



پیش‌بینی نیروی حد نهایی قابل تحمل توسط قطعات با روش اجزای محدود و مقایسه با نتایج تجربی

سجاد سیفوری

استادیار، گروه مکانیک، دانشگاه ولیعصر رفسنجان (عج)
رفسنجان، صندوق پستی 518، sajjad.seifoori@vru.ac.ir

کلیدواژگان

روش اجزای محدود، تست تجربی
تغییر شکل بزرگ پلاستیک
نیروی حد نهایی

چکیده

در این تحقیق یک روش عددی بر پایه روش اجزای محدود و تئوری تغییر شکل‌های بزرگ، برای پیش‌بینی نیروی نهایی قابل تحمل توسط قطعات و مقایسه نتایج با تست‌های تجربی، بیان شده است. ابتدا طیف وسیعی از تست‌های تجربی انجام شده و سپس با تحلیل‌های غیرخطی و با استفاده از روش اجزای محدود، که مبتنی بر استفاده از قانون جریان مرتبط به همراه قانون سخت شونده‌گی همسانگرد و معیار تسلیم فون میز است، شبیه‌سازی عددی تست‌های استاندارد کشش و قطعات انجام شده است. با بررسی نتایج و مشاهده همگرایی مناسب مابین نتایج تجربی و عددی، از این روش برای طراحی قطعات جدید و همچنین بهینه‌سازی قطعات قبلی استفاده شده است.

Limit load analysis of parts and comparison between experimental tests and numerical analyses

Sajjad Seifoori

Mechanical Engineering Dept., Faculty of Engineering, Vali-e-Asr University, Rafsanjan, Iran
* P.O.B.518, rafsanjan, Iran, sajjad.seifoori@vru.ac.ir

Keywords

Finite element method
Experimental test
Plastic deformation
Limit load

Abstract

In this paper, finite element method and large deformation theory has been used in order to find a Limit load force of parts and a correlation between experimental tests and numerical results. The numerical process for simulating mechanical loading on parts until fracture, considering fracture load level and plastic deformation simulation using the von Mises yield criterion with the associated flow rule and isotropic (work) hardening have been described. It is shown that the results of numerical analysis are in accordance with experiments, and good correlation is achieved. Therefore, this approach may be recommended for designing of light weight mechanical parts.

1- مقدمه

طراحی قطعاتی که در اثر نیروی کششی دچار تغییر فرم‌های بزرگ پلاستیک می‌شوند، از اهمیت فوق العاده‌ای برخوردار است. مورد متداول استفاده از این قطعات در زنجیره‌های فشار قوی، خطوط انتقال نیرو است که در معرض نیروهای حاصل از کشش سیم و نیروهای حاصل از برف و وزش باد قرار دارند. این قطعات در آستانه شکست دچار تغییر شکل‌های بزرگ

پلاستیک شده و رفتار غیرخطی دارند.

تعیین نیروی حد نهایی نمونه‌های استاندارد تست کشش، توسط محققان زیادی انجام شده است [۱،۲]. این تحقیقات بر اساس روابط تحلیلی و همچنین شبیه‌سازی‌های عددی صورت گرفته است. اما برای قطعاتی با هندسه‌های پیچیده‌تر که در معرض بارهای ترکیبی به صورت کششی، فشاری و خمشی و ... قرار دارند، استفاده از نرم افزارهای مبتنی بر روش اجزای

Please cite this article using:

S. Seifoori, Limit load analysis of parts and comparison between experimental tests and numerical analyses, *Iranian Journal of Manufacturing Engineering*, Vol. 2, No. 3, pp. 1-8, 2015 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

محدود مرسوم است [۳،۴].

در محدوده تلورانس واقع نبود، الگوریتم دوباره یک نیروی جدید (نیروی کمتر از نیروی اولیه) را تخمین زده و سپس ماتریس سختی به روز شده و حلی جدید تست می‌شود [7].

3- تست تجربی نمونه استاندارد تست کشش

برای انجام تست‌های عملی بر روی قطعات و نمونه‌های استاندارد تست کشش، در تولید قطعات استفاده از محموله‌های مواد اولیه یکدست و شرایط یکسان تولید برای هر نوع از قطعات استفاده شده تا پراکندگی خواص مکانیکی به حداقل رسیده و نمونه‌های استاندارد آزمایش کشش که از قطعات استخراج شده‌اند، بتوانند به درستی معرف خواص قطعات باشند.

روش انجام کار برای قطعه‌ای که از فولاد فورج شده CK45 ساخته شده و با عملیات حرارتی مخصوص، نرماله شده است توضیح داده می‌شود. نمونه‌های استاندارد تست کشش بر طبق استاندارد [8] و مطابق شکل‌های 1- الف و ب تهیه شده و سپس نمودار تنش- کرنش مهندسی آنها مطابق شکل 1- پ بدست آمده است.

نمودار تنش- کرنش مهندسی از تقسیم نیروی لحظه ای بر سطح مقطع اولیه بدست می‌آید و بنابراین برای تحلیل مسائل با تغییر شکل بزرگ مناسب نیست [۵،۶].
برای رفع این مشکل از نمودار تنش- کرنش حقیقی و بر طبق روابط (3) استفاده می‌شود [۵، 7-۱].

$$\sigma_{true} = \sigma_{eng} (1 + \varepsilon_{eng}), \quad \varepsilon_{ln} = \ln(1 + \varepsilon_{eng}) \quad (3)$$

در رابطه (3) تنش حقیقی از حاصل ضرب تنش مهندسی در کرنش مهندسی بعلاوه عدد یک بدست می‌آید و چگونگی محاسبه کرنش حقیقی و یا لگاریتمی نشان داده شده است. این روابط تا قبل از آنکه نمونه دچار پدیده گلویی شدن، شود معتبر است [۵،۹]. برای نمودار تنش- کرنش حقیقی و انجام شبیه‌سازی در نرم‌افزار 10 نقطه از نمودار-تنش کرنش مهندسی مطابق شکل 2 انتخاب شده و وارد نرم‌افزار شده است.

4- مدل اجزای محدود نمونه استاندارد تست کشش

شبیه‌سازی عددی بر پایه اجزای محدود در نرم‌افزار انسیس و با استفاده از رفتار تغییر شکل‌های بزرگ پلاستیک، شبیه‌سازی شده است.

برای افزایش دقت پارامترهای متعددی می‌بایست کنترل گردند که در ادامه به نکات مهم اشاره شده است.

در این تحقیق ابتدا تست کشش استاندارد برای چند نمونه که از یک دسته تولیدی (برای به حداقل رساندن خواص مکانیکی) انتخاب شده‌اند، در آزمایشگاه انجام شده و نمودار تنش کرنش نمونه‌ها تا نقطه شکست بدست آمده است. در مرحله بعد شبیه‌سازی عددی بر پایه روش اجزای محدود و به صورت غیرخطی و مبتنی بر روش نیوتن-رافسون صورت گرفته است. سپس تست‌های تجربی بر روی قطعات صورت گرفته و در ادامه شبیه‌سازی عددی تست‌ها انجام شده است. بعد از مقایسه نتایج تجربی و عددی و با مشاهده همگرایی خوب بین نتایج یک روش عددی برای پیش‌بینی ماکزیمم نیروی قابل تحمل توسط قطعات ارائه شده است. در پایان کار با استفاده از روش ارائه شده قطعیت بهینه‌سازی شده و با طراحی مجدد قالبها تا 36% کاهش وزن حاصل شده است.

2- روش تحلیل غیرخطی

رفتار غیرخطی سازه‌ها ناشی از پدیده‌های مختلفی است که می‌تواند در سه گروه مسائل هندسی غیرخطی (تغییر شکل‌های بزرگ)، مسائل فیزیکی غیرخطی (مدل رفتار ماده) و تغییر وضعیت غیرخطی تقسیم بندی شوند.
معادلات حاکم بر چنین رفتارهای به صورت غیرخطی بوده و عموماً دارای حل دقیق نیستند [۵،۶]. معادله اجزای محدود برای سیستم‌های غیرخطی به صورت (1) است:

$$\{F^a\} = [k]\{u\} \quad (1)$$

که در آن: $[K]$ ماتریس سختی، $\{u\}$ بردار جابه جایی (درجات آزادی) و $\{F^a\}$ بردار نیروی اعمالی است
اگر ماتریس $[K]$ خود تابعی از جابه جایی باشد آنگاه معادله (1) یک معادله غیرخطی است.

روش نیوتن-رافسون یک روش برای حل معادلات غیرخطی است که در انتهای هر بازه بارگذاری، این روش با چک کردن معیار همگرایی، معادله را حل می‌کند. در این روش قبل از هر بازه حل، ابتدا الگوریتم مذکور، یک تخمین مناسب برای بردار نیروی خارج از تعادل همانند رابطه (2) در نظر می‌گیرد.

$$\{F_{restoring} - F_{applied}\} \quad (2)$$

در رابطه (2) نیروی اول، مقدار نیروی عکس‌العمل حاصل از مقدار تنش در المان‌ها و نیروی دوم مقدار نیروی اعمالی توسط الگوریتم حل است. اگر مقدار بدست آمده از رابطه (2)

4-1- مدل رفتار ماده

روابط تنش- کرنش غیرخطی پلاستیک، الاستیک چند خطی و هاپیر الاستیک باعث تغییر در سختی سازه در بازه‌های بارگذاری مختلف می‌شود [7].

قانون سخت شوندگی که در حقیقت معرف تحول سطح تسلیم با افزایش کرنش پلاستیک است و در این حالت با افزایش کرنش پلاستیک معادله تسلیم بایستس ارضا شود، از نوع همسانگرد انتخاب شده است. در قانون سخت شوندگی همسانگرد سطح تسلیم با افزایش کرنش پلاستیک، بدون جابه جایی تغییر حجم می‌دهد [9-11].

قانون جریان نیز از نوع مرتبط¹ بوده که در این حالت جهت کرنش پلاستیک همواره در جهت عمود به سطح تسلیم می‌باشد. معیار تسلیم نیز، معیار فون میزز تعیین شده است. همچنین برای ادامه نمودار تنش-کرنش بعد از پدیده گلویی شدن از دو فرض زیر استفاده شده است:

- 1) بعد از نقطه ماکزیمم تنش در نمودار تنش-کرنش فرض می‌شود که نمودار با تنش ثابت تا نقطه شکست ادامه پیدا کند.
- 2) بعد از نقطه ماکزیمم تنش در نمودار تنش-کرنش با ثبت سطح مقطع نمونه و تقسیم نیرو بر آن، بر طبق رابطه (4) می‌توان ادامه نمودار تنش-کرنش را بدست آورد.

$$\sigma_{true} = \frac{F_{reaction}}{A_{true}} \quad (4)$$

نمودار تنش-کرنش بدست آمده با توجه به فرضیات فوق در شکل 3 نشان داده شده است.

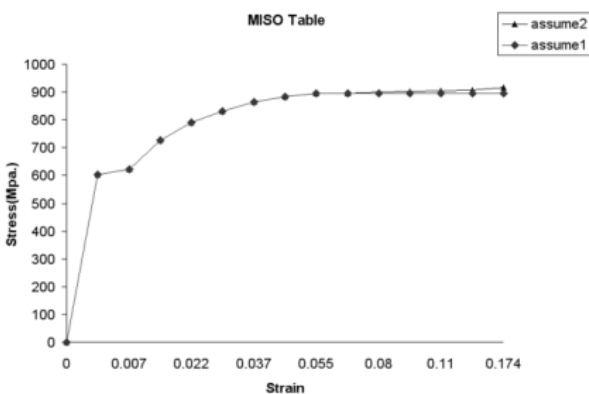


Fig.3 True strain-stress curves for assumptions due to necking
 شکل 3 نمودار تنش-کرنش حقیقی همراه با فرضیات مربوط به بعد از منطقه گلویی شدن

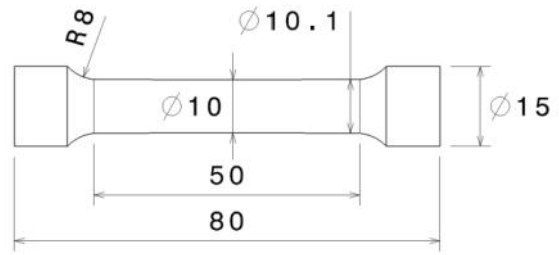


Fig. 1.a Round tension test geometry

شکل 1- الف هندسه نمونه استاندارد تست کشش



Fig. 1.b Round tension test specimens

شکل 1- ب نمونه‌های ساخته شده استاندارد تست کشش

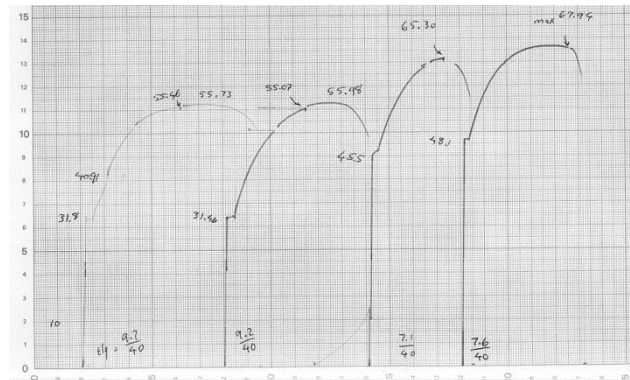


Fig. 1.c Engineering stress-strain curves (experimental test)

شکل 1- پ نمودار تنش-کرنش نمونه‌های استاندارد تست کشش (تست تجربی)

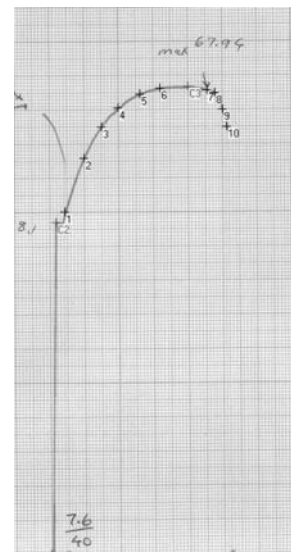


Fig. 2 Engineering stress-strain curves from experimental test

شکل 2 نمودار تنش-کرنش مهندسی انتخاب شده، بدست آمده از تست تجربی

¹ Associated flow rule

2-4- نحوه شبکه‌بندی مدل

برای المان‌بندی نمونه استاندارد تست کشش از المانهای مختلفی مطابق جدول 1 استفاده شده است.

در هر مورد در قسمت وسط نمونه که نیرو و تنش‌ها به حداکثر می‌رسد (برای اینکار کافی است تا پهنای نمونه در قسمت وسط به مقدار جزئی با بقیه مدل متفاوت باشد) المان‌بندی مطابق شکل 4 ریزتر شده است.

لازم به ذکر است که در هر مورد برای رسیدن به همگرایی در نتایج، شبکه بندی ریزتر شده تا اینکه نتایج جدول 1 حاصل شده است [1].

جدول 1 تعداد المان‌ها و گره‌ها برای مدل اجزای محدود نمونه استاندارد تست کشش

شماره مدل	مشخصات و خصوصیات المان	تعداد المان	تعداد گره
1	دو بعدی چهار گره‌ای تقارن محوری شماره المان 42	528	603
2	دو بعدی هشت گره‌ای تقارن محوری شماره المان 183	528	1733
3	سه بعدی بیست گره‌ای شماره المان 95	1280	6639

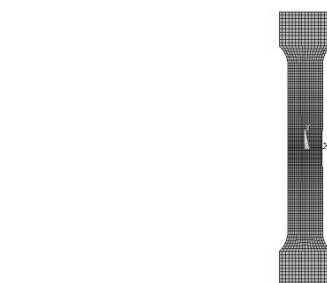


Fig.4a FEM mesh for 2d tension test specimen

شکل 4- الف نحوه شبکه‌بندی دوبعدی نمونه استاندارد تست کشش

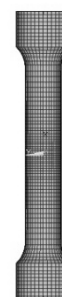


Fig.4b FEM mesh for 3d tension test specimen

شکل 4- ب نحوه شبکه‌بندی سه بعدی نمونه استاندارد تست کشش

5- بحث و نتایج

شرایط تست واقعی قطعات در آزمایشگاه شبیه‌سازی شده است. برای این منظور ابتدا نمونه‌های استاندارد تست کشش بدست آمده از قطعات، با توجه به نحوه تست تجربی به جای نیرو تحت شرایط جابه‌جایی تست شده اند، به عبارتی بجای اعمال شرایط نیرویی، مقداری جابه‌جایی (متناظر با تست تجربی) به قطعه وارد شده است. برای شبیه‌سازی این تست، مقدار جابه‌جایی وارد شده به نمونه‌ها، به صورت قسمت‌های کوچک وارده شده تا از ناپایداری احتمالی جلوگیری شود.

با اعمال جابه‌جایی به نمونه‌ها، مقدار نیروی عکس‌العمل (نیروی بوجود آمده در قطعه) در هر لحظه اندازه‌گیری می‌شود و با ملاحظه نمودار نیروی عکس‌العمل در طول دوره بارگذاری، مشاهده می‌شود که این نیرو دارای یک مقدار ماکزیمم است. به عبارت دیگر با اعمال جابه‌جایی به قطعه و با افزایش جابه‌جایی، مقدار عکس‌العمل قطعه نیز افزایش می‌یابد تا جایی که با افزایش جابه‌جایی، تغییر فرم قطعه افزایش می‌یابد و با کاهش سطح مقطع موثر قطعه، سختی قطعه کاهش یافته و نیروی عکس‌العمل قطعه کاهش می‌یابد، تا جایی که مطابق شکل 5 نمونه دچار شکست می‌شود.

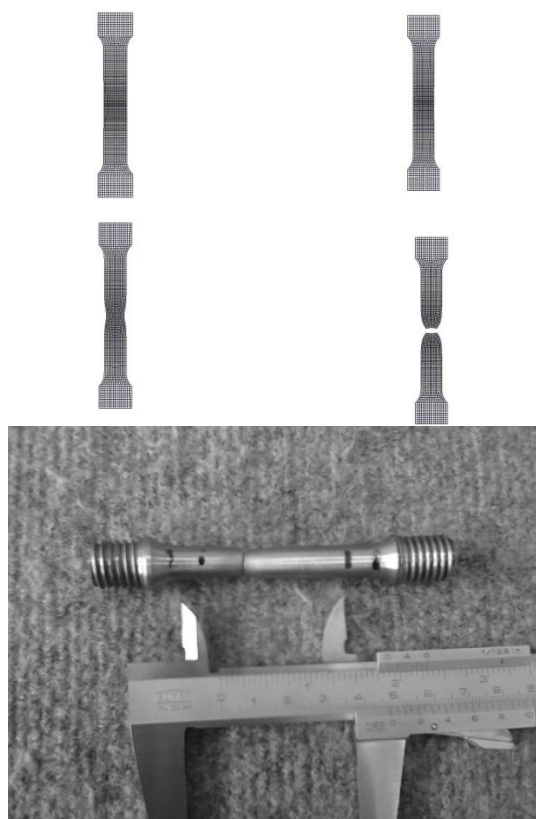


Fig. 5 Deformation mesh plot for 2d tension test specimen and experimental test until necking state

شکل 5 مراحل تغییر فرم نمونه تا مرحله گلوئی شدن در نرم‌افزار همراه با نمونه تجربی بعد از تست

تست تجربی بر روی قطعه‌ای به نام بال تانگ انجام شده و نتایج تست برای 5 نمونه در جدول 2 آورده شده است. لازم به ذکر است قطعات فوق همان قطعاتی هستند که نمونه‌های استاندارد تست کشش از آن مستخرج شده است. شکل و مشخصات هندسی و همچنین نحوه تست قطعه در تصاویر شکل 9 نشان داده شده است.

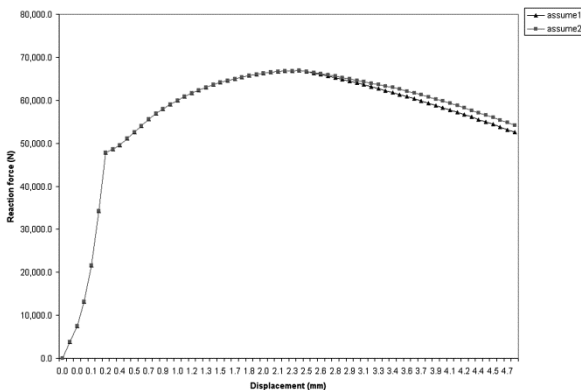


Fig. 7 Load- displacement curve for round tension test specimens made from [CK45 (DIN: 1.1191) normalized]

شکل 7 نمودار نیروی عکس‌العمل-جابه‌جایی برای نمونه تست کشش ساخته شده از CK45 نرماله

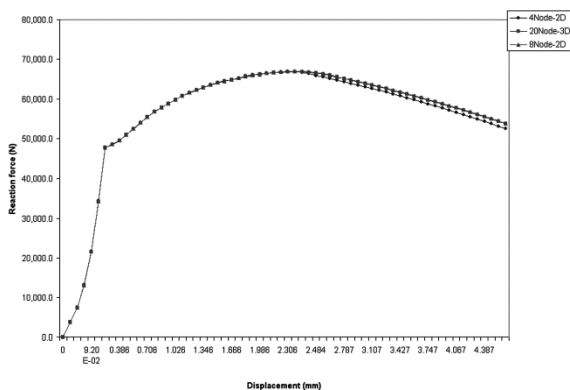


Fig. 8 Load- displacement curve for 2D elements with 4 and 8 nodes and 3D element with 20 nodes

شکل 8 نمودار نیروی عکس‌العمل - جابه‌جایی برای دو المان دو بعدی و چهار و هشت گره‌ای و المان سه بعدی 20 گره‌ای

جدول 2 نیروی حد نهایی قابل تحمل توسط قطعه با تانگ

شماره تست	مقدار نیروی ماکزیمم بر حسب کیلو نیوتن	مقدار میانگین نیرو (کیلو نیوتن)
1	261/3	
2	267	
3	267/4	267/1
4	268/4	
5	270	

مقادیر تنش معادل در نمونه‌های دوبعدی و سه بعدی در هنگام گلوبی شدن در شکل 6 نشان داده شده است.

در شکل 7 نمودار نیرو و جابه‌جایی با توجه به دو فرض ارائه شده در قسمت قبل، نشان داده شده است. همان‌گونه که از شکل 7 مشاهده می‌شود هر دو فرض مقدار یکسانی را برای بیشترین نیروی عکس‌العمل پیش‌بینی می‌کنند.

مقدار بیشترین نیروی بدست آمده از تست تجربی 67/94 کیلو نیوتن همانند شکل 2 است و این مقدار در شبیه‌سازی برابر با 66/89 کیلو نیوتن است. همان‌طور که مشاهده می‌شود همگرایی بسیار خوبی بین نتایج تجربی و عددی وجود دارد. شکل 8 نمودار نیروی عکس‌العمل-جابه‌جایی را برای المانهای دوبعدی 4 و 8 گره‌ای و همچنین المان سه بعدی 20 گره‌ای نشان می‌دهد. همان‌طور که از نتایج مشخص است مقدار نیرویی ماکزیمم در هر سه مورد تقریباً یکسان است.

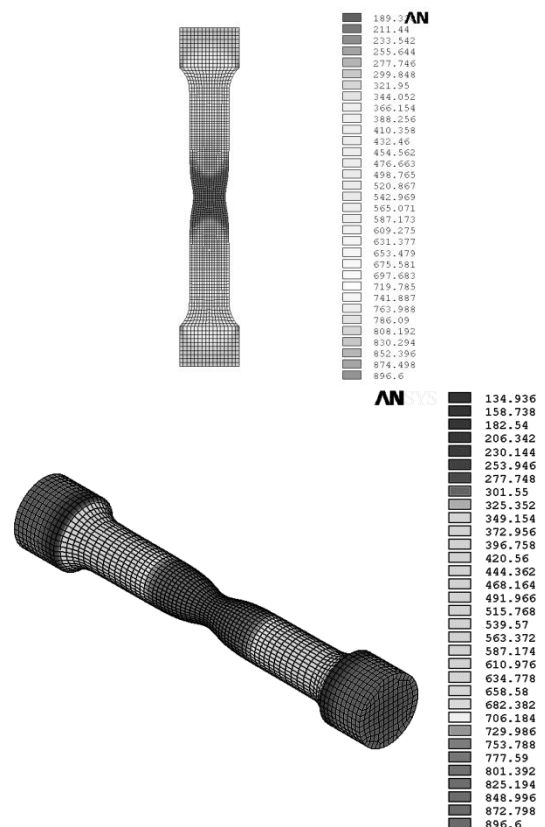


Fig.6 Von mises stress distribution for 2d and 3d tension test specimen in necking state

شکل 6 تنش‌های معادل فون میزز در نمونه‌های دو بعدی و سه بعدی در مرحله گلوبی شدن

6- طراحی و تحلیل قطعات

بعد از شبیه‌سازی موفق نمونه استاندارد تست کشش برای رسیدن به روش تحلیل عددی قطعات و طراحی آنها ابتدا

همانند نمونه استاندارد تست کشش، نمودار نیروی عکس‌العمل - جابه‌جایی آن دارای شیب مثبتی است همانند شکل 11 است، تا آنجا که در اثر تغییر فرم‌های بزرگ پلاستیک و کاهش سختی قطعه، این نیرو افت کرده و بعد از قطعه دچار شکست می‌شود. همان‌طور که از شکل 11 مشخص است بیشترین نیروی قابل تحمل توسط قطعه بال تانگ به میزان 248 کیلونیوتن از شبیه‌سازی بدست می‌آید.

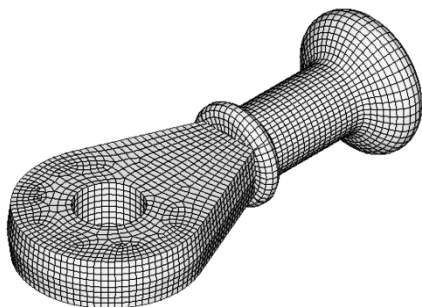


Fig. 10 Finite element model for ball tang

شکل 10 نحوه المان‌بندی منظم قطعه بال تانگ

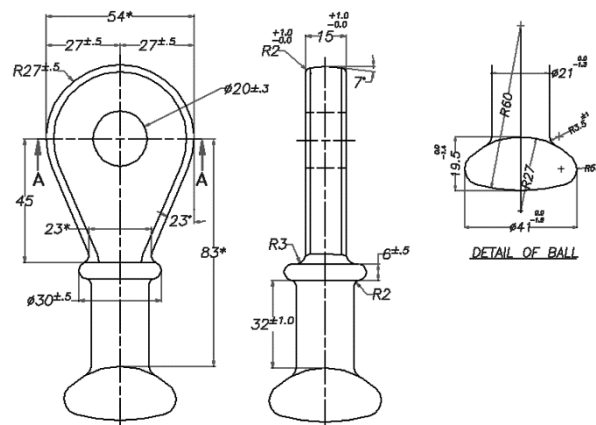


Fig. 9 Geometry test set up for ball tang

شکل 9 هندسه و نحوه تست قطعه بال تانگ

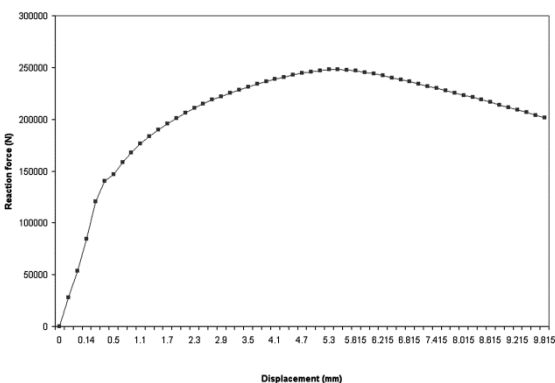


Fig. 11.a Numerical load- displacement curve for ball tang

شکل 11-الف نمودار عددی نیروی عکس‌العمل - جابه‌جایی برای بال تانگ

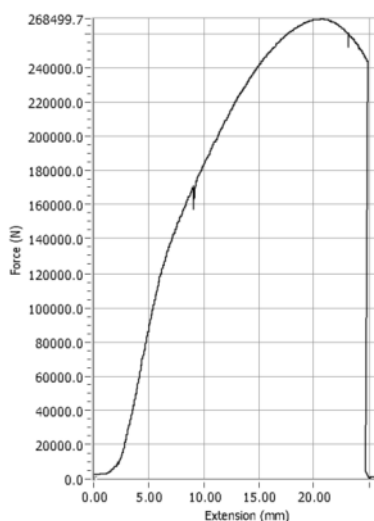


Fig. 11.b Experimental load- displacement curve for ball tang

شکل 11-ب نمودار تجربی نیروی عکس‌العمل - جابه‌جایی برای بال تانگ

1-6- مدل اجزای محدود و نتایج

برای المان‌بندی قطعه، بعد از کنترل ابعادی دقیق قطعه واقعی، از المان‌های سه بعدی 20 گره‌ای با سه درجه آزادی استفاده شده است. به علت تقارن موجود در هندسه قطعه تنها یک چهارم قطعه مدل‌سازی و شبکه‌بندی شده است. تعداد المان‌های این مدل همانند شکل 10، 5152 و تعداد گره‌های آن 24956 گره است. دیگر مواردی که در قسمت 4 ذکر شد از قبیل مدل رفتار ماده و معیارهای تسلیم همانند قبل در نظر گرفته شده است.

این قطعه نیز با اعمال جابه‌جایی شبیه‌سازی شده و مجدداً

اگرچه پیش‌بینی نیروی حد نهایی و تغییر فرم قطعه بعد از شکست بخوبی انجام شده است، اما مقدار جابه‌جایی در نقطه ماکزیمم بار طبق نمودارهای شکل 11 برای تست تجربی 20 میلیمتر و برای شبیه‌سازی عددی به میزان 6 میلی‌متر است. این اختلاف از آنجا ناشی می‌شود که اجزای کمک تستی از قبیل پین و لینک‌ها نیز در اثر اعمال بار، دچار تغییر فرم می‌شوند که در شبیه‌سازی این اجزا وجود ندارند. برای در نظر گرفتن این مطلب در تحلیلی جداگانه قطعه بال تانگ به همراه پین و لینک‌های کمکی مطابق شکل 14 در نظر گرفته شده است. در این تحلیل همچنین از المان‌های تماس مابین پین و قطعه و همچنین مابین لینک‌های کمکی و پین استفاده شده است (شرایط مرزی غیرخطی). بعد از انجام شبیه‌سازی برای مدل مذکور با توجه به شرایط تحلیل مشابه با موارد قبل، نمودار نیروی عکس‌العمل بر حسب جابه‌جایی برای مدل با المان‌های تماس و مدل قبلی (بدون قطعات کمک تستی) در نمودار شکل 15 نشان داده شده است.

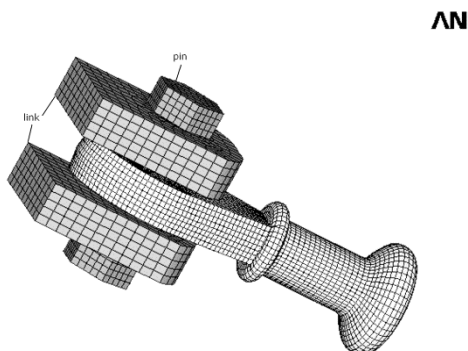


Fig. 14 The finite element mesh for ball tang and subsidiary parts with contact elements

شکل 14 مدل اجزای محدود قطعه بال تانگ به همراه قطعات کمک تستی

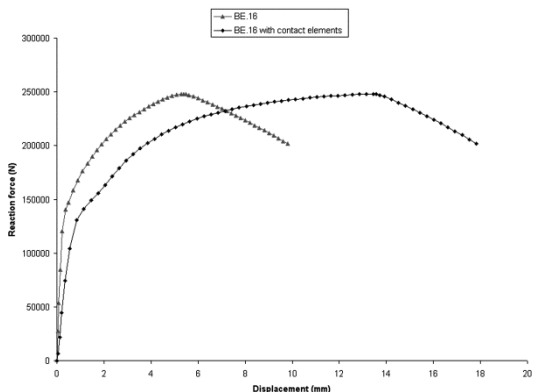


Fig. 15 load-displacement curve for ball tang with and without subsidiary parts and contact elements

شکل 15 نمودار نیروی عکس‌العمل - جابه‌جایی برای قطعه بال تانگ در دو حالت با قطعات کمک تستی و بدون آنها

مقدار نیروی حاصل از تست تجربی طبق نتایج جدول 2 برابر با 267/11 کیلو نیوتن (مقدار میانگین) است. مقدار اختلاف نیروی حاصل از شبیه‌سازی با تست‌های تجربی به میزان 7% می‌باشد که نشان دهنده همگرایی مناسب بین نتایج است.

مقدار تنش معادل فون میزز در نقطه نیروی ماکزیمم، برای قطعه بال تانگ در شکل 12 نشان داده شده است. تغییر شکل نهایی المان‌ها در شبیه‌سازی عددی و همچنین وضعیت قطعه بعد از شکست در شکل 13 نشان داده شده است.

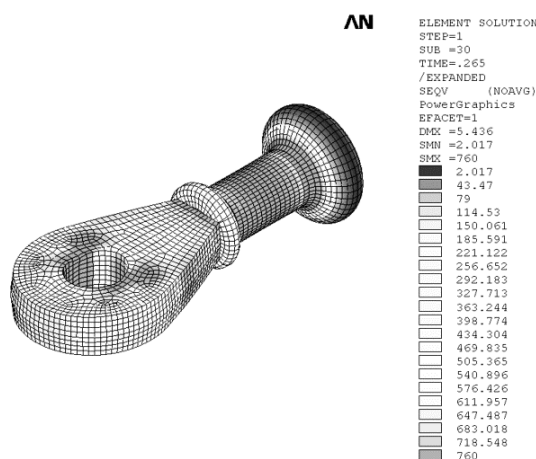


Fig. 12 Von Mises stress distribution of ball tang at maximum reaction load

شکل 12 تنش‌های معادل فون میزز در بال تانگ در نیروی ماکزیمم

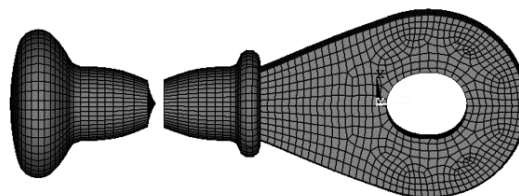


Fig. 13 Deformed element mesh at last step for numerical simulation and experimental test

شکل 13 تغییر شکل نهایی قطعه بال تانگ در شبیه‌سازی و مقایسه با تست تجربی



Fig. 17.a Optimization and 17% weight loss for ball tang
شکل 17- الف قطعه بال تانگ بهینه شده و کاهش وزن 17% نسبت به مدل قبلی



Fig. 17.b Optimization and 36% weight loss for ball clevis
شکل 17- ب قطعه بال کلویس بهینه شده و کاهش وزن 36% نسبت به مدل قبلی



Fig. 17.c Optimization and 25% weight loss for rod clevis
شکل 17- پ قطعه کلویس دنباله‌دار بهینه شده و کاهش وزن 25% نسبت به مدل قبلی

8- نتیجه‌گیری

در این مقاله با انجام تست‌های تجربی بر روی نمونه‌های تست کشش مستخرج از قطعات، شبیه‌سازی عددی این تست‌ها به

همان‌طور که از نمودار مشخص است مقدار نیروی ماکزیمم در هر دو حالت مساوی است، اما مقادیر جابه‌جایی متفاوت است. مقدار جابه‌جایی در نیروی ماکزیمم در حالت با قطعات کمکی به میزان 15 میلی‌متر است که به نتایج تجربی یعنی 20 میلی‌متر نزدیکتر است. تغییر شکل نهایی المان‌ها در شبیه‌سازی عددی و همچنین وضعیت قطعه بعد از شکست در شکل 16 نشان داده شده است.

7- بهینه‌سازی قطعات

با توجه به همگرایی شبیه‌سازی عددی با تست‌های تجربی این روش برای طراحی قطعات قبل از تولید و قبل از طراحی قالب که با هزینه زیادی صورت می‌گیرد، روش بسیار مناسبی است. از این روش برای طراحی و بهینه‌سازی قطعات مختلفی استفاده شده و تا میزان 36% کاهش وزن با همان کاری قبلی از قطعه مشاهده شده است. تعدادی از این بهینه‌سازی‌ها همراه با کاهش وزن مربوطه در تصاویر شکل 17 نشان داده شده است.

AN

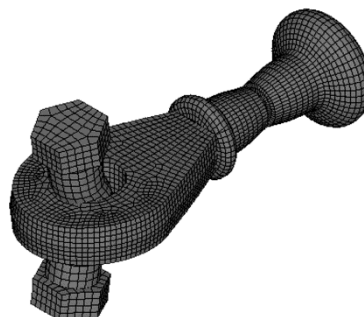


Fig. 16 Deformed element mesh at last step for numerical analysis and experimental test with subsidiary parts

شکل 16 تغییر شکل نهایی قطعه بال تانگ با کمک تستی‌ها در شبیه‌سازی و مقایسه با تست تجربی

- an ogive-nose projectile into concrete targets under normal impact, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 225, No. 8, pp. 1782-1797, 2011.
- [4] S. Seifoori, G.H. Liaghat, Low velocity impact of a nanoparticle on nanobeams by using a nonlocal elasticity model and explicit finite element modeling, *Int. International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.69, No.4, pp. 85-93, 2013.
- [5] K.S. Zhang K.S. , Z.H. Li, Numerical Analysis of the Stress-Strain Curve and Fracture Initiation for Ductile Material, *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 49, No.2, pp.235-241, 1994.
- [6] J. Eman, Spatially resolved observations of strain fields at necking and fracture of anisotropic hardened steel sheet material, *International Journal of Solids and Structures* , Vol. 46 , No.13, pp.2750-2756, 2009.
- [7] ANSYS Help System, Theory Reference, Release 11.
- [8] ASTM A370, *Standard test methods and definition for mechanical testing of steel products*, 1997.
- [9] O.C. Zienkiewicz, R.L. Taylor, *The Finite Element Method*, Vol. 1-2, 4th Edition, McGraw-Hill, New York, 1994.
- [10] J.N. Karadelis, M. Omair, Elasto-plastic analysis with large deformation effects of a T-end plate connection to square hollow section, *Journal of Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 38, No. 2, pp.65-77, 2001.
- S.K. Jain, *introduction to Theory of Plasticity-part1: Stress-strain relations*, VIRGINIA University press, 1989.
- روش اجزای محدود و بر طبق تئوری تغییر شکل‌های بزرگ پلاستیک انجام شد. سپس بعد از مشاهده همگرایی مناسب بین نتایج، تست‌های تجربی دیگری روی قطعات انجام شده و سپس شبیه‌سازی عددی با دو روش با المان‌های تماس و بدون المان‌های تماسی انجام شده است. با استفاده از این روش عددی که مبتنی بر انتخاب مدل رفتار خاص برای فلزات بوده و همچنین از قانون جریان مرتبط به همراه قانون سخت‌شوندگی همسانگرد و معیار تسلیم فون میزز بهره می‌برد، همگرایی مناسبی با نتایج تجربی مشاهده شد. در ادامه با استفاده از این روش شبیه‌سازی، بهینه‌سازی وزنی تا 36% وزن اولیه و با حفظ کارایی قطعه انجام شده است.

9- مراجع

- [1] A. Arriagaa, J.M. Lazkano, R. Pagaldai, A.M. Zaldua, R. Hernandez, R. Atxurra, A. Chrysostomou , Finite-element analysis of quasi-static characterization tests in thermoplastic materials: Experimental and numerical analysis results correlation with ANSYS, *Journal of Thin-Walled Structures*, Vol. 41, No. 3, pp. 227-244, 2003.
- [2] T. Bqrvik, A.H. Clausen, Magnus Eriksson, Torodd Berstad, Odd Sture Hopperstad, Magnus Langseth, Experimental and numerical study on the perforation of AA6005-T6 panels, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 27, No. 4, pp. 619-637, 2005.
- [3] S. Seifoori, G.H. Liaghat, A semianalytical and numerical study of penetration and perforation of