



تخمین عمر خستگی پیچ‌های فلنج اتصالی در یک پوسته استوانه‌ای تقویت شده

امیررضا شاهانی^{1*}، ایمان شاکری²، حامد معیری کاشانی³

- 1- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
 2- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
 3- دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
 * تهران، صندوق پستی 19395-1999، shahani@kntu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
 دریافت: 30 فروردین 1393
 پذیرش: 23 مرداد 1393
 ارائه در سایت: 16 مهر 1393
 کلید واژگان:
 عمر خستگی
 پیچ
 ایزو 3800
 پوسته‌های استوانه‌ای تقویت شده
 زیر مدلسازی پوسته به جامد

چکیده

با توجه به کاربرد گسترده اتصالات پیچی در صنایع، تخمین عمر خستگی پیچ‌ها امری مهم است. در پژوهش حاضر هدف تخمین عمر خستگی پیچ‌های اتصال دو فلنج در یک پوسته استوانه‌ای تقویت شده همراه با کشودگی است. برای تخمین عمر پیچ مذکور به دو دسته اطلاعات نیاز می‌باشد: خواص خستگی پیچ و مقدار تنش وارد شده به آن تحت بارهای اعمالی به سازه. لذا دو مسیر پیموده شده است. ابتدا خواص خستگی پیچ مورد نظر مطابق استاندارد ایزو 3800 در آزمایشگاه اندازه گیری شده است. بدین منظور قید و بند خاصی طراحی و ساخته شده است که قابلیت انجام آزمایش روی پیچ‌های مختلف را فراهم می‌سازد. با انجام آزمایش‌های خستگی، خواص خستگی پیچ مورد نظر از جمله حد خستگی پیچ‌ها و ثوابت معادله‌ی باسکوئین (ضریب مقاومت خستگی و نمای مقاومت خستگی) اندازه گیری شده است. همچنین محل و سطح شکست مورد بررسی قرار گرفته است. سپس در گام بعدی مقدار تنش وارد شده به پیچ مورد نظر که تحت یک بارگذاری ترکیبی قرار دارد، به کمک مدلسازی اجزا محدود محاسبه شده است. به دلیل پیچیدگی‌های موجود در مسئله که موجب بالا رفتن هزینه تحلیل مسئله مذکور به صورت سه بعدی می‌شود، از تکنیک زیر مدلسازی پوسته به جامد استفاده شده است. در نهایت با بدست آوردن تنش اسمی پیچ از مدلسازی و استفاده از خواص خستگی بدست آمده از آزمایش‌ها، عمر پیچ مورد نظر تخمین زده شده است.

Fatigue life estimation of bolts in flanges of a reinforced cylindrical shell

Amir Reza Shahani^{1*}, Iman Shakeri², Hamed Moayeri Kashani³

- 1- Prof., Mech. Eng., K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran.
 2- M.Sc, Mech. Eng., K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran.
 3- PhD, Mech. Eng., K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran.
 *P.O.B. 19395-1999 Tehran, shahani@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
 Received 19 April 2014
 Accepted 14 August 2014
 Available Online 08 October 2014

Keywords:
 Fatigue life
 Bolt
 ISO 3800
 Reinforced cylindrical shells
 Shell-to-Solid Sub-modeling

ABSTRACT

Bolt joints play an important role in the industries, so the estimation of fatigue life of bolts is an essential task. The aim of present study is estimation of fatigue life of connection bolts of two flanges in reinforced cylindrical shell with cutout. Two groups of data are needed for mentioned bolt: fatigue properties of bolt and value of stress of bolt due to applying load to structure. So, two paths have been gone. First, the fatigue properties of bolt have been measured in laboratory according to ISO 3800 standard. For this purpose a specific fixture was designed and manufactured which provided testing different bolts. By doing fatigue experiments, the fatigue properties of mentioned bolt such as fatigue limit and Basquin's equation constants (fatigue strength coefficient and fatigue strength exponent) have been measured. Fracture mechanism and fracture surface have been investigated, too. Afterward, in the next step the value of stress in bolt that is subjected to mix loading has been calculated by using of FE modeling. Because of problem complexities, cost of three dimensional analysis of this problem increases, so analysis of the problem has been performed by shell-to-solid sub-modeling technique. At the end, by calculating the nominal stress of bolt from FE modeling and using fatigue properties witch obtained from experiments, life of the mentioned bolt has been estimated.

1- مقدمه

دارد. با این وجود، اطلاعات کم آزمایشگاهی موجود است که در آن رفتار پیچ را به تنهایی بررسی کند. بررسی رفتار خستگی پیچ و مهره به خاطر پیچیدگی در توزیع تنش مشکل است. این پیچیدگی سه دلیل عمده دارد که توسط محققان مورد بررسی قرار گرفته است:

- تقسیم بار غیر یکنواخت بین دندانه‌های پیچ و مهره، که توسط گودپیر [1] و ارامو [2] به صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفت.

اتصالات پیچی نقش مهمی در صنعت ایفا می‌کنند و نگرانی عمده‌ی مهندسان تخمین عمر این‌گونه اتصالات است. در حقیقت، فلسفه‌ی طراحی در دهه‌ی اخیر تغییر کرده و تمرکز تحقیقات به جای تحلیل مقاومت استاتیکی روی عمر خستگی قرار گرفته است. عمر خستگی اتصالات پیچی به عوامل زیادی همچون قطر پیچ، گام دندانه پیچ، گشتاور بستن و ... بستگی

– تمرکز تنش به وجود آمده به خاطر دندان‌ها که پیلکی [3] آن را تعیین کرد.

– اعوجاج در میدان تنش به خاطر تنش پسماند در طی فرآیند ساخت که برادلی [4] و فتولازاده [5] اثر آن را بررسی کردند.

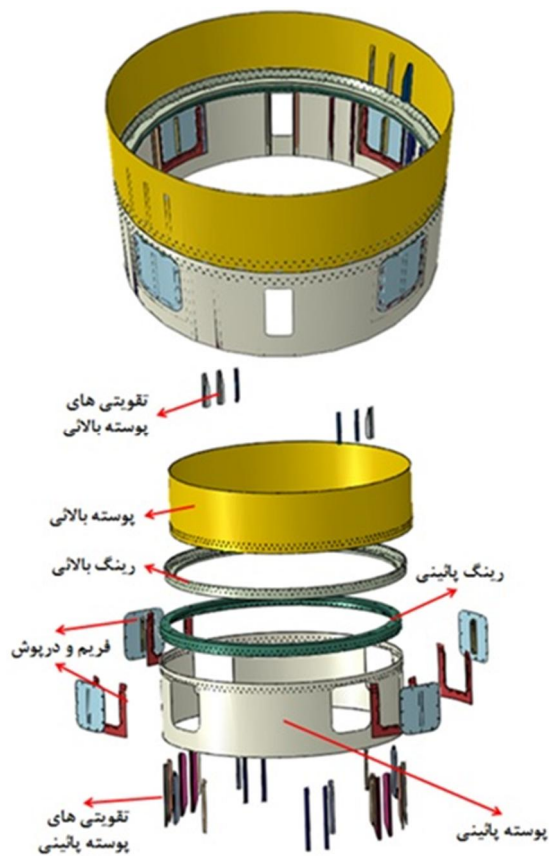
تحقیقات متعددی در مورد جنبه‌های مختلف دندان‌ها پیچ بر عمر خستگی آن انجام شده است، ولی با بررسی آن‌ها مشاهده می‌شود که بیشتر نتایج مطالعات مختلف با هم تفاوت دارند. برخی از این ناسازگاری‌ها ممکن است بخاطر روش‌های تولید باشد که تأثیر زیادی روی عمر پیچ می‌گذارد. تورستن [6] نشان داد که پیچ‌های اینچی با استاندارد انگلیسی، عمر خستگی بیشتری نسبت به پیچ‌ها با استاندارد آمریکایی دارند. در مقابل فرست [7] برتری پیچ‌ها با استاندارد آمریکایی را نسبت به پیچ‌ها با استاندارد انگلیسی، تحت بار محوری گزارش کرد. مجذوبی و همکارانش [8] به بررسی تأثیر گام دندان‌های پیچ روی عمر خستگی پیچ‌های ایزو و پیچ‌های اینچی دندان‌های ریز و درشت پرداختند. نتایج آزمایشگاهی نشان داد که پیچ‌های ایزو دندان‌های ریز و درشت عمر خستگی بیشتری نسبت به دندان‌های ریز دارند. در مورد پیچ‌های اینچی زمانی که مقایسه بر پایه قطر درونی است، پیچ‌های دندان‌های درشت برتر از دندان‌های ریز می‌باشند در حالی که اگر مقایسه بر پایه قطر اسمی باشد، هر دو پیچ دندان‌های ریز و ریز ظرفیت بار یکسانی دارند. برگر و همکارانش [9] روی نمونه‌های آلومینیومی آزمایش‌هایی انجام دادند. یکی از نمونه‌های آزمایشی آن‌ها پیچ M8 آلومینیومی بود و ناحیه‌ی عمر نامحدود نمودار تنش-عمر را برای حالتی که تنش میانگین ثابت باشد، رسم کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که شکست در اولین دندان‌های درگیر بین پیچ و مهره رخ می‌دهد. پترسون و همکارانش [10] اثر بار خارج از مرکز نوسانی بر عمر خستگی پیچ‌ها را به‌طور تجربی بررسی کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که بار خارج از مرکز عمر خستگی پیچ را کاهش می‌دهد و این کاهش با تنش دامنه‌ای که به خاطر خروج از مرکز تولید می‌شود، متناسب است. آن‌ها همچنین دریافتند که افزایش تنش میانگین تولید شده به خاطر بار خارج از مرکز تأثیری بر عمر خستگی نداشته و نیز بار خارج از مرکز تأثیر چندانی بر شکل ترک ندارد.

پوسته‌های استوانه‌ای تقویت شده به خاطر وزن کم و استحکام بالا به طور گسترده‌ای در سازه‌های هواپیما، کشتی و ... مورد استفاده قرار می‌گیرند. این گونه سازه‌ها دارای استحکام کم‌انرژی و سفتی خمشی بالا می‌باشند. تحلیل تنش و جابجایی این سازه‌ها، با توجه به پیچیدگی‌های هندسی آنها اغلب به روش اجزاء محدود صورت می‌گیرد. شاهانی و همکارانش [11] به تحلیل خستگی یک پوسته استوانه‌ای تقویت شده تحت بارگذاری چند محوره پرداختند و عمر سازه را از دیدگاه صفحه بحرانی برون-میلر پیش‌بینی کرده‌اند.

در پژوهش حاضر هدف تخمین عمر خستگی پیچ در یک پوسته استوانه‌ای تقویت شده همراه با گشودگی است. این پیچ که تحت پیش‌بار می‌باشد برای اتصال فلنج‌های این سازه استفاده می‌شود. برای تخمین عمر خستگی پیچ مذکور به دو دسته اطلاعات نیاز می‌باشد: - خواص خستگی پیچ M12 سازه - مقدار تنش وارد شده به آن تحت بارهای اعمالی. بدین منظور باید ابتدا خواص خستگی پیچ مورد نظر به کمک آزمایش خستگی در آزمایشگاه محاسبه شود. برای انجام آزمایش قید و بند¹ خاص طراحی و ساخته شده است. پیچ‌ها بر اساس استاندارد ایزو 3800 [12] آزمایش و نمودار تنش-عمر برای آن‌ها رسم شده است. خواص خستگی پیچ مورد نظر از جمله حد خستگی پیچ‌ها و ثوابت معادله‌ی باسکوپین (ضریب مقاومت خستگی و نمای مقاومت خستگی) محاسبه شده است. همچنین محل و

2- معرفی مسئله

در این بخش به معرفی هندسه مورد نظر که یک پوسته استوانه‌ای تقویت شده همراه با گشودگی است پرداخته شده است. در شکل (1) نمای سه بعدی سازه و نمای انفجاری آن مشاهده می‌شود. سازه مورد نظر تشکیل شده است از یک پوسته پایینی که دارای شش دریچه بوده که چهار عدد از آنها دارای قاب می‌باشند و از داخل توسط نقطه جوش به پوسته متصل شده است و چهار درپوش نیز از بیرون روی آن‌ها و روی رینگ پایینی پیچ می‌شود. همچنین جهت تقویت پوسته، تقویت کننده‌هایی طولی در نقاط مختلفی روی بدنه پوسته توسط نقطه جوش متصل گردیده است. در بالای پوسته پایینی نیز رینگ پایینی توسط تعدادی پرچ به پوسته متصل شده است. به طور مشابه رینگ بالایی نیز در انتهای پوسته بالایی توسط پرچ به آن متصل شده و در نهایت نیز رینگ بالایی و پایینی توسط پیچ‌های M12 مورد نظر به یکدیگر متصل گردیده‌اند که در شکل (2) نشان داده شده است. پیچ‌های M12 سازه با نیروی پیش‌بار 16/7 کیلو نیوتون بسته می‌شوند.



شکل 1 اجزای تشکیل دهنده پوسته تقویت شده

برای انجام آزمایش خستگی پیچ، برای برقراری ارتباط بین دستگاه تست خستگی و پیچ نیاز به قید و بند مخصوص می‌باشد. قید و بند مورد نیاز بر اساس استاندارد ایزو 3800 مطابق شکل (4) طراحی و ساخته شده است. در این پژوهش قید و بند شامل اینسرت¹ طراحی شده است زیرا مزیت استفاده از اینسرت این است که می‌توان پیچ‌ها با قطرهای مختلف را بدون تغییر قید و بند آزمایش کرد و فقط کافی است اینسرت مناسب برای پیچ جدید ساخته شود. برخی از هندسه و ابعاد قید و بند توسط طراح تعیین می‌شود و لذا لازم است قید و بند بعد از طراحی اولیه و قبل از ساخت مورد تحلیل تنش قرار گیرد که مقاومت کافی برای انجام آزمایش را داشته باشد. بدین منظور با تغییر ابعاد قید و بند و بررسی هندسه‌های مختلف و بررسی استحکام آن به کمک نرم افزار آباکوس² ابعاد بهینه برای قید و بند انتخاب شد. قید و بند مورد استفاده در این پژوهش از جنس فولاد SPK و اینسرت آن از جنس فولاد MO40 است و با پیچ M27 به دستگاه آزمایش متصل می‌گردد. در استاندارد ذکر شده است که صافی سطح اینسرت باید 0/8 باشد، لذا پس از ساخت اینسرت عملیات سنگ زنی بر روی آن انجام شد. شکل (5) دستگاه آزمایش خستگی مورد استفاده را نشان می‌دهد که دستگاهی با توانایی اعمال بارگذاری با حداکثر ظرفیت 10 تن می‌باشد.

همه آزمایش‌ها با فرکانس 15 هرتز انجام گرفته اند. مجموعاً 17 نمونه مورد آزمایش قرار گرفتند که 6 نمونه در محدوده‌ی عمر نامحدود و 11 نمونه در محدوده‌ی عمر محدود آزمایش شدند. مهره را به صورتی می‌بندیم که سطح مهره از انتهای پیچ حداقل به اندازه‌ی دو دندانه فاصله داشته باشد.

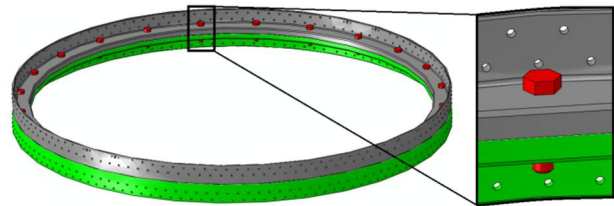
آزمایش خستگی به دو صورت نسبت تنش ثابت یا تنش میانگین ثابت انجام می‌شود. چون پیچ‌های مورد نظر در سازه با پیش‌بار 16/7 کیلونیوتون بسته می‌شوند؛ لذا آزمایش‌ها در تنش میانگین ثابت و نسبت تنش‌های مختلف انجام شده است. بارگذاری در دو مرحله برای دستگاه تست خستگی تعریف می‌شود. در مرحله‌ی اول ابتدا نیرو از صفر تا مقدار پیش‌بار 16/7 کیلونیوتون با نرخ 0/2 کیلونیوتون بر ثانیه افزایش پیدا می‌کند و در مرحله‌ی دوم نیرو سیکلی در این پیش‌بار به نمونه وارد می‌شود.

در محدوده‌ی عمر محدود مطابق با استاندارد ایزو 3800 [12]، آزمایش‌ها باید حداقل در چهار سطح تنش و در هر سطح تنش نیز حداقل دو آزمایش انجام شود. سطوح تنش این محدوده نیز باید به گونه‌ای انتخاب شوند که عمر پیچ‌ها بین 10000 تا 500000 بدست بیاید. سطوح تنش دامنه به همراه تعداد تکرار آزمایش در هر سطح تنش در جدول (4) ذکر شده است. در سطوح تنش دامنه 2 و 3 و 4 جدول (4)، چون نتایج دو تکرار اول با هم اختلاف داشتند، برای افزایش دقت نتایج تکرار سوم نیز انجام شد.

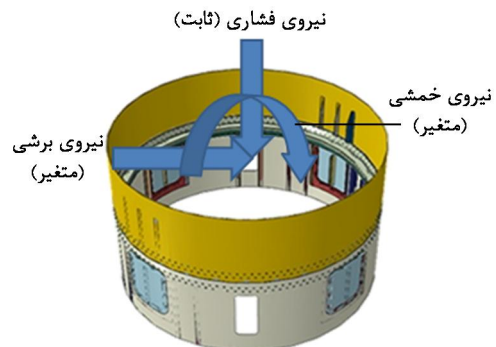
برای انجام آزمایش‌ها در محدوده‌ی عمر نامحدود از روش پلکانی استفاده شده است. روش آزمایش به این صورت است که اگر شکست رخ ندهد تنش دامنه مقداری افزایش می‌یابد و اگر شکست رخ دهد تنش دامنه به همان میزان کاهش می‌یابد. این روند باید برای حداقل شش نمونه انجام شود [12]. بازه‌ی تغییرات پلکانی تنش دامنه در این ناحیه 8/5 مگاپاسکال می‌باشد. آزمایش‌ها تا 10⁶ سیکل انجام شده است و اگر قبل از آن شکست رخ ندهد نمونه بدون شکست گزارش می‌شود.

3-2- نتایج آزمایش

در شکل (6) چند نمونه پیچ شکسته شده مشاهده می‌شود. 16 نمونه از قسمت اولین دندانه درگیر بین پیچ و مهره شکستند و تنها 1 نمونه از اولین



شکل 2 پیچ‌های M12 برای اتصال رینگ بالایی و پایینی سازه



شکل 3 نحوه اعمال بارهای وارده بر سازه

جدول 1 خواص مکانیکی قطعات بکار رفته در مدل

خاصیت ماده	دو رینگ بالایی و پائینی	پوسته‌ها و تقویتی‌ها
مدول یانگ (گیگاپاسکال)	71	210
تنش تسلیم (مگاپاسکال)	176	345
تنش نهایی (مگاپاسکال)	341	588

جدول 2 مشخصات پیچ‌های اتصال دهنده رینگ بالایی و پایینی سازه

پیچ سر شش گوش - 1.5xM12 - کلاس 8/8 - طول 45 میلی‌متر	مقاومت گشایش (مگاپاسکال)	مقاومت تسلیم (مگاپاسکال)	مقاومت کششی (مگاپاسکال)
	600	660	830

جنس دو رینگ بالا و پایین از آلومینیم و سایر قطعات از آلیاژهای فولاد می‌باشند که خواص مکانیکی آن‌ها در جدول (1) ارائه شده است و جدول (2) مشخصات و خواص پیچ مورد نظر را نشان می‌دهد. پوسته پایینی از قسمت پایین تقریباً صلب بوده و شرایط مرزی گیرداری بر آن حاکم است. بارهای وارده به قسمت فوقانی پوسته بالایی نیز، مطابق شکل (3) می‌باشد. این بارها شامل یک بار فشاری ثابت و یک ممان خمشی و نیروی برشی سیکلی می‌باشند که مقادیر آن در جدول (3) ارائه شده است.

حال برای تخمین عمر خستگی پیچ M12 معرفی شده به کار رفته در سازه به دو دسته اطلاعات نیاز می‌باشد: خواص خستگی پیچ M12 سازه و مقدار تنش وارد شده به آن تحت بارهای عملی. لذا باید دو مسیر پیموده شود. ابتدا خواص خستگی آن در آزمایشگاه و سپس با مدلسازی سازه تنش آن محاسبه شده و به کمک آن‌ها عمر پیچ در سازه‌ی مذکور تخمین زده می‌شود.

3- اندازه گیری خواص خستگی پیچ در آزمایشگاه

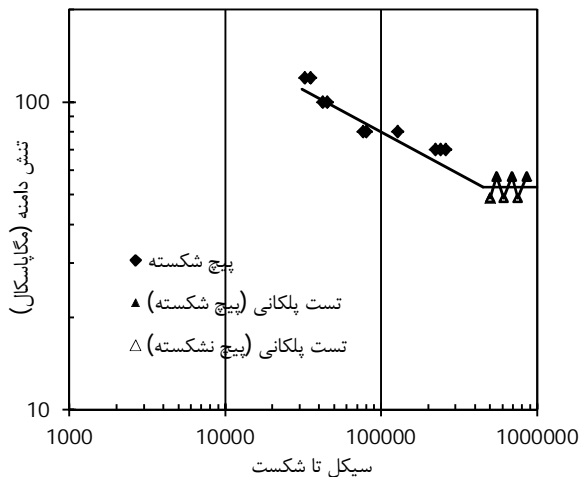
3-1- روند انجام آزمایش

در این بخش به روند انجام آزمایش خستگی برای بدست آوردن خواص خستگی پیچ مورد نظر پرداخته شده است. بر اساس استاندارد ایزو 3800 [12] محدوده‌ی فرکانس دستگاه باید بین 4/2 تا 250 هرتز انتخاب و بار باید به صورت کاملاً مرکزی وارد شود.

1- Insert
2- ABAQUS V.6.10



شکست نامعتبر
شکست معتبر
شکل 6 نمونه‌های پیچ M12 پس از شکست



شکل 7 نمودار تنش-عمر پیچ M12 کلاس 8/8 با تنش میانگین 190 مگاپاسکال

جدول 4 تنش دامنه برای آزمایش‌های محدوده‌ی عمر محدود

تعداد نمونه	تنش دامنه (مگاپاسکال)	سطح تنش
2	120	1
3	100	2
3	80	3
3	70	4

براساس روابط آماری (5) و (6) ارائه شده در استاندارد [12]، می‌توان حد خستگی با احتمال وقوع شکست 50٪ و انحراف معیار را محاسبه کرد:

$$F_{A50} = F_{A0} + \Delta F_{All} \left(\frac{A}{C} \pm x \right) \quad (5)$$

$$S(F_A) = 1.62 \Delta F_{All} \left(\frac{CE - A^2}{C^2} + 0.029 \right) \quad (6)$$

که در آن، A ، C و E پارامترهایی هستند که بر اساس تعداد شکست‌ها و بدون شکست‌ها در محدوده‌ی عمر نامحدود محاسبه می‌شوند. ΔF_{All} میزان بازه‌ی تغییرات نیروی دامنه و F_{A0} نیز پایین‌ترین سطح نیرو در محدوده‌ی عمر نامحدود می‌باشند. با جاگذاری پارامترهای مربوط به این آزمایش‌ها، مقدار حد خستگی با احتمال وقوع 50٪، 51/4 مگاپاسکال با انحراف معیار 0/4 مگاپاسکال بدست می‌آید.

4- تحلیل تنش سازه به روش اجزای محدود

پس از انجام آزمایش و بدست آوردن ثوابت خستگی پیچ، برای تخمین عمر آن در سازه مورد نظر لازم است در مسیر بعدی مقدار تنش وارد شده به پیچ تحت بارگذاری جدول (3) به کمک مدلسازی محاسبه شود.

لذا ابتدا به تحلیل تنش پوسته استوانه‌ای تقویت شده همراه با رینگ‌ها (فلنج‌های اتصالی)، تقویتی‌ها و اتصالات آن‌ها به روش اجزا محدود در نرم

دندانه بعد از قسمت بدون رزوه شکست که نتیجه‌ی آن در نمودار تنش-عمر وارد نشده است. لذا مشاهده می‌شود بیشترین تنش در اولین دندانه‌ی درگیر پیچ و مهره رخ می‌دهد.

در شکل (7) نمودار تنش-عمر آزمایش‌ها که در مقیاس لگاریتمی رسم شده است، مشاهده می‌شود. معادله‌ی خط خورانده شده به نمونه‌های شکسته در نمودار تنش-عمر شکل (8) به صورت معادله‌ی (1) می‌باشد:

$$\log(S_a) = -0.2484 \log(N) + 3.1635 \quad (1)$$

رابطه‌ی باسکوئین با اصلاح ماروو به صورت معادله‌ی (2) می‌باشد:

$$S_a = (\sigma'_f - \sigma_m)(2N)^b \quad (2)$$

که در آن σ'_f و b ثوابت باسکوئین بوده و به ترتیب ضریب مقاومت خستگی و نمای مقاومت خستگی نامیده می‌شوند و از نمودار تنش-عمر بدست می‌آیند. σ_m نیز تنش متوسط است.

رابطه‌ی (1) را می‌توان به صورت معادله‌ی (3) نوشت:

$$S_a = 1730.915(2N)^{-0.2484} \quad (3)$$

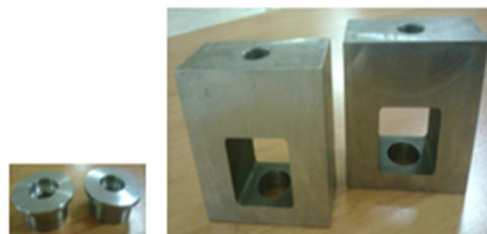
نیروی پیش‌بار 16/7 کیلونیوتون، تنش 189/2 مگاپاسکال را در پیچ ایجاد می‌کند که معادل تنش متوسط پیچ است.

با مقایسه‌ی روابط (2) و (3) ضریب مقاومت خستگی و نمای مقاومت خستگی به دست می‌آیند.

$$\sigma'_f = 1920.1 \text{ MPa}, b = -0.2484 \quad (4)$$

جدول 3 مقادیر بارهای وارده به پوسته استوانه‌ای تقویت شده

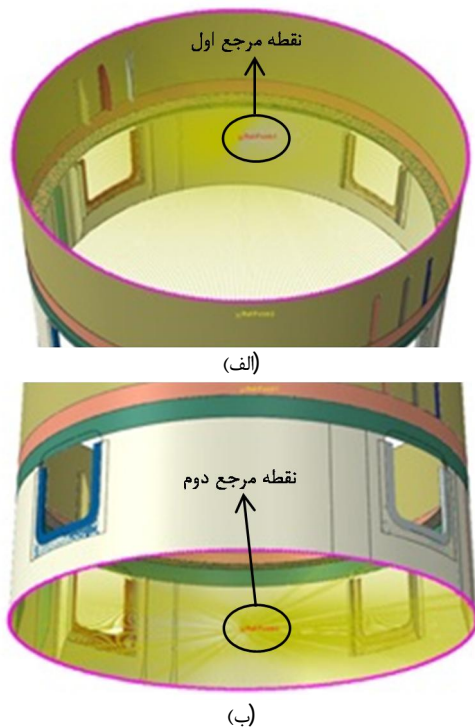
بار محوری (کیلونیوتون)	بار برشی (کیلونیوتون)	بار خمشی (کیلونیوتون)
بیشینه	بیشینه	بیشینه
39	-22	510
کمینه	کمینه	کمینه
-104 (فشاری)	-291	



شکل 4 قید و بند آزمایش خستگی پیچ



شکل 5 دستگاه آزمایش خستگی



شکل 9 (الف) نقطه مرجع اول (محل اعمال بارگذاری) و (ب) نقطه مرجع دوم (محل اعمال شرایط مرزی)

به منظور اعمال بارگذاری و شرایط مرزی، مطابق شکل (9)، نقطه مرجع اول⁶ بعنوان نماینده محل اعمال بارگذاری و نقطه مرجع دوم نیز بعنوان نماینده محل اعمال شرایط مرزی گیرداری کامل در نظر گرفته شده است. این نقاط به ترتیب به لبه بالایی پوسته بالایی و لبه پایینی پوسته پایینی کوبل شده‌اند. لذا درجات آزادی نقطه مرجع دوم در تمام جهات مقید شده و بارگذاری نیز طبق جدول (3) به نقطه مرجع اول اعمال گردیده است. به منظور در نظر گرفتن نیروی پیش‌بار ناشی از بستن پیچ‌ها در مدل پوسته‌ای نیز از المان‌های اتصال دهنده انتقالی⁷ در کنار المان‌های فنر در محل پیچ‌ها استفاده شده است [13].

در مرحله اول تحلیل، ابتدا نیروی پیش‌بار ناشی از بستن پیچ‌ها اعمال شده و سپس در مرحله دوم، بارهای کمینه وارده به سازه و در مرحله سوم بارهای بیشینه وارده به سازه (مطابق مقادیر جدول (3)) اعمال خواهد شد.

نیروهای پیش‌بار ناشی از بستن پیچ‌های M6، 5 کیلونیوتون و پیچ‌های M12، 16/7 کیلونیوتون در نظر گرفته شده است. در شکل (10) کانتورهای تنش فون ماکزیمم در کل مدل پوسته‌ای نشان داده شده است.

با توجه به شکل (10) می‌توان ناحیه بحرانی کل سازه را تشخیص داد. این ناحیه که شامل پیچ M12 می‌باشد؛ در اطراف دریچه و در سمت ناحیه تحت فشار ناشی از گشتاور اعمالی قرار دارد.

ناحیه انتخاب شده برای تحلیل زیر مدل در شکل (11) نشان داده شده است. این ناحیه شامل قسمتی از پوسته‌های بالایی و پایینی، رینگ‌های بالایی و پایینی، قاب درپوش و تقویتی به همراه اتصالات پرچی مربوطه و پیچ M12 می‌باشد.

شکل (12) مدل مش‌بندی شده زیرمدل ناحیه بحرانی را نشان می‌دهند. در مش‌بندی هندسه از المان جامد و مکعبی درجه اول⁸ استفاده شده که دارای 8 گره بوده و هر گره دارای 3 درجه آزادی جابجایی می‌باشد. همچنین در این حالت نیز، شکل المان‌ها به نحوی است که نسبت منظری تمام

افزار آباکوس پرداخته شده است. در این مسئله، به منظور مدل‌سازی اتصالات مانند پرچ‌ها و پیچ‌ها، می‌بایست مسئله به صورت سه بعدی مدل شود. اما با توجه به غیرخطی بودن تحلیل (به علت در نظر گرفتن اندرکنش تماسی میان اجزاء) و با توجه به پیچیدگی‌های موجود در مسئله، می‌توان گفت که هزینه تحلیل مسئله مذکور به صورت سه بعدی بسیار بالا می‌باشد. از طرفی در مدل‌سازی مسئله با استفاده از المان‌های پوسته‌ای، اتصالات سازه از جمله پیچ‌ها و پرچ‌ها را نمی‌توان به صورت واقعی (سه بعدی) مدل کرد.

در نتیجه با استفاده از تکنیک زیر مدل‌سازی پوسته به جامد، تحلیل تنش این مسئله انجام شده است. با استفاده از این تکنیک، ابتدا کل مسئله به کمک المان‌های پوسته‌ای مدل‌سازی شده است که در این حالت تمامی اتصالات پیچی، پرچی و نقطه جوش‌ها به صورت المان‌های فنر¹ در نظر گرفته می‌شود. سپس با استفاده از تکنیک زیر مدل‌سازی پوسته به جامد به مدل‌سازی بحرانی‌ترین ناحیه شامل پیچ M12 به صورت سه بعدی پرداخته که در این حالت تمامی اتصالات به صورت واقعی در نظر گرفته شده‌اند. همچنین نیروی کشش اولیه ناشی از بستن پیچ‌ها نیز به کمک تکنیک پیش‌بار پیچ² مدل‌سازی شده است.

همانطور که ذکر شد به علت پیچیده بودن مدل از تکنیک زیر مدل‌سازی پوسته به جامد استفاده شده است. بدین منظور بایستی در مرحله اول مدل پوسته‌ای همراه با تمام تقویتی‌ها و اتصالات آن مدل‌سازی و تحلیل تنش شود. لازم به ذکر است که در این قسمت، به منظور مدل‌سازی اتصالات به کمک المان فنر، نیازی به در نظر گرفتن سوراخ‌ها در مدل نمی‌باشد.

المان بندی مدل اصلی با استفاده از المان پوسته‌ای و مربعی درجه اول (خطی)³ انجام می‌شود که این المان دارای 4 گره بوده و هر گره دارای 6 درجه آزادی جابجایی و چرخش می‌باشد. در شکل (8) مدل مش بندی شده نهایی دیده می‌شود که دارای 43551 المان می‌باشد. لازم به ذکر است که نسبت منظری تمام المان‌ها از 5 کوچکتر می‌باشد.

مسئله مورد نظر یک مساله تماسی بین سطوح می‌باشد که در آن پوسته‌ها با رینگ‌ها و همچنین تقویتی‌ها و قاب‌ها با پوسته‌ها در تماس سطح به سطح می‌باشند. بدین منظور بیش از 20 جفت تماسی⁴ با ضریب اصطکاک برابر 0/2 در مدل تعریف شده است. در مدل پوسته‌ای برای تعریف اتصالات پرچ، پیچ و نقطه جوش از المان‌های فنر و تکنیک اتصال نقطه پایه⁵ در نرم‌افزار آباکوس استفاده شده است [13].



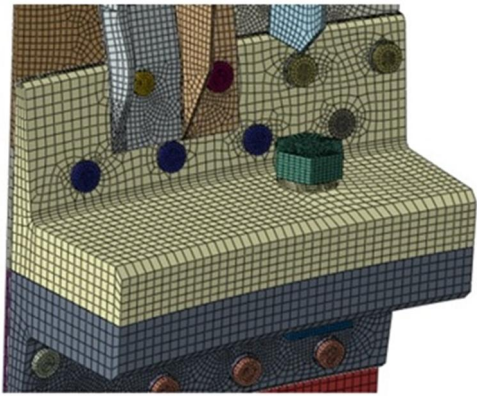
شکل 8 نمای مش بندی شده پوسته تقویت شده

- 1- Bushing Element
- 2- Bolt Load
- 3- S4R
- 4- Contact Pairs
- 5- Point-Based Fastener

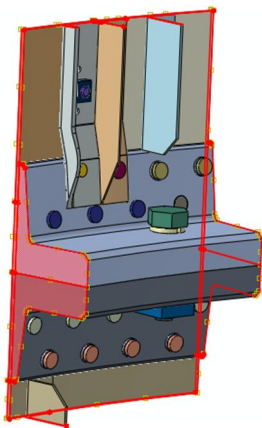
6- Ref-Point

7- Translator Element

8- C3D8R



شکل 12 مش بندی زیر مدل انتخاب شده شامل پیچ M12



شکل 13 اعمال شرط مرزی زیر مدل روی مرزها

بدین منظور مقطع A-A در فاصله 185 میلیمتری از بالای پوسته بالایی (که گشودگی نداشته و تقویتی‌های آن نیز کم است) مطابق شکل (15) در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که در زاویه‌های 0 تا 20 و همچنین 160 تا 200 درجه از محیط این مقطع، تقویتی وجود دارد.

با توجه به بارهای محوری، برشی و ممان خمشی در این مقطع (مطابق شکل (16))، تنش فون میز در محیط بیرونی مطابق رابطه (7) محاسبه می‌شود.

$$\sigma_{von} = \left[\left(\frac{-F}{2\pi R_o t} - \frac{4MR_o \cos\theta}{\pi(R_o^4 - R_i^4)} \right)^2 + 3 \left(\frac{q \sin\theta}{\pi R_o t} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7)$$

که در آن R_o شعاع خارجی پوسته، R_i شعاع داخلی پوسته و t ضخامت پوسته می‌باشند.

در شکل (17) نتایج حل تحلیلی (با فرض عدم وجود تقویتی) و نتایج حل عددی تنش فون میز در مقطع A-A با یکدیگر مقایسه شده است. ملاحظه می‌شود که تنها در زاویه‌های 0 تا 20 و همچنین 160 تا 200 درجه که تقویتی وجود دارد، نتایج با یکدیگر اختلاف داشته و در نواحی بدون تقویتی از تطابق خوبی برخوردارند.

5- تخمین عمر

در این بخش به تخمین پیچ M12 به کار رفته در سازه (برای اتصال فلنج‌ها) تحت بارهای اعمالی پرداخته شده است. برای این منظور به دو دسته اطلاعات نیاز می‌باشد: خواص خستگی پیچ M12 سازه و مقدار تنش وارد شده به آن تحت بارهای اعمالی.

جدول (5) به طور خلاصه ثوابت خستگی پیچ M12×1.5 کلاس 8/8 که از آزمایش بدست آمده و همچنین نتایج تنش این پیچ که از مدلسازی حاصل شده است را نشان می‌دهد.

المان‌ها از 5 کوچکتر بوده و زوایای تمام آن‌ها بین 30 تا 150 درجه می‌باشد. به منظور مدلسازی تماس میان سطوح نیز بیش از 70 جفت تماسی با ضریب اصطکاک 0/2 که برای تماس فلز با فلز در حالت خشک و بدون روغنکاری می‌باشد، تعریف شده است.

مطابق شکل (13) شرط مرزی از نوع زیر مدل¹ روی مرز برش خورده از مدل اصلی² اعمال شده است. با اعمال شرط مرزی زیر مدل روی مرزها در واقع مقادیر جابجایی (درجات آزادی گره‌ها) از نتایج تحلیل مدل پوسته‌ای اصلی خوانده شده و روی این سطوح اعمال می‌گردد. البته در مرحله اول تحلیل، ابتدا نیروی پیش‌بار ناشی از بستن پیچ‌ها اعمال شده است. این نیرو به کمک تکنیک پیش‌بار پیچ در نرم‌افزار آباکوس اعمال می‌شود.

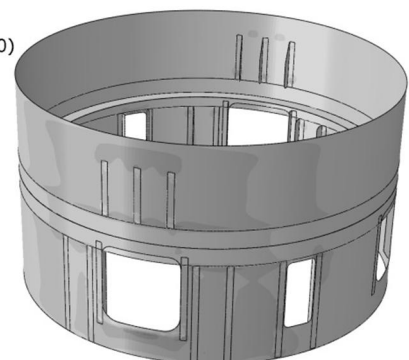
شکل (14) توزیع تنش در پیچ را برای حالت بارگذاری بیشینه نشان می‌دهد. برای تخمین عمر پیچ از دیدگاه کلاسیک تنش‌های اسمی وارده به پیچ برای دو مرحله بارگذاری بیشینه و کمینه مورد نیاز است. لذا به این صورت عمل می‌شود که ابتدا تنش در مقطع میانی پیچ برای مرحله‌ای که بارهای کمینه به سازه وارد شده اند، استخراج می‌شود. مقدار تنش المان‌های مختلف در مقطع میانی پیچ برای بارگذاری کمینه تقریباً یکسان و برابر 277/2 مگاپاسکال می‌باشد. سپس تنش مقطع میانی پیچ برای مرحله‌ای که بارهای بیشینه به سازه وارد شده اند، استخراج می‌شود که مقدار آن 281/6 مگاپاسکال می‌باشد. از میانگین تنش‌های این دو مرحله، تنش متوسط و از تفاضل آن‌ها تنش دامنه در مقطع میانی پیچ حاصل می‌شود.

4-2- صحنه سنجی تحلیل تنش

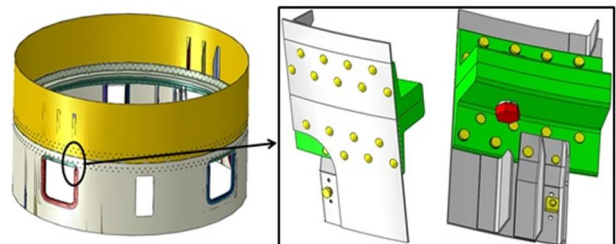
در این قسمت به صحنه گذاری تحلیل تنش مسئله انجام شده پرداخته شده است. از آنجا که حل تحلیلی دقیقی برای محاسبه تنش در مسئله مذکور وجود ندارد، لذا جهت صحنه سنجی تحلیل تنش انجام شده، می‌توان از حل تحلیلی یک پوسته استوانه‌ای بدون تقویتی و گشودگی تحت بار محوری، برشی و ممان خمشی استفاده نمود.

S, Max. Principal
SNEG, (fraction = -1.0)
(Avg: 75%)

181.631E+06
166.495E+06
151.359E+06
136.223E+06
121.087E+06
105.951E+06
90.815E+06
75.679E+06
60.544E+06
45.408E+06
30.272E+06
15.136E+06
0.000E+00

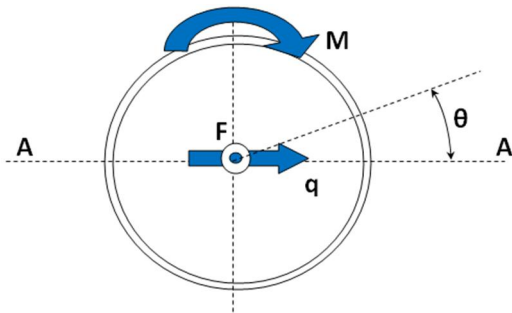


شکل 10 کانتور تنش ماکزیمم در بخش‌های مختلف مدل

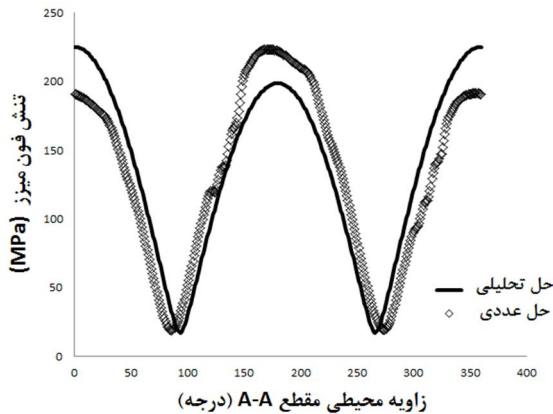


شکل 11 ناحیه مورد نظر برای تحلیل زیر مدل مسئله

1- Sub-Modeling Boundary Condition
2- Cutting Planes



شکل 16 مقطع A-A و بارهای موجود در این مقطع



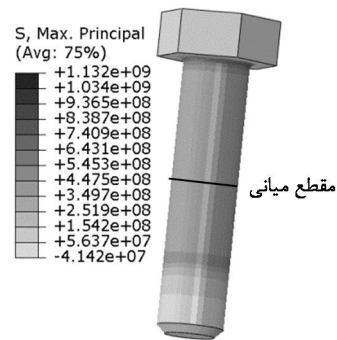
شکل 17 مقایسه میان حل تحلیلی و عددی تنش فون میز در مقطع A-A از پوسته بالایی

جدول 5 ثوابت خستگی پیچ $M12 \times 1.5$ کلاس 8/8	
اطلاعات حاصل از آزمایش خستگی	
51/4	حد خستگی (مگاپاسکال)
1920/1	σ_f ضریب مقاومت خستگی (مگاپاسکال)
-0/2484	b نمای مقاومت خستگی
اطلاعات حاصل از مدلسازی سازه	
281/6	تنش بیشینه (مگاپاسکال)
277/2	تنش کمینه (مگاپاسکال)
279/4	تنش میانگین (مگاپاسکال)
2/2	تنش دامنه (مگاپاسکال)

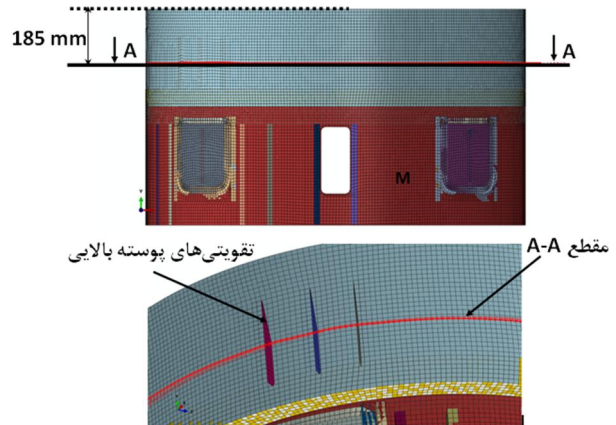
– به منظور تحلیل اجزا محدود مسئله، در ابتدا کل هندسه پوسته استوانه‌ای تقویت شده به کمک المان‌های پوسته‌ای مدلسازی شد که در این حالت تمامی اتصالات پیچی، پرچی و نقطه جوش‌ها به صورت المان‌های فنر در نظر گرفته شد. پس از تحلیل مدل اصلی، یک ناحیه به عنوان ناحیه بحرانی در نظر گرفته شده و سپس با استفاده از تکنیک زیر مدلسازی پوسته به جامد به مدلسازی ناحیه بحرانی مذکور به صورت سه بعدی پرداخته شد که در این حالت تمامی اتصالات به صورت واقعی در نظر گرفته شده‌است. لازم به ذکر است که نیروی کشش اولیه ناشی از بستن پیچ‌ها نیز به کمک تکنیک پیش‌بار پیچ مدلسازی شد.

– با استفاده از ثوابت خستگی بدست آمده از آزمایش و نتایج تحلیل تنش هندسه مورد نظر، عمر پیچ $M12 \times 1.5$ کلاس 8/8 فلنج اتصالی در یک پوسته استوانه‌ای تقویت شده تحت بارگذاری محوری، برشی و ممان خمشی، $1/83 \times 10^{11}$ سیکل بدست آمد که در محدوده‌ی عمر نامحدود قرار می‌گیرد.

– وجود نیروی محوری ثابت به صورت فشاری که به سازه وارد می‌شود باعث افزایش عمر خستگی آن خواهد شد.



شکل 14 توزیع تنش در پیچ برای حالت بارگذاری بیشینه



شکل 15 مقطع A-A و مسیر در نظر گرفته شده جهت صحنه سنجی تنش فون میز در محیط بیرونی این مقطع

برای تخمین عمر پیچ مذکور از رابطه‌ی (2) استفاده می‌شود. با قرار دادن مقادیر جدول (5) در رابطه‌ی (2) مقدار عمر پیچ $1/83 \times 10^{11}$ سیکل بدست می‌آید. این مقدار در محدوده‌ی عمر نامحدود قرار می‌گیرد. لازم به ذکر است دلیل عمر بالای پیچ وجود بار فشاری ثابتی است که به سازه وارد می‌شود.

6- جمع بندی و نتیجه گیری

در این پژوهش عمر خستگی پیچ فلنج‌های اتصالی در یک پوسته استوانه‌ای تقویت شده همراه با گشودگی تخمین زده شد. بدین منظور ابتدا خواص خستگی پیچ مورد نظر بر مبنای استاندارد ایزو 3800 در آزمایشگاه اندازه‌گیری شد که برای انجام آزمایش قید و بند خاص طراحی و ساخته شد. خواص خستگی پیچ مورد نظر از جمله حد خستگی پیچ‌ها و ضریب مقاومت خستگی و نمای مقاومت خستگی محاسبه شد. همچنین مکانیزم شکست مورد بررسی قرار گرفت. سپس به کمک مدلسازی اجزا محدود پوسته که تحت یک بارگذاری ترکیبی قرار دارد، تنش وارد شده به پیچ مورد نظر محاسبه شد. به دلیل پیچیدگی‌های موجود در مسئله که موجب بالا رفتن هزینه تحلیل مسئله مذکور به صورت سه بعدی می‌شود، از تکنیک زیر مدلسازی پوسته به جامد استفاده شد. در نهایت با بدست آوردن تنش اسمی پیچ از مدلسازی و استفاده از خواص خستگی بدست آمده در آزمایشگاه، عمر پیچ در سازه‌ی مورد نظر تخمین زده شد. مهمترین نتایج بدست آمده از این پژوهش عبارتند از:

– نتایج آزمایشگاهی نشان دادند که شکست در 94/1% نمونه‌ها از اولین دندان‌های درگیر بین پیچ و مهره رخ داده است و تنها 5/9% نمونه‌ها (1 نمونه) از محل دیگری (اولین دندان بعد از قسمت بدون رزوه پیچ) شکسته‌اند. لذا مشاهده شد بیشترین تنش در اولین دندان‌های درگیر پیچ و مهره رخ می‌دهد.

7- مراجع

- [7] P. G. Forrest, *Fatigue of metals*, New York: Pergamon, pp. 262-80, 1952.
- [8] G. H. Majzoobi, N. Habibi, Experimental evaluation of the effect of thread pitch on fatigue life of bolt, *International Journal of Fatigue*, Vol. 27, pp. 189-196, 2005.
- [9] C. Berger, T. Trossmann, Very high cycle fatigue tests with smooth and notched specimens and screws made of light metal alloys, *International Journal of Fatigue*, Vol. 28, pp. 1640-1646, 2006.
- [10] J. W. Hobbs, E. A. Patterson, The effect of eccentric loading on the fatigue performance of high-tensile bolts, *International Journal of Fatigue*, Vol. 22, pp. 531-538, 2000.
- [11] A. R. Shahani, H. Moayeri, M. Salari, Fatigue analysis of a reinforced cylindrical shell under multi-axial loading, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. ?, No. ?, pp. ?, ?. (In Persian)
- [12] ISO 3800, *Threaded fasteners, axial load fatigue testing, test method and evaluation of results*, 1993.
- [13] ABAQUSV.6.10 documentation, Analysis user's manual.
- [1] J. Goodier, The distribution of load in threads of screws, *Journal Appl Mech Trans ASME*, Vol. 62, pp. A10-A16, 1940.
- [2] M. D'Eramo, P. Cappa, An experimental validation of load distribution in screw Threads, *Exp Mech*, Vol. 31, pp. 5-70, 1991.
- [3] W. Pilkey, *Peterson's stress concentration factors*, 2nd Ed. New York: Wiley, 1997.
- [4] Bradley, Influence of cold rolling threads before or after heat treatment on the fatigue resistance of high strength fine thread bolts for multiple preload conditions, *ASTM STP 1487 structural integrity of fastener*, pp. 98-112, 2007.
- [5] E. Fetullazade, Effects of the machining conditions on the strain hardening and the residual stresses at the roots of screw threads, *Mater Des*, Vol. 31, No. 4, pp. 2025-2031, 2009.
- [6] R. C. A. Thurston, The fatigue strength of threaded connections, *ACSE Trans*, Vol. 73, pp. 1085-1092, 1951.

Archive of SID