





دانشگاه شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک

گروه: مکانیک حرارت و سیالات

ساخت لوله گردبادی با راندمان بالا و ارائه کاربردهایی در صنعت گاز

میثم سعدی

استاد راهنما:

دکتر محمود فرزانه گرد

رساله جهت اخذ درجه دکتری

اسفند ۱۳۹۳



مدیریت تحصیلات تکمیلی
فرم شماره ۱۲

باسمه تعالی

صورت جلسه دفاع از رساله دکتری (Ph.D)

شماره: P, ۲۹۴, ۱۱۴
تاریخ: ۹۴/۱/۲۷
ویرایش:

بدینوسیله گواهی می شود آقای میثم سعدی دانشجوی دکتری رشته مهندسی مکانیک-گرایش تبدیل انرژی به شماره دانشجویی ۸۹۱۸۰۴۵ ورودی مهر سال ۱۳۸۹ در تاریخ ۹۳/۱۲/۷ از رساله خود با عنوان: ساخت لوله گردبادی با راندمان بالا و ارائه کاربردهایی در صنعت گاز دفاع و با اخذ نمره ۱۹/۲۰ به درجه عالی نائل گردید.

<input type="checkbox"/> الف) درجه عالی: نمره ۱۹-۲۰	<input checked="" type="checkbox"/> ب) درجه بسیار خوب: نمره ۱۸/۹۹-۱۷
<input type="checkbox"/> ج) درجه خوب: نمره ۱۶/۹۹-۱۵	<input type="checkbox"/> د) غیر قابل قبول و نیاز به دفاع مجدد دارد
<input type="checkbox"/> ه) رساله نیاز به اصلاحات دارد	

ردیف	هیئت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
	دکتر محمود فرزانه گرد	استاد راهنما	استاد	
	دکتر محسن قاضی خانی	استاد مدعو خارجی	دانشیار	
	دکتر جواد خادم	استاد مدعو خارجی	استادیار	
	دکتر علی جباری مقدم	استاد مدعو داخلی	استادیار	
	دکتر محمود چهارطاقی	استاد مدعو داخلی	استادیار	
	دکتر پوریا اکبرزاده	نماینده تحصیلات تکمیلی دانشکده	استادیار	

مدیر محترم تحصیلات تکمیلی دانشگاه:

ضمن تأیید مراتب فوق مقرر فرمائید اقدامات لازم بعمل آید.

رئیس دانشکده و رئیس هیأت داوران:

تاریخ و امضاء:



منت خدای را عزوجل که طاعتش موجب قربت است و به شکر اندرش مزید نعمت

تقدیم به:

پدر و مادرم عزیزم، که زندگی ام میوه ایثار
آنهاست. آنان که به من رسم خوب زندگی کردن
آموختند و دست مهربانشان همواره مددکار من
بوده و هست.

تقدیم به:

همسر عزیزم، که همواره مرا مورد محبت بی
دریغ خود قرار داده و در تمام لحظات تلخ و
شیرین در کنارم بوده.

تقدیم به:

دکتر محمود فرزانه گرد، که عشق به کردار
ایشان مرا شیفته تحقیق و پژوهش نمود و
راهنمایی هایشان راه گشای کارهای من بوده
است.

تعهد نامه

اینجانب میثم سعدی دانشجوی دوره دکتری رشته مهندسی مکانیک - گرایش تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک

دانشگاه شاهرود نویسنده پایان نامه "ساخت لوله گردبادی با راندمان بالا و ارائه کاربردهایی در صنعت گاز" 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.
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام «دانشگاه شاهرود» و یا «University of Shahrood» 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: ۱۳۹۴/۲/۵

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

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

چکیده

با توجه به سادگی، ارزانی، قابلیت اطمینان بالا در تولید جریان سرد و گرم نقطه‌ای، کاربرد موثر در صنعت گاز و در کنار آن عدم وجود مطالعات کاربردی بر روی گاز طبیعی به عنوان سیال عامل لوله‌گردبادی، لزوم بررسی علمی بیشتر بر روی لوله‌گردبادی آشکار می‌گردد. هدف در این پایان‌نامه، ارائه لوله‌گردبادی با راندمان بالا است که بتواند با گاز طبیعی به عنوان سیال عامل به خوبی کار کند. پارامترهای اصلی در رسیدن به این هدف، یعنی افزایش بازده لوله‌گردبادی، عبارتند از نسبت اندازه اجزاء مختلف لوله‌گردبادی، میدان جریان و دمایی درون لوله‌گردبادی و پارامترهای ترموفیزیکی جریان سیال. بطور کل، مطالعات انجام شده در این رساله، در سه بخش جمع‌بندی شده است. مطالعات تجربی، مطالعات عددی و کاربردهای لوله‌گردبادی در صنعت گاز طبیعی.

در بخش تجربی رساله، اثر پارامترهایی چون فشار ورودی گاز، مساحت اریفیس سرد، زاویه واگرایی اریفیس و مساحت نازل ورودی بررسی شده است. افزایش فشار سبب می‌شود که مومنتوم جریان ورودی افزایش یابد و در نتیجه چرخش بهتری درون محفظه گردبادی و جدایش بهتر دمایی در خروجی‌ها مشاهده گردد. کاهش کسر جرمی سرد بهینه نیز اتفاق می‌افتد. مساحت اریفیس به همراه سطح خروجی گرم متعادل‌کننده دبی خروجی سمت سرد و گرم می‌باشند. افزایش سطح اریفیس سبب می‌شود، جریان بیشتری از سمت سرد خارج شده و جریان برگشتی از سمت گرم راحت‌تر از اریفیس سرد عبور کند. بالعکس کوچک شدن این سطح باعث می‌گردد، جریان سرد برگشتی از سمت گرم اختلاط بیشتری با جریان ورودی در محفظه گردبادی داشته باشد. همین موضوع، تعیین قطر بهینه برای اریفیس سرد را مهم می‌سازد. زاویه اریفیس سرد اثری مشابه با اثر سطح اریفیس دارد، اما افزایش این پارامتر نمی‌تواند

بطور مداوم سبب افزایش کسر جرمی بهینه شود. با افزایش زاویه اریفیس سرد تا مقدار بهینه $4/1^\circ$ ، کسر جرمی سرد افزایش می‌یابد. این افزایش نشان‌دهنده کاهش بیشتر فشار سمت سرد و در نتیجه عبور بیشتر جریان از این سمت است. اما افزایش زاویه از مقدار بهینه سبب کاهش جریان عبوری می‌شود. مقادیر بهینه که بصورت تجربی برای نسبت قطر اریفیس سرد، زاویه واگرایی اریفیس سرد و نسبت مساحت نازل بدست آمدند به ترتیب برابر با $0/64$ ، $4/1^\circ$ و $0/14$ می‌باشند. برای بهبود در عملکرد لوله‌گردبادی معمول، لوله‌گردبادی دوجداره برای اولین بار در این پایان‌نامه معرفی شد. جریان در این طرح جدید، پس از عبور از شیر مخروطی اجازه پیدا نمی‌کند تا از خروجی گرم خارج شود، بلکه مجدداً از روی لوله گرم می‌گذرد. این طراحی جدید باعث شد که در حداکثر دمای سرد و گرم به ترتیب حدود ۵ و ۲ درصد بهبود حاصل شود.

در بخش مطالعات عددی، معادلات حاکم بر جریان و انتقال حرارت در لوله‌گردبادی، معادلات جریان آشفته برای سیال تراکم‌پذیر می‌باشد. برای دیواره لوله‌گردبادی، شرط عایق و برای ترم‌های سرعت بر روی دیواره، شرط عدم لغزش در نظر گرفته می‌شود. برای شرط مرزی معادلات k و ε به ترتیب از شدت آشفستگی و قطر هیدرولیکی استفاده می‌شود. حل‌کننده از نوع حل بر پایه چگالی انتخاب شده است. نحوه انفعال ترم‌های جابجایی برای معادلات جریان از مرتبه دوم و برای انفعال ترم‌های جابجایی معادلات k و ε از طرح کوئیک^۱ استفاده شده است. گاز متان به عنوان سیال عامل به عنوان گاز ایده‌آل و حقیقی در نظر گرفته شده است. برای بدست آوردن خواص گاز حقیقی متان، از معادلات ردلیخ‌وونگ استفاده شده است. در حل عددی مدل متقارن محوری و مدل سه بعدی لوله‌گردبادی مشاهده می‌شود که مدل متقارن محوری، حالتی از مدل سه بعدی است که در آن تعداد نازل‌ها زیاد فرض گردد. همچنین مشاهده شد که کسر جرمی سرد تابعی از فشار خروجی‌های گرم و سرد و نیز نسبت مساحت خروجی گرم و سرد است و

¹ Quick

فشار ورودی جریان بر این پارامتر تاثیرگذار نمی‌باشد. با افزایش فشار خروجی سرد، کسر جرمی سرد کاهش می‌یابد. افزایش فشار خروجی گرم کمک می‌کند، تا جریان از طریق خروجی سرد خارج شود و در نتیجه با افزایش فشار گرم در مقدار فشار سرد ثابت، کسر جرمی سرد نیز افزایش می‌یابد. همچنین افزایش سطح خروجی گرم باعث کاهش کسر جرمی سرد و افزایش اختلاف دمای سرد می‌شود. با افزایش نسبت سطح خروجی سرد، اختلاف دمای سرد و گرم و کسر جرمی سرد افزایش پیدا می‌کنند.

در خاتمه، دو کاربرد لوله‌گردبادی در صنعت گاز طبیعی مورد بررسی قرار می‌گیرد. با جایگزینی لوله‌گردبادی بجای شیرهای انبساطی در سیکل‌های تولید گاز طبیعی مایع، افزایش تولید و در ایستگاه تقلیل فشار گاز، کاهش مصرف انرژی مشاهده می‌شود. در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز در فصول سرد، برای کاهش مصرف انرژی گرمکن جهت پیش‌گرمایش گاز طبیعی، استفاده از لوله‌گردبادی به همراه سیستم زمین گرمایی پیشنهاد شده است. این سیستم باعث صرفه‌جویی بیش از ۹۰ درصدی گاز مصرفی گرمکن می‌شود. همچنین در تولید گاز طبیعی مایع از طریق سیکل سرمایشی کوچک چندمبرده، جایگذاری لوله‌گردبادی باعث افزایش سه برابری تولید گاز طبیعی مایع خواهد شد.

کلمات کلیدی:

لوله‌گردبادی، گاز طبیعی، بررسی آزمایشگاهی، حل عددی، لوله‌گردبادی دوجداره

لیست مقالات ارائه شده

۱- معرفی لوله گردبادی دوجداره و مقایسه تجربی عملکرد آن با لوله گردبادی معمولی- مجله مکانیک مدرس- دوره ۱۴- شماره ۱۱-ص ۱۶۶-۱۷۴.

2-Improving vortex tube performance based on vortex generator design, Energy 72 (2014) 492-500

3-Introduction of Annular Vortex Tube and experimental comparison with Ranque-Hilsch Vortex Tube, International journal of refrigeration, 46 (2014) 142-151

4-Experimental study of vortex tube performance with natural gas as working fluid, The 22st Annual International Conference on Mechanical Engineering-ISME2014, 22-24 April, 2014, Mech. Eng. Dept., Faculty of Eng., Shahid Chamran University, Ahvaz, Iran

5-Numerical simulation of a vortex tube and study the interior behavior of working fluid, The 7th, International Conference of Chemical Engineering on Science and Applications, 18-20 September 2013 Banda Aceh, Aceh, Indonesia

فهرست مطالب

۱	فصل اول: مقدمه
۱-۱	لوله گردبادی چیست؟
۲-۱	ضرورت از انجام پایان نامه
۳-۱	هدف از انجام پایان نامه
۴-۱	نوآوری‌های پایان نامه
۵-۱	مروری بر پایان نامه
۹	فصل دوم: آشنایی با لوله گردبادی و مروری بر تحقیقات گذشته
۱-۲	مقدمه
۲-۲	چگونگی پیدایش لوله گردبادی رانکیو- هیلش
۳-۲	انواع لوله گردبادی
۴-۲	اجزاء لوله گردبادی
۱-۴-۲	بدنه اصلی
۲-۴-۲	مبدل گردبادی
۳-۴-۲	اریفیس سرد
۴-۵-۲	شیر کنترل
۵-۲	پارامترهای هندسی
۱-۵-۲	قطر اریفیس سرد
۲-۵-۲	سطح مقطع ورودی نازل
۳-۵-۲	تعداد نازل
۴-۵-۲	شکل نازل
۵-۵-۲	زاویه شیر مخروطی

۱۸ زاویه واگرایی لوله	۶-۵-۲
۱۸ پارامترهای ترموفیزیکی	۶-۲
۱۸ فشار ورودی جریان	۱-۶-۲
۱۹ دبی جرمی سرد و گرم	۲-۶-۲
۱۹ سیال عامل	۳-۶-۲
۲۰ رطوبت جریان ورودی	۴-۶-۲
۲۰ اصول عملکرد لوله گردبادی	۷-۲
۲۳ ماهیت فیزیکی تغییر دما	۸-۲
۲۳ مکانیزم فیزیکی	۹-۲
۲۴ امواج آکوستیک	۱-۹-۲
۲۵ انتقال کار ناشی از انبساط و تراکم جریان	۲-۹-۲
۲۷ مروری بر کارهای عددی	۱۰-۲
۳۱ مروری بر کارهای تجربی	۱۱-۲
۳۴ کاربردهای لوله گردبادی در صنعت	۱۲-۲
۳۷ فصل سوم: تحلیل ترمودینامیکی لوله گردبادی	
۳۸ مقدمه	۱-۳
۳۸ قانون اول ترمودینامیک	۲-۳
۳۹ مفاهیم منتج شده	۳-۳
۳۹ کسر جرمی سرد	۱-۳-۳
۳۹ افت دمای جریان سرد و گرم	۲-۳-۳
۴۰ بار گرمایی و سرمایی تولید شده توسط لوله گردبادی	۳-۳-۳
۴۰ بازده آیزنتروپیک	۴-۳-۳

۴۰	ضریب عملکرد گرمایی	۵-۳-۳
۴۱	نسبت مساحت نازل	۶-۳-۳
۴۱	نسبت قطر اریفیس سرد	۷-۳-۳
۴۲	تحلیل قانون دوم ترمودینامیک	۴-۳
۴۴	محدوده ایده آل عملکرد لوله گردبادی	۵-۳
۴۷	فصل چهارم: بررسی تجربی لوله گردبادی	
۴۸	مقدمه	۱-۴
۴۹	لوله گردبادی مورد بررسی	۲-۴
۴۹	لوله گردبادی بزرگ	۱-۲-۴
۵۰	لوله گردبادی کوچک	۲-۲-۴
۵۱	لوله گردبادی دوجداره	۳-۲-۴
۵۳	نحوه انجام آزمایش	۴-۲-۴
۵۵	ابزار اندازه گیری	۳-۴
۵۵	دماسنج پی تی ۱۰۰	۱-۳-۴
۵۶	فشارسنج	۲-۳-۴
۵۶	دبی سنج	۳-۳-۴
۵۷	۴-۴ آنالیز خطا	
۵۹	خطا در اندازه گیری دما	۱-۴-۴
۵۹	خطا در اندازه گیری فشار	۲-۴-۴
۵۹	خطا در اندازه گیری دبی حجمی	۳-۴-۴
۵۹	عدم قطعیت در محاسبه بازده آیزنتروپیک لوله گردبادی	۴-۴-۴
۶۰	عدم قطعیت در محاسبه کسر جرمی سرد	۵-۴-۴

فصل پنجم: حل عددی میدان جریان درون لوله گردبادی ۶۳

۱-۵	مقدمه	۶۴
۲-۵	تحلیل عددی	۶۴
۱-۲-۵	مدل سازی هندسی و انتخاب شبکه	۶۷
۲-۲-۵	معادلات حاکم	۶۹
۳-۲-۵	شرایط مرزی	۷۴
۴-۲-۵	روند حل مسئله در نرم افزار فلوئنت	۷۵
۵-۲-۵	شرایط مرزی در فلوئنت	۷۶
۳-۵	مدل سازی متان بصورت گاز واقعی (معادله حالت ردلیخ ونگ)	۷۹
۴-۵	تابع تعریف شده کاربری معادله حالت ردلیخ ونگ	۸۲

فصل ششم: نتایج ۸۵

۱-۶	مقدمه	۸۶
۲-۶	نتایج تجربی	۸۶
۱-۲-۶	نتایج آزمایش لوله گردبادی بزرگ	۸۷
۲-۲-۶	نتایج آزمایش لوله گردبادی کوچک	۹۰
۳-۲-۶	اثر مساحت نازل ورودی بر عملکرد لوله گردبادی	۹۳
۴-۲-۶	اثر نسبت قطر اریفیس سرد بر عملکرد لوله گردبادی	۹۸
۵-۲-۶	اثر زاویه اریفیس سرد بر عملکرد لوله گردبادی	۱۰۱
۶-۲-۶	نتایج آزمایش لوله گردبادی دوجداره	۱۰۷
۳-۶	نتایج عددی	۱۱۹
۱-۳-۶	بررسی فرض آدیاباتیک بودن لوله گردبادی	۱۱۹
۲-۳-۶	بررسی استقلال شبکه	۱۲۲

۳-۳-۶	مقایسه مدل متقارن محوری و مدل سه بعدی هشت نازله	۱۲۴
۴-۳-۶	اعتبارسنجی نتایج عددی با نتایج تجربی	۱۲۶
۵-۳-۶	اثر فشار خروجی گرم و مساحت خروجی گرم	۱۳۰
۶-۳-۶	مقایسه مدل گاز واقعی با مدل گاز ایده‌آل	۱۳۳
۷-۳-۶	مقایسه نتایج مدل سه بعدی چند نازله	۱۳۷
۸-۳-۶	بررسی اثر محفظه گردبادی بر عملکرد لوله گردبادی	۱۴۶
<i>فصل هفتم: کاربردهای پیشنهادی لوله گردبادی در صنعت گاز</i>		
۱۵۱		
۱-۷	مقدمه	۱۵۲
۲-۷	کاربرد لوله گردبادی و مبدل زمین گرمایی در ایستگاه تقلیل فشار گاز	۱۵۲
۱-۲-۷	معرفی سیستم فعلی در ایستگاه تقلیل فشار گاز	۱۵۴
۲-۲-۷	معرفی سیستم پیشنهادی (لوله گردبادی به همراه مبدل زمین گرمایی)	۱۵۶
۳-۲-۷	مدل سازی اجزا در سیستم پیشنهادی	۱۵۷
۴-۲-۷	نتایج بکارگیری سیستم پیشنهادی	۱۶۴
۳-۷	کاربرد لوله گردبادی در سیکل تولید گاز طبیعی مایع چند مبرده	۱۶۸
۱-۳-۷	سیکل کوچک چند مبرده	۱۶۹
۲-۳-۷	شبیه سازی در نرم افزار هایسیس	۱۷۰
۳-۳-۷	تعریف لوله گردبادی در نرم افزار هایسیس	۱۷۱
۴-۳-۷	نمودارها و نتایج سیکل کوچک	۱۷۲
<i>فصل هشتم: جمع بندی</i>		
۱۷۵		
۱-۸	مقدمه	۱۷۶
۲-۸	جمع بندی نتایج تجربی	۱۷۶
۳-۸	جمع بندی نتایج عددی	۱۷۸

۴-۸ جمع‌بندی بکارگیری لوله‌گردبادی در صنعت گاز..... ۱۷۸

مراجع..... ۱۸۰

پیوست آ: معادلات مختصات استوانه‌ای..... ۱۸۸

فهرست اشکال

- شکل ۱-۲ مدلهایی از لوله گردبادی [۴] ۱۱
- شکل ۲-۲ لوله گردبادی طراحی شده توسط هیلش [۲] ۱۱
- شکل ۳-۲ لوله گردبادی جریان مخالف [۵] ۱۲
- شکل ۴-۲ لوله گردبادی جریان موازی [۵] ۱۳
- شکل ۵-۲ اجزای لوله گردبادی ۱۳
- شکل ۶-۲ چند نمونه مبدل گردبادی با تعداد نازل‌های متفاوت [۶] ۱۴
- شکل ۷-۲ لوله گردبادی، محل قرارگیری شیر کنترلی و اریفیس سرد [۷] ۱۵
- شکل ۸-۲ الگو جریان در لوله گردبادی رانکیو- هیلش [۳۲] ۲۱
- شکل ۹-۲ توزیع سرعت در لوله گردبادی رانکیو - هیلش [۳۲] ۲۱
- شکل ۱۰-۲ شماتیک لوله گردبادی با یک ورودی و دو خروجی سرد و گرم ۲۲
- شکل ۱۱-۲ شماتیک لوله گردبادی نشان‌دهنده جریان ثانویه [۳۹] ۲۶
- شکل ۱۲-۲ خنک کردن تیغه دستگاه برش [۵۳] ۳۵
- شکل ۱۳-۲ خنک کردن قسمتی از کیت الکترونیکی [۵۳] ۳۵
- شکل ۱۴-۲ خنک‌کاری لباس اشخاص در معرض حرارت [۵۳] ۳۵
- شکل ۱-۳ حجم کنترل مربوط به لوله گردبادی برای تحلیل قوانین ترمودینامیکی ۳۹
- شکل ۲-۳ حد پایین و بالا برای دمای بی‌بعد گرم و سرد ۴۵
- شکل ۱-۴ لوله گردبادی بزرگ تحت بررسی ۴۹
- شکل ۲-۴ ابعاد لوله گردبادی بزرگ ۴۹
- شکل ۳-۴ مولد گردبادی لوله گردبادی بزرگ ۵۰
- شکل ۴-۴ مولد گردبادی لوله گردبادی بزرگ ۵۰
- شکل ۵-۴ شیر مخروطی لوله گردبادی بزرگ ۵۰
- شکل ۶-۴ لوله گردبادی کوچک تحت بررسی ۵۱
- شکل ۷-۴ ابعاد لوله گردبادی کوچک ۵۱
- شکل ۸-۴ شماتیک لوله گردبادی دوجداره ۵۲
- شکل ۹-۴ تصویر لوله گردبادی دوجداره ۵۳

- شکل ۴-۱۰ فیلتر بعد از کمپرسور ۵۴
- شکل ۴-۱۱ طرحواره کلی از دستگاه و نحوه اتصال آن به کامپیوتر ۵۴
- شکل ۴-۱۲ دماسنج پی تی ۱۰۰ و ترنسمیتر فشار ۵۶
- شکل ۵-۱ شکل شماتیک لوله گردبادی متقارن محوری ۶۵
- شکل ۵-۲ مدل سه بعدی لوله گردبادی ۶۶
- شکل ۵-۳ نازل های هدایت کننده جریان به داخل لوله گردبادی ۶۶
- شکل ۵-۴ ایجاد دو استوانه هم مرکز ۶۸
- شکل ۵-۵ الف) ایجاد استوانه با نازل ورودی ب) کپی از استوانه ج) یکی کردن نازل ها و استوانه ها ۶۸
- شکل ۵-۶ مرزهای لوله گردبادی برای مدل سه بعدی ۷۷
- شکل ۵-۷ نام گذاری مرزهای انتخابی برای معرفی در نرم افزار فلونت برای مدل تفارن محوری ۷۷
- شکل ۵-۸ ضریب تراکم پذیری متان در محدوده فشار ایستگاه تقلیل فشار ۸۰
- شکل ۶-۱ بازده آیزنتروپیک و اختلاف دمای سرد لوله گردبادی بزرگ بر حسب کسر جرمی سرد ۸۸
- شکل ۶-۲ اختلاف دمای گرم لوله گردبادی بزرگ بر حسب کسر جرمی سرد ۸۹
- شکل ۶-۳ اختلاف دمای سرد بدون بعد لوله گردبادی بزرگ بر حسب کسر جرمی سرد ۸۹
- شکل ۶-۴ اختلاف دمای گرم بدون بعد لوله گردبادی بزرگ بر حسب کسر جرمی سرد ۹۰
- شکل ۶-۵ انترپی تولیدی بدون بعد در فشارهای مختلف ۹۰
- شکل ۶-۶ بازده آیزنتروپیک و اختلاف دمای سرد لوله گردبادی متوسط بر حسب کسر جرمی سرد ۹۲
- شکل ۶-۷ دمای گرم تولیدی لوله گردبادی متوسط بر حسب کسر جرمی سرد ۹۲
- شکل ۶-۸ اختلاف دمای سرد بدون بعد لوله گردبادی متوسط بر حسب کسر جرمی سرد ۹۳
- شکل ۶-۹ اختلاف دمای گرم بدون بعد لوله گردبادی متوسط بر حسب کسر جرمی سرد ۹۳
- شکل ۶-۱۰ شکل نازل پیشنهادی توسط وو و همکاران [۱۷] ۹۴
- شکل ۶-۱۱ اثر نسبت مساحت نازل بر بازده آیزنتروپیک و اختلاف دمای سرد ۹۶
- شکل ۶-۱۲ اثر نسبت مساحت نازل بر اختلاف دمای گرم ۹۷
- شکل ۶-۱۳ اثر نسبت مساحت نازل بر اختلاف دمای سرد بی بعد ۹۷
- شکل ۶-۱۴ مقایسه رابطه تشابهی با روابط هیلش [۲] و استفان [۷۳] ۹۸
- شکل ۶-۱۵ اثر قطر اریفیس سرد بر بازده آیزنتروپیک و اختلاف دمای سرد ۱۰۰

- شکل ۱۶-۶ اثر قطر اریفیس سرد بر اختلاف دمای گرم ۱۰۱
- شکل ۱۷-۶ ابعاد مولد گردبادی با زاویه $3/6^\circ$ ۱۰۲
- شکل ۱۸-۶ اثر زاویه اریفیس سرد بر بازده آیزنتروپیک و اختلاف دمای سرد ۱۰۳
- شکل ۱۹-۶ اثر زاویه اریفیس سرد بر اختلاف دمای گرم ۱۰۴
- شکل ۲۰-۶ اختلاف دمای سرد بر حسب کسر جرمی ۱۰۹
- شکل ۲۱-۶ لوله گردبادی معمولی و موقعیت های ایجاد کننده افت فشار ۱۰۹
- شکل ۲۲-۶ اختلاف دمای گرم بر حسب کسر جرمی ۱۱۰
- شکل ۲۳-۶ ضریب عملکرد گرمایی بر حسب کسر جرمی ۱۱۰
- شکل ۲۴-۶ اثر مساحت نازل ورودی بر اختلاف دمای سرد ۱۱۳
- شکل ۲۵-۶ اثر مساحت نازل ورودی بر اختلاف دمای گرم ۱۱۳
- شکل ۲۶-۶ محل قرارگیری شیر مخروطی داخلی و زاویه آن ۱۱۵
- شکل ۲۷-۶ اثر زاویه شیر مخروطی بر اختلاف دمای سرد ۱۱۵
- شکل ۲۸-۶ اثر زاویه شیر مخروطی بر اختلاف دمای گرم ۱۱۶
- شکل ۲۹-۶ مقایسه کسر جرمی سرد دو نمونه لوله بر حسب اختلاف دمای گرم ۱۱۷
- شکل ۳۰-۶ تبادل حرارت لوله گرم با اطراف در لوله گردبادی (الف) معمولی (ب) دوجداره ۱۱۷
- شکل ۳۱-۶ حرارت دفع شده از لوله گردبادی و جریان سرد ۱۲۱
- شکل ۳۲-۶ پروفیل دمای کل (K)، لوله گردبادی (الف) آدیباتیک (ب) غیر آدیباتیک ۱۲۲
- شکل ۳۳-۶ پروفیل سرعت مماسی (m/s) لوله گردبادی (الف) آدیباتیک (ب) غیر آدیباتیک ۱۲۲
- شکل ۳۴-۶ اختلاف دمای سرد و کسر جرمی سرد در مقابل تعداد گره برای مدل متقارن محوری ۱۲۳
- شکل ۳۵-۶ کسر جرمی سرد مدل های سه بعدی ۱۲۳
- شکل ۳۶-۶ توزیع دما در راستای طول بر روی محور مرکزی لوله گردبادی ۱۲۴
- شکل ۳۷-۶ توزیع دما شعاعی در مقطع میانی لوله گردبادی ۱۲۴
- شکل ۳۸-۶ توزیع سرعت مماسی در دو مقطع ابتدا و انتهای لوله گردبادی ۱۲۵
- شکل ۳۹-۶ توزیع دمای کل در دو مقطع ابتدا و انتهای لوله گردبادی ۱۲۵
- شکل ۴۰-۶ توزیع دمای استاتیک در دو مقطع ابتدا و انتهای لوله گردبادی ۱۲۶
- شکل ۴۱-۶ سرعت مماسی (الف) مدل سه بعدی هشت نازله و (ب) متقارن محوری ۱۲۶

- شکل ۶-۴۲ فشار تجربی و عددی خروجی‌های سرد و گرم ۱۲۸
- شکل ۶-۴۳ اختلاف دمای سرد تجربی و مدل عددی ۱۲۹
- شکل ۶-۴۴ اختلاف دمای گرم تجربی و مدل عددی ۱۲۹
- شکل ۶-۴۵ کسر جرمی سرد بدست آمده برای مقادیر فشار گرم مختلف در $P_c=0$ ۱۳۱
- شکل ۶-۴۶ کسر جرمی سرد بر حسب فشار خروجی گرم و سرد برای فشار ورودی ثابت ۱۳۱
- شکل ۶-۴۷ اثرات فشار ورودی بر کسر جرمی سرد ۱۳۲
- شکل ۶-۴۸ اثرات نسبت سطح خروجی گرم روی μ_c و ΔT_c ۱۳۲
- شکل ۶-۴۹ خط‌های تراز سرعت محوری برای مدل گاز (الف) ایده‌آل و (ب) واقعی در فشار ورودی ۴ بار ۱۳۴
- شکل ۶-۵۰ خط تراز سرعت چرخشی برای مدل گاز (الف) ایده‌آل و (ب) واقعی در فشار ورودی ۴ بار ۱۳۵
- شکل ۶-۵۱ گرادیان سرعت چرخشی و فشار استاتیکی، مدل گاز ایده‌آل و واقعی-فشار ورودی ۴ بار ۱۳۵
- شکل ۶-۵۲ چگالی مدل گاز (الف) ایده‌آل و (ب) واقعی در فشار ورودی ۶۸ بار ۱۳۶
- شکل ۶-۵۳ سرعت چرخشی مدل گاز (الف) ایده‌آل و (ب) واقعی در فشار ورودی ۶۸ بار ۱۳۷
- شکل ۶-۵۴ دمای استاتیک مدل گاز (الف) ایده‌آل و (ب) واقعی در فشار ورودی ۶۸ بار ۱۳۷
- شکل ۶-۵۵ پروفیل دما استاتیک (کلوین)، (الف) دو نازل، (ب) چهار نازل، (ج) شش نازل ۱۳۹
- شکل ۶-۵۶ دمای استاتیک در دو مقطع عمود بر محور لوله در $x=1\text{cm}$ و $x=5\text{cm}$ بر روی شعاع ۱۳۹
- شکل ۶-۵۷ پروفیل فشار (پاسکال)، (الف) دونازل، (ب) چهار نازل، (ج) شش نازل ۱۴۰
- شکل ۶-۵۸ پروفیل سرعت محوری (متر بر ثانیه)، (الف) دونازل، (ب) چهار نازل، (ج) شش نازل ۱۴۳
- شکل ۶-۵۹ خطوط (الف) جریان رفت در نازل ورودی و (ب) جریان برگشت در داخل لوله گردبادی ۱۴۳
- شکل ۶-۶۰ پروفیل سرعت محوری (متر بر ثانیه)، (الف) دونازل، (ب) چهار نازل، (ج) شش نازل ۱۴۴
- شکل ۶-۶۱ پروفیل سرعت کل (متر بر ثانیه) بر روی صفحه xy ۱۴۵
- شکل ۶-۶۲ پروفیل سرعت مماسی (متر بر ثانیه) بر روی صفحه میانی عمود بر محور لوله گردبادی ۱۴۶
- شکل ۶-۶۳ لوله گردبادی (الف) مدل‌های بدون محفظه گردبادی (ب) مدل‌ها با محفظه گردبادی ۱۴۷
- شکل ۶-۶۴ نمای جانبی لوله گردبادی (الف) بدون محفظه گردبادی و (ب) به همراه محفظه گردبادی ۱۴۷
- شکل ۶-۶۵ (الف) مش مدل شش‌نازله (الف) بدون محفظه گردبادی و (ب) با محفظه گردبادی ۱۴۸
- شکل ۶-۶۶ پروفیل دمای استاتیک لوله گردبادی با محفظه گردبادی ۱۴۸
- شکل ۶-۶۷ توزیع دما بین مدل دو نازل ساده و مدل دونازل با محفظه حلقوی در دو مقطع ۱۴۹

- شکل ۱-۷ طرحواره ایستگاه تقلیل فشار گاز..... ۱۵۵
- شکل ۲-۷ سیستم پیشنهادی - به کارگیری لوله گردبادی و مبدل زمین گرمایی..... ۱۵۷
- شکل ۳-۷ شماتیکی از چاه‌های حرارتی با آرایش مربعی..... ۱۶۰
- شکل ۴-۷ درصد کاهش مصرف انرژی در نسبت فشارهای مختلف برای کسر جرمی ۰/۶..... ۱۶۶
- شکل ۵-۷ درصد کاهش مصرف انرژی در نسبت فشارهای مختلف برای کسر جرمی ۰/۸..... ۱۶۷
- شکل ۶-۷ بازگشت سرمایه سیستم‌های ۱۶ و ۲۵ چاه..... ۱۶۷
- شکل ۷-۷ مقایسه خالص ارزش فعلی سیستم‌های ۱۶ و ۲۵ چاه..... ۱۶۸
- شکل ۸-۷ سیکل کوچک چند مبرده..... ۱۷۰
- شکل ۹-۷ سیکل مینی چند مبرده به همراه لوله گردبادی..... ۱۷۱
- شکل ۱۰-۷ شرایط ورودی و خروجی‌های لوله گردبادی در هایسیس..... ۱۷۲
- شکل ۱۱-۷ مقایسه عملکرد سیکل کوچک به همراه و بدون لوله گردبادی..... ۱۷۳
- شکل ۱۲-۷ بررسی عملکرد سیکل برای چند کسر جرمی سرد..... ۱۷۳
- شکل ۱۳-۷ تاثیر نسبت فشار لوله گردبادی بر عملکرد سیکل کوچک در فشارهای متفاوت ورودی..... ۱۷۴

فهرست جداول

جدول ۱-۲	مروری بر کارهای عددی [۴۷]	۳۰
جدول ۲-۲	مروری بر کارهای تجربی [۴۷]	۳۳
جدول ۱-۵	شرایط مرزی حاکم بر جریان لوله‌گردبادی	۷۴
جدول ۲-۵	اطلاعات مربوط به منوی حلگر	۷۵
جدول ۳-۵	انتخاب مدل جریان آشفته و گزینه‌های مربوط به مدل انتخابی در نرم‌افزار فلوئنت	۷۶
جدول ۴-۵	شرایط مرزی انتخاب شده برای مدل تقارن محوری در نرم‌افزار فلوئنت	۷۷
جدول ۵-۵	شرایط مرزی انتخاب شده برای مدل سه بعدی در نرم‌افزار فلوئنت	۷۸
جدول ۶-۵	مقادیر انتخابی برای شرط مرزی ورودی جریان به عنوان یک شرط مرزی دبی معلوم	۷۸
جدول ۷-۵	مقادیر مرزی برای شرط مرزی خروجی سرد به عنوان یک شرط مرزی خروجی فشار	۷۹
جدول ۱-۶	ابعاد و زاویه اریفیس سرد مولد گردبادی	۱۰۱
جدول ۲-۶	تلفات انبساطی و حداکثر بازده آیزنتروپیک زوایای اریفیس سرد	۱۰۶
جدول ۳-۶	مقادیر تغییرات توان خنک‌کنندگی دو مدل برای قطعه‌ای در دمای ۲۷ درجه سلسیوس	۱۵۰
جدول ۱-۷	پارامترهای به کار رفته در شبیه‌سازی مبدل حرارتی زمینی-عمودی [۵۳]	۱۵۹
جدول ۲-۷	هزینه‌های مرتبط با سیستم‌های پیشنهادی	۱۶۶

فهرست علائم و نشانه ها

a	معکوس عدد پراتل
$a(T)$	تابع دما در معادله ردلیخ و وونگ
A	مساحت (m^2)
AA	آخرین دوره‌ای که جریان نقدی تجمعی منفی است.
$A_{Hot Tube}$	مساحت لوله گرم (m^2)
$A_{Nozzles}$	مساحت نازل (m^2)
AVT	لوله گردبادی دوجداره
B	قدرمطلق مقدار جریان نقدی در انتهای دوره AA
c	سرعت صوت (m/s)
C	جریان نقدی بعد از دوره AA
CC	سرمایه گذاری اولیه پروژه
c_p	ظرفیت گرمای فشرده در فشار ثابت ($kJ/kg K$)
c_b	ظرفیت گرمای فشرده در فشار ثابت برای سیال درون چاه ($kJ/kg K$)
cop_{hp}	ضریب عملکرد گرمایی
cop_{ref}	ضریب عملکرد سرمایشی
cop_s	ضریب عملکرد آیزنتروپیک
d	قطر اریفیس سرد (m)
$d_{i,o}$	قطر بیرونی و درونی لوله (m)
D	طول غیر فعال چاه (m)
D_C	قطر کویل‌های درون گرمکن (m)
$D_{cold orifice}$	قطر اریفیس سرد (m)
$D_{hot tube}$	قطر لوله گرم (m)
G_k	تولید انرژی جنبشی ناشی از گرادیان سرعت
G_b	تولید انرژی جنبشی ناشی از شناوری
Gr	عدد گرافش
h_0	انتالپی سکون (kJ/kg)
h	انتالپی (kJ/kg)
h_c	انتالپی جریان سرد (kJ/kg)
h_{in}	انتالپی جریان ورودی (kJ/kg)
h_{cs}	انتالپی جریان سرد در فرایند آیزنتروپیک (kJ/kg)
Δh	اختلاف انتالپی (kJ/kg)

Δh_{cs}	اختلاف آنتالپی جریان سرد در فرایند آیزنتروپیک (kJ/kg)
$ICVA$	زاویه شیر مخروطی داخلی
H_a	طول فعال چاه (m)
K_{exp}	تلفات انبساطی
k_{eff}	ضریب هدایت حرارتی موثر (W/mK)
K_{pipe}	ضریب هدایت لوله (W/mK)
L_C	طول کویل‌های داخل گرمکن (m)
\dot{m}_c	دبی جرمی سرد (kg/s)
\dot{m}_{in}	دبی جرمی ورودی (kg/s)
\dot{m}_w	دبی جرمی آب (kg/s)
NAR	نسبت مساحت نازل
Nu	عدد ناسلت
P	توان (W)
p_a	فشار اتمسفر (MPa)
p_c	فشار خروجی سرد (MPa)
P_{cr}	فشار بحرانی (MPa)
p_{in}	فشار ورودی (MPa)
Pr	پرانتل
q_j	انتقال حرارت واحد طول چاه در بازه زمانی j (W/m)
\dot{Q}_c	بار سرمایشی لوله گردبادی (W)
\dot{Q}_{burner}	حرارت ایجاد شده توسط مشعل (W)
\dot{Q}_h	بار گرمایشی لوله گردبادی (W)
\dot{Q}_k	انتقال حرارت در مرکز k (W)
\dot{Q}_{VGHX}	گرمای تامین شده از مبدل زمین گرمایی (W)
R	ثابت گاز (kJ/kg.K)
R_b	مقاومت حرارتی چاه
R_{cond}	مقاومت هدایت حرارتی لوله
R_{conv}	مقاومت جابجایی لوله
R_{grout}	مقاومت ملات
R_p	نسبت فشار
$RCOD$	نسبت اریفیس سرد
Re	عدد رینولدز

S	انتروپی مخصوص (kJ/kg.K)
S	انتروپی (kJ/K)
S_T	نرخ متوسط تانسور کرنش
\dot{S}_{gen}	تولید انتروپی (kJ/K)
S_k^*	انتروپی ورودی و خروجی در مرز k
T	دما (K)
T_c	دمای سرد (K)
T_h	دمای گرم (K)
T_{in}	دمای ورودی (K)
T_{cr}	دمای بحرانی (K)
T_{NG}	دمای گاز طبیعی (K)
T_W	دمای آب (K)
ΔT_c	اختلاف دمای سرد (K)
ΔT_h	اختلاف دمای گرم (K)
ΔT_{tv}	اختلاف دما طی فرایند اختناق (K)
U	سرعت متوسط (m/s)
u'	سرعت نوسانی (m/s)
U_C	ضریب انتقال حرارت کلی گرمکن
W	عدم قطعیت در محاسبات
x_i	متغیر مستقل
Y_m	اثر تراکم پذیری بر انبساط

علائم یونانی

A	زاویه اریفیس سرد
α_g	ضریب نفوذپذیری ملات
α_f	ضریب نفوذپذیری سیال
B	ضریب انبساط حرارتی
Γ	نسبت گرمای مخصوص
Γ	ضریب نسبت گرمای مخصوص
P	چگالی
H	بازده آیزنتروپیک

θ_c	دمای بدون بعد سرد
θ_h	دمای بدون بعد گرم
Θ_{ir}	تولید آنتروپی بدون بعد
μ	لزجت سیال (kg/ms)
μ_c	کسر جرمی سرد
μ_t	لزجت آشفتگی (kg/ms)
Z	نسبت مساحت نازل
τ_{ij}	تنش برشی
σ	عدد آشفتگی پرانتل
\widehat{D}	نسبت لزجت سیال و لزجت آشفتگی
\mathcal{D}	لزجت سینماتیک

زیرنویس ها

B	<i>bore</i>
bw	bore wall
C	cold
C	coil
F	fluid
H	hot
i, j, k	axes along x, y and z
In	inlet
gr	ground
K	boundary k
NG	Natural Gas
$surf$	surface
W	water

فصل اول: مقدمه

۱-۱ لوله گردبادی چیست؟

لوله گردبادی وسیله‌ای است که جریان گاز ورودی را به دو جریان مشابه که یکی از جریان‌ها گرم‌تر و دیگری سردتر از جریان اولیه ورودی است، تقسیم می‌کند. ورودی آن، جریان پر فشار است و خروجی آن دو جریان با فشار پایین‌تر می‌باشد. لوله گردبادی یک راه ارزان، مطمئن و بدون نیاز به تعمیر است که می‌تواند در صنعت جایگزین مناسبی برای تجهیزات خنک کاری نقطه‌ای باشد. گاز ورودی به لوله گردبادی با فشار بالا از طریق یک یا چند نازل مماسی وارد لوله اصلی شده و به وسیله این نازل‌ها یک جریان چرخشی یا حرکت گردابی قوی تولید می‌شود. گاز علاوه بر حرکت چرخشی در امتداد محور لوله حرکت کرده و به سمت خروجی جریان می‌یابد. یک شیر در انتهای گرم لوله گردبادی قرار دارد که اجازه نمی‌دهد همه جریان از انتهای گرم خارج شود و از خروج جریان مرکزی جلوگیری می‌کند. یک صفحه اریفیس در سمت دیگر نازل قرار داشته و اجازه می‌دهد که بخشی از سیال مجاور محور طولی از انتهای سرد لوله خارج شود. لوله گردبادی برای بدست آوردن هوای سرد و گرم مناسب است.

۱-۲ ضرورت از انجام پایان‌نامه

ضرورت کار بر روی لوله گردبادی از دو جنبه قابل بررسی است. اول سادگی این وسیله در جدایش انرژی است که موجب می‌شود تمایل به استفاده از این وسیله در بخش انرژی افزایش یابد. دوم وجود جریان‌هایی با پتانسیل انرژی بالا در اطراف ما است. این موضوع ایجاب می‌کند تا از انرژی‌های در حال اتلاف، به نحو بهتری استفاده گردد. بحث انرژی با قیمت مناسب بی‌شک در حال حاضر مبحثی مهم محسوب شده و هر کجا سیستم یا وسیله‌ای ارائه گردد که از هدر رفت انرژی جلوگیری نماید، سریعاً مورد توجه قرار می‌گیرد. در همین راستا لوله گردبادی می‌تواند وسیله‌ای مناسب جهت بازیافت انرژی محسوب شود. این مزیت ضرورت ساخت لوله گردبادی با بازده آیزنتروپیک مناسب را ایجاب می‌نماید. به ویژه آنکه عملکرد این وسیله برای گاز طبیعی مورد مطالعه قرار نگرفته است. از ابتدای پیدایش لوله گردبادی تا حال حاضر، بررسی‌های

متعدد و متنوعی بر روی آن انجام شده است. برخی از محققان با هدف بهبود کارکرد این وسیله، مطالعات تجربی و عددی زیادی انجام داده‌اند. برخی نیز در صدد فهم درست از پدیده جدایش دمایی که درون لوله‌گردبادی اتفاق می‌افتد رو به آزمایشات تجربی و یا مطالعات عددی آورده‌اند. برخی دیگر نیز به دنبال استفاده از مزیت لوله‌گردبادی، بکارگیری آن در صنعت خاص و ایجاد کارایی جدید بوده‌اند. لذا وجود این عوامل باعث شده است که مطالعه بر روی لوله‌گردبادی کماکان ادامه داشته باشد. علی‌رغم تلاش‌های زیاد طی سالیان گذشته، همچنان بازده جدایش دمایی لوله‌گردبادی پایین است. بالا بردن بازده، با طراحی بهینه قطعات، تغییر در ساختار کلی لوله‌گردبادی و آشنایی با میدان دما و جریان درون لوله‌گردبادی زمینه‌هایی است که همچنان محققان به آنها می‌پردازند.

۳-۱ هدف از انجام پایان‌نامه

هدف از انجام این پایان‌نامه، طراحی، ساخت و بررسی لوله‌های گردبادی می‌باشد؛ که بتواند حداکثر راندمان را طی استفاده از گاز طبیعی بعنوان سیال عامل داشته باشد. این لوله‌های گردبادی در صنعت گاز کشور در کاهش مصرف انرژی می‌تواند موثر باشد. برای نیل به این هدف نیاز است علاوه بر ساخت چند نمونه لوله‌گردبادی و بررسی اثر هندسه بخش‌های مختلف، بررسی عددی برای روشن شدن میدان دما و جریان صورت پذیرد، چرا که میدان دما و جریان می‌تواند موثر، در طراحی بهتر لوله‌گردبادی باشد. لذا پایان‌نامه در سه بخش تفکیک می‌گردد. در بخش عددی، لوله‌گردبادی بصورت سه‌بعدی برای گاز متان به عنوان گاز حقیقی مدل می‌شود. در ایستگاه تقلیل فشار گاز ورودی دارای فشار حدود 1000 psi است. این فشار در خروجی ایستگاه به 250 psi باید رسانده شود. در پژوهش‌های عددی که تاکنون بر روی لوله‌گردبادی انجام شده، گاز طبیعی به عنوان سیال عامل در نظر گرفته نشده و حل عددی برای گاز فشار بالا در لوله‌گردبادی انجام نشده است. فشار بالای گاز باعث می‌شود، رفتار گاز از حالت ایده‌آل انحراف پیدا نماید. بدین منظور

لوله‌گردبادی بصورت یک مدل سه بعدی مش‌بندی شده و در نرم‌افزار فلونت تحلیل می‌گردد. تحلیل عددی شامل مدل‌سازی جریان گاز طبیعی درون لوله‌گردبادی با نرم‌افزار فلونت است. با توجه به اینکه فلونت توابع داخلی برای محاسبه خواص گاز واقعی ندارد، با تعریف توابع تعریف شده کاربری^۱ و اضافه کردن آن به نرم‌افزار فلونت، خواص گاز محاسبه می‌شوند. به جز شبیه‌سازی متان به عنوان گاز واقعی، دیگر هدف این بخش استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی در پیش‌بینی عملکرد لوله‌گردبادی است.

در بخش ساخت، هدف بالا بردن بازده آیزنتروپیک لوله‌گردبادی در مقایسه با نمونه‌های پیشین ساخته شده است. در ساخت لوله‌گردبادی، کارگران و فرزانه [۱]، لوله‌گردبادی با طول‌های متفاوت ساخته و مورد آزمایش قرار دادند. بازده آیزنتروپیک این لوله‌گردبادی کمتر از ۹ درصد ثبت گردید؛ که بازده آیزنتروپیک پایینی محسوب می‌شود. برای افزایش بازده آیزنتروپیک لوله‌گردبادی، برخی از پارامترهای موثر بر بازده آیزنتروپیک معرفی می‌شوند. دو دسته کلی از پارامترها وجود دارند، پارامترهای هندسی مانند قطر اریفیس سرد، سطح مقطع ورودی نازل، تعداد نازل، شکل نازل، شکل محفظه گردبادی، زاویه شیر مخروطی و زاویه واگرایی لوله و پارامترهای ترموفیزیکی مانند فشار ورودی جریان، نسبت دبی جرمی سرد خروجی به کل دبی ورودی و رطوبت جریان ورودی. اثر تغییر پارامترها طی آزمایشات مختلفی بررسی گردید. آزمایشات انجام شده عبارتند از: بررسی تغییرات فشار ورودی، تغییر تعداد نازل ورودی، تغییرات قطر اریفیس سرد، اثر محفظه گردبادی و زاویه واگرایی اریفیس سرد بر بازده آیزنتروپیک لوله‌گردبادی.

از سوی دیگر، با توجه به اینکه مصرف انرژی صنایع در ایران بیش از میانگین جهانی است، ضروری است که تلاش فراوانی برای کاهش مصرف و شدت انرژی به کار گرفته شود. به استناد گزارش سازمان بهره‌وری انرژی ایران، هم اکنون میزان مصرف برق در صنایع سیمان ۲۹ درصد، کاغذ ۲۸ درصد و قند ۱۵ درصد بیشتر از میانگین جهانی است. در فصول سرد حجم زیادی گاز طبیعی طی شبانه روز در بخش‌های مختلف خانگی، تجاری، صنایع و نیروگاه‌های کشور مصرف می‌شود. گاز طبیعی در مبدا از طریق ایستگاه‌های افزایش

¹ UDF

فشار ارسال شده و در مقصد در ایستگاه‌های تقلیل فشار از فشار گاز کاسته می‌شود. در این نقطه به منظور ممانعت از تشکیل هیدرات، حدود $0/03$ درصد از گاز طبیعی برای گرم کردن گاز عبوری مصرف می‌شود. یک بررسی ساده نشان می‌دهد که حدود ۱۰۰ میلیارد ریال سالانه، گاز جهت گرمایش گاز عبوری از ایستگاه‌های تقلیل فشار مصرف می‌شود. هدف در این بخش بکارگیری لوله‌گردبادی در دو بخش مربوط به صنعت گاز است و بررسی نحوه تاثیرگذاری آن در کاهش مصرف انرژی واحد است. در این بخش، دو کاربرد برای لوله‌گردبادی در صنعت گاز ارائه شده است. هدف از این بخش بررسی تئوری بکارگیری لوله‌گردبادی در صنعت گاز کشور است. در تولید گاز طبیعی مایع که از طریق سیکل‌های سرمایشی اتفاق می‌افتد، امکان جایگذاری لوله‌گردبادی مورد بررسی قرار گرفته است. جایگزینی شیرهای اختناق با لوله‌گردبادی، ضمن کاهش فشار، عملکرد کلی سیستم را بهبود می‌بخشد. همچنین در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز نیز بکارگیری لوله‌گردبادی باعث صرفه‌جویی زیادی در میزان مصرف انرژی می‌گردد. در این دو حوزه کاربرد لوله‌گردبادی بررسی گردید.

۱-۴ نوآوری‌های پایان‌نامه

نوآوری‌های انجام پذیرفته در این پایان‌نامه را می‌توان در سه بخش تقسیم‌بندی کرد. در ساخت لوله‌گردبادی دو نوآوری ارائه شده است. اریفیس داخل مولد گردبادی بصورت مخروطی با زوایای واگرایی متفاوت مورد بررسی قرار گرفته است. پیش از این، زاویه بهینه برای اریفیس لوله‌گردبادی ارائه نگردیده است. همچنین نمونه جدیدی از لوله‌گردبادی که لوله‌گردبادی دوجداره نامیده شده است، ارائه گردیده که دارای طراحی متفاوتی در مقایسه با نمونه معمولی است و کارایی را در مقایسه با نمونه معمولی افزایش می‌دهد. در حل عددی تاکنون گاز متان نه بصورت ایده‌آل و نه بصورت گاز واقعی به عنوان سیال عامل درون لوله‌گردبادی مدل نشده است. در اینجا تحلیل عددی متان بر مبنای مدل گاز ایده‌آل و واقعی با استفاده از

توابع کاربری اضافه شده به فلوئنت شده است. همچنین در نمونه‌های عددی پیشین، هیچگاه اثر محفظه گردبادی لحاظ نشده که در بخشی از پایان‌نامه این موضوع مورد توجه قرار گرفته است. در کاربرد نیز رویکرد استفاده از لوله‌گردبادی در ایستگاه تقلیل فشار گاز و نیز در سیکل کوچک تولید گاز مایع متراکم، برای اولین بار پیشنهاد و مورد بررسی قرار گرفته است.

۱-۵ مروری بر پایان‌نامه

در این پایان‌نامه، در فصل اول با آشنایی مقدماتی با لوله‌گردبادی ارائه شده، ضرورت و اهداف کار معین می‌گردند. در فصل دوم با انواع لوله‌گردبادی آشنا شده، بخش‌های اصلی تشکیل‌دهنده لوله‌گردبادی (بدنه اصلی، مبدل گردبادی، اریفیس و شیر کنترل) معرفی می‌گردند. در بخشی از این فصل مفاهیمی از پارامترهای هندسی از جمله قطر اریفیس سرد، سطح مقطع ورودی نازل، تعداد و شکل نازل، زاویه شیر مخروطی و زاویه واگرایی لوله و نیز پارامترهای ترموفیزیکی چون فشار ورودی جریان، دبی جرمی سرد و گرم، سیال عامل و رطوبت جریان ورودی ارائه می‌گردد. مکانیزم‌های فیزیکی پیشنهاد شده توسط محققین که علت جدایش دمایی در لوله‌گردبادی را شرح می‌دهند و اصول عملکرد لوله‌گردبادی توضیح داده می‌شود. در پایان این فصل مروری بر کارهای تجربی و عددی در این حوزه و نیز کاربردهای لوله‌گردبادی در صنعت ارائه می‌شوند. در فصل سوم قوانین ترمودینامیک برای لوله‌گردبادی بیان شده، مفاهیم منتج شده از این قوانین مانند کسر جرمی سرد، افت دمای جریان سرد و گرم، بار گرمایی و سرمایی تولید شده، بازده آیزنتروپیک لوله‌گردبادی، ضریب عملکرد گرمایی، نسبت مساحت نازل و نسبت قطر اریفیس سرد تعریف می‌شوند. با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک، محدوده پاسخ لوله‌گردبادی نیز محاسبه می‌گردد. در فصل چهارم اطلاعات مربوط به ساخت و آزمایش لوله‌گردبادی با گاز طبیعی ارائه شده است. در این فصل بر مبنای مطالعات انجام پذیرفته، چند نمونه لوله‌گردبادی ساخته می‌شود، تا بصورت تجربی عملکرد آنها با گاز طبیعی بررسی شوند. سه نمونه لوله‌گردبادی ساخته شده که به عنوان لوله‌گردبادی بزرگ، کوچک و

دوجداره نامگذاری شده‌اند، معرفی شده و نقشه و ابعاد و اندازه آنها ارائه می‌گردد. طراحی نمونه دوجداره برای اولین بار در این پایان‌نامه ارائه و مورد بررسی قرار گرفته است. سپس نحوه انجام آزمایش برای حالات مختلف کسر جرمی سرد توضیح داده می‌شود. همچنین تجهیزاتی را که برای انجام آزمایش در نظر گرفته شده‌اند، معرفی و اهدافی که در بررسی تجربی دنبال می‌شوند، ذکر می‌گردند. در فصل پنجم، مطالب مرتبط با نحوه مدل‌سازی عددی ارائه گردیده است. در این فصل، نحوه مدل‌سازی هندسی و مش‌بندی لوله در حالت متقارن محوری و سه بعدی ارائه گردیده است. معادلات حاکم بر جریان در داخل لوله‌گردبادی که همان معادلات جریان آشفته برای سیال تراکم‌پذیر می‌باشند، در این فصل آورده و مدل‌سازی جریان آشفته انجام شده است. شرایط مرزی حاکم بر جریان لوله‌گردبادی، روند حل مسئله در نرم‌افزار فلونت و گزینه‌های مربوط به مدل انتخابی در نرم‌افزار نیز مورد بررسی قرار گرفته است. در انتهای فصل در مورد چرایی استفاده از گاز حقیقی به جای مدل گاز ایده‌آل و مدل‌سازی متان بصورت گاز واقعی با معادله حالت ردلیخ ونگ بحث شده است. در فصل ششم نتایج مرتبط به آزمایشات تجربی در سه بخش مربوط به لوله‌گردبادی بزرگ، کوچک و دوجداره ارائه شده است. این نتایج شامل بررسی پارامترهایی چون فشار ورودی گاز، مساحت اریفیس سرد، زاویه واگرایی اریفیس و مساحت نازل ورودی می‌باشد. در بخش مربوط به مطالعات عددی، مقایسه ای بین مدل متقارن محوری و سه بعدی هشت نازله انجام پذیرفته است. همچنین معتبرسازی مدل متقارن محوری با مقادیر آزمایشات تجربی صورت گرفته و نتایج بررسی‌های عددی پارامترهایی چون فشار گاز ورودی، مساحت خروجی گرم و سرد بر مقدار کسر جرمی سرد ارائه گردیده است. در فصل هفتم این پایان‌نامه، ابتدا نحوه استفاده از یک لوله‌گردبادی جهت ایجاد دو جریان سرد و گرم و در نهایت کاهش گاز مصرفی گرمکن در فصل سرد در یک ایستگاه تقلیل فشار گاز ارائه شده است. سپس لوله‌گردبادی در یک سیکل تولید گاز مایع مورد استفاده قرار می‌گیرد تا بهبود ایجاد شده توسط آن در سیکل نسبت به سیکل در حالت بدون لوله‌گردبادی بررسی گردد.

فصل دوم: آشنایی با لوله‌گردبادی

و مروری بر تحقیقات گذشته

۲-۱ مقدمه

برای آشنایی بیشتر با لوله‌گردبادی و معرفی بخش‌های اصلی و پارامترهای اثرگذار بر عملکرد آن، مطالبی ارائه می‌گردد. در این فصل با انواع لوله‌گردبادی آشنا شده، بخش‌های اصلی تشکیل‌دهنده لوله‌گردبادی (بدنه اصلی، مبدل گردبادی، اریفیس و شیر کنترل) معرفی می‌گردند. در بخشی از این فصل، مفاهیمی از پارامترهای هندسی از جمله قطر اریفیس سرد، سطح مقطع ورودی نازل، تعداد و شکل نازل، زاویه شیر مخروطی و زاویه واگرایی لوله و نیز پارامترهای ترموفیزیکی چون فشار ورودی جریان، دبی جرمی سرد و گرم، سیال عامل و رطوبت جریان ورودی ارائه می‌گردند. مکانیزم‌های فیزیکی پیشنهاد شده توسط محققین که علت جدایش دمایی در لوله‌گردبادی را شرح می‌دهد و اصول عملکرد لوله‌گردبادی نیز توضیح داده می‌شود. در پایان این فصل مروری بر کارهای تجربی و عددی در این حوزه و نیز کاربردهای لوله‌گردبادی در صنعت ارائه گردیده است.

۲-۲ چگونگی پیدایش لوله‌گردبادی رانکیو- هیلش

لوله‌گردبادی ساده، بدون داشتن اجزاء متحرک و نیاز به تجهیزات خاص، هوا یا هر جریان گاز پرفشار را با دمای پایین‌تر و بالاتر، در اختیار ما قرار می‌دهد. چند نمونه لوله‌گردبادی در شکل ۱-۰ نمایش داده شده است. همانگونه که در شکل مشاهده می‌شود لوله‌های گردبادی اندازه‌های متنوعی دارند، که هر کدام برای محدوده سرمایه‌ی خاصی کاربرد دارد.

لوله‌گردبادی در سال ۱۹۳۳ توسط متالوژیست فرانسوی جورج رانکیو^۱ بشکل کاملاً تصادفی اختراع و در سال ۱۹۳۴ در ایالات متحده آمریکا بنام او ثبت گردید. در سال ۱۹۴۶ هیلش^۲ مهندس آلمانی که در زمینه ساخت وسایل سرد کننده فعالیت می‌نمود، طرح رانکیو را بهبود بخشید و مقاله‌ای در این زمینه منتشر کرد [۲]. این مقاله شامل اطلاعاتی در مورد این پدیده حرارتی همراه با بعضی جزئیات ساختمانی اولیه و

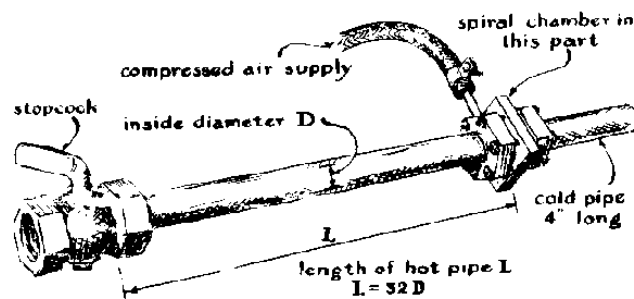
¹ Ranque

² Hilsch

اطلاعات عددی می‌باشد. لوله‌گردبادی طراحی شده توسط هیلش که بنام او نامگذاری شده، در شکل ۲-۰ نشان داده شده است. این وسیله دارای نام‌های متعددی است، از جمله لوله‌گردبادی رانکیو-هیلش، لوله‌گردبادی رانکیو، لوله‌گردبادی هیلش و لوله‌گردبادی. در برخی از مقالات [۳]، آن را لوله‌گردبادی لیندرستروم‌لانگ^۱ نیز نامیده‌اند.



شکل ۱-۰ مدل‌هایی از لوله‌گردبادی [۴]



شکل ۲-۰ لوله‌گردبادی طراحی شده توسط هیلش [۲]

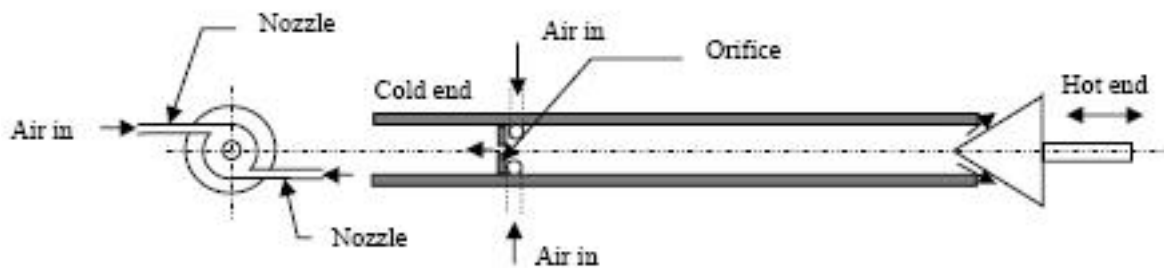
¹ linderstrøm-lang

۳-۲ انواع لوله گردبادی

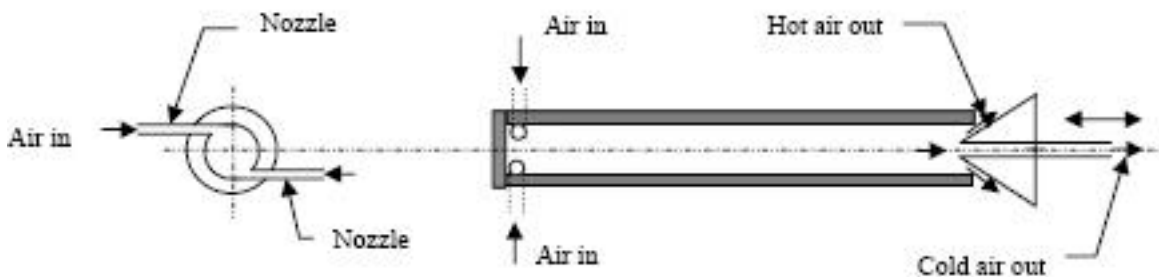
لوله گردبادی در دو نوع جریان موازی و جریان مخالف وجود دارد، در شکل ۳-۰ و شکل ۴-۰ هر دو نوع لوله گردبادی جریان مخالف و جریان موازی نشان داده شده‌اند. در هر دو نوع لوله گردبادی، جریان پس از ورود از طریق نازل‌ها به سمت انتهای دیگر حرکت می‌کند و قسمتی از جریان از انتهای گرم خارج می‌شود. در نوع لوله گردبادی جریان مخالف، باقیمانده جریان از نزدیکی محور لوله به سمت ابتدای لوله بر می‌گردد و از روزنه‌ای که روی محور لوله در قسمت تحتانی نازل‌های ورودی قرار دارد، خارج می‌شود. در نوع جریان موازی، خروجی سرد روی محور لوله و در قسمت تحتانی، خروجی گرم تعبیه شده است. در کار حاضر از مدل جریان مخالف استفاده شده است.

۴-۲ اجزاء لوله گردبادی

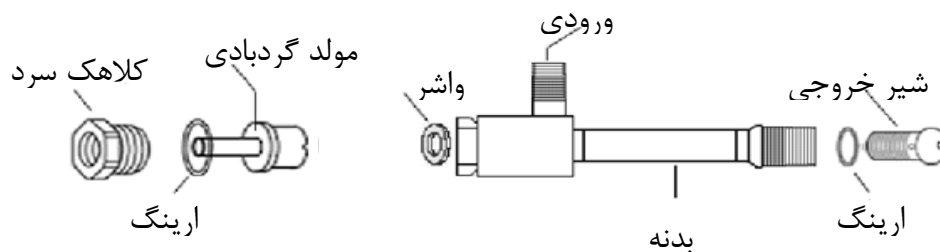
شکل ۵-۰ اجزای جزئی تشکیل‌دهنده یک لوله گردبادی صنعتی را نشان می‌دهد. این لوله شامل ورودی جریان پر فشار، مبدل گردبادی، واشر، کلاهک خروجی سرد، رینگ روغنی، آستین و شیر کنترلی خروجی سرد است.



شکل ۳-۰ لوله گردبادی جریان مخالف [۵]



شکل ۴-۰ لوله گردبادی جریان موازی [۵]



شکل ۵-۰ اجزای لوله گردبادی

بطور کلی، یک لوله گردبادی شامل بدنه، نازل‌های ورودی، اریفیس و شیر کنترل می‌باشد. در شکل ۵-۰ نمایی از لوله گردبادی جریان مخالف نشان داده شده است. در پایین، اجزای شکل ۵-۰ بصورت مختصر توضیح داده می‌شود.

۲-۴-۱ بدنه اصلی

بدنه اصلی لوله گردبادی از دو قسمت مجزا تشکیل شده که یکی به خروجی گرم و دیگری به خروجی سرد منتهی می‌شود. اتصال این دو لوله معمولاً بوسیله دو صفحه فلزی مربعی شکل صورت می‌گیرد. این صفحات می‌توانند به لوله‌ها جوش شوند.

۲-۴-۲ مبدل گردبادی

یک یا چند مجرای مماسی در صفحات فلزی متصل به لوله ایجاد شده‌اند. این مجراها بعنوان نازل‌های ورودی جریان پر فشار عمل نموده و جریان را بصورت مماسی وارد لوله می‌کنند. این امر به جریان ورودی

اجازه می‌دهد تا در لوله به چرخش درآید. در شکل ۶-۰ چند نمونه مبدل گردبادی با تعداد نازل‌های متفاوت مشاهده می‌گردد.



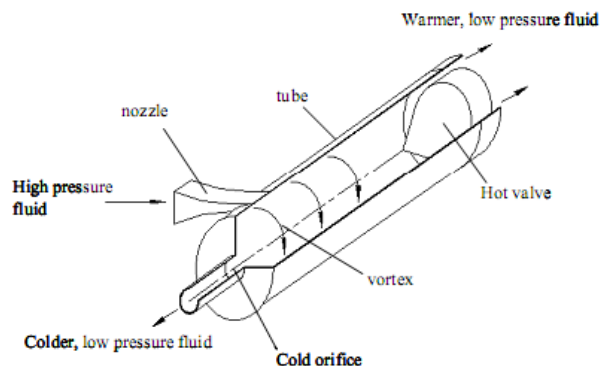
شکل ۶-۰ چند نمونه مبدل گردبادی با تعداد نازل‌های متفاوت [۶]

۲-۴-۳ اریفیس سرد

اریفیس سرد، در واقع مجرای خروج جریان سرد می‌باشد. در آزمایش‌ها معمولاً قطر اریفیس سرد بصورت بدون بعد، با تقسیم کردن بر قطر لوله گردبادی نشان داده می‌شود. در شکل ۶-۰ اریفیس سرد همان سوراخ وسط مبدل گردبادی می‌باشد. در شکل ۷-۰ محل قرارگیری آن مشاهده می‌گردد.

۲-۴-۴ شیر کنترل

شیر کنترل، در انتهای گرم لوله گردبادی نصب شده و بوسیله آن دبی جریان خروجی گرم کنترل می‌گردد. معمولاً از شیر مخروطی استفاده می‌شود. نوک مخروط اجازه چرخش نسبی و جدایش را به دو جریان گرم و سرد داده و بدین ترتیب گردابه کوچکتر که دمای کمتری دارد و در مرکز لوله است، از درون گردابه بزرگتر که گرمتر است، در جهت عکس جریان گرم به سمت اریفیس حرکت کرده و از انتهای لوله سرد خارج می‌شود. در شکل ۷-۰، محل قرارگیری آن مشاهده می‌گردد، که در انتهای لوله گرم قرار گرفته است. زاویه این شیر یکی از موضوعات مورد علاقه برخی از محققان بوده است.



شکل ۷-۰۰ لوله گردبادی، محل قرارگیری شیر کنترلی و اریفیس سرد [۷]

همانگونه که بیان شد لوله گردبادی برای اولین بار توسط رانکیو کشف شد. رانکیو^۱ زمانی که در آزمایشگاه بر روی یک پمپ در حال مطالعه بود، به صورت کاملاً اتفاقی متوجه شد که هوایی که به طور مماسی وارد لوله می‌شود، از یک انتها، هوای گرم و از انتهای دیگر، هوای سرد خارج می‌شود. مشاهده این موضوع باعث شد که رانکیو، تحقیقات بر روی پمپ را رها کرده و بررسی و مطالعه بر روی لوله گردبادی را شروع کند. اما تحقیقات او در مورد عملکرد لوله گردبادی به جایی نرسید. سپس این تحقیقات توسط هیلش^۲ مورد بازنگری قرار گرفت و بازده آیزنتروپیک آن بهبود داده شد [۲]. همچنین هیلش اولین نظریه در مورد عملکرد لوله گردبادی را ارائه کرد. هیلش در نشریات خود ابراز داشت که دلیل جدایش جریان در داخل لوله گردبادی این است که گرادیان سرعت زاویه‌ای در راستای شعاعی، باعث افزایش کوپل اصطکاکی بین لایه‌های داخلی و خارجی جریان در داخل لوله گردبادی می‌شود. نتیجه این تداخلات، کار انتقالی ناشی از تنش‌های برشی از منطقه میانی لوله (منطقه سرد) به ناحیه نزدیک دیواره (منطقه گرم لوله) است و باعث می‌شود تا انرژی جریان داخلی نسبت به جریان نزدیک دیواره انرژی کمتری باشد [۲].

¹ Ranque

² Hilsch

۱-۲ پارامترهای هندسی

۲-۵-۱ قطر اریفیس سرد

جریان سیال عامل پس از آنکه نتوانست از خروجی گرم خارج شود، مسیر برگشت را طی می‌کند تا از حفره میان مبدل گردبادی که بعنوان اریفیس سرد شناخته می‌شود، خارج گردد. کوچک بودن قطر این حفره باعث می‌شود تا جریان سرد نتواند بطور کامل خارج شود. مقداری از این جریان که دمای پایینی هم دارد، با جریان ورودی ترکیب شده و عملکرد سرمایشی لوله گردبادی کاهش می‌یابد. بزرگ بودن این قطر هم باعث می‌شود، مقداری از جریان ورودی با جریان سرد ترکیب شود و دمای خروجی سرد را بالا ببرد [۸]. با افزایش قطر اریفیس سرد، بخشی از جریان مستقیماً از ورودی وارد خروجی سرد می‌شود و باعث کاهش عملکرد لوله گردبادی می‌گردد. همچنین کاهش قطر اریفیس سرد باعث می‌گردد که جریان برگشتی از سمت گرم نتواند به راحتی از خروجی سرد خارج شود و همین موضوع نیز باعث کاهش عملکرد می‌شود. لذا قطر بهینه-ای برای اریفیس وجود دارد که در آن قطر، عملکرد لوله گردبادی بیشترین مقدار است.

۲-۵-۲ سطح مقطع ورودی نازل

نازل، بخش ورودی لوله گردبادی است که جریان از درون آن بطور مماسی وارد محفظه گردبادی می‌شود. اهمیت این بخش در تاثیری است که بر دو مولفه گردابه دارد، سرعت و شکل گردابه. تاکاهاما و سوگا^۱ [۹] و سینگ^۲ و همکاران [۱۰]، بر روی سطح مقطع ورودی نازل آزمایشاتی انجام دادند. آیامسا و پروموانگ^۳ [۱۱]، عدد حدود ۰/۳۳ را برای نسبت قطر نازل به قطر لوله گردبادی گزارش نمودند.

¹ Takahama and Soga

² Singh

³ Eiamsa and Promvonge

۲-۵-۳ تعداد نازل

تعداد کانال‌های جریان، که بر روی مبدل‌گردبادی قرار گرفته‌اند نیز از پارامترهای تاثیرگذار بر عملکرد لوله‌گردبادی است و بهمین دلیل موضوع بسیاری از تحقیقات عملی و نظری شده است. دینسر^۱ و همکاران [۱۲]، اثر تعداد نازل بر عملکرد لوله را با روش شبکه عصبی مورد بررسی قرار دادند. مطالعه مشابهی نیز توسط اولوئر^۲ و همکاران [۱۳] و پینار^۳ و همکاران [۱۴] صورت پذیرفته است. کرماچی^۴ [۶] بصورت آزمایشگاهی برای تعداد متغیر نازل، جدایش انرژی را بررسی کرد.

۲-۵-۴ شکل نازل

شکل نازل نیز موضوع بررسی برخی از کارهای عددی و تجربی بوده است. همانگونه که بیان شد، نازل در مقدار سرعت جریان ورودی به محفظه گردابه‌ای و نیز شکل گردابه تاثیرگذار است. پورمحمود و همکاران [۱۵]، بصورت عددی اثر نازل مارپیچی را بر روی توان سرمایشی لوله‌گردبادی مورد بررسی قرار داده و نشان دادند که این نوع نازل باعث افزایش سرمایش می‌گردد. آیمسا [۱۶]، در یک کار تجربی، چند نمونه نازل با ۱ تا ۴ ورودی مارپیچی شکل را آزمایش نمود. آنها نشان دادند که لوله‌گردبادی با نازل مارپیچی در مقایسه با لوله‌گردبادی با نازل مماسی معمول، برای یک فشار ورودی معین و در یک کسر جرمی سرد خاص، عملکرد بهتر در کاهش دمای جریان سرد دارد. وو^۵ و همکاران [۱۷]، نیز به بررسی شکل نازل و نحوه ورودی جریان پرداختند. آنها یک نازل جدید با شکل غیر مستطیلی را مورد بررسی قرار دادند و دریافتند که در کسرهای جرمی بالا، دارای عملکرد بهتری در مقایسه با نمونه‌های معمول است.

¹ Dincer

² Uluer

³ Pinar

⁴ Kirmaci

⁵ Wu

۲-۵-۵ زاویه شیر مخروطی

مارکال^۱ و همکارانش [۱۸]، با چهار مقدار متفاوت برای زاویه شیر مخروطی، عملکرد لوله‌گردبادی را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها بیان نمودند که کاهش زاویه شیر مخروطی باعث افزایش جدایش انرژی می‌گردد و افزایش آن به معنای تغییر ناگهانی در مسیر جریان بوده، ناپایداری در جریان بیشتر و عملکرد لوله‌گردبادی را کاهش می‌دهد.

۲-۵-۶ زاویه واگرایی لوله

تاکاهاما^۲ و همکاران [۱۹]، امکان کوتاه‌تر کردن طول لوله‌گردبادی را با واگرا نمودن لوله، مورد بررسی قرار دادند. پیش از آن‌ها، پارولکار^۳ [۲۰]، اتن^۴ [۲۱]، رایسکی و تونکل^۵ [۲۲] به منظور کوتاه کردن لوله‌گردبادی از لوله‌های واگرا استفاده نمودند. طی این مجموعه کار، محققین متوجه شدند که لوله‌گردبادی با یک زاویه کوچک واگرایی حدود ۲ تا ۳ درجه، عملکرد بهتری در جدایش انرژی از خود نشان می‌دهد.

۱-۶ پارامترهای ترموفیزیکی

۲-۶-۱ فشار ورودی جریان

در بسیاری از کارهای انجام پذیرفته بر روی لوله‌گردبادی، اثر فشار بر روی عملکرد این وسیله مورد بررسی قرار گرفته است. بالاتر رفتن فشار ورودی باعث ارتقا کارکرد می‌شود و جدایش انرژی بیشتری را موجب می‌گردد. منابع متعددی از جمله [۱۸] و [۸]، اثر فشار ورودی جریان را مورد بررسی قرار داده‌اند.

¹ Markal

² Takahama

³ Parulekar

⁴ Otten

⁵ Tankel and Raiskii

۲-۶-۲ دبی جرمی سرد و گرم

جریان ورودی پس از آنکه نمی‌تواند از سمت گرم لوله بطور کامل خارج شود، از میان جریان گرم باز می‌گردد و از خروجی سرد خارج می‌شود، در حالیکه دمای آن کاهش می‌یابد. اینکه چه مقدار از جریان از سمت گرم بوسیله شیر اجازه خروج پیدا می‌کند، باعث تعریف پارامتری می‌گردد که همانطور قبلاً گفته شد آنرا کسر جرمی سرد^۱ نامگذاری می‌کنند، که بصورت نسبت دبی سرد خروجی به دبی کل ورودی تعریف می‌شود. زمانی که این نسبت به سمت صفر میل می‌کند، بدین معناست که همه گاز از خروجی گرم خارج می‌شود و بالعکس. در کارهای متعددی، محققین، عملکرد وسیله را برای محدوده‌ای از این ضریب ارائه نموده و در ضریب خاصی نشان داده‌اند که بالاترین عملکرد وجود دارد. آلبرن^۲ و همکاران [۲۳] و گیلان و ژولی^۳ [۲۴]، نسبت ۰/۴، سعیدی و ولی پور [۲۵]، نسبت ۰/۶، پرومونگ و آیمنسا [۲۶]، نسبت‌های ۰/۳۳ و ۰/۳۸، ارجمندی و ژیو^۴ [۲۷]، نسبت ۰/۵۸ را بعنوان نقطه‌ای که در آن حداقل دما حاصل می‌گردد گزارش داده‌اند.

۲-۶-۳ سیال عامل

علاوه بر هوا، گازهای دیگری نیز در آزمایشات گذشته، مورد توجه قرار گرفته‌اند. استفان^۵ و همکاران [۲۸]، آزمایشاتی را بر روی سه نوع گاز هوا، هلیوم و اکسیژن ترتیب دادند. جدایش انرژی برای هلیوم تحت شرایط آزمایشی مساوی با دو گاز دیگر، بیشتر بوده و هوا و اکسیژن، عملکرد نسبتاً مشابهی داشتند. آنها تفاوت جدایش جریان را به نسبت گرمای ویژه گازها ارتباط دادند و بیان نمودند که هر چه این نسبت برای گازی بیشتر باشد، جدایش بیشتری در گاز اتفاق می‌افتد. آگراوال^۶ و همکاران [۲۹]، در مطالعات تجربی خود، سه گاز هوا، دی‌اکسیدکربن و نیتروژن را آزمایش نموده و مشاهده کردند که دی‌اکسیدکربن بهترین عملکرد را نشان می‌دهد. آنها بیان کردند که سرمایه‌ی ایجاد شده در لوله‌گردبادی بستگی به خواص سیال عامل چون

¹ Cols Mass Fraction

² Ahlborn

³ Guillaume, Jolly

⁴ Xue

⁵ Stephan

⁶ Agrawal

وزن مولکولی، نسبت ظرفیت حرارتی و محتوی رطوبت دارد و چون دی‌اکسیدکربن در میان سه گاز دارای وزن مولکولی بیشتر است، در لوله‌گردبادی عملکرد بهتری را نشان می‌دهد. اما آنها در ارتباط با اینکه چگونه کم یا زیاد بودن وزن مولکولی گاز می‌تواند بر میزان جدایش دمایی لوله‌گردبادی اثر بگذارد توضیحی ندادند. هان^۱ و همکاران [۳۰]، انواع مبرد R134a و R728, R744, R22 را با لوله‌گردبادی مورد آزمایش قرار دادند. در بین این مبردها، عملکرد R744، بهتر گزارش شده است. آنها مشاهده کردند که جدایش دمایی و فشار خروجی گرم با افزایش فشار ورودی زیاد می‌شود. بالمر^۲ [۳۱] از سیال عامل آب در لوله‌گردبادی استفاده نمود. او متوجه شد که برای سیال تراکم ناپذیر آب نیز اگر فشار ورودی به ۱۰۳ مگاپاسکال برسد، جدایش دمایی مشاهده می‌گردد.

۲-۶-۴ رطوبت جریان ورودی

سعیدی و ولی پور [۲۵] بیان نمودند که افزایش رطوبت در جریان هوای ورودی باعث کاهش اختلاف دمای سرد و گرم و نیز کم شدن بازده آیزنتروپیک لوله‌گردبادی می‌شود. در مقاله آگراوال^۳ و همکاران [۲۹]، نیز بر موثر بودن رطوبت جریان بر کاهش عملکرد جدایشی لوله‌گردبادی اشاره شده است.

۲-۷ اصول عملکرد لوله‌گردبادی

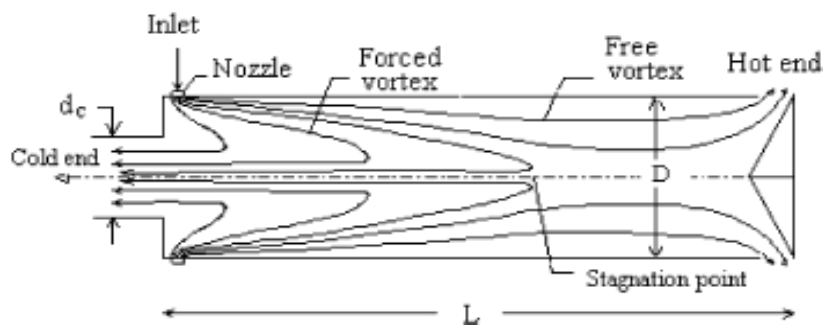
جریان سیال متراکم شده، با فشار بالا وارد محفظه گردبادی شده، در هنگام عبور از نازل‌های خروجی محفظه، انرژی فشاری به سرعت تبدیل می‌شود و سرعت افزایش می‌یابد. جریان ورودی به صورت مماسی وارد لوله اصلی می‌شود. سرعت چرخشی بالا و نیروی گریز از مرکز، جریان را به طرف شیر کنترل انتهایی گرم لوله هدایت می‌کند. با توجه به وضعیت شیر کنترل، مقداری از جریان خروجی گرم خارج شده و باقیمانده آن به سمت خروجی سرد جریان می‌یابد. بدلیل نیروی گریز از مرکز و اختلاف فشاری که بین شیر

¹ Han

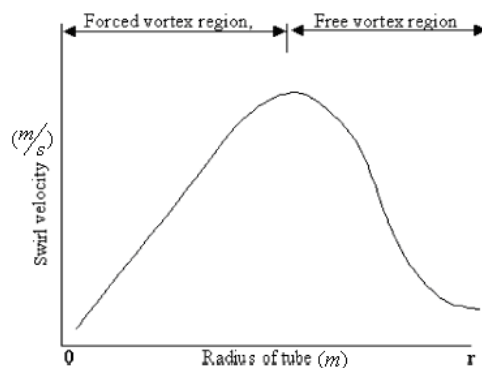
² Balmer

³ Agrawal

و خروجی سرد وجود دارد، جریان سیال به سمت خروجی سرد (جریان داخلی) در مرکز لوله حرکت می‌کند. جریان داخلی (گردابه اجباری) نامیده می‌شود، که آنرا از جریان خارجی (گردابه آزاد) متمایز می‌نماید. هنگامی که سیال عامل متراکم شده به طور مماسی وارد لوله گردبادی می‌شود، مومنوم خطی سیال به مومنوم زاویه‌ای تبدیل می‌گردد. به دلیل نیروی گریز از مرکز، جریان گردابه آزاد سیال محیطی، دارای مومنوم زاویه بیشتری بوده، بنابراین انرژی جنبشی آن نسبت به سیال ناحیه مرکزی بیشتر است. به طور طبیعی دمای نزدیک دیواره نسبت به بخش مرکزی بالاتر می‌باشد. الگوی جریان درون لوله گردبادی، در شکل ۸-۰ نمایش داده شده است.



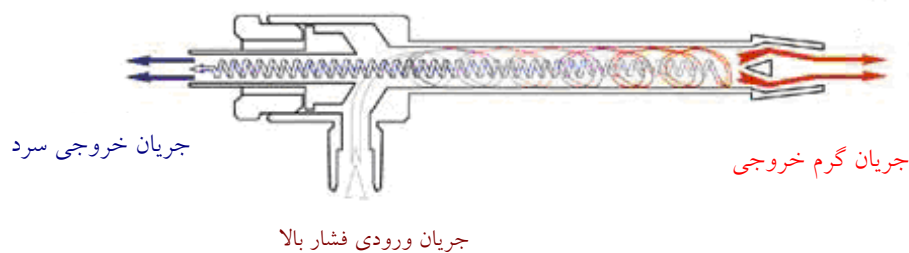
شکل ۸-۰ الگو جریان در لوله گردبادی رانکیو- هیلش [۳۲]



شکل ۹-۰ توزیع سرعت در لوله گردبادی رانکیو - هیلش [۳۲]

در شکل ۹-۰، جریان گردابه‌ای آزاد و اجباری نشان داده شده است. جریان خارجی گرم، جریان داخلی سرد را مجبور به چرخش با سرعت زاویه‌ای ثابت می‌کند. لذا ذراتی که اریفیس سرد را بشکل گردابه اجباری ترک

می‌کنند، دارای انرژی جنبشی بسیار کمتری در مقایسه با ذراتی هستند که درون گردابه آزاد قرار دارند [۳۲]. حال این سؤال مطرح می‌گردد که چرا چنین اختلافی در انرژی جنبشی این دو جریان وجود دارد. جواب این سؤال رمز عملکرد لوله‌گردبادی است. در واقع این انرژی، همان انرژی است که از جریان داخلی به صورت گرما ترک شده و به جریان خارجی انتقال می‌یابد. هنگامی که وضعیت شیر کنترل انتهایی گرم تغییر داده می‌شود، نسبت جریان گرم به سرد تغییر کرده، ولی جریان کل، مشابه حالت قبل باقی می‌ماند. بنابراین میزان جریانی که خروجی سرد را ترک می‌کند، می‌تواند در محدوده گسترده‌ای تغییر نماید.



شکل ۱۰-۰۰ شماتیک لوله‌گردبادی با یک ورودی و دو خروجی سرد و گرم

یکی از نکات مهم در طراحی لوله‌گردبادی، پرهیز از ترکیب شدن جریان خارجی و داخلی است. اگر لوله‌گردبادی در کسر جرمی سرد بالا کار کند، گذرگاه مرکز محفظه گردبادی باید به اندازه‌ای بزرگ باشد، که بتواند جریان سرد را هدایت نماید. زیرا در غیر اینصورت مقداری از جریان سرد منحرف شده و با جریان گرم ترکیب و باعث افت بازده آیزنتروپیک می‌گردد. در حالت کسر جرمی سرد کم، چنانچه گشودگی خروجی سرد خیلی بزرگ باشد، به جریان گرم مجاور، وارد شده و دمای سرد افزایش می‌یابد. معمولاً لوله‌گردبادی دارای دو حالت تنظیم، سرمایش حداکثر و دمای حداقل است. شماتیکی از نحوه کارکرد لوله‌گردبادی در شکل ۱۰-۰۰ نشان داده شده است.

۸-۲ ماهیت فیزیکی تغییر دما

یکی از پدیده‌هایی که درون لوله‌گردبادی اتفاق می‌افتد، انبساط جریان در ورود آن به درون لوله‌گردبادی است. بسیاری چنین عاملی را دلیل جدایش دمایی لوله‌گردبادی می‌دانند. از این جهت بین جدایش دمایی درون لوله‌گردبادی و پدیده ژول تامسون تشابهی وجود دارد. اما جدایش دمایی درون لوله‌گردبادی، متفاوت از پدیده ژول تامسون است. برای هوا، در انبساط از فشار ۵ به ۱ بار، در ژول تامسون، حدود دو تا سه درجه افت دما دیده می‌شود، این در حالی است که در لوله‌گردبادی کاهش دما تا حدود ۱۵ است. در لوله‌گردبادی جدایش دمایی وجود دارد، به عبارت دیگر دو جریان سرد و گرم داریم، در حالیکه در ژول تامسون یک جریان خروجی وجود دارد. علاوه بر موارد یاد شده، مثال نقض‌کننده دیگر گاز هلیم است که در ژول تامسون دچار افزایش جزئی دما می‌شود، این در حالی است که برای هلیم در لوله‌گردبادی، جدایش دمایی به خوبی اتفاق می‌افتد [۲۸].

۹-۲ مکانیزم فیزیکی

علی‌رغم سادگی که در هندسه لوله‌گردبادی وجود دارد، اما پدیده جدایش جریان کاملاً پیچیده است. لوله‌گردبادی نیاز به کار و تبادل حرارت با محیط ندارد. در نتیجه جدایش، می‌توان متوجه برهم‌کنش‌های انرژی که در درون لوله‌گردبادی اتفاق می‌افتد، شد. اگرچه مکانیزم این برهم‌کنش، هنوز به خوبی درک نشده است، اما برخی از جنبه‌های ساختاری جریان داخلی واضح است. همچنانکه گاز در راستای طول لوله جلو می‌رود، الگوی جریان اساساً تغییر نمی‌کند، اما میزان چرخش کم می‌شود و گاز سرد نسبت به گاز گرم به مرکز لوله نزدیکتر می‌شود. اندازه‌گیری دمای جریان‌های خروجی به وضوح نشان‌دهنده انتقال داخلی انرژی بین جریان سرد مرکزی و گاز گرم اطراف می‌باشد. آنچه که از این مکانیزم بر می‌آید، این است که این انتقال انرژی اساساً مرتبط با طبیعت چرخشی جریان ورودی است، بطوریکه هر چه سرعت مماسی بزرگتر گردد،

میزان جدایش جریان بهتر می‌شود. تئوری‌های پیچیده‌ای برای توضیح این رفتار، ارائه شده است، مانند: انتقال کار از طریق امواج آکوستیک و انتقال کار ناشی از انبساط و تراکم جریان چرخشی. علت وجود چنین تئوری‌های متفاوت دو موضوع است. اول عدم وجود اطلاعات تجربی قابل اعتماد مربوط به توزیع داخلی فشار، سرعت و دما و دوم وجود این حقیقت که تعداد متعددی از تئوری‌ها، پارامترهای قابل اندازه‌گیری را به لحاظ کیفی به درستی پیش‌بینی کرده‌اند.

۲-۹-۱۱ امواج آکوستیک

کروزاکا^۱ [۳۳]، کار خود را بر روی عملکرد اغتشاشات منظم و نامنظم بر پا کرد و رابطه‌ای بین فرکانس تشدید آکوستیک و فرکانس حرکت گردابه‌ای اجباری یافت. او بطور تجربی اثر جدایش جریان را بررسی نمود و تصریح کرد که جریان صوتی ایجاد شده از اغتشاشات منظم جریان چرخشی، دلیل اصلی این پدیده است. او بصورت آزمایشگاهی نشان داد که جریان القا شده بوسیله یک صدا که موج چرخشی هم مدی با جریان مماسی دارد، باعث تخریب جریان شده و جدایش دما در راستای شعاعی را موجب می‌گردد. کروزاکا بیان نمود که گردابه شکل گرفته در ورودی لوله و جریان آکوستیک همواره همسو می‌باشند. او فرض نمود که سرعت چرخش بوسیله این امواج صوتی زیاد شده و سپس باعث تغییر در توزیع سرعت جریان چرخشی و تبدیل جریان رانکین به گردابه اجباری می‌شود. توزیع دما سپس بوسیله گرادیان فشار جریان گردابه اجباری تعیین می‌گردد.

۲-۹-۲ انتقال کار ناشی از انبساط و تراکم جریان

به دنبال هیلش، کاسنر و نورنچایلد^۲ [۳۴]، بر روی تنش برشی جریان چرخشی کار کرده و نتایج را برای جریان لوله‌گردبادی بکار بردند. آن‌ها جریان سیال تراکم‌پذیری را که با سرعت بالا در نتیجه گرادیان فشار در حال چرخش بود، مورد مطالعه قرار داده و تغییرات دمایی و انتقال حرارت را در آن بررسی کردند. آن‌ها فرض کردند که ابتدا یک گردابه آزاد در لوله‌گردبادی با توزیع فشار و توزیع دما شکل می‌گیرد. این توزیع

¹ Kurosaka

² Kassner and Knoernschild

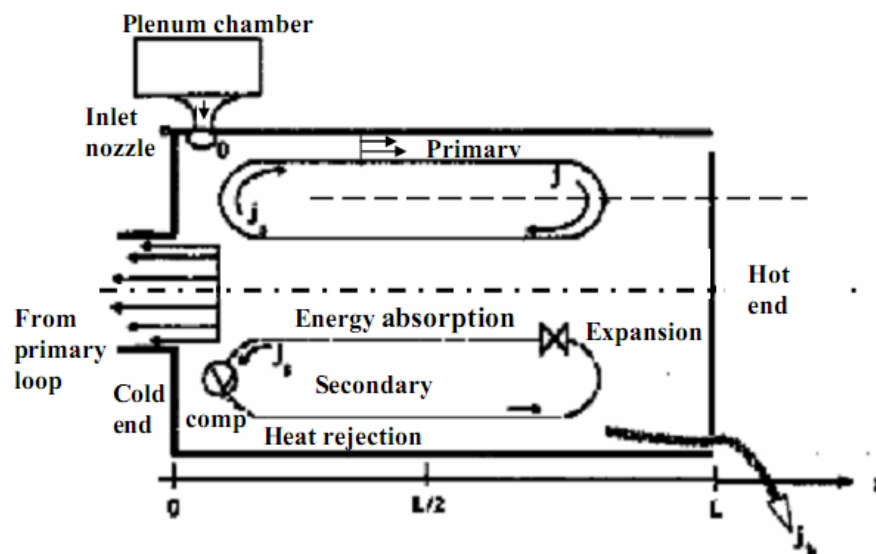
دما مرتبط با انبساط آدیاباتیکی است که باعث می‌شود در ناحیه کم فشار نزدیک محور، دما کاهش یابد. در نتیجه تنش‌های برشی، طبیعت جریان از آزاد به اجباری تغییر می‌کند و سرعت مماسی متناسب با r می‌شود.

هارتننت^۱ و همکارانش [۳۵]، توزیع دما، سرعت و فشار را درون یک لوله‌گردبادی جریان موازی بدست آوردند. با استفاده از نتایج حاصله، آنها مقادیر چگالی و به تبع آن دبی جرمی و انرژی را در مقاطع گوناگون لوله‌گردبادی تخمین زدند. مدل ارائه شده توسط آنها بر مبنای یک جریان چرخشی آشفته است، که چرخش آن بصورت جسم صلب می‌باشد. مدل آنها اختلاف دمایی بین دیواره لوله‌گردبادی و محور می‌دهد که از مقدار تجربی بالاتر می‌باشد. آنها این اختلاف بین مقادیر تجربی و تئوری را به سرعت محوری نسبت دادند، که در مدل ساده آنها لحاظ نشده بود. اعتبار مدل پیشنهادی آنها در شک می‌باشد، زیرا وجود ناحیه گردابه اجباری در تمام لوله‌گردبادی رد شده است [۳۶].

آلبورن^۲ و همکارانش [۳۳، ۳۷، ۳۸]، مدل جریان چرخشی ثانویه را بر مبنای تلاش‌های تجربی خود ارائه دادند. آنها با استفاده از یک پروب پیتوت جدید، سرعت مماسی را اندازه‌گیری نمودند. در این آزمایشات، آنها متوجه شدند که جریان برگشتی در مرکز لوله، مقدار بیشتری از جرم سرد خروجی دارد، لذا نتیجه گرفتند که در داخل لوله‌گردبادی جریان چرخشی ثانویه‌ای، در دل جریان چرخشی اولیه وجود دارد. با این مدل،

¹ Hartnett

² Ahlborn



شکل ۱۱-۰ شماتیک لوله‌گردبادی نشان‌دهنده جریان ثانویه [۳۹]

لوله‌گردبادی بصورت یک یخچال کلاسیک و جریان چرخشی ثانویه بصورت یک سیکل یخچال کلاسیک عمل می‌کند. آلبورن و همکارانش [۴۰]، در کار دیگری لوله‌گردبادی جدیدی طراحی نموده و مبردهایی مانند R744 و R22, R134a را مورد بررسی قرار دادند. در شکل ۱۱-۰ مدل پیشنهادی آنها ارائه گردیده است.

جریان چرخشی ثانویه پیشنهادی آلبورن و گوردن^۱ [۳۹] نمی‌تواند تنها دلیل اصلی جدایش جریان باشد. برای لوله‌گردبادی با نسبت کوچک قطر اریفیس سرد به قطر لوله‌گردبادی در مقایسه با نسبت‌های بزرگتر، جدایش دمایی دارای مقادیر بیشتری است. لازم به ذکر است که آلبورن جریان چرخشی ثانویه را در لوله‌گردبادی با نسبت قطر اریفیس سرد به قطر لوله‌گردبادی برابر با $0/323$ مشاهده نمود. جریان چرخشی ثانویه مشخصه لوله‌گردبادی با نسبت کوچک قطر اریفیس سرد به قطر لوله‌گردبادی می‌باشد که پایین بودن این نسبت می‌تواند منجر به مکانیزم کاهش عملکرد گردد. این کاهش عملکرد ناشی از انتقال جزئی از سیال سرد نزدیک خروجی سرد از طریق جریان ثانویه چرخشی به ناحیه جریان گرم می‌باشد؛ که منجر به کاهش

¹ Gordon

دمای خروجی گرم و افزایش دمای خروجی سرد می‌شود. با انتخاب نسبت قطر بهینه، از تشکیل جریان چرخشی ثانویه ممانعت می‌گردد.

۲-۱۰- امروری بر کارهای عددی

تلاش های جدید بر روی لوله‌گردبادی، با بهره گیری از دینامیک سیالات محاسباتی تا حد قابل قبولی عملکرد لوله‌گردبادی را نشان داده و تایید می‌کند. فرولینگزدرف و آنگر^۱ [۴۱]، با استفاده از یک کد محاسباتی بر اساس CFX، با استفاده از مدل $k-\varepsilon$ به بررسی مکانیزم جدایش جریان و سرعت در داخل لوله‌گردبادی پرداختند. او و همکارانش، جریان لوله‌گردبادی را با روش عددی با در نظر گرفتن تراکم‌پذیری و اثرات آشفته‌گی مدل‌سازی نمودند. نتایج عددی آن‌ها به طور کیفی نتایج ارائه شده توسط برون^۲ [۴۲] را پیش‌بینی می‌نماید. آن‌ها در کار خود، از مدل استاندارد $k-\varepsilon$ استفاده نمودند. در پژوهشی دیگر پرومونگ و آیامسا^۳ [۲۶]، با استفاده از مدل تنش‌های جبری^۴ به بررسی عملکرد لوله‌گردبادی پرداختند و ادعا کردند که مدل تنش جبری با دقت بهتری لوله‌گردبادی را مدل می‌کند. آنها شبیه‌سازی عددی جدایش جریان در یک لوله‌گردبادی را انجام داده‌اند. این کار به منظور فهم فیزیکی بهتر رفتار داخل لوله‌گردبادی انجام شده است. روش حجم محدود به همراه مدل $k-\varepsilon$ و تنش جبری به منظور محاسبات مورد استفاده قرار گرفته است. برای بررسی اثرات نفوذ عددی بر نتایج بدست آمده، روش‌های آپ ویند^۵ مرتبه دو و کوئیک^۶ مورد استفاده قرار گرفته و با آپ ویند مرتبه اول مقایسه گردیده است. نتایج بدست آمده از هر دو مدل آشفته‌گی، دارای مطابقت خوبی با نتایج تجربی بودند. در بسیاری از کارهای عددی تلاش شده است که با استفاده از مدل‌های آشفته‌گی مرتبه بالاتر حل را انجام دهند، اما به دلیل ناپایداری‌های عددی که در حل جریان‌های چرخشی

¹ Frohlingsdorf and Unger

² Bruun

³ Promvong and Eiamsa

⁴ Algebraic Stress Models

⁵ Upwind

⁶ Quick

وجود دارد، چنین امری انجام نپذیرفته است. محاسبات جریان‌های گردبادی بسیار مشکل می‌باشد. این سختی بواسطه گرادیان‌های بزرگ سرعت است که در اینگونه جریان‌ها اتفاق می‌افتد. مدل $k-\varepsilon$ برای شبیه‌سازی جریان‌های آشفتگی چرخشی مناسب می‌باشد [۵] و [۲۶].

بهره^۱ و همکاران [۳۶]، اثر تعداد نازل‌های ورودی روی جدایش جریان در داخل لوله گردبادی را هم با یک مدل عددی و هم از طریق کار آزمایشگاهی بررسی کردند. آلبوواهییل^۲ و همکاران [۷]، نیز به مطالعه جریان و مکانیزم جدایش جریان و انرژی بر اساس مدل جریان $k-\varepsilon$ RNG و مدل استاندارد $k-\varepsilon$ پرداختند. آنها در گزارش خود اعلان کردند که مدل $k-\varepsilon$ RNG بهتر از مدل استاندارد $k-\varepsilon$ جریان و مکانیزم عملکرد لوله گردبادی را پیش‌بینی می‌کند. این گروه برای تحلیل خود از یک مدل متقارن محوری به همراه تاثیر سرعت مماسی استفاده کردند. آنها در حل عددی با فلوئنت، در ابتدا توزیع جریان را بدون در نظر گرفتن سرعت مماسی با فعال سازی گزینه *Axisymmetric* به جای گزینه *Axisymmetric Swirl* حل نمودند. این کار بدین منظور انجام پذیرفت که یک مبنا برای حدس ایجاد شود، پیش از آنکه گزینه *Axisymmetric Swirl* فعال گردد. مدل فشار از استاندارد به پرستو^۳ تغییر داده شد. یک سرعت مماسی کوچک تعریف شده و تنها معادلات سرعت چرخشی و آشفتگی حل شده، تا میدان چرخش درون ناحیه حاصل گردد. معادله مومنوم که توصیف کننده سرعت چرخشی است، غیرفعال می‌گردد تا سرعت در ناحیه پیرامونی ثابت باقی بماند. سپس معادلات مومنوم و پیوستگی حل شده‌اند، تا سرعت‌های شعاعی و محوری در میدان جریان محاسبه گردند. بعد از آن، هر چهار معادله کوپل و همزمان حل می‌شوند تا حل کامل انجام گردد. سرعت چرخش به تدریج افزایش پیدا می‌کند تا به مقدار مطلوب برسد و طرح گسسته سازی از مرتبه یک به مرتبه دو تغییر پیدا می‌کند تا حل نهایی به انجام برسد. مدل او یک مدل متقارن محوری با جریان چرخشی

¹ Behera

² Aljuwayhel

³ Presto

می‌باشد [۷]. اسکای^۱ و همکاران، کاری مشابه با کار گروه الجوالیهیل^۲ انجام دادند [۴۳]. آنها در کارشان مقایسه‌ای بین عملکرد پیش‌بینی شده بوسیله دینامیک سیالات محاسباتی و اندازه‌گیری‌های تجربی داشتند. در واقع دماهای خروجی و ورودی روش تجربی با مقادیر بدست آمده از مدل عددی مقایسه گردید. مدل مورد استفاده در کار آنها مدل متقارن محوری با چرخش در حالت پایا بوده، که با استفاده از مدل آشفتگی RNG k-ε مورد حل قرار گرفت. هدفی که آنها در کار خود به دنبال آن بودند، بیان توانایی روش‌های عددی در شبیه‌سازی موفقیت آمیز یک لوله‌گردبادی تجاری است. مدل تجاری مورد استفاده در کار آنها، لوله‌گردبادی مربوط به شرکت اگزایر^۳ است که تمام اطلاعات تجربی این وسیله در اسکای [۴۳] آمده است. برای آنکه ابعاد مدل تجاری بدست بیاید از تصاویر دیجیتالی استفاده شده است، تا بتوانند طول، عمق و عرض هر نازل اندازه‌گیری شود. همچنین سطوح خروجی سرد و گرم نیز با استفاده از میکرومتر اندازه‌گیری شده است. بردار ورودی سرعت به داخل محفظه گردبادی که در راستای نازل‌های ورودی می‌باشد، با تصاویر دیجیتالی، به دو مولفه سرعت ورودی مماسی و سرعت ورودی شعاعی تبدیل شده‌اند. استفاده از مقطع ورودی اندازه‌گیری شده در کار عددی، باعث خطای بیشتر در محاسبات می‌شود. تغییر اندازه مساحت ورودی به شدت بر فشار نهایی جریان متراکم ورودی اثر می‌گذارد و فشار ورودی نیز اصلی‌ترین عامل در جدایش انرژی است. بهمین دلیل، سطح ورودی تغییر داده شده تا فشار ورودی شبیه‌سازی عددی زیاد شده و به مقادیر تجربی اندازه‌گیری شده نزدیک شود. با کاهش ۲۳٪ سطح مقطع، مقادیر فشار عددی قابل مقایسه با مقادیر آزمایشگاهی در این کار بدست آمده است و علاوه بر این بر میزان جدایش انرژی نیز اضافه شده و تا ۲۰٪ مقادیر آزمایشگاهی نزدیک شده است. می‌توان این کاهش سطح مقطع را با توجه به اثرات لایه مرزی درون نازل بیان کرد [۴۳]. فاروک^۴ و همکاران [۴۴، ۴۵]، روش شبیه‌سازی گردابه بزرگ^۵ را برای

¹ Skye

² Aljuwahil

³ EXAIR

⁴ Farouk

⁵ Large Eddy Simulation (LES)

پیش‌بینی میدان جریان و مکانیزم جدایش جریان ارائه نمودند. آنها با تقریب نسبتاً عالی عملکرد لوله‌گردبادی را تخمین زدند. بهرا^۱ و همکاران [۳۲]، درکاری مجزا مکانیزم جدایش جریان را ارائه نمودند. آیامسا و پرومونگ^۲ [۵] درکاری دیگر، لوله‌گردبادی نوع جریان موازی را با مدل‌های جریان آشفته تنش جبری و $k-\varepsilon$ مورد تحلیل و بررسی قرار دادند و در نتایج خود ابراز داشتند که بین این مدل‌ها و کارهای آزمایشگاهی انطباق خوبی وجود دارد. بغداد^۳ و همکاران [۴۶]، با روش‌های $k-\varepsilon$ ، $k-\omega$ و $SST k-\omega$ حل عددی را روی مدل عددی خود اعمال کرده و بیان داشتند که تمام این مدل‌های آشفته‌گی بطور نسبتاً خوبی می‌توانند مشخصه‌های جریان درون لوله‌گردبادی را پیش‌بینی نمایند. به هر حال اکثریت روش‌های عددی یک مدل تقارن محوری را برای مدل‌سازی جریان در داخل لوله‌گردبادی در نظر گرفته‌اند. در تحلیل بهرا^۴ و همکاران [۳۶] به صورت سه بعدی اثر تعداد نازل با مدل‌های با یک، دو و شش نازل بررسی شده است. اختلاف دمای کل خروجی‌های سرد و گرم و سرعت خروجی از نازل‌ها برای این مدل‌ها بررسی شده است. همچنین گروه نامبرده برای تحلیل خود از قطاع‌های سه بعدی استفاده کرده است. همچنین همانطور که اشاره شد اثر تعداد نازل به صورت تجربی و آزمایشگاهی، به طور قابل توجهی مورد بررسی قرار گرفته است و خلا بررسی آن از لحاظ عددی احساس می‌شود. در جدول ۱-۰ به اختصار مروری بر کارهای عددی گذشته شده است.

جدول ۱-۰ مروری بر کارهای عددی [۴۷]

محقق	جریان	مدل	روش یا نرم‌افزار	نتایج در مقایسه با آزمایش
لینداستورم (۱۹۷۱)	تراکم ناپذیر	۰-معادله	تابع جریان	ضعیف
اچلنز (۱۹۸۲)	$2D$, تراکم‌پذیر	۰-معادله یا طول اختلاط	روش گالارکین	ضعیف
آمیسانی و همکاران (۱۹۸۳)	$2D$, تراکم‌پذیر	---	اختلاف محدود	متوسط
بریسوو و همکاران (۱۹۹۳)	تراکم‌پذیر/تراکم ناپذیر	---	میدان سرعت القائی	توافق کیفی
گستون و باکن (۱۹۹۹)	$2D$, تراکم‌پذیر	$k-\varepsilon$	فلوئنت	نسبتاً خوب
فرولینگزدرف و اگن (۱۹۹۹)	$2D$, تراکم‌پذیر	$k-\varepsilon$	CFX	نسبتاً خوب
پرومونگ (۱۹۹۹)	$2D$, تراکم‌پذیر	ASM, $k-\varepsilon$	حجم محدود	خوب

¹ Behera

² Eiamsa & Promvong

³ Baghdad

⁴ Behera

نسبتا خوب	کد STAR-CD	k-ε, RNG k-ε	3D تراکم پذیر	بهره و همکاران (۲۰۰۵)
نسبتا خوب	فلوئنت	k-ε, RNG k-ε	2D تراکم پذیر	آلجووایهیل و همکاران (۲۰۰۵)
نسبتا خوب	فلوئنت	k-ε, RNG k-ε	2D تراکم پذیر	اسکای و همکاران (۲۰۰۶)
خوب	حجم محدود	ASM, k-ε	2D تراکم پذیر	آیسا و پرومونتگ (۲۰۰۶)
نسبتا خوب	کد STAR-CD	RNG k-ε	3D تراکم پذیر	بهره و همکاران (۲۰۰۸)
نسبتا خوب	فلوئنت	RANS	2D تراکم پذیر	سکچیارولی و همکاران (۲۰۰۹)
نسبتا خوب	فلوئنت	RNG k-ε	3D تراکم پذیر	شمس الدینی و حسینی (۲۰۱۰)
	فلوئنت	RANS	2D تراکم پذیر	رحمان و موجودمدار (۲۰۱۱)
	فلوئنت	RANS	3D تراکم پذیر	پورمحمد و همکاران (۲۰۱۲)

۲-۱۱ مروری بر کارهای تجربی

گائو^۱ و همکارانش [۴۸]، مطالعه آزمایشگاهی در مورد لوله گردبادی انجام دادند. به منظور تحقیق در مورد توزیع سرعت، دما و فشار درون لوله، یک لوله گردبادی ساخته و از نیتروژن بعنوان سیال عامل استفاده کردند. در این تحقیق آن‌ها از لوله پیتوت^۲ مخصوصی به منظور اندازه‌گیری فشار و سرعت استفاده کردند. این لوله پیتوت شامل لوله موئی‌شکل بوده که توسط این لوله میدان‌های سرعت و فشار درون لوله اندازه‌گیری شده است. به طریق مشابه، میدان دما نیز توسط ترموکوپل اندازه‌گیری گردید. سپس نتایج حاصل از سه شرط ورودی متفاوت در این مقاله مقایسه شده‌اند. در این تحقیق مشخص گردید که گرد کردن ورودی بر عملکرد لوله گردبادی موثر است. جریان ثانویه درون لوله گردبادی را می‌توان توسعه و افزایش داده و بدین وسیله عملکرد لوله گردبادی را بهبود بخشید. فرزانه و کارگران [۱]، تحقیق آزمایشگاهی در خصوص عملکرد لوله گردبادی انجام دادند. آن‌ها به منظور تحقیق در مورد عملکرد لوله گردبادی در فشارهای ورودی و قطرهای اریفیس متفاوت، یک نمونه آزمایشگاهی ساختند. نتایج آزمایشات آنها نشان داد که حداقل دمای گاز سرد زمانی بدست می‌آید که اندازه اریفیس و فشار ورودی بشکل مناسب انتخاب شوند. نتایج آنها نشان داد که قطر اریفیس مناسب در حدود نصف قطر لوله گردبادی بوده و همچنین در صورتیکه فشار ورودی لوله گردبادی افزایش یابد، راندمان آن بیشتر شده، اما این عمل بدلیل اینکه هوای ورودی متراکم‌تر گردیده،

¹ Gao

² Pitot tube

پرهزینه است. سعیدی و ولی پور [۲۵]، مدل‌سازی آزمایشگاهی لوله‌گردبادی را انجام دادند. این تحقیق آزمایشگاهی به منظور شناخت رفتار سیستم لوله‌گردبادی انجام شد. در این تحقیق، توجه اصلی بر دسته‌بندی پارامترهای اثر گذار بر عملکرد لوله‌گردبادی بوده، آنها پارامترهای موثر بر عملکرد لوله‌گردبادی را به دو دسته هندسی و ترموفیزیکی تقسیم کردند. سعیدی و یزدی [۴۹]، تحلیل انرژی لوله‌گردبادی را انجام دادند. مدل ترمودینامیکی را به منظور تحقیق در مورد جدایش انرژی لوله‌گردبادی بکار گرفتند. معادله‌ای برای نرخ تولید آنتروپی بدست آورده و از آن برای مدل کردن ترم برگشت‌ناپذیری^۱ استفاده کردند. همچنین آنها از رابطه گوی-استودلا^۲، برای برگشت‌ناپذیری کلی استفاده و تقریب جدیدی به منظور بهینه‌سازی ابعاد و شرایط عملکرد لوله‌گردبادی با استفاده از تحلیل انرژی^۳ بدست آوردند.

از دیگر کارهای آزمایشگاهی می‌توان به کار آیدین و باکی^۴ [۵۰] اشاره نمود که با انجام یک سری آزمایش، پارامترهای موثر بر طراحی لوله‌گردبادی را مورد بررسی قرار دادند. همچنین به محاسبه بازده آیزنتروپیک لوله‌گردبادی، به عنوان یک ماشین خنک‌کننده پرداختند. دینسر^۵ و همکاران [۱۲، ۵۱]، با استفاده از یک سری آزمایش و با کمک روش شبکه عصبی، اثر تعداد نازل و نسبت طول به قطر را مورد بررسی قرار دادند. در ضمن گروه نامبرده، اثر موقعیت، قطر و زاویه خروجی گرم، ورودی و خروجی سرد را با مدل‌های دو، چهار و شش نازل به صورت آزمایشگاهی بررسی کردند و مقدار بهینه این پارامترها را تخمین زدند. نیمبالکار و مولر^۶ [۵۲]، نیز با انجام یکسری آزمایشات، هندسه بهینه قطر و روزنه سرد لوله‌گردبادی را مورد مطالعه قرار دادند. در جدول ۲-۰، مروری بر مطالعات تجربی انجام پذیرفته مشاهده می‌گردد.

¹ Irreversibility

² Gouy_ Stodola

³ Exergy analysis

⁴ Aydin and Baki

⁵ Dincer

⁶ Nimbalkar and Muller

جدول ۲-۰۰ مروری بر کارهای تجربی [۴۷]

سال	محقق	قطر (mm)	فشار ورودی (بار)	اختلاف دمای سرد °C	اختلاف دمای گرم °C	کسر جرمی سرد
۱۹۳۳	رانکیو	۱۲	۷	-۳۲	۳۸	-
۱۹۴۷	هیلش	۴.۶	۱۱	-۵۳	۱۴۰	۰/۲۳
۱۹۵۰	وبستر	۸.۷	-	-	-	-
۱۹۵۶-۵۷	هارتنت و اکرث	۷۶.۲	۲.۴	-۴۰	۳.۵	-
۱۹۵۶	مارتینوسکی	۴.۴	۱۲	-۶۵	-	-
۱۹۵۷	اسچلر و برون	۲۵.۴	۶.۱	-۲۳	۱۵.۶	۰/۵۰۶
۱۹۵۸	اوتی	۲۰	۱	-۵۰	۴۰	۰/۴۳
۱۹۵۹	لن	۵۰.۸	۱.۱	-۱۵.۵	۹.۴	۰
۱۹۶۰	سوزوکی	۱۶	۵	-۳۰	۵۴	۱
۱۹۶۰	تاکاهاما و کاماشا	۵۲.۸	-	-	-	-
۱۹۶۲	سیبولکین	۴۴.۵	-	-	-	-
۱۹۶۲	رینولدز	۷۶.۲	-	-	-	-
۱۹۶۲	بلت و تراش	۳۸.۱	۴	-۹۹	-	۰
۱۹۶۵	تاکاهاما	۷۸/۲۸	-	-	-	-
۱۹۶۶	تاکاهاما و سوگا	۷۸/۲۸	-	-	-	-
۱۹۶۸	ونوس	۴۱.۳	۵.۷۶	-۱۳	-۱	۰/۳۵
۱۹۶۹	بروون	۹۴	۲	-۲۰	۶	۰/۲۳
۱۹۷۳	سونی	۳۲/۶.۴	۱.۵/۳	-	-	-
۱۹۸۲	اسچلنز	۵۰.۸	۳.۳۶	-	-	-
۱۹۸۳	استفان	۱۷.۶	۶	-۳۸	۷۸	۰/۳
۱۹۸۳	امیتانی	۸۰۰	۳.۰۶	-۱۹	۱۵	۰/۴
۱۹۸۸	نگم و همکاران	۲۰/۱۱	۶	-۴۲	۳۹	۰/۳۸
۱۹۹۴	آلبورن و همکاران	۱۸	۴	-۳۰	۴۰	-
۱۹۹۶	آلبورن و همکاران	۲۵.۴	۲.۷	-۲۷	۳۰	۰/۴
۲۰۰۱	گیلام و ژولی	۹.۵	۶	-۱۷.۳۷	-	۰/۴
۲۰۰۳	سعیدی و ولی پور	۹	۳	-۴۳	-	۰/۶
۲۰۰۴	پرومونگ و آیمسا	۱۶	۳.۵	-۳۳	-	۰/۳۳
۲۰۰۵	پرومونگ و آیمسا	۱۶	۳.۵	-۳۰	۲۵	۰/۳۸
۲۰۰۵	آنجوواپهیل	۱۹	۳	-۱۱	۱/۲	۰/۱
۲۰۰۹	نیمبالکار و مولر	۱۹/۰.۵	۷	-	-	۰/۶
۲۰۱۰	آیمسا	۱۶	۳	۱۶	۵	۰/۳
۲۰۱۱	چانگ و همکاران	۴	۵	۴۵	-	۰/۲

۱۲-۲ کاربردهای لوله‌گردبادی در صنعت

لوله‌گردبادی فاقد هر گونه بخش متحرکی است. این ویژگی باعث می‌گردد تا این وسیله برای کاربردهای صنعتی جذاب شود، چرا که به وسیله قابلیت اطمینان می‌دهد. علاوه بر نداشتن قطعه متحرک، نیاز به توان خارجی مانند انتقال حرارت یا الکتریسیته، جهت راه اندازی ندارد. همچنین منبع نسبتاً مناسبی برای گرمزایی و سرمازایی است و لذا به همین دلایل، وسیله‌ای ایده‌آل، برای محیط‌هایی است که مراقبت در آن سخت بوده و یا ایمنی مهم می‌باشد. در شکل ۱۲-۰، خنک کردن تیغه دستگاه برش با استفاده از لوله‌گردبادی نشان داده شده است. در شکل ۱۳-۰ نمونه‌ای از کاربرد لوله‌گردبادی در خنک‌کاری مدار الکترونیکی نشان داده شده است. سردکاری قالب تزریق پلاستیک، خشک کردن جوهر روی برچسب‌ها و بطری‌ها، تست حرارتی سنسورها و واحدهای شوک، رطوبت‌گیری از گازها و سرد کردن پره‌ها نمونه‌هایی دیگر از کاربرد لوله‌گردبادی در صنعت می‌باشند. لباس‌های کار دارای تهویه مطبوع شخصی (شکل ۱۴-۰)، برای افرادی که در محیط‌های گرم کار می‌کنند مناسب بوده، حرارت را کم می‌کند و می‌توان آن را زیر لباس محافظ پوشید. لوله‌گردبادی روی کمر بند آن نصب می‌گردد. به عنوان مثال برای افرادی که در موقعیت‌های شغلی زیر هستند این لباس پیشنهاد شده است، افرادی که در اتاق دیگ بخار، اتاق پخت رنگ، کارخانه ذوب فلزات، نیروگاه‌ها، آهن‌گری‌ها و ریخته‌گری‌ها کار می‌کنند یا جوشکار و سند بلاست‌کار می‌باشند.



شکل ۱۲-۰۰ خنک کردن تیغه دستگاه برش [۵۳]



شکل ۱۳-۰۰ خنک کردن قسمتی از کیت الکترونیکی [۵۳]



شکل ۱۴-۰۰ خنک کاری لباس اشخاص در معرض حرارت [۵۳]

در مجموع، با توجه به پژوهش‌هایی که تاکنون بر روی لوله‌گردبادی انجام پذیرفته است، مشاهده می‌گردد که در صنعت گاز، جای کار فراوان جهت استفاده موثرتر از لوله‌گردبادی وجود دارد. ساخت لوله‌گردبادی که بتواند با گاز طبیعی کار کند، دارای بازده آیزنتروپیک بالایی باشد و در بخش‌های مختلف صنعت گاز مورد استفاده قرار گیرد، بخشی است که در تحقیقات گذشته، بر آن توجهی نشده است. بدین منظور در این رساله

بصورت تجربی، چند نمونه لوله‌گردبادی ساخته شده و با گاز طبیعی آزمایش شده است. در جهت بهبود کارکرد این وسیله، زاویه بهینه اریفیس که در آن بهترین بازده برای لوله‌گردبادی حاصل می‌شود، بدست آمده است که در تحقیقات گذشته، اثر این پارامتر بررسی نشده بود. همچنین نمونه جدیدی از لوله‌گردبادی با عنوان لوله‌گردبادی دوجداره ارائه گردیده است. در حل‌های عددی انجام شده بر روی لوله‌گردبادی، تاکنون گاز طبیعی به عنوان سیال عامل در نظر گرفته نشده بود. همچنین پیشنهاد استفاده از لوله‌گردبادی در دو بخش از صنعت گاز طبیعی مورد توجه و مطالعه قرار گرفته است.

فصل سوم: تحلیل ترمودینامیکی

لوله گردبادی

۳-۱ مقدمه

در فصل سوم قانون اول و دوم ترمودینامیک برای لوله‌گردبادی بیان می‌شوند. مفاهیم منتج شده از این قوانین مانند کسر جرمی سرد، افت دمای جریان سرد و افزایش دمای جریان گرم، بار گرمایی و سرمای تولید شده، بازده آیزنتروپیک، ضریب عملکرد گرمایی، نسبت مساحت نازل و نسبت قطر اریفیس سرد تعریف می‌گردند. با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک، محدوده پاسخ لوله‌گردبادی برای فرآیند آیزنتروپیک بدست می‌آید.

۳-۲ قانون اول ترمودینامیک

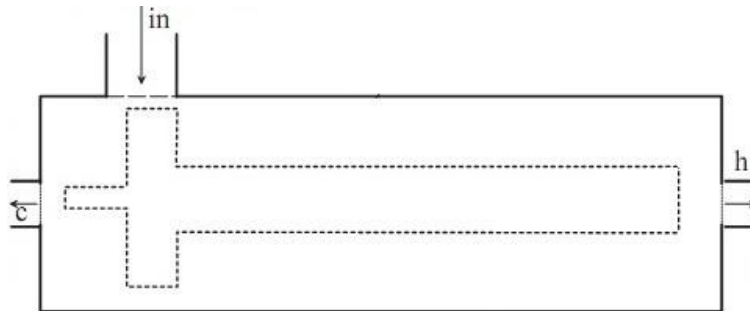
بررسی ترمودینامیکی لوله‌گردبادی، منجر به تعریف پارامترهایی می‌گردد که بوسیله آنها سنجش عملکرد جدایشی لوله‌گردبادی میسر می‌شود. در نگاه نخستین، لوله‌گردبادی ممکن است یک پدیده غیر ممکن جلوه نماید که قوانین ترمودینامیکی را نقض می‌کند. باید اطمینان داشت که قوانین اساسی فیزیک در این پدیده نقض نمی‌شوند. برای تحلیل قانون اول، حجم کنترل ارائه شده در شکل ۱-۰ را در نظر بگیرید. در تحلیل لوله‌گردبادی قانون اول ترمودینامیک ارضا شده و معادله انرژی با در نظر گرفتن آدیاباتیک بودن لوله‌گردبادی بدین ترتیب قابل ارائه می‌باشد [۱۱].

$$(h_0)_{in} = \mu_c (h_0)_c + (1 - \mu_c)(h_0)_h \quad 1-0$$

μ_c عبارت از \dot{m}_c / \dot{m}_{in} است، که نسبت دبی جرمی جریان خروجی سرد به دبی جرمی کل جریان ورودی بوده و h_0 نیز انتالپی سکون است. برای یک گاز ایده‌آل، معادله انرژی با صرفنظر کردن از انرژی جنبشی در ورودی و خروجی‌ها، می‌تواند بصورت زیر نیز نوشته شود.

$$c_p T_{in} = \mu_c c_p T_c + (1 - \mu_c) c_p T_h \quad 2-0$$

در این شرایط T_0 دمای سکون گاز ورودی، T_c دمای جریان سرد و T_h دمای جریان گرم است. وقتی معادله ۱-۰ بر حسب μ_c مرتب می‌شود، می‌توان نسبت دبی جرمی جریان سرد را بوسیله دمای خوانده شده تخمین زد که این رابطه با فرض ظرفیت گرمایی فشرده ثابت می‌باشد.



شکل ۱-۰ حجم کنترل مربوط به لوله گردبادی برای تحلیل قوانین ترمودینامیکی

$$\mu_c = \frac{T_{in} - T_h}{T_c - T_h} \quad ۳-۰$$

۳-۳ مفاهیم منتج شده

۱-۳-۳ کسر جرمی سرد

همانگونه که بیان شد نسبت دبی جرمی خروجی سرد به دبی ورودی به لوله گردبادی یعنی $\mu_c = \dot{m}_c / \dot{m}_{in}$ را گویند.

۲-۳-۳ افت دمای جریان سرد و گرم

افت دمای جریان سرد به صورت اختلاف دمای جریان ورودی و دمای جریان سرد خروجی تعریف می‌گردد. بطور مشابه افت دمای جریان گرم به صورت اختلاف دمای جریان گرم خروجی و دمای جریان ورودی تعریف می‌شود [۱۱].

$$\Delta T_c = T_{in} - T_c \quad ۴-۰$$

$$\Delta T_h = T_h - T_{in} \quad 5-0$$

۳-۳-۳ بار گرمایی و سرمایی تولید شده توسط لوله گردبادی

بار گرمایی تولید شده توسط لوله گردبادی از رابطه زیر به دست می‌آید [۴۳]:

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h \Delta h_h = \dot{m}_h (h_h - h_{in}) \quad 6-0$$

و بار سرمایشی تولید شده توسط لوله گردبادی از رابطه زیر به دست می‌آید [۴۳]:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \Delta h_c = \dot{m}_c (h_{in} - h_c) \quad 7-0$$

۳-۳-۴ بازده آیزنتروپیک^۱

برای محاسبه بازده آیزنتروپیک لوله گردبادی اگر سیال عامل ایده‌آل باشد از قانون انبساط آیزنتروپیک برای گاز ایده‌آل استفاده می‌کنیم. هنگامی که گازی در لوله جریان دارد فرایند به صورت انبساط آیزنتروپیک انجام می‌شود که می‌توان نوشت [۱۱]:

$$\eta = \frac{\Delta h}{\Delta h_{cs}} = \frac{h_{in} - h_c}{h_{in} - h_{cs}} \quad 8-0$$

برای گاز ایده‌آل با گرماهای ویژه ثابت از رابطه ۹-۰ استفاده می‌شود که در آن P_i و P_a به ترتیب فشار هوای ورودی و فشار اتمسفر و γ نسبت حرارت مخصوص است [۵۴].

$$\eta = \frac{T_{in} - T_c}{T_{in} \left(1 - \left(\frac{P_a}{P_{in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad 9-0$$

۳-۳-۵ ضریب عملکرد گرمایی^۲

لوله گردبادی اگر بعنوان یک پمپ حرارتی فرض شود، ضریب عملکرد آن بصورت نسبت توان گرمایی به کار مورد نیاز برای تراکم جریان تعریف می‌شود. توان حرارتی همان ظرفیت حرارتی جریان گرم خروجی است.

¹ Isentropic Efficiency

² Coefficient of Performance

توان حرارتی و کار مورد نیاز برای متراکم کردن جریان از فشار خروجی به فشار ورودی لوله گردبادی طی یک فرآیند تراکم آدیاباتیکی بصورت روابط ۶-۰ و ۱۰-۰ تعریف می‌گردند. در نتیجه ضریب عملکرد گرمایی بصورت معادله ۱۱-۰ ارائه می‌شود [۵۴].

$$P = \dot{m}_{in} \cdot R \cdot T_{in} \cdot \ln(p_{in} / p_c) \quad ۱۰-۰$$

$$COP_{hp} = \dot{Q}_h / P = \frac{\gamma \cdot (1 - \mu_c) \cdot (T_h - T_{in})}{T_{in} \cdot (\gamma - 1) \cdot \ln(p_{in} / p_c)} \quad ۱۱-۰$$

ضریب عملکرد گرمایی نیز به طور مشابه اینچنین بدست می‌آید [۵۴].

$$COP_{ref} = \dot{Q}_c / P = \frac{\gamma \cdot \mu_c \cdot (T_{in} - T_c)}{T_{in} \cdot (\gamma - 1) \cdot \ln(p_{in} / p_c)} \quad ۱۲-۰$$

با مقایسه دو ضریب عملکرد گرمایی و سرمایی دیده می‌شود که تفاوت آنها در عبارت‌های $\mu_c(T_{in} - T_c)$ و $(1 - \mu_c)(T_h - T_{in})$ می‌باشد. به سادگی با نوشتن قانون اول برای لوله گردبادی آدیاباتیکی متوجه می‌شویم که این دو عبارت و در نتیجه ضریب عملکرد گرمایی و سرمایی با هم برابرند.

۳-۳-۶ نسبت مساحت نازل^۱

عبارت است از مساحت نازل‌های ورودی به مساحت لوله گردبادی که بصورت زیر نمایش داده می‌شود.

$$NAR = \frac{A_{Nozzles}}{A_{vortex tube}} \quad ۱۳-۰$$

۳-۳-۷ نسبت قطر اریفیس سرد^۲

عبارت است از قطر اریفیس سرد به قطر لوله گردبادی که بصورت معادله ۱۴-۰ نمایش داده می‌شود.

$$RCOD = \frac{D_{cold orifice}}{D_{vortex tube}} \quad ۱۴-۰$$

^۱ NAR= Nozzle Area Ratio

^۲ RCOD=Ratio of Cold Orifice Diameter

۳-۴ تحلیل قانون دوم ترمودینامیک

برای لوله‌گردبادی به عنوان حجم کنترل می‌توان قانون دوم ترمودینامیک را برای آن به ترتیب زیر نوشت [۵۵]:

$$\frac{dS}{dt} = \sum_k \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \sum_k \dot{S}_k^* + \dot{S}_{gen}^* \quad ۱۵-۰$$

که $dS/dt = 0$ برای یک سیستم لوله‌گردبادی در شرایط پایا است. $dS/dt = 0$ بیانگر دمایی است که در آن انتقال حرارت \dot{Q}_k از بیرون به داخل سیستم اتفاق می‌افتد. T_k^* بیانگر انرژی جریان ورودی و خروجی سیستم است که می‌توان آنرا بصورت $\dot{S}_k^* = \dot{m}_k s_k^*$ نشان داد، که s_k^* انترپی ویژه جریان است. \dot{S}_{gen}^* هم نرخ تولید انترپی ناشی از فرآیندهای برگشت‌ناپذیر است. مهمترین عوامل برگشت‌ناپذیری در لوله‌گردبادی انتقال حرارت ناشی از اختلاف دما، انتقال جرم ناشی از اختلاف فشار و تلفات لزجی می‌باشند. با اعمال قانون دوم ترمودینامیک برای لوله‌گردبادی در حالیکه $\dot{Q}_k = 0$ داریم:

$$0 = \dot{S}_{in}^* - \dot{S}_h^* - \dot{S}_c^* + \dot{S}_{gen}^* \quad ۱۶-۰$$

$$\dot{S}_{gen}^* = \dot{S}_h^* + \dot{S}_c^* - \dot{S}_{in}^*$$

$$\dot{S}_{gen}^* = \dot{m}_{in} [(1 - \mu_c)(s_h - s_{in}) + \mu_c(s_c - s_{in})]$$

برای گاز ایده‌آل انترپی مخصوص بدین صورت تعریف می‌گردد:

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \quad ۱۷-۰$$

که R ثابت گاز است. با انتگرال‌گیری از این عبارت داریم:

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \quad ۱۸-۰$$

با جایگذاری عبارت ۱۸-۰ در ۱۶-۰ و با فرض اینکه $P_c = P_h = P_a$ که P_a فشار محیط است، داریم:

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{in} R \left(\frac{1}{\Gamma} \ln \frac{T_h^{1-\mu_c} T_c^{\mu_c}}{T_{in}} - \ln \frac{p_a}{p_{in}} \right) \geq 0 \quad ۱۹-۰$$

که Γ به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\Gamma = \frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{R}{c_p} \quad ۲۰-۰$$

از معادله ۱۹-۰ داریم:

$$\frac{1}{\Gamma} \ln \frac{T_h^{1-\mu_c} T_c^{\mu_c}}{T_{in}} - \ln \frac{p_a}{p_{in}} \geq 0 \quad ۲۱-۰$$

$$T_h^{1-\mu_c} T_c^{\mu_c} = T_{sm}^* \geq T_{in} \left(\frac{p_a}{p_{in}} \right)^\Gamma$$

در اینجا T_{sm}^* دمایی است که برابر $T_h^{1-\mu_c} T_c^{\mu_c}$ وقتی که T_{sm}^* برابر با $T_{in} \left(\frac{p_a}{p_{in}} \right)^\Gamma$ باشد، همان دمای فرآیند

انبساط آیزنتروپیک از دمای T_{in} و p_{in} به فشار p_a ، طی فرآیند برگشت‌پذیر می‌باشد [۵۵].

$$T_h^{1-\mu_c} T_c^{\mu_c} = T_{sm}^* = T_{in} \left(\frac{p_a}{p_{in}} \right)^\Gamma \quad ۲۲-۰$$

در مورد فرآیند برگشت‌ناپذیر، معادله ۱۹-۰، نرخ تولید انتروپی را این چنین بیان می‌دارد:

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{in} R \left[\frac{1}{\Gamma} \ln \frac{T_h^{1-\mu_c} T_c^{\mu_c}}{T_{in}} - \ln \frac{p_a}{p_{in}} \right] = \dot{m}_{in} R \left[\frac{1}{\Gamma} \ln \frac{T_{sm}^*}{T_{in}} + \ln \frac{p_{in}}{p_a} \right] \quad ۲۳-۰$$

با معرفی انتروپی تولیدی بدون بعد $\frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}_{in} R}$ داریم:

$$\Theta_{ir} = \frac{1}{\Gamma} \ln \frac{T_{sm}^*}{T_{in}} + \ln \frac{p_{in}}{p_a} = \frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}_{in} R} > 0 \quad ۲۴-۰$$

۳-۵ محدوده ایده آل عملکرد لوله گردبادی

در شرایط پایا، قانون بقا جرم برای لوله گردبادی با یک ورودی و دو خروجی سرد و گرم بدین ترتیب می باشد [۵۶].

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_c + \dot{m}_h \quad ۲۵-۰$$

با تعریف دمای بدون بعد سرد و گرم، $\theta_c = T_c / T_{in}$ ، $\theta_h = T_h / T_{in}$ و $R_p = P_{in} / P_c$ ، قانون اول ترمودینامیک با فرض c_p ثابت و صرفنظر از تاثیر سینتیک را می توان بدین شکل ارائه کرد:

$$\mu_c \theta_c + (1 - \mu_c) \theta_h = 1 \quad ۲۶-۰$$

در لوله گردبادی طی یک فرآیند آیزنتروپیک و پایا، قانون دوم ترمودینامیک اینچنین می باشد:

$$\dot{m}_c s_c + \dot{m}_h s_h = \dot{m}_{in} s_{in} \quad ۲۷-۰$$

با تعریف $\Delta s_c = s_c - s_{in}$ و $\Delta s_h = s_h - s_{in}$ قانون دوم بدین شکل در می آید:

$$\frac{1 - \mu_c}{\mu_c} \Delta s_h + \Delta s_c = 0 \quad ۲۸-۰$$

برای گاز ایده آل با فرض ظرفیت گرمای ثابت، تغییر انتروپی بصورت معادله زیر ارائه گردیده است.

$$\Delta s_c = c_p \ln(\theta_c R_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}) , \Delta s_h = c_p \ln(\theta_h R_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}) \quad ۲۹-۰$$

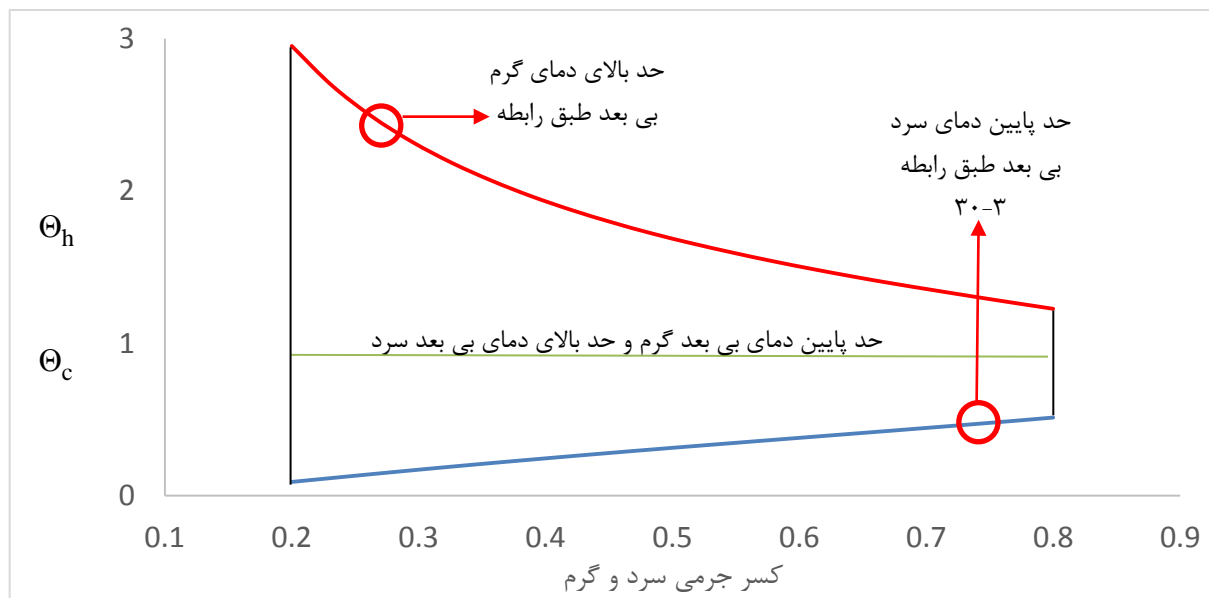
با بکارگیری معادلات ۲۶-۰، ۲۸-۰ و ۲۹-۰، رابطه ای بین θ_c ، μ_c و R_p ، به شکل رابطه زیر قابل ارائه می باشد که محدوده دمای سرد خروجی از لوله گردبادی با فرض گاز ایده آل گرماهای ویژه ثابت و حذف سینتیک را نشان می دهد [۵۶].

$$\theta_c^{\mu_c} \left[\frac{1 - \mu_c \theta_c}{1 - \mu_c} \right]^{1 - \mu_c} = R_p^{1 - \gamma} \quad ۳۰-۰$$

به همین ترتیب، می توان بین θ_h ، μ_h و R_p ، نیز رابطه ای را برقرار کرد.

$$\theta_h^{\mu_h} \left[\frac{1 - \mu_h \theta_h}{1 - \mu_h} \right]^{1 - \mu_h} = R_p^{1 - \gamma} \quad ۳۱-۰$$

با توجه به اینکه حداقل مقدار برای دمای بی بعد گرم و حداکثر مقدار دمای بی بعد سرد مقدار یک است، برای حالت خاص $R_p = ۴$ و $\gamma = ۱/۲۹۹$ ، محدوده ایده آل عملکرد لوله گردبادی با فرض گاز ایده آل گرماهای ویژه ثابت و حذف سینتیک در بازه کسر جرمی $۰/۲$ تا $۰/۸$ مطابق



شکل ۲-۰ حد پایین و بالا برای دمای بی بعد گرم و سرد

شکل ۲-۰ بدست می آید. طبق این شکل، در محدوده پایین کسر جرمی، کاهش دمای گرم و افزایش دمای سرد اتفاق می افتد. البته محور x در این دو حالت، به دو گونه معنا می شود. برای دمای گرم بی بعد و سرد بی بعد، محور به ترتیب، کسر جرمی گرم و کسر جرمی سرد است. همچنین از شکل پیدا است که در کسر جرمی سرد کم، که معادل کسر جرمی گرم زیاد است، افزایش دمای سرد بیشتر از افزایش دمای گرم است؛ ولی هر چه مقدار کسر جرمی سرد افزایش یابد، روند افزایش دمای گرم تندتر می شود.

بر حسب دمای سرد بی بعد و نسبت فشار می توان معادله ۱۲-۰ را بدین ترتیب بازنویسی نمود [۵۶].

$$COP_{hp} = \frac{\gamma \cdot \mu_c \cdot (1 - \theta_c)}{(\gamma - 1) \cdot \ln(R_p)} \quad ۳۲-۰$$

با بدست آوردن θ_c از معادله ۳۲-۰ و قراردادن آن در معامله ۳۰-۰ ضریب عملکرد آیزنتروپیک این چنین بدست می‌آید. این رابطه برای گاز ایده‌آل که فرآیند آیزنتروپیکی را درون لوله گردبادی طی می‌کند محاسبه می‌شود.

$$\left(1 + \frac{cop_s \times \ln(R_p)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}{\mu_c}\right)^{\mu_c} \times \left(1 - \frac{cop_s \times \ln(R_p)^{\frac{1-\gamma}{k}}}{\mu_c}\right)^{(1-\mu_c)} = R_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad ۳۳-۰$$

فصل چهارم: بررسی تجربی

لوله گردبادی

۴-۱ مقدمه

نظر به اهمیت استفاده از لوله گردبادی در صنعت گاز که قبلاً شرح آن ارائه گردید، تحقیق حاضر به ساخت و آزمایش لوله گردبادی با گاز طبیعی پرداخته شده است. در این بخش، بر مبنای مطالعات انجام پذیرفته، چند نمونه لوله گردبادی ساخته شد، تا بصورت تجربی عملکرد آنها با گاز طبیعی بررسی شوند. ابتدا سه نمونه لوله گردبادی ساخته شده که به عنوان لوله گردبادی بزرگ، کوچک و دوجداره نامگذاری شده‌اند، معرفی شده و نقشه و ابعاد و اندازه آنها ارائه می‌گردد. طراحی نمونه دوجداره برای اولین بار در این پایان‌نامه ارائه و مورد بررسی قرار گرفته است. سپس نحوه انجام آزمایش برای حالات مختلف کسر جرمی سرد توضیح داده می‌شود. همچنین تجهیزاتی را که برای انجام آزمایش در نظر گرفته شده‌اند، معرفی و اهدافی که در بررسی تجربی دنبال می‌شوند، ذکر می‌گردند. در کنار معرفی ابزار مورد استفاده، مقادیر عدم قطعیتی که در اندازه‌گیری‌ها و محاسبات وجود دارد، نیز ارائه گردیده است.

گاز طبیعی با فشار بالا وارد فضای بیرونی مولد گردبادی شده، در اطراف نازل چرخیده و از طریق نازل وارد محفظه چرخش^۱ می‌شود. به واسطه اینکه جریان در نازل‌ها بطور مماسی و با فشار بالا وارد می‌گردد، در داخل محفظه چرخش دارای سرعت زاویه‌ای بالا است. این جریان با سرعت زاویه‌ای بالا در مسیر لوله به پیش می‌رود تا در انتهای مسیر به شیر برخورد می‌کند. شیر اجازه خروج تمام جریان را نمی‌دهد، لذا بخش مازاد جریان، مسیر آمده را بر می‌گردد و از طریق خروجی سرد خارج می‌شود. در طراحی این وسیله دو نوع پارامتر مهم می‌باشند. شکل هندسی قطعات (طول، قطر لوله و تعداد نازل‌ها، قطر قسمت گرم و یا سرد و...) و پارامترهای فیزیکی-گرمایی سیال عامل (همچون دما و فشار ورودی، رطوبت گازهای ورودی، نوع گاز و...).

¹ Vortex Chamber

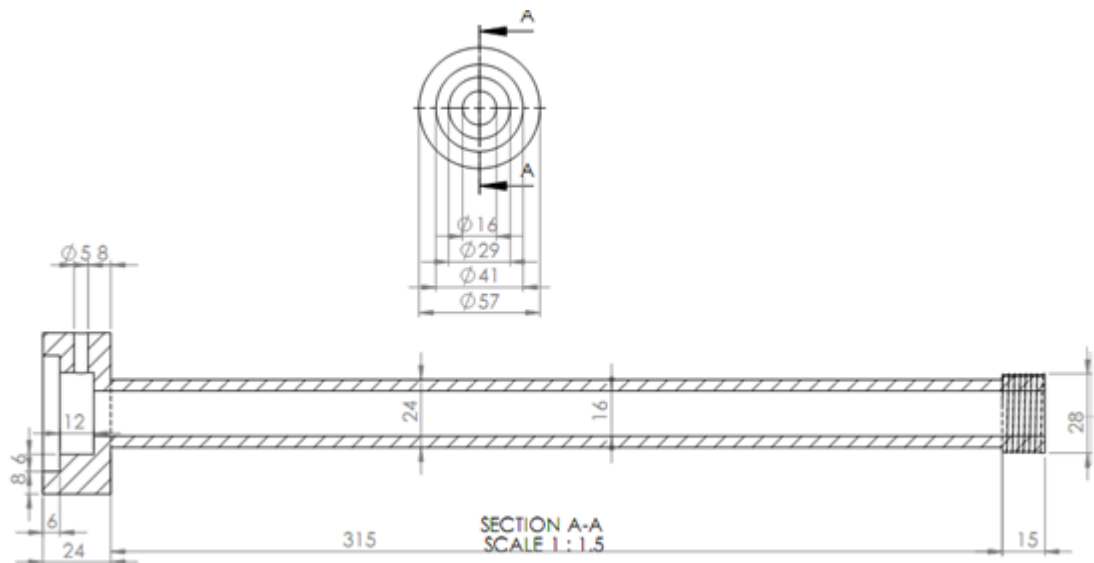
۲-۴ لوله گردبادی مورد بررسی

۱-۲-۴ لوله گردبادی بزرگ

لوله گردبادی بزرگ در شکل ۱-۰ و ابعاد آن در شکل ۲-۰ نشان داده شده است. طول این لوله گردبادی ۳۱۵ میلیمتر و قطر لوله گرم آن ۱۶ میلیمتر می‌باشد. قسمت‌های اصلی این لوله گردبادی عبارتند از بدنه اصلی لوله گردبادی، نازل‌های ورودی (یا همان مولد گردبادی)، اریفیس، شیر مخروطی و سایر ملحقات، که شرح آن در این بخش ارائه می‌شود. در شکل ۳-۰ مولد گردبادی لوله گردبادی بزرگ و در شکل ۴-۰ ابعاد آن نمایش داده شده است. شیر مورد استفاده در این نمونه (شکل ۵-۰)، از نوع مخروطی می‌باشد.



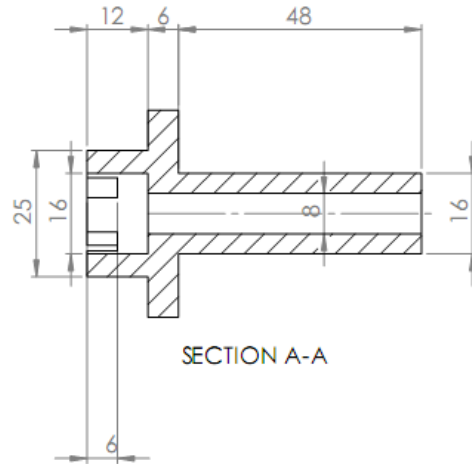
شکل ۱-۰ لوله گردبادی بزرگ تحت بررسی



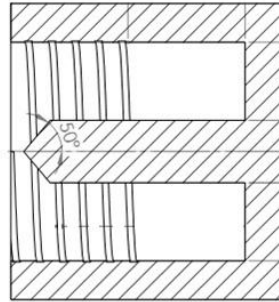
شکل ۲-۰ ابعاد لوله گردبادی بزرگ



شکل ۳-۰ مولد گردبادی لوله گردبادی بزرگ



شکل ۴-۰ مولد گردبادی لوله گردبادی بزرگ



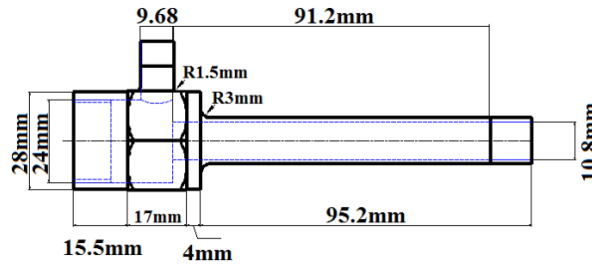
شکل ۵-۰ شیر مخروطی لوله گردبادی بزرگ

۲-۲-۴ لوله گردبادی کوچک

لوله گردبادی کوچک در شکل ۶-۰ آمده و ابعاد آن، در شکل ۷-۰ نشان داده شده است. این لوله گردبادی از بخش‌های مختلف تشکیل شده است، که شامل بدنه اصلی، رابط گرم و مولد گردبادی است. بدنه اصلی خود متشکل از محفظه گردابه، لوله گرم و لوله ورودی است. نازل‌های ورودی نیز بر روی مولد گردبادی تعبیه شده‌اند. شیر انتهایی گرم برخلاف لوله گردبادی بزرگ از نوع مخروطی نمی‌باشد.



شکل ۶-۰ لوله گردبادی کوچک تحت بررسی



شکل ۷-۰ ابعاد لوله گردبادی کوچک

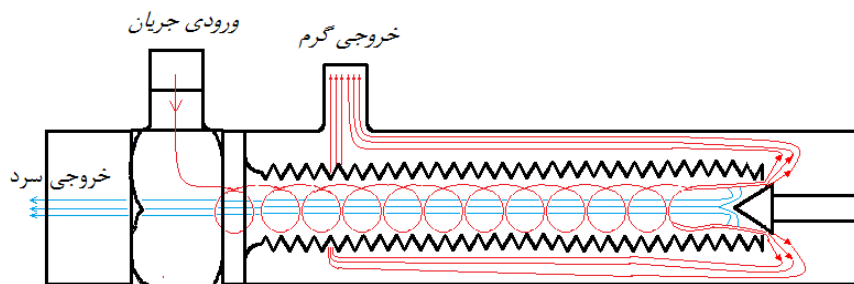
۴-۲-۳ لوله گردبادی دوجداره

همانگونه که بیان گردید، لوله گردبادی در تقسیم بندی کلی به دو دسته جریان مستقیم و جریان موازی تقسیم می‌شود. اما از زمان پیدایش لوله گردبادی، محققان مختلفی با اعمال تغییرات هندسی در لوله گردبادی تلاش کرده‌اند تا عملکرد جدایشی آن را بهبود بخشند. ولی‌پور و نیازی [۵۷]، لوله گردبادی با لوله منحنی شکل را معرفی کردند، تا امکان استفاده از آن را در محل‌هایی که فضای مناسب جهت نصب وجود ندارد، بوجود آورند. بوند^۱ و همکاران [۵۸، ۵۹]، نیز تحلیلی عددی از این نمونه لوله گردبادی ارائه نمودند. در این پژوهش‌ها دیده می‌شود که بهبودی در عملکرد جدایشی ایجاد نمی‌گردد. پیرالیشویلی و پلایف^۲ [۶۰]، نوعی از لوله گردبادی را معرفی نمودند که خود آن را لوله گردبادی دو مداره نامیدند. این لوله گردبادی که دارای لوله واگرایی است، دارای دو ورودی تغذیه می‌باشد. ورودی دوم که از انتهای لوله گرم وارد لوله گردبادی می‌شود، ولی فشار آن با فشار ورودی برابر نیست، بلکه فشار آن همان فشار خروجی است.

¹ Bovand

² Piralishvili and Polyaev

لوله گردبادی دوجداره، لوله گردبادی است که اجازه عبور دوباره جریان از روی لوله گرم را می‌دهد. جریان در این طرح جدید، پس از عبور از شیر مخروطی اجازه پیدا نمی‌کند، تا از خروجی گرم خارج شود، بلکه مجدداً از روی لوله گرم می‌گذرد. لوله گردبادی دوجداره می‌تواند مشابه با لوله گردبادی معمولی در ایجاد دو جریان سرد و گرم از یک جریان پر فشار مورد استفاده قرار گیرد. این وسیله نیز بدون قطعه متحرک بوده و می‌تواند در ایجاد سرمایش و گرمایش موضعی بکار گرفته شود، بویژه در جاهایی که جریان پر فشار می‌بایست به جریان با فشار پایین تبدیل گردد. شکل شماتیک لوله گردبادی دوجداره در شکل ۸-۰ نمایش داده شده است. همانگونه که از شکل پیداست، جهت افزایش تماس بین لوله گرم و جریان عبوری از روی لوله بیرونی، سطح بیرونی لوله داخلی عاجدار شده است. در این شکل مسیر حرکت جریان گرم پس از عبور از شیر مخروطی نمایش داده شده است. در شکل ۹-۰، لوله گردبادی دوجداره ساخته شده ارائه گردیده است. ابعاد لوله گردبادی درون لوله گردبادی دوجداره مطابق با شکل ۷-۰ می‌باشد.



شکل ۸-۰ شماتیک لوله گردبادی دوجداره



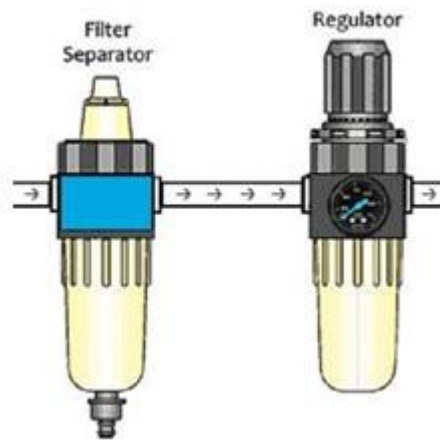
شکل ۹-۰ تصویر لوله‌گردبادی دوجداره

۴-۲-۴ نحوه انجام آزمایش

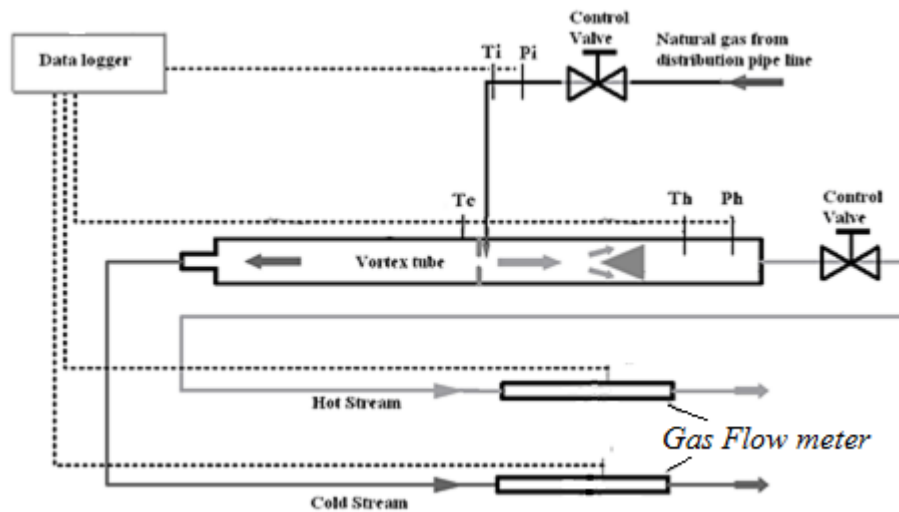
جهت بررسی عملکرد لوله‌گردبادی، نیاز است تا دمای خروجی‌های سرد و گرم، ضمن تغییر حالات شیر کنترل اندازه‌گیری گردد. شیر کنترل در خروجی گرم تعبیه شده است. به ازای حالات مختلف شیر مخروطی، دبی خروجی جریان گرم، تغییر داده می‌شود و بدنبال آن دبی جریان خروجی سرد نیز تغییر خواهد کرد. با داشتن دماهای خروجی، دبی سرد و گرم و اندازه‌گیری دمای جریان ورودی، کسر جرمی سرد بر حسب دماهای خروجی و ورودی قابل محاسبه است. برای انجام آزمایشات نیاز به یک جریان با فشار بالا، ترمومتر برای اندازه‌گیری دماهای خروجی و ورودی، رگلاتور و فشارسنج برای تنظیم و اندازه‌گیری فشار جریان داریم. برای شروع آزمایش، خروجی خط لوله گاز به ورودی دستگاه لوله‌گردبادی متصل می‌شود. حسگرهای دمایی ترمومتر را در ورودی و خروجی‌های لوله‌گردبادی به نحوی ثابت می‌کنیم، که در عین اینکه در مسیر جریان قرار دارند، مانع خروج آزادانه جریان نشوند.

لازم به ذکر است که رگلاتور و فشارسنج بر سر راه خروجی کمپرسور نصب و خروجی رگلاتور در فشار مورد نیاز تنظیم می‌گردد. با کمک شیری که در مسیر ورودی جریان به لوله‌گردبادی قرار دارد، می‌توان گاز را با فشار مورد نظر وارد لوله‌گردبادی کرد. این تغییرات فشار باعث ایجاد تغییرات دمایی در خروجی‌های سرد و گرم می‌شوند. روش انجام آزمایشات بدین ترتیب است که بعد از بستن دستگاه به منبع تامین گاز، اجازه داده می‌شود که جریان برای چند دقیقه برقرار شده تا حالت جریان پایدار شود. در عمل پایدار شدن جریان

با توجه به عدم تغییر دمای جریان سرد و گرم، قابل تشخیص می‌باشد. سپس ثبت اطلاعات در کامپیوتر انجام می‌شود. در هر حالت، فشار و دمای ورودی ثابت و دبی خروجی گرم و سرد از طریق تنظیم شیر خروجی گرم تنظیم می‌شود، تا بتوان راندمان آیزنتروپیک لوله را به دست آورد. مطابق شکل ۱۰-۰، یک فیلتر در مسیر جریان ورودی به دستگاه اصلی به منظور تصفیه تعبیه شده است. شکل ۱۱-۰، طرحواره‌ای از وسایل مورد استفاده در انجام آزمایش را نمایش می‌دهد.



شکل ۱۰-۰ فیلتر بعد از کمپرسور



شکل ۱۱-۰ طرحواره کلی از دستگاه و نحوه اتصال آن به کامپیوتر

ابزار و وسایل مورد استفاده در این تحقیق شامل موارد ذیل بوده‌اند:

۲ عدد دبی سنج دیافراگمی

۳ عدد حسگر دما از نوع پی‌تی ۱۰۰^۱

۲ عدد حسگر فشار (در بازه ۰-۴ و ۰-۱۰ بار)

۱ عدد شیر برای تنظیم نسبت جریان سرد

شیر ورودی: از این شیر برای باز و بسته کردن جریان استفاده می‌شود.

شیر خروجی گرم: این شیر برای کنترل مقدار هوای خروجی گرم و در نتیجه هوای گرم می‌باشد. با تنظیم

این شیر مقدار جریان در قسمت گرم و سرد تغییر می‌کنند.

۴-۳ ابزار اندازه‌گیری

۴-۳-۱ دماسنج پی‌تی ۱۰۰

سنسورهای دمایی مختلفی وجود دارند که دارای خروجی‌های دیجیتال و یا آنالوگ با دقت‌های مختلف می‌باشند. یکی از سنسورهایی که در صنعت استفاده می‌شود و محدوده دمایی بین ۲۰۰- تا ۸۴۰+ درجه سلسیوس را اندازه‌گیری می‌کند، سنسور پی‌تی ۱۰۰ است. روش اندازه‌گیری سنسور پی‌تی ۱۰۰ بر مبنای تغییر مقاومت نسبت به تغییر دما است، زیرا مقاومت سنسور در دماهای مختلف متفاوت بوده و همین اصل مبنای کار اینگونه سنسورها است. حرف پی‌تی، اول کلمه پلاتین و عدد ۱۰۰ نشان دهنده مقاومت پلاتین بر حسب اهم در صفر درجه سلسیوس می‌باشد. اینگونه از سنسورها جز دماسنج‌های مقاومتی محسوب می‌شوند.

¹ PT100



(ب)



(الف)

شکل ۱۲-۰ دماسنج پی تی ۱۰۰ و ترنسمیتر فشار

۲-۳-۴ فشار سنج

ترنسمیتر^۱ فشار در حیطة ابزار دقیق به تجهیزاتی اطلاق می‌شود که فشار جریان سیال را به سیگنالی استاندارد نظیر ۴ تا ۲۰ میلی آمپر یا صفر تا ده ولت تبدیل و قابلیت ارسال سیگنال داشته باشد. در پروسه‌ها و سیستم‌های صنعتی، از این ابزار زیاد استفاده می‌شود. ترنسمیترهای فشار یکی از کلیدی‌ترین تجهیزات ابزار دقیق محسوب می‌شوند. جنس کپسول معمولاً استیل می‌باشد.

۳-۳-۴ دبی سنج

برای سنجش دبی از کنتور گازی دیافراگمی استفاده شده است. اطلاعات فنی کنتور در

جدول ۱-۰، ارائه شده است. کنتور گاز دیافراگمی در محفظه، حجم مشخصی دارد که توسط یک دیافراگم چرمی از هم جدا شده است. هر دو محفظه دارای سوپاپ‌های ورودی و خروجی است. فشار گاز سبب می‌شود که محفظه‌ها به طور متناوب، پر و خالی شوند. در نتیجه دیافراگم متناوباً کش می‌آید و سپس به حالت عادی باز می‌گردد. حرکت دیافراگم به سیستمی از اهرمها منتقل می‌شود که کنترل‌کننده سوپاپ‌های محفظه‌ها است.

¹ Transmitter

جدول ۱-۰۰ اطلاعات فنی کنتور دیافراگمی

شماره	مشخصه	ویژگی
۱	حداکثر دبی حجمی (متر مکعب بر ساعت)	۲۵
۲	حداقل دبی حجمی (متر مکعب بر ساعت)	۰/۱۶
۳	حداکثر فشار کار (بار)	۰/۵
۴	محدوده دمای کار (درجه سلسیوس)	۲۹- الی ۶۰
۵	اندازه اتصالات ورودی و خروجی (اینچ)	۲
۶	سیال عامل	گاز طبیعی، هوا
۷	جنس	استیل

۴-۴ آنالیز خطا

در هر سیستم اندازه‌گیری، شک و تردید در نتایج اندازه‌گیری وجود دارد و رسیدن به عدد واقعی میسر نیست. این شک و تردید را عدم قطعیت می‌نامند، که در خصوص کیفیت اندازه‌گیری اطلاعاتی به دست می‌دهد.

هدف از محاسبه عدم قطعیت، تعیین محدوده‌ای از سطح اطمینان است که به احتمال خیلی قوی مقدار واقعی در آن قرار می‌گیرد. تصور بر این است که عدم قطعیت اندازه‌گیری، همان خطا است در صورتی که تفاوت زیادی بین این دو وجود دارد. در گذشته، از عبارات خطا، خطای تصادفی و خطای سیستماتیک برای توصیف عدم قطعیت استفاده می‌شد؛ که سردرگمی زیادی ایجاد می‌نمود. خطا مقدار اندازه‌گیری شده منهای اندازه واقعی تعریف می‌شود. در صورتی که عدم قطعیت با توجه به عوامل و پارامترهایی تعریف می‌شود که به صورت مستقیم یا غیر مستقیم روی نتایج اثر می‌گذارند. این پراکندگی حول مقدار اندازه‌گیری شده توسط وسایل مرجع بررسی می‌گردد. با توجه به عدم قطعیت بدست آمده از عوامل اثر گذار و نتایج آزمون می‌توان کیفیت اندازه‌گیری‌های بعدی را کنترل نمود و هرچه عدم قطعیت نتایج کوچکتر باشد، دقت پارامترهای مهم در اندازه‌گیری بالا می‌روند. همچنین نشان‌دهنده اثر گذاری کمتر خطاهایی نظیر خطای

سیستماتیک و تصادفی بر روی نتایج است. نام، مدل و عدم قطعیت اندازه‌گیری لوازم آزمایشگاهی مورد استفاده در جدول ۲-۴

جدول ۲-۰ عدم قطعیت و محدوده پاسخ ابزار اندازه‌گیری

ردیف	ابزار	محدوده	عدم قطعیت استاندارد
۱	دماسنج PT100	۲۰۰ °C تا ۸۵۰ °C	۰/۵ °C
۲	فشار سنج	۰-۱۰ Bar	۱۰۰۰۰ Pa
۳	فشار سنج	۰-۴ Bar	۴۰۰۰ Pa
۴	دبی سنج	۰/۱۶-۲۵ m ³	۲ درصد

ارائه شده است. مشابه بسیاری از آزمایشات، نتایج تجربی آزمایش بر روی لوله‌گردبادی نیز دارای منابع مختلف خطا است. آنالیز خطای منابع و بزرگی خطای ابزار انجام می‌پذیرد، تا اعتبار داده‌ها تعیین گردد. خطاهای مرتبط با اندازه‌گیری‌های دما، فشار و دبی در این بخش بررسی می‌شود. خطای بیشینه، در پارامترهای مختلف با روش پیشنهادی موفات^۱ [۶۱] تخمین زده شده است. خطاها بوسیله مقدار خروجی خوانده شده و دقت ابزار قابل تخمین است. این روش بر مبنای تعیین دقیق عدم قطعیت در اندازه‌گیری‌های تجربی مختلف است. اگر یک کمیت تخمین زده شده Y ، به متغیرهای مستقل x_i بستگی داشته باشد، خطا در مقادیر Y بدین ترتیب تعریف می‌شود:

$$\frac{\partial Y}{Y} = \sqrt{\sum_1^n \left(\frac{\partial x_i}{x_i}\right)^2} \quad ۱-۰$$

که $\frac{\partial x_i}{x_i}$ خطاها در متغیرهای مستقل است.

∂x_i = دقت ابزار اندازه‌گیری

x_i = کمترین مقادیر خروجی اندازه‌گیری شده.

¹ Moffat

۴-۴-۱ خطا در اندازه‌گیری دما

سنسورهای دمایی پی‌تی ۱۰۰، برای اندازه‌گیری دما مورد استفاده قرار می‌گیرد. دقت اندازه‌گیری این سنسورها ۰/۵ درجه سلسیوس می‌باشد. ماکزیمم خطای ممکن در اندازه‌گیری دما با استفاده از مقادیر حداقل دمای اندازه‌گیری شده و دقت ابزار بدست می‌آید.

$$\frac{\partial T}{T} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{PT100}}{T_{\min}}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{\log}}{T_{\min}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0.5}{12}\right)^2 + \left(\frac{0.1}{12}\right)^2} = 0.04 = 4\% \quad 2-0$$

۴-۴-۲ خطا در اندازه‌گیری فشار

ترنسدمتر فشار جهت اندازه‌گیری فشار مورد استفاده قرار می‌گیرد. فشار بصورت مستقیم از طریق لاگر^۱ با دقت ۰/۰۱ bar به کامپیوتر منتقل می‌گردد.

$$\frac{\partial p}{p} = \sqrt{\left(\frac{\partial p_{trans}}{p_{\min}}\right)^2 + \left(\frac{\partial p_{\log}}{p_{\min}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0.01}{1.33}\right)^2 + \left(\frac{0.01}{1.33}\right)^2} = 0.01 = 1\% \quad 3-0$$

۴-۴-۳ خطا در اندازه‌گیری دبی حجمی

در اندازه‌گیری دبی از کنتور دیافراگمی استفاده می‌شود. حداکثر خطا برای این نمونه کنتور ۲ درصد می‌باشد.

۴-۴-۴ عدم قطعیت در محاسبه بازده آیزنتروپیک لوله‌گردبادی

با توجه به روش کلاین-مک‌کلینتوک^۲، برای عدم قطعیت متغیر W با رابطه R ، نسبت به متغیرهای x_1 ، x_2 و غیره داریم:

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 4-0$$

بازده آیزنتروپیک لوله‌گردبادی از رابطه ۰-۸ بدست آمد. برای محاسبه عدم قطعیت بازده آیزنتروپیک لوله‌گردبادی ابتدا می‌بایست ابتدا مشتقات جزئی معین شوند.

¹ Logger

² Kline-McClintock

$$\frac{\partial \eta}{\partial T_{in}} = \frac{T_c}{T_{in}^2 \left(1 - \left(\frac{P_a}{P_{in}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \quad 5-0$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial T_c} = \frac{-1}{T_{in} \left(1 - \left(\frac{P_a}{P_{in}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \quad 6-0$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial P_{in}} = -\frac{T_{in} - T_c}{T_{in} \left(1 - \left(\frac{P_a}{P_{in}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)^2} \left[\frac{\gamma-1}{P_{in}} \left(\frac{P_a}{P_{in}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad 7-0$$

$$W_{\eta} = \left[\left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{in}} w_T\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_c} w_T\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial P_{in}} w_p\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 8-0$$

که در آن $w_T = 0.5^{\circ}C$ ، عدم قطعیت در اندازه‌گیری دما، $w_p = 0.01 \text{ bar}$ ، عدم قطعیت در اندازه‌گیری فشار می‌باشند. برای یک نمونه از داده‌های ثبت شده برای $T_{in}=16^{\circ}C$ ، $T_h=72^{\circ}C$ ، $T_c=-7/7^{\circ}C$ و $P_{in}=1.0 \text{ bar}$ ، عدم قطعیت با روش کلاین-مک‌کلینتوک برای بازده آیزنتروپیک این چنین محاسبه می‌شود.

$$W_{\eta} = \left[\left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{in}} w_T\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_c} w_T\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial P_{in}} w_p\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 0.00424 \quad 9-0$$

۵-۴-۴ عدم قطعیت در محاسبه کسر جرمی سرد

طبق روش کلاین-مک‌کلینتوک، برای عدم قطعیت متغیر μ_c با رابطه f نسبت به متغیرهای T_h و T_c ، T_{in}

داریم:

$$W_{\mu_c} = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial T_{in}} w_{T_{in}} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial T_c} w_{T_c} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial T_h} w_{T_h} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 10-0$$

$$\frac{\partial f}{\partial T_{in}} = \frac{-1}{T_h - T_c} \quad 11-0$$

$$\frac{\partial f}{\partial T_c} = \frac{T_h - T_{in}}{(T_h - T_c)^2} \quad 12-0$$

$$W_{\mu_c} = \frac{T_{in} - T_c}{(T_h - T_c)^2} \quad 13-0$$

که در آن $w_T = 0.5^\circ C$ ، عدم قطعیت در اندازه‌گیری دما می‌باشد. برای $T_h = 70^\circ C$ ، $T_c = -8^\circ C$

و $T_{in} = 16^\circ C$ ، عدم قطعیت در محاسبه کسر جرمی سرد این چنین محاسبه می‌گردد.

$$W_{\mu_c} = \left[\left(\frac{-1}{T_h - T_c} w_{T_{in}} \right)^2 + \left(\frac{T_h - T_{in}}{(T_h - T_c)^2} w_{T_c} \right)^2 + \left(\frac{T_{in} - T_c}{(T_h - T_c)^2} w_{T_h} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 0.0048 \quad 14-0$$

فصل پنجم: حل عددی میدان

جریان درون لوله گردبادی

۵-۱ مقدمه

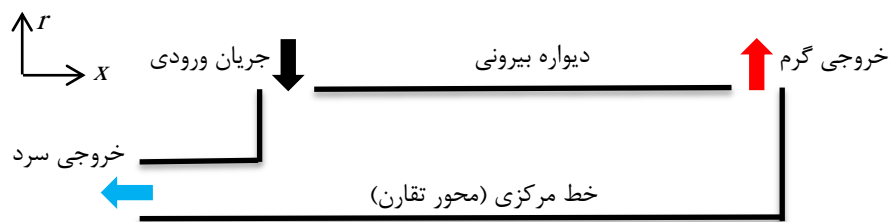
در فصل پنجم مطالب مرتبط با بررسی‌های عددی ارائه گردیده است. در این فصل، نحوه مدل‌سازی هندسی و مش‌بندی لوله در حالت متقارن محوری و سه بعدی ارائه گردیده است. معادلات حاکم بر جریان در داخل لوله‌گردبادی که همان معادلات جریان آشفته برای سیال تراکم‌پذیر می‌باشد، در این فصل آورده و مدل‌سازی جریان آشفته انجام شده است. شرایط مرزی حاکم بر جریان لوله‌گردبادی، روند حل مسئله در نرم‌افزار فلوئنت و گزینه‌های مربوط به مدل انتخابی در نرم‌افزار نیز مورد بررسی قرار گرفته است. در انتهای فصل در مورد چرایی استفاده از گاز حقیقی به جای مدل گاز ایده‌آل و مدل‌سازی متان بصورت گاز واقعی با معادله حالت ردلیخ ونگ بحث شده است.

۵-۲ تحلیل عددی

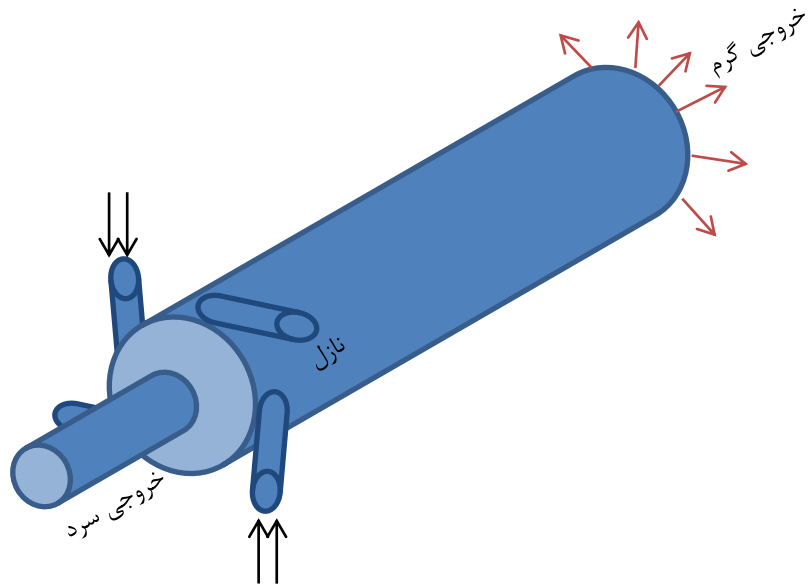
تحلیل عددی شامل مدل‌سازی جریان متان در درون لوله‌گردبادی با نرم‌افزار فلوئنت است. گاز فشرده شده از طریق نازل یا نازل‌هایی به داخل لوله‌گردبادی هدایت می‌شود، بطوری‌که این نازل‌ها نقش عمده‌ای در ایجاد جریان گردابه‌ای و چرخشی در لوله‌گردبادی دارند. جریان فشرده پس از ورود به داخل لوله به دلیل نحوه قرارگیری نازل‌ها به صورت دورانی از مجاورت دیواره لوله‌گردبادی به سمت انتهای دیگر لوله هدایت می‌شود و قسمتی از این جریان از شیر خروجی که در انتهای لوله تعبیه شده است، خارج می‌شود. به این جریان اصطلاحاً جریان رفت گفته می‌شود. باقیمانده جریان از قلب جریان رفت به سمت نازل‌ها بر می‌گردد و از روزنه‌ای که بر روی مرکز لوله در قسمت تحتانی نازل‌های ورودی قرار گرفته است، خارج می‌شود.

برای تحلیل با این مسئله مواجه هستیم، که یک لوله با یک یا چند ورودی مماسی دارای دو خروجی است. یکی بر روی سطح جانبی لوله، که خروجی گرم نامیده می‌شود و دبی خروجی از آن با شیر تنظیم می‌شود. خروجی دیگر، یک خروجی محوری در سمت مقابل خروجی گرم و در همان سمت ورودی جریان می‌باشد.

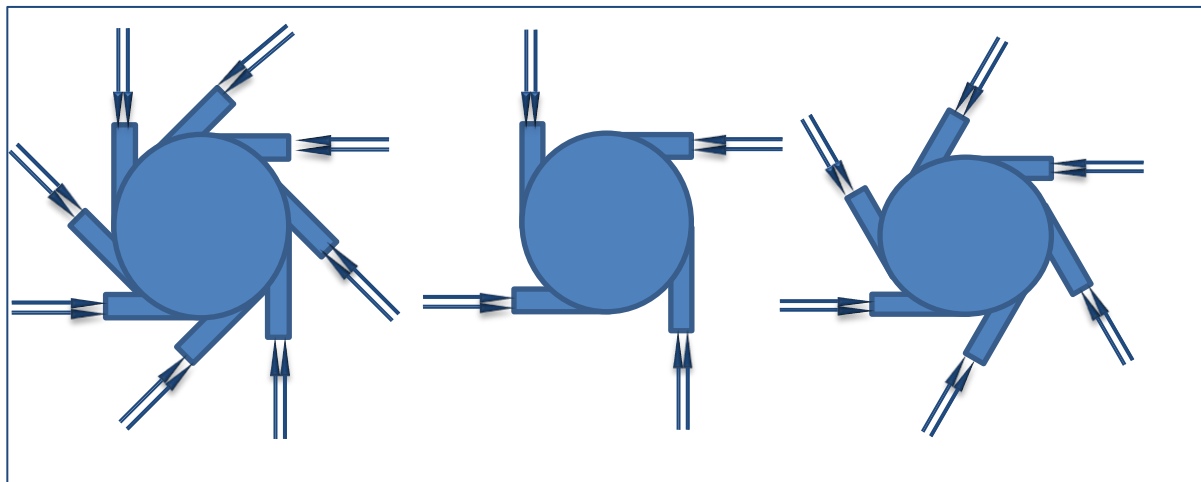
برای تحلیل بر اساس دینامیک سیالات محاسباتی نیاز است تا مدل‌سازی هندسی و مش‌بندی لوله انجام پذیرد. برای تحلیل لوله‌گردبادی، معمولاً در بسیاری از کارهای گذشته از مدل‌های متقارن محوری استفاده شده است. در این پروژه علاوه بر مدل متقارن محوری از مدل سه بعدی نیز استفاده خواهد شد که در ادامه به شبکه‌بندی، مدل‌سازی و شرایط مرزی برای هر دو مدل پرداخته می‌شود. نحوه هدایت جریان به داخل لوله‌گردبادی توسط نازل‌ها به داخل لوله‌گردبادی به گونه‌ای است که یک جریان چرخشی حول محور لوله ایجاد می‌شود، که اگر از اثرات عدم تقارن نازل‌های ورودی جریان صرف نظر شود، می‌توان جریان در داخل لوله‌گردبادی را یک جریان متقارن محوری در نظر گرفت. تحلیل مدل متقارن محوری و مدل سه بعدی امکان مقایسه این دو مدل را فراهم و بررسی صحت و دقت فرض متقارن محوری را ممکن می‌سازد. فرض متقارن محوری زمانی صادق می‌باشد که جریان حول یک محور مشخص به صورت متقارن توزیع شده باشد. در این حالت، در تمامی معادلات در دستگاه مختصات استوانه‌ای باید $\partial/\partial\theta$ ، از معادلات حذف شود. در واقع جریان بر روی صفحه r - x مورد تحلیل قرار می‌گیرد. در شکل ۱-۰، این مقطع از لوله نمایش داده شده است.



شکل ۱-۰ شماتیک لوله‌گردبادی متقارن محوری



شکل ۲-۰ مدل سه بعدی لوله گردبادی

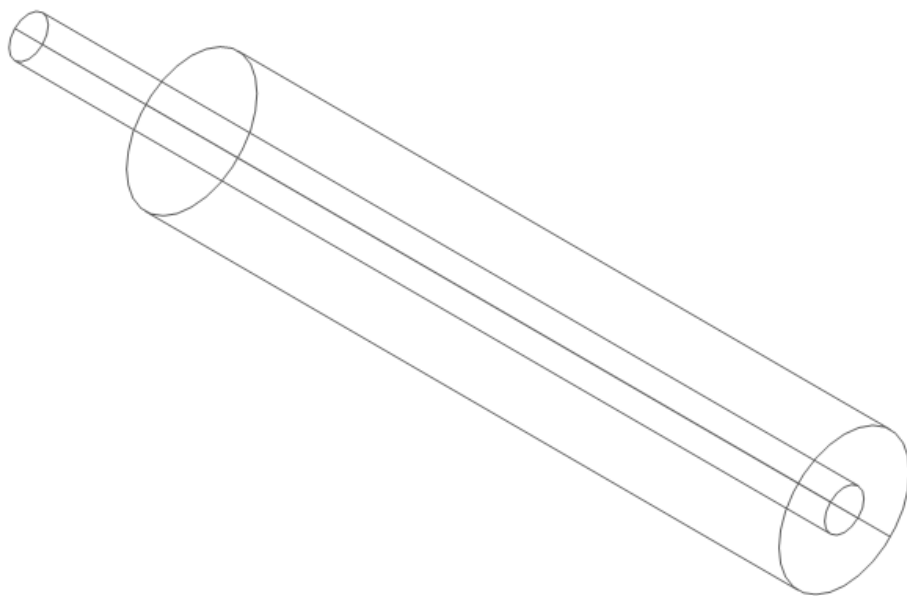


شکل ۳-۰ نازل های هدایت کننده جریان به داخل لوله گردبادی

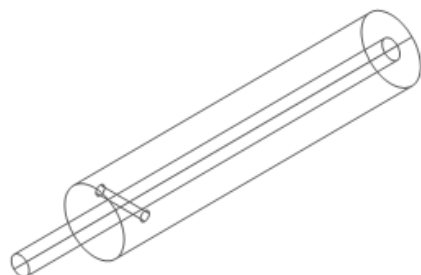
در مورد پذیرش فرض تقارن محوری اصلی ترین مطلبی که می تواند این فرض را مورد تردید قرار دهد، وجود نازل های ورودی جریان است. برای بررسی تاثیر نازل های ورودی، لازم است تعداد نازل های ورودی متفاوت برای تحلیل لوله گردبادی در نظر گرفته شود، که در شکل ۲-۰ و شکل ۳-۰ نشان داده شده است. این نازل ها به طور مماس بر لوله گردبادی، جریان را به داخل لوله گردبادی هدایت می کنند و باعث ایجاد جریان دورانی می شوند.

۵-۲-۱ مدل‌سازی هندسی و انتخاب شبکه

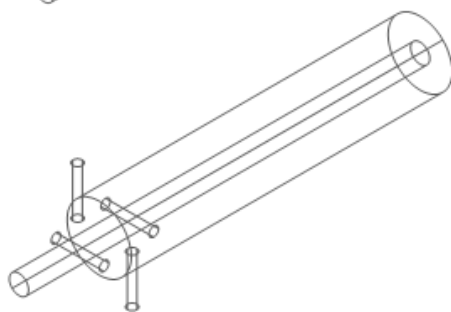
با توجه به لوله‌گردبادی مشخص شده مطابق شکل ۱-۰، یک مدل متقارن محوری با شبکه سازمان یافته در نرم‌افزار گمبیت ایجاد می‌شود. برای ایجاد هندسه مربوطه از اتصال مختصات گوشه‌های شکل به یکدیگر و ایجاد صفحه استفاده می‌شود. مطابق با مدل سه بعدی ارائه شده یک مدل سه بعدی در نرم‌افزار گمبیت ایجاد و شبکه بندی می‌شود؛ که روند ایجاد و شبکه بندی آن به ترتیب زیر می‌باشد. ابتدا دو استوانه هم مرکز مطابق شکل ۴-۰ یکی با قطر اصلی لوله‌گردبادی و دیگری با قطر روزنه خروجی سرد ایجاد می‌شود. ایجاد استوانه با قطر نازل‌های ورودی و انتقال آن به ابتدای لوله‌گردبادی به صورت مماس بر سطح جانبی لوله، مطابق شکل ۵-۰ الف، ساختن نازل‌های دیگر با استفاده از کپی سازی از نازل اول مطابق شکل ۵-۰ ب، یکی نمودن نازل‌ها با دو استوانه هم مرکز و تکمیل هندسه لوله‌گردبادی از مراحل بعدی مدل‌سازی سه‌بعدی می‌باشد. مش‌بندی هر قسمت با یک اندازه مشخص، بعد از جدا سازی و برش لوله‌گردبادی به قطاع‌های مختلف امکان مش‌بندی فراهم می‌شود. بخش بعد تعریف شرایط مرزی مناسب بر روی مرزهای لوله‌گردبادی و آماده سازی فایل شبکه برای ورود به نرم‌افزار فلوئنت است. برای حل معادلات، روش حجم محدود بر اساس مدل‌های دینامیک سیالات محاسباتی نرم‌افزار فلوئنت انتخاب شده است.



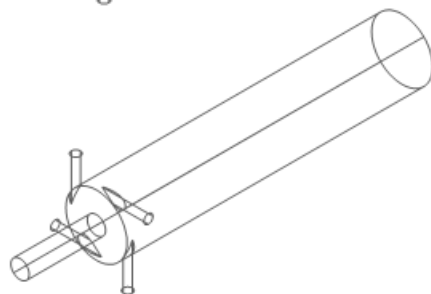
شکل ۴-۰ ایجاد دو استوانه هم مرکز



(الف)



(ب)



(ج)

شکل ۵-۰ (الف) ایجاد استوانه با نازل ورودی (ب) کپی از استوانه (ج) یکی کردن نازلها و استوانه ها

۵-۲-۲ معادلات حاکم

معادلات حاکم بر جریان در داخل لوله گردبادی، معادلات جریان آشفته برای سیال تراکم‌پذیر می‌باشد که در این بخش معادلات حاکم و مدل‌سازی جریان آشفته آورده شده است. آشفتگی یکی از بحث برانگیزترین موضوعات در دینامیک سیالات بوده و محدود کننده‌ترین عامل در شبیه‌سازی‌های کامپیوتری سیالات می‌باشد. حقیقت آن است که هیچ مدل آشفتگی کاملاً فراگیری که در تمامی مسائل قابل کاربرد باشد، وجود ندارد. انتخاب مدل آشفتگی باید بر اساس ملاحظات از قبیل محصورشدگی فیزیکی جریان، نوع جریان، دقت مورد نظر و زمان موجود برای شبیه‌سازی، صورت پذیرد (منتر^۱ [۶۲]).

معادله پیوستگی

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad ۱-۰$$

معادله مومنوم

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u_i' u_j'}) \quad ۲-۰$$

معادله انرژی

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[u_i \rho \left(h + \frac{1}{2} u_j u_j \right) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{\text{eff}} \right], \quad ۳-۰$$

$$k_{\text{eff}} = K + \frac{c_p \mu_t}{\sigma}, \quad (\tau_{ij})_{\text{eff}} = \mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$$

در روابط بالا ρ (kg/m³) چگالی، u_i (m/s) مولفه متوسط گیری شده سرعت، p (Pa) فشار، u' (m/s) جز، نوسانی سرعت، δ_{ij} دلتای کرونوکر، h (J/kg) مقدار متوسط گیری شده جرمی انتالپی، τ_{ij} (Pa) تنش برشی مؤثر، k_{eff} (W/mK) ضریب هدایت مؤثر، K ضریب هدایت حرارتی سیال، c_p ظرفیت گرمایی مخصوص در فشار ثابت و σ (kg/ms) ویسکوزیته آشفتگی می‌باشد. در معادله انرژی ترم سمت چپ معادله، نماینده

¹Menter

انتقال انرژی در اثر جابجایی، ترم اول سمت راست معادله نماینده انتقال انرژی در اثر پخش انرژی و ترم دوم سمت راست معادله نماینده کار نیروهای برشی و اتلاف ویسکوز می باشد. ترم آخر سمت راست معادله ممنتوم از جنس تنش می باشد که بصورت زیر مدل می شود.

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k}) \delta_{ij} \quad ۴-۰$$

در روابط ذکر شده، k انرژی جنبشی آشفته می باشد. رابطه ۴-۰ به رابطه بوزینسک مشهور است. برای حل معادلات رینولدز باید ترمهای نوسانی به مقادیر متوسط ربط داده شوند. همانطور که از رابطه بوزینسک مشخص شد، برای حل دستگاه معادلات نیاز است تا μ_t محاسبه شود. مدل $k-\varepsilon$ یک مدل نسبتاً کامل و عمومی می باشد که برای تشریح آشفتگی بکار می رود. معادلات مدل آشفتگی $k-\varepsilon$ استاندارد و RNG در زیر معرفی می شوند [۶۳].

۵-۲-۲-۱ معادلات مدل آشفتگی استاندارد $k-\varepsilon$

معادله انرژی جنبشی آشفتگی (k):

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_m \quad ۵-۰$$

معادله استهلاک انرژی جنبشی آشفتگی (ε):

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad ۶-۰$$

در این معادلات، ρ جرم مخصوص سیال، t زمان، u_i مولفه های سرعت در جهت x_i (مولفه های مکان در دستگاه کارتزین) هستند، μ لزجت سیال، μ_t لزجت آشفتگی است و از رابطه ۷-۰ محاسبه می شود؛ G_k تولید انرژی جنبشی آشفتگی ناشی از گرادیان های سرعت متوسط جریان می باشد و مطابق رابطه ۸-۰ محاسبه می شود. ترم G_b اثر شناوری بوده و در حالتی که گرادیان دما و نیروی جاذبه موجود باشند اهمیت

می‌یابد. ترم Y_m اثر تراکم‌پذیری بر آشفتگی می‌باشد و در جریان‌های با عدد ماخ بالا در محاسبات وارد می‌گردد. در ادامه معادلات مربوط به این پارامترها ارائه شده است [۶۳].

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad ۷-۰$$

$$G_k = -\rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial u_i} \quad ۸-۰$$

برای محاسبه این پارامتر با روشی سازگار با ایده بوزینسک داریم:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad ۹-۰$$

در این معادله S نرخ متوسط تانسور کرنش می‌باشد:

$$S = \sqrt{2s_{ij}s_{ij}} \quad ۱۰-۰$$

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad ۱۱-۰$$

ثابت‌های معادله ۵-۶ عبارتند از:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad ۱۲-۰$$

۵-۲-۲-۲ معادلات مدل آشفتگی $k-\varepsilon$ RNG^۱

معادله انرژی جنبشی آشفتگی (k):

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[a_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_m \quad ۱۳-۰$$

معادله استهلاك انرژی جنبشی آشفتگی (ε):

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[a_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad ۱۴-۰$$

که:

^۱ Renormalized Group

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right)}{1 + \beta \eta^3} \quad ۱۵-۰$$

$$\eta_0 = 4.38, \beta = 0.012 \quad ۱۶-۰$$

η نرخ کرنش^۱ و برابر است با:

$$\eta = S k / \varepsilon \quad ۱۷-۰$$

که S در معادله ۱۰-۰ تعریف شد. در این روابط a معکوس عدد پیرانتل موثر می باشد؛ و از رابطه ۱۸-۰ محاسبه می شود.

$$\left| \frac{a - 1.3929}{a_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{a + 2.3929}{a_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu}{\mu_{eff}} \quad ۱۸-۰$$

که در آن $a_0 = 1$ است و در محدوده اعداد رینولدز بالا ($\frac{\mu}{\mu_{eff}} \ll 1$)، $a_k = a_\varepsilon \approx 1.393$. در این حالت

μ_t از رابطه ۷-۰ محاسبه می شود که در آن $C_\mu = 0.0845$ می باشد. بطور کل لزجت موثر μ_{eff} با انتگرال گیری از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v} \quad ۱۹-۰$$

که:

$$\hat{v} = \frac{\mu_{eff}}{\mu} \quad ۲۰-۰$$

$$C_v \approx 100$$

مقادیر ثابت های دیگر این معادلات عبارتند از: $C_{1\varepsilon} = 1.42$, $C_{2\varepsilon} = 1.68$. مدل RNG در فرم کلی

مشابه $k-\varepsilon$ استاندارد می باشد اما شامل تفاوت های زیر می باشد:

¹ Strain Rate

• با مقایسه عبارات ۰-۶، ۰-۱۴ و ۰-۱۵ دیده می‌شود، که معادله ε مدل RNG ، یک جمله نسبت به مدل استاندارد بیشتر دارد که در آن جمله اثرات نرخ کرنش دیده شده است. وجود این جمله دقت را برای جریان‌های کرنشی سریع بهتر نموده است. در نواحی که نرخ کرنش از η_0 کوچکتر باشد، $C_{2\varepsilon}^*$ از $C_{2\varepsilon}$ بزرگتر می‌شود. برای مثال برای $\eta = 3, C_{2\varepsilon}^* \approx 2$ بدست می‌آید، که به مقدار $C_{2\varepsilon}$ مدل استاندارد یعنی $1/92$ نزدیک می‌باشد. لذا مدل RNG ، برای جریان‌های کرنشی متوسط مقادیر نسبتاً بزرگتری برای لزجت آشفتگی در مقایسه با مدل استاندارد تولید می‌کند. برای جریان‌های کرنشی سریع، $C_{2\varepsilon}^*$ از $C_{2\varepsilon}$ کوچکتر، ε بزرگتر و در نتیجه k و لزجت موثر و لزجت آشفتگی کوچکتر در مقایسه با مدل استاندارد می‌شود. خلاصه در جریان‌های کرنشی سریع، کاربرد مدل RNG منجر به در نظر گرفتن لزجت آشفتگی کم‌تر نسبت به مدل استاندارد می‌گردد. لذا مدل RNG نسبت به تاثیرات کرنش سریع جریان در مقایسه با $k-\varepsilon$ استاندارد حساس‌تر بوده و بیان‌کننده عملکرد بهتر آن برای این دسته از جریان‌هاست.

• در مدل RNG اثر چرخش در آشفتگی در نظر گرفته شده است و دقت را در جریان‌های چرخشی افزایش داده است. مدل RNG در نرم‌افزار فلوئنت، قابلیت اعمال تغییرات برای در نظر گرفتن اثرات چرخش، با ایجاد اصلاحات مناسب در لزجت آشفتگی را دارد. این تغییرات به شکل معادله ۰-۲۱ صورت می‌پذیرد. به طوری که μ_{t0} مقدار لزجت آشفتگی محاسبه شده در حالت بدون چرخش می‌باشد و Ω یک عدد چرخش مشخصه^۱ می‌باشد که در فلوئنت محاسبه می‌گردد. a_s متغیر چرخش بوده که با توجه به این که جریان کاملاً تحت تاثیر چرخش باشد، یا دارای چرخش متوسطی باشد؛ تعیین می‌شود. با فعال کردن گزینه جریان‌های چرخش غالب^۲ این مقدار به صورت پیش فرض $0/07$ در نظر گرفته می‌شود [۶۳].

$$\mu_t = \mu_{t0} f(a_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon}) \quad 21-0$$

¹ Characteristic Swirl Number

² swirl dominated flow

• RNG یک فرمول تحلیلی که از تئوری RNG بدست آمده را برای پرانتل آشفتگی (ضرایب معادلات k و ε) ارائه می‌دهد، در حالی که مدل استاندارد از مقادیر ثابت تعیین شده توسط کاربر استفاده می‌کند.

۵-۲-۳ شرایط مرزی

شرایط مرزی لوله‌گردبادی به شرح ذیل می‌باشد:

۱- شرایط مرزی ورودی نازل‌های هدایت کننده جریان

۲- شرط مرزی خروجی گرم

۳- شرط مرزی خروجی سرد

۴- شرط مرزی دیواره لوله‌گردبادی

در جدول ۱-۰ شرایط مرزی حاکم بر جریان لوله‌گردبادی آمده است. شرایط مرزی جریان در ورودی نازل‌ها، گاز فشرده می‌باشد که دمای کل و دبی مشخص دارد. برای خروجی گرم، بسته به میزان باز بودن شیر تنظیم، دبی متغیر و در نتیجه فشار نیز متغیر می‌باشد. فشار در خروجی سرد در حدود فشار محیط می‌باشد؛ چرا که جریان به صورت آزاد به محیط تخلیه می‌شود. البته لازم به ذکر است که در برخی از آزمایشات، برای افزایش قابلیت کنترل خروجی سرد، شیر تنظیمی در این ناحیه اضافه شده است، که در این حالت می‌توان فشار خروجی سرد را نیز متغیر در نظر گرفت. برای دیواره لوله‌گردبادی، شرط عایق در نظر گرفته می‌شود. برای ترم‌های سرعت بر روی دیواره شرط عدم لغزش در نظر گرفته می‌شود. برای شرط مرزی معادلات k و ε

از شدت آشفتگی بر اساس مقادیر آزمایشگاهی و کار عددی مرجع [۴۳]، استفاده می‌شود.

جدول ۱-۰ شرایط مرزی حاکم بر جریان لوله‌گردبادی

ردیف	مرز	شرط مرزی هیدرولیکی	شرط مرزی حرارتی	شرط مرزی مدل جریان آشفته	نوع شرط مرزی انتخابی در نرم‌افزار فلوئنت
۱	نازل‌های ورودی	دبی جرمی یا فشار کل معلوم	$T_{0,in}$ معلوم	شدت آشفتگی و قطر هیدرولیکی معلوم	Mass Flow Inlet
۲	خروجی گرم	فشار معلوم	-	شدت آشفتگی و قطر	Pressure Outlet

	هیدرولیکی معلوم				
Pressure Outlet	شدت آشفنگی و قطر هیدرولیکی معلوم	-	فشار معلوم	خروجی سرد	۳
Wall		گرادیان شعاعی دما صفر	سرعت صفر	دیواره لوله گردبادی	۴

۵-۲-۴ روند حل مسئله در نرم افزار فلونت

همانطور که ذکر شد معادلات حاکم بر جریان و انتقال حرارت در لوله گردبادی، معادلات جریان آشفته برای سیال تراکم پذیر می باشد. روش حل، روش حجم محدود بر اساس دینامیک سیالات محاسباتی است. جریان در داخل لوله گردبادی یک جریان تراکم پذیر است. سیال عامل متان و در نرم افزار بطور ایده آل و واقعی مدل می گردد. همانطور که قبلا ذکر شد، در این تحقیق برای تحلیل لوله گردبادی از یک مدل متقارن محوری و چند مدل سه بعدی برای تحلیل لوله گردبادی استفاده می شود که مدل سازی آن، در بخش پیشین شرح داده شد. در این قسمت، روش حل مسئله به صورت گام به گام در نرم افزار فلونت برای مدل متقارن محوری و مدل سه بعدی شرح داده می شود.

انتخاب نوع حل کننده: در جدول ۲-۰ گزینه های انتخابی در نرم افزار فلونت برای انتخاب نوع حل کننده نشان داده شده است. با توجه به تراکم پذیر بودن جریان در لوله گردبادی، تغییرات چگالی ناشی از تغییرات فشار و دما بر معادلات جریان تاثیر گذار بوده، به همین دلیل نوع حل بر پایه چگالی انتخاب می شود.

جدول ۲-۰ اطلاعات مربوط به منوی حلگر

ردیف	مدل	Solver	Space	Time
۱	تقارن محوری	Density Based	Axisymmetric Swirl	Steady
۲	سه بعدی	Density Based	3D	steady

جدول ۳-۰۰ انتخاب مدل جریان آشفته و گزینه‌های مربوط به مدل انتخابی در نرم‌افزار فلونت

گزینه RNG	مدل آشفتگی	مدل	ردیف
Differential viscosity model Swirl dominted flow	$RNG k - \varepsilon$	تقارن محوری	۱
Differential viscosity model Swirl dominted flow	$RNG k - \varepsilon$	سه بعدی	۲

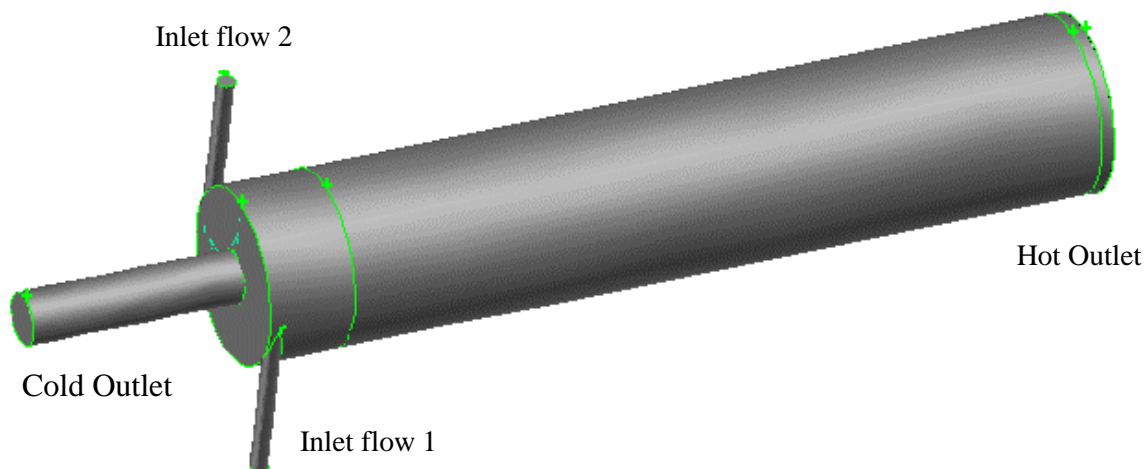
برای فرمول‌بندی در مدل متقارن محوری از هر دو فرمول‌بندی صریح و ضمنی و برای مدل سه بعدی با توجه به پیچیدگی شبکه و همگرایی مسئله از فرمول‌بندی صریح استفاده می‌شود.

معادله انرژی: برای فعالسازی معادله انرژی گزینه انرژی در نرم‌افزار فعال می‌شود.

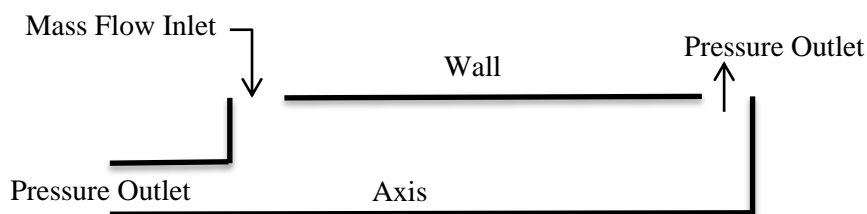
انتخاب مدل جریان آشفته: مدل جریان آشفته در پنجره ویسکوز انتخاب می‌شود. در این پنجره قابلیت انتخاب جریان غیر لزج، جریان آرام و مدل‌های مختلف برای جریان آشفته وجود دارد. در جدول ۳-۰۰، گزینه‌های انتخابی برای مدل جریان آشفته برای تحلیل لوله‌گردبادی آورده شده است. برای تحلیل لوله‌گردبادی، مدل جریان آشفته $RNG k - \varepsilon$ انتخاب شده است.

۵-۲-۵ شرایط مرزی در فلونت

در شکل ۶-۰ و شکل ۷-۰ به ترتیب برای مدل‌های سه بعدی و تقارن محوری مرزهای لوله‌گردبادی مشخص شده است. نظیر آنچه که در شکل ۶-۰ و شکل ۷-۰ برای مرزهای لوله‌گردبادی مشخص شده جدول ۴-۰ و جدول ۵-۰ تنظیم شده است، که نوع شرط مرزی مرزهای لوله‌گردبادی را نشان می‌دهد. شرط مرزی ورودی جریان، شرط مرزی فشار ورودی و دبی ورودی معلوم می‌باشد. شرط مرزی خروجی گرم و شرط مرزی خروجی



شکل ۶-۰۰ مرزهای لوله‌گردبادی برای مدل سه بعدی



شکل ۷-۰۰ نام گذاری مرزهای انتخابی برای معرفی در نرم‌افزار فلونت برای مدل تقارن محوری

جدول ۴-۰۰ شرایط مرزی انتخاب شده برای مدل تقارن محوری در نرم‌افزار فلونت

شرط مرزی	شرط مرزی	عنوان در	نوع شرط مرزی در	مرز	ردیف
حرارتی	هیدرودینامیکی	نرم‌افزار	نرم‌افزار فلونت		
معلوم T_{in}	معلوم \dot{m}_{in} و P_{in}	Inlet flow	Mass flow inlet	ورودی جریان	۱
-	معلوم P_c	Cold out	Pressure outlet	خروجی سرد	۲
-	معلوم P_h	Warm out	Pressure outlet	خروجی گرم	۳
$\frac{\partial T}{\partial r} = 0$	$U = V = W = 0$	Wall	Wall	دیوار	۴
$\frac{\partial T}{\partial r} = 0$	$\frac{\partial U}{\partial r} = \frac{\partial V}{\partial r} = \frac{\partial W}{\partial r} = 0$	Axis	Axis	محور	۵

جدول ۵-۰ شرایط مرزی انتخاب شده برای مدل سه بعدی در نرم افزار فلوئنت

ردیف	مرز	نوع شرط مرزی در نرم افزار فلوئنت	عنوان در نرم افزار	شرط مرزی هیدرودینامیکی	شرط مرزی حرارتی
۱	نازل های ورودی	Mass flow inlet Or Pressure inlet	Mass flow inlet	معلوم P_{in} یا \dot{m}_{in}	معلوم T_{in}
۲	خروجی سرد	Pressure outlet	Cold out	معلوم P_c	دمای کل جریان برگشتی معلوم
۳	خروجی گرم	Pressure outlet	Warm out	معلوم P_h	دمای کل جریان برگشتی معلوم
۴	دیوار	Wall	Wall	$U = V = W = 0$	$\frac{\partial T}{\partial r} = 0$

سرد، شرط مرزی خروجی در فشار معلوم تعیین می شود. دیواره لوله گردبادی دارای شرط عدم لغزش و شرط مرزی حرارتی آن شرط عایق می باشد. در ادامه هر کدام از شرایط مرزی را به طور جداگانه مورد بررسی قرار می دهیم.

ورودی جریان: در پنجره شرایط مرزی ورودی جریان به صورت دبی جرمی معلوم و فشار کل معلوم انتخاب می شود. مقادیر و گزینه های انتخابی در نرم افزار برای حالت دبی جرمی مشخص مطابق جدول ۶-۰ می باشد. در اینجا n تعداد نازل مدل سه بعدی است.

جدول ۶-۰ مقادیر انتخابی برای شرط مرزی ورودی جریان به عنوان یک شرط مرزی دبی معلوم

شرط مرزی	مقادیر مدل متقارن محوری	مقادیر مدل سه بعدی
Mass flow	\dot{m}_{in}	\dot{m}_{in} / n
Total temperature	T_{in}	T_{in}
Supersonic/Initial Gauge pressure	فشار ورودی	فشار ورودی
Direction specification Method	Direction vector	Normal to boundary
Turbulence Specification method	Intensity and Hydraulic Diameter	Intensity and Hydraulic Diameter
Turbulence Intensity	5%	5%

جدول ۷-۰ مقادیر مرزی برای شرط مرزی خروجی سرد به عنوان یک شرط مرزی خروجی فشار

مدل سه بعدی	مدل متقارن محوری	شرط مرزی	
Definite	Definite	Gauge pressure	1
From neighboring cell	From neighboring cell	Backflow direction Specification method	2
Intensity and hydraulic Diameter	Intensity and hydraulic Diameter	Turbulence specification Method	3
5%	5%	Backflow turbulence Intensity	4

خروجی سرد و گرم: گزینه‌های انتخابی و مقادیر مرزی در خروجی سرد به عنوان یک خروجی فشار مطابق جدول ۷-۰ می‌باشد. در این شرط مرزی مقدار فشار مشخص است.

دیوار: دیوار لوله‌گردبادی برای هر دو حالت متقارن محوری و حالت سه بعدی به صورت شرط حرارتی عایق و شرط هیدرودینامیکی، عدم لغزش برای دیوار ساکن تعریف می‌شود.

پانل کنترل حل^۱: در این قسمت معادلات انتخابی برای انفصال و تحلیل کنترل می‌شوند. نحوه انفصال ترم‌های جابجایی برای معادلات جریان از مرتبه دوم و برای انفصال ترم‌های جابجایی معادلات k و \square از طرح کوئیک^۲ استفاده می‌شود.

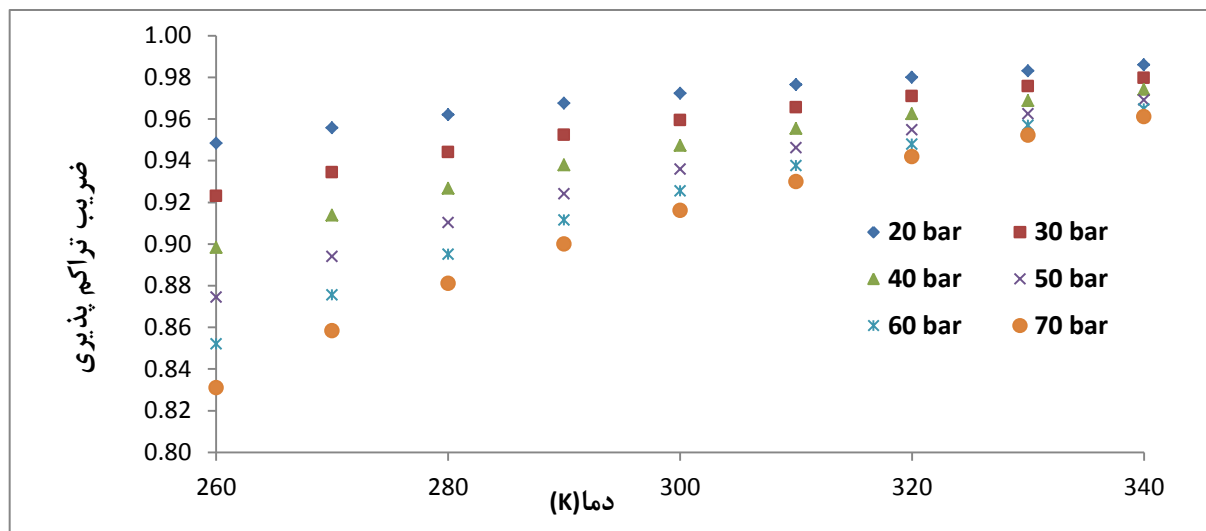
۵-۳ مدل‌سازی متان بصورت گاز واقعی (معادله حالت ردلیخ ونگ)

در ایستگاه تقلیل فشار گاز ورودی دارای فشار حدود 1000 psi است. این فشار در خروجی ایستگاه به 250 psi باید رسانده شود. در پژوهش‌های عددی انجام پذیرفته بر روی لوله‌گردبادی، هیچگاه متان به عنوان سیال عامل در نظر گرفته نشده است و حل‌های عددی بر روی هوا متمرکز بوده است. در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز نیز، فشار گاز ورودی به ایستگاه می‌بایست کاهش یابد. ضریب تراکم‌پذیری گاز در محدوده فشار ایستگاه تقلیل فشار در شکل ۸-۰ نشان داده شده است. این شکل ضرورت استفاده از مدل گاز واقعی برای

متان را

¹ solution controls Panel

² quick



شکل ۸-۰ ضریب تراکم‌پذیری متان در محدوده فشار ایستگاه تقلیل فشار

بیان می‌دارد و نشان‌دهنده انحراف رفتار گاز از حالت ایده‌آل است. لوله‌گردبادی بصورت مدل متقارن محوری و سه بعدی مش‌بندی و در نرم‌افزار فلونت تحلیل می‌گردد. تحلیل عددی شامل مدل‌سازی جریان متان در درون لوله‌گردبادی با فلونت می‌باشد. با توجه به حاکم نبودن فرض گاز ایده‌آل برای متان ناشی از فشار بالای گاز در ورودی و با توجه به اینکه فلونت توابع داخلی برای محاسبه خواص گاز واقعی ندارد، توابع تعریف شده کاربریتعریف و به نرم‌افزار فلونت اضافه می‌گردد؛ تا خواص گاز محاسبه گردند.

همانگونه که بیان گردید، وجود فشارهای بالا درون لوله‌گردبادی موجب انحراف رفتار گاز از حالت ایده‌آل می‌گردد و ضرورت شبیه‌سازی عددی گاز بصورت واقعی را ایجاب می‌نماید. بدین منظور از معادله حالت ردلیخ ونگ^۱ استفاده شده است. خواص گاز متان به صورت یک گاز واقعی از معادله حالت ردلیخ ونگ تخمین زده می‌شود. در این خصوص باید توجه نمود که با توجه به فشار بالای گاز در خط لوله، فرض ایده‌آل بودن گاز در این شرایط فرض دقیقی نمی‌باشد. معادله حالت ردلیخ ونگ از معادله واندروالس^۲ استخراج شده

¹ Redlich-Kwong

² van der waals

است، روابط این معادله توسط اتو ردلیخ^۱ و ننگ شون ونگ^۲ بدست آمده است [۶۴، ۶۵] و توسط آنگیر^۳ در سال ۱۹۹۵ بهبود یافته است [۶۶]. این معادله رابطه‌ای است جبری و تجربی که دما، حجم و فشار گاز را با هم مرتبط می‌سازد و معمولاً از معادله حالت واندروالس و معادله حالت گاز ایده‌آل در دمای بالاتر از دمای بحرانی دقیق‌تر می‌باشد. این معادله برای فاز گازی، معادله مناسبی می‌باشد؛ و ضعف آن در محاسبه خواص فاز مایع است. معادلات دیگری مانند پنگ رابینسون^۴ و سوائف ردلیخ ونگ^۵ نیز به منظور برطرف کردن همین عیب توسعه داده شده‌اند. این معادلات در محاسبه خواص فاز گازی نسبت به هم، هیچ برتری ندارند. معادله حالت ردلیخ ونگ به شکل زیر می‌باشد.

$$P = \frac{RT}{(V-\tilde{b})} - \frac{a(T)}{V(V+b_0)} \quad ۲۲--$$

که در آن:

$$V = \frac{1}{\rho}, \quad a(T) = a_0 \left(\frac{T_{cr}}{T} \right)^n, \quad a_0 = 0.42747 \frac{R^2 T_{cr}^2}{P_{cr}} \quad ۲۳--$$

$$b_0 = 0.08664 \frac{RT_{cr}}{P_{cr}} \quad ۲۴--$$

$$c_0 = \frac{RT_{cr}}{P_{cr} + \frac{a_0}{V_0(V_0+b_0)}} + b_0 - V_{cr} \quad ۲۵--$$

$$\tilde{b} = b_0 - c_0 \quad ۲۶--$$

این معادله برای زمانی که فشار کاهیده (فشار به فشار بحرانی) کوچکتر از نصف دمای کاهیده (دما به دمای بحرانی) باشد، مناسب است. در روابط ارائه شده در این بخش، پارامترهای ذیل استفاده شده است [۶۷]:

$a(t)$ تابع دما در معادله مربوطه

c سرعت صوت در گاز

C_p گرمای ویژه در فشار ثابت

H انتالپی

¹ Otto Redlich
² Joseph Neng Shun Kwong
³ Aungier
⁴ Peng Robinson
⁵ Soave-Redlich-Kwong

P فشار

R ثابت گازها

T_{cr} دمای بحرانی

P_{cr} فشار بحرانی

V_{cr} حجم بحرانی

n در معادله ۰-۲۵، برابر ۰/۵۱۱۹ برای متان در نظر گرفته شده است.

۵-۴ تابع تعریف شده کاربری معادله حالت ردلیخ ونگ

در فلوئنت، مدل گاز واقعی تعریف شده کاربری^۱ برای حل کننده پایه چگالی^۲ فلوئنت توسعه داده شده است، تا به کاربر اجازه دهد، مدل گاز واقعی مدنظرش را برای مقاصد مورد نیاز بسط دهد. حال نحوه توسعه *UDRGM* برای معادله حالت ردلیخ ونگ بیان می شود. از آنجا که مدل گاز واقعی در فلوئنت نیاز به تابع چگالی بر حسب تابع فشار و دما دارد، معادله ۰-۲۲ می بایست برای حجم مخصوص حل گردد. این کد، مقدار چگالی را بر مبنای معادله ردلیخ وونگ محاسبه نموده و به نرم افزار فلوئنت بر می گرداند. مدل گاز واقعی تعریف شده کاربری به کاربر این اجازه را می دهد تا برای جریان با یک گونه و نیز چند گونه ماده، شبیه سازی را انجام دهد. این قابلیت فلوئنت نیاز به کتابخانه ای از توابع نوشته شده در زبان برنامه نویسی *C* دارد. زمانی که مدل گاز واقعی تعریف شده کاربری در فلوئنت کامپایل می گردد، در یک کتابخانه مشترک به اشتراک گذاشته شده، سپس توسط فلوئنت بارگذاری و مورد استفاده قرار می گیرد. فرآیند استفاده از *UDRGM* به ترتیب زیر است.

۱- تعریف معادله حالت گاز واقعی و تمام معادلات خواص انتقالی و ترمودینامیکی مرتبط

۲- ایجاد برنامه *C* مطابق فرمت استاندارد

۳- شروع نرم افزار فلوئنت و خواندن فایل با پسوند *case* بصورت معمول

۴- کامپایل کتابخانه مدل گاز واقعی تعریف شده کاربری و ساخت یک کتابخانه مشترک

¹ UDRGM=User Defined Real Gas Model

² Density based solver

۵- بارگذاری مدل گاز واقعی تعریف شده کاربری از طریق کنسول فلوئنت به صورت دستورات دستی

۶- اجرای برنامه

فصل ششم: نتایج

۶-۱ مقدمه

در فصل ششم نتایج حاصل شده از آزمایشات و کارهای عددی ارائه می‌گردد. نتایج مربوط به آزمایشات تجربی در سه بخش مربوط به لوله‌گردبادی بزرگ، کوچک و دوجداره ارائه شده است. این نتایج شامل بررسی پارامترهایی چون فشار ورودی گاز، مساحت اریفیس سرد، زاویه واگرایی اریفیس و مساحت نازل ورودی می‌باشد. در بخش مربوط به مطالعات عددی، مقایسه‌ای بین مدل متقارن محوری و سه بعدی هشت نازل انجام پذیرفته است. همچنین اعتبار سنجی مدل متقارن محوری با مقادیر آزمایشات تجربی صورت گرفته و نتایج بررسی‌های عددی پارامترهایی چون فشار گاز ورودی، مساحت خروجی گرم و سرد بر مقدار کسر جرمی سرد ارائه گردیده است.

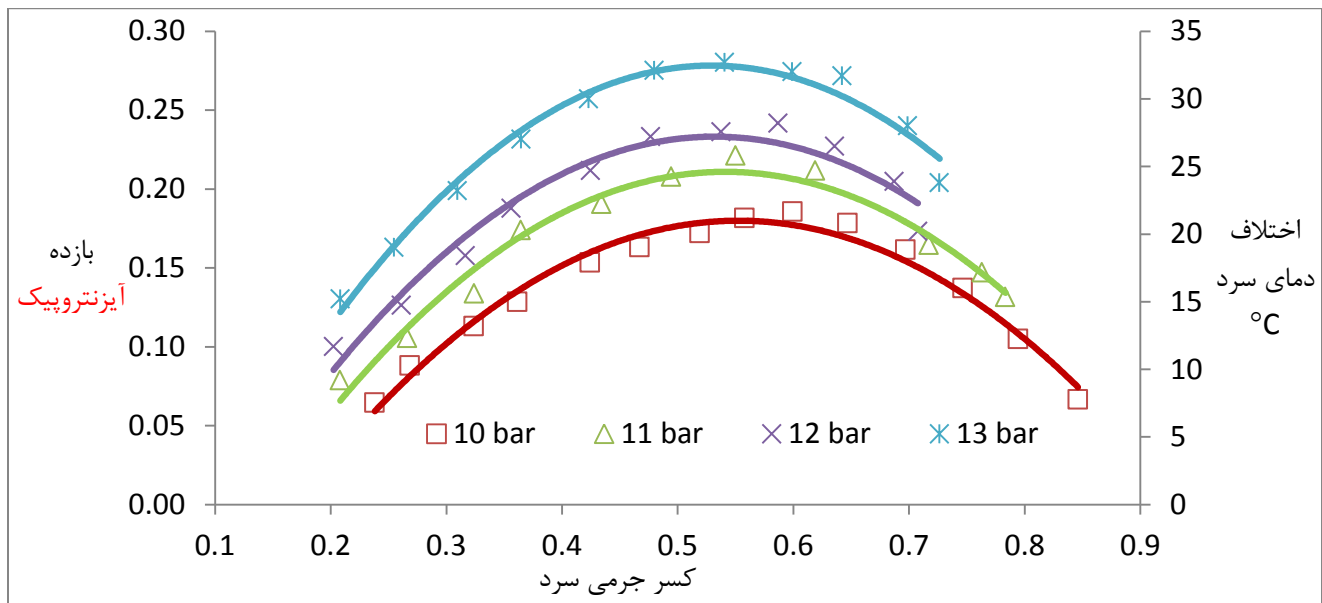
۶-۲ نتایج تجربی

در این بخش، نتایج تجربی حاصل از آزمایش لوله‌گردبادی ارائه می‌شود. آزمایش در یکی از ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز شهرستان شاهرود انجام پذیرفته است. عمده گازی که در شهرستان شاهرود استفاده می‌شود، از پالایشگاه خانگیان سرخس تامین می‌شود، که ۹۷ درصد آن را متان تشکیل می‌دهد. هدف در انجام آزمایشات لوله‌گردبادی، بدست آوردن دمای خروجی سرد و گرم، ضمن تغییر حالت‌های شیر کنترلی می‌باشد که این شیر کنترلی در خروجی گرم تعبیه شده است. به ازاء حالت‌های مختلف شیر می‌توان دبی خروجی جریان گرم را تغییر داد و به تبع آن دبی جریان سرد خروجی نیز تغییر خواهد کرد. با مقایسه این دماها در نهایت قادر خواهیم بود، بهترین راندمان عملکرد که همان بیشترین اختلاف دما است را بدست آوریم. مهمترین عامل تاثیرگذار بر راندمان لوله‌گردبادی برای یک شرایط هندسی و فشار ورودی ثابت، نسبت جریان جرمی سرد به جریان جرمی ورودی است. در این تحقیق این نسبت با توجه به اندازه‌گیری‌های جریان جرمی سرد و گرم براحتی قابل محاسبه خواهد بود. نتایج آزمایشگاهی ابتدا بر این اساس بوده که شیر کنترلی کاملاً باز است. با بستن تدریجی آن، دماهای سرد و گرم بدست آمده ثبت می‌شوند.

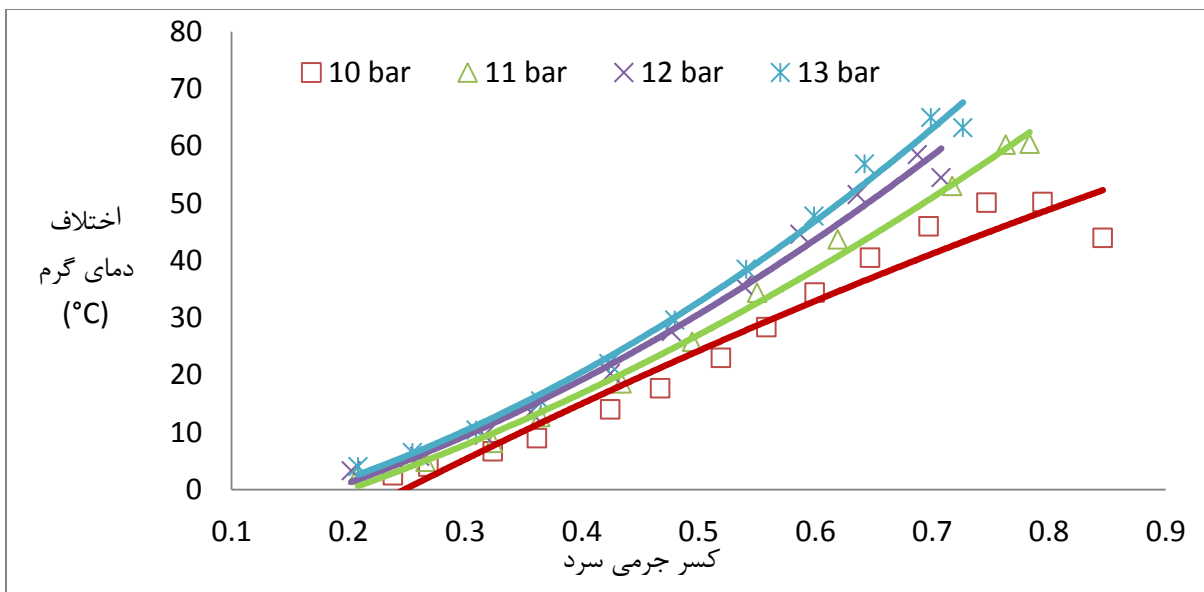
۶-۲-۱ نتایج آزمایش لوله‌گردبادی بزرگ

نتایج مربوط به لوله‌گردبادی بزرگ در این بخش ارائه شده است. مولد گردبادی لوله‌گردبادی بزرگ دارای شش نازل است. فشار ورودی آزمایش به ترتیب ۱۰، ۱۱، ۱۲ و ۱۳ بار، می‌باشند. تمام دماهای ورودی و خروجی بر حسب سلسیوس، تمام فشارهای ورودی و خروجی جریان بر حسب بار می‌باشند. نسبت ظرفیت گرمایی، با توجه به شرایط ورودی محاسبه می‌شود. در شکل ۱-۰ برای فشارهای ۱۰، ۱۱، ۱۲ و ۱۳ بار، بازده آیزنتروپیک لوله‌گردبادی بزرگ بر حسب مقادیر کسر جرمی سرد مختلف بدست آمده است. عملکرد لوله‌گردبادی طبق داده‌های بدست آمده از این شکل، بدین ترتیب قابل تفسیر است. بهترین عملکرد در فشار ۱۳ بار حاصل شده است و بازده آیزنتروپیک به ۰/۲۵۷ می‌رسد. تقریباً در همه فشارها ماکزیمم بازده آیزنتروپیک در محدوده ۰/۵۰ تا ۰/۶۰ کسر جرمی سرد حاصل می‌شود. علت اینکه مقدار دمای خروجی سرد در یک مقدار میانی به حداقل مقدار خود می‌رسد، بدین دلیل است که در مقادیر کم کسر جرمی سرد، عمده جریان از خروجی گرم خارج می‌شود. در این حالت برگشت جریان از سمت گرم کم بوده، در نتیجه گردابه‌های ثانویه که از دلایل انتقال حرارت بین جریان مرکزی و بیرونی می‌باشند، بوجود نمی‌آیند. در حالت کسر جرمی نزدیک یک نیز عمده جریان از خروجی سرد خارج می‌شود. بالا بودن دبی خروجی سرد باعث پایین آمدن عملکرد لوله‌گردبادی می‌شود. بازده آیزنتروپیک برای فشارهای مختلف بر حسب معادله ۸-۰ محاسبه شده است. همچنین در شکل ۱-۰ اختلاف دمای سرد نیز مشاهده می‌گردد. اختلاف دمای سرد دارای یک نقطه ماکزیمم در یک مقدار میانی کسر جرمی سرد است. این نقطه کسر جرمی سرد بهینه نامگذاری شده است. همانگونه که از شکل بر می‌آید، با افزایش فشار جریان گاز ورودی، کسر جرمی سرد بهینه در مقادیر کمتری اتفاق افتاده است. در شکل ۱-۰ روند نمودار بازده آیزنتروپیک و اختلاف دمای سرد یکی است. علت این تشابه را می‌توان بوسیله معادله ۸-۰ توضیح داد. مخرج این معادله ثابت است و بازده آیزنتروپیک مستقیم با اختلاف دمای سرد که در صورت رابطه است، مرتبط می‌باشد. شکل ۲-۰ اختلاف دمای گرم را نشان می‌دهد. با افزایش کسر جرمی سرد، اختلاف دمای گرم افزایش

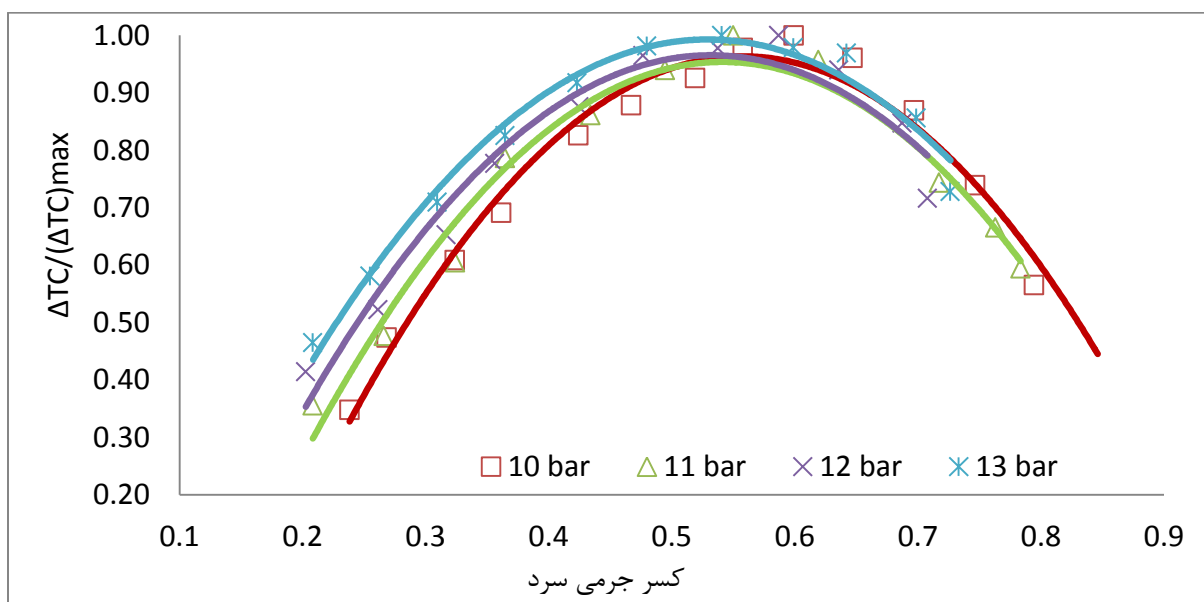
می‌یابد. شکل ۳-۰ و شکل ۴-۰، دمای سرد و گرم بدون بعد، $\Delta T_c/(\Delta T_c)_{max}$ و $\Delta T_h/(\Delta T_h)_{max}$ ، را در فشارهای مختلف بر حسب کسر جرمی سرد نشان می‌دهد. ماکزیمم مقدار عبارات فوق ۱ است که در $\Delta T_c/(\Delta T_c)_{max}$ در کسر جرمی سرد بهینه به ماکزیمم مقدار خود می‌رسد. درحالی‌که $\Delta T_h/(\Delta T_h)_{max}$ دارای منحنی صعودی است و در انتهای بازه، کسر جرمی سرد به بیشترین مقدار خود دست پیدا می‌کند. در شکل ۶-۰، اثر تغییر فشار بر انتروپی تولیدی بدون بعد ارائه شده است. همانگونه که دیده می‌شود، با افزایش فشار، انتروپی تولیدی بدون بعد افزایش می‌یابد. انتقال حرارت ناشی از اختلاف دما، انتقال جرم ناشی از اختلاف فشار و تلفات لزجی عوامل ایجادکننده برگشت‌ناپذیری در لوله‌گردبادی هستند. با افزایش فشار، هر سه عامل ذکر شده زیاد شده و لذا در مجموع، افزایش فشار با افزایش تولید انتروپی همراه می‌شود.



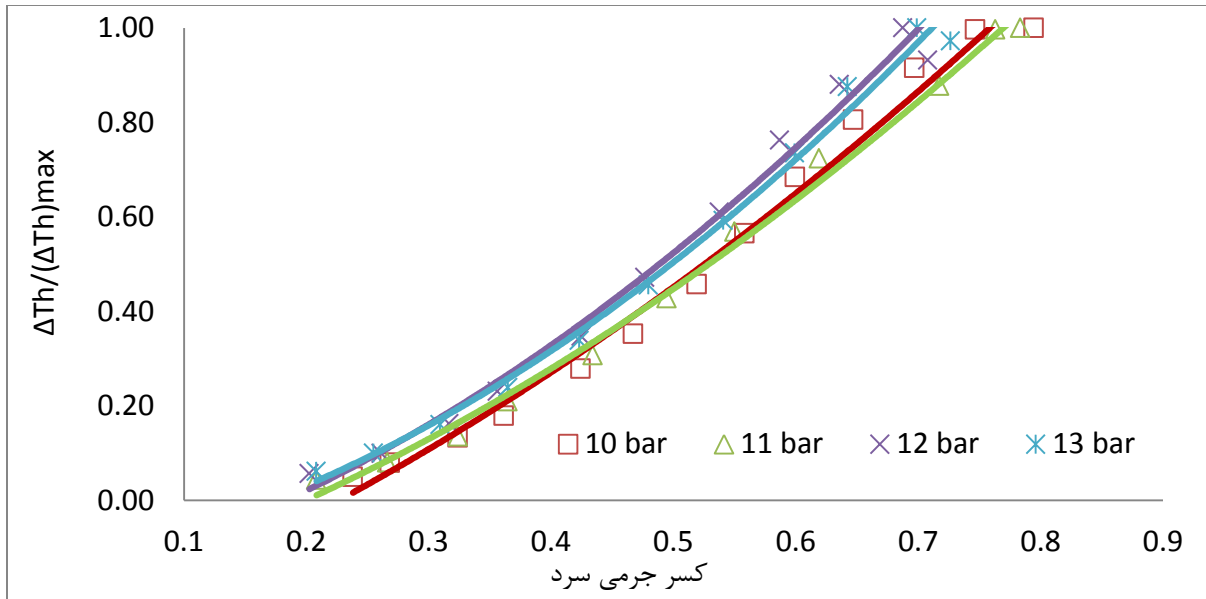
شکل ۱۰-۰ بازده آیزنتروپیک و اختلاف دمای سرد لوله‌گردبادی بزرگ بر حسب کسر جرمی سرد



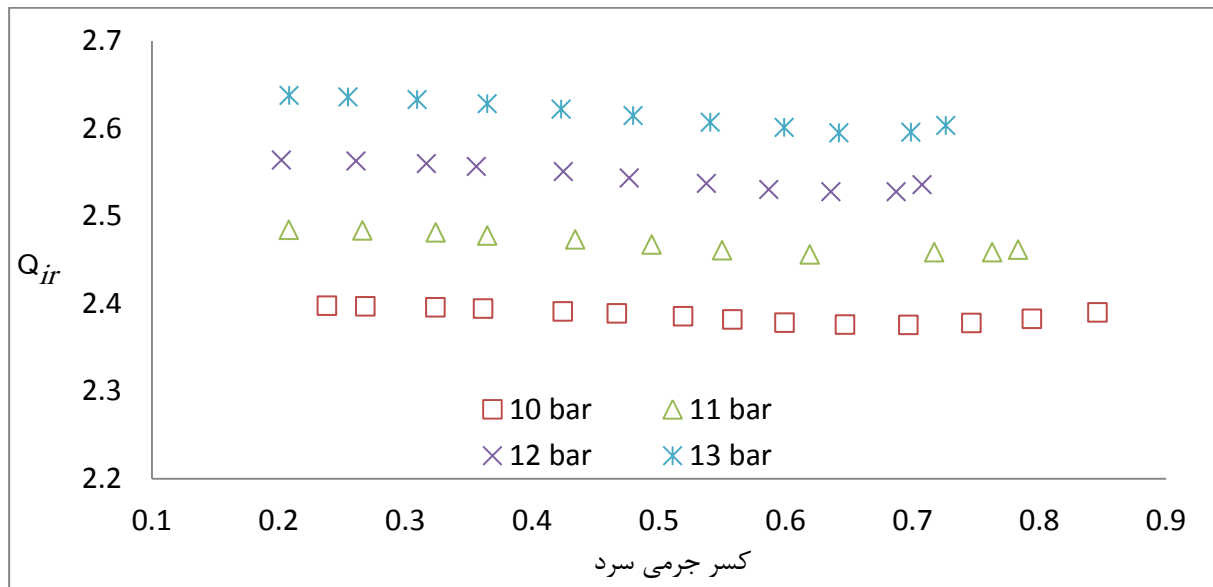
شکل ۲-۰ اختلاف دمای گرم لوله گردبادی بزرگ بر حسب کسر جرمی سرد



شکل ۳-۰ اختلاف دمای سرد بدون بعد لوله گردبادی بزرگ بر حسب کسر جرمی سرد



شکل ۴-۰ اختلاف دمای گرم بدون بعد لوله گردبادی بزرگ بر حسب کسر جرمی سرد



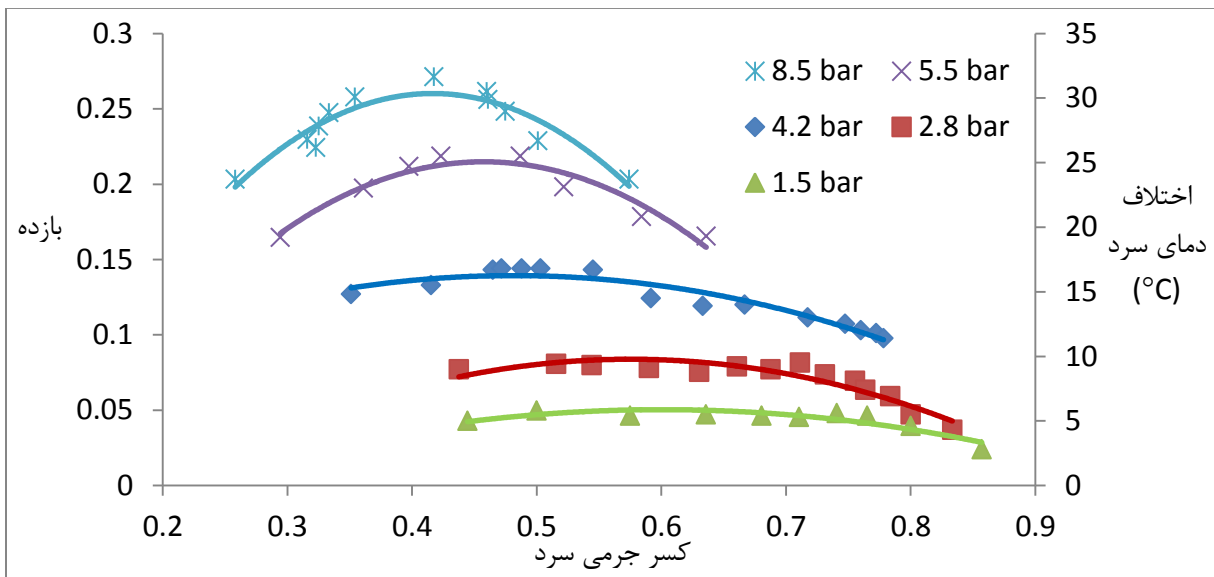
شکل ۵-۰ انترویی تولیدی بدون بعد در فشارهای مختلف

۶-۲-۲ نتایج آزمایش لوله گردبادی کوچک

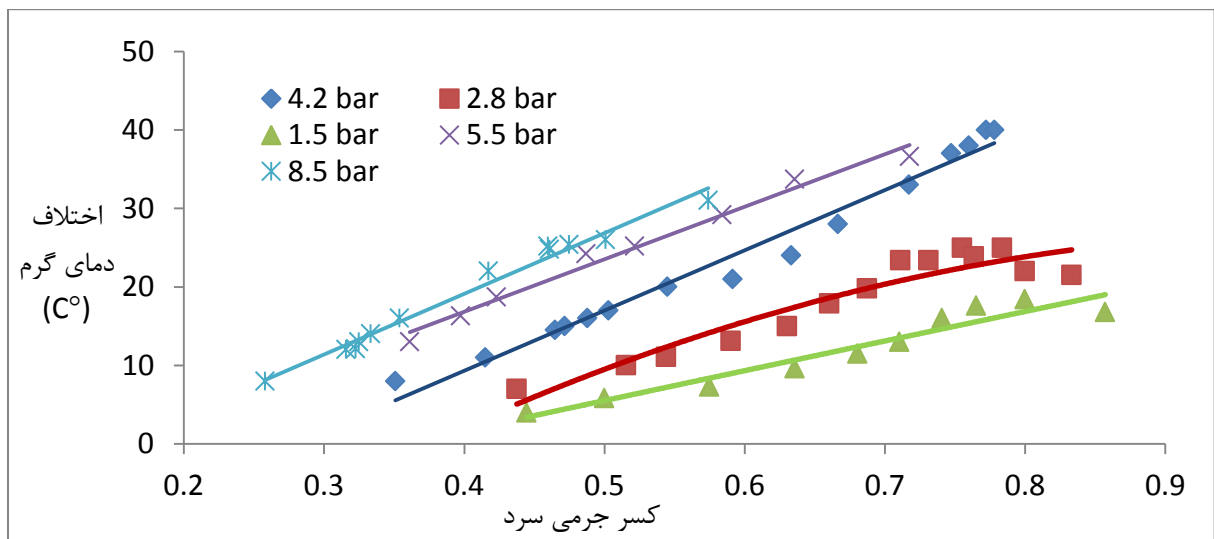
آزمایشات انجام شده بر روی لوله گردبادی کوچک در این بخش ارائه شده است. داده‌ها بر اساس مولد گردبادی شش نازل ارائه شده‌اند. فشار ورودی در این آزمایش به ترتیب ۱/۵، ۲/۸، ۴/۲، ۵/۵ و ۸/۵ بار می‌باشد. از شکل ۶-۰ تا شکل ۹-۰، نمودار بازده آیزنتروپیک، اختلاف دمای سرد، اختلاف دمای گرم، اختلاف دمای سرد

و گرم به اختلاف دمای سرد و گرم ماکزیمم بر حسب کسر جرمی سرد نمایش داده شده است. همانگونه که از شکل ۶-۰ بر می آید، هر چه فشار افزایش می یابد بازده آیزنتروپیک لوله گردبادی نیز زیاد می شود. در نقطه حداکثر بازده که بعنوان کسر جرمی بهینه معرفی شد، دیده می شود که افزایش فشار باعث کاهش این پارامتر شده است. بطوریکه در فشار ۸/۵ بار، کسر جرمی بهینه در حدود ۰/۴۱ اتفاق افتاده است. در حالیکه برای فشار ۱/۵ بار، مقدار ۰/۷۴ حاصل شده است. بیشینه بازده بدست آمده حدود ۲۷ درصد است که در فشار ۸/۵ بار، بدست آمده است. همچنین شکل ۶-۰ اختلاف دمای سرد را بر حسب کسر جرمی سرد در فشارهای مورد بررسی نشان می دهد. دما در فشار ۸/۵ بار نسبت به فشار ۵/۵ بار در حدود ۵ درجه سردتر شده است. با افزایش فشار ورودی، دمای سرد خروجی اندازه گیری شده کاهش می یابد. در فشار ۱/۵ بار حداکثر اختلاف دمای سرد ثبت شده حدود ۵/۶ درجه سلسیوس است، در فشار ۲/۸ بار حدود ۹/۴ درجه سلسیوس، در فشار ۴/۲ بار حدود ۱۶/۸ درجه سلسیوس، در فشار ۵/۵ بار حدود ۲۵/۵ درجه سلسیوس و در فشار ۸/۵ بار حدود ۳۰/۷ درجه سلسیوس، به ثبت رسیده است. شکل ۷-۰، اختلاف دمای گرم را بر حسب کسر جرمی سرد در فشارهای مورد بررسی نشان می دهد. مشابه با اختلاف دمای سرد، افزایش فشار باعث افزایش اختلاف دمای گرم می شود. اما تفاوت این دو نمودار در روند تغییرات دما است. با افزایش کسر جرمی سرد اختلاف دما در بازه اندازه گیری شده زیاد می شود، در حالیکه اختلاف دمای سرد در نقطه کسر جرمی بهینه به حداکثر مقدار رسیده و سپس کاهش می یابد. در کسر جرمی کم بیشتر جریان از سمت گرم عبور می کند و برگشت جریان سرد کم می باشد، تا تبادل حرارت بین دو جریان انجام گردد. لذا مقادیر اختلاف دمای سرد و گرم نیز کم هستند. با افزایش کسر جرمی سرد و تبادل انرژی بین دو جریان، اختلاف دمای سرد و گرم افزایش می یابند. با ادامه روند افزایش کسر جرمی سرد، مقدار جرم عبوری از خروجی گرم کمتر شده و لذا حرارتی که این جریان بدست می آورد، باعث افزایش دمای آن می شود. اما با افزایش کسر جرمی سرد، جرم خروجی جریان سرد بیشتر می شود و بخش زیادی از جریان خروجی سرد مستقیم از ورودی می آید. در عین حال گردابه هایی که نقش انتقال انرژی را بین دو جریان سرد و گرم انجام می دهند، ضعیف تر شده اند. به همین دلایل، جریان سرد در کسر جرمی سرد نزدیک

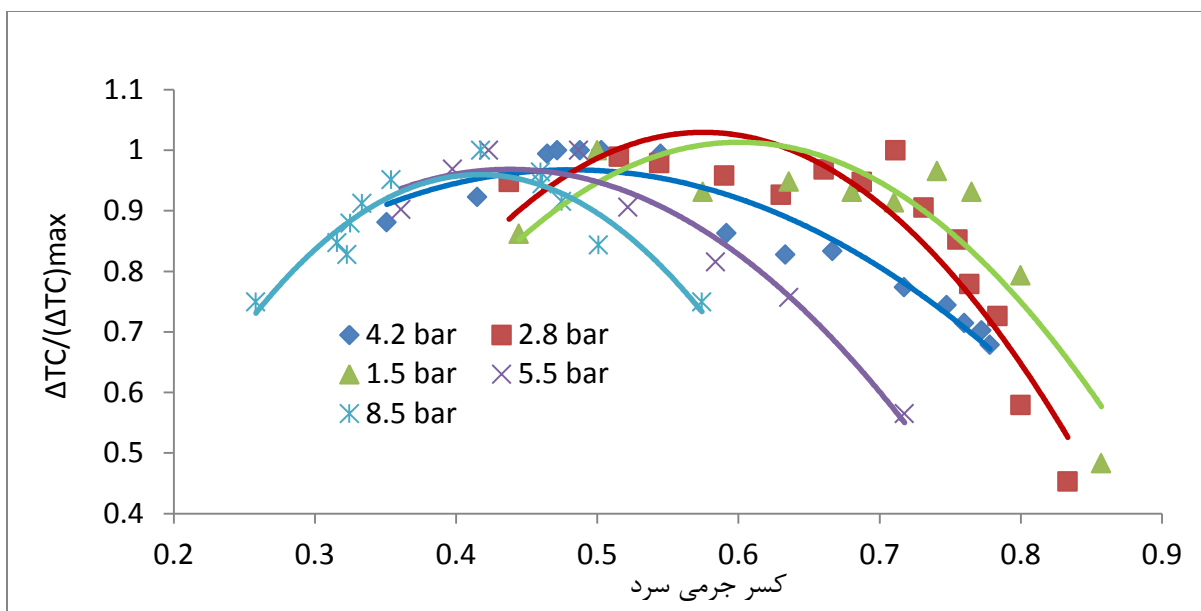
۱ با افزایش دما و کاهش اختلاف دمای سرد مواجه می‌شود. شکل ۸-۰ و شکل ۹-۰، اختلاف دمای سرد به ماکزیمم اختلاف سرد و اختلاف دمای گرم به ماکزیمم اختلاف گرم را نشان می‌دهد. بواسطه آنکه در فشارهای متفاوت ورودی، نقطه بیشترین جدایش حرارتی در مقادیر کسر جرمی سرد متفاوت اتفاق افتاده است، لذا دمای بی بعد نشان داده در این دو شکل روی هم قرار نگرفته‌اند و با افزایش فشار، به سمت مقادیر کسر جرمی سرد کمتر میل کرده‌اند.



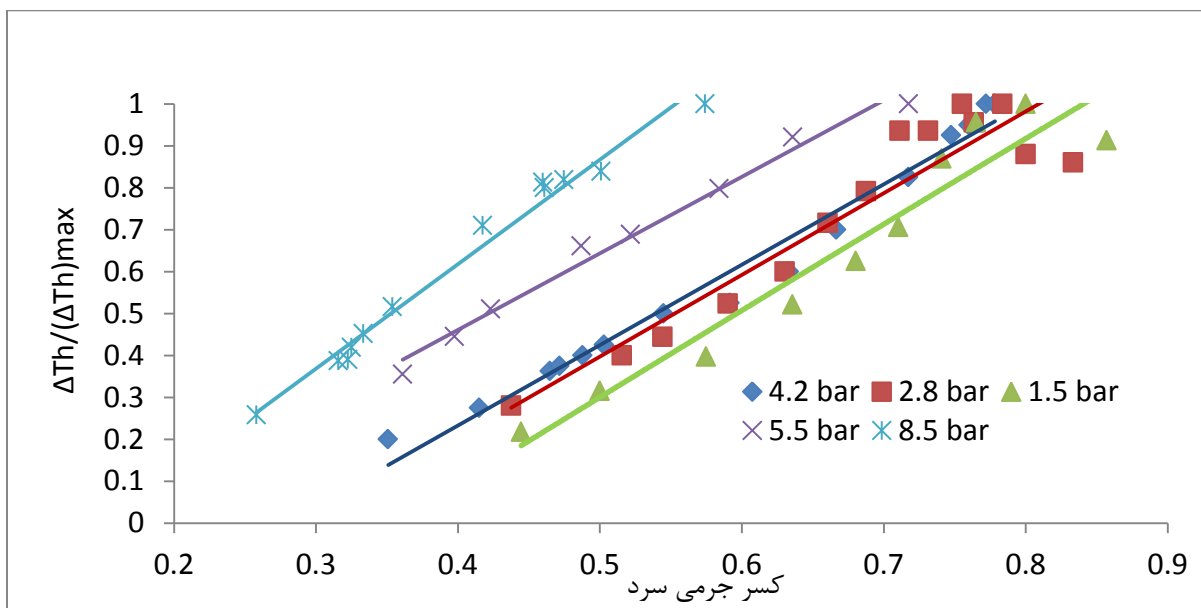
شکل ۶-۰ بازده آیزنتروپیک و اختلاف دمای سرد لوله‌گردبادی متوسط بر حسب کسر جرمی سرد



شکل ۷-۰ دمای گرم تولیدی لوله‌گردبادی متوسط بر حسب کسر جرمی سرد



شکل ۸-۰ اختلاف دمای سرد بدون بعد لوله‌گردبادی متوسط بر حسب کسر جرمی سرد



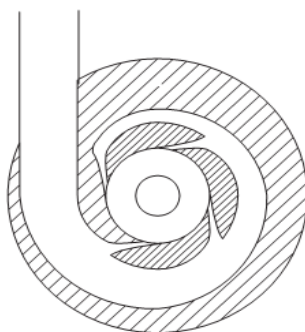
شکل ۹-۰ اختلاف دمای گرم بدون بعد لوله‌گردبادی متوسط بر حسب کسر جرمی سرد

۶-۲-۳ اثر مساحت نازل ورودی بر عملکرد لوله‌گردبادی

در بررسی عملکرد جدایشی لوله‌گردبادی، یکی از مواردی را که محققانی چون وو^۱ و همکاران [۱۷]، رفیعی و رحیمی [۶۸]، محمدی و فرهادی [۶۹] و ایم و یو^۱ [۷۰] به آن پرداخته‌اند، نازل و ویژگی‌های این بخش مثل

¹ Wu

شکل، اندازه و یا زاویه آن بوده است. وو و همکاران [۱۷]، نازل مستطیلی را با نازل منحنی شکلی مقایسه نموده و بیان داشتند که بکار بردن این نازل بجای نازل مستطیلی شکل باعث می‌شود که دمای خروجی سرد $2/2$ درجه سلسیوس کاهش بیشتر داشته باشد. شکل جریان و مسیری که گاز درون نازل طی می‌کند تا به درون محفظه لوله‌گردبادی وارد شود، عامل اثرگذاری بر عملکرد لوله‌گردبادی است. آنها طی این کار به بررسی شکل نازل و نحوه ورودی جریان نیز پرداختند و با پیشنهاد نازل غیرمستطیلی شکل نشان دادند که در کسرهای جرمی بالا، عملکرد بهتری نسبت به نازل ساده دیده می‌شود. در شکل ۱۰۰۰، شماتیک نازل پیشنهادی آنها ارائه شده است. رفیعی و رحیمی [۶۸]، اثر نازل همگرا را بصورت عددی و تجربی مورد مطالعه قرار دادند. آنها از چند نازل با نسبت‌های همگرایی بین ۱ تا $2/85$ استفاده نموده و مشاهده کردند که بیشترین کاهش دما در خروجی سرد برای نسبت $2/22$ ، بدست می‌آید. محمدی و فرهادی [۶۹]، اثر قطر نازل ورودی را بر عملکرد سرمایشی لوله‌گردبادی بررسی کرده و قطر بهینه نازل ورودی را یک چهارم قطر لوله‌گردبادی در نظر گرفتند.



شکل ۱۰۰۰ شکل نازل پیشنهادی توسط وو و همکاران [۱۷]

برای سه مولد گردبادی با نسبت مساحت نازل^۲ متفاوت، آزمایش برای بررسی اثر این پارامتر بر عملکرد لوله‌گردبادی انجام شده است. نسبت مساحت نازل $0/14$ ، $0/15$ و $0/17$ در نظر گرفته شده است. فشار گاز ورودی 4 بار می‌باشد. شکل ۱۱-۰، اثر تغییر نسبت مساحت نازل را بر بازده و اختلاف دمای سرد نشان می‌دهد. همانگونه که در این شکل مشاهده می‌شود، بیشترین جدایش دمایی برای نسبت مساحت نازل $0/14$ ، اتفاق

¹ Im and Yu

² Nozzle Area Ratio (NAR)

افتاده است. این شکل نشان می‌دهد، کمترین دما در یک مقدار معین کسر جرمی سرد اتفاق می‌افتد و بیانگر آن است که تغییر مساحت نازل، اثری بر کسر جرمی بهینه ندارد. برای هر سه مولد گردبادی، در کسر جرمی حدود ۰/۵، بازده آیزنتروپیک به حداکثر مقدار خود رسیده است. نیکولائف^۱ و همکاران [۷۱]، پوشرنف و خودروکف^۲ [۷۲] و نیمبالکار و مولر^۳ [۵۲]، مقادیر متفاوت کسر جرمی بهینه را که در آن حداکثر جدایش اتفاق می‌افتد، معرفی کردند. علت این تفاوت‌ها، طراحی‌های گوناگون لوله‌گردبادی و توزیع متفاوت جریان درون لوله‌گردبادی است. جریان در عبور از درون لوله‌گردبادی با موانع متعددی برخورد می‌کند که این موانع در لوله‌های گردبادی از لحاظ اندازه و فرم متفاوت هستند و دبی عبوری از دو خروجی را تحت تاثیر خود قرار می‌دهند. طراحی متفاوت درون لوله‌گردبادی بر توزیع جریان درون لوله‌گردبادی اثر می‌گذارد. همچنین توازن فشار که تحت تاثیر افت فشارهای درونی و خروجی‌های سرد و گرم است، در مقدار کسر جرمی سرد تعیین کننده می‌باشد. در نسبت مساحت نازل ۰/۱۴، بیشترین مقدار بازده آیزنتروپیک حدود ۰/۲۱، بدست آمده است. شکل ۰-۱۲، اثر تغییر نسبت مساحت نازل را بر اختلاف دمای گرم نشان می‌دهد. دیده می‌شود که در نسبت مساحت نازل ۰/۱۴ نیز، بیشترین اختلاف دمای گرم اتفاق می‌افتد.

شکل ۰-۱۳، درست بودن تئوری استفان^۴ را نشان می‌دهد. استفان [۷۳]، یک فرمول ریاضی عمومی برای فرآیند جدایش دمایی درون لوله‌گردبادی ارائه داد. این رابطه تشابهی نشان می‌دهد که اختلاف دمای سرد بی بعد تنها تابعی از کسر جرمی سرد می‌باشد. تغییر مساحت نازل توازن فشار درون لوله‌گردبادی را تغییر نمی‌دهد و لذا تغییری در کسر جرمی بهینه مشاهده نمی‌شود. با توجه به نتایج حاصله، رابطه بدست آمده بر مبنای یک معادله درجه دو برازش شده، بصورت زیر قابل ارائه است.

$$\frac{\Delta T_c}{(\Delta T_c)_{\max}} = -5.6397\mu_c^2 + 5.6956\mu_c - 0.4345 \quad ۱-۰$$

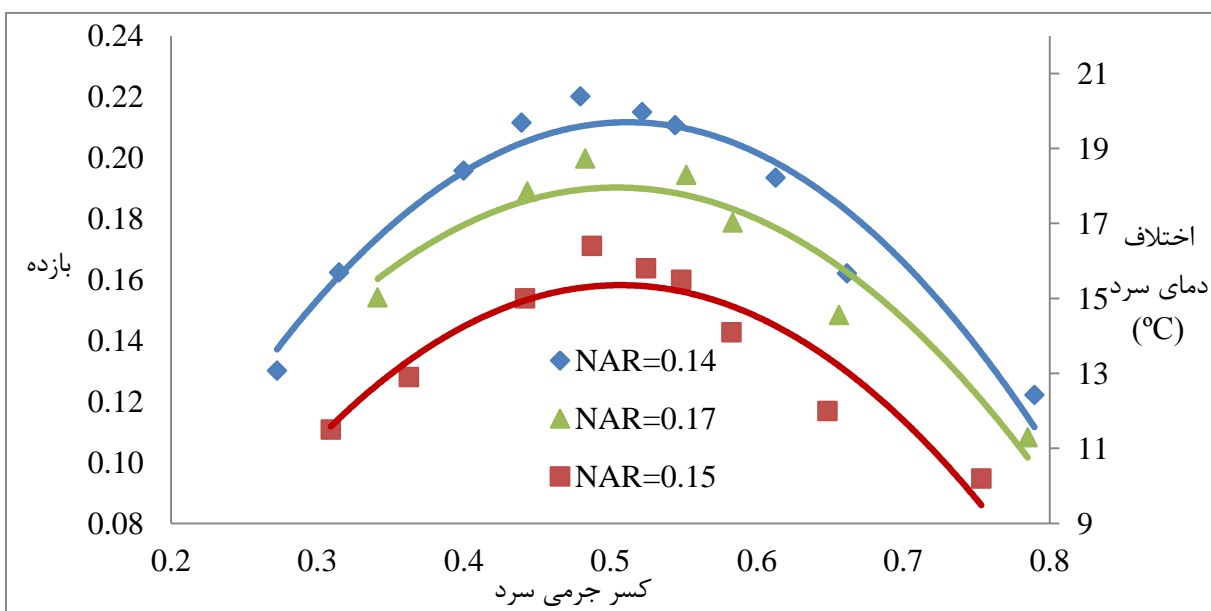
¹ Nikolaev

² Poshernev and Khodorkov

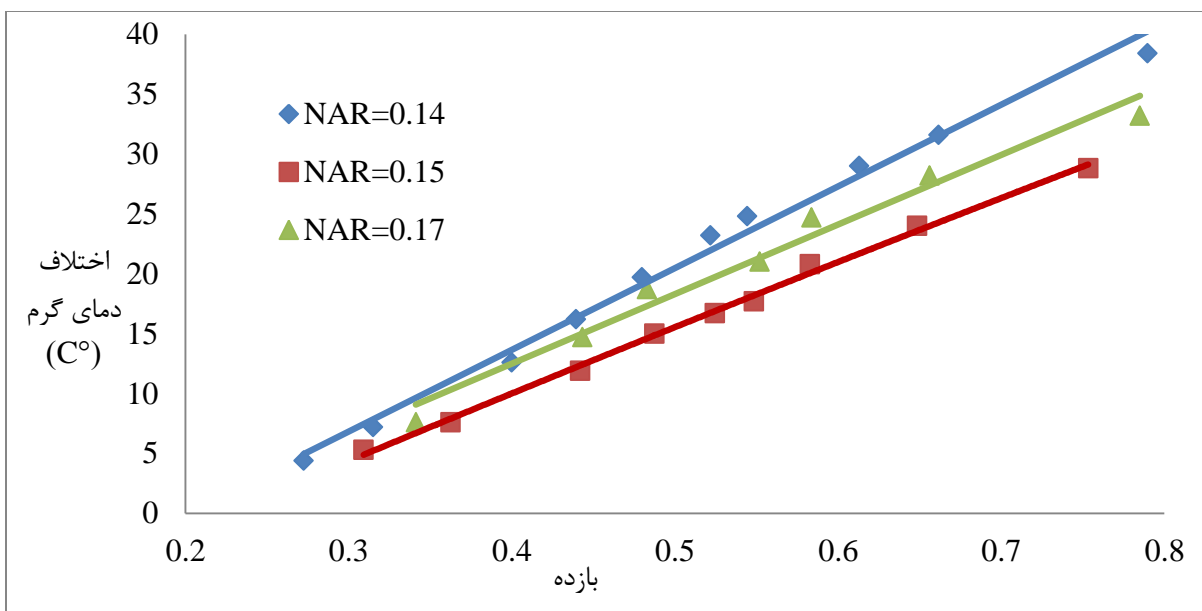
³ Nimbalkar and Muller

⁴ Stephan

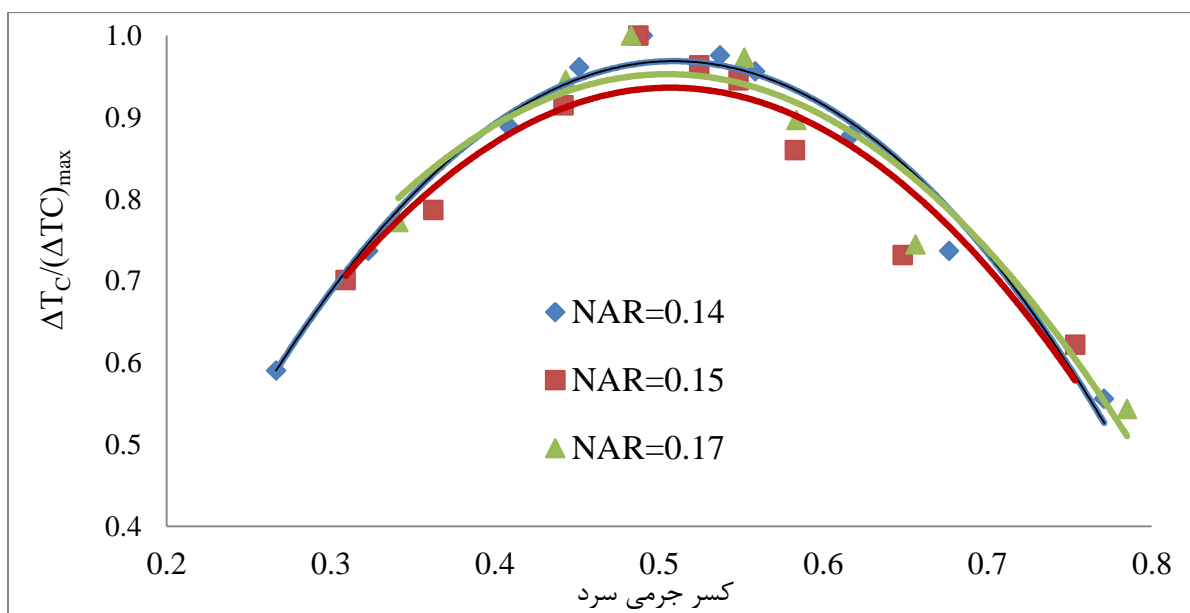
در شکل ۰-۱۴، اختلاف دمای سرد بدون بعد مربوط به داده‌های هیلش و استفان با نتایج کار حاضر نمایش داده شده است. همانگونه که دیده می‌شود، کسر جرمی سرد که در آن حداکثر جدایش دمایی در آن اتفاق می‌افتد، در این سه کار متفاوت می‌باشد. هر چه کسر جرمی بهینه دارای مقدار بیشتری باشد، لوله‌گردبادی بواسطه عبور بیشتری از جریان از ناحیه سرد، می‌تواند سرمایه‌ش بیشتری ایجاد نماید. البته ایجاد سرمایه بیشتر علاوه بر کسر جرمی سرد به میزان اختلاف دمای سرد نیز بستگی دارد.



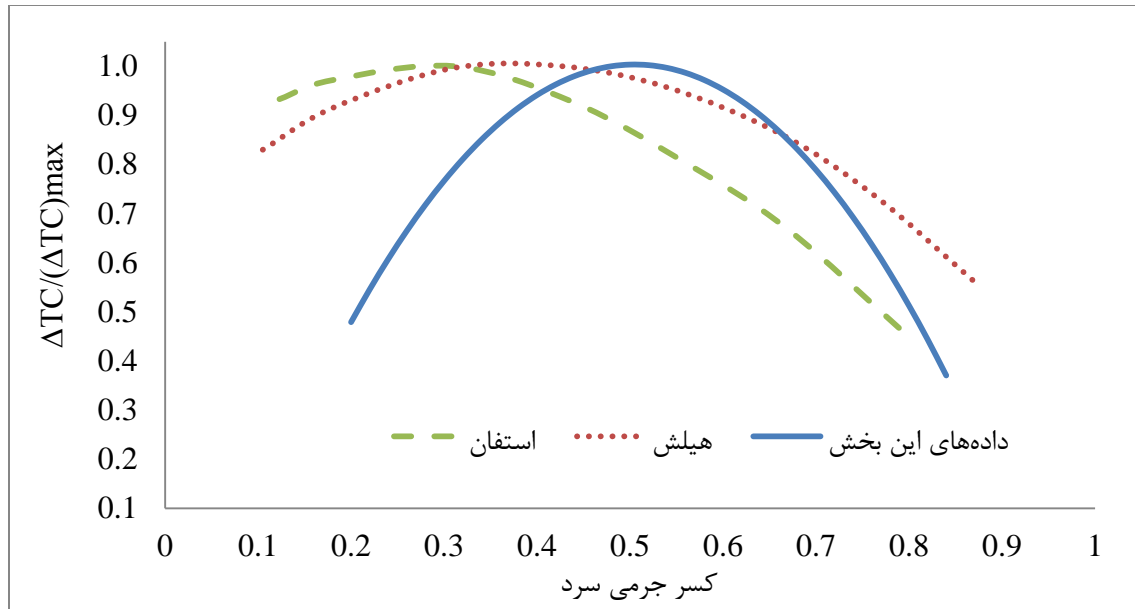
شکل ۰-۱۱ اثر نسبت مساحت نازل بر بازده ایزنتروپیک و اختلاف دمای سرد



شکل ۱۲-۰ اثر نسبت مساحت نازل بر اختلاف دمای گرم



شکل ۱۳-۰ اثر نسبت مساحت نازل بر اختلاف دمای سرد بی بعد



شکل ۱۴-۰ مقایسه رابطه تشابهی با روابط هیلش [۲] و استفان [۷۳]

۶-۲-۴ اثر نسبت قطر اریفیس سرد^۱ بر عملکرد لوله گردبادی

در این بخش اثر نسبت قطر اریفیس سرد بر عملکرد لوله گردبادی بررسی می‌شود. پنج مولد گردبادی با نسبت‌های قطر اریفیس سرد ۰/۵۶، ۰/۶۰، ۰/۶۴، ۰/۷۷ و ۰/۸۲ در این بخش استفاده شده است. فشار گاز ورودی ۴ بار می‌باشد. بازده آیزنتروپیک و اختلاف دمای سرد ناشی از تغییر قطر اریفیس سرد در شکل ۱۵-۰ نشان داده شده است. این شکل نشان می‌دهد که برای هر کدام از مولدهای گردبادی، مقدار بیشترین اختلاف دما در مقادیر متفاوت کسر جرمی سرد رخ می‌دهد. هر چه که مساحت اریفیس سرد افزایش می‌یابد، کسر جرمی سرد بهینه نیز افزایش می‌یابد. تغییر در کسر جرمی بهینه، ناشی از تغییر ساختار جریان درون لوله گردبادی می‌باشد. بخشی از جریان که اجازه عبور از شیر گرم را پیدا نمی‌کند، از مرکز لوله گردبادی خود را به خروجی سرد می‌رساند. قطر این جریان برگشتی بستگی به تعادل بین جریان رفت به سمت خروجی گرم و جریان برگشتی از آن دارد و عامل تعیین کننده شیر خروجی گرم می‌باشد. چرا که با باز بودن شیر گرم، بخش زیادی از جریان از این خروجی عبور کرده، لذا قطر جریان برگشتی کوچک می‌شود

¹ RCOD=Ratio of Cold Orifice Diameter

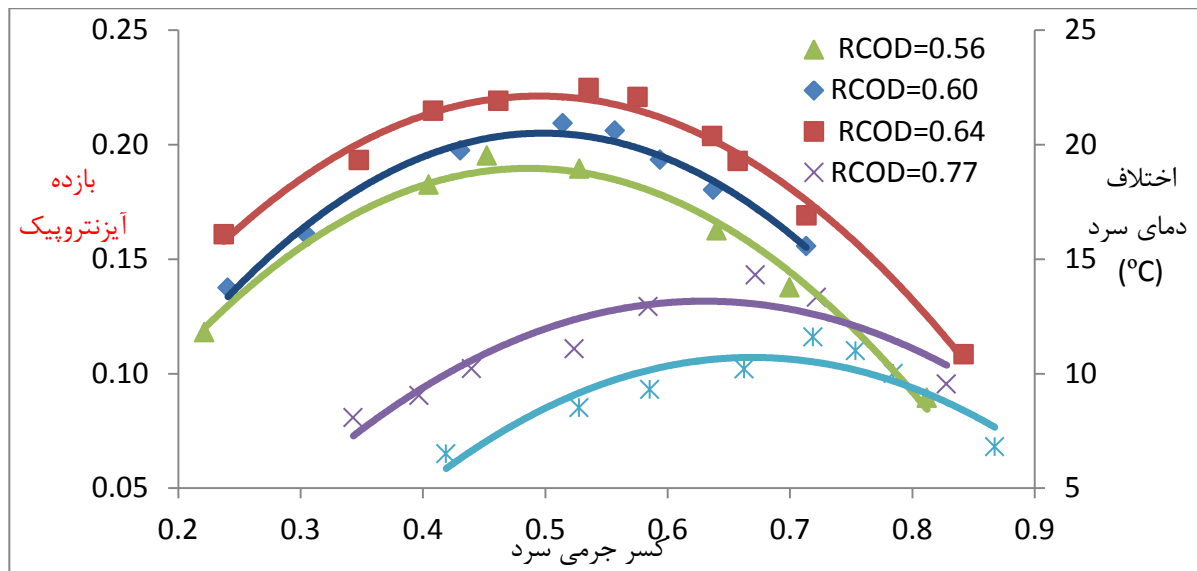
و بالعکس زمانی که شیر گرم به صورت محدود باز است، قطر جریان برگشتی زیاد می‌شود. با تنظیم شیر گرم، محدوده‌ای از قطر برای جریان برگشتی وجود دارد. هر چه قطر جریان برگشتی با قطر اریفیس سرد نزدیکتر شود، عملکرد بهتری از لوله‌گردبادی مشاهده می‌شود. زمانی که مساحت اریفیس سرد تغییر می‌کند، نسبت جرم عبوری از خروجی‌ها که در آن حالت بهترین عملکرد جدایشی برای لوله‌گردبادی اتفاق می‌افتد، تغییر می‌کند. برای نسبت قطر اریفیس سرد ۰/۶۴، بیشترین اختلاف دمای سرد اتفاق افتاده است. آیمسا و پروموونگ^۱ [۱۱]، با بررسی نتایج تحقیقات گذشته بر روی سیال هوا، بهترین نسبت مساحت اریفیس را ۰/۵ بیان نمودند. شاید یکی از دلایل تفاوت بین کار بیان شده و این کار تفاوت در سیال عامل مورد استفاده باشد.

در شکل ۰-۱۵ همچنین دیده می‌شود که برای نسبت قطر اریفیس ۰/۶۴، بازده ۲۲ درصد در کسر جرمی ۰/۵۳ بدست آمده است. برای ده درصد افزایش و کاهش نسبت قطر اریفیس از مقدار ۰/۶۴، به ترتیب ۴۰ و ۱۷ درصد کاهش در بازده آیزنتروپیک مشاهده می‌شود. همانگونه که مشاهده شد، با تغییر نسبت قطر اریفیس سرد، کسر جرمی بهینه تغییر می‌کند، در حالیکه نیمبالکار و مولر^۲ [۵۲] بیان داشته‌اند که برای چندین قطر اریفیس، بیشینه اختلاف دمای سرد در مقدار ثابت کسر جرمی سرد ۰/۶۰، اتفاق می‌افتد. آنها معتقدند با کاهش کسر جرمی سرد، نقطه سکون محوری به سمت خروجی گرم می‌رود و بواسطه کشیده شدن ناحیه چرخشی مرکزی، نقطه سکون شعاعی به سمت خط مرکزی لوله‌گردبادی نزدیک می‌شود. آنها بیان کردند که نقاط سکون محوری و شعاعی ایده‌آل جریان نقاط ثابتی هستند و از این رو تغییر قطر اریفیس سرد باعث نمی‌شود، کسر جرمی بهینه تغییر کند. اما نتایج این بخش نشان می‌دهد که چنین تئوری درست نمی‌باشد و تغییر در قطر اریفیس باعث تغییر در ساختار جریان داخلی می‌گردد. بدیهی است که بین قطر جریان برگشتی از خروجی گرم با قطر اریفیس سرد نمی‌توان ارتباطی را متصور نبود. چرا که با

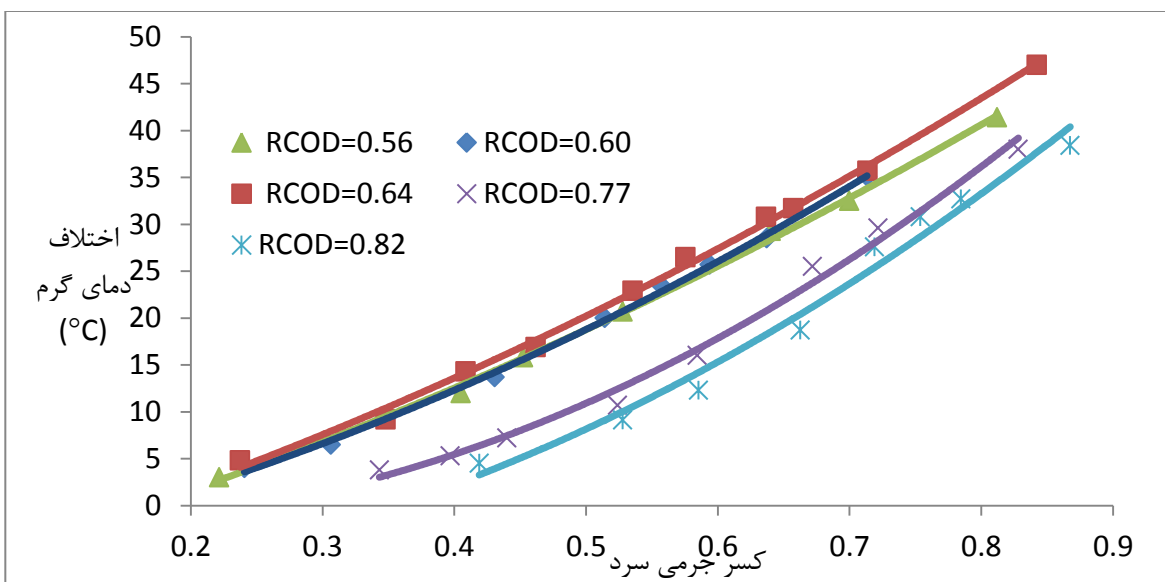
¹ Eiamsa-ard and Promvong

² Nimbalkar and Muller

افزایش قطر اریفیس سرد، میزان جریان برگشتی از ناحیه گرم که می‌تواند از خروجی سرد خارج شود افزایش می‌یابد و کوچکتر شدن قطر اریفیس می‌تواند باعث اختلاط بیشتر جریان برگشتی با جریان ورودی شود. اختلاف دمای گرم ناشی از تغییر قطر اریفیس سرد در شکل ۱۶-۰ نشان داده شده است. در این شکل نیز در نسبت قطر اریفیس ۰/۶۴، بیشینه اختلاف دمای گرم اتفاق افتاده است. در هر دو شکل پیشین دیده می‌شود که افزایش قطر اریفیس سرد باعث کاهش زیاد در اختلاف دمای سرد و گرم می‌شود.



شکل ۱۵-۰ اثر قطر اریفیس سرد بر بازده آیزنتروپیک و اختلاف دمای سرد



شکل ۱۶-۰ اثر قطر اریفیس سرد بر اختلاف دمای گرم

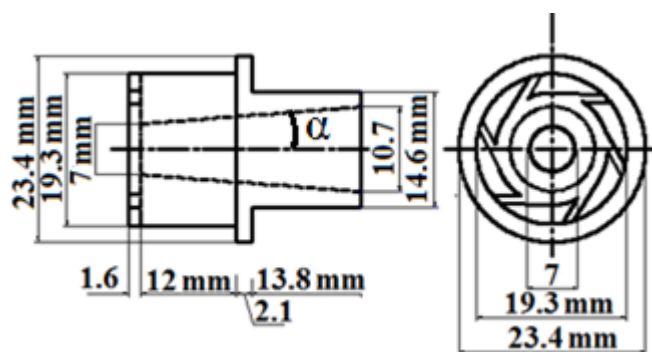
۶-۲-۵ اثر زاویه اریفیس سرد بر عملکرد لوله گردبادی

در این بخش اثر زاویه اریفیس سرد (a)، بصورت تجربی بر عملکرد جدایشی لوله گردبادی بررسی شده است. شش مولد گردبادی با زوایای اریفیس سرد $0/7^\circ$ ، $1/6^\circ$ ، $2/6^\circ$ ، $3/6^\circ$ و $4/1^\circ$ و $5/1^\circ$ مورد استفاده قرار گرفته است. در جدول ۱-۰، ابعاد و زوایای اریفیس سرد این شش مولد گردبادی آمده است. در شکل ۱۷-۰ شماتیکی از مولد گردبادی با زاویه اریفیس سرد $3/6^\circ$ ، مشاهده می‌شود. در این مولدهای گردبادی، قطر خروجی متغیر است، در حالیکه قطر ورودی ثابت می‌باشد. اریفیس سرد مجرای خروجی است که در انتهای لوله گردبادی قرار داشته و جریان سرد از طریق آن خارج می‌شود. تغییر زاویه اریفیس سرد بر ساختار جریان درون لوله گردبادی و در نتیجه عملکرد جدایشی لوله گردبادی تاثیرگذار است. شکل ۱۸-۰، اثر زاویه اریفیس سرد را بر بازده و اختلاف دمای سرد نشان می‌دهد. طبق این شکل، برای هر مولد گردبادی رفتار اختلاف دمای سرد، مشابه با

جدول ۱-۰ ابعاد و زاویه اریفیس سرد مولد گردبادی

شماره مولد گردبادی	قطر ورودی (mm)	قطر خروجی (mm)	زاویه اریفیس سرد α
1	7	7.76	0.7°

1.6°	8.64	7	2
2.6°	9.68	7	3
3.6°	10.70	7	4
4.1°	11.22	7	5
5.1°	12.28	7	6



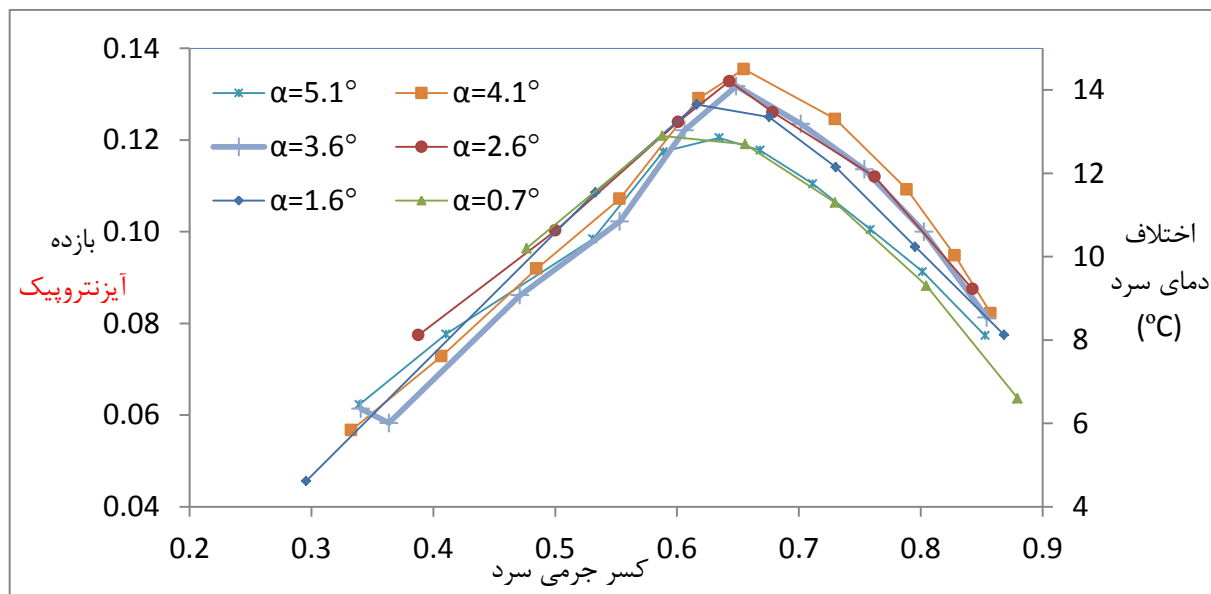
شکل ۱۷-۰ ابعاد مولد گردبادی با زاویه ۳/۶°

رفتارهای مشاهده شده در شکل‌های پیشین بوده است. برای زوایای مورد بررسی، در زاویه $a=4/1^\circ$ بیشترین اختلاف دمای سرد حاصل شده است. با افزایش زاویه از $0/7^\circ$ الی $4/1^\circ$ ، کسر جرمی بهینه در مقادیر بزرگتری اتفاق می‌افتد. در زاویه $4/1^\circ$ بیشترین بازده آیزنتروپیک و بیشترین مقدار کسر جرمی بهینه دیده می‌شود. این بهبود ناشی از تغییر ساختار جریان و مقاومت در طول اریفیس سرد است. چانگ^۱ و همکاران [۷۴]، در آزمایش لوله‌گردبادی واگرا با زوایای مختلف، بهترین زاویه واگرایی برای لوله گرم را 4° بدست آوردند. بران و کولیک^۲ [۷۵] بیان کردند که ساختار جریان درون لوله‌گردبادی در نتیجه عواملی چون شدت چرخش، نرخ اضمحلال چرخش و افت فشاری که درون لوله‌گردبادی اتفاق می‌افتد، تغییر می‌کند. در اینجا زاویه اریفیس سرد تنها عامل تغییرکننده است که بر افت فشار تاثیر می‌گذارد. عملکرد زاویه اریفیس $4/1^\circ$ نشان می‌دهد که کمترین افت فشار در ناحیه سرد اتفاق افتاده و در نتیجه بیشترین میزان جرم سرد نیز در این حالت عبور می‌کند. بیشترین بازده آیزنتروپیک در محدوده $0/58$ الی $0/65$ کسر جرمی سرد

¹ Kun Chang

² Beran and Culick

اتفاق افتاده است. بدین ترتیب دیده می‌شود که زاویه اریفیس سرد نه تنها بر بازده آیزنتروپیک اثر می‌گذارد، بلکه بر موقعیت کسر جرمی بهینه نیز اثرگذار است. محققان گذشته مقادیر مختلفی از کسر جرمی سرد را که در آن حداکثر بازده آیزنتروپیک اتفاق می‌افتد را بیان نموده‌اند. نیکولائف^۱ و همکاران [۷۱]، محدوده ۰/۶ الی ۰/۷ را در مشاهدات تجربی بدست آورده‌اند. پوشرنف و خودروکف^۲ [۷۲] بیان نمودند که کسر جرمی بهینه در محدوده ۰/۵ الی ۰/۶ اتفاق می‌افتد. نیمبالکار و مولر^۳ [۵۲] از جمله محققانی هستند که یک نقطه را برای کسر جرمی بهینه ارائه داده‌اند. کسر جرمی بهینه ارائه شده توسط آنها ۰/۶ می‌باشد. شکل ۱۹-۰ اثر زاویه اریفیس سرد را بر اختلاف دمای گرم نشان می‌دهد. اختلاف دمای گرم در طول کل بازه کسر جرمی سرد روندی صعودی دارد. در هر دو شکل مشاهده می‌شود که برای کسر جرمی سرد زیر ۰/۶، زاویه اریفیس سرد تاثیری بر عملکرد جدایشی لوله گردبادی

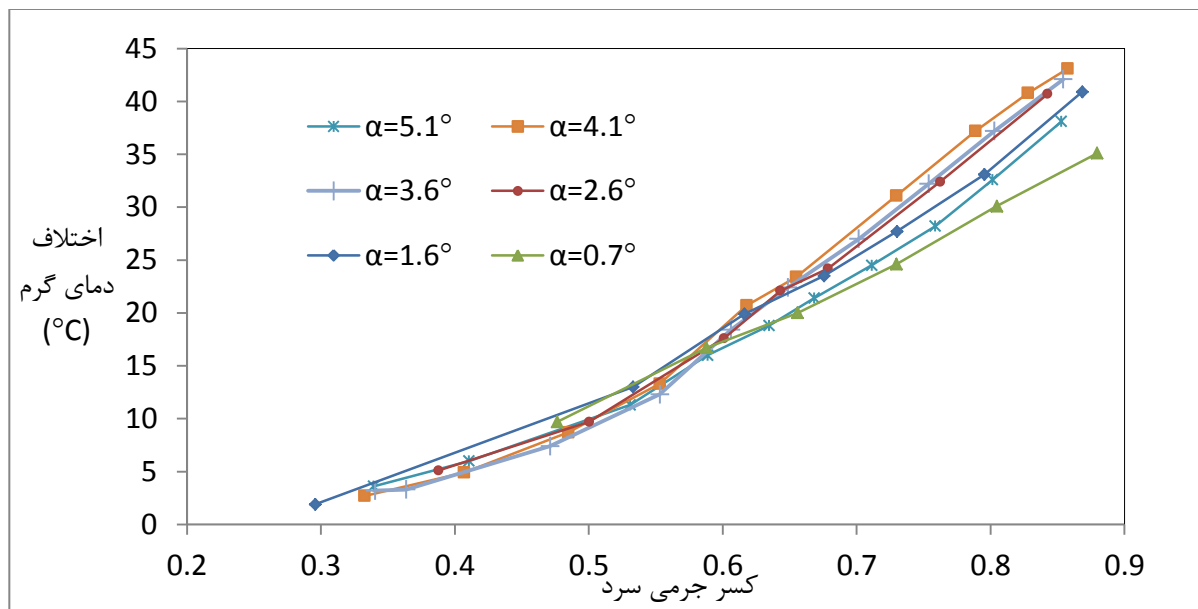


شکل ۱۸-۰ اثر زاویه اریفیس سرد بر بازده آیزنتروپیک و اختلاف دمای سرد

¹ Nikolaev

² Poshernev and Khodorkov

³ Nimbalkar and Muller



شکل ۱۹-۰ اثر زاویه اریفیس سرد بر اختلاف دمای گرم

ندارد. هر چه کسر جرمی کاهش یابد، مقدار دبی خروجی سرد نیز کم شده و زاویه اریفیس بر جریان سرد اثر کمتری می‌گذارد. نتایج این بخش نشان می‌دهد که بکارگیری زوایای مختلف اریفیس سرد منجر به عملکرد متفاوت لوله‌گردبادی می‌شود. پیکربندی زاویه اریفیس سرد شبیه به یک پخش‌کننده می‌ماند و لذا انبساط گاز در این پخش‌کننده علت اصلی عملکرد متفاوت می‌باشد. هر زمان که انرژی جنبشی و پتانسیل سیال عامل قابل صرفنظر کردن باشد، انتالپی بیانگر انرژی کل سیال است. برای این جریان سرعت بالا درون اریفیس سرد، انرژی پتانسیل در مقابل انرژی جنبشی قابل صرفنظر کردن است. جریان درون پخش‌کننده را در نظر بگیرید، که بصورت آدیاباتیک بوده و کاری از مرزها عبور نمی‌کند و تغییری در انرژی پتانسیل قابل وجود ندارد. در این حالت انتالپی سکون سیال ثابت باقی می‌ماند. لذا هر گونه کاهش در سرعت سیال درون اریفیس باعث افزایش انتالپی استاتیک و در نتیجه افزایش دما خواهد شد. اما این تئوری در این آزمایش بیانگر اختلاف ایجاد شده در دما نمی‌تواند باشد. بسته به هندسه و عدد رینولدز در یک پخش‌کننده، رژیم‌های جریان متفاوتی وجود دارد. زمانی که زاویه واگرایی اریفیس خیلی کوچک است، لایه مرزی نازک بوده و سطح موثر کانال و مساحت هندسه رشد می‌کنند. با افزایش زاویه پخش‌کننده، نوساناتی با دامنه

بزرگتری به همراه نواحی تکراری با سرعت‌های برگشتی در طول دیواره پخش‌کننده شکل می‌گیرد. گریترز^۱ [۷۶] بیان نمود که با افزایش در زاویه واگرایی، یک ناحیه جریان برگشتی شکل می‌گیرد. اسپارو^۲ و همکاران [۷۷]، با بررسی برخی از مراجع اظهار کرده‌اند که اگر زاویه واگرایی از 7° درجه بگذرد، جریان از سطح پخش‌کننده مخروطی جدا می‌شود، در حالیکه برخی از مراجع این زاویه را 15° اعلان نموده‌اند. البته آنها برای عدد رینولدز ورودی کمتر از ۲۰۰۰، به زاویه واگرایی 5° دست یافته‌اند. آنها بصورت عددی زاویه واگرایی 5° ، 10° و 30° را برای رینولدز ۵۰۰ تا ۳۳۰۰۰ مطالعه نموده و نشان دادند که برای جریان‌های رینولدز کمتر در زاویه واگرایی کوچکتر جدایش اتفاق می‌افتد. علاوه بر این نشان داده شد که با افزایش عدد رینولدز، امتداد ناحیه جریان جدا شده کاهش می‌یابد و جدایش برای تمام اعداد رینولدز مورد بررسی اتفاق افتاده است. همانگونه که مشخص است در پخش‌کننده، جدایش جریان زمانی اتفاق می‌افتد که زاویه واگرایی و نسبت سطح بصورت نادرستی انتخاب شود. این جدایش می‌تواند باعث جدایش متناوب یا پایا از دیواره پخش‌کننده شده و تلفات بیشتری را در پایین دست جریان ایجاد نماید. لذا طراحی درست پخش‌کننده مستلزم این نکته است که زاویه مخروطی برای یک مقدار معین نسبت سطح، از مقدار مقیدی فراتر نرود. نتایج مشاهده شده در آزمایش لوله‌گردبادی نشان می‌دهد که اختلاف در عملکرد جدایشی لوله‌گردبادی در نتیجه زاویه واگرایی اریفیس سرد است. در نتیجه این واگرایی، فرآیند انبساط در اریفیس اتفاق می‌افتد. تعیین پارامتر تلفات پخش‌کننده بوسیله اکرت^۳ و همکاران [۷۸] ارائه گردید. آنها بیان کردند که تلفات انرژی در طول پخش‌کننده بستگی به شکل سطح مقطع و زاویه واگرایی دارد. برای پخش‌کننده مخروطی، توابع انبساط برای زوایای $0^\circ < 2\alpha < 3^\circ$ ، $3^\circ < 2\alpha < 10^\circ$ و $10^\circ < 2\alpha$ این چنین ارائه می‌گردد:

$$\text{for } 0^\circ < (2\alpha) < 3^\circ \quad K_{exp} = 1.033395 \times 10^{-1} - 1.19465 \times 10^{-2} (2\alpha) \quad 2-0$$

¹ Greitzer

² Sparrow

³ Eckert

$$\text{for } 3^\circ < (2\alpha) < 10^\circ \quad K_{exp} = 1.70925 \times 10^{-1} - 5.84932 \times 10^{-2} (2\alpha) + 8.14936 \times 10^{-3} (2\alpha)^2 + 1.34777 \times 10^{-4} (2\alpha)^3 - 5.67258 \times 10^{-5} (2\alpha)^4 - 4.15879 \times 10^{-7} (2\alpha)^5 + 2.10219 \times 10^{-7} (2\alpha)^6 \quad 3-0$$

$$\text{for } (2\alpha) > 10^\circ \quad K_{exp} = -9.66135 \times 10^{-2} + 2.336135 \times 10^{-2} (2\alpha) \quad 4-0$$

با بکار بردن معادلات اکرت برای زوایای اریفیس، ضریب تلفات در نتیجه انبساط محاسبه شده و در جدول ۲-۰ ارائه گردیده است. برای هر زاویه اریفیس سرد، بازده آیزنتروپیک نیز ارائه شده است. ابتدا افزایش زاویه، باعث کاهش تلفات انبساطی در اریفیس می‌شود که این موضوع در نتیجه انبساطی مطلوبی است که در پایین دست پخش‌کننده اتفاق می‌افتد. تلفات انبساطی حداقل در زاویه $4/1^\circ$ اتفاق می‌افتد و به همین دلیل بهترین عملکرد در این زاویه رخ می‌دهد. بیشترین مقدار کسر جرمی بهینه برای زاویه $4/1^\circ$ حاصل شده است. با افزایش زاویه اریفیس سرد، کسر جرمی سرد بهینه نیز تا زاویه $4/1^\circ$ افزایش می‌یابد. این موضوع نشان می‌دهد که کمترین افت فشار در این زاویه اتفاق می‌افتد. داده‌های بدست آمده در این آزمایش تطابق خوبی با روابط اکرت دارند.

جدول ۲-۰ تلفات انبساطی و حداکثر بازده آیزنتروپیک زوایای اریفیس سرد

η_{max} %	K_{EXP}	زاویه اریفیس α
11.7	0.104	0.7°
12.8	0.065	1.6°
13.2	0.041	2.6°
13.3	0.017	3.6°
13.5	0.005	4.1°
12	0.142	5.1°

۶-۲-۶ نتایج آزمایش لوله‌گردبادی دوجداره

فشار آزمایش در لوله‌گردبادی دوجداره ۴ بار می‌باشد. دما و فشار جریان پس از عبور از شیر فشارشکن بوسیله دماسنج و فشارسنج تعبیه‌شده اندازه‌گیری می‌گردد. سپس جریان گاز از درون نازل‌های روی مولد گردبادی با چرخش به درون محفظه گردبادی وارد می‌شود و به سمت خروجی گرم می‌رود. مولد گردبادی دارای شش نازل است. بدلیل آنکه تمام جریان اجازه خروج از شیر گرم را پیدا نمی‌کند از میان جریان رفت مسیر خود را باز کرده و به سمت خروجی سرد می‌رود. در آزمایش لوله‌گردبادی معمولی، در خروجی سرد و گرم نیز دماسنج‌ها، دمای دو جریان را اندازه‌گیری می‌کنند. در آزمایش لوله‌گردبادی دوجداره، دما پس از شیر خروجی گرم اندازه‌گیری نمی‌شود، بلکه این جریان با عبور از روی لوله گرم خود را به خروجی می‌رساند. اندازه‌گیری دمای گرم در این نقطه اتفاق می‌افتد. نتایج آزمایشات انجام پذیرفته بر روی لوله‌گردبادی معمولی و دوجداره بر اساس اختلاف دمای سرد و گرم، بازده آیزنتروپیک و ضریب عملکرد گرمایی ارائه شده‌اند.

بازده آیزنتروپیک و اختلاف دمای سرد در شکل ۲۰-۰ ارائه شده است. بیشینه بازده آیزنتروپیک لوله دوجداره و لوله‌گردبادی معمولی $23/6\%$ و 19% می‌باشد. با افزایش کسر جرمی سرد اختلاف دمای سرد روندی صعودی نزولی را طی می‌کند. در این شکل پیداست که در یک مقدار میانی برای کسر جرمی سرد، بهترین عملکرد سرمایشی لوله‌گردبادی معمولی و لوله‌گردبادی دوجداره اتفاق افتاده است. نکته‌ای که قابل مشاهده است، تغییر کسر جرمی سرد بهینه است. در آزمایش لوله‌گردبادی معمولی، کسر جرمی سرد بهینه زمانی حاصل شده است که هر دو شیر گرم و سرد باز هستند. تغییر کسر جرمی بهینه بواسطه تغییر توازن فشار درون و خروجی‌های لوله‌گردبادی معمولی است که این توازن فشار توسط لاو^۱ [۷۹] و پیرالیشویلی و فوزیوا^۲ [۸۰] بیان شده است. در زمانی که شیر سرد هنوز مورد استفاده قرار نگرفته است، در محدوده کسر

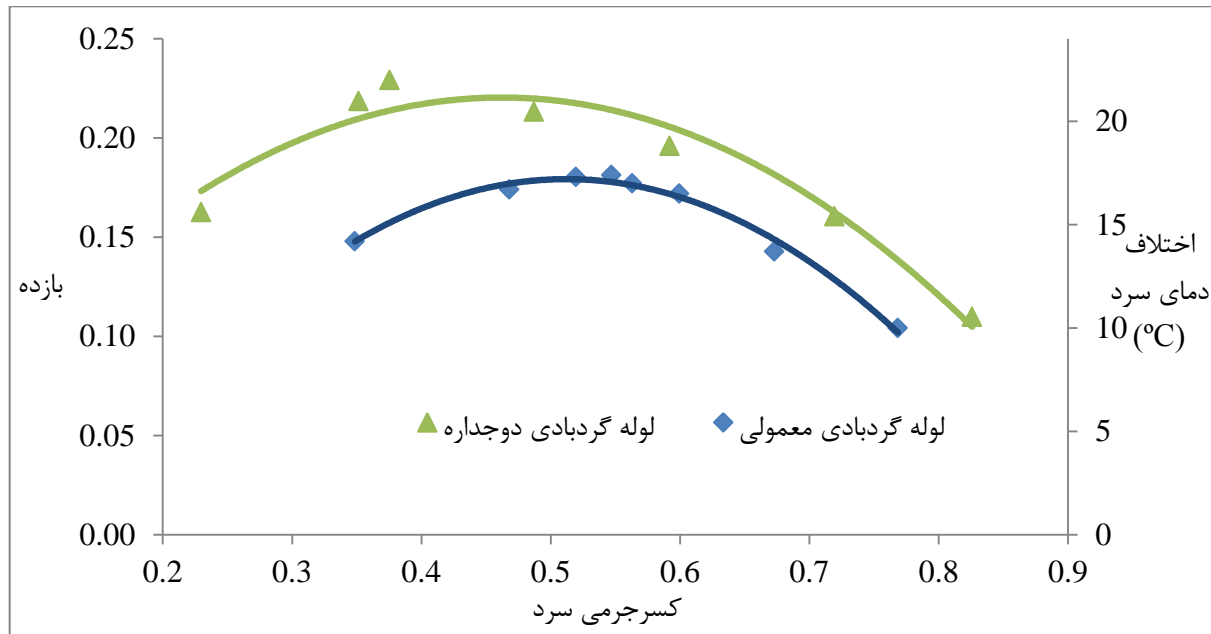
¹ Love

² Piralishvili and Fuzeeva

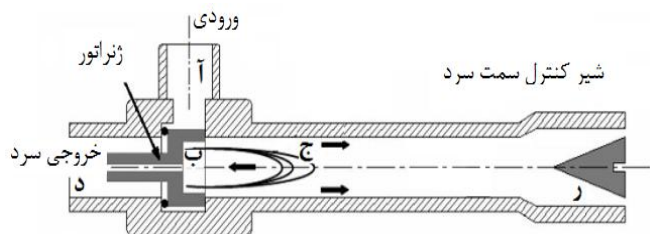
جرمی بهینه تا مقدار ۱، طبق شکل ۰-۲۱، افت فشار کلی در لوله‌گردبادی معمولی جمع افت فشار در ورودی (آ)، افت فشار مولد گردبادی (ب)، افت فشار جریان (ج)، افت فشار اریفیس سرد (د) و افت فشار شیر کنترل خروجی گرم (ر) می‌باشد. افت فشار در مولد گردبادی ناشی از شکل مولدگردبادی و تعداد نازل‌های تعبیه‌شده بر روی آن می‌باشد. افت فشار جریان نیز شامل نابودی گردباد جریان چرخشی و کم شدن یا معکوس شدن سرعت محوری در مرکز لوله است. افت فشار ناشی از شیر کنترلی لوله گرم بواسطه تنظیم مقدار کسر جرمی سرد و موقعیت نقطه سکون محوری است (نیمبالکار و مولر [۵۲]). بدیهی است هر چه افت فشار در سمت لوله گرم کم شود یا افت فشار سمت سرد ناشی از اریفیس سرد و یا شیر سرد زیاد شود، کسر جرمی کاهش می‌یابد.

همچنین شکل ۰-۲۰ نشان می‌دهد که کسر جرمی سرد بهینه لوله‌گردبادی معمولی دارای مقدار بزرگتری در مقایسه با لوله‌گردبادی دوجداره است. اما انتظار این است که با توجه به افزایش طول مسیر گرم در لوله‌گردبادی دوجداره، مقاومت مسیر گرم بیشتر شده و جریان کمتری از آن عبور نماید. اما آنچه که باعث تغییر در کسر جرمی می‌شود فشار سمت سرد و گرم است. دو عامل این افت فشار را ایجاد می‌کنند، افت فشار ناشی از مسیر جریان و افت فشار ناشی از شیر سرد و گرم. درست است که افت فشار مسیر گرم لوله‌گردبادی معمولی کمتر از دوجداره است، اما عامل اصلی و تعیین کننده، شیرهای دو طرف لوله‌گردبادی می‌باشند که مقدار جریان‌های خروجی از دو سمت را تعیین می‌کنند. در انجام آزمایش دو شیر در دو سمت سرد و گرم مورد استفاده قرار گرفته است. اگر برای هر دو نمونه لوله‌گردبادی شیر گرم و سرد خروجی بطور کامل باز شود، کسری از جرم که از سمت گرم لوله‌گردبادی دوجداره خارج می‌شود کمتر است، یعنی کسر جرمی سرد لوله دوجداره بزرگتر از کسر جرمی سرد لوله‌گردبادی معمولی می‌شود. اما برای لوله دوجداره نقطه کسر جرمی سرد بهینه که در آن کمینه دمای سرد بدست آمده، زمانی حاصل شده است که شیر سمت سرد، فشار خروجی سرد را بالا برده و در نتیجه دبی سرد (و کسر جرمی سرد) کاهش یافته است. اما در لوله‌گردبادی معمولی زمانی که شیر سرد مورد استفاده قرار می‌گیرد، عملکرد جدایش دمایی وسیله

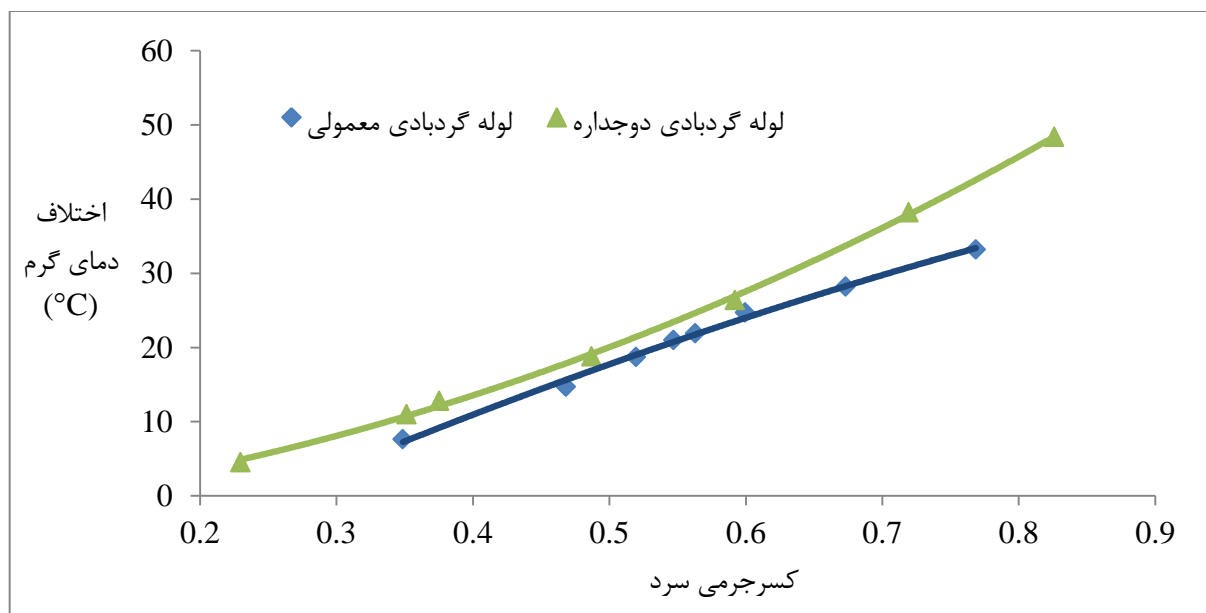
پایین تر می‌آید. همین موضوع باعث می‌گردد تا کسر جرمی بهینه لوله‌گردبادی دوجداره کمتر از مقدار مربوط به لوله‌گردبادی معمول گردد.



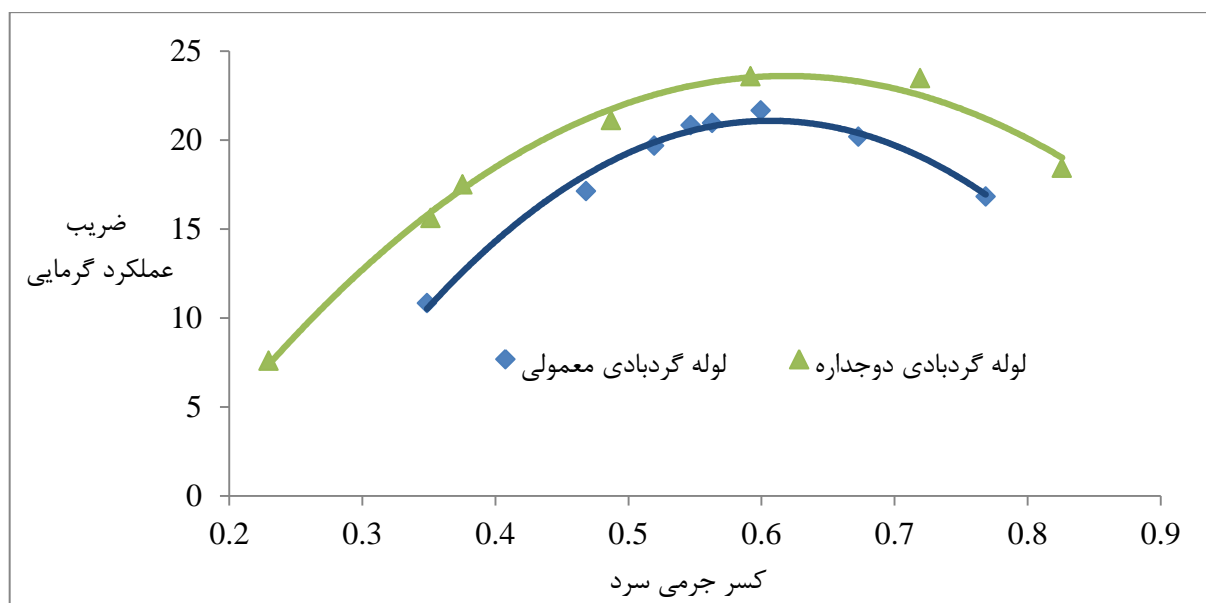
شکل ۲۰-۰۰ اختلاف دمای سرد بر حسب کسر جرمی



شکل ۲۱-۰۰ لوله‌گردبادی معمولی و موقعیت های ایجاد کننده افت فشار



شکل ۲۲-۰۰ اختلاف دمای گرم بر حسب کسر جرمی



شکل ۲۳-۰۰ ضریب عملکرد گرمایی بر حسب کسر جرمی

لوله گردبادی دوجداره در سرد کردن جریان ورودی عملکرد بهتری را نسبت به نمونه معمولی ارائه داده است و در تمام محدوده کسر جرمی، بیشترین اختلاف دمای سرد را ایجاد نموده است. لوله گردبادی دوجداره در کسر جرمی ۰/۳۷ به ۲۱/۳ درجه سلسیوس اختلاف دمای سرد دست پیدا کرده است (بر اساس شکل

۲۰۰۰). در شکل ۲۲-۰۰ اختلاف دمای گرم ارائه شده است. با افزایش کسر جرمی، روند تغییر این پارامتر صعودی می‌باشد. در ایجاد اختلاف دمای گرم، لوله‌گردبادی دوجداره دارای عملکرد بهتری نسبت به لوله‌گردبادی معمولی است. در آزمایش لوله‌گردبادی دوجداره، ۴۸ درجه سلسیوس اختلاف دمای گرم ثبت شده است.

ضریب عملکرد گرمایی برای دو نمونه لوله‌گردبادی که مطابق رابطه ۱۱-۰۰ محاسبه شده، در شکل ۲۳-۰۰ آمده است. کسر جرمی بهینه گرمایی، کسر جرمی سردی است که در آن بیشینه ضریب عملکرد گرمایی حاصل شده است. با افزایش کسر جرمی سرد، عبارت مربوطه در صورت معادله ۱۱-۰۰ کاهش می‌یابد، اما اختلاف دمای گرم افزایش می‌یابد. تا مقدار کسر جرمی بهینه گرمایی، اثر افزایش اختلاف دما بر کاهش جمله کسر جرمی صورت معادله ۱۱-۰۰ می‌چربد (یعنی نقطه کسر جرمی بهینه گرمایش) و پس از آن بالعکس می‌گردد. ضریب عملکرد لوله‌گردبادی دوجداره در مقایسه با لوله‌گردبادی معمولی بطور متوسط حدود دو درصد بهبود یافته است. با توجه به اختلاف دمای گرم بزرگتر لوله‌گردبادی دوجداره مقدار کسر جرمی بهینه گرمایی در مقادیر بزرگتری حاصل می‌شود. طبق شکل، کسر جرمی بهینه گرمایی برای هر دو لوله‌گردبادی در ۰/۶، اتفاق افتاده است. چنانچه با استفاده از رابطه ۳۳-۰۰ از ضریب عملکرد آیزنتروپیک نسبت به کسر جرمی مشتق گرفته شود و برابر صفر قرار گیرد، کسر جرمی بهینه بر مبنای ضریب عملکرد آیزنتروپیک برای نسبت فشار ۴ مقدار ۰/۷۴ بدست می‌آید.

۶-۲-۱-۶ اثر مساحت نازل ورودی

نازل ورودی پارامتر مهم و اثرگذار بر عملکرد لوله‌گردبادی می‌باشد. برخی از تحقیقات گذشته نیز به بررسی اثر مساحت نازل ورودی بر مکانیزم جدایش جریان لوله‌گردبادی پرداخته است. ییلماز^۱ و همکاران [۸۱] بیان نمودند که مساحت کم نازل ورودی باعث افت فشار شدید در نازل و در نتیجه منجر به سرعت مماسی

¹ Yilmaz

پایین و جدایش حرارتی کم می‌شود. همچنین مساحت نازل بزرگ نیز باعث عدم پیدایش کامل جریان چرخشی درون لوله‌گردبادی و کاهش عملکرد جدایشی لوله‌گردبادی می‌شود. وستلی^۱ [۸۲]، لیندرستورم-لانگ^۲ [۸۳] و آیدین و باکی^۳ [۵۰]، برای نسبت مساحت نازل ورودی به مساحت لوله‌گردبادی^۴ به ترتیب اعداد ۰/۲۶۶، ۰/۲۵ و ۰/۳۳ را پیشنهاد دادند، در حالیکه تاکاهاما^۵ [۸۴] بیان کرد که برای داشتن بهترین عملکرد لوله‌گردبادی نسبت مذکور می‌بایست کوچکتر از ۰/۲ باشد. با مرور کارهای انجام پذیرفته در این بخش، ییلماز و همکاران [۸۱]، نسبت ۰/۲۵ را پیشنهاد داده است. در اینجا برای بررسی اثر مساحت نازل ورودی بر لوله‌گردبادی دوجداره از سه مولد گردبادی با نسبت مساحت نازل ورودی به مساحت لوله‌گردبادی ۰/۱۵، ۰/۱۵۵ و ۰/۱۷ استفاده شد. برای این سه مولد گردبادی، شکل ۰-۲۴ و شکل ۰-۲۵، اثر نسبت مساحت نازل ورودی به مساحت لوله‌گردبادی بر اختلاف دمایی سرد و گرم را نشان می‌دهد. برای نسبت ۰/۱۷، بیشترین جدایش دمایی اتفاق افتاده است. در شکل ۰-۲۴ پیداست که کسر جرمی بهینه برای هر سه نسبت در یک

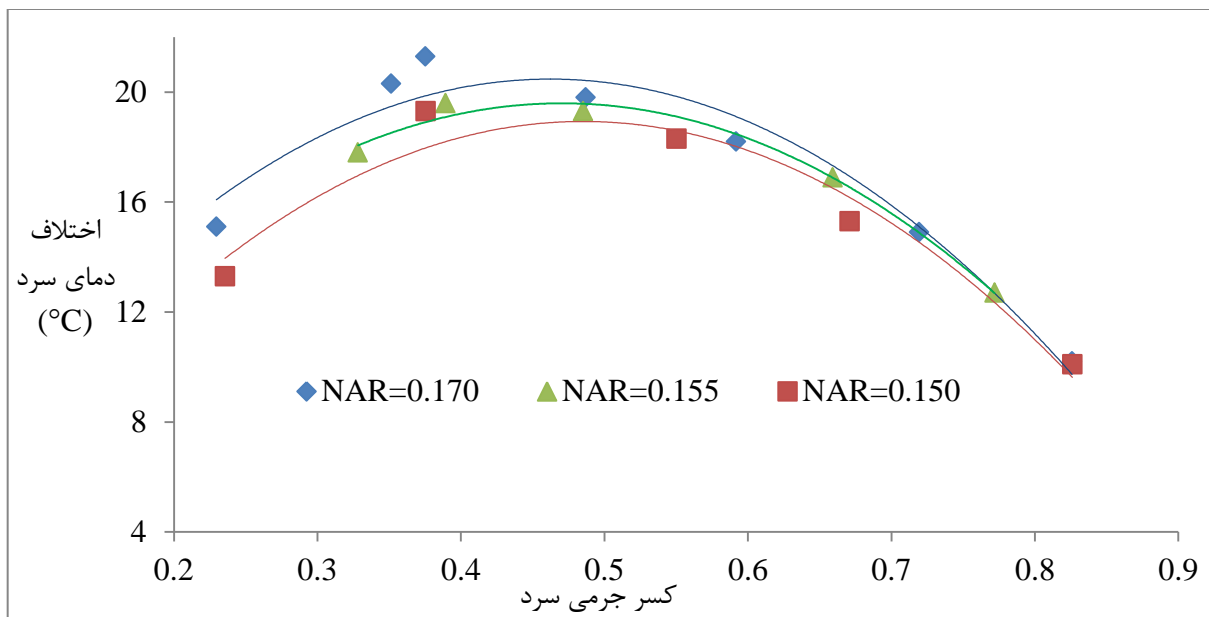
¹ Westley

² Linderstrom-Lang

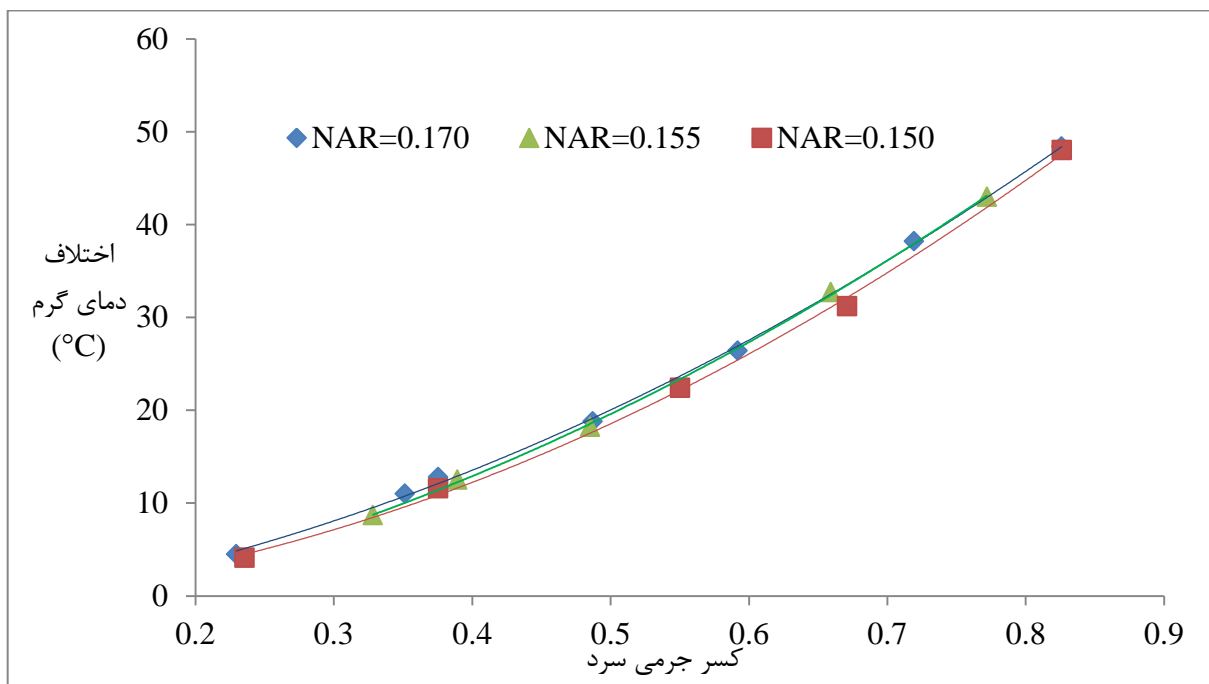
³ Aydın and Baki

⁴ NAR= Nozzle Area Ratio

⁵ Takahama



شکل ۰-۲۴ اثر مساحت نازل ورودی بر اختلاف دمای سرد



شکل ۰-۲۵ اثر مساحت نازل ورودی بر اختلاف دمای گرم

مقدار حاصل شده است و بیانگر این مطلب است که تغییر مساحت نازل ورودی، اثری بر مقدار کسر جرمی بهینه ندارد. شکل ۰-۲۵ نیز نشان می‌دهد که تغییر مساحت نازل اثر چندانی بر روی اختلاف دمای گرم نداشته است.

۶-۲-۶ اثر زاویه شیر مخروطی داخلی بر عملکرد لوله‌گردبادی دوجداره

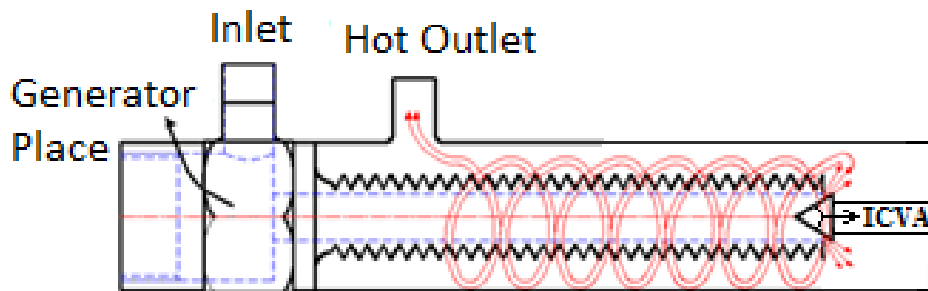
در یک لوله‌گردبادی معمولی، شیر مخروطی انتهای لوله گرم مقدار دبی جریان خروجی از سمت گرم را کنترل می‌نماید و در مقابل جریان گاز موجود در ناحیه مرکزی بعنوان سد، مانع عبور جریان و باعث برگشت آن می‌شود. بدین ترتیب کسر جرمی سرد قابل کنترل می‌باشد. مارکال^۱ و همکاران [۱۸]، اثر این پارامتر را بر عملکرد لوله‌گردبادی معمولی بررسی نمودند. آنها بیان کردند که کاهش زاویه شیر مخروطی اثر مثبتی بر عملکرد لوله‌گردبادی می‌گذارد و هر چه مقدار زاویه کم شود، بازده لوله‌گردبادی افزایش می‌یابد. زاویه زیاد شیر مخروطی باعث تغییر ناگهانی مسیر جریان خروجی از سمت گرم می‌شود. لذا با افزایش زاویه شیر مخروطی ناپایداری جریان بیشتر می‌گردد و در نتیجه عملکرد جدایشی لوله‌گردبادی کم می‌شود. رفیعی و صادقی‌آزاد [۸۵]، در یک بررسی تجربی و عددی اثر طول شیر مخروطی را بر عملکرد سرمایشی لوله‌گردبادی مطالعه نمودند. آنها طول ۲، ۴، ۶، ۸ و ۱۰ میلی‌متر را برای شیر مخروطی با زاویه ۴۳ درجه در نظر گرفته و مشاهده نمودند که بیشترین بازده برای لوله‌گردبادی در طول ۶ میلی‌متر حاصل شده است.

در این بخش سه زاویه ۴۲° ، ۶۴° و ۸۳° برای زاویه شیر مخروطی داخلی^۲ در نظر گرفته شده است. این زاویه در شکل ۰-۲۶ نشان داده شده است. اثر این زاویه برای فشار گاز ورودی ۴ بار بررسی شده است. شکل ۰-۲۷ و شکل ۰-۲۸، اختلاف دمای سرد و گرم را برای سه زاویه شیر مخروطی بر حسب کسر جرمی سرد نمایش می‌دهد. در هر دو شکل مشاهده می‌شود که تغییر زاویه شیر مخروطی سرد هیچ اثری در ایجاد اختلاف دما ندارد. مطابق شکل ۰-۲۶، در لوله‌گردبادی دوجداره شیر مخروطی یک جز داخلی محسوب می‌شود؛ در حالیکه در لوله‌گردبادی معمولی در انتهای لوله گرم قرار گرفته است. افت فشار شیر مخروطی

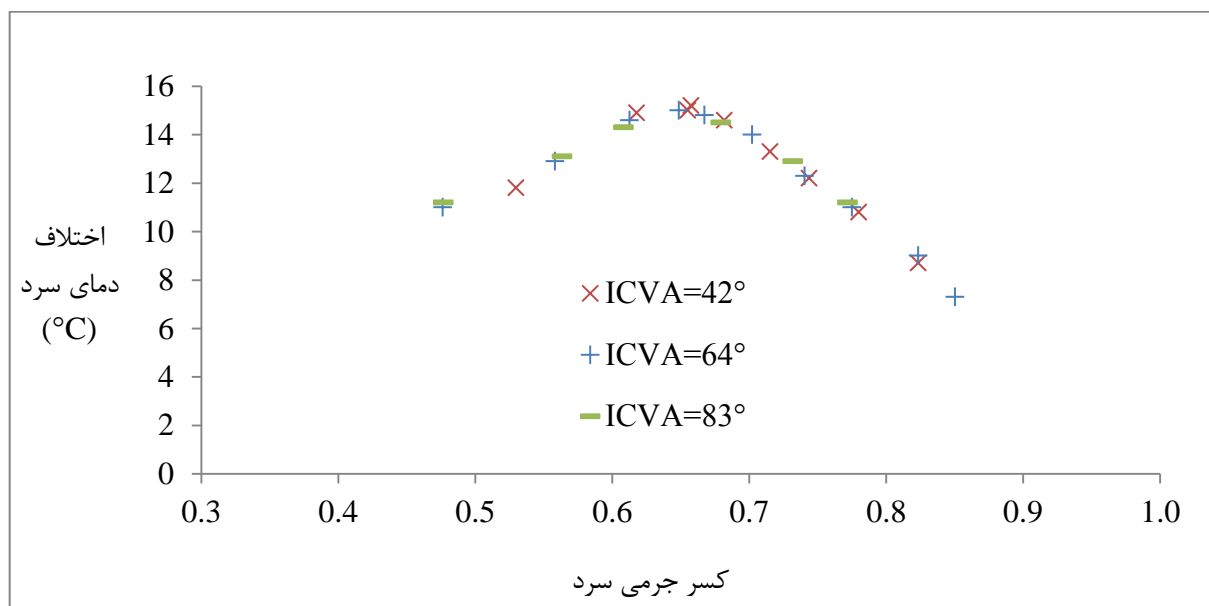
^۱ Markal

^۲ ICVA=Internal Conical Valve Angle

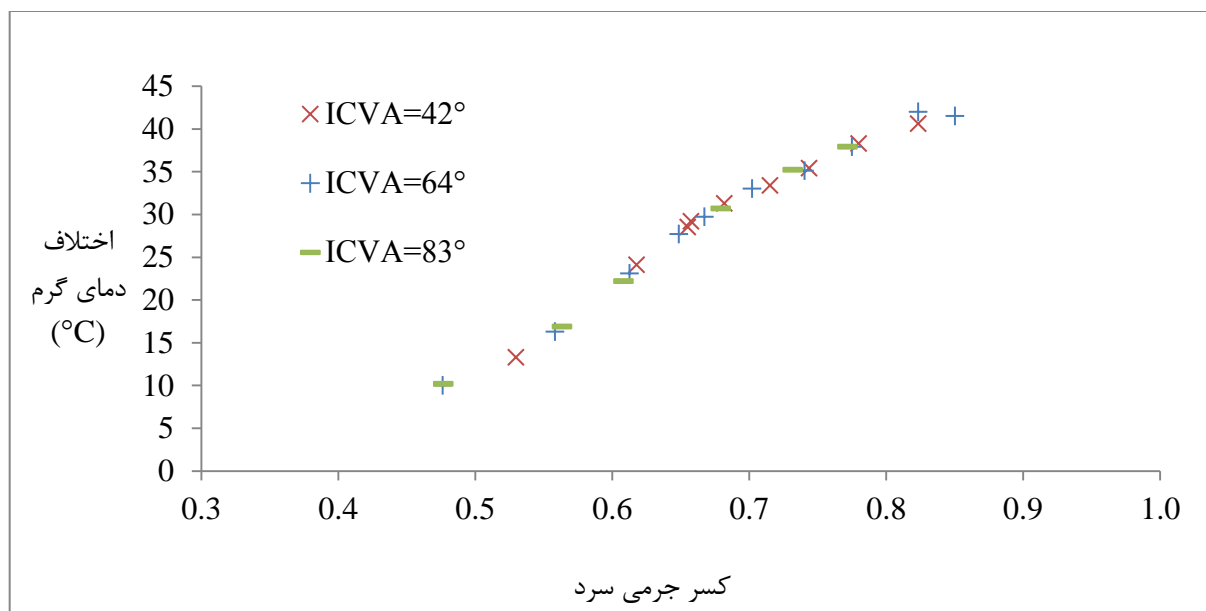
لوله گردبادی دوجداره در مقایسه با افت فشار شیر مخروطی لوله گردبادی معمولی کمتر است. در لوله گردبادی معمولی جریان گرم خروجی از روی شیر مخروطی عبور کرده و به اتمسفر تخلیه می‌گردد. لذا فشار پایین دست شیر، فشار اتمسفر می‌باشد. این اختلاف فشار بیشتر باعث می‌شود که زاویه شیر مخروطی پارامتری اثرگذار بر عملکرد لوله گردبادی معمولی باشد؛ در حالیکه افت فشار کم جریان عبوری از روی شیر مخروط لوله گردبادی دوجداره اثر گفته شده را ندارد.



شکل ۲۶-۰ محل قرارگیری شیر مخروطی داخلی و زاویه آن



شکل ۲۷-۰ اثر زاویه شیر مخروطی بر اختلاف دمای سرد



شکل ۲۸-۰ اثر زاویه شیر مخروطی بر اختلاف دمای گرم

۶-۲-۳-۶ اثر نوع لوله گردبادی بر کسر جرمی سرد

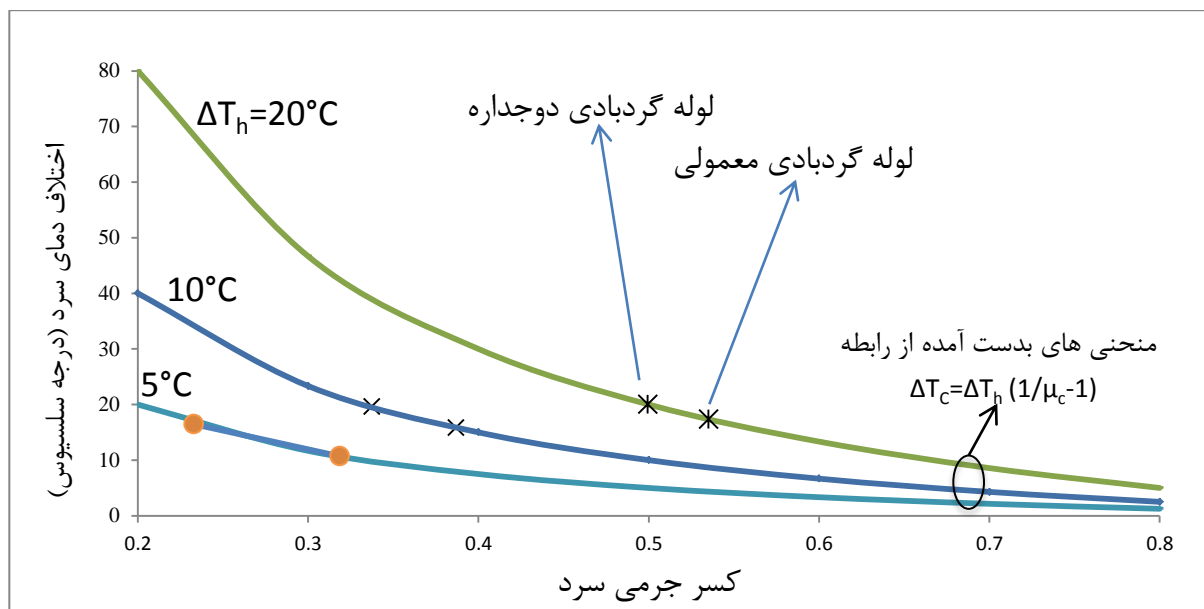
بر مبنای داده‌های تجربی بدست آمده، معادله‌ای برای ΔT_h بر حسب کسر جرمی سرد برازش می‌شود. در معادلات ۵-۰ و ۶-۰ روابط برازش شده مربوط به لوله گردبادی معمولی و لوله گردبادی دوجداره به ترتیب ارائه شده است.

$$\Delta T_h = -26.415\mu_c^2 + 91.792\mu_c - 21.553 \quad ۵-۰$$

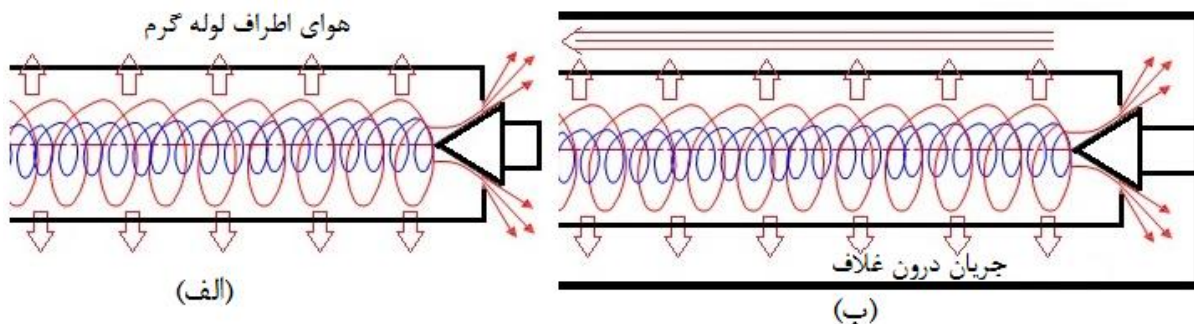
$$\Delta T_h = 51.721\mu_c^2 + 18.393\mu_c - 2.0862 \quad ۶-۰$$

برای ΔT_h معین، مقدار کسر جرمی سرد بدست آمده و سپس از طریق معادله $\Delta T_c = \Delta T_h (1/\mu_c - 1)$ که از قانون اول ترمودینامیک حاصل می‌شود، ΔT_c محاسبه می‌گردد. شکل ۲۹-۰ برای لوله گردبادی معمولی و لوله گردبادی دوجداره، در اختلاف دمای گرم ۵، ۱۰ و ۲۰ درجه سلسیوس، بدست آمده است. همانگونه که در این شکل دیده می‌شود برای مقدار معین اختلاف دمای گرم، دو نقطه برای لوله گردبادی معمولی و دوجداره بدست آمده است، که این نقاط بر روی منحنی تحلیلی $\Delta T_c = \Delta T_h (1/\mu_c - 1)$ قرار دارند. طبق این شکل هر چه اختلاف دمای گرم زیاد می‌شود، مقادیر کسر جرمی سرد بدست آمده نیز افزایش می‌یابند.

برای مقدار ثابت اختلاف دمای گرم، مقدار کسر جرمی سرد برای لوله‌گردبادی دوجداره کمتر از مقدار مربوط به لوله‌گردبادی معمولی است. این مطلب نشان می‌دهد که لوله‌گردبادی دوجداره توان تولید گرمایش بیشتری دارد، چرا که کسر جرمی سرد کمتر به معنای عبور بیشتر جریان از سمت گرم است. همچنین هر چه اختلاف دمای گرم زیاد می‌شود، اختلاف کسر جرمی سرد بین لوله‌گردبادی معمولی و دوجداره که در مقادیر بزرگتری اتفاق می‌افتد، کاهش می‌یابد. در مقادیر نزدیک یک برای کسر جرمی سرد، اختلاف دمای سرد ایجاد شده برای کلیه مقادیر ΔT_h کم می‌باشد.



شکل ۰-۲۹ مقایسه کسر جرمی سرد دو نمونه لوله بر حسب اختلاف دمای گرم



شکل ۰-۳۰ تبادل حرارت لوله گرم با اطراف در لوله‌گردبادی (الف) معمولی (ب) دوجداره

۶-۲-۶-۴ علت جدایش حرارتی بیشتر در لوله‌گردبادی دوجداره

آزمایشات نشان می‌دهد که سطح خارجی لوله‌گردبادی دارای دمای بالایی است، بطوریکه دمای لوله از دمای گاز خروجی گرم نیز بیشتر است. علت این امر بدین دلیل است که دمای گاز در راستای شعاعی درون لوله‌گردبادی افزایش می‌یابد و بیشترین دما در دیواره اتفاق می‌افتد. در حالیکه گازی که از خروجی گرم خارج می‌شود، گازی است که از لایه‌های متفاوت جریان درون لوله‌گردبادی تشکیل شده است. در لوله‌گردبادی معمولی، چون این لوله با هوای اطراف تماس دارد، بخشی از انرژی گرمایی جریان گرم در اثر این تماس به هوای اطراف داده می‌شود (طبق شکل ۳۰-۰ (الف)). این اتلاف حرارتی را می‌توان انتقال حرارت جابجایی آزاد فرض کرد. یعنی گرما از جریان میانی لوله‌گردبادی معمولی جدا شده و به لایه‌های جریان اطراف دیواره داده می‌شود، بخشی از این گرما از طریق دیواره لوله‌گردبادی معمولی به هوای اطراف منتقل می‌گردد. در لوله‌گردبادی دوجداره، طبق شکل ۳۰-۰ (ب)، جریان گاز با سرعت بالا از روی لوله داخلی عبور می‌کند و سپس خارج می‌شود. در آزمایشات انجام شده، دمای خروجی از لوله‌گردبادی دوجداره نسبت به معمولی بیشتر است. می‌توان این افزایش دما را از انتهای شیر مخروطی تا خروجی در لوله‌گردبادی دوجداره در نظر گرفت. بنابراین گرما از جریان درون لوله‌گردبادی به لوله و از لوله به جریان در پوسته منتقل می‌گردد. بواسطه سرعت بالای جریان از روی لوله داخلی، انتقال حرارت جابجایی اجباری ایجاد می‌شود که باعث اتلاف بیشتر حرارت در مقایسه با لوله‌گردبادی معمولی خواهد گردید. همچنین می‌توان این شیوه را با سرد کردن لوله گرم لوله‌گردبادی مقایسه نمود. آیامسا^۱ و همکاران [۸]، با خنک کردن لوله‌گردبادی معمولی بوسیله آب بیان کردند که ۵ تا ۹ درصد بازده آیزنتروپیک را بهبود داده و اختلاف دمای سرد در حدود ۵/۵ تا ۸/۸ درصد افزایش یافته است. علت بهبود این نکته است که آب سرد کننده اطراف لوله گرم بعنوان دریافت کننده حرارت جریان محیطی عمل کرده و این امر کمک به تراکم بیشتر جریان گرم در دیواره می‌نماید و به دنبال آن، انبساط جریان سرد در مرکز لوله بهبود می‌یابد. انبساط بهتر

¹ Eiamsa

جریان در مرکز لوله باعث کاهش بیشتر دما می‌گردد. به عبارت دیگر آب خنک‌کننده سبب سهولت انتقال حرارت بین ناحیه داخلی و خارجی می‌شود. کاهش بیشتر دمای سرد در لوله‌گردبادی دوجداره در مقایسه با لوله‌گردبادی معمولی نیز بیانگر افزایش میزان انتقال حرارت از ناحیه مرکزی به ناحیه بیرونی است. همین افزایش انتقال حرارت موجب کاهش بیشتر دمای جریان سرد لوله‌گردبادی دوجداره در مقایسه با لوله‌گردبادی معمولی می‌شود. لوله‌گردبادی دوجداره بازده آیزنتروپیک را حدود ۵ درصد در مقایسه با لوله‌گردبادی معمولی افزایش داده است.

۶-۳ نتایج عددی

۶-۳-۱ فرض آدیاباتیکی بودن لوله‌گردبادی

انتقال حرارت بین سطح خارجی لوله‌گردبادی و هوای مجاور آن اتفاق می‌افتد؛ که در آن لوله‌گردبادی یک سیلندر افقی فرض می‌شود. مطالعات وسیعی در موضوع انتقال حرارت از یک سیلندر افقی انجام پذیرفته است و برای عدد ناسلت، مقادیر تجربی متعددی از جمله رایس^۱، چرچیل و اساگی^۲ و چرچیل و چو^۳ پیشنهاد شده است [۸۶]. عدد ناسلت را می‌توان بر مبنای رابطه چرچیل و اساگی برای سیلندر افقی دما ثابت در هوا، بدین ترتیب ارائه نمود.

$$Nu = 0.36 + 0.518 \left(\frac{Gr.Pr}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{16}{9}}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad ۷-۰$$

که در این رابطه Gr عدد گرافش و Pr عدد پراتنل می‌باشند و بدین ترتیب محاسبه می‌گردند.

$$Gr = \frac{g\beta(T_{surf}-T_f)D^3}{\nu^2} \quad ۸-۰$$

¹ Rice

² Churchill and Usagi

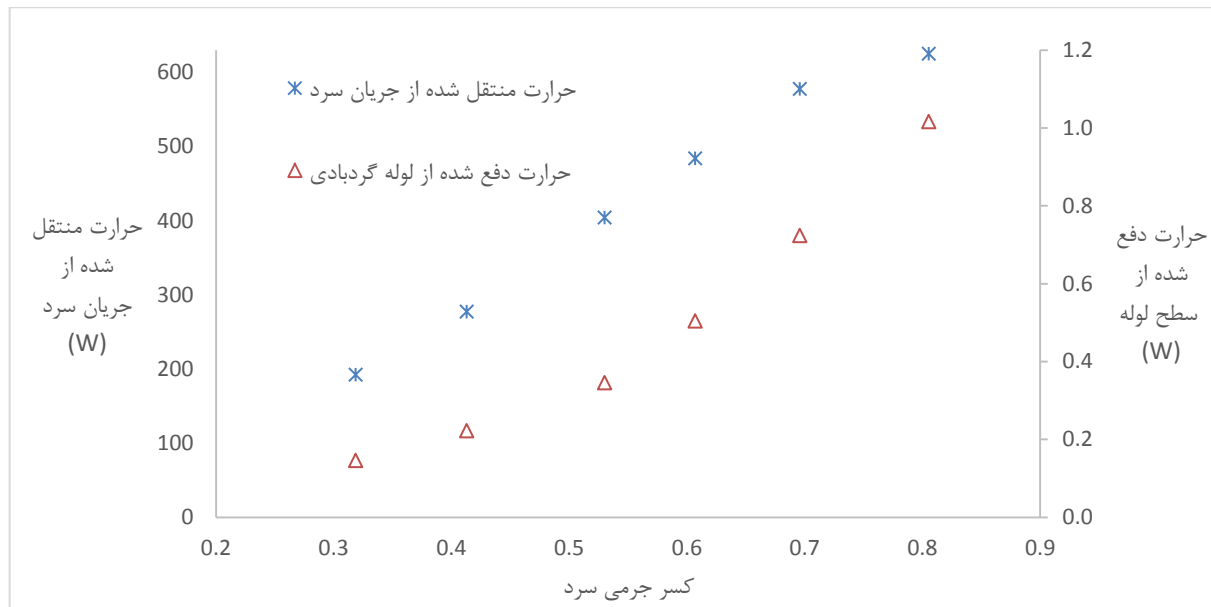
³ Chu

$$Pr = \frac{\vartheta}{\alpha}$$

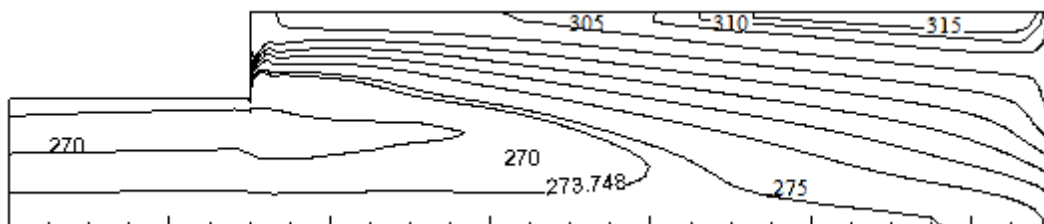
که در این رابطه β ضریب انبساط حرارتی سیال بوده و مقدار آن برای گاز ایده‌آل برابر با $\frac{1}{T}$ است. T_f و T_{surf} دمای سطح و دمای سیال اطراف سطح، D قطر سیلندر، ϑ و α لزجت سینماتیک و نفوذپذیری حرارتی است. با استفاده از تعریف ناسلت، می‌توان ضریب جابجایی حرارتی را برای سیلندر مورد نظر محاسبه نمود. برای محدوده کسر جرمی سرد، شکل ۰-۳۱، میزان حرارت دفع شده از سطح لوله‌گردبادی در اثر جابجایی و نیز مقدار حرارتی که از جریان سرد منتقل می‌شود، را نشان می‌دهد. حرارتی که جریان سرد از دست می‌دهد با استفاده از رابطه ۰-۷ محاسبه می‌شود. مشاهده می‌گردد با افزایش کسر جرمی، حرارت دفع شده از سطح لوله‌گردبادی، از ۰/۱۴۵ وات تا ۱/۰۱ وات افزایش می‌یابد. این امر ناشی از افزایش اختلاف دمای گرم در کسر جرمی بزرگتر است. همچنین با افزایش کسر جرمی، حرارت منتقل شده از جریان سرد نیز از مقدار ۱۹۲ وات تا ۶۲۵ وات زیاد می‌شود و نشان می‌دهد که اثر افزایش دبی سرد بر روند کاهش مقدار اختلاف دمای سرد برتری پیدا می‌کند. در کسر جرمی ۰/۳۱۹، نسبت حرارت دفع شده از سطح به حرارت منتقل شده از جریان سرد برابر ۰/۰۰۰۷ می‌باشد و نشان می‌دهد که می‌توان از حرارت دفع شده از سطح لوله‌گردبادی ناشی از جابجایی صرف‌نظر کرد و فرض آدیاباتیک بودن لوله‌گردبادی فرضی صحیح است.

بر مبنای داده‌های بدست آمده و برای مشاهده اثرات انتقال حرارت دیواره لوله‌گردبادی، سه مدل متقارن محوری با سه شرط متفاوت در دیواره در نظر گرفته شد، تا پاسخ آنها با یکدیگر مقایسه گردد. سه شرط در نظر گرفته شده عبارتند از: مدل اول دیواره آدیاباتیک، مدل دوم دیواره خارجی با ضریب انتقال حرارت جابجایی $10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ و سومین حالت، دیواره خارجی با شار حرارتی $325 \text{ W}/\text{m}^2$. لوله‌گردبادی در محیطی قرار گرفته است که دمای محیط 300 K در نظر گرفته شده است. مقدار شار حرارتی $325 \text{ W}/\text{m}^2$ ، با تقسیم حرارت دفع شده از سطح لوله برای نقطه آخر شکل ۰-۳۱، به مساحت لوله‌گردبادی بدست آمده است. دماهای خروجی سرد و گرم بدست آمده از سه حل عددی برای سه مدل مورد بررسی با هم برابر

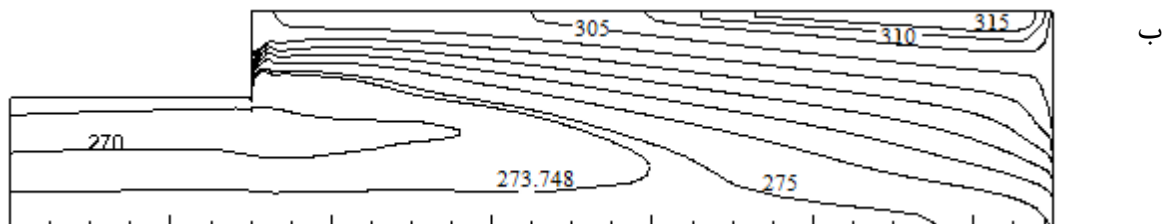
می‌باشد و نشان از درست بودن فرض آدیباتیک برای دیواره لوله‌گردبادی می‌دهد. همچنین برای یک مدل سه بعدی نیز این مقایسه تکرار و نتیجه‌ای مشابه حاصل شده است. برای دو مدل آدیباتیک و مدل دیواره با ضریب انتقال حرارت جابجایی $10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ، پروفیل دمای کل و سرعت مماسی، در شکل ۳۲-۰ و شکل ۳۳-۰ ارائه گردیده است. همانگونه که مشاهده می‌شود، فرض آدیباتیک بودن لوله‌گردبادی بر پاسخ اثری ندارد و پروفیل دما و سرعت تحت تاثیر این فرض قرار نگرفته است.



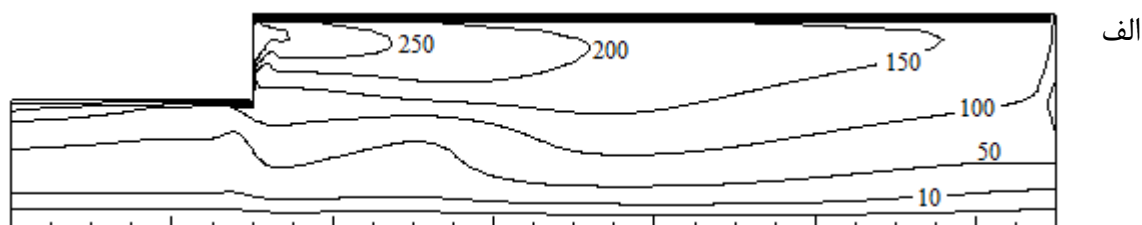
شکل ۳۱-۰ حرارت دفع شده از لوله‌گردبادی و جریان سرد



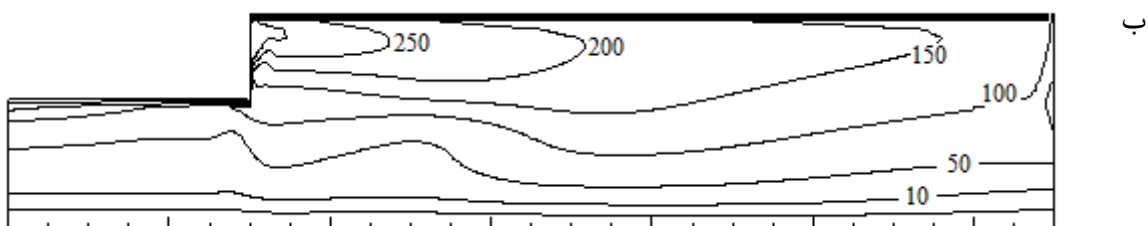
الف



شکل ۳۲-۰ پروفیل دمای کل (K)، لوله گردبادی الف) آدیباتیک ب) غیر آدیباتیک



الف



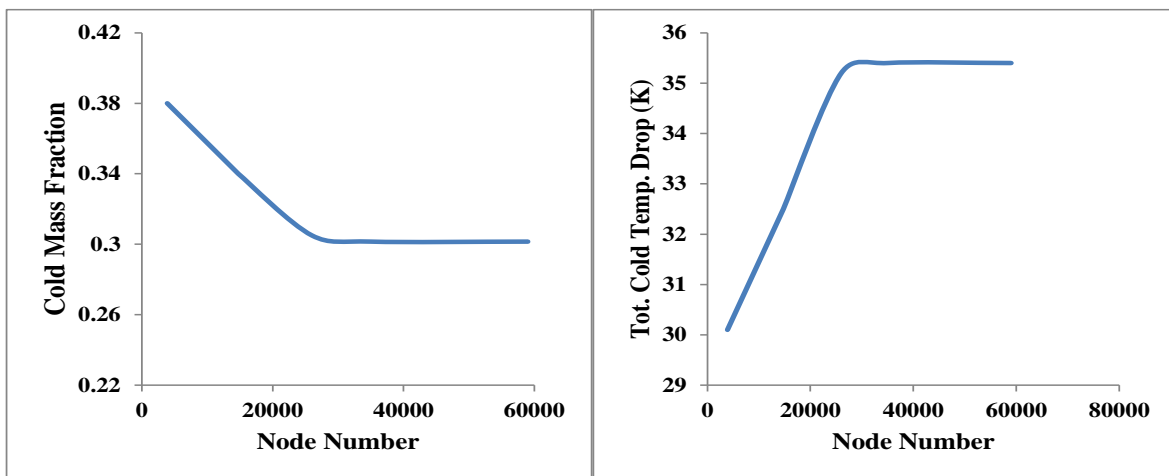
ب

شکل ۳۳-۰ پروفیل سرعت مماسی (m/s) لوله گردبادی الف) آدیباتیک ب) غیر آدیباتیک

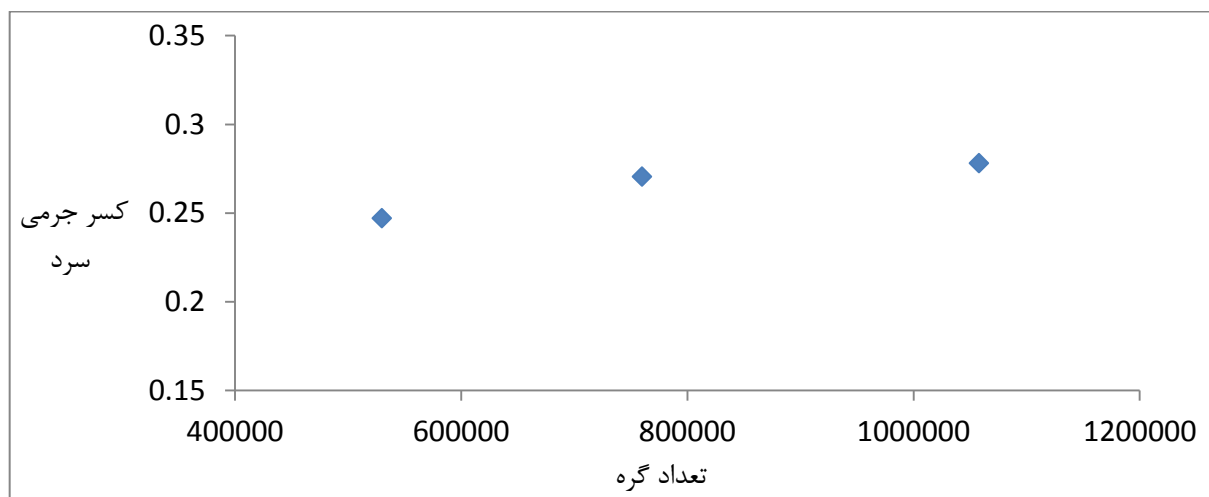
۶-۳-۲ بررسی استقلال شبکه

در ابتدای این بخش لازم است که استقلال شبکه‌های متقارن محوری و سه بعدی مورد استفاده مورد بررسی قرار گیرد. استقلال شبکه متقارن محوری در شکل ۳۴-۰ نشان داده شده است. کسر جرمی سرد و اختلاف دمای سرد برای تعداد گره‌های مختلف در یک شرایط عملیاتی ثابت محاسبه شده است. مشاهده می‌شود که تغییرات بین شبکه ۲۶۰۰۰ گره با شبکه با تعداد گره بیشتر کم می‌باشد. بنابراین نتایج عددی نسبت به تعداد شبکه با تعداد گره ۲۶۰۰۰ حساس نمی‌باشد. لذا این شبکه برای بررسی عددی مدل متقارن محوری مورد استفاده قرار می‌گیرد.

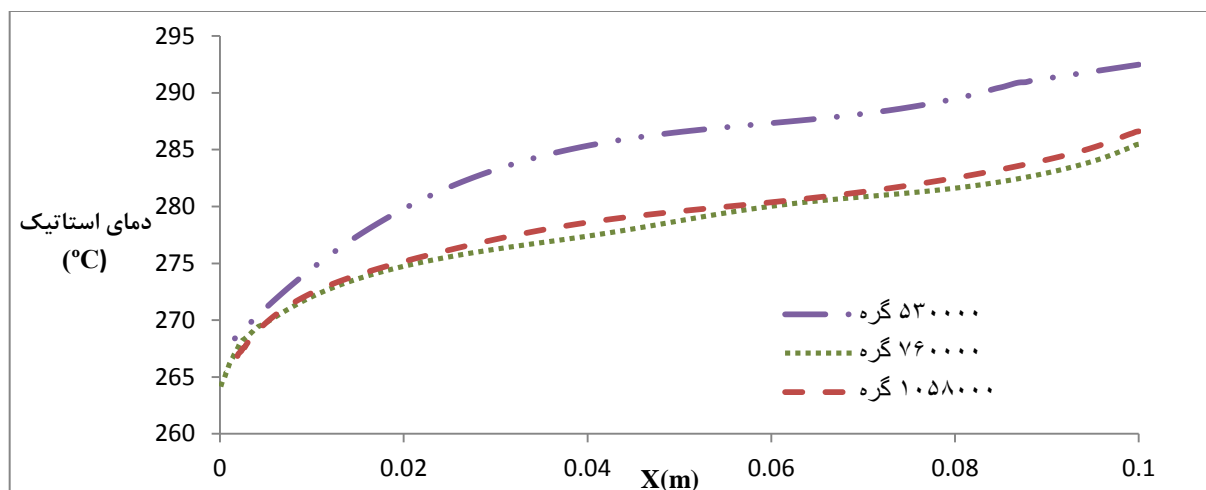
در شکل ۳۵-۰، کسر جرمی سرد برای مدل سه بعدی با تعداد گره های ۵۳۰۰۰۰، ۷۶۰۰۰۰ و ۱۰۵۸۰۰۰ ارائه شده است. بین دو مدل با تعداد گره ۷۶۰۰۰۰ و ۱۰۵۸۰۰۰ اختلاف بین دو کسر جرمی سرد کمتر از ۳ درصد می باشد. در شکل ۳۶-۰، دما بر روی محور مرکزی لوله گردبادی در راستای طولی تا خروجی گرم، و در شکل ۳۷-۰، دما بر روی شعاع لوله گردبادی در صفحه عمود بر راستای طولی، در مقطع میانی لوله گردبادی، برای مدل شش نازل با تعداد گره های ۵۳۰۰۰۰، ۷۶۰۰۰۰ و ۱۰۵۸۰۰۰ رسم شده است. با توجه به خطای کمتر از ۰/۶ درصد بین نمونه های با تعداد ۷۶۰۰۰۰ گره و ۱۰۵۸۰۰۰ گره، شبکه با ۷۶۰۰۰۰ گره به عنوان شبکه سه بعدی برای تحلیل انتخاب شده است.



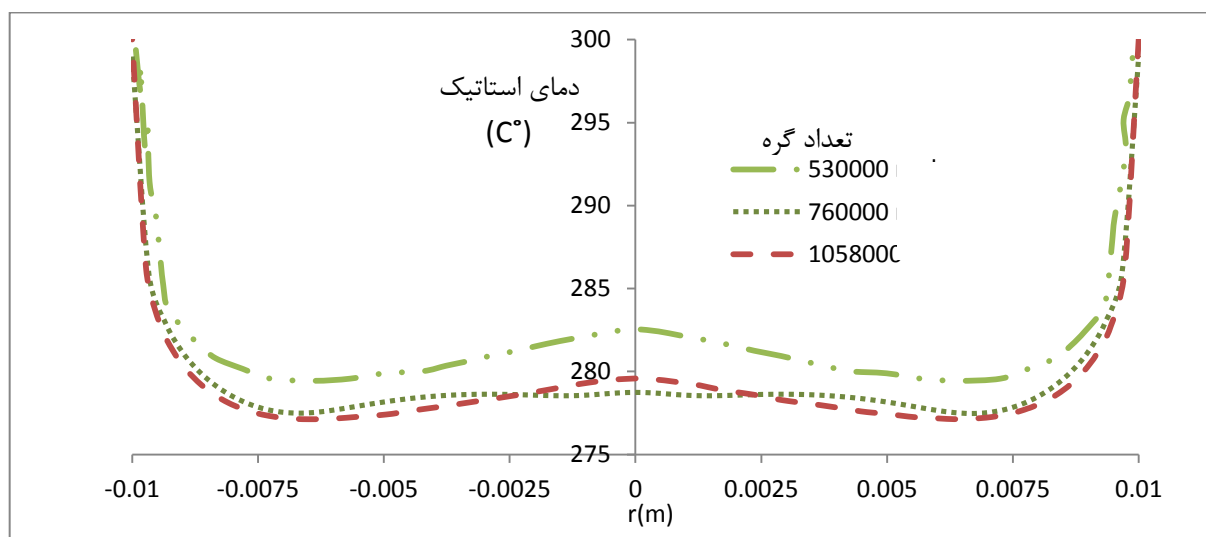
شکل ۳۴-۰ اختلاف دمای سرد و کسر جرمی سرد در مقابل تعداد گره برای مدل متقارن محوری



شکل ۳۵-۰ کسر جرمی سرد مدل های سه بعدی



شکل ۳۶-۰ توزیع دما در راستای طول بر روی محور مرکزی لوله گردبادی

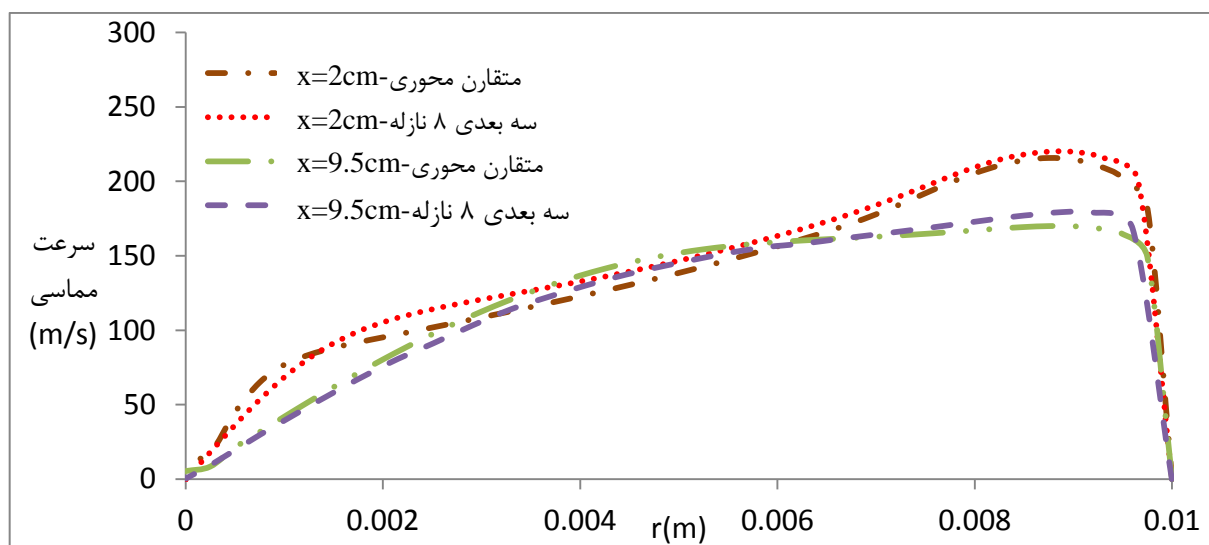


شکل ۳۷-۰ توزیع دما شعاعی در مقطع میانی لوله گردبادی

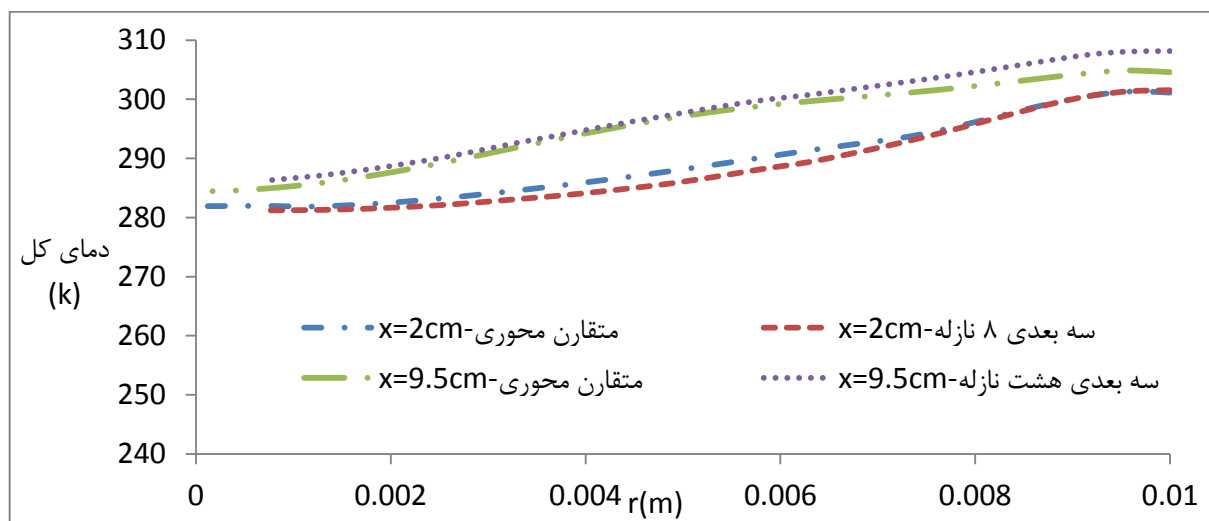
۳-۳-۶ مقایسه مدل متقارن محوری و مدل سه بعدی هشت نازله

حل عددی مدل متقارن محوری لوله گردبادی در واقع حالت ایده‌آلی از مدل سه بعدی است که در آن تعداد نازل‌ها بسیار زیاد فرض گردد. لذا در این بخش، بین پاسخ‌های بدست آمده از مدل سه بعدی هشت نازله و متقارن محوری مقایسه‌ای صورت می‌پذیرد. در شکل ۳۸-۰، سرعت مماسی در دو مقطع ابتدا و انتهای لوله گردبادی برای دو مدل متقارن محوری و مدل سه بعدی با ۸ نازل نشان داده شده است. سرعت مماسی در لوله گردبادی یک پارامتر مهم جهت ایجاد جدایش دمایی محسوب می‌گردد. در دو مقطع مورد بررسی، پروفیل‌های سرعت مماسی برای دو مدل دارای رویهم افتادگی خوبی هستند. به همین ترتیب برای همین

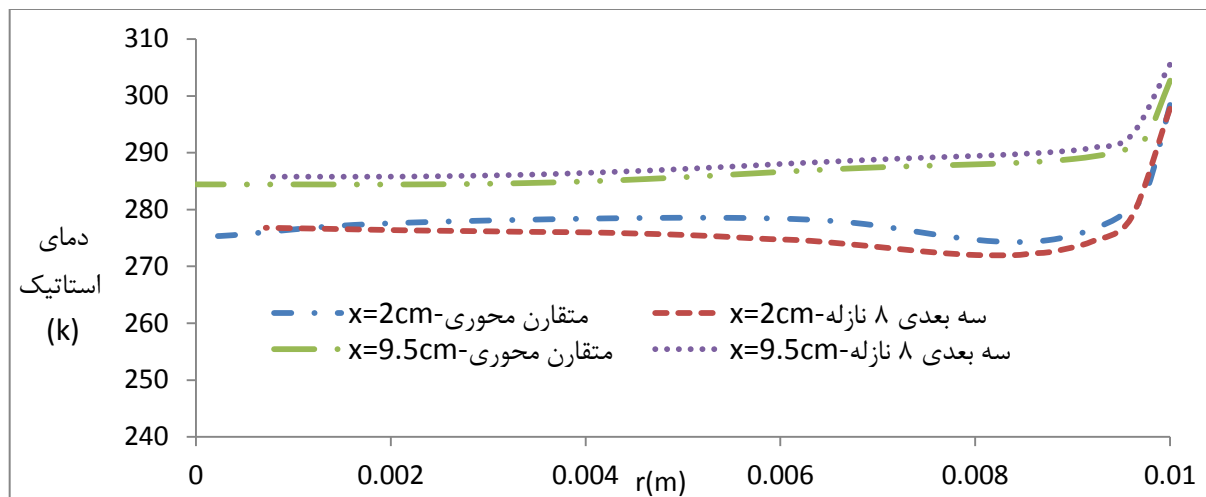
دو مقطع، دمای کل و دمای استاتیک در شکل ۳۹-۰ و شکل ۴۰-۰ نمایش داده شده است. متوسط درصد اختلاف داده‌ها برای دو مدل در دمای کل، کمتر از ۰/۸ درصد و برای دمای استاتیک، کمتر از ۰/۱ درصد می‌باشد. در شکل ۴۱-۰، میدان سرعت مماسی در یک مقطع طولی بین دو مدل در شکل‌های (الف) و (ب) با هم مقایسه شده است. نزدیکی پاسخ‌های بدست آمده در شکل‌های ارائه شده در این بخش نشان‌دهنده درست بودن فرضیه مشابهت مدل متقارن محوری با مدل سه بعدی است که دارای تعداد نازل زیادی می‌باشد.



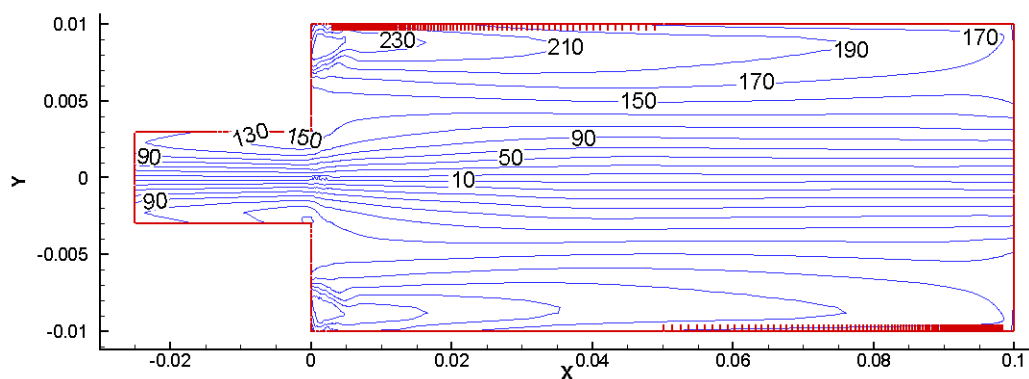
شکل ۳۸-۰ توزیع سرعت مماسی در دو مقطع ابتدا و انتهای لوله گردبادی



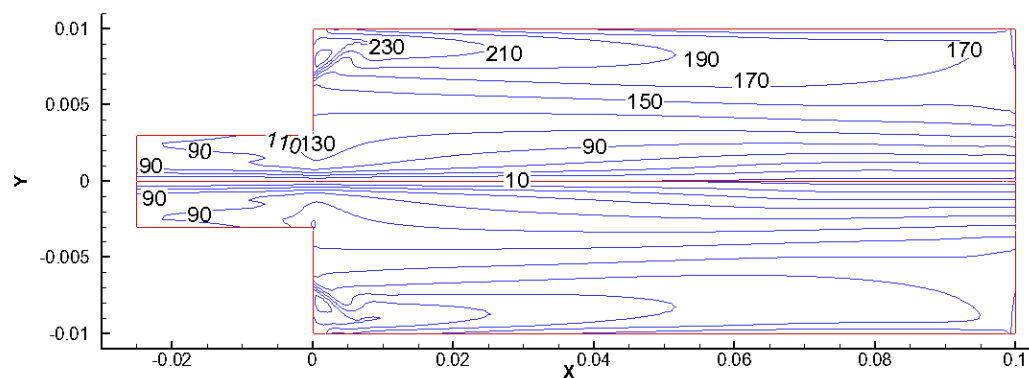
شکل ۳۹-۰ توزیع دمای کل در دو مقطع ابتدا و انتهای لوله گردبادی



شکل ۴۰-۰ توزیع دمای استاتیک در دو مقطع ابتدا و انتهای لوله گردبادی



(الف)



(ب)

شکل ۴۱-۰ سرعت مماسی (الف) مدل سه بعدی هشت نازل و (ب) متقارن محوری

۶-۳-۴ اعتبارسنجی نتایج عددی با نتایج تجربی

برای اعتبارسنجی نتایج عددی با داده‌های تجربی در بخش عددی از یک مدل متقارن محوری استفاده شده است و در بخش تجربی، لوله گردبادی مورد استفاده دارای یک مولد گردبادی ۸ نازل است. از نرم‌افزار فلوئنت

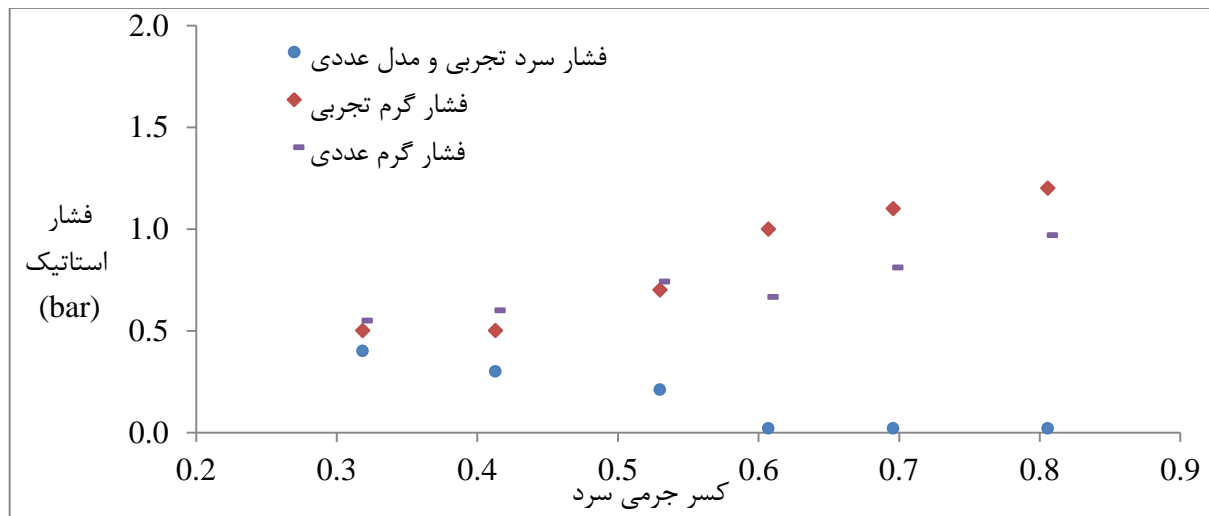
برای ایجاد مدل عددی لوله‌گردبادی استفاده شده است. مدل متقارن محوری مورد استفاده در شکل ۷-۰ نشان داده شده است. این مدل متقارن محوری با چرخش، حالت پایا است و از مدل آشفتگی $RNG k-\varepsilon$ استفاده شده است. ورودی جریان در مدل عددی، بصورت یک حلقه باز مدل شده است؛ که تقریبی از مولد گردبادی هشت نازله است. در بخش پیش نشان داده شد که نتایج مدل متقارن محوری به خوبی با نتایج مدل سه بعدی هشت نازله نزدیک است.

دما و فشار گاز توسط یک دماسنج و سنسور فشار اندازه‌گیری می‌شود. یک رگلاتور فشار، درست در ورودی لوله‌گردبادی پیش از دماسنج و ترنسمیتر فشار نصب می‌شود، تا فشار ورودی کنترل گردد. یک لوله انعطاف پذیر، متصل‌کننده رگلاتور به خط جریان ورودی است. دمای گاز سرد و گرم خروجی همچنین با استفاده از دماسنج‌های خروجی اندازه‌گیری می‌شود. برای مقایسه داده‌های تجربی و عددی، آزمایش در فشار ثابت ۲۵۰ کیلو پاسکال انجام شده است. دمای سرد و گرم خروجی و نیز فشار مربوطه برای شش حالت مختلف اندازه‌گیری شده است. با تنظیم فشار سرد عددی مطابق مقدار تجربی، مدل عددی اجرا شده تا جدایش حرارتی در لوله‌گردبادی پیش‌بینی شود. فشار خروجی گرم مقادیر مختلف تنظیم می‌شود، به نحوی که کسر جرمی حاصل شده با مقدار آزمایش برابر باشد. به عبارت دیگر فشار سرد عددی همان مقدار تجربی تنظیم می‌شود، سپس فشار خروجی گرم عددی تنظیم شده تا اینکه کسر جرمی سرد برای مدل عددی برابر با مقدار تجربی شود.

در شکل ۴۲-۰ مقایسه بین مقادیر عددی و داده‌های تجربی بر حسب کسر جرمی سرد ارائه شده است. تنظیم کسر جرمی سرد به وسیله شیر سمت گرم انجام می‌شود. لذا کسر جرمی سرد مستقیماً به فشار خروجی گرم وابسته است. نتایج اسکای^۱ [۴۳] نشان می‌دهد که تغییر فشار خروجی گرم سبب نمی‌شود که کسر جرمی سرد کمتر از ۰/۴ بدست آید. به عبارت دیگر برای داشتن مقادیر کسر جرمی کمتر از ۰/۴ می‌بایست از شیر سرد استفاده گردد. در آزمایشات این بخش، برای داشتن کسر جرمی سرد کمتر از ۰/۶،

¹ Skye

افزایش فشار خروجی سرد در آزمایش ضروری است. این کار با استفاده از شیری که در خروجی سرد قرار می‌گیرد، انجام می‌شود. در مدل عددی، شرط مرزی فشار خروجی سرد با توجه به مقدار فشار سرد اندازه‌گیری شده معین می‌شود و سپس فشار خروجی گرم تغییر داده می‌شود تا زمانی که کسر جرمی سرد با مقدار تجربی یکی گردد. همانطور که در شکل ۰۰-۴۲ دیده می‌شود برای کسر جرمی سرد بزرگتر از ۰/۶، مدل عددی، فشار خروجی گرم مربوط

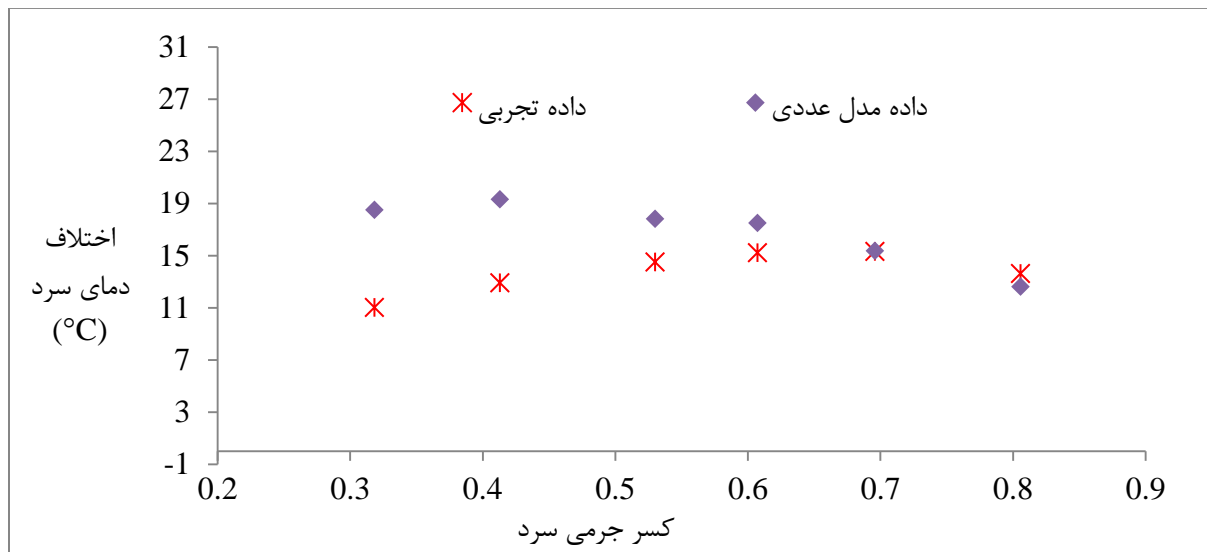


شکل ۰۰-۴۲ فشار تجربی و عددی خروجی‌های سرد و گرم

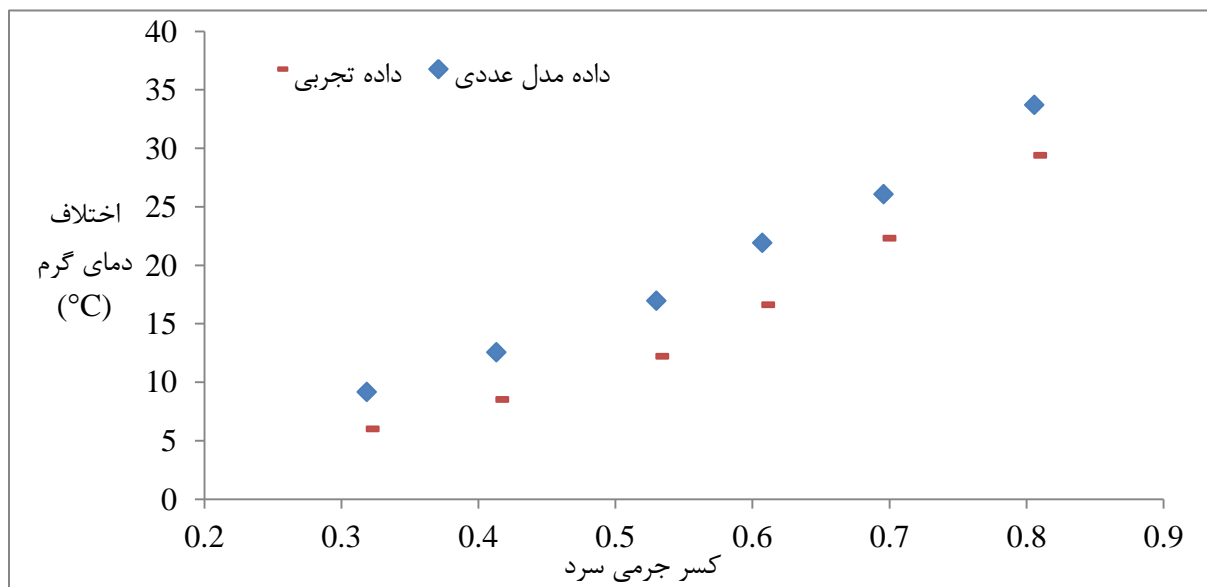
به کسر جرمی سرد را کوچکتر از مقادیر تجربی پیش‌بینی می‌کند. در کسرهای جرمی کوچکتر از ۰/۶، پیش‌بینی مدل عددی نزدیکتر به مقادیر تجربی شده است. در کسر جرمی ۰/۵۳ اختلاف بین داده تجربی و عددی به کمترین مقدار خود رسیده است. از عللی که سبب می‌گردد تا فشار پیش‌بینی شده عددی متفاوت از مقدار تجربی اندازه‌گیری شده باشد، وجود افت فشارهای درون لوله‌گردبادی است که در حل عددی در نظر گرفته نمی‌شود، از جمله زبری لوله یا تغییر سطح مقطع بخش‌هایی از لوله‌گردبادی.

مقایسه اختلاف دمای سرد و اختلاف دمای گرم بین داده‌های تجربی و مقادیر عددی بر حسب کسر جرمی سرد به ترتیب در شکل ۰۰-۴۳ و شکل ۰۰-۴۴ ارائه شده‌اند. مدل عددی، اختلاف دمای سرد را برای کسر جرمی کمتر از ۰/۶۵، بیشتر و برای مقادیر کسر جرمی بیشتر از ۰/۶۵، کمتر از مقادیر اندازه‌گیری شده

پیش‌بینی کرده‌اند. هر چه کسر جرمی سرد کاهش یابد؛ اختلاف بین مقادیر عددی و تجربی دمای سرد افزایش می‌یابد. دلیل این افزایش، در نتیجه تنظیم شیر جریان سرد در مقادیر کم کسر جرمی است که باعث کاهش مساحت خروجی سرد می‌شود. این کاهش منجر به افزایش اختلاف دمای بین داده‌های عددی و تجربی می‌شود. شکل ۴۴-۰ نیز نشان می‌دهد که مدل عددی، اختلاف دمای گرم را برای تمام محدوده کسر جرمی مطابق داده‌های تجربی با اختلاف حدود ۳ درجه سلسیوس پیش‌بینی کرده است.



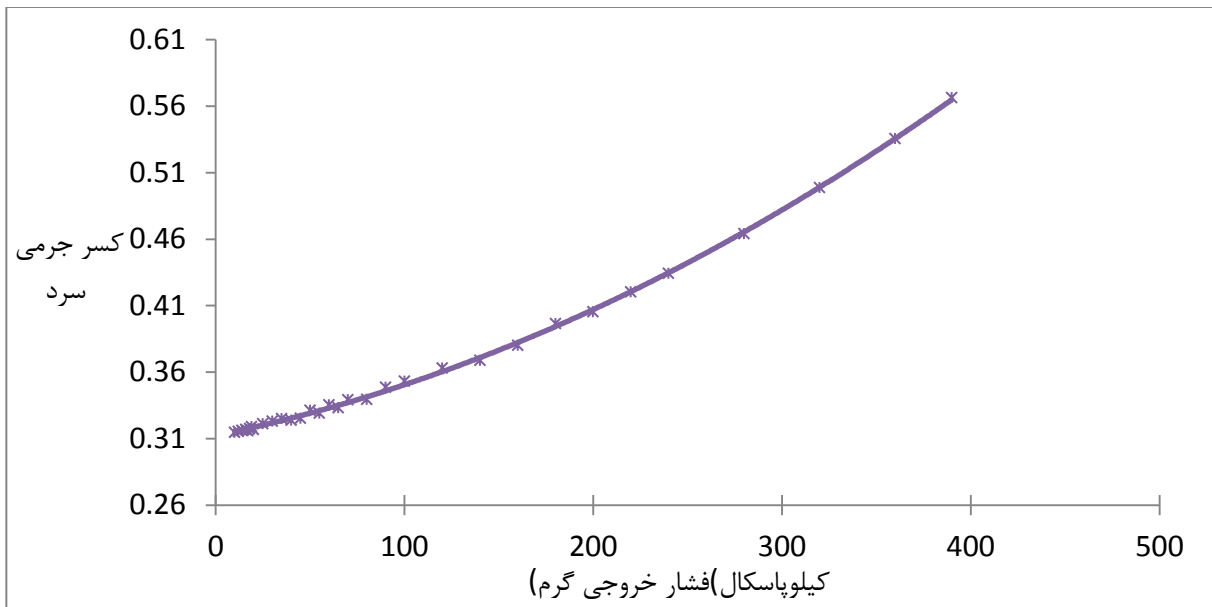
شکل ۴۳-۰ اختلاف دمای سرد تجربی و مدل عددی



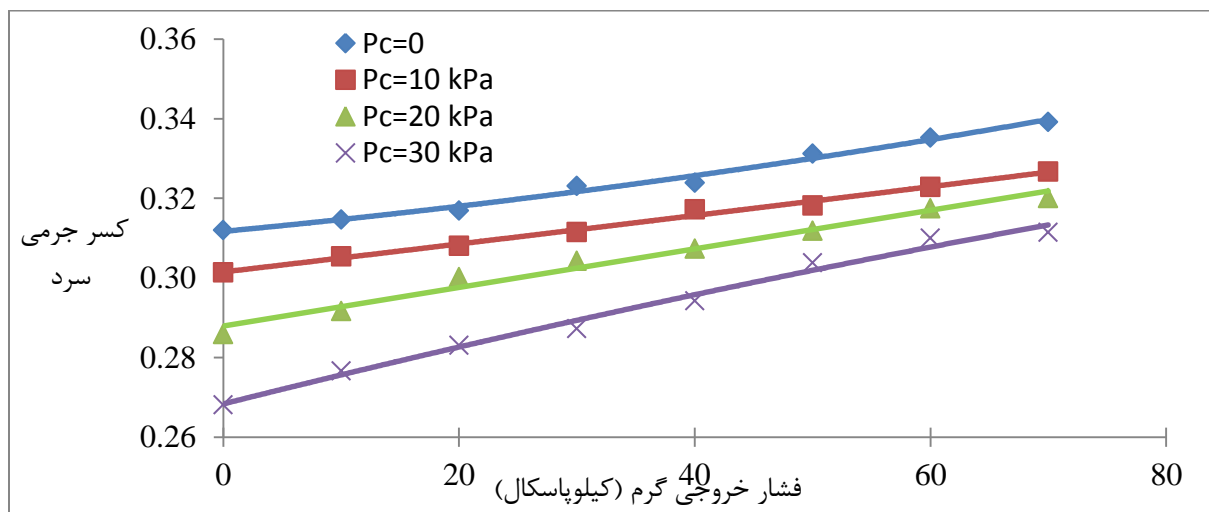
شکل ۴۴-۰ اختلاف دمای گرم تجربی و مدل عددی

۶-۳-۵ اثر فشار خروجی گرم و مساحت خروجی گرم

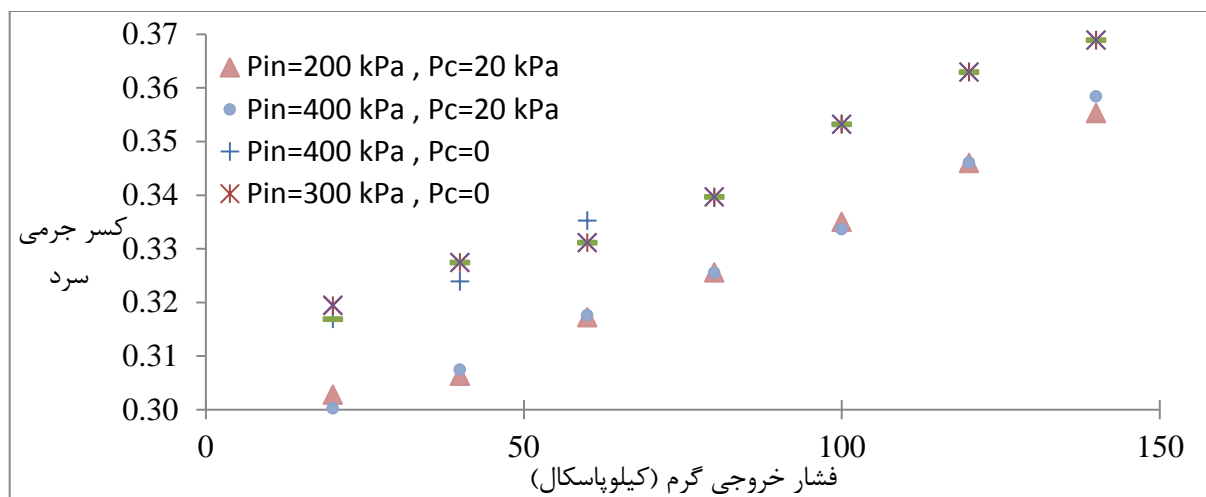
شکل ۴۵-۰ تغییر کسر جرمی سرد نسبت به فشار خروجی گرم را نشان می‌دهد. برای فشار ورودی ثابت ۴۰۰ کیلو پاسکال و فشار سرد ثابت صفر، فشار گرم از ۱۰ تا ۳۹۰ کیلو پاسکال متغیر است. برای فشار سرد صفر، فرض بر این است که شیر سمت سرد وجود ندارد و در نتیجه کنترلی بر جرم خروجی سرد انجام نمی‌شود. همانطور که شکل نشان می‌دهد ماکزیمم کسر جرمی سرد بدست آمده ۰/۶ است. فشار سرد عددی صفر باعث می‌شود که ماکزیمم کسر جرمی سرد بدست آید. همچنین این شکل نشان می‌دهد که افزایش فشار خروجی گرم چگونه باعث افزایش کسر جرمی سرد می‌شود. مقدار کسر جرمی سرد در این حالت بیشتر از مقدار ۰/۶ نمی‌شود. پارامتر دیگری که می‌تواند روی کسر جرمی سرد اثرگذار باشد، مساحت خروجی گرم است. شکل ۴۶-۰، اثر تغییر فشار سرد بر کسر جرمی سرد را نشان می‌دهد. با افزایش فشار خروجی سرد، کسر جرمی سرد کاهش می‌یابد. افزایش فشار خروجی سرد مانع عبور راحت جریان از سمت سرد می‌شود. افزایش فشار خروجی گرم کمک می‌کند تا جریان از طریق خروجی سرد خارج شود و در نتیجه برای مقدار ثابت فشار سرد، با افزایش فشار گرم کسر جرمی سرد نیز افزایش می‌یابد.



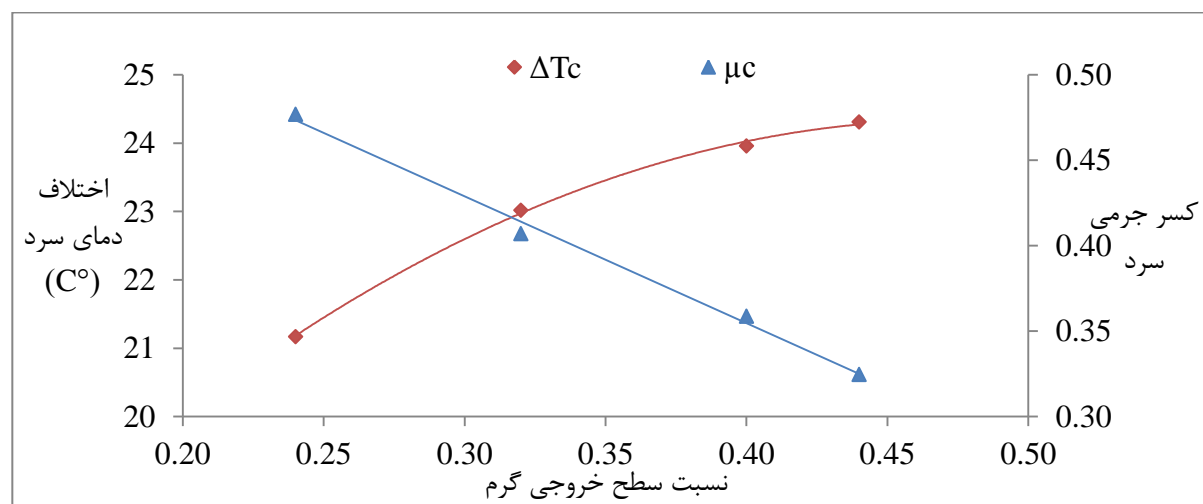
شکل ۴۵-۰ کسر جرمی سرد بدست آمده برای مقادیر فشار گرم مختلف در $P_c=0$



شکل ۴۶-۰ کسر جرمی سرد بر حسب فشار خروجی گرم و سرد برای فشار ورودی ثابت



شکل ۴۷-۰ اثرات فشار ورودی بر کسر جرمی سرد



شکل ۴۸-۰ اثرات نسبت سطح خروجی گرم روی ΔT_c و μ_c

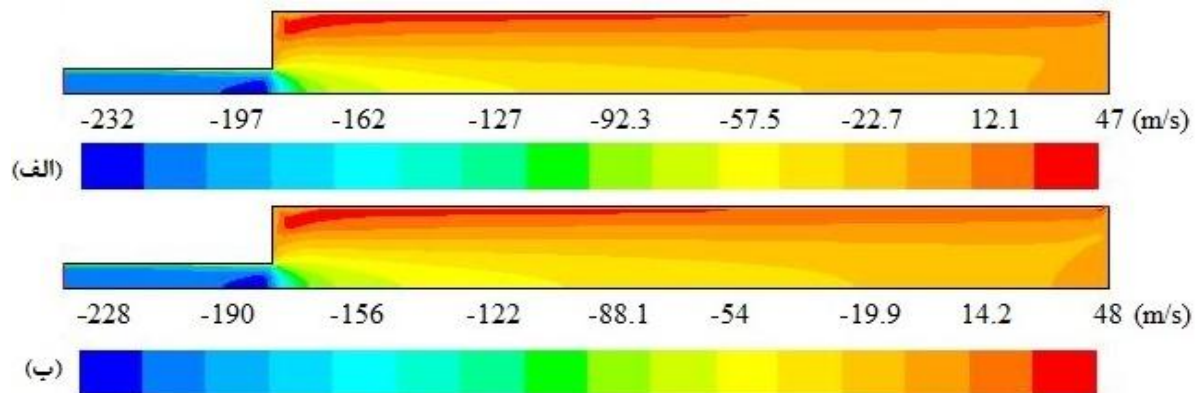
اثرات تغییر فشار ورودی بر کسر جرمی سرد در شکل ۴۷-۰ دیده می‌شود. برای فشار صفر در خروجی سرد، فشار ورودی ۱۵۰، ۲۰۰، ۳۰۰ و ۴۰۰ کیلو پاسکال در نظر گرفته شده است. برای فشار خروجی سرد و گرم ثابت، نتایج اختلاف بسیار کوچکی میان کسر جرمی سرد مربوط به فشارهای ورودی مختلف را نشان می‌دهد. به عنوان مثال در فشار سرد ۲۰ کیلو پاسکال، برای فشار ورودی ۲۰۰ و ۴۰۰ کیلو پاسکال، حل عددی تکرار شد. اختلاف مهمی بین کسر جرمی سرد دو فشار مشاهده نشد. به بیان دیگر، شکل ۴۷-۰ نشان می‌دهد که فشار ورودی بر کسر جرمی سرد اثری ندارد. شکل ۴۸-۰ نشان می‌دهد چگونه تغییر

مساحت خروجی گرم بر کسر جرمی سرد و اختلاف دمای سرد اثر می‌گذارد. نسبت خروجی گرم، نسبت سطح گرم لوله‌گردبادی نسبت مساحت خروجی گرم به مساحت لوله‌گردبادی تعریف می‌شود. برای مقادیر مختلف نسبت مساحت خروجی گرم و شرایط ثابت، آنالیز عددی نشان می‌دهد که افزایش سطح خروجی گرم باعث کاهش کسر جرمی سرد و افزایش اختلاف دمای سرد می‌شود. در شکل ۰-۴۸، تغییر کسر جرمی سرد دارای روند یکنواختی است؛ در حالی که افزایش اختلاف دما در یک نرخ نزولی اتفاق می‌افتد. در آنالیزهای عددی مشاهده گردید که کسر جرمی سرد تابعی از فشار خروجی‌های گرم و سرد و نیز نسبت مساحت خروجی گرم است و فشار ورودی جریان بر این پارامتر تاثیرگذار نمی‌باشد.

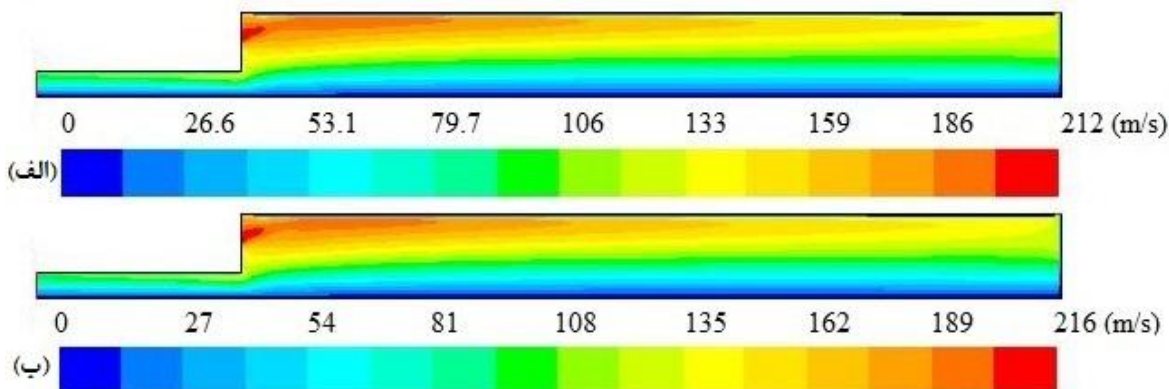
۶-۳-۶ مقایسه مدل گاز واقعی با مدل گاز ایده‌آل

برای مقایسه عملکرد لوله‌گردبادی با متان بصورت گاز ایده‌آل و حقیقی، دو شرایط مرزی ورودی متفاوت در نظر گرفته شده است. برای فشار گاز ورودی ۴ بار که در محدوده آزمایش بوده است و فشار ۶۸ بار که فشار ورودی یک ایستگاه تقلیل فشار است، حل عددی بر روی مدل متقارن محوری انجام پذیرفته است. شکل ۰-۴۹، سرعت محوری درون لوله‌گردبادی را برای دو مدل گاز واقعی و ایده‌آل با فشار ورودی ۴ بار نشان می‌دهد. علامت مثبت و منفی نشان می‌دهد که جهت جریان به ترتیب به سمت خروجی‌های گرم و سرد است. برای مدل گاز ایده‌آل، ماکزیمم سرعت ۴۷+ و ۲۳۲- متر بر ثانیه و برای مدل گاز واقعی، ماکزیمم سرعت ۴۸+ و ۲۲۸- متر بر ثانیه می‌باشد. برای هر دو مدل، ماکزیمم سرعت مثبت در مجاورت دیواره نزدیک خروجی گرم اتفاق می‌افتد. ماکزیمم سرعت منفی درون اریفیس سرد مشاهده شده است. شکل ۰-۵۰، توزیع سرعت چرخشی درون لوله‌گردبادی را برای دو مدل گاز واقعی و ایده‌آل نشان می‌دهد. در جهت شعاعی، گرادیان سرعت چرخشی زیادی وجود دارد که در امتداد لوله‌گردبادی کاهش می‌یابد. بالاترین سرعت چرخشی در خروج نازل رخ می‌دهد؛ که ناشی از انبساط جریان متراکم در این ناحیه است. کمترین سرعت چرخشی در بخش مرکزی لوله‌گردبادی مشاهده می‌شود. مدل گاز واقعی سرعت چرخشی را به مقدار

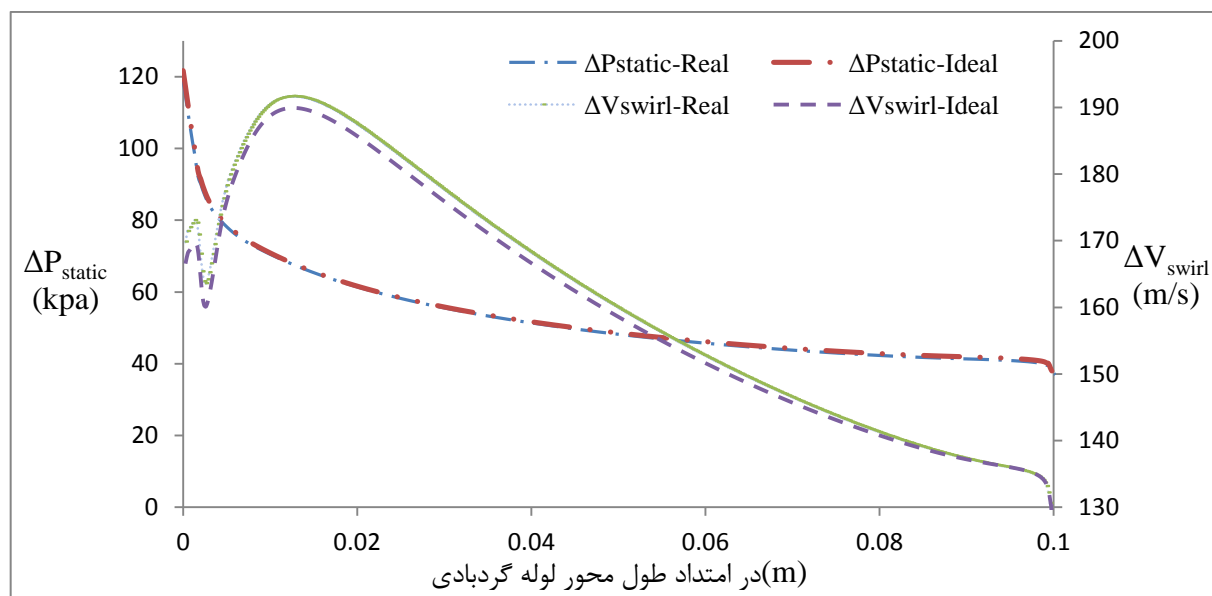
جزئی بیشتر در مقایسه با مدل ایده‌آل پیش‌بینی می‌کند. گرادیان سرعت چرخشی در امتداد لوله‌گردبادی در شکل ۵۱-۰ نمایش داده شده است. این گرادیان بین ناحیه مرکزی و دیواره لوله‌گردبادی محاسبه شده است. گرادیان سرعت چرخشی در امتداد لوله‌گردبادی کاهش پیدا می‌کند. گرادیان سرعت چرخشی برای همه نقاط محوری تقریباً به مقدار بسیار جزئی برای مدل گازی واقعی در مقایسه با مدل ایده‌آل بالاتر است. علاوه بر این، شکل ۵۱-۰، گرادیان فشار استاتیکی در امتداد لوله گرم را برای دو مدل گاز واقعی و ایده‌آل نشان می‌دهد. این گرادیان نیز بین ناحیه مرکزی و دیواره لوله‌گردبادی محاسبه شده است. گرادیان فشار استاتیکی در امتداد طول لوله گرم از ورودی تا خروجی گرم کاهش پیدا می‌کند. گرادیان فشار استاتیکی برای مدل گاز واقعی و ایده‌آل همچنین برای تمام نقاط محوری برابر است. بیشترین گرادیان فشار استاتیکی در لوله گرم و کمترین



شکل ۴۹-۰ خط‌های تراز سرعت محوری برای مدل گاز (الف) ایده‌آل و (ب) واقعی در فشار ورودی ۴ بار

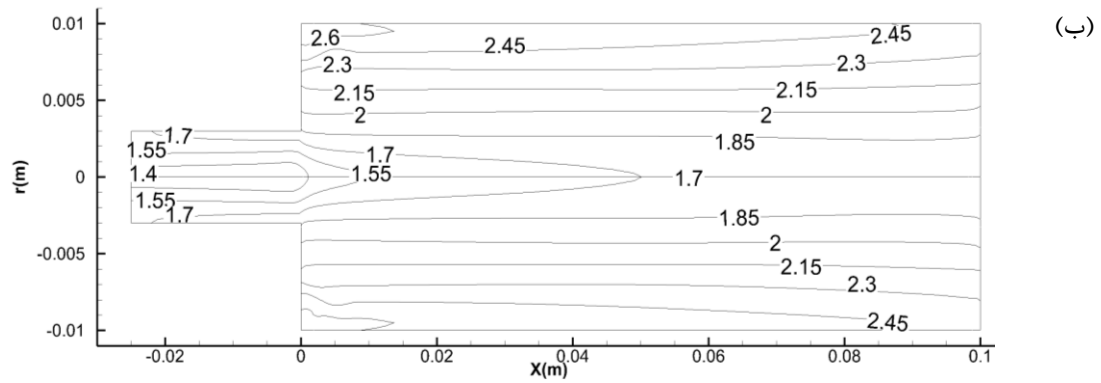
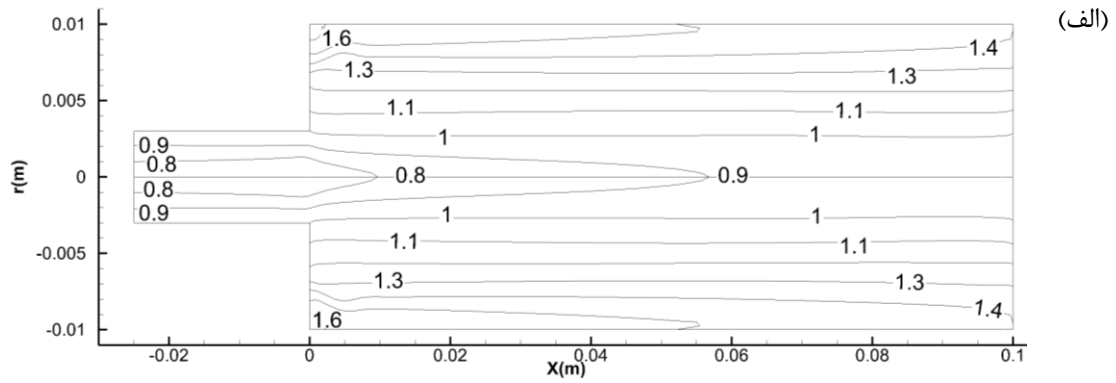


شکل ۵۰-۰ خط تراز سرعت چرخشی برای مدل گاز (الف) ایده‌آل و (ب) واقعی در فشار ورودی ۴ بار

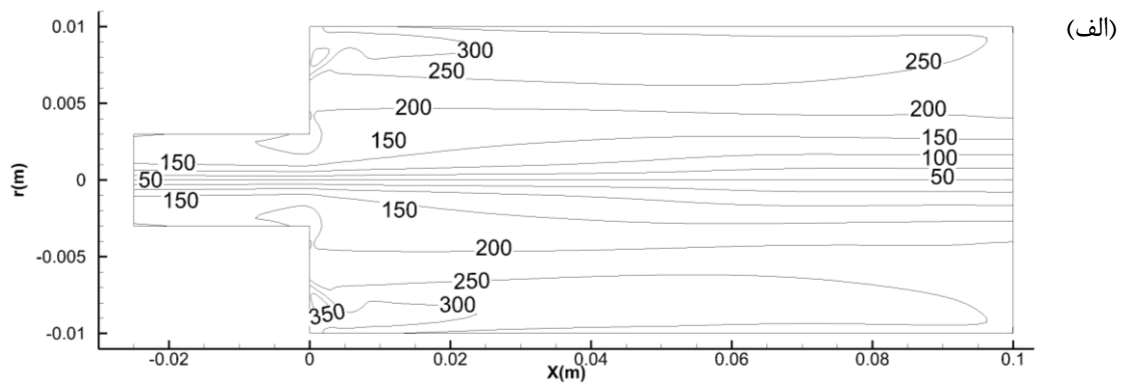


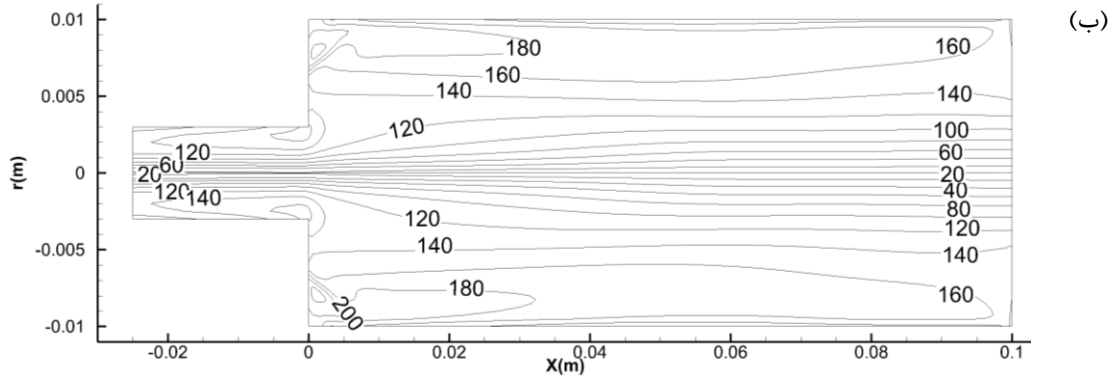
شکل ۵۱-۰ گرادیان فشار استاتیکی و فشار استاتیکی، مدل گاز ایده‌آل و واقعی-فشار ورودی ۴ بار

گرادیان فشار استاتیکی در اریفیس سرد رخ می‌دهد. در مجموع مشاهده می‌گردد که برای فشار ۴ بار پیش‌بینی‌های گاز واقعی اختلاف بسیار جزئی با پیش‌بینی مدل گاز ایده‌آل دارد. اما با توجه به اینکه فشار گاز در ایستگاه تقلیل فشار بالا می‌باشد؛ فشار ورودی به لوله‌گردبادی را ۶۸ بار در نظر گرفته و بر مبنای مدل گاز واقعی و مدل گاز ایده‌آل شبیه سازی عددی انجام پذیرفته است. همانگونه که در شکل ۵۲-۰ دیده می‌شود، مدل گاز واقعی و ایده‌آل در پیش‌بینی مقدار چگالی دارای اختلاف هستند. مدل گاز ایده‌آل مقادیر کوچکتري را برای چگالی درون لوله‌گردبادی محاسبه می‌کند. همچنین مطابق آنچه در شکل ۵۳-۰ دیده می‌شود مدل ایده‌آل، سرعت چرخشی را در مقایسه با مدل گاز واقعی، بزرگتر محاسبه نموده است. همین تفاوت در پیش‌بینی بین دو مدل در فشارهای بالا است که باعث می‌گردد دمای خروجی سرد و گرم دو مدل دارای تفاوت چشم‌گیر باشد. مطابق شکل ۵۴-۰، اختلاف دمای پیش‌بینی شده با مدل گاز ایده‌آل ۳۵ درجه سلسیوس و مدل گاز واقعی ۲۷/۵ درجه سلسیوس می‌باشد، یعنی ۷/۵ درجه سلسیوس تفاوت در پیش‌بینی.

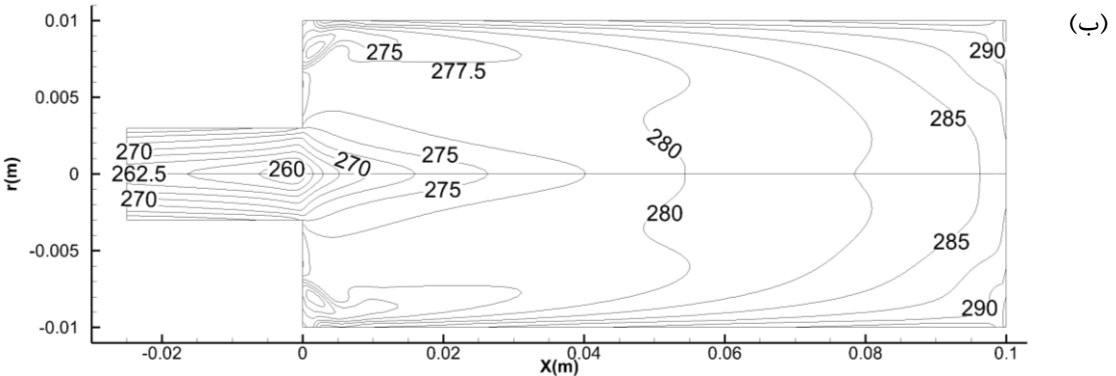
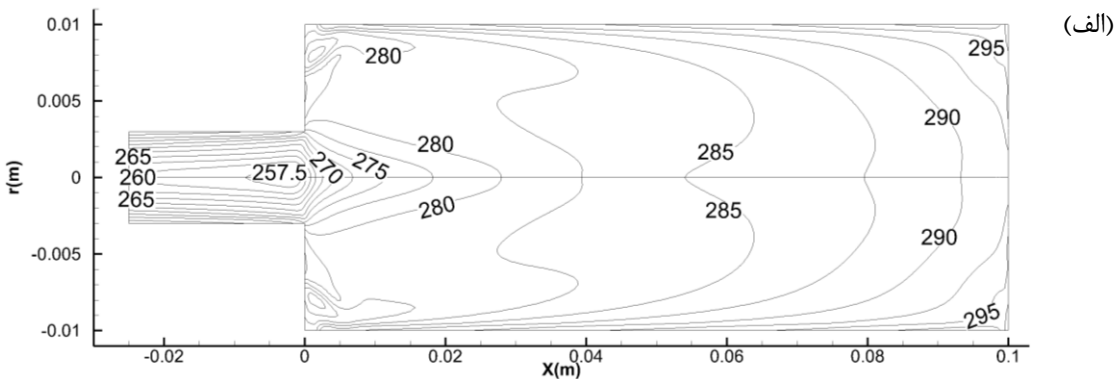


شکل ۵۲-۰ چگالی مدل گاز (الف) ایده‌آل و (ب) واقعی در فشار ورودی ۶۸ بار





شکل ۵۳-۰ سرعت چرخشی مدل گاز (الف) ایده‌آل و (ب) واقعی در فشار ورودی ۶۸ بار

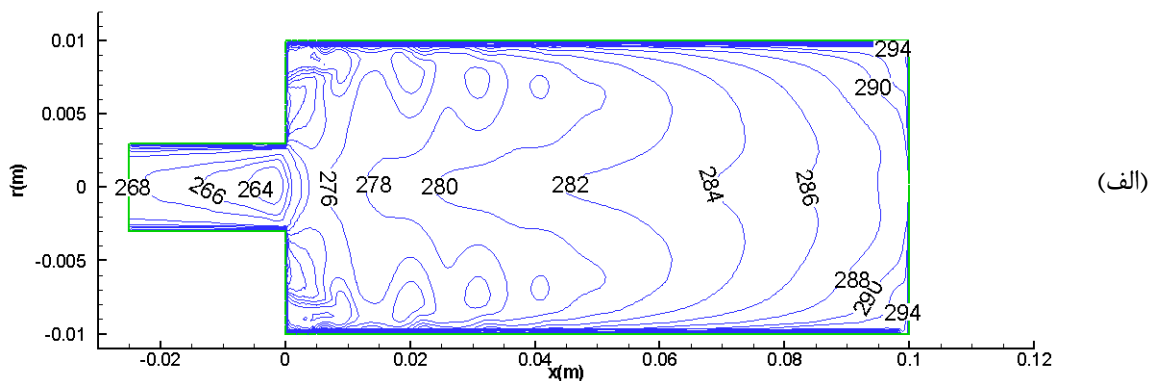


شکل ۵۴-۰ دمای استاتیک مدل گاز (الف) ایده‌آل و (ب) واقعی در فشار ورودی ۶۸ بار

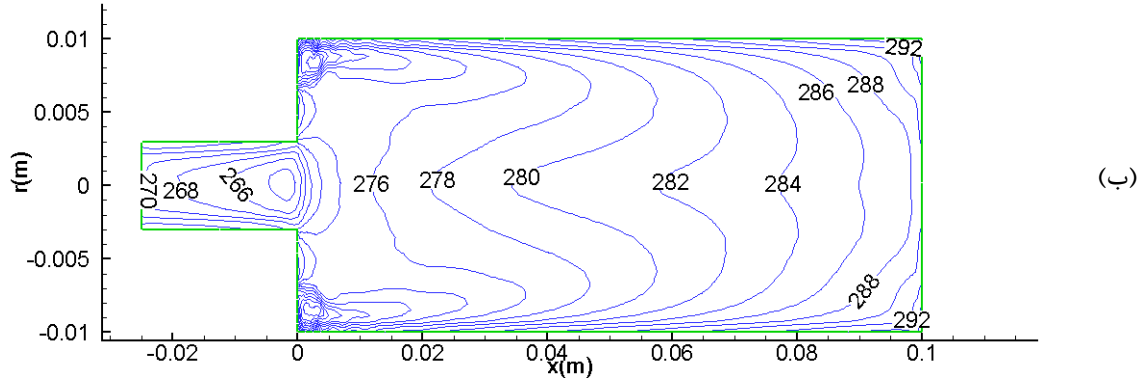
۶-۳-۷ مقایسه نتایج مدل سه بعدی چند نازله

تحلیل عددی انجام پذیرفته روی مدل‌های سه بعدی با تعداد نازل ۲، ۴ و ۶، در این بخش ارائه گردیده است. شکل ۵۵-۰، پروفیل دمای استاتیک را برای مدل‌های سه بعدی با تعداد نازل متفاوت نشان می‌دهد. در شکل ۵۵-۰ مشاهده می‌گردد با افزایش تعداد نازل، دمای سرد افزایش و دمای گرم کاهش یافته است. بیشترین اختلاف در میدان دما با سایر مدل‌ها در مدل دو نازله مشاهده می‌شود. در مورد مدل دو نازله بر

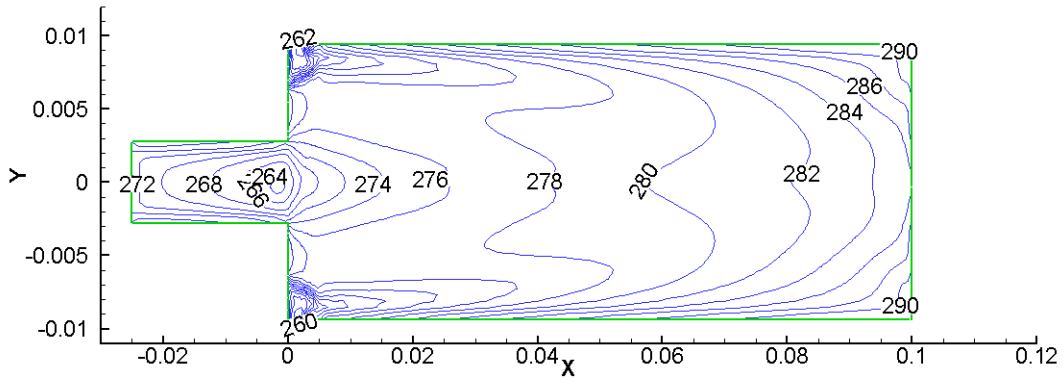
روی محور در نقطه تلاقی با خروجی سرد، کمترین میزان دمای استاتیک سرد در مقایسه با مدل‌های مشابه با تعداد نازل کمتر مشاهده می‌شود. همدان^۱ و همکاران [۸۷]، در آزمایشات تجربی خود مشاهده نمودند که افزایش تعداد نازل باعث کاهش عملکرد سرمایشی لوله گردبادی می‌شود. بر روی محور مرکزی لوله، هر چه به سمت خروجی سرد می‌رویم، دمای استاتیک در حال کاهش می‌باشد. در شکل ۵۶-۰، در دو مقطع عمود بر محور لوله در راستای شعاعی در صفحه xy یکی به فاصله یک سانتیمتری و دیگری در فاصله پنج سانتیمتری از مبدا مختصات، توزیع دمای استاتیک رسم شده است. در این شکل نیز روند نزول دمای استاتیک با افزایش تعداد نازل مشهود و اختلاف بین مدل‌ها بهتر مشخص می‌شود. همانطور که در این شکل مشاهده می‌شود در هر مقطع در راستای شعاعی، شاهد افزایش دما هستیم. در این شکل یک افزایش دمای ناگهانی را در راستای شعاع در حدود شعاع ۹ میلیمتری شاهد هستیم، که این نشان‌دهنده تغییر رژیم جریان از منطقه سرد به منطقه گرم می‌باشد. به دلیل دمای بالا جریان در شعاع ۹ تا ۱۰ میلیمتری، لوله گردبادی بسیار گرم بوده و دمای آن حتی از دمای جریان گرم خروجی نیز گرم‌تر می‌باشد.



¹ Hamdan

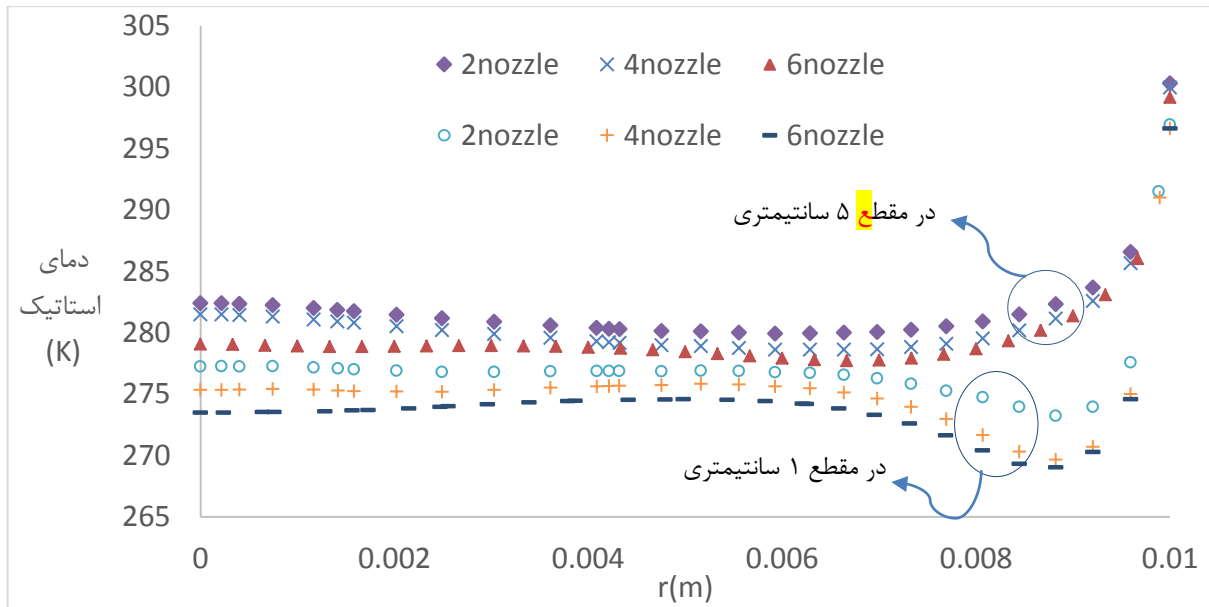


(ب)

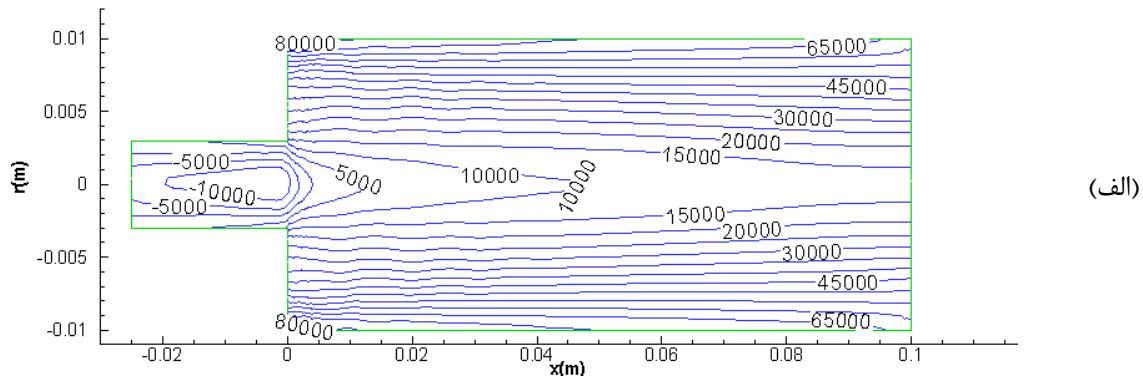


(ج)

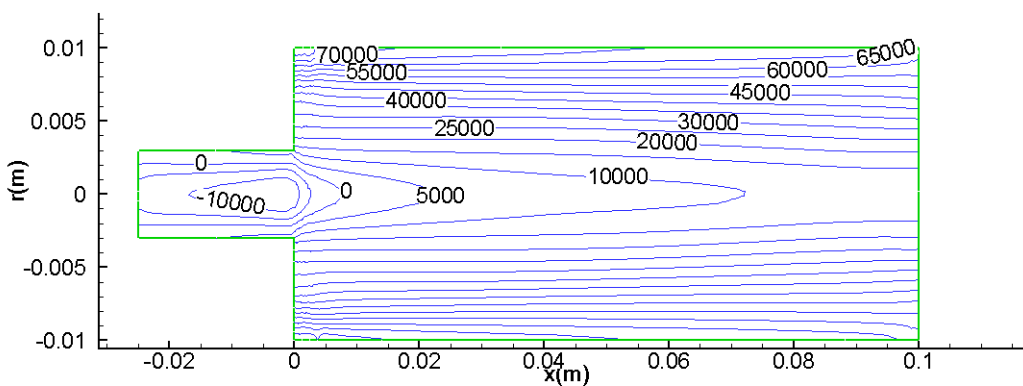
شکل ۵۵-۰ پروفیل دما استاتیک (کلوین، الف) دو نازل، (ب) چهار نازل، (ج) شش نازل



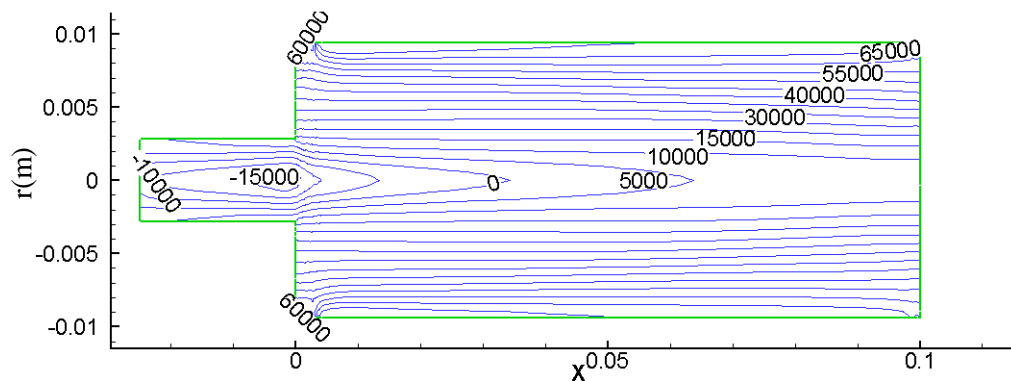
شکل ۵۶-۰ دمای استاتیک در دو مقطع عمود بر محور لوله در $x=5\text{cm}$ و $x=1\text{cm}$ بر روی شعاع



(الف)



(ب)



(ج)

شکل ۵۷-۰ پروفیل فشار (پاسکال)، (الف) دونازل، (ب) چهار نازل، (ج) شش نازل

برای بررسی توزیع فشار در لوله گردبادی در شکل ۵۷-۰، پروفیل فشار برای مدل‌های با تعداد نازل متفاوت، نشان داده شده است. برخی از محققین مانند ژینگوی لیو^۱ و یونگ‌لیانگ لیو^۲ [۸۸]، رینولدز^۳ [۸۹]،

^۱ Xingwei Liu

^۲ Zhongliang Liu

^۳ Reynolds

لیندرستروم لانگ^۱ [۹۰]، استفان^۲ و همکاران [۲۸] و بهرا^۳ و همکاران [۳۲] اعتقاد دارند که علت پدیده جدایش جریان سرد و گرم در داخل لوله گردبادی و یا یکی از دلایل این موضوع، وقوع یک انبساط آدیاباتیک است. همانطور که در شکل ۵۷-۰ مشاهده می‌شود، توزیع فشار در راستای شعاعی از سمت محور لوله به سمت دیوار در حال افزایش است. این اختلاف فشار در راستای شعاعی فرض انبساط از یک فشار بالاتر به فشارهای پایین‌تر را در لوله گردبادی تایید می‌کند. همچنین جریانی که از نازل‌ها خارج می‌شود، به علت مومنتوم بالای سیال، بطور دورانی در طول لوله گردبادی حرکت می‌کند. نیروی گریز از مرکز باعث می‌شود تا این جریان تا حد امکان در مجاورت دیواره حرکت کند. در سمت خروجی گرم قسمتی از جریان از این خروجی خارج می‌شود و باقیمانده از قلب جریان رفت به سمت ابتدا لوله گردبادی حرکت می‌کند و جریان برگشت را تشکیل می‌دهد. در شکل ۵۸-۰، در میان خطوط هم سرعت محوری، خطی وجود دارد که سرعت محوری بر روی آن برابر صفر است. این نقطه مرزی بین دو جریان می‌باشد. علامت سرعت در دو سمت این خط مخالف یکدیگر می‌باشد و این نشان‌دهنده دو رژیم جریان با دو جهت مخالف در لوله گردبادی است. خطوط جریان در شکل ۵۹-۰، نیز نشان‌دهنده این مطلب است که جریان خروجی از نازل‌ها از نزدیکی دیواره به سمت انتهای گرم حرکت می‌کند که همان جریان رفت است و قسمتی از جریان در انتهای گرم از این خروجی خارج و باقیمانده از نزدیک انتهای گرم از مرکز لوله به سمت ابتدای لوله بر می‌گردد. در شکل ۵۹-۰ (الف)، خطوط جریان در مقطع ورودی مدل شش نازل رسم شده است. همانطور که مشاهده می‌شود خطوط جریان خارج شده از نازل از یک شعاع خاص تجاوز نمی‌کند. در شکل ۵۹-۰ (ب)، خطوط جریانی نشان داده شده است که هیچ راهی به نازل‌های ورودی ندارد و این خطوط نشان‌دهنده خطوط جریان برگشت می‌باشند. همانطور که در شکل ۶۰-۰ مشاهده می‌شود، افزایش تعداد نازل باعث کاهش گردابه‌های ایجاد شده در ناحیه خروجی نازل‌ها می‌شود. به نظر می‌رسد که این گردابه‌ها نقش مهمی در تبادل حرارت

¹ Linderstrøm-Lan

² Stephan

³ Behera

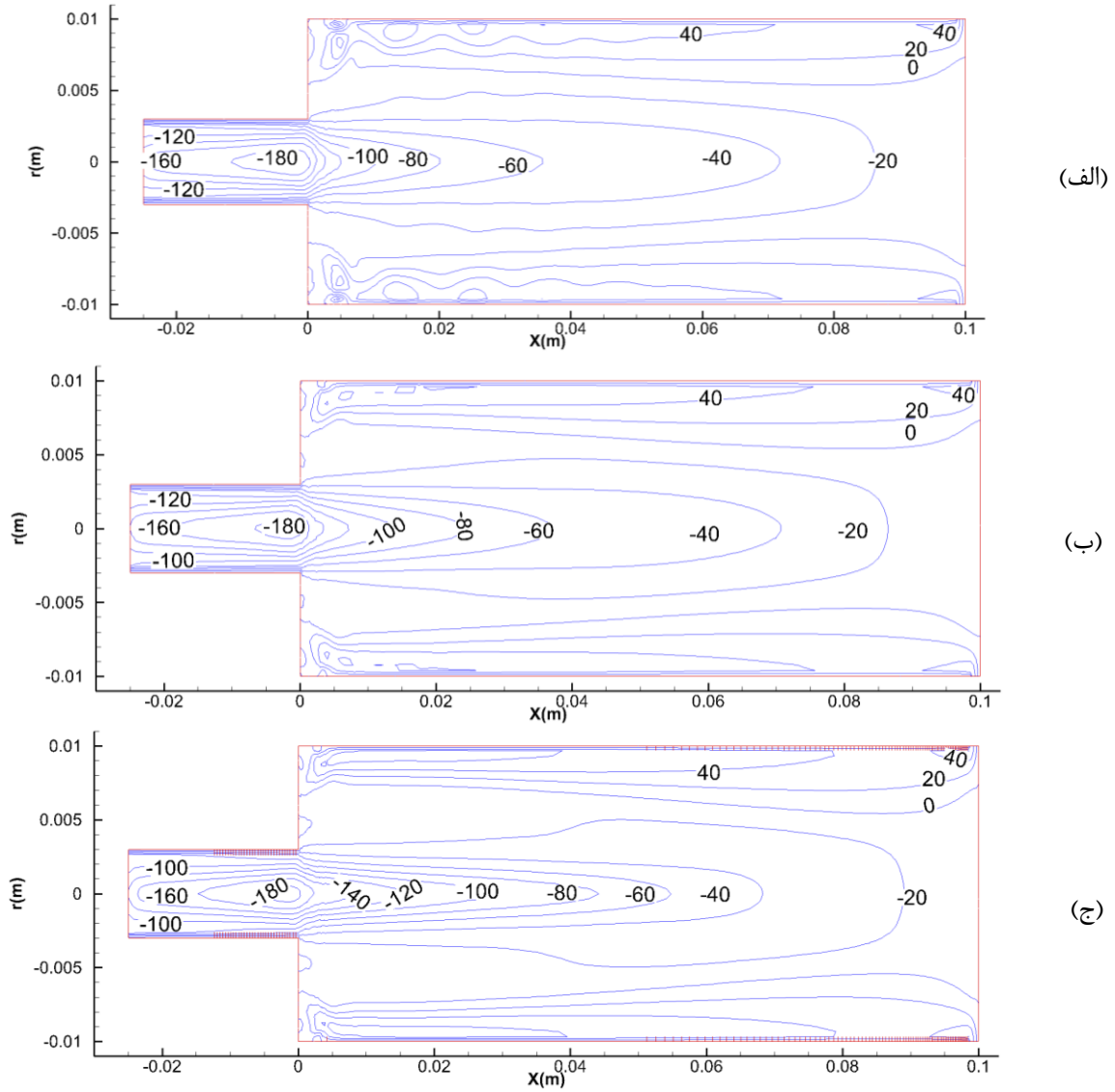
دو جریان گرم و سرد دارند. با افزایش تعداد نازل‌ها این گردابه‌ها کاهش یافته و این باعث تبادل کمتر حرارت بین جریان گرم و سرد می‌شود. آلبورن و گوردن^۱ [۳۹]، تئوری تشکیل جریان‌های چرخشی ثانویه را درون لوله‌گردبادی ارائه نمودند و بیان نمودند که این حلقه‌ها مانند سیکل کلاسیک سرمایه‌ی عمل می‌کنند و گرما را از لایه‌های درونی به بیرونی منتقل می‌نماید. آلبووایهیل^۲ و همکاران [۷] و بهرا^۳ و همکاران [۳۶] نیز از جمله افرادی بودند که تشکیل جریان‌های چرخشی ثانویه را گزارش کرده‌اند. بوند^۴ و همکاران [۵۸]، [۵۹]، در لوله‌گردبادی منحنی شکل با زوایای مختلف تشکیل این گردابه‌ها را مشاهده نمودند. در این کار با افزایش زاویه انحنا لوله‌گردبادی، تعداد و طول این گردابه‌ها اضافه می‌شود. یک لوله‌گردبادی با طراحی بهینه دارای دو رژیم جریانی است، جریان گردبادی اجباری و جریان گردبادی آزاد و لذا در این لوله‌گردبادی جریان‌های چرخشی ثانویه دیده نمی‌شود. به بیان دیگر قطری برای اریفیس سرد وجود دارد که برای قطرهای کوچکتر از آن، جریان‌های چرخشی ثانویه شکل می‌گیرد؛ در حالی که برای قطرهای بزرگتر چنین پدیده‌ای دیده نمی‌شود. به همین دلیل بر خلاف نظر آلبورن و گوردن برخی از محققان بیان نمودند که تشکیل این گردابه‌ها نمی‌تواند عامل اصلی انتقال حرارت و جدایش دمایی درون لوله‌گردبادی باشد. البته در این کار در آزمایش دیده شد که افزایش قطر اریفیس سرد بطور شدید باعث پایین آمدن عملکرد لوله‌گردبادی می‌شود. نتایج عددی و آزمایشگاهی بدست آمده نشان می‌دهد که گردابه‌ها در جدایش بهتر انرژی موثر می‌باشند.

¹ Gordon

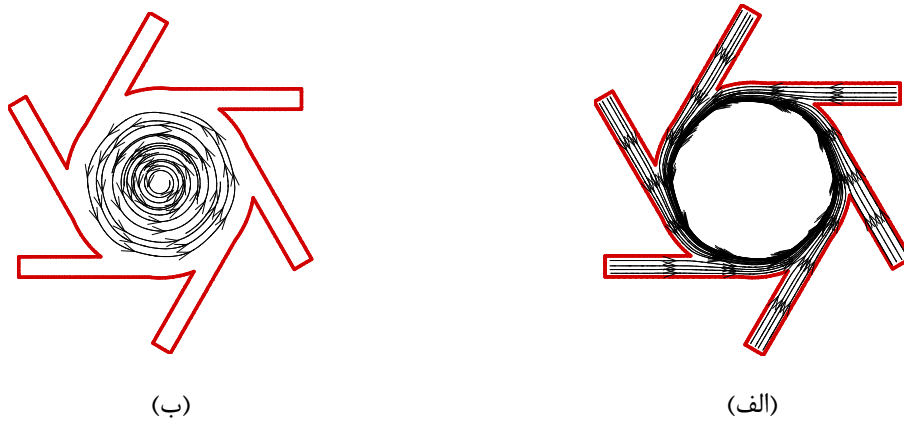
² Aljuwayhel

³ Behera

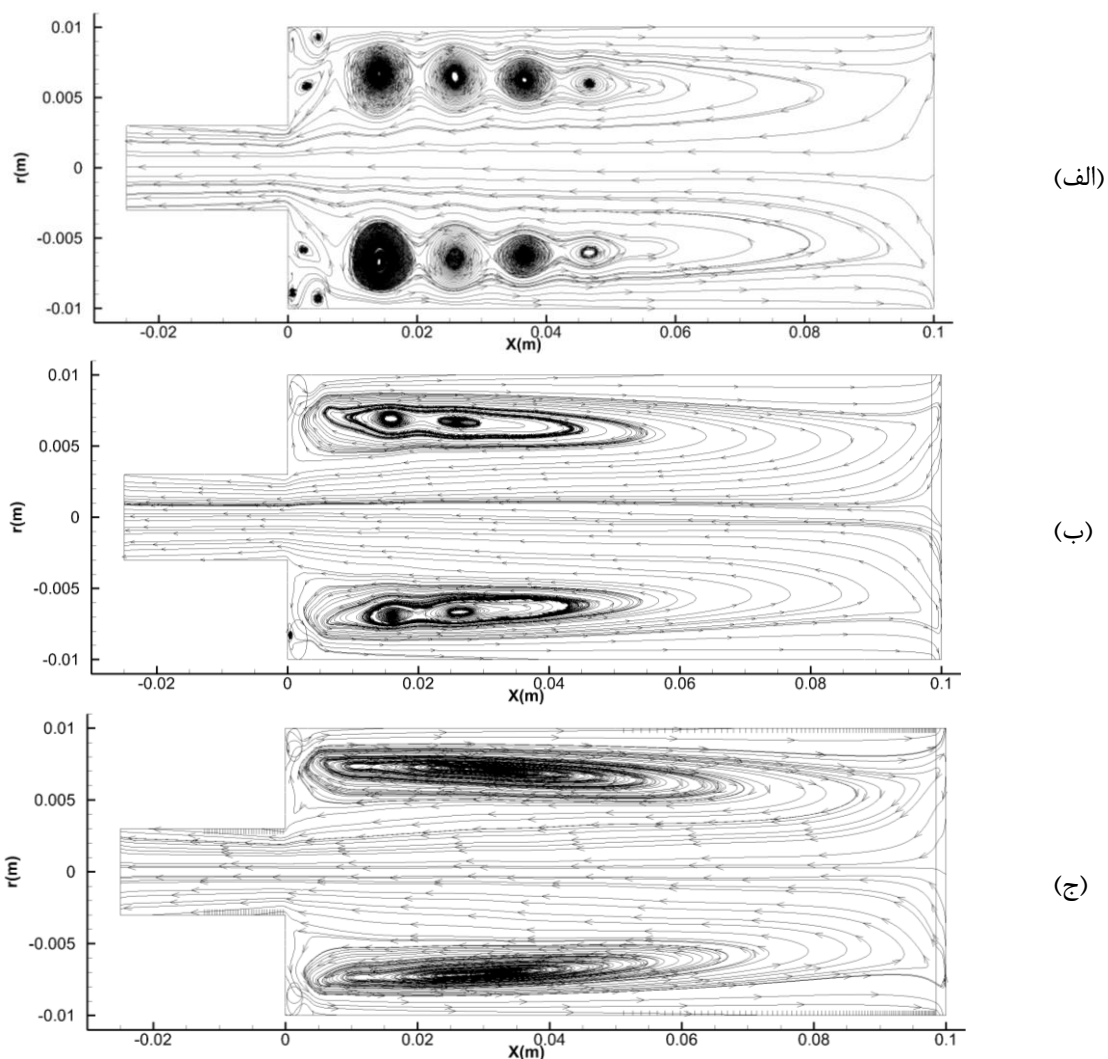
⁴ Bovand



شکل ۵۸-۰ پروفیل سرعت محوری (متر بر ثانیه)، الف) دونازل، ب) چهار نازل، ج) شش نازل



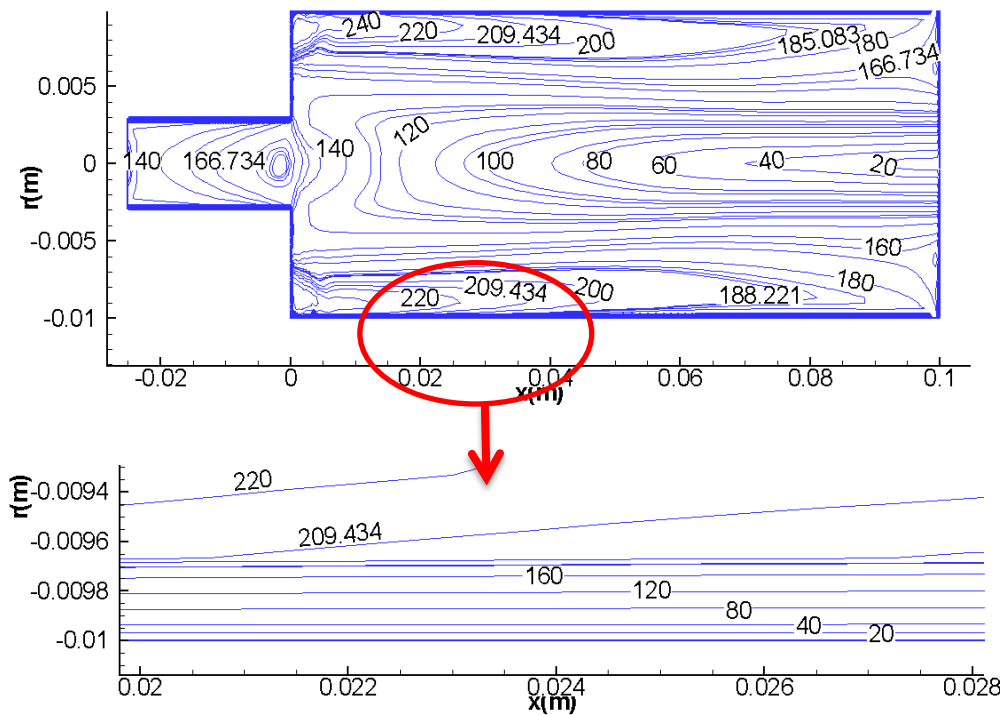
شکل ۵۹-۰ خطوط الف) جریان رفت در نازل ورودی و ب) جریان برگشت در داخل لوله گردبادی



شکل ۶۰-۰ پروفیل سرعت محوری (متر بر ثانیه)، الف) دونازل، ب) چهار نازل، ج) شش نازل

در شکل ۶۱-۰ و شکل ۶۲-۰، به ترتیب پروفیل سرعت کل در طول لوله گردبادی بر روی صفحه $y = 0$ شامل محور لوله و پروفیل سرعت مماسی بر روی صفحه میانی عمود بر محور لوله گردبادی برای مدل شش نازل رسم شده است. با توجه به شکل ۶۱-۰، در لایه‌های پر فشار خارجی سرعت سیال رو به کاهش است و این کاهش با توجه به فشردگی لایه‌های خارجی باعث تبدیل انرژی مکانیکی سیال به انرژی حرارتی می‌شود. در ضمن در شکل ۶۲-۰، پروفیل سرعت مماسی در مقطع میانی عمود بر محور لوله، نیز افزایش سرعت مماسی در لایه‌های داخلی و کاهش سرعت مماسی در لایه‌های خارجی را نشان می‌دهد. تغییرات سرعت

مماسی باعث ایجاد کار برشی و در نتیجه انتقال حرارت ویسکوز از لایه‌های داخلی به لایه‌های خارجی می‌شود که این مطلب نیز به افزایش دمای لایه‌های خارجی کمک می‌کند. لوینز و بژان^۱ [۹۱] بیان کردند که گرادیان سرعت زاویه‌ای که در مسیر شعاعی وجود دارد باعث افزایش کوپلینگ اصطکاکی بین لایه‌های مختلف جریان چرخشی شده و این امر منجر به انتقال انرژی از طریق کار برشی از لایه‌های داخلی به لایه‌های بیرونی می‌شود. نتایج حاصل از تحلیل شکل ۶۱-۰۰ و شکل ۶۲-۰۰، با نظریات هیلش^۲ و تحلیل گروه الجوابهیل^۳ در مورد مکانیزم جدایش جریان و انرژی تطابق دارد.

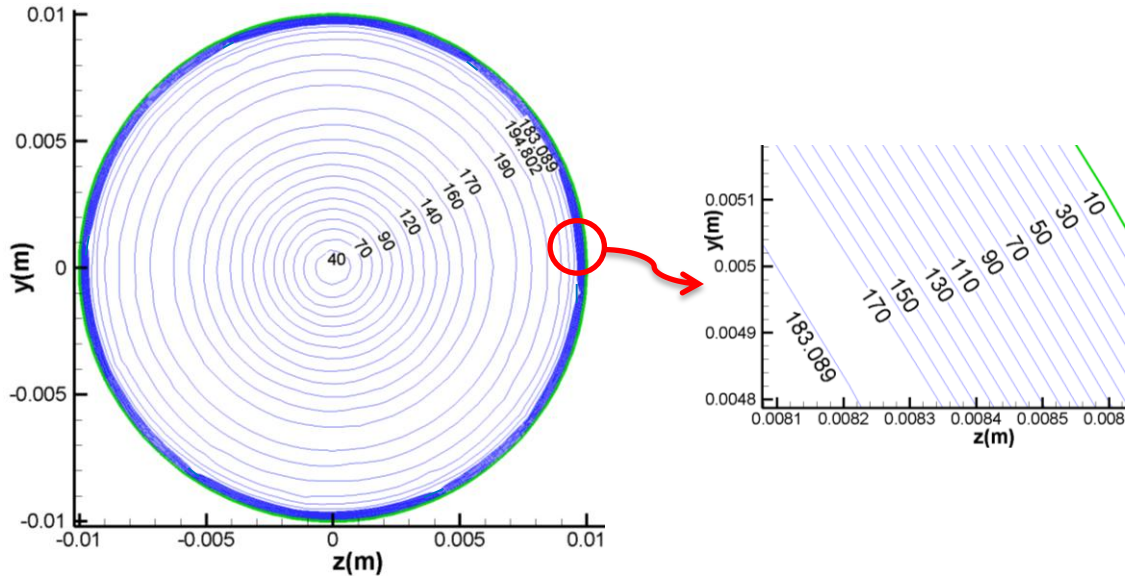


شکل ۶۱-۰۰ پروفیل سرعت کل (متر بر ثانیه) بر روی صفحه XY

¹ Lewins and Bejan

² Hilsch

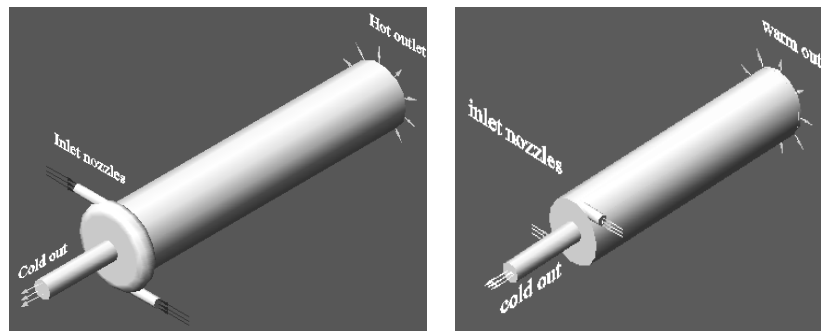
³ Aljuwayhel

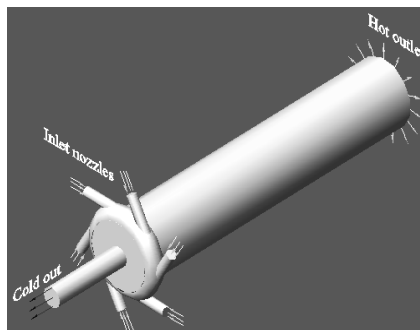


شکل ۰-۶۲ پروفیل سرعت مماسی (متر بر ثانیه) بر روی صفحه میانی عمود بر محور لوله گردبادی

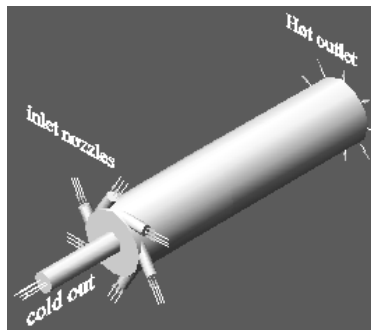
۶-۳-۸ بررسی اثر محفظه گردبادی بر عملکرد لوله گردبادی

در این بخش اثر اضافه شدن محفظه گردبادی به مدل عددی بررسی می‌شود. در شکل ۰-۶۳ مدل‌های معمول لوله گردبادی با تعداد نازل ۲ و ۶ در ستون سمت راست و در ستون سمت چپ مدل‌های متناظر به همراه محفظه گردبادی اضافه شده، نشان داده شده است. شکل ۰-۶۴، برای مشاهده بهتر، مقطع جانبی نازل‌های ورودی به محفظه گردبادی را نشان می‌دهد. شرایط مرزی این چنین در نظر گرفته شده‌اند. فشار ورودی 300 kPa می‌باشد. در شکل ۰-۶۵ یک نمونه مش‌زده برای مدل شش‌نازله نمایش داده شده است.



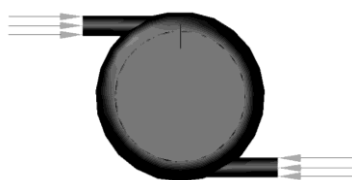


(ب)

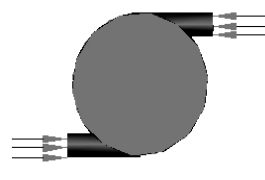


(الف)

شکل ۶۳-۰۰ لوله‌گردبادی (الف) مدل‌های بدون محفظه گردبادی (ب) مدل‌ها با محفظه گردبادی

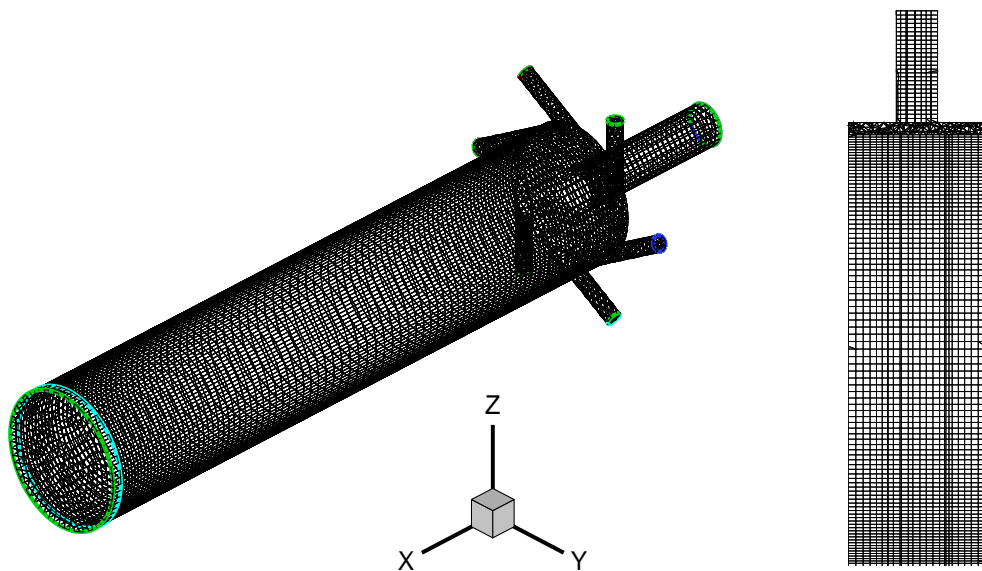


(ب)

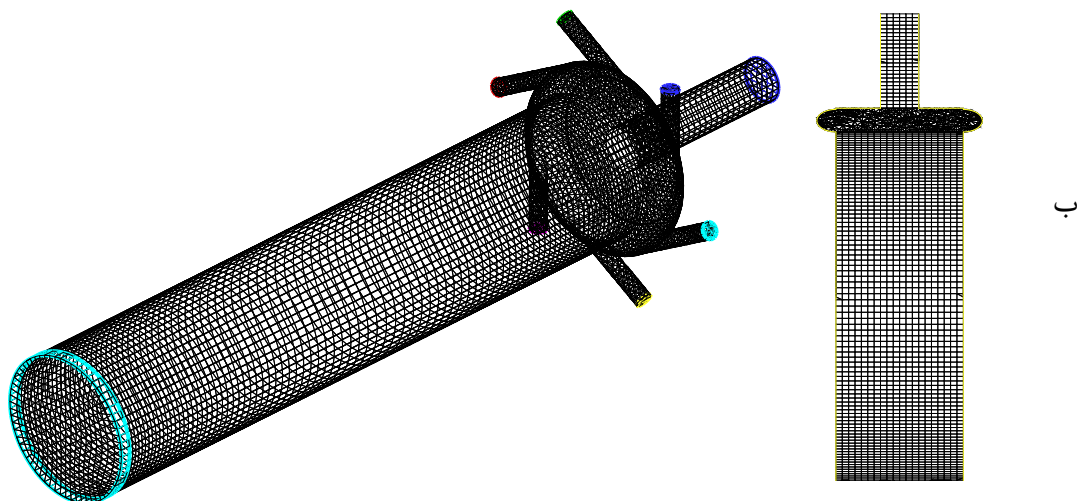


(الف)

شکل ۶۴-۰۰ نمای جانبی لوله‌گردبادی (الف) بدون محفظه گردبادی و (ب) به همراه محفظه گردبادی

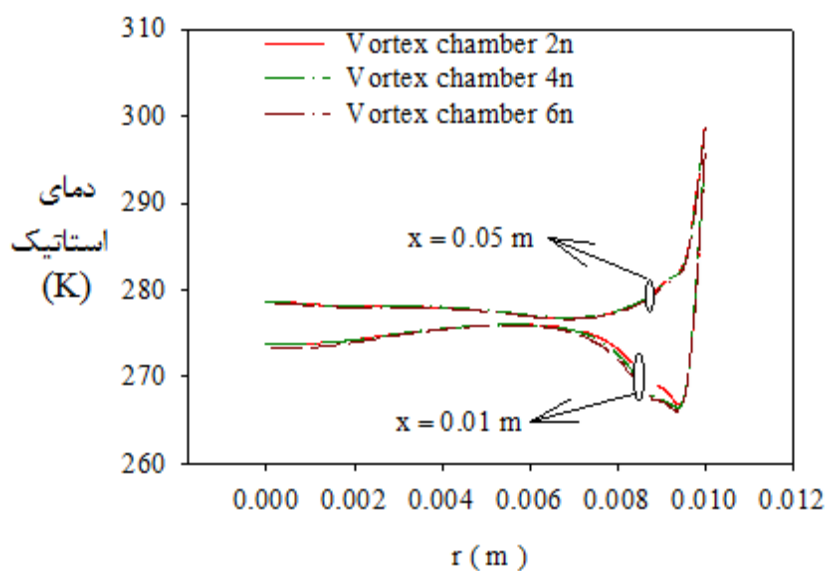


الف



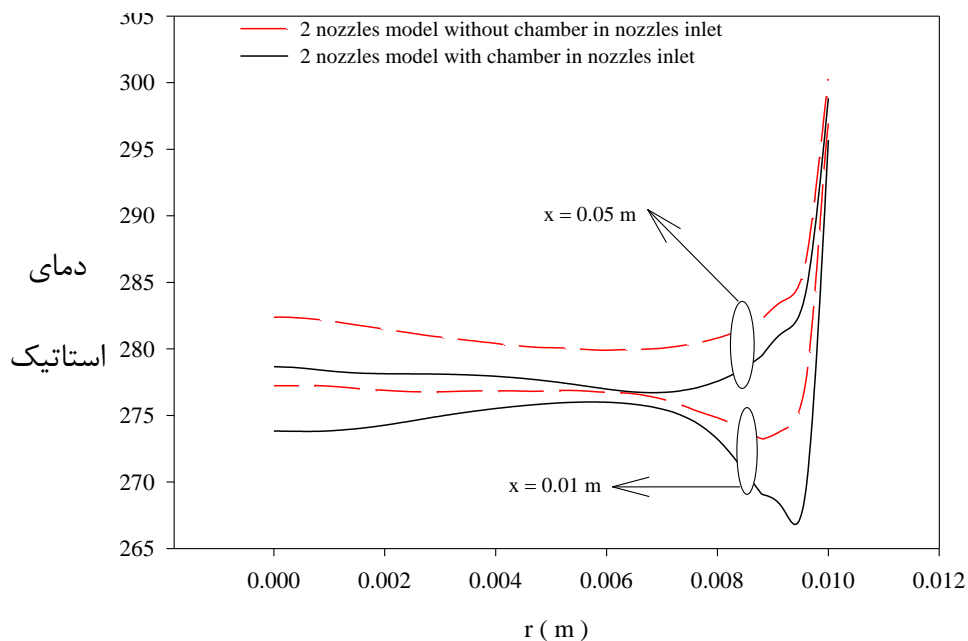
شکل ۶۵-۰ الف) مش مدل شش نازل (الف) بدون محفظه گردبادی و (ب) با محفظه گردبادی

برای بررسی اثر محفظه گردبادی اضافه شده به مقطع نازل‌های ورودی ابتدا در دو مقطع به ترتیب به فاصله $x=0.01\text{ m}$ و $x=0.05\text{ m}$ از روزه سرد، توزیع دمای استاتیک بر روی شعاع لوله گردبادی در شکل ۶۶-۰ رسم شده است. این شکل نشان می‌دهد که اضافه شدن محفظه گردبادی، اثر تغییر تعداد نازل بر عملکرد لوله گردبادی را از بین برده است.



شکل ۶۶-۰ پروفیل دمای استاتیک لوله گردبادی با محفظه گردبادی

به منظور بررسی اثر اضافه شدن محفظه گردبادی بر میزان خنک کاری لوله گردبادی، نمودار توزیع دما در دو مقطع برای مدل دو نازل ساده و مدل دو نازل با محفظه گردبادی در ناحیه نازل‌های ورودی در شکل ۶۷-۰ مقایسه شده است. $r=0/01$ معرف دیوار و $r=0$ معرف محور لوله است. همانطور که مشاهده می‌شود، دما در این دو مقطع برای هر دو مدل، بر روی دیواره لوله تقریباً با هم برابر اما بر روی محور مرکزی لوله، دمای مدل دوم نسبت به مدل ساده دمای کمتری می‌باشد. منطقه نزدیک دیواره منطقه گرم و منطقه نزدیک محور منطقه سرد شناخته می‌شود. بدین ترتیب می‌توان بیان داشت که مدل ارائه شده عملکرد خنک کاری بهتری را ارائه می‌دهد. برای مقایسه بهتر، توان خنک کاری برای مدل‌های دو نازل برای هر دو مدل در جدول ۵-۱ آورده شده است. از لوله گردبادی معمولاً برای خنک کاری قطعات بصورت نقطه‌ای و محلی استفاده می‌شود. اگر فرض شود از لوله گردبادی برای خنک کاری محیط ساکن با دمای T_i استفاده شود؛ آنگاه توان خنک کاری لوله گردبادی مطابق $\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_p (T_c - T_i)$ محاسبه می‌شود. در این رابطه \dot{m}_c



شکل ۶۷-۰ توزیع دما بین مدل دو نازل ساده و مدل دونازل با محفظه حلقوی در دو مقطع

میزان دبی خروجی سرد، c_p ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، T_c دمای خروجی سرد. به عنوان مثال

نتایج خنک‌کاری برای قطعه‌ای که در دما محیط ۲۷ درجه سلسیوس قرار دارد، در جدول ۳-۰ آورده شده است. جدول ۳-۰ نشان دهنده اختلاف بین مدل ساده و مدل ارائه شده می‌باشد. در اینجا نیز مشاهده می‌شود که افزایش تعداد نازل باعث اختلاف کمی در توان خنک‌کاری می‌شود، به طوری که استفاده از مدل جدید نسبت به مدل قبلی در حالت دو نازل در حدود ۵ درصد توان خنک‌کاری را افزایش می‌دهد.

جدول ۳-۰ مقادیر تغییرات توان خنک‌کنندگی دو مدل برای قطعه‌ای در دمای ۲۷ درجه سلسیوس

T_c (مدل با محفظه)	T_c (مدل بدون محفظه)	توان خنک‌کنندگی (با محفظه)	توان خنک‌کنندگی (بدون محفظه)
-0.94 °C	-0.2 °C	70.72	67.28 W

فصل هفتم: کاربردهای پیشنهادی

لوله گردبادی در صنعت گاز

۷-۱ مقدمه

بعد از بررسی تجربی و عددی عملکرد لوله گردبادی با جریان گاز طبیعی هدف در این بخش امکان بکارگیری لوله گردبادی در صنعت گاز کشور می‌باشد. لوله گردبادی می‌تواند در صنعت گاز کشور جایگزین شیرهای اختناق شده و ضمن کاهش فشار عملکرد کلی سیستم را نیز بهبود دهد. در این بخش ابتدا در یک ایستگاه تقلیل فشار گاز از یک لوله گردبادی جهت ایجاد دو جریان سرد و گرم و در نهایت کاهش گاز مصرفی گرمکن در فصل سرد استفاده می‌شود. سپس لوله گردبادی در یک سیکل تولید گاز مایع مورد استفاده قرار می‌گیرد تا بهبود ایجاد شده توسط آن در سیکل نسبت به سیکل در حالت بدون لوله گردبادی بررسی گردد.

۷-۲ کاربرد لوله گردبادی و مبدل زمین گرمایی در ایستگاه تقلیل فشار گاز

در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز در فصول سرد، قبل از فرآیند افت فشار، گاز طبیعی پیش گرم می‌شود تا از تشکیل هیدرات گازی جلوگیری شود. گرمکن‌های غیرمستقیم حمام آب، پیش گرمایش گاز طبیعی را انجام می‌دهند. این گرمکن‌ها راندمان حرارتی پایینی دارند و مقدار قابل توجهی گاز طبیعی را برای پیش گرمایش استفاده می‌کنند. با توجه به فراوان بودن ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز در ایران کاهش مصرف انرژی در این بخش از صنعت گاز ضروری است. در این بخش سیستمی برای کاهش مصرف انرژی گرمکن پیشنهاد شده است تا بصورت سری با گرمکن ایستگاه قرار گیرد که در آن از قابلیت لوله گردبادی در کاهش فشار و تولید جریان گرم و سرد استفاده می‌شود.

گاز طبیعی سوخت با ارزش و مهمی است که به صورت گسترده در بخش خانگی و صنایع مورد استفاده قرار می‌گیرد. ۲۵ درصد انرژی مصرفی جهان از این سوخت تامین می‌شود. تحویل گاز طبیعی به مصرف کننده نهایی غالباً به دو روش انجام می‌پذیرد، برای مصرف کننده‌های برون مرزی گاز طبیعی مایع شده از طریق کشتی‌های مخصوص ارسال می‌شود. برای مصرف کننده‌های درون مرزی از طریق خطوط لوله انتقال گاز این امر صورت می‌پذیرد. روش انتقال گاز در ایران روش دوم می‌باشد. گاز طبیعی با فشار بالا از پالایشگاه‌ها به

شهرها ارسال می‌شود و در ورودی شهرها این فشار می‌بایست کاسته شود. گاز طبیعی فشار بالا از طریق خطوط لوله انتقال گاز به ورودی شهرها می‌رسد. با کاهش فشار گاز در ایستگاه‌های تقلیل فشار، گاز کم فشار به مصرف کننده نهایی تحویل داده می‌شود. شیرهای انبساطی عمل کاهش فشار را در ایستگاه‌ها انجام می‌دهند. اما کاهش فشار، افت دمای گاز را به همراه دارد. به ازای یک مگاپاسکال کاهش فشار گاز در حین عبور از شیر انبساطی، افت دمای گزارش شده حدود $4/5$ تا $6/5$ درجه سلسیوس است [۹۲]. با توجه به دمای پایین گاز در زمستان و محدوده کاهش فشار ۳ تا $5/5$ مگاپاسکال، پیش گرم نکردن گاز سبب افت دمای گاز به پایین‌تر از صفر درجه سلسیوس می‌شود.

پوسته زمین با ذخیره کردن مقادیر زیاد انرژی که غالب آن از انرژی خورشید، باد، باران و کمتر از ۳ درصد آن، از انرژی حرارتی مربوط به هسته زمین است، به عنوان منبع انرژی مطمئن و تجدیدپذیر شناخته می‌شود. استخراج حرارت از زمین بوسیله مبدل‌های زمینی صورت می‌گیرد. نحوه قرارگیری مبدل‌ها درون زمین به دو شکل افقی و عمودی است. مبدل‌های افقی فضای زیادی را اشغال می‌کنند و برای بارهای حرارتی کم، مناسب هستند. این مبدل‌ها به دلیل اینکه در عمق ۱ تا ۲ متری سطح زمین نصب می‌شوند از شرایط هوایی محیط تاثیر می‌گیرند [۹۳]. اما مبدل‌های عمودی که معمولا تا عمق‌های ۱۵۰ متری نصب می‌شوند از دمای ثابت زمین در این عمق استفاده می‌کنند و عملکرد حرارتی بهتری نسبت به مبدل‌های افقی دارند. هزینه حفاری و نصب مبدل‌های عمودی از مبدل‌های افقی بیشتر است. در هر دو مبدل افقی و عمودی از لوله‌های پلی‌اتیلن چگالی بالا که فوق‌العاده با دوام هستند استفاده می‌شود. تولیدکنندگان این نوع لوله را اغلب تا ۵۰ سال ضمانت می‌کنند. سیال واسط انتقال حرارت با چرخش درون لوله، گرما را از زمین جذب یا به آن دفع می‌کند. چون نیاز گرمایشی ایستگاه زیاد است مبدل حرارتی انتخابی، از نوع عمودی خواهد بود. برای مدل‌سازی و شبیه‌سازی انتقال حرارت در سیستم مبدل‌های زمینی-عمودی چندین مدل

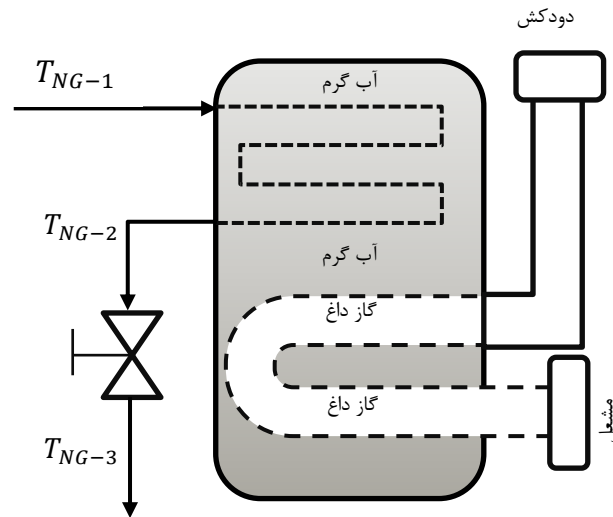
تحلیلی و عددی توسعه داده شده است. کلاسون و جاود^۱ [۹۴] فرمول بندی برای مبدل‌های عمودی با طول یکسان ارائه داده‌اند. در این مطالعه برای محاسبه انتقال حرارت ما بین دیواره چاه و زمین از مدل کلاسون و جاود استفاده شده است. قزلباش [۵۳] برای کاهش مصرف انرژی ایستگاه تقلیل فشار گاز سیستمی مبتنی بر مبدل‌های زمینی- عمودی (یا مبدل زمین گرمایی) پیشنهاد داد. مطالعات بر روی ایستگاه تقلیل فشار کوهدشت نشان داد سیستمی مبتنی بر ۱۰ حلقه چاه به عمق ۱۰۰ متر می‌تواند ۱۷/۶۵ درصد (متوسط ۲۵ سال) کاهش در مصرف سوخت ایجاد کند. همچنین نرخ بازگشت داخلی و بازگشت سرمایه تنزیل یافته به ترتیب برابر با ۲۰ درصد و ۸ سال محاسبه شدند.

۷-۲-۱ معرفی سیستم فعلی در ایستگاه تقلیل فشار گاز

هنگام ورود گاز طبیعی پرفشار به ورودی شهر، فشار آن باید طی دو مرحله به سطح فشار شبکه توزیع گاز برسد. ایستگاه‌های دروازه شهری^۲ با بهره‌گیری از شیرهای انبساطی میزان کاهش فشار در ایستگاه را انجام می‌دهند. طرحواره ایستگاه تقلیل فشار در شکل ۷-۱ نشان داده شده است. گاز ورودی به ایستگاه فشار بالایی دارد. قبل از عبور گاز از شیر انبساط، گاز باید پیش گرم شود تا دمای گاز در خروجی شیر انبساط بالاتر از دمای تشکیل هیدرات باقی بماند. پیش گرم کردن گاز این اطمینان را ایجاد می‌کند که در خروجی ایستگاه فاز جامد یا مایع ایجاد نمی‌شود. دمای مناسب گاز پیش گرم شده ۳۰ الی ۵۵ درجه سلسیوس است. مبدل‌های حرارتی استفاده شده در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز از نوع گرمکن‌های گازی غیر مستقیم حمام آب (گرمکن خطی) هستند. طرحواره گرمکن خطی در شکل ۷-۰ نشان داده شده است که معرف ایستگاه‌های فعلی تقلیل فشار گاز می‌باشد. حرارت از طریق لوله آتش به آب، به عنوان سیال واسط انتقال حرارت، انتقال داده می‌شود، سپس آب بصورت کاملاً ایمن حرارت را به گاز در حال عبور از لوله‌های داخل حمام آب منتقل

¹ Claesson and Javed

² City Gate Station (CGS)



شکل ۱-۰ طرحواره ایستگاه تقلیل فشار گاز

می‌کند. همانطور که مشخص است، لوله آتش، حرارت را به صورت غیرمستقیم به گاز طبیعی منتقل می‌کند. گرمکن‌های فعلی به سیستم‌های کنترل اتوماتیک مجهز نیستند و معمولاً گرمکن‌ها را برای یک بازه زمانی خاص بصورت دستی تنظیم می‌کنند. در نتیجه مصرف سوخت گرمکن برای یک مدت زمان خاص ثابت باقی می‌ماند، حتی زمانی که نیاز گرمایشی ایستگاه کمتر باشد. دمای تشکیل هیدرات گاز طبیعی تابعی از ذرات تشکیل دهنده و فشار گاز است. دمای تشکیل هیدرات در این مطالعه 6°C می‌باشد. برای اطمینان از اینکه دمای گاز پس از خروج از ایستگاه و در مسیر به پایین‌تر از دمای هیدرات نرسد، دمای گاز خروجی از ایستگاه را همواره در 15°C ثابت نگه می‌داریم. سپس دمای جریان گاز خروجی از گرمکن (T_{NG-2})، این چنین محاسبه می‌شود:

$$T_{NG-2} = T_{NG-3} + \Delta T \quad 1-0$$

که در آن، ΔT افت دمای گاز حین کاهش فشار می‌باشد. با معلوم بودن فشار گاز ورودی به ایستگاه (یا گرمکن)، که 1000 psi است، دما و فشار گاز خروجی از گرمکن معلوم می‌شوند. نرخ حرارت جذب شده توسط گاز طبیعی حین عبور از گرمکن برابر می‌شود با:

$$\dot{Q}_{NG} = \dot{m}_{NG}(h_{NG-2} - h_{NG-1}) \quad ۲-۰$$

گاز طبیعی از طریق لوله‌های دفن شده در عمق ۱/۲ متری زمین جریان دارد. دمای گاز درون لوله‌های انتقال بدلیل مجاورت طولانی مدت با خاک، هم‌دما با خاک اطراف لوله انتقال است. دمای خاک تابعی از دمای محیط است. بالا بودن دمای محیط در فصول گرم سال و در نتیجه آن بالا بودن دمای گاز ورودی سبب خاموش ماندن گرمکن ایستگاه می‌شود؛ اما در فصل زمستان به علت پایین بودن دمای محیط، بسته به موقعیت جغرافیایی دمای گاز ورودی به ایستگاه نیز افت می‌کند. در مطالعه حاضر، دمای گاز ورودی به ایستگاه در فصل زمستان 10°C فرض شده است. به علت در دسترس بودن گاز طبیعی در داخل ایستگاه، سوخت مورد استفاده گرمکن گاز طبیعی می‌باشد. گرمکن‌های حرارتی کنونی راندمان حرارتی پایینی دارند. راندمان آنها حدود $0/5-0/35$ است [۵۳]. در مطالعه حاضر راندمان حرارتی گرمکن $0/4$ در نظر گرفته شده است. فرض می‌شود، لوله‌های گاز گذرنده از درون حمام آب در محیط دما ثابت قرار دارند. رابطه ارائه شده توسط اینکروپرا و دویت^۱ [۹۵]، برای لوله احاطه شده در محیط دما ثابت از معادله $3-0$ بدست می‌آید. با مرتب سازی این معادله، دمای آب درون گرمکن نیز قابل محاسبه می‌شود. در این رابطه D_C و L_C قطر و طول کویل‌های گرمکن و U_C ضریب انتقال حرارت کلی گرمکن می‌باشد [۹۵].

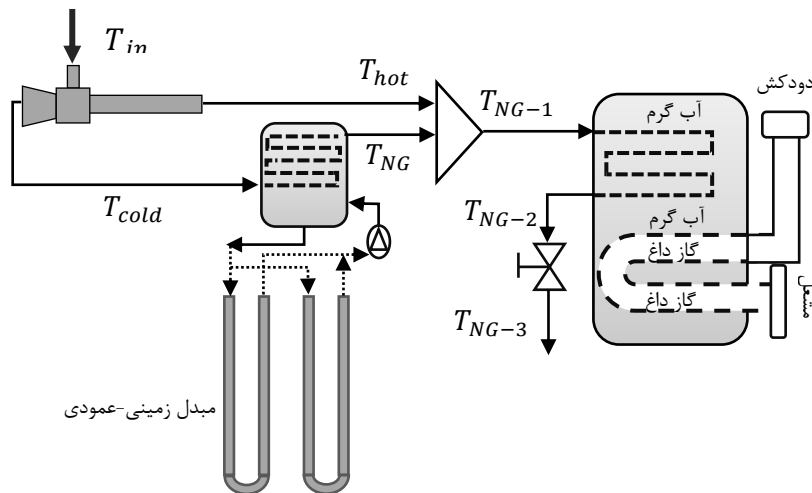
$$\frac{T_w - T_{NG-2}}{T_w - T_{NG-1}} = \exp(y), \quad y = \frac{-\pi D_C L_C U_C}{\dot{m}_{NG} C_{pNG}} \quad ۳-۰$$

۲-۲-۷ معرفی سیستم پیشنهادی (لوله‌گردبادی به همراه مبدل زمین‌گرمایی)

در شکل ۲-۰ شماتیک سیستم پیشنهادی مشاهده می‌گردد. در این سیستم با استفاده از لوله‌گردبادی ابتدا افت فشار اولیه برای جریان اتفاق می‌افتد، دو جریان سرد و گرم از لوله‌گردبادی منشعب می‌گردد. جریان

¹ incropera and dewitt

سرد وارد مبدل زمین گرمایی شده و از گرمای جریان سیال درون مبدل زمین گرمایی استفاده می‌کند تا بواسطه



شکل ۲-۰ سیستم پیشنهادی - به کارگیری لوله گردبادی و مبدل زمین گرمایی

اختلاف دمایی که با آن دارد انرژی بیشتری جذب شود. سپس این جریان با جریان گرم خروجی از لوله گردبادی مخلوط شده و برای جذب انرژی به درون گرمکن فرستاده شده و در نهایت افت فشار توسط شیر اختناقی اتفاق می‌افتد.

۷-۲-۳ مدل سازی اجزا در سیستم پیشنهادی

۷-۲-۳-۱ مبدل زمین گرمایی و دمای سیال خروجی

برای محاسبه دمای سیال خروجی از مبدل حرارتی عمودی، درک نحوه انتقال حرارت در زمین اهمیت فراوانی دارد. در محاسبات تحلیلی، معمولاً فرایند انتقال حرارت در زمین را به دو بخش مجزا تقسیم و مطالعه می‌کنند. برای محاسبه دمای سیال خروجی از مبدل زمین گرمایی ابتدا باید دمای دیواره چاه را از مدل تحلیلی بدست آورد و سپس دمای سیال خروجی از مبدل زمین گرمایی از معادلات ۴-۰ الی ۸-۰ محاسبه می‌شود [۹۶].

$$T_{bw} = T_{gr} + \left[\sum_{j=1}^{n_t} \frac{q_j - q_{j-1}}{4\pi k_{gr}} \cdot \int_1^{\infty} \frac{I_e \cdot \frac{I_{ls}(h1, d)}{h1 \cdot s}}{\sqrt{4\alpha(n_t - t_{j-1})}} \cdot ds \right] \quad 4-0$$

$$T_{out} = T_{bw} - q \cdot R_b + \frac{q \cdot H_a}{2\dot{m}_b C_b} \quad 5-0$$

$$I_e(s) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N e^{-r_{i,j}^2 s^2} \quad 6-0$$

$$I_{ls}(h1, d) = 2 \operatorname{ierf}(h1) + 2 \operatorname{ierf}(h1 + 2d) - \operatorname{ierf}(2h1 + 2d) - \operatorname{ierf}(2d) \quad 7-0$$

$$h1 = H_a s, \quad d = Ds \quad 8-0$$

که در این روابط D طول غیر فعال چاه (طول ایزوله شده)، H_a ارتفاع فعال چاه، s متغیر انتگرال، k_{gr} ضریب هدایت حرارتی زمین، q انتقال حرارت بر واحد طول چاه، R_b مقاومت حرارتی درون چاه، q_j انتقال حرارت بازه زمانی j ، T_{gr} دمای مختل نشده در عمق زمین، T_{bw} دمای دیواره چاه، \dot{m}_b دبی جریان درون چاه، C_b ظرفیت حرارتی سیال درون لوله و T_{out} دمای خروجی سیال از مبدل زمین گرمایی است. مقاومت حرارتی درون چاه از مجموع مقاومت هدایتی ملات، لوله و مقاومت جابجایی داخل لوله حاصل می‌شود. مقاومت هدایتی لوله و مقاومت جابجایی سیال درون لوله از معادلات ۱۰-۰ و ۱۱-۰ بدست می‌آیند [۹۶].

$$R_b = R_{conv} + R_{cond} + R_{grout} \quad 9-0$$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi K_{pipe}} \quad 10-0$$

$$R_{conv} = \frac{1}{\pi d_i i} \quad 11-0$$

i تابعی است از عدد ناسلت که آن هم با توجه به رژیم جریان سیال تعیین می‌شود. هرچه رژیم جریان آشفته‌تر باشد، مقاومت حرارتی جابجایی سیال درون لوله کاهش می‌یابد و انتقال حرارت مابین زمین و مبدل بهتر صورت می‌گیرد.

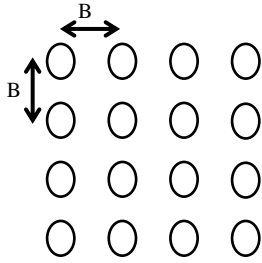
$$\left\{ \begin{array}{ll} Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}, & Re > 10^4 \\ Nu = 4.36, & Re < 2300 \quad ۱۲-۰ \\ Nu = \frac{\left(\frac{(0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2}}{8}\right) \times Re \times Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{(0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2}}{8}\right)^{0.5} \times (Pr^{0.67} - 1)}, & 2300 < Re < 10^4 \end{array} \right.$$

برای محاسبه مقاومت هدایتی ملات از مدل پائول [۹۷]، استفاده شده است که در رابطه ۱۳-۰ نمایش داده شده است.

$$R_{grout} = \frac{1}{20.100377 \cdot K_{grout} \left(\frac{d_b}{d_o}\right)^{-0.94467}} \quad ۱۳-۰$$

جدول ۱-۰ پارامترهای به کار رفته در شبیه‌سازی مبدل حرارتی زمینی-عمودی [۵۳]

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
	خصوصیات لوله		خصوصیات خاک
d_i [cm]	۲/۰۴	T_g [°C]	۱۷/۸
d_o [cm]	۲/۵	k_g [$\frac{W}{m \cdot K}$]	۳
k_p [$\frac{W}{m \cdot K}$]	۰/۴۲	α_g [$\frac{m^2}{Day}$]	۰/۱۱۷۸
	خصوصیات چاه		خصوصیات سیال
d_b [cm]	۱۵	k_f [$\frac{W}{m \cdot K}$]	۰/۵۶۲۶
k_{grout} [$\frac{W}{m \cdot K}$]	۱/۲۵	C_f	۴۱۹۳
H [m]	۱۰۰	ρ_f [$\frac{kg}{m^3}$]	۱۰۰۰
B [m]	۵	Pr [-]	۱۰/۵
N	۱۶ و ۲۵	μ_f	۰/۰۰۱۴۰۹
D [m]	۵	\dot{m}_f [$\frac{kg}{s}$]	۰/۲۶۱۵



شکل ۳-۰ شماتیکی از چاه‌های حرارتی با آرایش مربعی

شکل ۳-۰ چیدمان مربعی مبدل‌های زمینی را نشان می‌دهد. این مبدل‌ها به اندازه پارامتر B از هم فاصله دارند. برای نشان دادن عملکرد سیستم مورد نظر، از دو مجموعه مبدل زمینی به تعداد ۱۶ و ۲۵ چاه حرارتی با چیدمان مربعی شکل استفاده شده است. دیگر پارامترهای مورد نیاز، در جدول ۱-۰ مشخص شده‌اند.

۲-۳-۲-۷ انرژی مصرفی گرمکن

در سیستم متداول ایستگاه تقلیل فشار (شکل ۱-۰) و سیستم پیشنهادی (شکل ۲-۰)، گرمکن حمام آب مشترک است. به همین منظور موازنه انرژی برای حجم کنترل مورد نظر (گرمکن)، برای هر دو سیستم بصورت زیر نوشته می‌شود که در آن m_w ، C_{pw} و T_w به ترتیب جرم آب، ظرفیت حرارتی و دمای آب درون گرمکن می‌باشند. نرخ انرژی حرارتی تولید شده توسط مشعل است. با در نظر گرفتن آب درون گرمکن به عنوان سیستم داریم [۵۳]:

$$m_w \cdot C_{pw} \frac{dT_w}{dt} = \dot{Q}_{\text{burner}} - \dot{Q}_{\text{NG}} \quad ۱۴-۰$$

سیستم مورد نظر برای کاهش مصرف انرژی گرمکن ایستگاه تقلیل فشار گاز، پیشنهاد شده است. بصورت سری با گرمکن ایستگاه قرار می‌گیرد و در آن لوله‌گردبادی و مبدل زمین گرمایی، پیش از گرمکن نصب می‌گردند. در این سیستم جریان گاز با عبور از لوله‌گردبادی به دو جریان سرد و گرم تقسیم می‌شود. دو

ویژگی لوله‌گردبادی باعث شده است تا در ایستگاه تقلیل فشار گاز مورد توجه قرار گیرد. اول سادگی این وسیله در جدایش انرژی و دوم وجود جریان با انرژی بالا در ایستگاه تقلیل فشار گاز. جریان سرد وارد مبدل زمین گرمایی شده و گرم می‌گردد. سپس با جریان گرم خروجی از لوله‌گردبادی ترکیب شده و به سمت گرمکن مسیر خود را ادامه می‌دهد. شکست فشار جریان درون لوله‌گردبادی و کاهش دمای بخشی از گاز به دماهای پایین‌تر، امکان جذب انرژی بیشتر درون مبدل زمین گرمایی را فراهم می‌آورد. در این سیستم برای تعیین خواص ترمودینامیکی گاز ورودی به گرمکن، باید دمای جریان گاز خروجی از مبدل پوسته و لوله که دمای آن با بهره‌گیری از انرژی زمین گرمایی افزایش یافته است، تعیین گردد. موازنه انرژی برای مبدل پوسته و لوله این چنین است [۵۳]:

$$m_w \cdot C_{pw} \frac{dT_w}{dt} = \dot{Q}_{VGHX} - \dot{Q}_{Cold,NG} \quad ۱۵-۰$$

\dot{Q}_{VGHX} نرخ انرژی حرارتی جذب شده از زمین و $\dot{Q}_{Cold,NG}$ نرخ انرژی جذب شده توسط گاز سرد خروجی از لوله‌گردبادی است. در معادله ۱۵-۰، با فرض دمای اولیه آب درون مبدل پوسته و لوله، دمای ورودی به مبدل زمینی در گام زمانی اول مشخص شده، سپس با حل دو معادله دو مجهول (معادلات ۱۶-۰ و ۱۵-۰)، دمای خروجی از مبدل زمین گرمایی، T_{out} ، و نرخ حرارت جذب شده از زمین، q ، به ازای هر متر مبدل زمینی بدست می‌آید [۵۳].

$$q = \frac{\dot{m}_b C_b (T_{out} - T_{in})}{H_a} \quad ۱۶-۰$$

کل توان حرارتی جذب شده از زمین توسط مبدل زمین گرمایی این چنین است.

$$\dot{Q}_{VGHX} = q \cdot N \cdot H_a \quad ۱۷-۰$$

با مشخص بودن دمای آب درون مبدل پوسته و لوله، می‌توان دمای گاز خروجی را تعیین کرد. نرخ حرارت جذب شده توسط گاز طبیعی، حین عبور از مبدل پوسته و لوله با معادله ۱۸-۰ تعیین می‌شود.

$$\dot{Q}_{Cold,NG} = \mu_C \cdot \dot{m}_{NG} C_{pNG} (T_{NG} - T_C) \quad ۱۸-۰$$

۷-۲-۳ مدل سازی توان مصرفی پمپ

رابرت و گاسلین^۱ [۹۸]، مقدار افت فشار سیال درون لوله و همچنین توان مورد نیاز پمپ را چنین ارائه نمودند.

$$\Delta P = 0.4 \frac{kPa}{m} \quad ۱۹-۰۰$$

$$W_p = \frac{\dot{m}_f H_T \Delta P}{\rho_f} \quad ۲۰-۰۰$$

که \dot{m}_f و ρ_f دبی و چگالی سیال درون لوله‌ها می‌باشد. H_T طول کل لوله‌های قرار گرفته درون چاه‌ها است و از رابطه زیر محاسبه می‌گردد.

$$H_T = 2N_b(H_a + D) \quad ۲۱-۰۰$$

که N_b تعداد کل چاه‌ها، H_a و D طول فعال و غیرفعال چاه‌ها می‌باشد.

۷-۲-۴ مدل سازی لوله گردبادی

سرکار^۲ [۹۹] پیشنهاد کرد که استفاده از لوله گردبادی به عنوان شیر انبساطی موثر برای افزایش بیشتر ضریب عملکرد سیکل سرمایش بین بحرانی دی‌اکسیدکربن می‌باشد. برخلاف شیر انبساطی که با کاهش فشار گاز باعث کاهش دما می‌شود، لوله گردبادی، جریان گاز ورودی را به دو جریان مشابه که یکی از جریان‌ها گرم‌تر و دیگری سردتر از جریان ورودی است، تقسیم می‌کند. ورودی لوله گردبادی، جریان پر فشار است و خروجی آن دو جریان با فشار پایین‌تر، یکی سردتر و دیگری گرم‌تر. کسر جرمی سرد بر حسب اختلاف دمای سرد و گرم و بازده آیزنتروپیک به شکل معادلات ۲۲-۰ در می‌آید:

$$\eta = \frac{T_{in} - T_c}{T_{in} \left(1 - \left(\frac{1}{R_p}\right)^\gamma\right)} \quad ۲۲-۰۰$$

^۱ Robert and Gosselin

^۲ Sarkar

که در آن R_p نسبت فشار ورودی به فشار خروجی سرد و γ نسبت حرارت مخصوص است. برای نسبت فشارهای متفاوت بین ۱/۵ تا ۴/۲، آزمایشات بر روی لوله‌گردبادی انجام پذیرفته است. با استفاده از داده‌های تجربی بخش ۰ بازده لوله‌گردبادی بر حسب کسر جرمی سرد و نسبت فشار بصورت معادله زیر بدست آمده است.

$$\eta = \frac{(R_p - 2)(R_p - 1.5)}{3.87} (-0.7204\mu_c^2 + 0.7218\mu_c - 0.1229) \\ + \frac{(R_p - 4.2)(R_p - 1.5)}{-1.82} (-0.8691\mu_c^2 + 0.9875\mu_c - 0.1529) \\ + \frac{(R_p - 2.8)(R_p - 4.2)}{3.51} (-0.8352\mu_c^2 + 1.0258\mu_c - 0.2072) \quad ۲۳-۰$$

اکنون تمامی معادلات مربوط به تحلیل حرارتی لوله‌گردبادی مشخص شده‌اند و با دنبال کردن مراحل زیر،

دمای جریان سرد و گرم خروجی از لوله‌گردبادی تعیین می‌شوند:

الف) ابتدا دما و فشار ورودی به لوله‌گردبادی را مشخص می‌کنیم.

ب) سپس نسبت فشار را با معلوم بودن فشار گاز خروجی مطلوب تعیین می‌کنیم.

پ) از بازده حرارتی تجربی، بازده لوله‌گردبادی را برای کسرهای جرمی سرد و نسبت فشار محاسبه می‌کنیم.

ت) از معادله ۲۴-۰ دمای جریان سرد محاسبه می‌شود.

ث) و با معلوم شدن دمای جریان سرد، دمای جریان گرم از قانون اول تعیین می‌شود.

$$T_c = T_{in} - \eta \cdot T_{in} \cdot \left(1 - \left(\frac{1}{R_p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right) \quad ۲۴-۰$$

۷-۲-۳-۵ روش ارزیابی اقتصادی طرح

به‌منظور تصمیم‌گیری درباره قبول یا رد پروژه‌های سرمایه‌ای و اطمینان از مطلوبیت مورد انتظار طرح، لازم

است ارزیابی با استفاده از برخی روش‌ها به عمل آید، که دوره بازگشت سرمایه و خالص ارزش فعلی از جمله

این روش‌ها هستند. دوره بازگشت سرمایه ساده بیانگر مدت زمانی است که انتظار می‌رود اصل مبلغ

سرمایه‌گذاری شده به سرمایه‌گذار برگردد. زمانی که جریان‌های نقدی در هر دوره متغیر هستند، برای محاسبه بازگشت سرمایه، باید جریان نقدی تجمعی را برای هر دوره محاسبه کرد و از رابطه زیر دوره بازگشت سرمایه را تعیین نمود [۱۰۰]:

$$PP = AA + \frac{B}{C} \quad ۲۵-۰$$

AA بیانگر آخرین دوره‌ای است که جریان نقدی تجمعی منفی می‌شود. B قدرمطلق مقدار جریان نقدی در انتهای دوره AA و C جریان نقدی بعد از دوره AA می‌باشد. خالص ارزش فعلی همان ارزش فعلی بازده‌های نقدی پس از کسر ارزش فعلی سرمایه‌گذاری‌های نقدی انجام شده است. این شاخص با استفاده از ورود و خروج جریان‌های نقدی طرح محاسبه می‌شود و در آن، برای محاسبه ارزش فعلی از یکی از نرخ‌های بهره بازار، نرخ هزینه سرمایه شرکت، نرخ تأمین مالی یا نرخ بازدهی مورد انتظار سرمایه‌گذار استفاده می‌شود. در این معیار، ارزش زمانی پول با استفاده از روش تنزیل در نظر گرفته می‌شود. خالص ارزش فعلی با رابطه زیر تعیین می‌شود [۱۰۰]:

$$NPV = \left[\frac{R_1}{(1+i)^1} + \frac{R_2}{(1+i)^2} + \frac{R_3}{(1+i)^3} + \dots \right] - CC \quad ۲۶-۰$$

R جریان نقدی مورد انتظار در هر دوره، i نرخ بهره و CC سرمایه‌گذاری اولیه پروژه است. عمر پروژه ۲۵ سال و نرخ بهره ۱۲ درصد در نظر گرفته شده‌اند.

۷-۲-۴ نتایج بکارگیری سیستم پیشنهادی

۷-۲-۴-۱ بررسی شرایط بکارگیری لوله‌گردبادی و مبدل زمین گرمایی

در این بخش هدف استفاده از لوله‌گردبادی به همراه مبدل‌های زمین گرمایی می‌باشد. عملکرد سیستم با نسبت فشارهای مختلف و برای کسر جرمی سرد ۰/۶ و ۰/۸ بررسی شده است. نتایج در شکل ۴-۰ و شکل

۵-۰ نشان داده شده است. با اضافه شدن لوله‌گردبادی و مبدل زمینی کاهش مصرف انرژی زیادی حاصل شده است. مقدار کاهش مصرف انرژی در این سیستم متناسب با نسبت فشار می‌باشد. در نسبت فشارهای پایین این مقدار کمتر و در نسبت فشارهای بالا مقدار آن افزایش می‌یابد. با کاهش بیشتر فشار در لوله‌گردبادی، جریان گاز سرد خروجی از آن سردتر شده و اختلاف دما بین این جریان و آب درون مبدل پوسته و لوله افزایش می‌یابد. همین اختلاف دمای زیاد، سبب جذب حرارت بیشتر توسط جریان گاز عبوری از مبدل پوسته و لوله می‌شود و دمای گاز خروجی، در مقایسه با حالتی که نسبت فشار پایین است، افزایش می‌یابد و بدین ترتیب از بار حرارتی گرمکن کاسته می‌شود. افزایش تعداد چاه از ۱۶ به ۲۵ عدد باعث بهبود درصد کاهش مصرف انرژی حدود ۱/۵ درصد می‌شود. بیشترین مقدار کاهش مصرف برای کسر جرمی ۰/۸، در نسبت فشار ۴ و تعداد ۲۵ مبدل زمینی به مقدار ۹۱/۹ درصد اتفاق افتاده است. این بهبود عملکرد با تعداد ۱۶ مبدل زمینی ۹۰/۳ درصد محاسبه گردیده است. با مقایسه کسر جرمی ۰/۶ و ۰/۸ دیده می‌شود که درصد کاهش مصرف انرژی، با افزایش کسر جرمی در حدود ۰/۳ درصد بهبود می‌یابد.

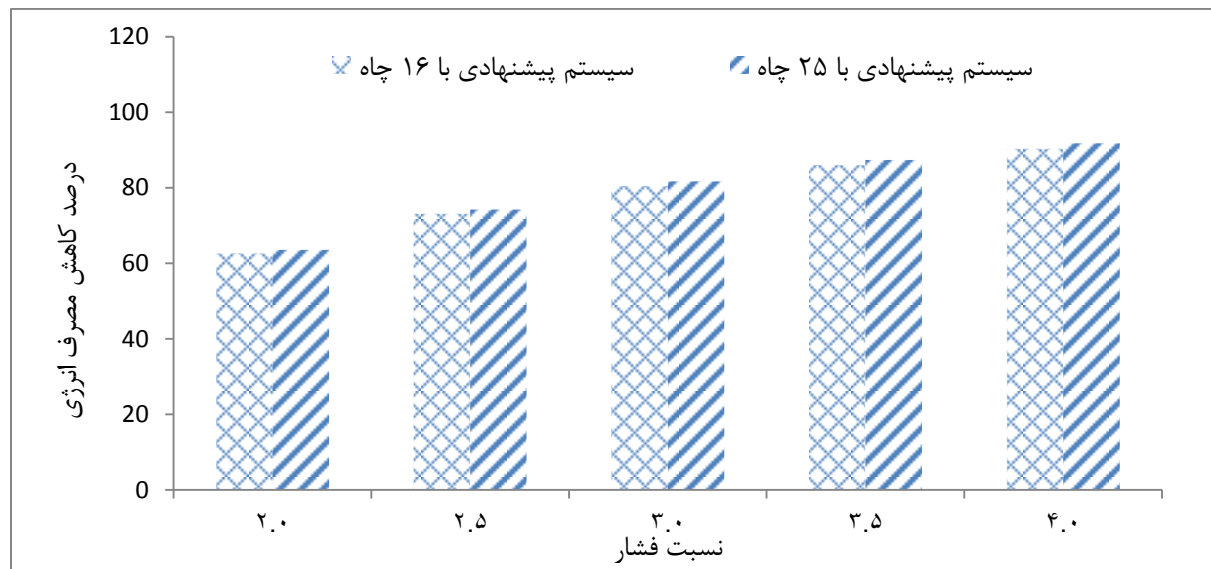
۷-۲-۴-۲ بررسی اقتصادی طرح

بازگشت سرمایه برای سیستم‌هایی با ۱۶ و ۲۵ چاه در شکل ۶-۰ نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود دوره بازگشت سرمایه برای طرح لوله‌گردبادی و مبدل زمین گرمایی تابعی از هزینه حفاری و نصب مبدل زمین گرمایی است. در طرح حاضر، هزینه حفاری چاه مبدل زمینی، ۴۰ دلار برای هر متر در نظر گرفته شده است. دیگر هزینه‌های مرتبط در جدول ۲-۰ مشخص شده‌اند. همانگونه که از شکل ۶-۰ پیداست، با افزایش نسبت فشار، دوره بازگشت سرمایه کاهش می‌یابد. کمترین دوره بازگشت سرمایه در نسبت فشار ۴ و بیشترین آن در نسبت فشار ۲ روی می‌دهند. در نسبت فشار ۴، بازگشت سرمایه برای سیستم با ۱۶ چاه، حدود سه سال می‌باشد. شکل ۷-۰، خالص ارزش فعلی یا همان سودآوری طرح با اجرای سیستم پیشنهادی را نشان می‌دهد. در میان سیستم‌های پیشنهادی، بیشترین سودآوری متعلق به سیستم با ۱۶ چاه در نسبت

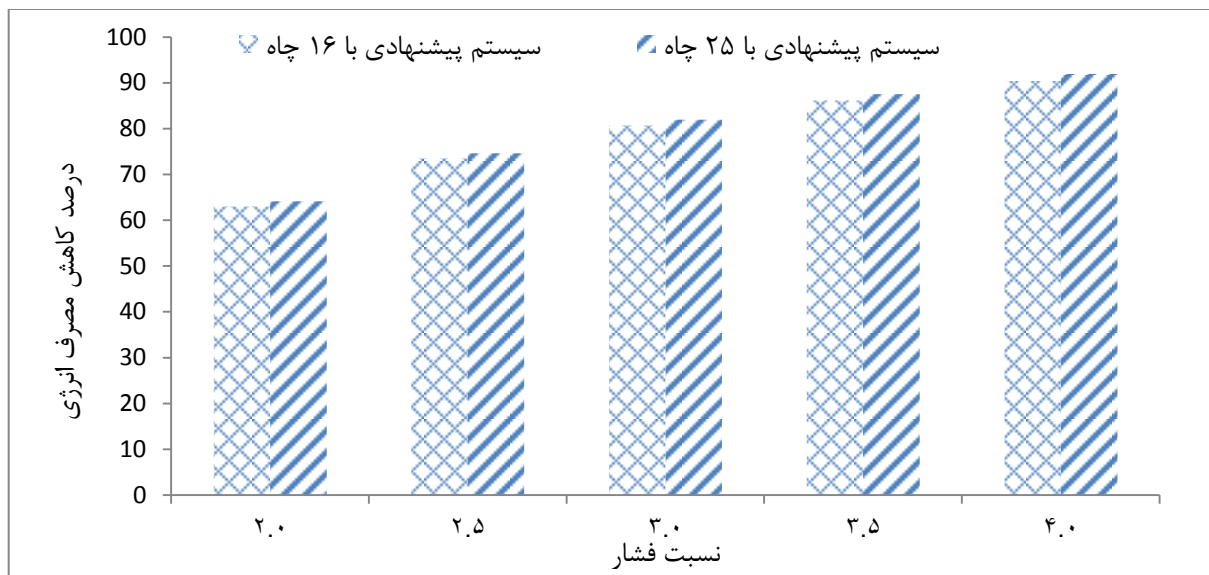
فشار ۴ است. رتبه‌های بعدی از نظر سودآور بودن طرح، متعلق به مجموعه مبدل زمینی ۱۶ تایی در نسبت فشار ۳/۵ و بعد مجموعه مبدل زمینی ۱۶ تایی در نسبت فشار ۳ است. مقایسه این حقیقت را آشکار می‌سازد که افزایش تعداد مبدل زمینی اگرچه توانسته است کاهش مصرف انرژی بیشتری حاصل نماید، اما افزایش هزینه‌های مرتبط با چاه، بر سودآوری تاثیر معکوس دارد.

جدول ۲-۰ هزینه‌های مرتبط با سیستم‌های پیشنهادی

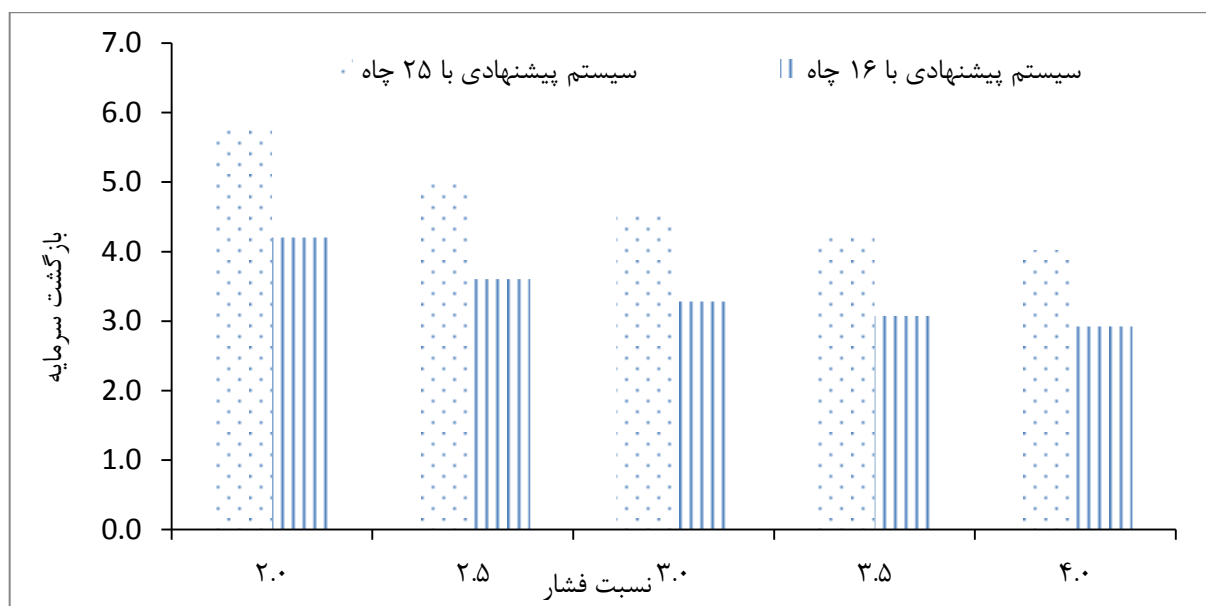
موضوع	قیمت (دلار)
مبدل پوسته و لوله	۲۰۰۰۰
لوله‌گردبادی	۱۰۰۰۰
هزینه حفاری هر متر چاه	۴۰
هزینه یک متر لوله و نصب آن [۵۳]	۰/۳۶
هزینه ملات ریزی به ازای ۱ متر مکعب	۳۰
یک متر مکعب گاز طبیعی	۰/۲۷



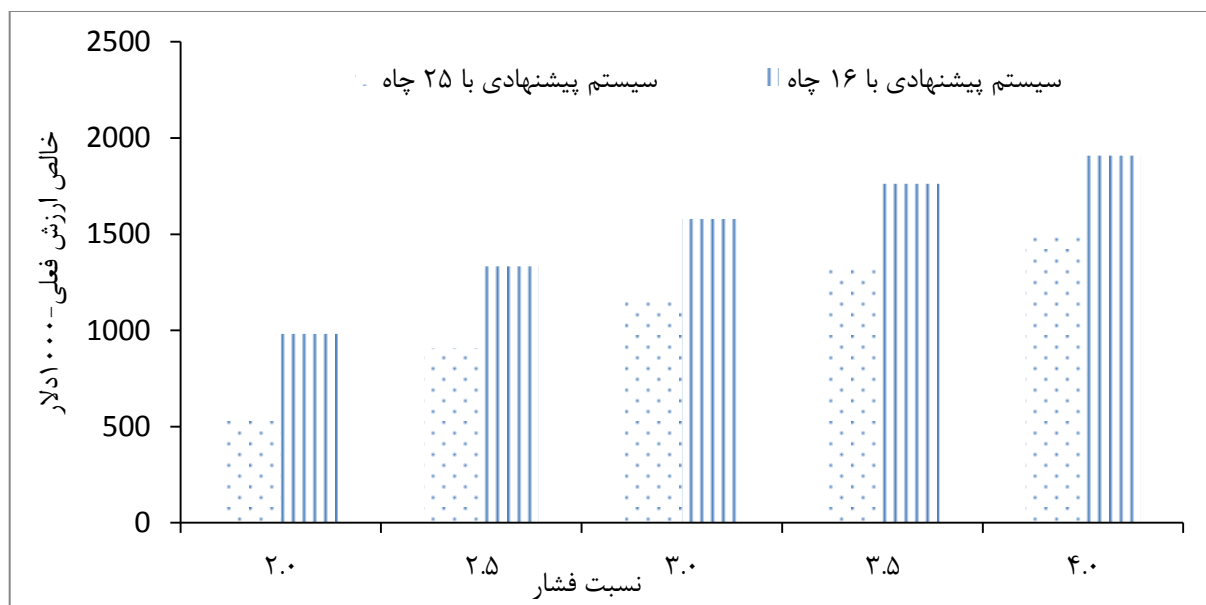
شکل ۴-۰ درصد کاهش مصرف انرژی در نسبت فشارهای مختلف برای کسر جرمی ۰/۶



شکل ۵-۰ درصد کاهش مصرف انرژی در نسبت فشارهای مختلف برای کسر جرمی ۰/۸



شکل ۶-۰ بازگشت سرمایه سیستم‌های ۱۶ و ۲۵ چاه



شکل ۷-۰ مقایسه خالص ارزش فعلی سیستم‌های ۱۶ و ۲۵ چاه

۷-۳ کاربرد لوله‌گردبادی در سیکل تولید گاز طبیعی مایع چند مبرده

با توجه به افزایش بهای انرژی، محدودیت منابع تولید و حفظ محیط زیست، لزوم کاهش مصرف انرژی و بهینه سازی مصرف آن بیشتر نمایان می‌شود. گاز طبیعی به عنوان یکی از پاک ترین و مناسب ترین سوخت‌های فسیلی در جهان شناخته شده است. آلاینده‌گی کم‌تر ناشی از سوختن این منبع انرژی و تاثیرات مخرب کم بر محیط زیست باعث شده تا تمایل جهانی به استفاده از این سوخت طی سالهای اخیر افزایش چشمگیری داشته باشد. پراکندگی منابع این سوخت در سرتاسر جهان باعث شده است تا مهندسان بخشی از گاز را بصورت گاز طبیعی مایع در آورده تا حمل و نقل آن به نقاط دیگر دنیا ممکن گردد. به طور کلی روش های مختلفی برای مایع سازی گاز طبیعی مورد استفاده قرار می‌گیرد که هر یک برتری نسبت به دیگری دارد و انتخاب هر یک به عوامل مختلفی از جمله ظرفیت مورد نیاز بستگی دارد. تفاوت اصلی میان این روش‌ها در نوع تجهیزات به کار رفته در آنها است. هدف نهایی هر یک از این روش‌ها، کاهش دمای گاز طبیعی تا حدود ۱۶۰- درجه سلسیوس می‌باشد. یکی از معروف‌ترین سیکل‌های تولید گاز طبیعی مایع

سیکل کوچک چند مبرده می‌باشد. محمدپور [۱۰۱] با استفاده از نرم افزار هایسیس انواع سیکل‌های تولید گاز مایع طبیعی را مورد تحلیل قرار داده و میزان تولید آنها را با هم مقایسه نمود.

۷-۳-۱ سیکل کوچک چند مبرده^۱

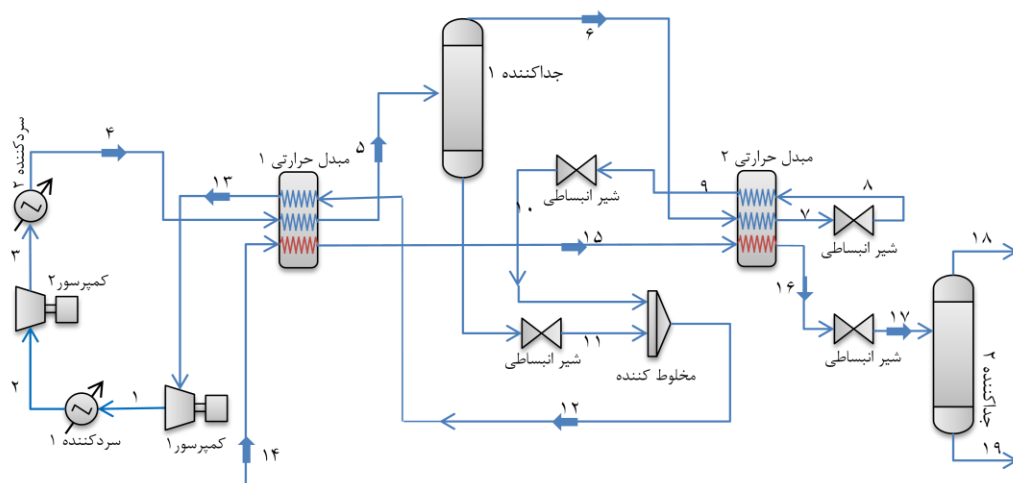
شکل ۸-۰ سیکل کوچک تولید گاز طبیعی مایع چند مبرده را نشان می‌دهد، که در آن از دو مبدل حرارتی استفاده شده است. در این سیکل، مبرد بعد از خروج از کمپرسور شماره ۱ (کمپرسور فشار پایین)، تا دمای 30°C ، توسط مبدل آب خنک شماره ۲ سرد می‌گردد و سپس وارد کمپرسور ۲ (کمپرسور فشار بالا) شده و به فشار ۲۶ بار می‌رسد. بعد از آن وارد مبدل آب خنک ۲ شده و تا دمای 32°C خنک می‌شود. پس از خروج از مبدل آب خنک وارد مبدل حرارتی اول می‌شود، مبرد در این مرحله در حال سرد شدن است و در نقطه ۵ دمای آن به 38°C می‌رسد. چون در این دما احتمال دارد برخی از هیدرات‌های سنگین‌تر به مایع تبدیل شوند، از یک جدا کننده استفاده شده تا جریان گاز و مایع را از یکدیگر جدا کند. جریان شماره ۶ که به صورت گاز است، وارد مبدل حرارتی دوم می‌شود. جریان در این مرحله نیز سرد شده و در نقطه ۷ به دمای 130°C می‌رسد، اما از آنجا که فشار و دمای این جریان هنوز بالاست، با استفاده از یک شیر فشار شکن و ایجاد افت فشار مطلوب، دما نیز پایین می‌آید، تا قابلیت گرماگیری بیشتری از جریان گاز طبیعی داشته باشد. جریان ۹ نیز باید با خروجی قسمت مایع جدا کننده یعنی جریان شماره ۱۰ در یک مخلوط کن، مخلوط شود. خروجی آن نیز که جریان ۱۲ است، سرمای لازم برای مبدل حرارتی اول را تامین کند. جریان گاز طبیعی، جریان شماره ۱۴، نیز از طرف دیگر ابتدا وارد مبدل حرارتی اول شده و خروجی آن نیز مستقیماً وارد مبدل حرارتی دوم می‌شود. از آنجا که خروجی مبدل حرارتی دوم، دارای فشار بالا است و همچنین دما نیز به اندازه مطلوب کم نشده، لذا با استفاده از یک شیر فشار شکن و ایجاد افت فشار لازم، دما نیز پایین‌تر می‌آید، تا درصد تولید گاز مایع بیشتر شود. در انتها نیز از یک جدا کننده برای جدا کردن

¹ Mixed Refrigerant Mini Cycle

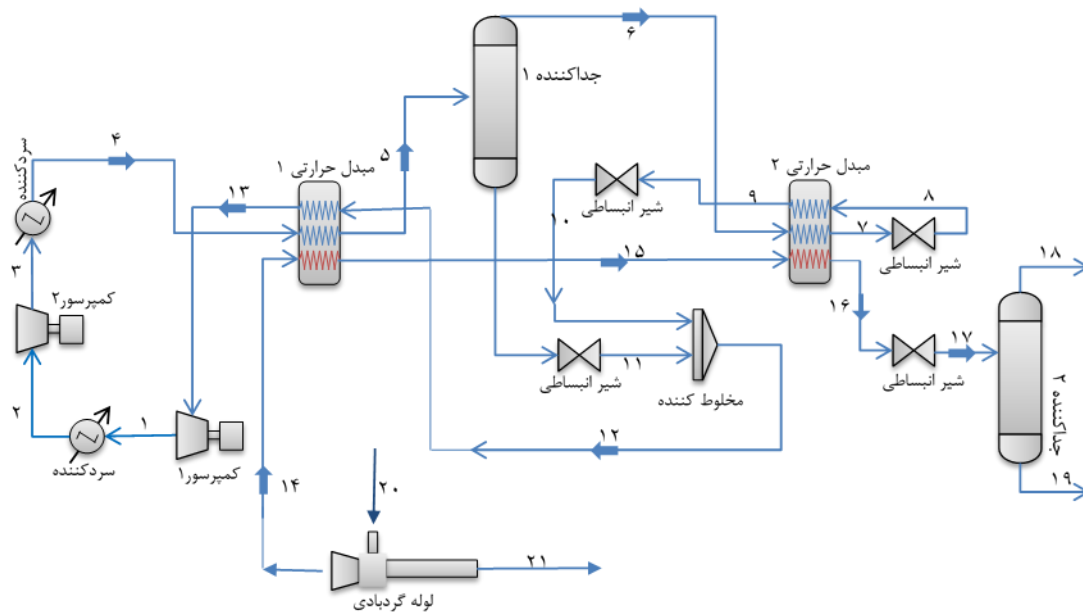
جریان گاز و گاز مایع استفاده شده است. شکل ۹-۰ سیکل کوچک تولید گاز طبیعی مایع چند مبرده با لوله‌گردبادی را نشان می‌دهد.

۷-۳-۲ شبیه‌سازی در نرم افزار هایسیس

برای شبیه‌سازی در نرم افزار هایسیس ابتدا باید ترکیبات جریان‌های مورد استفاده مشخص شوند. برای محاسبه خواص ترمودینامیکی مبرد، از جمله محاسبات مربوط به تعادل فازهای بخار-مایع و محاسبه انتالپی و انترپی مبرد، در قسمت‌های مختلف سیکل از معادله حالت پنگ رایینسون استفاده شده است. برای شبیه‌سازی مبدل حرارتی در نرم‌افزار هایسیس، ابتدا جریان‌های ورودی و خروجی به مبدل حرارتی و همچنین نوع جریان (گرم یا سرد) را باید مشخص کرد. افت فشار جریان‌ها، صفر در نظر گرفته شده است. با مشخص شدن جریان‌های ورودی و خروجی مبرد و ورودی جریان گاز طبیعی، دمای جریان خروجی را نرم افزار محاسبه می‌کند. همچنین شیر انبساطی و خنک‌کننده نیز می‌بایست در محیط نرم‌افزار تعریف گردند.



شکل ۸-۰ سیکل کوچک چند مبرده



شکل ۹-۰ سیکل مینی چند مبرده به همراه لوله گردبادی

۳-۳-۷ تعریف لوله گردبادی در نرم افزار هایسیس

لوله گردبادی جز اجزا نرم افزار هایسیس نمی باشد، لذا نیاز است تا این مولفه بصورت یک ابزار جدید تعریف شود. اجزا عملیاتی در هایسیس، واحد کاربری^۱ نام دارند. اضافه کردن واحد کاربری جدید نیاز به تعریف و ایجاد یک کد در قالب ویژوال بیسیک دارد. با باز نمودن پنجره *UnitOps*، انتخاب گزینه *Unit Ops* و انتخاب نوع آن، پنجره *Unit OpUser* باز می شود. در برگه طراحی در صفحه مربوط به کد، می توان برنامه مورد نظر را برای این واحد اضافه نمود. برای این منظور از آزمایشات لوله گردبادی در بخش ۰ استفاده گردید، تا رابطه ای تحلیلی بین بازده لوله گردبادی، نسبت فشار ورودی به خروجی لوله گردبادی، کسر جرمی سرد و دماهای ورودی و خروجی حاصل شود. این رابطه تحلیلی در کد ویژوال بیسیک مورد استفاده قرار گرفته است. با داشتن مقادیر نسبت فشار ورودی به خروجی و کسر جرمی سرد، بازده لوله گردبادی طبق رابطه ۲۳-۰ بدست می آید. با بدست آمدن بازده و داشتن دمای ورودی به لوله گردبادی، دمای خروجی سرد

¹ User Unit

از رابطه ۲۴-۰۰ حاصل می‌گردد. سپس دمای گرم خروجی از لوله‌گردبادی محاسبه می‌گردد. نتایج تحلیل برای لوله‌گردبادی در نرم افزار هایسیس در پنجره‌ای مطابق شکل ۱۰-۰۰ ارائه می‌گردد.

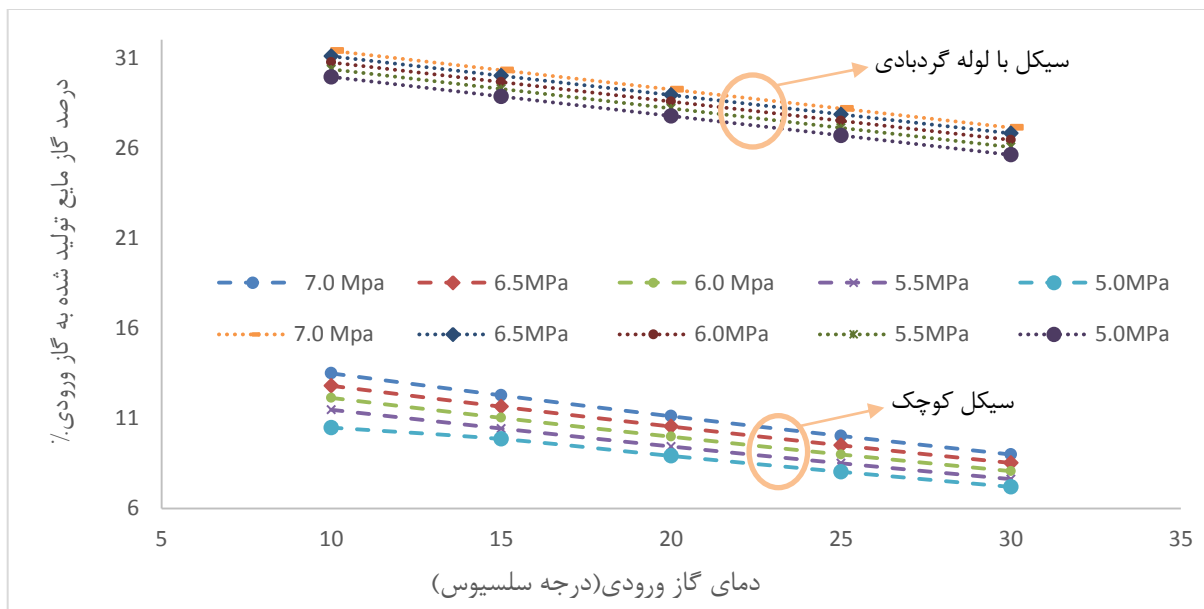
Worksheet	Name	1	2	3
Conditions	Vapour	1.0000	1.0000	1.0000
	Temperature [C]	25.00	-2.435	85.36
	Pressure [bar]	68.95	17.24	17.24
	Molar Flow [kgmole/h]	77.24	53.11	24.14
	Mass Flow [kg/h]	1600	1100	500.0
	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	4.592	3.157	1.435
	Molar Enthalpy [kcal/kgmole]	-1.943e+004	-1.934e+004	-1.837e+004
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	146.0	157.1	170.0
	Heat Flow [kcal/h]	-1.501e+006	-1.027e+006	-4.435e+005

شکل ۱۰-۰۰ شرایط ورودی و خروجی‌های لوله‌گردبادی در هایسیس

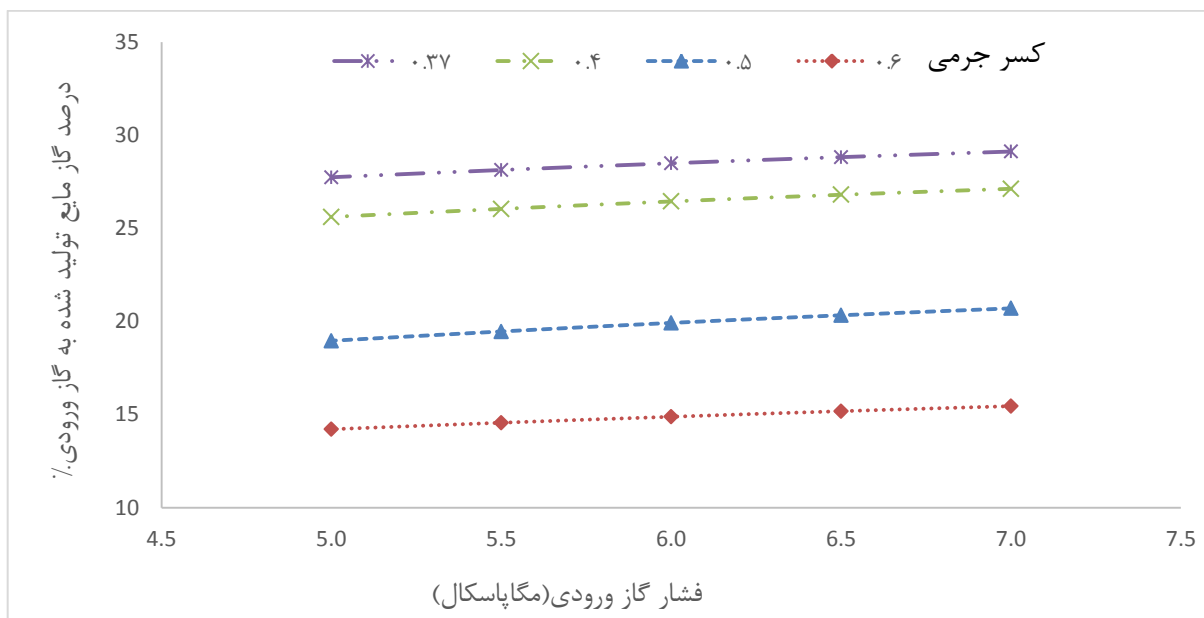
۴-۳-۷ نمودارها و نتایج سیکل کوچک

نتایج بررسی بر روی سیکل کوچک و استفاده از لوله‌گردبادی در آن، در این بخش ارائه شده است. شکل ۱۱-۰۰، تغییر عملکرد سیکل کوچک در تولید گاز طبیعی مایع شده را بعد از اضافه شدن لوله‌گردبادی به سیکل در فشارها و دماهای ورودی متفاوت نشان می‌دهد. استفاده از لوله‌گردبادی در سیکل کوچک می‌تواند تولید گاز مایع شده طبیعی را تقریباً سه برابر نماید. در سیکل کوچک با لوله‌گردبادی و بدون آن، بالا رفتن فشار گاز ورودی، تولید گاز مایع را افزایش می‌دهد. شیب خطوط بیانگر تاثیرگذاری بیشتر تغییر فشار بر سیکل کوچک نسبت به سیکل کوچک با لوله‌گردبادی است که با افزایش مقدار یکسان فشار، افزایش تولید گاز مایع در سیکل کوچک بیشتر است. برای مثال در دمای ورودی 30°C ، میزان تغییر تولید گاز مایع بین

بیشترین و کمترین



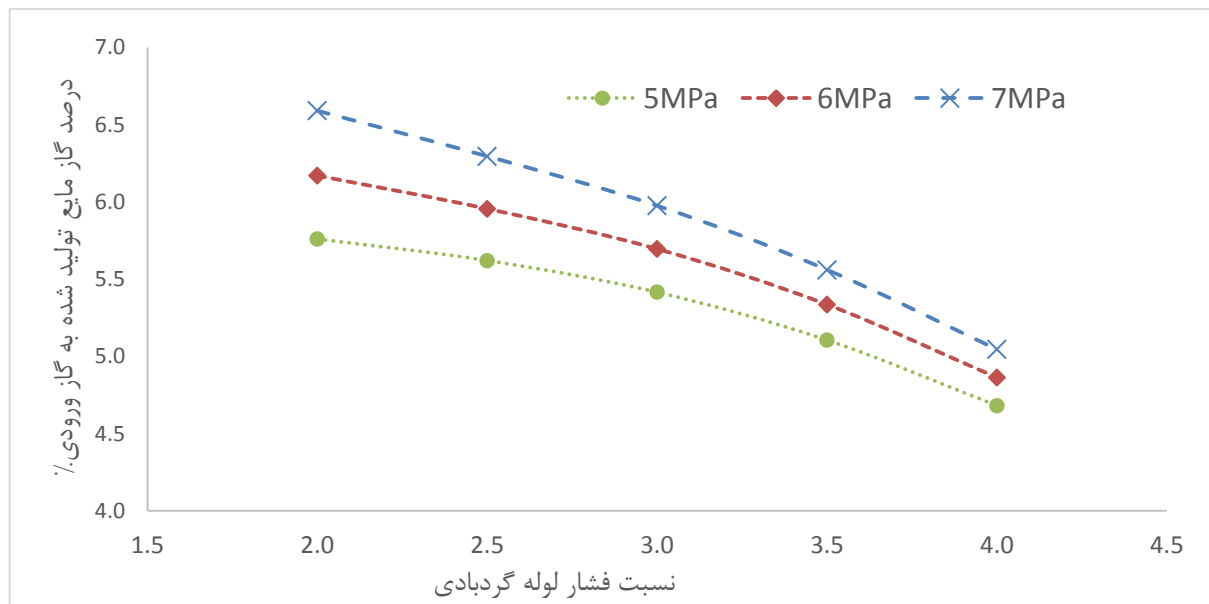
شکل ۱۱-۰ مقایسه عملکرد سیکل کوچک به همراه و بدون لوله گردبادی



شکل ۱۲-۰ بررسی عملکرد سیکل برای چند کسر جرمی سرد

فشار برای سیکل کوچک، ۲۵ درصد و برای سیکل کوچک با لوله گردبادی، ۵ درصد می باشد. شکل ۱۲-۰، اثر تغییر کسر جرمی سرد را بر میزان تولید گاز طبیعی مایع شده، نشان می دهد. دمای ورودی 30°C در نظر گرفته شده است. مطابق شکل پیش دیده می شود که افزایش فشار در محدوده ۵ تا ۷ مگاپاسکال نمی تواند اثر زیادی بر افزایش تولید بگذارد. همانگونه که دیده می شود کاهش کسر جرمی سرد باعث افزایش

درصد تولید گاز طبیعی مایع شده، می‌شود. کاهش کسر جرمی سرد دو اثر دارد، اول کاهش بیشتر دمای خروجی سرد است که منجر به بهبود عملکرد تولید می‌شود. دوم کم شدن دبی جریانی است که می‌خواهد مایع گردد. کم شدن دبی جریان، امکان جذب برودت بیشتر را از سیکل مایع سازی فراهم می‌آورد و به همین دلیل در این مورد بررسی شده کم کردن کسر جرمی از مقدار ۰/۳۷ امکان‌پذیر نمی‌باشد. چرا که سیکل سرمایش مورد نظر دارای توان برودتی بیشتر از حد مورد نیاز است. در شکل ۱۳-۰ اثر نسبت فشار لوله‌گردبادی بر عملکرد سیکل مایع‌سازی کوچک، دیده می‌شود. افزایش نسبت فشار برای هر فشار ورودی منجر به کاهش میزان گاز طبیعی مایع شده می‌شود. این موضوع نشان می‌دهد که اثر جداکننده‌ای لوله‌گردبادی که باعث کاهش دبی جریان مایع‌شونده می‌شود، پارامتر موثر لوله‌گردبادی در بهبود سیکل تولید گاز مایع است. چرا که هر چه افت فشار در لوله‌گردبادی بیشتر شود، کاهش بیشتر دمای سرد در آن اتفاق می‌افتد و انتظار تولید گاز طبیعی مایع بیشتر است، اما چنین اتفاق نمی‌افتد. البته هر چه افت فشار در لوله‌گردبادی افزایش یابد، از افت فشار در شیر انبساطی کم می‌شود.



شکل ۱۳-۰ تاثیر نسبت فشار لوله‌گردبادی بر عملکرد سیکل کوچک در فشارهای متفاوت

فصل هشتم: جمع بندی

۸-۱ مقدمه

لزوم ساخت، تحلیل و آشنایی با لوله‌گردبادی در سادگی، پایین بودن هزینه ساخت و در کنار آن کاربرد فراوان و موثر در صنایع است. چنین ویژگی‌هایی سبب می‌شود مطالعه و بهبود عملکرد لوله‌گردبادی مورد توجه محققان قرار گیرد. در این رساله، موضوع مورد بحث لوله‌گردبادی بوده است؛ که بطور اجمال، نتایج زیر بدست آمد.

۸-۲ جمع‌بندی نتایج تجربی

در بخش ساخت که هدف، بالا بردن بازده آیزنتروپیک لوله‌گردبادی و فهم بهتر اثر پارامترهای فیزیکی مختلف بر عملکرد جدایش دما در لوله‌گردبادی بود، محقق گردید. اثر پارامترهایی چون فشار ورودی گاز، مساحت اریفیس سرد، زاویه واگرایی اریفیس و مساحت نازل ورودی بررسی شد.

✓ لوله‌گردبادی دوجداره برای اولین بار در این رساله معرفی شد. جریان در این طرح جدید، پس از عبور از شیر مخروطی اجازه پیدا نمی‌کند از خروجی گرم خارج شود، بلکه مجدداً از روی لوله گرم می‌گذرد. این طراحی جدید، باعث شد که هم در عملکرد سرمایش و هم در عملکرد گرمایشی لوله‌گردبادی بهبود حاصل شود؛ که در حداکثر مقادیر آنها به ترتیب حدود ۵ و ۲ درصد بهبود حاصل شد. بالاترین دما در مجاورت دیواره لوله‌گردبادی اتفاق می‌افتد، لذا دمای دیواره از دمای جریان گرم خروجی بالاتر است. عبور مجدد جریان گرم خروجی از روی لوله‌گردبادی باعث تبادل حرارت مجدد شده و دمای جریان گرم را بالاتر می‌برد و امکان دریافت حرارت بیشتر از جریان سرد درونی را فراهم می‌آورد. این موضوع باعث می‌گردد که لوله‌گردبادی دو جداره در مقایسه با لوله‌گردبادی معمولی عملکرد بهتری از خود نشان دهد.

✓ افزایش فشار ورودی سبب می‌شود که مومنتوم جریان ورودی افزایش یابد و در نتیجه چرخش بهتری درون محفظه گردبادی و جدایش بهتر دمایی در خروجی‌ها مشاهده شود.

✓ افزایش فشار سبب می‌گردد کسر جرمی بهینه که در آن بیشینه اختلاف دمای سرد اتفاق می‌افتد، کاهش یابد. این کاهش، بواسطه افزایش نیروی جلوبرندگی جریان به سمت شیر گرم و خروج بیشتر جریان از این ناحیه است.

✓ مساحت اریفیس پارامتری است که در متعادل ساختن دبی خروجی از سمت سرد و گرم اثرگذار است. افزایش سطح اریفیس، دو اثر را همزمان بر روی جریان می‌گذارد. این افزایش سبب می‌شود جریان بیشتری از سمت سرد مستقیماً خارج شود و همچنین جریان برگشتی از سمت گرم هم می‌تواند راحت‌تر فضای خود را برای عبور باز نماید. بالعکس کوچک شدن سطح باعث می‌شود، جریان سرد برگشتی از سمت گرم اختلاط بیشتری با جریان در محفظه گردبادی انجام دهد. به همین دلیل تعیین قطر بهینه برای اریفیس سرد مهم است.

✓ زاویه اریفیس سرد اثری مشابه با سطح اریفیس دارد، اما افزایش این پارامتر، نمی‌تواند مدام باعث افزایش کسر جرمی بهینه شود. تا زاویه بهینه اریفیس سرد، $4/1^\circ$ ، افزایش کسر جرمی سرد رویت شده است که نشان از کاهش بیشتر فشار در سمت سرد دارد و در نتیجه عبور بیشتر جریان از این سمت است. اما افزایش زاویه از مقدار بهینه، سبب کاهش جریان عبوری می‌شود. پیکربندی اریفیس سرد، عامل چنین مشاهداتی است. تلفات انرژی که در طول پخش‌کننده اتفاق می‌افتد، بستگی به شکل سطح مقطع و زاویه واگرایی دارد. با افزایش در زاویه واگرایی، یک ناحیه جریان برگشتی شکل می‌گیرد. اگر زاویه واگرایی از مقدار معینی بیشتر گردد، جریان از سطح پخش‌کننده مخروطی جدا می‌شود و جریان برگشتی شکل می‌گیرد. وجود این جریان‌های برگشتی روی دیواره اریفیس در اثر افزایش زاویه واگرایی اریفیس باعث تغییر عملکرد لوله گردبادی می‌شود.

✓ مقادیر بهینه نسبت قطر اریفیس سرد $0/64$ ، زاویه واگرایی اریفیس سرد $4/1^\circ$ و نسبت مساحت نازل $0/14$ بدست آمدند.

۸-۳ جمع‌بندی نتایج عددی

در تحلیل عددی، مدل‌سازی جریان متان در درون لوله‌گردبادی با نرم‌افزار فلوئنت انجام شده است. با توجه به عدم وجود بررسی لوله‌گردبادی با سیال عامل متان و نیز عدم بررسی جریان فشار بالا درون لوله‌گردبادی، متان بعنوان یک گاز واقعی در نظر گرفته شد و تابع کتابخانه‌ای بر اساس مدل ردلیخ-وونگ، برای محاسبه خواص گاز واقعی مورد استفاده قرار گرفت.

✓ با مقایسه دمای استاتیک، دمای کل، سرعت مماسی و میدان سرعت کل مدل‌های متقارن محوری و سه بعدی با هشت نازل، نشان داده شد که حل عددی مدل متقارن محوری لوله‌گردبادی در واقع مشابه با مدل سه بعدی است که در آن تعداد نازل‌ها زیاد فرض گردد.

✓ در آنالیز عددی مشاهده گردید که کسر جرمی سرد تابعی از فشار خروجی‌های گرم و سرد و نیز نسبت مساحت خروجی گرم و سرد است و فشار ورودی جریان بر این پارامتر تاثیرگذار نمی‌باشد.

✓ با افزایش فشار خروجی سرد، کسر جرمی سرد کاهش می‌یابد. افزایش فشار خروجی گرم کمک می‌کند تا جریان از طریق خروجی سرد خارج شود و در نتیجه با افزایش فشار گرم در فشار سرد ثابت، کسر جرمی سرد نیز افزایش می‌یابد.

✓ افزایش سطح خروجی گرم باعث کاهش کسر جرمی سرد و افزایش اختلاف دمای سرد می‌شود. با افزایش نسبت سطح خروجی سرد، اختلاف دمای سرد و گرم و کسر جرمی سرد افزایش پیدا می‌کنند.

۸-۴ جمع‌بندی بکارگیری لوله‌گردبادی در صنعت گاز

در صنعت گاز کشور، جایگزینی شیرهای انبساطی با لوله‌گردبادی، ضمن کاهش فشار می‌تواند عملکرد کلی سیستم را بهبود بخشد. در دو حوزه، کاربرد لوله‌گردبادی مورد تحلیل ترمودینامیکی قرار گرفت؛ جایگزینی با شیرهای انبساطی در سیکل تولید گاز طبیعی مایع و استفاده از لوله‌گردبادی در ایستگاه تقلیل فشار گاز.

✓ بکارگیری لوله‌گردبادی بجای شیر اختناق در ایستگاه تقلیل فشار گاز نشان می‌دهد که چگونه این وسیله می‌تواند باعث کاهش مصرف انرژی شود. در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز در فصول سرد، برای کاهش مصرف انرژی گرمکن جهت پیش‌گرمایش گاز طبیعی، از لوله‌گردبادی بصورت سری به همراه گرمکن ایستگاه و مبدل زمین گرمایی استفاده شده است.

✓ کاهش مصرف در نسبت فشار ۴ و تعداد ۲۵ مبدل زمینی به مقدار ۹۱/۹ درصد نیز رسیده است. با اضافه شدن مبدل زمینی، مصرف انرژی کاهش می‌یابد. مقدار کاهش مصرف انرژی در این سیستم متناسب با نسبت فشار است. در نسبت فشارهای پایین این مقدار کمتر و در نسبت فشارهای بالا، مقدار آن افزایش می‌یابد. با کاهش بیشتر فشار در لوله‌گردبادی، جریان گاز سرد خروجی از آن سردتر شده، اختلاف دما بین این جریان و آب درون مبدل پوسته و لوله افزایش می‌یابد. این اختلاف دمای زیاد سبب جذب حرارت بیشتر توسط جریان گاز عبوری از مبدل پوسته و لوله می‌شود. دمای گاز خروجی از مبدل در مقایسه با حالتی که نسبت فشار پایین است، افزایش می‌یابد، لذا از بار حرارتی گرمکن کاسته می‌شود.

✓ در تولید گاز طبیعی مایع که از طریق سیکل سرمایشی اتفاق می‌افتد، امکان جایگذاری لوله‌گردبادی مورد بررسی قرار گرفت. بکارگیری لوله‌گردبادی باعث افزایش درصد تولید گاز طبیعی مایع می‌شود. این جایگذاری دو اثر دارد، اول کاهش بیشتر دمای خروجی سرد از لوله‌گردبادی است که منجر به بهبود عملکرد تولید شده و دوم باعث کم شدن دبی جریان سردشونده می‌شود. کم شدن دبی جریان، امکان جذب برودت بیشتر را از سیکل مایع سازی فراهم می‌کند.

مراجع

- 1- Farzaneh-Gord, M. and M. Kargaran, Recovering Energy at Entry of Natural Gas into Customer Premises by Employing a Counter-Flow Vortex Tube. Oil Gas Sci. Technol. – Rev. IFP Energies nouvelles, 2010. 65(6): p. 903-912.
- 2- Hilsch, R., The Use of Expansion of Gases in a Centrifugal Field as a Cooling Process. Review of Scientific Instruments, 1947. 2(13): p. 108-113.
- 3- Linderstøm-Lang, C.U., Effect of operating conditions, physical size and fluid characteristics on the gas separation performance of a linderstrøm-lang vortex tube. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1977. 20(5): p. 577-579.
- 4- www.newmantools.com. Methods 2014; Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1046202314002692>.
- 5- Eiamsa-ard, S. and P. Promvonge, Numerical investigation of the thermal separation in a Ranque–Hilsch vortex tube. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007. 50(5–6): p. 821-832.
- 6- Kirmacı, V., Exergy analysis and performance of a counter flow Ranque–Hilsch vortex tube having various nozzle numbers at different inlet pressures of oxygen and air. International Journal of Refrigeration, 2009. 32(7): p. 1626-1633.
- 7- Aljuwayhel, N.F., G.F. Nellis, and S.A. Klein, Parametric and internal study of the vortex tube using a CFD model. International Journal of Refrigeration, 2005. 28(3): p. 442-450.
- 8- Eiamsa-ard, S., K. Wongcharee, and P. Promvonge, Experimental investigation on energy separation in a counter-flow Ranque–Hilsch vortex tube: Effect of cooling a hot tube. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2010. 37(2): p. 156-162.
- 9- Takahama, H. and N. Soga, Studies on vortex tubes 2nd report, Reynolds no. the effects of the cold air rate and partial admission of nozzle on the energy separation. Bull Jpn Soc Mech Eng, 1966. 9(33): p. 121–130.
- 10- Singh, P.K., Tathgir, R. G., Gangacharyulu, D, Grewal. G. S., An experimental performance evaluation of vortex tube. IE Journal -MC, 2004. 84: p. 149–153.
- 11- Eiamsa-ard, S. and P. Promvonge, Review of Ranque–Hilsch effects in vortex tubes. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2008. 12(7): p. 1822-1842.

- 12- Dincer, K., Tasdemir, S., Baskaya, S., Uysal, B. Z., Modeling of the effects of length to diameter ratio and nozzle number on the performance of counterflow Ranque–Hilsch vortex tubes using artificial neural networks. *Applied Thermal Engineering*, 2008. 28(17–18): p. 2380-2390.
- 13- Uluer, O., V. Kırmacı, and Ş. Ataş, Using the artificial neural network model for modeling the performance of the counter flow vortex tube. *Expert Systems with Applications*, 2009. 36(10): p. 12256-12263.
- 14- Pinar, A.M., O. Uluer, and V. Kırmacı, Optimization of counter flow Ranque–Hilsch vortex tube performance using Taguchi method. *International Journal of Refrigeration*, 2009. 32(6): p. 1487-1494.
- 15- Pourmahmoud, N., A. Hassanzadeh, and O. Moutaby, Numerical analysis of the effect of helical nozzles gap on the cooling capacity of Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Refrigeration*, 2012. 35(5): p. 1473-1483.
- 16- Eiamsa-ard, S., Experimental investigation of energy separation in a counter-flow Ranque–Hilsch vortex tube with multiple inlet snail entries. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2010. 37(6): p. 637-643.
- 17- Wu, Y.T., Ding, Y., Ji, Y. B., Ma, C. F., Ge, M. C., Modification and experimental research on vortex tube. *International Journal of Refrigeration*, 2007. 30(6): p. 1042-1049.
- 18- Markal, B., O. Aydın, and M. Avcı, An experimental study on the effect of the valve angle of counter-flow Ranque–Hilsch vortex tubes on thermal energy separation. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2010. 34(7): p. 966-971.
- 19- Takahama, H., Kawamura, H., Kato, S., Yokosawa, H., Performance characteristics of energy separation in a steam-operated vortex tube. *International Journal of Engineering Science*, 1979. 17(6): p. 735-744.
- 20- Parulekar, B., The short vortex tube. *J Refrig*, 1961. 4: p. 74-80.
- 21 Otten, E.H., Production of cold air—simplicity of the vortex tube method, in *Engineering (London)*1958. p. 154–156.
- 22- Raiskii, Y.D. and L.E. Tankel, Influence of vortex-tube saturation and length on the process of energetic gas separation. *J Eng Phys*, 1974. 27(6): p. 1578–81.
- 23- Ahlborn, B., J. Camire, and J.U. Keller, Low-pressure vortex tubes. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 1996. 29(6): p. 1469-1472.
- 24- Guillaume, D.W. and J.L. Jolly, Demonstrating the achievement of the lower temperatures with two-stage vortex tubes. *Rev Sci Instrum*, 2001. 72(8): p. 3446-8.

- 25- Saidi, M.H. and M.S. Valipour, Experimental modeling of vortex tube refrigerator. *Applied Thermal Engineering*, 2003. 23(15): p. 1971-1980.
- 26- Promvongse, P. and S. Eiamsa-ard, Experimental investigation of temperature separation in a vortex tube refrigerator with snail entrance. *ASEAN J Sci Technol Dev*, 2004. 21(4): p. 297–308.
- 27- Xue, Y. and M. Arjomandi, The effect of vortex angle on the efficiency of the Ranque–Hilsch vortex tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2008. 33(1): p. 54-57.
- 28- Stephan, K., Lin, S. Durst, M., Huang, F., Seher, D., An investigation of energy separation in a vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1983. 26(3): p. 341-348.
- 29- Agrawal, N., S.S. Naik, and Y.P. Gawale, Experimental investigation of vortex tube using natural substances. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2014. 52(0): p. 51-55.
- 30- Han, X., Li, N., Wu, K., Wang, Z., Tang, L., Chen, G., Xu, X., The influence of working gas characteristics on energy separation of vortex tube. *Applied Thermal Engineering*, 2013. 61(2): p. 171-177.
- 31- Balmer, R.T., Pressure driven Ranque–Hilsch temperature separation in liquids. *Journal of Fluids Engineering*, 1988. 110: p. 161–164.
- 32- Behera, U., Paul, P. J., Kasthuriengan, S., Karunanithi, R., Ram, S. N., Dinesh, K., Jacob, S., CFD analysis and experimental investigations towards optimizing the parameters of Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005. 48(10): p. 1961-1973.
- 33- Kurosaka, M., Acoustic streaming in swirling flow and the Ranque—Hilsch (vortex-tube) effect. *Journal of Fluid Mechanics*, 1982. 124: p. 139-172.
- 34- Kassner and E. Knoernschild, Friction Laws and Energy Transfer in Circular Flow, in F-TR-2198-ND1947, GS-USAF Wright Patterson AF Base.
- 35- Hartnett, J.P. and E.R.G. Eckert, Experimental Study of the Velocity and Temperature Distribution in a High-Velocity Vortex-Type Flow. *Transactions of the ASME Transactions of the ASME*, 1957. 79(4): p. 751-758.
- 36- Behera, U., Paul, P. J., Dinesh, K., Jacob, S., Numerical investigations on flow behaviour and energy separation in Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008. 51(25–26): p. 6077-6089.
- 37- Ahlborn, B., Keller, J.U., Staudt, R., Treitz, G., E. Rebhan, Limits of temperature separation in a vortex tube. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 1994. 27(3): p. 480-488.
- 38- Ahlborn, B. and S. Groves, Secondary flow in a vortex tube. *Fluid Dynamics Research*, 1997. 21(2): p. 73-86.

- 39- Ahlborn, B., J.U. Keller, and E. Rebhan, The heat pump in a vortex tube. *J Non-Equilib Thermodyn* 1998. 23(2): p. 159–165.
- 40- Ahlborn, B. and J. Gordon, The vortex tube as a classical thermodynamic refrigeration cycle. *J. Appl. Phys.*, 2000. 88: p. 3645-65.
- 41- Fröhlingsdorf, W. and H. Unger, Numerical investigations of the compressible flow and the energy separation in the Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999. 42(3): p. 415-422.
- 42- Bruun, H.H., *Hot-Wire Anemometry, Principles and Signal Analysis*, 1995, Oxford Univ. Press, Oxford.
- 43- Skye, H.M., G.F. Nellis, and S.A. Klein, Comparison of CFD analysis to empirical data in a commercial vortex tube. *International Journal of Refrigeration*, 2006. 29(1): p. 71-80.
- 44- Farouk, T. and B. Farouk, Large eddy simulations of the flow field and temperature separation in the Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007. 50(23–24): p. 4724-4735.
- 45- Farouk, T., B. Farouk, and A. Gutsol, Simulation of gas species and temperature separation in the counter-flow Ranque–Hilsch vortex tube using the large eddy simulation technique. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009. 52(13–14): p. 3320-3333.
- 46- Baghdad, M., Ouadha, A., Imine, O., Addad, Y., Numerical study of energy separation in a vortex tube with different RANS models. *International Journal of Thermal Sciences*, 2011. 50(12): p. 2377-2385.
- 47- Review of Ranque–Hilsch effects in vortex tubes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2008. 12(7): p. 1822.
- 48- Gao, C.M., Bosschaart, K. J., Zeegers, J. C. H., de Waele, A. T. A. M., Experimental study on a simple Ranque–Hilsch vortex tube. *Cryogenics*, 2005. 45(3): p. 173-183.
- 49- Saidi, M.H. and M.R. Allaf Yazdi, Exergy model of a vortex tube system with experimental results. *Energy*, 1999. 24(7): p. 625-632.
- 50- Aydın, O. and M. Baki, An experimental study on the design parameters of a counterflow vortex tube. *Energy*, 2006. 31(14): p. 2763-2772.
- 51- Dincer, K., Baskaya, S., Uysal, B. Z., Ucgul, I., Experimental investigation of the performance of a Ranque–Hilsch vortex tube with regard to a plug located at the hot outlet. *International Journal of Refrigeration*, 2009. 32(1): p. 87-94.
- 52- Nimbalkar, S.U. and M.R. Muller, An experimental investigation of the optimum geometry for the cold end orifice of a vortex tube. *Applied Thermal Engineering*, 2009. 29(2–3): p. 509-514.

۵۳- قزلباش، ر.، امکان‌سنجی استفاده از اختلاف دمای زمین و محیط جهت کاهش یا حذف مصرف انرژی گرم‌کن ایستگاه تقلیل فشار، دانشکده مهندسی مکانیک ۲۰۱۴، دانشگاه شاهرود.

54- Aydın, O., B. Markal, and M. Avcı, A new vortex generator geometry for a counter-flow Ranque–Hilsch vortex tube. *Applied Thermal Engineering*, 2010. 30(16): p. 2505-2511.

55- Gao, C. *Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube*. 2005; Available from: http://books.google.com/books?id=-qN_MwAACAAJ.

56- Simões-Moreira, J.R., An air-standard cycle and a thermodynamic perspective on operational limits of Ranque–Hilsh or vortex tubes. *International Journal of Refrigeration*, 2010. 33(4): p. 765-773.

57- Valipour, M.S. and N. Niazi, Experimental modeling of a curved Ranque–Hilsch vortex tube refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 2011. 34(4): p. 1109-1116.

58- Bovand, M., Valipour, M. S., Dincer, K. Tamayol, A., Numerical analysis of the curvature effects on Ranque–Hilsch vortex tube refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 2014. 65(1–2): p. 176-183.

59- Bovand, M., Valipour, M. S., Eiamsa-ard, S. Tamayol, A., Numerical analysis for curved vortex tube optimization. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2014. 50(0): p. 98-107.

60- Piralishvili, S.A. and V.M. Polyayev, Flow and thermodynamic characteristics of energy separation in a double-circuit vortex tube — An experimental investigation. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1996. 12(4): p. 399-410.

61- Moffat, R.J., Using Uncertainty Analysis in the Planning of an Experiment. *Trans. ASME, J. Fluids Eng.*, 1985. 107: p. 173-178.

62- Menter, *Turbulence Modeling for Engineering Flows* 2011: ANSYS, INC.

63- *Fluent 6.3, users guide*, 2006, Fluent Inc.

64- Available from: Http://en.wikipedia.org/wiki/Redlich-Kwong_equation_of_stat.

65- Poling, B.E., J.M. Prausnitz, and J.P. O'Connell, *Properties of Gases and Liquids*. 5th Edition ed2001: McGraw-Hill.

66- Aungier, R.H., A Fast, Accurate Real Gas Equation of State for Fluid Dynamic Analysis Applications. *Journal of Fluids Engineering*, 1995. 117: p. 277-281.

67- Tsonopoulos, C. and J.L. Heidman, From Redlich-Kwong to the present. *Fluid Phase Equilibria*, 1985. 24(1–2): p. 1-23.

- 68- Rafiee, S.E. and M. Rahimi, Experimental study and three-dimensional (3D) computational fluid dynamics (CFD) analysis on the effect of the convergence ratio, pressure inlet and number of nozzle intake on vortex tube performance–Validation and CFD optimization. *Energy*, 2013. 63(0): p. 195-204.
- 69- Mohammadi, S. and F. Farhadi, Experimental analysis of a Ranque–Hilsch vortex tube for optimizing nozzle numbers and diameter. *Applied Thermal Engineering*, 2013. 61(2): p. 500-506.
- 70- Im, S.Y. and S.S. Yu, Effects of geometric parameters on the separated air flow temperature of a vortex tube for design optimization. *Energy*, 2012. 37(1): p. 154-160.
- 71- Nikolaev, V.V., V.P. Ovchinnikov, and M.A. Zhidkov, Experience from the operation of a variable vortex tube in a gas separating station. *Gaz. Prom.*, 1995. 10(13).
- 72- Poshernev, N.V. and I.L. Khodorkov, Experience from the Operation of a Conical Vortex Tube with Natural Gas. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2003. 39(9-10): p. 602-607.
- 73- Stephan, K., Lin, S., Durst, M., Huang, F., Seher, D., A similarity relation for energy separation in a vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1984. 27(6): p. 911-920.
- 74- Chang, K., Li, Q., Zhou, G., Li, Q., Experimental investigation of vortex tube refrigerator with a divergent hot tube. *International Journal of Refrigeration*, 2011. 34(1): p. 322-327.
- 75- Beran, P.S. and F.E.C. Culick, The role of non-uniqueness in the development of vortex breakdown in tubes. *Journal of Fluid Mechanics*, 1992. 242: p. 491-527.
- 76- Greitzer, E.M., C.S. Tan, and M.B. Graf, *Internal Flow-Concepts and Applications* 2004, England Cambridge University Press.
- 77- Sparrow, E.M., J.P. Abraham, and W.J. Minkowycz, Flow separation in a diverging conical duct: Effect of Reynolds number and divergence angle. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009. 52(13–14): p. 3079-3083.
- 78- Eckert, W.T., K.W. Mort, and J. Jope, *Aerodynamic Design Guidelines and Computer Program for Estimation of Subsonic Wind Tunnel Performance*, 1976, Ames Research Center and U.S. Army Air Mobility R&D Laboratory: Moffett Field, California, 94035, NASA TN-D-8243, Washington, D.C. .
- 79- Love, W.J., Prediction of Pressure Drop in Straight Vortex Tubes. *AIAA Journal*, 1974. 12(7): p. 959-965.
- 80- Piralishvili, S.A. and A.A. Fuzeeva, Hydraulic Characteristics of Ranque-Hilsch Energy Separators. *High Temperature*, 2005. 43(6): p. 900-907.

- 81- Yilmaz, M., Kaya, M., Karagoz, S., Erdogan, S., A review on design criteria for vortex tubes. *Heat and Mass Transfer*, 2009. 45(5): p. 613-632.
- 82- Westley, R., Vortex tube performance data sheets. Cranfield College Note 67, College of Aeronautics, 1957.
- 83- Linderstrom-Lang, C.U., Studies on transport of mass and energy in the vortex tube. The significance of the secondary flow and its interaction with the tangential velocity distribution, 1971: Denmark.
- 84- Takahama, H., Studies on vortex tubes. *Bull. JSME*, 1965. 8(31): p. 433–440.
- 85- Rafiee, S.E. and M.M. Sadeghiyazad, Three-dimensional and experimental investigation on the effect of cone length of throttle valve on thermal performance of a vortex tube using $k-\epsilon$ turbulence model. *Applied Thermal Engineering*, 2014. 66(1–2): p. 65-74.
- 86- Boetcher, S., *Natural Convection from Circular Cylinders* 2014: Springer International Publishing.
- 87- Hamdan, M., B. Alsayyed, and E. Elnajjar, Nozzle parameters affecting vortex tube energy separation performance. *Heat and Mass Transfer*, 2013. 49(4): p. 533-541.
- 88- Liu, X. and Z. Liu, Investigation of the energy separation effect and flow mechanism inside a vortex tube. *Applied Thermal Engineering*, 2014. 67(1–2): p. 494-506.
- 89- Reynolds, A.J., A note on vortex-tube flows. *J. Fluid Mech.* , 1962. 14: p. 18-20.
- 90- Linderstrøm-Lang, C.U., Gas separation in the Ranque-Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1964. 7(11): p. 1195-1206.
- 91- Lewins, J. and A. Bejan, Vortex tube optimization theory. *Energy*, 1999. 24(11): p. 931-943.
- 92- Poživil, J., Use of Expansion Turbines in Natural Gas Pressure Reduction Stations. *Acta Montanistica Slovaca*, 2004: p. 258-260.
- 93- Rawlings, R. and J. Sykulski, Ground source heat pumps: a technology review. *Building Services Engineering Research and Technology*, 1999. 20(3): p. 119-129.
- 94- Javed, S., Thermal modelling and evaluation of borehole heat transfer, 2012, Chalmers University of Technology.
- 95- Incropera, F.P., *Fundamentals of heat and mass transfer* 2011: John Wiley & Sons.
- 96- JAVED, S., Thermal Modelling and Evaluation of Borehole Heat Transfer in Department of Energy and Environment 2012, CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

97- Paul, N.D., The effect of grout thermal conductivity on vertical geothermal heat exchanger design and performance, 1996, South Dakota State University.

98- Robert, F. and L. Gosselin, New methodology to design ground coupled heat pump systems based on total cost minimization. Applied Thermal Engineering, 2014. 62(2): p. 481-491.

99- Sarkar, J., Cycle parameter optimization of vortex tube expansion transcritical CO₂ system. International Journal of Thermal Sciences, 2009. 48(9): p. 1823-1828.

100- Farzaneh-Gord, M., Arabkoohsar, A., Deymi Dasht-bayaz, M., Machado, L., Koury, R. N., N., Energy and exergy analysis of natural gas pressure reduction points equipped with solar heat and controllable heaters. Renewable Energy, 2014. 72(0): p. 258-270.

۱۰۱- محمدپور، م.، سیکل‌های تولید گاز طبیعی مایع شده در اندازه کوچک و کاربرد احتمالی آنها در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز، دانشکده مکانیک ۲۰۱۳، دانشگاه شاهرود.

پیوست آ: معادلات مختصات

استوانه‌ای

معادلات تراکم‌پذیر برای مختصات استوانه‌ای شامل معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی می باشد. متغیرهای Z بیانگر راستای جریان، r بیانگر راستای شعاعی و θ ، بیانگر راستای مماسی هستند. بطور کل این معادله به فرم زیر نوشته می شود:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial A}{\partial z} + \frac{\partial B}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial C}{\partial \theta} + \frac{1}{r} D = 0$$

که در این معادله، کمیت‌های ارائه شده بدین ترتیب ارائه می گردند:

$$U = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ \rho E \end{pmatrix}$$

$$A = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u u + p - \tau_{zz} \\ \rho u v - \tau_{rz} \\ \rho u w - \tau_{\theta z} \\ \rho u H + q_z - u \tau_{zz} - v \tau_{rz} - w \tau_{\theta z} \end{pmatrix}$$

$$B = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho u v - \tau_{rz} \\ \rho u v + p - \tau_{rr} \\ \rho v w - \tau_{\theta r} \\ \rho v H + q_r - u \tau_{rz} - v \tau_{rr} - w \tau_{\theta r} \end{pmatrix}$$

$$C = \begin{pmatrix} \rho w \\ \rho u w - \tau_{\theta z} \\ \rho v w - \tau_{\theta r} \\ \rho w w + p - \tau_{\theta\theta} \\ \rho w H + q_{\theta} - u\tau_{\theta z} - v\tau_{\theta r} - w\tau_{\theta\theta} \end{pmatrix}$$

$$D = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho u v - \tau_{rz} \\ \rho v v - \rho w w - \tau_{rr} + \tau_{\theta\theta} \\ 2\rho v w - 2\tau_{\theta r} \\ \rho v H + q_r - u\tau_{rz} - v\tau_{rr} - w\tau_{\theta r} \end{pmatrix}$$

$$E = T/[\gamma(\gamma - 1)M^2 + 1/2u_i u_i]$$

$$H = E + p/\rho$$

تانسورهای تنش بصورت زیر می باشند:

$$\tau_{zz} = \frac{2\mu}{3Re} \left[2 \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{1}{r} \left(\frac{\partial w}{\partial \theta} + v \right) \right]$$

$$\tau_{rr} = \frac{2\mu}{3Re} \left[- \frac{\partial u}{\partial z} + 2 \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{1}{r} \left(\frac{\partial w}{\partial \theta} + v \right) \right]$$

$$\tau_{\theta\theta} = \frac{2\mu}{3Re} \left[- \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial v}{\partial r} + 2 \frac{1}{r} \left(\frac{\partial w}{\partial \theta} + v \right) \right]$$

$$\tau_{rz} = \frac{\mu}{Re} \left[\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial z} \right]$$

$$\tau_{\theta z} = \frac{\mu}{Re} \left[\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} \right]$$

$$\tau_{\theta r} = \frac{\mu}{Re} \left[\frac{1}{r} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} - w \right) + \frac{\partial w}{\partial r} \right]$$

بردارهای شار حرارتی بدین ترتیب ارائه می گردند:

$$q_z = \frac{-\mu}{Pr(\gamma-1)M^2 Re} \frac{\partial T}{\partial z}$$

$$q_r = \frac{-\mu}{Pr(\gamma-1)M^2 Re} \frac{\partial T}{\partial r}$$

$$q_\theta = \frac{-\mu}{Pr(\gamma-1)M^2 Re} \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta}$$

Abstract

Vortex Tube (VT) has been used in industries due to simplicity, low cost, high reliability in the production of hot and cold streams. The potential application of VT in natural gas industry and also the lack of studies on the use of natural gas as the working fluid make VT as a subject with significant importance. The main purpose of this thesis is to develop a high efficiency VT with natural gas as working fluid. The effects of main parameters such as dimensions of the various components, flow and thermal fields inside VT and thermophysical parameters of fluid flow on VT performance are investigated. This thesis could be divided into three sections as: Experimental investigation, numerical study and application of VT in Natural Gas industry.

Experimental investigation has been carried out to increase the efficiency of Vortex Tube. In experimental investigation, the effects of importance parameters such as: inlet pressure, cold orifice area, divergence angle of orifice and nozzle area have been investigated. Increase in pressure causes increase in momentum of inflow, resulting in better rotation of flow inside the vortex chamber and consequently better thermal separation. In addition, reduction in optimum cold mass fraction occurs. The orifice area as well as hot outlet area are balancing the mass flow rate. Increase in orifice area causes a higher amount of flow moves out from the cold outlet. Conversely, increasing the orifice area causes that the return cold flow from hot side mixes with inlet flow. Therefore, the determination of the optimum diameter for cold orifice has significant importance.

Cold orifice angle has a similar effect as orifice area, but increasing this parameter cannot continually increase optimum cold mass fraction. By increasing orifice angle to optimum value of 4.1° , the cold mass fraction

increases. This increase represents a further reduction of pressure in the cold side and therefore more flow passes from the cold side. But increase in angle more than the optimum value decreases the cold flow. It seems that diffuser-shaped configuration of orifice is the reason of this phenomenon. The optimum experimental values for cold orifice diameter, divergence angle of the orifice and Nozzle Area Ratio are obtained 0.64, 4.1° and 0.14 respectively. Furthermore, to improve the performance of a conventional Vortex Tube, Annular Vortex Tube is introduced for the first time in this thesis. The flow after passing through the valve cone is not allowed to flow out from the hot exit, but again hot stream passes over the hot tube. The new design of VT improves cold and hot temperature differences around 5% and 2% respectively.

In numerical analysis, the governing equations of momentum and energy in VT have been solved for compressible turbulent flow. The walls are insulated and no-slip condition is considered for the velocity on the walls. Boundary conditions for k and ε equations are turbulence intensity and hydraulic diameter. Discretization method for flow is second order upwind and discretization method for k and ε , is Quick scheme. Methane is considered as a real and ideal gas in numerical analysis. To compute Methane properties as a real gas, Redlich-Kwong equation of state is used as a User Defined Function in fluent. Comparing numerical values of axisymmetric and three-dimensional, it could be concluded that three-dimensional solution is approaching the axisymmetric solution as the number of nozzles is increasing. It was also observed that the cold mass fraction is a function of the output pressure of warm and cold sides and the ratio of the hot and cold output area. However, inlet pressure does not affect this cold mass fraction. Increase in cold outlet pressure causes cold mass fraction decreases. In addition, increase in hot outlet pressure causes the cold mass fraction increases.

At the final part of the thesis, the application of VT in Natural Gas industry has been investigated. In one case, replacement of VT instead of expansion valve is investigated. This replacement decreases the energy consumption of City Gate Stations and increases LNG production of LNG liquefaction plants. To reduce energy demand of City Gate Stations in cold weather, VT is used with a geothermal system. This proposed system will save more than 90% of the consumed fuel. In addition, in production of LNG through a mini liquefaction plant, replacement of VT with expansion valve will increase the percentage of LNG by around three times.

Key Words:

Vortex Tube, Natural Gas, Experimental Study, Numerical Simulation, Annular Vortex Tube



دانشگاه شاهرود

University of Shahrood

Faculty of Mechanical engineering

Manufacturing a high efficiency Vortex Tube and utilizing in Gas Industry

Meisam Sadi

Supervisor:

Dr. M. Farzaneh-Gord

February 2015