



[www.ElitesJournal.ir](http://www.ElitesJournal.ir)

مجله نخبگان علوم و مهندسی

Journal of Science and Engineering Elites

ISSN 2538-581X

جلد ۲- شماره ۱- سال ۱۳۹۶



## مدلسازی عددی تاثیر لایه چینی در سیلندر CNG کامپوزیتی HDPE تقویت شده با گرافیت اپوکسی با استفاده از نرم افزار آباکوس

پویان رودگر صفاری<sup>۱</sup>، هژبر محمدی<sup>۲</sup>، مهران فخرایی<sup>۳\*</sup>

۱- دانشجوی دکتری مکانیک طراحی جامدات دانشگاه آزاد اسلامی لاهیجان

۲- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک طراحی جامدات دانشگاه آزاد اسلامی لاهیجان

۳- استادیار دانشگاه آزاد اسلامی لاهیجان

[\\*fakhraie@liau.ac.ir](mailto:fakhraie@liau.ac.ir)

ارسال: اسفند ۹۵ پذیرش: اردیبهشت ۹۶

### خلاصه

در پژوهش حاضر به بررسی لایه چینی و تاثیر آن بر سیلندر HDPE تقویت شده با گرافیت اپوکسی پرداخته شد و مقدار نیروی قابل تحمل پس از تقویت، محاسبه گردید. در قدم نخست تمامی سیلندر به غیر از نازل را با ۲۲ لایه گرافیت اپوکسی تقویت نموده و لایه-چینی ۱۰ لایه اول را صفر قرار داده و ۱۲ لایه دیگر را تغییر دادیم. لایه چینی های [۳۵-۳۵]، [۴۵-۴۵]، [۵۵-۵۵]، [۶۵-۶۵]، [۷۵-۷۵] و [۸۵-۸۵] را برای ۱۲ لایه دوم اعمال کردیم که پس از بررسی مشخص گردید که لایه چینی [۶۵-۶۵] در تمامی طول سیلندر و علی الخصوص اطراف نازل، بیشترین استحکام را ایجاد می کند و در طول بدنه اصلی مقدار تنش برای [۴۵-۴۵] و [۵۵-۵۵] کمترین مقدار و برای [۷۵-۷۵] و [۸۵-۸۵] بیشترین مقدار می باشد. در قدم بعدی لایه چینی [۶۵-۶۵] برای ۱۲ لایه ثانویه ثابت نگه داشتیم و ۱۰ لایه اول را از صفر به ۹۰ تغییر داده و نتایج بدست آمده نشان داد که سیلندر در معرض فشار انفجار قرار می گیرد که باید از آن اجتناب گردد و در نهایت با اعمال تقویت کننده با لایه چینی مناسب سیلندر توانایی تحمل با رتا ۲۳۹۹ مگاپاسکال را پیدا کرد.

کلمات کلیدی: لایه چینی، گرافیت اپوکسی، تنش، سیلندر CNG، کامپوزیتی HDPE.

### ۱. مقدمه

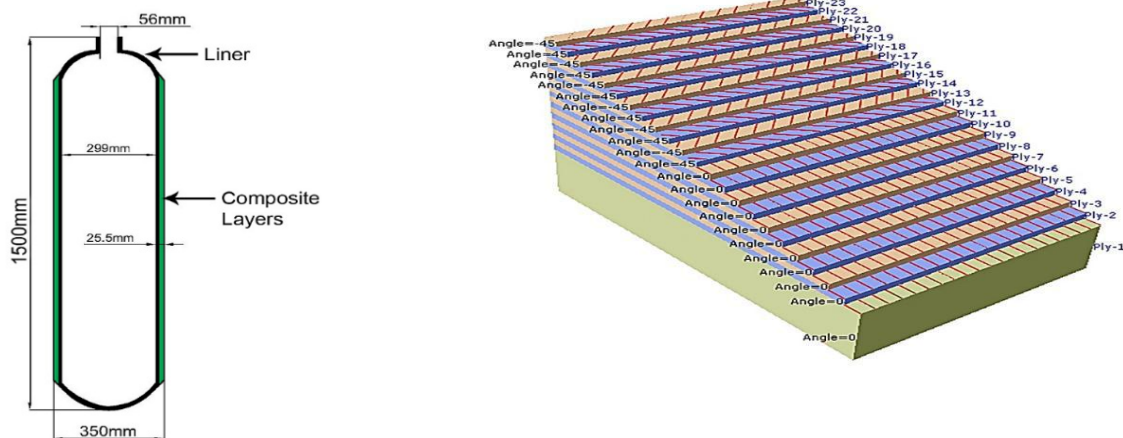
مخازن تحت فشار با اتصال نازل به صورت گسترده در صنایع مختلف کاربرد دارند، از جمله کاربردهای آن ها میتوان به صنایع نفت و گاز، هسته ای، هوافضا، پتروشیمی اشاره کرد. سیلندرهای کامپوزیتی نوعی از سیلندرهای گاز طبیعی فشرده (CNG) هستند که از مزایای آن می توان به وزن کم، مقاومت در برابر خوردگی، مقاومت در برابر خستگی و فرآیند ساده تولید نام برد. شکست مخازن کامپوزیتی CNG خودرو به طور عمده بدلیل وجود نقص هایی چون شکاف، ترک در بدنه و در اطراف محل اتصال نازل به بدنه اتفاق می افتد. دلیل اصلی شکست ناکافی بودن استحکام ماده سیلندر می باشد. بنابراین بسیاری از محققان در

تلاش‌اند با انتخاب مواد مناسب و بهبود در طراحی ساختار جداره و ساختار اتصال نازل به سیلندر، مخازن را در برابر شکست مقاوم سازی کنند. از جمله تحقیقاتی که در این زمینه صورت گرفته می‌توان به پژوهش‌های زیر اشاره نمود. چو و همکارانش استحکام مخازن تحت فشار از جنس الیاف تک‌جهته کربن را مورد بررسی قرار دادند و دریافتند که میزان استحکام آن‌ها به نرخ بارگذاری و تاثیر آن بر رفتار ویسکوالاستیک ماتریس موجود در کامپوزیت‌ها بستگی دارد [۱]. لو و همکاران اثر مدل تحلیلی روی محاسبات شدت تنش برای نازل متصل شده به مخزن تحت بارگذاری فشار داخلی را ارائه کرده‌اند [۲]. تومونوریکیکو و همکارانش مخازن تحت فشار کامپوزیتی را مورد مطالعه و بررسی قرار داده و نتیجه گرفتند که با افزایش فشار داخلی دچار شکست شده و در نهایت از هم پایداری وانفجار اتفاق می‌افتد [۳]. گرسا و همکارانش تحلیل شکست مخازن تحت فشار فولادی ۳۰۰ مگاپاسکال را مورد بررسی قرار دادند [۴]. مسعود طهامی و طاها طالبیان در زمینه مخازن استوانه‌ای ساخته شده تحت بارهای مکانیکی و حرارتی تحقیق نموده و مشخص می‌گردد که توزیع تنش در مخزن استوانه‌ای ساخته شده از فلز با سرامیک خالص فقط تابع بار و هندسه‌ی مخزن می‌باشد [۵]. بری و همکارانش به جمع‌بندی دانش فنی موجود پرداخته‌اند و روشی نوین برای کاهش تعداد آزمایش‌ها و هزینه‌ها ارائه داده‌اند [۶]. پتروویچ تحلیل تنش یک مخزن تحت فشار استوانه‌ای دارای نازل که تحت بارگذاری محوری و عمود بر نازل بود را بررسی نمودند [۷]. کیهو و همکارانش ضرایب تمرکز تنش کلی و پخ‌های بهینه را در مخازن استوانه‌ای شکل را مورد بررسی قرار داده‌اند [۸]. شیل دیپ و همکارانش مخازن تحت فشار چند لایه‌ای طراحی شده برای فشار بالا را مورد بررسی قرار داده‌اند، آن‌ها مخزن تحت فشار را در نرم‌افزار کتیا طراحی و سپس در نرم‌افزار انسیس مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند و تنش‌های غشایی برای مخزن که از ۱، ۲، ۳، ۴، ۵، ۶، ۷، ۸، ۹، ۱۰، ۱۱، ۱۲ لایه تشکیل شده به دو صورت تحلیل و عددی (نرم‌افزار انسیس) محاسبه و با هم مقایسه کردند، آن‌ها همچنین تاثیر لایه‌ها بر تنش‌های غشایی را محاسبه کرده‌اند نتایج حاصل نشان می‌دهد که با افزایش تعداد لایه‌ها تنش غشایی کم می‌شود بطور کلی بیشینه تنش فشاری برای مخازن یک لایه ۲۴۷.۹ مگاپاسکال برای مخزن دو لایه ۲۳۰.۲۱ مگاپاسکال و برای مخزن سه لایه ۲۲۴ مگاپاسکال حاصل شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش لایه‌ها مقدار تنش به تناسب کاهش می‌یابد نتیجه دیگر آنها این است که در بین لایه‌هایی که مورد بررسی قرار گرفتند تا لایه‌ی سوم کم شدن مقدار تنش غشایی قابل ملاحظه بوده و از لایه‌ی سوم به بالا تغییر محسوسی مشاهده شده است یعنی در واقع لایه‌ی سوم یک لایه بهینه می‌باشد و این مطالعات نشان داده‌اند که بکار بردن مخازن چند لایه‌ای کامپوزیتی برای استفاده از مخازن تحت فشار بالا بسیار سودمند خواهند بود [۹]. سیاوش صرافان و همکاران پژوهشی تحت عنوان بهینه‌سازی مخازن جدار ضخیم کامپوزیتی با فشار بالا انجام داده‌اند که مخازن کامپوزیتی تحت فشار مورد بررسی قرار گرفته و با دو روش بهینه‌سازی و توسط نرم‌افزار المان محدود برای تعداد لایه‌های متفاوت حل شده است [۱۰]. کاربوناری و همکارانش بهینه‌سازی شکل مخازن تحت فشار با تقارن محوری را مورد بررسی قرار داده و مدل جامع بر مبنای توابع چند منظوره با هدف مینیمم کردن تنش‌های ون مایزر را ارائه داده‌اند [۱۱]. بویان و همکارانش روش المان محدود را برای محاسبه تنش‌های و تغییر شکل پوسته‌های استوانه‌ای کامپوزیتی جدار ضخیم چند لایه که تحت بارگذاری خارجی قرار دارند ارائه کردند [۱۲]. اسکوپیتسکی و همکاران یک تحلیل غیر خطی برای اتصال تقویت شده نازل یک مدل مخزن استوانه‌ای ارائه کردند و همچنین روشی برای بدست آوردن حد بار پلاستیک را ارائه دادند [۱۳]. تنگ و هو استوانه‌ها و تیوپ‌های تقویت شده با لایه‌های کامپوزیتی که تحت فشار محوری قرار گرفته‌اند را مورد مطالعه قرار داده و نتایج بدست آمده از روش عددی نشان می‌دهد روش تقویت کردن مخازن و استوانه‌های تحت فشار با لایه‌های کامپوزیتی بر استحکام مخازن بسیار موثر است. طبق نتایج روش المان محدود، می‌توان مخازن با لایه‌های نازک که تحت فشار محوری و فشار داخلی قرار می‌گیرند را تقویت کرد و بر مستحکم کردن پوسته‌هایی که در نزدیکی پایه قرار دارند و دچار ضعف هستند، موثر باشد [۱۴]. نبرد حبیبی و همکارانش به تحلیل مخازن تحت فشار کامپوزیتی جدار نازک چند لایه، تحت اثر فشار داخلی و ضخامت مخزن پرداختند. ابتدا معادلات تنش‌ها به صورت تحلیلی محاسبه و سپس تغییرات تنش بر حسب تعداد لایه‌ها، زاویه

پیچش الیاف و فشار داخلی مخزن مورد بررسی قرار گرفته است. مخزن مورد نظر با استفاده از نرم افزار آباکوس مدل سازی شده و نتایج حاصل با نتایج تحلیلی مقایسه شده است. نتایج بدست آمده در هر دو روش نشان می دهد که با افزایش تعداد لایه های مخزن تنش محیطی کاهش پیدا می کند و بیشترین تنش محیطی مربوط به مخزن ۱۰ لایه بوده است و با افزایش فشار داخلی مخزن، تنش کاهش میابد، کمترین تنش مربوط به مخزن ۲۰ لایه می باشد. همچنین با افزایش زاویه پیچش الیاف، تنش طولی در راستای الیاف افزایش، تنش محیطی در راستای الیاف کاهش و تنش برشی در راستای الیاف ابتدا افزایش (تا زاویه ۴۵ درجه) و سپس کاهش میابد [۱۵]. میر جلیل رضوی و همکارانش به تحلیل و بررسی تمرکز تنش در نازل های مخازن تحت فشار استوانه ای در اثر بارگذاری و پیدا کردن مقادیر مناسب برای ضخامت و قطر نازل پرداختند. تمرکز تنش در نقاط اتصال نازل به بدنه مخزن ایجاد می شود. با استفاده از یک مدل المان محدود پارامتریک و با در نظر گرفتن رفتار الاستیک-پلاستیک برای ماده مورد استفاده تحلیل ها مورد بررسی قرار گرفته است. فشار حدی و ضریب تمرکز تنش محلی ماکزیمم برای دو پوسته جدار نازک استوانه ای که همدیگر را قطع کرده اند و تحت فشار داخلی قرار گرفته اند بدست آوردند [۱۶].

## ۲. مدل سازی به روش اجزا محدود

هندسه و ابعاد سیلندر گاز مورد بررسی در این مقاله بر مبنای طرح سیلندره های کامپوزیتی گاز از شرکت فناوری هوافضای ژیان تیانجی فراهم گردیده است. ابعاد هندسی بوش L-۹۰ برای سیلندر گاز تمام کامپوزیتی برای وسایل نقلیه به شرح زیر می باشد: طول کلی ۱۴۰۰ میلی متر، طول نازل سیلندر ۵۱ میلی متر، قطر داخل نازل سیلندر ۵۶ میلی متر، قطر خارجی نازل سیلندر ۸۰ میلی متر و ابعاد سیلندر با لایه تقویتی بیرونی ۱۵۰۰ میلی متر، قطر خارجی بدنه سیلندر ۳۵۰ میلی متر است که در شکل ۱ آورده شده است:



شکل ۱- ابعاد و هندسه سیلندر HDPE تقویت شده با گرافیت اپوکسی

شکل ۲- لایه چینی پلی اتیلن با چگالی بالای تقویت شده با گرافیت اپوکسی

در این مقاله مطابق شکل ۱ عمل نموده با این تفاوت که کامپوزیت فقط بر دیواره اعمال نشده است و کل سیلندر به غیر از نازل را در بر گرفته است. بوش استفاده شده از مواد پلی اتیلن با چگالی بالا می باشد و قید حرارتی ۴۰- تا ۶۰+ اعمال گردیده است. خواص مکانیکی GF/PE چند لایه کامپوزیتی در جدول ۱ و جدول ۲ نشان داده شده است. استحکام و مدول الاستیک و نسبت پواسون و حداکثر کشش برای حالت کشش عرضی و کشش طولی و کشش شعاعی بیان شده است.

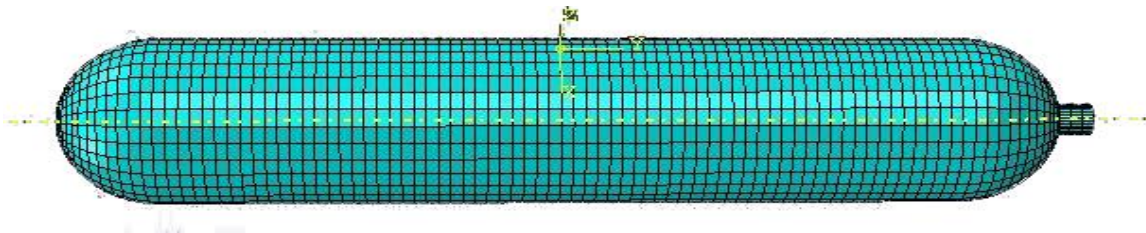
جدول ۱- خواص گرافیت اپوکسی

ضریب پواسون	مدول الاستیک (GPa)	تنش کششی (MPa)	چگالی (g/cm <sup>3</sup> )
۰.۴۹۹	۶۹.۲	۱۰-۱۶	۰.۹۵-۰.۹۲

جدول ۲- خواص HDPE

E <sub>1</sub> (GPa)	E <sub>2</sub> (GPa)	E <sub>3</sub> (GPa)	ν <sub>۱۲</sub>	G <sub>۱۲</sub> (GPa)	G <sub>۲۳</sub> (GPa)	G <sub>۱۳</sub> (GPa)	Density (g/cm <sup>3</sup> )
۱۸۱	۱۰۳	۱۰۳	۰/۲	۷/۱۷	۳	۷	۱/۵۲۲

بخش بدنه سیلندر تمام کامپوزیتی از ۲۳ لایه که یک لایه از جنس HDPE با ضخامت ۷.۵ میلی‌متر می باشد، و ۲۲ لایه دیگر که از ۲ بخش ۱۰ لایه‌ای با ضخامت ۰.۹ میلی‌متر و ۱۲ لایه‌ای با ضخامت ۰.۷۵ میلی‌متر و از جنس گرافیت-اپوکسی می باشد، تشکیل شده است. در نرم افزار آباکوس مش بندی از اهمیت بالایی برخوردار می باشد لذا از آنجا که مناطق اطراف نازل به دلیل تمرکز، تنش ها و ناپوستگی های موضعی دارای اهمیت بالاتری هستند لذا نیاز به مش بندی ریز تری اطراف اتصالات می باشیم از این رو برای مش بندی ابتدا با استفاده از دستور Global seeds میزان تمرکز مش را مشخص مینماییم و سپس با استفاده از دستور (Mesh controls\_Quad Dominated\_Sweep) مش بندی را انجام می دهیم که این مش بندی در شکل ۳ آورده شده است.



شکل ۳- مش بندی سیلندر کامپوزیتی

برای تعیین بار بحرانی نیاز به پیشینه تنش مجاز داریم لذا تنش مجاز طبق تئوری وان میز مطابق زیر بدست می آید:

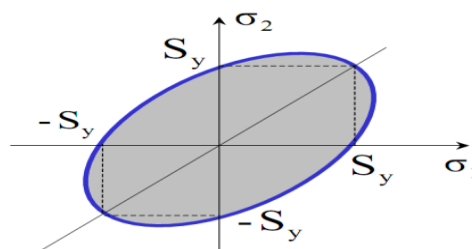
$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_1\sigma_2} = \sigma_{eff} \quad (۲-الف)$$

$$\sigma_{eff} = 1520$$

$$\sigma_1 = 1500$$

$$\sigma_2 = 40$$

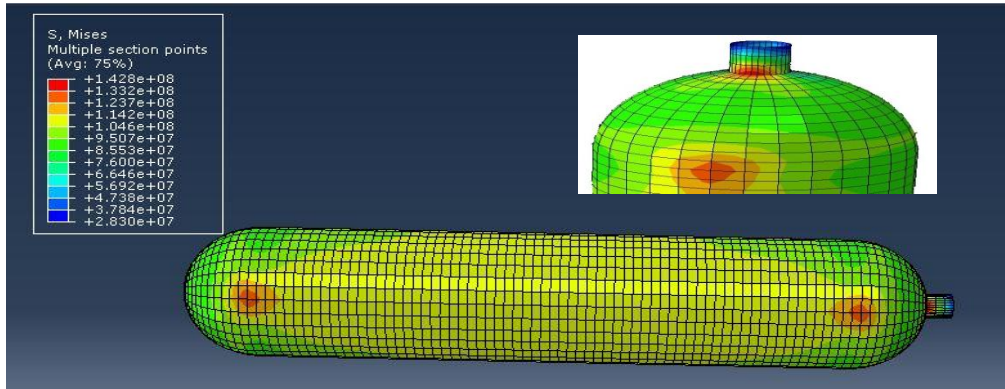
(الف-۲)



(ب-۲)

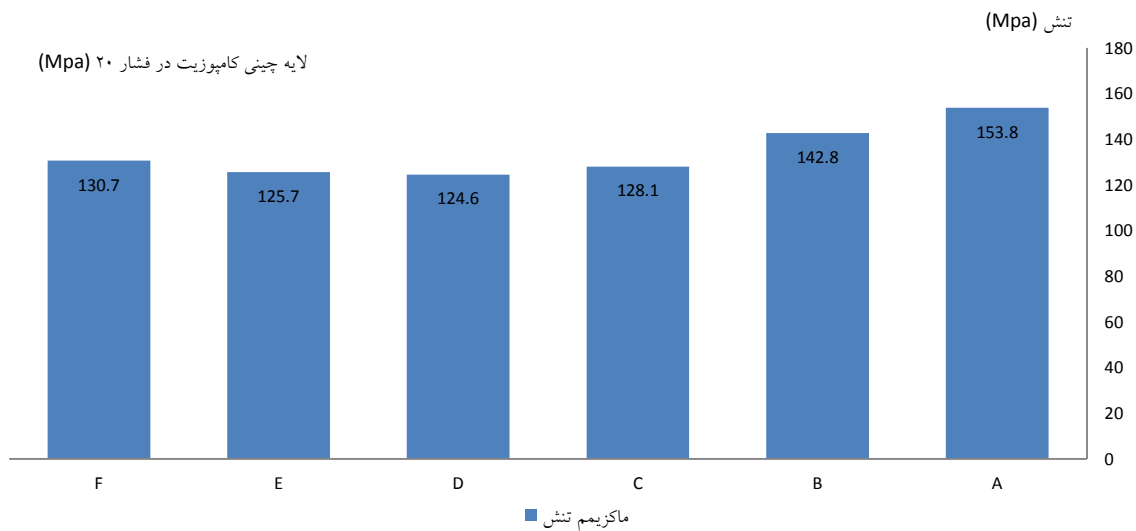
شکل ۴- تئوری وانمیز

که شکل کلی رابطه به صورت  $\sigma = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$  می باشد که از  $\sigma_3$  در قیاس با  $\sigma_1$  و  $\sigma_2$  میتوان صرف نظر کرد که پس از ساده سازی به فرم (۲\_الف) در می آید. با توجه به متقارن بودن سیلندر و یکنواخت بودن تغییرات در دو طرف سیلندر بررسی های خود را به یک طرف سیلندر معطوف می نماییم. با توجه به شکل ۵ تمرکز تنش در اطراف نازل اتفاق می افتد که باعث شل شدن دریچه نازل و نشت گاز می گردد که با تعیین لایه چینی مناسب می توان استحکام را افزایش و از بروز انفجار جلوگیری به عمل آورد.



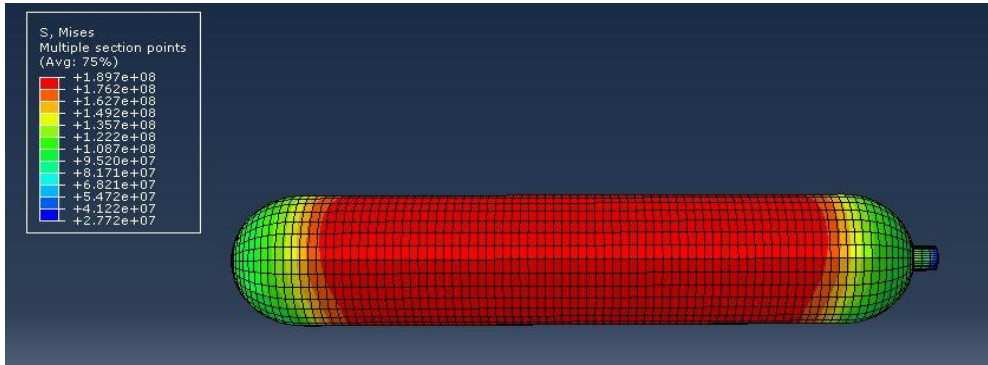
شکل ۵- تمرکز تنش در سیلندر

لذا در قدم نخست به بررسی لایه چینی گرافیت اپوکسی و تاثیر آن بر سیلندر پرداختیم. برای این منظور لایه چینی ۱۰ لایه اول را صفر در نظر گرفته و ۲۲ لایه مابقی را تغییر و در فشار ۲۰ مگاپاسکال مورد بررسی قرار دادیم. ۶ نوع لایه چینی [35/-35] و [45/-45] و [55/-55] و [65/-65] و [75/-75] و [85/-85] را ارزیابی کردیم. مقدار بیشینه تنش برای هر لایه چینی در فشار  $20 \times 10^6$  Pa را در شکل ۶ آورده ایم.



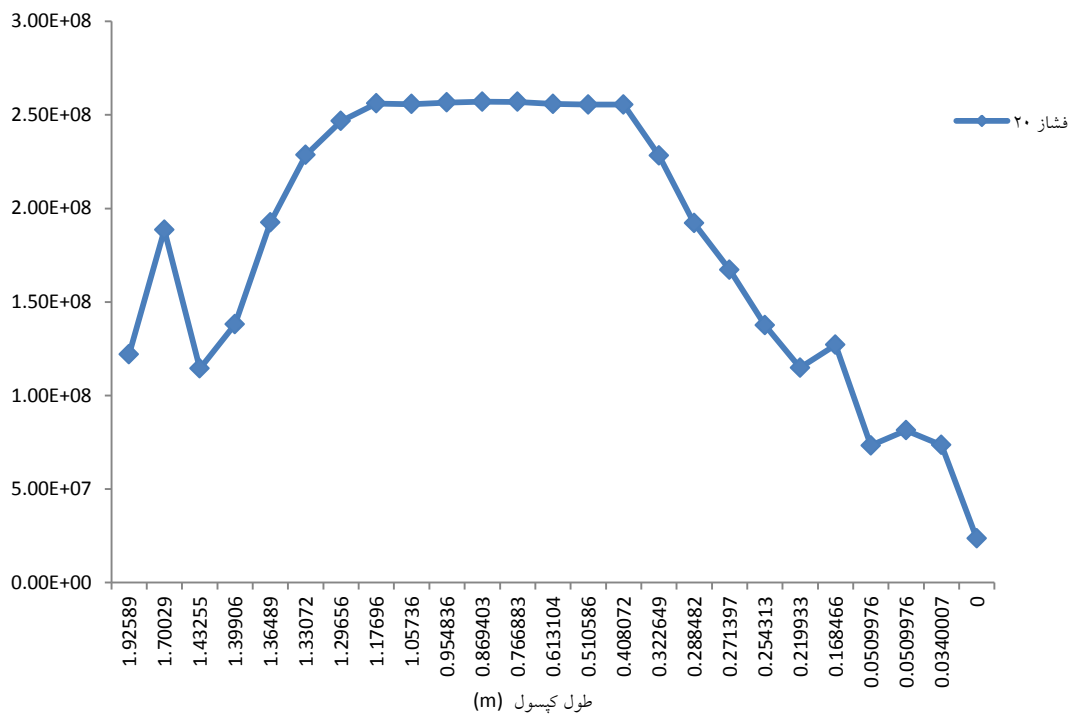
شکل ۶- بیشینه تنش بر حسب لایه چینی

با توجه به شکل بالا مشخص است که با افزایش عدد لایه چینی از [35/-35] تا [65/-65] مقدار بیشینه تنش کاهش می‌یابد و این به معنی افزایش استحکام سیلندر می‌باشد و از لایه چینی [65/-65] تا [85/-85] بار دیگر تنش افزایش و استحکام کاهش می‌یابد با توجه به اعداد حاصله لایه چینی [65/-65] برای تقویت استحکام مناسب می‌باشد. در قدم بعدی ۲۲ لایه ثانویه را به دلیل استحکام بالاتر [65/-65] و ۱۰ لایه نخستین را از لایه چینی صفر به ۹۰ تغییر دادیم. با انجام این کار تمرکز تنش از اطراف نازل به دیواره سیلندر انتقال یافته که در شکل ۷ مشخص می‌باشد.



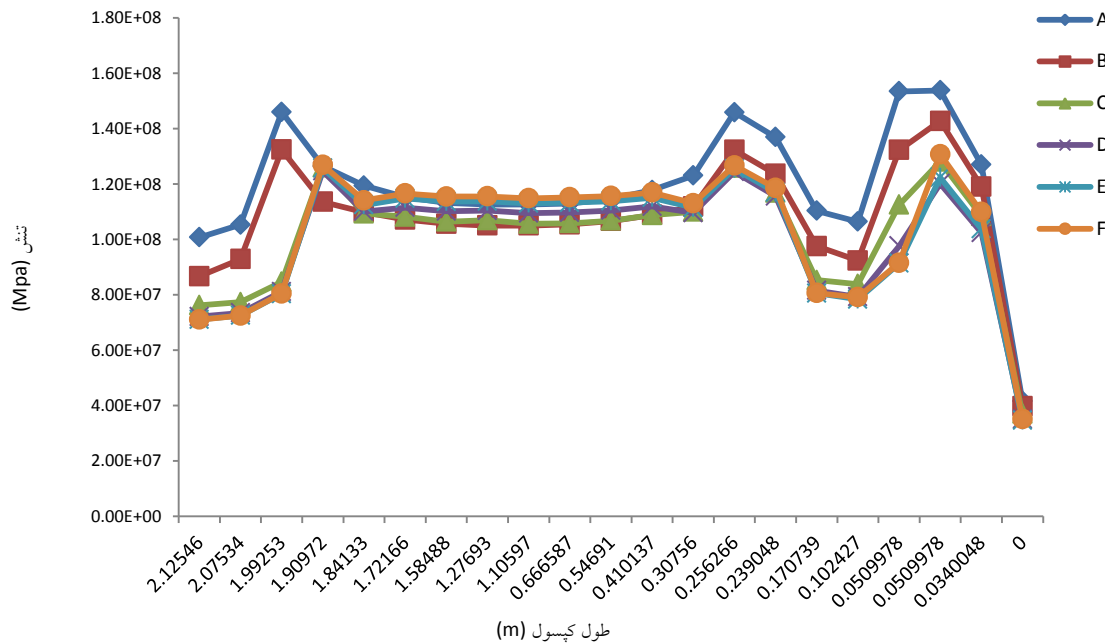
شکل ۷- تمرکز تنش بر دیوار سیلندر

تغییر لایه چینی از صفر به ۹۰ سیلندر را در معرض فشار انفجار قرار داد که بسیار خطرناک می باشد که این تغییرات در شکل ۸ مشخص گردیده است.



شکل ۸- تغییرات توزیع تنش در طول سیلندر

باید از لایه چینی ۹۰ برای ۱۰ لایه نخست جلوگیری کنیم لذا از لایه چینی صفر برای ۱۰ لایه استفاده کردیم. سپس تغییرات تنش را برای تک تک لایه چینی ها در طول سیلندر مورد مطالعه قرار دادیم که این نتایج را در شکل ۹ آورده ایم.



شکل ۹- توزیع تنش در طول سیلندر

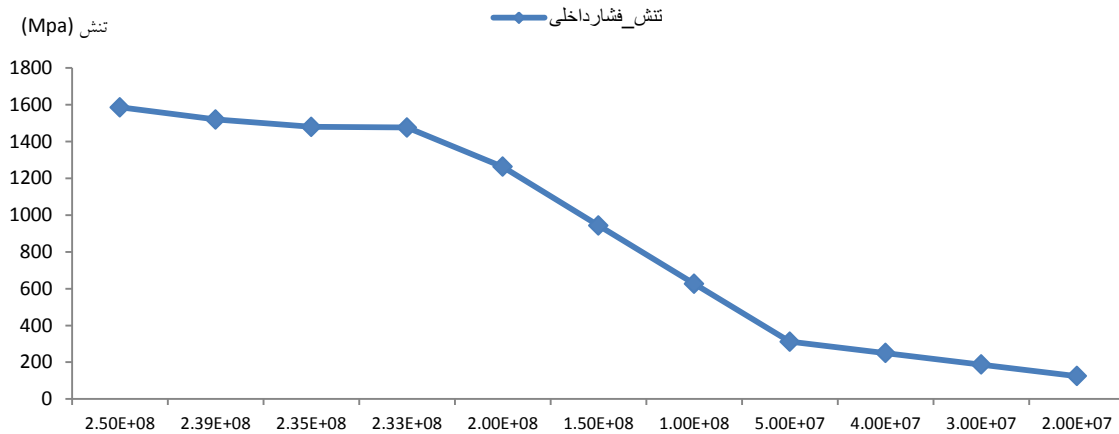
E:[75/-75]  
F:[85/-85]

C:[55/-55]  
D:[65/-65]

A:[35/-35]  
B:[45/-45]

اگر هندسه سیلندر را به ۴ قسمت: نازل، نیم کره فوقانی، نیم کره تحتانی و بدنه اصلی تقسیم کنیم، با توجه به شکل مشخص است که تمرکز تنش در اطراف نازل و ابتدای بخش نیم کره فوقانی و تحتانی برای [65/-65] کمترین مقدار و برای [35/-35] بیشترین مقدار می‌باشد. با توجه به بخش توزیع تنش در طول بدنه اصلی متوجه می‌شویم که مقدار تنش در این ناحیه برای [45/-45] و [55/-55] کمترین مقدار و برای [75/-75] و [85/-85] بیشترین مقدار می‌باشد و لایه چینی [65/-65] مابین این دو طیف لایه چینی قرار دارد. با در نظر گرفتن تغییرات تنش در طول سیلندر در تمام نقاط اعم از نازل، نیمکره تحتانی، نیمکره فوقانی و بدنه اصلی مناسب ترین نوع لایه چینی برای افزایش استحکام با تقویت کننده گرافیت اپوکسی لایه چینی [65/-65] برای ۲۲ لایه دوم و صفر برای ۱۰ لایه اول می‌باشد.

پیشنهاد می‌گردد در صورت استفاده از چند نوع لایه چینی قسمت نیمکره فوقانی و تحتانی با لایه چینی [65/-65] و بدنه اصلی با لایه چینی [45/-45] چیده شود تا استحکام افزایش یابد. با تقویت کل سیلندر HDPE به غیر از نازل آن با گرافیت اپوکسی و با ایجاد لایه چینی ۱۰ لایه نخست صفر و ۲۲ لایه ثانویه [65/-65] استحکام سیلندر افزایش یافته و توانایی تحمل فشار داخلی را تا  $239 \times 10^6$  pa پیدا می‌کند. تحمل بار برای سیلندر در شکل ۱۰ آورده ایم.



شکل ۱۰- تغییرات تنش براساس فشار داخلی

با توجه به شکل بالا و مقدار عددی تنش نهایی برای گرافیت اپوکسی ( $\sigma = 1520$ ) مشخص می‌گردد که هنگامی که فشار داخلی را به  $239 \times 10^6$  Pa رساندیم مقدار تنش به  $1520$  Mpa رسید که با مقدار تنش نهایی برابر گردید. لذا سیلندر تقویت شده توانایی تحمل بارهای پایین تر از  $239 \times 10^6$  Pa را پیدا کرده است.

### ۳. نتیجه‌گیری

- از زاویه ۹۰ درجه برای ۱۰ لایه نخست به دلیل قرار دادن سیلندر در معرض فشار انفجار خودداری شود.
  - ۲ لایه چینی [35/-35] در اطراف نازل بیشترین تنش را ایجاد مینماید.
  - در طول بدنه اصلی مقدار تنش برای [45/-45] و [55/-55] کمترین مقدار و برای [75/-75] و [85/-85] بیشترین مقدار میباشد.
  - با تقویت کل سیلندر HDPE به غیر از نازل آن با گرافیت اپوکسی و با ایجاد لایه چینی ۱۰ لایه نخست صفر و ۲۲ لایه ثانویه [65/-65] استحکام سیلندر افزایش یافته و توانایی تحمل فشار داخلی را تا  $239 \times 10^6$  Pa پیدا میکند.
- برای تحقیقات آتی توصیه می‌شود؛ میتوان شکل هندسی نازل را برای کاهش تمرکز تنش تغییر و مورد بررسی قرار داد و همچنین جنس‌های مختلف نیز برای افزایش استحکام مورد پژوهش قرار گیرد.

### ۴. مراجع

- Kim YS, Kim LH, Park JS (2011) *The effect of composite damage on fatigue life of the high pressure vessel for natural gas vehicles*. Comp Struc 93(11): 2963–2968.
- Xie, D.-S., and Lu, Y.-G., 1985, "Prediction of stress concentration factors for cylindrical pressure vessels with nozzles", International journal of pressure vessels and piping, 21(1), pp. 1-20.
- T.Kaneko., S.U. Yomoda., S.Inagi., -*Finite element method failure analysis of a pressurized cylinder under transverse impact loading* , Thin-Walled Structures, No: 46, 2008, pp. 898-904.
- Graca m.l.a., Hoo, C.Y., Silva, O.M.M., and Lourenco, N.J., *Failure analysis of a 300M steel Failure Analysis*, Vol. 16, pp. 182-186, 2009.
- T. Maryam, F. Nafiseh, L. Caro, and T. Fattaneh, "Artificial Neural Network Weights Optimization based on Imperialist Competitive Algorithm
- Perry N, Wahl JC, Bois C, Pilato A, Bernard A (2013) *Thick composite design for hydrogen vessels: A contribution to composite design method*, CIRP Annals, Man Tech, In Press, Corrected Proof.



7. Skopinsky, V., 2000, "Stresses in ellipsoidal pressure vessel heads with noncentral nozzle ", Nuclear engineering and design, 198(3), pp. 317-323.
8. J.M.Kiiua,-, G.O. Radingb, and S.M. Mutuli, *Universal SCFs and optimal chamfering in cross bored cylinders*, International Journal pressure Vessels and piping, Vol. 84, pp. 396-404, 2007
9. Shildip, D., Urade., D.V, Bhope., S.D, Khamankar.,- *Stress Analysis of Multilayer Pressure Vessel* , International Journal of Engineering and Technical Research (IJETR), Volume 2, Issue9, September 2014.
10. M.Yousefi,A.N.Darus, H.Mohammadi, "Second law based optimization of a plate fin heat exchanger using Imperialis Competitive Algorithm", International Journal of the Physical Sciences
11. Carbonari RC, Muñoz-Rojas PA, Andrade EQ, Paulino GH, Nishimoto K, Silva ECN (2011) *Design of pressure vessels using shape optimization: An integrated approach*, Int Jour Press Vess Pip 88(5-7): 198-212.
12. Skopinsky, V., Berkov ,N., and Vozhov, R., 2015, "Effect of Pad Reinforcement on the Plastic Limit Load for Nozzle Connection of Cylindrical Vessel," Journal of Pressure Vessel Technology, 137(2), p. 021207.
13. J.G, Teng., Y. M, Hu., - Behavior of FRP –jacketed circle steel tubes and cylindrical shells under axial compression , Construction and Building Materials, No: 21, 2007, pp. 827-838.
14. J.G, Teng., Y. M, Hu., - Behavior of FRP –jacketed circle steel tubes and cylindrical shells under axial compression , Construction and Building Materials, No: 21, 2007, pp. 827-838.
۱۵. حبیبی، نبرد، فاتحی، عطا، اثر پارامترهای مختلف بر روی توزیع تنش در مخازن تحت فشار کامپوزیتی جدار نازک. دومین کنفرانس ملی نفت، گاز و پتروشیمی.
۱۶. رضوی، میر جلیل، نوید چاخرلو، تاج بخش، سید فخرآبادی، میرمسعود. تحلیل الاستیک\_پلاستیک نازل‌های متصل شده به مخازن تحت فشار با استفاده از المان محدود. ۳۱ اردیبهشت ۸۸، هفتمین کنفرانس سالانه مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران.

## Numerical Modeling of the Impact of Hdpe Reinforced Composite CNG Cylinders Bagrafyt Chinese Layer of Epoxy Using Abaqus Software

PooyanRoodgar Safari<sup>1</sup>, Hozhabr Mohamadi<sup>2</sup>, Mehran Fakhraei<sup>3\*</sup>

1. Solid mechanics Doctoral student Islamic Azad University
2. Mechanical Design Engineer solids Islamic Azad University
3. Islamic Azad University, PO Box 1616

\* [fakhraie@liau.ac.ir](mailto:fakhraie@liau.ac.ir)

Received: March 2017

Accepted: May 2017

### Abstract

In this study, Chinese-layer HDPE reinforced with graphite epoxy and its impact on the cylinder was tolerable amount of power after boost, respectively. first of all cylinders apart from the nozzle with 22 layers of graphite reinforced epoxy chinese layer 10 to zero and put the first layer and another layer 12 changed. Chinese layer [35 / -35] , [45 / -45] , [55 / -55] , [65 / -65] , [75 / -75] and [85 / -85] We applied for 12 second layer after layer of reviews showed that Chinese [65 / -65] in all the cylinders, especially around the nozzle provides maximum strength and the main body during stress value for [45 / -45] and [55 / -55] the lowest dose and for [75 / -75] and [85 / -85] is the highest amount. Next, layer the Chinese [65 / -65] for 12 kept constant secondary layer and 10 first layer from zero to 90 and change the results showed that the cylinder subjected to pressure blast that should be avoided and finally by applying amplifier with layers Chinese proper cylinder ability to load up to 239 MPa found.

**keywords:** Chinese layer, graphite epoxy, tension, cylinder CNG, composite HDPE.