Society of Petroleum Engineers of AIME, SPE 2554.**
- [٩] Berard G.P., and Eliason B.G.(1978) “*An Improved Gas Transmission System Simulator*” **Society of Petroleum Engineers Journal, Dec, pp 389-398.**
- [١٠] Hoeven, T.V. and Gasunie N.V.N. (1992) “*Some Mathematical Aspects of Gas NetworkSimulation*” **24th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 22-23, Corpus Christi, Texas.**
- [١١] Tian S. and Adewumi M.A.(1994) “*Development of Analytical Design Equation for GasPipelines*” **SPE Production & Facilities, pp. 100-106.**
- [١٢] Costa L.H de Medeiros J.L. and Pessoa F.L.P, (1998) “*Steady State Modeling and Simulationof Pipeline Networks for Compressible Fluids*” **Brazilian Journal of ChemicalEngineering, Vol.15, No.4.**

- [13] Sung, W., Huh, D., Lee, J., and Kwon, O. (1998) "Optimization of Pipeline Networks with a Hybrid MCST-CD Networking Mode" *SPE Production & Facilities*, Vol.13, No.3, August, pp. 213-219.
- [14] Riso-Mercado, R.Z., Summing, W., Ridgway, S., and Boyd, A. (2001) "A Reduction Technique for Natural Gas Transmission Network Optimization Problems" *Annual of Operation Research*, Vol.117, pp. 217-234.
- [15] Martinez-Romero, N., Osorio-Peralta, O., and Santamaria-Vite, I., (Feb.10-12, 2002) "Natural Gas Network Optimization and Sensibility Analysis" *Proceedings of SPE International Petroleum Conference and Exhibition of Mexico*, pp 327-370.
- [16] Doonan, A.F., Fletcher, I., Cox, C.S., and Arden, W., J., B. (1998) "Evaluation of A Remote Boundary Pressure Control Strategy Using Simulink" *Proceeding from UKACC International Conference on Control'98*, No.455, Sep.1-4, pp. 129-134
- [17] Fauer, D. (Oct.23-25, 2002) "The Making of Useful Pipeline Simulation Model" *34th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Portland, Oregon.
- [18] Greyvenstein G. P. & Laurie, D. P. (1994) "A segregated CFD approach to pipe network analysis" *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 37(21), pp 3685-3705.
- [19] Wyli, E.B., Stoner M.A. and Streeter V.L. (1971) "Network System Transient Calculation by Implicit Methods" *Society of Petroleum Engineers Journal*, Dec., pp. 35-43.
- [20] Santos S. P. D. (1997, October) "Transient analysis, a must in gas pipeline design" *In 29th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct (pp. 15-17).
- [21] Santos, S.P. *Transient Analysis, A Must in Gas Pipeline Design*. s.l. : 29th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Tucson, Arizona, Oct.15-17, 1997.
- [22] Mohitpour, M., Thompson, W., and Asante, B. (1996) "Importance of dynamic Simulation on The Design and Optimization of Pipeline Transmission Systems" *Proceedings of the International Pipeline Conference, American society of Mechanical Engineers*, Vol.2, pp. 1183-1188.

- [٢٣] Price, G.R.,McBrien,R.K.,Rizopoulos,S.N., and Golshan,H. (1996)” *Eveluation the Effective Friction Factor and Overall Heat Transfer During Unstaedy Pipline OperATIION*” **Proceedings of the International Piline Confrence,American Society of Mechanical Engineers,Vol.2. pp. 1175-1182.**
- [٢٤] Osiadacz A. J. (1994, January)” *Dynamic Optimization of High Pressure Gas Networks*” **In PSIG Annual Meeting. Pipeline Simulation Interest Group.**
- [٢٥] Osiadacz, A.J (1987) “*Simulation and analysis of Gas Networks*” **Gulf Publishing Company, Houston,Texas.**
- [٢٦] Osiadacz A. J. & Chaczykowski M. (2001)” *Comparison of isothermal and non-isothermal pipeline gas flow models*” **Chemical Engineering Journal, 81(1), pp 41-51.**
- [٢٧] Lewandowski, A. (1994, January)” *Object-oriented modeling of the natural gas pipeline network*”**In PSIG Annual Meeting. Pipeline Simulation Interest Group.**
- [٢٨] Adewumi M. A. & Zhou J. (1995, January)”*Simulation of Transient Flow In Natural Gas Pipelines*”**In PSIG Annual Meeting. Pipeline Simulation Interest Group.**
- [٢٩] Issa, R.I., and Spalding,D.B.(1972)” *Unsteady One-Dimensional Compressible Frictional Flow with Heat Transfer*” **Journal Mechanical Engineering Science,Vol.14,No.6, pp. 365-369.**
- [٣٠] Deen, J.K., and Reintsema,S.R.(Aug 1983)”*Modeling of High-Pressure Gas Transmission Lines*” **Appl.Math.Modeling,vol.7, pp 268-273.**
- [٣١] Thorley A. R. D. & Tiley C. H. (1987)” *Unsteady and transient flow of compressible fluids in pipelines—a review of theoretical and some experimental studies*” **International journal of heat and fluid flow, 8(1), pp 3-15**
- [٣٢] Rachford Jr H. H. & Dupont T. (1974)” *A Fast Highly Accurate Means of Modeling Transient Flow in Gas Pipeline Systems by Variational Methods*” **Society of Petroleum Engineers Journal, 14(02),pp 165-178.**
- [٣٣] Thorley A.R.D. and Tiley C.H., 1987 “*Unsteady and Transient Flow of Compressible Fluidsin Pipelines - A Review of Theoretical and Some Experimental Studies*” **Journal of Heatand Fluid Flow, Vol.8, No.1, pp. 3-15.**

- [۳۴] Kiuchi T. (1994) "An implicit method for transient gas flows in pipe networks" *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 15(5), pp 378-383.
- [۳۵] Luongo C. A. (1986, January) "An efficient program for transient flow simulation in natural gas pipelines" *In PSIG Annual Meeting. Pipeline Simulation Interest Group.*
- [۳۶] Ke S. L. & Ti H. C. (2000) "Transient analysis of isothermal gas flow in pipeline network" *Chemical Engineering Journal*, 76(2), 169-177.
- [۳۷] Tao W. Q. & Ti H. C. (1998) "Transient analysis of gas pipeline network" *Chemical Engineering Journal*, 69(1), 47-52.
- [۳۸] www.wikipedia.org
- [۳۹] Guo B. & Ghalambor A. (2014) "Natural gas engineering handbook" *Elsevier.*
- [۴۰] Wichert E. & Aziz K. (1972) "Calculate Zs for sour gases" *Hydrocarbon Processing*, 51(5), 119..
- [۴۱] Ahmed, T. 1989 "Hydrocarbon Phase Behavior" *Gulf Publishing Company.*
- [۴۲] Carr, N.I., Kobayashi, R., and Burrows, D.B. 1954 "Viscosity of Hydrocarbon Gases under Pressure" *Trans. AIME* 201. pp. 264-272.
- [۴۳] Dempsey, J.R. 1995 "Computer Routine Treats Gas Viscosity as a Variable". *Oil & Gas Journal*, Aug. 11, pp. 141.
- [۴۴] Brill, J.P., and Beggs, H.D. 1974 "Two Phase Flow in Pipe" *INTERCOMP Course, The Hague,.*
- [۴۵] Dranchuck, P.M., Purvis, R.A., and Robinson, D.B. "Computer Calculations of Natural Gas Compressibility Factor Using the Standing and Katz Correlation. *institute of Petroleum Technical Series*" No. IP 75-008. pp. 1-13.
- [۴۶] Ludwig, E.E. 1983 "Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants" *Gulf Publishing Company, Houston, Texas.*

- [۴۷] IGT 1965” *Stedy Flows in Gas Pipelines*” IGT Report No10,PRC Project NB-13,American Association Inc.,New York,NY,.
- [۴۸] Drew, T.B.,Koo,E.C., and McAdams,W.H.,1930” *the friction factor for clean round Pipes*”,*Trans.Am.Inst.Eng.*28.. pp 56.
- [۴۹] Blasius H. (1913)”*Das ahnlichkeitsgesetz bei reibungsvorgangen in flussigkeite*”*Forschungs-arbeiten des Ver. Deutsch. Ing*, (131).
- [۵۰] Knuddsen, J.G. and Katz,D.L.(1990)” *Fluid Dynamin and Heat Transfer*”McGraw-Hill Books Co.,New York,N.Y., PP 576.
- [۵۱] Serghides, T.K. (1984) “*Estimate friction factoraccurael*” *Chem Eng*, 91(5), pp. 63-64.
- [۵۲] Zigrang, D.L. and Sylvester,N.D. (1982)“*Explit approximations to the solution of Colebrook'sfriction factor equation*” *AICHEJ*, 28(3), pp 514-515
- [۵۳] Chen, N.H. (1979)”*An explicit equation for friction factor in pipe*” *Ind.Eng.Chem.Fund*,18(3), pp. 296-297.
- [۵۴] Haaland, S.E. (1981) “*simple and explicit formula for the friction factor in turbulent pipe flow including natural gas piplines*” *Aero and Gas Dynamins,IFAG B-131.Div.,The Norwegian Inst.Technol.*,
- [۵۵] Shapiro, A. H. (1953-54)” *The dynamics and thermodynamics of compressible fluid flow*”New York: Ronald Press.
- [۵۶] Zemansky, M.W.(1968)” *Heat and Thermodynamics*”Edition5,McGraw Hill.
- [۵۷] Botros K.K. Campbell P.J. and Mah D.B. (1991) “*Dynamic Simulation of Compressor StationOperation Including Centrifugal Compressor and Gas Turbine*”, *Transactions of theASME*, Vol. 113, Apr, pp. 300-311
- [۵۸] گلشن ح، زیدی فر و، (۱۳۸۶) “کمپرسورهای ایستگاه تقویت فشار” جلد اول، چاپ اول، انتشارات شرکت ملی گاز ایران، ص ۱۴.
- [۵۹] Nouri-Borujerdi, Ali, (2011) "Transient modeling of gas flow in pipelines following catastrophic failure." *Mathematical and Computer Modelling* 54.11: 3037-3045.

[٢٠] Sun, Hong-li et al. (2004) "Effect of oxymatrine on single ventricular myocyte of guinea pig" **CHINESE PHARMACEUTICAL JOURNAL-BEIJING-** 39.4: 264-266.

[٢١] Klaus, and Steinbach.(2005) "Nonlinear optimization in gas networks". **Springer Berlin Heidelberg**.

[٢٢] Brkić, Dejan. (2009) "An improvement of Hardy Cross method applied on looped spatial natural gas distribution networks." **Applied Energy** 86.7: 1290-1300.

[٢٣] Herrán-González, A., et al. (2009)"Modeling and simulation of a gas distribution pipeline network." **Applied Mathematical Modelling** 33.3: 1584-1600.

[٢٤] Chaczykowski, Maciej. (2010) "Transient flow in natural gas pipeline–The effect of pipeline thermal model." **Applied Mathematical Modelling** 34.4: 1051-1067.

[٢٥] John P. Rollins (1961)" **Air, Compressed. Compressed air and gas handbook.**
" Compressed Air and Gas Institute.

پیوست‌ها

کد پروژه

حل معادلات با در نظر گرفتن شرایط و فرضیات کیوچی

```
program javad
implicit none
real::dt,dx,sum,c,mass,d,L,P0,T,F,time,x,AA,BB,CC,delta
integer::i,j,k,q,r,s,v,o
real,allocatable::m(:,:),p(:,:),PP(:)
d=0.5
L=5000
P0=5.*10.**6.
mass=424.628 !106.157
R=287
T=300
f=0.008
dt=10
dx=10.
q=L/dx
r=40.*60./dt
c=348.5 !sqrt(1.*R*T)
allocate(m(1:q,1:2),p(1:q,1:2),pp(1:q))
open(10,file='inlet-mass-flow.txt')
open(20,file='presser.txt')
do j=1,q
```

```

P(j,1)=P0
m(j,1)=0.0
end do
P(1,2)=P0
do i=1,r
!write(*,*) i*dt
if (i*dt.le.600) then
m(q,2)=0.0
else if (i*dt.ge.600.and.i*dt.le.1800) then
        m(q,2)=mass
else
        m(q,2)=0.0
end if
do j=2,q
P(j,2)=P(j,1)
end do
s=0
do
s=s+1
!write(*,*)s
        do j=q-1,1,-1
                m(j,2)=m(j+1,2)+(dx/c**2.)*(P(j+1,2)+P(j,2)-P(j+1,1)-P(j,1))/(2.*dt)
!        write(*,*)i*dt,m(j,2), P(j,2)
!        pause
                end do
!        pause
!        write (*,*) m(q,2)

```

```

do j=1,q-1
    x=P(j+1,1)
    do o=1,100
        PP(J+1)=x- ((m(j+1,2)+m(j,2)-m(j+1,1)-m(j,1))/(2.*dt)+(x-
P(j,2))/dx+(f*c**2./(4*d))*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)+m(j,2))/(x+P(j,2)))/(1./dx-
(f*c**2./(4.*D))*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)+m(j,2))/(x+P(j,2))**2.)
        !      write(*,*)j,P(j,2)
!      pause
        !      P(J+1,2)=-dx*((m(j+1,2)+m(j,2)-m(j+1,1)-m(j,1))/2.*dt+P(j,2)/dx-
(f*c**2./4*d)*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)-m(j,2))/(x+P(j,2)))
        !      AA=1./dx
        !      BB=(m(j+1,2)+m(j,2)-m(j+1,1)-m(j,1))/(2.*dt)
        !      CC=(f*c**2./(4.*d))*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)+m(j,2))+BB*P(j,2)-
P(j,2)**2./dx
        !      delta=BB**2.-4.*AA*CC
        !      P(j+1,2)=(-BB+sqrt(delta))/2.*AA
        !      if (P(j+1,2)<0) then
        !      P(j+1,2)=(-BB-sqrt(delta))/2.*AA
        !      end if
        !      write(*,*)j,P(j,2)
!      pause
!!      write(*,*)j*dt,o,j, abs(PP(j+1)-x)
        if (abs(PP(j+1)-x)<=1) then
            exit
        else
            x=PP(j+1)
        end if
    end do
end do

```

```

                end do
!!                write(*,*)i*dt,j,P(j,2)
        end do

!!pause
sum=0.0
do v=2,q
sum=sum+abs(P(v,2)-PP(v))
end do
write(*,*)i*dt,'sum=', sum
!!pause
if (sum.le.50) then
exit
else
do v=2,q
P(v,2)=PP(v)
end do
end if
end do
!write(*,*)'ali'
do v=1,q
P(v,1)=P(v,2)
m(v,1)=m(v,2)
end do
write(10,*)i*dt, m(1,2)*3600*3.14*D**2./4
!write(*,*)'Time=', i*dt, m(1,2)*3.14*D**2./4*3600.
write(20,*)i*dt, p(500,2)/10**6.
end do

```

end program javad

شرایط کیوچی با در نظر گرفتن ترم اینرسی

program javad

implicit none

real::dt,dx,sum,c,mass,d,L,P0,T,F,time,x,AA,BB,CC,delta,AAA,BBB

integer::i,j,k,q,r,s,v,o

real,allocatable::m(:,:),p(:,:),PP(:)

d=0.5

L=5000

P0=5.*10.**6.

mass=424.628 !106.157

R=287

T=380

f=0.009

dt=10

dx=10

q=L/dx

r=60.*60./dt

c=sqrt(1.8*R*T)!348.5

allocate(m(1:q,1:2),p(1:q,1:2),pp(1:q))

open(10,file='inlet mass.txt')

```

open(20,file='pressure1.txt')
open(30,file='pressure10.txt')
open(40,file='pressure20.txt')
open(50,file='pressure40.txt')
open(60,file='pressure50.txt')

do j=1,q
P(j,1)=P0
m(j,1)=0.0
end do

P(1,2)=P0
do i=1,r
!write(*,*) i*dt
if (i*dt.le.600) then
m(q,2)=0.0
else if (i*dt.ge.600.and.i*dt.le.1800) then
    m(q,2)=mass
else
    m(q,2)=0.0
end if
do j=2,q
P(j,2)=P(j,1)
end do

s=0
do
s=s+1
!write(*,*)s
do j=q-1,1,-1

```

```

m(j,2)=m(j+1,2)+(dx/c**2.)*(P(j+1,2)+P(j,2)-P(j+1,1)-P(j,1))/(2.*dt)
!   write(*,*)j*dt,m(j,2), P(j,2)

!   pause

        end do

        pause

!   write (*,*) m(q,2)

        do j=1,q-1

                x=P(j+1,1)

                do o=1,100

AAA=2.*(c**2.)*(m(j+1,2)+m(j,2))*(m(j+1,2)-m(j,2))/dx
BBB=(c**2.)*((m(j+1,2)-m(j,2))**2.)/dx

                PP(J+1)=x- ( (m(j+1,2)+m(j,2)-m(j+1,1)-m(j,1))/(2.*dt) +(x-P(j,2))/dx
+(f*c**2./(4*d))*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)+m(j,2))/(x+P(j,2)) &

                & +2.*(c**2.)*(m(j+1,2)+m(j,2))*(m(j+1,2)-m(j,2))/(dx*(x+P(j,2))) -
(c**2.)*((m(j+1,2)+m(j,2))**2.)*(x-P(j,2))/(dx*(x+P(j,2)))**2. )/ &

                & (-AAA/(x+P(j,2)**2.)-BBB*((x+P(j,2))**2.-2*(x+P(j,2))*(x-
P(j,2)))/(x+P(j,2))**4.+1./dx-
(f*c**2./(4.*D))*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)+m(j,2))/(x+P(j,2))**2.)

                !   write(*,*)j,P(j,2)

!   pause

                !   P(J+1,2)=-dx*((m(j+1,2)+m(j,2)-m(j+1,1)-m(j,1))/2.*dt+P(j,2)/dx-
(f*c**2./4*d)*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)-m(j,2))/(x+P(j,2)))

                !   AA=1./dx

                !   BB=(m(j+1,2)+m(j,2)-m(j+1,1)-m(j,1))/(2.*dt)

                !   CC=(f*c**2./(4.*d))*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)+m(j,2))+BB*P(j,2)-
P(j,2)**2./dx

                !   delta=BB**2.-4.*AA*CC

                !   P(j+1,2)=(-BB+sqrt(delta))/2.*AA

```



```

!      if (P(j+1,2)<0) then
!      P(j+1,2)=(-BB-sqrt(delta))/2.*AA
!      end if
!
!          write(*,*)j,P(j,2)
!
!      pause
!!          write(*,*)i*dt,o,j, abs(PP(j+1)-x)
!
!      if (abs(PP(j+1)-x)<=1) then
!
!          exit
!
!          else
!
!          x=PP(j+1)
!
!          end if
!
!          end do
!!          write(*,*)i*dt,j,P(j,2)
!
!      end do
!
!pause
sum=0.0
do v=2,q
sum=sum+abs(P(v,2)-PP(v))
end do
write(*,*)i*dt,'sum=', sum
!!pause
if (sum.le.10000) then
exit
else
do v=2,q
P(v,2)=PP(v)
end do

```

```

end if
end do
!write(*,*)'ali'
do v=1,q
P(v,1)=P(v,2)
m(v,1)=m(v,2)
end do
write(10,*)i*dt, m(1,2)*3600*3.14*D**2./4
!write(*,*)'Time=', i*dt, m(1,2)*3.14*D**2./4*3600.
write(20,*)i*dt , p(1,2)/10**6.
write(30,*)i*dt , p(80,02)/10**6.
write(40,*)i*dt , p(250,2)/10**6.
write(50,*)i*dt , p(280,2)/10**6.
write(60,*)i*dt , p(1000,2)/10**6.
end do
end program javad

```

شیر مسدودکننده

```

program javad
implicit none
real::dt,dx,sum,c,mass,d,L,P0,F,time,x,AA,BB,CC,delta,A,Pout,P1,density,initmass,f0,f1,f2,h,z0,z
1,z2,z3,z4,z5,z6,j0,j1,j2,j3,j4,j5,mf_new
real::A1,A2,A3,A4,A5,A6,Pr,Tr,Pc,Tc,Znew,AAA,BBB,CCC,ddlta,T0,R0
integer::i,j,k,q,r,s,v,o,branch,xcomp,sign,ii
real,allocatable::m(:,:),p(:,:),PP(:,:),Z(:,:),T(:,:)
real::etaisen,etamech,etadr,qq,nn,sigma,lhv,head,head_new,md,td,mf,power,delta2,b1,b2,b3,
b4,b5,b6,pd,Cp,Tsur,Poutlet
Cp=2254

```

```

Tsur=300

h=40

d=0.5

A=3.14*d**2./4.

L=10000

P0=4e6

Pout=3.8e6

R0=518.3

!T0=300

f=0.008

dt=50

dx=25.

q=L/dx

r=6600./dt

density=0.648 !P0/R*T

mass=300000*density/(3600.*A)

!c=348.5 !sqrt(1.*R*T)

allocate(m(1:q,1:2),p(1:q,1:2),pp(1:q),Z(1:q),T(1:q,1:2))

open(10,file='pipe1-mass-flow1.txt')

open(20,file='pipe1-mass-flow10.txt')

open(30,file='pipe1-mass-flow20.txt')

open(40,file='pipe1-mass-flow30.txt')

open(50,file='pipe1-mass-flow50.txt')

open(60,file='pipe1-press1.txt')

open(70,file='pipe1-press10.txt')

open(80,file='pipe1-press20.txt')

open(90,file='pipe1-press30.txt')

```

```
open(100,file='pipe1-press(50).txt')
open(110,file='pipe2-mass-flow(50+1).txt')
open(120,file='pipe2-mass-flow70.txt')
open(130,file='pipe2-mass-flow80.txt')
open(140,file='pipe2-mass-flow90.txt')
open(150,file='pipe2-mass-flow(100).txt')
open(160,file='pipe2-press(50+1).txt')
open(170,file='pipe2-press70.txt')
open(180,file='pipe2-press80.txt')
open(190,file='pipe2-press90.txt')
open(200,file='pipe2-press(100).txt')
open(210,file='pipe1-T1.txt')
open(220,file='pipe1-T10.txt')
open(230,file='pipe1-T20.txt')
open(240,file='pipe1-T30.txt')
open(250,file='pipe1-T50.txt')
open(260,file='pipe2-T(50+1).txt')
open(270,file='pipe2-T70.txt')
open(280,file='pipe2-T80.txt')
open(290,file='T90.txt')
open(300,file='T(100).txt')
do j=1,q
P(j,1)=P0
m(j,1)=0.0
T(j,1)=Tsur
T(j,2)=Tsur
end do
```

P(1,2)=P0

A1=0.31506; A2=-1.0467; A3=-0.5783; A4=0.5353; A5=-0.6123; A6=0.6895

Tc=190.4; Pc=4.6e6

do i=1,r !===time loop=====

if (i*dt.le.20.) then

P(q,2)=P0

m(q,2)=0.0

T(1,2)=300

else if (i*dt.le.2200.and.i*dt.ge.20.) then

m(q,2)=mass

p(q,2)=Pout

T(1,2)=330

!!!!baste shodan{}

else if (i*dt.ge.2200.and.i*dt.le.2212) then

m(q/2,2)=12*mass/16

T(1,2)=330

p(1,2)=p0

p(q,2)=Pout

goto 100

else if (i*dt.ge.2212.and.i*dt.le.2218) then

m(q/2,2)=10*mass/16

T(1,2)=330

p(1,2)=p0

p(q,2)=Pout

goto 100

else if (i*dt.ge.2218.and.i*dt.le.2224) then

$m(q/2,2)=8*mass/16$

$T(1,2)=330$

$p(1,2)=p0$

$p(q,2)=Pout$

goto 100

else if ($i*dt.ge.2224.and.i*dt.le.2230$) then

$m(q/2,2)=7*mass/16$

$T(1,2)=330$

$p(1,2)=p0$

$p(q,2)=Pout$

goto 100

else if ($i*dt.ge.2230.and.i*dt.le.2236$) then

$m(q/2,2)=6*mass/16$

$T(1,2)=330$

$p(1,2)=p0$

$p(q,2)=Pout$

goto 100

else if ($i*dt.ge.2236.and.i*dt.le.2242$) then

$m(q/2,2)=5*mass/16$

$T(1,2)=330$

$p(1,2)=p0$

$p(q,2)=Pout$

goto 100

else if ($i*dt.ge.1242.and.i*dt.le.1248$) then

$m(q/2,2)=4.5*mass/16$

$T(1,2)=330$

```

p(1,2)=p0
p(q,2)=Pout
goto 100
else if (i*dt.ge.2248.and.i*dt.le.2254) then
m(q/2,2)=3*mass/16
T(1,2)=330
p(1,2)=p0
p(q,2)=Pout
goto 100
else if (i*dt.ge.2254.and.i*dt.le.2260) then
m(q/2,2)=2*mass/16
T(1,2)=330
p(1,2)=p0
p(q,2)=Pout
goto 100
else if (i*dt.le.3800.and.i*dt.ge.2260.) then
m(q/2,2)=mass/36.
T(1,2)=330
p(1,2)=p0
p(q,2)=Pout
goto 100
else
m(q,2)=mass
p(q,2)=Pout
T(1,2)=330
end if
m(q,2)=mass

```



```

f0=(c**2)*(T(j+1,2)-T(j,2))/(dx*(T(j+1,2)+T(j,2)))
f1= 8*(C**2)*h*(Tsur-((T(j,1)+T(j+1,1))/2))/(Cp*(3.14)*d*d*(T(j+1,2)+T(j,2)))
f2=f*(c**6)*((m(j+1,1)+m(j,1))**2)*abs(m(j+1,1)+m(j,1))/(2*cp*(T(j+1,1)+T(j,1))*d*((P(j+1,1)+
P(j,1))**2))
      m(j,2)=((((c**2)/dx)+f0)*m(j+1,2))+((P(j+1,2)+P(j,2)-P(j+1,1)-P(j,1))/(2.*dt))-f1-
f2)/(((c**2)/dx)-f0)
end do
      do j=1,q-1
            z0=(m(j+1,2)+m(j,2)-m(j+1,1)-m(j,1))/(2.*dt)
            z1=((c**2)*(m(j+1,2)+m(j,2))**2)*(T(j+1,1)-T(j,1))/(dx*(T(j+1,1)+T(j,1)))
            z2=(m(j+1,2)+m(j,2))/(2*dt)
            z3=(m(j+1,2)+m(j,2))*(T(j+1,2)+T(j,2)-T(j+1,1)-T(j,1))/(2*dt*(T(j+1,1)+T(j,1)))
            z4=(f*c**2./(4.*d))*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)+m(j,2))
            z5=(c**2)*(m(j+1,1)+m(j,1))*(m(j+1,2)-m(j,2))/(dx*(p(j+1,1)+p(j,1)))
            z6= (c**2)*((m(j+1,1)+m(j,1))**2)/(dx*((p(j+1,1)+P(j,1))**2))
            AA=1/dx-z6
            BB=z0-z2+z3+z5
            CC=z0*p(j,2)+z1-(z2*(p(j,2)-p(j+1,1)-p(j,1)))+z3*p(j,2)-
((p(j,2)**2)/dx)+z4+(z5*p(j,2))+z6*(p(j,2)**2))
            delta=BB**2.-4.*AA*CC
            PP(j+1)=(-BB+sqrt(delta))/(2.*AA)
            end do
            sum=0.0
            do v=2,q
            sum=sum+abs(P(v,2)-PP(v))
            end do
            write(*,*)i*dt,'sum=', sum
            if (sum.le.200) then

```

```

        P1=P(q,2)
!       write(*,*) P1
!       pause
        exit
else
do v=2,q
P(v,2)=PP(v)
end do
end if
end do
m(q,2)=mass/2
10 do j=2,q
P(j,2)=P(j,1)
end do
s=0
do
s=s+1
        do j=q-1,1,-1
f0=(c**2)*(T(j+1,2)-T(j,2))/(dx*(T(j+1,2)+T(j,2)))
f1= 8*(C**2)*h*(Tsur-((T(j,1)+T(j+1,1))/2))/(Cp*(3.14)*d*d*(T(j+1,2)+T(j,2)))
f2=f*(c**6)*((m(j+1,1)+m(j,1))**2)*abs(m(j+1,1)+m(j,1))/(2*cp*(T(j+1,1)+T(j,1))*d*((P(j+1,1)+
P(j,1))**2))
        m(j,2)=((((c**2)/dx)+f0)*m(j+1,2))+((P(j+1,2)+P(j,2)-P(j+1,1)-P(j,1))/(2.*dt))-f1-
f2)/(((c**2)/dx)-f0)
!       write(*,*)j,m(j,2)
        end do
do j=1,q-1
z0=(m(j+1,2)+m(j,2)-m(j+1,1)-m(j,1))/(2.*dt)

```

```

z1=((c**2)*(m(j+1,2)+m(j,2))**2)*(T(j+1,1)-T(j,1))/(dx*(T(j+1,1)+T(j,1)))
z2=(m(j+1,2)+m(j,2))/(2*dt)
z3=(m(j+1,2)+m(j,2))*(T(j+1,2)+T(j,2)-T(j+1,1)-T(j,1))/(2*dt*(T(j+1,1)+T(j,1)))
z4=(f*c**2./(4.*d))*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)+m(j,2))
z5=(c**2)*(m(j+1,1)+m(j,1))*(m(j+1,2)-m(j,2))/(dx*(p(j+1,1)+p(j,1)))
z6=(c**2)*((m(j+1,1)+m(j,1))**2)/(dx*((p(j+1,1)+P(j,1))**2))

AA=1/dx-z6

BB=z0-z2+z3+z5

CC=z0*p(j,2)+z1-(z2*(p(j,2)-p(j+1,1)-p(j,1)))+z3*p(j,2)-
((p(j,2)**2)/dx)+z4+(z5*p(j,2))+(z6*(p(j,2)**2))

delta=BB**2.-4.*AA*CC

PP(j+1)=(-BB+sqrt(delta))/(2.*AA)

! write(*,*)j+1,q,PP(j+1),delta

end do

sum=0.0

do v=2,q

sum=sum+abs(P(v,2)-PP(v))

end do

write(*,*)i*dt,'sum=', sum

if (sum.le.200) then

if (abs(P(q,2)-Pout).le.50) then

exit

else

m(q,2)=(Pout-P1)*(m(q,2)-mass)/(P(q,2)-P1)+mass

! write(*,*)m(q,2),P(q,2)

! pause

goto 10

```



```

!s=0

do

!s=s+1

!write(*,*)s

      do j=q/2-1,1,-1

Pr=p(j,2)/Pc

z(j)=1

Tr=T(j,2)/Tc

      do

!      goto 10

Pr=p(j,2)/Pc

Tr=T(j,2)/Tc

      znew=Z(j)-
(Z(j)**3.+(A1+A2/Tr+A3/(Tr**3.))*0.27*Pr*(Z(j)**2.)/Tr+(A4+A5/Tr)*0.0729*(Pr**2.)*Z(j)/(Tr*
**2.)+A6*0.019683*(Pr**3.)/(Tr**6.)-Z(j)**4.) /(-
4. *(Z(j)**3.)+3. *(Z(j)**2.)+2. *(A1+A2/Tr+A3/(Tr**3.))*0.27*Pr*Z(j)/Tr+(A4+A5/Tr)*0.0729*(Pr
**2.)/(Tr**2.))

!      write(*,*)znew

!      pause

      if (abs(znew-Z(j)).le.0.001) then

Z(j)=znew

exit

else

Z(j)=znew

end if

end do

!      write(*,*)
z**3.+(A1+A2/Tr+A3/(Tr**3.))*0.27*Pr*(z**2.)/Tr+(A4+A5/Tr)*0.0729*(Pr**2.)*z/(Tr**2.)+A6
*0.019683*(Pr**3.)/(Tr**6.)-z**4.

```

```

!      pause

      c=sqrt(znew*R0*T(j,2))

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
f0=(c**2)*(T(j+1,2)-T(j,2))/(dx*(T(j+1,2)+T(j,2)))

f1= 8*(C**2)*h*(Tsur-((T(j,1)+T(j+1,1))/2))/(Cp*(3.14)*d*d*(T(j+1,2)+T(j,2)))

f2=f*(c**6)*((m(j+1,1)+m(j,1))**2)*abs(m(j+1,1)+m(j,1))/(2*cp*(T(j+1,1)+T(j,1))*d*((P(j+1,1)+
P(j,1))**2))

      m(j,2)=((((c**2)/dx)+f0)*m(j+1,2))+((P(j+1,2)+P(j,2)-P(j+1,1)-P(j,1))/(2.*dt))-f1-
f2)/(((c**2)/dx)-f0)

!      write(*,*)i*dt,m(j,2), P(j,2)

!      pause

      end do

!write(*,*)i

!      pause

!      write (*,*) m(q,2)

      do j=1,q/2-1

!          x=P(j+1,1)

!          do o=1,100

!              PP(J+1)=x- ((m(j+1,2)+m(j,2)-m(j+1,1)-m(j,1))/(2.*dt)+(x-
P(j,2))/dx+(f*c**2./(4*d))*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)+m(j,2))/(x+P(j,2)))/(1./dx-
(f*c**2./(4.*D))*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)+m(j,2))/(x+P(j,2))**2.)

!                  write(*,*)j,P(j,2)

!          pause

!              P(J+1,2)=-dx*((m(j+1,2)+m(j,2)-m(j+1,1)-m(j,1))/2.*dt+P(j,2)/dx-
(f*c**2./4*d)*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)-m(j,2))/(x+P(j,2)))

      z0=(m(j+1,2)+m(j,2)-m(j+1,1)-m(j,1))/(2.*dt)

      z1=((c**2)*(m(j+1,2)+m(j,2))**2)*(T(j+1,1)-T(j,1))/(dx*(T(j+1,1)+T(j,1)))

      z2=(m(j+1,2)+m(j,2))/(2*dt)

      z3=(m(j+1,2)+m(j,2))*(T(j+1,2)+T(j,2)-T(j+1,1)-T(j,1))/(2*dt*(T(j+1,1)+T(j,1)))

```

```

z4=(f*c**2./(4.*d))*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)+m(j,2))
z5=(c**2)*(m(j+1,1)+m(j,1))*(m(j+1,2)-m(j,2))/(dx*(p(j+1,1)+p(j,1)))
z6=(c**2)*((m(j+1,1)+m(j,1))**2)/(dx*((p(j+1,1)+P(j,1))**2))

AA=1/dx-z6

BB=z0-z2+z3+z5

CC=z0*p(j,2)+z1-(z2*(p(j,2)-p(j+1,1)-p(j,1)))+z3*p(j,2)-
((p(j,2)**2)/dx)+z4+(z5*p(j,2))+(z6*(p(j,2)**2))

delta=BB**2.-4.*AA*CC

PP(j+1)=(-BB+sqrt(delta))/(2.*AA)

!      if (PP(j+1)<0) then
!
!          PP(j+1)=(-BB-sqrt(delta))/2.*AA
!
!      end if

!      if (P(j+1,2)<0) then
!
!          P(j+1,2)=(-BB-sqrt(delta))/2.*AA
!
!      end if

!
!          write(*,*)j,P(j,2)
!
!      pause

!!          write(*,*)i*dt,o,j,abs(PP(j+1)-x)
!
!      if (abs(PP(j+1)-x)<=1) then
!
!          exit
!
!      else
!
!          x=PP(j+1)
!
!      end if
!
!      end do
!!
!!          write(*,*)i*dt,j,P(j,2)

```

```

end do

!!pause

sum=0.0

do v=2,q/2

sum=sum+abs((P(v,2)-PP(v))/q)

end do

write(*,*)j*dt,'sum=', sum

!!pause

if (sum.le.0.5) then

exit

else

do v=2,q/2

P(v,2)=PP(v)

end do

end if

end do

do ii=1,q/2-1

h=200

j0=2*(c**4)*(m(ii+1,2)-m(ii,2))/(Cp*(p(ii+1,2)+p(ii,2))*dx)

j1=2*(c**4)*(m(ii+1,2)+m(ii,2))*(p(ii+1,2)-p(ii,2))/(Cp*((p(ii+1,2)+p(ii,2))**2)*dx)

j2=(C**2)*(m(ii+1,2)+m(ii,2))/((p(ii+1,2)+p(ii,2))*dx)

j3=2*(c**4)*(m(ii+1,2)+m(ii,2))/(Cp*(p(ii+1,2)+p(ii,2))*dx)

j4=8*(c**2)*h*(Tsur-((T(ii,1)+T(ii+1,1))/2))/(Cp*(p(ii+1,2)+p(ii,2))*3.14*d*d)

j5=(c**6)*f*((m(ii+1,2)+m(ii,2))**2)*abs(m(ii+1,2)+m(ii,2))/(2*Cp*((p(ii+1,2)+p(ii,2))**3)*d)

AAA=(1/(2*dt))+j2

BBB=(((2*T(ii,2)-T(ii+1,1)-T(ii,1))/(2*dt))+j0-j1+j3-j5-j4)

```



```

!      x=P(j+1,1)
!      do o=1,100
!      PP(J+1)=x- ((m(j+1,2)+m(j,2)-m(j+1,1)-m(j,1))/(2.*dt)+(x-
P(j,2))/dx+(f*c**2./(4*d))*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)+m(j,2))/(x+P(j,2)))/(1./dx-
(f*c**2./(4.*D))*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)+m(j,2))/(x+P(j,2))**2.)
!      write(*,*)j,P(j,2)
!
!      pause
!
!      P(J+1,2)=-dx*((m(j+1,2)+m(j,2)-m(j+1,1)-m(j,1))/2.*dt+P(j,2)/dx-
(f*c**2./4*d)*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)-m(j,2))/(x+P(j,2)))
z0=(m(j+1,2)+m(j,2)-m(j+1,1)-m(j,1))/(2.*dt)
z1=((c**2)*(m(j+1,2)+m(j,2))**2)*(T(j+1,1)-T(j,1))/(dx*(T(j+1,1)+T(j,1)))
z2=(m(j+1,2)+m(j,2))/(2*dt)
z3=(m(j+1,2)+m(j,2))*(T(j+1,2)+T(j,2)-T(j+1,1)-T(j,1))/(2*dt*(T(j+1,1)+T(j,1)))
z4=(f*c**2./(4.*d))*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)+m(j,2))
z5=(c**2)*(m(j+1,1)+m(j,1))*(m(j+1,2)-m(j,2))/(dx*(p(j+1,1)+p(j,1)))
z6=(c**2)*((m(j+1,1)+m(j,1))**2)/(dx*((p(j+1,1)+P(j,1))**2))
AA=-1/dx+z6
BB=z3+z0-z2+z5
CC=((z0-z2+z3+z5)*p(j+1,2))+z1-(z2*(-p(j+1,1)-p(j,1)))+z4+(((1/dx)-
z6)*(p(j+1,2)**2))
delta=BB**2.-4.*AA*CC
PP(j)=(-BB-sqrt(delta))/(2.*AA)
!      if (P(j+1,2)<0) then
!      P(j+1,2)=(-BB-sqrt(delta))/2.*AA
!      end if
!
!      write(*,*)j,P(j,2)
!
!      pause
!!      write(*,*)i*dt,o,j, abs(PP(j+1)-x)

```



```

h=300
do ii=q/2+1,q-1
j0=2*(c**4)*(m(ii+1,2)-m(ii,2))/(Cp*(p(ii+1,2)+p(ii,2))*dx)
j1=2*(c**4)*(m(ii+1,2)+m(ii,2))*(p(ii+1,2)-p(ii,2))/(Cp*((p(ii+1,2)+p(ii,2))**2)*dx)
j2=(C**2)*(m(ii+1,2)+m(ii,2))/((p(ii+1,2)+p(ii,2))*dx)
j3=2*(c**4)*(m(ii+1,2)+m(ii,2))/(Cp*(p(ii+1,2)+p(ii,2))*dx)
j4=8*(c**2)*h*(Tsur-((T(ii,1)+T(ii+1,1))/2))/(Cp*(p(ii+1,2)+p(ii,2))*3.14*d*d)
j5=(c**6)*f*((m(ii+1,2)+m(ii,2))**2)*abs(m(ii+1,2)+m(ii,2))/(2*Cp*((p(ii+1,2)+p(ii,2))**3)*d)
AAA=(1/(2*dt))+j2
BBB=((2*T(ii,2)-T(ii+1,1)-T(ii,1))/(2*dt))+j0-j1+j3-j5-j4
CCC=(T(ii,2)*T(ii,2)-T(ii+1,1)-T(ii,1))/(2*dt))+j0*T(ii,2)-j1*T(ii,2)-j2*(T(ii,2)**2)-j3*T(ii,2)-
j5*T(ii,2)-j4*T(ii,2)

    ddlta=BBB**2.-4.*AAA*CCC

    T(ii+1,2)=(-BBB+sqrt(ddlta))/(2.*AAA)

!T(ii+1,2)=((-T(ii,2)-T(ii+1,1)-T(ii,1))/(2*dt))-j0+j1+0*T(ii,2)+j4+j5)/((1/(2*dt))+0)
end do

1000 do v=1,q
P(v,1)=P(v,2)
m(v,1)=m(v,2)
T(v,1)=T(v,2)
end do

write(10,*)i*dt, m(1,2)*3600*A/density
write(20,*) m(q/10,2)*3600*A/density
write(30,*) m(3*q/10,2)*3600*A/density
write(40,*) m(4*q/10,2)*3600*A/density
write(50,*) m(q/2,2)*3600*A/density
write(60,*)i*dt, p(1,2)/(10**6)

```

```

write(70,*) p(q/10,2)/(10**6)
write(80,*) p(3*q/10,2)/(10**6)
write(90,*) p(4*q/10,2)/(10**6)
write(100,*) p(q/2,2)/(10**6)
write(110,*)i*dt, m(q/2+1,2)*3600*A/density
write(120,*) m(6*q/10,2)*3600*A/density
write(130,*) m(7*q/10,2)*3600*A/density
write(140,*) m(8*q/10,2)*3600*A/density
write(150,*) m(q,2)*3600*A/density
write(160,*)i*dt, p(q/2+1,2)/(10**6)
write(170,*) p(6*q/10,2)/(10**6)
write(180,*) p(7*q/10,2)/(10**6)
write(190,*) p(8*q/10,2)/(10**6)
write(200,*) p(q,2)/(10**6)
write(210,*)i*dt, T(1,2)
write(220,*) T(q/10,2)
write(230,*) T(3*q/10,2)
write(240,*) T(4*q/10,2)
write(250,*) T(q/2,2)
write(260,*)i*dt, T(q/2+10,2)
write(270,*) T(6*q/10,2)
write(280,*) T(7*q/10,2)
write(290,*) T(8*q/10,2)
write(300,*) T(q,2)
end do
end program javad

```

program javad

implicit none

real::dt,dx,sum,c,mass,d,L,P0,F,time,x,AA,BB,CC,delta,A,Pout,P1,density,initmass,f0,f1,f2,h,z0,z1,z2,z3,z4,z5,z6,j0,j1,j2,j3,j4,j5,mf_new

real::A1,A2,A3,A4,A5,A6,Pr,Tr,Pc,Tc,Znew,AAA,BBB,CCC,ddlta,T0,R0

integer::i,j,k,q,r,s,v,o,branch,xcomp,sign,ii

real,allocatable::m(:,:),p(:,:),PP(:,Z(:),T(:,:))

real::etaisen,etamech,etadr,qq,nn,sigma,lhv,head,head_new,md,td,mf,power,delta2,b1,b2,b3,b4,b5,b6,pd,Cp,Tsur,Poutlet

Cp=2254

Tsur=300

h=50

d=0.5

A=3.14*d**2./4.

L=10000

P0=6.05e6

Poutlet=5.8e6

R0=518.3

!T0=300

f=0.008

dt=20

dx=20.

q=L/dx

r=2400./dt

density=0.648 !P0/R*T

Initmass=300000*density/(3600.*A)

!c=348.5 !sqrt(1.*R*T)

allocate(m(1:q,1:2),p(1:q,1:2),pp(1:q),Z(1:q),T(1:q,1:2))

open(10,file='pipe1-mass-flow1.txt')
open(20,file='pipe1-mass-flow10.txt')
open(30,file='pipe1-mass-flow20.txt')
open(40,file='pipe1-mass-flow30.txt')
open(50,file='pipe1-mass-flow50.txt')
open(60,file='pipe1-press1.txt')
open(70,file='pipe1-press10.txt')
open(80,file='pipe1-press20.txt')
open(90,file='pipe1-press30.txt')
open(100,file='pipe1-press(50).txt')
open(110,file='pipe2-mass-flow(50+1).txt')
open(120,file='pipe2-mass-flow70.txt')
open(130,file='pipe2-mass-flow80.txt')
open(140,file='pipe2-mass-flow90.txt')
open(150,file='pipe2-mass-flow(100).txt')
open(160,file='pipe2-press(50+1).txt')
open(170,file='pipe2-press70.txt')
open(180,file='pipe2-press80.txt')
open(190,file='pipe2-press90.txt')
open(200,file='pipe2-press(100).txt')
open(210,file='pipe1-T1.txt')
open(220,file='pipe1-T10.txt')
open(230,file='pipe1-T20.txt')
open(240,file='pipe1-T30.txt')
open(250,file='pipe1-T49.txt')
open(260,file='T50.txt')
open(270,file='T70.txt')


```

open(280,file='T80.txt')
open(290,file='T90.txt')
open(300,file='T100.txt')
do j=1,q
P(j,1)=P0
m(j,1)=0.0
T(j,1)=Tsur
T(j,2)=Tsur
end do
P(1,2)=P0
A1=0.31506;  A2=-1.0467;  A3=-0.5783;  A4=0.5353;  A5=-0.6123;  A6=0.6895
Tc=190.4;    Pc=4.6e6
do i=1,r !===time loop=====
if (i*dt.le.100.) then
Pout=P0
mass=0.0
T(1,2)=300
sign=0
else
p(q/2,2)=6.05e6
mass=initmass
Pout=Poutlet
T(1,2)=330
end if
m(q,2)=mass
do j=2,q
P(j,2)=P(j,1)

```



```
f2=f*(c**6)*((m(j+1,1)+m(j,1))**2)*abs(m(j+1,1)+m(j,1))/(2*cp*(T(j+1,1)+T(j,1))*d*((P(j+1,1)+P(j,1))**2))
```

```
    m(j,2)=((((c**2)/dx)+f0)*m(j+1,2))+((P(j+1,2)+P(j,2)-P(j+1,1)-P(j,1))/(2.*dt))-f1-f2)/(((c**2)/dx)-f0)
```

```
end do
```

```
do j=q/2,q-1
```

```
    z0=(m(j+1,2)+m(j,2)-m(j+1,1)-m(j,1))/(2.*dt)
```

```
    z1=((c**2)*(m(j+1,2)+m(j,2))**2)*(T(j+1,1)-T(j,1))/(dx*(T(j+1,1)+T(j,1)))
```

```
    z2=(m(j+1,2)+m(j,2))/(2*dt)
```

```
    z3=(m(j+1,2)+m(j,2))*(T(j+1,2)+T(j,2)-T(j+1,1)-T(j,1))/(2*dt*(T(j+1,1)+T(j,1)))
```

```
    z4=(f*c**2./(4.*d))*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)+m(j,2))
```

```
    z5=(c**2)*(m(j+1,1)+m(j,1))*(m(j+1,2)-m(j,2))/(dx*(p(j+1,1)+p(j,1)))
```

```
    z6=(c**2)*((m(j+1,1)+m(j,1))**2)/(dx*((p(j+1,1)+P(j,1))**2))
```

```
        AA=1/dx-z6
```

```
        BB=z0-z2+z3+z5
```

```
        CC=z0*p(j,2)+z1-(z2*(p(j,2)-p(j+1,1)-p(j,1)))+z3*p(j,2)-((p(j,2)**2)/dx)+z4+(z5*p(j,2))+(z6*(p(j,2)**2))
```

```
delta=BB**2.-4.*AA*CC
```

```
        PP(j+1)=(-BB+sqrt(delta))/(2.*AA)
```

```
end do
```

```
sum=0.0
```

```
do v=q/2+1,q
```

```
    sum=sum+abs(P(v,2)-PP(v))
```

```
end do
```

```
write(*,*)i*dt,'sum=', sum
```

```
if (sum.le.200) then
```

```
    P1=P(q,2)
```

```
! write(*,*) P1
```

```

!      pause

      exit

else

do v=q/2+1,q

P(v,2)=PP(v)

end do

end if

end do

!goto 100

m(q,2)=mass/2

10 do j=q/2+1,q

P(j,2)=P(j,1)

end do

s=0

do

s=s+1

      do j=q-1,q/2,-1

f0=(c**2)*(T(j+1,2)-T(j,2))/(dx*(T(j+1,2)+T(j,2)))

f1= 8*(C**2)*h*(Tsur-((T(j,1)+T(j+1,1))/2))/(Cp*(3.14)*d*d*(T(j+1,2)+T(j,2)))

f2=f*(c**6)*((m(j+1,1)+m(j,1))**2)*abs(m(j+1,1)+m(j,1))/(2*cp*(T(j+1,1)+T(j,1))*d*((P(j+1,1)+
P(j,1))**2))

      m(j,2)=((((c**2)/dx)+f0)*m(j+1,2))+((P(j+1,2)+P(j,2)-P(j+1,1)-P(j,1))/(2.*dt))-f1-
f2)/(((c**2)/dx)-f0)

!      write(*,*)j,m(j,2)

      end do

      do j=q/2,q-1

z0=(m(j+1,2)+m(j,2)-m(j+1,1)-m(j,1))/(2.*dt)

z1=((c**2)*(m(j+1,2)+m(j,2))**2)*(T(j+1,1)-T(j,1))/(dx*(T(j+1,1)+T(j,1)))

```

```

z2=(m(j+1,2)+m(j,2))/(2*dt)
z3=(m(j+1,2)+m(j,2))*(T(j+1,2)+T(j,2)-T(j+1,1)-T(j,1))/(2*dt*(T(j+1,1)+T(j,1)))
z4=(f*c**2./(4.*d))*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)+m(j,2))
z5=(c**2)*(m(j+1,1)+m(j,1))*(m(j+1,2)-m(j,2))/(dx*(p(j+1,1)+p(j,1)))
z6=(c**2)*((m(j+1,1)+m(j,1))**2)/(dx*((p(j+1,1)+P(j,1))**2))

      AA=1/dx-z6

      BB=z0-z2+z3+z5

      CC=z0*p(j,2)+z1-(z2*(p(j,2)-p(j+1,1)-p(j,1)))+z3*p(j,2)-
((p(j,2)**2)/dx)+z4+(z5*p(j,2))+(z6*(p(j,2)**2))
delta=BB**2.-4.*AA*CC

      PP(j+1)=(-BB+sqrt(delta))/(2.*AA)
!      write(*,*)j+1,q,PP(j+1),delta
      end do

sum=0.0
do v=q/2+1,q
sum=sum+abs(P(v,2)-PP(v))
end do

write(*,*)i*dt,'sum=', sum

if (sum.le.200) then
      if (abs(P(q,2)-Pout).le.20) then
!      Pout=Pout+m(q,2)*A*R*T*dt/V2
      exit
      else
m(q,2)=(Pout-P1)*(m(q,2)-mass)/(P(q,2)-P1)+mass
!      write(*,*)m(q,2),P(q,2)

```



```

end do

c=sqrt(znew*R0*T(j,2))

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

f0=(c**2)*(T(j+1,2)-T(j,2))/(dx*(T(j+1,2)+T(j,2)))

f1= 8*(C**2)*h*(Tsur-((T(j,1)+T(j+1,1))/2))/(Cp*(3.14)*d*d*(T(j+1,2)+T(j,2)))

f2=f*(c**6)*((m(j+1,1)+m(j,1))**2)*abs(m(j+1,1)+m(j,1))/(2*cp*(T(j+1,1)+T(j,1))*d*((P(j+1,1)+
P(j,1))**2))

m(j,2)=((((c**2)/dx)+f0)*m(j+1,2))+((P(j+1,2)+P(j,2)-P(j+1,1)-P(j,1))/(2.*dt))-f1-
f2)/(((c**2)/dx)-f0)

end do

do j=1,q/2-2

z0=(m(j+1,2)+m(j,2)-m(j+1,1)-m(j,1))/(2.*dt)

z1=((c**2)*(m(j+1,2)+m(j,2))**2)*(T(j+1,1)-T(j,1))/(dx*(T(j+1,1)+T(j,1)))

z2=(m(j+1,2)+m(j,2))/(2*dt)

z3=(m(j+1,2)+m(j,2))*(T(j+1,2)+T(j,2)-T(j+1,1)-T(j,1))/(2*dt*(T(j+1,1)+T(j,1)))

z4=(f*c**2./(4.*d))*(m(j+1,2)+m(j,2))*abs(m(j+1,2)+m(j,2))

z5=(c**2)*(m(j+1,1)+m(j,1))*(m(j+1,2)-m(j,2))/(dx*(p(j+1,1)+p(j,1)))

z6=(c**2)*((m(j+1,1)+m(j,1))**2)/(dx*((p(j+1,1)+P(j,1))**2))

AA=1/dx-z6

BB=z0-z2+z3+z5

CC=z0*p(j,2)+z1-(z2*(p(j,2)-p(j+1,1)-p(j,1)))+z3*p(j,2)-
((p(j,2)**2)/dx)+z4+(z5*p(j,2))+z6*(p(j,2)**2))

delta=BB**2.-4.*AA*CC

PP(j+1)=(-BB+sqrt(delta))/(2.*AA)

end do

!!pause

sum=0.0

do v=2,q/2-1

```



```

sum=sum+abs(P(v,2)-PP(v))
end do
write(*,*)i*dt,'sum=', sum
!!pause
if (sum.le.200) then
exit
else
do v=2,q/2-1
P(v,2)=PP(v)
end do
end if
end do
do ii=1,q/2-2
j0=2*(c**4)*(m(ii+1,2)-m(ii,2))/(Cp*(p(ii+1,2)+p(ii,2))*dx)
j1=2*(c**4)*(m(ii+1,2)+m(ii,2))*(p(ii+1,2)-p(ii,2))/(Cp*((p(ii+1,2)+p(ii,2))**2)*dx)
j2=(C**2)*(m(ii+1,2)+m(ii,2))/((p(ii+1,2)+p(ii,2))*dx)
j3=2*(c**4)*(m(ii+1,2)+m(ii,2))/(Cp*(p(ii+1,2)+p(ii,2))*dx)
j4=8*(c**2)*h*(Tsur-((T(ii,1)+T(ii+1,1))/2))/(Cp*(p(ii+1,2)+p(ii,2))*3.14*d*d)
j5=(c**6)*f*((m(ii+1,2)+m(ii,2))**2)*abs(m(ii+1,2)+m(ii,2))/(2*Cp*((p(ii+1,2)+p(ii,2))**3)*d)
AAA=(1/(2*dt))+j2
BBB=((2*T(ii,2)-T(ii+1,1)-T(ii,1))/(2*dt))+j0-j1+j3-j5-j4
CCC=(T(ii,2)*(T(ii,2)-T(ii+1,1)-T(ii,1))/(2*dt))+j0*T(ii,2)-j1*T(ii,2)-j2*(T(ii,2)**2)-j3*T(ii,2)-
j5*T(ii,2)-j4*T(ii,2)
ddlta=BBB**2.-4.*AAA*CCC
T(ii+1,2)=(-BBB+sqrt(ddlta))/(2.*AAA)
! if (T(ii+1,2)<0) then
! T(ii+1,2)=(-BB-sqrt(delta))/2.*AA

```

```

!      end if

!T(ii+1,2)=[(-T(ii,2)-T(ii+1,1)-T(ii,1))/(2*dt)]-j0+j1+0*T(ii,2)+j4+j5)/((1/(2*dt))+0)

end do

goto 1000

1000 do v=1,q

P(v,1)=P(v,2)

m(v,1)=m(v,2)

T(v,1)=T(v,2)

end do

write(10,*)i*dt, m(1,2)*3600*A/density
write(20,*) m(q/10,2)*3600*A/density
write(30,*) m(3*q/10,2)*3600*A/density
write(40,*) m(4*q/10,2)*3600*A/density
write(50,*) m(q/2,2)*3600*A/density
write(60,*)i*dt, p(1,2)/(10**6)
write(70,*) p(q/10,2)/(10**6)
write(80,*) p(3*q/10,2)/(10**6)
write(90,*) p(4*q/10,2)/(10**6)
write(100,*) p(q/2,2)/(10**6)
write(110,*)i*dt, m(q/2+1,2)*3600*A/density
write(120,*) m(6*q/10,2)*3600*A/density
write(130,*) m(7*q/10,2)*3600*A/density
write(140,*) m(8*q/10,2)*3600*A/density
write(150,*) m(q,2)*3600*A/density
write(160,*)i*dt, p(q/2+1,2)/(10**6)
write(170,*) p(6*q/10,2)/(10**6)
write(180,*) p(7*q/10,2)/(10**6)

```

```

write(190,*) p(8*q/10,2)/(10**6)
write(200,*) p(q,2)/(10**6)
write(210,*)j*dt, T(1,2)
write(220,*) T(q/10,2)
write(230,*) T(3*q/10,2)
write(240,*) T(4*q/10,2)
write(250,*) T(q/2-1,2)
write(260,*)j*dt, T(q/2+20,2)
write(270,*) T(6*q/10,2)
write(280,*) T(7*q/10,2)
write(290,*) T(8*q/10,2)
write(300,*) T(q,2)
end do
end program javad

```

ایستگاه رضوی

```

program javad
implicit none
real::dt,dx,sum,c,mass,d,L,P0,T0,time,x,AA,BB,CC,delta,A,Pout,P1,density,initmass,Cp,AAA,BBB
,CCC,ddlta,f0,f1,f2,z0,z1,z2,z3,z4,z5,z6,znew,mf_new
real::A1,A2,A3,A4,A5,A6,Pr,Tr,Pc,Tc,f,j0,j1,j2,j3,j4,j5,Tsur,h,R0,sign,Pd,mf,head,etamech,etadr,
etaisen,sigma,lhv,power,NN,QQ,head_new,b1,b2,b3,b4,b5,b6,delta2,md,Td
real::W0,W1,W2,W3,W4,W5,W6,W7,W8,W9,W10,W11,W12,W13,W14,W15,Zarib1,zarib2,Re,
mio
integer::i,j,k,q,r,s,v,o,branch,xcomp,ii
real,allocatable::m(:,:),p(:,:),PP(:),T(:,:),z(:)
Cp=2254
d=0.762
A=3.14*d**2./4.

```

L=5000

Pout=4.44e6

h=35

R0=518.3

T0=284

f=0.008

dt=5.

dx=10

q=L/dx

r=3800./dt

density=0.648 !P0/R*T

mass=30*((16.8/4)*1000000 *0.648*4)/(60*35.3147*3.14*d*d*24*60)
!(300000*density/(3600.*A))

A1=0.31506; A2=-1.0467; A3=-0.5783; A4=0.5353; A5=-0.6123; A6=0.6895

Tc=185.4

Pc=4.1e6

Tsur=284

W0=-2.46211820

W1=2.9705714

W2=-0.286246056

W3=0.00805420

W4=2.80860949

W5=-3.49803305

W6=0.3603702

W7=-0.1044324

W8=-0.79338568

W9=1.39643306

```

W10=-0.149144193
W11=0.00441016
W12=0.08393872
W13=-0.186408852
W14=0.02033679
W15=-0.00060958
zarib1=0.2118
zarib2=0.1461
allocate(m(1:q,1:2),p(1:q,1:2),pp(1:q),t(1:q,1:2),z(1:q))
open(10,file='inlet-mass-flow.txt')
open(30,file='outlet-mass-flow.txt')
open(20,file='pressureout.txt')
open(70,file='Tempures out.txt')
open(80,file='z out.txt')
open(90,file='mf.txt')
open(100,file='head.txt')
open(110,file='N.txt')
open(120,file='eta.txt')
open(130,file='qq.txt')
open(140,file='td.txt')
open(300,file='headd.txt')
open(310,file='mf-new.txt')
do j=q,1,-1
P(j,1)=Pout
m(j,1)=0.0
T(j,1)=Tsur
T(j,2)=Tsur

```

```

Pr=p(j,1)/Pc
Tr=T(j,1)/Tc
end do
P(q,2)=Pout
mio=w0+W!*Pr+W2*(Pr**2)+Tr*(W4+W5*Pr+W6*(Pr**2)+(Tr**2)*(W8*+W9*Pr+W10*(Pr**
2)+&
W11*(Pr**3)))+(Tr**3)*(W12*+W13*Pr+W14*(Pr**2)+W15*(Pr**3))
do j=q,1,-1
Re=m(j,1)*d/mio
end do
do i=1,r
!write(*,*) i*dt
if (i*dt.le.0) then
m(1,2)=0.0
T(1,2)=Tsur
sign=0
else if (i*dt.ge.0.and.i*dt.le.3800) then
m(1,2)=mass
T(1,2)=325
sign=1
else
m(1,2)=0.0
!T(1,2)=325
sign=0
end if
do j=q,1,-1

```


Abstract

With the increase in the consumption of energy sources, natural gas pipelines and compression stations are also more and more complicated. Due to the length of pipelines, pressure and gas energy due to friction between the gas and the inner wall of the tube is lost, to overcome the energy loss in transmission lines, stations will be installed in the pipe line.

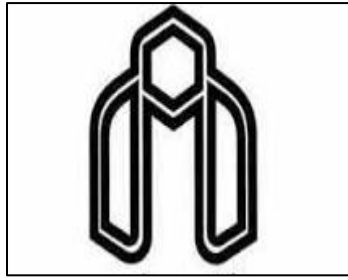
Mathematical modeling is one of the most important tools used to assist the design and performance studies. In this study transient, compressible, isothermal and non-isothermal flow modeling equations solution by use implicit finite difference method. Implicit finite difference method, ensuring stability in the large time steps and this method for gas industry analyze is very useful. Nonlinear finite difference equations for pipe, Newton-Raphson method is used.

In this study, the main network, including pipelines, pressure relief valves installed in stations and gas transmission lines, connecting nodes (nodes combining and dividing) and station pressure transient model has been. The simulation of gas transport network is to find conditions for reducing power consumption compressor.

In all equations used in addition to changes in pressure and temperature change rate is also considered. To validate the results of the comparison results with other scientific research, as well as the amounts recorded in the Razavi Compressor Station used.

Keywords:

Gas transmission network, implicit finite difference, compressible fluid, non-isothermal flow, simulation, centrifugal compressors, gas turbines, fuel consumption,



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanical Engineering

**Analysis and Optimization of Natural Gas Flow in Gas Pipelines and
Compressor Station**

Javad Sodagar Abardeh

Supervisors:

Mahmood Farzaneh Gord

Ali Jabari Moghadam

Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the
Requirements for the Degree of Master of Science (M.Sc.)

December 2014