

روش های انسداد جریان سیال در خطوط لوله

چکیده: یکی از مسایل مهم در بهره برداری و نگهداری از خطوط لوله در صنعت، انسداد جریان سیال در خط لوله به منظور انجام تعمیرات در پایین دست به هنگام حوادثی چون شکستگی و یا لزوم ایجاد تغییرات در خط لوله به منظور افزودن خط جدید، تعویض خط لوله، نصب شیر و یا فلنج در مسیر خط لوله است. در حال حاضر روش های مختلفی نظیر هات تپ، انجماد و تویی های انسداد جهت بستن مسیر خطوط لوله اعم از شرب و یا غیر شرب مورد استفاده قرار می گیرند. اما استفاده از این روش ها در همه انواع سیال و نیز قطرهای مختلف لوله عملی نبوده و می تواند موجب افزایش زمان تعمیرات، هدر رفت سیالی با ارزش مانند آب شرب و یا بالا بردن هزینه ها گردد. در این مقاله ضمن بیان روش های مختلف انسداد خطوط لوله در صنایع مختلف، روش و شرایط استفاده و نیز مشکلات و محدودیت های بکارگیری هر یک، مورد بحث و بررسی قرار می گیرد.

واژه های راهنما: انسداد خط لوله، هات تپ، تویی انسداد، انجماد خط لوله

مونا محمدی*

دفتر بهره برداری و تعمیرات
معاونت آبرسانی، سازمان آب و
برق خوزستان، اهواز

صابر علیدادی

دفتر بهره برداری و تعمیرات
معاونت آبرسانی، سازمان آب و
برق خوزستان، اهواز

علیرضا محمدی

گروه برنامه ریزی تولید و انتقال
معاونت بهره برداری، شرکت
بهره برداری، تولید و انتقال آب
جنوب شرق، اهواز

مقاله علمی ترویجی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۴/۰۷

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۷/۰۳

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۷/۱۷

Moona Mohammadi*

Operation and Maintenance
Department, Water Supply
Deputy, Khuzestan Water and
Power Authority
(KWPA), Ahvaz

Saber Alidadi

Operation and Maintenance
Department, Water Supply
Deputy, Khuzestan Water and
Power Authority
(KWPA), Ahvaz

Alireza Mohammadi

Generation and Transfer
Planning Office, Operation
Deputy, South East Company
of Operation, Generation, and
Transfer Water
Ahvaz

Fluid flow line-stopping methods in pipelines

Abstract: One of the essential issues in the operation and maintenance of pipelines in industry is the line-stopping of fluid flow in the pipeline to carry out downstream repairs during incidents such as breakage or the need to make changes in the pipeline to add a new line, replacing the pipeline, installing a new valve or flange in the pipeline. Various line-stopping methods are used in drinkable and undrinkable fluid in pipelines, such as hot tap, pipe freezing, and inflatable pipe plugs. However, these methods cannot be used in all types of fluids and variable pipe diameters, and they can increase maintenance time, waste valuable fluid such as drinking water, or increase costs. In addition to explaining the different methods of line-stopping in pipelines in various industries, this paper describes the problems and limitations of using each one.

Keywords: Line stopping, Hot tap, Pipe freezing, Inflatable pipe plug

۱- مقدمه

به مسدود سازی موقت خط لوله به منظور تعمیر و یا بهبود بخشی خطوطی که دچار آسیب دیدگی شده‌اند، استاپل اطلاق می‌شود. در این روش با استفاده از عملیات هات تپ چهار حفره در دو سوی مسیر آسیب دیده در خط لوله ایجاد می‌شود. دو حفره برای ایجاد مسیر بای پس مورد استفاده قرار گرفته و مسیر سیال از منطقه تعمیر منحرف و تخلیه می‌شود. دو حفره دیگر نیز برای مسدود سازی استفاده شده و با کمک شیرهای ایزوله، آن قسمت خط لوله، کاملاً از سیال تخلیه می‌گردد. پس از جوشکاری خط جدید، پلاگ های مسدود کننده (موقت) جدا شده و سیال در درون خط لوله اصلی به جریان می‌افتد. پس از آن، قسمت بای پس نیز جدا شده و مسیر به حالت اولیه خود باز می‌گردد.

ب: ایجاد انشعاب از خط به منظور اتصال به دیگر سایت‌ها و واحدها

با توجه به نیاز سایت‌های مجتمع‌های پالایشگاهی و پتروشیمی، مجتمع‌های صنعتی و یا خطوط انتقال آب به انشعاب جدید، با استفاده از روش هات تپ که در بخش قبل توضیح داده شد، لوله برش داده شده و انشعاب جدید ایجاد می‌گردد.

ج: انسداد کامل خط لوله

در برخی موارد بر خلاف حالت‌های فوق، لازم است که یک خط لوله به طور کامل از مدار خارج و خط دیگری جایگزین گردد. در این حالت نیز با استفاده از روش پیش گفته، لوله برش داده شده و دو حفره ایجاد می‌شود سپس پلاگ‌های مسدود کننده در خط لوله جایگذاری می‌گردند و خط لوله برای همیشه مسدود می‌شود.

شکل‌های (۱) و (۲) نحوه انجام عملیات هات تپ و مراحل مختلف انجام این عملیات را بر روی خط لوله نشان می‌دهند.

در روش هات تپ باید به این نکته توجه نمود که درصد اکسیژن موجود در خط لوله بسیار حائز اهمیت است. به این معنی که نباید در سیال جاری در لوله، اکسیژن برای احتراق وجود داشته باشد. استفاده از این روش علی رغم داشتن فواید و سهولت در تعمیرات پایین دست بدون قطع جریان (با ایجاد مسیر بای پس)، دارای ریسک‌هایی برای استفاده است. از جمله این ریسک‌ها می‌توان به ایجاد ترک‌های ریز در محل اتصال استاپل، خراب شدن او-رینگ آپس از اتمام عملیات و برداشتن استاپل (به هنگام بستن و پلاگ کردن محل اتصال استاپل) و همچنین مسائل ایمنی در حین انجام عملیات هات تپ اشاره

به منظور انتقال سیال و یا گاز، به صورت گسترده‌ای از خطوط لوله استفاده می‌شود. دامنه کاربرد خطوط لوله از استفاده‌های خانگی تا صنایع مختلف نظیر نفت، گاز، پتروشیمی، صنایع غذایی و یا صنعت تولید و انتقال آب می‌باشد [۱]. استفاده و بهره برداری گسترده از خطوط لوله، مساله تعمیرات و نگهداری آن‌ها را بسیار حائز اهمیت ساخته است [۴-۲]. به منظور انجام این تعمیرات قطع کامل جریان سیال و انسداد خط لوله، لازم و ضروری می‌باشد.

عملیات مسدود کردن خط که با روش‌های مختلفی قابل انجام است، به منظور ایزوله کردن سیستم جهت انجام تعمیرات، نصب تجهیزات و یا تعویض خط لوله در پایین دست نقطه مسدود شده است [۵،۶]. این عملیات می‌تواند به صورت موقت بوده که بعد از حصول اهداف دنبال شده نسبت به حذف آن اقدام نموده و یا تغییرات دائمی در خط لوله ایجاد کرد [۱۰-۷].

قطع حرکت سیال با روش‌های انسداد این مزیت را دارد که در نزدیک‌ترین فاصله با محل حادثه، انسداد و قطع جریان سیال صورت گرفته و در کلیه نقاط بالادست، جریان سیال قطع نمی‌شود. بنابراین اختلالی نیز در حرکت سیال ایجاد نمی‌گردد [۱۱،۱۲].

روش‌های مختلفی به منظور انسداد در خطوط لوله اعم از شرب و غیر شرب به کار می‌رود. در این مقاله ضمن توضیح این روش‌ها، کاربردهای هر روش و محدودیت‌های آن تشریح شده است.

۲- روش‌های مختلف جهت انسداد در خطوط لوله

در قطرهای مختلف خط لوله و نیز در سیالات مختلف از روش‌های مختلفی استفاده می‌شود که در مطالب بعدی به این موضوع پرداخته شده است.

۱-۲- روش انسداد هات تپ^۱

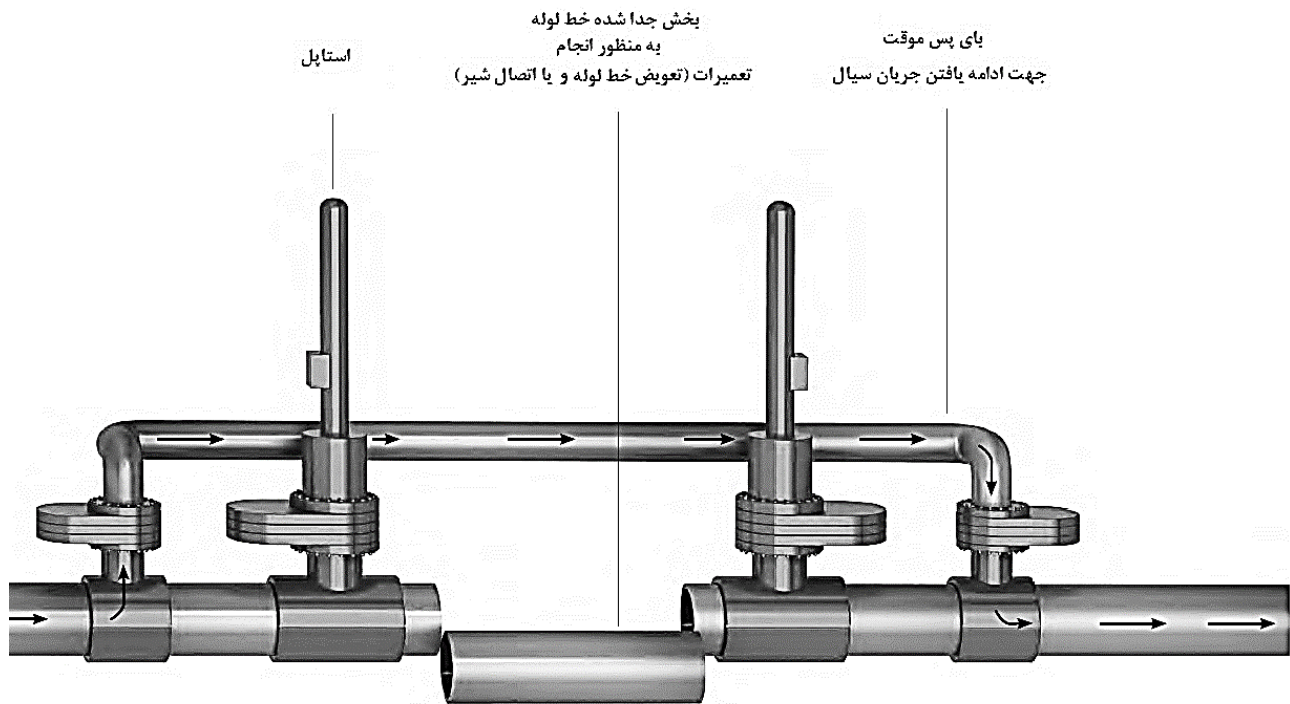
این روش می‌تواند در مقاطع و اندازه‌های مختلف خط لوله مورد استفاده قرار گیرد. هات تپ در سه نوع پروژه به شرح زیر قابل بکارگیری است [۱۵-۱۳]:

الف: مسدود سازی موقت خط (عملیات استاپل)

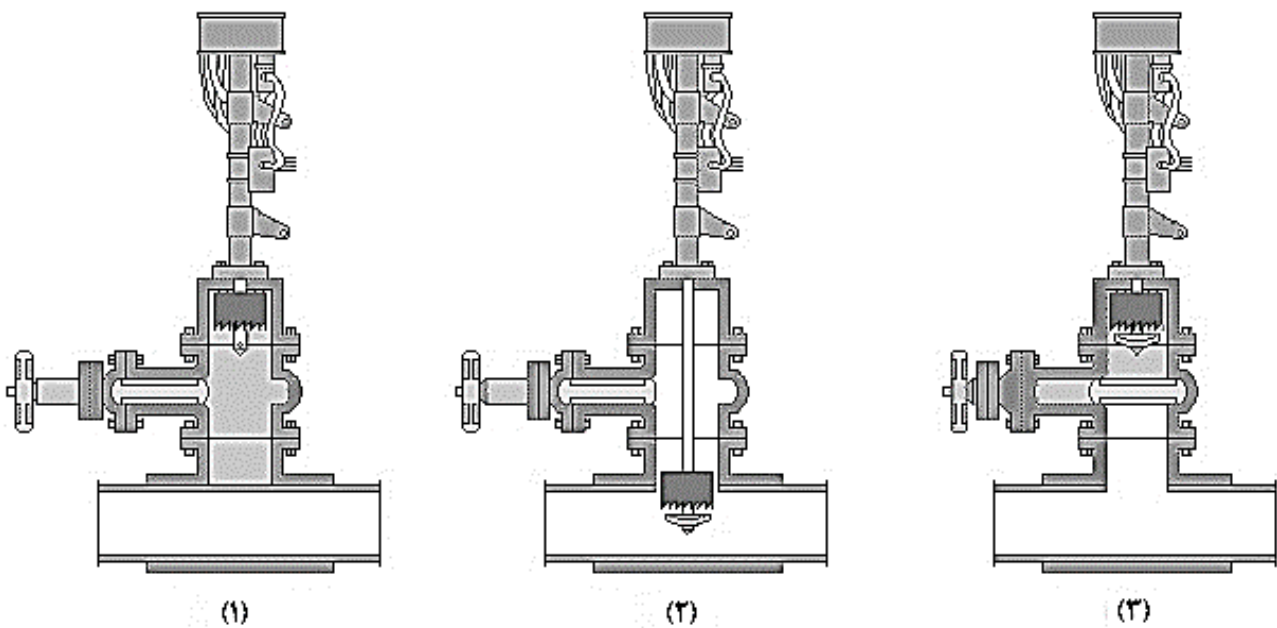
² O-ring¹ Hot tap

همچنین جهت به حداقل رساندن آسیب‌های حین انجام عملیات انسداد خط لوله استفاده از دستور العمل‌های ایمنی سخت‌گیرانه بسیار ضروری است [۱۱].

نمود [۱۶]. از دیگر موارد افزایش ریسک در استفاده از این روش، ایجاد خوردگی در محل انسداد (پلاگ) خط لوله است. به منظور به حداقل رساندن ریسک خوردگی استفاده از استاندارد API RP 2201^۳ و پروتکل ASME PPC-2^۴ به شدت مورد توصیه قرار گرفته است [۱۱].



شکل ۱ نحوه انجام عملیات استاپل در روش هات تپ [۱۷]



شکل ۲ مراحل ایجاد حفره بر روی خط لوله [۱۸]

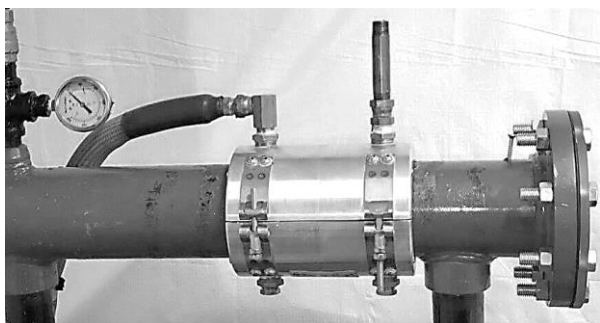
^۴ ASME PPC-2 Protocol

^۳ API RP 2201 Safe Hot Tapping Practices

۲-۲- روش انجماد^۵

دقیقی ایجاد نماید. به عبارت دیگر در این روش امکان برنامه ریزی فراهم است.

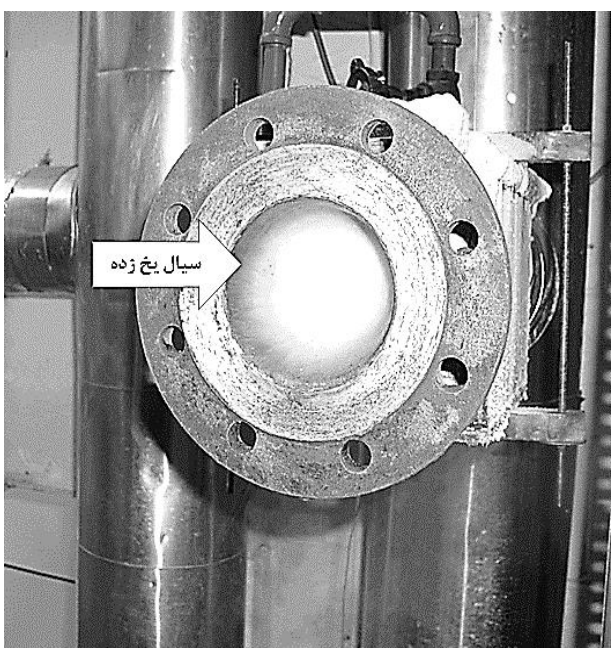
شکل‌های (۳)، (۴)، (۵) و (۶) نحوه قرار گیری ژاکت نیتروژن، قبل و بعد از انجماد، نحوه یخ زدن سیال درون لوله و نحوه نصب شیر (و یا فلنج^۶) در پایین دست محل یخ زدگی را نشان می‌دهند.



شکل ۳ نحوه قرارگیری ژاکت حاوی نیتروژن، پیش از انجماد [۲۳]



شکل ۴ وضعیت لوله پس از یخ زدن با بکارگیری ژاکت نیتروژن [۲۳]



شکل ۵ یخ زدن سیال درون لوله با استفاده از روش انجماد [۲۴]

در این روش پوششی به صورت ژاکت حاوی گاز نیتروژن در اطراف لوله قرار می‌گیرد. با قرارگیری سیال در معرض گاز نیتروژن دمای سیال درون لوله کاهش یافته و سیال به تدریج یخ می‌زند. این روش برای نخستین بار در سال ۲۰۰۸ بکار رفت و با استفاده از یک ژاکت حاوی نیتروژن، سیال درون لوله منجمد گردید و تعمیرات در پایین دست لوله صورت گرفت. اما در سال‌های اخیر این روش توسعه یافته و از دو ژاکت حاوی نیتروژن برای انجماد سیال استفاده می‌شود [۱۹،۲۰]. این روش دارای مصارف گسترده‌ای از جمله تعمیرات خطوط لوله با قطرهای بزرگ در صنایع تا تعمیرات در بخش پایپینگ بیمارستان‌ها است و در مواردی استفاده می‌شود که روش هات تپ قابل استفاده نباشد [۲۱].

روش انجماد برای لوله‌های با قطر ۰/۵ تا ۳۰ اینچ (۱۲/۵ تا ۷۶۲ میلی‌متر) مناسب است که با توجه به قطر لوله زمان یخ زدن سیال نیز متفاوت می‌باشد [۲۲]. جدول (۱) مثالی از زمان‌های تقریبی مورد نیاز برای انجماد آب در قطرهای مختلف را نشان می‌دهد. همان‌گونه که در جدول (۱) مشاهده می‌شود با افزایش قطر، میزان زمان مورد نیاز برای انجماد نیز افزایش می‌یابد. باید به این نکته توجه نمود که شرایط محیطی و نوع سیال نیز باید در محاسبه زمان مورد نیاز برای انجماد لحاظ گردد.

جدول ۱ مثالی از زمان‌های مورد نیاز برای انجماد خط لوله در قطرهای مختلف خط لوله [۲۱]

ردیف	قطر (mm)	قطر (inch)	زمان مورد نیاز (دقیقه)
۱	۱۲/۷	۰/۵	۶
۲	۱۵۲/۴	۶	۴۸
۳	۲۰۳/۲	۸	۹۰
۴	۳۰۴/۸	۱۲	۲۴۰
۵	۵۰۸	۲۰	۳۰۰

از جمله مزایای این روش می‌توان به موارد زیر اشاره کرد [۲۰]:
الف: از روش هات تپ سریعتر است.
ب: دو سوی لوله‌ی منجمد شده، نیاز به آماده سازی خاص و یا جوشکاری خاص ندارند.

ج: زمان انجماد با توجه به قطر لوله، شرایط سیستم و دمای محیط قابل پیش بینی است و همین موضوع می‌تواند از زمان انجام فرآیند انجماد و دیگر برنامه‌های تعمیراتی، تخمین نسبتاً

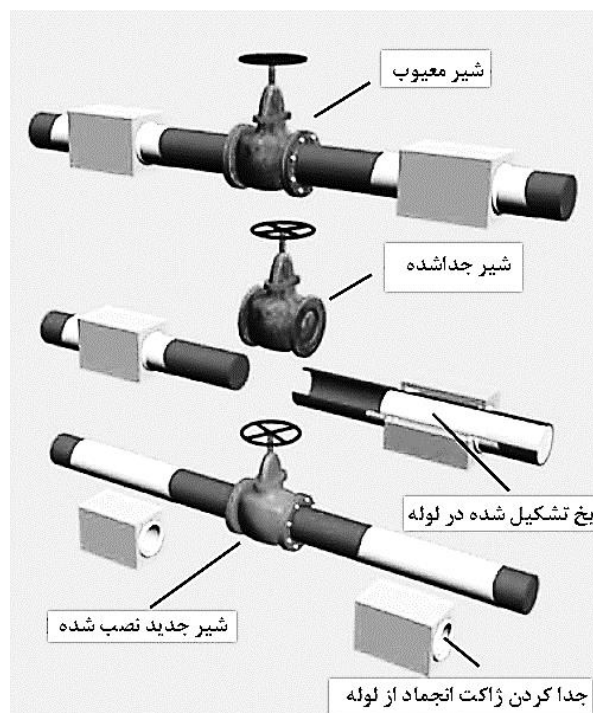
⁶ Flange

⁵ Pipe Freezing

این توپی‌ها با توجه به انواع قطر لوله طراحی می‌شوند. به این معنی که با توجه به بازه‌ی قطر لوله باید قطر مناسب برای توپی انتخاب گردد [۲۶،۲۸].

نحوه عملکرد این توپی‌ها به این شکل است که یک مسیر برای ورود هوا به درون توپی تعبیه می‌شود. برای کنترل، نگهداری و یا بالا کشیدن آن نیز از دو کابل استفاده می‌شود. معیار انتخاب قطر مناسب برای توپی، قطر داخلی لوله است. به این ترتیب که قطر خارجی توپی انسداد باید با قطر داخلی لوله برابر باشد. شکل‌های (۷)، (۸) و (۹) به ترتیب دو نمای توپی انسداد با نمایش اتصالات و بدون اتصالات و نحوه انتخاب قطر توپی را نشان می‌دهند.

کمترین فاصله مجاز قرارگیری توپی از ابتدای خط لوله به اندازه قطر داخلی خط لوله است (شکل ۱۰). به عبارت دیگر، علاوه بر اینکه قطر خارجی توپی باید با قطر داخلی لوله برابر باشد، لازم است به اندازه یک قطر خط لوله با دهانه خط لوله فاصله داشته باشد. این موضوع برای انسداد کامل خط لوله کاملاً ضروری است [۲۶،۲۸].

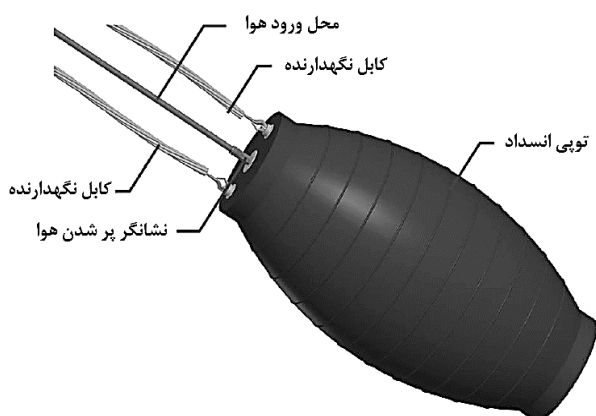


شکل ۶ نحوه نصب شیر با استفاده از روش انجماد [۲۴]

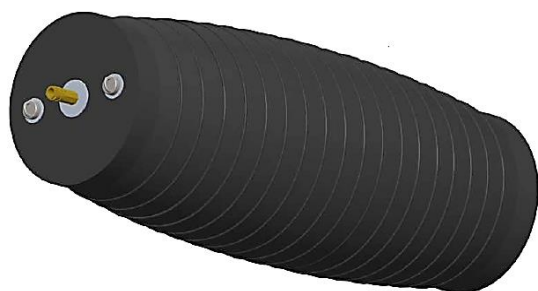
در شکل (۶) به این نکته توجه گردد که برای تعویض شیر از دو ژاکت نیتروژن استفاده شده است. تحقیقات نشان می‌دهند استفاده از دو ژاکت انجماد، زمان تشکیل هسته منجمد را تا حدودی کاهش می‌دهد. به عنوان مثال برای یک لوله با قطر ۴۰۰ میلی‌متر زمان کامل شدن انجماد در مرکز لوله برای سیال آب در دو حالت بکارگیری یک ژاکت و دو ژاکت به ترتیب ۲۲۲/۷ دقیقه و ۲۰۸/۳ دقیقه می‌باشد. ملاحظه می‌شود بین این دو حالت، تفاوت زمانی چشمگیری وجود ندارد. بنابراین افزایش تعداد ژاکت‌ها نمی‌تواند بر روی زمان انجماد سیال تاثیر چشمگیری داشته باشد. علاوه بر این، پس از تشکیل هسته یخ زده در لوله، ادامه فرآیند یخ زدن منحصر به افزایش سطح یخ زده، در سیال، مجاور سطح لوله خواهد شد [۲۰].

۲-۲- روش توپی انسداد

از این روش جهت مسدود کردن موقت خط لوله، تست خط لوله حاوی سیال، مهار جریان آب و فاضلاب به هنگام تعمیرات، شستشوی شبکه و یا حتی برای انسداد تونل‌های راه آهن، مترو و سد به منظور جلوگیری از ورود سیلاب، استفاده می‌شود. انتخاب نوع توپی به نوع سیال، دمای سیال و فشار خط لوله بستگی دارد [۲۷-۲۵].

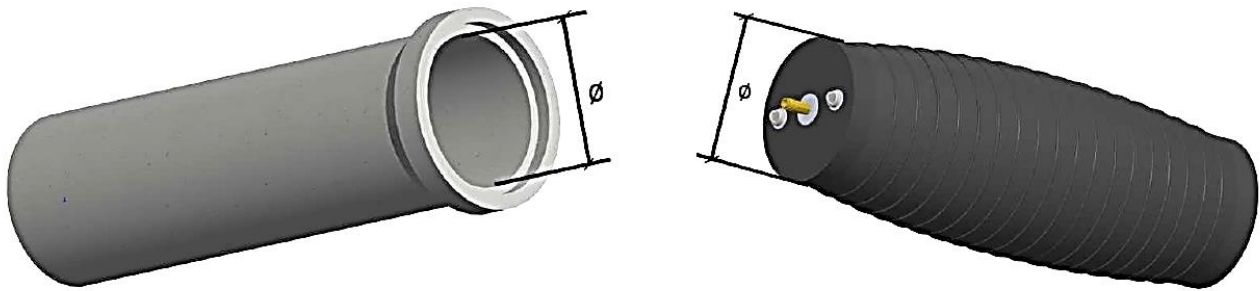


شکل ۷ توپی انسداد با نمایش اتصالات [۲۸]

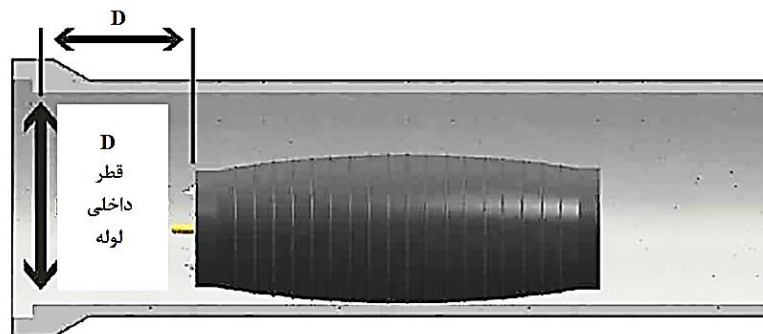


شکل ۸ توپی انسداد بدون اتصالات [۲۸]

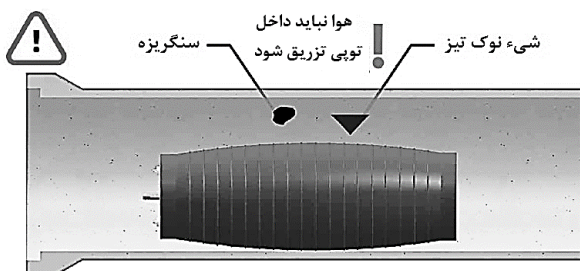
⁷ Inflatable pipe plug



شکل ۹ نحوه انتخاب قطر توپی انسداد [۲۸]



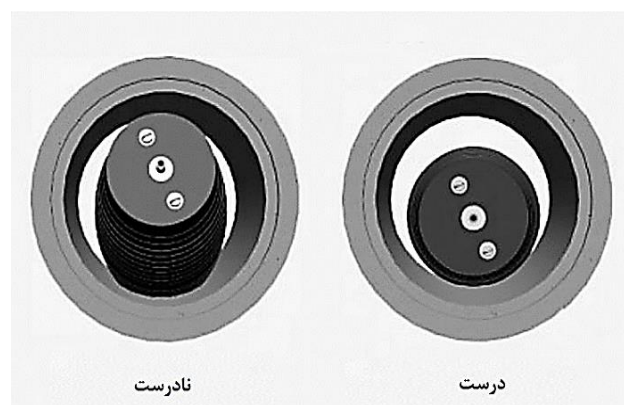
شکل ۱۰ محل قرارگیری توپی از ابتدای خط لوله [۲۸]



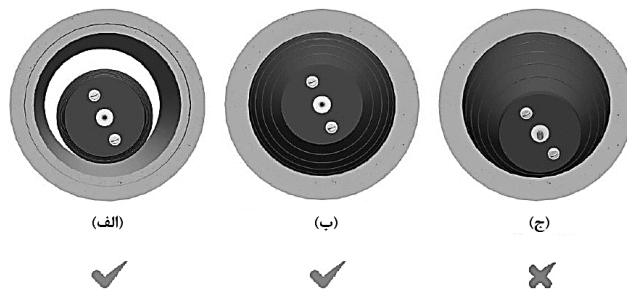
شکل ۱۲ لزوم خارج کردن سنگریزه و هر شیء نوک تیز در محل قرار گیری توپی [۲۸]

باید به این نکته توجه نمود که نباید قبل از ورود توپی به لوله، هوا به درون توپی تزریق گردد، بلکه پس از قرارگیری صحیح آن در لوله و بررسی سطوح خارجی و داخلی لوله، عملیات تزریق هوا به توپی و افزایش فشار در آن صورت گیرد. زیرا علاوه بر اینکه خطر انفجار توپی بر اثر فشار خارجی اعمال شده وجود دارد، امکان مماس شدن کامل آن با جداره لوله و یا قرارگیری صحیح در داخل لوله کاهش یافته و به همان نسبت بازده توپی به منظور جلوگیری از جریان سیال درون لوله کاهش می‌یابد. به هنگام خارج ساختن توپی نیز، ابتدا باید هوای داخل آن تخلیه و سپس اقدام به خارج نمودن آن نمود. زیرا علاوه بر مسایل ایمنی، امکان خروج آسان آن به دلیل افزایش ابعاد وجود ندارد [۲۸، ۲۶]. توپی‌های انسداد در قطرهای مختلف، مورد استفاده قرار می‌گیرند. شکل‌های (۱۴) و (۱۵) دو شکل متفاوت از توپی انسداد را در قطرهای مختلف نشان می‌دهند.

پس از انتخاب قطر مناسب برای توپی و مشخص نمودن محل قرارگیری آن در خط لوله، نکته مهم دیگر نحوه قرارگیری صحیح آن در خط لوله است. شکل (۱۱) نحوه قرارگیری صحیح توپی در خط لوله را نشان می‌دهد. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود توپی باید به صورت مستقیم و بدون هیچ‌گونه زاویه‌ای با خط تقارن محوری لوله قرار گیرد. جهت جلوگیری از هر گونه آسیب، لازم است سطح خارجی توپی و سطح داخلی لوله کاملاً از هر گونه سنگریزه، برآمدگی و هر شیء اضافه‌ای که توپی امکان برخورد با آن دارد، تمیز شود (شکل ۱۲). شکل (۱۳) وضعیت صحیح قرارگیری توپی قبل از تزریق هوا (الف)، بعد از تزریق هوا و انسداد کامل مسیر سیال (ب) و قرارگیری غیر صحیح توپی (ج) در خط لوله را نشان می‌دهد.



شکل ۱۱ نحوه قرارگیری صحیح توپی در خط لوله [۲۸]



شکل ۱۳ سه وضعیت قرارگیری توپی، (الف): قبل از تزریق هوا، (ب): بعد از تزریق هوا، (ج): قرارگیری نادرست

شکل (۱۶) نمونه‌ای از توپی انسداد مورد استفاده برای جلوگیری از ورود سیلاب به تونل راه آهن را نشان می‌دهد. همان‌گونه که در شکل نشان داده شده، آزمایش‌های انجام شده بر روی این توپی موفقیت آمیز بوده است [۲۶].

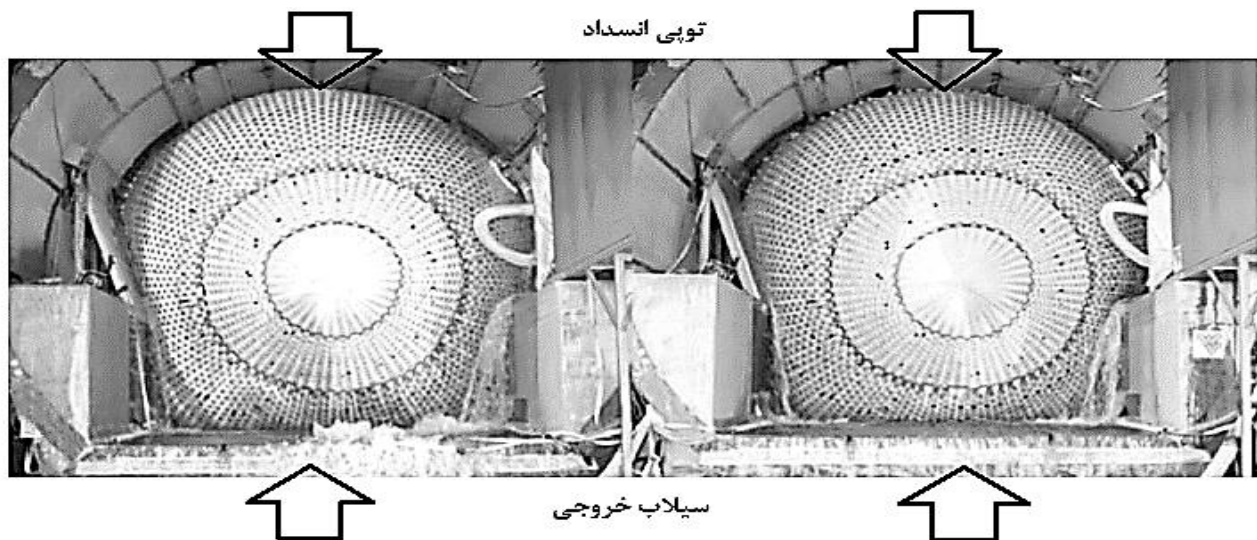
بیشتر قطره‌های در دسترس توپی‌ها، در خط تولید متداول شرکت‌های تولید کننده قرار دارند. اما در مورد قطرهای بزرگ، مورد استفاده در تونل‌های راه آهن، سدها و یا مترو باید به صورت سفارشی تولید شوند [۲۸-۳۰].



شکل ۱۴ توپی انسداد غیر استوانه‌ای در اندازه‌های مختلف [۲۹]



شکل ۱۵ توپی انسداد استوانه‌ای در اندازه‌های مختلف [۳۱]



شکل ۱۶ تست تویی انسداد در ورودی تونل راه آهن [۲۶]

می‌تواند به دلایل مختلفی ایجاد گردد، لازم است اپراتور، ضمن رعایت کلیه نکات ایمنی که در بخش‌های قبلی ذکر گردید در فاصله ایمن از این تویی‌ها قرار گرفته و در ناحیه خطر قرار نگیرد [۲۸،۳۰]. شکل‌های (۱۷) و (۱۸) ناحیه خطر را بعد از قرارگیری تویی انسداد درون خط لوله نشان می‌دهند.

۳- نتیجه‌گیری

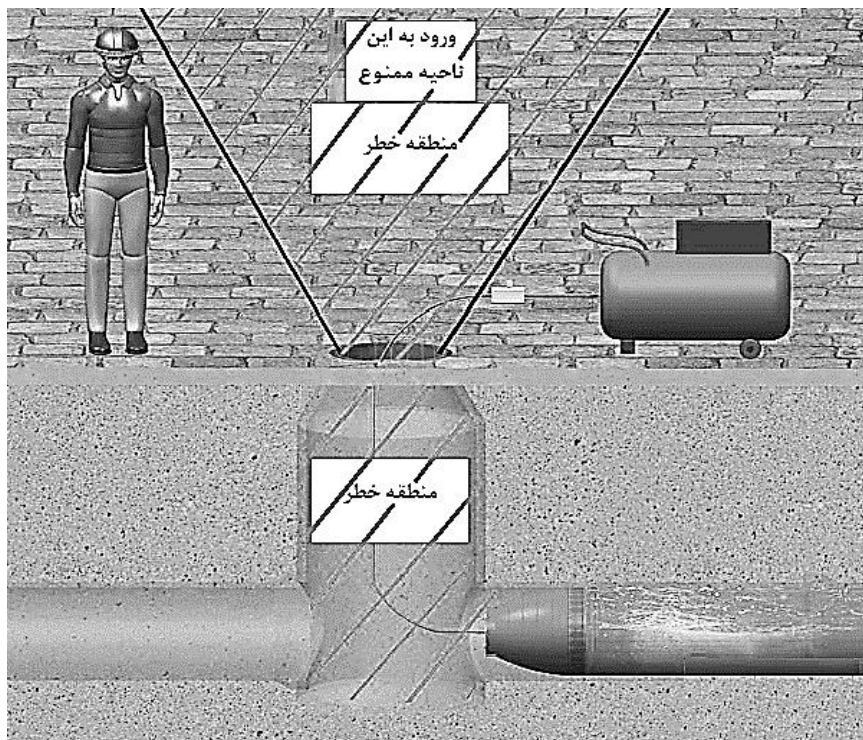
در این مقاله ضمن بیان روش‌های مختلف انسداد خط لوله از قبیل هات‌تپ، انجماد و تویی انسداد، محدوده کاربردی هر یک توضیح داده شده است. روش هات‌تپ به منظور انسداد کامل خط لوله، ایجاد انشعاب از خط لوله برای اتصال به دیگر سایت‌ها و واحدها و یا مسدود سازی موقت خط لوله به منظور بهبود و یا تعمیر، بخشی از خطوط که دچار آسیب دیدگی شده‌اند مورد استفاده قرار می‌گیرد. در مواردی که استفاده از روش هات‌تپ امکان پذیر نباشد از روش انجماد استفاده می‌شود. این روش علاوه بر اینکه از روش هات‌تپ سریعتر است، دو سوی لوله نیز نیاز به آماده سازی خاصی ندارد. اما این روش به دلیل اینکه در قطرهای بالای خط لوله، نیازمند زمانی در حدود ۴ یا ۵ ساعت برای انجماد است در شرایطی که کوتاهی زمان تعمیرات فاکتور مهمی تلقی می‌شود، قابل استفاده نیست. روش سوم برای انسداد خط لوله استفاده از تویی انسداد است. این روش برای شبکه لوله‌های آب و یا فاضلاب به جهت انجام تعمیرات، شستشو و یا تست شبکه و همچنین برای تونل‌های مترو، سد و یا راه آهن به منظور جلوگیری از ورود سیلاب قابل استفاده است. نگهداری از این تویی‌ها نیازمند محیطی با دمای کمتر از ۴۰ درجه، به دور از نور مستقیم خورشید و نیز به دور رطوبت است.

تویی‌ها در دو نوع تک‌سایزی و چندسایزی مورد استفاده قرار می‌گیرند. تویی‌های تک‌سایز دارای یک قطر واحد هستند. به عنوان مثال یک تویی دارای قطر ۲۰۰ میلی‌متر تنها برای قطر لوله ۲۰۰ میلی‌متری مناسب است. در حالی که تویی‌های دارای چند سایز یک بازه از قطر لوله را پوشش می‌دهند. تویی چندسایزی ۲۰۰-۴۰۰ میلی‌متری می‌تواند در حداقل و حداکثر قطر لوله ۲۰۰-۴۰۰ میلی‌متر مورد استفاده قرار گیرد (شکل‌های ۱۴ و ۱۵). در صورتی که از تویی تک‌سایزی استفاده شود در آن صورت برای هر قطر لوله به یک تویی مجزا نیاز خواهد بود و به این ترتیب تعداد تویی‌ها و نیز هزینه تهیه و نگهداری آن‌ها افزایش خواهد یافت. اما اگر تمامی لوله‌ها در قطرهای متفاوت در یک زمان نیازمند انسداد در مسیر جریان باشند در این صورت لازم است از تویی‌های انسداد تک‌سایزی استفاده شود [۲۹،۳۲]. در استفاده از تویی‌های انسداد لازم است به موارد زیر توجه ویژه‌ای صورت گیرد [۲۶،۲۸]:

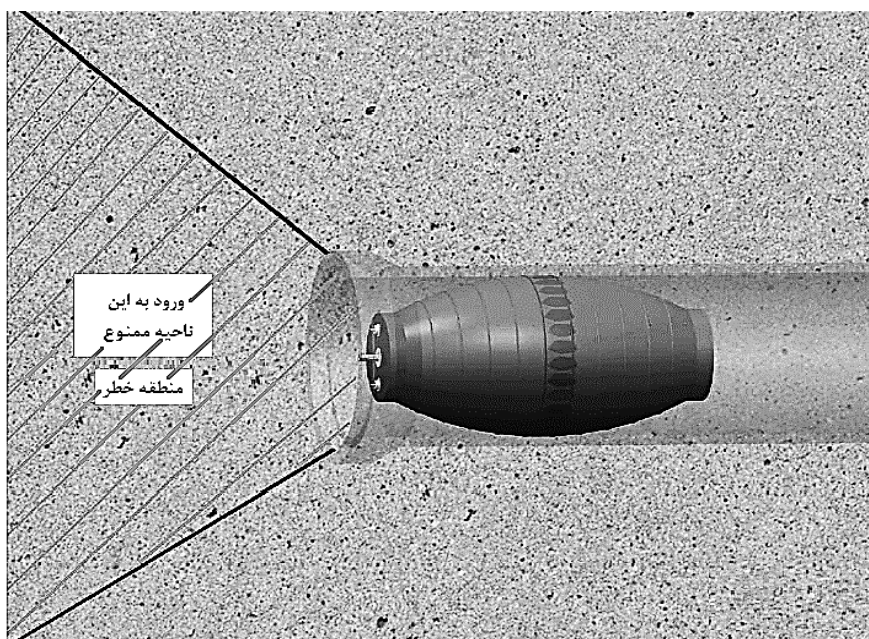
- ۱- از یک فشار سنج کالیبره جهت اندازه‌گیری فشار تویی به منظور آگاهی از افزایش بیش از حد فشار (در حین ورود سیال به آن) استفاده شود.
 - ۲- لازم است بیرون تویی کاملاً مورد بررسی قرار گیرد. از تویی‌های دارای بریدگی، خراشیدگی، نشستی، برآمدگی، ترک خوردگی و خرابی در اتصالات باید پرهیز نمود. این نوع تویی‌ها غیر استاندارد بوده و می‌توانند به هنگام افزایش فشار دچار انفجار شده و خسارت‌های مالی و حتی جانی ایجاد نمایند.
 - ۳- تویی انسداد باید در محل خشک، به دور از نور آفتاب و در دمایی کمتر از ۴۰ درجه سانتی‌گراد نگهداری شود.
- یکی از مسایل بسیار مهم در خصوص تویی‌های انسداد رعایت مسایل ایمنی است. با توجه به اینکه خطر انفجار در این تویی‌ها

با توجه به پیشرفت‌های اخیر جهانی در خصوص روش‌های مختلف انسداد خط لوله، انتظار می‌رود در داخل کشور نیز، این روش‌ها، در صنایع گوناگونی نظیر نفت، گاز و پتروشیمی، تولید و انتقال آب شرب، سد، راه آهن و مترو به صورت گسترده‌ای مورد استفاده قرار گیرند. بنابراین انجام تحقیقات متعدد در این زمینه از سوی پژوهشگران داخلی برای استفاده از، هر یک از روش‌های پیش گفته، در صنایع مختلف کاملاً ضروری می‌باشد.

توپ‌های انسداد، در دو حالت تک سایز و یا چند سایز در دسترس می‌باشند. در حالت تک سایز، قطر توپی قابل تغییر نیست ولی در حالت چند سایز با تغییر حجم و فشار سیال درون توپی، می‌توان اندازه آن را افزایش و یا کاهش داد. در حالت کلی به جهت ایجاد صرفه جویی و سهولت نگهداری، بهتر است از توپی چند سایز استفاده شود اما اگر در یک زمان واحد، انجام عملیات انسداد خط لوله برای سایزهای مختلف خط لوله مد نظر باشد، استفاده از توپی‌های تک سایز اجتناب ناپذیر خواهد بود.



شکل ۱۷ ناحیه خطر پس از قرارگیری توپی درون خط لوله [۲۸]



شکل ۱۸ ناحیه خطر در محل قرارگیری توپی در ابتدای خط لوله [۲۸]

۴- تشکر و قدردانی

از دفتر نوآوری، توسعه فناوری و پژوهش‌های کاربردی سازمان آب و برق خوزستان که در امر این پژوهش نگارندگان را یاری نموده‌اند تشکر و قدردانی می‌شود.

۵- مراجع

- [9] K. Farrag, "Selection of pipe repair methods," Gas Technology Institute, Illinois, USA, 2013. [Online]. Available: <https://docplayer.net/19919624-Selection-of-pipe-repair-methods.html>.
- [10] M. S. Jameel, A. Rana, and A. Ahmad, "Inspection and maintenance oil & gas pipelines: a review," presented at the 2nd Ahi Evran International Conference on Scientific Research, Ankara, Turkey, 2022. [Online]. Available: https://www.researchgate.net/publication/364324267_Inspection_And_Maintenance_Of_Oil_Gas_Pipelines_A_Review.
- [11] C. Shargay, K. Daru, and J. J. Desai, "Hot tapping in oil refineries: corrosion and material concerns," in *ASME 2017 Pressure Vessels and Piping Conference*, 2017, vol. 6A: Materials and Fabrication, doi: <https://doi.org/10.1115/pvp2017-65422>.
- [12] T. McKone and G. Cooper, "Hot tap fittings: to extrude or fabricate," in *ASME 2017 Pressure Vessels and Piping Conference*, 2017, vol. 6B: Materials and Fabrication, doi: <https://doi.org/10.1115/pvp2017-65819>.
- [13] C. Herckis, "Hot tapping and plugging procedures enable replacement of concrete pressure pipelines reaching the end of service life without service interruption," in *Pipelines* Maryland, USA, 2015, pp. 1452-1460, doi: <https://doi.org/10.1061/9780784479360.133>.
- [14] C. S. Cross, "Guidelines for hot-tapping, engineering design manual," vol. 13-III Engineering Guide. [Online]. Available: https://www.academia.edu/43812158/GUIDELINES_FOR_HOT_TAPPING.
- [15] "Hot Taping." Pishgam Sanat Abzar. <http://hottaping.com> (accessed 27 March, 2017).
- [16] C. Ozarpa and M. Elhan, "Risk in the hot-tap operation," presented at the 26th World Gas Conference, Paris, France, 2015. [Online]. Available: https://www.researchgate.net/publication/358043002_RISK_IN_THE_HOT-TAP_OPERATION.
- [17] "Hot Tapping and Plugging Solution." TDW. <https://www.sanmargprojects.com/downloadpdf/TDW%20HT&P%20Brochure%20200728.pdf> (accessed 1 January, 2022).
- [18] "Introduction to Hot Tapping and Line Stopping." Wermac. <https://www.wermac.org/specials/hottap.html> (accessed 1 January, 2023).
- [19] Y. Takefuj and T. Okubo, "Double-ice-plug freezing using liquid nitrogen for water pipe repairs," *Urban Water Journal*, vol. 15, no. 1, pp. 97-99, 2018, doi: <https://doi.org/10.1080/1573062X.2017.1395900>.
- [1] N. Lile, M. Jaafar, M. Roslan, and M. M. Azmi, "Blockage detection in circular pipe using vibration analysis," *Int. J. Adv. Sci. Eng. Inf. Technol*, vol. 2, no. 3, pp. 252-257, 2012, doi: 10.18517/ijaseit.2.3.197.
- [2] M. Mohitpour, T. Van Hardeveld, W. Peterson, and J. Szabo, *Pipeline operation & maintenance: a practical approach*, Second ed. ASME Press, 2010, doi: <https://doi.org/10.1115/1.859605>.
- [3] "Chapter 18 Pipeline inspection, maintenance and repair," in *Elsevier Ocean Engineering Series*, vol. 3: Elsevier, 2001, pp. 325-352, doi: [https://doi.org/10.1016/S1571-9952\(01\)80032-5](https://doi.org/10.1016/S1571-9952(01)80032-5).
- [4] H. Iqbal, S. Tesfamariam, H. Haider, and R. Sadiq, "Inspection and maintenance of oil & gas pipelines: a review of policies," *Structure and Infrastructure Engineering*, vol. 13, no. 6, pp. 794-815, 2017, doi: <https://doi.org/10.1080/15732479.2016.1187632>.
- [5] M. Xie and Z. Tian, "A review on pipeline integrity management utilizing in-line inspection data," *Engineering Failure Analysis*, vol. 92, pp. 222-239, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2018.05.010>.
- [6] G. A. Antaki, *Piping and pipeline engineering, design, construction, maintenance, integrity, and repair*, First ed. CRC Press 2003, doi: <https://doi.org/10.1201/9780203911150>.
- [7] M. Yadegari and A. Bak Khoshnevis, "A numerical study over the effect of curvature and adverse pressure gradient on development of flow inside gas transmission pipelines," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 42, no. 8, p. 413, 2020, doi: <https://doi.org/10.1007/s40430-020-02495-z>.
- [8] H. Haghghatjoo, M. Yadegari, and A. Bak Khoshnevis, "Optimization of single-obstacle location and distance between square obstacles in a curved channel," *The European Physical Journal Plus*, vol. 137, no. 9, p. 1042, 2022, doi: 10.1140/epjp/s13360-022-03260-y.

- [30] E. M. Sosa and G. J. Thompson, "Inflatables for protection of tunnels: an overview of ten years of progress," presented at the IASS Annual Symposium & Structural Membranes, Barcelona, Spain, 2019. [Online]. Available: <https://congress.cimne.com/Formandforce2019/admin/files/fileabstract/a647.pdf>.
- [31] "Advantages of the Pipe Plugs and the Conical Plugs." Plugco. <https://www.plugco.net/advantages-of-the-plugs> (accessed 2 June, 2022).
- [32] "Multiple Pipe Plug vs. Single Size Plug." Plugco. <https://www.plugco.net/multiple-pipe-plug-vs-single-size-plug> (accessed 1 October, 2019).
- [20] J. I. Corbescu, "Cryogenic pipe freezing, a modern method for the maintenance of NPP hydraulic circuits," Ph.D. Thesis, School of Energy Engineering, University Politehnica of Bucharest, 2021. [Online]. Available: https://docs.upb.ro/wpcontent/uploads/2021/11/REZUMAT-TEZA_Corbescu_EN.pdf.
- [21] F. L. Liu, S. K. S. Fan, E. Ndi, and J. F. Tu, "An Efficient no-shutdown pipe-fixing freezing design for water management system in hospitals during covid-19: A case study," *Water*, vol. 13, no. 19, p. 2725, 2021, doi: <https://doi.org/10.3390/w13192725>.
- [22] "Pipe Freezing." Inline. <https://inlineps.com/pipe-freezing/> (accessed 1 January, 2022).
- [23] "Line & Pipe Freezing." Pacific Flow Control LTD. <https://pacificflowcontrol.ca/pipe-line-freezing/> (accessed 1 January, 2023).
- [24] "Pipe Freezing." APS. <https://www.alliedpipefreezing.co.uk/services/pipefreezing/> (accessed 1 January, 2022).
- [25] E. M. Sosa, G. J. Thompson, and E. J. Barbero, "Experimental investigation of initial deployment of inflatable structures for sealing of rail tunnels," *Tunnelling and Underground Space Technology*, vol. 69, pp. 37-51, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.tust.2017.06.001>.
- [26] E. M. Sosa, G. J. Thompson, G. M. Holter, and J. M. Fortune, "Large-scale inflatable structures for tunnel protection: a review of the resilient tunnel plug project," *Journal of Infrastructure Preservation and Resilience*, vol. 1, no. 1, p. 11, 2020, doi: <https://doi.org/10.1186/s43065-020-00011-0>.
- [27] I. Pecora, E. M. Sosa, G. J. Thompson, and E. J. Barbero, "FE simulation of ceiling deployment of a large-scale inflatable structure for tunnel sealing," *Thin-Walled Structures*, vol. 140, pp. 272-293, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.tws.2019.03.043>.
- [28] "User Manual of Pipe Plugs." Plugco. <https://www.plugco.net/files/2022/03/User-Manual-of-Pipe-Plug.pdf> (accessed 1 March, 2022).
- [29] "Inflatable Pipe Stopper." Caldertech. https://www.caldertech.com.au/wpcontent/uploads/2019/10/Caldertech_Inflatable_Pipe_Stoppers.pdf (accessed 1 October, 2019).

بررسی اثر کنترل فعال جریان بر عملکرد توربین باد محور افقی ۱۰۰ کیلووات

چکیده: در این مقاله اثر عملگر پلاسما تخلیه سد دی الکتریک روی کنترل جدایش جریان اطراف مقطعی از پره توربین باد محور افقی مورد بررسی قرار گرفته است. در ابتدا، شبیه سازی های عددی دو بعدی با وجود عملگر پلاسما با استفاده از مدل الکترواستاتیک ارتقاء یافته در شرایط عملکردی و زوایای حمله مختلف انجام گرفته و سپس با استفاده از روش سطح پاسخ یک مدل ریاضی صریح که تأثیر پارامترهای موثر بر ضرایب آیرودینامیکی را در بر گیرد استخراج شده است. کوچک شدن ناحیه جدایش، در اثر تزریق مومنتم حاصل از فعال سازی عملگر پلاسما مشاهده شد. مدل ریاضی بدست آمده دارای اعتبار بسیار مناسبی بوده و نشان می دهد که اندرکنش معناداری میان پارامترهای عملگر و زاویه حمله وجود دارد. در انتها کدی به زبان متلب جهت پیاده سازی روش مومنتم المان پره توسعه یافته و تغییر توان خروجی مکانیکی توربین باد تلوس ۱۰۰ کیلووات در اثر فعال سازی عملگر پلاسما مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج حاکی از عدم تأثیر عملگر بر توان خروجی، در سرعت راه اندازی تا سرعت ۱۰ متر بر ثانیه و افزایش تا حدود ۱۱ درصدی توان در سرعت ۱۱ تا ۱۶ متر بر ثانیه است.

واژه‌های راهنما: توربین باد، عملگر پلاسما، روش سطح پاسخ، روش مومنتم المان پره، توان مکانیکی خروجی، ضرایب آیرودینامیکی

محدثه فدائی*

استادیار، گروه مهندسی
مکانیک و هوافضا،
دانشگاه آزاد اسلامی،
واحد رامسر، رامسر

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۵/۲۶

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۶/۲۲

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۷/۲۳

Mohaddeseh
Fadaei*

Assistant Professor,
Department of
Mechanical and
Aerospace
Engineering,
Islamic Azad
University, Ramsar
Branch, Ramsar

Investigation of active flow control effect on performance of 100 kW horizontal axis wind turbine

Abstract: In this paper dielectric barrier discharge plasma actuator effect on flow separation of a horizontal axis wind turbine blade section were studied. Firstly, two dimensional flow simulations of plasma actuator with improved electrostatic model were performed in various operational conditions and angle of attacks. Then, an explicit response surface mathematical model was derived for the effect of variables on aerodynamic coefficients. Separation zone shrinkage was observed as a consequence of momentum injection from plasma actuation. The mathematical model has an acceptable validity and shows the significant interaction between parameters. Finally, a MATLAB code was developed to implement blade element momentum method and evaluate the mechanical output power of Tellus 100 kW wind turbine with actuator operation. The results indicate no significant effect on output power for cut-in to 10 m/s wind speeds and an increase of about 11 percent for 11 to 16 m/s speeds.

Keywords: Wind Turbine, Plasma Actuator, Response Surface Method, Blade Element Momentum Theory, Mechanical Output Power, Aerodynamic Coefficients

۱- مقدمه

در چند دهه اخیر مورد توجه قرار گرفته است. این عملگر کاربردهای گسترده‌ای در کنترل واماندگی، کنترل نویز و به تعویق انداختن گذار لایه مرزی دارد [۹]. نوع مرسوم عملگرهای پلاسما تخلیه سد دی الکتریک شامل دو الکتروود است که به طور غیر متقارن در دو سمت یک ماده دی الکتریک واقع شده و با اعمال جریان با ولتاژ بالا به دو الکتروود تخلیه پلاسما رخ می‌دهد. در طی این فرایند یک نیروی حجمی به جریان القا شده و با تصحیح پروفیل سرعت نزدیک دیواره کنترل جریان صورت می‌گیرد. مطالعات عددی در زمینه به کارگیری عملگر پلاسما بر اساس دو رویکرد اصلی، مبتنی بر شیمی پدیده تخلیه پلاسما و مدل‌های جبری است [۱۰] که روش‌های مبتنی بر شیمی پدیده، به دلیل حجم محاسبات بالا، جهت مطالعات کنترل جریان مناسب نیستند. با توجه به قابلیت مدل‌های جبری در مدلسازی تأثیر نهایی عملگر بر جریان، این مدل‌ها برای شبیه‌سازی‌های عددی کنترل جریان بیشتر مورد توجه بوده و محققان بسیاری در دهه‌های اخیر سعی بر بهبود توانمندی این مدل‌ها در شبیه‌سازی صحیح‌تر نیروی القا شده در اثر تخلیه پلاسما داشته‌اند [۱۱]. در پژوهش حاضر از مدل ارتقاء یافته الکترواستاتیک ارائه شده توسط امید و مظاهری [۱۲] استفاده شده است. همچنین در دو دهه اخیر مطالعات بسیاری در زمینه تأثیر عملگر پلاسما تخلیه سد دی الکتریک بر کنترل جریان اطراف مقاطع بال و پره توربین‌های باد انجام شده است. امید و مظاهری [۱۳] به مطالعه پارامتریک اثر پارامترهای هندسی عملگر و جنس ماده دی الکتریک بر راندمان آیرودینامیکی ایرفویل پره توربین باد پرداختند. ورسالس و همکاران [۱۴] در مطالعه تجربی و عددی به بررسی اثر عملگر پلاسما بر کنترل جدایش جریان اطراف ایرفویل پره توربین باد پرداختند. در این مطالعه تأثیر عملگر در زوایای صفر تا ۱۵ درجه مورد بررسی قرار گرفت و به صورت عددی نیز نتایج باز تولید شد. امید و مظاهری [۱۵] بهینه‌سازی مشخصات هندسی و جنس عملگر پلاسمایی را با برقراری لینک بین نرم افزار دینامیک سیالات محاسباتی و الگوریتم بهینه‌سازی تکاملی دیفرانسیلی انجام دادند. فدائی و همکاران [۱۶] با استفاده از الگوریتم ژنتیک و نیز شبیه‌سازی عددی به بررسی اثر عملگر پلاسما بر کنترل جدایش جریان اطراف یک ایرفویل پرداختند. جئوکینگ و شی هی [۱۷] با استفاده از روش گردابه‌های بزرگ کنترل واماندگی دینامیکی اطراف ایرفویلی مجهز به عملگر پلاسما را بررسی کردند. در این مطالعه یک عملگر با عملکرد پالسی مورد استفاده قرار گرفت و ورتکس‌های اولیه و ثانویه ایجاد شده توسط عملگر در

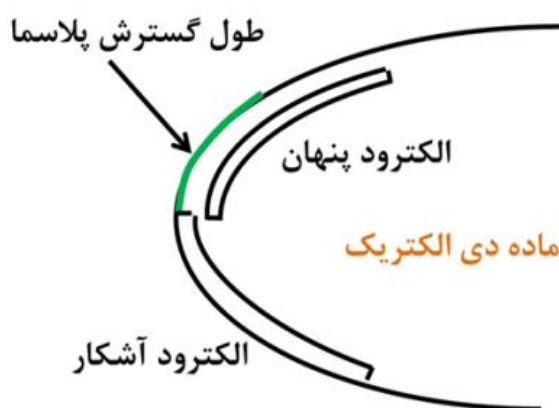
با گسترش صنعت خودروهایی برقی و زمینه‌هایی همچون استخراج ارزهای دیجیتال نیاز به تولید برق بیش از پیش اهمیت می‌یابد. توربین‌های باد یکی از تجهیزات مهم در تبدیل انرژی جنبشی باد به الکتریسته هستند و تاکنون مطالعات بسیاری در زمینه افزایش راندمان آن‌ها انجام گرفته است. از میان راهکارهای افزایش راندمان توربین‌های باد، استفاده از ابزارهای کنترل جریان در چند دهه اخیر به صورت گسترده مورد توجه قرار گرفته است [۱]. این ابزارها با حذف پدیده جدایش در مواقع لزوم سبب افزایش راندمان آیرودینامیکی و به دنبال آن افزایش توان تولید شده توسط توربین باد می‌شوند و دارای انواع فعال و غیر فعال هستند. در نوع کنترل غیر فعال نیازی به صرف انرژی نیست اما در روش کنترل فعال جریان باید میزانی انرژی صرف شود که بسته به شرایط جریان مقدار آن متفاوت است. در ادامه به برخی مطالعات پیرامون استفاده از ابزارهای غیر فعال و فعال کنترل جریان پرداخته می‌شود. خالد و همکاران [۲] به مطالعه تجربی و عددی اثر استفاده از بالچه و شکل آن بر افزایش ضریب توان، ضریب تراست و راندمان توربین باد پرداختند. کایا و همکاران [۳] به مطالعه تجربی اثر زاویه عقبگرد و رو به جلو بودن پره بر تغییرات ضریب فشار و ضریب تراست پرداختند. وانگ و همکاران [۴] در مطالعه‌ای با استفاده از مولد گردابه افزایش راندمان پره توربین باد را نشان دادند. ازلان و همکاران [۵] تأثیر استفاده از فرورفتگی‌های روی سطح پره، به عنوان ابزار غیر فعال جریان، بر توان توربین باد محور افقی را بررسی کردند. ژانگ و همکاران [۶] در مطالعه تجربی به بررسی اثر خمیدگی نوک پره بر توان خروجی توربین مرجع فاز ۶ پرداختند. عباس‌خواه و همکاران [۷] در یک مطالعه عددی با بهره‌گیری از شبکه عصبی به بررسی اثر فرورفتگی‌های روی سطح پره توربین باد محور افقی بر تراست و توان خروجی پرداخته و حالت بهینه را استخراج کردند. در این مطالعه با استفاده از ده مرتبه آموزش دیدن الگوریتم، نقطه بهینه مشخص گردید که نشان از توانمندی و سرعت استفاده از شبکه عصبی در مسائل پیچیده مربوط به توربین باد دارد. بهاوسار و همکاران [۸] به صورت عددی اثر وجود شکاف‌هایی با ابعاد هندسی مختلف در مقطعی از پره توربین باد محور افقی را بررسی کردند و با بررسی پارامتریک به هندسه بهینه شکاف دست یافتند.

عملگر پلاسما تخلیه سد دی الکتریک یکی از ابزارهای کنترل جریان فعال است که به دلیل سادگی ساختار و وزن کم

با توجه به مطالعات انجام شده، مشخص است که پژوهش‌ها در زمینه اثر عملگر پلاسما اغلب به صورت پارامتریک انجام پذیرفته است و در هیچ کدام عبارت مستقیم ریاضی که ارتباط بین پارامترها را مشخص کند و در مطالعاتی همچون بهینه‌سازی توسط الگوریتم‌های تکاملی و صنعت استفاده مستقیم داشته باشد استخراج نشده است. به ویژه استخراج چنین مدل مستقیمی ابزاری بسیار کارآمد جهت استخراج ضرایب آیرودینامیکی مورد استفاده در روش مومنتوم المان پره است. این روش به دلیل سرعت بالا مورد توجه زیادی در کاربردهای صنعتی طراحی پره توربین باد است. لذا پژوهش حاضر به بررسی اثر استفاده از عملگر پلاسما بر ایرفویل توربین باد و استخراج رابطه‌ای مشخص برای بیان ارتباط بین پارامترها پرداخته است. همچنین در پژوهش حاضر کد عددی برای روش مومنتوم المان پره توسعه یافته است و توان خروجی توربین و نیروهای وارد بر پره بدون دخالت روش‌های زمانبر دینامیک سیالات محاسباتی برآورد شده است.

۲- بیان مسأله

در این پژوهش جریان اطراف یک ایرفویل ناکا سری ۶ مجهز به عملگر پلاسما تخلیه سد دی الکتریک به صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفته است. عملگر پلاسما در لبه حمله قرار دارد و شامل الکترودهایی به ضخامت 0.254 میلی متر است که با لایه‌هایی از کپتون به ضخامت کلی 0.127 میلی متر از یکدیگر مجزا شده‌اند. عرض الکترودها آشکار حدود 10 میلی متر و الکترودها پنهان در حدود 15 میلی متر است. شکل (۱) نمایی شماتیک از عملگر نصب شده در مکان لبه حمله را نشان می‌دهد.

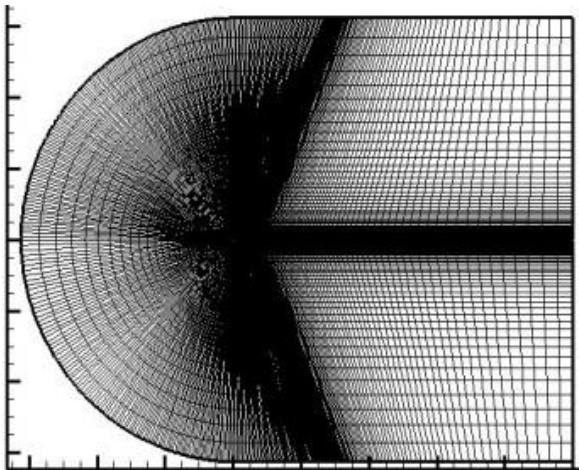


شکل ۱ عملگر نصب شده در مکان لبه حمله

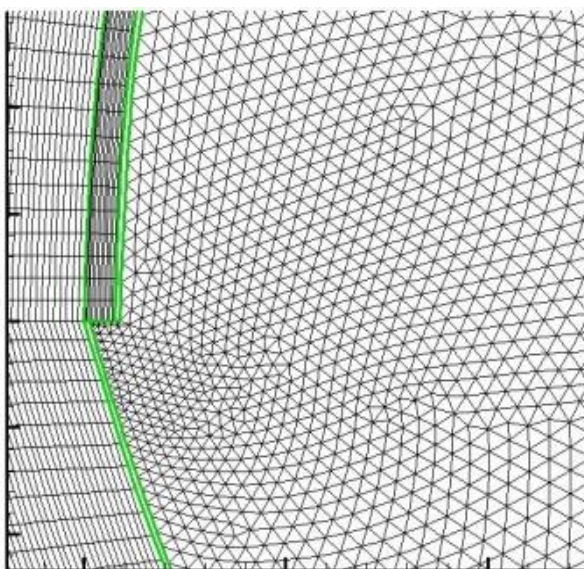
فرکانس‌های مختلف به دقت بررسی شدند. رضائی‌ها و کوتسونیس [۱۸] کاهش بارهای نوسانی روی ایرفویل را در اثر استفاده از عملگر پلاسما به صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. در این بررسی انرژی جنبشی توربولانس در شرایط مختلف بدست آمد. پیشتر فدائی و همکاران [۱۹] نیز در مطالعه‌ای عددی اثر استفاده از عملگر پلاسما را بر انرژی جنبشی توربولانس اطراف ایرفویل مورد بررسی قرار داده بودند. علاوه بر بررسی تأثیر ابزار کنترل جریان بر عملکرد ایرفویل مقطع پره، یکی از مهم‌ترین گام‌های بعدی استخراج توان خروجی مکانیکی حاصل می‌باشد. استفاده از شبیه‌سازی‌های عددی یا برنامه‌های از پیش توسعه‌یافته جهت تعیین توان خروجی تا کنون مد نظر بوده است. امیدی [۲۰] شبیه‌سازی عددی توسط نرم افزار انسیس فلونت جهت بررسی تأثیر عملگر پلاسما بر توان توربین باد 5 مگاوات را انجام داد. چتان و همکاران [۲۱] با در نظر گرفتن اثر استفاده از فلپ گارنی روی ضرایب برآ و پسا و نرم افزار ایروداین^۱ که بر مبنای روش مومنتوم المان پره است به تعیین توزیع وتر و زاویه پیچش در طول پره پرداختند.

از نکات حائز اهمیت در مورد شبیه‌سازی‌های عددی، زمان محاسبات بسیار زیاد آن‌ها است. همچنین اطلاعات کاملی از نحوه کدنویسی و جزئیات کد، در مورد کدهای از پیش توسعه‌یافته مانند ایروداین که مناسب محاسبات آیرودینامیک توربین باد هستند، در دست نیست. این کدها بر مبنای روش مومنتوم المان پره هستند که یک روش به نسبت ساده و بسیار سریع در برآوردهای اولیه نیروهای وارد بر پره توربین باد و توان خروجی و تراست روتور است [۲۲]، [۲۳]. به عنوان مثال در روش مومنتوم المان پره نحوه محاسبه افت نوک در پره توسط افراد مختلفی بررسی گردیده و منجر به معادلاتی با ضرایب مختلف و چیدمان متفاوتی شده است [۲۴]، [۲۵]. همچنین تحت شرایطی که پره تحت بارگذاری زیاد قرار دارد و ضریب القای محوری بیش از 0.3 است فرمول‌های تجربی و نیمه تجربی متفاوتی ارائه شده است [۲۶]، [۲۷]. لذا توسعه کد مربوط به روش مومنتوم المان پره در یک بررسی عددی به منظور وجود تسلط کافی بر جزئیات، حائز اهمیت است. چراکه در کاربردهای صنعتی نیاز به امکان افزودن زیربرنامه‌هایی جهت محاسبات همه جانبه در روال تحلیل و طراحی توربین باد وجود دارد.

¹AeroDyne



(الف)



(ب)

شکل ۲ شبکه محاسباتی الف- اطراف و ب- داخل ایرفویل

در نواحی نزدیک به سطح ایرفویل و نزدیک به الکترودها از شبکه ریزتری استفاده شده است. استقلال حل از شبکه در زاویه حمله ۱۲ درجه در حالت روشن و خاموش بودن عملگر انجام شده است و در پژوهش پیشین فدائی و همکاران [۱۶]، [۱۹] ارائه شده است. لذا تعداد ۱۲۱۰۰۰ شبکه محاسباتی جهت اطمینان از دستیابی به حل مستقل از شبکه در شبیه‌سازی‌های صورت گرفته به کار رفته است.

شرایط مرزی و معادلات بی‌بعد اعمال شده به ناحیه محاسباتی در شکل (۳) ارائه شده است. در مرزهای اطراف ایرفویل در جلو، بالا و پائین ایرفویل شرط مرزی سرعت ورودی، در پشت ایرفویل در مرز خروجی شرط فشار خروجی و روی سطح ایرفویل از شرط مرزی دیواره استفاده شده است. روی سطح گسترش پلاسما فرض می‌شود که توزیع غلظت بار به صورت نیمه گوسین است.

تعداد ۷۶ شبیه‌سازی عددی صورت پذیرفته و نتایج حاصل جهت استخراج مدل ریاضی مشخص توسط روش سطح پاسخ برای ضریب برآ و راندمان آیرودینامیکی مورد استفاده قرار گرفته است. همچنین یک کد به زبان برنامه‌نویسی متلب توسعه یافته که در آن با استفاده از روش مومنتوم المان پره، توان خروجی و نیروهای وارد بر روتور بدست می‌آید. توربین باد مورد استفاده به این منظور، توربین باد محور افقی تلوس ۱۰۰ کیلووات است و مقطع مورد نظر در فاصله ۴۶ درصد طول پره نسبت به هاب قرار دارد. این توربین سه پره از نوع کنترل استال بوده و طول پره آن ۹/۵ متر است. در مقاطع مختلف توربین مذکور ایرفویل ناکا سری ۶ با ضخامت‌ها، طول وتر و زوایای پیچش مختلفی به کار رفته است. اطلاعات کامل این توربین در مرجع [۲۸] وجود دارد.

۲-۱- ناحیه محاسباتی، تولید شبکه و شرایط مرزی

ناحیه محاسباتی با فاصله ۴۰ برابر وتر ایرفویل از پشت و ۲۵ برابر آن از اطراف ایجاد شده است تا از عدم تأثیر مرزها بر حل عددی اطمینان حاصل شود. شبکه محاسباتی سازمان یافته دو بعدی از نوع سی در اطراف ایرفویل و شبکه بی سازمان مثلثی برای فضای داخلی ایرفویل و در اطراف الکترودها ایجاد شده است [۲۹]. لازم به ذکر است که تولید شبکه در فضای داخل ایرفویل به دو روش، یعنی تولید شبکه در کل فضای داخلی و یا فقط مابین الکترودها آشکار و نهان ممکن است [۳۰] و [۲۹]. در پژوهش حاضر شبکه محاسباتی در کل فضای داخلی ایرفویل تولید شده است، چراکه پس از حل و همگرایی معادلات القای الکترواستاتیک، نیروی حجمی به دست آمده در معادلات جریان به صورت ترم چشمه اعمال می‌شود و تعداد شبکه فضای داخلی ایرفویل نقشی در افزایش حجم محاسبات نخواهد داشت. با این حال تولید شبکه در فضای داخلی ایرفویل می‌تواند تنها مابین دو الکترودها آشکار و نهان صورت گیرد و از ایجاد شبکه در کل فضای داخلی اجتناب شود. همچنین در کاربرد عملی استفاده از ماده دی الکتریک در کل فضای داخلی ایرفویل لزومی ندارد و به جهت جلوگیری از سنگین شدن وزن ایرفویل باید تنها مابین دو الکترودها آشکار و پنهان از آن استفاده شود.

معادلات جریان سیال و معادلات مربوط به عملگر پلاسما به طور مستقل از هم در شبکه محاسباتی ایجاد شده حل می‌شوند. شکل (۲) شبکه محاسباتی تولید شده در اطراف و داخل ایرفویل را نشان می‌دهد.

در پژوهش حاضر مدل الکترواستاتیک ارتقاء یافته مورد استفاده قرار گرفته است [۱۲] که از معادلات ماکسول نتیجه شده و برای چگالی بار و پتانسیل الکتریکی به صورت معادلات (۴) و (۵) است.

$$\nabla \cdot (\epsilon_r \nabla \phi) = 0 \quad (۴)$$

$$\nabla \cdot (\epsilon_r \nabla \rho_c) = \frac{\rho_c}{\lambda_D^2} \quad (۵)$$

در این روابط λ_D طول دبابی و ϵ_r نفوذپذیری الکتریکی هستند. طول دبابی فاصله‌ای است که ذرات باردار تا آن فاصله توان گریز از میدان الکترومغناطیس ایجاد شده را ندارند. با توجه به عدم وابستگی معادلات (۴) و (۵) به زمان، شرایط مرزی بی‌بعد به صورت معادله (۶) و (۷) در نظر گرفته می‌شود و مقادیر ثابت به الکترودها و سطح گسترش عملگر اعمال می‌شود. پس از محاسبه توزیع پتانسیل الکتریکی و چگالی بار بی‌بعد، مقادیر بدست آمده در پارامترهای بی‌بعد سازی ضرب می‌شوند.

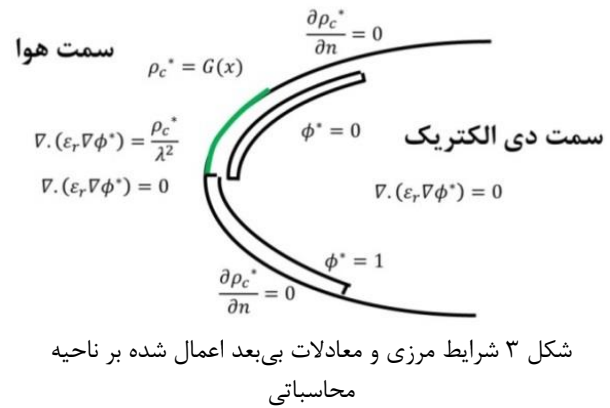
$$\phi^* = \frac{\phi}{\phi_{max} f(t)} \quad (۶)$$

$$\rho_c^* = \frac{\rho_c}{\rho_c^{max} f(t)} \quad (۷)$$

در این روابط ϕ_{max} حداکثر پتانسیل الکتریکی و ρ_c^{max} حداکثر چگالی بار است. شکل موج تغییرات ولتاژ متناوب اعمالی به الکترودها است. همچنین از مزایای مدل الکترواستاتیک ارتقاء یافته، عدم نیاز به انجام تست‌های تجربی مجدد تحت تغییر شرایط عملکردی و هندسی عملگر پلاسما جهت کالیبراسیون ضرایب مدل است. جهت پیاده‌سازی معادلات مربوط به القای الکترواستاتیک بر جریان سیال، ابتدا کدی به زبان متلب توسعه یافته و پارامترهای مدل الکترواستاتیک استخراج شده است و سپس کدی به زبان C++ توسعه پیدا کرده که طی آن نیروی القا شده محاسبه می‌شود و در نرم افزار تجاری انسیس فلوننت ۱۷ به عنوان ترم چشمه به جریان اعمال می‌گردد.

۲-۳- روش سطح پاسخ

در پژوهش حاضر جهت دستیابی به مدل ریاضی از روش سطح پاسخ استفاده شده است. برای پاسخ دلخواه y ، مدل رگرسیونی



شکل ۳ شرایط مرزی و معادلات بی‌بعد اعمال شده بر ناحیه محاسباتی

مدل تلاطمی مورد استفاده SST-k ω [۳۱] و حل کننده مبنی بر فشار و حلگر کاپلر استفاده شده است که با توجه به فیزیک جریان انتخاب‌های مناسبی هستند. شبکه محاسباتی ایجاد شده روی دیواره دارای y^+ نزدیک به یک است. برای گسسته‌سازی معادله مومنتم، انرژی جنبشی توربولانس، غلظت شارژ و پتانسیل الکتریکی روش مرتبه دوم بالادست بکار رفته و معیار همگرایی مسأله، مقدار باقی‌مانده‌های حل 10^{-6} برای مشخصه‌های جریان و برای پتانسیل الکتریکی و غلظت بار 10^{-16} است. لازم به ذکر است که بر خلاف باقی‌مانده‌های حل جریان، باقی‌مانده‌های حل مربوط به پتانسیل الکتریکی و غلظت بار باید میزان بسیار کوچکی باشد تا همگرایی حاصل شود.

۲-۲- معادلات حاکم

معادلات حاکم برای پیوستگی و مومنتم به صورت روابط (۱) و (۲) است [۳۲]. با توجه به اینکه مقیاس زمانی شکل‌گیری پلاسما بسیار کوچکتر از مقیاس زمانی شتابگیری سیال است می‌توان از حالت پایا برای حل استفاده کرد.

$$(\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \nabla^2 \vec{v} + \vec{f}_b \quad (۱)$$

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (۲)$$

که \vec{f}_b نیروی حجمی القا شده توسط عملگر پلاسمایی است و توسط رابطه (۲) بدست می‌آید [۱۲].

$$\vec{f}_b = \rho_c \vec{E} \quad (۳)$$

در این رابطه ρ_c چگالی بار و \vec{E} میدان الکتریکی است که توسط رابطه (۳) بدست می‌آید و با گرادیان پتانسیل الکتریکی برابر است.

بررسی قرار گیرد مقدار باقیمانده مرتبه دوم پیش‌بینی شده است. اگر این مقدار به طرز قابل ملاحظه‌ای از مقدار باقیمانده مرتبه دوم کمتر باشد به مفهوم به کارگیری ترم‌های بیش از حد بوده و باید سعی شود این دو مقدار به هم نزدیک باشند و حداکثر ۰/۲ اختلاف داشته باشند.

۲-۴- روش مومنتوم المان پره

روش مومنتوم المان پره روشی ساده و سریع است که از ترکیب روش دیسک محرک^۱ و المان پره حاصل می‌شود. در این روش پره در طول خود به المان‌هایی تقسیم می‌شود و نیروهای وارد بر هر المان به طور مجزا محاسبه می‌شوند. با توجه به اینکه بر خلاف بال یک هواپیما، پره‌های توربین باد دارای چرخش هستند، سرعتی که هر مقطع از پره می‌بیند تحت تأثیر از مؤلفه‌های القایی سرعت نیز خواهد بود [۳۴]. لذا روال تحلیل پره به روش مومنتوم المان پره با حدس اولیه برای ضرایب القای محوری و مماسی شروع می‌شود. حدس اولیه صفر در نظر گرفته شده و حلقه محاسباتی شروع می‌شود. لازم است که به منظور اطمینان از همگرایی حل شرطی نیز در نظر گرفته شود، به این صورت که تفاوت مقادیر ضرایب القای مماسی و محوری با مرحله قبل کمتر از 10^{-6} باشد. تنظیم مقدار تولرانس خطا و شرایط همگرایی و ضرایب تخفیف نیز حائز اهمیت است. همچنین هنگام استفاده از تصحیح پرنائل برای آخرین المان نیز لازم است در حلقه حل برنامه نیروها درست در نوک صفر در نظر گرفته شوند و حلقه همگرایی ضرایب القایی برای آن قسمت اجرا نشود. در انتها این المان در هنگام انتگرال‌گیری مد نظر قرار می‌گیرد. روال کلی الگوریتم به صورت زیر بیان می‌گردد.

۱. حدس اولیه برای مقادیر ضرایب القای محوری و مماسی در نظر گرفته می‌شود.

۲. زاویه جریان با استفاده از رابطه (۱۱) به دست می‌آید.

$$\phi = \tan^{-1} \frac{V_0(1-a)}{r\omega(1+a')} \quad (11)$$

۳. زاویه حمله با استفاده از روابط (۱۲) مشخص می‌شود.

$$\alpha = \phi - \theta \quad (12)$$

$$\theta(r) = \theta_p + \beta(r) \text{ (pitch + twist)} \quad (13)$$

مرتبه دوم به صورت رابطه (۹) است که از روش حداقل مربعات برای تخمین ضرایب چند جمله‌ای استفاده می‌شود [۳۳].

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_{ix_i} + \sum_{i=1}^k \beta_{ii}x_i^2 + \sum \sum \beta_{ij}x_ix_j + \varepsilon \quad (8)$$

در این رابطه x_i و x_j متغیرهای مسأله، β_0 ضریب ثابت، β_{ij} ضریب خطی، β_{ii} ضریب مرتبه دوم و β_{ij} ضریب متقابل می‌باشد. آنالیز واریانس به جهت تشخیص دقت مدل رگرسیونی پیش‌بینی شده استفاده می‌شود. به این منظور معیارهایی از جمله باقی‌مانده مرتبه دوم تطبیق یافته، سهم هر عامل در پاسخ (مقدار پی) و مقدار باقی‌مانده پیش‌بینی شده مورد بررسی قرار می‌گیرد. مقدار باقیمانده مرتبه دوم به صورت معادله (۹) تعریف می‌شود.

$$R^2 = \frac{SS_{\text{model}}}{SS_{\text{total}}} = 1 - \frac{SS_{\text{Res}}}{SS_{\text{total}}} = \frac{\sum_i (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_i (y_i - \bar{y}_i)^2} \quad (9)$$

در این رابطه SS_{model} مجموع مربعات رگرسیون، SS_{total} مجموع مربعات کل، \hat{y}_i مقدار پاسخ پیش‌بینی شده توسط مدل، \bar{y}_i مقدار متوسط و y_i مقدار واقعی پاسخ می‌باشد. تشخیص دقت مدل انطباق یافته با استفاده از مقدار باقیمانده مرتبه دوم کافی نمی‌باشد چرا که با افزایش ترم‌های مدل، این فاکتور حتی در صورت بی معنی بودن ترم اضافه شده همچنان افزایش می‌یابد. بنابراین فاکتور باقیمانده مرتبه دوم انطباق یافته مورد بررسی قرار می‌گیرد. با در نظر گرفتن این فاکتور احتمال به کاربردن ترم‌های بیش از حد از بین می‌رود. زیرا با وارد کردن ترم‌های بی معنی در مدل این فاکتور کاهش می‌یابد. محاسبه باقیمانده مرتبه دوم تطبیق یافته با استفاده از معادله (۱۰) صورت می‌گیرد.

$$\text{Adjusted } R^2 = 1 - \frac{(N-1)}{[N-(K+1)]} (1 - R^2) \quad (10)$$

در این رابطه N تعداد نمونه یا اجراها و K تعداد متغیرهای مستقل مسئله هستند. فاکتور مقدار پی برای تشخیص درستی فرض پراکندگی نرمال توزیع داده‌ها است. مطلوب است مقدار این فاکتور کوچک‌تر از ۰/۰۵ باشد که به مفهوم سطح اطمینان ۹۵ درصدی پاسخ است. همچنین باید از حذف ترم‌هایی از معادله که علی‌رغم داشتن مقدار پی بزرگ‌تر از ۰/۰۵، حذف آنها منجر به کاهش باقیمانده مرتبه دوم تطبیق یافته می‌شود اجتناب گردد. یکی از فاکتورهای مهم دیگر که باید مورد

¹ Actuator Disc

۶. ضرایب نیروی مماسی و عمودی بدست می‌آید.

$$C_n = C_l \cos \phi + C_d \sin \phi \quad (21)$$

$$C_t = C_l \sin \phi - C_d \cos \phi \quad (22)$$

۷. ضریب تراست با استفاده از معادله (۲۳) محاسبه می‌شود.

$$C_T = \frac{\sigma(1-a)^2(C_l \cos \phi + C_d \sin \phi)}{\sin^2 \phi} \quad (23)$$

در این رابطه $\sigma = \frac{Bc}{2\pi r}$ است.

۸. نحوه محاسبه ضریب القای محوری براساس برنلارد [۲۳] برای حالتی که $C_T > 0.96F$ یعنی المان تحت بار زیاد باشد طبق تصحیح گلوئرت اصلاح شده، به صورت رابطه (۲۴) خواهد بود. این روش در نرم افزار ایروداین نیز استفاده می‌شود.

$$a = \frac{18F - 20 - 3\sqrt{(50 - 36F) + 12F(3F - 4)}}{36F - 50} \quad (24)$$

همچنین برای $C_T \leq 0.96F$ طبق تئوری استاندارد مومنتوم المان پره، معادله (۲۵) را برای ضریب القای محوری خواهیم داشت.

$$a = \frac{1}{\frac{4F \sin^2 \phi}{\sigma C_n} + 1} \quad (25)$$

۹. محاسبه ضریب القای مماسی با استفاده از رابطه (۲۶)

$$a' = \frac{1}{\frac{4F \sin \phi \cos \phi}{\sigma C_t} - 1} \quad (26)$$

۱۰. قدر مطلق اختلاف ضریب القای محوری و مماسی بدست آمده از گام (۸) و (۹) با مقدار قبلی آن نشان می‌دهد که حل همگرا شده است یا نیاز به تکرار مراحل و بازگشت به گام (۲) می‌باشد.

$$|a \text{ or } a'^{new} - a \text{ or } a'^{old}| < \varepsilon \quad (27)$$

۱۱. بعد از همگرایی حل مقدار ضریب القای مماسی و محوری هر المان برداشت شده و با استفاده از روابط مرحله (۲) تا (۶) مقدار ضرایب نیروی عمودی و مماسی محاسبه شده و نیروی عمودی و مماسی هر المان نیز به صورت (۲۸) و (۲۹) محاسبه می‌شود.

۴. ضرایب برآ و پسا از اطلاعات ایرفویل با داشتن زاویه حمله و عدد رینولدز برای هر المان به دست می‌آید. در این گام با توجه به اینکه اطلاعات موجود برای ایرفویل دوبعدی است، برای مدل سه بعدی لازم است که تصحیحاتی صورت گیرد و از مدل‌های ریاضی تجربی استفاده شود. یعنی زمانی که سرعت باد از حد خاصی بیشتر شد، لازم است که با استفاده از یکی از مدل‌های ریاضی تجربی موجود، مقدار ضریب برآ و پسا تصحیح شود. چون مقادیر ضرایب آیرودینامیکی ارائه شده در منابع برای شرایط دو بعدی می‌باشد، در شرایطی که چرخش پره و نیز جدایش لایه مرزی و تأثیر نیروهای سانتریفیوژ و کوریولیس را داریم باید با استفاده از یکی از مدل‌های موجود مانند مدل چاویاروپولوس و هانسن، مدل سلیگ و یا انواع مدل‌های موجود دیگر [۳۵]، این ضرایب تصحیح شوند. در مطالعه حاضر به منظور مقایسه با نتایج کار آقای هانسن [۲۲] برای توربین فوق از مدل چاویاروپولوس و هانسن استفاده شده است که به صورت معادله (۱۴) است.

$$f_{c_l, c_d} = a(c/r)^h \cos^n(\theta), a = 2.2, h = 1, n = 4 \quad (14)$$

$$C_{l,3D} = C_{l,2D} + f\left(\frac{c}{r}, \dots\right) \Delta C_l \quad (15)$$

$$C_{d,3D} = C_{d,2D} + f\left(\frac{c}{r}, \dots\right) \Delta C_d \quad (16)$$

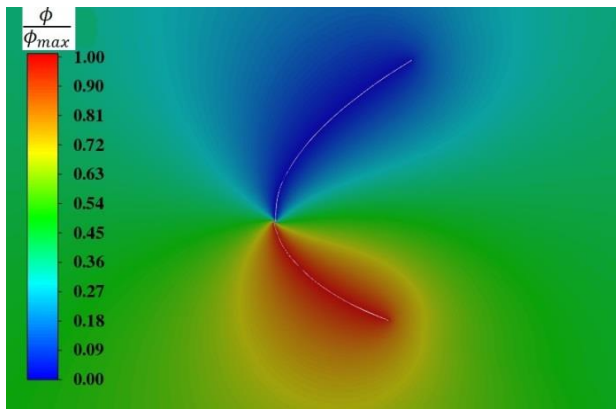
۵. ضریب تصحیح پرانتل به جهت تصحیح افت نوک پره و همچنین ضریب افت هاب در این مرحله محاسبه می‌شود. با توجه به اینکه یک المان ممکن است از افت نوک و نیز افت هاب تحت تأثیر قرار گیرد در این حالت دو ضریب به دست آمده در هم ضرب شده و در فرمول‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرند. در واقع این تصحیح بیان می‌کند که تعداد پرها محدود است و فرض بینهایت بودن تعداد پرها که در روش دیسک محرک برای استخراج معادلات مومنتوم اعمال شده است را تصحیح می‌کند.

$$F = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} \left(\exp \left(\frac{B}{2} \frac{r-R}{r \sin \phi} \right) \right) \quad (17)$$

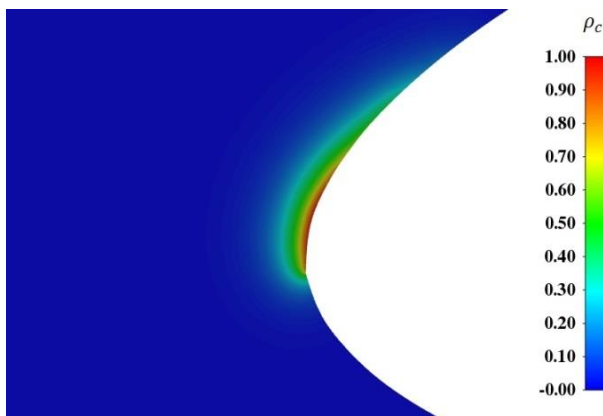
$$F_{tip} = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} \left(\exp \left(\frac{B}{2} \frac{r-R}{r \sin \phi} \right) \right) \quad (18)$$

$$F_{hub} = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} \left(\exp \left(\frac{B}{2} \frac{r-R_{hub}}{r \sin \phi} \right) \right) \quad (19)$$

$$F = F_{tip} \cdot F_{hub} \quad (20)$$

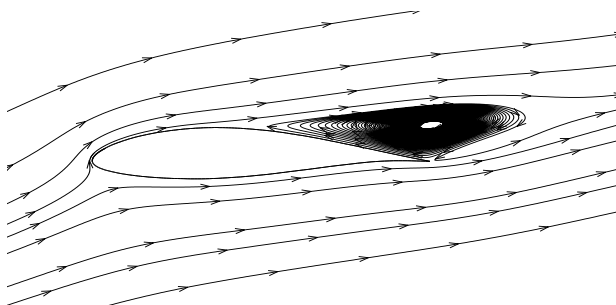


(الف)

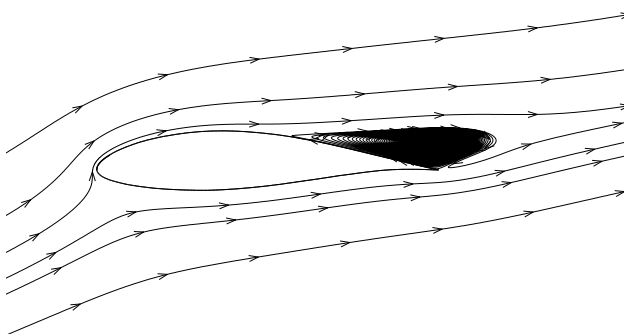


(ب)

شکل ۴ توزیع الف- پتانسیل الکتریکی بی بعد ب- چگالی بار اطراف ایرفویل



(الف)



(ب)

شکل ۵ خطوط جریان اطراف ایرفویل در زاویه حمله ۱۶ درجه الف- عملگر خاموش ب- عملگر روشن

$$p_t = \frac{1}{2} \rho V_{rel}^2 c C_t \quad (28)$$

$$p_n = \frac{1}{2} \rho V_{rel}^2 c C_n \quad (29)$$

۱۲. انتگرال نیروی مماسی ضرب در فاصله شعاعی هر المان از مرکز روتور، گشتاور ایجاد شده و حاصل ضرب آن با سرعت دورانی روتور و تعداد پره‌ها توان خروجی مکانیکی را نتیجه می‌دهد. همچنین انتگرال نیروی عمودی در تعداد پره نیروی تراست را نتیجه می‌دهد.

$$M = \int r p_t dr \quad (30)$$

$$power = BM\omega \quad (31)$$

$$T = \int B p_n dr \quad (32)$$

۳- نتایج

اعتبار سنجی نتایج شبیه‌سازی عملکرد عملگر پلاسما با داده‌های تجربی موجود در هوای ساکن روی صفحه تخت و اعتبار سنجی شبیه‌سازی عملکرد پلاسما روی ایرفویل با مشخصات ذکر شده در بخش بیان مسأله، در پژوهش پیشین فدائی و همکاران [۱۹] ارائه شده است. در پژوهش حاضر اثر استفاده از عملگر پلاسما در زوایای حمله و شرایط عملکردی مختلف بر خصوصیات جریان، ضریب برآ و راندمان آیرودینامیکی به منظور استخراج مدل رگرسیونی مشخص مورد بررسی و در نهایت در کد توسعه یافته به روش مونتوم المان پره مورد استفاده قرار گرفته است.

۳-۱- نتایج شبیه‌سازی عددی

با فعال شدن عملگر پلاسما میدان الکترومغناطیس ایجاد شده و تخلیه بار صورت می‌گیرد. این موضوع سبب القای جریان و تصحیح پروفیل سرعت و شکل خطوط جریان در مکان تخلیه پلاسما می‌گردد. شکل (۴) توزیع پتانسیل بی بعد و چگالی بار تخلیه پلاسما را در اطراف ایرفویل نشان می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود ناحیه تخلیه پلاسما که توسط چگالی بار مشخص است بسیار کوچک بوده و در شرایط مطالعه حاضر مقداری حدود ۱۵ میلی‌متر است.

جدول ۲ مدل رگرسیونی ضریب برآ

مقدار پی	ضرایب متغیرها	متغیرهای معادله
<۰/۰۰۰۱	۱/۲۹	عدد ثابت
<۰/۰۰۰۱	۰/۰۷۹۸	f
<۰/۰۰۰۱	۰/۰۷۴۳	v
<۰/۰۰۰۱	-۰/۰۲۴۵	α
<۰/۰۰۰۱	۰/۰۴۷۵	fv
<۰/۰۰۰۱	۰/۰۱۷۲	$f\alpha$
<۰/۰۰۰۱	۰/۰۱۰۸	$v\alpha$
<۰/۰۰۰۱	-۰/۰۵۳۵	α^2

جدول ۳ مدل رگرسیونی راندمان آیرودینامیکی

مقدار پی	ضرایب متغیرها	متغیرهای معادله
<۰/۰۰۰۱	۱۴/۴۱	عدد ثابت
<۰/۰۰۰۱	۲/۴۵	f
<۰/۰۰۰۱	۲/۳۹	v
<۰/۰۰۰۱	-۹/۵۶	α
<۰/۰۰۰۱	۱/۷۳	fv
<۰/۰۰۰۱	-۱/۱۹	$f\alpha$
<۰/۰۰۰۱	-۱/۲۳	$v\alpha$
<۰/۰۰۰۱	۲/۷۷	α^2

جدول ۴ باقیمانده های آنالیز واریانس

ضریب برآ	راندمان آیرودینامیکی
۰/۹۹۳۴	باقیمانده مرتبه دوم
۰/۹۹۲۷	باقیمانده مرتبه دوم
۰/۹۹۱۲	باقیمانده مرتبه دوم پیش‌بینی شده

بررسی اثر تداخلی متغیرهای مورد مطالعه بر یکدیگر در زاویه حمله ۲۰ درجه در شکل (۶) نشان داده شده است. مدل (۱) مربوط به ضریب برآ در (۶- الف) و مدل (۲) مربوط به راندمان آیرودینامیکی در شکل (۶- ب) ارائه شده است. با توجه به نمودارها مشخص است که بر طبق مدل (۱) فرکانس عملگر در حد پایین ولتاژ یعنی ۶ کیلوولت که با رنگ مشکی مشخص

تأثیر جریان القا شده توسط عملگر بر خطوط جریان اطراف ایرفویل در شکل (۵) نشان داده شده است. همانطور که در شکل (۵) ملاحظه می‌شود در زاویه حمله ۱۶ درجه، روشن شدن عملگر پلاسما سبب کوچک شدن ناحیه جدایش جریان شده است.

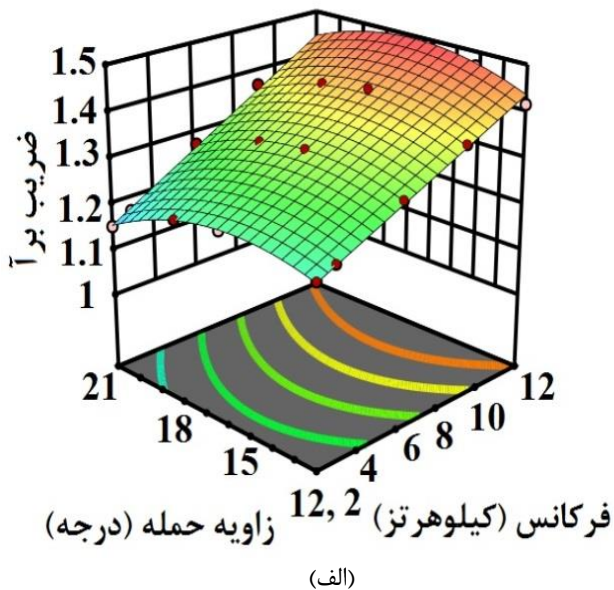
۳-۲- استخراج مدل رگرسیونی

با توجه به اینکه راندمان آیرودینامیکی و ضریب برآ، پارامترهای مهمی در طراحی توربین‌های بادی محور افقی هستند و در صورت وقوع جدایش تحت تأثیر قرار می‌گیرند، رفتار جریان در زاویه ۱۲ تا ۲۱ درجه که جدایش جریان را داریم مورد بررسی قرار گرفته و با استفاده از ۷۶ اجرای محاسباتی مدل رگرسیونی جهت ارزیابی مستقیم این پارامترها ارائه شده است. جهت استخراج مدل ریاضی زمانی که عملگر پلاسما در لبه حمله ایرفویل قرار دارد و عدد رینولدز شبیه‌سازی‌ها ۴۳۰۰۰۰ است، با مد نظر داشتن سه متغیر فرکانس، ولتاژ و زاویه حمله که به ترتیب در ۵، ۴ و ۵ سطح تغییر می‌کنند جدول طراحی اجراها تنظیم شده است. جدول (۱) متغیرهای طرح و بازه تغییرات آنها را نشان می‌دهد. مدل‌های پیشنهادی برای ضریب برآ و راندمان آیرودینامیکی مدل مرتبه دوم هستند که در جدول (۲) و (۳) ارائه شده‌اند. در ستون وسط از جداول مذکور ضرایب متغیرهای معادله قرار دارند و در ستون سمت چپ مقدار پی ترم‌های معادله ارائه شده است. همانطور که در بخش (۲-۳) بیان شد لازم است که مقدار این فاکتور برای هر کدام از ضرایب معادله کوچکتر از ۰/۰۵ باشد تا وجود آن ترم در معادله معنی‌دار باشد، که با توجه به جداول این مقدار برای هر کدام از ترم‌ها کوچکتر از ۰/۰۰۱ بدست آمده است.

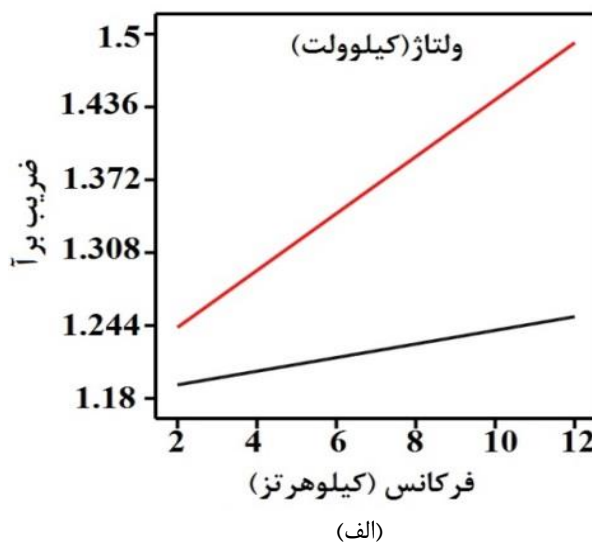
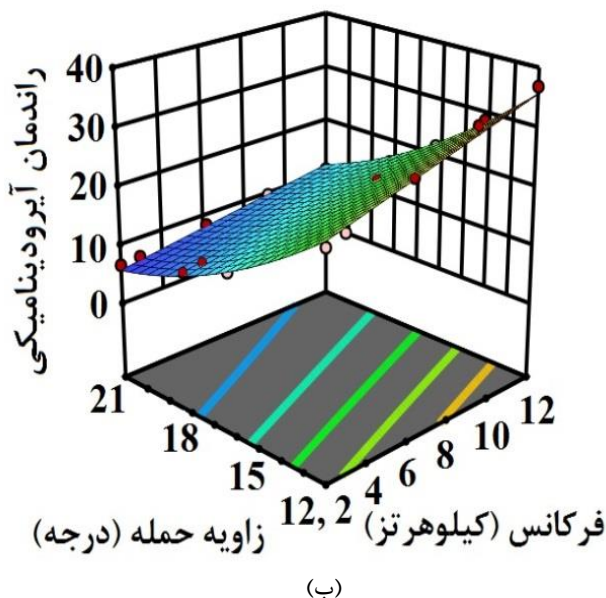
در جدول (۴) باقیمانده توان دوم و تطبیق یافته ارائه شده است. اکتفا به میزان باقی مانده مرتبه دوم کافی نمی‌باشد و لازم است مقدار باقیمانده مرتبه دوم انطباق یافته نیز چک شود که در مدل ارائه شده این مقدار بیشتر از ۰/۹۹ بوده و نیز تفاوت آن با باقیمانده مرتبه دوم پیش‌بینی شده کمتر از ۰/۲ است که کفایت مدل انطباق یافته را نشان می‌دهد.

جدول ۱ متغیرها و سطوح تغییرات آنها

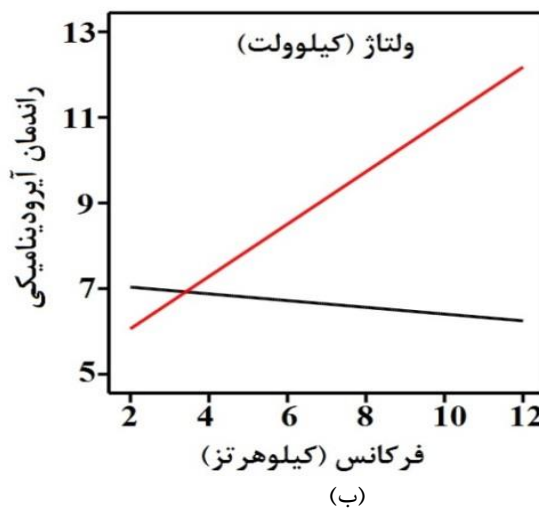
نام متغیر	نوع متغیرها	بازه تغییر
فرکانس (کیلوهرتز)	گسسته	۲/۱۷-۱۲
ولتاژ (کیلوولت)	گسسته	۶-۱۲
زاویه حمله (درجه)	گسسته	۱۲-۲۱



شده است تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر ضریب برآ نداشته در حالی که در حد بالای ولتاژ یعنی ۱۲ کیلوولت تأثیر فرکانس متفاوت بوده و اثر افزایشی دارد. به صورتی که در حد بالا از فرکانس ۲/۱۷ کیلوهرتز تا ۱۲ کیلوهرتز به ترتیب میزان ضریب برآ از حدود ۱/۲ تا نزدیک به ۱/۵ افزایش می‌یابد. مدل (۲) نشان می‌دهد که در حد پایین ولتاژ (رنگ مشکی و مقدار ۶ کیلوولت)، افزایش فرکانس از ۲/۱۷ کیلوهرتز تا ۱۲ کیلوهرتز سبب کاهش یک واحدی در راندمان آیرودینامیکی شده و در حد بالای ولتاژ (رنگ قرمز و مقدار ۱۲ کیلوولت) تأثیر افزایشی از مقدار ۶ در فرکانس ۲/۱۷ کیلوهرتز تا مقدار ۱۲ در فرکانس ۱۲ کیلوهرتز ملاحظه می‌شود.



شکل ۷ نمونه‌ای از سطوح پاسخ انطباق یافته بر مقادیر شبیه سازی عددی الف- ضریب برآ ب- راندمان آیرودینامیکی



همان طور که در شکل (۷-الف) ملاحظه می‌شود با افزایش زاویه حمله تا حدود ۱۶ درجه ضریب برآ افزایش یافته و سپس کاهش می‌یابد و این کاهش در فرکانس‌های بالا محسوس‌تر است.

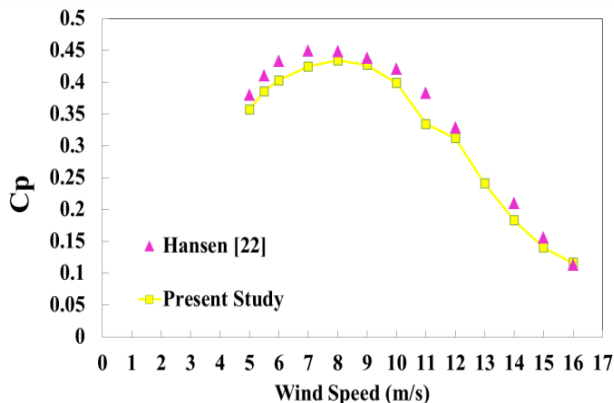
همچنین با توجه به شکل (۷-ب) ملاحظه می‌شود که با افزایش فرکانس، راندمان آیرودینامیکی افزایش می‌یابد که این افزایش در زوایای حمله کمتر بسیار بیشتر است. به عنوان مثال در زاویه حمله ۱۲ درجه نزدیک به ۳/۵ برابر افزایش در راندمان آیرودینامیکی رخ می‌دهد اما در زاویه حمله ۲۱ درجه این تأثیر کمتر شده و تقریباً اثر دو برابری دارد.

شکل ۶ نمودارهای تداخلی فرکانس و ولتاژ الف- ضریب برآ ب- راندمان آیرودینامیکی

نمونه‌ای از صفحات انطباق یافته بر داده‌ها در شکل (۷) ارائه شده است.

۳-۳- نتایج روش مومنتوم المان پره

سرعت حدود ۸ متر بر ثانیه رخ می‌دهد. شایان ذکر است که توربین‌های باد محور افقی قابلیت دستیابی به حداکثر توان ۵۹/۳ درصد یعنی حد بتز را دارا هستند که این توربین باد دارای حداکثر ضریب توان ۴۳ درصد است.



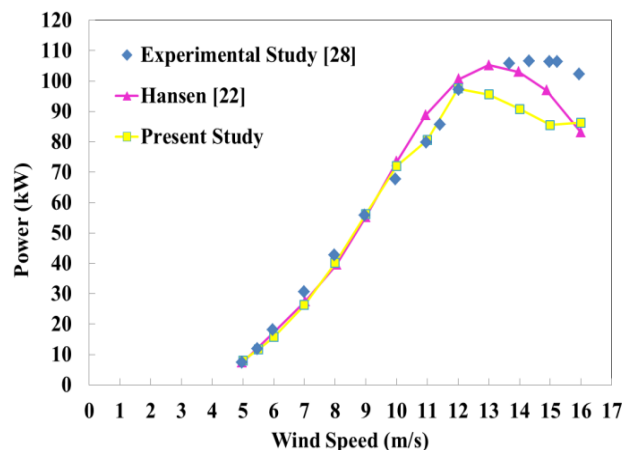
شکل ۹ مقایسه ضریب توان توربین تلوس ۱۰۰ کیلووات با نتایج عددی [۲۲]

در جدول (۵) مقایسه‌ای مابین توان خروجی مکانیکی بدست آمده توسط کد مومنتوم المان پره حاضر در حالتی که عملگر پلاسما استفاده نشده است و توان خروجی با روشن شدن عملگر پلاسما را نشان می‌دهد. همانطور که از نتایج مشخص است افزایش بین ۱/۶ تا ۱۱ درصدی در اثر روشن شدن عملگر پلاسما واقع در لبه حمله برای توربین باد مذکور در بهترین حالت حاصل می‌شود. مطابق جدول (۵) در سرعت ۱۴ متر بر ثانیه توان مکانیکی در حالت عدم استفاده از عملگر ۹۱ کیلووات و در صورت اعمال عملگر پلاسما به ۱۰۱ کیلووات افزایش می‌یابد. این افزایش از لحاظ اقتصادی استفاده از عملگر پلاسما در این توربین باد را توجیح پذیر می‌نماید.

جدول ۵ مقایسه توان خروجی بدون اعمال روش کنترل جریان و با استفاده از روش کنترل جریان عملگر پلاسمایی

سرعت باد (متر بر ثانیه)	توان بدون کنترل جریان (کیلووات)	توان با کنترل جریان (کیلووات)	درصد افزایش توان (%)
۱۱	۸۰/۵۲	۸۱/۸۲	۱/۶
۱۲	۹۷/۵۴	۱۰۰/۵۴	۳
۱۳	۹۵/۶۴	۱۰۵/۱۱	۹/۹
۱۴	۹۰/۸۳	۱۰۱/۱۱	۱۱/۳
۱۵	۸۵/۵۸	۹۳/۱۵	۸/۸
۱۶	۸۲/۲۹	۹۱/۳۶	۵/۸۶

شکل (۸) نتایج اعتبار سنجی توان مکانیکی خروجی را در سرعت‌های باد مختلف نشان می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود تا ۱۱ متر بر ثانیه که سرعت باد پایین است و در نتیجه زاویه حمله نیز کم بوده و جریان چسبیده^۱ است نتایج با استفاده از دیتابانک دوبعدی ایرفویل‌ها از انطباق خیلی خوبی با نتایج تجربی [۲۸] و نیز نتایج هانسن [۲۲] برخوردار است، اما در بعد از این سرعت که زاویه حمله نیز زیاد شده و استال رخ می‌دهد دیتابانک دوبعدی ایرفویل‌ها مناسب نبوده و توانی کمتر از حالت تجربی بدست می‌آید. در این شرایط لازم است که از یک مدل تأخیر استال استفاده شود تا اثرات چرخش در لایه مرزی دچار واماندگی در ضرایب آیرودینامیکی دیتابانک دوبعدی اعمال گردد.



شکل ۸ مقایسه توان خروجی مکانیکی توربین تلوس ۱۰۰ کیلووات با نتایج تجربی [۲۸] و عددی [۲۲]

همانطور که از شکل (۸) قابل ملاحظه است در سرعت ۱۳، ۱۴ و ۱۵ متر بر ثانیه نتایج از نتایج تجربی و مطالعه هانسن کمی دور می‌شود که این مسأله می‌تواند ناشی از مدل تأخیر استال باشد که پس از ورود به ناحیه استال عمیق^۲ که به طور کامل جریان جدا شده و به شرایط دوبعدی بر می‌گردد نباید از آن استفاده شود.

شکل (۹) ضریب توان توربین تلوس ۱۰۰ کیلووات را نشان می‌دهد. نتایج تجربی در مرجع [۲۸] برای ضریب توان ارائه نشده و لذا مقایسه با نتایج هانسن [۲۲] انجام شده است. تطابق قابل قبولی بین نتایج ملاحظه می‌شود. نکته حائز اهمیت میزان ضریب توان این توربین است که حداکثر مقدار آن در

¹ Attached

² Deep Stall

مطابق شکل با افزایش سرعت باد، تراست نیز افزایش می‌یابد. با روشن شدن عملگر پلاسما این نیرو تا کمتر از ۲ درصد افزایش خواهد داشت که می‌توان بدین سبب به عدم ایجاد بارگذاری‌های مخرب برای پره در اثر فعال شدن عملگر، اطمینان حاصل نمود. همانطور که از شکل (۱۰) مشخص است این توربین باد در سرعت راه اندازی یعنی حدود ۵ متر بر ثانیه نیروی تراست حدود ۴۰۰۰ نیوتن را تجربه می‌کند و این نیرو با افزایش سرعت تا نزدیک ۱۰ متر بر ثانیه تقریباً حالت خطی داشته و سپس تا سرعت ۱۶ متر بر ثانیه به صورت غیر خطی افزایش تراست تا حدود ۱۶۰۰۰ نیوتن ادامه می‌یابد.

۴- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر اثر استفاده از عملگر پلاسما تخلیه سد دی الکتریک که در لبه حمله یک مقطع از پره توربین باد قرار گرفته است به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفت. مشخص شد که روشن شدن عملگر در زوایای حمله ۱۲ تا ۲۱ درجه سبب کوچک شدن ناحیه جدایش می‌شود. همچنین با استفاده از ۷۶ اجرای محاسباتی مدل‌های رگرسیونی مرتبه دوم که بیانگر ارتباط بین متغیرهای مسئله با تابع پاسخ ضریب برآ و راندمان آیرودینامیکی است ارائه شدند. نتایج آنالیز واریانس که شامل باقیمانده‌های خطا و نیز مقدار پی ارائه شده در جدول (۲) و (۳) است حاکی از دقت قابل قبول هر دو مدل می‌باشد.

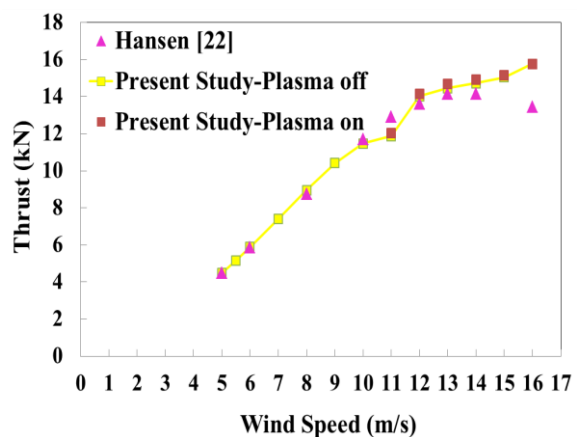
علاوه بر این وجود خطوط غیر موازی در نمودارهای تداخلی نشان از اندرکنش تأثیرات متغیرهای مسئله بر تابع پاسخ دارد. در انتها به منظور برآورد اثر کلی استفاده از عملگر پلاسما بر توان خروجی و ضریب توان توربین باد، کد کامپیوتری مربوط به روش مومنتوم المان پره توسعه پیدا کرد و برای توربین باد محور افقی تلوس ۱۰۰ کیلووات مشخص شد که استفاده از عملگر پلاسما با ولتاژ اعمالی ۱۲ کیلو ولت و فرکانس ۱۲ کیلو هرتز، در سرعت‌های ۱۱ تا ۱۶ متر بر ثانیه می‌تواند منجر به افزایشی حدود ۲ تا ۱۱ درصد شده و دارای توجیح اقتصادی باشد.

جهت ادامه کار پیشنهاد می‌شود در فضای داخل ایرفویل، تنها برای ناحیه بین دو الکترود آشکار و پنهان تولید شبکه صورت گیرد و ضرورتی بر تولید شبکه در کل فضای داخل ایرفویل نیست. از مدل سه بعدی با اندازه حداقل ۱۰ درصد از طول وتر ایرفویل در عمق صفحه استفاده شود. همچنین حل معادلات جریان به صورت ناپایا انجام شود تا جزئیات دقیقتری

جدول ۶ افزایش ضریب توان بدون اعمال روش کنترل جریان و با استفاده از روش کنترل جریان عملگر پلاسمایی

سرعت باد (متر بر ثانیه)	ضریب توان بدون کنترل جریان	ضریب توان با کنترل جریان
۱۱	۰/۳۳۴۷	۰/۳۴۰۱
۱۲	۰/۳۱۲۳	۰/۳۲۱۹
۱۳	۰/۲۴۰۹	۰/۲۶۴۷
۱۴	۰/۱۸۳۱	۰/۲۰۳۹
۱۵	۰/۱۴۰۳	۰/۱۵۲۷
۱۶	۰/۱۱۶۶	۰/۱۲۳۴

جدول (۶) تغییرات ضریب توان ناشی از فعال شدن عملگر را در مقایسه با حالت غیر فعال بودن آن نشان می‌دهد. میزان درصد افزایش ضریب توان مانند توان خروجی است، لذا از تکرار درصد تغییر آن در جدول اجتناب شده است. بیشترین میزان افزایش ضریب توان در سرعت ۱۴ متر بر ثانیه بوده و از میزان حدود ۰/۱۸ تا ۰/۲ افزایش را نشان می‌دهد. شایان ذکر است که در سرعت‌های باد تا قبل از ۱۱ متر بر ثانیه عملگر پلاسما تغییری در نتایج ایجاد نمی‌کند، لذا در جدول ارائه نشده است. این موضوع قابل پیش‌بینی نیز بود. چراکه در سرعت‌های کمتر از ۱۱ متر بر ثانیه زاویه حمله کمتر از شرایط استال توسط پره دیده می‌شود و عملگر پلاسما بر ضریب برآ و پسای ایرفویل تأثیر نخواهد داشت [۳۶]. از آنجا که ضرایب برآ و پسای در الگوریتم روش مومنتوم المان پره در محاسبه نیروها در این زوایا بدون تغییر است، لذا میزان گشتاور و در نتیجه توان خروجی نیز تغییری نخواهد داشت. همچنین شکل (۱۰) میزان تراست، یعنی نیروی وارد بر توربین باد در راستای محور توربین، را نشان می‌دهد.



شکل ۱۰ مقایسه تراست توربین تلوس ۱۰۰ کیلووات با نتایج عددی [۲۲] و در حالت فعال شدن عملگر

از جریان متلاطم مانند پدیده انتشار گردابه قابل دست‌یابی باشد.

۵- فهرست علائم و اختصارات

علائم انگلیسی

σ	صلبیت پره
p_t	نیروی مماسی (N)
p_n	نیروی عمودی (N)
T	تراست (N)
M	گشتاور (N.m)
C_p	ضریب توان
f	فرکانس (Hz)
v	ولتاژ (V)

۶- مراجع

- [1] T. M. Letcher, "Wind Energy Engineering", Second ed. Siencedirect, 2023, <https://doi.org/10.1016/C2021-0-00258-3>.
- [2] M. Khaled et al., "Investigation of a small Horizontal-Axis wind turbine performance with and without winglet," *Energy*, vol. 187, p. 115921, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.115921>.
- [3] M. N. Kaya et al., "Aerodynamic performance of a horizontal axis wind turbine with forward and backward swept blades," *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 176, pp. 166-173, 2018, <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2018.03.023>.
- [4] H. Wang et al., "Flow control on the NREL S809 wind turbine airfoil using vortex generators," *Energy*, vol. 118, pp. 1210-1221, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.11.003>.
- [5] F. Azlan et al., "Passive flow-field control using dimples for performance enhancement of horizontal axis wind turbine," *Energy*, vol. 271, p. 127090, 2023, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.127090>.
- [6] Z. Zhang et al., "Comparative analysis of bent and basic winglets on performance improvement of horizontal axis wind turbines," *Energy*, vol. 281, p. 128252, 2023, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.128252>.
- [7] A. Abbaskhah et al., "Optimization of horizontal axis wind turbine performance with the dimpled blades by using CNN and MLP models," *Ocean Engineering*, vol. 276, p. 114185, 2023, <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2023.114185>.
- [8] H. Bhavsar, S. Roy, and H. Niyas, "Aerodynamic performance enhancement of the DU99W405 airfoil for horizontal axis wind turbines using slotted airfoil configuration," *Energy*, vol. 263, p. 125666, 2023, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125666>.
- [9] J. Wang and L. Feng, "Plasma Actuator," in *Flow Control Techniques and Applications*(Cambridge

ρ	چگالی سیال (kg/m^3)
\vec{V}	بردار سرعت (m/s)
P	فشار (Pa)
ρ_c	چگالی بار (C/m^3)
\vec{f}_b	نیروی حجمی (N/m^3)
ϕ	پتانسیل الکتریکی (V)
ϕ_{max}	حداکثر پتانسیل الکتریکی (V)
ρ_c^{max}	حداکثر چگالی بار (C/m^3)
\vec{E}	میدان الکتریکی (N/C) یا (V/m)
λ_D	طول دبابی (m)
ϵ_r	نفوذپذیری الکتریکی (C^2/Nm^2)
f(t)	شکل موج تغییرات ولتاژ متناوب اعمالی به الکترودها
V_0	سرعت باد (m/s)
V_{rel}	سرعت نسبی (m/s)
a	ضریب القای محوری
a'	ضریب القای مماسی
ω	دور چرخش روتور (rad/s)
r	شعاع محلی نسبت به محور روتور (m)
ϕ	زاویه جریان ($^\circ$)
θ	زاویه پیش‌پره ($^\circ$)
α	زاویه حمله ($^\circ$)
β	زاویه توییست پره (استاتیک و در ساخت) ($^\circ$)
θ_p	زاویه پیش‌پره (دینامیک و متغیر) ($^\circ$)
f_{c_l}	ضریب تصحیح برای دو بعدی
f_{c_d}	ضریب تصحیح پسا دو بعدی
$C_{l,3D}$	ضریب برای سه بعدی
$C_{l,2D}$	ضریب برای دو بعدی
$C_{d,3D}$	ضریب پسای سه بعدی
$C_{d,2D}$	ضریب پسای دو بعدی
ΔC_l	تفاوت ضریب برای دوبعدی و حالت غیر لزج
ΔC_d	تفاوت ضریب پسای دوبعدی و حالت غیر لزج
F	ضریب تصحیح پرانتل
F_{tip}	ضریب تصحیح نوک پرانتل
F_{hub}	ضریب تصحیح ریشه پرانتل
R	شعاع پره (m)
B	تعداد پره
c	طول وتر مقطع ایرفویل محلی (m)
C_l	ضریب برآ
C_d	ضریب پسا
C_n	ضریب نیروی محوری
C_t	ضریب نیروی مماسی
C_T	ضریب تراست

- [18] A. Rezaeiha and M. Kotsonis, "Plasma Actuation for Mitigation of Fluctuating Loads on Airfoils: An Experimental Study," *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 1618, no. 5, p. 052067, 2020, <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1618/5/052067>.
- [19] M. Fadaei et al., "Enhancement of a horizontal axis wind turbine airfoil performance using single dielectric barrier discharge plasma actuator," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 235, no. 3, pp. 476-493, 2020, <https://doi.org/10.1177/0957650920936026>.
- [20] J. Omid, "DBD Plasma Actuator Effect on Mid-Blade Aerodynamics Enhancement of a NREL 5-MW Wind Turbine," in *2022 International Conference on Futuristic Technologies in Control Systems & Renewable Energy (ICFCR)*, 2022, pp. 1-6, <https://doi.org/10.1109/ICFCR54831.2022.9893633>.
- [21] M. Chetan et al., "Design of a 3.4-MW wind turbine with integrated plasma actuator-based load control," *Wind Energy*, vol. 25, no. 3, pp. 517-536, 2022, <https://doi.org/10.1002/we.2684>.
- [22] M. Hansen, *Aerodynamics of Wind Turbines* 3rd ed. Routledge, 2015, <https://doi.org/10.4324/9781315769981>.
- [23] E. Branlard, *Wind Turbine Aerodynamics and Vorticity-Based Methods* (Research Topics in Wind Energy). Springer Cham, 2017, p. 632, <https://doi.org/10.1007/978-3-319-55164-7>.
- [24] W. Z. Shen et al., "Tip loss corrections for wind turbine computations," *Wind Energy*, vol. 8, no. 4, pp. 457-475, 2005, <https://doi.org/10.1002/we.153>.
- [25] G. R. Pirrung et al., "A simple improvement of a tip loss model for actuator disc simulations," *Wind Energy*, vol. 23, no. 4, pp. 1154-1163, 2020, <https://doi.org/10.1002/we.2481>.
- [26] S. Hjort, "Non-Empirical BEM Corrections Relating to Angular and Axial Momentum Conservation," *Energies*, vol. 12, no. 2, <https://doi.org/10.3390/en12020320>.
- [27] W. Zhong et al., "A tip loss correction model for wind turbine aerodynamic performance prediction," *Renewable Energy*, vol. 147, pp. 223-238, 2020, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.08.125>.
- [28] J. G. Schepers, "Final report of IEA Annex XVIII: 'Enhanced Field Rotor Aerodynamics Database'," 2002, Available: <http://resolver.tudelft.nl/uuid:98573be4-3cdc-417d-a022-5c66dc43799b>.
- Aerospace Series, Cambridge: Cambridge University Press, 2018, <https://doi.org/10.1017/9781316676448.010>.
- [10] S. Sekimoto et al., "Flow Control around NACA0015 Airfoil Using a Dielectric Barrier Discharge Plasma Actuator over a Wide Range of the Reynolds Number," *Actuators*, vol. 12, no. 1, <https://doi.org/10.3390/act12010043>.
- [11] R. A. Bernal-Orozco, I. Carvajal-Mariscal, and O. M. Huerta-Chavez, "Performance of DBD Actuator Models under Various Operating Parameters and Modifications to Improve Them," *Fluids*, vol. 8, no. 4, 2023, <https://doi.org/10.3390/fluids8040112>.
- [12] J. Omid and K. Mazaheri, "Improving the performance of a numerical model to simulate the EHD interaction effect induced by dielectric barrier discharge," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 67, pp. 79-94, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2017.07.008>.
- [13] J. Omid and K. Mazaheri, "Micro-plasma actuator mechanisms in interaction with fluid flow for wind energy applications: operational parameters," *Engineering with Computers*, vol. 39, no. 3, pp. 2187-2208, 2023, <https://doi.org/10.1007/s00366-022-01623-8>.
- [14] P. Versailles et al., "Preliminary Assessment of Wind Turbine Blade Lift Control via Plasma Actuation," *Wind Engineering*, vol. 35, no. 3, pp. 339-356, 2011, <https://doi.org/10.1260/0309-524x.35.3.339>.
- [15] J. Omid and K. Mazaheri, "Differential evolution algorithm for performance optimization of the micro plasma actuator as a microelectromechanical system," *Scientific Reports*, vol. 10, no. 1, p. 18865, 2020, <https://doi.org/10.1038/s41598-020-75419-5>.
- [16] M. Fadaei, A. R. Davari, and F. Sabetghadam, "Genetic algorithm optimization of a horizontal axis wind turbine blade section performance equipped with a single dielectric barrier discharge plasma actuator utilizing a direct regression model," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 236, no. 20, pp. 10456-10469, 2022, <https://doi.org/10.1177/09544062221104346>.
- [17] L. Guoqiang and Y. Shihe, "Large eddy simulation of dynamic stall flow control for wind turbine airfoil using plasma actuator," *Energy*, vol. 212, p. 118753, 2020, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118753>.

- [29] M. Abdollahzadeh, J. C. Pascoa, and P. J. Oliveira, "Comparison of DBD plasma actuators flow control authority in different modes of actuation," *Aerospace Science and Technology*, vol. 78, pp. 183-196, 2018/07/01/2018, <https://doi.org/10.1016/j.ast.2018.04.013>.
- [30] J. P. M. Abdollahzadeh, Paulo Jorge Oliveira, "Numerical modeling of boundary layer control using dielectric barrier discharge," presented at the MEFTE IV Conferencia Nacional em Mecanica de Fluidos, Termodinamica e Energia, Lisbon, January 2012, 2012. https://www.researchgate.net/publication/273777271_Numerical_modeling_of_boundary_layer_control_using_dielectric_barrier_discharge.
- [31] D. C. Wilcox, *Turbulence Modeling for CFD* (no. v. 1). DCW Industries, 2006, ISBN 9781928729082. <https://www.amazon.com/Turbulence-Modeling-Third-David-Wilcox/dp/1928729088>.
- [32] C. Hirsch, *Numerical Computation of Internal and External Flows*. Butterworth-Heinemann Limited, 2006, ISBN 9780750665957. <https://www.sciencedirect.com/book/9780750665940/numerical-computation-of-internal-and-external-flows>.
- [33] L. A. Sarabia and M. C. Ortiz, "1.12 - Response Surface Methodology," in *Comprehensive Chemometrics*, S. D. Brown, R. Tauler, and B. Walczak, Eds. Oxford: Elsevier, 2009, pp. 345-390, <https://doi.org/10.1016/B978-044452701-1.00083-1>.
- [34] P. Brøndsted, R. P. L. Nijssen, *Advances in Wind Turbine Blade Design and Materials*. Woodhead Publishing, 2023, <https://doi.org/10.1016/C2018-0-02027-7>.
- [35] J. Martínez et al., "An improved BEM model for the power curve prediction of stall-regulated wind turbines," *Wind Energy*, vol. 8, no. 4, pp. 385-402, 2005, <https://doi.org/10.1002/we.147>.
- [36] K. Mazaheri, J. Omidi, and K. C. Kiani, "Simulation of DBD plasma actuator effect on aerodynamic performance improvement using a modified phenomenological model," *Computers & Fluids*, vol. 140, pp. 371-384, 2016, <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2016.10.015>.

شبیه سازی سه بعدی جریان آرام موازی یک مجموعه لوله نامحدود

چکیده: در این مقاله به شبیه سازی عددی سه بعدی جریان آرام دائم سیال نیوتنی موازی یک مجموعه لوله با چیدمان های منظم مثلثی (زاویه ۳۰ درجه)، مربعی (زاویه ۴۵ درجه) و شش وجهی (زاویه ۶۰ درجه) که بصورت نامحدود بوده و دیواره ای پیرامون آن ها وجود ندارد، پرداخته شده است. معادلات جریان سیال با استفاده از روش سیمپل و تقریب بالادست مرتبه دوم، توسط نرم افزار فلونت حل شده اند. روند حل به این صورت است که ابتدا یک توزیع سرعت یکنواخت بر روی مجموعه لوله ها در قسمت ورودی آن ها در نظر گرفته شده و با حرکت سیال در جهت موازی لوله ها، جریان به حالت توسعه یافته می رسد. طول ورودی هیدرودینامیکی، افت فشار، ضریب اصطکاک و توزیع سرعت برحسب نسبت فاصله مراکز لوله ها به قطر لوله ها مورد بررسی قرار گرفتند. نتایج نشان می دهد که طول ورودی هیدرودینامیکی در کلیه چیدمان ها، کمتر از طول ورودی جریان داخل یک لوله دایره ای شکل معمولی با قطر هیدرولیکی معادل می باشد و نسبت این طول به قطر هیدرولیکی معادل، با افزایش فاصله بین لوله ها کاهش می یابد. همچنین با افزایش تراکم لوله ها یا به عبارتی کاهش فاصله لوله ها، افت فشار در چیدمان ۳۰ درجه بیشتر از حالت های ۴۵ و ۶۰ درجه می باشد.

واژه های راهنما: جریان موازی، افت فشار، قطر هیدرولیکی، آرایش لوله ها، جریان در حال توسعه

حبیب اله سایهوند*

دانشیار

محسن خسروی

دانشجوی دکتری،

دانشکده مهندسی مکانیک،

دانشگاه بوعلی سینا، همدان

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۰۹

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۷/۱۵

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۷/۲۹

Habib Ala
Sayehvand*
Associate Professor

Mohsen Khosravi
PhD Candidate,
Faculty of Mechanical
Engineering Bu-Ali
Sina University,
Hamedan

3D numerical simulation laminar flow parallel an infinite tubes bundle

Abstract: in this article, three-dimensional numerical simulation of the steady flow of a Newtonian fluid parallel to a tube assembly with regular triangular arrangements, square and hexagon, which are infinite and there are no walls around them, have been discussed. Fluid flow equations have been solved using SIMPLE method and second-order upwind approximation by Fluent software. The solution process is that first, a uniform velocity distribution is considered on the inlet face around of tubes, and with the movement of the fluid in the parallel direction of the tubes, the flow reaches the developed state. Hydrodynamic inlet length, pressure drop, friction coefficient factor and velocity distribution were investigated according to the ratio of the distance between the centers of the tubes on the diameter. To ensure the accuracy of the simulation performance, the results of the developed part of this research have been compared with the results of valid references. The results show that the length of the hydrodynamic inlet in all arrangements is less than the length of the flow inlet inside a normal circular tube with an equivalent hydraulic diameter and the ratio of this length to the equivalent hydraulic diameter decreases with the increase of the distance between the tubes. Also, by increasing the compactivity of the tubes, or in other words, reducing the distance between the tubes, the pressure drops in the 30-degree arrangement is higher than in the 45 and 60-degree situations.

Keywords: Parallel flow, Pressure drop, Hydraulic diameter, Tube arrangement, Compacity of tube.

۱- مقدمه

پوسته مبدل یا راکتور و هم تحت تاثیر دیگر لوله‌ها می‌باشند و بقیه لوله‌ها به لوله‌های داخلی^۷ معروف می‌باشند. در کوره‌های صنعتی و یا راکتورهایی با سطح مقطع مستطیلی یا چند ضلعی، علاوه بر منطقه کناری و داخلی، محدوده گوشه^۸ نیز وجود دارد که یک لوله تحت تاثیر دو دیواره مجاور هم می‌باشد. واضح و مشخص است که در تجهیزاتی که تعداد لوله‌های زیادی در آن‌ها وجود داشته باشد، عمده جریان از نواحی داخلی عبور کرده و تاثیر نواحی لبه‌ای و گوشه‌ای بسیار کم می‌باشد که به این حالت، جریان نامحدود^۹ طولی نیز گفته می‌شود [۹]، [۱۰] و بیشتر تحقیقات نظری و تحلیلی در این ناحیه انجام می‌شوند. در این ناحیه با استفاده از تقارن می‌شود هندسه اطراف یک دسته لوله را به جریان عبوری از یک مقطع با زاویه‌های مختلف تبدیل و محدود نمود که در بخش‌های بعدی بیشتر به آن پرداخته خواهد شد.

پس از مشخص شدن هندسه مساله نوبت به نوع روش حل می‌رسد. ساده‌ترین روش حل برای محاسبه افت فشار و انتقال حرارت روش توده‌ای^{۱۰} می‌باشد که برای دما و سرعت هیچ توزیعی بر حسب متغیرهای دستگاه مختصات در نظر نمی‌گیرد و بر اساس روش‌های انتگرالی استوار می‌باشد [۱۱].

روش‌های دیگر که دربرگیرنده توزیع مکانی مساله هستند، شامل روش‌های چند بعدی می‌باشند. در روش یک بعدی، جریان طولی اطراف یک دسته لوله با جریان عبوری بین دو استوانه هم مرکز (جریان حلقوی)^{۱۱} با سطح مقطع‌های یکسان متناظر فرض شده کلیه کمیت‌ها فقط تابع مختصات شعاع استوانه‌ها می‌شوند. روش دو بعدی هم فقط برای حالت جریان توسعه یافته معتبر بوده و جریان عبوری از سطح یک قطاع با زاویه ۳۰، ۴۵ یا ۶۰ درجه بیانگر جریان طولی از روی یک دسته لوله می‌باشد. روش سه بعدی شبیه همان روش دو بعدی می‌باشد که سطح قطاع در راستای محور لوله‌ها نیز امتداد داده شده و یک کانال ایجاد شده که می‌توان توسط آن جریان در حال توسعه را نیز بررسی و تحلیل نمود. اهمیت این روش بخاطر در نظر گرفتن اثر تغییرات طولی کمیت‌هایی نظیر شار حرارتی تولید شده یا مصرف شده در لوله‌های راکتورهای دما بالا می‌باشد.

از اولین تحقیقاتی که بر روی جریان موازی یک مجموعه از استوانه‌های نامحدود انجام شد می‌توان به کارهای اسپارو و لوبفر

تحلیل جریان سیال در اطراف یک یا چند لوله کاربردهای بسیار فراوانی در انواع فرایندهای صنعتی و حتی در رشته‌های مختلف مهندسی دارد؛ این جریان یا بصورت عمود بر لوله‌ها (جریان عرضی) و یا بصورت موازی لوله‌ها (جریان طولی) می‌باشد. به عنوان مثال برای دست‌یابی به انتقال حرارت بیشتر، در مبدل‌های حرارتی لوله-پوسته‌ای (بدون در نظر گرفتن صفحات نگهدارنده لوله‌ها) از یک مجموعه لوله^{۱۲} با چیدمان متراکم^{۱۳} استفاده می‌شود، که جریان سیال اطراف این لوله‌ها در برخی نقاط بصورت عمود بر مجموعه لوله‌ها و در بیشتر طول مبدل، جریان موازی لوله‌ها می‌باشد [۱] و [۲]. از دیگر کاربردهای جریان اطراف یک مجموعه لوله می‌توان به دستگاه‌های تصفیه کننده، راکتورهای شیمیایی و هسته‌ای، کوره‌های صنعتی، دیگ‌های بخار و چگالنده‌های صنعتی اشاره کرد که این تجهیزات در صنایع مختلف از قبیل پتروشیمی، نیروگاهی، الکترونیکی، نظامی و غذایی کاربرد دارند [۳]، [۴]، [۵]، [۶] و [۷].

معمولاً جریان عمود بر لوله‌ها در تجهیزات صنعتی، می‌تواند باعث بروز مشکلاتی از قبیل ایجاد نقاط خیلی گرم^{۱۴} در میله‌های سوخت راکتورهای اتمی و یا لوله‌های فوق داغ کننده^{۱۵} دیگهای بخار شود (بدلیل توزیع غیر یکنواخت سرعت و افزایش موضعی آن)، ولی این موارد در جریان موازی لوله‌ها (بخصوص در حالت توسعه یافته) وجود نداشته و توزیع شارش سیال اطراف لوله‌ها در این الگو می‌تواند یکنواخت باشد [۸]؛ که این مهم باعث کاربرد فراوان این جریان در صنایع با حساسیت بالا نظیر راکتورهای اتمی شده است.

با توجه به اینکه حل تحلیلی و یا عددی کل میدان جریان اطراف یک دسته لوله نه امکان‌پذیر بوده و نه نیاز می‌باشد، بنابراین برای حل جریان موازی یک دسته لوله که چیدمان منظمی دارند، ابتدا لازم است که هندسه مساله را به درستی تشخیص داده و آنرا به ساده‌ترین حالت ممکن تبدیل کنیم. معمولاً دسته لوله‌های تجهیزاتی مثل مبدل حرارتی و راکتورهای هسته‌ای شیمیایی داخل یک پوسته استوانه‌ای بزرگتر قرار گرفته‌اند که در این وضعیت، بیرونی‌ترین لوله‌های مبدل به عنوان لوله‌های کناری^{۱۶} نامیده می‌شوند که هم تحت تاثیر دیواره

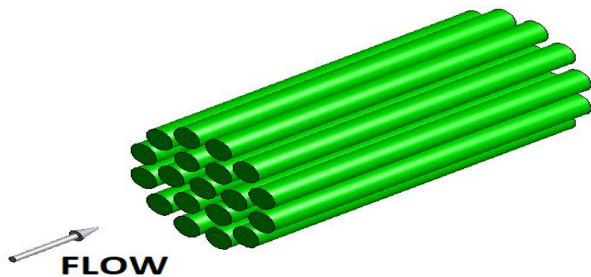
⁶ Edge⁷ Interior⁸ Corner⁹ Infinity¹ Lumped Analysis 0¹ Annular or concentric 1¹ Baffle² Tube bundle³ Compact array⁴ Hot spot⁵ Super heater

محدوده کوچکی، برای هر جز حجم^۳ و هر میزان از تراکم لوله‌ها معتبر می‌باشد. دقت نتایج روش تقریبی-تحلیلی پیشنهادی ایشان با نتایج حل عددی نرم افزار فلونت قابل قبول می‌باشد. با توجه به اینکه تاکنون در زمینه جریان سه بعدی در حال توسعه موازی استوانه‌ها، بررسی چندانی انجام نشده است؛ هدف از این تحقیق شبیه‌سازی عددی میدان جریان سه بعدی در حال توسعه موازی یک مجموعه استوانه در چیدمان‌های مختلف است.

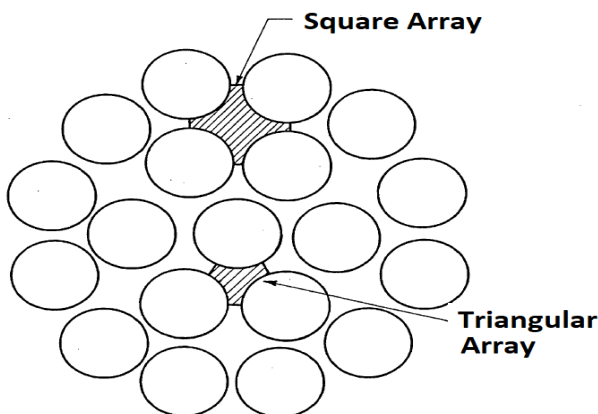
۲- مدل‌سازی مساله

اگر چیدمان لوله‌ها مطابق شکل (۱) بصورت منظم باشد می‌توان از تقارن موجود استفاده کرده و بجای تحلیل کل فضای سیال اطراف همه لوله‌ها، به حل جریان داخل یک کانال مطابق شکل (۲) با سطح مقطع شبیه به شکل (۳) برای زاویه‌های مختلف پرداخت.

با توجه به اینکه در تحقیقات تئوری انجام شده، هیچ دیواره-ای اطراف لوله‌ها در نظر گرفته نشده و فرض بر این است که تعداد لوله‌ها نامحدود باشد، در این تحقیق نیز از همین روش استفاده شده و مطابق شکل (۲) و (۳) می‌توان از خاصیت تقارن برای حل مساله استفاده کرد.



شکل ۱ یک دسته لوله نامحدود



شکل ۲ سطح مقطع مربعی و مثلثی عبور سیال از بین لوله‌ها

[۱۲] (۱۹۵۹) اشاره کرد که با استفاده از حل تحلیلی معادلات پواسون و لاپلاس به روش جداسازی متغیرها، میدان جریان دو بعدی توسعه یافته اطراف یک مجموعه لوله با چیدمان مربعی و مثلثی را بررسی کردند. در این تحقیق افت فشار، توزیع سرعت، تنش برشی دیواره و ضریب اصطکاک سطحی برای نسبت فاصله به قطر لوله‌های مختلف (با همان نسبت تراکم لوله‌ها) محاسبه و ترسیم شد. تجزیه و تحلیل آنها نشان داد که برای نسبت فاصله‌های بسیار کم، افت فشار در چیدمان مثلثی بیشتر است و با افزایش فاصله بین لوله‌ها، نوع چیدمان لوله‌ها تاثیری در افت فشار آنها ندارد. آنها در این مقاله اشاره کردند که در این زمینه تا دهه ۶۰ میلادی تحقیقات تئوری و آزمایشگاهی بسیار اندکی انجام شده است.

هاپل [۱۳] (۱۹۵۹) جریان سیال لزج اطراف یک مجموعه لوله را با در نظر گرفتن یک سلول واحد شبیه جریان حلقوی و با فرض صرف نظر کردن از اصطکاک جداره بیرونی بررسی کرد. بانرجی و هادلر [۱۴] (۱۹۷۳) جریان اطراف لوله‌ها با چیدمان مثلثی را به کمک روش حساب تغییرات^۱ بررسی کردند. دراموند و طاهر [۱۵] (۱۹۸۴) به بررسی جریان سیال موازی و عمود بر لوله‌ها با چیدمان مربعی، شش ضلعی، مستطیلی و مثلثی در محدوده عدد رینولدز کمتر از یک پرداختند و روابط تحلیلی برای محاسبه نیروی درگ استوانه‌ها در چیدمان‌های کم تراکم لوله‌ها (نسبت گام به قطر زیاد) ارائه دادند و مشخص شد که چیدمان مثلثی بیشترین تراکم را داشته ولی سرعت متوسط آن نسبت به چیدمان مربعی در یک تراکم یکسان کمتر می‌باشد. وانگ [۱۶] (۱۹۹۹) با استفاده از روش اغتشاشات^۲ به بررسی جریان موازی استوانه‌هایی در چیدمان مثلثی پرداختند و سرعت سیال را به صورت تحلیلی با عبارت‌های از مرتبه سوم محاسبه نمودند. در این تحقیق برای استوانه‌ها سطح مقطع‌های مختلفی نظیر ستاره‌ای شکل و گلبرگی شکل در نظر گرفته شد. کلوژه و همکاران [۱۷] (۲۰۱۵) با استفاده از رابطه توانی برای سیال غیرنیوتنی و روش حل بدون شبکه بندی نتیجه گرفتند که برای تحلیل جریان موازی لوله‌ها می‌توان از روش‌ها و روابط مربوط به محیط متخلخل^۳ نیز استفاده نمود.

صادقی‌فر و همکاران [۱۸] (۲۰۱۶) با استفاده از روش تحلیلی جریان سیال و انتقال حرارت از یک مجموعه لوله با چیدمان مربعی را محاسبه کرد. او در تحقیق خود دمای هر ردیف از لوله‌ها را متفاوت در نظر گرفته و نتایج حاصل شده بجز

³ Porous media

⁴ Volume fraction

¹ Variational calculus

² Perturbation

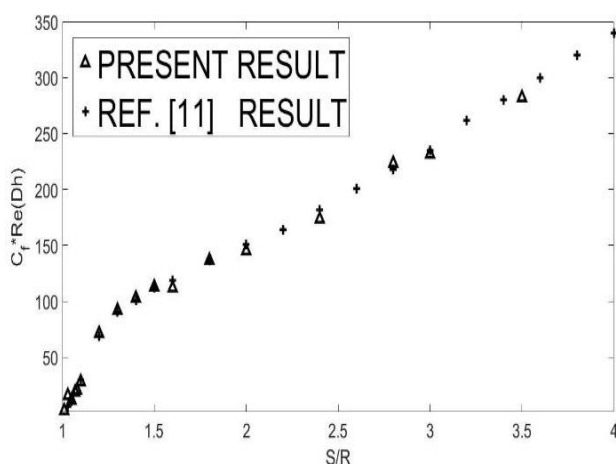
به عنوان نمونه در چیدمان مثلثی ۳۰ درجه لوله‌ها برای نسبت فاصله لوله‌ها به شعاع لوله $S/R=1/8$ و نسبت طول کانال به شعاع $L/R=100$ نتایج ضریب اصطکاک برای شبکه با تعداد سلول‌های مختلف بصورت جدول (۱) می‌باشد. با توجه به وجود اختلاف حدود دو درصد در بین دو شبکه ۲۸۸۰۵۸۶ سلولی و شبکه ۱۲۰۰۴۸ سلولی، بنابراین شبکه انتخاب شده برای تحلیل این نسبت تراکم لوله‌ها، شبکه ۱۲۰۰۴۸ سلولی خواهد بود. البته لازم به ذکر است که با افزایش بیشتر تعداد حجم‌های محدود، خطای گرد کردن اعداد نیز افزایش و باعث کاهش دقت نتایج و حتی در برخی موارد واگرایی آن‌ها گردید.

جدول ۱ نتایج ضریب اصطکاک برای تعداد سلول‌های مختلف

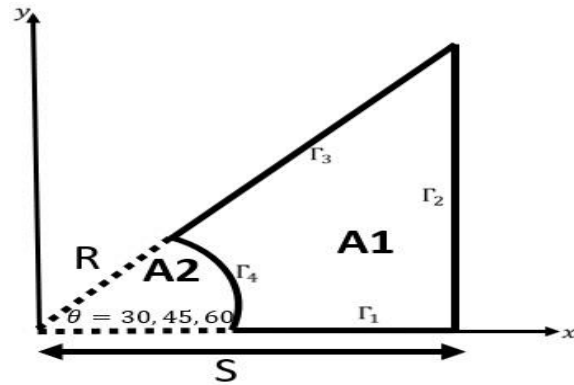
elements	۲۰۵۴۳۶	۶۸۰۳۴۰	۱۲۰۰۴۸۰	۲۸۸۰۵۸۶
C_f	۰/۱۰۵۵۴۱	۰/۱۰۵۷۶۵	۰/۱۰۶۰۷۶	۰/۱۰۶۲۹۶

۲-۲- اعتبار سنجی و ارزیابی مدل

برای اطمینان از صحت مدل‌سازی انجام شده، ابتدا جریان موازی لوله‌ها با چیدمان ۴۵ درجه و نسبت فاصله $S/R=1/1$ بصورت سه بعدی و با طول ورودی در حال توسعه حل شده و پس از رسیدن جریان به حالت توسعه یافته، نتایج مربوط به متغیر حاصلضرب ضریب اصطکاک در عدد رینولدز (بر اساس تعریف قطر هیدرولیکی) با نتایج مرجع [۱۱] مطابق شکل (۴) مقایسه گردید. مشاهده شد که خطای بین نتایج از ۴ درصد کمتر می‌باشد. بنابراین در مرحله بعد به استخراج نتایج اصلی و بررسی آن‌ها پرداخته شده‌است.



شکل ۴ مقایسه ضریب اصطکاک دیواره چیدمان ۳۰ درجه با نتایج مرجع [۱۱]



شکل ۳ سطح مقطع عبور سیال از کانال و مشخصات مرزها

به این ترتیب معادلات حاکم بر مساله با فرض دائمی و آرام بودن جریان و سیال نیوتنی غیرقابل تراکم مطابق رابطه (۱) می‌باشد.

$$\begin{aligned} \nabla \cdot V &= 0 \\ \rho V \nabla \cdot V &= -\nabla P + \mu \nabla^2 V \end{aligned} \quad (1)$$

که در آن V سرعت سیال، ρ چگالی سیال، P فشار سیال و μ لزجت سیال است.

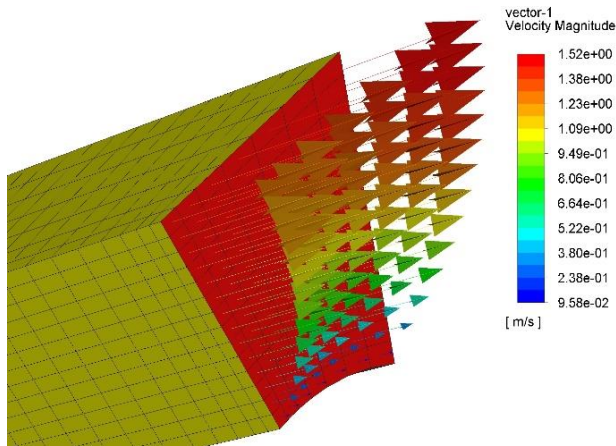
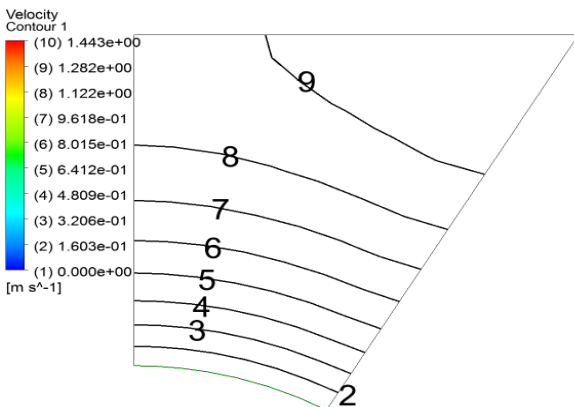
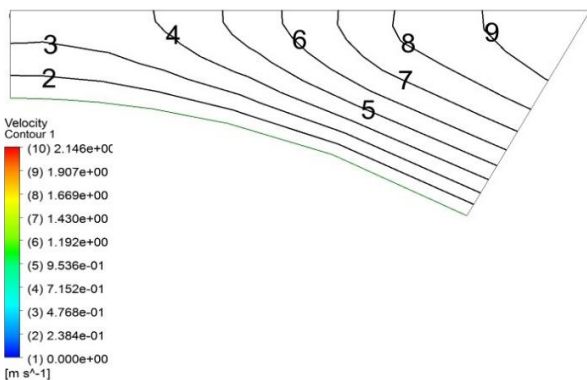
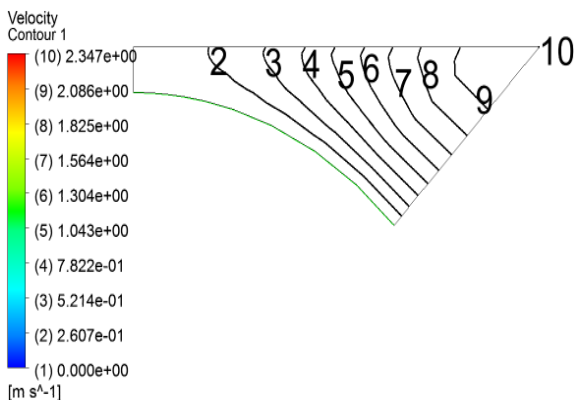
برای شرایط مرزی با توجه به هندسه مساله در شکل (۳) مشخص می‌شود که می‌توان از تقارن بین لوله‌های مجاور استفاده کرد و در مرزهایی که تقارن دارند شرط مرزی تقارن (عدم نفوذ جریان برای میدان سرعت) را بکاربرد. برای روی استوانه هم شرط عدم لغزش (سرعت صفر) را در نظر گرفت. شرط مرزی در ورودی کانال بصورت سرعت میانگین یکسان برای کلیه حالت‌ها، و در خروجی نیز فشار ثابت محیط می‌باشد.

معادله (۱) از روش عددی حجم محدود و روش گسسته سازی بالادست مرتبه دوم^۱ برای ترم‌های جابجایی معادلات ممنوم و حل معادلات بقا بر اساس الگوریتم SIMPLE با استفاده از نرم افزار فلونت حل شده که در ادامه به آن پرداخته خواهد شد.

۲-۱- استقلال از شبکه

با توجه به اینکه معادلات جریان بصورت سه بعدی بوده و زمان حل آن‌ها زیاد می‌باشد، لزوم دستیابی به شبکه بهینه‌شده که با کمترین سلول محاسباتی نتایج دقیق و قابل قبولی را ارائه کند اهمیت دوچندانی پیدا می‌کند. برای این مهم در ابتدا برای تراکم‌های مختلف لوله‌ها شبکه مورد نظر استخراج و در مراحل بعدی مورد استفاده قرار خواهد گرفت.

¹ Second order Upwind

شكل ۵ بردار سرعت چيدمان ۴۵ درجه و نسبت فاصله $S/R= 1/6$ شكل ۶ كانتور توزيع سرعت چيدمان ۳۰ درجه لوله‌ها و نسبت فاصله‌هاي ۲، $S/R= 1/1$ 

از شكل (۴) مشخص است كه مقدار متغير $Re_{Dh} * C_f$ با افزايش نسبت فاصله لوله‌ها زياد مي‌شود، كه دليل آن افزايش سطح مقطع عبور سيال با افزايش فاصله لوله‌ها مي‌باشد.

۳- نتايج و بحث

نتايج اين تحقيق در چهار بخش كانتورهاي ميدان سرعت، توزيع فشار، طول توسعه يافتگي جريان و توزيع تنش برشي و ضرايب اصطكاك مربوطه تهيه و تحليل شده اند.

۳-۱- توزيع سرعت

در شكل‌هاي (۵) تا (۸) كانتور توزيع سرعت براي تراكم‌هاي به ترتيب از زياد تا كم لوله‌ها با فاصله‌هاي ۲، $S/R= 1/1$ و چيدمان‌هاي ۳۰، ۴۵ و ۶۰ درجه، براي حالت جريان توسعه يافته نهايي ترسيم شده‌اند.

در راهنماي اين شكل‌ها مقدار عددي سرعت هر يك از شماره خط‌هاي ميدان سرعت نشان داده شده است. نتايج نشان مي‌دهد كه سرعت سيال در محلي كه بيشترين فاصله از ديواره لوله را دارد به مقدار حداكثر خود مي‌رسد؛ همچنين با فرض سرعت ميانگين يكسان، با کاهش تراكم لوله‌ها، سطح عبور سيال افزايش يافته و باعث کاهش افت فشار جريان و در نهايت منجر به افزايش سرعت بي بعد مي‌شود.

براي مشخص كردن نوع آرام يا مغشوش بودن جريان بايد از عدد رينولدز استفاده كرد، اين متغير يا بر اساس قطر لوله [۹] يا بر اساس قطر هيدروليكي كانال سطح مقطع عبور سيال مطابق رابطه (۲) تعريف مي‌شود.

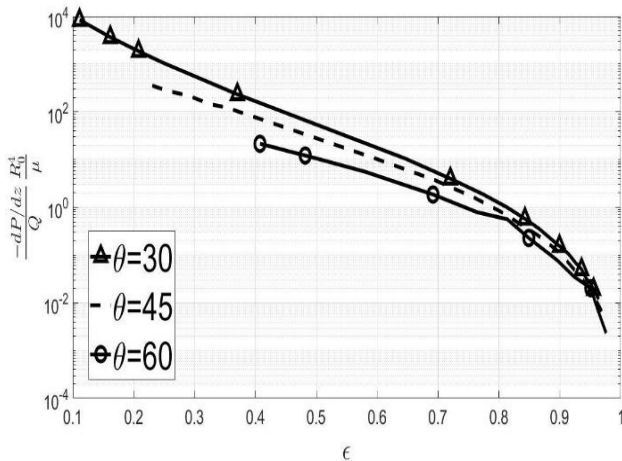
$$Re_R = \frac{\rho 2R\bar{V}}{\mu} \quad \text{or} \quad Re_{D_h} = \frac{\rho D_h \bar{V}}{\mu} \quad (2)$$

كه در اين رابطه R شعاع لوله‌ها، D_h قطر هيدروليكي كانال بر اساس محيط تر شده، \bar{V} سرعت ميانگين سيال و μ لزجت سيال مي‌باشد. به اين ترتيب عدد رينولدز بر اساس قطر لوله‌ها هميشه مقداري ثابت خواهد داشت (در اين تحقيق براي سيال هوا $Re_R = 140$ مي‌باشد) و عدد رينولدز بر اساس قطر هيدروليكي تا نسبت فاصله حدود $S/R= 2$ كمتر از عدد رينولدز بر اساس قطر لوله و براي نسبت فاصله $S/R= 4$ حدود دو برابر رينولدز بر اساس قطر لوله مي‌باشد كه در هر دو حالت جريان آرام مي‌باشد.

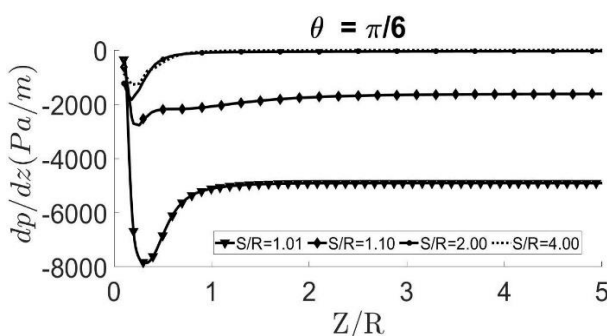
۳-۲- توزیع فشار

در شکل (۹) نمودار لگاریتمی متغیر افت فشار بی بعد جریان در حالت توسعه یافته بر حسب ضریب تراکم لوله‌ها ϵ که مطابق شکل (۲) بصورت حجم فضای عبور سیال $A1$ به کل حجم مورد نظر $A1+A2$ می‌باشد، ارائه شده است. ضریب تراکم بر حسب نوع چیدمان لوله‌ها و نسبت فاصله آن‌ها تغییر می‌کند ولی در یک چیدمان ثابت از لوله‌ها، این ضریب فقط تابع نسبت فاصله S/R می‌باشد.

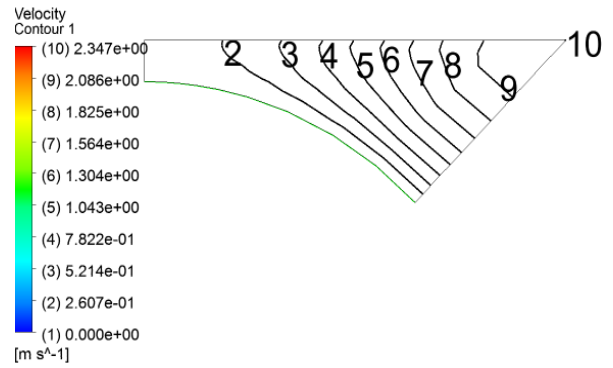
از شکل (۹) مشخص است که بیشترین افت فشار برای چیدمان بسیار متراکم (یعنی $S/R=1/0.1$) مثلاً ۳۰ درجه می‌باشد؛ در این حالت با کاهش سطح مقطع عبور سیال (در یک سرعت میانگین ثابت) افت فشار زیادی ایجاد می‌شود و با افزایش نسبت فاصله لوله‌ها تاثیر دیواره بر روی جریان کم شده بطوریکه برای هر سه چیدمان افت فشار یک مقدار ثابت می‌باشد. همچنین از شکل (۹) مشخص می‌شود که با کاهش نسبت فاصله لوله‌ها تاثیر این متغیر بر روی ضریب تراکم بیشتر می‌شود بطوریکه برای نسبت $S/R=1/0.1$ ضریب تراکم در چیدمان ۳۰ درجه برابر $\epsilon=0.11$ و برای چیدمان ۶۰ درجه $\epsilon=0.4$ می‌باشد.



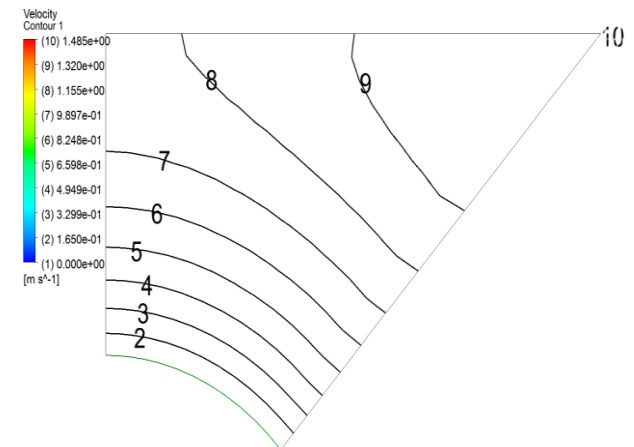
شکل ۹ نمودار افت فشار جریان توسعه یافته بر حسب تراکم لوله‌ها



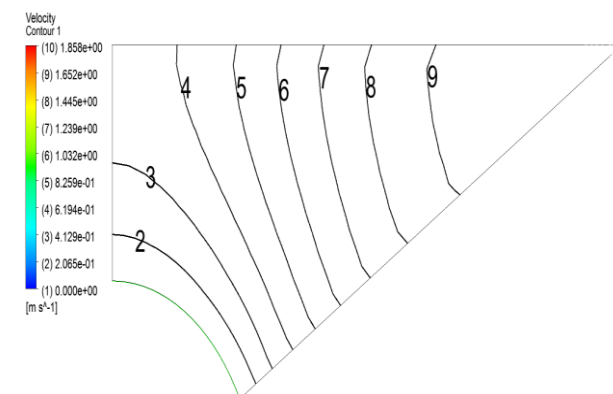
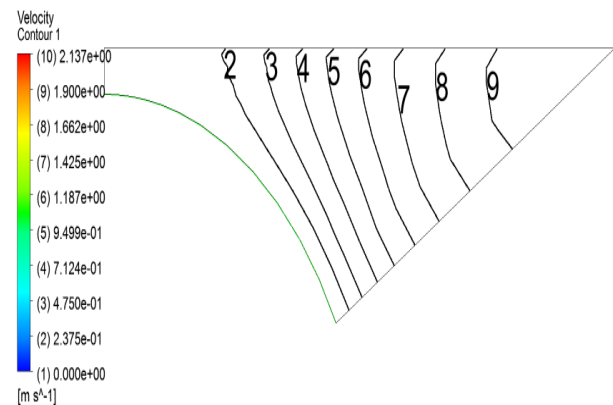
شکل ۱۰ نمودار افت فشار جریان در حال توسعه برای چیدمان ۳۰ درجه در راستای کانال



شکل ۷ کانتور توزیع سرعت چیدمان ۴۵ درجه لوله‌ها و نسبت فاصله‌های ۲، ۱/۱ $S/R=$

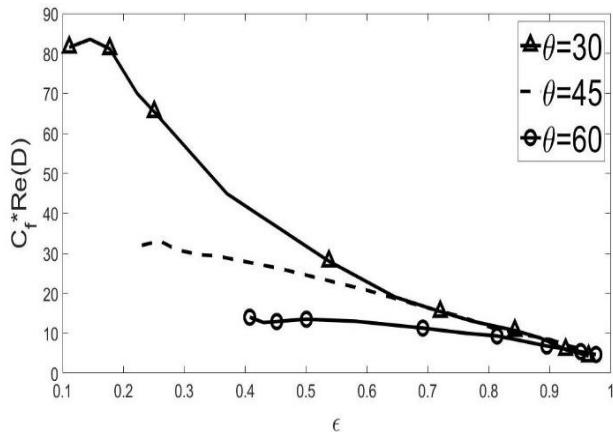


شکل ۸ کانتور توزیع سرعت چیدمان ۶۰ درجه لوله‌ها و نسبت فاصله‌های ۲، ۱/۱ $S/R=$



۳-۴- تنش برشی و ضریب اصطکاک

شکل (۱۲) تاثیر تراکم لوله‌ها بر روی متغیر ضریب اصطکاک را نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که عدد رینولدز در این رابطه براساس قطر لوله تعریف شده است. تغییرات این ضریب شبیه نمودارهای افت فشار با کاهش تاثیر مرز لوله‌ها مستقل از نوع چیدمان لوله‌ها رفتار می‌کند و بیشترین مقدار آن هم برای چیدمان بسیار متراکم ۳۰ درجه می‌باشد.



شکل ۱۲ نمودار ضریب اصطکاک بر حسب تراکم لوله‌ها

۵- نتیجه‌گیری

با مشاهده نتایج تحقیق مشخص شد که متغیرهای هندسی شبیه چیدمان زاویه و فاصله لوله تاثیر فراوانی بر روی افت فشار و ضریب اصطکاک دارند. بطوریکه برای پرتراکم‌ترین حالت لوله‌ها که زاویه ۳۰ درجه و فاصله کم لوله‌ها می‌باشد بیشترین افت فشار و ضریب اصطکاک وجود دارد. نکته دیگر تاثیر شرایط مرزی بر روی طول توسعه یافتگی جریانهای داخلی می‌باشد که در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفته شد و مشخص شد با کاهش محدوده مرزهای دیواره‌های ساکن، نسبت طول به قطر هیدرولیکی جریان کاهش می‌یابد و در آخر اینکه افزایش متغیر حاصل ضرب ضریب اصطکاک در عدد رینولدز بر حسب نسبت فاصله لوله‌ها، معرف افزایش تنش برشی روی دیواره نبوده و فقط به دلیل افزایش سطح مقطع عبور سیال که در تعریف قطر هیدرولیکی استفاده می‌شود، می‌باشد.

۶- فهرست علائم و اختصارات

علائم انگلیسی

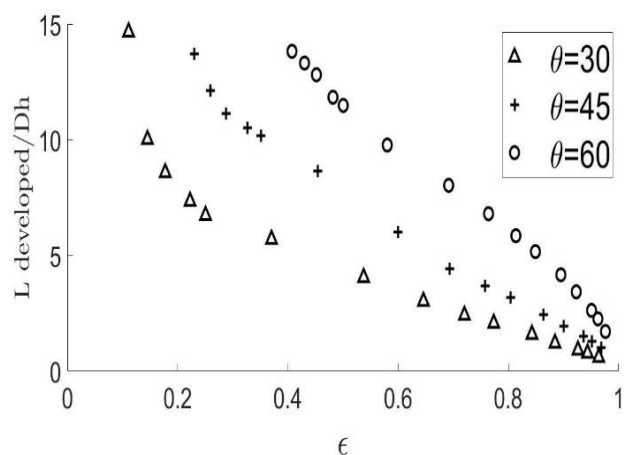
A_1	مساحت برش لوله m^2
A_2	مساحت عبور جریان m^2

شکل (۱۰) به مقایسه افت فشار داخل کانال با چیدمان ۳۰ درجه و برای نسبت تراکم‌های مختلف پرداخته‌است. در کلیه حالت‌ها در ورودی کانال افت فشار بیشتر بوده و به تدریج با حرکت به سمت جریان توسعه یافته، افت فشار نیز کمتر می‌شود.

۳-۳- طول ورودی جریان در حال توسعه

در شکل (۱۱) نمودار طول ورودی جریان توسعه یافته بر حسب قطر هیدرولیکی متناظر با سطح مقطع کانال و محیط ترشده سیال برای سه چیدمان رسم شده است. نتیجه غیر قابل پیش‌بینی تحقیق این بود که جریان سیال داخل کانال در مقایسه با جریان آرام داخل لوله دایره‌ای شکل (که حدود ۱۴۰ برابر قطر لوله می‌باشد)، در نسبت طول به قطر کمتری (حدود ۵۰ برابر قطر هیدرولیکی)، به حالت توسعه یافتگی می‌رسد و این طول با افزایش فاصله لوله‌ها، کاهش می‌یابد. علاوه بر این با افزایش زاویه بین لوله‌ها، نسبت طول ورودی به قطر هیدرولیکی افزایش می‌یابد.

از مهمترین دلایل کاهش طول جریان توسعه یافته می‌توان به تاثیر نوع شرایط مرزی در میدان سرعت اشاره کرد؛ بطوریکه برای جریان داخل استوانه دایره‌ای شکل، تمام محیط اطراف سیال را دیواره بدون لغزش در بر گرفته ولی در مساله مورد نظر این تحقیق، به دلیل وجود تقارن در محیط اطراف کانال، تاثیر دیواره کمتر شده و منجر به توسعه یافتگی سریعتر جریان خواهد شد. بطوریکه با افزایش فاصله لوله‌ها و کم شدن اثرات دیواره استوانه، مثل این است که جریان به سمت جریان یکنواخت ایده آل در دوردست میل می‌کند که در این جریان طول ورودی صفر و غیر قابل کاربرد می‌باشد.



شکل ۱۱ نمودار نسبت طول توسعه یافتگی به قطر هیدرولیکی کانال بر حسب تراکم لوله‌ها

عدد رینولدز بر حسب قطر واقعی استوانه‌ها Re

علائم یونانی

ε ضریب تراکم لوله‌ها
 μ لزجت سیال Pa.s
 Γ مرز سیال
 ρ چگالی، kg/m^3
 θ زاویه چیدمان لوله‌ها

C_f ضریب اصطکاک

D قطر لوله

D_h قطر هیدرولیکی

L طول کانال در راستای محور Z

P فشار سیال Pa

R شعاع لوله m

Q دبی حجمی سیال M^3/s

S فاصله مراکز لوله‌ها m

V سرعت سیال m/s

x, y, z مولفه‌های دستگاه مختصات

1-24, 2018, doi: <https://doi.org/10.1007/s40430-018-1273-7>.

۷- مراجع

- [9] V. Poplavskii, A. Efanov, A. Zhukov, S. Kalyakin, A. Sorokin, and Y. S. Yuriev, "Thermohydraulic studies of sodium-cooled reactor facilities," *Atomic energy*, vol. 108, pp. 296-302, 2010, doi: <https://doi.org/10.1007/s10512-010-9292-1>.
- [10] E. Erdim, Ö. Akgiray, and İ. Demir, "A revisit of pressure drop-flow rate correlations for packed beds of spheres," *Powder technology*, vol. 283, pp. 488-504, 2015, doi: <https://doi.org/10.1201/9780429157608>.
- [11] N. E. Todreas and M. S. Kazimi, *Nuclear systems volume I: Thermal hydraulic fundamentals*. CRC press, 2021, doi: <https://doi.org/10.1201/9781351030502>.
- [12] E. Sparrow and A. Loeffler Jr, "Longitudinal laminar flow between cylinders arranged in regular array," *AICHE Journal*, vol. 5, no. 3, pp. 325-330, 1959, doi: <https://doi.org/10.1002/aic.690050315>.
- [13] J. Happel, "Viscous flow relative to arrays of cylinders," *AICHE Journal*, vol. 5, no. 2, pp. 174-177, 1959, doi: <https://doi.org/10.1002/aic.690050211>.
- [14] S. Banerjee and G. Hadaller, "Longitudinal laminar flow between cylinders arranged in a triangular array by a variational technique," 1973, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3423150>.
- [15] J. Drummond and M. Tahir, "Laminar viscous flow through regular arrays of parallel solid cylinders," *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 10, no. 5, pp. 515-540, 1984, doi: [https://doi.org/10.1016/0301-9322\(84\)90079-X](https://doi.org/10.1016/0301-9322(84)90079-X).
- [16] C. Wang, "Longitudinal flow past cylinders arranged in a triangular array," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 23, no. 3, pp. 219-230, 1999, doi: [https://doi.org/10.1016/S0278-6125\(99\)90104-8](https://doi.org/10.1016/S0278-6125(99)90104-8).
- [1] M. E. Skuntz, R. Elander, M. Al Azawii, P. Bueno, and R. Anderson, "System efficiency of packed bed TES with radial flow vs. axial flow—Influence of aspect ratio," *Journal of Energy Storage*, vol. 72, p. 108463, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.est.2023.108463>.
- [2] D. Handly, "Momentum and heat transfer mechanisms in regular shaped packings," *Trans. Inst. Chem. Eng.*, vol. 46, pp. 251-259, 1968, doi: [https://doi.org/10.1016/1359-4311\(95\)00023-2](https://doi.org/10.1016/1359-4311(95)00023-2).
- [3] C. E. Baukal Jr, *Heat transfer in industrial combustion*. CRC press, 2000, doi: [https://doi.org/10.1016/S0278-6125\(99\)90104-8](https://doi.org/10.1016/S0278-6125(99)90104-8).
- [4] G. Beavers, E. M. Sparrow, and D. Rodenz, "Influence of bed size on the flow characteristics and porosity of randomly packed beds of spheres," 1973, doi: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(90\)90177-V](https://doi.org/10.1016/0017-9310(90)90177-V).
- [5] W. M. Kays and A. L. London, "Compact heat exchangers," 1984, doi: [https://doi.org/10.1016/S0278-6125\(99\)90104-8](https://doi.org/10.1016/S0278-6125(99)90104-8).
- [6] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and Y. I. Cho, *Handbook of heat transfer*. Mcgraw-hill New York, 1998, ISBN-13 : 978-0070535558.
- [7] O. Miyatake and H. Iwashita, "Laminar-flow heat transfer to a fluid flowing axially between cylinders with a uniform surface temperature," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 33, no. 3, pp. 417-425, 1990, doi: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(90\)90177-V](https://doi.org/10.1016/0017-9310(90)90177-V).
- [8] M. Asif and A. Dhiman, "Analysis of laminar flow across a triangular periodic array of heated cylinders," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 40, pp. 1-10, 2018, doi: <https://doi.org/10.1007/s40430-018-1273-7>.

1999, doi: [https://doi.org/10.1016/S0307-904X\(98\)10075-6](https://doi.org/10.1016/S0307-904X(98)10075-6).

- [17] J. Kolodziej, M. Mierzwiczak, and M. Ciałkowski, "Power law fluid flow through a bundle of regular fibers," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 39, no. 21, pp. 6425-6437, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2015.01.067>.
- [18] H. Sadeghifar, N. Djilali, and M. Bahrami, "A compact closed-form Nusselt formula for laminar longitudinal flow between rectangular/square arrays of parallel cylinders with unequal row temperatures," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 100, pp. 248-254, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.10.004>.

بررسی علل شکست لاینر موتور دیزل لکوموتیو

چکیده: در این پژوهش عوامل موثر بر روی شکست لاینر موتور توربوشارژ (16215T) لکوموتیو بررسی شده است. با تهیه سه نمونه لاینر از تولیدکننده های مختلف و ارسال به آزمایشگاه، خواص مکانیکی اعم از سختی و استحکام کششی و همچنین درصد عناصر سازنده و تفاوت مقادیر آن ها در نمونه های مختلف مورد مطالعه قرار گرفت. در ادامه تاثیر درصد وزنی عناصر مختلف بر روی خواص مکانیکی چدن خاکستری تحقیق شد. با تهیه تصاویر میکروسکوپی در بزرگنمایی 100X، ساختار زمینه رویت گردید. همچنین شکل و آرایش گرافیت های ورقه ای در نمونه های مختلف با یکدیگر مقایسه و تاثیر آن بر روی شکست و رشد ترک در لاینر بررسی گردید. سه نمونه لاینر، تعیین دسته بندی و نوع ماده سازنده، شده اند. با رویت فسفید یوتکتیک در ریز ساختار دو نمونه A (لاینر کاملاً شکسته شده) و B (لاینر ترک خورده) و همچنین درصد بالای فسفر، عیوب ساختاری و وجود نابعایی ها در دانه بندی سبب شکست این نمونه ها شده است. همچنین توزیع غیر یکنواخت گرافیت ورقه ای در این دو نمونه، طول و ضخامت کم آن ها سبب افزایش استحکام، کاهش جذب و تعدیل انرژی شده است.

واژه های راهنما: لاینر، موتور دیزل، چدن خاکستری، گرافیت ورقه ای، رشد ترک، 16rk215T

مهسا امانی*

کارشناس تعمیرات موتور،
واحد مهندسی،
شرکت تعمیرات ریلی مپنا،
تهران

مهدی جوادی

مدیر واحد مهندسی،
شرکت تعمیرات ریلی مپنا،
تهران

مقاله علمی ترویجی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۲/۰۵

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۷/۲۵

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۸/۱۰

A failure analysis study of wet liner in locomotive diesel engine

Mahsa Amani*
Engine Repair Expert,
Engineering Department,
MAPNA Railway
Operation Development
& Maintenance
Company, Tehran

Mahdi Javadi
Head of the Engineering
Department,
MAPNA Railway
Operation Development
& Maintenance
Company, Tehran

Abstract: In this research, the effective factors on the liner failure of the turbocharged engine (16rk215T) of the locomotive have been investigated. By preparing three liner samples from different manufacturers and sending them to the laboratory, the mechanical properties, including hardness and tensile strength, as well as the percentage of constituent elements and the difference in their values in different samples, were studied. Next, the effect of the weight percentage of different elements on the mechanical properties of gray cast iron was investigated. By preparing microscopic images at 100x magnification, the background structure was seen. Also, the shape and arrangement of lamellar-graphite in different samples were compared with each other and its effect on the fracture and crack growth in the liner was investigated. Three samples of liner, grade and material have been determined. With the appearance of eutectic phosphide in the structures of two samples A (broken liner) and B (liner with crack), as well as the high percentage of phosphorus, structural defects and the presence of dislocations in the grain cause the failure of these samples. Also, non-uniform production of lamellar-graphite in these two samples, its short length and thickness increases strength, reduces absorption and reduces energy.

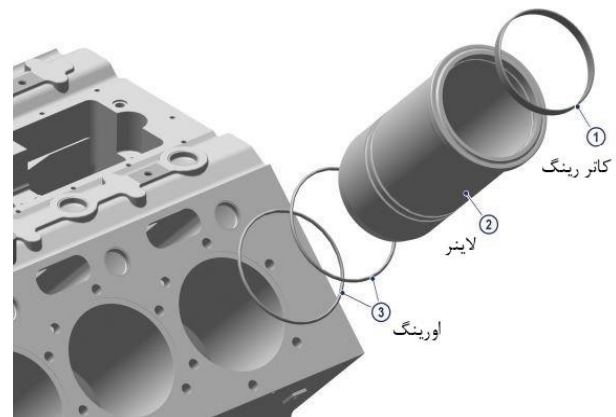
Keywords: Liner, diesel engine, Gray cast iron, Lamellar graphite, Crack growth, 16rk215T

۱- مقدمه

موتورهای دیزلی به علت استفاده از گازوئیل که سوختی ارزان است، کاربرد گسترده‌ای در زمینه‌های مختلف دریایی، ریلی، نظامی و ... دارند. همچنین از این موتورها به عنوان منبع تولید توان به منظور ایجاد نیروگاه‌های مقیاس کوچک استفاده می‌شود. لاینر قطعه استوانه‌ای درون موتورهای دیزلی سنگین است که وظیفه هدایت پیستون و ایجاد غشا محافظه احتراق را به عهده دارد.



شکل ۱ لاینر موتور دیزل 16rk215T لکوموتیو آلستوم



شکل ۲ اجزا لاینر موتور دیزلی

اگر جنس این قطعه سختی مناسبی نداشته باشد، در سایه با رینگ باعث ورود عناصر آلاینده آهن، آلومینیوم و کروم به روغن می‌شود. همچنین با خروج از تolerانس ابعادی، لاینر و رینگ باعث ورود گاز حاصل از احتراق به بلوکه و افزایش فشار گاز کارتر می‌شود. با در نظر گرفتن محافظه احتراق به عنوان مخزن جدار نازک و بررسی تنش هوب^۱ می‌توان دریافت به دلیل دو برابر بودن تنش محیطی نسبت به طولی، ترک و شکست لاینر در این جهت محتمل تر است. با نفوذ آب از مدار خنک کاری به درون

کارتر از محل ترک خوردگی، اختلاط آب و روغن اتفاق می‌افتد. همچنین در موارد شدیدتر، تجمع آب در محفظه احتراق که مایعی غیرقابل تراکم است، باعث کج شدن شاتون و آسیب به پاورپک خواهد بود. اگر جنس لاینر چقرمگی لازم را نداشته باشد، نمی‌تواند در مقابل ضربه‌های پیستون در لحظه اعمال نیرو در اثر احتراق مقاومت کافی را داشته باشد. اگر آسیب شدید باشد و لاینر بشکند، تکه‌های آن در برخورد با شاتون و پیستون به سمت بلوکه و سرسیلندر پرتاب می‌شوند که می‌تواند منجر به نابودی موتور شود. از این رو خودر و همکارانش در سال ۲۰۱۹ با بررسی تنش و کرنش در دو لاینر با مواد سازنده C4 28-48 و C4 35-36 در سه ضخامت ۶/۹۳، ۹/۲ و ۱۳/۱۳ میلیمتر در موتور دیزلی پرکینز ۱۳۰۶ در نرم افزار انسیس دریافتند ماکزیمم کرنش در نقطه ابتدایی اعمال نیرو حاصل از احتراق بر روی پیستون در فاصله ۰/۱۳۵ میلیمتری از ابتدای کورس پیستون برای لاینر چدنی اتفاق می‌افتد. همچنین با محاسبه کرنش طولی برابر ۰/۶ میلیمتر استفاده از این دو ماده را برای ساخت لاینر مناسب دیدند [۱]. کین در سال ۲۰۲۰ بر روی تاثیر توزیع دما بر روی لاینر موتور دیزل ۱۲ سیلندر با آرایش V شکل تحقیق کرده است [۲]. کومار و همکارانش در سال ۲۰۱۵ با تحقیق بر روی پوشش لاینر در موتور HINO-X بر روی نحوه توزیع دما، تنش و کرنش مطالعه کردند. آن‌ها با تحقیق بر روی پوشش PSZ، Al_2O_3 و نیکل-کروم، Al_2O_3 را مناسب‌ترین گزینه یافتند [۳]. کورسکی در سال ۲۰۰۷، با بررسی نتایج حاصل از ۱۵ سال آندوسکوپی لاینر موتورهای دیزلی کشتی‌های نظامی، برنامه‌ای مدون جهت جلوگیری از الماسه شدن و از بین رفتن خطوط هونینگ لاینرها تدوین کرد که باعث کاهش ۳۵-۳۰ درصدی هزینه تعمیر و نگه‌داری شد [۴]. برانکو و همکارانش در سال ۲۰۰۱ بر روی علت ترک خوردن لاینر از محل فلنج نشیمنگاه بلوکه تحقیق کردند. آن‌ها دریافتند تنش‌های حرارتی نقشی بسیار مهمتر از تنش‌های مکانیکی دارد. همچنین با تحلیل خواص مکانیکی در نرم افزار اباکوس دریافتند، استفاده از نمونه چدن خاکستری با درجه ۵۰ یا ۶۰ بجای ۴۰ نیرو خواهد بود [۵]. صلاح و همکارانش در سال ۲۰۱۵، با بررسی دو نمونه لاینر چدنی و آزمایش درصد عناصر، خواص مکانیکی، صافی سطح، شکل و اندازه گرافیت‌های ورقه‌ای، تاثیر جنس لاینر بر روی عملکرد موتور و میزان انتشارات آن را مطالعه نمودند [۶]. فکاروالدین و همکارانش در سال ۲۰۱۲، با بررسی

¹ Hoop Stress

لاینر B: این لاینر نیز تنها پس از چند روز کارکرد، از موقعیت های بحرانی مانند فلنج نشیمنگاه و شیار اورینگ آببندی، دچار ترک خوردگی و در مواردی شکست کامل شده است (شکل ۴، ۵ و ۶).



شکل ۴ شکستن لاینر B از محل فلنج

پنج جنس مختلف جهت ساخت لاینر و بررسی مقاومت این نمونه ها در برابر خوردگی و کاویتاسیون دریافتند آلیاژ نیکل-کروم مناسب ترین گزینه برای ساخت لاینر می باشد [۷]. کومار و سانیا در سال ۲۰۱۴، بر روی علت خرابی لاینر موتور ژنراتور ۱۴ سیلندر با آلیاژ آلومینیوم که باعث خرابی در یاتاقان مجاور نیز شده بود تحقیق کردند. آن ها با اندازه گیری سختی، استحکام کششی و خواص مکانیکی دریافتند علت خرابی مربوط به نوع ساخت و ریخته گری لاینر بوده و خستگی را در این مورد رد نمودند [۸]. هورمازا و همکارانش در سال ۲۰۰۸، با بررسی علل شکست لاینر موتور ۱۲ سیلندر توربوشارژ، علت خرابی را وجود کاویتاسیون در محل های بحرانی با تنش بالا یافتند. همین حفره های ناشی از خوردگی و کاویتاسیون باعث ایجاد تمرکز تنش در قطعه بوده است. بر اساس شکل گرافیت ها، تفاوت دمای سرد شدن در ریخته گری را نیز یکی دیگر از عیوب از ساختاری و رشد ترک دانستند [۹]. رائو و همکارانش در سال ۲۰۱۵، بر روی لاینر از جنس تیتانیوم تحقیق کردند. آن ها با شبیه سازی این لاینر در نرم افزار انسیس دریافتند تنش و کرنش در برابر حرارت احتراق یکسان، در تیتانیوم بسیار کمتر از چدن خاکستری است و امنیت بیشتری دارد [۱۰]. خان و شیند در سال ۲۰۲۰، با مطالعه لاینر موتور دیزل چهار زمانه دریافتند با افزایش ضخامت، تنش هوپ و ماکزیمم تنش حرارتی در قطعه کاهش می یابد [۱۱].

۲- بیان مسئله

سه لاینر A، B و C از سه سازنده مختلف تهیه و بررسی شدند. لاینر A: این لاینر تنها پس از گذشت چند ساعت از مونتاژ، دچار شکست شد. این شکست به طور کامل اتفاق افتاده و با پرتاب تکه های آن به بلوکه باعث نابودی موتور گردید (شکل ۳).



شکل ۵ فلنج شکسته لاینر B



شکل ۳ شکستن بلوکه موتور لاینر A

درصد وزنی عناصر لاینرها با تهیه نمونه های متعدد و آماده سازی آن ها به روش پولکی و سمباده زنی، استاندارد مرجع ASTM E1999-11، ASTM E1010-16 و دستگاه تست PMI MASTER SMART GNR به شرح جدول (۱) است.

جدول ۱ درصد وزنی عناصر سازنده نمونه لاینرهای مختلف

ردیف	عنصر	A	B	C
۱	C	۳/۱۸	۳/۲۴	۳/۸۷
۲	Si	۱/۸۸	۱/۷۵	۲/۶۳
۳	Mn	۰/۶۷	۰/۷۳	۰/۶۱
۴	P	۰/۵۵	۰/۰۸	۰/۰۴
۵	S	۰/۴۴	۰/۰۵۵	۰/۰۳۲
۶	Cr	۰/۳۵	۰/۲۹	۰/۶۲
۷	Mo	۰/۵۰	۰/۳۰	۰/۰۸
۸	Ni	۰/۰۷	۰/۵۰	۰/۳۷
۹	Al	۰/۰۰۸	۰/۰۰۹	۰/۰۱۵
۱۰	Co	۰/۰۱	۰/۰۱	۰/۰۱
۱۱	Cu	۰/۱۳	۰/۵۱	۰/۲۲
۱۲	Nb	۰/۰۰۲≥	۰/۰۰۲≥	۰/۰۰۲≥
۱۳	Ti	۰/۰۱۴	۰/۰۰۴	۰/۰۱۱
۱۴	V	۰/۰۰۶	۰/۰۰۵	۰/۰۱
۱۵	Sn	۰/۰۰۶	۰/۰۰۳	۰/۰۱
۱۶	Fe	Base	Base	Base



شکل ۶ ترک خوردن لاینر B

لاینر C: این لاینر دچار شکست نشده است. اما به دلیل ورود گرد و خاک در مناطق کویری در مدار روغن دچار سایش و از بین رفتن خطوط هونینگ شده است. با الماسه شدن سطح لاینر، روغن در جداره آن ذخیره نمی شود و باعث چسبیدن پیستون و خراش لاینر می شود (شکل ۷).



شکل ۷ خط و خش لاینر C

لاینرهای موتور دیزلی سنگین عموماً از چدن خاکستری ساخته می شوند. چدن ها آلیاژهای آهن، کربن و سیلیسیم هستند که میزان کربن آن ها از ۲٪ بیشتر و معمولاً ۱-۳٪ سیلیسیم دارند.

۳- آنالیز مواد

۳-۱- تست تعیین ترکیب شیمیایی به روش اسپکترومتری نشری

۳-۲- آزمون کشش در دمای محیط



شکل ۸ مقطع برش نمونه ها

جدول ۲ استحکام تسلیم در نمونه های مختلف لاینر

C	B	A
۱۰۸	۳۰۱	۲۴۴

۳-۳- آزمون سختی سنجی به روش برینل

مطابق با استاندارد مرجع روش آزمون (ASTM A370(2021)،
ASTM E10 (2018)، ISO 6506-1(2014) مقادیر سختی
نمونه های مختلف به شرح جدول (۳) است.

جدول ۳ سختی (BHN) در نمونه های مختلف لاینر

C	B	A
۱۵۷	۲۶۵	۲۲۷

دو نمونه A و B به دلیل سختتر بودن دچار خط و خش بسیار
کمتری نسبت به لاینر C شده اند.

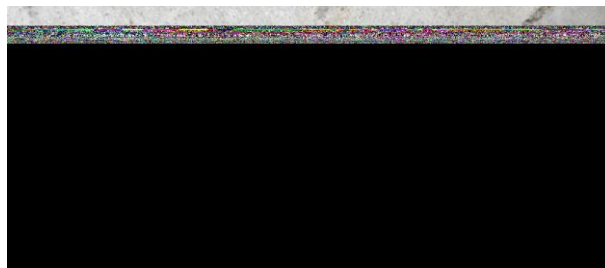
۳-۴- آزمون متالوگرافی

مطابق با استاندارد مرجع روش آزمون ASTM E3-17،
ISO 945-1(2019)، ASTM E883-17، ASTM E407-15
با میکروسکوپ الکترونی مدل MIRA3 ساخت شرکت
TESCAN نتایج در جدول (۴) ذکر شده است.

جدول ۴ ریز ساختار در نمونه های مختلف لاینر

ساختار میکروسکوپی بعد از اچ	ساختار میکروسکوپی قبل از اچ	
فسفید یوتکتیک: ۰.۵٪ فریت: ۰.۴٪ پرلیت: ۰.۹۱٪	گرافیت نوع A اندازه گرافیت ۴-۸	A
فسفید یوتکتیک: ۰.۱٪ فریت: ۰.۷٪ پرلیت: ۰.۹۲٪	گرافیت نوع A اندازه گرافیت ۴-۸	B
کاربید: ۰.۱٪ پرلیت: ۰.۹۹٪	گرافیت نوع A اندازه گرافیت ۳-۸	C

در دو نمونه A و B فسفیدیوتکتیک باعث بروز عیوب ذاتی
در ساختار زمینه می شود. همچنین زمینه فریتی استحکام این
دو نمونه را به شدت کاهش می دهد. در نمونه C، زمینه پرلیتی
سبب استحکام ساختار و یکنواختی دانه بندی بوده است. لذا عدم
شکست لاینر نمونه C به سبب بهبود ساختار زمینه و فاز های
آن نسبت به دو نمونه دیگر می باشد.



شکل ۹ نمونه A



شکل ۱۰ نمونه B



شکل ۱۱ نمونه C



شکل ۱۲ تست کشش نمونه A



شکل ۱۳ تست کشش نمونه B



شکل ۱۴ تست کشش نمونه C

مطابق با استاندارد (BS EN 1561 (2011) مقادیر R_m (MPa)
در نمونه های مختلف با دستگاه آزمون کشش ۱۰۰ کیلوگرم در
جدول (۲) ذکر شده است.
استحکام تسلیم نمونه C به دلیل جنس ضعیفتر پایینتر بوده
است.

۲-۵- تست پوشش سطح

ورقه های گرافیت بیشتر است پس این لاینر به جهت انتقال حرارت و کاهش تنش های حرارتی مناسبتر می باشد (جدول ۱).

جدول ۵ پوشش در نمونه های مختلف

C	B	A	
فاقد پوشش	فاقد پوشش	فاقد پوشش	سطح داخلی
فسفاته روی	فسفاته روی	فاقد پوشش	سطح خارجی

به دلیل تماس لاینر از سمت خارجی آن با مخلوط آب و ضدیخ، پوشش فسفاته روی به جهت ضد زنگ بودن آن استفاده گردیده است تا از خوردگی و ضعیف شدن لاینر جلوگیری گردد.

۳-۶- تطابق نتایج آزمون با استاندارد

مطابق با استاندارد مرجع BS EN 1561 (2011) نتایج به شرح جدول (۶) است.

جدول ۶ جنس نمونه های مختلف لاینر

C	B	A
GJL-100 (5.1100)	GJL-300 (5.1302)	GJL-150 (5.1200)

با وجود ضعیفتر بودن نمونه C، به دلیل ساختار زمینه مناسبتر و عدم وجود عیوب ذاتی، این نمونه نسبت به دو لاینر دیگر عملکرد مناسبتری داشته و دچار شکست نیز نشده است.

۳-۷- تصویر ساختار زمینه

چدن خاکستری به دلیل خاصیت جاذب ارتعاشی ناشی از گرافیت های ورقه ای، به عنوان محل نصب ابزارهایی مانند مته ها استفاده می شود. گرافیت جاذب انرژی است و آن را به حرارت تبدیل می کند. در گرافیت نوع A که در ساخت سیلندرهای موتور احتراق داخلی از آن بهره می برند، توزیع یکنواخت در زمینه وجود دارد اما جهت گیری گرافیت ها نظم خاصی ندارد. هرچه طول ورقه های گرافیت کمتر باشد، سرعت انجماد در آن بالاتر بوده و گرافیت زایی به خوبی اتفاق نیفتاده است. می توان گرافیت ها به عنوان حفرات خالی در نظر گرفت زیرا این ماده استحکام خاصی ندارد. طول و ضخامت مستقیم بر روی میزان انتقال حرارت، استحکام، سختی و جذب انرژی دارد.

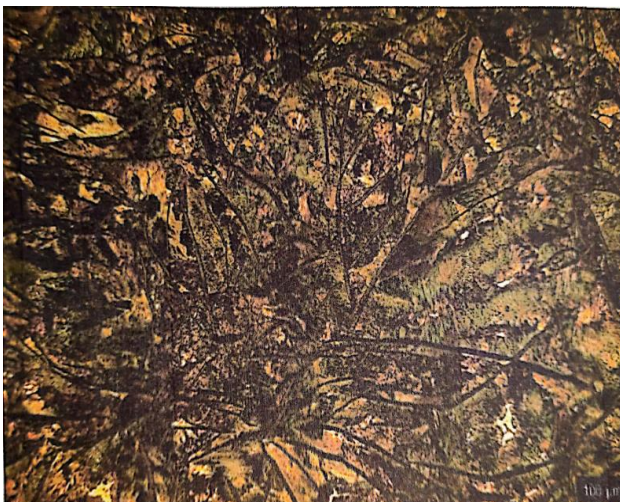
مطابق با استاندارد EN1561 چدن ها، چدن با جنس EN-GJL-100(5.1100) بیشترین ظرفیت برای انتقال حرارت و دفع انرژی را دارد. مطابق با شکل های (۱۶)، (۱۷) و (۱۸)، در لاینر C نسبت به A و B، طول و درصد کربن آزاد شده به صورت



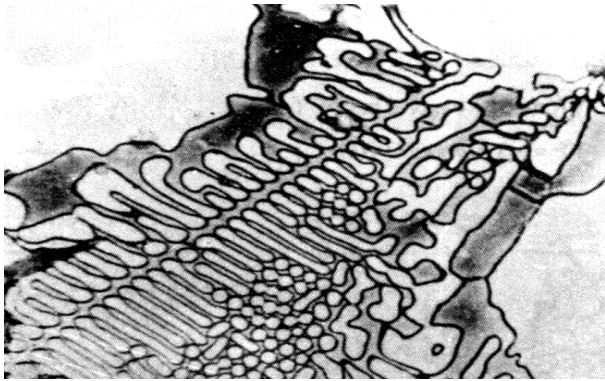
شکل ۱۳ لاینر A بزرگنمایی ۱۰۰ X



شکل ۱۴ لاینر B بزرگنمایی ۱۰۰ X



شکل ۱۵ لاینر C بزرگنمایی ۱۰۰ X

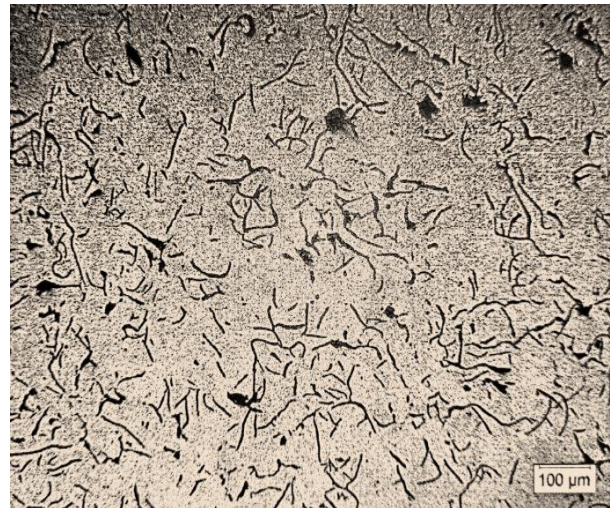


شکل ۱۹ جدایش فسفر در منطقه مرز بین دانه ها

فسفر اثر قوی روی استحکام فریت دارد و جدایش در ریزساختار را تشدید می دهد. مناطق حاوی فسفر مناطقی هستند که در آخرین مرحله انجماد، منجمد و باعث پس زده شدن کربن از این مناطق می شود. در نتیجه بعد از انجماد، این مناطق سمیت کمتری داشته و در عوض فریت بیشتری مانند نمونه A خواهد داشت. به این پدیده Ghost bond اطلاق می شود. هم چنین به خاطر ضریب انتشار پایین این عنصر، امکان یکنواخت کردن ریزساختار بسیار مشکل است. فسفر اندازه دانه های آهن را افزایش داده و لذا باعث تشکیل ترکیبات حجیم و نامطلوب می شود. افزودن فسفر سبب افزایش استحکام و مقاومت خوردگی است. مقدار بالای فسفر می تواند موجب تولید آستدیت^۱ و در نهایتاً شکنندگی چدن شود. مطابق جدول (۷) افزایش فسفر در این لاینر سبب ایجاد فاز فریت که نرم و فاقد استحکام است شده و عیوب ساختاری در برخی نواحی ایجاد کرده است.

جدول ۷ مقایسه درصد عناصر با مقدار استاندارد در لاینر A

لاینر A		پارامتر	ردیف
مقدار استاندارد GJL-150	مقدار اندازه گیری شده		
۳/۲ - ۳/۵	۰/۱۸	C	۱
۱/۸ - ۲/۴	۱/۸۸	Si	۲
۰/۵ - ۰/۹	۰/۶۷	Mn	۳
≤۰/۲	۰/۵۵	P	۴
≤۰/۲	۰/۰۴۴	S	۵
۱۶۰-۱۹۰	۲۲۷	سختی	۶
۱۱۰-۱۵۰	۲۴۴	کشش	۷



شکل ۱۶ لاینر A بزرگنمایی ۱۰۰X-گرافیت های ورقه ای



شکل ۱۷ لاینر B بزرگنمایی ۱۰۰X-گرافیت های ورقه ای



شکل ۱۸ لاینر C بزرگنمایی ۱۰۰X-گرافیت های ورقه ای

^۱ یوتکتیک ترد و سخت

سبب تمرکز تنش می گردند. در هنگام ریخته گری کنترل شرایط دمایی و سرد شدن قطعه بسیار مهم است زیرا عامل تعیین شکل و ضخامت گرافیت های ورقه ای خواهد بود. میزان فسفر در لاینر A بسیار بیشتر از حد استاندارد بوده و سبب ترد و شکنندگی آن می باشد. میزان پرلیت در ریز ساختار نمونه C، ۹۹٪ بوده که باعث استحکام ساختاری این نمونه است. یکنواختی ریز ساختار این نمونه در مقابل با لاینر های A و B سبب بهبود عملکرد آن بوده است. وجود فاز فریت در ساختار دو لاینر A و B، سبب کاهش استحکام و تضعیف شدید قطعه شده است. همچنین لاینر C به سبب وجود ورقه های گرافیت بلند تر و بیشتر، ضریب انتقال حرارت بیشتری داشته و در مقابل تنش های حرارتی حاصل از احتراق سیلندر عملکرد مناسبتری دارد. مطابق جدول (۹) در نمونه C درصد عناصر و خواص مکانیکی مطابق با استاندارد GJL-100 بوده و فاز پرلیت ۹۹٪ سبب استحکام این قطعه می باشد. با تمام این تفاسیر به دلیل هزینه بالای تعمیرات موتورهای دیزلی لکوموتیو ها، باید لاینری انتخاب شود تا از خرابی های سنگین موتوری و از دست دادن لکوموتیو جلوگیری گردد. لذا لاینر C مناسبترین گزینه در میان نمونه های موجود جهت خرید انتخاب گردید.

۵- تشکر و قدردانی

بدینوسیله از شرکت تعمیرات و توسعه بهره برداری ریلی مپنا، مرکز تعمیرات لکوموتیو راه آهن بافق و شرکت ساخت لکوموتیو مپنا که ما را در انجام این تحقیق یاری کردند، صمیمانه سپاسگزاریم.

۶- مراجع

- [1] A. Wahab, A. Khuder, A. Al-Filfily, and K. Sowoud, "Mechanical Stresses Analysis In Cylinder Liner For Perkins 1306 Diesel Engine," *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*, vol. 42, pp. 9-13, 06/10 2019, doi: [10.26480/jmerd.04.2019.09.13](https://doi.org/10.26480/jmerd.04.2019.09.13).
- [2] K. Trung, "The temperature distribution of the wet cylinder liner of v-12 engine according to calculation and experiment," *Journal of Thermal Engineering*, vol. 7, pp. 1872-1884, 12/30 2021, doi: [10.18186/thermal.1051265](https://doi.org/10.18186/thermal.1051265).
- [3] M. A. Kumar, A. P. Rao, and J. H. N. Rao, "Design and Analysis of Dry Cylinder Liners Used in Diesel Engines," in *International Journal of Science*

جدول ۸ مقایسه درصد عناصر با مقدار استاندارد در لاینر B

ردیف	پارامتر	لاینر B	
		مقدار استاندارد	مقدار اندازه گیری شده
۱	C	GJL-300	۳/۲۴
۲	Si	۲/۹۵ - ۳/۴۵	۱/۷۵
۳	Mn	۲/۱ - ۲/۹	۰/۷۳
۴	P	۰/۵۵ - ۰/۷۵	۰/۰۸
۵	S	۰/۱ - ۰/۲	۰/۰۵۵
۶	سختی	۰/۰۴ - ۰/۰۷	۲۶۵
۷	کشش	۱۹۰-۲۶۰	۳۰۱
		۳۰۰-۴۰۰	

مطابق جدول (۸) سیلیسیم در چدن های خاکستری باعث افزایش گرافیت زایی و تثبیت ورقه های آن می شود، لذا با کاهش این مقدار در لاینر B، کاهش طول و مقدار ورقه های گرافیت را نتیجه می دهد که مستقیماً بر روی ضریب انتقال حرارت و جذب انرژی موثر است.

جدول ۹ مقایسه درصد عناصر با مقدار استاندارد در لاینر C

ردیف	پارامتر	لاینر C	
		مقدار استاندارد	مقدار اندازه گیری شده
۱	C	GJL-100	۳/۸۷
۲	Si	۳/۴ - ۳/۹	۲/۶۳
۳	Mn	۲/۱ - ۲/۶	۰/۶۱
۴	P	۰/۵ - ۰/۸	۰/۰۴
۵	S	≤۰/۳	۰/۰۳۲
۶	سختی	≤۰/۱۵	۱۵۷
۷	کشش	≤۱۷۰	۱۰۸
		۱۰۰≤	

۴- نتیجه گیری

در هر دو لاینر A و B وجود فسفید یوتکتیک در ساختار زمینه امری است که باعث ایجاد ایرادات ساختاری موضعی می شود. این عیوب مانند نابه جایی یا مناطق مرزی خود را نشان داده و

- [8] S. T. Balla and P. P. Kumar, "Finite Element Analysis of a Diesel Generator Cylinder," *INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINEERING RESEARCH & TECHNOLOGY (IJERT)*, vol. 03, no. 03, 12/03 2014, doi: [10.17577/IJERTV3IS030345](https://doi.org/10.17577/IJERTV3IS030345).
- [9] W. Hormaza, L. Mateus, and A. Maranon, "Failure analysis of a cylinder sleeve from a turbocharged diesel engine," *Engineering Failure Analysis*, vol. 16, no. 5, pp. 1355-1365, 2009, doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2008.09.010>.
- [10] K. S. Rao, K. Srinivas, B. Vinay, D. Aditya, K. V. Krishna, and K. S. R. Krishna, "Analysis of engine cylinder liners," *Int. Res. J. Eng. Technol*, vol. 2, no. 09, pp. 631-640, 2015.
- [11] S. Khan and S. Shinde, "Thermo Mechanical Analysis of Cylinder Liner," *International Journal of Engineering Research and General Science*, vol. 4, no. 3, pp. 01-11, 2020.
- Engineering and Advance Technology*, vol. 2, pp. 518-526, 2015.
- [4] Z. Korczewski, "Failures' identification of cylinder liners of marine diesel engines in operation," *Journal of Polish CIMAC*, vol. 2, no. 2, pp. 211-221, 2007.
- [5] C. Branco, V. Infante, A. S. e Brito, and R. Martins, "A failure analysis study of wet liners in maritime diesel engines," *Engineering Failure Analysis*, vol. 9, no. 4, pp. 403-421, 2002, doi: [http://dx.doi.org/10.1016/S1350-6307\(01\)00027-9](http://dx.doi.org/10.1016/S1350-6307(01)00027-9).
- [6] S. H. Ali, D. Hassan, A. Mohamd, and M. Nigm, "Characterization of Coated Diesel Engine Cylinder Liner Material using Surface Metrology Techniques," *Journal of Surface Science and Coating Technology*, vol. 1, no. 1, pp. 1-18, 2015.
- [7] M. F. Fakaruddin, "MATERIALS SELECTION FOR WET CYLINDER LINER," *IOSR Journal of Engineering*, vol. 02, pp. 23-32, 09/01 2012, doi: [10.9790/3021-02932332](https://doi.org/10.9790/3021-02932332).

بررسی اثر زاویه پره بر عملکرد مخازن اختلاط

چکیده: در این پژوهش تاثیر زاویه پره بر توزیع جریان دو فازی (جامد-مایع) در مخزن همزن دار دارای پروانه جریان محوری (PBT) با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی شبیه سازی شد. مدل جریان آشفته $k-\epsilon$ استاندارد همراه با مدل چند فازی اولری-اولری (E-E) برای شبیه سازی جریان دو فازی استفاده شد. خواص جریان دو فازی در امتداد محور مخزن با داده های موجود در ادبیات اعتبارسنجی و تطابق خوبی مشاهده شد. در ادامه تاثیر زاویه پره بر شرایط هیدرودینامیکی جریان سیال درون مخزن و همچنین توزیع کسر حجمی فاز جامد مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد، حداکثر مولفه ی سرعت شعاعی با افزایش زاویه پره از ۴۵ به ۷۵ درجه نسبت به افق، به مقدار ۴۵/۶٪ افزایش می یابد. همچنین مشاهده گردید، با افزایش زاویه پره در سرعت همزنی ثابت، میزان توان مورد نیاز برای اختلاط به ۲/۱۷ برابر افزایش می یابد.

واژه های راهنما: مخزن همزن دار، دینامیک سیالات محاسباتی، مدل $k-\epsilon$ استاندارد، جریان دو فازی، کسر حجمی

راضیه صفا

دکتری مهندسی شیمی

الهام سلطانی

کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، مرکز پژوهش و توسعه فناوریانه مهندسی مکانیک، گروه شرکت های ایبکو، کرمان

مرتضی عبدالزاده*

دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک و مواد، دانشگاه تحصیلات تکمیلی صنعتی و فناوری پیشرفته، کرمان

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۰۸

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۸/۳۰

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۹/۰۸

Raziyeh Safa

PhD. of Chemical Engineering

Elham Soltani

M.Sc. of Mechanical Engineering, Department of Mechanical Engineering Research and Technological Development, IBKO Group of Companies, Kerman

Morteza Abdolzadeh*

Associate Professor of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical and Material Engineering, Graduate University of Advanced Technology, Kerman

Investigation of the impeller angle effect on the performance of mixing tanks

Abstract: In the present study, the effect of blade angle on two-phase flow (liquid-solid) distribution in a stirred tank with a pitched-blade turbine (PBT) was simulated using computational fluid dynamics (CFD). To simulate the solid-liquid two-phase flow, the standard $k-\epsilon$ turbulence model coupled with the Eulerian-Eulerian (E-E) Multi-Fluid Model was employed. The two-phase flow properties along the tank axis were computed and validated by the available data in the literature. Then, the effect of the blade angle on the fluid flow inside the tank as well as the solid phase volume fraction distribution were investigated. Results indicated that increasing the blade angle from 45 to 75 degrees at a constant speed, increased the maximum radial velocity and power consumption by 45.6% and 217%, respectively.

Keywords: Stirred tank, CFD, Standard $k-\epsilon$ model, Two phase flow, Volume fraction

۱- مقدمه

مخزن، از رایج ترین مشکلات در زمینه همزنی در مخازن همزن دار است، که با اصلاح طراحی تیغه ها و تغییر در زاویه پره ها، می توان رفتار اختلاط را بهبود داد و از تشکیل نواحی مرده و نشست در زیر پروانه جلوگیری کرد.

لی و همکاران در سال ۲۰۲۱ یک مطالعه جامع CFD برای درک ویژگی های هیدرودینامیکی یک مخزن سر پوشیده بدون بفل انجام دادند. آن ها در کار خود برای شبیه سازی جریان آشفته در مخزن، از مدل اغتشاش تنش رینولدز^۲ (RSM) استفاده کردند و چرخش پروانه را با استفاده از رویکرد تک قاب مرجع^۳ (SRF) شبیه سازی کردند. آن ها عنوان کردند که فاصله پره از کف مخزن و ضخامت تیغه ها تأثیرات کمی بر میدان جریان در مخزن بدون بفل دارد. همچنین بیان کردند که تأثیر پارامترهای عملیاتی و هندسی بر روی عدد توان در مخزن بدون بفل بسیار متفاوت از مخزن دارای بفل است [۴].

ژانگ و همکاران در سال ۲۰۲۱ به دلیل کمبود مطالعات در راستای ساختار جریان و ویژگی های میدان جریان در همزن های ترکیبی، اثر سه تیغه ترکیبی^۴ (TBC) بر روی میدان جریان را مورد بررسی قرار دادند. در نهایت آن ها عنوان کردند که همزن های ترکیبی TBC می تواند به طور کامل سیال را تحت جریان آرام، جریان گذرا و جریان آشفته مخلوط کنند. علاوه بر این، همزن نوع TBC-B همیشه دارای درصد ناحیه مرده کمتری نسبت به همزن نوع TBC-A است، که نشان می دهد اثر اختلاط همزن نوع TBC-B نسبت به همزن نوع TBC-A برتر است [۵].

شرون و همکاران به بررسی تأثیر هندسه پروانه بر هیدرودینامیک راکتور بیو لیچینگ دو طبقه جامد-مایع که بیشترین استفاده را در مقیاس صنعتی دارند، پرداختند. آنها از مدل اولری-اولری گرانولار با شش طرح متفاوت پروانه شعاعی و محوری استفاده کردند. نتایج نشان داد که عدد توان در واحد حجم می تواند برای پیش بینی کیفیت تعلیق مورد استفاده قرار گیرد، زیرا کیفیت اختلاط مستقل از طراحی بیو راکتور برای یک P/V معین است. آنها همچنین نشان دادند که افزایش بار جامد، باعث افزایش قابل توجه میزان مصرف برق در واحد حجم، برای دستیابی به کیفیت تعلیق معین می شود [۶]. کاظم زاده و همکاران به دلیل اهمیت تعلیق در سیستم های متراکم از ذرات جامد، به پیش بینی رفتار چنین سیستم هایی پرداختند. زیرا حضور بالای ذرات (تراکم بالای فاز ثانویه) به شدت بر هیدرودینامیک جریان تولید شده توسط پروانه ها، تأثیر می گذارد. هدف اصلی آنها ارزیابی عملکرد سه نوع پروانه متفاوت در هم زدن دوغاب های بسیار غلیظ با ذرات جامد درشت بود [۷]. گو و همکاران هیدرودینامیک فرآیند اختلاط ذرات شناور و

استخراج جامد-مایع یکی از روش های استخراج فلزات از باطله های معدنی است. در استخراج جامد-مایع، در طی یک واکنش شیمیایی با کمک حلال مناسب، ماده معدنی هدف، از باطله های معدنی جدا می شود. پخش یکنواخت مواد شرکت کننده در واکنش، مهمترین دلیل جهت پیشرفت واکنش شیمیایی است. باید خاطر نشان کرد، که فرایند اختلاط و نفوذ، به دلیل ماهیت آن، فرایندی کند است، به همین دلیل، جهت پیشرفت واکنش شیمیایی باید از همزنی استفاده شود. برای همزنی و اختلاط، روش های مختلفی وجود دارد، که از بین روش های مختلف، اختلاط توسط همزن بالاترین کاربرد را دارد. بر همین اساس، استخراج جامد-مایع برای داشتن بازده و عملکرد بالا، با استفاده از راکتور های همزن دار انجام می شود [۱].

همان گونه که عنوان شد، جهت انتقال جرم بهینه و اختلاط مطلوب فازها، از دستگاه های همزنی مکانیکی استفاده می شود. پارامترهای زیادی همچون جزئیات هندسی مخزن، تعداد بفل و مشخصات پروانه، بر عملکرد مخازن همزن دار تأثیرگذار است. درک اینکه چگونه این پارامترها بر عملکرد مخزن های همزن دار تأثیر می گذارد، به طور قابل توجهی به بهینه سازی عملکرد این تجهیزات کمک می کند. اما ذکر این نکته حائز اهمیت است، که بررسی راکتور های صنعتی به دلیل مقیاس بالای این تجهیزات، به دلیل تامین مواد اولیه و تنظیم دقیق راکتور، هزینه بر و وقت گیر است. اما می توان به کمک شبیه سازی، فرآیند را با خطای کمتری پیاده سازی و نتایج را مشاهده کرد. این کار علاوه بر اینکه باعث کاهش هزینه ها می گردد، باعث می شود که در مدت زمان کمتری به نتیجه مطلوب رسید. در عصر حاضر، دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) به عنوان یک ابزار موثر و قدرتمند در تحقیقات کاربردی و بنیادی برای پیش بینی دینامیک سیالات محلی، واکنش های شیمیایی و پدیده های مرتبط مانند انتقال گرما و جرم در مخازن همزن دار، ظاهر شده است [۲،۳].

در مرحله ی اول، مطالعه هیدرودینامیک جریان های دو فازی جامد-مایع، برای طراحی و عملکرد مخازن همزن دار به عنوان سیستم های اختلاط، ضروری است. در زمینه تعلیق ذرات جامد در مایع، مطالعات متعددی صورت گرفته است که تأثیر پارامترهای مختلفی همچون نوع پروانه، زاویه پره ها و ... را بر چگونگی اختلاط مورد بررسی قرار داده اند. مشکلات ناشی از تشکیل مناطق مرده در درون مخزن، نشست ذرات جامد در کف

³ Single Reference Frame

⁴ Three-Blade Combined

¹ Computational Fluid Dynamic (CFD)

² Reynolds Stress Turbulence Model

ویکتور و همکاران در سال ۲۰۲۲ با هدف کاهش توان مصرفی در فرآیند اختلاط درون مخازن همزن دار، طرح جدیدی از پروانه PBT به همراه فلنج را ارائه کردند. عملکرد تیغه های جدید با شکل فلنج های پیشرو، مشخص کرد که تاثیر اصلی فلنج ها، کاهش مومنتوم بیش از اندازه ی سیال در بالای تیغه ها و کاهش جداسازی جریان است. این کاهش، تاثیر تشکیل گردابه ها را محدود کرده و پمپاژ پروانه را افزایش می دهد و با کاهش درگ فشاری، راندمان را بهبود می بخشد [۱۲].

پاتیل و همکاران به توسعه مدل CFD مخزن اختلاط و بهینه سازی ابعاد ناحیه سیال دوار داخلی برای مدل MRF پرداختند [۱۳]. آنها عنوان کردند که بهترین منطقه همزنی سیال دوار درون ناحیه اطراف پروانه، با داده های وو و همکاران برای میانگین سرعت شعاعی، میانگین سرعت مماسی و میانگین سرعت محوری تطابق دارد [۱۴].

کاظم زاده و همکاران به بررسی تاثیر مشکلات عددی بر پیش بینی نتایج مبتنی بر مدل RANS در مخازن تک فاز پرداختند. آنها تاثیر پارامترهای مختلف از جمله اندازه شبکه، طرح های گسسته سازی، سرعت متوسط، نرخ اتلاف آشفتگی را بررسی کردند. نتایج آنها نشان داد که اتلاف آشفتگی با افزایش اندازه ذرات، به دلیل افزایش فعل و انفعالات فازهای جامد-جامد و جامد-مایع افزایش می یابد. همچنین در یک محدوده مشخص از اندازه ذرات، سیالیت بیشتری در مقایسه با ذرات با اندازه های بزرگ تر مشاهده می شود و این موضوع باعث همگنی بیشتر دوغاب می گردد. آنها نشان دادند که شدت جریان متلاطم و نیروی درگ اعمال شده بر ذرات جامد در نتیجه افزایش غلظت جامد، کاهش می یابد. در واقع، تعلیق ذرات بزرگ در دوغاب های بسیار غلیظ، به شدت تلاطم بالاتر (سرعت محوری بالاتر) و گردش مایع قوی (نیروی درگ) نیاز دارد، تا اثر نیروهای گرانشی و اینرسی بالا بر روی ذرات جامدات را جبران کند. بنابراین، سرعت پروانه و عدد توان مورد نیاز برای شرایط فقط تعلیق، با افزایش غلظت جامد افزایش می یابد [۱۵].

مخزن اختلاط، قلب فرایند استخراج جامد-مایع محسوب می شود. طراحی این تجهیز باید به گونه ای صورت گیرد که توانایی اختلاط بین فاز ها وجود داشته باشد. مشخصات طراحی چون هندسه و ساختار مخزن، هندسه پروانه، فاصله پروانه از کف مخزن، زاویه پره ها و سرعت پروانه بر عملکرد بهینه تجهیز در شرایط عملیاتی مختلف تاثیر بسزایی دارند. از سوی دیگر، هر گونه پیشرفت در درک هیدرودینامیکی اتفاقات درون مخزن، می تواند به افزایش راندمان اختلاط کمک کند. از آنجایی که گروه شرکت های ایبکو در زمینه فرایند های معدنی فعالیت دارد، در

فرورفته در یک مخزن همزن دار با پروانه شیب تیغه^۱ (PBT) دارای چهار تیغه و پره های فراکتال^۲ را با استفاده از CFD مورد بررسی قرار دادند. نتایج آنها نشان می دهد که کیفیت اختلاط ذرات شناور و فرورفته با افزایش سرعت پروانه افزایش می یابد. اختلاف چگالی کمتر بین دو فاز مایع-جامد و قطر ذرات کوچکتر منجر به درجه تعلیق بالاتری می شود. پروانه فراکتال می تواند سرعت یکپارچه آب را افزایش دهد و کیفیت تعلیق را در مقایسه با پروانه PBT، تحت مصرف برق ثابت، به طور فزاینده ای بهبود ببخشد. در همین حال، پروانه فراکتال می تواند اندازه گردابه عقبی را کاهش دهد و مصرف برق را نسبت به پروانه PBT در همان سرعت پروانه به طور قابل توجهی کاهش دهد [۸]. ژانگ و همکاران در سال ۲۰۲۱ برای بهبود عملکرد هم زنی در سیستم های اختلاط جامد-مایع، تاثیر سه پروانه مختلف از جمله، پروانه شیب تیغه دارای پره های سوراخ شده^۳ (PBPT)، پروانه شیب تیغه دارای پره های لب اره ای^۴ (BCBT) و پروانه شیب تیغه دارای پره های سوراخ شده و لب اره ای^۵ (BCPBT) را مورد بررسی قرار دادند. برای مدل سازی اختلاط و همزنی، از روش E-E با تئوری جنبشی جریان دانه ای استفاده کردند. نتایج آن ها نشان می دهد که پروانه های جدید، به ویژه BCPBT، قادر به تولید جت های پر سرعت در فرآیند چرخش هستند که نه تنها می توانند اندازه گرداب های عقب و اختلاف فشار تیغه پروانه را کاهش دهند، بلکه پارامترهای گرادیان سرعت و تلاطم را نیز افزایش می دهند و باعث بهبود کیفیت تعلیق جامد-مایع و کاهش مصرف برق می شوند [۹].

حسینی و همکاران با توجه به اهمیت اختلاط و توان مصرفی در راکتور های صنایع شیمیایی، یک چهار چوب محاسباتی برای به حداقل رساندن مصرف برق راکتور همزن دار ارائه کردند. آن ها الگوی جریان، پارامتر های تلاطم و توان مصرفی را در سه نوع پروانه توربین راشتون، به صورت تجربی و عددی با استفاده از CFD بررسی کردند. نتایج محاسباتی آن ها نشان می دهد که عدد توان می تواند با تغییر شکل پره های پروانه تا میزان ۴۸٪ کاهش یابد [۱۰]. لی و همکاران در سال ۲۰۲۲ با هدف بررسی اثر طراحی جدید پروانه PBT بر روی پارامتر های توان مصرفی، ظرفیت پمپاژ، راندمان پمپاژ، تعلیق جامدات، توزیع جامدات و انرژی جنبشی آشفته، پنج طرح جدید پروانه PBT را بررسی کردند. بررسی آن ها کاهش عدد توان، افزایش راندمان پمپاژ را برای پروانه های اصلاح شده گزارش می کند. علاوه بر این، آن ها بیان کردند که افزودن اتصالات بر روی تیغه ها هم اثرات مثبت و هم منفی بر عملکرد پروانه و اختلاط جریان های چند فازی دارد که به موقعیت نسبی اتصالات و به جهت چرخش بستگی دارد [۱۱].

⁴ Bionic Cut Blade Turbine (BCBT)

⁵ Bionic Cut punched Blade Turbine (BCBT)

¹ Pitched-Blade Turbine (PBT)

² Fractal

³ Pitched-Blade Punched Turbine (PBPT)

این مخزن در واقع از یک بدنه استوانه ای با کف محدب (عدسی مانند) تشکیل شده است. ارتفاع بدنه استوانه ای شکل (H_c)، قطر داخلی مخزن (T) و ارتفاع عدسی کف (H_e) به ترتیب برابر با ۱۳۰۰، ۱۳۰۰ و ۲۲۰ میلی متر می باشد. چهار بفل با زاویه ۹۰ درجه نسبت به همدیگر، درون مخزن قرار گرفته اند. کف این مخزن در راستای کاهش مناطق مرده و برای داشتن اختلاط بهینه، محدب در نظر گرفته شده است. بر همین اساس، ارتفاع سیال درون مخزن به اضافه نصف ارتفاع عدسی، برابر با قطر مخزن در نظر گرفته شد. شکل (۱ ب)، شماتیک پروانه PBT، که دارای چهار پره با پمپاژ رو به بالا با چرخش پاد ساعتگرد است، را نشان می دهد. سایر پارامترهای طراحی مخزن در جدول (۱) گزارش شده است. در این مخزن، چگالی سیال ۱۰۰۰ کیلوگرم بر متر مکعب، چگالی ذرات جامد ۲۵۰۰ کیلوگرم بر متر مکعب، اندازه متوسط ذرات جامد ۱۰۶ میکرون، نسبت جامد به مایع ۴۵۵ گرم بر لیتر، درصد جرمی ذرات جامد ۳۲٪ و درصد حجمی ذرات جامد تقریباً ۱۸٪ می باشد.

جدول ۱ مشخصات هندسی مخزن همزن دار

ردیف	پارامتر	نماد	مقدار (mm)
۱	قطر مخزن	T	۱۳۰۰
۲	ارتفاع عدسی	H_e	۲۲۰
۳	قطر پروانه	D	۵۷۰
۴	فاصله پروانه از کف مخزن	C	۴۸۶
۵	قطر هاب	D_{hub}	۷۰
۶	قطر شفت	D_s	۶۰/۳
۷	عرض پره ها	B_w	۹۰
۸	طول پره ها	B_l	۲۵۰
۹	عرض بفل	w_b	۱۳۰
۱۰	طول بفل	H_b	۱۳۰۰

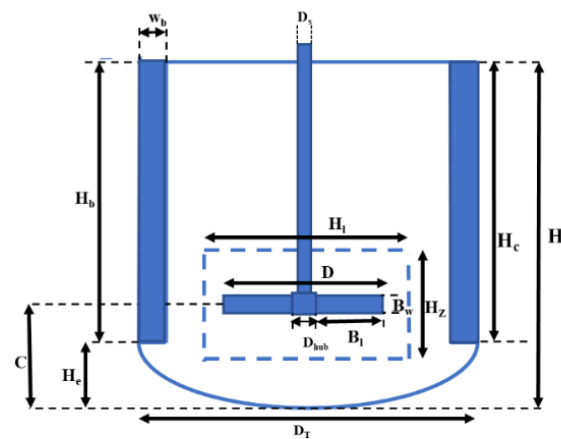
۲-۱- معادلات حاکم و شرایط مرزی

در این پژوهش جهت بررسی رفتار هیدرودینامیکی جریان دو فاز جامد-مایع درون مخزن همزن دار، از شبیه سازی سه بعدی جریان ناپایدار استفاده شد. روش اولری-اولری به دلیل بالا بودن درصد حجمی فاز ثانویه برای توصیف رفتار هر فاز به صورت جداگانه به کار برده شد. رابطه (۱) و (۲)، معادله پیوستگی و معادله مومنتوم را بر اساس اصول بقای جرم و مومنتوم، گزارش کرده است.

مرکز پژوهش و توسعه فناورانه مهندسی مکانیک گروه شرکت های ایبکو، مخزن اختلاطی با حجم مفید ۱/۸ متر مکعب برای فرآیند استخراج جامد-مایع طراحی شده است. در پژوهش حاضر با هدف بررسی چگونگی عملکرد مخزن اختلاط طراحی شده و تاثیر زاویه پره ها بر عملکرد این مخزن اختلاط، شبیه سازی جریان دو فاز با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی صورت گرفت. برای این هدف، مخزن همزن دار دارای بفل، شامل پروانه PBT که دارای چهار تیغه با زاویه ۴۵، ۶۰ و ۷۵ درجه ای رو به بالا بودند، مورد بررسی قرار گرفت. در مرحله اول، با استفاده از مدل های مناسب جریان های دو فاز، صحت شبیه سازی انجام شده، بررسی شد. سپس، تاثیر زاویه پروانه بر عملکرد مخزن مورد بررسی تحت شرایط عملیاتی یکسان، بررسی گردید. همچنین، تاثیر محل تشکیل نواحی گردابه ای و اندازه ی آنها بر کیفیت اختلاط مورد ارزیابی قرار گرفت. در پایان، گشتاور و میزان توان مصرفی پره در شرایط یکسان عملیاتی و در زاویه های مختلف پره، نیز محاسبه و گزارش شد.

۲- توصیف سیستم

در شکل (۱ الف)، شماتیک مخزن همزن دار طراحی شده توسط مرکز پژوهش و توسعه فناورانه مهندسی مکانیک گروه شرکت های ایبکو به تصویر کشیده شده است.



(الف)

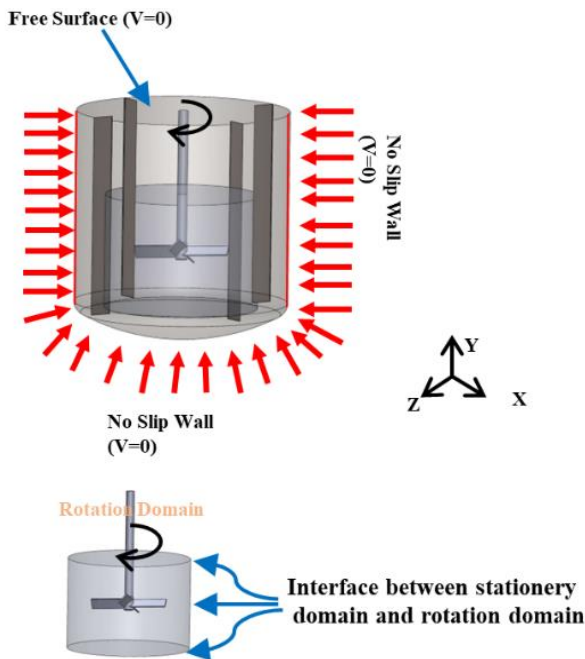


(ب)

شکل ۱ الف- مخزن اختلاط طراحی شده با کف محدب، ب- پروانه PBT دارای چرخش پاد ساعتگرد

$k-\varepsilon$ استاندارد برابر با $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ، $C_{2\varepsilon} = 1.92$ ، $\sigma_k = 1.0$ و $\sigma_\varepsilon = 1.3$ است.

در شکل (۲)، شرایط مرزی به کار برده شده برای هندسه مورد نظر گزارش شده است. همان گونه که از شکل (۲) مشخص است، دیواره های کف مخزن، دیواره های جانبی، پره ها و بفل ها به عنوان دیوار با شرط مرزی بدون لغزش و دیواره سطح مخزن، به عنوان دیوار ثابت با تنش برشی صفر تعریف شده است. از شرط مرزی دیواره متحرک از نوع چرخان با سرعت ۱۵۰ دور بر دقیقه، برای شفت مخزن استفاده شده است. همچنین از مدل چار چوب مرجع چندگانه (MRF) برای شبیه سازی حرکت پره ها استفاده شد. بر اساس این مدل، یک ناحیه داخلی دیسک مانند (شکل (۲)) در اطراف پره ها لحاظ می شود، تا بتوان چرخش را در این حجم به کمک مدل MRF اعمال کرد. دیواره های این ناحیه به عنوان مرز مشترک بین ناحیه داخلی و ناحیه خارجی آدر نظر گرفته شده اند.



شکل ۲ شرایط مرزی مخزن و محدوده ی ناحیه مدل MRF

۳- روش حل عددی

در این تحقیق از مدل چند فازي اولری-اولری برای شبیه سازی جریان دو فازي استفاده گردید. برای شبیه سازی هر چه بهتر جریان آشفته، از مدل جریان آشفته $k-\varepsilon$ استاندارد استفاده شد. معادلات با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی بر پایه روش حجم محدود جداسازی شدند و این در حالی بود که شبیه سازی

$$\frac{\partial(\alpha_q \rho_q)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{u}_q) = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\alpha_q \rho_q \vec{u}_q)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{u}_q \vec{u}_q) \\ = -\alpha_q \nabla P + \nabla \cdot \tau_q + \alpha_q \rho_q g + \vec{F}_{drag,q} \\ + \vec{F}_{lift,q} + \vec{F}_{wl,q} + \vec{F}_{vm,q} + \vec{F}_{td,q} \end{aligned} \quad (2)$$

از آنجایی که این معادلات برای هر فاز به صورت جداگانه حل می شوند، اندیس q در این معادلات هم اشاره به فاز سیال (1) و هم اشاره به فاز جامد (s) دارد. در این معادلات، پارامتر α کسر حجمی هر فاز، ∇P گرادیان فشار، \vec{u} سرعت، g شتاب جاذبه، ρ دانسیته و τ_q تانسور تنش-کرنش، است. در رابطه ی (۲)، $F_{drag,q}$ نیروی درگ، $F_{wl,q}$ نیروی جرم مجازی، $F_{td,q}$ انتشار آشفستگی، $F_{lift,q}$ نیروی لیفت و $F_{vm,q}$ نیروی روانکاری دیواره است. از بین نیروهای نام برده شده در بالا، بر طبق تحقیقات انجام شده، تاثیر نیروی درگ بین فازي از تاثیر سایر نیروها بیشتر است [۱۶]. همین مبنای، در این شبیه سازی تنها اثر نیروی درگ با استفاده از مدل درگ شیلر و نیومن در نظر گرفته شد.

جهت شبیه سازی رفتار جریان آشفته در این شبیه سازی، از معادله $k-\varepsilon$ استاندارد، استفاده شد. این مدل کامل ترین مدل جریان ناآرام چند فازي می باشد. در این مدل همان گونه که از اسم آن مشخص است، معادلات انرژی جنبشی آشفته (k) و همچنین شدت پخش توربولانسی (ε) برای هر فاز به صورت جداگانه محاسبه می گردد.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} k) \\ = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_T}{\sigma_k} \nabla k \right) + G_k - \rho \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \varepsilon) \\ = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon) \end{aligned} \quad (4)$$

در روابط (۳) و (۴)، پارامترهای G_k و μ_T به ترتیب تولید تلاطم ناشی از گرادیان های سرعت متوسط و لزجت گردابه ای است. در نهایت، $C_{1\varepsilon}$ ، $C_{2\varepsilon}$ ، σ_k و σ_ε پارامترهای ثابتی هستند. مقدار ثابت ها بر اساس ثابت های تجربی مورد استفاده در مدل

³ Outer Domain

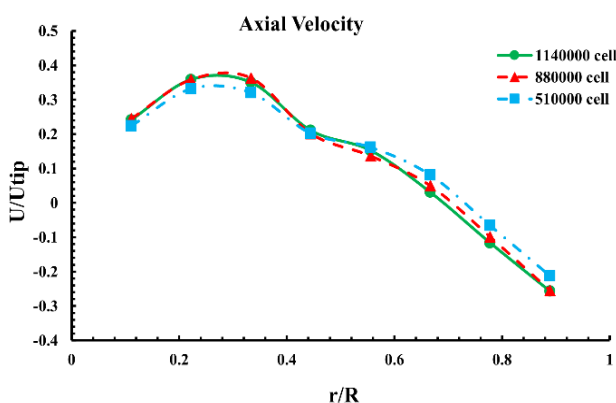
¹ Multiple Reference Frame

² Inner Domain

محاسبات، مش ۸۸۰۰۰۰ برای انجام محاسبات و ارائه نتایج استفاده شد.

جدول ۲ تعداد سلول ها و زمان محاسبات

نوع شبکه	تعداد سلول ها	زمان محاسبات (hr)
نوع ۱	۵۱۰۰۰۰	۴۶
نوع ۲	۸۸۰۰۰۰	۹۱
نوع ۳	۱۱۴۰۰۰۰	۱۳۶



شکل ۳ بررسی استقلال از مش با مولفه بدون بعد سرعت محوری

۴-۲- اعتبارسنجی

جهت اعتبارسنجی شبیه سازی حاضر، به دلیل فقدان داده های آزمایشگاهی جهت کالیبره کردن داده های آزمایشگاهی با داده های شبیه سازی، اعتبارسنجی روش حل، با کمک نتایج تجربی [۱۷] و نتایج عددی [۱۶] تحقیقات گذشته، انجام شد.

مشخصات هندسه مورد استفاده برای اعتبارسنجی، در مرجع [۱۶] آورده شده است. جهت شبیه سازی پروانه از روش MRF استفاده شد و ناحیه داخلی یا قاب چرخانی که برای این منظور در نظر گرفته شد، دارای ارتفاع ۱۴۰ میلی متر و قطر ۲۱۶ میلی متر (متوسط قطر مخزن و قطر پروانه) است و فاصله این ناحیه از کف مخزن ۱۰ میلی متر در نظر گرفته شد. ابتدا سیستم به صورت تک فاز و در مرحله بعد، دو فاز شبیه سازی شد. همچنین شبیه سازی به صورت ناپیوسته انجام شد. به این معنی که ذرات جامد و سیال از ابتدا در مخزن حضور داشتند. ارتفاع اولیه بستر ذرات جامد ۷۰ میلی متر از کف مخزن در نظر گرفته شد و شعاع این بستر ۱۰ میلی متر لحاظ شد و سرعت ذرات جامد و سیال در ابتدا روی صفر تنظیم شد.

به دلیل پیچیدگی مسئله ابتدا شبیه سازی سیال تک فازی بدون ذرات انجام شد، تا ابتدا از عملکرد صحیح همزنی و شرایط هیدرودینامیکی جریان، اطمینان حاصل شود. در این حالت به دلیل تک فاز بودن سیال، سرعت چرخش پروانه، ۳۶۰ دور بر

به صورت ناپایدار، با گام زمانی ۰/۱ ثانیه انجام گرفت. جهت حل همزمان میدان سرعت و فشار، از الگوریتم SIMPLE استفاده گردید. به دلیل تراکم ناپذیری جریان از حلگر Pressure-Based و برای فرمولاسیون سرعت، گزینه فرمولاسیون مطلق به دلیل استفاده از مدل MRF در نظر گرفته شد. جهت گسسته سازی معادلات مومنتوم، انرژی جنبشی توربولانسی، شدت پخش توربولانسی و معادله کسر حجمی، از طرح بالادست مرتبه دوم استفاده شد.

سرعت چرخش پروانه (N) ۱۵۰ دور بر دقیقه در نظر گرفته شد. در شروع فرایند شبیه سازی، فرض گردید که فاز ثانویه، در کف مخزن با ارتفاع ۰/۴ متر به صورت ساکن قرار دارد. به منظور اطمینان از نتایج حاصل از شبیه سازی و همگرایی در هر گام زمانی، باقیمانده مربوط به معادلات، 10^{-5} در نظر گرفته شد. همچنین شرط دومی نیز جهت همگرایی لحاظ شد، که با پایدار شدن میانگین کسر حجمی فاز ثانویه در صفحه افقی انتخاب شده در موقعیت $Y=0.3H$ ، حل همگرا شود.

۴- نتایج و بحث

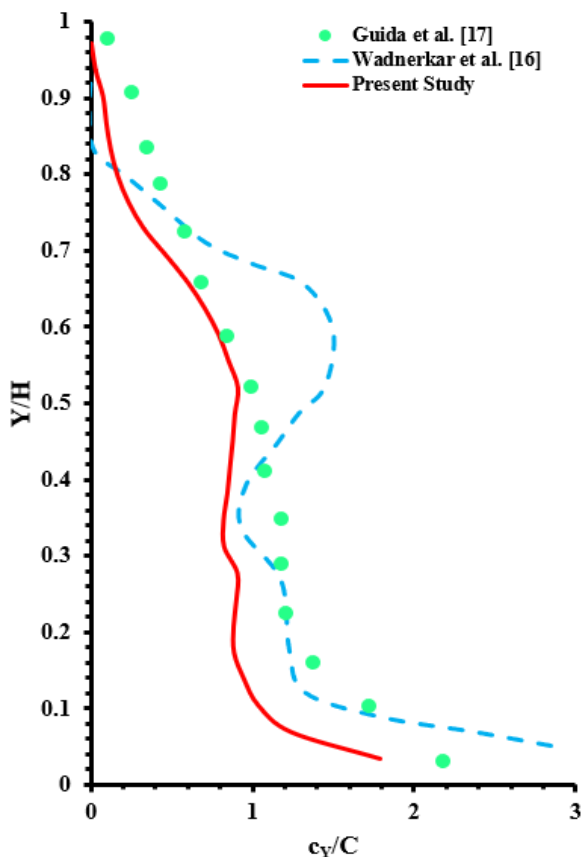
۴-۱- استقلال از شبکه

جهت اطمینان از تعداد سلول های محاسباتی بهینه و صرفه جویی در زمان محاسبات، سه شبکه با تعداد تقریبی ۵۱۰۰۰۰، ۸۸۰۰۰۰ و ۱۱۴۰۰۰۰ سلول ایجاد شد. در این مسئله از شبکه غیر سازمان یافته چهار وجهی استفاده شد. در بعضی نواحی مخزن به دلیل وجود گرادین های بالای سرعت، نیاز گردید که شبکه ریزتر از سایر نواحی انتخاب شود. افزایش تعداد سلول های محاسباتی در نواحی حساس به همزنی باعث گردید که در محدود خارج از ناحیه همزنی نیز، تعداد سلول های محاسباتی افزایش یابد. در زمانی که افزایش تعداد سلول های محاسباتی جهت رسیدن به جواب مطلوب انجام گردید، در کل سیستم اختلاف قابل ملاحظه ای در جواب های مسئله مشاهده نشد (شکل (۳)) و فقط زمان انجام محاسبات افزایش یافت (جدول (۲)). در واقع با افزایش تعداد سلول های محاسباتی جهت رسیدن به جواب بهینه، تغییر قابل توجهی در توزیع مولفه بدون بعد سرعت محوری سیال مشاهده نگردید، که این موضوع در شکل (۳) قابل مشاهده است.

همان گونه که از شکل (۳) و جدول (۲) قابل مشاهده است با تغییر تعداد مش، تغییر قابل توجهی در توزیع مولفه بدون بعد سرعت محوری سیال مشاهده نمی شود. در نتیجه بنابر زمان

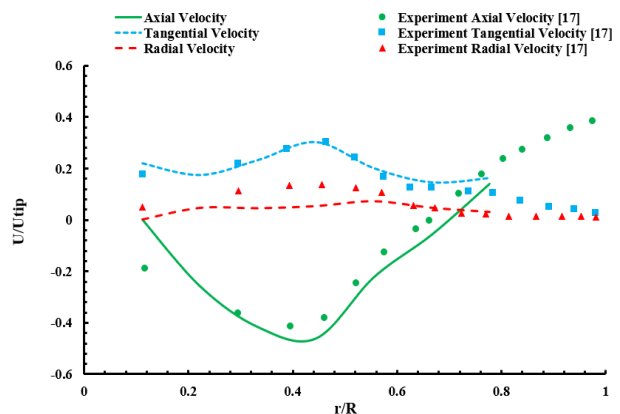
چرخش پروانه با توجه به مرجع [۱۷]، ۴۸۰ دور بر دقیقه لحاظ شد. این بار مولفه غلظت محوری بدون بعد ذرات جامد در راستای محور طولی مخزن (Y/H) و در موقعیت شعاعی نوک پروانه $(r/R=0.5)$ ، با دو مرجع داده های تجربی گویدا و همکاران [۱۷] و داده های عددی وندرکار و همکاران [۱۶]، در شکل (۵) مقایسه شد.

همان گونه که از شکل (۵) مشخص است، غلظت بدون بعد فاز ثانویه در بالای مخزن کمتر از ۱ و در انتهای مخزن از ۱ بیشتر است. این موضوع نشان دهنده نشست فاز ثانویه در کف مخزن و کاهش حضور ذرات جامد در بالای مخزن است. اما در میانه مخزن، مقدار غلظت بدون بعد ذرات جامد، تقریباً برابر با مقدار ۱ است، که همگنی کامل فاز ثانویه را در این محدوده، گزارش می کند. از سوی دیگر، با مقایسه غلظت بدون بعد شبیه سازی حاضر با نتایج گویدا و همکاران [۱۷]، مطابقت معقول تری را نسبت به نتایج شبیه سازی وندرکار و همکاران [۱۶]، گزارش می کند، که این اعتبارسنجی نشان داد، که روش انتخاب شده برای شبیه سازی مخزن طراحی شده توسط مرکز پژوهش و توسعه فناوریانه مهندسی مکانیک گروه شرکت های ایبکو بر اساس نتایج گزارش شده، با دقت قابل قبولی، مناسب است.



شکل ۵ مقایسه پروفایل غلظت محوری بدون بعد ذرات جامد در راستای محور مخزن با داده های تجربی [۱۷] و عددی [۱۶]

دقیقه در نظر گرفته شد [۱۷]. شکل (۴) مولفه های سرعت محوری، شعاعی و مماسی جریان را بر روی خطی در مکان $Y=0.2H$ نشان می دهد، که با مولفه های سرعت محوری، شعاعی و مماسی کار گویدا و همکاران [۱۷] در همین ناحیه مقایسه شده است.



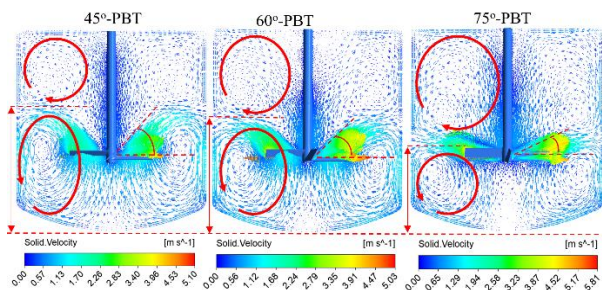
شکل ۴ مقایسه مولفه های سرعت محوری جریان شبیه سازی شده در تک فاز با نتایج تجربی [۱۷]

در شکل (۴)، پارامتر محور عمودی با سرعت نوک پروانه، بی شده است. در این صورت مولفه های سرعت سیال، از سرعت چرخش پروانه و قطر پروانه مستقل می شوند. در پژوهش حاضر، سرعت در نوک پره برابر با $U_{tip} = ND\pi = 2.7 \text{ m/s}$ است. همان گونه که مشاهده می شود، سرعت محوری بسیار منفی در صفحه پروانه به وجود آمده است و در ناحیه تخلیه پره (از نوک پره تا نزدیکی دیواره مخزن)، جهت حرکت سیال رو به بالا می شود. این حرکت سیال، یک حلقه جریان چرخشی در نزدیکی پروانه ایجاد می کند. در هنگام خروج از ناحیه پره، اگر قدر مطلق سرعت محوری مبنا قرار داده شود، کاهش در سرعت محوری مشاهده می شود. اما در ادامه، به دلیل خروج رو به بالای جریان در نزدیکی دیواره مخزن، به سرعت محوری افزوده می شود. همچنین حرکت مماسی سیال درون مخزن، به دلیل شیب ۴۵ درجه پره ها، ایجاد می شود. با توجه به نمودارهای موجود، می توان نتیجه گرفت که بزرگی مولفه سرعت شعاعی، در بین سایر مولفه های سرعت، از همه کمتر است. در نتیجه، با توجه به جواب های بدست آمده حاصل از شبیه سازی حاضر و مقایسه آن با کار [۱۷] می توان نتیجه گرفت که مولفه های سرعت از نظر میزان خطا، دارای خطای قابل قبولی هستند، که بیشترین میزان خطا قابل مشاهده، برابر با ۳/۵ درصد است.

در ادامه، فاز ثانویه (ذرات جامد)، به سیستم اضافه شد، که درصد جرمی ذرات جامد ۲۰٪ لحاظ شد. بر همین اساس سرعت

۴-۳- تاثیر زاویه پره ها بر کیفیت اختلاط فاز جامد

مخزن به دلیل سطح مایع، تغییر جهت را تجربه می کند. این باعث ایجاد حلقه گردش ثانویه با جریان رو به پایین می شود. در شکل (۶)، مسیر حرکت جریان (الگوی دوبل هشت) و کنتور سرعت فاز جامد آورده شده است. طبق این شکل، در نوک پروانه بیشترین سرعت وجود دارد. در ادامه تاثیر زاویه پروانه بر روی بردار سرعت فاز جامد در شکل (۷) نشان داده شده است. مطابق با این شکل، با افزایش زاویه پره ها نسبت به افق (از ۴۵ تا ۷۵ درجه)، زاویه خروج جریان از نوک پره ها کاهش می یابد. به گونه ای که در زاویه های بزرگتر، تمایل جریان خارج شده از نوک پروانه در راستای حرکت به سمت بالای مخزن، کمتر است. این کاهش تمایل حرکت جریان به سمت بالای مخزن، باعث می شود که ارتفاع حلقه چرخشی پایین، کمتر شود. با کاهش ارتفاع حلقه چرخشی پایین، شدت و بزرگی جریان شعاعی در پروانه با زاویه ۷۵ درجه نسبت به دو پروانه دیگر، بیشتر می شود و شدت جریان شعاعی با کاهش زاویه پره نسبت به افق (۴۵ درجه) کمتر می شود. در واقع در پروانه PBT-45، به دلیل کم بودن قدرت مولفه سرعت شعاعی، جریان تا بالای مخزن کشیده می شود. بر همین اساس است که اختلاط در راستای محوری در پروانه PBT-45 نسبت به دو پروانه دیگر، بهتر است.

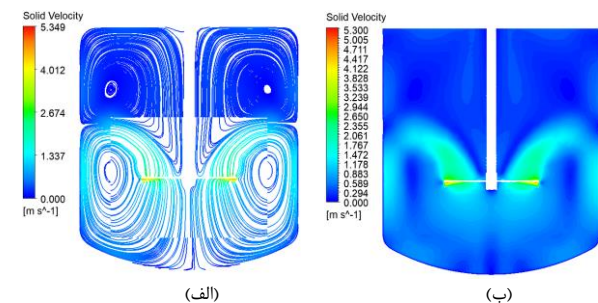


شکل ۷ تاثیر زاویه پروانه بر روی بردار سرعت فاز جامد

همچنین باید عنوان کرد که با افزایش زاویه پره نسبت به افق و غالب شدن جریان شعاعی بر جریان محوری درون مخزن، میزان نشست ذرات جامد در کف مخزن هم افزایش می یابد، که این موضوع در شکل (۸) با نمایش نقاط با مقدار ثابتی از کسر حجمی فاز جامد در حجم مخزن (ردیف اول شکل (۸)) و همچنین نمایش کنتور کسر حجمی فاز جامد (ردیف دوم شکل (۸)) قابل تشخیص است. ردیف اول شکل (۸)، حضور ذرات جامد با کسر حجمی ۰.۲۵ را در مخزن اختلاط گزارش می کند و ردیف دوم شکل (۸)، کنتور تغییرات کسر حجمی ذرات جامد را از ۰ تا ۲۵ درصد گزارش می کند. در واقع با افزایش زاویه پره ها نسبت به افق، با غالب شدن مولفه جریان شعاعی، مساحت ناحیه کم سرعت زیر پروانه افزایش می یابد و میزان نشست ذرات جامد بیشتر می شود.

همان گونه که در مقدمه هم عنوان شد، هدف استخراج جامد-مایع، انجام کامل واکنش شیمیایی در راستای آزاد شدن ماده هدف از باطله های معدنی است، که در این راستا مخازن همزن دار دارای پروانه های جریان محوری بسیار مفید می باشند. یکی از پارامترهای مهم در اختلاط بهینه این نوع پروانه ها، اثر زاویه پره ها نسبت به افق (β) است. با تغییر زاویه پره ها، الگوی جریان درون مخزن و کیفیت اختلاط درون مخزن، تحت تاثیر قرار می گیرد. در همین راستا، اثر سه زاویه مختلف ۴۵، ۶۰ و ۷۵ درجه نسبت به افق بر عملکرد مخزن اختلاط در ادامه مورد بررسی قرار گرفت، که موقعیت این زاویه در شکل (۱) نشان داده شده است.

الگوی جریان در مخازنی که شامل پروانه PBT دارای جهت پمپاژ رو به بالا است، به صورت دوبل هشت می باشد، که در شکل (۶ الف) این الگو به تصویر کشیده شده است. بدین صورت که دو حلقه گردش جریان، یکی در قسمت بالایی مخزن و دیگری در قسمت پایین مخزن تشکیل می شود. حلقه جریانی که در بالای مخزن و در نزدیکی سطح مایع تشکیل شده است، مسئول تخلیه ذرات جامد است، این حلقه با سرعت نسبتاً کم، تلاطم کم و جریان معکوس شعاعی به داخل مخزن، در نزدیکی سطح مخزن مشخص می شود. در واقع جریانی که از نوک همزن خارج می شود، به سمت دیواره جانبی مخزن پرتاب می شود.



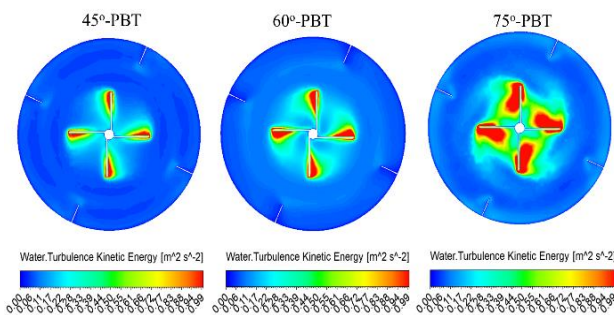
شکل ۶ الف- مسیر حرکت جریان و ب- کنتور سرعت سیال درون مخازن دارای پروانه PBT با پمپاژ رو به بالا

با توجه به مولفه شعاعی جریان، مایع به سمت دیواره مخزن، در محلی که دو مسیر محوری، یکی به سمت سطح مایع مخزن و دیگری به سمت پایین مخزن پیش روی خود دارد، حرکت می کند. در نیمه پایینی مخزن، مایع با فشار از دیواره مخزن پایین می آید و با برخورد با کف مخزن، حرکت آن در جهت بالا هدایت می شود و به قسمت زیرین ناحیه جاروب شده پروانه، کشیده می شود. این مسیر گردش، حلقه گردش اولیه را تشکیل می دهد. حرکت محوری مایع نزدیک به سطح تانک در ناحیه بالایی

۴-۴- انرژی جنبشی آشفته

انرژی جنبشی آشفته یکی از پارامترهای مهم جریان آشفته است که با استفاده از آن می توان اغتشاش و نا آرامی را در نواحی مختلف مخزن بررسی کرد [۲۳-۱۸]. در این بخش تاثیر زاویه پره ها بر روی انرژی جنبشی مورد بررسی قرار گرفته است.

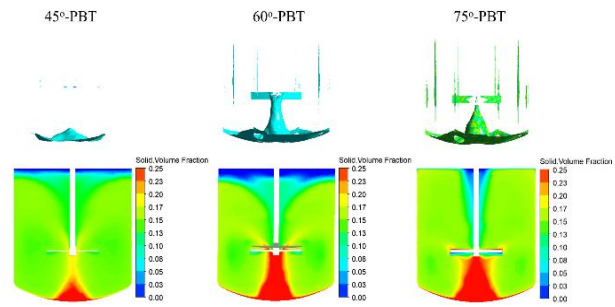
همان گونه که از شکل (۱۰) مشخص است، همزنی باعث آشفته در جریان سیال درون مخزن می شود. این آشفته در ناحیه اطراف پروانه نسبت به سایر نواحی مخزن بیشتر است. در ناحیه ای که توسط پروانه جاروب می شود، حداکثر مقدار آشفته در نوک پروانه گزارش شده است. این در حالی است که در خارج از این ناحیه، مقدار انرژی جنبشی آشفته پایین و برابر با صفر می باشد. همچنین تاثیر زاویه پره ها نسبت به افق بر روی شدت اغتشاش و انرژی جنبشی آشفته در شکل (۱۰) نیز گزارش شده است. با توجه به این شکل، اغتشاش و شکل موج با افزایش زاویه پروانه، افزایش می یابد. در پروانه 750-PBT، موجی که در پشت پره ها تشکیل شده است، به صورت بیضی مانند است. در واقع با افزایش شدت مولفه شعاعی، شدت اغتشاش در راستای شعاعی و در پشت پره ها افزایش می یابد هر چه که زاویه پره نسبت به افق کمتر می شود، از بزرگی موج تشکیل شده در پشت پره ها، کاسته می شود. در نهایت می توان نتیجه گرفت، با کاهش زاویه پروانه از ۷۵ تا ۴۵ درجه، جریان شعاعی به محوری تبدیل می شود. این موضوع برای پروانه PBT که خاصیت اصلی آن ایجاد الگوی جریان محوری درون مخازن با هدف اختلاط و همگنی یکنواخت می باشد، مناسب می باشد.



شکل ۱۰ توزیع انرژی جنبشی آشفته در یک صفحه ای افقی عبوری از میانه پروانه در زاویه های مختلف

۴-۵- توان مصرفی

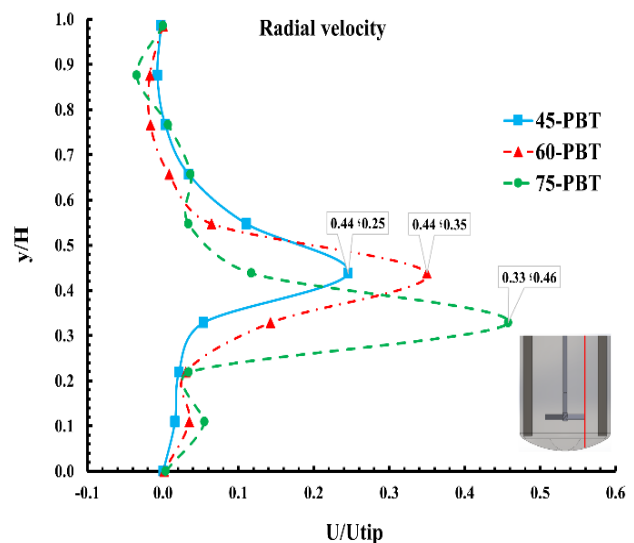
توان مصرفی (P) و عدد توان (N_p) به عنوان یک مشخصه اصلی در طراحی مخازن همزن استفاده می شود. علاوه بر این، عدد توان را می توان به عنوان پارامتر اعتبارسنجی در شبیه سازی ها استفاده کرد. برای محاسبه عدد توان در مخازن همزن دار دو روش، اتلاف آشفته و روش گشتاور وجود دارد.



شکل ۸ تاثیر زاویه پروانه بر مقدار ثابتی از کسر حجمی فاز جامد (ردیف اول) و کنتور کسر حجمی دو بعدی فاز جامد (ردیف دوم)

تاثیر زاویه پره ها نسبت به افق، بر روی مولفه سرعت شعاعی بدون بعد فاز ثانویه (U/U_{tip}) در شکل (۹) به صورت کمی گزارش شده است. در این شکل، تغییرات مولفه بدون بعد سرعت شعاعی بر روی خطی در لبه پروانه و در راستای محور مخزن رسم شده است. با کاهش زاویه پروانه نسبت به افق، شدت مولفه بدون بعد سرعت شعاعی کمتر می شود و هرچه زاویه پروانه نسبت به افق بیشتر باشد، شدت مولفه بدون بعد سرعت شعاعی بیشتر می گردد.

در واقع با افزایش زاویه پره ها نسبت به افق (از ۴۵ تا ۷۵ درجه)، شدت و بزرگی مولفه بدون بعد سرعت شعاعی از ۰/۲۵ به ۰/۴۶ افزایش می یابد. باید این موضوع را نیز عنوان کرد، که با افزایش زاویه پره نسبت به افق، مکانی (Y/H) که در آن بیشترین مقدار مولفه ی سرعت شعاعی رخ می دهد، نیز تغییر کرده و به سمت کف مخزن (از ۰/۴۴ تا ۰/۳۳) نزدیک تر می شود، که این موضوع خود دلیل بر کوچک شدن حلقه چرخشی پایین و عدم رسیدن جریان کافی به سطح مخزن است.



شکل ۹ تاثیر زاویه پروانه بر روی مولفه بدون بعد سرعت شعاعی فاز جامد در امتداد محور مخزن در ۱۵۰ دور بر دقیقه

۴-۶- دبی پمپاژ پروانه

در ادامه، تاثیر زاویه پروانه بر روی دبی پمپاژ (q) یا عدد پمپاژ (Nq) پروانه بررسی شد و نتایج در جدول ۴ گزارش گردید. عدد پمپاژ در واقع میزان ظرفیت پمپاژ یک پروانه است. این عدد، همانند عدد توان پروانه ها تابع عدد رینولدز، هندسه مخزن و نوع پروانه می باشد [۹،۱۱]. در سیستم های دو فازی جهت محاسبه ظرفیت پمپاژ پروانه، باید از مجموع دبی های تخلیه از نوک پروانه برای هر دو فاز جامد و سیال استفاده کرد.

$$N_q = \frac{q}{ND^3} = \frac{q_l + q_s}{ND^3} = \frac{\int \alpha_l u_l dA + \int \alpha_s u_s dA}{ND^3} \quad (۸)$$

در این رابطه، q دبی تولید شده توسط پروانه است یا به عبارت دیگر دبی تخلیه پروانه می باشد. اگر سیستم دو فازی باشد، q، مجموع دبی های تخلیه از نوک پروانه برای دو فاز جامد و سیال ($q = q_s + q_l$) است. برای محاسبه دبی تخلیه پروانه، باید یک سطح دایره ای با قطری برابر با قطر پروانه، در مکان تخلیه پروانه زده شود (نزدیکترین سطح در بالای پروانه، به دلیل چرخش پاد ساعتگرد پروانه) و انتگرال روی سطح گرفته شود. با رسم سطح در ناحیه تخلیه سه پره مذکور، دبی تخلیه پروانه محاسبه شد و نتایج گزارش شد. با افزایش زاویه پروانه، طبق انتظار، چون الگوی جریان شعاعی در مخزن حاکم می شود و بیشترین تخلیه جریان در راستای شعاعی انجام می گیرد، میزان دبی تخلیه از پروانه در راستای محور کاهش می یابد و عدد پمپاژ نیز کاهش می یابد.

جدول ۴ تاثیر زاویه پره بر روی عدد پمپاژ پروانه

نوع پروانه	45°-PBT	60°-PBT	75°-PBT
عدد جریان (Nq)	۰/۶۹۷۳	۰/۶۶۷۳	۰/۲۸

۵- نتیجه گیری

در این پژوهش، رفتار ناپایدار یک مخزن همزن دار جریان دو فازی جامد-مایع با یک پروانه جریان محوری از نوع ۴ پره ای PBT به کمک CFD شبیه سازی شد. مدل k-ε استاندارد، برای جریان آشفتنه، مدل اولری-اولری (E-E) برای شبیه سازی جریان دو فازی و رویکرد چار چوب مرجع چندگانه (MRF) برای شبیه سازی دامنه چرخش استفاده شد. در این تحقیق با بررسی تاثیر

در روش اتلاف آشفتگی، توان تلف شده توسط پروانه (P_ε) در درون مایع با توان مصرف شده توسط همزن برابر است. این روش بر مبنای محاسبه انتگرال میزان اتلاف انرژی (ε) در مخزن است. در نهایت، عدد توان پروانه را می توان از انتگرال روی حجم نرخ انرژی اتلاف آشفتگی پیش بینی کرد [۲۴]، که در رابطه (۵) گزارش شده است.

$$P_\epsilon = \rho \int_V \epsilon dV \quad (۵)$$

در روش گشتاور، توان مصرفی متناسب با گشتاور اعمال شده بر روی تمام سطوح پروانه است. توان مصرفی از روش گشتاور (P_τ)، مطابق با رابطه (۶) قابل محاسبه است.

$$P_\tau = 2\pi N\tau \quad (۶)$$

در این معادله، τ گشتاور، N سرعت همزنی می باشد. در میان روش های گزارش شده جهت محاسبه توان مصرفی، روش گشتاور و یا روش ممان نیرو بر روی پروانه، نسبت به روش اتلاف آشفتگی از دقت بالاتری جهت محاسبه توان مصرفی پره برخوردار است. بر همین اساس در این پژوهش، از روش اول برای محاسبه توان پره استفاده شد. باید عنوان کرد توان مصرفی یک مخزن دو فازی در مقایسه با مخزن تک فازی به دلیل حضور ذرات جامد در مخزن بیشتر است. در ادامه در رابطه (۷) طبقه محاسبه عدد توان نیز گزارش شده است.

$$N_p = \frac{P}{\rho N^3 D^5} \quad (۷)$$

در نتیجه برای سه زاویه مختلف، با محاسبه گشتاور اعمال شده بر روی پروانه در سرعت چرخش ۱۵۰ دور بر دقیقه، توان مصرفی در جدول (۳) گزارش شده است. نتایج گزارش شده در جدول نشان می دهد که توان همزنی با افزایش زاویه پره ها نسبت به افق افزایش می یابد. در واقع با افزایش زاویه پره نسبت به افق و غالب شدن مولفه سرعت شعاعی بر مولفه سرعت محوری، شدت اغتشاش و نا آرامی در راستای شعاع مخزن افزایش می یابد. در نتیجه پروانه به توان بیشتری برای همزنی نیازمند است. به گونه ای که در پروانه 75°-PBT، میزان توان مصرفی، ۲/۱۷ برابر بیشتر از پروانه 45°-PBT است.

جدول ۳ تاثیر زاویه پره بر روی عدد توان در سرعت چرخش ۱۵۰ دور بر دقیقه

نوع پروانه	45°-PBT	60°-PBT	75°-PBT
گشتاور (N.m)	۹۴/۱۵	۱۵۱/۱۳۷	۲۰۴/۱۳
توان (W)	۱۴۷۸/۱۵	۲۳۷۲/۸۵	۳۲۰۴/۸۴
عدد توان (Np)	۱/۴۳	۲/۲۹	۳/۱

نیروی انتشار آشفنگی (N)	F_{td}
نیروی روانکاری دیواره (N)	F_{wl}
نیروی جرم مجازی (N)	$F_{vm,q}$
شتاب جاذبه (m/s^2)	g
تولید تلاطم ناشی از گردآیدان‌های سرعت	G_k
ارتفاع بفل (mm)	H_b
ارتفاع استوانه ای مخزن (mm)	H_c
ارتفاع عدسی (mm)	H_e
قطر ناحیه داخلی (mm)	H_i
ارتفاع سیال (mm)	H
ارتفاع ناحیه داخلی (mm)	H_z
سرعت چرخش (rpm)	N
عدد توان	N_p
عدد جریان	N_q
توان (W)	P
عدد رینولدز ذرات	Re_p
ضخامت بفل (mm)	t_b
بردار سرعت (m/s)	\vec{u}
سرعت نوک پروانه (m/s)	U_{tip}
عرض بفل (mm)	W_b

علائم یونانی

درصد حجمی ذرات (%)	α
دانسیته سیال (kg/m^3)	ρ_q
دانسیته ذرات جامد (kg/m^3)	ρ_p
تنسور تنش	τ
ویسکوزیته دینامیکی ($kg/m.s$)	μ_q

۷- تشکر و قدردانی

نویسندگان این مقاله، از مرکز پژوهش و توسعه فناورانه مهندسی مکانیک گروه شرکت‌های ایبکو به دلیل حمایت‌های مادی و معنوی از این پژوهش تشکر می‌نمایند.

۸- مراجع

- [1] F. K. Crundwell, "Progress in the mathematical modelling of leaching reactors," *Hydrometallurgy*, vol. 39, no. 1, pp. 321-335, 1995/10/01/ 1995, doi: 10.1016/0304-386X(95)00039-J.
- [2] R. S. S. Raja Ehsan Shah, B. Sajjadi, A. A. Abdul Raman, and S. Ibrahim, "Solid-liquid mixing analysis in stirred vessels," vol. 31, no. 2, pp. 119-147, 2015, doi: 10.1515/revce-2014-0028.
- [3] L. Xie and Z.-H. Luo, "Modeling and simulation of the influences of particle-particle interactions on dense solid-liquid suspensions in stirred vessels," *Chemical Engineering Science*, vol. 176, pp. 439-453, 2018/02/02/ 2018, doi: 10.1016/j.ces.2017.11.017.
- [4] L. Li and B. Xu, "Numerical analysis of hydrodynamics characteristics in a top-covered

زاویه پره نسبت به افق، چگونگی توزیع فاز جامد در مخزن، تشکیل نواحی گردابه ای، مکان تشکیل و اثر آنها بر رفتار هیدرودینامیکی مخزن، مورد بررسی قرار گرفت، که نتایج پژوهش در ادامه آورده شده است.

- افزایش زاویه پره نسبت به افق، باعث کاهش ارتفاع حلقه چرخشی جریان در قسمت پایین مخزن و افزایش ارتفاع حلقه چرخشی بالای مخزن می‌شود.
 - مولفه سرعت شعاعی جریان با افزایش زاویه پره نسبت به افق بیشتر می‌شود و سهم مولفه محوری جریان کاهش می‌یابد. این موضوع نشست بیشتر فاز جامد در کف مخزن را نتیجه می‌دهد.
 - افزایش زاویه پروانه و متعاقباً افزایش مولفه سرعت شعاعی، باعث افزایش شدت اغتشاش در جهت شعاعی و در پشت پره های پروانه می‌شود.
 - بررسی عدد توان و میزان گشتاور مصرفی پروانه نشان داد که با افزایش زاویه پره نسبت به افق، به علت شعاعی شدن الگوی جریان درون مخزن، توان مورد نیاز برای چرخش پره در سرعت همزنی ثابت، افزایش می‌یابد.
 - قرارگیری پره در زاویه کم نسبت به افق، باعث می‌شود که توانایی پروانه در تخلیه جریان از سطح خود، افزایش یابد و پره، عدد پمپاژ بالاتری را گزارش کند.
- در نهایت می‌توان عنوان کرد برای رسیدن به اختلاط یکنواخت و بهینه در مخازن همزن دار جهت انجام کامل واکنش های شیمیایی، تشکیل الگوی جریان به صورت محوری در این گونه مخازن دارای اهمیت است. در این راستا باید از پروانه هایی که خاصیت ایجاد جریان در راستای محور مخزن را دارند، استفاده کرد. همچنین جهت و زاویه قرارگیری پره های پروانه، نیز باید به گونه ای تعیین شود، که باعث تغییر الگوی جریان پروانه نشود.

۶- فهرست علائم و اختصارات

علائم انگلیسی

طول پره ها (mm)	B_l
ضخامت پره ها (mm)	B_T
ارتفاع پره ها (mm)	B_w
فاصله پروانه از کف (mm)	C
قطر پروانه (mm)	D
قطر هاب (mm)	D_{Hub}
قطر میانگین ذرات جامد (mm)	d_p
قطر شفت (mm)	D_s
قطر مخزن (mm)	D_T
نیروی درگ (N)	F_D
نیروی لیفت (N)	F_{lift}
نیروی حجمی (N)	F

- ISH Journal of Hydraulic Engineering*, vol. 27, no. 2, pp. 200-209, 2021/04/03 2021, doi: 10.1080/09715010.2018.1535921.
- [14] H. Wu and G. K. Patterson, "Laser-Doppler measurements of turbulent-flow parameters in a stirred mixer," *Chemical Engineering Science*, vol. 44, no. 10, pp. 2207-2221, 1989/01/01/ 1989, doi: 10.1016/0009-2509(89)85155-3.
- [15] A. Kazemzadeh, F. Ein-Mozaffari, and A. Lohi, "Hydrodynamics of solid and liquid phases in a mixing tank containing high solid loading slurry of large particles via tomography and computational fluid dynamics," *Powder Technology*, vol. 360, pp. 635-648, 2020/01/15/ 2020, doi: 10.1016/j.powtec.2019.10.040.
- [16] D. Wadnerkar, M. O. Tade, V. K. Pareek, and R. P. Utikar, "CFD simulation of solid-liquid stirred tanks for low to dense solid loading systems," *Particuology*, vol. 29, pp. 16-33, 2016/12/01/ 2016, doi: 10.1016/j.partic.2016.01.012.
- [17] A. Guida, A. W. Nienow, and M. Barigou, "PEPT measurements of solid-liquid flow field and spatial phase distribution in concentrated monodisperse stirred suspensions," *Chemical Engineering Science*, vol. 65, no. 6, pp. 1905-1914, 2010/03/15/ 2010, doi: 10.1016/j.ces.2009.11.005.
- [18] M. Yadegari and A. Bak Khoshnevis, "Investigation of entropy generation, efficiency, static and ideal pressure recovery coefficient in curved annular diffusers," *The European Physical Journal Plus*, vol. 136, pp. 1-19, 2021, doi: 10.1140/epjp/s13360-021-01071-1.
- [19] M. Yadegari and A. B. Khoshnevis, "Entropy generation analysis of turbulent boundary layer flow in different curved diffusers in air-conditioning systems," *The European Physical Journal Plus*, vol. 135, no. 6, p. 534, 2020, doi: 10.1140/epjp/s13360-020-00545-y.
- [20] M. Yadegari and A. B. Khoshnevis, "Numerical study of the effects of adverse pressure gradient parameter, turning angle and curvature ratio on turbulent flow in 3D turning curved rectangular diffusers using entropy generation analysis," *The European Physical Journal Plus*, vol. 135, no. 7, p. 548, 2020, doi: 10.1140/epjp/s13360-020-00561-y.
- [21] M. Yadegari, "An optimal design for S-shaped air intake diffusers using simultaneous entropy generation analysis and multi-objective genetic algorithm," *The European Physical Journal Plus*, vol. 136, no. 10, p. 1019, 2021, doi: 10.1140/epjp/s13360-021-01999-4.
- unbaffled stirred tank," *Chemical Papers*, vol. 75, pp. 5873-5884, 2021, doi: 10.1007/s11696-021-01767-9.
- [5] Y. Zhang, L. Zhang, H. Wang, X. Ma, S. Yu, Y. Yan, and H. Bu, "Comparative Study on the Power Consumption and Flow Field Characteristics of a Three-Blade Combined Agitator," *Processes*, vol. 9, no. 11, doi: 10.3390/pr9111962.
- [6] Y. Zhang, L. Zhang, H. Wang, X. Ma, S. Yu, Y. Yan, and H. Bu, "Comparative Study on the Power Consumption and Flow Field Characteristics of a Three-Blade Combined Agitator," *Processes*, vol. 9, no. 11, doi: 10.3390/pr9111962.
- [7] A. Kazemzadeh, F. Ein-Mozaffari, and A. Lohi, "Effect of impeller type on mixing of highly concentrated slurries of large particles," *Particuology*, vol. 50, pp. 88-99, 2020/06/01/ 2020, doi: 10.1016/j.partic.2019.07.004.
- [8] D. Gu, M. Ye, X. Wang, and Z. Liu, "Numerical investigation on mixing characteristics of floating and sinking particles in a stirred tank with fractal impellers," *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, vol. 116, pp. 51-61, 2020/11/01/ 2020, doi: 10.1016/j.jtice.2020.11.013.
- [9] W. Zhang, Z. Gao, Q. Yang, S. Zhou, and D. Xia, "Study of Novel Punched-Bionic Impellers for High Efficiency and Homogeneity in PCM Mixing and Other Solid-Liquid Stirs," *Applied Sciences*, vol. 11, no. 21, doi: 10.3390/app11219883.
- [10] S. S. Hoseini, G. Najafi, B. Ghobadian, and A. H. Akbarzadeh, "Impeller shape-optimization of stirred-tank reactor: CFD and fluid structure interaction analyses," *Chemical Engineering Journal*, vol. 413, p. 127497, 2021/06/01/ 2021, doi: 10.1016/j.cej.2020.127497.
- [11] B. Li and J. Wang, "Mixing intensification through modifications of PBT impellers studied by DEM-VOF method," *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, vol. 177, p. 109001, 2022/07/01/ 2022, doi: 10.1016/j.cep.2022.109001.
- [12] V. X. Mendoza-Escamilla, G. Rivadeneyra-Romero, H. Mollinedo, J. A. Yañez-Varela, I. Gonzalez-Neria, A. Alonzo-Garcia, and S. A. Martínez-Delgadillo, "Effect of Modified Impellers with Added Leading Edges Flanges on Pumping Efficiency in Agitated Tanks," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 62, no. 1, pp. 535-544, 2023/01/11 2023, doi: 10.1021/acs.iecr.2c03321.
- [13] H. Patil, A. K. Patel, H. J. Pant, and A. Venu Vinod, "CFD simulation model for mixing tank using multiple reference frame (MRF) impeller rotation,"

- Plus*, vol. 137, no. 9, p. 1042, 2022, doi: 10.1140/epjp/s13360-022-03260-y.
- [24] D. Chapple, S. M. Kresta, A. Wall, and A. Afacan, "The Effect of Impeller and Tank Geometry on Power Number for a Pitched Blade Turbine," *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 80, no. 4, pp. 364-372, 2002/05/01/ 2002, doi: 10.1205/026387602317446407.
- [22] M. Yadegari and A. Bak Khoshnevis, "A numerical study over the effect of curvature and adverse pressure gradient on development of flow inside gas transmission pipelines," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 42, pp. 1-15, 2020, doi: 10.1007/s40430-020-02495-z.
- [23] H. Haghightajoo, M. Yadegari, and A. Bak Khoshnevis, "Optimization of single-obstacle location and distance between square obstacles in a curved channel," *The European Physical Journal*

تحلیل ارتعاشات آئولین خطوط انتقال نیرو با وجود جداکننده

چکیده: در این مقاله ارتعاشات آئولین خطوط انتقال نیرو مورد بررسی قرار گرفته و اثر وجود جداکننده بین هادی ها بررسی شده است. هر کدام از هادی ها بصورت یک تیر اویلر برنولی مدلسازی شده است و جداکننده بصورت یک فنر و دمپر بین آن دو قرار گرفته است. ضریب سفتی و میرایی جداکننده با استفاده از آزمایشات تجربی برای یک جداکننده استفاده شده در خطوط توزیع برق ایران بدست آمده است. معادلات حرکت با استفاده از اصل همپلتون استخراج شده است. این معادلات با استفاده از روش گلرکین به معادلات دیفرانسیل معمولی تبدیل شده و سپس با روش رانگ کوتا حل عددی شده است. در ادامه تاثیر استفاده از جداکننده بر ارتعاشات خطوط انتقال و تاثیر پارامترهای مختلف طراحی، اعم از مقدار جرم، ضریب سفتی و میرایی جداکننده، محل قرارگیری جداکننده، طول دهانه خط انتقال و جرم واحد طول کابل بر دامنه ارتعاشات هادی ها بررسی می شود. نتایج شبیه سازی نشان داده است که وجود جداکننده تا چه اندازه برای حفظ ایمنی خطوط لازم است و برخلاف تصور، جداکننده با ساختار بسیار سفت، تاثیر چندانی بر کنترل ارتعاشات ندارد بلکه می تواند تاثیر سوء نیز داشته باشد. همچنین نتایج نشان می دهد که افزایش جرم جداکننده تا ۱۰ برابر، دامنه ارتعاشات را تنها تا ۱۱ درصد کاهش می دهد و حداقل سفتی برابر با ۲۰۰۰ کیلو نیوتن بر متر برای جداکننده نیاز است؛ چرا که در این مقدار دامنه ارتعاشات تا ۲ برابر نسبت به سفتی های کمتر کاهش می یابد.

واژه‌های راهنما: خطوط انتقال نیرو، جریان هوا، ارتعاشات آئولین، جداکننده

حمیدرضا عسکر پور

دانشجوی کارشناسی ارشد

عباس مزیدی*

دانشیار

منصور رفیعیان

استاد، دانشکده مهندسی

مکانیک، دانشگاه یزد، یزد

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۲۰

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۸/۲۸

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۹/۱۱

Hamidreza
Askarpour
MSc. Student

Abbas Mazidi*
Associate Professor

Mansour
Rafeeyan
Professor, Faculty of
Mechanical
Engineering, Yazd
University, Yazd

Aeolian vibration analysis of transmission lines with spacers

Abstract: In this paper, aeolian vibrations of power transmission lines are studied and effects of spacers are considered. Each of the conductors is modeled as an Euler-Bernoulli beam and the spacer is placed as a spring and damper between them. The stiffness and damping coefficient of the spacer has been obtained using experimental tests for a spacer used in Iran's transmission lines. The equations of motion are derived using Hamilton's principle. These equations have been converted into ordinary differential equations using the Gelkerkin method and then numerically solved using the Rang-Kutta method. The effect of using the spacer on the transmission lines and the effect of different design parameters, such as the amount of mass, the stiffness and damping coefficient of the spacer, and the location of the spacer on the amplitude of the vibrations of the conductors have been studied. The results of the simulation have illustrated that the existence of the spacer is necessary to maintain the safety of the lines. However, despite our expectations, not only does a hard and heavy spacer have minimal impact on the control of vibrations but also can have adverse effects. It was also shown that increasing the mass of the spacer up to 10 times reduces the range of vibrations by 11% and the minimum stiffness equal to 2×10^6 (N/m) is needed for the spacer. Because in this value, the amplitude of vibrations decreases up to 2 times compared to lower stiffnesses.

Keywords: Power transmission lines, Airflow, Aeolian vibrations, Spacer

۱- مقدمه

محدود و جریان هوا را به وسیله دینامیک سیالات محاسباتی در اطراف هادی مدل کرده و ویژگی های ارتعاشات آئولین و عمر خستگی خطوط انتقال را بررسی کردند. مشخص شد که با استفاده از روش المان محدود، می توان ارتعاشات آئولین خطوط انتقال را به طور موثر شبیه سازی کرد. همچنین آن ها نشان دادند که به دلیل غیرخطی بودن هندسه خطوط انتقال، فرکانس های تشدید ارتعاشات آئولین دقیقاً برابر با فرکانس های طبیعی خطی خطوط نیستند و روش تعادل انرژی، اثر طول دهانه بر ارتعاشات آئولین را در نظر نمی گیرد و دامنه ارتعاشات را بیش از حد برآورد می کند [۶]. بهرامی در پژوهشی، خطوط انتقال و توزیع هوایی ایران را به صورت تیر اویلر برنولی و با در نظر گرفتن سفتی خمشی و انحنای اولیه هادی تحت نیروی وزن مدل کرده است. در این مطالعه او معادلات هادی را در دو جهت داخل و خارج از صفحه بدست آورده و با بررسی های انجام شده نشان داده است که نوسانات خارج از صفحه در برابر نوسانات صفحه ای قابل صرف نظر کردن است. او همچنین نشان داده است که با افزایش هر یک از پارامترهای طراحی نظیر درجه حرارت محیط، طول دهانه و سرعت باد، دامنه نوسان کابل افزایش می یابد [۷].

در طول سال ها مطالعه، دانشمندان تاثیرات یراق آلات مختلفی اعم از دمپر^۱ و جداکننده در کنترل این ارتعاشات را بررسی کرده اند. یکی از یراق آلاتی که به طور گسترده در خطوط انتقال و توزیع ایران مورد استفاده قرار می گیرد و نقش بسزایی در کنترل ارتعاشات ناشی از وزش باد ایفا می کند، جداکننده ها هستند. کاربرد اصلی جداکننده ها، حفظ فاصله ثابت میان هادی ها می باشد اما تاثیر دیگر آن ها، کاهش دامنه نوسانات ناشی از وزش باد در کابل ها و در نتیجه کنترل ارتعاشات آئولین خطوط است. در بیشتر مطالعاتی که در گذشته در جهت بررسی تاثیر جداکننده بر مهار ارتعاشات کابل ها انجام شده، جداکننده فقط به صورت فنر خطی ایده آل مدل شده است. در این مقاله به منظور ارائه یک مدل یکپارچه و نزدیک شدن مدل به شرایط واقعی، علاوه بر لحاظ شدن جرم، جداکننده به صورت ترکیبی از فنر و دمپر مدل سازی و بررسی می شود.

۱-۲- جداکننده

خطوط انتقال و توزیع در معرض باد، باران و برف قرار می گیرند که می تواند باعث ایجاد نوسان شود. این نوسان ممکن است بنا به نوع هادی بکار رفته، باعث ایجاد جرقه و آسیب

صنعت برق یکی از مهم ترین صنایع هر کشور است که وظیفه تامین انرژی الکتریکی، از تولید تا مصرف را بر عهده دارد. این انرژی به وسیله کابل هایی که به صورت زمینی یا هوایی بین دو نقطه نصب می شوند، منتقل می گردد که به آن شبکه خطوط انتقال نیرو گفته می شود. نصب این خطوط مابین شهرهای با فاصله زیاد، بسیار پرهزینه و دارای مشکلات خاصی است که برای محافظت از آن ها باید تدابیر خاصی را اندیشید. در بین عوامل مخرب خطوط هوایی، نوسانات کابل ناشی از باد، باران و طوفان، از مهم ترین و شایع ترین عوامل تخریب کننده خطوط هستند. ارتعاش آئولین شایع ترین نوع ارتعاش کابل است که ارتعاشی با فرکانس بالا و دامنه کوچک است و منجر به شکست ناشی از فرسودگی کابل ها می شود [۱]. بنابراین یکی از مهم ترین مسائل در جهت حفاظت از خطوط انتقال، شناخت و کنترل این دسته از ارتعاشات است.

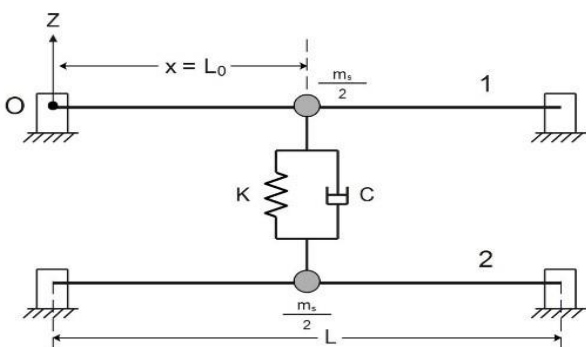
از زمانی که ارتعاشات آئولین هادی مشاهده شد، به دلیل اثرات قابل توجه آن بر خطوط انتقال، سال های زیادی است که مورد بحث و مطالعه قرار گرفته و کارهای گسترده ای برای شناخت و مدل سازی این پدیده انجام شده است که می توان به مطالعات اولیه این پدیده توسط وارنی اشاره کرد. او هادی های با جنس متفاوت را در شرایط های محیطی مختلف مورد آزمایش قرار داد و نشان داد که تمام شکستگی های ناشی از ارتعاش هادی در تکیه گاه ها یا اتصالات رخ داده اند [۲]. اولین مدل ریاضی برای ارتعاشات آئولین خطوط انتقال با استفاده از مفهوم مودهای اصلی هادی، توسط کلارن و دیانا ارائه شد. آن ها هادی را به صورت تیر اویلر برنولی مدل کرده و فرکانس طبیعی هادی را با در نظر گرفتن سفتی خمشی آن مدل کردند [۳]. روش متفاوتی به نام روش تعادل انرژی برای تسهیل در محاسبه ارتعاشات آئولین ایجاد شده در خطوط انتقال توسط هاگدورن ارائه شد. این روش براساس قانون اول ترمودینامیک می باشد که در آن باید مجموع انرژی وارد شده به سیستم با مجموع انرژی خارج شده از آن برابر باشد. در اینجا انرژی وارد شده به سیستم، انرژی باد و انرژی خارج شده از آن شامل انرژی تلف شده حاصل از خود میرایی هادی و دمپرها است. در این روش هادی به صورت یک تیر نیمه نامحدود یا نامحدود مدل می شود [۴]. اولیویرا و فریر با روش تعادل انرژی، برای پیش بینی حرکت پایای هادی یک مدل مکانیکی ارائه کردند. آن ها کابل را به صورت تیر اویلر برنولی مدل کردند و در یک سر آن، گشتاوری متغیر و تابع سفتی خمشی هادی قرار دادند. مدل آن ها نشان داد که برای هادی با طول زیاد نمی توان از اثرات سفتی خمشی چشم پوشی کرد [۵]. لیو و همکاران در مطالعه ای، هادی خطوط انتقال را به صورت یک تیر المان

¹ Damper

و جداکننده های طراحی شده با ساختاری سبک، معقول تر هستند [۱۰]. تاثیرات استفاده از جداکننده در مهار تحریکات ناشی از ریزش یخ توسط فو و همکاران مورد بررسی قرار گرفت. در این مطالعه، مدل ریاضی موثری برای کابل و جداکننده ارائه شد. همچنین فرآیند دینامیکی ریزش یخ از کابل، شبیه سازی و بدست آمد. نتایج نشان داد که وجود جداکننده می تواند موجب کاهش دامنه پرش کابل بعد از ریزش یخ و همچنین کاهش کشش نامتعادل طولی روی کابل شود [۱۱]. لو و همکاران در مطالعه ای، بر اساس راه حل های تحلیلی، تاثیرات پارامترهای دینامیکی ساختاری هادی و جداکننده ها را بر دامنه ارتعاشات بررسی و یک جداکننده بین فاز و ویسکوالاستیک برای کاهش دامنه ارتعاشات ارائه کردند و نشان دادند که یک نسبت میرایی بهینه از جداکننده های بین فاز و ویسکوالاستیک برای دستیابی به حداکثر سرعت بحرانی باد در حالت گالوپینگ، برای خط انتقال با دو هادی وجود دارد. همچنین بیان کردند که اثر ضد گالوپینگ یک جداکننده تا حد زیادی به نسبت فرکانس یک خط انتقال دو فاز و سختی نسبی جداکننده بستگی دارد [۱۲].

۲- مدل سازی ریاضی و استخراج معادلات حرکت

با توجه به مطالعات صورت گرفته، مشخص شده است که به دلیل تاثیر سفتی خمشی، مدل کردن هادی به عنوان یک تیر دقیق تر از مدل کردن آن به صورت یک تار محکم است [۱۳]. از این جهت هادی به صورت تیر اویلر-برنولی با طول ۳۰۰ متر و با شرایط مرزی دو سر لولا مدل می شود. مطابق شکل (۲)، سیستم به صورت دو تیر اویلر برنولی با یک جداکننده که به صورت فنر و دمپر مدل شده بیان می شود که می بایست معادلات حاکم بر آن را از طریق اصل همیتون نوشت. به دلیل نوع تکیه گاه و بارگذاری، ارتعاشات غالب از نوع خمشی هستند و از ارتعاشات محوری و پیچشی صرف نظر شده است.



شکل ۲ خط انتقال مدل شده با جداکننده به صورت فنر و دمپر

رسیدن به تجهیزات برقی و خطرات جانی شود. برای پیشگیری از این اتفاقات از جداکننده یا اسپیسرهای بین فاز استفاده می شود. جداکننده بین فاز یک میله کامپوزیتی تقویت شده با الیاف پیوسته محوری [۸] است که مطابق شکل (۱)، یک پوشش تزریقی سیلیکون بر روی آن ایجاد شده و از دو سر کابل ها متصل می شود و از طریق جدا نگه داشتن هادی ها و حفظ فاصله ثابت میان فازها، مانع از بروز اتفاقاتی مانند قوس الکتریکی و اتصال کوتاه که در اثر نوسانات ممکن است رخ دهد، می شود و به ایمن سازی خطوط کمک می کند.



شکل ۱ جداکننده مورد استفاده در خطوط انتقال نیرو ایران

اگر چه در پژوهش های گذشته مطالعات متعددی در زمینه تحلیل ارتعاشات آئولین خطوط انتقال نیرو انجام شده است، اما مطالعات محدودی در زمینه بررسی اثر جداکننده ها بر این ارتعاشات صورت گرفته است. ادواردز و بوید در مطالعه ای، اهمیت استفاده از جداکننده ها در خطوط انتقال برق را مطرح کردند و با بررسی شرایط محیطی مختلف، الزامات فیزیکی، مکانیکی و الکتریکی مورد نیاز جهت طراحی بهینه جداکننده ها را مورد بحث و بررسی قرار دادند. آن ها نشان دادند که جداکننده ها باید تا حد امکان ساده و سبک طراحی شوند و از لحاظ مداومت و طول عمر بتوانند نسبت به حرکات و ارتعاشات عرضی هادی تا ۲۵۰ هزار چرخه مداومت داشته باشند. همچنین آن ها برای جذب انرژی حاصل از ارتعاشات آئولین در کابل ها، قطعات ویسکوالاستیک را در درون ساختمان جداکننده گنجانده و برای اولین بار ایده جداکننده های میراگر را مطرح کردند [۹]. هو و همکاران در مطالعه ای یک مدل دینامیکی برای خطوط انتقال هوایی و چند مدل مکانیکی برای جداکننده های مورد بررسی شان ارائه کردند و از روش عددی نیز برای شبیه سازی ارتعاشات کابل استفاده شد. برای بدست آوردن رابطه بین پارامترهای مکانیکی جداکننده ها و میزان موثر بودن آن ها در کنترل ارتعاشات گالوپینگ، سه نوع جداکننده با ساختار و پارامترهای متفاوت مورد بررسی و مقایسه قرار گرفت. نتایج نشان داد که صلبیت جداکننده تحت بار فشاری به اندازه ای که تصور می شد مهم نبود و جداکننده های با سختی متفاوت، توانایی یکسانی در کاهش ارتعاشات گالوپینگ داشتند. بنابراین نتیجه گیری شد که بر خلاف تصورات سنتی، ساختار سنگین برای جداکننده ضروری نیست

¹ Interphase Spacer

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \delta w \Big|_0^l + \int_0^l \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \delta w dx \Big] dt$$

رابطه بالا، تغییرات انرژی پتانسیل در کابل را نشان می دهد. این رابطه برای هر دو کابل موجود در مدل بازنویسی می شود.

$$\int_{t_1}^{t_2} \delta U dt = \sum_{i=1}^2 \int_{t_1}^{t_2} \left[EI \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} \delta \left(\frac{\partial w_i}{\partial x} \right) \Big|_0^l - \frac{\partial}{\partial x} \left(EI \frac{\partial^2 w_{i1}}{\partial x^2} \right) \delta w_i \Big|_0^l + \int_0^l \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} \right) \delta w_i dx \right] dt \quad (8)$$

حال انرژی پتانسیل فنر مطابق رابطه (۹) بدست می آید:

$$U = \frac{1}{2} K (\Delta x)^2 \quad (9)$$

که در آن K سفتی فنر است و

$$\Delta x = w_1(l_0, t) - w_2(l_0, t) \quad (10)$$

که در اینجا l_0 محل قرار گیری فنر (جداکننده) و t زمان می باشد. با جایگذاری رابطه (۱۰) در رابطه (۹)، رابطه انرژی کرنش فنر به صورت زیر در می آید.

$$U = \frac{1}{2} K (w_1^2 + w_2^2 - 2w_1w_2) \quad (11)$$

رابطه (۱۱) بر اساس تابع دلتای دیراک به صورت رابطه (۱۲) بازنویسی می شود.

$$U = \int_0^l \frac{1}{2} K (w_1^2 + w_2^2 - 2w_1w_2) \delta(x - l_0) dx \quad (12)$$

تغییرات رابطه (۱۲) به صورت زیر است:

$$\int_{t_1}^{t_2} \delta U dt = \int_{t_1}^{t_2} \int_0^l [(Kw_1 - Kw_2) \delta(x - l_0) \delta w_1 + (Kw_2 - Kw_1) \delta(x - l_0) \delta w_2] dx dt \quad (13)$$

۲-۲- محاسبه انرژی جنبشی

انرژی جنبشی سیستم نیز برابر با مجموع انرژی های جنبشی تیرها و جرم جداکننده است. رابطه انرژی جنبشی کابل به صورت زیر بیان می شود [۱۴]:

$$T = \frac{1}{2} \int_0^l \int_A \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dA dx = \quad (14)$$

با استفاده از اصل همیلتون، معادلات حرکت برای سیستم مدل شده به دست می آید. اصل همیلتون مطابق رابطه (۱) بیان می شود [۱۴].

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta U - \delta T - \delta W_{nc}) dt = 0 \quad (1)$$

که در آن U انرژی پتانسیل، T انرژی جنبشی و W_{nc} کار مربوط به نیروهای ناپایستار می باشد.

۲-۱- انرژی پتانسیل

انرژی کرنشی سیستم برابر با مجموع انرژی های کرنشی کابل ها و انرژی پتانسیل فنر است. انرژی کرنشی کابل ها را می توان به صورت رابطه (۲) بیان کرد [۱۴].

$$U = \frac{1}{2} \iiint_V (\sigma_{xx} \varepsilon_{xx} + \sigma_{yy} \varepsilon_{yy} + \sigma_{zz} \varepsilon_{zz} + \sigma_{xy} \varepsilon_{xy} + \sigma_{yz} \varepsilon_{yz} + \sigma_{zx} \varepsilon_{zx}) dv \quad (2)$$

که در آن

$$\begin{aligned} \varepsilon_{xx} &= \frac{\partial u}{\partial x} = -z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \varepsilon_{yy} &= \varepsilon_{zz} = \varepsilon_{xy} = \varepsilon_{yz} = \varepsilon_{zx} = 0 \\ \sigma_{xx} &= -Ez \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \sigma_{yy} &= \sigma_{zz} = \sigma_{xy} = \sigma_{yz} = \sigma_{zx} = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

در اینجا w خیز و E مدول الاستیک جنس تیر می باشد. از طرفی

$$I = I_y = \iint_A z^2 dA \quad (4)$$

حال با جایگذاری روابط (۳) و (۴) در رابطه (۲) خواهیم داشت:

$$U = \frac{1}{2} \int_0^l EI \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad (5)$$

تغییرات رابطه (۵) به صورت زیر است:

$$\int_{t_1}^{t_2} \delta U dt = \delta \int_{t_1}^{t_2} \frac{1}{2} \int_0^l EI \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 dx dt \quad (6)$$

با انتگرال گیری جز به جز از رابطه (۶) داریم:

$$\int_{t_1}^{t_2} \delta U dt = \int_{t_1}^{t_2} \left[EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \delta \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) \Big|_0^l - \right] \quad (7)$$

تابع دلتای دیراک، کار مجازی نیروهای ناپایستار به صورت زیر بدست می آید.

$$\int_{t_1}^{t_2} \delta W dt = \int_{t_1}^{t_2} \int_0^l [(C\dot{w}_2 - C\dot{w}_1)\delta w_1 + (C\dot{w}_1 - C\dot{w}_2)\delta w_2] \delta(x - l_0) dx dt \quad (21)$$

حال با جایگذاری روابط (۸)، (۱۳)، (۱۷)، (۱۸) و (۲۱) در اصل همیلتون، معادلات حرکت هر دو کابل به صورت زیر به دست می آید.

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 w_1}{\partial x^2} \right) + \rho A \frac{\partial^2 w_1}{\partial t^2} + \left(C \frac{\partial w_1}{\partial t} - C \frac{\partial w_2}{\partial t} + Kw_1 - Kw_2 + \frac{1}{2} m_s \frac{\partial^2 w_1}{\partial t^2} \right) \delta(x - l_0) = F(t) \quad (22)$$

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 w_2}{\partial x^2} \right) + \rho A \frac{\partial^2 w_2}{\partial t^2} + \left(C \frac{\partial w_2}{\partial t} - C \frac{\partial w_1}{\partial t} + Kw_2 - Kw_1 + \frac{1}{2} m_s \frac{\partial^2 w_2}{\partial t^2} \right) \delta(x - l_0) = F(t) \quad (23)$$

۲-۴- نیروی باد

ارتعاشات آئولین در خطوط انتقال، بر اثر پدیده رهایی گردابه ایجاد می شود [۱۵]. هنگامی که یک سیال مانند هوا از یک جسم در سرعت های مشخص می گذرد، این پدیده رخ می دهد. از این جهت یک مدل برای مدل سازی نیروی باد انتخاب شده است. مدل انتخاب شده از نوع یک درجه آزادی نوع اول است و به صورت زیر بیان می شود [۱۶].

$$F(t) = \frac{1}{2} \rho_\infty U^2 D C_L \sin(\omega_s t) \quad (24)$$

که در آن

$$\omega_s = 2\pi f_s \quad (25)$$

$$f_s = \frac{StU}{D}$$

در اینجا D قطر هادی، U سرعت باد، ρ_∞ چگالی هوا، ω_s فرکانس دایره ای پدیده رهایی گردابه با واحد رادیان بر ثانیه، St عدد استروهال، که برای استوانه های با سطح مقطع دایره ای تقریباً ۰/۲ در نظر گرفته می شود، و C_L ضریب بی بعد برآ است.

$$\frac{1}{2} \int_0^l \rho A \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx$$

که تغییرات آن برابر است با

$$\int_{t_1}^{t_2} \delta T dt = \delta \int_{t_1}^{t_2} \left[\frac{1}{2} \int_0^l \rho A \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx \right] dt \quad (15)$$

با انتگرال گیری جز به جز از رابطه (۱۵) خواهیم داشت:

$$\int_{t_1}^{t_2} \delta T dt = - \int_{t_1}^{t_2} \left(\int_0^l \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \delta w dx \right) dt \quad (16)$$

رابطه (۱۶) برای هر دو تیر بازنویسی می شود.

$$\int_{t_1}^{t_2} \delta T dt = \sum_{i=1}^2 - \int_{t_1}^{t_2} \left(\int_0^l \rho A \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} \delta w_i dx \right) dt \quad (17)$$

جرم جداکننده یا m_s به صورت مساوی بر روی هر دو تیر تقسیم می شود. از این رو تغییرات انرژی جنبشی آن براساس تابع دلتای دیراک، مطابق با رابطه (۱۸) بیان می شود.

$$\int_{t_1}^{t_2} \delta T dt = \int_{t_1}^{t_2} \int_0^l \left[\frac{1}{2} m_s \frac{\partial^2 w_1}{\partial t^2} \delta w_1 + \frac{1}{2} m_s \frac{\partial^2 w_2}{\partial t^2} \delta w_2 \right] \delta(x - l_0) dx \quad (18)$$

۲-۳- محاسبه کار نیروهای ناپایستار

در این سیستم، کار مجازی نیروهای ناپایستار کاری است که توسط دمپر بر روی هردو تیر اعمال می شود و به صورت زیر تعریف می شود.

$$W = \int_0^l (\vec{f}_1 \cdot \vec{\delta r}_1 + \vec{f}_2 \cdot \vec{\delta r}_2) dx \quad (19)$$

که در آن

$$\begin{aligned} f_1 &= -C(\dot{w}_2 - \dot{w}_1) \\ f_2 &= C(\dot{w}_2 - \dot{w}_1) \\ \delta r_1 &= \delta w_2 \\ \delta r_2 &= \delta w_1 \end{aligned} \quad (20)$$

C ضریب دمپر، f_1 و f_2 به ترتیب نیروهای وارد شده از دمپر به کابل اول و دوم و δr_1 و δr_2 جا به جایی های کابل دوم و اول است. با جایگذاری رابطه (۲۰) در (۱۹) و استفاده از

۳- استخراج تجربی مشخصات فیزیکی جداکننده

در این پژوهش به منظور نزدیک شدن مدل به شرایط واقعی، جداکننده به صورت فنر و دمپر مدل شده است. بنابراین به منظور محاسبه ضرایب سفتی و میرایی جداکننده، آزمایشاتی در دانشگاه یزد بر روی آن انجام شد. به منظور محاسبه ضریب سفتی و تست کشش، جداکننده مطابق شکل (۳)، از یک میلگرد به صورت عمودی آویزان و ساعت اندیکاتور^۱ بر روی چهارچوب فلزی در کنار جداکننده نصب گردید. سپس همانطور که در شکل مشاهده می شود، یک وزنه صد نیوتونی به انتهای جداکننده متصل گشت و مقدار جا به جایی طولی ایجاد شده قرائت شد. برای افزایش دقت آزمایش، این عملیات به تعداد ۱۵ مرتبه انجام و مقدار جا به جایی هر مرتبه داده برداری و متوسط سفتی جداکننده محاسبه شد.



شکل ۳ نحوه نصب جداکننده و شرایط انجام آزمایش کشش

با توجه به شکل (۲)، نحوه اتصال جداکننده در این پژوهش به صورت عمود و بین دو فاز از خطوط انتقال نیرو فرض شده است. از این جهت و به منظور نزدیک بودن شرایط آزمایش به شرایط واقعی، مطابق شکل (۴)، جداکننده در همان وضعیت آزمایش قبلی محکم بسته شده است تا از جا به جایی های عرضی آن تا حد امکان جلوگیری شود. سپس جداکننده تحت بارگذاری قرار می گیرد تا تغییر طول در آن ایجاد شود. برای برداشته شدن جداکننده، همانطور که در شکل مشاهده می شود، وزنه صد نیوتونی با سیم از جداکننده آویزان است و سنسور شتاب سنج نیز به انتهای جداکننده متصل شده است. این سنسور به منظور داده برداری به یک دستگاه داده برداری ارتعاشات متصل است. سپس برای برداشتن آنی نیروی وزنه، سیم رابط با سیم چین قطع می شود و ارتعاشات جداکننده ثبت می گردد. برای افزایش دقت این آزمایش، این فرآیند ده مرتبه انجام و میرایی متوسط جداکننده با استفاده از کاهش لگاریتمی محاسبه شد.



شکل ۴ نحوه اتصال جداکننده و شتاب سنج به منظور بدست آوردن ضریب میرایی

۴- نتایج

به منظور بررسی پارامترهای مؤثر بر ارتعاشات آئولین خطوط انتقال، به حل معادلات حرکت نیاز است. به این منظور، برای حل معادلات حرکت از روش گالرکین استفاده شده است. بر اساس این روش، پاسخ معادلات حرکت به دست آمده در روابط (۲۲) و (۲۳) به صورت بسطی از توابع هندسی مشخص در ضرایب زمانی نامشخص به صورت زیر فرض می شود.

¹ Dial Indicator

اختلاف ناچیزی دارند، که درستی مدل به کار برده شده را نشان می دهد.

جدول ۱ مقایسه فرکانس طبیعی اول و دوم تیر در مرجع [۱۴] و پژوهش حاضر

مود	فرکانس طبیعی	
	مرجع ۱۴	پژوهش حاضر
اول	۷۰۳/۰۱۴۹	۷۰۳/۰۱۱۷
دوم	۲۸۱۲/۰۵۹۸	۲۸۱۲/۰۴۶۸

در ادامه به منظور شبیه سازی اثر وجود جداکننده بر ارتعاشات خطوط انتقال، در این مقاله از کابل لینکس^۱ که از دسته هادی های آلومینیومی تقویت شده با فولاد می باشد و بطور گسترده ای در خطوط توزیع برق ایران بکار گرفته شده است، استفاده می شود. مشخصات کابل، جداکننده و خصوصیات سیال در جدول (۲) ارائه شده است.

جدول ۲ خصوصیات کابل و مدل سیال

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
E	$7/2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$	U	15 m/s
I	$7141/326 \times 10^{-12} \text{ m}^4$	ρ_{∞}	$1/225 \text{ Kg/m}^3$
ρ	$3722/37 \text{ Kg/m}^3$	C_L	$0/6$
A	$2/262 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	C	$2294/5 \text{ N.s/m}$
D	$1/953 \times 10^{-2} \text{ m}$	K	$6/44 \times 10^6 \text{ N/m}$
L	300 m	m_s	$1/5 \text{ Kg}$

همانطور که گفته شد، یکی از دلایل اصلی استفاده از جداکننده، جلوگیری از برخورد فازهای متفاوت به یکدیگر بر اثر وزش باد و ایجاد اتصال کوتاه و آتش سوزی در خطوط انتقال است. به منظور بررسی تأثیرات وجود جداکننده، خطوط انتقال مورد تحریک با دامنه بالا قرار گرفته است و جابه جایی وسط کابل ها با شرایط تحریک یکسان در دو حالت با و بدون وجود جداکننده بدست آمده است. بررسی شکل (۵) نشان می دهد هر دو هادی بدون وجود جداکننده با یکدیگر برخورد دارند و هنگامی که از جداکننده در وسط طول دهانه استفاده شده، مطابق شکل (۶)، ارتعاشات هر دو کابل به خوبی مورد همگام سازی قرار گرفته و ایمنی خطوط حفظ شده است.

$$u(x, t) = \sum_{i=1}^n \varphi_i(x) q_i(t) \quad (26)$$

در رابطه (۲۶)، $\varphi_i(x)$ شکل مود های ارتعاشی تیر (هادی) و $q_i(t)$ ضرایب زمانی هستند. شکل مود برای شرایط مرزی دو سر لولا، که جابجایی و گشتاور خمشی در ابتدا و انتهای تیر برابر صفر است، برای دو تیر به صورت رابطه ی (۲۷) در نظر گرفته می شود [۱۴].

$$\varphi_n(x) = \sin \frac{n\pi x}{l} \quad (27)$$

با جایگذاری رابطه (۲۶) در روابط (۲۲) و (۲۳) و سپس با ضرب طرفین این روابط در شکل مودهای مربوطه و انتگرال گیری در طول تیر و با در نظر گرفتن تعامد شکل مودها، معادلات دیفرانسیل پاره ای که در روابط (۲۸) و (۲۹) نشان داده شده اند، به معادلات دیفرانسیل معمولی تبدیل شده اند. سپس با استفاده از روش رانگ-کوتا معادلات حل شده و پاسخ زمانی کابل ها بدست آمده است.

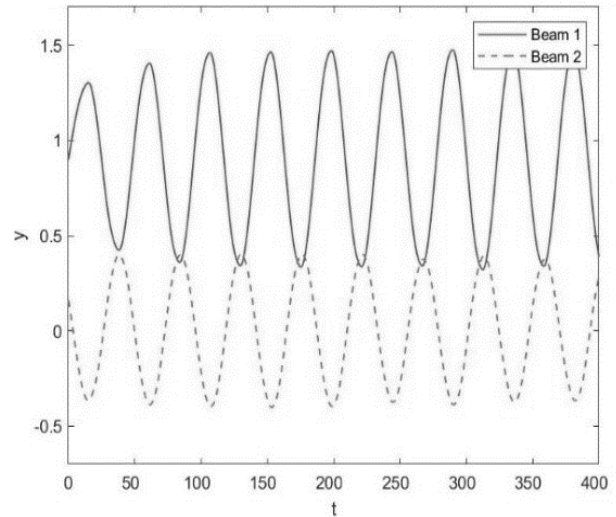
$$\begin{aligned} EI(\varphi_1^{(4)} q_{11} + \varphi_2^{(4)} q_{12}) + \rho A(\varphi_1 \ddot{q}_{11} + \varphi_2 \ddot{q}_{12}) \\ + \left[C(\varphi_1 \dot{q}_{11} + \varphi_2 \dot{q}_{12}) \right. \\ - C(\varphi_1 \dot{q}_{21} + \varphi_2 \dot{q}_{22}) \\ + K(\varphi_1 q_{11} + \varphi_2 q_{12}) \\ - K(\varphi_1 q_{21} + \varphi_2 q_{22}) \\ \left. + \frac{1}{2} m_s (\varphi_1 \ddot{q}_{11} + \varphi_2 \ddot{q}_{12}) \right] \delta(x) \\ - l_0 - \frac{1}{2} \rho_{\infty} U^2 D C_L \sin(\omega_s t) \\ = 0 \end{aligned} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} EI(\varphi_1^{(4)} q_{21} + \varphi_2^{(4)} q_{22}) + \rho A(\varphi_1 \ddot{q}_{21} + \varphi_2 \ddot{q}_{22}) \\ + \left[C(\varphi_1 \dot{q}_{21} + \varphi_2 \dot{q}_{22}) \right. \\ - C(\varphi_1 \dot{q}_{11} + \varphi_2 \dot{q}_{12}) \\ + K(\varphi_1 q_{21} + \varphi_2 q_{22}) \\ - K(\varphi_1 q_{11} + \varphi_2 q_{12}) \\ \left. + \frac{1}{2} m_s (\varphi_1 \dot{q}_{21} + \varphi_2 \dot{q}_{22}) \right] \delta(x) \\ - l_0 - \frac{1}{2} \rho_{\infty} U^2 D C_L \sin(\omega_s t) \\ = 0 \end{aligned} \quad (29)$$

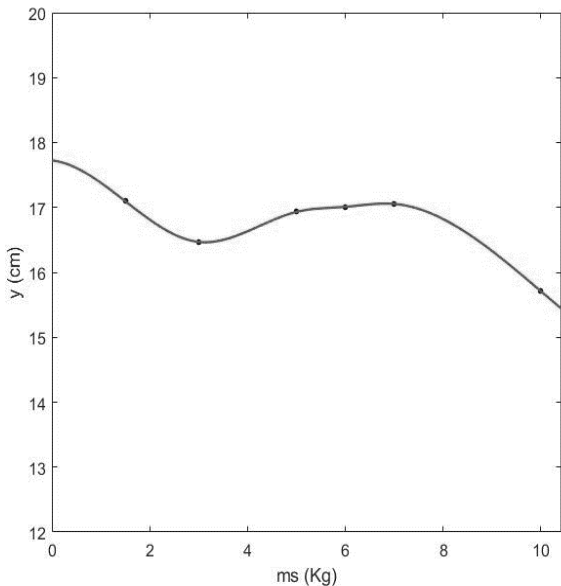
به منظور اعتبارسنجی روش مورد استفاده در این مطالعه، فرکانس های طبیعی یک کابل با توجه به مقادیر داده شده در مرجع (۱۴) بدست آمده است و نتایج در جدول (۱) ارائه شده است. همانطور که مشاهده می شود، نتایج پژوهش حاضر

¹ Lynx

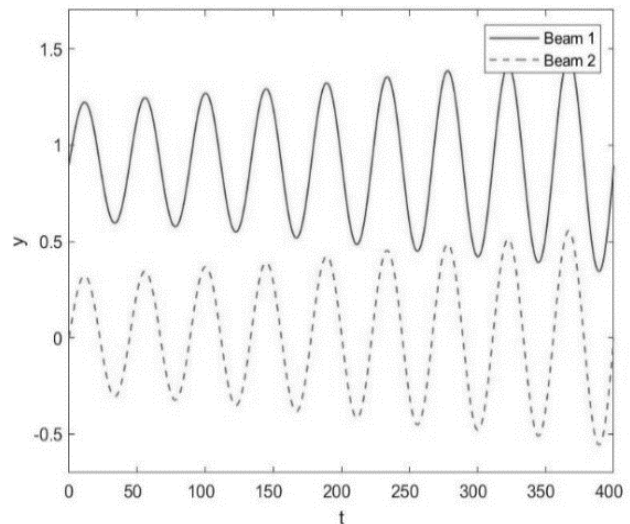
به منظور بررسی میزان تاثیر پارامترهای جداکننده نظیر جرم، سفتی و میرایی، تاثیر تغییر این پارامترها بر ارتعاشات سیستم بررسی شد. بدین منظور نخست دو پارامتر سفتی و میرایی ثابت و جرم جداکننده متغیر فرض شده و دامنه ارتعاشات سیستم به ازای مقادیر جرم مختلف محاسبه و مطابق شکل (۷) ارائه شده است. همانطور که در شکل مشخص است، با ۱۰ برابر کردن جرم جداکننده، دامنه ارتعاشات کابل در حدود ۱۱ درصد و معادل با ۱ سانتی متر کاهش داشته است که نشان از تاثیر اندک این پارامتر بر مهار ارتعاشات کابل دارد. به منظور بررسی تاثیر سفتی جداکننده در این بررسی، در ادامه تاثیرات تغییر جرم جداکننده این بار با سفتی کمتر و معادل با $1000 \frac{N}{m}$ بررسی شد و نتایج در شکل (۸) نشان داده شده است.



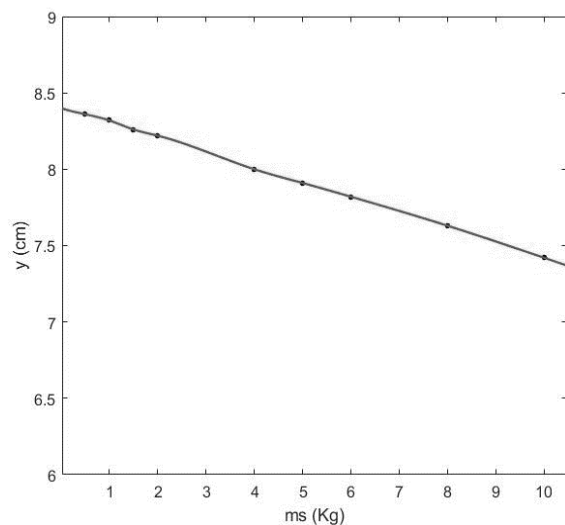
شکل ۵ پاسخ زمانی ارتعاشات دو کابل بدون وجود جداکننده

شکل ۸ تاثیر میزان جرم جداکننده در مقدار دامنه ارتعاش در وسط دهانه با سفتی $1000 \frac{N}{m}$

نتایج نشان می دهد که در سفتی کمتر، بازه کاهش دامنه ارتعاش با تغییرات جرم محسوس تر و حدود ۲ سانتی متر است و همچنین متوسط دامنه نوسانات از حدود ۸ سانتی متر به حدود ۱۷ سانتی متر افزایش می یابد. از این جهت به منظور بررسی تاثیر تغییرات سفتی، با حفظ شرایط بررسی، مانند طول دهانه، سرعت باد و محل نصب جداکننده، بار دیگر دامنه ارتعاشات سیستم به ازای مقادیر مختلف سفتی با ثابت نگه داشتن جرم و میرایی جداکننده به مقدار واقعیشان، محاسبه شده و در شکل (۹) ارائه گردیده است.



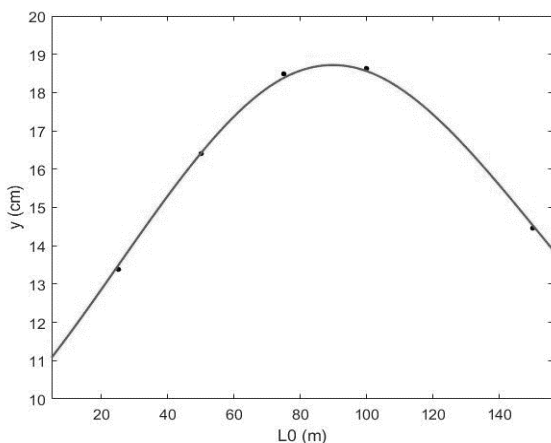
شکل ۶ پاسخ زمانی ارتعاشات دو کابل با وجود جداکننده



شکل ۷ تاثیر میزان جرم جداکننده در مقدار دامنه ارتعاش در وسط دهانه با سفتی واقعی

مشخص شد که مقدار میرایی جداکننده عملاً تاثیری بر ارتعاشات هادی ندارد و با کاهش میرایی تا مقدار صفر، دامنه ارتعاشات دستخوش تغییر نمی شود. می توان نتیجه گرفت که ارتعاشات آئولین در سیستم، به مقدار میرایی جداکننده وابسته نیست.

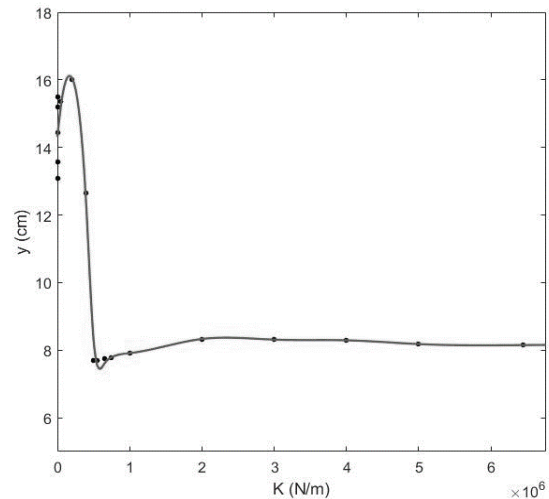
به منظور بررسی تاثیر محل قرارگیری جداکننده بر نوسانات سیستم، با حفظ مشخصات میرایی و جرم جداکننده به مقدار واقعیشان، محل قرارگیری جداکننده از ابتدا تا وسط دهانه، یک بار برای سفتی برابر با $0/01K$ و بار دیگر برای مقدار واقعی سفتی، جا به جا شده است و دامنه نوسان سیستم در وسط دهانه بدست آمده و نتایج در شکل های (۱۱) و (۱۲) نشان داده شده است.



شکل ۱۱ تاثیر موقعیت نصب جداکننده در مقدار دامنه ارتعاش در وسط دهانه برای جداکننده با سختی $0/01K$

همانطور که در شکل (۱۱) مشاهده می شود، در خطوط انتقال با جداکننده های با سختی کمتر، کمترین دامنه ارتعاش زمانی رخ می دهد که جداکننده در اول یا وسط دهانه باشد و می توان نشان داد که این دو موقعیت بهترین مکان برای نصب یک جداکننده با سختی کم هستند. اما به منظور رعایت همگام سازی و حفظ فاصله بین خطوط به بهترین نحو، اتصال در وسط دهانه توصیه می گردد.

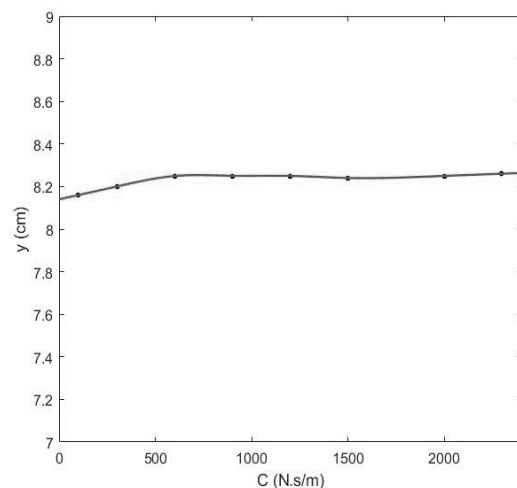
در ادامه با بررسی شکل (۱۲) می توان بیان کرد که اختلاف زیاد دامنه ارتعاشات موجود در حالت قبل که در حدود ۷ سانتی متر است، با زیادتر شدن سختی جداکننده با کاهشی ۸۵ درصدی مواجه شده و به حدود ۱ سانتی متر می رسد و دیگر تفاوت آنچنانی در تاثیر محل نصب جداکننده دیده نمی شود. همچنین در این بررسی، دوباره می توان تاثیر میزان سفتی جداکننده و اثربخشی آن بر کاهش دامنه ارتعاشات را به خوبی دید.



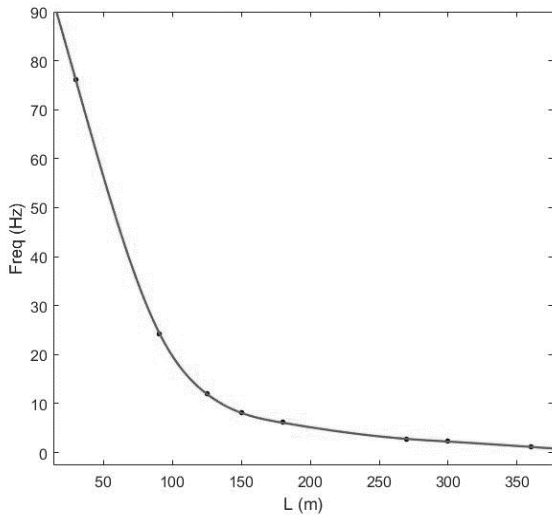
شکل ۹ تاثیر میزان سفتی جداکننده در مقدار دامنه ارتعاش در وسط دهانه

با بررسی این نتایج، تاثیر تغییرات سفتی جداکننده به خوبی در دامنه ارتعاشات قابل مشاهده است. در سفتی های پایین، دامنه ارتعاش هادی تا ۱۶ سانتی متر هم دیده می شود که به مراتب بیشتر است از جا به جایی با سفتی واقعی جداکننده که در حدود ۸ سانتی متر است و از طرفی با افزایش میزان سفتی، متوسط دامنه ارتعاشات از مقدار سفتی برابر با ۲۰۰۰ کیلو نیوتن بر متر به بعد، به مقداری ثابت نزدیک شده است و دیگر با افزایش سفتی تغییری در دامنه دیده نمی شود و تاثیرات تغییر سفتی جداکننده ناچیز است.

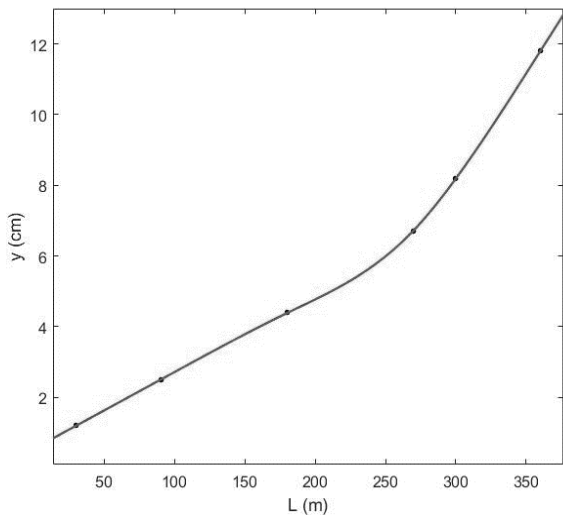
به منظور بررسی اثر دیگر پارامتر جداکننده، یعنی میرایی، بررسی دیگری با ثابت ماندن سفتی و جرم جداکننده به مقدار واقعی انجام گردید و نتیجه آن در شکل (۱۰) نشان داده شده است.



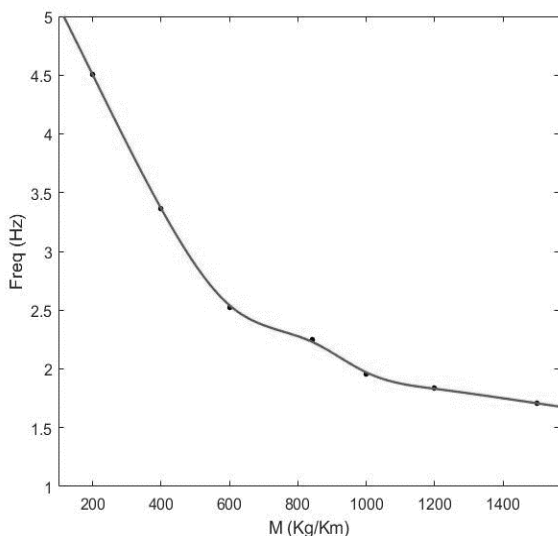
شکل ۱۰ تاثیر میزان میرایی جداکننده در مقدار دامنه ارتعاش در وسط دهانه



شکل ۱۳ تاثیر طول دهانه در تغییرات فرکانس سیستم



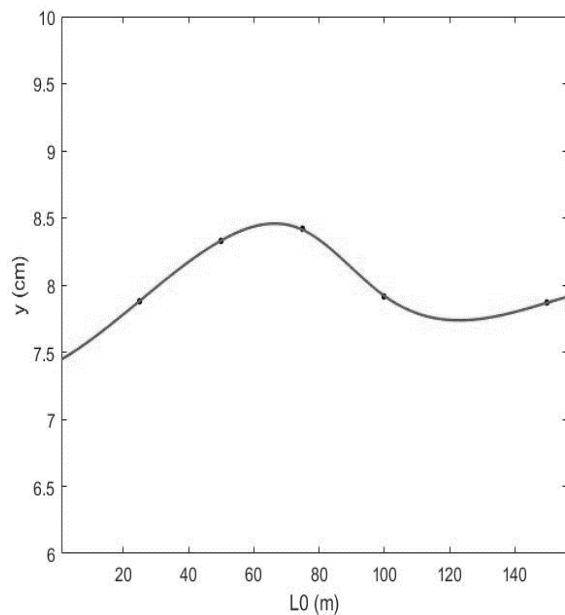
شکل ۱۴ تاثیر طول دهانه در مقدار دامنه ارتعاش در وسط دهانه



شکل ۱۵ تاثیر جرم واحد طول کابل در تغییرات فرکانس سیستم

به منظور بررسی تاثیر طول دهانه، با حفظ مشخصات جداکننده به مقدار واقعی‌شان، تغییرات فرکانس و دامنه نوسان سیستم در وسط دهانه با تغییر دادن طول دهانه از ۳۰ تا ۳۶۰ متر بدست آمده و این نتایج در شکل های (۱۳) و (۱۴) ارائه گردیده است.

همانطور که مشاهده می شود، با افزایش ۱۲ برابری طول دهانه، فرکانس ارتعاشات از حدود ۷۶ هرتز به ۲ هرتز و دامنه از ۱ سانتی متر به حدود ۱۲ سانتی متر رسیده است که به ترتیب بیانگر کاهش ۳۸ برابری برای فرکانس و افزایش ۱۲ برابری برای دامنه ارتعاشات سیستم است. با این عمل، ارتعاشات آئولین سیستم به سمت ارتعاشات گالوپینگ، یعنی از ارتعاشات با فرکانس بالا و دامنه پایین به ارتعاشاتی با فرکانس پایین اما دامنه نوسان بالا سوق پیدا می کند. پس هر چقدر که طول دهانه بیشتر می شود، دامنه نوسان زیاد و زیادتر می شود که همین مسئله باعث ناپایداری در سیستم می گردد. با این بررسی می توان درستی مطالعات پیشین که برای خطوط انتقال، بهترین طول دهانه را تا حداکثر ۳۰۰ متر بیان کرده بودند را نشان داد.



شکل ۱۶ تاثیر موقعیت نصب جداکننده در مقدار دامنه ارتعاش در وسط دهانه برای جداکننده با سفتی واقعی

به منظور بررسی تاثیر جرم واحد طول کابل بر نوسانات سیستم، با فرض ثابت ماندن دیگر پارامترهای کابل نظیر قطر و مدول، تغییرات فرکانس و دامنه نوسان سیستم در وسط دهانه با تغییر دادن جرم واحد طول کابل محاسبه شده و نتایج در شکل های (۱۵) و (۱۶) نشان داده شده است.

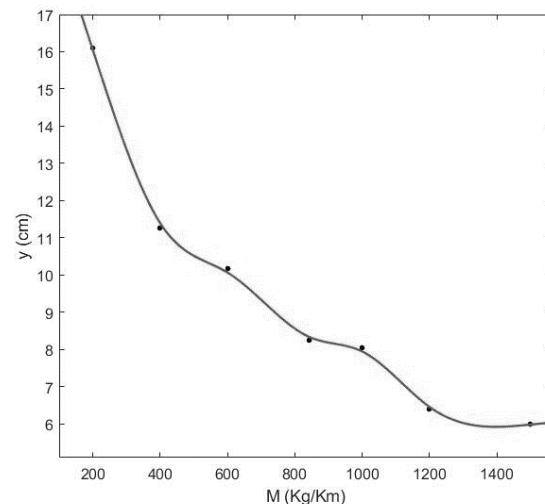
لولا به عنوان توابع هندسی مشخص، معادلات دیفرانسیل پاره ای به معادلات دیفرانسیل معمولی، تبدیل و با استفاده از روش رانگ-کوتا حل گردید. با استفاده از روش ارائه شده تاثیر استفاده از جداکننده بر ارتعاشات خطوط انتقال و تاثیر پارامترهای مختلف طراحی، اعم از مقدار جرم، ضریب سفتی و میرایی جداکننده، محل قرارگیری جداکننده، طول دهانه خط انتقال و جرم واحد طول کابل بر دامنه ارتعاشات هادی ها مورد بررسی قرار گرفت.

نتایج نشان داد که وجود جداکننده به خوبی می تواند ارتعاشات دو کابل را مهار کرده و با هم فاز و متوسط کردن دامنه هر دو کابل، باعث جلوگیری از برخورد هادی ها به یکدیگر شود. مشخص شد که جداکننده با وزن سنگین تر نیاز نیست. چرا که میزان اثر بخشی آن، که در بیشترین حالت ۱۱ درصد است، در مقابل تاثیرات منفی افزایش جرم و افزایش خیز استاتیک هادی، ناچیز است و بهتر است جداکننده ها نسبت به موقعیت مورد نیاز، به صورت بهینه استفاده شوند. همچنین برای استفاده از جداکننده در خطوط انتقال نیرو، جداکننده باید حداقل سفتی ای به میزان ۲۰۰۰ کیلو نیوتن بر متر داشته باشد؛ چرا که مشخص شد از این مقدار سفتی به بعد، دامنه ارتعاشات تا ۲ برابر کمتر از سفتی های پایین تر است. با افزایش طول دهانه، فرکانس نوسان به مراتب کاهش اما دامنه افزایش می یابد که به این معنی است که ارتعاشات آئولین سیستم به سمت ارتعاشات گالوپینگ سوق پیدا می کند و برای خطوط انتقال، بهترین طول دهانه تا حداکثر ۳۰۰ متر پیشنهاد می شود. در دهانه های با طول کم، با شرط عدم تغییرات زیاد در سایر مشخصات هادی (در صورت امکان)، استفاده از کابل سنگین تر می تواند به کاهش ارتعاشات سیستم کمک کند. همچنین نتایج این مطالعه پیش بینی نسبتاً خوبی برای موقعیت نصب جداکننده ارائه می دهد.

۶- مراجع

- 799-807, 1928, doi: <https://doi.org/10.1109/T-AIEE.1928.5055059>.
- [3] R. Claren and G. Diana, "Mathematical analysis of transmission line vibration," *IEEE Transactions on power apparatus and systems*, no. 12, pp. 1741-1771, 1969, doi: <https://doi.org/10.1109/TPAS.1969.292291>.

همانطور که مشخص است، با ۷ برابر کردن جرم کابل، فرکانس و دامنه ارتعاشات سیستم با کاهشی حدود ۲/۵ برابری روبرو خواهند بود. پس می توان بیان کرد که با افزایش جرم و در نتیجه چگالی کابل، به دلیل افزایش اینرسی، تمایل کابل به مرتعش شدن کم و کم تر می شود. در نتیجه در دهانه های با طول کم (جهت جلوگیری از افزایش شکم هادی) و همچنین با شرط عدم تغییرات زیاد در سایر مشخصات هادی (در صورت امکان)، استفاده از کابل سنگین تر می تواند به کاهش ارتعاشات سیستم کمک کند.



شکل ۱۶ تاثیر جرم واحد طول کابل در مقدار دامنه ارتعاش در وسط دهانه

۵- نتیجه گیری

در این پژوهش ارتعاشات آئولین خطوط انتقال نیرو با وجود جداکننده مورد مطالعه قرار گرفت. به منظور نزدیک شدن مدل به شرایط واقعی، هادی به صورت تیر اویلر-برنولی دو سر لولا و جداکننده به صورت فنر-دمپر مدل سازی شد و همچنین جرم جداکننده نیز لحاظ گردید. معادلات غیرخطی حاکم بر هادی ها با استفاده از اصل هامیلتون بدست آورده شد و در نهایت با به کار بردن روش گالرکین و در نظر گرفتن مودهای تیر دو سر

- [1] H. Liu, K. Kopsidas, and M. Al Aqil, "Modelling Conductor Life Expectancy for HTLS Conductors," in *2021 IEEE Power & Energy Society General Meeting (PESGM)*, 2021: IEEE, pp. 1-5, doi: <https://doi.org/10.1016/j.coldregions.2023.103904>.
- [2] T. Varney, "The Vibration of Transmission-Line Conductors," *Transactions of the American Institute of Electrical Engineers*, vol. 47, no. 3, pp.

- composite spacer used for controlling conductor galloping," in *2007 Annual Report-Conference on Electrical Insulation and Dielectric Phenomena*, 2007: IEEE, pp. 304-307, doi: <https://doi.org/10.1109/CEIDP.2007.4451479>.
- [11] G. Fu, L. Wang, Z. Guan, and X. Meng, "Study on the prevention of conductor ice-shedding by interphase spacer," in *2009 IEEE 9th International Conference on the Properties and Applications of Dielectric Materials*, 2009: IEEE, pp. 49-52, doi: <https://doi.org/10.1109/ICPADM.2009.5252510>.
- [12] W. Lou, C. Huang, M. Huang, H. Liang, and J. Yu, "Galloping suppression of iced transmission lines by viscoelastic-damping interphase spacers," *Journal of Engineering Mechanics*, vol. 146, no. 12, p. 04020135, 2020, doi: [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)EM.1943-7889.0001868](https://doi.org/10.1061/(ASCE)EM.1943-7889.0001868).
- [13] Y. Wang, Z. Liu, C. Yang, J. Brownjohn, X. Hua, J. He, and Z. Chen, "Stagnation point-induced vibration on ultra-long stay cables and the vibration control by using a novel stockbridge damper," *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 241, p. 105535, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2023.105535>.
- [14] S. S. Rao, *Vibration of continuous systems*. John Wiley & Sons, 2019.
- [15] M. B. Sityoshwana, "Characterising a transmission line conductor subject to free and forced vibrations," Cape Peninsula University of Technology, 2020.
- [16] E. Simiu and R. H. Scanlan, *Wind effects on structures: fundamentals and applications to design*. John Wiley New York, 1996.
- [4] P. Hagedorn, "Ein einfaches Rechenmodell zur Berechnung winderregter Schwingungen an Hochspannungsleitungen mit dämpfen," *Ingenieur-Archiv*, vol. 49, pp. 161-177, 1980, doi: <https://doi.org/10.1007/BF01351330>.
- [5] A. R. Oliveira and D. G. Freire, "Dynamical modelling and analysis of aeolian vibrations of single conductors," *IEEE transactions on power delivery*, vol. 9, no. 3, pp. 1685-1693, 1994, doi: <https://doi.org/10.1109/61.311193>.
- [6] J. Liu, B. Yan, Z. Mou, Y. Gao, G. Niu, and X. Li, "Numerical study of aeolian vibration characteristics and fatigue life estimation of transmission conductors," *Plos one*, vol. 17, no. 1, p. e0263163, 2022, doi: <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0263163>.
- [7] Z. Bahrami, "Aeolian vibration analysis of power distribution lines," Thesis submitted For the degree of M.Sc, Department Of Mechanical Engineering, Yazd University, 2020.
- [8] A. Moawad, L. E. Kollár, A. Bognár, T. Borbély, and K. Lajber, "Buckling of interphase spacers during vibration following ice shedding," *Cold Regions Science and Technology*, vol. 213, p. 103904, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.coldregions.2023.103904>.
- [9] A. Edwards and J. Boyd, "Bundle-Conductor-Spacer Design Requirements and Development of `Spacer-Vibration Damper`," *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, vol. 84, no. 10, pp. 924-932, 1965, doi: <https://doi.org/10.1109/TPAS.1965.4766121>.
- [10] L. Hou, L. Wang, Z. Guan, D. Yan, and M. Lu, "Mechanical parameter optimization of interphase