

# بررسی عددی پدیده‌ی گذرای جدایش دما در لوله‌ی گرداب

محمدرضا میرجالی (دانشجوی دکتری)

کاوه قربانیان\* (استاد)

دانشکده‌ی مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی شریف

مهندسی مکانیک شریف (پیاپی ۱۴۰۰)  
دوره‌ی ۳-۲، شماره‌ی ۱، ص. ۱۵۳-۱۵۴

یکی از تجهیزات مورد استفاده در سیستم‌های تبرید، لوله‌ی گرداب<sup>۱</sup> است که در آن یک سیال پرفشار از طریق نازل‌های ورودی وارد لوله شده و به دو جریان با دماهای کم‌تر و بیشتر نسبت به دمای ورودی منشعب می‌شود. پژوهش حاضر، سعی در دستیابی به شناخت بهتر پدیده‌ی جدایش انرژی به روش شبیه‌سازی عددی دوبعدی یک مدل تقارن محور چرخشی در محیط نرم‌افزار فلوئنت ۱۸/۲ دارد. نوآوری این تحقیق در بررسی رفتار جریان به صورت حل گزراست. نتایج حاصله ضمن تأیید وجود گردابه‌های آزاد و اجباری، حاکی از آن است که المان‌های پیرامونی با حرکت به انتهای گرم و با دریافت انرژی از المان‌های مرکزی، به دمای بالاتری می‌رسند. بیشینه‌ی دمای کل، در نزدیکی دیواره رخ داده و به علت شرط عدم لغزش، دمای کل با کاهش مواجه است. همچنین، تغییرات دمای کل نشان می‌دهد که کاهش گرادیان دمای کل، در نواحی نزدیک به خروجی گرم است.

واژگان کلیدی: لوله‌ی گرداب، جدایش انرژی، حل گذرا، دینامیک سیالات محاسباتی.

## ۱. مقدمه

لوله‌ی گرداب یک وسیله‌ی ساده‌ی مکانیکی و فاقد اجزاء متحرک است. سیال پرفشار از طریق نازل‌های ورودی با سرعت چرخشی مماسی نسبتاً بالا وارد لوله‌ی گرداب شده و در خروج به دو جریان محوری سرد (با دمای کم‌تر از دمای ورودی) و گرم (با دمای بیشتر از دمای ورودی) منشعب می‌شود. در شکل ۱ شماتیک لوله‌ی گرداب نشان داده شده است.

لوله‌ی گرداب به صورت کاملاً اتفاقی در سال ۱۹۲۸ اختراع شد. جورجز رانک، متالورژیست و فیزیکدان فرانسوی، در حین آزمایش با یک پمپ از نوع گردابه‌یی متوجه خروج هوای گرم از یک طرف و هوای سرد از طرف مقابل شد. وی مشاهده‌اش را در سال ۱۹۳۲ به عنوان اختراع در فرانسه و در سال ۱۹۳۴ به عنوان اختراع در آمریکا ثبت کرد.<sup>[۱]</sup> مشاهدات نامبرده حاکی از آن بود که چنانچه گاز فشرده به صورت مماسی درون لوله تزریق شود، جریان‌هایی در دمای پایین‌تر و بالاتر تولید، و از طریق دو انتهای متفاوت لوله تخلیه می‌شود. رانک تقسیم جریان اولیه در لوله‌ی گرداب به جریان‌های سرد و گرم را ناشی از انبساط و انقباض گاز دانست.

برخورد اولیه‌ی جامعه‌ی دانشمندان و مهندسان با اختراع وی دلسرد کننده بود و به دلیل بازده ترمودینامیکی پایین در مقایسه با تجهیزات سرمایشی موجود،

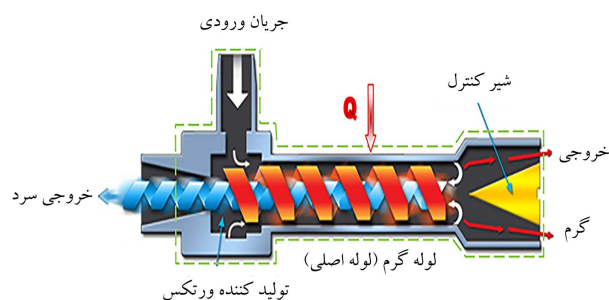
\* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۳۹۹/۱/۱۶، اصلاحیه ۱۳۹۹/۸/۱۱، پذیرش ۱۳۹۹/۸/۲۵.

DOI:10.24200/J40.2020.54808.1547

اختراع وی چند سال بدون هیچ‌گونه توجهی رها شد. در سال ۱۹۴۵ رادولف هیلش، فیزیکدان آلمانی، عملکرد لوله را بهبود بخشید و یافته‌های خود را در نوشتاری مهم در سال ۱۹۴۷ منتشر کرد.<sup>[۲]</sup> این نوشتار توسط افراد زیادی مطالعه و به طور بسیار مناسبی توسط جوامع علمی پذیرفته شد و در نتیجه پدیده‌ی تفکیک انرژی در لوله‌ی گرداب، به موضوع مورد علاقه افراد زیادی تبدیل شد. او بهینه‌سازی بزرگی روی هندسه‌ی لوله‌ی گرداب انجام داد و اگرچه فیزیک حاکم بر این فرایند را نتوانست توضیح دهد، موفق به اندازه‌گیری اختلاف دمای مابین جریان ورودی و جریان خروجی شد. به پاس مشارکت پژوهش‌گران مختلف در به وجود آوردن یک درک صحیح از دانش لوله‌ی گرداب، این وسیله را لوله‌ی گرداب رانک، لوله‌ی گرداب هیلش و لوله‌ی گرداب ماکسول - دیمن نامیده‌اند. در این نوشتار، لوله‌ی گرداب رانک - هیلش به اختصار لوله‌ی گرداب گفته می‌شود.

لوله‌ی گرداب، به عنوان خنک‌ساز و گرماساز موضعی، کاربرد وسیعی در صنعت دارد، از آن جمله می‌توان به مواردی مانند خنک‌سازی و کاهش دمای قالب‌های تزریق پلاستیک، کابین کنترل محفظه‌های الکتریکی، لنت‌های دوربین عکاسی و همچنین عملیات رطوبت‌زدایی گاز، آب‌بندی حرارتی، تنظیمات چسب‌ها و لایم‌ها و خشک کردن جوهر روی برچسب‌ها و بطری‌ها اشاره کرد. شامروک و همکاران به صورت تجربی، یک سیستم نو و مؤثر برای تولید آب شیرین از آب دریا به کمک لوله‌ی گرداب را بررسی کردند.<sup>[۳]</sup> همچنین آن‌ها از پیکربندی سری و موازی لوله‌های گرداب، موفق به نمک‌زدایی بیشتری از آب دریا شدند.<sup>[۴]</sup> فوتسو و همکاران از لوله‌ی



شکل ۱. شماتیک لوله‌ی گرداب و الگوی جریان.<sup>[۱]</sup>

گرداب و یک ژنراتور حرارتی خورشیدی برای دست‌یابی به حداکثر توان و مقادیر جریان در یک خودروی هیبریدی استفاده کردند.<sup>[۶]</sup>

با وجود گذشت حدود ۹۰ سال از پیدایش لوله‌ی گرداب و کاربردهای متنوع آن در صنایع گوناگون، متأسفانه هنوز درک مشترک و فراگیری از فیزیک حاکم به دست نیامده است. با در نظر گرفتن پیچیدگی فرایندهای ترمودینامیکی و سیالاتی که در داخل لوله‌ی گرداب رخ می‌دهد، تجزیه و تحلیل رفتار سیال در لوله‌ی گرداب با روش‌های تجربی، ریاضی، یا تحلیلی خالی از چالش نیست. جریان سیال به شدت برگشت‌ناپذیر، تراکم‌ناپذیر و روان است. بنابراین، نتایج ناشی از مدل‌سازی ریاضی چندان قابل اطمینان نبوده و نیز تاکنون نظریه‌ی واضحی برای توضیح پدیده‌ی تفکیک انرژی و جدایش دما در لوله‌ی گرداب ارائه نشده است.

هیلش با رد فرضیه‌ی رانگ درخصوص منبع انتقال حرارت در داخل لوله‌ی گرداب، نظریه‌ی ارائه کرد، مبنی بر این که گرادیان‌های سرعت زاویه‌ی در جهت شعاعی منجر به ایجاد گشتاور اصطکاکی بین لایه‌های مختلف جریان در حال دوران می‌شود. نتیجه‌ی این نظریه، انتقال انرژی توسط کار برشی از لایه‌های داخلی به سمت لایه‌های بیرونی است. این نظریه، مورد استفاده‌ی تعدادی از محققان مانند لوتینز و همکاران،<sup>[۷]</sup> فرولینگسگورد و همکاران<sup>[۸]</sup> و دایسلر - پرلمتر<sup>[۹]</sup> قرار گرفته است. به منظور تکمیل این نظریه، یک فرضیه از سوی آلبرن و همکاران<sup>[۱۰-۱۲]</sup> مطرح شد که حاکی از وجود یک میدان جریان ثانویه است که در انتقال انرژی در داخل لوله‌ی گرداب نقش دارد. در این فرضیه، یک میدان جریان سیال اولیه، شامل گرادیان‌های داخلی و خارجی، طول لوله را پوشش می‌دهد. از سوی دیگر، یک حلقه‌ی جریان ثانویه نیز وجود دارد که گرما را بین این دو جریان گردابی انتقال می‌دهد و به صورت سردکننده در یک چرخه‌ی ترمودینامیکی باز عمل می‌کند. پدیده‌ی جدایش دما در لوله‌ی گرداب از منظر دیگری توسط کوروساکا<sup>[۱۳]</sup> بررسی شده است. وی نخستین فردی بود که پدیده‌ی جدایی دما را به جریان ترموآکوستیک ناشی از مشخصات گردابه مربوط دانست.

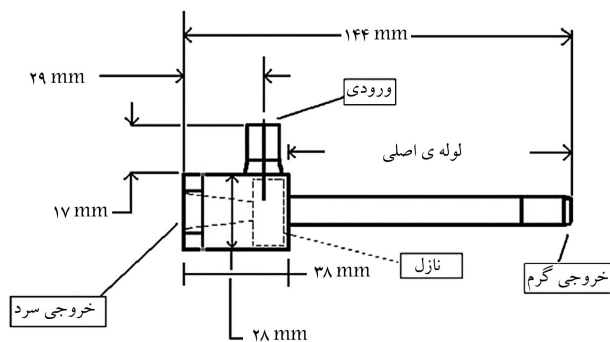
از زمان اختراع این لوله تاکنون، محققان زیادی لوله‌ی گرداب را با هدف بهبود عملکرد سیستم آن، با اکتشاف ساختار جریان درون لوله و شناسایی سازوکار حاکم مورد بررسی قرار داده اند. فولتن،<sup>[۱۴]</sup> یونگ،<sup>[۱۵]</sup> آلبرن<sup>[۱۶]</sup> و استفان،<sup>[۱۷]</sup> جدایش انرژی و پروفیل‌های سرعت و دما را به صورت تحلیلی، در لوله‌ی گرداب مورد مطالعه قرار دادند. سورین و خنیچ برخی تعاریف راجع به ضریب راندمان آگزیری برای دستگاه‌هایی که براساس تراکم و انبساط عمل می‌کنند مانند لوله‌ی گرداب را پیشنهاد دادند.<sup>[۱۸]</sup>

پس از رانگ و هیلش، محققان دیگری چون الس،<sup>[۱۹]</sup> مارتینوفسکی و الکسیف،<sup>[۲۰]</sup> تاکاهاما،<sup>[۲۱]</sup> براون،<sup>[۲۲]</sup> اسکای<sup>[۲۳]</sup> و رفیعی<sup>[۲۴]</sup> کارهای آزمایشگاهی

مهمی در رابطه با لوله‌ی گرداب انجام دادند. بالمر در ۱۹۹۸ با استفاده از آب - سیال غیر قابل تراکم به عنوان ماده فعال در سیستم لوله‌ی گرداب - به این نکته پی برد که اثر جدایش در لوله‌ی گرداب زمانی که فشار ورودی برابر ۱۰۳ مگاپاسکال است، همچنان وجود دارد.<sup>[۲۵]</sup> بهینه‌سازی کسر جرمی سرد، تعداد نازل‌ها و فشار ورودی موضوع تحقیق محمدی و فرهادی بود.<sup>[۲۶]</sup> آن‌ها همچنین در کار تحقیقاتی دیگری به وسیله‌ی لوله‌ی گرداب، به جداسازی گازها از مخلوط هیدروکربن پرداختند.<sup>[۲۷]</sup> آنها دریافتند که یک لوله‌ی گرداب با ۴ نازل، بیشترین میزان جداسازی گاز مایع از مخلوط گاز مایع با نیتروژن را دارد. نوع شیر کنترل می‌تواند تأثیر قابل توجهی در روند جداسازی دمایی داشته باشد. این تغییرات توسط رفیعی و صادقی‌آزاد<sup>[۲۸]</sup> و عبدال‌گیوم و همکاران<sup>[۲۹]</sup> بررسی و گزارش شده است. نتایج مشابه آنها این بود که شیر مخروط ناقص، به لحاظ خنک‌کنندگی و گرمایش، در مقایسه با سایر اشکال، بهترین عملکرد را ارائه می‌دهد. تعداد نازل‌ها و نسبت ابعاد نازل، نشان‌دهنده‌ی میزان شدت گاز تزریق شده و نحوه‌ی توزیع جریان گاز به محفظه‌ی گرداب است. سبکی و گرمایی با بررسی این عوامل،<sup>[۳۰]</sup> گزارش دادند که لوله‌ی گرداب با ۶ نازل، در مقایسه با تعداد نازل‌های پایین‌تر، بازده خنک‌کنندگی بیشتری ایجاد می‌کند. عطاءالله و همکارانش به صورت تجربی نشان دادند که لوله‌ی گرداب با ۳ نازل، در مقایسه با ۲ یا ۶ نازل، توان خنک‌کنندگی بیشتری تولید می‌کند.<sup>[۳۱]</sup>

در دهه‌های اخیر تلاش‌های متعددی برای استفاده از شبیه‌سازی‌های عددی به منظور بررسی رفتارهای جریان پیچیده در لوله‌ی گرداب انجام شده است؛ از جمله می‌توان به کارهای پینار،<sup>[۳۲]</sup> آخمسه،<sup>[۳۳]</sup> کرماجی،<sup>[۳۴]</sup> شمس‌الدینی و حسین‌نژاد،<sup>[۳۵]</sup> بهار<sup>[۳۶-۳۷]</sup> و فوریک<sup>[۳۸]</sup> اشاره کرد که تأثیر پارامترهای هندسی بر عملکرد لوله‌ی گرداب را مورد بررسی قرار دادند. مدل‌های آشفتگی مختلفی برای شبیه‌سازی جریان درون یک لوله‌ی گرداب به خدمت گرفته شده است. دووئا و همکاران با مقایسه‌ی مدل‌های آشفتگی مختلف در پیش‌بینی جدایش دما در یک لوله‌ی گرداب، نشان دادند که جدایش دما به وسیله‌ی مدل آشفتگی  $k - \epsilon$  همبستگی بهتری با نتایج تجربی دارد.<sup>[۳۹]</sup> مطالعات دیگر<sup>[۴۰]</sup> نشان داد که هیچ تفاوتی بین شرایط مرزی خروجی فشار<sup>۲</sup> و شرایط مرزی فشار در میدان دوردست<sup>۳</sup> برای استفاده از مدل‌های عددی وجود ندارد. رفیعی و صادقی‌آزاد،<sup>[۴۱]</sup> گازهای مختلفی به عنوان سیال عامل در لوله‌ی گرداب به کار بردند و نتیجه آن بود که دی‌اکسید نیتروژن بیشترین جدایی دمایی را ایجاد می‌کند.

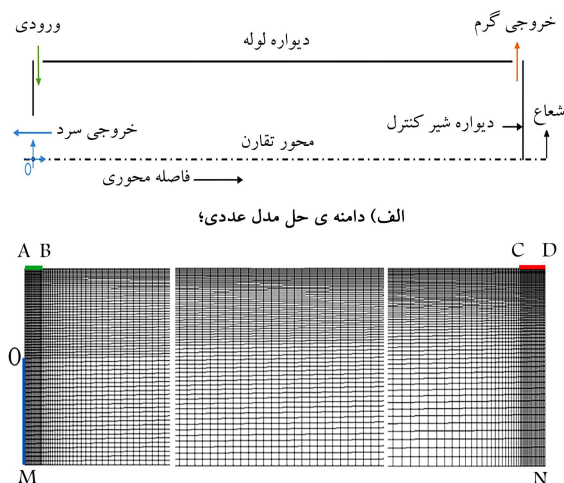
علیرزاده و ایرجی<sup>[۴۲]</sup> در مورد عملکرد لوله‌ی گرداب به نتایج جالبی دست یافتند: در اتصال لوله‌ی اصلی به محفظه‌ی گرداب، هنگامی که شعاع انحنای در محل اتصال برابر با ۱/۵ میلی‌متر باشد، جداسازی انرژی به بالاترین مقدار ممکن افزایش می‌یابد. رفیعی و صادقی‌آزاد<sup>[۴۳-۴۴]</sup> نتیجه گرفتند که یک لوله‌ی گرداب با لوله‌ی داغ همگرا (۱۰ درجه)، در مقایسه با لوله‌ی گرداب مستقیم، توانایی جداسازی بهتری دارد. باوند و همکاران به کمک شبیه‌سازی‌های سه‌بعدی نشان دادند که راندمان خنک‌کنندگی لوله‌ی گرداب با لوله‌ی مستقیم از لوله‌ی گرداب با لوله‌ی خمیده بیشتر است.<sup>[۴۵-۴۶]</sup> رفیعی و همکاران به صورت تجربی و عددی نشان دادند که یک زاویه‌ی بهینه برای انحنای لوله‌ی اصلی در لوله‌ی گرداب خمیده در مقایسه با لوله‌ی گرداب مستقیم وجود دارد که عملکرد خنک‌کنندگی را در این گونه از لوله‌ی گرداب‌ها افزایش می‌دهد. هدف اصلی آنها در این تحقیق یافتن بهترین زاویه برای انحنای لوله‌ی اصلی (برای لوله‌ی گرداب خمیده) بود تا بتوانند به بیشترین توان خنک‌کنندگی دست یابند که محدوده‌ی ۱۰ الی ۲۰ درجه را گزارش کردند.<sup>[۴۷]</sup> تجزیه و تحلیل عددی در تولید آنتروپی در لوله‌های گرداب دوماهه توسط کایت و همکاران مطرح شد.<sup>[۴۸]</sup> مروری بر تحقیقات انجام شده، یکی از مهم‌ترین گونه‌های تحقیقات علمی است



شکل ۲. طرح شماییک لوله‌ی گرداب مورد استفاده اسکای و همکاران. [۲۳]

جدول ۱. ابعاد هندسی لوله‌ی گرداب مورد استفاده اسکای و همکاران. [۲۳]

مقدار	پارامتر
۱۰۶	طول لوله (میلی‌متر)
۱۱/۴	قطر لوله (میلی‌متر)
۰/۹۷	عمق نازل (میلی‌متر)
۱/۴۱	پهنای نازل (میلی‌متر)
۸/۲	سطح مقطع کلی ورودی نازل (میلی‌متر مربع)
۶/۲	قطر خروجی سرد (میلی‌متر)
۳۰/۲	سطح مقطع خروجی سرد (میلی‌متر مربع)
۱۱	قطر خروجی گرم (میلی‌متر)
۹۵	سطح مقطع خروجی گرم (میلی‌متر مربع)



ب) شبکه بندی مورد استفاده در مدل سازی.

شکل ۳. طرح دوبعدی تقارن محوری از لوله‌ی گرداب مورد مطالعه همراه با شبکه‌ی تولید شده.

جدول ۲. نمونه‌ی ابعاد هندسی لوله‌ی گرداب مدل شده.

مشخصه هندسی	ابعاد (mm)
AB	ورودی ۰/۷
CD	خروجی گرم ۱
OM	شعاع خروجی سرد ۳/۱
DN	شعاع لوله ۵/۷
MN	طول لوله اصلی ۱۰۶

که می‌تواند دید مناسبی درمورد مفاهیم آثار قبلی ایجاد کند. [۲۹-۵۲] نتایج حاکی از آن است که مدل سه‌بعدی نسبت به مدل دوبعدی تقارن محوری برتری نسبی دارد. همچنین، در حل ناپایدار نسبت به حل پایدار، می‌توان ویژگی‌های ناپایدار میدان جریان چرخشی را مشاهده کرد. علاوه بر این، ساختار جریان را می‌توان با گذر زمان تجزیه و تحلیل کرد. استفاده از PIV<sup>۴</sup> و LDV<sup>۵</sup> روش‌های مناسب‌تری برای دستیابی به توزیع میدان سرعت در لوله‌ی گرداب هستند. همچنین، در مقاله مروری دیگری، لاگرانژور و همکاران [۵۰] به این نتیجه رسیدند که برای کارهای تجربی آینده، باید به‌طور خاص فشار خروجی سرد را - که یک پارامتر مهم برای عملکرد لوله‌ی گرداب محسوب می‌شود - کنترل کرد که کم‌تر به آن اهمیت داده شده است. از سوی دیگر، به بررسی میدان جریان داخل لوله‌ی گرداب با پیکربندی‌های مختلف اشاره شده است که می‌تواند به درک بهتر پدیده‌ی تجزیه‌ی گرداب<sup>۶</sup> و در نتیجه، پیش‌بینی بهتری برای قطر و طول لوله ارائه کرد.

شایان ذکر است که نتایج هریک از تحقیقات یاد شده محدود و مشروط است و جامع‌سازی آنها عاری از اشکال نیست. در حقیقت این نتایج به‌میزان زیادی تابع شرایط مسئله و هندسه بوده و به علت محدود بودن تعداد شبیه‌سازی‌های انجام شده، قابلیت تعمیم برای عموم شرایط را ندارند. در این‌گونه موارد، تنها دمای خروجی‌های سرد و گرم مد نظر قرار گرفته و روش حل عددی نیز به‌صورت پایا بوده است. در نوشتار حاضر، بررسی روش گذرا و تغییرات پارامترهای مؤثر از زمان شروع حل تا دسترسی به حالت پایدار مد نظر بوده است.

## ۲. مدل عددی

### ۲.۱. شرح هندسه و مدل استفاده شده

هندسه‌ی مورد استفاده در این نوشتار، از مشخصات لوله‌ی گرداب به کار رفته در آزمایش‌های اسکای و همکارانش [۲۳] گرفته شده است (شکل ۲)؛ ابعاد دقیق لوله‌ی گرداب مدل شده نیز در جدول ۱ آمده است.

در مطالعه‌ی تجربی مرجع، هوا از طریق ۶ نازل گسسته<sup>۷</sup> وارد لوله‌ی گرداب شده است ولی در مدل عددی کنونی، با استفاده از روش مشابه با روش مطالعاتی عددی انجام شده توسط اسکای و همکاران [۲۳] ورودی لوله‌ی گرداب به‌صورت حلقوی مدل شد. دامنه‌ی محاسباتی حاصل در مطالعه‌ی حاضر در شکل ۳ الف به تصویر کشیده شده است. همچنین، از نرم‌افزار گمبیت ۲.۴.۶ برای تولید شبکه‌هایی با سازمان مورد استفاده در تجزیه و تحلیل حاضر بهره گرفته‌ایم. شبکه‌ی تولید شده و مورد استفاده در طول مطالعه‌ی حاضر در شکل ۳ ب نشان داده شده است. پاره خط AB و CD به ترتیب مرز ورودی سیال متراکم و مرز خروجی گرم به‌صورت شعاعی، OM مرز خروجی سرد به‌صورت محوری، MN هم محور تقارن و سایر مرزها دیوار است. ابعاد هندسی مدل در جدول ۲ آمده است.

برای حل میدان دوبعدی جریان، از نرم افزار فلوئنت ۱۸/۲ و مدل آشفتگی  $k - \epsilon$  استاندارد با فرض مدل تقارن محور چرخشی در حالت گذرا استفاده شده است. دووتا و همکاران [۳۹] یک مدل عددی متقارن محوری را برای مقایسه‌ی تأثیر چهار مدل مختلف توربولانسی در پیش‌بینی جدایی دما به کار بردند. نتایج عددی برای مدل استاندارد  $k - \epsilon$  مطابقت بهتری با نتایج آزمایشگاهی داشت که توسط محققان دیگر هم تأیید شده است. برامو و پورمحمود [۵۴] نشان دادند که نتایج حاصل از مدل آشفتگی  $k - \epsilon$  نسبت به سایر مدل‌های آشفتگی تطابق بیشتری با نتایج

آزمایشگاهی اسکای و همکارانش دارد. یادآور می‌شود این مدل در محاسبه‌ی دما دقت کافی را دارد و به لحاظ محاسباتی نیز مقرون به صرفه است.

## ۲.۲. معادلات حاکم

معادلات حاکم بر میدان جریان برای بقای جرم، ممنتوم، انرژی و معادله‌ی حالت گاز عبارت‌اند از: [۵۵-۵۸]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (۱)$$

$$\frac{\partial (\rho V)}{\partial t} + \rho (\nabla \cdot V) V = -\nabla P + \nabla \cdot \tau \quad (۲)$$

$$\frac{\partial (\rho H)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V H) - \nabla \cdot \left( \frac{\lambda + \lambda_t}{c_p} \nabla H \right) = \frac{\partial P}{\partial t} \quad (۳)$$

$$P = \rho RT \quad (۴)$$

در رابطه‌ی ۴،  $\lambda_t$  ضریب هدایت حرارتی آشفته است که برحسب  $Pr_t$  از رابطه‌ی ۵ به دست می‌آید:

$$\frac{\lambda_t}{c_p} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (۵)$$

مقدار  $Pr_t$  برابر ۰/۸ پیشنهاد شده است. [۵۵-۵۹]

تانسور تنش نیز برای مدل آشفته‌گی  $k - \varepsilon$  از رابطه‌ی ۶ به دست می‌آید:

$$\tau = (\mu + \mu_t)(\nabla V + (\nabla V)^T) - \frac{2}{3}\delta \nabla \cdot V \quad (۶)$$

با توجه به این که جریان در لوله‌ی گرداب بسیار آشفته است، برای مدل‌سازی عددی جریان تراکم‌پذیر، باید علاوه بر معادلات ۱ تا ۶، هم‌زمان نسبت به حل معادلات مربوط به مدل آشفته‌گی  $k - \varepsilon$  نیز اقدام شود. این معادلات عبارت‌اند از:

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V k) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (۷)$$

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V \varepsilon) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 3} P_{\varepsilon b}) \quad (۸)$$

که در آن‌ها،  $P_k$  نشان‌گر تولید آشفته‌گی بر اثر نیروهای لزج است و از رابطه‌ی ۹ محاسبه می‌شود:

$$P_k = \mu_t \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \left( 3\mu_t \frac{\partial v_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (۹)$$

همچنین  $P_{kb}$  و  $P_\varepsilon$  نشان‌گر تأثیر نیروهای شناوری هستند. ضریب گرانیوی دینامیکی آشفته از رابطه‌ی ۱۰ محاسبه می‌شود:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (۱۰)$$

در روابط ۱ تا ۱۰ مقادیر ثابت تجربی وجود دارند که مقدار هر کدام برابر است با:

$$C_{\varepsilon 1} = ۱/۴۴, C_{\varepsilon 2} = ۱/۹۲, C_\mu = ۰/۰۹, \sigma_k = ۱/۰, \sigma_\varepsilon = ۱/۳$$

## ۳.۲. شرایط مرزی

شرایط مرزی مدل بر اساس مدل تجربی اسکای [۲۳] اعمال می‌شود. بنابراین، ورودی به صورت دبی جرمی ورودی ثابت<sup>۸</sup> با مقدار ۸/۳۴ (gr/s) و دمای سکون (K) ۲۹۴/۲ تنظیم شد. مؤلفه‌های شعاعی و مماسی سرعت به ترتیب با ۰/۲۵ و ۰/۹۷ سرعت کل در ورودی تنظیم شد. [۲۳] شدت توربولانس هم در ورودی با ۵ درصد تنظیم شد. خروجی سرد، شرط مرزی فشار ثابت خروجی<sup>۹</sup> مطابق مدل تجربی در نظر گرفته می‌شود. خروجی گرم هم به صورت شرط مرزی فشار متغیر خروجی اعمال شده، و مقدار آن تا دست‌یابی به نسبت دبی خروجی سرد به دبی جرمی ورودی تغییر می‌یابد. این پارامتر را نسبت دبی جرمی سرد<sup>۱۰</sup> می‌نامند که یکی از پارامترهای مهم طراحی در لوله‌ی گرداب بوده و از رابطه‌ی ۱۱ به دست می‌آید:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{cold}}{\dot{m}_{inlet}} \quad (۱۱)$$

همچنین، دیواره‌ها به صورت آدیاباتیک و با شرط عدم لغزش در نظر گرفته می‌شوند. سیال عامل در این مدل هواست که به صورت گاز کامل مدل شده است؛ ضرایب ظرفیت گرمایی ویژه و هدایت حرارتی از طریق نظریه‌ی انرژی جنبشی و لزجت سیال از روش ساترلند سه‌معادله‌یی محاسبه می‌شود.

## ۴.۲. روش حل مسئله

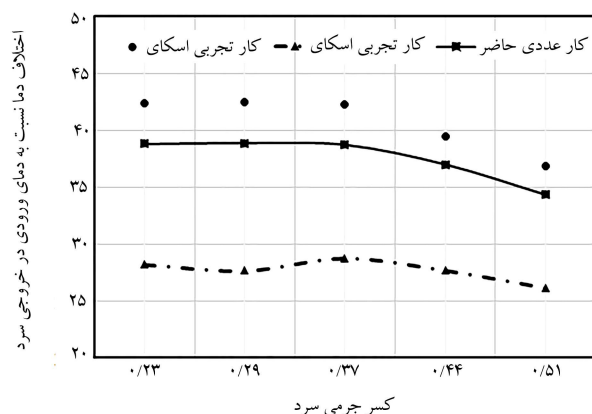
در پژوهش حاضر از روش فشار مبنای<sup>۱۱</sup> PISO به منظور کوپل معادلات فشار و سرعت استفاده شده است. در این راستا، دقت گسسته‌سازی کمیت‌های فشار، ممنتوم، سرعت چرخشی، چگالی، انرژی توربولانسی و نرخ اضمحلال آن مرتبه‌ی دوم بالادست<sup>۱۲</sup> است. همچنین، برای گرداب‌ها از رویکرد روش حداقل مربعات<sup>۱۳</sup> استفاده شده است. مقادیر ضرایب تخفیف<sup>۱۴</sup> نیز برای جملات مختلف در جدول ۳ آمده است.

با توجه به ناپایایی شبیه‌سازی‌های انجام شده در این پژوهش، معیار هم‌گرایی در هر گام زمانی به این صورت است که باقی‌مانده‌ی معادله‌ی پیوستگی دست کم ۶ مرتبه کاهش یابد. همچنین، معیار هم‌گرایی در شبیه‌سازی حل پایا بدین صورت است که معادله‌ی پیوستگی ۶ مرتبه کاهش می‌یابد و متوسط دما در مرزهای خروجی گرم و سرد در تعداد قابل توجهی تکرار بدون تغییر باقی بماند.

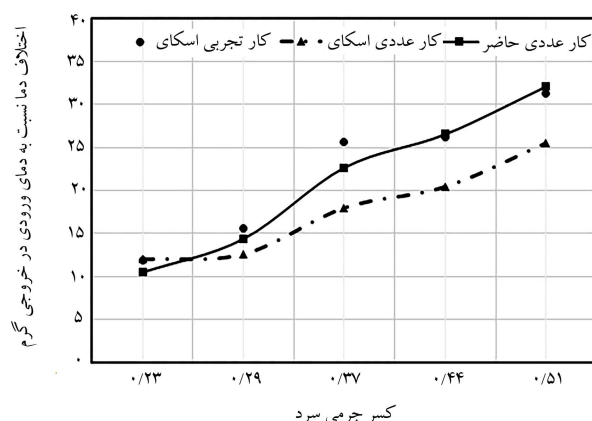
جدول ۳. ضرایب تخفیف استفاده شده در پژوهش حاضر.

مقدار	ضرایب تخفیف
۰/۳	فشار
۱	چگالی
۰/۷	ممنتوم
۰/۹	سرعت چرخشی
۰/۸	انرژی توربولانس
۰/۸	نرخ اضمحلال انرژی
۱	ویسکوزیته توربولانس
۱	انرژی
۱	نیروی بدنی





شکل ۵. جدایش دما در خروجی سرد برحسب کسر جرمی سرد.



شکل ۶. جدایش دما در خروجی گرم برحسب کسر جرمی سرد.

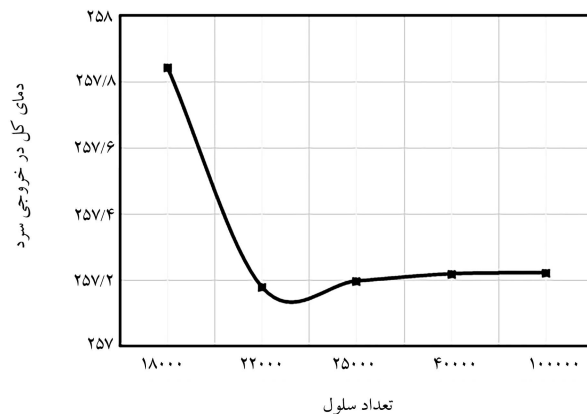
الف) تولید شبکه با کیفیت بهتر در این پژوهش نسبت به تحقیقات اسکای و همکاران؛

ب) در جریان‌های شدیداً غیرتعادلی مانند جریان در داخل لوله‌ی گرداب که فرض تعادلی موضعی<sup>۱۵</sup> در هر سلول برقرار نیست، دینامیک جریان به‌خصوص در نواحی چرخشی و نواحی مجاور دیوار تحت تأثیر عدم توازن نرخ تولید و نرخ میرایی انرژی آشفتگی است که این اثر در تابع دیواره غیرتعادلی<sup>۱۶</sup> لحاظ شده است. همچنین اثرگردان فشار بر پروفیل سرعت مجاور دیوار نیز به نحوی در این تابع دیوار لحاظ شده است. این مطلب در تحقیقات عددی اسکای و همکاران انجام نشده است؛

ج) در جریان‌های شدیداً چرخشی، نرخ تولید آشفتگی به میزان قابل ملاحظه‌یی تحت تأثیر نرخ چرخش، کرنش و خمیدگی خطوط جریان است که در روش استاندارد این اثر و محاسبه‌ی جمله تولید آشفتگی در نظر گرفته نمی‌شود. این موضوع در مسئله‌ی لوله‌ی گرداب مهم است و با اعمال این ضریب تصحیح<sup>۱۷</sup> تأثیر قابل ملاحظه‌یی بر دینامیک میدان جریان چرخشی می‌گذارد،<sup>[۶۰]</sup> که این موضوع نیز در تحقیقات عددی اسکای و همکاران انجام نشده است.

#### ۴. نتایج

پس از کسب اطمینان از صحت مدل توسعه یافته در این پژوهش، به شبیه‌سازی و بررسی پارامترهای مختلف در لوله‌ی گرداب در حالت گذرا پرداخته می‌شود. بدین



شکل ۴. تأثیر تعداد مش بر دمای کل در خروجی سرد برای  $\varepsilon = 0.44$ .

جدول ۴. مشخصات کیفیت شبکه در کار حاضر.

ورودی لوله	کنار دیواره	خروجی سرد	خروجی گرم
$y^+$	۱۵-۵۵	-	-
$A.R$	۱۲	۴	۲٫۵
Skewness	در اکثر مناطق بیش از ۰٫۹۵ است		

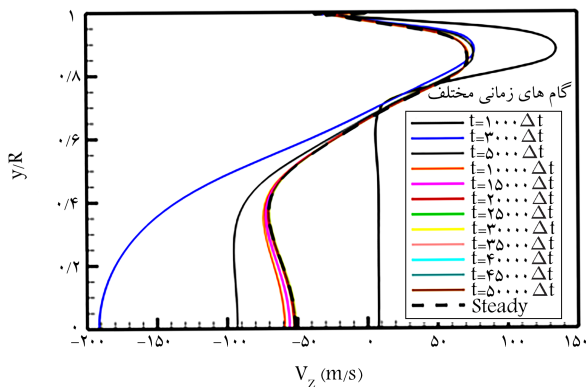
#### ۵.۲. بررسی استقلال نتایج عددی از مش‌بندی

آزمایش استقلال از شبکه برای مسئله‌ی لوله‌ی گرداب با افزایش وضوح شبکه و تراکم در نزدیکی نواحی حساس - مانند دیواره‌ها، ورودی، خروجی سرد و گرم لوله - انجام شده است. تجزیه و تحلیل شبیه‌سازی عددی با استفاده از تعداد سلول‌ها به اندازه‌ی ۱۸۰۰۰، ۲۲۰۰۰، ۲۵۰۰۰ و ۴۰۰۰۰ برای کسر جرمی سرد  $\varepsilon = 0.44$  و شرایط ورودی منطبق بر داده‌های آزمایشگاهی اسکای و همکاران<sup>[۲۳]</sup> انجام شد. نتایج نشان داد که هنگام کار در ۲۵۰۰۰ سلول درصد اختلاف نسبت به زمانی که با ۴۰۰۰۰ سلول استفاده می‌شود برای تغییر دمای سرد ۰٫۱ درصد است. با توجه به این تغییرات بسیار اندک نیازی به افزایش ۶۰ درصدی در تعداد سلول‌ها نیست که این امر باعث افزایش زمان و هزینه‌ی محاسباتی می‌شود، بنابراین شبکه‌ی تولید شده با ۲۵۰۰۰ سلول در این مطالعه استفاده شد. نمونه‌یی از چنین نتایجی در شکل ۴ ارائه شده است که رابطه‌ی بین تغییر دمای کل در خروجی سرد و تعداد سلول‌های شبکه را نشان می‌دهد. همچنین مشخصات شبکه استفاده شده در این پژوهش در جدول ۴ آورده شده است.

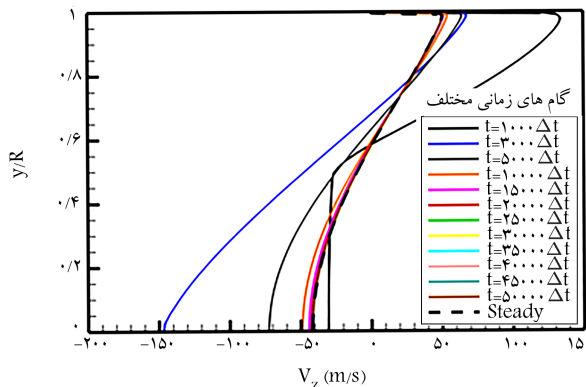
#### ۳. اعتبارسنجی مدل

در این بخش، دقت نتایج حاصل از مدل عددی با چند نقطه از نتایج آزمایشگاهی و مدل عددی اسکای و همکاران<sup>[۲۳]</sup> مقایسه شده است. مقایسه‌ی مدل عددی و داده‌های تجربی در شرایط مختلف، براساس مقدار نسبت جرمی در خروجی سرد گزارش شده است. در شکل ۵ جدایش دمای ایجاد شده در خروجی سرد و در شکل ۶ جدایش دمای ایجاد شده در خروجی گرم مقایسه شده است.

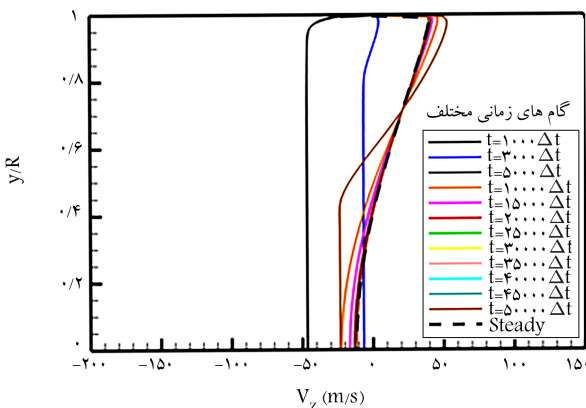
چنان که در شکل‌های ۵ و ۶ مشاهده می‌شود، تطابق نسبتاً خوبی بین نتایج مدل عددی حاضر و نتایج آزمایشگاهی وجود دارد و این در حالی است که نتایج مدل عددی این پژوهش به نتایج مدل عددی اسکای برتری دارند. علت این برتری را می‌توان خلاصه کرد در:



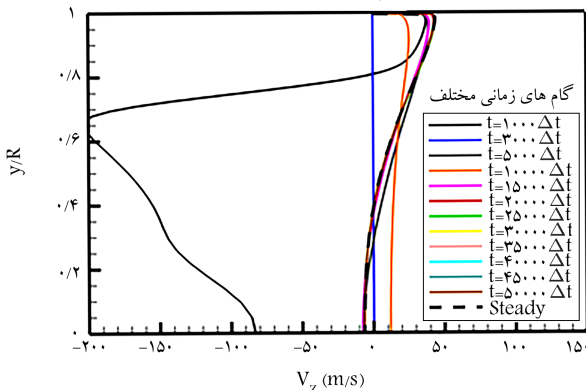
الف)  $X/L=0.1$



ب)  $X/L=0.2$



پ)  $X/L=0.5$



ت)  $X/L=0.98$

شکل ۹. پروفیل شعاعی سرعت محوری در مقاطع و زمان‌های مختلف.



شکل ۷. توزیع دمای کل در لوله‌ی گرداب برای حل پایدار پس از همگرایی حل.



شکل ۸. توزیع دمای کل در لوله‌ی گرداب برای حل گذرا پس از همگرایی حل.

منظور، در ابتدا، برای کسر جرمی سرد برابر با  $\alpha = 0.44$  حل پایدار را تکرار کرده و سپس بدون هیچ تغییری حل گذرا را با گام زمانی  $18$  برابر  $10^{-7} \times 2 = \Delta t$  اجرا می‌شود. در شکل‌های ۷ و ۸ کانتور دمای کل برای این دو حل آمده است و حاکی از یکسان بودن نتایج دارد.

برای بررسی رفتار جریان در لوله‌ی گرداب، پارامترهای ترمودینامیکی و سیالاتی جریان در زمان‌های مختلف از گام زمانی  $(\Delta t)$  و در چهار مقطع ذیل مورد بررسی قرار گرفت:

$$X/L = 0.1, \quad X/L = 0.2, \quad X/L = 0.5, \quad X/L = 0.98$$

نتایج حل گذرا در چهار مقطع یاد شده از دیدگاه تغییرات در سرعت محوری، سرعت چرخشی، سرعت شعاعی، عدد ماخ، فشارکل، فشاراستاتیک، دمای کل و دمای استاتیک مورد بررسی قرار گرفتند.

#### ۱.۴. تغییرات سرعت محوری در لوله‌ی گرداب با گذشت زمان

در شکل ۹ تغییرات سرعت محوری را در راستای شعاع لوله برای گام‌های زمانی مختلف در مقاطع مختلف طول لوله آورده شده است. در همه‌ی شکل‌ها در نقاطی سرعت جریان برابر صفر شده است که در بالای این نقطه و در نزدیکی کنار دیواره جهت جریان به سمت خروجی گرم و در زیر این نقطه (در ناحیه مرکزی) به سمت خروجی سرد است. بیشترین مقدار سرعت محوری با پیشروی در طول لوله‌ی گرداب به طرف خروجی گرم با افت زیاد به ویژه در ناحیه کنار دیواره مواجه می‌شود. همچنین، نقطه‌ی سکون به سمت مرکز لوله نزدیک‌تر و از دیواره دورتر می‌شود. به عنوان مثال، در شکل ۹ ت، در نقطه‌ی با مختصات  $y/R = 0.4$  و  $X/L = 0.98$  نقطه‌ی سکون رخ داده است.

#### ۲.۴. تغییرات سرعت چرخشی در لوله‌ی گرداب با گذشت زمان

در شکل ۱۰ نمودارهای سرعت چرخشی (مماسی) برای گام‌های زمانی مختلف در مقاطع مختلف ترسیم شده است. با مقایسه‌ی اندازه سرعت‌های محوری و چرخشی، مشاهده می‌شود که مقدار سرعت چرخشی بسیار بزرگ‌تر از سرعت محوری است و بیشترین مقدار آن در نزدیکی دیواره‌ی لوله است که مقدار آن در راستای خروجی گرم کاهش می‌یابد. تغییرات سرعت چرخشی در جهت شعاع، وجود گردابه‌های آزاد را نشان می‌دهد. یادآور می‌شود ضخامت نواحی‌یی که با رژیم گردابه‌های آزاد هدایت می‌شوند ( $V_\theta \propto 1/r$ ) در میدان جریان بسیار کم است، بنابراین، بیشترین جریان موجود در لوله با رژیم گردابه‌های اجباری ( $V_\theta \propto r$ ) هدایت می‌شود که در این نواحی مقدار سرعت با شعاع رابطه‌ی مستقیم دارد. به طور کلی، بررسی سرعت

داخل لوله‌ی گرداب نشان می‌دهد که سرعت جریان گرم در نزدیک دیواره بیشتر از جریان سرد مرکزی است.

#### ۳.۴. تغییرات سرعت شعاعی در لوله‌ی گرداب با گذشت زمان

در شکل ۱۱ نمودارهای سرعت شعاعی برای گام‌های زمانی مختلف در مقاطع مختلف ترسیم شده است. مقایسه‌ی اندازه سرعت شعاعی با سرعت‌های محوری و چرخشی، نشان می‌دهد که مقدار سرعت شعاعی بسیار کم‌تر از سرعت‌های محوری و چرخشی است و در مقایسه قابل صرف نظر است. با توجه به شکل‌های رسم شده، سرعت شعاعی در بخش زیادی از لوله تقریباً برابر صفر است.

#### ۴.۴. تغییرات عدد ماک در لوله‌ی گرداب با گذشت زمان

در شکل ۱۲ تغییرات عدد ماک مورد بررسی قرار گرفته است. همان طور که در شکل ۱۲ الف دیده می‌شود، جریان در ورودی فراصوت بوده و با ادامه حرکت سیال در داخل لوله عدد ماک پس از رسیدن به بیشترین مقدار خود، کاهش می‌یابد و جریان در حالت فروصوت به سمت خروجی گرم و سرد ادامه می‌یابد. این نکته بیان‌گر رخداد شوک در محفظه‌ی ورودی است که با افت‌هایی از جمله فشار در لوله‌ی گرداب همراه است. با توجه به شکل‌ها، هرچه در راستای شعاع از مرکز لوله دور می‌شویم مقدار  $r$  افزایش می‌یابد و در نتیجه سرعت و عدد ماک نیز افزایش می‌یابد. همچنین، با توجه به شکل‌ها مشاهده می‌شود که میدان جریان ترکیبی از جریان تراکم‌پذیر و تراکم‌ناپذیر است.

#### ۵.۴. تغییرات فشار کل در لوله‌ی گرداب با گذشت زمان

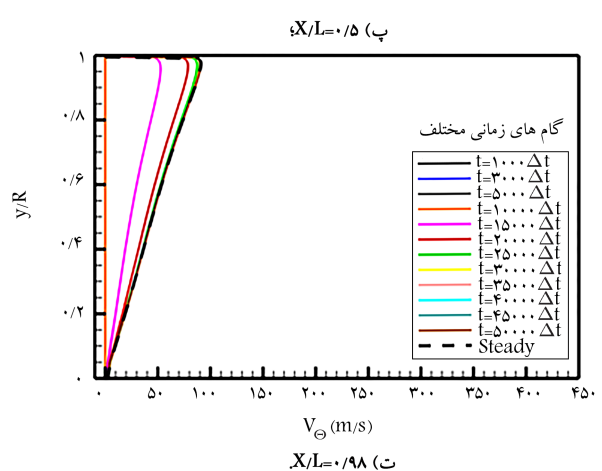
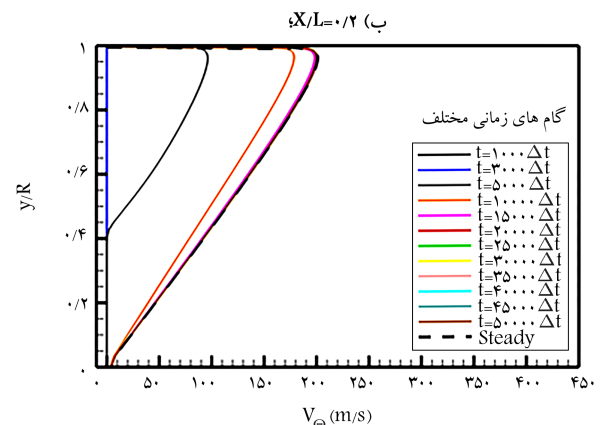
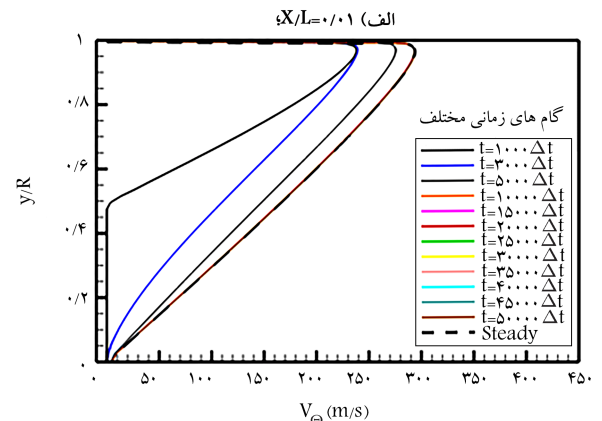
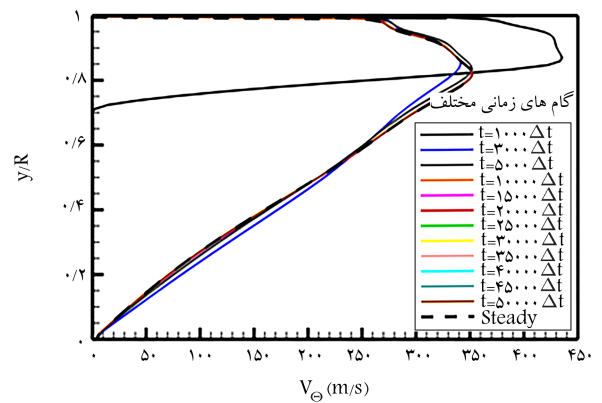
در داخل لوله‌ی گرداب، فشار در جهت شعاعی در تمامی مقاطع افزایش می‌یابد. اختلاف فشار بین لایه‌های درونی و محیطی با افزایش فاصله‌ی محوری از ناحیه‌ی ورودی کاهش می‌یابد. در ناحیه‌ی نزدیک به خروجی سرد تغییرات فشار کل زیاد است و در نواحی گسترده‌ی مرکز و نزدیک خروجی گرم تغییرات کم‌تر و توزیع فشار یکنواخت‌تر می‌شود (شکل ۱۳).

#### ۶.۴. تغییرات فشار استاتیک در لوله‌ی گرداب با گذشت زمان

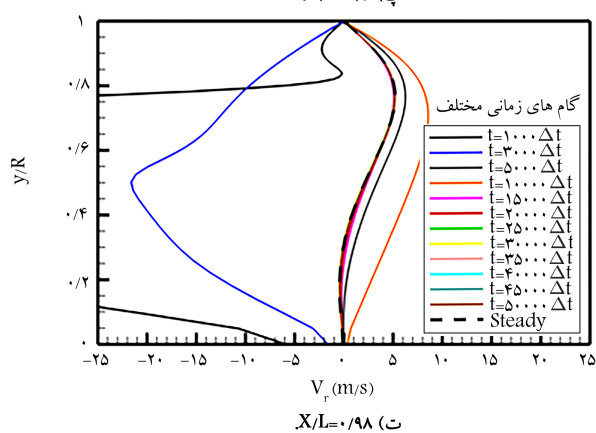
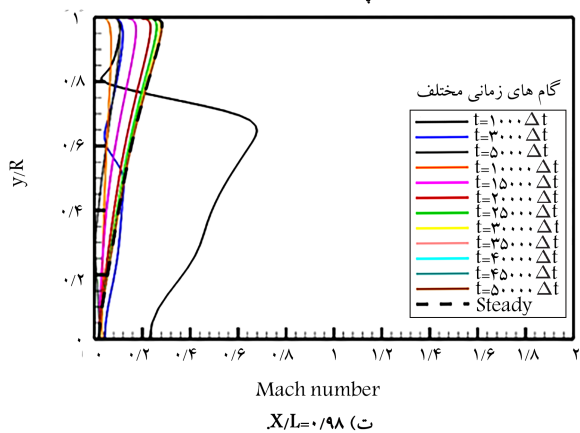
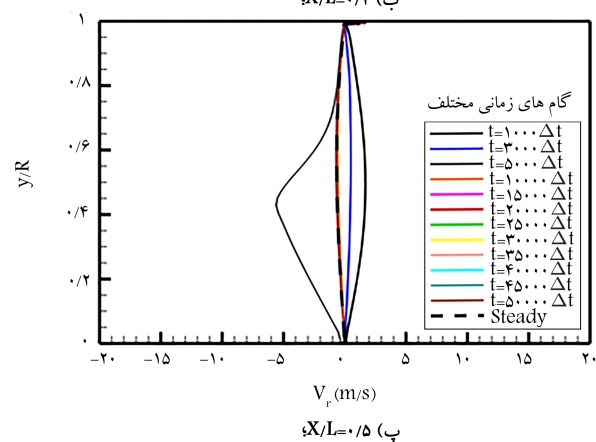
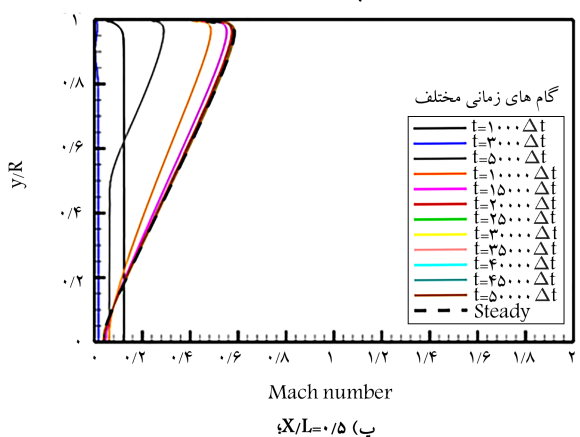
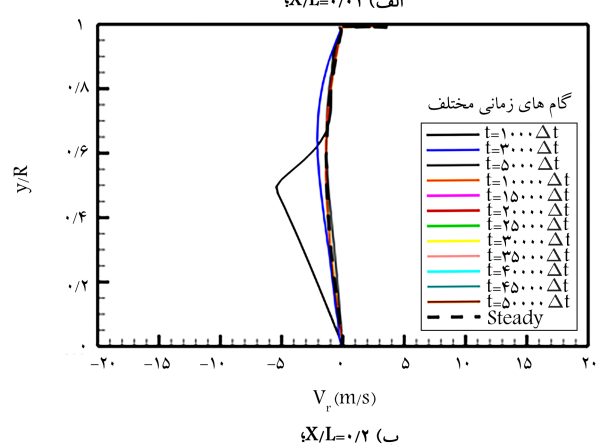
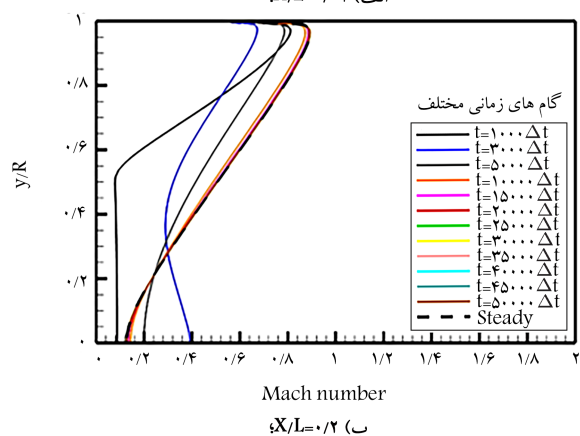
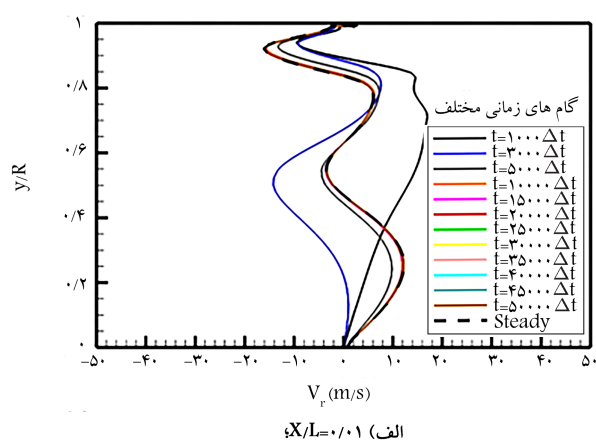
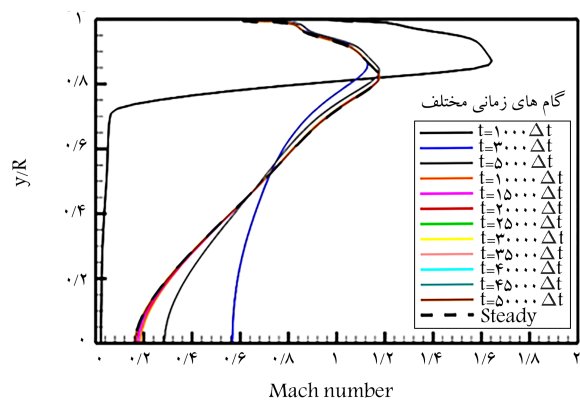
گرادیان تغییرات فشار استاتیک در نواحی نزدیک ناحیه‌ی ورودی زیاد است و با پیشروی در طول لوله تغییرات فشار استاتیک ناچیز و جریان سیال همچنان در حال انبساط است تا این که به یک نقطه‌ی سکون برسد. پس از برگشت جریان در نقطه‌ی سکون، سیال این بار نیز تا خروجی سرد منبسط و به فشار محیط می‌رسد. چنان که در شکل ۱۴ دیده می‌شود کم‌ترین فشار در داخل لوله‌ی گرداب در نزدیکی ورودی و خروجی سرد مشاهده می‌شود که کم‌ترین مقدار دما نیز در همین ناحیه است. با توجه به این که سیال از نقطه‌ی سکون تا خروجی سرد و رسیدن به فشار محیط منبسط می‌شود، سرعت محوری در این ناحیه با افزایش زیادی همراه خواهد بود.

#### ۷.۴. تغییرات دمای کل در لوله‌ی گرداب با گذشت زمان

پروفیل سرعت چرخشی بیان‌گر این مهم است که در هسته‌ی مرکزی، سرعت چرخشی بسیار کم و قابل چشم‌پوشی است. لذا، با مقایسه‌ی هم‌زمان نمودارهای سرعت چرخشی و پروفیل دمای کل مشاهده می‌شود که ناحیه‌ی دارای دمای پایین یا سرد منطبق بر ناحیه‌ی دارای سرعت چرخشی پایین یا همان هسته‌ی مرکزی لوله‌ی

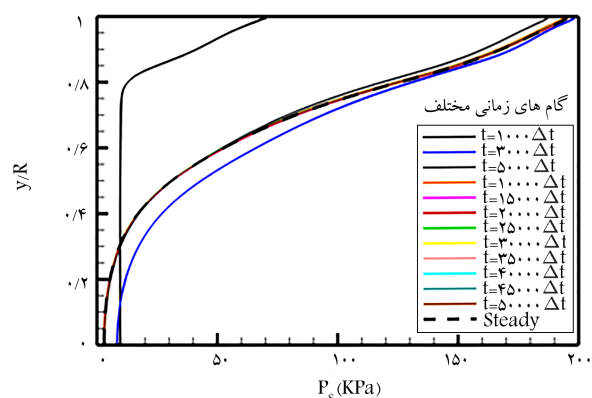


شکل ۱۰. پروفیل شعاعی سرعت چرخشی در مقاطع و زمان‌های مختلف.

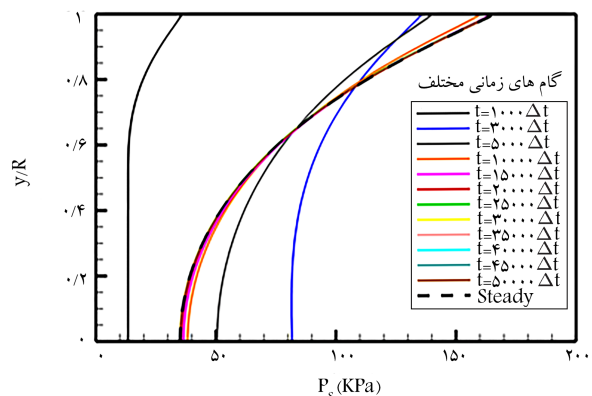


شکل ۱۲. پروفیل شعاعی عدد ماخ در مقاطع و زمان های مختلف.

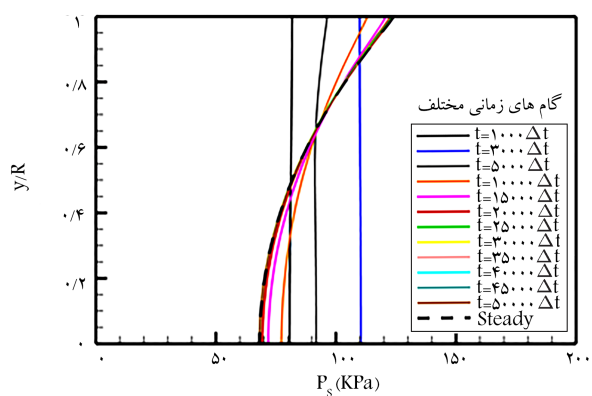
شکل ۱۱. پروفیل شعاعی سرعت شعاعی در مقاطع و زمان های مختلف.



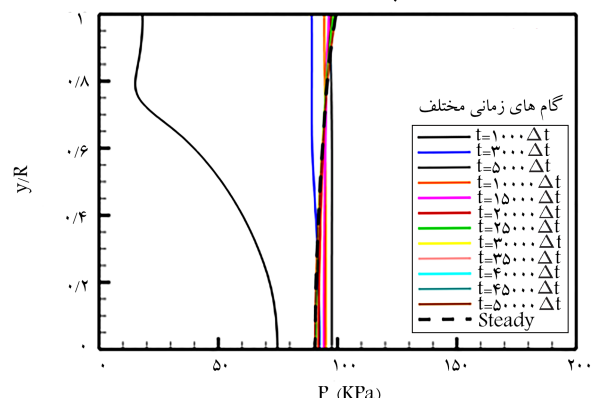
الف)  $X/L=0.01$



ب)  $X/L=0.02$

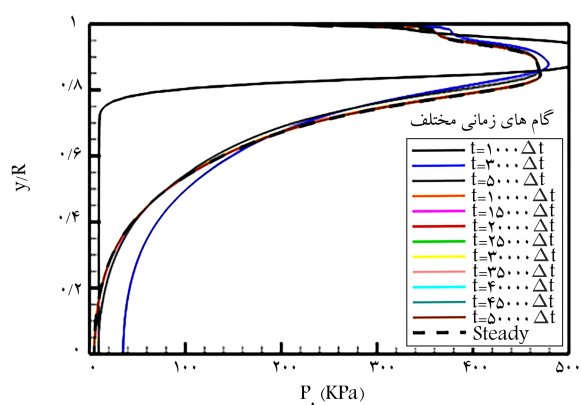


پ)  $X/L=0.05$

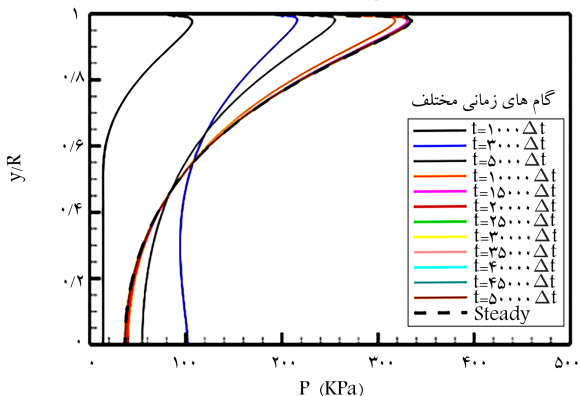


ت)  $X/L=0.98$

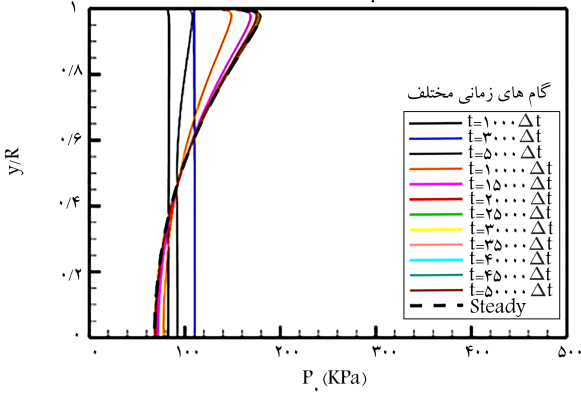
شکل ۱۴. پروفیل شعاعی فشار استاتیکی در مقاطع و زمان‌های مختلف.



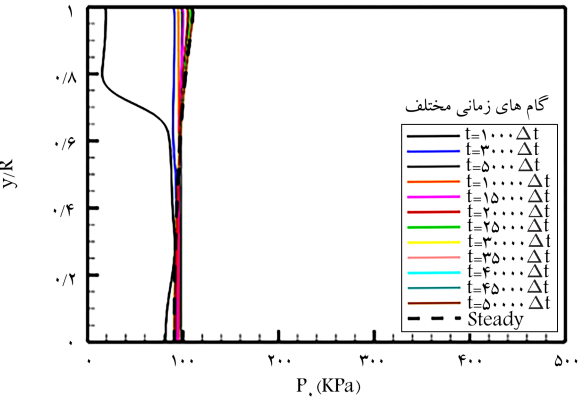
الف)  $X/L=0.01$



ب)  $X/L=0.02$

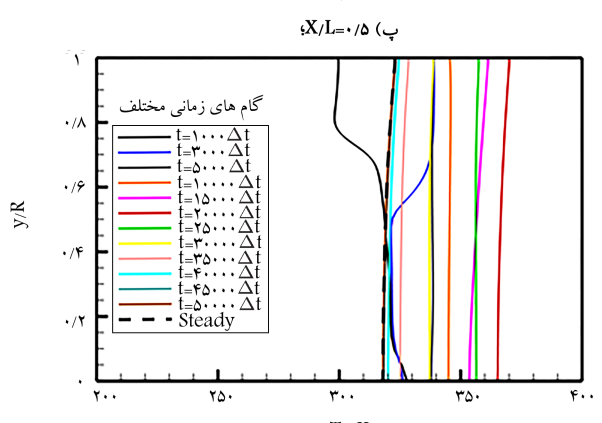
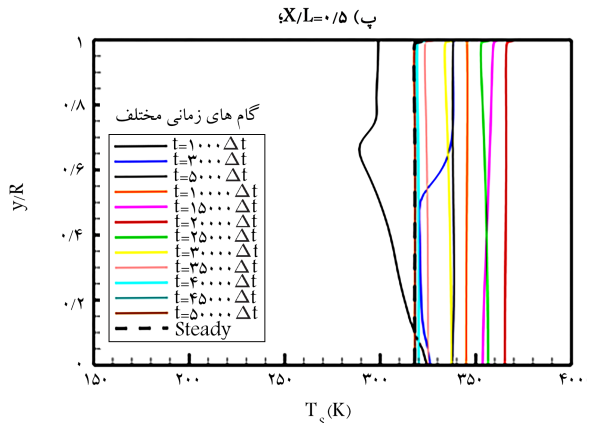
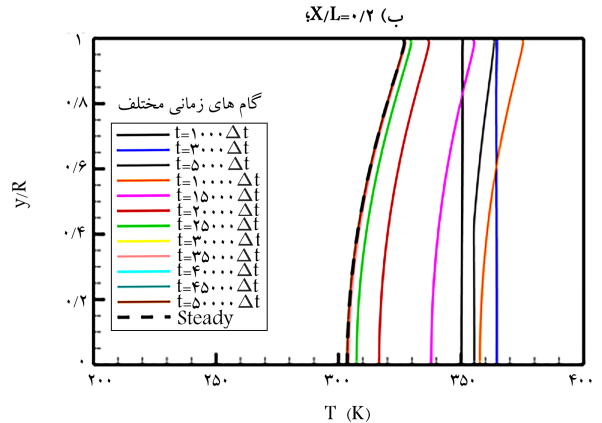
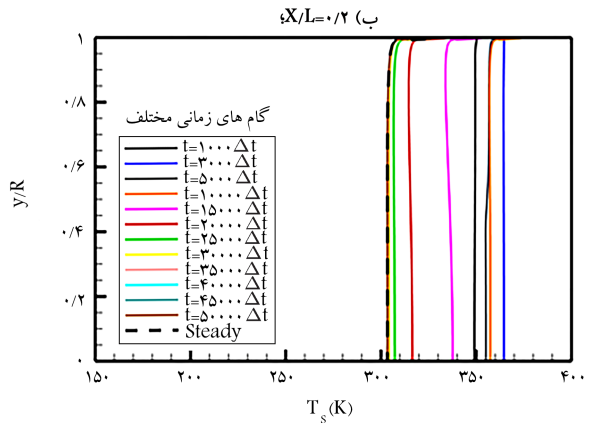
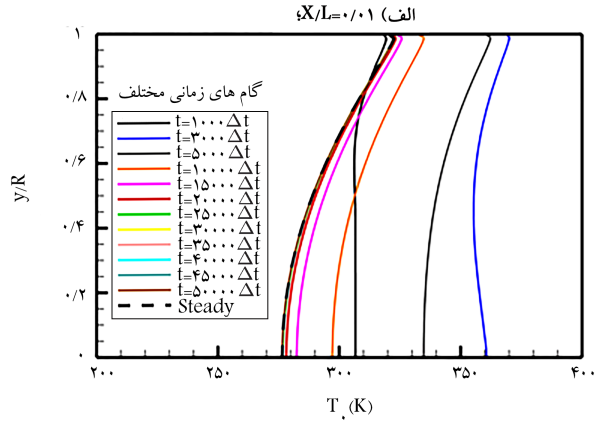
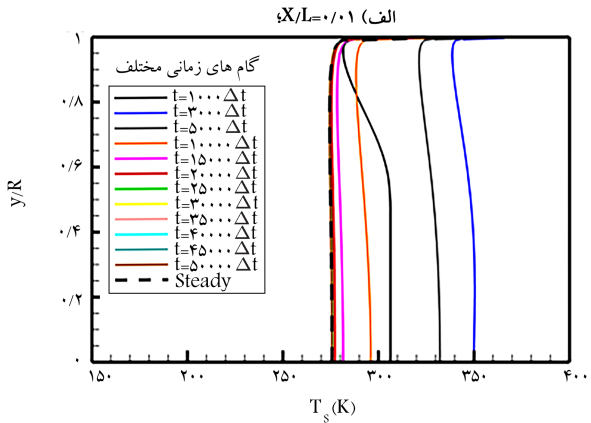
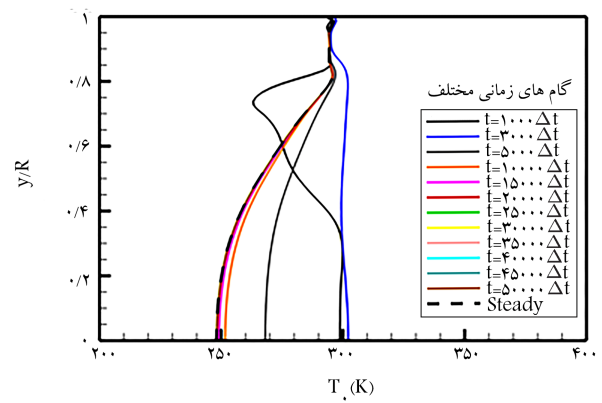
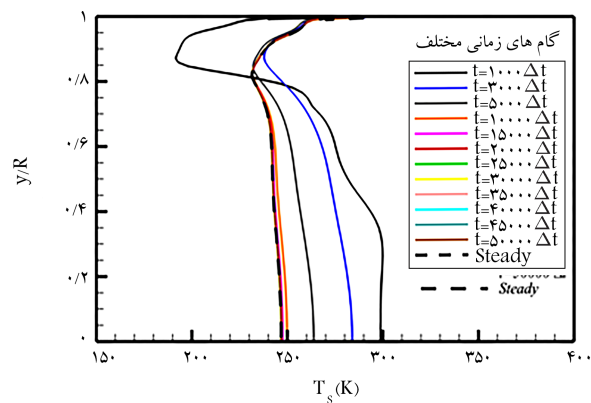


پ)  $X/L=0.05$



ت)  $X/L=0.98$

شکل ۱۳. پروفیل شعاعی فشار کل در مقاطع و زمان‌های مختلف.



شکل ۱۴. پروفیل شعاعی دمای استاتیکی در مقاطع و زمان‌های مختلف.

شکل ۱۵. پروفیل شعاعی دمای کل در مقاطع و زمان‌های مختلف.

## ۵. نتیجه‌گیری

لوله‌ی گردابی که دارای کاربردهای وسیع در خیلی از صنایع و آزمایشگاه‌هاست به‌عنوان یک ابزار ساده در نظر گرفته می‌شود. سهولت در استفاده، ابعاد کوچک، سبکی و عدم وجود اجزای متحرک باعث پذیرش لوله‌ی گردابی در کاربردهای گوناگون صنعتی شده است.

در این پژوهش، با استفاده از نرم‌افزار تجاری فلوئنت به مدل‌سازی پدیده‌ی جدایش انرژی در حالت گذرا در لوله‌ی گرداب پرداخته شده است. نتایج مدل‌سازی عددی با نتایج آزمایشگاهی اعتبارسنجی شد. نتایج حاکی از آن است که المان‌های پیرامونی (محیطی) با حرکت به انتهای گرم با دریافت انرژی از المان‌های مرکزی، به دمای بالاتری می‌رسند. این در حالی است که المان‌های سیال در ناحیه‌ی مرکزی، انرژی خود را از دست داده و به المان‌های پیرامونی انتقال می‌دهند. این مسئله در اثر تبدیل انرژی جنبشی ذرات سیال به انرژی گرمایی به دلیل وجود تنش برشی اصطکاکی از اثر گرانروی سیال رخ می‌دهد. بیشترین مقادیر برای دمای کل، در نزدیکی دیواره‌ی لوله ملاحظه می‌شود و در روی دیواره به علت عدم لغزش، دمای کل با کاهش مواجه است. همچنین، تغییرات دمای کل نشان می‌دهد که کاهش گرادپان دمای کل در نواحی نزدیک به خروجی گرم است.

گرداب است. المان‌های پیرامونی (محیطی) با حرکت به انتهای گرم با دریافت انرژی از المان‌های مرکزی، به دمای بالاتری می‌رسند، در حالی که المان‌های سیال در ناحیه‌ی مرکزی انرژی خود را از دست داده و به المان‌های پیرامونی انتقال می‌یابند. این مسئله در اثر تبدیل انرژی جنبشی ذرات سیال به انرژی گرمایی به دلیل وجود تنش برشی اصطکاکی ناشی از لزجت سیال است. در شکل ۱۵ تغییرات دمای کل در زمان‌های مختلف و در مقاطع مختلف نشان داده شده است. بیشترین مقادیر برای دمای کل، در نزدیکی دیواره‌ی لوله ملاحظه می‌شود و در روی دیواره به علت عدم لغزش، دمای کل با کاهش مواجه است. همچنین، تغییرات دمای کل نشان می‌دهد که کاهش گرادپان دمای کل در نواحی نزدیک به خروجی گرم است.

## ۸.۴. تغییرات دمای استاتیک در لوله‌ی گرداب با گذشت زمان

در شکل ۱۶ تغییرات فشار استاتیک با گذشت زمان را در مقاطع مختلف مشاهده می‌شود. به جز ناحیه‌ی نزدیک به ورودی، تغییرات چندانی برای فشار استاتیک در جهت شعاع مشاهده نمی‌شود. با گذشت زمان در طول لوله، فشار استاتیک کاهش یافته که علت آن افزایش عدد ماخ است.

## پانویس‌ها

1. vortex tube
2. pressure outlet
3. pressure far field
4. particle image velocimetry
5. laser doppler velocimetry
6. vortex breakdown
7. discrete nozzle slots
8. mass flow inlet
9. pressure outlet
10. cold mass fraction
11. pressure-based
12. second order upwind
13. least squares cell based
14. under-relaxation factors
15. local equilibrium
16. non-equilibrium wall function
17. production limiter
18. time step size

## منابع (References)

1. Exair Corporation. Vortex tubes and Spot cooling products. Available at, <http://www.exair.com>.
2. Ranque, G.J. "Experiments on expansion in a vortex with simultaneous exhaust of hot air and cold air", *J. Phys. Radium*, **4**(7), pp. 112-114 (1933).
3. Hilsch, Rudolf. "Die expansion von Gasen im Zentrifugalfeld als Kälteprozess", *Zeitschrift Für Naturforschung A*, **1**(4), pp. 208-214 (1946).
4. Shmroukh, Ahmed, N., Attalla, M. and Amany Abd El-Naser Abd El. "Experimental investigation of a novel sea water desalination system using ranque-hilsch vortex tube", *Applied Thermal Engineering*, **149** pp. 658-664 (2019).
5. Shmroukh, Ahmed Nagah. and et al. "New configurations for sea water desalination system using ranque-hilsch vortex tubes", *Applied Thermal Engineering*, **157**, p. 113757 (2019).
6. Fotso, BE Mtopi. and et al. "Modeling and thermal analysis of a solar thermoelectric generator with vortex tube for hybrid vehicle", *Case Studies in Thermal Engineering*, **15**, p. 100515 (2019).
7. Lewins, Jeffery. and Adrian Bejan. "Vortex tube optimization theory", *Energy*, **24**(11), pp. 931-943 (1999).
8. Fröhlingsdorf, w. and Unger, H. "Numerical investigations of the compressible flow and the energy separation in the Ranque-Hilsch vortex tube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **42**(3), pp. 415-422 (1999).
9. Deissler, R.G. and Perlmutter. M. "Analysis of the flow and energy separation in a turbulent vortex", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **1**(2-3), pp. 173-191 (1960).
10. Ahlborn, Boye. and Stuart Groves. "Secondary flow in a vortex tube", *Fluid Dynamics Research*, **21**(2), p. 73 (1997).
11. Ahlborn, B.K., Keller, J.U. and Rebhan. E. "The heat pump in a vortex tube", *Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics*, **23**(2), pp. 159-165 (1998).



12. Ahlborn, Boye, K. and Jeffrey, M. Gordon. "The vortex tube as a classic thermodynamic refrigeration cycle", *Journal of Applied Physics*, **88**(6), pp. 3645-3653 (2000).
13. Kurosaka, M. "Acoustic streaming in swirling flow and the Ranque-Hilsch (vortex-tube) effect", *Journal of Fluid Mechanics*, **124**, pp. 139-172 (1982).
14. Fulton, C.D. "Ranque's tube", *Refrigerating Engineering*, **5**, pp. 473-479 (1950).
15. Young, J. and Mccutche, A.R. "Performance of ranque-hilsch vortex tubes", *Chemical Engineer-London*, **279** pp. 522-528 (1973).
16. Ahlborn, B. and et al. "Limits of temperature separation in a vortex tube", *Journal of Physics D: Applied Physics*, **27**(3), p. 480 (1994).
17. Stephan, K. and et al. "An investigation of energy separation in a vortex tube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **26**(3), pp. 341-348 (1983).
18. Sorin, Mikhail. and Mohammed Khennich., *Exergy Flows Inside Expansion and Compression Devices Operating Below and Across Ambient Temperature*, Energy Systems and Environment, p. 61 (2018).
19. Elser, Karl. and Michael Hoch. "Das verhalten verschiedener gase und die trennung von gasgemischen in einem wirbelrohr", *Zeitschrift Für Naturforschung A*, **6**(1), pp. 25-31 (1951).
20. Martynovskii, V.S. and Alekseev, V.P. "Investigation of the vortex thermal separation effect for gases and vapors", *Soviet Physics-Technical Physics*, **1**(10), pp. 2233-2243 (1956).
21. Takahama, Heishichiro. "Studies on vortex tubes:(1) experiments on efficiency of energy separation:(2) on profiles of velocity and temperature", *Bulletin of JSME*, **8**(31), pp. 433-440 (1965).
22. Bruun, H.H. "Experimental investigation of the energy separation in vortex tubes", *Journal of Mechanical Engineering Science*, **11**(6), pp. 567-582 (1969).
23. Skye, H.M., Nellis, G.F. and S.A. Klein.3 "Comparison of CFD analysis to empirical data in a commercial vortex tube", *International Journal of Refrigeration*, **29**(1), pp. 71-80 (2006).
24. Rafiee., Seyed Ehsan. and Masoud 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*, **63**, pp. 195-204 (2013).
25. Balmer, R.T. "Pressure driven Ranque Hilsch temperature separation in liquids", *Journal of Fluids Engineering*, **110**(2), pp. 161-164 (1988).
26. Mohammadi, Samira. and Fatola Farhadi. "Experimental analysis of a Ranque-Hilsch vortex tube for optimizing nozzle numbers and diameter", *Applied Thermal Engineering*, **61**(2), pp. 500-506 (2013).
27. Mohammadi, Samira. and Fatola Farhadi. "Experimental and numerical study of the gas-gas separation efficiency in a Ranque-Hilsch vortex tube", *Separation and Purification Technology*, **138**, pp. 177-185 (2014).
28. Rafiee, S.E. and Sadeghiazad, M.M. "Experimental and 3D CFD investigation on heat transfer and energy separation inside a counter flow vortex tube using different shapes of hot control valves", *Applied Thermal Engineering*, **110**, pp. 648-664 (2017).
29. Qyyum, Muhammad Abdul. and et al. "Vortex tube shape optimization for hot control valves through computational fluid dynamics", *International Journal of Refrigeration*, **102**, pp. 151-158 (2019).
30. Cebeci, Ismail, Volkan Kirmaci. and et al. "The effects of orifice nozzle number and nozzle made of polyamide plastic and aluminum with different inlet pressures on heating and cooling performance of counter flow Ranque-Hilsch vortex tubes: an experimental investigation", *International Journal of Refrigeration*, **72**, pp. 140-146 (2016).
31. Attalla, M. and et al. "An experimental study of nozzle number on Ranque Hilsch counter-flow vortex tube", *Experimental Thermal and Fluid Science*, **82** pp. 381-389 (2017).
32. Pinar, Ahmet Murat, Onuralp Uluer. and et al. "Optimization of counter flow Ranque-Hilsch vortex tube performance using Taguchi method", *International Journal of Refrigeration*, **32**(6), pp. 1487-1494 (2009).
33. Akhesmeh, Saeid, Nader Pourmahmoud. and Hasan Sedgi. "Numerical study of the temperature separation in the Ranque-Hilsch vortex tube", *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, **1**(3) (2008).
34. Kirmaci, Volkan. and Onuralp Uluer. "An experimental investigation of the cold mass fraction, nozzle number, and inlet pressure effects on performance of counter flow vortex tube", *Journal of Heat Transfer*, **131**(8), p. 081701 (2009).
35. Shamsoddini, Rahim. and Alireza Hossein Nezhad. "Numerical analysis of the effects of nozzles number on the flow and power of cooling of a vortex tube", *International Journal of Refrigeration*, **33**(4), pp. 774-782 (2010).
36. Behera, Upendra. and et al. "CFD analysis and experimental investigations towards optimizing the parameters of Ranque-Hilsch vortex tube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **48**(10), pp. 1961-1973 (2005).
37. Behera, Upendra. and et al. "Numerical investigations on flow behaviour and energy separation in Ranque-Hilsch vortex tube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **51**(25), pp. 6077-6089 (2008).
38. Farouk, Tanvir. and Bakhtier Farouk. "Large eddy simulations of the flow field and temperature separation in the Ranque-Hilsch vortex tube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**(23), pp. 4724-4735 (2007).
39. Dutta, T., Sinhamahapatra, K.P. and Bandyopdhyay, S.S. "Comparison of different turbulence models in predicting the temperature separation in a Ranque-Hilsch vortex tube", *International Journal of Refrigeration*, **33**(4), pp. 783-792 (2010).
40. Alizadeh, Mehri. "Three dimensional numerical (3D CFD) study of effect of pressure-outlet and pressure-far-field boundary conditions on heat transfer predictions inside vortex tube", *Progress in Solar Energy and Engineering Systems*, **2**(1), pp. 21-25 (2018).



41. Rafiee, Seyed Ehsan. and Sadeghiazad, M.M. "Three-dimensional numerical investigation of the separation process in a vortex tube at different operating conditions", *Journal of Marine Science and Application*, **15**(2), pp. 157-165 (2016).
42. Alizadeh, Mehri. and Khosro Iraj. "3D CFD analysis of heat transfer process inside vortex chamber of Ranque-Hilsch vortex tube-optimization of bottom radius", *Progr. Solar Energy Eng. Syst*, **2**(1), pp. 5-10 (2018).
43. Rafiee, Seyed Ehsan. and Sadeghiazad, M.M. "Efficiency evaluation of vortex tube cyclone separator", *Applied Thermal Engineering*, **114**, pp. 300-327 (2017).
44. Rafiee, Seyed Ehsan. and Sadeghiazad, M.M. "Experimental study and 3D CFD analysis on the optimization of throttle angle for a convergent vortex tube", *Journal of Marine Science and Application*, **15**(4), pp. 388-404 (2016).
45. Bovand, Masoud. and et al. "Numerical analysis of the curvature effects on Ranque-Hilsch vortex tube refrigerators", *Applied Thermal Engineering*, **65**(1-2), pp. 176-183 (2014).
46. Bovand, Masoud. and et al. "Numerical analysis for curved vortex tube optimization", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **50**, pp. 98-107 (2014).
47. Rafiee, Seyed Ehsan, Sabah Ayenehpour. and Sadeghiazad, M.M. "A study on the optimization of the angle of curvature for a Ranque-Hilsch vortex tube, using both experimental and full Reynolds stress turbulence numerical modelling", *Heat and Mass Transfer*, **52**(2), pp. 337-350 (2016).
48. Khait, Anatoliy. and et al. "Analysis of the local entropy generation in a double-circuit vortex tube", *Applied Thermal Engineering*, **130**, pp. 1391-1403 (2018).
49. Guo, Xiangji. and et al. "A critical review on the flow structure studies of Ranque-Hilsch vortex tubes", *International Journal of Refrigeration* (2019).
50. Lagrandeur, Junior, S bastien Poncet. and Mikhail Sorin. "Review of predictive models for the design of counter-flow vortex tubes working with perfect gas", *International Journal of Thermal Sciences*, **142**, pp. 188-204 (2019).
51. Thakare, Hitesh, R., Aniket Monde. and Ashok D. Parekh. "Experimental, computational and optimization studies of temperature separation and flow physics of vortex tube: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **52**, pp. 1043-1071 (2015).
52. Subudhi, Sudhakar. and Mihir Sen. "Review of Ranque-Hilsch vortex tube experiments using air", *Renewable and sustainable Energy Reviews*, **52**, pp. 172-178 (2015).
53. Eiamsa-ard, Smith. and Pongjet Promvonge. "Review of Ranque-Hilsch effects in vortex tubes", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **12**(7), pp. 1822-1842 (2008).
54. Bramo, Abdol Reza. and Nader Pourmahmoud. "Computational fluid dynamics simulation of length to diameter ratio effects on the energy separation in a vortex tube", *Thermal Science*, **15**(3) (2011).
55. Ferziger, Joel H. and Milovan Perić., *Finite Volume Methods, Computational Methods for Fluid Dynamics*, Springer, Berlin, Heidelberg, pp. 71-89 (2002).
56. Fletcher, Clive A.J., *Fluid Dynamics: The Governing Equations Computational Techniques for Fluid Dynamics 2*, Springer, Berlin, Heidelberg, pp. 1-46 (1991).
57. Tannehill, J.C., Anderson, D.A. and Pletcher, R.H., *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer*, Google Scholar, pp. 650-659 (1997).
58. Fluent, A., Ansys fluent theory guide. ANSYS Inc., USA, 18.2., (2017).
59. Wilcox, David C. "Turbulence modeling for CFD", La Canada, CA: DCW industries, **2**, pp.103-217 (1998).
60. Smirnov, Pavel E. and Florian R. Menter. "Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur correction term", *Journal of Turbomachinery*, **131**(4) (2009).