

بررسی تاثیرات جهت گیری الیاف و هندسه مقطع بر ظرفیت جاذب های کامپوزیتی کربن/اپوکسی

چکیده: در این مقاله، یک مطالعه عددی روی فروریزش و جذب انرژی جاذب هایی کامپوزیتی کربن/اپوکسی با مقاطع هندسی مختلف شامل دایره، مربع و هشت ضلعی در جهت گیری های صفر، ۳۰، ۴۵، ۶۰ و ۹۰ درجه الیاف با استفاده از نرم افزار آباکوس صورت می گیرد. به منظور اعتبارسنجی و اطمینان از صحت شبیه سازی انجام شده نتایج حاصل از این شبیه سازی ها با نتایج تجربی محققان پیشین مقایسه می شود. نتایج نشان می دهد که جهت گیری غیر صفر درجه الیاف باعث ایجاد پیچش، تغییر توزیع تنش و افت پایداری هندسی می شود. همچنین نتایج نشان می دهد که مقطع دایره شکل از بین مقاطع معرفی شده، دارای بالاترین ظرفیت جذب انرژی است. نتایج نشان می دهد که جهت گیری الیاف به طور مستقیم در نحوه فروریزش پوسته های کامپوزیتی اثر گذار است. رفتار جاذب در جهت گیری صفر درجه الیاف مشابه رفتار مواد نرم (همراه با لهیدگی و چین خوردگی) می باشد. در جهت گیری ۹۰ درجه، الیاف هم راستا با محور پوسته کامپوزیتی هستند و فروریزش شباهت بیشتری به رفتار مواد ترد (خردشدگی و شکست) پیدا می کند.

واژه های راهنما: جاذب کامپوزیتی، کامپوزیت کربن/اپوکسی، جهت گیری الیاف، شبیه سازی آباکوس، فروریزش

محمدجواد

محمودی*

دانشیار،

دانشکده مهندسی عمران،

آب و محیط زیست،

دانشگاه شهید بهشتی،

تهران

عباس رهی

استادیار،

دانشکده مهندسی مکانیک و

انرژی،

دانشگاه شهید بهشتی، تهران

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۵/۳۰

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۶/۲۸

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۶/۳۱

MohammadJavad
Mahmoodi*

Associate Professor,
Faculty of Civil, Water
and Environmental
Engineering, Shahid
Beheshti University,
Tehran

Abbas Rahi

Assistant Professor,
Faculty of Mechanical
and Energy Engineering
Shahid Beheshti
University, Tehran

The effects of fiber orientation and section geometry on the capacity of carbon/epoxy composite absorbers

Abstract: In this paper, a numerical study on the collapse and energy absorption of carbon/epoxy composite absorbers with different geometrical cross sections, including circle, square and octagonal in the fiber orientations of zero, 30, 45, 60 and 90 degrees is conducted using Abaqus software. In order to validate and ensure the accuracy of the simulation, the results of these simulations are compared with the experimental results of previous researchers. The results reveal that the non-zero degree orientation of the fibers causes twisting, changes in the stress distribution and loss of geometric stability. Also, the results show that the circular section has the highest energy absorption capacity among the introduced sections. The results show that the fiber orientation is directly effective in the collapse of composite shells. The behavior of the absorber in the zero degree orientation of fibers is similar to the behavior of ductile materials (along with crushing and wrinkling). In the 90 degree orientation of fibers, the fibers are aligned with the axis of the composite shell and the collapse becomes more similar to the behavior of brittle materials (crushing and fracture).

Keywords: Composite absorber, Carbon/epoxy composite, Fiber orientation, Abaqus simulation, Collapse

۱- مقدمه

ناشی از برخورد پرتابه با سرعت بالا روی اهداف کامپوزیتی کربن/اپوکسی را داشت، پرداختند. میلی و نسیب [۱۵] به بررسی اثر لایه چینی بر روی رفتار کامپوزیت شیشه/اپوکسی در سه لایه چینی متفاوت پرداختند.

جانسون [۱۶] اثر شکل هندسی بر میزان آسیب روی رفتار کامپوزیت را بررسی کردند. اسکوپنر و ابریت [۱۷] به بررسی نیروی آستانه شروع تورق در ضربه با سرعت کم پرداختند. آنها با بررسی حدود ۵۰۰ نمودار نیروی برخورد بر حسب زمان، دریافتند که زمانی تورق رخ خواهد داد که نمودار نیرو بر حسب زمان دچار یک افت ناگهانی گردد. تسارتساریس و همکاران [۱۸] مقاومت به ضربه کامپوزیت‌های چندلایه فیبر-فلز تحت اثر ضربه سرعت پایین را بررسی کردند. آنها توانستند طراحی بهینه‌ای را برای مقاومت به ضربه کاربردهای هوافضا ارائه کنند. همچنین نشان دادند که کامپوزیت‌های چندلایه فیبر-فلز قادر به جذب انرژی از طریق تغییر شکل پلاستیک و شکست بین سطح مشترک لایه‌ها هستند. ایسرار و همکاران [۱۹] آزمایشات مختلفی بر روی کامپوزیت‌های تقویت شده با الیاف یک طرفه و کامپوزیت بافته شده انجام دادند. آنها تحقیقات خود را روی نحوه فروریزش تحت بارگذاری شبه استاتیکی متمرکز کردند. همچنین کیم و همکاران [۲۰] رفتار برخورد پوسته‌های با مقطع دایره‌ای تقویت شده با انواع مختلف فیبرها را مورد مطالعه قرار دادند.

با دقت در تحقیقات پیشین مقایسه و تأثیر جهت‌گیری الیاف در مقطع‌های دایره، مربع و هشت‌ضلعی بر نحوه فروریزش جاذب‌های کامپوزیتی کربن/اپوکسی مورد توجه ویژه قرار نگرفته است. در این مقاله به بررسی تأثیر جهت‌گیری الیاف برای مقطع دایره، مربع و هشت‌ضلعی پرداخته می‌شود و مقدار انرژی جذب شده، نیروی اولیه فروریزش و متوسط نیروی فروریزش برای حالت‌های مختلف استخراج می‌شود. تغییر در جهت‌گیری الیاف منجر به تغییر در استحکام جاذب و پیچش در جهت الیاف می‌شود که هر کدام به نوبه خود تأثیر قابل توجهی در نحوه فروریزش، نیروی اولیه و انرژی جذب شده دارد.

۲- تحلیل

در این تحقیق، به مطالعه عددی رفتار فروریزش و جذب انرژی پوسته کامپوزیتی از جنس کربن/اپوکسی تحت بارگذاری محوری پرداخته می‌شود. فرآیند فروریزش با استفاده از نرم افزار المان محدود آباکوس شبیه‌سازی می‌شود و تأثیر جهت‌گیری‌های مختلف الیاف شامل زوایای صفر، ۳۰، ۴۵، ۶۰ و ۹۰ درجه

ضربه ناشی از برخورد سازه‌های متحرک به اجسام دیگر موجب تخریب برخی از تجهیزات آن‌ها می‌شود و لذا نیاز به روشی برای جذب انرژی و کاهش شتاب برخورد است [۱]، [۲]، [۳]. مطالعات گسترده‌ای برای ارزیابی ویژگی‌های جذب انرژی در لوله‌های کامپوزیتی انجام شده است [۴]، [۵]، [۶]. آلیا و همکاران [۷] مشخصات جاذب انرژی سازه‌های فومی که با لوله‌های کربنی تقویت شده‌اند را بررسی نمودند. نتایج آنها نشان داد که کامپوزیت‌های لوله‌ای با افزایش دانسیته فوم، جذب انرژی بیشتری دارند. همچنین مشخصات جذب انرژی با کاهش نسبت قطر داخلی به ضخامت افزایش می‌یابد. مامالیس و همکاران [۸] گزارش در خصوص پوسته‌های مخروطی گزارش کردند که انرژی جذب شده ویژه با افزایش زاویه نیم رأس مخروط ناقص، کاهش می‌یابد. پوسته‌های مخروطی نسبت به پوسته‌های استوانه‌ای در جذب انرژی مناسب‌تر هستند که این مسأله به خاطر منحنی نیرو - جابجایی مناسب آن‌ها در ضربه می‌باشد. به علاوه مخروطی بودن این پوسته‌ها احتمال شکست ناشی از کمناش کلی را کاهش می‌دهد. کمناش کلی به دلایل جذب نامناسب انرژی یک تغییر شکل نامطلوب است و اجتناب از آن بسیار مهم است. دیوید و همکاران [۹] هندسه‌های مختلف مانند دایره، مربع، شش‌ضلعی و مخروطی را برای کامپوزیت شیشه/پلی‌استر مورد ارزیابی و مقایسه قرار دادند. آنها همچنین جهت بهینه‌سازی میزان جذب انرژی، توان جذب انرژی را بررسی کردند. الخطیب و همکاران [۱۰] به بررسی اثر جهت‌گیری الیاف شیشه در مواد کامپوزیت شیشه/اپوکسی پرداختند. آن‌ها نتیجه‌گیری کردند که جهت‌گیری ۱۵ و ۷۵ درجه الیاف شیشه حالت بهینه است و توان جذب انرژی بیشترین مقدار را دارا است.

چن و همکاران [۱۱] با بررسی دو رزین مختلف، رزین وینیل استر و پلی استر مشاهد کردند که در رزین وینیل استر مقدار جذب انرژی ۳۳٪ افزایش خواهد یافت. البته یکسری از شرایط طی تحقیق آنها، یکسان در نظر گرفته شد. به عنوان مثال درجه حرارت در مرحله پخت رزین‌ها یکسان بود. بارانت و همکاران [۱۲] کاربرد کامپوزیت‌ها در جذب انرژی‌های ناشی از ضربه را در طول شکست بررسی کردند. آنها نشان دادند که برای المان‌هایی که با فوم پر شده‌اند جذب انرژی اهمیت ویژه‌ای دارد. بران و همکاران [۱۳] با استفاده از نرم‌افزار آباکوس، پاسخ به ضربه در تیرهای ساندویچی کامپوزیتی با هسته لانه زنبوری تحت برخورد سرعت پایین را بررسی کردند. پرناز-سانچز و همکاران [۱۴] به توسعه روش عددی که قدرت پیش‌بینی آسیب

که در آن F_f^t استحکام کششی الیاف، F_f^c استحکام فشاری الیاف، F_m^t استحکام کششی زمینه، F_m^c استحکام فشاری زمینه، X^T استحکام کششی طولی کامپوزیت، X^c استحکام فشاری طولی کامپوزیت، Y^T استحکام کششی عرضی کامپوزیت، Y^c استحکام فشاری عرضی کامپوزیت، S^L استحکام برشی طولی کامپوزیت و S^T استحکام برشی عرضی کامپوزیت هستند. همچنین، $\bar{\sigma}_{11}$ ، $\bar{\sigma}_{22}$ و $\bar{\tau}_{12}$ به ترتیب مولفه‌های تانسور تنش می‌باشند. شروع آسیب در کامپوزیت‌های تقویت شده با الیاف تک جهت به صورت تنش صفحه‌ای ارزیابی می‌شود. معیار رشد آسیب در لایه‌های کامپوزیتی در این مدل سازی بر مبنای انرژی است و نرخ اتلاف انرژی حین فرآیند آسیب به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\dot{D} = Y_{ft}\dot{d}_{ft} + Y_{fc}\dot{d}_{fc} + Y_{mt}\dot{d}_{mt} + Y_{mc}\dot{d}_{mc} \quad (2)$$

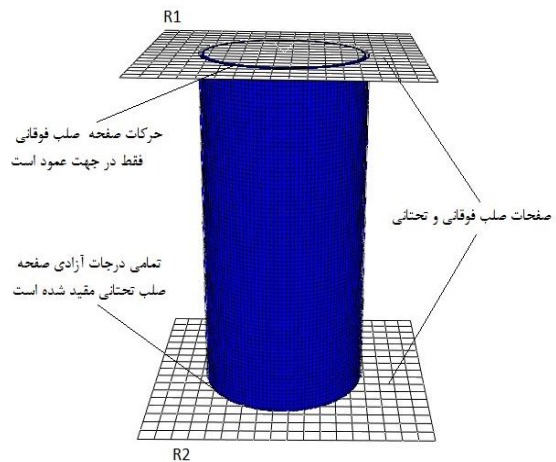
که در آن Y_{ft} ، Y_{fc} ، Y_{mt} و Y_{mc} به ترتیب ضریب نرخ اتلاف انرژی مربوط به مدهای خرابی متفاوت را نشان می‌دهد. زمانی که معیار شروع آسیب ارضاء شود، بارگذاری بیشتر باعث کاهش ضرایب سفتی ماده می‌شود. کاهش ضرایب سفتی ماده نیز با متغیرهای آسیب کنترل می‌شوند که مقادیری بین صفر (حالت بدون آسیب) و یک (حالت آسیب کامل) دارند. قانون تکامل متغیر آسیب در فاز پس از شروع آسیب است و بر پایه انرژی شکست تلف شده در حین فرآیند آسیب تعیین می‌شود. تغییر هر متغیر آسیب توسط جابجایی‌های معادل برای هر مود تخریب در جدول (۱) آمده است. L_c بیانگر طول مشخصه است. انرژی شکست باید برای هر مود تخریب تعیین شوند.

جدول ۱ متغیر آسیب جابجایی‌های معادل برای هر مود خرابی

مود خرابی	δ_{eq}	σ_{eq}
کشش الیاف ($\bar{\sigma}_{11} \geq 0$)	$L_c \sqrt{\langle \varepsilon_{11} \rangle^2 + \alpha \varepsilon_{12}^2}$	$\frac{L_c(\langle \sigma_{11} \rangle \langle \varepsilon_{11} \rangle + \alpha \sigma_{12} \varepsilon_{12})}{\delta_{l,eq}^{ft}}$
فشار الیاف ($\bar{\sigma}_{11} \leq 0$)	$L_c \langle -\varepsilon_{11} \rangle$	$\frac{L_c \langle -\sigma_{11} \rangle \langle -\varepsilon_{11} \rangle}{\delta_{l,eq}^{fc}}$
کشش زمینه ($\bar{\sigma}_{22} \geq 0$)	$L_c \sqrt{\langle \varepsilon_{22} \rangle^2 + \varepsilon_{12}^2}$	$\frac{L_c(\langle \sigma_{22} \rangle \langle \varepsilon_{22} \rangle + \sigma_{12} \varepsilon_{12})}{\delta_{eq}^{mt}}$
فشار زمینه ($\bar{\sigma}_{22} \leq 0$)	$L_c \sqrt{\langle \varepsilon_{22} \rangle^2 + \varepsilon_{12}^2}$	$\frac{L_c(\langle -\sigma_{22} \rangle \langle -\varepsilon_{22} \rangle + \sigma_{12} \varepsilon_{12})}{\delta_{eq}^{mc}}$

جدول (۲) خواص مکانیکی مربوط به کامپوزیت استفاده شده در شبیه سازی را نشان می‌دهد.

نسبت به محور پوسته در مقاطع مختلف هندسی شامل دایره، مربع و هشت ضلعی بر مقدار انرژی جذب شده، نیروی اولیه فروریزش و متوسط نیروی فروریزش بررسی و با هم مقایسه می‌شود. مدل شبیه سازی شده بین دو صفحه مسطح R1 و R2 قرار می‌گیرد که در مقایسه با پوسته کامپوزیتی صلب هستند. نوع المان‌های مورد استفاده در شبیه سازی پوسته استوانه‌ای جدارنازک و صفحات صلب، به ترتیب المان‌های پوسته‌ای چهارگوش (S4R) و المان صلب (R3D4) می‌باشد. طی تحلیل حساسیت به مش که متعاقباً آورده می‌شود، طول ضلع المان مورد استفاده در شبیه سازی پوسته استوانه‌ای برابر ۰/۶ میلیمتر اتخاذ می‌شود. صفحه صلب R1 دارای سرعت اولیه ۱/۵ متر بر ثانیه و وزن ۵۰ گرم است و صفحه صلب R2 به صورت ثابت مقید است. شکل (۱) طرحواره مدل سازی انجام شده برای یک پوسته کامپوزیتی استوانه‌ای نشان می‌دهد.



شکل ۱ نحوه شبیه سازی پوسته کامپوزیتی استوانه‌ای

از معیار هاشین برای پیش بینی شروع آسیب استفاده می‌شود و قانون رشد آسیب بر پایه انرژی آزاد شده در طول فرآیند آسیب می‌باشد. معیار هاشین چهار مکانیزم متفاوت شروع آسیب را مطابق با روابط زیر در نظر می‌گیرد.

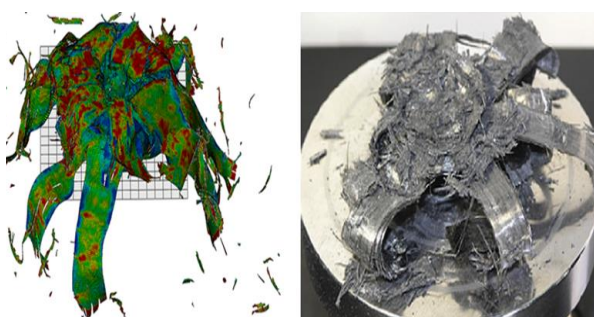
$$\begin{aligned} F_f^t &= \left(\frac{\bar{\sigma}_{11}}{X^T} \right)^2 + \alpha \left(\frac{\bar{\tau}_{12}}{S^L} \right)^2 \\ F_f^c &= \left(\frac{\bar{\sigma}_{11}}{X^c} \right)^2 \\ F_m^t &= \left(\frac{\bar{\sigma}_{22}}{Y^T} \right)^2 + \left(\frac{\bar{\tau}_{12}}{S^L} \right)^2 \\ F_m^c &= \left(\frac{\bar{\sigma}_{22}}{2S^T} \right)^2 + \left[\left(\frac{Y^c}{2S^T} \right)^2 - 1 \right] \frac{\bar{\sigma}_{22}}{Y^c} + \left(\frac{\bar{\tau}_{12}}{S^L} \right)^2 \end{aligned} \quad (1)$$

جنس کامپوزیت کربن/اپوکسی با آرایش لایه چینی [90/0] بوده که مشخصات هندسی آن طبق در جدول (۳) آورده شده است. که همین مقادیر در مدل برای صحت‌سنجی اعمال شده است.

جدول ۳ مشخصات هندسی نمونه استوانه‌ای مرجع [۲۰] به میلی‌متر

ارتفاع استوانه	قطر قاعده استوانه	ضخامت هر لایه
۱۰۰	۳۰	۰/۱۳

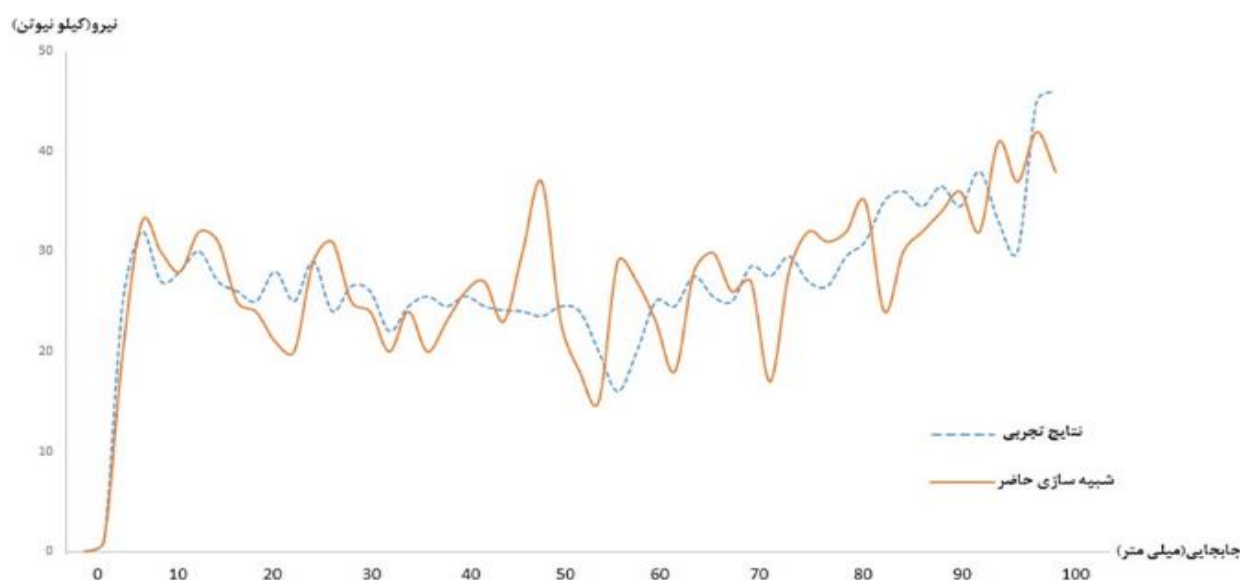
شکل (۲) مقایسه بین فروریزش واقعی (تجربی) [۲۰] و فروریزش شبیه‌سازی ارائه شده پوسته استوانه‌ای را نشان می‌دهد.



شکل ۲ مقایسه نتایج تجربی [۲۰] (سمت راست) و شبیه‌سازی حاضر (سمت چپ) فروریزش پوسته استوانه‌ای

همانطور که مشاهده می‌شود، پارگی لایه‌ها و نحوه فروریزش مطالعه حاضر با نتایج آزمایشگاهی مرجع [۲۰] از تطابق قابل قبولی برخوردار است.

همچنین مقایسه بین نمودار نیرو-تغییرمکان فروریزش نمونه جاذب آزمایشگاهی مرجع [۲۰] و شبیه‌سازی حاضر در شکل (۳) ارائه شده است.



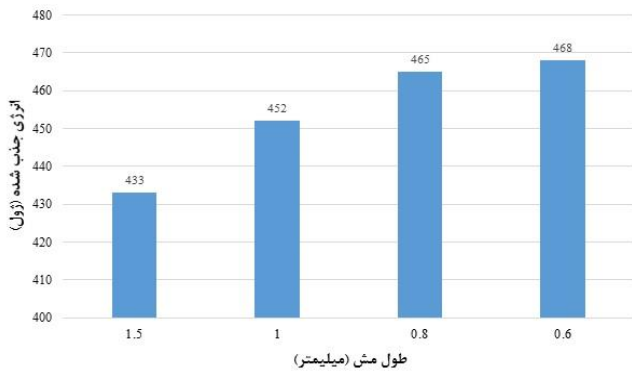
شکل ۳ مقایسه بین نمودار نیرو - تغییرمکان فروریزش نمونه جاذب آزمایشگاهی مرجع [۲۰] و شبیه‌سازی حاضر

جدول ۲ خواص مکانیکی کامپوزیت کربن/اپوکسی مورد بررسی

نام پارامتر	نماد	واحد	مقدار
چگالی	ρ	gr/mm ²	۰/۰۰۱۵
ضریب الاستیسیته در جهت الیاف	E_{11}	MPa	۱۳۸۵۸۴/۶
ضریب الاستیسیته عمود بر الیاف	E_{22}	MPa	۱۰۰۶۶/۳
ضریب الاستیسیته عمود بر الیاف	E_{33}	MPa	۱۰۰۶۶/۳
ضریب پواسون (صفحه ۱-۲)	ν_{12}	-	۰/۲۶
ضریب پواسون (صفحه ۱-۳)	ν_{13}	-	۰/۴۱
ضریب پواسون (صفحه ۲-۳)	ν_{23}	-	۰/۲۶
مدول برشی (صفحه ۱-۲)	G_{12}	MPa	۲۹۵۰/۶
مدول برشی (صفحه ۱-۳)	G_{13}	MPa	۲۹۵۰/۹
مدول برشی (صفحه ۲-۳)	G_{23}	MPa	۵۰۲۹/۶
استحکام کششی در جهت الیاف	X^T	MPa	۱۰۲۴/۲
استحکام فشاری در جهت الیاف	X^C	MPa	۶۹۸/۴
استحکام کششی عمود بر الیاف	Y^T	MPa	۴۱/۳
استحکام فشاری عمود بر الیاف	Y^C	MPa	۱۱۷/۲
استحکام برشی نهایی طولی	S^L	MPa	۶۸
استحکام برشی نهایی عرضی	S^T	MPa	۶۸
انرژی شکست کششی در جهت الیاف	G_{1+}^C	kJ/m ²	۱۲۵
انرژی شکست فشاری در جهت الیاف	G_{1-}^C	kJ/m ²	۲۵۰
انرژی شکست کششی عمود بر الیاف	G_{2+}^C	kJ/m ²	۹۵
انرژی شکست فشاری عمود بر الیاف	G_{2-}^C	kJ/m ²	۲۴۵

۳- نتایج و بحث

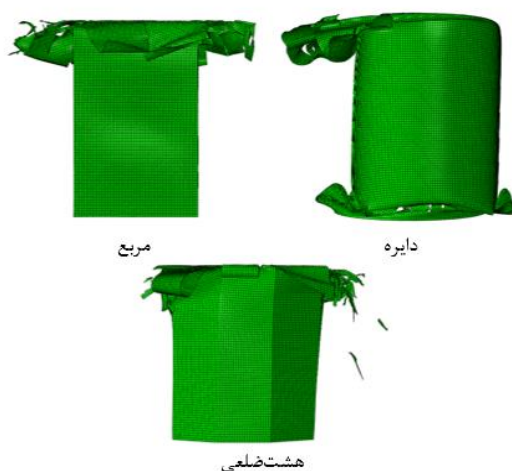
به منظور اعتبارسنجی و اطمینان از صحت شبیه‌سازی، نتایج حاصل از شبیه‌سازی حاضر با نتایج تجربی مرجع [۲۰] مقایسه می‌شود. در مطالعه آزمایشگاهی مرجع [۲۰] پوسته استوانه‌ای از



شکل ۴ انرژی جذب شده برای اندازه‌های مختلف در پوسته

همانطور که در جدول (۵) و شکل (۴) ملاحظه می‌شود، وقتی طول مش کاهش می‌یابد، مقدار انرژی جذب شده همگرا می‌شود. با کاهش طول مش از ۱/۵ میلیمتر به ۱ میلیمتر، مقدار انرژی جذب شده ۱۹ ژول افزایش می‌یابد. برای طول‌های کوتاه‌تر از ۱ میلیمتر مقدار انرژی جذب شده همگرا می‌شود. با کاهش طول مش به ۰/۸ میلیمتر مقدار انرژی جذب شده ۱۳ ژول افزایش پیدا می‌کند و برای طول کوتاه‌تر، تغییرات انرژی جذب شده به مقدار ناچیزی خواهد بود. اختلاف انرژی جذب شده برای مش‌های به طول ۰/۶ میلیمتر ۳ ژول است. درصد خطای مش‌بندی برای مش‌های به طول ۰/۶ میلیمتر به زیر ۱ درصد می‌رسد و از آنجایی که در مش‌بندی‌های ریزتر حجم محاسبات به شدت افزایش یافته و زمان انجام محاسبات هم به نسبت افزایش می‌یابد، لذا ابعاد مش‌بندی برای تمام مدل‌ها به طول ۰/۶ میلیمتر انتخاب شده است.

شکل (۵) فروریزش پوسته‌های کامپوزیتی در جهت‌گیری صفر درجه الیاف و در هندسه‌های مختلف مقطع دایروی، مربعی و هشت‌ضلعی را نشان می‌دهد.



شکل ۵ فروریزش پوسته‌های کامپوزیتی در جهت‌گیری صفر درجه الیاف و هندسه‌های مقطع دایروی، مربعی و هشت‌ضلعی

همانطور که ملاحظه می‌شود، روند تغییرات نیروی نمونه آزمایشگاهی و شبیه‌سازی حاضر مشابه است. بنابراین می‌توان دریافت که نتایج تجربی و شبیه‌سازی فروریزش محوری پوسته استوانه‌ای کامپوزیتی تحت اثر بارگذاری محوری به یکدیگر نزدیک است.

به منظور مقایسه کمی نتایج شبیه‌سازی حاضر و مطالعه تجربی مرجع [۲۰]، نتایج خروجی شامل نیروی اولیه فروریزش، متوسط نیروی فروریزش و انرژی جذب شده برای لهیدگی نمونه در ۷۵ درصد طول اولیه در جدول (۴) نشان داده شده است. میزان درصد خطا بین شبیه‌سازی حاضر و تست تجربی برای انرژی جذب شده، نیروی فروریزش و اولین بیشینه نیرو، به ترتیب ۶/۵، ۱۱/۵ و ۹/۲ درصد می‌باشد.

جدول ۴ مقایسه نتایج شبیه‌سازی و مطالعه تجربی [۲۰]

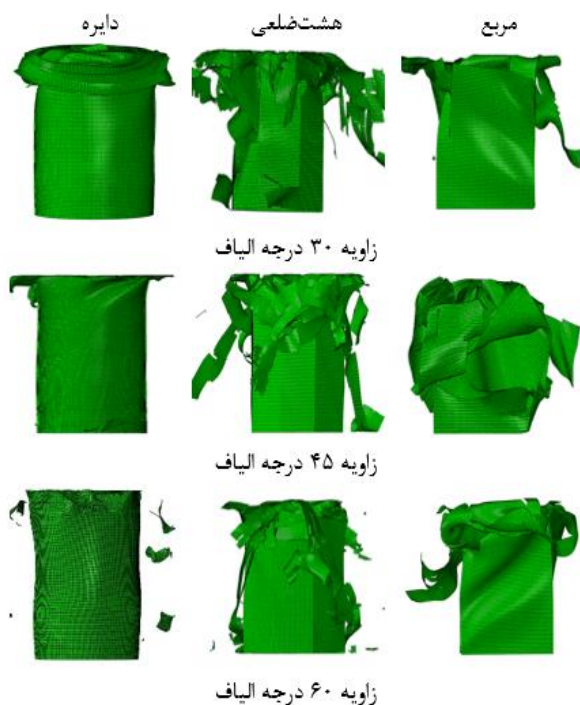
نتایج	اولین بیشینه نیرو (kN)	انرژی جذب شده (J)	نیروی متوسط فروریزش (kN)
آزمایشگاهی	۳۱/۳	۲۰۵۷/۴	۲۵/۲
شبیه‌سازی	۳۴/۲	۲۱۹/۶۵	۲۸/۱
درصد خطا	۹/۲	۶/۵	۱۱/۵

چنانچه از شکل‌های (۲) و (۳) و جدول (۴) مشاهده می‌شود تطابق خوبی بین نتایج تجربی و نتایج شبیه‌سازی وجود دارد. لذا از مدلسازی انجام شده در نرم افزار آباکوس می‌توان برای استخراج و پیش‌بینی رفتار سیستم در سایر حالت‌ها استفاده کرد. در اینجا، یک تحلیل حساسیت به مش به منظور بررسی همگرایی مدل و عدم وابستگی نتایج حل مسئله روی انرژی جذب شده به اندازه‌های انتخاب شده انجام می‌شود. همانطور که قبلاً گفته شد، نوع مش انتخاب شده برای پوسته استوانه‌ای از نوع S4R می‌باشد. مقدار انرژی جذب شده برای طول ضلع‌های مختلف مش شامل ۱/۵، ۱، ۰/۸ و ۰/۶ میلیمتر در پوسته استوانه‌ای با مقطع دایره‌ای در جدول (۵) آورده شده است.

جدول ۵ انرژی جذب شده برای طول‌های مختلف در پوسته

طول مش (mm)	۱/۵	۱	۰/۸	۰/۶
انرژی جذب شده (J)	۴۳۳	۴۵۲	۴۶۵	۴۶۸

شکل (۴) نیز مقدار انرژی جذب شده برای طول‌های مختلف در پوسته استوانه‌ای با مقطع دایره‌ای را نشان می‌دهد.



شکل ۷ فروریزش پوسته‌های کامپوزیتی در زاویه ۳۰، ۴۵ و ۹۰ درجه الیاف

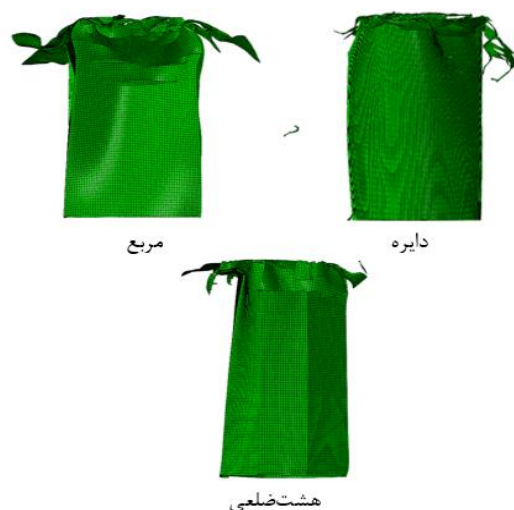
درخصوص اثر مقاطع مختلف هندسی در نحوه فروریزش و انرژی جذب شده در شکل‌های (۵)، (۶) و (۷) مشاهده می‌شود که پایداری و مقاومت هندسی متأثر از شکل هندسی است. سطح مقطع مربع نسبت به دایره و هشت ضلعی دارای بیشترین پایداری هندسی است لذا در سطح مقطع مربع، برای همه جهت‌گیری‌های الیاف نیروی اولیه فروریزش نسبت به سایر مقاطع بیشتر است. وجود گوشه‌های تیز در مقاطع مربعی و هشت ضلعی سبب افزایش تمرکز تنش در این نقاط خواهد شد. افزایش تنش در گوشه‌های تیز، مقاومت پوسته کامپوزیتی را در مقابل فروریزش کاهش می‌دهد لذا اگرچه نیروی اولیه فروریزش در این مقاطع به دلیل پایداری هندسی بالا، نسبت به مقطع دایره‌ای بیشتر است اما متوسط نیروی فروریزش و متأثر از آن انرژی جذب شده در مقطع دایره‌ای در جهت‌گیری ۴۵ درجه الیاف نسبت به مدل‌های دیگر بالاترین کارکرد را دارد.

شکل (۸) مقدار نیروی اولیه منجر به فروریزش را برای جاذب با مقطع مربعی در زوایای الیاف مختلف نشان می‌دهد.

همان‌طور که از شکل (۸) ملاحظه می‌شود، مقدار میانگین نیروی اولیه فروریزش در جهت‌گیری صفر درجه الیاف $1/8$ کیلونیوتن است. جهت‌گیری ۳۰ درجه نسبت به راستای افق برای الیاف، میانگین نیروی اولیه فروریزش را ۱۳۰ نیوتن کاهش می‌دهد. با افزایش جهت‌گیری الیاف در زوایای ۴۵، ۶۰ و ۹۰

همان‌طور که از شکل (۵) مشاهده می‌شود، رفتار جاذب در جهت‌گیری صفر درجه الیاف مشابه رفتار مواد نرم می‌باشد. زمانی که زاویه الیاف صفر درجه است، فروریزش همراه با چین خوردگی و پارگی از نقاط پرتنش رخ خواهد داد. در این حالت رفتار پوسته حین فروریزش بیشتر متأثر از زمینه کامپوزیت (اپوکسی) است و از آنجایی که زمینه کامپوزیت یا به اصطلاح ماتریس از دسته مواد نرم است، نحوه فروریزش مشابه مواد نرم همراه با چین خوردگی و لهیدگی خواهد بود.

شکل (۶) رفتار فروریزش پوسته‌های کامپوزیتی در جهت‌گیری‌های ۹۰ درجه الیاف در هندسه‌های مختلف مقطع دایروی، مربعی و هشت ضلعی را نشان می‌دهد.



شکل ۶ فروریزش پوسته‌های کامپوزیتی در جهت‌گیری ۹۰ درجه الیاف در هندسه‌های مقطع دایروی، مربعی و هشت ضلعی

از شکل (۶) مشاهده می‌شود که در جهت‌گیری ۹۰ درجه، الیاف همراستا با محور پوسته کامپوزیتی هستند و در این حالت می‌توان گفت که عمل فروریزش غالباً متأثر از رفتار الیاف است به طوری که هرچقدر به زاویه ۹۰ درجه نزدیک می‌شویم، فروریزش شباهت بیشتری به مواد ترد پیدا می‌کند.

شکل (۷) فروریزش پوسته‌های کامپوزیتی در جهت‌گیری‌های ۳۰، ۴۵ و ۶۰ درجه الیاف و در هندسه‌های مختلف مقطع دایروی، مربعی و هشت ضلعی را نشان می‌دهد. از مقایسه جهت‌گیری‌های الیاف مشاهده می‌شود که جهت‌گیری غیر از صفر یا نود درجه الیاف باعث ایجاد پیچش در جاذب می‌شوند لذا توزیع تنش در محیط پوسته تغییر می‌کند به طوری که تنش در گوشه‌های تیز موجود در مقطع مربعی و هشت ضلعی افزایش می‌یابد. علاوه بر آن پیچش ایجاد شده در نمونه سبب افت پایداری هندسی در پوسته کامپوزیتی می‌شود.

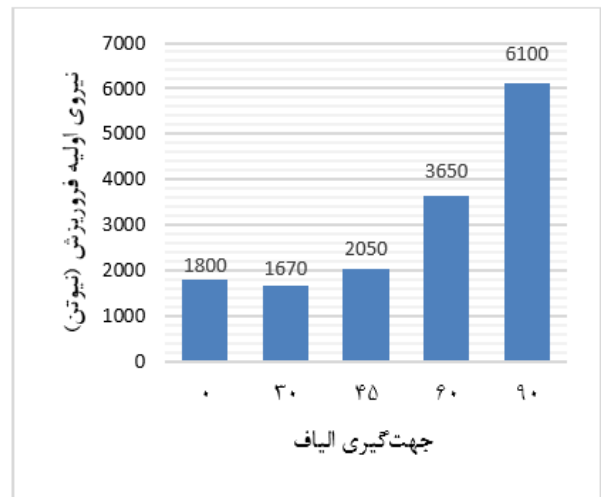
میانگین انرژی جذب شده افزایش می‌یابد به‌طوری که در جهت‌گیری ۹۰ درجه تا ۵۲۵ ژول افزایش خواهد یافت.

همچنین از شکل‌های (۸) و (۹) جمع‌بندی می‌شود که پیچش در پوسته کامپوزیتی باعث می‌شود پایداری هندسی سازه کاهش پیدا کند. لذا عمل فروریزش با مقاومت کمتری رخ می‌دهد. هنگامی که مقاومت سازه در مقابل فروریزش کاهش یابد، متوسط نیروی فروریزش و متأثر از آن انرژی جذب شده نیز کاهش می‌یابد. اما تغییر در جهت‌گیری الیاف به نحوی که زاویه بین الیاف و محور استوانه کم شود، باعث افزایش استحکام در راستای طول پوسته خواهد شد.

۴- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

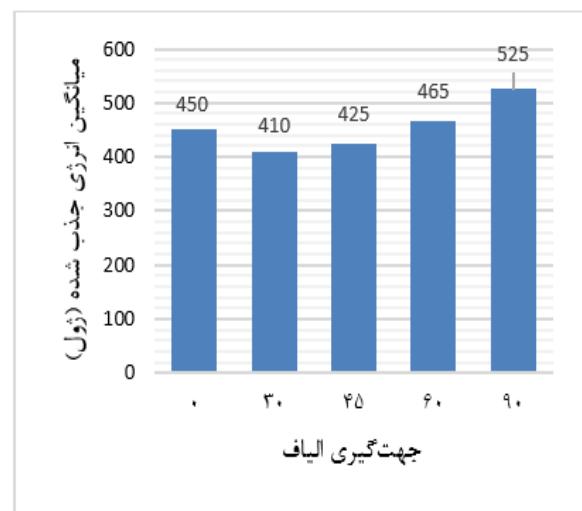
در این تحقیق اثر جهت‌گیری الیاف شامل زوایای صفر، ۳۰، ۴۵، ۶۰ و ۹۰ درجه در یک پوسته کامپوزیتی بر رفتار فروریزش، نیروی اولیه و انرژی جذب شده برای مقاطع دایره، مربع و هشت‌ضلعی به صورت عددی با استفاده از نرم‌افزار المان محدود آباکوس مورد بررسی قرار گرفت. مقایسه نتایج تجربی پیشین و شبیه‌سازی فروریزش حاضر نشان می‌دهد تطابق خوبی بین نمودارهای نیرو-جابجایی در هر دو حالت وجود دارد که سبب اطمینان از صحت مدل‌سازی ارائه شده برای تحلیل فرآیند فروریزش تحت اثر بار محوری پوسته‌های کامپوزیتی دارد. بنابراین مدل‌های ارائه شده روش مناسبی را برای ارزیابی مهم‌ترین معیارهای مقایسه فروریزش جاذب‌ها شامل بیشینه نیروی اولیه فروریزش، میزان انرژی جذب شده و متوسط نیروی فروریزش در شرایط مختلف فراهم می‌کند. در این پژوهش، اثر جهت‌گیری الیاف در نحوه توزیع تنش، نحوه فروریزش و نیروهای اعمالی به صفحات صلب مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان می‌دهد که تغییر در جهت‌گیری الیاف مستقیماً باعث افزایش استحکام فشاری در راستای طولی پوسته کامپوزیتی و کاهش پایداری هندسی پوسته کامپوزیتی به دلیل ایجاد پیچش می‌شود. افزایش استحکام فشاری سبب افزایش نیروی اولیه فروریزش، متوسط نیروی فروریزش و انرژی جذب شده خواهد شد، این در حالی است که کاهش پایداری هندسی پوسته کامپوزیتی سبب کاهش نیروی اولیه فروریزش، متوسط نیروی فروریزش و انرژی جذب شده می‌شود. در جهت‌گیری ۳۰ درجه الیاف تأثیر کاهش پایداری هندسی از افزایش استحکام در راستای طولی پوسته کامپوزیتی بیشتر است لذا نیروی اولیه و انرژی جذب شده نسبت به جهت‌گیری صفر درجه الیاف کاهش می‌یابد. تغییر مجدد جهت‌گیری الیاف به ۴۵، ۶۰ و ۹۰ درجه،

درجه نسبت به راستای افق، مقدار میانگین نیروی اولیه فروریزش با شیب تندی افزایش می‌یابد به‌طوری که در جهت‌گیری ۹۰ درجه الیاف مقدار میانگین نیروی اولیه فروریزش به ۶/۱ کیلونیوتن خواهد رسید.



شکل ۸ تغییرات میانگین نیروی اولیه در جهت‌گیری‌های مختلف الیاف

شکل (۹) میانگین انرژی جذب شده جاذب با مقطع مربعی در جهت‌گیری‌های مختلف الیاف را نشان می‌دهد.



شکل ۸ تغییرات انرژی جذب شده در جهت‌گیری‌های مختلف الیاف

همان‌طور که در شکل (۹) مشاهده می‌شود، مقدار میانگین انرژی جذب شده در جهت‌گیری صفر درجه الیاف ۴۵۰ ژول است. در جهت‌گیری ۳۰ درجه الیاف بواسطه کاهش پایداری هندسی میانگین انرژی جذب شده ۴۰ ژول کاهش می‌یابد. با افزایش جهت‌گیری الیاف در زوایای ۴۵، ۶۰ و ۹۰ درجه، مقدار

- با توجه به خواص مکانیکی کامپوزیت، استحکام فشاری در جهت الیاف دارای بیشینه مقدار است. با افزایش زاویه جهت‌گیری الیاف از صفر درجه تا ۹۰ درجه، زاویه بین الیاف و راستای طولی پوسته کم می‌شود، به نحوی که در جهت‌گیری ۹۰ درجه الیاف همراه خواهند شد. در این حالت پوسته‌های کامپوزیتی بیشترین استحکام فشاری را در راستای طولی خواهند داشت لذا نیروی اولیه فروریزش، متوسط نیروی فروریزش و انرژی جذب شده بیشینه مقدار خود را دارا هستند. اگرچه انرژی جذب شده بیشترین مقدار ممکن را داراست اما شوک اولیه اعمالی به سازه ناشی از بالا بودن نیروی اولیه فروریزش نامطلوب است. لذا جهت‌گیری‌های ۶۰ و ۹۰ درجه الیاف انتخاب مناسبی برای ساخت چند لایه کامپوزیتی مورد استفاده در جاذب‌ها نیستند.
- سطح مقطع مربعی نسبت به سایر مقاطع دارای بیشترین پایداری هندسی است. لذا در سطح مقطع مربعی برای همه جهت‌گیری‌های الیاف نیروی اولیه فروریزش نسبت به سایر مقاطع بیشتر است. وجود گوشه‌های تیز در مقاطع مربعی و هشت ضلعی سبب افزایش تمرکز تنش در این نقاط خواهد شد. افزایش تنش در گوشه‌های تیز، مقاومت پوسته کامپوزیتی را در مقابل فروریزش کاهش می‌دهد. اگرچه نیروی اولیه فروریزش در این مقاطع به دلیل پایداری هندسی بالا نسبت به مقطع دایره‌ای بیشتر است اما متوسط نیروی فروریزش و متأثر از آن انرژی جذب شده حین فروریزش کاهش می‌یابد.
- مقطع دایره‌ای در جهت‌گیری ۴۵ درجه الیاف نسبت به مدل‌های دیگر بالاترین کارکرد را دارا است.

۵ - مراجع

- [1] M. Tauhiduzzaman, I. Hafez, D. Bousfield, and M. Tajvidi, "Multiscale modeling of lignocellulosic foams under compression," *Materials & Design*, vol. 225, p. 111471, 2023/01/01/ 2023. doi: 10.1016/j.matdes.2022.111471 .
- [2] M. J. Donough, B. G. Prusty, M. J. Van Donselaar, E. V. Morozov, H. Wang, P. J. Hazell, et al., "In-Plane and Oblique Edge-on Impact on Thick Glass-Fibre/Epoxy Composite Laminates," *International Journal of Impact Engineering*, vol. 171, p. 104373, 2023/01/01/ 2023. doi: 10.1016/j.ijimpeng.2022.104373.
- [3] Ö. Adanur and F. Varol, "Investigation of the effect of friction force on the energy absorption characteristics of thin-walled structures loaded with axial impact force," *Materials Today Communications*, vol. 36, p. 106420, 2023/08/01/ 2023. doi: 10.1016/j.mtcomm.2023.106420.
- [4] R. Jazaei, M. Karakouzian, B. O'Toole, J. Moon, and S. Gharehdaghi, "Energy dissipation capacity of cementitious nanocomposite reinforced by hybrid carbon nanotubes," *Construction and Building Materials*, vol. 323, p. 126396, 2022/03/14/ 2022. doi: 10.1016/j.conbuildmat.2022.126396.
- [5] N. Karunagaran, G. Bharathiraja, A. Muniappan, and K. Yoganandam, "Energy absorption and damage behaviour of surface treated glass fibre/stainless steel wire mesh reinforced hybrid composites," *Materials Today: Proceedings*, vol. 22, pp. 1078-1084, 2020/01/01/ 2020. doi: 10.1016/j.matpr.2019.11.305.

- [6] B. C. Cihan Yilmaz, E. Binbir, C. Guzelbulut, H. Yildirim, and O. C. Celik, "Circular concrete-filled double skin steel tubes under concentric compression: Tests and FEA parametric study," *Composite Structures*, vol. 309, p. 116765, 2023/04/01/ 2023. doi: 10.1016/j.compstruct.2023.116765.
- [7] R. A. Alia, W. J. Cantwell, G. S. Langdon, S. C. K. Yuen, and G. N. Nurick, "The energy-absorbing characteristics of composite tube-reinforced foam structures," *Composites Part B: Engineering*, vol. 61, pp. 127-135, 2014/05/01/ 2014. doi: 10.1016/j.compositesb.2014.01.018.
- [8] A. G. Mamalis, D. E. Manolacos, M. B. Ioannidis, and D. P. Papapostolou, "The static and dynamic axial collapse of CFRP square tubes: Finite element modelling," *Composite Structures*, vol. 74, pp. 213-225, 2006/07/01/ 2006. doi: 10.1016/j.compstruct.2005.04.006.
- [9] M. David and A. F. Johnson, "Effect of strain rate on the failure mechanisms and energy absorption in polymer composite elements under axial loading," *Composite Structures*, vol. 122, pp. 430-439, 2015/04/01/ 2015. doi: 10.1016/j.compstruct.2014.11.010.
- [10] F. Alkhatib, E. Mahdi, and A. Dean, "Development of composite double-hat energy absorber device subjected to traverser loads," *Composite Structures*, vol. 240, p. 112046, 2020/05/15/ 2020. doi: 10.1016/j.compstruct.2020.112046.
- [11] S. Chen, A. M. Joesbury, F. Yu, L. T. Harper, and N. A. Warrior, "Optimisation of intra-ply stitch removal for improved formability of biaxial non-crimp fabrics," *Composites Part B: Engineering*, vol. 229, p. 109464, 2022/01/15/ 2022. doi: 10.1016/j.compositesb.2021.109464.
- [12] W. Barnat, P. Dziewulski, T. Niezgoda, and R. Panowicz, "Application of composites to impact energy absorption," *Computational Materials Science*, vol. 50, pp. 1233-1237, 2011/02/01/ 2011. doi: 10.1016/j.commatsci.2010.05.030.
- [13] M. Braun, I. Iváñez, and M. P. Ariza, "A numerical study of progressive damage in unidirectional composite materials using a 2D lattice model," *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 249, p. 107767, 2021/05/15/ 2021. doi: 10.1016/j.engfracmech.2021.107767.
- [14] J. Pernas-Sánchez, S. M. García-Rodríguez, J. A. Artero-Guerrero, J. López-Puente, and J. Costa, "High velocity impact response of carbon/epoxy composite laminates at cryogenic temperatures," *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 168, p. 107456, 2023/05/01/ 2023. doi: 10.1016/j.compositesa.2023.107456.
- [15] F. Mili and B. Necib, "Impact behavior of cross-ply laminated composite plates under low velocities," *Composite Structures*, vol. 51, pp. 237-244, 2001/03/01/ 2001. doi: 10.1016/S0263-8223(00)00134-3.
- [16] A. F. Johnson, "Modelling fabric reinforced composites under impact loads," *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 32, pp. 1197-1206, 2001/09/01/ 2001. doi: 10.1016/S1359-835X(00)00186-X.
- [17] G. A. Schoeppner and S. Abrate, "Delamination threshold loads for low velocity impact on composite laminates," *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 31, pp. 903-915, 2000/09/01/ 2000. doi: 10.1016/S1359-835X(00)00061-0.
- [18] N. Tsartsaris, M. Meo, F. Dolce, U. Polimeno, M. Guida, and F. Marulo, "Low-velocity impact behavior of fiber metal laminates," *Journal of Composite Materials*, vol. 45, pp. 803-814, 2011/04/01 2011. doi: 10.1177/0021998310376108.
- [19] H. A. Israr, S. Rivallant, and J. J. Barrau, "Experimental investigation on mean crushing stress characterization of carbon-epoxy plies under compressive crushing mode," *Composite Structures*, vol. 96, pp. 357-364, 2013/02/01/ 2013. doi: 10.1016/j.compstruct.2012.09.022.
- [20] J.-S. Kim, H.-J. Yoon, and K.-B. Shin, "A study on crushing behaviors of composite circular tubes with different reinforcing fibers," *International Journal of Impact Engineering*, vol. 38, pp. 198-207, 2011/04/01/ 2011. doi: 10.1016/j.ijimpeng.2010.11.007.

طراحی حرارتی مبدل بهبود دهنده پوسته لوله چرخه دی اکسید کربن فوق بحرانی

محمود احمدی
دانشجوی دکتری

سعادت زیرک*
استادیار

آرمان گله داری

دانشجوی کارشناسی،
دانشکده مهندسی مکانیک،
دانشگاه سمنان، سمنان

چکیده: امروزه با توجه به محدودیت منابع طبیعی و بالارفتن تقاضای انرژی، استفاده از سیکل های نوین از جمله سیکل دی اکسیدکربن فوق بحرانی با بازده ترمودینامیکی و اقتصادی بالا، جهت تولید انرژی مد نظر قرار گرفته است. در این پژوهش، طراحی حرارتی مبدل بهبود دهنده در دو حالت سیکل ریکوپراتور و سیکل اسپلیت با استفاده از روابط و محاسبات دستی انجام و با نتایج حاصل از طراحی در نرم افزارهای HTRI و EDR مقایسه شده است. در این طراحی ها، هم لوله های سایز بزرگ و هم میکرولوله بکار رفته اند. نتایج نشان می دهد که تعداد لوله های مبدل سیکل ریکوپراتور با سایز بزرگ برابر ۱۸۴۰ لوله با قطر ۱۹/۰۵ میلیمتر می باشد، درحالیکه همین طراحی با میکرولوله برابر لوله با قطر ۶/۳۵ میلیمتر خواهد بود. در سیکل اسپلیت که دبی سیال سرد سمت لوله، ۳۵ درصد سیکل ریکوپراتور است، تعداد لوله های سایز بزرگ برابر ۳۲۶۷ لوله و طراحی با میکرولوله برابر ۱۱۶۷۹ لوله می باشد. بنابراین طراحی مبدل های حرارتی جدیدی با میکرولوله ارائه شده که بطور معمول در صنعت از آن استفاده نمی شود ولی برای سیال دی اکسیدکربن فوق بحرانی تحت مطالعه و بررسی پژوهشگران است.

واژه های راهنما: سیکل دی اکسیدکربن فوق بحرانی، مبدل حرارتی، ریکوپراتور، پوسته لوله، طراحی حرارتی

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۰۵

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۶/۲۲

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۶/۳۰

Mahmood Ahmadi
PhD Student

Saadat Zirak*
Assistant Professor

Arman Galledari
BSc Student,
Faculty of Mechanical
Engineering
Semnan University,
Semnan

Shell and tube recuperator thermal design of supercritical carbon dioxide cycle

Abstract: Nowadays, due to the limitation of natural resources and the increase in energy demand, the use of modern cycles including the supercritical carbon dioxide cycle with high thermodynamic and economic efficiency is considered for energy production. In this research, the thermal design of the recuperator in two modes of recuperator cycle and split cycle has been done using relationships and hand calculations and compared with the results of HTRI and EDR softwares. In these designs, both large size tubes and microtubes are used. The results show that the number of the tubes of the heat exchanger in recuperator cycle with large size tubes is equal to 1840 with a diameter of 19.05 mm, while the same design with a microtube will be equal to 21815 with a diameter of 6.35 mm. In the split cycle, where the flow of cold fluid in the tube side is 35% of the recuperator cycle, the number of large size tubes is equal to 3267 and the design with microtubes is equal to 11679. Therefore, the design of new heat exchangers with microtubes is presented which is not a usual design procedure in the industry, but for the supercritical carbon dioxide fluid, it is under study and investigation by researchers.

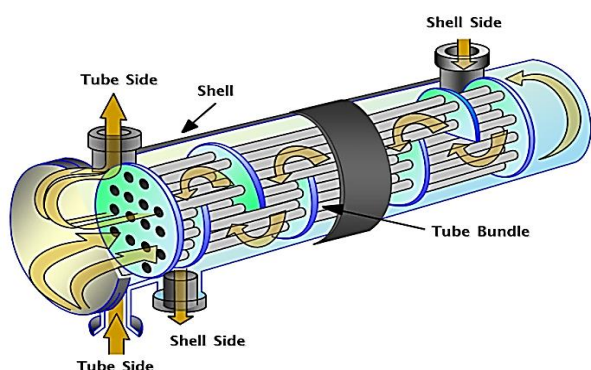
Keywords: Supercritical carbon dioxide cycle, Heat exchanger, Recuperator, Shell and tube, Thermal design

۱- مقدمه

مربوط است. تقریباً تمامی نیروگاه‌هایی که با استفاده از زغال سنگ، انرژی هسته‌ای، انرژی زمین‌گرمایی یا انرژی گرمایی خورشید کار می‌کنند نیروگاه حرارتی محسوب می‌شوند. گاز طبیعی نیز برخی اوقات در بویلرها یا توربین‌های گازی مورد استفاده قرار می‌گیرد. از مشکلات نیروگاه‌های حرارتی می‌توان به تولید گازهای گلخانه‌ای اشاره کرد. تجهیزات متفاوتی در نیروگاه‌های تولید برق استفاده می‌شود که شامل تجهیزاتی مانند توربین، ژنراتور و سیستم‌های توزیع برق است و تجهیزات مربوط به تولید بخار که شامل بویلر، کندانسور، پمپ و مبدل حرارتی است [۲].

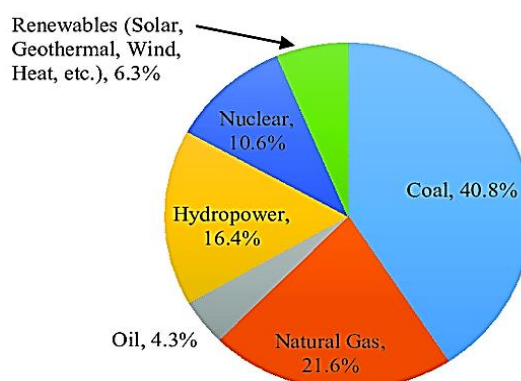
۲-۱- مبدل‌های حرارتی

مبدل‌های حرارتی در تمامی صنایع، نفت، گاز، نیروگاهی، پالایشی، پتروشیمیایی، معدنی و حتی صنایع کوچکتر مانند خودروسازی، کامپیوتر و غیره به طور گسترده استفاده می‌شوند. مبدل‌های حرارتی امکان انتقال حرارت بین سیالات مختلف را بوسیله ایجاد سطح کافی فراهم می‌کنند. مبدل‌های حرارتی نقش بسیار مهمی در کاهش میزان آلاینده‌های محیط زیستی به‌خصوص در صنایع سنگین مانند صنایع نفت و گاز و یا صنایع نیروگاهی بوسیله کاهش سوخت مصرفی در کوره‌ها ایفا می‌کنند. مبدل‌های حرارتی انواع مختلفی مانند پوسته و لوله، قاب و صفحه، مبدل‌های فشرده و غیره دارند. متداول‌ترین نوع مبدل در صنایع سنگین مبدل‌های پوسته و لوله هستند که به علت طراحی و ساخت آسان، قیمت پایین و کارایی در محدوده وسیعی از شرایط دمایی و فشاری مورد توجه بسیاری از صنایع قرار گرفته‌اند. اساس کار این مبدل‌ها در شکل (۲) قابل مشاهده است. سیال سرد از یک سمت وارد پوسته و یا لوله می‌شود و از سمت دیگر نیز سیال گرم وارد می‌شود و انتقال حرارت بین دو سیال صورت می‌پذیرد.



شکل ۲ اساس کار مبدل‌های حرارتی پوسته لوله [۳]

با زیاد شدن جمعیت کره زمین و افزایش شهرنشینی روز به روز نیاز به انرژی در بین جوامع بشری بالاتر می‌رود. یکی از مهمترین انرژی‌های مصرفی در دنیا الکتریسیته است که به دلیل حمل و نقل آسان در مقیاس بالا و تبدیل آسان آن به سایر منابع انرژی مهمترین منبع تامین انرژی شهرها و مراکز صنعتی است. منابع انرژی زیادی برای تولید الکتریسیته در کره زمین وجود دارد که از مهمترین آن‌ها می‌توان به گاز طبیعی، نفت، زغال سنگ، انرژی اتمی، برق آبی (سد) و انرژی‌های تجدید پذیر اشاره کرد. میزان مصرف هریک از این منابع در شکل (۱) قابل مشاهده است. همان‌گونه که دیده می‌شود همچنان نیز مهمترین منبع تولید برق سوزاندن سوخت‌های فسیلی در نیروگاه‌های تولید برق است.



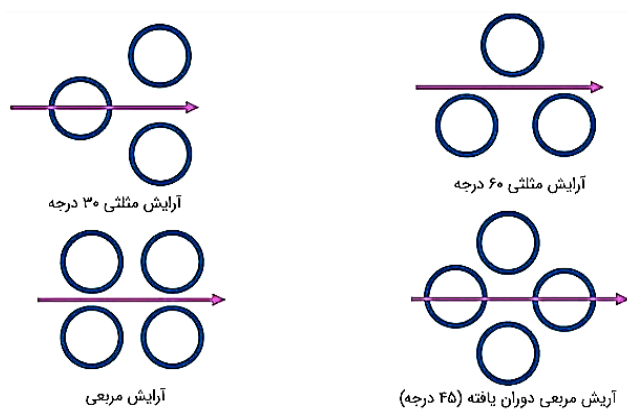
شکل ۱ منابع تامین برق در دنیا (سال ۲۰۱۸) [۱]

انرژی برق آبی انرژی است که از ارتفاع ناشی از آب پشت سد به دست می‌آید. بخش زیادی از انرژی حاصل از نیروی آب جهت چرخاندن توربین آبی و تولید برق آبی به مصرف می‌رسد. انرژی هسته‌ای، انرژی است که بنیان ساخت نیروگاه هسته‌ای و رآکتور هسته‌ای است [۱].

۱-۱- نیروگاه‌های حرارتی تولید برق

نیروگاه حرارتی گونه‌ای از نیروگاه است که معمولاً از بخار به عنوان سیال و عامل محرک استفاده می‌کند. سیال مایع پس از گرم شدن و تبخیر به سمت توربین بخار که به یک ژنراتور متصل شده می‌رود و با استفاده از انرژی جنبشی خود آن را به حرکت در می‌آورد. پس از عبور بخار از توربین، بخار در کندانسور دوباره مایع می‌شود. بزرگترین اختلاف در طراحی نیروگاه‌های گرمایی نیز به نوع سوخت مصرفی در نیروگاه

۱-۳- مبدل حرارتی پوسته و لوله



شکل ۳ انواع آرایش لوله‌ها [۳]

۱-۴- استاندارد طراحی مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله

استاندارد انجمن سازندگان مبدل‌های لوله‌ای^۴ به تفصیل قسمت‌های مبدل‌های حرارتی پوسته لوله را شرح می‌دهد. در این استاندارد مبدل‌های پوسته و لوله به سه قسمت کلگی جلو، پوسته و کلگی عقب تقسیم می‌شوند. بر اساس این استاندارد مطابق شکل (۴) به هر کدام از این قسمت‌های مبدل یک کد اختصاص داده می‌شود. مبدل‌های پوسته و لوله سه حرفی‌اند و هر حرف طبق شکل مبین یک فرم از مبدل است.

مبدل‌های پوسته لوله یکی از پرکاربردترین و مهم‌ترین نوع مبدل‌های حرارتی در صنایع مختلف می‌باشد. این نوع مبدل، مشابه مبدل‌های دو لوله‌ای هستند که به جای یک لوله، دسته ای از لوله‌ها در یک پوسته قرار می‌گیرند. سیال دیگر هم در سمت پوسته به صورت همسو یا ناهمسو جریان می‌یابد. این مبدل‌ها بر اساس نوع جریان به ۳ دسته تقسیم می‌شوند:

۱- جریان همسو

۲- جریان ناهمسو

۳- جریان متقاطع

ساختار این مبدل‌ها به صورت چند پاس (گذر) هم می‌تواند طراحی شود. بخش‌های مکانیکی مختلف مبدل پوسته عبارت است از:

۱- درپوش بسته

۲- لوله‌ها

۳- صفحه لوله

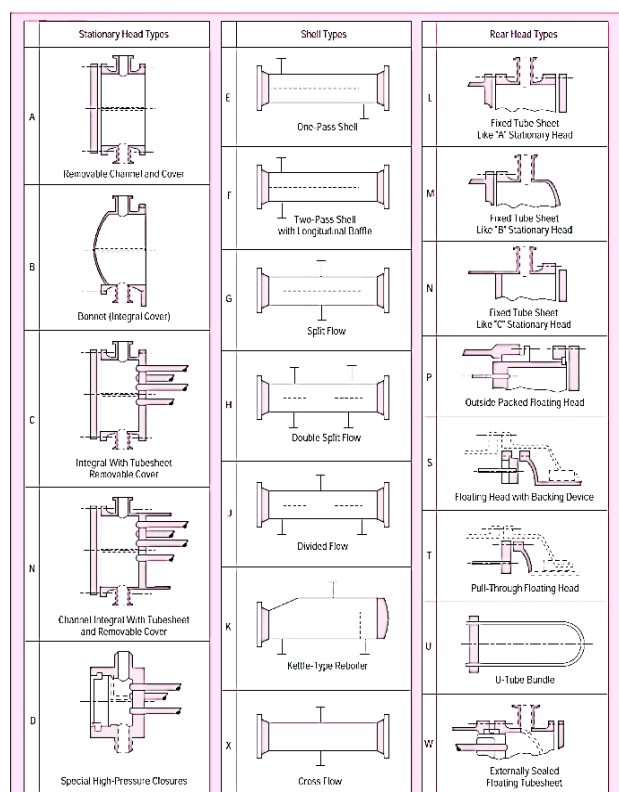
۴- بافل‌ها

۵- نازل‌ها

۶- صفحات تقسیم کننده گذرها

۷- صفحه برخورد

۸- بافل‌های طولی



شکل ۴ بخش‌های اصلی یک مبدل (جدول TEMA) [۳]

تیوب‌ها نقش اصلی در انتقال حرارت بین دو سیال را در مبدل‌های حرارتی دارند. چیدمان تیوب‌ها در عملکرد مبدل بسیار تاثیرگذار است، در صنعت، چیدمان تیوب‌ها در مبدل باید بصورت متقارن باشد. از این رو به‌طور کلی برای تیوب‌ها، چهار نوع آرایش مختلف در نظر می‌گیرند که در شکل (۳) نیز دیده می‌شود.

آرایش ۳۰ درجه مثلثی: در آرایش ۳۰ درجه مثلثی، نوع چیدمان زاویه لوله‌ها نسبت به هم ۳۰ درجه است. در آرایش ۶۰ درجه (مثلثی چرخیده)، چیدمان لوله‌ها نسبت به هم زاویه ۶۰ درجه دارند. در آرایش ۹۰ درجه مربعی، آرایش لوله‌ها با هم زاویه ۹۰ درجه دارند. آرایش لوله‌ها در آرایش ۴۵ درجه لوزی، به صورت لوزی است.

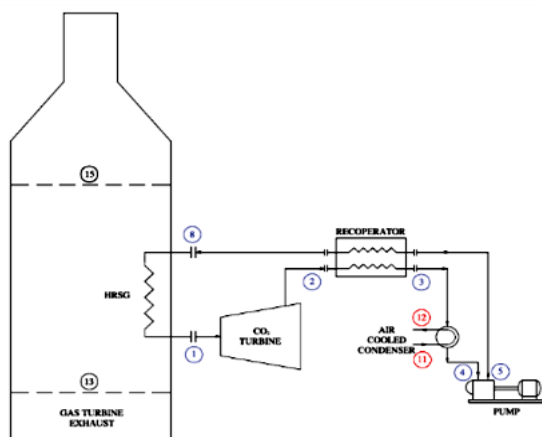
¹ Baffle² Nozzle³ Tube⁴ TEMA: Tubular Exchanger Manufacturers Association

مبدل‌های حرارتی وجود دارند که در اکثر آنها به بهینه‌کردن طراحی پرداخته‌اند و یا روابط تجربی و نیمه تجربی برای طراحی‌های جدید ارائه داده‌اند. کاپوتو و همکاران [۵] به بررسی عملکرد مبدل‌های حرارتی در شرایط نامعلوم عملیاتی که در طی فرآیند ممکن است اتفاق بیافتد پرداختند. فیس و همکاران [۶] بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی در سیستم‌های خورنده را مورد بررسی قرار دادند. کاپوتو و همکاران [۷] به بررسی روش‌های موجود در زمینه طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی پرداخته‌اند و با معرفی معایب و مزایای هر روش بهینه‌ترین روش را بر مبنای کمینه‌کردن هزینه‌ها معرفی کرده‌اند. در کار حاضر، از این نوع مبدل برای بهبود دهنده یک سیکل دی اکسیدکربن فوق‌بحرانی استفاده شده است که بعد از توربین سیکل قرار می‌گیرد و بوسیله آن دمای سیالی که از پمپ به سمت بویلر بازیاب می‌رود افزایش می‌یابد. با این کار، مقدار انرژی سیال خروجی از توربین به‌جای اینکه در کندانسور به هوا منتقل شود به خود سیکل باز می‌گردد [۸]، [۹] و [۱۰].

۲- طراحی مبدل ریکوپراتور با استفاده از روابط ریاضی

شکل (۵)، سیکل دی اکسیدکربن فوق‌بحرانی نوع ریکوپراتور و نوع اسپلیت را نشان می‌دهد.

مبدل حرارتی بهبود دهنده در این سیکل بعد از توربین قرار گرفته است. جریان سمت گرم، خروجی از توربین و جریان سمت سرد، خروجی از پمپ است [۸]. خواص فیزیکی دو جریان در جدول (۱)، اطلاعات دما و فشار سیکل در جدول (۲)، سایر پارامترهای طراحی در جدول (۳) و روابط مورد استفاده از مراجع در جدول (۴) بیان شده‌اند. مهمترین منبع مورد استفاده در قسمت محاسبات دستی، روابط کلسون و ریچاردسون [۱۱] است.



الف- سیکل ریکوپراتور

کلگی سمت جلو مبدل دارای پنج نوع شکل، پوسته این نوع مبدل‌ها دارای هفت نوع و کلگی سمت عقب این نوع مبدل‌ها دارای هشت نوع شکل مختلف هستند. هر کدام از انواع کلگی جلو و عقب و پوسته با توجه به نوع سیال و عملکرد مبدل تعیین می‌شوند. کلگی جلو؛ به قسمت جلویی مبدل که سیال ورودی به لوله‌ها از طریق آن وارد لوله می‌شود، کلگی جلو مبدل گویند. این قطعه به دو صورت جوشی یا پیچی می‌تواند به مبدل متصل شود. معمولاً اتصال جوشی ارزانتر خواهد بود و از آن برای فشارهای بالاتر استفاده می‌شود. پوسته؛ در این قسمت به دلیل وجود جریان‌های مختلف، پیچیدگی محاسبات زیادی وجود دارد. از این رو طراحی و ساخت آن هم بسیار مهم است، لازم به ذکر است که این قسمت بیشترین سهم را در هزینه تمام شده مبدل دارد. کلگی عقب؛ به اتصال عقبی مبدل گفته می‌شود. مشابه کلگی جلویی به دو صورت جوشی و پیچی می‌تواند به مبدل متصل شود [۳] و [۴].

۱-۵- پیشینه تحقیق

طراحی اولیه مبدل‌های حرارتی مصادف با شروع صنعت نفت در سال ۱۹۲۰ است. با توجه به توسعه تقطیر پیوسته و امکان بازیابی حرارتی از محصولات احتیاج به این تجهیزات بیش از همیشه نیاز بود و با توجه به سرمایه‌گذاری‌های کلان در این زمینه توسعه مبدل‌های حرارتی با سرعت زیادی انجام شد. منابع زیادی در این زمینه منتشر شده است. اما با توجه به در دسترس بودن اطلاعات به دلیل تولید انبوه و اختصاصی و یا محرمانه نبودن اطلاعات تولید، روش‌ها و روابط ریاضی طراحی این مبدل‌ها در کتاب‌های مختلف موجود است. متداول‌ترین نوع مبدل در صنایع مبدل‌های پوسته و لوله هستند که به علت طراحی و ساخت آسان، قیمت پایین و کارایی در محدوده وسیعی از شرایط دمایی و فشاری مورد توجه قرار گرفته‌اند. این مبدل‌ها بر اساس نوع جریان به سه دسته؛ جریان همسو، جریان ناهمسو و جریان متقاطع تقسیم می‌شوند. ساختار این مبدل‌ها به صورت چند پاس (گذر) هم می‌تواند طراحی شود. بخش‌های مکانیکی مبدل پوسته لوله؛ درپوش بسته، لوله‌ها، صفحه لوله، بافل‌ها، نازل‌ها، صفحات تقسیم‌کننده گذرها، صفحه برخورد و بافل‌های طولی می‌باشد. استاندارد انجمن سازندگان مبدل‌های حرارتی پوسته لوله به تفصیل قسمت‌های مبدل‌های حرارتی پوسته لوله را شرح می‌دهد. در این استاندارد مبدل‌های پوسته و لوله به سه قسمت؛ کلگی جلو، پوسته و کلگی عقب تقسیم می‌شوند. مقالات زیادی در زمینه طراحی

مقدار	آیتم
۱/۷	ضریب اصلاح
۲۶۲	فرض ضریب کلی انتقال حرارت
کربن استیل	جنس لوله ها
مثلی	آرایش لوله ها
۱۹/۰۵	قطر خارجی لوله ها (میلیمتر)
۳/۵	ضخامت لوله ها (میلیمتر)
۱	تعداد گذر لوله ها
۶	طول لوله ها (متر)

$$\begin{aligned}
Q &= \dot{m} \cdot Cp \cdot \Delta T & (1) \\
A &= \frac{Q}{U \times LMTD} & (2) \\
No. of Tube &= \frac{A}{\pi \times OD \times L \times N_p} & (3) \\
V_t &= \frac{\dot{m}}{S \times \rho} & (4) \\
\frac{h_t \times ID}{K_c} &= J_h \times Re \times P R^{0.33} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} & (5) \\
\Delta P_{Tube} &= (N_p [8 j_f \left(\frac{L}{ID} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-m} + 2.5] \frac{\rho v^2}{2}) & (6) \\
&\quad \times 10^{-5} \\
Db &= OD \left(\frac{Nt}{K1} \right)^{1/n1} & (7) \\
Baffle spacing &= \frac{D_b}{5} & (8) \\
A_s &= \frac{(p_t - OD) D_s l_B}{p_t} & (9) \\
V_s &= \frac{G_s}{\rho} & (10) \\
d_{effective} &= \frac{1.1}{OD} (p_t^2 - 0.917 OD^2) & (11) \\
\frac{h_t \times ID}{K_c} &= J_h \times Re \times P R^{0.33} * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} & (12) \\
U &= \frac{1}{\frac{OD}{ID} \frac{1}{h_t} + \frac{OD}{ID} R_{ft} + \frac{1}{h_s} + R_{fs} + \frac{OD \ln(OD/ID)}{2K_{CS}}} & (13)
\end{aligned}$$
$$Q = \dot{m}_h \cdot Cp(T_{hi} - T_{ho})$$

$$Q = \dot{m}_c C_p (T_{co} - T_{ci}) + \dot{m}_c H f g_c$$

The diagram illustrates a CO₂ Brayton cycle integrated with two Heat Recovery Steam Generators (HRSGs). The cycle components and flow are as follows:

- CO₂ TURBINE:** The central component where the CO₂ gas expands to produce work.
- RECUPERATOR:** A heat exchanger that preheats the CO₂ before it enters the turbine and cools the CO₂ after it exits the turbine.
- AIR COOLED CONDENSER:** A condenser that uses air to cool the CO₂ after it leaves the recuperator.
- PUMP:** A pump that circulates the CO₂ back to the start of the cycle.
- HRSG 1 and HRSG 2:** Two Heat Recovery Steam Generators that transfer heat from the CO₂ cycle to a water/steam system.
- Water/Steam System:** A vertical vessel on the left with four horizontal sections, each containing a heating coil. The sections are labeled 13, 14, 15, and 16 from bottom to top. The heating coils are labeled HRSG 1 and HRSG 2.

The flow of CO₂ is indicated by numbered points (1 through 12) and arrows. The flow of water/steam is indicated by points 17 through 22 and arrows. The diagram also shows a pump and a condenser for the CO₂ cycle.

جدول ۱ الف- خواص فیزیکی جریان ها در سیکل ریکوپراتور

سیال سرد سمت لوله		سیال گرم سمت پوسته		خواص
ورود	خروج	ورود	خروج	
۷۶۶/۸	۶۵۴/۹	۶۱/۷۲	۶۷/۱۲	چگالی (kg/m^3)
۰/۰۸۲۶۶	۰/۰۶۸۲۴	۰/۰۴۳۴۰	۰/۰۴۰۲۱	رسانایی گرمایی (w/m-k)
۲/۲۷۴	۳/۳۷۵	۱/۱۳۱	۱/۱۲۰	گرمای ویژه (kJ/kg-k)
۶/۶۲	۵/۲۴	۲/۸۵	۲/۶۹	ویسکوزیته (10^{-6} kg/m-s)

سیال سرد سمت لوله		سیال گرم سمت پوسته		خواص
۷۶۶/۸	۲۱۱/۸	۶۱/۷۲	۸۳/۵۵	چگالی (kg/m ³)
۰/۰۸۲۶۶	۰/۰۴۹۳۸	۰/۰۴۳۴۰	۰/۰۳۳۳۶	رسانایی گرمایی (w/m-k)
۲/۲۷۴	۱/۲۶۰	۱/۱۳۱	۱/۱۱۷	گرمای ویژه (kJ/kg-k)
۶/۶۲	۳/۱۷	۲/۸۵	۲/۳۴	ویسکوزیته (۰-۶) (kg/m-s)

سیال سرد سمت لوله		سیال گرم سمت پوسته		خواص
ورود	خروج	ورود	خروج	
۵۹/۶۱	۸۰	۳۲۶/۸	۲۸۴/۴	دما (°C)
۲۳۰		۶۸/۹۲		فشار (bar)
		۷۳/۴۵		دبی (kg/s)

خواص		سیال سرد سمت لوله		سیال گرم سمت پوسته	
ورود	خروج	ورود	خروج	ورود	خروج
۵۹/۶۱	۳۱۶/۸	۳۲۶/۸	۱۹۳/۵		
دما (°C)					
۲۳۰			۶۸/۹۲		
فشار (bar)					
۳۱/۴۵			۸۹/۸۶		
دبی (kg/s)					

سطح انتقال حرارت با استفاده از رابطه زیر بدست می آید:

$$A = \frac{Q}{U * LMTD}$$

حال باتوجه به معلوم بودن سطح مقطع، تعداد لوله‌ها را بدست می‌آوریم. برای بدست آوردن تعداد لوله‌ها، قطر خارجی هر لوله ۱۹/۰۵ میلی‌متر فرض شده است. همچنین با توجه به فشار بالای سیال داخل لوله‌ها ضخامت لوله‌ها نیز ۳/۵ میلی‌متر فرض شده است. تعداد گذر لوله‌ها ۲ و طول لوله‌ها با توجه به محدودیت، ۶ متر فرض شده است.

$$No.Tubes = \frac{A}{\pi \times OD \times L \times Np}$$

برای محاسبه ضرایب انتقال حرارت دو فرض دیگر لازم است:
(۱) جنس لوله‌ها: باتوجه به این که با سیال خورنده سروکار نداریم از لوله‌های کربن استیل استفاده شده است.
(۲) آرایش لوله‌ها به صورت مثلثی^۱ در نظر گرفته شده اند زیرا محدودیت افت فشار داریم و این نوع آرایش افت فشار کمتری نسبت به سایر آرایش‌ها دارد.
ابتدا ضریب انتقال حرارت جابجایی و افت فشار داخل لوله را بدست می‌آوریم. سیال سرد داخل لوله فرض شده است.

$$Cross\ Sectional\ Area = Nt \times \pi \times \frac{ID^2}{4}$$

$$V_t = \frac{m}{S \times \rho}$$

$$\frac{h_t \times ID}{K_c} = J_h \times Re \times P R^{0.33} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

افت فشار لوله‌ها نیز از رابطه زیر بدست می آید:

$$\begin{cases} \Delta P_{tube} = (N_p [8j_f (\frac{L}{ID}) (\frac{\mu}{\mu_w})^{-m} + 2.5] \frac{\rho v^2}{2}) / 10^5 \\ (\frac{\mu}{\mu_w}) = 1 \end{cases}$$

حال برای بدست آوردن قطر دسته لوله‌ها از رابطه زیر استفاده می‌شود که برای تعیین ثوابت موجود در رابطه از جدول (۶) استفاده می‌شود:

$$\begin{cases} Db = OD (\frac{Nt}{K1})^{1/n1} \\ K1 = 0.249 \\ n1 = 2.207 \end{cases}$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left[\frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})} \right]}$$

برای ادامه محاسبات نیاز به حدس اولیه برای ضریب انتقال حرارت است که با توجه به جدول (۵) فرض شده است.

$$U = 262 \frac{W}{m^2.C}$$

جدول ۵ محدوده ضریب انتقال حرارت کلی برای سیالات مختلف [۱۱]

سیال گرم	سیال سرد	ضریب انتقال حرارت کلی (W/m ² °C)
مبدل ها		
آب	آب	۸۰۰-۱۵۰۰
محلول های ارگانیک	محلول های ارگانیک	۱۰۰-۳۰۰
روغن های سبک	روغن های سبک	۱۰۰-۴۰۰
روغن های سنگین	روغن های سنگین	۵۰-۳۰۰
گازها	گازها	۱۰-۵۰
خنک کن ها		
محلول های ارگانیک	آب	۲۵۰-۷۵۰
روغن های سبک	آب	۳۵۰-۹۰۰
روغن های سنگین	آب	۶۰-۳۰۰
گازها	آب	۲۰-۳۰۰
محلول های ارگانیک	آب شور	۱۵۰-۳۰۰
آب	آب شور	۶۰۰-۱۲۰۰
گازها	آب شور	۱۵-۲۵۰
گرم کن ها		
بخار	آب	۱۵۰۰-۴۰۰۰
بخار	محلول های ارگانیک	۵۰۰-۱۰۰۰
بخار	روغن های سبک	۳۰۰-۹۰۰
بخار	روغن های سنگین	۶۰-۴۵۰
بخار	گازها	۳۰-۳۰۰
سیال حرارتی آلی	روغن های سنگین	۵۰-۳۰۰
سیال حرارتی آلی	گازها	۲۰-۲۰۰
گازهای دودکش	بخار	۳۰-۱۰۰
گازهای دودکش	بخارهای هیدروکربنی	۳۰-۱۰۰
کندانسورها		
بخارهای مرطوب	آب	۱۰۰۰-۱۵۰۰
بخارهای ارگانیک	آب	۷۰۰-۱۰۰۰
ارگانیک (غیر قابل کندانس)	آب	۵۰۰-۷۰۰
کندانسورهای خلاء	آب	۲۰۰-۵۰۰
اوپراتورها		
بخار	محلول مرطوب	۱۰۰۰-۱۵۰۰
بخار	محلول ارگانیک	۹۰۰-۱۲۰۰
بخار	سبک	
بخار	محلول ارگانیک سنگین	۶۰۰-۹۰۰

^۱ Triangular

ضریب رسوب‌ها نیز از جدول (۷) برای لوله‌ها ۰/۰۰۰۴ و برای پوسته ۰/۰۰۰۲ لحاظ شده است.

جدول ۷ مقادیر ضریب رسوب [۱۱]

سیال	ضریب (W/m ² °C)	فاکتور (مقاومت) (m ² °C / W)
آب رودخانه	۳۰۰۰-۱۲۰۰۰	۰/۰۰۰۱ - ۰/۰۰۰۳
آب دریا	۱۰۰۰-۳۰۰۰	۰/۰۰۰۳ - ۰/۰۰۱
آب برج خنک کن	۳۰۰۰-۶۰۰۰	۰/۰۰۰۱۷ - ۰/۰۰۰۳
آب شهری (نرم)	۳۰۰۰-۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲ - ۰/۰۰۰۳
آب شهری (سخت)	۱۰۰۰-۲۰۰۰	۰/۰۰۰۵ - ۰/۰۰۱
بخار مایع شده	۱۵۰۰-۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲ - ۰/۰۰۰۶۷
بخار (بدون روغن)	۴۰۰۰-۱۰۰۰۰	۰/۰۰۰۱ - ۰/۰۰۲۵
بخار (دارای روغن)	۲۰۰۰-۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲ - ۰/۰۰۰۵
آب نمک سرد	۳۰۰۰-۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲ - ۰/۰۰۰۳
هوا و گازهای صنعتی	۵۰۰۰-۱۰۰۰۰	۰/۰۰۰۱ - ۰/۰۰۰۲
گازهای دودکش	۲۰۰۰-۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲ - ۰/۰۰۰۵
بخارهای ارگانیک	۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲
سیالات ارگانیک	۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲
هیدروکربن های سبک	۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲
هیدروکربن های سنگین	۲۰۰۰	۰/۰۰۰۵
جوش های ارگانیک	۲۵۰۰	۰/۰۰۰۴
تغلیظ کننده آلی	۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲
سیالات انتقال حرارت	۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲
نمک حل شده مرطوب	۳۰۰۰-۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲ - ۰/۰۰۰۳

در آخر ضریب کلی انتقال حرارت بر مبنای قطر خارجی بدست می آید:

$$U = \frac{1}{\frac{OD}{ID} \frac{1}{h_t} + \frac{OD}{ID} R_{ft} + \frac{1}{h_s} + R_{fs} + \frac{OD \ln(OD/ID)}{2K_{CS}}}$$

محاسبه افت فشار پوسته:

$$\begin{cases} \Delta P_t = 8j_f \left(\frac{D_s}{d_e} \right) \left(\frac{L}{l_B} \right) \frac{\rho v_s^2}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.014} / 10^5 \\ j_f = 0.004 \\ \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) = 1 \end{cases}$$

نتایج محاسبات دستی در جدول (۸) نشان داده شده است.

جدول ۶ ثابت های معادله محاسبه قطر باندل [۱۱]

آرایش مثلثی					
تعداد پاس	۱	۲	۴	۶	۸
K1	۰/۳۱۹	۰/۲۴۹	۰/۱۷۵	۰/۰۷۴۳	۰/۰۳۶۵
n1	۲/۱۴۲	۲/۲۰۷	۲/۲۸۵	۲/۴۹۹	۲/۶۷۵
آرایش مربعی					
تعداد پاس	۱	۲	۴	۶	۸
K1	۰/۳۱۵	۰/۱۵۶	۰/۱۵۸	۰/۰۴۰۲	۰/۰۳۳۱
n1	۲/۲۰۷	۲/۲۹۱	۲/۲۶۳	۲/۶۱۷	۲/۶۴۳

با توجه به این که افت فشار در پوسته زیاد می شود قطر باندل ۰/۵ متر بزرگتر فرض می شود. با فرض این که کَلگی از نوع pull through head باشد:

$$Ds = D_b + BDC$$

در ادامه با استفاده از روش کرن افت فشار و ضریب انتقال حرارت پوسته محاسبه می شود.

$$A_s = \frac{(p_t - OD) D_s l_B}{p_t}$$

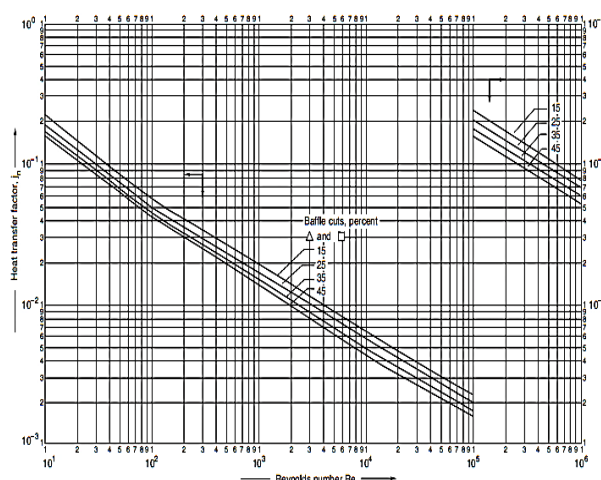
$$G_s = \frac{W_s}{A_s}$$

$$v_s = \frac{G_s}{\rho}$$

$$d_e = \frac{1.1}{OD} (p_t^2 - 0.917 OD^2)$$

$$Re = \frac{G_s \times d_e}{\mu}$$

حال با معلوم بودن Re و Baffle cut و استفاده از شکل (۶) و رابطه زیر ضریب انتقال حرارت پوسته نیز بدست می آید.



شکل ۶ محاسبه ضریب j برای پوسته [۱۱]

در جدول (۱۰)، نیز نتایج حاصل از هندسه مبدل در محاسبات دستی و نتایج نرم افزار EDR مقایسه شده اند.

جدول ۱۰ مقایسه نتایج هندسه مبدل با استفاده از محاسبات دستی

فاصله بین بافل ها (mm)	تعداد بافل ها	قطر داخلی پوسته (mm)	طول لوله ها (m)	تعداد لوله ها	روش
۳۲۹	۱۸	۱۶۴۹	۶	۲۷۶۰	محاسبات دستی
۲۲۸/۶	۲۱	۱۳۰۰	۶	۲۱۹۶	EDR

تعداد لوله ها در دو طراحی متفاوت است که علت اصلی آن اختلاف در محاسبه ضریب انتقال حرارت می باشد که منجر به تغییر سطح مورد نیاز انتقال حرارت و کم و زیاد شدن تعداد لوله ها می شود.

۳-۱- مشخصات فرآیندی مبدل

در جدول (۱۱)، مشخصات انتقال حرارت مبدل شامل ضرایب انتقال حرارت دو سمت و اعداد رینولدز و پراپرتی داده شده است. در این طراحی چون تغییر فازی انجام نگرفته، در هر دو سمت لوله و پوسته فقط یک ضریب انتقال حرارت وجود دارد که مربوط به فوق گرم شدن بخار تا دمای مورد نظر می باشد.

جدول ۱۱ مشخصات حرارتی مبدل

ضریب فیلم $(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C})$	سمت پوسته		سمت لوله	
	سطح لخت (OD)	سطح فین شده	سطح لخت (OD)	سطح فین شده
ضرایب کلی فیلم	۱۱۴۷/۹	-	۳۷۵/۱	۵۹۳
حساس به بخار	۱۱۴۷/۹	-	۳۷۵/۱	۵۹۳
پارامترهای انتقال حرارت	ورود	خروج	ورود	خروج
عدد پراپرتی بخار	۰/۸	۰/۸۹	۶/۸۶	۱/۰۷
عدد رینولدز بخار نامی	۱۷۰۸۱۸/۶	۲۰۰۷۱۹	۵۳۸۸۵/۴۸	۹۳۳۳۸/۶

همچنین در شکل (۷)، تغییرات دما در طول مبدل با توجه به دو پاسه بودن مبدل نشان داده شده است. مسئله فرآیندی مهم دیگر در مبدل که برگرفته از هندسه مبدل است افت فشار است که مقدار آن در جدول (۱۲) قابل مشاهده است. همان طور که دیده می شود قسمت اصلی افت فشار مربوط به عبور جریان از پوسته است که به دلیل بافل ها و دبی زیاد سمت پوسته باشد اما در محدوده مجاز قرار دارد و قابل قبول است.

جدول ۸ نتایج محاسبات دستی

آیتم	مقدار
انتقال حرارتی (kw)	۱۲۷۵۰
دمای خروجی سیال سرد ($^\circ C$)	۳۰۵
اختلاف دمای لگاریتمی	۶۹/۲۴۵۹
سطح مقطع (m^2)	۱۰۰۴/۶
سرعت سیال درون لوله (m/s)	۰/۴۹۱
ضریب انتقال حرارت سمت لوله ها $(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C})$	۴۵۶/۱۳
افت فشار سمت لوله ها (bar)	۰/۰۲۵
قطر باندل (mm)	۱۴۴۸
قطر پوسته $(D_b + BDC)$ (mm)	۱۶۴۸
فاصله بافل (mm)	۲۴۸/۶
گام (mm)	۲۳/۸۱
قطر مؤثر	$1/352 \times 10^{-2}$
ضریب انتقال حرارت سمت پوسته $(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C})$	۳۹۱۶/۰۶
ضریب کلی انتقال حرارت $(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C})$	۲۶۱/۵

۳-۲ طراحی مبدل با استفاده از نرم افزار EDR

در این بخش طراحی مبدل حرارتی در نرم افزار EDR انجام می شود. در این طراحی از یک مبدل استفاده می شود و بصورت چند مبدل سری یا موازی نخواهد بود. افت فشار را نیز باید در نظر داشت تا در محدوده مجاز باشد. سایر مشخصات هندسی مبدل مشابه با قسمت طراحی دستی فرض شده اند تا امکان مقایسه فراهم باشد. انتخاب جریان (پوسته یا لوله) با توجه به افت فشارهای مجاز انتخاب شده است. دبی سیال گرم زیاد است و وارد کردن این سیال در لوله منجر به افت فشار زیاد خواهد شد و برای جبران آن باید تعداد و قطر لوله ها زیاد شود که منجر به بالا رفتن قیمت مبدل خواهد شد لذا سیال گرم در پوسته و سیال سرد در لوله وارد شده است. در جدول (۹)، نتایج حاصل از محاسبات دستی با نتایج نرم افزار مقایسه شده اند. مقدار افت فشار در محاسبات دستی و نرم افزاری در محدوده مجاز قرار دارند.

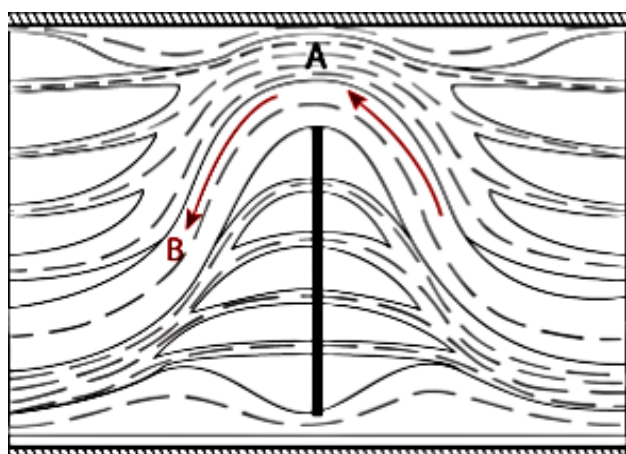
جدول ۹ مقایسه طراحی مبدل با استفاده از محاسبات دستی و نرم افزار

ضریب کلی انتقال حرارت $(w/m^2 \cdot k)$	سطح انتقال حرارت مؤثر (m^2)	دمای خروجی سیال سرد ($^\circ C$)	حرارت تبادل شده (kw)	روش
۲۶۱/۵	۱۰۰۶/۴	۳۰۵	۱۲۷۵۰	محاسبات دستی
۲۵۷/۷	۷۳۰/۶	۳۰۸/۵	۱۲۶۸۳	EDR
افت فشار سمت لوله ها (bar)		افت فشار سمت پوسته (bar)		روش
۰/۰۱۴		۰/۱۹		محاسبات دستی
۰/۰۴۹		۰/۲۸		EDR

¹ EDR: Aspen Exchanger Design and Rating

جدول ۱۳ توزیع سرعت در بخش های مختلف مبدل

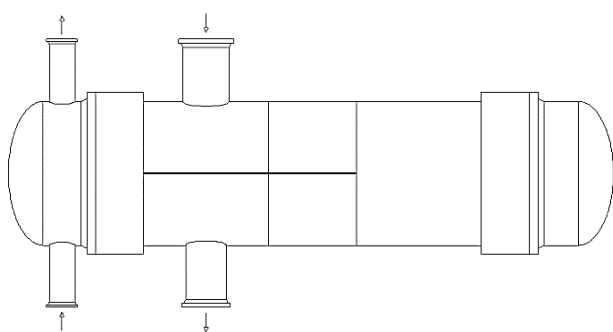
محدوده TEMA (kg/m ²)	چگالی - سرعت (kg/m ²)	چگالی (kg/m ³)	سرعت (m/s)	سطح جریان (mm ²)	آنانیز چگالی - سرعت
۲۲۲۲	۲۱۷۲	۶۱/۴۹	۵/۹۴	۲۴۶۶۳۰	نازل ورودی پوسته
۵۹۵۳	۱۶۱۳	۶۱/۴۹	۵/۱۲	۲۸۶۲۴۲	ورودی پوسته
۵۹۵۳	۱۳۱۱	۶۱/۴۹	۴/۶۲	۳۱۷۴۷۹	ورودی دسته لوله
۵۹۵۳	۱۵۲۳	۸۱/۱۷	۴/۳۳	۲۵۶۳۶۴	خروجی دسته لوله
۵۹۵۳	۴۱۲۳	۸۱/۱۷	۷/۱۴	۱۵۵۶۱۹	خروجی پوسته
۵۹۵۳	۳۴۱۹	۸۱/۱۷	۶/۴۹	۱۷۱۱۰۴	نازل خروجی پوسته
-	۲۹۷۵	۶۰۴/۷۲	۲/۲۲	۲۳۵۲۰	نازل ورودی لوله
-	۱۰۳	۶۰۴/۷۲	۰/۴۱	۱۲۶۱۳۰	ورودی لوله
-	۳۰۲	۲۱۳/۵۵	۱/۱۹	۱۲۴۳۰۵	خروجی لوله
-	۳۴۷۸	۲۱۳/۵۵	۴/۰۴	۳۶۶۱۰	نازل خروجی لوله



شکل ۸ الگوی جریان در پوسته مبدل (نمای جانبی)

۳-۲- مشخصات هندسه مبدل

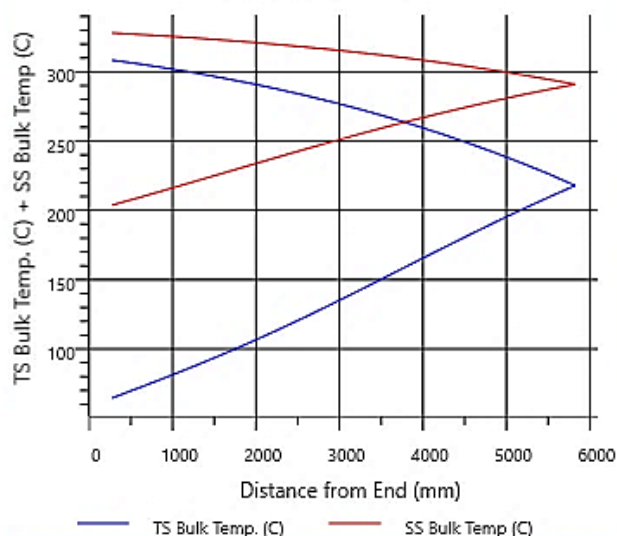
ساختار کلی مبدل در شکل (۹) قابل مشاهده است که شامل یک پوسته با یک گذر است.



شکل ۹ نمای هندسی مبدل

طول مبدل حدود ۱۰ متر است که ۳ متر آن مربوط به کلگی ها و ورودی نازل هاست و ۶ متر نیز محدوده انتقال حرارت مبدل است. نازل ها در جهت های معکوس هستند. دو عدد ساپورت برای نگه داشتن مبدل لازم است. مشخصات قسمت های مختلف مبدل شامل لوله ها، پوسته، بافل ها، نازل ها در جدول (۱۴) قابل مشاهده است.

Stream Temperatures



شکل ۷ نمودار تغییرات دما در طول مبدل

جدول ۱۲ توزیع افت فشار در بخش های مختلف مبدل

سمت پسته		سمت لوله		افت فشار (bar)	
۰/۸		۰/۸		بیشینه مجاز	
۰/۲۸۳۸۱		۰/۰۴۹۶۳		مقدار کلی محاسبه شده	
۰		۰		گراش	
۰/۲۸۴۷۹		۰/۰۴۷۶۹		اصطکاکی	
-۰/۰۰۰۹۸		۰/۰۰۱۹۳		تغییر مومنوم	
سمت پسته		سمت لوله		توزیع افت فشار	
سرعت (m/s)		سرعت (m/s)		افت فشار	
نزدیک خروجی		نزدیک خروجی		افت فشار (%)	
فشار (bar)		فشار (bar)		افت فشار (%)	
۵/۹۴	۰/۰۱۸۹۲	۶/۴۵	۲/۲۲	۰/۰۱۵۹۱	۳۳/۳۶
۴/۶۲	-	-	۰/۴۱	۰/۰۰۰۸۳	۱/۷۵
-	-	-	۰/۴۱	۰/۰۲۰۲۱	۴۲/۳۷
-	۰/۰۲۲۷۹	۸	-	-	-
-	۰	۰	-	-	-
۴/۱۸	۰/۱۹۷۵۶	۶۹/۳۷	-	-	-
-	۰/۰۱۹۰۸	۶/۷	-	-	-
۴/۳۳	-	-	۱/۱۹	۰/۰۰۲۳۶	۴/۹۵
۶/۴۹	۰/۰۲۶۴۳	۹/۲۸	۴/۰۴	۰/۰۰۸۳۶	۱۷/۵۸

توزیع سرعت نیز در مبدل پارامتری است که منجر به لرزش مبدل می شود و اثر مستقیم بر روی افت فشار نیز دارد. توزیع سرعت در جدول (۱۳)، داده شده است.

با توجه به در دسترس بودن توزیع سرعت می توان الگوی جریان را نیز در مبدل پیش بینی کرد که الگوی جریان در پوسته در شکل (۸) نمایش داده شده است. با توجه به شکل، همیشه مقداری از جریان از سوراخ های بافل ها عبور می کند که باعث کاهش راندمان مبدل می شود. حدود ۲۵٪ جریان از این سوراخ ها عبور می کند. جریان داخل لوله ها نیز با توجه مقدار عدد رینولدز که برابر ۵۴۵۷۴ بدست آمده است، از نوع درهم است.

تغییرات افت فشار در هر دو سمت لوله و پوسته و تغییر در ضریب کلی انتقال حرارت و سطح انتقال حرارت است که نتایج آن در جدول (۱۶) آورده شده است.

جدول ۱۶ تغییر در تعداد لوله

تعداد لوله	قطر خارجی لوله (mm)	طول لوله (m)	قطر پوسته (mm)	افت فشار لوله (bar)	افت فشار پوسته (bar)	ضریب کلی انتقال حرارت (w/m^2-k)	سطح انتقال حرارت (m^2)
۲۱۹۶	۱۹/۰۵	۶	۱۳۰۰	۰/۰۴	۰/۲۸	۲۷۵/۷	۷۳۰/۶
۲۰۰۰	۱۹/۰۵	۶	۱۳۰۰	۰/۰۵	۰/۲۸	۲۹۱/۲	۶۶۵/۴
۱۸۰۰	۱۹/۰۵	۶	۱۳۰۰	۰/۰۶	۰/۲۸	۳۰۹/۴	۵۹۸/۹

طبق مقایسه انجام گرفته شده در جدول (۱۶) با تغییر تعداد لوله و ثابت در نظر گرفتن قطر لوله، قطر پوسته، طول لوله، افت فشار سمت پوسته ثابت می ماند ولی افت فشار سمت لوله ها زیاد می شود که دلیل آن این است که با کاهش لوله ها، همان مقدار دبی قبلی به تعداد لوله کمتری نسبت به حالت قبل وارد می شود و در نتیجه دبی ورودی به هر لوله بیشتر شده و در نتیجه آن سرعت هم بیشتر و افت فشار بیشتر می شود. هم چنین با کاهش تعداد لوله ها، ضریب کلی انتقال حرارت بیشتر شده و سطح انتقال حرارت کاهش می یابد.

۴-۳- تغییر در نوع بافل

موضوع دیگری که مورد بررسی قرار گرفته، ارتعاشات مبدل است. میزان ارتعاش با تغییر نوع بافل، تغییر می کند و نتایج آن در جدول (۱۷) آورده شده است.

جدول ۱۷ تغییر ارتعاش مبدل با سه طراحی متفاوت

نوع بافل	قطر پوسته (mm)	طول لوله (m)	ارتعاش
بافل با یک برش	۱۳۰۰	۶	دارد
بافل با دو برش	۱۳۰۰	۶	دارد
بافل نوع ROD	۱۳۰۰	۶	ندارد

با سه طراحی انجام گرفته به این نتیجه می توان رسید که بافل از نوع ROD انتخاب بهتری برای جلوگیری از ارتعاش مبدل است. این ارتعاشات حتما باید در مبدل ها بررسی شود چرا که می تواند باعث تخریب مکانیکی نظیر خم شدگی و یا شکستگی لوله ها را ایجاد کند.

جدول ۱۴ مشخصات هندسی مبدل

لوله ها				
طول موثر	تعداد	الگو	گام	ضخامت
۵۵۶۰ mm	۲۱۹۶	۳۰- مثلی	۲۳/۸۱	۳/۵mm
پوسته				
موقعیت	قطر داخلی	تعداد پاس	نوع استاندارد	
افقی	۱۳۰۰ mm	۲	BFM	
نازل ها (قطر خارجی)				
خروجی لوله ها	ورودی لوله ها	خروجی پوسته		ورودی پوسته
۲۵۴mm	۲۰۳mm	۵۰۸mm		۶۱۰ mm

۴-۲- تأثیر پارامترهای مختلف روی طراحی

در این قسمت، تأثیر تغییر در قطر پوسته، تغییر در تعداد لوله و تغییر در نوع بافل روی طراحی حرارتی مبدل سیکل اسپلیت، بررسی شده و از بین آنها مبدل بهینه انتخاب شده است.

۴-۱- تغییر در قطر پوسته

در این حالت هدف تغییر در قطر پوسته با ثابت در نظر گرفتن قطر خارجی لوله ها، طول لوله، تعداد بافل ها و بررسی تغییرات افت فشار در هر دو سمت لوله و پوسته است که نتایج آن در جدول (۱۵) آورده شده است.

جدول ۱۵ تغییر در قطر پوسته

قطر پوسته (mm)	قطر خارجی لوله (mm)	تعداد بافل ها	طول لوله (m)	افت فشار سمت پوسته (bar)	افت فشار سمت لوله (bar)
۱۱۵۰	۱۹/۰۵	۲۱	۶	۰/۰۴۹۵۳	۰/۳۹
۱۲۰۰	۱۹/۰۵	۲۱	۶	۰/۰۴۹۵۷	۰/۳۳
۱۲۵۰	۱۹/۰۵	۲۱	۶	۰/۰۴۹۸۹	۰/۳۰
۱۳۰۰	۱۹/۰۵	۲۱	۶	۰/۰۴۹۶۳	۰/۲۸
۱۳۵۰	۱۹/۰۵	۲۱	۶	۰/۰۴۹۶۵	۰/۲۵

طبق جدول (۱۵) با ثابت در نظر گرفتن تمام پارامترها و تغییر در قطر پوسته، افت فشار سمت لوله ها تقریباً ثابت می ماند ولی افت فشار سمت پوسته کاهش می یابد.

۴-۲- تغییر در تعداد لوله

در این حالت هدف تغییر در تعداد لوله ها با ثابت در نظر گرفتن قطر خارجی لوله ها، طول لوله، قطر پوسته و بررسی

۴-۴- انتخاب حالت بهینه

است [۱۳]. قطر لوله‌های مبدل میکرولوله ۶/۳۵ میلی‌متر و قطر لوله‌های با سایز بزرگ ۱۹/۰۵ میلی‌متر انتخاب شده است. طراحی مبدل حرارتی میکرولوله با طراحی مبدل حرارتی با لوله سایز بزرگ، در جدول (۱۹) مقایسه شده است.

جدول ۱۹ نتایج حاصل از طراحی با نرم افزار HTRI

پارامتر	سیکل ریکوپراتور		سیکل اسپیلیت	
	طراحی سایز بزرگ قطر لوله ۱۹/۰۵ میلی‌متر	طراحی میکرولوله قطر لوله ۶/۳۵ میلی‌متر	طراحی سایز بزرگ قطر لوله ۱۹/۰۵ میلی‌متر	طراحی میکرولوله قطر لوله ۶/۳۵ میلی‌متر
سطح مؤثر (m ²)	۶۲۷/۹۳۱	۲۹۴۵/۸۴۰	۱۲۸۴/۱۶۴	۱۲۰۵/۰۱۸
تعداد لوله	۱۸۴۰	۲۱۸۱۵	۳۲۶۷	۱۱۶۷۹
مقدار انتقال حرارت (Mw)	۳/۴۹۵۴	۳/۴۹۵۴	۱۳/۸۸۶	۱۳/۸۸۶
ضریب انتقال حرارت کلی (w/m ² K)	۹۳۰/۲۴	۱۰۱۰/۶۹	۷۴۲/۰۲	۹۱۷/۸۰
ضریب انتقال حرارت پوسته (w/m ² K)	۱۲۲۱۶/۶۲	۹۲۶۷/۸۵	۱۱۱۰/۱/۴۶	۱۲۱۹۶/۱۴
ضریب انتقال حرارت لوله (w/m ² K)	۲۲۵۲۲/۲۹	۲۸۸۹۶/۸۲	۴۸۲۸/۵۱	۸۴۵۲۹/۹۴
سرعت بیشینه در پوسته (m/s)	۶/۱۶	۵/۲۹	۵/۱۹	۸/۴۹
سرعت بیشینه در لوله (m/s)	۱/۰۸	۱/۱۰	۰/۳۸	۰/۵۷
افت فشار مجاز در پوسته (bar)	۰/۶۸۹۵	۰/۶۸۹۵	۰/۶۸۹۵	۰/۶۸۹۵
افت فشار در پوسته (bar)	۰/۵۶۲۴	۰/۸۶۷۵	۰/۵۷۲۳	۱/۲۵۲۹
افت فشار مجاز در لوله (bar)	۰/۶۸۹۵	۰/۶۸۹۵	۰/۶۸۹۵	۰/۶۸۹۵
افت فشار در لوله (bar)	۰/۱۸۹۵	۰/۴۷۱۲	۰/۱۴۰۰	۰/۱۱۹۵
تعداد پاس لوله	۴	۶	۲	۲
قطر پوسته (mm)	۱۱۶۸/۴	۱۳۲۰	۱۵۲۴	۹۶۵/۲
زاویه چیدمان لوله ها (درجه)	۳۰	۳۰	۳۰	۳۰
طول لوله (m)	۳/۶۵۸	۴/۲۶۱	۴/۲۶۷	۲/۴۳۸
نسبت گام لوله	۱/۲۴۹۹	۱/۲۵	۱/۲۴۹۹	۱/۲۵
فاصله بین بافل ها (mm)	۷۳۹/۷۷۵	۲۶۶/۲۰۴	۷۳۰/۲۵۰	۲۳۱/۸۷۵

در جدول (۲۰) نتایج مقایسه‌ای سیکل دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی با و بدون ریکوپراتور قابل مشاهده است. با توجه به جدول، استفاده از ریکوپراتور از نظر اقتصادی بسیار به صرفه‌تر است. دبی سوخت مصرفی حدود ۴۳٪ و دبی آب مصرفی کندانسور بعد از ریکوپراتور، حدود ۵۰٪ کاهش یافته است.

جدول ۲۰ مقایسه بار حرارتی تجهیزات در شبیه سازی با و بدون ریکوپراتور

آیتم	با ریکوپراتور	بدون ریکوپراتور
دبی سوخت مصرفی (kmol/h)	۱۸۰/۱۷	۳۱۳/۳۲
بار حرارتی کندانسور (Mw)	۲۵/۱۷	۵۰/۲۲
دبی آب مصرفی کندانسور (m ³ /h)	۱۸۴۰/۵۲	۳۶۷۲/۴۵

در این بخش سه طراحی متفاوت برای مبدل مدنظر انجام گرفته تا حالت بهینه انتخاب شود. طراحی اول همان طراحی اصلی است. در هر سه طراحی قطر خارجی لوله ها ۱۹/۰۵ میلی‌متر و طول لوله‌ها ۶متر در نظر گرفته شده است هم-چنین نتایج حاصل از طراحی مثل قطر پوسته، تعداد لوله، تعداد بافل‌ها و افت فشارها در جدول (۱۸) آمده است.

جدول ۱۸ انتخاب حالت بهینه از بین سه طراحی

نوع طراحی	طول لوله (m)	قطر پوسته (mm)	تعداد لوله‌ها	تعداد بافل-ها	افت فشار (bar)	افت (bar)
آرایش ۳۰ درجه مثلی از نوع BFM	۶	۱۳۰۰	۲۱۹۶	۲۱	۰/۰۴	۰/۲۸
آرایش ۶۰ درجه از نوع BFM	۶	۱۰۱۶	۱۱۸۹	۳۲	۰/۱۰	۰/۷۵
آرایش ۳۰ درجه مثلی از نوع NEN	۶	۲۵۱۴	۸۹۶۵	۵۶	۰/۰۲	۰/۰۵

در دو طراحی انجام گرفته با آرایش ۳۰ درجه و ۶۰ درجه از نوع BFM مشخص است که با اینکه آرایش ۶۰ درجه تعداد لوله و قطر پوسته آن نسبت به حالت ۳۰ درجه کمتر است ولی افت فشار در هر دو سمت لوله و پوسته به میزان قابل توجهی افزایش یافته است. هم‌چنین در طراحی انجام شده با آرایش ۳۰ درجه از نوع کُلگی NEN با اینکه افت فشار سمت لوله و پوسته به مقدار قابل توجهی کاهش یافته است اما تعداد لوله‌ها و قطر پوسته و تعداد بافل‌ها افزایش یافته است که همین موضوع باعث افزایش وزن مبدل و در نتیجه هزینه تمام شده ساخت می‌شود. در طراحی مبدل همیشه افت فشار پایین به معنای طراحی مطلوب نیست و ممکن است به خاطر بزرگ بودن قطر مبدل و هزینه ساخت اضافی باشد.

۵- طراحی مبدل با استفاده از نرم افزار HTRI

در این بخش، طراحی مبدل‌های حرارتی جدیدی با میکرولوله توسط نرم افزار HTRI^۱ ارائه شده که بطور معمول در صنعت از آن استفاده نمی‌شود. لیکن این نوع مبدل‌ها برای سیال دی-اکسیدکربن فوق‌بحرانی تحت مطالعه و بررسی پژوهشگران

^۱ HTRI: Heat Transfer Research, Inc

۴/۲۶۷ متر با ۲ گذر لوله و طراحی با میکرولوله برابر ۲/۴۳۸ متر با ۲ گذر لوله می‌باشد. همچنین افت فشار سمت پوسته و لوله در حالت میکرولوله نسبت به سایز بزرگ افزایش می‌یابد.

۷- فهرست علائم و اختصارات

علائم انگلیسی

A	مساحت (m)
C_p	گرمای ویژه (kJ/kg-k)
D	قطر (m) یا (mm)
ID	قطر داخلی (m) یا (mm)
K	رسانایی گرمایی (w/m-k)
L	طول (m)
m	نرخ جریان جرمی (kg/s)
OD	قطر خارجی (m) یا (mm)
P	فشار (bar)
Q	انرژی، حرارت (kJ/kg)
T	دما (K)
U	ضریب انتقال حرارت کلی (w/m ² -k)
V	سرعت (m/s)
x	کسر جرمی سیکل اسپلیت

علائم یونانی

ρ	چگالی (kg/m ³)
μ	ویسکوزیته (kg/m-s)

زیرنویس‌ها

b	دسته لوله
ci	سیال سرد ورودی
co	سیال سرد خروجی
hi	سیال گرم ورودی
ho	سیال گرم خروجی
s	پوسته
t	تیوب (لوله)

۸- مراجع

- [1] C. Y. Yong, M. T. Hajibeigy, C. A. Vaithilingam, and R. G. Walvekar, "Characteristics Study of Photovoltaic Thermal System with Emphasis on Energy Efficiency," in *MATEC Web of Conferences*, 2018, vol. 152, p. 01003: EDP Sciences, <https://doi.org/10.1051/mateconf/201815201003>.
- [2] J. Xu et al., "Perspective of S-CO₂ power cycles," *Energy*, vol. 186, p. 115831, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.07.161>.
- [3] J. M. Chenoweth, "Final report of the HTRI/TEMA joint committee to review the fouling section of the TEMA standards," *Heat Transfer Engineering*, vol. 11, no. 1, pp. 73-107, 1990.

همچنین با کاهش بار حرارتی کندانسور و بویلر، اندازه تجهیزات نیز کوچکتر می‌شود که هزینه‌های سرمایه‌گذاری را کاهش می‌دهند. اما از طرفی ساخت یک مبدل جدید نیاز به صرف هزینه دارد. کمتر شدن میزان سوخت مصرفی منجر به کمتر شدن تولید آلاینده دی اکسیدکربن می‌شود که با توجه به محدودیت‌های جدید و جریمه‌های محیط زیست جهت ورود دی اکسیدکربن به اتمسفر، بسیار حائز اهمیت است.

۶- نتیجه گیری و جمع بندی

در این پژوهش، ابتدا چرخه نیروگاه حرارتی دی اکسیدکربن فوق‌بحرانی به صورت فرآیندی با و بدون مبدل ریکوپراتور شبیه سازی شد و سود حاصل از گذاشتن این مبدل که عدد قابل توجهی است بیان گردید بطوریکه هزینه‌های عملیاتی را می‌تواند تا ۵۰٪ کاهش دهد. مبدل مورد نظر با استفاده از روابط ارائه شده در کتاب‌های مرجع طراحی شد و نتایج حاصل با نتایج حاصل از نرم‌افزار EDR و HTRI برای حالت‌های طراحی مقیاس لوله سایز بزرگ و میکرو لوله مقایسه شد. طراحی مبدل‌های حرارتی جدید با میکرولوله، بطور معمول در صنعت استفاده نمی‌شود ولی برای سیال دی اکسیدکربن فوق‌بحرانی تحت مطالعه و بررسی پژوهشگران است. در قسمت بعد، هندسه مبدل بر مبنای طراحی مبدل با استفاده از نرم افزار بدست آمد و در ادامه اثر پارامترهای مختلف روی طراحی بررسی گردید. در یک طراحی، تمام پارامترها ثابت در نظر گرفته شد و با تغییر در قطر پوسته، افت فشار سمت لوله‌ها تقریباً ثابت ماند ولی افت فشار سمت پوسته کاهش یافت. در طراحی دیگر، تعداد لوله‌ها با ثابت در نظر گرفتن دیگر پارامترها مثل قطر لوله، قطر پوسته، طول لوله، تغییر کرد. در این حالت افت فشار سمت پوسته ثابت ماند ولی افت فشار سمت لوله‌ها زیاد شد که دلیل آن هم این است که با کاهش لوله‌ها دبی ورودی به هر لوله بیشتر شده و در نتیجه، سرعت و افت فشار نیز بیشتر می‌شود. در ادامه موضوع ارتعاش مورد بررسی قرار گرفت و با تغییر نوع بافل از تک برشه و یا دو برشه به بافل نوع راد تا حدی از آن جلوگیری شد.

نتایج نشان می‌دهد که طول لوله‌های مبدل سیکل ریکوپراتور با سایز بزرگ برابر ۳/۶۵۸ متر با قطر ۱۹/۰۵ میلی‌متر با ۴ گذر لوله بدست آمد، درحالی‌که همین طراحی با میکرولوله برابر ۴/۲۶۱ متر با قطر ۶/۳۵ میلی‌متر با ۶ گذر لوله محاسبه شد. از طرفی در سیکل اسپلیت که دبی سیال سرد سمت لوله، ۳۵ درصد سیکل ریکوپراتور است، طول لوله‌های سایز بزرگ برابر

- at the The 7th International Conference on Knowledge and Technology of Electrical, Computer and Mechanical Engineering of Iran, 2022. Available: <https://civilica.com/doc/1650065>.
- [9] Y. M. Kim, J. L. Sohn, and E. S. Yoon, "Supercritical CO₂ Rankine cycles for waste heat recovery from gas turbine," *Energy*, vol. 118, pp. 893-905, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.10.106>.
- [10] D. Thanganadar, F. Asfand, and K. Patchigolla, "Thermal performance and economic analysis of supercritical Carbon Dioxide cycles in combined cycle power plant," *Applied Energy*, vol. 255, p. 113836, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113836>.
- [11] J. F. Richardson, *Coulson and Richardson's chemical engineering*. 2002.
- [12] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. DeWitt, *Introduction to heat transfer*. John Wiley & Sons, 2011.
- [13] A. R. Rahmati, S. Zirak, and N. Nazari, "MSTHE heat exchanger design for a 10 megawatt carbon dioxide supercritical cycle recuperator", (in Persian), presented at the The 30th annual international conference of the Iranian Society of Mechanical Engineers, 2022. Available: <https://civilica.com/doc/1468658>.
- [4] J. Yang, A. Fan, W. Liu, and A. M. Jacobi, "Optimization of shell-and-tube heat exchangers conforming to TEMA standards with designs motivated by constructal theory," *Energy conversion and management*, vol. 78, pp. 468-476, 2014, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.11.008>.
- [5] A. C. Caputo, A. Federici, P. M. Pelagagge, and P. Salini, "On the design of shell-and-tube heat exchangers under uncertain operating conditions," *Applied Thermal Engineering*, vol. 212, p. 118541, 2022, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118541>.
- [6] W. Faes, J. Van Bael, S. Lecompte, K. Verbeken, and M. De Paepe, "Optimization of heat exchanger design taking corrosion into account," *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 30, p. 101277, 2022, <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101277>.
- [7] A. C. Caputo, A. Federici, P. M. Pelagagge, and P. Salini, "On the selection of design methodology for shell-and-tube heat exchangers optimization problems," *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 34, p. 101384, 2022, <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101384>.
- [8] M. Ahmadi and S. Zirak, "Optimizing the efficiency of supercritical carbon dioxide power generation cycle with energy analysis", (in Persian), presented

شبیه سازی محاسباتی جریان و بررسی عملکرد یک پمپ-همزن تک فازی

مرضیه فاتحی

دکتری مهندسی شیمی

مصطفی باقری

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

چکیده: در تحقیق حاضر، شبیه سازی عددی تأثیر برخی از مشخصه های طراحی مانند حضور بفل و فاصله پروانه از کف مخزن بر عملکرد هیدرودینامیکی پمپ-همزن با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی بررسی شد. به منظور شبیه سازی جریان تک فازی، از روش قاب چندگانه برای مدل سازی حرکت پروانه و نیز مدل آشفتگی $k-\epsilon$ استفاده شد. نتایج شبیه سازی نشان داد که در تجهیز بدون بفل، الگوی جریان مماسی غالب بوده که منجر به تضعیف اختلاط می گردد. با تعبیه بفل، الگوی جریان به محوری تغییر کرده و سبب کاهش هد هیدرولیک و افزایش توان مصرفی می شود. جهت بررسی تأثیر فاصله پروانه از کف مخزن بر مشخصه های ماکروسکوپی تجهیز، سه فاصله ۸۲/۵، ۱۳۵ و ۲۰۰ میلی متر در نظر گرفته شد. با افزایش فاصله، الگوی جریان محوری به شعاعی تغییر کرد که با افزایش توان مصرفی و کاهش هد هیدرولیک همراه بود. در فواصل ۱۳۵ و ۲۰۰ میلی متر نسبت به مقدار اولیه ۸۲/۵ میلی متر، توان مصرفی به ترتیب ۱۵۷ و ۲۱۴ درصد افزایش و هد هیدرولیک ۴۷ و ۵۸ درصد کاهش یافت.

واژه های راهنما: پمپ-همزن، شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی، بفل، توان مصرفی، هد هیدرولیک، فاصله پروانه از کف مخزن

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۰۸

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۷/۰۵

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۷/۱۰

Flow computational simulation and the performance study of a single phase pump-mixer

Marzie Fatehi

Ph.D. of Chemical
Engineering

Mostafa Bagheri

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

Morteza
Abdolzadeh*

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

Abstract: In this research, computational fluid dynamics (CFD) was used to undertake a numerical simulation of the influence of several design factors on the hydrodynamic performance of a pump-mixer, including the baffle and impeller clearance. For single phase flow simulation, the $k-\epsilon$ turbulence model as well as the multiple reference frame (MRF) were used. Results showed that the tangential flow in pump-mixer without baffles was dominant and led to poor mixing. The flow pattern in pump-mixer with baffles changed to axial flow that reduced the hydraulic head and increased the power consumption. The effects of three different clearances on the pump-mixer macroscopic parameters were also studied. The results indicated that the axial flow pattern changed to radial flow by increasing the clearance, which led to an increase in power consumption and a decrease in head. Power consumption at the clearance 135 and 200 mm, compared to the initial clearance of 82.5 mm, increased by 157 and 214% and the head also decreased by 47 and 58%, respectively.

Keywords: Pump-mixer, Computational fluid dynamics simulation, Baffle, Power consumption, Hydraulic head, Impeller clearance

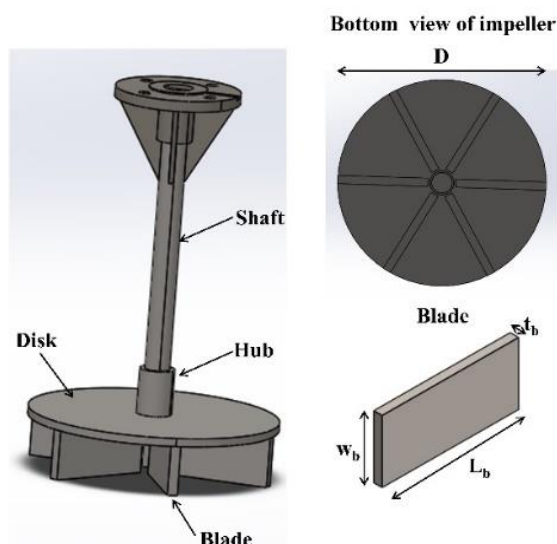
۱- مقدمه

استخراج حلالی یا استخراج مایع-مایع^۱ یکی از مهم ترین فرآیندهای جداسازی برای تبادل یک جزء مطلوب بین دو حلال امتزاج ناپذیر می باشد. بدین صورت که فاز حاوی جزء مطلوب در فاز دیگر پراکنده شده و فصل مشترکی برای انتقال جرم آن به وجود می آید [۱]. در صنعت، از تجهیزات گوناگونی همانند ستون استخراج، استخراج کننده گریز از مرکز و همزن-ته نشین کننده^۲ برای استخراج حلالی استفاده می شود [۲]. از بین تمامی تجهیزات نامبرده شده، تجهیز همزن-ته نشین کننده به علت راندمان بالا، ظرفیت زیاد، عملیات ساده و سازگاری قوی کاربرد فراوان تری دارند [۳]. این تجهیزات دارای ساختار دو مرحله ای بوده و به شکل پیوسته عمل می نمایند. در ابتدا در مرحله اختلاط، با تجهیزاتی چون پمپ-همزن^۳ و همزن کمکی^۴ پراکنده سازی و اختلاط فازها صورت می گیرد و سپس در مرحله ته نشینی جداسازی دو فاز انجام می شود [۴]. هدف اصلی استفاده از پمپ-همزن که به طور گسترده در عملیات استخراج حلالی کاربرد دارند، پراکنده سازی اولیه دو فاز و انتقال مخلوط به تجهیز بعدی می باشد. تجهیز پمپ-همزن از بخش های مختلفی چون مخزن اختلاط، پروانه، روزنه مکش و ناحیه مکش تشکیل شده است. دو فاز امتزاج ناپذیر (فازهای آبی و آلی) پس از ورود مجزا به ناحیه مکش که با تیغه ای به دو بخش تقسیم شده است، در اثر ایجاد نواحی کم فشار توسط پروانه به درون مخزن اختلاط پمپ-همزن وارد می شوند. فاز آلی پس از ورود به مخزن اختلاط در فاز آبی پراکنده شده و انتقال جرم بین دو فاز صورت می گیرد [۵]. پس از اختلاط و استخراج ماده با ارزش، مخلوط دو فازی به مرحله بعد و در نهایت ته نشین کننده سرریز می گردد. اگر از تجهیزاتی همانند پمپ برای انتقال فازها در این مرحله استفاده شود، فاز آلی به دلیل قرارگیری در معرض نیروی برشی زیاد به قطرات بسیار ریز تبدیل می شود. این امر علاوه بر ایجاد نیاز به ته نشین کننده های بزرگتر، سبب از دست رفتن فاز آلی نیز می گردد [۶]. مناسب ترین روش برای جلوگیری از ایجاد این مشکل، استفاده از پمپ-همزن به جای پمپ می باشد. بنابراین با توجه به تأثیر بسزای این واحد عملیاتی در فرآیند استخراج حلالی، شناخت هر چه بیشتر تجهیز و رفتار هیدرودینامیکی سیالات در آن ضروری است.

دینامیک سیالات محاسباتی^۵ (CFD) روشی ارزشمند و توانا برای بررسی خصوصیات جریان و شناخت رفتار هیدرودینامیکی تجهیزات در شرایط مختلف است. با نتایج حاصل از این شبیه سازی عددی می توان با بهینه سازی مشخصه های طراحی به عملکردی مطلوب دست یافت [۷]. همچنین، شبیه سازی CFD قادر به پیش بینی توان مصرفی و هد هیدرولیکی ایجاد شده توسط پروانه در مقیاس آزمایشگاهی، نیمه صنعتی و صنعتی نیز می باشد [۸،۹]. در تحقیقی، اثر موقعیت پروانه نسبت به نواحی مکش و اختلاط، قطر روزنه مکش، قطر و نوع پروانه بر هیدرودینامیک پمپ-همزن توسط سریلاتها و همکاران [۱۰] گزارش شده است. همچنین، ایشان تغییرات هد هیدرولیک پمپ-همزن را با تعبیه هود و پخش کننده در اطراف پروانه بررسی کردند. ویرز و همکاران [۱۱] تأثیر مشخصه هایی چون سرعت پروانه و شدت جریان ورودی به تجهیز را بر هد هیدرولیک بررسی و با نتایج تجربی مقایسه نمودند. نتایج نشان دادند که وابستگی هد هیدرولیکی ایجاد شده به سرعت پروانه بسیار شدید تر از شدت جریان ورودی است. زو و همکاران [۱۲] با تغییر فاصله پروانه از کف مخزن به این نتیجه دست یافتند که در فواصل اندک، عملکرد پروانه موجب نا همگونی قابل توجهی در میدان سرعت می گردد که اثر آن در توزیع غیر یکنواخت و ماندگی بالای فاز پراکنده در برخی نواحی پمپ-همزن نمود می یابد. برای شناخت بهتر از پدیده های شکست و ادغام قطرات فاز پراکنده در فاز پیوسته می توان از همبستگی شبیه سازی عددی و مدل تعادل جمعیت^۶ (PBM) بهره برد [۱۳،۱۴]. اما تحقیقات با ارزشی وجود دارند که همگی بر توانایی شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی در پیش بینی رفتار هیدرودینامیکی پمپ-همزن برای طیف گسترده ای از متغیرهای فرآیندی و هندسی در حالت تک فازی تأکید می نمایند [۱۵،۱۶].

پمپ-همزن قلب فرآیند استخراج حلالی محسوب می شود. طراحی این تجهیز باید به گونه ای صورت گیرد که علاوه بر توانایی اختلاط اولیه فازها، قادر به ایجاد هد هیدرولیک کافی برای پمپاژ مخلوط به تجهیز بعدی نیز باشد. مشخصه های طراحی چون هندسه و ساختار مخزن، هندسه پروانه، سرعت پروانه و فاصله پروانه از کف مخزن^۷ بر عملکرد بهینه این تجهیز در شرایط عملیاتی مختلف تأثیر بسزایی دارند. از سوی دیگر، هر گونه پیشرفتی در درک هیدرودینامیک جریان در یک واحد

^۵ Computational Fluid Dynamics^۶ Population Balance Model^۷ Clearance^۱ Liquid-Liquid Extraction^۲ Mixer-settler^۳ Pump-mixer^۴ Auxiliary mixer



شکل ۲ هندسه پروانه مورد مطالعه

برخی مشخصه های هندسی پمپ-همزن و ناحیه محاسباتی شبیه سازی به ترتیب در جدول (۱) و شکل (۳) ارائه شده اند.

جدول ۱ مشخصه های هندسی پمپ-همزن مورد مطالعه

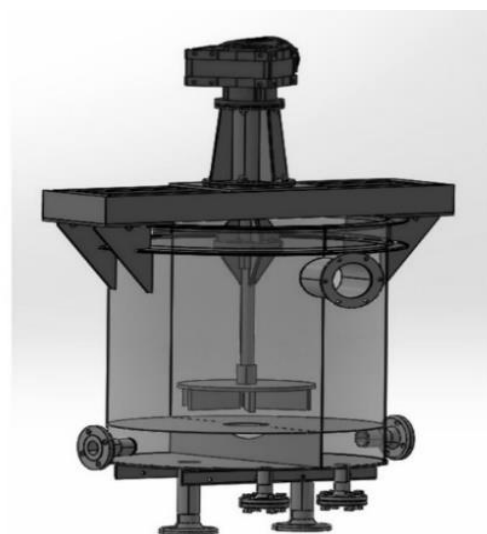
ردیف	مشخصه	اندازه
۱	قطر مخزن	۶۰۰ mm
۲	ارتفاع مخزن	۶۰۰ mm
۳	قطر شفت	۳۰ mm
۴	قطر خارجی هاب	۴۲/۲ mm
۵	ارتفاع هاب	۵۵ mm
۶	قطر دیسک پروانه	۳۰۰ mm
۷	ضخامت دیسک	۱۰ mm
۸	طول پره	۱۳۰ mm
۹	عرض پره	۶۰ mm
۱۰	ضخامت پره	۸ mm
۱۱	تعداد پره	۶ عدد
۱۲	قطر پروانه	۳۰۰ mm
۱۳	فاصله پروانه از کف مخزن	۸۲/۵ mm
۱۴	قطر دهانه روزنه	۱۰۰ mm
۱۵	طول پره	۱۳۰ mm

معادلات حاکم بر شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی، به طور مستقیم از قوانین بقای جرم و بقای ممنتوم ناشی می شوند که به ترتیب معادلات پیوستگی و ناویر-استوکس توصیف کننده این قوانین می باشند. تعیین مشخصه های جریان سیال مانند سرعت و فشار، با انتخاب یک روش عددی مناسب برای حل این معادلات امکان پذیر است.

پمپ-همزن می تواند طراحی موثر تجهیز را امکان پذیر سازد و در نهایت منجر به افزایش راندمان فرآیند استخراج حلالی شود. بدون شک یکی از روش های رسیدن به درک صحیح از هیدرودینامیک جریان و شرایط آشفته در پمپ-همزن، کاربرد شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی می باشد. لذا در این تحقیق، تأثیر حضور بفل، فاصله پروانه از کف مخزن و سرعت پروانه بر مشخصه های ماکروسکوپی عملکردی این تجهیز چون توان مصرفی و هد هدرولیک بررسی شده است. بدین منظور شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی به صورت تک فازی و پایا انجام شد.

۲- توصیف سیستم، معادلات حاکم و شرایط مرزی

در مرکز پژوهش و توسعه فناوریانه مهندسی مکانیک گروه شرکت های ایبکو، پمپ-همزنی با حجم مفید ۰/۱۴ متر مکعب برای فرآیند استخراج حلالی مس طراحی شده است که نمای آن در شکل (۱) قابل مشاهده می باشد.



شکل ۱ پمپ-همزن مورد مطالعه

پروانه این تجهیز از نوع توربین پوششی بالا با تیغه های مستطیلی شعاعی^۱ است که سرعت آن معادل ۲۶۰ دور بر دقیقه در نظر گرفته شده و نمای آن در شکل (۲) ارائه شده است. این پروانه، علاوه بر مکش فاز های آبی و آلی و اختلاط اولیه آن ها، منجر به ایجاد هد هیدرولیک سیال در تجهیز نیز می شود. این مشخصه، نقش قابل توجهی در انتقال مخلوط فاز های آبی و آلی از پمپ-همزن به مرحله بعد دارد.

² Top Shrouded Turbine with Radial Rectangular Blades (TSTRRB)

¹ Mech. Eng. Research and Technological Development Center-IBKO Group

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} \varepsilon) \\ &= \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + 2C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t E_{ij} \times E_{ij} \\ & - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (4)$$

که E_{ij} با استفاده از معادله (۵) محاسبه می شود:

$$E_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \vec{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \vec{U}_j}{\partial x_i} \right] \quad (5)$$

در این معادلات، μ_t به لزجت گردابه ای یا ویسکوزیته آشفته اشاره دارد. این مشخصه برای بیان رابطه بین تنش های رینولدز و پروفیل های موجود در میدان جریان متوسط تعریف شده است که به سرعت مقیاس و طول مقیاس گردابه های بزرگ در میدان جریان آشفته وابسته می باشد. μ_t با استفاده از رابطه ای معروف به معادله پرانتل-کلموگروف^۱ محاسبه می شود:

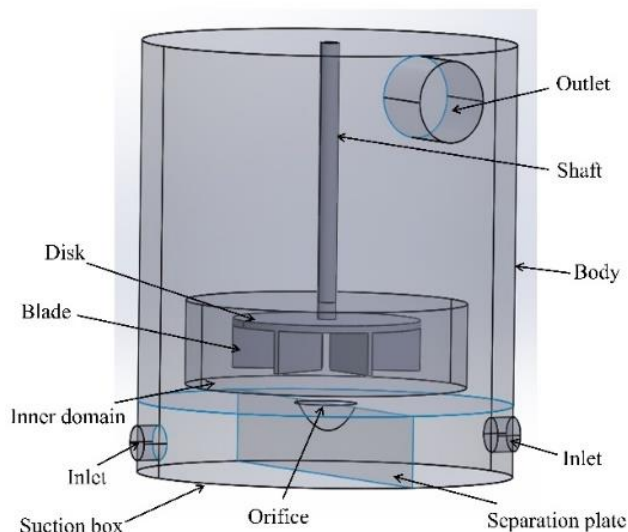
$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

با توجه به این تعاریف، تنش رینولدز در معادله (۲) نیز بدین صورت محاسبه می گردد:

$$-\overline{\rho u_i u_j} = 2\mu_t E_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (7)$$

در این معادله، δ_{ij} معرف دلتای کرونکر^۲ می باشد. مقادیر استاندارد ثوابت تجربی چون $C_{1\varepsilon}$ ، $C_{2\varepsilon}$ ، C_μ ، σ_k ، σ_ε و $C_{2\varepsilon}$ که در معادلات (۳) و (۴) وجود دارند، به ترتیب معادل با ۰/۰۹، ۱، ۱/۳، ۱/۴۴ و ۱/۹۲ است [۱۷]. در شبیه سازی حاضر، از مدل استاندارد $k-\varepsilon$ استفاده شد.

به منظور درک جریان آشفته ایجاد شده توسط پروانه و بر همکنش دقیق آن با دیواره های مخزن، از روش قاب چندگانه^۳ (MRF) در این تحقیق استفاده شده است. در این روش، مخزن به دو دامنه محاسباتی داخلی و خارجی تقسیم می شود. دامنه داخلی^۴ شامل پروانه و سیال اطراف آن است که در میانه فاصله نوک پره پروانه تا دیواره مخزن قرار گرفته است. همچنین فاصله این ناحیه از کف مخزن معادل نصف فاصله انتهای پروانه تا کف مخزن می باشد [۱۸، ۱۹].



شکل ۳ ناحیه محاسباتی پمپ-همزن مورد مطالعه

معادلات پیوستگی و ناویر-استوکس برای یک سیال تراکم ناپذیر و آشفته عبارتند از:

$$\text{div}(\rho \vec{U}) = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \vec{U})}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{U} \vec{U}) = -\nabla P \\ & + \nabla \cdot (\mu \nabla \vec{U}) + \nabla \cdot (-\rho \overline{u_i u_j}) + F \end{aligned} \quad (2)$$

در این معادلات، ρ ، $\vec{U}$ ، $-\rho \overline{u_i u_j}$ ، P ، μ و F به ترتیب معرف چگالی، بردار سرعت، تنش رینولدز یا آشفتگی، فشار، ویسکوزیته دینامیکی و نیروهای حجمی می باشند [۸]. برای محاسبه تنش رینولدز در نقاط مختلف جریان، از مدل های آشفتگی استفاده می شود. بدین منظور چندین مدل آشفتگی با ویژگی های متمایز معرفی شده است که در این بین مدل نیمه تجربی و دو معادله ای $k-\varepsilon$ از جمله معتبر ترین و رایج ترین مدل آشفتگی می باشد و در این تحقیق نیز استفاده شده است. در این مدل، میدان آشفتگی بر حسب دو متغیر انرژی جنبشی آشفتگی (k) و نرخ اتلاف گردابه ای (ε) بیان می شود. برای محاسبه متغیرهای k و ε از دو معادله انتقالی و تعدادی ثوابت تجربی استفاده می شود که عبارتند از:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} k) \\ &= \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right) + 2\mu_t E_{ij} \times E_{ij} - \rho \varepsilon \end{aligned} \quad (3)$$

³ Multiple Reference Frame

⁴ Inner domain

¹ Prandtl-Kolmogorov

² Kronecker delta

۳- روش حل

شبیه سازی حاضر با نرم افزار Ansys Fluent 2021 R1 انجام شده است. از حلگر فشار مینا^۴ و الگوریتم نیمه ضمنی برای معادلات مرتبط با فشار برای حل معادله ناویر-استوکس استفاده شد و نوع تحلیل به صورت پایا بود. همچنین، برای گسسته سازی معادلات از روش بالا دست مرتبه دوم^۵ استفاده گردید. در حل معادلات، معیار همگرایی عددی معادل 10^{-5} در نظر گرفته شد. جهت بررسی عدم وابستگی حل به شبکه بندی و انتخاب بهترین شبکه، سه شبکه غیر سازمان یافته، درشت، متوسط و ریز ایجاد و نیروی گشتاور اطراف پروانه و هد هیدرولیک محاسبه شدند. خلاصه نتایج این مرحله در جدول (۲) ارائه شده است و در نهایت جهت ادامه شبیه سازی، شبکه بندی متوسط با ۹۰۰ هزار شبکه انتخاب شد.

جدول ۲ مقایسه نیروی گشتاور و هد هیدرولیکی در شبکه بندی های مختلف

ریز	متوسط	درشت	
۱۱۰۰۰۰۰	۹۰۰۰۰۰	۳۰۰۰۰۰	تعداد شبکه
۳/۳۷۶	۳/۳۱۱	۳/۳۱۶	نیروی گشتاور (N.m)
۹۳/۵۷۴	۹۳/۴۵۶	۹۳/۵۱۸	هد (cm)

۴- نتایج و بحث

نتایج حاصل از اعتبار سنجی و شبیه سازی تک فازی پمپ-همزن مورد مطالعه در این بخش ارائه می شود. با توجه به اهداف اصلی این پژوهش که شامل بررسی برخی از مشخصه های طراحی چون فاصله آزاد پروانه از کف مخزن و نصب بفل بر عملکرد پمپ-همزن است، در ابتدا شبیه سازی تک فازی با و بدون حضور بفل انجام گردید. در ادامه نیز فاصله پروانه از کف مخزن برای تجهیز مورد مطالعه با حضور بفل تغییر یافت.

۴-۱- اعتبار سنجی

به دلیل نبود اطلاعات تجربی از پمپ-همزن مورد مطالعه، اعتبار سنجی با استفاده از نتایج تجربی و شبیه سازی ارائه شده توسط سینگ و همکاران [۱۷] انجام شد.

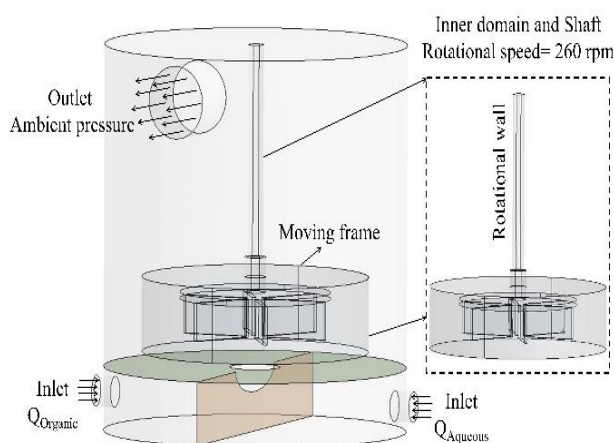
برای توصیف شرایط ماکروسکوپی پمپ-همزن، از دو عدد بدون بعد توان (N_{Po}) و هد هیدرولیک (N_H) استفاده شد:

$$N_{Po} = \frac{P_{ocon}}{\rho N^3 D^5} \quad (8)$$

$$N_H = \frac{gH}{N^2 D^5} \quad (9)$$

در این معادلات، N ، D ، P_{ocon} ، ρ ، g و H به ترتیب معرف سرعت چرخش پروانه، قطر پروانه، توان مصرفی، چگالی، نیروی گرانش و هد هیدرولیک ایجاد شده توسط پروانه می باشند [۲۰]. در شبیه سازی حاضر، برای محاسبه هد هیدرولیک از روابط فشار استاتیکی و برای محاسبه توان از نیروی گشتاور اطراف پروانه استفاده شد.

در عملکرد واقعی پمپ-همزن مورد مطالعه، شدت جریان فاز آلی و آبی هر یک معادل ۲ متر مکعب بر ساعت است. لذا در شبیه سازی تک فازی، آب با چگالی $998/2 \text{ kg/m}^3$ و ویسکوزیته $0/001003 \text{ kg/m.s}$ به عنوان سیال عامل و با شدت جریانی معادل با مقادیر واقعی در نظر گرفته شد. بدین ترتیب برای ورودی، شرط مرزی سرعت ورودی^۱ و برای خروجی، شرط مرزی فشار خروجی^۲ حاکم است. همچنین، برای کلیه دیواره های تجهیز، شرط مرزی عدم لغزش^۳ لحاظ شده است. برخی شرایط مرزی اعمال شده در دامنه محاسباتی در شکل (۴) قابل مشاهده می باشند.



شکل ۴ شرایط مرزی در شبیه سازی حاضر

⁵ Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations (SIMPLE)

⁶ Second Order Upwind

¹ Velocity inlet

² Pressure outlet

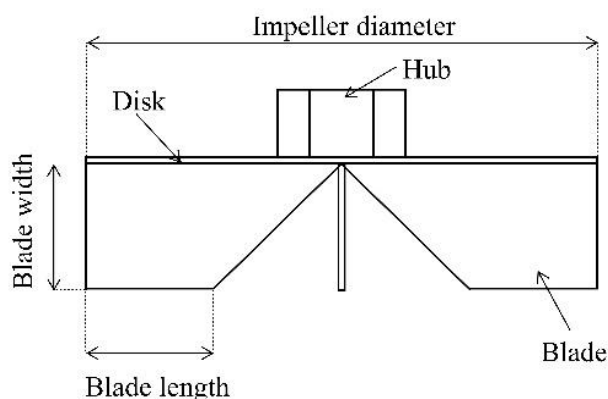
³ no slip, $V=0$

⁴ Pressure-Based

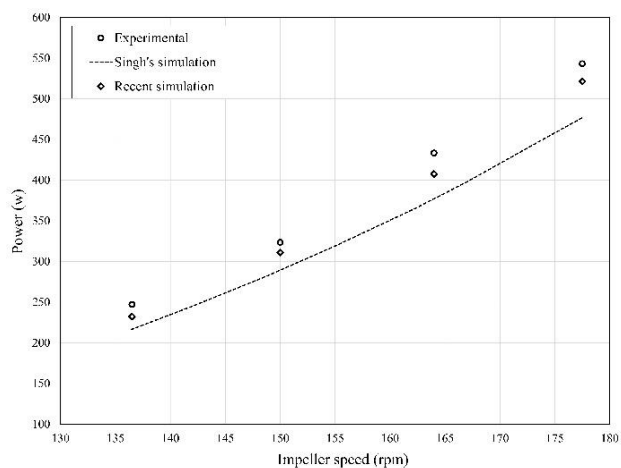
برای محاسبه توان مصرفی بر اساس نیروی گشتاور اطراف پروانه، معادله زیر استفاده گردید:

$$P_{Ocon} = 2\pi NT \quad (10)$$

در این رابطه T به نیروی گشتاور اطراف پروانه اشاره دارد. از سوی دیگر، هد هیدرولیک از تفاضل اختلاف فشار بین ناحیه روزنه و خروجی سیال از مخزن در دو حالت پروانه چرخان با سرعت مشخص و پروانه ساکن محاسبه شد. توان مصرفی و هد هیدرولیک در سرعت های متفاوت پروانه برای شبیه سازی حاضر با نتایج ارائه شده توسط سینگ و همکاران [۱۷] مقایسه شد که نتایج آن به ترتیب در شکل (۷) و (۸) مشاهده می گردد. نتایج تجربی و شبیه سازی، هر دو تأیید کننده افزایش توان مصرفی و هد هیدرولیک با افزایش سرعت پروانه می باشند که با توجه به رابطه مستقیم توان مصرفی و هد هیدرولیک با سرعت چرخش پروانه، قابل انتظار است.



شکل ۶ پروانه نمونه اعتبار سنجی شده [۱۷]

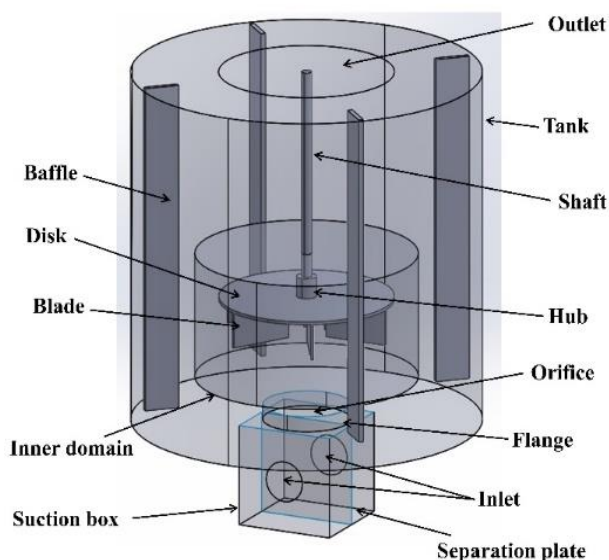


شکل ۷ توان مصرفی در شبیه سازی حاضر با نتایج تجربی و شبیه سازی سینگ و همکاران [۱۷]

مشخصات هندسی، ناحیه محاسباتی و نمای هندسی پروانه نمونه اعتبار سنجی شده به ترتیب در جدول (۳)، شکل (۵) و شکل (۶) ارائه شده است. در این بخش از شبیه سازی، آب به عنوان سیال عامل در نظر گرفته شد و شدت جریان آن در ورودی ها معادل ۲ متر مکعب بر ساعت بود.

جدول ۳ مشخصات هندسی نمونه اعتبار سنجی شده [۱۷]

ردیف	مشخصه	اندازه
۱	قطر مخزن	۷۰۰ mm
۲	ارتفاع سیال	۷۰۰ mm
۳	قطر شفت	۲۰ mm
۴	قطر دیسک پروانه	۳۵۰ mm
۵	ضخامت دیسک	۶ mm
۶	طول پره	۸۷/۵ mm
۷	عرض پره	۷۰ mm
۸	تعداد پره	۶ عدد
۹	طول بفل	۶۵۰ mm
۱۰	عرض بفل	۷۰ mm
۱۱	تعداد بفل	۴ عدد
۱۲	قطر دهانه روزنه	۱۷۵ mm
۱۳	طول جعبه مکش	۲۰۰ mm
۱۴	فاصله پروانه از کف	۲۱۰ mm



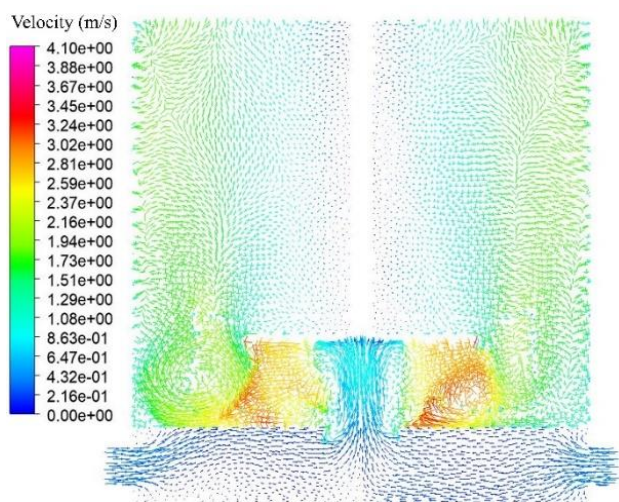
شکل ۵ ناحیه محاسباتی نمونه اعتبار سنجی شده

روش عددی انتخاب شده برای حل معادلات پیوستگی و ناویر-استوکس، با محاسبه توان مصرفی و هد هیدرولیک تولید شده در سرعت های مختلف پروانه، اعتبار سنجی شد.

Po_{con} است، در حالی که توان گزارش شده در تحقیقات آزمایشگاهی معادل Po_{in} است. این امر توجه کننده تفاوت بین نتایج تجربی و شبیه سازی می باشد. علاوه بر این، اختلاف نتایج شبیه سازی حاضر با شبیه سازی سینگ و همکاران [۱۷] از تفاوت در روش حل و شبکه بندی ناشی می شود.

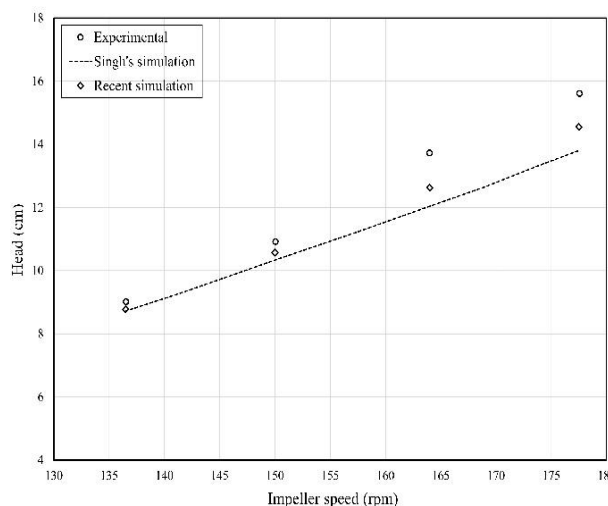
۴-۲- بررسی هیدرودینامیک پمپ-همزن مورد مطالعه

در این تحقیق، بیشترین تأکید بر مشخصه های طراحی چون تأثیر بفل، فاصله پروانه از کف و سرعت پروانه است. شکل (۹) و (۱۰) به ترتیب بردار های سرعت در صفحه عمودی مرکزی و صفحه افقی عبوری از پروانه را برای پمپ-همزن مورد مطالعه نشان می دهند.



شکل ۹ بردار های سرعت در صفحه عمودی مرکزی بدون حضور بفل

در مخازن دارای همزن، پروانه ها قادر به ایجاد سه الگوی، جریان محوری^۴، جریان شعاعی^۵ یا جریان مماسی^۶ در مخزن می باشند. در الگوی جریان محوری، بر اثر چرخش پروانه، سیال از کف مخزن به سمت بالای مخزن پرتاب می شود. اما در الگوی جریان شعاعی، سیال به سمت دیواره مخزن پرتاب شده و مجدداً به مرکز باز می گردد. نیروی برشی در الگوی جریان شعاعی بیشتر از الگوی جریان محوری است. در صورتی که مایع به صورت افقی در پیرامون مخزن و دیواره های آن به حرکت درآید، الگوی جریان مماسی حاکم است. پروانه ها در مخازن اختلاط، بسته به نوع پروانه، فاصله پروانه از کف مخزن، هندسه و ساختار مخزن می توانند این سه الگو یا ترکیبی از آن ها را ایجاد کنند.



شکل ۸ هد ایجاد شده در شبیه سازی حاضر با نتایج تجربی و شبیه سازی سینگ و همکاران [۱۷]

از سوی دیگر مقایسه نتایج حاکی از این است که میزان توان مصرفی پروانه در نتایج تجربی و شبیه سازی با یکدیگر اختلاف دارند. دلیل این است که در تحقیقات آزمایشگاهی، برای گردش شفت و متعاقباً پروانه از موتور جریان مستقیم استفاده می شود که توان ورودی آن از حاصل ضرب اختلاف پتانسیل الکتریکی و شدت جریان الکتریکی بدست می آید:

$$Po_{in} = V \times I \quad (11)$$

Po_{in} توان ورودی بر حسب وات، V اختلاف پتانسیل الکتریکی و I شدت جریان الکتریکی است که اختلاف پتانسیل الکتریکی و شدت جریان الکتریکی به ترتیب با ولت متر و آمپر متر اندازه گیری می شوند. در موتور های جریان مستقیم، توان ورودی با توان خروجی برابری نمی کند، چرا که افت توان به دلیل تلفات اصطکاکی، تلفات توان موتور بدون جاروبک^۲ (L_b)، تلفات توان هسته^۳ (L_{core})، تلفات توان الکتریکی (L_{copper})، تلفات توان مکانیکی (L_{mech}) و غیره وجود دارد. بنابراین، توان مصرفی در مخازن دارای همزن را می توان با معادله زیر محاسبه کرد [۲۱]:

$$Po_{con} = Po_{in} - (L_b + L_{copper} + L_{cor} + L_{mech}) \quad (12)$$

در شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی، مقدار توان بر حسب نیروی گشتاور یا نرخ اتلاف انرژی آشفتگی در اطراف پروانه محاسبه می شود. مقدار محاسبه شده در واقع معادل

⁴ Axial flow

⁵ Radial flow

⁶ Tangential flow

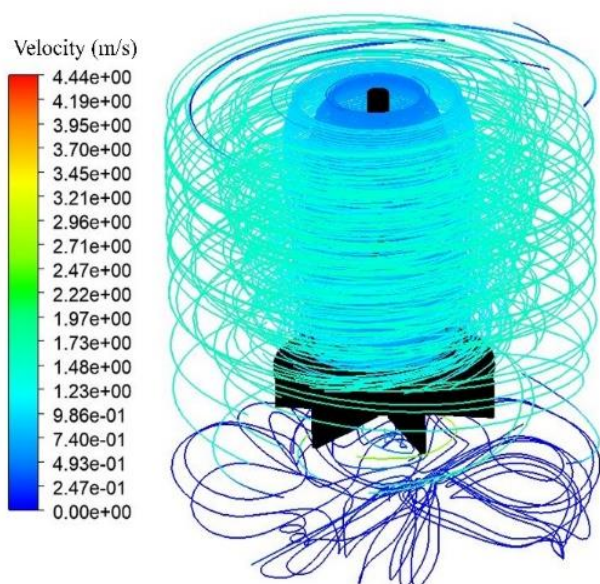
¹ Direct current (DC) motor

² Brushless power loss of DC electric motor

³ Core power loss

بدون حضور بفل به دلیل حاکم شدن الگوی جریان مماسی، گردش سیال در اطراف دیواره ها و عملکرد سانتریفیوژ مانند تجهیز، اختلاط بسیار ضعیفی در مخزن صورت می گیرد. با توجه به اینکه در طرح اولیه پمپ-همزن مورد مطالعه، حضور بفل لحاظ نگردیده است، می توان بر این ادعا بود که در این تجهیز، الگوی جریان مماسی غالب است. مسیر حرکت جریان ارائه شده در شکل (۱۱) نیز تایید کننده این امر می باشد. از سوی دیگر، تحقیقاتی نیز وجود دارند که بر حاکم شدن الگوی جریان مماسی در تجهیزات اختلاط بدون بفل تأکید دارند [۲۲، ۲۳].

اما در پژوهش های پیشین، اطلاعات دقیقی از مقایسه مشخصه های ماکروسکوپی عملکردی تجهیزات اختلاط با و بدون حضور بفل در دست نیست. در نتیجه بر آن شدیم که با استفاده از شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی اثر تعبیه بفل در پمپ-همزن را مشاهده کنیم.



شکل ۱۱ مسیر حرکت جریان در پمپ-همزن بدون بفل

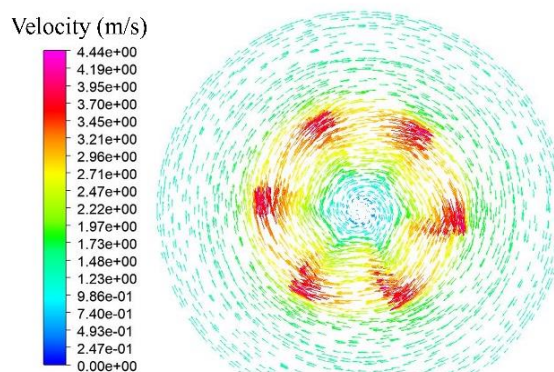
۴-۳- تأثیر حضور بفل بر مشخصه های عملکردی پمپ-همزن و الگوی جریان

بارزترین نتیجه حضور بفل در پمپ-همزن را می توان با تغییر مسیر حرکت جریان در شکل (۱۲) مشاهده کرد. همانطور که مشاهده می شود، الگوی جریان مماسی با تعبیه بفل در پمپ-همزن مورد مطالعه از بین رفته و بایستی اختلاط بهتری را در این حالت انتظار داشت.

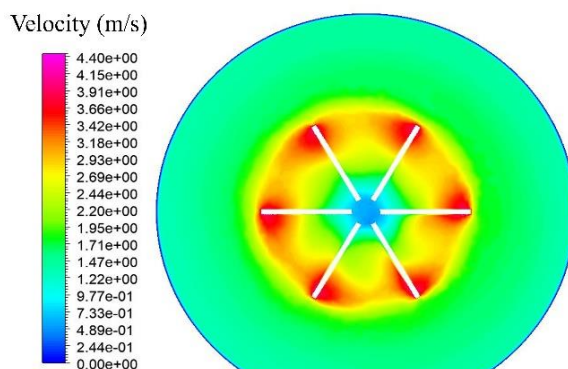
در راستای تغییرات ایجاد شده در مسیر جریان در اثر تعبیه بفل، بردار های سرعت نیز نسبت به حالت بدون بفل تغییر کردند.

برای مثال، اگر فاصله پروانه توربینی جریان شعاعی از کف مخزن کم باشد به جای الگوی جریان شعاعی، الگوی جریان محوری مشاهده می شود.

با توجه به نوع پروانه پمپ-همزن مورد مطالعه و عملکرد تجهیز، انتظار می رود که الگوی جریان شعاعی، جریان محوری و یا ترکیب آن دو در تجهیز مشاهده شود. اما الگوی جریان حاکم در پمپ-همزن مطابق هیچ یک از موارد نامبرده نمی باشد و همانطور که در شکل (۱۰) مشاهده می شود، سیال در پیرامون مخزن حرکت می نماید. ساختار مخزن اختلاط دلیل ایجاد این الگوی جریان مماسی است. در تجهیزات اختلاط متداول، بفل ها به منظور جلوگیری از ایجاد گردابه مرکزی، سرکوب جریان مماسی و ایجاد جریانی با الگوی شعاعی یا محوری، در مخزن تعبیه می گردند. در واقع، بفل ها با کاهش چرخش توده سیال، تقویت گردش سیال در مناطق بالا و پایین مخزن و ایجاد اطمینان از عبور حجم کامل سیال از ناحیه متلاطم پروانه، سبب تشدید الگوی جریان محوری یا شعاعی شده و اثر مثبتی بر میزان اختلاط و همگن سازی محلول ها در تجهیزات همزن دار دارند.



(الف)



(ب)

شکل ۱۰ الف- بردار ها و ب- کانتور سرعت در صفحه افقی عبوری از پروانه بدون حضور بفل

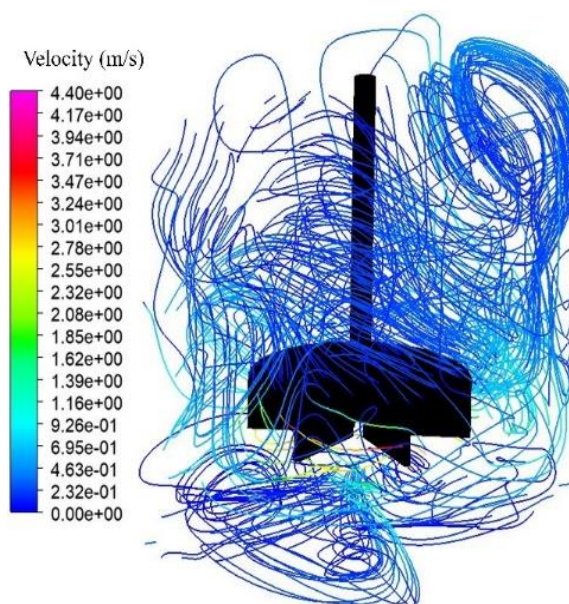
از سوی دیگر، با مقایسه بردار های سرعت با و بدون حضور بفل (به ترتیب شکل (۱۳) و (۹))، می توان دریافت که در حالت بدون بفل، سیال پس از ورود از دهانه روزنه بلافاصله تحت تأثیر گردابه مرکزی قرار گرفته و از ناحیه متلاطم پروانه دور می شود. در حالی که در نمونه با بفل، به دلیل عدم وجود گردابه مرکزی، سیال تحت تأثیر نواحی کم فشار ایجاد شده توسط پروانه خواهد بود. تعبیه بفل با توجه به تغییراتی که در الگوی جریان و بردار های سرعت ایجاد می کند، منجر به تغییر توان مصرفی پروانه و هد هیدرولیکی ایجاد شده توسط آن نیز می شود. در جدول (۴)، مقادیر توان مصرفی، هد هیدرولیک، شدت جریان منسوب به دهانه روزنه، شدت جریان شارژ پروانه و شدت جریان تخلیه پروانه برای پمپ-همزن با و بدون حضور بفل ارائه شده است.

جدول ۴ مشخصه های عملیاتی با و بدون حضور بفل در پمپ-همزن

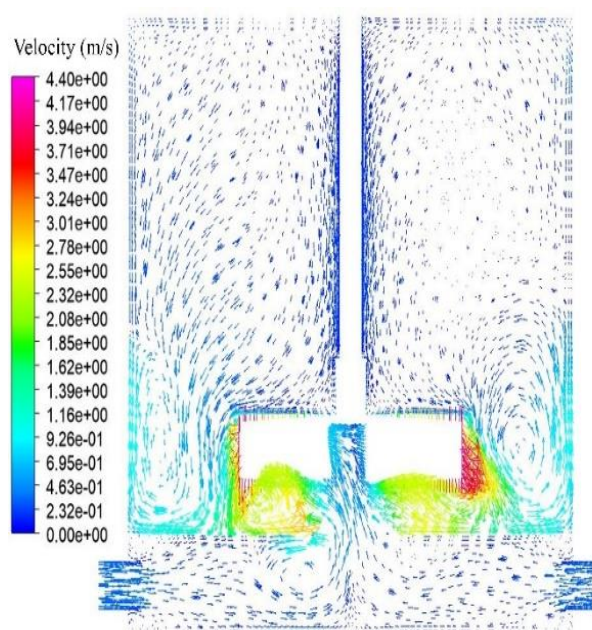
بدون بفل	با بفل	
۹۰/۱۰۳	۲۲۵/۶	توان (W)
۹۳/۴۵۶	۶۸/۱۴	هد هیدرولیک (cm)
۴/۳۴۵	۴/۴۲۲	شدت جریان دهانه روزنه (m^3/h)
۲۸/۷۱۹	۷۸/۹۱۵	شدت جریان شارژ پروانه (m^3/h)
۲۰/۵۲۵	۶۹/۰۸۴	شدت جریان تخلیه پروانه (m^3/h)

همانطور که مشاهده می شود، حضور بفل سبب افزایش توان مصرفی پروانه و کاهش هد هیدرولیک شده است. با توجه به این امر که میزان نیرو های برشی در الگوی جریان شعاعی و محوری بسیار بیشتر از الگوی جریان مماسی است، بنابراین، دلیل افزایش توان مصرفی، تغییر الگوی جریان می باشد. از سوی دیگر، اگر به الگوی جریان حاکم در پمپ-همزن بدون بفل دقت شود، مشاهده می گردد که ارتفاع حلقه چرخشی تا سطح بالایی مخزن ادامه دارد که ناشی از ایجاد گردابه مرکزی بوده و هد هیدرولیک را بالاتر از حالت با حضور بفل نشان می دهد. تعبیه بفل با تشدید الگوی جریان محوری یا شعاعی سبب افزایش نیرو های برشی و اتلافات در تجهیز می شود. همچنین حجم بیشتری از سیال را در ناحیه پروانه نسبت با حالت بدون بفل درگیر می نماید، بنابراین تعبیه بفل منجر به کاهش هد هیدرولیک خواهد شد. علاوه بر این، از مقایسه شدت جریان شارژ و تخلیه پروانه در پمپ-همزن با و بدون بفل می توان دریافت که این شدت جریان ها با تعبیه بفل در مخزن به دلیل تغییر جهت بردار های سرعت و الگوی جریان حاکم افزایش می یابند. با تعبیه بفل، حجم بیشتری از سیال از ناحیه متلاطم پروانه عبور می کند که سبب افزایش شدت جریان شارژ و تخلیه پروانه خواهد شد.

درک این تغییرات با مقایسه شکل (۹) و (۱۳) که به ترتیب به بردار های سرعت در صفحه عمودی مرکزی در حالت بدون بفل و با حضور بفل اشاره دارند، امکان پذیر است. در صورت تعبیه بفل، سیال خروجی از پروانه به کف مخزن برخورد می کند که با پرتاب سیال به نواحی بالای پروانه منجر به ایجاد حلقه های چرخشی در اطراف پروانه می شود (مطابق با آنچه که در الگوی جریان محوری رخ می دهد). همچنین به دلیل از بین رفتن گردابه مرکزی، سیال در نواحی بالای پروانه، همانند الگوی جریان مماسی در پیرامون دیواره مخزن گردش نخواهد کرد.



شکل ۱۲ مسیر حرکت جریان در پمپ-همزن با حضور بفل



شکل ۱۳ بردار های سرعت در صفحه عمودی مرکزی با حضور بفل

۴-۴- تأثیر فاصله پروانه از کف مخزن

فاصله پروانه از کف مخزن (C) در تجهیزات اختلاط، همواره یکی از موضوعات مورد توجه محققان و طراحان بوده است. این مشخصه طراحی بر متغیرهای عملکردی تجهیز و الگوی جریان حاکم در آن تأثیر بسزایی دارد. برخی از تحقیقات بر این امر تأکید دارند که اگر فاصله پروانه از کف مخزن از مقدار استاندارد آن کمتر باشد، یک پروانه جریان شعاعی همانند یک پروانه جریان محوری رفتار می کند [۱۰]. به منظور بررسی این امر در پمپ-همزن مورد مطالعه، سه مقدار ۸۲/۵ (فاصله اولیه)، ۱۳۵ و ۲۰۰ میلی متر برای مشخصه C در نظر گرفته شد. طبق نتایج ارائه شده در جدول (۵)، تغییر توان مصرفی پروانه و هد هیدرولیک با تغییر فاصله پروانه از کف مخزن کاملاً مشهود است.

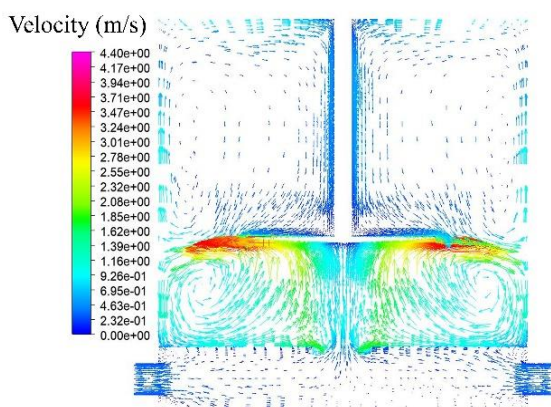
جدول ۵ توان مصرفی، هد هیدرولیک، عدد توان و عدد هد در فواصل

متفاوت پروانه از کف مخزن

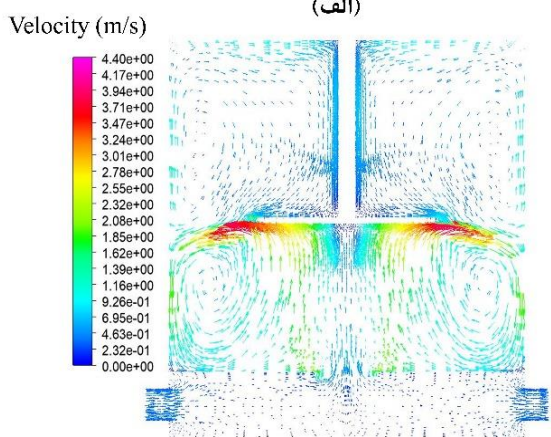
فاصله پروانه از کف مخزن	توان (W)	هد (cm)	عدد توان	عدد هد
۸۲/۵ mm بدون بفل	۹۰/۱۰۳	۹۳/۴۵۶	۰/۴۵۸	۳/۹۸۵
۸۲/۵ mm با بفل	۲۲۵/۶	۶۸/۱۴۰	۱/۱۴۶	۲/۹۰۷
۱۳۵ mm با بفل	۵۷۹/۹۸۶	۳۶/۱۶۰	۲/۹۴۵	۱/۵۴۳
۲۰۰ mm با بفل	۷۰۷/۵۴۶	۲۸/۳۶۷	۳/۵۹۳	۱/۲۱۰

همانطور که مشاهده می شود، با افزایش فاصله پروانه از کف مخزن، توان مصرفی پروانه و به دنبال آن عدد توان افزایش می یابد. دلیل این امر تغییر الگوی جریان تک حلقه محوری به جریان چرخشی با دو حلقه شعاعی است. تغییر الگوی جریان به الگوی جریان شعاعی سبب افزایش میزان نیروی های برشی و حجم سیال در ناحیه متلاطم اطراف پروانه می گردد، لذا، توان مصرفی و عدد توان نیز افزایش می یابند. در فاصله ۸۲/۵ میلی متر برای پمپ-همزن با بفل، عدد توان معادل با عدد توان یک پروانه جریان محوری (همانند پروانه شیب تیغه) می باشد. بنابراین پروانه جریان شعاعی پمپ-همزن مورد مطالعه، به علت فاصله کم از کف مخزن مانند یک پروانه جریان محوری عمل می کند که در شکل (۱۳) نیز این الگوی جریان قابل مشاهده است. با افزایش مشخصه C، عدد توان افزایش یافته و به مقادیر منسوب به پروانه های جریان شعاعی نزدیک می شود، چرا که الگوی

جریان به طور کامل از محوری به شعاعی تغییر می کند. این تغییر در فواصل ۱۳۵ و ۲۰۰ میلی متر به وضوح آشکار است. در شکل (۱۴)، بردارهای سرعت در صفحه عمودی مرکزی برای فواصل ۱۳۵ و ۲۰۰ میلی متر قابل مشاهده می باشند. دقت داشته باشید که عدم تشکیل حلقه چرخشی در بالای پروانه به ساختار آن باز می گردد. پروانه مورد استفاده از نوع پوششی بالا^۲ است.



(الف)



(ب)

شکل ۱۴ بردارهای سرعت در صفحه عمودی مرکزی در فاصله پروانه از کف معادل الف- ۱۳۵ میلی متر و ب- ۲۰۰ میلی متر

علاوه بر این، با افزایش فاصله پروانه از کف مخزن، هد هیدرولیک و به دنبال آن عدد هد نیز کاهش می یابد. تغییر الگوی جریان به الگوی جریان شعاعی، منجر به ایجاد حلقه های چرخشی بسیار قوی در پایین پروانه می گردد که با افزایش فاصله، شدت جریان منسوب به این حلقه های چرخشی نیز افزایش می یابد. بنابراین حجم سیال موجود در ناحیه بالایی مخزن تضعیف شده و هد هیدرولیک کاهش می یابد. کاهش توان مصرفی پروانه و افزایش هد هیدرولیک با کاهش فاصله پروانه از

² Top shrouded

¹ Blade pitch

توجیه کننده کاهش هد هیدرولیک می باشد. از سوی دیگر، با افزایش C، شدت جریان تخلیه پروانه نیز افزایش می یابد که ناشی از افزایش شدت جریان شارژ آن می باشد. در تحقیقات گذشته به رابطه خطی توان مصرفی و شدت جریان تخلیه اشاره شده است [۲۴]. بنابراین افزایش توان مصرفی پروانه با افزایش فاصله آن از کف مخزن با تغییر شدت جریان تخلیه پروانه نیز توجیه پذیر است.

۴-۵- تأثیر سرعت پروانه بر هد هیدرولیک

به منظور بررسی تأثیر سرعت پروانه بر مشخصه های ماکروسکوپی عملکردی پمپ-همزن، شبیه سازی برای سه سرعت ۱۵۰، ۲۶۰ و ۳۶۰ دور بر دقیقه انجام شد. نتایج حاصل از این بررسی در جدول (۷) ارائه شده است.

جدول ۷ مشخصه های ماکروسکوپی عملکردی پمپ-همزن در سرعت های متفاوت پروانه

سرعت پروانه (rpm)	توان (W)	هد هیدرولیکی (cm)
۱۵۰	۳۶/۴۵۶	۳۰/۲۰۲
۲۶۰	۹۰/۱۰۳	۹۳/۴۵۶
۳۶۰	۱۶۰/۵۵۸	۱۸۳/۴۲۲

با توجه به تعریف عدد بدون بعد هد هیدرولیک (معادله (۹)) می توان نتیجه گرفت که برای یک پروانه با هندسه مشخص، هد هیدرولیک تولید شده توسط پروانه با مربع سرعت پروانه رابطه مستقیم دارد:

$$H \propto N^2 \quad (12)$$

مقادیر هد هیدرولیک در سرعت های متفاوت پروانه، تأیید کننده رابطه فوق می باشند. همچنین طبق معادله (۸)، با افزایش سرعت پروانه، توان مصرفی آن نیز افزایش می یابد. اما با توجه به نتایج حاصل، نمی توان به رابطه معنا داری بین این دو مشخصه دست یافت.

۵- نتیجه گیری

در تحقیق حاضر، شبیه سازی تک فازی جریان درون یک پمپ-همزن جهت بررسی عملکرد آن در شرایط مختلف انجام شد. نتایج شبیه سازی نشان دادند که در تجهیز بدون بفل، الگوی جریان مماسی حاکم است. ایجاد این الگوی جریان در پمپ-

کف مخزن، شاید به ظاهر امری مطلوب به نظر برسد اما این کاهش فاصله منجر به کاهش قابل توجهی در بازده اختلاط سیستم می شود.

میزان اختلاط در مخازن همزن دار به موقعیت پروانه وابستگی شدیدی دارد. اختلاط و پراکندگی دو فاز در جریان شعاعی به دلیل وجود نیروهای برشی قوی تر، به مراتب بهتر از جریان محوری انجام می شود. بنابراین، در فاصله اولیه پروانه از کف مخزن (۸۲/۵ میلی متر) که الگوی جریان محوری غالب است، نمی توان پراکندگی و اختلاط موثر دو فاز آبی و آلی را انتظار داشت. شدت جریان شارژ و تخلیه پروانه معمولاً به عنوان معیاری برای بررسی میزان اختلاط در نظر گرفته می شوند. در جدول (۶)، تغییرات شدت جریان شارژ پروانه، شدت جریان تخلیه پروانه و شدت جریان منسوب به روزنه در فواصل مختلف پروانه از کف مخزن ارائه شده است.

جدول ۶ شدت جریان شارژ و تخلیه پروانه در فواصل مختلف پروانه از کف مخزن با حضور بفل

فاصله پروانه از کف مخزن (mm)			
۲۰۰	۱۳۵	۸۲/۵	
۴/۴۶۲	۴/۲۱۸	۴/۴۲۲	شدت جریان روزنه (m ³ /h)
۲۴۱/۸۲۹	۲۱۶/۶۲۰	۷۸/۹۱۵	شدت جریان شارژ پروانه (m ³ /h)
۲۶۷/۲۴۴	۲۳۳/۰۷۲	۶۹/۰۸۴	شدت جریان تخلیه پروانه (m ³ /h)

شدت جریان شارژ و تخلیه پروانه با افزایش فاصله آن از کف مخزن، به دلیل افزایش حجم سیال اطراف پروانه، افزایش می یابند. این امر نشان دهنده بهبود میزان اختلاط در تجهیز است. تفاضل شدت جریان منسوب به روزنه و شدت جریان شارژ پروانه با افزایش C و ظهور حلقه های چرخشی قوی در پایین پروانه، افزایش چشمگیری دارد. بنابراین می توان نتیجه گرفت که سیال موجود در حلقه های چرخشی پایین پروانه تحت تأثیر شدید مکش پروانه می باشد، در حالی که مکش پروانه بر میزان سیال ورودی از دهانه روزنه تأثیری ندارد. بر اساس قانون بقای جرم، شدت جریان شارژ پروانه معادل با مجموع شدت جریان منسوب به روزنه و شدت جریان حلقه چرخشی پایین پروانه است. با توجه به اینکه با افزایش فاصله پروانه از کف مخزن، شدت جریان شارژ پروانه افزایش می یابد اما تغییری در شدت جریان منسوب به روزنه ایجاد نمی شود، می توان نتیجه گرفت که با افزایش C، شدت جریان حلقه چرخشی پایین پروانه افزایش دارد. این امر

زیرنویس ها

b	موتور بدون جاروبک
con	مصرفی
copper	الکتریکی
core	هسته
in	ورودی
mech	مکانیکی
t	آشفتگی

۷- تشکر و قدردانی

نویسندگان این مقاله، از مرکز پژوهش و توسعه فناوریانه مهندسی مکانیک گروه شرکت‌های ایبکو به دلیل حمایت مادی و معنوی از این پژوهش تشکر می‌کنند.

۸- مراجع

- [1] R. Schulz and T. Waluga, "Reactive extraction," *Process Intensification by Reactive and Membrane-Assisted Separations*. Berlin, Boston: De Gruyter, pp. 363-96, 2022, doi: <https://doi.org/10.1515/9783110720464-007>.
- [2] S. Yu et al., "Mass Transfer and Droplet Behaviors in Liquid-Liquid Extraction Process Based on Multi-Scale Perspective: A Review," *Separations*, vol. 10, pp. 264, 2023, doi: <https://doi.org/10.3390/separations10040264>.
- [3] F. Dinger and U. Platt, "Towards an artificial carbohydrates supply on Earth," *Frontiers in Sustainable Food Systems*, vol. 4, pp. 90, 2020, doi: <https://doi.org/10.3389/fsufs.2020.00090>.
- [4] A. E. Kostanyan et al., "Extraction of Copper from Sulfuric Acid Solutions Based on Pseudo-Liquid Membrane Technology," *Membranes*, vol. 13, pp. 418, 2023, doi: <https://doi.org/10.3390/membranes13040418>.
- [5] Q. Laine et al., "Experimental study of velocity and turbulence fields in a square mixer-settler tank: Comparison of shake the box PTV and 2D2C PIV," *Chemical Engineering Science*, vol. 275, pp. 118636, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ces.2023.118636>.
- [6] L. R. Weatherley, "Introduction," *Intensification of Liquid-Liquid Processes*. Cambridge: Cambridge University Press, pp. 1-42, 2020, doi: <https://doi.org/10.1017/9781108355865.001>.
- [7] M. H. Zawawi et al., "A review: Fundamentals of computational fluid dynamics (CFD)," in *AIP conference proceedings*, 2018, [Online]. doi: <https://doi.org/10.1063/1.5066893>.

همزن سبب توزیع نا مناسب فاز پراکنده می شود که دلیل آن، عملکرد سانتریفیوژ مانند تجهیز است. با حضور بفل، الگوی جریان مماسی به الگوی جریان محوری تغییر کرده و به دنبال آن توان مصرفی پروانه افزایش و هد هیدرولیک کاهش می یابد. همچنین با تغییر الگوی جریان، نیرو های برشی قوی تر و شدت جریان شارژ و تخلیه پروانه افزایش پیدا می کنند که باعث اختلاط موثر سیال در پمپ-همزن می شوند.

با حضور بفل و افزایش فاصله پروانه از کف مخزن تجهیز، الگوی جریان از محوری به شعاعی تغییر می کند. با این تغییر، شدت جریان منسوب به الگو های چرخشی پایین پروانه افزایش یافته و به دنبال آن هد هیدرولیک و توان مصرفی پروانه به ترتیب کاهش و افزایش می یابند. با افزایش فاصله پروانه از مقدار اولیه (۸۲/۵ میلی متر) به ۱۳۵ و ۲۰۰ میلی متر، توان مصرفی به ترتیب ۱۵۷ و ۲۱۴٪ افزایش یافت، در حالی که هد هیدرولیک به میزان ۴۷ و ۵۸ درصد کاهش داشت. بنابراین می توان نتیجه گرفت که فاصله های کم پروانه از کف مخزن برای پمپاژ و فاصله های بیشتر برای اختلاط، مناسب می باشند، اما تعبیه بفل امری ضروری بنظر می رسد.

۶- فهرست علائم و اختصارات

علائم انگلیسی

$\bar{U}$	بردار سرعت (m/s)
C	فاصله پروانه از کف مخزن
D	قطر پروانه (m)
F	نیرو های حجمی (N)
g	گرانش زمین (m/s^2)
H	هد هیدرولیک (m)
I	شدت جریان الکتریکی (A)
k	انرژی جنبشی آشفتگی (m^2/s^2)
L	توان اتلاfi (W)
N	سرعت چرخش پروانه (rps)
N_H	عدد هد هیدرولیک
N_{Po}	عدد توان
P	فشار (Pa)
P_o	توان مصرفی (W)
T	نیروی گشتاور اطراف پروانه (N.m)
V	اختلاف پتانسیل الکتریکی (V)

علائم یونانی

ε	نرخ اتلاف گردابه ای (m^2/s^3)
μ	ویسکوزیته دینامیکی (kg/m.s)
ρ	چگالی (kg/m^3)

- [17] K. Singh *et al.*, "CFD modeling of pilot-scale pump-mixer: Single-phase head and power characteristics," *Chemical Engineering Science*, vol. 62, pp. 1308-1322, 2007, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ces.2006.10.028>.
- [18] F. Maluta, A. Paglianti, and G. Montante, "RANS-based predictions of dense solid-liquid suspensions in turbulent stirred tanks," *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 147, pp. 470-482, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2019.05.015>.
- [19] H. Patil *et al.*, "CFD simulation model for mixing tank using multiple reference frame (MRF) impeller rotation," *ISH Journal of Hydraulic Engineering*, vol. 27, pp. 200-209, 2021, doi: <https://doi.org/10.1080/09715010.2018.1535921>.
- [20] J. Hu *et al.*, "Hydrodynamic behavior of a pump as turbine under transient flow conditions," *Processes*, vol. 10, pp. 408, 2022, doi: <https://doi.org/10.3390/pr10020408>.
- [21] S. Hoseini *et al.*, "Impeller shape-optimization of stirred-tank reactor: CFD and fluid structure interaction analyses," *Chemical Engineering Journal*, vol. 413, pp. 127497, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cej.2020.127497>.
- [22] T. Jirout and D. Jiroutová, "Application of Theoretical and Experimental Findings for Optimization of Mixing Processes and Equipment," *Processes*, vol. 8, pp. 955, 2020, doi: <https://doi.org/10.3390/pr8080955>.
- [23] B. Oblak *et al.*, "Digital twinning process for stirred tank reactors/Separation unit operations through tandem experimental/Computational Fluid Dynamics (CFD) Simulations," *Processes*, vol. 8, pp. 1511, 2020, doi: <https://doi.org/10.3390/pr8111511>.
- [24] Y. Zou *et al.*, "A study on suction effect of impellers in a square pump-mix mixer," *Journal of Chemical Engineering of Japan*, vol. 48, pp. 387-394, 2015, <https://doi.org/10.1252/jcej.14we029>.
- [8] K. Singh *et al.*, "CFD modeling of pilot-scale pump-mixer: Single-phase head and power characteristics," *Chemical Engineering Science*, vol. 62, pp. 1308-1322, 2007, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ces.2006.10.028>.
- [9] K. Singh *et al.*, "CFD modeling of pump-mix action in continuous flow stirred tank," *AIChE Journal*, vol. 54, pp. 42-55, 2008, doi: <https://doi.org/10.1002/aic.11349>.
- [10] C. Srilatha *et al.*, "Head-flow characteristics of pump-mix mixers," *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, vol. 47, pp. 1678-1692, 2008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cep.2007.09.009>.
- [11] D. Wirz *et al.*, "Fluid Dynamics in a Continuous Pump-Mixer," *Applied Sciences*, vol. 12, pp. 8195, 2022, doi: <https://doi.org/10.3390/app12168195>.
- [12] Y. Zou *et al.*, "CFD simulation and PIV measurement of liquid-liquid two-phase flow in pump-mix mixer," *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, vol. 60, pp. 15-25, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jtice.2015.10.007>.
- [13] Z. Hao *et al.*, "CFD-PBE Simulation of Flow Dynamics and Mass Transfer in Two-Stage Countercurrent Mixer-Settler," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 62, pp. 10237-10251, 2023, doi: <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.3c00440>.
- [14] H. Zhou *et al.*, "CFD-PBM simulation of liquid-liquid dispersions in a pump-mixer," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 60, pp. 1926-1938, 2021, <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.0c05745>.
- [15] Y. Huang *et al.*, "CFD simulation of single-phase suction head and power consumption in a delta impeller pump-mixer," *Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering*, vol. 11, pp. 989-1000, 2016, <https://doi.org/10.1002/apj.2033>.
- [16] D. Gu *et al.*, "PIV Measurement and CFD Simulation of Liquid-Liquid Mixing in Mixer Settler with Rigid-Flexible Impeller," *International Journal of Chemical Reactor Engineering*, vol. 17, p. 20190065, 2019, <https://doi.org/10.1515/ijcre-2019-0065>.

بررسی عددی افزایش کیفیت اختلاط سیال غیرنیوتنی در یک میکروکانال T شکل

ولی کلانتر*

دانشیار

مهدی عباسی

دانشجوی دکتری،

دانشکده مهندسی

مکانیک، دانشگاه یزد، یزد

چکیده: در این مقاله یک میکروکانال T شکل با دوره های اختلاط ۱ الی ۲۵ واحد و تغییر در هندسه هر دوره اختلاط در حالت دو بعدی و دائم توسط نرم افزار کامسول مورد ارزیابی عددی قرار گرفته است. یک پارامتر MQ برای مشخص نمودن کیفیت اختلاط در خروجی کانال و همچنین افت فشار استفاده شده است. همچنین تأثیر تعداد دوره های واحد اختلاط و موانع واقع در واحد اختلاط بر کیفیت اختلاط بررسی شده است. در ابتدا ۶ مدل هندسه برای یک دوره اختلاط طراحی شد و بعد بدست آمدن نتایج عددی بهترین هندسه برای ادامه محاسبات و کار انتخاب شد. نتایج عددی بدست آمده برای هندسه C نشان می دهند که استفاده از ۱، ۵، ۱۰، ۱۵، ۲۰، ۲۵ واحد اختلاط در کانال، کیفیت اختلاط بدست آمده برای سیال خون به ترتیب ۳۰، ۴۶، ۷۳، ۸۵، ۹۲ و ۹۸ درصد می باشد که میتوان آن را برای استفاده در سیستم های شیمیایی مناسب دانست.

واژه های راهنما: سیال غیرنیوتنی، میکروکانال، میکرومیکسر، کیفیت اختلاط، افت فشار

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۵/۱۷

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۶/۲۱

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۷/۱۰

Vali Kalantar*
Associate Professor

Mahdi Abbasi
Ph.D. Student, School of
Mechanical Engineering,
Yazd University, Yazd

Numerical investigation of quality enhancement of non-Newtonian fluid mixing in a T-shaped microchannel

Abstract: In this article, a T-shaped microchannel with mixing periods ranging from 1 to 25 units and variations in the geometry of each mixing period in a two-dimensional and steady state has been numerically evaluated using the COMSOL software. An MQ parameter has been used to determine the quality of mixing at the channel outlet as well as the pressure drop. Additionally, the influence of the number of mixing periods and obstacles present in the mixing unit on the mixing quality has been investigated. Initially, six geometric models were designed for one mixing period, and after obtaining the numerical results, the best geometry was selected for further calculations and work. The numerical results obtained for geometry "c" indicate that using 1, 5, 10, 15, 20, and 25 mixing units in the channel results in mixing qualities of 30%, 46%, 73%, 85%, 92%, and 98% respectively for blood fluid, which can be considered suitable for use in chemical systems.

Keywords: Non-Newtonian fluid, Microchannel, Micromixer, Mixing quality, Pressure drop

۱- مقدمه

سیستم‌های میکروسیال ابزارهایی هستند که مقدار کمی مایع را پردازش می‌کند. در این ادوات، سیالات از کانال‌هایی نازک‌تر از مو عبور می‌کنند و دریچه‌های کوچک می‌توانند جریان را قطع و یا وصل کنند. این کانال‌ها از موادی مانند شیشه، پلیمرها، کاغذ یا ژل ساخته شده‌اند. میکرو میکسر ها به دو دسته فعال و غیر فعال تقسیم بندی می شوند. میکرومیکسر های غیرفعال تنها به انرژی پمپاژ نیاز دارند، اما میکرو میکسر های فعال به یک انرژی خارجی مانده میدان مغناطیسی برای دست یابی به اختلاط نیاز دارند [۱]. میکرومیکسر های فعال برای افزایش کیفیت اختلاط متکی بر محرک های خارجی از جمله اختلاف فشار، دما، میدان مغناطیسی و الکتریکی است. این میکرومیکسر ها قابلیت بسیار خوبی در اختلاط سیال دارند. مشکلات موجود در ساخت میکرو میکسر های فعال و اتصال آن ها به دستگاه های تجزیه و تحلیل سبب شده امروزه به طور گسترده از میکرو میکسر های غیر فعال استفاده شود. زیرا نیازی به سیستم های پیچیده و پر هزینه جهت افزایش بازده کیفیت اختلاط ندارند. میکرو میکسر های غیر فعال با ایجاد جریان نامنظم با استفاده از موانع، تفکیک جریان به جریان های کوچکتر و یا تغییر شکل کانل اختلاط سبب افزایش سطح تماس دو سیال و در نتیجه آن افزایش بازده کیفیت اختلاط می شوند [۲]. میکروسیالات کاربردهای زیادی در تشخیص DNA، ساخت دارو، میکرو راکتورها، سلول های سوختی دارد [۳]. از این رو تحقیقات زیادی در مورد این موضوع به روش های عددی و تجربی انجام شده، که در ادامه به برخی از این پژوهش ها اشاره می شود.

جلیلی و همکاران [۴]، به بررسی افزایش کیفیت اختلاط سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی با استفاده از میکرومیکسر غیر فعال T شکل پرداخته اند آن ها با تغییر هندسی در واحد های اختلاط در ۲۵ دوره اختلاط برای سیال خون به ۸۱/۲ درصد رسیدند. فنگ و همکاران [۵]، به بررسی افزایش اختلاط با ویژگی های هندسی دوره ای ساده در میکروکانال ها پرداخته اند. آن ها با ۲۴ واحد اختلاط به کیفیت ۷۶/۱ درصد رسیدند. کیم و همکاران [۶]، در نتیجه استفاده همزمان از پمپاژ و اختلاط برای دو الگوی جریان یکسان که در آنها عدد پکلت ۷۳۳۸ است به کیفیت اختلاط ۹۷/۳ درصد رسیدند. شاملو و همکاران [۷]، به بررسی عددی اختلاط کارآمد سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی در یک میکرو میکسر الکترو اسمزی پرداخته اند. در بهترین حالت کار آن ها به کیفیت ۹۹/۸ درصد دست یافتند. افضل و کیم [۸]، از روش های عددی استفاده کردند تا جریان سیالات غیر نیوتنی را

در میکروکانال ها مدل سازی کنند. آن ها جریان سیالات را در میکروکانال های مستقیم و پیچیده شبیه سازی کردند و به تحلیل ترکیب و میزان مخلوط سیالات پرداخته اند. نتایج مطالعه نشان داد که جریان سیالات غیر نیوتنی در میکروکانال های پیچیده نسبت به میکروکانال های مستقیم تغییرات متفاوتی دارد. همچنین، ترکیب و میزان مخلوط سیالات در میکروکانال های پیچیده نسبت به میکروکانال های مستقیم بهبود یافت. به طور کلی، این مقاله به بررسی جریان و آنالیز مخلوط سیالات غیر نیوتنی در میکروکانال ها می پردازد و نتایج آن نشان می دهد که میکروکانال های پیچیده می توانند بهبود قابل توجهی در ترکیب و میزان مخلوط سیالات غیر نیوتنی داشته باشند.

دانگ و همکاران [۹]، آن ها از روش بهینه سازی توپولوژی برای بهینه سازی طراحی میکسر میکروسکوپی برای سیالات غیر نیوتنی استفاده کردند. هدف آنها یافتن ساختار بهینه میکسر برای بهبود میزان مخلوط شدگی و عملکرد جریان سیال غیر نیوتنی بود. نتایج مطالعه آن ها نشان داد که با استفاده از بهینه سازی توپولوژی، می توان ساختارهای میکسر میکروسکوپی را بهبود داد و عملکرد بهتری در میزان مخلوط شدگی سیال غیر نیوتنی ارائه داد. این بهینه سازی ساختار میکسر، می تواند منجر به بهبود کارایی و عملکرد سیستم های میکروفلویدیک که با سیالات غیر نیوتنی کار می کنند، شود.

توکاس و همکاران [۱۰]، به بررسی اختلاط سیال غیر نیوتنی در یک میکسر میکروسکوپی سه بعدی با الگوی صافی پیچیده پرداخته اند. در این میکسر، جریان سیال غیر نیوتنی از طریق یک صفحه پیچیده به نام صافی پیچیده عبور می کند. نتایج مطالعه آن ها نشان داد که استفاده از صافی پیچیده در میکسر میکروسکوپی سه بعدی می تواند بهبود قابل توجهی در اختلاط سیال غیر نیوتنی ایجاد کند. این صفحه پیچیده با تاثیر درشتی جریان، ضریب مقاومت و الگوی جریان سیال غیر نیوتنی، بهبودی در میزان مخلوط شدگی سیال را ایجاد کرد.

کونتی و همکاران [۱۱]، تحلیلی را برای اختلاط سیالات غیر نیوتنی با استفاده از جریان الکتروترمال با جریان متناوب ارائه دادند. در این روش، جریان الکتروترمال با استفاده از جریان جابجایی الکتریکی به وجود آمده توسط جریان متناوب جهت اختلاط سیال غیر نیوتنی استفاده شده است. نتایج مطالعه آن ها نشان داد که استفاده از جریان الکتروترمال با جریان متناوب می تواند بهبود قابل توجهی در اختلاط سیالات غیر نیوتنی ایجاد کند. این روش اختلاط توانست نیروهای تلاطمی و جابجایی سیال را ایجاد کرده و میزان مخلوط شدگی سیال را افزایش دهد. طیب و همکاران [۱۲]، با استفاده از روش تولید آنتروپی، عملکرد

می‌کنند که منجر به افزایش میزان مخلوط شدگی سیالات غیر نیوتونی و همچنین کاهش فشار در جریان می‌شود.

تاتلیسوز و همکاران [۱۶]، از جریان پالسیستیل در میکرومیکسرها به همراه افزایش الکترواسموزیونیک (ICEO) برای مخلوط کردن جریان سیالات غیر نیوتونی استفاده کرده‌اند. ICEO یک پدیده فیزیکی است که در حضور سطح باردار (charged) در سیال، جریان سیال را تحت تأثیر قرار می‌دهد. نتایج کار آن‌ها نشان می‌دهد که استفاده از جریان پالسیستیل همراه با ICEO می‌تواند بهبود قابل توجهی در مخلوط کردن سیالات غیر نیوتونی داشته باشد. این روش با تأثیر جریان پالسیستیل و ICEO، تلاطم و آشوب در جریان سیال را ایجاد می‌کند که منجر به افزایش میزان مخلوط شدگی سیالات غیر نیوتونی می‌شود.

ال وی و چن [۱۷]، به بررسی رفتار مخلوط کردن سیالات غیر نیوتونی در اختلاط به روش الکترواسموزیک میکرومیکسرها می‌پردازند. در این میکسرها، جریان سیال تحت تأثیر نیروهای الکتریکی قرار می‌گیرد که باعث حرکت سیال در داخل میکسر می‌شود. نتایج مطالعه آن‌ها نشان می‌دهد که رفتار مخلوط کردن سیالات غیر نیوتونی در میکسینگ الکترواسموزیک میکرومیکسرها ویژگی‌های منحصر به فردی دارد. آن‌ها با استفاده از شبیه‌سازی‌ها و آزمایش‌ها، رفتار مخلوط کردن سیالات غیر نیوتونی در میکسرها الکترواسموزیک را بررسی کرده‌اند و برخی از نکات جدید و مهم درباره این رفتار را مشاهده کرده‌اند.

نعمت الهی و سفید [۱۸]، از روش تحلیل عددی برای بررسی مخلوط کردن دو سیال غیر نیوتونی در میکسرها T شکل (shaped) دوتایی و چندتایی با ورودی‌های هم‌خطی و غیر هم‌خطی استفاده کرده‌اند. با استفاده از مدل‌سازی عددی، رفتار مخلوط کردن سیالات غیر نیوتونی در این نوع میکسرها را بررسی کردند. نتایج کار آن‌ها نشان می‌دهد که ترکیب دو سیال غیر نیوتونی در میکسرها T شکل دوتایی و چندتایی با ورودی‌های هم‌خطی و غیر هم‌خطی به صورتی منحصر به فرد رفتار می‌کند. تغییر در ترتیب و هندسه ورودی‌ها باعث تأثیر قابل توجهی بر میزان مخلوط شدگی سیالات غیر نیوتونی می‌شود.

شاملو و همکاران [۱۹]، آن‌ها از طریق شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی برای بررسی یک میکسر میکروسیال الکترواسموزیک جدید استفاده کرده‌اند. در این میکسر، جریان سیال با استفاده از نیروهای الکتریکی کنترل می‌شود تا مخلوط کردن بهبود یابد. نتایج مطالعه آن‌ها نشان می‌دهد که استفاده از این میکسر میکروسیال الکترواسموزیک جدید منجر به بهبود قابل توجهی

اختلاط حرارتی سیالات غیر نیوتونی با خاصیت کاهش برش درون میکرومیکسرها دو لایه‌ای با کانال‌های متقاطع را مورد بررسی قرار داده‌اند. در این میکسرها، جریان سیال غیر نیوتونی از طریق کانال‌های متقاطع دو لایه‌ای عبور می‌کند. نتایج کار آن‌ها نشان داد که استفاده از میکسرها دو لایه‌ای با کانال‌های متقاطع می‌تواند بهبود قابل توجهی در عملکرد اختلاط حرارتی سیالات غیر نیوتونی با خاصیت کاهش برش ایجاد کند. این میکسرها با تولید آنتروپی و تولید نیروی کششی، میزان مخلوط شدگی و تبادل حرارت بین سیال‌های غیر نیوتونی را افزایش می‌دهند.

کومار و همکاران [۱۳]، تحقیقاتی در مورد اختلاط حرارتی و رئولوژی سیالات غیر نیوتونی در یک میکسر میکروسکوپی الکترواسموزی با بار القایی انجام داده‌اند. در این میکسر، جریان سیال غیر نیوتونی از طریق جریان الکترواسموزی با بار القایی عبور می‌کند. نتایج کار آن‌ها نشان داد که تحقیقات در مورد سیالات غیر نیوتونی در میکسر میکروسکوپی الکترواسموزی با بار القایی می‌تواند بهبود قابل توجهی در عملکرد حرارتی و رئولوژی سیالات غیر نیوتونی ایجاد کند. این میکسر با استفاده از جریان الکترواسموزی با بار القایی، تبادل حرارت بین سیالات غیر نیوتونی را افزایش داده و میزان مخلوط شدگی سیالات را بهبود می‌بخشد.

کوآدری و همکاران [۱۴]، یک مطالعه مقایسه‌ای در مورد رفتارهای اختلاط با استفاده از جریان سیالات غیر نیوتونی در میکرومیکسرها غیر فعال انجام داده‌اند. در این میکرومیکسرها، جریان سیال غیر نیوتونی به صورت غیر فعال از طریق میکروساختارهای خاص عبور می‌کند. نتایج مطالعه آن‌ها نشان داد که با استفاده از جریان سیالات غیر نیوتونی در میکرومیکسرها غیر فعال، می‌توان بهبودهای قابل توجهی در رفتارهای اختلاط داشت. این میکسرها با استفاده از طراحی میکروساختارهای خاص، تلاطم سیال را افزایش داده و میزان مخلوط شدگی سیالات غیر نیوتونی را بهبود می‌بخشند.

باهری و همکاران [۱۵]، تأثیر آشوب زایی روی میزان مخلوط شدگی و کاهش فشار در جریان سیالات غیر نیوتونی در میکرومیکسرها منحنی را بررسی کرده‌اند. در این میکرومیکسرها، جریان سیال غیر نیوتونی از طریق ساختارهای منحنی عبور می‌کند که باعث آشوب‌زایی جریان می‌شود. نتایج مطالعه آن‌ها نشان داد که آشوب‌زایی جریان سیالات غیر نیوتونی در میکرومیکسرها منحنی می‌تواند تأثیر قابل توجهی بر میزان مخلوط شدگی و کاهش فشار داشته باشد. این میکسرها با تأثیر آشوب‌زایی، جریان سیال را با تلاطم بیشتری روبه‌رو

سرعت برای هر ۲ سیال ثابت بوده و برابر با ۰/۰۴ متر بر ثانیه می باشد و سیال عامل نیز خون است. در شکل (۱) می توان نمایی از ۶ مدل کانال شبیه سازی شده و شرایط مرزی اعمال شده را مشاهده نمود.

۳- معادلات حاکم

جریان سیال توسط معادلات ناویراستوکس حل می شوند که در معادله (۱ و ۲) مشاهده می شوند.

معادله پیوستگی

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} \triangleq \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

معادله ممنتوم

$$\frac{D\vec{V}}{Dt} = -\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}P + \nu\nabla^2\vec{V} + \vec{g} \quad (2)$$

که در آن ρ چگالی سیال (kg/m^3) است، $\vec{V}$ نشان دهنده بردار سرعت (m/s)، P فشار (Pa) و μ ویسکوزیته دینامیکی (Pa.s) است. برای سیالات نیوتنی، مقدار μ (ویسکوزیته دینامیکی) ثابت است. اما بیشتر سیستم های شیمیایی و پزشکی با سیالات غیر نیوتنی با متغیر μ سروکار دارند. ویسکوزیته دینامیکی خون به عنوان یک سیال غیر نیوتنی (که به طور گسترده در کاربردهای بیولوژیکی استفاده می شود) تابعی از نرخ برش ($\dot{\gamma}$) است.

مدل های مختلفی برای ارزیابی μ در سیالات غیر نیوتنی وجود دارد، مانند مدل مدل پاورلا، مدل الیس و مدل کارئو - یاسودا و.... با توجه به مدل کارئو - یاسودا، ویسکوزیته دینامیکی به صورت معادله (۳) بیان می شود.

$$\mu = \mu_{\infty} + (\mu_0 - \mu_{\infty})[1 + (\lambda\dot{\gamma})^2]^{\frac{n-1}{2}} \quad (3)$$

که در معادله (۳) μ_0 لزجت در نرخ برش صفر و μ_{∞} لزجت در نرخ برش بینهایت λ زمان استراحت n شاخص رفتاری و $\dot{\gamma}$ نرخ برش می باشد که برای سیال خون داده ها در جدول (۱) قابل مشاهده می باشد، همچنین میدان غلظت توسط معادله (۴) و (۵) بیان می شود.

$$\nabla \cdot \vec{j}_i = 0 \quad (4)$$

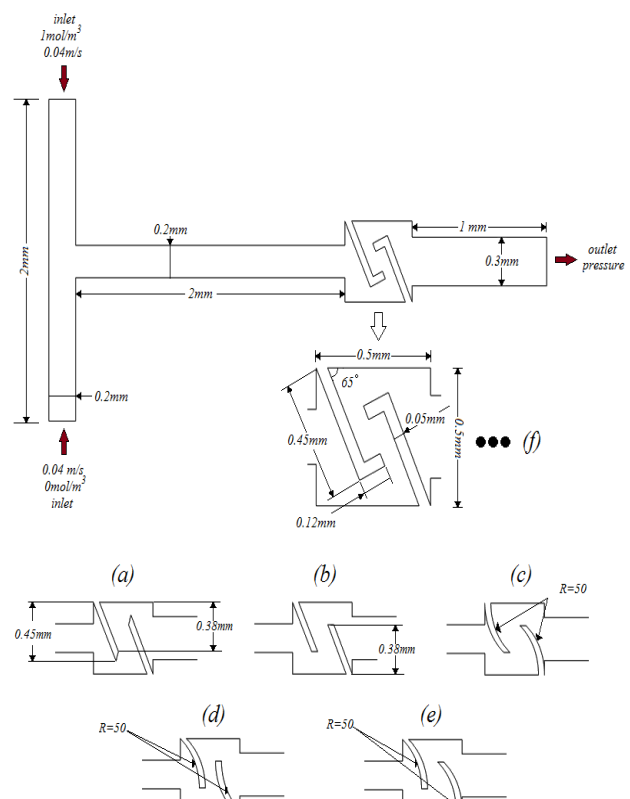
$$\vec{j}_i = -D_i \nabla C_i + \vec{V} C_i \quad (5)$$

در مخلوط کردن سیالات می شود. با تغییر پارامترهای مختلف مانند شدت جریان الکتریکی و طراحی هندسی میکسر، میزان مخلوط شدگی سیالات قابل تنظیم است.

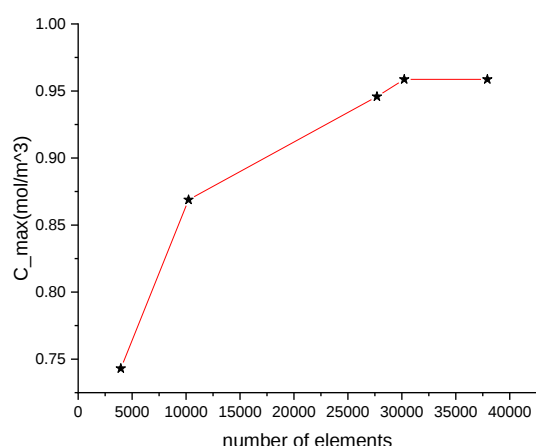
یانگ و همکاران [۲۰]، از شبیه سازی عددی برای بررسی مخلوط کردن الکترواسموزیک سیالات غیر نیوتونی در یک میکرومیکسر با ناهمگنی پتانسیل زتا استفاده کردند. در این میکرومیکسر، جریان سیال تحت تأثیر نیروهای الکتریکی قرار می گیرد و میزان مخلوط شدگی سیالات با تغییرات پتانسیل زتا در داخل میکسر بررسی می شود. نتایج کار آن ها نشان می دهد که ناهمگنی در پتانسیل زتا می تواند تأثیر قابل توجهی در مخلوط کردن الکترواسموزیک سیالات غیر نیوتونی داشته باشد. با استفاده از شبیه سازی عددی و تغییرات در پتانسیل زتا در داخل میکسر، میزان مخلوط شدگی سیالات قابل تنظیم است.

۲- روش تحقیق

در این پژوهش ۶ میکروکانال T شکل در حالت دو بعدی و دائم مورد ارزیابی قرار گرفته است. ابتدا ۶ مدل با هندسه متفاوت در هر واحد دوره اختلاط از لحاظ کیفیت اختلاط و افت فشار با هم مقایسه شدند، سپس بهترین مدل از لحاظ کیفیت و اختلاط تا ۲۵ واحد دوره اختلاط مورد ارزیابی عددی قرار گرفت.



شکل ۱ شرایط مرزی و اولیه مسئله



نمودار ۱ نتایج همگرایی حداکثر غلظت نسبت به تغییرات

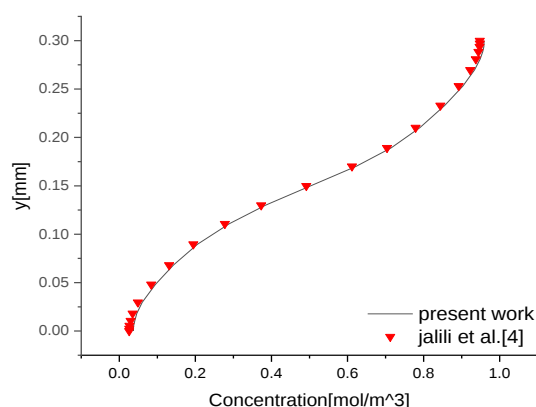
۵- اعتبار سنجی

جلیلی و همکاران [۴]، به بررسی افزایش کیفیت اختلاط سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی با استفاده از میکرومیکسر غیر فعال T شکل پرداخته اند، آن ها با تغییر هندسی در واحد های اختلاط تا ۲۵ دوره اختلاط، برای سیال خون به کیفیت قابل توجه، ۸۱/۲ درصد رسیدند. این پژوهش نیز برای صحت سنجی کار خود، مرجع فوق را با استفاده از نرم افزار کامسول مورد ارزیابی قرار داده و نتیجه شبیه سازی خود را با این مقاله بررسی و مقایسه نمود که در انتها نتایج خوب و قابل قبولی حاصل شد همچنین نتیجه را می توان در جدول (۲)، نمودار (۲) و شکل (۳) مشاهده نمود.

جدول ۲ مقایسه کیفیت اختلاط برای میکرومیکسر اعتبار سنجی

شده یک واحد اختلاط با کار جلیلی و همکاران [۴]

نتیجه کار شبیه سازی شده (۲۵ واحد)	نتیجه (۲۵ واحد) همکاران [۴]
۸۲/۴۸۱	۸۱/۲



نمودار ۲ نتیجه کار شبیه سازی شده جهت اعتبار سنجی با کار جلیلی و همکاران [۴]

که در آن $\vec{V}$ و C_i به ترتیب سرعت و غلظت سیال می باشند و D_i نشان دهنده ضریب پخش است که در این مقاله برابر با $10^{-11} m^2/s$ در نظر گرفته شده است. همچنین برای محاسبه کیفیت اختلاط از معادله (۶ و ۷) استفاده شده است [۴].

$$MQ = 1 - \sqrt{\frac{\sigma_{mean}^2}{\sigma_{max}^2}} \quad (6)$$

$$\sigma_{mean}^2 = \int (C_i - C_{mean})^2 dy \quad (7)$$

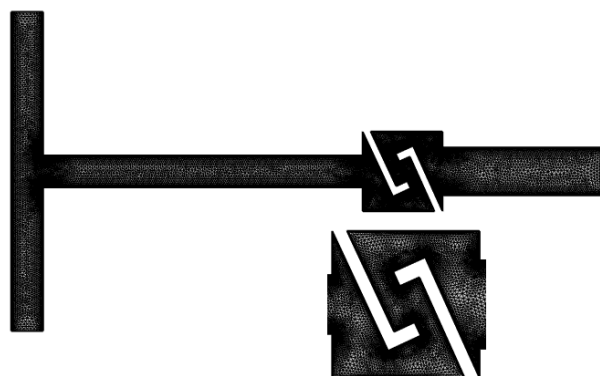
که در آن C_i کسر جرمی در نقطه i ، C_{mean} غلظت متوسط و σ_{max} برابر با حداکثر تغییر غلظت در اختلاط است.

جدول ۱ ثابت های سیال خون

مقدار	مولفه ها
1060 kg/m^3	ρ
0.056 Pa.s	μ_0
0.0035 Pa.s	μ_∞
3.313 s	λ

۴- استقلال شبکه

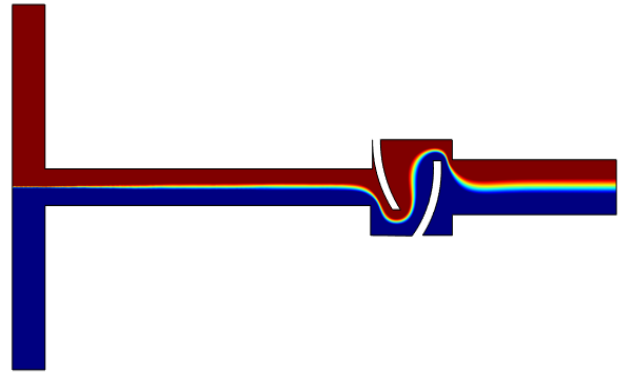
نتیجه شبیه سازی حداکثر غلظت داخل کانال با تغییر عدد سلول های ایجاد شده برای ۱ واحد اختلاط از ۳۹۵۰ تا ۳۷۹۲۴ سلول مورد ارزیابی قرار گرفت. اجراهای متعدد نشان می دهد که بعد از ۲۷۶۲۳ سلول دیگر حداکثر غلظت پس از همگرایی دچار تغییر نمی شود. در شکل (۲) می توان شبکه بندی و ناحیه محاسباتی را مشاهده نمود. همچنین در نمودار (۱) نتایج آزمون همگرایی قابل مشاهده است. از این رو در کل برای یک واحد اختلاط ۳۰۲۲۳ سلول ایجاد شد.



شکل ۲ شبکه بندی و ناحیه محاسباتی

سرعت در جریان می شود، این امر کاملاً در شکل های (۴) و (۵) به خصوص در هندسه f قابل مشاهده است. در طراحی میکرومیکسرها برای سیال غیرنیوتونی مانند خون، عواملی همچون، رئولوژی خون که خود یک سیال غیرنیوتونی است و رفتار آن به شدت وابسته به شرایط جریان می باشد باید توجه شود. در طراحی میکرومیکسرها، باید ویژگی های رئولوژیکی خون مانند ویسکوزیته، الاستیسیته و شکست شدگی را در نظر گرفت. برای مدل سازی و طراحی صحیح، معادلات رئولوژیکی مناسبی برای خون باید استفاده شود، همچنین ضریب اصطکاک سطحی بین سیال و دیواره میکروکانال نقش مهمی ایفا می کند. برای سیالات غیرنیوتونی مانند خون، بهبود خواص سطحی (مانند پوشش دهی ضد چسبندگی) می تواند به کاهش اصطکاک سطحی و بهبود عملکرد میکرومیکسر کمک کند. طراحی هندسی میکروکانال، هندسه داخلی میکروکانال ها نیز در طراحی میکرومیکسرها برای سیال غیرنیوتونی مهم است.

روش های طراحی مناسب هندسه میکروکانال می تواند به بهبود انتقال جریان، کاهش نیروهای بین ذره ای و بهبود مخلوط کردن سیال ها کمک کند. کنترل جریان، میکرومیکسرها معمولاً دارای سیستم کنترل جریان هستند. برای سیالات غیرنیوتونی، نیاز به الگوریتم های کنترل مناسب برای تنظیم سرعت جریان و فشار درون میکروکانال وجود دارد. معیارهای عملکرد، در طراحی میکرومیکسرها برای سیال غیرنیوتونی مانند خون، معیارهای عملکرد مهمی مانند زمان میکسینگ، یکنواختی مخلوط کردن، ضیاع فشار و توزیع سرعت را باید در نظر گرفت. این معیارها بر اساس نیازهای نهایی سیستم و برنامه کاربردی مشخص می شوند. میکرومیکسرها با کاهش افت فشار و حداکثر اختلاط، توانسته اند قابلیت های منحصر به فردی را در ترکیب مواد و ایجاد جریان سیال بهبود بخشند. با استفاده از تکنیک های پیشرفته و طراحی دقیق کانال های میکرواسکالر، این میکروساختارها به عملکرد بهینه ای دست یافته اند. کاهش افت فشار در میکرومیکسرها به این معنی است که در طول جریان سیال از یک سری ترکیبات و مواد، فشار کاهش می یابد. این موضوع باعث می شود تا جریان بیشتری به طور پیوسته و با سرعت بالا در میکروکانال حرکت کند، بدون اینکه انرژی زیادی از دست بدهد. از این رو، افت فشار کم در میکرومیکسرها برای کارایی و بهره وری بالا از اهمیت بالایی برخوردار است. همچنین، ایجاد حداکثر درصد اختلاط در میکرومیکسرها نیز به عنوان یک هدف مهم مطرح می شود. با ترکیب مواد مختلف در سیالات و استفاده از روش های بهینه مخلوط سازی، اختلاط مواد به صورت یکنواخت و موثر در جریان سیال رخ می دهد. این اختلاط منجر



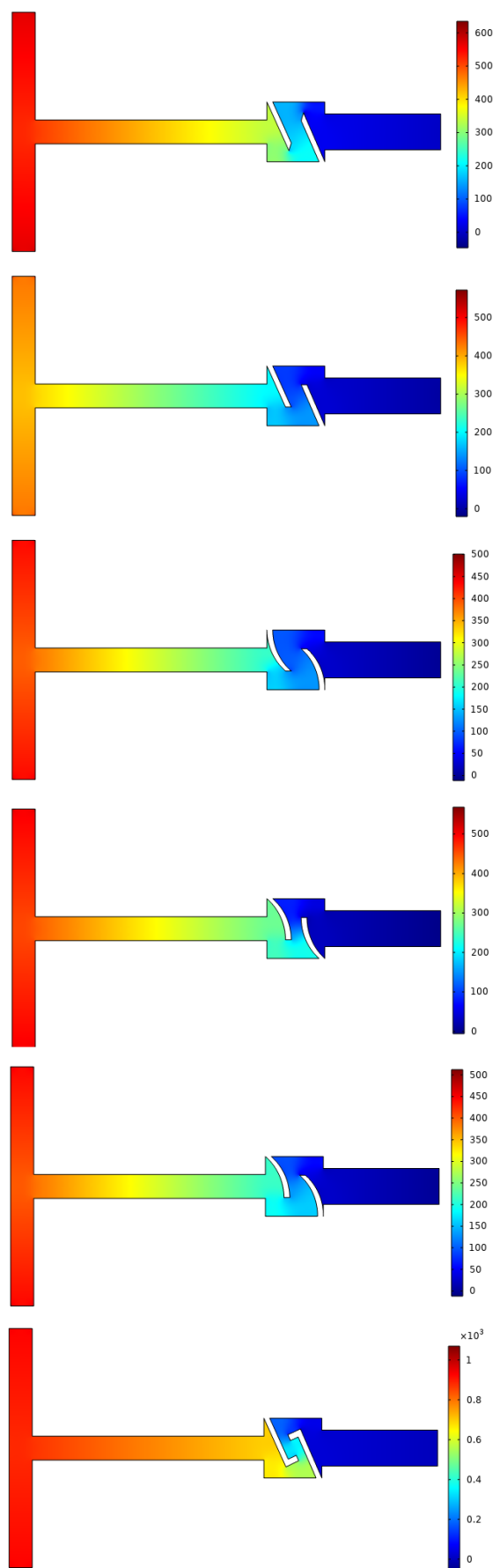
شکل ۳ نتیجه کار شبیه سازی شده جهت اعتبار سنجی با کار جلیلی و همکاران [۴]

۶- نتیجه شبیه سازی

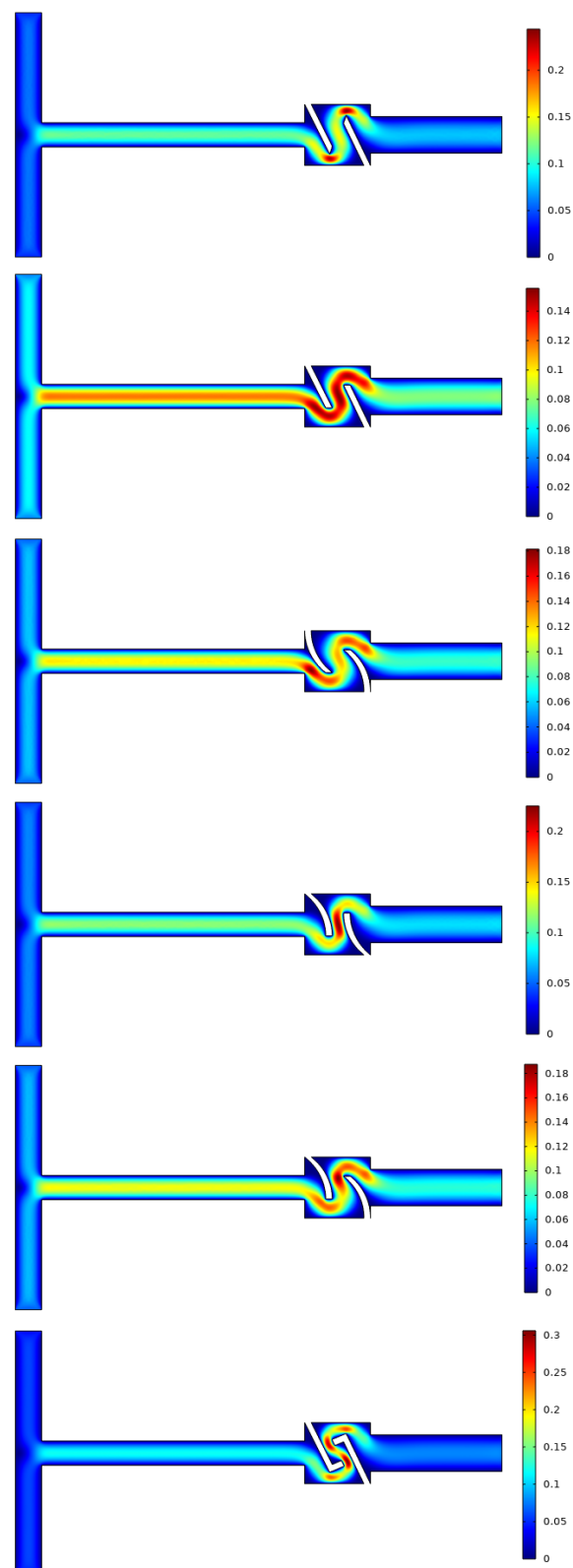
داده ها طبق شکل (۱) به نرم افزار وارد شد. افت فشار و کیفیت اختلاط دو پارامتر مهم و اساسی می باشند که در هنگام طراحی میکروکانال باید حتماً به آن ها توجه شود. زیرا تغییر کیفیت اختلاط میکسر تحت بررسی کاهش فشار بسیار بحث مهمی می باشد. در شکل (۴) می توان توزیع سرعت برای ۶ مدل ارزیابی شده را مشاهده کرد. و در شکل (۵) توزیع فشار و در شکل (۶) توزیع غلظت را مشاهده کرد.

در شکل (۴) همانطور که اشار شد می توان توزیع سرعت را مشاهده کرد. در طراحی f سرعت در لحظه برخورد به موانع موجود در میکسر و بالا رفتن فشار باعث افزایش سرعت می شود، زیرا با بالا رفتن سرعت در یک سیال غیرنیوتونی مانند خون، فشار نیز افزایش خواهد یافت. در سیالات غیرنیوتونی، رفتار سیال به شدت وابسته به شرایط جریان است و رابطه بین فشار و سرعت به صورت غیرخطی است. زمانی که سرعت جریان سیال افزایش می یابد، شکست شدگی های داخلی در سیال افزایش می یابد و مولکول ها به هم فشرده تر می شوند. این باعث افزایش نیروهای بین ذره ای در سیال می شود که در نتیجه فشار سیال نیز افزایش می یابد. مثلاً در خون که در این پژوهش هم سیال عامل خون می باشد، هنگامی که سرعت جریان خون افزایش می یابد (مانند جریان در عروق باریکتر و شلوغ تر)، فشار خون نیز افزایش خواهد یافت. این امر می تواند در برخی شرایط مانند آترواسکلروز، فشار خون بالا و مشکلات قلبی عروقی مهم باشد. البته، تأثیر افزایش سرعت بر فشار در سیالات غیرنیوتونی به عوامل دیگری مانند ویسکوزیته سیال و همچنین خواص رئولوژیکی آن بستگی دارد. بنابراین، این تأثیرات در هر سیستم خاص باید به صورت جداگانه مورد بررسی قرار گیرد. در میکرومیکسرها نیز مانند رگ در بدن وقتی خون به موانع برخورد میکند باعث افزایش فشار و

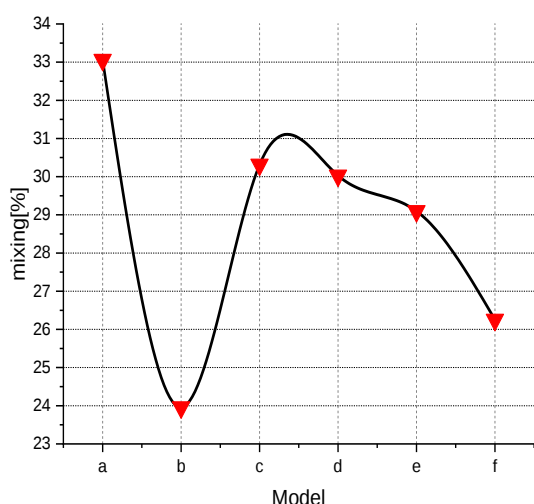
به ترکیب دقیق تر و همگن تر مواد می شود، که در بسیاری از صنایع و تحقیقات علمی بسیار اهمیت دارد. در نمودار (۳) می توان درصد اختلاط را مشاهده کرد.



شکل ۵ توزیع فشار برای مدل ارزیابی شده (Pa)



شکل ۴ توزیع سرعت برای مدل ارزیابی شده (m/s)



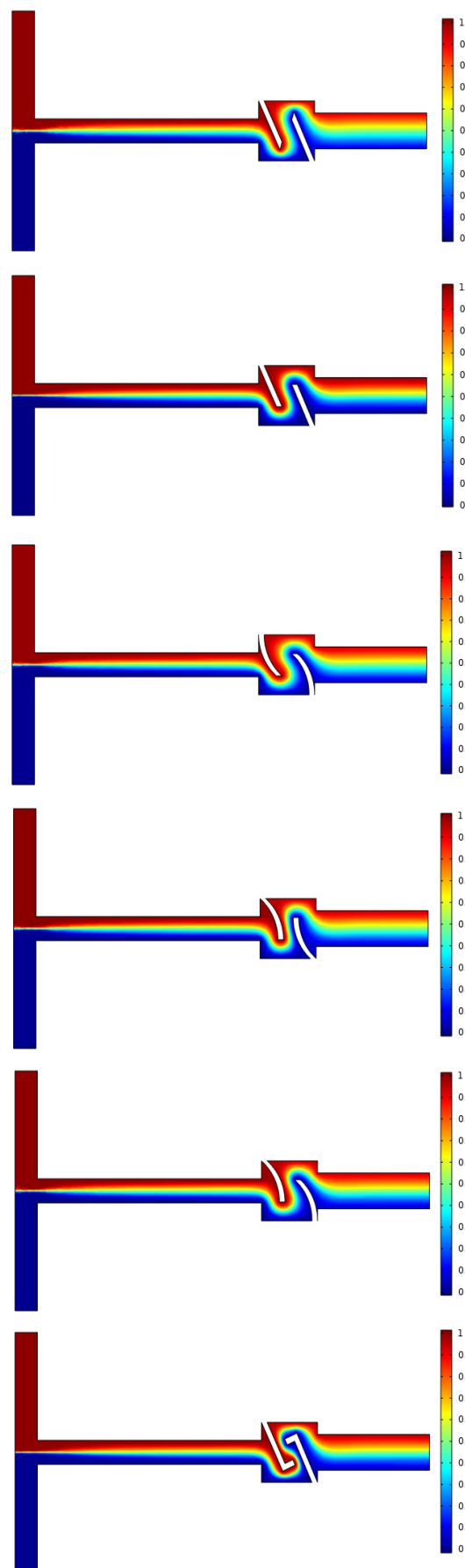
نمودار ۳ درصد اختلاط برای ۶ هندسه طراحی شده برای یک واحد دوره اختلاط

همانگونه که در نمودار (۳) مشاهده می شود بیشترین درصد اختلاط مربوط به هندسه a است، بعد از آن f, e, d, c دارای بهترین کیفیت اختلاط می باشند. اما این امر با توجه به افت فشار و نرخ برش دست خوش تغییرات می شود. همانگونه که قبل تر گفته شد در طراحی یک میکرومیکسر ۲ عامل بشدت قابل توجه می باشد که این دو عامل افت فشار و کیفیت اختلاط است. یعنی یک میکرومیکسر ایدآل باید با کمترین افت فشار بیشترین کیفیت اختلاط را داشته باشد تا یک میکرومیکسر بهینه و قابل قبول طراحی و ساخته شود. برای درک بهتر این موضوع می توان نمودار (۴) را مشاهده کرد.

در نمودار (۴) مدل هندسه طراحی شده دارای پارامترهای بیشترین سرعت، افت فشار و نرخ برش قابل مشاهده است. قبل تر در نمودار (۳) مشاهده شد که هندسه a دارای بهترین کیفیت اختلاط بود. اما در نمودار (۴) بهترین و کمترین افت فشار مربوط به هندسه c است.

با توجه به نمودار (۳) هندسه f دارای کیفیت اختلاط ۲۶ درصد می باشد، اما طبق نمودار (۴) هندسه f دارای بیشترین افت فشار، بیشترین سرعت و بیشترین نرخ برش می باشد که اصلا برای طراحی مناسب نیست. در آخر هندسه c با توجه به ۳۰ درصد اختلاط و کمترین نرخ برش و افت فشار، برای طراحی مناسب و بهینه می باشد، که این امر به لطف انحنا در پره های اختلاط به وجود آمده است.

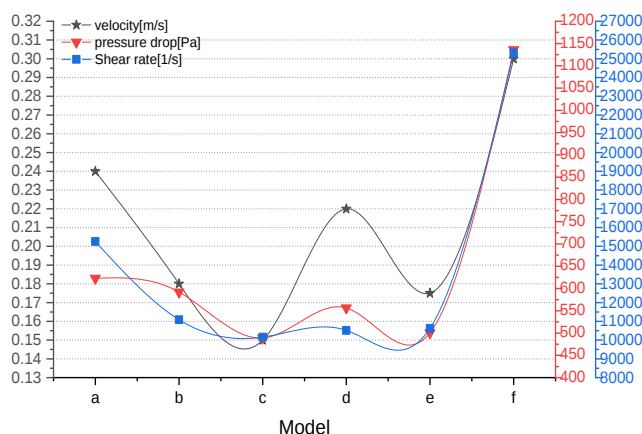
با توجه به مطالب گفته شده درباره نمودارهای (۳) و (۴) بهترین گزینه برای طراحی هندسه c است که در این پژوهش این هندسه در واحد های اختلاط ۱، ۵، ۱۰، ۱۵، ۲۵ دوره مورد



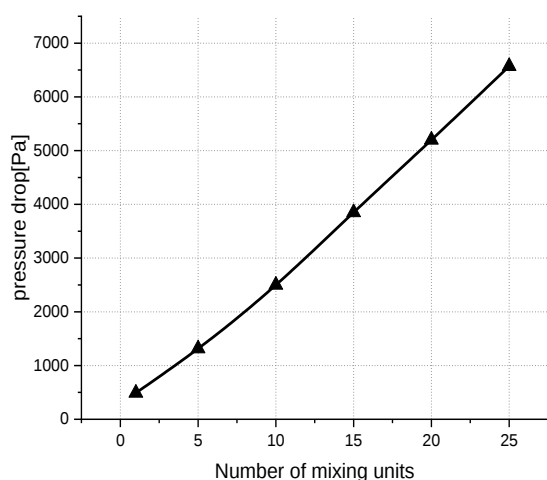
شکل ۶ توزیع غلظت برای ۶ مدل ارزیابی شده [۱]

انجام شده در دیگر پژوهش ها می باشد و با ۱۰ دوره اختلاط کیفیت اختلاط به ۷۳ درصد می رسد. همچنین در نمودار (۸) افت فشار برای مرجع [۴]، تا ۱۰ دوره اختلاط کمتر از هندسه طراحی شده در این پژوهش می باشد و این اختلاف فشار برای ۱ دوره ۲۲۸ پاسکال، ۵ دوره ۱۰۶۱ پاسکال و ۱۰ دوره ۲۰۹۰ پاسکال بدست آمده است. ولی در هندسه C طراحی شده در این پژوهش برای ۱ دوره ۴۹۰ پاسکال، ۵ دوره ۱۳۱۵ پاسکال و ۱۰ دوره ۲۵۰۰ پاسکال محاسبه شده است که با توجه به کیفیت اختلاط بدست آمده در این پژوهش افت فشار کمتری نسبت به سایر کار ها بدست آمده است، و این خود نقطه قوت طراحی هندسه C می باشد. در نمودار (۹) نیز می توان نمودار حداقل و حداکثر غلظت در خروجی کانال طبق تعداد واحد های اختلاط را مشاهده کرد. در شکل (۷) نیز می توان توزیع غلظت برای واحد های اختلاط برای هندسه C را مشاهده کرد.

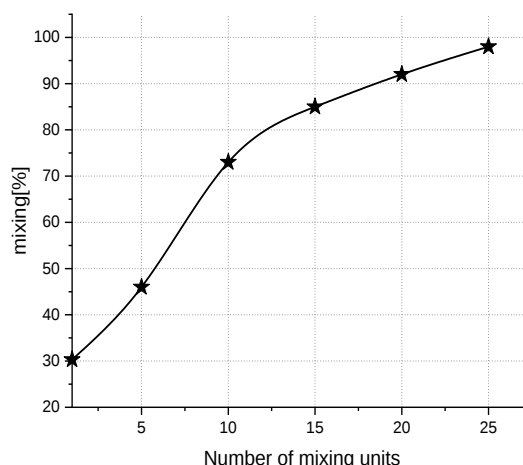
ارزیابی عددی قرار گرفته است. در نمودار (۵) می توان تغییرات درصد اختلاط را برای هندسه C مشاهده کرد.



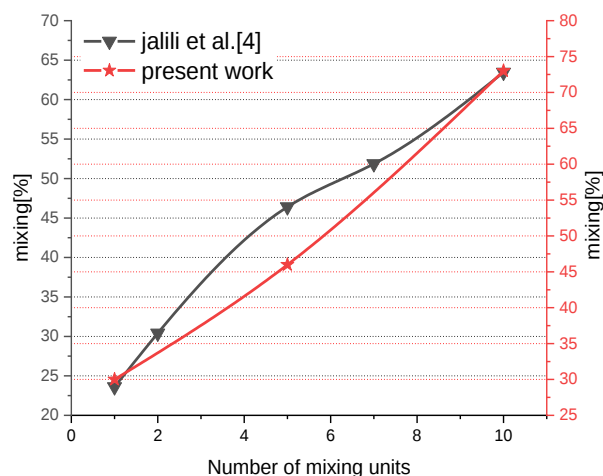
نمودار ۴ افت فشار، حداکثر سرعت و نرخ برش در ۶ هندسه مورد ارزیابی



نمودار ۶ تغییرات افت فشار هر دوره اختلاط برای هندسه C



نمودار ۵ تغییرات کیفیت هر دوره اختلاط برای هندسه C

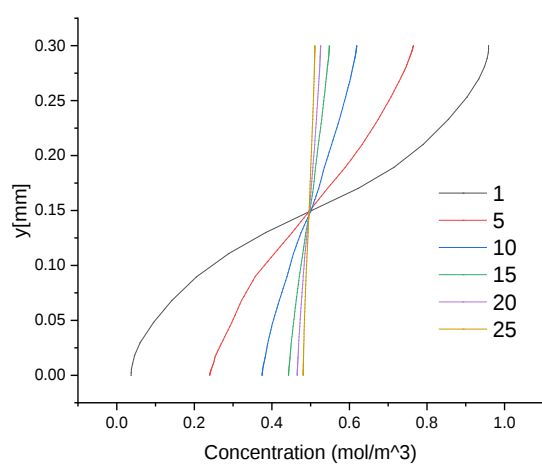


نمودار ۷ مقایسه کیفیت اختلاط برای ۱۰ دوره اختلاط انجام شده در این پژوهش با کار جلیلی و همکاران [۴]

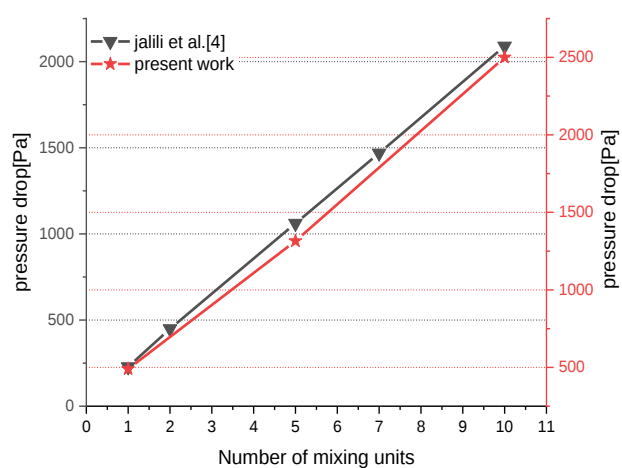
همچنین در نمودار (۶) می توان تغییرات فشار با افزایش دوره های اختلاط برای هندسه C را مشاهده کرد.

همانگونه که در نمودار (۶) مشاهده می شود با افزایش تعداد دوره های اختلاط افت فشار به صورت خطی بالا رفته و این امر در مرجع شماره [۴] نیز ذکر شده است. در نمودار (۷) می توان مقایسه کیفیت اختلاط برای ۱۰ واحد اختلاط با کار انجام شده در این پژوهش و کار انجام شده با کار جلیلی و همکاران [۴] را مشاهده کرد. در نمودار (۸) نیز مقایسه افت فشار محاسبه شده در این پژوهش با کار مرجع شماره [۴]، قابل مشاهده است.

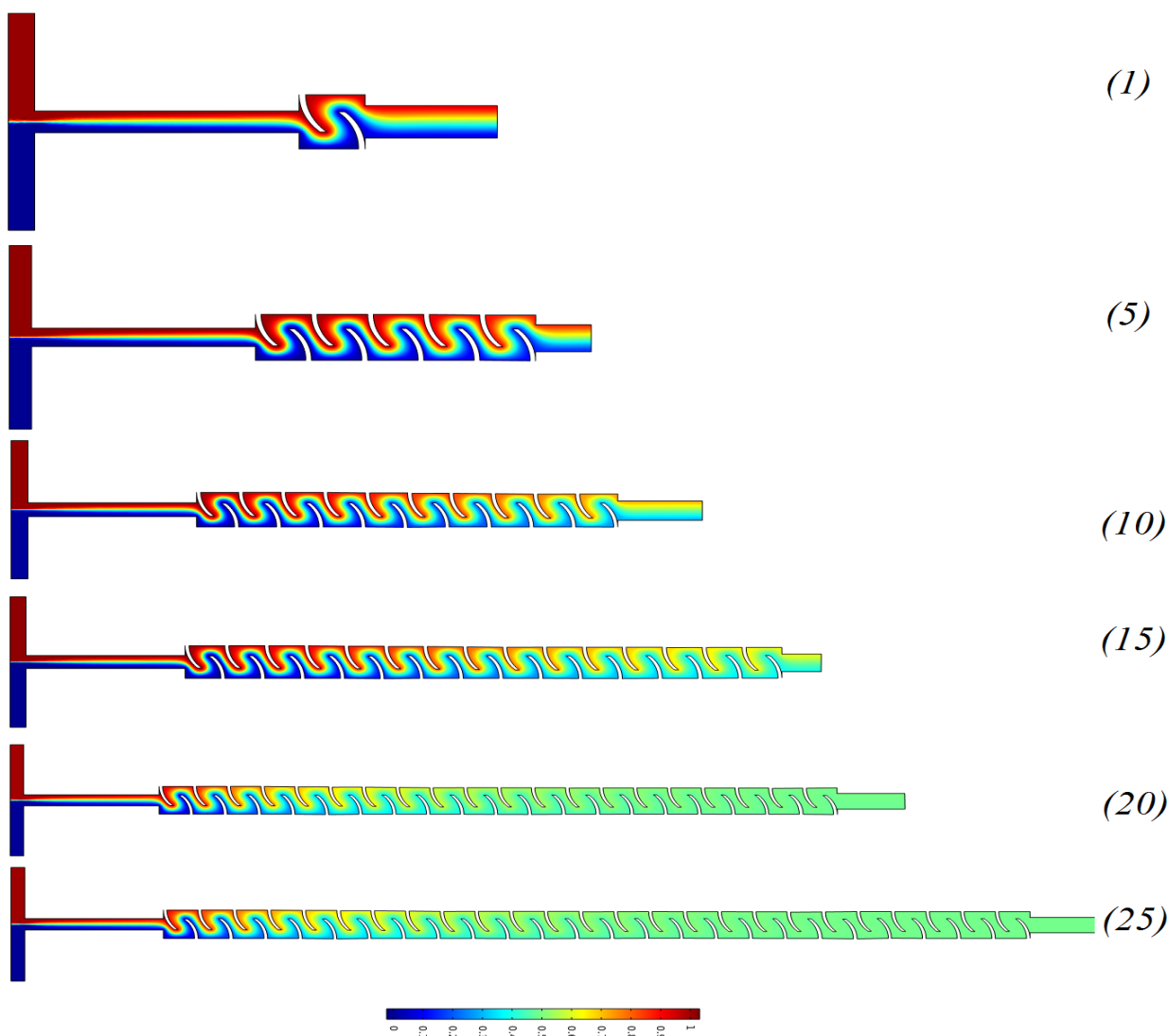
همانطور که در نمودار (۸) قابل مشاهده می باشد طراحی هندسه C دارای کیفیت اختلاط بالایی نسبت به طراحی های



نمودار ۹ حداقل و حداکثر غلظت در خروجی کانال طبق تعداد واحد های اختلاط



نمودار ۸ مقایسه افت فشار محاسبه شده در این پژوهش با کار مرجع شماره [۴]



شکل ۷ توزیع غلظت برای دوره های ۱ الی ۲۵ واحد اختلاط مربوط به هندسه C

۷- نتیجه گیری

دارای کمترین افت فشار و نرخ برش در مقابل دیگر هندسه ها است. همچنین هندسه C با توجه به افت فشار کم دارای کیفیت اختلاط مناسبی نسبت به سایر پژوهش ها می باشد و برای سیال خون با ۲۵ واحد اختلاط در کانال کیفیت بدست آمده برابر با ۹۸ درصد می باشد که می توان آن را برای استفاده در سیستم های شیمیایی مناسب دانست. بعد از هندسه C هندسه d دارای بهترین عملکرد بوده و بدترین هندسه مربوط به هندسه f می باشد که کمترین میزان کیفیت اختلاط، همراه با بالاترین افت فشار را دارا است.

شبیه سازی عددی برای ارزیابی کیفیت اختلاط در ۶ مدل هندسه متفاوت برای یک میکرومیکسر غیرفعال با تعداد واحد های اختلاط ۱، ۵، ۱۰، ۱۵، ۲۰، ۲۵ مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج عددی به دست آمده توسط نرم افزار COMSOL Multiphysic (نسخه 6.1)، برای تجزیه و تحلیل بهبود کیفیت اختلاط و عامل MQ ارائه شد. نتایج حل عددی نشان داد برای سیال غیرنیوتونی بهترین هندسه برای اختلاط سیال خون هندسه C می باشد که

۸- مراجع

- [1] N.-T. Nguyen and Z. Wu, "Micromixers—a review," *Journal of micromechanics and microengineering*, vol. 15, p. R1, doi: 10.1088/0960-1317/15/2/R01, (2004).
- [2] M. A. Teamah, M. K. Dawood, and W. M. El-Maghlany, "Double diffusive natural convection in a square cavity with segmental heat sources," *Scientific Research*, vol. 54, pp. 287-301, 2011.
- [3] S. K. Sia and G. M. Whitesides, "Microfluidic devices fabricated in poly (dimethylsiloxane) for biological studies," *Electrophoresis*, vol. 24, pp. 3563-3576, doi: <https://doi.org/10.1002/elps.200305584>, (2003).
- [4] D. A. Fallah, M. Raad, S. Rezazadeh, and H. Jalili, "Increment of mixing quality of Newtonian and non-Newtonian fluids using T-shape passive micromixer: numerical simulation," *Microsystem Technologies*, vol. 27, pp. 189-199, doi: 10.1007/s00542-020-04937-z, (2021).
- [5] Y. Fang, Y. Ye, R. Shen, P. Zhu, R. Guo, Y. Hu, et al., "Mixing enhancement by simple periodic geometric features in microchannels," *Chemical Engineering Journal*, vol. 187, pp. 306-310, doi: 10.1016/j.cej.2012.01.130, (2012).
- [6] B. J. Kim, S. Y. Yoon, K. H. Lee, and H. J. Sung, "Development of a microfluidic device for simultaneous mixing and pumping," *Experiments in fluids*, vol. 46, pp. 85-95, doi:10.1007/S00348-008-0541-1, (2009).
- [7] A. Shamloo, M. Mirzakhani, and M. R. Dabirzadeh, "Numerical simulation for efficient mixing of newtonian and non-newtonian fluids in an electro-osmotic micro-mixer," *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, vol. 107, pp. 11-20, doi: 10.1016/j.cep.2016.06.003, (2016).
- [8] A. Afzal and K.-Y. Kim, "Flow and mixing analysis of non-Newtonian fluids in straight and serpentine microchannels," *Chemical Engineering Science*, vol. 116, pp. 263-274, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ces.2014.05.021>, (2014).
- [9] X. Dong, K. Yaji, and X. Liu, "Optimum design of micromixer for a non-Newtonian fluid by topology optimization," *Chemical Engineering Journal*, vol. 428, p. 131367, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cej.2021.131367>, (2022).
- [10] S. Tokas, M. Zunaid, and M. A. Ansari, "Non-Newtonian fluid mixing in a Three-Dimensional spiral passive micromixer," *Materials Today: Proceedings*, vol. 47, pp. 3947-3952, doi: 10.47176/JAFM.16.04.1450, (2021).
- [11] G. Kunti, A. Bhattacharya, and S. Chakraborty, "Analysis of micromixing of non-Newtonian fluids driven by alternating current electrothermal flow," *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, vol. 247, pp. 123-131, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jnnfm.2017.06.010>, (2017).
- [12] N. T. Tayeb, K. Amar, K. Sofiane, L. Lakhdar, and L. Yahia, "Thermal mixing performances of shear-thinning non-Newtonian fluids inside Two-Layer Crossing Channels Micromixer using entropy generation method: Comparative study," *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, vol. 156, p. 108096, doi: 10.15282/jmes.13.4.2019.15.0471, (2020).
- [13] A. Kumar Bansal, G. K. Nhaihaniya, M. Bhardwaj, and S. Chitnis, "Micromixing Optimization of Non-Newtonian Fluids with Heterogeneous Zeta Potential," *Engineering Research Express*, doi: 10.1088/2631-8695/acecda, (2023).
- [14] A. Kouadri, E. Douroum, Y. Lasbet, T. T. Naas, S. Khelladi, and M. Makhlof, "Comparative study of mixing behaviors using non-Newtonian fluid flows in passive micromixers," *International*

- Journal of Mechanical Sciences*, vol. 201, p. 106472, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2021.106472, (2021).
- [15] S. Baheri Islami, M. Khezerloo, and R. Gharraei, "The effect of chaotic advection on mixing degree and pressure drop of non-Newtonian fluids flow in curved micromixers," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 39, pp. 813-831, doi: <https://doi.org/10.1007/s40430-016-0689-1>, (2017).
- [16] M. M. Tatlısoz and Ç. Canpolat, "Pulsatile flow micromixing coupled with ICEO for non-Newtonian fluids," *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, vol. 131, pp. 12-19, doi: 10.1016/j.cep.2018.07.002, (2018).
- [17] H. Lv and X. Chen, "New insights into the mixing behavior of Non-Newtonian fluid in electroosmotic micromixer," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 44, p. 181, doi: 10.1007/s40430-022-03502-1, (2022).
- [18] E. Nematollahi and M. Sefid, "Numerical Study of Mixing Two-Components Non-Newtonian Fluids in Double T-Shaped Micromixers and Multiple T-Shaped with Aligned and Non-Aligned Inputs," *Modares Mechanical Engineering*, vol. 19, pp. 833-844, doi: <http://mme.modares.ac.ir/article-15-24042-en.html>, (2019).
- [19] A. Shamloo, M. Madadelahi, and S. Abdorahimzadeh, "Three-dimensional numerical simulation of a novel electroosmotic micromixer," *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, vol. 119, pp. 25-33, doi: <https://doi.org/10.1007/s11012-019-01018-y>, (2017).
- [20] J. Yang, Y. Chen, C. Du, X. Guan, and J. Li, "Numerical simulation of electroosmotic mixing of non-Newtonian fluids in a micromixer with zeta potential heterogeneity," *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, vol. 186, p. 109339, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cep.2023.109339>, (2023).



طراحی تعاملات و پیکره سامانه حمل بار هدایت پذیر خودکار خط تولید خودرو

چکیده: موضوع این پژوهش حمل بار و چالشی که به آن پرداخته، چگونگی انجام آن در خطوط تولید کارخانه های خودروسازی است. حمل بار، جابجایی یک محموله از انبار قطعات به خط تولید و بالعکس است. این خطوط به طور پیوسته مشغول تولید بوده و هر لحظه توقف، زیان های سنگینی وارد می آورد. بنابراین حمل هوشمند بار الزامی می گردد. هدف و ماهیت این پژوهش به ترتیب کاربردی و کیفی-توصیفی است. از روش پیمایشی برای جمع آوری داده ها استفاده کرده و به صورت میدانی، از پرسش نامه کلامی-تصویری و از واکاوی گروه دلفی بهره برده است. با کاربرد طراحی نامه که مبتنی بر روش طراحی تعامل و کاربر محوری است و به کارگیری تحلیل سلسله مراتبی، روش طراحی شکل گرفته است. طرح نمای پیکره سامانه حمل بار به صورت پژوهش کتابخانه ای تحقق یافته است. پژوهش میدانی به روش کلینیک کاربران و سامانه، دنبال شده و پس از ایده پردازی در طرحستان، از طریق طرح آورد، دستاورد پژوهش با عنوان پیکره سامانه حمل بار هدایت پذیر خودکار خط تولید خودرو با برنر دان رو رقم خورده است. نسبت به محصولات مشابه مزایایی از جمله هزینه های تعمیر و نگهداری پایین تر، آموزش سریع تر کاربران، توانایی کار به جای نوار نقاله و حذف آن، توانایی چرخش ۳۶۰ درجه درجا و حرکت در جهات عمود بر هم را به ارمغان می آورد.

واژه های راهنما: پیکره تعاملی، سامانه حمل بار هدایت پذیر خودکار، خط تولید خودرو، طراحی تعامل، طراحی صنعتی

حسام دانش

دانش آموخته کارشناسی ارشد
طراحی صنعتی، گروه هنر،
واحد علوم و تحقیقات،
دانشگاه آزاد اسلامی، تهران

علی فرجی *

استادیار،
گروه طراحی صنعتی،
دانشکده گان هنرهای زیبا،
دانشگاه تهران، تهران

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۱/۰۶/۲۲

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۷/۰۴

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۷/۱۰

Hessam Danesh

M.A. Industrial
Design, Department
of Art, Science and
Research branch,
Islamic Azad
University, Tehran

Ali Faraji*

Assistant Professor,
Department of
Industrial Design,
College of Fine Arts,
University of Tehran

Design an automated guided vehicle system and its interactions for car production line

Abstract: The topic of this research is cargo transportation and the challenge that has been addressed is how to do it in the production lines of automobile factories. Cargo transportation is the movement of a shipment from the parts warehouse to the production line and vice versa. These lines are continuously engaged in production and every time the line stops, it causes heavy losses. Therefore, intelligent cargo transportation is required. The purpose and nature of this research is applied and qualitative-descriptive. It used a survey method to collect data and, used the verbal-visual questionnaire and the Delphi group in the field research. By applying the so-called Design up, which is based on interaction and user-centered design, and the use of Analytical Hierarchy Process, the design method has been formed. The automated guided vehicle (AGV) scope, which includes the needs as well as subject view, has been realized in the form of library research. Field research has been followed by the method of users and product clinics, and in the design stage, the AGV and its brand logo have been designed via battlefield designs. This achievement is obtained under the name of DanRo. In comparison to similar products, it has advantages such as lower maintenance costs, faster training of users, the ability to work instead of the production line conveyor belt and its removal, the ability to rotate 360 degrees in place and move in perpendicular directions, and increases the flexibility and speed of production.

Keywords: Interactive configuration, Automated guided vehicle (AGV), Automobile production line, Interaction design, Industrial design

۱- مقدمه

فرایندهای ساخت می‌توان این سامانه را با هزینه کم و بدون نیاز به تغییرات اساسی با شرایط جدید تطبیق داد.

در مقاله‌ای تحت عنوان یک روش یادگیری تقویتی برای زمان‌بندی در یک سامانه چندتایی «ای جی وی» در تولید، پس از روش زمان‌بندی به‌عنوان مسئله مارکوف با تعریف ویژگی‌های حالت، فضای کنش‌ها و تابع پاداش یک روش جدید زمان‌بندی با استفاده از یادگیری تقویتی پیشنهاد می‌شود. نتایج حاصله نشان می‌دهد در این روش «ای جی وی» با اطلاعات کاملی را در مورد وضعیت لحظه‌ای هر ماشین و کاری که در حال اجرا است به اشتراک می‌گذارند، و تصمیم‌گیری را با درک کامل از کل جریان کار می‌گیرند. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که این روش جدید راه‌حل بهینه یا نزدیک به بهینه را از تجربه گذشته می‌آموزد و عملکرد بهتری نسبت به روش زمان‌بندی چند عاملی در یک محیط پویا ارائه می‌دهد [۴]. در پایان‌نامه‌ای تحت عنوان بهینه‌سازی مسیر «ای جی وی» در کارخانه با استفاده از الگوریتم گرگ‌های خاکستری نتایج به‌دست‌آمده نشان می‌دهد که یک الگوریتم کارآمد، به‌ویژه برای مسائل بزرگ، برای حل این مسئله است. با توجه به بررسی‌های به‌عمل‌آمده، این الگوریتم قادر است برای مسائل بزرگ نیز در زمان قابل‌قبول، حل نزدیک به بهینه را ارائه نماید [۵]. در پژوهشی تحت عنوان چالش‌های معرفی «ای جی وی» در خطوط تولید (مطالعات موردی در صنعت خودرو) باهدف بررسی محدودیت‌ها و شرایط ضروری‌ای که هنگام پیاده‌سازی فناوری آن برای خودکارسازی فرایندهای لجستیک باید در نظر گرفته شود، مطالعه موردی بر روی دو خط تولید خودرو در دو کشور پرتغال و جمهوری چک انجام گرفت و براساس داده‌های به‌دست‌آمده یک روش سه مرحله‌ای با در نظر گرفتن جنبه‌های فناورانه، سازمانی و ایمنی به‌عنوان خروجی اصلی پیشنهاد شد. طرح پایه همچنین شامل پیشنهاد برخی از عوامل حیاتی موفقیت و شاخص‌های کلیدی عملکرد است که باید به‌منظور ارزیابی کارایی اجرای این فناوری در پروژه‌ها مدنظر قرار گیرد [۶]. در پایان‌نامه‌ای تحت عنوان تحقیق و توسعه یک سیستم هوشمند جابجایی مواد^۲ مبتنی بر «ای جی وی» برای کاربردهای صنعتی به توسعه یک مدل کم‌هزینه که قادر به انجام جابجایی مواد در یک محیط صنعتی است، پرداخته شده است. نتایج به‌دست‌آمده در این پایان‌نامه شامل توسعه یک سیستم کوپلینگ مستقل^۳، یکپارچه‌سازی دستگاه‌های ایمنی کلیدی و توسعه یک راهبرد کنترل هوشمند که می‌تواند برای کنترل

موضوع این پژوهش حمل بار و چالش، در خطوط تولید کارخانه های خودروسازی انجام آن است [۱]. حمل بار به معنی جابجایی یک محموله از نقطه مبدأ به مقصد است که در کارخانه‌های خودروسازی نقطه مبدأ انبار قطعات است. به‌دلیل سرمایه‌گذاری بسیار سنگین انجام پذیرفته در خطوط تولید کارخانه‌های خودروسازی بایستی به‌طور پیوسته مشغول تولید بوده و هر لحظه توقف خط، زیان‌های سنگینی وارد می‌آورد. یکی از عواملی که در این امر نقش حیاتی دارد حمل بار و انتقال به‌موقع قطعات در خطوط تولید خودرو است. همچنین در کارخانه‌های خودروسازی که تعداد قطعات محصول بسیار زیاد است، طبق اعلام شرکت تویوتا، یک خودرو به‌طور میانگین از سی هزار قطعه تشکیل شده است [۲]، پیچیدگی کنترل فرایند توزیع قطعات به‌طور فزاینده‌ای افزایش خواهد یافت و کنترل موجودی قطعات در خطوط تولید اهمیت بسیاری خواهد یافت. یکی از مواردی که در این امر نقش حیاتی دارد حمل هوشمند بار در خطوط تولید خودرو است. از این جهت اهمیت دارد که کمبود قطعه موجب توقف خط می‌شود و مازاد قطعه نیز باعث افزایش ضایعات در قطعات می‌گردد. فرایند حمل بار در خطوط تولیدی می‌تواند به عوامل انسانی سپرده شود اما خطاهای ناشی از اشتباه‌های عملکرد افراد می‌تواند سبب توقف خط گردد. همچنین استفاده از نیروی انسانی برای حمل بار در خط تولید به‌دلیل حجم زیاد کار نیاز به تعداد زیادی نیروی انسانی دارد، علاوه بر این نیروی انسانی دارای مسائلی مانند مرخصی، افزایش حقوق، آسیب دیدگی و سایر موارد نیز می‌باشند که تمام این موارد منجر به افزایش هزینه‌های تولید می‌گردد.

امروزه به‌دلیل سلیقه‌های متفاوت مشتریان، این روش نیز پاسخ‌گو نیست و شرکت‌ها برای جلب هرچه بیشتر مشتریان مجبور به استفاده از سامانه‌های تولید انعطاف‌پذیر برای پاسخ گویی به طیف وسیع سلیقه مشتریان می‌باشند. محققان دانشگاه جان‌هاپکینز تولید انعطاف‌پذیر را توانایی تولید انواع محصولات به‌موقع مقرون‌به‌صرفه تعریف کرده‌اند [۳]. سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار^۱ (ای جی وی) در مقابل نوار نقاله‌ها و سایر تجهیزات حمل‌ونقل نسبت به تغییرات بسیار منعطف‌تر هستند. از این‌رو در شرایط نرخ متغیر تولید، تغییر نوع محصول و یا تغییر

³ Autonomous coupling system¹ Automated guided vehicle (AGV) system² Intelligent material handling system

پیکره‌های تعاملی سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار را با هزینه کم و بدون نیاز به تغییرات اساسی با شرایط جدید تطبیق داد.

۲- روش پژوهش و طراحی

این پژوهش از دیدگاه هدف کاربردی و از نقطه‌نظر ماهیت کیفی- توصیفی است. برای جمع‌آوری داده‌ها از روش پیمایشی^۱ استفاده کرده که مهم‌ترین ابزار آن به‌صورت میدانی، کلامی- تصویری^۲ (پرسشنامه و مصاحبه محقق‌ساخته) بوده و نیز از واکاوی گروه دلفی سود برده‌است. با کاربرد طراحی نامه [۱۰] که مبتنی بر روش طراحی تعامل و کاربر محور [۱۱] است و به کارگیری تحلیل سلسله‌مراتبی^۳ [۱۲] به‌منظور ارزیابی در مراحل مختلف پروژه، روش طراحی بیان‌شده است (شکل ۱).



شکل ۱ طراحی نامه [۱۰]

۳- سامانه حمل بار و خط تولید خودرو

۳-۱- سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار

سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار نوعی ابزار جهت حمل‌ونقل مواد، قطعات و تجهیزات است که بدون نیاز به اپراتور و با استفاده از تجهیزات هدایت خودکار الکترومغناطیسی، نوری و یا لیزری، مسیر را دنبال می‌کند و بار خود را از نقطه مبدأ تا نقطه یا نقاط مقصد می‌رساند [۱۳]. این سامانه انواع مختلفی دارند. یک نوع از دسته‌بندی‌ها بر اساس نوع سیستم هدایت‌گر است. این دسته بندی عبارت‌اند از هدایت با سیم، هدایت با استفاده از نوار مغناطیسی یا رنگی، هدایت با استفاده از نقاط مغناطیسی، هدایت لیزری و هدایت چشمی. تاریخچه سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار از حدود ۷۰ سال پیش و بعد از پایان گرفتن جنگ جهانی آغاز می‌شود. در این دوران رؤیای همیشگی انسان که انجام کارها توسط ماشین به‌جای انسان بود و همچنین پیشرفت

عملکرد چندین «ای جی وی» در یک منطقه مورد استفاده قرار گیرد، هستند [۷]. در مقاله‌ای تحت عنوان طراحی و توسعه یک رابط کاربری گرافیکی برای فرایند نظارت بر ناوگان وسایل نقلیه هدایت‌شونده خودکار نتایج به‌دست‌آمده حاکی از آن است که شش معیار طراحی: مدیریت، سازگاری، توانایی مشاهده، تجزیه و تحلیل، آگاهی از ربات و کار، و مداخله به‌عنوان مهم‌ترین نکات هنگام طراحی یک رابط کاربری گرافیکی برای این وسایل نقلیه باید در نظر گرفته شوند [۸]. در پایان‌نامه‌ای تحت عنوان نسل بعدی «ای جی وی» های ارزان با توجه به گران بودن آن‌ها و توان کم واحدهای صنعتی کوچک برای خرید این دستگاه‌ها اقدام به طراحی و ساخت دستگاهی شده که می‌تواند باقیمت بسیار پایین‌تر و بدون به خطر انداختن انعطاف‌پذیری و ویژگی‌های عملکردی واحدهای کوچک صنعتی به کار گرفته شود. نمونه اولیه با هزینه پروژه ۲۰۵۹۵ کرون تولید شده‌است و با ارزیابی نمونه اولیه مشخص شد دستگاه دارای حداکثر نیروی کششی ۳۰۰ نیوتن و ظرفیت بار ۴۰۰ کیلوگرم است. در این پروژه از حس‌گرهای ایمنی استفاده نشده است زیرا قرار بود دستگاه در یک محیط کنترل‌شده کار کند [۹].

مقاله حاضر باهدف بهینه شدن حمل بار و توزیع قطعات در خط تولید خودرو که باعث کاهش اتلاف وقت و انرژی می‌شود، کنترل شدن بهینه موجودی قطعات مورد استفاده در خط تولید خودرو که باعث کاهش ضایعات می‌شود، و بهبود پارامترهای مرتبط با نیروی کار من جمله کارآمدی، کارایی، رضایت‌مندی و بهبود شرایط کاری کارکنان در خط تولید خودرو اقدام به طراحی تعاملات و پیکره تعاملی سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار خط تولید خودرو کرده است [۱۱]. امروزه به‌دلیل سلیقه‌های متفاوت مشتریان، شرکت‌ها برای جلب هرچه بیشتر مشتریان مجبور به استفاده از سامانه‌های تولید انعطاف‌پذیر برای پاسخ‌گویی به طیف وسیع سلیقه مشتریان می‌باشند. نوآوری این پژوهش علاوه بر استفاده از پیکره تعاملی سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار خط تولید خودرو در جابجایی بار از انبار به خط تولید، جایگزین کردن این فناوری به جای خط مونتاژ به‌صورت نوار نقاله و حذف نوار نقاله به‌منظور افزایش سطح انعطاف‌پذیری در خطوط مونتاژ و تولید است. پیکره‌های تعاملی سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار در مقابل نوار نقاله‌ها و سایر تجهیزات حمل‌ونقل نسبت به تغییرات بسیار منعطف‌تر هستند از این‌رو در شرایط نرخ متغیر تولید، تغییر نوع محصول و یا تغییر فرآیندهای ساخت می‌توان

³ AHP (Analytical Hierarchy Process)

¹ Survey method

² Verbal-visual

پیش مونتاژ به صورت مجموعه‌های کوچک مونتاژ شده‌اند) به ترتیب به یکدیگر افزوده می‌شوند تا محصول نهایی تکمیل شود. با حرکت دادن قطعات بر روی خط تولید از یک ایستگاه به ایستگاه دیگر به جای جابه‌جا کردن آن‌ها توسط نیروی انسانی، راندمان و سرعت کار افزایش می‌یابد.

۳-۳- انواع روش‌های هدایت سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار

برای هدایت سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار از روش‌های هدایت با سیم، هدایت با استفاده از نوار مغناطیسی یا رنگی، هدایت با استفاده از نقاط مغناطیسی، هدایت‌لیزری و هدایت چشمی استفاده می‌شود. در روش هدایت با سیم مغناطیسی، حسگر مغناطیسی در پایین ربات قرار گرفته است. یک شکاف روی زمین ایجاد می‌گردد و سیم حدود یک اینچ زیرزمین قرار می‌گیرد. حسگر با استفاده از میدان مغناطیسی ایجادشده در اطراف سیم مسیر را تشخیص می‌دهد.

در روش هدایت با استفاده از نوار مغناطیسی یا رنگی، یک نوار مغناطیسی یا رنگی جهت راهنمایی مسیر استفاده می‌گردد. یکی از مزایای اصلی هدایت نواری نسبت به سیمی قابلیت جابجایی آسان در صورت تغییر مسیر است. نوار رنگی در بدو امر ارزان‌تر است اما در مناطق با ترافیک و آلودگی زیاد که ممکن است نوار آسیب ببیند توصیه نمی‌گردد. نوار مغناطیسی انعطاف‌پذیر همچنین می‌تواند در کف همانند سیم تعبیه گردد. در روش هدایت به وسیله نقاط مغناطیسی، پیکره سامانه مجهز به حسگرهای مغناطیسی در زیر پیکره است و پیکره‌ها با ره‌گیری نقاط مغناطیسی استوانه‌ای کوچکی که داخل زمین تعبیه شده‌اند حرکت می‌کنند. نقاط مغناطیسی معمولاً آهنرباهای استوانه‌ای با ابعاد حدودی 20×10 میلی‌متر هستند این نقاط در هر ۲۵۰ تا ۵۰۰ میلی‌متر تعبیه می‌شوند.

در روش هدایت به وسیله حسگر لیزری، هدایت از طریق نصب نوار بر روی دیواره‌ها، قطب‌ها و یا ماشین‌آلات انجام می‌شود. سامانه دارای یک فرستنده و گیرنده لیزری است که بر روی یک برجک بر روی پیکره آن نصب شده است. لیزر فرستاده شده و پس از منعکس شدن توسط گیرنده لیزری دریافت می‌شود. کنترلر پیکره سامانه زاویه و فاصله را به‌طور خودکار محاسبه کرده و در حافظه خود ذخیره می‌کند. نقشه منعکس شده در حافظه ذخیره می‌گردد و می‌تواند موقعیت خود را بر اساس اشتباهات بین اندازه‌گیری‌های مورد انتظار دریافت و اصلاح کند.

های سریع در زمینه حسگرها، کنترل‌کننده‌ها و میکروالکترونیک راه را برای ایجاد سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار هموار کرد.

استفاده از این سامانه را می‌توان به چهار دوره تقسیم کرد. اولین دوره از حدود سال ۱۹۵۰ در آمریکا و اندکی بعد در اروپا آغاز شد و حدود ۲۰ سال به طول انجامید. از نظر فنی دستگاه‌های اولیه با سامانه‌های هدایتی ساده و حسگرهای لمسی خود مشخص شده‌اند، مانند ضربه‌گیرها و دستگیره‌های توقف دستی و کلیدهای مکانیکی. ایده اولیه این دستگاه‌ها این بود که راننده یک تراکتور حمل بار را با یک سیستم خودکار جایگزین کنند.

دوره دوم از ۱۹۷۰ تا ۱۹۹۰ طول کشید. در این دوره بردهای ساده الکترونیکی تولید شدند که در کابینت‌های بزرگ برای کنترل بلوک‌ها استفاده شدند. در این دوره هدایت از طریق یک نوار مغناطیسی که در زمین کار گذاشته شده بود رواج پیدا کرد و داده‌ها به وسیله سیم، اینفرارد یا حتی امواج رادیویی انتقال پیدا می‌کرد.

دوره سوم از اواسط دهه ۱۹۹۰ تا حدود ۲۰۱۰ ادامه داشت و طی آن استانداردهای فناوری تعیین و بازارهای جدیدی تأسیس شد. این دستگاه‌ها دارای هدایت الکترونیکی و حسگرهای بدون تماس بودند. آن‌ها با یک رایانه استاندارد هدایت می‌شدند و همچنین دارای میکروپروسسور بودند. در این دوره هدایت کابل رسانایی دیگر نقشی ندارد. فناوری‌های ناوبری کلاسیک در این دوره، ناوبری مغناطیسی و لیزری بودند. استفاده از فناوری وای فای به عنوان ابزاری برای انتقال اطلاعات از این دوره آغاز شد. در این دوره سامانه‌های حمل بار هدایت‌پذیر خودکار به عنوان وسیله‌ای قابل اعتماد و اثبات شده برای حمل و نقل و ترابری داخلی مورد توجه قرار گرفتند.

در دوره چهارم دنیای سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار وارد مرحله جدیدی از تکامل شده است که تأثیر به سزایی هم در فناوری و هم در برنامه‌های جدید خواهد داشت. اگرچه، این دوره کاملاً جایگزین دوره قبلی نشده است اما در حال ایجاد دستاوردهای خود است. اساس فناوری‌هایی که باعث تغییرات شده‌اند در سامانه‌های حسگرهای جدید، کم‌هزینه و هوشمند و همچنین توسعه نرم‌افزاری که از طریق اینترنت اجرا می‌شود، یافت می‌شوند [۱۴].

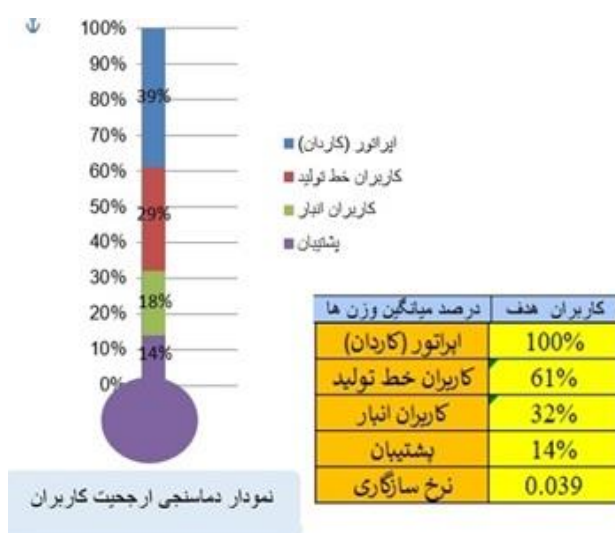
۳-۲- خط تولید خودرو

خط تولید روشی در ساخت محصولات است به این ترتیب که اجزا به صورت جزء به جزء یا به صورت نیمه کامل (قبلاً در ایستگاه‌های

و تحقیقات استفاده شده است. نتایج این نظرسنجی با نرخ سازگاری ۰/۰۴ به دست آمد (شکل ۳).



شکل ۲ کاربران پیکره سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار خط تولید خودرو



شکل ۳ سطح ارجحیت کاربران در استفاده از محصول

برای درک نظرات گروه هدف در مورد محصولات مشابهی که استفاده می‌کنند، با توجه به اطلاعات به دست آمده از مراحل قبل اقدام به طراحی پرسشنامه برای هر گروه کاربر شد. پرسش‌های مدنظر به سه گروه سؤال تقسیم‌بندی شد و سه پرسشنامه حاصل شد که یکی برای گروه اپراتور، یکی برای گروه کاربران خط تولید و انبار و یکی برای گروه پشتیبان تدوین گردید و تحت بستر سایت اینترنتی پرسلاین که ابزاری جهت ساخت و اجرای پرسشنامه است، انجام گردید. به منظور دریافت پاسخ‌های کاربران لینک‌های هر یک از پرسشنامه‌ها در اختیار شرکت جهان رو که در زمینه تولید موتورسیکلت و قطعات موتورسیکلت فعالیت دارند قرار گرفت تا به کارکنان خود که در ارتباط با سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار خط تولید بودند، ارجاع داده شود.

در روش هدایت با چشم الکترونیکی، به وسیله چشم الکترونیکی، هدایت سامانه را می‌توان بدون هیچ تغییری در محیط یا زیرساخت لازم انجام داد. این سیستم با استفاده از دوربین هایی جهت ثبت تصاویر در طول مسیر به سامانه حمل بار هدایت پذیر خودکار این امکان را می‌دهد تا با استفاده از این تصاویر و ویژگی‌های ثبت شده به مسیر خود ادامه دهد [۱۴].

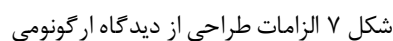
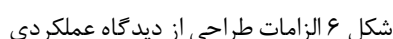
۳-۴- چگونگی استفاده از سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار خط تولید خودرو

برای استفاده از این سامانه ابتدا کاربر برنامه‌ریزی و نقشه ایستگاه ها را در سامانه وارد می‌کند. سپس کارمند انبار قطعات ارسالی را آماده کرده هر کدام را ثبت می‌کند و اطلاعات را به سامانه می‌فرستد. در این مرحله سامانه برنامه ارسال قطعات را که کدام قطعه باید به کدام ایستگاه برود و مسیر حرکت را به پیکره می‌فرستد و پیکره شروع به حرکت به سمت ایستگاه اول می‌کند. در بین راه پیکره با محیط تعامل دارد و از برخورد با اشیا و موانع مسیر اجتناب می‌کند.

در ایستگاه اول کاربر خط تولید قطعات مربوط به ایستگاه خود را برداشته و اطلاعات قطعات را در سامانه وارد می‌کند. در صورتی که قطعه‌ای از این ایستگاه لازم باشد تا به ایستگاه دیگری ارسال شود کاربر خط تولید قطعه را در پیکره قرار داده و اطلاعات قطعه را در سامانه وارد می‌کند و پیکره به سمت ایستگاه بعد حرکت می‌کند. این روند تا اتمام کار پیکره و بازگشت به انبار ادامه می‌یابد و در آخر پیکره در محل استقرار تعریف شده قرار می‌گیرد تا نوبت کاری بعد شروع شود.

۴- پژوهش میدانی: کلینیک کاربران و پیکره سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار خط تولید خودرو

کاربران پیکره تعاملی سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار خط تولید خودرو اپراتور (کاردان)، کاربران خط تولید، کاربران انبار و پشتیبان هستند (شکل ۲). اولویت‌بندی سطح ارجحیت کاربران در میزان تعامل آن‌ها با سامانه توسط روش تحلیل سلسله مراتبی مورد نظرسنجی گروه دلفی قرار گرفت. این نظرسنجی در بهار سال یک‌هزار و چهارصد هجری شمسی به صورت اینترنتی و از طریق پرسلاین تحت پرسشنامه انجام گرفت که در آن از نظر ۱۶ نفر از دانشجویان مقطع ارشد طراحی صنعتی دانشگاه علوم



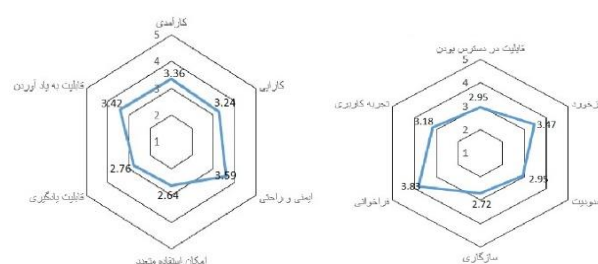
۵- طرحستان، طرح آورد و دستاورد: سامانه حمل بار هدایت پذیر خودکار دان رو

در این مرحله ابتدا به بررسی قطعاتی که از الزامات پیکره تعاملی حمل بار هدایت‌پذیر خودکار هستند و باید در پیکره تعاملی آن استفاده شوند، پرداخته شد و از هر قطعه یک نمونه برای استفاده در طراحی انتخاب شد. سپس با توجه به ابعاد این قطعات و

این پژوهش در خرداد و تیر ۱۴۰۰ انجام گرفته است. در پاسخ به این پرسشنامه‌ها مجموعاً ۱۸ نفر مشارکت کردند که ۷ نفر کارمند خط تولید و انبار، ۶ نفر اپراتور دستگاه و ۵ نفر پشتیبان بودند. محصول مورد استفاده برای همه شرکت‌کنندگان یکی بود (دستگاه اکسی‌جی وی لورکینگ تایپ) (شکل ۴). پاسخ‌های هر گروه از کاربران در قبال محصول مشابهی که استفاده می‌کردند در یکی از ۱۱ عنصر کاربرپذیری و اصول طراحی تعامل: کارآمدی کارایی، ایمنی و راحتی، قابلیت استفاده مجدد، قابلیت یادگیری، قابلیت به یاد آوردن، قابلیت رؤیت، بازخورد، محدودیت‌ها سازگاری، فراخوانی و تجربه کاربری دسته‌بندی شدند. علاوه بر این پرسش‌ها، سؤالاتی در مورد ترجیح شرکت‌کنندگان در رابطه با فرم و ظاهر دستگاه و همچنین اطلاعاتی درباره شرکت‌کنندگان نیز پرسیده شده است. برآیند نتایج سه پرسشنامه که روایی (صحت) آن توسط گروه دلفی مورد تأیید قرار گرفته و پایایی (قابلیت اطمینان) نظرسنجی با عدد آلفای کرونباخ ۰/۷۷ به دست آمده است، ارائه گردید (شکل ۵).



شکل ۴ سامانه حمل بار هدایت یزیر خودکار شرکت جهان رو



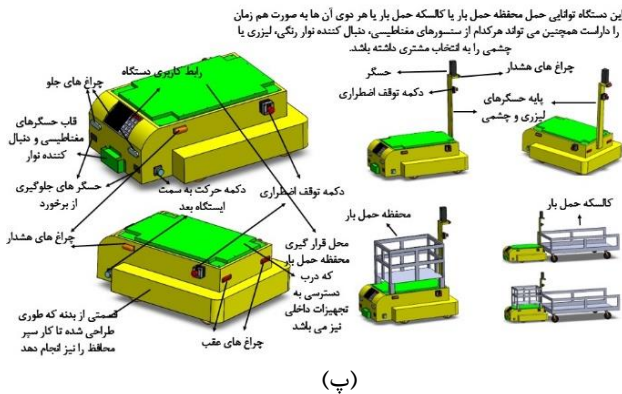
شکل ۵ میانگین نتایج به دست آمده از پرسشنامه‌ها درباره تجربه استفاده از محصول مشابه توسط گروه‌های کاربران در هر یک از ویژگی‌های دوازده‌گانه تعامل با محصول مشابه

با توجه به نتایج به دست آمده از پرسشنامه‌هایی که توسط گروه هدف کام گردید و معیارهای طراحی بالادستی حاصل از پژوهش کتابخانه‌ای [۱] الزامات طراحی در سه گروه عملکردی، ارگونومی و زیبایی‌شناسی، تدوین گردید (شکل ۶ تا ۸).

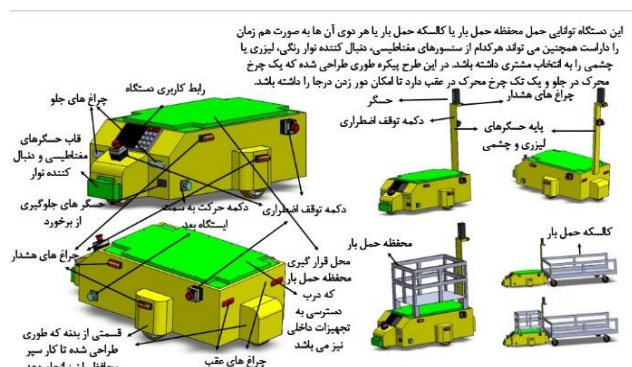
¹ OKAGV lurking type

همچنین الزامات و معیارهای طراحی که در قسمت گذشته به دست آمدند، ایده‌های مربوط به پیکره تعاملی سامانه هدایت‌پذیر خودکار خط تولید خودرو درباره فرم بدنه، پایه حس‌گرهای لیزری و چشمی، محفظه حمل بار و کالسکه حمل بار داده شد و طرح‌های مقدماتی ارائه گردید.

با توجه به طرح ابتدایی طراحی شده و همچنین نیازها و محدودیت‌ها و الزامات در صنایع خودروسازی به‌طور مثال فیکسچرها و محفظه‌های متفاوت موردنیاز برای حمل قطعات مختلف طرح‌های پیشنهادی به‌گونه‌ای لحاظ شد که توانایی حمل قطعه روی خود پیکره برای قطعات کوچک‌تر، حمل قطعه در یک محفظه حمل باربر روی پیکره که توسط کارخانه استفاده کننده و با توجه به نیازها و محدودیت‌های خود کارخانه در حمل قطعات ساخته می‌شود و همچنین توانایی کشیدن یک کالسکه به‌دنبال خود برای قطعات بزرگ‌تر که این کالسکه نیز توسط کارگاه‌های استفاده کننده با توجه به نیازهایشان ساخته می‌شود را داشته باشد. سپس به بررسی محصولات مشابه پرداخته شد و با دسته‌بندی این محصولات در سه گروه با توجه به طرح‌های ابتدایی پیشنهادی و این گروه‌ها، اقدام به طراحی برای هر گروه شد. در این مرحله پنج طرح ایده پردازی شد. در ادامه یک‌بار دیگر اقدام به جمع‌بندی طرح‌ها، ایده پردازی‌های جدید و تکمیل طرح‌های قبل گردید تا چهار طرح نهایی به‌دست آمد که به‌عنوان طرح‌ها منتخب ارائه شدند (شکل ۹).



(پ)

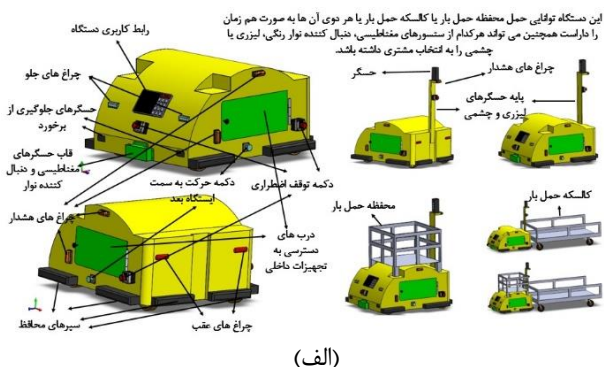


(ت)

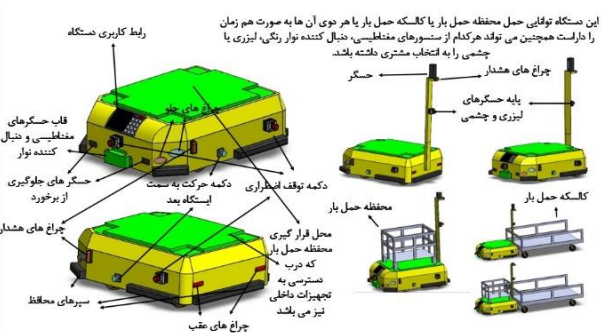
شکل ۹ (الف تا ت) به ترتیب طرح‌های اول تا چهارم

در بخش طرح آورد اقدام به نظرسنجی برای انتخاب طرح برگزیده با کمک پرسشنامه شد. برای این منظور چهار طرح منتخب به‌صورت پرسش‌نامه در اختیار چهار گروه کاربران، شامل کاربران خط تولید، کاربران انبار، پشتیبان و اپراتور که سابقه کار با دستگاهی مشابه این دستگاه را داشتند در مردادماه ۱۴۰۱ و به‌طور مجازی و از طریق سایت پرسلاین قرار گرفت. در مجموع بیست‌ودو نفر از گروه کاربران به این پرسش‌نامه پاسخ دادند که از این تعداد چهارده نفر کاربر خط تولید، چهار نفر کاربر انبار، سه نفر اپراتور و یک نفر پشتیبان بودند. روایی (صحت) پرسش‌ها توسط گروه دلفی مورد تأیید قرار گرفته و پایایی (قابلیت اطمینان) نظرسنجی با عدد آلفای کرونباخ ۰/۷۵ به‌دست‌آمده است. نتایج امتیازدهی کاربران در مورد انتخاب طرح برگزیده نشان داد که چهار طرح از نظر شرکت‌کنندگان طرح برگزیده است (شکل ۱۰).

برای برند و نشان تجاری این محصول پس از ایده پردازی با در نظر گرفتن نوع کار، خودکار بودن، بر پایه دانش و فناوریانه بودن و همچنین حرکت و جابجایی آن چند طرح آماده شد که از میان این طرح‌ها نام «دان رو» به‌همراه یک نشان انتخاب گردید (شکل ۱۱).

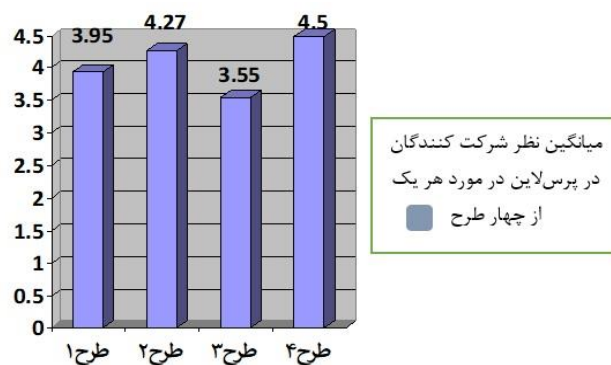


(الف)



(ب)

را داد که بتواند درجا ۳۶۰ درجه بچرخد و همچنین می‌تواند درجا در جهت عمود بر جهت حرکت ابتدایی حرکت کند. برای نیروی محرک پیکره از دو باتری لیتیوم-یون استفاده شد. پیکره طوری طراحی شد که می‌تواند به سفارش مشتری هر یک از حسگرهای دنبال کننده نوار مغناطیسی، نقاط مغناطیسی، دنبال کننده خط، حسگر لیزری و حسگر چشمی یا ترکیبی از یکی از سه حسگر اول به علاوه یکی از دو حسگر آخر را بر روی آن نصب کرد. پیکره دارای سرعت متغیر است و می‌تواند با سرعت کم شروع به حرکت کند و در ادامه سرعت خود را افزایش دهد تا جلوی تکانه وارد به محموله گرفته شود. پیکره توسط یک قطعه الکترونیکی که در تابلو برق دستگاه کار گذاشته شده قابلیت ارتباط با دستگاه کنترل کننده خارجی که نرم افزار سامانه بر روی آن نصب است را دارد. نرم افزار سامانه قابلیت نصب بر روی تلفن همراه، تبلت و رایانه را دارد. علاوه بر این پیکره دارای یک رابط کاربری بر روی خود می‌باشد که می‌توان از آن نیز برای کنترل و برنامه ریزی پیکره استفاده کرد.



شکل ۱۰ میانگین نظرسنجی گروه کاربران به هر کدام از چهار طرح



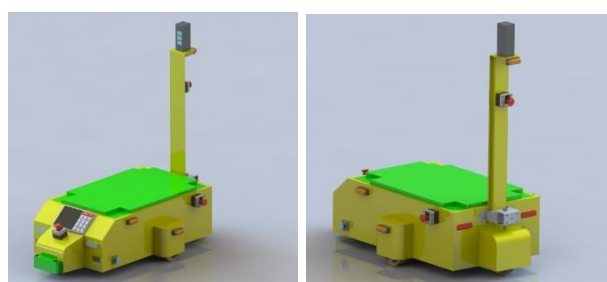
شکل ۱۱ نام و نشان تجاری سامانه حمل بار هدایت پذیر خودکار

۶- سامانه حمل بار هدایت پذیر خودکار «دان رو»

۶-۱- سناریوی استفاده از سامانه «دان رو»

پیکره تعاملی سامانه حمل بار «دان رو» دستگاهی است که با توجه به مسئله پژوهش که حمل بار در خطوط تولید کارخانه‌ها خودروسازی می‌باشد، طراحی شده است (شکل ۱۲). در طراحی این محصول بیش از هر چیز به عملکرد آن توجه شده است. زیرا محیطی که این دستگاه در آن کار می‌کند خط تولید و انبار کارخانه‌های خودروسازی است. مهم‌ترین عامل برای این دستگاه در این محیط‌ها عملکرد دستگاه می‌باشد.

برای این دستگاه با توجه به محیط کاری آن که در ارتباط دائم با قطعات سنگین و فلزی می‌باشد بدنه فلزی در نظر گرفته شد. ابتدا به وسیله برش لیزری ورق‌های مورد استفاده در بدنه دستگاه مطابق نقشه‌های ساخت برش خورده سپس با استفاده از فرایندهای ورق کاری از جمله پرس برک به شکل مورد نظر فرم داده می‌شوند. شاسی دستگاه نیز با توجه به باری که باید تحمل کند یک شاسی فلزی در نظر گرفته شده که از پروفیل‌های فلزی با روش جوشکاری ساخته خواهد شد. برای قسمت محرک پیکره دو واحد محرک که یکی در جلو و یکی در عقب پیکره جاگذاری شده‌اند، استفاده شد که با دوچرخ هرز گرد که در وسط پیکره قرار گرفته‌اند تکمیل شد. این نحوه چیدمان به پیکره این امکان



(ب)

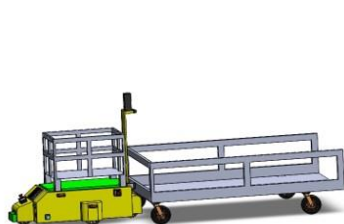
(الف)



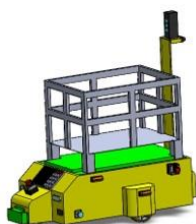
(ت)



(پ)



(ج)



(چ)

شکل ۱۲ الف و ب- تصویر سه بعدی پیکره سامانه «دان رو» در حالت پایه از دو نمای مختلف، پ- اسکنر سامانه «دان رو»، ت- پایه اسکنر سامانه دان رو، ث- پیکره سامانه «دان رو» در حال حمل محفظه حمل بار، ج- پیکره سامانه «دان رو» در حال حمل محفظه و کالسکه حمل بار

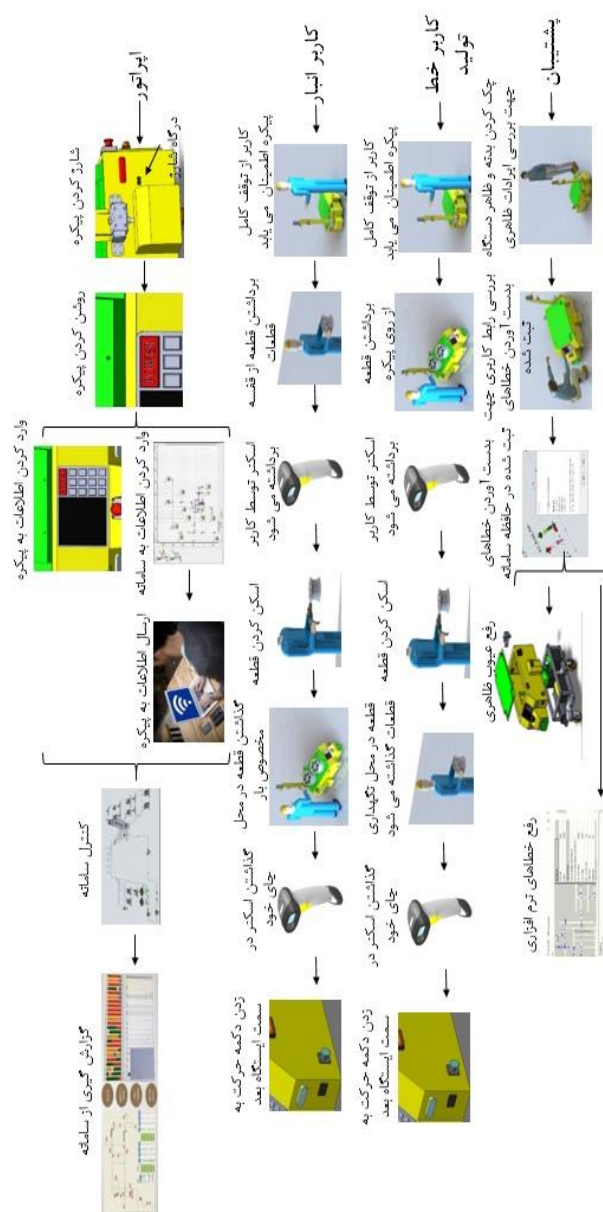
برای پیکره دو حسگر جلوگیری از برخورد در نظر گرفته شد که در جلوی پیکره جاگذاری شده است. پیکره طراحی شده دارای دکمه‌های توقف اضطراری، چراغ‌های هشدار در اطراف است. قطعه دیگری که برای امنیت در این پیکره تعبیه شده هشدار صوتی است که برای کاربران نابینا در نظر گرفته شده است. پیکره دارای دو دکمه حرکت به سمت ایستگاه بعد در دو طرف خود است. اسکنر مورد استفاده در این سامانه به گونه‌ای انتخاب شد که مطابق با معیارها و الزامات طراحی وزنی کمتر از ۵۰۰ گرم داشته باشد. برای این منظور جنس بدنه از پلاستیک ای بی اس که هم مقاومت و سختی مناسبی دارد هم سبک است، انتخاب شد. با توجه به گروه‌های کاربران سناریوی استفاده از سامانه حمل بار «دان رو» نشان داده شده است (شکل ۱۳).

جدول تعریف آیکون ها	
	غیر فعال
	تعاملی
	فعال
	فرا فعال

The diagram illustrates a mobile robot system. The robot is yellow and green, with a vertical mast and a sensor unit at the top. The components and functions are listed in Persian:

- چراغ های هشدار (Warning lights)
- صفحه نمایشگر (Display screen)
- صدا هشدار (Warning sound)
- چراغ ها (Lights)
- حسگر نقاط مغناطیسی (Magnetic point sensor)
- حسگر دایال کننده نوار رنگی (Color band dial sensor)
- حسگر نوار مغناطیسی (Magnetic band sensor)
- حسگر لیزری (Laser sensor)
- حسگر چشمی (Vision sensor)
- حسگر جلوگیری از برخورد (Collision avoidance sensor)
- کنترلر دستگاه (Device controller)
- تأمین مدل و لوگوی پیکره (Model and logo provision)
- اطلاعات توشته شده روی بدنه پیکره (Information on the body)
- فرم، بافت و گشتاالت پیکره (Form, texture and posture)
- توشته روی دکمه های رابط کاربری (Buttons on the UI)
- دکمه توقف اضطراری (Emergency stop button)
- دکمه حرکت به سمت ایستگاه بعد (Move to next station button)
- دکمه روشن و خاموشی (On/Off button)
- دکمه های رابط کاربری (UI buttons)
- ارتباط با سیم برق (Wired connection)

ویژگی‌های فیزیکی، مهندسی و اجزای پیکره تعاملی سامانه حمل بار «دان رو» نشان داده شده است (شکل ۱۶ تا ۱۸).

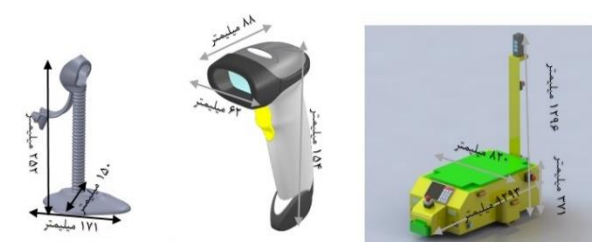


51

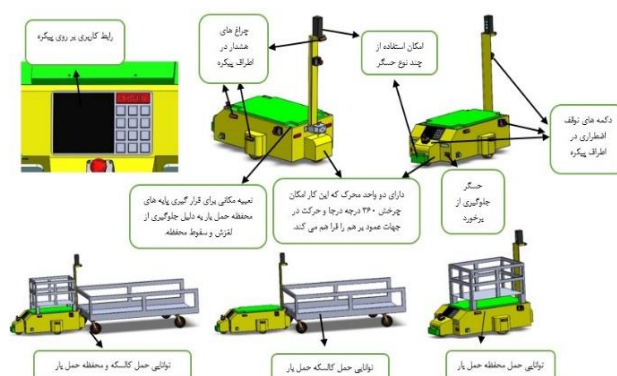
و بر روی پیکره قرار داده می‌شوند. قطعات یا مجموعه‌هایی که حجیم هستند و نیاز به فضای بیشتری دارند در کالسکه‌ای که متناسب با نیاز کارخانه استفاده‌کننده ساخته‌شده قرار داده می‌شوند و توسط پیکره کشیده می‌شوند. برای تقویت قطعه روی پیکره که ورودی دسترسی به تجهیزات نامیده می‌شود و در حالتی که قطعات بر روی خود پیکره حمل می‌شوند روی این قسمت گذاشته می‌شوند، یک قطعه تقویتی زیر این قسمت جوش می‌شود تا مقاومت این قسمت را زیاد کرده و از خمش و تورفتگی این قسمت جلوگیری کند.

در این طرح با توجه به اینکه کالسکه و محفظه حمل بار با توجه به نیازهای هر کارخانه و محصول تولیدی آن طراحی و ساخته می‌شوند، این امر سبب می‌شود تا مشکل تنوع محصولات در خط تولید حل شود و برای تعویض محصول تولیدی در خط تولید نیاز به تغییرات زیادی نیست و فقط در صورت لزوم کالسکه ای که مونتاژ بر روی آن در حال انجام است تعویض می‌شود و تغییر در ایستگاه‌های مونتاژ و پیش مونتاژ نیز منجر به تغییر فیزیکی نخواهد شد. به این دلیل که پیکره حمل کالا طبق برنامه ریزی به ایستگاه‌های از پیش تعیین‌شده خواهد رفت و تنها نیاز به تغییر برنامه دارد.

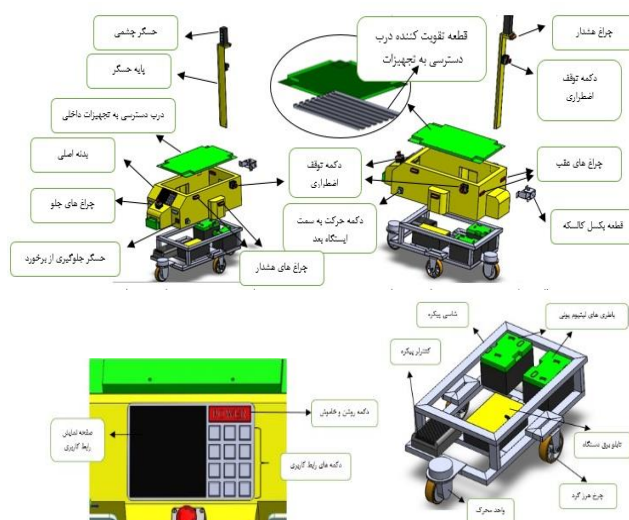
پیکره سامانه حمل بار «دان رو» از لحاظ حرکت بر روی زمین تقریباً محدودیتی ندارد و به دلیل استفاده از دو واحد محرک توانایی حرکت در مسیرهای عمود بر هم و هم چرخش ۳۶۰ درجه در جا را دارد که این امر سبب انعطاف‌پذیری بیشتر در تولید شده زیرا نیاز به شعاع چرخش زیاد یا دور زدن برای تغییر مسیر ندارد و می‌تواند در محیط‌هایی با عرض کمتر و شلوغ تر کار کند و همچنین زمان را کاهش می‌دهد. امکان استفاده از چند نوع حسگر و انتخاب از بین آن‌ها به کارفرما قدرت انتخاب بیشتری می‌دهد تا با توجه به نیازها و شرایط محیطی در کارخانه اش نسبت به انتخاب مناسب‌ترین محصول برای خود اقدام کند. امکان استفاده از دو حسگر به‌طور هم‌زمان در پیکره این امکان را فراهم می‌کند تا در صورت خرابی یا اختلال در سیستم یکی از حسگرها بتواند از حسگر دیگر استفاده کند و فرآیند تولید متوقف نگردد (شکل ۱۹ الف-ث).



شکل ۱۶ ویژگی‌های فیزیکی پیکره سامانه حمل بار «دان رو»



شکل ۱۷ ویژگی‌های مهندسی پیکره سامانه حمل بار «دان رو»



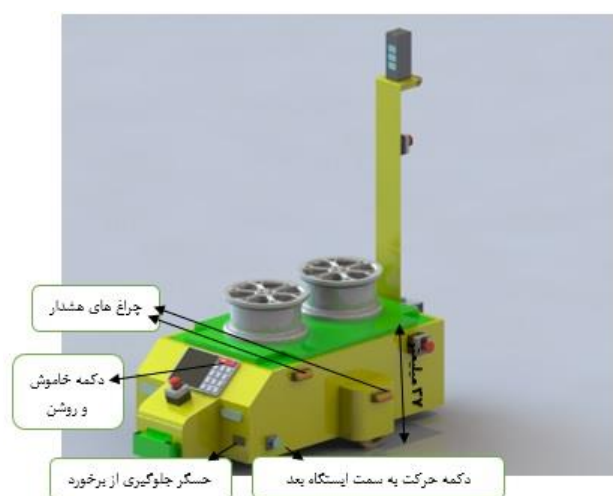
شکل ۱۸ اجزا و نمای انفجاری پیکره سامانه حمل بار «دان رو»

۷- ویژگی‌های عملکردی، ارگونومیک و زیبایی‌شناسی سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار «دان رو»

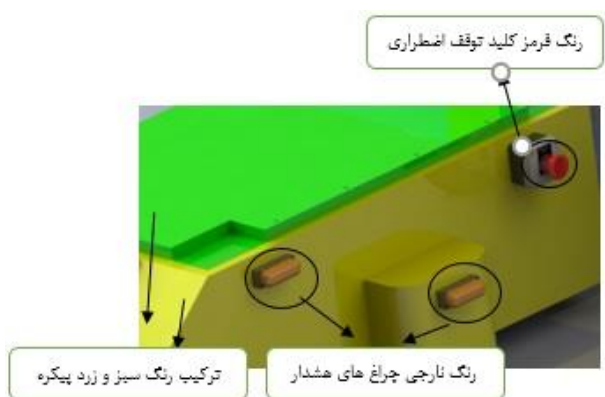
از لحاظ عملکردی این پیکره طوری طراحی شد که به چند صورت می‌تواند بار را حمل کند. قطعات یا مجموعه‌هایی که می‌شود بر روی خود پیکره حمل شوند بر روی قسمت صاف روی پیکره که مخصوص حمل بار است حمل می‌شوند. قطعات یا مجموعه‌هایی که باید در یک محفظه حمل شوند در محفظه‌ای که متناسب با نیاز کارخانه استفاده‌کننده ساخته‌شده قرار گرفته



شد که باعث ایجاد حس ایمنی و آرامش می‌شود. برای فرم بدنه مطابق با معیارها و الزامات طراحی سعی شد تا از فرم‌های مستطیل و خمیده استفاده شود. رنگ دکمه‌های توقف اضطراری قرمز قرار داده شده که کاملاً مشخص باشند و تداعی گر خطر هستند و طبق مقررات کاربرد رنگ‌ها در صنعت رنگ قرمز برای توقف اضطراری، مضر بودن و توقف فعالیت را نشان می‌دهد. چراغ‌های هشدار دارای رنگ نارنجی هستند که این رنگ نشان‌دهنده خطر است و در صنعت برای قسمت‌های محرک ماشین‌آلات که می‌توانند خطرآفرین باشند به کار می‌رود (شکل ۲۱).



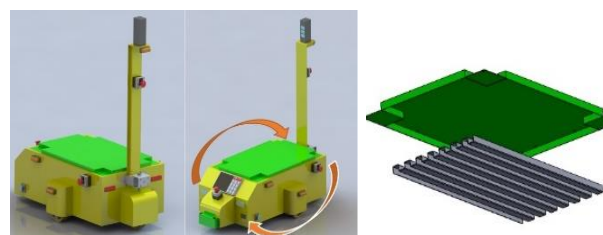
شکل ۲۰ مشخصات ارگونومیک پیکره تعاملی سامانه حمل بار «دان رو»



شکل ۲۱ مشخصات زیبایی‌شناسی پیکره تعاملی سامانه حمل بار «دان رو»

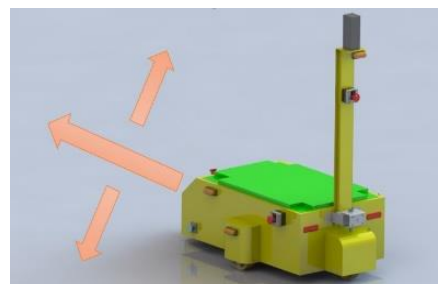
۸- نتیجه‌گیری

باهدف کاربردی و ماهیت کیفی-توصیفی و با روش طراحی نامه این پژوهش انجام شده است. با پژوهش کتابخانه‌ای، سامانه حمل بار هدایت‌پذیر خودکار، انواع روش‌ها، چگونگی استفاده از این سامانه، خط تولید خودرو، اهمیت، ضرورت و پیشینه طراحی چنین سامانه‌ای تبیین گردیده است.



(ت)

(پ)



(ث)

شکل ۱۹ الف- پیکره سامانه «دان رو» در حال حمل کالسکه حمل بار و شاسی خودرو، ب- پیکره سامانه «دان رو» در حال حمل بار بر روی خود، پ- در تقویت‌شده دسترسی به تجهیزات داخلی، ت- قابلیت چرخش ۳۶۰ درجه، ث- قابلیت حرکت در مسیرهای عمود بر هم.

از لحاظ ارگونومیک و با توجه به معیارها و الزامات طراحی به‌دست آمده دو حسگر جلوگیری از برخورد در جلوی پیکره جای گذاری شد. دکمه توقف اضطراری در اطراف پیکره قرار داده شده، چراغ‌های هشدار برای افراد ناشنوا در اطراف دستگاه جانمایی شد و برای افراد نابینا یک هشدار صوتی در جعبه برق پیکره قرار داده شد تا در هنگام حرکت، فرد نابینا را از محل دستگاه آگاه کند. کف محل قرارگیری بار با زمین ۳۷ سانتی‌متر فاصله دارد که حداقل فاصله ۳۰ سانتی جدول الزامات طراحی را رعایت کرده است. دکمه خاموش روشن کردن دستگاه بر روی پیشانی دستگاه قرار گرفت و از لحاظ اندازه و ظاهر نیز با سایر دکمه‌ها متفاوت است تا به راحتی قابل شناسایی باشد. دکمه حرکت به سمت ایستگاه بعد در کناره‌های پیکره و در جایی قرار داده شد که به راحتی با پا قابل لمس باشد تا به کاربر آزادی بیشتری بدهد و کاربر نیازی به استفاده از دست نداشته باشد (شکل ۲۰).

از لحاظ زیبایی‌شناسی رنگ بدنه این پیکره ترکیبی از زرد و سبز در نظر گرفته شده است. رنگ زرد به این دلیل انتخاب شده که انعکاس زیادی دارد و از فاصله دور قابل شناسایی است. به این دلیل در بسیاری از دستگاه‌های صنعتی از رنگ زرد استفاده می‌شود. یکی دیگر از خصوصیات رنگ زرد این است که باعث افزایش تمرکز می‌شود و سرعت تفکر و تصمیم‌گیری را افزایش می‌دهد ولی استفاده زیاد از رنگ زرد می‌تواند باعث افزایش خشم و عصبانیت شود که برای کنترل این مورد از رنگ سبز استفاده

از سیستم شارژ غیر تماسی جهت سهولت و عدم نیاز به نیروی انسانی برای شارژ به صورتی که پیکره در زیر محلی که برای پارک کردن می رود شارژر بی سیم باشد و در هنگام توقف شارژ شود، از دیگر شاخصه های این سامانه است.

۹- تشکر و قدردانی

نویسندگان از حمایت دانشگاه تهران و واحد علوم و تحقیقات دانشگاه آزاد اسلامی در انجام این پژوهش قدردانی می کنند.

۱۰- مراجع

- [1] H. Danesh, "Design an automated guided vehicle system and its interactions for car production line," (in persian), Master Thesis, Science and Research branch. Islamic Azad University, Tehran, 2022.
- [2] W.V. Rapp, "7 automobiles: Toyota," *Journal of Oxford Academic*, pp. 128–162, 2002.
- [3] P.M. Noaker, "The search for agile manufacturing," *Journal of Manufacturing Engineering*, pp. 40-43, 1994.
- [4] T. Xue, P. Zeng, and H. Yu, "A reinforcement learning method for multi-AGV scheduling in manufacturing," *IEEE International Conference on Industrial Technology*, 01 February. Lyon, France, 2018, <https://doi.org/10.1109/ICIT39549.2018>.
- [5] A. Golestan poor, "Optimization of AGV route in factory using gray wolf optimising algorithm," (in persian), Master Thesis, Yazd University, Yazd, Iran, 2017.
- [6] D. Hruševská, R. Lopes, and E. Juříčková, "Challenges in the introduction of AGVs in production lines: Case studies in the automotive industry," *Serbian Journal of Management*, vol. 14, no. 1, pp. 233–247, 2019. <https://doi.org/10.5937/sjm14-18064>.
- [7] T. Ferreira, "Research and development of an intelligent AGV-based material handling system for industrial applications," Master Thesis, University of Nelson Mandela Metropolitan University, Port Elizabeth, South Africa, 2015.
- [8] J. Paul, "Design and development of a graphical user interface for the monitoring process of an automated guided vehicle fleet," KTH Royal Institute of Technology, 2020.

با معرفی گروه کاربران هدف و واکاوی از گروه دلفی و به روش تحلیل سلسله مراتبی و با نرخ سازگاری ۰/۰۴ اولویت بندی آنان صورت پذیرفت. با تدوین پرسمان که مبتنی بر طراحی تعامل و تجربه کاربری بوده، جدول الزامات طراحی سامانه حمل بار با نظرسنجی از گروه کاربران تدوین گردید. طرح های منتخب چهارگانه به عنوان یافته های طرحستان از میان ۵ طرح اولیه انتخاب شدند. سامانه حمل بار هدایت پذیر خودکار خط تولید خودرو تحت برند «دان رو» به عنوان دستاورد پژوهش و از طریق طرح آورد معرفی گردید. در هر دو نظرسنجی که به صورت میدانی انجام گرفت، روایی (صحت) پرسش ها توسط گروه دلفی مورد تأیید قرار گرفته و پایایی (قابلیت اطمینان) نظرسنجی به ترتیب با عدد آلفای کرونباخ ۰/۷۷ و ۰/۷۵ به دست آمد.

سامانه «دان رو» با طول و عرض و ارتفاع به ترتیب ۱۲۹/۳، ۸۲ و ۱۲۹/۶ سانتی متر نسبت به نمونه های مشابه مزایایی همچون قابلیت چرخش ۳۶۰ درجه در جا، حرکت در جهات عمود بر هم، امکان استفاده از پنج نوع حسگر متفاوت برای مسیریابی، توانایی استفاده از محفظه و کالسکه حمل بار شخصی سازی شده توسط کارخانه استفاده کننده که منجر به کاربرد راحت تر و وسیع تر این سامانه می شود را دارد. علاوه بر این، امکان برنامه ریزی با نرم افزار سامانه که بر روی سرور قرار دارد و توانایی نصب بر روی تلفن همراه، تبلت و رایانه را دارد و می تواند از روی رابط کاربری روی خود سامانه نیز برنامه ریزی شود، از دیگر ویژگی هاست.

این سامانه با یکسان سازی محصولات هزینه های تولید و نگهداری را کاهش داده، آموزش کار و استفاده را راحت تر کرده است. قابلیت استفاده از بیش از یک سامانه برای حمل قطعات سنگین را دارد. نوار نقاله از خط تولید حذف شده و انعطاف پذیری تولید افزایش می یابد و در نتیجه هزینه های شخصی سازی کالاهای تولیدی کاهش یافته و قدرت رقابتی شرکت افزایش می یابد. با قرار دادن حسگرهای جلوگیری کننده از برخورد در جلوی پیکره، دکمه های توقف اضطراری و چراغ های هشدار در اطراف پیکره و صدای هشدار، ایمنی کاربران مورد توجه قرار گرفته است. در این طرح ۱۱ عنصر کاربردپذیری و اصول طراحی تعامل همچون کارایی، کارآمدی، مطلوبیت، ایمنی، قابلیت یادگیری، و یادآوری آسان، قابلیت رؤیت، بازخورد، محدودیت ها، سازگاری و فراخوانی مورد توجه قرار گرفته و با داشتن یک تجربه خوشایند برای کاربران نسبت به محصولات مشابه متمایز می باشد.

داشتن کنترل از راه دور سامانه از خارج از محل و با استفاده از فناوری اینترنت اشیا، استفاده از کامپوزیت های با استحکام بالا در ساخت بدنه که منجر به کاهش وزن پیکره می گردد، استفاده

- [12] T.L. Saaty, "*The analytic hierarchy process*," John Wiley & Sons, New York, 1980.
- [13] J. Lee, M. Tangjaruklj and Z. Zhu, "Load selection in aoutomated guided vehicle in flexible manufacturing system," *International journal of product research*, vol. 34, pp. 3383-3400, 1996, <https://doi.org/10.1080/00207549608905096>.
- [14] G. Ullrich, "*Automated guided vehicle systems: A primer with practical applications*," Secend Edition. Berlin Heidelberg, Springer, 2015.
- [9] Y. Dzezhyts, "Next gneration low-cost automated guided vehicle," Master Thesis, University of Skövde, Skövde, Sweden, 2020.
- [10] A. Faraji, and M.R. Roofigar Esfahani, "Design of interactive and ergonomic wheelchair equipped with direct health service system accessibility," (in persian), *MMEP*, vol. 31, no. 4, pp. 11-21, 2022, <https://doi.org/10.30506/MMEP.2022.553325.2017>.
- [11] Y. Rogers, H. Sharp and J. Preece, "*Interaction design beyond human-computer interaction*," 6th Edition, John Wiley & Sons Inc, New York, 2023.

طراحی بهینه سیستم تعلیق خودرو با استفاده از الگوریتم تکامل تفاضلی چندهدفی

محمد صالح پور*

استادیار،
گروه مهندسی مکانیک، واحد
بندر انزلی، دانشگاه آزاد
اسلامی، بندرانزلی، ایران

چکیده: در این مقاله بهینه یابی دو و هفت هدفی مدل ارتعاشی خطی و فعال خودروی پنج درجه آزادی توسط تلفیق الگوریتم تکامل تفاضلی دارای ضریب جهش فازی شده با الگوریتم جست و جوی نامغلوب و معیار فاصله ازدحامی (MODE - FM) انجام شده است و نتایج در قالب جبهه پارتو به نمایش درآمده اند. توابع هدفی که برای بررسی کارآمدی سیستم تعلیق در دستیابی توأمان به راحتی سرنشین و فرمان پذیری خودرو به کار رفته اند عبارتند از شتاب عمودی صندلی، سرعت عمودی تایر جلو، سرعت عمودی تایر عقب، جا به جایی نسبی جرم معلق و تایر جلو، جا به جایی نسبی جرم معلق و تایر عقب، نیروی کنترلی تعلیق جلو و نیروی کنترلی تعلیق عقب. متغیرهای طراحی شامل ضرایب فنرها و مستهلک کننده های سیستم تعلیق و صندلی و ضرایب نیروی کنترلی به همراه فاصله صندلی از مرکز جرم معلق هستند که طراحی پیشنهادی مبتنی بر آنها ارائه می شود. ضمناً، ناهمواری جاده ای به صورت پروفایل تصادفی ایستا با زبری کلاس C طبق استاندارد ایزو ۸۶۰۸ به سیستم تعلیق وارد می شود. مقایسه نتایج با کارهای پیشین مؤید برتری کار حاضر است.

واژه های راهنما: الگوریتم MODE - FM، بهینه یابی چند هدفی، پارتو، سیستم تعلیق خطی و فعال خودرو، پروفایل تصادفی جاده

مقاله علمی پژوهشی
دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۱۳
بازنگری: ۱۴۰۲/۰۷/۱۸
پذیرش: ۱۴۰۲/۰۷/۲۴

Mohammad Salehpour*

Assistant Professor,
Department of
Mechanical
Engineering,
Bandar Anzali
Branch, Islamic Azad
University, Bandar
Anzali, Iran

Optimal design of vehicle suspension system using multi-objective differential algorithm

Abstract: In this paper, a multi-objective differential evolution with fuzzified mutation factor using the combination of non-dominated sorting and crowding distance criterion (MODE-FM) is used for Pareto optimization (in bi- and 7-objective spaces) of a 5-degree of freedom active and linear suspension vehicle model considering the seven conflicting functions simultaneously, under stationary random road profile. The significant conflicting objective functions that have been utilized here for assessing the applicability of the aforesaid suspension system reaching the compromise between ride comfort and road holding capability are, namely, vertical seat acceleration, vertical forward tire velocity, vertical rear tire velocity, relative displacement between sprung mass and forward tire, relative displacement between sprung mass and rear tire, forward control and rear control force. Further, the design variables include the coefficients of springs and dampers of suspension system and seat and coefficients of control force along with the seat position in relation to the center of mass of sprung mass in which the suggested design can be achieved. It should be noted that the road roughness used here is in class C based on the ISO 8608 standard. Comparison of the attained results of this work with those in the literature has proved the superiority of the results of this work.

Keywords: MODE - FM algorithm, Multi-objective optimization, Pareto, Linear and active suspension system, Random road profile

۱- مقدمه

متضاد هستند. در این روش‌ها جمعیتی از راه‌حل‌ها تولید می‌شوند که در صورت پخش‌شدگی خوب از گیر افتادن الگوریتم در بهینه‌های محلی ممانعت می‌کنند [۶]. مجموعه جواب‌های بهینه به دست آمده نسبت به هم غیربرتر بوده و در جبهه‌های پارتوی^۷ مربوطه ارائه می‌شوند [۷]. در واقع در بین منحنی‌های پارتو، اولین لایه دربرگیرنده بهترین جواب‌هاست. دو مورد حائز اهمیتی که لازم است در روش‌های بهینه‌یابی چندهدفی در نظر گرفته شوند عبارتند از [۸]:

۱- هدایت جست‌وجو به سمت پارتوی اصلی

۲- جلوگیری از همگرایی زودرس^۸ یا محافظت از تنوع جمعیت در ادامه تعدادی از کارهای پیشین در زمینه طراحی بهینه و کنترلی سیستم تعلیق، مرور می‌شوند.

گائو و همکاران با کمک روش مربعات خطی (LQ) طراحی بهینه یک سیستم فعال غیرخطی هیدرو-پنوماتیکی^۹ را انجام دادند [۹]. جورجیو و همکاران در تحقیقشان بهینه‌یابی پارتویی سیستم تعلیق غیر فعال و نیمه‌فعال یک چهارم خودرو را توسط الگوریتم تکاملی مبتنی بر قوت پارتو^{۱۰} (SPEA) انجام دادند [۱۰]. لویرو و همکاران در مقاله‌شان به منظور دستیابی به طراحی بهینه چندهدفی مقاوم سیستم تعلیق غیرفعال یک چهارم خودرو، از نسخه دوم الگوریتم ژنتیک چندهدفی با مرتب‌سازی نامغلوب^{۱۱} (NSGA-II) [۱۱] برای رسیدن به مصالحه بین راحتی و فرمان‌پذیری استفاده کردند [۱۲]. نریمان‌زاده و همکاران طراحی بهینه پارتویی مدل ارتعاشی غیرفعال و خطی یک‌دوم خودرو را با استفاده از الگوریتم چندهدفی ژنتیکی متنوع-یکنواخت (MUGA)^{۱۳} در فضاهای دو و پنج هدفی انجام دادند. برای به دست آوردن نقطه مصالحه طراحی از منظر همه توابع هدف، مقدار توابع هزینه هر نقطه طراحی به بازه صفر تا یک نگاشت شده و سپس تمام اندازه‌های مذکور با هم جمع شدند؛ راه‌حلی که دارای کمینه مقدار مزبور در مقیاسه با مابقی نقاط طراحی بود به عنوان نقطه مصالحه برگزیده شد [۱۳]. صالح‌پور و همکاران، با استفاده از روش MUGA طراحی بهینه چندهدفی سیستم تعلیق فعال و یک‌دوم خودرو را تحت ورودی دوگانه سینوسی در فضاهای دو و پنج هدفی ارائه کردند. در مقاله مورد بحث، نشان داده شد که جواب‌های پنج هدفی شامل دو هدفی

به دلیل وجود تحریکات جاده‌ای و انتقال ارتعاشات به مسافران خودرو، طراحان همواره در پی یافتن راه‌هایی بودند که اثرات مضر حاصل را کاهش دهند. در واقع از این رهگذر می‌توان اهمیت سیستم تعلیق را درک کرد. به بیان دیگر، سیستم تعلیق^۱ یکی از مهم‌ترین قسمت‌های خودرو است که بر راحتی سرنشینان و توانایی حفظ جاده خودرو^۲ تأثیر می‌گذارد [۱]. اما توجه به این نکته ضروری است که به‌طور معمول برقراری مصالحه^۴ بین معیار آسایش سرنشینان و توانایی حفظ جاده خودرو موضوع چالش‌برانگیزی برای پژوهشگران بوده است [۲]. [۳]. در نتیجه، سیستم تعلیقی مطلوب است که بتواند همراه با ایجاد راحتی برای سرنشینان، فرمان‌پذیری مناسبی را برای خودرو مهیا کند [۴].

به‌طور کلی سه نوع سیستم تعلیق وجود دارند که عبارتند از سیستم تعلیق غیرفعال، نیمه‌فعال و فعال [۵]. سیستم‌های تعلیق غیرفعال با نصب فنر و دمپر به صورت موازی ایجاد می‌شوند؛ البته سوابق پژوهش‌های صورت گرفته در این زمینه مؤید این امر است که سیستم تعلیق مذکور در ایجاد مصالحه توأمان بین راحتی مسافر و فرمان‌پذیری خودرو کارآمد نیست، لذا برای ایجاد هم‌زمان معیارهای مزبور، می‌توان با کمک مستهلک‌کننده متغیر در سیستم تعلیق نیمه‌فعال تا حدی به نتیجه رسید [۱]. اما سیستم تعلیق فعال نیاز به یک منبع انرژی خارجی برای تأمین عملکرد عملگر^۵ دارد که به موازات سایر اجزای سیستم تعلیق نصب شده است؛ در واقع این نوع از سیستم تعلیق در مقیاسه با دو نوع دیگر در ایجاد توازن بین راحتی و فرمان‌پذیری عملکرد بهتری دارد [۱]، [۴]. تضاد ذکر شده بین معیارهای راحتی سرنشین و توانایی حفظ جاده خودرو (فرمان‌پذیری) نیاز به دستیابی به مصالحه را در طراحی سیستم تعلیق به شدت تقویت کرده است. بنابراین یکی از راهکارهای مناسب در این زمینه استفاده از روش‌های بهینه‌یابی فراابتکاری^۶ (علی‌الخصوص به صورت بهینه‌یابی چندهدفی) می‌باشد.

الگوریتم‌های بهینه‌یابی تکاملی از جمله روش‌های توانمند برای رسیدن به مصالحه در مسائل دارای چندین تابع هدف

⁹ Diversity

¹ Linear quadratic (LQ)

0

¹ Hydro-pneumatic

1

¹ Strength Pareto Evolutionary Algorithm (SPEA)

¹ Non-dominated sorting genetic algorithm II (NSGA II)

¹ Multi-objective uniform diversity genetic algorithm

¹ Suspension system

² Ride comfort

³ Road holding capability of vehicle

⁴ Trade-off

⁵ Actuator

⁶ Metaheuristic

⁷ Pareto fronts

⁸ Premature convergence

نیز هستند و در واقع پاسخ‌های دو هدفی مرز طراحی منحنی پارتو را تشکیل می‌دهند. این نکته نشان‌دهندهٔ صحت نتایج این تحقیق است [۱۴]. گوئو و ژانگ سیستم تعلیق مدل یک‌دوم خودرو را با مدنظر قرار دادن نامعینی و به‌کارگیری روش مقاوم H_{∞} همراه با روش بهینه‌یابی نامساوی‌های ماتریسی خطی^۱ (LMI) تحت تحریک جادهٔ تصادفی غیرایستا مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. در واقع وقتی خودرو با سرعت متغیر در حال حرکت است، پروفایل جاده براساس متغیر مسیر ایستا^۲ و در فضای زمان پروفایل جاده و پاسخ‌های ارتعاشی خودرو غیرایستا هستند. اما در صورتی که سرعت خودرو ثابت باشد، موارد مذکور در هر دو فضای متغیر مسیر و زمان ایستا هستند [۱۵]. جمالی و همکاران با تلفیق رویکرد شبیه‌سازی مونت‌کارلو و الگوریتم MUGA، بهینه‌یابی چندهدفی مقاوم مدل خطی، فعال و پنج درجهٔ آزادی خودروی دارای پارمترهای نامعین را تحت ورودی دوگانهٔ سینوسی در فضاهای دو و ده‌هدفی انجام دادند. مقایسهٔ نتایج کارشان با تحقیقات پیشین مؤید عملکرد خوب طراحی حاصل بود [۱۶]. محمودآبادی و همکاران با استفاده از ترکیب روش‌های بهینه‌یابی الگوریتم تجمعی ذره و الگوریتم ژنتیک یک روش جدید ارائه کردند. الگوریتم پیشنهادی مذکور در هر دو فضای بهینه‌یابی تک و چندهدفی با به‌کارگیری برخی از توابع تست معروف تحت سنجش و مذاقه قرار گرفت. در ادامه، با استفاده از روش پیشنهادی، بهینه‌یابی دوهدفی مدل یک‌دوم خودرو صورت پذیرفت [۱۷]. جمالی و همکاران طراحی بهینهٔ پارتویی مدل ارتعاشی خودروی پنج‌درجهٔ آزادی تحت ورودی تصادفی جاده‌ای را توسط الگوریتم MUGA انجام دادند [۱۸]. درهمر و همکاران از ترکیب الگوریتم تجمعی ذره و روش برنامه‌ریزی مربعی متوالی^۳ برای بهینه‌یابی مدل هشت درجه آزادی ارتعاشی خودروی تحت ورودی تصادفی استفاده کردند [۱۹]. گادوی و همکاران در کارشان به مقایسهٔ عملکرد الگوریتم‌های بهینه‌یابی NSGA-II، نسخهٔ دوم الگوریتم تکاملی مبتنی بر قوت پارتو (SPEA-II) و نسخهٔ دوم الگوریتم انتخاب مبتنی بر شکل-دهی پارتو^۴ (PESA-II) برای طراحی بهینهٔ چندهدفی سیستم تعلیق غیرفعال یک‌دوم خودرو تحت ورودی سینوسی پرداختند [۲۰]. صالح‌پور و همکاران روشی مبتنی بر تلفیق الگوریتم تکامل تفاضلی و منطق فازی برای تنظیم پویای ضریب

جهش در تحلیل بهینهٔ مسائل تک‌هدفی ارائه کردند. در ادامه، از الگوریتم پیشنهادی برای بهینه‌یابی تک‌هدفی سیستم تعلیق خطی و غیرفعال خودرو با پنج‌درجهٔ آزادی تحت ورودی سینوسی دوگانه استفاده شد. در واقع در تحقیق مذکور معیارهای شتاب عمودی صندلی، جابه‌جایی نسبی جرم معلق و تایلر جلو، جابه‌جایی نسبی جرم معلق و تایلر عقب، سرعت عمودی تایلر جلو و سرعت عمودی تایلر عقب با ضرایب وزنی با یکدیگر جمع شدند و تابع هدف را شکل دادند. ضمناً، متغیرهای طراحی دربرگیرندهٔ ضرایب سفتی فنر و دمپر تعلیق جلو و عقب و فاصلهٔ صندلی از مرکز جرم جرم معلق بودند. در نتیجهٔ پروسهٔ بهینه‌یابی تک‌هدفی روی تابع هدف حاصل انجام شد و یک نقطهٔ بهینه به‌دست آمد. مقایسهٔ خروجی‌های الگوریتم با کارهای گذشته نشان‌دهندهٔ عملکرد مطلوب روش مذکور بود [۲۱]. صالح‌پور و همکاران بهینه‌یابی چندهدفی مدل ارتعاشی غیرخطی و فعال یک‌چهارم خودرو را با ترکیب الگوریتم تکامل تفاضلی چندهدفی و روش‌های کنترل مدلفزشی، اسکای‌هوک و کنترل تأخیری اینرسی‌دار^۵ انجام دادند [۲۲]. صالح‌پور و همکاران برای دستیابی به بهینه‌یابی چندهدفی مدل یک‌دوم غیرفعال خودرو تحت جادهٔ تصادفی غیرایستا از الگوریتم چندهدفی تکامل تفاضلی استفاده کردند [۲۳]. پایوانو و کولوه‌راس طراحی بهینهٔ پارتویی مدل یک‌دوم خودرو با سیستم تعلیق نیمه‌فعال برای دستیابی به توازن مناسب بین راحتی مسافر و فرمان‌پذیری خودرو را انجام دادند [۲۴]. جمالی و همکاران با تلفیق الگوریتم تکامل تفاضلی دارای ضریب جهش فازی شده با الگوریتم جست‌وجوی نامغلوب^۶ [۱۱] و معیار فاصلهٔ ازدحامی^۸ [۱۱]، رویکرد جدیدی به نام الگوریتم تکامل تفاضلی چندهدفی با ضریب جهش فازی شده^۹ (MODE-FM) را ارائه کردند و از روش مزبور برای طراحی بهینهٔ پارتویی مدل خطی و غیرفعال یک‌دوم خودرو با ورودی سینوسی دوگانه استفاده کردند. هرکدام از پنج معیاری که در [۲۱] توسط ضرایب وزنی با هم جمع شدند در این تحقیق به‌عنوان تابع هدف در نظر گرفته شدند. متغیرهای طراحی بسان [۲۱] بوده و فرایندهای بهینه‌یابی در دو فضای دو و پنج‌هدفی انجام شدند. تعداد معتنابهی نقطهٔ بهینه در این مقاله به‌دست آمد و نقطهٔ مصالحه از منظر هر پنج تابع هدف پیشنهاد شد. ضمناً، نشان داده شد که جواب‌های دوتایی مرز پنج‌تایی را

⁶ Inertial delay control⁷ Non-dominated sorting algorithm⁸ Crowding distance⁹ Multi-objective differential evolution algorithm with fuzzified mutation (MODE-FM)¹ Linear matrix inequalities (LMI)² Non-stationary random road³ Stationary⁴ Sequential quadratic programming⁵ Pareto Envelope-based Selection Algorithm II (PESA II)

عملگر) برای افزایش راحتی سرنشین و الزامات کنترلی راندها بالا برای سیستم تعلیق خودرو استفاده کردند. بدین منظور، آنها یک روش تحریک معادل خطی برای بهینه‌یابی پارامترهای کنترل تأخیر زمانی تحت تحریک‌های پیچیده ارائه کردند [۳۱]. زارع و همکاران در مقاله‌شان طراحی بهینه پارتویی سیستم تعلیق نیمه‌فعال شامل دمپر مغناطیسی^۹ را با استفاده از الگوریتم ژنتیک انجام دادند. برای این منظور از مدل دو درجه آزادی خودروی دارای ژنراتور الکترومغناطیسی (برای تأمین انرژی دمپر مزبور) استفاده کردند. نمایش پاسخ‌ها در دو فضای زمان و فرکانس نشانگر عملکرد خوب روش پیشنهادی بود [۳۲]. قربانی و همکاران در تحقیقشان طراحی بهینه سیستم ارتعاشی کامل خودرو شامل عملگر پنوماتیکی (براساس عملکرد ترمودینامیکی) با به کارگیری ترکیب تکنیک طراحی آنالیز حساسیت، بهینه‌یابی چندهدفی تجمعی ذرات^{۱۰} (MOPSO) و دینامیک آشوب را انجام دادند. نتایج به دست آمده بیانگر بهبود قابل توجهی در معیارهای راحتی خودرو و توانایی حفظ جاده‌ی آن بود [۳۳].

در این مقاله، بهینه‌یابی دو و هفت‌هدفی سیستم تعلیق فعال خودروی پنج درجه آزادی در مواجهه با ناهمواری جاده با استفاده از الگوریتم تکامل تفاضلی چندهدفی با ضریب جهش فازی شده (MODE-FM) [۲۵] ارائه شده است. ناهمواری جاده به صورت تحریک تصادفی ایستا به مدل خودرو وارد می‌شود که به شکل مجموع سینوسی با پارامتر تغییر فاز تصادفی است [۳۴]. توابع هدف شامل شتاب عمودی صندلی، جابه‌جایی نسبی جرم معلق و تایر جلو، جابه‌جایی نسبی جرم معلق و تایر عقب، سرعت عمودی تایر جلو، سرعت عمودی تایر عقب، نیروی کنترلی تعلیق جلو و نیروی کنترلی تعلیق عقب هستند. ضمناً، متغیرهای طراحی شامل ضرایب سیستم تعلیق و نیروی کنترلی به همراه فاصله صندلی از مرکز جرم معلق بوده و نمودارهای پارتوی حاصل در فضاهای دو و هفت‌هدفی نمایش داده شده‌اند. بنابراین در کار حاضر علاوه بر پنج تابع هدفی که در [۲۵]، [۲۶] به کار رفته‌اند، دو تابع هدف دیگر به نام‌های نیروهای کنترلی تعلیق جلو و عقب نیز مورد لحاظ قرار گرفته‌اند (بهینه‌یابی انجام شده در [۲۱] نیز تک‌هدفی بود)، بدین معنا که در تمام منابع [۲۱]، [۲۵]، [۲۶] به طراحی بهینه سیستم تعلیق غیرفعال پرداخته شده است و در کار حاضر سیستم تعلیق مورد بررسی فعال است.

تشکیل می‌دهند. [۲۵]. صالح‌پور و باقری، بهینه‌یابی پارتویی مدل یک‌دوم غیرخطی و غیرفعال خودرو را توسط الگوریتم MODE – FM تحت ورودی‌های مختلفی مثل تحریک دوگانه سینوسی، پروفایل تصادفی ایستا و تصادفی غیرایستا انجام دادند. پروفایل جاده مورد استفاده در این تحقیق، از [۱۵] برگرفته شده است که به صورت یک معادله دیفرانسیلی تصادفی است. لازم به ذکر است که توابع هدف مورد استفاده مثل [۲۵] بوده و متغیرهای طراحی شامل ضرایب غیرخطی فنر و دمپر تعلیق جلو و عقب همراه با فاصله صندلی از مرکز جرم معلق بودند. تعداد قابل توجهی پاسخ بهینه در این کار ارائه شد و نقطه بهینه‌ای که قابلیت ایجاد مصالحه بین پنج تابع هدف را داشت محاسبه شد. در عین حال، با به دست آمدن خروجی‌ها مشخص شد که پاسخ‌های پنج تایی شامل دوتایی نیز هستند. [۲۶]. با استفاده از الگوریتم بهینه‌یابی هریس‌هاوک^۱ طراحی بهینه چندهدفی سیستم ارتعاشی غیرفعال خودرو برای مدل‌های تعلیق مختلفی چون یک‌چهارم و یک‌دوم انجام شد [۲۷]. رائو گامپا و همکاران در کارشان از بهینه‌یابی چندهدفی ملخ^۲ (GOA) به منظور طراحی کنترل‌کننده‌ی تناسبی-انتگرال‌گیر-مشتق‌گیر^۳ ($P - I - D$) برای مدل یک‌چهارم فعال خودرو تحت اغتشاشات جاده‌ای به صورت دست‌انداز سینوسی استفاده کردند. مقایسه‌ی نتایج با سایر روهای بهینه‌یابی نشانگر عملکرد مناسب روش پیشنهادی این مقاله بود [۲۸]. برای بهینه‌یابی چندهدفی ماشین‌های سنگین حمل کالا^۴ روش جدیدی به نام الگوریتم ژنتیک تلفیقی^۵ برای سیستم‌های تعلیق غیرفعال و نیمه‌فعال به کار گرفته شد. مقایسه نتایج با کارهای گذشته مؤید عملکرد خوب روش پیشنهادی بود [۲۹]. غیب‌الهی و مسیح‌تهرانی در کارشان از ترکیب روش‌های NSGA – II و تکنیک برای ترتیب اولویت براساس شباهت به راه‌حل ایده‌آل^۶ (TOPSIS) برای بهینه‌یابی چندهدفی مدل کامیون (نیمه‌تریلر) با سیزده درجه آزادی با در نظر گرفتن دو تابع هدف جذر میانگین مربعات^۷ (RMS) شتاب (بیانگر راحتی مسافر) و جذر میانگین مربعات نیروی کنترلی (نشانگر مصرف انرژی کنترل) استفاده کردند. در این راه، آنها کنترلر منطق فازی^۸ (FLC) روی صندلی سرنشین را مورد تحلیل و بررسی قرار دادند [۳۰]. وو و همکاران در تحقیقشان از یک استراتژی کنترل تأخیر زمانی (و یک موتور خطی به عنوان

^۶ Technique for Order of Preference by Similarity to Ideal Solution (TOPSIS)

^۷ Root mean square (RMS)

^۸ Fuzzy logic controller (FLC)

^۹ Magnetorheological damper

^{۱۰} Multi-objective particle swarm optimization (MOPSO)

^۱ Harris Hawk Optimization (HHO)

^۲ Grasshopper optimization algorithm (GOA)

^۳ Proportional-integral-derivative (P-I-D)

^۴ Heavy goods vehicle

^۵ Hybrid GA

در شروع الگوریتم، جمعیت اولیه (در نسل‌های بعدی جمعیت والدین) بسان سایر تکنیک‌های بهینه‌یابی، به صورت کاملاً تصادفی ایجاد می‌شود. سپس دو عملگر جهش^۵ و پیوند^۶ بر آن به صورت تصادفی و البته به ترتیب، طبق معادلات (۵-۶) اعمال شده و موجب پدید آمدن جمعیت (به اصطلاح) فرزندان می‌شوند.

$$x_i^G = (x_{1,i}^G, x_{2,i}^G, \dots, x_{d,i}^G), i = 1, 2, \dots, n \quad (۴)$$

$$v_i^G = x_{best}^G + F \cdot (x_{r_1}^G - x_{r_2}^G), r_1 \neq r_2 \neq i \quad (۵)$$

در فرموهای (۴-۵) x_{best}^G ، $x_{r_1}^G$ ($i = 1, 2$)، F ، d ، G ، n ترتیب نشان‌دهنده تعداد افراد جمعیت، شماره نسل، تعداد متغیرهای طراحی (بعد مسئله)، ضریب جهش، دو برداری که به صورت تصادفی انتخاب شده‌اند و برداری که از جبهه پارتوی اول نسل $G-1$ ام به شکل تصادفی انتخاب شده است، می‌باشند.

$$u_{j,i}^G = \begin{cases} V_{j,i}^G & \text{if } r_i \leq C_r \text{ or } j = J_r \\ x_{j,i}^G & \text{Otherwise} \end{cases} \quad j = 1, 2, \dots, d \quad (۶)$$

در رابطه قبل، r_i مقداری است که از بازه $[0, 1]$ به شکل تصادفی به دست آمده است. ضمناً، C_r بیانگر احتمال پیوند بوده و J_r برای اطمینان از برقراری $u_i^G \neq x_i^G$ ، در رابطه مذکور مورد استفاده قرار گرفته است.

ترکیب جمعیت اولیه (والدین در نسل‌های بعدی) با جمعیت فرزندان (جمعیت حاصل از جهش و پیوند) با لحاظ دو گام در الگوریتم MODE-FM انجام می‌شود. در گام اول عملگر انتخاب چندهدفی براساس رابطه (۷) روی جمعیت تلفیقی اعمال می‌شود (با این فرض که $a < b$ یعنی a بر b غالب است و $a \approx b$ یعنی بر هم نامغلوب‌اند). بنابراین داریم [۲۵]:

$$w_i^G = \begin{cases} u_i^G & \text{if } u_i^G < x_i^G \\ x_i^G & \text{if } x_i^G < u_i^G \\ x_i^G & \text{with } u_i^G \text{ if } u_i^G \approx x_i^G \end{cases} \quad (۷)$$

در گام دوم به منظور کاهش جمعیت که تعدادی بین n و n' است، از ترکیب دو روش مرتب‌سازی نامغلوب و فاصله ازدحامی استفاده

ضمناً، نوع ورودی‌ای که اینجا مورد استفاده قرار گرفته است، برخلاف [۲۱]، [۲۵] تصادفی است. ضمناً، همان‌طور که ذکر شد، در منابع [۱۴]، [۱۶] از الگوریتم MUGA برای امر بهینه‌یابی خودروی تحت ورودی دوگانه‌ی سینوسی استفاده شده است، اما در کار حاضر الگوریتم بهینه‌یابی MODE - FM برای سیستم ارتعاشی تحت ورودی تصادفی به کار رفته است.

۲- الگوریتم تکامل تفاضلی چندهدفی با ضریب جهش فازی شده

در بهینه‌یابی مقصود دستیابی به مناسب‌ترین راه‌حل ممکن در میان پاسخ‌های موجود در مسئله است. تابع هدف به عنوان معیاری که با تغییر مقدار متغیرهای طراحی در آن، می‌توان به بررسی، مقایسه و در نهایت گزینش جواب بهینه در فرایند بهینه‌یابی پرداخت، تعریف می‌شود. البته انتخاب این تابع براساس خصوصیات مسئله صورت می‌گیرد. در بسیاری از موارد، در روند بهینه‌یابی چندین تابع هدف متضاد به صورت توأمان وجود دارند؛ این شکل از مسائل بهینه‌یابی را چندهدفی می‌نامند. در بهینه‌یابی چندهدفی، مقصود این است که بردار طراحی X^* به گونه‌ای به دست آید که ضمن برآورده شدن تمامی قیود، بهترین مقادیر برای بردار توابع هدف $(F(X))$ حاصل شوند. در نتیجه برای بیان بهینه‌یابی چندهدفی از منظر ریاضیاتی داریم:

$$X^* = [X_1^*, X_2^*, \dots, X_n^*]^T \quad (۱)$$

$$F(X) = \{f_1(X), f_2(X), \dots, f_k(X)\} \quad (۲)$$

$$\text{Subject to } \begin{cases} g_i(X) \leq 0 & (i = 1, 2, \dots, m) \\ h_j(X) = 0 & (j = 1, 2, \dots, p) \end{cases} \quad (۳)$$

همان‌طور که در روابط قبل مشهود است، در معادله (۳) m قید نامساوی $g_i(X)$ و p قید مساوی $h_j(X)$ وجود دارند. بدون اینکه بر عمومیت مسئله خدشه‌ای وارد شود، تمامی مسائل به صورت کمینه‌یابی در نظر گرفته می‌شوند. ضمناً، پاسخ‌های مسئله در قالب جبهه پارتو نمایش داده می‌شوند (برای مطالعه بیشتر در این زمینه مثل مفهوم غلبه، مجموعه پارتو و پارتوی غالب، بهینگی پارتو و ... می‌توان به [۷]، [۱۳] رجوع کرد).

^۴ Pareto optimality

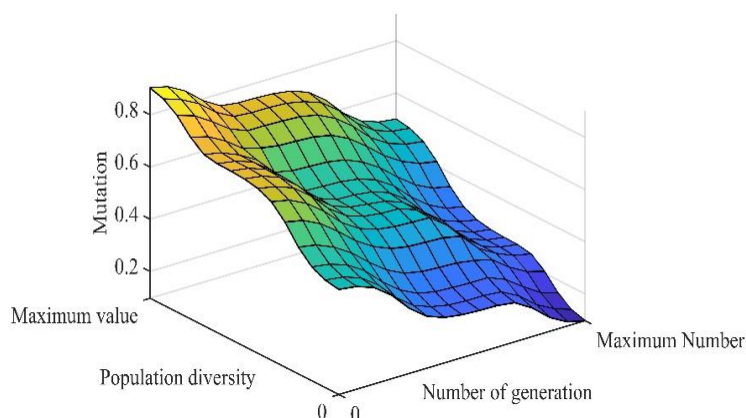
^۵ Mutation

^۶ Crossover

^۱ Dominance

^۲ Pareto dominance

^۳ Pareto set



شکل ۱ پاسخ سطح سیستم فازی

بنابراین در کار حاضر از الگوریتم بهینه‌یابی چندهدفی تکامل تفاضلی با ضریب جهش فازی شده استفاده شده است. بدین منظور از ضریب جهش فازی شده به جای ضریب جهش معمول مورد اشاره در فرمول (۵) استفاده می‌شود. سایر موارد از روندی که پیشتر شرح داده شد، پیروی می‌کنند. ضمناً، پاسخ سطح سیستم فازی مذکور، در شکل (۱) نمایش داده شده است.

۳- مدل ارتعاشی خطی و فعال خودرو

در شکل ۲ مدل ارتعاشی فعال خطی خودرو با پنج درجه آزادی نشان داده شده است. پارامترهای ثابت این خودرو [۱۴]، [۱۶] شامل $m_1, m_2, m_c, m_s, I_s, k_{p1}, k_{p2}$ و $l_i (i = 1, 2)$ هستند، که به ترتیب نشان‌دهنده جرم تایلر جلو (فربندی نشده)، جرم تایلر عقب (فربندی نشده)، جرم صندلی (فربندی شده)، جرم معلق (فربندی شده)، ممان اینرسی جرم معلق، ضریب سختی تایلر جلو، ضریب سختی تایلر عقب و موقعیت تایلرها نسبت به مرکز جرم می‌باشند (جدول (۲)). ضمناً، اطلاعات مربوط به متغیرهای طراحی در جدول (۳) ارائه شده‌اند.

معادلات حرکت خودروی مورد بحث (شکل ۲) با فرض کوچک بودن زاویه θ عبارتند از [۱۴]، [۱۶]:

$$z_{ps} = z_s - r\theta \quad (8)$$

$$z_{s1} = z_s - l_1\theta \quad (9)$$

$$z_{s2} = z_s + l_2\theta \quad (10)$$

$$F_{ss} = k_{ss}(z_c - z_{ps}) + c_{ss}(\dot{z}_c - \dot{z}_{ps}) \quad (11)$$

میشود. در گام دوم به منظور کاهش جمعیت که تعدادی بین n و $2n$ است، از ترکیب دو روش مرتب‌سازی نامغلوب و فاصله ازدحامی استفاده می‌شود. در بدو امر، براساس مفهوم غلبه شکل چینش افراد جمعیت مشخص می‌شود. اعضای از جمعیت که دارای هیچ برتری‌ای نسبت به هم نیستند، در جبهه پارتوی نخست قرار می‌گیرند. در ادامه جبهه پارتوی اول از جمعیت حذف شده و سپس براساس رویکرد مزبور برای سایر افراد جمعیت، جبهه‌های پارتوی دیگر (از جبهه دوم به بعد) ایجاد می‌شوند. آنگاه به هر عضو از جمعیت اندازه‌ای که بیانگر تنوع جمعیت است، اختصاص داده می‌شود. معیار ذکر شده که براساس فاصله نرمال شده دو فرد دیگر از جمعیت که پیرامون عضو مورد نظر (در فضای توابع هدف) موجود هستند، به دست می‌آید، فاصله ازدحامی نامیده می‌شود. سپس اعضاء براساس اندازه فاصله ازدحامی به شکل کاهشی مرتب می‌شوند. در نتیجه افرادی از جمعیت با اندازه‌ی بزرگتر براساس فاصله مذکور از بخت بیشتری برای ورود به نسل بعدی برخوردار هستند [۲۵].

الگوریتم تکامل تفاضلی با وجود سرعت بالا و عملکرد مناسب در جست‌وجوی سراسری، از ضعف در جست‌وجوی محلی [۳۵]، [۳۶] و همین‌طور میزان تنوع پایین در حین مواجهه با هم‌گرایی زودرس رنج می‌برد [۳۷]. برای برطرف کردن نکات مذکور، در الگوریتم MODE-FM از سیستم فازی‌ای (که مبتنی بر دو ورودی شامل تعداد نسل و میزان تنوع هر نسل و یک خروجی یعنی ضریب جهش است) از نوع ممدانی^۱ [۲۵] مطابق جدول (۱) بهره گرفته شده است. دلیل استفاده از سیستم فازی مورد بحث این است که در نسل‌های پایین برای پیدا کردن محل بهینه سراسری نیاز به اندازه بزرگتر طول گام و در نسل‌های بالاتر برای دستیابی به نرخ مناسب‌تری از هم‌گرایی، نیاز به اندازه طول گام کمتری است. ضمناً در اندازه تنوع کم در نسل‌های پایین‌تر مقدار طول گام بیشتر و در نسل‌های بالاتر مقدار کمتری مورد نیاز است [۲۵].

جدول ۱ قواعد فازی مورد استفاده در این مقاله [۲۵]

خروجی سیستم فازی ضریب جهش است		تنوع	
		کم	متوسط
تعداد نسل	کم	خیلی زیاد	زیاد
	متوسط	زیاد	متوسط
	زیاد	خیلی کم	کم

² Surface response of fuzzy system¹ Mamdani

جدول ۳ اطلاعات مربوط به متغیرهای طراحی سیستم تعلیق [۱۴]، [۱۶]

متغیر طراحی	نماینه (دیمانسیون)	حد پایین	حد بالا
ضریب سفتی فنر صندلی	$K_{ss} \left(\frac{N}{m} \right)$	۵۰۰۰	۱۵۰۰۰
ضریب دمپر صندلی	$C_{ss} \left(\frac{Ns}{m} \right)$	۱۰۰۰	۴۰۰۰
ضریب سفتی تعلیق جلو	$K_{s1} \left(\frac{N}{m} \right)$	۱۰۰۰۰	۲۰۰۰۰
ضریب دمپر تعلیق جلو	$C_{s1} \left(\frac{Ns}{m} \right)$	۵۰۰	۲۰۰۰
ضریب سفتی تعلیق عقب	$K_{s2} \left(\frac{N}{m} \right)$	۱۰۰۰۰	۲۰۰۰۰
ضریب دمپر تعلیق عقب	$C_{s2} \left(\frac{Ns}{m} \right)$	۵۰۰	۲۰۰۰
موقعیت صندلی نسبت به مرکز جرم	$r \text{ (m)}$	۰	۰/۵
ضریب دمپر فعال برای سیستم تعلیق جلو	$g_1 \left(\frac{N}{m} \right)$	۵۰۰	۲۰۰۰
ضریب دمپر فعال برای سیستم تعلیق عقب	$g_2 \left(\frac{N}{m} \right)$	۵۰۰	۲۰۰۰

ضمناً، در معادلات (۸) تا (۲۰) $z_i (i = 1, 2)$ ، z_s ، z_c و $z_{s_i} (i = 1, 2)$ به ترتیب بیانگر جابه‌جایی عمودی صندلی، جابه‌جایی عمودی مرکز جرم معلق، جابه‌جایی عمودی تایرها، جابه‌جایی عمودی گوشه‌های جرم معلق و جابه‌جایی دورانی جرم معلق می‌باشند.

توجه به این نکته ضروری است که زیرنویس‌های ۱ و ۲ به ترتیب نشان‌دهنده محور چرخ‌های جلو و عقب می‌باشند [۱۴]، [۱۶]. همچنین، ورودی‌های جاده به چرخ‌های جلو و عقب با $z_{p_i} (i = 1, 2)$ نشان داده شده‌اند که به صورت پروفایل تصادفی ایستا هستند که در ادامه توضیح داده می‌شود [۳۴]. توجه به این نکته ضروری است که خودروی مزبور با سرعت ثابت $v = 20 \text{ m/s}$ ناهمواری ذکر شده را طی می‌کند و تأثیر عقب از همان مسیر تأثیر جلو با تأخیر زمانی $\Delta t = \frac{l_1 + l_2}{v}$ رد می‌شود.

۳-۱- ورودی جاده

تحریکات جاده ای مورد استفاده در کار حاضر را می‌توان به صورت فرایندی تصادفی با چگالی طیف توان (PSD) زیر نشان داد [۳۴]:

$$F_{s1} = k_{s1}(z_{s1} - z_1) + c_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_1) \quad (12)$$

$$F_{s2} = k_{s2}(z_{s2} - z_2) + c_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_2) \quad (13)$$

$$u_1 = g_1 \dot{z}_{s1} \quad (14)$$

$$u_2 = g_2 \dot{z}_{s2} \quad (15)$$

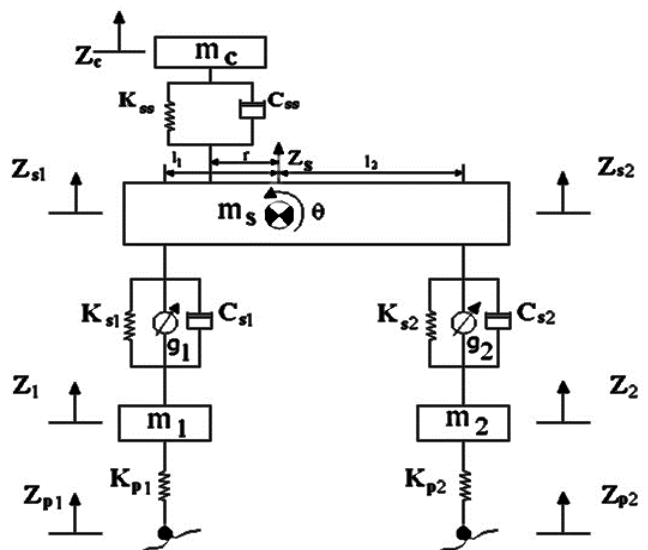
$$m_c \ddot{z}_c = -F_{ss} \quad (16)$$

$$m_s \ddot{z}_s = -F_{s1} - F_{s2} + F_{ss} - u_1 - u_2 \quad (17)$$

$$I_s \ddot{\theta} = l_1 F_{s1} - l_2 F_{s2} - r F_{ss} + l_1 u_1 - l_2 u_2 \quad (18)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 = F_{s1} - k_{p1}(z_1 - z_{p1}) + u_1 \quad (19)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 = F_{s2} - k_{p2}(z_2 - z_{p2}) + u_2 \quad (20)$$



شکل ۲ مدل پنج‌درجه آزادی خطی فعال خودرو [۱۴]، [۱۶]

جدول ۲ اندازه پارامترهای ثابت سیستم تعلیق [۱۴]، [۱۶]

پارامتر ثابت	مقدار
l_1	1.011 m
l_2	1.803 m
k_{p1}	175500 N/m
k_{p2}	175500 N/m
I_s	1230 kg.m ²
m_s	730 kg
m_c	75 kg
m_1	
m_2	40 kg

در قبل ارائه شده است. توابع هدف متضادی که برای امر بهینه یابی چندهدفی انتخاب شده‌اند، عبارتند از: شتاب عمودی صندلی ($\ddot{z}_c$)، سرعت عمودی جرم غیرمعلق جلو (تایر جلو) ($\dot{z}_1$)، سرعت عمودی جرم غیرمعلق عقب (تایر عقب) ($\dot{z}_2$)، جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و تایر جلو (d_1)، جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و تایر عقب (d_2)، نیروی کنترلی تعلیق جلو (u_1) و نیروی کنترلی تعلیق عقب (u_2) (پنج تابع هدف اول مانند توابع هدف ارائه شده در [۱۴] هستند و ضمناً میانگین و واریانس توابع هدف مذکور در [۱۶] در فرایند بهینه‌یابی استفاده شده‌اند). به‌طوری‌که:

$$d_i = z_{si} - z_i, \quad i = 1, 2 \quad (26)$$

باید دقت شود که توابع هدف به‌کار رفته در اینجا برابر با قدرمطلق سطح زیرمنحنی‌های پاسخ زمانی حاصل از هر کدام از نقاط طراحی هستند.

در این پژوهش، برای امر بهینه‌یابی دوهدفی مدل ارتعاشی خودرو، شش ترکیب دویه‌دوی توابع هدف مزبور از بین ۲۱ ترکیب ممکن آنها در نظر گرفته شده و نتایج در قالب جبهه پارتو نمایش داده شده‌اند. این شش زوج تابع عبارتند از ($\ddot{z}_c, \dot{z}_1$)، ($\ddot{z}_c, \dot{z}_2$)، ($\ddot{z}_c, d_1$)، ($\ddot{z}_c, d_2$)، ($\ddot{z}_c, u_1$) و ($\ddot{z}_c, u_2$)، که البته هر زوج به‌صورت جدا بهینه شده است.

در ادامه بهینه‌یابی برای هفت تابع هدف مذکور به‌صورت هم‌زمان انجام گرفته و منحنی‌های حاصل از بهینه‌یابی هفت-هدفی با لحاظ نتایج به‌دست آمده از بهینه‌یابی دوهدفی ارائه شده‌اند.

برای اجرای فرایند بهینه‌یابی با استفاده از الگوریتم MODE-FM جمعیت اولیه‌ای برابر با ۸۰ عضو، احتمال پیوند ۰/۵ و تعداد نسل برابر با ۲۴۰ در نظر گرفته شده است. ضمناً، همان‌طور که پیشتر اشاره شد، ضریب جهش به‌صورت پویا و با استفاده از قواعد فازی به‌دست می‌آید.

۴-۱- بهینه‌یابی دو هدفی سیستم تعلیق خودرو

نتایج به دست آمده از بهینه‌یابی دوهدفی در قالب منحنی‌های پارتو در اشکال (۳) تا (۸) ارائه شده‌اند. همان‌طور که در اشکال مذکور به‌صورت آشکار می‌توان دید، بهبود در مقدار یکی از توابع هدف باعث تضعیف تابع هدف دیگر می‌شود و بالعکس. ضمناً، غیر از نقاط بهینه ارائه شده در اشکال مذکور، هر گروه دیگری از متغیرهای طراحی انتخاب شوند، توابع هدف به‌دست آمده از

$$S_g = \begin{cases} S_g(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-n_1} & \text{if } \Omega \leq \Omega_0, \\ S_g(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-n_2} & \text{if } \Omega \geq \Omega_0, \end{cases} \quad (21)$$

در رابطه (۲۱) $\Omega_0 = 1/2\pi$ ، Ω فرکانس، $S_g(\Omega_0)$ و $n_i (i = 1, 2)$ به‌ترتیب بیانگر فرکانس مرجع، فرکانس داده شده، معیار زبری جاده و ثابت‌های زبری جاده هستند. حال اگر فرض شود که خودرو با سرعت افقی ثابت روی جاده حرکت می‌کند، اغتشاشات جاده را می‌توان با سری تصادفی زیر بیان کرد [۳۴]:

$$Z_r(t) = \sum_{n=1}^{N_f} s_n \sin(n\omega_0 t + \varphi_n) \quad (22)$$

ضمناً برای شرح بیشتر معادله (۲۲) داریم:

$$s_n = \sqrt{2S_g(n\Delta\Omega)\Delta\Omega} \quad (23)$$

$$\Delta\Omega = 2\pi/l \quad (24)$$

$$\omega_0 = (2\pi/l)v_0 \quad (25)$$

در روابط (۲۲) و (۲۴-۲۵) N_f و φ_n به‌ترتیب نشان‌دهنده طول هر قطعه از جاده، متغیر تصادفی‌ای که با استفاده از توزیع یکنواخت از بازه $[0, 2\pi]$ به‌دست می‌آید و محدود کننده دامنه فرکانس، هستند (در واقع معادله (۲۲) به جای z_{pi} در معادلات (۱۹-۲۰) استفاده شده است). مقادیر ثابت مورد استفاده در معادلات (۲۱-۲۲) و (۲۴-۲۵) در جدول (۴) ارائه شده‌اند [۳۴].

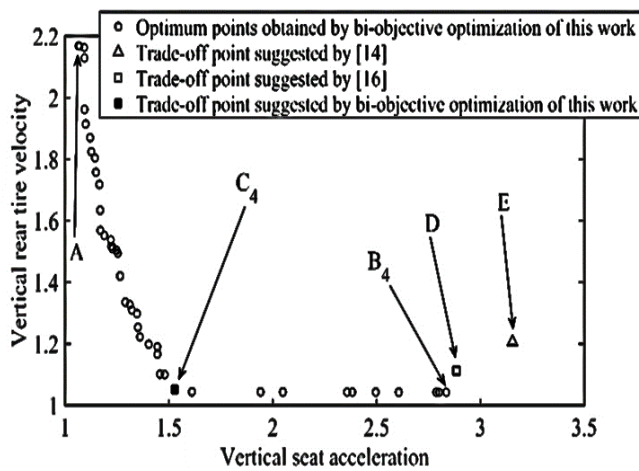
جدول ۴ مقادیر ثابت مورد استفاده در معادلات (۲۱) و (۲۴-۲۵) [۳۴]

n_1	n_2	v_0	l	N_f
2	1.5	20 m/s	100 m	200

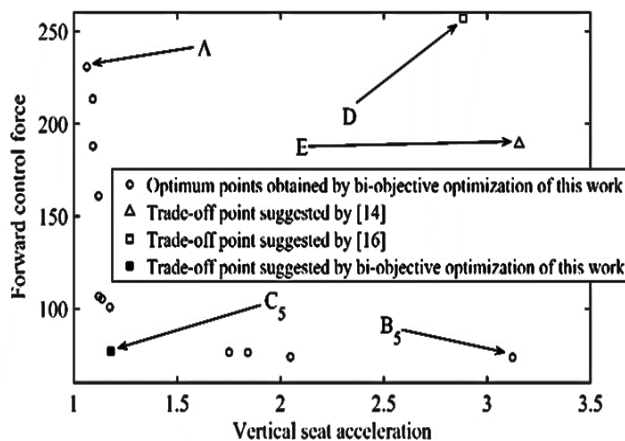
ضمناً پروفایل جاده‌ای مورد استفاده در کار حاضر از نوع کلاس C براساس استاندارد ایزو ۸۶۰۸ [۳۸] می‌باشد که ضریب زبری کلاس مذکور $256 \times 10^{-6} \text{m}^3$ است.

۴-۲- بهینه‌یابی چندهدفی سیستم تعلیق خودرو

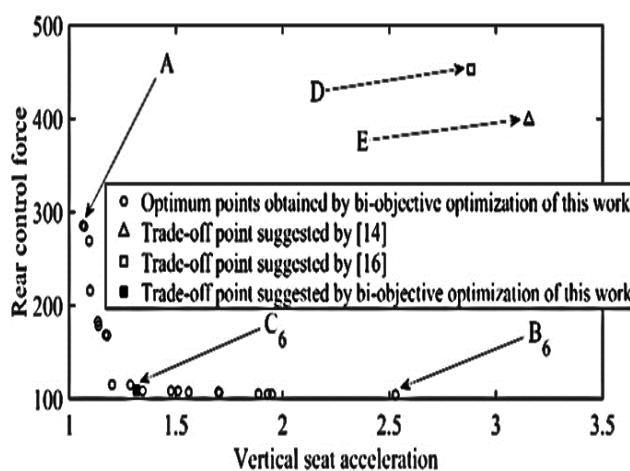
در این بخش نتایج بهینه‌یابی چندهدفی مدل ارتعاشی پنج درجه آزادی سیستم تعلیق خطی و فعال خودرو با مشخصات ذکر شده



شکل ۶ منحنی پارتوی دوهدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و سرعت عمودی تایر عقب



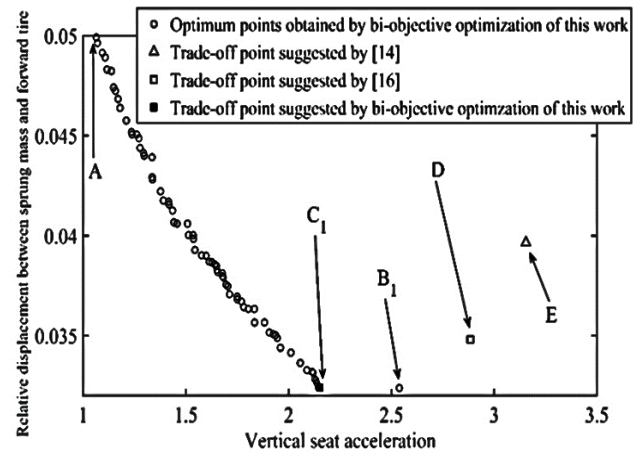
شکل ۷ منحنی پارتوی دوهدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و نیروی کنترلی جلو



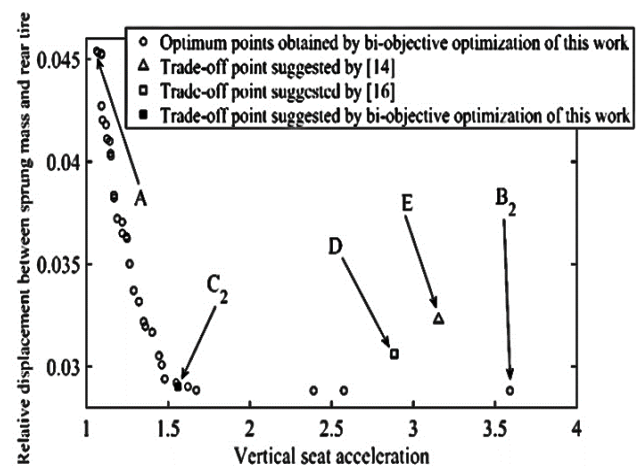
شکل ۸ منحنی پارتوی دوهدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و نیروی کنترلی عقب

در اشکال مورد بحث نقطه طراحی A نشان‌دهنده کمترین شتاب عمودی صندلی و نقاط B_1, B_2, B_3, B_4, B_5 و B_6

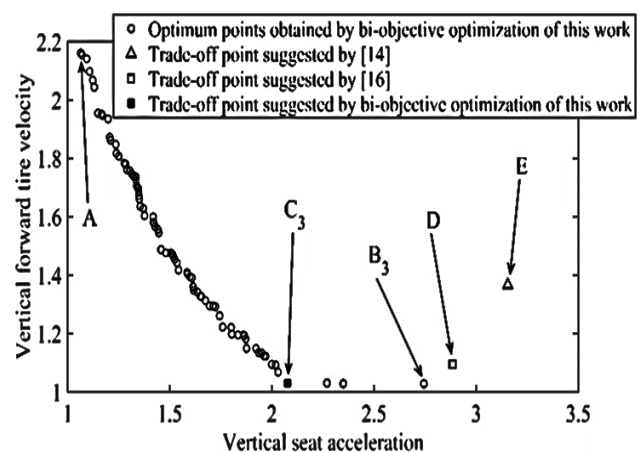
آنها در محل بدتری نسبت به جبهه پارتوی مورد نظر قرار می‌گیرند. این فضای غیرمطلوب در منحنی های پارتوی مورد بحث در منطقه بالا/ راست آنها می باشد.



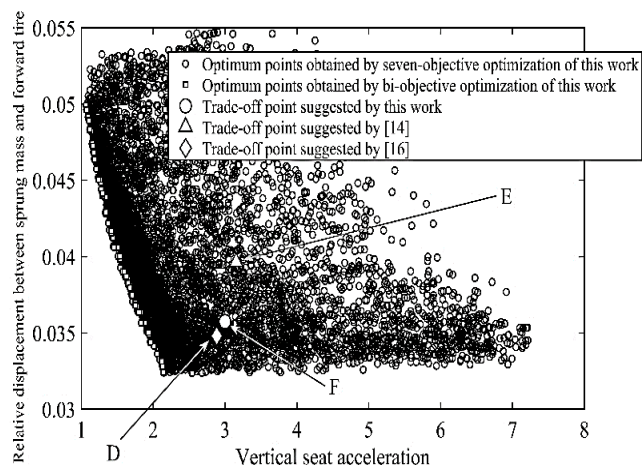
شکل ۹ منحنی پارتوی دوهدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و تایر جلو



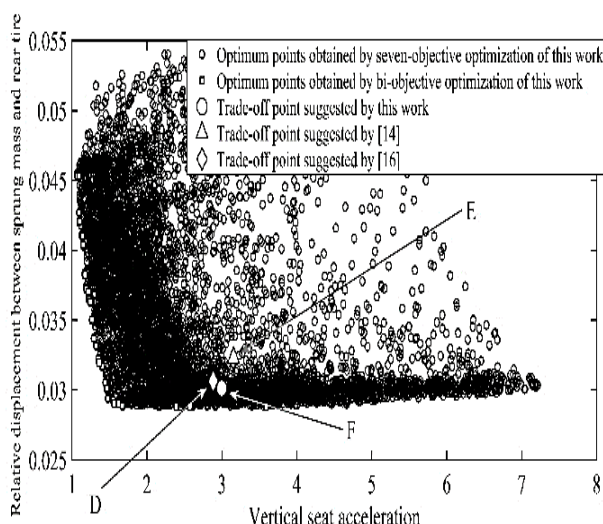
شکل ۱۰ منحنی پارتوی دوهدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و تایر عقب



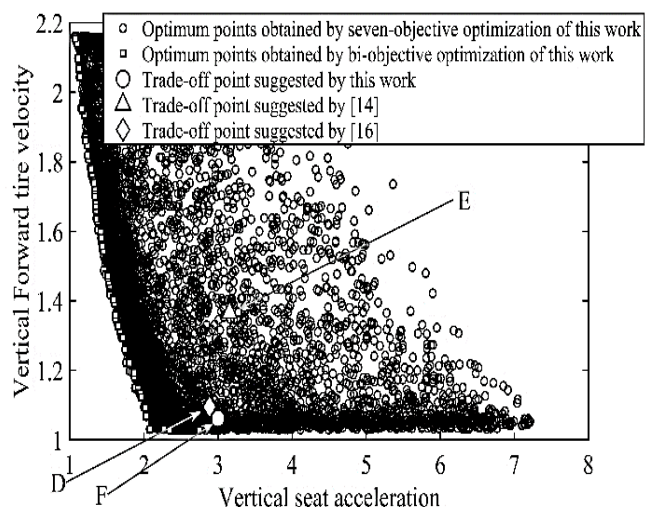
شکل ۱۱ منحنی پارتوی دوهدفی برای دو تابع هدف سرعت عمودی تایر جلو



شکل ۹ مقایسه پارتوی دو و هفت‌هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و تایر جلو



شکل ۱۰ مقایسه پارتوی دو و هفت‌هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و تایر عقب



شکل ۱۱ مقایسه پارتوی دو و هفت‌هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و سرعت عمودی تایر جلو

به‌ترتیب نشانگر کمترین سرعت عمودی تایر جلو، کمترین سرعت عمودی تایر عقب، کمترین جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و تایر جلو، کمترین جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و تایر عقب، کمترین نیروی کنترلی تعلیق جلو و کمترین نیروی کنترلی تعلیق عقب هستند.

نکته‌ای که باید به آن توجه شود این است که می‌توان برای هر کدام از منحنی‌های پارتوی دوهدفی به‌دست آمده، نقاط مصالحه‌ای ارائه کرد. همان‌طور که در اشکال (۳) تا (۸) مشخص شده است، نقاط بهینه C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 و C_6 نشان‌دهنده نقاط مصالحه در فضاهای دوهدفی مزبور هستند.

در واقع با تحلیل دقیق اشکال مذکور می‌توان دریافت که حرکت از نقاط B_1 تا B_6 به C_1 تا C_6 به ترتیب سبب حدود ۱۵٪ بهبود در شتاب عمودی صندلی (شکل ۳)، ۵۷٪ بهبود در شتاب عمودی صندلی (شکل ۴)، ۲۴٪ بهبود در شتاب عمودی صندلی (شکل ۵)، ۴۶٪ بهبود در شتاب عمودی صندلی (شکل ۶)، ۶۲٪ بهبود در شتاب عمودی صندلی (شکل ۷) و ۴۸٪ بهبود در شتاب عمودی صندلی (شکل ۸) شده است، اما در تابع هدف دیگر تضعیف قابل‌ذکری ایجاد نشده است.

همان‌طور که در نمودارهای پارتو آشکارا پیداست، نقاط ارائه شده در [۱۴]، [۱۶] در منطقه بالا/راست آنها قرار دارند و این نکته بیانگر برتری نتایج پژوهش حاضر است. اطلاعات مربوط به نقاط بهینه ذکر شده، نقطه E [۱۴] و نقطه D [۱۶] در جداول (۵-۶) ارائه شده‌اند.

با وجود اینکه بهینه‌یابی دوهدفی داده‌های مفیدی را به طراحان و پژوهشگران ارائه می‌کند، اما همه خروجی‌های حاصل از آن، با انجام یک بهینه‌یابی هفت‌هدفی (که در بخش بعدی بیان می‌شود) به‌جای شش بهینه‌یابی مجزای دوهدفی به‌سادگی قابل حصول است.

۴-۲- بهینه‌یابی هفت‌هدفی سیستم تعلیق خودرو

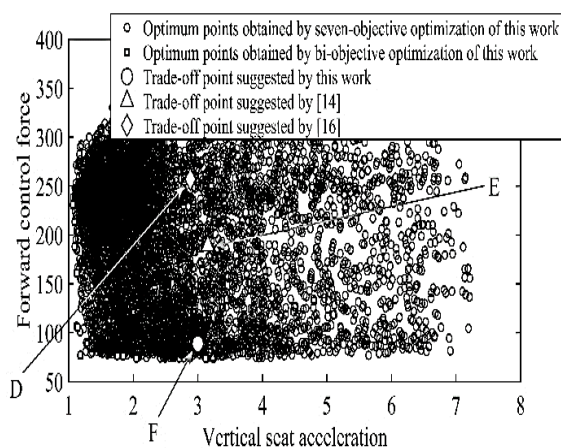
در این بخش بهینه‌یابی چندهدفی مدل ارتعاشی یک‌دوم خودرو با در نظر گرفتن توأمان هر هفت تابع هدف صورت پذیرفته است و پاسخ‌ها در اشکال (۹) تا (۱۴) ارائه شده‌اند. در واقع بهینه‌یابی هفت‌هدفی به‌شکل هم‌زمان امکان طراحی بهتری را برای متخصصان امر مهیا می‌کند.

با کمی دقت در نمودارهای مذکور مشخص می‌شود که نقاط غیربرتر حاصل از بهینه‌یابی دوهدفی مرز نقاط بهینه‌یابی هفت‌هدفی را تشکیل داده‌اند و البته این نکته مهم مؤید صحت راه‌حل‌های حاصل از بهینه‌یابی هفت‌هدفی است.

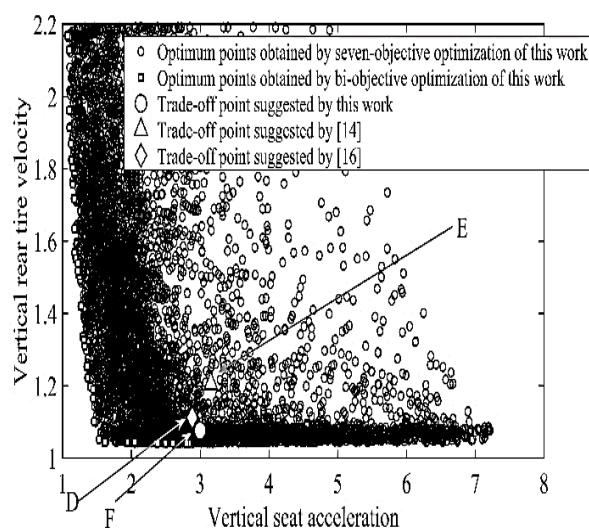
جدول ۵ مقادیر مربوط به متغیرهای طراحی نقاط بهینه ارائه شده و مراجع [۱۴]، [۱۶]

	k_{ss}	c_{ss}	k_{s_1}	c_{s_1}	k_{s_2}	c_{s_2}	r	g_1	g_2
A	50967.37	1111.54	10185.78	502.1655	10283.46	505.4566	0.217349	1977.269	1936.892
B_1	63280.59	1104.31	19888.72	1995.279	10459.65	500.411	0.001225	1895.861	519.1932
B_2	147676.3	1047.084	10048.07	505.4828	19869.95	1997.591	0.425149	524.9624	1393.474
B_3	59417.73	3411.632	19985.22	1997.091	10605.52	712.7727	0.227167	503.1075	510.6098
B_4	143611.7	3642.105	19411.22	505.4828	19881.1	1997.591	0.198998	509.6163	501.7643
B_5	134244.1	3685.367	10177.64	1636.828	10136.11	657.5426	0.3906912	512.634	1965.264
B_6	143611.7	2261.03	19411.22	505.4828	10476.2	956.7797	0.198998	509.61637	501.7643
C_1	50623.74	1148.575	19228.25	1995.279	10034.25	500.411	0.001225	1800.648	519.1932
C_2	53003.78	1051.013	12205.95	505.4828	13772.87	1997.591	0.425149	1781.064	988.5627
C_3	50481.92	1394.953	19838.86	1997.94	10005.71	600.497	0.00667	553.8463	1625.388
C_4	52015.43	1307.765	10758.61	591.1696	19661.02	1994.593	0.495883	1630.679	805.971
C_5	50967.37	1111.54	10185.78	552.5502	10283.46	505.4566	0.401133	506.9164	1936.892
C_6	50623.74	1317.15	14747.43	569.5248	10034.25	760.6476	0.238701	1984.783	519.1932
D [16]	51587.3	3666.667	10000	1928.571	10000	2000	0.460318	2000	2000
E [14]	146825.4	3238.095	11111.11	1238.095	10000	1666.667	0.396827	1428.571	2000
F	67127.97	1516.011	12092.85	1955.767	10334.45	1997.591	0.352764	508.1561	553.2579
G	55348.05	2451.865	12596.85	1965.583	13792.54	1963.182	0.171536	1150.353	1002.127

شدند)، ارائه کرد. برای این منظور تمامی اندازه‌های توابع هدف هر کدام از نقاط غیربرتر به یک بازه دلخواه (مثل صفر تا یک) نگاشت می‌شوند، نقطه‌ای که دارای کمینه مجموع توابع هدف نگاشت شده است، نقطه بهینه طراحی از منظر همه توابع هدف می‌باشد که در اینجا F نامیده شده است (جدول ۵-۶).



شکل ۱۳ مقایسه پارتوی دو و هفت‌هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و نیروی کنترلی تعلیق جلو



شکل ۱۲ مقایسه پارتوی دو و هفت‌هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و سرعت عمودی تایر عقب

براساس نتایجی که در بهینه‌یابی هفت‌هدفی به‌دست آمده است، می‌توان یک نقطه مصالحه طراحی از دید همه توابع هدف را به‌جای شش نقطه طراحی مجزاء (که در بخش قبل محاسبه

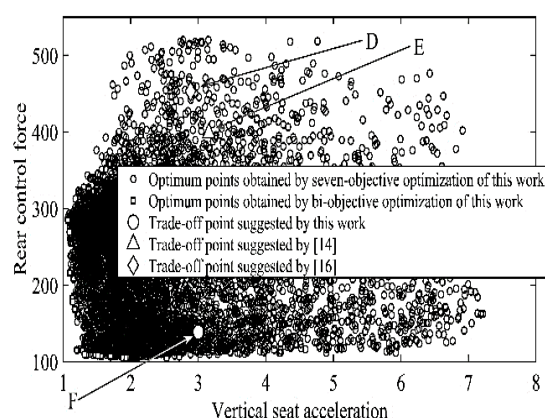
جدول ۶ مقادیر مربوط به توابع هدف نقاط بهینه ارائه شده در کار حاضر و مراجع [۱۴]، [۱۶]

	$\ddot{z}_c$	d_1	d_2	$\ddot{z}_1$	$\ddot{z}_2$	u_1	u_2
A	1.063831	0.049909	0.045399	2.16018	2.168325	230.7771	285.6361
B_1	2.538059	0.032381	0.053063	1.044809	2.188985	318.2777	129.6245
B_2	3.591161	0.052826	0.028827	2.150837	1.061879	92.20611	371.1792
B_3	2.743255	0.035029	0.047106	1.028469	1.819044	103.4417	119.643
B_4	2.834948	0.054612	0.030215	2.108417	1.042231	130.3322	145.6841
B_5	3.122626	0.038889	0.043811	1.174351	1.90253	73.76731	306.2831
B_6	2.529329	0.053347	0.040375	2.108431	1.558769	120.0274	104.461
C_1	2.151744	0.032411	0.052702	1.045181	2.191086	301.5495	124.946
C_2	1.560701	0.048724	0.029036	2.136992	1.073405	253.7097	248.846
C_3	2.07662	0.034511	0.046902	1.030602	1.993346	99.53227	284.2134
C_4	1.528233	0.047301	0.029446	1.98797	1.051381	229.3182	231.9929
C_5	1.180137	0.051741	0.046059	2.057244	2.168621	76.99338	276.2419
C_6	1.314716	0.04623	0.043547	1.999791	1.759098	283.5656	109.6289
D [16]	2.883754	0.034803	0.03063	1.095128	1.112106	256.9183	453.0055
E [14]	3.154157	0.039652	0.032302	1.366602	1.206453	189.2114	398.6859
F	2.998657	0.035736	0.030121	1.061843	1.076207	88.6882	138.8189
G	2.78122	0.034603	0.030335	1.065211	1.083263	183.4917	253.7751

مورد بحث بهتر باشند، که اطلاعات یک نمونه از آنها که G نام-گذاری شده است در جداول (۵-۶) نمایش داده شده است.

۵- مقایسه عملکرد طراحی پیشنهادی کار حاضر با طراحی‌های ارائه شده در [۱۴]، [۱۶] در مواجهه با جاده‌های تصادفی مختلف

برای بررسی کارکرد نقطه مصالحه پیشنهادی در بخش قبل (F)، سیستم‌های تعلیق طراحی شده حاصل از نقطه مذکور و نقاط ارائه شده در [۱۴]، [۱۶]، تحت دو نوع تست سه هزار جاده‌ای مختلف قرار گرفته‌اند. در تست اول هرکدام از سه طراحی مزبور با سرعت ثابت 20 m/s تحت سه هزار جاده تصادفی مختلف از کلاس C قرار گرفتند (تست اول: سرعت ثابت). در ادامه، طراحی‌های مورد نظر تحت تست دوم قرار گرفتند که در آن به جای سرعت ثابت، با سرعت متغیر بین 5 m/s تا 30 m/s با ناهمواری‌های مذکور مواجه شدند. به بیان دیگر، برای هرکدام از سه هزار جاده مزبور به صورت تصادفی سرعتی در بازه ذکر شده تخصیص داده شد (تست دوم: سرعت متغیر).

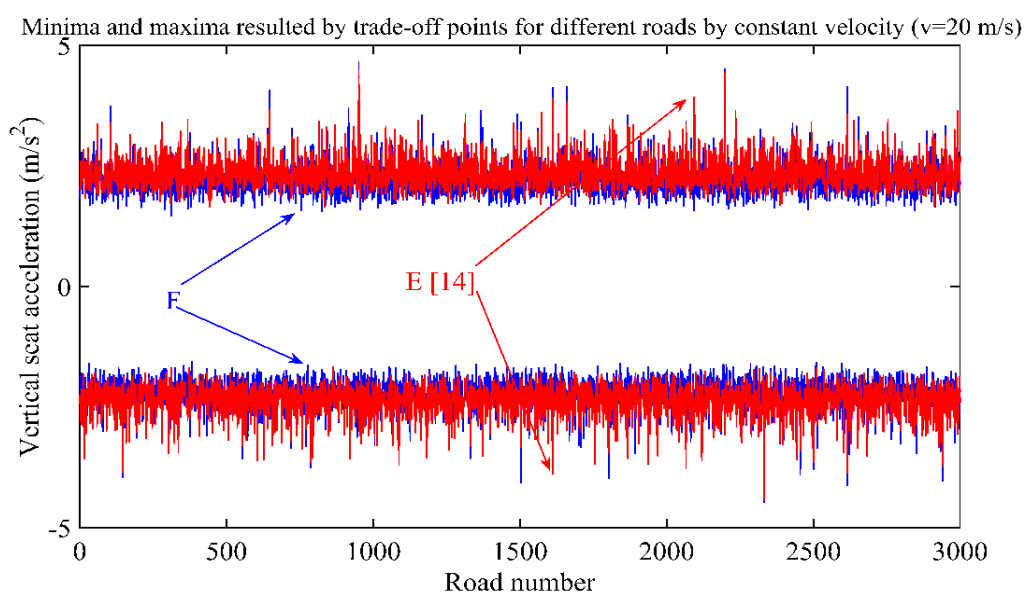


شکل ۱۴ مقایسه پارتوی دو و هفت‌هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و نیروی کنترلی تعلیق عقب

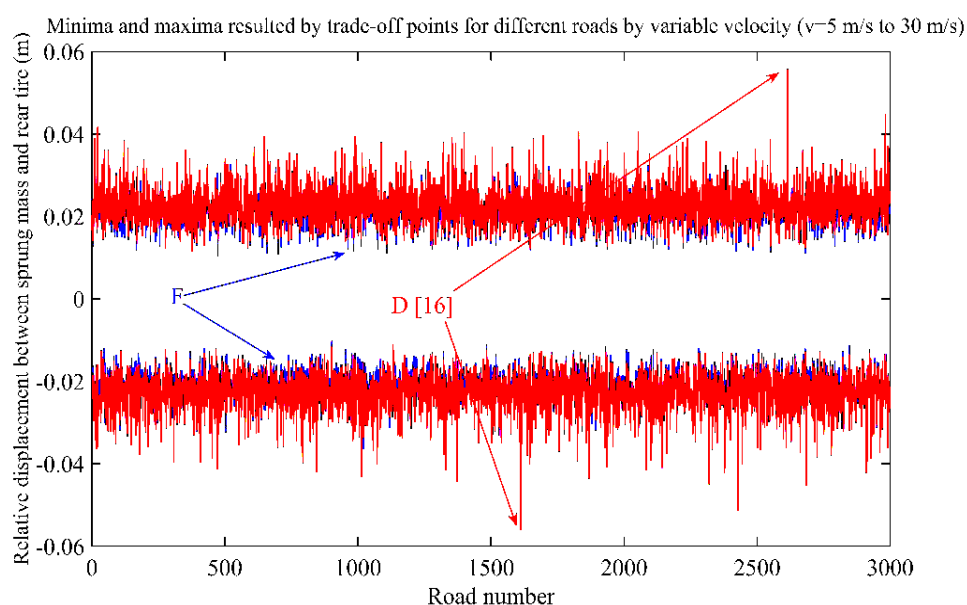
ضمناً همان‌طور که در نمودارهای پارتوی مربوطه دیده می‌شود، نقطه مذکور تقریباً در همه اشکال به مرز طراحی نزدیک است و در بیشتر موارد از نقاط ارائه شده در [۱۴] و [۱۶] نیز بهتر است. البته در میان نقاط به دست آمده در کار حاضر می‌توان مواردی را یافت که در تمام موارد از نتایج ارائه شده در منابع

جدول ۷ مقایسه میانگین و انحراف معیار توابع هدف حاصل از طراحی پیشنهادی کار حاضر و منابع [۱۴]، [۱۶] در مواجهه با سه هزار جاده تصادفی با سرعت ثابت

	$\dot{z}_c$	d_1	d_2	$\dot{z}_1$	$\dot{z}_2$	u_1	u_2
Mean (F)	3.128845	0.038394	0.032194	1.085806	1.089192	99.58076	153.8583
Std (F)	0.111451	0.001923	0.001037	0.028142	0.019922	5.406048	5.198459
Mean (E [14])	3.255062	0.043454	0.036238	1.402236	1.22	208.8393	442.3638
Std (E [14])	0.105099	0.0018	0.00114	0.039844	0.023277	10.78106	12.9819
Mean (D [16])	2.985346	0.039262	0.034255	1.119697	1.12481	291.4064	497.3056
Std (D [16])	0.094228	0.001597	0.00106	0.029485	0.021085	11.4675	14.54707



شکل ۱۵ مقایسه نقاط کمینه و بیشینه شتاب عمودی صندلی حاصل از نقاط طراحی F و E [۱۴] در مواجهه با سه هزار جاده تصادفی با سرعت ثابت



شکل ۱۶ مقایسه نقاط کمینه و بیشینه جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و تایر عقب حاصل از نقاط طراحی F و D [۱۶] در مواجهه با سه هزار جاده تصادفی با سرعت ثابت

استفاده شد. توابع هدف متضادی که برای بهینه‌یابی انتخاب شدند عبارتند از شتاب عمودی صندلی، سرعت عمودی تایر جلو، سرعت عمودی تایر عقب، جابه‌جایی نسبی جرم معلق و تایر جلو، جابه‌جایی نسبی جرم معلق و تایر عقب، نیروی کنترلی تعلیق جلو و نیروی کنترلی تعلیق عقب. همان‌طور که در نتایج مقاله به وضوح دیده شد، بهینه‌یابی چندهدفی تعداد زیادی نقطه بهینه طراحی به طراح ارائه می‌کند که هیچ‌یک بر دیگری برتری ندارد و طراح با توجه به خواسته خود می‌تواند یک نقطه را به‌عنوان نقطه بهینه طراحی مورد استفاده قرار دهد. ضمناً، نتایج حاصل از بهینه‌یابی هفت‌هدفی با دوهدفی مقایسه شدند و نشان داده شده که نتایج دوهدفی در مرز طراحی قرار دارند که این نکته نماینگر صحت نتایج کار حاضر است. مقایسه جواب‌های کار حاضر با کارهای پیشین بیانگر برتری عملکرد راه‌حل‌های تحقیق فعلی بود.

به‌منظور مقایسه مناسب، میانگین^۱ و انحراف معیار^۲ (Std) هرکدام از دو تابع هدف حاصل از هر دو نوع تست مربوط به هر سه طراحی مورد اشاره در جداول (۷-۸) ارائه شده‌اند. همان‌طور که در جداول مذکور مشهود است، نتایج حاصل از F در اکثر قریب به اتفاق موارد بهتر از دو طراحی دیگر است و این امر نشان‌دهنده برتری نتایج تحقیق حاضر است.

ضمناً، دو نمونه نمودار مربوط به اندازه کمینه و بیشینه توابع هدف برای هرکدام از سه هزار جاده مربوط به سه طراحی مذکور در اشکال (۱۵-۱۶) ارائه شده‌اند. همان‌طور که در اشکال مزبور می‌توان دید، عملکرد خودروی مربوط به طراحی F در برخورد با تحریکات جاده‌ای مناسب است.

۶- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، از الگوریتم MODE – FM برای بهینه‌یابی چندهدفی مدل ارتعاشی خطی و فعال پنج‌درجه آزادی خودرو

جدول ۸ مقایسه میانگین و انحراف معیار توابع هدف حاصل از طراحی پیشنهادی کار حاضر و منابع [۱۴]، [۱۶] در مواجهه با سه هزار جاده تصادفی با سرعت متغیر

	$\ddot{z}_c$	d_1	d_2	$\dot{z}_1$	$\dot{z}_2$	u_1	u_2
Mean (F)	2.973767	0.036617	0.03057	1.018166	1.017913	94.96076	146.1595
Std (F)	0.375634	0.004895	0.003954	0.150394	0.156148	13.48254	18.96871
Mean (E [14])	3.083901	0.041379	0.034401	1.318168	1.141986	199.0228	419.8882
Std (E [14])	0.404427	0.005502	0.004499	0.19246	0.172888	28.78623	53.55967
Mean (D [16])	2.825048	0.037387	0.032521	1.051093	1.053042	277.3877	472.1523
Std (D [16])	0.372486	0.004916	0.004208	0.153073	0.157957	36.68883	59.93142

۷- مراجع

- [1] N. Yagiz and Y. Hacioglu, "Backstepping control of a vehicle with active suspensions," *Control Engineering Practice*, vol. 16, no. 12, pp. 1457-1467, 2008/12/01/ 2008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2008.04.003>.
- [2] A. Hac and I. Youn, "Optimal Semi-Active Suspension with Preview based on a Quarter Car Model," in *1991 American Control Conference*, 26-28 June 1991 1991, pp. 433-438, doi: 10.23919/ACC.1991.4791404.
- [3] M. Fleps-Dezasse and J. Brembeck, "LPV Control of Full-Vehicle Vertical Dynamics using Semi-Active Dampers," *IFAC-PapersOnLine*, vol. 49, no. 11, pp. 432-439, 2016/01/01/ 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2016.08.064>.
- [4] Ş. Yildirim, "Vibration control of suspension systems using a proposed neural network," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 277, no. 4, pp. 1059-1069, 2004/11/05/ 2004, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2003.09.057>.
- [5] M. Bouazara and M. J. Richard, "An optimization method designed to improve 3-D vehicle comfort and road holding capability through the use of active and semi-active suspensions," *European Journal of*

² Standard deviation (Std)

¹ Mean

- 255, 2011. [Online]. Available: <http://www.iust.ac.ir/ijae/article-1-67-en.html>.
- [15] L.-X. Guo and L.-P. Zhang, "Robust H_∞ control of active vehicle suspension under non-stationary running," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 331, no. 26, pp. 5824-5837, 2012/12/17/ 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2012.07.042>.
- [16] A. Jamali, M. Salehpour, and N. Nariman-zadeh, "Robust Pareto active suspension design for vehicle vibration model with probabilistic uncertain parameters," *Multibody System Dynamics*, vol. 30, no. 3, pp. 265-285, 2013/10/01 2013, doi: [10.1007/s11044-012-9337-4](https://doi.org/10.1007/s11044-012-9337-4).
- [17] M. J. Mahmoodabadi, A. A. Safaie, A. Bagheri, and N. Nariman-zadeh, "A novel combination of Particle Swarm Optimization and Genetic Algorithm for Pareto optimal design of a five-degree of freedom vehicle vibration model," *Applied Soft Computing*, vol. 13, no. 5, pp. 2577-2591, 2013/05/01/ 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.asoc.2012.11.028>.
- [18] A. Jamali, H. Shams, and M. Fasihozaman, "Pareto multi-objective optimum design of vehicle-suspension system under random road excitations," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, vol. 228, no. 3, pp. 282-293, 2014/09/01 2014, doi: [10.1177/1464419314531757](https://doi.org/10.1177/1464419314531757).
- [19] L. R. C. Drehmer, W. J. Paucar Casas, and H. M. Gomes, "Parameters optimisation of a vehicle suspension system using a particle swarm optimisation algorithm," *Vehicle System Dynamics*, vol. 53, no. 4, pp. 449-474, 2015/04/03 2015, doi: [10.1080/00423114.2014.1002503](https://doi.org/10.1080/00423114.2014.1002503).
- [20] B. Gadhvi, V. Savsani, and V. Patel, "Multi-Objective Optimization of Vehicle Passive Suspension System Using NSGA-II, SPEA2 and PESA-II," *Procedia Technology*, vol. 23, pp. 361-368, 2016/01/01/ 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.protcy.2016.03.038>.
- [21] M. Salehpour, A. Jamali, A. Bagheri, and N. Nariman-zadeh, "A new adaptive differential evolution optimization algorithm based on fuzzy inference system," *Engineering Science and Technology, an International Journal*, vol. 20, no. 2, pp. 587-597, 2017/04/01/ 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2017.01.004>.
- [22] M. Salehpour, A. Jamali, A. Bagheri, and N. Nariman-zadeh, "Optimum sliding mode controller design based on skyhook model for nonlinear vehicle vibration model," *ASE*, vol. 7, no. 4, pp. 2537-2550, 2017, doi: [10.22068/ijae.7.4.2537](https://doi.org/10.22068/ijae.7.4.2537).
- [23] M. Salehpour, A. Jamali, A. Bagheri, and N. N. Nariman-zadeh, "Optimum Pareto design of vehicle Mechanics - A/Solids, vol. 20, no. 3, pp. 509-520, 2001/05/01/ 2001, doi: [https://doi.org/10.1016/S0997-7538\(01\)01138-X](https://doi.org/10.1016/S0997-7538(01)01138-X).
- [6] S. Kitayama, M. Arakawa, and K. Yamazaki, "Differential evolution as the global optimization technique and its application to structural optimization," *Applied Soft Computing*, vol. 11, no. 4, pp. 3792-3803, 2011/06/01/ 2011, doi: <https://doi.org/10.1016/j.asoc.2011.02.012>.
- [7] N. Srinivas and K. Deb, "Multiobjective Optimization Using Nondominated Sorting in Genetic Algorithms," *Evolutionary Computation*, vol. 2, no. 3, pp. 221-248, 1994, doi: [10.1162/evco.1994.2.3.221](https://doi.org/10.1162/evco.1994.2.3.221).
- [8] A. Toffolo and E. Benini, "Genetic Diversity as an Objective in Multi-Objective Evolutionary Algorithms," *Evolutionary Computation*, vol. 11, no. 2, pp. 151-167, 2003, doi: [10.1162/106365603766646816](https://doi.org/10.1162/106365603766646816).
- [9] B. Gao, J. Darling, D. G. Tilley, R. A. Williams, A. Bean, and J. Donahue, "Control of a hydropneumatic active suspension based on a non-linear quarter-car model," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, vol. 220, no. 1, pp. 15-31, 2006/02/01 2006, doi: [10.1243/095965105X77501](https://doi.org/10.1243/095965105X77501).
- [10] G. Georgiou, G. Verros, and S. Natsiavas, "Multi-objective optimization of quarter-car models with a passive or semi-active suspension system," *Vehicle System Dynamics*, vol. 45, no. 1, pp. 77-92, 2007/01/01 2007, doi: [10.1080/00423110600812925](https://doi.org/10.1080/00423110600812925).
- [11] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal, and T. Meyarivan, "A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II," *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, vol. 6, no. 2, pp. 182-197, 2002, doi: [10.1109/4235.996017](https://doi.org/10.1109/4235.996017).
- [12] B. Loyer and L. Jézéquel, "Robust design of a passive linear quarter car suspension system using a multi-objective evolutionary algorithm and analytical robustness indexes," *Vehicle System Dynamics*, vol. 47, no. 10, pp. 1253-1270, 2009/10/01 2009, doi: [10.1080/00423110802613394](https://doi.org/10.1080/00423110802613394).
- [13] N. Nariman-Zadeh, M. Salehpour, A. Jamali, and E. Haghgoo, "Pareto optimization of a five-degree of freedom vehicle vibration model using a multi-objective uniform-diversity genetic algorithm (MUGA)," *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, vol. 23, no. 4, pp. 543-551, 2010/06/01/ 2010, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engappai.2009.08.008>.
- [14] Salehpour, Jamali, and z. Nariman, "Optimal Selection of Active Suspension Parameters Using Artificial Intelligence," *ASE*, vol. 1, no. 4, pp. 244-

- [31] K. Wu *et al.*, "Experimental research on vehicle active suspension based on time-delay control," *International Journal of Control*, pp. 1-17, doi: 10.1080/00207179.2023.2201650.
- [32] H. Zare, M. M. Jalili, and M. R. Fazel, "Multiobjective optimization for semi-active electromagnetic vehicle suspensions," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 45, no. 8, p. 419, 2023/07/17 2023, doi: 10.1007/s40430-023-04347-y.
- [33] M. Ghorbany, S. Ebrahimi-Nejad, and M. Mollajafari, "Global-guidance chaotic multi-objective particle swarm optimization method for pneumatic suspension handling and ride quality enhancement on the basis of a thermodynamic model of a full vehicle," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, p. 09544070221148287, 2023, doi: 10.1177/09544070221148287.
- [34] H. Du and N. Zhang, "H ∞ control of active vehicle suspensions with actuator time delay," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 301, no. 1, pp. 236-252, 2007/03/20/ 2007, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.09.022>.
- [35] G. Liu, Y. Li, X. Nie, and H. Zheng, "A novel clustering-based differential evolution with 2 multi-parent crossovers for global optimization," *Applied Soft Computing*, vol. 12, no. 2, pp. 663-681, 2012/02/01/ 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.asoc.2011.09.020>.
- [36] C. Zhang, J. Chen, and B. Xin, "Distributed memetic differential evolution with the synergy of Lamarckian and Baldwinian learning," *Applied Soft Computing*, vol. 13, no. 5, pp. 2947-2959, 2013/05/01/ 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.asoc.2012.02.028>.
- [37] W. Deng, X. Yang, L. Zou, M. Wang, Y. Liu, and Y. Li, "An improved self-adaptive differential evolution algorithm and its application," *Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems*, vol. 128, pp. 66-76, 2013/10/15/ 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.chemolab.2013.07.004>.
- [38] "Mechanical vibration — Road surface profiles — Reporting of measured data," ISO, ISO 8608:2016(E), 2016. [Online]. Available: <https://www.iso.org/standard/71202.html>.
- vibration model excited by non-stationary random road using multi-objective differential evolution algorithm with dynamically adaptable mutation factor," *ASE*, vol. 8, no. 4, pp. 2854-2867, 2018, doi: 10.22068/ijae.8.4.2854.
- [24] G. Papaioannou and D. Koulocheris, "Multi-objective optimization of semi-active suspensions using KEMOGA algorithm," *Engineering Science and Technology, an International Journal*, vol. 22, no. 4, pp. 1035-1046, 2019/08/01/ 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jestech.2019.02.013>.
- [25] A. Jamali, R. Mallipeddi, M. Salehpour, and A. Bagheri, "Multi-objective differential evolution algorithm with fuzzy inference-based adaptive mutation factor for Pareto optimum design of suspension system," *Swarm and Evolutionary Computation*, vol. 54, p. 100666, 2020/05/01/ 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.swevo.2020.100666>.
- [26] M. Salehpour and A. Bagheri, "Pareto optimization of a nonlinear vehicle model using multi-objective differential evolution algorithm with fuzzy inference-based adaptive mutation factor (MODE-FM)," *ASE*, vol. 11, no. 3, pp. 3594-3613, 2021, doi: 10.22068/ase.2021.595.
- [27] M. Issa and A. Samn, "Passive vehicle suspension system optimization using Harris Hawk Optimization algorithm," *Mathematics and Computers in Simulation*, vol. 191, pp. 328-345, 2022/01/01/ 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.matcom.2021.08.016>.
- [28] S. R. Gampa *et al.*, "Pareto optimality based PID controller design for vehicle active suspension system using grasshopper optimization algorithm," *Journal of Electrical Systems and Information Technology*, vol. 9, no. 1, p. 24, 2022/12/14 2022, doi: 10.1186/s43067-022-00065-y.
- [29] V. Prasad, D. N. Pawaskar, and P. Seshu, "Hybrid GA for multi-objective design of heavy goods vehicle suspension system," *Soft Computing*, vol. 27, no. 15, pp. 10719-10735, 2023/08/01 2023, doi: 10.1007/s00500-023-08235-4.
- [30] H. Gheibollahi and M. Masih-Tehrani, "A multi-objective optimization method based on NSGA-II algorithm and entropy weighted TOPSIS for fuzzy active seat suspension of articulated truck semi-trailer," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 237, no. 17, pp. 3809-3826, 2023/09/01 2023, doi: 10.1177/09544062231151799.