

See discussions, stats, and author profiles for this publication at: <https://www.researchgate.net/publication/293645262>

# Design and Numerical Analysis of Composite Pressure Vessel based on Unit Load Method (in persian)

Article · December 2015

---

CITATIONS

0

READS

320

2 authors:



Hasan Biglari

University of Tabriz

58 PUBLICATIONS 237 CITATIONS

[SEE PROFILE](#)



Armin Norouzi

University of Alberta

17 PUBLICATIONS 98 CITATIONS

[SEE PROFILE](#)

Some of the authors of this publication are also working on these related projects:



Learning based Control strategies [View project](#)



Numerical investigation on mechanical properties of microtubules. [View project](#)

## طراحی و تحلیل عددی مخازن تحت فشار کامپوزیتی بر اساس روش بار واحد

حسن بیگلری\*

آرمین نوروزی

استادیار، دانشگاه تبریز، دانشکده فنی مهندسی مکانیک

دانشجوی کارشناسی، دانشگاه تبریز، دانشکده فنی مهندسی مکانیک

### چکیده

هدف این مقاله، طراحی مخازن کامپوزیتی تحت فشار نوع چهارم برای ذخیره گاز طبیعی مورد استفاده در خودروهای دوگانه سوز، به روش المان محدود می‌باشد. این نوع مخازن از یک آستر پلیمری و الیاف تقویت‌کننده که به روش رشت‌پیچی به دور آن پیچیده می‌شود، تشکیل شده‌اند. ابعاد و فشار مخزن مورد بررسی مطابق با ابعاد و فشار مخازن گاز طبیعی طبق استاندارد ایزو ۱۱۴۳۹ برای کاربرد در خودرو می‌باشد. هدف از طراحی مخزن تعیین زوایای الیاف، تعداد لایه‌ها و ضخامت مخزن است. عدسی‌های مختلف نیمه کروی، شبه بیضوی و شبه کروی در این طراحی مورد بررسی قرار می‌گیرد. مبنای طراحی، استاندارد BS4994 و طبق روش بار واحد می‌باشد. شبیه‌سازی در نرم‌افزار ANSYS به صورت سه بعدی (مدل یک هشتمن) توسط المان Solid46 صورت می‌پذیرد. برای صحه‌گذاری روش المان محدود، نتایج حاصله با نتایج موجود در ادبیات موضوع مقایسه می‌شود. تحریب کامپوزیت بر اساس دو معیار حداقل کرنش مجاز و سای-و مورد بررسی قرار می‌گیرد. بررسی‌های عددی نشان می‌دهد که طراحی اولیه مطابق استاندارد بدلیل در نظر نگرفتن اثرات تمرکز تنش و تنش خمی نیازمند بازنگری می‌باشد. اصلاح طرح توسط افزایش لایه‌ها به صورت سعی و خطأ در تحلیل اجزاء محدود صورت می‌پذیرد. نهایتاً، چیدمان لایه‌های کامپوزیتی  $(\pm 9_{60}/9_{66})$  پاسخگوی طراحی مخزن ذخیره‌سازی گاز طبیعی تحت فشار کاری ۲۰ مگاپاسکال با عمر خستگی ۱۰۰۰ سیکل می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: مخازن تحت فشار کامپوزیتی نوع چهارم، روش بار واحد، تحلیل عددی، روش الیاف‌پیچی.

## Design and Numerical Analysis of Composite Pressure Vessel based on Unit Load Method

H. Biglari

Assistant Professor, University of Tabriz, Department of Mechanical Engineering

A. Norouzi

M. Sc. Student, University of Tabriz, Department of Mechanical Engineering

### Abstract

The present work is aimed to design of type IV composite pressure vessels for storing compressed natural gas (CNG) that used in bi-fuel vehicle based on finite element method. This type of vessels consisting of polymer liner with reinforcement fiber that wounded over the liner by filament winding method. Dimensions and pressure of CNG pressure vessel in this paper are similar to the same in ISO 11439 standard. The propose of design is to find fiber angles, number of layers and thickness of vessel. In this paper, different hemispherical, semi-ellipsoidal and torispherical domes is considered for vessel. This design is based on BS 4994 standard and unit load method. The vessel simulated in 3-D (1/8 model) with Solid 46 element type using commercial ANSYS software. In order to verify finite element method (FEM), result compare with result of other results reported in literatures. Composite damage is considered based on maximum strain and Tsai-Wu criterions. Consideration showed that the first design needs modification, because of ignoring effects of stress concentration effects and bending stress. Redesign done with increase of layers based on try and error in FEM. Finally a  $(\pm 9_{60}/9_{66})$  laminate is used in filament wound pressure vessels with 20 MPa as working pressure and 1000 cycle as fatigue life.

**Keywords:** Composite pressure vessels type IV, Unite load method, Numerical Analysis, Filament winding method.

**۱- مقدمه**

استفاده شده است. همچنین تأثیر دما بر روی فشار ترکیدن مخازن کامپوزیتی بررسی شده است. در روش تحلیلی، حل الاستیک بر اساس تئوری لختنیستکی<sup>۱</sup> برای پیش‌بینی فشار ترکیدن مخازن تحت فشار کامپوزیتی چند لایه توسعه یافته است. سون [۵] و همکاران مقاله‌ای برای ارزیابی تکنیک‌های مدل‌سازی برای مخازن نوع سوم تحت فشار هیدروژن (۷۰ مکاپاسکال) ساخته شده از آستر الومینیومی (۵ میلی‌متر) و لایه‌های ضخیم کامپوزیتی کربن/اپوکسی (۴۵ میلی‌متر) برای سلول سوتختی در وسائل نقلیه ارائه داده‌اند که در آن توزیع تنش در لایه‌های کامپوزیتی مخزن نوع سوم هیدروژن با استفاده از سه تکنیک مختلف مدل‌سازی محاسبه شده است. هوساین [۶] و همکاران در تحقیقی به بررسی تحلیلی و تجربی قسمت استوانه‌ای مخازن فلزی تقویت شده با رشته‌پیچی تحت فشار داخلی پرداخته‌اند که در آن مخازن از لایه‌های کربن/اپوکسی پیچیده شده روی آستر فلزی درست شده‌اند. این تحقیق شامل سه قسم تحلیلی، تجربی و بررسی عددی مخازن می‌باشد. در مدل تحلیلی، لایه کامپوزیتی الاستیک غیر همسانگرد و آستر فلزی الاستوپلاستیک در نظر گرفته شده است. مدل پیشنهاد شده جواب دقیقی برای تنش و کرنش قسمت استوانه‌ای تحت بارگذاری استاتیکی را فراهم می‌کند. قسمت تجربی با استفاده از ساخت و تست نمونه آزمایشی نتایج قسمت تحلیلی را تصدیق می‌کند. معیار شکست، مقاومت نهایی استاتیکی کامپوزیت در نظر گرفته شده است. در شبیه‌سازی عددی نرم‌افزار تجاری ANSYS، بخش کامپوزیتی و آستر فلزی با توجه به فرضیات مدل تحلیلی با رفتار الاستیک و الاستوپلاستیک توصیف شده‌اند. تنش‌ها، کرنش‌ها و جابجایی‌های محاسبه شده در روش تحلیلی همخوانی خوبی با نتایج روش عددی دارند. کبیر [۷] مقاله‌ای با عنوان آنالیز المان محدود مخازن تحت فشار کامپوزیتی با آستر فلزی برای بررسی نشتی قبل از شکست و تحمل بار به وسیله آستری ارائه داده است. در این تحقیق، بر اساس شرایط تعادل تنش شکل بهینه برای آستر فلزی انتخاب شده است. نتایج عددی برای شکل‌های مختلف عدسی گزارش شده و برتری شکل عدسی بهینه در کاهش بیشینه تنش بررسی شده است. ساکاتای [۸] و همکاران مقاله‌ای بر مبنای روش عددی قابل اطمینان برای طراحی مخازن تحت فشار رشته‌پیچی شده بر اساس مکانیک شکست ارائه داده‌اند. در این تحقیق دو مدل جهت آنالیز عددی و انجام تست ساخته شده است که تفاوت آنها در ترتیب قرار گرفتن لایه‌ها می‌باشد. برای اعتبارسنجی حل عددی، نتایج کرنش را برای هر نقطه از سطح با نتایج حاصل از تست مقایسه شده است. نتایج حاصله نشانگر این است که روش عددی فوق یک روش قابل قبول بوده و با نتایج تجربی توافق خوبی دارد. برای مطالعه بیشتر در زمینه کارهای

مخازن تحت فشار از جمله تجهیزاتی هستند که در شاخه نفت و پتروشیمی و در اغلب صنایع اصلی نظیر نیروگاه و حمل و نقل از کاربرد ویژه و قابل توجهی برخوردار بوده و از این رو توجه به مقوله طراحی و ساخت آنها از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. این مخازن عموماً استوانه‌ای یا کروی، برای نگهداری و یا انجام فرآیندهای شیمیایی مایعات و یا گازها می‌باشند که توانایی مقاومت در برابر بارگذاری‌های مختلف (فشار داخلی، فشار خارجی و خلا در داخل) را دارا می‌باشند [۱]. این مخازن در چهار نوع اصلی که از نظر ساخت و طراحی متفاوتند، تقسیم‌بندی می‌شوند. مخازن نوع اول، مخازن تحت فشار تمام فلزی هستند که عموماً آن‌ها را مخازن یکپارچه نیز می‌نامند. معایب این نوع مخازن وزن بالای آنها و احتمال وقوع خستگی و خوردگی زیاد در آنهاست. مخازن نوع دوم، مخازن تحت فشار فلزی هستند که رشته‌های تقویت کننده فقط به صورت محیطی به دور آنها پیچیده شده‌اند. مخازن نوع سوم، دارای یک لایه‌ی آستری از جنس فولاد یا آلومینیوم عموماً از جنس آلومینیوم برای جلوگیری از خوردگی ناشی از اکسایش است که الیاف آغشته به رزین از جنس شیشه، کربن، آرامید یا ترکیبی از آنها، به دور آستری فلزی پیچیده شده است. تفاوت مخازن نوع سوم با مخازن نوع دوم این است که در این مخازن الیاف کامپوزیتی هم به صورت محیطی و هم به صورت محوری به دور آستر پیچیده می‌شود. نتیجه این کار، پوشش کامل آستر فلزی توسط الیاف کامپوزیتی و کاهش ضخامت آستر فلزی مخزن است. مخازن نوع چهارم که در این مقاله مورد بررسی قرار گرفته شده است، از یک آستر پلاستیکی تشکیل شده که الیاف کامپوزیتی به صورت محوری و محیطی به دور آن پیچیده شده است. این مخازن به علت استفاده از آستر پلاستیکی، مقاومت خستگی بسیار خوبی در مقایسه با مخازن نوع دوم و سوم دارند. همچنین، مخازن نوع چهارم به دلیل آستر پلاستیکی و پوشش کامل آن توسط الیاف کامپوزیتی از سبکترین انواع مخازن محسوب می‌شوند [۲].

ژانگ [۳] و همکاران حل تحلیلی بر اساس تئوری ترمومکانیک، برای یافتن توزیع تنش در مخزن کامپوزیتی چند لایه که از طرف سیال تحت فشار داخلی و بار گرمایی قرار گرفته است، به دست آورده‌اند. در این تحلیل، تأثیر دو انتهای بسته مخزن در نظر گرفته شده است. به این منظور، یک فشار اکستروژن مجازی<sup>۱</sup> برای در نظر گرفتن اثر دو انتهای بسته مخزن تحت فشار پیشنهاد شده است. اوندر [۴] و همکاران بر روی فشار ترکیدن مخازن تحت فشار کامپوزیتی مطالعه کرده‌اند. در این تحقیق از سه روش تحلیلی، تجربی و المان محدود برای تعیین زاویه جهت‌گیری بهینه الیاف در مخازن تحت فشار کامپوزیتی متقارن و نامتقارن

<sup>2</sup> Lekhnitski

<sup>۱</sup> Pseudo extrusion pressure

چندلایه صادق نیست، بنابراین از روش دیگری بنام روش بار واحد برای طراحی مخازن استفاده می‌شود.

با توجه به شکل ۱، چنانچه المانی از کامپوزیت تحت بار کششی  $F$  قرار گیرد، بار بر واحد عرض  $F/c$  و تنش  $\sigma = F/c t$  است. چون اندازه‌گیری ضخامت هر لایه در کامپوزیت آسان نیست، لذا بار مجاز را بر واحد وزن الیاف بر واحد سطح تقسیم کرده و حاصل مقاومت نهایی واحد نامیده می‌شود:

$$u = \frac{F}{cm} \quad (1)$$

وزن الیاف بر واحد سطح ( $kg/m^2$ ) از رابطه (۳) به دست می‌آید:

$$m = \frac{m_f}{cL} \quad (2)$$

در رابطه بالا  $m_f$  وزن کل الیاف است. با توجه به تعریف تنش و رابطه (۱)، رابطه زیر بین تنش و مقاومت نهایی واحد برقرار است:

$$u = \sigma \frac{t}{m} \quad (3)$$

به  $t/m$  ضخامت مخصوص گویند.

## ۱-۲- ضرایب اطمینان طراحی

ضریب اطمینان طراحی مطابق استاندارد BS4994 از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$K = 3K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 \quad (4)$$

ضریب ۳ برای کاهش اثرات تنش ماده که در بارگذاری بلند مدت ایجاد می‌شود، اعمال می‌گردد. ضرایب  $K_1$  تا  $K_5$  ضرایبی هستند که با توجه روش تولید، دمای کاری، پوشش ترمопلاستیک، عمر خستگی و شرایط عملیاتی به دست می‌آیند. هیچ مخزنی نباید ضریب طراحی کمتر از ۸ داشته باشد [۱۲].

## ۲-۱- بار مجاز بارگذاری

بار مجاز طراحی چندلایه  $U_z$  بر اساس بار مجاز تکلایه بر مبنای استحکام نهایی تکلایه  $U_L$  و یا کرنش نهایی مجاز تکلایه  $U_S$  تعیین می‌شود. بار مجاز تکلایه بر مبنای استحکام نهایی از رابطه (۵) به دست می‌آید:

$$U_L = \frac{u}{K} \quad (5)$$

که  $u$  مقاومت کششی نهایی واحد است و از جدول ۱ به دست می‌آید.

حداکثر کرنش مجاز تکلایه  $U$  یکی از دو مقدار  $0.1 \epsilon_R$  و یا  $0.2 \epsilon_R$  درصد است (هر کدام که کمتر باشد) [۱۲]. کرنش شکست رزین بدون الیاف است. محدودیت کرنش مجاز منجر به بار طراحی به قرار زیر می‌شود:

$$U_S = X_Z \epsilon \quad (6)$$

صورت گرفته در زمینه مخازن کامپوزیتی می‌توان به لی او [۹] مراجعه نمود. در این مقاله، مروری بر شبیه‌سازی عددی و طراحی بهینه مخازن کامپوزیتی تحت فشار بالا حاوی هیدروژن ارائه شده است که در آن از آستر الومینیوم جهت جلوگیری از استفاده هیدروژن و همچنین به عنوان قالب برای الیاف پیچی استفاده شده است. کیم و چوی [۱۰] تحلیل خطر استفاده از مخازن تحت فشار کامپوزیتی را با استفاده از روش‌های المان محدود بررسی نمودند. در این مقاله، سعی شده تا عوامل خارجی مخازن توسط شیوه‌های معمول و آزمونهای مخصوص مهندسی بررسی و تعیین گردد. اخیراً، نیربای و همکاران [۱۱] فشار ترکیدن و مودهای خارجی در مخازن تمام کامپوزیتی ساخته شده از الیاف کربن و شیشه را با روش المان محدود و توسط نرم‌افزار ANSYS بررسی نمودند. در کار حاضر، طراحی مخازن کامپوزیتی نوع چهارم به منظور کاربرد در مخازن ذخیره سازی گاز طبیعی خودرو مورد بررسی قرار گرفته شد. ابعاد و فشار کاری مخازن ذخیره‌سازی گاز طبیعی مورد بررسی مطابق با استاندارد ایزو ۱۱۴۳۹ می‌باشد. برای طراحی از روش بار واحد مطابق استاندارد BS4994 استفاده شد. مخزن کامپوزیتی از جنس شیشه/اپوکسی با کسر حجمی٪ ۵۸ و به روش الیاف پیچی تولید می‌شود. هدف از طراحی مخزن تعیین ضخامت، تعداد لایه‌ها و زوایای الیاف مورد نیاز در قسمت جداره استوانه‌ای و عدسی می‌باشد. سپس مخزن طراحی شده در نرم‌افزار ANSYS تحت فشار طراحی توسط معیارهای تخریب جداکثر کرنش و سای-وو مورد بررسی قرار گرفته شد. مشاهده می‌شود که در محل اتصال عدسی به قسمت استوانه‌ای و در محل نافی، طراحی صورت گرفته نیازمند تصحیحات می‌باشد. زیرا در استاندارد BS4994 مسائل تمرکز تنش و تنشهای خمی مورد توجه قرار نگرفته است. مخزن کامپوزیتی طراحی شده نسبت به مشابه فلزی خود ۲۱٪ سبک‌تر است.

## ۲- روش طراحی مخزن به روش بار واحد

یکی از روش‌های مرسوم در طراحی مخازن کامپوزیتی، روش موسوم به روش بار واحد مطابق با استاندارد BS4994 می‌باشد [۱۲]. روش قدیمی، طراحی بر اساس تنش مجاز بود که به سادگی با داشتن مقاومت نهایی و تقسیم آن بر ضریب اطمینان به دست می‌آمد. این روش با موفقیت در مخازن فلزی به کار گرفته شد و تلاش شد که برای مخازن کامپوزیتی نیز به کار رود. پاسخ لازم بر مبنای روش تنش مجاز گرفته شد. ولی در نظر گرفتن پارامترها و بهره‌گیری از تنوع ممکن در سازه‌های کامپوزیتی در این روش بسیار مشکل است. به علاوه، کدهایی که بر اساس تنش مجاز طراحی بنا شده‌اند، بر اساس فرض ایزوتروپ بودن ماده و یکنواخت بودن خواص در طول ضخامت بنا شده‌اند. از آنجایی که هیچ یک از فرض‌های ذکر شده در کامپوزیت‌های

حالتی نباید ضخامت مخزن کمتر از ۳ میلی‌متر برای مخازن حاوی مایعات و ۵ میلی‌متر برای مخازن تحت فشار داخلی یا خلاء باشد. با توجه به مقادیر ضخامت بسیار بالا و طراحی بسیار محتمله استاندارد BS4994، در این مقاله جهت کاهش ضخامت، وزن و قیمت تمام شده، ضخامت هر لایه کامپوزیت شیشه‌اپوکسی بر اساس مرجع [۱۲] برابر با ۰/۲ میلی‌متر در نظر گرفته می‌شود.

#### ۴-۲- تنشهای اعمالی

تنشهای محیطی و محوری بر واحد سطح مخزن مطابق روابط

استوانه‌جدار نازک از روابط (۱۱) و (۱۲) به دست می‌آید:

$$Q_\varphi = \frac{PD}{2} \quad (11)$$

$$Q_x = \frac{PD}{4} + \frac{W}{\pi D} \pm \frac{4M}{\pi D^2} \quad (12)$$

در رابطه (۱۲) جمله دوم و سوم مربوط به وزن مخزن عمودی و گشتاور خارجی اعمالی به مخزن می‌باشد. با داشتن بار واحد طراحی برای هر لایه، طراحی کلی مخزن با این معیار انجام می‌شود که مجموع ظرفیت بار لایه‌های تشکیل‌دهنده مخزن باید بزرگتر یا مساوی بار اعمالی باشد:

جدول ۱- مقاومت نهایی  $U$  و مدول واحد طبق استاندارد [۱۲] BS4994

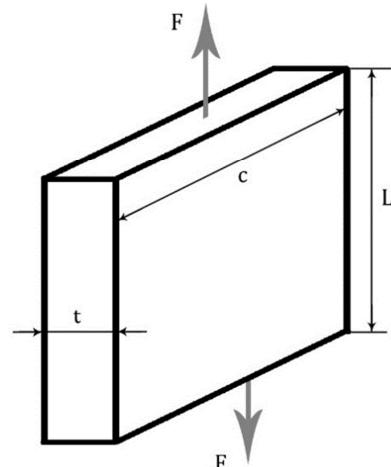
مقادیر کششی نهایی واحد (N/mm per Kg/m <sup>2</sup> glass)	مدول واحد (N/mm per Kg/m <sup>2</sup> glass)	نوع تقویت کننده
۲۰۰	۱۴۰۰۰	پارچه‌های الیاف خرد شیشه‌(رزین‌های غیرفوران)
۱۴۰	۱۴۰۰۰	پارچه‌های الیاف خرد شیشه‌(رزین‌های فوران)
۲۵۰	۱۶۰۰۰	پارچه‌های بافته شده الیاف شیشه‌(رزین‌های غیرفوران)
۱۶۰	۱۶۰۰۰	پارچه‌های بافته شده الیاف شیشه‌(رزین‌های غیر فوران)
۵۰۰	۲۸۰۰۰	رشته‌پیچی (در جهت الیاف)

جدول ۲- ضرایب به کار رفته در بار واحد طراحی [۱۲]

$\theta$	$F_\varphi$	$F_x$
$0 < \theta \leq 15$	۰	۱
$15 < \theta \leq 75$	۰/۵	۰/۵
$75 < \theta \leq 90$	۱	۰

$$u_1m_1n_1 + u_2m_2n_2 + \dots + u_zm_zn_z \geq Q \quad (13)$$

در رابطه بالا،  $m_i$  وزن واحد سطح لایه  $i$  ام و  $n_i$  تعداد لایه‌های آن می‌باشد. لایه‌چینی‌های مختلفی برای طراحی قابل قبول مخزن مورد نظر وجود دارد. یک روش تعیین این لایه‌چینی‌ها این است که تعداد لایه‌ها ثابت نگه داشته شود و زاویه الیاف و جنس



شکل ۱- المانی از کامپوزیت تحت بار کششی

$X_Z$  مدول واحد تک‌لایه در جدول ۱ آمده است. مدول واحد طبق تعریف استاندارد برابر است با نسبت بار بر واحد عرض تقسیم بر کرنش حاصله در تست کشش تک محوره بر واحد جرم تک لایه کامپوزیتی.

#### ۴-۳- بار واحد طراحی

بار واحد طراحی چندلایه برای انواع لایه‌ها باید محاسبه شود:

الف- اگر برای همه لایه‌ها، بار مجاز ناشی از کرنش نهایی  $U_S$  کوچکتر از با مجاز ناشی از استحکام نهایی  $U_L$  باشد، مقدار  $U_S$  به عنوان بار واحد  $U_Z$  برای هر لایه انتخاب می‌شود (در این حالت معیار طراحی کرنش مجاز است).

ب- اگر برای تعدادی یا همه لایه‌ها  $U_L$  کوچکتر از  $U_S$  باشد، کرنش مجاز برای آن لایه‌ها از رابطه (۷) به دست می‌آید:

$$\varepsilon_L = \frac{U_L}{X_Z} \quad (7)$$

با در نظر گرفتن این که مجموع لایه‌ها چندلایه کامپوزیتی را به وجود می‌آورد، کرنش مجاز چندلایه ( $\varepsilon_d$ ) باید کوچکترین کرنش مجاز بین تمامی لایه‌ها ( $\varepsilon_L$ ) باشد. سپس بار واحد مجاز هر لایه از رابطه (۸) به دست می‌آید:

$$U_Z = X_Z \varepsilon_L \quad (8)$$

چنانچه زاویه الیاف پیچی  $\theta$  باشد، در این صورت مقادیر مقاومت نهایی و مدول واحد با توجه به زاویه الیاف باید تصحیح شود. در این حالت مقادیر مدول‌های محیطی ( $X_\varphi$ ) و طولی ( $X_x$ ) برای هر تک‌لایه با توجه به زاویه الیاف از شکل ۲ به دست می‌آید. مقادیر بار واحد طراحی محیطی ( $U_\varphi$ ) و طولی ( $U_x$ ) با توجه به ضرایب داده شده در جدول ۲ و با توجه به روابط (۹) و (۱۰) به دست می‌آیند:

$$U_\varphi = X_\varphi \varepsilon_d F_\varphi \quad (9)$$

$$U_x = X_x \varepsilon_d F_x \quad (10)$$

در طراحی مخزن، ضخامت هر لایه باید از روی کسر حجمی شیشه موجود در هر لایه از طریق استاندارد محاسبه شود. در هیچ

ارائه شده در شکل ۳، مخزن مورد نظر با فشار عملکرد ۲۰ مگاپاسکال و قطر ۳۳۰ میلیمتر به صورت زیر طراحی می‌شود.  
جهت محاسبه ضریب اطمینان، با استفاده از جداول و اشکال موجود در استاندارد، ضرایب  $K_1$  تا  $K_5$  محاسبه می‌شود (جدول ۴). سپس با استفاده از رابطه (۴) ضریب اطمینان کل محاسبه می‌شود:  

$$K = 3 \times 1.5 \times 1.6 \times 1.1 \times 1.1 = 8.71$$

با در دست داشتن بار نهایی واحد (UTS) و مدول واحد ( $X$ ) برای رزین و الیاف (جدول ۱) می‌توان کرنش نهایی را برای رزین و الیاف حساب نمود:

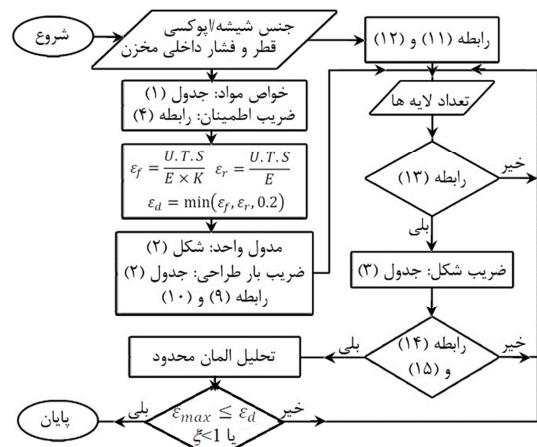
کرنش شکست برای رزین اپوکسی:

$$\varepsilon_R = \frac{UTS}{X} = \frac{130}{4500} \times 100 = 2.89\%$$

کرنش شکست برای روش رشتہ‌پیچی:

$$\varepsilon_F = \frac{UTS}{X \times K} = \frac{500}{8.71 \times 28000} \times 100 = 0.205\%$$

کمترین مقدار بین کرنش کامپوزیت، رزین و مقدار  $\frac{1}{2}$  به عنوان کرنش طراحی انتخاب می‌شود. لذا کرنش طراحی برابر با  $\frac{1}{2}$  در نظر گرفته می‌شود. بار اعمالی با داشتن فشار و قطر با استفاده از روابط (۱۱) و (۱۲) به صورت زیر است:



شکل ۳- الگوریتم طراحی بر اساس استاندارد BS4994

با استفاده از شکل ۲ و جدول ۲ و بکارگیری روابط (۹) و (۱۰)، رابطه (۱۳) برای زوایای مختلف در جداره استوانه‌ای بررسی می‌شود. لایه چینی‌های متعددی پاسخ گوی رابطه (۱۳) خواهد بود. نتیجه سعی و خطأ به صورت تعداد لایه‌های مارپیچی و حلقوی به ازای زوایای مختلف مارپیچ، در جدول ۵ ارائه شده است. در استخراج این جدول گرفتن یک مقدار برای تعداد لایه‌های زاویه‌های مختلف با توجه به رابطه (۱۳) و توضیحات داده شده باید مقدار قسمت سمت چپ معادله بیشتر از قسمت سمت چپ شود، که با عددگذاری فراوان مقادیر جدول ۵ به دست آمده است. با توجه به شرایط الیاف پیچی در عدسی، استفاده از زاویه

آنها به نحوی تعیین شوند تا نامساوی بالا ارضاء شود. اگر مجموع جملات سمت چپ کمتر از بار اعمالی شود، باید تعداد لایه‌ها افزایش باید یا ساختار لایه‌چینی دیگری در نظر گرفته شود و محاسبات آن قدر تکرار شود تا شرایط رضایت‌بخش حاصل گردد. اگر مجموع جملات سمت چپ با تفاوت چشم‌گیری از بار اعمالی تجاوز کند، تعداد لایه‌ها برای تحمل بار مخزن فراتر از مورد نیاز است.

## ۴-۵- طراحی عدسی

در حالت عمومی عدسی‌ها دارای اشکالی چون نیم کروی، شبکه‌بیضوی و شبکه‌کروی می‌باشند. در تخمین تعداد لایه‌ها در طراحی عدسی، بجای رابطه (۱۳) از رابطه‌های (۱۴) و (۱۵) استفاده می‌شود:

$$Q = 0.5 PDK_s \quad (14)$$

$$u_1 m_1 n_1 + u_2 m_2 n_2 + \dots + u_z m_z n_z \geq Q \quad (15)$$

که  $D$  قطر عدسی است. ضریب شکل ( $K_s$ ) برای عدسی‌های مختلف از جدول ۳ قابل استخراج است. همانطور که مشخص است برای پیدا کردن ضریب شکل نیاز به داشتن نسبت ضخامت جداره به قطر ( $t/D$ ) است که در انتهای طراحی تعیین خواهد شد. لذا برای به دست آوردن ضریب شکل باید از روش سعی و خطأ بهره برد.

## ۶- الگوریتم طراحی بر اساس بار واحد

معلومات مساله جهت شروع طراحی فشار عملکرد، هندسه مخزن و زوایای انتخاب شده‌ی الیاف است. زوایا بر اساس نیروهای اعمالی به مخزن، بهینه شدن وزن و شعاع نافی (سوارخی در قطب عدسی برای اتصال شیر) تعیین می‌شود. هرچه زاویه الیاف در الیاف پیچی مارپیچی بزرگتر باشد، شعاع نافی در عدسی نیز بزرگتر می‌شود [۱۴]. جنس الیاف در استاندارد BS4994 شیشه می‌باشد. شکل ۳ الگوریتم طراحی بر اساس بار واحد را نشان می‌دهد. با توجه به اینکه در این مقاله ضخامت هر لایه کمتر از مقدار موجود در استاندارد BS4994 استفاده شده است، در الگوریتم طراحی شرط کمتر بودن مقدار کرنش از حد مجاز در تحلیل المان محدود گنجانده شده است.

## ۳- نتایج عددی طراحی مخزن به روش بار واحد

مشخصات هندسی مخزن CNG مورد طراحی بر اساس استاندارد ایزو ۱۱۴۳۹ به طول ۹۸۰ میلیمتر و قطر ۳۳۰ میلیمتر می‌باشد. فشار عملکرد مخزن ۲۰ مگاپاسکال، فشار تست ۳۰ مگاپاسکال و فشار ترکیدن ۴۷ مگاپاسکال می‌باشد. مبنای طراحی در استاندارد BS4994 فشار عملکرد است. با توجه به الگوریتم

خطاست. برای شروع سعی و خطا نیاز به حدس ضخامت اولیه می‌باشد. ضخامت به دست آمده از طراحی قسمت جداره استوانه‌ای، حدس اولیه مطلوبی می‌باشد. نتایج سعی و خطا و تعداد لایه‌های نهایی برای عدسی‌های مختلف در جدول ۶ ارائه شده است. با توجه به نتایج جدول نتیجه می‌شود، عدسی کروی با توجه به تعداد لایه‌ها و در نهایت ضخامت مناسب، طراحی بهینه‌تری نسبت به دیگر عدسی‌هاست.

**جدول ۵**- تعداد لایه‌های مارپیچ و حلقوی نسبت به زاویه الیاف مارپیچ

مجموع لایه‌ها	تعداد لایه حلقوی	تعداد لایه مارپیچ	$u_\varphi$	$u_x$	زاویه مارپیچ
۱۲۲	۶۰	۳۱	۰	۵۴,۸	۵
۱۲۴	۶۰	۳۲	۰	۵۲,۴	۹
۱۲۸	۶۰	۳۴	۰	۴۹,۶	۱۳
۱۳۰	۶۰	۳۵	۰	۴۷,۶	۱۵
۲۱۳	۵۳	۸۰	۴۶	۱۹,۶	۲۰
۲۹۳	۴۹	۱۲۲	۴۶	۱۲,۸	۳۰
۳۵۶	۴۶	۱۵۵	۵	۱۰	۳۶
۵۵۰	۳۲	۲۵۹	۶	۶	۴۵
۶۸۸	۰	۳۴۴	۹,۸	۴,۸	۵۵
۷۰۶	۰	۳۵۳	۱۶,۲	۴,۴	۶۵
۷۱۸	۰	۳۵۹	۱۹,۸	۴۶	۷۰

**جدول ۶**- طراحی نهایی جداره و عدسی‌های مختلف در مخزن

ضخامت قسمت عدسی (mm)	ضخامت قسمت استوانه‌ای (mm)	تعداد لایه مارپیچ	ضریب شكل نهایی	نوع عدسی
۱۵,۲	۲۷,۲	۳۸	۰,۶	نیم کروی
۲۸	۴۰	۷۰	۱,۱	شبه‌بیضوی
۳۲,۸	۴۴,۸	۸۲	۱,۳	شبه‌کروی

در عمل نیز اغلب مخازن CNG ساخته شده مجهز به عدسی نیم کروی می‌باشند. لذا در ادامه بر روی مخزن با عدسی کروی، با تعداد لایه‌های ۳۸ لایه مارپیچ و ۶۰ لایه حلقوی بحث خواهد شد. لازم به یادآوری است، ضخامت هر لایه در طراحی فوق ۰,۲ میلیمتر در نظر گرفته شده است.

#### ۴- تحلیل المان محدود

##### ۴-۱- صحه‌گذاری روش المان محدود

در این بخش، مخزن طراحی شده در بخش ۳ توسط نرم‌افزار ANSYS به روش المان محدود مورد بررسی قرار می‌گیرد. ابتدا جهت اطمینان از روند مدلسازی روش المان محدود، مخزن

مارپیچ بزرگ در جداره استوانه‌ی مستلزم شعاع نافی بزرگ در عدسی خواهد شد. علاوه بر این، تعداد لایه‌های مخزن در زوایای مارپیچ بزرگ عدد بزرگی است که باعث افزایش وزن و قیمت مخزن می‌شود. با توجه به آنچه گفته شد، در این مقاله زاویه  $\pm 9^\circ$  درجه به عنوان زاویه مارپیچ در نظر گرفته می‌شود.

**جدول ۳**- ضریب شکل برای عدسی‌های مختلف [۱۲]

$h_1/D_1$	$t/D_1$	ضریب شکل ( $K_s$ )		
		شبه‌کروی		شبه‌بیضوی
		$\leq 0,15$	$\geq 0,15$	
۰,۲۰	۰,۰۰۵	۲,۹۵		
		۲,۸۵		
		۲,۶۵		
		۲,۳۵		
		۲,۲۵		
۰,۲۵	۰,۰۰۵	۱,۹۰		
		۱,۸۰		
		۱,۷۵		
		۱,۷۰		
		۱,۷۰		
		۱,۴۵		
		۰,۸۵		
۰,۳۲	۰,۰۰۵	۱,۹۵		
		۱,۴۵		
		۰,۹۵		
		۱,۴۵		
		۰,۹۵		
		۱,۴۰		
		۱,۰		
۰,۵۰	۰,۰۵	۱,۴۰		
		۱,۳۵		
		۱,۳۰		
نیمکروی	همه مقادیرها	۱,۱۰		
		۰,۶	۰,۶	۰,۶

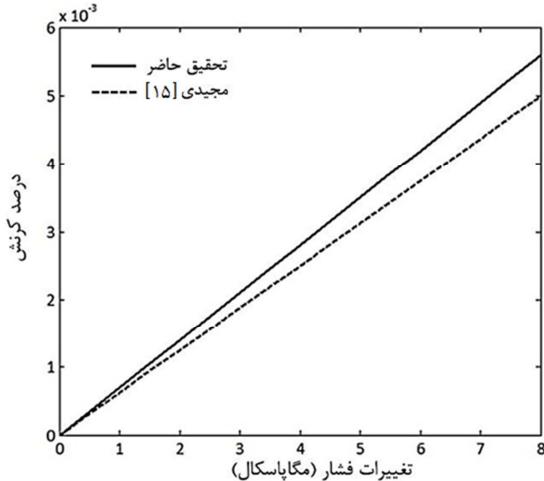
**جدول ۴**- ضرایب به کار رفته در محاسبه ضریب اطمینان

مخزن به روش ماشینی رشته پیچی شده است	$K_1$	۱,۵
مخزن بدون پوشش ترموبلاستیکی است	$K_2$	۱,۶
درجه حرارت مخزن دمای محیط است	$K_3$	۱
تنها سیکل کاری پر و خالی کردن مخزن است	$K_4$	۱,۱
مخزن بعد از ساخت کاملاً پخته شده است	$K_5$	۱,۱

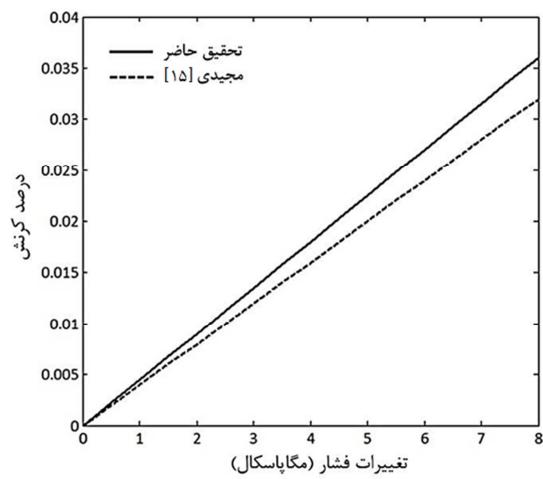
$$Q_0 = 3300 \text{ N/mm}$$

$$Q_x = 1650 \text{ N/mm}$$

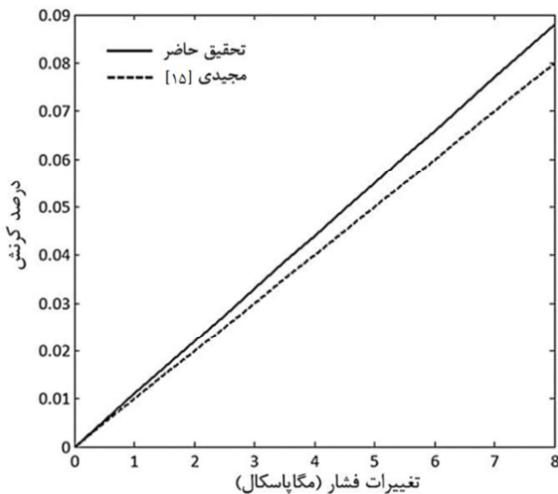
برای طراحی عدسی، ابتدا باید با استفاده از جدول ۳ ضریب شکل را به دست آورده و سپس با استفاده از روابط (۱۴) و (۱۵) تعداد لایه‌های مورد نیاز برای تحمل بارهای عدسی را محاسبه کرد. برای عدسی نیم کروی ضریب شکل برابر با  $0,15$  می‌باشد. ولی برای دیگر عدسی‌ها، پیدا کردن ضریب شکل نیازمند روش سعی و



شکل ۵- تغییرات کرنش بر حسب فشار در نقطه ۱



شکل ۶- تغییرات کرنش بر حسب فشار در نقطه ۲



شکل ۷- تغییرات کرنش بر حسب فشار در نقطه ۳

ملاحظه می شود که خطای بین تحلیل صورت گرفته در این مقاله و مرجع [۱۵] کمتر از ۶ درصد می باشد و تطابق خوبی بین آنها برقرار است. همانطور که مشاهده می شود مقدار خطای افزایش تغییرات فشار افزایش یافته است، دلیل این امر خطی

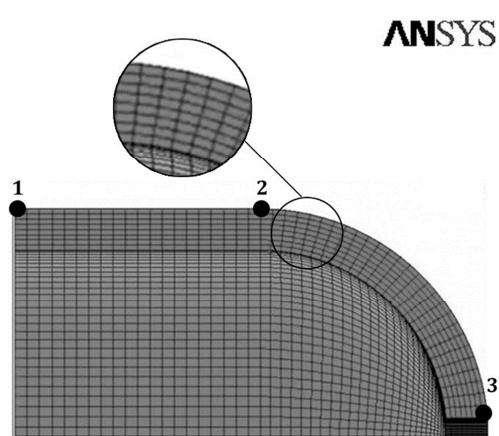
موجود در مرجع [۱۵] مورد بررسی قرار گرفته و نتایج حاصله صحه گذاری می گردد. جدول ۷ و ۸ به ترتیب ویژگی های هندسی و مکانیکی مخزن مرجع [۱۳] را نمایش می دهد. برای مقایسه و صحه گذاری نتایج المان محدود، نمودار تغییرات کرنش بر حسب فشار در نقاط ۱ تا ۳ (مطابق شکل ۴)، در شکل های ۵ تا ۷ ترسیم شده است.

جدول ۷- مشخصات مخزن طراحی شده در مرجع [۱۵]

۳۸۰ mm	قطر مخزن
۸۸۰ mm	طول مخزن
۴۲/۲۵ mm	ضخامت قسمت عدسی
۲/۲۵ mm	ضخامت قسمت استوانه ای
[±۵۴/۷] <sub>۰</sub>	چیدمان لایه ها
۰/۶۵ mm	ضخامت هر لایه کامپوزیت
%۷۵	درصد حجمی الیاف
۷۰ لیتر	حجم داخلی
۶۵ kg/m <sup>2</sup>	جرم شیشه
۲/۵ MPa	فشار عملکرد

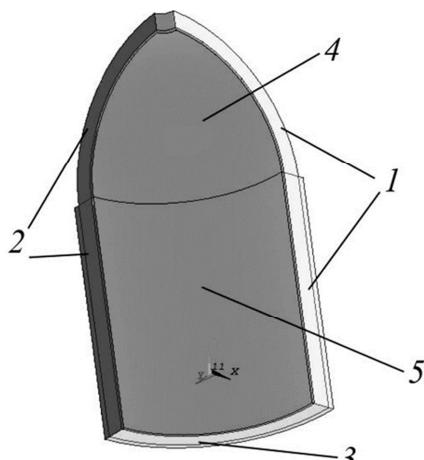
جدول ۸- ویژگی های مکانیکی مخزن طراحی شده در مرجع [۱۵]

$E_L(GPa)$	$E_T(GPa)$	$G_L(GPa)$	$G_T(GPa)$	$v_L$	$v_T$
۵۶/۶۳	۱۵/۲۲	۵/۵	۵/۵	۰/۲۹	۰/۳۸



شکل ۴- نقاط مورد نظر برای بررسی نمودار کرنش در مدل مرجع [۱۵]

ثوابت  $C_{ij}$  ضرایب کوپلینگ در تئوری سای-وو بوده و بیانگر برهمکنش همزمان بارگذاری دو محوره  $\sigma_i$  و  $\sigma_j$  بر خرابی کامپوزیت میباشد و برای تعیین آن باید تستهای دو محوره صورت گیرد. به دلیل پیچیدگی انجام تستهای دو محوره، تعیین این ضرایب بسیار مشکل است. لذا به صورت تقریبی مقدار آنها برابر ۱- در نظر گرفته میشود. [۱۲و۱۶]. مدولهای الاستیک و ضرایب پواسون مورد نیاز در رابطه بالا با استفاده از روابط میکرومکانیک برای کامپوزیت شیشه/اپوکسی با کسر حجمی الیاف ۵۸٪ محاسبه شده است. استحکامهای مورد نیاز از مراجع معتبر به دست آمده که در جدول ۹ لیست شده است. این تئوری در نرمافزار با ارائه کانتورهای عدد خرابی بالای یک این مخزن دچار گند به گونهای که برای اعداد خرابی بالای یک این مخزن دچار تخریب میشود. این گونه میتوان توضیح داد که با یک شدن عدد خرابی گویی ضریب اطمینان یک جواب داده است و با افزایش عدد خرابی از عدد یک ضریب اطمینان به کمتر یک نزول کرده است که به معنای تخریب مخزن میباشد.



شکل ۸- راهنمای جهت اعمال شرایط مرزی

جدول ۹- خواص مادی مورد استفاده در شبیه‌سازی عددی [۱۲]

مدولهای الاستیستیته و ضرایب پواسون در راستهای مختلف		استحکامها در راستهای مختلف	
$E_{xx} (GPa)$	۴۴.۸۱	$\sigma_{xt}^f (MPa)$	۱۰۳
$E_{yy} (GPa)$	۹.۸۸	$\sigma_{xc}^f (MPa)$	-۶۲۰
$E_{zz} (GPa)$	۹.۸۸	$\sigma_{yt}^f (MPa)$	۹۶
$G_{xy} (GPa)$	۳.۵۵	$\sigma_{yc}^f (MPa)$	-۶۲۰
$G_{xz} (GPa)$	۳.۵۵	$\sigma_{zt}^f (MPa)$	۹۶
$G_{zy} (GPa)$	۳.۵۵	$\sigma_{zc}^f (MPa)$	-۶۲۰
$v_{xy}$	۰.۳۱۳	$\sigma_{xy}^f (MPa)$	۸۳
$v_{yz}$	۰.۳۹۲	$\sigma_{xz}^f (MPa)$	۸۳
$v_{xz}$	۰.۳۱۳	$\sigma_{yz}^f (MPa)$	۸۳

بودن تحلیل المان محدود میباشد، به گونهای که با افزایش ورودی مسئله (اختلاف فشار) خطای مسئله نیز افزایش پیدا کرده است.

#### ۴-۲- نتایج جدید تحلیل المان محدود

برای تحلیل المان محدود، با توجه به ضخامت قابل توجه مخزن از المان Solid46 استفاده شده است. مقدار ضخامت و زاویه لایهها در هر المان با استفاده از قسمت ثوابت محدود حقیقی وارد شده است. به علت نوع زاویه‌بندی برای هر لایه، از مختصات محلی استوانهای برای بخش استوانهای و از مختصات محلی کروی برای بخش عدسی استفاده شده است. اتصال عدسی به استوانه جهت لایه‌بندی المان‌ها به صورت یکپارچه در نظر گرفته شده است و سپس لایه‌های محیطی به آن اضافه شده است. به علت تقارن‌های موجود در هندسه و بارگذاری و به جهت کاهش حجم محاسبات، مخزن به صورت یک هشتمندل شده است. شرایط مرزی با توجه به شکل ۸ بدین شرح است که لبه ۱ در جهت Z لبه ۲ در جهت X و لبه ۳ در جهت Y مقید شده است. فشار داخلی نیز روی سطوح داخلی (سطح ۴ و ۵) وارد شده است. برای پیش‌بینی شکست در کامپوزیت‌ها، معیارهای شکست متفاوتی وجود دارد. در دو معیار حداقل تنش و کرنش، اثر بر هم کنش میان مؤلفه‌های مختلف تنش و کرنش در نظر گرفته نشده است. در معیار سای-هیل نیز امکان در نظر گرفتن تفاوت میان مؤلفه‌های کششی و فشاری وجود ندارد. در معیار شکست سای-وو این دو مشکل بر طرف شده است.

حالت سه بعدی معیار سای-وو به صورت زیر میباشد:

$$\xi_{3D} = A + B \quad (16)$$

که پارامترهای A و B به صورت زیر تعریف می‌شوند:

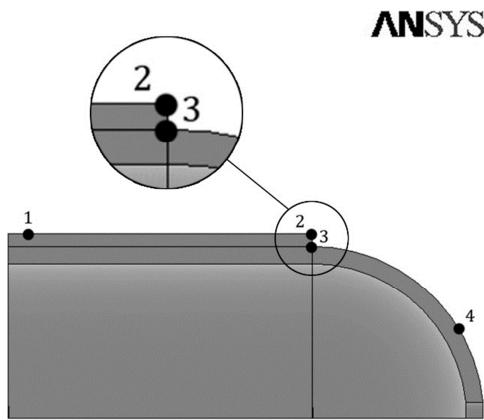
$$A = -\frac{(\sigma_x)^2}{\sigma_{xt}^f \sigma_{xc}^f} - \frac{(\sigma_y)^2}{\sigma_{yt}^f \sigma_{yc}^f} - \frac{(\sigma_z)^2}{\sigma_{zt}^f \sigma_{zc}^f} + \frac{(\sigma_{xy})^2}{(\sigma_{xy}^f)^2} + \frac{(\sigma_{yz})^2}{(\sigma_{yz}^f)^2} + \frac{(\sigma_{xz})^2}{(\sigma_{xz}^f)^2} \quad (17)$$

$$+ \frac{C_{xy}\sigma_x\sigma_y}{\sqrt{\sigma_{xt}^f \sigma_{xc}^f \sigma_{yt}^f \sigma_{yc}^f}} + \frac{C_{yz}\sigma_y\sigma_z}{\sqrt{\sigma_{yt}^f \sigma_{yc}^f \sigma_{zt}^f \sigma_{zc}^f}} + \frac{C_{xz}\sigma_x\sigma_z}{\sqrt{\sigma_{xt}^f \sigma_{xc}^f \sigma_{zt}^f \sigma_{zc}^f}}$$

$$B = \left[ \frac{1}{\sigma_{xt}^f} + \frac{1}{\sigma_{xc}^f} \right] \sigma_x + \left[ \frac{1}{\sigma_{yt}^f} + \frac{1}{\sigma_{yc}^f} \right] \sigma_y + \left[ \frac{1}{\sigma_{zt}^f} + \frac{1}{\sigma_{zc}^f} \right] \sigma_z \quad (18)$$

المان Solid46 در تحلیل عددی، اثر تنفس خمی در معیارهای خرابی اعمال شده است.

جهت رفع این مشکل و تحمل تنشهای خمی، تعداد لایه‌های مخزن را به صورت سعی و خطأ افزایش داده تا طراحی مخزن از نظر معیار حداکثر کرنش و معیار سای-وو به مقادیر مجاز برسد (حداکثر کرنش مجاز  $2\%$  و عدد خرابی سای-وو برابر واحد). نتایج حاصل از سعی و خطأ المان محدود در جدول ۱۰ خلاصه شده است.



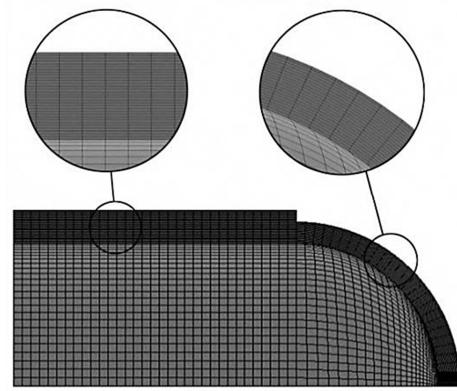
شکل ۱۱- نقاط حساس جهت ارائه نتایج

مطابق جدول ۱۰، مخزن با تعداد ۶۰ لایه مارپیچ  $\pm 9$  درجه و ۶۶ لایه حلقوی ۹۰ درجه از نظر معیار حداکثر کرنش و معیار سای-وو قابلیت تحمل فشار داخلی ۲۰ مگاپاسکال را دارد. به گونه‌ای که کرنش در بیشینه حالت و در بحرانی‌ترین نقطه عدد کمتر از  $0.198$  (مقدار بیشینه کرنش با توجه به استاندارد BS499) است.

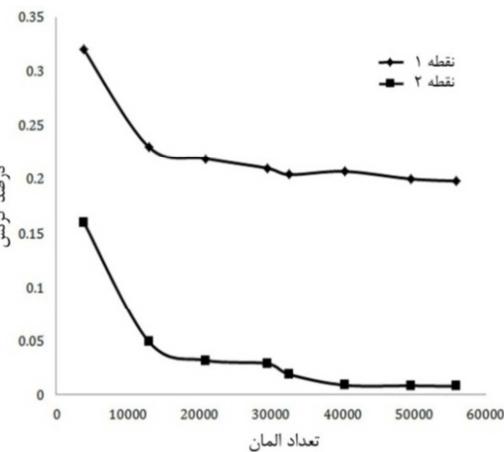
جدول ۱۰- مراحل سعی و خطأ در تحلیل المان محدود

نقطه ۴	نقطه ۳	نقطه ۲	نقطه ۱	معیارهای شکست	تعداد لایه‌ها
۰,۱۷۶	۰,۲۹۷	۰,۰۱۲	۰,۲۹۷	حداکثر کرنش	۳۸
۰,۷۳۱	۱,۵۱	۰,۵۶۳	۱,۱۲	معیار سای-وو	۶۰
۰,۱۴	۰,۲۶۲	۰,۰۱۱	۰,۲۵۷	بیشینه کرنش	۴۸
۰,۶۸	۱,۳۱	۰,۲۱۶	۰,۷۶۱	معیار سای-وو	۶۶
۰,۱۱	۰,۲۲۱	۰,۰۱	۰,۲۲۱	بیشینه کرنش	۵۶
۰,۵۶	۱,۱۷	۰,۱۹۷	۰,۷۴۵	معیار سای-وو	۶۶
۰,۰۹	۰,۱۹	۰,۰۰۸	۰,۱۹۸	بیشینه کرنش	۶۰
۰,۴۹۵	۰,۹۸۱	۰,۱۴۵	۰,۷۲۳	معیار سای-وو	۶۶

مشبندی نهایی مخزن پس از بررسیهای همگرایی پاسخ، در شکل ۹ ارائه شده است. با توجه به این که المان Solid46 حساسیت زیادی به تعداد المان دارد، نمودار همگرایی مش برای این مخزن برای دو نظر نمونه رسم شد و با توجه به همگرایی جواب‌ها مشبندی در تعداد نهایی ۵۵۸۹۳ المان متوقف شد. شکل ۱۰ نمودار همگرایی مش را نمایش می‌دهد. هر المان شامل شش لایه می‌باشد که با توجه به تعداد کل المان‌ها در جهت ضخامت، تعداد لایه‌های مورد نیاز در جداره و عدسی اعمال شده است.



شکل ۹- مشبندی جداره و عدسی در نرم‌افزار ANSYS

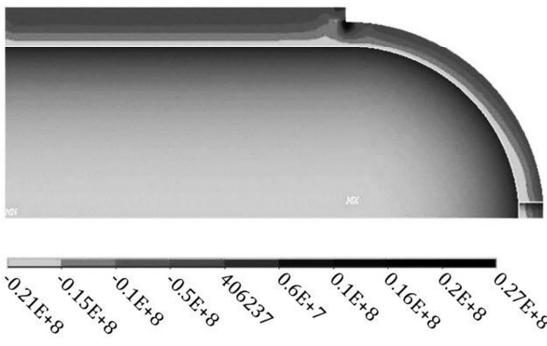


شکل ۱۰- نمودار همگرایی مش

## ۵- نتایج نهایی طراحی مخزن

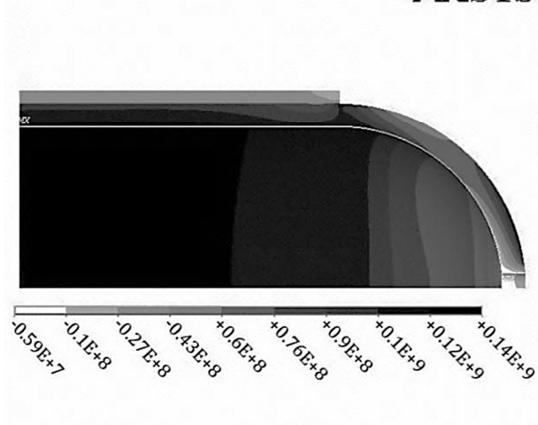
همانطور که در الگوریتم شکل ۳ مشخص است، آخرین بازخورد طراحی مربوط به تحلیل المان محدود می‌باشد. در اولین تحلیل عددی که از چیدمان لایه‌های به دست آمده از خرابی استفاده گردید، مقادیر حداکثر کرنش و همچنین عدد خرابی سای-وو در نقاط مهم طراحی از مقادیر مجاز فراتر به دست آمد (شکل ۱۱). دلیل این امر آن است که روابط موجود در استاندارد BS4994 بر اساس روابط مخازن جدار نازک بوده و تنها اثر تنشهای غشایی در آن لحاظ گردیده است. لذا اثرات تنفس خمی و تمرکز تنفس در آن لحاظ نشده است. ولی با توجه به انتخاب

## ANSYS



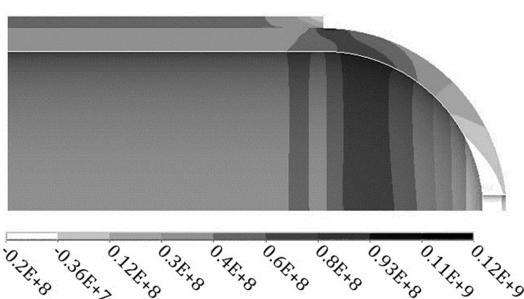
شکل ۱۲- توزیع تنش شعاعی

ANSYS



شکل ۱۳- توزیع تنش مماسی

ANSYS



شکل ۱۴- توزیع تنش طولی

جهت بررسی دقیق اثر فشار داخلی بر تخریب مخزن بر اساس معیار خرایی حداکثر کرنش، نمودار تغییرات کرنش نسبت به فشار برای نقاط ۴-۱ در شکل ۱۵ رسم شده است.

همچنین بر بحرانی‌ترین نقطه عدد خرابی سای-وو نیز کمتر از یک (۰,۹۸۱) می‌باشد. با توجه به سعی و خطای انجام شده با استفاده از نرم‌افزار ANSYS مخزن مورد نظر با مشخصات جدول ۱۱ مخزن مورد نظر طراحی ما برای کاربرد در مخزن سوخت خودرو برای فشار کاری ۲۰ مگاپاسکال می‌باشد. جدول ۱۲ مقایسه وزن مخازن تحت فشار کامپوزیتی را با مخازن فلزی را نمایش می‌دهد. مشخصات هندسی و حجم داخلی مخزن مقایسه شده در جدول ۱۲ برابر با مشخصات هندسی مخزن طراحی شده در مقاله حاضر است. همانطور که مشخص است درصد از جرم مخزن کاهش یافته است که قابل پیش‌بینی نیز بود. در استفاده از الیاف کربن این درصد کاهش افزایش چشمگیری خواهد داشت.

در شکل‌های ۱۲ تا ۱۴ به ترتیب توزیع تنש‌های شعاعی، مماسی و طولی در مخزن طراحی شده نشان شده است. مطابق این اشکال، توزیع تنش در نقطه ۳ ( محل اتصال عدسی به جداره) و نقطه ۴ ( محل نافی) نسبت به سایر نقاط بحرانی‌تر است. علت این امر، اثرات تمرکز تنش و اثر تنش خمشی می‌باشد. با دقت در توزیع تنش شعاعی و محیطی در جهت ضخامت، الگوی توزیع تنش مخازن جدار ضخیم در آنها مشاهده می‌شود.

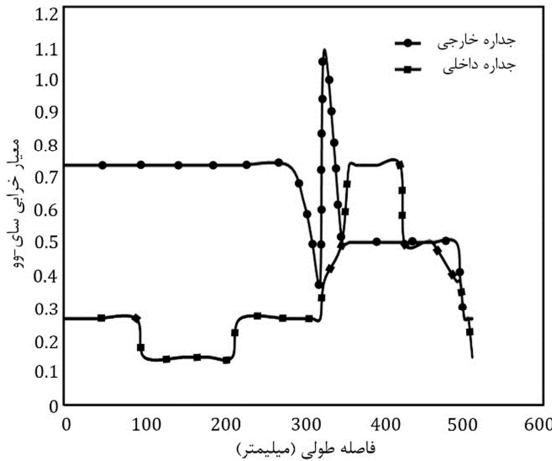
جدول ۱۱- مشخصات نهایی مخزن طراحی شده

۳۳۰ mm	قطر مخزن
۹۸۰ mm	طول مخزن
۳۳ mm	قطر نافی
۲۴ mm	ضخامت قسمت عدسی
۳۷,۲ mm	ضخامت قسمت استوانه‌ای
[±۹۶/۹۰] <sub>۶۶</sub>	چیدمان لایه‌ها
۰,۲ mm	ضخامت هر لایه کامپوزیت
%۵۸	درصد حجمی الیاف
۷۰ لیتر	حجم داخلی

جدول ۱۲- مقایسه جرم مخزن کامپوزیتی طراحی شده

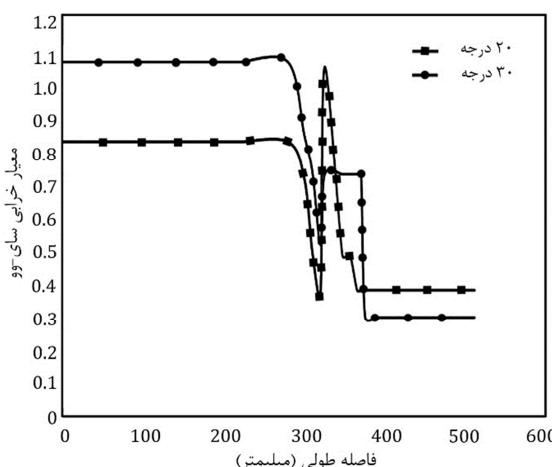
با مخزن فلزی موجود در خودروی سواری (۷۰ لیتر)

۷۵,۱۶ kg	جرم مخزن در مقاله حاضر
۹۶ kg	جرم مخزن فلزی در خودرو
۲۰,۸۴ kg	تفاوت وزن
% ۲۱,۷	درصد کاهش وزن مخزن کامپوزیتی نسبت به حالت مخزن تمام فلزی

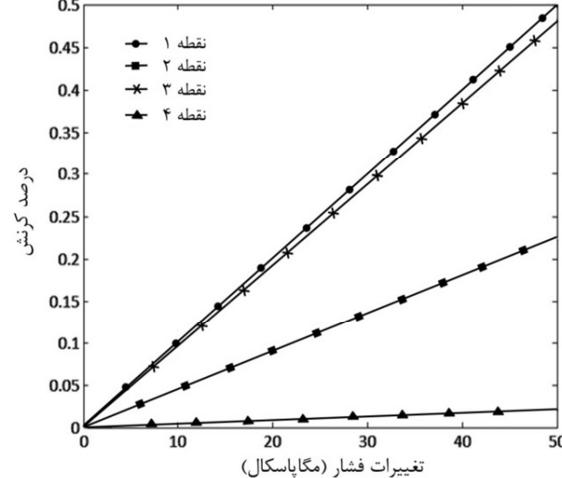


شکل ۱۶- تغییرات عدد خرایی سای-وو در راستای طولی در دو جداره داخلی و خارجی مخزن

برای بررسی اثر تغییر زاویه لایه مارپیچ در عدد خرایی، نمودار تغییرات عدد خرایی نسبت به تغییرات زاویه برای ۴ زاویه مختلف در شکل‌های ۱۷ و ۱۸ رسم شده است (تعداد لایه‌ها ثابت است). لذا کم بودن تعداد لایه‌ها در زاویه بزرگ الیاف، باعث بحرانی شدن عدد خرایی معیار سای-وو می‌شود. این موضوع را این‌گونه می‌توان توجیح کرد که با توجه به جدول ۵ طراحی مخازن در زوایای بزرگ نیازمند تعداد لایه‌های بیشتر می‌باشد. همانطور که در جدول ۵ مشخص است تا زاویه ۱۵ درجه تعداد لایه‌ها تا ۱۳۰ لایه افزایش می‌یابد و از زاویه ۲۰ تا ۷۰ درجه از مجموع ۱۳۰ لایه به ۷۱۸ لایه افزایش پیدا کرده است که جمله "کم بودن تعداد لایه‌ها در زاویه بزرگ الیاف، باعث بحرانی شدن عدد خرایی معیار سای-وو می‌شود" را تصدیق می‌کند.



شکل ۱۷- تغییرات عدد خرایی نسبت به تغییرات زاویه برای مقایسه زاویه ۳۰ با ۲۰ درجه



شکل ۱۵- تغییرات کرنش به تغییرات فشار

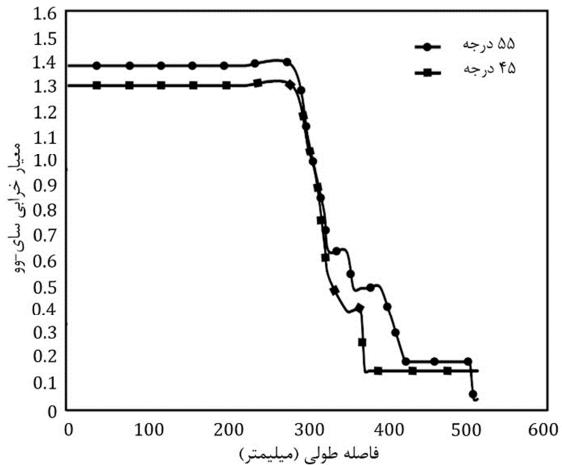
همانطور که پیش‌تر گفته شد، کرنش بیشینه نباید از کرنش مجاز ارائه شده توسط استاندارد ۰۲ (درصد) بیشتر شود. مطابق شکل، نقطه ۱ به دلیل شکم دادن وسط قسمت استوانه‌ای دارای سطح کرنش بالایی است. نقطه ۳ دومین نقطه از لحاظ سطح کرنش می‌باشد که به دلیل اثرات تمرکز تنش و تنش خمشی در اتصال قسمت استوانه‌ای به قسمت عدسی می‌باشد. لازم به ذکر است که در ساخت این نوع مخازن این نوع پله بدین صورت که در شکل ۱۱ دیده می‌شود نیست و لایه بندی به گونه ایست که لایه‌های محیطی به تدریج به مخزن اضافه شده است تا اثرات تمرکز تنش در این نقطه کم شود. لازم به ذکر است که با این کار و یا حتی فیلت زدن این قسمت باز هم یکی از نقاط بحرانی مسئله می‌باشد، چرا که اثرات تنش‌های خمشی در این بخش تأثیر بسزایی در بحرانی کردن نقطه ۳ ایفا می‌کند. این نکته مهم را می‌توان در مخزن طراحی شده در مرجع [۱۵] نیز مشاهده کرد که با وجود عدم وجود پله در قسمت اتصال عدسی به قسمت استوانه‌ای باز هم نقطه فوق سطح کرنش بالایی دارد. همچنین نقطه ۴ در نزدیکی نافی، به دلیل تماس با نافی و اثرات تمرکز تنش دارای سطح کرنش بالایی است. اما نسبت به دو نقطه ۱ و ۳ سطح کرنش کمتری دارد.

در شکل ۱۶ تغییرات عدد خرایی سای-وو در راستای طولی در دو جداره داخلی و خارجی مخزن نمایش داده شده است. همانطور که انتظار می‌رود، بحرانی‌ترین قسمت از نظر این معیار، محل اتصال قسمت استوانه‌ای به عدسی است. همچنین، جداره خارجی به دلیل کشیدگی زیاد الیاف بحرانی تر از جداره داخلی است.

- معیار ساوی-وو در کنار معیار حداکثر کرنش می‌تواند بخوبی برای بررسی خرابی مخزن در تحلیل المان محدود بکار گرفته شود.
- مخزن تحت فشار کاملاً کامپوزیتی نسبت به مشابه فلزی در حدود ۲۰٪ سبکتر است.
- احتمال رویداد خرابی طبق معیار سای-وو در جداره خارجی مخزن بیشتر است.
- استفاده از زوایای مارپیچ بزرگ نیازمند بکارگیری تعداد لایه بیشتر و وزن بیشتر در مخزن می‌شود.

#### نمادها

$F_\varphi$	ضریب جانبی
$F_x$	ضریب طولی
$K_1$	ضریب مربوط به روش تولید
$K_2$	ضریب مربوط به رفتار بلند مدت
$K_3$	ضریب مربوط به دما
$K_4$	ضریب مربوط به بارگذاری دوره‌ای
$K_5$	ضریب مربوط به بهبودسازی
$K$	ضریب اطمینان طراحی
$U_z$	بار واحد طراحی
$U_L$	بار واحد مجاز (تشنگی که به $k$ تقسیم می‌شود)
$U_S$	بار واحد مجاز (مدول واحد ضرب شده در کرنش مجاز)
$X_\varphi$	مدول واحد در جهت جانبی
$X_X$	مدول واحد در جهت طولی
$X_Z$	مدول واحد در لایه‌هایی از جنس Z
$\epsilon_L$	کرنش تحت بارگذاری بار واحد L
$\epsilon$	بیشترین کرنش مجاز
$\epsilon_d$	حداقل کرنش که به وسیله بارگذاری‌های مجاز و خواص رزین‌ها به دست آمده است.
$\epsilon_R$	کرنش شکست رزین تقویت شده
$\theta$	زاویه محور های طولی با تارهای پیچیده شده
$K_1$	ضریب مربوط به روش تولید
$K_2$	ضریب شیمیایی محیط
$K_3$	ضریب مربوط به دما
$K_4$	ضریب مربوط به بارگذاری دوره‌ای
$K_5$	ضریب مربوط به بهبودسازی
$m_z$	جرم تقویت کننده بر واحد سطح در یک لایه از نوع Z
$n_z$	تعداد لایه‌های نوع Z (شامل دو لایه $\pm\theta$ در رشتہ‌پیچی)



شکل ۱۸ نمودار تغییرات عدد خرابی نسبت به تغییرات زاویه برای مقایسه زاویه ۴۵ با ۵۵ درجه

#### ۶- نتیجه‌گیری

در کار حاضر، طراحی مخزن کامپوزیتی نوع چهارم به منظور کاربرد در مخازن ذخیره سازی گاز طبیعی خودرو مورد بررسی قرار گرفت. ابعاد و فشارکاری مخازن ذخیره سازی گاز طبیعی مورد بررسی مطابق با استاندارد IS11439 می‌باشد. برای طراحی از روش بار واحد مطابق استاندارد BS4994 استفاده گردید. مخزن کامپوزیتی از جنس شیشه‌اپوکسی با کسر حجمی ۵۸٪ و به روش الیاف پیچی تولید می‌شود. هدف از طراحی مخزن تعیین ضخامت، تعداد لایه‌ها و زوایای الیاف مورد نیاز در قسمت جداره استوانه‌ای و عدسی می‌باشد.

بعد از طراحی اولیه مخزن، طرح به دست آمده توسط نرم‌افزار ANSYS به روش اجزای محدود مورد بررسی قرار گرفته و تحریب آن طبق دو معیار حداکثر کرنش و معیار سای-وو در فشارهای مختلف تحلیل گردید. ملاحظه گردید که طرح اولیه به دست آمده از استاندارد BS4994 به دلیل در نظر نگرفتن اثرات تمکر تنش و تنش خمشی، نیازمند بازنگری می‌باشد. اصلاح طراحی مخزن توسط افزایش تعداد لایه‌ها به روش سعی و خطأ در تحلیل المان محدود صورت پذیرفت. نهایتاً، چیدمان لایه‌های کامپوزیتی  $[+9.0/0.0]$  پاسخگوی طراحی مخزن ذخیره سازی گاز طبیعی تحت فشار کاری ۲۰ مگاپاسکال با عمر خستگی ۱۰۰۰ سیکل می‌باشد.

اهم نتایج حاصله در کار حضر به قرار زیر است:

- مخزن طراحی شده توسط روابط استاندارد BS4994 حتماً باید از نظر کنترل تنش‌های خمشی در محل اتصال عدسی به پوسته استوانه‌ای مجدداً مورد بررسی قرار گیرد.
- تنش‌های خمشی اضافی در نقاط اتصال عدسی به پوسته را می‌توان با اضافه کردن چند لایه مارپیچ به مخزن تحمل نمود.

Composite CNG Cylinders", Procedia Materials Science 10, pp. 507 – 512, 2015.

[12] "Design and construction of vessels and tanks in reinforced plastics", British Standard 4994 (BS4994), 2002.

[13] Mallick P. K., "Fiber Reinforced Composites, Materials, Manufacturing, and Design", Marcel Dekker INC., NY and Basel, 1988.

[14] Vasiliev V. V., "Composite pressure vessel: design, analysis and manufacturing", Bull Ridge Publishing, 2009.

[15] خوشروان محمدرضاء، مجیدی جیرنده‌ی علی اکبر، "تحلیل عددی مخازن تخت فشار کامپوزیتی"، پایان نامه کارشناسی ارشد، دنشکده مکانیک، دانشگاه تبریز، ۱۳۸۷.

[16] جاحد مطلق حمید رضا، نوبان محمد رضا، اشرفی محمد الدین "جزای محدود ANSYS" انتشارات دانشگاه تهران، ۱۳۸۴.

[17]"Rules for construction of pressure vessels", Section VIII, Division 1, ASME boiler and pressure vessel code, the American Society of Mechanical Engineers, New York, 2002.

[18] "Gas cylinders-High pressure cylinders for the on-board storage of natural gas as a fuel for automotive vehicles", ISO 11439, 2013.

Q بیشینه بار واحد اعمالی که توسط لایه‌ها تحمل می‌شود

## سپاسگزاری

با تشکر و پیش از آقای مهندس علی اکبر مجیدی و آقای مهندس حامد محمود سلطانی که با راهنمایی شان در بخش شبیه‌سازی عددی مقاله، یاریمان نمودند.

## مراجع

- [1] Lung C., "A structural health monitoring system for composite pressure vessel", PhD Thesis, the Department of Mechanical Engineering of University of Saskatchewan, 2005.
- [2] Önder A., "First Failure Pressure of Composite Pressure Vessels, PhD Thesis", The Dokuz Eylül University, 2007.
- [3] Zhang Q., Wang Z. W., Tang C. Y., Hu D.P., Liu P. Q., Xai L. Z. , "Analytical solution of the thermo-mechanical stresses in a multilayered composite pressure vessel considering the influence of the closed ends", International Journal of Pressure Vessels and Piping 98 , pp. 102-110, 2012.
- [4] Önder A., Sayman O., Dogan T., Tarakcioglu N., "Burst failure load of composite pressure vessels", Composite Structures 89, pp. 159-166, 2008.
- [5] Son D., Chang S., "Evaluation of modeling techniques for a type III hydrogen pressure vessel (70 MPa) made of an aluminum liner and a thick carbon/epoxy composite for fuel cell vehicles", International Journal of Hydrogen Energy 37, pp. 2353-2369, 2012.
- [6] Hocine A., Chapelle D., Boubakar M. L., Benamar A., Bezazi A., "Experimental and analytical investigation of the cylindrical part of a metallic vessel reinforced by filament winding while submitted to internal pressure", International Journal of Pressure Vessels and Piping 86, pp. 649–655, 2009.
- [7] Kabir M. Z., "Finite element analysis of composite pressure vessels with a load sharing metallic liner", Composite Structures 49, pp. 247-255, 2000.
- [8] Sakata Y., Zako M., Kurashiki T., Nakai H., Nishibu Sh., Sugahara M., "A numerical reliability design method of winding vessels based on damage mechanics", 16<sup>th</sup> International Conference on Composite Materials, 2007.
- [9] Liu P. F., Chu J. K., Houa S. J., Xu P., Zheng J. Y., "Numerical simulation and optimal design for composite high-pressure hydrogen storage", Renewable and Sustainable Energy Reviews 16, pp. 1817– 1827, 2012.
- [10] Kim E. S., Choi S. K., "Risk analysis of CNG composite pressure vessel via computer-aided method and fractography", Engineering Failure Analysis 27, pp. 84–98, 2013.
- [11] Nirbhaya M., Juneja S., Dixit A., Misra R. K., Satpal Sharma, "Finite Element Analysis of All