

مطالعه شبیه سازی المان محدود سوراخکاری استخوان

محمد خوران*

استادیار،
گروه مهندسی مکانیک، مجتمع
آموزش عالی فنی و مهندسی
اسفراین، اسفراین

حسین امیرآبادی

دانشیار،
دانشکده مهندسی مکانیک،
دانشگاه نیشابور، نیشابور

چکیده: شکستگی استخوان غالباً بر اثر سوانح و کهولت سن بوجود می آید و بی حرکت سازی استخوان شکسته شده با ایجاد سوراخ توسط مته و اتصال قطعاتی که به آنها پیچ می شوند انجام می گیرد. تلاش های متعددی برای یافتن راه حلی جهت کاستن نکروزهای حرارتی و نیروهای سوراخکاری صورت گرفته است. در این میان شبیه سازی کامپیوتری سوراخ کاری جهت پیش بینی نکروزهای حرارتی و نیروها با توجه به ورود کامپیوترهای پرسرعت جایگاه ویژه ای یافته است. در این پژوهش سوراخ کاری استخوان توسط نرم افزار المان محدود تجاری DEFORM/3D شبیه سازی شده است. این نرم افزار دارای ماژول مخصوص شبیه سازی ماشینکاری می باشد، لذا کار با این نرم افزار آسان تر و پاسخ آن سریعتر می باشد. با توجه به ناهمسانگرد بودن استخوان از معیار هیل برای تعریف ماده استفاده گردید. سرعت دورانی و پیشروی به عنوان دو ورودی در سه سطح، مجموعاً $3 \times 3 = 9$ آزمایش طراحی و شبیه سازی آن به صورت سه بعدی اجرا شد و با مقادیر حاصل از آزمایش های تجربی مقایسه گردید. نتایج حاصل از شبیه سازی کامپیوتری و آزمایش های تجربی همخوانی بالایی را نشان داده است. میزان خطای بین مقادیر اندازه گیری شده تجربی و شبیه سازی، حداکثر ۱۰ درصد برای نیروی لازم جهت نفوذ مته و ۷ درصد برای دما بوده است.

واژه های راهنما: سوراخکاری استخوان، نرم افزار المان محدود DEFORM/3D، نکروز حرارتی، نیروی محوری

مقاله علمی

دریافت: ۱۴۰۰/۰۶/۱۷

پذیرش: ۱۴۰۰/۱۲/۲۰

Mohammad
Khoran*

Assistant professor,
Faculty of Mechanical
Engineering
Esfarayen University of
Technology, Esfarayen

Hossein
Amirabadi

Associate professor,
Faculty of Mechanical
Engineering Neyshabur
University, Nyshabur

Study of finite element simulation of bone drilling

Abstract: A Bone fracture often happens due to an accident and old age. Broken bones are fixed by connection elements that is mounting on the drill holes. So many attempts have been done to reduce thermal necrosis and drilling force. To predicate thermal necrosis and drilling force, Finite Elements Modeling (FEM) has been considerably utilized recently. In this study, bone drilling has been simulated by commercial DEFORM/3D. This software has a special module in machining process. So, it is user friendly, easier, and faster than other FE software. Due to the anisotropy of the bone, The Hill equation was used to define the material properties. Rotational speed and Feed rate as two inputs were changed in three levels, a total of $3^2 = 9$ tests were designed and its simulation was performed in three dimensions and compared with experimental tests. The results of computer simulations and experimental experiments have shown high agreement. The error rate between the experimental and simulation values was a maximum of 10% for force and 7% for temperature.

Keywords: Bone drilling, computer simulation, thermal necrosis, axial force.

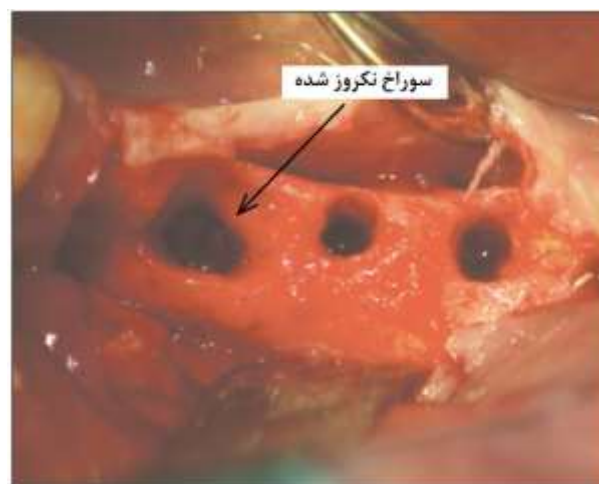
۱- مقدمه



شکل ۲ مته شکسته در درون استخوان [۴]

در جراحی‌های کنونی سوراخ‌کاری توسط مته دستی و کنترل آن (جهت، پیشروی و ...) توسط جراح صورت می‌گیرد که کیفیت سوراخ ایجاد شده به شدت به تجربه پزشک باز می‌گردد. معمولاً سوراخ‌کاری استخوان‌های بلند (مانند ساق) ساده است ولی سوراخ‌کاری ستون فقرات که ممکن است منجر به قطع اعصاب، رگ و یا انتشار ترک شود، بسیار سخت و حساس می‌باشد [۶]. بیماری‌هایی مانند پوکی استخوان و متاستاز که باعث تغییر در استحکام و تراکم استخوان می‌شود، شرایط سوراخ‌کاری را سخت‌تر نموده و انتخاب صحیح و دقیق پارامترهای سوراخ‌کاری مهم می‌باشد. لذا لزوم مطالعه هر چه بیشتر این فرایند که تاثیر مستقیمی بر موفقیت جراحی، طول درمان، کیفیت عمل دارد، احساس می‌شود. مطالعات زیادی به صورت تجربی بر روی نیروی سوراخ‌کاری و نکروزهای حرارتی انجام گرفته است اما این نکته باید در نظر گرفته شود که آزمایش‌های تجربی همیشه با هزینه همراه است و از سوی دیگر شرایط تهیه و نگهداری استخوان سخت می‌باشد حتی در مواردی از تحقیقات تجربی انجام شده از موادی استفاده گردیده که خواصی نزدیک خواص استخوان دارد زیرا مشکلات تهیه و نگهداری استخوان زیاد است [۷]. این امر باعث شده است تا تلاش‌های زیادی برای شبیه‌سازی کامپیوتری این فرایند صورت گیرد. تسائی و همکاران [۸] شبیه‌سازی فرایند سوراخ‌کاری استخوان برای پیش‌بینی حرارت ایجاد شده و توزیع تنش تماسی در استخوان را مورد مطالعه قرار داده‌اند. لقمانی و همکاران [۹] مطالعه جامعی بر روی تعریف صحیح خواص ماده داشتند و خروجی‌های شبیه‌سازی نیرو را با نتایج حاصل از آزمایش‌های تجربی مقایسه نمودند. آلم و همکاران [۱۰] با مدلسازی خواص ماده، نیروی ماشین‌کاری استخوان را به صورت ۲ بعدی مورد مطالعه قرار داد. مدلسازی مکانیستیک سوراخ‌کاری توسط سوجیتا و همکاران [۱۱] انجام گرفت.

سوراخ‌کاری استخوان، اولین گام در ثابت کردن استخوان شکسته در زمان جراحی است. پارامترهایی چون تغییر شکل پلاستیک در حین تشکیل براده، وجود اصطکاک‌های بین ابزار و دیواره استخوان، ابزار و براده، براده و سوراخ ایجاد شده بر گرمای تولید شده در حین انجام فرایند تاثیر گذار است. بخشی از گرمای تولیدی در حین فرایند سوراخ‌کاری استخوان به‌وسیله جریان خون و مایعات میان‌بافتی پخش شده و همچنین قسمتی از آن به‌وسیله براده‌ها به خارج از ناحیه سوراخ‌کاری منتقل می‌شود. سهمی از حرارت تولیدی که به استخوان بیمار منتقل می‌شود اثرات نامطلوبی را در پی دارد [۱]. استخوان دارای ضریب انتقال حرارت پایینی بود که منجر به باقی ماندن حرارت در ناحیه سوراخ‌کاری شده، و باعث تغییر در ماهیت آلكالین فسفاتاز، ایجاد نکروز حرارتی و کاهش استحکام مکانیکی اتصال پیچ به سوراخ‌های ایجاد شده می‌شود [۲-۳]. شکل ۱ تصویر استخوان فک بیماری را نمایش می‌دهد که کاشت ایمپلنت (بعد از گذشت یک ماه) بدلیل وجود نکروز حرارتی در اطراف سوراخ ایجاد شده، دچار شکست شده است.



شکل ۱ اثر سوراخ نکروز شده [۳]

نیروی سوراخ‌کاری پارامتر مهم دیگری است که تاثیر قابل توجهی بر کیفیت سوراخ ایجاد شده دارد، زیرا نیرو با دمای سوراخ‌کاری رابطه مستقیم داشته به گونه‌ای که با افزایش نیرو، دمای سوراخ‌کاری نیز افزایش می‌یابد و از سوی دیگر نیروی بیش از حد ممکن است در استخوان‌های ترک برداشته باعث رشد ترک شده که اتفاق مطلوبی نمی‌باشد. همچنین نیروی سوراخ‌کاری بالا احتمال شکستن مته در داخل استخوان را افزایش می‌دهد (شکل ۲) [۴-۵].

جدول ۱ خصوصیات ماده برای شبیه‌سازی [۱۵، ۱۶]

ویژگی	مقدار
سفتی طولی (GPa)	۲۰
سفتی عرضی (GPa)	۱۸
ضریب پواسون	۰/۳۴ الی ۰/۴
چگالی (kg/m^3)	۲۰۰۰
ضریب هدایت حرارتی (W/m.K)	۰/۵۴
گرمای ویژه (J/kg.K)	۱۲۶۰
ضریب انبساط حرارتی (mm°C)	$27/5 \times 10^{-6}$
ضرایب جانسون-کوک	A
	B
	C
	n
ضریب اصطکاک	۰/۳

تعریف صحیح خواص ماده در شبیه‌سازی عددی بسیار حائز اهمیت می‌باشد. با توجه به خواص ناهمسانگرد استخوان از معیار هیل برای تعریف آن استفاده شده است. رابطه ۱ معیار هیل را نشان می‌دهد.

$$f(\sigma) = [F(\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + G(\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + H(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + 2L\sigma_{23}^2 + 2M\sigma_{31}^2 + 2N\sigma_{12}^2]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

که در آن F, G, H, L, M, N پارامترهای ناهمسانگردی ماده بوده که از رابطه‌های مشخص با توجه به جنس قطعه‌کار تعریف می‌گردد^۲ و σ تانسورهای تنش هستند. مقادیر ضرایب این معیار (مربوط به استخوان) در جدول ۲، آورده شده است.

جدول ۲ پارامترهای معیار هیل مربوط به استخوان گاو [۱۶]

F=2.8	G=0.5	H=0.5
L=3	M=6	N=6

پارامترهایی همچون دما، کرنش و نرخ کرنش بر خواص مواد و چگونگی رفتار آنها در حین فرآیند سوراخکاری تأثیر گذارند. با توجه بالا بودن کرنش، نرخ‌های کرنش و دما در حین فرایندهای سوراخکاری استخوان، در مدل‌سازی فرآیند از مدل تنش جریان جانسون-کوک استفاده شده است. که در آن تنش

وانگ و همکاران [۱۲] به صورت تجربی و عددی، سوراخکاری استخوان کورتیکال را در دو حالت معمولی و سوراخکاری به کمک ارتعاشات التراسونیک، مورد مطالعه قرار دادند. آنها نشان داد که استفاده از ارتعاشات التراسونیک باعث کاهش در عیوب و گرمای تولیدی در محیط سوراخ ایجاد شده می‌شود. آلم و همکاران [۱۳] در پژوهشی دیگر، مدل‌سازی سه بعدی سوراخ-کاری استخوان کورتیکال را بررسی نمود. نقطه ضعف پژوهش آنها، عدم نظر گرفتن خواص ناهمسانگردی استخوان در مدل‌سازی المان محدود بوده است. در بین حیوانات استخوان‌های گاو و خوک بیشترین تشابه را به خواص استخوانی انسان دارد، لذا در اکثر تحقیقات از نمونه‌های حیوانی استفاده شده است. تراکم استخوان‌ها باید قبل از آزمون سنجیده شود تا نمونه‌ها در بازه تراکم یکسان باشند. مدیونی و همکاران بر روی شبیه‌سازی سوراخکاری استخوان به روش عددی پرداختند و مشخص نمودند پیشروی تأثیر بیشتری نسبت به سرعت دورانی بر کاهش نکرز حرارتی دارد [۱۴]. بنابراین کیفیت سوراخ ایجاد شده تأثیر قابل توجهی بر موفقیت جراحی، طول درمان، کیفیت عمل دارد. با توجه به شرایط سخت نگهداری و تهیه استخوان و نیز هزینه بر بودن آزمایش‌های تجربی، شبیه‌سازی کامپیوتری جایگاه ویژه‌ای در تحقیقات این حوزه از علم پیدا کرده است. در این پژوهش شبیه‌سازی المان محدود سوراخکاری استخوان به صورت جامع، فراگیر و با در نظر گرفتن تمام خواص استخوان با در نظر گرفتن شرایط ناهمسانگرد استخوان در تغییر شکل پلاستیک در محاسبات توسط نرم‌افزار DEFORM/3D انجام گرفته است.

۲- مواد و شرایط شبیه‌سازی

امروزه استفاده از روش‌های المان محدود برای شبیه‌سازی و مدل‌سازی فرایندهای ماشین‌کاری بسیار مورد توجه محققین قرار گرفته است. در این مقاله از مدل‌سازی لاگرانژی ارتقا یافته^۱ 3D سوراخکاری استخوان در نرم افزار تجاری DEFORM/3D استفاده گردیده است.

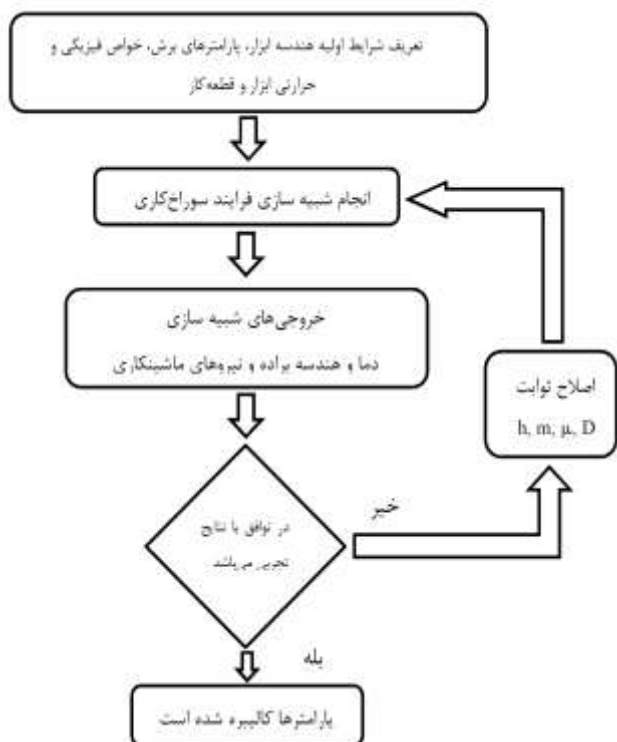
۲-۱- مواد

آزمایش‌های المان محدود روی بلوک‌های استوانه‌ای از جنس استخوان با خواص مشخص که در جدول ۱ آمده است، انجام شد [۱۵].

^۱ Updated Lagrangian^۲ برای مطالعه در مورد شیوه محاسبه ضرایب ناهمسانگردی معیار هیل به کتاب شکل دادن فلزات نویسنده: کدل و هاسفورد مراجعه شود.

کنترلی است به گونه‌ای که مدل ساخته شده با درصد قابل قبولی، بتواند نتایج آزمایش‌های تجربی را پیش‌بینی نماید. به این منظور از نتایج تجربی مرجع [۱۵] استفاده شده است. روند نمای کالیبره کردن در شکل ۳ آورده شده است.

با توجه به نتایج حاصله از فرایند کالیبراسیون صورت گرفته در این مقاله، ضریب اصطکاک ثابت و به مقدار ۰/۳۰ برای تمام طول ابزار در نظر گرفته شد. ابزار مورد استفاده نیز مته‌های استاندارد سوراخ‌کاری استخوان به قطر ۳/۲ میلی‌متر و از جنس فولاد ضدزنگ ۳۱۶ با زاویه راس ۹۰ درجه و زاویه مارپیچ ۲۰ درجه بوده است. در این پژوهش ابزار به عنوان جسم صلب^۳ در نظر گرفته شد. باید توجه شود انتخاب مش با سایز کوچک اگرچه منجر به پاسخ دقیق‌تری می‌شود ولی منجر به افزایش زمان پردازش اطلاعات خواهد شد. در صورتی که با کاهش اندازه المان‌ها، تغییرات معناداری در نتایج حل حاصل نشود، اصطلاحاً مش همگرا شده است. بدین منظور آنالیز همگرایی مش انجام گرفت. ابزار به عنوان جسم صلب با تعداد ۱۸۰۰۰ مش و قطعه‌کار نیز به صورت پلاستیک با توجه به کم بودن تغییر شکل الاستیک استخوان و صرف‌نظر از مقدار بسیار پایین آن به تعداد ۶۰۰۰ مش در نظر گرفته شد. شکل ۴ نمایی از ابزار و قطعه‌کار نمایش می‌دهد.



شکل ۳ روند نمای کالیبراسیون مدل المان محدود

جریان را به صورت تابعی از کرنش، نرخ کرنش و دما بیان می‌نمایند (معادله ۲).

$$\sigma_{Flow Stress} = f(\epsilon, d\epsilon/dt, T) \quad (2)$$

که ϵ ، $d\epsilon/dt$ و T به ترتیب نشان دهنده کرنش، نرخ کرنش و دما هستند. به دلیل اینکه افزایش دما در فرایند سوراخ‌کاری استخوان در مقایسه با فلزات خیلی بالا نیست، بسیاری از محققین از پارامترهای مشخص کننده دما صرف نظر کرده‌اند. لذا با حذف دما از رابطه کلی جانسون-کوک، رابطه نهایی به صورت معادله ۳ خواهد بود.

$$\sigma = (A + B\epsilon^n) \cdot (1 + C \ln(\frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}_0})) \quad (3)$$

که در آن A ، B ، C و n ثابت‌های است که با توجه به جنس استخوان مشخص می‌گردد. ϵ و $\dot{\epsilon}$ به ترتیب کرنش، نرخ کرنش و نرخ کرنش مرجع (مقادیر مربوط به آزمون شبه استاتیکی^۱) هستند [۱۷].

برای رسیدن به حالت پایدار حرارتی در فرایند سوراخ‌کاری واقعی حدود ۱۰ تا ۲۰ ثانیه زمان نیاز است که رسیدن به این زمان حجم بسیار بالایی از محاسبات را در پی خواهد داشت. (در حالت وجود کامپیوترهایی با سرعت بالا و ساده‌سازی دو بعدی، حداکثر زمان قابل شبیه‌سازی کسر بسیار کوچکی از ثانیه است). به منظور فائق آمدن بر مشکل ذکر شده، ضریب انتقال حرارت کلی (h) تعریف می‌شود، که نشان دهنده سهم انتقال حرارت بین ابزار و براده است. عدد بالای h ضریب انتقال حرارت بسیار بالاتری را بین ابزار و براده در نظر می‌گیرد که منجر به زودتر رسیدن به حالت پایدار حرارتی می‌شود. لذا شبیه‌سازی (آنالیز ترمو-مکانیکی) و تجربی دیگری برای انتخاب درست h انجام می‌گیرد. با توجه به شرایط پژوهش حاضر و شرایط کالیبره کردن مدل $h=100$ انتخاب گردید. در شبیه‌سازی درست باید ضرایب اصطکاک μ (کلمپ $\mu = \mu\tau_0$) و m (مدل برش $\tau = m\tau_0$)، D (مقدار خطای بحرانی^۲) نیز کالیبره گردد. در این پژوهش از یک کامپیوتر با هسته Core i5 و رم ۱۶ گیگا بایت استفاده گردید.

۲-۲- کالیبراسیون مدل المان محدود

کالیبراسیون از اصلی‌ترین مراحل کار مدل‌سازی کامپیوتری می‌باشد. کالیبره کردن مدل ساخته شده به معنی تغییر پارامترهای

³ Rigid body

¹ The quasi-static test

² Critical damage value

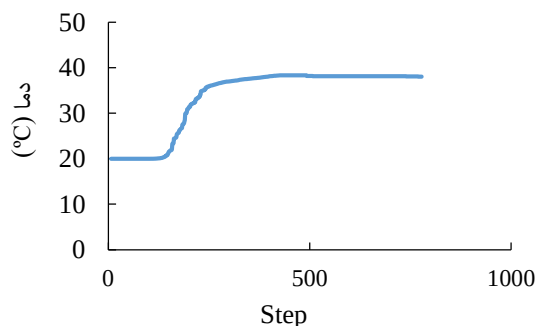
	سرعت دورانی (RPM)	پیشروی (mm/min)
۱	۵۰۰	۵۰
۲	۵۰۰	۱۰۰
۳	۵۰۰	۱۵۰
۴	۷۵۰	۵۰
۵	۷۵۰	۱۰۰
۶	۷۵۰	۱۵۰
۷	۱۰۰۰	۵۰
۸	۱۰۰۰	۱۰۰
۹	۱۰۰۰	۱۵۰

۳- نتایج و بحث

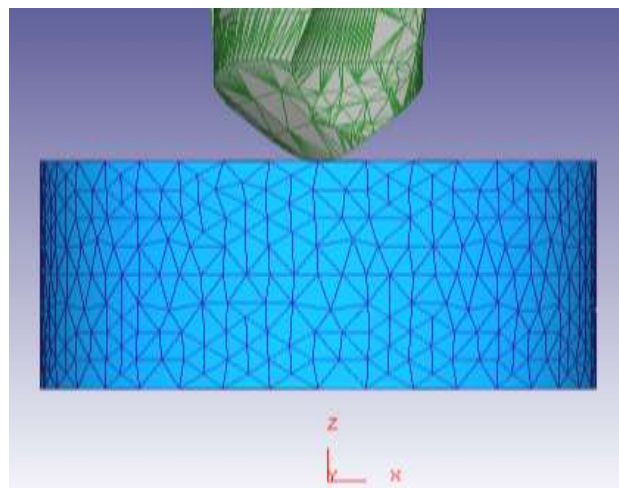
شبیه‌سازی با توجه به ورودی‌های مختلف جدول ۳ انجام گرفت. باید ذکر شود در تمامی شکل‌ها، مقادیر گزارش شده دما و نیرو مربوط به حداکثر مقادیر ثبت شده آن می‌باشد.

تغییرات دما در المان مشخص شده در گام‌های شبیه‌سازی مختلف در شکل ۶ نشان داده شده است. این شکل درجه حرارت حاصل از شبیه‌سازی آزمون شماره ۱ را نشان می‌دهد نتایج بدست آمده همخوانی بسیار خوبی را بین مدلسازی و آزمایش-های تجربی (مرجع [۱۵]) نشان می‌دهد.

مقایسه نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی و تجربی نیرو و درجه حرارت در شکل‌های ۷ و ۸ آورده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود در اکثر آزمون‌ها درجه حرارت شبیه‌سازی از درجه حرارت تجربی بیشتر است. علت آن را می‌توان وجود خون و مایعات میان بافتی در حالت تجربی دانست که وجود آن باعث می‌شود محل سوراخکاری کمی خنک‌تر شود و حرارت آن کمتر از حالت شبیه‌سازی باشد. از سوی دیگر همخوانی مناسب بین نتایج شبیه‌سازی نیروی سوراخکاری و تجربی قدرت بالای این مدل را در پیش بینی نیرو نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل ۸ دیده می‌شود، حداکثر خطا در آزمون سوم به میزان ۶/۵ نیوتن می‌باشد.



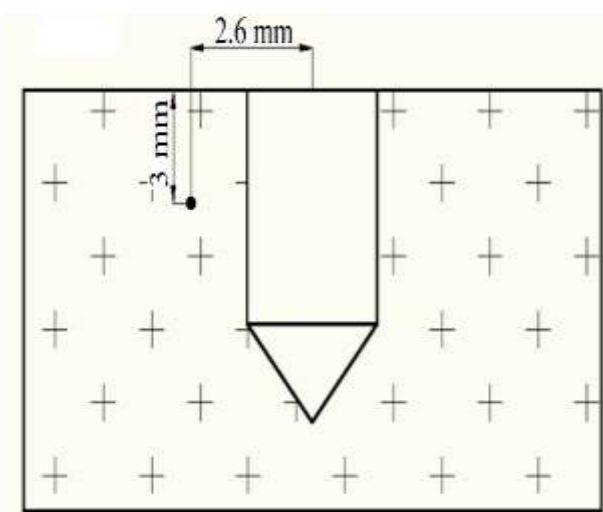
شکل ۶ منحنی تغییرات دما در آزمون شماره ۱



شکل ۴ شکل ابزار و قطعه کار قبل از شروع شبیه‌سازی

در جدول ۳ طراحی آزمایش صورت گرفته در رفرنس [۱۵] برای بررسی اثر سرعت دورانی و پیشروی آورده شده است. سرعت دورانی و پیشروی در سه سطح، مجموعاً $3^2=9$ آزمایش طراحی و اجرا شد.

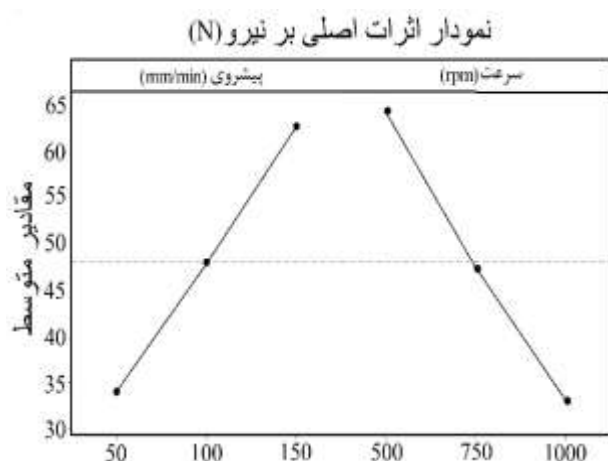
با توجه به شرایط، جهت اندازه‌گیری دما باید محل ترموکوپل به اندازه ۳ میلی‌متر پایین‌تر از سطح و در فاصله ۰/۵ میلی‌متر از دیواره سوراخکاری جاسازی شود. ترموکوپل‌ها تماسی و از نوع K-Type بود که با واسطه ترمومتر لوترون TM-925 به کامپیوتر متصل و داده‌های دمایی اندازه‌گیری و ثبت شده اند. از سوی دیگر در پیشینه پژوهش آمده است که قطر سوراخ برای کاشت ترموکوپل ۱ میلی‌متر می‌باشد [۱۵]. در نتیجه همان‌طور که دیده می‌شود، داده‌های المان مشخص شده در شکل ۵ برای برداشت اطلاعات دمایی مورد استفاده قرار گرفت.



شکل ۵ محل المانی برداشت داده‌های دمایی
جدول ۳ طراحی آزمایش [۱، ۲ و ۱۵]

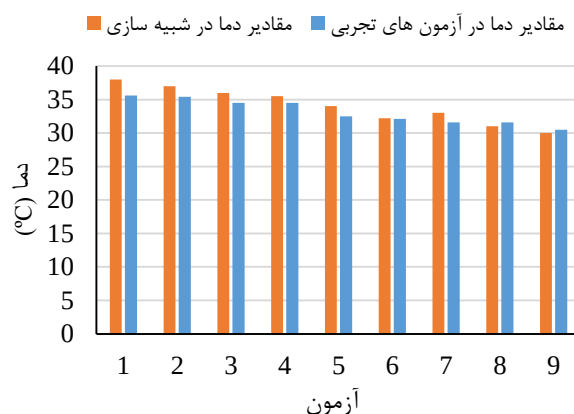
همانطوری که در شکل ۱۰ دیده می‌شود، با افزایش پیشروی بار براده تغییر شکل نیافته در هر دور افزایش می‌یابد و توزیع غیریکنواخت تنش در صفحه برش می‌تواند منجر به افزایش نیروی سوراخ‌کاری شود.

همانطور که در شکل ۱۰ ملاحظه می‌گردد، با افزایش سرعت برشی، نیرو کاهش می‌یابد. زیرا با افزایش سرعت برشی مساحت صفحه برش یا حجم ناحیه تغییر شکل اولیه کاهش می‌یابد (ϕ) یا همان زاویه صفحه برش افزایش می‌یابد، افزایش درجه حرارت باعث می‌شود اصطکاک بر روی ابزار کاهش پیدا کند، در نتیجه سیلان ماده راحت‌تر می‌شود. از طرف دیگر از مطالعه صورت گرفته بر روی پژوهش‌های انجام گرفته در زمینه ماشینکاری مشخص شد، به علت افت مقاومت به برش ماده در منطقه‌ی HAZ (Heat Affect Zone) و تغییر رفتار پلاستیکی ماده در سرعت‌های برشی بالا، نیرو کم می‌شود و متعاقباً انرژی مخصوص نیز کم خواهد شد، کاهش نیرو از جنبه‌های مختلف دارای مزیت می‌باشد.



شکل ۱۰ تاثیر نرخ پیشروی و سرعت دورانی بر نیروی سوراخ‌کاری

شکل ۱۱ کانتورهای نیرو در بازه‌های مختلف مورد آزمایش این پژوهش را نشان می‌دهد. همانطور که مشخص است برای نیروهای کم، سرعت‌های بالا و پیشروی پایین پیشنهاد می‌گردد. شکل ۱۲ کانتورهای دما در پارامترهای ورودی سوراخ‌کاری را نمایش می‌دهد. از این شکل مشخص است در صورتی که سرعت برشی بالا و پیشروی نیز به صورت نسبی بالا انتخاب گردد، حرارت تولیدی مقدار کمی خواهد داشت. با مقایسه این دو شکل انتخاب سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و پیشروی ۵۰ میلی-متر بر دقیقه می‌تواند هر دو خواسته مورد نظر (نیروی سوراخ-کاری کم، حرارت کم) را توأماً برآورده نماید.

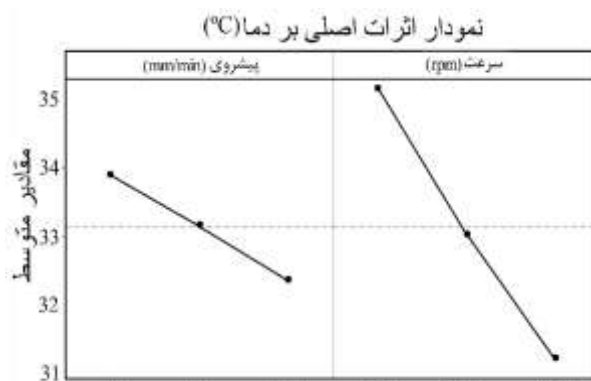


شکل ۷ مقایسه آزمایش‌های شبیه‌سازی و تجربی درجه حرارت

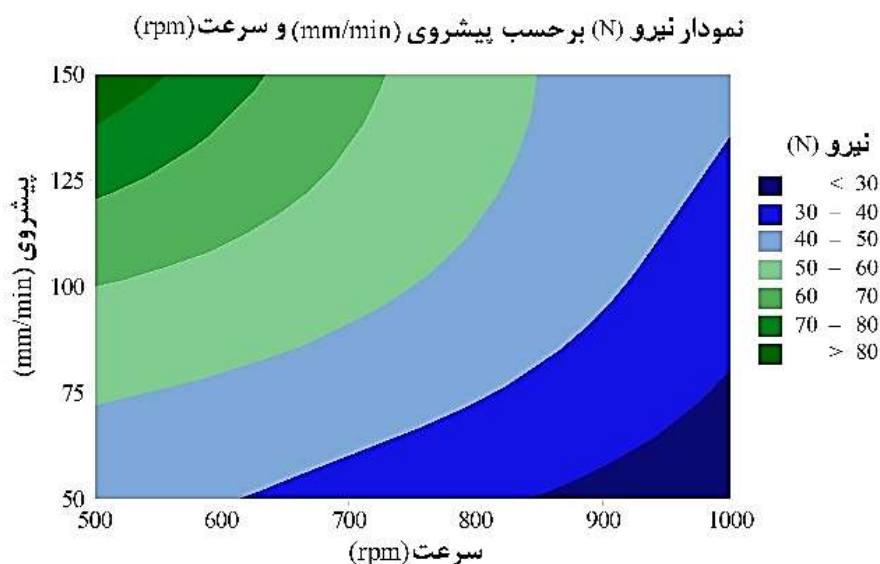


شکل ۸ مقایسه میزان نیرو در فرآیند سوراخ‌کاری و شبیه‌سازی

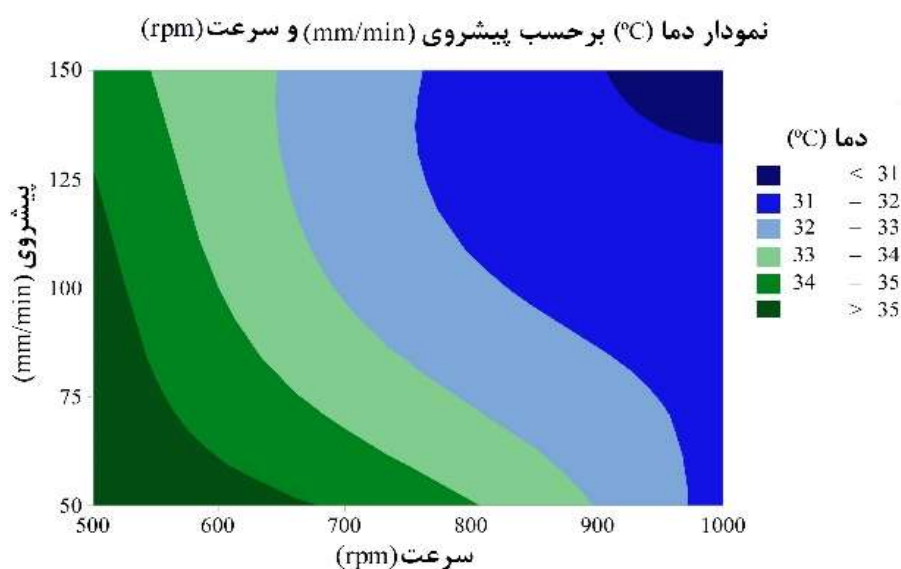
در شکل ۹ دیده می‌شود با افزایش نرخ پیشروی حرارت تولیدی کاسته می‌شود، این پدیده به علت کم شدن زمان تماس ابزار و استخوان می‌باشد. کاهش دما با افزایش سرعت دورانی به علت کاهش زمان برای نفوذ حرارت به داخل استخوان است. این پدیده بر افزایش دما به دلیل افزایش سرعت فائق آمده است. این را باید در نظر داشت که انتقال حرارت تابع زمان می‌باشد و بالا بردن سرعت و پیشروی زمان را از براده برای انتقال حرارت به داخل استخوان می‌گیرد.



شکل ۹ تاثیر نرخ پیشروی و سرعت دورانی بر حرارت سوراخ‌کاری



شکل ۱۱ کانتر نیرو در سرعت و پیشروی مختلف



شکل ۱۲ کانترهای دما در سرعت و پیشروی مختلف

۴- نتیجه گیری

تجربی همخوانی بالایی را نشان داده است. لذا می توان با اطمینان از این مدل برای پیش بینی حرارت ایجاد شده و احتمال نکروزهای حرارتی و نیروهای سوراخ کاری استفاده نمود. میزان خطای فرآیند شبیه سازی، حداکثر ۱۰ درصد برای نیرو و ۷ درصد برای دما بوده است.

۵- مراجع

[1] Shakouri, E., Sadeghi, M. H., Karafi, M., Farzin, M., "Effect of Rotatory-Vibrational Bone Drilling in Lowering Thermal Necrosis (An Animal Study)", *IJOS*. Vol. 12, No. 2, pp. 52-58, (2014). (in Persian فارسی).

سوراخ کاری استخوان به دلیل بی حرکت سازی عضو شکسته که غالباً بر اثر سوانح و کپولت سن بوجود می آید و یا کاشت ایمپلنت در دندان پزشکی مورد استفاده قرار می گیرد. میزان حرارت و نیروی سوراخ کاری دو پارامتر تاثیرگذار مهم در میزان موفقیت این فرآیند است. لذا تا کنون تلاش های زیادی برای کاهش آنها صورت گرفته است. در این مقاله تلاش شد تا با شبیه سازی عملیات سوراخ کاری و در نظر گرفتن خواص ناهمسانگرد برای استخوان و مقایسه آن با آزمایش های تجربی جایگاه مدل سازی المان محدود بیش از پیش آشکار و نتایج خروجی به مقادیر تجربی نزدیکتر شود. نتایج حاصل از شبیه سازی و آزمایش های

mechanical behavior of biomedical materials, Vol. 42, pp. 32–42, (2015).

[10] Alam, K., Mitrofanov, A.V., Silberschmidt, V.V., "Finite element analysis of forces of plane cutting of cortical bone", *Computational Materials Science*, Vol. 46, pp. 738–743, (2009).

[11] Sui, J., Sugita, N., Ishii K., Harda, K., Mitsuishi, M., "Mechanistic modeling of bone-drilling process with experimental validation", *Journal of Materials Processing Technology*, (2013).

[12] Yu, Wang., Meng, Cao., Xiangrui, Zhao., "Experimental investigations and finite element simulation of cutting heat in vibrational and conventional drilling of cortical bone", *Medical Engineering & Physics*, Vol. 36, No. 11, pp. 1408-1415, (2014).

[13] Alam, K., Khan, M., Vadim, V., "3D Finite element modeling of drilling cortical bone: temperature analysis", *Journal of Medical and Biological Engineering*, Vol. 34(6), pp. 618-623.

[14] Bergen, T., Shetty, SH., Arora, M., Dhond, A., Vaughan, N., Volosnikov A. Optimal parameters to avoid thermal necrosis during bone drilling: A finite element analysis", *J Orthop Res*, Vol. 35(11), pp. 2386-2391, (Nov; 2017), Doi: 10.1002/jor.23542. Epub 2017 Mar 2. PMID: 28181707.

[15] Shakouri, E., Sadeghi, M. H., Soleimanimehr, H., "Effect of Drill Speed in Thermal Necrosis of Bone (An Animal Study)". *IJOS*, Vol. 11(1), pp. 32-39, (2013), (in Persian فارسی).

[16] Alam, K., "Experimental and numerical analysis of conventional and ultrasonically-assisted cutting of cortical bone", PhD thesis, Loughborough University, UK, (2009).

[17] Simin, Li., Adel Abdel-Wahab, Emrah Demirci, Vadim V. Silberschmidt, "Penetration of cutting tool into cortical bone: Experimental and numerical investigation of anisotropic mechanical behaviour", *Journal of Biomechanics*, Vol. 47, pp. 1117–1126, (2014).

[2] Shakouri, E., Sadeghi, M. H., Maerefat, M., Karafi, M., Memarpour, M., "Experimental and Analytical Investigation of Thrust Force In Ultrasonic Assisted Drilling of Bone", *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 6, pp. 194-200, (2014). (in Persian فارسی).

[3] Kyu-Hong Jo, Kyh-Ho Yoon, Kwan-Soo Park, Jung-Ho Bae, Kyung-Ha You, Ji-Hoon Han, Jae-Myung Shin, Jee-Seon Baik, In-Seong Jeon, Jeong-Kwon Cheong, "Thermally induced bone necrosis during implant surgery: 3 case reports", *J Korean Assoc Oral Maxillofac Surg*, Vol. 37, pp. 406-14, (2011).

[4] Natali, C., Ingle, P., Dowell, J., "Orthopedic bone drills be can they be improved" *J Bone Joint Surge Br.*, Vol. 78-B, pp. 357-362, (1996).

[5] Sarparast, M., Ghoreishi, M., Jahangirpoor, T. et al. "Experimental and finite element investigation of high-speed bone drilling: evaluation of force and temperature", *J Braz. Soc. Mech. Sci. Eng*, Vol. 42, pp. 349, (2020).

[6] Carmouche, J. J., Molinari, R.W., Gerlinger, T., Devine, Patience, J. T., "Effects of pilot hole preparation technique on pedicle screw fixation in different regions of the osteoporotic thoracic and lumbar spine", *J. Neurosurg. Spine*, Vol. 3 (5), pp. 364–370, (2005).

[7] Fernandes, MG., Fonseca, EM., Jorge, RN., "Thermo-mechanical stresses distribution on bone drilling: Numerical and experimental procedures. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L", *Journal of Materials: Design and Applications*, Vol. 233(4), pp. 637-646, (2019), Doi: 10.1177/1464420716689337.

[8] Yuan-Kun, Tu., Hsun-Heng, Tsai., Li-Chiang, Lin., at all, "Finite Element Simulation of Drill Bit and Bone Thermal Contact during drilling", *IEEE Confernce*, 1268- 1272, (2008).

[9] Waqas, A., Lughmani, Kaddour Bouazza-Marouf, Ian Ashcroft., "Drilling in cortical bone: a finite element model and experimental investigations" *Journal of the*

بررسی رفتار پلیمرهای حافظه‌شکلی پاسخگو به حرارت

چکیده: پلیمرهای حافظه‌شکلی دسته‌ای از مواد هوشمند هستند که به هنگام قرارگیری در معرض محرک‌های خارجی شامل دما، میدان مغناطیسی، نور و میدان الکتریکی می‌توانند شکل اولیه‌ی خود را بازیابی کنند. یکی از پرکاربردترین دسته از این پلیمرها، پلیمرهای حافظه‌شکلی پاسخگو به حرارت هستند. این پلیمرها دارای مزایایی از جمله درصد بالای بازیابی شکلی و هزینه‌ی تولید پایین می‌باشند و به‌کارگیری آن‌ها منجر به کاهش سازوکارهای پیچیده و به تبع آن، کاهش وزن و حجم سیستم‌ها می‌شود. پلیمرهای حافظه‌شکلی پاسخگو به حرارت در زمینه‌های متعددی از جمله پزشکی، رباتیک، مکانیک و هوافضا کاربرد داشته و منجر به تحولات عظیمی شده‌اند. هدف از ارائه این مقاله بررسی رفتار پلیمرهای حافظه‌شکلی پاسخگو به حرارت و کاربردهای مختلف آن‌ها است. در واقع با بررسی چرخه حرارت - مکانیکی، مدل‌های ساختاری، انواع مختلف اثر حافظه‌شکلی، کاربردهای مختلف، آینده و چالش‌های این پلیمرها از جمله نیروی بازیابی کم و ارائه راهکار آن و تهیه جداول مختلف از تحقیقات اخیر سعی شده است این مواد به‌طور جامع بررسی شوند. با توجه به ویژگی‌های منحصر به فرد این پلیمرها و تلاش برای رفع محدودیت‌های آن‌ها، در آینده جایگزین بسیاری از عملگرهای مکانیکی خودمونتاز شوند خواهند شد.

واژه‌های راهنما: پلیمرهای حافظه‌شکلی، چرخه‌ی حرارت-مکانیکی، بازیابی شکل و نیرو، کاربردهای پلیمرهای حافظه‌شکلی

سید محمد دهقان

طزرجانی

دانشجوی کارشناسی ارشد

میلاد صادق یزدی*

استادیار

محمدهادی حسین‌زاده

پژوهشگر، گروه مهندسی مکانیک،
دانشگاه جامع امام حسین (ع)،
تهران

مقاله مروری

دریافت: ۱۴۰۰/۱۰/۸

پذیرش: ۱۴۰۱/۰۲/۲۷

Seyyed Mohammad
Dehghan Tezerjani
MSc. Student

Milad Sadegh
Yazdi*

Assistant Professor

Mohammad Hadi
Hosseinzadeh
Researcher, Department
of Mechanical
Engineering, Emam
Hossein University,
Tehran

Investigation of Thermal-responsive Shape Memory Polymers Behavior

Abstract: Shape memory polymers are a type of smart materials that can recover their original shape when exposed to external stimuli including temperature, magnetic field, light, and electric field. One of the most widely used of these polymers is thermal-responsive shape memory polymers. These polymers have advantages such as a high percentage of shape recovery and low cost and using them results in reducing complex mechanisms that lead to reducing the weight and volume of the systems. Thermal-responsive shape memory polymers have been used in many fields, including medicine, robotics, mechanics, and aerospace and have led to great changes. This paper aims to study thermal-responsive shape memory polymers behavior and their different applications. In fact, by investigating the thermomechanical cycle, constitutive models, different kinds of shape memory effect, different applications, their future, and challenges of these polymers including low recovery force and its solution and preparation of various tables from recent researches, these materials have been comprehensively studied. Due to the unique properties of these polymers and the effort to overcome their limitations, they will become a candidate for many self-assembled mechanical actuators in the future.

Keywords: Shape memory polymers, Thermomechanical cycle, Force and shape recovery, Shape memory polymers applications.

۱- مقدمه

می‌توان به زیست‌سازگاری^{۱۹}، زیست‌تخریب‌پذیری^{۲۰}، کرنش بازبایی خوب، ساخت آسان، خواص حرارتی قابل تنظیم، وزن کم، قیمت کم، چگالی کم، قابلیت تغییر شکل زیاد، بهره‌وری بالا و دمای انتقال شیشه‌ای^{۲۱} قابل تنظیم اشاره نمود [۱۲، ۱۳]. پلیمرهای حافظه‌شکلی دارای محدودیت‌هایی از جمله چرخه عمر کوتاه، هدایت الکتریکی ضعیف، خواص مکانیکی ضعیف و نیروی بازبایی کم هستند [۱۳].

با توجه به اهمیت پلیمرهای حافظه‌شکلی پاسخگو به حرارت و گستره کاربرد آن‌ها، در این تحقیق سعی شده است تا با بررسی تحقیقات اخیر در زمینه‌های چرخه حرارت-مکانیکی حاکم، بازبایی شکلی و نیرویی، مدل‌های ساختاری پلیمرهای حافظه‌شکلی، انواع اثر حافظه‌شکلی، دمای انتقال شیشه‌ای، کاربردهای مختلف پلیمرهای حافظه‌شکلی، آینده و چالش‌های آن‌ها تصویری جامع از پلیمرهای حافظه‌شکلی ارائه گردد.

۲- چرخه حرارت-مکانیکی، بازبایی شکلی و بازبایی نیرویی

اثر حافظه‌شکلی در پلیمرهای حافظه‌شکلی، مهم‌ترین خاصیت این مواد به شمار می‌آید. بر اساس چرخه حرارت-مکانیکی^{۲۲} پلیمرهای حافظه‌شکلی که در شکل ۱ نشان داده شده است، یک پلیمر حافظه‌شکلی در ابتدا باید تا دمایی بیش از دمای انتقال شیشه‌ای حرارت داده شود تا در اثر حرکت زنجیره‌های پلیمر، چرخه از نقطه‌ای (الف) که همان شکل دائمی پلیمر است، شروع شود. در این نقطه که پلیمر حالتی ارتجاعی دارد و عاری از تنش است، نمونه تحت بارگذاری مکانیکی قرار می‌گیرد تا به نقطه‌ای (ب) می‌رسد. در این نقطه بارگذاری مکانیکی ثابت نگه‌داشته می‌شود و دمای نمونه تا دمایی کمتر از دمای انتقال شیشه‌ای کاهش می‌یابد. سپس باربرداری انجام شده و نمونه با اندکی بازبایی کرنش، از نقطه‌ای (ج) به نقطه‌ای (د) می‌رسد. در این حالت زنجیره‌های پلیمر بی‌حرکت شده و ماده به حالتی صلب‌تر دست می‌یابد و تغییر شکل در ماده تثبیت می‌شود.

مواد هوشمند^۱ موادی هستند که خاصیت فیزیکی یا شیمیایی آن‌ها به هنگام قرارگیری در معرض محرک‌هایی^۲ نظیر PH، نور، میدان الکتریکی، میدان مغناطیسی، آب، دما و تنش تغییر می‌یابد. به این دسته از مواد که در اثر اعمال محرک مناسب خارجی شکل، انرژی و یا رنگشان تغییر می‌کند، مواد پاسخگو به محرک^۳ نیز گفته می‌شود [۱]. مواد حافظه‌شکلی^۴ دسته‌ای از مواد هوشمند هستند که در اثر فرآیند برنامه‌ریزی^۵، یک شکل موقت^۶ در آن‌ها تثبیت شده و با اعمال محرک، شکل اولیه‌ی آن‌ها بازبایی می‌شود. آلیاژهای حافظه‌شکلی^۷ و پلیمرهای حافظه‌شکلی^۸ از مهم‌ترین مواد حافظه‌شکلی هستند [۲، ۳]. برخی از محدودیت‌های آلیاژهای حافظه‌شکلی مثل بازبایی کششی کمتر از ۰.۸٪، سختی ذاتی و هزینه‌ی زیاد، دمای انتقال^۹ انعطاف‌ناپذیر و لزوم فرآوری نمونه پیش از استفاده منجر به افزایش انگیزه برای توسعه‌ی سایر مواد حافظه‌شکلی از جمله پلیمرهای حافظه‌شکلی شده است [۴، ۵].

پلیمرهای حافظه‌شکلی دسته‌ای از پلیمرها هستند که توانایی حفظ شکل دائمی^{۱۰} خود را دارند و می‌توانند به‌گونه‌ای برنامه‌ریزی شوند تا یک یا چند شکل موقت در ساختار آن‌ها تثبیت شود و سپس با اعمال محرک مناسب شکل دائمی یا نیروی اعمال‌شده به آن‌ها بازبایی شود که این بازبایی شکلی^{۱۱} و نیرویی^{۱۲} می‌تواند در کاربردهای گوناگون استفاده شود. در دهه‌های اخیر تحقیقات پیرامون پلیمرهای حافظه‌شکلی گسترش یافته و این مواد بیش‌ازپیش موردتوجه محققین قرار گرفته است [۶-۸]. اثر حافظه‌شکلی^{۱۳} در دهه‌ی ۱۹۳۰ برای اولین بار در آلیاژهای فلزی و در دهه‌های ۱۹۸۰ و ۱۹۹۰ در پلیمر پلی‌نوربورن^{۱۴} مشاهده شد [۹]. لستر و ورنون [۱۰] از نخستین افرادی بودند که خاصیت حافظه‌شکلی را توصیف کردند. پلیمرهای حافظه‌شکلی را می‌توان به پلیمرهای حافظه‌شکلی یک‌طرفه^{۱۵}، دوطرفه^{۱۶}، دوگانه^{۱۷} و چندگانه^{۱۸} دسته‌بندی کرد [۱۱]. از جمله ویژگی‌های این دسته از مواد

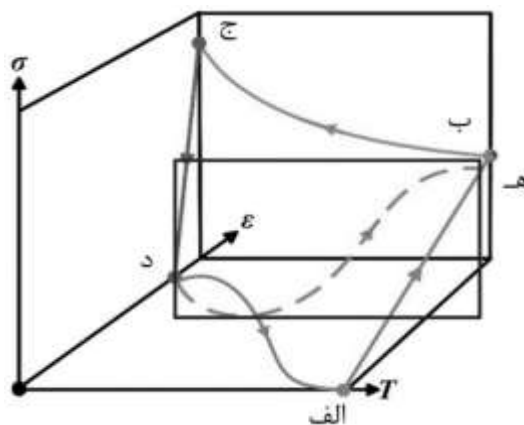
¹² Force Recovery¹³ Shape Memory Effect (SME)¹⁴ Polynorbornene¹⁵ One way¹⁶ Two way¹⁷ Double¹⁸ Multiple¹⁹ Biocompatibility²⁰ Biodegradability²¹ Glass Transition Temperature (T_g)²² Thermomechanical Cycle¹ Smart Materials² Stimuli³ Stimulus Responsive Materials⁴ Shape Memory Material (SMM)⁵ Programming⁶ Temporary Shape⁷ Shape Memory Alloy (SMA)⁸ Shape Memory Polymer (SMP)⁹ Transition Temperature¹⁰ Permanent Shape¹¹ Shape Recovery

به‌طورکلی، پلیمرهای حافظه‌شکلی دارای دو بخش سخت (اتصالات عرضی^۴ که با دایره‌های توپر نشان داده شده است) و نرم (پلیمر در حالت بی‌نظم^۵ که با خطوط موجی شکل نشان داده شده است) هستند. بخش سخت دارای دمای انتقال بیشتر (دمای انتقال شیشه‌ای یا دمای ذوب^۶) است و حالتی پایدار دارد اما بخش نرم دارای دمای انتقال کمتر است و می‌تواند در اثر اعمال محرک دما دچار تغییر شود. بخش سخت مسئول نگه‌داشتن شکل اصلی است یعنی تغییرشکل این فاز نیروی محرکه‌ای برای بازیابی شکل است. بخش نرم مسئول تثبیت شکل موقت است. هنگامی که پلیمر تا دمایی بالاتر از دمای انتقال شیشه‌ای گرم می‌شود، بخش نرم پلیمر که در بین اتصالات عرضی قرار گرفته است، می‌تواند در اثر بارگذاری دچار تغییرشکل شود (حالت ۲). اگر پلیمر در این حالت سرد شود، تبلور رخ داده و شکل ثانویه به دلیل ایجاد ریزبلورها^۷ در ساختار پلیمر تثبیت می‌شود (حالت ۳). در این حالت بخش نرم تمایل دارد به شکل اصلی خود برگردد، اما ریزبلورها تمایل دارند در حالت تغییرشکل‌یافته باقی بمانند. از آنجایی که بخش بلورین بسیار سفت‌تر است، بنابراین پس از بارگذاری، پلیمر با مقدار کمی بازیابی شکلی در حالت تغییرشکل‌یافته خود باقی می‌ماند (حالت ۴). پاسخ مکانیکی پلیمر در این حالت شبیه به یک پلیمر نیمه‌بلورین با بلورهای جهت‌دار است، یعنی نسبتاً سفت است و رفتار مکانیکی ناهمسانگردی دارد. هنگامی که پلیمر تا دمایی بالاتر از دمای انتقال شیشه‌ای گرم شود، ریزبلورهای تشکیل شده ذوب شده و پلیمر به حالت ۱ برمی‌گردد [۸، ۱۶-۱۸].



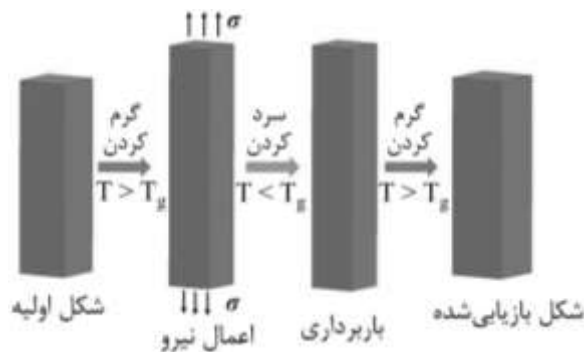
شکل ۳ بررسی ذره‌بینی اثر حافظه‌شکلی در پلیمرهای حافظه‌شکلی پاسخگو به حرارت [۱۶]

مجدداً با گرم کردن نمونه تا دمایی بالاتر از دمای انتقال شیشه‌ای آن، زنجیره‌ی پلیمری حرکت می‌کند و انرژی کرنشی ذخیره‌شده آزاد می‌شود و پلیمر به شکل دائمی خود برمی‌گردد و مجدداً به نقطه‌ی (الف) می‌رسد. این چرخه، بازیابی کرنش عاری از تنش^۱ نامیده می‌شود. اگر در نقطه‌ی (د) کرنش را ثابت نگه داشته و دما را تا نقطه‌ی (ه) افزایش دهیم نیروی بازیابی می‌شود. به این چرخه، بازیابی تنش در حالت کرنش ثابت^۲ گفته می‌شود [۱۴].



شکل ۱ چرخه‌ی حرارت-مکانیکی در پلیمرهای حافظه‌شکلی پاسخگو به حرارت [۱۴]

شکل ۲ رفتار پلیمرهای حافظه‌شکلی پاسخگو به حرارت در حالت قابل‌مشاهده^۳ بر اساس چرخه حرارت-مکانیکی مذکور نشان داده شده است.



شکل ۲ رفتار پلیمرهای حافظه‌شکلی پاسخگو به حرارت در حالت قابل‌مشاهده [۱۵]

حال برای بررسی دقیق‌تر رفتار حافظه‌شکلی در پلیمرهای پاسخگو به حرارت به بررسی رفتار آن‌ها در حالت میکروسکوپی پرداخته می‌شود. همان‌گونه که در شکل ۳ مشاهده می‌شود،

⁵ Amorphous

⁶ T_m

⁷ Crystallites

¹ Stress-Free Strain Recovery

² Fixed-Strain Stress Recovery

³ Macroscopic

⁴ Crosslinks

و سرعت حرارت‌دهی بر بازیابی شکل یک ساختار چاپی سه‌بعدی با الگوی لانه‌زنبوری از جنس پلی‌لاکتیک‌اسید^۳ مؤثر است و می‌تواند میزان درصد بازیابی شکلی آن را به مقدار قابل توجه ۹۷/۷۱ برساند که این مقدار نسبت به مقدار به دست آمده توسط رودباریان و همکاران [۱۲] در تحقیق مشابه ۱۸/۸۲ درصد افزایش یافته است.

جدول ۱ نمونه‌ای از پلیمرهای حافظه‌شکلی و درصد بازیابی نیرویی و شکلی آن‌ها بر اساس تحقیقات انجام‌شده اخیر

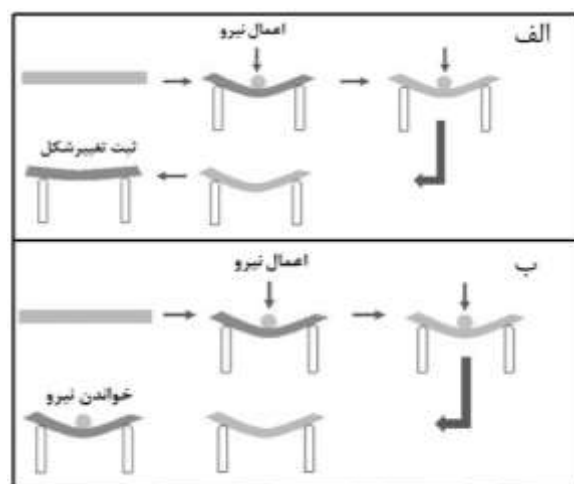
شماره مرجع و سال	R _{Sh}	R _F	نوع تغییر شکل	نام پلیمر حافظه‌شکلی
[۲۴] (۲۰۱۷)	۸۲/۲	-	خمشی	مخلوط پلی‌اتیلن گلیکول ^۴ با ۹۸/۲ درصد وزنی ژل
[۲۱] (۲۰۱۸)	-	۶۶	کششی	پلی‌کاپرولاکتون / پلی‌ارتان
[۲۱] (۲۰۱۸)	-	تقریباً ۱۰۰	کششی	پلی‌کاپرولاکتون / پلی‌ارتان با کاهش دمای تغییر شکل
[۱۲] (۲۰۱۹)	۸۵/۷۱	۴۶	کششی	پلی‌لاکتیک‌اسید (به روش چاپ سه‌بعدی با الگوی چاپ لانه‌زنبوری)
[۱۲] (۲۰۱۹)	۷۸/۸۹	۸۷	خمشی	پلی‌لاکتیک‌اسید (به روش چاپ سه‌بعدی با الگوی چاپ لانه‌زنبوری)
[۱۹] (۲۰۲۰)	۸۱/۲	۶۱/۶	خمشی	پلی‌لاکتیک‌اسید
[۲۵] (۲۰۲۰)	۹۵/۶۹	-	کششی	پلیمر حافظه‌شکلی متشکل از پلی‌کاپرولاکتون ^۵ و پلی‌دی‌متیل‌سیلوکسان ^۶
[۲۳] (۲۰۲۱)	۹۷/۷۱	-	خمشی	پلی‌لاکتیک‌اسید (به روش چاپ سه‌بعدی با الگوی لانه‌زنبوری)

انصاری و همکاران [۲۶] در سال ۲۰۱۹ اثر تغییرات هندسی بر بازیابی نیرویی شعاعی و دمای شروع بازیابی استنت‌های ۷ زیست‌پزشکی مبتنی بر پلی‌ارتان را بررسی کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که نسبت قطر به ضخامت استنت نقش مهمی در رفتار حافظه‌شکلی استنت دارد. قطر داخلی استنت باید تابعی از قطر رگ باشد. هم‌چنین ضخامت استنت باید تابعی از نوع رگ و سایز

درصد بازیابی شکلی و بازیابی نیرویی به ترتیب از روابط (۱) و (۲) محاسبه می‌شوند. نحوه اندازه‌گیری بازیابی شکلی و نیرویی در بارگذاری خمشی سه‌نقطه به ترتیب در شکل ۴ الف و ب نشان داده شده است [۱۹].

$$R_{Sh} = \frac{X_{De} - X_{Re}}{X_{De}} \quad (1)$$

$$R_F = \frac{F_{Re}}{F_{App}} \quad (2)$$



شکل ۴ الف- مراحل بازیابی شکلی و ب- مراحل بازیابی نیرویی در پلیمرهای حافظه‌شکلی پاسخگو به حرارت [۱۹]

تحقیقات گوناگونی در راستای بررسی و بهبود میزان بازیابی شکلی و نیرویی پلیمرهای حافظه‌شکلی انجام گرفته است که در شده است. اعمال تغییر شکل در دمایی کمتر از دمای انتقال شیشه‌ای می‌تواند بازیابی نیرویی را تا ۱۰۰ درصد افزایش دهد [۲۰]. انصاری و همکاران [۲۱] با کاهش دمای تغییر شکل پلی‌کاپرولاکتون/پلی‌ارتان^۱ توانستند تقریباً تمام نیروی اعمال‌شده را بازیابی کنند. هم‌چنین بررسی پژوهش‌های اخیر نشان داده است، افزودن موادی نظیر نانوالیاف کربن، خاک رس و ذرات مغناطیسی می‌تواند در بهبود میزان نیروی بازیابی بسیار مؤثر باشد [۲۲]. برخی از تحقیقات نتوانسته‌اند میزان بازیابی شکلی مناسب از پلیمرها را دریافت کنند [۱۹، ۱۲] اما تحقیق حسین‌زاده و همکاران [۲۳] نشان داده است که بهینه‌سازی پارامترهای محیطی شامل دمای تغییر شکل^۲، دمای بازیابی شکل

^۵ Poly(ε-caprolactone) (69/6wt%)

^۶ Polydimethylsiloxane (PDMS) (30/4wt%)

^۷ لوله مشبک کوچک که مسیر جریان خون را باز نگه می‌دارد.

^۱ Polyurethane

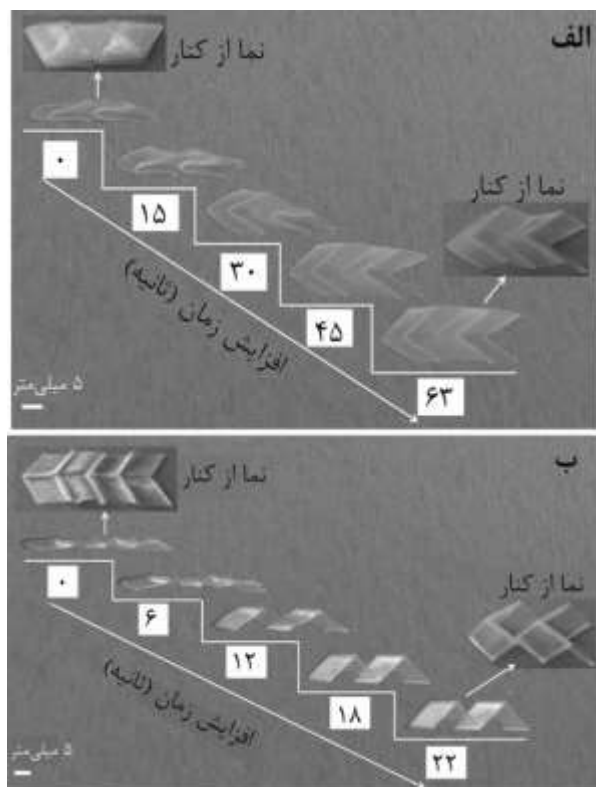
^۲ Deformation temperature

^۳ Polylactic acid (PLA)

^۴ Polyethylene glycol (X-PEG1000/PEG2000)

لیو و همکاران [۲۸] در سال ۲۰۱۸ با استفاده از روش نوظهور چاپ چهاربعدی رشته‌های پلیمری حافظه‌شکلی مبتنی بر پلی‌لاکتیک‌اسید توانستند از رفتار حافظه‌شکلی در اریگامی بهره بگیرند. همان‌گونه که در شکل ۶ نشان داده شده است، در این تحقیق رفتار بازیابی شکلی نوعی خاص از ساختارهای اریگامی چاپی چهاربعدی با تاهای منظم و پیچیده به نام تسلیشن^۳ تحت بارگذاری فشاری تاخوردن و بازشدن بررسی شد. نتایج نشان داد رفتار بازیابی شکلی و نیروی بازیابی به‌طور قابل‌توجهی تحت تأثیر دمای بازیابی شکلی و الگوی بارگذاری است. نمونه‌ها قابلیت بازیابی شکلی بالایی از خود نشان دادند. درصد بازیابی شکلی بیش از ۹۴٪ به دست آمد. هم‌چنین ساختار اریگامی مذکور پتانسیل بالایی برای به‌کارگیری به‌عنوان یک محرک دارد. محرک مذکور که در شکل ۹ نشان داده شده است، قابلیت بلند کردن یک وزنه ۰/۵ گرمی را از خود نشان داد.

لن و همکاران [۲۹] در سال ۲۰۲۰ با استفاده از پلیمرهای حافظه‌شکلی تقویت‌شده با بافت کج‌راه کربن بدون استفاده از تجهیزات الکتریکی، سیستم آرایه خورشیدی منعطف را مورد مطالعه قرار دادند.

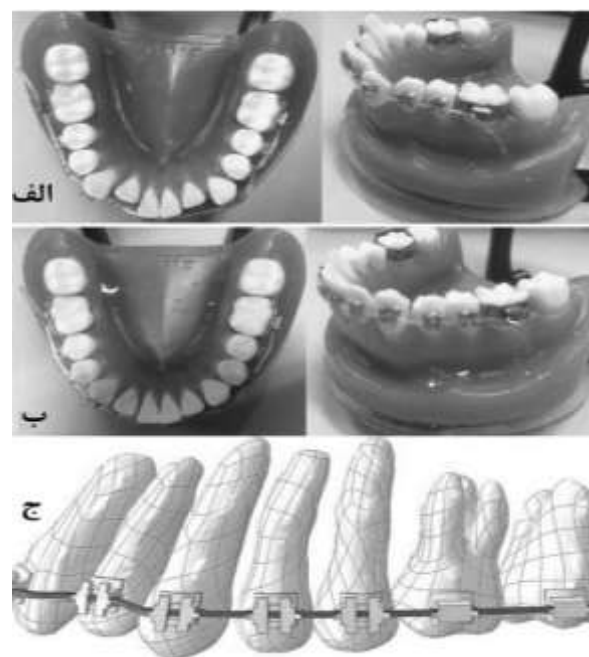


شکل ۶ الف- رفتار بازیابی شکل ساختار اریگامی تسلیشن چاپی چهاربعدی در معرض بارگذاری تاخوردن و ب- بازشدن [۲۸]

پلاک ۱ باشد. نتایج نشان داد که نسبت قطر به ضخامت با بازیابی نیرویی رابطه معکوس دارد به‌طوری‌که کاهش نسبت قطر به ضخامت از ۱۵ به ۱۲ نیروی بازیابی را در محدوده دمای بدن ۵۱۲ درصد افزایش داد. پلاک ۲ باشد. نتایج نشان داد که نسبت قطر به ضخامت با بازیابی نیرویی رابطه معکوس دارد به‌طوری‌که کاهش نسبت قطر به ضخامت از ۱۵ به ۱۲ نیروی بازیابی را در محدوده دمای بدن ۵۱۲ درصد افزایش داد.

لیو و همکاران [۲۷] در سال ۲۰۱۷ امکان استفاده از پلی‌ارتان حافظه‌شکلی به‌عنوان سیم کمّانی ارتودنسی را بررسی کردند. همان‌گونه که در شکل

شکل ۵ الف نشان داده شده است، آن‌ها با استفاده از یک مدل مومی میزان حرکت دندان در اثر سیم کمّانی پلی‌ارتان حافظه‌شکلی را بررسی کردند. هم‌چنین شبیه‌سازی با استفاده از نرم‌افزار اجزای محدود آباکوس انجام شد که در شکل ۵ ب قابل مشاهده است. نتایج نشان داد سیم کمّانی پلی‌ارتان حافظه‌شکلی درصد بازیابی شکلی نزدیک به ۱۰۰٪ دارد. هم‌چنین مقدار نیروی بازیابی برای سیم کمّانی با قطر ۰/۵ میلی‌متر ۱/۱۷۶-۰/۵۸۸ نیوتن به دست آمد که در محدوده مورد نیاز ۲/۹۴-۰/۴۹ نیوتن است.

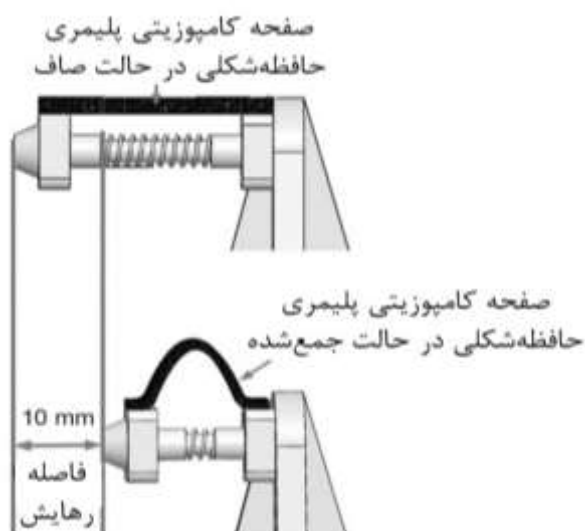


شکل ۵ الف- استفاده از یک مدل مومی برای بررسی میزان حرکت دندان در اثر سیم کمّانی پلی‌ارتان حافظه‌شکلی. ب- شبیه‌سازی فرآیند حرکت دندان در اثر سیم کمّانی پلی‌ارتان حافظه‌شکلی با استفاده از نرم‌افزار آباکوس [۲۷]

^۳ Tesselation

^۱ تجمع مقادیر زیاد رسوب چربی

^۲ تجمع مقادیر زیاد رسوب چربی



شکل ۸ سازوکار رها کردن و قفل کردن بخش جمع‌شونده سیستم [۲۹]

۳- دمای انتقال شیشه‌ای

دمای انتقال شیشه‌ای که با T_g یا T_α نشان داده می‌شود، به دمایی گفته می‌شود که در آن پلیمر از فازی سخت و شیشه‌ای به فازی لاستیکی انتقال می‌یابد و در اثر این انتقال خواص فیزیکی پلیمر به شدت تغییر می‌کند. روش‌های مختلفی برای تعیین دمای انتقال شیشه‌ای وجود دارد که در میان آن‌ها روش تحلیل مکانیکی پویا^۲ بیشتر مورد توجه محققین قرار گرفته است. همان‌طور که در شکل ۱۰ نشان داده شده است، خروجی تحلیل مکانیکی پویا مواردی از قبیل مدول ذخیره‌سازی^۳، مدول اتلاف^۴ و تانژانت دلتا^۵ است [۳۰]. مدول ذخیره‌سازی نشان‌دهنده رفتار ارتجاعی، مدول اتلاف نشان‌دهنده رفتار چسبناک یک سیستم و تانژانت دلتا نسبت مدول اتلاف به مدول ذخیره‌سازی است [۳۱].

همان‌گونه که در شکل ۱۰ نشان داده شده است، در روش تحلیل مکانیکی پویا دمای انتقال شیشه‌ای را می‌توان با استفاده از سه روش مختلف قله‌ی مدول اتلاف (نقطه ب)، قله‌ی تانژانت دلتا (نقطه الف) و محل تلاقی امتداد دو طرف شیب نمودار در محل شروع کاهش شدید در مدول ذخیره‌سازی (نقطه ج) محاسبه نمود. [۱۲] در جدول ۲ تعدادی از پلیمرهای حافظه‌شکلی و دمای انتقال شیشه‌ای آن‌ها و نوع روش محاسبه آن بر اساس تحقیقات اخیر نشان داده شده است.

لن و همکاران [۲۹] در سال ۲۰۲۰ با استفاده از پلیمرهای حافظه‌شکلی تقویت‌شده با بافت کج‌راه کربن بدون استفاده از تجهیزات الکتریکی، سیستم آرایه خورشیدی منعطف را مورد مطالعه قرار دادند. در شکل ۸ قاب این سیستم نشان داده شده است که از یک جفت میله با سفتی متغیر از جنس کامپوزیت پلیمری حافظه‌شکلی مبتنی بر اپوکسی ساخته شده و در معرض حرارت ناشی از جریان الکتریسیته می‌تواند پهن شود. این بخش از سیستم، بازیابی شکلی نزدیک به صد در صد دارد. همچنین مطابق شکل ۸ از یک جفت کامپوزیت حافظه‌شکلی مبتنی بر سیانات^۱ برای بخش قفل و رهاسازی آرایه خورشیدی استفاده شد. هنگامی که این بخش با استفاده از جریان الکتریسیته گرم می‌شود، لایه کامپوزیتی پلیمری حافظه‌شکلی جمع شده و آرایه خورشیدی آزاد می‌شود. سپس این سیستم بر روی زمین آزمایش شد و در نهایت صحت آن در مدار بررسی شد. در این تحقیق کاربرد هوافضایی سیستم آرایه خورشیدی انعطاف‌پذیر مبتنی بر کامپوزیت‌های پلیمری حافظه‌شکلی در مدار برای اولین بار در جهان انجام شد.



شکل ۹ استفاده از ساختار اریگامی تسلیم‌پذیر چاپی چهاربعدی به عنوان یک عملکرد [۲۸]



شکل ۷ سیستم آرایه خورشیدی انعطاف‌پذیر در حالات جمع‌شده و باز شده [۲۹]

⁴ Loss modulus

⁵ Tan delta

¹ Cyanate

² Dynamic mechanical analysis

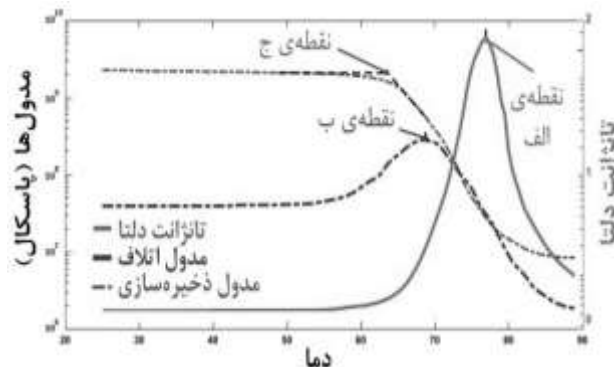
³ Storage modulus

بررسی کردند. نتایج نشان داد که مدول ارتجاعی و دمای انتقال شیشه‌ای داربست با گذشت زمان پس از پخت افزایش می‌یابد. به‌طور قابل توجهی، هم مقدار و هم سرعت بازیابی شکل پس از فشرده‌سازی داربست را می‌توان با تغییر در طراحی اتصالات شبکه ستون و پایه (استرات)، مدت زمان مرحله پس از پخت یا دمای اعمال شده در مرحله بازیابی تنظیم کرد. دمای انتقال شیشه‌ای پارامتر بسیار مهم در ساخت پلیمرهای حافظه‌ی شکلی است. در کاربردهای پزشکی دمای انتقال شیشه‌ای باید در محدوده‌ی دمای بدن تنظیم شود. در غیر این صورت به گرمایش خارجی مثل پرتوی لیزر نیاز است. روش‌های مختلفی برای تغییر در دمای انتقال شیشه‌ای وجود دارد که از جمله آن‌ها می‌توان به استفاده از اصلاح‌کننده‌های مولکولی پایین یا استفاده از کوپلیمر اشاره کرد [۳۷].

ژائو و همکاران [۳۸] در سال ۲۰۱۸ با استفاده از اصلاح‌کننده‌های مولکولی پایین داربست‌های جدیدی برای کاشت سلول‌های اندوتلیال^۵ با دمای فعال‌سازی محدوده‌ی بدن انسان ارائه دادند. همچنین وونگ و همکاران [۳۹] در سال ۲۰۱۶ با استفاده از روش ساخت کوپلیمر، مسدودکننده‌ای با خاصیت حافظه‌شکلی ایجاد کردند که در فرآیند آمبولایزیسیون می‌تواند برای انسداد موقت عروق استفاده شود. این وسیله مسدودکننده حافظه‌شکلی از مخلوط پلی‌لاکتیدگلیکولید و یک پرکننده ساخته شد این مخلوط با هیدروژل پلی‌اتیلن‌گلیکول‌دی‌آکریلات پوشش داده شد. دمای فعال‌سازی این نمونه در محدوده‌ی بدن انسان قرار دارد. پس از بررسی نمونه‌ی تهیه‌شده در آزمایشگاه، نمونه در بدن یک خرگوش موردبررسی قرار گرفت و در مدت ۲ دقیقه انسداد کامل عروق اتفاق افتاد.

۴- مدل‌های ساختاری

برای توصیف رفتار حرارت-مکانیکی مرتبط با اثر حافظه‌شکلی پلیمرهای حافظه‌شکلی به مدل‌های ساختاری^۶ آن‌ها نیاز است [۴۰]. همان‌طور که در شکل ۱۱ نشان داده شده است، مدل‌های ساختاری مختلفی برای پلیمرهای حافظه‌شکلی ارائه شده است که می‌توانند به سه دسته‌ی مدل‌های رئولوژیکی^۷، مدل‌های انتقال فاز پدیدارشناختی^۸ و مدل‌های ترکیبی تقسیم شوند. بر اساس نظریه‌های گران‌روی کشسانی^۹ پلیمرها، مدل‌های



شکل ۱۰ تغییرات مدول ذخیره‌سازی، تانژانت دلتا و مدول اتلاف برحسب افزایش دما [۱۲]

جدول ۲ نمونه‌ای از پلیمرهای حافظه‌شکلی، دمای انتقال شیشه‌ای آن‌ها و نوع روش محاسبه دمای انتقال شیشه‌ای آن‌ها بر اساس تحقیقات انجام‌شده اخیر

شماره مرجع و سال	T _g	نوع روش محاسبه	نام پلیمر حافظه‌شکلی
[۳۲] (۲۰۱۸)	۶۷	قله‌ی تانژانت دلتا	پلی‌لاکتیک‌اسید
[۳۳] (۲۰۱۹)	۴۲/۳	شروع کاهش شدید مدول ذخیره‌سازی	یک پلیمر حافظه‌شکلی استایرن ^۱
[۳۴] (۲۰۲۰)	۵/۹۶ ۳	قله‌ی تانژانت دلتا	پلیمر حافظه‌شکلی متشکل از دی‌(اتیلن‌گلیکول) دی‌آکریلات ^۲ ، ترت‌بوتیل‌آکریلات ^۳ و فنیل‌بیس فسفاین‌اکسید ^۴
[۳۵] (۲۰۲۱)	۲۳/۴	قله‌ی مدول اتلاف	پلی‌اتیلن‌گلیکول با ۰/۱۵ گرم گرافیت

در میان این سه روش، تعیین دمای انتقال شیشه‌ای به کمک قله‌ی تانژانت دلتا بیشتر توسط محققین مورد استفاده قرار گرفته است. همچنین این روش منجر به تعیین دمای انتقال شیشه‌ای بالاتری می‌شود. با توجه به شکل ۱۰ مشاهده می‌شود که کمترین دمای انتقال شیشه‌ای به کمک نمودار مدول ذخیره‌سازی محاسبه می‌شود. لفر و بکر [۳۶] در سال ۲۰۲۰ چاپ چهاربعدی داربست‌های مبتنی بر پلی‌پروپیلن‌فومارات را

^۶ Constitutive models

^۷ Rheological models

^۸ Phenomenological

^۹ Viscoelasticity

^۱ Styrene

^۲ Di(ethylene glycol) diacrylate

^۳ Tert-Butyl acrylate

^۴ Phenylbis phosphine oxide

^۵ Endothelial



شکل ۱۱ مدل‌های ساختاری پلیمرهای حافظه‌شکلی پاسخگو به حرارت [۴۱]

۵- انواع اثر حافظه‌شکلی

۵-۱- اثر حافظه‌شکلی دوگانه و چندگانه

رفتار حافظه‌شکلی دوگانه و چندگانه می‌تواند با برنامه‌ریزی مناسب در پلیمرها ایجاد شود. در رفتار حافظه‌شکلی دوگانه، پلیمر توانایی حفظ یک شکل دائم و تثبیت یک شکل موقت را دارد، اما در رفتار حافظه‌شکلی چندگانه، پلیمر توانایی تثبیت دو یا چند شکل موقت را از خود نشان می‌دهد [۱۱].

شکل ۱۲ بررسی ذره‌بینی اثر حافظه‌شکلی در پلیمرهای حافظه‌شکلی سه‌گانه نشان داده شده است. همان‌گونه که در بخش ۲ ذکر شد، پلیمرهای حافظه‌شکلی سه‌گانه نیز دارای بخش‌های سخت و نرم هستند با این تفاوت که در این حالت دو دمای تغییر شکل وجود دارد که هر دو آن‌ها از دمای انتقال شیشه‌ای پلیمر بزرگ‌ترند ($T_{d2} > T_{d1} > T_g$). هم‌چنین به دلیل تثبیت دو نوع شکل موقت در ساختار آن‌ها، دو نوع ریزبلور به وجود می‌آید که هر یک از آن‌ها وظیفه‌ی تثبیت یک نوع شکل موقت را به عهده دارند (حالت ۳ و حالت ۴). هنگام بازیابی شکلی، با حرارت‌دهی پلیمر حافظه‌شکلی تا دمایی بالاتر از دمای T_{d1} ، شکل موقت اول بازیابی می‌شود (حالت ۴). سپس با گرم کردن نمونه تا دمایی بالاتر از T_{d2} ، شکل موقت دوم بازیابی می‌شود و پلیمر حافظه‌شکلی به شکل دائم خود برمی‌گردد (حالت ۱) [۴۵].

رتولوژیکی پلیمرهای حافظه‌شکلی پاسخگو به حرارت در چارچوب فنر-میراکننده^۱ بیان می‌شوند که نمی‌توانند رفتارهای حرارت-مکانیکی پلیمرهای حافظه‌شکلی را به صورت کمی توصیف کنند؛ بنابراین این مدل‌ها با معرفی بخش‌های غیرخطی و در نظر گرفتن اثرات وابستگی به سرعت و دما بهبود یافتند [۴۱]. در رابطه‌ی (۳) نمونه‌ای از معادله ساختاری یک مدل رتولوژیکی نشان داده شده است. این رابطه در سال ۲۰۱۵ توسط لی و همکاران [۴۲] ارائه شد.

$$\begin{aligned} \sigma + \frac{\mu(T)}{E_1(T) + E_2(T)} \frac{d\sigma}{dt} \\ = \frac{\mu(T)}{(1 + E_1(T)/E_2(T))} \left(\frac{d\varepsilon}{dt} - \alpha \frac{dT}{dt} \right) \\ + \frac{1}{(1/E_1(T) + 1/E_2(T))} (\varepsilon - \alpha(T - T_0)) \end{aligned} \quad (3)$$

مدل‌های انتقال فاز در مقایسه با مدل‌های رتولوژیکی درک واضح‌تر و کامل‌تری از سازوکار^۲ تغییر شکل در پلیمرهای حافظه‌شکلی را ارائه می‌دهند. مدل پدیدارشناختی کلاسیک مبتنی بر روش انتقال فاز با بررسی داده‌های تجربی و سازوکارهای مولکولی اثر حافظه‌شکلی ارائه شد که فقط برای انواع خاصی از پلیمرهای حافظه‌شکلی اعمال می‌شود. این روش برای رفتارهای تغییر شکل بزرگ پلیمرهای حافظه‌شکلی و در نظر گرفتن وابستگی به سرعت در مدل‌های خاص توسعه داده شده است [۴۱]. لیو و همکاران [۴۳] در سال ۲۰۰۶ یک معادله ساختاری برای مدل‌های انتقال فاز ارائه دادند که در رابطه (۴) نشان داده شده است.

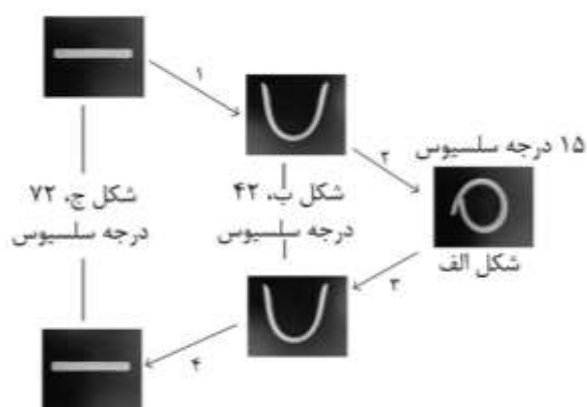
$$\sigma = \frac{\varepsilon - \varepsilon_s - \varepsilon_T}{\frac{\phi_f}{E_i} + \frac{1 - \phi_f}{E_e}} = E(\varepsilon - \varepsilon_s - \int_{T_h}^T \alpha dT) \quad (4)$$

با توجه به این که مدل‌های رتولوژیکی و مدل‌های انتقال فاز هر یک دارای مزایایی هستند، سرانجام چندین مدل ساختاری جدید با ترکیب مدل رتولوژیکی و مدل‌های پدیدارشناختی معرفی شدند [۴۱]. نمونه‌ای از مدل ترکیبی توسط لی و لیو [۴۴] در سال ۲۰۱۸ ارائه شد که معادله آن در رابطه نشان داده شده است.

$$\sigma_{total} = \sigma_r^j \sigma_g^j \quad (5)$$

² Mechanism

¹ Dashpot

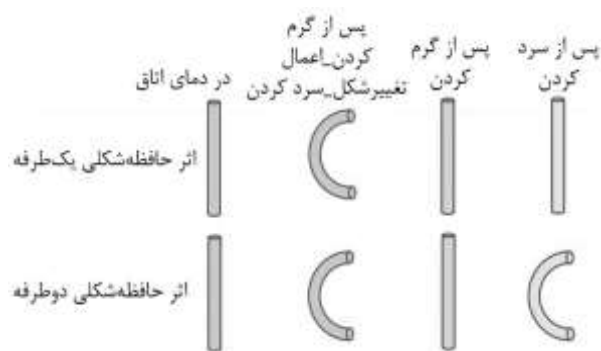


شکل ۱۳ اثر حافظه‌شکلی سه‌گانه‌ی یک ساختار دولایه متشکل از اکسید سیلیس و اپوکسی [۴۷]

۵-۲- اثر حافظه‌شکلی یک‌طرفه و دوطرفه

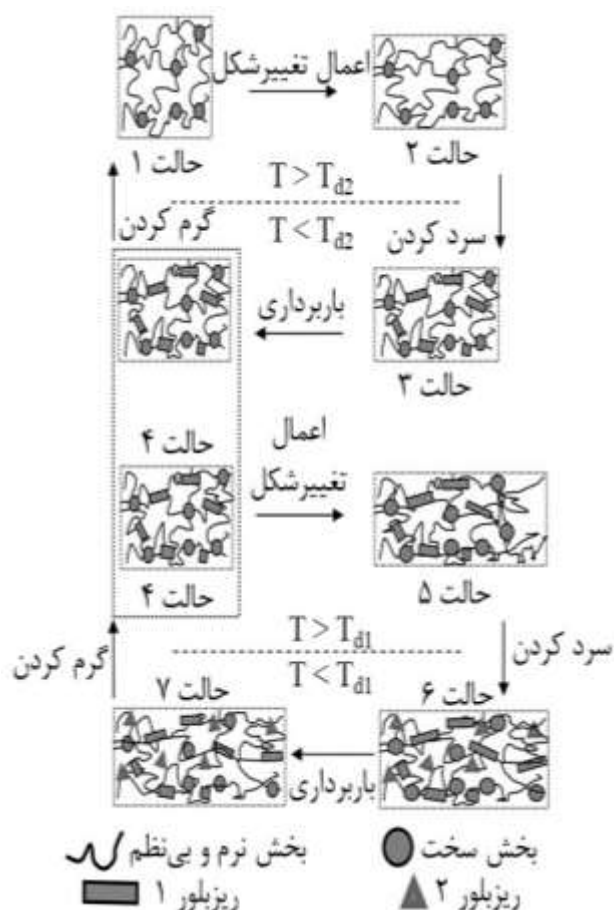
پلیمرهای حافظه‌شکلی یک‌طرفه (اغلب پلیمرهای حافظه‌شکلی رایج) به پلیمرهایی گفته می‌شود که نمی‌توانند پس از بازیابی شکل دائم خود به شکل موقت خود برگردند درحالی‌که در پلیمرهای حافظه‌شکلی دوطرفه این قابلیت وجود دارد [۴۸، ۴۹]. به عبارت دیگر، همان‌گونه که در

شکل ۱۴ نشان داده شده است، پلیمرهای حافظه‌شکلی دوطرفه توانایی حفظ یک شکل در دمای پایین‌تر و حفظ یک شکل در دمای بالاتر را دارند درحالی‌که پلیمرهای حافظه‌شکلی یک‌طرفه فقط توانایی حفظ یک شکل را از خود نشان می‌دهند [۵۰].



شکل ۱۴ اثر حافظه‌شکلی یک‌طرفه و دوطرفه [۵۱]

با توجه به محدودیت رفتار رفت و برگشتی در پلیمرهای حافظه‌شکلی یک‌طرفه و نیاز به این رفتار در بسیاری از کاربردها نظیر عملگرها، پلیمرهای حافظه‌شکلی دوطرفه بیش‌ازپیش مورد توجه محققین قرار گرفتند [۵۲، ۵۳]. عملگرهای نرم^۱ از جنس پلیمرهای حافظه‌شکلی پاسخگو به حرارت از جمله قطعاتی هستند که در صنعت رباتیک می‌توان با استفاده از آن‌ها حرکتی



شکل ۱۲ بررسی ذره‌بینی اثر حافظه‌شکلی در پلیمرهای حافظه‌شکلی سه‌گانه پاسخگو به حرارت [۴۶]

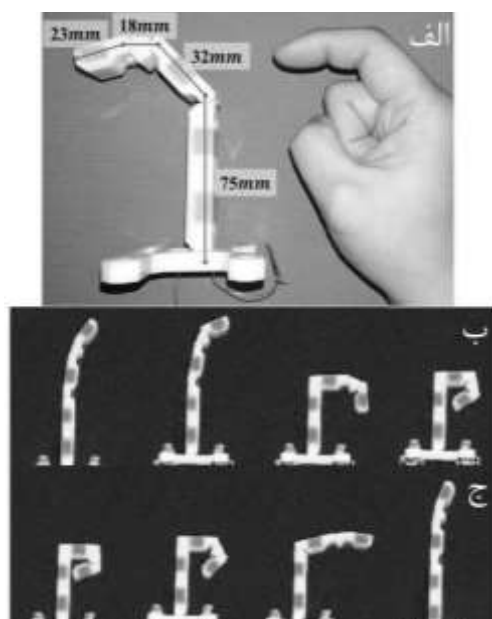
لی و همکاران [۴۷] در سال ۲۰۱۵ روی اثر حافظه‌شکلی سه‌گانه‌ی یک ساختار دولایه متشکل از اکسید سیلیس و اپوکسی کار کردند. دماهای انتقال شیشه‌ای مختلف با ترکیب فیزیکی مقادیر مختلف ذرات نانوسیلیس به دست آمد. نمونه‌ی ساخته‌شده اثر حافظه‌شکلی سه‌گانه بسیار مناسبی از خود نشان داد. با توجه به فرآیند برنامه‌ریزی که در شکل ۱۳ نشان داده شده است، نمونه در دمای ۷۲ درجه سلسیوس به شکل U تغییر شکل داده شد و سپس تا دمای ۴۲ درجه سلسیوس سرد شد تا اولین شکل موقت در ساختار نمونه تثبیت شود. سپس در این دما به شکل O تغییر شکل داده شده و سپس تا دمای ۱۵ درجه سلسیوس سرد شد تا شکل موقت دوم در ساختار نمونه تثبیت شود. با گرم کردن نمونه تا دمای ۴۲ درجه سلسیوس شکل موقت اول و با گرم کردن نمونه تا دمای ۷۲ درجه سلسیوس شکل دائم نمونه بازیابی می‌شود. همچنین افزودن ذرات نانوسیلیس منجر به بهبود خواص تثبیت شکل نمونه از ۸۲ درصد به ۹۳ درصد شد.

^۱ Soft actuators

به عنوان ساختار بهینه در نظر گرفته شد. سپس یک انگشت رباتیک زیست تقلیدکننده ساخته شد که همان گونه که در شکل ۱۷ نشان داده شده است، می تواند با استفاده از هشت عدد ساختار بهینه مذکور خم و راست شود. انگشت ساخته شده توانایی گرفتن اشیاء مختلف را از خود نشان داد. بدین ترتیب آن ها توانستند از پلیمرهای حافظه شکلی دوطرفه در حوزه ماهیچه های مصنوعی بهره بگیرند. این تحقیق با چالش هایی روبه رو شد که در تحقیقات آینده می تواند مورد بررسی قرار بگیرد. انگشت مذکور به دلیل استفاده از تحریک گرمایی ناشی از الکتریسیته رفتار بازشونده سریعی از خود نشان می دهد اما به دلیل استفاده از فن خنک کننده رفتار خم شونده سریع ندارد. همچنین بیشترین کرنش عملگر بهینه این تحقیق ۱۷/۰۷ درصد گزارش شد که برای استفاده کاربردی عملگر کافی نیست.

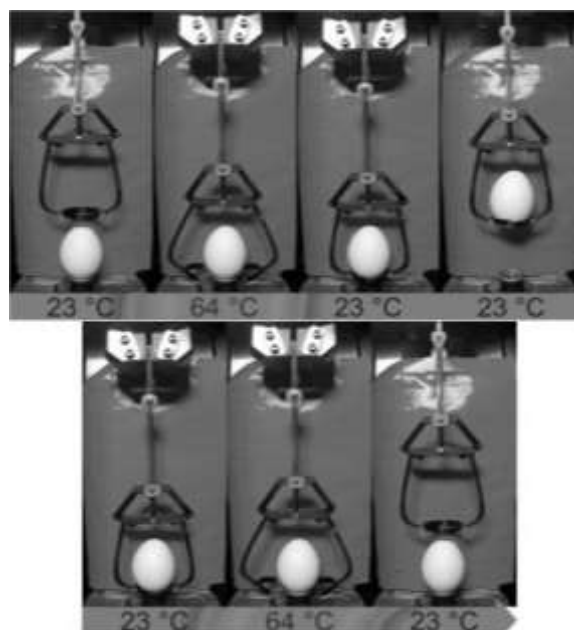


شکل ۱۶ الف- فرآیند ساخت عملگر پلیمری پیچ خورده و مارپیچ
ب- انواع عملگرهای ساخته شده پلیمری پیچ خورده و مارپیچ [۵۷]



شکل ۱۷ الف- انگشت مصنوعی ساخته شده با استفاده از عملگر
پلیمری پیچ خورده و مارپیچ و بدنه چاپی سه بعدی ب- نحوه خم
شدن انگشت مصنوعی ج- نحوه بازشدن انگشت مصنوعی [۵۷]

را بدون نیاز به موتور یا تجهیزات اضافی ایجاد نمود و در نتیجه حجم و وزن تجهیزات را کاهش داد [۵۴، ۵۵]. اسپونفلد و همکاران [۵۶] در سال ۲۰۲۱ ماده پلی استراتان (PEU) را به شکل رشته فرآوری کردند و با استفاده از روش ساخت افزایشی موفق به ساخت عملگرهایی با رفتار حافظه شکلی دوطرفه شدند. نمونه ای از این عملگرها که در شکل ۱۵ نشان داده شده است، یک چنگک با دقت بالا بود که توانایی حمل و انتقال اشیاء را از خود نشان داد. استفاده از این چنگک در صنعت رباتیک نرم می تواند محدودیت استفاده از چنگک های یک طرفه را برطرف نماید.



شکل ۱۵ رفتار حافظه شکلی دوطرفه در یک چنگک که توانایی برداشتن، جابه جا کردن و قرار دادن تخم مرغ بدون هیچ آسیبی دارد [۵۶]

چو و همکاران [۵۷] در سال ۲۰۱۶ با استفاده از نخ های دوخت رسانا، عملگرهای پلیمری پیچ خورده و مارپیچ با قابلیت رفتار رفت و برگشتی ساختند. همان گونه که در شکل ۱۶ الف نشان داده شده است، این عملگرها سبک و انعطاف پذیر هستند و در اثر حرارت ناشی از جریان الکتریسیته و سرمايش ناشی از فن خنک کننده به راحتی تحریک می شوند. استفاده هم زمان چند عملگر از باز شدن آن جلوگیری می کند. سپس سه نوع عملگر ساخته شد که در شکل ۱۶ ب نشان داده شده است. عملگر اول از ترکیب دو عملگر ایجاد شد که هر کدام از چهار نخ ساخته شده بودند. در عملگر دوم از چهار عملگر و دو نخ و در عملگر سوم از هشت عملگر و یک نخ استفاده شد. نتایج نشان داد عملگر اول متشکل از دو عملگر و چهار نخ بیشترین کرنش را از خود نشان می دهد و

۶- نتیجه گیری

علائم انگلیسی

X	بر اساس نوع تغییر شکل (تغییر شکل پیچشی، خمشی، کششی و فشاری) می تواند مقدار ارتفاع، طول و یا زاویه پیچش نمونه باشد
F	نیرو
R	درصد بازیابی
μ	لزجت
σ	تنش
E	مدول ارتجاعی
ε	کرنش
α	ضریب انبساط حرارتی
T	دما
t	زمان
ϕ	کسر حجمی
زیر نویس ها	
De	در حالت تغییر شکل یافته
Re	در حالت بازیابی شده
App	اعمال شده
Sh	شکلی
F	نیروی
f	بخش تثبیت شده
i	حالت شیشه ای و در دمای پایین
e	تغییر شکل آنتروپیک در حالت لاستیکی
s	در حالت خزشی و غیر قابل بازیابی
T	دمایی
r	حالت لاستیکی
g	حالت شیشه ای
بالا نویس ها	
j	فاز جامد

مراجع

- [1] Municoy, S., Álvarez Echazú, MI., Antezana, PE., Galdopórpora, JM., Olivetti, C., Mebert, AM., et al., "Stimuli-Responsive Materials for Tissue Engineering and Drug Delivery", *International Journal of Molecular Sciences*, Vol. 21, No. 13, pp. 4724, (2020).
- [2] González-Henríquez, CM., Sarabia-Vallejos, MA., Rodríguez-Hernandez, J., "Polymers for additive manufacturing and 4D-printing: Materials, methodologies, and biomedical applications", *Progress in Polymer Science*, Vol. 94, pp. 57-116, (2019).
- [3] Cui, X., Chen, J., Zhu, Y., Jiang, W., "Natural sunlight-actuated shape memory materials with reversible shape change and self-healing abilities based on carbon nanotubes filled conductive polymer composites", *Chemical Engineering Journal*, Vol. 382, pp. 122823, (2020).
- [4] Erkeçoglu, S., Sezer, AD., Bucak, S., "Smart Delivery Systems with Shape Memory and Self-Folding Polymers", *Smart Drug Delivery System: InTech*, (2016).

پلیمرهای حافظه شکلی پاسخگو به حرارت دسته ای از مواد حافظه شکلی هستند که در معرض حرارت می توانند شکل اولیه خود را بازیابی کنند و در زمینه های مختلفی از جمله پزشکی، رباتیک، مکانیک و هوافضا کاربرد دارند. بررسی میزان بازیابی شکلی و نیرویی پلیمرهای حافظه شکلی پاسخگو به حرارت مختلف نشان داد این پلیمرها درصد بازیابی شکلی مناسبی دارند که با بهینه سازی پارامترهای مؤثر می توان آن را به میزان قابل توجهی بهبود بخشید اما میزان بازیابی نیرویی آن ها کم است. با توجه به اهمیت دمای انتقال شیشه ای، سه روش مختلف برای محاسبه آن ذکر شد که نتایج نشان داد روش تانژانت دلتا بیشترین کاربرد را دارد و بیشترین دمای انتقال شیشه ای را تعیین می کند. بررسی مدل های ساختاری مختلف نشان داد مدل های ترکیبی با در نظر گرفتن مزایای مدل های رئولوژیکی و انتقال فاز نسبت به دیگر مدل ها برتری بیشتری دارند. در ادامه کاربردهای مختلف پلیمرهای حافظه شکلی پاسخگو به حرارت بررسی شد و نتایج آن نشان داد که با توجه به میزان بازیابی شکلی بالا و میزان نیروی بازیابی پایین آن ها، بیشترین کاربرد این دسته از پلیمرها در صنایع پزشکی است زیرا به نیروی زیادی نیاز ندارند اما نتایج نشان داد که با پایین آوردن دمای تغییر شکل تا دمایی کمتر از دمای انتقال شیشه ای، درصد بازیابی نیرویی می تواند تا مقدار قابل توجهی افزایش یابد. همچنین نتایج بررسی پژوهش های اخیر نشان داد که روش جانمایی ذرات مغناطیسی در پلیمرهای حافظه شکلی پاسخگو به حرارت و استفاده از ترکیب محرک های حرارتی و مغناطیسی روشی کارآمد در بهبود میزان نیروی بازیابی است. در آینده ساخت و تقویت پلیمرهای حافظه شکلی دوطرفه به منظور دستیابی به نیروی بازیابی زیاد و افزایش چرخه عمر پلیمرهای حافظه شکلی یک طرفه و دوطرفه منجر به رفع بسیاری از محدودیت های آن ها می شود. در بسیاری از مطالعات تنها به ابتدا و انتهای فرآیند حافظه شکلی پرداخته شده و شکل میانی در طول فرآیند بازیابی بررسی نشده است. با کنترل دقیق شکل های میانی می توان به پلیمرهای حافظه شکلی چندگانه با یک انتقال فاز دست یافت که بسیاری از کاربردهای جدید را ایجاد خواهد کرد. با توجه به مزایای این دسته از پلیمرهای حافظه شکلی و تلاش ها در راستای بهبود میزان نیروی بازیابی آن ها در آینده این مواد می توانند بیش از پیش در زمینه های گوناگون از جمله عملگرهای مکانیکی مختلف استفاده شوند.

- [16] Barot, G., Rao, IJ., Rajagopal, KR., "A thermodynamic framework for the modeling of crystallizable shape memory polymers", *International Journal of Engineering Science*, Vol. 46, No. 4, pp. 325-51, (2008).
- [17] Khakzad Esfahlan, F., Smart Polymers: "Shape Memory and Electroactive Polymers. II", *Iran Polymer and Petrochemical Institute*, Vol. 2, No. 4, pp. 37-48, (2013).
- [18] Yousefi, Sh., Bagheri, M., "Fundamentals of Molecular Design and Preparation of Temperature-sensitive Shape Memory Polymers: A Review", *Polymerization*, Vol. 7, No. 3, pp. 86-97, (2017).
- [19] Abidaryan, S., Behraves, A. H., "Effect of Infill Percentage and Raster Angle in Fused Deposition Modeling (FDM) Process on Shape Memory Properties of Poly (lactic acid) and Comparison with Compression Molding", *Iranian Manufacturing Engineering Association*, Vol.7, No. 5, pp. 14-23, (2020). (in Persian فارسی)
- [20] Ansari, M., Golzar, M., Baghani, M., Abbasishirsavar, M., Taghavimehr, M., "Force recovery evaluation of thermo-induced shape-memory polymer stent: material, process and thermo-viscoelastic characterization", *Smart Materials and Structures*, Vol. 28, No. 9, pp. 095022, (2019).
- [21] Ansari, M., Golzar, M., Baghani, M., Soleimani, M., "Shape memory characterization of poly(ϵ -caprolactone) (PCL)/polyurethane (PU) in combined torsion tension loading with potential applications in cardiovascular stent", *Polymer Testing*, Vol. 68, pp. 424-32, (2018).
- [22] Lei, M., Chen, Z., Lu, H., Yu, K., "Recent progress in shape memory polymer composites: methods, properties, applications and prospects", *Nanotechnology Reviews*, Vol. 8, No. 1, pp. 327-351, (2019).
- [23] Hosseinzadeh, M., Ghoreishi, M., Narooei, K., "An investigation into the effect of thermal variables on the 3D printed shape memory polymer structures with different geometries", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 1045389X211028286, (2021).
- [24] Boumezgane, O., Messori, M., "Poly(ethylene glycol)-based shape-memory polymers", *International Journal of Polymer Analysis and Characterization*, Vol. 22, No. 5, pp. 463-71, (2017).
- [25] Hsieh, C-H., Mohd Razali, NA., Lin, W-C., Yu, Z-W., Istiqomah, D., Kotsuchibashi, Y., et al., "Development of Thermo-Responsive Polycaprolactone-Polydimethylsiloxane Shrinkable Nanofibre Mesh", *Nanomaterials*, Vol. 10, No. 7, (2020).
- [26] Ansari, M., Golzar, M., Baghani, M., Abbasishirsavar, M., Taghavimehr, M., "Force recovery
- [5] jahangiri, M., Bagheri, M., "A short review on medical applications of shape memory polymers", *Basparesh*, Vol. 6, No. 1, pp. 33-42, (2016). (in Persian فارسی)
- [6] Liang, R., Yu, H., Wang, L., Amin, BU., Wang, N., Fu, J., et al., "Triple and Two-Way Reversible Shape Memory Polymer Networks with Body Temperature and Water Responsiveness", *Chemistry of Materials*, Vol. 33, No. 4, pp. 1190-200, (2021).
- [7] Jose, S., George, JJ., Siengchin, S., Parameswaranpillai, J., "Introduction to Shape-Memory Polymers, Polymer Blends and Composites: State of the Art, Opportunities, New Challenges and Future Outlook", *Advanced Structured Materials: Springer Singapore*, pp. 1-19. (2019).
- [8] Hager, MD., Bode, S., Weber, C., Schubert, US., "Shape memory polymers: Past, present and future developments", *Progress in Polymer Science*, Vol. 49-50, pp. 3-33, (2015).
- [9] Tandon, G., Baur, J., McClung, A., "Shape Memory Polymers for Aerospace Applications: Novel Synthesis, Modeling, Characterization and Design", *Destech Publications, Incorporated*, (2015).
- [10] Lester, B VB., Vernon, HM., "Process of manufacturing articles of thermoplastic synthetic resins", US2234993, (1941).
- [11] Hao, C., Wang, K., Wang, Z., Duan, R., Liu, H., Huang, M., et al., "Triple one-way and two-way shape memory poly(ethylene-co-vinyl acetate)/poly(ϵ -caprolactone) immiscible blends", *Journal of Applied Polymer Science*, Vol. 139, No. 1, pp. 51426, (2022).
- [12] Roudbarian, N., Baniasadi, M., Ansari, M., Baghani, M., "An experimental investigation on structural design of shape memory polymers", *Smart Materials and Structures*, Vol. 28, No. 9, pp. 095017, (2019).
- [13] Jeewantha, LHJ., Islam, MM., Epaarachchi, JA., editors., "Development of Smart Materials for Invasive Medical Applications Using Shape Memory Polymers", *6th International Conference on Mechanical, Industrial and Energy Engineering (ICMIEE 2020)*, Khulna University of Engineering & Technology. (2020)
- [14] Akbari-Azar, S., Baghani, M., Zakerzadeh, M-R., Shahsavari, H., Sohrabpour, S., "Analytical investigation of composite sandwich beams filled with shape memory polymer corrugated core", *Meccanica*, Vol. 54, No. 10, pp. 1647-61, (2019).
- [15] Xin, X., Liu, L., Liu, Y., Leng, J., "Mechanical Models, Structures, and Applications of Shape-Memory Polymers and Their Composites", *Acta Mechanica Solida Sinica*, Vol. 32, No. 5, pp. 535-65, (2019).

- preliminary study", *Science China Technological Sciences*, vol. 63, no. 4, pp. 578-588, 2020/04/01 2020.
- [38] Q. Zhao, J. Wang, H. Cui, H. Chen, Y. Wang, and X. Du, "Programmed shape- morphing scaffolds enabling facile 3D endothelialization," *Advanced Functional Materials*, vol. 28, no. 29, p. 1801027, 2018.
- [39] Y. S. Wong et al., "Bioabsorbable radiopaque water-responsive shape memory embolization plug for temporary vascular occlusion," *Biomaterials*, vol. 102, pp. 98-106, 2016.
- [40] Alamdarnejad, G., Kokabi, M., Akbari, R., "Shape memory behavior of amorphous polymeric nanocomposites at small deformation", *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, pp. 1-14, (2021).
- [41] Huang, R., Zheng, S., Liu, Z., Ng, TY., "Recent advances of the constitutive models of smart materials—Hydrogels and shape memory polymers", *International Journal of Applied Mechanics*, Vol. 12, No. 02, pp. 2050014, (2020).
- [42] Li, Y., Guo, S., He, Y., Liu, Z., "A simplified constitutive model for predicting shape memory polymers deformation behavior", *International Journal of Computational Materials Science and Engineering*, Vol. 4, No. 1, (2015).
- [43] Liu, Y., Gall, K., Dunn, M., Greenberg, A., Diani, J., "Thermomechanics of shape memory polymers: Uniaxial experiments and constitutive modeling", *International Journal of Plasticity*, Vol. 22, pp. 279-313 (2006).
- [44] Li, Y., Liu, Z., "A novel constitutive model of shape memory polymers combining phase transition and viscoelasticity", *Polymer*, Vol. 143, pp. 298-308 (2018).
- [45] Baniasadi, M., Maleki-Bigdeli, M-A., Baghani, M., "Force and multiple-shape-recovery in shape-memory-polymers under finite deformation torsion-extension", *Smart Materials and Structures*, Vol. 29, No. 5, pp. 055011, (2020).
- [46] Moon, S., Cui, F., Rao, JJ., "Constitutive modeling of the mechanics associated with triple shape memory polymers", *International Journal of Engineering Science*, Vol. 96, pp. 86-110, (2015).
- [47] Li, X., Zhu, Y., Dong, Y., Liu, M., Ni, Q., Fu, Y., "Epoxy Resin Composite Bilayers with Triple-Shape Memory Effect", *Journal of Nanomaterials*, pp. 1-8, (2015).
- [48] Zhang, J., Jiang, G., Huang, T., "Synthesis and analysis of two-way-reversible shape-memory polymers", *Functional Materials Letters*, Vol. 11, No. 03, pp. 1850047, (2018).
- evaluation of thermo-induced shape-memory polymer stent: material, process and thermo-viscoelastic characterization", *Smart Materials and Structures*, Vol. 28, No. 9, pp. 095022, (2019).
- [27] Liu, Y.-F., Wu, J.-L., Zhang, J.-X., Peng, W., "Feasible Evaluation of the Thermo-mechanical Properties of Shape Memory Polyurethane for Orthodontic Archwire", *Journal of Medical and Biological Engineering*, Vol. 37, No. 5, pp. 666-674, (2017).
- [28] Liu, Y., et al., "Shape memory behavior and recovery force of 4D printed laminated Miura-origami structures subjected to compressive loading", *Composites Part B: Engineering*, Vol. 153, pp. 233-242, (2018).
- [29] X. Lan et al., "World's first spaceflight on-orbit demonstration of a flexible solar array system based on shape memory polymer composites", *Science China Technological Sciences*, vol. 63, no. 8, pp. 1436-1451, 2020/08/01 2020.
- [30] Doddamani, M., "Dynamic mechanical analysis of 3D printed eco-friendly lightweight composite", *Composites Communications*, Vol. 19, pp. 177-181, (2020).
- [31] Menard, KP., Menard, NR., "Dynamic mechanical analysis", CRC press, (2020).
- [32] Liu, Y., Zhang, W., Zhang, F., Lan, X., Leng, J., Liu, S., et al., "Shape memory behavior and recovery force of 4D printed laminated Miura-origami structures subjected to compressive loading", *Composites Part B: Engineering*, Vol. 153, pp. 233-42, (2018).
- [33] Liu, R., Li, Y., Liu, Z., "Experimental study of thermo-mechanical behavior of a thermosetting shape-memory polymer", *Mechanics of Time-Dependent Materials*, Vol. 23, No. 3, pp. 249-66, (2019).
- [34] Choong, YYC., Maleksaeedi, S., Eng, H., Yu, S., Wei, J., Su, P-C., "High speed 4D printing of shape memory polymers with nanosilica", *Applied Materials Today*, Vol. 18, pp. 100515, (2020).
- [35] Swamy, MR., Mallik, U., Udayakumar, V., editors., "Synthesis and characterization of graphite based shape memory polymers", *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*,: IOP Publishing, (2021).
- [36] G. Le Fer and M. L. Becker, "4D Printing of Resorbable Complex Shape-Memory Poly(propylene fumarate) Star Scaffolds", *ACS Applied Materials & Interfaces*, vol. 12, no. 20, pp. 22444-22452, 2020/05/20 2020.
- [37] C. Lin, L. Zhang, Y. Liu, L. Liu, and J. Leng, "4D printing of personalized shape memory polymer vascular stents with negative Poisson's ratio structure: A

- [54] Jin B, Song H, Jiang R, Song J, Zhao Q, Xie T. "Programming a crystalline shape memory polymer network with thermo- and photo-reversible bonds toward a single-component soft robot", *Science Advances*, 2018;4(1):eaao3865.
- [55] El-Atab N, Mishra RB, Al-Modaf F, Joharji L, Alsharif AA, Alamoudi H, et al., "Soft Actuators for Soft Robotic Applications: A Review". *Advanced Intelligent Systems*. 2020;2(10):2000128.
- [56] D. Schönfeld, D. Chalissery, F. Wenz, M. Specht, C. Eberl, and T. Pretsch, "Actuating Shape Memory Polymer for Thermoresponsive Soft Robotic Gripper and Programmable Materials," *Molecules*, vol. 26, p. 522, 01/20 2021.
- [57] K. H. Cho et al., "A robotic finger driven by twisted and coiled polymer actuator," in *Electroactive Polymer Actuators and Devices (EAPAD) 2016*, 2016, vol. 9798, p. 97981J: International Society for Optics and Photonics.
- [49] Wang, K., Jia, Y-G., Zhao, C., Zhu, XX., "Multiple and two-way reversible shape memory polymers: Design strategies and applications", *Progress in Materials Science*, Vol. 105, pp. 100572, (2019).
- [50] Chen, S., Hu, J., Zhuo, H., Zhu, Y., "Two-way shape memory effect in polymer laminates", *Materials Letters*, Vol. 62, No. 25, pp. 4088-90, (2008).
- [51] Tarng, W., Chen, C-J., Lee, C-Y., Lin, C-M., Lin, Y-J., 'Application of Virtual Reality for Learning the Material Properties of Shape Memory Alloys', *Applied Sciences*, Vol. 9, No. 3, pp. 580, (2019).
- [52] Scalet, G., "Two-Way and Multiple-Way Shape Memory Polymers for Soft Robotics: An Overview", *Actuators*, Vol. 9, No. 1, (2020).
- [53] Wang, T., Liu, Y., Zhao, J., Zhang, H., Zhang, Z., "A facile approach to fabricate two-way shape memory polyurethane with large reversible strain and high shape stability", *Smart Materials and Structures*, 2020ol. 29, No. 5, pp. 055033, (2020).



بررسی عددی ترکیب روش‌های پارامترسازی هندسی سویپ، لین، دایهدرال و خم انتهایی در بهینه‌سازی پره‌های روتور و استاتور یک کمپرسور محوری گذر صوتی

شهریار شریفی

دانشجوی کارشناسی ارشد

امین رسام*

استادیار،

محمد عامری

استاد،

گروه تبدیل انرژی، دانشکده

مهندسی مکانیک و انرژی،

دانشگاه شهید بهشتی، تهران

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۰/۱۲/۱۲

پذیرش: ۱۴۰۱/۰۲/۱۱

چکیده: پس از طراحی اولیه توربوماشین‌ها، بهینه‌سازی آن‌ها از اهداف اصلی مهندسين این رشته به شمار می‌آید. قدم نخست در انجام بهینه‌سازی، پارامترسازی متغیرهای هندسی پره و پیاده‌سازی آن در الگوریتم‌های تصادفی بهینه‌سازی می‌باشد. در این پژوهش، از ترکیب روش‌های سویپ، لین، دایهدرال و خم انتهایی، برای پارامترسازی هندسی پره‌های روتور و استاتور یک کمپرسور محوری گذر صوتی یک طبقه استفاده شده است. سپس، بهینه‌سازی با به‌کارگیری الگوریتم ژنتیک، به همراه شبیه‌سازی‌های عددی به روش حجم محدود در یک بستر خودکار محاسباتی توسعه یافته انجام گردید. از نتایج بهینه‌سازی انجام گرفته با استفاده از روش‌های پارامترسازی ذکر شده، می‌توان به تغییر مکان موج ضربه‌ای عمودی به سمت لبه فرار و کاهش شدت موج ضربه‌ای قوسی در لبه حمله پره‌های روتور و نیز کاهش ناحیه جدایش جریان در استاتور اشاره نمود. این تغییرات منجر به افزایش بازده آیزنتروپیک به میزان ۳٪ و نسبت فشار کل به میزان ۱٪ در نقطه طرح می‌گردد. همچنین، کاهش اثر خفگی در جریان و افزایش دبی جرمی نسبت به طراحی اولیه در نتایج بهینه‌سازی مشاهده می‌شود. در این پژوهش، اثر همزمان روش‌های پارامترسازی هندسی ذکر شده، بر نتایج بهینه‌سازی مورد توجه قرار گرفته که در پژوهش‌های پیشین به این روش صورت نگرفته است.

واژه‌های راهنما: کمپرسور محوری گذر صوتی، بهینه‌سازی، الگوریتم ژنتیک، سویپ، لین، دایهدرال، خم انتهایی

Numerical investigation of the combination of geometric parameterization methods sweep, lean, dihedral and end bend in the optimization of rotor and stator blades of a transonic axial compressor

Shahryar Sharifi
M.Sc. Student

Amin Rasam*
Assistant Professor

Mohamad Ameri
Professor, Energy Conversion Group,
Faculty of Mechanical and Energy Engineering,
Shahid Beheshti University, Tehran

Abstract: After the initial design of turbomachinery, optimization is the main goal of engineers in this field. The first step is to parameterize the geometric variables of the blade shape and the next step is to implement it in stochastic optimization algorithms. In this research, a combination of sweep, lean, dihedral and end bend is used for the parameterization of the rotor and stator blades of a transonic single-stage axial compressor. The genetic algorithm is used in conjunction with numerical simulations, using finite volume method, implemented in an automated multi-objective optimization platform. Amongst the optimization benefits, performed with the aforementioned parameterization methods, is the displacement of the normal shock wave towards the trailing edge and reduction of the intensity of the bow shock wave at the leading edge of the rotor blades and also reduction of the flow separation area in the stator blade, can be pointed out. These changes led to an increase in the isentropic efficiency of the compressor by 3% and in the total pressure ratio by 1%, at the design point. Also, the mass flow rate increased and the choked flow effect was decreased, compared with the initial design. In this research, simultaneous effect of the use of the mentioned geometric parameterization methods on the optimization results is considered, which has not been performed in previous studies.

Keywords: Transonic axial compressor, Optimization, Genetic Algorithm, Sweep, Lean, Dihedral, End Bend

۱- مقدمه

با توجه به کاربرد گسترده کمپرسورهای محوری در صنعت؛ طراحی، تحلیل عملکرد و بهینه‌سازی آن‌ها به منظور افزایش کارایی، از اهمیت بالایی برخوردار است. از جمله حوزه‌های مورد اهمیت در این زمینه می‌توان به حوزه‌هایی مانند هوافضا، دریا و نیروگاه اشاره نمود، که بهینه‌سازی ساختار کمپرسورها، منجر به جلوگیری از اتلاف انرژی می‌گردد. بهینه‌سازی کمپرسورها، نیازمند در نظر گرفتن اهداف و شرایط طراحی اولیه و انتخاب الگوریتمی مناسب با توجه به حجم محاسبات و سرعت حل می‌باشد [۱]. به دلیل وجود اهداف متعدد در بهینه‌سازی کمپرسورها، نیاز به استفاده از توابع و الگوریتم‌های چندهدفه، که چندین متغیر عملکردی در آن‌ها شرکت دارند، وجود دارد. اما به دلیل حجم محاسباتی بالا، استفاده مستقیم از این‌گونه توابع مرسوم نبوده و عموماً روش‌های جایگزینی مانند روش‌های تقریبی و الگوریتم‌های تصادفی مورد استفاده قرار می‌گیرند. الگوریتم‌های تصادفی شامل پارامترسازی (بهینه‌سازی شکل)، طراحی آزمایش و روش‌های جایگزین (استفاده از فرض‌های مختلف به منظور ساده‌سازی) مبتنی بر تقریب هستند. از مدل‌های جایگزین به منظور بهینه‌سازی هندسه‌های پیچیده به کمک توابع حقیقی استفاده می‌شود. در این روش‌ها به دلیل فراخوانی زیاد توابع هدف، دقت بهینه‌سازی افزایش می‌یابد، اما از نظر هزینه‌های محاسباتی مقرون به صرفه نمی‌باشند. با توجه به اهداف متعدد و نیز مدل‌های فشرده محاسباتی در طراحی فرآیند بهینه‌سازی در سیستم‌های پیچیده، روش‌های بهینه‌سازی مبتنی بر تقریب، که با استفاده از مدل‌های تحلیلی ساده، مدلی تقریبی از توابع هدف ارائه می‌کنند، بسیار مورد توجه قرار دارند. از جمله این روش‌ها می‌توان به روش سطح پاسخ و روش شبکه عصبی مصنوعی اشاره نمود. روش پارامترسازی نیز شامل تغییر مشخصات و شکل پره است که به‌طور مستقیم تعداد متغیرهای طراحی در فرآیند بهینه‌سازی را تعیین می‌کند [۲].

بهینه‌سازی آیرودینامیکی را، با توجه به طراحی و بررسی الگوریتم‌های پارامترسازی، به دو طرح معکوس و مستقیم می‌توان تقسیم کرد. در طراحی معکوس، پروفیل پره با استفاده از توزیع فشار مورد نظر مشخص می‌شود، لذا اتکای زیادی بر تجربه طراح دارد. در طراحی مستقیم، بهینه‌سازی بر پایه روش‌های مبتنی بر شیب و الگوریتم‌های تصادفی می‌باشد. از جمله این الگوریتم‌های تصادفی می‌توان به الگوریتم‌های ژنتیک

و تکاملی اشاره نمود [۳]. این الگوریتم‌ها با در نظر گرفتن چندین نقطه، هندسه طراحی را پوشش می‌دهند و با استفاده از عملیات انتخاب، ترکیب و جهش، براساس عملکرد هدف، نقطه بهینه واقعی را جست و جو می‌کنند [۴]. طراحی آزمایش از دیگر روش‌های تصادفی مورد استفاده در فرایند بهینه‌سازی است که به دنبال ارائه حداکثر اطلاعات با کمترین تعداد آزمایش عددی، به منظور کاهش بار محاسباتی می‌باشد [۲]. به طور کلی، از آنجا که در الگوریتم ژنتیک هر عضو از جمعیت در هر نسل نیازمند بررسی کارایی می‌باشد، این ارزیابی با استفاده از نتایج به دست آمده از دینامیک سیالات محاسباتی لازم خواهد بود. همچنین به دلیل تعدد اهداف و حجم محاسباتی بالا، برای بررسی کارایی هر عامل روی هر هدف، از الگوریتم بهینه‌سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک چند هدفه استفاده می‌گردد تا با ایجاد یک توازن میان اهداف و عوامل موثر، فرآیند بهینه‌سازی انجام گیرد.

پس از انتخاب الگوریتم تصادفی، روش‌هایی نظیر پارامترسازی هندسی و طراحی آزمایش مورد توجه قرار می‌گیرد. در روش پارامترسازی، الگوسازی هندسی پره به منظور انجام بهینه‌سازی حائز اهمیت خواهد بود. از جمله این الگوها می‌توان به دو الگوی مهم و کاربردی سویپ^۱ و لین^۲ اشاره نمود. که خود دارای زیر مجموعه‌ها و روش‌های اجرایی متعدد می‌باشند. به عنوان مثال، روش سویپ با جابجایی محوری لبه جلویی پره باعث کاهش انحنا در جلوی پره و کاهش سرعت چرخش سیال می‌شود. همچنین، تغییر شکل لین با جابجایی محیطی پره باعث کاهش اختلاف زاویه ورودی و خروجی پره با زاویه سیال می‌شود و در نهایت کاهش افت فشار را به دنبال دارد. در ادامه، نتایج برخی پژوهش‌های مرتبط با تحقیق حاضر در مورد استفاده از روش‌های پارامترسازی لین و سویپ به اختصار مورد بررسی قرار می‌گیرد.

هوانگ و ژاو، به بررسی اثر سویپ محوری و لین محیطی روی پره روتور یک کمپرسور محوری برای افزایش نسبت فشار و بازده آیزنتروپیک پرداختند. پس از پارامترسازی، از شبکه عصبی مصنوعی به منظور افزایش سرعت همگرایی و بهینه‌سازی استفاده شده است [۵]. لیان و لیو، با استفاده از همین روش و الگوریتم ژنتیک چند هدفه، به بهینه‌سازی یک کمپرسور محوری گذر صوتی، با هدف افزایش نسبت فشار کلی و به حداقل رساندن وزن پره پرداختند، که به افزایش ۱/۸ درصدی نسبت فشار کل و کاهش ۵/۴ درصدی وزن پره انجامید [۶]. جین و همکاران، با ادغام الگوریتم ژنتیکی تطبیقی، طراحی آزمایش، روش سطح

² Lean¹ Sweep

اثر تغییر شکل خم انتهایی^۲ نیز در پژوهش‌های متعددی مورد بررسی قرار گرفته‌است. از این میان می‌توان به پژوهش انجام شده به‌وسیله رابینسون اشاره نمود که خمیدگی لبه انتهایی تیغه را برای کمپرسورهای جریان محوری مورد بررسی قرار داد. با استفاده از این تغییر شکل در انتهای ثابت پره، اصطکاک گوشه سطح مکش کاهش داده شد که منجر به بهبود بازده پلی‌تروپیک یک کمپرسور محوری گردید [۱۶].

پیشینه تحقیقات نشان می‌دهد که ترکیب روش‌های پارامترسازی هندسی با الگوریتم ژنتیک خودکار کم‌تر مورد بررسی قرار گرفته است. در این تحقیق، علاوه بر به‌کارگیری و تغییر در الگوریتم ژنتیک خودکار، ترکیب روش‌های پارامترسازی نیز بر روی نقاط کنترلی بیشتری مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۲- الگوریتم ژنتیک مورد استفاده در بهینه‌سازی

توابع هدف بهینه‌سازی در این تحقیق، افزایش بازده آیزنتروپیک با کاهش منابع افت فشار سکون، افزایش نسبت فشار کل و دبی جرمی در نقطه طرح می‌باشند. ضمناً با افزایش دبی جرمی و کاهش خفگی جریان، حاشیه بهره نیز افزایش خواهد یافت. از جمله منابع افت فشار در کمپرسورهای گذر صوتی، افت ناشی از موج‌های ضربه‌ای، افت ناشی از جریان نشتی از نوک پره و نیز افت پروفیل می‌باشد. در این پژوهش، بعد از مشخص کردن روش‌های پارامترسازی، بستر خودکاری از الگوریتم ژنتیک، با توسعه کد نرم‌افزاری، ایجاد و بهینه‌سازی انجام گردید. مراحل اصلی بهینه‌سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک خودکار به کار رفته در پژوهش حاضر، در شکل ۱ نمایش داده شده است.

در این تحقیق، با تغییراتی در الگوریتم ژنتیک، انتخاب هوشمند جمعیت نسل جدید در تکرارهای بعدی صورت می‌گیرد. بدین ترتیب که اگر همگرایی و شرایط خاتمه میسر نشد، مجموع جمعیت تصادفی، فرزندان و جهش‌یافتگان ابتدا ادغام و سپس طبقه‌بندی می‌شوند. پس از انجام این طبقه‌بندی، جمعیت نسل جدید براساس بهترین نتیجه و شایستگی، مرتب شده و جمعیت نسل جدید واقعی از بهترین اعضا انتخاب شده و بقیه نتایج کنار گذاشته می‌شوند. این فرآیند باعث کاهش هزینه محاسباتی بهینه‌سازی می‌شود. از جمله شرایط خاتمه و همگرایی حل، می‌توان به تعداد فراخوانی تابع هدف اشاره نمود، که توسط کاربر تعیین می‌گردد. در محاسبات الگوریتم ژنتیک، تعداد دفعات فراخوانی تابع هدف، معیار مناسبی به منظور مقایسه بین

پاسخ مبتنی بر شبکه عصبی مصنوعی و یک حل‌گر عددی سه‌بعدی ناویر استوکس، اقدام به بهینه‌سازی کردند. از نتایج این تحقیق کاهش ناحیه جدایش جریان تا ۳۲٪ می‌باشد [۷]. وانگ و همکاران، با ترکیب الگوریتم ژنتیک، شبکه عصبی مصنوعی و روش پارامترسازی، اقدام به بهینه‌سازی کردند، که در نهایت منجر به کاهش ناحیه جدایش جریان، کاهش چشمگیر اثرات موج ضربه‌ای در روتور و بهبود بازده آیزنتروپیک گردید [۸]. آدجی و همکاران، با ترکیب پارامترسازی پره استاتور، الگوریتم ژنتیک چند هدفه و روش سطح پاسخ در فرآیند بهینه‌سازی، موفق به کاهش وزن تیغه تا ۶٪ و کاهش افت فشار کلی تا ۳۶٪ شدند [۹]. چنگ و همکاران، با ترکیب دینامیک سیالات محاسباتی و الگوریتم زنبور عسل، الگوریتم جدیدی برای بهینه‌سازی آیرودینامیکی یک کمپرسور جریان محوری ایجاد کردند [۱۰]. از نتایج آن‌ها می‌توان به افزایش بازده اشاره نمود. کسکین و بسترل، به منظور بهینه‌سازی چند هدفی با توجه به حداکثر کارایی، از ترکیبی از الگوریتم‌های مختلف تصادفی استفاده کردند. از نتایج کار آن‌ها می‌توان به کاهش زمان طراحی، بهبود هندسه و افزایش نسبت فشار اشاره نمود [۱۱]. گواسوامی و گوارهان، با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی و پیاده سازی روش سویپ و لین، به مقدار ۵ تا ۱۵ درصد طول وتر، موفق به بهبود حاشیه بهره، کاهش خفگی جریان و در نهایت افزایش بازدهی کمپرسور ۶۷ ناسا شدند [۱۲]. عبدالحمید و همکاران نشان دادند که سویپ منفی، منجر به افزایش بازدهی و نرخ جریان عبوری می‌شود درحالی که سویپ مثبت، تاثیر معکوسی روی بازدهی و نرخ جریان دارد [۱۳]. اولیور و هال، با استفاده از سویپ مثبت و منفی روی تیغه راهنمای خروجی و نیز تغییر سرعت نوک تیغه، اقدام به بهینه‌سازی پره روتور و استاتور کرده و نشان دادند که سویپ باعث افزایش یا کاهش نويز و همبستگی شعاعی پره می‌شود. از دیگر نتایج این آزمایش می‌توان به کاهش اثر دنباله در خروجی استاتور اشاره نمود که منجر به افزایش بازده می‌گردد. این نتایج، وجود رابطه‌ای قوی بین دنباله و منابع نويز در پره را نشان می‌دهد [۱۴]. عبدالصمد و همکاران به منظور بهینه‌سازی عددی خط انباشت^۱ پره و رسیدن به تابع هدف، از الگوریتم ژنتیک چند هدفه با استفاده از شبیه‌سازی سه بعدی ناویر استوکس بهره بردند. جبهه پارتو در الگوریتم ژنتیک چند هدفه، با استفاده از چند جمله‌ای درجه دو ایجاد گردید. از نتایج این تحقیق می‌توان به افزایش بازدهی و نسبت فشار اشاره نمود [۱۵].

¹ Stack line

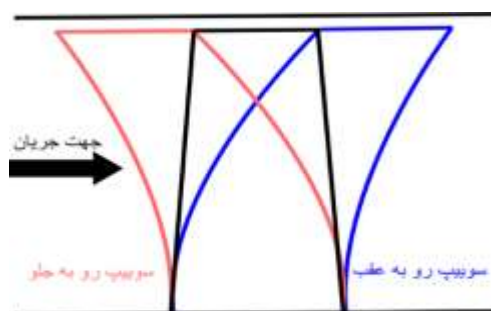
² End bend

این روش‌های پارامترسازی روی آن‌ها اعمال شود، حائز اهمیت بوده و در تعیین آن‌ها ویژگی‌های فیزیکی جریان به منظور کاهش منابع افت در نظر گرفته شده است. در این پژوهش، سعی بر آن است تا با افزایش تعداد نقاط کنترلی، دقت نتیجه‌گیری و تولید هندسه بهبود یابد تا شرایط بررسی جامع‌تری فراهم شود [۱۷]. در ادامه، روش‌های پارامترسازی سویپ، لین، دایهدرال و خم انتهایی، که در این تحقیق مورد استفاده قرار گرفته‌اند، به اختصار معرفی می‌گردند.

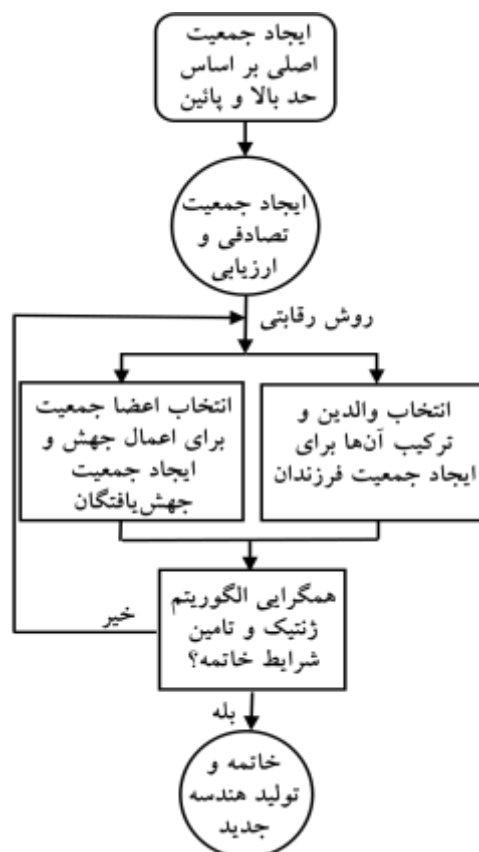
۳-۱- تغییر شکل سویپ

تصویر شماتیکی از سویپ در شکل ۲ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، سویپ با خم شدن پره در جهت جریان (سویپ رو به عقب یا منفی) یا در خلاف جهت آن (سویپ رو به جلو یا مثبت) همراه می‌باشد.

مقدار سویپ برحسب درصدی از طول وتر مشخص شده و عموماً مقدار جابجایی سویپ روی پارامترهای کنترلی به میزان ± 5 درصد تا ± 15 درصد طول وتر انجام می‌شود. لذا مقدار حد پایین و بالای تغییرات در الگوریتم بهینه‌سازی بر این اساس محاسبه می‌گردد [۱۸]. تغییر شکل سویپ در روتور موجب انتقال موج ضربه‌ای به پایین دست جریان شده و باعث کاهش افت فشار ناشی از آن می‌گردد [۱۹]. همچنین کاهش بار در قسمت لقی تیغه و در شعاع‌های بالا باعث کاهش افت ناشی از جریان نشتی از نوک تیغه‌ها و نیز جلوگیری از توسعه لایه مرزی می‌گردد. به همین منظور، غیر از بررسی سویپ در شعاع بالا و در صفحه نصف النهاری^۲، سویپ در شعاع متوسط و پایین و نیز در لبه انتهایی تیغه مورد بررسی قرار می‌گیرد. در این تحقیق بر خلاف سایر پژوهش‌ها، فرآیند سویپ براساس شکل ۳، بر روی چند نقطه کنترلی روی لبه‌های جلویی و انتهایی پره‌ها اعمال می‌شود.



شکل ۲ تصویر شماتیکی از سویپ رو به جلو یا مثبت (قرمز) و رو به عقب یا منفی (آبی) پره در مقایسه با مقطع پره بدون سویپ (سیاه)



شکل ۱ روند بهینه‌سازی صورت گرفته در این تحقیق که در بستر خودکار الگوریتم ژنتیک انجام می‌شود.

فرآیندهای بهینه‌سازی می‌باشد. بدین‌گونه که فرآیندی که بیشترین فراخوانی تابع هدف را داشته باشد، به مقدار اکسترمم کلی نزدیک‌تر است و قابلیت اعتماد بیشتری دارد. لذا در کنار دقت بالا، فرآیند نتیجه‌گیری آن نیز طولانی‌تر خواهد بود. تعداد فراخوانی تابع هدف براساس حاصل ضرب مجموع تعداد فرزندان و جهش‌یافتگان در تعداد تکرار و مجموع آن با تعداد جمعیت اصلی مشخص می‌گردد.

۳-۲ روش‌های پارامترسازی هندسی مورد استفاده

در ابتدا لازم به ذکر است که کمپرسور محوری مورد بهینه‌سازی دارای یک طبقه و در طراحی اولیه فاقد سویپ و لین بوده و خط انباشت پره‌های آن براساس مرکز سطح مقاطع پره‌ها در نظر گرفته شده است.

در این تحقیق از تغییر شکل‌های لین، سویپ و دایهدرال^۱ و همچنین تغییر شکل انتهایی برای پارامترسازی هندسی پره‌ها استفاده می‌شود. این روش‌ها با تغییر در هندسه پره، عوامل افت فشار را کاهش می‌دهند. طبیعتاً شناسایی نقاط کنترلی که باید

² Meridional plane

¹ Dihedral

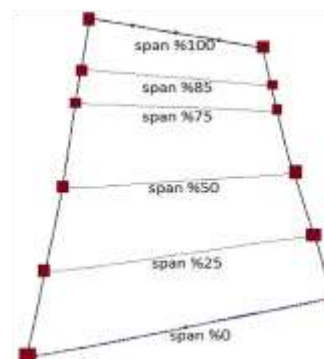
در مقایسه با پره بدون دایهدرال، در شکل ۶ نمایش داده شده است. لازم به ذکر است که تغییر شکل دایهدرال را می‌توان زیر مجموعه‌ای از لین دانست، اما از آنجایی که در این تحقیق برای انجام لین اقدام به جابجایی منفرد پارامترهای کنترلی شده است، از واژه دایهدرال برای جابجایی محیطی کل پره استفاده خواهد شد. تغییر شکل دایهدرال با کاهش اثر متقابل موج ضربه‌ای با لایه مرزی و همچنین کاهش انباشت سیال در لایه مرزی روی سطح مکش به دلیل وجود یک نیروی گریز از مرکز در قسمت انحنا نوک پره می‌تواند تاثیر قابل توجهی در بهبود کارایی و افزایش حاشیه استال داشته باشد [۲۱].

دایهدرال، جریان نصف‌النهاری در گوشه سطح فشاری را از بالادست جریان به خط انباشت اضافه می‌کند. این کار باعث کاهش عدد ماخ در گوشه انتهایی سطح مکش و در نهایت کاهش قدرت موج ضربه‌ای می‌گردد. در همین حال، در فاصله بین خط انباشت و لبه انتهایی تیغه با ایجاد یک گرادیان فشار مطلوب باعث کاهش گرادیان فشار نامطلوب می‌گردد [۲۲]. همچنین تغییر شکل دایهدرال با جابجایی محیطی پره در جهت فشاری، باعث کاهش تلفات ناشی از بارگذاری پره به دلیل تغییر در نیروی گریز از مرکز در نزدیکی پوسته می‌شود. تصویری از نقاط کنترلی مورد استفاده برای دایهدرال در شکل ۵ نشان داده شده است.

۳-۴- تغییر شکل خمیدگی انتهایی

از دیگر عوامل افت فشار سکون در کمپرسورها می‌توان به زاویه برخورد^۱ اشاره نمود. به دلیل اختلاف فشار دو طرف پره، زاویه سرعت نسبی سیال و پره یکسان نخواهد بود که باعث ایجاد زاویه برخورد می‌شود [۲۳]. همچنین توسعه لایه مرزی روی پره، باعث اختلاف زاویه سرعت نسبی سیال در خروجی پره و زاویه پره می‌گردد که زاویه انحراف^۲ نامیده می‌شود [۲۳]. وجود این عوامل منجر به عدم تساوی بین زاویه خروج سیال و زاویه انتهایی پره می‌گردد و از این‌رو در این تحقیق با به‌کارگیری روش خمیدگی انتهایی سعی بر آن است که این زاویه به حالت ایده‌آل خود نزدیک شده و اختلاف زاویه پره و خروج سیال به کمترین مقدار خود برسد. نمونه‌ای از تغییر شکل خمیدگی انتهایی در شکل ۷ نشان داده شده است.

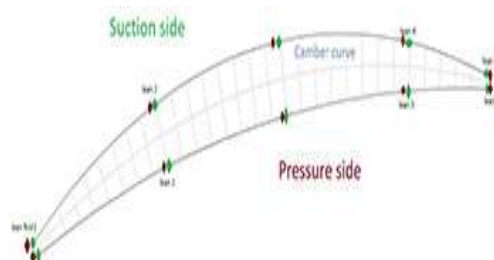
این تغییر شکل، با ایجاد انحنا در انتهای پره باعث خمیدگی بیشتر نسبت به خط کمبر می‌شود. این تغییر شکل به دلیل وجود تلفات زیاد دیواره انتهایی مورد استفاده قرار می‌گیرد.



شکل ۳ نقاط کنترلی (مربع‌های قرمز) مورد استفاده برای سویپ در فواصل مختلف پره روتور

۳-۲- تغییر شکل لین

همانطور که در شکل ۴ نشان داده شده است، تغییر شکل لین، ضمن تغییر انحنای پره به سمت جبهه فشاری یا مکشی، موجب تغییر ضخامت آن نیز می‌شود. انتظار می‌رود تا انجام لین روی پره روتور با تغییر انحنای پره، موجب کاهش اختلاف زاویه ورود سیال و پره و تغییر ساختار موج ضربه‌ای روی جبهه فشاری در نزدیکی لبه جلویی شود. این تغییر موجب افزایش فشار در جبهه فشاری، کاهش سرعت نسبی سیال روی پره، کاهش قدرت موج ضربه‌ای، کنترل ضخامت لایه مرزی و کاهش ناحیه جدایش جریان گردیده و آن را به سمت انتهای پره جابجا کند [۲۰]. در این تحقیق، تغییر شکل لین روی تمام قسمت‌های پره و با استفاده از ۵ نقطه کنترلی در هر یک از جبهه‌های فشاری و مکشی انجام می‌پذیرد. این نقاط کنترلی به عنوان نمونه روی مقطع ریشه پره روتور در شکل ۵ نمایش داده شده‌اند.



شکل ۵ تصویر شماتیکی از نقاط کنترلی روی مقطع ریشه پره روتور برای تغییر شکل‌های لین و دایهدرال

۳-۳- تغییر شکل دایهدرال

این تغییر شکل با حرکت کل پره به سمت جبهه فشاری یا مکشی انجام می‌شود. تصویری از تغییر شکل دایهدرال مثبت و منفی،

² Deflection angle

¹ Incidence angles

گردابه‌ای μ_t ، براساس فرضیه بوسینسک، بوده و S_M نیروی حجمی وارده به سیال می‌باشد. معادله پیوستگی نیز به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0 \quad (2)$$

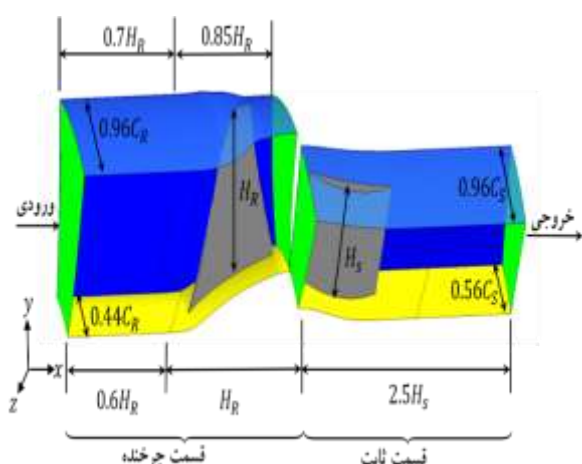
معادله انرژی متوسط‌گیری شده رینولدز نیز با استفاده از فرضیه گردان پخش^۴ برای این جریان به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j h_{tot}) =$$

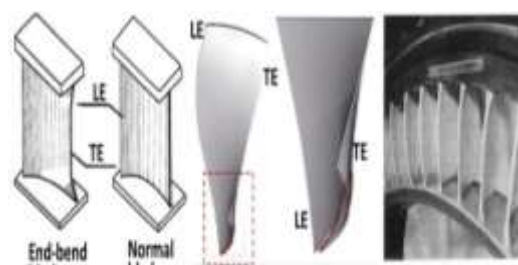
$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial h}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) \right]$$

در این معادله، h انتالپی متوسط، h_{tot} انتالپی کلی متوسط (شامل انرژی جنبشی آشفتگی)، τ_{ij} تنش ویسکوز، $\rho \overline{u_i u_j}$ تنش رینولدز متوسط (U_i مولفه‌های بردار نوسانی سرعت و خط بالای عبارت به معنی مقدار متوسط می‌باشد. از فرضیه بوسینسک برای مدل‌سازی این جمله استفاده می‌شود)، λ ضریب انتقال حرارت هدایت، T دما و Pr_t عدد پرانتل آشفتگی می‌باشد. از رابطه گاز ایده آل بین فشار، دما و چگالی در شبیه‌سازی‌های عددی استفاده شده است و برای محاسبه μ_t ، که در فرضیه بوسینسک استفاده شده، مدل آشفتگی $k - \varepsilon$ به کار گرفته شده است. در این روش μ_t از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4)$$



شکل ۸ دامنه محاسباتی سه‌بعدی مورد استفاده در شبیه‌سازی‌های عددی. H_R و C_R به ترتیب ارتفاع و طول وتر متوسط روتور و H_S و C_S نیز ارتفاع و طول وتر متوسط استاتور می‌باشد.



شکل ۷ تصویری از خمیدگی انتهایی پره در استاتور یک کمپرسور محوری. برگرفته از مرجع [۲۲]

خمیدگی ایجاد شده در این روش تا حدودی موجب کنترل ضخامت لایه مرزی دیواره انتهایی، کاهش جریان‌های ثانویه و گردابه‌های جریان در نزدیکی لبه جلویی در شعاع پایین و نیز رفع انسداد جریان در لبه انتهایی می‌شود [۲۲].

۴- شبیه‌سازی‌های عددی و اعتبارسنجی

شبیه‌سازی‌های عددی در دامنه محاسباتی سه بعدی نشان داده شده در شکل ۸ انجام شده و اندازه‌های دامنه محاسباتی نیز در این شکل برحسب ارتفاع پره‌های روتور و استاتور مشخص شده است. شبیه‌سازی‌های عددی با استفاده از معادلات حاکم بر جریان سیال ویسکوز نیوتنی سه‌بعدی تراکم پذیر و با استفاده از نرم‌افزار حجم محدود سی‌اف‌ایکس^۱ نسخه ۱۸/۲ از مجموعه نرم افزارهای انسیس^۲ انجام شده است. با توجه به آشفتگی بودن جریان در کمپرسور، از معادلات متوسط‌گیری شده رینولدز^۳ استفاده شده است. این معادلات که با متوسط‌گیری از معادلات ناویر استوکس و استفاده از تجزیه رینولدز [۲۴] حاصل می‌شوند با استفاده از قانون جمع اندیسی به صورت زیر نوشته می‌شوند.

(۱)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M, i, j = 1, 2, 3$$

در این رابطه، U_i مولفه‌های بردار سرعت متوسط در راستاهای x ، y و z بوده (جهت محورهای مختصات در شکل ۸ نشان داده شده است)، p فشار متوسط و ρ چگالی متوسط سیال می‌باشد. همچنین μ_{eff} ویسکوزیته موثر می‌باشد که برابر حاصل جمع ویسکوزیته دینامیکی سیال μ و ویسکوزیته

³ Reynolds-averaged Navier-Stokes

⁴ Eddy-diffusivity hypothesis

¹ CFX

² Ansys

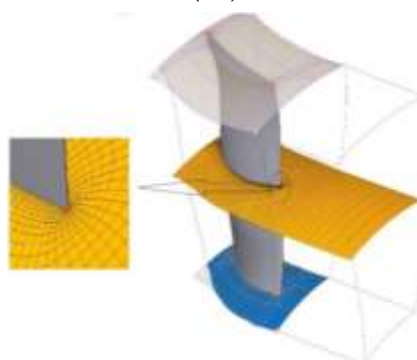
قسمت‌های چرخنده و ثابت دامنه حل نیز در شکل ۸ مشخص شده‌اند. شبکه‌بندی مورد استفاده در این تحقیق، با استفاده از نرم‌افزار تجاری توربو گرید^۳ انجام گرفته است. در شبکه‌بندی، فاصله اولین سلول محاسباتی از دیواره در مقیاس دیواره به صورت زیر می‌باشد.

$$y^+ = \frac{\rho y u_\tau}{\mu} < 1, \quad u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (9)$$

در این رابطه، u_τ سرعت اصطکاکی و τ_w تنش برشی بر روی دیواره می‌باشد. بنابر این تعریف، اولین سلول محاسباتی در زیر لایه ویسکوز واقع شده است [۲۵]. همچنین عدد رینولدز جریان به صورت نسبی با در نظر گرفتن سرعت نسبی جریان ورودی و طول متوسط وتر پره در شعاع متوسط بزرگتر از 1×10^6 می‌باشد. از این رو، با توجه به شرایط جریان، آشفتگی در لایه مرزی و ناحیه دنباله اتفاق خواهد افتاد. نمونه‌ای از شبکه مورد استفاده برای روتور و استاتور در شکل ۹ نشان داده شده است.



(الف)



(ب)

شکل ۹ تصویر یک مقطع دوبعدی از شبکه سه‌بعدی مورد استفاده برای روتور (الف) و استاتور (ب) در شعاع متوسط به همراه بزرگنمایی ناحیه لبه فرار پره‌ها

در این رابطه $C_\mu = 0.09$ و مقادیر انرژی جنبشی آشفتگی، k و نرخ استهلاک آن، ε از معادلات زیر به‌دست می‌آیند.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (6)$$

در این روابط $\sigma_k = 1$ ، $C_{\varepsilon 2} = 1.9$ ، $C_{\varepsilon 1} = 1.44$ و $\sigma_\varepsilon = 1.3$ می‌باشند. جمله P_k نیز که تولید انرژی جنبشی آشفتگی می‌باشد از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left(3 \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (7)$$

گسسته‌سازی جملات انتشار در کلیه معادلات از نوع مرکزی مرتبه ۲ و برای جملات جابجایی، از نوع پادبادسو^۱ مرتبه ۱ می‌باشد تا ناپایداری در حل عددی به‌وجود نیاید [۲۴]. تمامی مانده‌ها^۲ در کلیه معادلات در شبیه‌سازی‌های عددی حداقل تا 10^{-5} همگرا شده‌اند.

در ورودی جریان از شرط مرزی دیریکله برای فشار و دمای کلی استفاده شده است که به صورت زیر می‌باشد.

$$\begin{aligned} T_{tot} &= 288.15k \\ P_{tot} &= 1atm \end{aligned} \quad (8)$$

از شرط مرزی عدم لغزش و آدیاباتیک برای سطوح جامد شامل پره‌های روتور و استاتور، توپی و پوسته استفاده شده است. در خروجی جریان، فشار متوسط استاتیک ثابت اعمال شده که مقدار آن متناسب با شرایط مساله می‌باشد و سطوح جانبی نیز دارای شرط مرزی تناوبی می‌باشند. بنابراین اندازه دامنه خل

³ Turbogrid¹ Upwind² Residuals

شبیه سازی‌های عددی برای بازده پلی‌تروپیک، نسبت فشار و سایر پارامترهای کلیدی مساله تطابق خوبی با داده‌های آزمایشگاهی مربوط به این کمپرسور نشان داده (جدول ۲ را ببینید) و با سایر شبیه‌سازی‌های عددی انجام شده در تحقیقات مشابه مطابقت خوبی دارد [۲۷]. نتایج به دست آمده برای کمپرسور روتور ۳۷ و تشابه آن به کمپرسور مورد نظر در پژوهش حاضر، از لحاظ گذر صوتی بودن و نوع پره های به کار رفته و بازه اعداد ماخ، صحت روش شبیه‌سازی عددی به کار گرفته شده در این پژوهش را تایید می‌کند. این در حالی است که نسبت فشار کمپرسور در تحقیق حاضر کمتر از کمپرسور روتور ۳۷ و اندازه پره‌ها نیز متفاوت می‌باشد.

جدول ۲ مقایسه پارامترهای مهم حاصل از شبیه سازی عددی حاضر با داده های آزمایشگاهی روتور ۳۷

کمیت	داده‌های آزمایشگاهی [۲۴]	نتایج شبیه‌سازی عددی حاضر	خطای نسبی (%)
دبی جرمی در نقطه خفگی (kg/s)	۲۰/۹۳	۲۰/۶۲	۱/۵
دبی جرمی در نقطه طرح (kg/s)	۲۰/۱۹	۲۰/۱۹	-
نسبت فشار کل	۲/۱	۲/۰۷	۱/۴۳
عدد ماخ نسبی نوک پره روتور در ورودی	۱/۴۸	۱/۵۲۶	۳/۱
عدد ماخ نسبی در ریشه پره روتور در ورودی	۱/۱۳	۱/۱۵۹	۲/۵۷

شکل ۱۰ تغییرات بازده روتور ناسا ۳۷ نسبت به دبی بی بعد شده (نسبت به دبی خفگی) را برای نتایج به دست آمده از شبیه سازی های عددی حاضر و نتایج تجربی نشان می‌دهد. این تصویر نحوه تعیین خطای نتایج و مقایسه آن ها با نتایج تحقیقات گذشته را به خوبی نمایش می‌دهد. بر این اساس، با کاهش دبی جرمی اختلاف نتایج آزمایشگاهی و عددی افزایش می‌یابد. این اختلاف در جایی که دبی جرمی کاهش می‌یابد به دلیل نزدیکی به نقطه واماندگی می‌باشد که به ناپایداری عددی نزدیک بوده و اجتناب ناپذیر است.

بررسی استقلال نتایج شبیه سازی‌های عددی از شبکه مورد استفاده با استفاده از سه شبکه در نقطه طرح انجام شده و نتایج حاصل از آن در جدول ۱ آورده شده است. با توجه به اهمیت بازده آیزنتروپیک، این پارامتر برای بررسی استقلال از شبکه مورد استفاده قرار گرفته است. از آنجایی که تغییرات بازده آیزنتروپیک بین شبکه‌های ۲ و ۳ تنها ۰/۲ درصد می‌باشد، تصمیم گرفته شد تا در شبیه‌سازی‌های عددی مورد استفاده در فرآیند بهینه سازی از شبکه ۲ و در محاسبات نهایی برای نتایج ارائه شده در بخش نتایج بهینه‌سازی از شبکه ۳ استفاده شود.

جدول ۱ نتایج حاصل از بررسی استقلال از شبکه در نقطه طرح

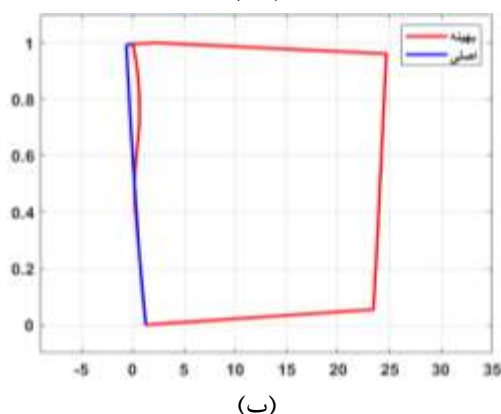
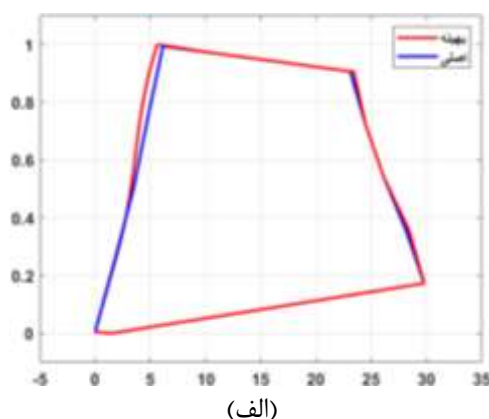
شبکه	تعداد نقاط شبکه	بازده آیزنتروپیک %
۱	۶۵۴ هزار	۷۹/۰۱
۲	۱ میلیون	۷۹/۴۱
۳	۱ میلیون و ۵۰۰ هزار	۷۹/۵۷

با استفاده از روش‌های پارامترسازی که در بخش ۳ مطرح شد، در مرحله اول، تولید خودکار هندسه، شبکه‌بندی و حل جریان انجام می‌گردد. در مرحله بعد، بهینه‌سازی با استفاده از یک فضای طراحی با ۱۳۶ نقطه کنترلی شامل زوایای ورود و خروج پره، خط انباشت، تغییرات محیطی خط کمبر و تغییر در ضخامت پره‌ها، انجام می‌گیرد. نقاط کنترلی روی صفحه نصف‌النهاری در شعاع‌های مختلف روی لبه‌های جلویی و انتهایی پره برای تغییر شکل سوپریپ و نیز روی تصویر زاویه‌ای پره در ورود و خروج در شعاع‌های مختلف انتخاب می‌گردد (همانطور که در شکل‌های ۳ و ۵ نشان داده شده است).

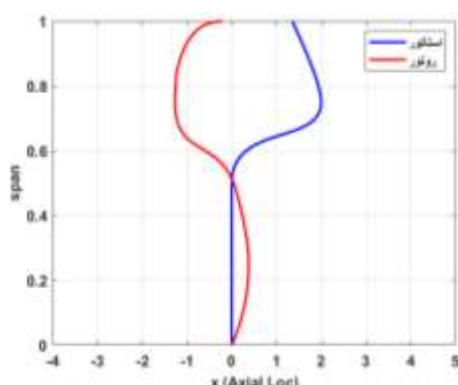
برای اعتبار سنجی روش شبیه‌سازی عددی و مدل آشفستگی به‌کار رفته در این پژوهش، روتور یک کمپرسور محوری گذر صوتی به نام روتور ۳۷ ناسا [۲۶] که داده های تجربی آن در منابع موجود می باشد، با استفاده از روش عددی به کار رفته در این پژوهش، مورد شبیه‌سازی عددی قرار گرفت. روتور این کمپرسور دارای ۳۶ پره و سرعت دورانی ۱۷۱۸۸/۷ دور در دقیقه می‌باشد و نسبت فشار ۲/۰۷ را در نقطه طرح تامین می‌کند. دبی گذرنده در نقطه طرح و در ناحیه خفگی به ترتیب ۲۰/۶۵ و ۲۰/۱۹ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد. نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی‌های عددی حاضر، داده های آزمایشگاهی و میزان خطای شبیه سازی عددی در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی در جدول ۲ نشان داده شده است. تعداد نقاط شبکه مورد استفاده در این شبیه سازی ۲/۳ میلیون نقطه شبکه بوده و شبکه مورد استفاده نیز به طریق مشابهی مانند آنچه در مورد کمپرسور مورد بهینه‌سازی گفته شد انجام شده است. نتایج به دست آمده از

شده روتور موجب کاهش افت ناشی از جدایش جریان و کاهش بار در نزدیکی نوک پره نیز گردد.

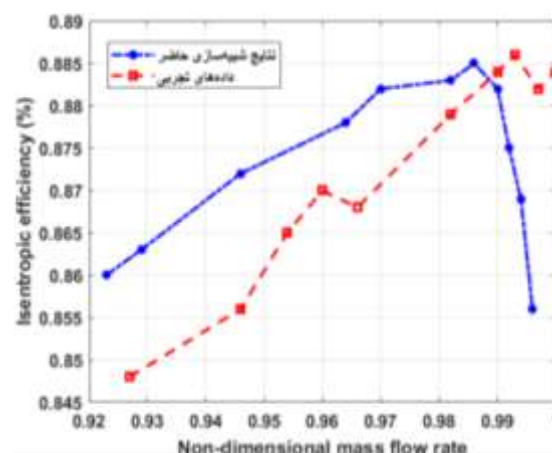
همچنین، سویپ مثبت پره روتور بهینه‌سازی شده در ۲۵ درصد ارتفاع آن، که در شکل ۱۱ (الف) مشاهده می‌شود، موجب کاهش جریان ثانویه در نزدیکی هاب می‌گردد.



شکل ۱۱ مقایسه نمای جانبی هندسه پره روتور (الف) و استاتور (ب) در حالت اصلی و بهینه‌سازی شده. محور افقی فاصله محوری بر حسب میلی‌متر و محور عمودی ارتفاع نسبت به ارتفاع پره را نشان می‌دهد.



شکل ۱۲ تغییرات محوری (در جهت x) پره‌های روتور و استاتور بر حسب میلی‌متر



شکل ۱۰ تغییرات بازده با نرخ جریان جرمی بی بعد برای روتور ناسا ۳۷

۵- بررسی تغییر شکل پره‌های روتور و استاتور پس از انجام بهینه‌سازی

در این قسمت، نتایج حاصل از بهینه‌سازی هندسه پره‌ها، با توجه به تاثیر روش‌های پارامترسازی ارائه شده، مورد بررسی قرار می‌گیرد. لازم به ذکر است که با توجه به گذر صوتی بودن کمپرسور، از پروفیل‌های چند کمان دایره‌ای^۱ و دو کمان دایره‌ای^۲ به ترتیب در طراحی اولیه روتور و استاتور استفاده شده است. لازم به ذکر است که x، y و z در شکل‌های ۱۱ تا ۱۴ مولفه‌های مختصات می‌باشد که در شکل ۸ نیز مشخص شده‌اند.

۵-۱- نتیجه بهینه‌سازی با تغییر شکل سویپ

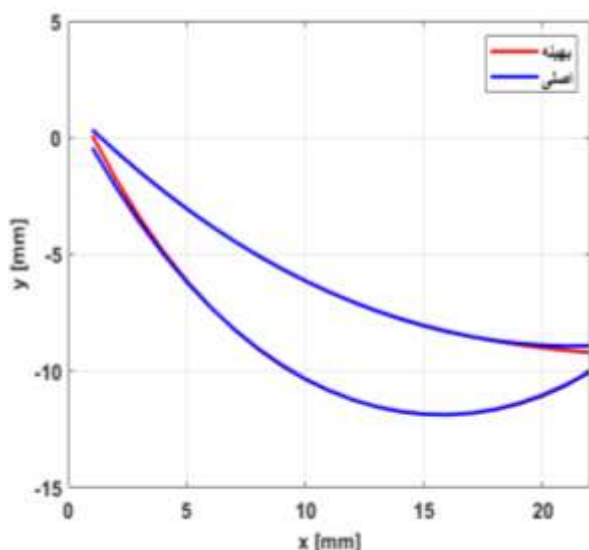
شکل ۱۱، نمای نصف‌النهاری از پره‌های بهینه‌سازی شده روتور و استاتور با استفاده از تغییر شکل سویپ را در مقایسه با طراحی اولیه نمایش می‌دهد. انتظار می‌رود که قدرت موج ضربه‌ای تشکیل شده در جریان گذر صوتی بر روی پره‌های روتور با افزایش شعاع و ازدیاد عدد ماخ نسبی، افزایش یابد.

در این شرایط، سویپ پره باعث نزدیک‌تر شدن موج ضربه‌ای به لبه‌ی فرار و در نتیجه کاهش تاثیر آن بر لایه مرزی و جدایش جریان خواهد شد. بنابراین، انتظار می‌رود تا در نتایج بهینه‌سازی، مقدار سویپ بیشتری در شعاع‌های بالاتر صورت گیرد. شکل ۱۱ نیز بیشترین مقدار سویپ مثبت را در ۷۵ تا ۱۰۰ درصد ارتفاع پره‌های روتور و استاتور در پره‌های بهینه‌سازی شده نشان می‌دهد. انتظار می‌رود تا تغییر شکل سویپ در پره بهینه‌سازی

³ Span

¹ Multiple circular arc

² Double circular arc

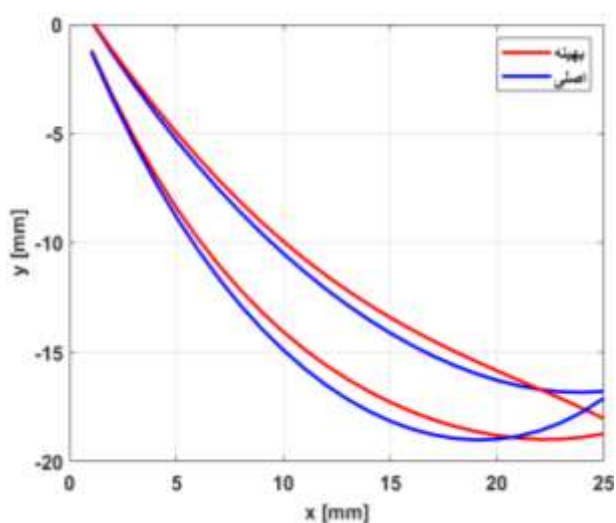


(ج)

شکل ۱۳ مقایسه مقاطع پره روتور بهینه‌سازی شده با تغییر شکل لین با طراحی اولیه در نوک (الف) و هاب (ب) و مقایسه مقاطع پره استاتور در شعاع متوسط برای پره استاتور (ج).

۵-۳- نتیجه بهینه‌سازی با تغییر شکل خمیدگی انتهایی

شکل ۱۴ (الف)، هندسه نهایی پره استاتور را بعد از تغییر شکل خمیدگی انتهایی و دایه‌درال در ریشه پره استاتور نشان می‌دهد. ناحیه موثر در این تغییر شکل نیز در شکل ۱۴ (ب) مشخص شده است. این تغییر شکل با نزدیک کردن زاویه لبه فرار پره به زاویه خروج سیال در لبه انتهایی، منجر به کنترل ضخامت لایه مرزی شده و با تعویق جدایش جریان منجر به بهبود بازدهی کمپرسور می‌گردد.

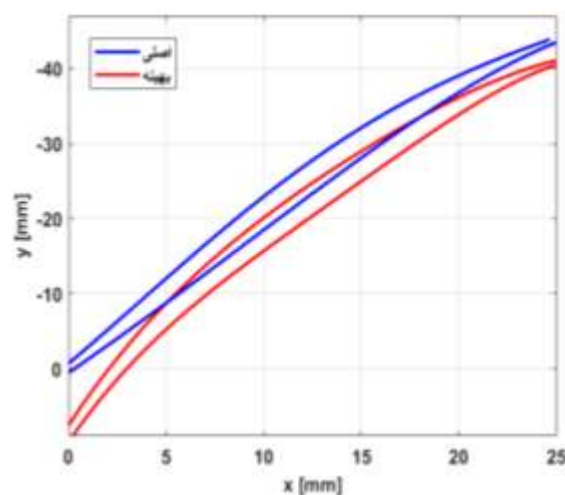


(الف)

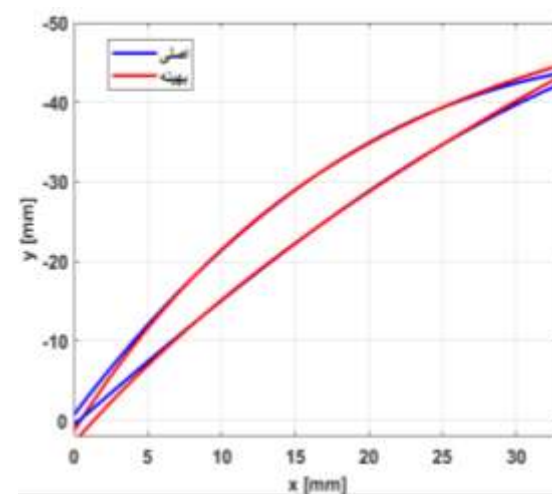
تغییرات هندسی ناشی از سویپ، موجب تغییر در خط انباشت پره‌ها، در مقایسه با پره‌های اصلی که خط انباشت آن‌ها در مرکز هندسی پره‌ها می‌باشد، خواهد شد. این تغییرات در خط انباشت پره‌های روتور و استاتور در شکل ۱۲ نمایش داده شده و نشان دهنده سویپ مثبت در شعاع‌های بالا می‌باشد. در حالی که سویپ منفی در ارتفاع‌های بالاتر از ۶۰ درصد ارتفاع پره در استاتور مشاهده می‌شود.

۵-۲- نتیجه بهینه‌سازی با تغییر شکل لین

تغییر شکل لین در پره‌های بهینه‌سازی شده روتور و استاتور در شکل ۱۳ نمایش داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، مقاطع پره روتور در نزدیکی نوک پره و هاب^۱، به ترتیب دارای بیشترین و کمترین تاثیر لین در مقایسه با طراحی اولیه می‌باشند.



(ب)

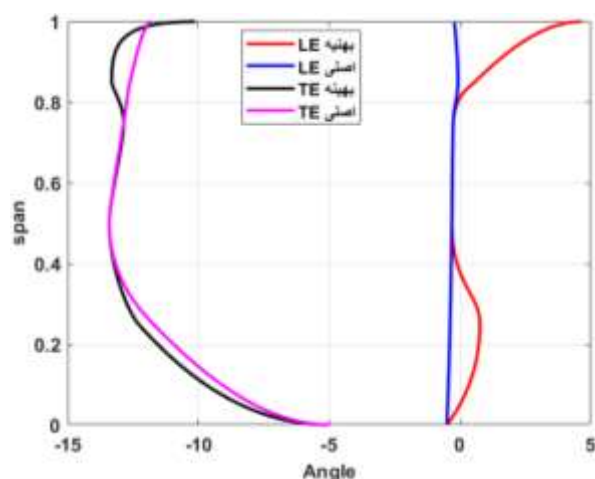


(ب)

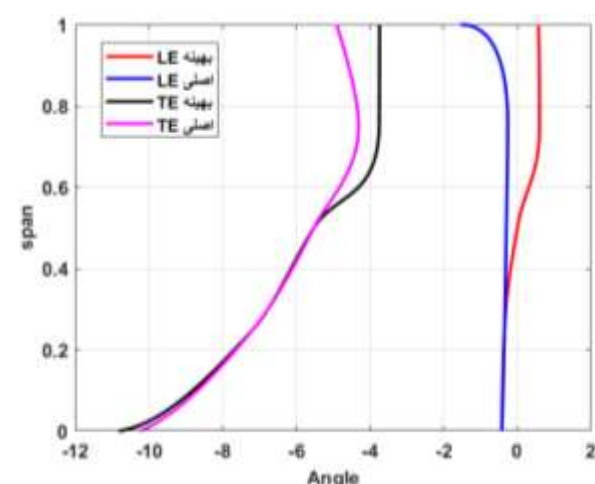
^۱ Hub

زوایایی که در این شکل‌ها مشاهده می‌شود ناشی از ترکیب روش‌های پارامترسازی لین، دایهدرال و خمیدگی انتهایی می‌باشد.

تغییرات زوایای ورودی و خروجی در پره روتور در شکل ۱۶ (الف) در بازه‌های کمتر از 0.4° و بیشتر از 0.8° ارتفاع پره مشاهده می‌شود. در حالی که در پره استاتور، در شکل (ب)، بیشتر تغییر زوایا در فاصله بیش از 0.4° از ارتفاع پره نسبت به ریشه آن مشاهده می‌شود. البته، همانطور که انتظار می‌رود تغییر زاویه خروجی به دلیل تغییر شکل خم انتهایی نیز در ارتفاع صفر در پره استاتور دیده می‌شود. انتظار می‌رود که این تغییر زوایای ورود و خروج پره‌ها با نزدیک شدن به حالت بهینه، منجر به کاهش منابع افت فشار سکون ناشی از موج‌های ضربه‌ای و اختلاف زاویه برخورد و انحراف و جدایش جریان گردد.

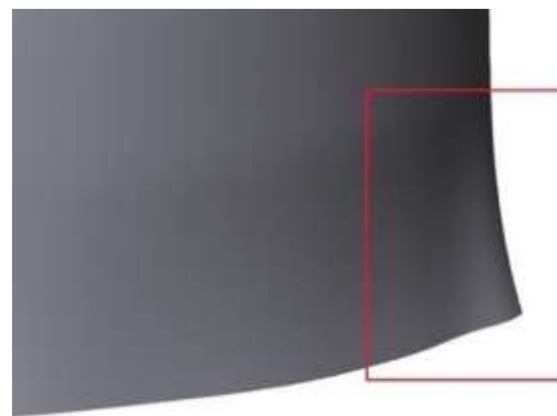


(الف)



(ب)

شکل ۱۶ تغییرات محیطی زوایای ورود LE و خروج TE برحسب ارتفاع پره‌ها در حالت طراحی اولیه و بهینه‌سازی شده برای پره‌های روتور (الف) و استاتور (ب)

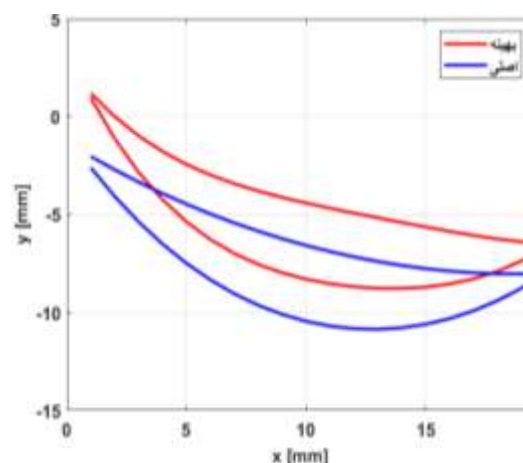


(ب)

شکل ۱۴ مقطع ریشه (الف) و نمای جانبی (ب) پره بهینه‌سازی شده استاتور بعد از انجام تغییر شکل خمیدگی انتهایی. مستطیل قرمز ناحیه مربوط به خمیدگی انتهایی را مشخص می‌کند.

۴-۵- نتیجه بهینه‌سازی با تغییر شکل دایهدرال

شکل ۱۵ تصویری از تغییر شکل دایهدرال در مقطع پوسته را برای پره استاتور بهینه‌سازی شده، در مقایسه با پره اصلی، نمایش می‌دهد. می‌توان دید که مقطع پره بهینه‌سازی شده نسبت به پره اصلی دارای دایهدرال منفی می‌باشد.



شکل ۱۵ مقایسه مقطع پره استاتور بهینه‌سازی شده در مقطع پوسته بعد از انجام تغییر شکل دایهدرال

۵-۵- تاثیر بهینه‌سازی بر روی زوایای ورود و خروج پره‌های روتور و استاتور

تغییرات زاویه‌های ورود و خروج پره‌های روتور و استاتور برحسب نسبت ارتفاع به ارتفاع پره‌ها در حالت طراحی اولیه و بهینه‌سازی شده در شکل‌های ۱۶ (الف) و (ب) نمایش داده شده است.

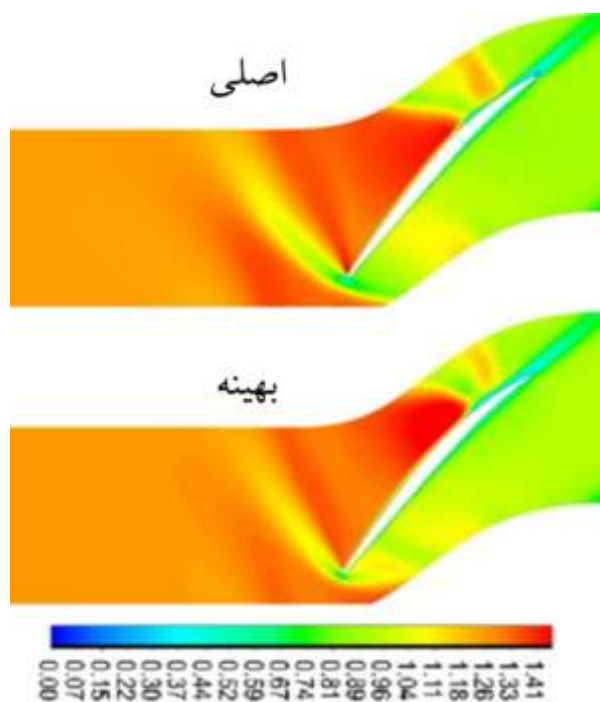
۶- بررسی عملکرد کمپرسور بهینه‌سازی شده در نقطه طرح

در این قسمت به بررسی عملکرد کمپرسور بهینه‌سازی شده، در مقایسه با کمپرسور اصلی، با استفاده از شبیه‌سازی‌های عددی در نقطه طرح پرداخته می‌شود. لازم به ذکر است که نتایج این تحقیق تحت تاثیر ترکیب تمام روش‌های پارامترسازی مورد بحث به‌دست آمده، لذا بهبود توابع هدف، ناشی از تاثیر ترکیب این روش‌ها می‌باشد. نقطه طرح کمپرسور مورد تحقیق در فشار خروجی استاتیک ۳۳ kPa و دبی جرمی $2/33 \text{ kg/s}$ بوده و در این نقطه دارای بازدهی آیزنتروپیک $78/2$ درصد می‌باشد.

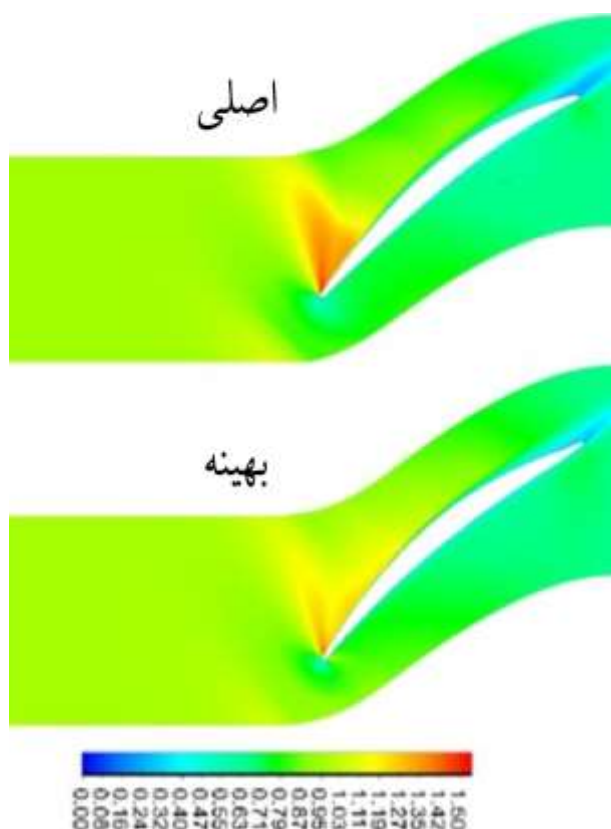
۶-۱- تاثیر بهینه‌سازی بر عملکرد پره روتور

برای بررسی اثر بهینه‌سازی بر روی کاهش اثرات امواج ضربه‌ای ناشی از گذر صوتی بودن جریان، که منجر به کاهش عملکرد کمپرسور می‌گردد، توزیع عدد ماخ نسبی در شکل‌های ۱۷ و ۱۸ در دو مقطع از پره روتور نمایش داده شده است. یکی از این مقاطع بالاتر از شعاع متوسط و در $0/75$ از ارتفاع پره (شکل ۱۷) و دیگری پایین‌تر از شعاع متوسط و در $0/25$ ارتفاع پره (شکل ۱۸) در نظر گرفته شده است. در این شکل‌ها نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های عددی برای هر دو پره اصلی و بهینه‌سازی شده جهت مقایسه آورده شده است.

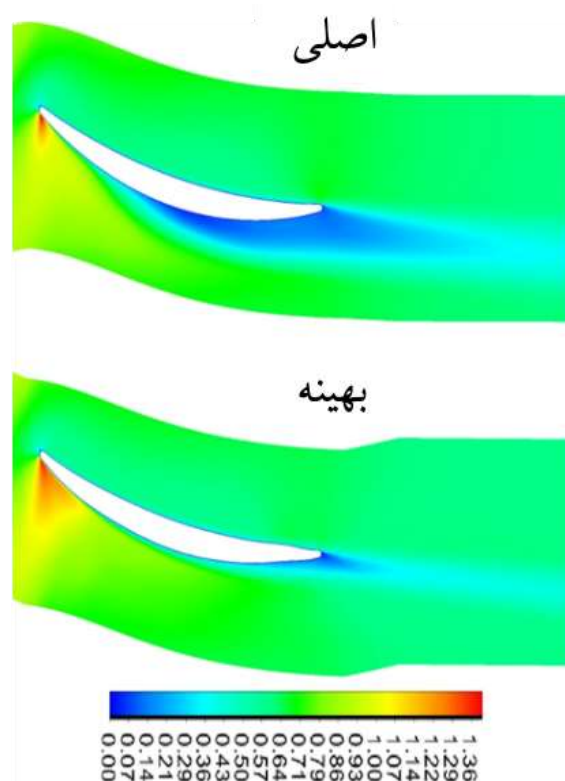
همانطور که در شکل ۱۷ مشاهده می‌شود (در $0/75$ از ارتفاع پره) برخورد موج ضربه‌ای با لایه مرزی در نزدیکی لبه انتهایی پره باعث جدایش لایه مرزی در هر دو پره اصلی و بهینه‌سازی شده گردیده است. در پره بهینه‌سازی شده، موج ضربه‌ای کمی نسبت به پره اصلی به سمت لبه انتهایی پره نزدیک‌تر شده که باعث کاهش اندازه ناحیه جدایش جریان در شکل ۱۷ گردیده است. اگرچه این تغییر در عملکرد، حاصل ترکیب روش‌های پارامترسازی اعمال شده می‌باشد، اما شاید بتوان گفت که تغییر انحنای پره در اثر تغییر شکل سوییپ، سهم بیشتری در این تغییر عملکرد پره روتور در این مقطع، نسبت به سایر روش‌های پارامترسازی مورد استفاده داشته باشد.



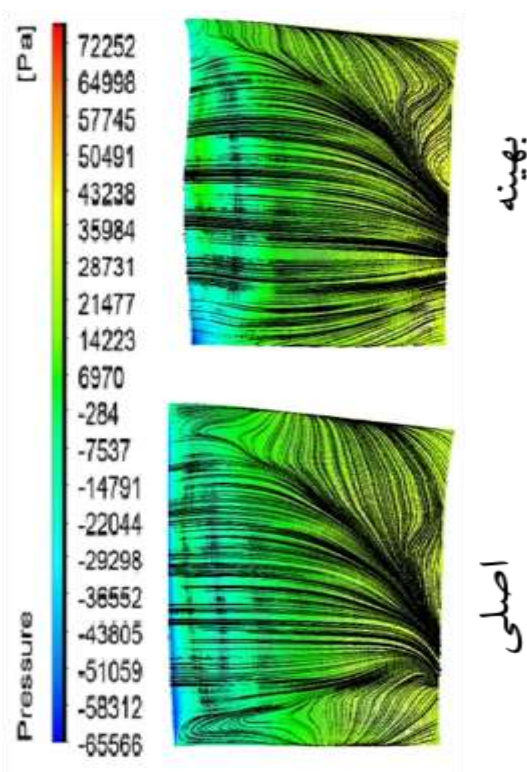
شکل ۱۷ مقایسه توزیع عدد ماخ نسبی در مقطع پره روتور در $0/75$ ارتفاع آن بین حالت اصلی و بهینه‌سازی شده



شکل ۱۸ مقایسه توزیع عدد ماخ نسبی در مقطع پره روتور در $0/25$ ارتفاع آن بین حالت اصلی و بهینه‌سازی شده



شکل ۱۹ مقایسه توزیع عدد ماخ نسبی در مقطع پره استاتور در نزدیکی ریشه بین حالت اصلی و بهینه‌سازی شده



شکل ۲۰ مقایسه خطوط جریان و توزیع فشار استاتیک بر روی سطح پره استاتور بین دو حالت اصلی و بهینه‌سازی شده

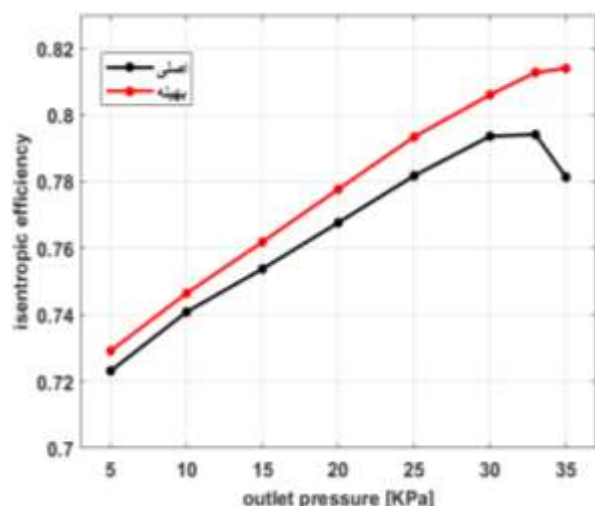
همانطور که در هر دو شکل ۱۷ و ۱۸ مشاهده می‌شود، تغییر انحنای لبه جلویی پره در اثر تغییر شکل لین، شدت موج ضربه‌ای قوسی^۱ در لبه حمله پره بهینه‌سازی شده را تا حدودی کاهش داده است. کانتورهای عدد ماخ در ارتفاع ۰/۲۵ پره روتور بهینه‌سازی شده در شکل ۱۸ نیز کاهش اثرات موج ضربه‌ای در نزدیکی لبه جلویی پره روتور را نشان می‌دهد. همچنین، تغییر شکل لبه انتهایی پره منجر به کاهش ناحیه جدایش جریان در قسمت انتهایی پره شده است. در مجموع، می‌توان گفت که ترکیب روش‌های پارامترسازی مورد استفاده منجر به بهبود قابل ملاحظه‌ای در عملکرد پره روتور و کاهش اثرات موج‌های ضربه‌ای و جدایش جریان شده است.

۶-۲- تأثیر بهینه‌سازی بر عملکرد پره استاتور

برای بررسی اثر بهینه‌سازی بر عملکرد پره استاتور، توزیع عدد ماخ نسبی در نزدیکی هاب در شکل ۱۹، نشان داده شده است. این شکل، جدایش جریان را در ناحیه بزرگی از قسمت انتهایی پره اصلی نشان می‌دهد، که طبیعتاً منجر به افت فشار سکون و کاهش عملکرد استاتور می‌گردد. در حالت بهینه‌سازی شده، ناحیه جدایش جریان در قسمت انتهایی پره به میزان زیادی کاهش یافته است. این تغییر رفتار جریان را می‌توان به دلیل تغییر انحنای لبه جلویی پره و همچنین لبه انتهایی آن در اثر بهینه‌سازی نسبت داد. این تغییرات در نواحی بالایی پره روتور نیز قابل مشاهده است که با کاهش موج ضربه‌ای ابتدایی پره، اثر موج ضربه‌ای در ناحیه بین دو پره مجاور نیز کاهش یافته و به سمت ناحیه انتهایی پره‌ها منتقل شده است. ناحیه جدایش نیز به تعویق افتاده و به سمت انتهای پره منتقل شده است.

خطوط جریان در نزدیکی پره استاتور به همراه توزیع فشار استاتیک سطحی در شکل ۲۰ برای دو حالت اصلی و بهینه‌سازی شده نشان داده شده است. تغییرات خطوط جریان در پره استاتور بهینه‌سازی شده نسبت به حالت اصلی، نشان‌دهنده کاهش ناحیه جدایش جریان در اثر بهینه‌سازی می‌باشد، که با بهبود عملکرد کمپرسور همراه خواهد بود. همانطور که در شکل ۲۰ مشاهده می‌شود، تغییرات در خطوط جریان با تغییر در توزیع فشار بر روی سطح استاتور به خصوص در لبه جلویی آن همراه است.

¹ Bow shock



شکل ۲۲ مقایسه رفتار توابع هدف در دو کمپرسور اصلی و بهینه سازی شده

۸- نتیجه گیری

در این پژوهش، ترکیب روش‌های هندسی سوییپ، لین، دایهدرال و خم انتهایی برای پارامترسازی هندسی پره‌های روتور و استاتور یک کمپرسور محوری گذر صوتی یک طبقه مورد استفاده قرار گرفت. یک بستر بهینه‌سازی خودکار با استفاده از الگوریتم ژنتیک چندهدفه با تغییراتی جهت کاهش بار محاسباتی بهینه‌سازی، انجام و نتایج مورد بررسی قرار گرفت. در این بررسی‌ها، بهینه‌سازی با استفاده از پارامترسازی‌های هندسی به صورت مجزا و با استفاده از الگوریتم ژنتیک چند هدفه و به صورت موازی انجام گرفت. نتایج حاصل از ترکیب پارامترسازی‌های هندسی مورد استفاده در بهینه‌سازی در مجموع منجر به افزایش بازده آیزنتروپیک به میزان ۳٪ و نسبت فشار کلی به میزان ۱٪ و همچنین افزایش دبی جرمی به میزان ۳٪ و بهبود حاشیه بهره در نقطه طرح گردید. با استفاده از نتایج شبیه‌سازی‌های عددی می‌توان گفت که بهینه‌سازی با استفاده از تغییر هندسی سوییپ باعث جابجایی محوری موج ضربه‌ای بین پره‌های روتور به سمت انتهای پره و کاهش ناحیه جدایش و ضخامت لایه مرزی و در نتیجه کاهش منابع افت فشار سکون ناشی از آن گردید. همچنین بهبود ناشی از تغییر انحنای پره‌های روتور و استاتور در لبه جلویی آن‌ها در اثر تغییر شکل لین، موجب کاهش عدد ماخ نسبی جریان در لبه جلویی و افت‌های ناشی از آن گردید. خمیدگی انتهایی نیز با تغییر زاویه خروجی در شعاع پایین پره به جلوگیری از برگشت جریان و ایجاد گردابه کمک کرده و باعث کاهش ناحیه جدایش جریان در استاتور گردید.

۷- تاثیر بهینه‌سازی بر منحنی‌های عملکردی

برای مقایسه عملکرد کمپرسور بهینه‌سازی شده با طراحی اولیه، منحنی‌های عملکردی کمپرسور با استفاده از شبیه‌سازی‌های عددی در شکل ۲۱ آورده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، کمپرسور بهینه‌سازی شده در نقطه طرح با افزایش دبی جرمی، نسبت فشار کل و بازده آیزنتروپیک همراه است. مطابق شکل ۲۱ (الف)، با افزایش فشار استاتیک خروجی استاتور، کمپرسور به سمت سرچ و انسداد (کاهش دبی جرمی) حرکت می‌کند. همچنین، کمپرسور بهینه‌سازی شده در نقطه طرح، در مقایسه با کمپرسور اصلی، دبی جرمی و نسبت فشار بالاتری دارد. این روند در شکل ۲۱ (ب) نیز مشاهده می‌گردد. در این شکل، هرچه نمودار به نقطه طرح کمپرسور نزدیک می‌شود، دبی جرمی در کمپرسور بهینه‌سازی شده افزایش می‌یابد که با افزایش بازده آیزنتروپیک نیز همراه است. این افزایش دبی جرمی به علت تاثیر روش‌های پارامترسازی هندسی بر روی منابع انسداد جریان می‌باشد. به طور مثال، ایجاد خمیدگی انتهایی بر روی پره در نزدیکی ریشه، از برگشت جریان و خفگی جلوگیری می‌کند. از همین‌رو، رفتار منحنی‌های عملکردی کمپرسور بهینه‌سازی شده نسبت به کمپرسور اصلی بهبود یافته است.

۷-۱- مقایسه رفتار توابع هدف

رفتار توابع هدف در دو کمپرسور بهینه‌سازی شده و اصلی در شکل ۲۲ نمایش داده شده است. تغییرات اعمالی در کمپرسور بهینه‌سازی شده منجر به تفاوت رفتار توابع هدف نسبت به کمپرسور اصلی شده است. این تفاوت به علت کاهش منابع افت فشار سکون و منابع خفگی جریان در کمپرسور ظاهر می‌شود. کاهش افت‌های ناشی از موج ضربه‌ای قوسی در لبه جلویی و نزدیک‌تر شدن موج ضربه‌ای عمودی بین پره‌ها به لبه انتهایی پره روتور، کاهش نشتی جریان در نوک پره که با کاهش افت ناشی از جدایش جریان همراه است و نیز عوامل خفگی جریان به طور ویژه در شعاع‌های پایین پره استاتور، موجب افزایش توابع هدف مانند دبی جرمی، بازده آیزنتروپیک و نسبت فشار کل می‌گردد.

علائم انگلیسی

لبه حمله	LE
لبه فرار (انتهایی)	TE
منبع	S
تانسور تنش ویسکوز	τ_{ij}
تنش برشی دیواره	τ_w
مولفه های بردار سرعت متوسط	U_i
مولفه های نوسانی بردار سرعت	u_i
سرعت اصطکاکی	u_τ
فشار	p
چگالی	ρ
دما	T
آنتالپی کلی	h_{tot}
ضریب انتقال حرارت هدایت	λ
نیروهای حجمی در معادلات متوسط گیری شده	S_M
عدد پرناتل آشفته گی	pr_t
ویسکوزیته موثر	μ_{eff}
ویسکوزیته دینامیکی	μ
ویسکوزیته گردابه ای	μ_t
جمله تولید انرژی آشفته گی	p_k
نرخ استهلاک انرژی جنبشی آشفته گی	ε
انرژی جنبشی آشفته گی	k
تولید انرژی جنبشی آشفته گی	p_k
ضریب مدل ویسکوزیته گردابه ای	C_μ
ضریب مدل در معادله انرژی جنبشی آشفته گی	σ_k
ضرایب مدل در معادله نرخ استهلاک انرژی جنبشی آشفته گی	$C_{\varepsilon_1}, C_{\varepsilon_2}, \sigma_\varepsilon$
مولفه های مختصات	x, y, z
فاصله از دیوار در مختصات دیواره	y^+
ارتفاع روتور	H_r
ارتفاع استاتور	H_s

۹- مراجع

- [4] Ghalandari, M., Ziamolki, A., Mosavi, A., Shamshirband, S., Chau, K.-W., and Bornassi, K.-W., "Aeromechanical optimization of first row compressor test stand blades using a hybrid machine learning model of genetic algorithm, artificial neural networks and design of experiments", *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, Vol. 13, No. 1, pp. 892-904, (2019).
- [5] Huang, N. Z., Zhao, X., and Zhang, Y.-H. "The Swept and Leaned Blade Influence on the Aerodynamic Performance of a Transonic Axial Compressor Rotor", In *Asia-Pacific International Symposium on Aerospace Technology*, pp. 227-235, (2018).
- [6] Lian, Y., Liou, M. S., and Oyama, A., "An enhanced evolutionary algorithm with a surrogate model", In *Proceedings of Genetic and Evolutionary Computation Conference*, Seattle, WA, (2004).
- [7] Jin, D., Liu, X., Zhao, W., and Gui, X., "Optimization of endwall contouring in axial compressor S-shaped ducts", *Chinese Journal of Aeronautics*, Vol. 28, No. 4, pp. 1076-1086, (2015).
- [8] WANG, Z. y., QU, F., WAN, L., and M. WANG, "Optimization design of compressor rotor based on bending-swept parameter control", *Journal of Dalian Maritime University*, No. 1, pp. 15, (2018).
- [9] Adjei, R. A., Wang, W., and Liu, Y., "Aerodynamic design optimization of an axial flow compressor stator using parameterized free-form deformation", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 141, No. 10, (2019).
- [10] Cheng, J., Chen, J., and Xiang, H., "A surface parametric control and global optimization method for axial flow compressor blades", *Chinese Journal of Aeronautics*, (2019).
- [11] Keskin, A., Bestle, D., "Application of multi-objective optimization to axial compressor preliminary design," *Aerospace Science and Technology*, Vol. 10, No. 7, pp. 581-589, (2006).
- [12] Goswami, S. N., Govardhan, M., "Effect of sweep on performance of an axial compressor with casing grooves", In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, *American Society of Mechanical Engineers*, Vol. 49699, pp. V02AT37A004, (2016).
- [13] Abdelhamid, H. F., Shreeve, R. P., and Hobson, G. V., "Sweep in a Transonic Fan Rotor: Part 2—CFD and Stress Analyses", In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, *American Society of Mechanical Engineers*, Vol. 78620, pp. V001T01A137, (1998).
- [14] Atassi, O. V., Hall, C. M., "Effect of Rotor Tip Speed and Stator Sweep on Rotor-Stator Interaction",
- [1] Asghari, M., Mirzabozorg, M. A. S., and Adami, M., "Aerodynamic optimization of the tangential stacking line of a transonic axial flow compressor rotor using genetic algorithm," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 41, No. 1, pp. 1-12, (2019).
- [2] Li, Z., Zheng, X., "Review of design optimization methods for turbomachinery aerodynamics", *Progress in Aerospace Sciences*, Vol. 93, pp. 1-23, (2017).
- [3] Holland, J. H., "Genetic algorithms", *Scientific american*, Vol. 267, No. 1, pp. 66-73, (1992).

- [21] Sasaki, T., Breugelmans, F., "Comparison of sweep and dihedral effects on compressor cascade performance", 454-463, (1998).
- [22] Li, Z., Liu, Y., "Blade-end treatment for axial compressors based on optimization method," *Energy*, vol. 126, pp. 217-230, (2017).
- [23] Dixon, S. L., Hall, C., "Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery", Cambridge university press, (2000).
- [24] Versteeg, H. K., Malalasekera, W., "Computational fluid dynamics-The finite volume ", Pearson press, (2007).
- [25] Pope, S. B., "Turbulent flows". Cambridge university press, (2000).
- [26] Moore, R.D., Reid, L., "Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26, respectively, and with design pressure ratio of 1.8"2. NASA Technical paper 1659, (1980).
- [27] Naseem, A., Bin, J., Qun, Z., et al. "Performance enhancement of a transonic axial flow compressor with circumferential casing grooves to improve the stall margin", *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 13(1), pp. 221-32 (2019).
- In Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, Vol. 41707, pp. 1775-1786, (2004).
- [15] Samad, A., Lee, K.-S., and Kim, K.-Y., "Optimization of Stacking Line and Blade Profile for Design of Axial Flow Fan Blade", *Fluids Engineering Division Summer Meeting*, Vol. 48418, pp. 255-260, (2008).
- [16] Robinson, C. J., "End-Wall Flows and Blading Design for Axial Flow Compressors," Ph.D. Thesis, Cranfield Institute of Technology, United Kingdom, (1991).
- [17] Cai, Y., Hu, H., Pan, Z., Sun, W., and Yan, M., "Metaheuristic optimization in shielding design for neutrons and gamma rays reducing dose equivalent as much as possible," *Annals of Nuclear Energy*, vol. 120, pp. 27-34, (2018).
- [18] Envia, E., Huff, D., and Morrison, C., "Analytical assessment of stator sweep and lean in reducing rotor-stator tone noise," *Aeroacoustics Conference*. 1791, (1996).
- [19] Denton, J. D., Xu, L., "The effects of lean and sweep on transonic fan performance," in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, vol. 3610, pp. 23-32, (2002).
- [20] Harrison, S., "The influence of blade lean on turbine losses", 180-190, (1992).

مدل سازی ترموهیدرولیکی محفظه ایمنی راکتور در اثر حادثه از دست دادن خنک کننده به روش چند حجمی

محمد باقر

محمد صادقی آزاد*

دانشیار، دانشکده مهندسی
مکانیک، دانشگاه شهید مدنی
آذربایجان، تبریز

فرزاد چووبدار رحیم

دانشجوی دکتری، دانشکده
مهندسی مکانیک، دانشگاه
صنعتی ارومیه، ارومیه

سید کاظم یکانی

استادیار، دانشکده مهندسی
مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی،
اردبیل

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۰/۰۶/۰۶

پذیرش: ۱۴۰۱/۰۲/۲۸

چکیده: یکی از خطرناکترین حوادثی که ممکن است در راکتورهای هسته‌ای اتفاق بیافتد حادثه از دست دادن خنک کننده می‌باشد که مهمترین این حوادث، حادثه شکسته شدن گیوتینی شاخه خنک کننده سرد یا گرم راکتور در حین بهره‌برداری در قدرت بالا می‌باشد که در صورت مهار نشدن آن منجر به ذوب قلب راکتور می‌گردد. در این مقاله شکستگی گیوتینی که در شاخه سرد خنک کننده یک راکتور آب تحت فشار اتفاق می‌افتد مدل سازی شده است. در مدل سازی انجام شده محفظه ایمنی به صورت چندحجمی لایه‌ای عمودی در نظر گرفته شده است و معادلات بقای جرم، انرژی و ممنتوم مربوط به آن نوشته شده و تاثیر انتقال حرارت و میعان بر روی آن بررسی شده است. لازم به توضیح است که مدل سازی با نرم افزار متلب ۲۰۱۹ انجام شده است. نمودارهای تغییرات فشار، دما و انتقال حرارت با زمان ترسیم گردیده و سپس نتایج به دست آمده با نتایج موجود مقایسه شده است.

واژه های راهنما: محفظه ایمنی، ترموهیدرولیک، مدل سازی چندحجمی، شکستگی گیوتینی، حالت دوفازی

**Mohammad Bagher
Sadeghi Azad***

Associate Professor,
Department of Mechanical
Engineering, Azarbaijan
Shahid Madani University,
Tabriz

**Farzad Choobdar
Rahim**

PhD Student, Department
of Mechanical Engineering,
Urmia University of
Technology, Urmia

**Seyyed Kazem
Yekani**

Assistant Professor,
Department of Mechanical
Engineering, University of
Mohaghegh Ardabili,
Ardabil

Investigation of the loss of coolant accident in the safety containment of the nuclear power reactor

Abstract: Since the nuclear energy has been recognized as a useful energy, the subject of structure, operation and safety and environmental protection have also been important. In the nuclear reactors, one of the most dangerous accidents that can occur is the loss of coolant accident, that the most important of these events is the guillotine breaking in cold or hot leg coolant, which, this will melt the reactor core if it is not stopped. This paper presents one of the most dangerous accidents in reactor containments known as Loss of Coolant Accident in its worst condition which is called Large Break Loss of Coolant Accident. The specific type of large Break Loss of Coolant Accident is Double Ended Cold Leg break which means totally guillotine type of break in cold leg pipe. This modeling is performed in Multi-volume method in Advanced Pressurized water reactor which is one of the most sophisticated safe reactors that has ever been built. The conservation mass, energy and momentum equations have been used in this modeling and the modeling software applied in our analysis is MATLAB, and the results are compared with the Advanced Pressurized-1000 water reactor safety, security and environmental reports.

Keywords: Reactor Containment, Thermo-hydraulic, Multi-volume Modeling, Guillotine Fracture, Two Phase

۱- مقدمه

دستورالعمل از زمانی که انرژی هسته‌ای بعنوان یک انرژی کاربردی و مفید شناخته شده است در راستای آن مسائل ساختار، عملکرد و ایمنی نیروگاه‌ها و حفاظت از محیط زیست نیز حائز اهمیت می‌باشند. سیستم‌های هسته‌ای بدلیل اینکه اگر حادثه‌ای رخ دهد ممکن است مواد رادیواکتیو به محیط زیست نشت پیدا کند و باعث آلودگی محیط زیست گردد، از اهمیت فوق العاده‌ای برخوردار هستند، بنابراین مطالعه ساختار راکتورها و آشنایی با عملکرد آنها در زمان حوادث و بررسی مسائل مربوط به ایمنی بسیار مهم و حیاتی می‌باشند. در حالت کلی در سیستم راکتورها، وجود شکاف در یکی از این سه سیستم زیر باعث نشت مواد رادیواکتیو به محیط زیست می‌گردد: (۱) پوشش سوخت (غلاف) (۲) سیستم خنک‌کننده (۳) محفظه ایمنی^۱. بنابراین این سیستم‌ها در راکتورها بسیار حائز اهمیت می‌باشند و کوچکترین خطا و خرابی در این سیستم‌ها می‌تواند منجر به حادثه گردد [۱]. محفظه ایمنی یک حفاظی است که معمولاً از جنس استیل یا بتن مسلح شده می‌باشد، این حفاظ را در اطراف راکتورها قرار می‌دهند که در مواقع حوادث مانع از خروج مواد رادیواکتیو به خارج از راکتور و آلودگی محیط زیست گردد. معمولاً هر محفظه ایمنی دارای یک فشار طراحی می‌باشد که نباید فشار محیط درون محفظه از این فشار بیشتر گردد. محدوده‌ی این فشار طراحی معمولاً بین ۴۱۰ کیلوپاسکال تا ۱۴۰۰ کیلوپاسکال می‌باشد. این محفظه طوری ساخته شده است که هوای درون محفظه را کاملاً از هوای بیرون جدا می‌کند، به عبارت دیگر چون هوای درون آن ممکن است آلوده به مواد رادیواکتیو باشد قدرت نفوذ به خارج را ندارد. و همچنین لایه استیلی محفظه ایمنی، جدا از لایه بتنی است و لایه بتنی جهت حفظ محفظه از آسیب‌های ناشی از برخورد موشک و هواپیما تعبیه گردیده است. سیستم محفظه‌های ایمنی در راکتورها قدرت معمولاً بوسیله اندازه، شکل، مواد استفاده شده در ساختار محفظه و سیستم‌های حمایتی در هنگام حوادث مشخص می‌شوند. سیستم‌های حمایتی مورد استفاده در مواقع حادثه در تعیین اندازه راکتور بسیار مهم می‌باشند. نوع محفظه برای راکتورها با توجه به نوع راکتور، تولیدات راکتور و نیازهای ضروری نیروگاه تعیین می‌گردد [۲].

راکتور آب تحت فشار معروف به راکتورهای پی.دبلیو.آر یکی از نخستین انواع راکتور هسته‌ای صنعتی در نیروگاه‌های

هسته‌ای در جهان است که از انرژی هسته‌ای استفاده می‌کند. این راکتورها معمولاً در فشارهای آبی بالا (مثل ۱۵ مگاپاسکال یا ۲۲۵۰ پی‌اس‌آی کار می‌کنند، و از آنجایی که آب درون این سیستم‌ها به صورت بخار نیست، راکتور احتیاج به مبادله گرهای گرمایی جهت تولید انرژی دارد، لذا بازده کل این نوع راکتور حدوداً بین ۳۲٪ تا ۳۳٪ تخمین زده می‌شود. این راکتور یکی از سه نوع راکتورهای آب سبک است، این نوع راکتور، رایج‌ترین نوع راکتورهای هسته‌ای است و در حال حاضر، بیش از ۲۳۰ عدد از آن‌ها در نیروگاه‌های هسته‌ای تولید برق و صدها راکتور دیگر برای تأمین انرژی تجهیزات دریایی مورد استفاده قرار می‌گیرند [۲]. یک مدل از این نوع راکتورها، راکتور پیشرفته‌ای پی.۱۰۰۰ می‌باشد که در ادامه به بررسی بیشتر آن خواهیم پرداخت.

راکتور ای.پی. ۱۰۰۰ یک راکتور آب تحت فشار با قدرت ۱۰۰۰ مگاوات الکتریکی با دو حلقه تنظیم فشار می‌باشد، که این راکتور مجهز به سیستم‌های ایمنی خود کار (یعنی سیستم‌هایی که بدون برق کار می‌کنند مانند آب انبارها که در اثر اختلاف فشار تخلیه می‌شوند) و الکترونیکی (همانند پمپ خنک‌کننده و دیزل ژنراتورها ...) می‌باشد [۳و۴].

۱-۱ سیستم‌های ایمنی وابسته راکتور ای.پی. ۱۰۰۰:

- (۱) سیستم‌های خنک‌کننده قلب
- (۲) سیستم‌های خنک‌کننده محفظه ایمنی
- (۳) اتاق کنترل اضطراری
- (۴) ایزوله کردن محفظه ایمنی

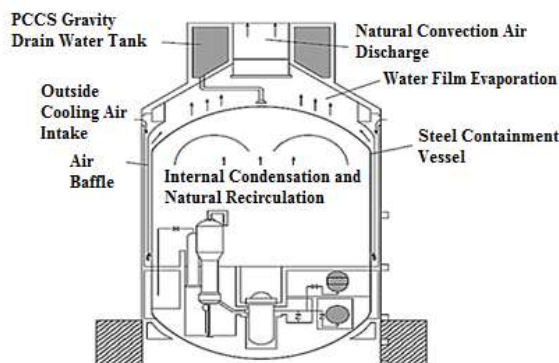
۲-۱ سیستم‌های خنک‌کننده قلب:

وظیفه این سیستم محافظت نیروگاه در برابر هر گونه نشتی و گسیختگی که با اندازه‌های متفاوت در سیستم‌های خنک‌کننده راکتور ایجاد می‌شود می‌باشد. سیستم‌های خنک‌کننده قلب راکتور امنیت بخش‌های زیر را تأمین می‌کند:

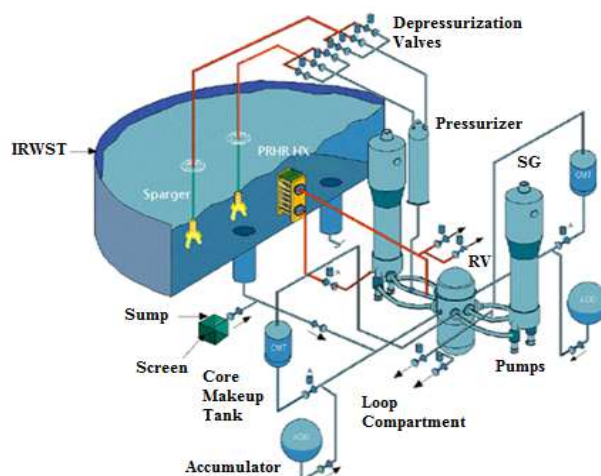
- (۱) برداشت حرارت مانده در قلب راکتور
- (۲) تزریق ایمنی
- (۳) تغییرات ناگهانی فشار

در شکل ۱ اجزای تشکیل دهنده سیستم‌های خنک‌کننده راکتور و قلب راکتور ای.پی. ۱۰۰۰ نشان داده شده است.

¹ Containment



شکل ۲ سیستم خنک کننده خودکار محفظه ایمنی راکتور
[۵] پی ۱۰۰۰



شکل ۱ سیستم های خودکار خنک کننده راکتور و قلب راکتور ای. پی
[۴۳] پی ۱۰۰۰

۱-۳ سیستم خودکار خنک کننده قلب راکتور ای. پی ۱۰۰۰:

سیستم خودکار خنک کننده قلب دارای سه منبع آب جهت خنک نگهداشتن قلب راکتور می باشد که این سه قسمت عبارتند از:

- (۱) تانک های آب جبرانی قلب
- (۲) آب انبارها
- (۳) تانک های آب جهت سوخت گذاری

۱-۴ سیستم خودکار خنک کننده محفظه ایمنی راکتور:

وظیفه این سیستم خنک کردن محفظه ایمنی در مواقع حادثه می باشد و از رسیدن فشار محفظه به فشار طراحی جلوگیری می کند. جداره استیلی محفظه حرارت ایجاد شده در اثر حادثه را از داخل محفظه به بیرون محفظه انتقال می دهد به عبارت دیگر سطح انتقال حرارت محفظه را تشکیل می دهد. اجزاء اصلی خودکار خنک کننده محفظه ایمنی راکتور شامل موارد زیر می باشند (شکل ۲):

- (۱) آب انبارهای خودکار خنک کننده محفظه ایمنی
- (۲) سیستم های توزیع آب
- (۳) تیغه هوا
- (۴) ورودی ها و خروجی های هوا

آب انبارهای خودکار خنک کننده محفظه ایمنی در بخش بالایی محفظه ایمنی قرار دارد که با آب غیرمعدنی با حجم کم که برای خنک کاری محفظه ایمنی در نظر گرفته شده اند پر شده است و همچنین از آب انبارهای خودکار خنک کننده برای تامین آب جبرانی^۱ برای استخر سوخت های مصرف شده استفاده می گردد در مواقع بروز حوادث از جمله آتش سوزی نیز می توان از آب این انبارها استفاده کرد. برای کنترل میزان سطح آب انبارها در هر چهار لوله خروجی آب اریفیس های کنترل جریان در ارتفاع های متفاوتی نصب شده اند همچنین مسیری برای توزیع آب بر روی سطح خارجی بخش گنبدی بالای محفظه ایمنی ایجاد شده است که در مواقع حوادث آب اضافی این آب انبارها و سیستم های کمکی بر روی این بخش گنبدی ریخته می شود. جهت توزیع بهتر آب در بخش گنبدی شکل محفظه، در این بخش شیارهایی روی آن در نظر گرفته شده است. همچنین صفحه های عمودی به صورت شعاعی در بخش گنبدی محفظه برای جلوگیری از زود سریز شدن آب تعبیه شده اند [۵ و ۶]. در شکل ۲ بخش ورودی هوا و ساختار حفاظ بتنی راکتور ای. پی ۱۰۰۰ نشان داده شده است.

به دلیل اهمیت مسئله ایمنی در نیروگاه های هسته ای باید در طراحی نیروگاه ها آنالیز حوادث صورت گیرد یکی از مهمترین حوادثی که باید مورد بررسی قرار گیرد حادثه از دست دادن خنک کننده^۲ می باشد که در زمان وقوع این حادثه حجم زیادی از آب سیستم خنک کننده با فشار و دمای بالا به داخل محفظه ایمنی راکتور تخلیه می گردد [۷]، که در این زمینه تحقیقات و مطالعات زیادی تا به حال صورت گرفته است از جمله بررسی شبیه سازی عددی حادثه از دست دادن خنک کننده در اثر شکستگی بزرگ^۳ برای راکتور ای. پی ۱۰۰۰ توسط کد محاسباتی ریلپ ۴، که در این مقاله سیستم خنک کننده خودکار

³ LBLOCA (Large Break Lose of Coolant Accident)

¹ Make Up

² LOCA (Loss of Coolant Accident)

نظر گرفته می شود [۱۴]، بهبود فناوری تجزیه و تحلیل ایمنی برای محفظه راکتور هسته‌ای با در نظر گرفتن تعامل بین سیستم خنک کننده راکتور (RCS) و محفظه ایمنی، با هدف تجربی در شبیه سازی یکپارچه RCS و محفظه، با یک مرکز آزمایش اثر تجزیه ناپذیر ATLAS-CUBE شبیه سازی واقع بینانه فشار و دما (P/T) طراحی و بررسی شده است [۱۵]. در اینجا به چند نمونه از کارهایی که در این زمینه انجام شده بود اشاره گردید ولی در کل مطالعات زیادی در زمینه شبیه سازی محفظه ایمنی راکتورها در زمان بروز حادثه از دست دادن خنک کننده صورت گرفته است [۱۶-۲۲]. ولی در اغلب کارهای پژوهشی صورت گرفته بیشتر از کدهای موجود به بررسی حوادث از دست دادن خنک کننده در محفظه ایمنی راکتورها پرداخته شده است اما در این مقاله سعی شده است از مدل حجم بندی متفاوت و ساده استفاده گردد و معادلات لازم که در شبیه سازی حادثه از دست دادن خنک کننده برای محاسبه پارامترهای ترموهیدرولیکی و انتقال حرارت محفظه ایمنی کاربرد دارند استخراج گردند و به صورت عددی و کدنویسی بررسی گردند و برای این مطالعه و مدل سازی، راکتور ای.پی ۱۰۰۰ که جزء نسل جدید راکتورهای پیشرفته، به روز، ایمنی بالا و مورد توجه اغلب کشورها می باشد انتخاب گردیده است.

در کل حادثه از دست دادن خنک کننده با توجه به میزان شکستگی لوله مدار خنک (لوله شاخه سرد و یا گرم) به چند نوع تقسیم می شود:

- شکستگی گیوتینی لوله خنک کننده شاخه سرد
- شکستگی گیوتینی لوله خنک کننده شاخه گرم
- شکستگی کوچک
- شکستگی بزرگ

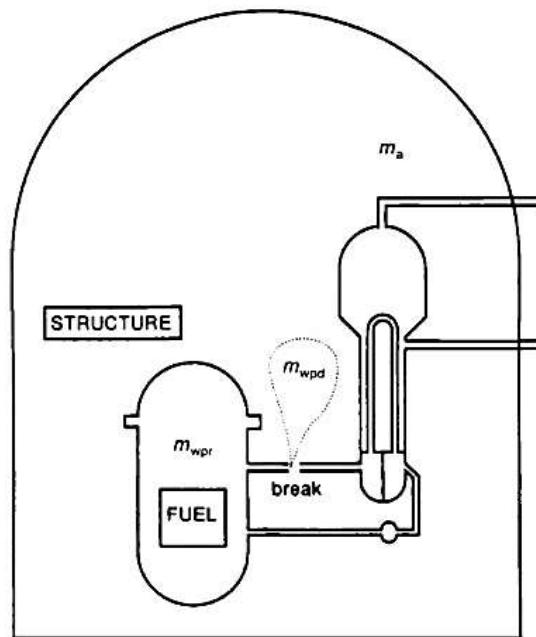
۲- مدل سازی های مختلف حادثه از دست دادن خنک کننده در محفظه ایمنی

روش های مختلفی برای مدل سازی حادثه از دست دادن خنک کننده در محفظه ایمنی وجود دارد که عبارتند از:

- ۱) مدل سازی تک حجمی محفظه ایمنی
- ۲) مدل سازی چند حجمی محفظه ایمنی

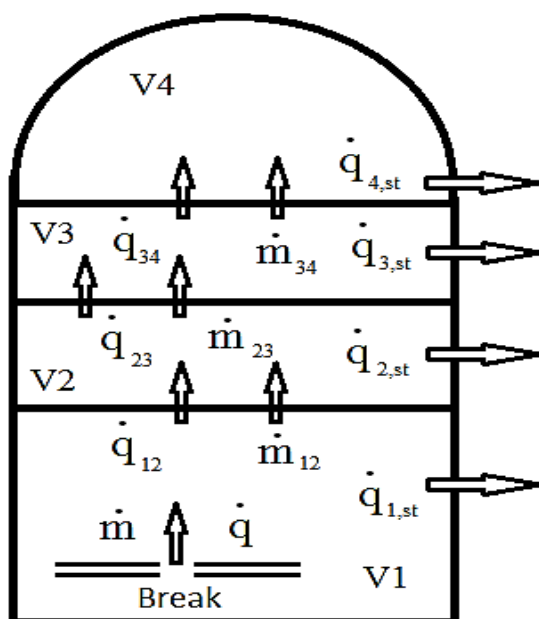
در مدل سازی تک حجمی کل محفظه ایمنی به صورت یک حجم با فشار و دما و خواص ترمودینامیکی ثابت در هر بازه زمانی فرض می شود. ولی در حالت چند حجمی محفظه را به چند حجم تقسیم بندی می کنند که در ابتدا فشار و دما در تمام

قلب راکتور توسط کد محاسباتی ریلپ مدل سازی شده است و از ساختارهای حرارتی برای شبیه سازی میله سوخت قلب راکتور استفاده گردیده است و نقش انتقال حرارت هدایتی در فرایند تزریق مجدد آب توسط سیستم خنک کننده به قلب راکتور بررسی گردیده است [۸]، شبیه سازی حادثه از دست دادن خنک کننده در اثر شکستگی کوچک در راکتور ای.پی ۱۰۰۰ با استفاده از کد ریلپ ۵ و مقایسه نتایج با کد نوترامپ، در این مقاله به بررسی آنالیز گذرای تغییرات پارامترهای ترموهیدرولیکی سیستم خنک کننده مدار اولیه در زمان حادثه شکستگی کوچک پرداخته شده است [۹]، آنالیز ترموهیدرولیکی و تنش محفظه ایمنی راکتور ای.پی ۱۰۰۰ در طی حادثه از دست دادن خنک کننده با خنک کنندگی حالت خشک، در این مقاله آنالیز تنش بر روی دیواره محفظه ایمنی راکتور در دو حالت فعال بودن و نبودن سیستم خنک کننده خودکار راکتور توسط کد آباکوس انجام شده است که در این شبیه سازی از مدل دو فازی حرارتی و ترموهیدرولیکی در داخل محفظه ایمنی استفاده شده است و نتایج نشان می دهند که در صورت خرابی سیستم خنک کننده راکتور بازهم تنش ایجاد شده بر روی دیواره از تنش عملکردی پایین تر می باشد و دیواره محفظه ایمنی همچنان ایمن باقی خواهد ماند [۱۰]، آنالیز و شبیه سازی شکستگی ۱۰ اینچی در شاخه سرد خنک کننده راکتور ای.پی ۱۰۰۰، در این مقاله مدار خنک کننده اولیه، ثانویه و همچنین سیستم خنک خودکار راکتور در زمان حادثه از دست دادن خنک کننده توسط کد ریلپ مدل سازی و با کد نوترامپ مقایسه گردیده است نتایج به دست آمده نشان می دهد که راکتور در زمان اتفاق افتادن حادثه کوچک از دست دادن خنک کننده در صورت فعال بودن سیستم خنک کننده خودکار ایمن می باشد [۱۱]، آنالیز نشستی در سیستم خنک کنندگی راکتور قدرت ای.پی ۱۰۰۰ [۱۲]، شبیه سازی تغییرات فشار محفظه ایمنی راکتور نیروگاه هسته ای بوشهر در اثر حادثه از دست دادن خنک کننده با استفاده از مدل سازی تک و چند حجمی توسط کد کانتین، در این مقاله محفظه ایمنی راکتور بوشهر برای حادثه شکستگی بزرگ در شاخه خنک کننده در دو حالت تک حجمی و چند حجمی با در نظر گرفتن اسپری آب از بالای محفظه ایمنی هنگام وقوع حادثه مدل سازی شده است که نتایج حاصله حاکی از ایمن بودن محفظه ایمنی در شرایط حادثه می باشد [۱۳]، تجزیه و تحلیل شکست شدن ساختمان محفظه ایمنی راکتور نیروگاه هسته ای تحت حادثه فشار داخلی، در این تحقیق محاسبه بر اساس روش اجزای محدود و بر اساس قاعده موازی مخلوطها انجام شده است، با استفاده از این تکنیک ها، تأثیر همه مواد موجود در ساختار در



شکل ۳ حالت کنترل حجم [۲۴]

در این بخش به معرفی معادلات استفاده شده در مدل سازی چند حجمی پرداخته شده است. در این مدل سازی محفظه ایمنی راکتور را به صورت چهار حجمی تقسیم بندی کرده و معادلات بقای جرم و انرژی را برای آنها می نویسیم، و همچنین از معادله بقای ممنتوم برای انتقال جرم در اثر اختلاف فشار بین دو حجم استفاده شده است، در شکل ۲ یک تقسیم بندی از محفظه ایمنی در حالت چهار حجمی نشان داده شده است [۲۴].



شکل ۴ محفظه چهار حجمی مدل سازی شده

حجم ها دارای مقادیر ثابت می باشند. به محض بروز حادثه فشار و دما در حجم ها باهم متفاوت می شوند و برای مدل سازی باید روابط موجود در حجم ها بصورت جداگانه نوشته شود. در این مقاله مدل سازی انجام شده به صورت چند حجمی صورت گرفته است و حجم محفظه ایمنی در راستای ارتفاعی به صورت لایه ای به ۴ حجم مساوی تقسیم بندی شده است و محل شکستگی لوله خنک کننده در حجم اول قرار دارد و در نهایت تغییرات فشار و دمای حجم ها نسبت به زمان محاسبه گردیده است.

۱-۲ معادلات حاکم برای مدل سازی محفظه ایمنی در حالت چند حجمی:

در راکتورهای آب سبک با وارد شدن آب خنک کننده سیستم های اولیه یا ثانویه به داخل محفظه ایمنی که در اثر شکستگی لوله های مربوط به آنها ممکن است اتفاق بیافتد باعث ایجاد تغییر فشار در فضای داخل محفظه ایمنی می گردد. که پیک فشار، و زمان رسیدن به این پیک در طراحی این نوع راکتورها حائز اهمیت می باشد.

در اثر شکستن لوله خنک کننده، فرایند دو فازی آب وارد شده به محفظه ایمنی شروع می گردد و در نهایت ترکیب آب و هوای موجود باقی مانده در محفظه وابسته به عوامل زیر می باشند:

(۱) به شرایط ترمودینامیکی اولیه و جرم آب موجود در هوای

داخل محفظه

(۲) شرایط و میزان هوای موجود در داخل محفظه ایمنی

(۳) به دبی جرمی آب ورودی به محفظه و وجود چشمه و چاه

گرمایی

(۴) احتمال وجود واکنش های شیمیایی گرمازا

(۵) واپاشی گرمایی قلب راکتور

حال با استفاده از تقریب کنترل حجم به مدل سازی چند

حجمی محفظه ایمنی می پردازیم.

با توجه به شکل (۳) به محض ترکیدن لوله ای آب خنک کننده، آب موجود در داخل مدار اولیه با فشار زیاد وارد محفظه ایمنی می گردد، که در طول زمان حجم کنترل چهار حجم ثابت می ماند. در این مدل سازی کل محفظه را به صورت چند حجم با یک فشار و دما در نظر گرفته می شود.

معادله بقای جرم:

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = \sum_i \dot{m}_i \quad (۱)$$

که در این رابطه $\dot{m}_{in}$ دبی جرمی خروجی از محل شکستگی لوله cold leg ، و $\dot{m}_{out}$ دبی جرمی ورودی از حجم اول به حجم دوم می باشد.

معادله بقای انرژی:

$$\frac{dU_{c.v}}{dt} = \dot{Q}_{c.v} - \dot{W}_{c.v} + \dot{m}_i e_i - \dot{m}_e e_e + \dot{W}_{flow in} \quad (۲)$$

که

$$\dot{W}_{flow in} = FV = \int PV dA = Pvm$$

$$\frac{dU_{c.v}}{dt} = \dot{Q}_{c.v} - \dot{W}_{c.v} + \dot{m}_i (e_i - P_i v_i) - \dot{m}_e (e_e - P_e v_e) \quad (۳)$$

معادله (۳) را می توان به شکل زیر نوشت:

$$\frac{dU_{c.v}}{dt} = \dot{Q}_{c.v} - \dot{W}_{c.v} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{1}{2} v_i^2 + gZ_i \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} v_e^2 + gZ_e \right) \quad (۴)$$

که کار حجم کنترل در حجمی برابر صفر میباشد به عبارت دیگر:

$$\dot{W}_{c.v} = P_i \frac{dV_i}{dt} = 0$$

معادله بقای ممنتوم:

از این معادله برای انتقال جرم بین یک حجم با حجم های اطرافش استفاده می کنیم.

$$\frac{d\dot{m}_{ij}}{dt} = \left(\Delta P - C_{FC} \frac{|\dot{m}_{ij}| \dot{m}_{ij}}{\rho(A)^2} \right) \frac{A}{L} \quad (۵)$$

که در این رابطه $\dot{m}_{ij}$ جرم تبادل شده بین دو حجم، ΔP اختلاف فشار موجود بین دو حجم، C_{FC} ضریب افت فشار سیال، ρ دانسیته سیال، A مساحت سطح تماس بین دو حجم و L فاصله مراکز بین دو حجم می باشد.

برای حجم اول داریم:

$$\begin{aligned} \int_{m_1^t}^{m_1^{t+\Delta t}} dm_1 &= m_1^{t+\Delta t} - m_1^t \\ &= \int_t^{t+\Delta t} (\dot{m}_{Break} - \dot{m}_{12}) dt \end{aligned} \quad (۶)$$

که در این رابطه $\dot{m}_{12}$ دبی جرمی ورودی از حجم ۱ به حجم ۲ میباشد.

$$\begin{aligned} \int_{U_1^t}^{U_1^{t+\Delta t}} dU_1 &= U_1^{t+\Delta t} - U_1^t = \\ &= \int_t^{t+\Delta t} \left(\left(\sum \dot{m}_{Break} \left(h_{Break} + \frac{1}{2} v_{Break}^2 + gZ_{Break} \right) - \sum \dot{m}_{12} \left(h_{12} + \frac{1}{2} v_{12}^2 + gZ_{12} \right) - \dot{Q}_{V1-st1} \right) \right) dt \end{aligned} \quad (۷)$$

$$\begin{aligned} \int_{U_1^t}^{U_1^{t+\Delta t}} dU_1 &= U_1^{t+\Delta t} - U_1^t = \\ &= \left(\sum_i (\dot{m}_{Break} - \dot{m}_{12}) \Delta t (u_1) \right) \end{aligned} \quad (۸)$$

که در این رابطه $\dot{Q}_{V1-st}$ انتقال حرارت از حجم ۱ به بیرون محفظه میباشد.
برای حجم دوم داریم:

$$\begin{aligned} \int_{m_2^t}^{m_2^{t+\Delta t}} dm_2 &= m_2^{t+\Delta t} - m_2^t = \\ &= \int_t^{t+\Delta t} (\dot{m}_{12} - \dot{m}_{23}) dt \end{aligned} \quad (۹)$$

$$\begin{aligned} \int_{U_2^t}^{U_2^{t+\Delta t}} dU_2 &= U_2^{t+\Delta t} - U_2^t = \\ &= \int_t^{t+\Delta t} \left(\left(\sum \dot{m}_{12} \left(h_{12} + \frac{1}{2} v_{12}^2 + gZ_{12} \right) - \sum \dot{m}_{23} \left(h_{23} + \frac{1}{2} v_{23}^2 + gZ_{23} \right) - \dot{Q}_{V2-st2} \right) \right) dt \end{aligned} \quad (۱۰)$$

$$\begin{aligned} \int_{U_2^t}^{U_2^{t+\Delta t}} dU_2 &= U_2^{t+\Delta t} - U_2^t = \\ &= \left(\sum_i (\dot{m}_{12} - \dot{m}_{23}) \Delta t (u_2) \right) \end{aligned} \quad (۱۱)$$

که در این رابطه $\dot{Q}_{V2-st2}$ انتقال حرارت از حجم ۲ به بیرون محفظه می باشد.

برای حجم سوم داریم:

$$\int_{m_3^t}^{m_3^{t+\Delta t}} dm_3 = m_3^{t+\Delta t} - m_3^t \quad (۱۲)$$

$$\int_t^{t+\Delta t} \left(\Delta P_{12} - C_{FC} \frac{|\dot{m}_{12}| \dot{m}_{12}}{\rho_{12} (A_{12})^2} \right) \frac{A_{12}}{L_{12}} dt$$

$$\int_{\dot{m}_{23}^t}^{\dot{m}_{23}^{t+\Delta t}} d\dot{m}_{23} = \dot{m}_{23}^{t+\Delta t} - \dot{m}_{23}^t = \quad (19)$$

$$\int_t^{t+\Delta t} \left(\Delta P_{23} - C_{FC} \frac{|\dot{m}_{23}| \dot{m}_{23}}{\rho_{23} (A_{23})^2} \right) \frac{A_{23}}{L_{23}} dt$$

$$\int_{\dot{m}_{34}^t}^{\dot{m}_{34}^{t+\Delta t}} d\dot{m}_{34} = \dot{m}_{34}^{t+\Delta t} - \dot{m}_{34}^t = \quad (20)$$

$$\int_t^{t+\Delta t} \left(\Delta P_{34} - C_{FC} \frac{|\dot{m}_{34}| \dot{m}_{34}}{\rho_{34} (A_{34})^2} \right) \frac{A_{34}}{L_{34}} dt$$

که در روابط بالا

$$\rho_{12}^t = \frac{\rho_1^t + \rho_2^t}{2}$$

که در این رابطه ρ_1^t دانسیته سیال در حجم ۱ و ρ_2^t دانسیته سیال در حجم ۲ در زمان t می‌باشد.

$$\rho_{23}^t = \frac{\rho_2^t + \rho_3^t}{2}$$

که در این رابطه ρ_2^t دانسیته سیال در حجم ۲ و ρ_3^t دانسیته سیال در حجم ۳ در زمان t می‌باشد.

$$\rho_{34}^t = \frac{\rho_3^t + \rho_4^t}{2}$$

که در این رابطه ρ_3^t دانسیته سیال در حجم ۳ و ρ_4^t دانسیته سیال در حجم ۴ در زمان t می‌باشد.

و فشار کل و دمای کل هر حجم و فشار و دمای میانگین محفظه از رابطه زیر محاسبه می‌کنیم:

$$P_{total-i} = P_{air-i} + P_{water-i} + P_{steam-i} \quad (21)$$

$$T_{total-i} = \frac{(m_{water-i})(T_{water-i}) + (m_{steam-i})(T_{steam-i})}{(m_{water-i} + m_{steam-i})} \quad (22)$$

$$P_{average} = \frac{\sum_{i=1}^{i=4} P_i V_i}{\sum_{i=1}^{i=4} V_i} \quad , \quad T_{average} = \frac{\sum_{i=1}^{i=4} T_i V_i}{\sum_{i=1}^{i=4} V_i} \quad (23)$$

در شکل ۵ فلوچارت مربوط به مدل‌سازی چند حجمی برای حجم اول نشان داده شده است که به همین ترتیب برای حجم‌های دیگر قابل استفاده می‌باشد. با توجه به اینکه مدل‌سازی برای حالت دو فازی می‌باشد از جدول ترمودینامیکی اشباع آب استفاده شده است.

$$= \int_t^{t+\Delta t} (\dot{m}_{23} - \dot{m}_{34}) dt$$

$$\int_{U_3^t}^{U_3^{t+\Delta t}} dU_3 = U_3^{t+\Delta t} - U_3^t = \quad (13)$$

$$\int_t^{t+\Delta t} \left(\left(\sum \dot{m}_{23} \left(h_{23} + \frac{1}{2} v_{23}^2 + gZ_{23} \right) \right) - \left(\sum \dot{m}_{34} \left(h_{34} + \frac{1}{2} v_{34}^2 + gZ_{34} \right) \right) - \dot{Q}_{V3-st3} \right) dt$$

$$\int_{U_3^t}^{U_3^{t+\Delta t}} dU_3 = U_3^{t+\Delta t} - U_3^t = \left(\sum_i (\dot{m}_{23} - \dot{m}_{34}) \Delta t (u_3) \right) \quad (14)$$

که در این رابطه $\dot{Q}_{C-st3}$ انتقال حرارت از حجم ۳ به بیرون محفظه می‌باشد.

برای حجم چهارم داریم:

$$\int_{m_4^t}^{m_4^{t+\Delta t}} dm_4 = m_4^{t+\Delta t} - m_4^t \quad (15)$$

$$= \int_t^{t+\Delta t} \dot{m}_{34} dt$$

$$\int_{U_4^t}^{U_4^{t+\Delta t}} dU_4 = U_4^{t+\Delta t} - U_4^t = \quad (16)$$

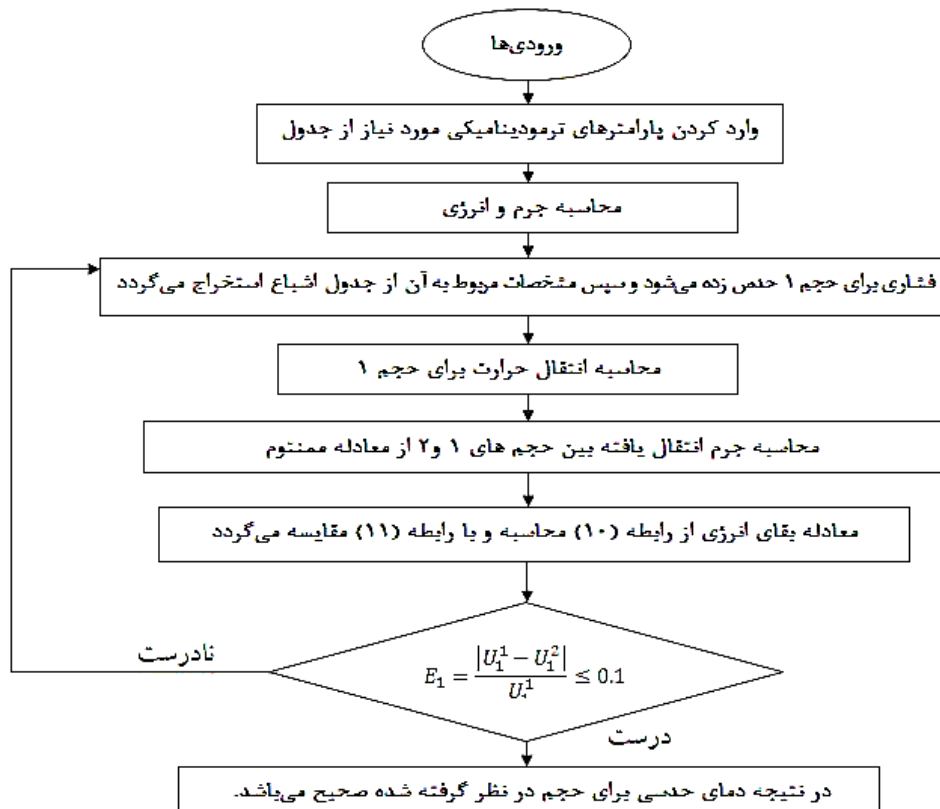
$$\int_t^{t+\Delta t} \left(\left(\sum \dot{m}_{34} \left(h_{34} + \frac{1}{2} v_{34}^2 + gZ_{34} \right) \right) - \dot{Q}_{V4-st4} \right) dt$$

$$\int_{U_4^t}^{U_4^{t+\Delta t}} dU_4 = U_4^{t+\Delta t} - U_4^t = \left(\sum_i (\dot{m}_{34}) \Delta t (u_4) \right) \quad (17)$$

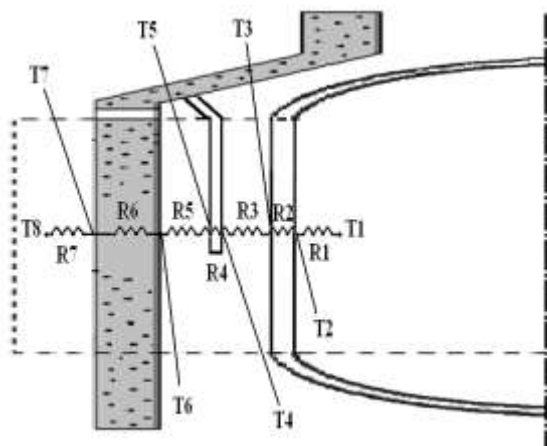
که در این رابطه $\dot{Q}_{C-st3}$ انتقال حرارت از حجم ۳ به بیرون محفظه می‌باشد.

و معادله ممنتوم که برای انتقال جرم بین دو حجم استفاده شده است به صورت زیر می‌باشد:

$$\int_{\dot{m}_{12}^t}^{\dot{m}_{12}^{t+\Delta t}} d\dot{m}_{12} = \dot{m}_{12}^{t+\Delta t} - \dot{m}_{12}^t = \quad (18)$$



شکل ۵. فلوچارت مربوط به مدل سازی چند حجمی



شکل ۶. مقاومت‌های گرمایی چندلایه‌ای

۳- معادلات حاکم در انتقال حرارت از محفظه ایمنی

در این بخش معادلات انتقال حرارت استفاده شده در مدل سازی توضیح داده شده است. در شکل ۶ مقاومت‌هایی گرمایی موجود از داخل محفظه ایمنی تا محیط بیرون نشان داده شده است [۲۵]. همانطور که از شکل ۶ معلوم می‌باشد هوا از بخش بالایی دیواره‌ی بتنی محفظه ایمنی از طریق دریچه‌های تعبیه شده وارد شده و از قسمت پایینی بافل هوا عبور کرده و از روی دیواره بخش استیلی محفظه ایمنی حرارت را برداشت کرده و در نهایت از بالای محفظه به محیط بیرون تخلیه می‌گردد. در دو سمت بافل هوا از ضریب انتقال حرارت جابجایی و در بخش‌های بتنی، استیلی و بافل هوا از ضریب انتقال حرارت هدایتی استفاده شده است.

$$R_1 = \frac{1}{h_{\text{Cont}} A_{\text{InnerCont}}}, R_2 = \frac{\delta_{x2}}{K_{\text{Cont}} A_{\text{InnerCont}}}, \quad (24)$$

$$R_3 = \frac{1}{h_{\text{gap2}} A_{\text{OuterCont}}}, R_4 = \frac{\delta_{x1}}{K_{\text{AirBaffle}} A_{\text{InnerAirBaffle}}}$$

$$R_5 = \frac{1}{h_{\text{gap1}} A_{\text{OuterAirBaffle}}}, R_6 = \frac{\delta_{x0}}{K_{\text{Conc}} A_{\text{Conc}}},$$

$$R_7 = \frac{1}{h_{\text{amb}} A_{\text{amb}}}$$

ضریب جابجایی دانکامر، $A_{OuterAirBaffle}$ مساحت دیواره خارجی بافل هوا، δ_{x0} ضخامت دیواره ی بتنی، K_{Conc} ضریب هدایتی رسانشی دیواره ی بتنی، A_{Conc} مساحت بتن، h_{amb} ضریب جابجایی محیط خارج و A_{amb} مساحت خارجی دیواره ی بیرونی محفظه می‌باشند. در جدول ۱ ابعاد لایه‌های مختلف محفظه ایمنی راکتور ای.پی ۱۰۰۰ جهت محاسبه انتقال حرارت نشان داده شده است.

که در روابط مذکور R_1 تا R_7 مقاومت‌های حرارتی، h_{Cont} ضریب جابجایی داخل محفظه، $A_{InnerCont}$ مساحت داخلی محفظه، δ_{x2} ضخامت بخش دیواره داخلی محفظه، K_{Cont} ضریب هدایتی رسانشی دیواره داخلی محفظه، h_{gap2} ضریب جابجایی $Riser$ ، $A_{OuterCont}$ مساحت خارجی دیواره داخلی محفظه (بخش کربن استیل)، δ_{x1} ضخامت بخش بافل هوا، $K_{AirBaffle}$ ضریب هدایتی رسانشی بافل هوا، $A_{InnerAirBaffle}$ مساحت دیواره داخلی بافل هوا، h_{gap1}

جدول ۱ خصوصیات هندسی جداره‌های بیرونی محفظه ایمنی [۲۶]

پارامتر	محفظه	گپ ۲	بافل هوا	گپ ۱	بخش حفاظ
شعاع (m)	۱۹/۸۱۲	-	-	-	۲۱/۱۳۲
جنس	کربن استیل	هوا	استیل ضد زنگ	هوا	بتن
ضخامت (m)	$\delta_{x2} = ۰/۰۴۴۴$	$\delta_{gap2} = ۰/۶۵۶۱$	$\delta_{x1} = ۰/۰۱۵$	$\delta_{gap1} = ۰/۶۵۶۱$	$\delta_{x0} = ۰/۹۱۴۴$

$$Gr_l = \frac{g(T_s - T_\infty)l^3}{Tv^2} \quad (28)$$

$$Ra_l = Gr_l Pr \quad (29)$$

$$h = \frac{\left\{ 0.825 + \frac{0.387 \left(\frac{g(T_s - T_\infty)l^3}{Tv^2} Pr \right)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 K}{l} \quad (30)$$

که در این روابط Gr_l عدد گراشف، Ra_l عدد رایلی، Pr عدد پرانتل، $\overline{Nu}_l$ عدد ناسلت می‌باشند [۱۹].
دمای دیواره‌های داخلی بتن، بافل هوا و دیواره استیلی محفظه ایمنی از رابطه زیر محاسبه می‌گردند [۲۵]:

$$T_o = T_i + \left(\frac{Q \ln \left(\frac{r_{i+1}}{r_i} \right)}{2\pi K_i l r_{i+1}} \right) \quad (31)$$

که در این رابطه K_i ضریب هدایت رسانشی ماده i ، l طول محفظه ایمنی، r_{i+1} شعاع خارجی و r_i شعاع داخلی بخش مورد

روش محاسبه دمای دیواره‌ها به این صورت می‌باشد که در ابتدا برای دمای دیواره بیرونی محفظه دمایی حدس می‌زنیم و با استفاده از روابط زیر محاسبات انتقال حرارت از داخل محفظه به محیط بیرون محاسبه می‌گردد:
از رابطه زیر مقدار انتقال حرارت بین دیواره بیرونی محفظه ایمنی و هوای بیرون محاسبه می‌گردد:

$$Q_1 = h_{amb} A_{amb} (T_o - T_i) \quad (25)$$

که در این رابطه A_{amb} مساحت بیرونی بتن و h_{amb} ضریب جابجایی محیط بیرون می‌باشند.
برای محاسبه ضریب جابجایی محیط بیرون و گپ ۱ و گپ ۲ از رابطه زیر استفاده گردیده است:

$$h = \frac{Nu_l K}{l} \quad (26)$$

$$\overline{Nu}_l = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_l^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (27)$$

دیواره داخلی محفظه ایمنی قرار می‌گیرد (میعان) بنابراین انتقال حرارت در محفظه را با در نظر گرفتن تاثیر میعان بخار بر روی دیواره می‌توان مدل‌سازی کرد.

۳-۱ محاسبه انتقال حرارت در اثر عبور جریان هوا از دانکامر و رایزر:

برای محاسبه حرارتی که هوا از بخش‌های دانکامر و رایزر برداشت می‌کند از رابطه زیر استفاده می‌کنیم:

$$q = Ah_c (T_b - T_i) \quad (38)$$

که در این رابطه T_b دمای دیواره ای که هوا از آن عبور می‌کند، T_i دمای هوای عبوری و h_c ضریب جابجایی با در نظر گرفتن لایه مرزی متلاطم بر روی صفحه می‌باشند که [۲۵]:

$$h_c = \frac{k}{L} \left[0.037 Re^{4/5} Pr^{1/3} \right] \quad (39)$$

که در این رابطه k ضریب هدایتی هوا، L طول دیواره و Pr ، Re به ترتیب اعداد رینولدز و پرانتل می‌باشند. همچنین دبی جرمی هوای ورودی به دانکامر از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{air} &= \rho_{air} A_{airinlets} v_{air} = \\ &1.16 \left(\text{kg/m}^3 \right) \times \left(15 \times \frac{4}{572} \times \frac{1}{9812} \right) \left(\text{m}^2 \right) \times 5 \left(\text{m/s} \right) \\ &= 788.05 \left(\text{kg/s} \right) \end{aligned} \quad (40)$$

مقادیر اولیه و ابعاد هندسی محفظه ایمنی راکتور ای.پی. ۱۰۰۰ که در این مدل‌سازی از آنها استفاده گردیده است در جدول ۲ نشان داده شده است.

جدول ۲ مشخصات هندسی و شرایط اولیه محفظه ایمنی راکتور

ای.پی. ۱۰۰۰ [۲۶]

نماد	مقدار	پارامتر
V_{cont}	$58969/367 \text{ (m}^3\text{)}$	حجم محفظه ایمنی
$A_{out.cont.}$	$5934/8567 \text{ (m}^2\text{)}$	مساحت خارجی محفظه
$A_{out.cont.}$	$5922/1553 \text{ (m}^2\text{)}$	مساحت داخلی محفظه
$A_{conc.}$	$6552/1346 \text{ (m}^2\text{)}$	مساحت بتن اطراف محفظه

نظر(بتن، بافل هوا و دیواره استیلی محفظه ایمنی) می‌باشند. دمای گپ ۱ و گپ ۲ را از رابطه زیر محاسبه می‌کنیم:

$$T_{gap} = T_i + \left(\frac{Q}{2\pi\delta l h_{gap}} \right) \quad (32)$$

که در این رابطه δ ضخامت دانکامر و h_{gap} ضریب انتقال حرارت جابجایی دانکامر می‌باشد.

h_{Cont} ضریب جابجایی محیط داخل محفظه ایمنی برای میعان گاز از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۲۷]:

$$h_{Cont} = 0.943 \left(\frac{9.8 \frac{1}{v_f} \left(\frac{1}{v_f} - \frac{1}{v_g} \right) K_f^3 h_{fg1}}{\mu_f (T_{sat} - T_{wall}) l} \right)^{0.25} \quad (33)$$

که

$$h_{fg1} = h_{fg} + 0.68 C_{pf} (T_{sat} - T_{wall}) \quad (34)$$

که در روابط بالا v_f ، v_g ، K_f ، μ_f و h_{fg} و C_{pf} به ترتیب حجم مخصوص مایع، حجم مخصوص بخار، ضریب هدایتی مایع، ضریب ویسکوزیته مایع، آنتالپی اشباع آب و ظرفیت گرمایی مایع می‌باشند که برای محاسبه آنها از جدول اشباع آب استفاده گردیده است.

و همچنین برای محاسبه دمای دیواره داخلی محفظه ایمنی از رابطه زیر استفاده گردیده است.

$$T_{wall} = T_{sat} - \left(\frac{Q}{2\pi l h_{Cont} r_1} \right) \quad (35)$$

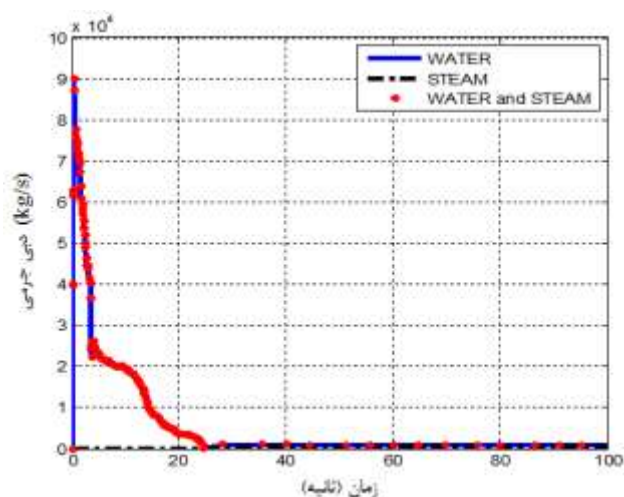
که در این رابطه r_1 شعاع داخلی محفظه استیلی راکتور می‌باشد. که:

$$q_{cond} = Ah_{cont} (T_{sat} - T_{wall}) \quad (36)$$

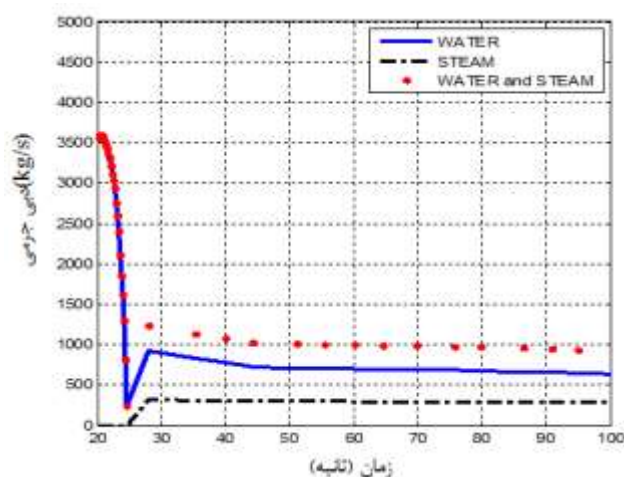
که در کل داریم:

$$q_{wet} = q_{dry} + q_{cond} \quad (37)$$

که در این رابطه q_{wet} مربوط به حالت با در نظر گرفتن میعان، q_{dry} مربوط به حالت بدون میعان می‌باشد. با توجه به اینکه در اثر شکستن لوله آب خنک‌کننده و تخلیه آب با دمای بالا در محیط وسیع محفظه ایمنی و ایجاد شرایط دو فازی بلافاصله مقداری از آب تخلیه شده تغییر فاز داده و تبدیل به بخار می‌شود در طول این فرایند مقداری از این بخار در بخش دیواره‌های محفظه ایمنی تغییر فاز داده و به صورت لایه‌ای از آب بر روی



شکل ۷ تغییرات دبی جرمی ورودی به محفظه در زمان ۰ تا ۱۰۰ ثانیه

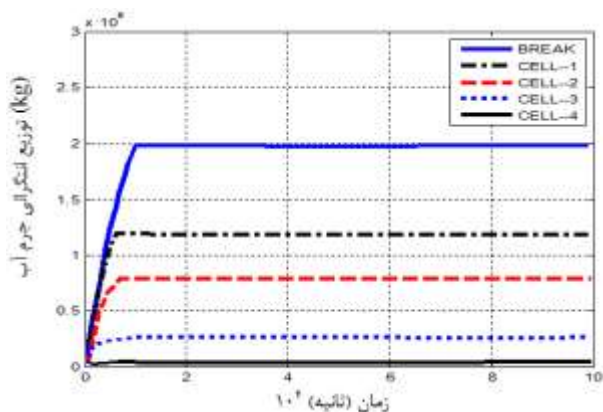


شکل ۸ تغییرات دبی جرمی ورودی به محفظه در زمان ۲۰ تا ۱۰۰ ثانیه

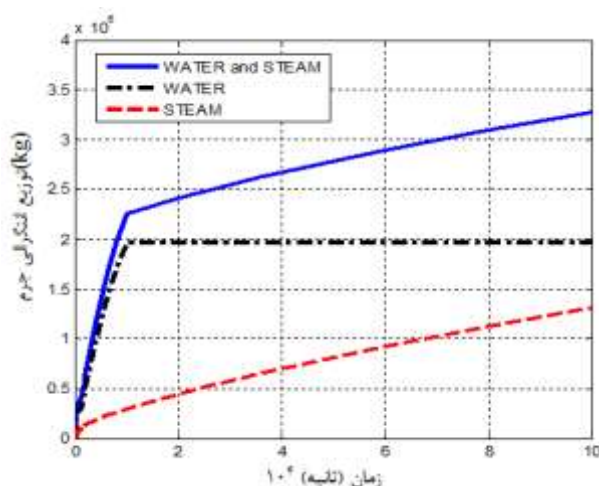
در شکل ۹ تغییرات انتگرالی جرم آب و بخار آب با زمان نشان داده شده است با توجه به این شکل تا زمان ۱۰۰۰۰ ثانیه اول با در نظر گرفتن حجم آب داخل لوله خنک کننده تزریق فاز مایع به داخل محفظه صورت می گیرد ولی بعد از این زمان به حالت تکفازی (بخار) تخلیه صورت می گیرد به همین دلیل نمودار بخار با زمان روند رو به رشدی را طی می کند. در شکل ۱۰ هم توزیع انتگرالی انرژی حاصل از تخلیه آب و بخار لوله خنک کننده به داخل محفظه ایمنی نشان داده شده است که ارتباط مستقیمی با تغییرات جرم آب و بخار آب تخلیه شده به محفظه دارد.

پارامتر	مقدار	نماد
مساحت بافل هوا	$4258/6595 \text{ (m}^2\text{)}$	$A_{AirBaffle}$
مساحت دانکامر	$6183/729 \text{ (m}^2\text{)}$	A_{gap1}
مساحت رایزر	$5984/7455 \text{ (m}^2\text{)}$	A_{gap2}
ضخامت محفظه ایمنی	$0/0444 \text{ (m)}$	$\delta_{cont.}$
ضخامت رایزر	$0/6561 \text{ (m)}$	δ_{gap2}
ضخامت بافل هوا	$0/015 \text{ (m)}$	$\delta_{AirBaffle}$
ضخامت دانکامر	$0/6561 \text{ (m)}$	δ_{gap1}
ضخامت بتن	$0/9144 \text{ (m)}$	$\delta_{conc.}$
شعاع داخلی محفظه ایمنی	$19/812 \text{ (m)}$	$r_{in.cont.}$
شعاع داخلی بتن	$21/132 \text{ (m)}$	$r_{in.conc.}$
دمای اولیه محفظه	$50 \text{ (}^\circ\text{C)}$	T_{sat0}
رطوبت اولیه محفظه	0	ϕ_0
فشار اولیه محفظه	$0/1082 \text{ (MPa)}$	$P_{0cont.}$
فشار شاخه سرد	$15/9268 \text{ (MPa)}$	$P_{ColdLeg}$
دمای شاخه سرد	$280/66 \text{ (}^\circ\text{C)}$	$T_{ColdLeg}$
دبی هوای ورودی به دانکامر	$788/05 \text{ (kg/s)}$	$\dot{m}_{air}$
طول دیواره انتقال حرارت	$47/8209 \text{ (m)}$	l
ضریب هدایتی بافل هوا	$16/2685 \text{ (}\frac{\text{W}}{\text{m K}}\text{)}$	$K_{AirBaffle}$
ضریب هدایتی محفظه ایمنی	$40/84 \text{ (}\frac{\text{W}}{\text{m K}}\text{)}$	K_{Cont}
ضریب هدایتی بتن	$1/43 \text{ (}\frac{\text{W}}{\text{m K}}\text{)}$	$K_{Concret}$

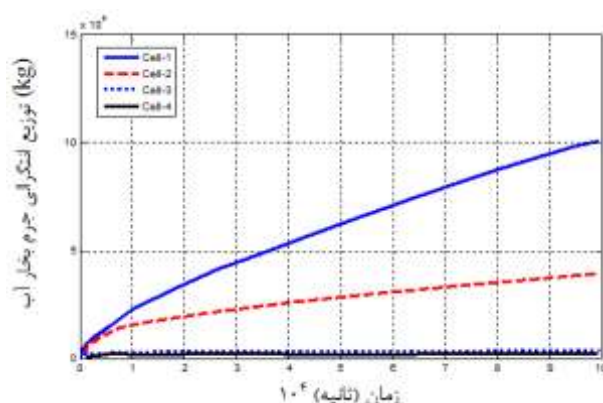
در این قسمت نتایج حاصل از مدل سازی با فرض چندحجمی بودن محفظه ایمنی راکتور آورده شده است که در زیر نمودارهای مربوط به تغییرات دبی جرمی، توزیع انتگرالی جرم و انرژی، تغییرات فشار، دما و انتقال حرارت از دیواره ها با زمان نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۷ و ۸ نشان داده شده است در لحظه شکسته شدن لوله خنک کننده، با توجه به اینکه آب درون لوله در حالت فاز مایع با فشار بسیار بالا قرار دارد تقریباً تا زمان ۲۵ ثانیه تخلیه آب خنک کننده به داخل محفظه ایمنی در فاز مایع صورت می گیرد و بعد از وارد شدن به داخل محفظه ایمنی به دلیل داشتن دمای بالا و تغییر فشار (افت فشار) به حالت دو فاز تغییر می کند و با توجه به شکل ۷ از زمان ۲۵ ثانیه به بعد، بعد از تخلیه شدن حجم بسیار زیاد آب لوله خنک کننده به درون محفظه ایمنی، تخلیه سیال خنک کننده از لوله به داخل محفظه به حالت دو فاز آغاز می شود.



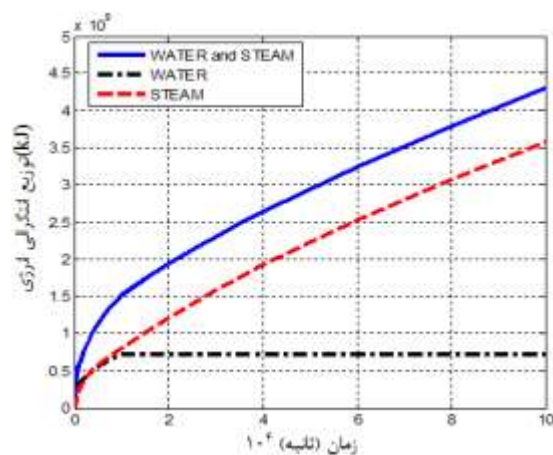
شکل ۱۱ تغییرات جرمی آب در داخل هر حجم



شکل ۹ توزیع انتگرالی جرم آب و بخار تخلیه شده به درون محفظه با زمان



شکل ۱۲ تغییرات جرمی بخار آب در داخل هر حجم

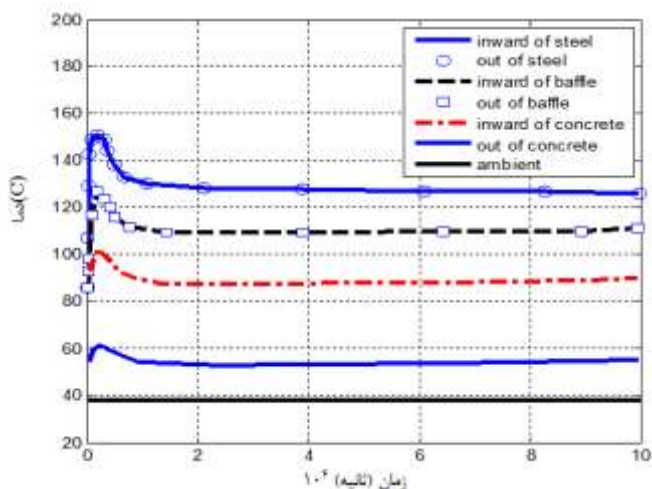


شکل ۱۰ توزیع انتگرالی انرژی آب و بخار تخلیه شده به درون محفظه با زمان

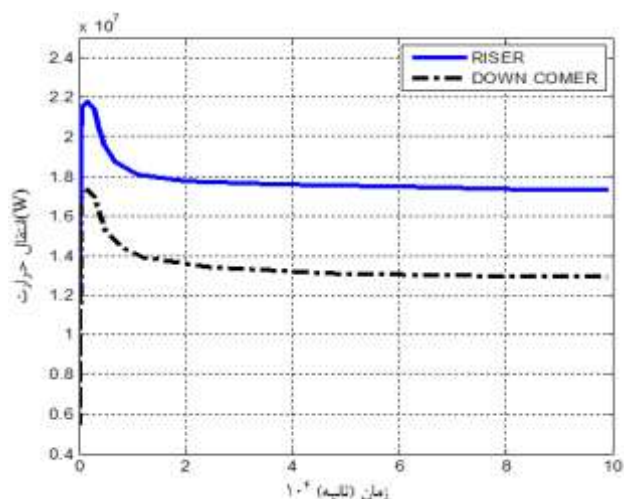
در شکل ۱۳ و ۱۴ تغییرات فشار و دمای داخل محفظه ایمنی با زمان نشان داده است همانطور که از این نمودارها معلوم می‌باشد تا زمانی که تخلیه آب و بخار آب به داخل محفظه ادامه دارد فشار و دمای محفظه در حال افزایش می‌باشد ولی چون بعد از شروع حادثه سیستم‌های ایمنی راکتور از جمله سیستم پاشش آب در داخل محفظه ایمنی، سیستم برداشت حرارت از طریق دیواره‌ها و سیستم آب‌انبارها با تخلیه مخازن آب (شکل ۲) بر روی دیواره بیرونی محفظه ایمنی باعث کاهش سرعت افزایش فشار و دمای داخل محفظه ایمنی می‌گردند ولی با این وجود چون در زمان‌های آغازین حادثه، حجم زیادی از آب و بخار آب به داخل محفظه ایمنی تزریق می‌شود افزایش فشار و دما رشد سریعی دارند ولی بعد از گذشت مدت زمانی نرخ تزریق حالت نزولی پیدا می‌کند و سیستم‌های برداشت حرارت بر روند افزایش فشار و دمای داخل محفظه غلبه می‌کنند و بعد از مدتی فشار و دمای محفظه ایمنی به حالت پایدار در می‌آید. همچنین چون محل شکستگی در حجم اول قرار دارد بدیهی است که این حجم دارای فشار و دمای بیشتری نسبت به سایر حجم‌ها باشد.

در شکل ۱۱ و ۱۲ به ترتیب تغییرات جرم آب و بخار آب با گذشت زمان در ۴ حجم در نظر گرفته شده در محفظه ایمنی راکتور نشان داده شده‌اند. با توجه به اینکه محل شکستگی لوله، در حادثه از دست دادن خنک کننده در حجم اول قرار دارد بنابراین بیشترین تغییرات جرم آب و بخار آب در این حجم اتفاق می‌افتد و در نهایت کمترین سهم مربوط به حجم ۴ می‌باشد که در بالاترین مکان در محفظه ایمنی و در فاصله دورتری از محل شکستگی لوله قرار دارد. همانطور که از نمودارها مشخص می‌گردد در زمان ۱۰۰۰۰ ثانیه بعد از حادثه میزان تخلیه آب از محل شکستگی لوله به داخل محفظه ایمنی صفر می‌گردد بنابراین بعد از این زمان تغییرات جرم آب در داخل محفظه ایمنی در هر ۴ حجم ثابت می‌ماند ولی با توجه به اینکه، همچنان از لوله شکسته شده تخلیه بخار آب به داخل محفظه ایمنی ادامه دارد در نتیجه تغییرات بخار آب با زمان روند صعودی پیدا می‌کند.

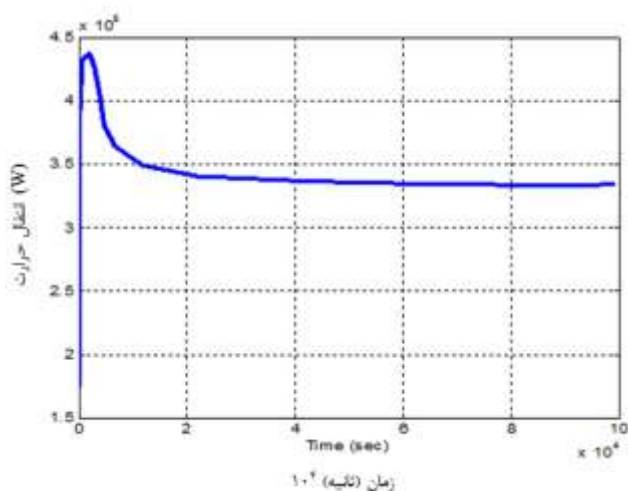
$$\Delta\% = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\theta_2} \% \quad (41)$$



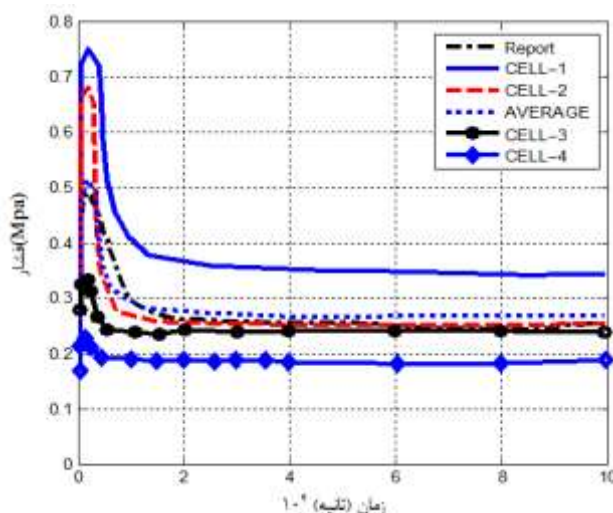
شکل ۱۵ تغییرات دمای دیواره های محفظه بازمان



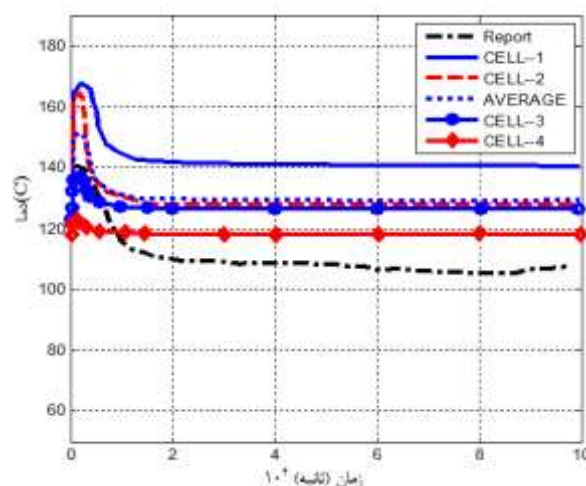
شکل ۱۶ انتقال حرارت در Riser و Down comer



شکل ۱۷ انتقال حرارت در جهت شعاعی محفظه ایمنی



شکل ۱۳ تغییرات فشار داخل حجمها با زمان



شکل ۱۴ تغییرات دمای داخل حجمها با زمان

در شکل ۱۵ تغییرات دمای دیواره های داخلی و خارجی بتنی، استیلی و تیغه بافل هوای محفظه ایمنی باگذشت زمان نشان داده شده است با توجه به اینکه بتن لایه خارجی می باشد تحت تاثیر تغییرات دمایی کمی قرار می گیرد. در شکل های ۱۶ و ۱۷ به ترتیب میزان انتقال حرارت جابجا شده در بخش های دانکامر، رایزر و در جهت شعاعی محفظه ایمنی راکتور نشان داده شده است، همانطور که ملاحظه می گردد در این نمودارها نیز تغییرات انتقال حرارت وابسته به تغییرات دمای محفظه ایمنی می باشد و با توجه به اینکه بخش رایزر نزدیک تر به محفظه می باشد بنابراین مقدار انتقال حرارت برداشت شده از محفظه در این بخش بیشتر از بخش دانکامر است. و در نهایت نتایج حاصل از شبیه سازی و مقایسه با نتایج موجود در جدول ۳ آورده شده است.

برای تعیین میزان خطا نتیجه شبیه سازی با نتایج مراجع [۳] و [۲۸] از رابطه زیر استفاده شده است:

جدول ۳ مقایسه نتایج حاصل از شبیه سازی با مرجع [۳] و [۲۸]

درصد خطا نسبی دما با مرجع [۳]	درصد خطا نسبی دما با مرجع [۲۸]	اختلاف دمای مطلق مدل با مرجع [۲۸]	درصد خطا فشار نسبی با مرجع [۳]	درصد خطا فشار نسبی با مرجع [۲۸]	اختلاف فشار مطلق مدل با مرجع [۲۸]	پیک دما (C)	پیک فشار (Map)	حادثه از دست دادن خنک کننده
---	٪ ۶/۹	۱۰/۵	---	٪ ۱۱	۰/۰۶۳۱	۱۵۱	۰/۵۵۳۱	نتایج حاصل از مرجع [۳]
---	---	---	---	---	---	۱۴۰/۵	۰/۴۹	نتایج حاصل از مرجع [۲۸]
---	---	۲۸/۱	---	---	۰/۲۶۲۷	۱۶۸/۶	۰/۷۵۲۷	حجم ۱
---	---	۲۶/۲	---	---	۰/۲۱۱۰	۱۶۶/۷	۰/۶۹۱	حجم ۲
---	---	۰/۷	---	---	۰/۱۴۴۳	۱۳۹/۸	۰/۳۴۵۷	حجم ۳
---	---	۱۴/۹	---	---	۰/۲۶۱۶	۱۲۵/۶	۰/۲۲۸۴	حجم ۴
٪ ۰/۴	٪ ۶	۹/۸	٪ ۷	٪ ۴	۰/۰۲۴۱	۱۵۰/۳	۰/۵۱۴۱	متوسط گیری بین چهار حجم

۵- نتیجه گیری

می باشد که با پاشش آب به هوای داخل محفظه باعث ایجاد تغییر فاز بخار آب موجود در فضای محفظه به حالت مایع (میعان) می شود که این امر منجر به کاهش فشار و دمای داخل محفظه ایمنی می گردد.

فهرست علائم و اختصارات

علائم انگلیسی

$\dot{Q}$	انتقال حرارت، w
U	انرژی داخلی، J
V	حجم، m^3
T	دما، $^{\circ}C$
$\dot{m}$	دبی، kg/s
r	شعاع، m
p	فشار، pa
Ra	عدد رایلی
Nu	عدد ناسلت
Pr	عدد پرانتل
Gr	عدد گرافش
l	طول، m
C	ظرفیت گرمایی ویژه، $J/kg.C$
h	ضریب هدایت جابجایی، $\frac{W}{m^2.K}$
K	ضریب هدایت حرارتی، $\frac{W}{m.K}$
A	مساحت، m^2

علائم یونانی

ρ	چگالی، kg/m^3
ϕ	رطوبت نسبی
v	سرعت، m/s
μ	ویسکوزیته، $N.s/m^2$

زیرنویس ها

wpd	آب تخلیه شده به محفظه
wpr	آب باقی مانده در لوله

با مقایسه نتایج به دست آمده از مدل سازی چندحجمی محفظه ایمنی برای حادثه تخلیه شدن آب خنک کننده به داخل محفظه ایمنی در اثر شکسته شدن شاخه سرد خنک کننده در حالت دو فازی توسط نرم افزار متلب ۲۰۱۹ [۲۹] با نتایج موجود [۳] و [۲۸] ملاحظه می گردد که این مدل سازی کاملاً قابل قبول می باشد. در حالت بدون انتقال حرارت از دیواره ها و دو بخش رایزر و دانکامر فشار و دما بالاتر از فشار و دمای طراحی برای راکتور می باشد ولی در حالت با در نظر گرفتن انتقال حرارت فشار و دما افت پیدا کرده و به فشار و دمای طراحی نزدیک می گردند. پس در نتیجه این موضوع مهم بودن انتقال حرارت در این راکتور را نشان می دهد. همچنین انتقال حرارت از دیواره ها، رایزر و دانکامر تابع تغییرات درجه حرارت داخل محفظه ایمنی می باشند در نتیجه زمانی که درجه حرارت داخل محفظه زیاد می گردد انتقال حرارت نیز افزایش می یابد. همانطور که از نمودارها مشاهده می گردد به دلیل اینکه محل شکستگی لوله در حجم اول در نظر گرفته شده است در نتیجه پیک فشار و دمای این حجم نسبت به حجم های دیگر زیادتر می باشد و به دلیل اینکه حجم بندی به صورت لایه های در جهت عمودی محفظه در نظر گرفته شده است در نتیجه حجم چهارم در مدل سازی چهار حجمی فضای بالایی محفظه را شامل می شود و از محل شکستگی لوله فاصله زیادی دارد در نتیجه پیک فشار و دمایی در این حجم نسبت به سایر حجم ها کم تر می باشد، و همچنین تغییرات جرمی آب و بخار در حجم اول نیز ماکزیمم می باشد. موضوع مهم دیگری که تاثیر بسزایی در کاهش فشار و دمای داخل محفظه ایمنی راکتور ای پی ۱۰۰۰ دارد لحاظ سیستم ایمنی پاشش آب سرد به داخل محفظه ایمنی در مواقع حادثه

- [9] Yousif, Eltayeb., Zhang, Zhijian, Tian, Zhaofei, and Hao-ran, Ju., "Simulation and Analysis of Small Break LOCA for AP1000 Using RELAP5-MV and Its Comparison with NOTRUMP Code", *Science and Technology of Nuclear Installations*, Vol. 45, No., pp. 13-25, (2017).
- [10] Sheykhi, Sh., Talebi, S., Soroush, M., Masoumi, E., "Thermal-hydraulic and stress analysis of AP1000 reactor containment during LOCA in dry cooling mode", *Nuclear Science and Techniques*, Vol. 73, No., pp. 52-68, (2017).
- [11] Yang, J., Wang, W. W., Qiu, S. Z., Tian, W. X., Su, G. H., and Wu, Y. W., "Simulation and analysis on 10-in. cold leg small break LOCA for AP1000", *Annals of Nuclear Energy*, Vol. 46, No., pp. 81-89, (2012).
- [12] Zheng Limin, L. L., "Analysis of reactor coolant system leak for AP1000 nuclear power plant", *Nuclear Techniques*, Vol. 39, No., pp. 25-36, (2016).
- [13] Noori-Kalkhoran, O., Shirani, A. S., Ahangari, R., "Simulation Of Containment Pressurization In A Large Break-Loss Of Coolant Accident Using Single-Cell and Multicell Models and CONTAIN Code", *Nuclear Engineering and Technology*, Vol. 48, No., pp. 1140-1153, (2016).
- [14] S. Jiménez, A. Cornejo, L. G. Barbu, A. H. Barbat, S. Ollr, "Failure pressure analysis of a nuclear reactor prestressed concrete containment building", *Engineering Structures*, Vol. 236, No., pp. 112052, (2021).
- [15] Bae, Byoung-Uhn., Lee, Jae Bong., Park, Yu-Sun., Kim, Jongrok, Kang, Kyoung-Ho., "Integral effect test for steam line break with coupling reactor coolant system and containment using ATLAS-CUBE facility", *Nuclear Engineering and Technology*, Vol. 53, No. 8, pp. 2477-2487, (2021).
- [16] Papini, D., Grgi_c, D., Cammi, A., Ricotti., "Analysis of different containment models for IRIS small break LOCA", using GOTHIC and RELAP5 codes, *Nuclear Engineering Design*, Vol. 241, No., pp. 1152-1164, (2011).
- [17] Kim, T.-M., Park, J.-H., "A containment analysis for SBLOCA in the refurbished Wolsong-1 nuclear power plant", *Nuclear Engineering Design*, Vol. 241, No., pp. 3804-3811, (2011).
- [18] Ozdemir, O.E., George, T.L., Marshall, M.D., Daiichi, Fukushima., "Unit 1 power plant containment analysis using GOTHIC", *Annals Nuclear Energy*, Vol. 85, No., pp. 621-632, (2015).
- [19] Noori-Kalkhoran, O., Rahgoshay, M., Minuchehr, A., Shirani, A.S., "Analysis of thermalehydraulic parameters of WWER-1000 containment in a large

conc	بتن
g	بخار
Outer	خارجی
out	خارج
wall	دیواره
Inner	داخلی
in	داخل
f	سیال
st	ساختار
gap	فضای مابین
cont	محفظه ایمنی
amb	محیط
air	هوا
بالانویس ها	
Δt	بازه زمانی
t	زمان
*	شرایط مرجع

۶- مراجع

- [1] De Boeck, B., "A review of containment accidents", *Nuclear Engineering Design*, 145, 279e288, (1993).
- [2] IAEA Safety Standards, Specific Safety Guide No. SSG-53, Design of the Reactor Containment and Associated Systems for Nuclear Power Plants, International Atomic Energy Agency venna, (2019).
- [3] Sadeghiazad, M. M., and Choobdar, F., Rahim, "Investigation of Thermo-Hydraulic Parameters of Reactor Containment due to Cold-Leg Break Accident", *Amirkabir Journal Mechanical Engineering*, 53(5), (2021). (in Persian فارسی)
- [4] UK Compliance document for AP1000 design, Section a UK safety case Overview, A.2 AP1000 safety philosophy, A 50, (2007).
- [5] The Westinghouse AP1000 Advanced Nuclear Plant, Plant Description, Copyright 2003, Westinghouse Electric Co., LLC. 17, (2007).
- [6] UK AP1000 Safety, Security, and Environmental Report, Chapter 6, 6.2.2.2.3 Component Description, A.2 AP1000 safety philosophy, A 50, pp 2-18 (2007).
- [7] Kljenak, I., Mavko, B., "Simulation of containment thermalhydraulics in the Marviken Blowdown 16 experiment with ASTEC and CONTAIN codes", *Nuclear Engineering Design*. Vol. 241, No., PP. 1063-1070, (2011).
- [8] Xie., Heng, "Numerical simulation of AP1000 LBLOCA with SCDAP/RELAP 4.0 code", *Journal of Nuclear Science and Technology*, Vol. 54. No., pp. 969-976, (2017).

- [24] Neil E. Todreas, Mujid S. Kazimi, "NUCLEAR SYSTEMS 1 Thermal Hydraulic Fundamentals", *Massachusetts Institute of Technology, HEMISPHERE PUBLISHING CORPORATION*, Chapter 7, pp. 239, (2021).
- [25] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, *Fundamentals of Heat Transfer*, Wiley, Hoboken, (1981).
- [26] UK AP1000 Safety, Security, and Environmental Report, *AP1000 safety philosophy*, Chapter 3, pp. 8-122, (2007).
- [27] Noori-Kalkhoran, O., Rahgoshay, M., Minuchehr, A., Shirani, A. S., Analysis of thermal-hydraulic parameters of WWER-1000 containment in a large break LOCA, *Annals of Nuclear Energy*, Vol. 68, pp. 101-111, (2014).
- [28] UK AP1000 Safety, Security and Environmental Report, Chapter 6, Section LOCA, DECL, pp. 1255, (2007).
- [29] Matlab-2019. *Mathworks Company*, March (2019).
- break LOCA", *Annals Nuclear Energy*, Vol. 68, No., pp. 101-111, (2014).
- [20] Chen, Y.-S., Yuann, Y.-R., Dai, L.-C., "Lungmen ABWR containment analyses during short-term main steam line break LOCA using GOTHIC", *Nuclear Engineering Design*, Vol. 247, No., pp. 106-115, (2012).
- [21] Lin, A., Chen, Y.-S., Yuann, Y.-R., "Kuosheng Mark III containment analyses using GOTHIC", *Nuclear Engineering Design*, Vol. 263, No., pp. 255-262, (2013).
- [22] Jimenez, G., Serrano, C., Lopez-Alonso, E., Molina, M.d.C., Calvo, D., Garcí'a, J., Queral, C., Zuriaga, J.V., Gonz_alez, M., "BWR Mark III containment analyses using a GOTHIC 8.0 3D model", *Annals Nuclear Energy*, Vol. 85, No., pp. 687-703, (2015).
- [23] E. Sonntag, Richard Claus Borgnakke, Gordon J. Van Wylen, "Fundamentals of Thermodynamics", 6th edition, Wiley, (2002).



بررسی حساسیت فشار سنج دیافراگمی مبتنی بر فناوری میکروالکترومکانیک با استفاده از تحلیل المان محدود

سید فرحان موسویان

دانشجوی کارشناسی ارشد

داریوش برزویی

دانشجوی کارشناسی ارشد

میثم فرج الهی *

استادیار،

دانشکده فناوری های نوین، گروه

سیستم های انرژی، دانشگاه علم و

صنعت ایران، تهران

چکیده: سنسورهای فشار دیافراگمی در صنایع مختلفی مورد استفاده قرار می گیرند. پژوهش های زیادی برای بهینه سازی و ارتقای کیفی این سنسورها انجام گرفته است. در این مقاله، "حساسیت" به عنوان یک متغیر کلیدی در طراحی سنسور فشار دیافراگمی مبتنی بر فناوری میکروالکترومکانیک مورد بررسی قرار گرفته است. هندسه دیافراگم یکی از تاثیر گذارترین متغیرها در حساسیت یک فشار سنج دیافراگمی است که می تواند علاوه بر حساسیت، محدوده عملکردی، دقت سنسور، ابعاد و حتی قیمت آن را تحت تاثیر قرار دهد. لذا با هدف افزایش عملکرد و حساسیت سنسور های فشار، نسبت به شبیه سازی دیافراگم سنسور در نرم افزار تجاری آباکوس اقدام گردید و ضمن اعتبار سنجی حلگر محاسباتی، هندسه های مختلف دیافراگم مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج بدست آمده گواه آن بود که دیافراگم دایره ای دارای بهترین عملکرد است. در اثر موج دار کردن سطح دیافراگم بررسی شد و شکل های مختلفی از موج های ایجادی در بستر دیافراگم، شبیه سازی گردید. نتایج بدست آمده حاکی از آن بود که ایجاد موج دایره ای با شعاع ۱۵ میکرومتر در انتهای سطح دیافراگم، موجب افزایش ۱۸ درصدی حساسیت سنسور می گردد.

واژه های راهنما: فشار سنج، فناوری میکروالکترومکانیک، حساسیت، تحلیل المان محدود، دیافراگم موج دار

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۰/۰۷/۲۸

پذیرش: ۱۴۰۱/۰۲/۳۰

Seyed Farhan
Moosavian
M.Sc. Student

Daryoosh Borzuei
M.Sc. Student

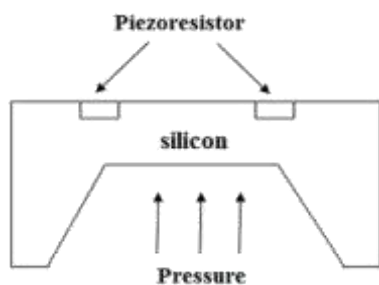
Meisam
Farajollahi*
Assistant Professor,
School of Advanced
Technologies,
Department of Energy
Systems, Iran University
of Science and
Technology, Tehran

Evaluation of diaphragm pressure sensor sensitivity based on MEMS technology using finite element analysis

Abstract: Diaphragm pressure sensors are used in various industries. Much research has been done to optimize and improve the quality of these sensors. This paper investigates "sensitivity" as a critical variable in diaphragm pressure sensors based on MEMS technology. Aperture geometry is one of the most influential variables in the sensitivity of a diaphragm sphygmomanometer, which in addition to sensitivity, can affect other variables such as operating range, sensor accuracy, dimensions, and even price. To increase the performance and sensitivity of pressure sensors, the sensor aperture was simulated in AbaqusFEA software, and while validating the computational solver, different geometries were evaluated. The results showed that the circular diaphragm has the best performance. Then the effect of corrugations on the surface of the diaphragm was investigated, and different forms of waves were simulated. The results showed that creating a circular wave with a radius of 15 μm at the end of the diaphragm surface increases the sensor's sensitivity by 18%.

Keywords: Pressure sensor , MEMS , Sensitivity , FEA , corrugated diaphragm

۱- مقدمه



شکل ۱ سنسور فشارسنج پیزومقاومتی [۱۱]

در سالهای اخیر استفاده از سنسور های میکروالکترو مکانیک فشاری مبتنی بر پدیده پیزومقاومتی به دلیل سهولت ساخت، هزینه پایین، روش اندازه گیری ساده، محدوده گسترده کاری و دقت اندازه گیری بالا، متداول گشته است [۸]. مطالعات گسترده ای پیرامون شکل هندسی و ساختار دیافراگم این نوع سنسور ها انجام گرفته [۱۲]، [۱۳] و برای کاربرد های مختلف و گستره ی فشار کاری، مدل های متنوعی ارائه گردیده است که در ادامه به مرور برخی از این مطالعات پرداخته می شود.

پیرامون موضوع انتخاب بهترین هندسه دیافراگم، محمدی و محمدزاده به شبیه سازی هندسه ی دیافراگم سنسور های فشار در نرم افزار آباکوس و بررسی اثر سوراخ در آن پرداخته و ضمن بررسی سه هندسه ی دایره، مربع و مستطیل، مشاهده نمودند که دیافراگم دایره ای تحت بارگذاری یکسان، دارای کمترین تنش و بیشترین تغییر شکل، می باشد [۱۴]. سوچا و همکاران شکل های مختلف دیافراگم سنسور های فشار مانند مربعی، مستطیلی و دایره ای متشکل از سیلیکون را مدل سازی نموده و پارامترهای عملکردی آن ها یعنی خیز و تنش را مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند. نتایج آنان حاکی از آن بود که دیافراگم دایره ای از جنس سیلیکون تک کریستاله بهترین عملکرد را دارا می باشد [۱۱]. نولتامبی و مگوانتانام نیز سنسور های فشار مبتنی بر دیافراگم را برای کاربرد های محیطی مورد بررسی قرار داده و ضمن شبیه سازی سه هندسه ی دایره ای، مستطیلی و مربعی، نتایج خود را با روابط تحلیلی موجود مقایسه نموده و بیشترین خطا را در هندسه مستطیلی گزارش نمودند [۱۵]. رحمان و ابراهیم به شبیه سازی دیافراگم های مستطیلی از جنس گرافن در سنسور های فشار میکروالکترومکانیک با استفاده از نرم افزار کامسول، پرداخته و اثر تغییر ضخامت در نسبت های طول به عرض ثابت را بررسی نمودند. نتایج بدست آمده حاکی از آن بود که افزایش نسبت طول به عرض، موجب کاهش تغییر شکل بیشینه ی دیافراگم می گردد [۱۶].

در خصوص تغییر ماده سازنده دیافراگم و خواص آن نیز مطالعات گسترده ای انجام گرفته است. شاکلیا و همکاران به شبیه سازی دیافراگم دایره ای مقید پرداخته و در مطالعه خود

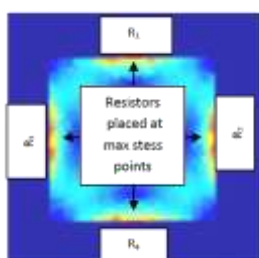
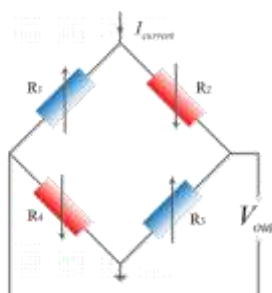
امروزه با پیشرفت تکنولوژی، کاهش ابعاد سنسور ها به منظور کاهش هزینه، افزایش دقت و قابلیت ساخت در تعداد بالا در یک فرآیند واحد، از اهمیت بالایی برخوردار بوده بطوریکه باعث افزایش تمرکز پژوهش های متعدد در این راستا گردیده است. از طرف دیگر پیشرفت های چشمگیر در صنعت ساخت در ابعاد میکرون و مزیت های ویژه این روش ها، طراحی و ساخت بسیاری از حسگر های جدید مبتنی بر سیستم های میکرو الکترو مکانیکی (ممز) بوده که در واقع ترکیبی از سیستم های هوشمند مکانیکی و الکتریکی در ابعاد میکرون می باشند [۱].

فناوری های مختلفی جهت استفاده در داده برداری و تبدیل داده مورد نظر به یک پارامتر قابل اندازه گیری مورد استفاده قرار گرفته و شامل سیستم های نوری، خازنی، پیزوالکتریک، پیزو مقاومتی، رزونانسی و ترموالکتریکی می گردد [۲]. در این میان روش های پیزو مقاومتی دارای کاربرد گسترده تری نسبت به موارد دیگر می باشند. از مهمترین محصولات تولیدی از تکنولوژی میکرو الکترو مکانیک، سنسور های فشارسنج بوده که دقت بالا و هزینه ساخت پایین از مزایای بارز این نوع از سنسورها است [۳]. به طور کلی سنسور های فشار را می توان از پرکاربردترین المان ها در اکثر صنایع (هوافضا) [۴]، اتومبیل سازی، دریایی [۵]، [۶]، پایش سلامت [۷] و ... و سایر تجهیزات دانست. این سنسورها را می توان از نظر روش اندازه گیری به دو نوع رزونانسی و جابجایی تقسیم نمود. در سنسور های فشار رزونانسی اندازه گیری فشار توسط شیفت فرکانس تشدید حاصل از تنش های اعمالی به دیافراگم انجام گرفته که از مزایای این روش می توان به پایداری طولانی مدت، مدار خوانش ساده و دقت بالا اشاره نمود [۸]. در سنسور های فشار از نوع جابجایی، اندازه گیری بر پایه ی جابجایی نقطه اثر اعمال نیرو انجام گرفته و به همین دلیل اینگونه سنسور ها دارای دیافراگم یا تیری هستند که به عنوان المان اولیه در اثر اعمال فشار، تغییر شکل می دهند [۹]. میزان جابجایی دیافراگم یا تیر با استفاده از ساز و کار ها و المان های سنجشی متفاوتی همچون خازنی، پیزوالکتریکی و پیزومقاومتی محاسبه شده و در نهایت مقدار بدست آمده از جابجایی، باتوجه به نوع ساز و کار سنجشی به مقدار فشار، تبدیل می گردد [۱۰]. در شکل ۱، شماتیکی از یک سنسور فشار پیزو مقاومتی مشاهده می گردد.

است. در مقاله حاضر مدلسازی المان محدود دیافراگم سنسور های فشار در نرم افزار آباکوس نسخه ۶,۱۴ انجام شده و دیافراگم بهینه از میان هندسه های متداول مربعی، دایره ای و مستطیلی انتخاب می گردد. سپس تاثیر ایجاد موج در سطح دیافراگم بهینه شبیه سازی شده و تغییرات شکل موج ایجاد می و محل آن، مورد بررسی قرار می گیرد. در نهایت نتایج بدست آمده از دیافراگم موج دار با مدل ساده مقایسه گشته و منحنی های مشخصه ی اثر موج دار کردن در تغییر خواص دیافراگم دایره ای ارائه و هندسه بهینه نتیجه می گردد.

۲- مدلسازی دیافراگم فشار سنج پیزو مقاومتی

مکانیزم دیافراگم در سنسور های فشار پیزومقاومتی به گونه ای است که یک غشای نازک سیلیکونی به عنوان دیافراگم از طرفین به بدنه مقید شده است (شکل ۱). هنگامیکه اختلاف فشار در دوطرف دیافراگم ایجاد می شود، دیافراگم در اثر فشار اعمالی به سمت بالا یا پایین خم گشته و سبب ایجاد کشش یا فشار در المان های پیزومقاومتی می گردد. کرنش ایجاد شده در پیزومقاومت ها باعث تغییر در مقاومت الکتریکی آنها و نتیجتاً تغییر در ولتاژ خروجی مدار خوانش سنسور می گردد. نهایتاً با بدست آوردن میزان تغییرات ولتاژ خروجی، مقدار فشار وارده بدست می آید. اساس مدار الکتریکی خوانش در اینگونه سنسور ها عموماً بر مبنای مکانیزم پل وتستون است. در این مکانیزم چهار عدد پیزومقاومت مطابق آرایش شکل ۲، به گونه ای قرار گرفته که دو مقاومت تنش های عمود بر جریان خود را حس کرده و دو مقاومت دیگر، تنش های هم امتداد با جریان را حس می کنند.



شکل ۲ محل قرارگیری مقاومت ها در پل وتستون [۲۴]

دو جنس سیلیکون و سیلیکون کارباید را بررسی نمودند. آنان ضمن نشان دادن این موضوع که حساسیت "سیلیکون کارباید"، ۱۳ درصد از سیلیکون بیشتر است، سیلیکون کارباید را، ماده ای بهینه برای ساخت سنسور های فشار دانستند [۱۷]. موسر و همکاران به بررسی تجربی حسگر های فشار ساخته شده از کریستال پلی سیلیسیم پرداختند. نتایج حاصله حاکی از آن بود که انتخاب جنس کریستال پلی سیلیسیم برای ساخت سنسور های فشار مناسب می باشد [۱۸]. ژو و همکاران ریز سنسور فشار پیزو مقاومتی با محدوده کاری صفر تا هفتصد میلی بار ارائه نمودند که دیافراگم آن مربعی از جنس نیتريد سیلیکون و گرافن به عنوان ماده پیزو مقاومتی آن می باشد. [۱۹].

علیرغم تغییر شکل هندسی و جنس دیافراگم، پژوهش هایی در راستای افزایش محدوده کاری توسط موج دار کردن هندسه دیافراگم نیز صورت گرفته و مطالعه پیرامون آن در سالهای اخیر افزایش یافته است. گویی و همکاران تاثیر موج دار کردن دیافراگم در هندسه دایره ای را بررسی کرده و مشاهده نمودند که موج دار کردن دیافراگم باعث افزایش حساسیت و محدوده کاری می گردد [۲۰]. لی و همکاران مروری بر پژوهش های انجام شده در زمینه موج دار کردن دیافراگم سنسور های فشاری انجام دادند. آنان مطالعات خود را به چند بخش شامل بررسی خواص دیافراگم های ساده، بررسی خواص دیافراگم های موج دار، تاثیر دیافراگم های موج دار بر عملکرد سنسور و کاربرد دیافراگم های موج دار در سنسور های فشار، تقسیم نمودند [۲۱].

تحقیقات در خصوص فشارسنج های میکروالکترومکانیکی پیزومقاومتی به شبیه سازی محدود نگشته و آزمایشات و مطالعات تجربی گسترده ای پیرامون آن صورت گرفته است. جویریچ و همکاران به صورت تجربی به بررسی رفتار فشار سنج های پیزومقاومتی پرداخته و نتایج تجربی خود را با تئوری موجود مقایسه نمودند [۲۲]. ویلیانی و همکاران به بررسی تجربی همراه با شبیه سازی فشارسنج های پیزو مقاومتی پرداختند. آنان در نتایج خود اذعان نمودند که حساسیت حسگر، تابعی از موقعیت، هندسه و ضخامت دیافراگم می باشد. نتایج آزمایشگاهی آنان خطای کمتر از ۰/۵ درصدی را در محدوده کاری صفر تا شش بار گزارش می کند [۲۳].

باتوجه به اهمیت موضوع و کاربرد های گسترده آن، در خصوص بهینه سازی سنسور های فشار از طریق تغییر ساختار هندسی دیافراگم، مطالعات گسترده ای انجام گرفته و علاوه بر تغییر شکل هندسی دیافراگم، ایده هایی نظیر موج کردن سطح آن، پیشنهاد شده است. با این حال اثر شیوه موج دار کردن، شکل موج ایجاد می و جایگاه آن، تا کنون مورد مطالعه قرار نگرفته

$$(\sigma_{xx})_{max} = \frac{\sigma(M_x)_{max}}{h^2} \quad (5)$$

$$(\sigma_{yy})_{max} = \frac{\sigma(M_y)_{max}}{h^2} \quad (6)$$

$$(\sigma_{xy})_{max} = \frac{\sigma(M_{xy})_{max}}{h^2} \quad (7)$$

در ادامه باتوجه به معادلات بدست آمده، روابط مربوط به هندسه های مربعی، مستطیلی و دایره ای استخراج می گردد. جهت ایجاد امکان مقایسه نتایج، لازم است، هندسه هایی با مساحت یکسان مدلسازی شود. در شکل ۴ ابعاد پارامتری هندسه های مربعی، مستطیلی و دایره ای، (با مساحت یکسان) ملاحظه شده و سپس معادلات مربوط به هر مورد ارائه گردیده است.



شکل ۴ ابعاد پارامتری دیافراگم مستطیلی، دایره ای و مربعی

مولفه های تنش و تغییر شکل بیشینه در هندسه دایره ای، به ترتیب مطابق روابط ۸ و ۹، در دو راستای r و θ بدست می آید [۲۵].

$$(\sigma_{max})_{rr} = \frac{3Q}{4\pi h^2} \quad (8)$$

$$(\sigma_{max})_{\theta\theta} = \frac{3\nu Q}{4\pi h^2}$$

$$w_{max} = -\frac{3Q \times (m^2 - 1)a^2}{16\pi E m^2 h^3}, m = \frac{1}{\nu} \quad (9)$$

که در روابط فوق Q برابر مقدار نیروی وارده بر سطح دیافراگم بوده و از رابطه $Q = \pi \times a^2 \times p$ محاسبه می گردد.

در هندسه مستطیلی مولفه های تنش و تغییر شکل بیشینه مطابق روابط ۱۰ و ۱۱، در دو راستای x و y بدست می آید [۲۵].

$$(\sigma_{max})_{yy} = \beta \frac{pb^2}{h^2} \quad (10)$$

$$(\sigma_{max})_{xx} = \beta \frac{\nu pb^2}{h^2}$$

$$w_{max} = \alpha \frac{pb^4}{Eh^3} \quad (11)$$

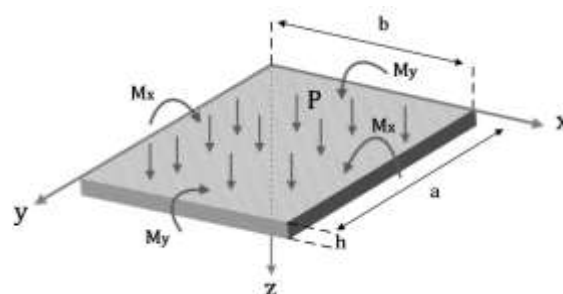
در روابط فوق، b برابر عرض مستطیل بوده و مقادیر α و β از جدول ۱ بدست می آید.

از آنجایی که المان اصلی در سنسور های فشار سنج پیزومقاومتی، دیافراگم آن است، تحلیل تئوری این عنصر، مستلزم بررسی معادلات حاکم بر دیافراگم می باشد.

۲-۱- معادلات حاکم

هنگامیکه فشار یکنواخت P ، مطابق شکل ۳ بر سطح یک دیافراگم وارد می گردد، کرنشی تحت تاثیر موارد ذیل حاصل می گردد:

- تنش نرمال σ_x و σ_y که باعث افزایش گشتاور خمشی M_x و M_y می گردد.
- تنش برشی τ_{xy} که باعث افزایش گشتاور پیچشی M_{xy} می گردد.



شکل ۳ شماتیک دیافراگم خمشی یک صفحه مستطیلی

معادله دیفرانسیل اصلی تغییر شکل صفحه دیافراگمی با ضخامت معین و لبه های کاملاً مقید تحت فشار خارجی P مطابق رابطه زیر می باشد [۲۵].

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}\right)\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right) = \frac{p}{D} \quad (1)$$

که در آن w مقدار تغییر شکل ورق، p فشار وارد بر دیافراگم و D صلبیت خمشی بوده که مقدار آن $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ می باشد. مقادیر E و ν به ترتیب برابر: مدول یانگ دیافراگم، ضریب پواسون و ضخامت دیافراگم می باشند.

با حل معادله ۱ تحت شرایط مرزی مناسب، مقدار تغییر شکل دیافراگم بدست می آید. در ادامه با در دست داشتن تغییر شکل $(w(x,y))$ مقادیر گشتاور های خمشی و تنش های بیشینه، مطابق روابط ۲ تا ۷ بدست می آید [۲۵].

$$M_x = -D\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right) \quad (2)$$

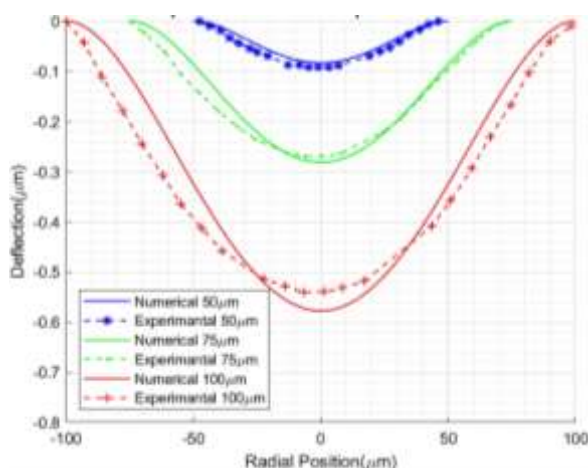
$$M_y = -D\left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right) \quad (3)$$

$$M_{xy} = D(1 - \nu) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad (4)$$

مدلسازی دیافراگم ها متداول است و در پژوهش های متعددی [۱۷]، [۲۰] استفاده شده است. نهایتاً کلیه شرایط مدلسازی در نرم افزار آباکوس اعمال شده و کانتور های تنش و تغییر شکل حاصل می گردد.

۳-۲- اعتبار سنجی حلگر محاسباتی

جهت بررسی صحت عملکرد نرم افزار آباکوس و تنظیمات آن از داده های تجربی موجود در خصوص دیافراگم دایره ای ساده استفاده شده است. بدین منظور، نمودار تغییر شکل دیافراگم دایره ای که به روش عددی تولید شده، با نتایج تجربی ارایه شده در مطالعه ی ایتن و همکاران [۲۷]، مقایسه گردیده است. شرایط این مدلسازی به گونه ای است که دیافراگمی دایره ای با ضخامت ۱/۴ میکرومتر، از جنس نیترات سیلیکون (با مدول یانگ ۳۰۰ گیگا پاسکال و ضریب پوآسون ۰/۲۴) تحت فشار ۱۲ psi در سه شعاع ۵۰، ۷۵ و ۱۰۰ میکرومتر مورد آزمایش قرار گرفته است [۲۹]. در شکل ۵، مقایسه ای میان نتایج ایتن و همکاران و مرجع مدلسازی مقاله ی حاضر، ارائه گردیده و تطابق خوبی میان آنان ملاحظه می گردد. بیشینه مقدار خطای "جذر میانگین مربعات" مربوط به شعاع ۱۰۰ میکرومتر بوده و برابر ۲/۴۷ است و کمینه مقدار آن مربوط به شعاع ۵۰ میکرومتری بوده و برابر ۱/۰۶ می باشد.



شکل ۵ مقایسه ی نتایج مدلسازی عددی با نتایج تجربی ایتن و همکاران [۲۷] جهت اعتبار سنجی حلگر محاسباتی

۲-۴- شبیه سازی دیافراگم ساده

کانتور های تنش و تغییر شکل در فشار ۵ مگاپاسکال برای هندسه های مستطیلی، مربعی و دایره ای، در شکل ۶ و ۷ ملاحظه

جدول ۱ مقادیر ضرایب مربوط به محاسبه تنش و تغییر شکل در هندسه مستطیلی [۱۵]

a/b	۱	۱/۲	۱/۴	۱/۶	۲
α	۰/۰۱۳۸	۰/۰۱۸۸	۰/۰۲۲۶	۰/۰۲۵۱	۰/۰۲۷۷
β	۰/۳۰۷۸	۰/۳۸۳۴	۰/۴۳۵۶	۰/۴۶۸۰	۰/۴۹۷۴

از آنجایی که هندسه مربعی، حالت خاصی از هندسه مستطیلی می باشد، تنش و کرنش آن از روابط ۱۰ و ۱۱ قابل محاسبه است. پس از مرور معادلات حاکم بر انواع هندسه متداول در دیافراگم ها، لازم است تا جنس، ابعاد و سایر شرایط مدلسازی ذکر شود.

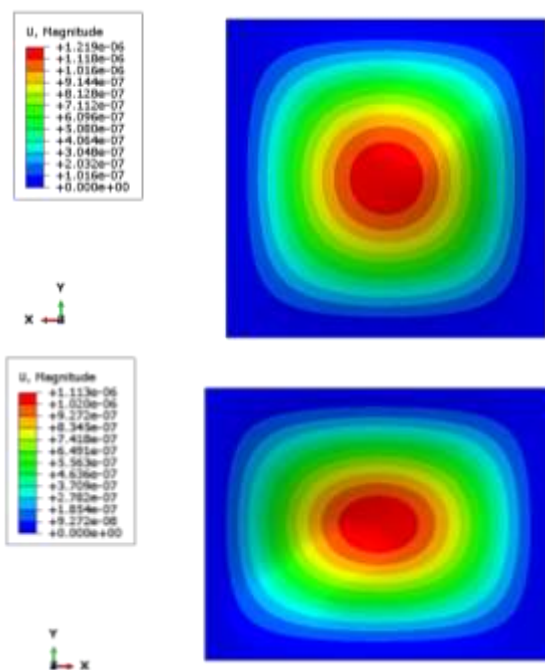
۲-۲- شرایط مدلسازی دیافراگم ساده

باتوجه به پژوهش های انجام شده در خصوص انتخاب جنس بهینه ی دیافراگم، و اتفاق نظر در انتخاب جنس سیلیکون [۱۴]، [۱۵]، [۲۶] در این پژوهش نیز ماده سیلیکون تک کریستاله به عنوان جنس دیافراگم انتخاب گردید. جدول ۲ بیانگر خواص مکانیکی و ابعاد دیافراگم در هندسه های مختلف می باشد. لازم به ذکر است شرط مساحت، در ابعاد داده شده، مطابق شرایط شکل ۴، رعایت شده است.

جدول ۲ ابعاد و خواص مکانیکی دیافراگم ها

جنس دیافراگم	خواص مکانیکی ماده		
	چگالی (kg/m^3)	ضریب پوآسون	مدول یانگ (GPa)
سیلیکون تک کریستال	۲۳۳۰	۰/۲۸	۱۸۰
ابعاد دیافراگم در هندسه های مختلف			
هندسه دیافراگم	طول (μm)	عرض (μm)	ضخامت (μm)
مربع	۵۳۱/۷۳۶	۵۳۱/۷۳۶	۳۰
مستطیل	۶۰۰	۴۷۱/۲۳۹	۳۰
دایره	D=۳۰۰		۳۰

شرط مرزی اعمال شده بر هندسه دیافراگم به گونه ای است که، تمامی درجات آزادی گره های محیط دیافراگم مقید شده و فشار اعمالی به صورت یکنواخت در سطح توزیع شده باشد. لازم به ذکر است، استفاده از قید لبه های محیطی ثابت (کَلِمپ) در



شکل ۷ کانتور های تغییر شکل، برای هندسه های دایره ای، مربعی و مستطیلی

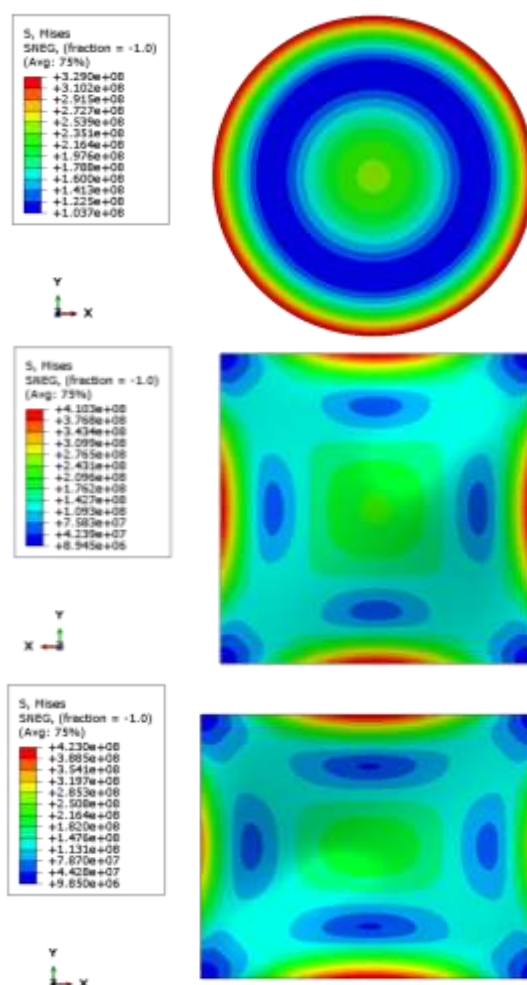
در جدول ۳، نتایج بدست آمده از مقادیر تنش و تغییر شکل بیشینه (در فشار اعمالی ۵ مگاپاسکال) برای هندسه های مختلف با نتایج تئوری بدست آمده از روابط ارائه شده، مقایسه گردیده است.

جدول ۳ مقایسه نتایج شبیه سازی عددی و روابط تئوری برای هندسه های مختلف

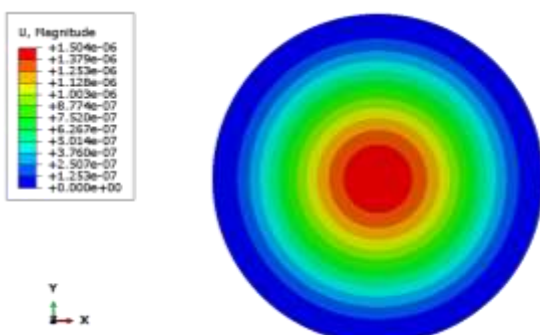
تغییر شکل بیشینه (در فشار ۵ مگاپاسکال) (μm)		تنش مایز بیشینه (در فشار ۵ مگاپاسکال) (MPa)		شکل دیافراگم
روابط تئوری	شبیه سازی	روابط تئوری	شبیه سازی	
۱/۴۴	۱/۵۰	۳۳۵/۰۷	۳۲۹	دایره
۱/۱۴	۱/۲۲	۴۳۲/۳	۴۱۰/۳	مربع
۱/۰۲	۱/۱۱	۴۴۳/۷	۴۲۳	مستطیل

چنانچه از نتایج جدول ۳ برمی آید، مطابقت خوبی میان داده های تئوری و شبیه سازی عددی ملاحظه گردیده و این موضوع، گواهی بر صحت اعتبار شبیه سازی انجام شده می باشد. در شکل ۷ نمودار تنش های بیشینه در فشارهای ۱ تا ۱۰ مگاپاسکال، برای هندسه های مختلف ترسیم گردیده است. همچنین نمودار تنش های تئوری در همان فشار ها نیز، جهت مقایسه با نتایج عددی ملاحظه می گردد.

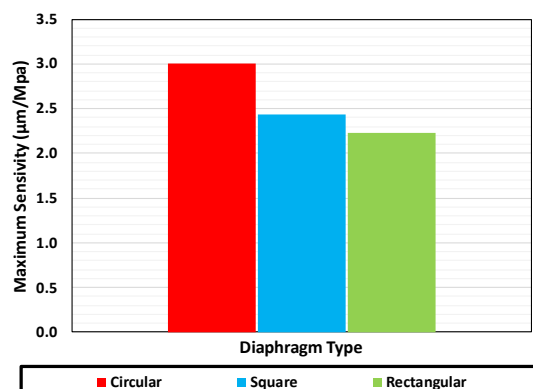
می گردد. نتایج بدست آمده حاکی از آن است که هندسه دایره ای علیرغم کمترین تنش وارده، دارای بیشترین تغییر شکل می باشد.



شکل ۶ کانتور های تنش مایز، برای هندسه های دایره ای، مربعی و مستطیلی



بر حسب فشار است. در شکل ۱۰ نمودار میله ای مقایسه حساسیت هندسه های مختلف با یکدیگر آورده شده است.



شکل ۱۰ مقایسه حساسیت هندسه های مختلف با یکدیگر

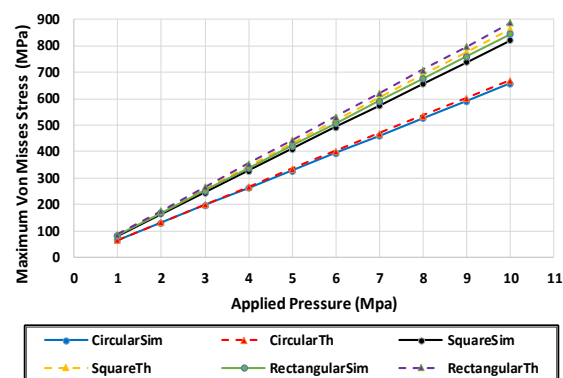
مطابق نمودار شکل ۱۰، بیشینه حساسیت در هندسه دایره ای مشاهده شده و هندسه مربعی و مستطیلی در رتبه های بعدی قرار می گیرند. لذا نتایج بدست آمده حاکی از آن است که هندسه دایره ای، با دارا بودن بیشترین حساسیت و کمترین تنش، به عنوان مناسب ترین دیافراگم برای استفاده در سنسور های فشار سنج پیزومقاومتی می باشد. در ادامه برای افزایش بیشتر حساسیت دیافراگم دایره ای از روش موج دار کردن هندسه استفاده می گردد.

۲-۴- مدل سازی دیافراگم موج دار

باتوجه به مطالعات انجام شده در خصوص موج دار کردن دیافراگم، ایجاد موج دایره ای مختلف الجهت در انتهای دیافراگم، برای افزایش حساسیت هندسه دایره ای، پیشنهاد گردیده است [۲۰]، [۲۸]. در این پژوهش نیز تاثیر ایجاد موج دایره ای مختلف الجهت در دیافراگم دایره ای مطالعه گردیده و تاثیر تغییر پارامتر های آن در حساسیت دیافراگم مد نظر می باشد. در شکل ۱۱ مقطعی از یک دیافراگم موج دار با موج دایره ای مختلف الجهت، ارائه گردیده است.

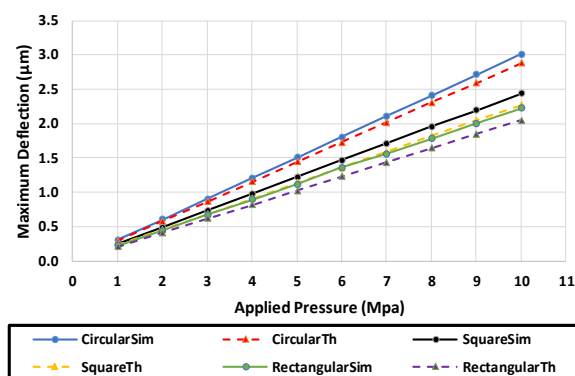


شکل ۱۱ مقطع دیافراگم دایره ای موجدار با موج دایره ای مختلف الجهت [۲۸]



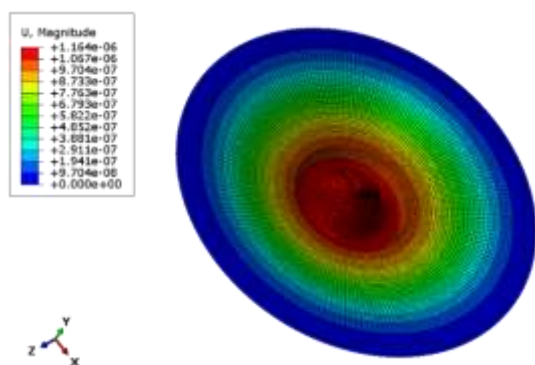
شکل ۸ نمودار تنش تئوری و عددی بر حسب فشار برای هندسه های مختلف

همانطور که در شکل ۸ مشاهده می شود، بیشینه مقدار تنش با افزایش فشار به صورت خطی تغییر کرده و بیشترین مطابقت میان شبیه سازی عددی و نتایج تئوری و همچنین کمترین مقدار تنش در هندسه دایره ای ملاحظه می گردد. اشاره به این نکته نیز ضروری است که برای هر سه هندسه بررسی شده اختلاف بین نتایج شبیه سازی و تئوری با افزایش فشار افزایش خواهد یافت زیرا فرضیات هر دو روش برای جابجایی های کوچک معتبر می باشد و برای جابجایی های بزرگ نیاز به اصلاح فرمول ها احساس می گردد. در شکل ۹ نمودار تغییر شکل بیشینه، در فشارهای ۱ تا ۱۰ مگاپاسکال، برای هندسه های مختلف ترسیم گردیده است. همچنین نمودار تغییر شکل تئوری در همان فشار ها نیز، جهت مقایسه با نتایج عددی مشاهده می گردد.

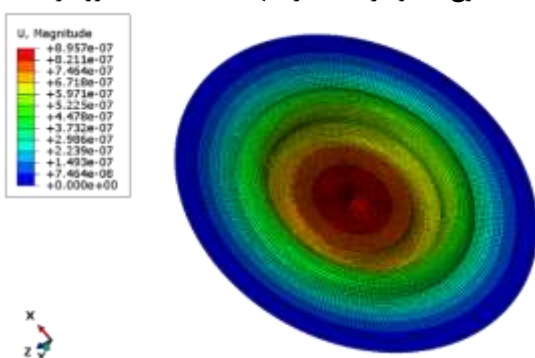


شکل ۹ تغییر شکل تئوری و عددی بر حسب فشار برای هندسه های مختلف

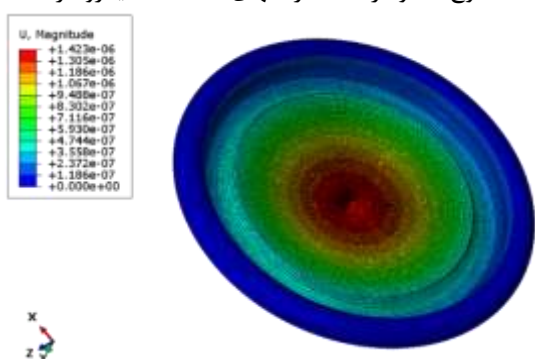
بیشینه تغییر شکل مطابق نتایج بدست آمده به گونه ای است که هندسه دایره ای دارای بیشترین مقدار تغییر شکل در اثر فشار اعمالی و کمترین مقدار اختلاف با نتایج تئوری می باشد. یکی از معیار های توصیف بهینه ترین هندسه دیافراگم، میزان حساسیت [۱۵] آن بوده که برابر شیب نمودار تغییر شکل بیشینه



شکل ۱۳ الف - کانتور تغییر شکل هندسه دایره موج دار در شعاع موج ۲۵ و در فاصله از انتهای (x) ۲۰۰ میکرومتر



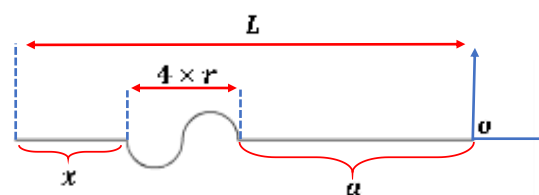
شکل ۱۳ ب - کانتور تغییر شکل هندسه دایره موج دار در شعاع موج ۲۵ و در فاصله از انتهای (x) ۱۰۰ میکرومتر



شکل ۱۳ ج - کانتور تغییر شکل هندسه دایره ای موج دار در شعاع موج ۲۵ و در فاصله از انتهای (x) ۰ میکرومتر

کانتورهای ارائه شده در شکل ۱۳ نشان می دهد، در حالتی که موج دایره ای ایجاد شده در لبه خارجی دیافراگم دایره ای قرار دارد، مقدار تغییر شکل، بیشینه می باشد. برای روشن تر شدن اثر پارامترهای موج دایره ای مختلف جهت، لازم است که نمودار تغییر پارامترهای موج دایره ای بر حسب بیشینه تغییر شکل، تنش و حساسیت ارائه گردد. از آنجا که مشخص کردن هر حالت از دیافراگم موج دار نیاز به ۲ پارامتر مستقل "شعاع موج (r)" و "فاصله از انتها (x)" دارد، نمودارهای مربوطه، به صورت رویه های سه بعدی اشکال ۱۴ و ۱۵ در آمده که شکل ۱۴ مربوط به بیشینه تغییر شکل و تنش در فشار ۵ مگاپاسکال بوده و شکل ۱۵ مربوط به پارامتر حساسیت می باشد.

شرط لازم جهت ایجاد امکان مقایسه نتایج دیافراگم موج دار، با دیافراگم ساده آن است که تصویر افقی مساحت در هر دو مورد یکسان باشد. با توجه به اینکه تصویر افقی دیافراگم ساده برابر مساحت سطح دایره ای آن است، شرط فوق ایجاب می کند که سطح افقی دیافراگم موج دار، مساحتی برابر شرایط جدول ۲ داشته باشد ($L=300\mu\text{m}$). برای سهولت مطالعه اثر تغییر پارامترهای دیافراگم موج دار، شماتیک شکل ۱۲ برای یک نیمه از آن، ارائه گردیده است.



شکل ۱۲ پارامترهای دیافراگم موج دار

برای بررسی اجمالی اثر تغییر پارامترهای موجود در شکل ۱۲، حالات موجود در جدول ۴ در نظر گرفته شده و شبیه سازی می گردد.

جدول ۴ پارامترهای بررسی دیافراگم دایره ای موج دار

$a = 300 - x - (4 \times r)$							
۲۴۰	۲۲۰	۲۰۰	۱۵۰	۱۰۰	۵۰	۰	$\begin{matrix} x(\mu\text{m}) \\ r(\mu\text{m}) \end{matrix}$
۰	۲۰	۴۰	۹۰	۱۴۰	۱۹۰	۲۴۰	۱۵
-	۰	۲۰	۷۰	۱۲۰	۱۷۰	۲۲۰	۲۰
-	-	۰	۵۰	۱۰۰	۱۵۰	۲۰۰	۲۵

پس از شبیه سازی هریک از موارد موجود در جدول ۴، برای فشارهای ۱ تا ۱۰ مگاپاسکال، مقادیر بیشینه تنش، بیشینه تغییر شکل و حساسیت بدست می آید.

در شکل ۱۳، کانتورهای مربوط به بیشینه تغییر شکل برای شعاع موج (r) ۲۵ و در فاصله از انتهای (x) ۱۰۰، ۲۰۰ و ۰ میکرومتر در فشار ۵ مگاپاسکال، ارائه گردیده است.

در خصوص روند تغییر حساسیت در دیافراگم موج دار دایره ای، چنانچه در شکل ۱۵ نیز مشهود است، بیشینه مقدار حساسیت در شعاع موج ۱۵ میکرومتر و در لبه خارجی، اتفاق افتاده و روندی مشابه منحنی تغییر شکل دارد.

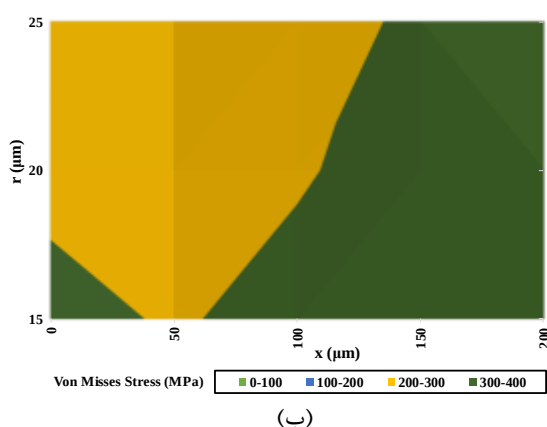
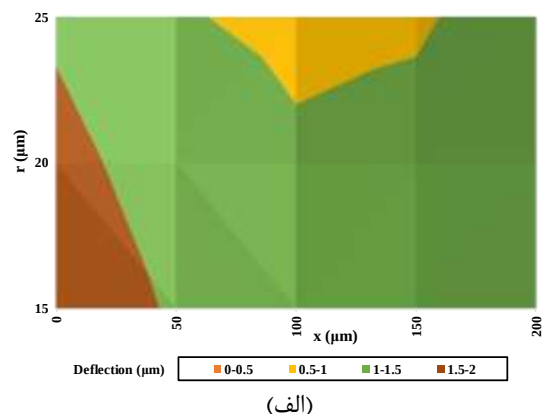
باتوجه به نتایج بدست آمده از میزان تغییر شکل، تنش و حساسیت، می توان هندسه دایره ای موج دار با شعاع موج ۱۵ میکرومتری که در لبه خارجی دیافراگم قرارداد را به عنوان بهینه ترین هندسه، از میان موارد بررسی شده در جدول ۴، معرفی نمود.

پس از بدست آوردن نتایج دیافراگم های ساده و موج دار و با عنایت به اینکه تصویر مساحت افقی در تمامی حالات شبیه سازی، یکسان در نظر گرفته شده است، شایسته است، نتایج بدست آمده از تمامی موارد، مطابق جدول ۵ با یکدیگر مقایسه گردد. از آنجایی که در بخش قبل، بهینه ترین هندسه ی موج دار، در حالت وجود موج در لبه خارجی آن بدست آمد، در جدول ۵، حالات وجود موج در لبه خارجی و برای شعاع های مختلف با دیافراگم های ساده مورد مقایسه قرار گرفته است.

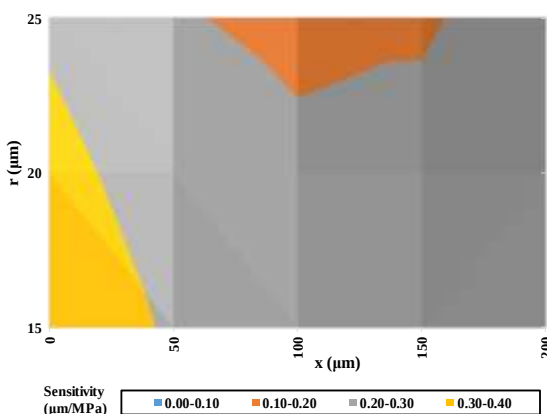
نتایج بدست آمده از جدول ۵ نشان می دهد بهینه ترین هندسه موجود، در دیافراگم موج دار ($r = 15, x = 0$) می باشد این هندسه دارای بیشینه مقدار حساسیت در میان تمامی موارد بررسی شده بوده و این حساسیت بالا موجب افزایش کارایی سنسور فشار پیزو مقاومتی مربوطه می گردد. مقایسه میان هندسه ی دایره ای ساده و دایره ای موج دار ($r = 15, x = 0$) نشان می دهد که اثر موج دار کردن هندسه، ضمن کاهش ۵/۵ درصدی مقدار تنش بیشینه، موجب افزایش ۱۷/۹ درصدی معیار حساسیت می گردد.

جدول ۵ مقایسه نتایج بدست آمده از هندسه های مختلف دیافراگم در فشار ۵ مگاپاسکال

هندسه دیافراگم	نوع دیافراگم	حساسیت ($\mu m/MPa$)	تنش مایز (MPa)	تغییر شکل (μm)
دایره	موج دار ($r = 15, x = 0$)	۰/۳۵۴	۳۱۰/۹	۱/۷۶۹
	موج دار ($r = 20, x = 0$)	۰/۳۳۰	۲۹۰/۵	۱/۶۵۰
	موج دار ($r = 25, x = 0$)	۰/۲۸۵	۲۶۸/۷	۱/۴۲۳
	ساده	۰/۳۰۱	۳۲۹/۰	۱/۵۰۰
مربع	ساده	۰/۲۴۴	۴۱۰/۳	۱/۲۲۰
	مستطیل	۰/۲۲۲	۴۲۳/۰	۱/۱۱۰



شکل ۱۴ الف- بیشینه تغییر شکل مربوط به دیافراگم دایره ای موج دار در فشار ۵ مگاپاسکال ب- بیشینه تنش (معیار مایز) مربوط به دیافراگم دایره ای موج دار در فشار ۵ مگاپاسکال



شکل ۱۵ معیار حساسیت مربوط به دیافراگم دایره ای موج دار

همانگونه که در شکل ۱۴ (الف) مشخص است، بیشینه مقدار تغییر شکل، در شعاع موج ۱۵ میکرومتر و در لبه خارجی اتفاق می افتد. روند مقدار تغییر شکل دیافراگم با افزایش شعاع موج، به صورت کاهشی بوده و در شعاع ثابت، تغییر شکل دیافراگم دارای مقداری کمینه است. نتایج شکل ۱۴ (ب) حاکی از آن است که مقدار کمینه تنش در شعاع موج ۲۵ و در فاصله ۵۰ میکرومتری از لبه خارجی رخ می دهد.

علامت انگلیسی

W	تغییر شکل (μm)
τ	تنش برشی (MPa)
σ	تنش نرمال (MPa)
ζ	حساسیت ($\mu m/MPa$)
P	فشار خارجی (Pa)
M	گشتاور خمشی ($N.m$)
زیرنویس ها	
max	بیشینه مقدار
z	راستای ارتفاع
r	راستای شعاعی
x	راستای طولی
y	راستای عرضی
θ	راستای مماسی

۵- مراجع

- [1] Jena, S., Pandey, C., Gupta, A., "Mathematical modeling of different diaphragm geometries in MEMS pressure sensor", *Materials Today: Proceedings*, Vol. 44, No., pp. 1243-1248, (2021).
- [2] Li, R., Zhou, Q., Bi, Y., Cao, S., Xia, X., Yang, A., Li, S., Xiao, X., "Research progress of flexible capacitive pressure sensor for sensitivity enhancement approaches", *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 321, No., pp. 112425, (2021).
- [3] Cao, M., Su, J., Fan, S., Qiu, H., Su, D., Li, L., Wearable, "piezoresistive pressure sensors based on 3D graphene", *Chemical Engineering Journal*, Vol. 406, No., pp. 126777, (2021).
- [4] Kumar, S., Kumar, R.R., Pandey, S.K., "Performance Analysis of MEMS Capacitive Pressure Sensor with Different Dielectrics, in: Computational Mathematics, Nanoelectronics, and Astrophysics: CMNA 2018, Indore", India, November 1-3, Springer, pp. 97-105, (2021).
- [5] Aravamudhan, S., Bhansali, S., Reinforced, "piezoresistive pressure sensor for ocean depth measurements, *Sensors and Actuators A: Physical*", Vol. 142, No. 1, pp. 111-117, (2008).
- [6] Sathishkumar, R., Vimalajuliet, A., Prasath, J., Selvakumar, K., Reddy, V.V., "Micro size ultrasonic transducer for marine applications", *Indian Journal of Science and Technology*, Vol. 4, No. 1, pp. 8-11, (2011).
- [7] dos Santos, A., Fortunato, E., Martins, R., Águas, H., Igreja, R., E-Skin, "Piezoresistive Pressure Sensor Combining Laser Engraving and Shrinking Polymeric Films for Health Monitoring Applications", *Advanced Materials Interfaces*, Vol. 8, No. 21, pp. 2100877, (2021).

نتایج بدست آمده از جدول ۵ نشان می دهد بهینه ترین هندسه موجود، در دیافراگم موج دار ($r = 15, x = 0$) می باشد این هندسه دارای بیشینه مقدار حساسیت در میان تمامی موارد بررسی شده بوده و این حساسیت بالا موجب افزایش کارایی سنسور فشار پیزو مقاومتی مربوطه می گردد. مقایسه میان هندسه ی دایره ی ساده و دایره ی موج دار ($r = 15, x = 0$) نشان می دهد که اثر موج دار کردن هندسه، ضمن کاهش ۵/۵ درصدی مقدار تنش بیشینه، موجب افزایش ۱۷/۹ درصدی معیار حساسیت می گردد.

۳- نتیجه گیری

در این پژوهش با هدف بهینه سازی سنسور های فشار ، نسبت به تحلیل شکل هندسی دیافراگم موجود در سنسور های فشار اقدام گردید. در بدو امر، با هدف یافتن شکل هندسی بهینه دیافراگم سنسور، سه هندسه ی پایه ی دایره ای، مستطیلی و مربعی مورد ارزیابی و شبیه سازی قرار گرفت. در ادامه، ضمن صحت سنجی نتایج حاصل از شبیه سازی عددی با نتایج تجربی پژوهش ایتن و همکاران [۲۷]، هندسه دایره ای به عنوان حساس ترین دیافراگم از میان سایرین، انتخاب شد. سپس برای افزایش هرچه بیشتر مقدار حساسیت در دیافراگم دایره ای، از روش موج دار کردن سطح دیافراگم استفاده شد و پارامتر های مختلف شکل موج ایجاد و تاثیر آنها در مقدار تنش و تغییر شکل بیشینه سنسور بررسی شد. نتایج بدست آمده حاکی از آن است که:

- ✓ موج دار کردن سطح دیافراگم ، علیرغم کاهش مقدار تنش بیشینه، موجب افزایش معیار حساسیت و تغییر شکل بیشینه دیافراگم می شود.
- ✓ با شبیه سازی حالات مختلف قرارگیری موج ایجاد و بر روی سطح دیافراگم، حالت بهینه در موج دایره ای با شعاع ۱۵ میکرومتری که در لبه خارجی دیافراگم قرار گرفته است، معرفی گردید.
- ✓ با ایجاد یک موج دایره ای با شعاع ۱۵ میکرومتر در انتهای سطح دیافراگم سنسور، مقدار حساسیت آن ۱۷/۹ درصد افزایش یافت.
- ✓ موج کردن دیافراگم سنسور های فشار با موج هایی با مشخصات ارائه شده، جهت افزایش حساسیت و کارایی سنسور، پیشنهاد می شود.

۴- فهرست علائم و اختصارات

- [18] Mosser, V., Suski, J., Goss, J., Obermeier, E., "Piezoresistive pressure sensors based on polycrystalline silicon", *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 28, No. 2, pp. 113-132, (1991).
- [19] Zhu, S.-E., Krishna Ghatkesar, M., Zhang, C., Janssen, G., Graphene, "based piezoresistive pressure sensor", *Applied Physics Letters*, Vol. 102, No. 16, pp. 161904, (2013).
- [20] Gui, Y., Zhang, Y., Liu, G., Hao, Y., Gao, C., "Design and simulation of corrugated diaphragm applied to the MEMS fiber optic pressure sensor", in: 2016 IEEE 11th Annual International Conference on Nano/Micro Engineered and Molecular Systems (NEMS), pp. 152-155, (2016).
- [21] Li, H., Deng, H., Zheng, G., Shan, M., Zhong, Z., Liu, B., "Reviews on Corrugated Diaphragms in Miniature Fiber-Optic Pressure Sensors", *Applied Sciences*, Vol. 9, No. 11, pp. 2241, (2019).
- [22] Djurić, Z., Matić, M., Matović, J., Petrovic, R., Simićić, N., "Experimental determination of silicon pressure sensor diaphragm deflection", *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 24, No. 3, pp. 175-179, (1990).
- [23] SeyedKazem Viliani, N., Hashemi, M., Vadizadeh, H., Pourrostami, H., Mostafavi, S.M., Hashemizadeh, F., "Modelling and empirical investigation of micro-electro-mechanical piezo-resistive pressure sensor based on the requirements of petrochemical industry", *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 16, pp. 349-357, (2015).
- [24] Zhou, G., Zhao, Y., Guo, F., Xu, W., "A smart high accuracy silicon piezoresistive pressure sensor temperature compensation system", *Sensors*, Vol. 14, No. 7, pp. 12174-12190, (2014).
- [25] Hsu, T.-R., "MEMS and microsystems: design, manufacture, and nanoscale engineering", John Wiley & Sons, (2008).
- [26] Niu, Z., Liu, K., Wang, H., "A new method for the design of pressure sensor in hyperbaric environment", *Sensor Review*, Vol. 37, No. 1, pp. 110-116, (2017).
- [27] Eaton, W.P., Bitsie, F., Smith, J.H., Plummer, D.W., "A new analytical solution for diaphragm deflection and its application to a surface-micromachined pressure sensor", in: International Conference on Modeling and Simulation, MSM, pp., (1999).
- [28] Hamilton, K.A., "Improvements to the Design of a Flexible Diaphragm for use in Pressure Wave Generators for Cryogenic Refrigeration Systems", Vol., No., pp., (2013).
- [8] Farajollahi, M., Goharzay, M., Borzuei, D., Moosavian, S.F., "Stress, sensitivity and frequency analysis of the corrugated diaphragm for different corrugation structures", *Smart Structures and Systems*, Vol. 27, No. 5, pp. 837, (2021).
- [9] Zheng, Y., Yin, R., Zhao, Y., Liu, H., Zhang, D., Shi, X., Zhang, B., Liu, C., Shen, C., "Conductive MXene/cotton fabric based pressure sensor with both high sensitivity and wide sensing range for human motion detection and E-skin", *Chemical Engineering Journal*, Vol. 420, No., pp. 127720, (2021).
- [10] Song, J.W., Lee, J.-S., An, J.-E., Park, C.G., "Design of a MEMS piezoresistive differential pressure sensor with small thermal hysteresis for air data modules", *Review of Scientific Instruments*, Vol. 86, No. 6, pp. 065003, (2015).
- [11] Suja, K., Raveendran, E.S., Komaragiri, R., "Investigation on better sensitive silicon based MEMS pressure sensor for high pressure measurement", *International Journal of Computer Applications*, Vol. 72, No. 8, pp., (2013).
- [12] Devi, R., Gill, S.S., "A squared bossed diaphragm piezoresistive pressure sensor based on CNTs for low pressure range with enhanced sensitivity", *Microsystem Technologies*, Vol., No., pp. 1-9, (2021).
- [13] Yashaswini, P., Mamatha, N., Srikanth, P., "Circular diaphragm-based MOEMS pressure sensor using ring resonator", *International Journal of Information Technology*, Vol. 13, No. 1, pp. 213-220, (2021).
- [14] Mohammadi, N., Mohammadzadeh, A., Tafti, F.F., "Design and Optimization of Piezoresistive MEMS Pressure Sensors Using ABAQUS", *International Journal of Engineering & Technology Sciences*, Vol. 2, No. 6, pp. 461-473, (2014).
- [15] Nallathambi, A., Shanmuganantham, T., "Design of Diaphragm Based MEMS Pressure Sensor with Sensitivity Analysis for Environmental Applications", *Sensors & Transducers*, Vol. 188, No. 5, pp. 48, (2015).
- [16] Rahman, S.H.A., Soin, N., Ibrahim, F., Load, "deflection analysis of rectangular graphene diaphragm for MEMS intracranial pressure sensor applications", *Microsystem Technologies*, Vol. 24, No. 2, pp. 1147-1152, (2018).
- [17] Shaklya, M., Pratyusha, S., Jindal, S., Design, Modelling and Simulation of MEMS Piezo-Resistive Pressure Sensor with Clamped Edge Silicon Carbide Circular Diaphragm, (2018).



طراحی، تحلیل و ساخت افزایشی یک جفت چرخدنده غیردایروی کاهنده به کمک کامپیوتر

سامان
خلیل پورآذری*

استادیار، دانشکده انرژی‌های
تجدیدپذیر، گروه مهندسی
ساخت و تولید، دانشگاه صنعتی
ارومیه، ارومیه

چکیده: در این مقاله به طراحی و ساخت یک جفت چرخدنده غیردایره‌ای کاهنده دور، متشکل از یک چرخدنده مثلثی محرک و یک چرخدنده پنج‌پر متحرک پرداخته شده است. با تعیین پارامترهای طراحی، مدل دو بعدی و سه بعدی هر دو چرخدنده با استفاده از نرم افزار ترسیم گردید. سپس نحوه حرکت چرخدنده ها در نرم افزار شبیه سازی و تحلیل شده و با تأیید نتایج نمودارهای سرعت و شتاب زاویه ای، هر دو چرخدنده توسط روش ساخت افزایشی تولید شد. نتایج نشان می دهد که روش طراحی ارائه شده در این مقاله صحت و دقت عملکردی چرخدنده های غیردایروی را تضمین می نماید. مونتاژ چرخدنده ها به درستی انجام شده و حرکت آنها از دقت مناسبی برخوردار می باشد. همچنین تولید چرخدنده ها توسط روش ساخت افزایشی با انتخاب پارامترهای ورودی دقیق منجر به دستیابی به محدوده تلرانسی معادل ± 0.02 میلیمتر شده و اثری از پله ای شدن در امتداد ضخامتی در نمونه های فیزیکی رؤیت نگردید.

واژه های راهنما: چرخدنده، غیردایروی، طراحی، شبیه سازی حرکتی، ساخت افزایشی

مقاله ترویجی

دریافت: ۱۴۰۱/۰۱/۰۶

پذیرش: ۱۴۰۱/۰۲/۳۰

Saman
Khalilpourazary*
Assistant Professor,
Department of
Renewable Energy,
Faculty of Mechanical
Engineering, Urmia
University of
Technology, Urmia

Computer aided design, engineering and additive manufacturing of a pair of non-circular gear reducers

Abstract: In this paper, a pair of non-circular gear reducers consisting of a triangular driver gear and a pentangle driving gear was designed and fabricated. By determining the design parameters, two-dimensional and three-dimensional models of both gears were drawn using the software. Then, the movement of the gears was simulated and analyzed in the software. With the confirmation of the angular velocity and angular acceleration results, both gears were manufactured by the additive manufacturing process. The results revealed that the design method presented in this paper guarantees the functional accuracy of non-circular gears. The gears were assembled correctly and their movement was correct. Moreover, by selecting precise input parameters the production of non-circular gears using the additive manufacturing process has led to the achievement of a tolerance range ± 0.02 mm and has prevented them from stepping along the thickness.

Keywords: Gear, Non-circular, Design, Motion study, Additive manufacturing

۱- مقدمه

در علم مکانیک چرخنده وسیله‌ای برای انتقال توان دورانی از یک محور به محور دیگر است که با استفاده از آن می‌توان مقدار گشتاور، سرعت چرخش، جهت و تعداد چرخش را بین دو یا چندین محور به دلخواه تغییر داد. با توجه به دسته‌بندی زیاد در طراحی چرخنده‌ها با اشکال مختلف، امروزه چرخنده‌هایی را که دارای منحنی گام با شکل غیردایره‌ای هستند، چرخنده-های غیردایره‌ای می‌نامند که از جمله انواع آنها می‌توان به چرخنده‌های بیضوی، مثلثی و مربعی شکل اشاره نمود [۱]. امروزه این نوع از چرخنده‌ها در دو جنس فلزی و پلاستیکی برای کاربردهای مختلفی طراحی و تولید می‌شوند. روش‌هایی نظیر ماشین‌کاری با ماشین‌های چرخنده‌تراشی خاص، برش سیمی، برش‌کاری با واترجت، ماشین‌کاری تخلیه‌الکتریکی و ریخته‌گری برای ساخت چرخنده‌های غیردایروی فلزی و تکنیک‌هایی مانند تزریق در قالب پلاستیکی، برش با لیزر از تسمه‌های پلاستیکی و ساخت افزایشی برای تولید این نوع چرخنده‌ها از جنس پلاستیکی استفاده می‌گردد. چرخنده‌های غیردایروی به واسطه داشتن شکل‌های نامنظم و آزادی عمل طراح در تغییر دادن مکان محور دورانی آنها، برای انتقال حرکت پیوسته با سرعت متغیر به کار گرفته می‌شود. به عبارت دیگر نوع سرعت‌های موردنیاز و نیز محدودیت‌های طراحی ابعادی در سیستم حرکتی، دو عامل مهم برای توجه و تمرکز بر استفاده از این نوع چرخنده‌ها می‌باشد. از طرف دیگر چرخنده‌های غیردایروی را می‌توان به واسطه شکل هندسی ویژه آنها برای ایجاد حرکات غیرثابت، انتقال حرکت‌های دقیق و طراحی‌های فشرده برای ساخت جعبه‌دنده‌های مسطح و با قابلیت اشغال فضای کمتر مورد استفاده قرار داد. باید توجه داشت در طراحی‌های مشابه و قدیمی‌تر برای ایجاد سرعت متغیر از بادامک‌ها و سیستم‌های اهرم‌بندی خاص نیز استفاده شده که در مقام مقایسه، کاربرد چرخنده‌های غیردایروی نسبت به این نوع از اجزاء مکانیکی به مراتب ساده‌تر و دقیق‌تر بوده و فضای کمتری را اشغال می‌نماید. از لئوناردو داوینچی طراح، مهندس و نقاش ایتالیایی به عنوان اولین کسی که ایده کاربرد چرخنده‌های غیردایروی را مطرح نموده، نام برده می‌شود [۲]. از انتهای قرن هیجدهم میلادی به واسطه توسعه صنعت و پیدایش روش‌های تولیدی جدید، استفاده از چرخنده‌های غیردایروی در فضانوردی و امور نظامی، ماشین‌های اتوماتیک و ربات‌ها، دبی-سنج‌ها، مکانیزم‌های برگشت سریع، پمپ‌ها، وسایل اندازه‌گیری

نوری و مکانیزم‌های عمده برای ایجاد سرعت‌های متغیر در ماشین‌آلات ریسندگی و بسته‌بندی به شدت توسعه یافته است.

دوج و همکاران در سال ۲۰۰۱، استفاده از چرخنده‌های غیردایروی را برای مکانیزم‌های انتقال نیرو و تولید گشتاور حرکتی متغیر و پیوسته در جعبه‌دنده‌های نوع سی-وی-تی. همچنین کاربرد این نوع از چرخنده‌ها به [۳] پیشنهاد دادند. منظور کاهش نوسانات سرعت و گشتاور در محورهای مولد. ژو و همکاران نیز تحقیقات [۴] حرکت توصیه شده است مشابهی را جهت بررسی میزان تأثیر فاصله محوری و نوع شکل چرخنده‌های غیردایروی بر روی مقادیر خروجی نظیر گشتاور، توان خروجی به انجام رسانیدند. آنها توانستند از طریق بهینه‌سازی فرم دندانه‌های چرخنده‌ها به مقادیر مطلوب‌تری از تحقیقات مشابهی نیز در [۵] پارامترهای خروجی دست یابند رابطه با استفاده از جعبه‌دنده‌های با چرخنده‌های غیردایره‌ای برای انتقال گشتاور موتور به سیستم حرکتی به انجام رسیده. ولکنر نیز کاربرد چرخنده‌های غیردایره‌ای را در [۶ و ۷] است ساخت تجهیزات شکل‌دهی نظیر پرس‌ها بررسی نموده و نتایج. آکادا [۸] حاصل از آن را با پرس‌های مرسوم مقایسه نموده است و تأکید از چرخنده‌های غیردایروی برای طراحی یک ربات جهنده بازویی استفاده نموده و نشان دادند که طراحی با این نوع چرخنده‌ها سبب ایجاد تعادل و هماهنگی بیشتری در طراحی ربات شده و از نظر اندازه محصول، تأثیر فراوانی در کاهش ابعاد. لین و همکاران نیز از چرخنده‌های [۹] نهایی داشته است غیردایروی برای طراحی مکانیزم جدید قفل‌کننده در میکروپمپ‌ها استفاده نمودند. نتایج تحلیل نرم‌افزاری و شبیه‌سازی حرکتی مکانیزم طراحی شده نشان داد که مقادیر خطای طراحی بسیار پایین بوده و در مقابل قابلیت عملکردی چرخنده‌های غیردایروی نسبت به مکانیزم مرسوم بادامکی در این نوع از. ژو و همکاران نیز روشی [۱۰] پمپ‌ها به مراتب بالاتر می‌باشد ابتکاری را برای محاسبه فرم هندسی شکل دندانه با در نظر گرفتن اندازه سر دندانه در چرخنده‌های غیردایروی ارائه نمودند که نتایج نشان داد این روش در ضمن سادگی و کارآمد بودن می‌تواند با دقت بالایی شعاع و زاویه پروفیل شکل دندانه چرخنده را در مختصات قطبی حتی در شرایطی که نیاز به. البته طراحی [۱۱] اصلاح سر دندانه باشد، محاسبه نماید چرخنده‌های غیردایره‌ای دارای مشکلات زیادی به خاطر پیچیدگی فرم دندانه‌ها می‌باشد که لزوم استفاده از محاسبات پیچیده ریاضی را برای طراحی آنها ضروری نموده است. از طرف دیگر بسیاری از نرم‌افزارهای طراحی نیز روش مناسبی برای رسم این‌گونه از چرخنده‌ها ارائه نکرده‌اند. در چرخنده‌های دایره‌ای

خروجی آنها تأثیرگذار می‌باشد. در این تحقیق به صورت خاص بر روی دو نوع چرخنده مثلثی و پنج‌پر تمرکز شده است.

۳- با توجه به مقالات بین‌المللی ارائه شده در این موضوع درک صحیح از روش طراحی این نوع چرخنده‌ها مستلزم آگاهی زیاد به روابط ریاضی و نحوه حل آنها دارد که شاید این امر یکی از علل عدم اقبال به این نوع طراحی در کشور است. با توجه به رسالت مقاله سعی شده مطالب در این مبحث به صورت کامل و قابل فهم برای صنعتگران ارائه گردد.

۴- در این تحقیق نرم‌افزاری کاربردی و ناآشنا در ایران به نام گیرآتیکس موشن معرفی گردیده که سبب سهولت بسیار در طراحی فرم دندانه‌های پیچیده و غیرهمسان در چرخنده‌های غیردایروی می‌گردد که بدون آن کاربر به مانند بسیاری از مقالات بین‌المللی نیازمند حل معادلات پیچیده برای طراحی این نوع چرخنده‌ها است.

۵- به موضوع ساخت چرخنده‌های غیردایروی نیز توجه شده است. با توجه به پیچیدگی و هزینه بالای استفاده از فرآیند تزریق پلاستیک برای طراحی قالب جهت ساخت نمونه چرخنده‌های غیردایروی پلاستیکی با اندازه بزرگ، پهنای زیاد و ضخامت کم در این مقاله برای حل این موضوع از روشی پیشگام به نام ساخت افزایشی استفاده گردید.

۶- نویسنده برای شبیه‌سازی نرم‌افزاری چرخنده‌ها و دستیابی به نمودارهای سرعت و شتاب زاویه‌ای به جای نرم‌افزارهای با پایه ریاضی نظیر متلب از نرم‌افزار سالیدورکس که به صورت وسیع در ایران به کار گرفته می‌شود استفاده نموده است.

۷- نوآوری دیگر این مقاله ترکیب تکنیک طراحی و ساخت به کمک کامپیوتر توسط نرم‌افزارهای تخصصی مکانیک در حیطه مباحث مرتبط با طراحی و ساخت چرخنده‌های غیردایروی است که تاکنون این موضوع در اندک مقالات بین‌المللی بررسی شده و در آنها بیشتر برای این منظور از نرم‌افزارهای ریاضی به جای نرم‌افزارهای مکانیکی استفاده شده است.

۲- طراحی چرخنده‌های غیردایروی

به دلیل اینکه مبنای طراحی چرخنده‌های غیردایروی مورد بررسی در این مقاله برگرفته از طراحی و محاسبات چرخنده‌های بیضوی شکل است، در این بخش نحوه محاسبه و فرمول‌بندی موردنیاز برای دستیابی به پارامترهای طراحی چرخنده‌های مثلثی و پنج‌پر بررسی گردیده است. در بسیاری از

ثابت بودن شعاع چرخنده امکان انجام محاسبات چرخنده را براساس دایره مبنا برای یافتن فرم پروفیل اینولوت دندانه مهیا کرده است، در حالی که در چرخنده‌های غیردایره‌ای به دلیل تغییر شعاع چرخنده در مکان‌های مختلف، نمی‌توان از منحنی [۱۲] مبنا جهت انجام محاسبات پروفیل دندانه استفاده کرد. فنی در زمینه دانش کمبود بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که غیردایره‌ای سبب شده تا تکنیک چرخنده‌های طراحی انواع طراحی و روش ساخت این نوع از چرخنده‌ها در بسیاری از کشورها ناشناخته و یا بسیار نپا باشد. از این رو نوآوری مقاله حاضر را می‌توان در پرداختن به این موضوع و ارائه روشی مناسب برای طراحی چرخنده‌های غیردایروی به خصوص در صنایع داخلی دانست که تاکنون به این موضوع در مقالات علمی ایران پرداخته نشده است. همچنین در این مقاله قابلیت روش ساخت افزایشی برای تولید چرخنده‌های غیردایروی به عنوان روشی نوین مورد ارزیابی قرار گرفته است.

به این منظور در این تحقیق، یک جفت چرخنده غیردایره‌ای کاهنده دور متشکل از یک چرخنده مثلثی محرک و یک چرخنده پنج‌پر متحرک طراحی شده و با تعیین پارامترهای آنها، مدل دوبعدی و سه‌بعدی آنها با استفاده از نرم‌افزار ترسیم گردید. سپس نمودارهای سرعت و شتاب زاویه‌ای براساس تغییرات زاویه‌ای چرخنده محرک در محیط نرم‌افزار تحلیل شده و با تأیید نتایج به دست آمده، هر دو چرخنده توسط روش لایه‌گذاری رسوبی^۱ تولید شد. روش لایه‌گذاری رسوبی یکی از روش‌های ساخت افزایشی برای تولید مدل‌های پلاستیکی به صورت لایه‌لایه است که دقت مناسبی را برای ساخت مدل‌های چرخنده‌ای دارا می‌باشد. در انتها به منظور اطمینان از صحت طراحی، چرخنده‌های سه‌بعدی ساخته شده با هم مونتاژ شده و وضعیت آنها از نظر تداخل و روان بودن حرکات و صحت تولید مورد بررسی قرار گرفت. نوآوری مقاله را می‌توان در موارد ذیل خلاصه نمود:

۱- با توجه به کاربرد گسترده این نوع چرخنده‌ها در صنایعی نظیر نساجی، نظامی و ابزارهای اندازه‌گیری، مطالعه و تحقیق در مبحث چرخنده‌های غیردایروی از سال‌ها قبل در کشورهای صنعتی آغاز شده ولی در کشور ایران تحقیقات بسیار محدودی بر روی این موضوع انجام شده است.

۲- اقتضای طراحی هر نوع چرخنده غیردایروی استفاده از روشی مستقل است که عیناً بر کیفیت چرخنده‌ها و نمودارهای

^۱ Fused deposition modelling (FDM)

$$r_{\theta} = H \times \frac{\frac{d\phi}{d\theta}}{\left(\frac{d\phi}{d\theta} + 1\right)} \quad (6)$$

$$r_{\phi} = \frac{H}{\left(\frac{d\phi}{d\theta} + 1\right)} \quad (7)$$

همچنین مدول چرخنده بیضوی محرک به شکل رابطه (۸)، قابل ارائه است.

$$Z_{\theta} = \frac{H \int_0^{2\pi} \sqrt{\frac{1}{\left(1 + \frac{d\phi}{d\theta}\right)^2} \left[\left(\frac{d\phi}{d\theta}\right)^2 + \frac{\left(\frac{d^2\phi}{d\theta^2}\right)^2}{\left(1 + \frac{d\phi}{d\theta}\right)^2} \right]} d\theta}{\pi m} \quad (8)$$

علاوه بر روابط ذکر شده می‌توان چرخنده‌های بیضوی را به شکل راحت‌تری با کمک مختصات قطبی و به کمک مجموعه روابط (۹) طراحی نمود [۱۳].

$$\begin{aligned} r_{\theta} &= \frac{C}{1 + \varepsilon \times \cos(N\theta)} \\ C &= (1 - \varepsilon^2) \times K \\ \varepsilon &= \frac{A}{K} \\ K &= \sqrt{A^2 + \left(N \times \frac{p}{2\pi}\right)^2} \end{aligned} \quad (9)$$

جدول ۱، نشان می‌دهد که شکل چرخنده غیردایره‌ای تاحد زیادی تابع پارامتر شماره لوب می‌باشد به نحوی که با تغییر آن، شکل چرخنده غیردایره‌ای به نحو محسوسی از حالت بیضوی به اشکال دیگر تغییر می‌نماید. لازم به ذکر است شماره لوب از عدد سه به بعد، بیانگر تعداد گوشه‌های چرخنده غیردایره‌ای طراحی شده است.

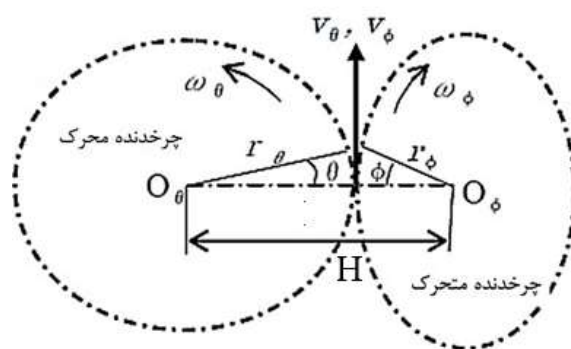
۳- مواد و روشها

۳-۱- طراحی پارامترهای چرخنده‌های مثلثی و پنج‌پر

در این تحقیق چرخنده‌های غیردایره‌ای از نوع مثلثی و پنج‌پر انتخاب شده است. از این رو با توجه به روابط ارائه شده در بخش قبلی پارامترهای موردنیاز برای هر چرخنده طبق جدول ۲، تعیین گردید.

با تعیین مشخصات اولیه، فرآیند ترسیم چرخنده‌های غیردایره‌ای و حصول به مدل سه‌بعدی آنها جهت انجام تحلیل در

چرخنده‌های بیضوی، محور شفت چرخنده‌ها منطبق بر مرکز بیضی گام بوده و با وجود ثابت بودن سرعت زاویه‌ای چرخنده محرک، سرعت زاویه‌ای چرخنده متحرک در فواصل یک چهارم دور چرخنده محرک به صورت نوسانی افزایش و کاهش می‌یابد. شکل ۱، یک جفت چرخنده بیضوی شکل درگیر با هم و پارامترهای مورد استفاده در طراحی آنها را نشان می‌دهد که در آن، فاصله بین محورهای جفت چرخنده درگیر در حالتی که چرخنده محرک و متحرک به اندازه θ و ϕ دوران نموده‌اند، برابر H فرض شده است. در این حالت نسبت سرعت‌های چرخشی را می‌توان با استفاده از دیفرانسیل $\frac{d\phi}{d\theta}$ به دست آورد [۱۳].



شکل ۱. پارامترهای مؤثر در چرخنده‌های درگیر بیضوی شکل [۱۳]

شعاع گام چرخنده‌های محرک و متحرک را می‌توان به صورت $r_{\theta} = r(\theta)$ و $r_{\phi} = r(\phi)$ فرض کرده و توسط روابط (۱) تا (۴) به دست آورد:

$$r_{\theta} + r_{\phi} = H \quad (1)$$

$$r_{\theta} = \frac{v_{\theta}}{w_{\theta}} = \frac{v_{\theta}}{\frac{d\theta}{dt}} \quad (2)$$

$$r_{\phi} = \frac{v_{\phi}}{w_{\phi}} = \frac{v_{\phi}}{\frac{d\phi}{dt}} \quad (3)$$

$$v_{\theta} = v_{\phi} \quad (4)$$

از روابط (۲) تا (۴) به آسانی می‌توان نسبت سرعت‌های چرخشی را توسط رابطه (۵) محاسبه نمود [۱۳].

$$\frac{d\phi}{d\theta} = \frac{r_{\theta}}{r_{\phi}} \quad (5)$$

با جاگذاری رابطه (۵)، در رابطه (۱)، می‌توان مقادیر شعاع گام چرخنده‌های محرک و متحرک را به صورت روابط (۶) و (۷) تخمین زد.

جدول ۲ مقادیر پارامترهای ورودی در طراحی چرخنده‌های مثلثی و پنج‌پر

پارامترهای طراحی	چرخنده مثلثی	چرخنده پنج‌پر
شماره لوب	۳	۵
ضخامت چرخنده (میلیمتر)	۱۰	۱۰
زاویه فشار (درجه)	۲۰	۲۰
تعداد دندانه	۶۰	۱۰۰
شعاع بزرگ چرخنده (میلیمتر)	۳۴/۳	۵۲/۶
شعاع کوچک چرخنده (میلیمتر)	۲۳/۶	۴۸/۲
مدول نرمال	۳	۳
فاصله مراکز محورهای دو چرخنده (میلیمتر)	۸۰/۲	
ضریب اصلاح	۰	۰
قطر سوراخ مرکزی (میلیمتر)	۱۰	۱۰
ارتفاع کل دندانه (میلیمتر)	۲/۳	۲/۳

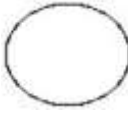
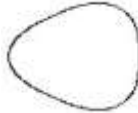
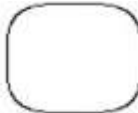
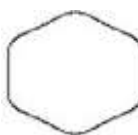
با ورود پارامترها به نرم‌افزار، فرم دندانه‌های چرخنده‌های غیردایروی به صورت اتوماتیک رسم شده و سپس طراح می‌تواند شکل مقطع دوبعدی چرخنده رسم شده را در قالب پسوند دی-اکس-اف^۲ ذخیره و به نرم‌افزار دیگری منتقل نماید. با اتمام مرحله ترسیم مقاطع دوبعدی چرخنده‌ها، مدل‌های دوبعدی به نرم‌افزار طراحی سالی‌دورکس^۳ منتقل شده و در آنجا این مدل‌ها به صورت تک به تک به مدل‌های سه‌بعدی با ضخامت ده میلیمتر تبدیل شد تا شکل سه‌بعدی چرخنده‌های مثلثی و پنج‌پر مورد بررسی در این مقاله حاصل گردد.

۳-۲- تحلیل چرخنده‌های مثلثی و پنج‌پر

بعد از تولید مدل سه‌بعدی چرخنده‌های مثلثی و پنج‌پر در نرم-افزار سالی‌دورکس، این چرخنده‌ها به محیط مونتاژ همین نرم-افزار منتقل شده و با رعایت قیدهای هندسی موردنیاز با هم مونتاژ شدند. در شکل ۲، نمایی از مدل سه‌بعدی مونتاژ شده از چرخنده‌های غیردایروی مثلثی و پنج‌پر در محیط نرم‌افزار سالی‌دورکس ارائه شده است.

نرم‌افزار ضروری می‌باشد. با توجه به اینکه ابزارهای تسهیل‌کننده طراحی چرخنده‌های غیردایروی در هیچ‌یک از نرم‌افزارهای مرسوم طراحی وجود ندارد، برای طراحی مدل سه‌بعدی این چرخنده‌ها، ابتدا شکل مقطع کلی آنها در قالب مدل دوبعدی با استفاده از یک نرم‌افزار طراحی چرخنده با نام گیرأتیک موشین^۱ به دست آمد. نرم‌افزار گیرأتیک موشین دارای توانمندی بالایی در رسم اتوماتیک شکل پروفیل دندانه‌های چرخنده‌های غیردایروی بوده و فرآیند طراحی را از نظر زمانی به میزان زیادی کاهش می‌دهد.

جدول ۱ وابستگی شکل چرخنده غیردایره‌ای به شماره لوب در طراحی چرخنده‌های غیردایروی

شماره لوب	فرم چرخنده غیردایروی
۱	
۲	
۳	
۴	
۵	
۶	

برای دستیابی به مدل دوبعدی در محیط نرم‌افزار گیرأتیک موشین، ابتدا در قسمت طراحی چرخنده‌های غیردایروی، پارامترهای محاسبه شده در جدول ۲، به صورت عددی به نرم-افزار وارد گردید.

² Dxf

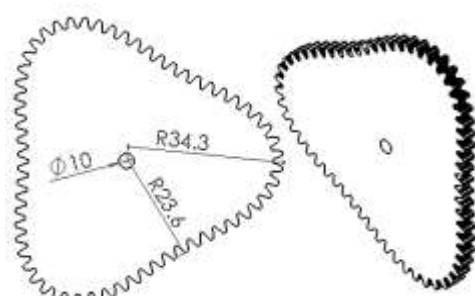
³ Solid works

¹ Gearotic Motion

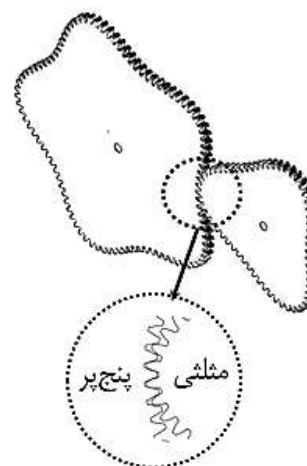
چرخنده در ارتفاع ده میلیمتر انجام شد. به این منظور فیلمان جنس موردنظر به صورت قرقره در پشت دستگاه بارگذاری شده و سپس در داخل کله‌گی دستگاه و در مسیر موردنظر نصب گردید. با شروع به کار دستگاه، از طریق دو غلتک موجود در کله‌گی، فیلمان به داخل کله‌گی دستگاه تغذیه و در حین عبور فیلمان از کله‌گی به واسطه وجود سیستم حرارت القایی در آن، فیلمان تا دمای ۲۱۵ درجه سانتیگراد که دمای مناسب برای پلی لاکتیک است تحت حرارت‌دهی قرار گرفت. سپس پلی لاکتیک نرم شده بر روی سکوی ساخت قطعه به اندازه ضخامت هر لایه اکستروود یا لایه‌گذاری گردید. با تکمیل لایه اول، سکوی ساخت به اندازه ضخامت لایه بعدی پایین رفته و ساخت لایه بعدی نیز مطابق روش قبل اجرا شد تا قطعه از پایین به بالا ساخته شود. یکی از ویژگی‌های اصلی پلی لاکتیک شفاف که به دلیل استخراج آن از مواد طبیعی نظیر نیشکر و ذرت دارای اهمیت است، زیست تخریب بودن و تجزیه این پلیمر با قرار گرفتن در مجاورت خاک است. نمونه‌های قطعات تولید شده با پلی لاکتیک اسید بسیار سخت بوده و در عین حال چسبندگی لایه‌ها به همدیگر در هنگام استفاده از آن در ساخت افزایشی به شدت بالا می‌رود.

۴- بحث و بررسی

شکل ۳، نمایی از چرخنده‌های غیردایروی پنج‌پر و مثلثی شکل را بعد از طراحی به همراه ابعاد چرخنده‌ها نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که با توجه به فرآیند ترسیم چرخنده‌های غیردایروی و شرط درگیری مناسب بین آنها باید نسبت تعداد دندانه‌های هر چرخنده به شماره لوب آن چرخنده با هم برابر باشد که در این مورد، این نسبت برای هر دو چرخنده برابر با عدد بیست است.



الف



شکل ۲ مدل سه‌بعدی مونتاژ شده از چرخنده‌های مثلثی و پنج‌پر

سپس ویژگی چرخنده‌های طراحی شده از نظر تداخل بین دندانه‌ها در این محیط گرافیکی بررسی شده و تحلیل حرکتی آنها توسط ماژول مربوطه در نرم‌افزار سالیدورکس انجام گرفت. با اتمام فرآیند مطالعه حرکتی و تحلیل چرخنده‌ها در نهایت نمودارهای سرعت و شتاب زاویه‌ای استخراج گردید. با تأیید نتایج به دست آمده، بلافاصله مرحله ساخت نمونه‌های فیزیکی هر دو چرخنده به صورت سه‌بعدی با استفاده از روش ساخت افزایشی آغاز شد.

۳-۳- ساخت افزایشی چرخنده‌ها

جهت ساخت نمونه‌های فیزیکی از چرخنده‌ها، ابتدا فایل سه بعدی تک‌تک چرخنده‌ها با پسوند استاندارد اس-تی-ال^۱ ذخیره شده و سپس جهت ساخت افزایشی، این فایل‌ها به دستگاه لایه‌گذاری رسوبی ارسال گردید. لایه‌گذاری رسوبی برای ساخت نمونه‌های فیزیکی با چاپگر سه‌بعدی صنعتی مدل S5050 تولیدی شرکت سمین تری‌دی^۲ ایران، با نازلی رسوب-دهنده به قطر ۰/۴ میلیمتر، درصد تراکم ۱۰۰٪ و سرعت چاپ سه میلیمتر بر ثانیه انجام گرفت. ضخامت هر لایه رسوب داده شده برای ساخت مقطع موردنظر دوبعدی در هر لایه، در نرم‌افزار دستگاه، برابر با ۰/۰۶ میلیمتر در نظر گرفته شد تا عدم پله‌ای شدن نمونه‌ها در امتداد ارتفاعی تضمین گردد. تولید نمونه‌ها به صورت سه‌بعدی در دستگاه لایه‌گذاری رسوبی، توسط فیلمان پلی لاکتیک شفاف طبیعی^۳ که یک ترموپلاستیک است به روش لایه‌لایه نشانی مواد بر روی هم برحسب نقشه دوبعدی هر مقطع

^۳ Poly Lactic Acid (PLA)

^۱ *.Stl

^۲ Samin 3D

باید توجه داشت که در طراحی چرخنده‌های غیردایروی همواره تعداد دامنه نوسانات سیکلی برابر با شماره لوب چرخنده محرک می‌باشد که در این تحقیق چرخنده مثلی به عنوان محرک دارای شماره لوب برابر با سه است. از این رو در نمودارهای سرعت و شتاب زاویه‌ای تعداد سیکل چرخنده محرک در هر دور کامل برابر با سه دامنه نوسانی بوده است. با توجه به رابطه (۱۰) مشخص است که به ازاء یک دور کامل چرخنده مثلی که معادل ۳۶۰ درجه است، چرخنده متحرک پنج‌پر به اندازه ۲۱۶ درجه دوران می‌نماید.

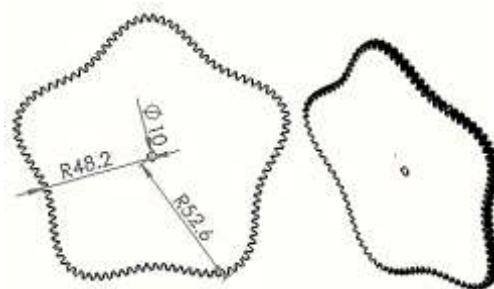
$$360 \times \frac{Z_{\text{مثلی}}}{Z_{\text{پنج‌پر}}} = 360 \times \frac{N_{\text{مثلی}}}{N_{\text{پنج‌پر}}} = 216^\circ \quad (10)$$

بر طبق شکل‌های ارائه شده دامنه تغییرات سرعت زاویه‌ای و شتاب زاویه‌ای در محدوده مناسبی قرار دارد. لازم به ذکر است که در بسیاری از منابع علمی به وقوع ارتعاشات در چرخنده‌های غیردایره‌ای درگیر با هم، همزمان با تغییرات سرعت و شتاب زاویه‌ای در چرخنده محرک اشاره شده که پدیده‌ای شایع در طراحی چرخنده‌های غیردایروی به دلیل طراحی نادرست است. البته بروز ارتعاشات گفته شده تغییرات معناداری را در روند سیکل چرخنده محرک که نمودار آن در شکل‌های ۴ و ۵ نشان داده اعمال می‌نماید که در این تحقیق این مشکل رؤیت نگردید. در شکل ۶ نمونه‌های فیزیکی چرخنده‌های مثلی و پنج‌پر تولید شده با روش ساخت افزایشی ارائه گردیده است.



شکل ۶ چرخنده‌های غیردایروی مثلی و پنج‌پر تولید شده به روش ساخت افزایشی

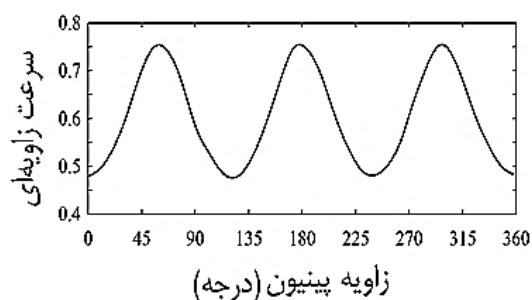
بررسی مدل‌ها نشان می‌دهد که چرخنده‌ها از نظر کیفیت تولید در حد قابل قبولی بوده و حالت پله‌ای شدن در راستای ضخامت چرخنده‌ها که احتمال ایجاد آن به دلیل ساخت لایه-لایه مدل‌ها وجود داشت، ایجاد نشده است. دلیل این امر کم بودن ضخامت انتخاب شده برای لایه‌های ایجاد شده در هر مرحله از فرآیند لایه‌گذاری رسوبی می‌باشد. همچنین بررسی ابعادی نمونه‌های فیزیکی با استفاده از کولیس و میکرومتر نشان می‌دهد



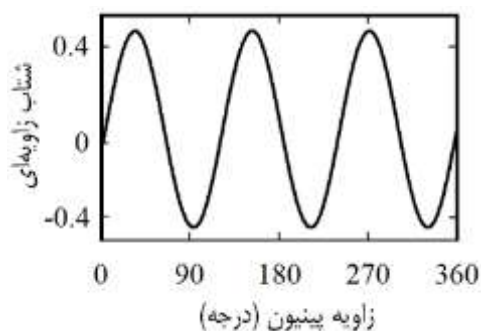
ب

شکل ۳ ابعاد چرخنده‌های غیردایروی طراحی شده: الف- مثلی و ب- پنج‌پر

برای تعیین مقادیر سرعت و شتاب زاویه‌ای در چرخنده محرک نیاز به تجهیزات دقیق و حساس و نیز بهره‌مندی از ابزارهای نگه‌دارنده مخصوص می‌باشد. از این رو در این تحقیق با توجه به اینکه نمونه‌های فیزیکی چرخنده‌های مثلی و پنج‌پر دقیقاً از روی مدل‌های سه‌بعدی طراحی شده در محیط نرم‌افزار سالیدورکس تولید گردیده، برای سنجش مقادیر سرعت و شتاب زاویه‌ای به جای مدل‌های واقعی از مدل‌های کامپیوتری استفاده شده است. فرآیند شبیه‌سازی با استفاده از ماژول سالیدورکس موشن انجام گرفت. شکل‌های ۴ و ۵ به ترتیب نمودار تغییرات سرعت و شتاب زاویه‌ای در چرخنده محرک را نشان می‌دهد. با توجه به این شکل‌ها، سینوسی بودن نمودارهای سرعت و شتاب زاویه‌ای کاملاً مشهود می‌باشد.



شکل ۴ نمودار تغییرات سرعت زاویه‌ای در برابر زاویه چرخنده محرک



شکل ۵ نمودار تغییرات شتاب زاویه‌ای به ازاء زاویه چرخنده محرک

۵- نتیجه گیری

در این مقاله فرآیند طراحی، تحلیل و ساخت یک جفت چرخدنده مثلثی و پنج پر کاهنده مورد بررسی قرار گرفت. نتایج تحقیق نشان می‌دهد، چرخدنده‌های تولید شده از دقت مونتاژی مناسبی برخوردار است که به طور مستقیم صحت و دقت اجرای روش تحقیق مورد نظر در این مقاله را به اثبات رسانده و از آن می‌توان برای طراحی نمونه‌های مشابه از چرخدنده‌های غیردایروی نیز بهره برد.

اندازه‌گیری ابعاد چرخدنده‌های تولید شده، نشانگر دستیابی به محدوده تلرانسی بسته توسط روش لایه‌گذاری رسوبی به عنوان یک روش ساخت افزایشی است که ضمن تضمین دقت ابعادی، این امر سبب شده تا پدیده پله‌ای شدن در امتداد ارتفاع چرخدنده‌ها به طور کلی حذف گردد. با اطمینان می‌توان گفت از آنجا که نمودارهای سرعت و شتاب زاویه‌ای با شماره لوب چرخدنده محرک در این تحقیق (درجه سوم) تطابق دارد، در واقعیت و با استفاده از ابزارهای اندازه‌گیری دقیق نیز این نمودارها تغییر قابل توجهی نخواهد داشت.

۶- فهرست علائم و اختصارات

علائم انگلیسی

r_0	شعاع گام چرخدنده متحرک (m)
r_θ	شعاع گام چرخدنده محرک (m)
v_0	سرعت مماسی چرخدنده متحرک در نقطه تماس (m/s)
v_θ	سرعت مماسی چرخدنده محرک در نقطه تماس (m/s)
w_θ	سرعت زاویه‌ای چرخدنده متحرک (rad/s)
w_θ	سرعت زاویه‌ای چرخدنده محرک (rad/s)
m	مدول چرخدنده بیضوی محرک (mm)
Z_0	تعداد دندانه‌های چرخدنده متحرک
N	شماره لوب چرخدنده
A	تفاوت بین بلند و کوتاه‌ترین شعاع‌های چرخدنده (mm)
K	ضریب (mm)
ε	میزان خارج از مرکزی چرخدنده (mm)
C	فاصله بین مراکز دو چرخدنده درگیر (mm)
p	قطر گام چرخدنده غیردایروی (mm)

۷- مراجع

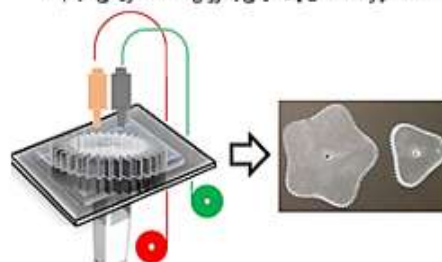
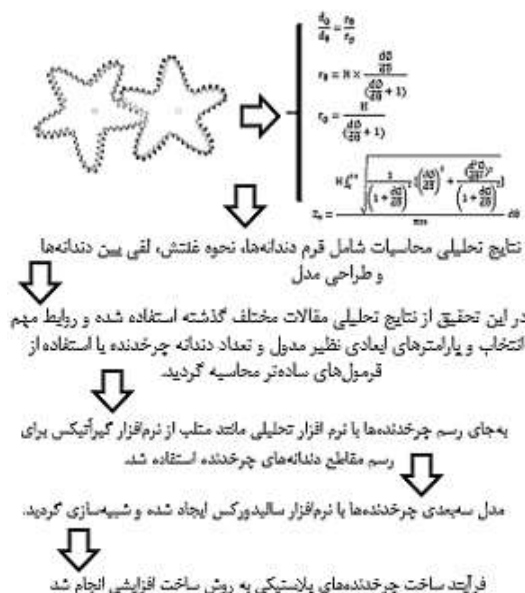
- [1] Vullo, V., "Gears", New York: Springer International Publishing, pp.181-185, (2020).
- [2] Radzevich, S.P., "Recent Advances in Gearing: Scientific Theory and Applications", pp. 236-237, Springer, (2021).

که تلرانس تولید نمونه‌ها بر روی تمام ابعاد، حداکثر معادل ± 0.02 میلی‌متر می‌باشد. در شکل ۷ چرخدنده‌های غیردایروی به صورت مونتاژ شده نشان داده شده است. چرخدنده‌ها به صورت دقیق با توجه به فاصله محوری انتخابی مونتاژ شده و حرکت روان و با لقی مناسبی را در طی دوران از خود نشان می‌دهد. عملکرد صحیح چرخدنده‌های مونتاژی در این تحقیق که با بروز مسائلی نظیر گیر کردن، لقی دورانی و یا امکان عدم مونتاژ به دلیل ابعاد نادرست همراه نبوده، بیانگر صحت طراحی انجام شده و انتخاب درست پارامترهای طراحی و ساخت چرخدنده‌ها می‌باشد.



شکل ۷ چرخدنده‌های غیردایروی مثلثی و پنج پر درگیر با هم پس از مونتاژ

شکل ۸ ترتیب مراحل اجرای این تحقیق و نتایج به دست آمده را با توجه به منابع علمی بررسی شده در این زمینه ارائه نموده است.



شکل ۸ مراحل طی شده برای تولید چرخدنده‌های غیردایروی در این تحقیق

- Materials Processing Technology*, Vol. 106, No. 1-3, pp. 236-242, (2000).
- [9] Okada, M., Takeda, Y., "Optimal design of nonlinear profile of gear ratio using non-circular gear for jumping robot", IEEE International Conference on Robotics and Automation, Philadelphia: *Taylor & Francis*, pp. 1958-1963, (2012).
- [10] Lin C., Hu Y., Wei Y., Cai Z., "Characteristics analysis of supporting and locking mechanism based on the non-circular gear compound transmission", *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 34, No.6, pp. 2561-71, (2020).
- [11] Zhou M., Yang Y., Wei M., Yin D., "Method for generating non-circular gear with addendum modification and its application in transplanting mechanism", *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, Vol. 13, No. 6, pp. 68-75., (2020).
- [12] Sałaciński T., Przesmycki A., Chmielewski T., "Technological aspects in manufacturing of non-circular gears", *Applied Sciences*, Vol. 10, No. 10, pp. 3420, (2020).
- [13] Rackov, M., Mitrović, R., Čavić, M., "Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering", pp.67-69, *Springer*, (2021).
- [3] Doege, E., Meinen, I., Neumaier, T., Schaprian, M., "Numerical design of a new forging press drive incorporating non-circular gears", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, Vol. 215, No. 4, pp. 465-471, (2001).
- [4] Yao, Y.A., Yan, H.S., "A new method for torque balancing of planar linkages using non-circular gears", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 217, No. 5, pp. 503-512, (2003).
- [5] Xu, H., Fu, T., Song, P., Zhou, M., Fu, C.W., Mitra, N.J., "Computational Design and Optimization of Non-Circular Gears", *In Computer Graphics Forum*, Vol. 39, No. 2, pp. 399-409, (2020).
- [6] Yu Y., Liu J., Ye B., Yu G., Jin X., Sun L., Tong J., "Design and experimental research on seedling pick-up mechanism of planetary gear train with combined non-circular gear transmission", *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. Vol. 32, No.1, pp.1-3, (2019).
- [7] Li, G., Zhu, W., "Design and power loss evaluation of a noncircular gear pair for an infinitely variable transmission", *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 156, p.104137, (2021).
- [8] Voelkner, W., "Present and future developments of metal forming: selected examples", *Journal of*



محاسبه ظرفیت حمل بار ربات متحرک کشنده-پیرو با در نظر گرفتن روش کنترل بهینه غیرخطی

پویا ملاحی کلاهی
کارشناسی ارشد

مصطفی ناظمی زاده*

استادیار،
مجمع دانشگاهی مکانیک،
دانشگاه صنعتی مالک اشتر

چکیده: ربات کشنده-پیرو به عنوان مجموعه ربات متحرک برای حمل بار مورد کاربرد قرار می گیرد. لذا ظرفیت حمل بار آن از اهمیت ویژه ای برخوردار بوده و تاکنون مورد توجه قرار نگرفته است. در این مقاله، محاسبه ظرفیت حمل بار ربات متحرک کشنده-پیرو با استفاده از روش کنترل بهینه غیرخطی مورد بررسی قرار می گیرد. در حرکت نقطه به نقطه ربات کشنده-پیرو، یک الگوریتم پیشرفته بر مبنای حل غیرمستقیم مسئله کنترل بهینه غیرخطی و به منظور محاسبه ظرفیت حمل بار ربات متحرک کشنده-پیرو ارائه می گردد. فرمول بندی کنترل بهینه با در نظر گرفتن معادلات دینامیک غیرخطی ربات متحرک کشنده-پیرو و با در نظر گرفتن قیود غیرهولونومیک به عنوان قیود مسئله انجام می شود. سپس با بیان یک الگوریتم تکراری پیشرفته، بار قابل حمل ربات پیرو به تدریج افزایش یافته و در هر مرحله شرایط بهینگی مسیر به عنوان مجموعه معادلات دیفرانسیل کوپله غیرخطی در نظر گرفته شده و حل معادلات انجام می شود. ظرفیت حمل بار مجموعه ربات کشنده-پیرو در پایان الگوریتم با در نظر گرفتن اشباع گشتاور محرک های کشنده در نظر گرفته می شود. لذا با توجه به روش پیشنهادی، شبیه سازی حرکت نقطه به نقطه ربات متحرک کشنده-پیرو انجام شده و ظرفیت حمل بار محاسبه می شود. نتایج نشانه کارایی الگوریتم پیشنهادی به منظور محاسبه ظرفیت حمل بار ربات کشنده-پیرو را بوده و قابل کاربرد در مأموریت های مختلف این ربات است.

مقاله علمی پژوهشی
دریافت: ۱۴۰۱/۰۱/۰۶
پذیرش: ۱۴۰۱/۰۲/۳۰

واژه های راهنما: ربات کشنده-پیرو، ظرفیت حمل بار، کنترل بهینه، غیرخطی، غیرهولونومیک

Pouya Mallahi
Kolahi
MSc.

Load carrying capacity of tractor-trailer mobile robots considering the nonlinear optimal control

Mostafa
Nazemizadeh*

Assistant professor,
Faculty of Mechanics,
Malek Ashtar
University of
Technology

Abstract: Tractor-trailer robot is a kind of mobile robots used to carry heavy loads. So, load carrying capacity of such robots is an appealing subject which has not been considered up to now. In this article, load carrying capacity of the tractor-trailer mobile robots is investigated using the nonlinear optimal control theory. In point-to-point motion of the tractor-trailer robot, an advanced algorithm based on the indirect solution of the nonlinear optimal control is presented to calculate load carrying capacity of the tractor-trailer robot. Formulation of the optimal control is performed by considering the nonlinear dynamic and nonholonomic equations of the robot as constraints of the problem. Then, by presentation of an advanced iterative algorithm, load of the robot is gradually increased and in each step, optimal conditions are considered as a set of coupled nonlinear differential equation and solved. Load carrying capacity of the tractor-trailer robot is calculated at the final step of the algorithm with consideration of saturation of actuators. Then, the simulation of the tractor-trailer point-to-point motion is performed and the load carrying capacity obtained. The results demonstrate the capability of the proposed algorithm to calculate the load carrying capacity of the tractor-trailer robots and can be applicable for various missions.

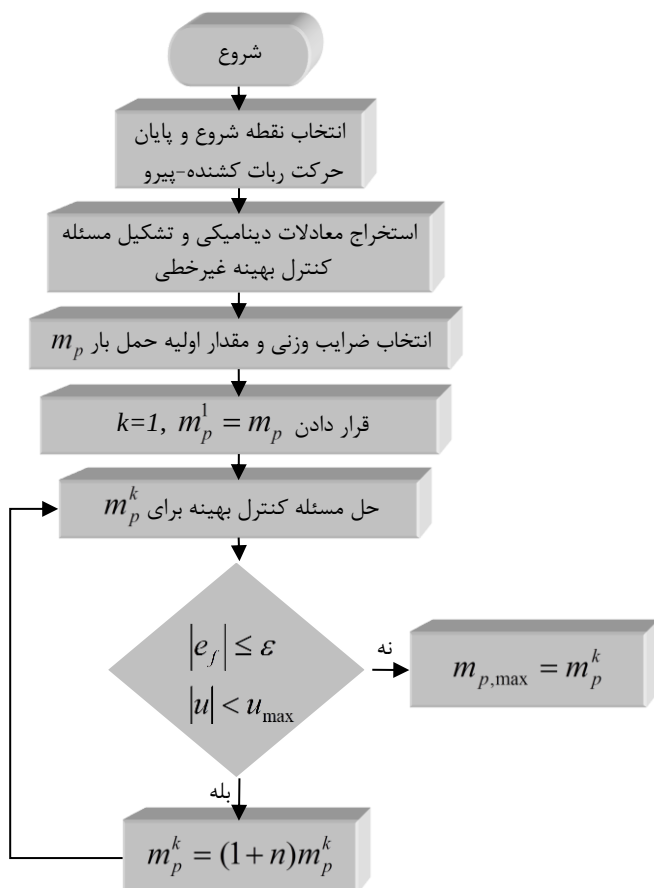
Keywords: Tractor-trailer robot, load carrying capacity, optimal control, nonlinear, nonholonomic

۱- مقدمه

در دهه‌های گذشته ربات‌های متحرک به صورت گسترده‌ای برای انجام مأموریت در فواصل دور مورد کاربرد قرار گرفته‌اند، زیرا آن‌ها نسبت به ربات‌های ثابت دارای مزایایی چون فضای کاری وسیع-تر، متحرک بودن و قدرت مانور بالاتر می‌باشند. ربات‌های متحرک چرخ‌دار یکی از متداول‌ترین ربات‌های متحرک بوده و عدم لغزش چرخ‌های ربات منجر به قیود غیرهولونومیک در معادلات دینامیک حرکت شده و موردتوجه بسیاری از محققان علم رباتیک قرار گرفته است [۱-۶]. همچنین تحقیقات متعددی بر محاسبه ظرفیت حمل بار ربات متحرک در مسیر حرکت آن پرداختند. وانگ و همکارانش [۷] به محاسبه ظرفیت بار بازوی مکانیکی با استفاده از حل مستقیم مسئله کنترل بهینه پرداختند. این روش نیاز به گسسته سازی فضای کاری ربات داشته و باعث افزایش زیاد محاسبات عددی و اصطلاحاً انفجار عددی می‌گردد. لذا این روش برای سیستم‌های دارای قیود نظیر ربات‌های متحرک مناسب نیست. کورایم و غریلو [۸] به محاسبه ظرفیت حمل بار ربات متحرک دوچرخ پرداختند. آن‌ها تنها معادلات سینماتیکی ربات را در نظر گرفتند و محدودیت گشتاور موتورها در محاسبه ظرفیت بار را لحاظ نکردند. همچنین در [۹] محاسبه ظرفیت حمل بار ربات متحرک با بازوی الاستیک مورد مطالعه قرار گرفت. اگرچه در این تحقیق محاسبه ظرفیت حمل بار ربات متحرک با استفاده از روش کنترل بهینه انجام پذیرفت، اما از قیود غیرهولونومیک حاکم بر چرخ‌های ربات صرف نظر شد. ناظمی زاده و همکارانش [۱۰] به طراحی مسیر بهینه ربات متحرک چرخ‌دار با استفاده از روش کنترل بهینه غیرخطی پرداختند. آن‌ها معادلات دینامیک غیرخطی ربات را با در نظر گرفتن قیود غیرهولونومیک چرخ‌ها استخراج و از حل غیرمستقیم مسئله کنترل بهینه برای یافتن مسیر بهینه استفاده کردند. میرزایی نژاد و شافعی [۱۱] از روش کنترل پیش‌بین برای ردیابی مسیر ربات متحرک بازودار در حضور نامعینی‌های پارامتریک استفاده نمودند. آن‌ها معادلات دینامیکی ربات را با استفاده از فرمولاسیون گیس-اپل استخراج نمودند. همچنین در [۱۲] به طراحی مسیر بهینه ربات متحرک صنعتی با استفاده از تئوری کنترل بهینه پرداختند. اگرچه در این تحقیق محاسبه ظرفیت حمل بار ربات موردتوجه قرار نگرفته است.

اگرچه تحقیقات پیشین به محاسبه ظرفیت حمل بار و کنترل ربات‌های متحرک پرداخته است، اما اخیراً گروهی از ربات‌های متحرک چرخ‌دار با عنوان کشنده-پیرو موردتوجه

قرار گرفته است. در این سیستم رباتیکی، ربات جلویی محرک و کشنده و ربات عقب به عنوان متحرک و پیرو محسوب می‌شود. گسترش این نوع ربات‌ها به منظور افزایش ظرفیت حمل سیستم بوده درحالی که هزینه ساخت و نگهداری آن‌ها بسیار کمتر از سیستم‌های دارای زنجیره‌ای از ربات‌های محرک متوالی است و لذا موردتوجه محققان قرار گرفته است. آلتافینی [۱۳]، به بیان معادلات حرکتی ربات متحرک چرخ‌دار کشنده-پیرو و کنترل-پذیری حرکت آن پرداخت. او تنها به مدل‌سازی سینماتیکی ربات متحرک کشنده-پیرو پرداخت درحالی که در کنترل دقیق مسیر ربات متحرک بایستی محدودیت‌های اینرسی و گشتاور محرک‌ها در نظر گرفته شود. در [۱۴] از روش کنترل تطبیقی مقاوم به منظور ردیابی مسیر ربات متحرک کشنده-پیرو با در نظر گرفتن اغتشاشات دارای محدوده مشخص استفاده شد. کایاکان و همکارانش [۱۵] به کنترل هوشمند ربات کشنده-پیرو با استفاده از کنترل کننده پیش‌بین مدل غیرخطی پرداختند. آن‌ها به منظور افزایش دقت ردیابی مسیر، از کنترل پیش‌بین غیرخطی با در تغییر مداوم پارامترهای سیستم و در نظر گرفتن قیود سینماتیکی غیرهولونومیک پرداختند. همچنین در [۱۶] مدل‌سازی دینامیکی ربات متحرک کشنده-پیرو دارای ربات پیرو با چرخ‌های کروی و بدون قیود غیرهولونومیک مورد مطالعه قرار گرفت. با در نظر گرفتن این نوع چرخ، مانور پذیری ربات افزایش یافته، اما سیستم زیر محرک شده و کنترل ربات با استفاده از الگوریتم کنترل کلاسیک انجام گرفت. تارویدی زاده و دیگران [۱۷] به مدل‌سازی سینماتیکی و دینامیکی ربات متحرک چرخ‌دار کشنده-پیرو پرداختند. آن‌ها از روش کنترلی خطی سازی بازخورد ورودی-خروجی برای کنترل ربات متحرک استفاده کردند. همچنین آن‌ها [۱۸] به مطالعه برخورد کشنده و پیرو با یکدیگر در حین حرکت ربات کشنده-پیرو و اشباع محرک‌های آن پرداختند. آن‌ها از روش کنترلی پیش‌بین مدل خطی و غیرخطی به منظور ردیابی مسیر حرکت ربات متحرک استفاده کردند. آن‌ها قیود غیرهولونومیک حاکم بر چرخ‌های ربات کشنده-پیرو را در نظر گرفته ولی از اثرات اینرسی چرخ‌ها صرف نظر کردند. بین و همکارانش [۱۹] ردیابی مسیر یک ربات چرخ‌دار کشنده-پیرو با استفاده از روش کنترلی بازگشت به عقب تطبیقی بررسی کردند. آن‌ها با در نظر گرفتن قیود غیرهولونومیک سیستم، از یک کنترل کننده فیدبک متغیر بازمان برای ردیابی مسیر استفاده کردند. ناظمی زاده و ملاحی [۲۰] به استخراج معادلات دینامیک غیرخطی ربات متحرک کشنده-پیرو و کنترل خطی سازی ورودی-خروجی، به منظور



شکل ۱ الگوریتم محاسبه ظرفیت حمل بار ربات کشنده-پیرو

۲-۱- فرمول‌بندی مسئله کنترل بهینه و حل آن

در این بخش به تشکیل مسئله کنترل بهینه غیرخطی به‌منظور طراحی مسیر نقطه به نقطه ربات کشنده-پیرو و محاسبه ظرفیت حمل بار آن پرداخته می‌شود. چنانچه معادلات دینامیک غیرخطی ربات کشنده-پیرو به شکل کلی زیر در نظر گرفته شود:

$$\dot{X}(t) = \begin{bmatrix} \dot{G}_1 \\ \dot{G}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} SX_2 \\ N(X_1, X_2) + Z(X_1)U \end{bmatrix} \quad (1)$$

که $X = [X_1 \ X_2]^T$ بردار حالت سیستم و U کنترل ورودی آن است. در این صورت این معادلات به‌عنوان قیود مسئله کنترل بهینه در نظر گرفته‌شده و هدف تعیین مقادیر ورودی بهینه مجاز $U^*(t) \in \Omega$ است به‌طوری‌که تابع هدف زیر را مینیمم کند:

$$J_0(X, U) = \int_{t_0}^{t_f} L(X(t), U(t), t) dt \quad (2)$$

که t_0 و t_f زمان شروع و پایان حرکت ربات متحرک کشنده-پیرو در حرکت نقطه‌به‌نقطه آن است. از طرفی به‌منظور حرکت

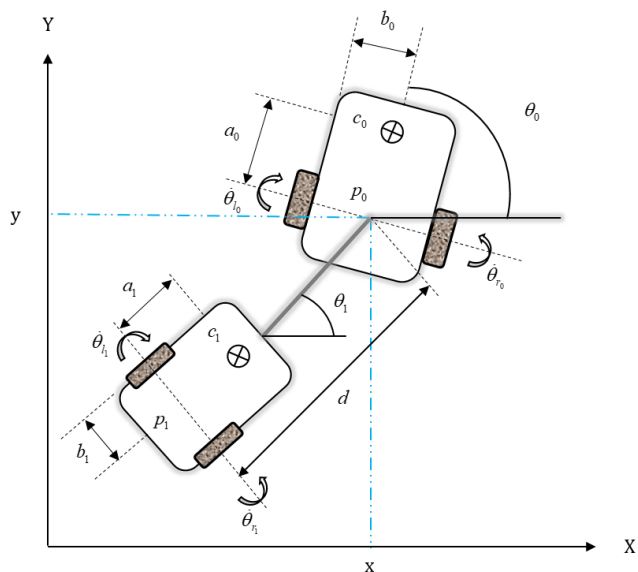
کنترل مسیر حرکت ربات پرداختند. اگرچه آن‌ها محاسبه ظرفیت حمل بار ربات متحرک کشنده-پیرو را مورد توجه قرار ندادند.

در این مقاله، محاسبه ظرفیت حمل بار ربات متحرک کشنده-پیرو با استفاده از نظریه کنترل بهینه غیرخطی انجام می‌شود. ابتدا معادلات دینامیکی حاکم بر سیستم استخراج‌شده و سپس این معادلات در فضای حالت به‌عنوان قیود مسئله کنترل بهینه در نظر گرفته می‌شود. از طرفی با تعیین تابع هدف مناسب، یک الگوریتم تکراری به‌منظور افزایش بار ربات پیرو با در نظر گرفتن مینیمم خطای نقطه پایانی و همچنین عدم اشباع گشتاور محرک‌های کشنده در نظر گرفته می‌شود. در این الگوریتم شرایط بهینگی مسیر به‌عنوان مجموعه معادلات کوپله غیرخطی در نظر گرفته‌شده و ظرفیت حمل بار در مسیر بهینه نقطه‌به‌نقطه ربات متحرک محاسبه می‌شود.

۲- الگوریتم محاسبه ظرفیت حمل بار ربات کشنده-پیرو

به‌منظور محاسبه ظرفیت حمل بار ربات متحرک کشنده-پیرو، ابتدا معادلات دینامیکی سیستم استخراج‌شده و مسئله حرکت نقطه‌به‌نقطه ربات به‌عنوان یک مسئله کنترل بهینه با در نظر گرفتن حداقل بار قابل حمل بیان می‌شود. سپس مسئله کنترل بهینه غیرخطی برای بار در نظر گرفته‌شده حل‌شده و خطای نقطه پایانی و همچنین ماکزیمم گشتاور وارد بر موتورهای ربات کشنده بررسی می‌شود. این الگوریتم بازگشتی مداوم تکرار می‌شود تا ظرفیت حمل بار مجموعه ربات متحرک کشنده-پیرو محاسبه شود. در شکل (۱) این الگوریتم بازگشتی نشان داده‌شده است.

همانطور که در شکل ۱ مشاهده می‌شود، الگوریتم محاسبه ظرفیت حمل بار، یک الگوریتم پیشرفته بر اساس افزایش تدریجی بار و حل مداوم مسئله کنترل بهینه هست. ماکزیمم بار برای حالتی که بیشینه گشتاور وارد بر محرک‌های ربات کشنده بیشتر از حد مجاز بوده و خطای موقعیت نقطه پایانی نیز بالاتر از حد مجاز باشد تعیین می‌گردد.



شکل ۲ شماتیک ربات کشنده-پیرو

مطابق با شکل ۲، پارامترهای مربوط به ربات متحرک کشنده-پیرو عبارت است از: c_0 و c_1 به ترتیب مرکز جرم ربات کشنده و پیرو، $2b_0$ و $2b_1$ فاصله چرخ‌های ربات کشنده و پیرو از یکدیگر، a_0 و a_1 فاصله میانی چرخ‌های کشنده و پیرو تا مرکز جرم، d فاصله نقاط p_0 و p_1 ، θ_0 و θ_1 جهت‌گیری ربات کشنده و پیرو و سرعت زاویه چرخ راست و چپ ربات کشنده به ترتیب برابر با $\dot{\theta}_{r0}$ و $\dot{\theta}_{l0}$ و پیرو $\dot{\theta}_{r1}$ و $\dot{\theta}_{l1}$ می‌باشد. برای ربات کشنده-پیرو ماتریس قیدی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$A(q) = \begin{pmatrix} \sin \theta_1 & -\cos \theta_1 & 0 & d \\ \sin \theta_0 & \cos \theta_0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (8)$$

ماتریس قیدی بیانگر قیود غیرهولونومیک عدم لغزش جانبی ربات‌های کشنده و پیرو می‌باشد. به منظور بیان معادلات، فضای پوچی این ماتریس برابر است با:

$$S(q) = \begin{pmatrix} \cos \theta_0 & 0 \\ \sin \theta_0 & 0 \\ 0 & 1 \\ \frac{1}{d} \sin(\theta_0 - \theta_1) & 0 \end{pmatrix} \quad (9)$$

بنابراین مدل سینماتیکی ربات کشنده-پیرو با در نظر گرفتن v به عنوان بردار شامل سرعت خطی و سرعت زاویه ای جهت دهی ربات به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{q} = Sv \quad (10)$$

نقطه به نقطه ربات متحرک، تابع هزینه به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$J_0(X, U) = \int_{t_0}^{t_f} (\|X\|_W^2 + \|U\|_R^2) dt \quad (3)$$

در رابطه (۳) ترم $\|X\|_W^2$ نرم مربعی تعمیم یافته بردار فضای حالت و همچنین ترم $\|U\|_R^2$ نرم مربعی تعمیم یافته ی بردار گشتاور ورودی می‌باشد.

چنانچه طراحی مسیر حرکت نقطه به نقطه ربات متحرک کشنده-پیرو به عنوان مسئله کنترل بهینه فرمول بندی شود، حل غیرمستقیم آن بر اساس روش حساب تغییرات مورد توجه قرار می‌گیرد. این روش حل برای مسائل دارای ترم‌های غیرخطی بالا نظیر ربات‌های کشنده-پیرو بسیار کارایی داشته و مورد توجه فراوان قرار گرفته است. بدین منظور ابتدا تابع همیلتونین به شکل زیر تشکیل می‌شود [۲۱]:

$$H(X(t), U(t), P(t), t) = L(X(t), U(t), t) + P^T(t) G(X(t), U(t), t) \quad (4)$$

که $P(t)$ بردار شبه حالت است. از طرفی پس از برخی عملیات ریاضی، در نهایت شرایط بهینگی سیستم برابر است با:

$$\dot{X}^*(t) = \frac{\partial H}{\partial P}(X^*, U^*, P^*, t) \quad (5)$$

$$\dot{P}^*(t) = -\frac{\partial H}{\partial X}(X^*, U^*, P^*, t) \quad (6)$$

$$0 = \frac{\partial H}{\partial U}(X^*, U^*, P^*, t) \quad (7)$$

مجموعه معادلات بهینگی بالا به صورت مجموعه معادلات دیفرانسیل کوپله شده بوده که با توجه به شرایط اولیه و انتهایی حرکت ربات متحرک کشنده-پیرو به صورت یک مسئله مقدار مرزی حل می‌شود.

۳- معادلات دینامیک غیرخطی ربات کشنده-پیرو

در این بخش به بیان معادلات دینامیک غیرخطی ربات متحرک کشنده-پیرو پرداخته می‌شود. در شکل زیر شماتیکی از ربات مورد بررسی نشان داده شده است:

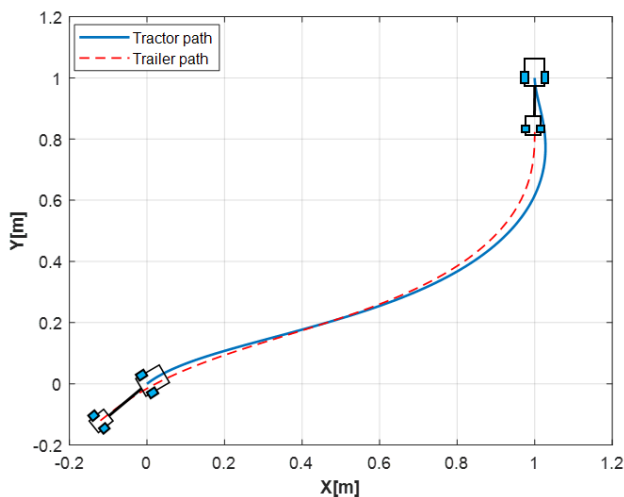
۴- شبیه‌سازی و نتایج

در این بخش به شبیه‌سازی مسیر حرکت و محاسبه ظرفیت حمل بار ربات متحرک کشنده-پیرو پرداخته می‌شود. پارامترهای سیستم مطابق با جدول (۱) مقداردهی می‌شود:

جدول ۱ پارامترهای ربات متحرک کشنده-پیرو [۱۴]

پارامتر ربات	مقدار	واحد
جرم کشنده	$m_0 = 0.9$	kg
جرم پیرو	$m_1 = 0.33$	kg
ممان اینرسی کشنده	$I_{\theta 0} = 0.0043$	kg.m ²
ممان اینرسی پیرو	$I_{\theta 0} = 0.0103$	kg.m ²
شعاع چرخ‌ها	$r = 0.026$	m
فاصله P_1 و P_0	$d = 0.17$	m
فاصله چرخ تا مرکز جرم	$b = 0.0595$	m

به‌منظور شبیه‌سازی طراحی مسیر بهینه ربات کشنده-پیرو، از شرایط اولیه $\vec{x}_{start} = [0 \ 0]^T$ به شرایط نهایی $\vec{x}_{Goal}$ حرکت کرده و مدت‌زمان شبیه‌سازی $t = 3$ در نظر گرفته می‌شود. در شکل ۳ مسیر حرکت بهینه ربات متحرک کشنده-پیرو نشان داده شده است:



شکل ۳ مسیر حرکت بهینه ربات متحرک کشنده-پیرو

همانطور که در شکل ۳ نشان داده شده است، مسیر بهینه ایجاد شده توسط روش کنترل بهینه غیرخطی هموار بوده و لذا ربات با طی مسیر هموار از نقطه شروع به پایان می‌رسد. از طرفی در شکل ۴ جابجایی زاویه‌ای مربوط به جهت‌دهی ربات-های کشنده و پیرو نشان داده شده است:

از طرفی با توجه به قیود غیرهولونومیک حاکم بر ربات متحرک کشنده-پیرو، از اصل ضرایب لاگرانژ برای استخراج معادلات ربات به‌صورت زیر ارائه می‌شود:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k} \right) - \left(\frac{\partial L}{\partial q_k} \right) = f_k - \sum_{i=1}^n \lambda_i a_{ik} \quad (11)$$

که در آن n تعداد قید سیستم، λ_i ضرایب لاگرانژ، f_k نیروهای تعمیم‌یافته و L تفاوت انرژی جنبشی و پتانسیل سیستم می‌باشد. لذا بایان انرژی جنبشی سیستم و جاگذاری در اصل ضرایب لاگرانژ، در نهایت معادلات دینامیکی سیستم برابر است با:

$$M(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q}) = B(q)\tau + A^T(q)\lambda \quad (12)$$

که در رابطه بالا ماتریس اینرسی $M(q)$ ، ماتریس نیروهای غیرخطی $C(q, \dot{q})$ و ماتریس ضرایب $B(q)$ برابر است با [۱۴]:

$$M = \begin{bmatrix} m_0 + m_1 & 0 & -a_0 m_0 \sin \theta_0 & -m_1 (a_1 - d) \sin \theta_1 \\ 0 & m_0 + m_1 & a_0 m_0 \cos \theta_0 & m_1 (a_1 - d) \cos \theta_1 \\ -a_0 m_0 \sin \theta_0 & a_0 m_0 \cos \theta_0 & m_1 (a_1 - d)^2 + I_1 & 0 \\ -m_1 (a_1 - d) \sin \theta_1 & m_1 (a_1 - d) \cos \theta_1 & 0 & m_1 a_0^2 + I_0 \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$C = \begin{bmatrix} -a_0 m_0 \cos \theta_0 \dot{\theta}_0^2 - m_1 (a_1 - d) \cos \theta_1 \dot{\theta}_1^2 \\ -a_0 m_0 \sin \theta_0 \dot{\theta}_0^2 - m_1 (a_1 - d) \sin \theta_1 \dot{\theta}_1^2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \frac{1}{r} \begin{bmatrix} \cos \theta_0 & \cos \theta_0 \\ \sin \theta_0 & \sin \theta_0 \\ b & -b \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

که در آن m_0 و m_1 و I_0 و I_1 به ترتیب بیانگر جرم و ممان اینرسی بخش اول و دوم ربات می‌باشد و a_0 و a_1 برابر با فاصله میان مراکز جرم و نقطه میانی چرخ‌ها و همچنین شعاع چرخ‌های ربات مورد بررسی می‌باشد. به‌منظور حذف ضرایب لاگرانژ از رابطه (۱۲)، این رابطه در S^T ضرب شده و رابطه نهایی به‌صورت زیر به دست می‌آید:

$$\bar{M}(q)\ddot{q} + \bar{C}(q, \dot{q}) = \bar{B}(q)\tau \quad (16)$$

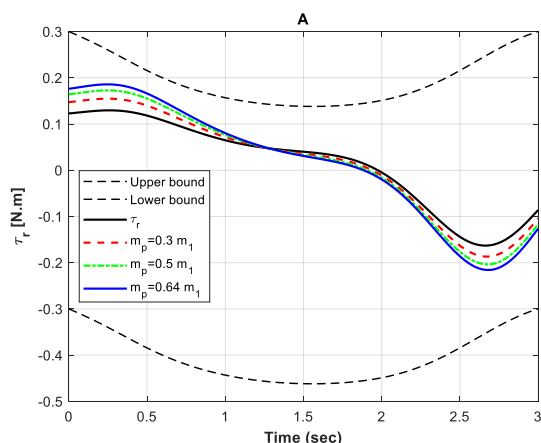
که در معادلات دینامیکی نهایی، روابط زیر برقرار است:

$$\bar{M} = S^T M S \quad (17)$$

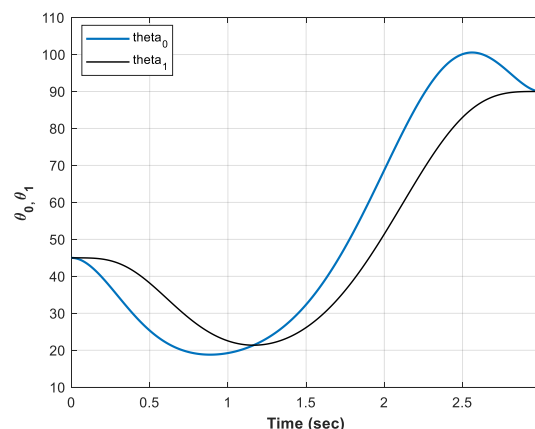
$$\bar{C} = S^T (M S \dot{v} + C) \quad (18)$$

$$\bar{B} = S^T B \quad (19)$$

همچنین بردار حالت ربات کشنده-پیرو برابر با $X = [x \ y \ \theta_0 \ \theta_1 \ v \ \omega]$ در نظر گرفته شده است.

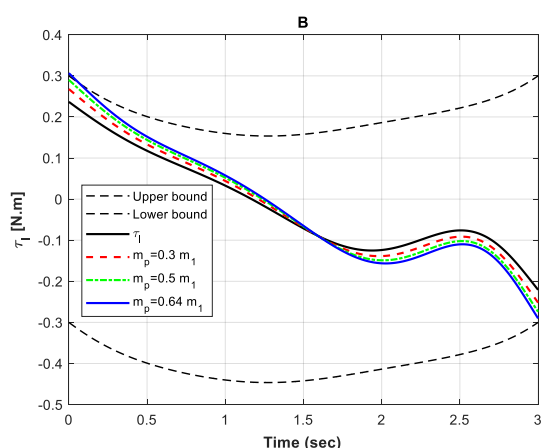


شکل ۶ گشتاور وارد بر چرخ راست ربات کشنده



شکل ۴ جابجایی زاویه جهت‌دهی ربات‌های کشنده-پیرو

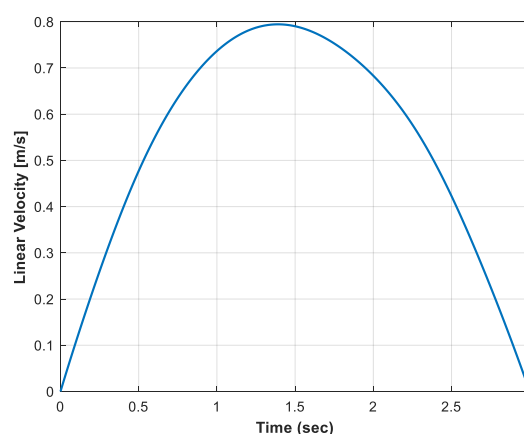
همانطور که مشاهده می‌شود، با افزایش بار پیرو، گشتاور وارد بر چرخ راست ربات کشنده افزایش می‌یابد. همچنین به ازای بارهای مختلف نشان داده شده در شکل بالا، چرخ راست ربات کشنده به حالت اشباع نرسیده است. از طرفی در شکل ۷، گشتاور وارد بر چرخ چپ ربات متحرک کشنده نشان داده شده است:



شکل ۷ گشتاور وارد بر چرخ چپ ربات کشنده

همانطور که در شکل ۷ مشاهده می‌شود با افزایش بار وارد بر ربات، گشتاور اعمالی در شروع حرکت افزایش یافته تا به ازای بار ماکزیمم و ظرفیت حمل بار، موتورهای محرک چرخ چپ ربات کشنده به اشباع می‌رسد. این میزان حد اشباع به ازای $m_p = 0.64m_1$ رخ خواهد داد و الگوریتم پیشنهادی اضافه کردن حمل بار برای مراحل بعدی را متوقف خواهد کرد. لذا با استفاده از الگوریتم محاسبه ظرفیت حمل بار، به ازای ماکزیمم بار حمل شده توسط پیرو، موتور محرک چرخ چپ به اشباع رفته و در این حالت نمی‌توان باری بیشتر را به ربات اضافه نمود.

مطابق با شکل بالا، ربات کشنده-پیرو با تغییر در گشتاور هر یک از چرخ‌های کشنده باعث جهت‌گیری هموار ربات در طی مسیر و رسیدن به نقطه پایانی می‌شود. از طرفی سرعت خطی بهینه ربات کشنده در شکل ۵ نشان داده شده است:



شکل ۵ سرعت خطی بهینه ربات کشنده

همانطور که در شکل بالا مشاهده می‌شود، سرعت ربات ابتدا افزایش یافته و سپس به صورت هموار کاهش می‌یابد. از طرفی به منظور محاسبه ظرفیت حمل بار، در ادامه به بررسی گشتاور چرخ راست ربات کشنده برای بارهای مختلف بر روی ربات پیرو در شکل ۶ پرداخته می‌شود:

۵- نتیجه گیری

of environmental obstacles", *International Journal of Advanced Robotic Systems*, Vol. 9, No. 4, pp. 105, (2012).

- [7] Wang, C. Y., Timoszyk, W. K., & Bobrow, J. E., "Payload maximization for open chained manipulators: finding weightlifting motions for a Puma 762 robot", *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, Vol. 17, No. 2, pp. 218-224. (2001).
- [8] Korayem, M. H., Ghariblu, H., & Basu, A. "Maximum allowable load of mobile manipulators for two given end points of end effector", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 24, No. 9, pp. 743-751. (2004).
- [9] Korayem, M. H., Rahimi, H. N., Nikoobin, A., & Nazemizadeh, M., "Maximum allowable dynamic payload for flexible mobile robotic manipulators", *Latin American applied research*, Vol. 43, No. 1, pp. 29-35. (2013).
- [10] Nazemizadeh, M., Rahimi, H. N., & Khoiy, K. A., "Trajectory planning of mobile robots using indirect solution of optimal control method in generalized point-to-point task", *Frontiers of Mechanical Engineering*, Vol. 7, No. 1, pp. 23-28, (2012).
- [11] mirzaeinejad, H., shafei, A., "Nonlinear predictive control for trajectory tracking of a mobile manipulator", *The Iranian Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 23, No. 2. Pp. 66-95, (2021). (in Persian)
- [12] Mallahi Kolahi, P., Mosayebi, M., "Optimal Trajectory Planning for an Industrial Mobile Robot using Optimal Control Theory", *Journal of Modern Processes in Manufacturing and Production*, Vol. 10, No. 3, pp. 25-34, (2021).
- [13] Altafini, C., "Some properties of the general n-traile", *International Journal of Control*, Vol. 74, No. 4, pp. 409-424, (2001).
- [14] Khalaji, A. K., & Moosavian, S. A. A., "Robust adaptive controller for a tractor-trailer mobile robot", *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 19, No. 3, pp. 943-953, (2013).
- [15] Kayacan, E., Kayacan, E., Ramon, H., & Saeys, W., "Learning in centralized nonlinear model predictive control: Application to an autonomous tractor-trailer system", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 23, No. 1, pp. 197-205, (2014).
- [16] Khalaji, A. K., & Moosavian, S. A. A., "Stabilization of a tractor-trailer wheeled robot", *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 30, No. 1, pp. 421-428, (2016).

در این مقاله، محاسبه ظرفیت حمل بار ربات متحرک کشنده-پیرو با استفاده از نظریه کنترل بهینه غیرخطی انجام شده است. ابتدا معادلات دینامیکی حاکم بر سیستم استخراج شده و سپس این معادلات در فضای حالت به عنوان قیود مسئله کنترل بهینه در نظر گرفته شد. از طرفی با تعیین تابع هدف مناسب، یک الگوریتم تکراری به منظور افزایش بار ربات پیرو با در نظر گرفتن مینیمم خطای نقطه پایانی و همچنین عدم اشباع گشتاور محرک‌های کشنده در نظر گرفته شد. در این الگوریتم شرایط بهینگی مسیر به عنوان مجموعه معادلات کوپله غیرخطی در نظر گرفته شده و ظرفیت حمل بار در مسیر بهینه نقطه به نقطه ربات متحرک محاسبه شد. نتایج نشان می‌دهد که الگوریتم پیشنهادی به خوبی قابلیت محاسبه ظرفیت حمل بار ربات کشنده-پیرو را داشته و ظرفیت حمل بار ربات انجام شده است.

۶- مراجع

- [1] Yousuf, B. M., Khan, A. S., & Khan, S. M., "Dynamic Modeling and Tracking for Nonholonomic Mobile robot using PID and Back Stepping", *Advanced Control for Applications: Engineering and Industrial Systems*, pp. e71, (2021).
- [2] Nazemizadeh, M., Mallahi Kolahi, P., "Trajectory Tracking of an Intelligent Mobile Robot on a Slope Surface using the Nonlinear Sliding Mode Control", *Mechanic of Advanced and Smart Materials*, Vol. 1, No. 1, pp. 1-14. (2021). (in Persian)
- [3] Korayem, M. H., Nazemizadeh, M., & Rahimi, H. N., "Trajectory optimization of nonholonomic mobile manipulators departing to a moving target amidst moving obstacles", *Acta Mechanica*, Vol. 224, No. 5, pp. 995-1008, (2013).
- [4] Sadedel, M., Ebrahimi, M., "simulation and control of omni-directional mobile robot", *The Iranian Journal of Mechanical Engineering*. doi: 10.30506/ijmep.2021.532612.1801. (2021). (in Persian)
- [5] Mosayebi, M. & Mallahi Kolahi, P., "Time Optimal Trajectory Generation with Obstacle Avoidance by Using Optimal Control Theory for a Wheeled Mobile Robot", *Gazi University Journal of Science*, (2022). doi: 10.35378/gujs.944300
- [6] Korayem, M. H., Nazemizadeh, M., & Nohooji, H. R., "Smooth jerk-bounded optimal path planning of tricycle wheeled mobile manipulators in the presence

- H., "An adaptive backstepping trajectory tracking control of a tractor trailer wheeled mobile robot", *International Journal of Control, Automation and Systems*, Vol. 17, No. 2, pp. 465-473, (2019).
- [20] Nazemizadeh, M., Mallahi kolahi, P., "Derivation of nonlinear dynamic equations of tractor-trailer mobile robots and their motion control employing input-output linearization control method", *The Iranian Journal of Mechanical Engineering*, doi: 10.30506/ijmep.2022.543719.1837, (2022).
- [21] Kirk D. E., *Optimal Control Theory: an Introduction*, Prentice- Hall Inc., Upper Saddle River, New Jersey, (1970).
- [17] Tarvirdizadeh, B., Spanogianopoulos, S., & Alipour, K., "Control of Nonholonomic Electrically-Driven Tractor-Trailer Wheeled Robots based on Adaptive Partial Linearization", *2018 6th RSI International Conference on Robotics and Mechatronics (IcRoM)*, pp. 331-336, (2018).
- [18] Kassaeiyan, P., Tarvirdizadeh, B., & Alipour, K., "Control of tractor-trailer wheeled robots considering self-collision effect and actuator saturation limitations", *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.127, pp. 388-411, (2019).
- [19] Binh, N. T., Tung, N. A., Nam, D. P., & Quang, N.

مروری بر تست ارتعاش تصادفی مخازن تحت فشار کامپوزیتی با لاینر فلزی با کاربردهای فضایی

مجید مختاری*

مربی، گروه مکانیک خودرو،
دانشکده شهید بابایی قزوین،
دانشگاه فنی و حرفه‌ای، قزوین

عباس الکاکی بهجتی

محقق،
پژوهشگاه فضایی ایران، تهران

محسن عابدی

استادیار، پژوهشگاه فضایی ایران،
تهران

مقاله ترویجی

دریافت: ۱۴۰۰/۰۹/۲۵

پذیرش: ۱۴۰۱/۰۲/۳۰

چکیده: با توجه به مخاطرات تست مخازن تحت فشار و با توجه به لزوم تست ارتعاش تصادفی مخازن فضایی در فاز کیفی، شناسایی و پیشنهاد روش‌های استاندارد و معتبر تست به عنوان مهم‌ترین هدف انجام این پژوهش بوده است. با توجه به تنوع مخازن، رویه تست روشی برای تست مخازن تحت فشار وجود ندارد، از طرفی در استانداردهای معتبر بررسی شده مانند ISO، AIAA، MIL و ECSS رویه تست ارتعاشی مخازن به روشنی گزارش نشده است. با توجه به مخاطرات تست مخازن تحت فشار و اهمیت این مخازن، در این مقاله به بررسی رویه تست‌ها و مقالات معتبر در این زمینه پرداخته شده است تا با جمع‌بندی آن‌ها و لحاظ نکات ایمنی و دقت تست، بتوان رویه‌های تست مناسب برای این مخازن را پیشنهاد کرد. با جمع‌بندی روش‌های معتبر تست، رویه‌های تست ارتعاشی در قالب یک فلوچارت ارائه شده است. بر این اساس می‌توان تست ارتعاش تصادفی مخازن تحت فشار فضایی را با توجه به امکانات و محدودیت‌ها و با کمترین هزینه و خطر احتمالی بر اساس مبنای معتبر جهانی اجرا و طرح ریزی کرد.

واژه‌های راهنما: مخازن تحت فشار، مخزن کامپوزیتی با لاینر فلزی، مخازن فضایی، طرح تست ارتعاش تصادفی

Majid Mokhtari*
Instructor, Department
of Automechanic,
Faculty of Shahid
Babaei, Qazvin Branch,
Technical and
Vocational University
(TVU), Qazvin

**Abbas Elkaie
Behjati**
Researcher, Iranian
Space Research Center
(ISRC), Tehran

Mohsen Abedi
Assistant Professor,
Iranian Space Research
Center (ISRC), Tehran

Review of valid scenarios for random vibration testing of high-pressure composite vessels with metal liner for space application

Abstract: Due to the risks of pressure vessels testing and need for random vibration test for qualification space tanks, identifying and proposing standard and valid testing procedure is the most important goal of this study. Due to various vessels tank types, detailed vibration test process is not reported in any aerospace standard, clearly, also study the famous standards like: ISO, AIAA, MIL and ECSS proof this fact. According to the vibration tests risks and importance of pressure vessels, in this article, the technical points of standards and valuable articles have been summarized to propose a proper vibration test procedures with safety and accuracy considerations. Reviewing the valid test methods leads to a vibration test procedure classification in the form of a flowchart. So, with this classification and with available equipment and test limitations considerations, random vibration test of space pressure vessels could be selected with the minimum coast and probable risks levels which are based on a valid universal process.

Keywords: Pressure Vessels, Composite Vessel with metallic liner, Space Vessels, Random Vibration

مقدمه

استانداردها بر اساس پارامترهای طراحی/ساخت، یک امر اجتناب ناپذیر برای دستیابی به رویکرد مناسب تست در کشور است.

در بین مخازن تحت فشار مختلف، نمونه‌های تقویت شده با الیاف و دارای لاینرهای فلزی به عنوان نمونه‌هایی هستند که قدرت تحمل فشار داخلی بیشتری دارند و در مقایسه با نمونه‌های تمام فلزی سبک‌تر هستند. استفاده از مخازن کامپوزیتی با لاینر فلزی^۳ برای کاربری‌های فضایی، از دهه ۱۹۷۰ میلادی آغاز شده است. در برخی موارد کاهش وزن حدود ۱۱٪ و افزایش بیشینه بار تحمل شده در محدوده ۲۳٪ گزارش شده است [۲] که این مقدار برای یک پروژه‌ی فضایی با تعداد بالایی از مخازن تحت فشار (مثلاً برای شاتل فضایی حدود ۲۶ مخزن مختلف) مقدار قابل توجهی است. باید در خاطر داشت که مخازن اصلی پیشران از آنجایی که بخشی از بارهای خارجی حامل را در کنار فشارهای داخلی تحمل می‌کنند به عنوان سازه‌های تحت فشار شناخته می‌شوند.

مخازن کامپوزیتی با لاینر فلزی برای انجام تست‌های کیفی برخلاف مخازن تمام فلزی در مقیاس کوچک، تست نمی‌شوند و اولین تست‌های پذیرش آن‌ها همیشه با مقیاس کامل مخزن انجام می‌شود [۳]. از آنجایی که تحمل بار و آسیب وارده، به طراحی چیدمان الیاف وابسته است، فرایند ارزیابی تست‌های تأیید برای این مخازن می‌تواند مورد به مورد متفاوت باشد.

با توجه به مراجع [۴-۱۱] که شامل اسناد و مدارک انواع تست‌های مخازن فشار بالای شرکت ATK و همچنین دربردارنده دیتاشیت‌های تست‌های ارتعاشی مخازن فشار بالای این شرکت می‌باشند، تست‌های مخازن تحت فشار، در وضعیت پر شده از سوخت گازی اصلی و در فشار کاری انجام پذیرفته است. بیشینه فشار کاری مخازن ATK با مقدار 500 bar نیز گزارش شده است. اما در رویکردی دیگر، بجای تست مخازن تحت فشار با سیال گاز اصلی (زنون)، از یک سیال مایع معادل استفاده شده است [۱۲]. این مخازن کامپوزیتی که دارای لاینر تیتانیومی هستند برای ذخیره گاز زنون در فضاپیماي ETS VIII طراحی شده‌اند. با وجود آنکه سیال اصلی گاز زنون است و فشار کاری طراحی 150 bar می‌باشد، جهت تست‌های ارتعاشی نمونه کیفی، از سیال عملکردی با نام PF 5060 در فاز مایع استفاده شده است. (مشخصات سیال PF 5060 در مرجع [۱۳] ارائه شده است). همچنین جرم مورد انتظار برای گاز زنون 89 kg بوده است که در تست نمونه کیفی از همین مقدار PF 5060 استفاده شده

با توجه به اهمیت استفاده از مخازن تحت فشار در مأموریت‌های فضایی و ملاحظات ایمنی آن‌ها، توسعه و تحویل نمونه‌هایی با قابلیت اطمینان بالا ضروری است. وجود استانداردهای مختلف در این حوزه و همچنین بررسی رویکرد کشورهای پیشرو می‌تواند اطلاعات قابل استنادی برای پیاده‌سازی در پروژه‌های جاری و آینده کشور، در اختیار گذارد. در کشور رویه تست استاندارد برای مخازن تحت فشار وجود ندارد، از طرفی در تمام استانداردهای معتبر بررسی شده مانند ISO، AIAA، MIL و ECSS؛ رویه تست ارتعاشی مخازن تحت فشار فضایی به هیچ عنوان مطرح نشده است. مخازن تحت فشار به عنوان یکی از راهکارهای اصلاح مداری و یا انتقال مداری در پروژه‌های کوچک و بزرگ نقش مهمی ایفا می‌کنند. در شاتل فضایی حدود ۴۵ مخزن تحت فشار استفاده شده است [۱]. بالا بودن فشار داخل مخازن و خطرات مهلك انفجار این مخازن در مأموریت، حین پرتاب یا در سایت می‌تواند آسیب‌های جبران ناپذیر مالی و انسانی دربر داشته باشد.

ناسا به عنوان یکی از معتبرترین مراکز فضایی دنیا، در این حوزه به تدوین دستورالعمل‌های مختلف برای طراحی، ساخت و تست انواع مخازن تحت فشار پرداخته است. AIAA نیز به عنوان یک مجموعه‌ی شناخته شده، استانداردهای اختصاصی برای توسعه و آزمون مخازن کامپوزیتی فضایی با لاینر^۱ فلزی تدوین کرده است.

استاندارد AIAA-S-081 به عنوان تنها استاندارد است که به طور اختصاصی الزامات مربوط به طراحی و تست مخازن کامپوزیتی با لاینر فلزی را برای کاربری فضایی تشریح می‌کند. با این وجود در این استاندارد در خصوص الزامات تست‌های ارتعاشی مانند مراحل تست مخزن در فشار نهایی، تعداد نمونه معتبر برای انجام تست در سطح کیفی^۲، بازرسی مخازن قبل و بعد از تست و معیارهای رد و قبول تست‌ها توضیح دقیقی ارائه نشده است. عدم تشریح کامل تمام جوانب تست ارتعاشی در استانداردهای مربوطه عمدتاً به علت وابستگی انتخاب پارامترهای ارزیابی به نوع مخزن، جنس لاینر، نوع سیال، دمای عملکردی مخزن، معیارهای طراحی و ساخت مخزن و مواردی از این دست است. از این رو دسته بندی نکات مطرح شده در مقالات و

³ Composite Over Wrapped Pressure Vessel

¹ Liner

² Qualification Level



شکل ۱ شماتیکی از تست ارتعاش تصادفی مخزن تحت فشار کامپوزیتی با لاینر فلزی با گاز زنون [۱۲]

در آزمایشگاه‌های معتبر دنیا تست‌های مربوط به ارتعاشات سیستم‌های مختلف در سه مجموعه‌ی متفاوت انجام می‌شود که نیازمندی‌های هر بخش و کلاس‌های تستی به عنوان مبنای دسته‌بندی این مراکز تستی هستند. از این رو استفاده از یک زیرساخت تست برای تست تمام المان‌ها و سیستم‌ها یک رویکرد مناسب و منطقی نیست. به عنوان مثال در ناسا از سه دسته آزمایشگاه زیر استفاده می‌شود [۱۴]:

- آزمایشگاه ارتعاشات عمومی
- آزمایشگاه ارتعاشات فضاپیما
- تست استند آزمون‌های خطرناک

طبق دسته‌بندی انجام شده برای هر آزمایشگاه، تجهیزات مشخصی در نظر گرفته شده است که در جدول ۱ نشان داده شده است.

بررسی عیوب سازه‌ای با استفاده از ابزارهای بازرسی غیر مخرب انجام می‌شود و قبل از انجام تست‌های مخرب باید پیاده سازی شود. تست‌های مخزن تحت فشار و مواد سوختی خصوصاً آزمون‌های ارتعاش در شرایط دمایی، به عنوان تست‌های خطرناک دسته‌بندی می‌شوند. انجام این دست تست‌ها در شرایط

است. علاوه بر آن پس از اجرای تست‌های ارتعاشی با مخزن شارژ شده، سیال تخلیه و همان تست‌ها مجدداً برای مخزن خالی نیز انجام شده است. در تست‌های پذیرش، مخزن تا "بیشترین فشار مورد انتظار کاری"^۱ با نیتروژن گازی شارژ شده و در معرض تست‌های ارتعاش تصادفی در سطح پذیرش، قرار گرفته است. در بررسی‌های انجام گرفته در مرجع [۱۲]، شبیه‌سازی‌های مربوط به رفتار تنشی و جابجایی دیواره مخزن انجام شده و مورد بحث و بررسی قرار گرفته است. از جمله تحلیل‌های انجام شده برای ارزیابی مخازن می‌توان به موارد ذیل اشاره کرد: ۱- تحلیل‌های المان محدود جهت انتخاب جنس لاینر، ۲- تحلیل‌های غیرخطی جهت طراحی سر یکپارچه و سر پورت‌دار مخزن استوانه‌ای، ۳- مدل‌سازی سه‌بعدی المان محدود برای تحلیل‌های مودال، ۴- تحلیل‌های ارتعاشات تصادفی جهت تعیین تنش و خستگی برآمده از ارتعاشات تصادفی بر روی مخزن و ۵- تحلیل‌های شوک جهت تعیین پاسخ تنش ناشی از شوک. نمونه‌ای از مخازن کامپوزیتی این تحقیق با لاینر فلزی تحت بار کیفی ارتعاشی در شکل ۱ نشان داده شده است.

یکی از اقدامات اصلی در اجرای تست‌های ارتعاشی مخازن فشار بالا، طراحی فیکسچر مناسب جهت قرارگیری مخزن بر روی میز تست می‌باشد. همان‌طور که در مراجع مختلف مشاهده شده است [۴-۱۲] برای هر تست و هر مخزن تقریباً یک فیکسچر مجزا طراحی و ساخته شده است. فیکسچر علاوه بر الزامات جانمایی مخزن در استند تست، می‌بایست دربردارنده الزامات ایمنی نیز باشد. بنابراین با طراحی فیکسچر مناسب در نهایت می‌توان از ریسک‌های تست مخازن فشار بالا به شدت کاست. از طرف دیگر بالا بودن امیدانس^۲ فیکسچر و مقدار فرکانس طبیعی آن نیز در بررسی نتایج دینامیکی و در نظر گرفتن محدود کننده‌ی نیرویی موثر است.

¹ Maximum Expected Operating Pressure (MEOP)

² Impedance

ضربه به عنوان یکی از مهم‌ترین مخاطرات تهدید کننده برای مخازن کامپوزیتی است. ارزیابی مخازن کامپوزیتی تحت فشار در برخورد با زباله‌های فضایی [۱۵] به عنوان موضوعی است که در راستای بررسی استحکام مخازن کامپوزیتی و اثر ضربه، به صورت تجربی انجام شده و با استخراج یک معادله برای تخمین سلامت مخزن تحت ضربه جمع‌بندی شده است.

ارائه تحلیل‌های بهینه شده برای طراحی مخزن‌های کامپوزیتی تحت فشار در مرجع [۱۶] در قالب تئوری جدیدی موسوم به "روش طراحی ساختار با رابطه متناظر"^۵ ارائه شده است. همچنین چن و همکارش در این مقاله نتایج تئوری جدید خود را در کنار نتایج تحلیلی نرم افزار ANSYS بررسی کرده‌اند. بررسی المان محدودی مخازن کامپوزیتی عمدتاً برای دید مهندسی، کم کردن گزینه‌های تست و تخمین شرایط، مورد استفاده قرار می‌گیرد. در تحلیل دینامیکی صورت گرفته توسط تام و همکارانش که با نرم افزار ANSYS انجام گرفته است، نتایج آنالیز مودال و توزیع تنش ناشی از بارگذاری ارتعاشی و شوک در مخازن تحت فشار کامپوزیتی گزارش شده است. حجم مخزن مورد تحلیل ۸۱/۴ لیتر و بیشترین فشار کاری آن ۳۱۰ بار اعلام شده است. سطح شتاب ارتعاش تصادفی ۱۸/۱ برابر شتاب گرانش زمین و شوک اعمالی ۷۰۰۰ برابر شتاب گرانش زمین برای تحلیل در نظر گرفته شده است. نتایج تحلیل و کانتورهای تنش ناشی از ارتعاشات تصادفی در شکل ۲ نشان داده شده است [۱۷]. استانداردهای فضایی برای فازهای پروژه‌های فضایی چند سطح تعریف می‌کنند که دومین سطح آن، سطح تست‌های پذیرش است. بیان استراتژی تست برای مخازن نوع ۳ مورد استفاده در شرکت ایرباس در مرجع [۱۸] تشریح شده است و به جزییات تست مخازن تحت فشار اشاره نشده است.

با توجه به اهمیت استفاده از مخازن تحت فشار در دستیابی به اهداف مهم فضایی و با توجه به بالا بودن ریسک به کارگیری از این مخازن در مأموریت‌های فضایی (خسارات مالی و جانی روی زمین و انجام نشدن کل مأموریت در فضا) انجام تست ارتعاش تصادفی الزامی است، با راهکارهایی که در این مقاله بدان اشاره شده است، مخاطرات و خسارات احتمالی به حداقل ممکن خواهد رسید. لذا نتایج این مقاله عیناً قابل استفاده برای تیم‌های طراح و بهره بردار است.

محیطی و دمایی عملیاتی، اجتناب‌ناپذیر است. یکسری از تست‌های ارتعاشی اشاره شده در سرویس‌های قابل ارائه در مجموعه آزمایشگاه‌های ناسا در مرکز فضایی جانسون برای تخمین آسیب‌های تهدید کننده‌ای است که ناشی از آسیب‌های انسانی است و به عنوان شرایط محیطی مأموریت، محسوب نمی‌شوند. همچنین اصلاح مدل‌های المان محدود ساخته شده نیز به عنوان خدمات این آزمایشگاه‌ها عنوان شده است. این بدان معناست که استفاده از آزمایشگاه‌های تست ارتعاشی تنها برای انجام تست‌های پذیرش، کیفی یا پروازی برای قطعات و سیستم‌های فضایی نیست، بلکه مصارف دیگری نیز دارد که از آن جمله می‌توان به به‌روز کردن مدل المان محدود و واقعی سازی آن و همچنین ارزیابی ایمنی قطعات در مخاطرات انسانی مانند ضربه و افتادن از ارتفاع اشاره کرد.

جدول ۱ آزمایشگاه‌های ارتعاشی ناسا و مشخصات تجهیزات موجود در آن [۱۴]

تجهیز	محدوده فرکانسی (Hz)	محدوده ابعادی میز ارتعاش ^۱ (lb)	راستای بارگذاری	جابجایی
آزمایشگاه ارتعاش عمومی (GVL) ^۲	۵ - ۳۰۰۰	۴۰۰۰-۴۰۰۰۰	x, y, z	۱ تا ۲ اینچ پیک تا پیک
آزمایشگاه ارتعاش فضاپیما (SVL) ^۳	۵ - ۲۰۰۰	بالای ۸۰۰۰۰	x, y, z	۲ اینچ پیک تا پیک
استند تست خطرناک	۲۰ - ۲۰۰۰	۱۱۰۰۰ RMS ^۴ بالای ۱۶۰۰۰ برای سینوسی بالای ۱۵۵۰۰ برای بار تصادفی	x, y, z	۱ اینچ حرکت

در مجموعه‌های آزمایشگاهی ناسا و بر اساس دسته‌بندی انجام شده در جدول ۱، تست قطعات عمومی بزرگ و کوچک در آزمایشگاه عمومی و تست سازه‌های بزرگی مانند شاتل، ماهواره‌بر Apollo و مانند آن در آزمایشگاه ارتعاشات فضاپیماها انجام می‌شود. برای تست سازه‌های بزرگ از فنرهای پنوماتیکی و ترکیبی از دو میز ارتعاش استفاده می‌شود [۱۴].

⁴ Root Mean Square

⁵ Correspondence Relationship Structure Design Method

¹ Shaker

² General Vibration Lab

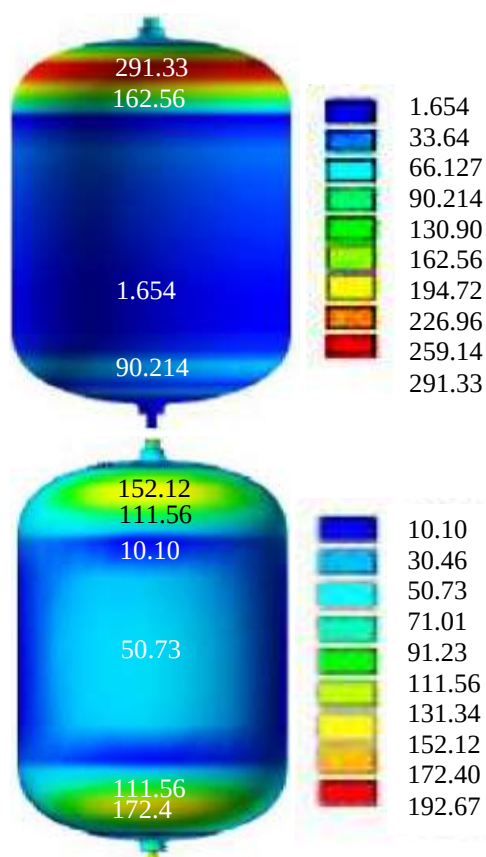
³ Spacecraft Vibration Lab

فیکسچر و استفاده از روش‌های جایگزین برای اجرای آزمون دسته بندی شده و در پایان با طرح آسیب‌های احتمالی برای مخازن تحت فشار کامپوزیتی با لاینر فلزی مسیرهای مختلف برای تست این نوع مخازن پیشنهاد شده است که می‌تواند در کاهش هزینه‌ها و مخاطرات حین تست، مؤثر باشد. متنوع بودن انواع مخازن تحت فشار، مؤثر بودن شرایط ساخت، سهم تاثیر گذاری شبیه سازی‌های عددی (بدان معنی که برای طراحی تست، سطوح ارتعاشی، طول ترک مجاز و مانند آن چقدر از نتایج عددی معتبر استفاده شده است)، تعداد تست‌های کوپن استاندارد و متفاوت بودن زیرساخت‌های انجام آزمون منجر شده است که یک رویکرد واحد و استاندارد برای تست ارتعاش تصادفی مخازن وجود نداشته باشد، از این رو دسته‌بندی فعالیت‌های موجود و مخاطرات و زمینه‌های پوشش آن‌ها به انتخاب یک روند تست مناسب کمک شایانی خواهد کرد.

۲- طراحی و ارزیابی مخازن فضایی تحت فشار کامپوزیتی با لاینر فلزی

مخازن تحت فشار در صنایع فضایی پرکاربرد هستند. بر اساس استاندارد نظامی MIL-340 [۳] زمانی طراحی یک مخزن تحت فشار مورد تأیید است که شرایط عمومی طراحی (شکل ۴) که برای دو رویکرد طراحی مورد تأیید (A و B)، طرح‌ریزی شده است، اجابت شود. رویکرد اول استفاده از کدهای مورد تأیید و ضرایب طراحی پیشنهاد شده توسط استاندارد ASME است (که با در نظر گرفتن ضریب اطمینان ۴ موجب افزایش وزن مخزن خواهد بود و برای مخازن فضایی توصیه نشده است) و روش دوم تحلیل تنش مخزن در فشار بیشترین فشار مورد انتظار کاری و استخراج مود آسیب است. در رویکرد دوم از روی مود آسیب، فرایند تحلیل، شناسایی و انتخاب می‌شود. مودهای آسیب برای مخازن تحت فشار عبارتند از: (۱) نشتی قبل از انفجار و نشتی موادی که خطرناک محسوب نمی‌شوند و (۲) مود خرابی شکست ترد یا نشت قبل از انفجار برای گازهای خطرناک. برای اقدام از طریق رویکرد دوم، تایید عمر-مطمئن و تست‌های پذیرش باید پیاده سازی شود. تایید عمر-مطمئن با انجام تحلیل‌های مکانیک شکست برای مخزن و یا انجام تست‌های عمر-مطمئن قابل انجام است. تست‌های پذیرش شامل بازرسی‌های غیر مخرب و اثبات از طریق تست در سطح پذیرش است.

در فرآیند تست، تعیین سطح فشار مجاز از روی شبیه سازی‌های عددی و تست‌های مکانیک شکست و براساس بیشینه ابعاد عیوبی که در مخزن شناسایی شده است (و مجاز بوده است)



شکل ۲ کانتور تنش ارتعاشات تصادفی؛ بالا: راستای طولی- پایین: راستای عرضی (بیشترین مقدار تنش در ارتعاشات رندوم ۲۹۱ مگاپاسکال در راستای طولی) [۱۷]



شکل ۳ نمایی از بلوک انتقال مداری و مخازن تحت فشار ساخته شده در پژوهشگاه فضایی ایران

با توجه به اهمیت تست مخازن کامپوزیتی تحت فشار ساخته شده در داخل کشور (شکل ۳)، و با توجه به مخاطرات پیش رو، در این مقاله به بررسی پارامترهای مؤثر در تست ارتعاشات تصادفی مخازن تحت فشار کامپوزیتی با لاینر فلزی پرداخته شده و نکات مطرح در استاندارد AIAA-S-081 و دیگر مراجع معتبر، بررسی و جمع‌بندی شده است. همچنین، ملاحظات مختلف گزارش شده در آزمون ارتعاش مخازن تحت فشار شامل توسعه

کار نیز باید با جزئیات کافی تشریح شوند. این نکاتی هستند که در مستندسازی داده‌های تست باید همیشه مورد توجه باشند.

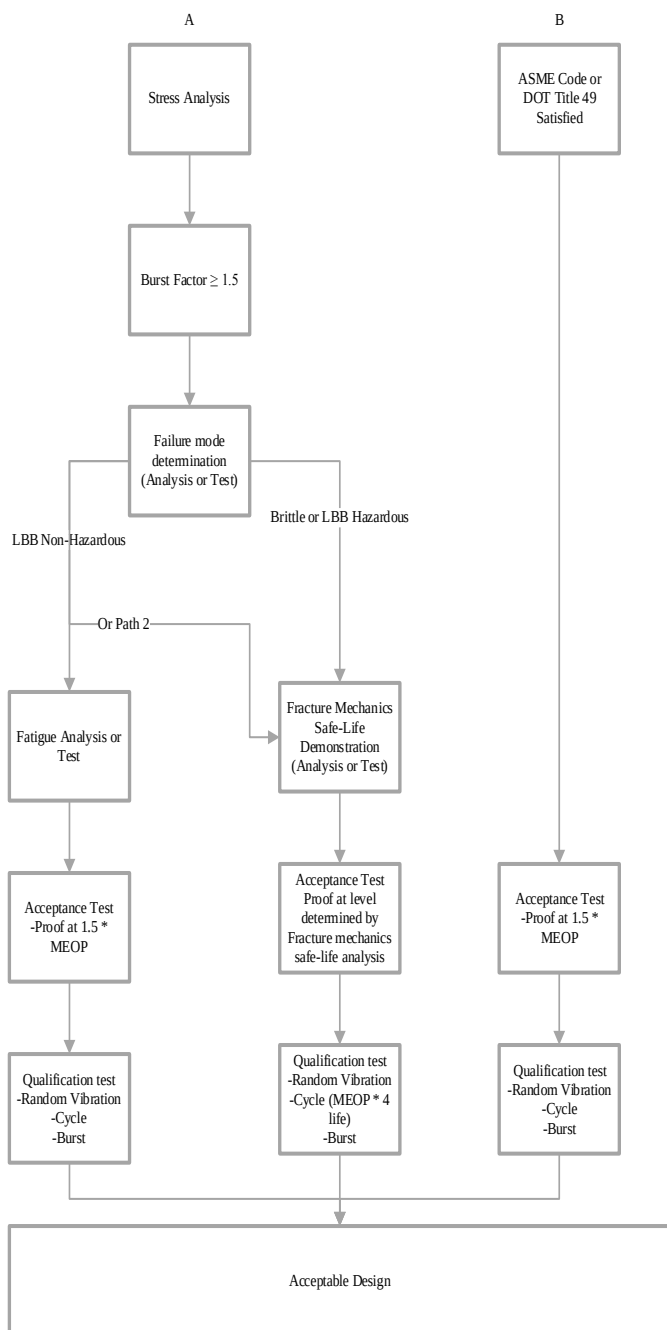
باید تعیین شود؛ هرچند که طبق استاندارد [۳] کم‌ترین مقدار این فشار، ۱/۲۵ برابر بیشترین فشار مورد انتظار کاری باید باشد. برای مخازن جدار نازک یا مخازنی که از مواد با چقرمگی شکست بالا تولید شده‌اند باید ابعاد عیوب از طریق تست‌های غیر مخرب ارزیابی و در تحلیل مکانیک شکست استفاده شود. خروجی تحلیل، برای تست تأیید استفاده خواهد شد. از طرف دیگر برای انجام یک تست مطمئن، کیفیت‌سنجی مخزن بر اساس تست‌های غیر مخرب و بر مبنای تلورانس مجاز عیوب باید انجام شود تا از آسیب مالی و جانی تا جای ممکن جلوگیری شود [۳]. تلورانس‌های مجاز بر اساس تست‌های سازه‌های پیش-ترک‌دار یا شبیه‌سازی‌های عددی و تحلیل مکانیک شکست سازه انتخاب و گزارش می‌شود. فشار انفجار طراحی، عبارت است از حاصلضرب بیشترین فشار مورد انتظار کاری در ضریب انفجار^۱ نکته‌ی مهم در طراحی مخازن تحت فشار کامپوزیتی با لاینر فلزی این است که این مخازن باید به نحوی طراحی شوند که بخش کامپوزیتی آن‌ها در صورت نشت محتویات داخل، اجازه نشت را از لاینر به بیرون ندهد تا از خرابی و پارگی الیاف کامپوزیتی جلوگیری شود. آسیب‌ها و چالش‌های زیر به عنوان پارامترهای بحرانی در فرایند طراحی هستند که می‌توانند موجب افت خواص، کاهش راندمان، ایجاد پتانسیل آسیب و کاهش عمر سازه شود. از این رو طراح باید در فرایند طراحی و ارزیابی تست این موارد را مورد توجه قرار دهد:

- ۱- طراحی نامناسب (ضخامت لاینر، جنس لاینر، فرایندهای اتصال اجزا به هم)
- ۲- رشد ترک در لاینر فلزی (ارزیابی بر مبنای مکانیک شکست و تحلیل خستگی)
- ۳- پارگی تنش
- ۴- آسیب مکانیکی (مانند ضربه حین حمل)
- ۵- خوردگی
- ۶- تردشدگی (ناشی از شرایط محیطی خارج جو و دمایی)

بررسی استانداردهای فضایی و مراجع معتبر در حوزه مخازن تحت فشار

بر اساس استانداردهای معتبر مشخصات تمامی مواد و تجهیزات با جزئیات مربوطه باید ذکر شوند. روش انجام کار، اعم از روش تهیه نمونه، روش انجام آزمون‌ها و همچنین ترتیب و شرایط انجام

^۱ Burst Factor



شکل ۴ رویکردهای تأیید طراحی مخازن تحت فشار بر اساس استاندارد MIL [۳]

استانداردهایی که برای مخازن تحت فشار مطرح هستند، از حیث مباحث تحت پوشش از تنوع بالایی برخوردارند. چهار استاندارد استفاده شده برای مخازن تحت فشار برای کاربری‌های فضایی عبارت‌اند از ECSS-E، BS ISO 14623، MIL-1522A، ST-32-02 و AIAA-S081A. استاندارد نظامی MIL برای

با بررسی استاندارد اختصاصی مخازن تحت فشار کامپوزیتی با لاینرهای فلزی [۲۱] تست‌هایی که باید بر روی مخزن انجام شود بیشتر روشن می‌شود. در تمام استانداردها به موضوع عمر-مطمئن اشاره شده است. طبق استاندارد AIAA S-081A عمر مطمئن به معنای عمر تحمل آسیب است. برای ارزیابی عمر مطمئن فرایند ذیل پیشنهاد شده است: برای ارزیابی عمر-مطمئن، لاینر فلزی مخازن تحت فشار کامپوزیتی که دارای بزرگ‌ترین آسیب غیر قابل شناسایی طی NDT است را در نظر می‌گیرند، با استفاده از تحلیل یا تست بیشترین زمان پر و خالی شدن یا بیشترین تعداد سیکل فشاری قابل تحمل توسط این مخزن که ناشی یا آسیب ناگهانی فاجعه‌آمیزی در بار سرویس مدنظر و شرایط محیطی رخ نداده را محاسبه/ اندازه‌گیری می‌کنند و به عنوان عمر مطمئن اعلام می‌کنند.

پوسته کامپوزیتی باید عمر خستگی مناسب و مکفی داشته باشد تا دچار از هم گسیختگی الیاف نشود. کمینه عمر خستگی باید چهار برابر عمر سرویس باشد. در صورت الزام مرجع دارای صلاحیت، تعداد سیکل‌های برنامه ریزی شده برای مخازن تحت فشار کامپوزیتی باید شامل فشار سایت-پرتاب در ۱/۱ برابر بیشترین فشار کاری در زمین باشد [۲۱].

تمام نواحی مخزن به جز نواحی برشی سازه اصلی^۱ (ناحیه‌هایی از باس مخزن که بیشترین تنش‌های برشی را تحمل می‌کنند) باید دارای عمر مطمئنی معادل ۴ برابر عمر سرویس داشته باشند. بر اساس این استاندارد، طول ترک اولیه باید بر اساس توانمندی روش ارزیابی سلامت قطعه، الزام شده در برنامه بازرسی مخزن تعیین شود. بازرسی لاینر پیش از اعمال کامپوزیت بر سطح آن باید انجام شود. روش بازرسی باید به نحوی باشد که ابعاد، شکل، راستا و موقعیت عیوب را شناسایی کند. روش انتخاب شده برای بازرسی عیوب باید بتواند به احتمال ۹۰٪ و اطمینان ۹۵٪ عیوب سازه‌ای را شناسایی کند. پس از لایه نشانی کامپوزیتی بازرسی سطح کامپوزیت باید به صورت بصری و توسط یک فرد آموزش دیده و مطابق طرح کنترل آسیب تعریف شده، انجام شود [۲۱].

الزامات ناشی قبل از انفجار^۲ تنها به لاینر اعمال می‌شود و برای رویه کامپوزیتی لحاظ نمی‌شود. به تعبیر دیگر، مود خرابی نشأت پیش از انفجار به عنوان مود آسیبی است که برای طراحی لاینر مد نظر قرار می‌گیرد. این معیار برای تمام نواحی پوشیده شده با کامپوزیت معتبر است و برای دیگر نواحی که با کامپوزیت پوشانده نشده‌اند باید معیار عمر مطمئن و با در نظر گرفتن وجود

مخازن تحت فشار فلزی تدوین شده است، موضوع مخازن تحت فشار کامپوزیتی با لاینر فلزی فضایی در استاندارد AIAA-S081A به طور اختصاصی بحث شده است و در استانداردهای ECSS و BS ISO 14623 مخازن کامپوزیتی به عنوان بخشی از موضوع بحث، به صورت محدود تشریح شده است.

در استاندارد ECSS با توجه به دو مورد زیر، بر اجرای آزمون تحت فشار در شرایط بارگذاری برای دو مخزن با جرم یکسان، برای انتخاب نوع سیال و فشار آن تأکید شده است:

- تست ارتعاش باید در شرایط فشاری که بیشترین ارتعاشات در آن پیش‌بینی می‌شود انجام شود [۱۹].
- تجهیزات داخلی محصول که در طول پرتاب کار می‌کنند، باید در طول تست نیز مطابق با شرایط نامی عملکرد، فعال بوده و رصد شوند [۱۹].

بر اساس استاندارد AIAA الزام است که تمام مخازن کامپوزیتی با لاینر فلزی برای بار تصادفی ارتعاشی تست شوند [۱۹]. با توجه به ریسک بالای کار و استفاده از مخازن بزرگ برای مأموریت‌های فضایی جدید، از آنجایی که میزهای ارتعاشی نادری هستند که تست ارتعاش تصادفی مخازن تحت فشار کامپوزیتی با لاینر فلزی مقیاس کامل را انجام دهند (هم از نظر فنی و هم قبول ریسک انفجار)، از روش جایگزینی استفاده می‌شود که در آن روش، بارگذاری فشار استاتیک در سیکل‌های متناوب که شرایط معادل آسیب خستگی را به وجود می‌آورد جایگزین تست ارتعاش تصادفی می‌شود [۲۰]. برای این موضوع یک تحلیل سه‌بعدی از مخزن انجام می‌شود تا مودهای فرکانسی متقارن و نامتقارن بررسی شود و مخزن تحت فشار کامپوزیتی با لاینر فلزی با و بدون لحاظ فشار تحلیل شود. استخراج بار استاتیک معادل باید با استفاده از تحلیل‌های بار کوپل شده در ارتعاشات تصادفی سطح کیفی انجام شود. تنش و کرنش محاسبه شده در تحلیل برای مقایسه با نتایج تجربی استفاده خواهد شد. برای سیستم‌های تک مخزنی، از یک مدل متقارن محوری برای آنالیز مودال و تحلیل تنش استفاده می‌شود. این مدل متقارن محوری برای استخراج تمام مودهای مخزن و بارگذاری‌های نامتقارن قابل استفاده نیست. از طرف دیگر شیف‌ت فرکانسی ناشی از مخزن تحت فشار باید در تحلیل‌ها مد نظر قرار گیرد چون یک تحلیل نامناسب می‌تواند شرایطی را به وجود آورد که با تست واقعی فاصله دارد. همچنین تأکید شده است که زمانی باید از بارهای استاتیکی معادل استفاده کرد که دسترسی به تجهیز ارتعاش تصادفی وجود نداشته باشد [۲۰].

² Leak Before Burst¹ Bus

تغییر در سیستم رزین نیازمند تست مجدد سه نمونه‌ی مقیاس شده و یا مقیاس کامل است. استحکام متوسط برای تعداد نمونه‌های تحویل داده شده به مشتری که از رزین جدیدی استفاده شده است باید با مقادیر قبلی مقایسه شود. برای جمعیت آزمون اگر میانگین و واریانس تست‌ها یکسان باشد، نمونه‌ها معادل هم هستند (تست‌های معادل که در MIL-HDBK-17 تشریح شده است) و نیاز به تست مجدد نیست [۲۱]. بر اساس این استاندارد، فرایند ساخت و کنترل قطعات کامپوزیتی باید بر اساس MIL-HDBK-17 انجام شود که اختصاصاً برای ساختارهای کامپوزیتی، توسعه داده شده است.

طبق استاندارد AIAA برای تست تأیید سطح پذیرش، هر مخزن تحت فشار کامپوزیتی بالاینر فلزی باید تست تأیید فشار شود تا از میزان یکپارچگی مناسب و دوام آن در برابر بارهای سرویس، فشار، دما و شرایط محیطی اطمینان حاصل شود. تست تأیید فشار برای کمینه مقدار فشار از بین روابط ۱ و ۲ باید انجام شود [۲۱]:

$$P = (1 + \text{Burst factor})/2 \times \text{MEOP (for the burst factor less than 2)} \quad (1)$$

$$P = 1.5 \times \text{MEOP (for a burst factor equal to or greater than 2)} \quad (2)$$

شماتیکی از شیرهای تخلیه و محدودیت‌های فشاری باید مشخص شود و قبل از انجام تست‌ها یا فرایندهای خطرناک که در آن مخازن تحت فشار درگیر هستند، باید از پیش تست‌های ارزیابی روی مخازن بدون فشار استفاده کرد تا فرایندهای کاری تست اصلی کاملاً مشخص شود. تست‌های اولیه باید در فشاری کمتر از ۵۰٪ فشار بیشترین فشار مورد انتظار کاری یا فشارهای نرمال عملیاتی مخزن، انجام شود تا مشخصات عملیاتی تست به درستی تعریف و پایدار شود [۲۱].

فرایندی که برای پیش پرتاب مخزن در نظر گرفته می‌شود مطابق استاندارد بدین صورت است که ابتدا بازرسی مخزن انجام می‌شود و در صورت مشاهده شدن آسیب جدی بحرانی، مخزن امحا خواهد شد و در غیر این صورت مخزن را با فشاری برابر با ۱/۱ فشار بیشینه عملکردی روی زمین و به مدت ماند ۱۰ دقیقه تست می‌کنند. عملیات پرفشارسازی مخزن یا باید از راه دور هدایت شود یا باید در مخازن محافظ انفجار صورت پذیرد [۲۱]. شبیه‌سازی‌های انجام شده برای مدل‌های بدون آسیب مخزن برای اندازه‌گیری تنش، کرنش و جابجایی‌ها است. تحلیل باید شامل تنش‌های ناشی از اثرات ترکیبی فشار داخلی، بارهای زمینی یا پروازی، دما و گرادیان دما باشد. تحلیل تنش باید با در نظر گرفتن تنش‌های پسماند، تنش‌های ناشی از موانع فیزیکی

یک آسیب اولیه، بررسی شود. نکته‌ی مهم این است که نواحی برشی مخزن که تحت تنش برشی بالایی در اثر فشار داخلی هستند از ارزیابی نشتی قبل از انفجار مستثنی هستند [۲۱].

پارگی تنش‌ی به عنوان یکی از خرابی‌هایی است که متناسب با عمر مخزن و میزان اطمینانی که بهره‌بردار مد نظر دارد تعریف می‌شود؛ بدین صورت که برای مخزن تحت فشاری که در سایت پرتاب پر شده‌اند، احتمال سالم ماندن آن باید برای یک سال عدد ۰/۹۹۹ و بهتر از آن باشد [۲۱].

از آن جایی که مخازن آسیب دیده، کم‌ترین فشار انفجار را تحمل می‌کنند از این رو در نظر داشتن برنامه‌ای برای ایمنی سازه از آسیب‌های مکانیکی از اهمیت بالایی برخوردار است. یک یا چند رویکرد از رویکردهای زیر برای اجابت تمهیدات ایمنی باید انجام شود: [۲۱]

۱- پوشش‌های محافظ: این پوشش‌ها برای اطمینان از عدم آسیب ناشی از برخورد با انرژی ۵ ft-lb یا انرژی کمتر به مخازن تحت فشار کامپوزیتی است که پیش‌تر باید تست و تأیید شده باشد. در صورتی که سطح انرژی برخورد بیشتر از مقدار مطرح باشد مخزن مدنظر باید تست فشار شود تا الزام ضریب انفجار، مجدد تأیید شود.

۲- نشانگر آسیب: می‌توان از یکسری نشانگر استفاده کرد تا سطح مجاز آسیب، شناسایی شود.

۳- تست دوام برای تهدید بدبینانه: در این تست با ضریب ۱/۲۵، مخزن تحت ضربه بدبینانه (در بدترین وضعیت ممکن و بیشترین وزن محتمل برای اصابت) قرار می‌گیرد و پس از آن الزام مربوط به ضریب انفجار، مجدد بررسی می‌شود.

۴- بازرسی چشمی مقدار مجاز سطح-A به صورت کرنش یا تنش که ۹۹٪ جمعیت مورد آزمون تجربه می‌کنند یا به بیشتر از مقدار مجاز تعیین شده با سطح اعتماد ۹۵٪ می‌رسند، تعریف می‌شود. استخراج مقادیر مجاز سطح-A برای مخزن کامپوزیتی بر اساس نتایج به دست آمده از تست فشار انفجار برای مخزن مقیاس شده و یا مقیاس کامل به دست می‌آید. اگر مقادیر مجاز مطرح بر اساس مخازن مقیاس شده یا مخازن مقیاس کامل با شکل هندسی دیگر اندازه‌گیری شده باشد، باید به صورت تحلیلی مورد تأیید بودن مقادیر مجاز برای نمونه اصلی، نشان داده شود. این در حالی است که برای استخراج مقادیر مجاز مخازن تست شده باید از نظر روش ساخت و مواد، مشابه نمونه اصلی باشند [۲۱]. این در حالی است که استفاده از مخازن مقیاس کامل برای تست‌های توسعه‌ای الزامی است [۳].

نماینده شرایط واقعی هستند انجام می‌شود. شرایط دمایی تست باید به نحوی باشد که بدترین شرایط برای ارزیابی مهیا شود. نکته بسیار مهم این است که باید توجه ویژه‌ای به پارگی تنشی الیاف حین تست "تأیید" شود. مخزن در این تست نباید دچار پارگی الیاف و لاینر، تغییر شکل دائمی و نشتی از بدنه شده باشد. معیار رد یا پذیرش باید از پیش فرموله شود و اگر چنین معیاری نباشد باید تست‌های توسعه‌ای انجام شود تا معیارها استخراج شود [۲۱].

برای مخازن تازه طراحی شده یا با طراحی تغییر یافته، علاوه بر تست‌های تصدیق الزامات باید تست‌های کیفی به ترتیب زیر بر روی مخزن انجام شود:

- ۱- تست پذیرش ۲- تست سیکل فشار ۳- ارتعاش یا بارگذاری خارجی ۴- تست نشت ۵- تست انفجار.

آیتم‌های تست کیفی مخازنی که مشابهت با نمونه‌های قبلی دارند می‌تواند با تأیید مقام صاحب مجوز و تیم ایمنی سایت پرتاب، کم شود. در تست‌های کیفی که باید با مجوز مقام بالادستی انجام شود، سطح بارگذاری، ترتیب، ترکیب بارها، مدت زمان اعمال بار و فشار و شرایط محیطی باید مطابق الزامات طراحی باشد [۲۱].

استاندارد AIAA S081 برای انجام تست‌های ارتعاشی به استاندارد MIL-1540 ارجاع داده است [۲۱]. با توجه به غیرفعال شدن نسخه‌های قبلی این استاندارد، استفاده از نسخه منتشر شده MIL-1540(E) پیشنهاد شده است [۲۲]. علاوه بر این استانداردها، شرایط محیط ارتعاشی برای سازه‌های فضایی در استاندارد هوایی [۲۴] و استاندارد اختصاصی ایستگاه‌های فضایی [۲۵] ذکر شده است هرچند که شرایط اختصاصی مخازن و سازه‌های تحت فشار به صورت گذرا و کلی مطرح شده است.

برای تست‌های دوره‌ای عمر، تعداد سیکل‌هایی که برای انجام تست‌ها در نظر گرفته شده بدین صورت است که اگر در چهار برابر دوره عمر با فشار بیشترین فشار مورد انتظار کاری یا بالاتر، تعداد سیکل‌های فشار کمتر از ۵۰ سیکل باشد باید حداقل ۵۰ سیکل رعایت شود. سیکل‌های تعریف شده از فشار صفر (که می‌تواند ۵٪ فشار کل باشد) تا فشار بیشینه مورد انتظار است. از طرف دیگر تمام فشارهایی که در دوره عمر بالای $0.25 \times$ MEOP هستند نیز باید در نظر گرفته شوند [۲۱].

تست‌های انجام شده روی مخازن تحت فشار کامپوزیتی با لاینر فلزی برای ارزیابی آسیب‌های احتمالی است که می‌تواند رخ بدهد و شامل: پارگی تنشی در یک فشار حساس، آسیب ضربه‌ای شناسایی نشده، نشتی خطی خالص و اعمال تنش بیش‌ازحد ناشی از بارهای ارتعاشی دینامیکی است. گسیخت

(حین نوسان یا فشرده‌سازی گاز/ سیال)، تلورانس‌های ساخت، شرایط تست و تنش‌های ناشی از تجمع باشد. شبیه‌سازی مخزن باید شامل ۱- تحلیل تنش، ۲- تحلیل خستگی، ۳- تحلیل عمر مطمئن (تحلیل تحمل آسیب) و ۴- نشتی قبل از انفجار باشد. تحلیل تنش در حین تست‌های توسعه‌ای و کیفی باید با نتایج تست تأیید شود. از آنجایی که بارگذاری روی مخزن از بارهای سیکلیک با دامنه‌ی متغیر ناشی می‌شود استفاده از قانون ماینر به عنوان تکنیک آسیب تجمعی خستگی قابل استفاده و مورد تأیید است. محدودیت مورد تأیید برای آسیب خستگی تجمعی برای نوسانات با دامنه‌های متغیر باید ۸۰ درصد محدودیت نرمال (با دامنه ثابت) باشد [۲۱].

تحلیل نشت قبل از انفجار به عنوان یک تحلیل شکست الاستیک خطی است که شامل اجابت شرایط زیر است:

- در هر بارگذاری ترک جزئی داخل ضخامت یا آسیب سطحی مخزن با نرخ شکلی $a/2c$ (a و c پارامترهای ترک هستند) بین 0.1 تا 0.5 ، نباید منجر به خرابی (مانند انفجار ناگهانی) شود.

- بررسی رشد ترک جزئی داخل ضخامت و تبدیل شدن آن به ترک عبوری و رسیدن طول آن به ۱۰ برابر ضخامت لاینر که موجب بروز نشت قبل از انفجار خواهد شد باید انجام شود. پس از طی چهار دوره زمانی عمر، ظرفیت تحمل آسیب به صورت طول مجاز ترک سطحی‌ای که به‌طور پیوسته رشد کرده تا شرایط اخیر را اجابت کند، تعریف می‌شود.

برای ارزیابی مخزن کامپوزیتی با لاینر فلزی از دیدگاه مکانیک شکست استاندارد اختصاصی ایستگاه فضایی [۲۲] به بیان مواردی در خصوص الزامات ترک در مخازن تحت فشار پرداخته است که از آن جمله می‌توان به بروز نشت در طول ترکی بیشتر از ۱۰ برابر ضخامت مخزن اشاره کرد.

تحلیل و تست عمر خستگی برای سازه‌ی بدون عیب انجام می‌پذیرد و تست و تحلیل عمر مطمئن و نشتی قبل از انفجار بر مبنای مکانیک شکست و با فرض عیوب موجود در سازه انجام می‌شود [۲۱].

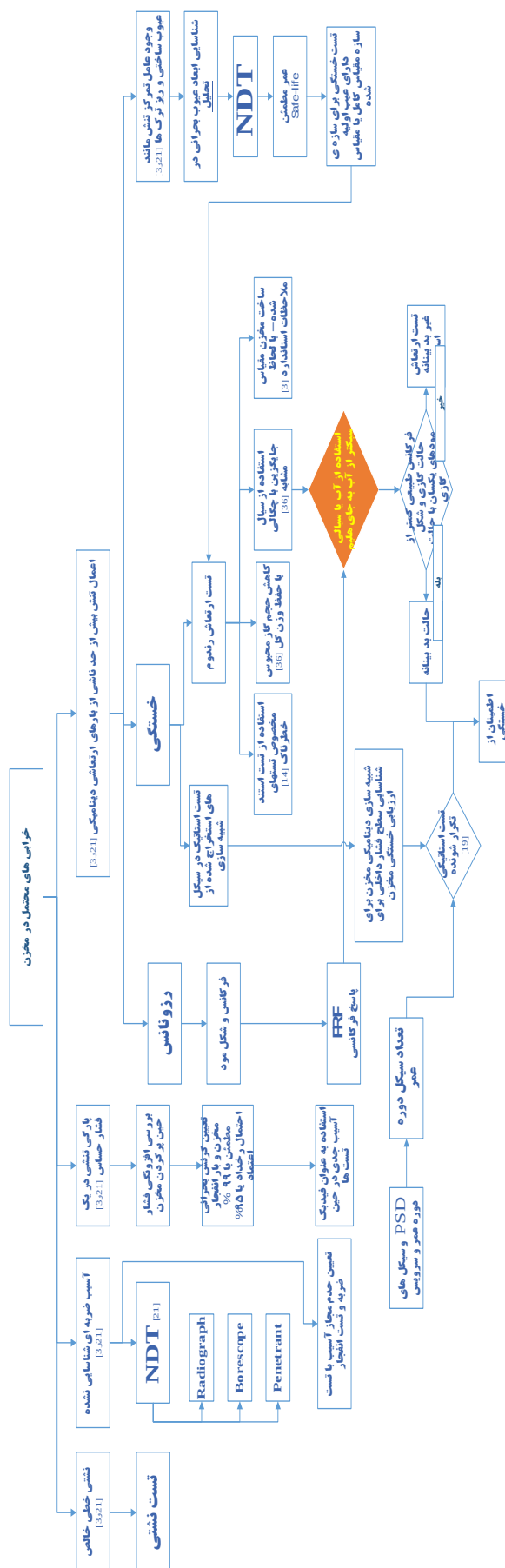
در ارزیابی تجربی عمر مطمئن باید شرایط دمایی محیط نیز برای اعمال بار دیده شود. برای ارزیابی تست‌های رشد ترک در بارهای مستمر، از ۴ دوره عمر یا ۱۰۰۰ ساعت تست استفاده می‌شود (هرکدام کمتر بود). طراحی مخزن باید به نحوی باشد که بیشترین کرنشی که تحمل می‌کند کمتر از مقدار بار آستانه‌ی رشد ترک در نمونه‌ی تحت فشار دارای ترک باشد.

کمترین زمان برای تست‌های تأیید ۵ دقیقه است و شرایط تست تأیید در فشار بیشینه مورد انتظار و با فیکسچرهایی که

تنشی و اعمال تنش بیش از حد در بارهای دینامیکی به عنوان آسیب تنشی در بارهای استاتیکی و دینامیکی مطرح هستند. نشستی خطی نیز به عنوان پارامتر دیگر آسیب است که در فاز طراحی باید با ایجاد قابلیت نشت گاز بدون محبوس ماندن پشت سطح کامپوزیتی ارزیابی شود. با توجه به مخاطرات انفجار مخازن در فاز تست و بر مبنای تست‌های کیفی و انفجار صورت گرفته قبلی، با فیدبک گرفتن از فشار داخلی باید برای توقف تست و جلوگیری از وقوع انفجار برنامه ریزی کرد. نکته‌ی مهم در سطح تنش اعمالی این است که افزایش سطح تنش می‌تواند به سه علت اتفاق بیفتد:

- ۱- رزونانس و افزایش دامنه جابجایی
 - ۲- خستگی ناشی از تمرکز تنش در نوک ترک‌های موجود در سازه
 - ۳- افزایش فشار استاتیکی فشار داخل مخزن.
- با توجه به چالش‌های عملیاتی و ایمنی پیش رو استفاده از راهکارهای زیر برای تست ارتعاش تصادفی مخازن کامپوزیتی تحت فشار دسته بندی می‌شود:
- استفاده از گلس بید [۳۴] یا کره‌های سبک پلی اتیلن [۳۵] با هدف حفظ وزن نهایی و پر کردن مخزن با گاز اصلی در فشار نهایی ولی با حجم گاز کمتر
 - یکی از کارهای متداول در دنیا شناسایی میزان تنش و میزان کرنش بحرانی مخزن در تست‌های انفجاری و استفاده از آن به عنوان یک پارامتر محدودکننده حین تست ارتعاشی است [۳۶]. بدین صورت که کرنش در نواحی بحرانی شناسایی شده اگر از مقدار آماری به دست آمده فراتر رود تست متوقف می‌شود (شاهد این مدعا استفاده از کرنش سنج‌هایی است که روی نواحی بحرانی مخزن زنون تحت فشار گذاشته شده است [۲۱]).
 - استفاده از سیالی با جرم معادل گاز فشرده یا حتی با کمترین جرم افزونه (استفاده از روغن به جای آب [۳۷] برای معادل سازی مخزن تحت فشار پر شده از گاز)
 - انجام تست‌های استاتیکی متناوب در فشاری که بیشینه تنش مد نظر در سطح پوسته را در حین تست ارتعاش تصادفی به وجود می‌آورد و در تعداد تناوب‌هایی که تعداد آن بر اساس دوره عمر و تست‌های ارتعاشی استخراج شده است [۲۰].
 - انجام تست ارتعاش تصادفی در شرایط عملیاتی روی یک تست استند طراحی شده برای تست‌های خطرناک [۱۴] (با رعایت نکات ایمنی و محافظتی برای حفظ تجهیزات تست و نیروی انسانی)
 - استفاده از بازخورد نشت گاز در حین تست ارتعاشی برای شناسایی و پیش‌بینی انفجار فاجعه‌آمیز احتمالی

- استفاده از مخازن مقیاس شده [۲۱].
- با توجه به موضوع این مقاله که شناسایی طرح تست‌های استاندارد و پرتکرار معتبر در حوزه تست ارتعاش تصادفی مخازن است، جمع‌بندی نتایج به صورت مدون در شکل ۵ ارائه شده است؛ بلوک مربوط به پیشنهاد "پر کردن مخزن با آب به جای گاز در فشار یکسان" و تست ارتعاشی آن با توجه به مبهم بودن میرایی سازه‌ای و میزان کاهش سطح ارتعاشی احتمالی با رنگ قرمز مشخص شده است و برای تصمیم نیازمند شبیه‌سازی و یا تست در سطح پایین‌تر و مدت کمتر است.
- در ادامه با توجه به اهمیت استفاده از استاندارد در فرایندهایی که مخازن تحت فشار با آن درگیر هستند استانداردهایی که در چرخه طراحی و عمر مخازن تحت فشار فضایی مورد استفاده قرار می‌گیرند اشاره شده است:
- تست ارتعاش باید در شرایط فشاری که بیشترین ارتعاشات در آن پیش‌بینی می‌شود انجام شود [۱۹].
- تجهیزات مرتبط به مخزن که در طول پرتاب کار می‌کنند، باید در طول تست نیز مطابق با شرایط نامی فعال بوده و رصد شوند [۱۹].
- بررسی کیفیت سطحی و عیوب سطحی مخازن کامپوزیتی با لاینر فلزی و کاربری فضایی در ASTM و در مرجع [۲۶] مطرح شده است که باید در ارزیابی‌های غیر مخرب لحاظ شود.
- بسته‌بندی و حمل این محموله‌های حساس بر اساس استاندارد ATA توصیه می‌شود [۲۷]. حمل مخازن گاز هیدروژن نیز مطابق استاندارد BS ISO 14623:2003 [۲۸] باید انجام شود.
- برای ساخت و تایید نقاط حساس مخازن مانند نواحی مخروطی یا منحنی آن، استاندارد ISO [۲۹] مورد استفاده است.
- با توجه به این‌که تست با زیرساخت‌های زمینی انجام می‌شود باید برای آن زیرساخت نیز الزاماتی رعایت شود، از این رو برای مخازن زمینی با لیتراژ بالاتر از ۴۵۰ لیتر ISO استاندارد [۳۰] و NASA نیز استاندارد [۳۱] را تدوین کرده‌اند.
- برای تجمع قطعات مخازن تحت فشار برای کاربری فضایی، استاندارد ISO-24638 [۲۲] تدوین شده است.
- طراحی بخش کامپوزیتی مخازن کامپوزیتی با لاینر فلزی بر اساس استانداردهای MIL-HDBK-17 و مرجع [۳۳] توصیه شده است.
- با توجه به اهمیت موضوع ایمنی در تست‌ها و مخازن تحت فشار استاندارد ISO 11119-3 [۳۰] تدوین و برای کاربرد توصیه شده است.



شکل ۵ آسیب‌های مطرح برای مخازن تحت فشار COPV و روندهای تست متعارف در دنیا برای ارزیابی خطر احتمالی (استفاده از مراجع و استاندارد AIAA S081 و بررسی ایده استفاده از آب به جای گاز برای تست ارتعاش تصادفی)

۳- جمع بندی و نتیجه گیری

در نهایت با توجه به موارد ذکر شده، با توجه به خطراتی که انفجار مخازن پر فشار با سیال گازی دارند، استفاده از سیال جایگزین به جای گاز بهترین گزینه از نظر ایمنی است، اگر وزن معادل نزدیک ترین حد به مقدار واقعی را داشته باشد، نتایج از نظر رفتار دینامیکی نیز در نزدیکترین وضعیت به نتایج واقعی خواهند بود (هرچند که میرایی سازه‌ای سیال معادل می‌تواند در سطوح پاسخ ارتعاشی تغییراتی ایجاد کند). این در حالی است که در صورت امکان استفاده از راهکار جایگزین سازی تست استاتیکی به جای تست دینامیکی به عنوان ایمن ترین راهکار خواهد بود که ریسک تلفات انسانی و مالی را به پایین ترین حد ممکن می‌رساند؛ البته باید توجه داشت که مدلسازی نرم افزاری دقیق به عنوان لازمه انجام صحیح و مطابق با واقعیت این تست خواهد بود که نیازمند تیم متخصص فنی است.

۴- مراجع

Helium storage, Missile - Borne ATK P/N 80218-1", (1975).

[7] ATK pressure vessel design team, "Qualification environments for tank, Ullaged gas ATK P/N 80221-1", (1974).

[8] ATK pressure vessel design team, "Qualification environments for pressurant tank ATK P/N 80295-1", (1981).

[9] ATK pressure vessel design team, "Qualification environments for Hilum re-pressurization vessel ATK P/N 80314-1", (1985).

[10] ATK pressure vessel design team, "Qualification environments for EURECA pressurant tank ATK P/N 80333-1", (1988).

[11] ATK pressure vessel design team, "Qualification environments for pressurant tank assembly ATK P/N 80345-1", (1988).

[12] Tam, W., Jackson, A., Nishida, E., Kasai, Y., Tsujihata, A., Kajiwara, K., "Design and manufacture of the ETS VIII xenon tank," 36th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, p. 367, (2000).

[13] Electronics Markets Materials Division, "3M Performance Fluid PF-5060, 3M Company, (2003).

[14] Fischer, B., "Vibration Testing," NASA documents: FS-2011-07-043-JSC, (2022).

[15] Schonberg, W.P., ASCE, F., "Predicting the Rupture of a COPV Impacted by a High-Speed Orbital Debris Particle: Including the Effects of Temperature and COPV Contents", *Journal of Aerospace Engineering*, Vol. 34 Issue 3, (2021).

[16] Chen, Z., "Mechanical Study of Carbon Fiber Reinforced Plastic and Thin-walled Metal Liner in Bi-Material COPV Based on Grid Theory Optimization", *Materials Science Forum*, Vol. 1027, p. 15-21, (2021).

[17] Tam, W. H. and Griffin, P. S., "Design and Manufacture of a Composite Overwrapped Pressurant Tank Assembly," AIAA 2002-4349, (2002).

[18] Konietzke, A. and Catherall, D., "Composite Overwrap Pressure Vessel Class 3 Acceptance

[1] Mclaughlan, P., Forth, S., Grimes-Ledesma, L., "Composite Overwrapped Pressure Vessels, A Primer", *Material science*, (2011).

[2] Escalona, A., "Design of a high-performance load sharing lined COPV for ATLAS/CENTAUR", *American Institute of Aeronautics and Astronautics*, (1997).

[3] MIL-HDBK-340A (USAF), "LAUNCH, UPPER-STAGE, AND SPACE VEHICLES, Vol II: Applications Guidelines", (1999).

[4] ATK pressure vessel design team, "Qualification environments for pneumatic tank ATK P/N 80194-1", (1975).

[5] ATK pressure vessel design team, "Qualification environments for Nitrogen gas tank ATK P/N 80198-1", (1975).

[6] ATK pressure vessel design team, "Qualification environments for sphere -

- cylinders and tubes up to 450L with non-load-sharing metallic or non-metallic liners”, (2013).
- [31] NASA-STD-8719.17, “NASA Requirements for Ground-Based Pressure Vessels and Pressurized Systems (PVS)”, (2009).
- [32] ISO 24638, “Space systems - Pressure components and pressure system integration”, (2008).
- [33] SSP 30233F, “Space Station Requirements for Materials and Processes- International Space Station”, (1998).
- [34] R. J. Werlink, J. Fesmire, and J. P. Sass, “Vibration considerations for cryogenic tanks using glass bubbles insulation,” AIP Conference Proceedings 1434, 55, (2012).
- [35] J. Schneider, M. Dyess, C. Hastings, “Lightweight cryogenic composites over-wrapped pressure vessels (COPVs) for launch vehicle applications”, AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, Honolulu, Hawaii, (April 2007).
- [36] W. H. Tam, A. C. Jackson, E. Nishida, Y. Kasai, A. Tsujihata, K. Kajiwar, “Design and manufacturing of the ETS VIII Xenon tank”, AIAA, (2000).
- [37] K. Cameron, P. Murthy, J. C. Thesken, L. Phoenixm, N. Greene, L. Grimes-Ledesma, “Unexpected shelf-life degradation phenomenon of the WSTF-JPL Carbon COPV test articles: An analysis and independent assessment”, AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, Honolulu, Hawaii, (2007).
- Testing – A Recommended Strategy of Airbus Defence & Space Ltd.”, AIAA 4359, Session: Propellant Storage and Management II, (2019).
- [19] ECSS-E-ST-32-02C_Rev.1, “Structural design and verification of pressurized hardware”, 15 November (2008).
- [20] Chang, Y. N. a. J. B., “COPV Standard Requirements Implementation Issues,” 51st AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, Orlando, Florida, (2010).
- [21] AIAA-S-081A-2006, “Space Systems – Composite Overwrapped Pressure Vessels (COPVs)”, AIAA, (2006).
- [22] ISS. 30558, “Fracture Control Requirements for Space Station – International Space Station”, NASA Standard, (2001).
- [23] SMC-TR-06-11, “Test Requirements for Launch, Upper-Stage, and Space Vehicles, Space and Missile Systems Center”, (2006).
- [24] SMC-S-016, “Test Requirements for Launch, Upper-Stage, and Space Vehicles, Space and Missile Systems Center”, (2008).
- [25] SSP 41172U, “Qualification and Acceptance Environmental Test Requirements - International Space Station Program”, (2003).
- [26] ASTM E 14, “Nondestructive Testing of Thin-Walled Metallic Liners in Filament-Wound Pressure Vessels Used in Aerospace Applications”, (2015).
- [27] ATA-300, “Packaging of Airline Supplier”, (1996).
- [28] BS ISO 14623, “Transportable gas cylinders - Fully wrapped carbon composite cylinders and tubes for hydrogen use”, (2018).
- [29] BS ISO 1119, “Geometrical product specifications (GPS) —Series of conical tapers and taper angles”, (2011).
- [30] ISO 11119-3,” Gas cylinders — Refillable - wrapped fiber reinforced composite gas