

# مطالعه تأثیر فشار ورودی بر عملکرد دستگاه لوله گردابه‌ای توسط تکنیک دینامیک سیالات محاسباتی

صمد جعفرمدار\*

استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

امید مونتابی

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

## چکیده

لوله گردابه‌ای یا رنکو- هیلش لوله گردابه‌ای، یک وسیله مکانیکی است با هندسه ای نسبتاً ساده و به دور از هر گونه پیچیدگی در تعداد اجزاء تشکیل دهنده، که قادر خواهد بود هوای فشرده شده ورودی به آن را به دو بخش مجزای گرم و سرد تبدیل کند. در مقاله حاضر با استفاده از شبیه سازی سه بعدی و تکنیک دینامیک سیالات محاسباتی توسط نرم افزار Fluent، به بررسی تأثیر فشار ورودی بر روی عملکرد دستگاه لوله گردابه‌ای پرداخته شده است. نوآوری کار حاضر توجه ویژه به بحث عدد ماخ درون محفظه چرخش و نحوه تغییرات آن بر اثر تغییر فشار ورودی می باشد که تا کنون در مقالات و پژوهش های دیگر بررسی نشده است. جریان داخل دستگاه دارای سرعت بالا می باشد و به صورت تراکم پذیر و آشفته در نظر گرفته می شود. به منظور درک و بررسی تأثیر فشار ورودی، فشارهای ورودی مختلف به دستگاه وارد شده و نتایج استخراج و تحلیل می شوند. جهت حل میدان جریان از مدل آشفته k-ε استفاده شده است. هندسه مدل ثابت در نظر گرفته شده است. هدف اصلی دست یابی به کمینه دمای خروجی سرد و بیشینه سرعت چرخشی در لوله گردابه‌ای می باشد. مقاله حاضر بر این باور است که هر لوله گردابه‌ای، یک فشار کاری بهینه دارد که هم از لحاظ میزان سرمایش تولیدی و هم از لحاظ اقتصادی توجیه پذیر می باشد این فشار کار در مقاله حاضر برابر ۴/۸ بار بدست آمد. نتایج نرم افزاری حاضر نشان می دهد که برای مقاصد سرمایشی استفاده از نسبت های جرمی سرد حدود ۰/۳ باعث جدایش بالاتری در خروجی سرد خواهد شد و برای مقاصد گرمایشی توصیه می گردد از نسبت جرمی سرد حدود ۰/۸ استفاده گردد. همچنین با افزایش فشار ورودی، تولید آنتروپی و متعاقب آن میزان بی نظمی در سیستم نیز افزایش می یابد.

**واژه های کلیدی:** لوله گردابه‌ای، فشار ورودی، جدایش انرژی، عدد ماخ.

## Numerical Study of Inlet Pressure Effects on the Performance of Vortex Tube Machine

S. Jafarmadar  
O. Moutabi

Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran  
Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran

### Abstract

Vortex tube or Ranque-Hilsch vortex tube is a mechanical device with a simple geometry and without any intricacy in its components, which can produce two colder and hotter streams from compressible inlet air. In this investigation, computational fluid dynamics (CFD) technique is used to study of key design parameter influence, i.e. inlet pressure on the performance of vortex tubes and energy separation phenomenon. The novelty of the present paper is the special focus on the Mach number inside vortex chamber and its changes due to the inlet pressure effect which has not been investigated in other papers yet. The governing equations have been solved by FLUENT code in 3D compressible and turbulent model using standard k-ε turbulence model. In this study on the basis of obtained results by the CFD study, different inlet pressures of vortex tube are studied. Finally in order to attain the more temperature separation in the vortex tube system, some suggestions and results is presented. This article believes that every vortex tube has an optimum pressure which is commercially optimized in heating and cooling processes. This optimum pressure was found to be 4.8 bar in the present research. The present obtained software results indicate that for cooling purpose, the cold mass fraction of about 0.3 will be recommended for higher cold temperature difference and for heating purposes in throughput of the cold mass ratio of about 0.8 is used. The obtained CFD results are validated by available experimental results. Also the inlet pressure increment reveals the increase of entropy generation and irregularity in the system.

**Keywords:** Vortex Tube, Inlet Pressure, Energy Pressure, Mach Number.

### ۱- مقدمه

ترمودینامیک آن بسیار پیچیده می باشد. تا کنون کارهای آزمایشگاهی، تئوریک و عددی فراوانی برای بررسی پدیده جدایش دما<sup>۲</sup> در لوله گردابه‌ای انجام گرفته است. واضح است که با استفاده از تکنیک دینامیک سیالات محاسباتی<sup>۳</sup> می توان از پیچیدگی ها و هزینه های مربوط به کارهای تجربی کاست. شکل ۱ نحوه عملکرد یک لوله گردابه‌ای را همراه با اجزای آن نشان می دهد.

لوله گردابه‌ای<sup>۱</sup> جریان گاز ورودی به لوله را به دو جریان جداگانه تقسیم می کند: یکی گرمتر و دیگری سردتر نسبت به ورودی. نکته جالب توجه در مورد این دستگاه، عدم وجود هیچ جزء متحرک، قطعه الکتریکی یا شیمیایی و یا کار ورودی به آن می باشد. علی رغم اینکه هندسه لوله گردابه‌ای ساده می باشد ولی فرآیند دینامیک سیالات و

<sup>2</sup> Temperature Separation

<sup>3</sup> Computational Fluid Dynamics (CFD)

<sup>1</sup> Vortex Tube



شکل ۱- دستگاه لوله گردابه‌ای و نحوه عملکرد آن [۱]

لوله گردابه‌ای در سال ۱۹۳۰ میلادی به طور اتفاقی توسط یک دانشجوی فرانسوی فیزیک به نام جورج رنکیو [۲] کشف شد. پس از وی، رادلف هیلش [۳] فیزیکدان آلمانی با ارائه مقاله‌ای، مطالعه در زمینه لوله گردابه‌ای را آغاز کرد. اکثر کارها و مطالعات در مورد لوله گردابه‌ای را می‌توان به دو بخش کارهای آزمایشگاهی و تحقیقات تئوری و عددی تقسیم بندی کرد. در زمینه کارهای تجربی و آزمایشگاهی، مهمترین تحقیقات به شرح ذیل می‌باشند.

تاکاهاما [۴] (۱۹۶۵) کارهای بسیار ارزنده‌ای در این زمینه انجام داد و اثر فشار و دما داخل لوله گردابه‌ای و نیز تأثیر فاکتورهای هندسی مهم روی جدایش انرژی را بررسی کرد. در سال ۱۹۷۷، مارشال [۵] به صورت تجربی اثبات کرد که جدایش دما مربوط به اثر سانتریفیوژی می‌باشد. نتایج او نشان می‌دهد که لوله‌های استاندارد و بزرگ با در نظر گرفتن افت فشار، عملکرد مشابهی در میزان جدایش انرژی دارند. آلبرن و همکاران [۶] در ۱۹۹۴ با استفاده از یک لوله پیتوت جریان چرخشی ثانویه را در لوله گردابه‌ای مشاهده کردند. آنها با اندازه‌گیری میدان سرعت مشخص کردند که جریان برگشتی در مرکز لوله، دبی بیشتری نسبت به دبی خروجی از قسمت سرد را دارد بنابراین لوله گردابه‌ای باید دارای یک جریان چرخشی ثانویه باشد که محاط بر چرخش اولیه است و سیال را از هسته جریان پستی<sup>۱</sup> به نواحی دیگر انتقال می‌دهد. سعیدی و ولی‌پور [۷] در سال ۲۰۰۳، برای فهم رفتار سیستم لوله گردابه‌ای آزمایشی را انجام دادند و اثر پارامترهای هندسی شامل قطر و طول لوله، قطر خروجی‌ها، شکل نازل ورودی و پارامترهای ترموفیزیکی مانند فشار گاز ورودی، نوع گاز،  $\alpha$  و ترکیب گازهای ورودی را بررسی کردند. جهت بررسی نوع نازل-های ورودی، دو نوع محفظه چرخش دارای ۳ و ۴ نازل، طراحی و ساخته شد که نتایج آزمایشات حاکی از عملکرد بهتر سیستم دارای ۳ نازل ورودی نسبت به ۴ نازل ورودی از لحاظ عملکرد سرمایشی می‌باشد. سینگ و همکاران [۸] در سال ۲۰۰۴ بررسی‌های آزمایشگاهی را برای فهم نحوه‌ی انجام انتقال گرما در داخل لوله گردابه‌ای انجام دادند و پارامترهای مختلفی مانند دبی عبوری از خروجی‌های سرد و گرم، سطح مقطع نازل‌های ورود هوای فشرده، سطح مقطع خروجی سرد و گرم و نسبت طول به قطر لوله را مطالعه کردند. آنها به این نتیجه رسیدند که نسبت دبی جرمی سرد ( $\alpha$ ) و بازدهی آدیاباتیک لوله گردابه‌ای، بیشتر از اندازه نازل، تحت تأثیر اندازه سطح مقطع خروجی سرد قرار می‌گیرد. در سال ۲۰۰۶، آیدین و باکی [۹]، پارامترهای طراحی از جمله طول لوله، قطر نازل ورودی و زاویه شیر کنترل را برای گازهای مختلف مانند هوا، اکسیژن و نیتروژن به صورت تجربی آزمایش کردند. در این آزمایش، نازل دارای

<sup>۱</sup> Back Flow Core

قطر ۶ میلی‌متر به عنوان بهینه‌ترین حالت کارکرد دستگاه که در آن بیشترین اختلاف دمایی ایجاد شد، انتخاب گردید. بر روی اثر ورودی‌های ماریپچ و تعداد آنها (۱، ۲، ۳ و ۴)، نسبت قطرهای خروجی سرد (۰/۳ تا ۰/۷) و فشار ورودی (۲ و ۳ بار) تمرکز نمود. علاوه بر آن جهت مقایسه، ۴ نازل معمولی نیز بررسی شد [۱۰]. طبق بررسی‌های انجام شده توسط وی، ورودی‌های ماریپچ اختلاف دما و بازده سرمایشی بیشتری نسبت به نوع معمولی تحت شرایط یکسان عملکردی از لحاظ فشار ورودی و نسبت دبی ورودی سرد، ایجاد می‌کنند. در سال ۲۰۰۸، دینسر و همکاران [۱۱] به بررسی اکسرژی و عملکرد لوله گردابه‌ای به ازای سطح مقطع‌های مختلف نازل ورودی تحت فشار عملکرد ۲۶۰ تا ۳۰۰ کیلو پاسکال پرداختند. بیشترین اختلاف دما بین خروجی‌های سرد و گرم زمانی حاصل شد که سطح مقطع  $3 \times 3$  میلی‌متر مربع برای نازل ورودی به کار برده شد. پولات و کرماچی [۱۲] در سال ۲۰۱۱، از یک روش ریاضی به نام PFSAR برای آنالیز داده‌های تجربی خود استفاده نمودند. در آزمایشات انجام گرفته توسط آنها، انواع مختلف گازهای ورودی، تعداد نازل و فشار ورودی بررسی و مطالعه شدند. چانگ و همکاران [۱۳] در سال ۲۰۱۱، بروی پارامترهایی نظیر زاویه واگرایی لوله، طول لوله گردابه‌ای واگرا و تعداد نازل ورودی کار کردند. آنها به این نتیجه رسیدند که افزایش تعداد نازل ورودی به شدت بر روی میزان حساسیت کاهش دما در لوله گردابه‌ای و دستیابی به بالاترین میزان آن تأثیر می‌گذارد.

با روی کار آمدن کامپیوترها و ورود آنها به عرصه علم و گسترش استفاده از روش‌های عددی، استفاده از تکنیک‌های CFD در میان محققین در زمینه لوله گردابه‌ای بیش از پیش گسترش یافت. استفاده از بررسی‌های عددی علاوه بر جذابیت موضوع، پیچیدگی‌های مربوط به کارهای آزمایشگاهی را نیز کاهش می‌دهد و کمک شایانی به فهم فیزیک جریان و مساله می‌نماید. کارهای انجام شده در این زمینه بسیار گسترده و فراوانند، در اینجا تعدادی از کارهای عددی مهم و بیشتر مرتبط با موضوع مقاله را برمی‌شماریم.

در سال ۲۰۰۵، بهارا و همکاران [۱۴]، جامع‌ترین تحقیق عددی را روی شکل پروفیل و تعداد نازل انجام دادند. طبق نتایج بدست آمده از تحقیقات آنها، عملکرد لوله گردابه‌ای دارای ۶ نازل تزریق همگرا بهترین حالت را دارا می‌باشد و بیشترین میزان جدایش دمایی را ایجاد می‌کند و دلیل آن تقارن شعاعی خوب میدان جریان داخل محفظه چرخش و دستیابی به سرعت چرخشی بالا می‌باشد. آخسمه و پورمحمد [۱۵]، در سال ۲۰۰۹ به صورت عددی اثر پارامترهای هندسی یعنی پروفیل و تعداد نازل، قطر خروجی سرد و نسبت طول به قطر را بر روی میزان جدایش انرژی بررسی نمودند. طبق نتایج آنها، لوله گردابه‌ای دارای قطر خروجی سرد  $6/2 \text{ mm}$  و نسبت طول به قطر ۲۰ و دارای ۶ نازل همگرا بیشترین میزان جدایش دمایی را ایجاد می‌کند.

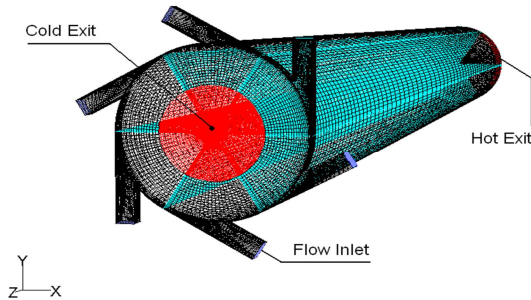
در سال ۲۰۱۰، شمس‌الدینی و حسین نژاد [۱۶]، اثر تعداد نازل را به صورت عددی بررسی نمودند. آنها نشان دادند که افزایش تعداد نازل، میزان توان سرمایشی را افزایش می‌دهد و این متناظر با کاهش دمای خروجی سرد می‌باشد ولی این میزان افزایش بسیار ناچیز می‌باشد.

برامو و پورمحمد [۱۷] در سال ۲۰۱۱ اثر طول را بر محل نقطه سکون بررسی نمودند. آنها با استفاده از یک مدل عددی، با طولهای

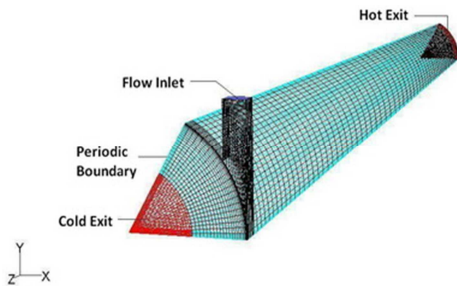
جدول ۱- ابعاد هندسی لوله گردابه‌ای مدل شده

پارامتر	مقدار
طول لوله	106 mm
قطر لوله	4.11 mm
عمق نازل	0.97 mm
پهنای نازل	1.41 mm
سطح مقطع کلی ورودی نازل	8.2 mm <sup>2</sup>
قطر خروجی سرد	6.2 mm
قطر خروجی گرم	11 mm

برای مدل سه بعدی از المانهای مکعبی سازمان یافته<sup>۳</sup> جهت ایجاد شبکه استفاده شده است. شکل ۳ شبکه تولید شده برای مدل سه بعدی در نظر گرفته شده را نشان می دهد.



شکل ۳- پروفیل شبکه ایجاد شده در مدل سه بعدی با نمایش میدان محاسباتی مساله



شکل ۴- پروفیل شبکه ایجاد شده در مدل سه بعدی با نمایش میدان محاسباتی مساله

همانطور که در شکل نیز مشاهده می شود به دلیل گرادیان بالا در ورودی و خروجی ها از تراکم شبکه در نزدیکی این نواحی استفاده است. همچنین به دلیل پیچیدگی بودن شکل لوله گردابه‌ای، جهت کاهش حجم محاسبات و زمان اجرای برنامه،  $\frac{1}{6}$  از کل شکل را مدل می کنیم که در شکل ۴ نشان داده شده است.

با توجه به اینکه جریان در لوله گردابه‌ای به شدت مغشوش می باشد، برای مدل سازی عددی جریان تراکم پذیر در لوله گردابه‌ای، علاوه بر معادلات بقای جرم، مومنتم، انرژی و معادله حالت گاز، بایستی یک مدلاشتگی<sup>۴</sup> نیز برای ایجاد اثر اغتشاش به کار رود. معادلات سه بعدی میدان جریان برای بقای جرم، بقای مومنتم، معادله انرژی و معادله حالت به صورت زیر هستند:

۹۲، ۱۰۶، ۱۲۰، ۲۳۰، ۳۵۰ و ۴۰۰ میلی متر اثر محل نقطه سکون در طول لوله را بر میزان جدایش دمایی در لوله گردابه‌ای بررسی نمودند. آنها نتیجه گرفتند که در طول ۱۰۶ میلی متر، محل نقطه سکون به خروجی گرم نزدیکتر از سایر مدل‌های دیگر می باشد و این مدل بالاترین میزان اختلاف دمایی بین خروجی‌های سرد و گرم را تولید می نماید.

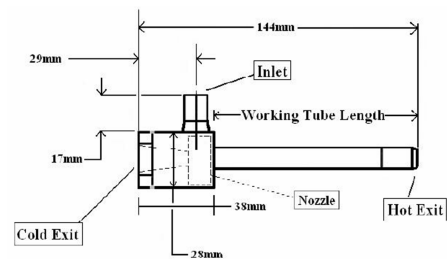
در کل تعداد مقالات عددی منتشر شده در زمینه فشار کاری لوله گردابه‌ای بسیار ناچیز هستند. از جمله کارهای CFD در این زمینه می توان به عامری و بنیا [۱۸] اشاره نمود که نشان دادند با افزایش فشار ورودی، بازده لوله گردابه‌ای نیز افزایش می یابد ولی از یک مقدار به بعد (۶ بار)، با افزایش فشار ورودی، بازده کاهش می یابد. ژیدکوف و همکاران [۱۹] نتیجه گرفتند که با افزایش فشار،  $\Delta T_{i,c}$  افزایش می یابد.

تا کنون تئوری رضایت بخشی برای توضیح پدیده جدایش دمایی در لوله گردابه‌ای ارائه نشده است. برخی از محققان جدایش انرژی<sup>۱</sup> را به انتقال کار همراه با تراکم و انبساط نسبت می دهند و برخی دیگر تأثیر گردابه‌های آشفته را مطرح کرده اند. چرخش ثانویه به عنوان عامل دیگری در جدایش انرژی بیان شد.

موارد اشاره شده در فوق اغلب بازه‌های بزرگی از فشار ورودی را در نظر می گرفتند و تنها دمای خروجی‌های سرد و گرم را به عنوان پارامتر در نظر می گرفتند. ولی در این مقاله سعی بر این است با کم کردن فاصله‌ی اندازه فشارهای ورودی و مطالعه پارامترهای اضافی از جمله اندازه سرعت چرخشی و عدد ماخ به بررسی موضوع پرداخته شود.

## ۲- مدل عددی و معادلات حاکم

مدل عددی مورد بررسی از روی مدل آزمایشگاهی اسکای [۲۰] ساخته شده است. این مدل مجهز به ۶ نازل ورودی هوا، یک خروجی گرم و یک خروجی سرد می باشد. در شکل ۲ هندسه مساله نشان داده شده است. همچنین ابعاد هندسی دقیق مربوط به لوله گردابه‌ای مدل شده در جدول ۱ نیز ارائه شده است.



شکل ۲- طرحواره لوله گردابه‌ای بررسی شده به همراه ابعاد آن [۲۰]

مدل عددی لوله گردابه‌ای شبیه سازی شده با استفاده از بسته نرم افزاری Fluent<sup>۲</sup> شبیه سازی شده است و معادلات بنیادی با استفاده از کد این برنامه در یک میدان سه بعدی تراکم پذیر و آشفته حل گردیده اند.

<sup>۳</sup> Block-Structured mesh

<sup>۴</sup> Turbulence

<sup>۱</sup> Energy Separation

<sup>۲</sup> Vortex tube

بردار جریان ورودی مشخص می‌شود. با توجه به نتایج تجربی موجود، شرایط اعمالی در ورودی تقریباً ثابت است. به طوریکه دبی جرمی جریان در ورودی  $gr/s$  ۸۳۴ و دمای سکون  $294.2\text{ K}$  در نظر گرفته شده است. همچنین جهت بردار جریان ورودی عمود بر مرز در ورودی در نظر گرفته می‌شود.

### ب) خروجی سرد

در خروجی سرد شرط مرزی فشار خروجی<sup>۳</sup> استفاده شده است. به عبارت دیگر فشار استاتیک در خروجی سرد معلوم فرض شده است و بر اساس نتایج آزمایشگاهی [۲۰] تثبیت و معین می‌شود. در خروجی سرد مطابق نتایج تجربی مقدار فشار را بسیار پایین می‌توان فرض کرد. در این مطالعه عددی مقدار فشار بر مبنای نتایج تجربی ۱۵۸۹۵ پاسکال تعیین شده است. نکته قابل ذکر دیگر این است که در نسبت‌های جرمی پایین در خروجی سرد، مدل CFD یک جریان برگشتی در خروجی جریان هوای سرد نشان می‌دهد. بنابراین دمای جریان برگشتی بایستی تعیین شود. برای تعیین دمای جریان برگشتی روشهای مختلفی موجود است که در مراجع می‌توان یافت در این مطالعه عددی برای محاسبه دمای جریان برگشتی از نتایج مقالات و مراجع معتبر در این زمینه استفاده شده است که بر این اساس متوسط دمای کل جریانی که خروجی سرد را ترک می‌کند برابر دمای جریان برگشتی فرض شده است. برای مطالعه حاضر مقدار دمای جریان برگشتی برابر  $290\text{ K}$  در نظر گرفته شده است.

### ج) خروجی گرم

برای خروجی گرم نیز همانند خروجی سرد، شرط مرزی فشار خروجی استفاده شده است. با این تفاوت که فشار در خروجی گرم متغیر تکراری فرض شده تا زمانی که نسبت جرمی مورد نظر در خروجی سرد ارضا گردد.

### د) دیواره لوله گردابه‌ای

در سطوح جامد از شرط مرزی عدم لغزش استفاده شده است که با اعمال این شرط تمام مولفه‌های سرعت در دیواره‌ها صفر می‌شود و همچنین این سطوح به شکل آدیاباتیک در نظر گرفته شده‌اند. در مقاطع برشی نیز به علت تقارن جریان و هندسه، شرط مرزی تناوبی استفاده شده است. تمامی شرایط مرزی در شکل‌های ۳ و ۴ نمایش داده شده‌اند.

### ۴- نتایج

#### ۴-۱- بررسی استقلال نتایج عددی از مش بندی<sup>۴</sup>

برای زدودن و کاهش هرگونه خطا به علت درستی یا ابعاد نامناسب مش بندی میدان سیال و استقلال نتایج تحلیل از تاثیرات مش بندی مدل عددی، مدل‌سازی با تعداد مش بندی متفاوت برای بررسی تأثیر تعداد مش‌ها انجام گرفت و برای بررسی، مدل لوله گردابه‌ای در نسبت جرمی گاز سرد برابر  $\alpha=0.3$  در نظر گرفته شد و پارامترهای کلیدی

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

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

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[ u_i \rho \left( h + \frac{1}{2} u_j u_j \right) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right] \quad (3)$$

$$k_{eff} = K + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \quad (4)$$

$$P = \rho RT \quad (5)$$

علاوه بر معادلات فوق، باید معادلات مربوط به مدل آشفتگی k-ε نیز همزمان حل شوند. این معادلات عبارتند از:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (7)$$

که در این معادلات  $G_k$  نشان دهنده تولید انرژی جنبشی آشفتگی به علت گرادیان سرعت میانگین،  $G_b$  نشان دهنده تولید انرژی جنبشی آشفتگی در اثر نیروی شناوری و  $Y_M$  نشان دهنده سهم نوسانات سرعت در جریان آشفته تراکم پذیر می‌باشد.  $\sigma_k$  و  $\sigma_\epsilon$  نمایانگر عدد پراگندگی به ترتیب برای  $k$  و  $\epsilon$  هستند.  $C_{1\epsilon}$ ،  $C_{2\epsilon}$  و  $C_{3\epsilon}$  نیز ثابت می‌باشند که برابرند با:

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, C_{3\epsilon} = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$$

ویسکوزیته توربولانس  $\mu_t$  نیز با توجه به مقادیر  $k$  و  $\epsilon$  به ترتیب زیر محاسبه می‌گردد:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (8)$$

فرضیات به کار رفته در این تحقیق به شرح ذیل می‌باشد:

- ۱- جریان تراکم پذیر می‌باشد.
- ۲- سیال عامل هوا می‌باشد.
- ۳- جریان درون دستگاه لوله گردابه‌ای شدیداً آشفته می‌باشد.
- ۴- پارامترهای هندسی لوله از قبیل طول، قطر و ابعاد نازل ثابت می‌باشند.

روش حجم محدود توسط نرم افزار Fluent بر روی یک شبکه بندی سه بعدی نشان داده شده در شکل ۴ به همراه شرایط مرزی که در بخش بعدی بیان می‌شود، اعمال می‌گردد. برای گسسته سازی معادلات از روش مرتبه دوم بالادست<sup>۱</sup> استفاده می‌شود و الگوریتم SIMPLE نیز برای حل معادلات مومنتوم و انرژی همزمان به کار می‌رود.

#### ۳- شرایط مرزی

##### الف) ورود

برای مرز ورودی به لوله گردابه‌ای مطابق مدل CFD بکار گرفته شده توسط مرجع اسکای و همکاران [۲۰] از شرط مرزی دبی جرمی ورودی<sup>۱</sup> استفاده شده که با دبی جرمی کل، دمای سکون و جهت

<sup>3</sup> Pressure Outlet

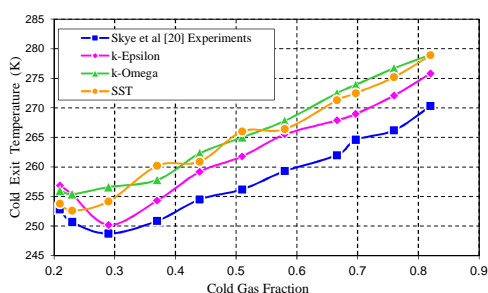
<sup>4</sup> Grid Independency Study

<sup>1</sup> Second Order Upwind

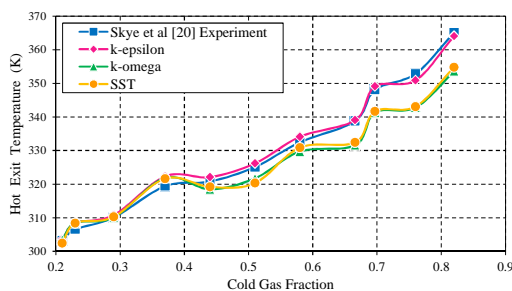
<sup>2</sup> Mass Flow Inlet

مقایسه نتایج حاصل از مدل سازی عددی حاضر تطابق خوب مدل آشفتگی k-ε را با نتایج آزمایشگاهی نشان می دهد. در اشکال ۷ و ۸ جدایش دمایی به دست آمده در خروجی های سرد و گرم با مدل های مختلف آشفتگی با نتایج آزمایشگاهی اسکای وهمکاران [۲۰] مقایسه شده است.

همانطور که در شکل های ۷ و ۸ نشان داده شده است، دمای محاسبه شده برای گاز خروجی گرم ( $T_h$ ) در اکثر مدل های توربولانس تطابق خوبی با نتایج آزمایشگاهی دارد در حالیکه نتایج به دست آمده برای دمای گاز خروجی سرد ( $T_c$ ) با مدل k-ε بهترین تطابق را با داده های تجربی نشان می دهد.



شکل ۷- دمای گاز در خروجی سرد به ازای مدل های مختلف آشفتگی



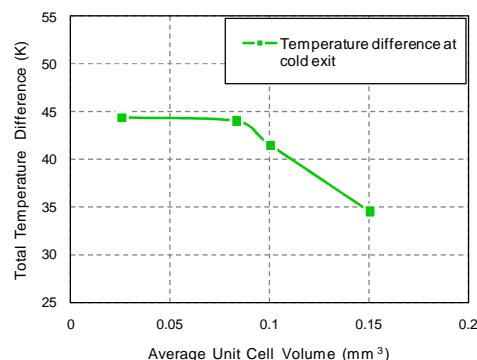
شکل ۸- دمای گاز در خروجی گرم به ازای مدل های مختلف آشفتگی

بنابراین می توان نتیجه گرفت که مدل آشفتگی k-ε از دقت و توانایی بیشتری نسبت به سایر مدل ها در شبیه سازی جریان چرخشی در لوله گردابه ای برخوردار است و می توان از این مدل برای طراحی و بهینه سازی عددی لوله گردابه ای با دقت بسیار خوب استفاده کرد.

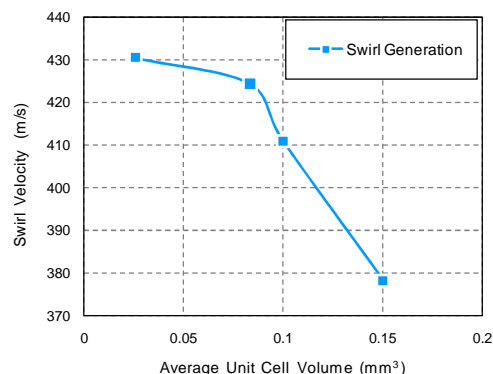
### ۳-۴- مقایسه نتایج عددی با تجربی و اعتبار دهی به نتایج عددی

نتایج حاصل از مدل عددی با نتایج آزمایشگاهی [۲۰] مقایسه شده است و تمامی مقایسات بین مدل و داده های تجربی بر اساس مقدار نسبت جرمی در خروجی سرد<sup>۲</sup> گزارش شده است. شکل ۹ مقایسه جدایش دمایی ایجاد شده را در خروجی سرد نشان می دهد. همانطور که مشاهده می شود جدایش دمایی حاصل از مدل عددی در خروجی سرد در کمترین کسر جرمی سرد در حدود ۳۷<sup>o</sup>C می باشد

مانند جدایش دمایی در خروجی سرد و سرعت چرخشی<sup>۱</sup> در محفظه چرخش، معیار مقایسه قرار گرفت که با توجه به بررسی انجام شده برای حجم المان های کمتر از 0.0275 mm<sup>3</sup> (تعداد المان بیش از 160000) تغییر در نتایج بسیار اندک بوده و تاثیری نخواهد داشت. در نتیجه با توجه به پایداری و ثابت شدن تقریبی نتایج که استقلال نتایج تحلیل را از تاثیرات مش بندی نشان می دهد، برای کاهش زمان محاسبات از همان تعداد المان استفاده شده است. همچنین برای بررسی مدل های دیگر که با تغییر نازل مواجه هستند سعی بر استفاده از المان هایی با حجم متوسط المان های مدل بررسی شده برای استقلال از مش شده است. نتایج در شکل ۵ و ۶ نشان داده شده است.



شکل ۵- استقلال از مش بندی بر مبنای حداکثر جدایش دمایی سرد



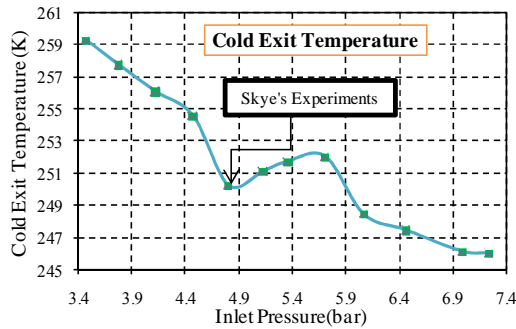
شکل ۶- استقلال از مش بندی بر مبنای حداکثر سرعت چرخشی در محفظه چرخش

### ۴-۲- بررسی مدل آشفتگی

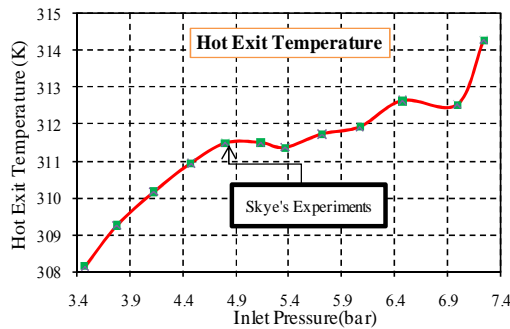
همانطور که ذکر شد مدل در نظر گرفته شده یک مدل سه بعدی چرخشی با تقارن محوری می باشد که مدل های آشفتگی k-ε و k-ω و SST برای شبیه سازی اغتشاش جریان به کار گرفته شده است تا تأثیر انواع مدل های آشفتگی در مدل سازی پدیده جدایش انرژی در جریان چرخشی و تراکم پذیر در لوله گردابه ای قابل بررسی باشد. علاوه بر این سعی بر مدل سازی مساله با مدل های دیگر آشفتگی نظیر k-ε RNG و RSM نیز شد که برای هندسه در نظر گرفته شده به کارگیری این مدل های آشفتگی با عدم همگرایی در میدان حل همراه بود.

<sup>2</sup> Cold mass fraction

<sup>1</sup> Swirl Velocity



شکل ۱۱- دمای خروجی سرد به ازای فشارهای کاری مختلف



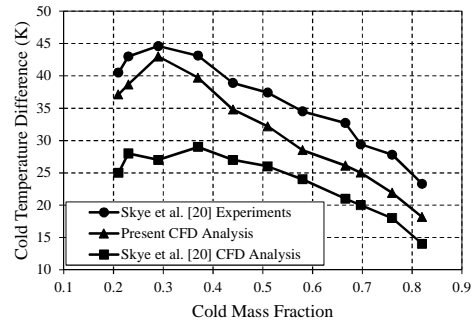
شکل ۱۲- دمای خروجی گرم به ازای فشارهای کاری مختلف

مطابق شکل ۱۱ با افزایش فشار ورودی، ابتدا دمای خروجی سرد کاهش می‌یابد که این مطابق انتظار و متناسب با نتایج مقالات قبلی در این زمینه می‌باشد. ولی در بازه ی  $4/8$  تا  $5/71$  بار با افزایش فشار ورودی، دمای خروجی سرد به جای اینکه کاهش یابد، افزایش می‌یابد. ولی از فشار  $5/71$  بار به بعد افزایش فشار منجر به کاهش دمای خروجی سرد و در نتیجه افزایش میزان سرمایش تولید شده توسط لوله گردابه‌ای می‌گردد. مطابق شکل ۱۲، روند کلی تغییرات دمای خروجی گرم به ازای افزایش فشار ورودی به صورت افزایشی می‌باشد. هرچند در بازه  $5/13$  تا  $7$  بار نوساناتی مشاهده می‌شود. همانطور که ذکر شد، لوله گردابه‌ای در اکثر کاربردهای صنعتی برای سرمایش استفاده می‌شود نه گرمایش. به همین خاطر رفتار دما در خروجی سرد از اهمیت بیشتری برخوردار است تا در خروجی گرم.

در شکل ۱۱ ملاحظه می‌شود که در بازه فشاری  $3/47$  تا  $5/71$  کمترین دمای مشاهده شده در خروجی سرد، مربوط به فشار کاری  $4/8$  بار (فشار مربوط به مدل تجربی اسکای [۲۰] می‌باشد که برابر  $250.24$  K است. حال اگر بخواهیم دما پایین تر از این مقدار بیاید باید فشار را تا حداقل  $6$  بار افزایش دهیم. می‌دانیم که افزایش فشار مستلزم صرف هزینه بالاتر می‌باشد و ممکن است این میزان افزایش از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه نباشد. برای نمونه اگر فشار ورودی را  $50\%$  درصد نسبت به فشار کاری  $4/8$  بار اسکای [۲۰] افزایش دهیم و به حدود  $7/24$  بار برسائیم، ملاحظه می‌شود که تنها  $4/2$  کلون افزایش میزان سرمایش را داریم و این توجیه اقتصادی ندارد.

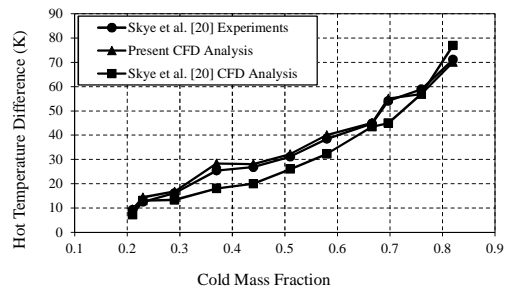
شکل ۱۳ نحوه توزیع دمای کل در سرتاسر لوله برای مدل با فشار کاری  $4/8$  بار می‌باشد. بیشینه مقادیر برای دمای کل، در نزدیکی دیواره لوله گردابه‌ای ملاحظه می‌گردد و در دیواره به علت اعمال شرط عدم لغزش، دمای کل با افزایش مواجه است. در هسته مرکزی

که با افزایش در میزان نسبت جرمی در خروجی سرد تا  $0/3$ ، جدایش دما در خروجی سرد تا  $44^\circ\text{C}$  افزایش می‌یابد از این نقطه به بعد افزایش نسبت جرمی در خروجی سرد، با کاهش تفکیک دما در این ناحیه همراه است.



شکل ۹- جدایش دمایی به دست آمده در خروجی سرد

در ناحیه خروجی گرم که در شکل ۱۰ نمایش داده شده است، در نسبت جرمی  $0/2$  در خروجی سرد، کمترین جدایش دمایی در خروجی گرم مشاهده می‌شود. با افزایش نسبت جرمی در خروجی سرد، جدایش دمایی در ناحیه خروجی گرم با یک سیر صعودی افزایش می‌یابد به طوری که در نسبت جرمی  $0/81$  در خروجی سرد، جدایش دما در خروجی گرم تا  $70$  درجه افزایش می‌یابد. با توجه به نمودارهای ارائه شده تطابق قابل قبولی بین مدل سه بعدی و مدل تجربی موجود مشاهده می‌شود بطوریکه حداکثر میزان خطا در حدود  $10\%$  درصد می‌باشد. همانطور که پیداست مدل سه بعدی تحلیل حاضر بهتر از مدل دو بعدی اسکای [۲۰] جواب می‌دهد و نتایج حاصل از آن خصوصاً در خروجی سرد به نتایج تجربی نزدیکتر است.



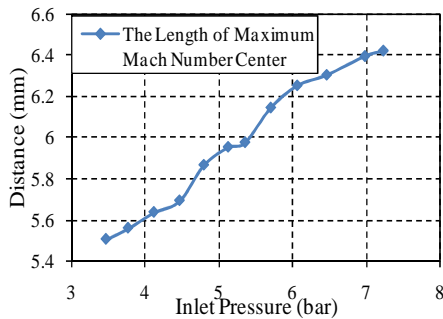
شکل ۱۰- جدایش دمایی به دست آمده در خروجی گرم

#### ۴-۴- بررسی اثر فشار ورودی روی عملکرد لوله گردابه‌ای

به منظور بررسی اثر فشار ورودی، عملکرد دستگاه تحت بازه فشار از  $3/47$  تا  $7/24$  بار مطالعه شده است. باید ذکر کرد که فشار معادل عملکرد آزمایشگاهی مدل اسکای [۲۰] برابر  $4/8$  بار می‌باشد. از این رو چند فشار کاری پایین و بالای این مقدار بررسی شده است. شکل‌های ۱۱ و ۱۲ میزان جدایش انرژی در خروجی های سرد و گرم را نشان می‌دهد. نتایج ارائه شده در این بخش به ازای نسبت جرمی  $0/3$  در خروجی سرد می‌باشد.

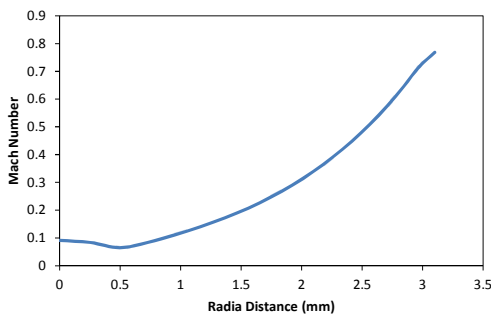


بگیریم و فاصله مرکز این هسته را تا ورودی نازل با  $S$  نمایش دهیم، نتایج بررسی شده نشان می‌دهد که با افزایش فشار ورودی، فاصله  $S$  به تدریج افزایش می‌یابد و هسته پرفشار از نازل فاصله می‌گیرد و به سمت خروجی نازل بعدی حرکت می‌کند. این تغییرات در شکل ۱۵ نشان داده شده است.



شکل ۱۵- تغییرات فاصله مرکز هسته پرفشار تا ورودی نازل بر اثر افزایش فشار ورودی

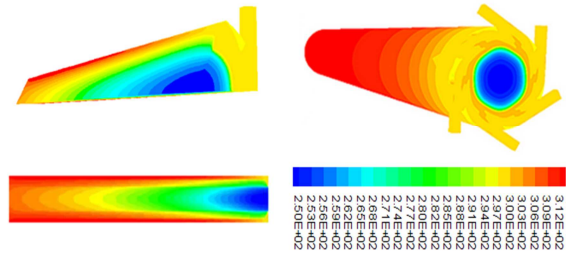
شکل ۱۶ نحوه تغییرات عدد ماخ را در راستای شعاعی در محفظه چرخش نشان می‌دهد. همانطور که از شکل پیداست، هرچه در راستای شعاعی از مرکز دور شویم، مقدار عدد ماخ افزایش می‌یابد و دلیل آن هم این است که با دور شدن از مرکز محفظه، مقدار  $r$  افزایش پیدا می‌کند و متعاقباً مقدار سرعت محوری و اندازه ماخ نیز زیاد می‌شود.



شکل ۱۶- تغییرات عدد ماخ در طول خط شعاعی گذرنده از محفظه چرخش

از طریق میدان سرعت محاسبه شده، خطوط مسیر برای المان‌هایی از سیال در کسر جرمی سرد  $0/3$  در مختصات سه بعدی در شکل ۱۷ نشان داده شده است. المان‌هایی از سیال که از خروجی سرد تخلیه می‌شوند با یک حرکت چرخشی به سمت انتهای لوله گردابه‌ای پیشروی می‌کنند. بخشی از المان‌های سیال در طول اولیه لوله گردابه‌ای به سمت خروجی سرد حرکت می‌کنند و المان‌های دیگر سیال تا انتهای گرم لوله گردابه‌ای حرکت می‌کنند و در نزدیکی انتهای لوله جهت مسیر خود را تغییر داده و حرکت خود را به سمت خروجی سرد آغاز می‌کنند که در طی این مسیر با کاهش حرکت چرخشی همراه هستند. قسمتی دیگر از المان‌های سیال نیز پس از ورود به لوله گردابه‌ای در ناحیه محیطی با یک حرکت چرخشی به سمت خروجی گرم جریان می‌یابند. مشاهده می‌شود که بر هم کنش بین جریان در خروجی گرم و خروجی سرد در فاصله ای قبل از

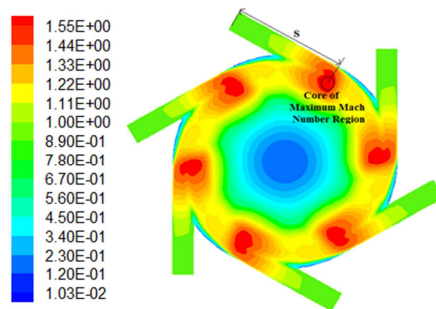
لوله دما نسبت به دیواره پایین تر می‌باشد و با حرکت جریان سیال از خروجی گرم به سمت سرد، کاهش تریجی دما را داریم. همچنین در این شکل افزایش دما در جهت شعاعی و به طرف دیواره لوله گردابه‌ای دیده می‌شود.



شکل ۱۷- توزیع دمای کل در سرتاسر لوله گردابه‌ای

کانتور دمای کل برای لوله گردابه‌ای در نسبت جرمی سرد  $0/3$  نشان دهنده حداکثر دمای خروجی گاز گرم برابر با  $311/5$  کلوین و حداقل دمای گاز سرد برابر  $250/24$  کلوین می‌باشد. تغییرات دمای کل نشان می‌دهد کاهش گرادیان دمای کل در نواحی نزدیک به خروجی گرم می‌باشد.

تغییرات فشار در داخل لوله گردابه‌ای، تغییرات عدد ماخ را به دنبال دارد. بنابراین بررسی عدد ماخ در داخل میدان می‌تواند در کمک به فهم جریان موثر باشد (شکل ۱۴). در این شکل نحوه تغییرات عدد ماخ در داخل محفظه چرخش<sup>۱</sup> نمایش داده شده است. همانطور که از شکل مشاهده می‌شود، جریان در ورودی نازل به صورت فروصوت<sup>۲</sup> ولی با ماخ بالا (حدود  $0/9$ ) می‌باشد. با حرکت سیال در طول نازل و ورود آن به داخل محفظه چرخش، عدد ماخ افزایش می‌یابد و جریان فروصوت<sup>۳</sup> می‌شود. با ادامه حرکت سیال در داخل محفظه، عدد ماخ پس از رسیدن به بیشینه مقدار خود، کاهش می‌یابد و جریان یکباره فروصوت می‌شود و این بیانگر رخ دادن شوک<sup>۴</sup> در داخل محفظه چرخش می‌باشد که همراه با افت‌هایی در سیستم از جمله فشار می‌باشد.

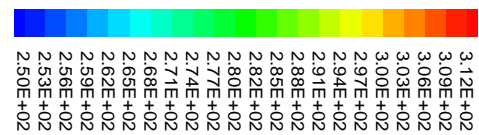
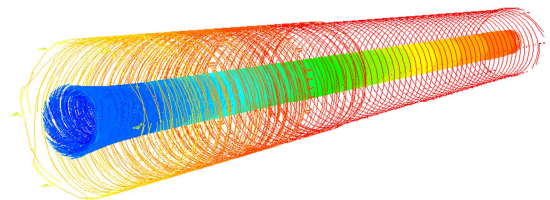


شکل ۱۴- کانتور توزیع عدد ماخ در محفظه چرخش

اگر محلی را که عدد ماخ در آنجا بیشینه است (با رنگ قرمز در کانتور نمایش داده شده است) به صورت یک هسته با ماخ بالا در نظر

<sup>1</sup> Vortex chamber  
<sup>2</sup> Subsonic  
<sup>3</sup> Supersonic  
<sup>4</sup> Shock

خروجی گرم اتفاق می افتد. بنابراین عمده جدایش انرژی قبل از این نقطه ایجاد می شود. با توجه به خطوط مسیر به دست آمده به وضوح مشاهده می شود که در نسبت های جرمی پایین در خروجی سرد، برگشت جریان به انتهای سرد در نزدیکی انتهای گرم لوله صورت می پذیرد.



دمای شکل ۱۷- خطوط مسیر برای سیال در لوله گردابه‌ای بر حسب کل

#### ۴-۵- بررسی قانون دوم ترمودینامیک برای لوله گردابه‌ای

طبق بیان کلایزیوس از قانون دوم ترمودینامیک، امکان انتقال گرما از یک منبع سرد به یک منبع گرم بدون انجام کار وجود ندارد. لوله گردابه‌ای فاقد کار ورودی می باشد و ممکن است این سؤال در ذهن نقش ببندد که آیا این وسیله قانون دوم ترمودینامیک را ارضا می کند یا ناقض آن است.

برای آنالیز این کار، دبی هوای ورودی را  $\dot{m}_i$ ، خروجی سرد را

$\dot{m}_c$  و خروجی گرم را  $\dot{m}_h$  می گیریم و طبق قانون بقای جرم داریم:

$$\dot{m}_i = \dot{m}_c + \dot{m}_h \quad (8)$$

چون انتقال گرما و کار به سیستم وارد یا خارج نمی شود پس قانون اول ترمودینامیک برای سیستم به صورت زیر نوشته می شود:

$$(\dot{m}_c + \dot{m}_h)h_i = \dot{m}_c h_c + \dot{m}_h h_h \quad (9)$$

چون هوا را از ابتدا گاز ایده آل در نظر گرفتیم، پس معادله ۹ به صورت زیر درمی آید.

$$(\dot{m}_c + \dot{m}_h)T_i = \dot{m}_c T_c + \dot{m}_h T_h$$

که  $T_i$ ،  $T_c$  و  $T_h$  به ترتیب دمای هوای ورودی، خروجی سرد و خروجی گرم می باشند. طبق تعریف  $\alpha$  در رابطه (۱۱) و جایگذاری در معادله ۱۲ داریم:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{in}} \quad (11)$$

$$T_i = \alpha T_c + (1 - \alpha)T_h \quad (12)$$

تغییرات آنتروپی در طی فرایند از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$\Delta \dot{S} = \dot{m}_c s_c + \dot{m}_h s_h - \dot{m}_i s_i \quad (13)$$

$$= \dot{m}_c (s_c - s_i) + \dot{m}_h (s_h - s_i)$$

با فرض هوا به عنوان گاز ایده آل روابط زیر را داریم:

$$s_c - s_i = c_p \ln\left(\frac{T_c}{T_i}\right) - R \ln\left(\frac{P_c}{P_i}\right) \quad (14)$$

$$s_h - s_i = c_p \ln\left(\frac{T_h}{T_i}\right) - R \ln\left(\frac{P_h}{P_i}\right) \quad (15)$$

در روابط فوق  $P_i$ ،  $P_c$  و  $P_h$  به ترتیب فشار هوای ورودی، خروجی سرد و خروجی گرم می باشند. رابطه (۱۳) را می توان به شکل زیر بازنویسی نمود.

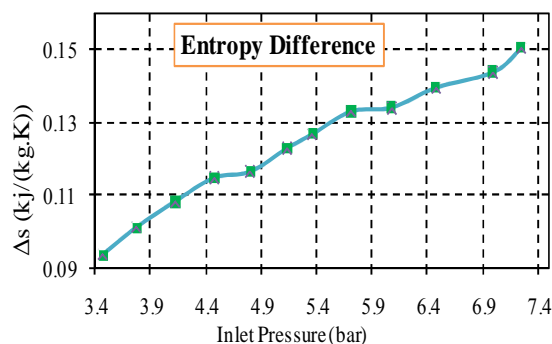
$$\Delta s = \frac{\Delta \dot{S}}{\dot{m}_i} = \alpha \left[ c_p \ln\left(\frac{T_c}{T_i}\right) - R \ln\left(\frac{P_c}{P_i}\right) \right] + (1 - \alpha) \left[ c_p \ln\left(\frac{T_h}{T_i}\right) - R \ln\left(\frac{P_h}{P_i}\right) \right] \quad (16)$$

می دانیم که هوای خروجی های لوله گردابه ای به محیط تخلیه می شود، پس  $P_h = P_c = P_a$  و رابطه (۱۳) را به صورت زیر بازنویسی می کنیم.

$$\Delta s = c_p \left\{ \ln \left[ \left(\frac{T_c}{T_i}\right)^\alpha \left(\frac{T_h}{T_i}\right)^{1-\alpha} \right] - R \ln \left[ \left(\frac{P_a}{P_i}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\} \quad (17)$$

$C_p$  و  $k$  مقادیر ثابتی به ترتیب برابر  $1/0.4$  و  $1/4$  دارند. با جایگذاری مقادیر بالا به ازای مقادیر مختلف دماهای خروجی های سرد و گرم و فشارهای ورودی، مقادیر  $\Delta s$  طبق نمودار شکل ۱۸ بدست می آید. همانطور که از شکل دیده می شود به ازای فشارهای کاری مختلف، تمامی مقادیر  $\Delta s$  مثبت و بزرگتر از صفر بدست می آیند و این بیانگر این نکته است که قانون دوم ترمودینامیک برای لوله گردابه ای صادق است و نقض نمی شود.

شکل ۱۸ بیانگر نکته مهم دیگری نیز می باشد که به ازای افزایش فشار ورودی، تولید آنتروپی و متعاقب آن میزان بی نظمی در سیستم نیز افزایش می یابد.



شکل ۱۸- اختلاف آنتروپی ایجاد شده به ازای فشارهای مختلف ورودی به لوله گردابه ای

#### ۵- نتیجه گیری

در این مطالعه با استفاده از نرم افزار Fluent و روش حجم محدود به مدل سازی پدیده جدایش انرژی در لوله گردابه ای پرداخته شد. هدف این مقاله بررسی و مطالعه اثر پارامتر فشار ورودی بود. حل عددی با تطابق با نتایج آزمایشگاهی اعتبار دهی اولیه شد. بررسی ها برای یافتن فشار ورودی بهینه جهت کاهش دمای خروجی سرد (افزایش میزان سرمایش) و نیز افزایش دمای خروجی گرم (افزایش



- Design Parameters of a Counterflow Vortex Tube, ENERGY, Vol. 31, pp. 2763–2772, 2006.
- [10] Eiamsa-ard, S., Experimental investigation of energy separation in a counter-flow Ranque-Hilsch vortex tube with multiple inlet snail entries, *Int. Comm. Heat and Mass Trans.*, Vol. 37, pp. 637–643, 2010.
- [11] Dincer, K., Baskaya S., and Uysal Z., Experimental investigation of the effects of length to diameter ratio and nozzle number on the performance of counter flow Ranque-Hilsch vortex tube, *Int. J. Heat mass trans.*, Vol. 44, pp. 367–373, 2008.
- [12] Polat K., and Kirmaci V., Determining of gas type in counter flow vortex tube using pairwise fisher score attribute reduction method, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 34, pp. 1372–1386, 2011.
- [13] Chang K., Li Q., Zhou G., and Li Q., Experimental investigation of vortex tube refrigerator with a divergent hot tube, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 34, pp. 322–327, 2011.
- [14] Behera U., Paul P.J., Kasthuriengen S., Karunanithi R., Ram S. N., Dinesh K., and Jacob S., CFD analysis and experimental investigations towards optimizing the parameters of Ranque–Hilsch vortex tube, *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 48, pp. 1961–1973, 2005.
- [۱۵] آخسه، سعید، پورمحمد نادر، بهینه‌سازی پارامتریک و بررسی جدایش انرژی در لوله گردابه‌ای، هفدهمین کنفرانس سالانه مهندسی مکانیک، تهران، دانشگاه تهران، اردیبهشت ۱۳۸۸.
- [16] Shamsoddini R., and HosseinNezhad A., Numerical analysis of the effects of nozzles number on the flow and power of cooling of a vortex tube, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 33, pp. 774–782, 2010.
- [17] Pourmahmoud N., and Bramo A.R., The Effect of L/D Ratio on The Temperature Separation in The Counter Flow Vortex Tube. *IJRRAS*, Vol. 6, pp. 60–68, 2011.
- [18] Ameri M., and Behnia B., The study of Key Design Parameters Effects on The Vortex Tube Performance, *J. Therm. Sci.*, Vol. 4, pp. 370–376, 2009.
- [19] Zhidkov M. A., Komarova G. A., Gusev A. P., and Iskhakov R. M., Interrelation between the Separation and Thermodynamic Characteristics of Three-Flow Vortex Tubes, *Chemical Petroleum Eng.*, Vol. 37, pp. 271–277, 2001.
- [20] Skye H.M., Nellis G.F., and Klein, S.A., Comparison of CFD Analysis to Empirical Data in a Commercial Vortex Tube, *Int. J. Refrig.*, Vol. 29, pp. 71–80, 2006.

میزان گرمایش) انجام شد. نتیجه حاکی از این است که فشار کاری مناسب هم سبب افزایش میزان سرمایش و گرمایش و هم کاهش هزینه‌ها می‌شود. برای لوله گردابه‌ای بررسی شده در این مقاله، فشار کاری مناسب ۴/۸ بار توصیه می‌گردد. بررسی عدد ماخ هم در محفظه چرخش تأییدی بر وقوع پدیده موج ضربه‌ای شوکی در این بخش از دستگاه لوله گردابه‌ای می‌باشد. وقوع این پدیده باعث ایجاد بازگشت ناپذیریها و افت‌هایی در سیستم می‌شود که می‌توان با راهکارهایی این افت‌ها را کاهش داد. با افزایش فشار ورودی، هسته پرفشار از نازل فاصله می‌گیرد و به سمت خروجی نازل بعدی حرکت می‌کند. نسبت جرمی جریان سرد کلیدی‌ترین پارامتر در کنترل دمای جریانهای خروجی سرد و گرم می‌باشد. به ازای افزایش فشار ورودی، تولید آنتروپی و متعاقب آن میزان بی‌نظمی در سیستم نیز افزایش می‌یابد. برای مقاصد سرمایشی استفاده از نسبت‌های جرمی سرد حدود ۰/۳ باعث جدایش بالاتری در خروجی سرد خواهد شد و برای مقاصد گرمایشی توصیه می‌گردد از نسبت جرمی سرد حدود ۰/۸ استفاده گردد.

## ۶- فهرست علائم

$k$	انرژی جنبشی اغتشاش، $m^2/s^2$
علائم یونانی	
$\epsilon$	نرخ پخش اغتشاش، $m^2/s^3$
$\rho$	چگالی، $kg/m^3$
$\sigma$	تنش، $N/m^2$
$\mu$	لزجت دینامیکی، $kg/(m.s)$
$\mu_t$	لزجت اغتشاشی، $kg/(m.s)$
$\tau$	تنش برشی، $N/m^2$
$\tau_{ij}$	مؤلفه‌های تانسور تنش

## ۷- مراجع

- [1] Pourmahmoud N., Hassanzadeh A., Motaby O., and Bramo A., Computational Fluid Dynamics Analysis of Helical Nozzles Effect on the Energy Separation in a Vortex Tube, *Therm. Sci.*, Vol. 16, No. 1, pp. 151–166, 2012.
- [2] Ranque G. J., Experiences Sur la Détente Giratoire Avec Simultanes d'un Echappement d'air Chaud et d'un Enchappement d'air Froid, *J. Phys. Radium*, Vol. 4, pp. 112–114, 1933.
- [3] Hilsch R., Die Expansion Von Gasen im Zentrifugalfeld als Kälteproze, *Z. Naturforschung*, Vol. 1, pp. 208–214, 1946.
- [4] Takahama H., Studies on Vortex Tube, *Bull. JSME*, Vol. 8, pp. 433–440, 1965.
- [5] Marshall J., Effect of operating conditions, physical size and fluid characteristics on the gas separation performance of a Linderstrom-Lang vortex tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 227–231, 1977.
- [6] Ahlborn B., Keller J.U., Staudt R., Treitz G., and Rebhan E., Limits of Temperature Separation in a Vortex Tube" *J. Phys. D: Appl. Phys.*, Vol. 27, pp. 480–488, 1994.
- [7] Saidi M. H., and Valipour M. S., Experimental modeling of vortex tube refrigerator, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, pp. 1971–1980, 2003.
- [8] Singh P.K., Tathgir R.G., Gangacharyulu D., and Grewal G.S., An experimental performance evaluation of vortex tube, *IE (I) Journal. MC*, Vol. 84, pp. 149–153, 2004.
- [9] Aydin O., and Baki M., An Experimental Study on the