



دانشگاه فنی و حرفه‌ای



دو فصلنامه علمی
علم و فناوری در مهندسی مکانیک

دوره ۲ - شماره ۱

بهار و تابستان ۱۴۰۲

بسم الله الرحمن الرحيم

نشریه علم و فناوری در مهندسی مکانیک
دو فصلنامه تخصصی
دانشگاه فنی و حرفه ای
شماره ۱ - دوره ۲

بهار و تابستان ۱۴۰۲

پروانه انتشار نشریه علم و فناوری در مهندسی مکانیک به زبان فارسی به نام دانشگاه
فنی و حرفه ای در تاریخ ۱۴۰۰/۹/۱۵ به شماره ثبت ۸۹۲۳۵ از طرف وزارت فرهنگ و
ارشاد اسلامی صادر شده است.

آدرس: تهران، میدان ونک، خیابان برزیل شرقی، پلاک ۴، سازمان مرکزی دانشگاه فنی و حرفه‌ای

پست الکترونیکی: amej@tvu.ac.ir

وب سایت: <http://stmechanics.bmtc.ac.ir>

سر دبیر: دکتر محمود شریعتی

مدیر مسئول: دکتر عرفان خسرویان

صاحب امتیاز: دانشگاه فنی و حرفه ای

اعضای هیئت تحریریه:

دکتر محسن حداد سبزواری

استاد، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی مکانیک

دکتر اکبر آفاقی خطیب

دانشیار، دانشگاه RMIT استرالیا

دکتر ناصر لشکریان آزاد

دانشیار، دانشگاه واترلو (UW)، کانادا

دکتر امید ماهیان

استاد، دانشگاه شیان جیائوتونگ چین

دکتر اصغر برادران رحیمی

استاد، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی مکانیک

دکتر محمد جواد مغربی

استاد، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی مکانیک

دکتر محمود موسوی مشهدی

استاد، دانشگاه تهران، دانشکده مهندسی مکانیک

دکتر اکبر جعفری

دانشیار، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، گروه مهندسی مکانیک

دکتر اسماعیل لگزیان

دانشیار، دانشگاه حکیم سبزواری، دانشکده مهندسی مکانیک

دکتر علیرضا فتحی

دانشیار، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی مکانیک

دکتر کریم علی اکبری

دانشیار، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، گروه مهندسی مکانیک

دکتر مجتبی معصوم نژاد

دانشیار، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، گروه مهندسی مکانیک

مدیر داخلی نشریه: دکتر طیب جلالی

کارشناس نشریه: مهندس حمیده سادات سیدحسینی

ویراستار و صفحه آرایی: معین میربلوکی - علی فیض آبادی

نشانی دبیرخانه: مشهد- بلوار پیروزی - میدان شهید کاوه - دانشکده فنی شهید منتظری - دفتر نشریه -

صندوق پستی: ۹۴۵۹۴-۹۱۷۶۹

دورنگار: ۰۵۱-۳۸۷۸۴۰۴۶

تلفن: ۰۵۱-۳۸۷۰۹۴۳۳

وب سایت: <http://stmechanics.bmtc.ac.ir>

پست الکترونیکی: amej@tvu.ac.ir

اساتید محترمی که در داوری و ارزیابی مقالات این شماره همکاری داشته‌اند:

عبدالامیر بک خوشنویس - سید هادی بنی هاشمی - علی جوادی - محمد جوادی - نبرد حبیبی - علی حسنی - وحید خلفی - ایمان رشیدی طرق - محمد رضا زنگوئی - حدیث ژرفی - حمید رضا سابقی - حمید سازگاران - قدرت قصابی - شهاب کامل عباس نیا - امیر رضا کوثری - جعفر لنگری - حسین مجدی عبدالله آباد - حمید محمدیون - احسان معانی - محمد مهدی ناصریان - علیرضا

نقوی مقدم

فهرست مقالات

- تحلیل انرژی و آگزرژی چرخه رانکین آلی استفاده شده برای بازیابی گرمای اتلافی از صنعت سیمان ۷
- پیش بینی و مدل سازی رفتار نفوذ و پیمایش قطره مایع داخل محیط متخلخل با استفاده از روش جریان دوفازی حجم سیال ۲۷
- شبیه سازی سه بعدی انتقال حرارت یک قطره غیر نیوتنی بادر نظر گرفتن اثرات تبخیر سطحی ۴۱
- بررسی عددی زاویه پره در طبقات میانی و پایانی یک پمپ توربومولکودار پنج طبقه بادر نظر گرفتن (...) ۵۱
- بهبود عملکرد کنترل وضعیت ماهواره با عملکرد چرخ عکس العملی و بادر نظر گرفتن نویز حسگر ۶۷
- تحلیل عددی کمینه کردن تولید آنتروپی و مطالعه انتقال حرارت در جریان داخل کانال پیرامون یک مانع ۷۷
- توزیع تنش های پسماند در نمونه های سوپر آلیاژ اینکونل ۶۲۵ حاصل شده از فرآیند ذوب گزینشی بالیزر به روش المان محدود ... ۸۷
- بررسی پایایی سوخت های گازوئیل، بیودیزل و هیدروژن در موتورهای دیزلی بارویکرد تحلیل توسعه پایدار ۱۰۱
- تحلیل خیزش دیسک های دوار ضخامت متغیر دیسکو-هایپر الاستیک ۱۱۵
- بررسی اثر معیوب بودن بر روی رفتار دینامیکی سازه هدفمند ۱۳۳
- تحلیل حرارتی و طراحی سیستم خنک کننده یک موتور مغناطیس دائم دریایی ۱۴۵
- مطالعه عددی تاثیر ساختمان آبخشان در مدت زمان تخلیه آب در سیستم اطفای حریق خشک ۱۵۷
- تبیین طراحی مکانیکی فضای میانه در بازار مرکزی مشهد به جهت مصرف انرژی و افزایش آسایش حرارتی مراجعین ۱۶۷
- بررسی عددی و تحلیلی تاثیر هندسه های متفاوت معماری بر پدیده دودکشی و مصرف انرژی در ساختمان های بلند مرتبه ۱۸۳

تحلیل انرژی و اگزرژی چرخه رانکین آلی استفاده شده برای بازیابی گرمای اتلافی از صنعت سیمان

مجتبی ماموریان^۱، سیدامیرحسین اکبری^{۲*}، یوسف جوانشیر^۲

۱- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

۲- کارشناسی، دانشکده مهندسی مکانیک و صنایع، دانشگاه سجاد، مشهد، ایران

چکیده

امروزه محدودیت منابع سوخت‌های فسیلی جهان را تحت تاثیر خود قرار داده و ایران به عنوان یک کشور در حال توسعه، ۵۷۰ میلیون بشکه نفت از ۱۴۶۳ میلیون بشکه نفت اختصاص داده شده در بخش‌های مسکونی، صنعتی و حمل نقل را هدر می‌دهد. صنعت سیمان به عنوان یکی از متقاضیان پر مصرف انرژی، حدود ۱۴٪ از انرژی بخش صنعتی کشور را مصرف نموده که حدود ۴۰٪ از این انرژی در طول فرآیندهای تولید اتلاف می‌شود. بنابراین، این پژوهش به منظور بازیابی گرمای اتلاف شده از صنعت سیمان توسط چرخه رانکین آلی صورت گرفته و توسط نرم افزار حل گر معادلات مهندسی EES شبیه‌سازی شده است. همچنین، به جهت جلوگیری از خوردگی مبادله‌کن‌های گرمایی و کنترل فرآیند تبخیر سیال آلی، از یک حلقه روغن حرارتی استفاده شده است. اتانول با توان تولیدی خالص ۶۲۱۳ kW، بازده حرارتی ۲۲/۹۱٪ و بازده اگزرژی ۲۴/۱۸٪ نسبت به R123، R1233zd(E)، R1234ze(Z) و R600a بهترین عملکرد را دارا است و به عنوان سیال عامل مناسب انتخاب شده است. با افزایش هر ۱۰۰ kPa فشار ورودی به توربین بخار، بازده‌های حرارتی و اگزرژی به ترتیب ۲/۷٪ و ۲/۶۷٪ افزایش می‌یابند و نیز با افزایش این شاخص شدت جریان جرمی ورودی به تبخیر کننده، ۶/۵٪ کاهش می‌یابد. افزایش هر یک درجه دمای چگالنده، به طور تقریبی موجب کاهش ۰/۶۵٪ بازده حرارتی و ۰/۶۶٪ بازده اگزرژی می‌شود.

کلمات کلیدی

صنعت سیمان، بازیابی گرمای اتلاف شده، چرخه رانکین آلی، تغییرات اقلیمی، حلقه روغن حرارتی.

Energy and exergy analysis of the organic Rankine cycle used for recovering waste heat from the cement industry

Mojtaba Mamourian¹, Seyed Amir Hossien Akbari^{2*}, Yousef Javanshir²

1- Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanics and Industries, Sadjad University of Technology, Mashhad, Iran

Abstract

The limitation of global fossil fuel resources has had a significant impact in recent years. Iran wastes 570 million barrels of oil out of the allocated 1463 million barrels for the residential, industrial, and transportation sectors. The cement industry, as one of the high-energy consumers, accounts for approximately 14% of the country's industrial energy consumption, with about 40% of this energy being lost during production processes. This study aims to recover the waste heat from the cement industry using the Rankine cycle and simulate it using the Engineering Equation Solver (EES) software. Additionally, a thermal oil loop has been employed to prevent corrosion of heat exchangers and control the organic fluid evaporation process. Ethanol has been selected as the suitable working fluid, with a net power production capacity of 6213 kW, a thermal efficiency of 91.22%, and an exergy efficiency of 18.24%, outperforming R123, R1233zd(E), R1234ze(Z), and R600a. Increasing the turbine's inlet pressure by 100 kPa increases thermal and exergy efficiencies by 2.7% and 2.67%, respectively, while decreasing the mass flow rate into the evaporator by 5.6%. Increasing the condenser temperature by one degree results in approximately a 5.6% reduction in thermal efficiency and a 5.5% reduction in exergy efficiency.

Keywords

cement industry, waste heat recovery, organic rankine cycle, climate change, thermal oil loop.

۱-مقدمه

رشد جمعیت، علاقه به شهرنشینی و توسعه فناوری موجب شده است تا در سالیان اخیر کشورهای جهان با چالش‌هایی جدی برای تامین انرژی روبه‌رو شوند [۱]. ایران به عنوان یکی از غنی‌ترین کشورهای جهان از نظر ذخایر انرژی‌های تجدیدناپذیر مانند نفت و گاز، به دلیل مصارف ناکارآمد انرژی در بخش‌های مسکونی، صنایع و حمل‌ونقل با خطر ناتوانی برای پاسخگویی به تقاضای این نیاز روبه‌رو است [۲]. طبق گزارش‌های ثبت شده توسط پروژه تحلیل تجارت جهانی^۱ در سال ۲۰۱۱، ایران برای پاسخ‌گویی به تقاضای انرژی، سالیانه ۵۰۰ مگاتن دی‌اکسیدکربن را وارد جو می‌کند [۳]. با توجه به منابع عظیم نفت و گاز، این دو سوخت فسیلی بیش از ۹۹ درصد انرژی مورد نیاز کشور را تامین می‌کنند [۱]. به عنوان مثال، بخش مسکونی به عنوان بزرگ‌ترین مشترک پرمصرف انرژی، حدود ۴۰۸ میلیون بشکه نفت را به خود اختصاص داده است و بعد از آن صنایع تولیدکننده آهن و فولاد، سیمان، شیشه‌سازی و... حدود ۳۵۷ میلیون بشکه نفت را به خود اختصاص نموده‌اند، جدول ۱ مصرف نهایی انرژی در بخش‌های مختلف را برای ایران نمایش می‌دهد [۴و۲].

جدول ۱: مصرف نهایی انرژی بخش‌های مختلف در سال ۲۰۱۸ [۲]

بخش	به ازای میلیون بشکه نفت
مسکونی، تجاری	۴۸۸/۷۲
صنعت	۳۷۵/۳۲
حمل و نقل	۳۵۷/۹۹
پتروشیمی	۱۶۴/۷۹
کشاورزی	۵۷/۸۹
دیگر صنایع	۴/۴۶
مصارف نامشخص	۱۳/۹۶
مجموع	۱۴۶۳/۳۴

با این حال، همواره در کنار مسئله‌ی محدودیت منابع سوخت‌های فسیلی، بحث زیست‌محیطی نیز مطرح بوده است. دی‌اکسیدکربن به عنوان بزرگ‌ترین نماینده گازهای گلخانه‌ای به تنهایی بیش از ۱۰۰۰ سال بر روی آب و هوا تاثیر می‌گذارد و با جذب اشعه مادون قرمز منعکس شده توسط زمین، موجب پدیده گرمایش زمین می‌شود [۵]. این پدیده، جهان را از نظر تنش آب و هوایی تحت تاثیر قرار داده است، که بنابر گزارش مرکز ملی و پایش خشکسالی ایران^۲؛ میانگین دمای هوای ایران در ۳۰ سال گذشته $1/68^{\circ}\text{C}$ افزایش یافته است و این مسئله ممکن است خساراتی از جمله خشکسالی، باران‌های اسیدی و افزایش سطح دریاها را به همراه داشته باشد [۴]. شاید ماهیت روبه توسعه بودن ایران، این تقاضای روزافزون را توجیه نماید؛ اما تلفات انرژی در طول فرآیند تولید تا عرضه انرژی در ایران بیش از ۵۷۰ میلیون بشکه نفت گزارش شده است و با وجود این اتلاف انرژی، تقاضا برای تامین برق از سال ۱۹۹۵ تا ۲۰۱۹ سالانه رشد سریع ۵/۳۶ درصدی را تجربه کرده است. حدود ۴۹۰/۵۰ میلیون بشکه نفت وارد بخش نیروگاه‌های حرارتی می‌شود که از این میزان ۱۹/۱۸ میلیون بشکه نفت تبدیل به برق شده و ۳۱۰/۷۰ میلیون بشکه نفت هدر می‌شود. در بخش صنعتی مصرف ۳۵۷/۹۹ میلیون بشکه نفت گزارش شده است. این بخش توانایی صرفه جویی در ۱۰۰ میلیون بشکه نفت را با خود به همراه دارد که از این میزان، ۶۷٪ مربوط به صنعت آهن و فولاد و ۱۷٪ آن مربوط به صنعت سیمان می‌باشد [۲].

در پژوهش جاری برای جلوگیری از اتلافات انرژی و دستیابی به انرژی پاک در صنعت سیمان، فناوری چرخه رانکین آلی^۳ یا به اختصار ORC مورد ارزیابی قرار گرفته شده است؛ که در بخش‌های بعدی به طور کامل تشریح

^۱ Global Trade

^۲ National Drought Warning and Monitoring Center of Iran

^۳ Organic Rankine Cycles

خواهد شد.

۲- بازیابی گرمای اتلاف شده از صنعت سیمان توسط ORC

۲-۱- بازیابی گرمای اتلاف شده

منظور از گرمای اتلاف شده از صنایع، بخشی از انرژی هزینه‌شده برای فرآیندهای صنعتی می‌باشد که عمدتاً از طریق انتقال حرارت رسانش، همرفت و تابش بلا استفاده به محیط دفع می‌شود. این اتلافات انرژی را می‌توان در سه محدوده‌ی دمابالا (بیش از 400°C)، دما متوسط (200°C الی 400°C) و دما پایین (کمتر از 200°C) دسته‌بندی کرد [۶]. به جهت استفاده از گرمای اتلاف‌شده در صنایع، فناوری‌های مختلفی ارائه شده‌اند که می‌توان آن‌ها را تحت دو عنوان غیرفعال و فعال طبقه‌بندی کرد؛ اگر این گرمای از دست رفته به جهت پیش‌گرمایش فرآیندهای صنعتی استفاده گردد، حالت غیرفعال رخ می‌دهد و اگر از گرمای اتلاف شده به جهت تولید برق و یا افزایش دما استفاده شود، حالت فعال اتفاق افتاده است [۷].

مطابق شکل ۱، فناوری غیرفعال شامل: ذخیره انرژی گرمایی^۱ و مبادله‌کنهای گرمایی از جمله صفحه‌ای، صرفه‌جو، پیش‌گرم‌کن هوا و انواع احیاگرها می‌باشد و پمپ‌های گرمایی^۲، چرخه رانکین آلی و مولد ترموالکتریک^۳ فناوری فعال را تشریح می‌کنند. همچنین، حالت فعال در دسته‌های تولید گرما، تولید سرما و تولید برق طبقه‌بندی می‌شود.

فرآیندهای صنعتی، انرژی را با کمیت‌ها و کیفیت‌های متفاوتی به محیط دفع می‌کنند. به عبارت دیگر مطابق جدول ۲، گرماهای هدر رفته از صنایع در طیف وسیعی از دماها قرار دارند [۶ و ۸]. صنعت سیمان به عنوان

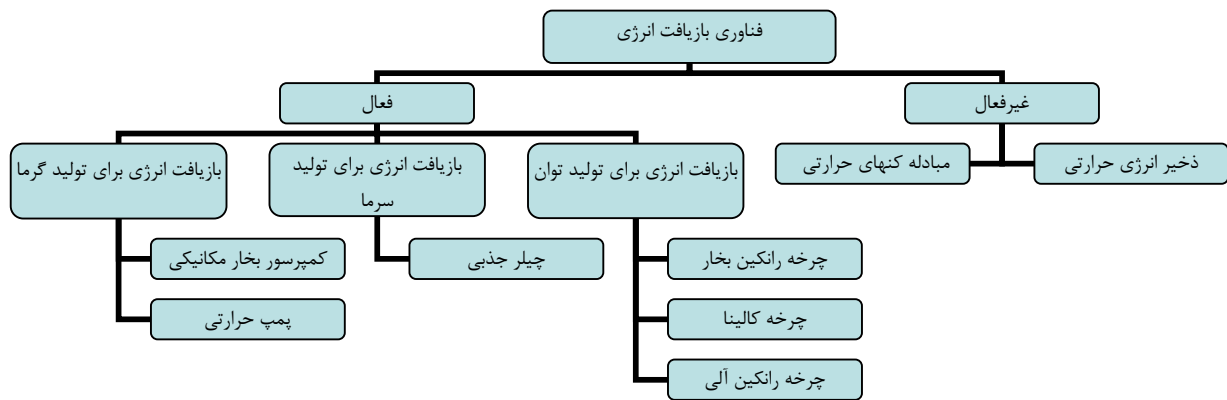
یکی از متقاضیان پرمصرف انرژی، حدود ۷٪ انتشار گاز دی‌اکسیدکربن جهان را به خود اختصاص داده است و به ازای هر یک کیلوگرم سیمان، ۰/۸۲ کیلوگرم دی‌اکسیدکربن تولید می‌شود. مقدار گرمای آزاد شده از این صنعت به محیط ممکن است تا ۴۰٪ انرژی مصرف شده در فرآیند تولید برسد و نیز این انرژی مصرفی معمولاً ۳۰ الی ۴۰ درصد هزینه تولید را شامل می‌شود [۹ و ۱۰].

جدول ۲: دمای گازهای صنعتی در فرآیندهای مختلف [۸]

صنعت	فرآیند تولید	دما ($^{\circ}\text{C}$)
سیمان	گاز خروجی از پیش‌گرم‌کن	۲۰۰ الی ۴۵۰
	هوای خنک‌کننده کلینکر	۲۰۰ الی ۳۰۰
آهن و فولاد	کوره قوس الکتریک	۲۵۰
	کارخانه نورد	۳۰۰ الی ۳۵۰
شیشه	ذوب شیشه ظرف	۱۴۰ الی ۲۰۰
	ذوب فایبرگلاس	۱۴۰ الی ۱۶۰
سرامیک	گازهای کوره	۲۰۰ الی ۳۰۰

تولید سیمان در ایران ۱۵٪ از کل مصرف انرژی و ۱۸٪ از کل مصرف گاز طبیعی را با خود به همراه دارد. بیش‌ترین انتشار گاز دی‌اکسیدکربن در صنعت سیمان مربوط به تولید کلینکر می‌شود و متوسط مصرف انرژی برای تولید سیمان در ایران ۸۴۰ کیلوکالری به ازای هر کیلوگرم کلینکر گزارش شده است [۱۱]. فرآیند تولید سیمان اساساً شامل استخراج و تهیه موادخام، پیش‌گرم کردن موادخام، پختن مواد در کوره، خنک‌سازی کلینکر و آسیاب‌نهایی می‌باشد [۱۰]. مطابق شکل ۲، مواد اولیه توسط گازهای تخلیه شده از کوره دوار در یک مبادله‌کن حرارتی بازیاب، پیش‌گرم شده و پس از آن در کوره دوار پخته می‌شوند. این ماده پخته شده که کلینکر نام دارد، توسط جریان هوا خنک‌شده و پس از آن به جهت تولید سیمان آسیاب می‌شود [۱۱ و ۱۲].

۱ thermal energy storage
۲ heat pumps
۳ organic Rankine cycles

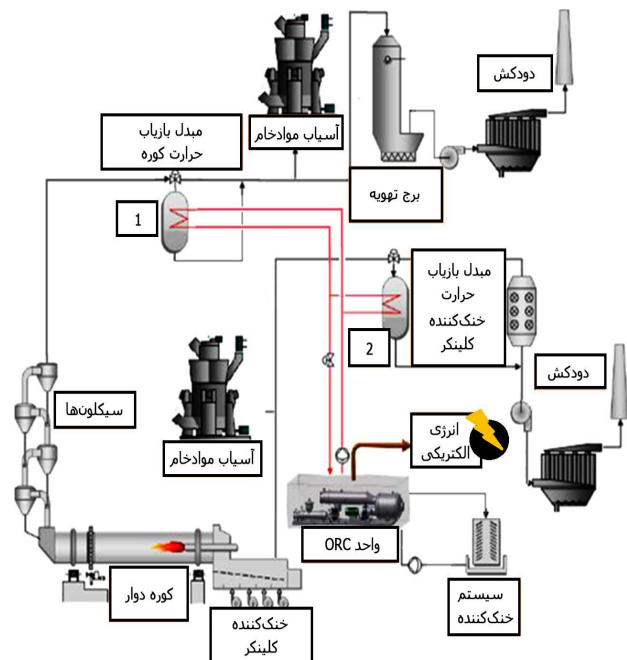


شکل ۱: طبقه‌بندی فناوری‌های بازیافت انرژی.

جدول ۳: داده‌های واقعی برای دمای هوای استفاده شده در فرآیند خنک‌سازی کلینکر و گاز خروجی از پیش‌گرم‌کن [۱۳]

گاز داغ خروجی از پیش‌گرم‌کن		هوای استفاده شده برای خنک‌سازی کلینکر		تولید کلینکر (ton/d)
$T_i (^{\circ}\text{C})$	$\dot{m} \text{ (kg/s)}$	$T_i (^{\circ}\text{C})$	$\dot{m} \text{ (kg/s)}$	
۳۷۵/۰۰	۷۶/۷۱	۲۸۰/۰۰	۵۷/۵۳	۳۰۰۰
۳۸۵/۰۰	۷۶/۵۰	۳۶۰/۰۰	۳۳/۱۶	۳۰۰۰
۳۴۰/۰۰	۱۲۶/۵۶	۳۲۰/۰۰	۸۶/۲۰	۵۰۰۰
۳۴۰/۰۰	۱۵۹/۰۰	۳۰۰/۰۰	۱۲۶/۱۰	۶۳۰۰

بنابراین در صنعت سیمان، انرژی تحت دو حالت خنک‌سازی کلینکر و نیز گازهای خروجی از پیش‌گرم‌کن به محیط دفع می‌شود. جدول ۳ اطلاعاتی مربوط به محدوده دماهای فرآیند خنک‌سازی کلینکر و گاز خروجی از پیش‌گرم‌کن را بر اساس تولید هر تن در روز نمایش می‌دهد.



شکل ۲: فرآیند تولید برق از گرمای اتلافی صنعت سیمان [۱۲].

علاوه بر وابستگی صنعت سیمان به نفت و گاز، این صنعت احتیاج شدیدی به برق دارد. انرژی الکتریکی مصرفی در فرآیند تولید سیمان ۱۱۰ الی ۱۲۰ کیلووات ساعت در هر تن گزارش شده است که تقریباً ۴۰٪ از این انرژی مورد نیاز، مربوط به فرآیند آسیاب می‌باشد [۱۴]. بررسی‌ها نشان می‌دهد که بازیابی گرمای اتلاف شده از صنعت سیمان ممکن است ۲۰ الی ۳۰ درصد انرژی الکتریکی این صنعت را تامین کند. سه فناوری تعریف شده برای تولید برق توسط بازیابی گرمای اتلاف شده مطابق شکل ۱ عبارت است از: چرخه رانکین بخار، چرخه کالینا و چرخه رانکین آلی، که می‌توانند بخشی از این نیاز را رفع کنند. استفاده از چرخه رانکین بخار، رایج‌ترین روش برای بازیابی گرمای اتلاف شده می‌باشد. همچنین طبق تحقیق‌های صورت گرفته، این چرخه قدرت برای محدوده دماهای بیش از 600°C مناسب است.

جدول ۴: پروژه‌های منتخب بازیابی حرارت اتلافي در صنعت سیمان [۱۷]:

توان تولیدی	فناوری بازیافت انرژی	وضعیت	مشتري	مکان
۸ مگاوات	اورکان انرژی - چرخه رانکین آلی	اعطا شده	کارخانه سیمان پرتلند	آلمان - اوریته
۲ مگاوات	اورمات - چرخه رانکین آلی	از سال ۱۹۹۹ تا به الان فعال است	سیمان هایدلبرگ	آلمان - لانگفورد
۳/۶ مگاوات	توربودن - چرخه رانکین آلی	-	صنعت سیمان جیوانی روسی	ایتالیا - پدروبا
۲ مگاوات	توربودن - چرخه رانکین آلی	در حال ساخت	صنعت سیمان جیوانی روسی	ایتالیا - پیاجنزا
۷/۲ مگاوات	توربودن - چرخه رانکین آلی	در حال ساخت	گروه سیکلی	پرتغال - اوتائو - ستوبال
۵ مگاوات	توربودن - چرخه رانکین آلی	از سال ۲۰۱۴ تا به الان فعال است	سی آر اچ	اسلوواکی - روهوژنیک
۴ مگاوات	توربودن - چرخه رانکین آلی	از سال ۲۰۱۲ تا به الان فعال است	هولسیم	رومانی - آلسد

شرکت اورمات^۲ و توربودن^۳ سازندگان اصلی از نظر واحدهای نصب شده و توان ثبت شده به شمار می‌آیند [۱۸].

۲-۲- چرخه رانکین آلی

چرخه رانکین آلی، به عنوان یک فناوری برجسته برای تولید برق در محدوده دماهای پایین، نظر محققین را به خود جلب کرده است [۸]. این چرخه مانند چرخه رانکین بخار، چهار فرآیند تراکم، جذب گرما، انبساط و دفع گرما را طی می‌کند [۱۹]. علاوه بر بازدهی در محدوده دماهای پایین، ویژگی دیگری که این چرخه را نسبت به چرخه رانکین بخار متمایز می‌سازد، انتخاب سیال عامل آن است [۹]. در دسترس پذیری، پایداری در دماهای بالا، ارزان قیمت، غیرسمی و اشتعال ناپذیر بودن، ویژگی‌هایی است که موجب می‌شود آب به عنوان بهترین سیال عامل در چرخه‌های بخار شناخته شود؛ اما این سیال فقط در محدوده دماهای بالا کاربرد دارد و در محدوده دماهای پایین ممکن است در طی فرآیند انبساط، قطرات آب تشکیل شده موجب تخریب پره‌های توربین شوند [۱۸]. این امر را می‌توان در طول فرآیند انبساط توربین مطابق شکل ۳ تشریح کرد. در شکل ۳-الف، آب به عنوان سیال عامل پس از فرآیند انبساط، در ناحیه دو

با این حال مطابق جدول ۳، دمای گرمای اتلافي از صنعت سیمان در محدوده دماهای ۲۰۰ الی ۴۰۰ درجه سلسیوس ثبت شده است که چرخه رانکین بخار در این محدوده دما عملکرد مناسبی ندارد؛ اما در محدوده دماهای متوسط، چرخه کالینا و چرخه رانکین آلی می‌توانند ۲۰ الی ۴۰ درصد عملکرد بهتری را ارائه دهند. چرخه کالینا به علت استفاده از سیال مخلوط آب و آمونیاک دارای ساختار پیچیده، هزینه سرمایه‌گذاری و هزینه نگهداری بالایی است [۹ و ۱۵]. چرخه رانکین آلی بر خلاف چرخه کالینا در هزینه‌های عملیاتی و نگهداری منعطف‌تر است که این موضوع سبب شده تا این چرخه نسبت به چرخه کالینا به صورت تجاری بیشتر در دسترس باشد [۱۳ و ۱۶]. بنابراین، استفاده از گرمای اتلاف شده در صنعت سیمان توسط چرخه رانکین آلی می‌تواند طیف وسیعی از فرصت‌ها را برای این صنعت فراهم نماید که در بخش‌های آینده به آن پرداخته می‌شود [۱۳]. جدول ۴ برخی از تولیدکنندگان سیمان در قاره‌ی اروپا را بر اساس واحدهای نصب شده چرخه رانکین آلی نمایش می‌دهد (این جدول بنابر گزارش‌های دفتر انتشارات اتحادیه اروپا^۱ در سال ۲۰۱۹ تهیه شده است) [۱۴]. تجاری‌سازی فناوری چرخه رانکین آلی از ابتدای دهه ۱۹۸۰ آغاز شد و در حال حاضر با رشد تقریباً تصاعدی روبه‌رو است.

^۱ Publications Office of the European Union

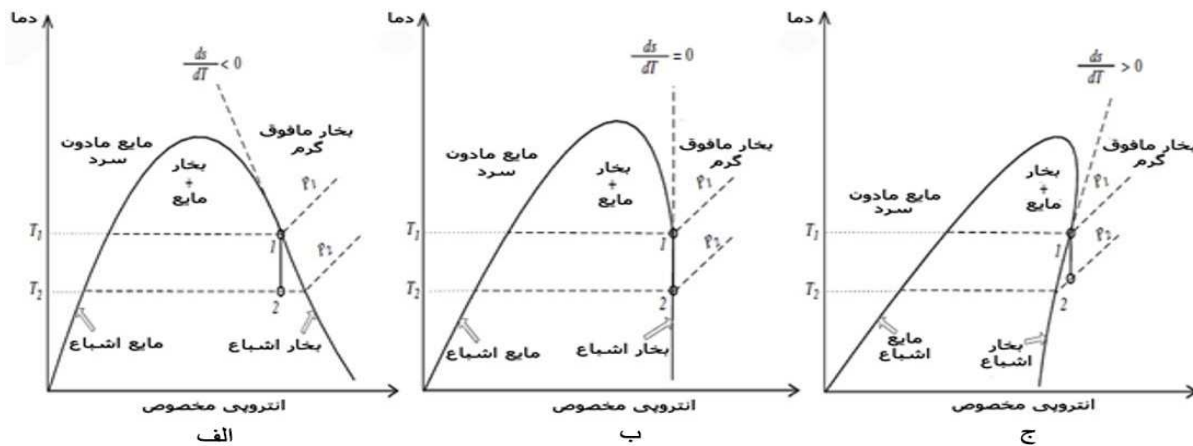
^۲ ORMAT-US

^۳ Turboden-Italy

کاهش می‌یابد [۱۸].

بنابراین، انتخاب سیال عامل مناسب برای بهره‌وری از چرخه رانکین آلی اهمیت ویژه‌ای پیدا می‌کند. دیگر تفاوت‌های موجود میان چرخه رانکین بخار و چرخه رانکین آلی در جدول ۵ مقایسه شده‌اند.

فازی قرار گرفته است و به تعبیر دیگر، شیب تغییرات انتروپی‌ویژه نسبت به تغییرات دما در طول فرایند انبساط منفی است و این دسته از سیالات که به عنوان سیال مرطوب^۱ شناخته می‌شوند، به علت جلوگیری از خوردگی پره‌های توربین، حتماً باید به صورت سیال مافوق گرم وارد توربین شوند.



شکل ۳: فرآیند انبساط تک انتروپی در نمودارهای دما-انتروپی ویژه، به ترتیب از راست به چپ برای سه سیال مرطوب، تک‌انتروپی و خشک [۹].

همچنین، شکل ۳-ب و شکل ۳-ج به ترتیب سیال تک‌انتروپی^۲ و خشک^۳ را نمایش می‌دهند [۹]. سیالات خشک و تک‌انتروپی برعکس سیالات مرطوب پس از فرآیند انبساط خارج از ناحیه دوفازی قرار می‌گیرند و این مسئله عدم نیاز به مافوق گرم شدن (حداکثر به صورت بخار اشباع) سیال عامل در چرخه بخار را به جهت جلوگیری از تخریب پره‌های توربین توجیه می‌کند. این مسئله موجب می‌شود تا طول عمر پره‌های توربین در چرخه رانکین بخار از ۱۵ تا ۲۰ سال، به ۳۰ سال افزایش یابد. همچنین به علت کاهش تنش حرارتی ناشی از عدم مافوق گرم کردن سیال عامل، علاوه بر توربین، در دیگ‌بخار نیز هزینه‌های تعمیر و نگهداری

جدول ۵: ارزیابی چرخه رانکین بخار با چرخه رانکین آلی [۱۵]

چرخه رانکین آلی	چرخه رانکین بخار	عنوان
مواد آلی به عنوان سیال	آب به عنوان سیال	
عامل	عامل	
پایین	بالا	دمای جوش در فشار ثابت
پایین	بالا	دمای بحرانی
پایین	بالا	فشار بحرانی
اشتعال پذیر	غیر قابل اشتعال	اشتعال پذیری
ممکن است بر روی محیط زیست تاثیر بگذارد	بر روی محیط زیست تاثیری ندارد	اثرات زیست محیطی
ممکن است سمی باشد	غیر سمی	سمیت
گران قیمت	ارزان قیمت	هزینه
ممکن است در دسترس نباشد	همواره در دسترس و موجود می‌باشد	قابلیت دسترسی

^۱ Wet Fluid

^۲ Isentropic Fluid

^۳ Dry Fluid

۳-۲- انتخاب سیال عامل

چرخه رانکین آلی را می‌توان بر اساس ترکیب شیمیایی سیال به انواع خالص و مخلوط طبقه‌بندی کرد [۱۹ و ۱۳]. سیالات آلی خالص مانند الکل‌ها، اترها، دی‌اکسیدگوگرد، مبردهای طبیعی (دی‌اکسیدکربن، آمونیاک و هیدروکربن‌ها) و مبردهای غیرطبیعی (هیدروفلوئورها، هیدروفلوروآل‌ها و هیدروکلروفلوروآل‌ها) به علت پایداری شیمیایی بالا و خواص شناخته شده‌ی ترموفیزیکی، بیش‌تر از سیالات مخلوط مورد استفاده قرار گرفته‌اند [۲۰]. سیالات مخلوط از دو یا چند سیال خالص تشکیل شده‌اند، بر اساس رفتارشان در فرآیند تغییر فاز تبخیر، به دو گروه آزنوتروپیک و ژئوتروپیک دسته‌بندی می‌شوند. در مخلوط آزنوتروپیک، شیب دما در طول فرآیند تغییر فاز ثابت است و رفتاری مشابه با سیال خالص دارند [۱۹ و ۲۱]. به تعبیر دیگر، دمای نقطه حباب (نقطه جوش) این مخلوط‌ها با دمای نقطه شبنم در فشار ثابت برابرند. در مقابل، سیال ژئوتروپیک در فرآیند تغییر فاز، شیب دمای غیر صفر دارد [۲۱]. علاوه بر مطالب ذکر شده، انتخاب سیال عامل مناسب برای ORC را می‌توان در چهار مرحله مطابق شکل ۴ تشریح کرد. از آغاز دوران تجاری‌سازی فناوری چرخه رانکین آلی در سال ۱۸۵۳، سیالاتی همچون آمونیاک، دی‌اکسیدکربن، دی‌اکسیدگوگرد، تتراکلریدکربن، متیل فرمات و غیره به عنوان سیالات عامل نسل اول و به جهت کارایی بهتر پیشنهاد شده‌اند؛ این نسل از سیالات به علت مسائل امنیتی از قبیل اشتعال‌پذیری، سمی بودن و نیز دردسترس نبودن توسعه نیافتند [۲۱]. نسل دوم سیالات در سال ۱۹۳۰ معرفی شدند. این نسل از سیالات متشکل از کلروفلوئوروکربن‌ها (CFC) و هیدروکلروفلوئوروکربن‌ها (HCFCs) می‌باشند [۲۰ و ۲۱]. در سال ۱۹۷۴ برای اولین بار گزارشی توسط دو دانشمند به نام‌های رولند^۱ و مولینا^۲

در مورد تخریب لایه اوزون توسط CFC منتشر شد [۲۲]. دیگر بررسی‌ها نشان می‌دهند که یک اتم کلر می‌تواند ۱۰۰ هزار مولکول اوزون را از بین ببرد و هرچه محتوای کلر یک ترکیب بیش‌تر باشد، تاثیر آن بر لایه اوزون بیش‌تر خواهد بود [۲۳]. در نتیجه این گزارشات، توافق‌نامه بین‌المللی با عنوان معاهده مونترال در سال ۱۹۸۷ به جهت حفظ لایه اوزون شکل گرفته و این معاهده بر حذف تدریجی CFCs به علت پتانسیل تخریب لایه اوزون^۳ (ODP) بالا تا پایان سال ۲۰۱۰ استمرار داشت [۲۲]. در نهایت، در سال‌های ۱۹۹۰ الی ۲۰۱۰ هیدروکلروفلوئوروکربن‌ها به علت ODP پایین، بیش‌تر از CFCs مورد توجه قرار گرفتند و نیز HCFCs، HFCs، دی‌اکسیدکربن و آمونیاک در این بازه زمانی پیشنهاد شدند [۲۲ و ۲۰]. پس از نگرانی‌ها درباره‌ی تخریب لایه اوزون، بحث تغییرات آب و هوایی یا گرمایش زمین جامعه جهانی را در بر گرفت. همانطور که در قسمت مقدمه توضیح داده شد، انتشار روز افزون گازهای گلخانه‌ای نقش اصلی را در گرمایش زمین ایفا می‌کند و دی‌اکسیدکربن، CFCs، HCFCs، متان و اکسید نیتروژن نمایندگان اصلی گازهای گلخانه‌ای در جو هستند. همانند ODP که معیاری برای ارزیابی تخریب لایه اوزون است، معیار منتخب برای ارزیابی گرمایش زمین تحت عنوان پتانسیل گرمایش زمین^۴ (GWP) شناخته می‌شود [۲۳]. با این حال، نسل چهارم سیالات از سال ۲۰۱۰ به بعد، با در نظر گرفتن عواملی همچون؛ GWP کمتر از ۱۵۰، ODP صفر، بازده حرارتی مناسب و ایمنی (از نظر اشتعال‌پذیری و سمی بودن) و پایداری مولکولی بالا انتخاب می‌شوند [۲۰]. که نمایندگان نسل چهارم سیالات عامل شامل: مبردهای طبیعی، HFCs و سیالات مخلوط می‌شوند.

علی‌رغم تلاش‌های فراوانی که از جانب دیگر محققان

^۱ Rowland

^۲ Molina

^۳ Ozone depletion potential

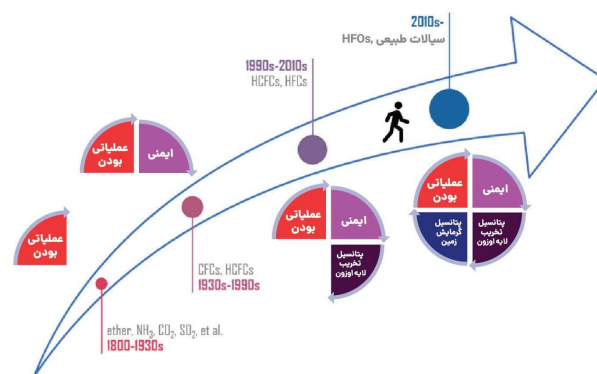
^۴ Global warming potential

در زمینه انتخاب سیال عامل برای ORC شکل گرفته است، سیالات عامل سازگار با محیط زیست در ORC عملکرد ضعیفی را با خود به همراه دارند [۲۰]. به تعبیر دیگر، تقریباً هیچ سیال عامل خالصی وجود ندارد که علاوه بر مسائل زیست محیطی، بتواند راندمان حرارتی مناسبی را ارائه دهد. طبق این امر، سیالات مخلوط می توانند گزینه مناسبی برای پاسخگویی به نیاز مورد نظر باشند [۲۱].

در زمینه انتخاب سیال عامل برای ORC شکل گرفته است، سیالات عامل سازگار با محیط زیست در ORC عملکرد ضعیفی را با خود به همراه دارند [۲۰]. به تعبیر دیگر، تقریباً هیچ سیال عامل خالصی وجود ندارد که علاوه بر مسائل زیست محیطی، بتواند راندمان حرارتی مناسبی را ارائه دهد. طبق این امر، سیالات مخلوط می توانند گزینه مناسبی برای پاسخگویی به نیاز مورد نظر باشند [۲۱].

در زمینه انتخاب سیال عامل برای ORC شکل گرفته است، سیالات عامل سازگار با محیط زیست در ORC عملکرد ضعیفی را با خود به همراه دارند [۲۰]. به تعبیر دیگر، تقریباً هیچ سیال عامل خالصی وجود ندارد که علاوه بر مسائل زیست محیطی، بتواند راندمان حرارتی مناسبی را ارائه دهد. طبق این امر، سیالات مخلوط می توانند گزینه مناسبی برای پاسخگویی به نیاز مورد نظر باشند [۲۱].

در زمینه انتخاب سیال عامل برای ORC شکل گرفته است، سیالات عامل سازگار با محیط زیست در ORC عملکرد ضعیفی را با خود به همراه دارند [۲۰]. به تعبیر دیگر، تقریباً هیچ سیال عامل خالصی وجود ندارد که علاوه بر مسائل زیست محیطی، بتواند راندمان حرارتی مناسبی را ارائه دهد. طبق این امر، سیالات مخلوط می توانند گزینه مناسبی برای پاسخگویی به نیاز مورد نظر باشند [۲۱].



شکل ۴: مراحل انتخاب سیال عامل آلی.

با این حال، در سال ۲۰۱۷ جوانشیر و همکاران، به بررسی انتخاب سیال عامل مناسب برای چرخه ترکیبی برایتون-رانکین آلی پرداختند. آن‌ها در پژوهش خود، با در نظر گرفتن خصوصیات زیست محیطی از قبیل ODP و GWP و نیز مسائل امنیتی مانند اشتعال پذیری و قابلیت سمی بودن، ۲۳ سیال عامل (تر، خشک و تک‌انتروپی) را مورد ارزیابی قرار دادند. نتایج حاصل از این پژوهش نشان می‌دهند که ایزوبوتان (R-۶۰۰a)، اتانول و R۱۱ بهترین عملکرد را از نظر بازده حرارتی دارند [۲۹]. در سال ۲۰۱۹ جینگ یانگ^۱ و همکاران، به جایگزینی سیال R۲۴۵fa که یک سیال رایج در فناوری چرخه رانکین آلی است توسط HFOs پرداختند. آن‌ها در پژوهش خود سه سیال عامل

^۱ Jingye Yang

^۲ Herath

^۳ Haoshui

^۴ Parabolic Collector

^۵ Campana

(کارخانه نورد) و صنعت شیشه‌سازی (کوره‌های شناور) ۲۷۰۵ مگاوات برآورد شده است. همچنین، نصب ORC منجر به صرفه جویی ۱/۹۵ میلیارد یورو در هزینه‌های انرژی شده و ۸/۱ میلیون تن انتشار گازهای گلخانه‌ای را کاهش می‌دهد [۱۲]. در سال ۲۰۱۳ سیلوین کویلین^۱ و همکاران، انواع چرخه رانکین آلی را از نظر منابع حرارتی مختلف مانند خورشیدی، زمین گرمایی و بازیابی گرمای اتلاف‌شده مورد بررسی قرار دادند. نتایج به‌دست آمده از این پژوهش نشان می‌دهد که در صورت بازیابی گرمای اتلاف‌شده مبادله‌کن گرمایی نباید به صورت مستقیم در فرآیند جذب گرما ایفای نقش کند، آن‌ها علت این امر را تحت سه عنوان بیان کردند: ۱- در شرایط گذرا (به عنوان مثال در هنگام راه‌اندازی)، اگر دمای سیال عامل به بیش از دمای قابل تحمل آن برسد، ممکن است پایداری شیمیایی سیال عامل مختل شود. ۲- کنترل‌پذیری و پایداری سامانه‌ها در صورت تبخیر مستقیم دشوار است. ۳- به علت وجود گوگرد گازهای حاصل از احتراق دودکش، اگر دمای این گازها به دمای شبنم برسد، ممکن است مبادله‌کن گرمایی دچار آسیب شود؛ بنابراین آن‌ها در پژوهش خود استفاده از حلقه انتقال حرارت میانی که توسط روغن‌های حرارتی کار می‌کند را پیشنهاد دادند [۱۸]. در سال ۲۰۱۶ زینب فرگانی^۲ و همکاران، به بهینه‌سازی چند معیاره مبتنی بر اگزرژی یک چرخه رانکین آلی، به جهت بازیابی گرمای اتلاف‌شده از صنعت سیمان پرداختند. آن‌ها در پژوهش خود از سیکلوگزان، بنزن و تولوئن به عنوان سیال عامل استفاده کردند. نتایج حاصل از این پژوهش نشان می‌دهد که، سیکلوگزان بهترین سیال عامل از نظر ترمودینامیکی و بهترین از نظر زیست‌محیطی بهترین نامزد

پیشنهادی می‌باشد [۱۰]. در سال ۲۰۱۹ موریرا^۳ و همکاران، به بازیابی گرمای اتلافی از کارخانه تولید سیمان در ایالت میناس گریس^۴ برزیل توسط چرخه رانکین آلی پرداختند. آن‌ها ظرفیت تولید روزانه کلینکر در این کارخانه را، ۳۰۰۰ الی ۶۳۰۰ تن اعلام کردند و نتایج به‌دست آمده از این پژوهش بیان می‌کند که با راه‌اندازی چرخه رانکین آلی: ۱- توان تولیدی تخمینی برای این کارخانه ۸۰ مگاوات گزارش شده است. ۲- در این کارخانه، از انتشار ۲۲۱۰۶۹ کیلوگرم دی‌اکسیدکربن در سال جلوگیری می‌شود. ۳- از نظر توان تولیدی، بازده حرارتی و بازدهی اگزرژی، R141b، R11 و R123 بهترین عملکرد را دارا است [۱۳]. در سال ۲۰۲۱ احمد سلیمان و همکاران، به بازیابی گرمای اتلاف‌شده از کارخانه سیمان در کشور مصر توسط چرخه رانکین آلی پرداختند. آن‌ها یک چرخه رانکین بخار و چرخه ترکیبی بخار-رانکین آلی را برای بازیابی گرمای اتلافی مورد تحلیل انرژی و اگزرژی قرار دادند. نتایج به حاصل آمده از این پژوهش نشان می‌دهد که، اسپروپنتان به عنوان سیال عامل، قابلیت تولید انرژی ۴۴۸۳ کیلووات ساعت را دارا است اما سیکلوپنتان به علت دسترس‌پذیری و ارزان قیمت بودن، به عنوان سیال عامل پیشنهاد شد [۹].

۲- مدل سازی چرخه رانکین آلی

این پژوهش در ادامه و توسعه‌ی تحقیقات موریرا و همکاران صورت گرفته و شکل ۵، پیکربندی استفاده شده در مقاله موریرا و همکاران را نمایش می‌دهد. این شکل که به عنوان پیکربندی اول در این پژوهش شناخته می‌شود، از اجزاء پمپ گریز از مرکز^۵ (PP 01)، یک واحد صرفه‌جو^۶ (ECO)، دو واحد تبخیر کننده^۷ (EVA 01 و EVA 02)،

^۱ Sylvain Quoilin

^۲ Zineb Fergani

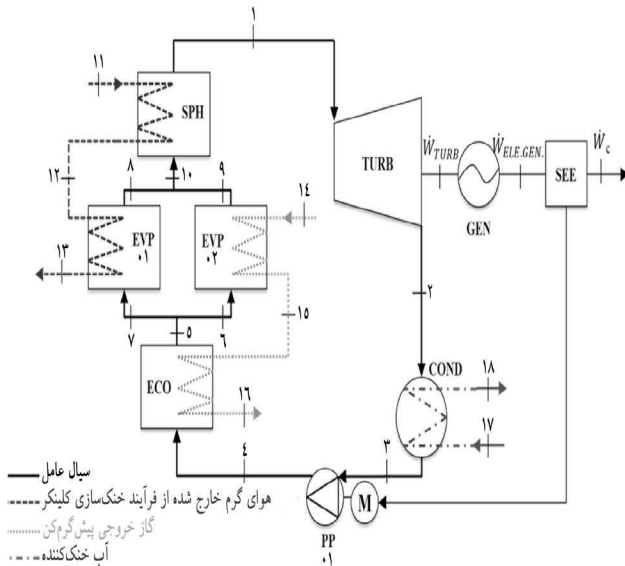
^۳ Moreira

^۴ Minas Gerais

^۵ Centrifugal Pump

^۶ Economiser

Evaporators



شکل ۵: پیکربندی اول [۱۳].

مبادله کن گرمایی مافوق گرم کن^۱ (SPH)، توربین بخار^۲ (TURB)، چگالنده^۳ (COND)، ژنراتور الکتریکی^۴ (GEN)، پست الکتریکی^۵ (SEE) و یک موتور الکتریکی^۶ (M) برای پمپ گریز از مرکز تشکیل شده است. همچنین، جدول ۶ داده‌های مربوط به طراحی چرخه رانکین آلی و جدول ۷ داده‌های مربوط به گرمای اتلاف‌شده از صنعت سیمان (گازهای خروجی از پیش گرم کن و هوای داغ خارج شده از فرآیند خنک‌سازی کلینکر) را بر اساس اطلاعات داخل مقاله موریرا و همکاران برای پیکربندی اول به اشتراک می‌گذارد [۱۳].

جدول ۶: داده‌های مربوط به پیکربندی اول [۱۳]

متغیر	واحد	مقدار
بازده تک‌انتهایی پمپ	%	۷۰/۰۰
بازده تک‌انتهایی توربین	%	۸۵/۰۰
دمای کندانسور	°C	۴۵/۰۰
نسبت تراکم پمپ	-	۲۶/۷۵
فشار محیط	MPa	۰/۱۰۱
دمای محیط	°C	۲۲/۰۰
دمای چگالنده	°C	۳۵
کیفیت بخار ورودی به سوپرهیتر	%	۱۰۰
فشار گازهای خروجی از کارخانه سیمان	MPa	۰/۱۰۱

جدول ۷: داده‌های مربوط به گرمای اتلافی از صنعت سیمان [۱۳]

متغیر	واحد	مقدار
داده‌های هوای داغ از فرآیند کلینکر:		
نسبت مولی نیتروژن	%	۷۹/۰۰
نسبت مولی اکسیژن	%	۲۱/۰۰
دمای هوای ورودی به سوپرهیتر	°C	۱۱۴/۰۰
دمای هوای خروجی از اواپراتور یک	°C	۴۸/۱۵
داده‌های گاز خروجی از دودکش:		
نسبت مولی دی‌اکسیدکربن	%	۲۶/۳۰
نسبت مولی نیتروژن	%	۶۴/۵۸
نسبت مولی اکسیژن	%	۴/۴۹
نسبت مولی بخار آب	%	۴/۱۸
دمای گاز ورودی به اواپراتور دو	°C	۳۱۰/۰۰
دمای گاز خروجی از صرفه‌جو	°C	۲۲۸/۰۰
شدت جریان جرمی گاز خروجی از دودکش	kg/s	۸۸/۰۳

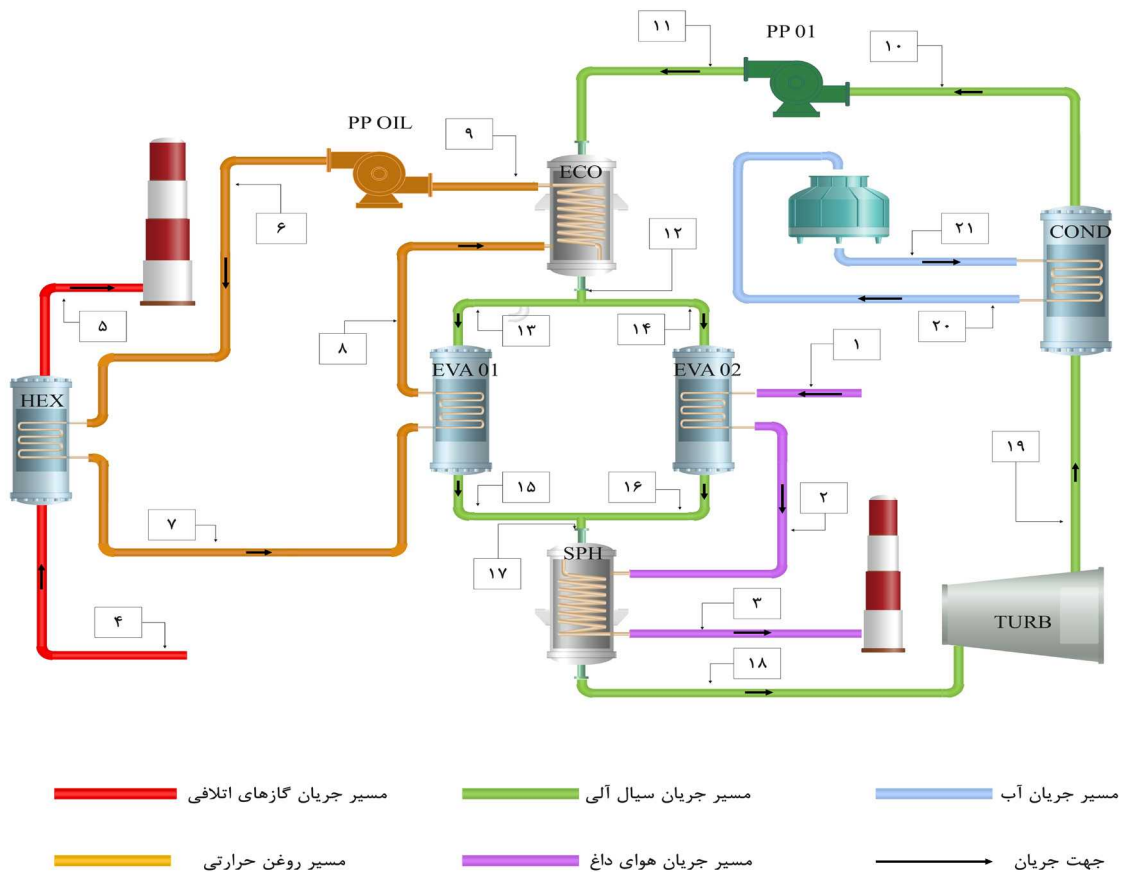
ابتکار در این پژوهش، استفاده از حلقه روغن حرارتی با سیال عامل Therminol 66 به جهت جلوگیری از تبخیر مستقیم بوده و شکل ۶ به عنوان پیکربندی دوم، طرح

- ۱ Superheater
- ۲ Steam Turbine
- ۳ Condenser
- ۴ Electric Generator
- ۵ Electrical Substation
- ۶ Electric Motor

فرضیات حاکم در مدلسازی عبارتند از:

- ۱- صرف نظر از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در تمام چرخه.
- ۲- تمامی فرایندها پایا و آدیاباتیک هستند.
- ۳- صرف نظر از افت فشار درون لوله‌ها و مبادله‌کن‌های گرمایی.
- ۴- هوای داغ و گاز خروجی از پیش‌گرم‌کن به عنوان گاز ایده‌آل.

توسعه یافته از پیکربندی اول را به تصویر می‌کشد. به جهت ارزیابی این پیکربندی، از قانون اول ترمودینامیک (برای اندازه‌گیری کمیت انرژی در فرایندها)، قانون دوم ترمودینامیک (برای محاسبه کیفیت انرژی در فرایندها) و نیز از روابط اگزرژی (برای محاسبه کار از دست رفته) استفاده شده است. علاوه بر جداول ۶ و ۷ که به عنوان داده‌های این پیکربندی شمرده می‌شوند. جدول ۸، داده‌های شرایط جدید ایجاد شده را نمایش می‌دهد. همچنین، شبیه‌سازی انجام شده در این پژوهش توسط نرم‌افزار حل‌گر معادلات مهندسی^۱ (EES) صورت گرفته و جدول ۹ سیالات عامل موجود در کتابخانه این نرم‌افزار که توسط محققان پیشنهاد شده‌اند را به اشتراک می‌گذارد.



شکل ۶: پیکربندی دوم

جدول ۸: داده‌های ورودی گازهای خروجی از فرآیند تولید سیمان

متغیر	واحد	مقدار
دمای کمینه حلقه روغن	°C	۱۵۰
بازده تک‌انتروپی پمپ روغن	%	۷۰/۰۰
فشار کمینه حلقه روغن	kPa	۱۶۰
نسبت تراکم حلقه روغن	-	۲/۵
بازده مبادله‌کن گرمایی	%	۷۵
کیفیت سیال خروجی از صرفه‌جو	%	۰

آهنگ $\dot{Q}_{cv}$ آهنگ کار مبادله شده، $\dot{W}_{cv}$ در این رابطه، محاسبه آنتالپی مخصوص است. h گرمای مبادله شده و مقدار گرمای جذب شده در پیکربندی اول و دوم به ترتیب مطابق روابط (۳) و (۴) می‌باشد.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_1(h_1 - h_4) \quad (۳)$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_1(h_{18} - h_{11}) \quad (۴)$$

توان خالص خروجی از پیکربندی اول و دوم به ترتیب مطابق روابط (۵) و (۶) به دست می‌آید.

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{TURB} + \dot{W}_{PP01} \quad (۵)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{TURB} + \dot{W}_{PP01} + \dot{W}_{OilP} \quad (۶)$$

بازده حرارتی برای هر دو پیکربندی مطابق رابطه (۷) محاسبه می‌شود.

$$\eta_{th} = \left(\frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{net}} \right) \cdot 100 \quad (۷)$$

۳-۱- تحلیل قانون اول ترمودینامیک

قانون پیوستگی در شرایط پایا برای حجم کنترل مطابق رابطه (۱) است [۱۳ و ۳۱]:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (۱)$$

که در آن $\dot{m}$ شدت جریان جرمی بوده و اندیس‌های i و e به ترتیب ورودی و خروجی را تعریف می‌کنند. قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل مطابق رابطه (۲) است.

$$\dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_i h_i - \sum \dot{m}_e h_e = 0 \quad (۲)$$

جدول ۹: سیالات آلی منتخب در مقالات

سیال عامل	جرم مولکولی (kg/kmol)	نوع سیال	شرایط بحرانی			شرایط زیست محیطی			منبع
			دمای جوش در فشار اتمسفر (°C)	فشار بحرانی (bar)	دمای بحرانی (°C)	ODP	GWP	اشتعال پذیری و قابلیت سمیت بر اساس استاندارد ASHRAE	
هیدروکربن‌ها									
R-600a	۵۶/۱	تک	-۷/۰	۴۰/۱	۱۴۴/۹	۰	۳	غیرسمی و اشتعال پذیر	[۱۹ و ۲۰ و ۲۴]
R-123	۱۵۲/۹	انتروپی خشک	۲۷/۸۳	۳۶/۶	۱۸۳/۶	۰/۰۲	۷۷	سمی و اشتعال ناپذیر	[۲۹ و ۳۰]
هیدروفلوروکربن‌ها									
R-1233zd(E)	۱۳۰/۰۵	خشک	۱۷/۹۲	۳۵/۷	۱۶۵/۶	۰	۱	غیرسمی و اشتعال ناپذیر	[۲۵]
R1234ze(Z)	۱۱۴/۰۴	تک انتروپی	۱۵/۷	۳۵/۳	۱۵۳/۷	۰	۱	غیرسمی و اشتعال پذیر	[۲۰ و ۲۵]
الکل‌ها									
Ethanol	۳۲/۰۴۲	مرطوب	۷۸/۴۲	۸۲/۱۵	۲۳۹/۴	-	-	غیرسمی و اشتعال پذیر	[۲۸ و ۲۹]

۳-۲- تحلیل قانون دوم ترمودینامیک

بازده اگزرژی (η_{ex}) برای پیکربندی اول و دوم به ترتیب مطابق روابط (۸) و (۹) محاسبه می‌شود.

(۸)

$$\eta_{ex} = \left[\frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_1(ex_1 - ex_4)} \right] \cdot 100$$

(۹)

$$\eta_{ex} = \left[\frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_1(ex_{18} - ex_{11})} \right] \cdot 100$$

در روابط (۸) و (۹) (ex) اگزرژی جریانی است که مطابق رابطه (۱۰) می‌توان آن را محاسبه کرد.

(۱۰)

$$ex_i = h_i - h_0 - T_0(s_i - s_0)$$

تخریب اگزرژی (Ed) ناشی از بازگشت ناپذیری‌ها در پیکربندی اول و دوم را می‌توان به ترتیب با معادلات (۱۱) و (۱۲) بیان کرد.

(۱۱)

$$\dot{E}_d = \dot{m}_1(ex_1 - ex_4) - \dot{W}_{net}$$

(۱۲)

$$\dot{E}_d = \dot{m}_1(ex_{18} - ex_{11}) - \dot{W}_{net}$$

۳-نتایج و بحث

در بخش جاری، ابتدا به اعتبار سنجی این پژوهش پرداخته شده و در ادامه نتایج حاصل از تحلیل ترمودینامیکی مورد بحث قرار گرفته شده است.

۴-۱- اعتبار سنجی

به منظور اعتبارسنجی پژوهش حاضر نسبت به تحقیق موریرا و همکاران، نتایج به‌دست آمده برای پیکربندی اول، توسط دو سیال عامل R141b و R123 در جدول ۱۰ مقایسه شده‌اند. نحوه اعتبارسنجی بدین صورت است که، تمامی فرضیات و داده‌های استفاده شده در پژوهش موریرا

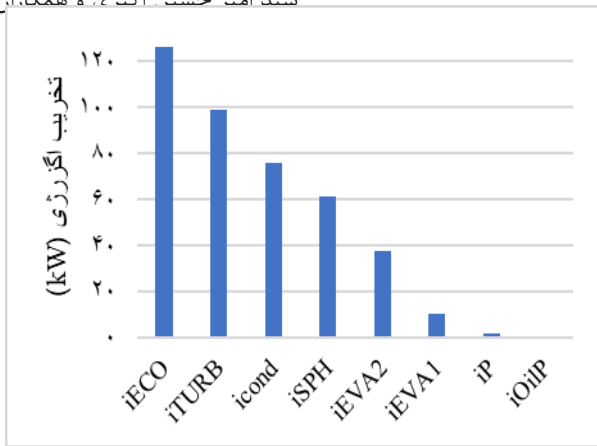
و همکاران، در پژوهش جاری استفاده گردیده است. نتایج این مقایسه نشان می‌دهد که، بیش‌ترین اختلاف میان نتایج موریرا و همکاران و پژوهش حاضر حدود ۶/۷٪ است، می‌توان اظهار نمود که پژوهش جاری از اعتبار قابل قبولی برخوردار است.

۲-۴- تحلیل ترمودینامیکی

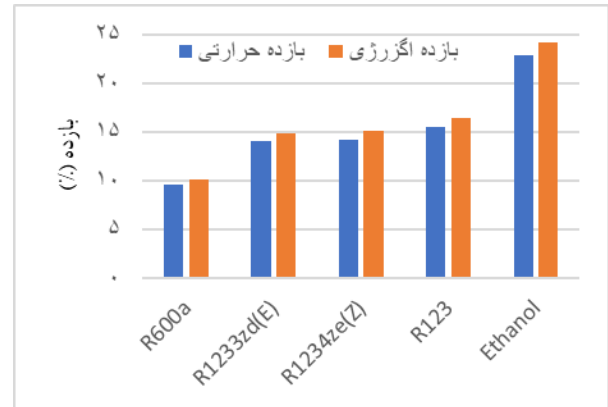
شکل ۷ عملکرد سیالات منتخب را بر روی بازده حرارتی و بازده اگزرژی نمایش می‌دهد. مطابق این شکل، اتانول با بازده حرارتی ۲۲/۹۱٪ و بازده اگزرژی ۲۴/۱۸٪ بهترین عملکرد را نسبت به دیگر سیالات دارا است. همچنین شکل‌های ۸ و ۹ به ترتیب عملکرد سیالات منتخب را بر روی توان خالص تولیدی و تخریب اگزرژی کل نمایش می‌دهند. از نظر توان تولیدی، اتانول با ۶۲۱۳ kW بیشترین توان خالص را تولید کرده است و از نظر تخریب اگزرژی کل، با ۴۱۱/۸ kW کمترین مقدار اگزرژی تخریب شده را به خود اختصاص داده است. بنابراین، به علت عملکرد قابل توجه اتانول نسبت به دیگر سیالات در این پژوهش به عنوان سیال منتخب در نظر گرفته شده است.

جدول ۱۰: مقایسه نتایج پژوهش حاضر با تحقیق موریرا و همکاران

عنوان	نتایج پژوهش حاضر	نتایج موریرا [۱۳] و همکاران	درصد خطا (%)
سیال عامل R141b			
$\dot{W}_{net}$ (kW)	۴۴۴۸	۴۷۶۸	۶/۷
$\dot{m}_1$ (kg/s)	۵۴/۷۵	۵۴/۷۹	۰/۰۷
سیال عامل R123			
$\dot{W}_{net}$ (kW)	۴۱۸۱	۴۳۷۶	۴/۴
$\dot{m}_1$ (kg/s)	۷۷/۸۵	۷۷/۳۸	۰/۶

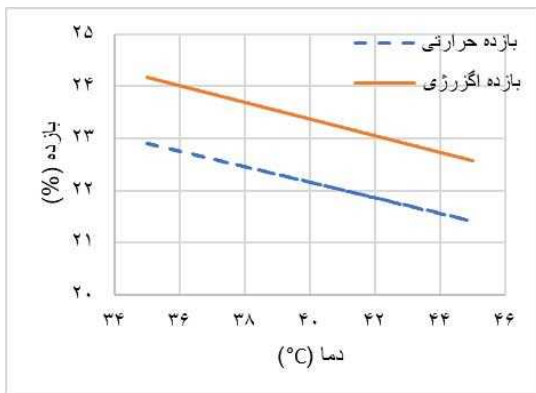


شکل ۱۰: تخریب انرژی اجزاء توسط سیال عامل اتانول.

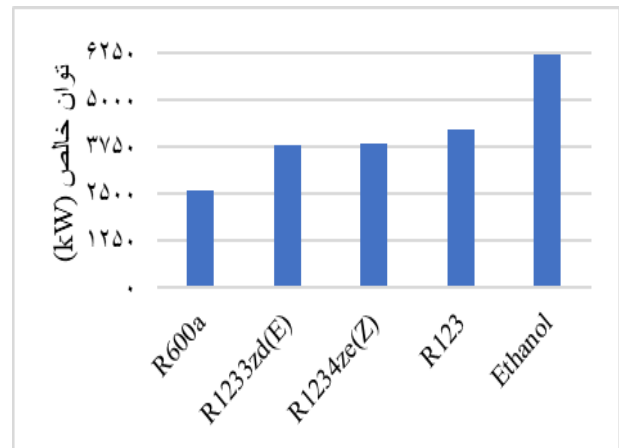


شکل ۷: بازده حرارتی و بازده انرژی سیالات منتخب.

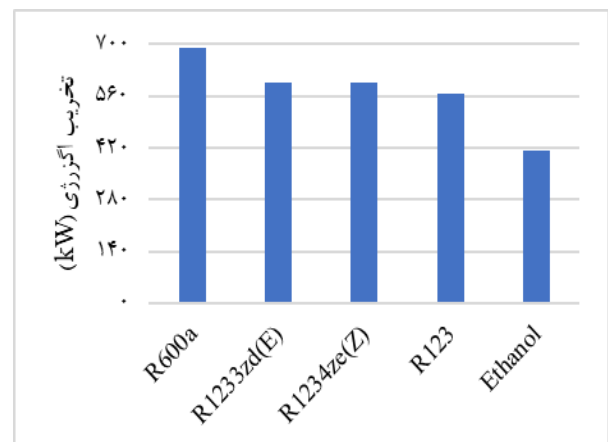
چگالنده به عنوان یکی از اجزاء اصلی چرخه رانکین آلی، تاثیر قابل توجهی بر روی بازده انرژی، بازده حرارتی و توان خالص تولیدی می‌گذارد. با ثابت بودن گرمای وارد شده بر چرخه رانکین آلی، شکل ۱۱ تاثیر تغییرات دمای چگالنده بر روی بازده حرارتی و بازده انرژی را نمایش می‌دهد. مطابق این شکل، با افزایش هر یک از دمای چگالنده، به طور تقریبی بازده حرارتی ۰/۶۵٪ و بازده انرژی ۰/۶۶٪ درصد کاهش می‌یابد. همچنین شکل ۱۲ تاثیر تغییرات دمای چگالنده بر روی توان خالص را نشان می‌دهد. مطابق این شکل، با افزایش هر یک از دمای چگالنده، به طور تقریبی توان خالص ۰/۶۵٪ کاهش می‌یابد. هرچند که این افزایش دما مطابق شکل ۱۳ موجب کاهش تخریب انرژی در صرفه‌جو می‌شود؛ اما در دیگر اجزاء، تخریب انرژی افزایش می‌یابد.



شکل ۱۱: تاثیر دمای چگالنده بر روی توان بازده حرارتی و انرژی.



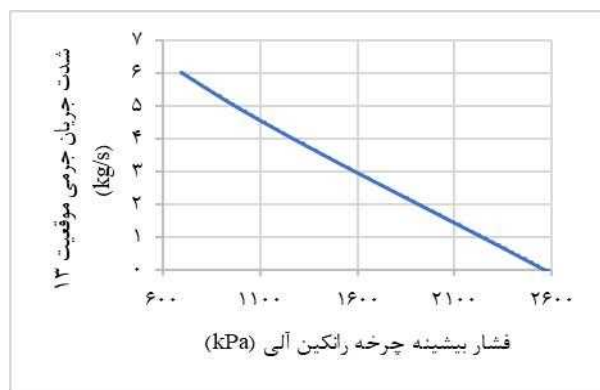
شکل ۸: توان خالص سیالات منتخب.



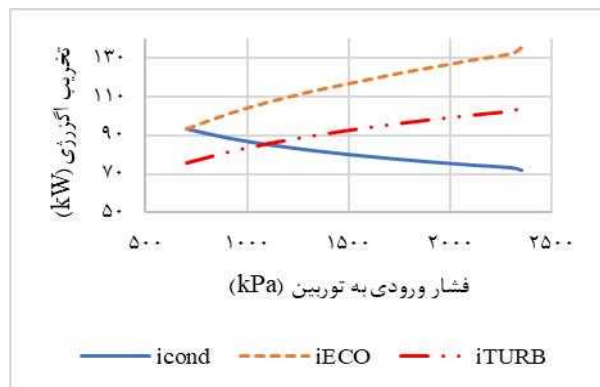
شکل ۹: انرژی تخریب شده کل سیالات منتخب.

شکل ۱۰ تخریب انرژی برای اجزاء به‌کار رفته توسط اتانول را نمایش می‌دهد. صرفه‌جو، توربین بخار و چگالنده به ترتیب بیش‌ترین تخریب انرژی را به دنبال خود دارند. طبق این امر، این سه دستگاه بیشتر مورد توجه قرار گرفته‌اند.

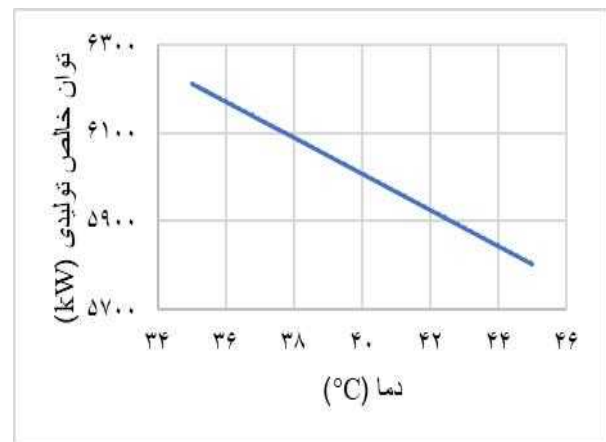
با افزایش فشار سیال ورودی به توربین بخار، تخریب اگزرژی در چگالنده کاهش می‌یابد. بنابراین، هر چند با افزایش فشار سیال ورودی به توربین بخار تخریب اگزرژی در توربین بخار و صرفه‌جو افزایش یافته است؛ اما بازده اگزرژی و بازده حرارتی به ترتیب به علت کاهش تخریب اگزرژی کل و افزایش توان خالص تولیدی مطابق شکل ۱۷ افزایش می‌یابند. به طور خلاصه، با افزایش هر kPa ۱۰۰ فشار ورودی و ورودی به توربین بخار، توان خالص $2/7\%$ ، بازده حرارتی $2/7\%$ و بازده اگزرژی $2/67\%$ به طور تقریبی افزایش می‌یابند.



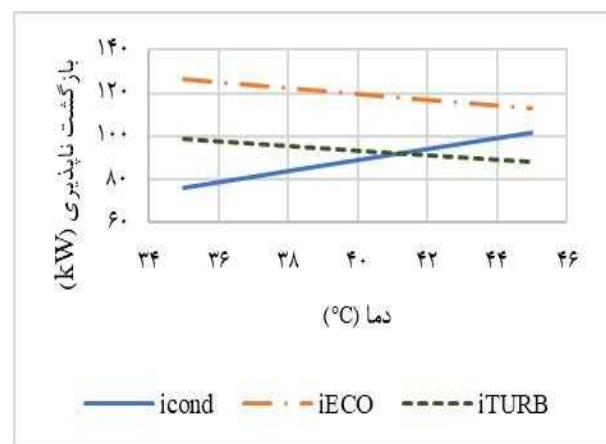
شکل ۱۴: تغییرات فشار سیال ورودی به توربین بخار بر روی شدت جریان جرمی موقعیت ۱۳.



شکل ۱۵: تغییرات فشار سیال ورودی به توربین بخار بر روی توان خالص.



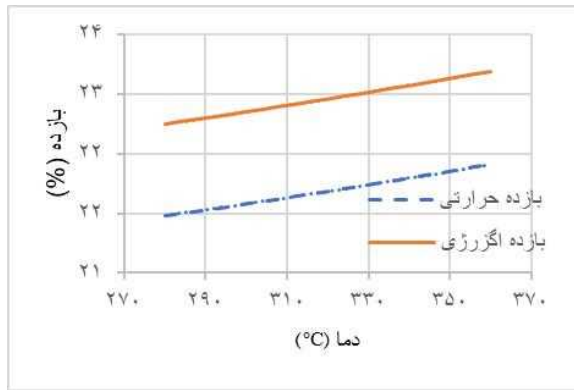
شکل ۱۶: تاثیر دمای چگالنده بر روی توان خالص.



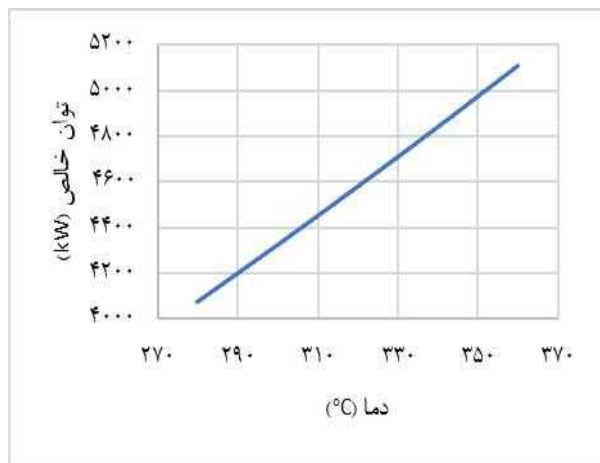
شکل ۱۷: اثر تغییرات دمای چگالنده بر روی بازگشت ناپذیری اجزاء.

شکل ۱۴ تغییرات فشار سیال ورودی به توربین بخار بر روی شدت جریان جرمی موقعیت ۱۳ (سیال آلی ورودی به EVA 01) را نمایش می‌دهد. با افزایش هر kPa ۱۰۰ فشار ورودی به توربین بخار، شدت جریان جرمی موقعیت ۱۳ به علت ناتوانی در تامین گرمای مورد نیاز توسط حلقه روغن حرارتی به طور تقریبی $6/5\%$ کاهش پیدا می‌کند. از طرف دیگر، با افزایش فشار سیال ورودی به توربین بخار، اختلاف آنتالپی ورودی و خروجی افزایش یافته و به دنبال آن توان خالص و تخریب اگزرژی به ترتیب مطابق شکل‌های ۱۵ و ۱۶ افزایش می‌یابند. علاوه بر توربین بخار، این افزایش فشار موجب افزایش اختلاف دما در دو جریان صرفه‌جو شده و در نتیجه تخریب اگزرژی مطابق شکل ۱۶ افزایش می‌یابد. همچنین مطابق این شکل،

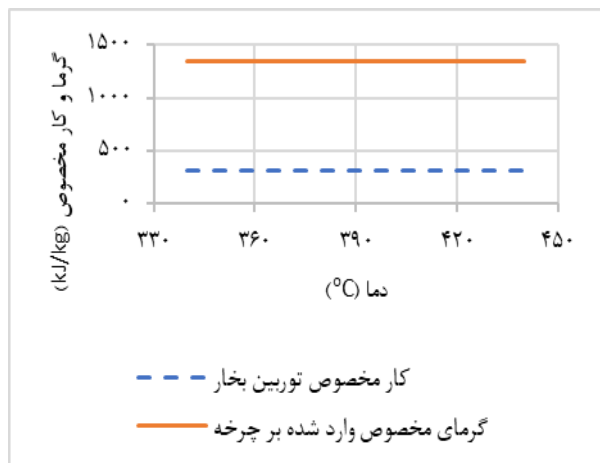
طور تقریبی ۳/۵٪ افزایش می‌یابد.



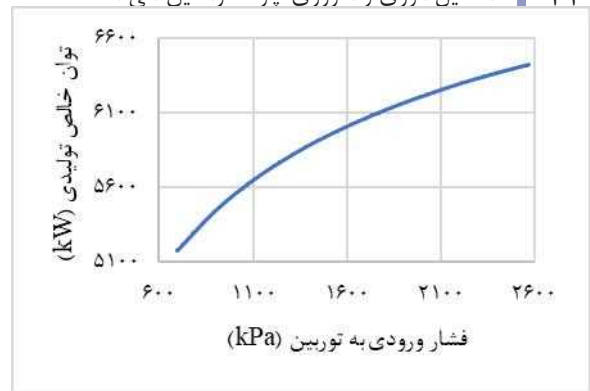
شکل ۱۸: تغییرات دمای هوا استفاده شده برای خنک‌سازی کلینکر بر روی بازده حرارتی و اگزرژی.



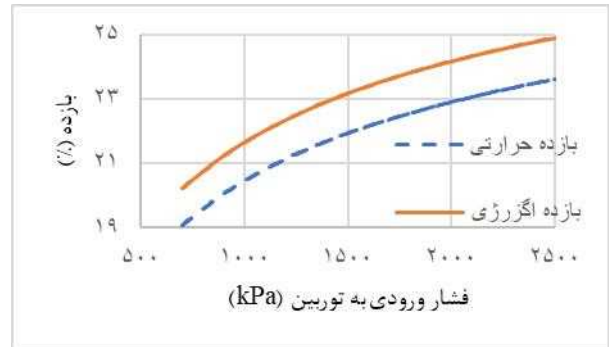
شکل ۱۹: تغییرات دمای هوا استفاده شده برای خنک‌سازی کلینکر بر روی توان خالص.



شکل ۲۰: تغییرات دمای گازهای خروجی از پیش‌گرم‌کن بر روی گرما و کار مخصوص.

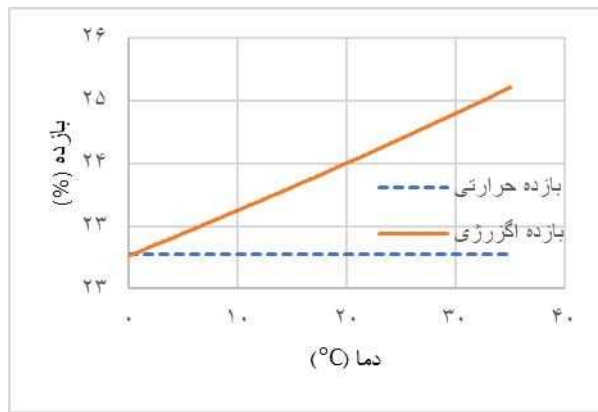


شکل ۱۶: تغییرات فشار ورودی به توربین بخار بر روی تخریب اگزرژی.

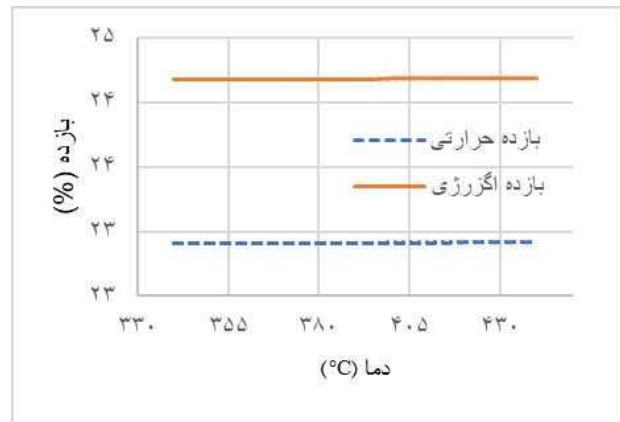


شکل ۱۷: تغییرات فشار ورودی به توربین بخار بر روی بازده حرارتی و اگزرژی.

در پیکربندی دوم، سیال آلی خروجی از صرفه‌جو به صورت مایع اشباع و سیال آلی خروجی از تبخیرکننده‌ها به صورت بخار اشباع می‌باشند. با این حال مطابق شکل ۱۸ با افزایش هر 10°C دمای هوای استفاده شده برای خنک‌سازی کلینکر، بازده حرارتی و بازده اگزرژی به ترتیب ۳۷٪ و ۳۵٪ (به میزان تقریبی) افزایش می‌یابند. همچنین با افزایش هر 10°C دمای این شاخص، توان خالص تولیدی مطابق شکل ۱۹ به طور تقریبی ۳٪ افزایش می‌یابد. مطابق شکل ۲۰ با افزایش دمای گازهای خروجی از پیش‌گرم‌کن، کار مخصوص توربین و گرمای مخصوص وارد شده بر چرخه از پیش‌گرم‌کن، کار مخصوص توربین و گرمای مخصوص وارد شده بر چرخه روند ثابتی را طی می‌کنند. بنابراین با افزایش این شاخص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی مطابق شکل ۲۱ تقریباً ثابت می‌ماند؛ اما این افزایش دما موجب افزایش شدت جریان جرمی ورودی به توربین بخار شده و در نتیجه مطابق شکل ۲۲، با افزایش هر 10°C دمای گازهای خروجی از پیش‌گرم‌کن، توان خالص تولیدی به



شکل ۲۳: تغییرات دمای محیط بر روی بازده حرارتی و بازده اگزرژی.

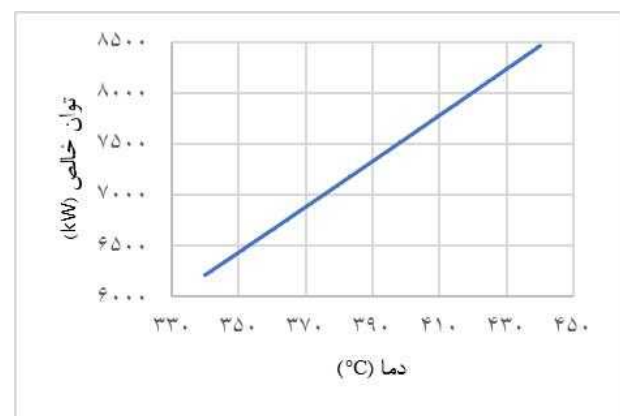


شکل ۲۱: تغییرات دمای گازهای خروجی از پیش گرم کن بر روی بازده حرارتی و بازده اگزرژی.

۵- نتیجه گیری

این پژوهش به منظور بازیابی گرمای اتلاف شده از صنعت سیمان توسط چرخه رانکین آلی صورت گرفته است. به منظور کنترل فرآیند تبخیر و جلوگیری از خوردگی مبادله کن‌های گرمایی، از حلقه روغن حرارتی با سیال عامل Therminol 66 برای تبادل حرارت میان گازهای خروجی از پیش گرم کن و چرخه رانکین آلی استفاده شده است. از میان سیالاتی همچون R123, Ethanol, R123ze(E), R600a و R1234ze(Z) اتانول با تولید توان خالص ۶۲۱۳ kW، بازده حرارتی ۲۲/۹۱٪ و بازده اگزرژی ۲۴/۱۸٪ بهترین عملکرد را نسبت به دیگر سیالات پیشنهادی دارا است. همچنین اثر شاخص‌های موثر بر چرخه رانکین آلی مورد بررسی قرار گرفته است که نتایج مهم به شرح زیر می‌باشند:

- با افزایش هر یک درجه دمای چگالنده، توان خالص و بازده حرارتی به مقدار تقریبی ۰/۶۵٪ و بازده اگزرژی به مقدار تقریبی ۰/۶۶٪ کاهش می‌یابند.
- با افزایش هر ۱۰۰ kPa فشار سیال ورودی به توربین بخار، شدت جریان جرمی سیال آلی ورودی به تبخیر کننده یک، حدود ۶/۵٪ کاهش می‌یابد.



شکل ۲۲: تغییرات دمای گازهای خروجی از پیش گرم کن بر روی توان خالص.

شکل ۲۳ اثر تغییرات دمای محیط بر روی بازده حرارتی و بازده اگزرژی را نمایش می‌دهد. نتایج بیان می‌کنند که با افزایش هر یک درجه دمای محیط، بازده حرارتی ثابت و بازده اگزرژی به طور تقریبی ۰/۲٪ افزایش می‌یابد.

125500.

[3] Khabbazan, M. M. and C. Von Hirschhausen, The implication of the Paris targets for the Middle East through different cooperation options. *Energy Economics*, 2021. 104: p. 105629.

[4] Zamanipour, B., H. Ghadaksaz, I. Keppo and Y. Saboohi, Electricity supply and demand dynamics in Iran considering climate change-induced stresses. *Energy*, 2023. 263: p. 126118.

[5] Caro, D., Greenhouse gas and livestock emissions and climate change. 2019.

[6] Jouhara, H., N. Khordehgah, S. Almahmoud, B. Delpech, A. Chauhan and S. A. Tassou, Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2018. 6: p. 268-289.

[7] Brückner, S., S. Liu, L. Miró, M. Radspieler, L. F. Cabeza and E. Lävemann, Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. *Applied Energy*, 2015. 151: p. 157-167.

[8] Peris, B., J. Navarro-Esbrí, F. Molés and A. Mota-Babiloni, Experimental study of an ORC (organic Rankine cycle) for low grade waste heat recovery in a ceramic industry. *Energy*, 2015. 85: p. 534-542.

[9] Khater, A., A. Soliman, T. S. Ahmed and I. M. Ismail, Power generation in white cement plants from waste heat recovery using steam-organic combined Rankine cycle. *Case Studies in Chemical and Environmental Engineering*, 2021. 4: p. 100138.

[10] Fergani, Z., D. Touil and T. Morosuk, Multi-criteria exergy based optimization of an Organic Rankine Cycle for waste heat recovery in the cement industry. *Energy Conversion and Management*, 2016. 112: p. 81-90.

[11] Ansari, N. and A. Seifi, A system dynamics model for analyzing energy consumption and CO2 emission in Iranian cement industry under various production and export scenarios. *Energy Policy*, 2013. 58: p. 75-89.

[12] Campana, F., M. Bianchi, L. Branchini, A. De Pascale, A. Peretto, M. Baresi, et al., ORC waste heat recovery in European energy intensive industries: Energy and GHG savings. *Energy Conversion and Management*, 2013. 76: p. 244-252.

[13] Moreira, L. and F. Arrieta, Thermal and economic

همچنین طبق این افزایش فشار، بازده حرارتی و بازده انرژی به ترتیب 2.7% و 2.67% درصد افزایش می‌یابند.

- با افزایش هر 10°C دمای هوای استفاده شده برای خنک‌سازی کلینکر، بازده حرارتی و بازده انرژی به ترتیب 3.7% و 3.5% افزایش می‌یابند.

- با افزایش هر 10°C دمای گازهای خروجی از پیش‌گرم‌کن، بازده حرارتی و بازده انرژی تقریباً ثابت‌ام‌توان خالص تولیدی 3.5% افزایش می‌یابد.

- با افزایش هر 10°C دمای محیط، بازده حرارتی ثابت و بازده انرژی 2.0% افزایش می‌یابد.

۶- فهرست علائم

علائم انگلیسی

ex	انرژی، kJ/kg
h	انتالپی مخصوص، kJ/kg
m	شدت جریان جرمی، kg/s
P	فشار، kPa
Q	آهنگ انتقال گرما، kW
s	انرژی مخصوص، kJ/kg.K
T	دما، $^\circ\text{C}$
W	آهنگ کار میداده شده، kW

علائم یونانی

η	بازده، %
--------	----------

زیرنویس

cv	حجم کنترل
e	خروجی
ex	انرژی
i	ورودی
net	خالص
OilP	پمپ حلقه روغن
PP01	پمپ چرخه رانکین آلی
Turb	توربین
th	حرارتی

۷- منابع و مراجع

[1] Ghadaksaz, H. and Y. Saboohi, Energy supply transformation pathways in Iran to reduce GHG emissions in line with the Paris Agreement. *Energy Strategy Reviews*, 2020. 32: p. 100541.2.

[2] Souhankar, A., A. Mortezaee and R. Hafezi, and R. Hafezi, Potentials for energy-saving and efficiency capacities in Iran: An interpretive structural model to prioritize future national policies. *Energy*, 2023. 262: p.

- [24] Shi, L., G. Shu, H. Tian and S. Deng, A review of modified Organic Rankine cycles (ORCs) for internal combustion engine waste heat recovery (ICE-WHR). *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018. 92: p. 95-110.
- [25] Yang, J., Z. Ye, B. Yu, H. Ouyang and J. Chen, Simultaneous experimental comparison of low-GWP refrigerants as drop-in replacements to R245fa for Organic Rankine cycle application: R1234ze (Z), R1233zd (E), and R1336mzz (E). *Energy*, 2019. 173: p. 721-731.
- [26] Hemadri, V.B. and P. Subbarao, Thermal integration of reheated organic Rankine cycle (RH-ORC) with gas turbine exhaust for maximum power recovery. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2021. 23: p. 100876.
- [27] Yu, H., H. Helland, X. Yu, T. Gundersen and G. Sin, Optimal design and operation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system driven by solar energy with sensible thermal energy storage. *Energy Conversion and Management*, 2021. 244: p. 114494.
- [28] Herath, H., M. Wijewardane, R. Ranasinghe and J. Jayasekera, Working fluid selection of organic Rankine cycles. *Energy Reports*, 2020. 6: p. 680-686.
- [39] Javanshir, A. and N. Sarunac. Effect of the working fluid on performance of the ORC and combined Brayton/ORC cycle. in *Energy Sustainability*. 2017. American Society of Mechanical Engineers.
- [30] Satanphol, K., W. Pridasawas, and B. Suphanit, A study on optimal composition of zeotropic working fluid in an Organic Rankine Cycle (ORC) for low grade heat recovery. *Energy*, 2017. 123: p. 326-339.
- [31] Cengel, Y.A., M.A. Boles, and M. Kanoğlu, *Thermodynamics: an engineering approach*. Vol. 5. 2011: McGraw-hill New York.
- assessment of organic Rankine cycles for waste heat recovery in cement plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2019. 114: p. 109315.
- [14] Liu, Z., X. Wang, Q. Zhang and C. Huang, Empirical mode decomposition based hybrid ensemble model for electrical energy consumption forecasting of the cement grinding process. *Measurement*, 2019. 138: p. 314-324.
- [15] Zeb, K., S. M. Ali, B. Khan, C. A. Mehmood, N. Tareen, W. Din, et al., A survey on waste heat recovery: Electric power generation and potential prospects within Pakistan. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017. 75: p. 1142-1155.
- [16] Pantaleo, A. M., J. Fordham, O. A. Oyewunmi, P. De Palma and C. N. Markides, Integrating cogeneration and intermittent waste-heat recovery in food processing: Microturbines vs. ORC systems in the coffee roasting industry. *Applied energy*, 2018. 225: p. 782-796.
- [17] Marmier, A., *Decarbonisation options for the cement industry*. 2023.
- [18] Quoilin, S., M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef and V. Lemort, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2013. 22: p. 168-186.
- [19] Shahrooz, M., P. Lundqvist, and P. Neksa, Performance of binary zeotropic mixtures in organic Rankine cycles (ORCs). *Energy Conversion and Management*, 2022. 266: p. 115783.
- [20] Bahrami, M., F. Pourfayaz, and A. Kasaeian, Low global warming potential (GWP) working fluids (WFs) for Organic Rankine Cycle (ORC) applications. *Energy Reports*, 2022. 8: p. 2976-2988.
- [21] Xu, W., R. Zhao, S. Deng, L. Zhao and S. S. Mao, Is zeotropic working fluid a promising option for organic Rankine cycle: A quantitative evaluation based on literature data. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021. 148: p. 111267.
- [22] Ciconkov, R., Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions. *International Journal of Refrigeration*, 2018. 86: p. 441-448.
- [23] Bolaji, B. and Z. Huan, Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant—a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013. 18: p. 49-54.

پیش‌بینی و مدل‌سازی رفتار نفوذ و پیمایش قطره مایع داخل محیط متخلخل با استفاده از روش جریان دو فازی حجم سیال

آرش نوربخش سعدآباد^۱، فاطمه افسونی^۲، سیدامیررضا عبداللہی^{۳*}، مهدی نامی خلیله ده^۲، سیدفرامرزرنجبر^۳

۱- دانشجوی دکتری تخصصی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران.

۲- دانشجو کارشناسی ارشد مکانیک، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران.

۳- استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

چکیده

در این مقاله پدیده نفوذ قطره مایع داخل محیط متخلخل به کمک روش حجم سیال دوفازی مطالعه شده است. با توجه به اهمیت جریان‌های دو و چند فازی و دستیابی به کم‌ترین خطا در شبیه‌سازی این پدیده، در این پژوهش مدلی برای شبیه‌سازی جریان دوفازی نفوذ قطره در محیط متخلخل پیشنهاد شده است. با توجه به اینکه مهم‌ترین نکته در شبیه‌سازی جریان دوفازی نفوذ قطره در محیط متخلخل انطباق با نتایج تجربی است تمرکز این پژوهش بر ارائه مدلی با خطای کم‌تر نسبت به دیگر روش‌های ارائه شده در گذشته است که دستیابی به خطای کم‌تر نسبت به نتایج تجربی مهم‌ترین نوآوری این پژوهش محسوب می‌شود. شبیه‌سازی‌ها در این پژوهش با روش حجم سیال انجام شده است. تأثیر تغییر متغیرهای کشش سطحی، ویسکوزیته، زاویه تماس، ویسکوزیته و نفوذپذیری و سطح گسترش قطره در محیط متخلخل بررسی شده‌اند. زمانی که زاویه تماس قطره ۶۰ و ۲۰ درجه است تغییرات سطح گسترش تقریباً یکسان می‌باشد. سرعت پخش و نفوذ قطره آب بدون حضور نیروی گرانش با کشش سطحی ۰/۰۲ کمتر از دو کشش سطحی دیگر ۰/۰۰۱ و ۰/۰۷۲ است. در حالی که حضور نیروی گرانش قطره آب با کشش سطحی ۰/۰۰۱ پخش و نفوذ بیشتری نسبت به دو حالت دیگر دارد. نتایج نشان داد که روش حجم سیال مورد استفاده در این پژوهش نسبت به روش بولتزمن شبکه‌ای بر پایه روش چان و شن با فیزیک مسئله مشابه در مقایسه با نتایج تجربی ۹ درصد دقت مناسب‌تری داشته است.

واژه‌های کلیدی

جریان دوفازی، حجم سیال، نفوذ قطره، محیط متخلخل، پیمایش قطره.

Prediction and simulation of diffusion of a droplet in a porous media using two-phase control volume

Nourbakhshsadabad Arash¹, Fatemeh Afsouni², Abdollahi Seyyed Amirreza^{2*}, Nami Khalilehdeh Mahdi², Ranjbar Seyyed Faramarz³

1- Ph.D. Candidate, Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

2- Master's student, faculty of mechanical engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

3- Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

In this article, diffusion of a droplet in a porous media using a two-phase fluid volume is studied. Considering the importance of two-phase flow in achieving an accurate solution, this method is used in this study. The most important aspect of modeling two-phase flow in a porous media is conformity with empirical results. In this study the main focus is to provide a model based on simulations done with fluid volume method. The impact of parameters such as surface tension, viscosity, contact angle, diffusivity and expansion surface of a droplet in a porous media are studied. When the contact angle of 20 and 60 degree is considered, surface changes are almost negligible. Diffusivity of the droplet when gravity is not present with surface tension of 0.02 is less compared to 0.001 and 0.0072 values for surface tension while in the presence of gravity, the droplet with surface tension of 0.001 diffusivity is more than two other cases. Results indicate that the method of fluid volume utilized in this study, has 9 percent more accuracy compared to Boltzmann network method based on Shaun and Chen.

Keywords

Two-phase flow, fluid volume, Droplet diffusivity, Porous media, Droplet diffusion.

۱- مقدمه

توده‌ای حرکت نمی‌کنند [۳].

مدل حجم سیال مدلی است که برای دو یا چند سیال مخلوط نشدنی استفاده می‌شود که سطح مشترک بین دو فاز حائز اهمیت است. در این مدل، یک سری معادله مومنتوم برای سیال ها در نظر گرفته می‌شود و کسر حجمی برای هر سیال در هر سلول دامنه مساله حل می‌شود. مدل حجم سیال برای مدل کردن جریان لایه لایه، جریان‌های سطح آزاد، پر شدن یک مخزن، تکان خوردن سطح مایع در اثر اغتشاش، حرکت حباب‌های بزرگ در یک جریان مایع و ردیابی گذرا یا پایای سطح مشترک گاز- مایع استفاده می‌شود [۴].

تقیلیو و رحیمیان [۵] به بررسی جریان دوفازی با نسبت چگالی و لزجت یک در داخل محیط متخلخل به روش شان و چن پرداختند. اما با تغییر میدان متخلخل و زاویه تماس تأثیر پارامترهای مربوط به محیط متخلخل از قبیل عدد دارسی و زاویه تماس را مطالعه نمودند. رقابت میان نیروی مخالف در برابر حرکت قطره و اثر موینگی در اثر حضور ذرات محیط متخلخل به کمک عدد دارسی توصیف شد. همچنین تأثیر زاویه تماس میان فازهای مایع-گاز و سطح جامد بر میزان نفوذ قطره در داخل محیط متخلخل ارزیابی گردید. به علت محدودیت ذاتی روش مورد بررسی آن‌ها و ضعف آن در کنترل مستقل کشش سطحی، تأثیر پارامترهایی نظیر عدد رینولدز، وبر و فرود ارزیابی نشده بود که در پژوهش حاضر سعی در بررسی آنها شده است. آل‌آمین و همکاران [۶] به بررسی رفتار انتقال نانوذرات را با استفاده از تکنیک‌های یادگیری ماشین، از جمله رگرسیون تقویت‌کننده گرادیان، درخت‌های تصمیم‌گیری، جنگل‌های تصادفی و شبکه‌های عصبی مصنوعی پرداختند. آنها روش‌های مختلفی را برای پردازش داده‌ها برای پیش‌بینی رفتار سیال در محیط متخلخل بررسی کردند. برای ارزیابی مدل‌ها از میانگین خطای مطلق و ریشه میانگین مربعات خطا استفاده شده

طبیعت پیچیده جریان‌های دوفازی یا چند فازی ناشی از سطوح مشترک متعدد در حال حرکت و تغییر شکل پذیر و همچنین میدان‌های جریان پیچیده نزدیک سطح مشترک می‌باشند. لازم به ذکر است که جریان‌های تک فاز براساس ساختار جریان به جریان‌های آرام، گذرا و آشفته دسته بندی می‌شوند. در حالیکه جریان‌های دوفازی بر مبنای ساختار سطح مشترک به چندین گروه اصلی تقسیم می‌شود که هر یک از آنها رژیم جریان یا الگوی جریان نامیده می‌شود. شد دینامیک جریان دوفازی از پدیده‌های بسیار پیچیده است، زیرا علاوه بر مشکلات جریان تک فاز، مشکلاتی در مکان‌های مرزی سطح مشترک، مومنتوم درون فاز، انتقال حرارت، جرم و واکنش‌های درون فازی دارد [۱].

با افزایش دبی فاز گازی حباب‌ها به هم می‌چسبند. در جریان اسلاگ، قطر حباب‌های بخار یا گاز با قطر لوله تقریباً برابر می‌شود. دماغه حباب‌ها شکل کروی دارد و گاز داخل حباب‌ها از دیواره لوله توسط یک فیلم نازک مایع که به سمت پایین حرکت می‌کند جدا می‌شود، همچنین در پشت حباب‌های اصلی ممکن است حباب‌های گازی کوچکتر دیده شود. جریان چرن از شکستن حباب‌های بزرگ که در جریان اسلاگ تشکیل شده بودند به وجود می‌آید [۲]. گاز یا بخار به صورت بی‌نظم در داخل مایع و دور از دیواره لوله حرکت می‌کند. ماهیت جریان نیز متغیر با زمان است. به این جریان، جریان نیمه حلقوی یا حلقوی اسلاگ نیز اطلاق می‌شود. جریان حلقوی از فیلم مایع بر روی دیواره لوله و هسته بخار یا گاز تشکیل می‌شود. بر روی سطح فیلم، امواج با دامنه بزرگ تشکیل می‌شوند که از شکستن این امواج مقادیر قابل توجهی قطره مایع وارد هسته بخار یا گاز می‌شوند. به همین دلیل، نقطه تمایز این جریان از جریان حلقوی باریک در این می‌باشد که قطرات جدا از هم هستند و به صورت

لست و گریو [۷] به بررسی نفوذ قطرات و فیلم آب بر روی محیط متخلخل پرداختند. با بررسی روش‌های مختلف یک پوشش آبریز برای استفاده روی سطوح متخلخل پیشنهاد دادند. مشاهدات میکروسکوپ الکترونی روبشی نشان داد که فرآیند پوشش دهی روی محیط متخلخل منجر به تشکیل حوزه‌های نانوذرات TiO_2 آبدوست و تکه‌های اسید استئاریک آبریز می‌شود که امکان مرطوب شدن ناهمگن را فراهم می‌کند. چپی و همکاران [۸] به یافتن دینامیک انتشار و جذب قطره با استفاده از مبانی و در عین حال تقریب‌های مربوطه برای محاسبه دینامیک شعاعی و عمودی پرداختند. آنها رفتار نفوذ قطره در محیط متخلخل را شبیه‌سازی کردند و با بررسی روش‌های مختلف مدل پیشنهاد کردند که زمان محاسبات داشت. نتایج با داده‌های تجربی منتشر شده برای حالت مرطوب‌سازی کامل مقایسه شد و مشخص شد که همخوانی خوبی با داده‌های تجربی منتشر شده برای دینامیک قطرات و دینامیک نفوذ در بستر متخلخل وجود دارد.

صالح آبادی و همکاران [۹]، پدیده نفوذ فیلم مایع و همچنین قطره داخل محیط متخلخل لایه‌ای به کمک مدل شان و چن دو فاز و روش شبکه بولتزمن را بررسی کردند. الگوی نفوذ سیال داخل محیط متخلخل، هم بصورت فیلم مایع و هم به شکل قطره مورد بررسی قرار گرفت و دو رژیم نفوذ ویسکوز فینگرینگ و کاپیلاری فینگرینگ مشاهده و بررسی شد. تاثیر نسبت تخلخل و ویژگی آبدوست یا آبریز بودن سطح بر روی آهنگ نفوذ نیز بررسی گردید. نتایج نشان داد که در کل افزایش میزان تخلخل و آبریز نمودن سطوح موجب افزایش آهنگ پخش شده است. با توجه به لایه‌ای بودن محیط متخلخل، اثر استفاده از لایه‌ها با نسبت تخلخل‌های مختلف و دارای یک نسبت تخلخل معین در مجموع لایه‌ها، بر روی بهبود آهنگ نفوذ سیال در محیط متخلخل مورد بحث قرار گرفت. همچنین به چگونگی تغییر الگوی نفوذ از

رژیم ویسکوز فینگرینگ و نزدیک شدن به رژیم کاپیلاری فینگرینگ به کمک آبدوست نمودن سطوح پرداخته شد. اوزاکی و اوایکی [۱۰] روش شبکه بولتزمن را برای مطالعه تراوایی یک آرایش مربعی و یک آرایش تصادفی از کره‌ها به همراه عبارت‌های مختلف برخورد مورد استفاده قرار دادند. مطالعات آن‌ها به صورت تک فاز صورت گرفت. در حالت دو فاز به بررسی عددی یک سیال دو فاز درون محیط متخلخل در حالت سه بعدی پرداختند. مطالعه آنها به بررسی تحت نیروی ویسکوز بالا و پایین و حالاتی با درصد اشباع مختلف معطوف بود. آن‌ها نتایج خود را در قالب دیاگرام‌هایی جهت طبقه بندی رفتار جریان دو فاز درون محیط متخلخل ارائه کردند. بررسی جریان تک فاز و دو فاز از میان بستر یک محیط متخلخل متشکل از ماسه سنگ به صورت سه بعدی پرداخته و حساسیت محاسبه تراوایی نسبت به سایز نمونه، تفکیک شبکه حل و انتخاب پارامترهای مدل را به صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. در کار بایهات و پار [۱۱] یک جریان چند گویه‌ای در حالت سه بعدی در بستر متشکل از ماسه سنگ مدل شان و چن بررسی شد. در این مطالعه جایگزینی یک سیال با سیال دیگر به خوبی مدل شد و تراوایی نسبی برای فازهای تر شده مختلف محاسبه شد که با مقادیر تجربی به خوبی مطابقت داشت. یک جریان چندفازی درون محیط متخلخل با ویسکوزیته و نسبت چگالی متغیر براساس مدل پیشنهادی گانستنس پرداختند. آن‌ها محدودیت‌ها و مشکلات روش شبکه بولتزمن در مسائل واقعی را مورد بررسی قرار دادند.

در تحقیقات انجام گرفته در گذشته پیش‌بینی رفتار جریان دوفازی نفوذ قطره در محیط متخلخل در بیشتر موارد از روش‌های بولتزمن شبکه‌ای بر پایه روش شان و چن استفاده شده بود و بررسی روش حجم سیال و دقت این روش برای پیش‌بینی جریان دوفازی کم‌تر مورد مطالعه قرار گرفته بوده است که در این پژوهش

مطالعه می‌شود. افزایش دقت پیش‌بینی رفتار نفوذ قطره نسبت به دیگر روش‌های عددی ارائه شده در گذشته نوآوری این پژوهش است. از ویژگی‌های تحقیق حاضر، این بوده که با بررسی چندین متغیر و تاثیر آن‌ها روی رفتار قطره روی محیط متخلخل امکان پیش‌بینی رفتار قطره بوجود می‌آید که نتایج ارائه شده در این پژوهش قابل استفاده در طراحی بهینه تر مواردی با فیزیک مشابه در صنایعی چون چاپ‌گرهای جوهر افشان، جریان‌های الکترواسمز و مبادله‌کننده‌های گرمایی و جداکننده‌ها در صنایع نفتی خواهد شد، که پیش‌بینی دقیق رفتار قطره، موجب پیش‌بینی مسیر نفوذ قطره مایع و عبور آن از مسیر مشخص، داخل محیط متخلخل می‌شود.

۲- مبانی و روش‌ها

۲-۱- مدل سازی عددی

در این مقاله جریان دو فازي هوا و آب به صورت غیر قابل تراکم و مخلوط نشدنی مدل سازی شده است. از جمله مشکلات موجود در جریان دو فازي، وجود سطح مشترک بین چندفاز است که این سطح مشترک سبب ناپیوستگی در کمیت‌های موجود در مرز مشترک می‌شود و همچنین این ناپیوستگی‌ها مدلسازی و اعمال شرایط مرزی در این مرزها را سخت و پیچیده می‌کند. در مقاله حاضر سطح مشترک دو فاز به روش حجم سیال شبیه سازی شده به این دلیل که این روش بقای جرم را نسبت به سایر روش‌ها بهتر حفظ می‌کند و نسبت به دیگر روش‌ها سادگی بیشتری دارد و در انجام محاسبات صرفه‌جویی می‌شود. در این مقاله برای شبیه‌سازی نفوذ یک قطره دو بعدی درون محیط متخلخل منظم از روش حجم سیال و از نرم افزار تجاری انسیس فلوئنت ۲۰۲۱ و گمبیت و در مواردی از کد نویسی در نرم افزار تجاری متلب ۲۰۱۷ برای انجام محاسبات شده است.

معادله بقاء جرم یا معادله پیوستگی به صورت زیر می‌باشد [۱۲]:

(۱)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot v = 0$$

ρ و $\vec{v}$ به ترتیب چگالی و بردار سرعت جریان می‌باشند. با فرض تراکم ناپذیر بودن فازها، بخش تغییر چگالی از رابطه بالا حذف می‌شود. معادله حاکم بر رفتار جریان‌های چندفازی، لزج، تراکم ناپذیر و غیر دائمی برای هر دو سیال (هوا و آب) که توسط معادلات ناویر-استوکس بیان می‌شود به صورت زیر بیان می‌شود [۱۲]:

(۲)

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho v) + \nabla \cdot (\rho v v) = -\nabla p + \nabla \cdot \mu (\nabla v + \nabla^T v) + \rho g + F_s$$

در معادله فوق جمله $(\nabla v + \nabla^T v)$ تانسور نرخ تغییر شکل $T = (\nabla v + \nabla^T v) / 2$ ، در قالب اپراتوری می‌باشد و مولفه‌های آن در شکل نوشتاری تانسوری عبارت است از $T_{ij} = (v_{i,j} + v_{j,i}) / 2$ ، میدان سرعت، p فشار، ρ چگالی، μ ویسکوزیته و F_s که به عنوان جمله منبع به معادله مومنتوم اضافه شده، ناشی از کشش سطحی در سطح مشترک دوفاز است که با استفاده از قضیه دیورژانس می‌توان آن را به عنوان نیروی حجمی و به صورت رابطه زیر تعریف کرد [۱۲] و [۱۳]:

(۳)

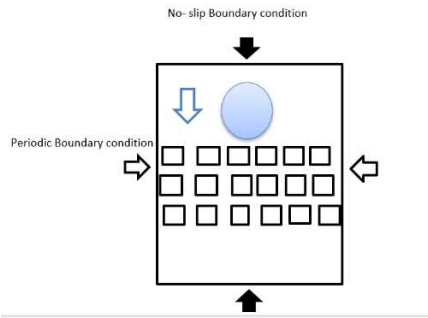
$$F_s = \sigma k \nabla \alpha$$

σ کشش سطحی روی سطح مشترک است که در جهت عمود بر سطح محاسبه می‌شود. K انحناي سطح مشترک است که به صورت زیر است [۱۳]:

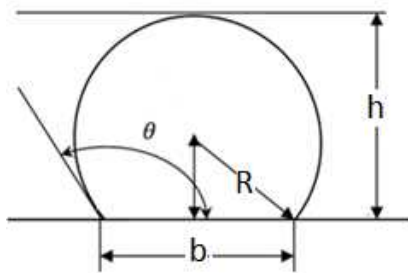
(۴)

$$k = \nabla \cdot \left(\frac{\nabla \alpha}{|\nabla \alpha|} \right)$$

معادله بقای کسر حجمی نیز در مدل حجم سیال به صورت زیر است [۱۲]:



شکل ۲: هندسه قطره ورودی به محیط متخلخل



شکل ۳: هندسه قطره ورودی به محیط متخلخل

در این پژوهش معادلات حاکم در شرایط ناپایا با حضور نیروی گرانش و یکبار هم بدون حضور نیروی گرانش حل شده‌اند. همچنین سرعت اولیه ۱ m/s تنظیم شده است. اختصاص شرایط مرزی مناسب و به کارگیری نودهای کافی از شرایط ضروری هر حل عددی است. در این مسئله، روی دیواره پایینی و بالایی از شرط مرزی عدم لغزش و در دیواره های جانبی از شرط مرزی تناوبی استفاده می شود. برای انجام این مقاله فرضیات زیر بر پایه کار تقیلو و رحیمیان [۵] در نظر گرفته شده است:

۱- شرط جریان دوفازی در حالت ناپایا

۲- شرط جاذبه در نظر گرفته شده است.

۳- خواص آب و هوا ثابت و در دمای ۲۵ درجه سانتیگراد فرض شده است.

زاویه تماس، زاویه ای است برای یک مایع (قطره) که میان سطح تماس مایع یا بخار با جایی که مایع سطح جامد را لمس می کند تعریف می شود. زاویه تماس یک قطره از مایع با سطح آن در تعیین ترشوندگی، موثر است.

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \nabla \cdot (v\alpha) = 0 \quad (5)$$

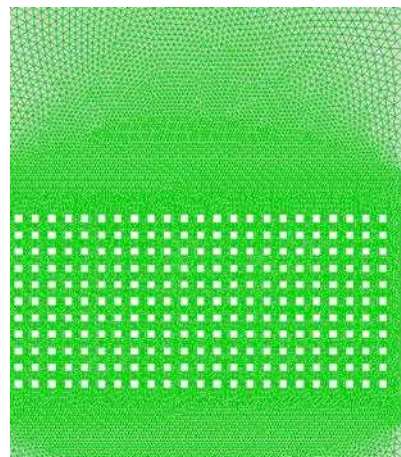
خواص جریان دو فازی، مانند چگالی و لزجت مطابق رابطه زیر محاسبه می شوند [۱۲]:

$$\beta(x, t) = \beta_L \alpha + (1 - \alpha) \beta_G \quad (6)$$

آلفا (α) یک پارامتر اسکالر است و مقدار بین ۰ تا ۱ دارد. اگر سلول حاوی سیال مایع باشد $\alpha = 1$ و اگر حاوی سیال گاز باشد $\alpha = 0$ است. سلول های با مقدار α بین ۰ و ۱، سطح مشترک مایع و گاز را تشکیل دهند [۱۲].

۲-۲- فیزیک مسئله و شرایط مرزی

در این مقاله به بررسی نفوذ قطره آب در محیط متخلخل منظم با در نظر گرفتن کشش سطحی و بدون نیروی گرانش و با سرعت اولیه و بار دیگر با حضور نیروی گرانش و با استفاده از نرم افزار فلوئنت و روش حجم سیال پرداخته می شود. در شکل ۱ نیز شبکه بندی مسئله که به صورت دو بعدی طراحی شده است دیده می شود. هندسه محیط متخلخل مورد مطالعه، متشکل از موانعی مربعی است که به طور منظم و به فاصله $\Delta X = 0.5$ میلی متر از هم قرار گرفته اند، همان طور که در شکل ۲ مشاهده می شود. در شکل ۳ شماتیک قطره ورودی به محیط متخلخل نشان داده شده است.



شکل ۱- شبکه بندی مسئله.

جدول ۱- اعتبار سنجی روش حجم سیال عدد مورد استفاده
تجربی کار استاروف و همکاران [۱۶]

مدت زمان سپری شده از ورود قطره به محیط متخلخل	شعاع قطره در محیط متخلخل (نتایج شبیه سازی پژوهش حاضر)	شعاع قطره در محیط متخلخل بر حسب میلیمتر (نتایج تجربی [۱۶])	درصد خطا نسبت به نتایج تجربی
۰/۰۴	۱/۲۲۶	۱/۲۱۷	۰/۰۱٪
۰/۰۸	۱/۴۸۹	۱/۴۸۶	۰/۰۱۹٪
۰/۱۶	۱/۶۷۹	۱/۶۹۷	۱/۰۵٪
۰/۲۳	۱/۸۲۴	۱/۸۵۱	۱/۴۸٪
۰/۴۶	۲/۱۴۹	۱/۱۶۷	۰/۸۴٪
۰/۶۹	۲/۳۵۷	۲/۳۴۸	۰/۳۸٪
۰/۸۰	۲/۴۶۵	۲/۴۳۸	۱/۱۰٪
۱/۰۴	۲/۵۸۲	۲/۵۵۵	۱/۰۵٪
۱/۲۸	۲/۶۱۹	۲/۶۴۶	۱/۰۳٪
۱/۵۱	۲/۷۰۹	۲/۷۲۷	۰/۶۶٪
۱/۹۲	۲/۷۷۲	۲/۷۹۹	۰/۹۷٪
۲/۹۴	۲/۹۶۲	۲/۹۸۹	۰/۹۱٪
۳/۳۱	۳/۰۶۱	۳/۰۷۹	۰/۵۹٪
۴/۸۳	۳/۰۲۶	۳/۰۴۴	۰/۵۹٪
۵/۸۴	۳/۰۷۲	۳/۱۰۸	۱/۱۷٪
۷/۹۴	۳/۱۳۵	۳/۱۸۹	۱/۷۲٪
۱۰/۰۶	۳/۱۷۲	۳/۱۹۹	۰/۸۵٪

آزمایش لاپلاس

هرچه زاویه تماس به صفر نزدیک تر باشد ترشوندگی بیشتر است و هرچه زاویه تماس به ۱۸۰ نزدیک تر باشد آب گریزی افزایش می یابد. به حداکثر زاویه تماس یک قطره با سطح، زاویه پیشروی و کمینه زاویه تماس را زاویه پسروی می گویند. برای پیش بینی میزان زاویه تماس از معادله یانگ که مطابق رابطه زیر است استفاده شده است. در این رابطه σ_{s1} و σ_{s2} به ترتیب میزان کشش میان سیال یک و سیال دو را با سطح جامد نشان می دهد و σ_{12} نیز مقدار کشش سطحی میان سیال ۱ و ۲ را تعیین می کند [۱۴]:

$$\cos(\theta) = \frac{\sigma_{s2} - \sigma_{s1}}{\sigma_{12}} \quad (7)$$

برای اندازه گیری زاویه تماس قطره با سطح، قطره ای با شعاع های ۰/۱۵، ۰/۲ و ۰/۳ متر با زاویه های تماس ۵۰°، ۹۰° و ۱۲۰° در داخل میدان محاسباتی به ابعاد ۱۵۰×۱۰۰ متر مربع به صورت مماس بر دیواره پایینی قرار داده می شود. بعد از حدود ۲۰۰۰ تکرار که میدان به حالت پایا درآمد به کمک پارامترهای هندسی و رابطه ۸ می توان زاویه تماس میان قطره و سطح را محاسبه کرد [۱۵]:

$$\theta = \pi - \arctan \left[\frac{b}{2(r-h)} \right] \quad (8)$$

که در آن θ زاویه تماس، b طول تماس با سطح، h ارتفاع قطره و r شعاع قطره است (شکل ۳). برای اعتبار سنجی حل عددی انجام گرفته در این پژوهش، روش عددی استفاده شده در این پژوهش با نتایج تجربی کار استاروف و همکاران [۱۶] در جدول ۱ مقایسه شده است.

به منظور ارزیابی دقیق تر و نیز به دست آوردن مقدار عددی کشش سطحی از آزمایش لاپلاس استفاده می کنیم. قانون لاپلاس دلالت بر این موضوع دارد که اختلاف فشار بین داخل و خارج قطره به صورت خطی با معکوس شعاع قطره تغییر می کند، به طوری که شیب این خط مقدار کشش سطحی را نشان می دهد. طبق این قانون اختلاف فشار در داخل و خارج قطره از رابطه زیر پیروی می کند [۱۷]:

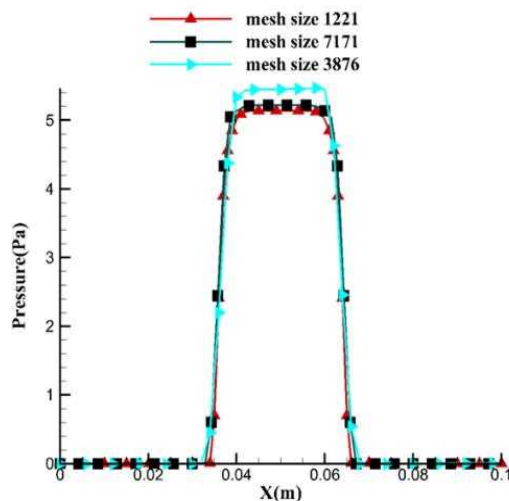
$$\Delta p = p_{in} - p_{out} = \frac{2\sigma}{R} \quad (9)$$

برای به دست آوردن کشش سطحی، قطره ای با شعاع معین در یک میدان محاسباتی با ابعادی مشخص قرار داده

جدول ۲- نتایج آزمایش لاپلاس.

تعداد گره	R	$P\Delta$	σ
۳۸۷۶	۰/۰۱۵	۵/۴۵	۰/۰۸۱
	۰/۰۲	۳/۸۰	۰/۰۷۶
	۰/۰۳	۲/۶۰	۰/۰۷۸
۷۱۷۱	۰/۰۱۵	۵/۲۱	۰/۰۷۸
	۰/۰۲	۳/۷۷	۰/۰۷۵
	۰/۰۳	۲/۵۰	۰/۰۷۵
۱۲۲۲۱	۰/۰۱۵	۵/۱۳	۰/۰۷۶
	۰/۰۲	۳/۹۲	۰/۰۷۸
	۰/۰۳	۲/۶۲	۰/۰۷۸

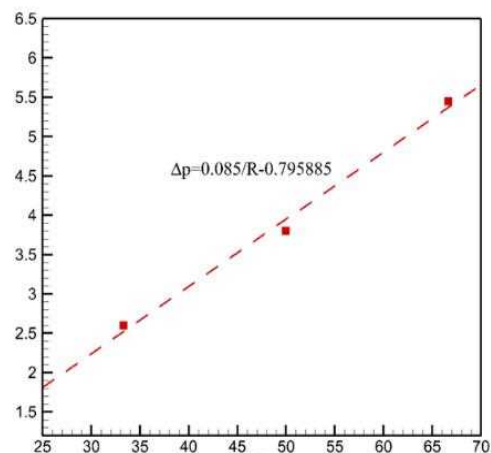
همچنین برای تست استقلال از شبکه، در شبکه هایی که در بالا ذکر شده نمودارهای اختلاف فشار قطره به شعاع های ۰/۱۵ و ۰/۳ متر رسم شده است. (شکل ۵، شکل ۶).



شکل ۵- آزمون استقلال از شبکه اختلاف فشار قطره با شعاع ۰/۰۱۵ متر.

می شود. بعد از آنکه قطره به حالت تعادل رسید، کشش سطحی آن را محاسبه کرده. بدین صورت اختلاف فشار متناظر با شعاع به دست می آید و سپس این کار را برای مقادیر متفاوتی از شعاع ها تکرار می کنیم [۱۸]. با وصل کردن نقاط حاصل خطی به دست می آید که شیب آن بیانگر کشش سطحی قطره می باشد. برای تایید قانون لاپلاس در این مقاله، ابتدا قطرات دایروی با شعاع های مختلف ۰/۱۵، ۰/۲ و ۰/۳ متر در مرکز میدان محاسباتی که یک صفحه ی مستطیلی شکل به ابعاد ۱۵۰×۱۰۰ متر است، قرار داده می شوند.

بعد از حدود ۱۰۰۰۰ تکرار، قطره ای کاملاً دایروی به دست می آید و مقدار کشش سطحی از رابطه ی ۸ محاسبه می شود. نتایج عددی و نظری به دست آمده از رابطه ی ۸ در شکل ۴ و جدول ۲ نشان داده شده است. همچنین شیب خط نشان داده شده در شکل ۴ همان کشش سطحی بوده و حدوداً برابر با ۰/۰۷۵ n/m می باشد. برای تست استقلال از شبکه ی آزمایش، همین روند در شبکه هایی با تعداد ۷۱۷۱ یا ۲۷۲۴۹ المان و ۱۲۲۲۱ گره یا ۴۶۸۸۴ المان مثلثی مرتبه دوم که توسط نرم افزار گمبیت^۱ طراحی شده، انجام شده است و نتایج آن در جدول ۲ نشان داده شده است و همان طور که در شکل ۴ مشاهده می شود، نتایج عددی به طور تقریبی با پیش بینی نظری برابر هستند.



شکل ۴- اعتبار سنجی قانون لاپلاس.

۳- نتایج و بحث

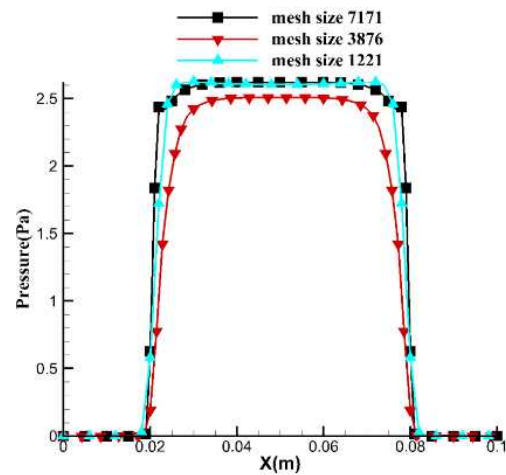
۳-۱- نفوذ پذیری قطره آب در محیط متخلخل

در این مقاله همانطور که در بالا نیز به آن اشاره شده ابتدا یک قطره دایروی با شعاع ۰/۱۵ متر و سرعت اولیه ۱ m/s در یک شبکه مستطیلی به ابعاد ۱۲۰×۱۰۰ متر مربع به صورت مماس به محیط متخلخل با تخلخل ۴۰ درصد قرار داده می شود. در روی دیواره پایینی و بالایی شرط مرزی عدم لغزش و در دیواره های جانبی از شرط مرزی تناوبی استفاده شده است. سپس با تغییر کشش سطحی، ویسکوزیته، سرعت اولیه و همچنین زاویه تماس به میزان نفوذ پذیری قطره در محیط متخلخل و همچنین سطح گسترش قطره نسبت به زمان و میزان تغییرات عدد رینولدز و وبر براساس تغییرات ذکر شده، یکبار بدون حضور نیروی گرانش و یکبار هم با حضور نیروی گرانش پرداخته شده است.

برای بررسی تغییر عدد رینولدز، ویسکوزیته قطره ای به شعاع ۰/۱۵ متر و سرعت ۱ m/s را تغییر داده شده است. با توجه به این که عدد رینولدز نشان دهنده نسبت اینرسی به نیروهای ویسکوز است که به دلیل حرکت سیال به وجود می آیند، بنابراین می توان گفت با افزایش این عدد نیروی اینرسی قدرت بیشتری نسبت به نیروی لزج پیدا کرده و می تواند باعث تغییر شکل قطره شود. برای بررسی تغییر عدد وبر نیز، کشش سطحی قطره ای به شعاع ۰/۱۵ متر و سرعت ۱ m/s را تغییر داده و نتایج به دست آمده با یکدیگر مقایسه شده اند. عدد وبر، عددی بدون بعد است و از رابطه زیر به دست می آید، با کاهش کشش سطحی، عدد وبر افزایش پیدا می کند.

$$We = \frac{\rho v^2 D}{\sigma} \quad (10)$$

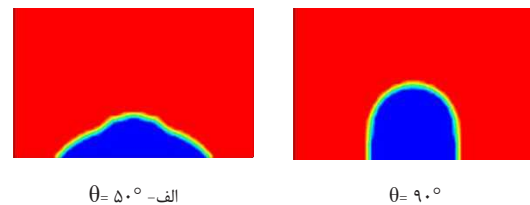
در ادامه کانتورهای فاز، برای قطره آب در زمان های بی بعد ۰/۰۳، ۰/۱۳، ۰/۲۶، ۰/۴، ۰/۵۳، ۰/۶۶، ۰/۸، ۰/۹۳، ۱/۰۶، ۱/۲، ۱/۳۳، ۱/۴۶، ۱/۶ و ۱/۶۶ و با کشش سطحی ۰/۰۷۲ n/m، سرعت اولیه



شکل ۶-آزمون استقلال از شبکه اختلاف فشار قطره با شعاع ۰/۰۳ متر.

همچنین کانتور فاز قطره آب با زاویه تماس ۵۰°، ۹۰° در

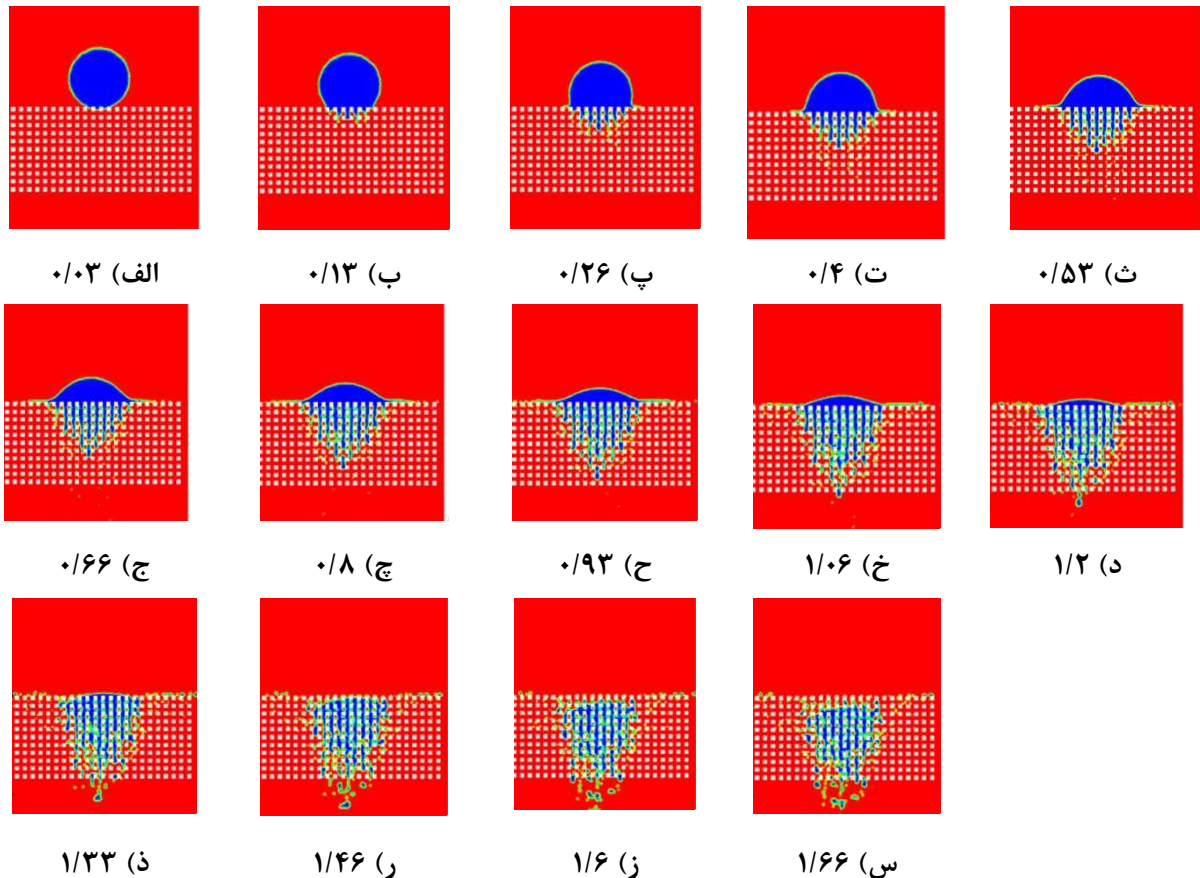
شکل ۷ نشان داده شده است.



شکل ۷- کانتور فاز قطره آب با زاویه تماس

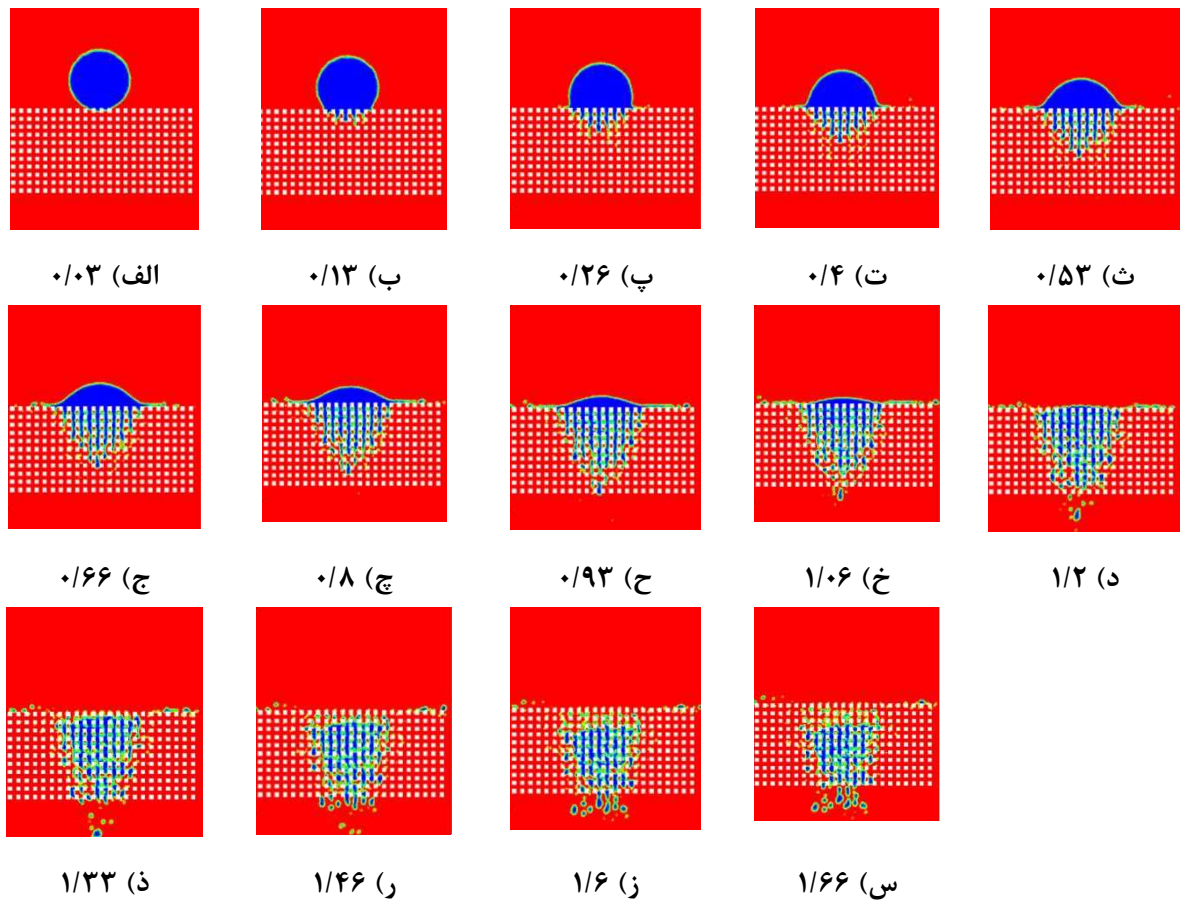
برای تست استقلال از شبکه، دو بار دیگر همین روند را برای شبکه هایی با تعداد ۷۱۷۱ و ۱۲۲۲۱ گره، تکرار شده است. در این مقاله ابتدا یک قطره دایروی با شعاع ۰/۱۵ متر و سرعت اولیه ۱ m/s در یک شبکه مستطیلی به ابعاد ۱۲۰×۱۰۰ متر مربع با تعداد ۲۱۴۵۴ گره به صورت مماس به محیط متخلخل با تخلخل ۴۰ درصد قرار داده می شود. برای تست استقلال از شبکه قطره، همین روند را در شبکه ای با اندازه ۴۰۳۶۶ گره تکرار می کنیم. کانتورهای فاز مربوط به تست استقلال از شبکه، در شبکه هایی با اندازه ۲۱۴۵۴ و ۴۰۳۶۶ گره در زمان های بی بعد ۰/۰۳، ۰/۱۳، ۰/۲۶، ۰/۵۳، ۰/۸، ۰/۱۱، ۰/۲۰۶، ۰/۳۳، ۱/۰۶، ۱/۲۶، ۱/۴۶، ۱/۶۶ و ۱/۶۶ با هم مقایسه شده و متوجه می شویم که تغییر قابل ملاحظه ای در آن ها دیده نمی شود

۱ m/s و زاویه 60° بدون حضور نیروی گرانش در شکل ۸ نمایش داده شده است. لازم به یادآوری است که این محاسبات به روش حجم سیال و با استفاده از نرم افزار فلوئنت در شبکه‌ای به تعداد ۴۰۳۶۶ گره انجام شده است. در این کانتورها رنگ قرمز مربوط شده است.



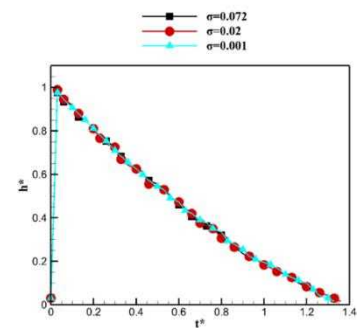
شکل ۸- نمایش کانتور نفوذ فاز قطره آب در زمان های بی بعد و بدون حضور نیروی گرانش

در شکل ۹ قطره آب به دلیل وجود موئینگی و نیروی گرانش در محیط متخلخل نفوذ و از آن خارج می‌شود. همچنین از مقایسه شکل ۸ و ۹ می‌توان متوجه شده که سرعت پخش و خروج قطره آب از محیط متخلخل در زمانی که نیروی گرانش وجود دارد بسیار سریع‌تر از زمانی است که نیروی گرانشی وجود ندارد. اکنون برای به‌دست آوردن میزان نفوذ پذیری و سطح گسترش قطره آب نسبت به زمان در محیط متخلخل، نتایج به‌دست آمده برای اعداد بی بعد مختلف در یک نمودار قرار داده و با هم مقایسه شده است. در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ تغییرات کشش سطحی روی نفوذ پذیری قطره بررسی شده است.

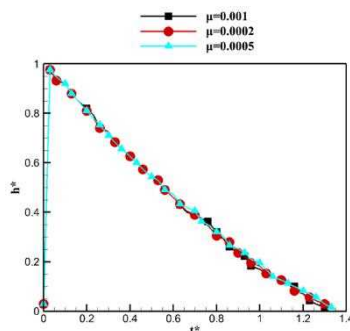


شکل ۹- نمایش کانتور نفوذ فاز قطره آب در زمان های بی بعد و با حضور نیروی گرانش

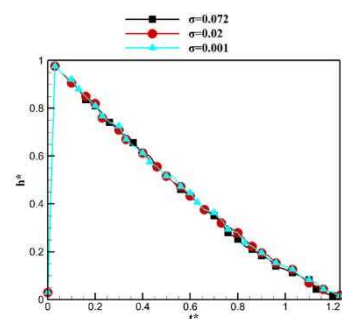
همان طور که در شکل ۱۰ مشاهده می شود سرعت پخش و نفوذ قطره آب بدون حضور نیروی گرانش با کشش سطحی ۰/۰۲ کمتر از دو حالت دیگر و قطره آب با کشش سطحی ۰/۰۱ با حضور نیروی گرانش بیشتر از دو حالت دیگر است و همچنین سرعت پخش و نفوذ قطره آب در محیط متخلخل با حضور نیروی گرانش بیشتر از حالت بدون نیروی گرانش است. در شکل ۱۲ و ۱۳ تغییرات ویسکوزیته بررسی شده است.



شکل ۱۰- نفوذ پذیری قطره آب براساس تغییرات کشش سطحی.

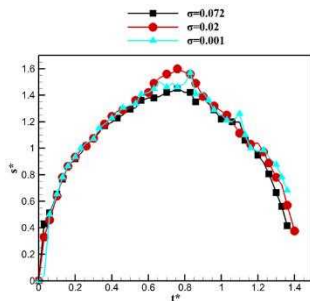


شکل ۱۲- نفوذ پذیری قطره آب براساس تغییرات ویسکوزیته.

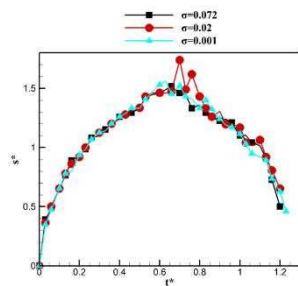


شکل ۱۱- نفوذ پذیری قطره آب با حضور نیروی گرانش براساس تغییرات کشش سطحی.

نیروی گرانش وجود دارد سرعت پخش و نفوذ قطره با زاویه تماس ۹۰ درجه نسبت به شکل ۱۵ و دو حالت دیگر بیشتر می‌باشد. در شکل‌های ۱۶ و ۱۷ تغییرات کشش سطحی روی سطح گسترش قطره بررسی شده است.

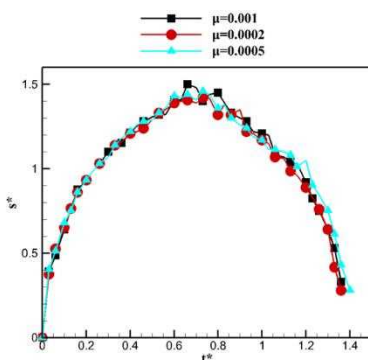


شکل ۱۶- سطح گسترش قطره براساس تغییرات کشش سطحی.

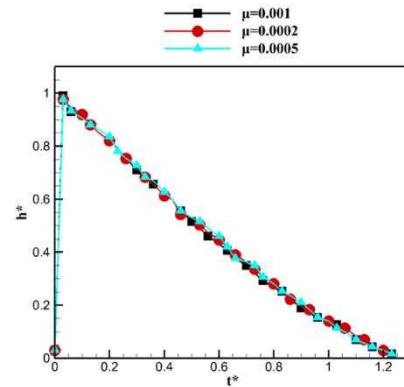


شکل ۱۷- سطح گسترش قطره با حضور نیروی گرانش براساس تغییرات کشش سطحی.

در شکل ۱۶ سرعت گسترش و نفوذ قطره آب با کشش سطحی ۰.۰۲/۰ کمتر از دو حالت دیگر می‌باشد و شکل ۱۷ که نیروی گرانش در آن وجود دارد سریعتر از حالتی است که در آن نیروی گرانش وجود ندارد. در شکل‌های ۱۸ و ۱۹ تغییرات ویسکوزیته روی سطح گسترش قطره بررسی شده است

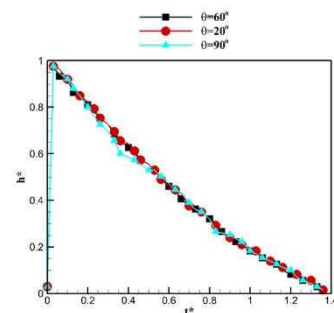


شکل ۱۸- سطح گسترش قطره آب براساس تغییرات ویسکوزیته.

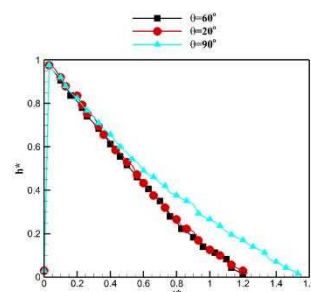


شکل ۱۳- نفوذ پذیری قطره آب با حضور نیروی گرانش براساس تغییرات ویسکوزیته.

همان‌طور که در شکل ۱۲ و ۱۳ قابل مشاهده است، با افزایش ویسکوزیته سرعت پخش و نفوذ قطره آب در محیط متخلخل افزایش می‌یابد و همان‌طور که در بالا نیز ذکر شد در حالت بدون گرانش سرعت نفوذ و پخش قطره آب بیشتر از حالتی است که نیروی گرانش وجود دارد. در شکل‌های ۱۴ و ۱۵ تغییرات زاویه تماس بررسی شده است



شکل ۱۴- نفوذ پذیری قطره آب براساس تغییرات زاویه تماس.



شکل ۱۵- نفوذ پذیری قطره آب با حضور نیروی گرانش براساس تغییرات ویسکوزیته.

با توجه به شکل ۱۴ می‌توان گفت تغییرات در هر سه حالت تقریباً یکسان می‌باشد اما در شکل ۱۵ که

سرعت پخش و نفوذ قطره در حالتی که نیروی گرانش وجود دارد بسیار کمتر از حالتی است که نیروی گرانش وجود ندارد. در جدول ۳ مشخصات پژوهش انجام گرفته در مقایسه با کار و کار بررسی و مقایسه شده اند.

جدول ۳- مقایسه روش حجم سیال با دیگر مراجع [۹]، [۱۶].

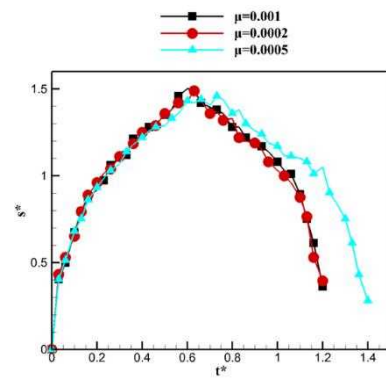
خطای محاسبه	روش مورد استفاده	بهبود دقت نسبت به کار مرجع [۹]
R نسبت به نتایج تجربی مرجع [۱۶]	در محاسبات	در مقایسه با نتایج تجربی کار [۱۶]

۹٪+ حجم سیال ۰٫۰۱۶۶۶ پژوهش حاضر

-- مدل شان و چن در غالب روش بولتزمن شبکه‌ای ۰٫۰۱۸۳۵ [۹]

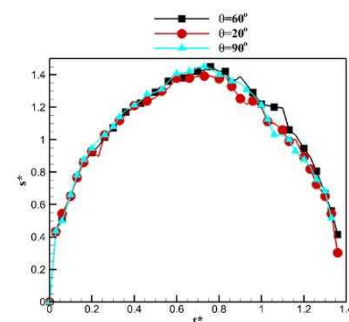
۴- جمع بندی

در مقاله حاضر نفوذ قطره آب در داخل محیط متخلخل مورد بررسی قرار گرفته است. بدین منظور برخورد یک قطره دو بعدی با سطح متخلخل به روش حجم سیال شبیه سازی گردید. استفاده از روش حجم سیال موجب کاهش حجم محاسبات و افزایش دقت نسبت به روش بولتزمن شبکه‌ای شده است. از میان تمام پارامترهای موجود در مسئله، تاثیر کشش سطحی، ویسکوزیته، زاویه تماس و همچنین نفوذپذیری و سطح گسترش قطره در محیط متخلخل بررسی شد. با استفاده از این شبیه سازی، تغییرات اعداد بی بعد رینولدز و وبر مورد ارزیابی قرار گرفت و مشاهده می شود که با افزایش ویسکوزیته عدد رینولدز کاهش و با افزایش کشش سطحی عدد وبر نیز کاهش پیدا می کند اما زاویه تماس هیچ تاثیری در این دو عدد بی بعد ندارد.

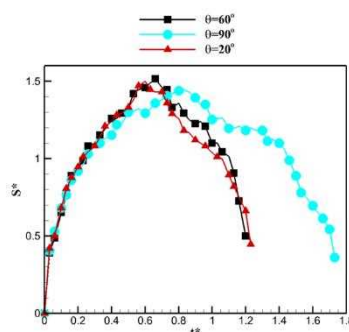


شکل ۱۹- سطح گسترش قطره آب با حضور نیروی گرانش براساس تغییرات ویسکوزیته.

در شکل ۱۸ تغییرات در سه حالت تقریباً یکسان می باشد اما در شکل ۱۹ در حالتی که ویسکوزیته ۰/۰۰۰۵ می باشد، سرعت پخش و نفوذ سطح گسترش بسیار کمتر از دو حالت دیگر است. در شکل ۲۰ و ۲۱ سطح گسترش قطره با توجه به تغییرات زاویه تماس بررسی شده است.



شکل ۲۰- سطح گسترش قطره براساس تغییرات زاویه تماس.



شکل ۲۱- سطح گسترش قطره با حضور نیروی گرانش و براساس تغییرات زاویه تماس.

از مقایسه شکل ۲۰ و ۲۱ می توان متوجه شد، زمانی که زاویه تماس قطره ۶۰ و ۲۰ درجه است تغییرات سطح گسترش تقریباً یکسان می باشد. اما در زاویه ۹۰ درجه

۵- نمادها

علائم انگلیسی

- 10.1021/acs.langmuir.8b03472.
- [5] Taghilo, M. and Rahimian, M., "Simulation of two-dimensional drop penetration inside porous media using lattice Boltzmann method," *Modares Mechanical Engineering*, 13, No. 13, pages 43 to 56. 2016.
- [6] El-Amin, M. F., Alwated, B., and Hoteit, H. A., "Machine Learning Prediction of Nanoparticle Transport with Two-Phase Flow in Porous Media," *Energies*, vol. 16, no. 2, 2023, doi: 10.3390/en16020678.
- [7] Helseth, L. E. and Greve, M. M., "Wetting of porous thin films exhibiting large contact angles," *J. Chem. Phys.*, vol. 158, no. 9, 2023, doi: 10.1063/5.0138148.
- [8] Chebbi, R., "Absorption and Spreading of a Liquid Droplet over a Thick Porous Substrate," *ACS Omega*, vol. 6, no. 7, 2021, doi: 10.1021/acsomega.0c05341.
- [9] Salehabadi, H., Nazari, M., and Kihani, M. H., "Two-phase modeling of fluid penetration and navigation in specific paths inside a layered porous medium using the Boltzmann network method," *Mechanical Engineering, Tabriz University*, D 47, No. 3, pages 129 to 138, 2016.
- [10] Ozaki, H. and Aoyagi, T., "Prediction of steady flows passing fixed cylinders using deep learning," *Sci. Rep.*, vol. 12, no. 1, 2022, doi: 10.1038/s41598-021-03651-8.
- [11] Bhat, N. U. H. and Pahar, G., "Depth-averaged coupling of submerged granular deformation with fluid flow: An augmented HLL scheme," *J. Hydrol.*, vol. 606, 2022, doi: 10.1016/j.jhydrol.2021.127364.
- [12] Li, Y., Zhang, J., and Fan, L. S., "Numerical simulation of gas-liquid-solid fluidization systems using a combined CFD-VOF-DPM method: Bubble wake behavior," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 54, no. 21, 1999, doi: 10.1016/S0009-2509(99)00263-8.
- [13] Liu, Q. and Luo, Z. H., "CFD-VOF-DPM simulations of bubble rising and coalescence in low hold-up particle-liquid suspension systems," *Powder Technol.*, vol. 339, 2018, doi: 10.1016/j.powtec.2018.08.041.
- [14] Przykaza, K., Woźniak, K., Jurak, M., Wiącek, A. E., and Mroccka, R., "Properties of the Langmuir and Langmuir-Blodgett monolayers of cholesterol-cyclosporine A on water and polymer support," *Adsorption*, vol. 25, no. 4, 2019, doi: 10.1007/s10450-019-00117-2.
- [15] Ding, B., Dong, M., Chen, Z., and Kantzas, A., "Enhanced oil recovery by emulsion injection in heterogeneous heavy oil reservoirs: Experiments, modeling and reservoir simulation," *J. Pet. Sci. Eng.*, vol. 209, 2022, doi: 10.1016/j.petrol.2021.109882.
- [16] Navaz, H. K. et al., "Sessile droplet spread into porous substrates-Determination of capillary pressure using a continuum approach," *J. Colloid Interface Sci.*, vol. 325, no. 2, 2008, doi: 10.1016/j.jcis.2008.04.078.
- [17] Deng, H., Huang, Y., Yang, Y., Wu, S., and Chen, Z., "Three-dimensional numerical investigation on micro-me-

زمان $t(s)$

سرعت $v(ms^{-1})$

فشار $P(pa)$

نیروی کشش سطحی $F_s(N)$

تابع انحنای سطح مشترک $K(m^{-1})$

شعاع قطره در محیط متخلخل $R(mm)$

عدد بی بعد رینولدز Re

عدد بی بعد وبر We

شعاع قطره $R(m)$

طول تماس قطره با سطح $b(m)$

ارتفاع قطره از سطح $h(m)$

ضریب کشش سطحی $\sigma(Nm^{-1})$

کسر حجمی α

خواص جریان دوفازی β

زاویه تماس قطره با سطح θ

۶-مراجع

- [1] Ezzatneshan, E. and Goharimehr, R., "A Pseudopotential Lattice Boltzmann Method for Simulation of Two-Phase Flow Transport in Porous Medium at High-Density and High-Viscosity Ratios," *Geofluids*, vol. 2021, 2021, doi: 10.1155/2021/5668743.
- [2] Cerqueira, R. F. L., Paladino, E. E., Evrard, F., Denner, F., and Wachem, B. van, "Multiscale modeling and validation of the flow around Taylor bubbles surrounded with small dispersed bubbles using a coupled VOF-DBM approach," *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 141, 2021, doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2021.103673.
- [3] Li, X., Hao, Y., Zhao, P., Fan, M., and Song, S., "Simulation study on the phase holdup characteristics of the gas-liquid-solid mini-fluidized beds with bubbling flow," *Chem. Eng. J.*, vol. 427, 2022, doi: 10.1016/j.cej.2021.131488.
- [4] Fu, F., Li, P., Wang, K., and Wu, R., "Numerical Simulation of Sessile Droplet Spreading and Penetration on Porous Substrates," *Langmuir*, vol. 35, no. 8, 2019, doi:

ter droplet impact and penetration into the porous media with different velocities,” MATEC Web Conf., vol. 355, 2022, doi: 10.1051/mateconf/202235501009.

[18] Zarareh, A., Burnside, S. B., Khajepor, S., and Chen, B., “Improving the staircase approximation for wettability implementation of phase-field model: Part 2 – Three-component permeation,” Comput. Math. with Appl., vol. 109, 2022, doi: 10.1016/j.camwa.2022.01.005.



شبیه‌سازی سه‌بعدی انتقال حرارت یک قطره غیرنیوتنی با در نظر گرفتن اثرات تبخیر سطحی

عارف خرمی^۱، امین امامیان^۲، امین امیری دلویی^{۳*}

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه تهران، تهران، ایران

۲- کارشناسی ارشد، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه بجنورد، بجنورد، ایران

۳- دانشیار، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه بجنورد، بجنورد، ایران

چکیده

در این مطالعه، مسئله سقوط یک قطره غیرنیوتنی غیر هم‌دمای به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. هندسه مساله به صورت سه بعدی در نظر گرفته شده و از مدل پرکاربرد توانی ($n=0.1$) برای بررسی رفتار غیرنیوتنی قطره استفاده شده است. همچنین، نرم‌افزار کامسول برای شبیه‌سازی عددی انتقال حرارت قطره غیرنیوتنی انتخاب شده و نتایج حاصل از این تحقیق با کارهای مشابه پیشین مقایسه گردیده و صحت سنجی شده است. با توجه به نتایج بدست آمده، تبخیر سطحی تأثیر به‌سزایی بر دمای قطره در حال سقوط دارد. شبیه‌سازی‌ها نشان می‌دهد که در نظر گرفتن تبخیر سطحی نسبت به حالت بدون در نظر گرفتن تبخیر سطحی می‌تواند باعث تغییر دمای قطره تا مقدار قابل توجه ۱۰ درجه سانتی‌گراد شود. عوامل مؤثر بر تبخیر سطحی قطره شامل سرعت سیال و دمای قطره با جزئیات مورد بررسی قرار گرفت و نتایج نشان داد که سرعت سیال مهم‌ترین عامل در تغییر میزان تبخیر سطحی در قطره است. با دو برابر کردن میزان سرعت قطره، دمای آن ۸ درجه سانتی‌گراد افت پیدا می‌کند. بررسی مکانیزم حرکت و انتقال حرارت قطره غیرنیوتنی می‌تواند کاربردهای قابل توجهی در فرآیندهای مختلف در صنایع چاپ، رنگ و به خصوص داروسازی داشته باشد.

کلمات کلیدی

سقوط قطره، تبخیر سطحی، مدل غیرنیوتنی توانی، انتقال حرارت، کامسول.

Three-dimensional heat transfer simulation of a non-Newtonian droplet considering the effects of surface evaporation

Aref Khorrami¹, Amin Emamian², Amin Amiri Delouei^{3*}

1- Department of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

2,3- Department of Mechanical Engineering, University of Bojnord, Bojnord, Iran

Abstract

In this study, the problem of falling a non-isothermal non-Newtonian droplet has been investigated numerically. The geometry of the problem is considered in three-dimensional form. The widely used power-law model ($n=0.1$) has been used to investigate the non-Newtonian behavior of the droplet. COMSOL software has been selected for the numerical simulation of motion and heat transfer of non-Newtonian droplets. The results of this research have been compared with previous similar works and have been successfully validated. The simulations show that considering the surface evaporation compared to the case without considering the surface evaporation can change the temperature of the droplet up to a significant amount of 10°C. Factors affecting surface evaporation, including fluid velocity and droplet temperature, have been investigated in detail. The results show that fluid velocity is the most important factor in changing the amount of surface evaporation of the droplet. By doubling the drop's velocity, its temperature drops by 8°C. Investigating the mechanism of movement and heat transfer of non-Newtonian drops can have significant applications in various processes used in printing, dyeing, and especially pharmaceutical industries.

Keywords

Droplet falling, Surface evaporation, Non-Newtonian power-law model, Heat transfer, COMSOL.

۱- مقدمه

مسئله‌ی حرکت سیالات چند فازی نیوتنی و غیریوتنی در طیف گسترده‌ای از کاربردهای مهندسی و طبیعی از چاپگرها گرفته تا بدن انسان دیده می‌شود [۲,۱]. شبیه سازی حرکت سیالات چند فازی می‌تواند با وجود انتقال حرارت بین فازها و پدیده خنک‌کنندگی که تا حدی در مسئله دخیل است، پیچیده‌تر شود. پتانسیل موجود برای انتقال حرارت بین دو سیال نیز عمدتاً به گرادیان دمای بین فازها (مانند محیط هوا و قطره در حال سقوط) نسبت داده می‌شود [۵,۳]. تشکیل قطرات در انتهای نازل‌ها، حرکت و میزان تبخیر آن‌ها در سیالی دیگر مثل هوا، مدت زیادی است که توجه پژوهشگران را به خود جلب کرده است. به طور خاص، بررسی حرکت سیالات غیریوتنی در سیالات دیگر پژوهشی به‌روز و مهم تلقی می‌شود که در صنایع داروسازی و بیومکانیک بسیار کاربردی است. برای آشکار شدن و فهم بهتر کاربرد و اهمیت آن به چند نمونه از آن‌ها اشاره شده است.

در فرآیند رنگ‌زنی خودرو، بررسی رفتار قطره برای کنترل ضخامت لایه رنگ از اهمیت بالایی برخوردار است چرا که پاشش قطرات اضافی یا ایجاد قطرات ثانویه بعد از آن باعث کاهش کیفیت رنگ در سطح مورد نظر می‌شود که هزینه‌های گزافی را در پی خواهد داشت [۶]. از جمله کاربردهای دیگر این‌گونه شبیه‌سازی‌ها در صنعت، می‌توان به استخراج مایع-مایع اشاره نمود که یک زمینه میان رشته‌ای بین مهندسی مکانیک، مهندسی شیمی و متالوژی است. این استخراج در بسیاری از صنایع، نظیر صنعت نفت (جداسازی ترکیبات آروماتیک از روغن پایه موتور و پالایش آن)، شیمیایی (جداسازی الفین‌ها و پارافین)، مهندسی هوا-فضا، مواد و متالوژی (ذوب و ریخته‌گری) بسیار کاربرد دارد که برای طراحی بهینه عملیات استخراج مایع-مایع وجود اطلاعات دقیقی از رفتار قطره، اندازه، شکل و سرعت آن دارای اهمیت است [۷]. از

نمونه‌های دیگر می‌توان به کاربرد قطره در مبدل‌های حرارتی تماس مستقیم اشاره کرد که در آن عمل انتقال حرارت بین دو مایع مخلوط نشدنی صورت می‌گیرد. دیگر کاربردهای این شبیه‌سازی در صنایع رنگ و به‌خصوص چاپگرها است که از رنگ و جوهر به صورت قطره‌ای استفاده می‌کنند. در این صنعت تحقیقات بسیاری در زمینه اندازه‌گیری سایز و حرکت قطرات در حال انجام است و به منظور بهینه‌سازی این‌گونه فرآیندها داشتن اطلاعاتی دقیق از اندازه و سایز قطرات و همچنین رفتار آن‌ها در هنگام پاشش روی کاغذ بسیار مهم است [۸]. راه‌حل‌های تحلیلی و تجربی دارای نتایج دقیق و قابل اعتماد هستند [۹-۱۱]. مدل تئوری تبخیر قطره لیدن‌فر است برای محاسبه ارتفاع لایه بخار زیر قطره به صورت آزمایشگاهی انجام شده است [۱۲] و تأثیر فرآیندهای گرمایش و تبخیر قطرات بر ناپایداری احتراق فرکانس پایین توسط دودانگه و همکاران [۱۳] شبیه‌سازی شده است.

یکی از مسائل مبنا و پایه‌ای در دینامیک سیالات، حرکت یک قطره در حال سقوط در یک فاز سیال مخلوط نشدنی است. در چند سال اخیر بررسی و تحلیل‌های مختلفی بر روی سقوط یا بالا رفتن قطرات در یک سیال دیگر صورت گرفته است که نشان از اهمیت این موضوع دارد [۱۴]. تیلور و آکریووس [۱۵] در حالتی که اعداد بی بعد رینولدز بسیار کم و عدد موینگی محدود باشد، شکل قطره را به صورت کروی شبیه‌سازی کردند و به صورت تحلیلی نشان دادند که در اعداد رینولدز پایین، قطره شکل کروی خود را از دست می‌دهد. همچنین نشان دادند که در اعداد رینولدز بالا قطره به صورت پهن‌تری در می‌آید. با گذشت زمان عوامل متعدد دیگری نیز که در شکل و اندازه قطره تأثیر دارند، معرفی شده است. از مهم‌ترین آن‌ها می‌توان به خصوصیات رئولوژی سیال داخلی و خارجی و شکل اولیه قبل از سقوط اشاره کرد [۱۶]. گورکان [۱۷] مدل توانی را برای یک قطره در حال سقوط در یک سیال

قطره غیریوتنی در هوا با استفاده از نرم افزار کامسول^۱ مورد بررسی قرار گرفته که از مدل توانی^۲ برای شبیه سازی رفتار غیریوتنی استفاده شده است. عواملی مانند تغییرات دمایی قطره غیریوتنی، و همچنین سرعت قطره در حال سقوط که بر روی تبخیر سطحی دخیل هستند، مورد ارزیابی قرار گرفته اند. تصویر شماتیک مربوط به هندسه مورد استفاده در این شبیه سازی، در شکل ۱ نشان داده شده است. مساله مورد بررسی از دو سیال غیر قابل اختلاط در یکدیگر تشکیل شده که با یکدیگر تبادل حرارتی دارند. در این شبیه سازی، تبخیر سطحی بر روی یک قطره غیریوتنی بررسی شده است که با استفاده از آن می توان میزان خطای مدل سازی را نسبت به حالت بدون در نظر گرفتن تبخیر سطحی ارزیابی کرد و نشان داد که این پدیده چه تاثیری بر روی تبخیر قطرات دارد. در این مقاله از مدل توانی ($n=0.1$) برای شبیه سازی قطره غیریوتنی استفاده شده است.

۲- معادلات حاکم

در این بخش روابط مهم به کار گرفته شده و همچنین معادلات حاکم بر شبیه سازی حاضر بیان شده است. در مطالعه حاضر شبیه سازی حرکت قطره به عنوان فاز گسسته در فاز پیوسته مورد بررسی قرار گرفته و جریان مورد بررسی جریانی آشفته، ناپایا و محوری فرض گردیده است که از دو سیال غیر قابل اختلاط تشکیل شده است. از تغییرات خواص فیزیکی مانند چگالی و کشش سطحی صرف نظر شده است. روابط مربوط به جریان های تراکم ناپذیر برای این شبیه سازی استفاده شده است:

$$\rho \nabla \cdot u = 0 \quad (1)$$

$$\rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot [-pI + K] + F \quad (2)$$

$$\rho(u \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \epsilon \quad (3)$$

نیوتنی در نظر گرفته است. امین زاده و همکاران [۱۸] میزان تغییرات در حرکت قطره، اندازه و شکل آن را به صورت آزمایشگاهی شبیه سازی کرده اند. در این پژوهش، تاثیراتی در رفتار مایعات، نظیر خواص غیریوتنی بررسی شد و مشخص گردید که افزودن ویژگی های ویسکوالاستیک در قطرات، موجب افزایش پایداری در شکل آن ها می شود. چن و همکاران [۱۹] سرمایه تبخیری قطره ای را که به یک سطح گرم برخورد می کند، به صورت عددی ارزیابی کردند. پان و همکاران [۲۰] مکانیسم های تبخیر قطرات آب را در شرایط آب گریز و فوق آب گریز مطالعه کردند. ریموند و همکاران [۲۱] میزان تبخیر از سطح آب گرم و روابط آن با ویژگی های حرارتی هوایی در یک جریان اجباری را بررسی کردند. عواملی که در این شبیه سازی مورد توجه قرار گرفته است شامل وابستگی بین نرخ تبخیر، سرعت هوا و اختلاف دمای هوا بوده است. نتایج نشان داد میزان تبخیر، عمدتاً وابسته به سرعت جریان هوا می باشد. باقی موارد نیز در این آزمایش لحاظ شدند ولی تاثیرپذیری سرعت جریان بیش از باقی آن ها به ثبت رسید. همچنین نظریه ای از سوی کلیفت و همکاران [۲۲] مبتنی بر تغییر شکل کروی قطره در ازای عدد موینگی بی نهایت وجود دارد که بیان می کند تحت این شرایط قطره کرویت خود را از دست می دهد. اسمولیانسکی و همکاران [۲۳] تغییرات دینامیکی حباب های گاز در یک سیال را مورد مطالعه قرار دادند که در آن مقادیر مختلفی برای کشش سطحی در نظر گرفته شد. نتایج نشان داد که پارامتر کشش سطحی عاملی تاثیر گذار بر روی دینامیک قطره است. آن ها به ازای اعداد رینولدز بالا توانستند شکل حباب بیضوی نامتقارن را شبیه سازی کنند. اخیراً دینامیک تبخیر قطرات [۲۴، ۲۵] و مقاومت حرارتی و انتقال جرم در رابط مایع-گاز یک قطره در حال تبخیر [۲۶] مورد مطالعه قرار گرفته است.

در مطالعه حاضر، شبیه سازی سه بعدی سقوط یک

^۱ COMSOL Multiphysics® software

^۲ Power-law non-Newtonian model

میزان و نرخ انتقال حرارت بین قطره و محیط معرفی شده است:

$$\rho C_p u \cdot \nabla T + \nabla \cdot q = s, \quad (9)$$

که

$$q = k \nabla T \quad (10)$$

در معادلات فوق C_p ظرفیت گرمایی ویژه و T توزیع دما هستند. همچنین K تانسور رسانایی و S منبع گرما هستند.

۲-۲- انتقال رطوبت در هوا

برای به دست آوردن میزان سیال تبخیر شده از قطره معلق در هوا از معادلات ذیل استفاده می‌کنیم. شایان ذکر است که تبخیر در این شبیه‌سازی لحاظ شده است چرا که میزان تبخیر در قطره غیرنیوتنی قابل توجه است. که در ادامه به آن پرداخته شده است [۱۴].

$$M_v u \cdot \nabla C_v + \nabla \cdot g = G \quad (11)$$

$$g = -M_v D \nabla C_v \quad (12)$$

$$C_v = \phi C_{sat} \quad (13)$$

در معادلات فوق C_v غلظت بخار، C_{sat} غلظت اشباع بخار، ϕ رطوبت نسبی و D بیانگر ضریب انتشار هستند. شرایط مرزی در مسئله حاضر، شرط عدم لغزش و عایق بر روی دیواره‌ها و سرعت ورودی ثابت برابر ۳ متر بر ثانیه و فشار محیط در خروجی هستند.

۳- هندسه مسئله و شبکه‌بندی

در این بخش به بررسی هندسه شبیه‌سازی می‌پردازیم. در ابتدا باید عنوان کرد سقوط قطره غیرنیوتنی در هوا به‌صورت سه بعدی مورد مطالعه قرار گرفته است و برای این کار از یک سلول مکعبی به ابعاد طول ۸۵ سانتی‌متر و عرض ۱۸ سانتی‌متر در ارتفاع ۱۸ سانتی‌متر استفاده شده است.

$$\rho(u \cdot \nabla) \varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu T}{\sigma_\varepsilon} \right) \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} f_\varepsilon \quad (4)$$

$$\nabla G \cdot \nabla G + \sigma_w G (\nabla \cdot \nabla G) = (1 + 2\sigma_w) G^4 \quad (5)$$

که

$$K = (\mu + \mu_T) (\nabla \mu + (\nabla \mu)^T) \quad (6)$$

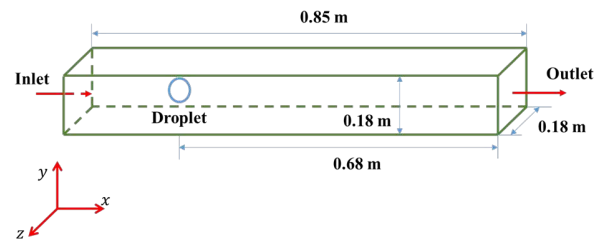
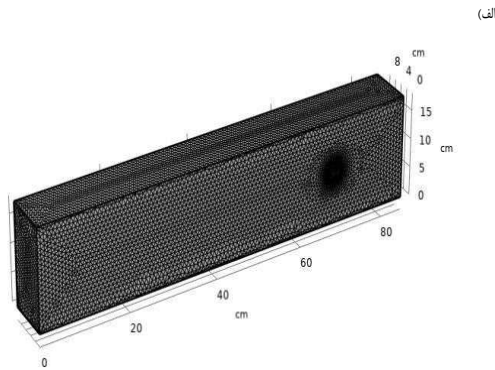
$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} f_\mu \quad (7)$$

$$P_k = \mu_T [\nabla u : (\nabla u + (\nabla u)^T)] \quad (8)$$

در معادلات فوق ρ چگالی، u سرعت و P نمایانگر فشار هستند. همچنین F بیانگر نیروی حجمی، k انرژی جنبشی در حالت آشفته $\left(\frac{3}{2} (U_{ref} l_T)^2 \right)$ و U_{ref} سرعت مرجع هستند که مقدار آن برابر با U_0 است l_T شدت آشفتگی را نشان می‌دهد. همچنین μ_T و μ به ترتیب ویسکوزیته آشفتگی و دینامیکی هستند. ε سرعت اتلاف انرژی جنبشی است و شش ثابت $C_{\varepsilon 2}$, $C_{\varepsilon 1}$, σ_ε , σ_k , C_μ بر اساس مدل‌های $k-\varepsilon$ نوشته شده‌اند که به ترتیب برابر با ۰/۰۹، ۱، ۱/۳، ۱/۴۴ و ۱/۹۲ هستند [۲۷]. مدل $k-\varepsilon$ یکی از رایج‌ترین مدل‌های دو معادله‌ای آشفتگی است. علت برتری آن نسبت به سایر مدل‌ها، تطبیق خوب با نتایج آزمایشگاهی است که منجر به استفاده از آن در اغلب شبیه‌سازی‌ها گردیده است. دو معادله‌ای بودن این مدل بدان معناست که شامل دو معادله انتقال اضافی برای نشان دادن خواص آشفتگی جریان است. یک مدل دو معادله‌ای، اثراتی مانند: انتقال گرما و انتشار انرژی متلاطم را به حساب می‌آورد. اولین متغیر انتقال یافته، انرژی جنبشی آشفتگی (k) و متغیر دوم انتقال یافته، میزان اتلاف انرژی جنبشی آشفتگی (ε) است. متغیر دوم مقیاس آشفتگی را تعیین می‌کند، در حالی که متغیر اول، k ، انرژی در آشفتگی را مشخص می‌کند [۲۸].

۲-۱- انتقال حرارت در هوای مرطوب

در این بخش معادله انرژی مورد استفاده برای محاسبه



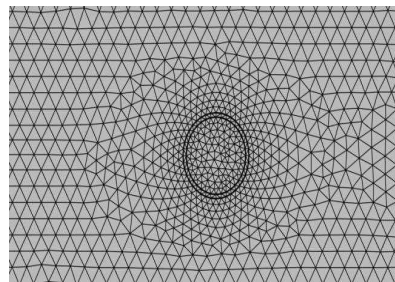
شکل ۱: هندسه و شماتیک مورد مطالعه

۳-۱- شبکه‌بندی

برای شبکه‌بندی شبیه‌سازی‌ها عمدتاً از دو روش شبکه‌بندی با ساختار و بی‌ساختار استفاده می‌شود که با توجه به هندسه مسئله و روند حل می‌تواند هر یک از مورد استفاده قرار گیرد. شبکه‌بندی بی‌ساختار که معمولاً در هندسه‌های پیچیده به کار گرفته می‌شود، به حجم بالای اطلاعاتی نیاز دارد. این در حالی است که برای هندسه‌های ساده‌تر مدل شبکه‌بندی با ساختار مناسب‌تر بوده و سرعت حل را افزایش می‌دهد. همانطور که در جدول ۱ مشاهده می‌شود، دمای میانگین بی‌بعد قطره برای اندازه‌های مختلف شبکه بررسی شده است. با در نظر گرفتن دقت قابل قبول و همچنین هزینه محاسباتی، شبکه با ۳۴۲۵۰۰ المان انتخاب شده است. شایان ذکر است که دما با استفاده از دمای بالادست (T_{upstr}) بی‌بعد شده است.

جدول ۱: استقلال از شبکه برای مطالعه حاضر

تعداد المان	۲۲۹۵۰۰	۳۰۸۴۰۰	۳۴۲۵۰۰	۴۰۵۶۰۰
دمای بی‌بعد	۳/۳۸	۳/۴۹	۳/۵۵	۳/۵۶
خطا (درصد)	-	۳/۱۵	۱/۶	۰/۲۸



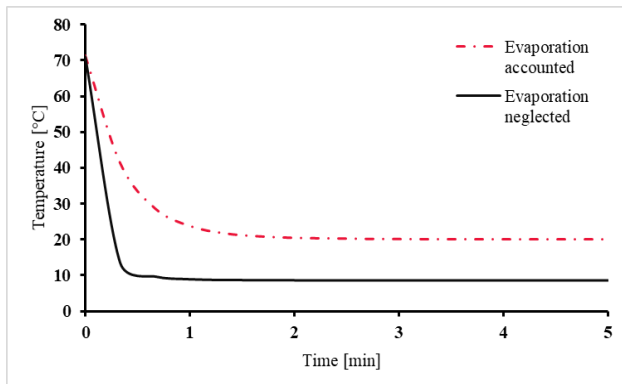
شکل ۲: نمایی از شبکه‌بندی (الف) کل هندسه و (ب) اطراف قطره

۴- نتایج و بحث

۴-۱- استقلال از شبکه‌بندی و اعتبار سنجی

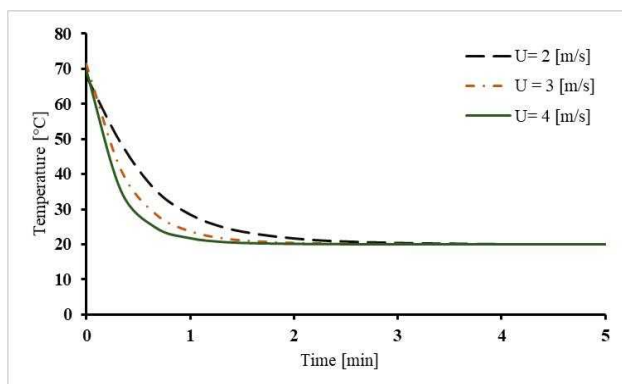
در این مسئله از روش المان محدود (FEM) برای حل عددی استفاده شده است. این روش برای معادلات دیفرانسیل جزئی روی دامنه‌های پیچیده که همبستگی و یکنواختی کافی ندارند، بسیار مناسب است. در این روش، معادلات حاکم بر مساله از فرم دیفرانسیلی به فرم انتگرالی معادل تبدیل می‌شوند. همچنین هندسه پیچیده به المان‌های کوچک‌تری تقسیم می‌شود و معادلات دیفرانسیل ساده‌تر شده و قابل حل می‌گردند. معادلات گسسته‌سازی شده به سیستمی از معادلات جبری تبدیل می‌شوند که بیانگر تقریبی از تابع مجهول بر روی هر المان است. در نهایت با استفاده از حساب تغییرات، پاسخی برای حل مسئله یا به حداقل رساندن تابع خطا یافت می‌شود. برای بیان صحت‌سنجی شبیه‌سازی انجام شده، نتایج با مطالعه عبدالنژاد و همکاران [۲۹] مقایسه شده است. همانطور که در شکل ۲ قابل مشاهده است دقت انجام این شبیه‌سازی مطلوب بوده و تطابق قابل قبولی بین نتایج وجود دارد.

یافت. می‌توان بیان کرد، با وجود تغییر دمایی حدود $^{\circ}\text{C}$ ۱۳ در انتهای بازه‌ی زمانی، باید از صرف نظر کردن میزان تبخیر سطحی خودداری کرد...

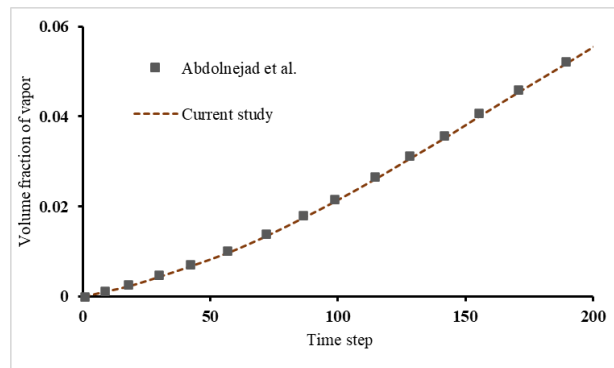


شکل ۵: میزان تبخیر سطحی در برابر زمان با وجود تبخیر سطحی و بدون در نظر گرفتن تبخیر سطحی

در ادامه میانگین دمای قطره غیرنیوتنی در حال سقوط، زمانی که تبخیر سطحی در نظر گرفته شده است، در سرعت‌های ۲، ۳ و ۴ متر بر ثانیه و دمای بالادست 293 K T_{upstr} مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج آن در شکل ۶ قابل مشاهده است. دمای قطره، با اعمال سرعت‌های مختلف، در محدوده زمانی ۰ تا ۳ دقیقه تغییرات قابل توجهی دارد، اما بعد از گذشت بیش از ۴ دقیقه در تمامی سرعت‌ها قطره به طور کامل تبخیر شده است. همانطور که در شکل ۶ مشهود است. با افزایش سرعت، شیب گرادیان دمایی نیز افزایش می‌یابد و به همان نسبت، قطره نیز با سرعت بیشتری تبخیر می‌شود.



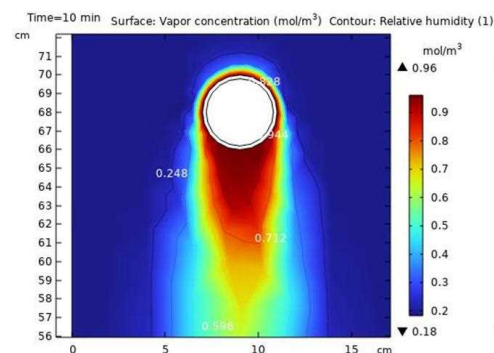
شکل ۶: نمودار تبخیر سطحی در برابر زمان برای سرعت‌های ۲، ۳ و ۴ متر بر ثانیه



شکل ۳: مقایسه نتایج تحقیق حاضر با مطالعه عبدالنژاد و همکاران [۲۹].

همانطور که در شکل ۴ قابل مشاهده است میزان

تبخیر سطحی در سطح قطره غیرنیوتنی مورد بررسی قرار گرفته است. تبخیر سطحی در این مطالعه میزان بالایی داشته و بر روند حل تاثیر به‌سزایی دارد. همانطور که انتظار می‌رود میزان رطوبت نسبی در سطح بسیار زیاد بوده و میزان تبخیر قطره در طول ۱۰ دقیقه به حدود ۳۰ گرم رسیده است که عدد قابل توجهی است.



شکل ۴: میزان تبخیر سطحی ایجاد شده در سطح قطره که در زمان $t=10\text{ min}$ ثبت شده است.

در این مطالعه، بررسی روی سقوط قطره غیرنیوتنی

در سیال هوا به دو صورت: (۱) با وجود تبخیر سطحی و (۲) بدون در نظر گرفتن تبخیر سطحی، انجام شده است که می‌توان در شکل ۵ تفاوت بین آن‌ها را مشاهده نمود. شکل ۵، دمای قطره غیر نیوتنی را در بازه زمانی پنج دقیقه نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود با وجود تبخیر سطحی، دما مقدار بیشتری دارد و بعد از گذشت دو دقیقه تغییرات به شکل ثابتی ادامه خواهد

و به اختلاف بیش از ۸ درجه سانتی گراد نسبت به حالت پیشین خود می‌رسد. همچنین فرض عدم وجود تبخیر سطحی در قطره می‌تواند باعث خطاهای قابل توجهی در محاسبات شود که میزان اختلاف دمای آن به بیش از ۱۰ درجه سانتی گراد می‌رسد. نتایج حاصل از این شبیه‌سازی در بهینه‌سازی فرایندهای شامل حرکت قطره در صنایع مختلف مربوط به چاپ‌گرها، تولید رنگ و داروسازی بسیار مفید خواهد بود.

۶- فهرست علائم

علائم انگلیسی

غلظت اشباع بخار	C_{sat}
غلظت بخار	C_v
ظرفیت گرمایی ویژه	C_p
ضریب انتشار	C
نیروی حجمی، N/m^2	F
تانسور رسانایی	K
انرژی جنبشی مدل آشفته	k
شدت آشفته	I_T
منبع گرما	S
توزیع دما	T
دمای بالا دست	T_{upsr}
سرعت سیال	u
سرعت مرجع، m/s	U_{ref}

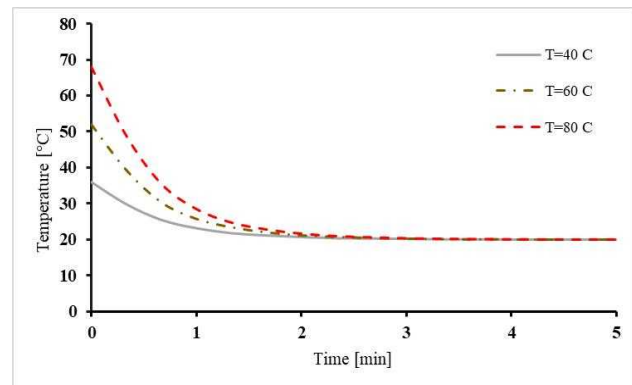
علائم یونانی

چگالی، kg/m^3	ρ
رطوبت نسبی	Φ
ویسکوزیته آشفته	μ_T
ویسکوزیته دینامیکی	μ
سرعت اتلاف انرژی جنبشی مدل آشفته	ϵ

۷- مراجع

- [1] M. Mahdavi, M. Sharifpur, and J. P. Meyer, "Fluid flow and heat transfer analysis of nanofluid jet cooling on a hot surface with various roughness," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 118, p. 104842, 2020.
- [2] A. Abed, S. Shcheklein, and V. Pakhaluev, "Comparative study on steady and unsteady heat transfer analysis of a spherical element using air/water mist two-phase flow," *Thermal Science*, vol. 25, no. 1 Part B, pp. 625-635, 2021.
- [3] S. Semenov, V. Starov, M. Velarde, and R. Rubio, "Droplets evaporation: Problems and solutions," *The European Physical Journal Special Topics*, vol. 197, no. 1,

یکی از عوامل مهم در تغییرات دمای میانگین و میزان تبخیر سطحی قطره، مقادیر مختلف دمای قطره پیش از سقوط است. در شبیه‌سازی حاضر، دمای قطره در ۴۰، ۶۰ و ۸۰ درجه سانتی گراد مورد بررسی قرار گرفته است. سرعت سقوط قطره در این بخش ثابت و برابر ۲ متر بر ثانیه است که نتایج آن در شکل ۷ قابل مشاهده است. همانطور که انتظار می‌رود با افزایش دمای قطره، دمای میانگین در هنگام سقوط افزایش یافته و با سرعت بیشتری شروع به کاهش می‌کند. می‌توان این گونه بیان کرد که قطره در دماهای مختلف تقریباً در بازه زمانی یکسانی کاملاً تبخیر شده و تبخیر سطحی موجود، وابستگی ناچیزی به افزایش دما دارد.



شکل ۷: نمودار تبخیر سطحی در برابر زمان برای دمای قطره در ۴۰، ۶۰ و ۸۰ درجه سانتی گراد (سرعت سقوط قطره ۲ متر بر ثانیه است)

۵- نتیجه‌گیری

در این شبیه‌سازی عددی سه بعدی، تبخیر سطحی یک قطره غیریونتی در هنگام سقوط در هوا مورد مطالعه قرار گرفته است. این شبیه‌سازی بررسی‌هایی در مورد میزان تغییر تبخیر سطحی قطره در هنگام سقوط و روابط آن با دما انجام شده که سیال مورد مطالعه از نوع سیال توانی ($n=0.1$) است. شبیه‌سازی با نرم افزار محاسبات عددی کامسول صورت گرفته است. نتایج به‌دست آمده نشان می‌دهد که بیشترین تاثیر در تبخیر سطحی قطره وابسته به سرعت سیال و دمای آن در هنگام سقوط است. با افزایش دو برابری سرعت، میزان افت دما شدیدتر شده

CFD study on the evaporative cooling of a water droplet located in a duct,” *Reports in Mechanical Engineering*, vol. 2, no. 1, pp. 149-155, 2021.

[15] T. Taylor and A. Acrivos, “On the deformation and drag of a falling viscous drop at low Reynolds number,” *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 18, no. 3, pp. 466-476, 1964.

[16] H. A. Stone, “Dynamics of drop deformation and breakup in viscous fluids,” *Annual review of fluid mechanics*, vol. 26, no. 1, pp. 65-102, 1994.

[17] T. Gürkan, “Motion of a circulating power-law drop translating through Newtonian fluids at intermediate Reynolds numbers,” *Chemical Engineering Communications*, vol. 80, no. 1, pp. 53-67, 1989.

[18] M. Aminzadeh, A. Maleki, B. Firoozabadi, and H. Afshin, “On the motion of Newtonian and non-Newtonian liquid drops,” *Scientia Iranica*, vol. 19, no. 5, pp. 1265-1278, 2012.

[19] J.-n. Chen, Z. Zhang, R.-n. Xu, X.-l. Ouyang, and P.-x. Jiang, “Numerical investigation of the flow dynamics and evaporative cooling of water droplets impinging onto heated surfaces: an effective approach to identify spray cooling mechanisms,” *Langmuir*, vol. 32, no. 36, pp. 9135-9155, 2016.

[20] Z. Pan, S. Dash, J. A. Weibel, and S. V. Garimella, “Assessment of water droplet evaporation mechanisms on hydrophobic and superhydrophobic substrates,” *Langmuir*, vol. 29, no. 51, pp. 15831-15841, 2013.

[21] A. M. Raimundo, A. R. Gaspar, A. V. M. Oliveira, and D. A. Quintela, “Wind tunnel measurements and numerical simulations of water evaporation in forced convection airflow,” *International journal of thermal sciences*, vol. 86, pp. 28-40, 2014.

[22] R. Clift, J. R. Grace, and M. E. Weber, “*Bubbles, drops, and particles*,” 2005.

[23] A. Smolianski, H. Haario, and P. Luukka, “Numerical bubble dynamics,” in *Computer Aided Chemical Engineering*, vol. 14: Elsevier, 2003, pp. 94-96.

[24] O. Avni and Y. Dagan, “Dynamics of evaporating respiratory droplets in the vicinity of vortex dipoles,” *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 148, p. 103901, 2022.

[25] L. Gao et al., “Dynamics of inner bubble during water droplet evaporation on conical micro-pillars surfaces,”

pp. 265-278, 2011.

[4] M. Norouzi, H. Abdolneshad, and S. Mandani, “An experimental investigation on inertia motion and deformation of Boger drops falling through Newtonian media,” *Meccanica*, vol. 54, no. 3, pp. 473-490, 2019.

[5] S. P. Fisenko and J. A. Khodyko, “Low pressure evaporative cooling of micron-sized droplets of solutions and its novel applications,” *International journal of heat and mass transfer*, vol. 52, no. 15-16, pp. 3842-3849, 2009.

[6] T. Kékesi, G. Amberg, and L. P. Wittberg, “Drop deformation and breakup,” *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 66, pp. 1-10, 2014.

[7] K. Bäumlér, M. Wegener, A. Paschedag, and E. Bänsch, “Drop rise velocities and fluid dynamic behavior in standard test systems for liquid/liquid extraction—experimental and numerical investigations,” *Chemical engineering science*, vol. 66, no. 3, pp. 426-439, 2011.

[8] O. Breslouer, “Rayleigh-plateau instability: falling jet,” Project Report, 2010.

[9] A. Emamian, M. Norouzi, and M. Davoodi, “Drops with circular stagnation lines: combined effects of viscoelastic and inertial forces on drop shape,” *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, vol. 3, pp. 104795, 2022.

[10] M. Norouzi, A. Emamian, and M. Davoodi, “A new mathematical technique for analysis of internal viscoplastic flows through rectangular ducts,” *Journal of Engineering Mathematics*, vol. 127, no. 1, pp. 1-26, 2021.

[11] M. Norouzi, A. Emamian, and M. Davoodi, “An analytical and experimental study on dynamics of a circulating Boger drop translating through Newtonian fluids at inertia regime,” *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, vol. 267, pp. 1-13, 2019.

[12] S. Mirzaparikhany and M. Ansari, “A Theoretical Model for Evaporation of Leidenfrost Drop for Prediction of Vapor Layer Thickness under the Drop,” *Modares Mechanical Engineering*, vol. 19, no. 4, pp. 969-979, 2019.

[13] D. Dodange, M. Heydari, and E. Valizade, “The effects of processes heating and evaporation of droplet on the Low frequency combustion instability,” *Journal of Solid and Fluid Mechanics*, vol. 7, no. 4, pp. 251-265, 2017.

[14] A. Khorrami, A. Emamian, and S. Karimnejad, “A

International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 131, p. 105841, 2022.

[26] J. G. Plascencia, E. Bird, and Z. Liang, "Thermal and mass transfer resistance at a liquid-gas interface of an evaporating droplet: A molecular dynamics study," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 192, p. 122867, 2022.

[27] S. Fan, B. Lakshminarayana, and M. Barnett, "Low-Reynolds-number k-epsilon model for unsteady turbulent boundary-layer flows," *AIAA journal*, vol. 31, no. 10, pp. 1777-1784, 1993.

[28] B. Mohammadi and O. Pironneau, "Analysis of the k-epsilon turbulence model," 1st ed., Wiley, 1994.

[29] M. N. H. Abdolnezhad, and A. Emamian, "Numerical investigation of a sedimenting droplet's falling dynamics and evaporation in a viscous fluid flow," *International conference on applied research in science and engineering*, 2018.

بررسی عددی زاویه پره در طبقات میانی و پایانی یک پمپ توربومولکولار پنج طبقه با در نظر گرفتن اثر مولکول‌های بازگشتی از سایر طبقات به روش ذره نمونه مونت کارلو

میراعلم مهدی^{۱*}، مجتبی صادقیان^۲

۱-دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران

۲- کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران

چکیده

در این مقاله پس از بررسی کارهای تئوری و آزمایشگاهی انجام شده در زمینه پمپ‌های توربومولکولار به شبیه‌سازی رفتار مولکول در جریان مولکولی آزاد در بین طبقات پمپ توربومولکولار با در نظر گرفتن اثر مولکول‌های بازگشتی از سایر طبقات پرداخته خواهد شد. این شبیه‌سازی در دستگاه مختصات استوانه‌ای، به روش ذره نمونه مونت کارلو و با در نظر گرفتن هندسه واقعی و سه بعدی پره انجام شده است. سپس کار حاضر با نتایج تجربی و کارهای قبلی اعتبارسنجی و مقایسه می‌شود. در ادامه برای بررسی اثر زاویه پره در طبقات میانی و پایانی پمپ توربومولکولار، با توجه به اینکه عمدتاً در این طبقات از سه زاویه ۲۰، ۱۵ و ۱۰ درجه استفاده می‌شود، چهار ترکیب مختلف از زوایای مذکور برای یک پمپ توربومولکولار پنج طبقه ارائه شده است. چهار ترکیب ارائه شده براساس دو پارامتر حداکثر نسبت تراکم و حداکثر دبی بعد در سرعت‌های مختلف پره، مورد ارزیابی قرار گرفته است. در نهایت می‌توان دریافت که برای طبقات میانی و پایانی پمپ توربومولکولار باید از زوایای مختلف با تأکید بر زاویه ۱۵ درجه در مقایسه با زوایای ۲۰ و ۱۰ درجه استفاده کرد. همچنین استفاده کمتر از زاویه ۱۰ درجه به منظور دستیابی به حداکثر نسبت تراکم و حداکثر دبی توصیه می‌گردد.

کلمات کلیدی

پمپ توربومولکولار، شبیه‌سازی عددی، روش ذره نمونه مونت کارلو، مولکول بازگشتی، زاویه پره.

Numerical investigation of the blade angle in the middle and final stages of a five-stage turbomolecular pump by considering the effect of returning molecules from other stages using the TPMC method

Miralam Mahdi^{1*}, Mojtaba Sadeghian²

1- Assoc. Prof., Mech. Eng., Shaid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran

2- MSc., Mech. Eng., Shaid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran

Abstract

In this research, after examining the theoretical and experimental work done in the field of turbomolecular pumps, the simulation of the behavior of molecules in the free molecular flow between the stages of the turbomolecular pump, considering the effect of returning molecules from other stages, will be done. This simulation was done in the cylindrical coordinate system, using the test-particle Monte Carlo method and considering the real and three-dimensional geometry of the blade. Then the present work is validated and compared with experimental results and previous works. In the following, to investigate the effect of the blade angle in the middle and final stages of the turbomolecular pump, considering that three angles of 20, 15 and 10 degrees are mainly used in these stages, four different combinations of the aforementioned angles are presented for a five-stage turbomolecular pump. The four presented combinations have been evaluated based on the two parameters of maximum compression ratio and maximum flow rate at different blade speeds. Finally, it can be seen that different angles should be used for the middle and final stages of the turbomolecular pump, emphasizing the 15 degree angle compared to the 20 and 10 degree angles. It is also recommended to use an angle less than 10 degrees in order to achieve the maximum compression ratio and maximum flow rate.

Keywords

Turbomolecular Pump, Numerical Simulation, Test-Particle Monte Carlo Method, Returning Molecule, Blade Angle.

* مهدی میراعلم، M.mahdi@sru.ac.ir

۱- مقدمه

امروزه فناوری خلا به طور گسترده‌ای در صنایع مختلف، از تولید شیشه‌های روکش‌دار در ساختمان‌ها و خودروها گرفته تا صنایع حساسی چون هسته‌ای، فضایی و... کاربرد دارد. پمپ توربومولکولار محوری یکی از انواع پمپ‌های تولیدکننده خلا بالا و فوق‌بالاست که نسبت به سایر پمپ‌های مورد استفاده در این زمینه مانند پمپ کریوژنیک^۱ و دیفیوژن^۲، دارای عملکرد آسان‌تر و نیاز به مراقبت کمتر می‌باشد. همچنین این نوع پمپ، مصرف انرژی کمتری نسبت به پمپ کریوژنیک داشته و زمانی که با یک پمپ اولیه خشک^۳ ترکیب می‌شود، برخلاف پمپ‌های دیفیوژن، روغن را به داخل سیستم خلا برگشت نمی‌دهد. چنین شرایطی باعث به وجود آمدن محیطی بسیار تمیز و به دور از هرگونه آلودگی خواهد شد. این ویژگی باعث شده است تا پمپ توربومولکولار برای گستره وسیعی از فناوری‌های امروزی از میکروسکوپ الکترونی گرفته تا پردازش نیمه‌هادی‌ها کاربرد داشته باشد. علاوه بر آن پمپ‌های توربومولکولار با یاتاقان مغناطیسی نیاز به روانکاری و خنک‌کاری نداشته و می‌توان آن را در هر جهتی نصب نمود. با این حال از معایب این پمپ‌ها می‌توان به پایین بودن دبی عبوری، حساسیت نسبت به ورود ذرات خارجی، امکان تأثیر متقابل امواج الکترومغناطیس و قیمت بالای آن اشاره کرد. پمپ‌های توربومولکولار بر اساس اصل عمل و عکس‌العمل میان مولکول گاز و سطح متحرک کار می‌کنند، به این صورت که منتوم مولکول گاز پس از برخورد با پره‌های روتور افزایش یافته و در جهت خاصی شتاب می‌گیرد و به سمت پره‌های استاتور و در نهایت خروجی پمپ هدایت می‌شود [۱].

پمپ‌های مولکولی اولیه مانند پمپ درگ مولکولی گائند در سال ۱۹۱۳، پمپ مولکولی جریان دوگانه هلوک در سال ۱۹۲۳ و پمپ مولکولی دیسکی سیگبه در سال

۱۹۴۰ به دلیل سرعت پمپاژ نسبتاً پایین، کمبود مطالعات و آزمایش‌های عملی بر روی این نوع پمپ‌ها و در نتیجه عدم اطمینان در عملکرد آنها موفق نبودند. همچنین در آن روزها، تقاضای واقعی برای این نوع پمپ‌ها وجود نداشت [۲]. در سال ۱۹۵۷ پمپ توربومولکولار توسط بکر [۳] معرفی شد. نخستین بار مطالعه بر روی عملکرد پمپ توربومولکولار در جریان آزاد مولکولی توسط کروگر و شاپیرو [۴] انجام شد. آنها نتایج کار خود را برای یک و چند طبقه پمپ با در نظر گرفتن ارتفاع نامتناهی پره ارائه کردند. فینول [۵] روشی را برای محاسبه نسبت تراکم یک ردیف روتور در جریان آزاد مولکولی پیشنهاد کرد. ساوادا و همکاران [۶] جریان آزاد مولکولی را در یک ردیف روتور با در نظر گرفتن ارتفاع محدود پره بررسی کردند. سپس ساوادا [۷] عملکرد چندین ترکیب مختلف شامل روتور - استاتور و روتور - استاتور - روتور را مورد ارزیابی قرار داد و رابطه ضرایب عبوردهی یک ردیف روتور - استاتور و ضریب عبوردهی کلی پمپ را به دست آورد. در ادامه ساوادا [۸] روشی را برای تعیین آرایش ردیف تیغه‌ها پیشنهاد داد و بر اساس آن یک پمپ مولکولار ۱۳ طبقه را طراحی کرد. در نهایت ساوادا [۹] با حل معادلات ناویر - استوکس عملکرد یک پمپ را در رژیم جریان انتقالی و لغزشی مورد بررسی قرار داد. در سال ۱۹۷۴ ایدا و کیمورا [۱۰] با مطالعه اثر تیغه‌های گوه‌ای شکل بر پارامترهای عملکردی پمپ توربومولکولار و مقایسه آن با تیغه‌های مسطح دریافتند که، حداکثر نسبت فشار تیغه‌های گوه‌ای شکل تنها چند درصد از تیغه‌های مسطح کمتر است درحالی‌که سرعت پمپاژ آن به مراتب بزرگتر از تیغه‌های مسطح می‌باشد. کاتسیمیچاس و همکاران [۱۱] با استفاده از روش مونت کارلو به بررسی جریان آزاد مولکولی در یک ردیف پره با هندسه سه‌بعدی پرداختند. مطالعات آنها در دستگاه مختصات غیر اینرسی (چرخشی) و با نادیده گرفتن لقی بین پره و پوسته انجام شد. نتایج به دست آمده حاکی از آن بود که

^۱ Cryo pump

^۲ Diffusion pump

^۳ Dry primary pump

آزاد مولکولی تطابق خوبی با آزمایش‌های موجود داشت اما با کاهش عدد نادسن فاصله از نتایج تجربی بیشتر می‌شد. در سال ۲۰۰۳ آملی و همکاران [۱۷] عملکرد یک طبقه پمپ توربومولکولار را با حل جریان آزاد مولکولی و با در نظر گرفتن لقی بین پره و پوسته پمپ و نیز روتور و استاتور، شکل واقعی و سه بعدی پره و ضخامت آن به روش مونت کارلو بررسی کردند. آن‌ها شبیه‌سازی خود را برای پمپ چندطبقه توسعه دادند و دریافتند که تأثیر شکاف بین روتور و استاتور برای اولین ردیف پمپ با زوایای پره‌های بزرگ و فواصل زیاد قابل توجه است، در حالی که برای ردیف‌های آخر با زاویه‌های کوچک و فواصل کم، ناچیز می‌باشد. در سال ۲۰۰۹ وانگ و همکاران [۱۸] به شبیه‌سازی جریان در یک ردیف روتور بدون هیچ گونه ساده‌سازی هندسی و با اتخاذ مدل برخورد بین مولکولی کره نرم تعمیم‌یافته پرداختند. آنها مشخصات میدان جریان، از جمله تعداد برخورد مولکول به سطح، توزیع دما و چگالی تحت سرعت پمپاژ صفر را به دست آوردند. در سال ۲۰۰۷ شکوهمند و همکاران [۱۹] روش ذره‌نمونه را برای مطالعه جریان مولکولی آزاد در یک ردیف پره سه‌بعدی مسطح برای روتور با در نظر گرفتن اثرات لقی بین روتور و پوسته پمپ و صرف‌نظر از ضخامت پره‌های روتور به کار بردند. در این شبیه‌سازی علاوه بر تحلیل جریان، اثر ضریب تطبیق گرمایی (به عنوان عامل کم اثر) و عدم تعادل گرمایی یعنی اختلاف دمای متوسط جریان و دمای دیواره (به عنوان یک عامل مؤثر) بر پارامترهای عملکردی پمپ بررسی شده است. در سال ۲۰۰۹ ورسلوئیس و همکاران [۲۰] دیدگاه جدیدی را برای شبیه‌سازی جریان در پمپ توربومولکولار با استفاده از روش آماری مونت کارلو ارائه کردند. آن‌ها سطوح متحرکی را نسبت به مش به منظور مدل کردن تأثیر روتور و استاتور بر جریان گاز،

ضرایب عبوردهی در تمام سرعت‌ها برای حالت سه‌بعدی بیشتر از دوبعدی بوده و این اختلاف در سرعت‌های دورانی بالا و یا وقتی پمپ در برابر گازهای سنگین عمل می‌کند بیشتر می‌شود. اشنایدر و همکاران [۱۲] فرمول‌های تجربی نسبت تراکم و ضریب سرعت یک پمپ توربومولکولی تک مرحله‌ای که در رژیم جریان مولکولی کار می‌کند را توسعه دادند. جو و همکاران [۱۳] عملکرد پمپاژ یک پمپ توربومولکولار شیاردار مارپیچی را با هر دو روش دینامیک سیالات محاسباتی عددی و روش شبیه‌سازی مستقیم مونت کارلو مورد بررسی قرار دادند. هیو و هوانگ [۱۴] عملکرد پمپ توربومولکولار را برای محدوده وسیعی از عدد نادسن از طریق حل عددی معادله بولتزمن بدست آمده از شبیه‌سازی مستقیم مونت کارلو مورد مطالعه قرار دادند. نتایج مطالعات نشان داد که با افزایش عدد نادسن از ناحیه گذار به ناحیه جریان آزاد مولکولی، تأثیر آن بر پارامترهای عملکردی پمپ کمتر خواهد شد. در نهایت عملکرد کلی یک پمپ توربومولکولار که دارای سه نوع پره با ۲۴ مرحله بود را پیش‌بینی کردند. اسکوروودکو [۱۵] به حل جریان آزاد مولکولی با در نظر گرفتن شکل واقعی و سه بعدی پره‌ها، فاصله میان روتور و استاتور و همچنین لقی بین پره و پوسته در یک پمپ چندطبقه پرداخت. او محاسبات خود را در دستگاه مختصات اینرسی و به روش مونت کارلو با نادیده گرفتن اثر ضخامت دیواره‌های پره انجام داد. در سال ۲۰۰۱ چانگ و جو [۱۶] عملکرد یک طبقه پمپ توربومولکولار سه‌بعدی را در ناحیه گذار و مولکولی آزاد با استفاده از روش مستقیم مونت کارلو مورد مطالعه قرار دادند. آنها برخوردهای بین مولکولی را با فرض مدل کره نرم متغیر^۱ با استفاده از مدل لارسن-بورگناکه^۲ غیرکشسان در نظر گرفتند و از طرح‌های برخورد بدون زمان شمار^۳ استفاده کردند. نتایج عددی برای ناحیه

^۱ VSS (Variable soft sphere)^۲ Larsen-Burgancke model^۳ NTC (No Time Counter)^۴ GSS (generalized soft sphere)

۲- مبانی و روش تحقیق

برای شبیه‌سازی رفتار مولکول در جریان آزاد مولکولی در یک پمپ توربومولکولار چندطبقه لازم است در ابتدا رفتار مولکول در یک طبقه پمپ شبیه‌سازی شود؛ سپس برای داشتن طبقات دیگر باید حرکت مولکول در بین طبقات نیز مدل‌سازی شود. درنهایت با ترکیب دو مدل بالا می‌توان رفتار مولکول را در پمپ توربومولکولار چندطبقه شبیه‌سازی کرد و مورد مطالعه قرار داد؛ بنابراین در ابتدا شبیه‌سازی رفتار مولکول در یک طبقه پمپ شامل روتور و استاتور ارائه می‌گردد.

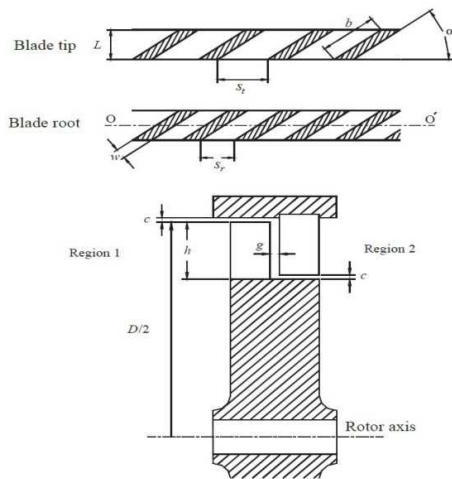
۲-۱- شبیه‌سازی رفتار مولکول در یک طبقه پمپ

در این مقاله برای شبیه‌سازی رفتار مولکول در یک طبقه پمپ از روش ذره نمونه مونت کارلو استفاده شده است. روش مونت کارلو یک الگوریتم محاسباتی است که از نمونه‌گیری تصادفی برای محاسبه نتایج استفاده می‌کند.

۲-۱-۱- روش ذره نمونه مونت کارلو

روش شبیه‌سازی مونت کارلو ابتدا توسط متروپلیس و همکاران در زمان جنگ جهانی دوم برای تشریح پتانسیل برهم‌کنش مولکول‌های گازی اورانیوم، مورد استفاده در ساخت بمب اتم به‌کارگیری شد [۲۵]. در سال ۱۹۶۰ دیویس روش مونت کارلو را برای حل جریان مولکولی به‌کار برد. در این روش هر مولکول، نماینده تعداد مشخصی از مولکول‌ها می‌باشد. سپس هر مولکول نمونه به صورت جداگانه وارد طبقات پمپ شده و تمام برخوردهای آن با مرزهای میدان محاسباتی تا زمانی که از بالادست یا پایین‌دست میدان خارج شود محاسبه خواهد شد. در نهایت ضریب عبوردهی طبقه موردنظر به صورت نسبت تعداد مولکول‌های خروجی از پایین‌دست به کل مولکول‌های ورودی به آن طبقه تعریف می‌شود.

به کار بردند. در سال ۲۰۱۰ شمس و همکاران [۲۱] جریان آزاد مولکولی را در یک ردیف روتور با پره‌های مسطح و ناموازی به روش ذره‌نمونه مونت کارلو شبیه‌سازی کردند. این شبیه‌سازی با در نظر گرفتن هندسه سه‌بعدی تیغه‌ها و صرفه‌نظر از ضخامت آن انجام شد. در این شبیه‌سازی علاوه بر تحلیل جریان، اثرات هندسه و تغییر زاویه گوه پره بر روی پارامترهای عملکردی پمپ مورد بررسی قرار گرفت. در سال ۲۰۱۱ ماستیانی و همکاران [۲۲] فضای بین دو پره روتور را با روش مستقیم مونت کارلو و مدل برخورد وی اچ اس^۱ شبیه‌سازی کردند. آنها تاثیر پارامترهای هندسی مانند نسبت فاصله بین دو پره به طول پره و زاویه پره را روی پمپ بررسی کردند. سنجیل و ادیس [۲۳] جریان مولکولی را در یک پمپ چندطبقه به روش مستقیم مونت کارلو بررسی کردند. در این مطالعه نواحی محاسباتی به صورت شبکه‌های چهارضلعی و دوبعدی در نظر گرفته شد. آنها نشان دادند که تکنیک مورد استفاده در مقایسه با تکنیک ردیابی سلول به سلول بسیار سریع‌تر است. هان و همکاران [۲۴] ملاحظات طراحی پمپ توربومولکولار مغناطیسی ۵ محوره در مقیاس بزرگ را ارائه کردند. با دقت در کارهای گذشته می‌توان دریافت که بررسی اثر زاویه پره بر عملکرد پمپ توربومولکولار یا محدود به یک طبقه از پمپ و بدون در نظر گرفتن دیگر طبقات بوده و یا به‌طور کلی در یک پمپ توربومولکولار، مورد بررسی قرار گرفته است. در این مقاله شبیه‌سازی رفتار مولکول در جریان مولکولی آزاد در بین طبقات پمپ توربومولکولار با در نظر گرفتن اثر مولکول‌های بازگشتی از سایر طبقات، به‌منظور مطالعه اثر زاویه پره، به طور خاص در طبقات میانی و پایانی پمپ توربومولکولار چندطبقه، به روش ذره نمونه مونت کارلو و با استفاده از کدنویسی در نرم‌افزار متلب انجام شده است.



شکل ۲- نمای برش خورده یک طبقه پمپ توربومولکولار [۱۷]

۲-۱-۳- معادلات تحلیلی مرزهای میدان محاسباتی

برای محاسبه مکان برخورد مولکول با مرزهای میدان محاسباتی، معادلات خط سیر مولکول با معادلات مرزهای میدان محاسباتی تلاقی داده می‌شود. معادلات در دستگاه مختصات استوانه‌ای () که در آن مبدأ مختصات در ورودی روتور می‌باشد، نوشته شده است. باتوجه به اینکه پره‌ها به صورت صفحات مسطح و سه‌بعدی در نظر گرفته شده، معادلات تحلیلی آنها در دستگاه مختصات استوانه به صورت زیر ارائه می‌گردد [۱۷].

$$r \sin \alpha \sin(\theta - (\psi_A + \omega t)) + (L/2 - z) \cos \alpha - w/2 = 0 \quad (1)$$

صفحه A

$$r \sin \alpha \sin(\theta - (\psi_A + \omega t)) + (L/2 - z) \cos \alpha - w/2 = 0 \quad (2)$$

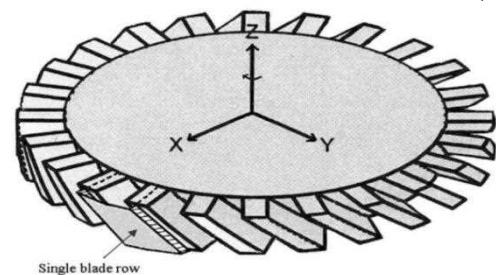
صفحه B

که در آن $\psi_B - \psi_A = \frac{2\pi}{N}$ زاویه بین محور تقارن دو پره مجاور، α زاویه نصب پره، ω سرعت زاویه‌ای پره، N تعداد پره و در نهایت w ضخامت پره می‌باشد. همچنین برای به دست آوردن معادلات تحلیلی مرزهای تناوبی کافیسست در روابط ۱ و ۲ ضخامت پره برابر صفر قرار داده شود.

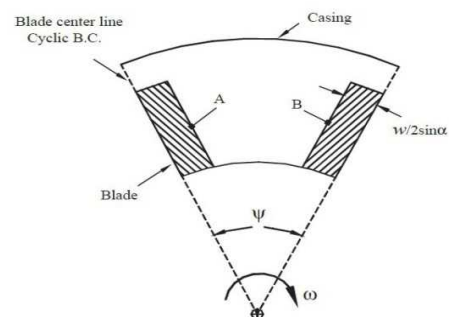
۲-۱-۲- میدان محاسباتی و پارامترهای هندسی

در این مقاله همان‌طور که در شکل ۱ بخش الف مشاهده می‌شود میدان محاسباتی برای روتور و استاتور به صورت مشابه و در کانال‌هایی که از نصف ضخامت یک پره تا نصف ضخامت پره مجاور می‌باشد، تعریف می‌گردد. همچنین در بخش ب شکل ۱، مرزهای میدان محاسباتی شامل مرزهای صلب (پره‌ها، پوسته و محور پمپ)، مرزهای تناوبی و مرزهای ورودی و خروجی ردیف تیغه‌ها نشان داده شده است.

(الف)



(ب)



شکل ۱- میدان محاسباتی بین دو پره مجاور (الف) یک ردیف

روتور [۱۸] (ب) مرزهای میدان [۱۷]

در شکل ۲ نمای برش خورده از یک طبقه پمپ توربومولکولار شامل روتور و استاتور نشان داده شده است. در این شکل h فاصله شعاعی بین ریشه تا نوک پره، D قطر روتور، b وتر پره، و به ترتیب فاصله بین دو پره مجاور در ریشه و نوک، w ضخامت پره، زاویه نصب پره، c و g به ترتیب لقی بین نوک پره با پوسته و فاصله بین ردیف روتور با استاتور و L برابر طول پره می‌باشد.

۴-۱-۲- معادلات مکان و سرعت مولکول

در روش مونت کارلو هر مولکول به صورت یک ذره با سرعت مشخص در نظر گرفته می شود که در مسیر مستقیم حرکت می کند. در نتیجه معادلات مکان مولکول همان معادلات حرکت مستقیم الخط یک ذره در دستگاه مختصات استوانه می باشد که در زیر ارائه شده است [۱۷].

$$r(t) = \sqrt{(v_{r_0}^2 + v_{\theta_0}^2)t^2 + 2r_0v_{r_0}t + r_0^2}$$

$$\theta(t) = \theta_0 + \tan^{-1} \left[\frac{(v_{r_0}^2 + v_{\theta_0}^2)t + r_0v_{r_0}}{r_0v_{\theta_0}} \right] - \tan^{-1} \left[\frac{v_{r_0}}{v_{\theta_0}} \right] \quad (۳)$$

$$z(t) = z_0 + v_{z_0}t$$

که در آن (r_0, θ_0, z_0) مولفه های مکان اولیه و $(v_{r_0}, v_{\theta_0}, v_{z_0})$ مولفه های سرعت اولیه مولکول می باشد. با مشتق گیری از معادله ۳ نسبت به زمان، مولفه های سرعت مولکول به دست می آید.

$$v_r(t) = \left[(v_{r_0}^2 + v_{\theta_0}^2)t + r_0v_{r_0} \right] / r(t)$$

$$v_{\theta}(t) = r_0v_{\theta_0} / r(t) \quad (۴)$$

$$v_z(t) = v_{z_0}$$

برای مختصات اولیه مکان مولکول و با فرض توزیع یکنواخت مولکول در ورودی روتور معادلات برحسب عدد تصادفی به صورت زیر ارائه می گردد [۱۷].

$$r_0 = \sqrt{R_1^2 + R_f(R_2^2 - R_1^2)}$$

$$\theta_0 = \xi_A + R_f(\xi_B - \xi_A) \quad (۵)$$

$$z_{0 \text{ Rotor}} = 0$$

که در آن R_f دنباله اعداد تصادفی، R_1 و R_2 به ترتیب شعاع محور و شعاع پوسته پمپ و ξ_A و ξ_B زاویه ای است که از حل معادله پره A و B برای زمان صفر در $r = r_0$ و $z = z_0$ بدست می آید. برای ورود مولکول به ردیف استاتور به طریق مشابه عمل می شود با این تفاوت که $z_{0 \text{ stator}} = 2L + g$ است. همچنین سرعت اولیه مولکول (بی بعد نسبت به محتمل ترین سرعت مولکول) از روابط زیر محاسبه می شود [۱۷].

$$v_{r_0} = \rho \cos \varphi$$

$$v_{\theta_0} = \rho \sin \varphi \quad (۶)$$

$$v_{z_0} = \sqrt{-\ln R_f}$$

که در آن از تابع سرعت مولکولی به دست می آید.

$$\rho = \sqrt{-\ln R_f} \quad \varphi = 2\pi R_f \quad (۷)$$

۵-۱-۲- محاسبه زمان برخورد مولکول با مرزهای میدان محاسباتی

زمان برخورد مولکول با مرزهای میدان محاسباتی برحسب محاسبه صریح و غیر صریح به دو دسته زیر تقسیم می شود:

- ۱- دسته اول شامل زمان برخورد با مرزهای ورودی، خروجی، محور روتور، پوسته و نوک پره که باتوجه به معادلات تحلیلی و به صورت صریح محاسبه می شود.
- ۲- دسته دوم شامل زمان برخورد با پره ها و مرزهای

در نهایت انتهای بازه باید از زمان برخورد با مرزهای دسته اول و به منظور تعریف شده بودن تابع معکوس سینوس در بازه انتخابی کمتر باشد.

$$t_{f_A} = \min(t_{s_A}, t_{axis}, t_{shell}, t_{tip}, t_{inlet}, t_{exit}) \quad (10)$$

پس از مشخص شدن انتهای بازه و با در نظر گرفتن برای ابتدای بازه زمان برخورد مولکول با پره A به دست می آید.

$$t_{b_A} \in [t_i, t_{f_A}] \quad (11)$$

برای پره مجاور و مرزهای تناوبی نیز مشابه معادلات ۸ تا ۱۱ محاسبات مربوط به زمان برخورد مولکول با آنها انجام شده و در نهایت زمان نهایی که برابر کمترین زمان محاسبه شده خواهد بود (به غیر از زمان برخورد با نوک پره)، به دست می آید. لازم به ذکر است که انعکاس مولکول از سطوح صلب میدان به صورت پخش و با تطبیق دمایی فرض شده است.

۲-۲- شبیه سازی رفتار مولکول در بین طبقات

پمپ

در ابتدا توزیع مولکول در ورود به طبقات پمپ توضیح داده می شود سپس رفتار مولکول در بین طبقات با در نظر گرفتن اثر مولکول های بازگشتی از طبقه قبل و بعد به طبقه مورد مطالعه، بررسی خواهد شد.

۲-۲-۱- توزیع مولکول در ورود به طبقات پمپ

در این شبیه سازی مولکول ها با توزیع نرمال وارد ردیف اول پمپ می شوند اما برای طبقات بعدی مولکول ها با توزیع خروجی طبقه قبل وارد طبقه جدید خواهند شد که مراحل آن به شرح زیر می باشد:

مرحله ۱: ابتدا مولفه های مکان، سرعت و زمان مولکول در خروج از طبقه n ام در بردار K قرار داده می شود. سپس به ازای هر مولکول نمونه یک بردار K تشکیل داده و

تناوبی که با استفاده از روش های موجود در محاسبات عددی به دست خواهد آمد. یکی از روش های مورد استفاده در به دست آوردن ریشه معادلات، روش دوبخشی (تصنیف) می باشد.

در این مقاله اصلاح زمان برخورد مولکول با پرها و مرزهای تناوبی نسبت به کارهای گذشته، از طریق اصلاح زمان انتهای بازه مورد استفاده در روش دوبخشی انجام شده است؛ به این ترتیب که پس از مشخص شدن ابتدا و انتهای بازه، لازم است تا تابع در بازه مذکور تعریف شده باشد؛ بنابراین باید معادلات تحلیلی پره و مرزهای تناوبی نسبت به زمان حل شود (معادله ۸). زمان به دست آمده باید از زمان برخورد مولکول با مرزهای دسته اول (که در ابتدا و به صورت صریح محاسبه شده اند) کم تر باشد در غیر این صورت مولکول ابتدا به مرزهای دسته اول برخورد داشته و نیازی به محاسبه زمان برخورد جدید نمی باشد. برای نمونه در زیر معادلات مربوط به محاسبه زمان برخورد با پره A ارائه می گردد.

$$\left| \frac{w/2 + (z(t_{s_A}) - L/2) \cos \alpha}{r(t_{s_A}) \sin \alpha} \right| = 1$$

$$m_1 = (v_{r_0}^2 + v_{\theta_0}^2) \cdot (\tan \alpha)^2 - v_{z_0}^2$$

$$m_2 = r_0 v_{r_0} (\tan \alpha)^2 - (v_{z_0} \sec \alpha) \cdot w/2 + v_{z_0} (L/2 - z_0) + 0.5 \quad (8)$$

$$m_3 = r_0^2 (\tan \alpha)^2 - (w/2 - (L/2 - z_0) \cos \alpha)^2 \cdot (\sec \alpha)^2$$

که در آن زمانی است که تابع معکوس سینوس در بازه مورد نظر تعریف شده می باشد و از رابطه زیر محاسبه می گردد.

$$t_{s_A} = \frac{-m_2 \pm \sqrt{m_2^2 - m_1 m_3}}{m_1} \quad (9)$$

$$m_i^a = \left(m_{i-1}^a + m_i^{a-1} (1 - \tau_i^{a-1}) \right) \tau_i^a \quad (14)$$

$$m_n^a = \tau_{n-1}^a . m_{n-1}^a$$

که در رابطه ۱۴، $i = 2, 3, \dots, n$ و $a = 2, 3, \dots$ می‌باشد. لازم به ذکر است در روابط بالا بیانگر شماره تکرار و i بیانگر شماره طبقه مورد مطالعه و n تعداد طبقات پمپ می‌باشد. همچنین به ترتیب ضریب انتقال از بالادست به پایین‌دست طبقه i ام، تعداد مولکول‌های ورودی به طبقه i ام و تعداد مولکول‌های خروجی از طبقه n ام می‌باشد. برای رفتار مولکول در مسیر برگشت بطور مشابه عمل خواهد شد. در نهایت روابط زیر برای محاسبه ضرایب عبوردهی ارائه می‌گردد.

$$\sum_{12} = \frac{m_{n+1}}{m_1}, \quad \sum_{21} = \frac{m_1}{m_{n+1}} \quad (15)$$

۳- ملاحظات طراحی پمپ توربومولکولار چندطبقه

از آنجا که در این مقاله، مطالعه اثر زاویه پره بر پارامترهای عملکردی پمپ توربومولکولار مدنظر می‌باشد لذا تنها به ارائه پارامترهای هندسی که با تغییر زاویه پره تغییر می‌کنند پرداخته خواهد شد و پارامترهایی نظیر ضخامت پره، فاصله شعاعی پره، قطر روتور، لقی بین نوک پره با پوسته و فاصله بین ردیف روتور-استاتور که در آنها تغییر زاویه پره اثر کمی دارد و یا بی‌تأثیر است، ثابت در نظر گرفته می‌شود. بدین ترتیب پس از مشخص کردن ارتفاع پره L با توجه به زاویه طبقه موردنظر، طول وتر پره‌ها b مشخص می‌شود.

$$\sum_{12} = \frac{m_{n+1}}{m_1}, \quad \sum_{21} = \frac{m_1}{m_{n+1}} \quad (16)$$

سپس نسبت فاصله متوسط پره به وتر تعیین می‌شود. در این مقاله این نسبت تقریباً ۱ در نظر گرفته شده است. اکنون با داشتن فاصله شعاعی پره h ، قطر روتور D

در نهایت همه در بردار P ذخیره می‌شود.

$$K = [r, \theta, z, v_r, v_\theta, v_z, t] \quad (12)$$

$$P = [K_1, K_2, \dots, K_{N_{sm}}]^T$$

مرحله ۲: از بین اعداد ۱ تا N_{sm} که برابر تعداد کل مولکول‌های نمونه می‌باشد یک عدد (m) به تصادف انتخاب می‌شود. مختصات مکان و سرعت مولکول و همچنین موقعیت پره‌ها در ورود به طبقه بعد با توجه به سطر m ام ماتریس P مشخص می‌شود.

مرحله ۳: مرحله قبل آن قدر تکرار می‌شود تا تعداد مولکول‌های خروجی به تعداد موردنظر برسد.

در نهایت مراحل بالا برای طبقات اول تا یکی مانده به آخر انجام می‌شود.

۲-۲-۲- مدل‌سازی رفتار مولکول در بین طبقات با در نظر گرفتن اثر مولکول‌های بازگشتی

برای مدل‌سازی رفتار مولکول در بین طبقات با در نظر گرفتن اثر مولکول‌های بازگشتی از طبقات بعدی ابتدا لازم است تا یک‌بار تمام طبقات بدون در نظر گرفتن مولکول‌های بازگشتی و فقط با توزیع خروجی طبقه قبل، شبیه‌سازی شوند. پس از تکرار اول، توزیع مولکول‌ها در خروج از طبقات به‌دست می‌آید. در تکرار دوم با در نظر گرفتن توزیع خروجی مولکول از طبقه قبل و توزیع مولکول بازگشتی از طبقه بعد که از تکرار قبلی به‌دست آمده است می‌توان طبقه موردنظر را شبیه‌سازی کرد. با این توضیح اگر تعداد مولکول در ورود به طبقه اول (b_1) ثابت در نظر گرفته شود، برای تعداد مولکول‌های ورودی به طبقات بعد از روابط زیر استفاده می‌شود.

$$m_i^1 = \tau_{i-1}^1 . m_{i-1}^1, \quad i = 2, 3, \dots, n+1 \quad (13)$$

$$m_1^a = b_1, \quad a = 1, 2, \dots$$

$$Q_{\max} = W_{\max} \left(\frac{A_p}{b^2} \right) \quad (21)$$

$$A_p = \pi(c+h)(D+c-h) - \frac{Nwh}{\sin \alpha}$$

که در آن مساحت سطح ورودی ناحیه محاسباتی می‌باشد. برای سرعت پره، از سرعت در شعاع میانگین استفاده می‌شود که در آن محتمل‌ترین سرعت مولکول، R ثابت گاز و T دما برحسب کلوین می‌باشد [۲۶].

$$U_b = \frac{\omega(D-h)}{2\sqrt{2RT}} \quad (22)$$

در جدول ۱ پارامترهای هندسی پمپ ۱۳ طبقه ارائه شده است در این پمپ طبقات ۱ تا ۵ با زاویه ۳۰ درجه و طبقات بعدی با زاویه ۲۰ درجه در نظر گرفته شده است. همچنین مشخصات هندسی استاتور در طبقه ۵ مشابه مشخصات هندسی طبقه ۶ می‌باشد.

جدول ۱- مشخصات هندسی پره در پمپ ۱۳ طبقه [۸]			
مشخصات هندسی پره	نماد		طبقه
	۵ تا ۱	۱۳ تا ۶	
تعداد پره	۷۶	۵۲	
وتر	۸ (mm)	۱۱/۷	
زاویه	۳۰	۲۰	
شعاع ریشه	۶/۹۲ (mm)	۱۰/۱۱	
شعاع نوک	۹/۴ (mm)	۱۳/۷۴	
ضخامت	۱/۵ (mm)	۱/۵	
فاصله شعاعی پره	۳۰ (mm)	۳۰	
قطر روتور	۳۰۰ (mm)	۳۰۰	
لقی بین پره و پوسته	۱ (mm)	۱	
فاصله بین ردیف روتور استاتور	۱ (mm)	۱	

در شکل ۳ تغییرات حداکثر نسبت تراکم برحسب سرعت در شعاع متوسط پره برای پمپ ۱۳ طبقه نشان داده شده است. در این نمودار، کار حاضر با کارهای قبلی (ساوادا [۸] و آملی و همکاران [۱۷]) و داده‌های تجربی مربوط به گاز نیتروژن (نقاط دایره‌ای) مقایسه شده است. همانطور که مشاهده می‌شود تا سرعت ۰/۲، کار حاضر

و ضخامت پره W ، تعداد پره ها N از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$N = \frac{\pi(D-h)}{S + w \cdot \csc \alpha} \quad (17)$$

در نهایت برای فاصله دو پره مجاور در ریشه و نوک روابط زیر ارائه می‌گردد.

$$s_r = \frac{\pi(D-2h)}{N} - \frac{w}{\sin \alpha} \quad (18)$$

$$s_t = \frac{\pi(D)}{N} - \frac{w}{\sin \alpha} \quad (19)$$

۴- صحت‌سنجی

در این بخش الگوریتم حاضر برای یک پمپ چندطبقه با داده‌های تجربی ساوادا [۸] و کارهای قبلی (آملی و همکاران [۱۷]) مقایسه می‌شود. برای این کار یک پمپ ۱۳ طبقه شامل ۲۵ ردیف روتور و استاتور، به نحوی که ردیف اول و آخر آن روتور باشد طراحی شده است؛ همچنین فشار خروجی ثابت (۷۶/۱) پاسکال معادل ۰/۱۰ میلی‌بار) و گاز مورد آزمایش نیتروژن در نظر گرفته شده است. در ابتدا برای درک بهتر نتایج، پارامترهای عملکردی پمپ توربومولکولار شامل نسبت تراکم، ضریب عبوردهی Σ ، سرعت پمپاژ بی‌بعدشده W و دبی بی‌بعد ارائه می‌گردد [۱۷].

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{s_1}{s_2} \left(\frac{\Sigma_{12} - W}{\Sigma_{21}} \right) \quad (20)$$

که در آن P فشار، s سطح مقطع ورودی جریان، W سرعت پمپاژ بی‌بعد، Σ ضریب عبوردهی بوده و اندیس ۱ مربوط به بالادست جریان و اندیس ۲ مربوط به پایین دست جریان می‌باشد.

برای محاسبه حداکثر دبی با توجه به سرعت پمپاژ بی‌بعد، مساحت سطح ورودی و وتر پره از روابط زیر استفاده می‌شود [۲۶].

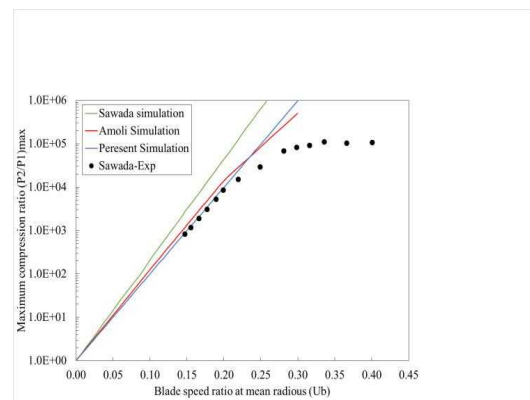
جدول ۲- مقایسه نسبت فشار کار حاضر با کار آملی [۱۷] و

داده‌های تجربی [۸] در سرعت ۰/۲				
داده تجربی	کار حاضر	خطا	کار آملی	خطا
۸۵۱۶	۹۳۶۰	٪۱۰	۱۳۳۱۷	٪۵۶

۵- مطالعه اثر زاویه پره در طبقات میانی و پایانی و تفسیر نتایج

با عنایت به اینکه در طبقات میانی و پایانی پمپ‌های توربومولکولار چندطبقه به طور عمده از زاویه ۲۰، ۱۵ و ۱۰ درجه استفاده می‌شود، لازم است تا اثر این سه زاویه بر پارامترهای عملکردی پمپ مورد بررسی قرار گیرد و بهترین زاویه مشخص گردد. بدین منظور برای بررسی اثر زاویه پره در طبقات میانی و پایانی پمپ، چهار ترکیب مختلف از سه زاویه مذکور برای یک پمپ توربومولکولار پنج طبقه ارائه شده است. از آنجا که تغییر زاویه پره تأثیری بر پارامترهای هندسی آن مانند ضخامت پره، فاصله شعاعی پره، قطر روتور، لقی بین نوک پره با پوسته و فاصله بین ردیف روتور - استاتور ندارد و یا قابل چشم‌پوشی است، در هر چهار ترکیب حاضر پارامترهای اشاره شده برای تمام طبقات یکسان و مطابق جدول ۱ در نظر گرفته شده است. همچنین به دلیل آنکه این مقاله بر روی اثر تغییر زاویه در طبقات میانی و پایانی پمپ توربومولکولار متمرکز است؛ بنابراین طبقات اول و دوم هر چهار ترکیب مشابه هم بوده و دارای زاویه ۳۰ درجه است. همانطور که در جدول ۳ مشاهده می‌شود برای طبقات ۳، ۴ و ۵ (طبقه میانی و پایانی پمپ پنج طبقه) در سه ترکیب تنها یک زاویه استفاده شده است بدین ترتیب که در ترکیب ۱ (ترکیب مرجع) زاویه ۲۰، ترکیب ۲ زاویه ۱۵ و در ترکیب ۳ زاویه ۱۰ درجه استفاده شده است. همچنین در جدول ۴ برای ترکیب چهارم از سه زاویه ۲۰، ۱۵ و ۱۰ درجه به ترتیب در طبقات ۳، ۴ و ۵ استفاده شده است تا اثر استفاده از ترکیبی از زوایا در مقایسه با استفاده از تنها یک زاویه نیز مطالعه شود. همچنین فشار در پایین دست

که در آن زمان برخورد مولکول با پره و مرزهای تناوبی، در طبقات اصلاح و اثر مولکول‌های بازگشتی از طبقات قبل و بعد در ورود به طبقه موردنظر لحاظ گردیده است نسبت به کارهای قبلی تطابق بیشتری با داده‌های تجربی به دارد. همچنین از سرعت ۰/۲ به بعد داده‌های تجربی به نسبت فشار صدهزار میل می‌کند که به دلیل محدودیت شرایط آزمایشگاهی برای نسبت فشار نهایی، به ازای سرعت‌های بیشتر از ۰/۲ می‌باشد؛ بنابراین به دلیل اینکه در شبیه‌سازی اساساً محدودیت‌های آزمایشگاهی وجود ندارد می‌توان گفت روند نمودار در سرعت‌های بیشتر از ۰/۲ نیز صعودی بوده و شکستگی در نمودار مربوط به آملی و همکاران توجیه علمی ندارد. لازم به ذکر است پمپ ۱۳ طبقه طراحی شده در سرعت ۰/۲ (معادل سرعت در شعاع متوسط ۵۸۵۰ دور در دقیقه) فشار ۱۰^{-۶} میلی‌بار (خلا بالا) را ایجاد می‌کند.

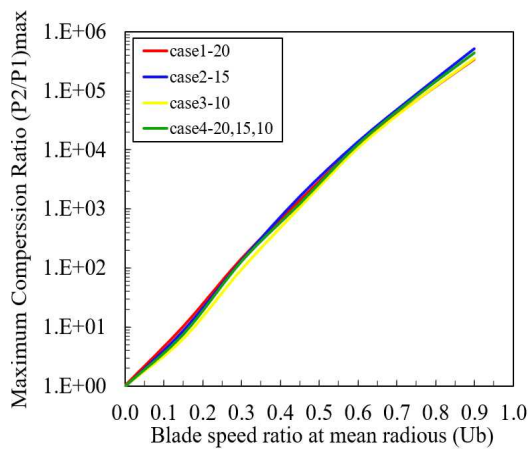


شکل ۳- تغییرات حداکثر نسبت تراکم بر حسب سرعت در شعاع

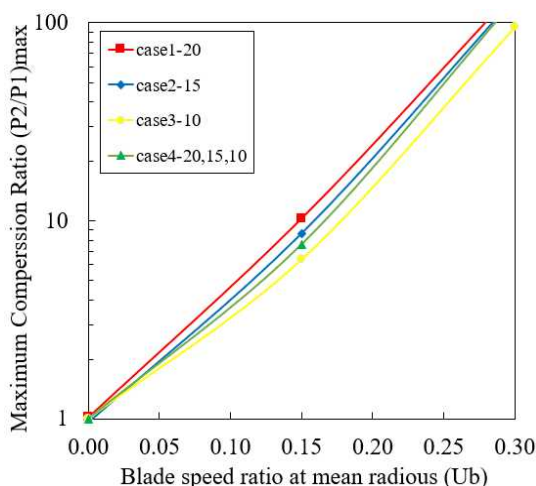
متوسط پره در پمپ ۱۳ طبقه

در جدول ۲ اختلاف کار حاضر و کار آملی در سرعت ۰/۲ با داده‌های تجربی آورده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود خطای کار حاضر به میزان ۴۶٪ کمتر از کار آملی و همکاران می‌باشد. این مقایسه به خوبی اهمیت اصلاح زمان برخورد مولکول با پره‌ها و تأثیر مولکول‌های بازگشتی از طبقات را در شبیه‌سازی پمپ‌های توربومولکولار چندطبقه نشان می‌دهد.

نزدیک شدن به ترکیب مرجع می‌باشند به‌طوری‌که در شکل ۶ ترکیب ۲ با زاویه ۱۵ درجه از ترکیب مرجع پیشی گرفته و ترکیب ۴ در انتهای نمودار به ترکیب مرجع رسیده است. در شکل ۷ نمودار ترکیب مرجع با زاویه ۲۰ درجه کمترین نسبت تراکم را داشته‌است؛ بنابراین از بحث بالا می‌توان نتیجه گرفت زوایای بزرگ در طبقات میانی و پایانی پمپ توربومولکولار بخصوص در سرعت‌های بالا باعث کاهش نسبت تراکم نهایی پمپ خواهد شد. از طرفی زاویه ۱۰ درجه نیز از نسبت تراکم پایینی برخوردار است؛ بنابراین در پمپ‌های توربومولکولار برای دستیابی به حداکثر نسبت تراکم استفاده بیشتر از زاویه ۱۵ درجه در مقایسه با زوایای ۲۰ و ۱۰ درجه توصیه می‌شود.



شکل ۴- تغییرات حداکثر نسبت تراکم برحسب سرعت در شعاع متوسط پره



شکل ۵- تغییرات حداکثر نسبت تراکم برحسب سرعت در بازه ۰ تا ۰.۳

ثابت ($P_2 = 0.01 \text{ mbar}$) و گاز مورد آزمایش نیتروژن در نظر گرفته شده است.

جدول ۳- مشخصات هندسی طبقات ۳ و ۴ و ۵ در ترکیبات ۲ و ۳

مشخصات هندسی پره	ترکیب ۱	ترکیب ۲	ترکیب ۳
N	۵۲	۳۹	۲۶
b(mm)	۱۱/۷	۱۵/۴۵	۲۳/۰۴
$\alpha(^{\circ})$	۲۰	۱۵	۱۰
(mm)	۱۰/۱۱	۱۳/۵۴	۲۰/۳۶
(mm)	۱۳/۷۴	۱۸/۳۷	۲۷/۶۱

جدول ۴- مشخصات هندسی طبقات ۴، ۳ و ۵ در ترکیب ۴

مشخصات هندسی پره	طبقه ۳	طبقه ۴	طبقه ۵
N	۵۲	۳۹	۲۶
(mm)	۱۱/۷	۱۵/۴۵	۲۳/۰۴
($^{\circ}$)	۲۰	۱۵	۱۰
(mm)	۱۰/۱۱	۱۳/۵۴	۲۰/۳۶
(mm)	۱۳/۷۴	۱۸/۳۷	۲۷/۶۱

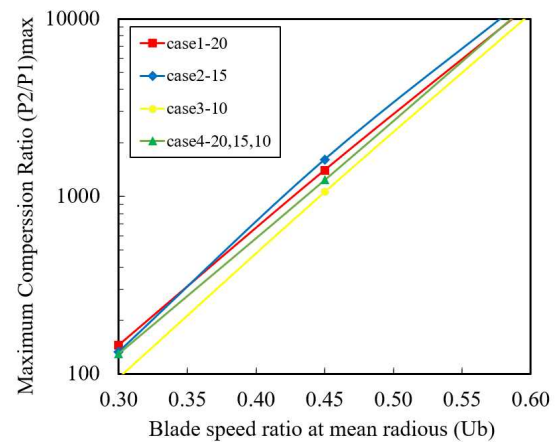
در شکل ۴ تغییرات حداکثر نسبت تراکم برای ترکیبات ۲، ۳ و ۴ در مقایسه با ترکیب مرجع برحسب سرعت در شعاع متوسط پره نشان داده شده است به‌طوری‌که محور عمودی به صورت لگاریتمی ترسیم شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود حداکثر نسبت تراکم با افزایش سرعت پره افزایش یافته و می‌توان گفت که یکی از راهکارهای دستیابی به خلا بالاتر در پمپ توربومولکولار افزایش سرعت پره‌هاست؛ اما تعقر نمودار در سرعت حدود ۰.۳، تغییر کرده و شیب نمودار رفته رفته با افزایش سرعت پره‌ها کم می‌شود. از مشاهدات بالا می‌توان نتیجه گرفت که در افزایش نسبت تراکم از طریق بالابردن سرعت پره‌ها محدودیت وجود داشته و از یک سرعت مشخص به بعد دیگر افزایش سرعت، تاثیری در افزایش نسبت تراکم پمپ نخواهد داشت. در ادامه برای ارائه جزئیات بیشتر، شکل‌های ۵ تا ۷ ارائه شده‌است. در شکل ۵ ترکیب مرجع بالاترین نسبت تراکم و ترکیب ۳ با زاویه ۱۰ درجه کمترین نسبت تراکم را داشته است. همچنین ترکیب ۲ و ۴ در حال

مرجع بوده است. بادقت در سرعت رشد حداکثر نسبت تراکم برای ترکیبات ارائه شده می‌توان دریافت که افزایش نسبت تراکم در ترکیب ۴ که در آن از زوایای مختلف استفاده شده است نسبت به ترکیب‌های ۱ و ۳ که در آنها فقط از یک زاویه استفاده شده است، بیشتر می‌باشد و در جایگاه دوم پس از ترکیب ۲ با زاویه ۱۵ درجه قرار دارد؛ همچنین استفاده از ترکیب زوایا در مقایسه با استفاده از یک زاویه اثر کاهشی نسبت تراکم زوایای بزرگ و کوچک (زاویه ۲۰ و ۱۰ درجه) در سرعت‌های بالا را کاهش داده و تقریباً از بین برده است به‌طوری‌که در ترکیب ۴ با اینکه از زاویه ۲۰ و ۱۰ درجه استفاده شده است اما نسبت تراکم آن به اندازه استفاده از زاویه ۲۰ و ۱۰ درجه به‌تنهایی، کاهش نیافته است. بنابراین استفاده از زوایای مختلف در پمپ توربومولکولار چندطبقه، در دستیابی سریع‌تر به شرایط خلا بالا و فوق بالا کمک خواهد کرد و اثر نامطلوب زوایای بزرگ و کوچک در سرعت‌های بالای پره که ممکن است طراحان به دلایلی مانند محدودیت‌های طراحی و... ناگزیر به استفاده از آنها شوند را کاهش می‌دهد. لازم‌به‌ذکر است فشار نهایی پمپ پنج‌طبقه در ترکیب شماره ۲ در سرعت زاویه‌ای (برحسب شعاع متوسط پره) 26330 دور در دقیقه برابر $10^{-8} \times 9$ میلی‌بار می‌باشد.

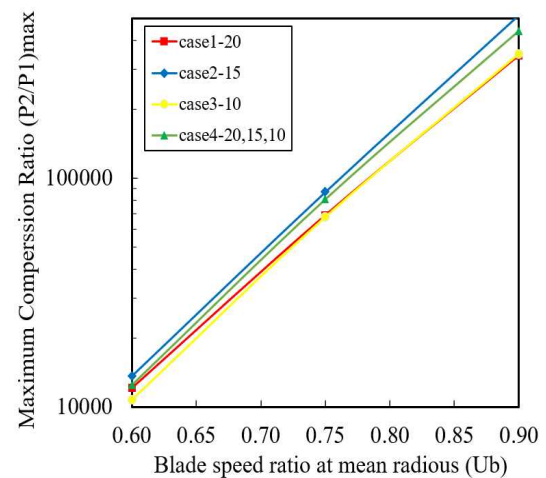
جدول ۵- حداکثر نسبت تراکم در ترکیبات ۱، ۲، ۳ و ۴			
سرعت پره	۱۵/۰	۴۵/۰	۹/۰
ترکیب ۱	۱۰	۱۴۰۲	۳۴۶۱۳۵
ترکیب ۲	۹	۱۶۱۵	۵۱۶۷۴۹
ترکیب ۳	۶	۱۰۵۶	۳۴۹۳۷۴
ترکیب ۴	۸	۱۲۳۵	۴۴۱۹۶۱

جدول ۶- درصد تغییرات حداکثر نسبت تراکم ترکیبات ۱، ۲ و ۳

۴ نسبت به ترکیب مرجع (ترکیب ۱)			
سرعت پره	۱۵/۰	۴۵/۰	۹/۰
ترکیب ۲	-۱۶/۵	۱۵/۲	۴۹/۳
ترکیب ۳	-۳۸/۱	-۲۴/۷	۰/۹
ترکیب ۴	-۲۶/۳	-۱۱/۹	۲۷/۷



شکل ۶- تغییرات حداکثر نسبت تراکم برحسب سرعت در بازه ۰,۳ تا ۰,۶



شکل ۷- تغییرات حداکثر نسبت تراکم برحسب سرعت در بازه ۰,۶ تا ۰,۹

همان‌طور که اشاره شد سرعت رشد ترکیب ۴ که در آن از زوایای ۲۰، ۱۵ و ۱۰ استفاده شده است قابل توجه بوده و لازم است تا در این مورد مطالعه بیشتری صورت پذیرد به همین دلیل در جدول ۵ حداکثر نسبت تراکم چهار ترکیب مورد مطالعه در سه سرعت ۰,۱۵، ۰,۴۵ و ۰,۹ نشان داده شده است. همچنین در جدول ۶ درصد تغییرات نسبت تراکم ترکیبات ۱، ۲ و ۳ نسبت به ترکیب مرجع آورده شده است. بدین ترتیب که به عنوان نمونه برای ترکیب ۲ در سرعت ۰,۱۵ نسبت تراکم به‌دست آمده به اندازه ۱۶,۵ درصد کمتر از نسبت تراکم ترکیب مرجع بوده و در سرعت ۰,۴۵ به اندازه ۱۵,۲ درصد بیشتر از نسبت تراکم ترکیب

(۱) با در نظر گرفتن اثر مولکول‌های بازگشتی از سایر طبقات خطای کار حاضر نسبت به کارهای قبلی از ۵۶٪ به ۱۰٪ کاهش پیدا کرد.

(۲) در طراحی پمپ‌های توربومولکولار چندطبقه، ضمن رعایت ملاحظات طراحی لازم است تا در طبقات میانی و پایانی پمپ از زوایای مختلف در مقایسه با به‌کارگیری فقط یک زاویه، استفاده شود.

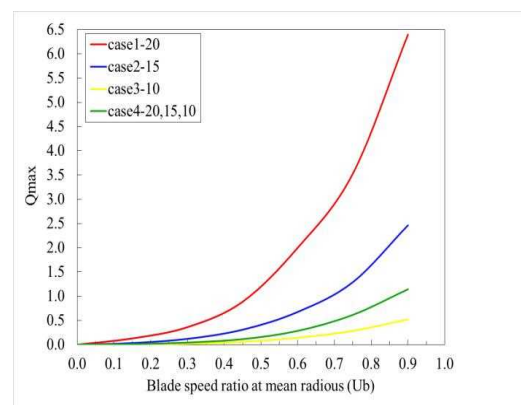
(۳) در طبقات میانی و پایانی پمپ توربومولکولار در بین زوایای ۲۰، ۱۵ و ۱۰ درجه، زاویه ۱۵ درجه بالاترین نسبت تراکم را داشته و استفاده بیشتر از آن در طبقات مذکور توصیه می‌شود. همچنین در خصوص زاویه ۱۰ درجه به دلیل پایین بودن نسبت تراکم و دبی، استفاده کمتر از این زاویه پیشنهاد می‌گردد.

۶- فهرست علائم

علائم انگلیسی

r	مؤلفه شعاعی مکان مولکول، mm
z	مؤلفه محوری مکان مولکول، mm
N_{sm}	تعداد مولکول نمونه
N	تعداد پره
P	فشار، Pa
W	سرعت پمپاژ بی‌بعد
w	ضخامت پره، mm
L	طول پره، mm
Q	دبی بی‌بعد
A_m	مساحت سطح ورودی ناحیه محاسباتی،
C_{mp}	محتمل‌ترین سرعت مولکول، J/mol
U_b	نسبت سرعت
R	ثابت گاز، J/K.mol
T	دما، K
	دنباله اعداد تصادفی
R_1	شعاع محور، mm
R_2	شعاع پوسته، mm

در شکل ۷ تغییرات حداکثر دبی بی‌بعد بر حسب سرعت در شعاع متوسط پره برای چهار ترکیب مورد مطالعه نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود رشد دبی با افزایش سرعت پره برای ترکیب شماره ۱ با زاویه ۲۰ درجه بیشترین مقدار را نسبت به سایر ترکیب‌ها دارد. همچنین ترکیب ۴ دبی عبوری بالاتری را نسبت به ترکیب ۳ دارد. باتوجه به آنکه ترکیب شماره ۳ کمترین دبی عبوری را دارد و همان‌طور که در بخش قبل مشاهده شد، نسبت تراکم آن نیز پایین می‌باشد؛ بنابراین استفاده از پره با زاویه ۱۰ درجه در طبقات میانی و پایانی پمپ‌های توربومولکولار چندطبقه توصیه نمی‌شود.



شکل ۸- تغییرات حداکثر دبی بی‌بعد بر حسب سرعت در شعاع

متوسط پره برای ترکیبات ۱ تا ۴

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله رفتار مولکول در جریان آزاد مولکولی در فضای بین طبقات پمپ توربومولکولار با در نظر گرفتن مولکول‌های بازگشتی از سایر طبقات به روش ذره نمونه مونت کارلو و با در نظر گرفتن هندسه واقعی پره‌ها شبیه‌سازی شده است. سپس ملاحظات طراحی پمپ‌های توربومولکولار چند طبقه ارائه گردید. در ادامه تأثیر زاویه پره بر پارامترهای عملکردی پمپ توربومولکولار در طبقات میانی و پایانی برای زوایای ۲۰، ۱۵ و ۱۰ درجه با ثابت در نظر گرفتن زاویه پره‌ها در دو طبقه اول، بررسی شد. در نهایت نتایج حاصل از این مقاله به شرح زیر ارائه می‌گردد:

علائم یونانی

θ	مؤلفه دورانی مکان مولکول، rad
α	زاویه نصب پره، rad
ψ	زاویه محور تقارن پره در دستگاه مرجع، rad
ω	سرعت زاویه‌ای پره، rad/s
ρ	مؤلفه تابع توزیع سرعت مولکولی
φ	مؤلفه تابع توزیع سرعت مولکولی
ξ	زاویه پره در لحظه صفر، rad
Σ	ضریب انتقال مولکولی

زیرنویس

۰	موقعیت اولیه
۱	ورودی یا بالادست جریان
۲	خروجی یا پایین‌دست جریان
۱۲	بالادست جریان به پایین‌دست
i	شماره طبقه

بالانویس

a	شماره تکرار
-----	-------------

مراجع

- in the transition and slip flow regimes,” *Bull. JSME*, vol. 22, no. 165, pp. 362–369, 1979.
- [10] S. Iida and O. Kimura, “On performance improvement of axial-flow molecular pump,” *Jpn. J. Appl. Phys.*, vol. 13, no. S1, p. 9, 1974.
- [11] S. Katsimichas, A. J. H. Goddard, R. Lewington, and C. R. E. De Oliveira, “General geometry calculations of one-stage molecular flow transmission probabilities for turbomolecular pumps,” *J. Vac. Sci. Technol. A Vacuum, Surfaces, Film.*, vol. 13, no. 6, pp. 2954–2961, 1995.
- [12] T. N. Schneider, S. Katsimichas, C. R. E. De Oliveira, and A. J. H. Goddard, “Empirical and numerical calculations in two dimensions for predicting the performance of a single stage turbomolecular pump,” *J. Vac. Sci. Technol. A Vacuum, Surfaces, Film.*, vol. 16, no. 1, pp. 175–180, 1998.
- [13] R.-Y. Jou, H.-P. Cheng, Y.-W. Chang, F.-Z. Chen, and M. Iwane, “Designs, analyses, and tests of a spiral-grooved turbobooster pump,” *J. Vac. Sci. Technol. A Vacuum, Surfaces, Film.*, vol. 18, no. 3, pp. 1016–1024, 2000.
- [14] J.-S. Heo and Y.-K. Hwang, “DSMC calculations of blade rows of a turbomolecular pump in the molecular and transition flow regions,” *Vacuum*, vol. 56, no. 2, pp. 133–142, 2000.
- [15] P. A. Skovorodko, “The Topology of Molecular Flow in Axial Compressor,” *AVS 47th Int. Symp*, 2000.
- [16] Y.-W. Chang and R.-Y. Jou, “Direct simulation of pumping characteristics in a fully 3D model of a single-stage turbomolecular pump,” *Appl. Surf. Sci.*, vol. 169, pp. 772–776, 2001.
- [17] A. Amoli, R. Ebrahimi, and S. M. Hosseinalipour, “Some features of molecular flow in a rotor-stator row with real topology,” *Vacuum*, vol. 72, no. 4, pp. 427–438, 2004, doi: 10.1016/j.vacuum.2003.10.002.
- [18] S. Wang *et al.*, “Numerical study of a single blade row in turbomolecular pump,” *Vacuum*, vol. 83, no. 8, pp. 1106–1117, 2009.
- [19] H. Shkohmand, S. M. Tagvi, and N. Pirzai Khabazi, “Investigating the effect of thermal imbalance and thermal adaptation coefficient on axial turbomolecular pump performance,” *15th Iran International Conference on Mechanical Engineering (ISME2007)*. pp. 1–8, 2007. (In Persian)
- [20] R. Versluis, R. Dorsman, L. Thielen, and M. E. Roos, “Numerical investigation of turbomolecular pumps using the direct simulation Monte Carlo method with moving surfaces,” *J. Vac. Sci. Technol. A Vacuum, Surfaces, Film.*, vol. 27, no. 3, pp. 543–547, 2009.
- [21] M. Shams, H. Sheykhzadeh, and M. Taghavi, “Mathematical simulation of free molecular flow in a three-dimensional turbomolecular pump with nonparallel blades,” *J. Dispers. Sci. Technol.*, vol. 31, no. 3, pp. 299–306, 2010.
- [22] M. Maštiani, A. Sohrabi Kashani, N. Pourmahmoud, and N. E. Yousefian Abroudi, “investigation of turbomolecular pump performance using direct Monte Carlo simulation method,” *19th International Conference on Mechanical Engineering of Iran (ISME2011)*. 2011. (In Persian)
- [1] A. Chambers, *Modern vacuum physics*. CRC Press, 2004.
- [2] D. Hoffman, B. Singh, and J. H. Thomas III, *Handbook of vacuum science and technology*. Elsevier, 1997.
- [3] J. A. Becker, “Study of surfaces by using new tools,” in *Solid State Physics*, vol. 7, Elsevier, 1958, pp. 379–424.
- [4] C. H. Kruger, “The axial-flow compressor in the free-molecule range.” Massachusetts Institute of Technology, 1960.
- [5] H. J. Finol, “Study of free molecule flow through a cascade.” Massachusetts Institute of Technology, Department of Mechanical Engineering, 1958.
- [6] T. Sawada and K. Murakami, “The Axial Flow Molecular Pump (I),” *Shinku*, vol. 14, no. 2, pp. 33–41, 1971.
- [7] T. SAWADA, M. SUZUKI, and O. TANIGUCHI, “On the Axial Flow Molecular Pump : 2nd Report, The Performance of a Combination of Blade Rows,” *Trans. Japan Soc. Mech. Eng.*, vol. 36, no. 285, pp. 781–791, 1970, doi: 10.1299/kikai1938.36.781.
- [8] T. SAWADA and O. TANIGUCHI, “On the Axial Flow Molecular Pump : 3rd Report, Trial Manufacture and the Performance Test,” *Trans. Japan Soc. Mech. Eng.*, vol. 38, no. 310, pp. 1456–1461, 1972, doi: 10.1299/kikai1938.38.1456.
- [9] T. SAWADA, “Performance of a turbomolecular pump

- [23] N. Sengil and F. O. Edis, "Fast cell determination of the DSMC molecules in multi-stage turbo molecular pump design," *Comput. Fluids*, vol. 45, no. 1, pp. 202–206, 2011.
- [24] B. Han, Z. Huang, and Y. Le, "Design aspects of a large scale turbomolecular pump with active magnetic bearings," *Vacuum*, vol. 142, pp. 96–105, 2017.
- [25] N. Metropolis and S. Ulam, "The monte carlo method," *J. Am. Stat. Assoc.*, vol. 44, no. 247, pp. 335–341, 1949.
- [26] A. Amoli, M. Hoseinalipour, and R. Ebrahimi, "Direct simulation of free molecular flow in fully 3-d axial rotor," in *36th AIAA Thermophysics Conference*, 2003, p. 3777, doi: 10.2514/6.2003-3777.

بهبود عملکرد کنترل وضعیت ماهواره با عملگر چرخ عکس‌العملی و با در نظر گرفتن نویز حسگر

وحید بهلوری^{*}

۱- استادیار، گروه مهندسی برق، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران

چکیده

در این مقاله، از روش بهینه‌سازی مقاوم برای کاهش اثر نویز حسگر بر عملکرد سیستم کنترل وضعیت ماهواره با عملگر چرخ عکس‌العملی استفاده شده است. در این راستا میانگین مطلق خطای نشان‌دهنده وضعیت ماهواره به عنوان معیار عملکرد اصلی کنترلی انتخاب شده است. الگوریتم بهینه‌سازی مبتنی بر الگوریتم ژنتیک و روش تکرارهای متوالی مونت کارلو برای لحاظ کردن اثر نویز و به‌دست آوردن ضرایب کنترلی استفاده شده است. از دینامیک مرتبه اول برای مدل‌سازی چرخ عکس‌العملی به عنوان عملگر اصلی کنترلی با لحاظ کردن محدودیت عملی حداکثر گشتاور تولیدی استفاده شده است. همچنین از یک کنترل‌کننده تناسبی-انتگرالی-مشتقی (PI-D) اصلاح‌شده با روش مشاهده‌گر برای کنترل ماهواره استفاده شده است. سیگنال نویز سفید گوسی پس از عبور از یک فیلتر مرتبه اول به سیگنال‌های مسیر بازخورد زاویه و سرعت زاویه‌ای اضافه می‌شود. به منظور مقایسه منصفانه نتایج، ضرایب کنترلی به ازای شرایط شبیه‌سازی یکسان، برای دو رویکرد بهینه‌سازی مقاوم و بهینه‌سازی قطعی به‌دست آمده است. معیار عملکرد بر حسب تابع چگالی طیفی توان نویز به ازای دو رویکرد بهینه‌سازی بررسی شده است. نتایج مقایسه‌ای نشان می‌دهد، سیستم کنترلی که با روش بهینه‌سازی مقاوم تنظیم شده، معیار عملکرد آن در مواجهه با نویز مقاوم‌تر بوده و تغییرات کمتری دارد در حالی که معیار عملکرد روش بهینه‌سازی قطعی، تغییرات بیشتری در مواجهه با نویز دارد. نتایج نشانگر ارجحیت استفاده از رویکرد بهینه‌سازی مقاوم برای سیستم کنترل در معرض نویز است.

کلمات کلیدی

کنترل وضعیت ماهواره، نویز حسگر، بهینه‌سازی مقاوم، چرخ عکس‌العملی، تناسبی-انتگرالی-مشتقی اصلاح‌شده

Improving the performance of satellite attitude control with a reaction wheel actuator and considering sensor noise

Vahid Bohlouri¹

1-Department of Electrical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran

Abstract

In this paper, the robust optimization method has been used to reduce the effect of sensor noise on the performance of the satellite attitude control system with a reaction wheel actuator. In this regard, the absolute pointing error on the satellite attitude has been chosen as the main control performance criterion. The optimization algorithm based on the genetic algorithm and the Monte Carlo method of successive iterations have been used to include the effect of noise and obtain the control coefficients. A modified proportional-integral-derivative (PI-D) controller with the observer method has been utilized to control the spacecraft. A white Gaussian noise is added to angular velocity and angular feedback through a low-pass filter. To compare the results fairly, the control coefficients for the same simulation conditions have been obtained for two approaches; robust optimization and deterministic optimization. The performance criterion in terms of the noise power spectral density function has been investigated for two optimization approaches. The comparative results show that the tuned control system by the robust optimization method, its performance criterion is more robust in the face of noise and has less changes, while the performance criterion of the deterministic optimization method has more changes in noisy condition.

Keywords

Satellite Attitude Control, Sensor Noise, Robust Optimization, Reaction Wheel, Modified PID.

^{*} وحید بهلوری، v_bohlouri@tvu.ac.ir

۱- مقدمه

ماهواره‌ها نقش بسزایی در رفع نیازها و توسعه فناوری‌های روز دنیا دارند. در میان اجزاء و زیرسیستم‌های یک ماهواره بخش تعیین و کنترل وضعیت^۱ وظیفه انجام مانورهای وضعیت، کنترل سرعت زاویه‌ای، مستهلک‌سازی سرعت زاویه‌ای^۲، پایدارسازی^۳ و تعیین وضعیت^۴ را بر عهده دارد [۱]. تراستر^۵ مبتنی بر نیروی عکس‌العمل یا خروج گازهای پرفشار، چرخ عکس‌العملی^۶ مبتنی بر اثر ژيروسکوپ و گشتاوردهنده‌های مغناطیسی^۷ مبتنی بر نیروی مغناطیسی سه عملگر عمده کنترلی هستند که هر کدام به‌طور مجزا یا بصورت ترکیبی در فضاپیما استفاده شده تا مانورهای وضعیت انجام شود [۲].

کنترل تناسبی-انتگرالی-مشتقی (PID)، به دلیل سابقه زیاد، راحتی استفاده و پیاده‌سازی آسان اهمیت زیادی در صنعت دارد. این مزیت‌ها سبب ارجحیت استفاده از این کنترلرها شده است. یکی از معایب کنترلرهای تناسبی-انتگرالی-مشتقی در عمل، جمع‌شوندگی سیگنال کنترلی و اشباع عملگر است. تحقیقات علمی زیادی برای جلوگیری از جمع‌شوندگی کنترل‌کننده‌ها ارائه شده که به عنوان نمونه مرجع [۳] روش‌های ضد جمع‌شوندگی از جمله روش انتگرال‌گیری شرطی را بررسی نموده است. آستروم در دو مرجع [۴ و ۵] روش محدود نمودن نقطه تنظیمی، روش محاسبه بازگشتی و روش باند تناسبی را برای محدود کردن خروجی انتگرال‌گیر، بهبود عملکرد و رفع جمع‌شوندگی ارائه نموده است. در مرجع [۶] روش مشاهده‌گر و تکنیک شایسته‌سازی برای رفع اثر جمع‌شوندگی کنترل تناسبی-انتگرالی-مشتقی بررسی شده است.

در کنترل وضعیت ماهواره کنترل‌کننده تناسبی-انتگرالی-مشتقی با ترکیب عملگرهای متنوع کاربرد زیادی داشته و در مراجع مختلفی بررسی شده که در اینجا به‌طور نمونه چند مورد ذکر می‌شود. مقایسه کنترل PD با PID در کنترل وضعیت سه محوره با عملگر مغناطیسی و تراستر در مرجع [۷] مطالعه شده است. در مرجع [۸] از کنترل PID و کنترل تطبیقی در کنترل وضعیت ماهواره صلب با عملگر چرخ عکس‌العملی و مغناطیسی استفاده شده که با استفاده از آن سرعت پاسخ بهبود یافته است. از کنترل PID با چرخ عکس‌العملی در مرجع [۹] استفاده شده که در آن با تنظیم ضرایب کنترلی بصورت بهینه، پاسخ مناسب به‌دست آمده است.

در مرجع [۱۰] مقایسه‌ای بین روش‌های تناسبی-انتگرالی-مشتقی اصلاح‌شده، شامل روش محاسبه بازگشتی، روش مشاهده‌گر و روش انتگرال‌گیری شرطی در کنترل مانور وضعیت ماهواره انجام شده است. همچنین در مرجع [۱۱] از روش مشاهده‌گر برای کنترل وضعیت ماهواره با عملگر تراستر دو وضعیتی و مقایسه آن با کنترل تناسبی-انتگرالی-مشتقی کلاسیک استفاده شده است. در مراجع [۱۲ و ۱۳] از کنترل‌کننده PI-D اصلاح‌شده در کنترل وضعیت ماهواره با عملگر تراستر دو وضعیتی در حضور اغتشاش استفاده شده که در مرجع [۱۴] از روش مدل مرجع برای حذف اغتشاش و در مرجع [۱۵] از روش بهینه‌سازی مقاوم برای افزایش قوام کنترلی در برابر عدم قطعیت‌ها استفاده شده است. از طرفی به منظور استفاده از کنترل تناسبی-انتگرالی-مشتقی در سیستم‌های غیرخطی نیاز به تنظیم مناسب ضرایب است که عموماً دو رویکرد در این زمینه در نظر گرفته می‌شود؛ روش نخست طراحی سیستم کنترل با کنترل

^۱ Attitude Determination and Control Subsystem (ADCS)

^۲ Detumbling

^۳ Stabilization

^۴ Attitude determination

^۵ Thruster

^۶ Reaction wheel

^۷ Magnetorquer

و سطح خوبی از گشتاور پیوسته تولید می‌کند اما اشکال آن اشباع‌شدن است [۲].

بلوک دیاگرام کنترل وضعیت تک‌محوره ماهواره صلب با عملکرد چرخ عکس‌العملی و کنترل‌کننده PI-D در شکل ۱ ترسیم شده است. قابل ذکر است به دلیل وجود بلوک اشباع، سیستم کنترل مذکور غیرخطی بوده و سیگنال نویز نیز پس از عبور از فیلتر مرتبه اول وارد سیستم کنترل می‌شوند. در این بلوک دیاگرام دو مسیر بازخورد زاویه و سرعت زاویه‌ای وجود دارد که معمولاً در تعیین وضعیت ماهواره، داده حسگرهای ژایرو یا ژایروی نرخ نویزی بوده و می‌تواند دقت کنترلی را تحت تأثیر قرار دهد. در دیاگرام کنترلی شکل ۱، زاویه مطلوب ورودی، زاویه ماهواره، سرعت زاویه‌ای، E سیگنال خطا، K_p بهره تناسبی، K_I بهره انتگرالی، L ضریب اشباع‌زدایی کنترل‌کننده، K_D بهره مشتقی، T ثابت زمانی چرخ عکس‌العملی، K ضریب بهره چرخ، U_P سیگنال کنترلی، U_r سیگنال کنترلی محدود شده، U_{MAX} و U_{MIN} حد بالا و پایین حداکثر گشتاور تولیدی می‌باشند. همچنین M_C گشتاور تولیدی کنترلی، M_d گشتاور اغتشاش خارجی، M گشتاور اعمالی به دینامیک ماهواره و J ممان اینرسی ماهواره است. نویز با تابع چگالی طیفی توان به ترتیب Φ_θ و Φ_ω مدل شده است. نویز بر روی حسگرهای وضعیت و سرعت زاویه‌ای لحاظ شده و سیگنال نویز با N_θ و N_ω نمایش داده شده است. سیگنال نویز سفید گاوسی پس از عبور از فیلتر مرتبه اول، تبدیل به یک سیگنال نویز رنگی شده و نهایتاً سیگنال‌های سرعت زاویه‌ای و وضعیت آغشته به نویز با علائم $\hat{\Omega}$ و $\hat{\Theta}$ نمایش داده شده است. سایر روابط ریاضی دیاگرام کنترلی شکل ۱ بصورت زیر نوشته شده است.

$$E(t) = \Theta_{\text{ref}} - \hat{\Theta} \quad (1)$$

$$u(t) = K_p E(t) - K_D \hat{\Omega} + K_I X_e \quad (2)$$

PI-D و سپس بهبود عملکرد نامطلوب آن و رویکرد بعدی بهره‌گیری از روش‌های نوین نظیر فازی، تطبیقی، شبکه عصبی و الگوریتم تکاملی ژنتیک برای تنظیم بهره‌هاست [۱۶].

نویز یکی از عوامل ایجاد خطا در سیستم‌های کنترل به ویژه تجهیزات اندازه‌گیری و حسگرهاست. برای کاهش اثر نویز، یک رویکرد استفاده از تخمین‌گرهاست که طی آن سیگنال اصلی آغشته به نویز، تخمین زده شود. اما رویکرد دیگر استفاده از روش بهینه‌سازی غیرقطعی است. در روش بهینه‌سازی مقاوم معمولاً عدم قطعیت‌های پارامتری لحاظ می‌شوند. به عنوان نمونه مرجع [۱۵] و [۱۷] از این روش برای کاهش اثر عدم قطعیت در معیار عملکرد کنترل وضعیت ماهواره استفاده نموده‌اند. در این مقاله برای کاهش اثر نویز حسگر، استفاده از روش بهینه‌سازی مقاوم برای سیستم کنترل وضعیت ماهواره پیشنهاد شده است. با در نظر گرفتن چگالی طیف توان نویز حسگر و نمونه‌برداری از آن، می‌توان در الگوریتم بهینه‌ساز با تکرارهای متوالی و استفاده از ویژگی‌های آماری، این روش را پیاده‌سازی نمود.

۲- کنترل وضعیت ماهواره با چرخ عکس‌العملی

تراسترها یکی از عملگرهای کنترل وضعیت ماهواره بوده که عموماً دو وضعیتی (روشن-خاموش) هستند و گشتاور غیرپیوسته، غیرخطی و با سطح تراست بالا تولید می‌کنند. از طرفی عملگرهای مغناطیسی به شدت به اندازه میدان مغناطیسی زمین وابسته بوده و معمولاً در مدارهای کم ارتفاع که اندازه میدان مغناطیسی بزرگ است، استفاده می‌شوند؛ علاوه بر این توانایی تولید گشتاور بسیار کمی را دارد. چرخ عکس‌العملی به عنوان یکی از متداول‌ترین عملگرها، بر مبنای شتاب زاویه‌ای و متناسب با ممان اینرسی داخلی، مومنتوم زاویه‌ای پیوسته تولید می‌کند. این عملگر اشکال دو عملگر قبلی را ندارد

یکی از پدیده‌های رایج در کنترل‌کننده تناسبی-انتگرالی-مشتقی، جمع‌شوندگی^۱ و اشباع عملگر است که می‌تواند باعث افت عملکرد، افزایش فعالیت عملگر، مصرف انرژی بیشتر و کاهش طول عمر شود [۶]. به منظور جلوگیری از اشباع عملگر و رفع جمع‌شوندگی نیاز به تغییر و اصلاح کنترل‌کننده تناسبی-انتگرالی-مشتقی است که بدین منظور روش‌ها و الگوریتم‌هایی مدون شده که از آن جمله می‌توان به روش‌های محاسبه بازگشتی^۲ مشاهده‌گر^۳ و انتگرال‌گیر شرطی^۴ اشاره کرد [۵ و ۶].

بر اساس روش مشاهده‌گر، بلوک دیاگرام کنترل‌کننده تناسبی-انتگرالی-مشتقی اصلاح‌شده برای یک ماهواره صلب تک‌محوره با عملگر چرخ عکس‌عملی در شکل ۲ ارائه شده است. در این شکل از ورودی و خروجی محدود کننده اشباع عملگر بازخورد گرفته شده و با یک ضریب

$$\dot{M} = \dot{M}_c + \dot{M}_d \quad (3)$$

$$U_r = \begin{cases} U_{max} & \text{for } U_p > U_{max} \\ U_p & \text{for } U_{min} \leq U_p \leq U_{max} \\ U_{min} & \text{for } U_p < U_{min} \end{cases} \quad (4)$$

$$\hat{\Theta} = \hat{N}_\theta + \Theta \quad (5)$$

$$\hat{\Omega} = \hat{N}_\Omega + \Omega \quad (6)$$

$$\dot{X}_e = E - (U_p - U_r)L \quad (7)$$

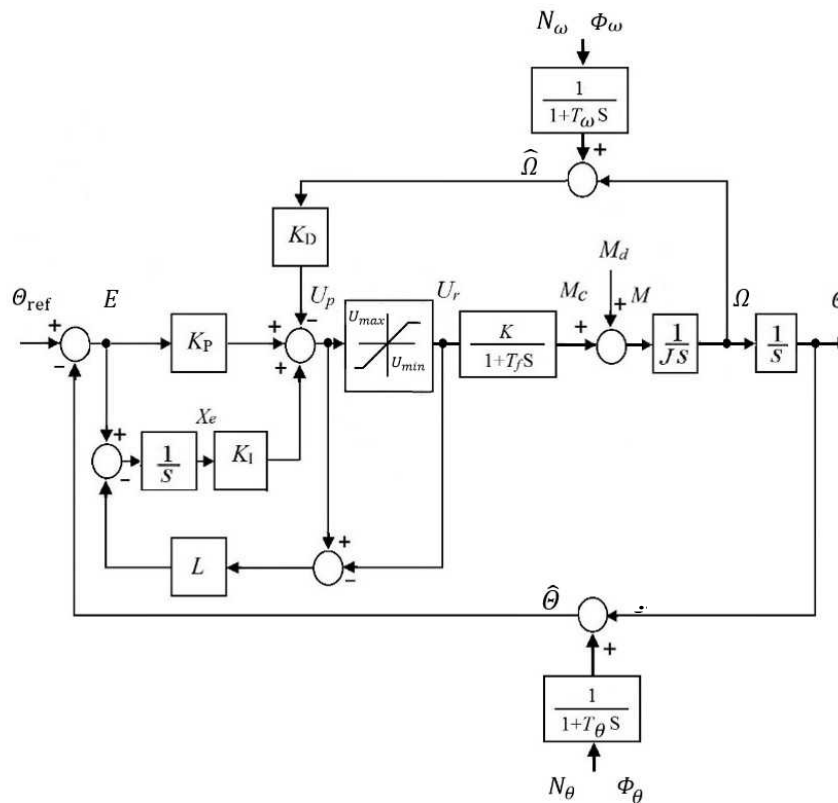
$$M_c = (KU_r - M_c)/T_f \quad (8)$$

$$\dot{\Omega} = \frac{M}{J} \quad (9)$$

$$\dot{\Theta} = \Omega \quad (10)$$

$$\dot{\hat{N}}_\omega = (N_\omega - \hat{N}_\omega)/T_\omega \quad (11)$$

$$\dot{\hat{N}}_\theta = (N_\theta - \hat{N}_\theta)/T_\theta \quad (12)$$



شکل ۱: کنترل وضعیت تک‌محوره ماهواره با چرخ عکس‌عملی، کنترل‌کننده PI-D اصلاح شده و نویز حسگر

^۱Wind up

^۲Back Calculation

^۳Observation

^۴Conditional Integration

$$\bar{E}_r = \frac{1}{t_f - t_0} \sum_{t_0}^{t_f} |\Theta_{\text{ref}} - \Theta| \quad (13)$$

که در آن t_0 و t_f به ترتیب زمان شروع و زمان خاتمه پاسخ می‌باشد. برای تنظیم ضرایب سیستم کنترل مذکور بدون لحاظ کردن نویز از روش بهینه‌سازی قطعی^۲ مبتنی بر الگوریتم ژنتیک (Genetic Algorithm) با جمعیت اولیه ۲۰۰ و نرخ جهش ۰/۰۱۲۵ استفاده شده است. سایر مشخصات و جملات بهینه‌سازی سیستم کنترلی مذکور در زیر ارائه شده است.

$$(K_p, K_D, K_I, L) \text{ Find} \quad (14)$$

$$\text{Minimizing } \bar{E}_r \quad (15)$$

$$\text{Subject to } \bar{E}_r \leq K \quad (16)$$

که در آن ضرایب کنترلی متغیرهای بهینه‌سازی و میانگین مطلق خطای نشانه‌روی تابع هدف می‌باشد. همچنین ضرایب کنترلی به‌دست آمده حاصل از بهینه‌سازی قطعی با روش الگوریتم ژنتیک و به ازای شرط توقف کمتر بودن تغییرات تابع هدف از مقدار e^{-7} بصورت جدول ۲ به‌دست آمده است.

جدول ۲: ضرایب کنترلی به‌دست آمده از بهینه‌سازی قطعی

	K_p	K_D	K_I	L
۵	۵۳/۴۱	۳۵/۵۱	۳۱/۶۵	۷۳/۲۵
۱۵	۲۷/۱۶	۲۴/۵۴	۱۱/۹۷	۴/۰۵
۳۰	۹۲/۶۹	۵۲/۱۵	۴۹/۸۴	۱۷/۰۲
۴۵	۸۹/۹۳	۵۰/۸۴	۴۵/۴۲	۳۸/۶۸
۶۰	۱۵/۸۴	۱۷/۷۸	۵/۶۱	۱۵۷/۵۱

در مقابل بهینه‌سازی قطعی، رویکرد بهینه‌سازی مقاوم مبتنی بر تکرارهای مکرر برنامه با در نظر گرفتن مشخصه‌های آماری برای لحاظ کردن اثر اغتشاش و نویز می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. در بهینه‌سازی مقاوم مسئله کنترل وضعیت ماهواره، سیگنال‌های $\hat{\Omega}$ و $\hat{\Omega}$ که

(L) به سیگنال خطا اعمال شده است. بنابراین برای اصلاح الگوریتم کنترلی و رفع اشباع دائم، تفاضل سیگنال کنترلی، قبل و بعد از محدودساز، بازخورد شده است.

سیگنال بازخورد با یک بهره مشخص به بخش انتگرالی کنترل‌کننده منتقل شده و با کاهش سیگنال کنترلی خطای تخمین مشاهده‌گر، روزرسانی شده و کنترل‌کننده از اشباع خارج می‌شود. در جدول ۱ پارامترها و واحد سیستم کنترل وضعیت ارائه شده است.

جدول ۱: پارامترهای سیستم کنترل وضعیت و یکای اندازه‌گیری آن

Parameter	Unit
U_p, U_r	N m
J	Kg m ²
Ω	rad/s
Θ	rad
K_p	N m/rad
K_D	N m s/rad
K_I	N m/s rad
L	rad/N m
M_d, M_c, M	N m
$\ddot{\Theta}, \ddot{\omega}$	rad ² s
T_f, T_θ, T_ω	s
K	-

قابل ذکر است که معادلات، روابط ریاضی و نتایج مقایسه‌ای کنترل‌کننده تناسبی-انتگرالی-مشتقی بهبودیافته با روش‌های مذکور در مراجع [۱۰] بررسی شده است.

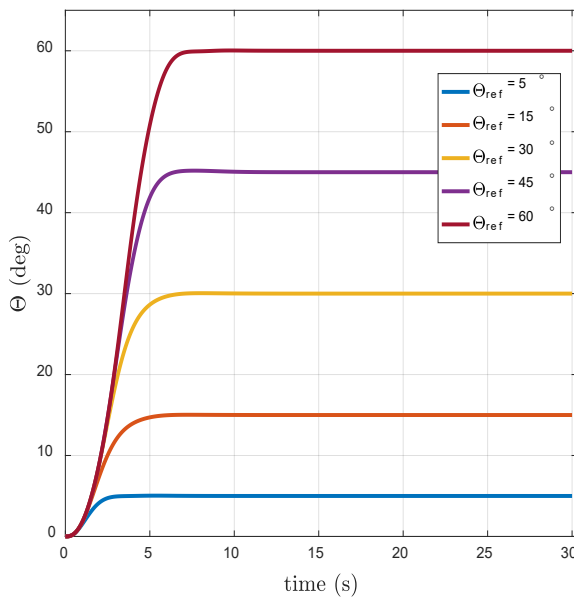
۳- بهینه‌سازی کنترل وضعیت ماهواره

برای مانورهای rest-to-rest ماهواره، دقت نشانه‌روی^۱ زمینی از اهمیت بالایی برخوردار است لذا در اینجا میانگین مطلق خطای نشانه‌روی ($\bar{E}_r$) به عنوان یک معیار عملکرد کنترلی در نظر گرفته شده که در رابطه ۱۳ نشان داده شده است.

^۱ Pointing Accuracy

^۲ Deterministic Optimization

وضعیت ماهواره با چرخ عکس‌العملی و کنترل‌کننده PI-D به ازای زوایای ۵، ۱۵، ۳۰، ۴۵ و ۶۰ درجه و به ازای ضرایب کنترلی تنظیم شده از بهینه‌سازی قطعی و بدون لحاظ کردن نویز حسگر ترسیم شده است. همان‌طور که از این شکل مشاهده می‌شود، سیستم کنترل اصلاح‌شده، بدون فراجاهش و با خطای بسیار کم حالت ماندگار عملکرد خوبی را البته بدون در نظر گرفتن نویز، دارد.



شکل ۲: پاسخ پله کنترل وضعیت ماهواره با چرخ عکس‌العملی و کنترل‌کننده PI-D اصلاح شده

مقدار چگالی طیفی توان نویز بر حسب داده‌های دفترچه راهنمای^۲ حسگر وضعیت و حسگر سرعت زاویه‌ای قابل استخراج است. بر این اساس بازه چگالی طیفی توان نویز بین 10^{-9} تا $10^{-5} \text{ rad}^2/\text{Hz}$ انتخاب شده است. در شکل ۳ امیدریاضی معیار عملکرد بر حسب چگالی طیف توان نویز، به ازای کنترل‌کننده تنظیمی با ضرایب به‌دست آمده از بهینه‌سازی قطعی و بهینه‌سازی مقاوم و برای زوایای ۵، ۱۵، ۳۰، ۴۵ و ۶۰ درجه ترسیم شده است. همچنین در شکل ۴ همین شکل به‌ازای چگالی طیفی

آغشته به نویز هستند به‌طور ویژه با چگالی طیفی توان نویز^۱ حسگر، در نظر گرفته می‌شود. با تکرارهای متوالی برنامه مبتنی بر روش مونت کارلو^۲، ویژگی‌های آماری معیار عملکرد، در اینجا امید ریاضی و انحراف معیار به عنوان دو شاخص مناسب در نظر گرفته می‌شوند. نهایتاً تابع هدف، ترکیب وزنی امیدریاضی و انحراف معیار میانگین خطای نشانه‌روی، $\bar{E}_r$ ، با ضریب وزنی مشخص در نظر گرفته شده است. گزاره‌های بهینه‌سازی مقاوم مطابق زیر نوشته شده است

$$(K_p, K_D, K_I, L) \text{ Find} \quad (17)$$

$$\text{Minimizing } E\{\bar{E}_r\} + w\sigma\{\bar{E}_r\} \quad (18)$$

$$\text{Subject to } \bar{E}_r \leq K \quad (19)$$

که در آن w ضریب وزنی، E امیدریاضی، σ انحراف معیار و K قید مسئله کنترلی است. ضرایب کنترلی به‌دست آمده از بهینه‌سازی مقاوم با ۱۰۰۰ مرتبه تکرار مونت کارلو و به ازای شرط توقف کمتر بودن تغییرات تابع هدف ترکیبی از مقدار e^- بصورت جدول ۳ به‌دست آمده است.

جدول ۳: ضرایب کنترلی به‌دست آمده از بهینه‌سازی مقاوم

K_p	K_p	K_D	K_I	L
۵	۱۳۸/۲۰	۱۰۴/۶۲	۵۰/۵۸	۳۶/۷۳
۱۵	۶۰/۷۸	۵۴/۷۸	۱۹/۱۸	۱/۰۵
۳۰	۹۹/۸۹	۸۸/۲۵	۳۰/۸۶	۰/۰۴
۴۵	۱۴۳/۷۸	۱۲۰/۰۴	۴۹/۶۴	۲/۶۴
۶۰	۱۲۲/۲۶	۹۷/۲۹	۴۳/۶۹	۱۷/۵۶

۴- بحث و نتایج

در این قسمت نتایج شبیه‌سازی سیستم کنترل وضعیت ماهواره به ازای ضرایب به‌دست آمده از فرآیند بهینه‌سازی قطعی و مقاوم بررسی می‌شود. در شکل ۲، پاسخ پله کنترل

^۱Power Spectral Density (PSD)

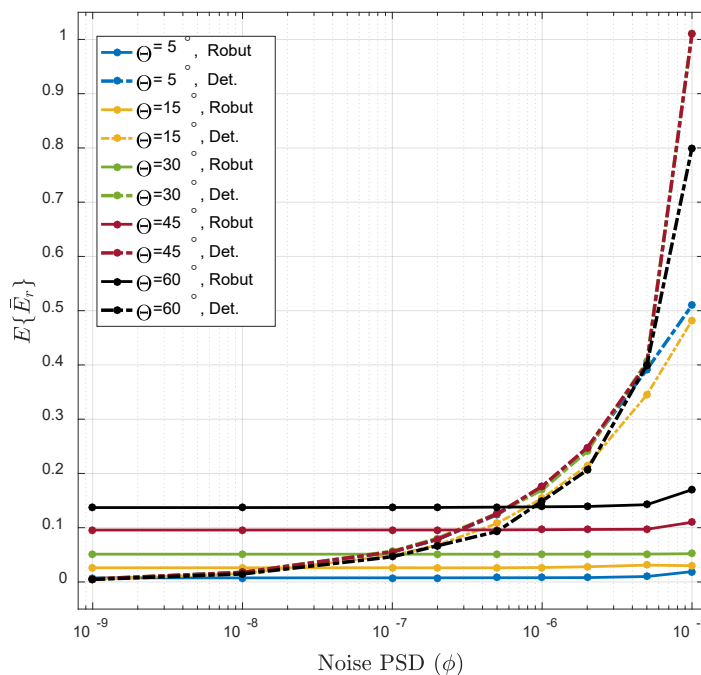
^۲Monte Carlo

^۳Datasheet

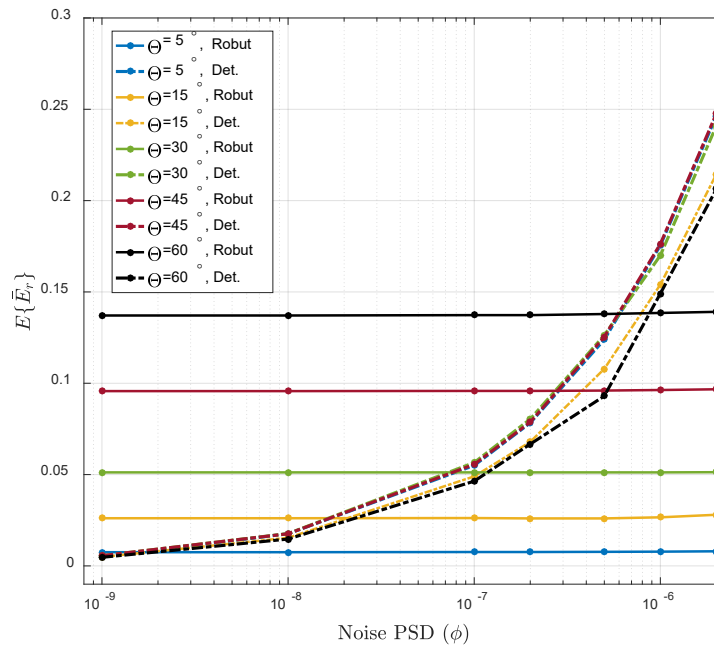
این پدیده کاملاً مورد انتظار بوده است. با افزایش نویز، مزیت روش بهینه‌سازی مقاوم در افزایش قوام مشهود است. در شکل ۵ انحراف معیار عملکرد بر حسب چگالی طیفی توان نویز، به ازای کنترل‌کننده تنظیمی با ضرایب به‌دست آمده از بهینه‌سازی قطعی و مقاوم و به ازای زاویای ۵، ۱۵، ۳۰، ۴۵ و ۶۰ درجه ترسیم شده است. نرخ رشد انحراف معیار در مواجهه با چگالی طیفی توان نویز در روش بهینه‌سازی مقاوم بسیار کمتر از روش بهینه‌سازی قطعی است. بنابراین این شکل نیز به خوبی مزیت روش بهینه‌سازی مقاوم را در کاهش اثر نویز بر معیار عملکرد نمایش می‌دهد.

توان نویز بین 10^{-9} تا $10^{-5} \text{ rad}^2 / \text{Hz}$ مجدداً ترسیم شده است. همچنانکه از شکل ۳ مشخص است، با تغییر مقدار چگالی طیفی توان نویز، معیار عملکرد حاصل از روش بهینه‌سازی مقاوم تغییرات بسیار جزئی دارد در حالی که تغییرات معیار عملکرد حاصل از روش بهینه‌سازی قطعی تغییرات بسیار زیادی دارد.

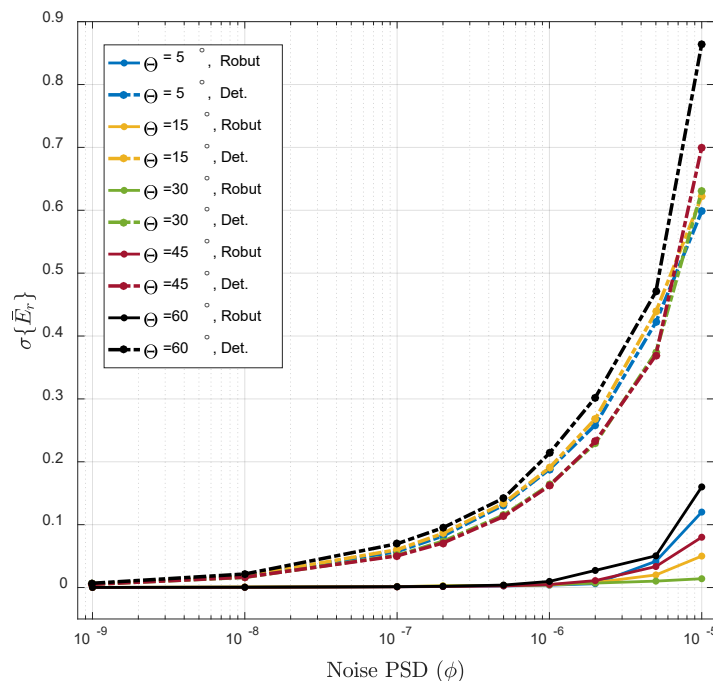
نکته جالب توجه که از شکل ۴ کاملاً مشخص است، بهتر بودن دقت نشانه‌روی در بهینه‌سازی قطعی در مواجهه با نویز خیلی کم است.



شکل ۳: امید ریاضی معیار عملکرد بر حسب چگالی طیف توان نویز، به ازای کنترل‌کننده تنظیمی با ضرایب به‌دست آمده از بهینه‌سازی قطعی و مقاوم



شکل ۴: مقایسه معیار عملکرد سیستم کنترل وضعیت ماهواره در دو بهینه‌سازی قطعی و مقاوم، به ازای PSDهای کم

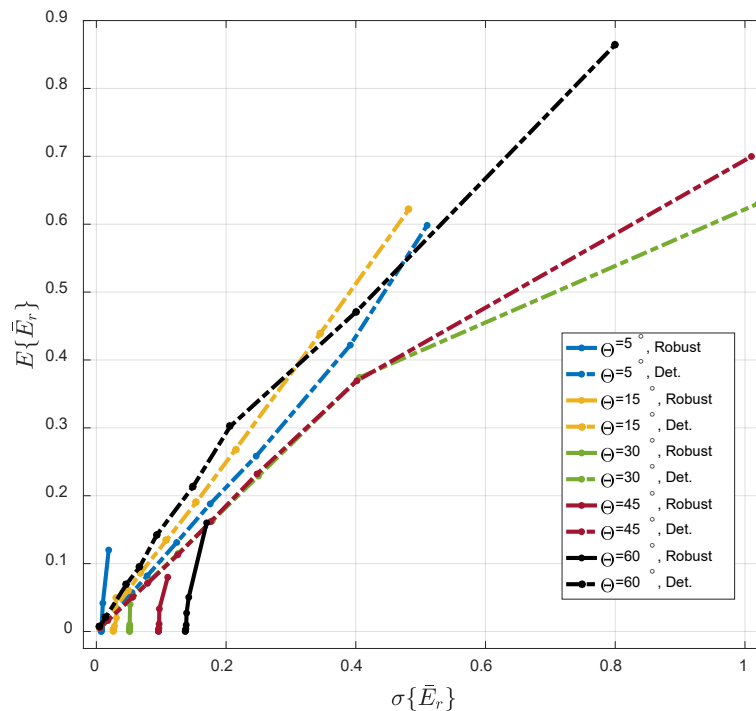


شکل ۵: انحراف معیار عملکرد بر حسب چگالی طیف توان نویز، به ازای کنترل‌کننده تنظیمی با ضرایب به‌دست آمده از بهینه‌سازی قطعی و مقاوم

بهینه‌سازی مقاوم تنظیم شده است را نسبت به بهینه‌سازی قطعی نمایش می‌دهد. چرا که گستره تغییرات انحراف معیار و امیدریاضی تابع هدف بر حسب چگالی طیفی های مختلف نویز نشانگر میزان تغییرات تابع هدف یا به نوعی نشانگر میزان مقاوم بودن سیستم کنترل در برابر نویز

در شکل ۶ امیدریاضی معیار عملکرد بر حسب انحراف معیار عملکرد و به ازای چگالی طیفی توان نویز بین 10^{-9} تا 10^{-5} ترسیم شده است. در این شکل که سعی شده است اثر توأمان امیدریاضی و انحراف معیار بررسی شود، به خوبی قوام سیستم کنترل وضعیت ماهواره که با روش

است. در این شکل اندازه‌های نمودارها معنادار بوده و با مقایسه زوایای ورودی یکسان، میزان تغییرات توأمان معیار عملکرد به خوبی مشخص است.



شکل ۶: امیدریاضی معیار عملکرد بر حسب انحراف معیار و به ازای PSD های تا

شد. به منظور مقایسه، انحراف معیار و امیدریاضی معیار عملکرد بر حسب تابع چگالی طیفی نویز و برای دو بهینه‌سازی مذکور بررسی شد. نتایج به‌دست آمده نشان می‌دهد در مواجهه با نویز، سیستم کنترل تنظیم شده با ضرایب ناشی از بهینه‌سازی مقاوم، تغییرات کمتر، قوام بیشتر و خطای نشانه‌روی کمتری دارد. همچنین در صورتی که میزان نویز خیلی کم باشد، روش بهینه‌سازی قطعی ارجحیت خواهد داشت. از نتایج دیگر، قابلیت انتخاب ضریب وزنی در تابع هدف ترکیبی به منظور رسیدن به شرایط مورد انتظار نسبی از قوام سیستم کنترل است.

۶- مراجع

[1] Ley, Wilfried, Klaus Wittmann, and Willi Hallmann, eds. Handbook of space technology, John Wiley & Sons, (2009).

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله عملکرد کنترل وضعیت ماهواره در مواجهه با نویز با استفاده از روش بهینه‌سازی مقاوم، بهبود یافت. از عملگر چرخ عکس‌الملی و کنترل‌کننده تناسبی-انتگرالی-مشتقی اصلاح‌شده با روش مشاهده‌گر و همچنین دو حسگر زاویه و سرعت زاویه‌ای آغشته به نویز برای مدلسازی سیستم کنترل وضعیت استفاده شد. میانگین مطلق خطای نشانه‌روی وضعیت به عنوان معیار عملکرد اصلی انتخاب شد و بهینه‌سازی با پارامترهای قطعی و بهینه‌سازی مقاوم با پارامترهای نویزی به ازای شرایط یکسان بر پایه شبیه‌سازی مونت کارلو انجام شد. به منظور مقایسه منصفانه، حل عددی به ازای شرایط یکسان با دو رویکرد بهینه‌سازی قطعی و بهینه‌سازی مقاوم انجام

(2016). (in Persian فارسی)

[12] Bohlouri, Vahid, Zeynab Khodamoradi, and Seyed Hamid Jalali-Naini. "Spacecraft attitude control using model-based disturbance feedback control strategy." *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 40 No.12 (2018):pp. 1-18.

[13] Bohlouri, Vahid, and Seyed Hamid Jalali-Naini. "Application of reliability-based robust optimization in spacecraft attitude control with PWPF modulator under uncertainties." *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 41 No.10 (2019):pp.1-15.

[14] Crowe, James, et al. *PID control: new identification and design methods*. Springer-Verlag London Limited, (2005).

[15] Shinskey, F., *Process Control System: Application, Design and Tuning*, Fourth Edition, McGraw-Hill, USA, (1996).

[16] Bolandi, Hossein, Farhad Fanisaberi, and Amir Es-lami Mehrjerdi. "Design of an Attitude Controller for Large-Angle Maneuvers of a Satellite considering of Reaction Wheels Constraints with High Fidelity Model." *Aerospace Knowledge and Technology Journal* Vol1 No.1 (2012):pp.20-30.

[17] Bohlouri, Vahid, Masoud Ebrahimi, and Seyed Hamid Jalali Naini. "Robust optimization of satellite attitude control system with on-off thruster under uncertainty." *International Conference on Mechanical, System and Control Engineering (ICMSC)*. IEEE, (2017).

[2] Sidi, Marcel J. *Spacecraft dynamics and control: a practical engineering approach*, Cambridge university press, (1997).

[3] Rundquist, Lars. "Anti-reset windup for PID controllers." *IFAC Proceedings* Vol. 23 No. 8 (1990): pp. 453-458.

[4] Hagglund, Tore, and Karl J. Åström. *PID controllers: theory, design, and tuning*. ISA-The Instrumentation, Systems, and Automation Society (1995).

[5] Åström, Karl Johan, and Lars Rundquist. "Integrator windup and how to avoid it." *Proceeding of the American Control Conference*, Pittsburgh, USA, pp. 1693-1698, (1989).

[6] Peng, Youbin, Damir Vrancic, and Raymond Hanus. "Anti-windup, bumpless, and conditioned transfer techniques for PID controllers." *IEEE Control systems magazine* Vol. 16 No. 4 (1996): pp. 48-57.

[7] Tisa, Paul, and Paul Vergez. "Performance analysis of control algorithm for FalconSat-3, the 16th AAS." *AIAA Space Flight Mechanics Conference*. (2006).

[8] S. Balochian, A. Asaee, *Controlling the Micro Satellite with Adaptive and PID Controllers and Their Function Comparison*, *Advances in Mechanical Engineering and its Applications (AMEA)*, Vol. 1 No. 3, pp. 54-63, (2012).

[9] Snider, Ryan E., *Attitude Control of a Satellite Simulator Using Reaction Wheels and a PID Controller*, Master Thesis, Department of Aeronautics and Astronautics of Air University, Ohio, USA, (2010).

[10] Moghadaszadeh Bazaz, Sara, and Jalali-Naini S.H., *Attitude Control of a Rigid Satellite with Pulse-Width Pulse-Frequency Modulation Using Modified PID Controllers*, *The 15th Iranian Aerospace Society Conference*, Tehran, Iran, (2016). (in Persian فارسی)

[11] Moghadaszadeh Bazaz, Sara, Vahid, Bohlouri, and Seyed Hamid Jalali-Naini, *Attitude Control of a Rigid Satellite with Pulse-Width Pulse-Frequency Modulation Using Observer-based Modified PID Controller*. *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 8, pp. 139-148,

تحلیل عددی کمینه کردن تولید انتروپی و مطالعه انتقال حرارت در جریان داخل کانال پیرامون یک مانع

مهدی بقراتی*

۱- استادیار، گروه مکانیک، دانشگاه بزرگمهر قائنات، قاین، ایران

چکیده

با توجه به اهمیت فرایند خنک کردن و گرم کردن یک جسم جامد، تولید انتروپی در جریان محدود در اطراف یک مانع مورد بررسی قرار گرفته است. در این مطالعه، شبیه سازی عددی جریان لایه ای آرام و انتقال حرارت نانو سیال ها با نانو ذرات Al_2O_3 یا نانو لوله های کربن (CNTs) با شکل های مختلف در نظر گرفته شده است. معادله های ناویر-استوکس و انرژی به صورت عددی در یک سیستم مختصات متناسب با هندسه جسم، با استفاده از روش حجم کنترل حل شده اند. الگوهای جریان و میدان های دما برای مقادیر مختلف غلظت ذرات به طور دقیق بررسی شده اند. علاوه بر این، اثرات شکل و غلظت نانو ذرات بر انتقال حرارت مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین، تاثیر نانو سیال ها بر افت فشار و توان پمپ مطالعه شد. از سوی دیگر، کمینه کردن تولید انتروپی به عنوان معیار بهینه سازی در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می دهد که در بیشتر موارد، نانو سیال ها انتقال حرارت و همچنین افت فشار را افزایش می دهند. همچنین، شکل نانو ذرات مکانیزم انتقال حرارت در نانو سیال ها مهم است. نانو سیال ها با نانو ذرات استوانه ای CNT نسبت به نانو سیال های که دارای نانو ذرات Al_2O_3 با شکل کروی هستند، انتقال حرارت را بیشتر افزایش می دهند. برای نانو سیال حاوی CNT با غلظت ۵٪، انتقال حرارت خیلی بیشتر از توان پمپاژ افزایش یافته است که این نانو سیال را یک انتخاب اقتصادی می سازد.

کلمات کلیدی

انتقال حرارت، تولید انتروپی، کانال با مانع، نانو ذرات، Al_2O_3 ، CNT.

Entropy generation minimization of confined nanofluids laminar flow around a block

Mehdi Boghrati*

1- Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Bozorgmehr University of Qaenat, Iran.

Abstract

Entropy generation confined flow around a block is studied according to the importance of a solid object's cooling and heating process. In the current study, numerical simulation of laminar flow and heat transfer of nanofluids with nanoparticles of different shapes is considered—the nanofluids are water mixtures with either Al_2O_3 nanospheres or carbon nanotubes (CNTs). The incompressible Navier-Stokes and energy equations are solved numerically in a body-fitted coordinate system using a control volume technique. The flow patterns and temperature fields for different values of the particle concentrations are examined in detail. Furthermore, the effects of nanoparticle shape and concentration on heat transfer are studied. Furthermore, the influences of nanofluids on pressure drop and pump power are examined. On the other hand, the entropy generation minimization is considered as the optimization criterion. The results indicate that, in most cases, the nanofluids enhance the heat transfer and pressure drop. Interestingly, nanoparticles' shape is critical in determining the fundamental mechanism of heat transport in nanofluids. Nanofluids with cylindrical nanoparticles exhibit a more significant heat transfer increase than nanofluids with spherical shape nanoparticles.

Keywords

Cement industry, Waste heat recovery, Organic rankine cycle, Climate change, Thermal oil loop.

۱- مقدمه

نانو سیال‌ها ویژگی‌های انتقال حرارت جریان سیال را در فرایندهای خنک کاری یا گرمایش بهبود می‌بخشند. در بسیاری از کاربردهای عملی، مانند ترانسفورماتور جریان، خشک‌کن و تجهیزات الکترونیکی مانع یا مسدودکننده‌ای در مسیر جریان سیال برای تبادل حرارت قرار دارد [۲۰ و ۲۱]. ضریب هدایت حرارتی بالاتر نانو ذرات موجب افزایش انتقال حرارت شده و منجر به افزایش سطح می‌شود. در این راستا، قانون دوم ترمودینامیک برای تعیین طراحی کارآمدتری در فرایند انتقال حرارت با میزان انترپپی تولیدی کمتر به کار گرفته شده است [۳-۶]. بسیاری از محققان نوع نانو ذرات و شرایط مرزی جریان سیال را برای مدل‌سازی انتقال حرارت هم رفتی و قانون دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار داده‌اند [۷].

ویجاییابو [۸] نانو سیال اکسید مس-آب را در یک حفره ایزو ترمال به کار برد تا انترپپی و انتقال حرارت را در اطراف یک جسم دایره‌ای بررسی کند. مقادیر مختلف کسر حجمی نانو سیال و اعداد رایلی در نظر گرفته شدند. خالدوزمان و همکاران [۹] به این نتیجه رسیدند که افزودن TiO_2 به آب برای خنک‌کاری تجهیزات الکترونیکی باعث افزایش انترپپی حرارتی و کاهش نرخ تولید انترپپی اصطکاک می‌شود. علاوه بر این، آنها دریافتند که استفاده از نانو سیال باعث افزایش آگزرژی و بازده آگزرژی می‌شود. در یک تحقیق دیگر، نانو سیال هیبریدی گرافن-پلاتین در میکرو کانال باعث افزایش انتقال حرارت شد [۱۰].

نوری و همکاران [۱۱] مطالعه‌ای را انجام دادند که نشان داد تولید انترپپی تحت تاثیر رقیق سازی نانوذره، قطر نانو ذرات، نسبت انسداد و دمای منبع گرما قرار داشت. آنها از نانو اکسید مس و آب در یک کانال با یک مانع کروی استفاده کردند. مایلی و همکاران [۱۲] اثرات رقیق سازی نانو ذرات اکسید آلومینیوم و شدت میدان مغناطیسی را بر تنش برشی، عدد ناسلت و تولید انترپپی

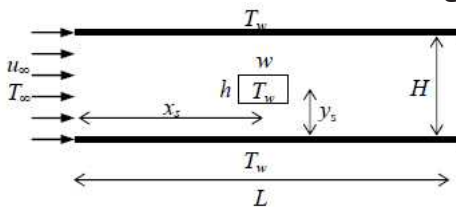
در کانال با دیوارهای موجدار در حضور پنج مانع به صورت عددی مطالعه کردند.

در یک تحلیل CFD، انتقال حرارت افزودن ذرات SiO_2 ، ZnO ، TiO_2 ، Al_2O_3 در یک کانال در حضور یک میدان مغناطیسی مورد بررسی قرار گرفت [۱۳]. علاوه بر این، قطر نانو ذرات Al_2O_3 در آب، نرخ تولید انترپپی را افزایش داد. حسین و همکاران [۱۴] مفاهیم تولید انترپپی نانو سیال آب/ Al_2O_3 در یک کانال با رسانای مس را بیان کردند. نتایج نشان داد که افزایش Ri (عدد ریچاردسون) میزان انترپپی گرمایی را کاهش می‌دهد و انترپپی هیدرو دینامیکی را افزایش می‌دهد. قاسمی [۱۵] یک کانال با شکل هندسی I و یک مانع مثلثی، دایره ای و مربعی را در نظر گرفت. Al_2O_3 و شن برای افزایش عدد ناسلت استفاده شد. همچنین، نتایج نشان داد، شن دارای نرخ بالاتری از تولید انترپپی بود.

کیخواه و همکاران [۱۶] انتقال حرارت و جریان سیال درون یک لوله حاوی محیط متخلخل و استفاده از نانوسیال آب-نقره را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که با کاهش عدد دارسی، مقدار عدد ناسلت و ضریب اصطکاک افزایش داشته است علت افزایش عدد ناسلت را می‌توان کاهش دما و افزایش ضریب اصطکاک را می‌توان مربوط به افزایش سرعت، فشار و عدد رینولدز در طول لوله دانست. در پژوهشی دیگر محمدی و همکاران [۱۷] رفتار نانوسیال آب-مس در یک لوله افقی همراه با محیط متخلخل تحت میدان مغناطیسی خارجی و عمود را بررسی نمودند. این تحقیق نشان می‌دهد با افزایش کسر حجمی نانوذرات از ۰ به ۰/۰۴ عدد ناسلت افزایش و پروفیل سرعت کاهش می‌یابد. با افزایش کسر حجمی، هدایت حرارتی نانوسیال و چگالی افزایش می‌یابد.

تینگ و همکاران [۱۸] نشان دادند که عدد رینولدز بهینه بر اساس تحلیل تولید انترپپی برای یک نانو سیال آب/ Al_2O_3 معادل ۲۲ است. انتقال حرارت با افزایش رقیق

افقی با یک مانع به شکل مکعب مستطیلی تشکیل شده است. هندسه و شرایط مرزی معین مساله در شکل ۱ مشخص شده‌اند. پروفیل‌های دما و سرعت ورودی یکنواخت فرض شده‌اند. دو دیواره صلب کانال در معرض دمای ثابت قرار دارند. نسبت انسداد β ، که به صورت نسبت عرض سیلندر به فاصله عمودی بین دیواره‌های بالایی و پایینی (h/H) تعریف می‌شود، ثابت است و برابر با $0/16$ می‌باشد. نسبت h/w نیز ثابت بوده و در این مطالعه و بر پایه مطالعات پیشین، برابر با $0/18$ می‌باشد. برای تمامی حالت‌ها، سرعت ورودی کانال برابر با 3.73×10^{-4} متر بر ثانیه می‌باشد.



شکل ۱- هندسه میدان جریان

۳- مدل سازی عددی

فرض شده است که فاز سیال و نانو ذرات در تعادل گرمایی با سرعت نسبی صفر هستند. معادله‌های حاکم معادله‌های ناویر - استوکس تراکم‌ناپذیر و انرژی به شکل انتگرالی زیر هستند [۲۱]:

$$\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\rho(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}) \quad (2)$$

$$\rho(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2})$$

$$\rho(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y}) = k(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}) \quad (3)$$

که ρ ، k و μ به ترتیب چگالی، رسانایی گرمایی و ویسکوزیته نانو سیال هستند که اندیس e خواص موثر نانو ذرات را نشان می‌دهد که به این صورت تعریف می‌شوند:

سازی نانو ذرات افزایش یافت. نانو سیال‌های گرافن/آب و Al_2O_3 در آب برای ترکیب ظرفیت‌های سرمایش استفاده شدند [۱۹]. تولید انترپپی برای گرافن/آب نسبت به نانو سیال آلومینا کاهش بیشتری داشت. در یک مطالعه سرمایشی دیگر بهیرایی و هاشمیان [۲۰] گزارش تولید انترپپی گرمایی و اثر مرزی را برای جلوگیری از تشکیل نقطه گرم ارائه دادند. غلظت‌ها و عددهای رینولدز مختلف مورد مطالعه قرار گرفتند. آنها از نانو سیال‌های بیولوژیکی استفاده کردند. سیاوشی و جمالی [۲۱] اثر افزودن ذرات نانو تیتانیوم را در یک لوله با شار ثابت بررسی نمودند. همچنین تحلیل تولید انترپپی نیز در این پژوهش مورد بررسی قرار گرفت.

بررسی بالا نشان می‌دهد که نیاز به مطالعات بیشتری برای شناسایی ویژگی‌های اساسی مرتبط با رفتار انتقال نانو سیال‌ها وجود دارد. همچنین اطلاعات کمی در مورد الگوی جریان و انتقال حرارت نانو سیال‌ها در جریان محدود در اطراف مانع‌ها در دسترس است. در این تحقیق، دو تکنیک فعال افزایش انتقال حرارت که استفاده از مانع و نانو سیال‌ها هستند، مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. جریان آرام و انتقال حرارت نانو سیال‌ها با ذرات نانو کروی Al_2O_3 و نانو لوله کربن (CNT) در جریان محدود اطراف مانع مورد بررسی قرار گرفته است. با در نظر گرفتن رویکرد یک مرحله‌ای، معادله‌های ناویر استوکس و انرژی برای سیال نیوتونی در یک سیستم محوری سازگار با استفاده از روش حجم کنترل حل عددی شده است. اثر ذرات در سیال با انتخاب ویژگی‌های ترموفیزیکی موثر لحاظ شده است. چگالی و ظرفیت گرمایی مخلوط بر اساس مدل‌های کلاسیک دو فاز محاسبه می‌شود. ویسکوزیته دینامیکی و هدایت حرارتی نانو سیال‌ها از داده‌های تجربی موجود در منابع استخراج می‌شود.

۲- پیکربندی هندسی

این سیستم از یک کانال به صورت دو صفحه موازی

قرار گرفت. مدل سازی به صورت دو بعدی می باشد.

دامنه فیزیکی با شبکه های غیر یکنواخت ۱۲۳۶۱،

۲۴۷۲۳ و ۴۹۴۴۶ گره های مورد بررسی قرار گرفت. جدول ۱

خطای محاسبات عدد ناسلت مربوط به هر شبکه را نشان

می دهد. با دو برابر کردن تعداد گره های شبکه ی ۲، خطا

۰/۸ درصد کاهش می یابد که در مقایسه با افزایش زمان و

منابع محاسباتی قابل صرف نظر می باشد (شکل ۲).

$$\rho_e = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_p \quad (4)$$

ظرفیت گرمایی:

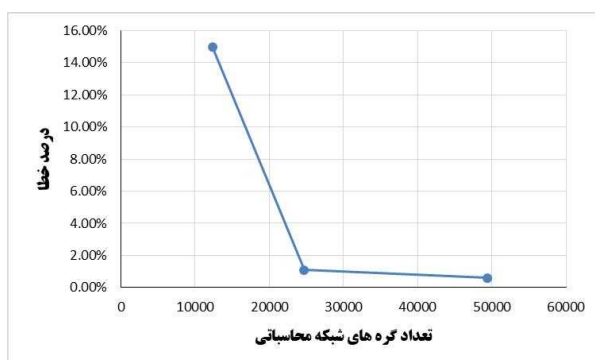
$$Cp_e = \frac{(1 - \phi)(\rho Cp)_f + \phi(\rho Cp)_p}{(1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_p} \quad (5)$$

تولید انترپوی :

$$S'' = \frac{k_e}{T^2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) \right] + 2 \frac{\mu}{T} \left\{ \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right\} \quad (6)$$

جدول ۱: خواص ترموفیزیکی مواد

ماده	$\rho(kg / m^3)$	$Cp(J.kg^{-1}.K^{-1})$	$\mu(Pa.s)$	$k \text{ or } k_e(W.m^{-1}.K^{-1})$	Pr
Al ₂ O ₃	۳۹۷۰	۷۶۵	-	۳۶	-
CNT ^۱	۲۶۰۰	۴۲۵	-	۳۰۰۰	-
آب	۱۰۰۰	۴۱۸۳	0.85×10^{-3}	۰/۶	۵/۹۳
آب $\phi = 1\%$	۱۰۲۹/۷	۴۰۵۱	0.92×10^{-3}	۰/۶۲	۶/۰۷
Al ₂ O ₃ $\phi = 4\%$	۱۱۱۹	۳۶۹۸	1.26×10^{-3}	۰/۶۷	۷
آب $\phi = 0.08\%$	۱۰۰۱	۴۱۷۵	0.85×10^{-3}	۰/۷۲	۴/۹۳
CNT $\phi = 5\%$	۱۰۰۸	۴۱۳۴	0.87×10^{-3}	۳/۷	۰/۹۷
$\phi = 1\%$	۱۰۱۶	۴۰۸۷	1.1×10^{-3}	۷/۵۴	۰/۶۱



شکل ۲: درصد خطای شبکه محاسباتی

عبارت اول در سمت راست معادله بالا تولید انترپوی گرمایی^۱ و عبارت دوم، تولید انترپوی ویسکوز^۲ می باشند. جدول ۱، ویسکوزیته دینامیکی و رسانایی گرمایی و سایر خواص نانو سیال ها را نشان می دهد.

۴- روش عددی

معادله های حاکم با به کارگیری روش حجم محدود حل شدند و الگوریتم سیمپل^۳ مورد استفاده قرار گرفت.

۵- نتایج و بحث

معیار همگرایی، باقی مانده های معادله های انرژی و ممنتوم بود تا کمتر از ۰/۰۰۱ شود. به منظور اعتبارسنجی نتایج، اعداد رینولدز تمامی حالت ها کمتر از مقدار بحرانی عدد ناسلت برای جریان کانال (بدون سیلندر مستطیلی) با ۲۳۰۰ هستند، بنابراین رژیم جریان همیشه آرام است. شار حرارتی ثابت محاسبه و با مقدار ۸/۲۳۵ مورد سنجش معادله های حاکم به صورت عددی برای حالت های مختلف

۱ TEG

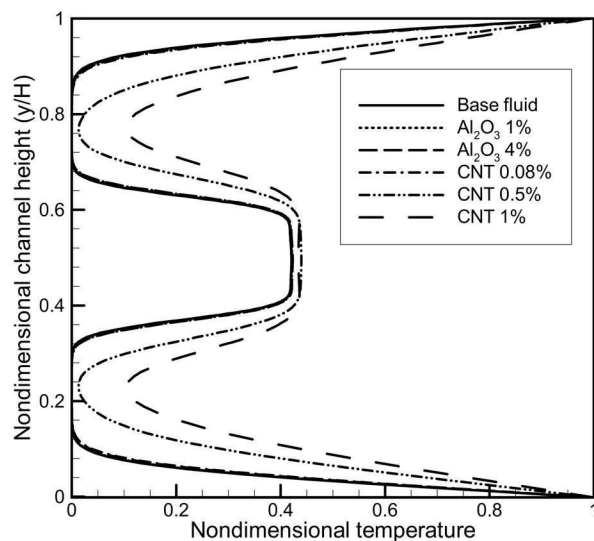
۲ VEG

۳ Simple

سیال‌ها مختلف و همچنین سیال پایه در سرعت ورودی ثابت را نشان می‌دهد. واضح است که اختلاف قابل توجهی بین نانو سیال حاوی ذرات کروی Al_2O_3 و سیال پایه وجود ندارد.

برای سرعت ورودی ثابت، ضرایب انتقال حرارت رسانایی بزرگ‌تر نانو سیال‌ها حاوی CNT، انتقال حرارت کل از دیواره‌های کانال و مانع به سیال را بهبود می‌بخشند و دمای سیال را افزایش می‌دهند.

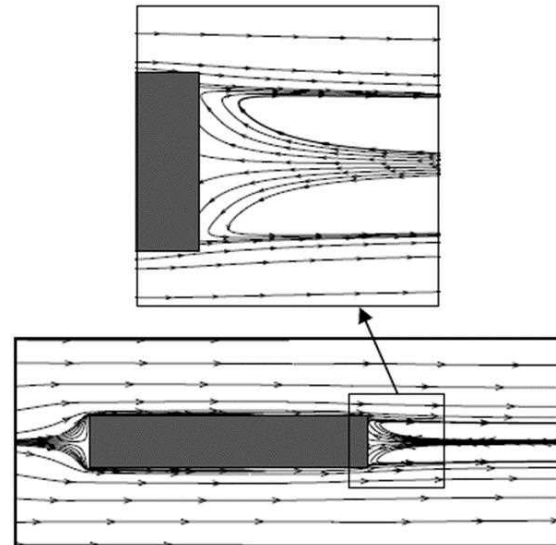
بنابراین در کاربردهایی که هدف دستیابی به دماهای خروجی بالاتر سیال می‌باشد، نانو ذرات استوانه‌ای CNT نسبت به نانو ذرات کروی Al_2O_3 کارآمدتر هستند. در شکل ۵ می‌توان مشاهده کرد که حضور مانع با دمای بالا در مسیر جریان، افزایش چشم‌گیری در دمای سیال در ارتفاع میانی کانال ایجاد کرده است. در این ناحیه، اثر کسر حجمی نانو ذرات روی دمای نانو سیال قابل ملاحظه نمی‌باشد.



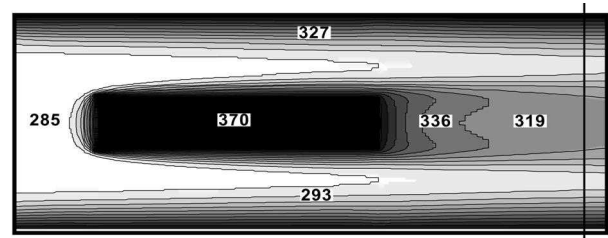
شکل ۵: پروفیل دمای بی‌بعد در سطح مقطع A-A برای سیال‌ها مختلف

جدول ۲ نشان می‌دهد که نانو سیال آب/CNT با غلظت ۱٪ بالاترین دمای خروجی را داراست. همان‌طور که پیش‌بینی می‌شد، دمای خروجی نانو سیال آب/ Al_2O_3 برابر با دمای خروجی آب می‌باشد.

با استفاده از خواص مواد جدول ۱ حل شدند. شکل‌های ۳ و ۴ خطوط جریان و کانتورهای دما پیرامون مانع را برای نانو سیال آب/CNT با غلظت ۱٪ نشان می‌دهند. شکل ۳ همچنین نمای بزرگ شده ناحیه دنباله پشت مانع را نشان می‌دهد که در نتیجه‌ی جدایش جریان از گوشه مانع می‌باشد. در شکل ۴ نیز مشاهده می‌کنیم که حضور مانع، انتقال حرارت و انتشار در جریان را افزایش می‌دهد.

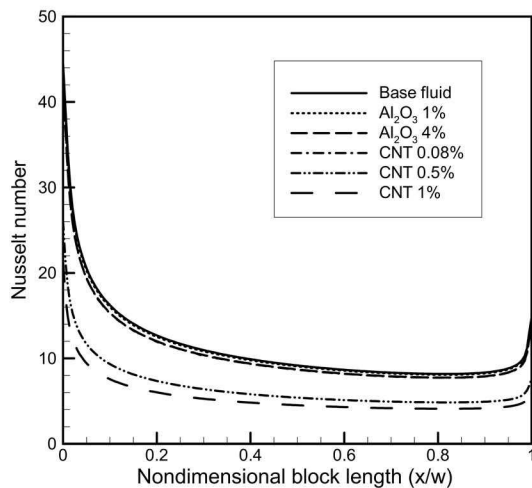


شکل ۳: خطوط جریان اطراف مانع



شکل ۴: کانتورهای دما اطراف مانع

دلیل این امر این است که مانع، مساحت سطح مقطع جریان را کاهش می‌دهد و در نتیجه سرعت جریان بین سطح مانع و دیواره کانال افزایش می‌یابد. در نتیجه، ضخامت لایه مرزی کاهش یافته و گرادیان دما در نزدیکی دیواره افزایش می‌یابد که با افزایش نرخ انتقال حرارت همراه است. علاوه بر این، دمای بالاتر مانع، افزایش دمای سیال را نیز آسان می‌کند. رشد لایه مرزی گرمایی روی دیواره کانال و سطح مانع در شکل ۴ نشان داده شده است. شکل ۵ پروفیل دمای بی‌بعد در سطح مقطع A-A، مقطع عرضی وسط طول کانال، (شکل ۴) برای نانو



شکل ۶: عدد ناسلت در امتداد طول کانال برای سیال‌های مختلف

پس می‌توان نتیجه گرفت که صورت کسر فرمول عدد ناسلت (معادله ۷) کاهش می‌یابد. اگر چه کاهش اندکی نیز در مخرج کسر معادله ۷ صورت می‌گیرد، اما به بزرگی کاهش صورت کسر نیست و در نتیجه عدد ناسلت کاهش می‌یابد. همانطور که از شکل ۵ انتظار می‌رود، افزایش کسر حجمی نانو ذرات، عدد ناسلت را کاهش می‌دهد (شکل ۶).

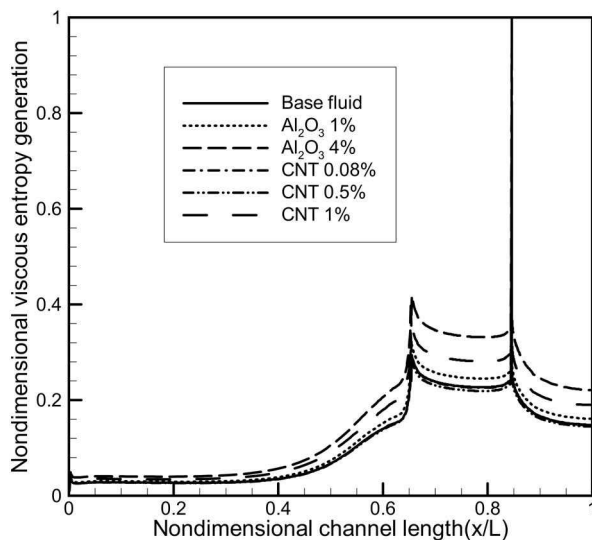
شکل ۷ تولید انترپپی گرمایی بی‌بعد در امتداد طول کانال برای سیال‌ها مختلف را نشان می‌دهد. در اینجا تولید انترپپی گرمایی با استفاده از مقدار ماکزیمم این کمیت در میان تمامی حالت‌ها، بی‌بعد شده است. در ابتدای کانال، جریان ورودی در تماس با دیواره‌های دما ثابت کانال قرار می‌گیرند و گرادیان دما و همچنین تولید انترپپی گرمایی بی‌بعد افزایش می‌یابند. هنگامی که جریان به مانع می‌رسد، یک تغییر ناگهانی دیگر در دما رخ می‌دهد و در نتیجه، پرش در منحنی تولید انترپپی گرمایی بی‌بعد شکل می‌گیرد. به‌طور کلی، هر تغییر ناگهانی در شرایط جریان، یک گرادیان بزرگ تولید انترپپی تولید می‌کند.

جدول ۲: دمای خروجی متوسط کانال

ماده	$T_{m,out}$
آب/ Al_2O_3	$\phi = 1\%$ ۲۹۷
	$\phi = 4\%$ ۲۹۸
	$\phi = 0.08\%$ ۲۹۹
آب/CNT	$\phi = 5\%$ ۳۰۸
	$\phi = 1\%$ ۳۱۶

به منظور مطالعه اثر مانع روی مقدار انتقال حرارت به سیال‌ها، توزیع عدد ناسلت محلی روی سطح بالایی مانع در شکل ۶ نشان داده شده است. در ابتدا، جریان با سطح دما بالا مواجه می‌شود که یک گرادیان دمای شدید ایجاد می‌کند و عدد ناسلت به‌طور چشم‌گیری افزایش می‌یابد. هرچه جریان در امتداد مانع حرکت می‌کند، لایه مرزی گرمایی شکل گرفته و گسترش می‌یابد. در نتیجه گرادیان دما و متعاقب آن عدد ناسلت کاهش می‌یابند. در انتهای مانع، عدد ناسلت افزایش می‌یابد چون جریان دنباله در پشت مانع تشکیل می‌شود.

عدد ناسلت پایین‌تر نانو سیال‌ها در مقایسه با سیال پایه ممکن است مطابق با نتایج شکل ۵ نباشد. در هر حال، باید بیان کرد که برای نانو سیال‌ها، انتقال حرارت از دیواره‌ها به جریان افزایش یافته و بنابراین اختلاف دما بین دیواره و سیال کاهش می‌یابد. در شکل ۵ مشاهده می‌شود که گرادیان دما در نزدیکی دیواره کانال برای نانو سیال‌ها (به خصوص نانو سیال‌ها حاوی CNT) کوچک‌تر از سیال پایه است.

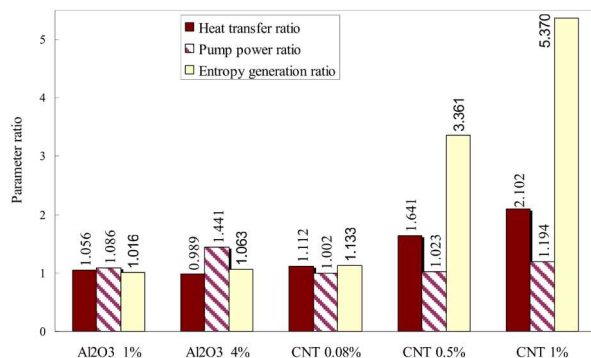


شکل ۸: تولید انتروپی ویسکوز بی بعد در امتداد طول کانال برای سیال‌های مختلف

علاوه بر این، چون CNT رسانایی بسیار بالایی دارد، نانو سیال‌ها حاوی CNT، بالاترین نسبت‌های تولید انتروپی را دارا هستند. به‌طور کلی، Al_2O_3 با غلظت ۴٪ ضعیف‌ترین نتایج را نشان می‌دهد، چون نه تنها انتقال حرارت را کاهش می‌دهد بلکه توان پمپاژ را نیز افزایش می‌دهد (رابطه ۷).

$$PumpPower = Q * \Delta P \quad (7)$$

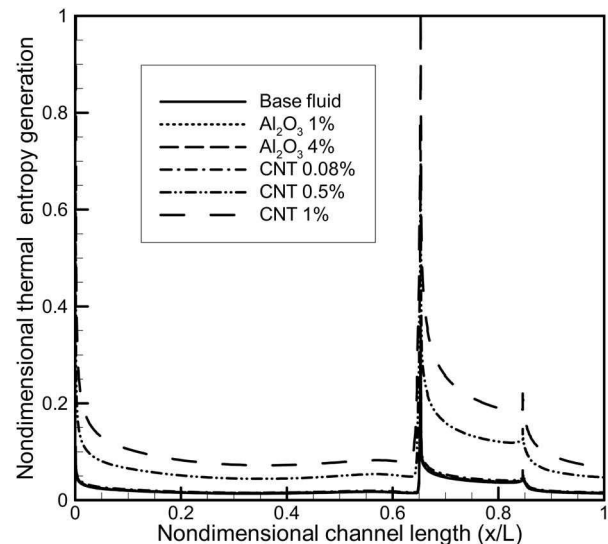
که در رابطه بالا Q دبی حجمی و ΔP اختلاف فشار ایجاد شده در کانال است.



شکل ۹: نسبت انتقال حرارت؛ توان پمپاژ و تولید انتروپی هر نانو سیال

۶- نتیجه‌گیری

شبیه‌سازی عددی جریان آرام و انتقال حرارت نانو سیال‌ها با نانو ذرات Al_2O_3 و CNT انجام شدند. تولید انتروپی گرمایی، تولید انتروپی ویسکوز و پروفیل‌های دما برای هر نانو سیال و همچنین آب نمایش داده شده و مقایسه



شکل ۷: تولید انتروپی گرمایی بی بعد در امتداد طول کانال برای سیال‌های مختلف

شکل ۸ تولید انتروپی ویسکوز بی بعد را در امتداد طول کانال برای سیال‌ها مختلف نشان می‌دهد. مقادیر تولید انتروپی ویسکوز بی بعد در این شکل با استفاده از مقدار ماکزیمم تولید انتروپی ویسکوز بی بعد در بین تمامی حالت‌ها بی بعد شدند. شکل ۸ نشان می‌دهد چون مانع روی جریان بالادست تاثیر می‌گذارد، افزایش در منحنی تولید انتروپی ویسکوز بی بعد در بیش از ۱/۱ طول کانال قبل از مانع شروع می‌شود. همچنین، هنگامی که جریان به مانع می‌رسد تغییر شدید در گرادیان سرعت، افزایش زیاد در منحنی تولید انتروپی ویسکوز بی بعد را ایجاد می‌کند. در ادامه این مقدار کاهش یافته و تا انتهای مانع ثابت می‌شود. در لبه فرار مانع، گرادیان سرعت به دلیل ناحیه دنباله در پشت مانع تقویت شده و در نتیجه منحنی تولید انتروپی ویسکوز بی بعد نسبت به لبه حمله مانع با شیب بیشتر افزایش می‌یابد.

شکل ۹ نسبت انتقال حرارت، توان پمپاژ و تولید انتروپی کل هر نانو سیال به آب را نشان می‌دهد. این شکل نشان می‌دهد که تغییرات در Al_2O_3 با غلظت ۱٪ بسیار کوچک هستند. نانو سیال CNT با غلظت ۱٪ بالاترین افزایش انتقال حرارت را در بین سایر نانو سیال‌ها از خود نشان می‌دهد.

شدند. در نهایت، انتقال حرارت، توان پمپاژ و تولید انتروپی کل هر نانو سیال به دقت مورد بررسی قرار گرفت. به طور خلاصه، نتایج عددی کار حاضر نشان دادند که:

- حضور مانع در کانال جریان، انتقال حرارت را افزایش می دهد.
- به کارگیری نانو سیال ها به منظور دستیابی به بازده گرمایی بالاتر همیشه مطلوب نیست. مطابق با نتایج، نانو ذرات استوانه ای CNT بازده گرمایی بالاتری نسبت به نانو ذرات کروی Al_2O_3 از خود نشان دادند. به علاوه، افزایش کسر حجمی نانو ذرات استوانه ای منجر به انتقال حرارت بیشتر می گردد در حالی که برای نانو ذرات کروی، نتایج برعکس بودند.
- علاوه بر بازده انتقال حرارت، در زمان انتخاب نانو سیال مناسب توان پمپاژ باید در نظر گرفته شود. نتایج این مطالعه نشان می دهند که افزودن نانو ذرات به سیال پایه، توان پمپاژ را بهبود می بخشد. برای نانو سیال حاوی CNT با غلظت ۰/۵٪ انتقال حرارت خیلی بیشتر از توان پمپاژ افزایش یافته است که این نانو سیال را یک انتخاب اقتصادی می سازد. اگرچه برای شرایطی که توان پمپاژ از اهمیت بالایی برخوردار نیست، CNT ۱٪ انتخاب بهتری خواهد بود چون به لحاظ گرمایی بسیار کارآمدتر است.

۷- تشکر و قدردانی

از آقای دکتر وحید اطمینان فاروج، آقای دکتر احسان ابراهیم نیا بجستان و آقای مهندس مهرشاد محمدی سپاسگزاری می گردد.

۸- فهرست علائم

علائم انگلیسی	A
مساحت، m^2	A
گرمای مخصوص، $kJ/kg.K$	C_p
نانولوله کربنی	CNT
قطر هیدرولیک، m	D_h
ارتفاع مانع، m	h
ارتفاع کانال، m	H
رسانایی گرمایی سیال، $W/m.K$	k
طول کانال، m	L
بردار واحد نرمال	n

Nu	عدد ناسلت
P	فشار، kPa
Pr	عدد پرنتل
Re	عدد رینولدز $\frac{\rho u D_h}{\mu}$

S_{gen}'''	تولید انتروپی در واحد حجم، $J/kg.m^3.K$
T	دما، K
TEG	تولید انتروپی گرمایی، $J/kg.K$
u,v	المان های سرعت در راستاهای x و y، m/s
w	طول مانع، m
x,y	سیستم مختصات کارتزین

β	نسبت انسداد h/H
μ	ویسکوزیته دینامیکی $(kg/m.s)$
ϕ	کسر حجمی نانو ذرات
ρ	چگالی (kg/m^3)

e	زیر نویس ها
f	خواص موثر نانو سیال ها
m	سیال
out	متوسط
p	خروجی
s	ذره
w	مرکز مانع
∞	دیواره
	جریان ورودی

۱۰- منابع

- [1] Haghighatjoo H, Yadegari M, Bak Khoshnevis A (2022) Optimization of single-obstacle location and distance between square obstacles in a curved channel. Eur Phys J Plus 137:1042. <https://doi.org/10.1140/epjp/s13360-022-03260-y>
- [2] Choi SUS, Eastman JA. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. Argonne National Lab.(ANL), Argonne, IL (United States); 1995.
- [3] Yadegari M, Bak Khoshnevis A (2020) A numerical study over the effect of curvature and adverse pressure gradient on development of flow inside gas transmission pipelines. J Brazilian Soc Mech Sci Eng 42:413. <https://doi.org/10.1007/s40430-020-02495-z>
- [4] Yadegari M (2021) An optimal design for S-shaped air intake diffusers using simultaneous entropy generation analysis and multi-objective genetic algorithm. Eur Phys J Plus 136:1019. <https://doi.org/10.1140/epjp/s13360-021-01999-4>
- [5] Yadegari M, Bak Khoshnevis A (2021) Investigation of entropy generation, efficiency, static and ideal pressure recovery coefficient in curved annular diffusers. Eur Phys J Plus 136:69. <https://doi.org/10.1140/epjp/s13360-021-01071-1>
- [6] Yadegari M, Bak Khoshnevis A (2020) Entropy generation analysis of turbulent boundary layer flow in different curved diffusers in air-conditioning systems. Eur Phys J Plus 135:534. <https://doi.org/10.1140/epjp/s13360-020-00545-y>
- [7] Li J, Kleinstreuer C. Entropy Generation Analysis for Nanofluid Flow in Microchannels. J Heat Transfer 2010;132. <https://doi.org/10.1115/1.4002395>.
- [8] Vijaybabu TR. Influence of permeable circular body and CuO-H₂O nanofluid on buoyancy-driven flow and

- [20] Bahiraei M, Heshmatian S. Application of a novel biological nanofluid in a liquid block heat sink for cooling of an electronic processor: Thermal performance and irreversibility considerations. *Energy Convers Manag* 2017;149:155–67. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.07.020>.
- [21] Siavashi M, Bahrami HRT, Saffari H. Numerical investigation of porous rib arrangement on heat transfer and entropy generation of nanofluid flow in an annulus using a two-phase mixture model. *Numer Heat Transf Part A Appl* 2017;71:1251–73. <https://doi.org/10.1080/10407782.2017.1345270>.
- entropy generation. *Int J Mech Sci* 2020;166. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2019.105240>.
- [9] Khaleduzzaman SS, Sohel MR, Mahbubul IM, Saidur R, Selvaraj J. Exergy and entropy generation analysis of TiO₂-water nanofluid flow through the water block as an electronics device. *Int J Heat Mass Transf* 2016;101:104–11. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.026>.
- [10] Khosravi R, Rabiei S, Bahiraei M, Teymourtash AR. Predicting entropy generation of a hybrid nanofluid containing graphene-platinum nanoparticles through a microchannel liquid block using neural networks. *Int Commun Heat Mass Transf* 2019;109:104351. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.104351>.
- [11] Nouri D, Pasandideh-Fard M, Javad Oboodi M, Mahian O, Sahin AZ. Entropy generation analysis of nanofluid flow over a spherical heat source inside a channel with sudden expansion and contraction. *Int J Heat Mass Transf* 2018;116:1036–43. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.09.097>.
- [12] Mayeli P, Hesami H, Besharati-Foumani H, Nijalili M. Al₂O₃–Water nanofluid heat transfer and entropy generation in a ribbed channel with wavy wall in the presence of magnetic field. *Numer Heat Transf Part A Appl* 2018;73:604–23. <https://doi.org/10.1080/10407782.2018.1461494>.
- [13] Barnoon P, Toghraie D, Eslami F, Mehmandoust B. Entropy generation analysis of different nanofluid flows in the space between two concentric horizontal pipes in the presence of magnetic field: Single-phase and two-phase approaches. *Comput Math with Appl* 2019;77:662–92. <https://doi.org/10.1016/j.camwa.2018.10.005>.
- [14] Hussain S, Mehmood K, Sagheer M, Farooq A. Entropy generation analysis of mixed convective flow in an inclined channel with cavity with Al₂O₃-water nanofluid in porous medium. *Int Commun Heat Mass Transf* 2017;89:198–210. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.10.009>.
- [15] Ghasemiasl R, Molana M, Armaghani T, Saffari Pour M. The Effects of Hot Blocks Geometry and Particle Migration on Heat Transfer and Entropy Generation of a Novel I-Shaped Porous Enclosure. *Sustainability* 2021;13:7190. <https://doi.org/10.3390/su13137190>.
- [16] Keykhah, s., Assareh, A., “Numerical analysis of heat transfer and fluid flow inside a tube containing a porous medium and the use of nanofluids”, *Journal of Energy Conversion*, Volume 9, 2022.
- [17] Mohammadi, M., Ameri, H., Seddighi, M., Investigating the effect of magnetic field and porous medium on displacement heat transfer of water-copper nanofluid inside a horizontal tube, The third international conference on new technologies in science, 2023.
- [18] Ting TW, Hung YM, Guo N. Entropy generation of viscous dissipative nanofluid convection in asymmetrically heated porous microchannels with solid-phase heat generation. *Energy Convers Manag* 2015;105:731–45. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.08.022>.
- [19] Ahammed N, Asirvatham LG, Wongwises S. Entropy generation analysis of graphene-alumina hybrid nanofluid in multiport minichannel heat exchanger coupled with thermoelectric cooler. *Int J Heat Mass Transf* 2016;103:1084–97. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.07.070>.



توزیع تنش‌های پسماند در نمونه‌های سوپر آلیاژ اینکونل ۶۲۵ حاصل شده از فرآیند ذوب گزینشی با لیزر به روش المان محدود

امیر آقابابائی^{۱*}، محسن بدرسمای^۲

۱- دانشجوی دکترا، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران

۲- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران

چکیده

روش‌های ساخت افزودنی در سال‌های اخیر به دلیل قابلیت‌های زیادشان از جمله مصرف بهینه مواد و کاربردشان در ساخت ساختارهای پیچیده، محبوبیت بسیار خوبی پیدا کرده‌اند. یکی از مهم‌ترین روش‌ها در این فرآیندها، فرآیند ذوب گزینشی با لیزر است. در تحقیقات پیشین، اندازه‌گیری توزیع تنش‌های پسماند در نمونه‌های اینکونل ۶۲۵ تحت فرآیند ذوب گزینشی با لیزر مورد تحقیق قرار نگرفته است. لذا در این تحقیق، فرآیند ذوب گزینشی با لیزر به وسیله روش شبیه‌سازی به روش المان محدود، بر روی نمونه اینکونل ۶۲۵ انجام گرفته و سپس توزیع تنش‌های پسماند در نمونه حاصل شده از فرآیند ذوب گزینشی با لیزر مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین نحوه تشکیل حوضچه مذاب، ابعاد آن و توزیع دما نیز مورد تحقیق قرار گرفته است. نتایج حاصل نشان داد که تنش‌های پسماند کششی در مرکز لایه و تنش‌های پسماند فشاری بیش‌تر در لبه‌های نمونه به‌وجود آمده‌اند. همچنین ماکزیمم تنش‌های پسماند در جهت طولی و مینیمم آن‌ها در جهت ضخامت لایه به‌وجود آمده‌اند. نتایج مربوط به تاثیر پارامترهای فرآیند بر توزیع تنش‌های پسماند نشان داد که با افزایش توان لیزر، تنش‌های پسماند کششی و فشاری در هر دو جهت محوری و محیطی افزایش می‌یابد ولی کاهش سرعت اسکن، اطلاعات دقیقی از میزان افزایش یا کاهش این تنش‌ها به ما نمی‌دهد. به منظور اعتبارسنجی نیز نتایج حاصل از روش المان محدود با نتایج حاصل از دیگر محققان مقایسه گردید. اختلاف حاصل شده ۱۳/۹۷٪ بود. در نتیجه توافق خوبی میان آن‌ها برقرار شد.

کلمات کلیدی

ساخت افزودنی، ذوب گزینشی با لیزر، اینکونل ۶۲۵، تنش پسماند، شبیه‌سازی به روش المان محدود

Residual stress distribution in Inconel 625 superalloy samples obtained from the selective laser melting (SLM) process using the finite element method

Aghababaei Amir^{1*}, Badrossamay Mohsen¹

1- Faculty of Mechanical Engineering, Isfahan university of technology, Isfahan, Iran

Abstract

Additive manufacturing methods have become very popular in recent years due to their many capabilities, including the optimal use of materials and their use in constructing complex structures. One of the most important methods in these processes is the selective laser melting (SLM) process. In previous research, measuring the residual stress distribution of Inconel 625 samples under the SLM process has not been investigated. Therefore, in this research, the SLM process was carried out on the Inconel 625 sample using the finite element simulation method, and then the residual stress distribution in the sample obtained from the process was investigated in three main directions. Also, the formation of the molten pool, its dimensions, and temperature distribution were investigated. The results showed that tensile residual stresses were formed in the center of the layer and compressive residual stresses were more present at the edges of the sample. Also, the maximum of the residual stresses were formed in the axial direction and their minimum appeared in the layer thickness direction. The results related to the effect of process parameters on the residual stress distribution showed that with increasing laser power, tensile and compressive residual stresses increase in both axial and hoop directions, but decreasing the scanning speed does not give us accurate information about the increase or decrease of these stresses. For validation, the results of the finite element method were compared with the results of other researchers. The obtained difference was 13.97%. Therefore a good agreement existed between them.

Keywords

Additive manufacturing, Selective laser melting, Inconel 625, Residual stress, Finite element simulation.

۱- مقدمه

اینکونل ۶۲۵، سوپر آلیاژی محلول جامد است که به وسیله مولیبدن و نیوبیوم تقویت شده است. این سوپر آلیاژ، به دلیل ویژگی‌هایی از جمله مقاومت کششی، خزشی و خوردگی بالا در صنایع مختلفی مانند صنعت هوافضا، مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱ و ۲].

فرآیندهای ساخت افزودنی^۱، داده‌های مجازی مدل سه بعدی فایل کد^۲ حاصل شده از نرم‌افزار را به جسمی واقعی و فیزیکی به وسیله سرهم کردن مواد از طریق مکانیزم لایه‌گذاری تبدیل می‌کند [۳]. این روش‌ها با پیشرفت خود قادر بر ساخت قطعات پیچیده شده‌اند و توانسته‌اند روش‌های سنتی و مرسوم را پشت سر بگذارند [۴]. ساختارهای شبکه‌ای پیچیده نیز با حفظ استحکام نهایی و همچنین کاهش وزن به وسیله کاهش چگالی می‌توانند با این روش‌ها ساخته شوند [۵]. از طرفی در این روش‌ها می‌توان با کنترل پارامترهای فرآیند به ریزساختار و در نتیجه خواص مکانیکی مورد نظر رسید [۴ و ۶].

روش‌های ذوب در بستر پودر^۳ یکی از روش‌های فرآیندهای ساخت افزودنی برای ساخت قطعات فلزی از ذرات پودر اولیه به وسیله ذوب کردن آن‌ها با لیزر است. یکی از زیر روش‌های این فرآیندها، ذوب گزینشی با لیزر^۴ بوده که یکی از روش‌های جدید و توسعه یافته در روش‌های ساخت افزودنی است. این روش‌ها در ساخت قطعات با پیچیدگی بالا و به دست آوردن شکلی نزدیک به شکل نهایی قطعه مورد نظر ما، روز به روز جذابیت بیشتری در صنایع مختلف نظیر صنایع هوافضا و خودروسازی پیدا کرده‌اند [۷ و ۸].

تنش‌های پسماند، تنش‌های خود متعادل و غیرهمگن هستند که طی فرآیندهای مختلف تولید داخل قطعات ایجاد می‌شوند [۹-۱۱]. این تنش‌ها در

قطعات آزاد شده و اثرات نامطلوبی روی شکل ظاهری و خواص قطعات بر جای می‌گذارند. از جمله این اثرات می‌توان به تاثیر بر عمر خستگی، پایداری ابعادی، مقاومت سایشی، اعوجاج و تشکیل ریز ترک‌ها اشاره کرد [۱۲ و ۱۳]. روش‌هایی نظیر ریخته‌گری، جوش کاری، ماشین کاری، عملیات حرارتی و مونتاژ می‌توانند باعث ایجاد تنش‌های پسماند در قطعات شوند.

چالش‌های زیادی در فرآیندهای ذوب گزینشی با لیزر وجود دارد که کاربرد و توسعه آن‌ها را محدود کرده است. از جمله این محدودیت‌ها می‌توان به تنش‌های حرارتی، تنش‌های پسماند، ریز ترک‌ها، اعوجاج و کم بودن دقت ابعادی اشاره کرد. در میان این چالش‌ها، تنش‌های پسماند یکی از چالش‌های اصلی می‌باشند که باعث ایجاد اعوجاج و ریز ترک‌ها در قطعات می‌شوند. نتایج حاصل از تحقیقات نشان داده است که پارامترهایی نظیر توان لیزر، سرعت اسکن، الگوی اسکن و قطر پرتو بر توزیع تنش‌های پسماند در قطعات ذوب گزینشی با لیزر تاثیر فراوانی دارند [۱۴ و ۱۵]. از این رو آنالیز و ارزیابی تنش‌های حرارتی و پسماند تشکیل شده در قطعات فرآوری شده تحت این فرآیند در حین انجام آزمایشات کار دشواری است.

به منظور آگاهی از نحوه تاثیر پارامترهای فرآیند بر توزیع دما و تنش‌های پسماند در این فرآیندها، تحقیقات زیادی با استفاده از روش‌های شبیه‌سازی عددی انجام شده و اطلاعات ارزشمندی از پیش‌بینی توزیع دما و در نتیجه به‌وجود آمدن تنش‌های پسماند به دست آمده است. هوانگ و همکاران با استفاده از روش عددی، رفتار حرارتی پودرهای فلزی در طی فرآیند ذوب گزینشی با لیزر را با استفاده از توان‌های لیزر و سرعت اسکن‌های مختلف سنجیدند. نتایج نشان داده است که افزایش توان لیزر به همراه کاهش سرعت اسکن، توزیع دمایی زیادی

^۱ Additive Manufacturing (AM)

^۲ CAD

^۳ Powder Bed Fusion (PBF)

^۴ Selective Laser Melting (SLM)

جزیره اسکن قرار گرفته و تنش‌های پسماند محوری بدون تغییر باقی مانده‌اند [۱۹]. رونگرونگ و همکاران نیز در تحقیقی دیگر با استفاده از روش شبیه‌سازی المان محدود برای نوعی از آلیاژ منیزیم، فرآیند مذکور را مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. آن‌ها از سه الگوی اسکن متفاوت جهت تحلیل تنش‌های پسماند به‌وجود آمده استفاده کردند. نتایج عددی و تجربی حاصل، گویای این بوده است که الگوی اسکن متعامد^۱ توزیع تنش پسماند یکنواختی را در هنگام استفاده از الگوی جزیره 4×4 نسبت به دو الگوی دیگر به‌وجود آورده است [۲۰].

به منظور ساخت قطعات، از فایل با فرمت اس تی ال^۲ از داده‌های طراحی کد استفاده می‌شود و سپس عملیات برش یا لایه لایه کردن داده‌های مدل شده جهت اسکن کردن انجام می‌گیرد. پس از آن پرتو لیزر با توان زیاد بر نواحی انتخاب شده مرتبط با داده‌های مدل شده، متمرکز شده و ذرات پودر فلزی را ذوب می‌کند. پس از این که لایه اول ساخته شد، پلتفرم به اندازه ضخامت لایه بعد پایین آمده و مجدد ذرات پودر بر سطح از قبل ساخته شده گسترانده می‌شود و عملیات ذکر شده انجام می‌گیرد. این عمل تا جایی ادامه پیدا می‌کند که ساخت قطعه به طور کامل انجام بگیرد [۲۱]. شکل ۱، اصول کلی فرآیند ذوب گزینشی با لیزر را نشان می‌دهد [۲۲]. این عملیات درون یک محفظه ساخت همراه با گاز خنثی انجام می‌گیرد. با این کار از تشکیل لایه اکسیدی بر روی لایه‌ها جلوگیری می‌شود. در هر فرآیند تولیدی میزانی تنش پسماند به‌وجود می‌آید [۲۳]. با این وجود مقادیر تنش پسماند در هر فرآیند تولیدی متفاوت است. از آن جا که در فرآیند ذوب گزینشی با لیزر، به‌وجود آمدن گرادیان‌های حرارتی مختلف باعث به‌وجود آمدن تنش‌های پسماند می‌شوند، آگاهی از نحوه توزیع این تنش‌ها در قطعات تولیدی بسیار مورد اهمیت است. این تنش‌ها

در بستر پودر به‌وجود می‌آورد [۸]. در تحقیقی دیگر، یینگلی و همکاران، با استفاده از روش المان محدود و آنالیز ترمومکانیکی میدان‌های دما و تنش پسماند را در فرآیند ذوب گزینشی با لیزر پیش‌بینی کردند. نتایج مدل‌سازی نشان داد که تنش‌های پسماند در جهت ارتفاع قطعه ساخته شده با افزایش تعداد لایه‌های پرینت شده افزایش می‌یابد [۱۶]. می‌شوروا و همکاران با استفاده از روش پراش اشعه ایکس جهت اندازه‌گیری تنش‌های پسماند در فرآیند مذور نشان دادند که با کاهش چگالی انرژی، تنش‌های پسماند بیش‌تری در نواحی زیر سطحی نمونه‌های آلیاژ تیتانیومی به‌وجود می‌آید. با استفاده از توموگرافی کامپیوتری اشعه ایکس نیز متمرکز بودن تخلخل در ناحیه کانتور به جز در موارد سرعت کم لیزر را مشاهده کردند. همچنین نشان دادند که مقادیر کم تخلخل نیز (کم‌تر از ۱ درصد) بر تنش‌های پسماند تأثیر نمی‌گذارد [۱۷]. چنگ و همکاران در این فرآیند از روش المان محدود جهت تحلیل ترمومکانیکی فرآیند و یافتن استراتژی اسکن مناسب جهت کاهش تنش‌های پسماند استفاده کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که الگوی اسکن خارج به داخل باعث به‌وجود آمدن تنش‌های پسماند بیشینه و الگوی اسکن خطی با زاویه ۴۵ درجه، تنش‌های پسماند کمینه را در دو جهت اصلی حاصل کرده است [۱۸]. در پژوهشی دیگر اماندا و همکاران با تغییر پارامترهای فرآیند ذوب گزینشی با لیزر و استفاده از دو روش مخرب و غیر مخرب در اندازه‌گیری تنش‌های پسماند یعنی مقطع‌زنی و پراش نوترونی، تنش‌های پسماند به‌وجود آمده در نمونه‌های فولاد ضد زنگ L۳۱۶ را کم‌تر کردند. نتایج حاصل شده به این صورت بوده است که با افزایش انرژی اعمالی بر واحد طول و همچنین کاهش اندازه الگوی جزیره‌ای، تنش‌های پسماند کاهش می‌یابد. همچنین تنش‌های پسماند درون صفحه تحت‌تأثیر چرخش

^۱ Orthogonal^۲ STL

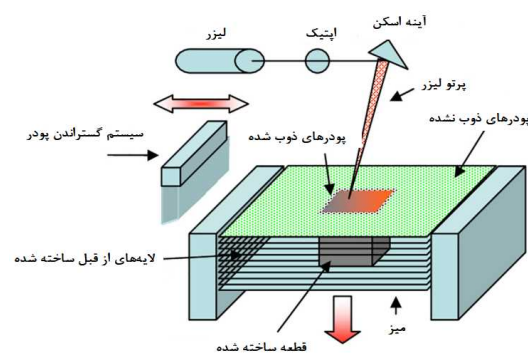
قطعه نهایی مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته است.

۲- روش تحقیق

به منظور آنالیز فرآیند، از نرم افزار المان محدود آباکوس ورژن ۲۰۲۲ و مدل سه بعدی استفاده شده است. دو بخش زیرلایه^۱ و لایه پودر گسترانده شده بر روی زیر لایه طراحی شده‌اند. برای مدل سازی پودر اینکونل ۶۲۵ از سابروتین یو اس دی اف ال دی^۲ استفاده گردیده است. در این سابروتین کدهای لازم برای حالات وجود پودر، ذوب و انجماد آن در مختصات تعریفی برای مسیر اسکن لیزر در دمای ذوب پودر آلیاژ و سرعت اسکن مشخص اعمال شده‌اند. در نرم افزار آباکوس برای زیرلایه خواص مکانیکی-حرارتی اینکونل ۶۲۵ لحاظ گردید. همچنین در خواص پودر اینکونل ۶۲۵ مورد استفاده، از ۳ متغیر حالت^۳ در سابروتین نویسی استفاده شده است. به این ترتیب که خواص مربوطه برای دماهای متفاوت برای سه حالت پودر اولیه، مذاب و انجماد آن تعریف گردیده است. در نهایت هر کدام از این دو ماده تعریف شده به زیرلایه و پودر گسترانده شده نسبت داده شده است. خواص مکانیکی و حرارتی مورد استفاده در جدول ۱ و ۲ نشان داده شده‌اند [۲۴].

تمامی پارامترهای فرآیند با توجه به تحقیقات قبلی مورد انتخاب قرار گرفته‌اند [۲۵]. ضخامت لایه مورد نظر $30\ \mu\text{m}$ ، توان پرتو لیزر $200\ \text{W}$ ، قطر پرتو لیزر $100\ \mu\text{m}$ و سرعت اسکن کردن نیز $1\ \text{m/sec}$ لحاظ شده‌اند. برای مدل سازی مسیر حرکتی شار حرارتی نیز از سابروتین دی فلاکس^۴ استفاده گردیده است. در این سابروتین از مدل گاوسی برای اسکن پرتو لیزر استفاده شده است. پارامترهای فرآیند نظیر توان پرتو و سرعت اسکن نیز در کدنویسی اعمال شده‌اند. برای انجام فرآیند، با استفاده

می‌توانند باعث اعوجاج و تغییر شکل در قطعات شوند. به عنوان مثال یکی از این مکانیزم‌ها، مکانیزم گرادیان دمایی است که به به وجود آمدن گرادیان‌های حرارتی بزرگ حول پرتو لیزر تابش شده و در نتیجه گرم شدن سریع لایه بالایی (در برابر دمای کم‌تر پودرهای دورتر از ناحیه اسکن شده و همچنین لایه‌های زیرین) برمی‌گردد. مکانیزم دیگر سریع خنک شدن لایه‌های ذوب شده بالایی و در نتیجه به وجود آمدن انقباض در قطعات است.



شکل ۱- شماتیک کلی فرآیند ذوب گزینشی با لیزر

از آن جا که تا به حال توزیع اندازه گیری تنش پسماند در نمونه‌های از جنس اینکونل ۶۲۵ مورد تحقیق و بررسی قرار نگرفته است، در این تحقیق این توزیع در سه جهت اصلی نشان داده شده است. همچنین نحوه توزیع دما، تشکیل حوضچه مذاب و تاثیر پارامترهای فرآیند از جمله توان پرتو لیزر و سرعت اسکن بر توزیع تنش‌های پسماند حاصل شده در نمونه ذوب گزینشی با لیزر نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

فرآیند ذوب گزینشی با لیزر به منظور ساخت نمونه اینکونل ۶۲۵ توسط روش شبیه سازی به روش المان محدود انجام گرفته و سپس نحوه توزیع تنش‌های پسماند در

^۱ Substrate

^۲ USDFLD

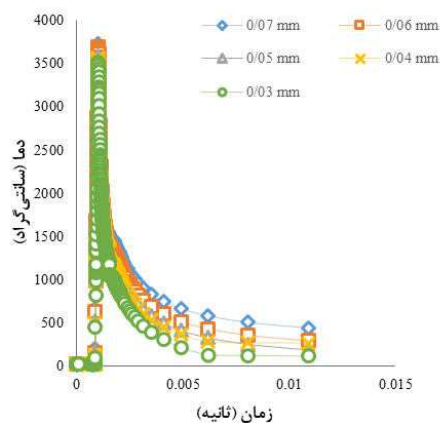
^۳ State variable

^۴ DFLUX

به منظور درک بهتر پارامترهای جداول ۱ و ۲ مدل المان محدود ترمومکانیکی سه بعدی و گذرا^۵ جهت یافتن میدان‌های دما در این مورد استفاده می‌شود. معادله (۱)، معادله سه بعدی رسانش گرما، با هدف به‌دست آوردن دمایی $T(x,y,z,t)$ را نشان می‌دهد. در این معادله T نشان‌دهنده دما، ρ چگالی، C گرمای ویژه در فشار ثابت، k ضریب هدایت حرارتی و q گرمای درونی در واحد حجم است [۲۶].

$$\rho.C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q \quad (1)$$

به منظور بررسی نحوه توزیع تنش‌های پسماند بر صفحه ذوب گزینشی با لیزر، قطعه تحت فرآیند قرار گرفته شده از تحلیل قبلی به مدلی جدید وارد شده و از حل گر استاتیک، جنرال^۶ و روش برگشت فنری استفاده گردیده است.



شکل ۲- نمودار حساسیت به تغییر مش برای پارامتر دما طی فرآیند ذوب گزینشی با لیزر

از حل گر ترمومکانیکی^۱ دو استپ گرم و سرد کردن به ترتیب به میزان ۰/۰۰۲ و ۱۰ ثانیه تعریف گردیده است و انتقال حرارت‌های جابجایی و تشعشعی لحاظ شده‌اند. از قید تای^۲ نیز جهت اتصال قسمت زیرلایه و لایه پودر استفاده گردیده است. پس از آن شار حرارتی تعریف شده در قسمت سابروتین در استپ گرم کردن به سطح پودر اعمال شده و در استپ سرد کردن غیر فعال گردیده است. قسمت تحتانی زیرلایه نیز مقید شده است. دمای اولیه نمونه دمای محیط در نظر گرفته شده است. به منظور تعیین اندازه مناسب المان، نمودار حساسیت در برابر تغییر مش^۳ برای پارامتر دما در شکل ۲ رسم گردید و اندازه مناسب المان برای لایه پودر ۰/۰۵ میلی‌متر انتخاب شده است. نوع المان‌ها نیز به صورت پیوسته، ۸ گره‌ای و مکانیکی حرارتی^۴ است. شکل ۳، نمونه‌ای از مدل طراحی شده در محیط مش را نشان می‌دهد.

جدول ۱- خواص مکانیکی سوپر آلیاژ اینکونل ۶۲۵ [۲۴]

پارامتر	مقدار
ضریب پواسون	۰/۳
مدول الاستیسیته (GPa)	۲۰۷
چگالی (Kg/m^3)	۸۴۴۰
تنش تسلیم (MPa)	۴۶۰
تنش نهایی (MPa)	۸۸۰
ضریب انبساط طولی (K^{-1})	$1/28 \times 10^{-5}$

جدول ۲- خواص حرارتی سوپر آلیاژ اینکونل ۶۲۵ [۲۴]

پارامتر	مقدار
ضریب هدایت حرارتی (W/m.k)	۹/۸
گرمای ویژه ($\text{J/g.}^\circ\text{C}$)	۰/۴۱۰
چگالی (Kg/m^3)	۸۴۴۰
دمای لیکوئیدوس ($^\circ\text{C}$)	۱۳۵۰
دمای سالییدوس ($^\circ\text{C}$)	۱۲۹۰

۱ Coupled temperature displacement

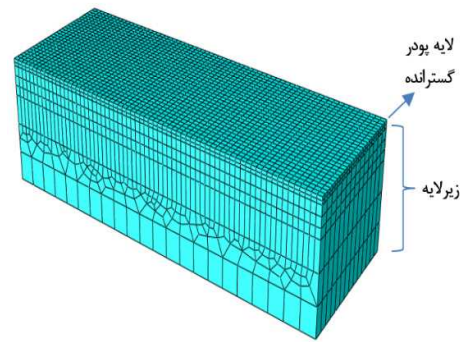
۲ Tie

۳ Mesh Sensitivity Diagram

۴ C3D8T

۵ Transient

۶ Static, General



شکل ۳- مدل طراحی شده در محیط مش (زیر لایه و پودر گسترانده شده بر روی زیر لایه)

به طور کلی پارامترهای ورودی و خروجی در این تحقیق در جدول ۳ مشخص گردیده است.

جدول ۳- پارامترهای ورودی و خروجی برای فرآیند ذوب گزینشی با لیزر اینکونل ۶۲۵

پارامترهای ورودی	پارامترهای خروجی
توان پرتو لیزر: ۲۰۰ W	توزیع دما
قطر پرتو لیزر: ۱۰۰ μm	اعتبارسنجی نتایج
سرعت اسکن: ۱ m/sec	ابعاد حوضچه مذاب به وجود آمده حاصل از فرآیند
ضخامت لایه: 30 μm	توزیع تنش‌های پسماند کششی و فشاری

در ادامه با تغییر توان پرتو لیزر و سرعت اسکن، تاثیر این دو پارامتر مهم بر توزیع تنش‌های پسماند در نمونه اینکونل ۶۲۵ در فرآیند ذوب گزینشی با لیزر تشریح شده است. این مقادیر به شرح جدول ۴ است.

جدول ۴- تغییر مقادیر پارامترهای سرعت اسکن و توان پرتو لیزر

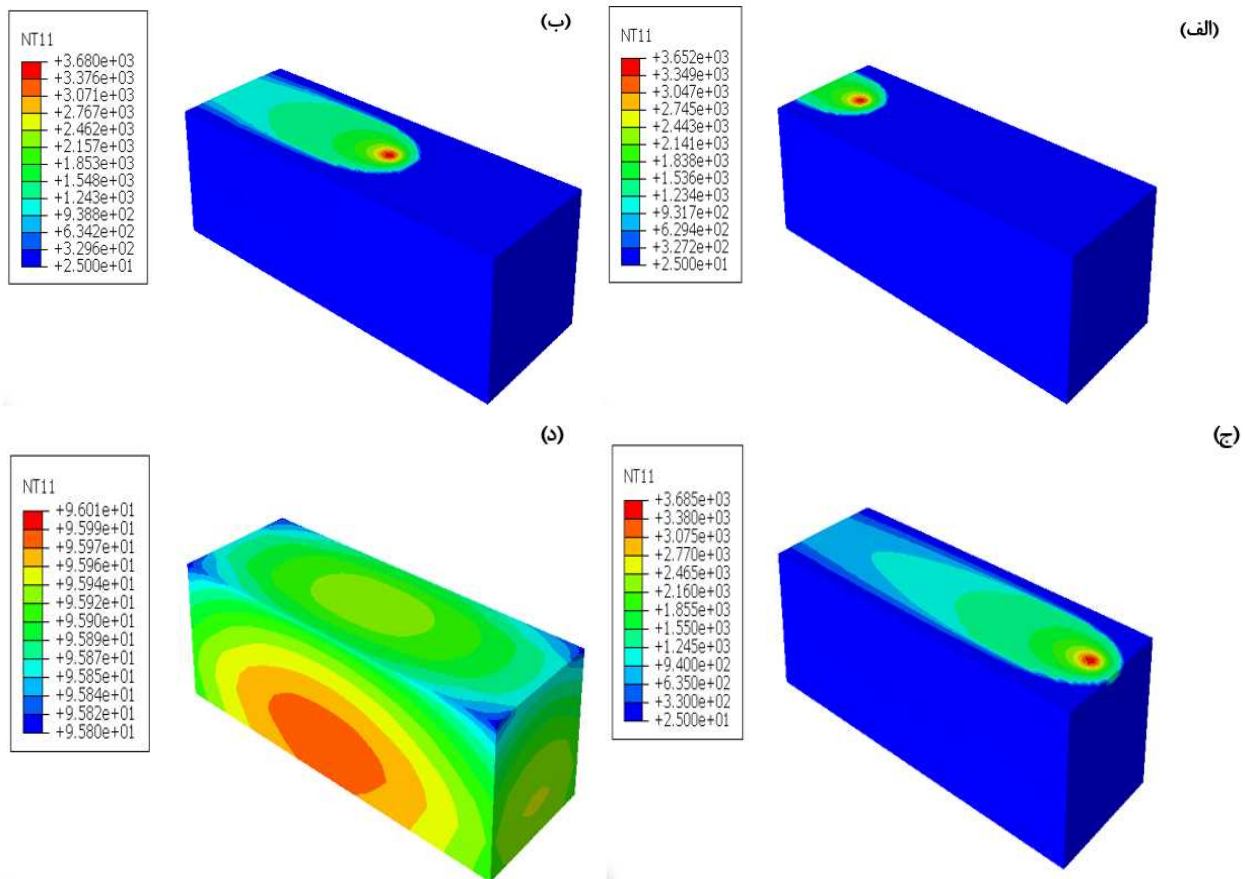
پارامتر	مقدار ۱	مقدار ۲	مقدار ۳
سرعت اسکن (m/sec)	۱	۲	۳
توان لیزر (W)	۲۰۰	۵۰۰	۱۰۰۰

۳- نتایج و بحث

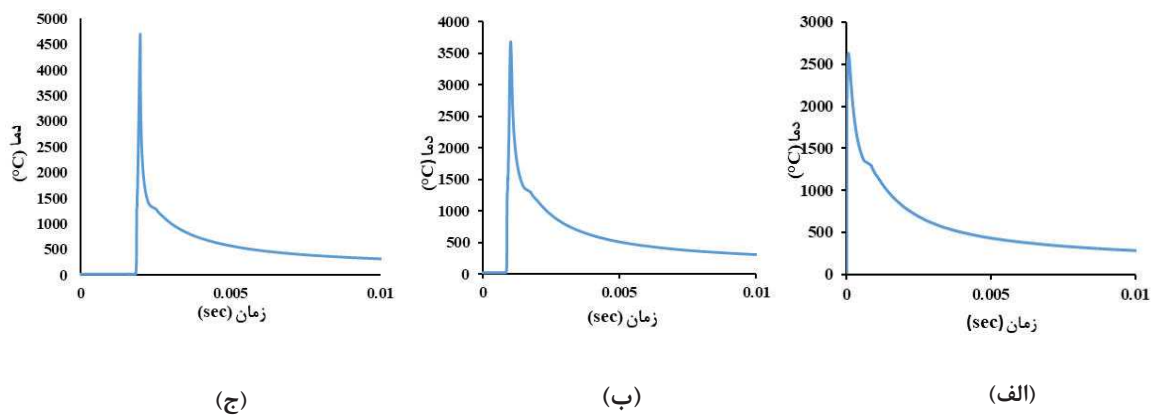
با حرکت لیزر در مسیر مشخص شده، محدوده دمایی وسیعی به وجود آمده است. شکل ۴ (الف تا د) کانتورهای توزیع دما را در ابتدای شروع اسکن توسط لیزر تا پایان فرآیند نشان می‌دهد (شکل‌های (الف)، (ب)، و (ج) مربوط

به استپ گرم کردن و (د) مربوط به استپ سرد کردن در پایان فرآیند است). لازم به ذکر است که دما در تمامی کانتورها بر حسب درجه سانتی‌گراد می‌باشد. همچنین نمودارهای شکل ۵، توزیع دما را در برابر زمان سپری شده نشان می‌دهد. در این نمودارها، تاریخچه حرارتی نقاطی در ابتدا، وسط و پایان لایه تحت اسکن نسبت به زمان مورد بررسی قرار گرفته است. دماهای ماکزیمم، مینیمم و میانگین، به ترتیب در سه مکان متفاوت شروع، پایان و اواسط مسیر حرکت پرتو لیزر به وجود آمده است. مشاهده می‌شود که در شروع تشکیل و اسکن لایه، دما بسیار بالا بوده است و یکی از دلایل این موضوع، حضور حوضچه مذاب در این مکان است. با گذشت زمان، این نقطه سردتر می‌شود. نقطه در نظر گرفته شده در پایان لایه تحت اسکن، در ابتدا دمای پایینی داشته و با گذشت زمان و رسیدن لیزر به آن نقطه و ذوب شدن این محدوده، دما بالا رفته است. به همین ترتیب، نقطه میانی لایه با رسیدن لیزر دمایش بالا رفته و با دور شدن لیزر سرد شده است.

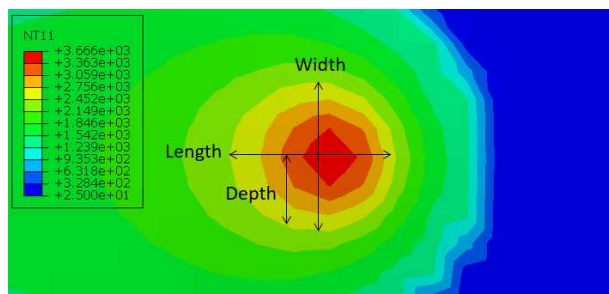
شکل ۶، ابعاد حوضچه مذاب تشکیل شده در ابتدای فرآیند و تشکیل لایه را نشان می‌دهد. ابعاد این حوضچه تاثیر بسزایی در دقت ابعادی و کیفیت محصول نهایی دارد. افزایش توان و کاهش سرعت اسکن، نقش مهمی در افزایش این ابعاد دارد و می‌توان با بهینه کردن این پارامترها به محصول عاری از هر گونه عیب و با کیفیت بالا رسید. حوضچه مذاب تشکیل شده در این قسمت دارای ابعاد طولی ۰/۱۶۱، پهنا ۰/۱۳۶ و عمق ۰/۰۶۸ میلی‌متر است. طبق جدول ۵ می‌توان با مقایسه اندازه پهنای حوضچه مذاب تشکیل شده در تحقیق حاضر با نتایج تجربی حاصل از پژوهش انجام شده توسط اوزل و همکاران به ارتباط خوبی میان نتایج این دو تحقیق رسید و در نتیجه به صحت اعتبارسنجی تحلیل انجام شده پی برد [۲۵]. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، میزان اختلاف



شکل ۴- حرکت شار حرارتی بر روی مسیر تعیین شده و توزیع دما در دو استپ گرم و سرد کردن



شکل ۵- نمودارهای توزیع دما در برابر زمان سپری شده در نقاط ابتدایی، میانی و پایانی لایه اسکن شده



شکل ۶- حوضچه مذاب به وجود آمده در قسمت ابتدایی فرآیند ذوب گزینشی با لیزر و ابعاد حاصل شده از آن

نکته قابل توجه این است که ابعاد حوضچه مذاب در هنگام ساخت لایه اول بیش تر بوده و در نتیجه با ساخت لایه های بعدی، امکان به وجود آمدن غیر یکنواختی در ضخامت نیز وجود دارد. علت به وجود آمدن این غیر یکنواختی به به وجود آمدن گرادیان های حرارتی ناشی از ساخت لایه جدید و لایه قبلی و در نتیجه ای شدن تنش های پسماند بین این لایه ها برمی گردد.

شکل ۷ کانتورهای تنش پسماند بر حسب پاسکال در سه جهت اصلی طولی، عرضی و ضخامت لایه را پس از مرحله سرد شدن لایه تشکیل شده نشان می دهد. با توجه به این اشکال، اصل خود متعادل بودن تنش ها ثابت می شود. به این معنی که میان تنش های پسماند کششی و فشاری به وجود آمده، تعادل وجود دارد. همچنین توزیع و بزرگی تنش های پسماند در هر سه جهت اصلی بسیار بزرگ است و این مورد از به وجود آمدن گرادیان های حرارتی زیاد در طول فرآیند ذوب گزینشی با لیزر ناشی می شود.

آشکار و مشخص است که بزرگی مقادیر تنش های پسماند در جهت طولی بزرگ تر از جهات عرضی و ضخامت است. علت بزرگ بودن تنش های پسماند طولی نیز به جهت هم راستا بودن با شار حرارتی اعمال شده قابل توجیه است. همچنین مینیمم این تنش ها در جهت ضخامت لایه به وجود آمده اند. بنابراین تنش های

حاصل ۹۷/۱۳٪ است و در نتیجه توافق خوبی برقرار است. این اختلاف در نتایج نیز به ساده سازی ها و فرضیات در نظر گرفته شده در روش عددی برمی گردد. لازم به ذکر است که اندازه پهنای حوضچه مذاب به وجود آمده در تحقیق اوزل و همکاران مربوط به قسمت ابتدایی مسیر اسکن لیزر بوده و در نتیجه عدد مربوط به پهنای حوضچه مذاب در این شبیه سازی نیز مربوط به همین بخش از مسیر اسکن است. در حوضچه مذاب انواع مختلفی از نیرو به وجود می آید که می توان به نیروهای مارانگونی، بویانسی (ارشمیدسی) و جاذبه مذاب اشاره کرد. افزایش یا کاهش این نیروها، باعث تغییر شکل حوضچه مذاب شده که این موارد نیز به انتخاب بهینه پارامترهای فرآیند برمی گردد [۲۸-۳۰]. از آن جا که توزیع شدت انرژی لیزر در حوضچه یکنواخت نیست و در مرکز بیش تر از کناره ها می باشد، دما در مرکز بالا رفته و کشش سطحی و در نتیجه ویسکوزیته آن کم تر می شود. در نتیجه آن ماده تمایل به جاری شدن پیدا می کند و نیروهای مارانگونی باعث می شوند، ماده به سمت بیرون کشیده شود و سطح حوضچه مذاب پهن شود. از آن جایی که دما در قسمت مرکزی بالایی ماده بیش تر از قسمت مرکزی پایینی است، در نتیجه جرم حجمی قسمت بالایی کم تر می شود و مذابش سبک تر است. در این جا نیروی بویانسی یا ارشمیدسی به سمت بالا ایجاد می شود. نیروی جاذبه دیگری نیز داریم که به دلیل افزایش چگالی قسمت بالایی، به سمت پایین حوضچه اعمال می شود که به آن نیروی جاذبه مذاب می گویند. نیروهای بویانسی در عمق های حوضچه مذاب از ۰/۱ تا ۰/۲ میلی متر اثر چندانی ندارند ولی نیروهای مارانگونی به شدت اثر خود را بر جای می گذارند [۳۱].

جدول ۵- مقایسه اندازه پهنای حوضچه مذاب تشکیل شده در تحقیق حاضر با دیگر محققان

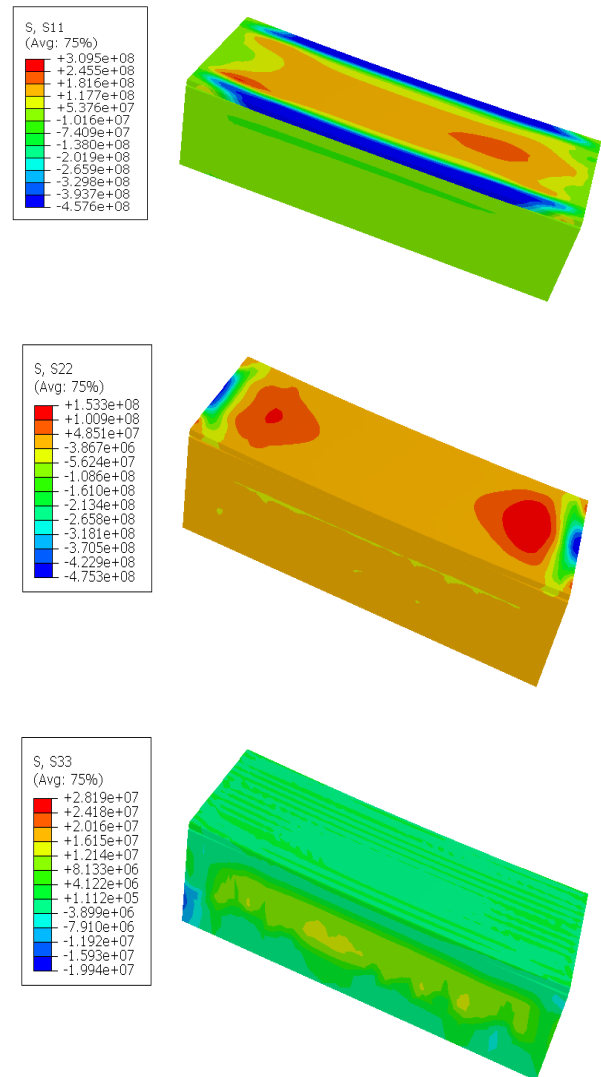
۱۳۶/۰	اندازه پهنای حوضچه مذاب تشکیل شده در تحقیق حاضر
۱۵۵/۰	اندازه پهنای حوضچه مذاب تشکیل شده توسط اوزل و همکاران [۱۷]
۱۳/۹۷٪	اختلاف

با بهینه کردن پارامترهای فرآیند و تاثیر آنها بر روی توزیع تنش‌های پسماند، می‌توان تنش‌های پسماند در قطعه نهایی را کم‌تر کرد و در نتیجه به بهبود عملکرد و خواص قطعه کمک زیادی کرد.

در این پژوهش اثر تغییر دو پارامتر مهم فرآیند یعنی توان لیزر و سرعت اسکن بر روی توزیع تنش‌های پسماند نیز نشان داده شد. بدین منظور مسیر دلخواهی از قسمت وسط لبه‌های نمونه انتخاب گردید. سپس نمودار تنش‌های پسماند در دو جهت محوری و محیطی برای دو حالت تغییر توان پرتو لیزر و سرعت اسکن در طول این مسیر حاصل گردید. شکل‌های ۸ و ۹ (الف) و (ب) نمودارهای مذکور را نشان می‌دهند. همان‌طور که در بخش روش تحقیق بیان شد، از سه توان لیزر مختلف ۲۰۰، ۵۰۰ و ۱۰۰۰ وات و همچنین سه سرعت اسکن ۱، ۲ و ۳ متر بر ثانیه در این بخش استفاده شده است.

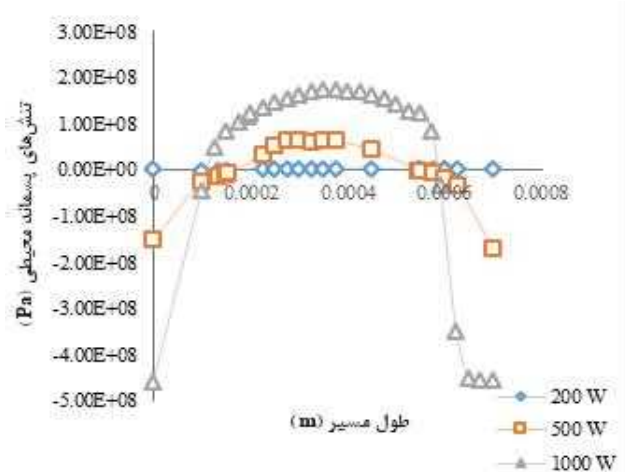
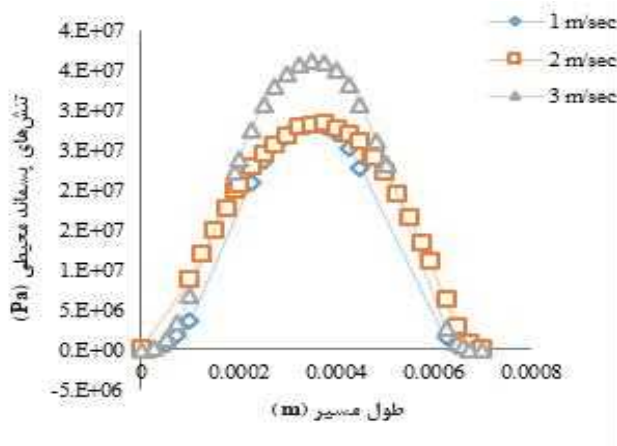
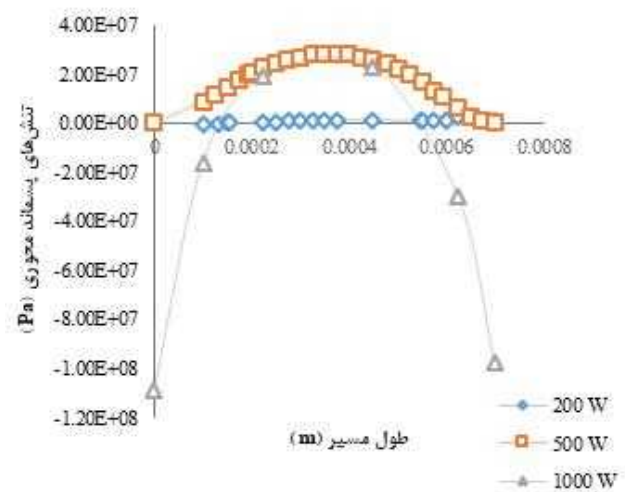
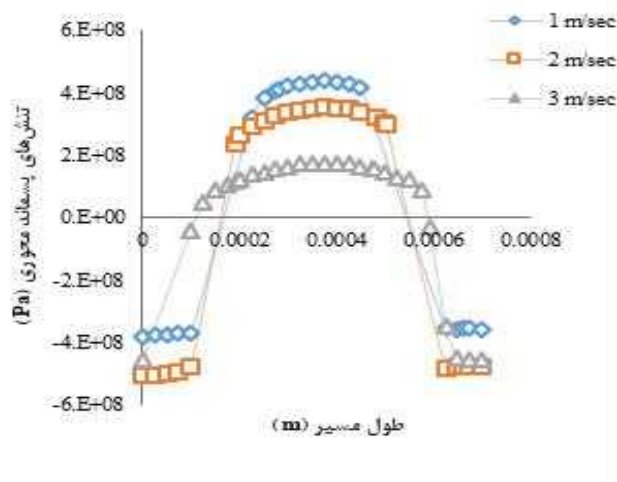
اصل خود متعادل بودن تنش‌های پسماند در این نمودارها آشکار می‌شود. شکل ۸ (الف) و (ب) نمودار تنش‌های پسماند محوری و محیطی را در طول مسیر در نظر گرفته شده نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است در هر دو نمودار با افزایش توان لیزر، مقدار تنش‌های پسماند کششی و فشاری بیش‌تر می‌شود. دلیل این موضوع به افزایش گرادیان‌های حرارتی ناشی از افزایش توان لیزر و در نتیجه زیاد شدن انرژی مربوط می‌شود [۳۲]. این تاثیر برای تنش‌های پسماند فشاری بیش‌تر و چشم‌گیرتر است.

پسماند محوری و محیطی نقش اساسی در تعیین خواص و عملکرد نمونه نهایی دارند. ماکزیمم تنش‌های پسماند کششی در دو جهت محوری و محیطی به ترتیب ۳۰۹/۵ و ۱۵۳/۳ مگاپاسکال به‌دست آمده است. همچنین ماکزیمم تنش‌های پسماند فشاری نیز در این دو جهت به ترتیب ۴۵۷/۶ و ۴۷۵/۳ مگاپاسکال حاصل شده است.



شکل ۷- کانتورهای تنش پسماند به‌وجود آمده در سه جهت اصلی طولی، عرضی و ضخامت نمونه اینکونل ۶۲۵ پس از ساخت لایه اینکونل ایجاد شده

نکته قابل توجه دیگر این است که تنش‌های پسماند کششی عموماً در مرکز و تنش‌های پسماند فشاری در لبه‌های لایه ایجاد شده در هر سه جهت اصلی به‌وجود آمده‌اند.



شکل ۹- نمودار تنش‌های پسماند (الف) محوری و (ب) محیطی در برابر طول مسیر در سرعت اسکن‌های مختلف و توان ثابت ۲۰۰ W

شکل ۸- نمودار تنش‌های پسماند (الف) محوری و (ب) محیطی در برابر طول مسیر در توان‌های مختلف برای لیزر و سرعت اسکن ثابت ۱ m/sec

حالات متفاوت و پیچیده‌ای دارد و علت این امر را می‌توان به به‌وجود آمدن میدان‌های حرارتی پیچیده حاصل از سرعت‌های اسکن مختلف ربط داد.

۴- نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر یکی از مهم‌ترین روش‌های ساخت افزودنی، فرآیند ذوب گزینشی با لیزر به منظور ساخت نمونه اینکونل ۶۲۵ با استفاده از روش شبیه‌سازی به روش المان محدود انجام گرفته شد. سوپر آلیاژهای اینکونل ۶۲۵، به دلیل خواص فراوانشان از جمله مقاومت به خزش و خوردگی بالا، استفاده فراوانی در حوزه ساخت افزودنی دارند. از آن‌جا که در تحقیقات پیشین، توزیع تنش‌های

شکل ۹ (الف) و (ب)، نمودارهای تنش پسماند محوری و محیطی در طول مسیر با سرعت‌های اسکن مختلف را نشان می‌دهد. در شکل ۹ (الف) با کاهش سرعت اسکن تنش‌های پسماند محوری فشاری و کششی بیش‌تر شده است. با این حال در شکل ۹ (ب)، با کاهش سرعت اسکن برعکس حالت قبل تنش‌های پسماند محیطی کاهش یافته است. در نتیجه از این موضوع می‌توان چنین برداشت کرد که تاثیر سرعت‌های اسکن مختلف بر تنش‌های پسماند

که تنش‌های محیطی نتایج عکس داشته و در نتیجه از روی تغییرات سرعت اسکن نمی‌توان به افزایشی یا کاهشی شدن تنش‌ها پی برد. این موضوع را نیز می‌توان به به‌وجود آمدن میدان‌های حرارتی پیچیده ناشی از تغییرات سرعت اسکن ربط داد

۵- منابع

- [1] Paul, C.P., Ganesh, P., Mishra, S.K., Bhargava, P., Negi, J.A. and Nath, A.K. "2007, Investigating laser rapid manufacturing for Inconel 625-components." *Optics & Laser Technology*, (4)39, pp.800-805.
- [2] Shankar, V., Rao, K.B.S. and Mannan, S.L., "2001 Microstructure and mechanical properties of Inconel 625 superalloy." *Journal of nuclear materials* 288, (3) pp.222-232.
- [3] Bayley, C. and Kopac, M. "2018, The Implications of Additive Manufacturing on Canadian Armed Forces Operational Functions."
- [4] Murr, L.E., Martinez, E., Amato, K.N., Gaytan, S.M., Hernandez, J., Ramirez, D.A., Shindo, P.W., Medina, F. and Wicker, R.B. "2012, Fabrication of metal and alloy components by additive manufacturing: examples of 3D materials science." *Journal of Materials Research and technology*, (1)1, pp.42-54.
- [5] Yan, C., Hao, L., Hussein, A., Bubb, S.L., Young, P. and Raymont, D. "2014, Evaluation of light-weight Al-Si10Mg periodic cellular lattice structures fabricated via direct metal laser sintering." *Journal of Materials Processing Technology*, (4)214, pp.856-864.
- [6] Yan, F., Xiong, W. and Faierman, E.J. 2017, "Grain structure control of additively manufactured metallic materials." *Materials*, (11)10, p.1260.
- [7] Hussein, A., Hao, L., Yan, C. and Everson, R., "2013 Finite element simulation of the temperature and stress fields in single layers built without-support in selective laser melting." *Materials & Design*, 52, (1980-2015) pp.638-647.
- [8] Huang, Y., Yang, L.J., Du, X.Z. and Yang, Y.P.,

پسماند نمونه‌های سوپر آلیاژ اینکونل ۶۲۵ تحت فرآیند ذوب‌گزینشی با لیزر مورد تحقیق و بررسی قرار نگرفته است، در این تحقیق فرآیند مذکور توسط روش شبیه‌سازی به روش المان محدود بر روی نمونه اینکونل انجام گرفته و توزیع تنش‌های پسماند و تاثیر پارامترهای فرآیند بر این تنش‌ها مورد تحلیل قرار گرفته است. همچنین توزیع دما و حوضچه مذاب به‌وجود آمده در این فرآیند مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج حاصل شده به شرح زیر است:

۱- به دلیل ایجاد گرادیان‌های حرارتی زیاد در هر سه جهت اصلی محیطی، محوری و شعاعی توزیع بزرگی از تنش‌های پسماند در نمونه اینکونل ۶۲۵ ذوب‌گزینشی با لیزر به‌وجود آمده است.

۲- ماکزیمم تنش‌های پسماند در جهت طولی و مینیمم آن‌ها در جهت شعاعی یا ضخامت لایه شکل گرفته است و در نتیجه تنش‌های پسماند در جهات محوری و محیطی تعیین‌کننده عملکرد و خواص نمونه‌های نهایی است.

۳- ماکزیمم تنش‌های پسماند فشاری در دو جهت محوری و محیطی به ترتیب ۴۵۷/۶ مگاپاسکال و ۴۷۵/۳ مگاپاسکال و ماکزیمم تنش‌های پسماند کششی ۳۰۹/۵ مگاپاسکال و ۱۵۳/۳ مگاپاسکال به دست آمده‌اند.

۴- تنش‌های پسماند فشاری عموماً در لبه‌های صفحه و تنش‌های پسماند کششی در مرکز آن به‌وجود آمده‌اند.

۵- نتایج حاصل از تغییرات توان لیزر و سرعت اسکن بر روی توزیع تنش‌های پسماند نیز نشان داد که با افزایش توان لیزر، تنش‌های پسماند در هر دو جهت محوری و محیطی افزایش می‌یابد که این افزایش به دلیل زیاد شدن گرادیان‌های حرارتی ایجاد شده ناشی از افزایش توان لیزر است. همچنین با کاهش سرعت اسکن نیز تنش‌های محوری افزایش یافته است. این در حالی است

- ual stress fields in selective laser melting ."International Journal of Mechanical Sciences ,136 ,pp.24-35.
- [17] Mishurova ,T ,Artzt ,K ,Haubrich ,J ,Requena, G .and Bruno ,G .2019 ,.New aspects about the search for the most relevant parameters optimizing SLM materials. Additive Manufacturing ,25 ,pp.325-334.
- [18] Cheng ,B ,Shrestha ,S .and Chou ,K.2016 ,. Stress and deformation evaluations of scanning strategy effect in selective laser melting .Additive Manufacturing, ,12pp.240-251.
- [19] Wu ,A.S ,Brown ,D.W ,Kumar ,M ,Gallegos, G.F .and King ,W.E .2014 ,.An experimental investigation into additive manufacturing-induced residual stresses in 316L stainless steel .Metallurgical and Materials Transactions A ,45 ,pp.6260-6270.
- [20] Xu ,R ,Wang ,W ,Wang ,K .and Dai ,Q.2023 ,. Finite element simulation of residual stress distribution during selective laser melting of Mg-Y-Sm-Zn-Zr alloy. Materials Today Communications ,35 ,p.105571.
- [21] Mohan ,N ,Senthil ,P ,Vinodh ,S .and Jayanth, N" .2017 ,.A review on composite materials and process parameters optimisation for the fused deposition modelling process ."Virtual and Physical Prototyping,(1)12 , pp.47-59.
- [22] Chua ,C.K .and Leong ,K.F" .2014 ,.D Printing and additive manufacturing :Principles and applications) with companion media pack-(of rapid prototyping." World Scientific Publishing Company.
- [23] Withers ,P.J .and Bhadeshia ,H.K.D.H.2001 ,. "Residual stress ."Part-2 Nature and origins ."Materials science and technology ,(4)17 ,pp.366-375.
- [24] Special Metals INCONEL ®Alloy[625 on-line]site .at:https://www.matweb.com/search/data-sheet_print.aspx?matguid4=a194f59f35a427dbc5009f-043349cb5[Accessed 15 Jan.2023].
- [25] Özel ,T ,Arisoy ,Y.M .and Ciales ,L.E.۲۰۱۶ ,. "Computational simulation of thermal and spattering phenomena and microstructure in selective laser melting of inconel ."۶۲۵ Physics Procedia ,83 ,pp.1435-1443.
- " .2016Finite element analysis of thermal behavior of metal powder during selective laser melting ."International Journal of Thermal Sciences ,104 ,pp.146-157.
- [9] Salimianrizi ,A ,Foroozmehr ,E ,Badrossamay ,M .and Farrokhpour ,H .2016 ,.Effect of laser shock peening on surface properties and residual stress of Al6061-T6 .Optics and Lasers in Engineering ,77 ,pp112-. 117
- [10] Gharehbaghi, H., 2018. Experimental measurements and finite element residual stress caused by welding aluminum sheets and investigating its effect on natural frequency values. Modares Mechanical Engineering, 18(4), pp.174-180. [In Persian]
- [11] Aghababaei ,A .and Honarpisheh ,M .2023 ,.Experimental and numerical investigation of residual stress distribution in Al 6061-tubes under using tubular channel angular pressing process by new trapezoidal channel .The Journal of Strain Analysis for Engineering Design,(4)58 , pp.332-342.
- [12] Baraheni ,M ,Tabatabaeian ,A ,Amini ,S .and Ghasemi ,A.R .2019 ,.Parametric analysis of delamination in GFRP composite profiles by performing rotary ultrasonic drilling approach :Experimental and statistical study .Composites Part B :Engineering ,172 ,pp.612-620.
- [13] Baraheni, M., Tabatabaeian, A., Ghasemi, A. and Amini S. 2020. Enhancement of Machining Quality in Polymeric CNT-Reinforced Composites Subjected to Thermal Fatigue. Modares Mechanical Engineering, 20(7), pp. 1731-1740. [In Persian]
- [14] Mercelis ,P .and Kruth ,J.P" .2006 ,.Residual stresses in selective laser sintering and selective laser melting ."Rapid prototyping journal.
- [15] Song ,B ,Dong ,S ,Liao ,H .and Coddet ,C.2012 ,. "Process parameter selection for selective laser melting of Ti6Al4V based on temperature distribution simulation and experimental sintering ."The international journal of advanced manufacturing technology ,61 ,pp.967-974.
- [16] Li ,Y ,Zhou ,K ,Tan ,P ,Tor ,S.B ,Chua ,C.K. and Leong ,K.F" .2018 ,.Modeling temperature and resid-

- [26] Liu ,H .2014 ,.Numerical analysis of thermal stress and deformation in multi-layer laser metal deposition process .Missouri University of Science and Technology.
- [27] Mukherjee ,T ,.Zhang ,W .and DebRoy ,T.2017 ,. An improved prediction of residual stresses and distortion in additive manufacturing .Computational Materials Science ,126 ,pp.360-372.
- [28] Chen ,D ,.Wang ,P ,.Pan ,R ,.Zha ,C ,.Fan ,J ,.Liang ,D .and Zhao ,Y .2021 ,.Characteristics of metal specimens formed by selective laser melting :a state-of-the-art review .Journal of Materials Engineering and Performance ,30 ,pp.7073-7100.
- [29] Yu ,W.H ,.Sing ,S.L ,.Chua ,C.K ,.Kuo ,C.N .and Tian ,X.L .2019 ,.Particle-reinforced metal matrix nanocomposites fabricated by selective laser melting :A state of the art review .Progress in Materials Science ,104 ,pp330-.379
- [30] Diegel ,O ,.Nordin ,A .and Motte ,D“ .2019 ,.A practical guide to design for additive manufacturing) ”pp. (978-981Singapore :Springer Singapore.
- [31] Bouabbou ,A .and Vaudreuil ,S .2022 ,.Understanding laser-metal interaction in selective laser melting additive manufacturing through numerical modelling and simulation :a review .Virtual and Physical Prototyping ,(3)17 ,pp.543-562.
- [32] Li ,Y .and Gu ,D .2014 ,.Thermal behavior during selective laser melting of commercially pure titanium powder :Numerical simulation and experimental study .Additive Manufacturing ,1 ,pp.99-109.

بررسی پایایی سوخت‌های گازوئیل، بیودیزل و هیدروژن در موتورهای دیزلی با رویکرد تحلیل توسعه پایدار

محمد رضا صابری^۱، امیر محمد قندهاریون^{۲*}، احسان نقاش زاده^۳

۱- کارشناس کیفیت مواد و قطعات CKD، شرکت ایران خودرو خراسان (IKKCO)، مشهد، ایران.

۲- استادیار، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران.

۳- مدیر واحد کیفیت، شرکت ایران خودرو خراسان (IKKCO)، مشهد، ایران.

چکیده

در یک دهه اخیر با توسعه تکنولوژی و افزایش ضریب رفاه انسانی شاهد رشد چشمگیر استفاده از منابع انرژی در جهان هستیم. در این بین صنعت حمل و نقل شامل گونه زمینی، دریایی و هوایی بیشترین ضریب مصرف انرژی در جهان را دارا است. به‌طوری که با توسعه و فراگیری صنایع مذکور در اکثر مناطق دنیا، مشکلاتی از قبیل افزایش دمای کره زمین، تغییرات اقلیمی و افزایش آلودگی‌های زیست محیطی بروز نموده است. این پدیده موجب جلب توجهات به سوی استفاده از منابع انرژی پایدار و سازگار با محیط زیست گردیده است. هدف اصلی پژوهش حاضر بررسی و مقایسه‌ی شاخص پایایی سه سوخت دیزل، بیودیزل و هیدروژن برای موتورهای احتراق داخلی با استفاده از معیارهای توسعه‌ی پایدار است. این روش ابزاری برای مقایسه و تحلیل سیستم‌های مبتنی بر انرژی و شامل سه دسته اصلی شاخص‌های زیست محیطی، اجتماعی و فناوری بوده که میزان امتیاز هر شاخص نشان‌دهنده سطح سازگاری فرآیند مورد بررسی است. به‌طوری که هر عنصر یا فرآیند که دارای پایایی بیشتر باشد، امتیاز بیشتری کسب می‌کند. به این ترتیب امتیازات در بازه ۰ و ۱ تخصیص داده می‌شوند. نتایج این تحقیق نشان داد که سوخت دیزل از حیث شاخص‌های فناوری (مانند انرژی و راندمان) و بیودیزل و هیدروژن از حیث شاخص‌های زیست محیطی و اجتماعی (مانند نرخ آلودگی، قابلیت توسعه و رسالت زیست محیطی) دارای برتری نسبی هستند. به این ترتیب می‌توان انتظار داشت که با توسعه، بهینه‌سازی و تکمیل زنجیره استخراج، فرآوری و توزیع، در آینده نزدیک شاهد جایگزینی نسبی این سوخت‌ها با سوخت فسیلی باشیم.

کلمات کلیدی:

تغییرات اقلیمی، منابع انرژی پایدار، معیارهای توسعه‌ی پایدار، بررسی پایایی.

Investigating the sustainability of diesel, biodiesel and hydrogen fuels in diesel engines with the approach of sustainable development analysis

Mohammad Reza Saberi¹, Amirmohammad Ghandehariun^{2*}, Ehsan Naghashzadeh³

1- Quality Expert of Materials and Components, Iran Khodro Khorasan Company (IKKCO)

2- Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ferdowsi University of Mashhad

3- Quality Manager, Iran Khodro Khorasan Company (IKKCO)

Abstract

The limitation of global fossil fuel resources has had a significant impact in recent years. Iran wastes 570 million barrels of oil out of the allocated 1463 million barrels for the residential, industrial, and transportation sectors. The cement industry, as one of the high-energy consumers, accounts for approximately 14% of the country's industrial energy consumption, with about 40% of this energy being lost during production processes. This study aims to recover the waste heat from the cement industry using the Rankine cycle and simulate it using the Engineering Equation Solver (EES) software. Additionally, a thermal oil loop has been employed to prevent corrosion of heat exchangers and control the organic fluid evaporation process. Ethanol has been selected as the suitable working fluid, with a net power production capacity of 6213 kW, a thermal efficiency of 91.22%, and an exergy efficiency of 18.24%, outperforming R123, R1233zd(E), R1234ze(Z), and R600a. Increasing the turbine's inlet pressure by 100 kPa increases thermal and exergy efficiencies by 2.7% and 2.67%, respectively, while decreasing the mass flow rate into the evaporator by 5.6%. Increasing the condenser temperature by one degree results in approximately a 5.6% reduction in thermal efficiency and a 5.5% reduction in exergy efficiency.

Keywords

Cement industry, Waste heat recovery, Organic rankine cycle, Climate change, Thermal oil loop.

* امیر محمد قندهاریون، aghandehariun@um.ac.ir

در سال های اخیر و با رشد جمعیت در سراسر جهان، میزان مصرف انرژی و در نتیجه میزان آلاینده های زیست محیطی به طور چشمگیری افزایش یافته است. به این ترتیب نگرانی هایی در مورد تغییرات آب و هوایی، آلاینده های زیست محیطی و عدم توسعه پایدار منابع انرژی به وجود آمده است. در این بین صنعت حمل و نقل سهم قابل توجهی در مصرف منابع انرژی و همچنین تولید آلاینده های زیست محیطی دارد. در نتیجه، دولت ها در سطوح مختلف اقدامات متنوعی را جهت توسعه پایدار فعالیت های حوزه انرژی و در نتیجه کاهش آلاینده های زیست محیطی انجام داده اند. به طوری که اکثر کشورهای جهان به فکر جایگزینی سوخت های فسیلی با سوخت های پاک هستند [۲۱].

تامین پایدار منابع انرژی موضوعی استراتژیک در قرن حاضر است. رشد سریع جمعیت و سطح تکنولوژی میزان مصرف جهانی انرژی را به طور چشمگیری افزایش داده است که منجر به کاهش سریع منابع سوخت های فسیلی می شود. براساس گزارش آژانس بین المللی انرژی^۱، میزان تقاضای منابع انرژی در جهان تا سال ۲۰۴۰ حدود ۳۸ درصد افزایش خواهد یافت و سهم سوخت های فسیلی برای پاسخگویی به این نیاز حدود ۷۸ درصد است. این افزایش تقاضا و میزان مشارکت منابع تجدیدناپذیر سوخت های فسیلی منجر به عدم تامین پایدار منابع انرژی و افزایش قابل توجه آلاینده های زیست محیطی خواهد شد. در این بین با تولید و فرآوری سوخت های پاک از منابع تجدیدپذیر موجود در سطح زمین، می توان به طور قابل توجهی بر این معضلات فائق آمد. هیدروژن و بیوسوخت ها به عنوان دو جایگزین مطمئن برای

سوخت های فسیلی قابلیت تامین پایدار منابع انرژی را در دراز مدت دارا بوده و علاوه بر سازگاری با معیارهای زیست محیطی قابلیت تامین امنیت انرژی در حوزه های مختلف از جمله صنعت حمل و نقل را دارا هستند [۱-۴]. تاکنون تحقیقات زیادی در زمینه تحلیل و ارزیابی موتورهای احتراق داخلی انجام شده است. عمده این تحقیقات شامل تحلیل های تجربی و عددی و بخشی شامل ارزیابی و تحلیل پایایی سوخت های مورد استفاده است. ساریکو^۲ و همکاران [۵] با استفاده از ترکیب سوخت دیزل، بیودیزل و بوتانول به بررسی عملکرد موتور، شاخص آگزروی^۳ و پایایی^۴ این سوخت ها پرداختند. آزمایشات بر روی یک موتور دیزل تک سیلندر تزریق مستقیم و تحت گشتاورهای به ترتیب ۱۴۰۰ و ۲۸۰۰ دور در دقیقه انجام شد. نتایج آنان نشان داد که شاخص آگزروی و پایایی بیودیزل در ترکیب B۱۰۰ بیشتر از دو سوخت دیگر است. آنان همچنین دریافتند که خواص بیودیزل و بوتانول تاثیرات قابل ملاحظه ای بر عملکرد بهینه موتور دارد. آمید^۵ و همکاران [۶] با استفاده از ترکیب سوخت دیزل و بیودیزل، به بررسی میزان آلاینده های زیست محیطی و عملکرد موتور دیزل پرداختند. نتایج آنان نشان داد که در هنگام ترکیب بیودیزل با سوخت دیزل، میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن (NOX) و دی اکسیدکربن (CO₂) کاهش می یابد. شارما^۶ و همکاران [۷] با استفاده از سوخت دیزل و بیودیزل و همچنین ترکیب روش های پاسخ سطح و تاگوچی، به تحلیل عملکرد موتور دیزل پرداختند. پارامترهای ورودی در این تحقیق شامل فشار و زمان تزریق سوخت، درصد ترکیب بیودیزل و بار موتور و پارامترهای خروجی شامل راندمان حرارتی، دمای گاز خروجی و میزان انتشار آلاینده های زیست محیطی است. نتایج این تحقیق نشان داد که ترکیب بهینه در پارامترهای ورودی شامل

^۱ International Energy Agency^۲ Sarikoc^۳ Exergy^۴ Sustainability^۵ Amid^۶ Sharma

این پالایشگاه‌ها بایستی سیاست‌های عمومی دولت‌ها و سازمان‌های بین‌المللی و همچنین تحقیقات و نوآوری‌های تکنولوژیکی به سمت تکمیل زنجیره ارزش و تولید سوخت‌های اقتصادی و دوستدار محیط زیست هدایت شود. توسعه پالایشگاه‌های زیستی در گرو اعمال سیاست‌های حمایتی و همراه با یارانه دولت‌ها، آموزش نیروی انسانی متخصص، شناخت و ارتقاء مزیت‌های رقابتی و همکاری بین بخش‌های مختلف (محققان، دانشگاه‌ها، دولت‌ها، سرمایه‌گذاران و جامعه) است. در مطالعه دیگری آکار و دینسر^۵ [۱۲]، به بررسی و امکان‌سنجی استفاده از سوخت هیدروژن به عنوان سوخت اصلی برای سیستم‌های حمل و نقل جاده‌ای پرداختند. نتایج آنان نشان داد که با توجه به ویژگی‌هایی مانند چگالی انرژی، فراوانی، سهولت حمل و نقل، طیف گسترده‌ای از روش‌های تولید با ضریب انتشار آلاینده‌ی حداقلی، به نظر می‌رسد هیدروژن یک سوخت شیمیایی مناسب است که به‌طور بالقوه می‌تواند جایگزین سوخت‌های فسیلی در موتورهای احتراق داخلی شود. استفاده از هیدروژن در موتورهای احتراق داخلی می‌تواند کارایی سیستم را افزایش دهد، توان خروجی بالاتری را برای وسیله نقلیه ارائه دهد و مقادیر کمتری از گازهای گلخانه‌ای را منتشر کند. در بخش دیگری از این تحقیق موتورهای احتراق داخلی، هیبریدی، سوخت زیستی، پیل سوختی و هیدروژنی از نظر نرخ انتشار آلاینده‌های CO₂ و SO₂، هزینه اجتماعی کربن، بازده انرژی و اگزرژی، مصرف سوخت و قیمت سوخت با یکدیگر مقایسه شده‌اند. نتایج این ارزیابی نشان می‌دهد که خودروهای پیل سوختی با کسب امتیاز ۴/۹۷ از ۱۰ بالاترین رتبه عملکردی و پس از آن خودروهای سوخت هیدروژنی با کسب امتیاز ۴/۸۱ از ۱۰ در مقام دوم و سپس خودروهای سوخت زیستی با کسب

فشار تزریق سوخت ۲۱/۵۲ مگاپاسکال، ترکیب ۲۴ درصدی بیودیزل و بار موتور ۸۰ درصد است. هانچ^۱ و همکاران [۸] با استفاده از ترکیب سوخت دیزل و هیدروژن، به بررسی میزان آلاینده‌ی‌های زیست محیطی در موتور دیزل کلاس ۸ پرداختند. نتایج آنان نشان داد که در هنگام ترکیب هیدروژن با سوخت دیزل با نسبت‌های ۳۰، ۴۰ و ۵۰ درصد، میزان انتشار گازهای گلخانه‌ای تا ۵۰ درصد کاهش می‌یابد.

ناناکی و کورونیس^۲ [۹] با استفاده از تکنیک تحلیل چرخه عمر به تحلیل پایایی دو سوخت دیزل و بیودیزل پرداختند. نتایج آنان نشان داد که استفاده از بیوسوخت‌ها در صنعت حمل و نقل موجب کاهش قابل توجه گازهای گلخانه‌ای و اثرات مخرب زیست محیطی و همچنین افزایش ضریب امنیت انرژی می‌شود. دینسر و روزن^۳ [۱۰] با استفاده از تکنیک تحلیل چرخه عمر و ارزیابی راندمان یک سلول سوخت PEM به مطالعه اثرات مختلف سوخت هیدروژن برای موتورهای احتراق داخلی پرداختند. نتایج آنان نشان داد که میزان مصرف انرژی و همچنین تولید گازهای گلخانه‌ای در هنگام استفاده از هیدروژن تقریباً ۵۰ درصد کاهش می‌یابد. از طرفی برای افزایش بهره‌وری و تکمیل زنجیره کارایی این سوخت، نیاز به انجام تحقیقات گسترده‌تر در این زمینه است. کلارز^۴ و همکاران [۱۱] با رویکرد فنی، اقتصادی و زیست محیطی به تحلیل پالایشگاه‌های زیستی به عنوان یک عامل استراتژیک برای افزایش اقتصاد زیستی پرداختند. نتایج تحقیقات آنان نشان داد که پالایشگاه‌های زیستی آینده امیدوارکننده‌ای دارند. به‌طوری که با اجرای زیرساخت پالایشگاه‌های زیستی، می‌توان به استراتژی تولید پایدار دست یافت. با این وجود، برای بهره‌برداری بهینه از پتانسیل کامل

^۱ Hannach

^۲ Nanaki and Koroneos

^۳ Dincer and Rosen

^۴ Clauser

^۵ Acar and Dincer

امتیاز ۴/۷۱ از ۱۰ در رتبه سوم قرار دارند. شاخص های فناوری در ارتباط می باشد. به این معنا که با توجه به استفاده گسترده از سه سوخت دیزل، پیشرفت های فناوری باید منجر به استفاده مسئولانه از بیودیزل و هیدروژن در صنعت حمل و نقل، هدف از انجام منابع زیست محیطی و آسیب های ناچیز به محیط زیست این پژوهش تحلیل توسعه پایدار و ارزیابی این سه سوخت گردند. همچنین شاخص های فناوری از طریق اقتصاد با از دیدگاه پایایی است. پس از مقایسه و بررسی عملکرد این شاخص های اجتماعی مرتبط هستند. به این معنا که سه سوخت از نقطه نظرات زیست محیطی، اجتماعی و تحولات اقتصادی ناشی از پیشرفت های فناوری، زمینه ساز فناوری، سازگارترین سوخت با معیارهای توسعه پایدار افزایش رفاه و آسایش زندگی مردم می شود.

معرفی می شود. به این ترتیب وجه نوآوری پژوهش حاضر ۳- نتایج و بحث

را می توان ارائه رهیافتی موثر در جهت مقایسه ظرفیت ۳-۱- شاخص های ارزیابی توسعه پایدار

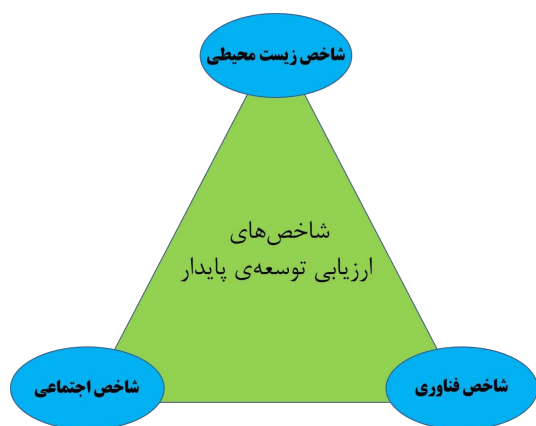
توسعه پایدار سوخت های مورد استفاده در موتورهای ۳-۱-۱- شاخص های زیست محیطی

دیزلی و در نتیجه توسعه سوخت های اقتصادی و سازگار با محیط زیست دانست. شاخص های دسته زیست محیطی به ارزیابی

فعالیت های انسانی (که می تواند محلی، منطقه ای یا ملی باشد) و تأثیر آن ها بر اکوسیستم جهانی کمک می کند.

۲- روش ارزیابی توسعه پایدار

تحلیل توسعه پایدار، یک روش کیفی- کمی است که به منظور ارزیابی پایایی سیستم های مبتنی بر انرژی استفاده می شود. این روش اولین بار توسط نیرمال^۱ و همکاران ارائه شده است [۱۳]. هدف استفاده از این روش، ارزیابی، مقایسه و بهبود سیستم های انرژی برای کاهش آلاینده های زیست محیطی و حرکت به سمت توسعه پایدار است. این روش ارزیابی، شامل سه دسته شاخص زیست محیطی، اجتماعی و فناوری و ۱۰ شاخص در هر دسته است. هر شاخص معیاری برای تحلیل توسعه پایدار موضوع مسئله در آن حوزه است. انتخاب و گروه بندی معیارها بر اساس اطلاعات ارائه شده در پیشینه پژوهش و استدلال و داوری است. امتیازدهی هر شاخص به صورت عددی بین ۰ و ۱ است. به طوری که عدد ۱ نشانگر بیشترین میزان پایایی، و عدد ۰ نشانگر کمترین میزان پایایی در آن شاخص است. در شکل ۱ سه شاخص اصلی و موضوعات مرتبط با آن ها نشان داده شده است. شاخص های زیست محیطی نشانگر میزان سازگاری فرآیند مورد بررسی با معیارهای محیط زیستی می باشد. این شاخص با



شکل ۱: شاخص های ارزیابی توسعه پایدار و حوزه های مرتبط.

وجود دارد. از طرفی با توجه به منابع تجدیدپذیر، فراوانی نسبی و امکان ایجاد تحولات قابل توجه در چرخه تولید بیودیزل، این سوخت حائز کسب بیشترین امتیاز می‌شود [۱۸-۱۶].

۵- شاخص نرخ ماده^۴: این شاخص میزان اثربخشی و راندمان یک واحد محصول را معرفی می‌کند. به عنوان مثال، گازوئیل با توجه به خواص شیمیایی و ارزش بالای حرارتی خود، حائز کسب بیشترین امتیاز می‌شود که از طرفی این خاصیت در سوخت بیودیزل و هیدروژن کمتر است [۱۴ و ۱۳].

۶- شاخص نرخ انرژی: این شاخص میزان تولید انرژی و راندمان حرارتی یک عنصر را نشان می‌دهد. این شاخص میزان چگالی انرژی و یا میزان انرژی موجود در واحد حجم هر عنصر را اندازه‌گیری می‌کند. به عنوان مثال، فرآورده‌های احتراق به دلیل سرعت بالاتر واکنش شیمیایی، میزان انرژی بسیار بالایی را نسبت به سایر فرآورده‌های دیگر دارند. در نتیجه گازوئیل امتیاز بیشتری را به نسبت دو سوخت دیگر کسب می‌کند [۱۴ و ۱۳].

۷- شاخص نرخ آلاینده‌گی: این شاخص میزان تولید آلاینده‌گی‌های زیست محیطی مرتبط با یک عنصر را نشان می‌دهد. به عنوان مثال، در هنگام احتراق سوخت دیزلی، آلاینده‌های زیادی از جمله Hc و NOx ، Co_2 ، Co تولید می‌گردند که موجب افزایش گازهای گلخانه‌ای و افزایش دمای کره زمین می‌شوند. از طرفی حاصل فرآیند احتراق سوخت هیدروژن تنها بخار آب است. به این ترتیب سوخت هیدروژن امتیاز بیشتری را در این شاخص کسب می‌کند [۲۱ و ۱۳].

۸- شاخص مکان^۵: این شاخص نشان دهنده میزان فاصله مکانی منبع تولید یک عنصر یا فرآیند تا محل

در مقابل سوخت‌های هیدروژن و بیودیزل فاقد این ویژگی هستند. از این‌رو گازوئیل بیشترین امتیاز در این شاخص را کسب می‌نماید [۱۳-۱۵].

۲- شاخص قابلیت سازواری^۱: این شاخص نشان دهنده میزان سهولت دستیابی و پردازش یک عنصر است. به طوری که فرآیند تولید یک سوخت دارای پیچیدگی، هزینه و پتانسیل تولید زباله کمتری باشد. به عنوان مثال با توجه به فرآورده‌های پیچیده، طولانی و هزینه‌بر استخراج و پالایش نفت، سوخت دیزل در این شاخص، امتیاز کمتری به نسبت دو سوخت دیگر کسب می‌کند. در مقابل تولید و پالایش زیست توده‌ها^۲ مقرون به صرفه و دارای پیچیدگی کمتری است [۱۴ و ۱۳].

۳- شاخص ظرفیت زیست محیطی: این شاخص میزان ظرفیت زیست محیطی یک عنصر و یا مدت زمان تأمین پایدار یک عنصر توسط اکوسیستم جهانی (بدون ایجاد عدم تعادل قابل توجه در اکوسیستم) را نشان می‌دهد. به عنوان مثال، با توجه به تجدیدناپذیر بودن سوخت‌های فسیلی و رو به اتمام بودن آن‌ها، سوخت دیزل دارای ظرفیت زیست محیطی کمتر و در نتیجه دارای امتیاز کمتری در این بخش می‌باشد. از طرفی با توجه به تجدیدپذیر بودن منابع تولید سوخت‌های بیودیزل و هیدروژن و فراوانی نسبی آن‌ها در سطح کره زمین، این سوخت‌ها حائز کسب امتیاز بیشتری می‌شوند [۱۵ و ۱۴].

۴- شاخص بازه زمانی^۳: این شاخص نشان دهنده میزان بلوغ یا سطح جایگاه تثبیت شده یک عنصر در بازار جهانی است. به عنوان مثال، سوخت‌های فسیلی به عنوان یک محصول تجاری، دوران بلوغ خود را طی کرده و به دلیل رو به پایان بودن منابع آن در جهان، از این پس رو به افول است. لذا امکان ایجاد تحولات نوآورانه در آن کمتر

۱ Adaptability

۲ Biomasses

۳ Time Line

۴ Material Rate

۵ Location

جدول ۱: شاخص های زیست محیطی و میزان امتیاز هر سوخت.

شاخص ها	دیزل	بیودیزل	هیدروژن
دسترسی	۰/۸۵	۰/۶۰	۰/۵۵
سازواری	۰/۳۰	۰/۷۰	۰/۶۵
ظرفیت زیست محیطی	۰/۳۰	۰/۸۵	۰/۷۵
بازه زمانی	۰/۲۵	۰/۷۵	۰/۷۰
نرخ ماده	۰/۷۵	۰/۵۵	۰/۵۰
نرخ انرژی	۰/۷۰	۰/۵۵	۰/۵۰
نرخ آلاینده گی	۰/۱۵	۰/۸۰	۰/۹۰
مکان	۰/۴۰	۰/۵۰	۰/۷۵
بالانس اکولوژیکی	۰/۰۵	۰/۸۰	۰/۸۵
تحمل	۰/۴۵	۰/۶۵	۰/۷۵
جمع کل	۰/۴۲	۰/۶۷	۰/۶۹

۳-۱-۲- شاخص های اجتماعی

شاخص های اجتماعی به ارزیابی میزان تأثیر فعالیت های بشری بر موضوعات اجتماعی و جامعه شناختی کمک می کند. هر جامعه به طور مستقیم یا غیرمستقیم در معرض نتایج ناشی از فعالیت های صنعتی قرار دارد. این شاخص ها موجب جلوگیری از ایجاد اثرات نامطلوب بر اجتماع خواهند شد [۱۳]. در زیر به تشریح هر یک از این شاخص ها پرداخته شده است.

۱- شاخص اقتصاد: این شاخص نشان دهنده میزان منافع اقتصادی و مالی یک عنصر در جامعه است. به عنوان مثال، استخراج و پالایش نفت به عنوان یک ذخیره ملی، برای کشورهای دارای منابع نفتی یک درآمد قابل توجه به حساب می آید و بر رشد اقتصادی آن ها موثر است. از طرفی با توجه به نوظهور بودن و کمبود زیرساخت های لازم برای تولید و پالایش سوخت های پاک، می توان نتیجه گرفت که در حال حاضر سوخت های فسیلی از لحاظ اقتصادی و درآمدزایی رتبه بالاتری را دارند [۱۳ و ۲۶].

۲- شاخص سیاست: سیاست ها و ضوابط اجرایی

پالایش یا توزیع آن است. به طوری که اگر منبع تولید عناصر از محل پالایش یا توزیع آن دور باشد، هزینه های حمل و نقل و تامین و نگهداری آن افزایش می یابد. به این ترتیب، سوخت هیدروژن به دلیل نزدیکی محل تولید با پالایش آن حائز کسب امتیاز بیشتری می شود [۱۴ و ۱۳].

۹- شاخص بالانس اکولوژیکی: این شاخص میزان تأثیر یک عنصر در ایجاد عدم تعادل اکوسیستمی را نشان می دهد. این شاخص همچنین میزان قابلیت بازیافت یا استفاده مجدد از یک عنصر را نیز نشان می دهد. به عنوان مثال، استخراج سوخت های فسیلی از اعماق زمین موجب ایجاد مشکلاتی از جمله رانش و نشست زمین و همچنین تخریب زیست بوم جانوران آن منطقه می گردد. همچنین در فاز استفاده از این سوخت نیز آلاینده های زیست محیطی فراوانی تولید می شوند که تأثیر مخربی بر تعادل اکوسیستم جهانی دارند. بنابراین سوخت دیزل حائز کسب کمترین امتیاز و سوخت هیدروژن (به دلیل عدم ایجاد آلاینده گی و آسیب های زیست محیطی) بیشترین امتیاز را کسب می نماید [۲۳-۲۲ و ۱۳].

۱۰- شاخص تحمل^۱: این شاخص میزان تعمیر و نگهداری تجهیزات و زیرساخت های مرتبط با یک عنصر را نشان می دهد. عناصری که نیاز به تعمیر و نگهداری کمتری داشته باشند دارای امتیاز بالاتری خواهند بود. به عنوان مثال سوخت های فسیلی متناسب با تاسیسات و زیرساخت های زیادی که در هنگام استخراج و پالایش دارند، به نسبت دو سوخت دیگر، نیاز به تعمیر و نگهداری بیشتری نیز دارند. به این ترتیب گازوئیل کمترین امتیاز در این شاخص را کسب می کند [۲۵-۲۴ و ۱۳]. در جدول ۱ شاخص های زیست محیطی و میزان امتیاز هر یک از آن ها شرح داده شده است.

یک فرآیند، امری مهم است. اگر عملکرد فرآورده‌های یک عنصر از نظر محیط زیستی خوش خیم باشند امتیاز بالاتری را کسب خواهند کرد و بالعکس. به عنوان مثال، تبدیل CO₂ به بیودیزل با استفاده از نور خورشید یا مواد مغذی از نظر زیست محیطی بسیار خوب است زیرا نه تنها CO₂ از بین می‌رود بلکه سوختی پاک نیز تولید می‌شود. همچنین تولید هیدروژن از زباله کارخانه‌های محصولات شیمیایی موجب عدم رهاسازی این زباله‌ها در طبیعت و همچنین تولید سوختی پاک نیز می‌شود. بنابراین تولید و استفاده از سوخت‌های بیودیزل و هیدروژن تقریباً عاری از مخاطرات زیست محیطی و منطبق بر ارزش‌های محیط زیستی می‌باشد [۲۹].

۶- شاخص استاندارد زندگی^۱: میزان تأثیر یک عنصر یا فرایند بر استانداردهای زندگی انسان، با تمرکز بر نیازهای اساسی مانند خوراک، پوشاک و مسکن شاخصی مهم است. اگر یک عنصر یا فرایند موجب افزایش استانداردهای زندگی انسان بشود، حائز کسب امتیاز بالاتری خواهد شد و بالعکس. به عنوان مثال، گازوئیل به دلیل دارا بودن چگالی انرژی بالاتر، در حال حاضر می‌تواند خدمات بیشتری را در مقایسه با زیست توده به سیستم‌های حمل و نقل و تولید انرژی ارائه دهد و از این طریق استانداردهای اساسی زندگی بشر را به خوبی تامین کند. هر چند که ممکن است این زنجیره تامین پایدار نباشد [۳۰ و ۳۱].

۷- شاخص رفاه انسانی^۲: این شاخص نشان دهنده تأثیر یک عنصر یا فرآیند بر راحتی انسان (افزایش رفاه زندگی و آسایش فراتر از نیازهای اساسی) است. هرچه یک عنصر یا فرایند در فراهم آوردن آسایش‌های انسانی موثرتر باشد، حائز کسب امتیاز بیشتری می‌شود. میزان امتیاز این شاخص نیز مشابه شاخص قبلی است [۳۱ و ۳۲].

۸- شاخص قابلیت توسعه: این شاخص نشان‌دهنده میزان پتانسیل رشد و توسعه یک عنصر یا فرآیند در

دولت‌ها بر میزان در دسترس بودن یک عنصر یا فرآیند تأثیر می‌گذارد. به‌طوری که با پشتیبانی و حمایت قوانین دولتی می‌توان شاهد رشد و توسعه تولید یک محصول بود. ملاک این حمایت و پشتیبانی، پیشرفت‌های فناورانه و پایداری زیست محیطی و اقتصادی یک فرآیند است. به عنوان مثال، ابتکار دولت برای افزایش بودجه تحقیقاتی در زمینه سوخت‌های پاک، به بهبود پایداری و چابک‌تر شدن فرآیند تولید و توزیع سوخت بیودیزل و هیدروژن کمک می‌کند [۲۷ و ۱۳].

۳- شاخص منابع انسانی: میزان به کارگیری مستقیم نیروی انسانی در تولید و توزیع یک عنصر یا فرآیند، در ایجاد اشتغال و در نتیجه منافع اقتصادی برای جامعه، تأثیرگذار است. به عنوان مثال، با توجه به تولید روزانه میزان قابل توجهی از نفت خام و سپس پالایش و توزیع آن، افراد زیادی در سراسر دنیا در این صنعت فعال هستند. از طرفی با توجه به نوظهور بودن و کمبود زیرساخت لازم برای تولید و پالایش سوخت‌های پاک، می‌توان نتیجه گرفت که در حال حاضر سوخت فسیلی ضریب اشتغال‌زایی بالاتری را دارد [۲۷ و ۱۳].

۴- شاخص افکار عمومی: ماهیت افکار عمومی در مورد نحوه عملکرد یک عنصر یا فرآیند، فاکتوری تأثیرگذار است. اگر اکثریت جامعه نظر مثبتی راجع به یک عنصر یا فرآیند داشته باشند به آن عنصر امتیاز بالاتری تعلق می‌گیرد. به عنوان مثال، انتشار آلاینده‌های خطرناک زیست محیطی در هنگام تولید سوخت‌های فسیلی و همچنین آثار تخریب گونه آن بر زیست بوم جهانی، عاملی برای کاهش محبوبیت سوخت دیزل در افکار عمومی شده است. به این ترتیب مردم خواهان جایگزینی سوخت‌های فسیلی با سوخت‌های پاک هستند [۲۸ و ۱۳].

۵- شاخص رسالت زیست محیطی: انتظارات اجتماعی در مورد تعهدات و سازگاری زیست محیطی یک عنصر یا

^۱ Living standard

^۲ Human convenience

یک از آن‌ها شرح داده شده است.

جدول ۲: شاخص‌های اجتماعی و میزان امتیاز هر سوخت.

شاخص‌ها	دیزل	بیودیزل	هیدروژن
اقتصاد	۰/۸۰	۰/۶۵	۰/۶۰
سیاست	۰/۵۵	۰/۷۵	۰/۷۵
منابع انسانی	۰/۷۵	۰/۶۰	۰/۵۵
افکار عمومی	۰/۲۰	۰/۷۵	۰/۷۵
رسالت زیست محیطی	۰/۲۵	۰/۷۵	۰/۷۵
استاندارد زندگی	۰/۷۵	۰/۵۰	۰/۴۵
رفاه انسانی	۰/۷۵	۰/۵۵	۰/۵۵
قابلیت توسعه	۰/۳۵	۰/۸۰	۰/۸۵
میزان تقاضا	۰/۷۵	۰/۵۰	۰/۴۰
لابی‌گری	۰/۹۰	۰/۵۰	۰/۴۰
جمع کل	۰/۶۰	۰/۶۳	۰/۶۰

۳-۱-۳ شاخص‌های فناوری

شاخص‌های فناوری به ارزیابی جنبه‌های مرتبط با فناوری یک عنصر یا فرآیند کمک می‌کنند. این شاخص‌ها توانایی‌های فنی و تخصصی هر عنصر را با در نظر گرفتن محدودیت‌های زیست‌محیطی، قابلیت تجاری‌سازی و پیشرفت‌های بالقوه ارزیابی می‌کند [۱۳]. در زیر به تشریح هر یک از این شاخص‌ها پرداخته شده است.

۱- شاخص مصرف انرژی: این شاخص نشان دهنده میزان مصرف انرژی یک عنصر در هنگام تولید و بهره‌برداری از آن است. هر چه فرآیند تولید و توزیع یک عنصر به انرژی کمتری نیاز داشته باشد حائز کسب امتیاز بیشتری می‌گردد. به عنوان مثال، فرآیند استخراج و پالایش سوخت‌های فسیلی دارای راندمان و اثربخشی پایین‌تری نسبت به سوخت هیدروژن می‌باشد. به این ترتیب تولید یک لیتر سوخت دیزل نیازمند صرف ۳۳ مگا ژول انرژی است، در حالی که برای تولید همین میزان

گذر زمان می‌باشد. بدین ترتیب عناصری که قابلیت رشد و توسعه بیشتری را دارند حائز کسب امتیاز بیشتری می‌شوند. به عنوان مثال، با توجه به ماهیت آلاینده‌سازی سوخت‌های فسیلی و همچنین رو به اتمام منابع تولید آن‌ها، دیگر قابلیت توسعه و سازگاری قابل توجهی را نداشته و به عبارتی در دوران کهن سالی به سر می‌برند. اما از طرف دیگر سوخت‌های پاک (از جمله بیودیزل و هیدروژن) دارای منابع تجدید پذیر و عدم آلاینده‌گی زیست محیطی می‌باشند. بنابراین تحقیقات بسیار زیادی بر روی بهینه‌سازی و تجاری‌سازی این سوخت‌ها در حال انجام است و آینده بسیار درخشانی برای این سوخت‌ها پیش‌بینی می‌شود [۱۳ و ۳۳].

۹- شاخص میزان تقاضا: این شاخص نشان‌دهنده میزان تقاضا برای استفاده از یک عنصر یا فرآیند می‌باشد. به عنوان مثال، با توجه به فراوانی نسبی و قیمت ارزان سوخت‌های فسیلی، در حال حاضر در بیشتر صنایع شاهد استفاده از این سوخت هستیم. البته این شاخص در زمان حال سنجیده می‌شود و ممکن است در آینده متفاوت باشد [۳۴ و ۳۵].

۱۰- شاخص لابی‌گری^۱: این شاخص نشان‌دهنده میزان تاثیر فشار خارجی بر تولید یک عنصر یا فرآیند، از طریق لابی‌های سیاسی و اقتصادی است. اگر یک عنصر دارای لابی مؤثر و تاثیر گذار باشد، حائز کسب امتیاز بیشتری می‌شود. به عنوان مثال، صنعت تولید سوخت‌های فسیلی، دارای تاسیسات بسیار عظیم و شرکت‌های سرمایه‌گذاری بسیار بزرگی در سراسر دنیا می‌باشد. از این‌رو مفید یا مضر بودن تولید این سوخت‌ها در بیشتر مواقع در هاله‌ای از ابهام قرار دارد. لابی‌های قدرتمند حاضر به چشم پوشی از سود قابل توجه خود نیستند و با استفاده از ابزارهای تبلیغاتی، معایب و تاثیرات مخرب سوخت‌های فسیلی بر محیط زیست را توجیه و به کار خود ادامه می‌دهند [۳۰ و ۲۹]. در جدول ۲ شاخص‌های اجتماعی و میزان امتیاز هر

می‌کنند. به عنوان مثال، از سال ۱۹۹۰ تا کنون بیش از هزاران پروژه تحقیقاتی بر روی بهینه‌سازی و تجاری‌سازی سوخت‌های پاک و جایگزینی آن‌ها با سوخت‌های فسیلی اجرا شده است [۳۹-۳۸ و ۱۳].

۶- شاخص اثبات^۱: این شاخص نشان دهنده میزان محقق شدن تحقیقات نظری در مورد یک فرآیند یا عنصر است. از اینرو عناصری که بیشترین آمار تبدیل فرضیات و تحقیقات به عمل را دارند، حائز کسب امتیاز بیشتری می‌شوند. به عنوان مثال، از سال ۱۹۹۰ تا ۲۰۱۹ بیش از هزار مورد پروژه تحقیقاتی بر روی تجاری‌سازی سوخت‌های پاک انجام شده است که بخش عظیمی از آن نتیجه‌بخش بوده و در عمل به کارگیری شده است [۳۹-۳۸ و ۱۳].

۷- شاخص تجاری‌سازی: این شاخص نشان دهنده میزان پتانسیل و قابلیت تجاری‌سازی یک فرایند یا عناصر را نشان می‌دهد. به این ترتیب عناصری که ظهور موفق‌تری در بازار تجاری داشته‌اند حائز کسب امتیاز بالاتری می‌شوند. به عنوان مثال، سوخت‌های پاک اولین بار در سال ۱۹۹۲ مورد استفاده قرار گرفتند. از آن سال تاکنون بیودیزل‌ها و سوخت‌های هیدروژنی رشد فراوانی داشته و در روش‌های تولید و پالایش خود پیشرفت‌های چشمگیری داشته‌اند [۴۰ و ۱۳].

۸- شاخص تاثیر^۲: این شاخص نشان دهنده میزان تاثیر تحقیقات و نوآوری‌های مرتبط با یک عنصر در زمینه کاهش آلاینده‌گی و انرژی مصرفی آن عنصر است. بنابراین عناصری که باز طراحی و بهینه‌سازی آنان بر میزان آلاینده‌گی و انرژی مصرفی‌شان موثر است حائز کسب امتیاز بیشتری می‌شوند. به‌طور مثال باز طراحی و بهینه‌سازی فرآیند تولید سوخت هیدروژن، می‌تواند نرخ تولید این سوخت را افزایش دهد [۴۱ و ۴۰].

سوخت هیدروژن، تنها ۱۰ مگاژول انرژی مصرف می‌شود [۳۷ و ۳۶].

۲- شاخص اگزرژی: این شاخص نشان دهنده نرخ اگزرژی نسبی یک عنصر یا فرآیند با توجه به سیستم و محیط کاری آن فرآیند است. به عنوان مثال، فرآیند احتراق نسبت به گاززدایی از میزان اگزرژی بالاتری برخوردار است. بنابراین گازوئیل حائز کسب امتیاز بالاتری در این شاخص می‌شود [۲۰ و ۱۴ و ۱۳].

۳- شاخص راندمان: این شاخص نشان دهنده میزان راندمان و کارایی (نسبت ورودی به خروجی، با توجه به انرژی و اگزرژی) یک عنصر یا فرآیند است. به‌طوری که عناصر دارای راندمان بالاتر، امتیاز بیشتری را کسب می‌کنند. به عنوان مثال، یک لیتر سوخت فسیلی قابلیت تولید ۳ کیلو وات توان در موتور را دارد، در صورتی که یک لیتر بیودیزل و هیدروژن به ترتیب ۱،۳ و ۰،۹۵ کیلو وات توان ایجاد می‌کنند [۲۰ و ۱۴ و ۱۳].

۴- شاخص طراحی: این شاخص نشان دهنده تأثیر طراحی یک فرآیند یا عنصر بر عملکرد پایدار آن است. عناصری که طراحی و باز طراحی آن‌ها موجب افزایش پایداری و سازگاری‌شان می‌شود حائز کسب امتیاز بیشتری می‌شوند. به عنوان مثال، با توجه به ماهیت سوخت‌های فسیلی و رو به اتمام بودن آن‌ها، دیگر تحقیقات و پژوهش قابل توجهی بر روی این سوخت‌ها اجرا نمی‌گردد. از طرفی با توجه به عدم آلاینده‌گی و تجدیدپذیر بودن نسبی منابع تولید سوخت‌های بیودیزل و هیدروژن، این سوخت‌ها قابلیت طراحی پایداری را دارند و امتیاز بیشتری را در این بخش کسب می‌کنند [۳۹-۳۸ و ۱۳].

۵- شاخص تحقیق: این شاخص نشان دهنده میزان تحقیقات اجرا شده بر روی یک فرآیند یا عنصر است. به‌طوری که عناصر دارای پتانسیل پایداری، تحقیقات بیشتری را به خود اختصاص داده و امتیاز بیشتری را کسب

^۱ Demonstration

^۲ Impact

۹- شاخص تکامل: این شاخص نشان دهنده ظرفیت توسعه فناوریانه یک محصول به منظور بهبود سازگاری و رشد و ارتقاء آن در بازار جهانی است. به طور مثال، با توجه به مشکلات امروزه آلودگی هوا در کلان شهرهای دنیا، موضوع کاهش آلاینده های زیست محیطی به اصلی مهم تبدیل گشته است. به این ترتیب محققان و پژوهشگران در سراسر دنیا به دنبال ارتقاء و تکمیل زنجیره تولید و توزیع سوخت های پاک هستند [۴۱- ۴۰ و ۱۳].

۱۰- شاخص محدودیت های زیست محیطی: این شاخص نشان دهنده میزان محدودیت های محیط زیستی یک عنصر یا فرآیند بر روی کره زمین است. به طوری که پایداری یک عنصر تا حد زیادی به میزان منابع در دسترس آن عنصر بستگی دارد. به طور مثال برآورد می شود که منابع سوخت های فسیلی در بیشتر کشورهای دنیا تا ۵۰ سال دیگر به پایان خواهد رسید. بنابراین ضروری است که برای جلوگیری از تعطیلی بسیاری از صنایع بایستی به دنبال تولید سوخت از منابع تجدیدپذیر باشیم. سوخت های بیودیزل و هیدروژن راه حل مناسبی برای این امر می باشند [۱۷ و ۱۴ و ۱۳]. در جدول ۳ شاخص های تکنولوژیکی و میزان امتیاز هر یک از آنها شرح داده شده است.

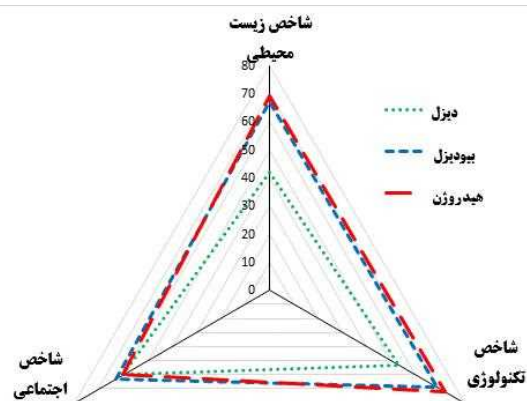
جدول ۳: شاخص های فناوری و میزان امتیاز هر سوخت.

شاخص ها	دیزل	بیودیزل	هیدروژن
مصرف انرژی	۰/۴۰	۰/۶۵	۰/۷۵
اگرزری	۰/۷۵	۰/۵۵	۰/۵۰
راندمان	۰/۷۰	۰/۵۵	۰/۵۰
طراحی	۰/۵۰	۰/۷۵	۰/۷۵
تحقیق	۰/۴۵	۰/۷۵	۰/۸۰
اثبات	۰/۴۵	۰/۶۵	۰/۶۵
تجاری سازی	۰/۵۵	۰/۷۵	۰/۸۵
تاثیر	۰/۵۰	۰/۷۰	۰/۷۵
تکامل	۰/۵۵	۰/۷۵	۰/۵۸
محدودیت ها زیست محیطی	۰/۴۵	۰/۸۵	۰/۸۰
جمع کل	۰/۵۳	۰/۶۹	۰/۷۲

در شکل ۲ نمودار تحلیل توسعه ای پایدار سه سوخت رسم شده است. همان طور که مشاهده می شود، سوخت دیزل به طور میانگین کمترین امتیاز را کسب نموده است. از طرفی سوخت بیودیزل صرفاً در شاخص اجتماعی به نسبت دو سوخت دیگر حائز کسب بیشترین امتیاز گردیده است. بنابراین به طور متوسط، در هر سه شاخص پایداری سوخت هیدروژن بیشترین امتیاز و در نتیجه بیشترین سازگاری با معیارهای توسعه ای پایدار را دارا است. البته باید به این موضوع توجه نمود که چرخه عمر هر سوخت از دیدگاه های متنوعی مورد بررسی قرار گرفته است. لذا ممکن است هر سوخت در موردی خاص برتری نسبی به سوخت دیگر داشته باشد. اما به طور کلی و از دیدگاه هر ۳۰ شاخص توسعه پایدار می توان گفت که سوخت هیدروژن دارای بیشترین ضریب پایداری است.

۴- نتیجه گیری

امروزه شاهد روند صعودی شاخص های آلودگی هوا و بحران انرژی می باشیم. این روند با گذر زمان نه تنها بهبود پیدا نمی کند، بلکه افزایش نیز می یابد. تولید و



شکل ۲: شاخص های ارزیابی توسعه ای پایدار برای سه سوخت دیزل، بیودیزل و هیدروژن.

- [2] Ahmed A, Al-Amin A. Q, Ambrose A. F, & Saidur R. Hydrogen fuel and transport system: A sustainable and environmental future. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2016, 41(3), 1369-1380.
- [3] Chandran D, Khalid M, Raviadaran R., Lau H. L, Liang Yung C., Kanesan D, & Salim, M. Sustainability of water in diesel emulsion fuel: An assessment of its corrosion behaviour towards copper. *Journal of Cleaner Production*, 2019, 220, 1005-1013.
- [4] Das S, Kashyap D, Kalita P, Kulkarni V, & Itaya Y, Clean gaseous fuel application in diesel engine: A sustainable option for rural electrification in India. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020, 117, 109485.
- [5] Sarıkoç S, Örs İ., & Ünal S. An experimental study on energy-exergy analysis and sustainability index in a diesel engine with direct injection diesel-biodiesel-butanol fuel blends. *Fuel*, 2020, 268, 117321.
- [6] Amid S, Aghbashlo M, Tabatabaei M, Hajiahmad A, Najafi B, Ghaziaskar H. S, Raštegari H, Hosseinzadeh-Bandbafha H, & Mohammadi P, Effects of waste-derived ethylene glycol diacetate as a novel oxygenated additive on performance and emission characteristics of a diesel engine fueled with diesel/biodiesel blends, *Energy Conversion and Management*, 2020, 203, 112245.
- [7] Sharma A, Singh Y, Singh N. K, & Singla A. Sustainability of jojoba biodiesel/diesel blends for DI diesel engine applications- taguchi and response surface methodology concept, *Industrial Crops and Products*, 2019, 139, 111587.
- [8] Hannach M, Ahmadi E. P, Guzman L, Pickup S, & Kjeang E, Life cycle assessment of hydrogen and diesel dual-fuel class 8 heavy duty trucks, *International Journal of Hydrogen Energy*, 2019, 44(16), 8575-8584.
- [9] Nanaki E. A, & Koroneos C. J, Comparative LCA of the use of biodiesel, diesel and gasoline for transportation. *Journal of Cleaner Production*, 2012, 20(1), 14-19.
- [10] Dincer I, & Rosen M. A, Sustainability aspects of hydrogen and fuel cell systems, *Energy for Sustainable Development*, 2011, 15(2), 137-146.
- [11] Clauser N. M, González G, Mendieta C. M, & Vallejos M. E, Biomass Waste as Sustainable Raw Material for Energy and Fuels, *Journal of Sustainability*, 2021, 13, 794.
- [12] Acar C & Dincer I, The potential role of hydrogen as a

استفاده از سوخت‌های فسیلی به عنوان مهم‌ترین منبع تولید آلاینده‌های زیست محیطی موجب اختلال در بالانس اکولوژیکی گردیده است. از طرفی تولید سوخت از منابع تجدیدناپذیر، موجب ایجاد نگرانی‌هایی در خصوص تامین پایدار منابع انرژی مورد نیاز صنایع مختلف از جمله صنعت حمل و نقل شده است. به این ترتیب جایگزینی سوخت‌های فسیلی با سوختی پاک و پایدار ضروری است. در این تحقیق با استفاده از ابزار پایایی که ابزاری سودمند برای مقایسه و بهبود سیستم‌های مبتنی بر انرژی است، به بررسی و مقایسه میزان سازگاری سه سوخت دیزل، بیودیزل و هیدروژن با معیارهای توسعه‌ی پایدار پرداخته شد. نتایج این تحقیق نشان داد که سوخت دیزل دارای ارزش حرارتی و اگزرژی بالاتری نسبت به سوخت‌های پاک است. همچنین دارای قابلیت دسترسی و به کارگیری منابع انسانی بالایی است. از طرفی بیودیزل و هیدروژن بر خلاف سوخت دیزل، عاری از آلاینده‌ی زیست محیطی و دارای منابع تجدیدپذیر هستند. بنابراین در شاخص‌های زیست محیطی و اجتماعی دارای بیشترین سازگاری با معیارهای توسعه‌ی پایدار هستند. از طرفی سوخت‌های پاک می‌توانند به جدال سیاسی و لابی‌های موجود در صنعت سوخت فسیلی تا حد زیادی پایان دهند. در نهایت با توجه به توسعه و بهینه‌سازی سیستم‌های استخراج، فرآوری و توزیع سوخت‌های پاک، در آینده نزدیک شاهد جایگزینی نسبی این سوخت‌ها با سوخت فسیلی خواهیم بود. نتیجه این جایگزینی به‌طور قابل توجهی بر کاهش آلاینده‌های زیست محیطی و انتشارات سمی، بهبود وضع آب و هوایی و افزایش تامین و توسعه پایدار انرژی مورد نیاز در صنعت حمل و نقل موثر است.

۵- مراجع

- [1] Acar C, & Dincer I, The potential role of hydrogen as a sustainable transportation fuel to combat global warming. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, 45(5), 3396-3406.

and exhaust gas recirculation (EGR), *Applied Thermal Engineering*, 2017, 113, 1505-1513.

[23] Hosseinzadeh-Bandbafha, H., Tabatabaei, M., Aghbashlo M, Khanali M, Khalife E, RoodbarShojaei T, & Mohammadi P, Consolidating emission indices of a diesel engine powered by carbon nanoparticle-doped diesel/biodiesel emulsion fuels using life cycle assessment framework, *Fuel*, 2020, 267, 117296.

[24] Shulga R. N, Petrov A. Y, & Putilova I.V, The Arctic: Ecology and hydrogen energy, *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, 45(11), 7185-7198.

[25] Viornery-Portillo E. A, Bravo-Díaz B, & Mena-Cervantes V. Y, Life cycle assessment and emission analysis of waste cooking oil biodiesel blend and fossil diesel used in a power generator, *Fuel*, 2020, 281, 118739.

[26] Rajaeifar M. A, Tabatabaei M, Aghbashlo, M, Hemayati S. S, & Heijungs R, Biodiesel production and consumption: life cycle assessment (LCA) approach, 2019, India: Springer.

[27] Shukla S. K, & Rathore P. K, Production of biodiesel and its application in engines, 2020, India: Elsevier.

[28] Karagoz M, Uysal C, Agbulut U, & Saridemir S, Energy, exergy, economic and sustainability assessments of a compression ignition diesel engine fueled with tire pyrolytic oil–diesel blends, *Journal of Cleaner Production*, 2020, 264, 121724.

[29] Lin J, Gaustad G, & Trabold T. A, Profit and policy implications of producing biodiesel–ethanol–diesel fuel blends to specification, *Applied Energy*, 2013, 104, 936-944.

[30] Mintz-Habib N, Malaysian biofuels industry experience: a socio-political analysis of the commercial environment, *Energy Policy*, 2013, 56, 88-100.

[31] Järvensivu P, A post-fossil fuel transition experiment: Exploring cultural dimensions from a practice-theoretical perspective, *Journal of Cleaner Production*, 2017, 169, 143-151.

[32] Sharma P, & Kolhe M. L, Review of sustainable solar hydrogen production using photon fuel on artificial leaf, *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017, 42(36), 22704-22712.

[33] Cetinkaya E, Dincer I, & Naterer G. F, Life cycle

sustainable transportation fuel to combat global warming, *International Journal of Hydrogen Energy*, 2018, 45 (2), 3396-3406.

[13] Gnanapragasam N. V, Reddy B. V, & Rosen M. A. A methodology for assessing the sustainability of hydrogen production from solid fuels, *Sustainability*, 2010, 2(6), 1472-1491.

[14] Furuhoft E, Life cycle assessment of gasoline and diesel, *Resources, Conservation and Recycling*, 1995, 14(3), 251-263.

[15] Li T, Liu Z. C, Zhang H. C, & Jiang Q. H, Environmental emissions and energy consumptions assessment of a diesel engine from the life cycle perspective, *Journal of Cleaner Production*, 2013, 53, 7-12.

[16] Schmidt Rivera X. C, Topriska E, Kolokotroni M, & Azapagic A, Environmental sustainability of renewable hydrogen in comparison with conventional cooking fuels, *Journal of Cleaner Production*, 2018, 196, 863-879.

[17] Larnaudie V, Bule M, San K. Y, Vadlani P.V, Mosby J, Elangovan S, Karanjikar M, & Spataro S, Life cycle environmental and cost evaluation of renewable diesel production, 2020, *Fuel*, 279, 118429.

[18] Nordelöf A, Romare M, & Tivander J, Life cycle assessment of city buses powered by electricity, hydrogenated vegetable oil or diesel, *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 2019, 75, 211-222.

[19] Esan A. O, Adeyemi A. D, & Ganesan S, A review on the recent application of dimethyl carbonate in sustainable biodiesel production, *Journal of Cleaner Production*, 2020, 257, 120561.

[20] Hoseinpour M, Sadrnia H, Tabasizadeh M, & Ghobadian B, Energy and exergy analyses of a diesel engine fueled with diesel, biodiesel-diesel blend and gasoline fumigation, *Energy*, 2017, 141, 2408-2420.

[21] Zhao G, & Pedersen A. S, Life Cycle Assessment of Hydrogen Production and Consumption in an Isolated Territory, *Procedia CIRP*, 2018, April, 30, Copenhagen, Denmark.

[22] Depoures M. V, Sathiyagnanam A. P, Rana D, Rajesh Kumar B, & Saravanan S, 1-Hexanol as a sustainable biofuel in DI diesel engines and its effect on combustion and emissions under the influence of injection timing

assessment of various hydrogen production methods, *International Journal of Hydrogen Energy*, 2012, 37(3), 2071-2080.

[34] Halewadimath S. S, Yaliwal V. S, Banapurmath N. R, & Sajjan A. M, Influence of hydrogen enriched producer gas (HPG) on the combustion characteristics of a CRDI diesel engine operated on dual-fuel mode using renewable and sustainable fuels, *Fuel*, 2020, 270, 117575.

[35] Xu C, Paone E, Rodríguez-Padrón D, Luque R, & Mauriello F, Reductive catalytic routes towards sustainable production of hydrogen, fuels and chemicals from biomass derived polyols, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, 127, 109852.

[36] Szymkowicz P. G, & Benajes J, Development of a Diesel Surrogate Fuel Library, *Fuel*, 2018, 222, 21-34.

[37] Borole A. P, & Greig A. L, Life-Cycle Assessment and Systems Analysis of Hydrogen Production, 2019, United States: Elsevier.

[38] Zareei J, & Rohani A, Optimization and study of performance parameters in an engine fueled with hydrogen, *Hydrogen Energy*, 2019, 0360-3199.

[39] Ross M. T, & Murray B. C, What is the fuel of the future? Prospects under the Clean Power Plan, *Energy Economics*, 2016, 60, 451-459.

[40] Sáinz D, Diéguez P. M, Sopena C, Urroz J. C, & Gandía L. M, Conversion of a commercial gasoline vehicle to run bi-fuel (hydrogen-gasoline), *International Journal of Hydrogen Energy*, 2012, 37(2), 1781-1789.

[41] Habibi A, Farahmand S, & Mohammadi M, Convert waste oil into biofuel, *Journal of Technical and Vocational University*, 2018, 44 (4), 67-78.

تحلیل خزش دیسک‌های دوار ضخامت متغیر ویسکو-هایپرالاستیک

فاطمه اشتواد^۱، علی حسنی^{۲*}، شهرزاد رحمانی^۳

۱- کارشناسی ارشد، گروه طراحی جامدات، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل

۲- استادیار، گروه طراحی جامدات، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل

۳- استادیار، گروه مهندسی شیمی، دانشکده مهندسی شیمی، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل

چکیده

در این تحقیق، پدیده خزش دیسک دوار پلیمری با استفاده از مدل ویسکو-هایپرالاستیک ماکسول تعمیم‌یافته مورد بررسی قرار گرفته است. پس از استخراج معادله دیفرانسیل جزئی تعادل لاگرانژی حاکم بر مسئله، تحلیل دیسک دوار با کدنویسی در FlexPDE انجام شد. مدل‌سازی دیسک در ANSYS با کدنویسی در محیط APDL، نشان داد که جابجایی شعاعی و تنش ون-میزز، تطابق بسیار خوبی با نتایج FlexPDE دارند. مزایای کدنویسی FlexPDE نسبت به انسیس از جمله تحلیل یک‌بعدی تنش صفحه‌ای محور متقارن بجای تحلیل دوبعدی، کاهش هزینه محاسباتی، امکان تعریف ضخامت متغیر (بدون کدنویسی اضافی) و نیاز به تعداد المان‌های کمتر در راستای شعاعی برای رسیدن به دقت مناسب (لزوم بکارگیری ۲۰ المان در FlexPDE در مقایسه با ۱۰۰ المان در ANSYS)، می‌باشد. نشان داده شد با گذر زمان و افزایش سرعت زاویه‌ای، جابجایی شعاعی و تنش ون-میزز دیسک دوار ناشی از پدیده خزش، افزایش می‌یابد. مشخص شد که با افزایش سرعت زاویه‌ای و کاهش توان در پروفیل ضخامت، مقدار جابجایی و تنش ون-میزز در یک زمان مشخص، افزایش می‌یابد؛ اما تغییر در سرعت زاویه‌ای (به‌عنوان بار اعمالی) و تغییر در پارامتر (به‌عنوان یک مشخصه هندسی)، تأثیر چندانی در زمان آرامش دیسک دوار ندارد.

واژه‌های کلیدی:

خزش؛ مدل ویسکو-هایپرالاستیک ماکسول تعمیم‌یافته، دیسک دوار پلیمری ضخامت متغیر، ANSYS APDL، FlexPDE

Creep analysis of visco-hyperelastic non-uniform rotating disks

Fatemeh Eshtavad¹, Ali Hassani^{2*}, Shahrzad Rahmani³

1-M.Sc., Department of Solid Design, Faculty of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran

2- Assistant Professor, Department of Solid Design, Faculty of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran

3- Assistant Professor, Department of Chemical Engineering, Faculty of Chemical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran

Abstract

This research investigates the creep phenomenon of a polymeric rotating disk using the generalized Maxwell's visco-hyperelastic model. After extracting the Lagrangian partial differential equation of equilibrium governing the problem, the rotating disk was analyzed by scripting in FlexPDE. The disk modelling in ANSYS with coding in the APDL environment showed that the radial displacement and Von-Mises stress are in excellent agreement with the FlexPDE results. The advantages of FlexPDE over ANSYS include one-dimensional analysis of axisymmetric plane stress instead of two-dimensional analysis, reduction of computational cost, possibility of defining variable thickness (without additional coding) and need for fewer elements in the radial direction to achieve acceptable accuracy (necessity of using 20 elements in FlexPDE compared to 100 elements in ANSYS). It was shown that with the passage of time and the increase in angular velocity, the radial displacement and Von-Mises stress of the rotating disk due to the creep phenomenon increase. It was shown that by increasing the angular velocity and decreasing the power in the thickness profile, the displacement and Von-Mises stress at a specific time increase, but the change in angular velocity (as the applied load) and the change in parameter (as a geometric characteristic) do not have much effect on the relaxation time of the rotating disk.

Keywords

Creep, Generalized Maxwell model of visco-hyperelasticity, Non-uniform polymeric rotating disk, FlexPDE, ANSYS APDL.

۱- مقدمه

بارگذاری مکانیکی و حرارتی به‌طور چشمگیری مورد توجه محققان بوده است.

چادوری و گوپتا [۹]، به تحلیل هایپرالاستیک دیسک دوار توپر و حلقوی ضخامت متغیر با تغییر شکل‌های الاستیک بزرگ در مواد تراکم‌ناپذیر با فرض مدل ساختاری مونی-ریولین پرداختند. آن‌ها نشان دادند سرعت زاویه‌ای مجاز برای یک دیسک توپر با ضخامت متغیر، دو برابر بزرگ‌تر از یک استوانه توپر با ضخامت ثابت است که حول محور خود می‌چرخد. اراسلن و همکاران [۱۰] حل تحلیلی دیسک دوار با تغییرات ضخامت نمایی را با فرض ماده سخت‌شونده‌ی خطی و با استفاده از معیار تسلیم ترسکا ارائه کردند. کردخیلی و همکاران [۱۱] تحلیل حرارتی-کشسان دیسک دوار مدرج تابعی را ارائه کردند. آن‌ها معادله دیفرانسیل حاکم بر مسئله را با استفاده از تقسیم‌بندی مجازی دیسک به حلقه‌های (نوارهای) باریک و در نظر گرفتن شرط پیوستگی لازم بین حلقه‌های مجاور و اعمال شرایط مرزی دیسک دوار، به مجموعه‌ای از معادلات جبری خطی برای تعیین حل حرارتی-کشسان تبدیل کردند. حسنی و همکاران [۶]، حل نیمه دقیق دیسک دوار ضخامت متغیر و مدرج تابعی تحت بارگذاری کشسان-حرارتی را با استفاده از روش‌های تحلیلی هموتوپی لیائو، تجزیه آدومیان و تکرار تغییراتی هی با فرض تنش‌صفحه‌ای حل کردند. نتایج سه روش با نتایج روش عددی رانگ-کوتا، تطابق خوبی داشتند. همچنین حسنی و همکاران [۱۲]، به تحلیل حرارتی-کشسان-مومسان دیسک دوار ضخامت متغیر مدرج تابعی با فرض ماده‌ی الاستیک-سخت شونده‌ی خطی با بکارگیری روش تحلیلی هموتوپی لیائو و روش رانگ-کوتا و المان محدود ANSYS، پرداختند. آن‌ها از توزیع دما به فرم توانی با دمای بیشتر در لبه‌ی خارجی دیسک، استفاده کردند. سلمان‌تهرانی و همکاران [۱۳] بررسی تحلیلی اثرات تغییر چگالی، تنش تسلیم و نسبت شعاع داخلی به خارجی بر الگوی شروع تسلیم استوانه مدرج تابعی دوار

دیسک‌های دوار در صنایع مختلف از جمله هوافضا، پمپ و کمپرسورهای سانتریفیوژ، روتورها [۱]، دیسک ترمز و کلاچ [۲] و توربوجت، توربوپراپ، توربوفن [۳] کاربردهای فراوانی دارند. قرقره‌ها و دیسک‌های ذخیره‌سازی رایانه نیز به‌عنوان نمونه‌هایی از کاربرد اجزای ویسکوالاستیک دیسک دوار در نظر گرفته می‌شوند [۴]. دیسک‌های دوار را از نظر ضخامت به سه دسته ضخامت ثابت، ضخامت متغیر خطی و غیرخطی می‌توان تقسیم کرد [۵]. همچنین با تقسیم‌بندی از نگاه نوع بار وارده، بارهای مکانیکی، حرارتی و ترمومکانیکی را می‌توان در نظر گرفت [۴].

در اکثر کاربردهای دیسک دوار، سرعت دورانی بالا مد نظر است [۶]؛ برای مثال در توربین‌ها، دیسک با سرعت زاویه‌ای زیادی دوران پیدا می‌کند به‌طوری که در توربین فضاپیماها تجربه سرعت صدهزار دور بر دقیقه، امری عادی است که موجب نیروی گریز از مرکز بزرگ و تنش‌های شدیدی در دیسک می‌شود [۷]. از آنجاییکه در شرایط سرعت دورانی یکسان، تنش در دیسک دوار ضخامت متغیر به‌طور قابل توجهی از دیسک دوار ضخامت ثابت کمتر است، عمدتاً از دیسک دوار ضخامت متغیر استفاده می‌شود [۶]. کم بودن وزن دیسک، برای بهبود کارکرد دستگاه در صنایع هوایی و همچنین در نظرگیری هزینه‌های اقتصادی، موجب می‌شود که در طراحی دیسک‌های ضخامت متغیر، بیشترین ضخامت را لبه درگیر داخلی دیسک داشته باشد [۲، ۸]. اعمال پروفیل کاهشی در ضخامت دیسک دوار موجب می‌شود که جرم بیشتر در شعاع کمتر قرار گیرد و در نتیجه منجر به کاهش حداکثر تنش اعمالی به دیسک دوار گردد. کارکرد دیسک در دمای بالا و سرعت دورانی زیاد، منجر به ایجاد تنش‌های مکانیکی و حرارتی قابل توجه در دیسک دوار می‌گردد؛ این در حالیست که دمای بالا موجب افت خواص مکانیکی ماده سازنده دیسک می‌گردد. لذا تحلیل تنش-کرنش دیسک‌های دوار ناشی از

بار مکانیکی ثابت با گذر زمان، و پدیده آرامش تنش، یعنی کاهش تنش سازه تحت تغییر شکل ثابت با گذر زمان، با استفاده از معادلات ساختاری ویسکوالاستیک و ویسکوپلاستیک امکان پذیر است. کارکرد قطعات تحت بارگذاری مکانیکی برای یک دوره‌ی زمانی طولانی، منجر به ایجاد تغییر شکل‌های ناخواسته ناشی از پدیده‌ی خزش در ماده‌ی سازنده قطعات از جمله دیسک‌ها و سیلندرهای دوار می‌گردد که این پدیده، می‌تواند منجر به از دست رفتن کارایی سازه گردد. تلاش‌هایی برای مدل‌سازی پدیده خزش در دیسک و سیلندر دوار در ادبیات به چشم می‌خورد.

فنگ [۱۷]، در بررسی تماس غلتشی دیسک‌های دوار ویسکوالاستیک ضخامت ثابت با فرض کرنش‌های بزرگ و ماده‌ی تراکم‌ناپذیر، با استفاده از معادلات ویسکوالاستیک کریستینسن و فرض نمایی بودن تابع رهايش و حل انتگرال درونی به‌صورت بازگشتی، معادلات حاکم بر مسئله را به‌دست آورد. الام و همکاران [۱۸]، به تحلیل دیسک دوار ضخامت متغیر ویسکوالاستیک پرداختند و به کمک رابطه تنش-کرنش خطی هوکین، نتایج عددی برای جابجایی و تنش شعاعی پروفیل‌های مختلف دیسک را به‌دست آوردند. همچنین، به تحقیق درباره تنش‌ها، در دیسک دوار ضخامت متغیر متحمل پوشش ویسکوالاستیک هم‌محور پرداختند و در ادامه، راهکارهای تحلیلی برای دیسک‌های حلقوی ضخامت متغیر ویسکوالاستیک ارتوتروپیک را ارائه نمودند. گانگولی و همکاران [۱۹]، المان شافت جدیدی را برای دیسک ویسکوالاستیک خطی ضخامت ثابت با کرنش‌های حقیقی پیشنهاد دادند که در آن، مدل ویسکوالاستیک ماکسول-ویچرت متشکل از یک شاخه الاستیک و سه شاخه المان ماکسول، به‌کار رفته است. آن‌ها علاوه بر در نظر گرفتن کرنش و نرخ کرنش الاستیک، یک کرنش اضافی به همراه نرخ آن در نظر گرفته که به‌صورت مجازی، جابجایی دارند و در تحلیل

بر اساس تئوری تغییر شکل‌های کوچک در حالت کرنش صفحه‌ای و بر مبنای معیار تسلیم ترسکا با فرض مدول یانگ، چگالی و تنش تسلیم به‌صورت توابع نمایی را انجام دادند. آن‌ها نشان دادند که پارامترهای هندسی و مادی بر ترتیب تنش‌ها و چگونگی شروع تسلیم، تاثیرگذار است. حسنی و همکاران [۲]، حل تحلیلی و عددی دیسک دوار مدرج تابعی ضخامت متغیر در معرض بار حرارتی و فشار جانبی را با استفاده از تئوری مرتبه اول برشی میندلین ارائه کردند. آن‌ها پس از استخراج معادلات حاکم بر مسئله، با استفاده از روش تحلیلی هموتوپی لیائو، روش تحلیلی تجزیه آد미ان، روش عددی رانگ-کوتا و روش المان محدود انسیس، معادلات دیفرانسیل حاکم بر مسئله را حل کردند و اثرات دما، شاخص درجه‌بندی ماده، سرعت زاویه‌ای و بار جانبی را بر مولفه‌های جابجایی و تنش ارائه داده و بحث نمودند.

استفاده از مدل‌های ساختاری مواد جامد ارائه‌کننده‌ی خواص توأمان الاستیک و ویسکوز، تحت عنوان کلی مواد ویسکوالاستیک، چندین دهه است که توسط محققان شروع شده و در حال گسترش و بهبود به منظور پیش‌بینی بهتر پدیده‌های خزش و آرامش تنش با دقت بیشتر و هزینه محاسباتی کمتر می‌باشد. نمونه‌ای از تلاش برای بهینه‌سازی مدل‌های ساختاری ویسکوالاستیک در سال‌های اخیر، استفاده از معادلات دیفرانسیل کسری به‌جای معادلات دیفرانسیل با مشتقات مرتبه‌ی صحیح می‌باشد (برای مثال [۱۴، ۱۵]). همچنین از مواد دارای خاصیت ویسکوز، به‌دلیل ذات مستهلک‌کنندگی انرژی که دارند در سازه‌های ارتعاشی به عنوان میراکننده در تکیه‌گاه‌ها استفاده می‌شوند که لازمه آن بکارگیری معادلات ساختاری حاکم بر مواد ویسکوالاستیک به‌جای مواد الاستیک می‌باشد (برای مثال بکارگیری ماده‌ی ویسکوالاستیک کلون-ویت تعمیم‌یافته‌ی خطی در [۱۶]). مدل‌سازی پدیده خزش، یعنی تغییر شکل سازه تحت

استحکام تسلیم کمتر در جهات شعاعی و محیطی نسبت به جهت محوری را ارائه دهد، در کاهش تنش‌های ناشی از خزش و نرخ خزش در دیسک دوار در مقایسه با دیسک مدرج تابعی همسانگرد مفید می‌باشد.

برای حل دیسک‌های دوار ضخامت متغیر ویسکوالاستیک در محدوده غیرخطی، به دلیل پیچیدگی معادلات حاکم بر مسئله معمولاً از رویکرد عددی شامل استفاده از نرم‌افزارهای تجاری یا کدنویسی در محیط زبان‌های برنامه‌نویسی استفاده می‌شود. تاکنون، نرم‌افزارهای تجاری ANSYS و Abaqus در این زمینه بیشتر مورد توجه بوده‌اند و تحلیل خزش دیسک دوار ضخامت متغیر ویسکو-هایپروالاستیک با کدنویسی در محیط FlexPDE انجام نشده است. به‌طور کلی یکی از مزایای FlexPDE این است که مدل‌سازی پدیده‌های فیزیکی که در نرم‌افزارهای تجاری نظیر ANSYS و Abaqus المانی برای آنها تعریف نشده است، امکان‌پذیر است. برای مثال، برای تحلیل پدیده تخریب حجمی مواد پلیمری تخریب‌پذیر تراکم‌ناپذیر [۲۵، ۲۶] و تخریب‌پذیر تراکم‌پذیر [۲۷]، هیچ المانی در ANSYS تعریف نشده است و برای تحلیل رفتار مکانیکی پلیمرهای زیست‌تخریب‌پذیر ناشی از کشیدگی (و تحت اثر رطوبت مشخص) به دلیل عدم حضور المان از پیش تعریف‌شده در Abaqus مجبور به کدنویسی در سابروتین UMAT هستیم [۲۸]. همچنین ممکن است که المانی در ANSYS تعریف شده باشد، اما قابلیت‌های محدودی برای آن در نظر گرفته شده باشد. برای مثال، مطالعه مواد پروالاستیک در ANSYS از طریق المان‌های دوبعدی مرتبه اول CPT۲۱۲ و مرتبه دوم CPT۲۱۳، برای فقط حالات محور-مقارن و کرنش-صفحه‌ای امکان‌پذیر است [۲۹]. اما امکان مطالعه تغییرات درصد تخلخل ناشی از بارگذاری در حالت دوبعدی و تحلیل سه‌بعدی مواد پرو-هایپروالاستیک در ANSYS وجود ندارد [۳۰]. همچنین در ANSYS امکان تغییر خواص ماده ناشی از گذر زمان و یا تغییرات بارگذاری

المان محدود از آن بهره برده‌اند. بوزاس و فونچزاتو [۲۰]، برای بررسی وابستگی توزیع تنش با خواص ویسکوز، در یک چارچوب نظری و عددی و با فرض کرنش‌های بزرگ، یک فرمول‌بندی المان محدود برای چرخ‌نورد ویسکوالاستیک در نظر گرفتند. آن‌ها نتیجه گرفتند که حداکثر اتلاف قدرت به‌عنوان تابعی از سرعت، ضریب اصطکاک و ویسکوزیته می‌باشد. توکلی و همکاران [۲۱]، به مطالعه ماتریس بین‌لایه‌ای یک دیسک دوار ویسکوالاستیک خطی دارای فیبر در جهات شعاعی و محیطی پرداختند و با فرض کرنش کوچک، مشخصات ویسکوالاستیک آن را با آزمون خزش با نرخ‌های متفاوت تعیین نمودند. آن‌ها با آزمایش، نتیجه گرفتند هرچه نرخ کرنش بالاتر باشد، سختی ماتریس بین‌لایه‌ای افزایش پیدا می‌کند و کمتر بودن نرخ کرنش، سبب جذب انرژی بیشتر می‌شود. ژرفی و همکاران [۲۲]، با در نظر گرفتن رژیم اولیه و ثانویه خزش، تغییر شکل دیسک دوار مدرج تابعی Al-SiC را با استفاده از روش تربیع دیفرانسیلی تعمیم یافته، مطالعه کردند. آنها معادلات خزش بر پایه‌ی جابجایی با استفاده از معادلات تعادل، ساختاری و کرنش-جابجایی به‌دست آوردند و نشان دادند که نرخ خزش، به مقدار دما و درصد ذرات تقویت‌کننده، بستگی دارد. کوهلی و همکاران [۲۳] تحلیل خزش سیلندر کامپوزیت Al-SiCp تحت فشار داخلی را با فرض کرنش‌های بزرگ هنکی انجام دادند. آنها نشان دادند که اگر کرنش‌های بزرگ امکان‌پذیر باشد، طراحی سیلندر بر مبنای تئوری کرنش‌های کوچک به نتایج غیرقابل اطمینان، منجر می‌گردد. خانا و همکاران [۲۴] تاثیر ناهمسانگردی بر خزش دیسک دوار ضخامت متغیر مدرج تابعی Al-SiC_w ۶۰۶۱ را مطالعه کردند. آن‌ها فرض کردند که ضخامت و مقدار تقویت‌کننده‌ی SiC_w با قانون توانی در راستای شعاعی، کاهش می‌یابد و همچنین از معیار تسلیم هیل استفاده کردند. آن‌ها نشان دادند که حضور نوعی ناهمسانگردی که در آن ماده‌ی دیسک،

متغیر همانند آنچه که در ANSYS نیاز است، نمی‌باشد. در ادامه‌ی کار، تاثیر فرایند خزش با گذر زمان بر تغییرات مساحت سطوح اصلی، تنش‌های محیطی، شعاعی و ون-میزز و تاثیر سرعت زاویه‌ای بر جابجایی شعاعی و تنش ون-میزز و همچنین تاثیر پروفیل ضخامت بر جابجایی شعاعی و تنش ون-میزز، بررسی شده و نتایج آن‌ها، تفسیر گردیده است.

۲- معادلات حاکم بر دیسک دوار ویسکو-هایپروالاستیک

از آنجایی که دیسک دوار دارای ضخامت ناچیز در مقایسه با ابعاد دیگر می‌باشد، فرض حالت تنش صفحه‌ای، متداول است [۱، ۶، ۱۲]. همچنین به دلیل تقارن بارگذاری، هندسه و شرایط مرزی نسبت به محور دوران، حالت محورمتقارن حاکم می‌باشد. از مدل ساختاری جامد ویسکو-هایپروالاستیک ماکسول تعمیم‌یافته برای دیسک دوار ضخامت متغیر پلیمری در حالت دما-ثابت، تحت سرعت زاویه‌ای ثابت، استفاده شده است. لازم به ذکر است که باتوجه به کرنش‌ها و تغییر شکل‌های بزرگ در ماده پلیمری، معادلات حاکم بر مسئله در توصیف اوپلری و لاگرانژی یکسان نیستند. در مکانیک جامدات، معمولاً از معادلات دیفرانسیل جزئی حاکم بر توصیف لاگرانژی (پیکربندی مرجع) برای حل مسئله استفاده می‌گردد. بنابراین لازم است که معادلات دیفرانسیل تعادل حاکم بر مسئله در پیکربندی جاری به معادلات تعادل لاگرانژی متناظر، تبدیل گردند. معادله دیفرانسیل جزئی حاکم بر تعادل دیسک دوار ضخامت متغیر تنش-صفحه‌ای در توصیف اوپلری به صورت معادله (۱) بیان می‌شود [۶، ۱۲]:

$$\frac{d[h(r)r\sigma_r]}{dr} - h(r)\sigma_\theta + h(r)\rho\omega^2 r^2 = 0 \quad (1)$$

که $h(r)$ ضخامت متغیر دیسک دوار می‌باشد و (r, θ, z) مختصات اوپلری در دستگاه استوانه‌ای و همچنین σ_r و σ_θ

وجود ندارد؛ به عبارت دیگر، خواص ماده در ANSYS مقادیر ثابتی هستند. مانند ضریب نفوذپذیری ماده پرو-هایپروالاستیک که منطقاً با افزایش درصد حجمی منافذ باید افزایش یابد (برای مثال از طریق رابطه نرمال‌شده کوزنی-کارمن^۱). اساساً چنین محدودیت‌هایی در استفاده از FlexPDE موضوعیت ندارد.

مطالعات دیسک دوار ویسکو-الاستیک صورت گرفته در کارهای قبلی، عمدتاً دیسک‌هایی با ضخامت ثابت و یا دیسک‌های ویسکو-الاستیک خطی با کرنش‌های کوچک را در نظر می‌گیرند. این در حالیست که در مواد نرم (مانند بسیاری از پلیمرها)، کرنش‌های بزرگ ناشی از بارگذاری مکانیکی، بسیار محتمل است. در این پژوهش، با استفاده از مدل ساختاری ماکسول تعمیم‌یافته برای تحلیل دیسک دوار ویسکو-هایپروالاستیک پلیمری و با بکارگیری مدل ساختاری نئو-هوکین برای شاخه‌ی الاستیک ماکسول تعمیم‌یافته، مولفه‌های میدان جابجایی، کشیدگی‌ها، تنش‌ها، استخراج شدند. پس از استخراج معادلات دیفرانسیل جزئی تعادل لاگرانژی حاکم بر مسئله، با استفاده از کدنویسی در نرم‌افزار FlexPDE، مسئله مقدار اولیه-مرزی حاکم، حل شدند. نتایج با نتایج کدنویسی در ANSYS APDL مقایسه شده است. تا آنجایی که نویسندگان اطلاع دارند، تحلیل خزش دیسک دوار ضخامت متغیر با استفاده از مدل ویسکو-هایپروالاستیک ماکسول تعمیم‌یافته با کدنویسی در FlexPDE، انجام نشده است. در تحقیق حاضر، مزیت استفاده از FlexPDE نسبت به کدنویسی در ANSYS APDL در این است که به جای استفاده از المان دوبعدی تنش-صفحه‌ای برای مدل‌سازی دیسک دوار محور-متقارن، می‌توان از المان یک‌بعدی تنش-صفحه‌ای محور-متقارن استفاده کرد که این به نوبه خود، هزینه محاسباتی را به شدت کاهش می‌دهد. همچنین نیاز به کدنویسی اضافی برای اعمال ضخامت

^۱Normalized Kozeny-Carman formula

به ترتیب مؤلفه‌های شعاعی و محیطی تنش کوشی در دستگاه استوانه‌ای (r, θ, z) هستند.

حال باید توصیف لاگرانژی معادله دیفرانسیلی تعادل اوپلری حاکم بر دیسک دوار، یعنی معادله (۱)، را به دست آورد. داریم:

$$r = R + U_R \quad (2)$$

که (r, θ, z) توصیف لاگرانژی مختصات استوانه‌ای می‌باشد. U_R مؤلفه جابجایی شعاعی در پیکربندی مرجع است. همچنین رابطه چگالی جاری و چگالی مرجع به صورت معادله (۳) بیان می‌شود [۳۱]:

$$\rho_0 = J \rho \quad (3)$$

ترم اول در معادله دیفرانسیلی (۱) به صورت معادله (۴) قابل بیان است:

$$\begin{aligned} \frac{d[h(r)r\sigma_r]}{dr} &= \frac{dh}{dr}r\sigma_r + \frac{dr}{dr}h\sigma_r + hr\frac{d\sigma_r}{dr} \\ &= \frac{dh}{dr}r\sigma_r + h\sigma_r + hr\frac{d\sigma_r}{dr} \end{aligned} \quad (4)$$

با جای‌گذاری رابطه (۴) در معادله (۱) و بعد از ساده‌سازی، معادله دیفرانسیل تعادل (۱) به صورت معادله (۵) خواهد شد:

$$\frac{d(h\sigma_r)}{dr} + \frac{h(\sigma_r - \sigma_\theta)}{r} + h\rho r\omega^2 = 0 \quad (5)$$

فرم پایای معادله (۵) به صورت زیر است:

$$[div(h\sigma)]_r + h\rho r\omega^2 = 0 \quad (6)$$

که $[div(h\sigma)]_r$ ، مؤلفه شعاعی دیورژانس است. رابطه تنش کوشی و تنش پیولا-کریشهف اول به صورت زیر است [۳۱]:

$$\sigma = J^{-1}PF^T \quad (7)$$

که F و $J = det(F)$ ، به ترتیب تانسور گرادیان تغییر شکل و کسر حجمی می‌باشد.

با جای‌گذاری رابطه‌ی (۷) در معادله (۶)، خواهیم داشت:

$$[div(hJ^{-1}PF^T)]_r + h\rho r\omega^2 = 0 \quad (8)$$

معادله تعادل دیفرانسیلی (۸)، با استفاده از روابط (۲) و (۳) و همچنین رابطه‌ی کلیدی $div(J^{-1}F^T) = 0$ و با کمی محاسبات ریاضی، به صورت رابطه (۹) که بیانگر معادله تعادل دیفرانسیلی حاکم بر دیسک دوار ضخامت متغیر در توصیف لاگرانژی است، تبدیل می‌شود:

$$[Div(HP)]_R + H\rho_0(R + U_R)\omega^2 = 0 \quad (9)$$

که $H(R)$ ، ضخامت دیسک دوار بر حسب متغیر شعاعی لاگرانژی R است. بسط معادله دیفرانسیل تعادل لاگرانژی در دستگاه استوانه‌ای با توجه به تقارن حول محور دوران Z خواهد شد:

$$\begin{aligned} \frac{d(HP_{rR})}{dR} + \frac{H(P_{rR} - P_{\theta\theta})}{R} \\ + H\rho_0(R + U_R)\omega^2 = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

که P_{rR} و $P_{\theta\theta}$ به ترتیب مؤلفه‌های شعاعی و محیطی تنش کل پیولا-کریشهف اول، هستند. تانسور گرادیان تغییر شکل F ، تانسور تغییر شکل کوشی-گرین چپ B و تانسور کرنش لاگرانژی ϵ در دیسک دوار محور متقارن بر حسب تنها مؤلفه‌های جابجایی غیرصفر، یعنی U_R ، به صورت روابط (۱۱) محاسبه می‌شود:

$$\begin{aligned} \frac{d(HP_{rR})}{dR} + \frac{H(P_{rR} - P_{\theta\theta})}{R} \\ + H\rho_0(R + U_R)\omega^2 = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

$$S = S_{vol}^{\infty} + S_{iso}^{\infty} + \sum_{i=1}^m Q_i \quad (۱۲)$$

هولزافیل، با الهام از معادله تحول در مدل رئولوژیکی ماکسول تعمیم یافته یک بعدی، معادله تحول حاکم بر متغیر تانسوری Q_i برای مواد ویسکو-هایپرالاستیک با زنجیره های پلیمری یکسان (از قبیل الاستومرهای ترموپلاستیک) را به صورت زیر ارائه کرد [۳۲، ۳۳]:

$$\dot{Q}_i + \frac{Q_i}{\tau_i} = \beta_i^{\infty} \dot{S}_{iso}^{\infty}; i = 1, 2, \dots, m \quad (۱۳)$$

که $\beta_i^{\infty} \in [0, \infty)$, $i = 1, 2, \dots, m$ ضریب انرژی کرنشی بی بعد متناظر با زمان رهایش $\tau_i, i = 1, 2, \dots, m$ برای المان های ماکسول $\tau_i, i = 1, 2, \dots, m$ می باشند. دو ثابت β_i^{∞} و τ_i توصیف کننده رفتار ویسکوالاستیک شاخه ای ام، می باشند. همچنین لازم به ذکر است تفسیر فیزیکی ضریب انرژی کرنشی بی بعد β_i^{∞} ، به صورت نسبت سفتی برشی المان (شاخه) i ام (μ_i) به سفتی برشی شاخه الاستیک (μ_{∞}) می باشد.

شرایط اولیه برای معادله تحول (۱۳) به صورت زیر می باشد [۳۳]:

$$Q_i(0^+) = \beta_i^{\infty} S_{iso}^{\infty}(0^+); i = 1, 2, \dots, m \quad (۱۴)$$

حال، با استفاده از روابط (۷) و (۱۲)، تانسور تنش کل پیولا-کریشهف اول، به صورت زیر به دست می آید:

$$\begin{aligned} P &= P_{vol}^{\infty} + P_{iso}^{\infty} + \sum_{i=1}^m F \cdot Q_i \\ &= J \sigma_{vol}^{\infty} \cdot F^{-T} + J \sigma_{iso}^{\infty} \cdot F^{-T} \\ &\quad + \sum_{i=1}^m (F \cdot Q_i) \end{aligned} \quad (۱۵)$$

بخش های حجمی و اعوجاجی تانسور تنش کوشی برای شاخه الاستیک در ماده ویسکو-هایپرالاستیک بر مبنای

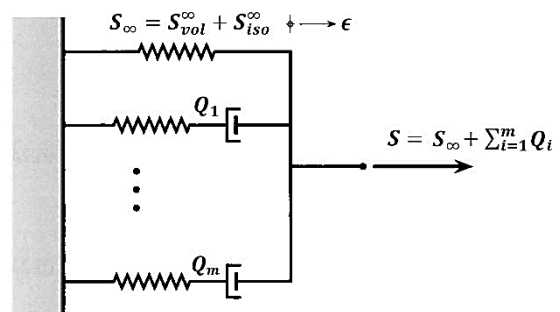
$$B = FF^T = \begin{bmatrix} \left(1 + \frac{\partial U_R}{\partial R}\right)^2 & 0 & 0 \\ 0 & \left(1 + \frac{U_R}{R}\right)^2 & 0 \\ 0 & 0 & F_{zz}^2 \end{bmatrix} \quad (۲-۱۱)$$

$$\epsilon = \frac{F^T F - I}{2} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \left(1 + \frac{\partial U_R}{\partial R}\right)^2 - 1 & 0 & 0 \\ 0 & \left(1 + \frac{U_R}{R}\right)^2 - 1 & 0 \\ 0 & 0 & F_{zz}^2 - 1 \end{bmatrix} \quad (۳-۱۱)$$

که F_{zz} با استفاده از فرض تنش-صفحه ای در دیسک دوار، یعنی $\sigma_z = 0$ ، در روال تحلیل مسئله، تعیین می گردد.

فرمول بندی مدل ویسکو-هایپرالاستیک ماکسول تعمیم یافته با استفاده از بخش های حجمی و اعوجاجی تانسور تنش پیولا-کریشهف دوم متناظر با شاخه الاستیک (یعنی S_{vol}^{∞} و S_{iso}^{∞}) و تنش های غیر-تعدالی تانسور تنش پیولا-کریشهف دوم مربوط به المان (های) ماکسول (یعنی $\sum_{i=1}^m Q_i$)، بنا شده است. مدل

رئولوژیکی ماکسول تعمیم یافته یک بعدی با یک فنر آزاد در یک شاخه و m المان ماکسول که به صورت موازی چیده شده اند، در شکل ۱ نشان داده شده است [۳۲].



شکل ۱- مدل رئولوژیکی ماکسول تعمیم یافته یک بعدی
تانسور تنش پیولا-کریشهف دوم کل در مدل ماکسول تعمیم یافته، به صورت زیر می باشد [۳۲، ۳۳]:

مدل ساختاری نئو-هوگین، به صورت زیر می‌باشد [۳۱]:

$$\sigma_{vol}^{\infty} = pI \quad (16)$$

$$\sigma_{iso}^{\infty} = \mu_0 J^{-\frac{5}{3}} dev(B)$$

که μ_0 برابر با مدول برشی شاخه الاستیک در مدل ماکسول تعمیم‌یافته و کمیت اسکالر p ، مقادیر قطری تانسور σ_{vol}^{∞} می‌باشد که در این تحقیق به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود [۲۹]:

$$p = K(J-1) \quad (17)$$

که K مدول حجمی ماده پلیمری است.

با جای‌گذاری رابطه (۱۶) در رابطه (۱۵)، تانسور تنش کل پیولا-کریشهف اول، به صورت زیر به دست می‌آید:

$$P = J p F^{-T} + \mu_0 J^{-\frac{2}{3}} dev(B) \cdot F^{-T} + \sum_{i=1}^m (F \cdot Q_i) \quad (18)$$

مؤلفه‌های شعاعی و محیطی تانسور تنش که در معادله دیفرانسیلی تعادل لاگرانژی (۱۰) حضور دارند، با استفاده از رابطه (۱۹) به دست می‌آیند:

$$P_{rR} = J p F_{rR}^{-T} + \mu_0 J^{-\frac{2}{3}} \left[B_{rr} - \frac{1}{3} tr(B) \right] \cdot F_{rR}^{-T} + \sum_{i=1}^m [F_{rR}(Q_i)_{RR}]$$

(۱۹)

$$P_{\theta\theta} = J p F_{\theta\theta}^{-T} + \mu_0 J^{-\frac{2}{3}} \left[B_{\theta\theta} - \frac{1}{3} tr(B) \right] \cdot F_{\theta\theta}^{-T} + \sum_{i=1}^m [F_{\theta\theta}(Q_i)_{\theta\theta}]$$

که $tr(B)$ ، اثر تانسور B می‌باشد که برابر با مجموع عناصر قطری تانسور B است.

تانسورهای S_{vol}^{∞} و S_{iso}^{∞} بر مبنای مدل ساختاری نئو-هوگین به کمک بخش‌های حجمی و اعوجاجی تانسور تنش کوشی (۱۶) و با توجه به رابطه‌ی تنش کوشی و تنش پیولا-کریشهف دوم، به صورت زیر خواهد شد:

$$S_{vol}^{\infty} = J F^{-1} \sigma_{vol}^{\infty} F^{-T} = J p F^{-1} F^{-T} = J p C^{-1}$$

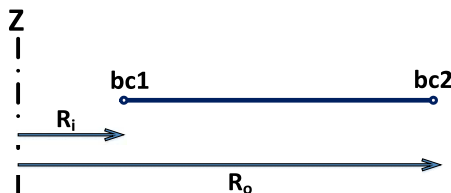
$$S_{iso}^{\infty} = J F^{-1} \sigma_{iso}^{\infty} F^{-T} = J F^{-1} \left[\mu_0 J^{-\frac{5}{3}} dev(B) \right] F^{-T} = \mu_0 J^{-\frac{2}{3}} F^{-1} \cdot dev(B) \cdot F^{-T} \quad (20)$$

حال، تنش کل پیولا-کریشهف دوم متناظر با مدل نئو-هوگین با جای‌گذاری رابطه (۲۰) در رابطه (۱۲)، به صورت زیر به دست می‌آید:

در دیسک‌های دوار ضخامت متغیر ویسکو-هایپروالاستیک، به‌دلیل تقارن هندسه، شرایط مرزی و بارگذاری نسبت به محور دیسک، هیچ تغییراتی در مولفه‌های جابجایی، کرنش، تنش در راستای محیطی وجود ندارد و بنابراین حالت محور-متقارن در دیسک دوار ضخامت متغیر، مفروض است. با توجه به حالت تنش-صفحه‌ای و محور-متقارن حاکم بر دیسک دوار، همه کمیت‌های اسکالر و تانسوری فقط وابسته به شعاع دیسک دوار و زمان می‌باشند. بنابراین، در کدنویسی FlexPDE، مدل یک-بعدی به‌صورت یک خط از موقعیت $(R_i, 0)$ تا $(R_o, 0)$ مطابق شکل ۲ در نظر گرفته می‌شود که R_i و R_o ، به ترتیب شعاع‌های داخلی و خارجی دیسک دوار می‌باشد.

شرایط مرزی متعارف در دیسک‌های دوار به‌صورت گیردار در لبه داخلی و آزاد در لبه خارجی می‌باشد. مطابق شکل ۲، در لبه داخلی دیسک (bc1)، جابجایی شعاعی به‌عنوان شرط مرزی ضروری برابر با صفر در نظر گرفته می‌شود و در لبه خارجی دیسک (bc2)، تنش شعاعی به‌عنوان شرط مرزی طبیعی برابر با صفر می‌باشد. بنابراین، شرایط مرزی در دیسک دوار به‌صورت زیر قابل بیان است:

$$\begin{aligned} U_R &= 0 & \text{at } R &= R_i \\ \sigma_{rr} &= P_{rR} = 0 & \text{at } R &= R_o \end{aligned} \quad (23)$$



شکل ۲- مدل هندسی و شرایط مرزی در نظر گرفته شده در FlexPDE
برای حل مسئله دیسک دوار ضخامت متغیر ویسکو-الاستیک با کرنش‌های بزرگ در FlexPDE، جابجایی شعاعی U_R ، کمیت اسکالر p ، مؤلفه محوری تانسور گرادیان تغییر شکل، مؤلفه‌های شعاعی تنش غیرتعدالی المان‌های (شاخه‌های

$$S = J p C^{-1} + \mu_0 J^{-\frac{2}{3}} F^{-1} \cdot dev(B) \cdot F^{-1} + \sum_{i=1}^m Q_i \quad (21)$$

باتوجه به اینکه دیسک دوار محور متقارن به‌دلیل ضخامت ناچیز در مقابل با ابعاد دیگر دیسک، با فرض تنش صفحه‌ای مطالعه می‌گردد، تنش کوشی σ_z و در نتیجه تنش پیولا-کریشهف دوم S_z برابر با صفر هستند، بنابراین مؤلفه محوری تنش پیولا-کریشهف دوم بر طبق رابطه (۲۱)، به‌صورت زیر برابر با صفر در نظر گرفته می‌شود:

$$S_z = J p C_z^{-1} + \mu_0 J^{-\frac{2}{3}} F_{zz}^{-1} [dev(B)]_{zz} F_{zz}^{-1} + \sum_{i=1}^m [Q_i]_z = 0 \quad (22)$$

رابطه (۲۲) به عنوان قیدی که همواره باید برقرار باشد، برای تعیین مؤلفه $F_{zz} = \sqrt{B_z}$ در حل مسئله در FlexPDE استفاده می‌شود.

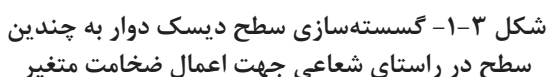
۳- تحلیل مسئله با کدنویسی در FlexPDE

تحلیل پدیده‌های خطی و غیرخطی در حالت پایا و گذرا و همچنین تحلیل مسائل مقدار ویژه خطی در فضای یک-، دو- و سه-بعدی با کدنویسی در FlexPDE امکان‌پذیر می‌باشد. لازم به ذکر است که FlexPDE محدودیتی در تعداد درجات آزادی و معادلات جبری و دیفراسیلی حاکم بر مسئله ندارد؛ به‌طوری که پس از تعریف درجات آزادی (با مرتبه ۱، ۲ یا ۳)، معادلات قید (در صورت لزوم)، معادلات حاکم بر مسئله، هندسه مدل، شرایط اولیه و شرایط مرزی، مسئله با استفاده از روش المان محدود استاندارد گالرکین^۱، حل می‌گردد. المان‌های مثلثی و چهاروجهی به ترتیب در فضای دوبعدی و سه‌بعدی، مورد استفاده قرار می‌گیرند [۳۴].

^۱Standard Galerkin finite element method (SGFEM)

ماکسول $[Q_i]_R, i=1,2,...,m$ و مؤلفه‌های محیطی تنش غیرتعدالی (ویسکوز) شاخه‌های ماکسول $[Q_i]_0, i=1,2,...,m$ به‌عنوان متغیرهای اولیه (درجات آزادی) در کدنویسی، به‌ترتیب با مرتبه‌ی میان‌یابی برابر با ۱، ۱، ۱، ۱ و ۲، تعریف می‌شوند. همچنین معادلات حاکم بر مسئله، به ترتیب معادلهٔ تعادل دیفرانسیلی لاگرانژی (۱۰)، رابطهٔ جبری (۱۷)، قید (۲۲) و معادلات دیفرانسیلی تحول (۱۳) در راستاهای شعاعی و محیطی برای همه‌ی شاخه‌های ماکسول $i=1,2,...,m$ ، تعریف می‌شوند. شرایط مرزی (۲۳) برای جابجایی شعاعی و شرایط اولیهٔ (۱۴) برای مؤلفه‌های شعاعی و محیطی تنش‌های غیرتعدالی همهٔ شاخه‌های ماکسول $i=1,2,...,m$ ، در نظر گرفته می‌شوند. FlexPDE، مسئله را با استفاده از روش استاندارد المان محدود گالرکین حل می‌کند.

به دلیل حالت محور-مقارن در دیسک دوار، برای جلوگیری از افزایش هزینه محاسباتی به جای مدل سازی دیسک دوار به صورت یک قرص کامل ۳۶۰ درجه، از یک قطاع ۴۵ درجه، استفاده می گردد. لبه داخلی دیسک به صورت گیردار و لبه بیرونی آن به صورت آزاد می باشد و قید تقارن، در لبه $\Theta = 0$ و $\Theta = \pi / 4$ ، اعمال می گردد. از المان PLANE1۸۲ با فعال کردن گزینه ی حالت تنش صفحه ای با تعیین ضخامت، استفاده می گردد. المان PLANE1۸۲، یک المان مرتبه اول است که در اینجا به صورت چهار گوشه^۱، به کار گرفته می شود. سرعت زاویه ای به عنوان بارگذاری خارجی در مسئله تعریف می گردد. ضخامت در راستای شعاعی، مطابق پروفیل ضخامت در نظر گرفته شده، به طور تدریجی از لبه ی داخلی به لبه ی بیرونی، تغییر داده می شود. از آنجایی که در AN-SYS المان تنش صفحه ای با ضخامت ثابت، تعریف شده



- 1 Quadrilateral
- 2 Loops
- 3 Real constants
- 4 Mapped meshing

شده است [۳۵]. همچنین مشخصات هندسی دیسک دوار ضخامت متغیر پلیمری در جدول ۲، ارائه شده است.

جدول ۱- خواص ویسکو-هایپروالاستیک ماده پلیمری تراکم‌پذیر ETFE بر مبنای مدل نئو-هوکین برای شاخه الاستیک [۳۵]

$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$	β_1^∞	$\tau_1 (s)$	نسبت پواسان (ν)	$\mu_1 (MPa)$
۱۷۳۵	۰/۲۳۱	۹۲۳۰/۵	۰/۴۴	۴۲/۰۷

$$K = \frac{2}{3} \mu_1 \frac{1+\nu}{(1-2\nu)} = 56/336 MPa$$

جدول ۲- مشخصات هندسی دیسک دوار پلیمری [۶]

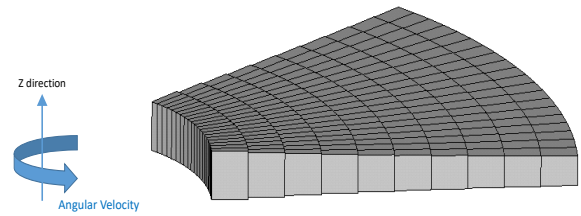
پروفیل دیسک	$H_0 (m)$	n_h	$R_o (m)$	$R_i (m)$
$H(R) = H_0 \left(\frac{R}{R_o} \right)^{-n_h}$	۰/۰۱	۰/۵	۰/۶	۰/۲

که H_0 و n_h ، به ترتیب ضخامت دیسک در لبه خارجی و توان در پروفیل ضخامت، می‌باشند. همچنین سرعت زاویه‌ای دیسک دوار، برابر با $\omega = 350 \text{ rad/s}$ در نظر گرفته می‌شود، مگر اینکه خلاف آن صراحتاً ذکر گردد.

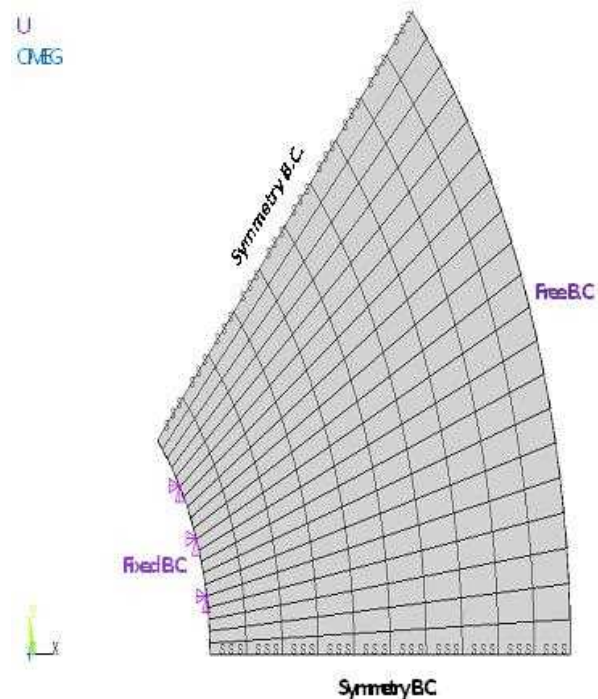
۶- ارزیابی حساسیت به مش و اعتبارسنجی مدل ریاضی

با توجه به اینکه همگرایی مولفه‌های تنش که از مشتق‌گیری مولفه‌ی جابجایی شعاعی به دست می‌آید، در تعداد مش بیشتر (با المان‌های ریزتر)، حاصل می‌گردد، در اینجا حساسیت به مش و اعتبارسنجی تحلیل FlexPDE و ANSYS برای تنش ون-میزز در لبه داخلی دیسک دوار، بررسی شده است.

بررسی حساسیت به مش (چگالی مش) برای تنش ون-میزز در لبه داخلی که متحمل بیشترین تنش ون-میزز می‌باشد، در زمان میانی ۸۷۵۰ ثانیه در ANSYS و FlexPDE به ترتیب در شکل ۴ و شکل ۵، نشان داده شده است. همان‌طور که دیده می‌شود با انتخاب تعداد المان‌های بسیار کمتری در FlexPDE نسبت به ANSYS



شکل ۳-۲ اعمال ضخامت متغیر و مش‌بندی منظم همه زیرسطح‌ها

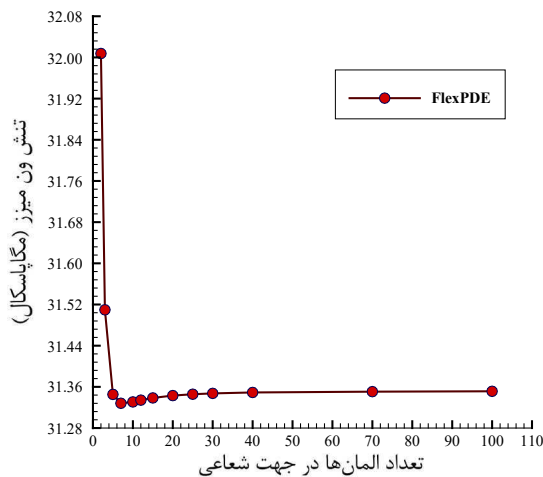


شکل ۳-۳ مش‌بندی دیسک دوار و اعمال شرایط مرزی و بارگذاری در ANSYS APDL

۵- خواص مادی و مشخصات هندسی دیسک دوار

در تحقیق حاضر، پلیمر تراکم‌پذیر اتیلن‌تترافلورواتیلن (ETFE) [۳۵، ۳۶]، به عنوان ماده سازنده دیسک دوار در نظر گرفته شده است. بر اساس نمودار کرنش حقیقی-زمان در آزمایش خزش پلیمر ETFE تحت تنش کششی برابر با ۱۴ MPa، خواص ویسکو-هایپروالاستیک ماده سازنده دیسک دوار بر مبنای مدل ساختاری نئو-هوکین، مطابق جدول ۱ شامل مدل ماکسول تعمیم‌یافته با یک شاخه الاستیک و یک شاخه ماکسول در نظر گرفته

برابر با ۰/۰۰۲۸ درصد، می‌باشد. همچنین حداکثر اختلاف نتایج تنش ون-میزرز در لبه داخلی به‌دست‌آمده از Flex-PDE و ANSYS، برابر با ۰/۷۹ درصد است.

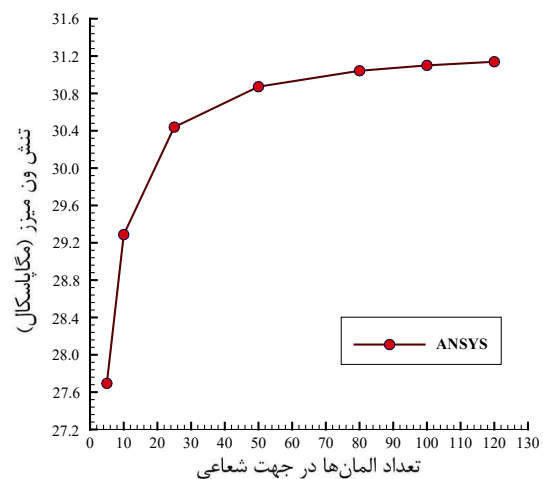


شکل ۵- بررسی حساسیت به مش (چگالی مش) در FlexPDE برای تنش ون-میزرز در لبه داخلی در زمان ۸۷۵۰ ثانیه

لازم به ذکر است که با توجه به اینکه تنش‌ها با مشتق‌گیری از جابجایی حاصل می‌شوند، بدیهی است که نتایج تنش در دو روش دارای درصد اختلاف بیشتری نسبت به نتایج جابجایی باشند. همچنین با دقت در شکل ۶، به‌وضوح پدیده‌ی خزش، یعنی افزایش تغییرشکل بدون افزایش بار اعمالی در گذر زمان، دیده می‌شود. همان‌طور که گفته شد یکی از دلایل مهم ازدست‌رفتن کارایی قطعات و دیسک‌های دوار در صنعت، پدیده‌ی خزش که با گذر زمان به‌صورت تدریجی ایجاد می‌شود، می‌باشد. مطابق شکل ۶ و شکل ۷، در زمان میانی $t=8750s$ دیسک دوار، مرحله گذرا را با نرخ زمانی زیاد طی می‌کند؛ بنابراین، تنش ون-میزرز بر حسب شعاع دیسک دوار برای زمان گذار $t=8750s$ ، مستخرج از کد FlexPDE و کد AN-SYS APDL در شکل ۸ آورده شده است. با دقت در این شکل دیده می‌شود که تطابق بسیار خوبی بین نتایج FlexPDE و ANSYS وجود دارد.

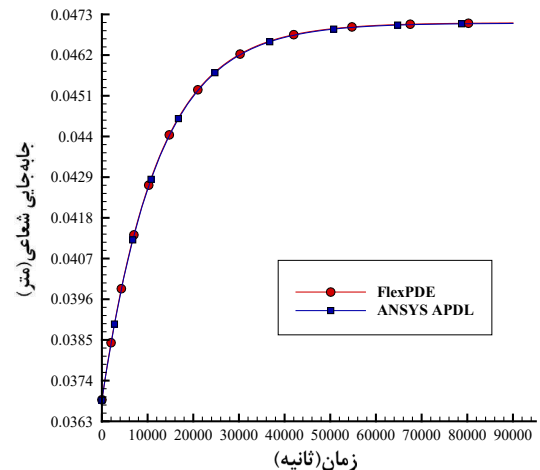
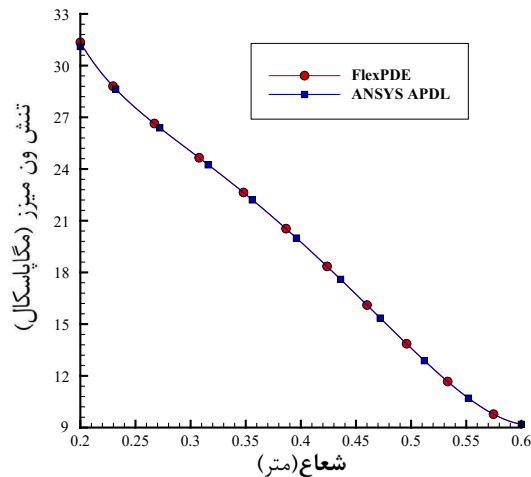
همگرایی مش حاصل می‌شود که این خود می‌تواند یکی از مزیت‌های مهم بکارگیری FlexPDE نسبت به ANSYS باشد. با توجه به شکل ۲ و شکل ۳، مزیت دیگر FlexPDE نسبت به ANSYS این است که در می‌توان با توجه به ذات یک‌بعدی مسئله‌ی تنش-صفحه‌ای و محور-متقارن، دیسک را به‌صورت یک خط^۱ مدل کرد؛ این درحالیست که در ANSYS باید از مدل دوبعدی استفاده گردد که موجب افزایش بیش از پیش هزینه محاسباتی نسبت به FlexPDE می‌گردد.

لازم به ذکر است که در این تحقیق، با توجه به شکل ۴ و شکل ۵، برای تحلیل ANSYS و FlexPDE به ترتیب از ۱۰۰ المان و ۲۰ المان در جهت شعاعی، استفاده شده است.



شکل ۴- بررسی حساسیت به مش (چگالی مش) در ANSYS برای تنش ون-میزرز در لبه داخلی در زمان ۸۷۵۰ s

مقایسه‌های جابجایی شعاعی در لبه خارجی و تنش ون-میزرز در لبه داخلی بر حسب زمان (ثانیه)، بین FlexPDE و ANSYS، به‌ترتیب در شکل ۶ و شکل ۷ ارائه شده است. با دقت در نتایج می‌توان دریافت که تطابق بسیار خوبی بین نتایج به‌دست‌آمده از روش حاضر و ANSYS وجود دارد. لازم به ذکر است که حداکثر اختلاف نتایج جابجایی شعاعی در FlexPDE و ANSYS در لبه خارجی دیسک



شکل ۶- مقایسه جابجایی در لبه خارجی دیسک دوار، مستخرج از FlexPDE و ANSYS

(اختلاف دو روش برابر با ۰/۰۲۸ درصد است)

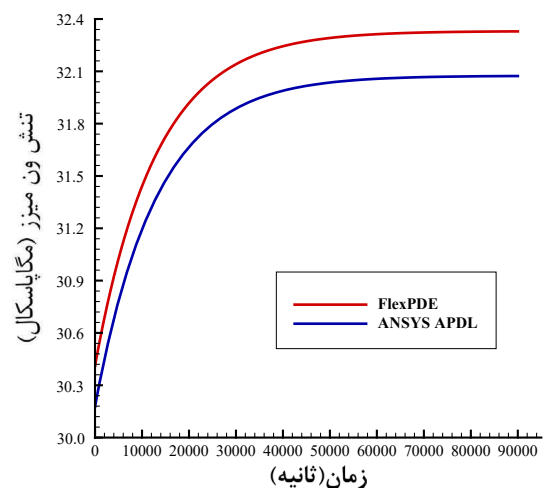
شکل ۸- تنش ون-میزز بر حسب شعاع در زمان گذار $t=8750s$

پس از تأیید سازگاری نتایج FlexPDE و ANSYS، از این پس نتایج ارائه شده صرفاً از FlexPDE استخراج می گردند.

۷- نتایج و بحث

تغییرات نسبت حجمی در شعاعی میانی دیسک دوار بر حسب زمان در شکل ۹ نشان داده شده است. همان طور که مشخص است نسبت حجمی بزرگتر از واحد است که بیانگر افزایش حجم دیسک دوار ناشی از نیروی گریز از مرکز و تورم (انبساط) دیسک می باشد. نکته قابل تأمل این است که نسبت حجمی با گذر زمان، در حال افزایش است؛ دلیل این افزایش آن است که در طی فرایند خزش، سفتی ماده با توجه به مدل رئولوژیکی ماکسول تعمیم یافته در حال کاهش است که منجر به افزایش حجم دیسک می گردد. لازم به ذکر است که اگر نسبت پواسان ماده پلیمری برابر با $\nu=0/5$ (ماده تراکم ناپذیر) باشد، مقدار کسر حجمی اولیه برابر با $J=1$ بوده و با گذر زمان تغییر نمی کرد. اما از آنجایی که در تحقیق حاضر، مطابق جدول ۱، نسبت پواسان برابر با $\nu=0/44$ در نظر گرفته شده است، کسر حجمی اولیه (در $t=0^+$) برابر با واحد نبوده و با گذر زمان ناشی از پدیده خزش، افزایش می یابد.

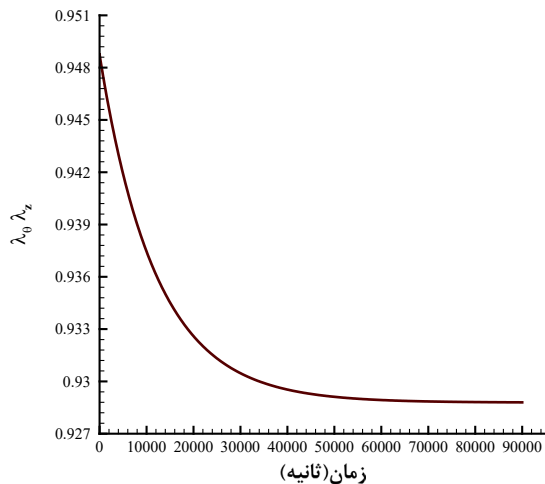
تنش های شعاعی، محیطی و تنش ون-میزز در شعاع



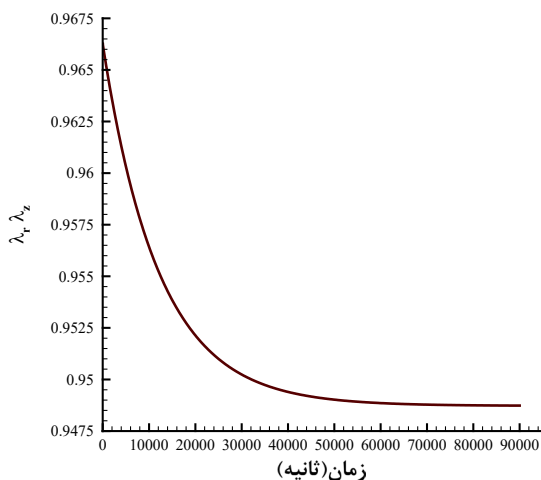
شکل ۷- مقایسه تنش ون-میزز در لبه داخلی دیسک دوار به دست آمده از FlexPDE و ANSYS

(اختلاف دو روش، حداکثر ۰/۷۹ درصد است)

دقت کنید که اگرچه ابعاد دیسک دوار در راستاهای شعاعی و محیطی با گذر زمان، افزایش می‌یابد، اما کاهش ضخامت دیسک دوار به گونه‌ای است که حاصل ضرب $\lambda_R \lambda_Z$ و $\lambda_\theta \lambda_Z$ که به ترتیب بیانگر مساحت سطح عمود بر نیروی محوری و عمود بر نیروی محیطی است، کاهش می‌یابد. برای اطمینان از این کاهش مساحت صفحات مذکور، شکل ۱۱ و شکل ۱۲ که به ترتیب تغییرات $\lambda_\theta \lambda_Z$ و $\lambda_R \lambda_Z$ برای شعاع میانی در گذر زمان را نشان می‌دهد، ارائه شده است. همچنین با استدلال مشابه، می‌توان افزایش تنش ون-میزز در لبه داخلی دیسک دوار، ارائه شده شکل ۷ را درک کرد.



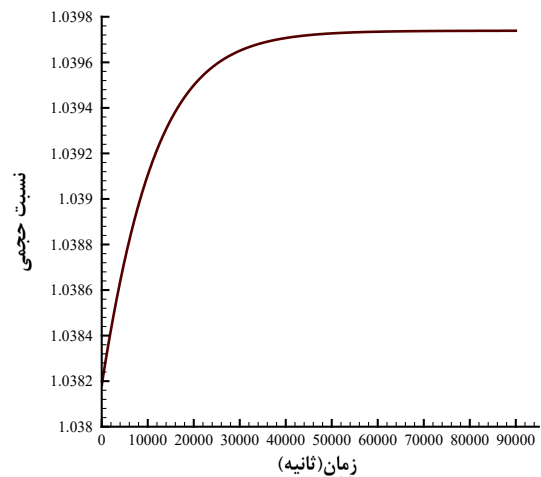
شکل ۱۱- منحنی بر حسب زمان در شعاعی میانی دیسک



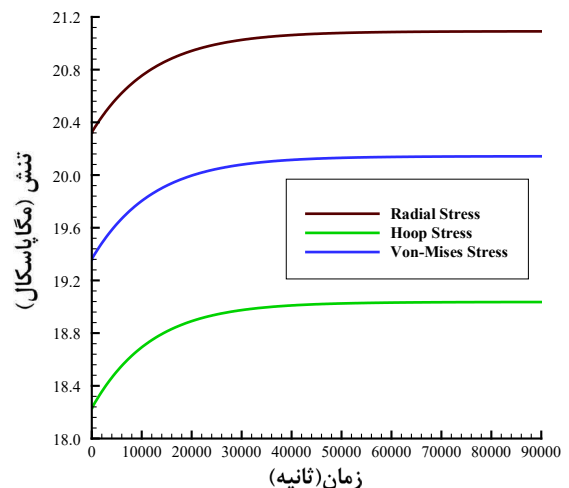
شکل ۱۲- منحنی $\lambda_R \lambda_Z$ بر حسب زمان در شعاعی میانی دیسک

میانی دیسک بر حسب زمان، در شکل ۱۰ نشان داده شده است. همان‌طور که دیده می‌شود با گذر زمان، تنش‌های شعاعی، محیطی و ون-میزز در شعاع میانی دیسک دوار، افزایش می‌یابد.

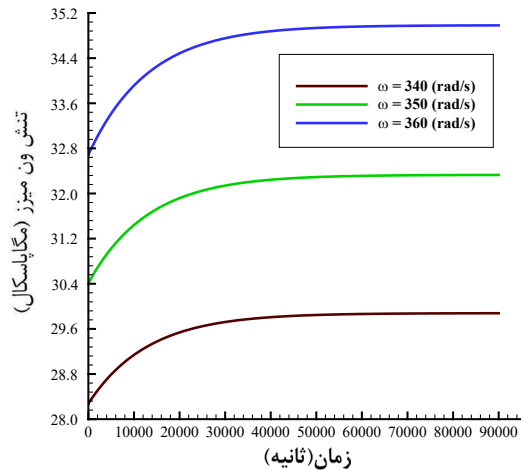
این نتیجه را می‌توان این‌چنین توجیه کرد که با گذر زمان، صفحات عمود بر نیروی شعاعی و عمود بر نیروی محیطی بر اثر پدیده خزش، کوچک‌تر می‌گردد که منجر به افزایش تنش شعاعی، محیطی و ون-میزز در شعاع میانی می‌گردد.



شکل ۹- نسبت حجمی V/V_0 در شعاعی میانی دیسک دوار بر حسب زمان



شکل ۱۰- تنش‌های شعاعی، محیطی و ون-میزز در شعاع میانی دیسک دوار بر حسب زمان



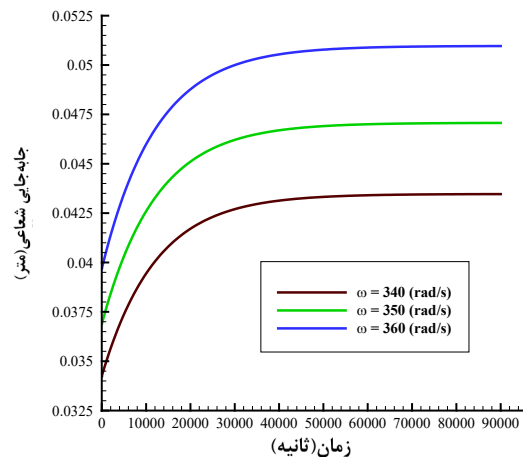
شکل ۱۴- تنش ون-میز در لبه داخلی بر حسب زمان برای سرعت‌های زاویه‌ای ۳۴۰، ۳۵۰ و ۳۶۰ رادیان بر ثانیه

همچنین تأثیر توان در پروفیل ضخامت n_h (ارائه شده در جدول ۲) بر جابجایی شعاعی در لبه خارجی در شکل ۱۵ و همچنین بر تنش ون-میز در لبه داخلی در شکل ۱۶، برای $n_h = 0/4$ و $n_h = 0/5$ ، $n_h = 0/6$ نشان داده شده است. افزایش n_h به معنای افزایش ضخامت شعاع داخلی نسبت به شعاع خارجی است و از آنجایی که تأثیری بر مقدار ضخامت در شعاع خارجی ندارد، لذا افزایش n_h به‌طور کلی منجر به افزایش ضخامت دیسک دوار می‌گردد؛ بنابراین افزایش توان در پروفیل ضخامت n_h ، به‌عنوان یک پارامتر هندسی در دیسک دوار، منجر به کاهش جابجایی شعاعی و تنش ون-میز می‌شود. همچنین مشاهده می‌شود که تغییرات n_h ، تأثیری بر زمان آرامش (رسیدن به حالت پایدار)، در دیسک دوار ندارد.

همان‌طور که گفته شد باتوجه به شکل ۱۳ الی شکل ۱۶ که نشان دهنده این واقعیت است که تغییر بار اعمالی و تغییر هندسه‌ی دیسک تأثیری برای زمان آرامش (زمان رسیدن به حالت پایدار) ندارد، می‌توان نتیجه گرفت که زمان آرامش دیسک دوار ویسکو-هایپرالاستیک، متأثر از بارگذاری و هندسه دیسک نمی‌باشد. به بیان دیگر، زمان

تأثیر تغییرات سرعت زاویه‌ای بر جابجایی شعاعی در لبه خارجی در شکل ۱۳ و بر تنش ون-میز در لبه داخلی برای سرعت‌های زاویه‌ای ۳۴۰ rad/s، ۳۵۰ rad/s و ۳۶۰ rad/s در شکل ۱۴ نشان داده شده است. بدیهی است که با افزایش سرعت زاویه‌ای — به‌عنوان بار اعمالی — جابجایی شعاعی و تنش ون-میز در دیسک دوار افزایش می‌یابد. همچنین با دقت در شکل ۱۳ و شکل ۱۴، نکته قابل تأمل این است که تغییرات سرعت زاویه‌ای، تأثیر چندانی بر زمان آرامش (رسیدن به حالت پایدار) در دیسک دوار ندارد.

لازم به ذکر است که سرعت‌های زاویه‌ای ارائه‌شده در شکل ۱۳ و شکل ۱۴ به‌گونه‌ای نزدیک به یکدیگر انتخاب شده‌اند تا مقادیر جابجایی شعاعی و تنش ون-میز از لحاظ مرتبه‌ی بزرگی در محدوده‌ی یکسانی باشند تا بتوان آنها را در یک شکل واحد، مقایسه کرد.

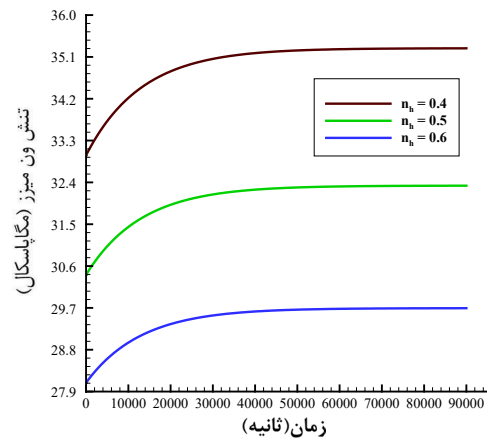


شکل ۱۳- جابجایی شعاعی در لبه خارجی بر حسب زمان برای سرعت‌های زاویه‌ای ۳۴۰، ۳۵۰ و ۳۶۰ رادیان بر ثانیه

کمتر در راستای شعاعی نسبت به ANSYS و همچنین مدل‌سازی یک‌بعدی در FlexPDE به‌جای مدل‌سازی دوبعدی در ANSYS، می‌توان به نتایج کاملاً سازگار با نتایج ANSYS دست یافت. بنابراین یکی از مزیت‌های مهم FlexPDE، عدم نیاز به مش‌بندی ریز و دوبعدی و در نتیجه کاهش هزینه محاسباتی می‌باشد. همچنین نشان داده شد که مزیت دیگر FlexPDE نسبت به ANSYS این است که در ANSYS المان تنش‌صفحه‌ای با ضخامت ثابت (غیرمتغیر) تعریف شده است. بنابراین برای مدل‌سازی دیسک دوار ضخامت متغیر، ناگزیر به کدنویسی در APDL هستیم. اما در FlexPDE به‌دلیل آنکه المان از پیش تعریف‌شده با محدودیت‌های مشخص وجود ندارد، به کدنویسی اضافی برای تعریف تغییرات ضخامت در راستای شعاعی نیاز نیست.

نشان داده شد با گذر زمان، جابجایی شعاعی دیسک دوار ناشی از پدیده خزش، افزایش می‌یابد و با مطالعه مؤلفه‌های تنش ون-میزز در شعاع‌های داخلی و میانی، مشاهده شد که تنش ون-میزز با گذر زمان افزایش می‌یابد که دلیل آن کاهش سطح عمود بر نیروهای اعمال‌شده بر ذرات مادی دیسک، می‌باشد. همچنین اثر تغییرات سرعت زاویه‌ای و پارامتر هندسی پروفیل ضخامت، بر مقدار جابجایی و تنش ون-میزز در یک زمان ثابت و در گذر زمان، مورد توجه قرار گرفت. مشخص شد که با افزایش سرعت زاویه‌ای و کاهش پارامتر هندسی، مقدار جابجایی و تنش ون-میزز، افزایش می‌یابد. همچنین نشان داده شد که تغییر در سرعت زاویه‌ای (به‌عنوان بار اعمالی) و تغییر در پارامتر (به‌عنوان یک مشخصه هندسی)، تأثیر چندانی در زمان آرامش دیسک دوار، یعنی رسیدن به حالت پایدار، ندارد و در واقع آنچه در تعیین زمان آرامش دیسک دوار مهم است، خواص ماده سازنده دیسک دوار ویسکو-هایپرالاستیک می‌باشد.

آرامش، مشخصه ماده ویسکو-هایپرالاستیک است و مستقل از مقدار بارگذاری و هندسه دیسک دوار است.



شکل ۱۶- تنش ون-میزز در لبه داخلی بر حسب زمان برای $\nu = 0.4$ ، $\nu = 0.5$ و $\nu = 0.6$

۸- نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر، تحلیل ویسکو-هایپرالاستیک دیسک دوار ضخامت متغیر با استفاده از حل معادلات دیفرانسیل جزئی و جبری حاکم بر مسئله در محیط برنامه‌نویسی FlexPDE، انجام شده است. لازم به ذکر است که فرمول‌بندی به‌کاررفته برای حل دیسک دوار در تحقیق حاضر، قادر به تحلیل دیسک‌های دوار تراکم‌ناپذیر ($\nu \neq 0.5$) نیز می‌باشد. اما مورد مطالعاتی به‌کاررفته در اینجا، برای حفظ جامعیت تحقیق، یک ماده با نسبت پواسان $\nu = 0.44$ در نظر گرفته شده است. زیرا بیشتر پلیمرها عمدتاً دارای نسبت پواسان دقیقاً برابر با 0.5 نیستند؛ اما در بسیاری موارد، به منظور ساده‌سازی تحلیل، آن‌ها را کاملاً تراکم‌ناپذیر ($\nu = 0.5$) فرض می‌کنند.

با استفاده از مدل‌سازی دیسک دوار ضخامت متغیر در ANSYS APDL، اعتبارسنجی برای فرمول‌بندی و روش عددی به‌کاررفته (کدنویسی در FlexPDE)، مورد بررسی قرار گرفته است. با مقایسه حساسیت به مش در FlexP-DE و ANSYS، مشاهده شد که در FlexPDE با المان‌های

۹-مراجع

- [14] F. Mainardi and G. Spada, "Creep, relaxation and viscosity properties for basic fractional models in rheology," *The European Physical Journal Special Topics*, vol. 193, no. 1, pp. 133-160, 2011.
- [15] F. Wu, J. F. Liu, and J. Wang, "An improved Maxwell creep model for rock based on variable-order fractional derivatives," *Environmental Earth Sciences*, vol. 73, no. 11, pp. 6965-6971, 2015.
- [16] R. Zanganeh, A. Keramat and A. Ahmadi, "Investigation of the effects of viscoelastic support properties simulated by the generalized Kelvin-Voigt model on the axial vibration of a rod", *Journal of Modeling in Engineering*, vol. 13, no. 41, pp. 93-111, 2015 (In Persian)
- [17] W. W. Feng, "On finite deformation of viscoelastic rotating disks," *International Journal of Non-linear Mechanics*, vol. 20, no. 1, pp. 21-26, 1985.
- [18] M. Allam, A. Zenkour, and T. El-Azab, "Viscoelastic deformation of the rotating inhomogeneous variable thickness solid and annular disks," *International Journal for Computational Methods in Engineering Science and Mechanics*, vol. 8, no. 5, pp. 313-322, 2007.
- [19] S. Ganguly, A. Nandi, and S. Neogy, "A state space viscoelastic shaft finite element for analysis of rotors," *Procedia Eng.*, vol. 144, pp. 374-381, 2016.
- [20] F. S. Buezas and N. S. Fochesatto, "Power dissipation of a viscoelastic rolling wheel in finite deformations," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 138, pp. 502-514, 2018.
- [21] J. Tavakoli and J. Costi, "New findings confirm the viscoelastic behaviour of the inter-lamellar matrix of the disc annulus fibrosus in radial and circumferential directions of loading," *Acta biomaterialia*, vol. 71, pp. 411-419, 2018.
- [22] H. Zharfi and H. E. Toussi, "Non-Steady Creep Analysis of FGM Rotating Disc Using GDQ Method," *Advances in Applied Mathematics and Mechanics*, vol. 11, no. 1, pp. 1-15, 2019.
- [23] G. S. Kohli, T. Singh, and H. Singh, "Creep analysis in thick composite cylinder considering large strain," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 42, no. 1, pp. 1-8, 2020.
- [24] K. Khanna, V. K. Gupta, and N. Grover, "Influence of anisotropy on creep in functionally graded variable thickness rotating disc," *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, vol. 57, no. 2, pp. 95-103, 2022.
- [25] M. Kazemian, A. Moazemi Goudarzi, and A. Hassani, "A study on an incompressible polymeric pressurized vessel subjected to bulk degradation," *Mathematics and Mechanics of Solids*, p. 10812865211033634, 2021.
- [26] M. Kazemian, A. Hassani, and A. Moazemi Goudarzi, "Mechanical Integrity Reduction in the Polymeric-pulsatile-pressurized Vessel under Strain-induced Degradation Model," *Journal of Stress Analysis*, vol. 6, no. 1, pp. 67-77, 2021.
- [27] M. Kazemian, A. Moazemi Goudarzi, and A. Hassani, "A study on deformation-induced degradation of the com-
- [1] M. Hojjati and A. Hassani, "Theoretical and numerical analyses of rotating discs of non-uniform thickness and density," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 85, no. 10, pp. 694-700, 2008.
- [2] A. Hassani and M. Gholami, "Analytical and numerical bending solutions for thermoelastic functionally graded rotating disks with nonuniform thickness based on Mindlin's theory," *Journal of Stress Analysis*, vol. 2, no. 1, pp. 35-49, 2017.
- [3] B. Shahriari and M. Kashkouli, "Simulation of heat transfer and temperature distribution in jet engine rotating disks", *Tabriz Mechanical Engineering*, vol. 47, no. 2, pp. 123-137, 2017 (In Persian)
- [4] M. Allam, R. Tantawy, A. Yousof, and A. M. Zenkour, "Elastic and viscoelastic stresses of nonlinear rotating functionally graded solid and annular disks with gradually varying thickness," *Arch. Mech. Eng.*, vol. 64, no. 4, 2017.
- [5] H. Zharfi and H. Ekhteraei Toussi, "Creep analysis of FGM rotating disc with non-uniform profiles", *Journal of Science and Technology of Composites*, vol. 1, no. 2, pp. 29-36, 2015 (In Persian)
- [6] A. Hassani, M. Hojjati, G. Farrahi, and R. Alashti, "Semi-exact elastic solutions for thermo-mechanical analysis of functionally graded rotating disks," *Composite Structures*, vol. 93, no. 12, pp. 3239-3251, 2011.
- [7] S. Akbarov and S. Karakaya, "3D Analyses of the symmetric local stability loss of the circular hollow cylinder made from viscoelastic composite material," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 36, no. 9, pp. 4241-4260, 2012.
- [8] K. Torabi and H. Afshari, "Thermo-mechanical stress analysis in a rotating radially graded FG-disc with non-uniform thickness", *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, vol. 50, no. 1, pp. 33-46, 2018 (In Persian)
- [9] H. Chaudhry and U. Gupta, "Rotation of hyperelastic annular and solid disks of variable thickness," *International Journal of Non-linear Mechanics*, vol. 27, no. 3, pp. 341-346, 1992.
- [10] A. N. Eraslan and Y. Orcan, "Elastic-plastic deformation of a rotating solid disk of exponentially varying thickness," *Mechanics of Materials*, vol. 34, no. 7, pp. 423-432, 2002.
- [11] S. H. Kordkheili and R. Naghdabadi, "Thermoelastic analysis of a functionally graded rotating disk," *Composite Structures*, vol. 79, no. 4, pp. 508-516, 2007.
- [12] A. Hassani, M. Hojjati, G. Farrahi, and R. Alashti, "Semi-exact solution for thermo-mechanical analysis of functionally graded elastic-strain hardening rotating disks," *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, vol. 17, no. 9, pp. 3747-3762, 2012.
- [13] M. Salmani Tehrani and M.R. Hemati, "Analytical investigating of the pattern of yielding initiation for a rotating hollow FGM cylinder", *Journal of Modeling in Engineering*, vol. 13, no. 43, pp. 25-38, 2016 (In Persian)

pressible polymeric pressurized vessel through a non-equilibrium thermodynamic framework,” *Mathematics and Mechanics of Solids*, p. 10812865211042924, 2021.

[28] M. Gholami, A. Hassani, H. Afrasiab, M. Kazemiyan, “Theoretical and numerical investigation of environmental effects on mechanical behavior of biodegradable polymers”, *Modares Mechanical Engineering*, vol. 19, no. 12, pp. 2837-2846, 2019 (In Persian)

[29] Ansys® Academic Research Mechanical APDL, Help System, Theory Reference. (2020).

[30] M. Kazemian, A. Hassani, and A. M. Goudarzi, “On strain-induced degradation of the polymeric skeleton in poro-hyperelastic inflating vessels by a non-equilibrium thermodynamic framework,” *International Journal of Engineering Science*, vol. 171, p. 103618, 2022.

[31] A. G. Holzapfel, *Nonlinear solid mechanics, A Continuum Approach for Engineering*. JOHN WILEY & SONS, 2000.

[32] G. A. Holzapfel, “On large strain viscoelasticity: continuum formulation and finite element applications to elastomeric structures,” *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 39, no. 22, pp. 3903-3926, 1996.

[33] G. A. Holzapfel and J. C. Simo, “A new viscoelastic constitutive model for continuous media at finite thermo-mechanical changes,” *International Journal of Solids and Structures*, vol. 33, no. 20-22, pp. 3019-3034, 1996.

[34] FlexPDE 7.20, PDE Solution Inc. (2021).

[35] B. Zhao, J. Hu, W. Chen, J. Chen, and Z. Jing, “Uniaxial tensile creep properties of ETFE foils at a wide range of loading stresses subjected to long-term loading,” *Construction and Building Materials*, vol. 253, p. 119112, 2020.

[36] J. Hu, W. Chen, R. Luo, B. Zhao, and R. Sun, “Uniaxial cyclic tensile mechanical properties of ethylene tetrafluoroethylene (ETFE) foils,” *Construction and Building Materials*, vol. 63, pp. 311-319, 2014.

بررسی اثر معیوب بودن بر روی رفتار دینامیکی سازه هدفمند

محمد مسکینی^۱، مصطفی لیوانی^{۱*}، محمدحسین حبیبی^۲

۱- استادیار، دانشکده هوافضا، دانشگاه علوم و فنون هوایی شهید ستاری، تهران، ایران

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده تحصیلات تکمیلی، دانشگاه علوم و فنون هوایی شهید ستاری، تهران، ایران

چکیده

در این پژوهش اثر معیوب بودن ماده هدفمند بر روی پاسخ ارتعاشات آزاد ورق هدفمند سالم و معیوب مورد مطالعه قرار می‌گیرد. یک تابع تغییر شکل برشی هایپربولیک جدید در این مقاله ارائه شده است. تابع هایپربولیک جدید طوری انتخاب شده که با وجود دقت کافی، درجه تابع تا حدالامکان کم شود تا سرعت محاسبات تا اندازه زیادی کاهش یابد. خواص مواد هدفمند با توزیع توان تابع تغییرات خواص در راستای ضخامت تغییر می‌کند. ساختار این مواد در طی فرآیند تولید نمی‌تواند کاملاً مطابق با الگوی مد نظر باشد که این موضوع منجر به تولید ماده هدفمند معیوب می‌شود. از این رو در این پژوهش، یک مدل سالم و دو نوع مدل معیوب برای تابع تغییرات خواص در نظر گرفته شده است. معادلات دیفرانسیل حاکم با استفاده از اصل همیلتون استخراج شده است. معادلات به‌دست آمده با استفاده از روش ناویر برای شرایط مرزی ساده حل گردید. اثرات پارامترهای مهم هندسی و مکانیکی شامل نسبت ضخامت به طول، نسبت طول به عرض و توان تابع تغییرات خواص بر روی پاسخ فرکانس طبیعی ورق هدفمند سالم و معیوب بررسی شده است. جهت اعتبارسنجی، نتایج تحلیلی به‌دست آمده در این پژوهش با نتایج ارائه شده در مقالات مقایسه شده است و در این مقایسه تطابق خوبی حاصل گردید که نشان از صحیح بودن تئوری جدید، روند استخراج و حل معادلات است.

کلمات کلیدی

ارتعاشات آزاد، مواد هدفمند معیوب، تئوری هایپربولیک جدید، اصل همیلتون، روش ناویر.

Investigation of Imperfection Effects in Dynamic Behavior of FG Structure

Mohammad Meskini¹, Mostafa Livani^{1*}, Mohammad Hossein Habibi²

1- Assistant Professor, Department of Aerospace Engineering, Shahid Sattari Aeronautical University of Science and Technology

2- MS student, Department of Graduate Studies, Shahid Sattari Aeronautical University of Science and Technology

Abstract

In this study, the effect of material imperfection on the free vibration response of perfect and imperfect FG plate is studied. A new hyperbolic shear deformation function is presented in this paper. The new hyperbolic function is chosen in such a way that the degree of the function is reduced as much as possible, despite the sufficient accuracy, so that the calculation speed is greatly reduced. The properties of the FG plate varied along the thickness according to power law. The material composition in production process cannot be completely in accordance with the expected pattern, which leads to the production of imperfect FG material. The governing differential equations are derived using the Hamilton's principle. The obtained equations were solved using the Navier method with simple boundary conditions. The effects of important geometric and mechanical parameters of perfect model and two types of imperfect model, including length to thickness ratio, length to width ratio, wave number and power-law exponent on natural frequency response of imperfect FG plate are investigated. To verification, the analytical results obtained in this study are compared with the results presented in the literature, and in this comparison, a good agreement was obtained, which shows the correctness theory, deriving and solving equations.

Keywords

Free Vibration, Imperfect FGM, New hyperbolic theory, Hamilton's Principal, Navier method.

۱- مقدمه

امروزه استفاده از مواد هدفمند به علت تغییر تدریجی ترکیبات شیمیایی، توزیع و جهت‌گیری و یا اندازه فاز تقویت‌کننده در یک یا چند بعد خواص متفاوتی را در مناطق مختلف از خود بروز می‌دهند. در انواع مصارف مهندسی بخصوص در مواردی که نیاز به خواص متفاوت در مناطق مختلف باشد، از جمله صنعت هوافضا، خودروسازی و... این مواد دارای اهمیت و ضرورت بالایی می‌باشند.

ماده هدفمند (FGM) ماده‌ای است ناهمگن، با گرادیان حساب شده که ترکیبات، ساختار و خواص مهندسی آن در یک راستای معین تولید شده و در آن خواص ماده با مکان تغییر می‌کند. همین گرادیان سبب می‌شود تا این مواد هدفمند ویژگی‌های مهندسی بهتری نسبت به ماده همگن ساخته شده با همان ترکیبات ارائه دهد که خواص و یا عملکرد آن در یک یا چند راستا به‌طور پیوسته یا تدریجی تغییر می‌کند. ساختار این مواد در طی فرآیند تولید نمی‌تواند کاملاً مطابق با الگوی مدنظر باشد که این موضوع منجر به تولید ماده هدفمند معیوب می‌شود.

با توجه به این موضوع که در این پژوهش هدف این است که در نتایج به‌دست آمده جوانب مختلف در آن در نظر گرفته شده باشد، در ابتدا پژوهش‌های انجام شده روی ورق‌های هدفمند و پدیده ارتعاشات مورد بررسی قرار می‌گیرد.

مسکینی و عارفی [۱] ارتعاشات آزاد ورق ساندویچی با هسته هدفمند متخلخل و رویه‌های پیزوالکتریک را با استفاده از تئوری تغییر شکل برشی هایپربولیک تجزیه و تحلیل کردند. آن‌ها معادلات حاکم را با استفاده از اصل همپلتون استخراج کردند و سپس معادلات به‌دست آمده را با استفاده از روش ناویر حل کردند. ستوده و شجاعی [۲] با استفاده از روش مربع دیفرانسیلی، تحلیل ارتعاشات آزاد

غیرخطی ورق‌های چهار وجهی تقویت شده با نانولوله‌های کربنی را انجام دادند. لیوانی و ملک زاده‌فرد [۳] ارتعاشات آزاد ورق‌های ساندویچی دو انحنا با ضخامت متغیر را با استفاده از تئوری مرتبه بالا مطالعه کردند. آن‌ها معادلات دیفرانسیل حاکم را بر مبنای تئوری مرتبه بالای ورق ساندویچی ارتقا یافته و اصل همپلتون استخراج کردند. در نهایت اثرات لایه‌چینی‌های مختلف، نسبت طول به عرض ورق، تغییر خواص مواد رویه‌ها، نسبت ضخامت‌های رویه‌ها و جنس‌های مختلف مواد رویه‌ها روی ارتعاشات آزاد ورق ساندویچی دو انحنا با ضخامت متغیر بررسی کردند. رضایی و شاطریان القلندیس [۴] ارتعاشات آزاد تیر ترک‌دار با معادلات حرکت چند مودی کوپل را بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که با تحریک صرفاً در مود اول، مولفه هارمونیک پاسخ ارتعاشی اطلاعات محدودی در مورد ترک ارائه می‌دهد، در حالی که با تحریک همزمان موده‌ای بالاتر، مولفه‌های هارمونیک متعددی به علت وجود ترک در پاسخ ارتعاشی ایجاد می‌شوند که حساسیت زیادی به ترک دارند و از تحلیل آن‌ها اطلاعات دقیقی در مورد موقعیت و عمق ترک حاصل می‌شود. صبحی و رادوان [۵] یک تئوری برای آنالیز ارتعاشات آزاد و کمانش یک صفحه هدفمند ارائه کردند. آن‌ها با استفاده از اصل همپلتون معادلات حاکم را استخراج کردند و با استفاده از روش ناویر معادلات به‌دست آمده را حل کردند. ممقانی و همکاران [۶] ارتعاشات ترمومکانیکی لوله‌های هدفمند حاوی سیال را با هدف افزایش پایداری مورد بررسی و مطالعه قرار دادند. کیم و همکاران [۷] به بررسی ارتعاشات آزاد و کمانش دینامیکی صفحات هدفمند با استفاده از روش نیمه تحلیلی گالرکین پرداختند. آن‌ها در پژوهش خود تأثیر پارامترهای هندسی و دما را مورد بررسی قرار دادند. زهو و همکاران [۸] به تحلیل و بررسی ارتعاشات آزاد نانولوله‌های هدفمند چرخشی منتقل‌کننده مایعات را تحت بارهای محوری براساس تئوری گرادیان کرنش غیر

برشی ندارد. مشات و همکاران [۱۸] چگونگی تأثیر دما و رطوبت بر خمش صفحات متخلخل را مطالعه کردند. تغییر شکل برشی عرضی و کرنش نرمال عرضی را مورد مطالعه قرار دادند. حاجی و همکاران [۱۹] ارتعاش آزاد صفحات ساندویچی FG ناقص ساخته شده از صفحات متخلخل که بر روی فونداسیون وینکلر-پاسترناک قرار دارند را مورد مطالعه قرار دادند. آنها از تغییر شکل برشی مرتبه سوم (TSDT) برای جابجایی استفاده کردند و معادلات حرکت را با استفاده از اصل همپلتون به دست آوردند. سینگ و گوپتا [۲۰] تأثیر عیوب هندسی بر پاسخ ارتعاشی آزاد صفحات ساندویچی هدفمند دارای گشودگی دایروی را مورد بررسی قرار دادند. آنها تأثیر عیوب هندسی هم‌چون عیوب نوع سینوسی و نوع کلی روی رفتار ارتعاش صفحه را مورد مطالعه قرار دادند و معادلات حاکم بر اساس اصل لاگرانژی برای شرایط مرزی ساده و گیره استخراج کردند. چن و همکاران [۲۱] ارتعاش آزاد صفحه مستطیلی ساخته شده از مواد هدفمند دو جهته (BDFGMs) با شرایط مرزی عمومی و عیوب هندسی را مورد مطالعه قرار دادند. آنها فرض کردند مواد هدفمند بر طبق قاعده توانی در امتداد دو جهت درون صفحه‌ای با دو توزیع متقارن و نامتقارن تغییر کنند. آنها دو نوع نقص هندسی را در نظر گرفتند شامل نقص متقارن کلی که با توابع سینوسی و نمایی مدل کردند، و نقص محلی که با توابع هذلولی و کسینوسی شبیه‌سازی کردند. برای استخراج معادلات از تابع انرژی لاگرانژی استفاده می‌شود و برای حل معادلات از روش ریتز و سری فوریه استفاده کردند. چابانی و همکاران [۲۲] به تحلیل رفتارهای غیرخطی پل هدفمند متخلخل با توزیع تخلخل‌های مختلف تحت انواع مختلف بارهای عرضی با استفاده از روش المان محدود مرتبه بالا پرداختند.

با بررسی پژوهش‌های یاد شده در خصوص روش‌های تحلیلی رفتار ارتعاشی مواد هدفمند مشاهده شد که نیاز به بسط یک تئوری جدید که در عین ساده بودن، بتواند

محلی پرداختند. انصاری و همکاران [۹] اثرات پدیده‌های کمانش و ارتعاشات آزاد ورق مرکب هدفمند با بارگذاری حرارتی با استفاده از روش عددی را بررسی کردند. تام و کین [۱۰] ارتعاشات آزاد تیرهای تابعی مدرج دو جهتی را در یک محیط حرارتی تحلیل کردند. در نتایج آنها با توجه به این که خواص مواد به دما وابسته بوده، در هر دو راستا با توزیع توانی تغییر کرده است. ستوده و شفیع [۱۱] رفتار کمانش و ارتعاشات آزاد غیرخطی تیرهای تقویت شده با نانولوله‌های کربنی هدفمند واقع بر بستر الاستیک غیرخطی را تحلیل کردند. لیوانی و همکاران [۱۲] ارتعاشات آزاد تیر مدرج تابعی دارای ترک عرضی بر اساس نظریه مرتبه بالای ردی با شرایط مرزی دو سرگیردار مورد مطالعه قرار دادند. آنها برای استخراج پاسخ فرم بسته برای فرکانس طبیعی تیر مدرج تابعی دارای ترک عرضی از روش ریتز استفاده کردند. وانگ و همکاران [۱۳] با استفاده از یک تئوری واحد اثر همزمان ابعاد کوچک و تغییر شکل‌های برشی را بر ارتعاشات آزاد ریز پوسته‌های ضخیم استوانه‌ای ساخته شده از مواد مدرج تابعی را بررسی کردند. مکسی و همکاران [۱۴] یک تئوری تغییر شکل برشی برای پاسخ‌های خمشی، کمانشی و ارتعاشات آزاد صفحات هدفمند با استفاده از اصل همپلتون و روش ناویر ارائه کردند احیایی و همکارانش [۱۵] ارتعاشات آزاد وابسته به بعد ریز پوسته‌های استوانه‌ای دولایه ضخیم ساخته شده از مواد مدرج تابعی را با استفاده از روش تربیعات تفاضلی تعمیم یافته برای شرایط مرزی مختلف مورد بررسی و مطالعه قرار دادند. صفرپور و همکاران [۱۶] به مطالعه و بررسی وابستگی اثرات پدیده‌های کمانش و ارتعاشات آزاد به ضخامت استوانه مرکب چندلایه دارای لایه هدفمند با استفاده از روش تحلیلی پرداختند. چیکر و همکاران [۱۷] یک نظریه جدید از تغییر شکل برشی برای تحلیل کمانش صفحات ساندویچی مواد ارائه دادند. این نظریه فقط چهار مجهول دارد و نیاز به ضریب تصحیح

$$\begin{aligned} u(x, y, t) &= u_0(x, y, t) - z \frac{\partial w_b}{\partial x} - f(z) \frac{\partial w_s}{\partial x} \\ v(x, y, t) &= v_0(x, y, t) - z \frac{\partial w_b}{\partial y} - f(z) \frac{\partial w_s}{\partial y} \\ w(x, y, t) &= w_b(x, y, t) + w_s(x, y, t) \end{aligned} \quad (1)$$

که در آن $u(x, y, t)$ و $v(x, y, t)$ توابع مجهول برای جابجایی‌های درون صفحه و $w(x, y, t)$ تابع مجهول برای جابجایی عرضی صفحه می‌باشند.

با بررسی توابع ارائه شده در پژوهش‌های مختلف و مقایسه نتایج حاصل از آن‌ها، در این مقاله برای اولین بار برای توابع $f(z)$ و $g(z)$ روابطی به صورت زیر ارائه شده است:

$$\begin{aligned} f(z) &= \tanh \left(\left(\frac{z}{h} \right) - 2 \times \left(\frac{z}{h} \right)^3 \right) \\ g(z) &= 1 - f'(z) \end{aligned} \quad (2)$$

روابط کرنش-جابجایی را می‌توان به صورت زیر بیان کرد [۱]:

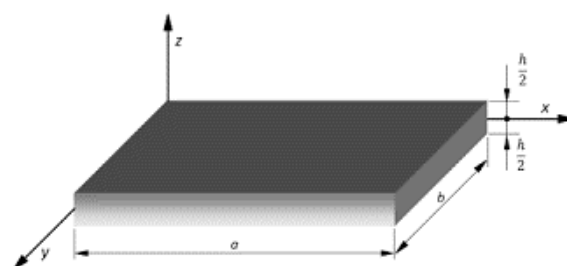
$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial u_0}{\partial x} - z \frac{\partial^2 w_b}{\partial x^2} - f(z) \frac{\partial^2 w_s}{\partial x^2} \\ \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial v_0}{\partial y} - z \frac{\partial^2 w_b}{\partial y^2} - f(z) \frac{\partial^2 w_s}{\partial y^2} \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} - 2z \frac{\partial^2 w_b}{\partial x \partial y} - 2f(z) \frac{\partial^2 w_s}{\partial x \partial y} \\ \gamma_{xz} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} = g(z) \frac{\partial w_s}{\partial x} \\ \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} = g(z) \frac{\partial w_s}{\partial y} \end{aligned} \quad (3)$$

در این بخش الگوهای صفحات FG کامل و معیوب مورد استفاده در این مقاله ارائه می‌شود. برای این منظور برای صفحه FG کامل، تغییرات خواص مکانیکی از جمله مدول الاستیک در راستای ضخامت فرض می‌شود به صورت زیر تغییر می‌کند [۱۲]:

رفتار ارتعاشات آزاد مواد هدفمند معیوب را بخوبی ارزیابی کند، بیش از پیش احساس شد. در این راستا در این مقاله، تابع جدیدی ارائه خواهد شد که با استفاده از آن بتوان رفتار ارتعاشی ورق‌های ساندویچی با هسته هدفمند معیوب و رویه‌های پیزوالکتریک را بخوبی ارزیابی کند. سپس تحلیل ارتعاشات آزاد ورق هدفمند سالم و معیوب با استفاده از تئوری تغییر شکل برشی هایپربولیک انجام می‌شود. معادلات حاکم بر مبنای اصل همپتون استخراج می‌گردند.

۲- به دست آوردن معادلات حاکم

در این بخش در ابتدا مدل هندسی مورد مطالعه ارائه می‌گردد، سپس تئوری مورد استفاده ارائه می‌شود. بعد از آن روابط تنش-کرنش بیان می‌شود و در انتهای این بخش، معادلات حاکم بر ارتعاشات آزاد ورق هدفمند سالم و معیوب بر مبنای تئوری مرتبه بالای هایپربولیک استخراج خواهد شد.



شکل ۱: هندسه ورق هدفمند مورد مطالعه

هندسه مدل مورد مطالعه در این مقاله از ورق هدفمند معیوب تشکیل شده است. همانطور که در شکل ۱ نشان داده شده است ضخامت h ، ضخامت ورق هدفمند می‌باشد. همچنین ورق دارای طول a و عرض b می‌باشد.

در این مقاله تئوری تغییر شکل برشی هایپربولیک ارائه شده برای مدلسازی میدان جابجایی به صورت زیر می‌باشد [۱]:

$$\begin{aligned} \{A_i, B_i, D_i, E_i, F_i, G_i, H_i\} = \\ \int (1, z, z^2, f(z), zf(z), f(z)^2, g(z)^2) c_i dz \\ \{I_1, I_2, I_3, I_4, I_5, I_6, I_7, I_8\} = \\ \int (1, z, z^2, f(z), zf(z), f(z)^2, g(z), g(z)^2) \rho(z) dz \end{aligned} \quad (۸)$$

چون شرایط حاکم بر صفحه یک شرایط استاتیکی است، از اصل همپلتون به منظور محاسبه معادلات حاکم بر مساله استفاده می‌شود. بر اساس این اصل داریم [۱]:

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta U - \delta T) dt = 0 \quad (۹)$$

که در آن δU تغییرات انرژی کرنشی و δW کار نیروهای خارجی می‌باشد.

انرژی کرنشی ورق را می‌توان بر حسب کلیه تنش‌ها و کرنش‌های وارد بر ورق به صورت زیر محاسبه نمود [۱]:

$$\begin{aligned} \delta U = \int_V (\sigma_x \delta \epsilon_x + \sigma_y \delta \epsilon_y + \tau_{xy} \delta \gamma_{xy} + \\ \tau_{xz} \delta \gamma_{xz} + \tau_{yz} \delta \gamma_{yz}) dV \end{aligned} \quad (۱۰)$$

کار نیروهای خارجی ورق بصورت زیر تعریف می‌شود [۱]:

$$\begin{aligned} \delta T = \int_V \rho \vec{v} \cdot \delta \vec{v} dV \Rightarrow \\ \delta T = \int_V \rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} \frac{\partial \delta u}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial t} \frac{\partial \delta v}{\partial t} + \frac{\partial w}{\partial t} \frac{\partial \delta w}{\partial t} \right] dV \end{aligned} \quad (۱۱)$$

جهت استخراج معادلات حاکم بر مساله لازم است تا کلیه کرنش‌ها و جابجایی‌های موجود در رابطه‌ی (۱۱) با مجهولات مفروض در میدان‌های جابجایی روابط (۳) جایگذاری شود [۱]:

$$E(z) = E_2 + (E_1 - E_2) \left(\frac{1}{2} + \frac{z}{h} \right)^k; -0.5h \leq z \leq 0.5h \quad (۴)$$

برای مدل‌سازی صفحه FG معیوب از دو مدل استفاده می‌شود، در مدل اول فرض می‌شود تغییرات مدول الاستیک در راستای ضخامت بصورت زیر تغییر کند [۱۲]:

$$\begin{aligned} E_1(z) &= E_2 + (E_1 - E_2) \left(\frac{1}{2} + \frac{z}{h} \right)^k; -0.5h \leq z \leq 0 \\ E_2(z) &= E_2 + (E_1 - E_2) \left(\frac{1}{2} + \frac{z}{h} \right)^k; 0 \leq z \leq a \\ E_3(z) &= E_1; a \leq z \leq 0.5h \end{aligned} \quad (۵)$$

در مدل دوم فرض می‌شود تغییرات مدول الاستیک در راستای ضخامت بصورت زیر تغییر کند [۱۲]:

$$\begin{aligned} E_1(z) &= E_2 + (E_1 - E_2) \left(\frac{1}{2} + \frac{z}{h} \right)^k; \\ 0 &\leq z \leq 0.5h \\ E_2(z) &= E_2 + (E_1 - E_2) \left(\frac{1}{2} + \frac{z}{h} \right)^k; \\ -b &\leq z \leq 0 \\ E_3(z) &= E_2; -0.5 \leq z \leq -b; -0.5 \leq \frac{b}{h} \leq 0 \end{aligned} \quad (۶)$$

منتجه‌های تنش برای ورق هدفمند به صورت زیر تعریف می‌شوند [۱]:

$$\begin{aligned} \int \sigma_i dz &= N_i; (i = x, y, xy) \\ \int \sigma_i z dz &= M_i^b; (i = x, y, xy) \\ \int \sigma_i f(z) dz &= M_i^s; (i = x, y, xy) \\ \int \tau_{ij} g(z) dz &= S_{ij}; (i, j = xz, yz) \\ \int D_i \cos\left(\frac{\pi z}{h}\right) dz &= P_i; (i = x, y) \end{aligned} \quad (۷)$$

ثوابت مورد استفاده در این مقاله به صورت زیر تعریف می‌شود [۱]:

$$\begin{aligned} \delta T = \int_V \rho \left[\left(\frac{\partial u_0}{\partial t} - z \frac{\partial^2 w_b}{\partial x \partial t} - f(z) \frac{\partial^2 w_s}{\partial x \partial t} \right) \right. \\ \left(\frac{\partial \delta u_0}{\partial t} - z \frac{\partial^2 \delta w_b}{\partial x \partial t} - f(z) \frac{\partial^2 \delta w_s}{\partial x \partial t} \right) + \\ \left(\frac{\partial v_0}{\partial t} - z \frac{\partial^2 w_b}{\partial y \partial t} - f(z) \frac{\partial^2 w_s}{\partial y \partial t} \right) \\ \left(\frac{\partial \delta v_0}{\partial t} - z \frac{\partial^2 \delta w_b}{\partial y \partial t} - f(z) \frac{\partial^2 \delta w_s}{\partial y \partial t} \right) + \\ \left. \left(\frac{\partial w_b}{\partial t} + \frac{\partial w_s}{\partial t} + g(z) \frac{\partial \phi}{\partial t} \right) \left(\frac{\partial \delta w_b}{\partial t} + \frac{\partial \delta w_s}{\partial t} + g(z) \frac{\partial \delta \phi}{\partial t} \right) \right] dV \end{aligned} \quad (15)$$

با گسترش رابطه (۱۵) داریم:

$$\begin{aligned} \delta T = \iint_A \rho \left[\frac{-\partial^2 u_0}{\partial t^2} \delta u_0 - z \frac{\partial^3 u_0}{\partial x \partial t^2} \delta w_b - \right. \\ f(z) \frac{\partial u_0}{\partial x \partial t^2} \delta w_s + z \frac{\partial^3 w_b}{\partial x \partial t^2} \delta u_0 + \\ z^2 \frac{\partial^4 w_b}{\partial x^2 \partial t^2} \delta w_b + z f(z) \frac{\partial^4 w_b}{\partial x^2 \partial t^2} \delta w_s \\ + f(z) \frac{\partial^3 w_s}{\partial x \partial t^2} \delta u_0 + z f(z) \frac{\partial^4 w_s}{\partial x^2 \partial t^2} \delta w_b + \\ f(z)^2 \frac{\partial^2 w_s}{\partial x^2 \partial t^2} \delta w_s - \frac{\partial^2 v_0}{\partial t^2} \delta v_0 \\ - z \frac{\partial^3 v_0}{\partial y \partial t^2} \delta w_b - f(z) \frac{\partial^3 v_0}{\partial y \partial t^2} \delta w_s + z \frac{\partial^3 w_b}{\partial y \partial t^2} \delta v_0 + \\ z^2 \frac{\partial^4 w_b}{\partial y^2 \partial t^2} \delta w_b + z f(z) \frac{\partial^4 w_b}{\partial y^2 \partial t^2} \delta w_s + f(z) \frac{\partial^4 w_s}{\partial y \partial t^2} \delta v_0 \\ + z f(z) \frac{\partial^4 w_s}{\partial y^2 \partial t^2} \delta w_b + f(z)^2 \frac{\partial^2 w_s}{\partial y^2 \partial t^2} \delta w_s - \frac{\partial^2 w_b}{\partial t^2} \delta w_b \\ - \frac{\partial^2 w_b}{\partial t^2} \delta w_s - g(z) \frac{\partial^2 w_b}{\partial t^2} \delta \phi - \frac{\partial^2 w_s}{\partial t^2} \delta w_b - \\ \frac{\partial^2 w_s}{\partial t^2} \delta w_s - g(z) \frac{\partial^2 w_s}{\partial t^2} \delta \phi - g(z) \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \delta w_b \\ \left. - g(z) \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \delta w_s - g(z)^2 \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \delta \phi \right] dz dA \end{aligned} \quad (16)$$

با جایگذاری رابطه (۸) در رابطه (۱۶) داریم:

$$\begin{aligned} \delta U = \iint_A \left[\sigma_x \left(\frac{\delta u_0}{\partial x} - z \frac{\partial^2 \delta w_b}{\partial x^2} - f(z) \frac{\partial^2 \delta w_s}{\partial x^2} \right) \right. \\ + \sigma_y \left(\frac{\partial \delta v_0}{\partial y} - z \frac{\partial^2 \delta w_b}{\partial y^2} - f(z) \frac{\partial^2 \delta w_s}{\partial y^2} \right) \\ + \tau_{xy} \left(\frac{\partial \delta u_0}{\partial y} + \frac{\partial \delta v_0}{\partial x} - 2z \frac{\partial^2 \delta w_b}{\partial x \partial y} - 2f(z) \frac{\partial^2 \delta w_s}{\partial x \partial y} \right) \\ + \tau_{xz} \left(g(z) \frac{\partial \delta w_s}{\partial x} + g(z) \frac{\partial \delta \phi}{\partial x} \right) \\ + \tau_{yz} \left(g(z) \frac{\partial \delta w_s}{\partial y} + g(z) \frac{\partial \delta \phi}{\partial y} \right) \Big] dz dA \end{aligned} \quad (17)$$

با جایگذاری رابطه (۷) در رابطه (۱۷) داریم:

$$\begin{aligned} \delta U = \int_A \left[\left(N_x \frac{\partial \delta u_0}{\partial x} - M_x^b \frac{\partial^2 \delta w_b}{\partial x^2} - M_x^s \frac{\partial^2 \delta w_s}{\partial x^2} \right) \right. \\ + \left(N_y \frac{\partial \delta v_0}{\partial y} - M_y^b \frac{\partial^2 \delta w_b}{\partial y^2} - M_y^s \frac{\partial^2 \delta w_s}{\partial y^2} \right) \\ + \left(N_{xy} \frac{\partial \delta u_0}{\partial y} + N_{xy} \frac{\partial \delta v_0}{\partial x} - 2M_{xy}^b \frac{\partial^2 \delta w_b}{\partial x \partial y} \right. \\ \left. - 2M_{xy}^s \frac{\partial^2 \delta w_s}{\partial x \partial y} \right) \Big] dA \end{aligned} \quad (18)$$

با گسترش رابطه (۱۳) داریم:

$$\begin{aligned} \delta U = \int_A \left[\left(-\frac{\partial N_x}{\partial x} \delta u_0 - \frac{\partial^2 M_x^b}{\partial x^2} \delta w_b - \frac{\partial^2 M_x^s}{\partial x^2} \delta w_s \right) \right. \\ + \left(-\frac{\partial N_y}{\partial y} \delta v_0 - \frac{\partial^2 M_y^b}{\partial y^2} \delta w_b - \frac{\partial^2 M_y^s}{\partial y^2} \delta w_s \right) + \\ \left(-\frac{\partial N_{xy}}{\partial y} \delta u_0 - \frac{\partial N_{xy}}{\partial x} \delta v_0 - 2 \frac{\partial^2 M_{xy}^b}{\partial x \partial y} \delta w_b \right. \\ \left. - 2 \frac{\partial^2 M_{xy}^s}{\partial x \partial y} \delta w_s \right) \Big] dA \end{aligned} \quad (19)$$

با جایگذاری رابطه (۳) در رابطه (۱۹) داریم:

$$\begin{aligned} \delta u : & A_{11} \frac{\partial^2 u_0}{\partial x^2} + A_{66} \frac{\partial^2 u_0}{\partial y^2} + (A_{12} + A_{66}) \frac{\partial^2 v_0}{\partial x \partial y} \\ & - B_{11} \frac{\partial^3 w_b}{\partial x^3} - (B_{12} + 2B_{66}) \frac{\partial^3 w_b}{\partial x \partial y^2} - \\ & (E_{12} + 2E_{66}) \frac{\partial^3 w_s}{\partial x \partial y^2} - E_{11} \frac{\partial^3 w_s}{\partial x^3} + K_{13} \frac{\partial \psi}{\partial x} = \\ & I_1 u - I_2 w_{b,x} - I_4 w_{s,x} \end{aligned} \quad (۱۹)$$

$$\begin{aligned} \delta v : & (A_{12} + A_{66}) \frac{\partial^2 u_0}{\partial x \partial y} + A_{66} \frac{\partial^2 v_0}{\partial x^2} + A_{22} \frac{\partial^2 v_0}{\partial y^2} \\ & - B_{12} \frac{\partial^3 w_b}{\partial y \partial x^2} - 2B_{66} \frac{\partial^3 w_b}{\partial y \partial x^2} - B_{22} \frac{\partial^3 w_b}{\partial y^3} \\ & - (E_{12} + 2E_{66}) \frac{\partial^3 w_s}{\partial y \partial x^2} - E_{22} \frac{\partial^3 w_s}{\partial y^3} = \\ & I_1 v - I_2 w_{b,y} - I_4 w_{s,y} \end{aligned} \quad (۲۰)$$

$$\begin{aligned} \delta w_b : & B_{11} \frac{\partial^3 u_0}{\partial x^3} + (B_{12} + 2B_{66}) \frac{\partial^3 u_0}{\partial x \partial y^2} + \\ & (B_{12} + 2B_{66}) \frac{\partial^3 v_0}{\partial x^2 \partial y} + B_{22} \frac{\partial^3 v_0}{\partial y^3} - D_{11} \frac{\partial^4 w_b}{\partial x^4} \\ & - D_{22} \frac{\partial^4 w_b}{\partial y^4} - (D_{12} + 4D_{66}) \frac{\partial^4 w_b}{\partial x^2 \partial y^2} - D_{12} \frac{\partial^4 w_b}{\partial x^2 \partial y^2} - F_{11} \frac{\partial^4 w_s}{\partial x^4} - F_{22} \frac{\partial^4 w_s}{\partial y^4} \\ & - (2F_{12} + 4F_{66}) \frac{\partial^4 w_s}{\partial x^2 \partial y^2} - N_{xx}^0 \frac{\partial^2 w_b}{\partial x^2} \\ & - N_{xx}^0 \frac{\partial^2 w_s}{\partial x^2} - N_{yy}^0 \frac{\partial^2 w_b}{\partial y^2} - N_{yy}^0 \frac{\partial^2 w_s}{\partial y^2} = \\ & I_1 w_b + I_1 w_s + I_2 u_{0,x} + I_2 v_{0,y} - I_3 w_{b,xx} \\ & - I_3 w_{b,yy} - I_5 w_{s,xx} - I_5 w_{s,yy} + I_7 \varphi \end{aligned} \quad (۲۱)$$

$$\begin{aligned} \delta T = \int_A & \left(-I_1 \ddot{u} \delta u_0 - I_2 \ddot{u}_{,x} \delta w_b \right. \\ & - I_4 \ddot{u}_{,x} \delta w_s + I_2 \ddot{w}_{b,x} \delta u_0 + I_3 \ddot{w}_{b,xx} \delta w_b \\ & + I_5 \ddot{w}_{b,xx} \delta w_s + I_4 \ddot{w}_{s,x} \delta u_0 + I_5 \ddot{w}_{s,xx} \delta w_b \\ & + I_6 \ddot{w}_{s,xx} \delta w_s - I_1 \ddot{v} \delta v_0 - I_2 \ddot{v}_{,y} \delta w_b \\ & - I_4 \ddot{v}_{,y} \delta w_s + I_2 \ddot{w}_{b,y} \delta v_0 + I_3 \ddot{w}_{b,yy} \delta w_b \\ & + I_5 \ddot{w}_{b,yy} \delta w_s + I_4 \ddot{w}_{s,y} \delta v_0 + I_5 \ddot{w}_{s,yy} \delta w_b \\ & + I_6 \ddot{w}_{s,yy} \delta w_s - I_1 \ddot{w}_b \delta w_b - I_1 \ddot{w}_b \delta w_s \\ & - I_7 \ddot{w}_b \delta \varphi - I_1 \ddot{w}_s \delta w_b - I_1 \ddot{w}_s \delta w_s - \\ & I_7 \ddot{w}_s \delta \varphi - I_7 \ddot{\varphi} \delta w_b - I_7 \ddot{\varphi} \delta w_s \\ & \left. - I_8 \ddot{\varphi} \delta \varphi \right) dA \end{aligned} \quad (۱۷)$$

با جایگذاری انرژی کرنشی و کار نیروهای خارجی

معادلات حرکت به اصل همیلتون داریم:

$$\begin{aligned} \delta u : & \frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{xy}}{\partial y} = 0 \\ \delta v : & \frac{\partial N_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial N_y}{\partial y} = 0 \\ \delta w_b : & \frac{\partial^2 M_x^b}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_y^b}{\partial y^2} + 2 \frac{\partial^2 M_{xy}^b}{\partial x \partial y} - N_{xx}^0 \frac{\partial^2 w_b}{\partial x^2} \\ & - N_{xx}^0 \frac{\partial^2 w_s}{\partial x^2} - N_{yy}^0 \frac{\partial^2 w_b}{\partial y^2} - N_{yy}^0 \frac{\partial^2 w_s}{\partial y^2} = 0 \end{aligned} \quad (۱۸)$$

$$\begin{aligned} \delta w_s : & \frac{\partial^2 M_x^s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_y^s}{\partial y^2} + 2 \frac{\partial^2 M_{xy}^s}{\partial x \partial y} + \frac{\partial S_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial S_{yz}}{\partial y} \\ & - N_{xx}^0 \frac{\partial^2 w_s}{\partial x^2} - N_{xx}^0 \frac{\partial^2 w_b}{\partial x^2} - N_{yy}^0 \frac{\partial^2 w_s}{\partial y^2} - \\ & N_{yy}^0 \frac{\partial^2 w_b}{\partial y^2} = 0 \end{aligned}$$

در نهایت معادلات حاکم به صورت روابط زیر به دست

می آیند:

۴- نتایج و بحث

در این بخش نتایج حاصل از تحلیل ارتعاشات آزاد ورق هدفمند ارائه خواهد شد. در ابتدا نتایج به دست آمده از تحلیل حاضر با نتایج دیگر مراجع اعتبارسنجی می شود و سپس نتایج به دست آمده از ارتعاشات ورق هدفمند معیوب مورد مطالعه و بررسی قرار خواهند گرفت.

۴-۱- اعتبارسنجی تئوری حاضر

در این بخش نتایج حاصل از تحلیل ارتعاشات آزاد ورق هدفمند با نتایج دیگر پژوهش ها مقایسه خواهد شد.

در جدول ۱ مشخصات هندسی و مکانیکی ورق هدفمند ارائه می شود.

جدول ۱: مشخصات هندسی و مکانیکی ورق هدفمند

a/b	ضریب پواسون	مدول الاستیسته
۰/۵	۰/۳	200×10^9
		70×10^9

به منظور اعتبارسنجی روش ارائه شده، نتایج بی بعد شده حاصل از تحلیل ارتعاشات آزاد ورق هدفمند با استفاده از تئوری حاضر با نتایج تحلیلی ارائه شده مراجع [۲۳]، [۲۴] و [۲۵] مقایسه می شوند.

در جدول ۲ فرکانس های طبیعی اول، دوم و سوم ورق هدفمند با استفاده از تئوری جدید با نتایج به دست آمده توسط مراجع [۲۳]، [۲۴] و [۲۵] مقایسه گردیده است. همان طور که در جدول مشاهده می شود نتایج به دست آمده از تئوری حاضر با نتایج حاصل مراجع [۲۳]، [۲۴] و [۲۵] تطابق خوبی دارد که این تطابق نیز می تواند نشان دهنده صحت تئوری مورد مطالعه در این پژوهش باشد.

$$\begin{aligned} \delta w_s : E_{11} \frac{\partial^3 u_0}{\partial x^3} + (E_{12} + 2E_{66}) \frac{\partial^3 u_0}{\partial x \partial y^2} + \\ (E_{12} + 2E_{66}) \frac{\partial^3 v_0}{\partial x^2 \partial y} + E_{22} \frac{\partial^3 v_0}{\partial y^3} - F_{11} \frac{\partial^4 w_b}{\partial x^4} \\ F_{22} \frac{\partial^4 w_b}{\partial y^4} - (2F_{12} + 4F_{66}) \frac{\partial^4 w_b}{\partial x^2 \partial y^2} - \\ - G_{11} \frac{\partial^4 w_s}{\partial x^4} - (2G_{12} + 4G_{66}) \frac{\partial^4 w_s}{\partial x^2 \partial y^2} \\ + G_{22} \frac{\partial^4 w_s}{\partial y^4} + H_{44} \frac{\partial^2 w_s}{\partial x^2} + H_{55} \frac{\partial^2 w_s}{\partial y^2} \\ + H_{44} \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + H_{55} \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} - N_{xx}^0 \frac{\partial^2 w_s}{\partial x^2} - N_{xx}^0 \frac{\partial^2 w_b}{\partial x^2} \\ - N_{yy}^0 \frac{\partial^2 w_s}{\partial y^2} - N_{yy}^0 \frac{\partial^2 w_b}{\partial y^2} = I_1 \ddot{w}_b + \\ I_1 \ddot{w}_s + I_4 \ddot{u}_{0,x} + I_4 \ddot{v}_{0,y} - I_5 \ddot{w}_{b,xx} - I_5 \ddot{w}_{b,yy} \\ - I_6 \ddot{w}_{s,xx} - I_6 \ddot{w}_{s,yy} - I_7 \ddot{\phi} \end{aligned} \quad (22)$$

۳- حل معادلات حاکم

با استفاده از روش ناویر، معادلات دیفرانسیل حاکم بر مسئله برای شرایط مرزی ساده به صورت زیر تعریف می شوند [۱]:

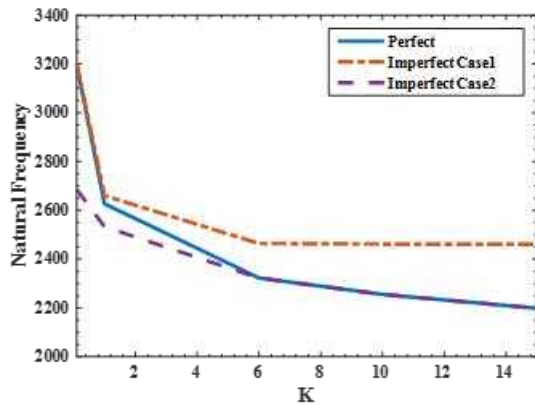
$$\begin{Bmatrix} u_0 \\ v_0 \\ w_b \\ w_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} U e^{i\omega t} \cos \lambda x \sin \mu y \\ V e^{i\omega t} \sin \lambda x \cos \mu y \\ W_b e^{i\omega t} \sin \lambda x \sin \mu y \\ W_s e^{i\omega t} \sin \lambda x \sin \mu y \end{Bmatrix} \quad (23)$$

$$\lambda = \frac{n\pi}{a}, \mu = \frac{m\pi}{b}$$

که در آن U, V, W_b, W_s مجهولات معادلات می باشند.

ماتریس ضرایب جابه جایی را می توان به صورت زیر بیان کرد:

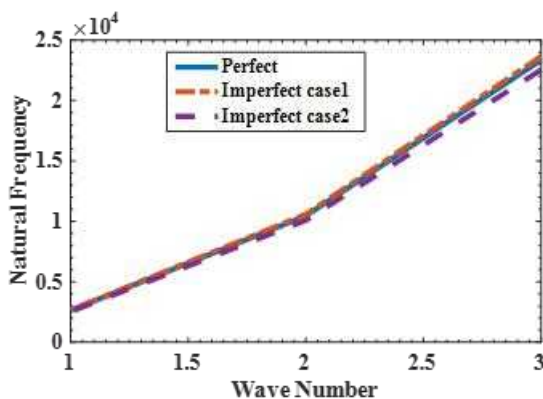
$$[K]_{4 \times 4} \omega - [N]_{4 \times 4} = 0 \quad (24)$$



شکل ۲: اثر تابع تغییرات خواص مواد بر روی فرکانس‌های طبیعی ورق هدفمند

۴-۳- بررسی اثر عدد موج بر روی فرکانس طبیعی ورق هدفمند

در این بخش اثر تغییرات عدد موج ورق هدفمند بر روی پاسخ ارتعاشات آزاد ورق هدفمند کامل و معیوب مورد مطالعه قرار می‌گیرد. در شکل ۳ تغییرات فرکانس‌های طبیعی ورق هدفمند کامل، معیوب مدل اول و معیوب مدل دوم برای مقادیر مختلف تغییرات عدد موج ورق هدفمند نشان داده شده است.



شکل ۳: بررسی اثر عدد موج بر روی فرکانس طبیعی ورق هدفمند

همان‌طور که شکل ۳ نشان می‌دهد با افزایش عدد موج مقدار فرکانس طبیعی ورق هدفمند به سرعت افزایش می‌یابد.

جدول ۲: مقایسه نتایج حاصل از ارتعاشات آزاد ورق هدفمند تئوری

حاضر با نتایج مراجع [۲۳]، [۲۴] و [۲۵]

K	a/h	حاضر	مراجع [۲۳]	مراجع [۲۴]	مراجع [۲۵]
۲۰	۰/۰۱۵۱	۰/۰۱۵۳	۰/۰۱۵۳	۰/۰۱۵۳	۰/۰۱۵۳
۱۰	۰/۰۵۹۶	۰/۰۵۹۸	۰/۰۵۹۷	۰/۰۵۹۶	۰/۰۵۹۶
۵	۰/۰۱۵۱	۰/۲۱۹۷	۰/۲۱۹۲	۰/۲۱۹۳	۰/۲۱۹۳

۴-۲- بررسی اثر تابع تغییرات خواص مواد بر روی فرکانس طبیعی ورق هدفمند

در این بخش اثر توان تابع تغییرات خواص در ورق هدفمند (K) بر روی پاسخ ارتعاشات آزاد ورق هدفمند کامل و معیوب مورد مطالعه قرار می‌گیرد. در شکل ۲ تغییرات فرکانس‌های طبیعی ورق هدفمند کامل، معیوب مدل اول و معیوب مدل دوم برای مقادیر مختلف K نشان داده شده است.

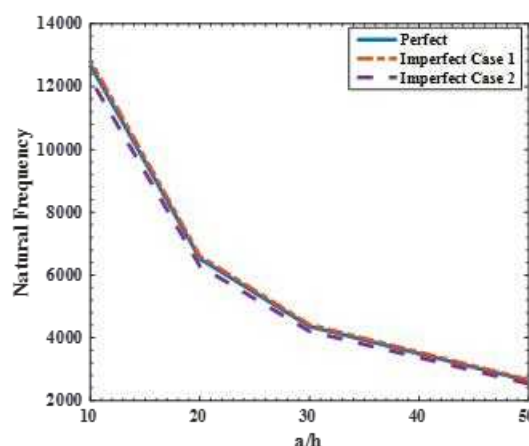
همان‌طور که در شکل ۲ مشاهده می‌شود با افزایش مقدار توان تابع تغییرات خواص مواد از ۰/۱ تا ۶ مقدار فرکانس طبیعی ورق هدفمند برای حالت کامل و معیوب مدل اول و معیوب مدل دوم به شدت کاهش یافته و از مقدار ۶ به بعد توان تابع تغییرات خواص مواد، تغییرات فرکانس طبیعی تقریباً ناچیز است. همچنین در این نمودار مشاهده می‌شود که بیشترین مقدار فرکانس طبیعی برای حالت معیوب مدل اول و کمترین مقدار برای حالت معیوب مدل دوم می‌باشد. همچنین در شکل ۲ مشهود است برای توان تابع تغییرات خواص مواد بیشتر از ۶، نتایج مدل حالت کامل و معیوب مدل دوم بر هم منطبق می‌شود، ولی اختلاف این دو مدل با نتایج معیوب مدل اول افزایش می‌یابد.

۴-۴- بررسی اثر نسبت طول به ضخامت ورق بر روی

فرکانس طبیعی ورق هدفمند

در این بخش اثر تغییرات نسبت طول به ضخامت ورق (a/h) بر روی پاسخ ارتعاشات آزاد ورق هدفمند کامل و معیوب مورد مطالعه قرار می‌گیرد. در شکل ۴ تغییرات فرکانس‌های طبیعی ورق هدفمند کامل، معیوب مدل اول و معیوب مدل دوم برای مقادیر مختلف تغییرات نسبت طول به ضخامت ورق هدفمند (a/h) آورده شده است.

همان‌طور که در شکل ۴ مشاهده می‌شود با افزایش نسبت طول به ضخامت ورق هدفمند، فرکانس طبیعی ورق ساندویچی به سرعت کاهش می‌یابد که علت این امر کاهش ضخامت صفحه هدفمند و در نتیجه کاهش استقامت آن می‌باشد. در این نمودار مشاهده می‌شود که بیشترین مقدار فرکانس طبیعی برای حالت معیوب مدل اول و کمترین مقدار برای حالت معیوب مدل دوم می‌باشد. همچنین شکل ۴ نشان می‌دهد نسبت طول به ضخامت ورق هدفمند (a/h) از ۱۰ تا ۵۰، یعنی با افزایش ۵ برابر این نسبت، مقدار فرکانس حدوداً به ۱/۵ کاهش می‌یابد.



شکل ۴: بررسی اثر نسبت طول به ضخامت ورق بر روی فرکانس

طبیعی ورق هدفمند

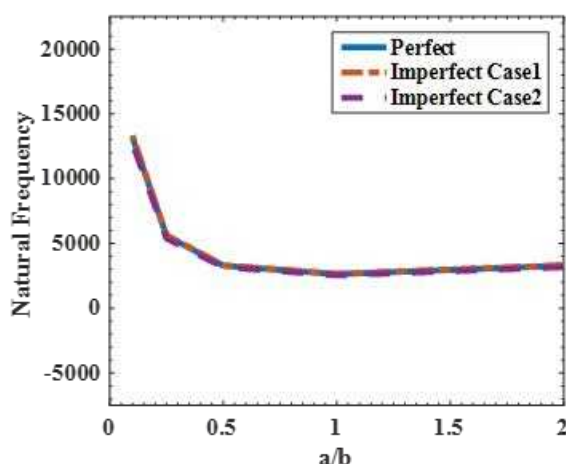
۵- نتیجه‌گیری

۴-۵- بررسی اثر نسبت طول به عرض ورق بر روی فرکانس

طبیعی ورق هدفمند

در این بخش اثر تغییرات نسبت طول به عرض ورق هدفمند (a/b) بر روی پاسخ ارتعاشات آزاد ورق هدفمند کامل و معیوب مورد مطالعه قرار می‌گیرد. در شکل ۵ تغییرات فرکانس‌های طبیعی ورق هدفمند کامل، معیوب مدل اول و معیوب مدل دوم برای مقادیر مختلف تغییرات نسبت طول به عرض ورق (a/b) آورده شده است.

همان‌طور که شکل ۵ نشان می‌دهد با افزایش مقدار نسبت طول به عرض ورق هدفمند از ۰/۱ تا ۱، فرکانس طبیعی با سرعت زیادی کاهش و با افزایش مقدار نسبت طول به عرض ورق هدفمند از مقدار ۱ تا ۲ فرکانس طبیعی افزایش می‌یابد. در این نمودار مشاهده می‌شود که بیشترین مقدار فرکانس طبیعی برای حالت معیوب مدل اول و کمترین مقدار برای حالت معیوب مدل دوم می‌باشد. همچنین شکل ۵ نشان می‌دهد با افزایش ۵ برابر مقدار نسبت طول به عرض ورق هدفمند از ۰/۱ تا ۰/۵، مقدار فرکانس نزدیک به ۱/۵ کاهش می‌یابد.



شکل ۵: بررسی اثر نسبت طول به عرض ورق بر روی فرکانس طبیعی

ورق هدفمند

در این مقاله، تحلیل ارتعاشات آزاد ورق هدفمند با

ic shear deformation theory to free vibration analysis of functionally graded porous plate with piezoelectric face-sheets", *Structural Engineering and Mechanics*, Vol. 71, No. 5, 2019, pp. 459-467.

[2] A. R. Setoodeh, and M. Shojaei, "Application of TW-DQ method to nonlinear free vibration analysis of FG carbon nanotube-reinforced composite quadrilateral plates", *Thin-Walled Structures*, Vol. 108, 2016, pp. 1-11.

[3] M. Livani, and K. Malekzadeh Fard, "Free vibration analysis of doubly curved composite sandwich panels with variable thickness", *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 52, No. 8, pp. 2195-2212, 2019. (in Persian)

[4] M. Rezaee, and V. Shaterian alghalandis, "An Analytical Method for Damped Free Vibration Analysis of a Cracked Beam Considering the Coupled Multimode Equations", *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 52, No. 1, pp. 155-172, 2020. (in Persian)

[5] M. Sobhy, and A. F. Radwan. "A new quasi 3D nonlocal plate theory for vibration and buckling of FGM nanoplates", *International Journal of Applied Mechanics*, Vol. 9, No.1, 2017.

[6] A. Ebrahimi-Mamaghani, R. Sotudeh-Gharebagh, R. Zarghami, and N. Mostoufi, "Thermomechanical stability of axially graded Rayleigh pipes", *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, Vol.50, No. 2, 2022, pp. 412-441.

[7] S. E. Kim, N. D. Duc, V. H. Nam, and N. V. Sy, "Nonlinear vibration and dynamic buckling of eccentrically oblique stiffened FGM plates resting on elastic foundations in thermal environment", *Thin-Walled Structures*, Vol. 142, 2019, pp.287-296.

[8] X. Zhu, Z. Lu, Z. Wang, L. Xue, and A. Ebrahimi-Mamaghani, "A Vibration of spinning functionally graded nanotubes conveying fluid", *Engineering with Computers*, Vol. 38, 2022, pp.1771-1792.

[9] R. Ansari, J. Torabi, and M. Faghih Shojaei, "Buckling and vibration analysis of embedded functionally graded carbon nanotube-reinforced composite annular sector plates under thermal loading", *Composites Part B: Engineering*, Vol. 109, 2017, pp. 197-213.

[10] T. T. Thom, and N. D. Kien, "Free vibration analysis of 2-D FGM beams in thermal environment based on a new third-order shear deformation theory", *Vietnam Journal of Mechanics*, VAST, Vol. 40, No. 2, 2018, pp. 121-140.

[11] H. Shafiei and A. R. Setoodeh "Nonlinear free vibration and post-buckling of FG-CNTRC beams on nonlinear foundation", *Steel and Composite Structures*, Vol. 24, 2017, pp. 65-77.

[12] A. R. Rahimi, M. Livani, and A. Negahban Boron, "Free vibration analysis of functionally graded material beams with transverse crack", *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 51, No. 1, 2021, pp. 277-281.

[13] Y. Wang, K. Xie, T. Fu, and W. Zhang, "A unified modified couple stress model for size-dependent free vibrations of FG cylindrical microshells based on high-or-

استفاده از تئوری هایپربولیک جدید ارائه شده انجام شد و نتایج حاصله با مراجع دیگر اعتبارسنجی گردید. می‌توان ادعا نمود که در این تحقیق یک تئوری جدید مرتبه بالا برای تحلیل ارتعاشات آزاد ورق‌های هدفمند تخت ارائه شده است.

پس از بررسی و جمع‌بندی نتایج حاصل از تحلیل ارتعاشات آزاد ورق هدفمند، می‌توان موارد زیر را نتیجه‌گیری کرد:

- تئوری مرتبه بالای ورق هدفمند جدید مورد استفاده در این مقاله می‌تواند با دقت خوبی رفتار دینامیکی ورق تخت را پیش‌بینی کند.
- با افزایش نسبت طول به عرض ورق هدفمند تخت از ۱/۰ تا ۱، فرکانس طبیعی با سرعت زیادی کاهش و با افزایش نسبت طول به عرض ورق هدفمند از مقدار ۱ تا ۲ فرکانس طبیعی افزایش می‌یابد.
- با افزایش نسبت طول به ضخامت ورق هدفمند فرکانس طبیعی به سرعت کاهش می‌یابد.
- با افزایش مقدار توان تابع تغییرات خواص مواد از ۰/۱ تا ۶ مقدار فرکانس طبیعی ورق هدفمند برای حالت کامل و معیوب مدل اول و معیوب مدل دوم به شدت کاهش یافته و از مقدار ۶ به بعد تابع تغییرات خواص مواد، تغییرات فرکانس طبیعی تقریباً ناچیز است. علت این که بیشترین فرکانس طبیعی مخصوص حالت معیوب مدل اول می‌باشد این است که در معیوب مدل اول خواص ماده به سمت فولاد نزدیکتر می‌شود و همچنین معیوب مدل دوم کمترین مقدار فرکانس طبیعی را دارد که دلیل این رفتار نزدیکتر شدن خواص ماده به سمت آلومینیوم می‌باشد.

۶-مراجع

[1] M. Arefi, and M. Meskini, "Application of hyperbol-

vibration analysis of functionally graded plates", *Composites Part B: Engineering*, Vol. 43, 2012, pp. 711-7.

der shear deformation theory", *European Physical Journal - Plus*, Vol. 135, No. 1, 2020.

[14] R. Meksi, S. Benyoucef, A. Mahmoudi, A. Tounsi, and et al., "An analytical solution for bending, buckling and vibration responses of FGM sandwich plates", *Journal of Sandwich Structures & Materials*, Vol. 21, No. 2, 2019, pp. 727-757.

[15] J. Ehyaei, H. Safarpour, and E. Shahabinejad, "Vibration analysis of a double layer microshell utilizing a modified couple stress theory", *Iranian Journal of Mechanical Engineering Transactions of the ISME*, Vol. 21, No. 1, 2020, pp. 21-44.

[16] H. Safarpour, Z. Esmailpoor Hajilak, and M. Habibi, "A size-dependent exact theory for thermal buckling, free and forced vibration analysis of temperature dependent FG multilayer GPLRC composite nanostructures resting on elastic foundation", *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, Vol. 15, No. 3, 2019, pp. 569-583.

[17] S. C. Chikr, A. Kaci, A. A. Bousahla and ..., "A novel four-unknown integral model for buckling response of FG sandwich plates resting on elastic foundations under various boundary conditions using Galerkin's approach", *Geomechanics and Engineering*, Vol. 21, No. 5, 2020.

[18] D. S. Mashat, A. M. Zenkour, and A. F. Radwan, "A quasi-3D higher-order plate theory for bending of FG plates resting on elastic foundations under hygro-thermo-mechanical loads with porosity", *European Journal of Mechanics-A/Solids*, Vol. 82, 2020.

[19] L. Hadji, M. Avcar, and N. Zouatnia, "Natural frequency analysis of imperfect FG sandwich plates resting on Winkler-Pasternak foundation", *Materials Today: Proceedings*, Vol. 53, No. 1, 2022, pp. 153-160.

[20] D. Singh, and A. Gupta, "Influence of geometric imperfections on the free vibrational response of the functionally graded material sandwich plates with circular cut-outs", *Materials Today: Proceedings*, Vol. 62, No. 3, 2022, pp. 1496-1499.

[21] X. Chen, Y. Lu, Z. Wu, Y. Shao, X. Xue, and Y. Wu, "Free vibration of in-plane bi-directional functionally graded materials rectangular plates with geometric imperfections and general elastic restraints", *Aerospace Science and Technology*, Vol. 132, 2023.

[22] H. Chaabani, S. Mesmoudi, L. Boutahar, and K. El Bikri, "A high-order finite element continuation for buckling analysis of porous FGM plates", *Engineering Structures*, Vol. 279, 2023.

[23] Abualnour, Moussa, and et al., "A novel quasi-3D trigonometric plate theory for free vibration analysis of advanced composite plates", *Composite Structures*, Vol. 184, 2018, pp. 688-697.

[24] Z. Belabed, M. S. A. Houari, and et al., "An efficient and simple higher order shear and normal deformation theory for functionally graded material (FGM) plates", *Composites Part B: Engineering*, Vol. 60, 2014, pp. 274-283.

A. M. A. Neves, A. J. M. Ferreira, and et al., "A quasi-3D sinusoidal shear deformation theory for the static and free

تحلیل حرارتی و طراحی سیستم خنک کننده یک موتور مغناطیس دائم دریایی

مجتبی اسماعیلیان^{۱*}، فرزاد برومند^۱

۱- پژوهشگر، مجتمع دانشگاهی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان، ایران

چکیده

هدف از این تحقیق تحلیل حرارتی یک موتور مغناطیس دائم بدون جاروبک با کاربرد دریایی می باشد. از جمله مزایای موتورهای مغناطیس دائم بدون جاروبک ایجاد گشتاور و توان بالا به نسبت وزن و اندازه آنها می باشد. اما این موضوع منجر به افزایش زیاد دمای موتور می گردد. بنابراین طراحی سیستم خنک کننده برای خنک کاری و کاهش دمای این موتور ضروری می باشد. در نتیجه موتور ابتدا در حالت بدون سیستم خنک کننده و سپس همراه با سیستم های خنک کننده مختلف مورد تحلیل حرارتی قرار گرفته است. به منظور تحلیل حرارتی، ابتدا مدل سازی استاتور و پوسته انجام گرفته و سپس شبیه سازی انجام شده است. به منظور بررسی میزان اثر سیستم خنک کننده و انتخاب یک سیستم خنک کننده بهینه و مناسب در این موتور، دمای بیشینه در سیستم های خنک کننده مختلف با تعداد سوراخ های ۴، ۸ و ۱۲ عدد، قطر سوراخ های گوناگون ۳، ۴ و ۵ میلی متر و سطح مقطع های دایروی و بیضی گون با یکدیگر و با حالت بدون سیستم خنک کننده، مقایسه شده است. نتایج نشان داده است که دمای این موتور در حالت بدون سیستم خنک کننده به حدود ۴۱۶ درجه سانتی گراد می رسد. همچنین سیستم خنک کننده دارای ۸ سوراخ ۴ میلی متری دایروی به عنوان مناسب ترین سیستم خنک کننده برای این موتور معرفی گردیده است.

کلمات کلیدی

موتور مغناطیس دائم، سیستم خنک کننده، تحلیل حرارتی، آب دریا.

Thermal analysis and cooling system design for marine brushless DC motor

Esmailian, Mojtaba^{۱*}, Boroumand, Farzad^۱

1- Faculty of Mechanics, Malek Ashtar University of Technology, Isfahan, Iran

Abstract

The purpose of this research is thermal analysis of a brushless permanent magnet motor with marine application. The advantages of brushless permanent magnet motors are creating high torque and power in proportion to their weight and size. But this issue leads to a large increase in engine temperature. Therefore, the design of the cooling system is essential for cooling and reducing the temperature of this engine. The engine has been thermal analyzed first without cooling system and then with different cooling systems. For the purpose of thermal analysis, the stator and the shell were first modeled and then simulated. The engine has been thermally analyzed first without cooling system and then with different cooling systems. In order to check the effect of the cooling system and choose an optimal and suitable cooling system for this engine, the maximum temperature in different cooling systems with the number of 4, 8 and 12 holes, the diameter of the holes various 3, 4 and 5 mm diameters and circular and oval cross-sections have been compared with each other and with the state without cooling system. The results showed that the temperature of this engine reaches about 416 c without cooling system. Also, the cooling system with 8 circular 4 mm holes has been introduced as the most suitable cooling system for this engine.

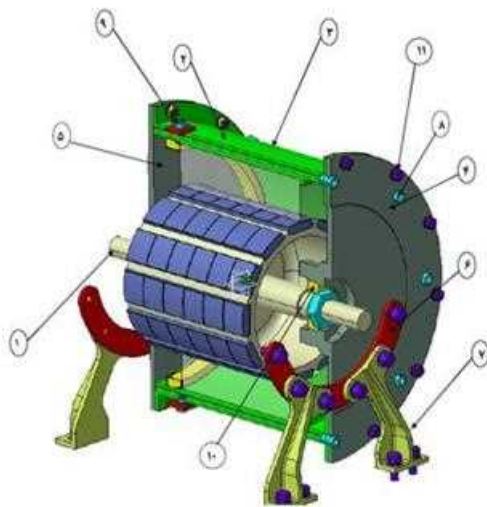
Keywords

Brushless DC motor, Cooling system, Thermal analysis, Sea water.

۱- مقدمه

موتورهای مغناطیس دائم بدون جاروبک^۱ دارای مشخصات ظاهری مشابه با موتورهای سنکرون مغناطیس دائم هستند و همان طور که از اسم آن‌ها پیداست، در این موتورها از جاروبک استفاده نمی‌شود و عمل جابجا شدن قطب‌ها^۲ به صورت الکترونیکی صورت می‌گیرد. در نتیجه به دلیل نبودن جاروبک که یک بخش مکانیکی است، نیاز به تعمیر و نگهداری نمی‌باشد و اصطکاک موتور نیز کاهش می‌یابد [۱]. موتورهای بدون جاروبک مزایای زیادی از جمله بازدهی بالا، عمر زیاد و محدوده سرعت بالاتر نسبت به موتورهای جریان مستقیم و القایی دارند. به همین دلیل استفاده از این موتورها به سرعت افزایش یافته و در صنایع مختلفی از جمله لوازم خانگی، خودروسازی، فضایی، کالاهای مصرفی، پزشکی و تجهیزات اتوماسیون صنعتی و ابزار دقیق به کار گرفته می‌شوند. یکی از مزایای اصلی این موتورها، ایجاد گشتاورهای بالا حتی برای موتورهای با اندازه کوچک می‌باشد و همین امر منجر به کارایی آن‌ها در جایی که محدودیت فضا و وزن وجود دارد، شده است. بنابراین در چند سال اخیر، موتور جریان مستقیم بدون جاروبک مورد توجه محققین و صنایع مختلف قرار گرفته است. شکل ۱ نمای برش خورده و اجزای موتور مغناطیس دائم بدون جاروبک را نشان می‌دهد.

موتورهای DC بدون جاروبک مغناطیسی دائم، عموماً دارای ویژگی‌های متعددی مانند وزن سبک، اندازه کوچک و راندمان بالا هستند. این بدان معنی است که طراحی حرارتی آن موتورها بسیار جدی است [۳]. موتورهای مغناطیس دائم بدون جاروبک همانند سایر موتورهای دارای اتلاف انرژی می‌باشند و درصدی از انرژی در آن‌ها به گرما تبدیل می‌گردد. افزایش دمای بیش از اندازه در این موتورها می‌تواند عمر مفید موتور را کاهش داده و منجر به آسیب به آن گردد.



۱- روتور

۲- استاتور

۳- پوسته نگه‌دارنده استاتور

۴- درپوش لبه‌ای شکل با پیچ‌های دوردیده

۵- درپوش لبه‌ای شکل با پیچ‌های یک ردیفه

۶- واسطه

۷- پایه

۸- رابط آب

۹- رابط آب

۱۰- بلبرینگ

۱۱- محل اتصال پیچی بین پوسته نگه‌دارنده استاتور و درپوش

شکل ۱: نمای برش خورده سه بعدی موتور به همراه اجزاء تشکیل‌دهنده آن [۲]

این موضوع نیاز به تحلیل حرارتی موتور را توجیه می‌نماید. با توجه به اهمیت موضوع، تحقیقاتی در زمینه تحلیل و آنالیز حرارتی این موتورها انجام گرفته است. چاکاراپانی و همکاران [۴] به تحلیل حرارتی یک موتور مغناطیس دائم بدون جاروبک به روش المان محدود پرداختند. آن‌ها نتایج حاصل از تحلیل حرارتی موتور در شرایط مختلف را که با دو روش مختلف بررسی نموده بودند با یکدیگر مقایسه و روش مناسبی برای تحلیل حرارتی موتور بدون جاروبک ارائه نمودند. ونجوان و همکاران [۵] نیز تحلیل حرارتی یک موتور مغناطیس دائم بدون جاروبک را به روش المان محدود دو بعدی انجام داده و نتایج عددی را با نتایج تجربی اعتبارسنجی نموده و در

^۱ Brushless Direct Current Motor

^۲ Commutation

ارائه نموده و بررسی کامل تلفات حرارتی در موتور را انجام دادند. برای این منظور، مدل شبکه حرارتی با در نظر گرفتن تلفات به عنوان منبع گرما ساخته شد. آن‌ها بر اساس این مدل، یک موتور بدون جاروبک ۱۲ کیلوواتی را تحت شرایط بار و سیکل‌های کاری مختلف با استفاده از نرم‌افزار MATLAB، شبیه‌سازی نمودند. در انتها نیز برای تایید مدل، نتایج شبیه‌سازی را با نتایج شبیه‌سازی انجام گرفته در نرم‌افزار Motor-CAD، مقایسه نمودند. ژانگ و همکاران [۱۱] به بررسی توزیع دما در خنک‌کن یک موتور القایی پرداختند. آن‌ها افزایش دما در موتور را به وسیله آنالیز اجزای محدود توسط مدل حرارتی-مکانیکی محاسبه و با نتایج تجربی مقایسه نمودند. در نتیجه تطابق نتایج تجربی و محاسبات عددی حاصل از مدل‌سازی، کارایی مدل ارائه‌شده توسط آن‌ها را تایید نمود.

هدف این تحقیق، تحلیل حرارتی یک موتور مغناطیس دائم بدون جاروبک با توان ۹ کیلووات با کاربرد دریایی می‌باشد. ازجمله مزایای موتورهای مغناطیس دائم بدون جاروبک ایجاد گشتاور و توان بالا به نسبت وزن و اندازه آن‌ها می‌باشد. اما این موضوع منجر به افزایش زیاد دمای موتور می‌گردد. در نتیجه با توجه به بازه زمانی طولانی استفاده از این موتور، طراحی و استفاده از یک سیستم خنک‌کننده برای خنک‌کاری و کاهش دمای این موتور ضروری می‌باشد. در این تحقیق، موتور ابتدا در حالت بدون سیستم خنک‌کننده و سپس همراه با سیستم‌های خنک‌کننده مختلف مورد تحلیل حرارتی قرار گرفته است. با تحلیل حرارتی موتور توسط نرم‌افزار ANSYS-GAMBIT، بیشینه دمای استاتور و پوسته به‌دست آمده است. در ادامه به ارائه یک سیستم خنک‌کننده برای موتوری با توان ۹ کیلووات پرداخته شده است.

برای خنک نمودن موتورهای مغناطیس دائم بدون جاروبک، بسته به کارایی آن‌ها، روش‌های مختلفی وجود دارد. یکی از رایج‌ترین روش‌های خنک‌کاری این موتورهای

نتیجه اثربخشی محاسبات را تایید کردند. نظری مرعشی و همکاران [۶] در تحقیق خود ساختار جدیدی برای بهینه‌سازی تلفات جریان در موتور مغناطیسی دائم بدون جاروبک ارائه نمودند. آن‌ها از مدار حرارتی گذرا برای آنالیز حرارتی موتور استفاده نمودند. با پیاده‌سازی مدار حرارتی در نرم‌افزار PSPICE، محاسبه دما در قسمت‌های مختلف موتور را انجام دادند. مین میاوا و همکاران [۷] به آنالیز حرارتی یک موتور مغناطیس دائم بدون جاروبک با تمرکز بر استاتور آن، پرداختند. در تحقیق آن‌ها روش‌هایی برای ساخت یک مدل حرارتی استاتیک المان محدود و یک مدل حرارتی تحلیلی که مبتنی بر روش شبکه حرارتی معادل است، ارائه شده است. در انتهای تحقیق آن‌ها، نتایج تحلیل‌های حاصل از مدل‌های ارائه‌شده با نتایج تجربی اعتبارسنجی و تایید شد. آن‌ها اعلام نمودند که روش‌های تحلیل حرارتی ارائه‌شده توسط آن‌ها برای سایر موتورهای الکتریکی نیز مناسب می‌باشد. لیو و همکاران [۸] به بررسی و تحلیل حرارتی یک موتور مغناطیس دائم بدون جاروبک پرداختند. شوکلا و همکاران [۹] به تحلیل حرارتی یک موتور مغناطیس بدون جاروبک مورد استفاده در پمپ‌های شناور پرداختند. آن‌ها افزایش دما در نقاط مختلف موتور را مورد ارزیابی قرار دادند. در تحقیق آن‌ها، مدل‌سازی شبکه حرارتی موتور برای انجام آنالیز حرارتی حالت پایدار و گذرا که در نرم‌افزار Motor-CAD انجام می‌شود، پیشنهاد شده است. آن‌ها اعلام نمودند که شرایط فرار حرارتی در تحلیل حالت پایدار با افزایش شدید دمای سیم‌پیچ‌ها و آهن‌ریاها مشاهده شد. از آنجایی که پمپ‌های شناور تحت عملیات حالت پایدار قرار می‌گیرند، یک آرایش خنک‌کننده نیز پیشنهاد شده است تا افزایش دما را در محدوده قابل قبول نگه دارد. لی و همکاران [۱۰] در تحقیق خود، یک مدل شبکه حرارتی را برای موتورهای مغناطیسی دائم بدون جاروبک غوطه‌ور در سیال برای کاربردهای هوافضا

الکتریکی استفاده از انتقال حرارت جابجایی اجباری بوسیله طراحی سیستم‌های خنک‌کننده و تحلیل حرارتی سیستم یک فن می باشد. اما اگر که موقعیت عملکردی موتور های مختلف پرداخته شده و بهترین طرحی که بتواند این در یک فضای بسته باشد، امکان استفاده از هوا به عنوان سیستم را در حالت پایدار در دمای زیر ۱۰۰ درجه سانتی سیال خنک کننده وجود ندارد. یکی از آسان ترین روش‌ها گراد نگه دارد، انتخاب شده است.

برای خنک کاری موتور مغناطیس دائم دریایی، استفاده از ۲- مدل سازی و شبیه سازی

آب دریا است، اما با توجه به ایجاد رسوب در پوسته موتور ۲-۱- مدل سازی

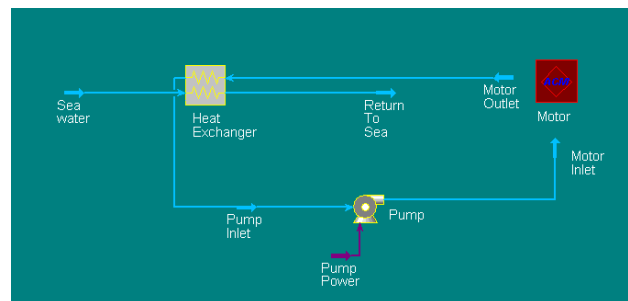
چنین روشی نیز پیشنهاد نمی شود. لکن استفاده از آب معادلات حاکم بر این مسئله در این تحقیق شامل سختی زدایی شده و یا روغن به دلیل عدم ایجاد رسوب در معادله پیوستگی، معادلات ناپیراستوکس و معادله انرژی مجاری حرکت سیال خنک کننده و کاهش امکان خوردگی می باشد که به ترتیب در معادلات شماره ۱ تا ۵ آورده شده پوسته موتور و تجهیزات جانبی، می تواند مناسب ترین روش است.

برای یک موتور مغناطیس دائم بدون جاروبک با کاربرد دریایی باشد. در معادله ۱، V بردار سرعت، ρ چگالی سیال و t زمان است. معادلات ۲ تا ۴ ناظر بر تنش و ناشی از اندازه حرکت

با توجه به نتایج قابل قبول حاصل از استفاده آب سیال هستند. در این معادلات u, v, w سرعت در سه جهت سختی زدایی شده و همچنین سهولت دسترسی به آن، پایه اصلی طراحی در این تحقیق بر اساس بکارگیری این سیال قرار گرفت. برای این منظور چرخه‌ای که شماتیک آن در پوسته، این جریان از نوع آرام می باشد. شکل ۲ آورده شده است، در نظر گرفته شده است.

$$\nabla \cdot \rho \vec{V} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right) \quad (2)$$

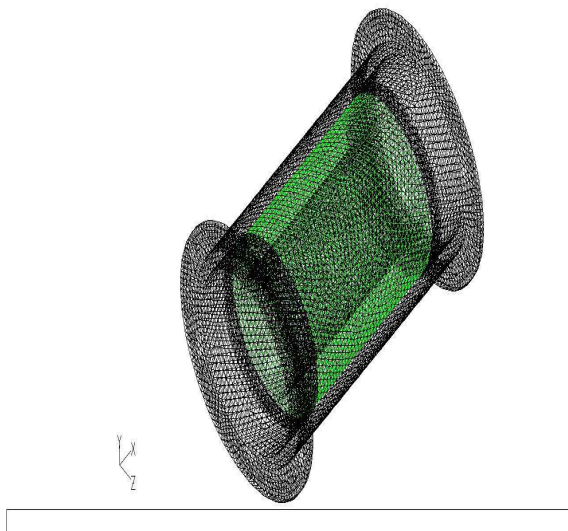


شکل ۲: شماتیک سیکل خنک کاری موتور الکتریکی

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right) \quad (3)$$

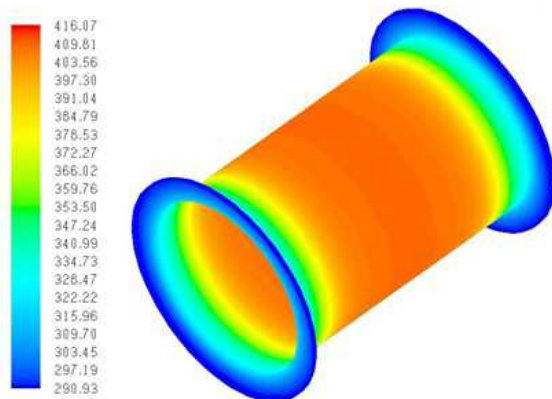
$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right) \quad (4)$$

برای مسیر حرکت سیال از درون پوسته موتور دو حالت قابل استفاده می باشد. حالت اول استفاده از سوراخهایی در طول پوسته و حالت دوم ایجاد لوله های مارپیچ درون پوسته می باشد. از آنجا که فرآیند ساخت لوله های مارپیچ بسیار سخت می باشد، روش استفاده از سوراخهایی در طول پوسته، مبنای اصلی طراحی و مدل سازی ها در این تحقیق قرار گرفته است. در نتیجه در این تحقیق به



شکل ۴: شمایی از شبکه بندی مدل اصلی استاتور و پوسته

مطابق شکل ۵ اگر موتور مدت زمان نامحدودی کار کند، دما در قسمت مرکزی استاتور تا بیش از ۴۱۶ درجه سانتی گراد بالا خواهد رفت.



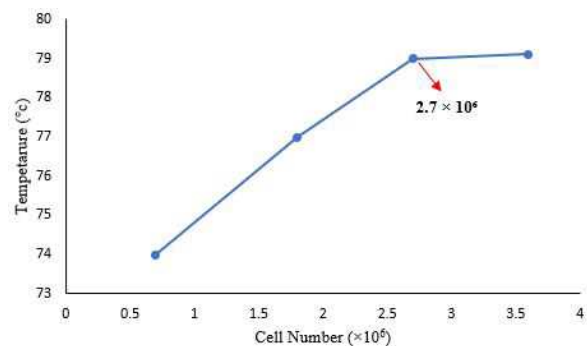
شکل ۵: توزیع دما روی پوسته بعد از رسیدن به حالت پایدار (بدون سیستم خنک کننده)

تنها عامل خنک کننده در سیستم فوق الذکر هوای محیط (۳۲ درجه سانتیگراد) می باشد. جهت نمایش بهتر تغییرات دمایی در حالتی که از سیستم خنک کننده استفاده نشده است، افزایش دمای استاتور و پوسته تنها پس از ۱۵ و ۳۰ دقیقه از کارکرد موتور با حل مساله به صورت غیر دایم، بررسی شده است. شکل ۶ توزیع دما در استاتور و پوسته را پس از ۱۵ و ۳۰ دقیقه از کارکرد موتور بدون سیستم خنک کننده نشان می دهد. مطابق با شکل

$$\rho_v \frac{DT}{Dt} = -\rho \nabla \cdot V + k \nabla^2 T - \nabla \cdot q_{\text{radiation}} + \Phi + q_{\text{generated}} \quad (5)$$

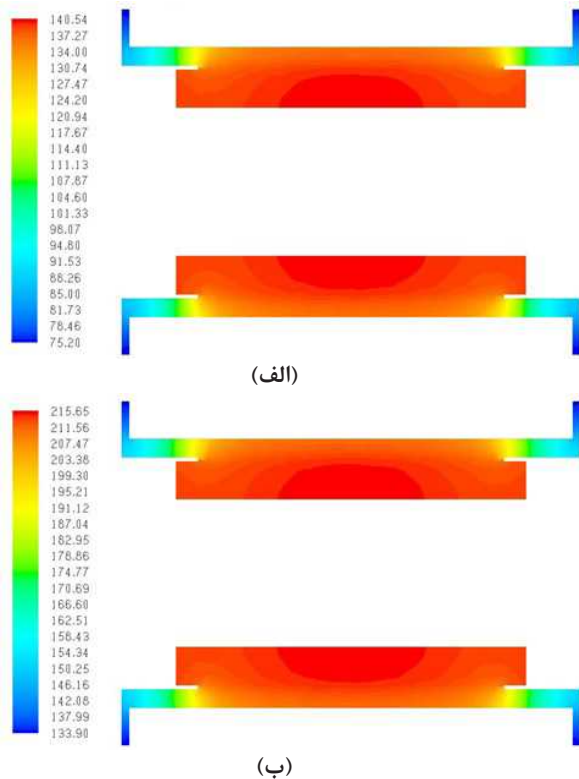
۲-۲- تحلیل حرارتی مدل اولیه موتور بدون سیستم خنک کننده

با توجه به ساختار موتور و تولید حرارت متوسط ۹۰۰ واتی در استاتور واضح است که در اثر گذر زمان دمای استاتور و پوسته فولادی آن بالا می رود. برای بررسی دما در موتور، مدل سازی اولیه و تحلیل حرارتی بدون سیستم خنک کننده انجام گرفت. برای مش بندی مدل از ۲,۷ میلیون مش به صورت شبکه بی سازمان استفاده شده است. زیرا مطابق با نمودار استقلال مش که در شکل ۳ نمایش داده شده است، ریزتر نمودن مش ها تاثیری در افزایش دقت نتایج نداشته است. همچنین برای ورودی جریان سیال خنک کاری از شرط مرزی فشار ورودی استفاده شده است. شار حرارتی ایجاد شده توسط موتور نیز به عنوان شرط مرزی حرارتی لحاظ شده است.



شکل ۳: نمودار استقلال از مش

شکل ۴ مدل اولیه استاتور و پوسته موتور بدون سیستم خنک کننده به همراه شبکه بندی مدل را نشان می دهد. شکل ۵ تحلیل حرارتی مدل بدون سیستم خنک کننده را نمایش می دهد.



شکل ۶: توزیع دما در مقطع طولی استاتور و پوسته بعد از گذشت (الف) ۱۵ دقیقه از شروع به کار موتور (بدون سیستم خنک کننده) (ب) بعد از گذشت ۳۰ دقیقه از شروع به کار موتور (بدون سیستم خنک کننده)

برای انتخاب سیستم خنک کننده مناسب برای این موتور و بررسی میزان اثر سیستم خنک کننده بر این موتور دریایی، مدل های مختلفی از سیستم خنک کننده با تعداد سوراخ متفاوت شامل ۴، ۸ و ۱۲، دو نوع سوراخ متفاوت دایروی و بیضوی و قطر سوراخ های متفاوت شامل ۳، ۴ و ۵ میلیمتر ایجاد شده و تحلیل حرارتی بر روی تمامی آن ها انجام گرفته است. شکل ۷ مدل های ایجاد شده با تعداد سوراخ های مختلف را نشان می دهد.



(الف)

۶، دمای موتور پس از ۱۵ دقیقه کار بعد از شروع به ۱۴۰ و پس از ۳۰ دقیقه به ۲۱۵ درجه سانتی گراد می رسد. پس ملاحظه می شود که با شروع به کار موتور دمای موتور بالا خواهد رفت و استفاده از یک سیستم خنک کاری برای کنترل دمای موتور جهت کارکرد بهینه مورد نیاز می باشد.

۳-۲- تحلیل حرارتی با استفاده از سیستم خنک کننده

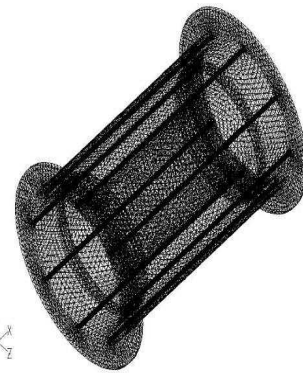
جهت خنک کاری این موتور با توجه به محدودیت های ساختی و جهت سادگی ساخت چند مدل مختلف برای سیستم خنک کاری در نظر گرفته شده است، که مبنای آن بر سوراخ هایی طولی در طول پوسته با قطرهای مختلف ۳، ۴ و ۵ میلیمتر در مرکز آن می باشد. در این روش سیال خنک کن با عبور از این سوراخ ها حرارت پوسته را گرفته و با دمای بالاتری نسبت به دمای ورودی به سوراخ ها از آن ها خارج می گردد. آب گرم خروجی از سیستم در یک مبدل حرارتی توسط آب دریا حرارت خود را از دست داده و با رسیدن به دمای مطلوب وارد سیستم خنک کاری می شود. بدیهی است به منظور جلوگیری از ایجاد رسوبات در سیستم خنک کاری که موجب کاهش ضریب انتقال حرارت سطوح و همچنین مشکلات دیگری نظیر خوردگی می شود باید از آب سختی زدایی شده در این سیکل بسته استفاده کنیم. با توجه به آنکه دمای آب دریا ۰۳ درجه سانتی گراد فرض شده است، دمای آب سرد خروجی از مبدل حرارتی (ورودی به پوسته) را ۳۵ درجه سانتی گراد، مبنای محاسبات قرار داده شده است. در این مدل ها کماکان سطح خارجی پوسته توسط هوای اطراف موتور (که دمای آن ۳۲ درجه سانتی گراد فرض شده است) به صورت انتقال حرارت جابجایی خنک کاری می شود.

بایستی دقت کافی صورت گیرد. سرعت حرکت آب دریا را در حالت عادی، حدود ۲ نات (تقریباً ۱ متر بر ثانیه) در نظر گرفته می‌شود. بنابراین این مسئله، با سرعت حرکت آب دریا برابر ۱ متر بر ثانیه حل گردیده است.

۳- بررسی نتایج شبیه‌سازی

برای دستیابی به توزیع دما و بیشینه دمای استاتور و پوسته به منظور بررسی سیستم‌های خنک‌کننده مختلف در این تحقیق، تحلیل حرارتی برای تمامی این سیستم‌ها انجام شده است. شکل ۸، تحلیل حرارتی انجام گرفته برای سیستم خنک‌کننده با ۴ سوراخ به قطر ۴ میلیمتر در طول پوسته با دبی ۰/۲۹ کیلوگرم بر دقیقه و سرعت ۰/۱ متر بر ثانیه را نشان می‌دهد.

لازم به ذکر است که جهت جریان سیال خنک کن درون لوله‌ها به صورت یک در میان در جهت و خلاف جهت محور x ها در نظر گرفته شده است تا خنک کاری پوسته بازده بالاتری داشته و بیشینه دمای پایین‌تری در کل دامنه حل مسئله ایجاد شود و انتقال حرارت به صورت یکسان بر روی پوسته توزیع گردد. با دقت در نحوه توزیع دما و مقادیر آن مشاهده می‌شود که دما در استاتور بالاتر از سایر نقاط بوده و ماکزیمم دما در ناحیه میانی دو لوله (دورترین فاصله نسبت به لوله‌های خنک کن) و در قسمت انتهایی استاتور که تماس کمتری با خنک‌کننده‌ها دارد اتفاق می‌افتد. بیشینه دما در حالت خنک‌کاری با ۴ لوله طولی و دبی سیال (آب) خنک کن ۰/۲۹ کیلوگرم بر دقیقه (طبق شکل ۸) ۱۲۸ درجه سانتی‌گراد است.



(ب)

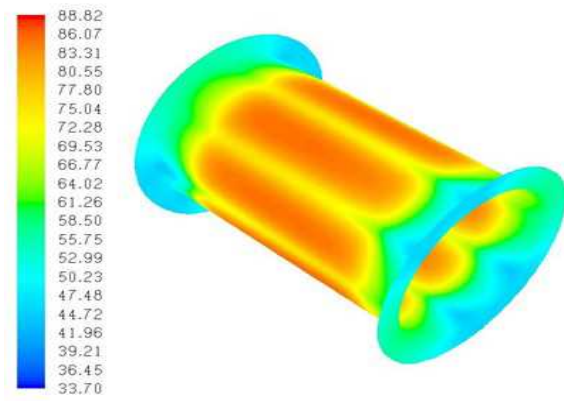


(ج)

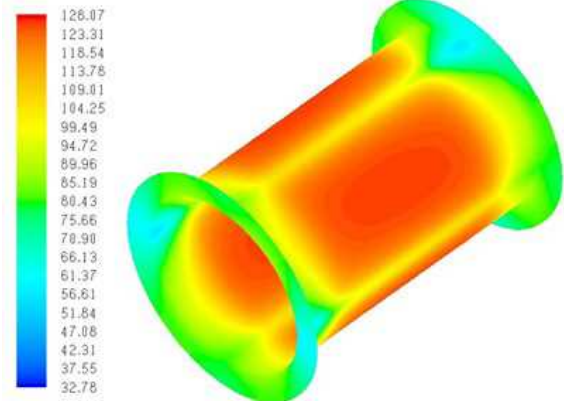
شکل ۷: شبکه بندی مدل با
الف) ۴ سوراخ طولی (ب) ۸ سوراخ طولی (ج) ۱۲ سوراخ طولی

۲-۴- لوله خنک کن گذرنده از داخل آب دریا

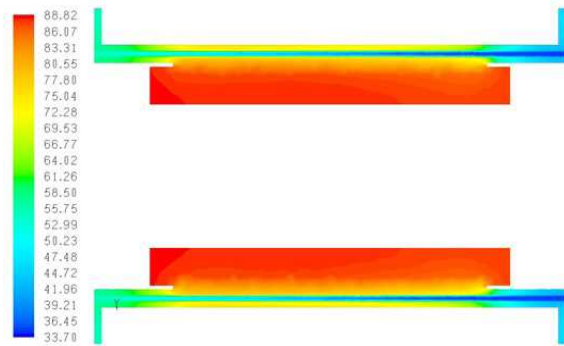
با توجه به هزینه‌بر بودن استفاده از مبدل، بکارگیری آن مقرون به صرفه نبوده و بر اساس محاسبات کامپیوتری، سیستم خنک کاری ساده مثل عبور لوله حاوی آب خنک کاری موتور (آب گذرنده از داخل پوسته) از داخل آب دریا با دمای پیش فرض ۳۰ درجه سانتی‌گراد، کفایت می‌کند. بدین منظور با مدل‌سازی رایانه‌ای طول لوله مورد نیاز که آب گرم پس از عبور از آن به دمای مطلوب زیر ۳۵ درجه سانتی‌گراد می‌رسد، مورد محاسبه قرار گرفت. این دما، دمایی است که مبنای محاسبات برای انتخاب طرح خنک کاری در این تحقیق قرار گرفته است. لوله‌ای که آب خروجی از پوسته را جمع‌آوری کرده و آن را از درون آب خنک دریا عبور می‌دهد یک لوله استاندارد ۱ اینچی با جنس فولاد در نظر گرفته شده است. لازم به تذکر است برای انتخاب جنس لوله به مسئله خوردگی آب دریا نیز



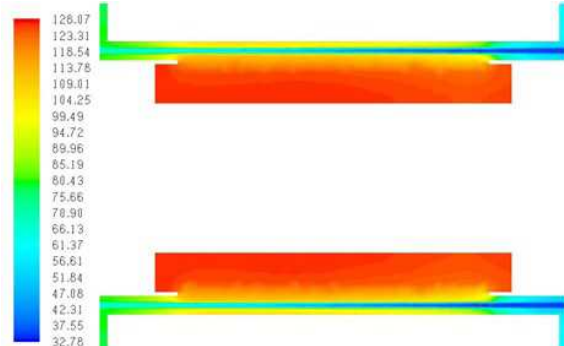
(الف)



(الف)



(ب)



(ب)

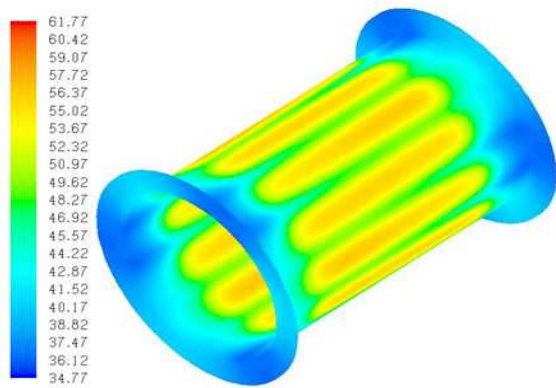
شکل ۹: توزیع دمای موتور با سیستم خنک کننده دارای ۸ سوراخ (الف) روی پوسته در حالت پایدار (ب) در مقطع طولی استاتور و پوسته و در طول یکی از کانال‌ها

بیشینه دما در حالت خنک کاری با ۱۲ لوله طولی و دبی سیال (آب) خنک کن ۰/۸۷ کیلوگرم بر دقیقه (طبق شکل ۱۰) ۷۵ درجه سانتی‌گراد است. جهت دستیابی به دماهای پایین‌تر کاری استاتور و تاثیر شکل سوراخی که سیال خنک کننده از آن می‌گذرد (افزایش سطح انتقال حرارت) در حالت پایدار مدلی با ۱۲ سوراخ بیضی‌گون در طول پوسته جهت گذر سیال خنک کننده طراحی و تحلیل گردید. شکل ۱۱، تحلیل حرارتی انجام گرفته برای سیستم خنک‌کننده با ۱۲ سوراخ بیضی‌گون در طول پوسته و دبی ۲/۵۲ کیلوگرم بر دقیقه را نشان می‌دهد.

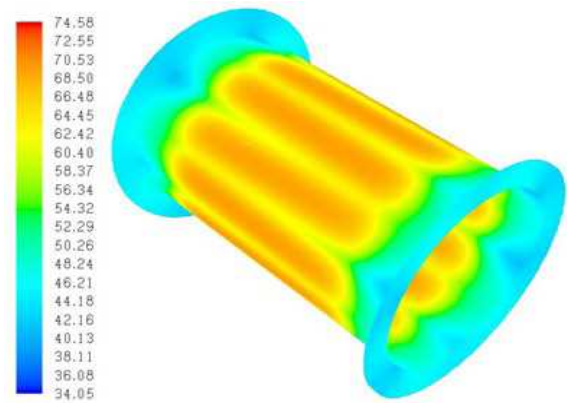
شکل ۸: توزیع دمای موتور با سیستم خنک کننده دارای ۴ سوراخ (الف) روی پوسته در حالت پایدار (ب) در مقطع طولی استاتور و پوسته و در طول یکی از کانال‌ها

با توجه به حصول دمای بالا در حالت استفاده از ۴ سوراخ طولی گذر سیال خنک‌کننده، مدل ۸ سوراخ با قطر ۴ میلیمتر، تحلیل شده‌است. شکل ۹، تحلیل حرارتی انجام گرفته برای سیستم خنک‌کننده با ۸ سوراخ به قطر ۴ میلیمتر در طول پوسته و دبی ۰/۵۸ کیلوگرم بر دقیقه را نشان می‌دهد.

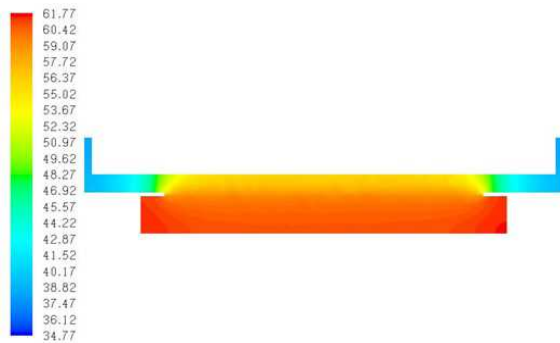
جهت دستیابی به دماهای پایین‌تر کاری استاتور در حالت پایدار مدلی با ۱۲ سوراخ طولی جهت گذر سیال خنک‌کننده طراحی و تحلیل گردید. شکل ۱۰، تحلیل حرارتی انجام گرفته برای سیستم خنک‌کننده با ۱۲ سوراخ به قطر ۴ میلیمتر در طول پوسته و دبی ۰/۸۷ کیلوگرم بر دقیقه را نشان می‌دهد.



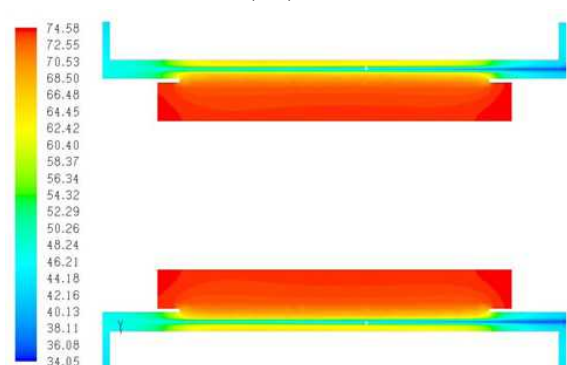
(الف)



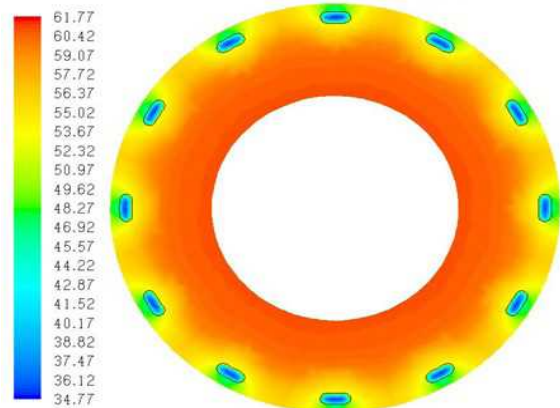
(الف)



(ب)



(ب)



(ج)

شکل ۱۱: توزیع دمای موتور با سیستم خنک کننده دارای ۱۲ سوراخ بیضی‌گون ۴ میلی‌متری (الف) روی پوسته در حالت پایدار (ب) در مقطع طولی استاتور و پوسته و در طول یکی از کانال‌ها (ج) در مقطع استاتور و پوسته

شکل ۱۰: توزیع دمای موتور با سیستم خنک کننده دارای ۱۲ سوراخ (الف) روی پوسته در حالت پایدار (ب) در مقطع طولی استاتور و پوسته و در طول یکی از کانال‌ها

بیشینه دما در حالت خنک کاری با ۱۲ لوله بیضی‌گون طولی و دبی سیال (آب) خنک کن ۲/۵۲ کیلوگرم بر دقیقه (طبق شکل ۱۱) ۶۲ درجه سانتی‌گراد است.

نتایج شبیه‌سازی‌های فوق‌الذکر به صورت خلاصه در جدول ۱ آورده شده است. جدول ۱ بیشینه دمای استاتور و پوسته حاصل از تحلیل حرارتی سیستم‌های خنک‌کننده در این تحقیق را گزارش می‌نماید. این دما نشان‌دهنده میزان تاثیر سیستم‌های خنک‌کننده مختلف با تعداد سوراخ، قطر سوراخ، نوع سوراخ و دبی‌های متفاوت بر کاهش دمای موتور است.

مطابق با جدول ۱ بیشترین کاهش دما مربوط به سیستم خنک‌کننده با ۱۲ سوراخ بیضی‌گون با مقدار حدود ۳۶۰ درجه سانتی‌گراد کاهش در دما و رسیدن به دمای ۵۶ درجه سانتی‌گراد می‌باشد. اما نکته قابل توجه این است که ایجاد سوراخ‌های بیضی‌گون سخت و پیچیده می‌باشد زیرا مانند سوراخ‌های دایروی شکل، به وسیله

مته قابل ایجاد نمی باشند و برای ایجاد آن ها، روش های پیچیده تری مورد نیاز است.

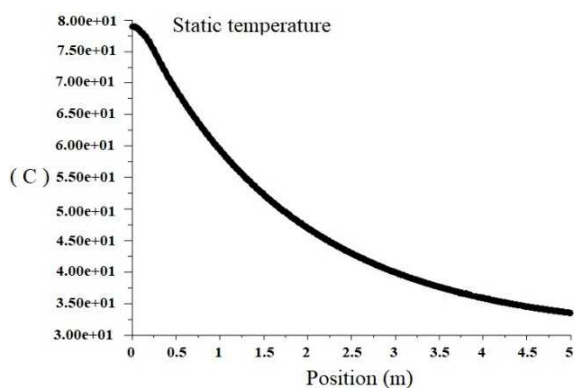
جدول ۱: نتایج شبیه سازی های صورت گرفته برای سیستم های خنک کننده مختلف

ردیف	مقطع عبور جریان	تعداد و اندازه سوراخهای گذر جریان	دبی سیال خنک کننده (کیلوگرم بر دقیقه)	سرعت سیال خنک کننده در ورود به هر سوراخ (متر بر ثانیه)	بیشینه دمای استاتور و پوسته (سانتیگراد)
۱		بدون سیستم خنک کننده			۴۱۶
۲	دایره ای	۴ سوراخ ۴ میلی متر	۰/۲۹	۰/۱	۱۲۸
۳	دایره ای	۴ سوراخ ۴ میلی متر	۰/۸۷	۰/۳	۱۱۲
۴	دایره ای	۴ سوراخ ۴ میلی متر	۱/۴۵	۰/۵	۱۰۸
۵	دایره ای	۸ سوراخ ۴ میلی متر	۰/۵۸	۰/۱	۸۸
۶	دایره ای	۸ سوراخ ۳ میلی متر	۰/۵۳	۰/۵۳	۸۲/۵
۷	دایره ای	۸ سوراخ ۴ میلی متر	۱/۷۴	۰/۳	۷۹
۸	دایره ای	۸ سوراخ ۵ میلی متر	۰/۱۹	۰/۱۹	۷۹/۴
۹	دایره ای	۸ سوراخ ۴ میلی متر	۲/۹	۰/۵	۷۷/۵
۱۰	دایره ای	۱۲ سوراخ ۴ میلی متر	۰/۸۷	۰/۱	۷۵
۱۱	دایره ای	۱۲ سوراخ ۴ میلی متر	۲/۶۱	۰/۳	۶۸
۱۲	دایره ای	۱۲ سوراخ ۴ میلی متر	۴/۳۵	۰/۵	۶۷
۱۳	بیضی گون	۱۲ سوراخ ۴ میلی متر	۲/۵۲	۰/۱	۶۲
۱۴	بیضی گون	۱۲ سوراخ ۴ میلی متر	۷/۵۸	۰/۳	۵۷
۱۵	بیضی گون	۱۲ سوراخ ۴ میلی متر	۱۲/۶۴	۰/۵	۵۶
۱۶	بیضی گون	۱۲ سوراخ ۳ میلی متر	۱/۷۲	۰/۱	۶۳
۱۷	بیضی گون	۱۲ سوراخ ۳ میلی متر	۵/۱۶	۰/۳	۵۸
۱۸	بیضی گون	۱۲ سوراخ ۳ میلی متر	۸/۶	۰/۵	۵۶

بنابراین برای ایجاد سیستم های خنک کننده با

سوراخ های بیضی گون نیاز به صرف هزینه و وقت خیلی بیشتری نسبت به سوراخ های دایروی می باشد، هر چند که مطابق با جدول ۱، استفاده از این سیستم خنک کننده صرف نظر از هزینه و زمان می تواند منجر به بیشترین کاهش دما در مقایسه با سیستم های خنک کننده با سوراخ های دایروی باشد. لذا برای انتخاب یک سیستم خنک کننده مناسب با در نظر گرفتن بحث هزینه و زمان، مدل دایره ای با ۸ سوراخ ۴ میلی متری در طول پوسته، پیشنهاد می گردد. مطابق با جدول ۱، بیشینه دمای استاتور و پوسته در این مدل برابر با ۸۸ درجه سانتی گراد می باشد که در حدود ۳۲۸ درجه سانتی گراد نسبت به مدل اولیه موتور بدون سیستم خنک کننده که تا دمای ۴۱۶ درجه می رسد، کاهش دما دارد.

در ادامه نتایج حاصل از مدل سازی برای محاسبه طول لوله برای عبور آب گرم از میان آب دریا، به طور مختصر در نمودار شکل ۱۲ نمایش داده شده است. با در نظر گرفتن ضریب ایمنی ۲ برای کاهش دمای سیال به زیر ۳۵ درجه سانتی گراد نیاز به عبور آب در مسافت حداقل ۸ متر درون لوله می باشد. شکل ۱۳ نیز کاهش دما در لوله انتقال آب گرم توسط آب دریای اطراف لوله را نشان می دهد. در حالت پیش فرض حرکت آب دریا با سرعت ۱ متر بر ثانیه می باشد.

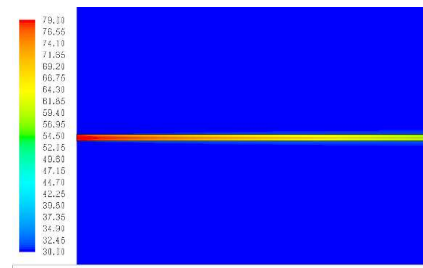


شکل ۱۲: تغییرات دما در مرکز لوله حاوی آب گرم مورد استفاده در خنک کاری موتور در حالت پیش فرض حرکت آب دریا با سرعت ۱ متر بر ثانیه

و کنترل دمای موتور، زمینه برای طراحی موتورهای مغناطیسی دائم بدون جاروبک با توان بالا که در حین کار دچار افزایش دمای زیادی می‌گردند، مهیا شده است.

۵- مراجع

- [1] Kolahdüz A, Shakeri M, Jabari A, Gol S. Design and thermal analysis of a brushless direct current motor with a power of 300 watts. *Majlesi Journal of Electrical Engineering*. 2009 (pp. 37-45). (in persian)
- [2] Esmailian M, Boroumand F. Design of mechanical components for Brushless DC Motor. *Mechanics of Advanced and Smart Materials Journal*. 2023 (pp. 347-364). (in persian)
- [3] Minghui Z, Weiguo L. Transient coupled electro-magnetic thermal analysis of a permanent magnet brushless DC motor. In 2010 International Conference on Computer, Mechatronics, Control and Electronic Engineering 2010 Aug 24 (Vol. 4, pp. 221-224). IEEE.
- [4] Chakkarapani K, Thangavelu T, Dharmalingam K. Thermal analysis of brushless DC motor using multiobjective optimization. *International Transactions on Electrical Energy Systems*. 2020 Oct;30(10): e12546.
- [5] Wenjuan Q, Jiming Z, Guiqing H, Jibin Z, Yongxiang X. Thermal analysis of underwater oil-filled BLDC motor. In 2011 International Conference on Electrical Machines and Systems 2011 Aug 20 (pp. 1-4). IEEE.
- [6] Marashi AN, Kanzi K. Thermal analysis of BLDC motor with propose new arrangement for permanent magnets to magnet eddy current loss reduction. In 2016 24th Iranian Conference on Electrical Engineering (ICEE) 2016 May 10 (pp. 1769-1774). IEEE.
- [7] Miao DM, Perriard Y, Markovic M, Germano P, Shen JX. Thermal modeling of a BLDC motor for a kick scooter. In 2012 IEEE International Symposium on Industrial Electronics 2012 May 28 (pp. 764-769). IEEE.
- [8] Liu ZJ, Howe D, Mellor PH, Jenkins MK. Thermal analysis of permanent magnet machines. In 1993 Sixth International Conference on Electrical Machines and Drives (Conf. Publ. No. 376) 1993 Sep 8 (pp. 359-364). IET.
- [9] Shukla A, Payami S. Design and thermal network modeling of BLDC motor for submersible pump application. In 2020 IEEE International Conference on Power



شکل ۱۳: کاهش دما در لوله انتقال آب گرم توسط آب دریا

۴- نتیجه‌گیری

در این تحقیق، تحلیل حرارتی یک موتور مغناطیسی دائم بدون جاروبک با کاربرد دریایی انجام گرفته شد و دمای بیشینه موتور در استاتور و پوسته بدون سیستم خنک‌کننده محاسبه گردید. نتایج نشان داد که دمای این موتور در حالت بدون سیستم خنک‌کننده تا حدود ۴۱۶ درجه سانتی‌گراد می‌رسد. به منظور کاهش دما سیستم خنک‌کننده‌ای شامل س.سختی زدایی شده و یا روغن از آن‌ها طراحی شد و سیستم‌های مختلف با پارامترهای متفاوت شامل تعداد سوراخ، قطر سوراخ و سطح مقطع‌های متفاوت سوراخ‌ها بررسی گردید. نتایج نشان داد که در بهترین حالت در صورت استفاده از سیستم خنک‌کننده با ۱۲ سوراخ بیضی‌گون به قطر ۴ میلی‌متر به مقدار ۵۶ درجه سانتی‌گراد خواهد رسید. اما با توجه به پارامترهای هزینه و زمان به دلیل دشواری در ایجاد سوراخ‌های بیضی‌گون، سیستم خنک‌کننده با سطح مقطع دایروی انتخاب گردید. همچنین سیستم دارای ۸ سوراخ ۴ میلی‌متری به دلیل نزدیکی دمای بیشینه در آن (۸۸ درجه سانتی‌گراد) به دمای بیشینه در حالت ۱۲ سوراخ (۷۵ درجه سانتی‌گراد) و این که تعداد سوراخ کمتر، از نظر هزینه و زمان به صرفه‌تر می‌باشد، به عنوان حالت بهینه معرفی گردیده است.

در نهایت دستاورد اصلی این تحقیق، طراحی یک سیستم خنک‌کننده مناسب و مقرون به صرفه برای خنک‌کاری یک موتور مغناطیسی دائم بدون جاروبک توسط آب دریا بوده است. در نتیجه با طراحی این سیستم

Electronics, Drives and Energy Systems (PEDES) 2020 Dec 16 (pp. 1-5). IEEE.

[10] Li Y, Huang X, Fang Y. Thermal analysis of a brushless DC motor for aerospace application using thermal network models. In 2013 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS) 2013 Oct 26 (pp. 855-859). IEEE.

[11] Zhang Y, Ruan J, Huang T, Yang X, Zhu H, Yang G. Calculation of temperature rise in air-cooled induction motors through 3-D coupled electromagnetic fluid-dynamical and thermal finite-element analysis. IEEE Transactions on Magnetics. 2012 Jan 23;48(2):1047-50.



مطالعه عددی تاثیر ساختمان آفشان در مدت زمان تخلیه آب در سیستم اطفای حریق خشک

سعید وحیدی فراهی^{۱*}، محمد صادق فراهی^۲

۱- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران

۲- کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه خيام، مشهد، ایران

چکیده

در سیستم اطفای حریق ساختمان‌های بزرگ در فصل زمستان جلوگیری از یخ‌زدگی آب داخل سیستم آفشان موضوع مهمی است. بدین منظور از سیستم آفشان لوله خشک استفاده می‌شود. در این روش به جای آب، هوا یا نیتروژن داخل سیستم بوده و در زمان حریق با ترکیدن بالب آفشان هوا افت فشار در سیستم ایجاد شده و آب با استفاده از سیستم پمپاژ آتش نشانی به داخل لوله‌ها تزریق و در حداقل زمان مطابق استاندارد باید به دورترین اسپرینکلر برسد. در حال حاضر اکثر سیستم لوله کشی‌ها سیستم خشک هنوز به صورت نیمه تجربی اجرا می‌شود. که در بسیاری از موارد مدت زمان تخلیه آب با استاندارد آتش نشانی همخوانی ندارد. لذا لازم است موضوع به لحاظ علمی مورد توجه و بررسی قرار گیرد. در این مطالعه عددی به کمک نرم افزار انسیس فلونت با تغییر در ساختمان آفشان و مجرای خروجی آب با زوایای متفاوت اقدام به بررسی مدت زمان تخلیه آب گردید. نتایج نشان می‌دهد که افزایش دبی جریان هوا و همچنین اضافه کردن زاویه همگرایی نازل مجرای خروجی آفشان، موجب افزایش سرعت جریان هوا در خروجی نازل شده که این موضوع مدت زمان تخلیه هوا را کاهش داده و در نتیجه زمان رسیدن آب به دورترین آفشان را کم می‌کند. نتایج نشان می‌دهد با تغییر زاویه همگرایی نازل به ۶۰ درجه و زاویه واگرایی ۱۵ درجه را به جای آفشان مدل استاندارد ساخت شرکت تایکو، استفاده کنیم سرعت خروجی هوا از آفشان تا ۶۰ درصد افزایش می‌یابد.

کلمات کلیدی

آفشان لوله خشک، نازل همگرا-واگرا، زاویه همگرایی-واگرایی، جریان مافوق صوت

Numerical Study of the Effect of Sprinkler Structure during Water Discharge in Dry Fire Fighting System

Saeed Vahidifar^{1*}, Mohammad Sadegh Farahi²

1- Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Thran, Iran

2- Master's student, Faculty of Mechanics and Energy, Khayyam University, Mashhad, Iran

Abstract

In the fire extinguishing system of large buildings in the winter season, preventing of the water from freezing inside the sprinkler system is an important issue. For this purpose, the dry pipe sprinkler system is being used. In this method, instead of water, there is air inside the system, and during a fire, a pressure drop is created when the sprinkler bulb bursts, and water is injected into the pipes by using the firefighting pumping system, and it must reach the most remote sprinkler in the minimum time. In this numerical study, by using of Ansys Fluent software, and changing the sprinkler structure and the water outlet nozzle with different angles, the duration of water discharge is investigated. The results show that adding the convergence angle of the nozzle of the sprinkler's outlet has increased the velocity of the air flow at the outlet of the nozzle, which has reduced the time for water to reach the the most remote sprinkler of the system is also reduced.

Keywords

Dry Pipe Sprinkler, Convergent-Divergent Nozzle, Convergence-Divergence Angle, Supersonic, Flow.

۱-مقدمه

عملکرد داشته باشند که بتوانند حریق را در لحظات اولیه کنترل نمایند، در این مورد داده‌های متعدد در اروپا و آمریکای شمالی وجود دارد [۶-۹]. سیستم اطفای حریق با هدف تخلیه آب و به هدف کاهش نرخ حریق و سرد کردن محیط با هدف کنترل حریق استفاده می‌شود [۱۰]. بررسی فرایند تخلیه آب توسط آبخشان بر روی مواد قابل حریق توسط افراد مختلفی مورد بررسی شده است [۱۱-۱۲]. فرمول‌های تحلیلی مختلفی برای بررسی فرایند تخلیه آب توسط محققان ارائه شده است [۱۳].

در سال ۲۰۱۷ هاری کانگستی^۳ به بررسی عوامل مؤثر در بهبود و کاهش زمان شروع تخلیه آب از آبخشان پرداخت. در این پژوهش مدل سازی سیستم هوا افشانه آب به عنوان یک سیستم دو فاز در نظر گرفته شده که به روش مدل‌های دو فاز لاکرانژی-ویلری و ویلری-ویلری مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. او در این مطالعه، یک خط جریان که مسیر بین منبع آب و دورترین سری آبخشان است را به صورت دقیق و بدون ساده سازی تحلیل کرده است [۱۴].

در سال ۲۰۱۳ والری. ام. پوپوف^۴ و همکارانش به بررسی مدل ریاضی سیستم ضد حریق لوله خشک با پیکربندی نوع درختی اقدام نمودند. آن‌ها در مطالعه خود برخی از فرآیندهای ناپایدار که پس از باز شدن آب پاش‌ها در سیستم وجود دارد که شامل تخلیه گاز به محیط، پر شدن مدار لوله کشی با مایع و تخلیه مایع از طریق آبخشان‌ها می‌باشد، به طور کامل بررسی کردند. سپس آنها الگوریتمی برای فرمول سازی دینامیکی سیستم معادلات در مراحل مختلف پر شدن سیستم لوله کشی با مایع معرفی و در نهایت با حل عددی سیستم معادلات رفتار ناپایدار حرکت مایع در یک سیستم لوله کشی را گزارش کردند [۱۵].

سیستم‌های اطفای حریق آبخشان از حدود ۱۲۰ سال پیش استفاده شده‌اند. از آن زمان تاکنون بیش از صدها میلیون آبخشان در دنیا نصب و راه‌اندازی شده است و این آبخشان‌ها هزاران ساختمان را از خطر آتش‌سوزی حفظ کرده و انسان‌های زیادی را از خطر مرگ و یا جراحت سوختگی نجات داده‌اند. آبخشان‌ها یکی از بهترین وسایل کنترل حریق هستند. با هدف بررسی و ساخت آبخشان‌ها، نخستین بار شخصی به نام آمبروس گادفری^۱ محفظه باروت را به شبکه آب متصل کرد تا هنگام بروز حریق، سوختن فویل و انفجار باروت، آب شبکه تخلیه شده و حریق را خاموش کند [۱].

آبخشان‌ها از جمله سیستم‌های اصلی سیستم اطفای حریق است [۲]. امروزه استفاده از سیستم‌های آبخشان در حوزه‌های مختلف سیستم اطفای حریق رو به گسترش است [۳] معمولاً در زمان حریق نزدیک‌ترین آبخشان به محل حریق عمل کرده و مقدار مشخصی آب از سیستم لوله‌کشی به محل حریق تخلیه می‌شود [۴].

در سال ۱۸۹۰ میلادی پس از گسترش سیستم‌های آبخشان در آمریکا و برخی ناهماهنگی‌ها در زمینه یکپارچه سازی نحوه طراحی و اجرا و نصب آبخشان‌ها، کارخانجات سازنده آبخشان، شرکت‌های بیمه و سازمان‌های آتش‌نشانی به اتفاق یکدیگر موسسه ملی حفاظت در برابر آتش^۲ را تشکیل دادند که اولین مجموعه استاندارد تهیه شده با شماره NFPA۱۳ به سیستم‌های آبخشان اختصاص یافت که این مجموعه استاندارد، جامع‌ترین و کاملترین دستور العمل‌ها و نکات ایمنی کاربردی در زمینه انواع آبخشان‌ها را شامل می‌شود [۵].

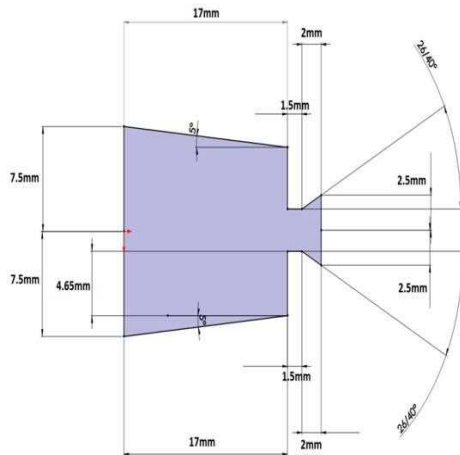
در واقع سیستم‌های اطفای حریق می‌توانند به‌گونه‌ای

^۱ Amberos Godferi

^۲ National Fire Protection Association

^۳ Harri Kangastie

مدل TY3631 استخراج شده است را نشان می‌دهد



شکل ۲- ابعاد و اندازه‌های نازل همگرا-واگرا آفشان مدل TY3631

۳- معادلات حاکم

۱-۱-۳ معادلات حاکم ترمودینامیک

۱-۱-۳-۱ معادلات سرعت جریان جرم در جریان نازل آیزنتروپیک^۲

با استفاده از قانون گاز ایده‌آل می‌توان معادله سرعت جریان جرم را به روش زیر بیان کرد [۱۴]:

$$\dot{m} = A^* p_0 \left\{ \frac{2\tilde{a}}{RT_0 \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}}} \left[\left(\frac{p^*}{p_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

۱-۱-۳-۲ معادلات انبساط گاز در ایزوترمال^۳

معادله زیر تغییرات فشار با زمان در طی فرایند انبساط ایزوترمال را نشان می‌دهد [۱۴]:

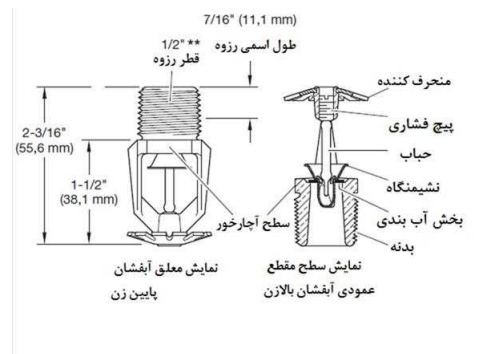
$$\frac{dp}{dt} = - \frac{A^* p}{V_{initial}} \left\{ \frac{2\tilde{a} RT_{initial}}{\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}}} \left[\left(\frac{p^*}{p_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} \right] \right\} \quad (2)$$

۱-۱-۳-۳ معادلات انبساط گاز در حالت آیزنتروپیک

در کلیه مطالعات انجام شده توسط پژوهشگران مدت زمان تخلیه آب در دورترین آفشان بررسی نگردیده است. در این مطالعه عددی به کمک نرم افزار انسیس فلوئنت (نسخه ۲۰۱۹) با تغییر در ساختمان آفشان، تغییر زوایای همگرایی و واگرایی اقدام به بهینه سازی آفشان شده است. نتایج نشان می‌دهد که افزایش دبی جریان هوا و همچنین اضافه کردن زاویه همگرایی نازل مجرای خروجی آفشان، موجب افزایش سرعت جریان هوا در خروجی نازل شده که این موضوع زمان تخلیه هوا را کاهش داده و در نتیجه زمان رسیدن آب به دورترین آفشان را کاهش می‌دهد.

۲- شرح مسئله

در این مطالعه آفشان مدل TY3631 با ضریب $K=5/6$ (به دلیل فراوانی کاربرد در سیستم‌های اطفاء حریق) با مشخصات ابعادی ذیل، از محصولات تولیدی شرکت تایکو^۱ انتخاب گردیده است که از بزرگ‌ترین و باکیفیت‌ترین سازندگان آفشان در دنیاست [۱۶]. در شکل جزئیات این آفشان مورد مطالعه قابل مشاهده است.



شکل ۱- آفشان مورد مطالعه شرکت تایکو مدل TY3631

شکل ۲ ابعاد و اندازه‌های دهانه خروجی آفشان که

^۱ Tyco

^۲ Isentropic

^۳ Isothermal

معادلات مبنا برای جریان سیال تراکم پذیر (هوا) به صورت دوبعدی و وابسته به زمان به شرح ذیل است:

معادله بقای جرم

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (6)$$

معادله بقای اندازه حرکت

برای جهت X داریم:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u u) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } u) + S_{Mx} \quad (7)$$

برای جهت Y داریم:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v u) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } v) + S_{My} \quad (8)$$

معادله بقای انرژی

$$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \text{div}(\rho i u) = -\hat{\phi} \text{div } \mathbf{u} + \text{div}(k \text{grad } T) + \phi + S_i \quad (9)$$

۴- شبکه بندی و اعتبار سنجی میدان حل

۴-۱- مدل استفاده شده برای جریان هوا در نازل

مدلی که برای حل میدان جریان در این مطالعه استفاده شده به صورت تکفازی است، با توجه به شرایط جریان و تاثیر کم لزجت در این مسئله مدل جریان غیر لزج می باشد. این مدل می تواند برای تحلیل های آئرو دینامیکی پرتابه های پرسرعت و همچنین سایر مواردی که در آنها نازل همگرا و اگر استفاده شود. در این پژوهش، شبیه سازی جریان با استفاده از حلگر مبتنی بر چگالی انجام شده است. با توجه به اینکه تغییرات چگالی، فشار و سرعت در این گونه نازل ها بسیار بالا بوده و موجب تغییرات در دمای جریان سیال می گردد، معادله انرژی نیز همراه با معادلات اندازه حرکت و پیوستگی حل می گردد. با توجه به اینکه حجم هوای موجود در داخل شبکه لوله

این معادله برای انبساط ایزنتروپیک گاز است، که معادل انبساط ایزنتروپیک است [۱۱]:

$$\frac{dp}{dt} = -\dot{m} \frac{R T_{initial}}{V} \gamma \left(\frac{p}{p_{initial}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3)$$

۳-۱-۴- معادلات فشار گاز در شبکه لوله

در این پژوهش مقدار گاز محصور شده در طول فرایند تخلیه و تراکم سازی ثابت می ماند همچنین pV برای حالت تراکم ایزوترمال ثابت بوده و pV^γ برای تراکم ایزنتروپیک هم ثابت است [۱۷]. دلیل اینکه هوا دما ثابت فرض شود این موضوع است که زمانی که آیفشان عمل کرده و تزریق آب انجام می شود و هوا به آهستگی متراکم شده (به دلیل گستردگی شبکه لوله کشی) و همچنین همزمان می تواند با محیط می تواند تبادل حرارت انجام دهد.

برای حالت تراکم ایزوترمال:

بنابراین برای حالت اول یعنی تراکم دما ثابت معادله زیر را داریم [۱۷]:

$$p V_{initial} = p V \quad (4)$$

برای حالت تراکم ایزنتروپیک:

بنابراین برای حالت دوم یعنی تراکم ایزنتروپیک معادله زیر را داریم [۱۴]:

$$p = p_{initial} \left(\frac{V_{initial}}{V} \right)^\gamma \quad (5)$$

زیر نویس های اولیه، شرایط زمانی را بیان می کند که هوا توسط آب در لوله شاخه متراکم شده است. در هنگام انتقال آب، این معادلات باید به طور مداوم برای هر یک از لوله های شاخه که در آنها هوا متراکم است، حل شوند.

۳-۲- معادلات حاکم بر میدان جریان سیال

جدول ۱- مقایسه نتایج عددی و تحلیلی با هدف اعتبارسنجی

پارامترها موضوع	دمای استاتیک جریان در گلولی نازل	سرعت جریان در گلولی نازل	عدد ماخ جریان در گلولی نازل	دمای استاتیک جریان در نازل	سرعت جریان در نازل	عدد ماخ جریان در نازل
نتایج حاصل از روش عددی	۲۵۰ کلوین	۳۱۳ متر بر ثانیه	۱	۱۱۸ کلوین	۶۰۷ متر بر ثانیه	۲/۷۹
نتایج حاصل از روش تحلیلی	۲۵۰ کلوین	۳۱۶ متر بر ثانیه	۱	۱۲۷ کلوین	۵۸۸ متر بر ثانیه	۲/۵۹
میزان انحراف	۰	۰/۹۴ %	۰	۷/۱ %	۳/۲۳ %	۷/۷۲ %

در مقایسه با حجم هوای خروجی از دهانه آبفشان به مراتب زیادتر بوده و هیچ گونه شرایطی برای غیر پایا بودن جریان هوای داخل شبکه لوله وجود ندارد، لذا جریان را می توانیم با تقریب خوبی، به صورت شبه پایا در نظر بگیریم.

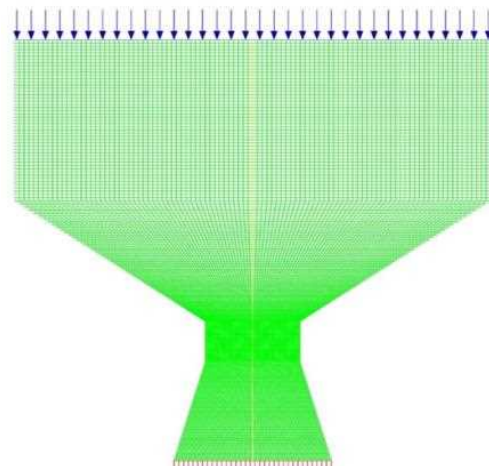
۲-۴ - شبکه بندی

ابتدا هندسه مورد نظر بر اساس نازل با زاویه همگرایی ۶۰ و واگرایی ۱۵ درجه رسم شد سپس به دلیل وجود تقارن، نیمی از فضای داخلی نازل با استفاده از شبکه مربعی به تعداد ۱۱۲۷۱ سلول، شبکه بندی شد. با توجه به اینکه در بخش نزدیک به دیواره و ورودی و خروجی نازل همگرا-واگرا تغییرات مشخصات جریان زیاد است یا هدف کاهش خطا و افزایش دقت جواب ها شبکه بندی در این بخش ریزتر انتخاب شده است. این موضوع در شکل ۳ انحراف قابل قبول خواهد بود.

۵- استقلال از مش و شرایط مرزی

۵-۱- استقلال از شبکه

پس از اعتبارسنجی عملکرد نرم افزار فلوئنت به بررسی استقلال از شبکه پرداخته می شود. در بهترین مش بندی استفاده شده ۹۲۳۱ گره یا سلول داریم که به ازای تغییر شبکه بندی از ۷۲۰۰ گره تا ۱۴۰۰۰ گره به دست آمده است. در زیر شبکه بهینه و یک نمونه از شبکه های مورد استفاده در زاویه همگرایی ۳۰ درجه و واگرایی ۱۵ درجه با دو شبکه بندی متفاوت که اولی با ۹۲۳۱ سلول و دومی با ۱۲۸۰۱ سلول می باشند و جواب های خوبی داشته آمده است:



شکل ۳- شبکه و هندسه مورد مطالعه (اولیه)

۳-۴ - اعتبار سنجی

برای بررسی صحت جواب های حاصل از روش عددی این جواب ها با نتایج روش تحلیلی با یکدیگر مقایسه شده اند.

در جدول شماره ۲ شرایط مرزی اعمال شده بر میدان حل و منطبق بر شکل ۵ به صورت زیر است.

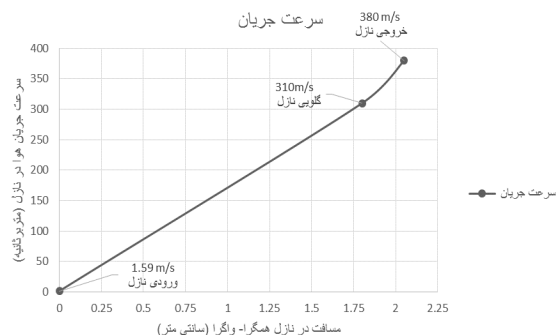
جدول ۲- شرایط مرزی میدان حل جریان

موقعیت	نوع شرط
۱	دبی جرمی ورودی (۰.۰۰۶۳ کیلوگرم بر ثانیه)
۲	خروجی فشار نسبی ($P=0$)
۳	دیواره ساکن ($U=0$)
۴	دیواره متقارن

۶- بررسی نتایج

۱-۶ نازل آیفشان مدل تایکو اولیه

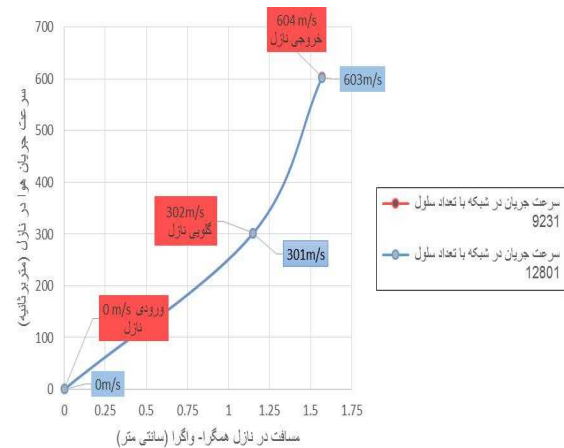
بر اساس نمودار زیر سرعت خروجی هوا از آیفشان اصلی طرح تایکو مدل TY3631 (مدل اولیه) به ۳۸۰ متر بر ثانیه می‌رسد. که با تغییرات دبی جرمی و مقادیر زوایای همگرایی و واگرایی نازل در ادامه این تحقیق به دنبال افزایش سرعت خروج هوا از شبکه لوله از مسیر نازل آیفشان هستیم تا بتوانیم مدت زمان تخلیه هوا و جایگزینی آب را کاهش دهیم



شکل ۶- نمودار تغییرات سرعت جریان هوا از ورودی تا خروجی آیفشان مدل TY3631

۲-۶ نازل آیفشان با زاویه همگرایی ۶۰ و واگرایی ۱۵ درجه

بر اساس کانتور نشان داده شده در شکل زیر، سرعت جریان هوا از مقدار صفر متر بر ثانیه در بخش ورودی نازل آیفشان به سرعت ۳۱۳ متر بر ثانیه در بخش میانی گلوبی افزایش می‌یابد. و سپس این سرعت با شیب بیشتری در بخش واگرایی نازل (که طول مسیر بسیار کمتری از بخش همگرایی نازل دارد) افزایش یافته و به مقدار ۶۰۷ متر بر

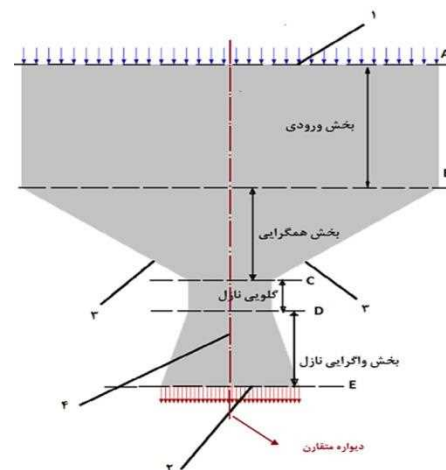


شکل ۴- نمودار مقایسه مقادیر سرعت در نازل آیفشان با دو تعداد سلول مختلف

با توجه به منحنی نشان داده شده‌ی فوق، مشخص می‌شود که شبکه انتخاب شده با تغییر تعداد سلول دارای نتایج مشابه و تقریباً یکسان در زمینه‌ی سرعت جریان هوا در بخش گلوبی نازل و همچنین در خروجی هوا از آیفشان می‌باشد. لذا شبکه انتخاب شده با تعداد سلول ۹۲۳۱ به عنوان معیار برای ادامه حل و بررسی موارد مدنظر انتخاب می‌گردد.

۲-۵ شرایط مرزی

همچنین شرایط مرزی مطابق جدول ۱ در نرم افزار وارد گردید. همچنین موقعیت شرایط مرزی مطابق شکل ۵ می‌باشد.

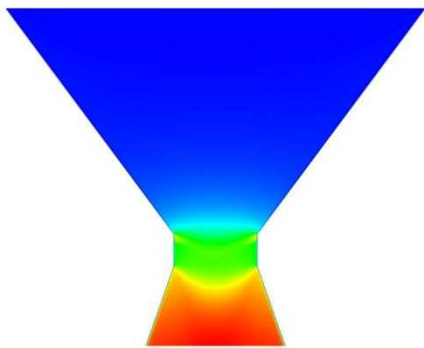
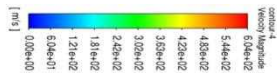


شکل ۵- هندسه مورد بررسی با شرایط مرزی

ثانیه در خروجی نازل می‌رسد

۴-۶- نازل آبفشان با زاویه همگرایی ۳۰ و واگرایی ۱۵ درجه

بر اساس کانتور زیر سرعت خروجی هوا از این آبفشان به ۶۰۴ متر بر ثانیه می‌رسد که نسبت طرح اصلی آبفشان تایکو افزایش قابل توجهی پیدا کرده است و با افزایش حدود ۵۸ درصد به ۶۰۴ متر بر ثانیه می‌رسد



شکل ۹- کانتور سرعت جریان هوا در نازل آبفشان با زاویه همگرایی ۳۰ درجه و واگرایی ۱۵ درجه

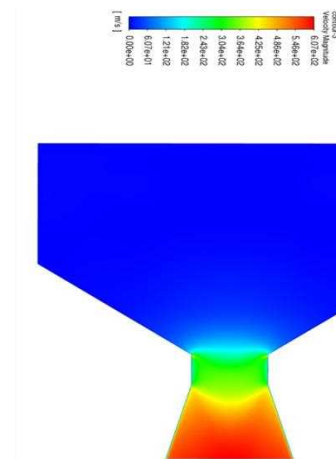
لیکن کاهش زاویه همگرایی از ۶۰ و یا ۴۵ درجه به ۳۰ درجه تغییر محسوسی در مقدار سرعت خروجی هوا از آبفشان ایجاد نکرده است.

۵-۶- دما

موضوع بسیار مهم در مورد دما این مسئله است که در شرایط واقعی با توجه به حضور سیال آب (جریان دو فازی) امکان تشکیل ذرات یخ به دلیل دمای کم در خروجی نازل وجود دارد لذا حل معادله انرژی لازم به نظر می‌رسد.

۶-۶- نازل آبفشان مدل تایکو اولیه

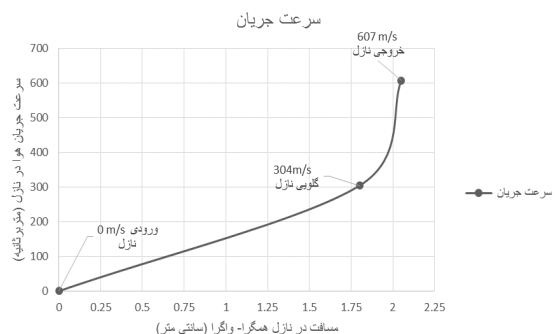
در شکل ۱۰ کانتور بیانگر افت دمای استاتیک جریان هوا از ۳۰۰ درجه کلوین در ورودی نازل به ۲۲۵ درجه کلوین در خروجی از آبفشان است که این انرژی حرارتی



شکل ۷- کانتور سرعت جریان هوا در نازل همگرا- واگرای آبفشان با زاویه همگرایی ۶۰ درجه و واگرایی ۱۵ درجه

۳-۶- نازل آبفشان با زاویه همگرایی ۴۵ و واگرایی ۱۵ درجه

بر اساس نمودار زیر سرعت جریان در بخش میانی گلوله نازل برابر ۳۰۴ متر بر ثانیه بوده که در مقایسه با نازل ۱۵/۶۰ درجه کمتر است. سرعت خروجی هوا از این آبفشان به ۶۰۷ متر بر ثانیه می‌رسد که برابر سرعت خروجی هوا در نازل ۱۵/۶۰ است که نسبت به طرح اصلی آبفشان تایکو افزایش قابل توجهی به میزان ۶۰٪ پیدا کرده است



شکل ۸- نمودار تغییرات سرعت جریان هوا از ورودی تا خروجی آبفشان با زاویه همگرایی ۴۵ درجه و واگرایی ۱۵ درجه

بیشترین نرخ افزایش سرعت نسبت به سایر نازل‌ها در بخش واگرایی نازل این آبفشان اتفاق می‌افتد.

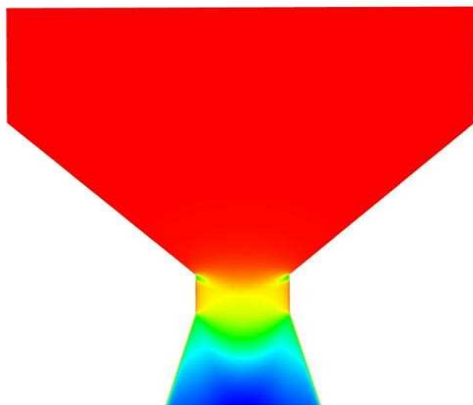
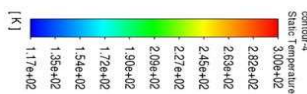
لیکن کاهش زاویه همگرایی از ۶۰ درجه به ۴۵ درجه تغییری در مقدار سرعت خروجی هوا از آبفشان ایجاد نکرده است.

شکل ۱۱- کانتور دمای استاتیک جریان هوا در نازل آفشان با زاویه همگرایی ۶۰ و واگرایی ۱۵ درجه

کاهش یافته تبدیل به افزایش انرژی جنبشی و افزایش سرعت هوا در خروجی آفشان شده است.

۶-۸- نازل آفشان با زاویه همگرایی ۴۵ و واگرایی ۱۵ درجه

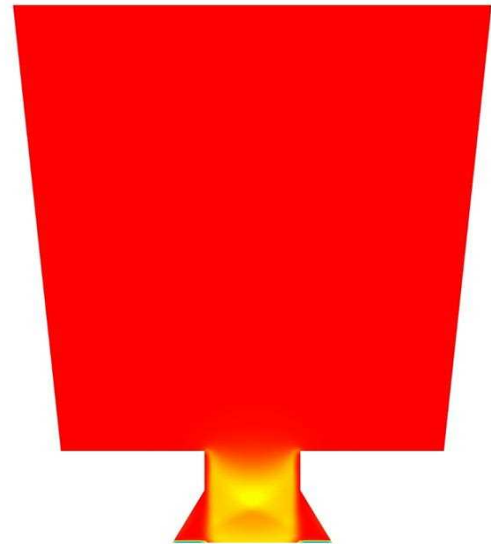
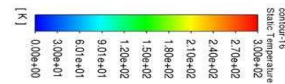
کانتور زیر در شکل ۱۲ بیانگر افت دمای استاتیک جریان هوا از ۳۰۰ درجه کلوین در ورودی نازل به ۱۱۷ درجه کلوین در خروجی از آفشان است که این انرژی حرارتی کاهش یافته در مقایسه با سایر طرح های نازل آفشان موجب افزایش بیشتر انرژی جنبشی و سرعت هوا در خروجی آفشان شده است



شکل ۱۲- کانتور دمای استاتیک جریان هوا در نازل آفشان با زاویه همگرایی ۴۵ درجه و واگرایی ۱۵ درجه

۶-۹- نازل آفشان با زاویه همگرایی ۳۰ و واگرایی ۱۵ درجه

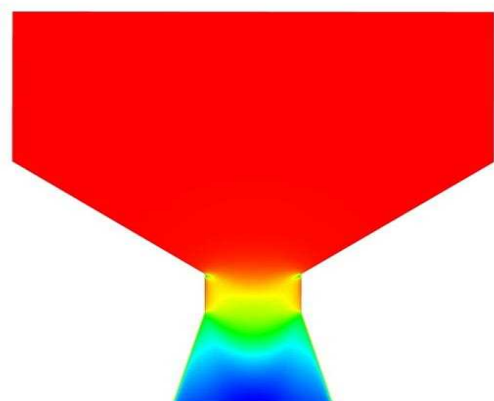
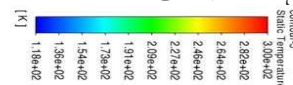
شکل ۱۳ بیانگر افت دمای استاتیک جریان هوا از ۳۰۰ درجه کلوین در ورودی نازل به ۱۱۹ درجه کلوین در خروجی از آفشان است که این انرژی حرارتی کاهش یافته در مقایسه با سایر طرح های نازل آفشان موجب افزایش بیشتر انرژی جنبشی و سرعت هوا در خروجی آفشان شده است.



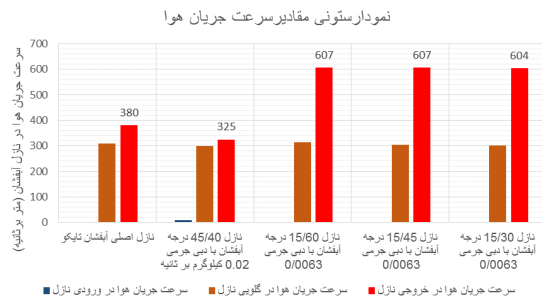
شکل ۱۰- کانتور دمای استاتیک جریان هوا در نازل همگرا- واگرا آفشان مدل TY۳۶۳۱

۶-۷- نازل آفشان با زاویه همگرایی ۶۰ و واگرایی ۱۵ درجه

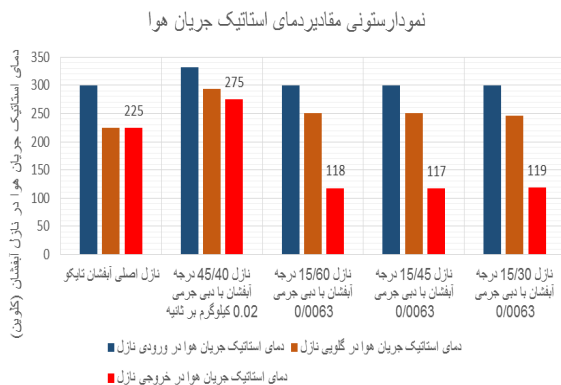
شکل ۱۱ بیانگر افت دمای استاتیک جریان هوا از ۳۰۰ درجه کلوین در ورودی نازل به ۱۱۸ درجه کلوین در خروجی از آفشان است که این انرژی حرارتی بیشتر کاهش یافته در مقایسه با سایر طرح های نازل آفشان موجب افزایش بیشتر انرژی جنبشی و سرعت هوا در خروجی آفشان شده است



تاثیر زاویه همگرایی نسبت به واگرایی بسیار بیشتر است.
۴- با افزایش سرعت و کاهش زمان تخلیه، دمای استاتیک جریان هوای خروجی کاهش می‌یابد.



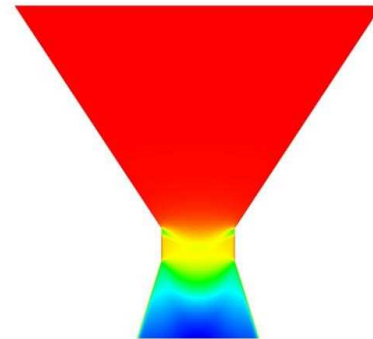
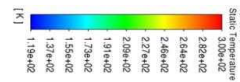
شکل ۱۴- نمودار ستونی مقایسه‌ای مقادیر سرعت جریان هوا در انواع نازل آبفشان



شکل ۱۵- نمودار ستونی مقایسه‌ای مقادیر دمای استاتیک جریان هوا در انواع نازل آبفشان

۸- فهرست علائم

عنوان	علائم یونانی	واحد
چگالی	ρ	kg/m^3
نسبت گرمای ویژه	$\tilde{\alpha}$	-
سرعت صوت	α	m/s
لزجت		Pa.s
تلفات لزجت		W/m^3
سرعت در جهت X		m/s
سرعت در جهت Y		m/s



شکل ۱۳- کانتور دمای استاتیک جریان هوا در نازل آبفشان با زاویه همگرایی ۳۰ درجه و واگرایی ۱۵ درجه

۷- نتیجه‌گیری

با بررسی جواب‌ها و جمع‌بندی نتایج و بررسی اشکال ۱۴ و ۱۵ می‌توان با نتایج زیر رسید

۱- براساس نمودار ستونی مقایسه سرعت جریان هوا در نازل همگرا- واگرای با مقادیر پنج‌گانه زوایای همگرایی-واگرایی مشاهده می‌شود که سرعت خروجی جریان هوا از آبفشان مدل اصلی تایکو برابر ۳۸۰ متر بر ثانیه بوده و برای آبفشان دارای نازل با زاویه همگرایی ۶۰ درجه و واگرایی ۱۵ درجه برابر ۶۰۷ متر بر ثانیه می‌شود. بنابراین با بهینه سازی مقادیر این زوایا، سرعت خروجی هوا از شبکه آبفشان خشک را اضافه نموده و زمان رسیدن آب درون شبکه به خروجی آبفشان را کاهش داد که این امر موجب تسریع در عملیات اطفاء حریق و کاهش خسارت ناشی از آتش سوزی می‌گردد.

۲- میزان زمان تخلیه هوا در آبفشان با نازل زاویه همگرایی ۶۰ درجه و واگرایی ۱۵ درجه در مقایسه با آبفشان مدل اصلی تایکو به میزان ۳۷٪ کاهش می‌یابد.

۳- با توجه به انتخاب زاویه واگرایی ۱۵ درجه و تغییرات چند گانه در انتخاب زوایای همگرایی مشخص شد، افزایش مقدار زاویه همگرایی از حدود ۵ درجه در آبفشان مدل تایکو به ۶۰ درجه موجب افزایش قابل توجه سرعت خروجی جریان هوا از آبفشان می‌شود؛ بنابراین

an analysis from fire service data, May, 2017, 09.02.2018.

[7] Marty, Ahrens, U.S. Experience with Sprinklers: Report, May 2017, P. 35.

[8] Daniel, Malm, A. Pettersson, Reliability of Automatic Sprinkler Systems – an Analysis of Available Statistics: Report, Department of Fire Safety Engineering and Systems and Systems Safety, Lund University, Lund, 2008, p. 48.

[9] Alexander.A. Poroshin, Vladimir.V. Kharin, Andrey.A. Kondashov, Evgeny .V. Bobrinev, Elena.Yu. Udavtsova, the application of singularity theory for the analysis of the fire situation in the russian federation, Scientific-Technical journal, 2019, P. 42-49.

[10] Xiangyang Zhou n, Hong-ZengYu ,Experimental investigation of spray formation as affected by sprinkler geometry, Fire Safety Journal, april ,2011, P140–150.

[11] Kevin.B. McGrattan, G.P. Forney, Fire Dynamics Simulator (Version 4), Technical Reference Guide, NIST Special Publication 1018, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, Maryland, March 12, 2006.

[12] Soonil Nam, Development of a computational model simulating the interaction between a fire plume and a sprinkler spray, Fire Safety Journal, 1996,p 1–33.

[13] Ning. Ren, Andre.W. Marshall, Howard. Baum, A comprehensive methodology for characterizing sprinkler sprays, Presented at the 33rd International Symposium on Combustion, Beijing, China, 2010.

[14] Harri Kangasäe, Calculation of Water Delivery Time in Dry Pipe Sprinkler Systems, Master's Degree Programme in Environmental and Energy Technology, University Lecturer Seppo Syrjäla, 2017.

[15] Valery M. Popov, Valery A. Babenko, Andrey I. Bril, Vitaly P. Kabashnikov, Valeri Mourachko, Leonid Nikolaychik, Numeric simulation of non-steady flow of liquid in dry pipe fire protection systems of tree type topology, Applied Mathematical modeling, Modeling: 2013, P. 6276-6283.

[16] Tyco Series TY-FRB – 5.6 and 8.0 K-factor Conventional (Old Style) Sprinklers Quick Response, Available: www.tyco-fire.com

[17] Yunus A. Cengel, Michael A. Boles, Thermodynamics an engineering approach, Seventh edition in SI units, McGraw Hill, 2011, p 978.

علائم انگلیسی

Kj/Kg.k	ثابت گازها	R
K	دما	T
N/m ²	فشار	P
m ³	حجم	V
W/m.k	ضریب هدایت گرمایی	K
Kg/s	دبی جرمی هوا	
m/s	سرعت جهت x	u
m/s	سرعت جهت y	v
s	زمان	t
N/m ³	ترم نیروی حجمی	S
W/m ³	ترم چشمه حرارتی	s
m	جهت x	x
m	جهت y	y
m ²	مساحت	A

زیرنویس

گلولی	<i>t</i>
هوا	<i>a</i>
جو	∞
اولیه	<i>i</i>
دمای اولیه	O
نیروی جسمی جهت x	M _x
نیروی جسمی جهت y	M _y

۹- مراجع

[1] Incendia Consulting, A History of sprinkler development, Cited 12.12.2016.

[2] Shehu Abdulrahman1, Khaled Chetehouna , Axel Cable', Yvind Skreiberg and Maurice Kadoche, A review on fire suppression by fire sprinklers, Journal Of Fire Science, April 2021, DOI: 10.1177/07349041211013698

[3] Kamluk Andrei, Likhomanov Alexey, Increasing foam expansion rate by means of changing the sprinkler Geometry, Fire Safety Journal , 2019.

[4] Paolo Ruffino, Marino diMarzo, The simulation of fire sprinklers thermal response in presence of water droplets, Fire Safety Journal, 2004, P. 721–736.

[5] NFPA13, National Fire Protection Association standard, edition 2019.

[6] Mark Hardingham, Terry McDermott, Efficiency and effectiveness of sprinkler systems in the United Kingdom:

تبیین طراحی مکانیکی فضای میانه در بازار مرکزی مشهد به جهت کاهش مصرف انرژی و افزایش آسایش حرارتی مراجعین

احسان کفاش^{۱*}، سید مهدی مداحی^۲، ایمان میرشجاعیان^۳

۱- کارشناسی ارشد، معماری، دانشگاه خيام، مشهد، ایران

۲- استادیار، معماری، دانشگاه خاوران، مشهد، ایران

۳- استادیار، معماری، دانشگاه فردوس، مشهد، ایران

چکیده

یکی از اصلی ترین موضوعات در تامین نور در فضاهای اداری و تجاری، بهره گیری از نور طبیعی است. آتریوم ها یا وید ها نور طبیعی را به فضاهای داخلی ساختمان ها هدایت میکنند. نور طبیعی و استفاده از آن برای روشنائی، یکی از اهداف استفاده از ویدها در ساختمان ها هستند. استفاده از گرمای نور خورشید در زمستان، استفاده از خاصیت بادخوانی و تهویه در آتریوم ها از دیگر مواردی است که استفاده از آتریوم ها را برای اهداف صرفه جویی انرژی مورد توجه قرار داده است. مولفه هایی در هرچه بیشتر کردن کارایی کاربرد آتریوم ها دارای اهمیت است. مکانیزم جداره های داخلی، نوع و فرم پوشش سقف آتریوم و شکل کلی این فضای خالی از جمله مواردی است که باید در طراحی بهینه وید ها مورد توجه قرار گیرد. روش های بهینه سازی مکانیکی که سال هاست در علوم تکنولوژی برای بهینه سازی مسائل چند پارامتری استفاده می شود به عنوان تکنیک مناسب این پژوهش دیده می شود. مدل های ایجاد شده با نگارش الگوریتم ها در افزونه گرس هاپر به صورت متناظر بر مسائل انرژی پرداخته که در این بین افزونه هانی بی (Honey bee) به عنوان ابزاری کارا در جهت بررسی آسایش حرارتی استفاده می شود. سازوکار این تحلیل متغیر به سمت بهینه سازی مصرف انرژی و آسایش حرارتی بوده و قابلیت تغییر همزمان را در پیکره بندی فضاهای میانه داراست که طراحی پارامتریک را ممکن می سازد.

کلمات کلیدی

صرفه جویی انرژی، آسایش حرارتی، فضای میانه، الگوریتم بهینه سازی، انرژی.

Explaining the mechanical design of the middle space in the Bazar Markazi of Mashhad in order to reduce energy consumption and increase the thermal comfort of the audience.

Ehsan Kafash^{1*}, Seyyed Mahdi Madahi², Iman Mirshojaeian³

1- Master's degree, Architecture, Khayyam university, Mashhad, Iran

2- Grage assistant professor, Architecture, Khavaran university, Mashhad, Iran

3- Grage assistant professor, Architecture, Ferdous university, Mashhad, Iran

Abstract

In the fire extinguishing system of large buildings in the winter season, preventing of the water from freezing inside the sprinkler system is an important issue. For this purpose, the dry pipe sprinkler system is being used. In this method, instead of water, there is air inside the system, and during a fire, a pressure drop is created when the sprinkler bulb bursts, and water is injected into the pipes by using the firefighting pumping system, and it must reach the most remote sprinkler in the minimum time. In this numerical study, by using of Ansys Fluent software, and changing the sprinkler structure and the water outlet nozzle with different angles, the duration of water discharge is investigated. The results show that adding the convergence angle of the nozzle of the sprinkler's outlet has increased the velocity of the air flow at the outlet of the nozzle, which has reduced the time for water to reach the the most remote sprinkler of the system is also reduced.

Keywords

Dry pipe Sprinkler, Convergent-Divergent nozzle, Convergence-Divergence Angle, Supersonic flow.

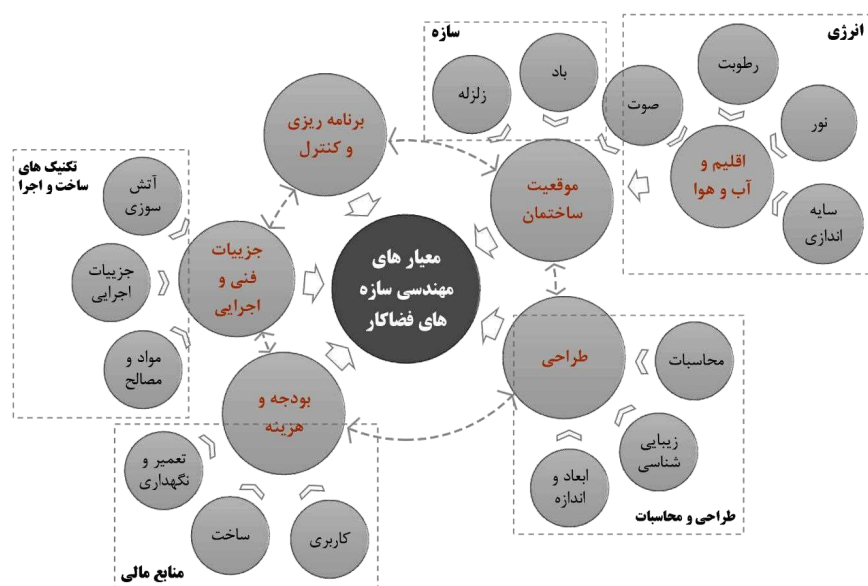
۱- مقدمه

از آنجا که معماری الگوریتمیک به عنوان تکنیکی نوین در طراحی، حالت ها و پیشنهادات متعددی را در طرح فراهم می‌آورد، در این پژوهش از این تکنیک به عنوان ابزاری در راستای تحقق ایده های بهینه شده استفاده شده است. از مهمترین پارامترهای تاثیرگذار بر طراحی معماری میتوان به فاکتورهای مرتبط با اقلیم به عنوان یکی از مهمترین عوامل برای هماهنگی بیشتر بین مصالح و خواص آنها با فرم و کارایی معماری اشاره کرد. در این پژوهش برآنیم تا پارامترهایی همچون «میزان و جهت تابش» و «جرم مخصوص و ظرفیت گرمایی مصالح» را در طراحی فضاهای میانه مورد بررسی و تحلیل قرار دهیم. در این راستا الگوریتمی بهینه، کاهش مصرف انرژی و ایجاد آسایش حرارتی ساکنین و استفاده کنندگان را در پی خواهد داشت.

پیشرفت نرم افزارهای کامپیوتری و استفاده از آنها در طراحی ساختمان، روش طراحی و مهندسی را دست خوش تغییر کرده است. امروزه علاوه بر محاسبات دستی یا ساده بر مبنای تخمین داده ها، می بایست در امر طراحی، آنالیز انرژی ساختمان مورد توجه قرار گیرد.

۲- مهندسی سازه فضاکار

فضاهای میانه در اماکن عمومی و تجاری ها همان پلازها و بازشوها در پلان یا همان ویدها هستند که نقش خود را در ایجاد کیفیت فضا و بهینه سازی انرژی به خوبی ایفا می کنند که جهت طراحی آن ها علاوه بر موضوع مذکور در این پژوهش، می بایست معیار های مهندسی سازه های فضاکار را مطابق شکل ۱ را لحاظ کرد. به صورت کلی فضا های میانه به دو دسته مسقف و غیر مسقف دسته بندی می شوند. در گونه مسقف این فضا تکنولوژی ساخت آن علاوه بر پاسخ گویی به عملکرد زیبایی، پاسخگویی عملکرد زیرساختی نیز بوده؛ بدین صورت که این فضا علاوه بر صرفه جویی در مصرف مصالح و نیروی کار به کار رفته در آن که از لحاظ مدیریت اقتصاد حائز اهمیت است، در تمامی فصول سال نیز از دمای مطلوبی برخوردار است و این مهم شرایط حضور مفید را برای افراد فراهم می کند. برای طراحی وید های مذکور نیازمند الگوریتمی هستیم که علاوه بر ایجاد صرفه جویی در مصارف انرژی در زیبایی طرح مدنظر نیز کارا باشد و بهینه ترین حالت ممکن را برای این مهم حاصل نماید.



شکل ۱: معیار های مهندسی سازه های فضاکار

۱-۲- فضاهای میانه

فضاهای میانه یا ویدها با نام آتریوم نیز شناخته میشوند. حدوداً ۲۰۰ سال است که از آتریومها به عنوان فضای ورودی بزرگ و به عبارتی، حیاطها استفاده می‌شود. آنها را می‌توان فضاهای نیمه عمومی نامید. با توجه به کارکردی که دارند، می‌توان از آنها در اقلیم های گرم و خشک و معتدل و مرطوب به خوبی بهره جست [۱]. با استفاده از تکنولوژی استفاده از آهن و شیشه که در قرن ۱۹ رایج شد، باعث شد تا پوشش فضاهای بزرگ میسر شود. در ابتدا این تکنولوژی برای پوشش فضای گلخانه‌های بزرگ استفاده شد. به مرور زمان در ساختمان‌های بزرگ نیز گسترش یافت [۲].

جدول ۱: درصد میزان بهره‌مندی روشنایی کف آتریوم

میزان روشنایی (Lux)	سقف دندانه ای			سقف مسطح			سقف هرمی		
	دو طبقه	سه طبقه	چهار طبقه	دو طبقه	سه طبقه	چهار طبقه	دو طبقه	سه طبقه	چهار طبقه
۱۰۰-۰	۰/۰	۰/۰	۹/۳۸	۰/۰	۰/۰	۱۳/۰	۰/۰	۰/۰	۰/۰
۳۰۰-۹۰۰	۶/۵۵	۹/۸۸	۱/۶۱	۱۳	۵۰	۲/۷۲	۶/۵	۴/۲۰	۲/۳۵
۲۰۰۰-۹۰۰	۳/۳۳	۱/۱۱	۰/۰	۰/۶۳	۶/۴۲	۳/۹	۰/۳۷	۳/۳۳	۳۷
>۲۰۰۰	۱/۱۱	۰/۰	۱/۰	۲۴	۴/۷	۵/۵	۴/۵۹	۶۹/۵۳	۸/۲۷

۲-۲- روش اخذ داده‌های آب و هوایی

نرم افزارهای شبیه سازی انرژی با توجه به نیاز و هدف پژوهش انتخاب می‌گردند. نرم افزارهای مختلفی در این حوزه وجود دارند که در این پژوهش از افزونه Honey bee، به منظور شبیه سازی انرژی های نمونه های مطرح شده در گام نخست، و از افزونه Ladybug (شکل ۲) به منظور تهیه داده‌های آب و هوایی (EPW) و نمودار های تحلیل اقلیمی استفاده گردید.

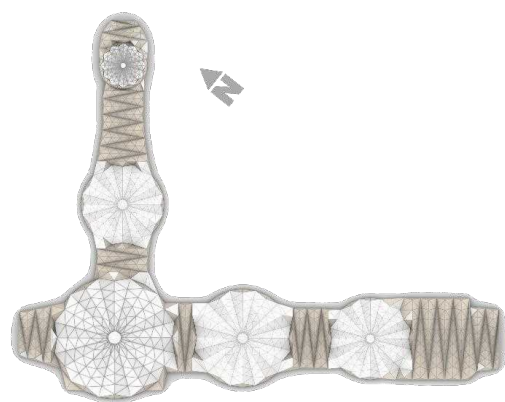
۳-۲- الگوریتم های بهینه سازی مصرف انرژی

مدل سازی و شبیه سازی انرژی ساختمان یک روند

در جدول ۱ درصد های میزان بهره‌مندی روشنایی کف وید در مدل‌های مختلف را نشان می‌دهد. بر اساس این نمودار، سقف سه طبقه دندانه‌ای بیشترین میزان روشنایی را به خود اختصاص داده است. بر اساس این تحلیل انجام گرفته متوجه می‌شویم که ساختار دندانه‌ای بهترین حالت می‌باشد، زیرا یکنواختی بیشتری دارد [۳].

پیش بینی کارایی انرژی ساختمان پیش از ساخته شدن آن است. شبیه سازی انرژی، مصرف انرژی ساختمان را در مرحله طراحی ارزیابی می‌کند و باعث سرعت بخشیدن به روند طراحی، افزایش کارایی، ایجاد امکان جست و جو میان گزینه‌های طراحی متعدد و در نهایت هدایت به سمت طرح های بهینه تر می‌شود. در چند دهه گذشته با توسعه رایانه ها، ابزار های شبیه سازی کارایی ساختمان گسترش سریع یافته‌اند. به مرور با ارتقای رابط گرافیکی، کاهش زمان محاسبات انسانی، جابجایی اطلاعات بین برنامه ها و نمایش بصری نتایج، استفاده از این ابزارها برای طراحان آسان تر شد.

محبوب ترین ابزار های مدل سازی انرژی عبارتند از: هانی بی (Honey bee)، انرژی پلاس (Energy+)، لیدی باگ (Ladybug) و اپن استودیو (Openstudio). این ابزارها بر جنبه های مختلف کارایی ساختمان همچون کارایی و مصرف انرژی ساختمان، آسایش حرارتی، تهویه و کیفیت هوای داخل، نور پردازی محیط و آکوستیک محیط متمرکز هستند [۴].

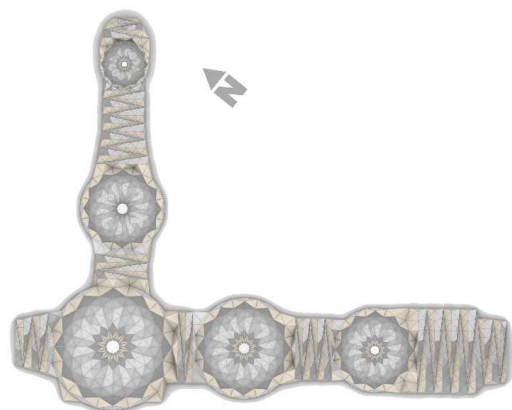


شکل ۳: سطوح نورگذر اسکای لایت هدف، پیشنهاد اول

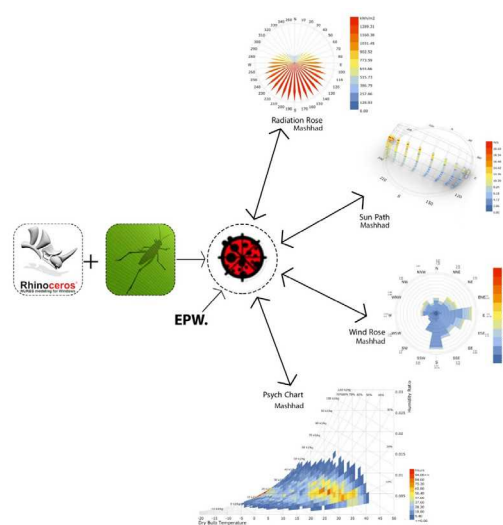
۲-۲-۲ مدل سازی اسکای لایت های هدف در موتور شبیه ساز انرژی

Honey bee

در مدل سازی اسکای لایت هدف، پیشنهاد اول (شکل ۳)، به لحاظ شبیه سازی انرژی، نتیجه مطلوب تری نسبت به نمونه های دیگر رسیدیم. اما این نتیجه مطلوب فقط در زیر گنبد های طراحی شده در بازار به چشم می خورد. در صورتی که این مهم زمانی به نتیجه نهایی نزدیک می شود که همانند مدل سازی اسکای لایت هدف، پیشنهاد دوم (شکل ۴)؛ در سراسر سطح بازار مرکزی از پخش و جذب انرژی به صورت یکنواخت و صحیح برخوردار باشد.



شکل ۴: سطوح نورگذر اسکای لایت هدف، پیشنهاد دوم



شکل ۲: افزونه لیدی باگ

۲-۲-۱ تحلیل داده ها به روش شبیه سازی

یکی از کارآمد ترین روش های تحلیل داده ها در معماری پارامتریک، تحلیل به روش شبیه سازی می باشد. برای آن که بتوان درک درستی از موضوع به دست آوریم؛ بر آن شدیم تا چندین آلترناتیو را با روش های متنوع مدل سازی کرده و با وضعیت فعلی بازار مرکزی به مقایسه بگذاریم. تا در نهایت و پس از بررسی معیار های کاهش مصرف انرژی و نیز زیبایی شناسی به طرحی منتخب و کارا برسیم [۵].

بررسی گردیده است. مقایسه مجموع ظرفیت های حرارتی مصالح در سه نمونه دیگر که در زیر ارائه می گردد، نشان از این دارد که در وضعیت فعلی بازار، مصالح از موهبت انرژی گرمایش خورشید بی نصیب هستند. از رو در این مدل می بایست از تجهیزات الکتریکی سرمایشی و گرمایشی به جهت ایجاد آسایش حرارتی استفاده بیشتری شود. که این موضوع باعث مصرف انرژی بسیار زیادی در این مقیاس می گردد [۷].

۳-۲-۲- ظرفیت حرارتی مصالح بازار مرکزی- نمونه رایج

در جدول ۳ ظرفیت حرارتی مصالح با احتساب سطوح نور گذر یک نمونه اسکای لایت رایج در بازار کار فعلی بررسی گردیده است. در این مدل از مجموع ظرفیت های حرارتی بیشتری می توان استفاده کرد، ولی از آنجا که هدف ما در این پژوهش ایجاد آسایش حرارتی برای مخاطبین است، این مدل سازه باعث ایجاد اثر گلخانه ای در روز شده و عدم آسایش حرارتی را در پیش خواهد داشت. از این رو در این مدل نیز می بایست از تجهیزات الکتریکی سرمایشی و گرمایشی به جهت ایجاد آسایش حرارتی استفاده بیشتری شود. که این موضوع باعث مصرف انرژی بسیار زیادی در این مقیاس می گردد.

۳- خواص مصالح

۳-۱- ضریب هدایت حرارتی

ضریب هدایت حرارتی مصالح عبارت است از مقدار حرارت جابجا شده در یک ثانیه از میان یک متر مربع سطح و یک متر ضخامت هر مصالح در شرایطی که اختلاف درجه حرارت دو طرف آن معادل یک درجه کلوین باشد (شرایط پایدار) و واحد آن $w/m.k$ می باشد. هرچه ضریب هدایت حرارتی یک جسم بیشتر باشد، گرما را سریع تر منتقل می نماید [۶].

۳-۲- ظرفیت حرارتی مصالح

ظرفیت حرارتی مصالح به وزن مخصوص و گرمای ویژه آن ها بستگی دارد. هرچه وزن مخصوص یک جسم بیشتر باشد ظرفیت حرارتی آن بیشتر است. ظرفیت حرارتی دیوار ها نیز به ضخامت و فشردگی مصالح آن ها بستگی دارد. هرچه ظرفیت حرارتی دیوار بیشتر باشد، حرارت با سرعت کمتری از خارج به داخل انتقال می یابد [۶].

۳-۲-۱- ظرفیت حرارتی مصالح بازار مرکزی- وضع

موجود

در جدول ۲ ظرفیت حرارتی مصالح با احتساب سطوح

جدول ۲: ظرفیت حرارتی مصالح با در نظر گرفتن سطوح نور گذر سقف بازار مرکزی؛ وضع موجود

جدول ظرفیت حرارتی مصالح بازار مرکزی-وضع موجود													
ردیف	مصالح موجود در بازار مرکزی	مقدار			وزن مخصوص (Kg)	ضریب هدایت حرارتی (w/m.k)	ظرفیت حرارتی با احتساب ضرایب سطوح نور گذر w/)					ظرفیت های حرارتی مصالح بازار (w/m³.k)	
		مساحت (m2)	ضخامت (m)	حجم (m3)			(m³.k)						
							بدون احتساب ضرایب w/)	سطح نور گذر با ۱۰۰٪ شفافیت (m³.k)	سطح نور گذر با ۵۰٪ شفافیت	سطح نور گذر با ۳۰٪ شفافیت	سطح نور گذر با ۱۰٪ شفافیت		
۱	سنگ مرمریت	۱۲۷۵۰	۰/۰۳	۳۸۲/۵	۲۵۰۰	۳/۵	۱۳۳۸/۷۵	۷۴/۹۷	—	—	—	۱۳۳/۷۹	۲۰۸/۷۶۴۷
۲	آجر سوراخدار	۳۸۵۰	۰/۳۵	۱۳۴۷/۵	۱۷۷۰	۰/۴	۵۳۹	۳۰/۱۸۴	—	—	—	۵۳/۸۶۸	۸۴/۰۵۱۶۶
۳	ورق کامپوزیت	۱۹۵۰	۰/۰۰۵	۹/۷۵	۲۰۰۰	۲۴	۲۳۴	۱۳/۱۰۴	—	—	—	۲/۳۸۵۹	۳۳۷/۲۷۲
۴	شیشه	۲۰۵۴/۸	۰/۰۱	۲۰/۵۴۸	۲۷۰۰	۱/۱	۲۲/۶۰۲۸	۱/۲۶۵۷	—	—	—	۲/۱۳۳۷	۳/۳۹۹
۵	فولاد	۹۰۰	۰/۰۰۲	۱/۸	۷۸۵۰	۵۲	۹۳/۶	۵/۲۴۱۶	—	—	—	۸/۸۳۵۸	۱۴/۰۷۷

جدول ۳: ظرفیت حرارتی مصالح با در نظر گرفتن سطوح نور گذر سقف بازار مرکزی؛ نمونه رایج

مجموع ظرفیت های حرارتی با احتساب ضرایب سطوح نور گذر (m³.k)	ظرفیت		ضریب هدایت حرارتی		وزن مخصوص		مقدار		مصلح موجود در بازار مرکزی
	ظرفیت بدون	ظرفیت	(w/m.k)	(Kg)	حجم (m3)	ضخامت (m)	مساحت (m2)		
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت
ظرفیت های حرارتی	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت	ظرفیت		

۳-۲-۳- ظرفیت حرارتی مصالح بازار مرکزی- اسکای

لایت هدف پیشنهاد اول

در جدول ۴ ظرفیت حرارتی مصالح با احتساب سطوح نور گذر اسکای لایت هدف که پس از مدل سازی و طراحی پارامتریک به دست آمده است، بررسی می گردد. پس از بررسی و تحلیل انرژی و حرارت در این مدل، به دلیل فرم سایه اندازه ها و نیز قرار گیری سطوح نور گذر، حد مناسبی از مجموع ظرفیت های حرارتی مصالح به دست آمد، که از نمونه اولیه در وضع موجود بیشتر و از نمونه ثانوی در نمونه اسکای لایت رایج در بازار کمتر است. البته ناگفته نماند که مطابق شکل ۳ در بند ۱-۲-۲ این حد از آسایش حرارتی فقط در زیر گنبدها ایجاد شده و مابقی قسمت های ساختمان در سایه مطلق هستند. این امر نیز به دلیل عدم یکنواختی استفاده از انرژی گرمایشی خورشید متاثر از فرم سایه اندازه ها، نیاز به استفاده از تجهیزات الکتریکی گرمایشی و گرمایشی به جهت ایجاد آسایش حرارتی تا حدی بالا می برد.

۳-۲-۴- ظرفیت حرارتی مصالح بازار مرکزی- اسکای

لایت هدف پیشنهاد دوم

در جدول ۵ ظرفیت حرارتی مصالح با احتساب سطوح نور گذر اسکای لایت هدف که پس از مدل سازی و طراحی پارامتریک به دست آمده است، بررسی می گردد. پس از بررسی و تحلیل انرژی و حرارت و نیز بهینه سازی فرم سایه اندازه ها در این مدل، بدلیل استفاده از سطوح نور گذر در اسکای لایت هدف که با درصد های معینی که در جدول ذکر شده است، حد مناسبی از مجموع ظرفیت های حرارتی مصالح به دست آمد. مطابق شکل ۴ در بند ۱-۲-۲ این حد از آسایش حرارتی در تمامی قسمت های ساختمان به صورت یکنواخت و تنظیم شده گسترانیده شده است. و این مهم باعث کاهش مصرف تجهیزات گرمایشی و سرمایش و بالطبع استفاده حداکثری از نور روز و نیز کاهش تجهیزات روشنایی شده و علاوه بر کاهش مصرف انرژی، آسایش حرارتی مخاطبین را نیز در بردارد.

جدول ۴: ظرفیت حرارتی مصالح با در نظر گرفتن سطوح نور گذر سقف بازار مرکزی؛ پیشنهاد اول

مجموع ظرفیت های حرارتی مصالح بازار (w/m³.k)	ظرفیت حرارتی با احتساب ضرایب سطوح نور گذر (w/m³.k)					ظرفیت حرارتی بدون احتساب ضرایب هدایت حرارتی (w/m.k)	وزن مخصوص (Kg)	مقدار			مصالح موجود در بازار مرکزی
	سطح نور گذر با ۱۰۰٪ شفافیت	سطح نور گذر با ۷۰٪ شفافیت	سطح نور گذر با ۵۰٪ شفافیت	سطح نور گذر با ۳۰٪ شفافیت	سطح نور گذر با ۱۰٪ شفافیت			حجم (m3)	ضخامت (m)	مساحت (m2)	
۶۹۶/۱۵	—	—	—	—	۶۹۶/۱۵	۱۳۳۸/۷۵	۳/۵	۳۸۲/۵	۰/۰۳	۱۲۷۵۰	سنگ مرمریت
۲۸۰/۲۸	—	—	—	—	۲۸۰/۲۸	۵۳۹	۰/۴	۱۳۴۷/۵	۰/۳۵	۳۸۵۰	آجر سوراخدار
۱۲۱/۶۸	—	—	—	—	۱۲۱/۶۸	۲۳۴	۲۴	۹/۷۵	۰/۰۰۵	۱۹۵۰	ورق کامپوزیت
۱۱/۷۵۳۴۶	—	—	—	—	۱۱/۷۵۳	۲۲/۶۰۲۸	۱/۱	۲۰/۵۴۸	۰/۰۱	۲۰۵۴/۸	شیشه
۴۸/۶۷۲	—	—	—	—	۴۸/۶۷۲	۹۳/۶	۵۲	۷۸۵۰	۰/۰۰۲	۹۰۰	فولاد

جدول ۵: ظرفیت حرارتی مصالح با در نظر گرفتن سطوح نور گذر سقف بازار مرکزی پیشنهاد دوم

ظرفیت حرارتی با احتساب ضرایب سطوح نور گذر (w/)												
مجموع ظرفیت های حرارتی مصالح بازار (w/m³.k)	(m³.k)					ظرفیت حرارتی بدون احتساب ضرایب (w/m.k)	وزن مخصوص (Kg)	مقدار			مصالح موجود در بازار مرکزی	
	سطح نور گذر با ۱۰۰٪ شفافیت	سطح نور گذر با ۷۰٪ شفافیت	سطح نور گذر با ۵۰٪ شفافیت	سطح نور گذر با ۳۰٪ شفافیت	سطح نور گذر با ۱۰٪ شفافیت			مساحت (m2)	ضخامت (m)	حجم (m3)		
۵۹۴/۳۳۸۱	۱۰/۲۵۵	۳۷/۸۷۳۲	۳۹/۴۹۳	۵۱/۵۴۲	۴۵۵/۱۸	۱۳۳۸/۷۵	۳/۵	۲۵۰۰	۳۸۲/۵	۰/۰۳	۱۲۷۵۰	سنگ مرمریت
۲۳۹/۲۸۹۱	۴/۱۲۸۷	۱۵/۲۴۸۳	۱۵/۹۰۱	۲۰/۷۵۲	۱۸۳/۲۶	۵۳۹	۰/۴	۱۷۷۰	۱۳۴۷/۵	۰/۳۵	۳۸۵۰	آجر سوراخدار
۱۰۳/۸۸۴۳	۱/۷۹۲۴	۶/۶۱۹۸۶	۶/۹۰۳	۹/۰۰۹	۷۹/۵۶	۲۳۴	۲۴	۲۰۰۰	۹/۷۵	۰/۰۰۵	۱۹۵۰	ورق کامپوزیت
۱۰/۰۳۴۵۱	۰/۱۷۳۱	۰/۶۳۹۴۳	۰/۶۶۶۸	۰/۸۷۰۲	۷/۶۸۵	۲۲/۶۰۲۸	۱/۱	۲۷۰۰	۲۰/۵۴۸	۰/۰۱	۲۰۵۴/۸	شیشه
۴۱/۵۵۳۷۲	۰/۷۱۷	۲/۶۴۷۹۴	۲/۷۶۱۲	۳/۶۰۳۶	۳۱/۸۲۴	۹۳/۶	۵۲	۷۸۵۰	۱/۸	۰/۰۰۲	۹۰۰	فولاد

۴- نمودار های تحلیل اقلیمی

۴-۱- نمودار سایکرومتریک مشهد

مطابق نمودار زیر، ۱۱ درصد کل ساعات سال، آسایش حرارتی قالب بوده و نیازی به استفاده از سیستم ها و تجهیزات سرمایشی و گرمایشی نخواهد بود. ۳۵ درصد ساعات کل سال، در صورت استفاده صحیح از سایبان ها و سطوح نورگذر، آسایش حرارتی مخاطبین تامین خواهد شد. ۱۸/۸ درصد کل ساعات سال با استفاده از تجهیزات الکتریکی سرمایشی و گرمایشی می توانیم به آسایش حرارتی برسیم. ۱۴/۴ درصد کل ساعات سال با استفاده صحیح از ظرفیت حرارتی مصالح می توان آسایش حرارتی مخاطبین را تامین کرد. در نهایت ۶/۳۴ درصد کا ساعت های سال را با استفاده از سیستم های تبخیری و ۲۵/۴۶ درصد ساعات سال را با استفاده از سیستم های گرمایشی باید به محدوده آسایش نزدیک کنیم.

محدوده آسایش شهر مشهد که متوسط دمای سالانه آن ۱۵ درجه سانتی گراد می باشد برابر است با:

$$T_c = 0.31 t_m + 17.6^\circ \quad T_m = 15^\circ$$

$$t_c = 0.31 * 15 + 17.6 = 22.25^\circ$$

$$L = 22.25 - 2 = 20.25^\circ$$

$$U = 22.25 + 2 = 24.25^\circ$$

تعیین مقادیر t_c ، L و U بروی منحنی رطوبت نسبی ۵۰٪:

$$\alpha L = 0.025(L - 14)^\circ \text{g/kg}$$

$$\alpha L = 0.025(20.25 - 14) = 0.15^\circ \text{g/kg}$$

$$\alpha u = 0.025(U - 14)^\circ \text{g/kg}$$

$$\alpha u = 0.025(24.25 - 14) = 0.25^\circ \text{g/kg}$$

از روی جدول سایکرومتریک: رطوبت مخصوص نقاط U و L

$$AHu = 9.8 \text{ g/kg} \quad AHL = 7.7 \text{ g/kg}$$

$$tL = L + (\alpha L * AHL)^\circ$$

$$tL = 20.25 + (0.15 * 7.7) = 21.40^\circ$$

$$tu = U + (\alpha u * AHu)^\circ$$

$$tu = 24.25 + (0.25 * 9.8) = 26.75^\circ$$

tL را به L و tu را به U وصل کرده و ادامه می دهیم. تراز بالا و پایین محدوده آسایش به وسیله خطوط افقی رطوبت نسبی 4g/kg و 12g/kg تعیین می گردد.

براساس شکل ۵، که میزان آسایش حرارتی در طول سال را نشان می دهد، رنگ آبی به معنی سرمایش، رنگ قرمز به معنی گرما و رنگ زرد به معنی آسایش می باشد. محدوده خط قرمز به معنی آسایش حرارتی نسبی و محدوده خط سبز آسایش حرارتی با میزان رطوبت سطح پوست $W = 0.06$ که در واقع بدن بدون تعریق بوده، نه احساس گرما می کند و نه سرما را نشان می دهد [۸].

۵- تبیین طراحی مکانیکی سازه

عملیات محاسبات صورت گرفته در خصوص سقف سازه اسکای لایت بازار مرکزی مشهد می باشد، طرح کلی سازه با استفاده از نرم افزار SAP۲۰۰۰ صورت گرفته و سعی شده است تمامی شرایط سازه به طور واقع گرایانه مدل سازی گردد.

۵-۱- بارهای اعمالی بر سازه

۵-۱-۱ بار مرده

بار مرده شامل وزن اعضای سازه ای و پوشش می باشد. وزن اعضای سازه ای توسط نرم افزار محاسبه و اعمال می گردد. پوشش سقف ترکیبی از ساندویچ پنل و پلی کربنات با وزن مخصوص ۲۵ کیلوگرم بر متر مربع می باشد.

۵-۱-۲ بار برف

بار برف زمین، P_g ، وزن لایه برف بر بروی سطح افقی زمین است که، بر اساس آمار موجود در منطقه، احتمال تجاوز از آن در سال دو درصد باشد (دوره بازگشت ۵۰ سال).

۵-۱-۳- بار باد

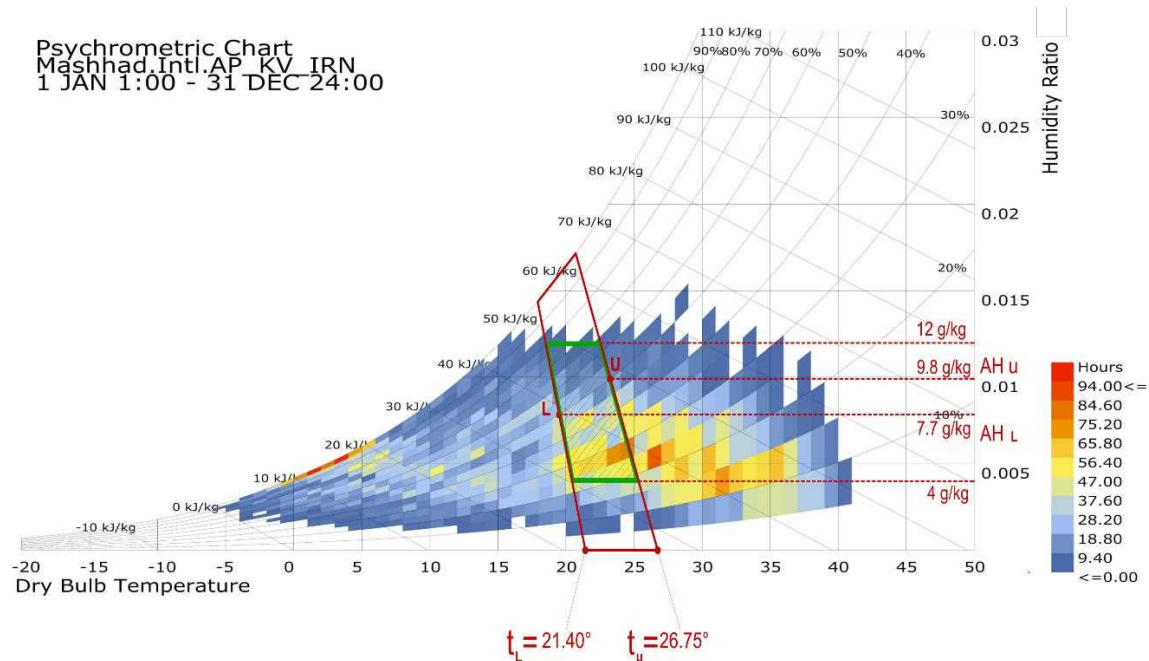
بار برف زمین در مناطق مختلف کشور ایران را باید

حداقل برابر با مقادیر زیر در نظر گرفت: [۹]. Z.

برای تعیین اثرات ناشی از باد، باید فرض شود که

باد در هر یک امتداد و به صورت افقی، ترجیحاً در امتداد

محورهای ساختمان، و بطور نامنظم به ساختمان تاثیر



شکل ۵: طراحی اعضا در نرم افزار SAP

می‌گذارد. در طراحی اعضای سازه، اثر ناشی از بار باد با بار زلزله جمع نمی‌شود. کلیه اعضای سازه باید برای اثر هر یک از این دو که بیشتر باشد، طراحی شود.

۵-۲- طراحی اعضا

مراحل طراحی در دو فاز جداگانه تحلیل می‌شود تا قابلیت اعتماد طرح به میزان قابل قبولی برسد، این دو حالت طراحی مربوط به درنظر گرفتن صلبیت اتصالات و خاصیت نیمه صلب بودن این اتصالات و اعضا می‌بایست هر دو شرایط را تحمل نماید. (شکل ۶)

- | | |
|------------------------------|----------------------------|
| منطقه ۱- برف بسیار کم (نادر) | ۰/۲۵ کیلونیوتن بر متر مربع |
| منطقه ۲- برف کم | ۰/۵۰ کیلونیوتن بر متر مربع |
| منطقه ۳- برف متوسط | ۱ کیلونیوتن بر متر مربع |
| منطقه ۴- برف زیاد (مشهد) | ۱/۵۰ کیلونیوتن بر متر مربع |
| منطقه ۵- برف سنگین | ۲ کیلونیوتن بر متر مربع |

AISC360-05/IBC2006 STEEL SECTION CHECK (Summary for Combo and Station)

Units : Kgf, m, C

Frame : CFB X Mid: 9.772 Combo: 5-S-Ey-Ez Design Type: Brace
 Length: 2.727 Y Mid: -26.283 Shape: PIPE101X6 Frame Type: SMF
 Loc : 2.727 Z Mid: 3.12 Class: Seismic Princpl Rot: 0. degrees

Provision: LRFD Analysis: Direct Analysis
 D/C Limit=1.02 2nd Order: General 2nd Order Reduction: No Modification
 AlphaPr/Py=0.076 AlphaPr/Pc=0.06 Tau_b=1. EA factor=1. EI factor=1.

PhiB=0.9 PhiC=0.9 PhiTY=0.9 PhiTF=0.75
 PhiS=0.9 PhiS-RI=1. PhiST=0.9

A=0.002 I33=2.028E-06 r33=0.034 S33=4.016E-05 Av3=8.977E-04
 J=4.056E-06 I22=2.028E-06 r22=0.034 S22=4.016E-05 Av2=8.977E-04
 E=2.039E+10 Fy=24000000. Ry=1.1 z33=5.422E-05
 RLLF=1. Fu=37000000. z22=5.422E-05

HSS Welding: ERW Reduce HSS Thickness? No

STRESS CHECK FORCES & MOMENTS (Combo 5-S-Ey-Ez)

Location	Pu	Mu33	Mu22	Vu2	Vu3	Tu
2.727	-3276.31	-59.27	-0.397	53.443	0.58	-0.427

PMM DEMAND/CAPACITY RATIO (H1-1b)

D/C Ratio: $0.109 = 0.059 + 0.051 + 0.$
 $= (1/2) (Pr/Pc) + (Mr33/Mc33) + (Mr22/Mc22)$

AXIAL FORCE & BIAXIAL MOMENT DESIGN (H1-1b)

Factor	L	K1	K2	B1	B2	Cm
Major Bending	1.	1.	1.	1.	1.	1.
Minor Bending	1.	1.	1.	1.	1.	0.466

	Lltb	Kltb	Cb
LTB	1.	1.	2.628

	Pu Force	phi*Pnc Capacity	phi*Pnt Capacity
Axial	-3276.31	27867.389	38679.289

	Mu Moment	phi*Mn Capacity	phi*Mn No LTB
Major Moment	-59.27	1171.195	1171.195
Minor Moment	-0.397	1171.195	

	Tu Moment	Tn Capacity	phi*Tn Capacity
Torsion	-0.427	1224.844	1102.36

SHEAR CHECK

	Vu	phi*Vn Capacity	Stress Ratio	Status Check
Major Shear	53.443	11603.787	0.005	OK
Minor Shear	0.58	11603.787	4.999E-05	OK

BRACE MAXIMUM AXIAL LOADS

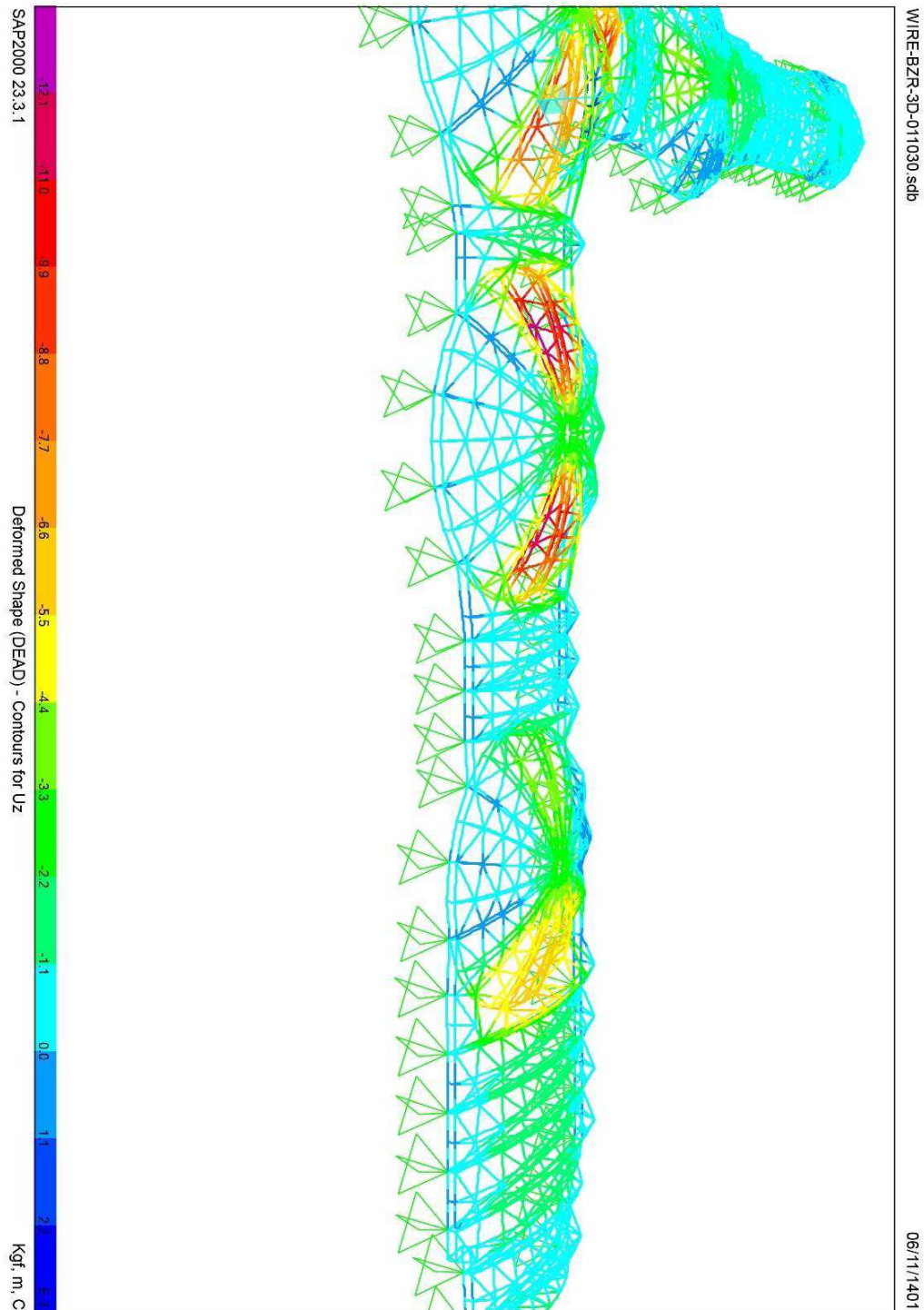
	P Comp	P Tens
Axial	-3276.31	0.

شکل ۶: طراحی اعضا در نرم افزار SAP

۵-۳- خلاصه گزارش مدل سازی سازه

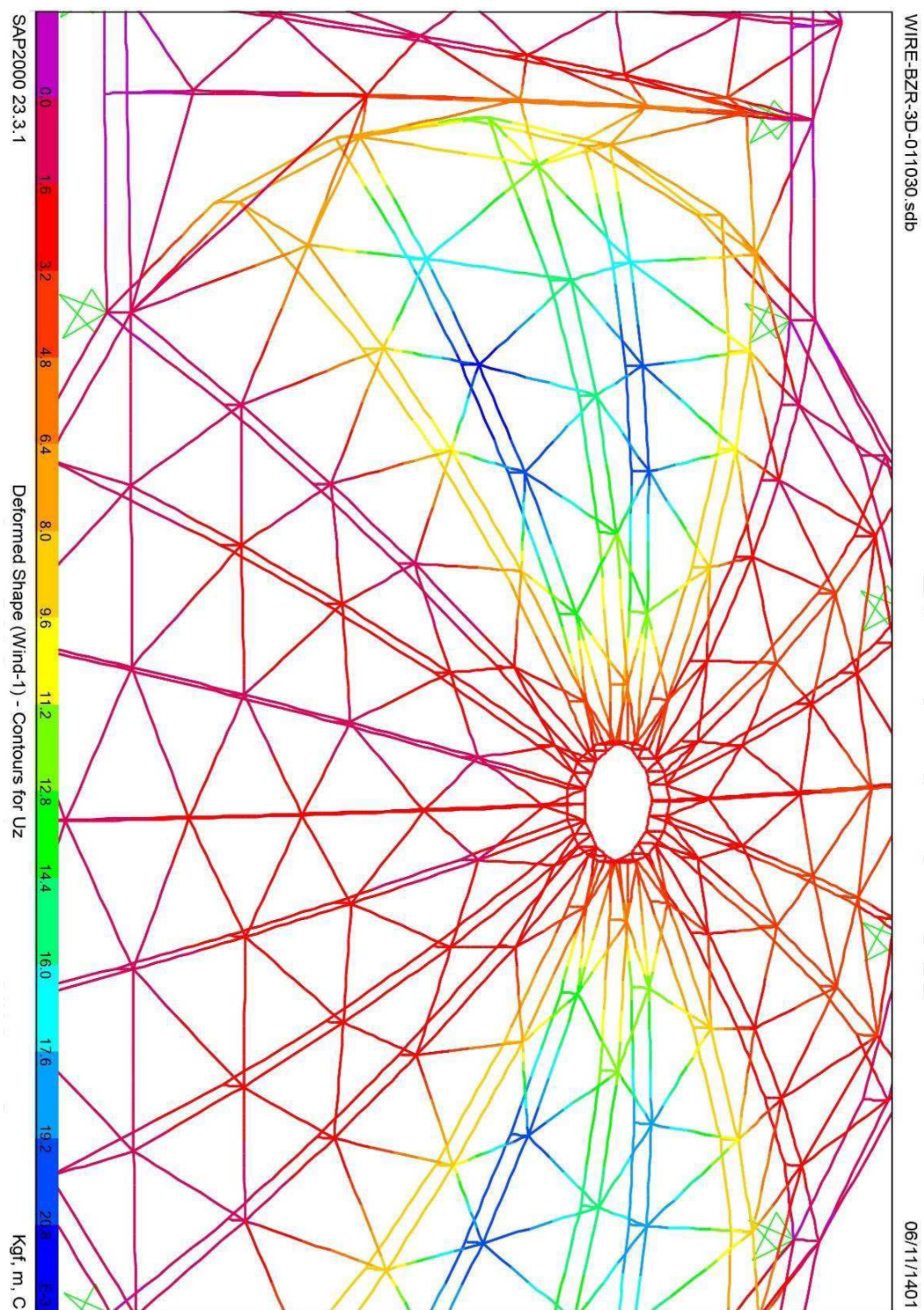
۵-۳-۱- پاسخ سازه در مقابل بار مرده مکانیکی اعمال

شده (شکل ۷)



شکل ۷: سازه تحت نیروی بار مرده

۵-۳-۲- پاسخ سازه در مقابل بار دینامیکی باد (شکل ۸)

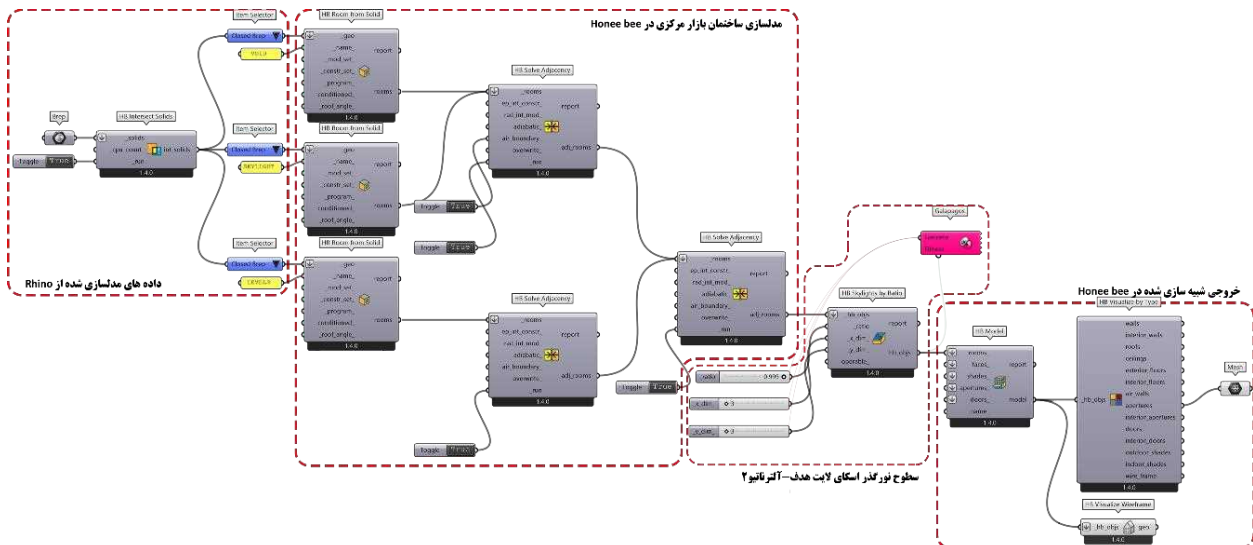


شکل ۸: سازه تحت نیروی بار باد

۵-۴- ارائه الگوریتم و پارامتر های نهایی

۵-۴-۱- مدل سازی اسکای لایت هدف در موتور شبیه ساز

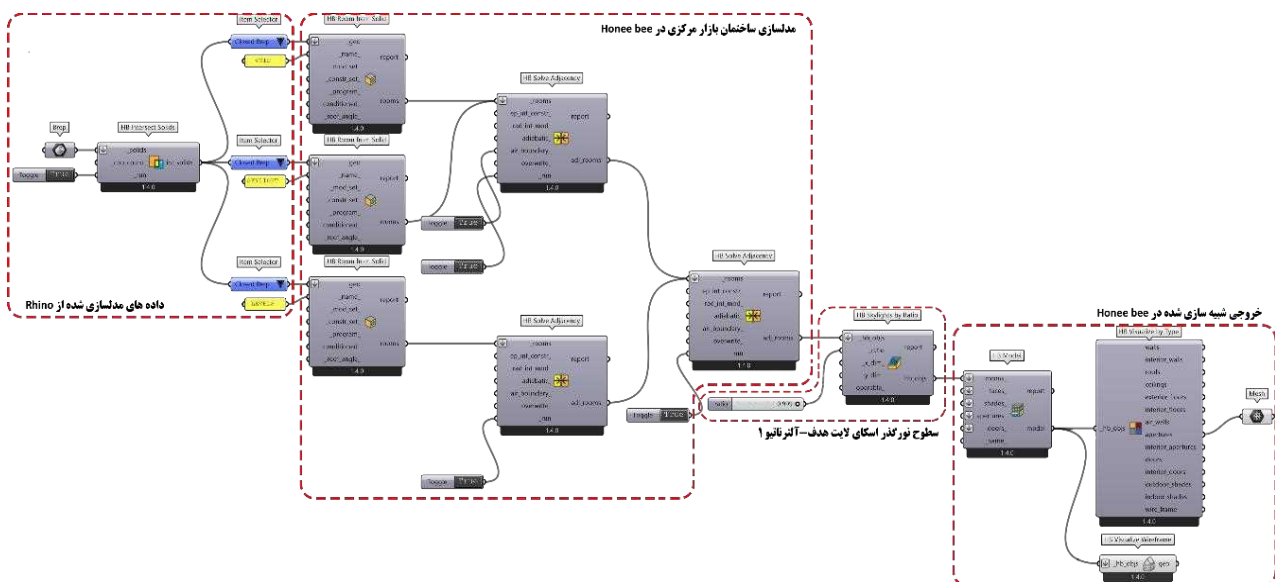
انرژی Honee bee-پیشنهاد اول



شکل ۹: مدل سازی اسکای لایت هدف (پیشنهاد اول) در هانی بی

۵-۴-۱- مدل سازی اسکای لایت هدف در موتور شبیه ساز انرژی

Honee bee-پیشنهاد دوم



شکل ۱۰: مدل سازی اسکای لایت هدف (پیشنهاد دوم) در هانی بی

۶- نتایج

در ساختمان های تجاری امروزی نگاه زیبایی شناسانه به داخل بنا و نیز استفاده از نور روز که اکثرا از سقف بنا تامین می گردد. از طرفی ساختمان ها همانند پاکت حجمی می باشند که از ۶ سطح تشکیل شده اند، یک سطح آن ها کف، سطح دیگر سقف و دیگر سطوح، نماها هستند؛ و با توجه به اینکه در سال های اخیر نگاه طراحان و مهندسان به مهندسی نما معطوف گردیده است و توجه کمتری به مهندسی اسکای لایت ها گردیده است، در این پژوهش بر آن شدیم به مهندسی اسکای لایت یک مجموعه تجاری در شهر مشهد با نگاه پارامتریک و الگوریتمیک پردازیم. در این مسیر با بررسی نمونه های سقف های مختلف بر روی بازار مرکزی مشهد سعی بر آن کردیم تا بهینه ترین، زیبا ترین و مقاوم ترین سقف را که بازدهی بالا در آسایش حرارتی و کاهش مصرف انرژی داشته باشد را به ارمغان بیاوریم.

شبهه سازی انرژی در چهار مدل پیشنهادی برای سقف اسکای لایت مجموعه بازار مرکزی، پس از دریافت داده های اقلیمی از افزونه Ladybug، در افزونه Honey bee انجام گردید، تا بهینه ترین سقف از منظر مصرف انرژی انتخاب گردد.

نتایج تمامی پیشنهادات را در افزونه Openstudio آنالیز کرده تا بهترین مدل سقف به جهت کاهش مصارف انرژی و ایجاد آسایش حرارتی منتخب گردد. سپس بر روی پنل های سایه انداز مدل منتخب، در افزونه Galapagos بهینه سازی ژنتیکی به جهت بیشینه سایه اندازی که از عوامل موثر در ایجاد آسایش حرارتی می باشد، انجام گردید.

در نهایت بررسی ظرفیت های حرارتی مصالح چهار مدل پیشنهادی برای سقف اسکای لایت مجموعه بازار مرکزی، به عنوان یک سند علمی که یکی از عوامل

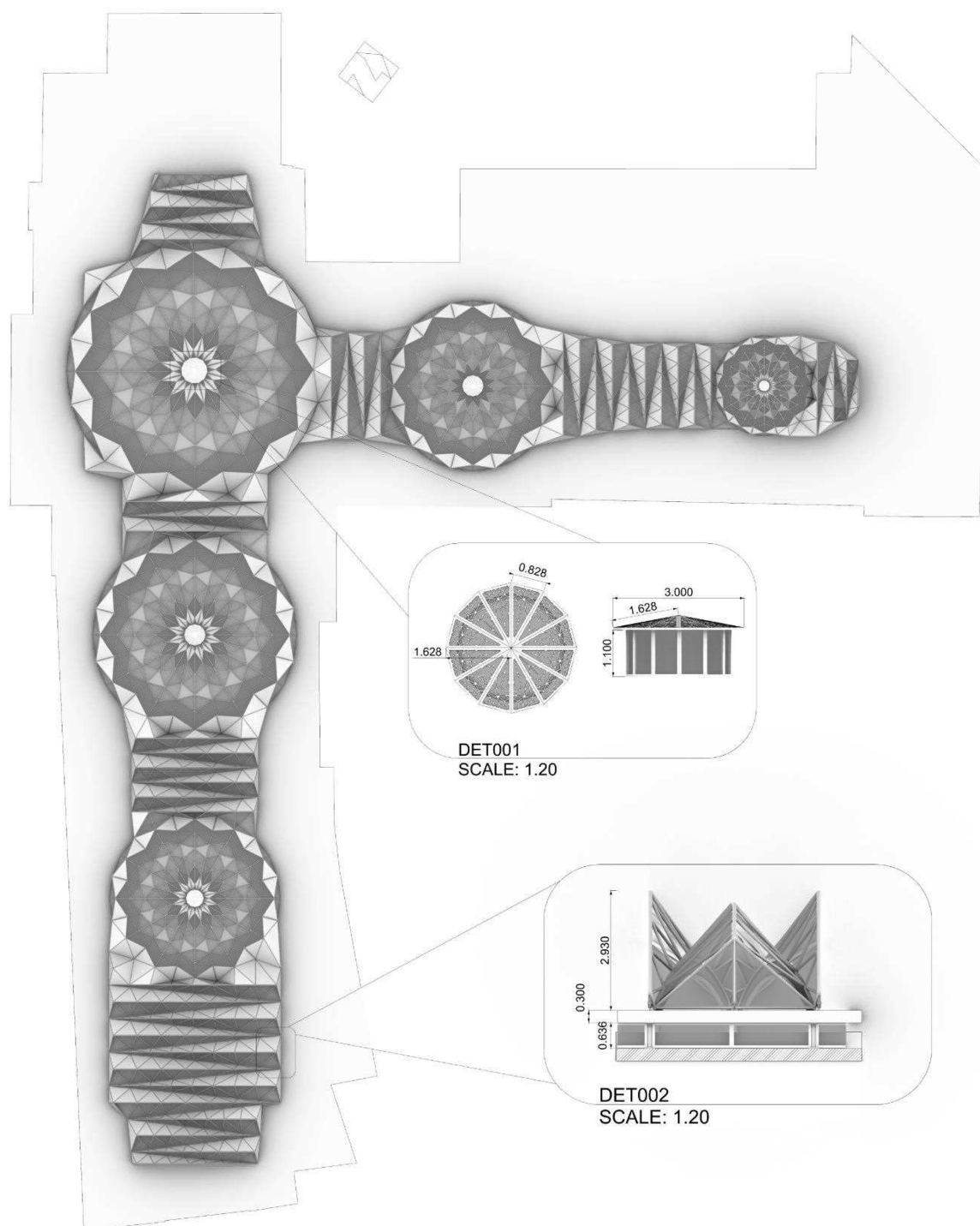
ایجاد آسایش حرارتی می باشد، انجام گردید. ظرفیت حرارتی مصالح که یکی از مهم ترین خواص مصالح می باشد، با جذب انرژی گرمایشی خورشید در طول روز و ساطع کردن آن در طول شب به نوعی از مصرف بی جهت انرژی جلوگیری کرده و باعث آسایش حرارتی می شود. (شکل ۱۱)

عناوین مرتبط با موضوع پژوهش که در مسیر تحقیق واجد ارزش به نظر می رسند و در آینده به آن ها خواهیم پرداخت، عبارتند از:

* ارائه الگویی بهینه به منظور هوشمند سازی سایه انداز ها (Smart Shader) در ساخت اسکای لایت ساختمان های تجاری.

* ارائه الگویی کارا به جهت تهویه هوشمند هوا (Smart Exhausting Air) در زیر اسکای لایت ساختمان های تجاری.

* ارائه الگوریتمیک ساخت اسکای لایت های متحرک حساس به سنسور های نور، باران و حضور انسان (Skylights Sensitive to Sensors) به جهت صرفه جویی در مصرف انرژی و افزایش آسایش حرارتی.



شکل ۱۱: سایت پلان و جزییات تشکیل دهنده سازه اسکای لایت بازار مرکزی

۷- منابع

- [1] Applicability of Flexible Photovoltaic Modules onto Membrane Structures Using Grasshopper Integrative Model (2016) Hend Ibrahim a*, Ayman Wagdyb, Paolo Beccarellia, Robert Carpenterc, John Chiltona.
- [2] Thermal performance optimization of parametric building envelope based on bio-mimetic inspiration (2021) Wael Salah Mansour Abdel-Rahman.
- [3] Atrium is a solution for providing lighting a hot and dry climate (1393), Marzieh Kazemzade. (in persian)
- [4] Residential design (1393), Maryam Anvari. (in persian)
- [5] Commercial-recreational and culture complex of Shahrood city with the approach of optimizing energy consumption (1391), Fahime Mohamadian. (in persian)
- [6] Basics of building physics 4 (Passive cooling) (1393), Zahra Ghiabakloo. (in persian)
- [7] National building regulations, topic 19, (1398). (in persian)
- [8] Climate reading of building shells in native-traditional houses in order to be models for today's housing using parametric architecture (1393), Ashkan Memariani. (in persian)
- [9] National building regulations, topic 6, (1398). (in persian)

بررسی عددی و تحلیلی تاثیر هندسه‌های متفاوت معماری بر پدیده دودکشی و مصرف انرژی در ساختمان‌های بلند مرتبه

سعید وحیدی^{۱*}، سجاد کلیدری^۲

۱- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران
۲- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه سجاد، مشهد، ایران

چکیده

با توجه به اهمیت پدیده‌های طبیعی در زندگی انسان، بررسی و مطالعه این پدیده‌ها همواره مورد توجه بوده است. هدف این مطالعه بررسی پدیده دودکشی است که در همه ساختمان‌ها اتفاق می‌افتد اگر چه در ساختمان‌های بلندمرتبه محسوس‌تر است. با توجه به اهمیت این پدیده در مصرف انرژی ساختمان‌های بلندمرتبه در این پژوهش این نوع ساختمان‌ها مورد مطالعه قرار گرفته است. به دلیل اهمیت تاثیر مقطع ساختمان‌ها در بروز و رفتار این پدیده، مقاطع بیضوی، مثلثی و مستطیلی با سطح یکسان مورد بررسی قرار گرفته و با مقایسه نتایج به دست آمده، مقاطع متفاوت ارزیابی و مقایسه شده‌اند. شبیه‌سازی این پدیده در نرم‌افزار فلوئنت انجام گرفته و نتایج تحلیلی با عددی مقایسه شده است که تطابق خوبی را نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد مقطع بیضی‌گون با توجه به هندسه آن و رابط آیرودینامیکی، بهترین عملکرد را از نظر میزان حجم هوای لازم جهت ایجاد فشار مثبت و غلبه بر پدیده دودکشی و در نتیجه کاهش مصرف انرژی دارد.

کلمات کلیدی

پدیده دودکشی، آیرودینامیک ساختمان، بهینه‌سازی مصرف انرژی، مقطع هندسی ساختمان.

Numerical and Analytical Study of the Effect of Different Architectural Geometries on the Stack Effect and Energy Consumption in Tall Buildings

Saeed Vahidifar^{1*}, Sajad Kalidari²

1- Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran

2- Master's student, Faculty of Mechanics and Energy, Sadjad University, Mashhad, Iran

Abstract

Due to the importance of natural phenomena in human life, investigation and study of these phenomena has always been of interest. The aim of this study is to investigate the stack effect that occurs in all buildings, although it is more noticeable in high-rise buildings. Due to the importance of this phenomenon in the energy consumption of high-rise buildings, in this research, these types of buildings have been studied. Due to the importance of the influence of the cross-section of buildings on the occurrence and behavior of this phenomenon, therefore, elliptical, triangular and rectangular cross-sections with the same surface have been examined and by comparing the results, different cross-sections have been evaluated and compared. The simulation of this phenomenon has been done in Fluent software and the analytical results have been compared, which shows a good match. The results show that the elliptical cross-section, according to its geometry and aerodynamic conditions, has the best performance in terms of the amount of additional pressure required to create positive pressure and energy consumption.

Keywords

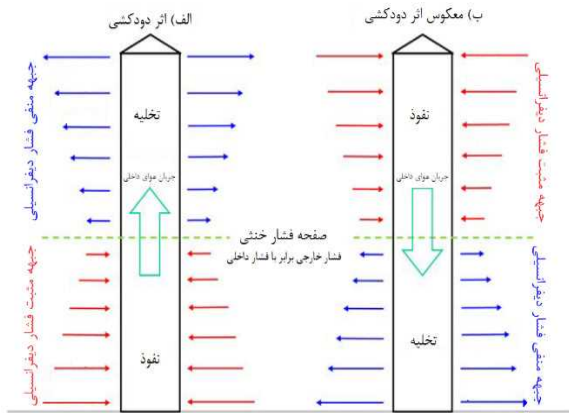
Stack effect, Aerodynamic of building, Optimization of energy, Cross section of building.

۱- مقدمه

با افزایش جمعیت و رشد اقتصاد، تقاضا برای انرژی زیاد شده است که در سه دهه اخیر این تقاضای انرژی به شدت افزایش یافته است. نفت و گاز نقش مهمی را در تامین نیازهای انرژی موردنیاز در دنیا به خود اختصاص داده اند، اما با توجه به افزایش قیمت سوخت های فسیلی و همچنین افزایش میزان انتشار گازهای گلخانه ای، به طوری که در سال ۲۰۱۵ شاهد انتشار ۳۲/۲۹۴ میلیون تن دی اکسید کربن بر اثر سوختن سوخت های فسیلی بوده ایم، امروزه بشر دائما در حال تلاش است تا وابستگی خود را به سوخت های فسیلی از بین ببرد [۱].

به دلیل اهمیت موضوع مصرف انرژی، تحقیقات زیادی بر روی پدیده دودکشی صورت گرفته است. پژوهش درباره این پدیده طبیعی، در بالا بردن سطح بازدهی دستگاه های گرمایشی و سرمایشی مورد استفاده در ساختمان ها تاثیر بسزایی دارد. با افزایش بازدهی وسایل گرمایشی و سرمایشی می توان به بهبود مصرف انرژی و کاهش مصرف حامل های آن کمک شایانی نمود. این پدیده در ساختمان های بلند مرتبه هم در طول فصول گرم و هم در فصولی که دمای هوای پایین است رخ می دهد.

اثر دودکشی به معنی حرکت هوا به داخل و خارج ساختمان ها، دودکش ها و یا دیگر محفظه ها است و محرک آن نیروی شناوری هوا^۱ است. شناوری به دلیل تفاوت در چگالی هوا در محیط داخلی و فضای باز ناشی از اختلاف دما و رطوبت رخ می دهد و نتیجه آن یک نیروی شناوری مثبت یا منفی است. مطابق با شکل ۱ در طول فصل زمستان، هوای گرم تر داخلی از داخل ساختمان به بالا می رود و در بالا از طریق پنجره های باز، بازشوها یا تهویه و یا دیگر درزها به خارج ساختمان هدایت می شود.



شکل ۱: نمای نحوه ایجاد پدیده دودکشی و عکس آن در ساختمان

هوای گرم بالا رونده باعث کاهش فشار در پایین ساختمان می شود و هوای سرد را از درها، پنجره ها یا دیگر بازشوها و درزها به داخل نفوذ می کند [۲]. در طول فصل تابستان، اثر دودکشی معکوس^۲ می شود، اما با توجه به تفاوت دمای کمتر به طور معمول خفیف تر است. مشخصات جریان هوای ساختمان های بلندمرتبه که توسط اثر دودکشی در زمستان هدایت می شوند عبارت اند از:

۱- جریان هوای بیرون در پایین ساختمان رخ می دهد.

۲- هوای داخلی گرم تر از طریق هسته های عمودی ساختمان، مانند چاله آسانسور و راه پله، به دلیل نیروی شناوری که اختلاف فشار ایجاد می کند، بالا می رود.

۳- هوای داخل ساختمان از طریق فضاهای افقی شامل راهروها و اتاق ها در طبقات بالا به بیرون از ساختمان جریان می یابد [۳].

میورسکی^۳ و همکاران با استفاده از اعداد و داده های ASHRAE (۲۰۱۳) به بررسی پدیده دودکشی در یک مدل ساختمان ۲۳۰ متری با شرایط آب و هوایی کشورهای قزاقستان و عربستان سعودی و تحلیل اثرات این پدیده با تغییر شرایط آب و هوایی پرداخته اند و تاثیر پارامترهایی از قبیل: دما، محفظه هوابندی شده نمای خارجی، سرعت باد

^۱ Buoyancy

^۲ Reverse Stack Effect

^۳ Sergey Mijorski

پوشش داخلی و مقاومت جریان هوای داخلی بستگی دارد؛ بنابراین مشکلات ناشی از اثر این پدیده ممکن است تا حدودی با نصب هشتی‌ها در اطراف درهای ورودی و سرویس دهنده آسانسور و با منطقه بندی آسانسورها حل شود [۵]. پروفسور لیم^۳ و همکاران در پژوهشی به بررسی مشکلات ناشی از پدیده دودکشی پرداخته‌اند؛ آنان بسیاری از اقدامات لازم برای به حداقل رساندن خرابی عملکرد ساختمان توسط اثر دودکشی نموده‌اند، اما گاهی اوقات روش ترکیبی آنها نتایج مورد انتظار را ایجاد نکرد. در مطالعه آنها اصول اساسی پدیده دودکشی و اقدامات لازم آن را در یک ساختمان اداری بلندمرتبه با تمرکز ویژه بر تجزیه و تحلیل تعامل بین اقدامات متقابل بررسی شده و یک مدل شبکه (CONTAM) که جریان هوا و فشار را در ساختمان‌ها شبیه‌سازی می‌کند، استفاده شد. آنان دریافتند که تداخل هم‌افزایی-تضادی و مثبت-منفی قابل توجهی در عملکرد اقدامات متقابل اثر دودکشی بسته به ترکیب آنها وجود دارد؛ بنابراین، اقدامات متقابل اثر باید با توجه به ویژگی‌های آن و تعامل بین اقدامات متقابل ایجاد شود [۶]. در پژوهش دیگری سونگ‌مین یون^۴ و همکارانش تحقیقاتی در ساختمان‌های بلندمرتبه درباره بار گرمایش انجام داده‌اند؛ آنها با در نظر گرفتن اینکه جریان هوای عمودی در ساختمان‌های بلند به دلیل اثر دودکشی ناشی از اختلاف دما بین داخل و خارج ساختمان ایجاد می‌شود، تفاوت‌های ناشی از اثر دودکشی با اندازه‌گیری‌های میدانی و شبیه‌سازی جریان هوا و انرژی مورد بررسی قرار داده‌اند. نتایج شبیه‌سازی شده سه نوع عنصر بار گرمایشی را از فعل و انفعالات جریان هوا با جریان هوای عمودی نشان می‌دهند: (۱) بار نفوذ هوا در فضای باز، (۲) بار نفوذ هوای بین منطقه‌ای و (۳) افزایش انتقال حرارت در بین دیوارهای بین راهروها و

منطقه و جهت باد مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته‌اند. مطالعات آنها نشان داد که فشار باد و همچنین اثر دودکشی نقش بسزایی در عملکرد کلی ساختمان‌ها دارند. آنها همچنین دریافتند که برای یک ساختمان منشوری شکل ساده، فشار باد به طور معمول به افزایش نرخ تخلیه در سراسر قسمت‌های بالایی سطوح ساختمان در مورد اثر دودکشی، کمک می‌کند. از طرفی درباره اثر معکوس پدیده دودکشی به این نکته پی‌برده‌اند که فشار باد تمایل به خنثی کردن اثر نیروهای شناوری را دارد [۲]. ژیاوژین مان^۱ و همکاران در مطالعه دیگر اندازه‌گیری‌های میدانی و شبیه‌سازی‌های عددی عملکرد هوابندی و توزیع فشار دودکشی را برای یک ساختمان مسکونی بلند ۱۰۶/۷ متر در هاربین، واقع در شمال شرقی چین ارائه دادند. یک آزمایش میدان هوابندی با استفاده از روش تحت فشار قرار گرفتن فن انجام شد و مقادیر اندازه‌گیری شده به عنوان داده‌های ورودی برای پیش‌بینی‌ها استفاده شد. بیشترین اختلاف فشار ایجاد شده تحت پدیده دودکشی در طبقه همکف به (پاسکال) ۵۱/۵ رسید که یک اثر مخرب شدید در پدیده دودکشی محسوب می‌شود. علاوه بر این، تأثیرات محل و هوابندی درهای مختلف راه پله بر روی اثر پدیده دودکشی مورد مطالعه و تجزیه و تحلیل قرار گرفت. این مطالعه به تبیین اهمیت هوادهی ساختمان در آب و هوای سرد و کاهش اثر انباشت ساختمان‌های بلندمرتبه نیز کمک می‌کند [۴]. در پژوهشی دیگر، یانگ^۲ و همکاران تجزیه و تحلیل تأثیر پدیده دودکشی در ساختمان‌های بلند برای حل مشکلات مختلف ناشی از آن را بررسی نموده و ارزیابی تأثیرات روی پدیده دودکشی، شبیه‌سازی برنامه‌های کامپیوتری مدل شبکه برای یک ساختمان اداری مرتفع معمولی انجام شد، نتایج شبیه‌سازی‌ها آنها نشان داد که تأثیر ناشی از این اثر عمدتاً به سفتی

^۱Xiaoxin Man^۲In-Ho Yang^۳Hyunwoo Lim^۴Sungmin Yoon

با توجه به اینکه عوامل زیادی در ایجاد و اثر بخشی این پدیده در ساختمان نقش دارند که در این مطالعه به بررسی و مقایسه اثر بخشی اشکال مقاطع متفاوت معماری در این نوع ساختمان‌ها می‌پردازیم زیرا اشکال مختلف هندسی در میزان مصرف انرژی بسیار تاثیر گذار هستند و هدف این مقاله ارائه راه حلی مناسب برای کاهش و بهبود مصرف انرژی در این نوع ساختمان‌های بلند مرتبه است. ذکر این نکته بسیار مهم است که عدم توجه به اثرات این پدیده در زمان طراحی معماری و تاسیسات مکانیکی ساختمان است؛ چنانچه در زمان طراحی به مسائل و مشکلاتی که این پدیده ممکن است برای ساختمان در مدت زمان طولانی به وجود بیاورد، توجه شود می‌توان از مصرف بی رویه انرژی و حامل‌های آن جلوگیری کرد.

۲- شبیه‌سازی عددی و حل تحلیلی

برای انجام این مطالعه از دو روش استفاده شده است:

الف) روش تحلیلی: در این روش یک ساختمان واقعی در شهر مشهد با استفاده از روش تحلیلی مورد مطالعه قرار خواهد گرفته و نتایج آن گزارش شده است.

ب) روش عددی: در روش دوم با استفاده از نرم‌افزار فلوننت ورژن R1 ۲۰۲۱ اقدام به محاسبه همان ساختمان در روش الف شده و نتایج را با هم مقایسه شده است.

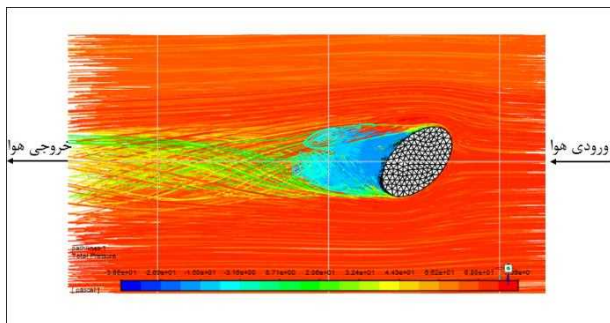
در این پژوهش همان‌طور که در بالا اشاره شد، نمونه ایی که تحلیل و بررسی آن را در دستور کار خود داریم ساختمانی با ارتفاع ۷۸ متر و در شرایط آب و هوایی شهر مشهد می‌باشد. همچنین در این مدل فیزیکی هیچگونه بازشویی وجود ندارد و فقط اثر و جهت فشار وارد شده به ساختمان در نتیجه برخورد باد در تونل باد عاملی است که باید اندازه‌گیری شود. نمونه واقعی که با توجه به مشخصات آن تصمیم به طرح این مسئله و حل این مشکل گرفته‌ایم، برج مسکونی در کشور ایران، استان

اتاق‌های در طبقات پایین. بر اساس ویژگی‌های مختلف آنها به تفکیک طبقه، نسبت‌های اختلاف بین حداقل و حداکثر بار گرمایش در طبقات به ترتیب در ضلع بالا و پایین از سطح خنثی ۲۹۱٪ و ۱۱۹۷٪ بود. این مطالعه نشان می‌دهد که در نظر گرفتن جریان هوای عمودی ناشی از پدیده دودکشی با روش شبیه‌سازی پیشنهادی در محاسبه انرژی گرمایش در ساختمان‌های مسکونی بلند، به ویژه در مناطق سرد، مهم است [۷]. یوچن شی^۱ و همکاران مطالعاتی را با هدف بررسی تأثیر نرخ تهویه مکانیکی بر میزان نفوذ تحت اثر دودکشی برای ساختمان‌های دارای پنجره‌های چندلایه انجام داده‌اند و روشی که رابطه ریاضی بین این دو نرخ را توضیح می‌دهد را ارائه نموده‌اند. چون آنها از روش استاندارد برای محاسبه حداقل نرخ تهویه مکانیکی مورد نیاز برای دستیابی به نرخ نفوذ صفر برای یک ساختمان با پنجره‌های چند لایه استفاده کردند لذا آنها نتیجه‌گیری کردند که حداقل نسبت بین نرخ تهویه مکانیکی و نفوذ هوای اولیه برای دستیابی به نرخ نفوذ صفر به نسبت عرض به ارتفاع پنجره، فاصله عمودی بین پنجره‌ها و تعداد لایه‌های پنجره بستگی دارد. آنها دستور العمل‌های بیشتری برای راهنمایی روش‌های طراحی تهویه ارائه کردند [۸]. در پژوهشی که ریستو کاسونن^۲ و همکارانش انجام دادند، دریافتند روش‌هایی برای به حداقل رساندن پدیده دودکشی بود که شامل اثرات هوابندی ساختمان، توزیع نشت هوا و شرایط محیطی در فضای باز بر شرایط فشار هوا و مصرف انرژی در یک ساختمان مسکونی مرتفع در شرایط آب و هوایی سرد بررسی کردند. با ترتیب هوابندی و هوابندی بهبود یافته می‌توان از این پدیده جلوگیری کرد. بر اساس تجزیه و تحلیل انجام شده، هوابندی داخلی ساختمان نقش اصلی را در کنترل اثر دودکشی ایفا می‌کند [۹].

^۱ Yuchen Shi

^۲ Risto Kosonen

با توجه به اینکه برای تحلیل این نوع مسائل در نرم‌افزار فلوئنت باید شرایط مرزی نیز تعیین نماییم. در این مسئله شرایط مرزی به شکل زیر انتخاب شده است: (۱) شکل‌هایی که قرار است مورد بررسی قرار بگیرند همگی از یک جنس مشخص (شیشه) با ضخامت $0/04$ متر در دیواره خود قرار دارند تا به نمونه واقعی نزدیک‌تر باشد، (۲) دمای تونل بادی 10 - درجه سانتی‌گراد می‌باشد و سرعت هوا ورودی این تونل باد نیز بر طبق گلباد به‌دست آمده از هواشناسی استان خراسان رضوی، برحسب متوسط باد غالب مشهود 10 متر بر ثانیه انتخاب شده است، (۳) در تونل باد به جز ورودی و خروجی سیالی که با اجسام برخورد دارد، بقیه دیواره‌های این تونل باد دیوار^۱ در نظر گرفته می‌شود، (۴) دمای داخلی اجسام نیز برابر با دمای آسایش ساختمان‌های مسکونی 25 درجه سانتی‌گراد انتخاب گردیده است.



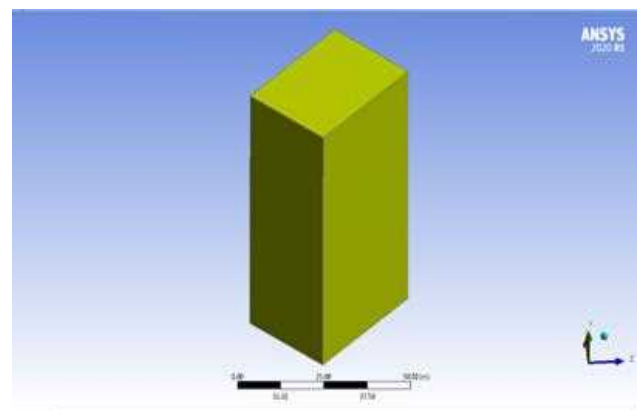
شکل ۳: نمای از بالای تونل باد انتخابی جهت شبیه‌سازی

اشکال و مقاطع انتخابی برای حل این مسئله ابتدا شبکه بندی شده و سپس در نرم‌افزار فلوئنت اقدام به حل آنها شده است.

خراسان رضوی و در شهر می‌باشد. این پروژه در زمینی به مساحت 2300 متر با زیر بنای حدود 30000 متر مربع در حال احداث می‌باشد. این برج در 26 طبقه تجاری و مسکونی طراحی شده که بخش مسکونی آن از 60 واحد تشکیل شده است.

۲-۱- روش عددی

با استفاده از قابلیت حل معادلات انتقال گرما در نرم‌افزار فلوئنت اقدام به حل این معادله شده است و با استفاده از دیگر قابلیت نرم‌افزار فلوئنت که نشان دادن نواحی پر فشار و کم فشار بر روی جسم توسط نقشه‌های برجسته است، به بررسی و تحلیل این نقاط جهت یافتن شکل هندسی مورد گردیده است. در این روش ما از سه مقطع هندسی برای شبیه‌سازی استفاده شده است که این مقاطع شامل مقطع مثلثی، مستطیلی و بیضی‌گون می‌باشد. در طراحی اشکال مختلف، داشتن شباهت هندسی با نمونه واقعی چه از نظر حجم و مساحت و چه از نظر نزدیکی هندسی است. به طور مثال اگر بخواهیم شکلی بیضی‌گون طراحی کنیم حتماً نزدیک‌ترین شکل هم از نظر حجمی و هم از نظر هندسی به نمونه واقعی انتخاب خواهد شد. از طرفی با استفاده از نتایج به‌دست آمده از حل و با تحلیل داده‌ها می‌توانیم نقاطی که دارای بیشترین اتلاف انرژی را دارا هستند نیز شناسایی نموده و با استفاده از معادلات، انرژی لازم را برای رفع این اتلاف تامین کنیم.



شکل ۲: طرح فیزیکی مسئله (مقطع مستطیلی)

شده است تا علاوه بر مشاهده مقادیر اختلاف در اعداد به دست آمده در هر شبکه بندی، به اعتبارسنجی روش حل این پژوهش نیز کمک نماییم و همچنین مقدار شبکه بندی بهینه جهت حل این مسأله باتوجه به اختلاف کم در بین شبکه بندی های مختلف هر طراحی، کمترین مقدار آن در هر طراحی در نظر گرفته می شود. شایان ذکر است که مقدار انتخابی نشان دهنده فشار جهت مقایسه در این نمودار مربوط به اواسط طول ضلع عبوری باد در همه این مقاطع می باشد.

همچنین باید به این نکته اشاره کنیم باتوجه به شکل فوق و با توجه به مقادیر ثبت شده در حلگر با مقادیر مختلف شبکه بندی که اختلاف بسیار کمی با یکدیگر دارند، پس در حل هر کدام از مقاطع کمترین مقدار شبکه بندی انتخاب می شود تا در وقت و در هزینه نیز صرفه جویی شود.

۲-۱-۱- معادلات حاکم

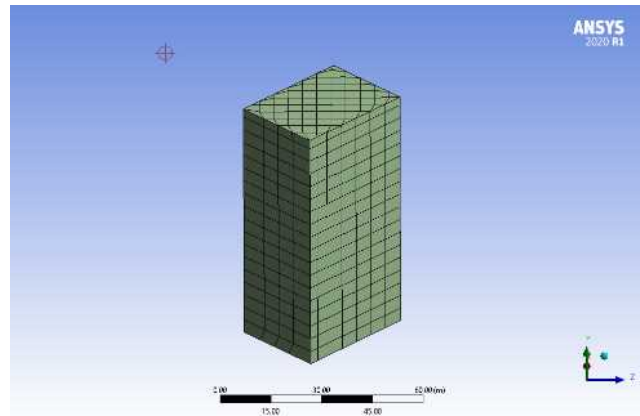
معادلات حاکم بر جریان سیال لزج در حالت آشفته، توسط معادلات ناویر-استوکس^۳ متوسط گیری زمانی شده، بیان می شوند. معادلات پیوستگی^۴ (بقای جرم، معادله ۱)، حرکت^۵ (بقای مومنتم، معادله ۲) و انرژی^۶ (معادله ۳) بعد از متوسط گیری زمانی به صورت زیر می باشند:

$$\nabla \cdot \vec{U} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \nabla \cdot (\vec{U} \vec{U}) = -\nabla P + \nabla \cdot \tau_{ij} \quad (2)$$

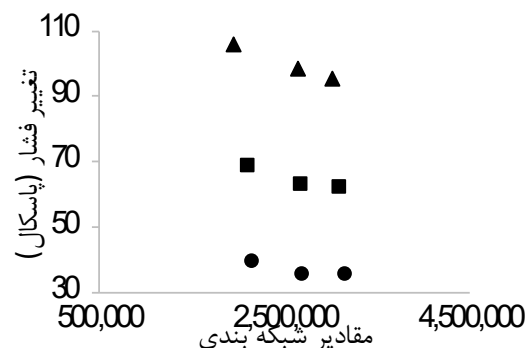
$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (3)$$

معادلات اصلی و حاکم در حل این پژوهش معادلات فوق می باشند اما معادلات دیگری نیز به ما در این مطالعه جهت رسیدن به پاسخ های درست کمک می کنند. همان طور که قبلا گفته شد با کمک شبیه سازی در



شکل ۴: شبکه بندی طراحی مقطع مستطیلی به روش مربع کامل

شبکه بندی این طراحی ها در دو نوع به انجام شده است که به شرح ذیل می باشد: (۱) شبکه بندی مربع کامل^۱ (۲) شبکه بندی چهاروجهی^۲؛ طراحی این مقاطع به این دلیل در دو نوع شبکه بندی انجام می شود که با به دست آمدن پاسخ حل این پژوهش توسط حلگر، مشخص شود که آیا این طراحی دارای خطا بوده و همچنین نشان می دهد که پاسخ و یا پاسخ های به دست آمده چه مقدار با یکدیگر متفاوت هستند تا به درستی حل و طراحی پی ببریم.



شکل ۵: نمودار استقلال از شبکه در مقاطع مختلف

در نمودار بالا به بررسی استقلال از شبکه در شبکه بندی مختلف با تعداد متفاوت المان در تمامی مقاطع پرداخته

۱ Complete Square Mesh

۲ Tetrahedrons mesh

۳ Navier-Stokes Equations

۴ Continuity Equation

۵ Momentum Equation

۶ Energy Equation

خواهیم نمود. خط فشار خنثی، رابطه (۷)، بخشی است که در آن فشار هوا در خارج برابر فشار هوای داخل ساختمان است [۴].

$$H_{NPL} = \frac{H_0}{1 + \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 * \left(\frac{T_i}{T_o}\right)}$$

برای زمستان $T_i < T_o$

در رابطه (۷)، A_1 برابر با مساحت پایین‌ترین بازشو ساختمان و A_2 مقدار مساحت بالاترین بازشو ساختمان همچنین T_i و T_o به ترتیب دمای داخل و خارج ساختمان در نظر گرفته می‌شوند. همچنین جهت بدست آوردن تغییرات فشار هر طبقه نسبت به خط فشار خنثی از معادله زیر، معادله (۸)، استفاده می‌گردد:

$$\Delta p_{\text{stack effect}} = c_1 \rho_i \left[\frac{T_i - T_o}{T_i} \right] \cdot g \cdot [H_{NPL} - H] \quad (۸)$$

تنها متغیر در عبارت فوق H است و بقیه پارامترها ثابت هستند. C_1 عددی برابر ۰/۰۵۹۸ فرض می‌گردد و ما بقی اعداد بر حسب طبقه مورد بررسی در نظر گرفته می‌شوند. همچنین لازم به ذکر است که تغییرات فشار در اثر دودکشی بر حسب اینچ آب^۱، ارتفاع ساختمان بر حسب فوت^۲ و دماهای انتخابی بر حسب رانکین در نظر گرفته می‌شود [۱۰].

از آنجایی که می‌دانیم سرعت باد در طبقات مختلف با یکدیگر فرق می‌کنند (با توجه به شکل حرکتی سرعت باد) پس فشار هم در طبقات مختلف ساختمان متفاوت خواهد بود (با توجه به رابطه فشار دینامیکی^۳)، لذا با بررسی رابطه زیر تغییرات فشاری در هر طبقه با توجه به سرعت باد را به‌دست آمده است.

$$U_H = 1 / 59 * U_{met} * \left[\frac{H}{\xi} \right]^a \quad (۹)$$

در رابطه (۹) U_H نشان‌دهنده سرعت باد در هر طبقه (بر حسب مایل بر ساعت)، U_{met} برای در نظر گرفتن

نرم‌افزار، رسیدن به نتایج در این مطالعه آسان‌تر خواهد بود و معادلاتی که در نرم‌افزار استفاده خواهد شد از دسته مدل‌های آشفته‌گی دو معادله‌ای در دینامیک سیالات محاسباتی می‌باشد. مدل انتخابی از این دسته مدل آشفته‌گی دو معادله‌ای K-ε خواهد بود که معادلات حاکم بر آن در زیر آمده است. که در آن معادلات (۴) و (۵) و (۶) به ترتیب معادلات فرمولاسیون مدل توربولانس K-ε استاندارد، مدل انتقالی K و مدل انتقالی ε می‌باشند.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (۴)$$

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

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

مقادیر ثابت‌ها مدل که در معادلات از آنان استفاده

شده به شرح زیر است:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, \quad C_{2\varepsilon} = 1.92, \quad C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

۲-۲- روش تحلیلی

در این بخش با استفاده از روابط تحلیلی اقدام به محاسبه پارامترهای تاثیرگذار بر بررسی پدیده دودکشی شده است.

فرضیات موجود در این روش حل با توجه به شرایط آب و هوای منطقه مورد بحث، در نظر گرفته شده است که در این پژوهش شرایط آب و هوایی شهر مشهد انتخاب شده است و چون بیشترین اتلاف انرژی را در زمستان خواهیم داشت پس شرایط زمستانی این شهر استفاده خواهد شد. که در آن دمای شهر را متوسط دمایی دوره زمستان شهر مشهد مطابق گزارش هواشناسی ۱۰- درجه سانتی‌گراد فرض شده است.

در ادامه به معادلات مورد استفاده در این روش اشاره

^۱ In.water

^۲ Ft

^۳ Dynamic pressure

$$\dot{V} = c_d * A_{(e.l)} * 4005 * (\Delta P)^{0.5}$$

دلیل حل این رابطه به دست آوردن سطح مقطع نشست موثر^۲ در ساختمان به جهت یافتن مقدار حجم هوای ورودی به ساختمان که این عدد نشان دهنده همان مقدار هوایی است که لازم است وارد ساختمان کنیم تا از فشار تولید شده توسط برخورد باد جلوگیری کنیم. در رابطه بالا c_d متغیر ضریب تخلیه بوده و برابر عدد ثابت یک، $A_{e.l}$ متغیر نشان دهنده سطح مقطع نشست موثر بوده و بر حسب فوت مربع محاسبه می گردد. از طرفی با توجه به معادله زیر فشار کل در ضلع از ساختمان را به دست می آوریم و با به دست آوردن این عدد و با جای گذاری آن در رابطه بالا حجم هوای نفوذی به ساختمان در هر ضلع محاسبه می شود.

$$\Delta P_t = \Delta P_w + \Delta P_{st} + \Delta P_{in}$$

با حصول اعداد فوق، اکنون می توان به حل تحلیلی این مسئله پرداخت و این مشکل بزرگ در ساختمان های بلندمرتبه که علاوه بر تحمیل هزینه های گزاف باعث هدررفت انرژی نیز می شود را بررسی کنیم و راه کنترل آن را معرفی کنیم.

۳- نتایج و بحث

جهت اطمینان از صحت روش عددی، ابتدا چندین شبیه سازی با اشکال مختلف اما با مساحت یکسان و با شرایط یکسان انجام شد.

در این مقاله روش اول با حل تحلیلی معادلات و روابط موجود تئوری پدیده دودکشی مقدار تغییرات فشار داخلی در نمونه واقعی به دست آمده است و در روش دوم با بررسی عددی و شبیه سازی مقاطع مختلف و نمونه واقعی نتایج مورد نظر برای مقایسه با روش اول مقایسه شده است.

سرعت باد غالب (بر حسب مایل بر ساعت)، H متناظر با ارتفاع هر طبقه (بر حسب فوت) و متغیرهای a و ξ وابسته به موقعیت ساختمان (از نظر داخل یا خارج شهر، وضعیت ساختمان های اطراف آن، وضعیت اقلیم منطقه) می باشند.

چون سرعت باد در هر طبقه از ساختمان برای ما مشخص گردیده است، به مرحله بعد یعنی به دست آوردن تغییرات فشاری وابسته به هر طبقه می رسیم که از طریق رابطه (۱۰) به این مهم دست خواهیم یافت

$$\Delta P_w = c_2 * S^2 * c_p * \rho_0 \left(\frac{U_H^2}{2} \right)$$

در رابطه فوق ΔP_w نشان دهنده تغییرات فشار در هر طبقه (بر حسب اینچ. آب)، c_2 عدد ثابت ۰/۰۲۹، S فاکتور شل تر^۱ که برای ساختمان های بلند مرتبه برابر ۱ می باشد و c_p ضریب باد محلی و وابسته به طبقه ساختمان است.

در ادامه روابط مورد نیاز به منظور به دست آوردن مقدار هوای اضافی و ایجاد فشار مثبت جهت جلوگیری از فشار ایجاد شده در اثر برخورد باد به ساختمان، معرفی می شود. لذا با بررسی این روابط و همچنین بررسی فشارهای موجود در هر ضلع ساختمان به پاسخ اصلی حل این مشکل دست خواهیم یافت.

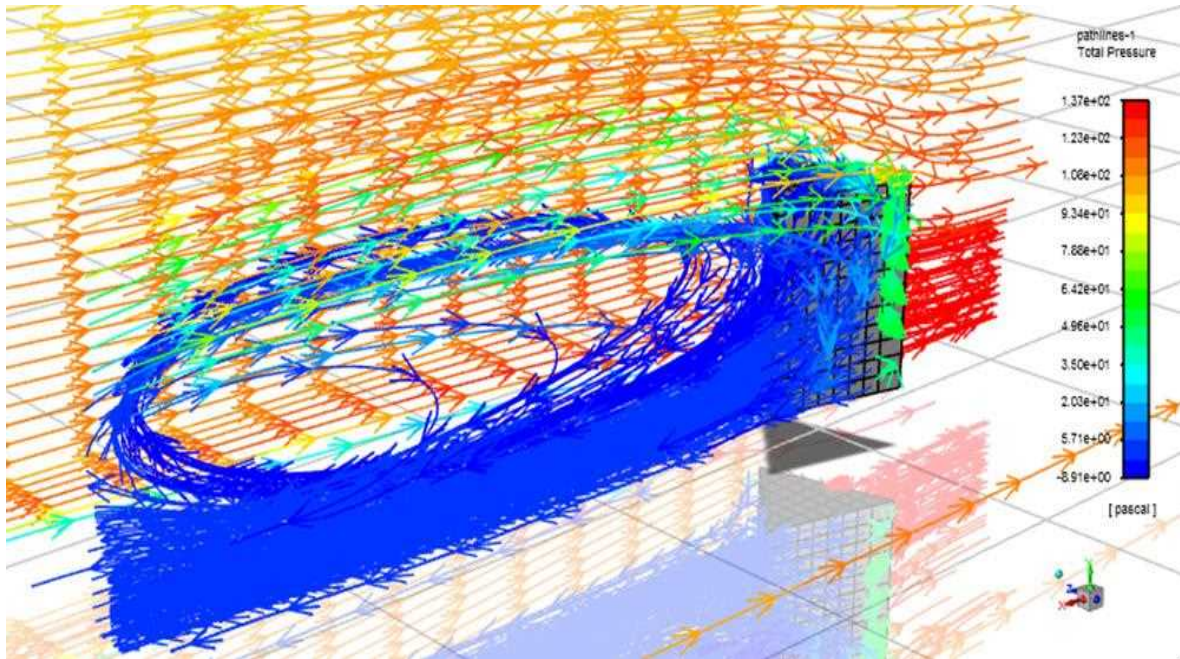
$$\dot{V} = c_{flow} * (\Delta P)^{0.65} * A_w \quad (11)$$

در رابطه (۱۱) متغیر $\dot{V}$ که نشان دهنده میزان نشست هوا می باشد، بر حسب فوت مکعب بر دقیقه^۲ محاسبه می گردد. همچنین c_{flow} نشانگر متغیر وابسته به درزبندی ساختمان بوده و برای ساختمان های بدون درز عددی برابر ۰/۳، برای ساختمان های با نشست متوسط برابر ۱ و برای ساختمان با درزبندی ضعیف و نشست زیاد ۲ در نظر گرفته می شود. متغیر تغییرات فشار عددی ثابت و مساوی ۰/۳ و بر حسب اینچ. آب بوده و A_w متغیر مساحت ضلع روبرو به برخورد باد را نشان می دهد.

^۱Shelter factor

^۲CFM (Cubic Feet Per Minute)

^۳Effective Leak



شکل ۶: گردابه‌های ایجاد شده در پشت ساختمان با مقطع مثلثی با شبکه‌بندی مربع کامل

۳-۱- بررسی روش عددی

۳-۱-۱- بررسی مقطع مثلثی

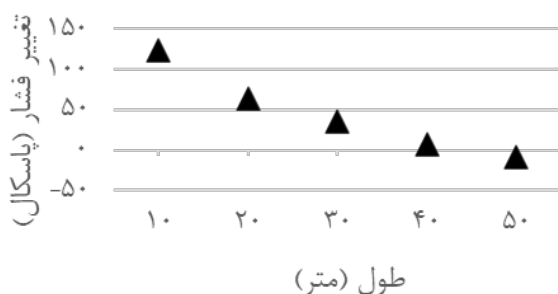
در این بخش اولین مقطعی که مورد بررسی و تحلیل نتایج آن می‌پردازیم مقطع مثلثی می‌باشد؛ در این مقطع همان‌طور که در شکل ۶ مشخص است، در نقاطی که اولین بر خورد را با باد دارند بیشترین فشار را خواهیم داشت.

۱- بیشترین مقدار فشار ناشی از برخورد باد با ساختمان عدد ۱۳۷ (پاسکال) است و کمینه فشار نیز همان‌طور که قابل پیش‌بینی بود در پشت ساختمان ایجاد می‌شود و مقدار آن برابر با ۵/۷۱ (پاسکال) می‌باشد. همان‌طور که در تصویر مشاهده می‌شود در اثر برخورد باد به ساختمان در پشت آن گردابه‌هایی تولید شده است که این گردابه‌ها باعث اثر فشاری نامطلوب بر روی دیواره‌های ساختمان می‌گردد که برای رفع این اثر معمولاً در ساختمان‌ها با کمک از بعضی تاسیسات مکانیکی هوای اضافی داخل ساختمان وارد می‌شود تا با این اثر نامطلوب مقابله شود.

نکته قابل توجه در این تصویر شکل گردابه ایجاد

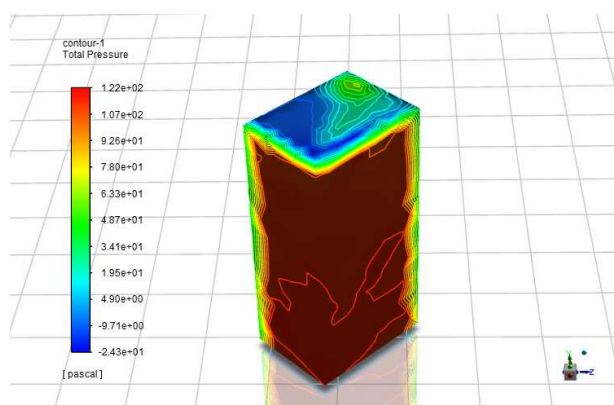
شده و جهت بردار جریان آن است. همان‌طور که مشاهده می‌شود خلا بزرگی در پشت ساختمان به وجود آمده که خود این خلا نیز دوباره با صرف انرژی باید رفع گردد و باعث افزایش میزان مصرف انرژی شود. همان‌طور که از شکل ۶ مشخص است این افزایش فشار فقط در ضلع روبرو به باد فقط دیده می‌شود و اضلاعی که با باد هیچگونه برخورد مستقیمی ندارند دارای فشاری منفی می‌باشند. این موضوع به این دلیل است که این نقاط در حال خارج کردن فشار اضافی وارده به ساختمان که در اثر برخورد باد با آن ایجاد شده، می‌باشند.

مقطع مثلث



شکل ۷: تغییرات فشار باد بر ساختمان بر حسب طول برای مقطع مثلثی

خارج کردن فشار اضافی وارده به ساختمان با هدر رفت انرژی همراه بوده و لذا برای جبران این انرژی



شکل ۹: توزیع فشار وارد بر ساختمانی با معماری مستطیلی

همان‌طور که در شکل‌های ۷ و ۸ مشاهده می‌گردد بیشترین فشار وارد شده به ساختمان در این مقطع توسط باد که در حلگر اندازه‌گیری شده است، برابر ۱۲۲ (پاسکال) و کمترین فشار حدوداً ۵ (پاسکال) می‌باشد.

۳-۱-۳- بررسی مقطع بیضی‌گون

جهت بررسی و تجزیه تحلیل نتایج، اقدام به بررسی شکل بیضی‌گون گردیده است. همان‌طور که در شکل ۹ مشاهده می‌شود همانند دو مقطع قبل در فصل زمستان فشار در قسمت بالایی ساختمان بیشتر بوده و بدین معناست که فشار خروجی از ساختمان به محیط بیرونی در طبقات فوقانی بسیار زیاد خواهد بود.

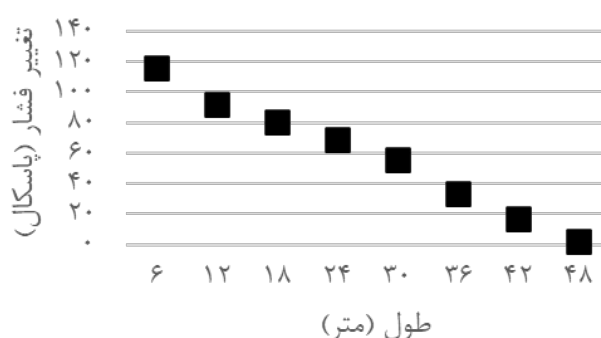
همان‌طور که در شکل ۱۰ مشخص است فشار وارده به سمت برخورد باد بسیار زیاد است و این نشان‌دهنده فشار بالای وارده به ساختمان در این قسمت و همچنین نیاز به کنترل آن می‌باشد. در این قسمت بیشترین تلفات انرژی را شاهد هستیم و برای برطرف سازی این اتلاف چاره‌ای جز مقابله با این بار اضافی توسط ایجاد فشار مثبت و هزینه انرژی در کل ساختمان نداریم.

اتلافی، مجبور به مصرف سوخت و تولید انرژی بیشتری برای جبران آن می‌شویم که خود باعث ایجاد هزینه‌های اضافی برای ساختمان می‌گردد.

۳-۱-۲- بررسی مقطع مستطیلی

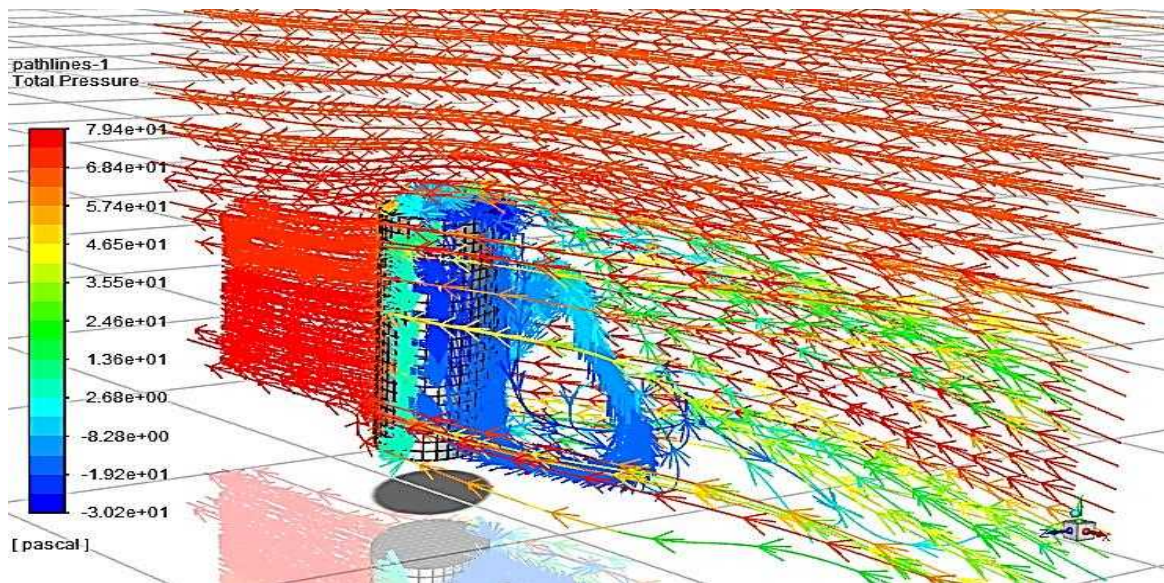
مقطع دیگری که قرار است آن را مورد بررسی قرار دهیم مقطع مستطیلی است. این نوع مقطع یکی از پر کاربردترین مقاطع در معماری می‌باشد و از همین‌رو با بررسی این مقطع در صدد یافتن معایب استفاده از این نوع مقطع از دیدگاه اثرات پدیده دودکشی هستیم.

مقطع مستطیل



شکل ۸: مقادیر مختلف فشار ایجاد شده توسط برخورد باد بر حسب طول ساختمان برای مقطع مستطیلی

در این مقطع با توجه به اینکه سطح برخورد باد با ساختمان بیشتر شده است، گردابه‌هایی که در پشت آن تشکیل می‌شوند اندازه کمتر اما تعداد بیشتری دارند زیرا نیروی پس‌آی بیشتری ایجاد می‌شود که از نیروی فشاری موجود بیشتر نیز می‌باشد. در این مقطع نیز مشاهده می‌گردد که فشار وارده به ساختمان در اضلاعی که در مقابل برخورد باد قرار دارند به شدت زیاد و به سمت داخل ساختمان می‌باشد و همچنین قسمت‌های آبی رنگ مناطقی است که فشار وارده اضافی از ساختمان از آن قسمت‌ها در حال خروج است و این به طور کاملاً واضحی قابل مشاهده است که در پشت ساختمان گردابه‌هایی تشکیل می‌شود که باعث هدر رفت بسیار بیشتر انرژی ساختمان می‌گردد.



شکل ۱۰: توزیع گردابه‌ها در پشت ساختمانی با معماری بیضی‌گون

می‌پردازیم

در جدول زیر به مقایسه اعداد بیشینه و کمینه فشار وارده به ساختمان در طراحی‌های مختلف اشاره شده است.

جدول ۱: مقایسه نتایج به‌دست آمده از حل عددی

ردیف	نوع مقطع	بیش‌ترین فشار (پاسکال)	کم‌ترین فشار (پاسکال)
۱	مثلی	۱۳۷	۵/۷۱
۲	مستطیلی	۱۱۶	۲/۱۵
۳	بیضوی	۷۹/۴	۲/۶۸

با بررسی جدول بالا مشخص می‌شود؛ در مقاطع انتخابی در روش شبکه‌بندی، مقطع بیضی‌گون در ضلع مواجه با باد که فشار بیشینه است، در مقایسه با دیگر هندسه‌ها کمتر می‌باشد و همچنین در پشت ساختمان طبق اعداد به‌دست آمده مقطع مثلی شاهد کمترین فشار معکوس در بین دیگر مقاطع هستیم. ایجاد این تفاوت در بین این دو مقطع به چند دلیل مربوط می‌باشد؛ یکی از این دلایل جهت و سرعت وزش باد و علت دیگر آن شکل ساختمان در محل برخورد آن و پشت آن می‌باشد. نکته دیگری که می‌توان به آن اشاره نمود این است که بردارهای سرعت برخورد باد و عبور آن از روی ساختمان‌ها کمک شایانی به بررسی و تحلیل این نتایج کرده است.



شکل ۱۱: تغییرات فشار وارده بر ساختمان بر حسب تغییرات طول آن در مقطع بیضی‌گون

حال نتایج اختلاف فشار در این قسمت را بررسی می‌کنیم تا مقدار فشار مورد نیاز برای ایجاد این تغییر مثبت را به‌دست آوریم. بیشینه فشاری که در این مقطع شاهد هستیم مربوط به ضلع مقابله به باد بوده و در حدود (پاسکال) ۷۹/۴ و کمینه فشار مقدار (پاسکال) ۲/۶۸ را به ما نشان می‌دهد

۳-۱-۴- مقایسه پاسخ‌های به‌دست آمده از روش عددی

با بررسی اشکال مختلف معماری ساختمان، با توجه به شرایط اولیه و شرایط مرزی مسئله را حل شده، به بررسی و مقایسه نتایج به‌دست آمده از حل مساله

۳-۲- بررسی روش تحلیلی

در این روش با استفاده از روابط معرفی شده در بخش دوم به بررسی اثر دودکشی در یک نمونه واقعی ساختمان بلندمرتبه می‌پردازیم تا با تحلیل اعداد و پاسخ‌های به‌دست در این روش ابتدا به نحوه اثرگذاری این پدیده در ساختمان پی‌برده و سپس با مقایسه اعداد به‌دست آمده در هر دو روش به میزان خطای موجود در حل این مسئله توسط این دو روش اشاره خواهیم نمود.

ساختمان مورد مطالعه با مشخصات ذکر شده در ابتدای بخش دوم با مقطع بیضی‌گون به نتایج زیر به‌دست آمده است.

جدول ۲: نتایج حاصل شده طبق شرایط اولیه و مرزی با استفاده از روابط (۷) و (۸)

طبقه	ارتفاع (فوت)	تغییر فشار در اثر پدیده دودکشی	اینچ. آب	پاسکال
همکف	۰		۰/۱۶۲	۴۰/۳۱۲
۱	۱۶/۱۴		۰/۱۳۹	۳۴/۶۱۴
۲	۳۷/۴۶		۰/۱۲۳	۳۰/۶۱۷
۳	۳۷/۷۸		۰/۱۰۸	۲۶/۹۷۴
۴	۵۰/۱		۰/۰۹۱	۲۲/۶۲۴
۵	۶۱/۴۲		۰/۰۷۵	۱۸/۶۲۸
۶	۷۲/۷۴		۰/۰۵۹	۱۴/۶۳۱
۷	۸۴/۰۶		۰/۰۴۳	۱۰/۶۳۴
۸	۹۵/۳۷		۰/۰۲۷	۶/۶۴۱
۹	۱۰۶/۷		۰/۰۱۱	۲/۶۴۱
۱۰	۱۱۸/۰۱		-۰/۰۰۵	-۱/۳۵۲
۱۱	۱۲۹/۳۳		-۰/۰۲۱	-۵/۳۴۸
۱۲	۱۴۰/۶۵		-۰/۰۳۸	-۹/۳۴۵
۱۳	۱۵۱/۹۷		-۰/۰۵۴	-۱۳/۳۴۱
۱۴	۱۶۳/۲۹		-۰/۰۷۰	-۱۷/۳۳۸
۱۵	۱۷۴/۶۱		-۰/۰۸۶	-۲۱/۳۳۴
۱۶	۱۸۵/۹۳		-۰/۰۱۰۲	-۲۵/۳۳۱
۱۷	۱۹۷/۲۴		-۰/۰۱۱۸	-۲۹/۳۲۴
۱۸	۲۰۸/۵۶		-۰/۰۱۳۴	-۳۳/۳۲۰
۱۹	۲۱۹/۸۸		-۰/۰۱۵۰	-۳۷/۳۱۷
۲۰	۲۳۱/۲		-۰/۰۱۶۶	-۴۱/۳۱۴
۲۱	۲۴۲/۵۲		-۰/۰۱۸۲	-۴۵/۳۱۰
۲۲	۲۵۵/۸۱		-۰/۰۲۰۱	-۵۰/۰۰۲

همان‌گونه که در جدول ۲ قابل مشاهده است مقادیر فشارهای به‌دست آمده با نتایجی که نرم افزار از شبیه‌سازی این طراحی‌ها ارائه نموده کمی خطا دارد. نماد منفی در جدول نشان‌دهنده جهت عکس فشار بوده و این نشان دهنده فشار ایجاد شده توسط باد در زمستان و در محیط ساختمان چگونه عمل می‌کند و به این اصل اشاره دارد که طبق پدیده دودکشی در زمستان هوای

داخلی ساختمان میل به خروج از آن دارد.

لذا با توجه با این نتایج به‌دست آمده به ادامه حل جهت به‌دست آوردن تغییرات فشار با نگاه به تغییرات سرعت باد در هر طبقه شده است. از این رو با توجه به رابطه (۹) که در بخش سوم به آن اشاره شد، تغییرات سرعت باد در هر طبقه را به‌دست آورده و سپس جواب‌های آن را در معادله (۱۰) وارد شده تا تغییرات فشار در هر طبقه از ساختمان با توجه به تغییرات سرعت باد به‌دست آید. با توجه به اینکه شهر مشهد از نظر وسعت بسیار بزرگ بوده و اکثر ساختمان‌بلند این شهر ارتفاعی بیش از ۲۱ متر دارند، پس برای ضرایب a و b به ترتیب مقادیر $۰/۱$ و ۷۰۰ در نظر گرفته شده است [۱۱].

از طرفی برای حل این مسئله در ساختمان‌های بلندمرتبه، با توجه به اینکه متغیر نشان‌دهنده فاکتور شل‌تر و ضریب باد محلی با تغییر طبقه کمی تغییر می‌کنند، لذا طبقات ساختمان را به سه بخش اصلی تقسیم نموده تا هم حل بهتری داشته باشیم و هم این تغییرات را در نظر گرفته شود.

برای بخش اول که شامل هفت طبقه ابتدایی ساختمان می‌شود جدول زیر مقادیر تغییرات فشار برحسب سرعت باد در هر طبقه و سرعت باد در هر طبقه را به ما نشان می‌دهد. با بررسی پاسخ‌های به‌دست آمده به این نتیجه می‌رسیم که با افزایش ارتفاع و همچنین سرعت باد، فشار ایجاد شده توسط این تغییر سرعت نیز افزایش می‌کند؛ البته این افزایش فشار در طبقات پایین نامحسوس است و هر چه به طبقات بالایی می‌رویم شاهد تغییر فشار محسوس و بسیار زیادی خواهیم بود

روش حل می‌پردازیم تا مقادیر اختلاف جواب‌های حاصل شده را بررسی و تحلیل نماییم همچنین با مقایسه این دو فشار به‌دست آمده از دو راه یافتن پاسخ مسئله به صحت انجام پژوهش را نیز مورد بررسی قرار گرفته شده است.

جدول ۶: مقایسه فشارهای به‌دست آمده از هر دو روش حل پژوهش

نوع ساختمان	روش حل	بیشینه فشار (پاسکال)	کمینه فشار (پاسکال)
مثلی	شبیه‌سازی	۱۵۳	۳/۳۴
مستطیلی	//	۱۲۲	۴/۹۰
بیضی	//	۷۹/۹	۳/۱۶
نمونه واقعی	//	۱۱۳	۲

همان‌گونه که قبلاً توضیح داده شده شکل ساختمان نمونه واقعی در نظر گرفته شده ترکیبی از همه این مقاطع انتخابی برای حل در روش شبیه‌سازی، می‌باشد و در جدول بالا نیز مشاهده می‌شود که مقادیر به‌دست آمده در روش تحلیلی حل این پژوهش عددی میانگین نسبت به مقادیر به‌دست آمده برای همه مقاطع مورد بررسی در شبیه‌سازی بوده و در نتیجه مشخص شود که روش حل تحلیلی و هم در روش عددی برای حل این مسئله با خطاهای موجود جواب‌هایی بسیار نزدیک بهم را در اختیار ما قرار می‌دهند و همچنین می‌توان نتیجه گرفت که پاسخ‌های به‌دست آمده در روش شبیه‌سازی با توجه روابط تحلیلی موجود دارای صحت و اعتبار می‌باشند.

در ادامه به بررسی فشارهای وارد شده بر هر نمای ساختمان پرداخته شده است تا علاوه به‌دست آوردن فشار کلی وارد شده به ساختمان، مشخص شود که میزان هوای اضافی مورد نیاز ساختمان را مقایسه کنیم با فشارهای اضافی که به ساختمان به دلیل برخورد باد وارد می‌شود، مقابله کنیم؛ از این رو با ترسیم جهت فشار موجود در نماهای مختلف تمامی بخش‌های در نظر گرفته شده از طبقات ساختمان و با بررسی و تحلیل مقادیر آنان به نتیجه دلخواه که مقدار فشار و هوای اضافی که قرار است به داخل ساختمان وارد کنیم دست یابیم. ابتدا

جدول ۳: نتایج حاصل شده با استفاده از روابط (۹) و (۱۰) برای هشت طبقه اول

ارتفاع (فوت)	سرعت باد (مایل بر ساعت)	تغییرات فشار (اینچ. آب / پاسکال)
۰.۰۰	۰.۰۰	۰.۰۰
۱۶/۱۴	۲۴/۴۰	۰/۱۸۱۹
۲۷/۴۶	۲۵/۷۳	۰/۲۰۲۳
۳۷/۷۸	۲۶/۵۶	۰/۲۱۵۷
۵۰/۱	۲۷/۳۲	۰/۲۲۸۲
۶۱/۴۲	۲۷/۸۹	۰/۲۳۷۷
۷۲/۷۴	۲۸/۳۶	۰/۲۴۵۹
۸۴/۰۶	۲۸/۷۷	۰/۲۵۳۱

در بخش بعدی که شامل ۸ طبقه وسط ساختمان در نظر گرفته شده، با حل روابط (۹) و (۱۰) مقادیر سرعت باد هر طبقه و تغییرات فشار مرتبط با آن را محاسبه نماییم

جدول ۴: نتایج حاصل شده با استفاده از روابط (۹) و (۱۰) برای هشت طبقه وسط

ارتفاع (فوت)	سرعت باد (مایل بر ساعت)	تغییرات فشار (اینچ. آب / پاسکال)
۹۵/۳۷	۲۹/۱۴	۰/۲۹۶۶
۱۰۶/۷	۲۹/۴۷	۰/۳۰۳۴
۱۱۸/۰۱	۲۹/۷۷	۰/۳۰۹۵
۱۲۹/۳۳	۳۰/۰۴	۰/۳۱۵۳
۱۴۰/۶۵	۳۰/۲۹	۰/۳۲۰۶
۱۵۱/۹۷	۳۰/۵۳	۰/۳۲۵۶
۱۶۳/۲۹	۳۰/۷۵	۰/۳۳۰۳
۱۷۴/۶۱	۳۰/۹۶	۰/۳۳۴۸

در جدول فوق شاهد رشد محسوس تغییر فشار با افزایش ارتفاع در ساختمان هستیم و همان‌گونه که در قبل اشاره شده است، هر چه به سمت بالاترین نقطه ساختمان حرکت کنیم این تغییر فشار بیشتر حس می‌شود. در ادامه به بررسی تغییر فشار ناشی از تغییر سرعت باد و نیز مقادیر افزایش سرعت باد در هر طبقه از هفت طبقه آخر این نمونه واقعی می‌پردازیم.

جدول ۵: نتایج حاصل شده با استفاده از روابط (۹) و (۱۰) برای هفت طبقه آخر

ارتفاع (فوت)	سرعت باد (مایل بر ساعت)	تغییرات فشار (اینچ. آب / پاسکال)
۱۸۵/۹۳	۳۱/۱۵	۰/۲۱۱۹
۱۹۷/۲۴	۳۱/۳۴	۰/۲۱۴۴
۲۰۸/۵۶	۳۱/۵۱	۰/۲۱۶۸
۲۱۹/۸۸	۳۱/۶۸	۰/۲۱۹۱
۲۳۱/۲	۳۱/۸۴	۰/۲۲۱۳
۲۴۲/۵۲	۳۱/۹۹	۰/۲۲۳۴
۲۵۵/۸۱	۳۲/۱۶	۰/۲۲۵۸

در جدول زیر به مقایسه فشارهای به‌دست آمده از هر دو

این شکل عددی برابر ۰/۰۴۰۱۸- را نشان می‌دهد بدین معنی که جهت فشار کل موجود در این ضلع به سمت خارج از ساختمان می‌باشد.

جدول ۷: مقادیر حجم هوای نشی، سطح مقطع نشی موثر، تغییرات فشار کل و حجم هوای نفوذی در هر نمای هفت طبقه آخر ساختمان نمونه واقعی

نمای ساختمان	حجم هوای نشی از نما (فوت مکعب بر دقیقه)	سطح مقطع نشی موثر (فوت مربع)	تغییرات فشار کل نم (اینچ. آب)	حجم هوای نفوذی از نما (فوت مکعب بر دقیقه)
غربی	۴۱۷۳	۱/۹۰	-۰/۰۴۰۱۸	۱۵۲۷
شمالی و جنوبی شرقی	۳۵۹۵	۳/۳*	-۰/۰۶۲۰۵	۳۲۷۰
	۴۱۷۳	۱/۹۰	-۰/۲۷۰۲۵	۳۹۶۱

* این عدد سطح مقطع نشی موثر در دو نما نشان می‌دهد.

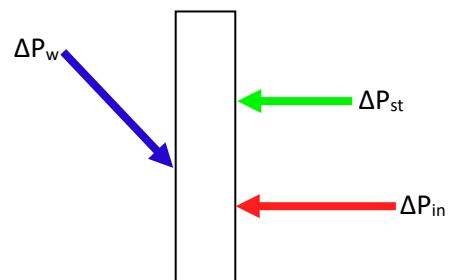
طبق روابط (۱۱) و (۱۲) حجم هوای نشی یافته برابر (فوت مکعب بر دقیقه) ۴۱۷۳ می‌باشد و مساحت سطح مقطع نشی موثر آن عددی برابر (فوت مربع) ۱/۹۰ و در نتیجه مقدار حجم هوای نفوذی موثر عدد (فوت مکعب بر دقیقه) ۱۵۲۷ خواهد بود. اکنون برای هر کدام از اضلاع موجود در ساختمان و همچنین برای هر بخش این محاسبات را انجام می‌دهیم که پاسخ‌های این محاسبات در جدول زیر مشاهده می‌گردد.

حال با جمع اعداد حاصل شده در قسمت حجم هوای نفوذی از نمای هر ضلع در هر بخش از ساختمان (نمونه واقعی)، مقدار هوای لازم جهت جلوگیری از فشار اضافی تولیدی از برخورد باد به ساختمان را تعیین می‌کنیم که عدد (فوت مکعب بر دقیقه) ۳۱۲۰۰ می‌شود

۴- نتیجه‌گیری

با مطالعه نتایج به‌دست آمده توسط نرم افزار در روش عددی و نیز به واسطه روابط موجود در روش تحلیلی به این نتیجه می‌رسیم که پدیده دودکشی اثرات مخربی بر روی ساختمان می‌گذارد؛ همان‌طور که می‌دانیم این پدیده به دلایل مختلفی در ساختمان ایجاد می‌شود که یکی از این دلایل ایجاد فشار و بار اضافی بر ساختمان، n Yoon,

با توجه به اینکه شکل نمونه واقعی که در نظر گرفته ایم شکلی یکپارچه همانند مقاطع انتخابی در این پروژه نمی‌باشد و شکلی است ترکیبی از چنین شکل هندسی متفاوت اما در اینجا ما شکل کلی ساختمان در نظر گرفته شده را به سه قسمت کلی تقسیم شده است به طوری که شکل کلی ساختمان همانند مستطیل در نظر گرفته شده و در ادامه برای رسیدن به پاسخ‌های مورد انتظار، طبق همان بخش‌بندی که جهت به‌دست آوردن تغییرات فشار بر حسب سرعت باد در هر طبقه انجام شده است و بر همین اساس برای هر ضلع از ساختمان تغییرات فشار بر آن ضلع را بررسی نموده و مقدار هوای نشی که به ساختمان نفوذ کرده را محاسبه شده است و با اندازه‌گیری آن به نتیجه دلخواه و پاسخ کلی مسئله اصلی رسیده شده است. به طور مثال برای بخش آخر که ۷ طبقه آخر ساختمان را شامل می‌شود، روش زیر را برای به‌دست آوردن مقدار نشی هوا و نشی موثر انجام می‌دهیم. ابتدا شمایل جهات برخورد فشارهای موجود بر هر ضلع از ساختمان را رسم نموده و سپس با استفاده از روابط موجود در بخش سوم نتایج را به‌دست خواهیم آورد.



شکل ۱۲: جهت فشارهای موجود بر نمای غربی هفت طبقه آخر ساختمان نمونه واقعی

حال با توجه به شکل ۱۲ حجم هوای نشی یافته به درون ساختمان را محاسبه نموده و پس از آن به دنبال به‌دست آوردن سطح مقطع نشی موثر خواهیم بود تا مقدار هوای نشی یافته موثر را به‌دست آوریم. البته تغییرات فشار کل در هر ضلع نیز باتوجه به جهت فشارهای موجود طبق رابطه (۱۳) به‌دست می‌آید که در

زیرنویس

سطح مقطع پایین‌ترین بازشو، ft^2	A_1
سطح مقطع بالاترین بازشو، ft^2	A_2
سطح مقطع نشت موثر، ft^2	$A_{e,l}$
سطح مقطع مقابل به باد، ft^2	A_w
متغیر وابسته به درزبندی ساختمان	C_{flow}
خط فشار خنثی، Neutral Pressure Line، ft	NPL
داخل ساختمان، in	i
خارج ساختمان، out	o
پدیده دودکشی، Stack Effect	st
کل، Total	t
فشار باد هر طبقه	w

۱- مراجع

- [1] EPA Climate Change Indicators, 2021, Chapter “Global Greenhouse Gas Emissions”, Figure 1. Global Greenhouse Gas Emissions by Gas, 1990–2015
- [2] Sergey Mijorski, Stefano Cammelli, 2016, Stack Effect in High-Rise Buildings: A Review, International Journal of High-Rise Buildings, Vol 5, No 4, 327-338
- [3] Sungmin Yoon, Doosam Song, Jaehun Kim, Joowook Kim, Hyunwoo Lim, Junemo Koo, 2020, Identifying stack-driven indoor environmental problems and associated pressure difference in high-rise residential buildings Airflow noise and draft, Building and Environment 168 (2020) 106483
- [4] Xiaoxin Man, Yanyu Lu, Guolei Li, Yanling Wang, Jing Liu, 2019, A study on the stack effect of a super high-rise residential building in a severe cold region in China, Indoor and Built Environment, DOI: 10.1177/1420326X19856045
- [5] In-Ho Yang, Jae-Hun Jo, Myoung-Souk Yeo, Kwang-Woo Kim, 2003, Evaluation of the Impacts of Stack Effect in High-Rise Buildings, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol 11, No 2 (2003)/pp. 91-103
- [6] Lim H, Seo J, Song D, Yoon S, Kim J, 2019, Interaction Analysis of Countermeasures for the Stack Effect in a High-Rise Office Building, Building and Environment,
- [7] Sungmin Yoon, Doosam Song, Joowook Kim, Hyunwoo Lim, 2019, Stack-driven infiltration and heating load differences by floor in high-rise residential buildings, Building and Environment 157 (2019) 366–379,
- [8] Shi Y, Li X, Effect of Mechanical Ventilation on Infiltration Rate under Stack Effect in Buildings with Multilayer Windows, Building and Environment.
- [9] Risto Kosonen, Juha Jokisalo, Ilari Ranta-aho, Esa-Pekka Koikkalainen, 2017, Methods to Reduce Stack Effect and Improve Energy Efficiency in a Nordic High Rise Residential Building, Procedia Engineering 205 (2017) 2311–2317, <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.118>
- [10] Air conditioning systems, 2011, First edition, Bahram Khakpour, Yazda Publications (in persian)
- [11] ASHRAE Fundamentals Handbook, 1997, Chapter 15 “Airflow around Buildings”, p.265

توسط برخورد باد غالب در محیط اطراف ساختمان به آن می‌باشد. حال با بررسی‌های انجام شده در این پژوهش به این نتایج رهنمون شده است که

(۱) با تغییر ارتفاع ساختمان، فشار وارده ناشی از باد به ساختمان افزایش می‌یابد.

(۲) در مقاطع انتخابی برای بررسی مقطع بهینه شاهد آن بودیم که در مقطع بیضی‌گون کمترین هدررفت

انرژی را داریم و بالعکس در مقطع مستطیلی بیشترین هدررفت را مشاهده می‌نماییم.

(۳) با بررسی حل تحلیلی نمونه انتخابی در این روش با توجه به سرعت و جهت باد غالب منطقه، در بین طبقات نهم و دهم

جهت فشار دودکشی در نمونه واقعی تغییر می‌کند.

(۴) بیشترین فشار ایجاد شده در نمونه واقعی با استفاده از ضریب تصحیح تقریباً عدد (پاسکال) ۵۰ و کمترین آن حدودا

(پاسکال) ۱/۳۵۲ می‌باشد.

(۵) با محاسبات انجام شده به مقدار هوای لازم برای جلوگیری

از ایجاد این پدیده در ساختمان نیز پی‌بردیم که عددی در

حدود (فوت مکعب بر دقیقه) ۳۱۲۰۰ اندازه‌گیری شد.

۵- فهرست علائم

علائم انگلیسی

سطح مقطع بازشو، ft^2	A
ظرفیت گرمایی ویژه هوا، J/kg.K	C_p
ترم تولید انرژی	G
ضریب گرانش، ft/s^2	g
ارتفاع، ft	H
ضریب رسانش، w/m.k	k
فشار، Pa	P
فاکتور شل‌تر	S
دمای، K	T
سرعت سیال، mph	U
ترم تولید انرژی	Y

علائم یونانی

تغییرات فشار، Pa	ΔP
تنش برشی، N/m^2	τ
لزجت دینامیکی، Pa.s	μ
لزجت آشفتگی، Pa.s	μ_t
لزجت سینماتیکی، m^2/s	ν
چگالی، lb/ft^3	ρ
عدد پرانتل برای k	σ_k
عدد پرانتل برای ϵ	σ_ϵ
متغیرهای وابسته به موقعیت ساختمان	a, x
ضریب باد محلی	C_p
ضریب تخلیه هوا	C_d
نشت هوا	V



TVU
Technical and Vocational
University



Two Scientific Quarterly Journals
Science and Technology in Mechanical Engineering
Period 2 - Number 1
Spring & Summer 1402



Energy and exergy analysis of the organic Rankine cycle used for recovering waste heat from the cement industry

Mojtaba Mamourian¹, Seyed Amir Hossien Akbari^{2*}, Yousef Javanshir²

1- Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanics and Industries, Sadjad University of Technology, Mashhad, Iran

Abstract

The limitation of global fossil fuel resources has had a significant impact in recent years. Iran wastes 570 million barrels of oil out of the allocated 1463 million barrels for the residential, industrial, and transportation sectors. The cement industry, as one of the high-energy consumers, accounts for approximately 14% of the country's industrial energy consumption, with about 40% of this energy being lost during production processes. This study aims to recover the waste heat from the cement industry using the Rankine cycle and simulate it using the Engineering Equation Solver (EES) software. Additionally, a thermal oil loop has been employed to prevent corrosion of heat exchangers and control the organic fluid evaporation process. Ethanol has been selected as the suitable working fluid, with a net power production capacity of 6213 kW, a thermal efficiency of 91.22%, and an exergy efficiency of 18.24%, outperforming R123, R1233zd(E), R1234ze(Z), and R600a. Increasing the turbine's inlet pressure by 100 kPa increases thermal and exergy efficiencies by 2.7% and 2.67%, respectively, while decreasing the mass flow rate into the evaporator by 5.6%. Increasing the condenser temperature by one degree results in approximately a 5.6% reduction in thermal efficiency and a 5.5% reduction in exergy efficiency.

Keywords

cement industry, waste heat recovery, organic rankine cycle, climate change, thermal oil loop.

1- Introduction

In recent years, the countries of the world have faced to serious challenges for energy supplies like Population growth, interest in urbanization and technology development [1]. Iran, as one of the richest countries in the world in terms of non-renewable energy reserves such as oil and gas, is facing the risk of not being able to meet the demand of this need due to the inefficient use of energy in the residential, industrial and transportation sectors, and according to the report of Iran's National Drought Monitoring Center; The average air temperature in Iran has increased by 1.68 °C in the last 30 years, and this may cause damages such as drought, acidic rains, and Ocean level rise [2, 3]. As one of the most energy-consuming applicants, the cement industry accounts for about 7% of the world's carbon dioxide emissions, and for every one kilogram of cement, 0.82 kilograms of carbon dioxide is produced. The amount of heat released from this industry to the environment may reach 40% of the energy consumed in the production process, and this energy consumption usually includes 30-40% of the cost's production [4, 5]. Cement production in Iran accounts for 15% of total energy consumption and 18% of total natural gas consumption [6].

In the current research, to prevent wasted energy and achieve clean energy in the cement industry, the organic Rankine cycle technology or ORC for short, has been evaluated; which will be fully explained in the following sections.

* Seyed Amir Hossien Akbari «sahakbari@yahoo.com

2- Recovery of wasted heat from the cement industry by ORC

2-1- Waste heat recovery

The heat produced from industries is a part of the energy costs for industrial processes, which is removed from the environment through conduction heat transfer, convection and radiation. These energy wastes can be categorized into three high temperature ranges (more than 400 °C), medium temperature (temperature range of 200 °C or 400 °C) and low temperature (less than 200 °C) [7]. Table 1 shows the temperature of wasted gases of some energy-intensive industries, and based on this table, the cement industry is in the range of temperatures [8, 9]. The three technologies defined for generating electricity by recovering waste heat are: steam Rankine cycle, Kalina cycle and organic Rankine cycle, which can meet part of this requirement. The performance of the steam Rankine cycle is in the range of high temperatures, and in the range of medium and low temperatures, Kalina and organic Rankine cycles can provide 20-40% better than the steam Rankine cycle. The Kalina cycle has a complex structure, investment and high costs of maintenance due to the use of water and ammonia mixed fluid [4, 10]. The organic Rankine cycle is more flexible in operation and maintenance, which makes it more commercially available than the Kalina cycle [9, 11].

2-2- Organic Rankine cycle and choosing working fluid

The organic Rankine cycle, as an outstanding technology for power generation at low temperature range, has attracted the attention of researchers [8]. This cycle, like the steam type, goes through four processes of condensation, heat absorption, expansion and heat rejection [13]. In addition to the efficiency at range of low temperatures, another feature that distinguishes this cycle from the steam Rankine cycle is the selection of its operating fluid [4]. Things like: availability, stability at high temperatures, cheap, non-poisonous, Eco-friendlly, non-flammable can justify a suitable working fluid for ORC. But there is no pure working fluids, that can provide good thermal efficiency in addition to environmental issues.

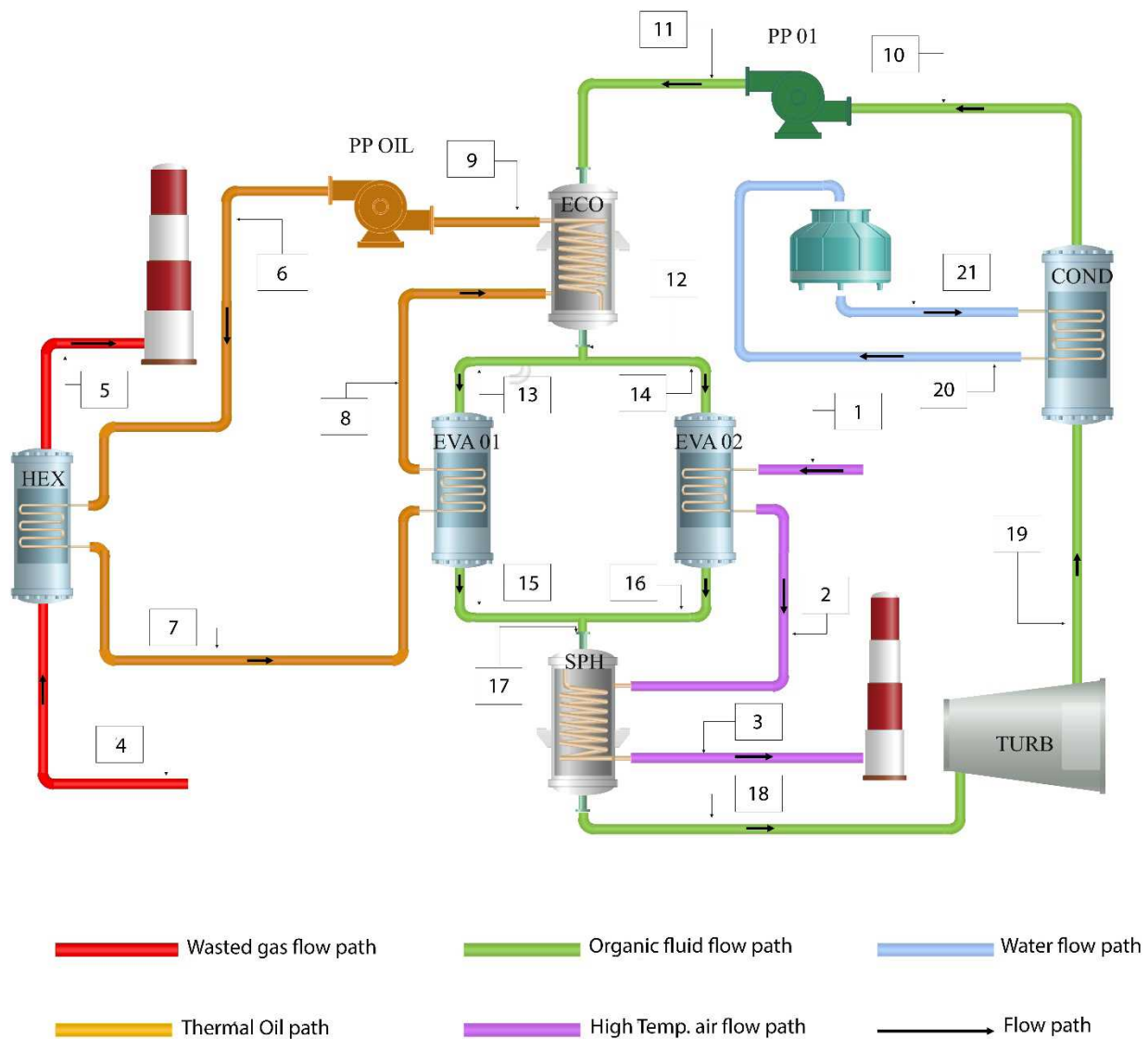
However, in 2017, Javanshir et al. investigated the selection of the appropriate working fluid for the combined organic Brayton-Rankine cycle. In their research, they evaluated 23 working fluids by considering environmental characteristics such as ODP and GWP as well as safety issues such as flammability and poisonous. The results of this research show that isobutane (R-600a), ethanol and R11 have the best performance in terms of thermal efficiency [14]. In 2019, Moreira et al. recovered waste heat from a cement factory in the state of Minas Gerais, Brazil, using an ORC. They announced the daily production capacity of clinker in this factory, 3000 to 6300 tons, and the results obtained from this research state that by launching the organic Rankine cycle: 1- The estimated production power for this factory has been reported as 80 megawatts. 2- In this factory, the emission of 221069 kg of carbon dioxide per year is prevented. 3- In terms of production capacity, thermal efficiency, and exergy efficiency, R141b, R11, and R123 exhibit the best performance [9]. In 2021, Ahmed Suleiman and colleagues addressed the recovery of waste heat from a cement factory in Egypt using the ORC. They analyzed the energy and exergy of a SRC and a combined SORC for waste heat recovery. The results of this study indicate that, as a working fluid, pentane has the potential to produce 4483 kW per hour, but due to its availability and cost-effectiveness, cyclopentane is proposed as the working fluid [4].

3- Modeling and Validation

This research was carried out as a continuation and extension of the work by Moriera et al. and Figure 5 shows the configuration used in Moriera's paper. The validation is done in such a way that all the assumptions and data used in the research by Moriera et al. have been employed in the current study. The results of this comparison indicate that the maximum difference between the results of Moriera et al. research and the present study is about 2.1%, which implies that the current research is credible.

An innovation in this study was the use of a thermal oil loop with the Therminol 66 working fluid to prevent direct evaporation, and Figure 1 represents the second configuration developed from the initial configuration. To evaluate this configuration, the first law of thermodynamics (for energy measurements in processes),

the second law of thermodynamics (for calculating energy quality in processes), and exergy relationships (for calculating lost work) were utilized. Furthermore, the simulation performed in this study was conducted using the Engineering Equation Solver (EES) software, and Table 9 shares the working fluids available in the software's library, which have been suggested by researchers.



.Figure 1: Analyzed configuration

4- Results and Discussion

Figure 2 illustrates the performance of selected fluids in terms of thermal efficiency and exergy efficiency. According to this figure, ethanol with a thermal efficiency of 91.22% and an exergy efficiency of 18.24% exhibits the best performance compared to other fluids. Therefore, due to the significant performance of ethanol compared to other fluids in this study, it has been considered as the selected fluid.

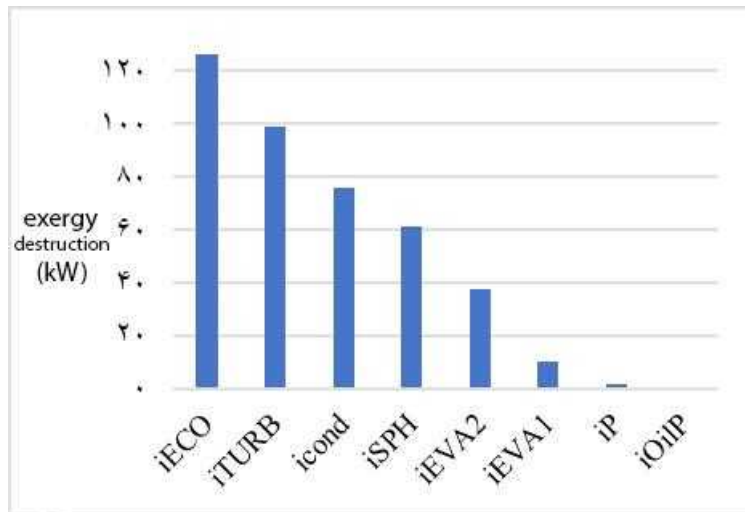


Figure 2: Thermal and exergy efficiencies of selected fluids

Figure 10 shows the exergy destruction for the components employed by ethanol. The Economiser, steam turbine, and condenser are respectively followed by the highest exergy destruction. Based on this, these three devices have received more attention.

The condenser, as one of the main components of the ORC, has a significant impact on exergy efficiency, thermal efficiency, and net power output. With the input heat to the ORC being constant, Figure 11 illustrates the effect of changes in the condenser temperature on thermal efficiency and exergy efficiency. According to this figure, with an increase of each degree in condenser temperature, the thermal efficiency and exergy efficiency decrease by approximately 5.6% and 5.5%, respectively.

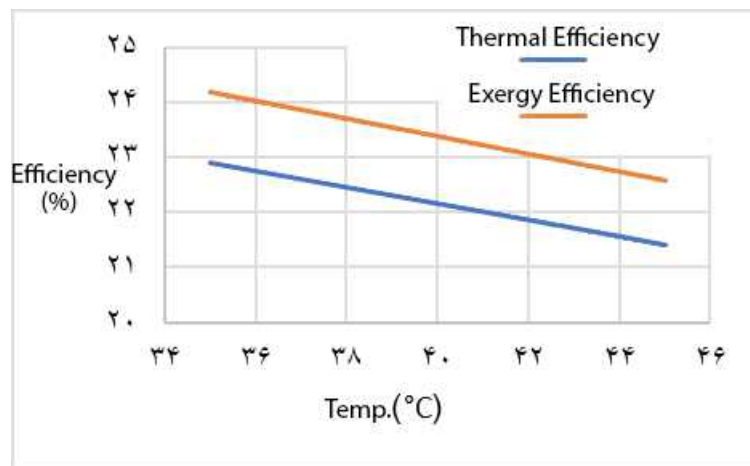


Figure 11: Effect of condenser temperature on thermal and exergy efficiency

5- Conclusion

This study has been carried out to recover lost heat from the cement industry through the organic Rankine cycle. In order to control the evaporation process and prevent corrosion of heat exchangers, a thermal oil loop with Therminol 66 as the heat transfer fluid has been used for heat exchange between the outlet gases from the preheater and the ORC. Among fluids such as Ethanol, R123, R1233ze(E), R1234ze(Z), and R600a, ethanol with a net power output of 6213 kW, a thermal efficiency of 91.22%, and an exergy efficiency of 18.24% has the best performance compared to other proposed fluids.

6-References

- [1] Ghadaksaz, H. and Y. Saboohi, Energy supply transformation pathways in Iran to reduce GHG emissions in line with the Paris Agreement. *Energy Strategy Reviews*, 2020. 32: p. 100541.2.
- [2] Souhankar, A., A. Mortezaee and R. Hafezi, and R. Hafezi, Potentials for energy-saving and efficiency capacities in Iran: An interpretive structural model to prioritize future national policies. *Energy*, 2023. 262: p. 125500.
- [3] Zamanipour, B., H. Ghadaksaz, I. Keppo and Y. Saboohi, Electricity supply and demand dynamics in Iran considering climate change-induced stresses. *Energy*, 2023. 263: p. 126118.
- [4] Khater, A., A. Soliman, T. S. Ahmed and I. M. Ismail, Power generation in white cement plants from waste heat recovery using steam-organic combined Rankine cycle. *Case Studies in Chemical and Environmental Engineering*, 2021. 4: p. 100138.
- [5] Fergani, Z., D. Touil and T. Morosuk, Multi-criteria exergy based optimization of an Organic Rankine Cycle for waste heat recovery in the cement industry. *Energy Conversion and Management*, 2016. 112: p. 81-90.
- [6] Ansari, N. and A. Seifi, A system dynamics model for analyzing energy consumption and CO₂ emission in Iranian cement industry under various production and export scenarios. *Energy Policy*, 2013. 58: p. 75-89.
- [7] Jouhara, H., N. Khordehgah, S. Almahmoud, B. Delpech, A. Chauhan and S. A. Tassou, Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2018. 6: p. 268-289.
- [8] Peris, B., J. Navarro-Esbrí, F. Molés and A. Mota-Babiloni, Experimental study of an ORC (organic Rankine cycle) for low grade waste heat recovery in a ceramic industry. *Energy*, 2015. 85: p. 534-542.
- [9] Moreira, L. and F. Arrieta, Thermal and economic assessment of organic Rankine cycles for waste heat recovery in cement plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2019. 114: p. 109315.
- [10] Zeb, K., S. M. Ali, B. Khan, C. A. Mehmood, N. Tareen, W. Din, et al., A survey on waste heat recovery: Electric power generation and potential prospects within Pakistan. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017. 75: p. 1142-1155.
- [11] Pantaleo, A. M., J. Fordham, O. A. Oyewunmi, P. De Palma and C. N. Markides, Integrating cogeneration and intermittent waste-heat recovery in food processing: Microturbines vs. ORC systems in the coffee roasting industry. *Applied energy*, 2018. 225: p. 782-796.
- [12] Quoilin, S., M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef and V. Lemort, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2013. 22: p. 168-186.
- [13] Shahrooz, M., P. Lundqvist, and P. Neksa, Performance of binary zeotropic mixtures in organic Rankine cycles (ORCs). *Energy Conversion and Management*, 2022. 266: p. 115783.
- [14] Javanshir, A. and N. Sarunac. Effect of the working fluid on performance of the ORC and combined Brayton/ORC cycle. in *Energy Sustainability*. 2017. American Society of Mechanical Engineers.



actuator and considering sensor noise Prediction and simulation of diffusion of a droplet in a porous media using two-phase control volume

Nourbakhshsadabad Arash¹, Fatemeh Afsouni², Abdollahi Seyyed Amirreza^{2*}, Nami Khalilehdeh Mahdi²,
Ranjbar Seyyed Faramarz³

1- Ph.D. Candidate, Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

2- Master's student, faculty of mechanical engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

3- Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

In this article, diffusion of a droplet in a porous media using a two-phase fluid volume is studied. Considering the importance of two-phase flow in achieving an accurate solution, this method is used in this study. The most important aspect of modeling two-phase flow in a porous media is conformity with empirical results. In this study the main focus is to provide a model based on simulations done with fluid volume method. The impact of parameters such as surface tension, viscosity, contact angle, diffusivity and expansion surface of a droplet in a porous media are studied. When the contact angle of 20 and 60 degree is considered, surface changes are almost negligible. Diffusivity of the droplet when gravity is not present with surface tension of 0.02 is less compared to 0.001 and 0.0072 values for surface tension while in the presence of gravity, the droplet with surface tension of 0.001 diffusivity is more than two other cases. Results indicate that the method of fluid volume utilized in this study, has 9 percent more accuracy compared to Boltzmann network method based on Shaun and Chen.

Keywords

Two-phase flow, fluid volume, Droplet diffusivity, Porous media, Droplet diffusion.

1- introduction

the complicated nature of two-phase or multi-phase flow is due to common surfaces, formability and complex fields of fluid flow. It shall be noted that single phase flows are divided into laminar, transient and turbulent flows whereas two-phase flows based on common surfaces are divided into multiple main categories where each of one of them are called regime or pattern of the flow. The dynamic of the two-phase flow is very complicated because not only includes single phase flow considerations but also common surfaces, momentum of phase, heat & mass transfer and in-phase reactions shall be taken into account.[1] the capability of a multi-phase lattice Boltzmann method) LBM

Increasing the mass flow rate of gas phase, the bubbles join together. In a sluggish flow, the diameter of vapor or gas almost equals the diameter of the pipe.[2] .

A vortex flow of the fluid is formed on the pipe wall and at the core gas is present. High amplitude waves are formed on the surface of the fluid film and with breaking of this waves, considerable amount of fluid droplet enters the gas or vapor core. The difference of this flow with narrow vortex flow is that this flow consists of separate droplets and does not move in bulk.[3]

2-Fundamentals

2-1-Numerical modelling

In this paper, an incompressible two-phase flow of air and water is modeled. A major difficulty of model-

* Abdollahi Seyyed Amirreza, s.amirreza.abdollahi1401@ms.tabrizu.ac.ir

ing two-phase flow is the common surface of multiple present phases. These surfaces cause instability in the boundaries. Applying the boundary conditions are hard Due to these instabilities.

In the present work, the common surface of two phase is modeled using fluid volume method. This method is simpler compared to other available methods. A two-dimension droplet in a porous media using fluid volume method has been modeled in ANSYS fluent 2017, gambit and some coding in MATLAB 2017 is needed in order to model the case at hand properly.

Continuity equation is as shown in eq. (1).[12] the gas-liquid-solid flow in a fluidized bed is simulated by a combined method of the computational fluid dynamics) CFD

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{v} = 0 \quad (1)$$

ρ & represent density and velocity vector respectively. Assuming incompressibility of phases density can be emitted from eq. (1). Equation of multiple-phase, viscose, incompressible & transient flows for both water and air based on navier-stokes equations will be as eq. (2):[12]

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{v}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = & -\nabla p + \nabla \cdot \mu (\nabla \mathbf{v} \\ & + \nabla^T \mathbf{v}) + \rho \mathbf{g} + \mathbf{F}_s \end{aligned} \quad (2)$$

In above equation , $\mathbf{F}_s$ indicates deformation rate tensor, in operative form. which is a source term, results from surface tension at the common surface of two phase. Using divergence theorem, this quantity can be specified as a volume force through equation (3).[12], [13]

$$\mathbf{F}_s = \sigma k \nabla \alpha \quad (3)$$

σ is surface tension on common surface perpendicular to the surface. K is curvature of the common surface defined as follow:

$$k = \nabla \cdot \left(\frac{\nabla \alpha}{|\nabla \alpha|} \right) \quad (4)$$

Continuity of volume fraction in fluid volume model is as:[12]

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{v} \alpha) = 0 \quad (5)$$

The properties of two-phase flow like density and viscosity is calculated by equation (6).[12]

$\beta(x, t) = \beta_L \alpha + (1 - \alpha) \beta_G$	(6)
---	-----

is a scaler between 0 & 1. If the fluid cell contains only fluid, it is equal to 1 and if contains gas entirely equals 0. Cells with two-phase has a α between 0 and 1.

2-2-Boundary Conditions and physical setup

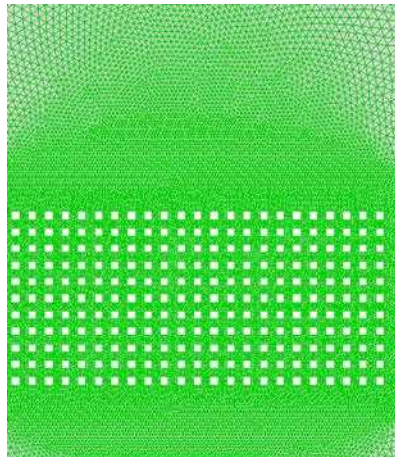


Figure 1: The topic of networking.

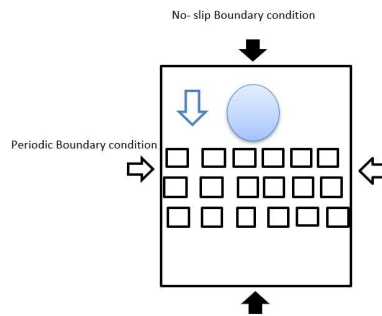


Figure 2: Droplet geometry entering the porous medium.

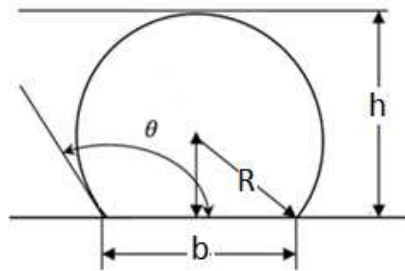


Figure 3: Droplet geometry entering the porous medium.

2-3-Laplace experiment

In order to evaluate surface tension more accurately, Laplace experiment is conducted. Laplace law states that the pressure difference between inside and outside of the droplet has an inverse relation with droplet diameter. The slope of this line follows the equation (9).[17]

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} = \frac{2\sigma}{R} \quad (7)$$

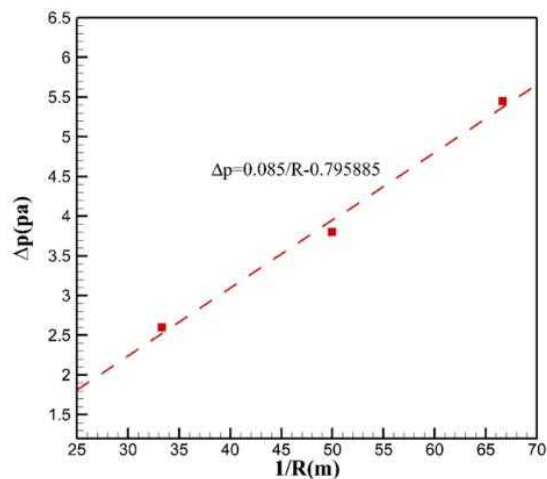


Figure 4: The topic of networking.

Table 2: Laplace Experiment results

Nodes	R	$P\Delta$	σ
3876	0.015	5.45	0.081
	0.02	3.80	0.076
	0.03	2.60	0.078
7171	0.015	5.21	0.078
	0.02	3.77	0.075
	0.03	2.50	0.075
12221	0.015	5.13	0.076
	0.02	3.92	0.078
	0.03	2.62	0.078

In order to check the mesh independency of the solution, the pressure difference for 0.015 and 0.03 diameters are plotted in figures 5 & 6.

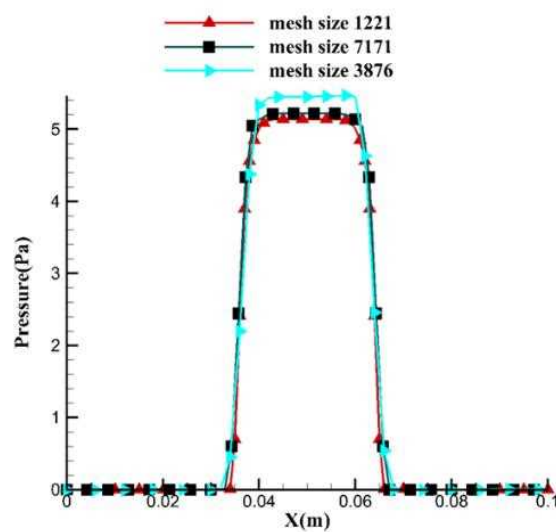
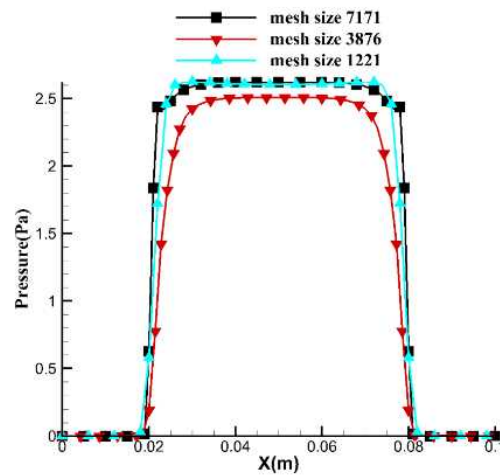


Figure 5: mesh independency for 0.015 diameter droplet



.Figure 6: mesh independency for 0.03 diameter droplet

The Contours for gas phase with contact angle of 50 and 90 degree are shown in figure 7.

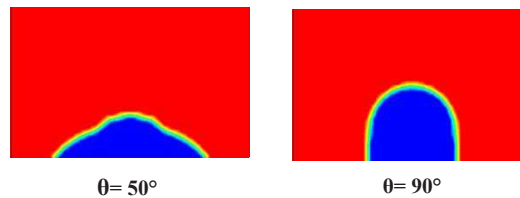


Figure 7- Water drop phase contour with contact angle

3-Results and discussion

3-1-Diffusivity of water droplet in porous media

In the present work, at first a 0.015 meter diameter droplet and initial velocity of 1 meter per second in a 100 in 125 square meter network with contact angle of 40 degree is in contact with the porous media.

In upper and lower walls, no slip condition and in side wall symmetry is applied. Then, the effect of surface tension, viscosity, initial velocity and angle of contact on droplet expansion in time, Reynolds number in presence and absence of gravity is studied.

In order to evaluate the change in Reynolds number a droplet with diameter of 0.015 meter and velocity of 1 meter per second is considered. As Reynolds number indicated the relation of inertia and viscose forces, thus, increase in Reynolds number results in more viscosity and more change in shape of the droplet. In order to analyze the effect of Webber number on surface tension, a droplet with 0.015 meter diameter and velocity of 1 meter per second is considered.

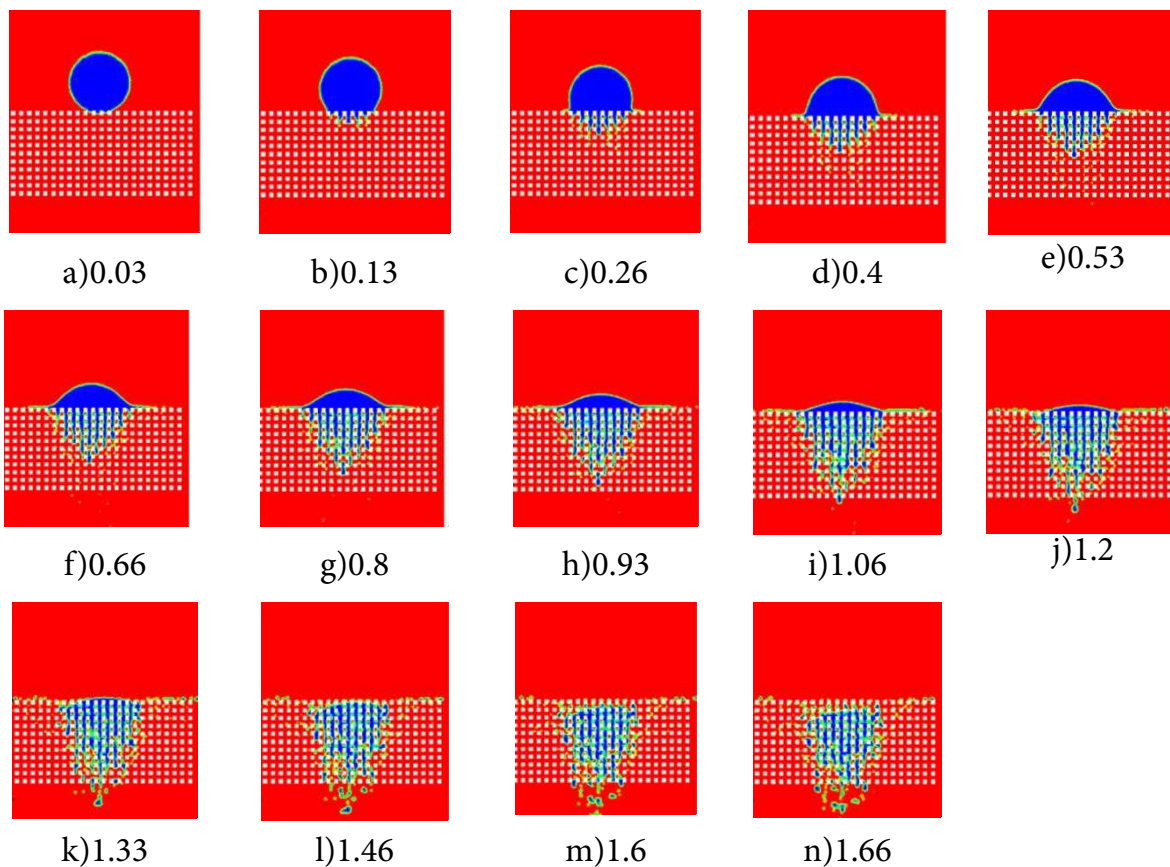
$$We = \frac{\rho v^2 D}{\sigma} \quad (8)$$

Phase contours for water droplet in dimensionless time of 0.03, 0.13, 0.26, 0.4, 0.53, 0.66, 0.8, 0.93, 1.06, 1.2, 1.33, 1.46, 1.6 and 1.66 with surface tension of 0.072 Newton per meter and initial velocity of 1 meter per second with and angular contact of 60 degree is plotted. It shall be stated that in fluid volume method, in ANSYS fluent, there will be 40366 nodes. In the plotted contours red color indicated air and blue color shows the water phase.

In some plots, due to Capillary effect, water droplet diffusion in porous media is apparent.

Table 3. Fluid Volume method comparison with other available works [9], [16]

	Error comparing to empirical work	Method	Amount of accuracy improvement
Current Work	0/01666	Fluid Volume	+ 9%
[9]	0/01835	Shawn and Chenn, Boltzmann network method	--

**Figure 8- showing the penetration contour of the water droplet phase in dimensionless times without the presence of gravity**

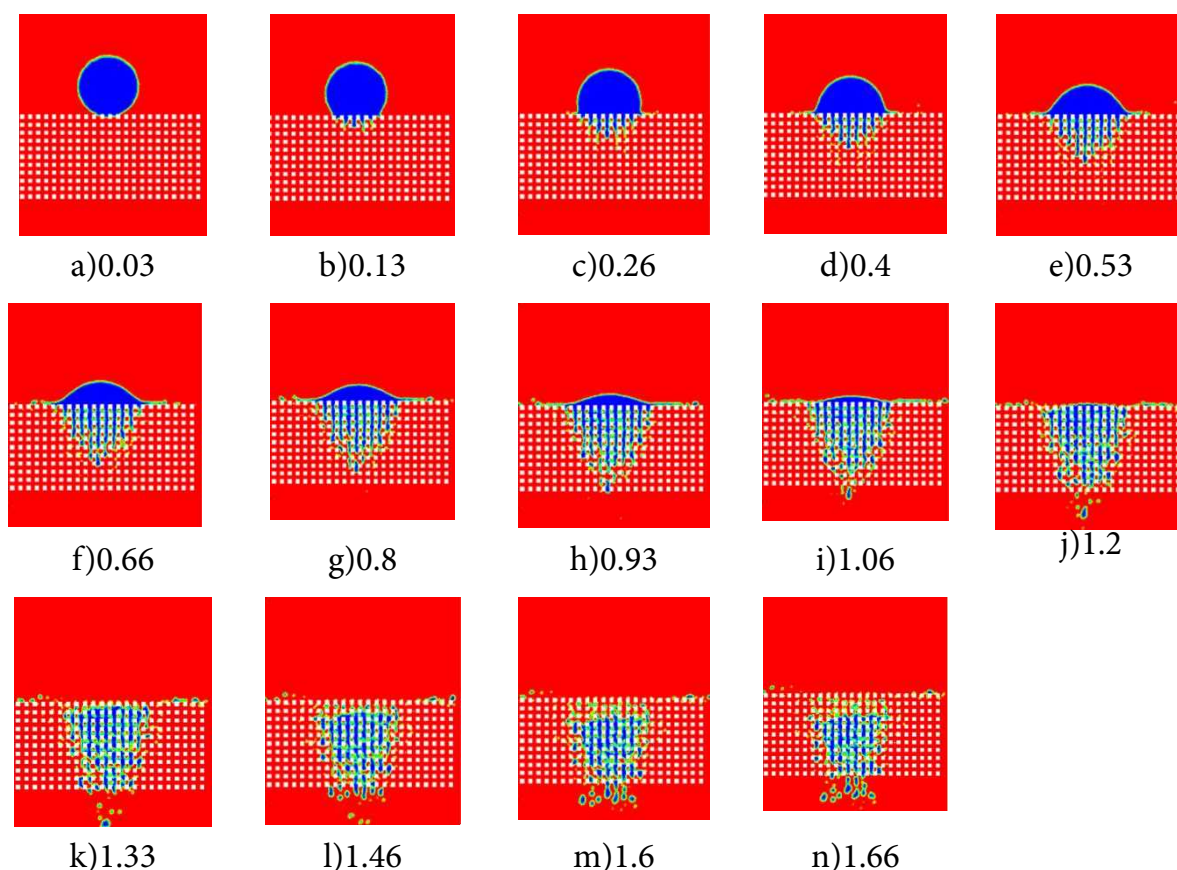


Figure 9- showing the penetration contour of the water droplet phase in dimensionless times and with the presence of gravity

4-References

- [1] Ezzatneshan, E. and Goharimehr, R., "A Pseudopotential Lattice Boltzmann Method for Simulation of Two-Phase Flow Transport in Porous Medium at High-Density and High-Viscosity Ratios," *Geofluids*, vol. 2021, 2021, doi: 10.1155/2021/5668743.
- [2] Cerqueira, R. F. L., Paladino, E. E., Evrard, F., Denner, F., and Wachem, B. van, "Multiscale modeling and validation of the flow around Taylor bubbles surrounded with small dispersed bubbles using a coupled VOF-DBM approach," *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 141, 2021, doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2021.103673.
- [3] Li, X., Hao, Y., Zhao, P., Fan, M., and Song, S., "Simulation study on the phase holdup characteristics of the gas–liquid–solid mini-fluidized beds with bubbling flow," *Chem. Eng. J.*, vol. 427, 2022, doi: 10.1016/j.cej.2021.131488.
- [4] Fu, F., Li, P., Wang, K., and Wu, R., "Numerical Simulation of Sessile Droplet Spreading and Penetration on Porous Substrates," *Langmuir*, vol. 35, no. 8, 2019, doi: 10.1021/acs.langmuir.8b03472.
- [5] Taghilo, M. and Rahimian, M., "Simulation of two-dimensional drop penetration inside porous media using lattice Boltzmann method," *Modares Mechanical Engineering*, 13, No. 13, pages 43 to 56. 2016.
- [6] El-Amin, M. F., Alwated, B., and Hoteit, H. A., "Machine Learning Prediction of Nanoparticle Transport with Two-Phase Flow in Porous Media," *Energies*, vol. 16, no. 2, 2023, doi: 10.3390/en16020678.
- [7] Helseth, L. E. and Greve, M. M., "Wetting of porous thin films exhibiting large contact angles," *J. Chem. Phys.*, vol. 158, no. 9, 2023, doi: 10.1063/5.0138148.
- [8] Chebbi, R., "Absorption and Spreading of a Liquid Droplet over a Thick Porous Substrate," *ACS Omega*, vol. 6, no. 7, 2021, doi: 10.1021/acsomega.0c05341.
- [9] Chebbi, R., "Absorption and Spreading of a Liquid Droplet over a Thick Porous Substrate," *ACS Omega*, vol. 6, no. 7, 2021, doi: 10.1021/acsomega.0c05341. Ozaki, H. and Aoyagi, T., "Prediction of steady flows passing fixed cylinders using deep learning," *Sci. Rep.*, vol. 12, no. 1, 2022, doi: 10.1038/s41598-021-

- steady flows passing fixed cylinders using deep learning,” *Sci. Rep.*, vol. 12, no. 1, 2022, doi: 10.1038/s41598-021-03651-8.
- [10] Bhat, N. U. H. and Pahar, G., “Depth-averaged coupling of submerged granular deformation with fluid flow: An augmented HLL scheme,” *J. Hydrol.*, vol. 606, 2022, doi: 10.1016/j.jhydrol.2021.127364.
- [11] Li, Y., Zhang, J., and Fan, L. S., “Numerical simulation of gas-liquid-solid fluidization systems using a combined CFD-VOF-DPM method: Bubble wake behavior,” *Chem. Eng. Sci.*, vol. 54, no. 21, 1999, doi: 10.1016/S0009-2509(99)00263-8.
- [12] Liu, Q. and Luo, Z. H., “CFD-VOF-DPM simulations of bubble rising and coalescence in low hold-up particle-liquid suspension systems,” *Powder Technol.*, vol. 339, 2018, doi: 10.1016/j.powtec.2018.08.041.
- [13] Przykaza, K., Woźniak, K., Jurak, M., Wiącek, A. E., and Mroczka, R., “Properties of the Langmuir and Langmuir–Blodgett monolayers of cholesterol-cyclosporine A on water and polymer support,” *Adsorption*, vol. 25, no. 4, 2019, doi: 10.1007/s10450-019-00117-2.
- [14] Ding, B., Dong, M., Chen, Z., and Kantzas, A., “Enhanced oil recovery by emulsion injection in heterogeneous heavy oil reservoirs: Experiments, modeling and reservoir simulation,” *J. Pet. Sci. Eng.*, vol. 209, 2022, doi: 10.1016/j.petrol.2021.109882.
- [15] Navaz, H. K. et al., “Sessile droplet spread into porous substrates-Determination of capillary pressure using a continuum approach,” *J. Colloid Interface Sci.*, vol. 325, no. 2, 2008, doi: 10.1016/j.jcis.2008.04.078.
- [16] Deng, H., Huang, Y., Yang, Y., Wu, S., and Chen, Z., “Three-dimensional numerical investigation on micro-meter droplet impact and penetration into the porous media with different velocities,” *MATEC Web Conf.*, vol. 355, 2022, doi: 10.1051/mateconf/202235501009.
- [17] Zarareh, A., Burnside, S. B., Khajepour, S., and Chen, B., “Improving the staircase approximation for wettability implementation of phase-field model: Part 2 – Three-component permeation,” *Comput. Math. with Appl.*, vol. 109, 2022, doi: 10.1016/j.camwa.2022.01.005.



Three-dimensional heat transfer simulation of a non-Newtonian droplet considering the effects of surface evaporation

Aref Khorrami¹, Amin Emamian², Amin Amiri Delouei^{3*}

1- Department of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

2,3- Department of Mechanical Engineering, University of Bojnord, Bojnord, Iran

Abstract

In this study, the problem of falling a non-isothermal non-Newtonian droplet has been investigated numerically. The geometry of the problem is considered in three-dimensional form. The widely used power-law model ($n=0.1$) has been used to investigate the non-Newtonian behavior of the droplet. COMSOL software has been selected for the numerical simulation of motion and heat transfer of non-Newtonian droplets. The results of this research have been compared with previous similar works and have been successfully validated. The simulations show that considering the surface evaporation compared to the case without considering the surface evaporation can change the temperature of the droplet up to a significant amount of 10°C. Factors affecting surface evaporation, including fluid velocity and droplet temperature, have been investigated in detail. The results show that fluid velocity is the most important factor in changing the amount of surface evaporation of the droplet. By doubling the drop's velocity, its temperature drops by 8°C. Investigating the mechanism of movement and heat transfer of non-Newtonian drops can have significant applications in various processes used in printing, dyeing, and especially pharmaceutical industries.

Keywords

Droplet falling, Surface evaporation, Non-Newtonian power-law model, Heat transfer, COMSOL.

1- Introduction

In the present simulation, the problem of the non-Newtonian, non-isothermal droplet falling is numerically investigated. The geometry of the problem is considered in three dimensions, and a widely used power-law model is employed to study the non-Newtonian behavior of the droplet. The commercial software COMSOL is utilized for numerical simulation. The results obtained from this simulation indicate that surface evaporation has a significant impact on the temperature of the non-Newtonian droplet, leading to a more pronounced temperature decrease compared to the case without considering surface evaporation. Additionally, other factors such as the initial temperature of the droplet and its velocity under different conditions are taken into account in this problem, and the results demonstrate that the velocity plays a crucial role in determining the rate of surface evaporation. Investigating the mechanism of motion and heat transfer in non-Newtonian droplets have significant applications in various processes, particularly in industries such as printing, coating, and pharmaceuticals.

The problem of multiphase fluid flow, both Newtonian and non-Newtonian, is observed in a wide range of engineering and natural applications, from printers to the human body [1, 2]. Simulating the motion of multiphase fluids can become more complex due to heat transfer between phases and the cooling phenomenon, which is somewhat involved in the problem. The potential for heat transfer between two fluids is mainly attributed to the temperature gradient between the phases (such as air and a falling droplet) [3-5]. The formation of droplets at the end of nozzles, their motion, and the rate of evaporation in another fluid (like air) have attracted considerable interest among researchers.

* Amin Amiri Delouei, a.a.delouei@gmail.com

Specifically, the study of non-Newtonian fluid motion in other fluids is considered an up-to-date and important research topic, with significant applications in pharmaceuticals and biomechanics. In the present study, a three-dimensional simulation of a non-Newtonian droplet falling in the air has been investigated by using the COMSOL software. The power-law model has been used to simulate the behavior of the non-Newtonian fluid. parameters such as temperature variations of the non-Newtonian droplet and the droplet's falling velocity have been evaluated.

2- Problem geometry

Fig. 1 shows the schematic geometry used in this simulation. The problem under investigation consists of two immiscible fluid phases that have heat exchange with each other. The strength of the present work lies in considering surface evaporation, which has been neglected in most previous simulations.

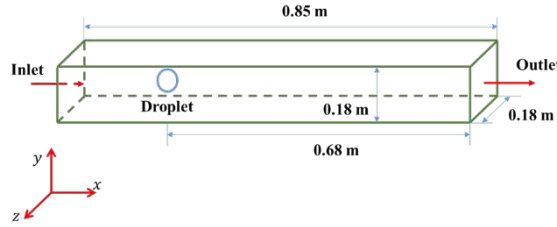


Fig. 1. Geometry and schematic of the problem.

3- Governing equation

Here, important relationships and governing equations for the present simulation have been presented. In the current study, the motion of a droplet as a discrete phase in a continuous phase has been investigated, and the flow under consideration is assumed to be turbulent, incompressible, and axisymmetric, formed by two immiscible fluids. Changes in physical properties such as density and surface tension have been disregarded. The equations related to incompressible flows have been used for this simulation.

$$\rho \nabla \cdot u = 0 \quad (1)$$

$$\rho (u \cdot \nabla) u = \nabla \cdot [-pI + K] + F \quad (2)$$

$$\rho (u \cdot \nabla) k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (3)$$

$$\rho (u \cdot \nabla) \varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

$$\nabla G \cdot \nabla G + \sigma_w G (\nabla \cdot \nabla G) = (1 + 2\sigma_w) G^4 \quad (5)$$

$$K = (\mu + \mu_T) (\nabla u + (\nabla u)^T) \quad (6)$$

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} f_\mu \quad (7)$$

$$P_k = \mu_T \left[\nabla u : (\nabla u + (\nabla u)^T) \right] \quad (8)$$

In these equations ρ , u , and P represent density, velocity, and pressure, respectively. Additionally, F indicates the volumetric force, k represents the turbulent kinetic energy, and U_{ref} denotes the reference velocity, which has a value of U_0 . Moreover, l_T indicates the intensity of turbulence. Furthermore, μ_T and μ are the turbulent viscosity and dynamic viscosity, respectively. ε is the dissipation rate of kinetic energy, and the six constants $C_{\varepsilon 2}$, $C_{\varepsilon 1}$, σ_w , σ_ε , σ_k and C_μ are based on the k- ε models [6].

4- Results

In this problem, two COMSOL features called “heat transfer in moist air” and “moisture transfer in air” have been used.

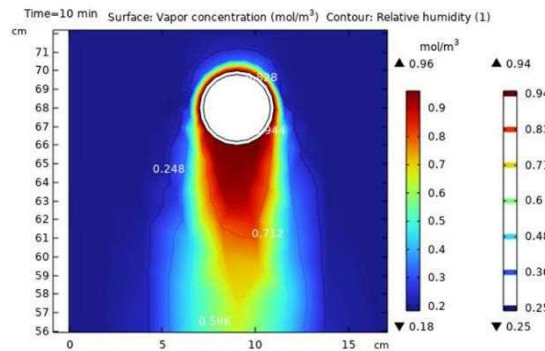


Fig. 2. The surface evaporation rate created on the droplet surface, which was recorded at T=10 min

Fig. 2 shows the surface evaporation rate on the non-Newtonian droplet. Surface evaporation has a significant impact on the solution process. As expected, the relative humidity is very high at the surface, and the droplet evaporation reaches approximately 30 grams in 10 minutes, which is a considerable amount.

In this study, the investigation of the non-Newtonian droplet falling in the air was conducted in two ways: (1) considering surface evaporation and (2) without considering surface evaporation.

Fig. 3 presents the difference between these two conditions. The temperature of the non-Newtonian droplet over a five-minute of time interval is shown in **Fig. 3**. As observed, with the presence of surface evaporation, the temperature is higher, and after two minutes, the changes will continue steadily. It can be concluded that despite a temperature change of approximately 13 °C at the end of the time interval, it is necessary to avoid neglecting the amount of surface evaporation.

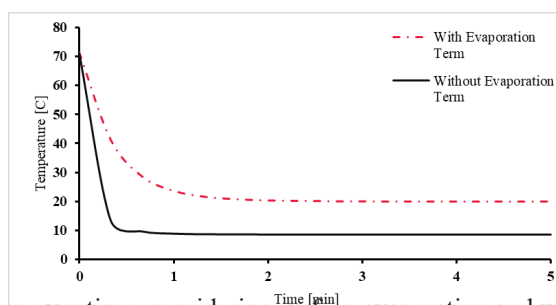


Fig. 3. The rate of surface evaporation over time, considering surface evaporation and without considering surface evaporation

5- Conclusion

The surface evaporation of a non-Newtonian fluid during falling depends on the fluid velocity and its temperature. Assuming the absence of surface evaporation leads to significant errors. Considering the presence of surface evaporation and studying it in this simulation can be highly beneficial for optimizing processes involving droplet movement in various industries such as printers, color production, and pharmaceuticals.

6- References

- [1] M. Mahdavi, M. Sharifpur, and J. P. Meyer, "Fluid flow and heat transfer analysis of nanofluid jet cooling on a hot surface with various roughness," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 118, p. 104842, 2020.
- [2] A. Abed, S. Shcheklein, and V. Pakhaluev, "Comparative study on steady and unsteady heat transfer analysis of a spherical element using air/water mist two-phase flow," *Thermal Science*, vol. 25, no. 1 Part B, pp. 625-635, 2021.
- [3] S. Semenov, V. Starov, M. Velarde, and R. Rubio, "Droplets evaporation: Problems and solutions," *The European Physical Journal Special Topics*, vol. 197, no. 1, pp. 265-278, 2011.
- [4] M. Norouzi, H. Abdolneshad, and S. Mandani, "An experimental investigation on inertia motion and deformation of Boger drops falling through Newtonian media," *Meccanica*, vol. 54, no. 3, pp. 473-490, 2019.
- [5] S. P. Fisenko and J. A. Khodyko, "Low pressure evaporative cooling of micron-sized droplets of solutions and its novel applications," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 52, no. 15-16, pp. 3842-3849, 2009.
- [6] S. Fan, B. Lakshminarayana, and M. Barnett, "Low-Reynolds-number k-epsilon model for unsteady turbulent boundary-layer flows," *AIAA journal*, vol. 31, no. 10, pp. 1777-1784, 1993.



actuator and considering sensor noise

Vahid Bohlouri¹

1-Department of Electrical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran

Abstract

In this paper, the robust optimization method has been used to reduce the effect of sensor noise on the performance of the satellite attitude control system with a reaction wheel actuator. In this regard, the absolute pointing error on the satellite attitude has been chosen as the main control performance criterion. The optimization algorithm based on the genetic algorithm and the Monte Carlo method of successive iterations have been used to include the effect of noise and obtain the control coefficients. A modified proportional-integral-derivative (PI-D) controller with the observer method has been utilized to control the spacecraft. A white Gaussian noise is added to angular velocity and angular feedback through a low-pass filter. To compare the results fairly, the control coefficients for the same simulation conditions have been obtained for two approaches; robust optimization and deterministic optimization. The performance criterion in terms of the noise power spectral density function has been investigated for two optimization approaches. The comparative results show that the tuned control system by the robust optimization method, its performance criterion is more robust in the face of noise and has less changes, while the performance criterion of the deterministic optimization method has more changes in noisy condition.

Keywords

Satellite Attitude Control, Sensor Noise, Robust Optimization, Reaction Wheel, Modified PID.

1-Introduction

Noise is one of the factors causing errors in control systems, especially measuring equipment and sensors [1]. To reduce the effect of noise, one approach is to use estimators to estimate the original signal contaminated with noise. But another approach is to use non-deterministic optimization method. Parametric uncertainties are usually included in the robust optimization method. As a reference example, [2] and [3] have used this method to reduce the effect of uncertainty in the satellite status control performance criterion. In this article, to reduce the effect of sensor noise, the use of a robust optimization method for the satellite status control system is proposed. Considering the power spectrum density (PSD) of the sensor noise and sampling it, this method can be implemented in the optimizer algorithm with successive iterations and using statistical features.

2-Spacecraft Attitude Control

The block diagram of single-axis status control of rigid satellite with reaction wheel actuator and PI-D controller is drawn in Figure 1. It is worth mentioning that due to the presence of the saturation block, the mentioned control system is non-linear and the noise signal also enters the control system after passing through the first-order filter. In this block diagram, there are two feedback paths of angle and angular speed, which usually in determining the position of the satellite, the data of the gyro sensors or the rate gyro are noisy and can affect the control accuracy. Other mathematical relations of the control diagram of Figure 1 are written as follows.

* Vahid Bohlouri, v_bohlouri@tvu.ac.ir

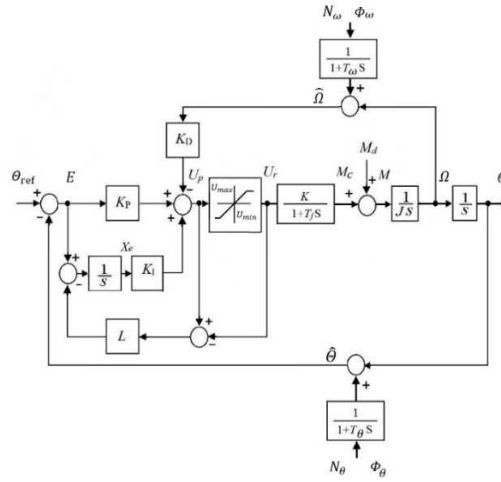


Figure 1: Satellite attitude control with reaction wheel model and sensor noise

$$E(t) = \Theta_{\text{ref}} - \hat{\Theta} \quad (1)$$

$$u(t) = K_P E(t) - K_D \hat{\Omega} + K_I X_e \quad (2)$$

$$M = M_c + M_d \quad (3)$$

$$U_r = \begin{cases} U_{\max} & \text{for } U_p > U_{\max} \\ U_p & \text{for } U_{\min} \leq U_p \leq U_{\max} \\ U_{\min} & \text{for } U_p < U_{\min} \end{cases} \quad (4)$$

$$\hat{\Theta} = \mathbf{\hat{M}}_\theta + \Theta \quad (5)$$

$$\hat{\Omega} = \mathbf{\hat{M}}_\Omega + \Omega \quad (6)$$

$$\mathbf{\hat{X}}_e = E - (U_p - U_r) L \quad (7)$$

$$\dot{M}_c = (K U_r - M_c) / T_f \quad (8)$$

$$\mathbf{\hat{Q}} = \frac{M}{J} \quad (9)$$

$$\mathbf{\hat{Q}} = \Omega \quad (10)$$

$$\dot{\mathbf{\hat{M}}}_\theta = (N_\theta - \mathbf{\hat{M}}_\theta) / T_\theta \quad (11)$$

$$\dot{\mathbf{\hat{M}}}_\omega = (N_\omega - \mathbf{\hat{M}}_\omega) / T_\omega \quad (12)$$

Table 1 presents the parameters and status control system unit.

Table 1. Parameters values and their units

Parameter	Unit
U_p, U_r	N m
J	Kg m ²
Ω	rad/s
Θ	rad
K_p	N m/rad
K_D	N m s/rad
K_I	N m/s rad
L	rad/N m
M_d, M_c, M	N m
Φ_θ, Φ_ω	rad ² s
T_f, T_θ, T_ω	s
K	-

3-Optimization

The deterministic optimization of the spacecraft attitude control system has been done according to the following statements.

$$(K_p, K_D, K_I, L) \text{ Find} \quad (14)$$

$$\bar{E}_r \text{ Minimizing} \quad (15)$$

$$\text{Subject to } \bar{E}_r \leq K \quad (16)$$

where the control coefficients are the optimization variables and the absolute pointing error on the objective function. Also, the control coefficients obtained from the deterministic optimization with the GA method and for the stopping condition of the changes of the objective function being less than the value of 10^{-7} have been obtained in Table 2.

Table 2: obtained controller gains from deterministic optimization

Θ_{ref}	K_p	K_D	K_I	L
5	53.41	35.51	31.65	73.25
15	27.16	24.54	11.97	4.05
30	92.69	52.15	49.84	17.02
45	89.93	50.84	45.42	38.68
60	15.84	17.78	5.61	157.51

In contrast to the deterministic optimization, the robust optimization approach based on frequent iterations of the program, taking into account the statistical characteristics, can be used to include the effect of disturbance and noise. The terms of this optimization are as follows:

$$(K_p, K_D, K_I, L) \text{ Find} \quad (17)$$

$$E\{\bar{E}_r\} + w\sigma\{\bar{E}_r\} \text{ Minimizing} \quad (18)$$

$$\text{Subject to } \bar{E}_r \leq K \quad (19)$$

Table 3: obtained controller gains from robust optimization

Θ_{ref}	K_p	K_D	K_I	L
5	138.20	104.62	50.58	36.73
15	60.78	54.78	19.18	1.05
30	99.89	88.25	30.86	0.04
45	143.78	120.04	49.64	2.64
60	122.26	97.29	43.69	17.56

4-Results and Discussion

In Figure 2, the step response of satellite status control with reaction wheel and PI-D controller for angles of 5, 15, 30, 45 and 60 degrees and for control coefficients set from deterministic optimization and without considering the sensor noise is plotted.

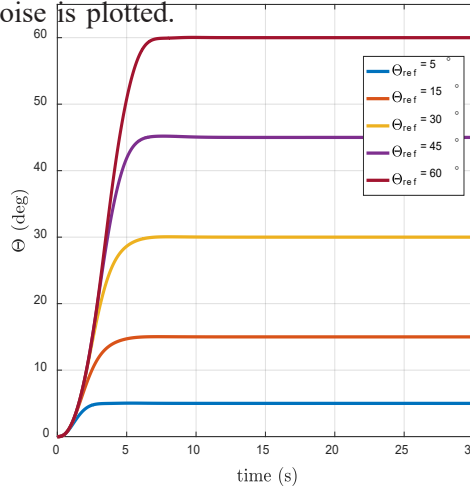


Figure 2. Step response of the satellite attitude control with tuned gains from deterministic optimization

In Figures 3 and 4, the expected value and standard deviation of the performance index are plotted versus noise PSD, for the regulatory controller with the coefficients obtained from the deterministic optimization and robust optimization and for the angles of 5, 15, 30, 45 and 60 degrees. In Figure 5, the expected value of the performance criterion is plotted versus standard deviation of the performance criterion for several noise PSD. In this figure, which has tried to investigate the effect of the arithmetic mean and standard deviation, it shows well the consistency of the satellite status control system, which is adjusted by the robust optimization method, compared to the deterministic optimization.

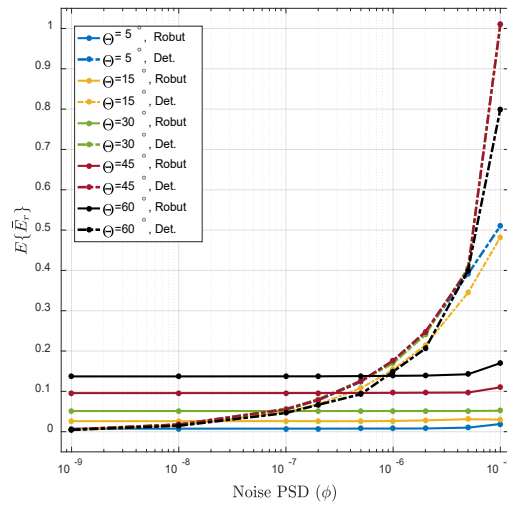


Figure 3: Expected value of the performance index versus noise PSD

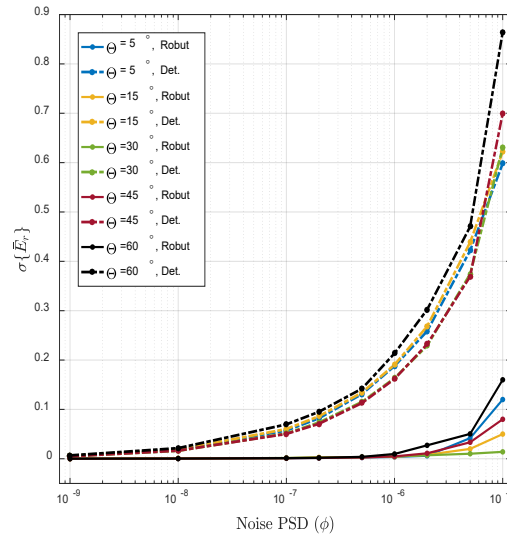


Figure 4: Standard deviation of the performance index versus noise PSD

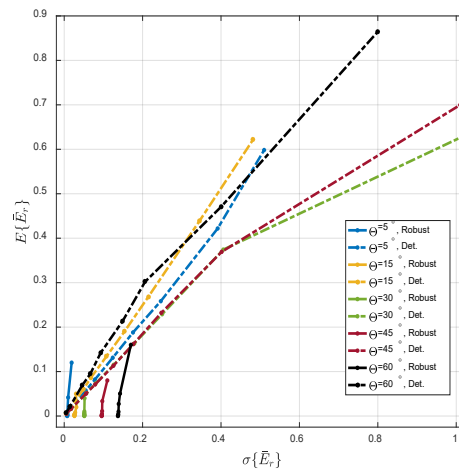


Figure 5: Standard deviation of the performance index versus noise PSD

5-Conclusions

In this article, the performance of satellite attitude control in the face of noise was improved by using the robust optimization method. Reaction wheel actuator and modified proportional-integral-derivative controller with observer-based method as well as two angle and angular velocity sensors impregnated with noise were used to model the control system. The absolute pointing error was chosen as the main performance index, and optimization with deterministic parameters and robust optimization with noisy parameters were performed for the same conditions based on Monte Carlo simulation. The numerical solution was performed for the same conditions with two approaches: deterministic optimization and robust optimization. In order to compare, the standard deviation and the expected value of the performance criterion were analyzed according to the noise spectral density function. The obtained results show that in the face of noise, the control system adjusted with the coefficients resulting from robust optimization has less changes, more consistency and less pointing error. Also, if the amount of noise is very low, the deterministic optimization method will be preferable. Another result is the ability to choose the weighting coefficient in the combined objective function in order to reach the relative expected conditions of the consistency of the control system.

6-References

- [1] Sidi, Marcel J. Spacecraft dynamics and control: a practical engineering approach, Cambridge university press, (1997).
- [2] Shinskey, F., Process Control System: Application, Design and Tuning, Fourth Edition, McGraw-Hill, USA, (1996).
- [3] Bohlouri, Vahid, Masoud Ebrahimi, and Seyed Hamid Jalali Naini. "Robust optimization of satellite attitude control system with on-off thruster under uncertainty." International Conference on Mechanical, System and Control Engineering (ICMSC). IEEE, (2017).



Entropy generation minimization of confined nanofluids laminar flow around a block

Mehdi Boghrati^{1*}

1-Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Bozorgmehr University of Qaenat, Iran.

Abstract

Entropy generation confined flow around a block is studied according to the importance of a solid object's cooling and heating process. In the current study, numerical simulation of laminar flow and heat transfer of nanofluids with nanoparticles of different shapes is considered—the nanofluids are water mixtures with either Al₂O₃ nanospheres or carbon nanotubes (CNTs). The incompressible Navier-Stokes and energy equations are solved numerically in a body-fitted coordinate system using a control volume technique. The flow patterns and temperature fields for different values of the particle concentrations are examined in detail. Furthermore, the effects of nanoparticle shape and concentration on heat transfer are studied. Furthermore, the influences of nanofluids on pressure drop and pump power are examined. On the other hand, the entropy generation minimization is considered as the optimization criterion. The results indicate that, in most cases, the nanofluids enhance the heat transfer and pressure drop. Interestingly, nanoparticles' shape is critical in determining the fundamental mechanism of heat transport in nanofluids. Nanofluids with cylindrical nanoparticles exhibit a more significant heat transfer increase than nanofluids with spherical shape nanoparticles.

Keywords

Cement industry, Waste heat recovery, Organic rankine cycle, Climate change, Thermal oil loop.

1-Introduction

1-1-GEOMETRICAL CONFIGURATION

The system of interest is a horizontal parallel-plate channel with a block in the form of a rectangular cylinder positioned inside it. The problem domain and specified boundary conditions are specified in Fig.1. Uniform inlet velocity and temperature profiles are assumed which are represented by u_∞ and T_∞ , respectively. Two solid walls of the channel are subjected to constant temperature. The blockage ratio β , which is defined as the ratio of width of the cylinder to the vertical distance between the upper and lower walls (h/H), is fixed and equal to 0.16. The ratio of h/w is also fixed in this study and based on previous studies equal to 0.18. For all cases the channel inlet velocity is 3.73×10^{-4} m/s.

It is assumed that the fluid phase and nanoparticles are in thermal equilibrium with zero relative velocity. The governing equations are the incompressible Navier–Stokes and energy equations:

$$\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\rho(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}) \quad (2)$$

$$\rho(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2})$$

$$\rho(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y}) = k(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}) \quad (3)$$

* Mehdi Boghrati, mehdi.boghrati@buqaen.ac.ir

Entropy generation:

$$S'' = \frac{k_e}{T^2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] + 2 \frac{\mu}{T} \left\{ \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (4)$$

The first term on the right-hand side of the above equation is Thermal Entropy Generation (TEG) and the second term is Viscous Entropy Generation (VEG).

2-NUMERICAL APPROACH

The governing equations were solved using finite volume method and SIMPLE algorithm is employed. The convergence criterion was the residuals of energy and momentum equations to become less than 10^{-3} . In order to validate the results, the Nusselt number for the channel flow (without the Rectangular cylinder) with constant heat flux was calculated and compared with the well-known value of 8.235.

3-RESULTS AND DISCUSSION

The Reynolds numbers of all cases are less than the critical value of $Re_c=2300$ so the flow regime is always laminar. The governing equations are solved numerically for different cases using the material properties of table 1. Figs. 2 show temperature contours around the block for nanofluid water/CNT 1%. Fig. 2 also shows a magnified view of the wake region behind the block which is a result of flow separation from the corner of the block. The thickness of boundary layer is reduced and the temperature gradient near the wall is enhanced which is followed by augmentation of heat transfer rate. Furthermore, the higher temperature of the block also facilitates increasing the fluid temperature. The growth of thermal boundary layer on the channel wall and the block surface is evident in fig.2.

Fig. 3 shows the nondimensional temperature profile at the cross section A-A (see fig.2) for different nanofluids as well as the base fluid at a constant inlet velocity. It is evident that there is not a notable difference between the nanofluid containing spherical particles of Al_2O_3 and the base fluid. However, adding cylindrical nanoparticles of CNT to the base fluid does make a difference. For a constant inlet velocity, the higher conductive heat transfer coefficients of nanofluids containing CNT enhance the overall heat transfer from channel walls and the block into the fluid and increase the fluid temperature. Therefore, in the applications where the goal is to achieve higher fluid outlet temperatures, CNT cylindrical nanoparticles are much more efficient than spherical nanoparticles of Al_2O_3 .

At first glance, the lower Nusselt number of nanofluids comparing to the base fluid may appear inconsistent with the results of fig.3. However, it should be noted that for nanofluids the heat diffusion from walls into the flow is enhanced and therefore the temperature difference between wall and fluid decreases. One can easily see in fig.3 that the temperature gradient near the channel wall for nanofluids (especially nanofluids containing CNT) is smaller than base fluid. So it is concluded that the numerator of Nusselt number decreases. Increasing the volume fraction of nanoparticles reduces the Nusselt number (fig.4).

Fig.5 shows the nondimensional Thermal Entropy Generation (TEG) along the channel length for different fluids. Here the Thermal Entropy Generation is nondimensionalized using the maximum value of this quantity among all cases. At the very beginning of the channel, the entering flow gets in touch with the constant temperature channel walls and temperature gradient as well as TEG is raised. When the flow reaches the block, there is another sudden change of temperature and as a result, a jump is formed in TEG curve. Generally, any sudden change in the flow conditions produces a high gradient of entropy generation. Along the block surface, the TEG curve declines due to the boundary layer development and temperature gradient decrease. At the end of the block, because of sudden change of flow conditions and also forming the wake flow, there is a rise in temperature gradient and consequently an elevation in TEG curve. According to fig.5, TEG in nanofluids containing Al_2O_3 nanoparticles and in nanofluid containing 0.08% of CNT nanoparticles is the same as Thermal Entropy Generation in base fluid. But nanofluids containing 0.5% and 1% of CNT boost the Thermal Entropy Generation.

Fig.6 shows the ratio of heat transfer, pump power and total entropy generation of each nanofluid to water. It shows that as it is expected, the deviations of Al_2O_3 1% ratios from 1 are very small. Nanofluid CNT 1%

shows the highest heat transfer enhancement among other nanofluids. Moreover, since CNT has a very high conductivity, nanofluids containing CNT possess the highest entropy generation ratios. Generally, Al₂O₃ 4% shows the weakest results because not only reduces it heat transfer, but also increases pump power.

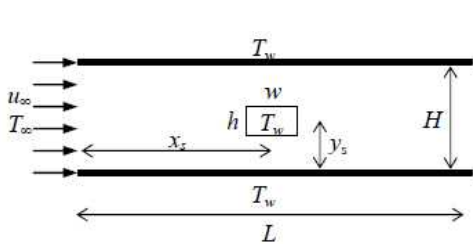


Figure 1: Geometry of the flow field

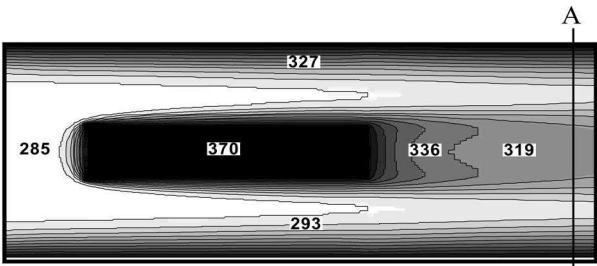


Figure 2: Temperature contours around the block

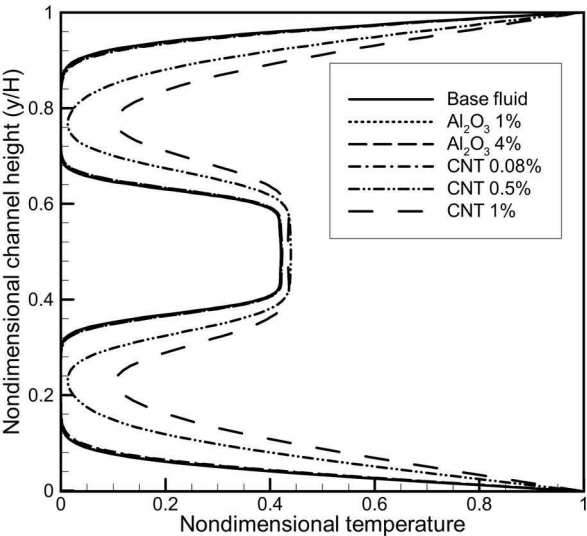


Figure 3: the nondimensional temperature profile at the A-A cross section for different fluids (as shown fig. 3)

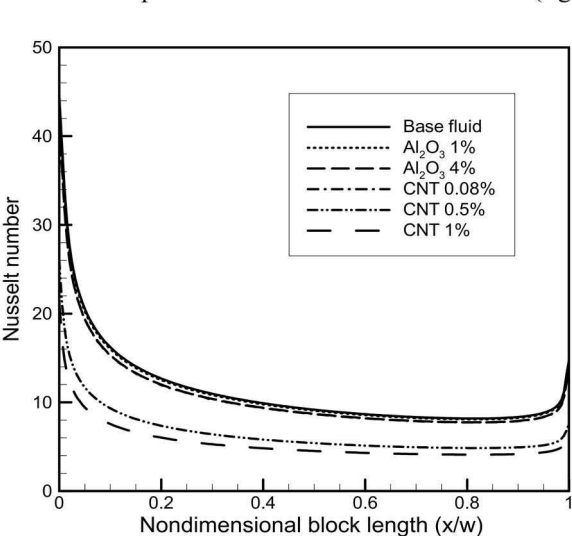


Figure 4: Nusselt number along the channel length for different fluids

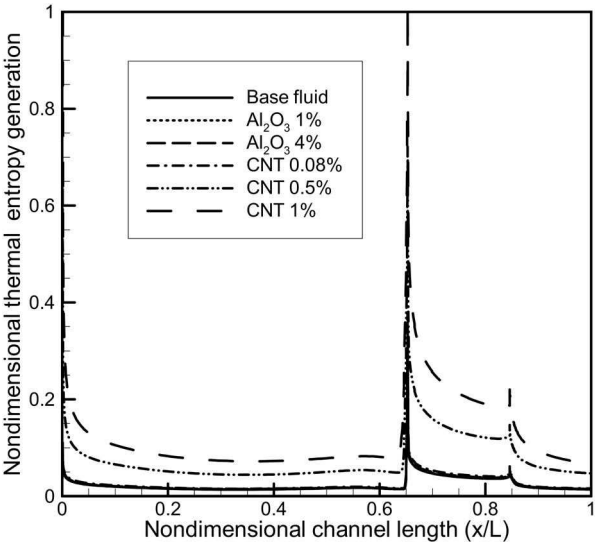


Figure 5: Nondimensional thermal entropy generation along the channel length for different fluids

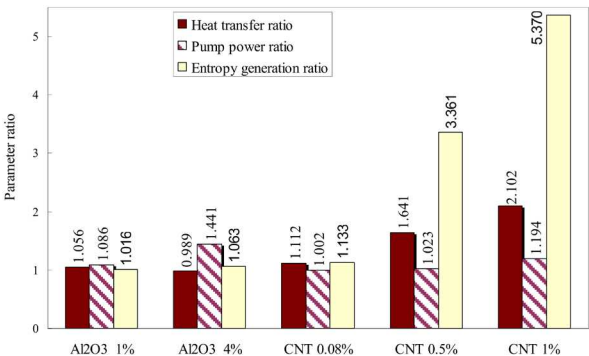


Figure 6: Heat transfer, pump power and entropy generation ratio of each nanofluid

4-CONCLUSIONS

Numerical simulations of laminar flow and heat transfer of nanofluids with Al₂O₃ and CNT nanoparticles were carried out. Thermal Entropy Generation, Viscous Entropy Generation and temperature profiles for each

nanofluid as well as water was depicted and compared. Finally, heat transfer, pump power and total entropy generation of each nanofluid was carefully studied. In summary, the numerical results of the present work show that:

- 1- The presence of the block in channel flow enhances the heat transfer.
- 2- Employing nanofluids in order to achieve higher thermal efficiency is not always desired. According to the results, cylindrical nanoparticles showed higher thermal efficiency than spherical nanoparticles. In addition, increasing volume fraction of cylindrical nanoparticles resulted in more heat transfer while for spherical nanoparticles, the result was vice versa.
- 3- In addition to heat transfer efficiency, the pump power should be considered while choosing proper nanofluids. The results of this study show that adding nanoparticles to the base fluid augment the pump power. For nanofluid containing CNT 0.5% the heat transfer is much more enhanced than the pump power which makes CNT 5% an economical choice. Although for situations where pump power is not of great importance, CNT 1% would be a better choice because it is much more thermal efficient.

5-references

- [1] Haghighatjoo H, Yadegari M, Bak Khoshnevis A (2022) Optimization of single-obstacle location and distance between square obstacles in a curved channel. *Eur Phys J Plus* 137:1042. <https://doi.org/10.1140/epjp/s13360-022-03260-y>
- [2] Choi SUS, Eastman JA. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. Argonne National Lab.(ANL), Argonne, IL (United States); 1995.
- [3] Yadegari M, Bak Khoshnevis A (2020) A numerical study over the effect of curvature and adverse pressure gradient on development of flow inside gas transmission pipelines. *J Brazilian Soc Mech Sci Eng* 42:413. <https://doi.org/10.1007/s40430-020-02495-z>
- [4] Yadegari M (2021) An optimal design for S-shaped air intake diffusers using simultaneous entropy generation analysis and multi-objective genetic algorithm. *Eur Phys J Plus* 136:1019. <https://doi.org/10.1140/epjp/s13360-021-01999-4>



Residual stress distribution in Inconel 625 superalloy samples obtained from the selective laser melting (SLM) process using the finite element method

Aghababaei Amir^{1*}, Badrossamay Mohsen¹

1- Faculty of Mechanical Engineering, Isfahan university of technology, Isfahan, Iran

Abstract

Additive manufacturing methods have become very popular in recent years due to their many capabilities, including the optimal use of materials and their use in constructing complex structures. One of the most important methods in these processes is the selective laser melting (SLM) process. In previous research, measuring the residual stress distribution of Inconel 625 samples under the SLM process has not been investigated. Therefore, in this research, the SLM process was carried out on the Inconel 625 sample using the finite element simulation method, and then the residual stress distribution in the sample obtained from the process was investigated in three main directions. Also, the formation of the molten pool, its dimensions, and temperature distribution were investigated. The results showed that tensile residual stresses were formed in the center of the layer and compressive residual stresses were more present at the edges of the sample. Also, the maximum of the residual stresses were formed in the axial direction and their minimum appeared in the layer thickness direction. The results related to the effect of process parameters on the residual stress distribution showed that with increasing laser power, tensile and compressive residual stresses increase in both axial and hoop directions, but decreasing the scanning speed does not give us accurate information about the increase or decrease of these stresses. For validation, the results of the finite element method were compared with the results of other researchers. The obtained difference was 13.97%. Therefore a good agreement existed between them.

Keywords

Additive manufacturing, Selective laser melting, Inconel 625, Residual stress, Finite element simulation.

1- Introduction

Inconel 625 is a solid solution superalloy reinforced by molybdenum and niobium. This superalloy is used in various industries such as the aerospace industry due to its features such as high tensile, creep, and corrosion resistance [1, 2]. Additive manufacturing processes transform the virtual data of the 3D model of the code file obtained from the software into a real and physical object by assembling materials through a layering mechanism [3]. These methods have been able to make complex parts With their progress, and have been able to leave traditional and conventional methods behind [4]. The powder bed fusion method is one of the methods of additive manufacturing processes for making metal parts from primary powder particles by melting them with a laser. One of the sub-methods of these processes is selective laser melting, which is one of the new and developed methods in additive manufacturing processes. These methods in making parts with high complexity and obtaining a shape close to the final shape of the desired part have become more attractive day by day in various industries such as aerospace and automotive industries [5, 6].

Residual stresses are self-balanced and non-homogeneous stresses created during different production processes inside parts [7-9]. These stresses are released in the parts and adversely affect the appearance and properties of the parts. Among these effects, we can mention the impact on fatigue life, dimensional stability, abrasion resistance, distortion, and the formation of microcracks [10, 11].

There are many challenges in selective laser melting processes that have limited their use and development. We can mention thermal stresses, residual stresses, micro-cracks, distortion, and low dimensional accuracy among these limitations. Among these challenges, residual stresses are one of the main challenges that cause distortions and cracks in parts. The research results have shown that parameters such as laser power, scan speed, scan pattern, and beam diameter greatly affect the distribution of residual stresses in selective laser

* Aghababaei Amir, a.aghababaei@me.iut.ac.ir

melting parts [12, 13]. Therefore, the analysis and evaluation of thermal and residual stresses formed in the parts processed under this process while performing experiments is a difficult task. In order to know the effect of process parameters on temperature distribution and residual stresses in these processes, a lot of research has been done using numerical simulation methods and valuable information has been obtained from the prediction of temperature distribution and the resulting residual stresses.

Since the residual stress distribution measurement in Inconel 625 samples has not been investigated, in this research this distribution was shown in three main directions. Also, the method of temperature distribution, the formation of the molten pool, and the effect of process parameters such as laser beam power and scanning speed on the residual stress distribution obtained in the SLMed sample were also investigated.

The SLM process was done by finite element simulation method in order to make Inconel 625 sample. Then the residual stress distribution in the processed part was investigated and analyzed.

2- Research method

In order to make parts, an STL format file of CAD design data is used, and then cutting or layering of modeled data is done for scanning. After that, the laser beam with high power is focused on the selected areas related to the modeled data and melts the metal powder particles. After the first layer is made, the platform is lowered to the thickness of the next layer and the powder particles are spread again on the previously made surface and the mentioned operation is performed. This process continues until the part is made completely. In every production process, a certain amount of residual stress occurs. However, residual stress values are different in each production process. Since in the selective laser melting process, the occurrence of different thermal gradients causes residual stresses, it is very important to know how these stresses are distributed in the production parts. These stresses can cause distortion and shape changes in parts.

Since the measurement of residual stress distribution in Inconel 625 samples has not been investigated, in this research this distribution has been shown in three main directions. Also, the method of temperature distribution, the formation of the molten pool, and the effect of process parameters such as laser beam power and scanning speed on the residual stress distribution obtained in the selective laser melting sample have also been investigated. The selective laser melting process in order to make Inconel 625 sample was carried out by finite element simulation method and then the residual stress distribution in the processed sample was investigated and analyzed.

In order to analyze the process, Abaqus version 2022 finite element software and a 3D model have been used. Two parts of the substrate and the powder layer spread on the substrate are designed. To model Inconel 625 powder, the USDFLD subroutine has been used. In this subroutine, the necessary codes for the states of the powder, its melting, and freezing have been applied in the defined coordinates for the laser scanning path at the melting temperature of the alloy powder and the specified scanning speed. In Abaqus software, thermo-mechanical properties of Inconel 625 were considered for the substrate. Also, in the properties of Inconel 625 powder, the state variable is used in subroutine writing. In this way, the relevant properties for different temperatures have been defined for the three states of initial powder, melt, and solidification. Finally, each of these two defined materials has been attributed to the substrate and spread powder. All process parameters have been selected according to previous research. The desired layer thickness is 30 μm , the laser beam power is 200 W, the laser beam diameter is 100 μm , and the scanning speed is 1 m/sec. The DFLUX subroutine has also been used to model the movement path of heat flux. In this subroutine, the Gaussian model is used to scan the laser beam. Process parameters such as beam power and scan speed are also applied in coding. To perform the process, using a coupled temperature displacement solver, two heating and cooling steps have been defined as 0.002 and 10 seconds, respectively, and convection and radiation heat transfer have been taken into account. The Tie constraint is also used to connect the substrate and the powder layer. After that, the heat flux defined in the subroutine part is applied to the powder surface in the heating step and is deactivated in the cooling step. The bottom part of the substrate is also tied. The initial temperature of the sample is taken as the ambient temperature. In order to determine the appropriate size of the element, the mesh sensitivity diagram was drawn for the temperature parameter, and the appropriate size of the element for the powder layer was selected as 0.05 mm. The type of elements is also C3D8T. In order to investigate the residual stress distribution on the selective

laser melting plate, the part subjected to the process from the previous analysis was entered into a new model, and the static general solver with the spring back method was used. In the following, the effect of these two important parameters on the residual stress distribution of the processed sample is described by changing the laser beam power and scanning speed.

3- Results and Discussion

The results showed that a wide temperature range has been created with the movement of the laser along the specified path, and the maximum, minimum, and average temperatures have been created in three different places, the beginning, the end, and the middle of the laser beam path, respectively. At the beginning of the formation and scanning of the layer, the temperature was very high, and one of the reasons for this is the presence of the molten pool in this place. Over time, this point gets colder. The considered point at the end of the layer under scanning has a low temperature at the beginning and its temperature has increased over time. In the same way, the middle point of the layer increased in temperature when the laser arrived and cooled down when the laser moved away.

The molten pool formed at the beginning of the laser scanning path has a length of 0.161, a width of 0.136, and a depth of 0.068 mm. By comparing the width of the molten pool formed in the present study with the experimental results of the study conducted by Ozel et al., a good correlation was reached between the results of these two studies, and as a result, the validity of the analysis was realized [14]. The resulting difference was 13.97%. This difference in the results is due to the simplifications and assumptions considered in the numerical method.

According to the residual stress contours, the principle of self-equilibrium of stresses was proved. This means that there is a balance between tensile and compressive residual stresses. Also, the distribution and magnitude of residual stresses were very large in all three main directions, and this is due to the occurrence of high thermal gradients during the selective laser melting process. The magnitude of the residual stresses in the longitudinal direction was greater than in the transverse and thickness directions. The reason for the large axial residual stresses can be justified by being aligned with the applied heat flux. Also, the minimum of these stresses have occurred in the direction of the layer thickness. Therefore, axial and hoop residual stresses play a fundamental role in determining the properties and performance of the final sample. The maximum tensile residual stresses in both axial and hoop directions are 309.5 and 153.3 MPa, respectively. Also, the maximum compressive residual stresses in these two directions are 457.6 and 475.3 MPa, respectively.

Another noteworthy point is that the tensile residual stresses generally occurred in the center and compressive residual stresses at the edges of the layer were created in all three main directions.

In this research, the effect of changing two important parameters of the process, i.e. laser power and scanning speed, on the residual stress distribution was also shown. For this purpose, an arbitrary path was chosen from the middle part of the sample edges. Then, the diagram of residual stresses in two axial and hoop directions was obtained for two modes of changing laser beam power and scanning speed along this path. The results showed that with the increase in laser power, the residual stresses increase in both axial and hoop directions, which is due to the increase in thermal gradients caused by the increase in laser power [15]. Also, with the reduction of the scanning speed, the axial stresses have also increased. Meanwhile, environmental stresses have opposite results, and as a result, it is not possible to understand the increase or decrease of stresses from the changes in scanning speed. This issue can also be related to the formation of complex thermal fields caused by changes in scanning speed.

4- Conclusion

In this research, one of the most important methods of additive manufacturing, the selective laser melting process, was carried out in order to make Inconel 625 samples using the finite element simulation method. Inconel 625 superalloys are widely used in additive manufacturing due to their many applications, including high creep and corrosion resistance. Since the residual stress distribution of Inconel 625 superalloy samples under the selective laser melting process has not been investigated in previous research, in this research, the mentioned process was carried out by finite element simulation method on Inconel sample and the residual

stress distribution and the effect of process parameters on these stresses were analyzed. Also, the temperature distribution and the molten pool formed in this process were studied. The results obtained are as follows:

- 1- Due to the creation of high thermal gradients in all three main hoop, axial, and radial directions, a large residual stress distribution has been created in the Inconel 625 SLMed sample.
- 2- The maximum residual stresses are formed in the axial direction and their minimum in the radial direction or layer thickness, and as a result, the residual stresses in the axial and axial directions determine the performance and properties of the processed samples.
- 3- The maximum compressive residual stresses in axial and hoop directions are 457.6 MPa and 475.3 MPa, respectively, and the maximum tensile residual stresses are 309.5 MPa and 153.3 MPa respectively.
- 4- Compressive residual stresses are generally created at the edges of the plate and tensile residual stresses in its center.
- 5- The results of changes in laser power and scanning speed on the residual stress distribution also showed that with the increase of laser power, the residual stresses increase in both axial and hoop directions, and this increase is due to the increase in thermal gradients caused by the increase in laser power. Also, with the reduction of the scanning speed, the axial stresses have also increased. Meanwhile, hoop stresses have opposite results, and as a result, it is not possible to understand the increase or decrease of stresses from the changes in scanning speed. This issue can also be related to the formation of complex thermal fields caused by changes in scanning speed.

5- References

- [1] Paul ,C.P ,Ganesh ,P ,Mishra ,S.K ,Bhargava ,P ,Negi ,J.A .and Nath ,A.K“ .2007 ,Investigating laser rapid manufacturing for Inconel 625-components .”*Optics & Laser Technology* ,(4)39 ,pp.800-805.
- [2] Shankar ,V ,Rao ,K.B.S .and Mannan ,S.L“ .2001 ,Microstructure and mechanical properties of Inconel 625 superalloy .”*Journal of nuclear materials* ,(2-3)288 ,pp.222-232.
- [3] Bayley ,C .and Kopac ,M“ .2018 ,The Implications of Additive Manufacturing on Canadian Armed Forces Operational Functions.”
- [4] Murr ,L.E ,Martinez ,E ,Amato ,K.N ,Gaytan ,S.M ,Hernandez ,J ,Ramirez ,D.A ,Shindo ,P.W ,Medina ,F .and Wicker ,R.B“ .2012 ,Fabrication of metal and alloy components by additive manufacturing :examples of 3 D materials science .”*Journal of Materials Research and technology* ,(1)1 ,pp.42-54.
- [5] Hussein ,A ,Hao ,L ,Yan ,C .and Everson ,R“ .2013 ,Finite element simulation of the temperature and stress fields in single layers built without-support in selective laser melting .”*Materials & Design* ,52 ,(1980-2015) pp.638-647.
- [6] Huang ,Y ,Yang ,L.J ,Du ,X.Z .and Yang ,Y.P“ .2016 ,Finite element analysis of thermal behavior of metal powder during selective laser melting .”*International Journal of Thermal Sciences* ,104 ,pp.146-157.
- [7] Salimianrizi ,A ,Foroozmehr ,E ,Badrossamay ,M .and Farrokhpour ,H .2016 ,Effect of laser shock peening on surface properties and residual stress of Al6061-T6 .*Optics and Lasers in Engineering* ,77 ,pp.112-117.
- [8] Aghababaei ,A .and Honarparisheh ,M .2023 ,Experimental and numerical investigation of residual stress distribution in Al 6061-tubes under using tubular channel angular pressing process by new trapezoidal channel .*The Journal of Strain Analysis for Engineering Design* ,(4)58 ,pp.332-342.
- [9] Baraheni ,M ,Tabatabaieian ,A ,Amini ,S .and Ghasemi ,A.R .2019 ,Parametric analysis of delamination in GFRP composite profiles by performing rotary ultrasonic drilling approach :Experimental and statistical study .*Composites Part B :Engineering* ,172 ,pp.612-620.
- [10] Mercelis ,P .and Kruth ,J.P” .2006 ,Residual stresses in selective laser sintering and selective laser melting .”*Rapid prototyping journal*.
- [11] Song ,B ,Dong ,S ,Liao ,H .and Coddet ,C“ .2012 ,Process parameter selection for selective laser melting of Ti6Al4V based on temperature distribution simulation and experimental sintering .”*The international journal of advanced man-*

ufacturing technology ,61 ,pp.967-974.

- [12] Özel ,T ,.Arisoy ,Y.M.and Ciales ,L.E“.2016 ,.Computational simulation of thermal and spattering phenomena and microstructure in selective laser melting of inconel .”625 *Physics Procedia* ,83 ,pp.1435-1443.
- [13] Li ,Y .and Gu ,D .2014 ,.Thermal behavior during selective laser melting of commercially pure titanium powder :Numerical simulation and experimental study .*Additive Manufacturing* ,1 ,pp.99-109.



Investigating the sustainability of diesel, biodiesel and hydrogen fuels in diesel engines with the approach of sustainable development analysis

Mohammad Reza Saberi¹, Amirmohammad Ghandehariun^{2*}, Ehsan Naghashzadeh³

1- Quality Expert of Materials and Components, Iran Khodro Khorasan Company (IKKCO)

2- Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ferdowsi University of Mashhad

3- Quality Manager, Iran Khodro Khorasan Company (IKKCO)

Abstract

The limitation of global fossil fuel resources has had a significant impact in recent years. Iran wastes 570 million barrels of oil out of the allocated 1463 million barrels for the residential, industrial, and transportation sectors. The cement industry, as one of the high-energy consumers, accounts for approximately 14% of the country's industrial energy consumption, with about 40% of this energy being lost during production processes. This study aims to recover the waste heat from the cement industry using the Rankine cycle and simulate it using the Engineering Equation Solver (EES) software. Additionally, a thermal oil loop has been employed to prevent corrosion of heat exchangers and control the organic fluid evaporation process. Ethanol has been selected as the suitable working fluid, with a net power production capacity of 6213 kW, a thermal efficiency of 91.22%, and an exergy efficiency of 18.24%, outperforming R123, R1233zd(E), R1234ze(Z), and R600a. Increasing the turbine's inlet pressure by 100 kPa increases thermal and exergy efficiencies by 2.7% and 2.67%, respectively, while decreasing the mass flow rate into the evaporator by 5.6%. Increasing the condenser temperature by one degree results in approximately a 5.6% reduction in thermal efficiency and a 5.5% reduction in exergy efficiency.

Keywords

Cement industry, Waste heat recovery, Organic rankine cycle, Climate change, Thermal oil loop.

1-introduction

In the last decade, with the development of technology and the increase in human welfare, we have seen a significant growth in the use of energy resources in the world. Meanwhile, the transportation industry, including land, sea and air, has the highest energy consumption coefficient in the world. So that with the development and expansion of the mentioned industries in most regions of the world, problems such as increasing the temperature of the earth, climate changes and increasing environmental pollution have appeared. This phenomenon has drawn attention to the use of sustainable and environmentally friendly energy sources. The main goal of this research is to investigate and compare the reliability index of three fuels: diesel, biodiesel and hydrogen for internal combustion engines using sustainable development criteria. This method is a tool for comparing and analyzing energy-based systems and includes three main categories of environmental, social and technological indicators, where the score of each indicator indicates the compatibility level of the process under investigation.

2-Scope and main target

In the last decade, with the development of technology and the increase in human welfare, we have seen a significant growth in the use of energy resources in the world. Meanwhile, the transportation industry, including land, sea and air, has the highest energy consumption coefficient in the world. So that with the devel-

*Amirmohammad Ghandehariun. aghandehariun@um.ac.ir

opment and expansion of the mentioned industries in most regions of the world, problems such as increasing the temperature of the earth, climate changes and increasing environmental pollution have appeared. This phenomenon has drawn attention to the use of sustainable and environmentally friendly energy sources. The main purpose of the current research is to investigate and compare sustainability index of three fuels: diesel, biodiesel and hydrogen for internal combustion engines using sustainable development criteria. This method is a tool for comparing and analyzing energy-based systems and includes three main categories of environmental, social and technological indicators, where the score of each indicator indicates the level of compatibility of the process being investigated.

3-Methodology

Sustainable development analysis is a qualitative-quantitative method used to evaluate the Sustainability of energy-based systems. This method was first presented by Nirmal et al. The purpose of using this method is to evaluate, compare and improve energy systems to reduce environmental pollution and move towards sustainable development. This evaluation method includes three categories of environmental, social and technological indicators and 10 indicators in each category. Each index is a criterion for analyzing the sustainable development of the issue in that area. The selection and grouping of criteria is based on the information provided in the background of the research and reasoning and judgment. The scoring of each index is numerically between 0 and 1. So that the number 1 indicates the highest level of Sustainability, and the number 0 indicates the lowest level of Sustainability in that index. Environmental indicators indicate the degree of compatibility of the investigated process with environmental standards. This index is related to technology indices. In the sense that technological advances should lead to responsible use of environmental resources and minor damage to the environment. Also, technological indicators are related to social indicators through the economy. In the sense that the economic developments caused by the technological advances become the basis for increasing the welfare and comfort of people's lives.

4-Result and discussion

Today, we are witnessing the rising trend of air pollution indicators and energy crisis. This process is not only not improving with the passage of time, but also increasing. The production and use of fossil fuels as the most important source of environmental pollutants has disrupted the ecological balance. On the other hand, the production of fuel from non-renewable sources has caused concerns about the sustainable supply of energy resources needed by various industries, including the transportation industry. In this way, it is necessary to replace fossil fuels with a clean and stable fuel. In this research, using the reliability tool, which is a useful tool for comparing and improving energy-based systems, the compatibility of three fuels, diesel, biodiesel, and hydrogen, with sustainable development criteria was investigated and compared. The results of this research showed that diesel fuel has a higher calorific value and exergy than clean fuels. It also has the ability to access and use high human resources. On the other hand, unlike diesel fuel, biodiesel and hydrogen are free from environmental pollution and have renewable resources. Therefore, in environmental and social indicators, they have the most compatibility with sustainable development criteria. On the other hand, clean fuels can put an end to political disputes and lobbies in the fossil fuel industry to a large extent. Finally, due to the development and optimization of the extraction, processing and distribution systems of clean fuels, in the near future we will witness the partial replacement of these fuels with fossil fuels. The result of this replacement is significantly effective in reducing environmental pollutants and toxic emissions, improving the climate and increasing the supply and sustainable development of energy needed in the transportation industry.

[1] Acar C, & Dincer I, The potential role of hydrogen as a sustainable transportation fuel to combat global warming. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, 45(5), 3396-3406.

[2] Das S, Kashyap D, Kalita P, Kulkarni V, & Itaya Y, Clean gaseous fuel application in diesel engine: A sustainable option for rural electrification in India. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020, 117, 109485.

[3] Sarıkoç S, Örs İ., & Ünalın S. An experimental study on energy-exergy analysis and sustainability index in a

diesel engine with direct injection diesel-biodiesel-butanol fuel blends. *Fuel*, 2020, 268, 117321.

[4] Amid S, Aghbashlo M, Tabatabaei M, Hajiahmad A, Najafi B, Ghaziaskar H. S, Rastegari H, Hosseinzadeh-Bandbafha H, & Mohammadi P, Effects of waste-derived ethylene glycol diacetate as a novel oxygenated additive on performance and emission characteristics of a diesel engine fueled with diesel/biodiesel blends, *Energy Conversion and Management*, 2020, 203, 112245.

[5] Clauser N. M, González G, Mendieta C. M, & Vallejos M. E, Biomass Waste as Sustainable Raw Material for Energy and Fuels, *Journal of Sustainability*, 2021, 13, 794.
251-263.

[6] Larnaudie V, Bule M, San K. Y, Vadlani P.V, Mosby J, Elangovan S, Karanjikar M, & Spatari S, Life cycle environmental and cost evaluation of renewable diesel production, 2020, *Fuel*, 279, 118429.

[7] Nordelöf A, Romare M, & Tivander J, Life cycle assessment of city buses powered by electricity, hydrogenated vegetable oil or diesel, *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 2019, 75, 211-222.

[8] Esan A. O, Adeyemi A. D, & Ganesan S, A review on the recent application of dimethyl carbonate in sustainable biodiesel production, *Journal of Cleaner Production*, 2020, 257, 120561.

[9] Hosseinzadeh-Bandbafha, H., Tabatabaei, M., Aghbashlo M, Khanali M, Khalife E, RoodbarShojaei T, & Mohammadi P, Consolidating emission indices of a diesel engine powered by carbon nanoparticle-doped diesel/biodiesel emulsion fuels using life cycle assessment framework, *Fuel*, 2020, 267, 117296.

[10] Shulga R. N, Petrov A. Y, & Putilova I.V, The Arctic: Ecology and hydrogen energy, *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, 45(11), 7185-7198.

[11] Shukla S. K, & Rathore P. K, *Production of biodiesel and its application in engines*, 2020, India: Elsevier.



Creep analysis of visco-hyperelastic non-uniform rotating disks

Fatemeh Eshtavad¹, Ali Hassani^{1*}, Shahrzad Rahmani²

1- Department of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran

2- Department of Chemical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran

Abstract

This research investigates the creep phenomenon of a polymeric rotating disk using the generalized Maxwell's visco-hyperelastic model. After extracting the Lagrangian partial differential equation of equilibrium governing the problem, the rotating disk was analyzed by scripting in FlexPDE. The disk modelling in ANSYS with coding in the APDL environment showed that the radial displacement and Von-Mises stress are in excellent agreement with the FlexPDE results. The advantages of FlexPDE over ANSYS include one-dimensional analysis of axisymmetric plane stress instead of two-dimensional analysis, reduction of computational cost, possibility of defining variable thickness (without additional coding) and need for fewer elements in the radial direction to achieve acceptable accuracy (necessity of using 20 elements in FlexPDE compared to 100 elements in ANSYS). It was shown that with the passage of time and the increase in angular velocity, the radial displacement and Von-Mises stress of the rotating disk due to the creep phenomenon increase. It was shown that by increasing the angular velocity and decreasing the power in the thickness profile n_h , the displacement and Von-Mises stress at a specific time increase, but the change in angular velocity (as the applied load) and the change in parameter n_h (as a geometric characteristic) do not have much effect on the retardation time of the rotating disk.

Keywords

Creep, Generalized Maxwell model of visco-hyperelasticity, Non-uniform polymeric rotating disk, FlexPDE, ANSYS APDL.

1- Introduction

Rotating disks have many applications in various industries, including aerospace, centrifugal pumps and compressors, rotors, brake and clutch disks, turbojets, turboprops, and turbofans. Therefore, stress-strain analysis in rotating disks is considered by many researchers. Researchers have been expanding and using constitutive models of solid materials presenting both elastic and viscous properties under viscoelastic materials for several decades. It is possible to model the creep and stress relaxation phenomena using viscoelastic constitutive equations. Attempts to model the phenomenon of creep in rotating disks and cylinders can be seen in the literature, and some are mentioned.

In investigating the rolling contact of viscoelastic rotating disks of constant thickness with the assumption of large strains and incompressible material—Feng [1] obtained the governing equations of the problem by assuming the retardation function to be exponential and solving the internal integral recursively. Allam et al. [2] analyzed the viscoelastic variable thickness rotating disc and got numerical results for displacement and radial stress of different disc profiles with the help of Hookean linear stress-strain relationship. Ganguly et al. [3] proposed a finite element analysis by defining a new shaft element for a linear viscoelastic disk of constant thickness with true strains using the Maxwell-Wiechert viscoelastic model. Buezas et al. [4] presented a finite element formulation for a viscoelastic rolling wheel to investigate the dependence of stress distribution with viscous properties in a theoretical and numerical framework and assuming large strains.

*Ali Hassani, hassani@nit.ac.ir

Due to the complexity of the equations governing the problem, a numerical approach is usually used to solve the viscoelastic non-uniform rotating disks in the nonlinear range. Until now, commercial software, such as ANSYS and Abaqus, have been more interested in this field, and the creep analysis of visco-hyperelastic non-uniform rotating disk by scripting in the FlexPDE environment has not been performed. One of the advantages of FlexPDE is that it is possible to model physical phenomena not defined in commercial software such as ANSYS and Abaqus. This research extracted the displacement, strain, and stress components using the generalized Maxwell visco-hyperelastic model to analyze polymeric non-uniform rotating disks and the neo-Hookean constitutive model for the elastic element. After deriving Lagrangian partial differential equations of equilibrium governing the problem, they were solved by coding in FlexPDE and ANSYS APDL software.

2- Governing Equations on the visco-hyperelastic rotating disk

The partial differential equation that governs the equilibrium of the non-uniform rotating disks in the Eulerian description is expressed as follows:

$$\frac{d[h(r)r\sigma_r]}{dr} - h(r)\sigma_\theta + h(r)\rho\omega^2 r^2 = 0 \quad (1)$$

where $h(r)$ is the variable thickness of the rotating disk and (r, θ, z) is the Eulerian cylindrical coordinates, as well as σ_r and σ_θ are the radial and circumferential components of the Cauchy stress, respectively. Now, by using the relations governing large deformations and the necessary transformations from Eulerian to Lagrangian descriptions, the Lagrangian differential equation of equilibrium is obtained as follows:

$$\frac{d(HP_{rR})}{dR} + \frac{H(P_{rR} - P_{\theta\theta})}{R} + H\rho_0(R + U_R)\omega^2 = 0 \quad (2)$$

where R , U_R , $H(R)$, P_{rR} , $P_{\theta\theta}$, and ρ_0 are the radius of the disk in the referential configuration, the radial displacement, the thickness of the rotating disk, and the radial and circumferential components of the first Piola–Kirchhoff stress (PK1) and density in the referential configuration, respectively. Formulation of the generalized Maxwell visco-hyperelastic model using the volumetric and deviatoric contributions of the second Piola-Kirchhoff stress tensor—corresponding to the elastic branch (i.e., S_{vol}^∞ and S_{iso}^∞) and non-equilibrium stresses related to Maxwell's element(s) $\sum_{i=1}^m Q_i$ —is established. The one-dimensional (1-D) generalized Maxwell rheological model is constructed by a spring in an elastic element and m Maxwell elements arranged in parallel. The total second Piola-Kirchhoff stress tensor in the generalized Maxwell model is as follows [5]:

$$S = S_{vol}^\infty + S_{iso}^\infty + \sum_{i=1}^m Q_i \quad (3)$$

Motivated by the evolution equations in linear generalized Maxwell's rheological model—Holzapfel presented the evolution equations governing the tensor variables Q_i for the visco-hyperelastic materials with the same polymeric chains (such as thermoplastic elastomers) and the corresponding initial conditions as follows [5]:

$$\begin{aligned} \frac{Q_i}{\tau_i} + \frac{Q_i}{\tau_i} &= \beta_i^\infty \frac{Q_i}{\tau_i}; \quad i = 1, 2, \dots, m \\ Q_i(0^+) &= \beta_i^\infty S_{iso}^\infty(0^+); \quad i = 1, 2, \dots, m \end{aligned} \quad (4)$$

where $\beta_i^\infty \in [0, \infty)$, $i = 1, 2, \dots, m$ are the dimensionless strain energy coefficient(s) corresponding to the

retardation time(s) $\tau_i, i = 1, 2, \dots, m$ for Maxwell elements. The two material properties β_i^∞ and τ_i describe the viscoelastic behavior of the i -th element.

3- Problem analyses by coding in FlexPDE and ANSYS APDL

In the present research, the compressible polymer ethylene-tetrafluoroethylene (ETFE) is considered the rotating disk material. Based on the true strain-time curve in the ETFE polymer creep test under tensile stress, the visco-hyperelastic material properties of the rotating disk based on the neo-Hookean constitutive model for the elastic element include the shear modulus $\mu_1 = 42 \text{ MPa}$, Poisson's ratio $\nu = 0.44$, the retardation time is $\tau_1 = 9230 \text{ s}$ and $\beta_1^\infty = 0.231$, as well as the density $\rho_0 = 1735 \text{ kg} / \text{m}^3$ [6]. The thickness profile is considered as $H(R) = H_0 (R / R_0)^{-n_h}$ so that the internal and external radii, the power in the thickness profile n_h and H_0 are equal to 0.2, 0.6, 0.5 and 0.01, respectively. Also, the angular velocity of the rotating disk is considered equal to $\omega = 350 \text{ rad} / \text{s}$, unless it is explicitly stated otherwise. According to the axisymmetrical plane-stress state governing the rotating disk, all scalar and tensor quantities depend only on the radius of the rotating disk R and time t . Therefore, in FlexPDE coding, the one-dimensional model is considered a line from the position $\omega = 350 \text{ rad} / \text{s}$ to $(R_i, 0)$, where R_i and R_o are the inner and outer radii of the rotating disk, respectively. The boundary conditions in the rotating disk are $U_R = 0$ in the inner radius and $\sigma_r = P_{rR} = 0$ in the outer radius. It should also be noted that FlexPDE solves the problem using the standard Galerkin finite element method. To analyze the rotating disk with ANSYS ADPL, a 45-degree sector is used to prevent the increase in the computational cost. The disk's inner edge is fixed, its outer edge is free, and the symmetry boundary condition is applied at the edge $\Theta = 0$ and $\Theta = \pi / 4$. The PLANE182 element is used with the plane stress option.

4- Results and discussions

The mesh sensitivity and the validation of the analysis FlexPDE and ANSYS have been investigated for the Von-Mises stress at the inner edge of the rotating disk. The investigation of mesh sensitivity was implemented in both ANSYS and FlexPDE at an intermediate time of 8750s. What is evident is that convergence has been achieved in ANSYS in the number of elements in the radial direction approximately equal to 100, whereas, in FlexPDE, the number of elements is approximately equal to 20. Therefore, mesh convergence is achieved by selecting a much smaller number of elements in FlexPDE than in ANSYS, which can significantly reduce the computational cost. By comparing radial displacement at the outer edge between FlexPDE and ANSYS versus time, it is shown that the maximum difference between the two approaches is only 0.0028%. Due to brevity, the presentation of the relevant figures is avoided.

The influence of changes in angular velocity on the radial displacement at the outer edge and on the Von-Mises stress at the inner edge for the angular velocities of $340 \text{ rad} / \text{s}$, $350 \text{ rad} / \text{s}$, and $360 \text{ rad} / \text{s}$ have been investigated. With the increase in the angular velocity (as the applied load), the radial displacement and the Von-Mises stress increase. Herein, for the sake of brevity, only the changes in the Von-Mises stress are presented in Figure 1. Looking carefully at Figure 1, the point to consider is that the changes in angular velocity do not affect the retardation time in the rotating disk.

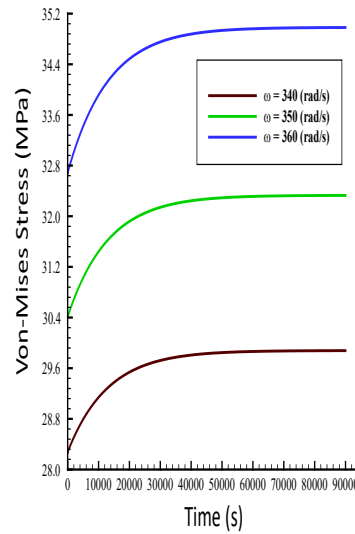


Figure 1: Von-Mises stress in the inner edge versus time for angular velocities of 340, 350 and 360 rad / s

Also, the influence of the power in the thickness profile on the displacement at the outer radius and on the Von-Mises stress at the inner radius for $n_h = 0.4$, $n_h = 0.5$, and $n_h = 0.6$ have been investigated. For the sake of brevity, only the changes in the Von-Mises stress versus time for the various n_h have been shown in Figure 2. It is worthwhile mentioning that increasing the power of the thickness profile n_h , as a geometric property, leads to the reduction in the radial displacement and Von-Mises stress. It is also observed that changes in n_h have no effect on the retardation time in the rotating disk.

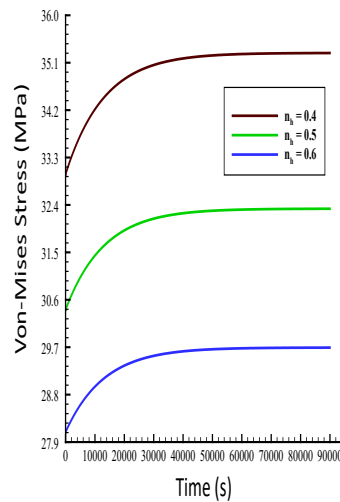


Figure 2: Von-Mises stress in the inner edge versus time for $n_h = 0.4$, $n_h = 0.5$, and $n_h = 0.6$

5- Conclusions

In the present research, the visco-hyperelastic analysis of the non-uniform rotating disks have been performed by solving the partial differential and algebraic equations governing the problem in the FlexPDE programming environment. By using non-uniform rotating disk modelling in ANSYS APDL, validation for

formulation and numerical method (coding in FlexPDE) has been investigated. By comparing the mesh sensitivity in FlexPDE and ANSYS, fewer elements in the radial direction were needed in FlexPDE than in ANSYS, and 1-D modelling in FlexPDE was required instead of 2-D modelling in ANSYS. Therefore, one of the important advantages of FlexPDE is the lack of the need for 2-D very fine meshing, thus reducing the computational cost. Also, due to the creep phenomenon, the rotating disk's radial displacement and Von-Mises stress increase over time. It was found that with the increase in the angular velocity and decrease in the geometric parameter n_h , displacement and Von-Mises stress increase. It was also shown that the change in angular velocity (as the applied load) and the change in the n_h parameter (as a geometric property) do not have much effect on the retardation time. It means what determines the retardation time is the non-equilibrium material properties of the rotating disk.

6- Reference

- [1] W. W. Feng, "On finite deformation of viscoelastic rotating disks," *International Journal of Non-linear Mechanics*, vol. 20, no. 1, pp. 21-26, 1985.
- [2] M. Allam, A. Zenkour, and T. El-Azab, "Viscoelastic deformation of the rotating inhomogeneous variable thickness solid and annular disks," *International Journal for Computational Methods in Engineering Science and Mechanics*, vol. 8, no. 5, pp. 313-322, 2007.
- [3] S. Ganguly, A. Nandi, and S. Neogy, "A state space viscoelastic shaft finite element for analysis of rotors," *Procedia Engineering*, vol. 144, pp. 374-381, 2016.
- [4] F. S. Buezas and N. S. Fochesatto, "Power dissipation of a viscoelastic rolling wheel in finite deformations," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 138, pp. 502-514, 2018.
- [5] G. A. Holzapfel, "On large strain viscoelasticity: continuum formulation and finite element applications to elastomeric structures," *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 39, no. 22, pp. 3903-3926, 1996.
- [6] B. Zhao, J. Hu, W. Chen, J. Chen, and Z. Jing, "Uniaxial tensile creep properties of ETFE foils at a wide range of loading stresses subjected to long-term loading," *Construction and Building Materials*, vol. 253, p. 119112, 2020.



Investigation of Imperfection Effects in Dynamic Behavior of FG Structure

Mohammad Meskini¹, Mostafa Livani^{2*}, Mohammad Hossein Habibi³

1- Instructor, Department of Aerospace Engineering, Shahid Sattari Aeronautical University of Science and Technology

2- Assistant Professor, Department of Aerospace Engineering, Shahid Sattari Aeronautical University of Science and Technology

3- MS student, Department of Graduate Studies, Shahid Sattari Aeronautical University of Science and Technology

ABSTRACT

This study studied the effect of material imperfection on the free vibration response of perfect and imperfect FG plates. A new hyperbolic shear deformation function is presented in this paper. The new hyperbolic function is chosen so that the degree of the function is reduced as much as possible, despite the sufficient accuracy, so that the calculation speed is significantly reduced. The properties of the FG plate varied along the thickness according to power law. The material composition in the production process cannot be entirely by the expected pattern, which leads to the production of imperfect FG material. The governing differential equations are derived using Hamilton's principle. The obtained equations were solved using the Navier method with simple boundary conditions. The effects of important geometric and mechanical parameters of the perfect model and two types of imperfect models, including length-to-thickness ratio, length-to-width ratio, wave number, and power-law exponent, on the natural frequency response of imperfect FG plate, are investigated. To verify, the analytical results obtained in this study are compared with those presented in the literature, and in this comparison, a good agreement was obtained, which shows the correctness theory, deriving and solving equations.

Keywords

Free Vibration, Imperfect FGM, New hyperbolic theory, Hamilton's Principal, Navier Method.

Introduction

In recent years, the use of functionally graded materials (FGMS) has increased in most engineering areas, including aerospace, automation, marine industries, and many others, due to the gradual change of chemical compounds, distribution, orientation, and the size of the reinforcing phase. Many researchers have studied structures made of functionally graded materials.

Meskini and Arefi [1] analyzed the free vibrations of a sandwich plate with a porous core and piezoelectric surfaces using the hyperbolic shear deformation theory. The governing equations of structure were derived using Hamilton's principle and then solved using Navier's method. Using the differential quadrature method, Sotoudeh and Shojaei [2] studied the analysis of nonlinear free vibrations of quadrilateral plates reinforced with carbon nanotubes. Sobhi and Radwan [3] presented a theory for analyzing free vibrations and buckling of an FGM plate—the governing equations derived using Hamilton's principle and solved by applying Navier's method.

Using a numerical method, Ansari et al. [4] investigated the effects of buckling phenomena and

* Mostafa Livani, m.livani@ssau.ac.ir

free vibrations of FGM composite plates under thermal loading. Maxey et al. [5] used the shear deformation theory to investigate FGM plates' flexural, buckling, and free vibration responses using Hamilton's principle and Navier's method. Safarpour et al. [6] studied the buckling and free vibration on the dependent FG multilayer GPLRC composite nanostructures resting on the elastic foundation using an analytical method. Mashat et al. [7] studied the effect of temperature and humidity on the bending, transverse shear deformation, and transverse normal strain of porous plates.

Haji et al. [8] studied the free vibration of imperfect FG porous sandwich plates resting on the Winkler-Pasternak foundation. Using the third-order shear deformation (TSDT) and Hamilton's principle, they derived the equations of structure motion. Singh and Gupta [9] investigated the effect of geometrical defects on the free vibration response of FG sandwich plates with plates with circular cut-outs. They studied the effect of geometric defects, such as sinusoidal and general-type defects, on the plate vibration behavior. They also derived the governing equations based on the Lagrangian principle for simple and clamp boundary conditions. Chen et al. [10] studied the free vibration of a rectangular plate made of a bidirectional FGM plate with general boundary conditions and geometrical imperfections.

According to the research carried out in recent years, in this research, the vibration behavior of sandwich Imperfection plates with an FGM core and piezoelectric face sheet has been carried out using a new hyperbolic theory. The governing equations are derived based on Hamilton's principle and then solved using Navier's method for simply supported boundary conditions.

Governing equations and procedure method

In this study, the fundamental relations for analyzing the FGMs plate with piezoelectric face sheet used the new hyperbolic shear deformation theory. Considering Hamilton's principle, the governing equations have been extracted, and then the governing equations of the FGM plate are solved using the Navier method. Then, the effect of geometrical properties, material, and power law coefficient on the structure's natural frequency is investigated. Also, the accuracy of the present method with other research demonstrated that it is in good agreement with the result of the current method and the result of other research.

Conclusion

In this research, the imperfect effects on the free vibration analysis of the FGM plate were investigated using the new hyperbolic theory and Navier's method. The result of this study can be expressed as

1- The new higher-order theory of the plate used in this study can accurately predict the dynamic behavior of the plate.

2- By increasing the ratio of length to width of the FG plate from 0.1 to 1, the natural frequency decreases rapidly, and with the increase of the length to width ratio of the FG plate from 1 to 2, the

natural frequency increases.

3- As the ratio of length to thickness of the FG plate increases, the natural frequency decreases rapidly.

4- By increasing the power value of the FG materials, properties change from 0.1 to 6, the natural frequency value of the plate is reduced, and for greater than a value of 6, the natural frequency changes are almost negligible.

References:

- [1] M. Arefi, and M. Meskini, "Application of hyperbolic shear deformation theory to free vibration analysis of a functionally graded porous plate with piezoelectric face-sheets," *Structural Engineering and Mechanics*, Vol. 71, No. 5, 2019, pp. 459-467.
- [2] A. R. Setoodeh, and M. Shojaee, "Application of TW-DQ method to nonlinear free vibration analysis of FG carbon nanotube-reinforced composite quadrilateral plates", *Thin-Walled Structures*, Vol. 108, 2016, pp. 1-11.
- [3] M. Sobhy, and A. F. Radwan. "A new quasi 3D nonlocal plate theory for vibration and buckling of FGM nanoplates", *International Journal of Applied Mechanics*, Vol. 9, No.1, 2017.
- [4] R. Ansari, J. Torabi, and M. Faghih Shojaei, "Buckling and vibration analysis of embedded functionally graded carbon nanotube-reinforced composite annular sector plates under thermal loading", *Composites Part B: Engineering*, Vol. 109, 2017, pp. 197-213.
- [5] R. Meksi, S. Benyoucef, A. Mahmoudi, A. Tounsi, and et al., "An analytical solution for bending, buckling and vibration responses of FGM sandwich plates", *Journal of Sandwich Structures & Materials*, Vol. 21, No. 2, 2019, pp. 727-757.
- [6] H. Safarpour, Z. Esmailpoor Hajilak, and M. Habibi, "A size-dependent exact theory for thermal buckling, free and forced vibration analysis of temperature dependent FG multilayer GPLRC composite nanostructures resting on elastic foundation", *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, Vol. 15, No. 3, 2019, pp. 569-583.
- [7] D. S. Mashat, A. M. Zenkour, and A. F. Radwan, "A quasi-3D higher-order plate theory for bending of FG plates resting on elastic foundations under hygro-thermo-mechanical loads with porosity", *European Journal of Mechanics-A/Solids*, Vol. 82, 2020.
- [8] L. Hadji, M. Avcar, and N. Zouatnia, "Natural frequency analysis of imperfect FG sandwich plates resting on Winkler-Pasternak foundation", *Materials Today: Proceedings*, Vol. 53, No. 1, 2022, pp. 153-160.
- [9] D. Singh, and A. Gupta, "Influence of geometric imperfections on the free vibrational response of the functionally graded material sandwich plates with circular cut-outs", *Materials Today: Proceedings*, Vol. 62, No. 3, 2022, pp. 1496-1499.

- [10] X. Chen, Y. Lu, Z. Wu, Y. Shao, X. Xue, and Y. Wu, “Free vibration of in-plane bi-directional functionally graded materials rectangular plates with geometric imperfections and general elastic restraints”, *Aerospace Science and Technology*, Vol. 132, 2023.



Thermal analysis and cooling system design for marine brushless DC motor

Esmailian Mojtaba^{1*}, Boroumand Farzad¹

1- Faculty of Mechanics, Malek Ashtar University of Technology, Isfahan, Iran

Abstract

The purpose of this research is thermal analysis of a brushless permanent magnet motor with marine application. The advantages of brushless permanent magnet motors are creating high torque and power in proportion to their weight and size. But this issue leads to a large increase in engine temperature. Therefore, the design of the cooling system is essential for cooling and reducing the temperature of this engine. The engine has been thermal analyzed first without cooling system and then with different cooling systems. For the purpose of thermal analysis, the stator and the shell were first modeled and then simulated. The engine has been thermally analyzed first without cooling system and then with different cooling systems. In order to check the effect of the cooling system and choose an optimal and suitable cooling system for this engine, the maximum temperature in different cooling systems with the number of 4, 8 and 12 holes, the diameter of the holes various 3, 4 and 5 mm diameters and circular and oval cross-sections have been compared with each other and with the state without cooling system. The results showed that the temperature of this engine reaches about 416 c without cooling system. Also, the cooling system with 8 circular 4 mm holes has been introduced as the most suitable cooling system for this engine.

Keywords

Brushless DC motor, Cooling system, Thermal analysis, Sea water.

1- Introduction

Brushless direct current motors have the same appearance characteristics as direct current synchronous motors, and as their name suggests, brushes are not used in these motors and the poles are moved electronically. As a result, due to the absence of a vacuum cleaner, which is a mechanical part, there is no need for maintenance and the friction of the motor is also reduced [1]. Brushless motors have many advantages such as high efficiency, long life and higher speed range than direct current and induction motors and are used in various industries such as home appliances, automotive, aerospace, consumer goods, medicine and industrial automation equipment and instruments. The aim of this research is the thermal analysis of a brushless direct current motor with a power of 9 kW for marine use. Among the advantages of brushless direct current motors are the creation of high torque and power in proportion to their weight and size. But this issue leads to a large increase in engine temperature. As a result, considering the long period of use of this engine, it is necessary to design and use a cooling system for cooling and reducing the temperature of this engine. One of the easiest ways to cool a marine direct current motor is to use sea water, but due to the formation of deposits in the motor shell, such a method is not recommended. However, the use of de-hardened water or oil can be the most suitable method for a brushless direct current motor with marine applications due to the absence of sediment in the cooling fluid movement channels and the reduction of the possibility of corrosion of the motor shell and peripheral equipment. For the path of fluid movement inside the engine shell, the method of using holes along the shell is the main basis of design and modeling in this research.

* Esmailian Mojtaba, mojtaba@mut-es.ac.ir

As a result, in this research, the design of cooling systems and thermal analysis of different systems have been discussed, and the best design that can keep this system in a stable state at a temperature below 100 degrees Celsius has been selected. For this purpose, the engine has been thermally analyzed first without cooling system and then with different cooling systems. With the thermal analysis of the motor by ANSYS-GAMBIT software, the maximum temperature of the stator and shell has been obtained. In the following, a cooling system for a 9 kW motor has been provided.

2- Simulation and thermal analysis

According to the structure of the motor and the average heat production of 900 watts in the stator, it is clear that the temperature of the stator and its steel shell rises due to the passage of time. To check the temperature in the engine, preliminary modeling and thermal analysis were done without cooling system. For the purpose of thermal analysis, the stator and the shell were first modeled and then the simulation was done.

For meshing the model, 2.7 million meshes have been used in the form of an unorganized network. Because according to the mesh independence diagram shown in Figure 1, making the meshes smaller did not have an effect on increasing the accuracy of the results. Also, the inlet pressure boundary condition has been used for the cooling fluid flow input. The heat flux created by the engine is also included as a thermal boundary condition.

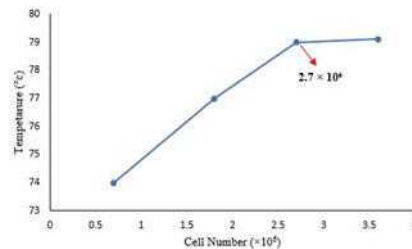


Fig. 1 Independence of the mesh diagram

Figure 2 shows the initial model of the stator and the motor shell without cooling system along with the grid of the model. Figure 3 shows the thermal analysis of the model without cooling system. According to Figure 3, if the motor works for an unlimited time, the temperature in the central part of the stator will rise to more than 416 degrees Celsius. The only cooling factor in the aforementioned system is ambient air (32 degrees Celsius).



Fig. 2 The meshing of the main stator and shell model

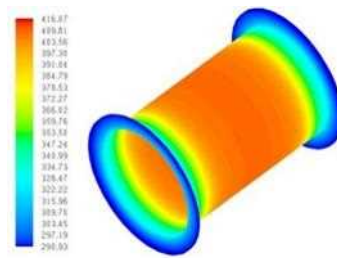


Fig.3 Temperature distribution on the shell after reaching the steady state (without cooling system)

For the cooling of this engine, according to the construction limitations and for the simplicity of manufacturing, several different models have been considered for the cooling system, which is based on longitudinal holes along the shell with different diameters of 3, 4, and 5 mm in its center. In this method, the cooling fluid takes the heat of the shell by passing through these holes and exits them with a higher temperature than the temperature entering the holes. The hot water coming out of the system loses its heat in a heat exchanger by sea water and enters the cooling system when it reaches the desired temperature. In order to check the effect of the cooling system and choose an optimal and suitable cooling system in this engine, the maximum temperature in different cooling systems with the number of holes 4, 8 and 12, the diameter of the holes Various 3, 4 and 5 mm and circular and oval cross-sections have been compared with each other and without cooling system.

3- simulation results

The results of the aforementioned simulations are summarized in Table 1. Table 1 reports the maximum temperature of stator and shell resulting from thermal analysis of cooling systems in this research. This temperature shows the effect of different cooling systems with the number of holes, hole diameter, hole type and different flow rates on reducing the engine temperature.

Table. 1 The results of simulations for different cooling systems

	Flow cross section	Number and size of flow holes	Cooling fluid flow rate	Cooling fluid speed	Maximum temperature of stator and shell
1	No cooling system				416
2	circular	4hole,4mm	0.29	0.1	128
3	circular	4hole,4mm	0.87	0.3	112
4	circular	4hole,4mm	1.45	0.5	108
5	circular	8hole,4mm	0.58	0.1	88
6	circular	8hole,3mm	1.74	0.53	82.5
7	circular	8hole,4mm	1.74	0.3	79
8	circular	8hole,5mm	1.74	0.19	79.4
9	circular	8hole,4mm	2.9	0.5	77.5
10	circular	12hole,4mm	0.87	0.1	75
11	circular	12hole,4mm	2.61	0.3	68
12	circular	12hole,4mm	4.35	0.5	67
13	oval	12hole,4mm	2.52	0.1	62
14	oval	12hole,4mm	7.58	0.3	57
15	oval	12hole,4mm	12.64	0.5	56
16	oval	12hole,3mm	1.72	0.1	63
17	oval	12hole,3mm	5.16	0.3	58
18	oval	12hole,3mm	8.6	0.5	56

The result showed that the temperature of this engine reaches about 416 degrees Celsius without cooling

system. Also, in case of using the cooling system according to table 1, the maximum reduction in temperature is related to the cooling system with 12 oval-shaped holes with a value of about 360 degrees Celsius, reducing the temperature and reaching a temperature of 56 degrees Celsius. But the noteworthy point is that creating oval holes is difficult and complicated because like circular holes, they cannot be created by a drill and more complex methods are required to create them. Therefore, to create cooling systems with oval holes, it is necessary to spend much more money and time than circular holes, although according to Table 1, the use of this cooling system regardless of Cost and time can lead to the greatest reduction in temperature compared to cooling systems with circular holes. Therefore, in order to choose a suitable cooling system, taking into account the discussion of cost and time, a circular model with 8 holes of 4 mm in the length of the shell is suggested. According to table 1, the maximum temperature of the stator and shell in this model is equal to 88 degrees Celsius, which has a decrease in temperature about 328 degrees Celsius compared to the initial model of the engine without a cooling system, which reaches a temperature of 416 degrees.

4- Conclusion

The results showed that in the best case, if a cooling system with 12 oval holes with a diameter of 4 mm is used, it will reach 56 degrees Celsius. But according to cost and time parameters, due to the difficulty in creating oval holes, the cooling system with a circular cross-section was selected. Also, the system has 8 holes of 4 mm is introduced as the optimal mode due to the proximity of the maximum temperature in it (88 degrees Celsius) to the maximum temperature in the case of 12 holes (75 degrees Celsius) and the fact that the number of holes is less, it is economical in terms of cost and time.

Finally, the main achievement of this research has been the design of a suitable and cost-effective cooling system for cooling a brushless direct current motor by sea water. As a result, with the design of this system and the control of the motor temperature, the ground has been prepared for the design of direct current motors without brushes with high power, which experience a large increase in temperature during operation.

5- References

- [1] Kolahduz A, Shakeri M, Jabari A, Gol S. Design and thermal analysis of a brushless direct current motor with a power of 300 watts. *Majlesi Journal of Electrical Engineering*. 2009 (pp. 37-45). (in persian)
- [2] Esmailian M, Boroumand F. Design of mechanical components for Brushless DC Motor. *Mechanics of Advanced and Smart Materials Journal*. 2023 (pp. 347-364). (in persian)
- [3] Minghui Z, Weiguo L. Transient coupled electro-magnetic thermal analysis of a permanent magnet brushless DC motor. In 2010 International Conference on Computer, Mechatronics, Control and Electronic Engineering 2010 Aug 24 (Vol. 4, pp. 221-224). IEEE.
- [4] Chakkarapani K, Thangavelu T, Dharmalingam K. Thermal analysis of brushless DC motor using multiobjective optimization. *International Transactions on Electrical Energy Systems*. 2020 Oct;30(10): e12546.
- [5] Wenjuan Q, Jiming Z, Guiqing H, Jibin Z, Yongxiang X. Thermal analysis of underwater oil-filled BLDC motor. In 2011 International Conference on Electrical Machines and Systems 2011 Aug 20 (pp. 1-4). IEEE.
- [6] Marashi AN, Kanzi K. Thermal analysis of BLDC motor with propose new arrangement for permanent magnets to magnet eddy current loss reduction. In 2016 24th Iranian Conference on Electrical Engineering (ICEE) 2016 May 10 (pp. 1769-1774). IEEE.
- [7] Miao DM, Perriard Y, Markovic M, Germano P, Shen JX. Thermal modeling of a BLDC motor for a kick scooter. In 2012 IEEE International Symposium on Industrial Electronics 2012 May 28 (pp. 764-769). IEEE.
- [8] Liu ZJ, Howe D, Mellor PH, Jenkins MK. Thermal analysis of permanent magnet machines. In 1993 Sixth International Conference on Electrical Machines and Drives (Conf. Publ. No. 376) 1993 Sep 8 (pp. 359-364). IET.
- [9] Shukla A, Payami S. Design and thermal network modeling of BLDC motor for submersible pump application.

In2020 IEEE International Conference on Power Electronics, Drives and Energy Systems (PEDES) 2020 Dec 16 (pp. 1-5). IEEE.

[10] Li Y, Huang X, Fang Y. Thermal analysis of a brushless DC motor for aerospace application using thermal network models. In2013 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS) 2013 Oct 26 (pp. 855-859). IEEE.

[11] Zhang Y, Ruan J, Huang T, Yang X, Zhu H, Yang G. Calculation of temperature rise in air-cooled induction motors through 3-D coupled electromagnetic fluid-dynamical and thermal finite-element analysis. IEEE Transactions on Magnetics. 2012 Jan 23;48(2):1047-50.

Numerical Study of the Effect of Sprinkler Structure during Water Discharge in Dry Fire Fighting System

Saeed Vahidifar^{1*}, Mohammad Sadegh Farahi²

1- Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Thran, Iran

2- Master's student, Faculty of Mechanics and Energy, Khayyam University, Mashhad, Iran

Abstract

In the fire extinguishing system of large buildings in the winter season, preventing of the water from freezing inside the sprinkler system is an important issue. For this purpose, the dry pipe sprinkler system is being used. In this method, instead of water, there is air inside the system, and during a fire, a pressure drop is created when the sprinkler bulb bursts, and water is injected into the pipes by using the firefighting pumping system, and it must reach the most remote sprinkler in the minimum time. In this numerical study, by using of Ansys Fluent software, and changing the sprinkler structure and the water outlet nozzle with different angles, the duration of water discharge is investigated. The results show that adding the convergence angle of the nozzle of the sprinkler's outlet has increased the velocity of the air flow at the outlet of the nozzle, which has reduced the time for water to reach the the most remote sprinkler of the system is also reduced.

Keywords

Dry Pipe Sprinkler, Convergent-Divergent Nozzle, Convergence-Divergence Angle, Supersonic, Flow.

1- Description of the problem

In this study, the model TY3631 sprinkler with coefficient $K=5.6$ (due to the high consumption of this type of sprinkler in fire extinguishing systems) with the following dimensional specifications was selected from the products of Tyco, which is one of largest and best quality sprinkler manufacturers in the world. Details of this sprinkler can be seen in following figure.

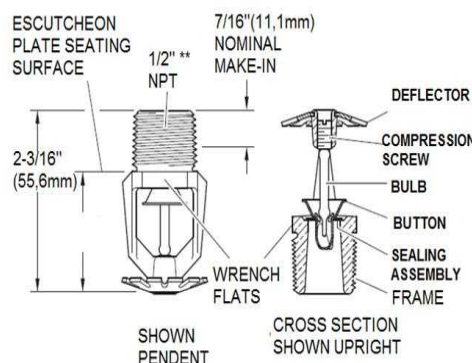


Fig 1- Tyco sprinkler model: TY3631

* Saeed Vahidifar, svahidifar@tvu.ac.ir

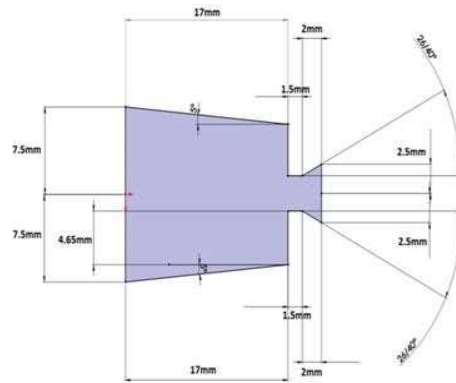


Fig 2- dimensions of Tyco convergence-divergence nozzle

Figure 2 shows the dimensions and sizes of the sprinkler outlet nozzle, which was extracted from the TY3631 model. In this research, by changing the angles of convergence and divergence, the sprinkler has been optimized so that the time of water discharge is reduced.

2- Governing equations

2-1 Thermodynamic governing equations

2-1-1 Mass flow rate equations in isentropic nozzle flow

Using the ideal gas law, the mass flow velocity equation can be expressed as follows:

$$\dot{m} = A^* p_0 \left\{ \frac{2\tilde{a}}{\tilde{a} T_0} \left[\left(\frac{p^*}{p_0} \right)^{\frac{2}{\tilde{a}}} - \left(\frac{p^*}{p_0} \right)^{\frac{\tilde{a}+1}{\tilde{a}}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

2-1-2 Gas expansion equations in isentropic state

This is the equation for isentropic expansion of gas, which is equivalent to isothermal expansion:

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{\dot{m} R T_{initial}}{V} \gamma \left(\frac{p}{p_{initial}} \right)^{\frac{\tilde{a}-1}{\tilde{a}}} \quad (2)$$

2-1-3 Gas pressure equations in the pipe network

The amount of enclosed gas remains constant during this compression. It is constant for isothermal compression and it is also constant for isentropic compression. Considering these conditions, the following equation can be obtained:

For isentropic compression:

$$p = p_{initial} \left(\frac{V_{initial}}{V} \right)^{\tilde{a}} \quad (3)$$

Primary indexes describe the conditions when the gas is enclosed by water in the branch pipe. When transferring water, these equations must be solved continuously for each of the branch pipes in which the gas is enclosed.

2-2 Fluid flow governing Equations:

The basic equations for compressible fluid flow (air) in a two-dimensional and time-dependent flow are as follows:

Mass Conservation equation:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (4)$$

Momentum conservation equation:

For the X direction we have:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u u) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } u) + S_{Mx} \quad (5)$$

For Y direction we have:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v u) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } v) + S_{My} \quad (6)$$

Energy conservation equation:

$$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \text{div}(\rho i u) = -\hat{\phi} \text{div } u + \text{div}(k \text{grad }) + \phi + S_i \quad (7)$$

3- Checking the results

Here we will analyze the results for two flow parameters of velocity and temperature

3-1- Velocity

3-1-1- TYCO model sprinkler nozzle

According to the below diagram, the exit velocity of air from the TYCO original sprinkler, model: TY3631 (the initial model) reaches 380 meters per second, which by changing in the mass flow rate and the values of the convergence and divergence angles of the nozzle and as the continuation of this research, we intend to increase the exit velocity of the air from the piping network through sprinkler nozzle, to be able to reduce the cycle times of air discharge and water replacing and filling inside the piping network.

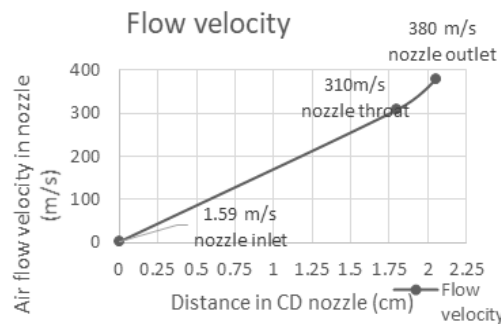


Fig 3- air flow velocity chart (from inlet to outlet) in Tyco sprinkler nozzle (model TY3631)

3-1-2- Sprinkler nozzle with convergence angle of 45 and divergence of 15 degrees:

According to the below diagram, the flow velocity in the middle part of the throat of the nozzle is 304 meters per second, which is lower than the velocity in 60/15 degrees nozzle. The air exit velocity on the outlet of this sprinkler reaches 607 meters per second, which is equal to the exit velocity of air in the 60/15 degrees nozzle, and has significant increase by 60%, comparing to the original design of TYCO sprinkler.

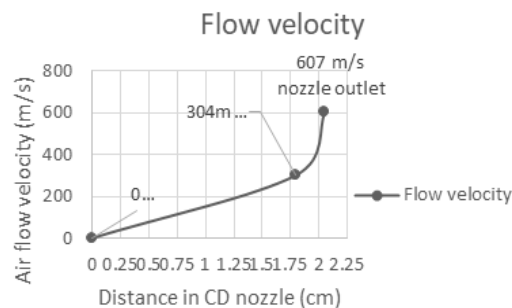


Fig 4- air flow velocity chart (from inlet to outlet) in sprinkler CD nozzle 45/15

The highest velocity increase rate compared to other nozzles occurs in the divergent part of the nozzle of this sprinkler. But reducing the convergence angle from 60 degrees to 45 degrees has not changed the amount

of air exit velocity from the sprinkler.

4- Conclusion

By checking the answers and summarizing the results and studying of the charts in fig 13 and 14, we can reach the following results.

1- Based on these column charts and comparison of the velocity of the air flow in the converging-diverging nozzle with the five values of the convergence-divergence angles, it can be seen that the exit velocity of the air flow from the original TYCO model sprinkler is equal to 380 meters per second and for the sprinkler nozzle with a converging angle of 60 degrees And the divergence of 15 degrees equals 607 meters per second. Therefore, by optimizing the values of these angles, the exit velocity of the air from the dry pipe sprinkler network was increased and the time of water reaching the sprinkler outlet was reduced, which this feature accelerates the fire extinguishing operation and reduces the damage caused by the fire.

2- The amount of air discharge time in the sprinkler with a nozzle of 60 degrees convergence angle and 15 degrees divergence is reduced by 37% compared to the main TYCO model sprinkler.

3- According to the choice of divergence angle of 15 degrees and multiple changes in the amount of convergence angles, it was determined that increasing the value of the convergence angle from about 5 degrees to 60 degrees (in the Tyco model sprinkler) causes a significant increase in the velocity of the air flow exiting the sprinkler; Therefore, the influence of the convergence angle is much greater than the of divergence angle of the sprinkler nozzle.

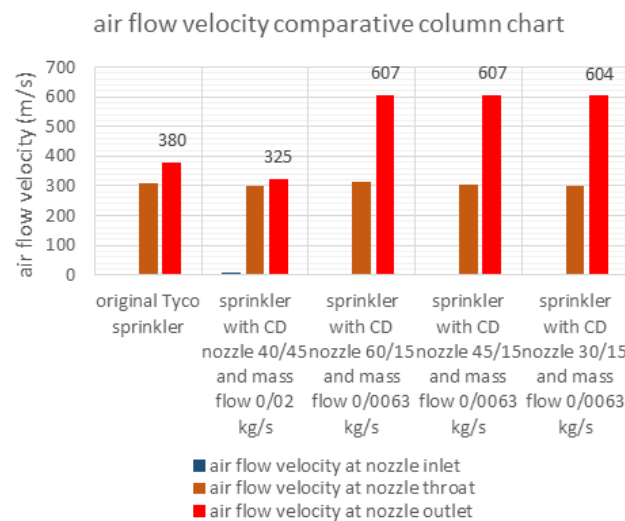


Fig 5- comparative column chart for air flow velocity in different sprinklers

5- References

- [1] Incendia Consulting, A History of sprinkler development, Cited 12.12.2016.
- [2] Shehu Abdulrahman1, Khaled Chetehouna , Axel Cable', Yvind Skreiberg and Maurice Kadoche, A review on fire suppression by fire sprinklers, Journal Of Fire Science, April 2021, DOI: 10.1177/07349041211013698
- [3] Kamluk Andrei, Likhomanov Alexey, Increasing foam expansion rate by means of changing the sprinkler Geometry, Fire Safety Journal , 2019.
- [4] Paolo Ruffino, Marino diMarzo, The simulation of fire sprinklers thermal response in presence of water droplets, Fire Safety Journal, 2004, P. 721–736.
- [5] NFPA13, National Fire Protection Association standard, ,edition 2019.



Explaining the mechanical design of the middle space in the Bazar Markazi of Mashhad in order to reduce energy consumption and increase the thermal comfort of the audience.

Ehsan Kafash^{1*}, Seyyed Mahdi Madahi², Iman Mirshojaeian³

1- Master's degree, Architecture, Khayyam university, Mashhad, Iran

2- Grage assistant professor, Architecture, Khavaran university, Mashhad, Iran

3- Grage assistant professor, Architecture, Ferdous university, Mashhad, Iran

Abstract

In the fire extinguishing system of large buildings in the winter season, preventing of the water from freezing inside the sprinkler system is an important issue. For this purpose, the dry pipe sprinkler system is being used. In this method, instead of water, there is air inside the system, and during a fire, a pressure drop is created when the sprinkler bulb bursts, and water is injected into the pipes by using the firefighting pumping system, and it must reach the most remote sprinkler in the minimum time. In this numerical study, by using of Ansys Fluent software, and changing the sprinkler structure and the water outlet nozzle with different angles, the duration of water discharge is investigated. The results show that adding the convergence angle of the nozzle of the sprinkler's outlet has increased the velocity of the air flow at the outlet of the nozzle, which has reduced the time for water to reach the the most remote sprinkler Of the system is also reduced.

Keywords

Dry pipe Sprinkler, Convergent-Divergent nozzle, Convergence-Divergence Angle, Supersonic flow.

The text discusses the importance of using natural light in office and commercial spaces, particularly through atriums or voids, as well as optimizing energy and thermal comfort using parametric and algorithmic techniques. This optimization includes modeling with algorithms and Grasshopper plugins, along with using the Honey Bee tool to assess thermal comfort.

The study employs algorithmic architecture as an innovative technique in design, focusing on influential parameters such as climate factors, radiation levels and directions, specific heat, and the thermal capacity of materials. The optimization algorithm is applied to reduce energy consumption and enhance thermal comfort in intermediate spaces. Furthermore, advancements in computer software in building design have increased the need for energy analysis, prompting the introduction of more advanced methods for building design and engineering.

In the field of spatial structural engineering, intermediate spaces like plazas and voids play a crucial role in improving space quality and energy optimization. The research not only addresses energy optimization issues but also considers structural engineering criteria for spatial structures.

Intermediate spaces or atriums, recognized as semi-public areas, have been used in building de

* Ehsan Kafash, Ehsan.kafash.3@gmail.com

sign for approximately 200 years. These spaces are well-suited for warm, dry, temperate, and humid climates. With technological advancements in using iron and glass, the possibility of covering large spaces with sawtooth ceilings emerged, initially in greenhouses and later expanding to large buildings.

The research employs energy simulation software based on specific needs and goals. The Honey Bee plugin is used for simulating initial energy samples, and the Ladybug plugin is used to obtain climate data (EPW) and climate analysis charts.

Optimization algorithms for energy consumption use well-known algorithms like Honey Bee, Energy+, Ladybug, and OpenStudio. These tools are widely used for building energy modeling and assessing various factors, including building efficiency, energy consumption, thermal comfort, ventilation, lighting, and acoustic environment. They leverage graphical capabilities, reduce human computation time, and facilitate data exchange between programs, assisting designers in related building design activities.

In parametric architecture, an efficient method for data analysis is simulation-based analysis. Multiple alternatives are created using various modeling methods to gain a more accurate understanding of the subject. This comparison allows for the identification of effective energy reduction and aesthetic criteria to achieve an efficient and suitable design.

In the modeling of the target skylight, the first proposal, from an energy simulation perspective, achieved desirable results compared to other models, particularly under the domes used in the design. However, for the final conclusion, it is essential to evaluate the target skylight model, like the second proposal, which evenly distributes energy absorption and emission across the entire central market area.

The thermal capacity of materials in the central market area, with the first proposed skylight, considering the light passage surfaces, demonstrates that a suitable amount of thermal capacity is achieved by utilizing shadow forms and the placement of light passage surfaces. This thermal comfort level is obtained under the domes but lacks uniform distribution in other parts, leading to an increased need for electrical heating and cooling equipment.

For the second proposed skylight, considering light passage surfaces, the thermal capacity of materials, with the optimization of shadow forms, shows that optimal thermal capacity is achieved uniformly across all building sections. This model is capable of reducing the use of heating and cooling equipment, maximizing daylight utilization, reducing lighting equipment, lowering energy consumption, and improving thermal comfort for occupants.

Research Results and Recommendations:

1. Architectural Skylight Engineering in Commercial Buildings: The study focuses on architectural skylight engineering in commercial buildings, providing significant improvements in terms of

aesthetic harmony, energy consumption, and thermal comfort.

2. Energy Simulation and Algorithm Execution: Energy simulation is performed on the four proposed models, and optimization algorithms are executed to select the best skylight.

3. Thermal Capacity of Materials Evaluation: The thermal capacity of materials in the proposed models is assessed as a crucial factor in achieving thermal comfort.

Recommendations:

1. Aesthetic and Energy Efficiency Integration: Emphasis should be placed on the harmony between aesthetics and energy efficiency in the designed models.

2. Utilization of Modern Technologies: Incorporating modern technologies in architecture and structural engineering can enhance energy efficiency and architectural aesthetics.

3. Thermal Comfort: In building design, special attention should be given to issues related to thermal comfort and renewable energy sources.

4. Use of Light Passage Surfaces: In skylight design, the use of light passage surfaces to improve lighting and reduce artificial light consumption is recommended.

5. Research Development: Continuous research in the field of skylight engineering and optimization in commercial buildings is advised.

Numerical and Analytical Study of the Effect of Different Architectural Geometries on the Stack Effect and Energy Consumption in Tall Buildings

Saeed Vahidifar^{1*}, Sajad Kalidari²

1- Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran

2- Master's student, Faculty of Mechanics and Energy, Sadjad University, Mashhad, Iran

Abstract

Due to the importance of natural phenomena in human life, investigation and study of these phenomena has always been of interest. The aim of this study is to investigate the stack effect that occurs in all buildings, although it is more noticeable in high-rise buildings. Due to the importance of this phenomenon in the energy consumption of high-rise buildings, in this research, these types of buildings have been studied. Due to the importance of the influence of the cross-section of buildings on the occurrence and behavior of this phenomenon, therefore, elliptical, triangular and rectangular cross-sections with the same surface have been examined and by comparing the results, different cross-sections have been evaluated and compared. The simulation of this phenomenon has been done in Fluent software and the analytical results have been compared, which shows a good match. The results show that the elliptical cross-section, according to its geometry and aerodynamic conditions, has the best performance in terms of the amount of additional pressure required to create positive pressure and energy consumption.

Keywords

Stack effect, Aerodynamic of building, Optimization of energy, Cross section of building.

1-Introduction

Stack effect means the movement of air into and out of buildings, chimneys or other enclosures, and its driving force is air buoyancy. Buoyancy occurs due to the difference in air density in the indoor and outdoor environment due to the temperature and humidity difference, and the result is a positive or negative buoyancy force.

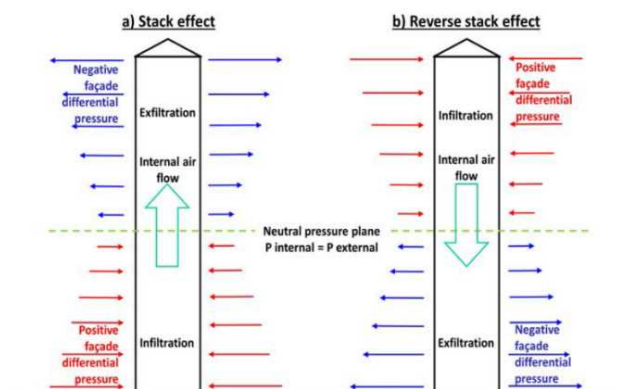


Figure 1: The view of how to create the stack effect and its photo in the building

* Saeed Vahidifar, svahidifar@tvu.ac.ir

During the summer season, the stack effect is reversed, but due to the smaller temperature difference, it is usually weaker. The airflow characteristics of high-rise buildings driven by the stack effect in winter are: (1) outdoor airflow occurs at the bottom of the building; (2) the warmer indoor air rises through the vertical cores of the building, such as elevator shafts and stairwells, due to the buoyant force that creates the pressure difference, and (3) The air inside the building flows out of the building through horizontal spaces including corridors and rooms on the upper floors.

the high use of energy in these buildings for heating and cooling is one of these negative issues, which is one of the causes of this problem called “Stack Effect”. Many factors play roles in the creation and effectiveness of this phenomenon in the building. In this study, we examine and compare the effectiveness of different architectural forms in these types of buildings, because different geometric shapes are very effective in energy consumption and in this research, we want to find a suitable solution to reduce and improve energy consumption in these types of buildings. Considering the importance of this issue and also with the approach of reducing energy consumption, the investigation of this phenomenon is a worthy subject.

One of the necessities of conducting this research is to eliminate the lack of attention to the effects of this phenomenon during the architectural design and mechanical facilities of the building; If we pay attention to the issues and problems that this phenomenon may cause for the building in a long period of time when we are designing these systems, it is possible to prevent excessive energy consumption and its carriers. The final goal of this study is to investigate and reduce the impact of the stack effect in the architectural design and calculations of the building’s mechanical facilities.

2. Numerical simulation and Analytical solution

Two methods have been used to study this subject:

Analytical method: In this method, a real building in Mashhad will be studied using analytical method and its results will be reported.

Numerical method: In this method, using the 2021 R1 version of Ansys Fluent software, we simulate and calculate the same building in method A and the rest of the considered architectural stages, and finally we compare the results of both methods.

In this research, as mentioned above, the sample that we have to analyze and investigate is a building with a height of 78 meters and in the weather conditions of Mashhad. Also, in this physical model, there is no opening and only the effect and direction of the pressure applied to the building as a result of the wind impact in the wind tunnel is the factor that should be measured.

2-1-Numerical method

Now we have investigated this research by using the ability to solve heat transfer equations in Fluent software and by using another feature of this software, which is to show the high-pressure and low-pressure areas on the body by the highlighted maps. We will investigate and analyze these points to find the desired geometric shape to reduce energy consumption in the building.

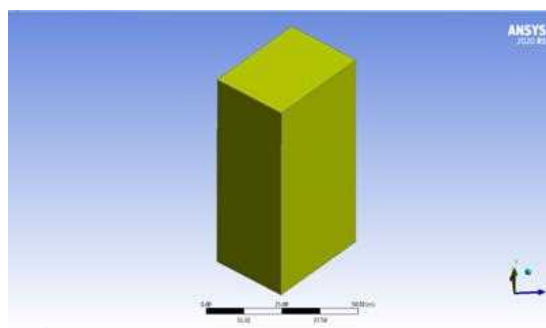


Figure 2: Physical design of the examined sample (rectangular section)

In this method, we will use three geometrical sections for simulation, which include triangular, rectangular, and oval sections. Our effort in designing these different forms is to have a geometric similarity with the real sample, both in terms of volume and area, and in terms of geometrical affinity. For example, if we want to design an oval shape, the closest shape to the real sample will be chosen both in terms of volume and geometry.

On the other hand, by using the results obtained from the solution and by analyzing the data, we can identify the points that have the most energy loss and, using equations, provide the necessary energy to eliminate this loss.

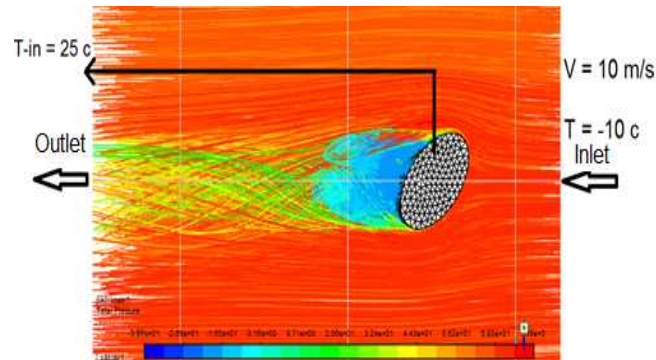


Figure 3: Top view of Building in wind tunnel for simulation

To solve this type of problems in Fluent, we must also define boundary conditions in order to come up with a more accurate solution. In this problem, the boundary conditions are chosen as follow:

1. The shapes that are going to be examined all use a specific material (glass) with a thickness 0.004 meter in their wall to be closer to the real sample.
2. The wind tunnel in which these objects are located has a temperature of -10 degrees Celsius (473.67 degrees Rankine) and the entrance speed of this tunnel is also according to the wind obtained from the meteorology of Khorasan Razavi province in Iran, according to the average prevailing wind of Mashhad city 10m/s is chosen.
3. In wind tunnel, except for the inlet and outlet of fluid that collides with the objects, the rest of the walls of this wind tunnel are considered as "wall".
4. The internal temperature of the designed forms will be chosen equal to the comfort temperature of residential buildings, 25 degrees Celsius (536.67 degrees Rankine).

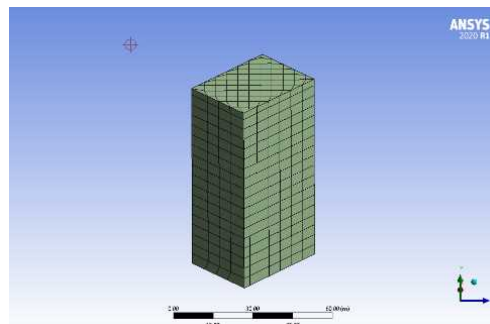


Figure 4: Mesh design of rectangular section by perfect square method

The selected shapes and sections to solve this problem in Fluent should be gridded after the design so that the solver can easily identify and provide the solution or solutions, we need by solving the computational fluid dynamics equations that we will discuss in this section.

The gridding of these designs will be done in two types, which are as follows:

- (1) Complete square gridding
- (2) Quadrilateral gridding

The design of these sections is done in two types of grids so that when the solver obtains the answer to the solution of this research, it is determined whether this design has an error and it also shows how much the answer or answers obtained are different from each other, so that we can understand the correctness of the solution and design.

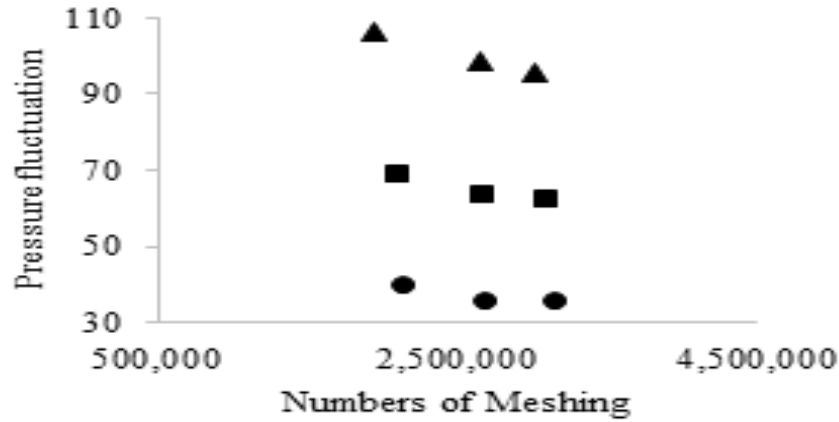


Figure 5: Comparison chart of pressure difference with the number of meshes in each different shape

In the diagram above, we examine the independence of the grid in different grids with different number of elements in all sections, in addition to observing the differences in the numbers obtained in each grid, to help validate the solution method of this research. It is worth noting that the selected value represents the pressure for comparison in this diagram, corresponding to the middle of the length of the passing side of the wind in all these sections.

It should also be pointed out that according to the above figure and according to the values recorded in the solver, the different values of gridding have very little differences with each other; So, in the solution of each section, the lowest amount of grid is chosen to save time and money.

2-1-1 The main equations of numerical solution

The main equations in solving the viscous fluid flow in the turbulent state by the time-averaged Navier-Stokes equations are expressed as follows. The equations of continuity (conservation of mass, equation 1), motion (conservation of momentum, equation 2) and energy (equation 3) after time averaging are as follows:

$$\nabla \cdot \vec{U} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \nabla \cdot (\vec{U} \vec{U}) = -\nabla P + \nabla \cdot \tau_{ij} \quad (2)$$

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (3)$$

2-2-Analytical method

In this section, using analytical relationships, we will calculate the effective parameters of the chimney phenomenon.

The assumptions in this solution method are considered according to the weather conditions of the area under discussion. In this research, the weather conditions of Mashhad city have been chosen and also we will have the most energy loss in winter, so the winter conditions of this city will be used. in which the city temperature is assumed to be -10 degrees centigrade.

We will mention the equations used in this method. The neutral pressure line, equation (4), is the section where the air pressure outside is equal to the air pressure inside the building

$$H_{NPL} = \frac{H_0}{1 + \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 * \left(\frac{T_i}{T_o} \right)} \quad (4)$$

$T_i \langle T_o$ In winter

In relation (4), A1 is the area of the lowest opening of the building and A2 is the value of the area of the

highest opening of the building, as well as T_i and T_o are considered as the temperature inside and outside the building, respectively. Also, in order to obtain the pressure changes of each floor compared to the neutral pressure line, the following equation, equation (5), is used:

$$\Delta p_{\text{stack effect}} = c_1 \rho_i \left[\frac{T_i - T_o}{T_i} \right] \cdot g \cdot [H_{NPL} - H] \quad (5)$$

The only variable in the above expression is H and the rest of the parameters are fixed. C_1 is assumed to be equal to 0.00598 and the rest of the numbers are considered according to each floor of the investigated building. It should also be noted that pressure changes due to stack-effect are considered in terms of inches of water, building height in feet and selected temperatures in terms of Rankine.

Since we know that the wind speed is different in different floors (according to the movement form of the wind speed), then the pressure will also be different in different floors of the building (according to the dynamic pressure relationship); Therefore, by examining the following relationship, we obtain pressure changes in each floor according to wind speed.

$$U_H = 1 / 59 * U_{\text{met}} * \left[\frac{H}{\xi} \right]^a \quad (6)$$

In relation (6), U_H represents the wind speed in each floor (in miles per hour) U_{met} to consider the prevailing wind speed (in miles per hour) H corresponding to the height of each floor (in feet) and the variables a and ξ depend on the location of the building (in terms of inside or outside the city and the condition of the buildings around it and the climate of the region).

Now that the wind speed on each floor of the building has been determined for us, we will reach the next stage, that is, obtaining the pressure changes related to each floor, which we will achieve through equation (7).

$$\Delta P_w = c_2 * S^2 * c_p * \rho_0 \left(\frac{U_H}{2} \right)^2 \quad (7)$$

In the above equation, ΔP_w represents pressure changes in each floor (in inches of water), c_2 is a constant number of 0.029, S is the shelter factor, which is equal to 1 for tall buildings, and c_p is the local wind coefficient and depends on the floor of the building.

In continuation of the equations required to obtain the amount of additional air and additional pressure to prevent the pressure caused by the wind hitting the building, the following relations will help us to obtain these results. Therefore, by examining these equations and also examining the pressures on each side of the building, we will get the main answer to solve this problem.

$$Q = C_{\text{flow}} * (\Delta P)^{0.65} * A_w \quad (8)$$

In equation (8), the variable Q , which indicates the amount of air leakage, is calculated in terms of cubic feet per minute. Also, C_{flow} is an indicator of the variable dependent on the sealing of the building and it is considered as 0.3 for buildings without seams, 1 for buildings with moderate leakage and 2 for buildings with poor sealing and high leakage. The variable of numerical pressure change is constant and equal to 0.3 in inches of water, and A_w shows the area of the side facing the wind.

$$Q = C_d * A_{e.l} * 4005 * (\Delta P)^{0.5} \quad (9)$$

The reason for solving this equation is to obtain the effective leakage cross-section in the building in order to find the volume of air entering the building, which represents the same amount of air that needs to be brought into the building to prevent the pressure generated by the impact of the wind.

In the above equation, C_d is the variable of the discharge coefficient and is equal to the constant number 1, the variable $A_{e.l}$ represents the effective leakage cross-sectional area and is calculated in terms of square feet; On the other hand, according to the following equation, we obtain the total pressure on the side of the building, and by obtaining this number and placing it in the above equation, the volume of air penetrating the building on each side is calculated.

$$\Delta P_t = \Delta P_w + \Delta P_{st} + \Delta P_{in} \quad (10)$$

By obtaining the above numbers, we can now solve this problem analytically and investigate this big problem in high-rise buildings, which in addition to incurring exorbitant costs, also causes energy wastage, and introduce a way to control it.

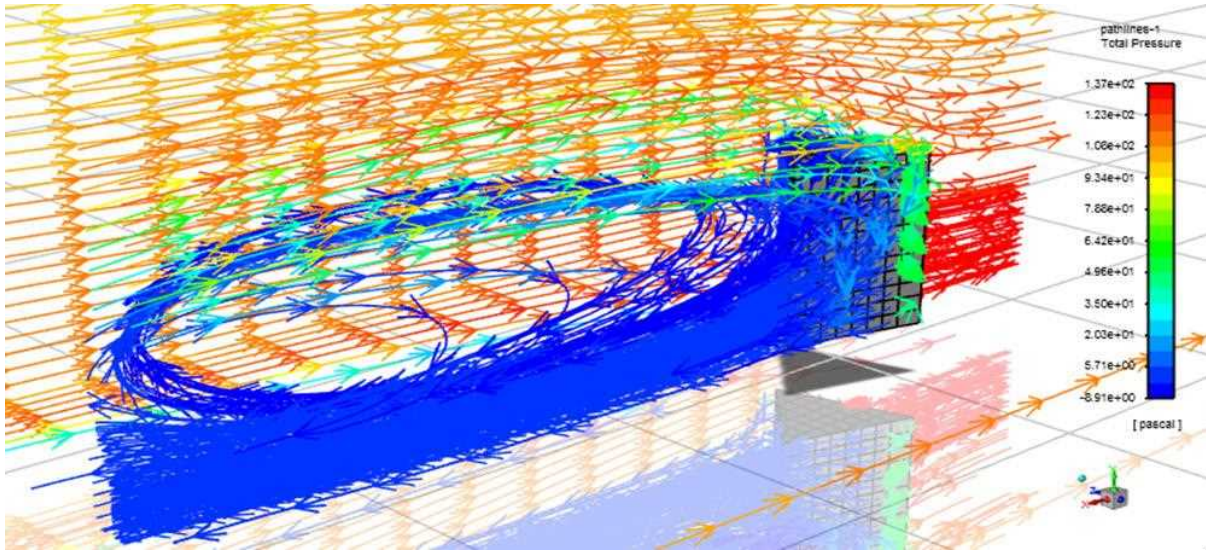


Figure 6: Vortices created at the back of the building with a triangular cross-section with a perfect square grid

3-result discussion

To ensure the correctness of the numerical method, several simulations with different shapes but with the same dimensions and with the same conditions were performed.

As stated, in order to achieve the desired results, this problem was solved in two ways, the first method was obtained by analytically solving the existing equations of the theory of the flue phenomenon, the amount of internal pressure changes in the real sample; In the second method, the desired results have been checked for comparison with the first method by numerical analysis and simulation of different sections and actual samples.

3-1-Numerical method review

3-1-1-Examining triangular cross-section

In this section, the first cross section that we examine and analyze its results is the triangular section; At this stage, as shown in Figure 6; We will have the most pressure in the points that have the first impact with the wind. The maximum amount of pressure due to the impact of the wind on the building is 137 (Pascal) and the minimum pressure is also expected to occur behind the building and its value is 5.71 (Pascal).

As seen in the picture; As a result of the wind hitting the building, vortices have been produced behind it, and these vortices cause an unfavorable pressure effect on the walls of the building. To solve this effect, usually in buildings, with the help of some mechanical installations, additional air is introduced into the building in order to deal with this undesirable effect.

The remarkable thing in this image is the shape of the created vortex and the direction of its flow vector. As you can see, there is a big void behind the building, and this void must be filled again by spending energy, and it causes an increase in energy consumption.

As it is clear from Figure 6, this increase in pressure can only be seen on the side facing the wind, and the

sides that do not have any direct contact with the wind have a negative pressure. This is due to the fact that these points are taking out the extra pressure on the building caused by the wind.

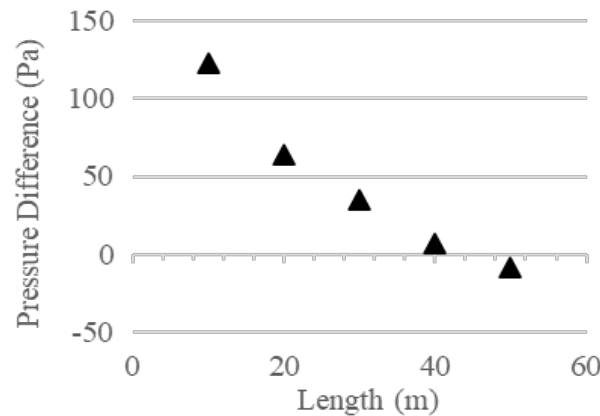


Figure 7: Variations of wind pressure on the building in terms of length for a triangular cross-section

3-1-2-Examining the rectangular cross-section

Another cross-section that we are going to examine is the rectangular cross-section. This type of section is one of the most used sections in architecture, and therefore, by examining this section, we are trying to find the disadvantages of using this type of section from the perspective of the effects of the smoke phenomenon.

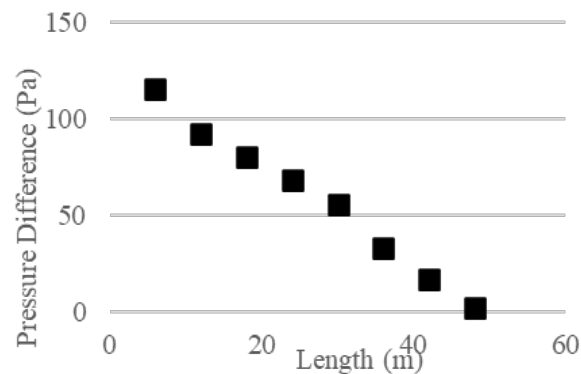


Figure 8: values of pressure created by wind impact according to the length of the building for a rectangular cross-section

In this type of cross-section, due to the fact that the surface of the wind hits the building has increased, the vortices that form behind it are smaller in size but more in number, because more back force is created, which is more than the existing compressive force.

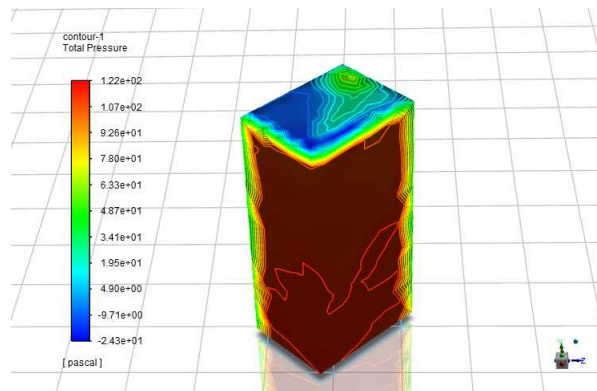


Figure 9: Pressure distribution on a building with rectangular architecture

As can be seen in figures 8 and 9, the highest pressure applied to the building in this type of cross-section by the wind measured in the solver is equal to 122 (Pascal) and the lowest pressure is about 5 (Pascal).

3-1-3-Examining the oval cross-section

As can be seen in Figure 10, like the previous two sections, in the winter season, the pressure in the upper part of the building with an oval cross-section is also higher, which means that the pressure output from the building to the external environment will be very high in the upper floors.

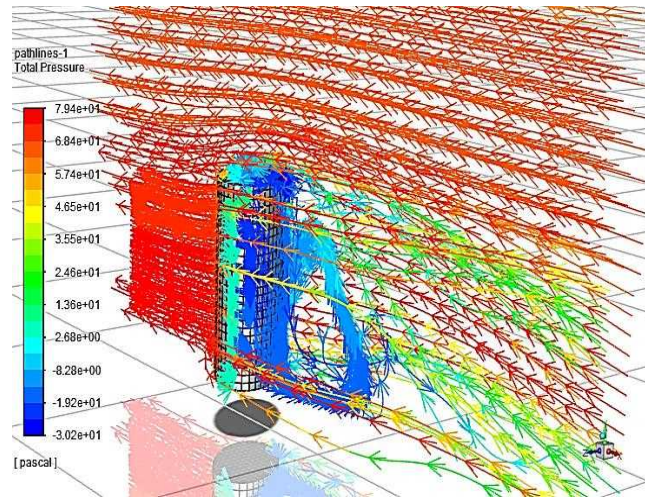


Figure 10: Vortices created at the back of the building with an oval cross-section

As it is clear in the figure above, the pressure applied to the direction of the wind is very high, and this indicates the high pressure applied to the building in this area and also the need to control it. In this part, we see the most energy loss, and to solve this loss, we have no other choice but to deal with this additional load by creating

positive pressure and energy costs in the entire building. Now, we will check the results of the pressure difference in this part to get the amount of pressure required to create this positive change. The maximum pressure that we see at this point is related to the side facing the wind and it is around 79.4 (Pascal) and the minimum pressure shows us 2.68 (Pascal).

3-1-4-Comparison of the answers obtained from the numerical method

It is determined by checking the numbers obtained in numerical method; In the sections selected in the grid method, the oval cross-section on the side facing the wind, which is the maximum pressure, is less compared to other geometries, and also at the back of the building, according to the obtained numbers, we see the lowest reverse pressure among the other sections. Creating this difference between these two periods is related to several reasons; One of these reasons is the direction and speed of the wind, and the other reason is the shape of the building at the point of impact and behind it. Another point that can be pointed out is that the vectors of wind speed and its passage over the buildings will be of great help in analyzing and analyzing these results.

3-2-Analytical method

In this method, using the relations introduced in the second part, we investigate the stack effect in a real high-rise building example; By analyzing the numbers and answers obtained in this method, we will first find out how this phenomenon affects the building, and then by comparing the numbers obtained in both methods, we will point out the amount of error in solving this problem by these two methods.

The building under study with the specifications mentioned at the beginning of the second part with a rectangular section has resulted in the following results.

Table 1: The obtained results according to the initial and boundary conditions using equations (4) and (5)

Pressure difference due to the stack effect		Height (foot)
Pascal	In.water	
43.524	0.175	0
37.372	0.150	16.14
33.057	0.133	27.46
29.123	0.117	37.78
24.427	0.098	50.1
20.112	0.081	61.42
15.797	0.063	72.74
11.482	0.046	84.06
7.171	0.029	95.37
2.852	0.011	106.7
1.459-	0.006-	118.01
5.774-	0.023-	129.33
10.089-	0.041-	140.65
14.404-	0.058-	151.97
18.719-	0.075-	163.29
23.034-	0.092-	174.61
27.349-	0.110-	185.93
31.660-	0.127-	197.24
35.975-	0.144-	208.56
40.290-	0.162-	219.88
44.605-	0.179-	231.2
48.920-	0.196-	242.52
53.986-	0.217-	255.81

As can be seen in Table 1, the values of the obtained pressures are equal to the results provided by the software from the simulation of these designs with a small error in the solution in both methods.

The negative symbol in the table shows the opposite direction of the pressure and tells us how the pressure created by the wind acts in the winter and in the building environment; And it refers to the principle that according to the stack-effect phenomenon in winter, the indoor air of the building has a desire to leave it.

Therefore, according to these results, the solution to get the pressure changes by looking at the wind speed changes in each floor has been obtained. Therefore, according to relation (6) which was mentioned in the second part; The wind speed changes in each floor are obtained and then the answers are entered in equation (7) to obtain the pressure changes in each floor of the building according to the wind speed changes. Considering that Mashhad is very large in terms of size and most of the tall buildings in this city are more than 21 meters

high, then the values of 0.33 and 460 have been considered for coefficients a and ξ , respectively.

For the first part, which includes the first seven floors of the building, the table below shows the values of pressure changes according to wind speed on each floor and wind speed on each floor. By examining the answers obtained, we come to the conclusion that with the increase in height and wind speed, the pressure created by this change in speed also increases; Of course, this increase in pressure in the lower floors is imperceptible, and as we go to the upper floors, we will see a noticeable and very large pressure change.

Table 2: The results obtained using equations (6) and (7) for the first eight floors

Pressure difference		Wind speed	Height (foot)
Pascal	In.water	(mph)	
0.000	0.000	0.00	0
1.69	0.0068	11.78	16.14
2.4	0.0096	14.032	27.46
2.96	0.012	15.59	37.78
3.57	0.014	17.11	50.1
4.08	0.016	18.30	61.42
4.56	0.018	19.35	72.74
5.02	0.02	20.3	84.06

For the rest of the floors of the building, we do the calculations in the same way. In the table below, we will compare the pressures obtained from both solution methods to check and analyze the difference values of the obtained answers; Also, by comparing these two pressures obtained from two ways of finding the answer to the problem, the validity of the research has also been examined.

Minimum pressure (Pascal)	Maximum pressure (Pascal)	Solution method	The type of shape designed
3.34	153	Simulation	Triangular
4.90	122	//	Rectangular
3.16	79.9	//	Oval
1.46	54	Analytical	Real example

Table 3: Comparison of the pressures obtained from both research solution methods

As we have already explained, the shape of the real sample building considered is a combination of all these selected sections for solving in the simulation method and in the table above, it can be seen that the values obtained in the analytical method of solving this research are the numerical averages compared to the values obtained for all sections examined in the simulation and as a result, it is clear that the analytical solution method and the numerical method to solve this problem with the existing errors provide us with very close answers; We were also able to prove that the answers obtained in the simulation method are accurate and valid according to the existing analytical relations.

Now, according to the obtained numbers, we will calculate the volume of air leaked into the building and after that we will seek to obtain the effective leakage cross-section to obtain the amount of effective leaked air. Of course, the changes of the total pressure in each side are obtained according to the direction of the existing pressures according to equation (10), which shows a number equal to -0.11015, which means that the direction

of the total pressure in this side is towards the outside of the building.

According to relations (8) and (9), the volume of leaked air is equal to 4173 (cubic feet per minute) and the area of its effective leakage cross-sectional area is equal to 1.90 (square feet) and as a result, the amount of effective infiltrated air volume will be 2529 (cubic feet per minute). Now we perform these calculations for each of the sides in the building and also for each section.

Now, by summing the numbers obtained in the part of the volume of infiltrating air from the facade of each side in each part of the building, we determine the amount of air required to prevent the additional pressure produced by the wind hitting the building, which is 24394 (cubic feet per minute).

4-Conclusion

Now, with the investigations carried out in this research, it has been led to the following results:

- 1-By changing the height of the building, the pressure caused by the wind on the building increases.
- 2-According to the selected sections for checking the optimal section, it was found that the oval section has the least energy loss, and on the contrary, the rectangular section has the most negative impact on energy.
- 3-By examining the analytical solution of the selected sample in this method, according to the speed and direction of the prevailing wind in the area, between the third and fourth floors, the direction of the flue pressure changes in the real sample.
- 4-The highest pressure created in the real sample is approximately 54 (Pascal) and the lowest is approximately 1.5 (Pascal).
- 5-Also, by performing calculations, the amount of air required to prevent the phenomenon of smoke in the building has been calculated to be about 24394 cubic feet per minute.

5-Refrence

- [1] EPA Climate Change Indicators, 2021, Chapter “Global Greenhouse Gas Emissions”, Figure 1. Global Greenhouse Gas Emissions by Gas, 1990–2015
- [2] Sergey Mijorski, Stefano Cammelli, 2016, Stack Effect in High-Rise Buildings: A Review, International Journal of High-Rise Buildings, Vol 5, No 4, 327-338
- [3] Sungmin Yoon, Doosam Song, Jaehun Kim, Joowook Kim, Hyunwoo Lim, Junemo Koo, 2020, Identifying stack-driven indoor environmental problems and associated pressure difference in high-rise residential buildings Airflow noise and draft, Building and Environment 168 (2020) 106483
- [4] Xiaoxin Man, Yanyu Lu, Guolei Li, Yanling Wang, Jing Liu, 2019, A study on the stack effect of a super high-rise residential building in a severe cold region in China, Indoor and Built Environment, DOI: 10.1177/1420326X19856045