



تحلیل سفتی پیچشی و خمشی بدنه خودروی سواری با استفاده از مدل اجزای محدود ساده سازی شده

مه‌ری ایزانلو^۱ و ابوالفضل خلخالی^{۲*}

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

^۲ استادیار، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

نوع مقاله، تاریخ دریافت: ۱۳۹۶/۰۱/۰۳؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۶/۰۲/۰۹؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۰۴/۱۸

چکیده

مدل‌های ساده‌سازی شده ابزار مناسبی برای بهینه‌سازی سازه اصلی خودرو در مراحل اولیه طراحی می‌باشند. در این مقاله، یک مدل ساده‌سازی شده از بدنه یک خودرو سواری سدان ارائه می‌شود که در آن، اعضای اصلی حمل‌کننده بار مانند، ستون‌ها، ریل‌ها و اعضای اصلی سازنده کف، ستون‌ها و ریل‌ها با المان‌های تیر یک بعدی و پانل‌های اصلی با المان‌های درشت جایگزین می‌شوند. به منظور اعتبار سنجی دقت استاتیکی مدل ساده‌سازی شده، سفتی پیچشی و خمشی برای مدل اجزای محدود کامل خودرو ساده‌سازی شده، محاسبه شدند. نتایج حاصل از آزمون خمش و پیچش، نشان‌دهنده اختلاف ۳۰٪ و ۳۷٪ به ترتیب، در سفتی پیچشی و خمشی است که دقت مناسب مدل ساده‌سازی شده، در پیش‌بینی سفتی پیچشی و خمشی بدنه خودرو را نشان می‌دهد. بررسی‌های انجام شده با استفاده از مدل ساده‌سازی شده، در آزمون‌های خمش، پیچش و انرژی کرنشی، نشان‌دهنده تاثیر به‌سزای عضو **B-Pillar** است. در این آزمون‌ها، پس از حذف **B-Pillar**، سفتی پیچشی و خمشی به ترتیب به میزان ۱۵ درصد و ۴۴ درصد کاهش می‌یابد.

کلمات کلیدی: مدل ساده‌سازی شده؛ مدل اجزای محدود کامل؛ سفتی خمشی؛ سفتی پیچشی؛ B-Pillar.

Analysis of Torsional and Bending Stiffness of a Sedan Vehicle Using Simplified Finite Element Model

M. Izanloo¹, A. Khalkhali²

¹ M.S., Automotive Simulation and Optimal Design Research laboratory, Iran University of Science and Technology, Tehran.

² Assistant professor, Automotive Simulation and Optimal Design Research laboratory, Iran University of Science and Technology, Tehran.

Abstract

Simplified models of vehicle body are suitable tools for optimization of main structures of a vehicle in the early phase of design. In this paper, a simplified finite element model for a sedan vehicle is provided. In this model, main load-carrying members such as pillars, rails, rockers and Main floor members with equivalent one dimension beam and panels with coarsening element are replaced. In order to validate the static accuracy of the provided model, the torsional and bending stiffness for Full Finite element model of the vehicle and simplified finite element model are calculated. The result is shown that the simplified model for calculating a torsional and bending stiffness are highly accurate. The strong influence of B-pillar on the strength of the structure is obvious in the strain energy, torsional and bending tests. In these tests, after removing the B-Pillar bending and torsional stiffness decrease by 44% and 15%, respectively.

Keywords: Simplified Model; Full Finite Element Models; Bending Stiffness; Torsional Stiffness; B-Pillar.

۱- مقدمه

به طور کلی دو دسته متمایز از مدل‌های اجزای محدود، برای طراحی و توسعه بدنه خودرو وجود دارند. متداول‌ترین این مدل‌ها، مدل اجزای محدود کامل بدنه خودرو است که پس از ایجاد مدل کامل CAD بدنه بدست می‌آید و در مراحل اولیه طراحی، در دسترس نیست. در مدل‌های اجزای محدود کامل بدنه خودرو، تمامی اجزا با المان‌های پوسته‌ای مدل می‌شوند. برای انجام بهینه‌سازی روی مدل اجزای محدود کامل بدنه، در واقع تعداد بسیار زیادی متغیر طراحی وجود دارد که عملاً حل مساله بهینه‌سازی را غیر ممکن می‌سازد. دسته دوم، مدل‌های ساده‌سازی شده هستند که در آنها اعضای اصلی تحمل‌کننده بار شامل، ستون‌ها، ریل‌ها، پانل‌ها و اتصالات با استفاده از المان‌های ساده، مدل‌سازی می‌شوند. در این نوع از مدل‌ها که مدل‌های مفهومی نیز نامیده می‌شوند، به دلیل پارامتری بودن المان‌ها، فرایند بهینه‌سازی بسیار راحت‌تر خواهد بود. مدل‌های ساده‌سازی شده بدنه خودرو، اعتبار بالایی در حوزه استاتیک در خصوص سفتی پیچشی و خمشی دارند [۱].

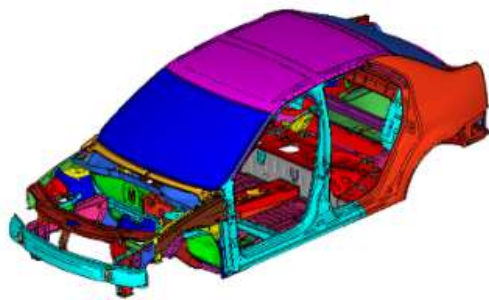
در زمینه ایجاد مدل ساده سازی شده بدنه خودرو سواری، تاکنون تحقیقات زیادی انجام شده است. راش با در نظر گرفتن نتایج بهینه‌سازی توپولوژی، برای تمامی اجزاء تیری شکل بدنه، مقطع استاندارد مستطیلی در نظر گرفت؛ همچنین در تحقیق آن‌ها، اتصالات بصورت مقاطع تی شکل و پانل‌ها با المان‌های دو بعدی بزرگ مدل شده‌اند. بهینه‌سازی اندازه روی مقاطع تی شکل و ضخامت پوسته‌ها انجام شد [۲]. داندو و موندو، روش مدل‌سازی مفهومی با استفاده از المان‌های تیر و اتصالات کاهش یافته^۱ را پیشنهاد کرده‌اند. در این روش با محاسبه مرکز هندسی و خصوصیات سطح مقطع اجزاء تیر مانند حول آن، ویژگی‌های سطح مقطع المان‌های تیر یک بعدی تعریف می‌شود، همچنین با استفاده از روش فشرده‌سازی استاتیک، اتصالات مدل اجزای محدود کامل خودرو، ساده‌سازی شده و در برخی از موقعیت‌ها در مدل مفهومی جایگزین می‌شوند [۳-۴]. موندو با در نظر گرفتن اثر پانل‌های موجود در بدنه، استفاده از المان‌های دو بعدی با مش بندی بزرگ، در کنار المان‌های یک بعدی و اتصالات

معادل را مورد توجه قرار داد [۵]. عطاپورفرد، مدل‌سازی مفهومی به کمک المان‌های یک بعدی را ارائه کرده است. این مدل بر اساس هندسه مدل واقعی پایه گذاری شده، خصوصیات سطح مقطع المان‌های یک بعدی با آزمون و خطا تعیین شده است. در مدل مذکور، تمامی اتصالات موجود بصورت گره به گره تعریف شده است [۶]. میهیلووا و همکاران، یک روش بهبود یافته برای مدل‌سازی مفهومی و بهینه‌سازی اجزای تیر مانند ارائه کردند. در مدل آن‌ها اجزای تیر مانند با تیرهای مفهومی یک بعدی جایگزین می‌شوند که مقطع اختیاری دارند. جعبه محدود کننده مستطیلی، در اطراف هر مقطع اختیاری ایجاد می‌شود. در روش ارائه شده توسط آن‌ها، ارتباط با هندسه واقعی مقطع در مدت بهینه‌سازی اندازه به کمک جعبه محدود کننده در اطراف هر مقطع اختیاری، حفظ می‌شود. به منظور اعتبار سنجی روش خود، عضو B-pillar از یک خودروی تویوتا RAV4 را ساده‌سازی کردند، سپس بهینه‌سازی موضعی با هدف افزایش سفتی استاتیکی انجام دادند [۷]. شجاعی فرد، خلخالی و همکاران، ۴ روش برای ایجاد مدل ساده سازی شده بدنه خودرو را مورد بررسی قرار دادند. مدل ساده‌سازی شده، بر اساس ارتباط بین المان‌های تیر و سطح ارائه شده است. مزیت مدل ارائه شده در مقاله آن‌ها، سادگی استفاده، توانایی اصلاحات رایج و همچنین دقت مناسب در پیش بینی ویژگی‌های ایمنی می‌شود [۸].

در این مقاله، در ابتدا سفتی پیچشی و خمشی یک خودروی سواری با استفاده از مدل اجزای محدود کامل محاسبه می‌شود. در مرحله بعد، مدل اجزای محدود ساده‌سازی شده ارائه می‌شود. در این مدل، اجزای تیرمانند با استفاده از المان‌های تیر و پانل‌ها با استفاده از المان‌های پوسته‌ای درشت مدل‌سازی می‌شوند. در ادامه نتایج مدل ساده‌سازی شده با نتایج مدل کامل با هدف اعتبار سنجی مدل ساده‌سازی شده مقایسه می‌شود. در نهایت با استفاده از مدل اجزای محدود ساده‌سازی شده، اثرات تیرهای اصلی بررسی خواهد شد. چنین مدل ساده‌سازی شده‌ای، قابلیت انجام فرآیندهای بهینه‌سازی را افزایش می‌دهد.

² Beam Bounding Box (3B)

¹ Reduced Beam and Joint



(الف)



(ب)



(ج)

شکل ۱- مدل مرجع بدنه خودرو (الف) مدل CAD، (ب) مدل المان بندی شده و (ج) محل نقطه جوش‌ها در بدنه

جدول ۲- اطلاعات مدل اجزای محدود ساده سازی شده و

مدل اجزای محدود کامل		
مدل اجزای محدود کامل	مدل ساده‌سازی شده	
۲۱۷۱۳۸	۱۸۰۰۰۰	تعداد المان دو بعدی پوسته‌ای
۲۵۰۰	۲۱۵۰	تعداد المان جوش
۱۱۰۰	۸۰۰	تعداد المان صلب
۰	۲۲	تعداد المان درونیاب
۰	۷۰	تعداد المان CBEAM

۲- تحلیل سفتی پیچشی و خمشی مدل اجزای محدود کامل

مدل CAD بدنه خودروی مورد مطالعه در این مقاله، در شکل ۱-الف نشان داده شده است. برای تحلیل سفتی پیچشی و خمشی، مدل BIW^۱ در نرم افزار هایپرمش [9] با استفاده از المان‌های پوسته‌ای مثلثی و چهارضلعی دو بعدی، با اندازه المان بین ۱۵ تا ۲۰ میلی‌متر المان‌بندی شده است. شکل ۱-ب، تصویر کامل مدل اجزای محدود BIW را نشان می‌دهد. در این مدل، نقطه جوش‌های بدنه توسط المان‌های CWELD مدل‌سازی شده‌اند. محل نقطه جوش‌ها در شکل ۱-ج نمایش داده شده‌اند. کیفیت المان‌ها در مدل اجزای محدود کامل بررسی شده، اشکالات احتمالی رفع شده است. در جدول ۱، کیفیت المان‌ها ارائه شده است. اطلاعات مربوط به مدل اجزای محدود کامل نیز، در جدول ۲ آورده شده است. جنس اجزای تشکیل دهنده بدنه، از فولاد است که مشخصات آن مطابق جدول ۳ در نظر گرفته می‌شود.

۲-۱- بارگذاری پیچشی و خمشی مدل اجزای محدود

در آزمون خمش BIW، محل تعلیق جلو و عقب مقید شده، بارگذاری از طریق بلوک‌های چوبی به ابعاد ۴ اینچ در ۴ اینچ روی رکاب‌های سمت چپ و راست خودرو و در راستای طولی بین تکیه‌گاه‌ها وارد می‌شود. برای آزمون خمش خودروهای سدان، بلوک بارگذاری معمولاً درست بعد از ستون وسط خودرو قرار می‌گیرد. در شبیه‌سازی کامپیوتری، بلوک‌ها توسط المان‌های RBE3 مدل‌سازی می‌شود.

جدول ۱- کیفیت المان‌های استفاده در مدل اجزای محدود کامل

% acceptable limit	% of failed elems	No. of failed elems	Quality item
2	0	652 Of 217138	Warpage > 20
2	0	552 Of 217138	Aspect Ratio > 5
2	0	17 of 217138	Skew > 60
2	1	1755 of 217138	Jacobian < 0.6

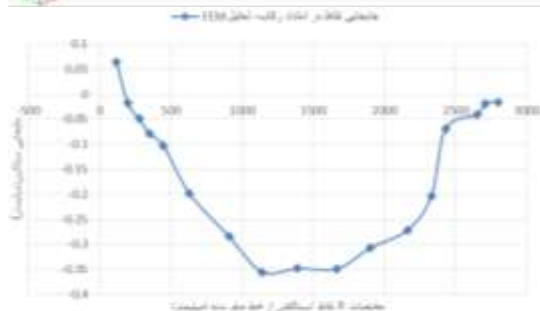
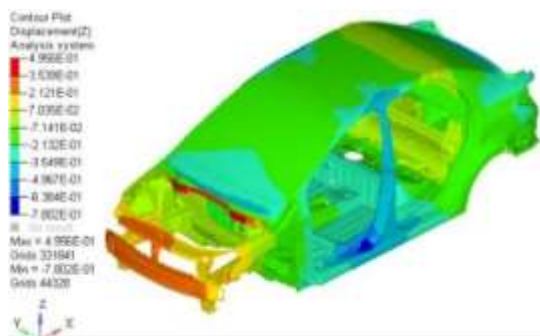
^۱ Body In White

جدول ۳- جنس ماده استفاده شده برای المان‌ها

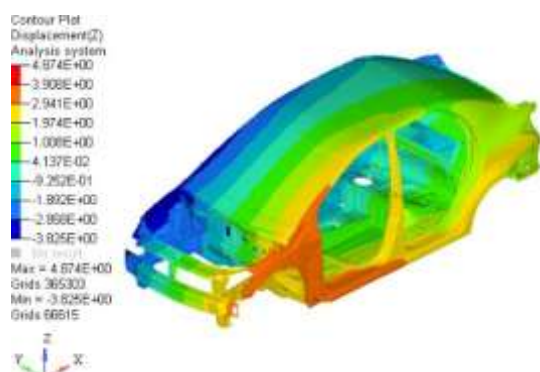
خواص ماده	
مدول الاستیسیته	۲۱۰۰۰۰ MPa
ضریب پواسون	۰/۳
چگالی	۷/۹e-۹ tonnes/mm ³

در آزمون پیچش BIW، نقاط اتصالات سیستم تعلیق عقب مقید شده، نقاط اتصالات سیستم تعلیق جلو تحت کوپل نیرو قرار می‌گیرد. بارگذاری و شرایط مرزی در آزمون خمش و پیچش خودرو، در شکل ۲ نشان داده شده است.

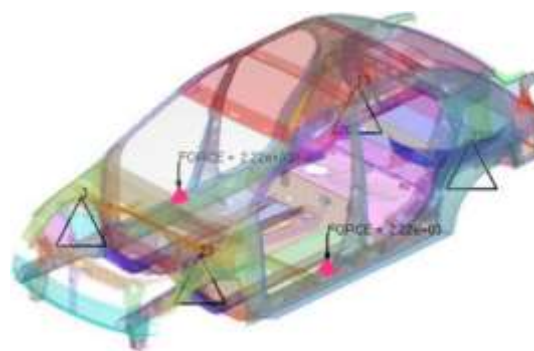
توزیع جابجایی روی BIW پس از تحلیل خمش و پیچش، در شکل‌های ۳ و ۴ نشان داده شده است.



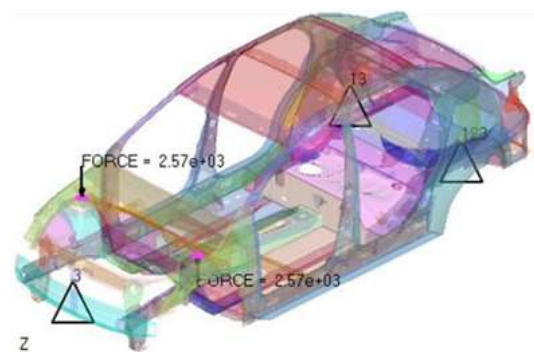
شکل ۳- توزیع جابجایی روی BIW در بارگذاری خمشی



شکل ۴- توزیع جابجایی بر روی BIW در بارگذاری پیچشی



(الف)



(ب)

شکل ۲- بارگذاری و شرایط مرزی در الف) آزمون خمش و ب) آزمون پیچش

عضو بارگذاری شده (رکاب) است. شماره نقاطی که برای محاسبه جابجایی‌ها (در هر دو مورد بارگذاری پیچشی و خمشی) مورد استفاده قرار گرفته‌اند، در شکل ۵ نشان داده شده‌اند. مطابق شکل ۳ و جدول ۴، نقطه ۵۲۲۷۱ بیشترین مقدار جابجایی را در بارگذاری خمشی دارد.

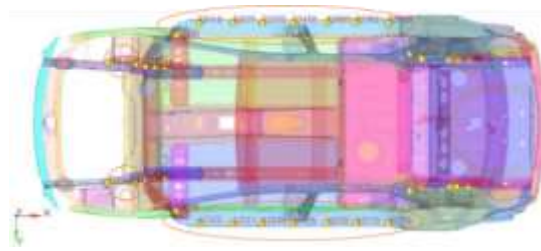
زاویه پیچش با استفاده از رابطه‌ی ۳ بدست می‌آید:

$$\phi = \tan^{-1}(|\delta_R| + |\delta_L|) / w \quad (3)$$

در رابطه‌ی ۲، δ_L و δ_R به ترتیب، جابجایی در راستای z نقاط در سمت راست و چپ هستند و w فاصله عرضی بین نقاط راست و چپ است. مقدار سفتی پیچشی، از رابطه ۴ بدست می‌آید:

$$K_T = \frac{T}{\phi} = \frac{3000 * 3.14}{180 * 0.36} = 14600 \quad (4)$$

که در آن، T مقدار گشتاور اعمال شده است و ϕ زاویه پیچش در محل سیستم تعلیق جلو خودرو است. این زوایا برای نقاطی در امتداد رکاب از محل سیستم تعلیق جلو تا سیستم تعلیق عقب محاسبه و در جدول ۵ ارائه شده‌اند.



شکل ۵- شماره‌ی نقاط استفاده‌شده برای محاسبه جابجایی‌ها

به منظور محاسبه سفتی خمشی، از رابطه‌های ۱ و ۲ استفاده می‌شود.

$$\delta = (\delta_L + \delta_R) / 2 \quad (1)$$

$$K_B = P / \delta_{max}^a = \frac{4448 N}{0.327 mm} = 13600 N/mm \quad (2)$$

که در آن δ_L و δ_R به ترتیب، تغییر شکل‌های نقاطی در رکاب سمت چپ و راست هستند. در جدول ۴ این مقادیر در بارگذاری خمشی نمایش داده شده‌اند. در رابطه ۲، P نیروی اعمال شده است و δ_{max}^a بیشترین مقدار جابجایی در طول

جدول ۴- جابجایی نقاط روی رکاب در بارگذاری خمشی

Node No.	X coordinate	δ_L	δ_R	δ
362309	-103.577	-0.042	-0.085	-0.1
362392	123.05	0.032	0.002	-0.016
108025	196.369	0.064	0.033	0.015
108128	279.707	0.09739	0.061	0.046
108138	353.361	0.1232	0.082	0.070
53840	447.53	0.2265	0.1699	0.166
52110	629.951	0.3081	0.2608	0.253
52271	908.491	0.3759	0.3349	0.326
52370	1140.68	0.3642	0.3325	0.321
52478	1388.22	0.3602	0.3369	0.323
52663	1666.77	0.3149	0.3	0.283
52762	1898.85	0.2802	0.2627	0.249
52839	2162.04	0.2089	0.1977	0.183
190151	2328.82	0.0626	0.07522	0.049
188330	2428.64	0.03223	0.04915	0.022
175952	2643.11	0.005018	0.03155	0.0013
175959	2713.01	0.00150	0.02943	-0.00106
175968	2802.88	0.00284	0.03058	0.00079

جدول ۵- زاویه پیچش در نقاطی در امتداد رکاب در بارگذاری پیچشی

Node No.	X coordinate	δ_R	δ_L	W	ϕ
362311	0.103	0.002	0.002	0.970	0.0047
108025	0.196	0.001908	0.00226	0.904672	0.0046
108138	0.353	0.001815	0.00221	0.881284	0.0045
51383	0.629	0.003365	0.00383	1.665498	0.00431
51416	1.140	0.002	0.003	1.669	0.0037
51450	1.66572	0.00227	0.00283	1.672562	0.0030
51482	2.16057	0.001782	0.00233	1.67455	0.00245
188330	2.42853	0.000294	0.00096	1.033676	0.00120
175959	2.71295	0.000134	0.00082	1.02186	0.00093

جدول ۶- سفتی خمشی و پیچشی مدل اجزای محدود کامل، مدل ساده سازی شده و آزمون تجربی

آزمون تجربی	مدل کامل اجزای محدود	مدل ساده سازی شده	درصد تغییرات (مدل ساده سازی شده و اجزای محدود کامل)	درصد تغییرات (مدل اجزای محدود کامل و آزمون تجربی)	سفتی خمشی (N/mm)	سفتی پیچشی (N.M/deg)
۱۳۷۰۰	۱۳۶۰۰	۱۳۱۸۴	٪۳/۰۵	٪۰/۷۳		
۱۴۸۰۰	۱۴۶۰۰	۱۴۲۶۱	٪۲/۳۲	٪۱/۳۸		

می باشند. اجزاء تیر مانند در بدنه خودرو، به آن دسته از اجزاء اطلاق می شود که سطح مقطع آن ها در مقابل طولشان کوچک است. ستون ها، رکاب ها، اعضای اصلی سازنده کف، محفظه موتور و صندوق عقب از این دسته می باشند. روش ارائه شده جهت محاسبه ویژگی های المان های تیر را می توان در گام های زیر بیان نمود:

۱. با انتخاب نقاطی روی المان های پوسته، محل صفحات برشی برای استخراج خواص تعیین می شود. در هر یک از این نقاط، یک سیستم محوری محلی ایجاد می شود و بدین ترتیب راستای تقریبی تیر مشخص می شود. در مورد اعضای تیر مانند، سطح مقطع در امتداد تیر متغیر است؛ در نتیجه ویژگی های نیز متفاوت خواهد بود. برای دقت بیشتر در نتایج در طول هر تیر، تعدادی صفحه های تقاطع تعریف می شود که در این صفحات ویژگی های تیر معادل محاسبه می شود. در شکل ۹-الف، این صفحات تقاطع نشان داده شده است.

۲. در مرکز گرانش صفحات برشی، گره مرکزی ایجاد می شود. گره مرکزی تیر در هر یک از موقعیت های انتخاب

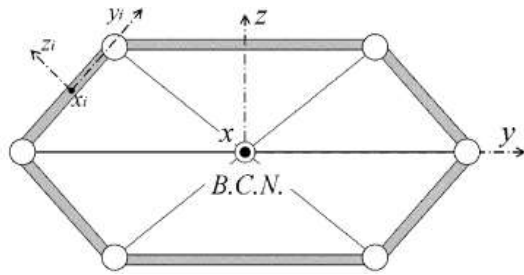
نتایج مربوط به سفتی خمشی و پیچشی مدل اجزای محدود کامل بدنه خودرو، براساس روابط ۲ و ۴ در جدول ۶ ارائه شده است. نتایج بدست آمده با مقادیر حاصل از آزمون تجربی [۱۰] مقایسه شده است. مشاهده می شود که مدل سازی اجزای محدود، نتایج قابل قبولی را در مقایسه با تست تجربی بدست می دهد.

۳- مدل ساده سازی شده بدنه

در این مقاله تیرهای اصلی بدنه با استفاده از المان های تیر یک بعدی ساده سازی می شود؛ همچنین پانل های اصلی با استفاده از المان های درشت ساده سازی می شوند. برای ساده سازی joint ها، روش های مختلفی وجود دارد [11-13]؛ اما در این مقاله به منظور دستیابی به دقت بیشتر، joint ها ساده سازی نشده است.

۳-۱- ساده سازی اجزاء تیر مانند

اعضای اصلی اسکلت سازه بدنه خودرو را اجزاء تیر مانند تشکیل می دهند که تحمل کننده های اصلی بارهای وارده



شکل ۷- نمونه‌ای از سطح مقطع تیر اجزای محدود

در اینجا مطابق شکل ۷، X به راستای تیر دلالت می‌کند و صفحه $Y-Z$ صفحه تقاطع است. برای یک سطح مقطع دلخواه، این محاسبات به صورت زیر اجرا می‌شود:

ممان سطح مربوط به تمامی قسمت‌های تشکیل دهنده سطح مقطع حول محور مختصات محلی (x_i, y_i, z_i) مناسب محاسبه می‌شود که از مرکز سطح آن بخش می‌گذرد. سپس به کمک قوانین حاکم در دوران محوره‌های مختصات و قضیه انتقال محورها، مقادیر ممان اینرسی محاسبه شده در محوره‌های محلی به مقادیر متناظر در دستگاه مختصات مرکز هندسی اصلی (x, y, z) مقطع مورد بررسی، تبدیل می‌شوند. در این مرحله، ویژگی‌های تیرهای ساده‌سازی شده در نرم افزار LMS Virtual 13.5 Lab [۱۵] بدست می‌آیند.

۴. مش‌های متعلق به اعضای تیر مانند، از مدل اصلی حذف خواهند شد و این اعضا با تیرهای ساده‌سازی شده (CBEAM) معادل بدست آمده، جایگزین می‌شوند. اولین و آخرین المان تیر یک بعدی CBEAM در امتداد هر یک از اعضای تیر مانند با استفاده از المان‌های درونیاب RBE3 به المان‌های پوسته که مربوط به اتصالات هستند، در سازه خودرو متصل می‌شوند. در شکل ۹-ب، مش‌های مربوط به ستون‌های A, B و ریل‌های عرضی و طولی خودرو حذف شده‌اند.

۳-۲- مدل سازی پانل‌های اصلی

پانل‌های اصلی مانند، سقف و شیشه‌های جلو و عقب تأثیر مهمی در رفتار استاتیکی بدنه دارند و در ساده‌سازی می‌توان نقش آن‌ها را در نظر گرفت. پانل‌هایی چون سقف، وزن چندانی به خودرو اضافه نمی‌کنند، اما در سفتی پیچشی و خمشی بسیار مؤثر هستند. وزن قابل ملاحظه شیشه‌ها، نقش مهمی در توزیع جرم ایفا می‌کنند و همچنین سفتی پیچشی

شده با استفاده از المان‌های درونیابی (RBE3)، به المان‌های پوسته عضو تیر مانند در اطراف متصل می‌شود. این المان‌های پوسته‌ای برای محاسبه خواص تیر استفاده می‌شوند. در واقع خواص تیر با استفاده از محاسبه و جمع کردن سهم المان‌های پوسته‌ای در هریک از مقاطع به دست می‌آید.

۳. هر دو گره مرکزی متوالی با استفاده از المان‌های CBEAM، به یکدیگر متصل می‌شوند. المان‌های یک بعدی مدل ساده‌سازی شده سازه بدنه، نباید تنها کشش و فشار را تحمل کند (اعضای دو نیرویی)، بلکه با توجه به نقش اجزای متناظر با آن‌ها در سازه بدنه خودرو نیاز است که قابلیت تحمل نیروی برشی، خمش و پیچش را نیز داشته باشد. المان‌های CBEAM، به کمک ویژگی‌های سطح مقطع خود تعریف می‌شوند. این ویژگی‌ها شامل، مساحت (A) و ممان اینرسی حول محور Z (I_{ZZ}) و ممان اینرسی حول محور Y (I_{YY}) و ممان اینرسی پیچشی (J) می‌باشند که مشخص بودن آن برای المان تیر با خصوصیت فوق الذکر ضروری است. این ویژگی‌ها از روابط (۵) تا (۸) [۱۴] محاسبه می‌شوند که مربوط به تیرها با مقاطع جدار نازک هستند.

$$A \approx 2(b + h) \quad (5)$$

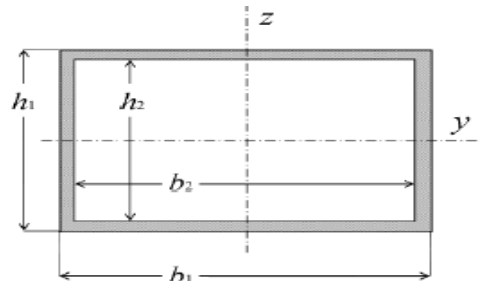
$$I_{xx} \approx (b + h)^3 h / 3 \quad (6)$$

$$I_{yy} \approx (h^3 + 3bh^2)t / 6 \quad (7)$$

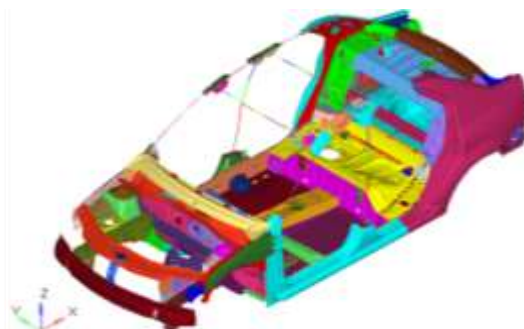
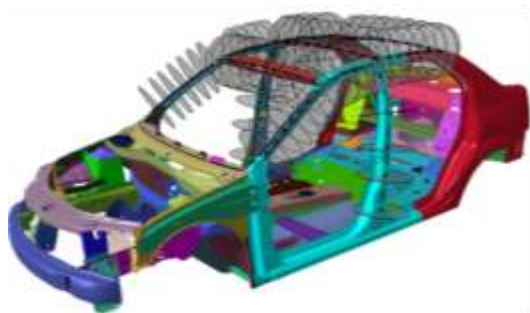
$$I_{xx} \approx (b + h)^3 h / 3 \quad (8)$$

در روابط فوق فرض اینست که ضخامت بسیار کوچک است. ($t \ll h$) و ابعاد عرض b و عمق h و ضخامت در شکل ۶ ارائه شده‌اند.

$$\frac{b_1 - b}{2} = \frac{h_1 - h}{2} = t \quad (9)$$



شکل ۶- سطح مقطع مستطیلی ساده



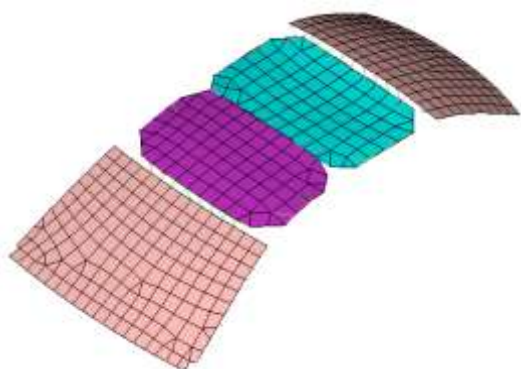
شکل ۹- مراحل ساده سازی برای اعضای تیر مانند در خودرو، الف) صفحات تقاطع و موقعیت های انتخاب شده و ب) حذف المان های پوسته ای در اطراف المان های تیر CBEAM

نظر گرفته شد. نتایج حاصل از تحلیل های استاتیکی خمش و پیچش بدنه، در جدول ۶ آورده شده است. نتایج نشان دهنده دقت بالای مدل های ساده سازی شده در پیش بینی مقادیر سفتی پیچشی و خمشی بدنه است.

بدنه خودرو با وجود آن ها افزایش قابل توجهی می یابد. در این مقاله، مطابق روشی که موندو [۵] برای ایجاد مدل های مفهومی پانل ارائه کرد، پانل ها ساده سازی می شوند. ابتدا تیرهای ساده سازی شده، به عنوان مرزهای پانل تعریف می شوند، سپس یک مدل ساده سازی شده از پانل با شکل و انحنای مشابه مدل اصلی، با استفاده از یک مش خیلی درشت (در مقایسه با پانل های اصلی دقیق)، ایجاد شده است. در شکل ۵، این پانل ها نشان داده شده است. به منظور اتصال تیرهای ساده سازی شده به پانل ها، از المان های صلب RBE2 استفاده می شود که هر گره مرزی در پانل را به نزدیک ترین گره در تیرهای ساده سازی شده متصل می کند.



(الف)



(ب)

شکل ۱۰- پانل های شیشه جلو، شیشه عقب و سقف در الف) مدل اجزای محدود کامل و ب) مدل اجزای محدود ساده سازی شده

برای ارائه مدل ساده سازی شده از بدنه خودرو، اعضای تیرمانند به نام های A-Pillar و B-Pillar به صورت متقارن در دو طرف خودرو و ریل های عرضی و طولی در سقف خودرو به منظور ساده سازی انتخاب می شوند. بعد از انجام ساده سازی های مربوط به تیرها با توجه به تاثیرگذاری پانل ها در رفتار استاتیکی خودرو، پانل های مربوط به شیشه عقب، شیشه جلو و سقف خودرو ساده سازی می شوند. اطلاعات مربوط به مدل اجزای محدود ساده سازی شده بدنه خودروی سواری، در جدول ۲ نشان داده شده است.

۴- بارگذاری خمشی و پیچشی مدل اجزای محدود ساده سازی شده

شرایط مرزی و بارگذاری برای آزمون خمش و پیچش در مدل ساده سازی شده، مشابه مدل اجزای محدود کامل در

- حالت ۶: حذف ریل میانی سقف که با ۱۰ در شکل ۶ نشان داده شده است.
 - حالت ۷: حذف ریل عرضی سقف که با ۱۱ در شکل ۶ نشان داده شده است.
- در جدول ۷ مقادیر سفتی خمشی و سفتی پیچشی در هر یک از حالت‌های ۱ تا ۷ محاسبه و درصد تغییرات نسبت به مدل پایه ارائه شده است. همانطور که در این جدول مشاهده می‌شود، تیرهای ۱ و ۲، بیش‌ترین تأثیر را در سفتی خمشی دارند و حذف این تیرها، مقدار سفتی خمشی و پیچشی را به ترتیب به میزان ۴۴ درصد و ۱۵ درصد کاهش می‌دهد؛ همچنین عضوهای عرضی سقف، کمترین اثر را در سفتی خمشی دارند. در شکل ۱۲، کانتور انرژی کرنشی در آزمون خمشی ارائه شده است. مشاهده می‌شود که تیرهای ۱ و ۲ (B pillar)، بیشترین انرژی کرنشی را دارند.

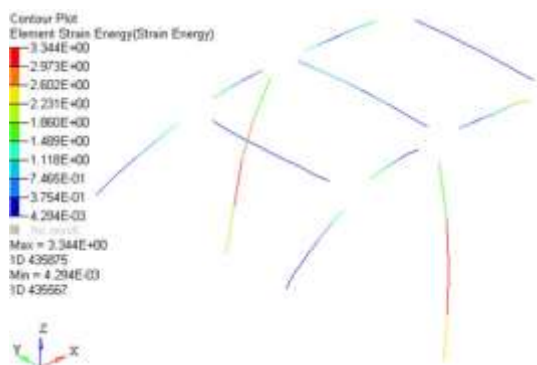
۵- ارزیابی تأثیر تیرهای ساده‌سازی شده در خمشی و پیچشی

در این قسمت به منظور ارزیابی تأثیر تیرهای ساده‌سازی شده در خمشی و پیچشی، سفتی پیچشی و خمشی خودرو برای حالت زیر محاسبه شد:

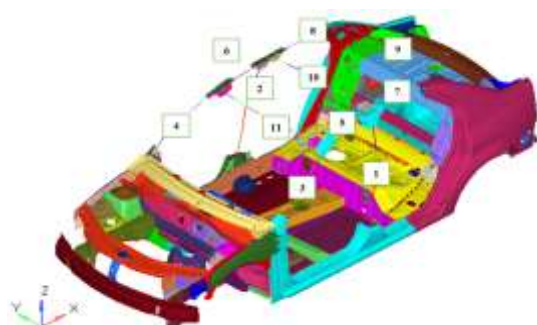
- حالت ۱: حذف ستون‌های B که با ۱ و ۲ در شکل ۶ نشان داده شده است.
- حالت ۲: حذف ستون‌های A که با ۳ و ۴ در شکل ۶ نشان داده شده است.
- حالت ۴: حذف ریل‌های طولی سقف که با ۷ و ۸ در شکل ۹ نشان داده شده است.
- حالت ۵: حذف ریل عرضی سقف که با ۹ در شکل ۶ نشان داده شده است.

جدول ۷- مقادیر سفتی پیچشی و خمشی در هر یک از حالت‌های ۱ تا ۷

درصد تغییرات سفتی پیچشی	درصد تغییرات سفتی خمشی	سفتی پیچشی	سفتی خمشی	مدل ساده‌سازی شده پایه
۱۵	۴۴/۵	۱۲۱۳۴/۵	۱۳۱۸۴	حالت ۱
۱۵/۶	۴۱/۳	۱۲۰۲۵/۲۸	۷۷۴۳/۴۹	حالت ۲
۱۳	۳۱/۶	۱۲۳۹۷/۱۶	۹۰۱۱/۷۶	حالت ۳
۱۷	۲۱/۴	۱۱۷۷۳/۱۹	۱۰۳۵۴/۶۲	حالت ۴
۰/۱	۰/۵۷	۱۴۱۱۹	۱۳۱۰۹/۲۴	حالت ۵
۰/۲۵	۰/۲۵	۱۴۲۲۵/۳۱	۱۳۱۵۰/۲۸	حالت ۶
۰/۳۹	۰/۳۱	۱۴۲۰۴	۱۳۱۴۲/۲۹	حالت ۷



شکل ۱۲- انرژی کرنشی تیرهای ساده‌سازی شده در آزمون خمشی



شکل ۱۱- شماره گذاری تیرهای ساده‌سازی شده با نام‌های A-Pillar, B-Pillar و ریل‌های عرضی و طولی سقف

۶- جمع بندی نتایج

در این مقاله یک مدل ساده سازی شده از بدنه یک خودرو سواری سدان ارائه شد که در آن، مش مربوط به ۱۱ تیر به نام‌های A-Pillar، B-Pillar و اعضای طولی و عرضی سقف از مدل اجزای محدود کامل حذف و با المان‌های تیر معادل جایگزین شدند. با توجه به نقشی که پانل‌های اصلی خودرو (سقف، شیشه‌های عقب و جلو) در رفتار استاتیکی کل سازه بدنه‌ی خودرو دارند، این اعضا نیز با پانل‌های با مش درشت جایگزین شدند. به منظور اعتبار سنجی دقت استاتیکی مدل ساده سازی شده، سفتی پیچشی و خمشی برای مدل اجزای محدود کامل خودرو و ساده سازی شده، محاسبه شدند. نتایج حاصل از آزمون خمش و پیچش، نشان دهنده دقت مدل‌های ساده سازی شده در پیش بینی سفتی پیچشی و خمشی است. در حقیقت می توان از مدل ساده سازی شده، به عنوان یک ابزار معتبر در مرحله اولیه طراحی خودرو استفاده کرد. در مدل‌های ساده سازی شده به دلیل پارامتری بودن المان‌ها، فرایند بهینه سازی بسیار راحت تر خواهد بود. بر اساس تحلیل‌های انجام شده در این مقاله، ستون B بیشترین اثر را در سفتی پیچشی و خمشی از بین تیرهای مورد مطالعه داشت، در ادامه می توان با بهینه سازی مدل ساده سازی شده از ستون B با اهداف افزایش سفتی پیچشی، خمشی و کاهش وزن، طراحی بهینه‌ای از این عضو داشت.

۷- علایم، نشانه‌ها و ارقام

E	مدول الاستیسیته، N/m^2
Nu	ضریب پواسون
ρ	چگالی، kg/m^3

۸- مراجع

- [3] Donders S, Takahashi Y, Hadjit R, Van Langenhove T, Brughmans M, Van Genechten B, Desmet W (2009) A reduced beam and joint concept modeling approach to optimize global vehicle body dynamics. *Finite Elem Anal Des* 45(6-7): 439-455.
- [4] Mundo D, Hadjit R, Donders S, Brughmans M, Mas P, Desmet W (2009) Simplified modeling of joints and beam-like structures for BIW optimization in a concept phase of the vehicle design process. *Finite Elem Anal Des* 45(6-7): 456-462.
- [5] Mundo D, Donders S, Stigliano G, Van Der Auweraer H (2011) Concept design of vehicle bodies using reduced models of beams, joints and panels. *Int J Vehicle Des* 57(1).
- [6] Mundo D, Donders S, Stigliano G, Van Der Auweraer H (2011) Concept design of vehicle bodies using reduced models of beams, joints and panels. *Int J Vehicle Des* 57(1).
- [7] Mihaylova P, Baldanzini N, Pratellesi A, Pierini M (2012) Beam bounding box – a novel approach for beam concept modeling and optimization handling. *Finite Elem Anal Des* 60:13-24.
- [8] Shojaeefard MH, Khalkhali A, Sarmadi M, Hamzehi N (2015) Investigation on the optimal simplified model of biw structure using FEM. *Lat Am J Solids Stru* 12.
- [9] Altair hyperwork13 software, 2013.
- [۱۰] محسنی کبیر م (۱۳۹۴) طراحی مفهومی بدنه‌ی خودروی سواری برای محاسبه‌ی سفتی پیچشی و خمشی. پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه علم و صنعت.
- [11] Shakhosseini AM, Prater G, Osborne GM, Kuo EY, Mehta PR (2010) Major compliance joint modelling survey for automotive body structures. *Int J Veh Syst Model Test* 5(1).
- [12] Mihaylova P, Baldanzini N, Pratellesi A, Pierini M (2012) Beam bounding box – a novel approach for beam concept modeling and optimization handling. *Finite Elem Anal Des* 60: 13-24.
- [13] Mihaylova P, Baldanzini N, Pratellesi A, Pierini M (2010) On the improvement of concept modeling of joints within simplified finite element models with application to structural dynamics. *Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering—ISMA 2010*.
- [14] Meriam J, Kraige L (1993) *Engine mechanics, statics*. 3ed. Wiley, NY, USA.
- [15] LMS International, *LMS Virtual Lab Rev13.5 Software*, 2016.
- [1] Prater G, Shakhosseini AM, Kuo EY, Metha PR, Furman VT (2005) Finite element concept models for vehicles architecture assessment and optimization. SAE International, Paper Number 05M-435.
- [2] Raasch I (2004) Sizing in conceptual design at BMW. In *SAE Noise and Vibration Conference Proceedings*, number 2004-01-1657, Traverse City, MI, USA.