

## ارزیابی استحکام خستگی اتصالات نقطه جوش به روش ترکیبی اجزاء محدود و تنش سازه‌ای و مورد استفاده آن در صنعت خودروسازی

محمد شکوری  
کارشناس ارشد دانشکده مهندسی مکانیک،  
دانشگاه تبریز

محمد زهساز و مرتضی همایون صادقی  
استادیار دانشکده مهندسی مکانیک،  
دانشگاه تبریز

### چکیده

در این مقاله استحکام خستگی اتصالات نقطه جوش که در ساخت بدنه خودرو کاربرد وسیعی دارند مورد ارزیابی قرار گرفته است. برای بررسی استحکام خستگی اتصالات نقطه جوش روش‌های مختلفی مورد استفاده قرار می‌گیرند. یکی از این روش‌ها که به تازگی توسط صنایع خودروسازی آلمان پیشنهاد شده است تنش سازه‌ای می‌باشد. این روش سازگاری بسیار خوبی با روش‌های اجزاء محدود دارد ولی از طرف دیگر مدل‌سازی نقطه جوش‌ها در روش‌های اجزاء محدود یکی از وقت‌گیرترین موضوع‌ها محسوب می‌شوند، لذا در این مقاله برای مدل‌سازی اتصالات نقطه جوش روش جدیدی ارائه شده است که دقت و سرعت مدل‌سازی نقطه جوش‌ها را تا حد مطلوبی افزایش می‌دهد. در این روش از المان‌های بی‌بعد استفاده شده است. به عنوان مثالی از کاربرد این روش، تحلیل خستگی اتصالات نقطه جوش کامیونت آذرخش مورد بحث قرار گرفته است. نتایج بدست آمده نه تنها زمان و دقت محاسبات را به طور چشم‌گیری بهبود داده‌اند بلکه نتایج نشان دهنده تطابق خوب بین روش ارائه شده و تست‌های آزمایشگاهی می‌باشد. کلمات کلیدی: نقطه جوش، تنش سازه‌ای، تحلیل خستگی، بدنه، اجزاء محدود.

## Fatigue strength investigation of spot welds using combined finite element- structural stress and its application in auto body industry

M. Zehsaz, M. H. Sadeghi and M. Shakori  
Dept. of Mech. Eng., University of Tabriz, Tabriz, Iran

### Abstract

In this study fatigue strength of spot welds, which have extensive application in body of auto industry, is investigated. There are different methods for evaluating of spot welds fatigue strength. A new method proposed by German auto industries is the structural stress method which has a good compatibility with the FEM Code. On the other hand, modeling of the spot welds is a vary time consuming task in the FEM, so a new method for spot weld modeling is proposed. This new proposed method increases the accuracy and speed of computations by utilizing nondimensional elements. A case study based on applying this method on the body of Azarakhsh mini truck was carried out. Not only the obtained results showed good agreement with the experimental ones, but also a considerable improving in CPU time and accuracy is achieved.

**Key words:** Spot welds, Structural stress, Fatigue analysis, Body, Finite element.

## ۱- مقدمه

روشی مورد نیاز است که بتواند اطلاعات آزمایشگاهی برای حالت‌های ساده بارگذاری را به حالت‌های پیچیده واقعی تعمیم دهد. روش تنش سازه‌ای این قابلیت را دارد [۲]. روش تنش سازه‌ای بیشتر برای بررسی نقطه جوش‌ها در ورق‌های نازک که در صنعت خودروسازی کاربرد دارند مورد استفاده قرار می‌گیرد هم‌چنین این روش در موارد خستگی با تعداد سیکل‌های متوسط و زیاد کاربرد دارد [۳].

### ۲- روش تنش سازه‌ای برای اتصالات نقطه جوش [۱]

این روش بیشتر برای بررسی نقطه جوش‌ها در ورق‌های نازک که در صنعت خودروسازی کاربرد دارند، مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این روش ابتدا نیروها و گشتاورهای داخلی نقطه جوش‌ها از روش المان محدود محاسبه شده و سپس تنش‌ها از روی این مقادیر محاسبه می‌شوند. برای بررسی شکست ناشی از خستگی اتصالات در محل نقطه جوش‌ها، آن‌ها را به دو دسته طبقه‌بندی می‌کنند:

۱- شکست ورق<sup>(۲)</sup>، زمانی اتفاق می‌افتد که قطر نقطه جوش نسبتاً زیاد باشد (در سیکل‌های بالا شکست در لبه نقطه جوش اتفاق می‌افتد و در سیکل‌های کم در ناحیه حرارت دیده، شروع می‌شود).

۲- شکست در خود نقطه جوش<sup>(۳)</sup>، این پدیده در سطح اتصال و در نقطه جوش‌هایی که قطر آن‌ها نسبتاً کم باشد مشاهده می‌شود.

در حالت شکست ورق، عامل شروع شکست، تنش بیشینه شعاعی در سطح داخلی ورق نزدیک لبه نقطه جوش می‌باشد. این تنش تقریباً مساوی با تنش فون میسر می‌باشد که به عنوان معیار شکست در مواد نرم مورد استفاده قرار گرفته و از طریق فرمول‌های مهندسی که از مدل نمودن نقطه جوش به صورت هسته صلب<sup>(۴)</sup> بدست آمده‌اند محاسبه می‌شود، هم‌چنین می‌توان این تنش را از طریق اندازه‌گیری کرنش روی سطح خارجی ورق یا نزدیک لبه نقطه جوش محاسبه نمود. منحنی‌های تنش- عمر از روی نمونه‌هایی که در آن‌ها شکست در خود ورق به وجود آمده است به دست می‌آیند.

بدنه از تعداد زیادی قطعه تشکیل شده است که برای اتصال آنها به یکدیگر از روش‌های مختلفی استفاده می‌شود. از متداول‌ترین روش‌ها در صنعت خودروسازی برای اتصال قسمت‌های مختلف بدنه، استفاده از نقطه جوش می‌باشد. اتصالات نقطه جوش بدلیل ایجاد تمرکز تنش، کاهش خواص مکانیکی، غیر همگن شدن مواد و ایجاد تنش‌های پسماند، از مستعدترین نقاط گسیختگی بدنه محسوب می‌شوند. بنابراین در ارزیابی استحکام خستگی بدنه باید توجه خاصی به این اتصالات اعمال شود.

تا کنون روش‌های مختلفی برای ارزیابی استحکام خستگی اتصالات جوشکاری شده معرفی شده‌اند، که به دو گروه عمده روش‌های عمومی و روش‌های موضعی تقسیم‌بندی می‌شوند. در روش‌های عمومی، ارزیابی استحکام خستگی مستقیماً از روی نیروها و گشتاورهای خارجی یا از تنش‌های اسمی در مقاطع بحرانی، انجام می‌شود. با این فرض که توزیع تنش ثابت و یا خطی است. روش‌های عمومی، مقادیر بحرانی نیرو یا تنش اسمی را مورد استفاده قرار می‌دهند.

در روش‌های موضعی از پارامترهای تنش و کرنش موضعی استفاده می‌شود. در این روش‌ها برای بررسی استحکام خستگی ماده، فرآیند موضعی گسیختگی در نظر گرفته می‌شود. یعنی شروع ترک دوره‌ای، انتشار ترک دوره‌ای و شکست نهایی.

روشی که به عنوان رابط بین روش‌های عمومی و روش‌های موضعی عمل می‌کند، روش تنش سازه‌ای<sup>(۱)</sup> می‌باشد، که برتمرکز تنش ناشی از هندسه قطعه تأکید نموده و از اثرات ترک صرف نظر می‌کند. این روش از طرف صنایع خودروسازی آلمان توسعه داده شده است. دیگر سازندگان خودرو در اروپا، آمریکا و ژاپن در حال به کارگیری روش‌هایی مشابه روش تنش سازه‌ای هستند [۱].

در برخی از منابع اطلاعات خوبی در مورد استحکام خستگی نقطه جوش‌ها آورده شده است. این اطلاعات مربوط به انواع آزمایش‌های انجام گرفته روی نقطه جوش‌ها است. اما از این اطلاعات فقط می‌توان برای حالت‌های ساده بارگذاری مانند بارگذاری محوری استفاده کرد و برای حالت‌های بارگذاری ترکیبی چندان سودمند نیستند. برای غالب شدن به این مشکل

نیروها و ممان‌هایی که به نقطه جوش و صفحه مجاور آن وارد می‌شوند، همچنین نحوه مدل‌سازی نقطه جوش و صفحه مجاور آن در شکل ۱ آورده شده است. نیروها و تنش‌های سازه‌ای در صفحاتی که به هم متصل شده‌اند به وسیله یک هسته استوانه‌ای صلب که جانشین نقطه جوش می‌شود به خوبی مدل‌سازی می‌شوند. توزیع تنش در صفحه، در محل لبه هسته صلب تحت نیروها و ممان‌های موجود در هسته قابل محاسبه است [۱].

### ۳- تنش‌های سازه‌ای در صفحه [۱]

با استفاده از اصل جمع آثار و با توجه به پیشنهاد Radaj و Rupp برای تنش سازه‌ای  $\sigma_{sn}$  می‌توان نوشت:

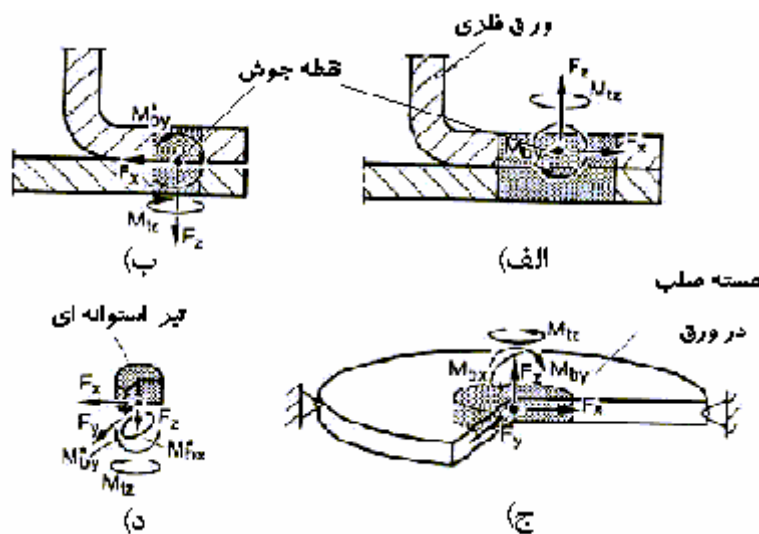
$$\sigma_{sn} = \frac{4F}{\pi dt} + \frac{6M_b}{\pi dt^2} + 1.744 \frac{F_z}{t^2} \quad (1)$$

در رابطه فوق  $d$  قطر نقطه جوش،  $t$  ضخامت صفحه،  $F_z$  نیروی وارد بر نقطه جوش در راستای  $Z$ ، شکل ۱،  $F_x$  برآیند نیروهای  $F_x$ ،  $F_y$  و  $M_b$  برآیند ممان‌های  $M_x$  و  $M_y$  می‌باشند.

در حالت شکست در نقطه جوش، تنش سازه‌ای ایجاد شده در لبه نقطه جوش باعث شروع شکست می‌شود. این تنش از روی نیروهای به وجود آمده در نقطه جوش بر اساس تئوری خمش تیرها محاسبه می‌شود. بدین ترتیب که نقطه جوش، به صورت یک استوانه که در دو طرف آن نیروها و گشتاورهای حاصل از بارگذاری اعمال می‌شوند، در نظر گرفته می‌شود و سپس تنش معادل از روی تنش عمودی خمشی و تنش‌های برشی عرضی بر اساس معیار تنش عمودی اصلی که به عنوان معیار شکست در مواد ترد مورد استفاده قرار می‌گیرد، محاسبه می‌شود.

برای محاسبه عمر قطعات در این روش فرض می‌شود که قانون تجمع آسیب دیدگی خطی ماینر معتبر است. این محاسبه هم برای حالت شکست ورق و هم برای حالت شکست نقطه جوش مورد استفاده قرار می‌گیرد.

نیروهای وارد بر نقطه جوش‌ها معمولاً از طریق مدل المان محدود سازه‌ها و قطعات مکانیکی با استفاده از المان‌های جدار نازک محاسبه می‌شوند. برای تحلیل رفتار الاستیک قطعات، استفاده از شبکه‌بندی درشت و ایجاد گره در محل نقطه جوش‌ها کافی است. علت استفاده از شبکه‌بندی درشت این است که نیروهای وارد بر نقطه جوش‌ها در سازه‌هایی که از لحاظ استاتیکی معین یا نامعین هستند تا حدود زیادی رفتار عمومی سازه بستگی داشته و اثرات موضعی در درجه دوم اهمیت قرار دارند.



شکل ۱- الف) نیروها و ممان‌های وارد بر نقطه جوش، ب) نیروها و ممان‌های وارد بر ورق در صفحه مشترک دو ورق  
ج) مدل ساده شده نیروها و ممان‌های وارد بر نقطه جوش، د) مدل ساده شده نیروها و ممان‌های وارد بر ورق در صفحه مشترک دو ورق [۱]

$$\sigma_{II} = \frac{1}{2}\sigma_{sn} - \frac{1}{2}\sqrt{\sigma_{sn}^2 + 4\tau_{sn}^2} \quad (7)$$

$$\sigma_{III} = 0 \quad (8)$$

برطبق معیار بیشترین تنش اصلی خواهیم داشت

$$\sigma_{sneq} = \frac{1}{2}\sigma_{sn} + \frac{1}{2}\sqrt{\sigma_{sn}^2 + 4\tau_{sn}^2} \quad (8)$$

در رابطه فوق  $\sigma_{sneq}$  تنش سازه‌ای معادل در نقطه جوش می‌باشد.

#### ۵- استحکام خستگی اتصالات نقطه جوش [۵و۴]

تحقیقات انجام یافته اخیر توسط Rupp که بر روی نمونه‌های مشابه قطعات واقعی بدست آمده است را می‌توان در نمودار شکل ۲ مشاهده نمود.

فولاد هائی که مورد بررسی قرار گرفته‌اند، ضخامت ورق‌ها، قطر نقطه جوش‌ها و نسبت بارگذاری‌ها در شکل ۲ آورده شده‌اند. نتایج حاصل از آزمایش برای قطعۀ نگهدارندهٔ موتور و بازوی نگهدارندهٔ اکسل نیز در شکل آورده شده‌اند.

اطلاعاتی که در زیر آورده می‌شود توسط Rupp پیشنهاد شده و مشخص کنندهٔ استحکام خستگی نقطه جوش‌هائی است که بر روی نمونه‌های مشابه قطعات واقعی از جنس St1403 با ضخامت  $t = 0.66 - 2.5$  mm و قطر نقطه جوش از 3.5 تا 6.5 mm بوده و بارگذاری اعمال شده بر روی قطعات از نوع دامنه ثابت با نسبت تنش  $R=0$  (نسبت تنش کمینه به تنش بیشینه است) می‌باشد [۴].

۱- استحکام خستگی ورق در برابر شروع شکست از ورق در  $R=0$

و تعداد سیکل‌های  $N = 10^6$  : [۴]

تنش سازه‌ای با دامنهٔ  $\sigma_{sA} = 145MPa$

۲- استحکام خستگی نقطه جوش در برابر شروع شکست از

نقطه جوش در  $R=0$  و تعداد سیکل‌های  $N = 10^6$  : [۴]

تنش سازه‌ای با دامنهٔ  $\sigma_{sA} = 105MPa$

۳- شیب منحنی تنش - عمر برای  $K=6$  :  $N \leq 10^6$

تنش ناشی از بارگذاری هسته با ممان پیچشی که عمود بر سطح ورق می‌شود، بیشترین تنش غشائی مماسی در لبهٔ هسته (تنش برشی سازه‌ای) می‌باشد که به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\tau_{sn} = \tau_{mt\max} = \frac{2M_{tz}}{\pi d^2 t} \quad (2)$$

در رابطه فوق  $M_{tz}$  گشتاور پیچشی وارد به نقطه جوش،  $d$  قطر نقطه جوش و  $t$  ضخامت ورق می‌باشند. چون رفتار ورق در مجاورت نقطه جوش شبیه رفتار مواد شکل‌پذیر می‌باشد، برای بررسی استحکام، از معیار فون میسز (معیار انرژی واپیچشی) استفاده می‌شود. بر طبق این معیار گسیختگی خواهیم داشت:

$$\sigma_{sneq} = \sqrt{(1-\nu + \nu^2)\sigma_{sn}^2 + 3\tau_{sn}^2} \quad (3)$$

$\sigma_{sneq}$  تنش فون میسز سازه‌ای،  $\nu$  ضریب پواسون،  $\tau_{sn}$  تنش سازه‌ای و  $\sigma_{sn}$  تنش برشی می‌باشند.

#### ۴- تنش‌های سازه‌ای در نقطه جوش [۱]

با استفاده از اصل جمع آثار، برای تنش عمودی  $\sigma_{sn}$  و

تنش برشی  $\tau_{sn}$  می‌توان نوشت:

$$\sigma_{sn} = \frac{4F_z}{\pi d^2} + \frac{32M_b}{\pi d^3} \quad (4)$$

$$\tau_{sn} = \frac{16F}{3\pi d^2} + \frac{16M_{tz}}{\pi d^3} \quad (5)$$

بررسی‌های انجام گرفته روی شکست در ناحیهٔ نقطه جوش (دگمه جوش<sup>(۱)</sup>) نشان می‌دهند که این ناحیه به هنگام شکست رفتاری مشابه رفتار مواد ترد از خود نشان می‌دهد. بنابراین برای بررسی استحکام در ناحیهٔ نقطه جوش از معیار بیشترین تنش اصلی به عنوان معیار گسیختگی استفاده می‌شود. تنش‌های اصلی عبارتند از:

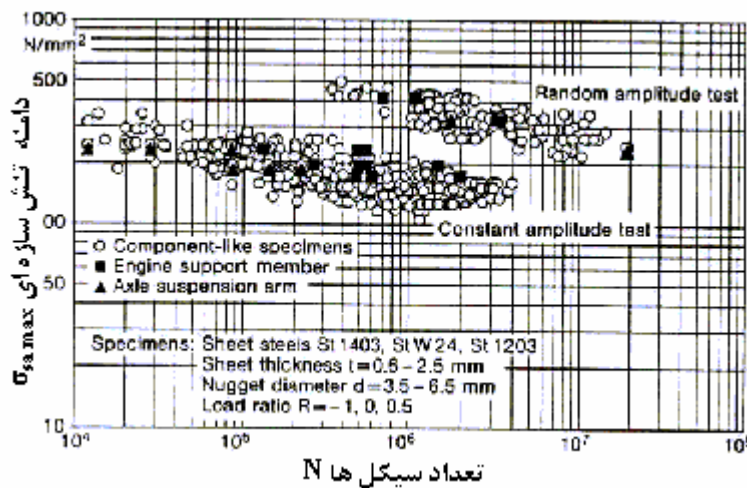
$$\sigma_I = \frac{1}{2}\sigma_{sn} + \frac{1}{2}\sqrt{\sigma_{sn}^2 + 4\tau_{sn}^2} \quad (6)$$

مدل سازی نقطه جوش ها به عوامل متعددی بستگی دارد. برخی از این عوامل در زیر آورده شده اند:  
 الف: اطلاعات آزمایشگاهی و نتایج تجربی در دسترس از استحکام نقطه جوش  
 ب: روش انتخاب شده برای ارزیابی استحکام خستگی  
 ج: اندازه پیچیدگی سازه از لحاظ هندسی  
 د: نوع بارگذاری وارد بر نقطه جوش ها  
 ه: قابلیت های نرم افزار مورد استفاده

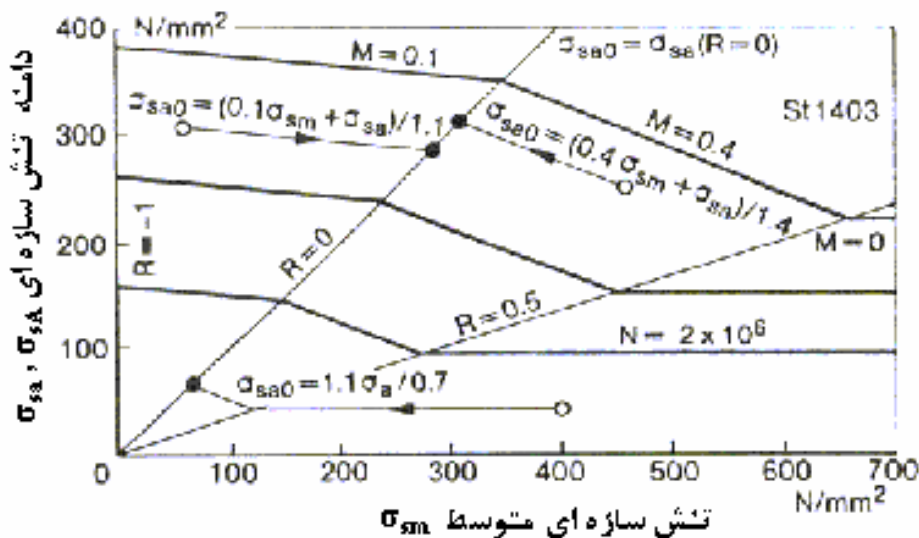
برای حالت های دیگر بارگذاری که در آنها نسبت تنش (R) مساوی صفر نمی باشد، Maddox یک نمودار Haigh پیشنهاد نموده است شکل ۳. با این نمودار می توان استحکام خستگی اتصال نقطه جوش را از یک حالت بارگذاری به حالت های دیگر بارگذاری تعمیم داد [۵].

۶- مدل سازی اتصالات نقطه جوش

تا کنون روش های مختلفی برای مدل سازی اتصالات نقطه جوش پیشنهاد شده است و هنوز هم یکی از موضوعات مورد بحث در بین مهندسان خودرو می باشد. انتخاب روش مناسب



شکل ۲- دامنه های تنش های سازه ای قابل تحمل که به حالت R=0 انتقال داده شده اند [۲]



شکل ۳- منحنی تنش سازه ای - عمر برای نقطه جوش ها بر طبق پیشنهاد Maddox [۵]

۳- پس از انجام تحلیل، نیروها و ممان‌های وارد بر این المان در هر سه راستا به راحتی قابل استخراج است.

۴- سرعت مدل‌سازی اتصالات نقطه جوش با توجه به ویژگی اول و با توجه به اینکه نرم افزار ANSYS قابلیت‌های خوبی برای ایجاد المان‌های بی‌بعد دارد بسیار بالا است. به طوریکه می‌توان تمام نقطه جوش‌های بدنه یک خودرو را در مدت چند دقیقه به سرعت مدل‌سازی نمود.

ثوابت ارتجاعی و غیر ارتجاعی المان Combin7 به شرح زیر بوده و در شکل ۴ نشان داده شده است.

K4: ضریب ارتجاعی

TLOAd: گشتاور پیچشی وارد بر گره

ROT: لقی پیچشی المان که پس از پر شدن لقی، این المان درگیر می‌شود

TF: ضریب ارتجاعی خشک

STOPU و STUPL: محدوده بالا و پایین اصطکاک خشک

CT: ضریب میرایی

MASS: جرم المان

#### مثال:

به عنوان نمونه‌ای از کاربرد روش تنش سازه‌ای و مدل‌سازی اتصالات نقطه جوش با المان Combin7، ارزیابی استحکام خستگی اتصالات نقطه جوش بدنه کامیونت آذرخش در زیر آورده شده است.

روش‌های مختلف مدل‌سازی نقطه جوش‌ها و مزایا و معایب هر کدام به صورت مختصر در جدول ۱ آورده شده است. با نگاهی به روش‌های متداول در ارزیابی استحکام خستگی نقطه جوش‌ها مشخص می‌شود که محاسبه تنش‌ها در نقطه جوش‌ها از فرمول‌های خاصی تبعیت می‌کنند که فعلاً با روش‌های مرسوم در المان محدود تفاوت دارند. از طرفی به علت تعدد زیاد نقطه جوش‌ها در بدنه، چنانکه نقطه جوش‌ها به صورت مستقیم مدل‌سازی شوند، حجم بسیار زیادی از المان‌های مدل باعث زمان‌بر بودن محاسبات شده و اجرای خود برنامه را نیز با مشکلات زیادی مواجه خواهد کرد.

برای مدل‌سازی اتصالات نقطه جوش، المان (Combin7) Revolute joint بسیار مناسب است [۶]. این المان توسط دو گره تعریف می‌شود و ترجیحاً این دو گره باید بر هم منطبق باشند.

#### ویژگی‌های المان (Combin7) Revolute joint [۶]

۱- این المان بی‌بعد بوده و توسط دو گره تعریف می‌شود. بنابراین نیازی به ایجاد فاصله بین ورق‌های متصل به هم نیست. در صورت استفاده از المان‌های بعددار باید بین ورق‌های متصل به هم فاصله ایجاد شود. انجام این کار به ویژه در مدل‌های پیچیده‌ای مثل بدنه کار دشوار و وقت‌گیری است.

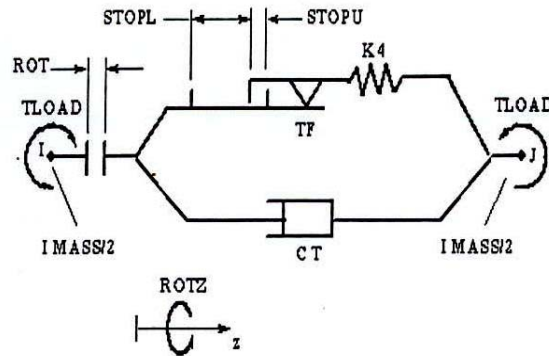
۲- این المان در هر گره دارای شش درجه آزادی است. برای هر یک از درجات آزادی آن می‌توان به صورت مستقل ضریب فنری تعریف کرد و با دقت قابل قبول نقطه جوش را در محل اتصال شبیه‌سازی نمود.

جدول ۱- مزایا و معایب روش‌های مختلف مدل‌سازی نقطه جوش

معایب	مزایا	نوع مدل
عدم محاسبه درست تنش‌ها و نیروها در محل اتصال	مدل‌سازی سریع و آسان	کوپل نمودن <sup>(۱)</sup> گره‌ها
عدم محاسبه حالت گسیختگی از ورق و دشوار بودن مدل‌سازی	محاسبه حالت گسیختگی از خود نقطه جوش	میله یا تیر صلب <sup>(۲)</sup>
عدم محاسبه مستقیم تنش‌ها در ورق و خود نقطه جوش	بررسی هر دو حالت گسیختگی از ورق و گسیختگی از خود نقطه جوش و مدل‌سازی سریع و آسان	المان بی‌بعد

1- Coupling

2- Rigid Link or rigid beam



شکل ۴- مشخصات و مقادیر ثابت المان Combin7 [۶]

پیش‌بینی است، چون تشکیل نقطه جوش باعث ایجاد تنش‌های پسماند و تمرکز تنش می‌شود و همچنین باعث کاهش خواص مکانیکی ورق‌های مجاور اتصال می‌شود. از این رو در ارزیابی استحکام خستگی بدنه باید توجه خاصی به اتصالات نقطه جوش اعمال شود.

استفاده از المان بی‌بعد Combin7، با توجه به قابلیت‌های این المان در استخراج نیروها و ممان‌های وارد بر اتصال در هر سه راستا، تعریف ضریب فریت‌های مستقل برای هر یک از درجات آزادی و با توجه به ابزارهای خاص نرم افزار ANSYS برای ایجاد المان‌های بی‌بعد، دقت و سرعت مدل‌سازی اتصالات نقطه جوش را تا حد مطلوبی افزایش می‌دهد. همچنین چون در این روش نیروها و ممان‌های وارد به نقطه جوش‌ها مستقیماً از روی جابجایی گره‌ها محاسبه می‌شوند، محاسبات از دقت خوبی برخوردار هستند. محاسبات انجام شده نشان داده است که اتصالات نقطه جوش در برخی از نقاط بدنه از استحکام مطلوب برخوردار نیستند. به عنوان مثال نقطه جوش شماره ۸۰۶۳ هم در برابر گسیختگی از محل نقطه جوش و هم در برابر احتمال گسیختگی از ورق مجاور نقطه جوش ضعیف می‌باشد. در مقابل نقطه جوش شماره ۸۰۶۷ برای هر دو حالت گسیختگی از استحکام مطلوب برخوردار است. این امر با گسیختگی‌هایی که در عمل از نقاط مشخص شده اتفاق می‌افتاد صحت محاسبات را به صورت تجربی به اثبات رسانده است [۷].

کاربرد روش تنش سازه‌ای محدود به حالت‌های خاص بارگذاری نمی‌باشد و در این روش می‌توان اطلاعات آزمایشگاهی مربوط به یک حالت از بارگذاری را به حالت‌های دیگر بارگذاری

در این تحلیل بدنه در حالت Body-in-White مدل‌سازی شده، سپس قطعات بدنه در محل اتصالات نقطه جوش با المان Combin7 به هم متصل شده‌اند. لازم به ذکر است که تمام کارهای لازم برای مدل‌سازی نقطه جوش‌ها در مدت کمتر از ۳۰ دقیقه انجام شده است شکل ۵.

در بارگذاری بدنه حالت‌های برخورد با دست‌انداز، ترمز گرفتن و دور زدن به عنوان موثرترین نیروهای وارد به بدنه در نظر گرفته شده‌اند. سپس نیروها و ممان‌های وارد به اتصالات نقطه جوش استخراج گردیده و به داخل نرم افزار Excel انتقال داده شده‌اند. در محیط Excel، اتصالات نقطه جوش بر طبق روش تنش سازه‌ای مورد ارزیابی قرار گرفته، اتصالات ضعیف شناسایی شده و اصلاحات لازم روی آنها انجام گرفته است. به عنوان نمونه، محاسبات انجام گرفته روی تعدادی از نقطه جوش‌های بدنه در جدول ۲ آورده شده است. در این جدول که هر دو حالت گسیختگی از نقطه جوش و گسیختگی از ورق مجاور نقطه جوش را بررسی می‌کند، سطر A جمع برداری نیروهای  $F_x$  و  $F_y$ ، سطر B جمع برداری ممان‌های  $M_x$  و  $M_y$ ، سطر C تنش کششی وارد بر صفحه مجاور نقطه جوش، سطر D تنش برشی وارد بر صفحه مجاور نقطه جوش، سطر E تنش فون میسر وارد بر صفحه مجاور نقطه جوش، سطر F تنش کششی وارد بر نقطه جوش، سطر G تنش برشی وارد بر نقطه جوش و سطر H بیشترین تنش اصلی وارد بر نقطه جوش می‌باشند (روابط ۱- الی ۸).

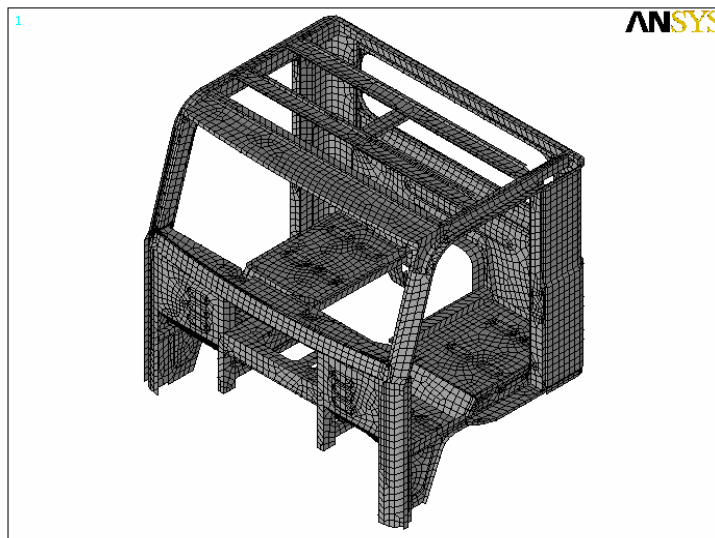
#### ۷- نتیجه‌گیری

در بررسی استحکام خستگی بدنه، اتصالات نقطه جوش از مستعدترین نقاط گسیختگی بدنه هستند. این واقعیت قابل

بدنه خودرو که نیاز به استفاده از روش‌های اجزاء محدود در آنها احساس می‌شود، کارایی مطلوبی دارد.

تعمیم داد، بنابراین استفاده از این روش نیاز به در اختیار داشتن اطلاعات آزمایشگاهی زیاد ندارد.

روش تنش سازه‌ای سازگاری بسیار خوبی با روش‌های اجزاء محدود دارد. از این رو، این روش در سازه‌های پیچیده مانند



شکل ۵- بدنه کامیونت آذرخش در حالت Body-in-White

جدول ۲. نمونه ای از محاسبات اتصالات نقطه جوش به روش تنش سازه ای

۸۰۶۷	۸۰۶۶	۸۰۶۵	۸۰۶۴	۸۰۶۳	۸۰۶۲	۸۰۶۱	المانها بارها و تنشها
-۲۹/۳۷	-۵۳/۱	-۲۱۴/۱	-۸/۲۲	۷۷/۶۰	-۱۲/۴۴	-۸/۳۶	Fz(N)
۱/۲۰۴	۴/۶۶	۱/۰۶۲	-۰/۸۸۲۱	-۱۱/۶۱	-۱۳/۰۳	-۲۶/۹۹	Fx(N)
-۳۳/۹۰	-۳۲/۵۷	۴۲/۰۶۶	-۸/۳۴	۲۸/۹۷	۱۷/۷۱	۲۳/۴۹	Fy(N)
۰/۰۸۳۵	۱/۶۰	-۲/۷۷	۱/۰۱	-۲/۴۲	۱/۶۴	۰/۷۴۷	Mz(Nm)
-۰/۰۰۱۵۳	۰/۰۰۱۷۴	۰/۰۲۱۱	۰/۰۰۳۳۹	۰/۰۰۳	۰/۰۰۵۶	۰/۰۰۱۴۵	Mx(Nm)
۰/۰۵۷۹	۰/۰۹۵۲	۰/۰۳۴۵	-۰/۰۰۴۹	-۰/۰۱	-۰/۰۸۹۹	-۰/۰۱۲۴	My(Nm)
۳۳/۹۲	۳۲/۹۰	۴۲/۰۸	۸/۳۹	۳۱/۲۱	۲۱/۹۸۴	۳۵/۷۸	A(N)
۰/۰۵۷۸۸	۰/۰۹۵	۰/۰۴۰۴	۰/۰۴۹	۰/۱۰۰	۰/۰۹۰۱	۰/۱۲۴۶	B(Nm)
۸۲/۰	۱۳۷	۱۹۲/۲	۳۵/۳	۱۸۲/۰	۶۱/۷	۷۱/۲	C(MPa)
۲۱/۰	۴۰/۸	-۷۱/۰	۲۵/۸	-۶۲/۰	۴۱/۷	۱۹/۰	D(MPa)
۸۱/۷	۱۴۱/۷	۱۷۶/۴	۵۴/۷	۱۹۴/۰	۹۰/۷	۷۱/۴	E(MPa)
۶/۲	۱۰/۵	۱۴/۲	۴/۴	۱۲/۲	۸/۰	۱۰/۶	F(MPa)
۷۲/۷	۱۳۵/۰	۲۳۲/۲	۸۳/۸	۲۰۲/۴	۱۳۶/۰	۶۵/۷	G(MPa)
۷۵/۹	۱۴۰/۶	۲۳۹/۱	۸۶/۱	۲۰۸/۳	۱۴۱/۲	۷۱/۴	H(MPa)



## نمادها

d	قطر نقطه جوش
F	برآیند نیروهای $F_x$ و $F_y$
$F_x$	نیروی وارد به نقطه جوش در راستای X
$F_y$	نیروی وارد به نقطه جوش در راستای Y
$F_z$	نیروی وارد به نقطه جوش در راستای Z
i	فاصله نقطه جوش ها از یکدیگر
$M_{tz}$	گشتاور پیچشی وارد به نقطه جوش در راستای Z گشتاور خمشی وارد به نقطه جوش در راستای X
$M_x$	گشتاور خمشی وارد به نقطه جوش در راستای Y
$M_y$	برآیند گشتاورهای $M_x$ و $M_y$
$M_b$	تعداد دوره‌ها
N	
R	نسبت تنش کمینه به تنش بیشینه
t	ضخامت ورق
$\sigma_{sA}$	دامنه تنش سازه ای قابل تحمل
$\sigma_{sn}$	تنش سازه ای
$\tau_{sn}$	تنش برشی سازه ای
$\tau_{mt \max}$	تنش غشائی برشی بیشینه
$\sigma_{sneq}$	تنش فون میسز سازه ای
V	ضریب پواسون

## مراجع

- [1] Radaj, D. and Sonsino, C.M. 1998. Fatigue Assessment of Welded Joints by Local Approaches. Woodhead.
- [2] Buch, A. 1988. Fatigue Data Handbook. Trans Tech.
- [3] Rupp, A. and Grubisic, V. 1989. Determination of Endurable Joint Face Forces for the Fatigue Resistant Dimensioning of Spot Welded Joints in Automotive Engineering. Fat Schrifrenreihe, No 78, Frankfurt, M, Fat.
- [4] Rupp, A. , Storz, K. and Grabisic, V. 1995. Computer- Aided Dimensioning of Spot Welded Automotive Structures. Society of Automotive Engineers, Inc. SAE 950711.
- [5] Maddox, S. J. 1997. Developments in Fatigue Design Codes and Fitness- for- Service Assessment Methods. pp 22-42, New York.
- [6] Ansys User's Manual. 1993. Revision 5.0, Swanson Analysis Systems, Inc.
- [7] گزارش امور مهندسی مرکز ساخت کامپونت آدرخش کارخانه تراکتورسازی تبریز، ۱۳۸۲.