

## تأثیر سختی تکیه گاه بر روی رفتار جاذب انرژی استوانه‌ای در تصادف از جلو

حسین خانجانی<sup>۱</sup>، احمد کشاورزی<sup>۲-۳\*</sup>

\* نویسنده مسئول: keshavarzi@iaukhsh.ac.ir

### واژه‌های کلیدی

جاذب‌های انرژی، تکیه‌گاه الاستیک، مدل جرم و فنر، انرژی جذب شده

### چکیده

سازه‌های جدار نازک امروزه به عنوان جاذب‌های انرژی در سازه خودرو به صورت گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرند، تاکنون محققان زیادی به مطالعه رفتار این جاذب‌ها در هنگام اعمال ضربه پرداخته‌اند، مطالعه جذب انرژی و بیشینه نیروی ضربه بخش اصلی این تحقیقات را تشکیل می‌دهد، میزان جذب انرژی و مقدار بیشینه نیروی ضربه در این سازه‌ها به پارامترهای زیادی مانند شرایط مرزی، نرخ کرنش، تاریخچه بارگذاری، هندسه و انرژی ورودی (وزن و سرعت ضربه زننده) وابسته است، در این مقاله رفتار یک جاذب با مقطع دایره‌ای هنگام اعمال ضربه محوری مورد بررسی قرار می‌گیرد، بر خلاف تحقیقات گذشته که رفتار جاذب با گذاشتن تکیه‌گاه صلب مورد بررسی قرار گرفته است، در این مقاله تکیه‌گاه به صورت الاستیک مدل‌سازی خواهد شد و رفتار جاذب با داشتن این نوع تکیه‌گاه مورد مطالعه قرار می‌گیرد. از روش عددی برای انجام این کار تحقیقاتی استفاده شده است. با توجه به هزینه بالای آزمایش‌ها، زمانبر بودن آن‌ها و استفاده از فرضیات ساده کننده به منظور مدل‌سازی ماده در استخراج مدل نظری، در این مقاله مدل عددی با در نظر گرفتن خصوصیات کامل ماده ایجاد می‌گردد، تا پس از صحت‌گذاری نتایج آن با نتایج عددی باعث کاهش هزینه و زمان در انجام مطالعه بر روی این نوع جاذب‌ها شود. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که کاهش سختی تکیه‌گاه بر روی رفتار دینامیکی جاذب‌های انرژی تأثیر دارد و می‌تواند باعث کاهش نیروی بیشینه، کاهش میزان جذب انرژی و کاهش بازده نیروی ضربه شود.

- ۱- کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف‌آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف‌آباد، ایران.
- ۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف‌آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف‌آباد، ایران.
- ۳- استادیار، باشگاه پژوهشگران جوان و نخبگان، واحد خمینی‌شهر، دانشگاه آزاد اسلامی، اصفهان، ایران.

## ۱- مقدمه

با افزایش تعداد خودروها و قدرت موتورهای آنها در سطح جاده‌ها پدیده‌ای به نام تصادف بوجود آمد. پس از گذشت چند سال و افزایش تلفات جاده‌ای در دنیا، حفظ جان سرنشینان در هنگام تصادف و جلوگیری از صدمه دیدن ایشان به یکی از نگرانی‌های دولت‌ها، جامعه و خودروسازان تبدیل شد. این نگرانی‌ها و بالا رفتن دانش عمومی در این زمینه، باعث ایجاد ملزومات قانونی و استانداردهای اجباری برای بالا بردن سطح ایمنی خودروهای تولیدی گردید و کشورهای پیشرو در این صنعت هزینه زیادی را به منظور تحقیقات در حوزه طراحی و ساخت آزمایشگاه‌های مجهز پرداخت نمودند. امروزه با توجه به رشد صنعت خودروسازی داخلی نیاز به رسیدن به دانش طراحی و ساخت تجهیزات آزمایشگاهی در این زمینه هر چه بیش‌تر احساس می‌شود.

در سال‌های اخیر، صنعت خودرو بیش‌ترین درخواست‌های مشتریان، قانون‌گذاران و رسانه‌ها را برای تولید خودروهای ایمن‌تر به خود دیده است و استانداردها و قوانین مختلفی بدین منظور تدوین شده است که به طور مثال می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

تست ایمنی وسایل نقلیه موتوری فدرال<sup>۱</sup>

تست برنامه ارزیابی خودروی جدید<sup>۲</sup>

تست‌های موسسه ایمنی بزرگراه‌ها<sup>۳</sup>

تست تطابق و تست برای اطمینان از حفاظت از کودکان و بزرگسالان کوتاه قد

رقابت در صنایع خودروسازی برای ساخت محصولات با کیفیت‌تر در دوره طراحی کوتاه، استفاده از ابزار تحلیلی و جایگزینی تست‌ها را، به جز در هنگام نیاز به تست کامل، می‌طلبد. این دگرگونی عظیم در طراحی سازه‌ای خودرو، به ویژه برای تصادفات، مسبب ایجاد ابزارهای طراحی‌ای می‌باشد که در تحلیل تصادف کارا باشند. اثر تخریب سازه‌ی خودرو بر اطلاعات شتاب - زمان و مطالعه‌ی مربوط به کنش‌های بین سرنشینان و خودرو حین تصادفات، مثال‌های مربوط به علوم مورد نیاز در این زمینه می‌باشد.

تحقیقات انجام شده در این زمینه را می‌توان در دو دسته تقسیم بندی نمود:

تحقیقات انجام شده بر اساس تئوری تنش ماکزیمم

تحقیقات انجام شده بر اساس معیار آسیب نرم

#### ۱-۱- تحقیقات انجام گرفته بر اساس تئوری ماکزیمم تنش

تحقیقات انجام شده توسط پوگسلی و ماکاولی<sup>۴</sup> [۱] و الکساندر [۲] را می‌توان از جمله تحقیقات اولیه در زمینه جذب انرژی در مقاطع نازک دانست. از آن به بعد تحقیقات زیادی در مورد دینامیک و تحلیل استوانه‌ها منتشر شد. همانگونه که قبلاً ذکر شد تغییر شکل لوله‌های جدارنازک تحت فشار محوری در چهار الگوی فروپاشی متقارن، نامتقارن، اویلری و خمیره‌ای صورت می‌گیرد. در این راستا آندرو<sup>۵</sup> و همکاران [۳] اثر پارامترهای هندسی در الگوی کمانش را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان می‌دهد که برای استوانه‌ای با قطر یکسان معمولاً از لوله‌های جدار ضخیم بصورت متقارن و لوله‌های جدار نازک به صورت

<sup>۴</sup> Pugsley and M. Macaulay

<sup>۵</sup> Andrews

<sup>۱</sup> Federal Motor Vehicle Safety Standard

<sup>۲</sup> New car assessment program (NCAP)

<sup>۳</sup> Insurance institute for highway safety (IIHS)

نامتقارن کمانش می‌نمایند. برخی از لوله‌ها نیز در هنگام تغییر شکل از متقارن به نامتقارن تغییر الگو می‌دهند.

با وجود گسترش معادلات تحلیلی در دهه‌های اخیر، پژوهش‌های انجام گرفته در این زمینه محدود به مدل‌های تئوری نمی‌شود، بلکه کارهای تجربی و شبیه‌سازی‌های عددی فراوانی در زمینه جذب انرژی سازه‌ها انجام گرفته است. این مطالعات همچنین در انواع حالات بارگذاری شبه‌استاتیکی و دینامیکی و بر روی انواع مقاطع منتشر شده است.

در سال‌های ۲۰۰۷ و ۲۰۰۴، گوپتا [۵،۴] و همکاران با استفاده از آزمایش‌های تجربی و شبیه‌سازی‌های عددی به مطالعه اثر پارامترهای ضخامت و قطر پروفیل‌های مدور پرداختند. آن‌ها بررسی‌های خود را در حالت بارگذاری شبه‌استاتیکی و دینامیکی انجام دادند. نتایج آن‌ها نشان داد قابلیت جذب انرژی در حالت بارگذاری دینامیکی ۱/۵۳٪ تا ۱۲/۳٪ بیشتر از حالت شبه‌استاتیکی است. همچنین نیروی بیشینه اولیه از ۱۴/۳۳٪ تا ۴۰/۲۵٪ افزایش یافته است. شرایط مرزی انتخاب شده برای انجام آزمون، تیر یک سرگیردار بود.

باردی [۶] و همکاران مود تغییر شکل متقارن در پروفیل‌های مدور را به صورت آزمایش‌های تجربی و شبیه‌سازی‌های عددی مورد بررسی قرار دادند. نتایج مدل عددی با استفاده از نرم افزار آباکوس تطابق خوبی با نتایج آزمایشگاهی داشت. همچنین آن‌ها نتایج تجربی را با مدل‌های نظری الکساندر [۲]، سینگس و ویرزیبکی مقایسه کردند. هرچند مدل ویرزیبکی مقادیر نیرو را در محدوده ۸۱-۹۱٪ پیش‌بینی کرد، اما طول چین خوردگی چین‌ها به طور کلی در هر سه مدل ضعیف برآورد گردید.

ناگل [۷] و همکاران در سال ۲۰۰۵ به مطالعه اثر ضخامت جداره، شیب مخروط و طول اضلاع یک پروفیل مخروطی با سطح مقطع مستطیلی بر روی قابلیت جذب انرژی پرداختند. آن‌ها مقایسه‌ای میان این‌گونه پروفیل‌ها و پروفیل‌های استوانه‌ای انجام دادند. نتایج آن‌ها نشان داد، استفاده از پروفیل‌های مخروطی و افزایش در زاویه مخروط سبب کاهش نیروی بیشینه اولیه در بارگذاری شبه‌استاتیکی می‌شود. آن‌ها از روش المان محدود برای انجام تحلیل‌های خود استفاده نمودند.

رید [۸] اثر ضخامت و خواص مکانیکی مواد، نظیر نمودار تنش- کرنش را بر روی جذب انرژی ریل خودرو در تصادف از جلو بررسی کرد. تحقیقات او نشان داد با ۱۰٪ تغییر در ضخامت به ۱۴٪ تغییر در جذب انرژی می‌توان دست یافت. همچنین با تغییر ۱۰٪ در مقاومت ماده، توانست ۷/۳٪ جذب انرژی را بهبود بخشد. یوچن [۹،۱۰] در سال ۲۰۰۸ ضربه‌پذیری پروفیل‌های منشوری با سطح مقطع چهار، شش و هشت ضلعی را با استفاده از شبیه‌سازی‌های عددی مورد بررسی قرار داد. سپس به بهینه‌سازی مشخصات ابعادی ستون‌های منشوری به منظور افزایش جذب انرژی پرداخت. او میزان انرژی مخصوص جذب شده را به عنوان تابع هدف و نیروی متوسط لهیدگی را به عنوان قید مسئله فرض نمود. در نهایت طول اضلاع مقاطع و ضخامت جداره آن‌ها را به عنوان متغیرهای مستقل طراحی مورد بهینه‌سازی قرار داد. هر دو تابع هدف و قید مسئله توسط روش پاسخ سطح پردازش گردیدند.

یامازاکی و هان [۱۱] تکنیک‌های بهینه‌سازی قابلیت جذب انرژی را برای پروفیل‌های مدور در مسئله لهیدگی محوری

<sup>3</sup> Nagel

<sup>4</sup> J.D.Reid

<sup>5</sup> Yucheng

<sup>6</sup> Yamazaki and Han

<sup>1</sup> Gupta

<sup>2</sup> Bardi

متفاوت و وزن یکسان پرداختند. ایشان آزمایش‌های شبه استاتیک و شبیه‌سازی عددی را بر روی نمونه‌های ساخته شده از جنس آلومینیوم انجام دادند. ایشان ثابت کردند پروفیل‌های استوانه‌های مدور بیش‌ترین میزان جذب انرژی و نیروی متوسط لهیدگی را در بین انواع سطح مقطع داشته و پروفیل‌های هرمی شکل و مخروطی به دلیل منحنی نیرو-جابجایی یکنواخت و تفاوت ناچیز در نیروی بیشنه اولیه و نیروی متوسط برای بارگذاری‌های دینامیکی و ضربه مناسب‌تر هستند.

دورنبرگ و همکاران<sup>[۱۲]</sup> به صورت المان محدود به بررسی اثر کارسختی و نرخ کرنش بر روی جذب انرژی مقاطع مستطیلی شکل پرداختند. ایشان نشان دادند که در این مقاطع جذب انرژی به کرنش وابسته است.

در سال ۲۰۰۴ کاراگیوزوا<sup>۷</sup> و همکاران<sup>[۳،۲۲۲]</sup> به بررسی پدیده کماتش در مقاطع جدار نازک چارگوش با در نظر گرفتن انتشار موج تنش الاستیک در طول قطعه پرداختند و نشان دادند که در ضربه با سرعت پایین مدل المان محدود ساخته شده توسط ایشان با مدل‌های کلاسیک ضربه هم-خوانی خوبی دارد.

در سال ۲۰۰۸ روسینک<sup>۸</sup> و همکاران<sup>[۴۲]</sup> بر روی یک مقطع مستطیلی شکل به روش المان محدود به بررسی حرکت موج‌های الاستیک و اثر آن‌ها روی رفتار مقاطع جذب انرژی پرداختند. آن‌ها متوجه شدند که سرعت موج الاستیک تعیین می‌نماید که اولین تاخوردگی در طول قطعه از کدام طرف ایجاد می‌شود.

حسینی تهرانی و بیات<sup>[۵۲]</sup> در سال ۲۰۱۱ در مقاله‌ای به بهینه‌سازی ابعاد و شکل هندسی بدنه جلو قطار به منظور افزایش قابلیت جذب انرژی پرداختند و توانستند شکل

توسعه دادند. آن‌ها به کمک نرم افزار آباکوس، به شبیه‌سازی رفتار لهیدگی پروفیل‌های مدور پرداختند. روش پاسخ سطح را به منظور بهینه‌سازی ضربه‌پذیری در برابر بار ضربه‌ای به کار بردند. همچنین ارتباط بین ابعاد پروفیل‌ها، انرژی جذب شده و نیروی محوری را بر اساس حل‌های عددی بدست آوردند. فرآیند بهینه‌سازی تا زمانی که شرایط همگرایی فرض شده ارضاء شود ادامه دادند. ضمناً می‌بایست اشاره شود که کارهای مشابه‌ای در این زمینه توسط شوجان<sup>[۲۱]</sup>، نیلسون<sup>[۳۱]</sup>، ژانگ<sup>[۴۱]</sup>، پینگ‌ژو<sup>[۵۱]</sup>، امیرعبدلله پور<sup>[۶۱]</sup> و ابراهیمی<sup>[۷۱]</sup> انجام پذیرفته است.

کیم<sup>۵</sup> و ویرزبیک<sup>[۱۸]</sup> در سال ۲۰۰۴ جنبه‌های مختلف طراحی سازه ریل جلو خودرو، نظیر شکل و نوع سطح مقطع را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها پروفیل جدار نازک فلزی S ریل را از نقطه نظر جذب انرژی و نیروی بیشنه اولیه مورد مطالعه قرار دادند و روش‌های مختلف تقویت آن را جهت بهبود قابلیت جذب انرژی و عملکرد استحکامی ارزیابی نمودند.

حسینی تهرانی<sup>[۱۹]</sup> و همکاران در سال ۲۰۰۸ تحقیقات خود را بر روی مدل‌های گوناگون سازه S ریل انجام دادند و نشان دادند که ریل‌های ساخته شده از مواد ترکیبی مانند آلومینیوم و فولاد عملکرد بهتری در ایمنی خودروهای سواری و بازده وزنی آن‌ها دارد. ایشان از تحلیل المان محدود بدون در نظر گرفتن نرخ کرنش استفاده نمودند.

در سال ۲۰۱۰ علوی‌نیا و همکاران<sup>[۰۲]</sup> به بررسی ظرفیت جذب انرژی پروفیل‌های جدار نازک با انواع سطح مقطع

<sup>1</sup> Shujuan

<sup>2</sup> Nilsson

<sup>3</sup> Zhang

<sup>4</sup> Ping Zhu

<sup>5</sup> Kim

<sup>6</sup> Wierzbicki

<sup>7</sup> D. Karagiozova

<sup>8</sup> A. Rusinek

هندسی مناسب را به منظور بیشترین جذب انرژی در برخورد از جلو به دست آورند.

اکثر مقالات مورد مطالعه از سال ۲۰۰۰ به بعد به صورت المان محدود یا آزمایشگاهی به بررسی عملکرد این سازه‌ها و یا ارائه راهکارهایی به منظور بهینه‌سازی میزان جذب انرژی و کاهش وزن پرداخته‌اند. در مقالات کاراگیوزا [۲۲]، [۳۲] تلاش شد یک مدل تحلیلی برای مدل‌سازی کمانش این مقاطع بدست بیاید. در مقاله روسینک و همکاران [۴۲] اثر موج الاستیک بر روی تاخوردگی مقاطع تحت برخورد مورد مطالعه قرار گرفت.

#### ۱-۲- تحقیقات انجام شده بر اساس معیارهای شکست نرم

تحقیقات انجام گرفته در زمینه شکست نرم، در سال‌های اخیر گسترش پیدا نموده است، این تحقیقات در حوزه‌های مختلفی از مهندسی، مانند مهندسی مکانیک، عمران و مواد رشد نموده و تحقیقات زیادی انجام گرفته است. اما استفاده از معیارهای شکست نرم بررسی پدیده ضربه به منظور افزایش جذب انرژی و در عین حال کاهش وزن، عمر چندانی ندارد. استفاده از معیارهایی بر اساس کرنش به جای استفاده از تنش می‌تواند نتایج بهتری نسبت به نتایج واقعی ایجاد نماید، گرچه اکنون با گسترش این نظری و استفاده از آن در کدهای نرم‌افزارهای المان محدود کنونی تقریباً اکثر آن‌ها قابلیت محاسبه شکست بر اساس این معیار را دارند. تحقیقات اولیه در این مورد را می‌توان در دو مقاله تحقیقی که زیر نظر شرکت خودروسازی بی‌ام‌دبلیو انجام گرفته است، دانست. در ادامه با توجه به موضوع مقاله به بررسی تحقیقات انجام گرفته در این زمینه پرداخته خواهد شد.

در سال ۲۰۰۱ در تحقیق که توسط مگد<sup>۱</sup> و همکاران [۲۶] در شرکت بی‌ام‌دبلیو انجام گرفت، نشان داده که مدل‌های تحلیل میزان جذب انرژی که تاکنون توسط معیارهای ساده شکست (معیار بیشینه تنش میزز) انجام گرفته نمی‌تواند معیار مناسبی در تحلیل پدیده ضربه در تصادف باشد. معمولاً این معیارها بر طبق تحلیل انجام گرفته پیش‌بینی‌های نادرستی از میزان جذب ضربه در این مقاطع دارد. در این تحقیق به بررسی پدیده شکست در دو آلیاژ  $AlMgSiCu-T6$  و  $AlMgSi.F31$  ابتدا با استفاده از روش معیار بیشینه کرنش و سپس با استفاده از معیار شکست گارسون<sup>۲</sup> به مدل‌سازی یک جاذب انرژی جدار نازک با مقطع دایره‌ای پرداخت. اگرچه استفاده از معیار گارسون نتایج بهتری نسبت به معیارهای شکست کلاسیک ارائه داد اما این معیار قابلیت مدل‌سازی شکست نرم و همچنین شکست بر اساس مکانیزم تنش برشی را ندارد [۲۷،۲۶].

در سال ۲۰۰۱ کی‌تامورا<sup>۳</sup> [۲۸] توسط روش المان محدود به مدل‌سازی برخورد قایق به دیواره لنگرگاه پرداخت و با استفاده از معیارهای آسیب، میزان آسیب به قایق و لنگرگاه را بررسی نمود.

از اوایل سال ۲۰۰۰ استفاده از فولادهای با استحکام بالا، پلاستیک‌ها، کامپوزیت‌ها و الیازهای با استحکام آلومینوم در صنعت خودرو رواج می‌یابد و روز به روز بر استفاده از آن‌ها در صنعت خودرو افزایش می‌یابد با توجه به این افزایش، پیگت<sup>۴</sup> و همکاران [۲۹] در سال ۲۰۰۴ به مطالعه پدیده شکست در این مواد می‌پردازند و با توجه به اینکه کدهای المان محدود آن زمان قادر به مدل‌سازی پدیده آسیب نبودند، یک کد المان محدود برای تحلیل یک ورق

<sup>1</sup> E. El-Magd

<sup>2</sup> Gurson model

<sup>3</sup> O. Kitamura

<sup>4</sup> Pickett

ورق‌های جدار نازک در اثر یکی از مکانیزم‌های شکست

زیر ترکیب آن‌ها گسیخته می‌شوند: شکل (۱)

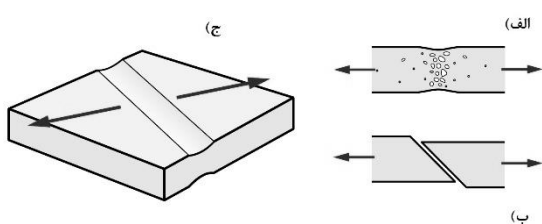
الف- شکست نرم (بر اساس شروع، رشد و بهم آمیختگی

فضای خالی)

ب- شکست برشی

ج- ناپایداری در محل قسمت گلوبی (ترکیب شکست نرم

و شکست برشی)



شکل (۱) انواع آسیب الف) آسیب نرم ب) آسیب برشی ج) ناپایداری

کرنش شکست در هر کدام از مکانیزم‌ها به صورت اولیه به نرخ کرنش، دما، ناهمسانی، نوع تنش‌ها و مسیر کرنش بستگی دارد. در مدل جامع هوپیترا<sup>۳</sup> (IDS) هر سه مکانیزم همزمان مورد بررسی قرار می‌گیرند و به محض اینکه میزان آسیب در هر کدام از مکانیزم‌ها به شکست نزدیک شد، المان شکسته شده در نظر گرفته خواهد شد. دیدن هر سه مکانیزم به صورت همزمان خصوصاً هنگامی که از المان صفحه‌ای برای تحلیل استفاده می‌شود، لازم است زیرا در این نوع المان شکست به صورت مکانیزم سوم اتفاق می‌افتد. جریان تنش هم‌ارز در ماده را می‌توان در ناحیه پلاستیک با در نظر گرفتن نرخ کرنش و کار سختی به صورت زیر در نظر گرفت:

$$\sigma_{eq} = a_1 (\varepsilon_0 + \varepsilon_{eq})^n \left( \frac{\varepsilon_{eq}}{(\varepsilon_{eq})_{ref}} \right)^m \quad (1)$$

توان  $n$  نشان دهنده کرنش سختی و  $m$  پارامتر نرخ کرنش می‌باشد.

بر اساس معیارهای گارسون و گولوگانو نوشتند و نتایج کد المان محدود نوشته شده را برای یک ورق با استحکام بالا و یک ورق لانه‌زنبوری<sup>۱</sup> پلاستیکی صحنه‌گذاری نمودند.

بالچ<sup>۲</sup> و همکاران [۳۰] در سال ۲۰۰۵ به ارزیابی پلاستیسته و نحوه آسیب مقاطع آلومینیومی (۷۰۷۵) پر شده از فوم پرداخت در این تحقیق از روش FLC برای پیش‌بینی آسیب استفاده شده بود. ایشان نشان دادند که استفاده از فوم در این مقاطع می‌تواند باعث افزایش جذب انرژی سازه گردد گرچه در این تحقیق نشان داده شد که با گذاشتن فوم نیروی بیشینه روی سازه از ۱۰ تا ۳۰ درصد افزایش می‌یابد.

در سال ۲۰۰۵ آلا طبیعی و همکاران [۳۱] به موضوع نرخ کرنش غیر خطی وابسته به ساختار میکرومکانیکی کامپوزیت‌ها بر روی میزان جذب انرژی پرداختند. ایشان برای انجام تحلیل‌های خود از کد LsDayna استفاده نمودند.

## ۲- معیار آسیب هوپیترا

در این بخش با توجه به موضوع مقاله به مدل‌سازی عددی استوانه جاذب انرژی در نرم افزار المان محدود آباکوس پرداخته خواهد شد. استخراج این مدل عددی به منظور بررسی نظریه آسیب نرم در شبیه‌سازی استوانه جاذب انرژی در برخورد محوری می‌باشد. به منظور رسیدن به این منظور ابتدا در این بخش به طور خلاصه معیار آسیب نرم هوپیترا مورد مطالعه قرار می‌گیرد و فرمول‌بندی‌های مربوط به نظریه آن ارائه می‌گردد، در ادامه با استفاده از نرم‌افزار آباکوس، مدل المان محدود ساخته می‌شود و نتایج آن مورد بررسی قرار گرفته خواهد شد.

<sup>1</sup> Honeycomb

<sup>2</sup> Dorian K. Balch

<sup>3</sup> Instability, Ductile and Shear fracture

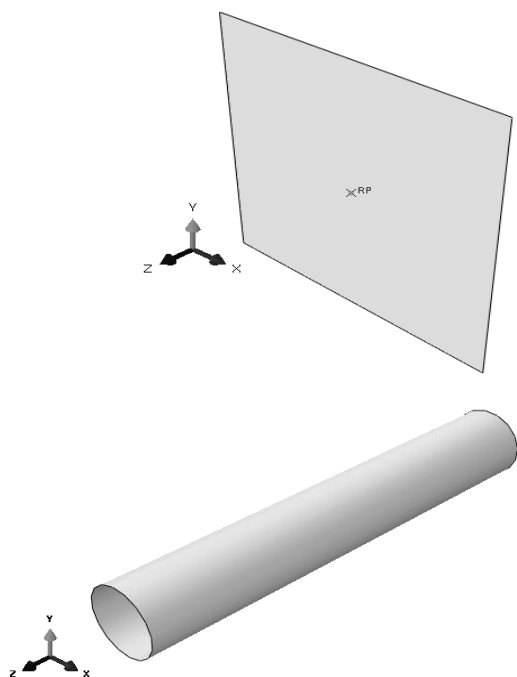
که در این معادله نیروی  $P$ ، تابعی از جابجایی  $\delta$  می باشد.

$$P_m = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} p(\delta) d\delta \quad (5)$$

نیروی  $P_m$  میانگین نیروی ضربه است.

$$CFE = \frac{P_m}{P_{max}} * 100 \quad (6)$$

بازده نیروی ضربه یک پارامتر مهم در مقایسه میزان انرژی در یک سازه با شرایط اولیه و مرزی مختلف می باشد. برای بدست آوردن آن نسبت نیروی میانگین به بیشینه نیروی ضربه در ۱۰۰ ضرب می شود و به صورت یک درصد بازده نیروی ضربه محاسبه می شود. بزرگتر بودن این عدد نشان از جذب انرژی بیشتر در نیروی بیشینه ضربه کم تر دارد. بنابراین سازه با ضریب بالاتر از نظر طراحی به منظور جذب نیروی ضربه و کاهش نیروی بیشینه وارد بر آن اولویت بیش تر نسبت با سازه با ضریب کم تر دارد.



شکل (۲) مدل سازی هندسی استوانه و صفحه صلب

#### ۴- نتایج

پس از انجام مدل سازی و صحت گذاری نتایج برای یک لوله به شعاع ۵۰، طول ۳۰۰ و ضخامت ۲ میلی متر به مطالعه رفتار

معیار آسیب نرم تا به آنجا ادامه می یابد که شرط زیر ارضاء شود:

$$D = \int_0^{\varepsilon_{eq}^{**}} \frac{d\varepsilon_{eq}}{\varepsilon_{eq}^{**}(\eta)} = 1 \quad (2)$$

$D$  متغیر آسیب است که به صورت یکنواخت با تغییر شکل پلاستیک افزایش یافته و در هر مرحله حل در خلال تحلیل، تغییرات مثبت آن به شکل زیر محاسبه می گردد:

$$\Delta D = \frac{\Delta \varepsilon_{eq}}{\varepsilon_{eq}^{**}(\eta)} \geq 0 \quad (3)$$

#### ۳- روش اجزای محدود غیر خطی در حل عددی ضربه

در شبیه سازی اجزا محدود مسایل ضربه دو دلیل برای غیر خطی شدن تحلیل وجود دارد. یکی از دلایل به خاصیت غیرخطی کشسان-مومسان مواد برمی گردد و دلیل دیگر نیز غیر خطی بودن مسئله تماس ضربه زننده و قطعه می باشد. در سال ۱۹۹۷ برای تحلیل این گونه مسایل، استفاده از حل عددی دینامیکی پیشنهاد شد. استفاده از حل عددی دینامیکی با دو رویکرد ضمنی و صریح می تواند صورت پذیرد. در این مقاله از حل دینامیکی صریح استفاده شده است.

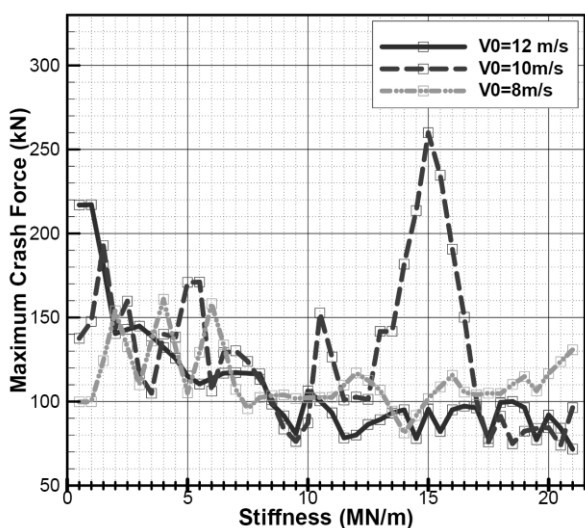
در این حل بر روی مقطع استوانه از ۲۰۰۰ مش چهارنقطه ای صفحه ای استفاده شده است.

پس از انجام شبیه سازی به منظور بررسی رفتار دینامیکی سازه به محاسبه میزان انرژی جذب شده در سازه  $E_{ab}$ ، نیروی بیشینه ضربه  $E_{max}$ ، نیروی میانگین ضربه  $P_m$  و بازده نیروی ضربه  $CFE^1$  مطابق با روابط زیر پرداخته خواهد شد:

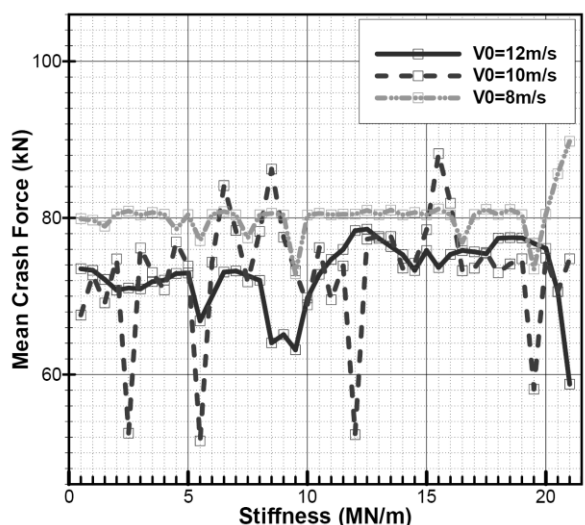
$$E_{ab} = \int p(\delta) d\delta \quad (4)$$

<sup>1</sup> Crash Force Efficiency

تغییرات بازده نیروی ضربه در سختی‌های مختلف در شکل (۵) نشان داده شده است. این پارامتر از ۳۰ تا ۹۹/۲ درصد تغییر می‌نماید، مقدار بیشینه و کمینه به ترتیب در سختی‌های ۵/۵ و ۱۸/۵ مگانیوتن بر متر اتفاق می‌افتد. آنچه از این نمودار می‌توان نتیجه گرفت این است که مقدار بازده در سختی‌های بالاتر از ۱۸ مگانتوتن بر متر تقریباً نسب به سختی‌های کوچکتر بیشتر است، بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که افزایش سختی در این سازه می‌تواند باعث افزایش بازده جاذب انرژی شود.



شکل (۳) بیشینه نیروی ضربه نسب به سختی تکیه‌گاه



شکل (۴) متوسط نیروی ضربه نسبت به سختی تکیه‌گاه

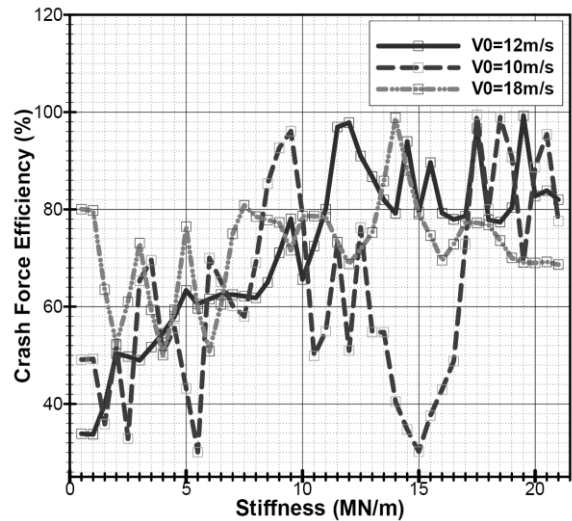
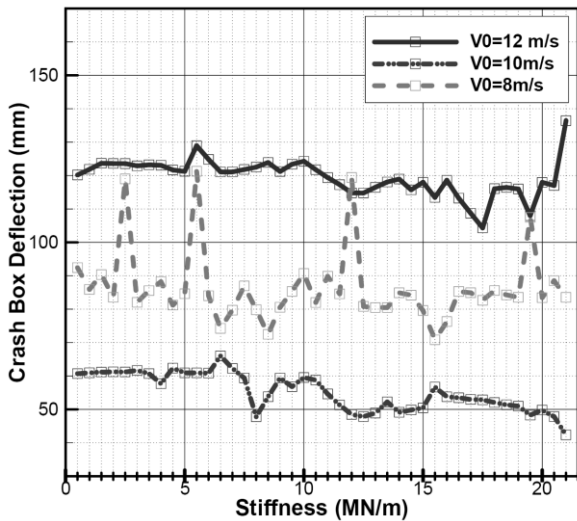
این سیستم ابتدا با گذاشتن تکیه‌گاه الاستیک، سپس پلاستیک و در نهایت الاستیک پلاستیک خواهیم پرداخت. جرم ضربه‌زننده ( $m$ )، سرعت اولیه برخورد ( $V_0$ )، ضریب اصطکاک بین ضربه‌زننده و استوانه ( $\mu_{SS}$ )، ضریب اصطکاک بین صفحات خود استوانه ( $\mu_g$ )، تعداد المان (element number) و نوع المان به طور خلاصه در آورده شده است.

جدول (۱) مقادیر اولیه انتخاب شده برای شروع شبیه‌سازی

مقدار	متغیر	مقدار	متغیر
۰/۱۵	$\mu_g$	۱۵۰ Kg	m
المان شل چهار نقطه‌ای (S4R)	نوع المان	۰/۲	$\mu_{SS}$
تعداد المان	۲۸۸۶		تعداد المان

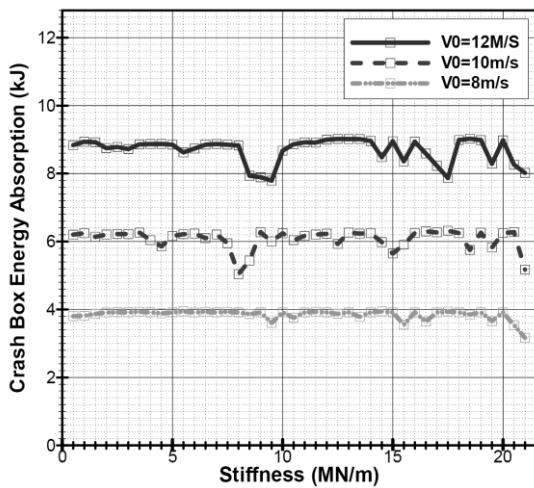
با شروع ضربه در حل عددی تغییر فرم‌های استوانه شروع می‌شود. وابستگی بیشینه نیروی ضربه به سختی تکیه‌گاه در شکل (۳) نشان داده شده است، بیشینه نیروی ضربه از ۷۲/۴۲ تا ۲۵۹/۹۸ کیلو نیوتن تغییر می‌نماید، بیشینه نیروی ضربه با سختی ۱۵ کیلو نیوتن بر متر و کمینه در تکیه‌گاهی با سختی ۱۸/۵ کیلو نیوتن بر متر ایجاد شده است، با توجه به اینکه بیشینه نیروی ضربه در حدود ۳/۵ برابر کمینه نیروی ضربه است، می‌توان نتیجه گرفت که سختی تکیه‌گاه در مقدار نیروی ضربه تأثیر مهمی دارد، با توجه به غیر خطی بودن فرآیند متاسفانه نمی‌توان از این نمودارها یک روند ثابتی را به منظور پیش‌بینی بیشینه نیروی ضربه به صورت تابعی از سختی ارائه نمود. همچنین میزان نیروی میانگین در شکل (۴) نشان داده شده است. تغییرات نیروی میانگین بین ۵۱/۵۲ تا ۸۸/۲۲ کیلو نیوتن تغییر می‌نماید، بیشینه نیروی متوسط در سختی تکیه‌گاه ۱۵،۵ مگانیوتن بر متر ایجاد شده است. در نیروی متوسط ضربه تغییرات در حدود ۳۶/۷۲ کیلو نیوتن می‌باشد. در این نمودار نیز یک روند مشخصی دیده نمی‌شود.





شکل (۵) بازده نیروی ضربه نسب به سختی تکیه گاه

شکل (۶) جابجایی تکیه گاه الاستیک در سختی های مختلف



شکل (۷) انرژی جذب شده در سازه

در شکل (۶) میزان له شدن استوانه در سختی های مختلف نشان می دهد، همانطور که نمودارها نشان می دهند، بیشینه و کمینه این له شدگی بین ۱۰۱ تا ۱۴۴ میلی متر می باشد، مقدار جابجایی بیشینه در سختی ۱۷۰۵ مگانیوتن بر متر و مقدار جابجایی کمینه در سختی ۵/۵ مگانیوتن بر متر اتفاق می افتد. با توجه به اینکه وزن ضربه زننده ۱۲۵ کیلوگرم و سرعت آن ۱۰ متر بر ثانیه می باشد، انرژی آن در هنگام ضربه زدن به استوانه برابر با ۶۲۵۰ ژول می باشد، مقدار جذب این انرژی ورودی را در سختی های مختلف تکیه گاه در شکل (۷) نشان می دهد، میزان جذب انرژی تقریباً ثابت می باشد تنها در بعضی سختی ها این مقدار ده درصد تغییر می یابد. با تغییر میزان سختی تکیه گاه علاوه بر تغییر ماکزیم نیرو، نیروی متوسط، میزان جذب انرژی، بازده و تغییر مکان تکیه گاه نیز تغییر می نماید.

جدول (۲) میزان داده های بدست آمده از نتایج عددی

F max	Fmean	Energy (	CFE(%)	Deflection(mm)	مقدار	
۲۱۷/۱۶	۷۸/۵۷	۹/۰۲	۱۰۴/۶۷	۱۲۸/۹۶	بیشینه	V0=۱۲ m/s
۶۹/۶۷	۵۸/۷۸	۵/۹۲	۳۳/۷۶	۱۰۰/۷۱	کمینه	
۱۹۶/۲۴	۱۳۱/۰۹	۶/۳۲	۲۳۷/۰۲	۶۶/۰۲	بیشینه	V0=۱۰ m/s
۵۳/۵۹	۹۲/۳۷	۵/۰۴	۵۲/۱۸	۴۲/۳۸	کمینه	
۱۶۰/۸۴	۱۲۱/۲۸	۳/۹۴	۱۲۳/۴۵	۴۲/۵۶	بیشینه	V0=۸ m/s
۸۱/۳۳	۹۰/۴۷	۳/۱۶	۶۲/۴۶	۲۶/۰۹۹	کمینه	

## مراجع:

- [10] Liu Y., Optimum design of straight thin-walled box section beams for crashworthiness analysis, *Finite Element in analysis and Design*, vol. 44, 2008, p. 139–147.
- [11] Yamazaki K. Han J., Maximization of the crushing energy absorption of cylindrical shells, *Advances in Engineering Software*, vol. 31, 2000, pp. 425–434.
- [12] Hou S., et al., Multiobjective optimization for tapered circular tubes, *Thin-Walled Structures*, vol. 49, 2011, pp. 855-863.
- [13] Forsberg J., Nilsson L., Evaluation of response surface methodologies used in crashworthiness optimization, *International Journal Impact Engineering*, vol. 32, pp. 759–777.
- [14] Zhang Y., Zhu P., Chen G., Lightweight Design of Automotive Front Side Rail Based on Robust Optimization, *Thin Wall Structures*, vol. 45, 2007, pp. 670–676.
- [15] Shi Y., et al., Lightweight design of automotive front side rails with TWB concept, *Thin Wall Structures*, Vol. 45, 2007, pp. 8–14.
- [۱۶] عبدالله، ا.، بهینه سازی تیوپهای مدور با روش RMS به منظور کاهش صدمه به سرنشینان خودرو در برابر بارهای ضربهای، دانشکده مهندسی خودرو، ۲۰۱۰، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران.
- [۱۷] ابراهیمی، م.ر.، جذب انرژی برخورد با استفاده از الگوریتم ژنتیک، دانشکده مهندسی خودرو، خرداد ۱۳۸۹، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران.
- [18] Kim H.S., Wierzbicki T., Closed-form solution for crushing response of three-dimensional thinwalled THINWALLED S FRAME WITH RECTANG, *International Journal Impact Engineering*, vol. 30, 2004, pp. 87–112.
- [1] Pugsley A., Macaulay M., The large scale crumpling of thin cylindrical columns, *Quarterly Journal of Mechanics & Applied Mathematics*, vol. 13(1), 1960, pp. 1-9.
- [2] Alexander J., An approximate analysis of the collapse of thin-cylindrical shells under axial loading, *Quarterly Journal of Mechanics & Applied Mathematics*, vol. 13, 1960.
- [3] Andrews K.R.F., England G.L., and E. GHANI, Classification of the axial collapse of cylindrical tubes under quasi-static loading, *International Journal Mechanic Science*, vol. 25(9), 1983, pp. 687-696.
- [4] Gupta N., Nagesh K., Experimental and Numerical Studies of the Collapse of Thin Tubes under Axial Compression, *Latin American Journal of Solids and Structures*, vol. 1, 2004, pp. 233-260.
- [5] Gupta N.K., Venkatesh, Experimental and numerical studies of impact axial compression of thin-walled conical shells. *International Journal Impact Engineering*, vol. 34(4), 2007, pp. 708-720.
- [6] Bardi, F.C., Yun H.D., Kyriakides S., on the axisymmetric progressive crushing of circular tubes under axial compression. *International Journal of Solids and Structures*, vol. 40, 2003, pp. 3137–3155.
- [7] Nagel G.M., Thambiratnam D.P., Computer simulation and energy absorption of tapered thinwalled rectangular tubes. *Thin Wall Structures*, vol. 43, 2005, pp. 1225–1242.
- [8] Reid J.D., Crashworthiness of Automotive steel mid rails: thickness and material sensitivity. *Thin Wall Structures*, vol. 2, 1996, pp. 83–103.
- [9] Liu, Y., Crashworthiness design of multi-corner thin-walled columns. *Thin Wall Structures*, vol. 46, 2008, pp. 1329-1337.

- [26] El-Magd E., H.G., Tham R., Hooputra H., Werner H. Fracture Criteria for Automobile Crashworthiness Simulation of Wrought Aluminium Alloy Components, *Mat.-wiss.u. Werkstofftech*, vol. 32, 2001, pp. 712-724.
- [27] Schmitt W., S Un D.Z., B Lauel, J.G., HRISTLEIN C.J., Improved Description of the Material Behaviour of Aluminium Automobile Components by the Gurson Model, In Proceeding of the 31 st, International Symposium on Automotive Technology and Automation, 1998.
- [28] Kitamura O., FEM approach to the simulation of collision and grounding damage. *Marine Structures*, vol. 15, 2002, pp. 403-428.
- [29] Pickett K., et al., Failure prediction for advanced crashworthiness of transportation vehicles. *International Journal of Impact Engineering*, vol. 30, 2004, pp. 853-872.
- [30] Dorian K., et al., Plasticity and damage in aluminum syntactic foams deformed under dynamic and quasi-static condition. *Materials Science and Engineering: A*, vol. 391 (1-2), 2005, p. 408-417.
- [31] Tabiei A., Yi W., Goldberg R., Non-linear strain rate dependent micro-mechanical composite material model for finite element impact and crashworthiness simulation, *International Journal of Non-Linear Mechanics*, vol. 40, 2005, pp. 957-970.
- [19] Hosseini-Tehrani P., Asadi E., Effects of new materials on the crashworthiness of S-rails, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: *Journal of Materials: Design and Applications*, Vol. 222 (1), 2008, pp. 37-44.
- [20] AlaviNia A., et al., Effects of buckling initiators on mechanical behavior of thin-walled, *International Journal of Thin-Walled Structures*, vol. 59, 2012, pp. 87-96.
- [21] Durrenbergera L., Lemoinea X., Molinarib, Effects of pre-strain and bake-hardening on the crash properties of a top-hat section, *Journal of Materials Processing Technology*, 2011, pp. 1937-1947.
- [22] Karagiozova D., Alves M., Transition from progressive buckling to global bending of circular shells under axial impact—Part I: Experimental and numerical observations. *International Journal of Solids and Structures*, vol. 41, 2004, pp. 1565-1580.
- [23] Karagiozova D., Alves M., Transition from progressive buckling to global bending of circular shells under axial impact—Part II: Theoretical analysis. *International Journal of Solids and Structures*, vol. 41, 2004, pp. 1581-1604.
- [24] Rusinek A., et al., Effect of plastic deformation and boundary conditions combined with elastic wave propagation on the collapse site of a crash box, *Thin-Walled Structures*, vol. 46, 2008, pp. 1143-1163.
- [25] Bayata, V., Hosseini-Tehrani P., Study on crashworthiness of wagon's frame under frontal impact frontal impact. *International Journal of Crashworthiness*, vol. 16(1), 2011, pp. 25-39.