طراحی مخازن گاز طبیعی فشرده (CNG) تمام فلزی برای خودرو

مهدی ظهور[1]، سعید صفار[2] و محمد حسن صدفی طهران[3]
Mzohoor@kntu.ac.ir

چکیده

در این مقاله، در ابتدا تاریخچه طراحی و آنالیز مخازن گاز طبیعی فشرده تمام فلزی برای خودروها بررسی شده است. سپس با توجه به استانداردهای طراحی مخازن CNG در دنیا، به طراحی و آنالیز یک نمونه مخزن تمام فلـزی پرداخته شده است. سپس نتایج تجـزیه و تحلیل عـددی با نتایج تجـزیه و تحلیل دستی (سنتی) مقایسه گردیده و صحت نتایج مورد تایید قرار گرفته است. در انتها بهترین نوع آلیاژ با در نظر گرفتن ابعاد برای ساخت این‌گونه مخازن پیشنهاد شده است.

کلید واژه:

مخازن گاز طبیعی فشرده- طراحی- تحلیل تنش- المان محدود

Archive of SID

۱- استادیار دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات و دانشگاه صنعتی خواجه نصر الدین طوسی
۲- استادیار و عضو هیئت علمی دانشکده مهندسی مکانیک – ساخت و تولید
۳- دانشجوی کارشناسی - مهندسی مکانیک در طراحی جامدات

www.SID.ir

۱- مقدمه

با توجه به اینکه ایران به لحاظ دارا بودن ذخایر عظیم گاز در رتبه دوم جهان قرار دارد، استفاده از گاز طبیعی به عنوان سوخت جایگزین از نظر اقتصادی برای کشورمان بسیار با اهمیت و به صرفه است. علاوه بر مزیت نسبی بالای کشور در دارا بودن ذخایر گاز مزیت اقتصادی فراوان استفاده از گاز طبیعی به جای بنزین یا گازوئیل در خودروها و آلایندگی کم گاز طبیعی در مقایسه با سایر سوختهای فسیلی از دیگر دلایل استفاده از گاز طبیعی به عنوان سوخت خودروها می باشد.

یکی از مهمترین اجزاء سیستم سوخت رسانی خودروهای گاز سوز، مخازن ذخیره گاز طبیعی می باشد. گاز طبیعی فشرده با فشار بالای 200bar در این مخازن ذخیره می شود و این به مفهوم حمل یک بمب بالقوه درون خودرو می باشد که چنانچه نکات ایمنی در طراحی و ساخت این مخازن مورد توجه قرار نگیرد، در اثر یک ضربه قابلیت انفجار و اشتعال را داراست.

اولین مخازن CNG[1] در ایتالیا بصورت سیلندرهای فولادی جدار ضخیم در اوایل دهه ۷۰ میلادی ساخته شد. این مخازن دارای وزن زیادی بودند که با هدف کاهش وزن خودروها سازگار نبود. در آمریکا گازسوز کردن خودروها به طور گسترده از اواخر دهه ۷۰ و اوایل دهه ۸۰ آغاز شد. اولین مخازن در سال ۱۹۷۷ وارد بازار شدند. این سیلندرها از یک آستر فلزی پیچیده شده با الیاف شیشه که قبلا کاربردهای فضایی داشت ساخته شده بودند. در سال ۱۹۸۲ به منظور سبکترکردن مخازن سیلندرهایی با آستر آلومینیومی ساخته شد. روند کاهش وزن مخازن CNG تا سال ۱۹۹۲ و با ارائه مخازن کامپوزیتی کاملا پیچیده با آستر فلزی یا پلاستیکی ادامه یافت.

اولین استاندارد در زمینه سیلندرهای CNG را ایتالیاییها در اوایل دهه ۷۰ با نام DOT3AA برای مخازن فولادی ارائه کردند. با آشکار شدن ضعف مخازن فولادی وارداتی، نیوزیلند استاندارد NZS5454 خود را در سال ۱۹۸۹ انتشار داد. در ابتدا این استاندارد روی سیلندرهای فولادی متمرکز شده بود. اما به تدریج طرح های کامپوزیتی نیز به آن اضافه گردید. از خصوصیات بارز این استاندارد علاوه بر تستهای بهتر برای اطمینان از صحت انجام عملیات حرارتی ، انجام آزمایشات سیکل فشار بر اساس شرایط کاری وسیله نقلیه گازسوز بود. کانادا در ادامه راه نیوزیلند استاندارد CSA B51-1991 الحاقیه G را معرفی نمود. این استاندارد بر اساس طرحهای کامپوزیتی جهت سیلندرهای قابل حمل تدوین شده بود. همچنین در این استاندارد بعضی تستها برای ایجاد سازگاری میان مواد سیلندر و شرایط کاری CNG گنجانده شده بود.

1 - Compressed Natural Gas

در سال ۱۹۸۹ بود که ISO معتبرترین و جامعترین استاندارد را در زمینه مخازن CNG جهت استفاده در خودروها با عنوان ISO11439 ارائه کرد. در سال ۱۹۹۲ در آمریکا استاندارد ANSI/AGA ۱۹۹۲ NGV2 انتشار یافت. استاندارد مذکور علاوه بر تعریف شرایط کاری CNG و تستهای اجرایی همراه آن، جواز استفاده از مخازن با آستر پلاستیکی را صادر نمود و تنشهای مجاز برای الیاف مختلف مثل الیاف کربن را مشخص نمود. بر اساس استانداردها بود که مخازن CNG به چهار دسته زیر تقسیم بندی گردید:

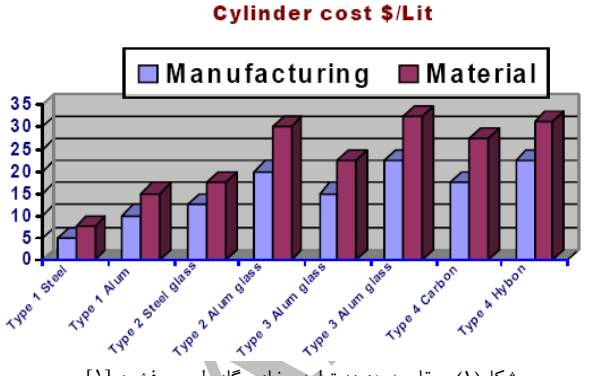
نوع اول: مخازن فلزی

نوع دوم : مخازن کامپوزیت با آستر فلزی حلقه پیچیده

نوع سوم: مخازن کامپوزیت با آستر فلزی کاملاً پیچیده

نوع چهارم :مخازن تمام کامپوزیتی یا مخازن با آستر پلاستیکی کاملاً پیچیده

در مقایسه فناوریهای ذخیره گاز طبیعی، استفاده از مخازن آلومینیومی در مقایسه با مخازن فولادی باعث کاهش وزن می‌شود. مخازن نوع ۴ دارای کمترین وزن می‌باشند که حتی با سیستم سوخت بنزینی قابل مقایسه هستند. با در نظر گرفتن وزن و ظرفیت ذخیره در مخازن فشرده، هزینه مواد، تجهیزات و هزینه‌های تولید می‌توان هزینه تولید مخازن مختلف را با هم مقایسه کرد. نتیجه این مقایسه در شکل(۱) آمده است.



شکل(۱) : مقایسه هزینه تولید مخازن گاز طبیعی فشرده[۱]

در این تحلیل اقتصادی، با توجه به اینکه استحکام کم آلومینیوم، باعث افزایش ضخامت دیواره مخزن میشود، استفاده از فولاد برای تولید مخازن نوع ۱ و ۲ ترجیح داده می‌شود. تولید مخازن نوع ۳ و ۴ بوسیله الیاف کربن با کارائی بالا باعث افزایش هزینه تولید میگردد.

علت مخالفت با تولید مخازن با استفاده از الیاف کربنی، کاهش هزینه‌های تولید، استفاده بهینه از تجهیزات زیربنائی و کاهش هزیه‌های بالاسری میباشد. با توجه به این پارامترها ظرفیت تولید مناسب برای مخازن نوع ۱، صد تا دویست هزار مخزن در سال و

Archive of SID

www.SID.ir

ظرفیت تولید مناسب برای مخازن نوع ۳ و ۴ پانزده تا سی هزار مخزن در سال برآورد می شود. علت تولید کم مخازن کامپوزیتی در ادامه مورد بحث می‌باشد [۲].

در ایران، نخستین بار استاندارد مخازن گاز طبیعی فشرده برای نصب بر روی خودرو در سال ۱۳۸۱ تحت شماره ۶۳۰۶ توسط موسسه استاندارد و تحقیقات صنعتی ایران تدوین و در سال ۱۳۸۳ منتشر گردید. این استاندارد بصورت کلی بر اساس استاندارد 11439 ISO بوده و الزامات تمامی انواع مخازن CNG در آن مطرح شده است.

در این مقاله ابتدا شرایط کاری مخازن CNG آورده شده است و بر اساس این شرایط به طراحی مخازن CNG می پردازد که ابتدا با استفاده از فرمولهای مخازن جدار نازک در مقاومت مصالح به محاسبه ضخامت مخازن پرداخته و سپس با استفاده از تحلیل عددی به محاسبه ضخامت بهینه برای مخازن تمام فلزی می پردازد.

۲- شرایط کاری مخازن

قبل از طراحی محصول مورد نظر باید طراح بداند که محصول در چه شرایط کاری قرار دارد و باید در چه محیطی کار کند. به عبارت دیگر باید هدف از ساخت محصول مشخص شود. به همین دلیل در اینجا به صورت فهرست وار شرایط کاری مخازن گاز طبیعی فشرده آورده شده است.

عمرمفید:

عمر مفید مخزن برای ایمن بودن باید توسط سازنده بر اساس شرایط کاری تعیین شده در این بخش مشخص شود. ماکزیمم عمر نباید از ۲۰ سال بیشتر باشد. عمر مخازن فلزی یا کامپوزیتی با آستر فلزی باید بر اساس میزان رشد ترک خستگی تعیین شود. پس از تعیین حداکثر اندازه مجاز پیش ترک‌های موجود در مخزن بر اساس ماکزیمم اندازه مجاز ترک (که تعیین کننده عمر مفید مخزن می‌باشد)، می‌بایست از طریق آزمونی غیرمخرب همچون آزمون فراصوتی در هر سیلندر اطمینان حاصل شود که درزهای با اندازه‌ای بیش از اندازه مجاز وجود ندارد. برای مخازن تمام کامپوزیتی با آستر پلاستیکی، عمر مفید مخزن باید بر اساس طراحی انجام شده، تست شرایط طراحی و کنترل فرآیند ساخت تعیین و تضمین گردد.

فشار ماکزیمم:

فشار مبنای استاندارد ISO 11439 برابر ۲۰۰ بار در دمای سکون ۱۵ درجه سانتیگراد می‌باشد. ماکزیمم فشار حین استفاده از مخزن (از جمله هنگام پرکردن آن) نباید از ۲۶۰ بار فراتر رود.

دفعات پر شدن:

مخزن می‌بایست به صورتی طراحی شود که بتواند در سال ۱۰۰۰ بار تا فشار سکون ۲۰۰ بار در دمای سکون ۱۵ درجه سانتیگراد پر شود.

محدوده تغییرات دما:

دمای سکون گاز در مخزن می‌تواند بین ۴۰- درجه تا ۶۵ درجه سانتیگراد تغییر کند. در عین حال گاهی اوقات ممکن است دمای گاز هنگام پر کردن مخزن از این حد هم فراتر رود. دمای مخزن می‌تواند بین ۴۰- تا ۸۲ درجه سانتیگراد تغییر کند. دماهای بالای ۶۵ درجه باید به صورت موضعی و یا در زمانی کوتاه رخ دهند که دمای گاز در مخزن از ۶۵ درجه سانتیگراد فراتر نرود.

ترکیبات گاز:

مخازن باید به گونه‌ای طراحی شوند تا با گاز طبیعی که به دو صورت گاز خشک یا گاز خیس موجود می‌باشد، سازگاری داشته باشند. متانول و یا گلیکول نباید عمداً به گاز طبیعی اضافه شوند.

الف) گاز خشک: به گازی می‌گویند که بخار آب آن کمتر از $32\frac{mg}{m^3}$ باشد (یعنی دمای شبنم ۹- درجه سانیتگراد در ۲۰۰ بار).

ماکزیمم اجزای اصلی باید به صورت زیر باشند:

سولفید هیدروژن و دیگر سولفیدهای حلال: $23\frac{mg}{m^3}$

اکسیژن: ۱٪ (کسر حجمی)

هیدروژن، وقتی که مخازن از فولاد با تنش تسلیم بالاتر از ۹۵۰MPa ساخته شده باشند: ۲٪ (کسر حجمی)

ب) گاز خیس: وقتی گاز دارای آب بیشتری نسبت به گاز خشک باشد به آن گاز خیس می‌گویند.

ماکزیمم اجزای اصلی باید به صورت زیر باشند:

سولفید هیدروژن و دیگر سولفیدهای حلال : $23\frac{mg}{m^3}$

اکسیژن: ۱٪ (کسر حجمی)

دی اکسید کربن: ۴٪ (کسر حجمی)

هیدروژن: ۰/۱٪ (کسر حجمی)

سطوح خارجی مخزن:

لازم نیست مخازن جهت در معرض قرارگرفتن دائمی در برابر خطرات شیمیایی و مکانیکی طراحی شوند. با این وجود سطوح خارجی مخزن باید مقاومت لازم برای قرارگرفتن در معرض مواد زیرا را دارا باشند:

الف) آب، هم به صورت غوطه‌ور شدن و هم به صورت پاشش در جاده

ب) نمک، به علت احتمال استفاده از خودرو در نزدیکی دریا یا جایی که نمک برای ذوب یخ به کار می‌رود.

ج) اشعه ماوراء بنفش خورشید

د) برخورد شن و ماسه

و) حلال‌ها، اسیدها، بازها و کودها

Archive of SID

www.SID.ir

جدول(۱): مقادیر S_y و S_{ut} برای آلیاژ 34Cr4Mo [۴]

D(mm)	<۱۶	۱۶-۴۰	۴۰-۱۰۰	۱۰۰-۱۶۰	۱۶۰-۲۵۰
S_y (MPa)	۸۰۰	۶۵۰	۵۵۰	۵۰۰	۴۵۰
S_{ut} (MPa)	۱۰۰۰-۱۲۰۰	۹۰۰-۱۱۰۰	۸۰۰-۹۵۰	۷۵۰-۹۰۰	۷۰۰-۸۵۰

ه) سیالات خودرو شامل: بنزین، سیالات هیدرولیکی، اسید باطری، گلیکول و روغن‌ها

ی) گازهای اگزوز

دهانه ها:

ایجاد دهانه ها فقط در راس مخزن مجاز است و خط مرکز دهانه باید با محور طولی مخزن همراستا باشد.

حفاظت:

در مقابل آتش سوزی مخزن باید به وسایل فشار مجهز شود. سپس تعدادی از مخازن پر از هوا یا گاز فشرده به طور نمونه از سمتی که سوپاپ اطمینان ندارد، درون آتش یکنواختی قرار می‌گیرند، به طوری که در طول ۵ دقیقه دمای ترموکوپل های نصب شده روی مخزن بزرگتر از ۵۹۰ درجه سانتیگراد شود. در چنین شرایطی وسایل اطمینان نصب شده باید بتوانند گاز داخل مخزن را به طور کامل به هوای آزاد تخلیه کنند.

سایر ملحقات:

گیره دهانه و تکیه گاه مخزن باید از جنسی سازگار با جنس مخزن ساخته شده و با روشی غیر از جوشکاری و لحیم کاری متصل شوند[۳].

۳ - طراحی مخازن CNG

۳-۱- محاسبه ضخامت مخزن

یکی از پارامترهای بسیار مهم در طراحی مخازن تحت فشار مقدار ضخامت مخازن است. اگر مقدار آن کمتر از حالت بهینه باشد باعث به وجود آمدن خطرات جبران ناپذیری از جمله انفجار و یا ایجاد شکست و از این قبیل معایب و اگر مقدار آن بیشتر از اندازه بهینه باشد باعث افزایش وزن ناخواسته در سیلندر و سنگینی بی مورد آن می شود به همین دلیل باید مقدار بهینه ای برای ضخامت به دست آوریم.

ضخامت با حداکثر تنش ایجاد شده در سیلندر و مقدار تمر کز تنش نسبت عکس دارد و با ضریب اطمینان طراحی نسبت مستقیم دارد. هرچه فشار در سیلندر افزایش یابد مقدار تنش در جداره های داخلی سیلندر بیشتر شده و در صورت نبودن ضخامت کافی باعث ایجاد ترک و در نتیجه شکست و یا انفجار می شود. برای بدست آوردن مقدار ضخامت سیلندر از روابط مخازن جدار نازک استفاده می شود. لازم به تذکر است که چون مقدار ضخامت سیلندر مقداری قابل توجه است پس بنابراین نمی توان مقدار σ_r که همان تنش شعاعی است، را نادیده گرفت. بعد از بدست آوردن ضخامت از طریق حل دستی به محاسبه مقدار آن به صورت عددی می پردازیم.

۳-۱-۱ - تحلیل دستی

با توجه به استاندارد ISO آلیاژ مورد استفاده در مخازن گاز طبیعی تمام فولادی، فولاد بشماره ۱/۷۲۲۰ یا همان 34CrMo4 است و مقادیر تنش تسلیم و حداکثر تنش کششی این آلیاژ در نمونه هایی از آن به قطرهای مشخص در جدول (۴) آمده است.

فشار کاریP=200bar، ضریب اطمینان طراحی n=2/25 ، فشار انفجار P=450bar [۳] . پارامترهای استاندارد طراحی طبق استاندارد ISO 11439 هستند.

فشار کاری فشاری است که مخزن مورد طراحی در این فشار کار می کند یعنی دائما باید چنین فشاری را تحمل کند و فشار انفجار حداکثر فشاری است که طبق ضریب اطمینان طراحی مخزن باید تحمل داشته باشد. به عبارت دیگر در فشار کاری باید ضریب اطمینان طراحی برابر با 2/25 و در فشار انفجار ضریب اطمینان طراحی بایدحداقل برابر با ۱ شود.

برای به دست آوردن مقدار ضخامت از ضریب اطمینان و با داشتن مقدار تنش تسلیم برای نمونه های مختلف آلیاژ از فرمول زیر استفاده می کنیم[۵]:

$$n=\frac{S_y}{\sigma_e} \quad \Rightarrow \sigma_e=\frac{S_y}{n} \qquad (۱)$$

که در اینجا S_y تنش تسلیم و σe تنش فون مایسز است. روابط مخازن جدار نازک طبق آنچه در مقاومت مصالح آورده شده است به صورت زیر است[۵]. همانطور که اشاره شد، ضخامت جدار سیلندر قابل توجه است و نمی توان از تنش شعاعی مخزن صرف نظر کرد.

$$\sigma_\theta=\frac{p.r}{t} \ , \quad \sigma_r=-p \ , \ \sigma_z=\frac{p.r}{2t} \qquad (۲)$$

که در اینجا σ_θ = تنش محیطی، σ_z = تنش طولی، σ_r = تنش شعاعی،P = فشار کاری مخزن؛ t = ضخامت جداره سیلندر است.

تنش فون مایسز از رابطه زیر بدست می آید [۶] :

Archive of SID

www.SID.ir

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_r-\sigma_\theta)^2+(\sigma_\theta-\sigma_z)^2+(\sigma_z-\sigma_r)^2} \quad (۳)$$

با جایگزینی روابط (۲) در رابطه (۳) می توان ضخامت را بر حسب فشار و شعاع خارجی بدست آورد:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(-p-\frac{pr}{t})^2+(\frac{pr}{t}-\frac{pr}{2t})^2+(\frac{pr}{2t}+p)^2} \quad (۴)$$

$$\sigma_e = \frac{p}{\sqrt{2}}(2+\frac{3r}{t}+\frac{3r^2}{2t^2})^{\frac{1}{2}}$$

حال با داشتن مقادیر p، r و σ_e و حل معادله (۴) می توان مقدار ضخامت (t) را بدست آورد.

با توجه به جدول (۴) مقادیر ضخامت را برای نمونه های مورد طراحی و در فشار کاری با توجه به ضریب اطمینان n=2/25 بدست می آوریم. در اینجا ما فقط نمونه آلیاژی با تنش تسلیم برابر با 650MPa و شعاع خارجی r=177/8mm و در فشار کاری P=200 bar را محاسبه می کنیم و محاسبات دیگر نمونه ها به همین صورت انجام می شود:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{650(MPa)}{2.25} = 288.88(MPa)$$

$$\sigma_e = \frac{20(MPa)}{\sqrt{2}}(2+\frac{3(177.8mm)}{t}+\frac{3(177.8mm)^2}{2t^2})^{\frac{1}{2}}$$
$$= 288.88(MPa) \Rightarrow t = 11.34mm$$

مقدارضخامت برای نمونه های مختلف آلیاژ 34CrMo4 و شعاع خارجی r=177/8 mm در جدول زیر آورده شده است:

جدول(۲): مقادیر ضخامت مخازن ساخته شده با نمونه های آلیاژ 34CrMo4 توسط تحلیل دستی

S_y (MPa)	۸۰۰	۶۵۰	۵۵۰	۵۰۰	۴۵۰
tm(mm)	۹/۱۰۸۷	۱۱/۳۴	۱۳/۵۷	۱۵/۰۴۶۱	۱۶/۸۸

۳-۱-۲ - تحلیل عددی

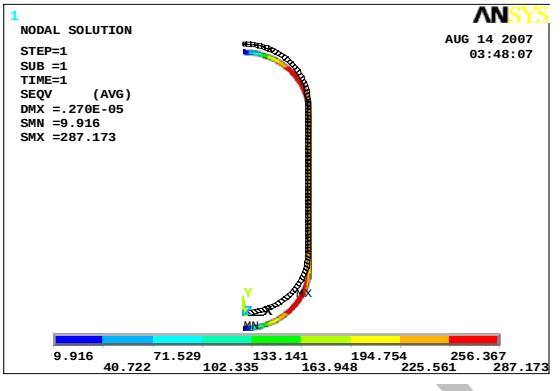
حال به تحلیل عددی مقادیر ضخامت توسط نرم افزار ANSYS می پردازیم، تا مقدار دقیق ضخامت به دست آید. در این تحلیل ابتدا یک مقدار ضخامت به صورت پیش فرض که همان مقدار ضخامت به دست آمده از حل دستی برای مقدار $S_y = 650\,MPa$ است قرار می دهیم و نمونه را با توجه به طول مخزن به مقدار L=800mm و شعاع خارجی r=177/8 mm مدل می کنیم. تحلیل انجام شده یک تحلیل دو بعدی است و از المان PLANE42 که یک المان چهارگره ای است، استفاده شده است و قیدگذاری بصورت قرینه می باشد.

با قرا دادن فشار کاری P=200bar و ضخامت t=11/5 mm تحلیل خود را آغاز می کنیم. بر اساس استاندارد مقدار ضریب اطمینان باید برابر با ۲/۲۵ باشد. برای به دست آوردن این ضریب اطمینان باید مقادیر S_y مختلف برای هر نمونه از آلیاژ 34CrMo4 تقسیم بر حداکثر تنش فون مایسز (σ_e) که از حل عددی بدست می آید برابر با ضریب اطمینان مورد نظر باشد. برای این منظور آنقدر ضخامت را در مدل تغییر می دهیم تا تقسیم زیر برای هر نمونه برابر با ۲/۲۵ شود:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_e}$$

همچنین با قرار دادن فشار انفجار P=450bar مقدار n را بدست می آوریم. مشاهده می کنیم که در فشار انفجار مقادیر ضریب اطمینان نزدیک به عدد یک می شود. همان طور که بیان شد این تحلیل را برای نمونه آلیاژ با $S_y = 650(MPa)$ انجام می دهیم و برای دیگر نمونه ها عملیات به همین ترتیب است.

برای $S_y = 650(MPa)$:



شکل(۲): تنش فون مایسز برای نمونه آلیاژ با $S_y = 650\ (MPa)$ و در فشار 200bar

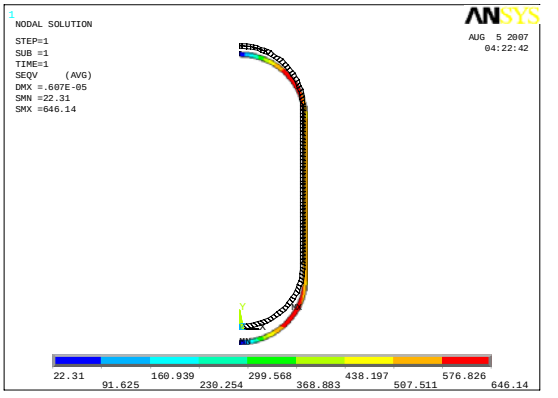
با توجه به شکل(۲) ضریب اطمینان در فشار کاری صورت زیر محاسبه می شود:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_e} = \frac{650}{287.173} = 2.27$$

حال به محاسبه ضریب اطمینان در فشار انفجار می‌پردازیم. تا ببنیم این مقدار به عدد یک نزدیک است یا خیر. پس داریم:

Archive of SID

www.SID.ir



شکل(۳) :تنش فون مایسز برای نمونه آلیاژ با $S_y = 650\ (MPa)$ و در فشار 450bar

و با توجه به شکل(۳) در فشار انفجار داریم:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_e} = \frac{650}{646.826} = 1.00$$

باتوجه به مقادیر ضریب اطمینان در فشار کاری و انفجار مقدار ضخامت برای این نمونه برابر با ۱۲/۷ mm بدست آمد.

در جدول(۳) مقادیر ضخامتهای بدست آمده از حل عددی برای تنش تسلیم های متفاوت آلیاژ مذکور آورده شده است.

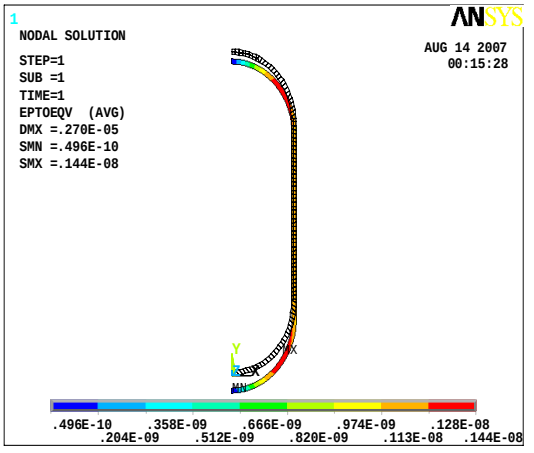
جدول(۳): مقادیر ضخامتهای بهینه بدست آمده از حل عددی

$S_y(MPa)$	۸۰۰	۶۵۰	۵۵۰	۵۰۰	۴۵۰
tn(mm)	۱۰/۲	۱۲/۷	۱۵	۱۶/۵	۱۸/۰

همانطور که انتظار داشتیم مقادیر حداکثر تنش در نمونه های مختلف در قسمت کروی مخزن بوجود آمده است که این نشان دهنده این مهم است که در هنگام ساخت این مخازن باید مقدار ضخامت قسمت کروی برابر یا بزرگتر از مقدار ضخامت در قسمت استوانه ای باشد تا بتواند این تمرکز تنش را جبران کند.

۳-۱-۳ - مقدار کرنش بر اثر فشار کاری در مخزن

همانطور که در شکل (۴) مشاهده می شود کرنش بر اثر فشار کاری، بسیار کم است و برابر با 0/144e-8 است که نشان دهنده این مطلب است که نگرانی از بابت تغییر شکل پلاستیک زیاد در فشار کاری بسیار کم است. ولی باید دقت شود که مخزن در بارگذاری سیکلی قرار دارد و ممکن است در آن واماندگی رخ دهد.



شکل(۴): مقدار کرنش در فشار200bar

۴- مقایسه نتایج تحلیل عددی و تحلیل دستی

در اینجا به مقایسه نتایج بدست آمده از تحلیل عددی و تحلیل دستی می پردازیم تا صحت نتایج حاصله مشخص شود. جدول را ملاحظه کنید.

جدول(۴): مقایسه نتایج بدست آمده از تحلیل عددی و تحلیل سنتی

$S_y(MPa)$	۸۰۰	۶۵۰	۵۵۰	۵۰۰	۴۵۰
tm(mm)	۹/۱۰۸۷	۱۱/۳۴	۱۳/۵۷	۱۵/۰۴۶۱	۱۶/۸۸
tn(mm)	۱۰/۲	۱۲/۷	۱۵	۱۶/۵	۱۸/۵

در سطر دوم جدول ضخامتهای بدست آمده از تحلیل دستی و در سطر سوم ضخامتهای بدست آمده توسط تحلیل عددی و با نرم افزار المان محدود آورده شده است. همانطور که مشاهده می شود نتایج با یک تقریب نسبی به یکدیگر نزدیک هستند. اختلاف موجود بین نتایج می تواند به خاطر تعریف المانهای دو بعدی در نرم افزار باشد ولی این اختلاف ناچیز است و می توان از آن صرف نظر کرد. همچنین این تحلیل در شرایط الاستیک انجام پذیرفته و می‌توان تغییر شکل پلاستیک را لحاظ کرد تا نتایج دقیق تری حاصل شود. پس با توجه به اینکه تحلیل عددی توسط یک نرم افزار اجزا محدود بدست آمده است می توان به نتایج حاصله اعتماد کرد.

۵- نتیجه گیری

در ابتدا با حل دستی و سپس با استفاده از تحلیل عددی به محاسبه مقدار ضخامت مخازن با توجه به نمونه آلیاژ مورد استفاده (آلیاژ در مخازن گازی طبیعی تحت فشار مورد استفاده در خودروهای سواری 34MoCr4 است) پرداختیم. نتایج در جدول (۴) آورده شده است. مقایسه این نتایج نشان می دهد که طراحی مخزن گاز طبیعی فشرده مورد تأیید است. با توجه به روش اجزائ محدود که یک روش تقریبی است، اختلاف نشان داده شده در نتایج

Archive of SID

www.SID.ir

قابل قبول می باشد. با توجه به ابعاد مخزنی که ما در طراحی استفاده کردیم یعنی شعاع خارجی r=177/8 mm و طول مخزن به اندازه L=800mm باید حجم آبی برابر با 57 را بدست آوریم ، که این مقدار حجم آبی با ضخامت 12/7 mm برای ابعاد مذکور بدست می آید. در نتیجه می توان نتیجه گرفت که برای ساخت چنین مخزنی با ابعاد مشخص ذکر شده باید جنس مخزن از آلیاژ فولاد به شماره ۱/۷۲۲۰ یا همان 34CrMo4 و نمونه مورد استفاده میله توپر با قطر ۱۶ <d<۴۰ باشد که دارای تنش تسلیم $S_y = 650(MPa)$ و تنش کششی $S_{ut} = 900-1000(MPa)$ است و ضخامت مخزن برابر با $t = 12.7mm$ باشد و اگر سنگینی مخزن برای ما مهم نباشد می توان ضخامت را بیشتر نیز گرفت.

نکته ای که در طراحی باید دقت شود این است که حداکثر تنش در قسمت کروی مخزن ایجاد می شود لذا در صورتی که فرآیند ساخت اجازه دهد، می توان ضخامت این قسمت را بیشتر نیز گرفت تا ضریب اطمینان بیشتری حاصل شود. همانطور که مشاهده می شود هر چه از آلیاژی با تنش تسلیم بیشتری استفاده کنیم، ضخامت مخزن بهینه کمتری می شود. لذا برای ساخت مخزن بهتر است که از نمونه آلیاژ با تنش تسلیم بیشتر استفاده شود زیرا اولا افزایش ضخامت باعث سنگینی بی مورد مخزن و در نتیجه افزایش وزن خودرو می شود که خود باعث کاهش راندمان کاری خودرو می شود همچنین قیمت تمام شده مخزن را افزایش می دهد که از لحاظ اقتصادی به صرفه نیست. مقادیر ضخامتهای بدست آمده مقدار ضریب اطمینان استاتیکی طراحی که طبق استاندارد ۲/۲۵ است را نیز ارضاء می کند.

۶ – مراجع

[1] CSA B51, Canadian Standards Association, "High Pressure Cylinders for the On-Board Storage of Natural Gas as a Fuel for Automotive Vehicles", 1995.

[2] ANSI/AGA NGV2, "American National Standards for Basic Requirements for Compressed Natural Gas Vehicle (NGV) Fuel Containers", 1992.

[3] ISO 11439 standard, Gas cylinders-high pressure cylinder for on board of natural gas as a fuel for automotive vehicles, 2000.

[۴] کلید فولاد

[۵] فردیناند بی یر و راسل جانسون – دکتر ابراهیم واحدیان، مقاومت مصالح، ویرایش دوم، نشر علوم دانشگاهی، زمستان، ۱۳۸۱.

[۶] جوزف ادوارد شیگلی – بیژن دیبایی نیا ، طراحی اجزاء در مهندسی مکانیک، ویرایش پنجم، مرکز نشر دانشگاهی، ۱۳۸۲.

Archive of SID

www.SID.ir