

تحلیل تنش تماسی و ضرایب تمرکز تنش در ابزار اتصال رشته‌های حفاری چاه‌های نفت

امیررضا شاهانی (استاد)

سید محمدحسین شریفی (دانشجوی دکتری)

دانشکده فنی و مهندسی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

در این پژوهش ابزارهای اتصال پیچی رشته‌های حفاری که در حفاری چاه‌های قائم بیشتر از سایر اعضا در معرض شکست هستند با استفاده از المان‌های متقارن محوری در نرم‌افزار ANSYS، و به روش اجزاء محدود مدل شده‌اند. برای مدل‌سازی تماس بین سطوح نیز از المان‌های تماس و از معادلات قید بهره می‌بریم. نیروهای محوری کششی و فشاری، فشارهای داخلی و خارجی ناشی از سیال حفاری روی لوله، گشتاور اعمال شده از طرف موتور در بالای چاه، و ممان خمشی حاصل از کمانش لوله‌های وزین حفاری در پایین چاه عمده‌ترین بارهایی هستند که به مدل وارد می‌شوند. مطابق استاندارد API به منظور بهبود رفتار خستگی این اتصالات مقداری پیش‌بار نیز به آن اعمال می‌شود. مدل تحت بارگذاری کششی، فشاری، پیش‌بار خالص و ترکیبی از آن‌ها قرار گرفته است. تعیین مکان و مقدار بیشینه‌ی ضریب تمرکز تنش در پین (pin) و باکس (box)، تأثیر اعمال پیش‌بار روی مقدار ضریب تمرکز تنش، و نیز تأثیر آن بر میزان بار دندانه بحرانی و متعاقباً عمر خستگی از جمله کارهایی است که در این نوشتار به آن پرداخته شده است. در انتها نیز بحثی در مورد همگرایی جواب مقادیر تنش در سطوح تماس ارائه شده است.

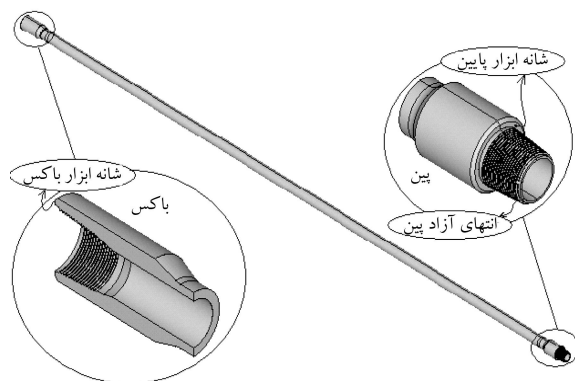
واژگان کلیدی: تحلیل تنش، روش اجزاء محدود، رشته‌ی حفاری، ابزار اتصال، عمر خستگی، المان تماس گره با سطح.

Shahani@kntu.ac.ir
Seyed.Sharifi@yahoo.com

۱. مقدمه

برای حفاری چاه‌های نفت تعداد زیادی از لوله‌های حفاری را به یکدیگر متصل می‌کنند تا مجموعه‌ی آن‌ها گشتاور لازم برای حفاری را از موتور تعبیه شده روی سکو به مته در انتهای چاه منتقل کنند. این لوله‌ها از طریق ابزار اتصال^۱ به یکدیگر بسته می‌شوند (شکل ۱). لوله‌های حفاری با اتصال پیچی بین پین (pin) و باکس (box) به‌طور متوالی به هم وصل می‌شوند و «رشته‌ی حفاری» را تشکیل می‌دهند. هنگامی که رشته‌ی حفاری بر اثر وزن خود، یا بر اثر عوامل دیگر، تحت بارگذاری محوری قرار می‌گیرد اگرچه ممکن است تنش در دیواره‌ی لوله‌ی حفاری چندان زیاد نشود، به دلیل شکل پیچیده‌ی سازه در ناحیه‌ی دندانه‌های پیچ‌های ابزارهای اتصال که بسیار مستعد تمرکز تنش هستند، با تنش‌های قابل توجهی در آن ناحیه روبه‌رو می‌شویم.

در سال ۱۹۴۳ و بعدها در سال ۱۹۵۲، محققین با استفاده از مدل‌های فتوالاستیک نشان دادند که در اتصالات پیچی معمولی تنش موضعی بیشینه در نزدیکی هر دندانه در خمیدگی پایه‌ی دندانه تحت بار رخ می‌دهد و علاوه بر آن تنش موضعی بیشینه در یک اتصال پیچی کامل در خمیدگی^۲ پایه‌ی دورترین دندانه تحت بار از انتهای آزاد بین اتفاق می‌افتد.^[۱]



شکل ۱. یک لوله‌ی حفاری و ابزار اتصال آن متشکل از پین و باکس.

در سال ۱۹۶۸ محققین دریافته‌اند که از همین نقطه ترک‌های خستگی معمولاً جوانه می‌زنند.^[۳] پس از آن در سال‌های ۱۹۷۱ و ۱۹۷۴ آنچه را که این محققین با استفاده از فتوالاستیسیته نشان دادند با استفاده از تحلیل اجزای محدود ثابت شد.^[۴] در سال‌های ۱۹۱۸ تا ۱۹۴۸ نیز تحلیل‌هایی به‌منظور یافتن توزیع بار بر روی دندانه‌های اتصال پیچی تحت بار محوری انجام گرفت و نشان داده شد که بار به‌طور

تاریخ: دریافت ۱۳۸۵/۱۱/۱۸، داوری ۱۳۸۶/۱۱/۲۱، پذیرش ۱۳۸۷/۱۰/۸.

یکنواخت برروی تمامی دندان‌ها توزیع نمی‌شود، بلکه توزیع بار برروی آنها سهمی است و بیشترین مقدار بار روی اولین جفت دندان از طرف شانه^۳ ابزار اتصال یا دورترین جفت دندان تحت بار از انتهای آزاد بین صورت می‌گیرد (شکل ۱).^[۹-۶] در سال ۱۹۴۸ هیوود بیان کرد که علت تغییر ضریب تمرکز تنش از یک دندان به دندان دیگری آن است که این ضریب در پایه دندان طی دو سازوکار جداگانه ایجاد می‌شود:^[۱۰] نخست با خمش دندان که به صورت یک تیر یک‌سر درگیر است، و دوم بر اثر افزوده شدن تنش شیار^۴ روی تنش محوری در بدنه‌ی عضو.

در سال ۱۹۸۷ با استفاده از تنش‌های میانگین محوری به عنوان مرجع، دریافتند که ضریب تمرکز تنش برای هر دندان‌های مفروض وابسته به نسبت تنش محوری به تنش خمشی دندان است.^[۱۱]

در سال ۱۹۸۶ با توجه به محدودیت ابزارهای محاسباتی آن زمان، از روش ترکیبی اجزاء محدود - مقایسه‌ی^۵ به منظور تحلیل تنش در ناحیه‌ی دندان‌های یک اتصال پیچی استفاده کردند.^[۱۲] حذف خصوصیت غیرخطی بودن تحلیل (تماس بین سطوح یک پدیده‌ی غیرخطی است)، تعدد تحلیل‌ها و نادیده گرفتن تنش‌های ایجاد شده در سطوح تماسی که به هیچ عنوان از این روش قابل محاسبه نیستند - در حالی که مقادیر این تنش‌ها گاهی ممکن است بسیار بزرگ باشند - از معایب روش ارایه شده می‌باشد.

در سال ۱۹۹۱ نیز با استفاده از همان مدل مورد استفاده در سال ۱۹۸۶، محققین به تحلیل تنش اتصالات پیچی لوله‌ها پرداختند.^[۱۳] مدل آنها قادر بود هم توزیع بار روی دندان‌های ابزار اتصال را بیابد و هم تنش‌های موضعی در پایه دندان‌ها را.

در سال ۱۹۹۳، به منظور یافتن منطقه‌ی با بیشترین تمرکز تنش در اتصالات پیچی رشته‌های حفاری، تحت بارگذاری‌های محوری، خمش خالص و پیچش خالص به روش اجزاء محدود تحلیل‌هایی انجام گرفت و به دنبال آن دریافتند که بیشترین تمرکز تنش در اثر بارگذاری محوری ایجاد می‌شود.^[۱۴] مطالعات انجام شده بر روی چند نوع اتصال پیچی صورت گرفت، و در مدل‌سازی منطقه‌ی تماس بین پین و باکس از المان‌های تماس گره با گره^۶ استفاده کردند - بدون آن که تنش‌های ایجاد شده در منطقه‌ی تماس را مورد توجه قرار دهند.

در ادامه، در سال ۱۹۹۵، با استفاده از مدل‌های دوبعدی متقارن محوری اجزاء محدود، ضرایب تمرکز تنش و تنش‌های ایجاد شده در ابزار اتصال پیچی رشته‌های حفاری مورد بررسی قرار گرفت.^[۱۵] در این مطالعات محققین دریافتند که ریشه‌ی اولین دندان‌های درگیر در پین و آخرین دندان‌های تحت بار باکس محل تمرکز تنش و تنش‌های موضعی بالا هستند.

تحلیل تنش اتصالات لوله‌های حفاری، تحت بارگذاری خمشی و محوری، با استفاده از روش اجزاء محدود در سال ۱۹۹۹ انجام شد.^[۱۶] نتایج به دست آمده بیانگر آن است که برای هر نوع بارگذاری، ضریب تمرکز بیشینه در پایه‌ی اولین دندان‌های درگیر پین و آخرین دندان‌های درگیر باکس است.

در سال ۲۰۰۱، ضریب تمرکز تنش برای اتصالات دندان‌های رشته‌ی حفاری API^۷ در بارگذاری پیش‌بار، محوری و خمشی با استفاده از یک روش هیبریدی برمبنای زیرمدل اجزاء محدود (FEM) محاسبه شد.^[۱۷] در این مطالعات، دندان‌های اول باکس بحرانی‌ترین دندان تشخیص داده شده و نتیجه‌گیری شد که در بارگذاری دینامیکی فقط محاسبه‌ی مقادیر ضریب تمرکز تنش برای باکس ضرورت دارد. در همین سال (۲۰۰۱)، برای محاسبه‌ی محدودیت بارگذاری اتصالات دندان‌های رشته‌ی حفاری API در بارگذاری ترکیبی محوری، خمشی و پیچشی، با استفاده از روش اجزاء محدود درصد تحمل بار توسط هر دندان تعیین شد.^[۱۸] نشان داده شد که در شرایط مختلف بارگذاری، دندان‌های اول درگیر بیشترین سهم را در باربری دارد

و حدود ۲۰ درصد بار را تحمل می‌کند. در سال ۲۰۰۴ نیز تحلیل تنش اتصالات لوله‌های حفاری خاصی تحت بارگذاری محوری با استفاده از روش اجزاء محدود انجام شد. طی این مطالعات نیز بیشترین ضریب تمرکز تنش در پایه‌ی اولین دندان‌های درگیر در پین دیده شد.^[۱۹]

و در نهایت در سال ۲۰۰۵، در پی بررسی سازوکار خستگی لوله‌های حفاری آلومینیومی، آزمایش‌های تمام مقیاس و مقیاس کوچک روی نمونه‌هایی از این لوله‌ها تحت خمش تناوبی و کشش محوری ثابت انجام شد.^[۲۰] در پایان نیز با استفاده از مدل اجزاء محدود توسط نرم‌افزار ABAQUS، تحلیل تنش لوله‌ها انجام شد که نتایج این تحلیل در ناحیه‌ی ابزار اتصال همانند تحقیقات قبلی بود.

در این پژوهش به منظور انجام تحلیل‌های گوناگون بر روی اتصالات رشته‌ی حفاری از روش اجزاء محدود در نرم‌افزار ANSYS با استفاده از المان‌های متقارن محوری و تماس^۸ استفاده می‌شود. در این راستا نحوه‌ی تقسیم بار محوری روی دندان‌های ابزار اتصال پیچی و تغییرات ضریب تمرکز تنش در پایه‌ی دندان‌های پین و باکس به‌ازاء اعمال بارهای خارجی بررسی شده است. در این تحلیل‌ها حالت‌های گوناگون بارگذاری - اعم از فشاری، کششی و اثرات اعمال پیش‌بار (۷ حالت) - روی ضرایب تمرکز تنش مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین تنش‌های تماسی موضعی روی سطوح مشترک تماس مورد توجه قرار گرفته‌اند. دموورد نامبرده‌ی اخیر نقطه‌ی تفاوت این تحقیق با تحقیقات قبلی است. با توجه به نتایج به دست آمده مشاهده شد که در حضور پیش‌بار، اگرچه اعمال بار محوری به‌سازوکار تغییر چندانی در بار دندان‌های بحرانی ایجاد نمی‌کند، دامنه‌ی تغییرات تنش را کاهش می‌دهد و نتیجتاً عمر خستگی ابزار اتصال افزایش قابل توجهی پیدا می‌کند. همچنین ملاحظه شد که در صورت وجود پیش‌بار، ضریب تمرکز تنش در پایه‌ی دندان‌های بحرانی پین با افزایش بار محوری [عملی کاهش می‌یابد. در حالی که بدون وجود پیش‌بار ضریب تمرکز تنش با تغییر بار محوری تغییر نمی‌کند.

۲. تعریف ضریب تمرکز تنش در اتصالات پیچی

در این بخش دو تعریف مختلف که در مقالات گوناگون مورد توجه قرار گرفته‌اند، ارائه می‌شود: اولین تعریف که به «تعریف کلاسیک ضریب تمرکز تنش» معروف است به صورت نسبت بزرگ‌ترین مقدار تنش اصلی در پایه‌ی دندان‌های پیچ بر تنش نامی تعریف می‌شود. تنش نامی را تنش در دیواره‌ی ابزار اتصال - جایی که به میزان کافی دور از ناحیه‌ی پیچی و آشفستگی انتهای آن باشد - در نظر می‌گیرند. مسلماً با تغییر تعریف تنش نامی، ضریب تمرکز تنش نیز تغییر خواهد کرد.

به‌گونه‌ی دیگر ضریب تمرکز تنش به صورت نسبت بیشینه‌ی تنش‌های محوری موضعی پایه‌ی دندان‌های نام در نزدیکی آن (σ_i) به تنش محوری میانگین نامی در بدنه‌ی پین یا باکس در همان ناحیه (S_i) تعریف می‌شود:^[۱۷، ۱۸]

$$SCF = \frac{\sigma_i}{S_i} \quad (1)$$

که در آن:

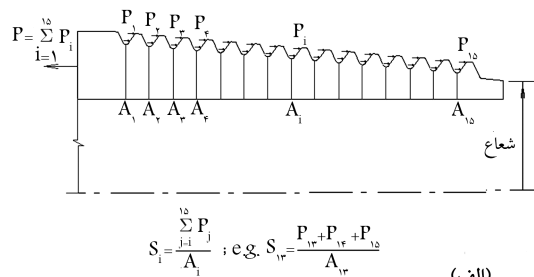
$$S_i = \frac{\sum_{j=i}^{15} P_j}{A_i} \quad (2)$$

است (شکل ۲).

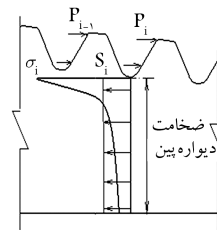
با استفاده از این تعریف و با آگاهی از نحوه‌ی توزیع بار روی دندان‌های اتصال، مشخصات هندسی دندان و همچنین توزیع ضریب تمرکز تنش بر روی پایه‌ی

۲.۳. نحوه‌ی ایجاد مدل

به منظور مدل‌سازی، برنامه‌ی مورد استفاده قرار گرفت که با استفاده از زبان Visual C++ نوشته شد. این برنامه هندسه‌ی مدل را به ANSYS معرفی می‌کند. در این حال به دلیل تقارن محوری سازه و بارگذاری، از المان‌های PLANE42 نرم‌افزار ANSYS استفاده شد. شکل ۳ نمونه‌ی بی از مدل به همراه شبکه‌بندی آن را نشان می‌دهد.



(الف)



(ب)

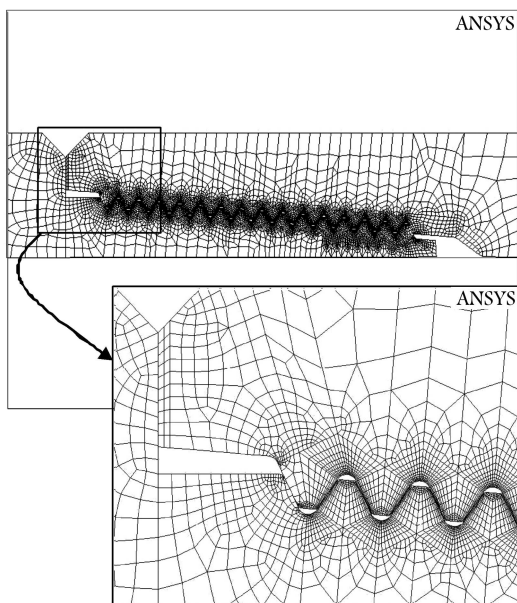
شکل ۲. کدگذاری بارها و تنش‌ها.

۳.۳. نحوه‌ی اعمال پیش‌بار

در این مطالعه برای اعمال پیش‌بار از توصیه‌ی استانداردهای رشته‌ی حفاری مبنی بر استفاده از مؤلفه‌ی غشایی تنش معادل با ۴۳۱MPa در مقطع موازی شانه‌ی ابزار اتصال بهره می‌گیریم. در مدل‌سازی این پیش‌بار از دو روش استفاده شده است که هر دو روش به جواب یکسان انجامیدند.

در روش اول، سطح جلویی شانه‌ابزار اتصال باکس را دقیقاً بر سطح جلویی شانه‌ابزار اتصال بین منطبق نمی‌کنیم، بلکه آنها را اندکی در هم نفوذ می‌دهیم (میزان این نفوذ برای این‌که توصیه‌های استاندارد را برآورده سازد حدود ۰/۳mm است). پس از آن حل مسئله در دو مرحله انجام می‌شود: ابتدا گره‌های روی شانه‌ابزار اتصال باکس را با اعمال قید جابه‌جایی بر روی آنها به قدری جابه‌جا می‌کنیم که سطح شانه‌ابزار اتصال پس از تحلیل بر هم منطبق شوند، سپس قیود جابه‌جایی روی این سطح را برمی‌داریم و تحلیل دوم را انجام می‌دهیم. در مرحله‌ی دوم حل پس از این که قیود جابه‌جایی را حذف می‌کنیم شرایط اولیه همان شرایط نهایی تحلیل مرحله‌ی اول است (یعنی شانه‌ابزار اتصال باکس در آستانه‌ی برخورد به شانه‌ابزار اتصال بین است). به دلیل وجود المان‌های تماس، دو سطح روی هم فشرده می‌شوند و فشار وارده به دندان‌های ابزار اتصال منتقل می‌شود.

در روش دوم از انبساط حرارتی استفاده می‌کنیم، بدین صورت که ناحیه‌ی کوچکی از جلوی شانه‌ابزار اتصال باکس به‌گونه‌ی مدل می‌شود که ماده‌ی آن دارای ضریب انبساط حرارتی غیر صفر در راستای محوری باشد و بقیه‌ی مدل دارای



شکل ۳. نمونه‌ی بی از شبکه‌بندی مدل.

۳. مدل‌سازی اجزاء محدود مسئله

۱.۳. فرضیه‌ها

با توجه به این‌که تغییر مقادیر ضریب اصطکاک بین سطوح پیچی ابزار اتصال تأثیر چندانی بر مقدار بیشینه‌ی تنش‌های تماسی ندارد^[۱۵]، سطوح تماسی را در تحلیل تنش بدون اصطکاک فرض می‌کنیم. همچنین فرض می‌کنیم پس از بسته‌شدن ابزار اتصال، ۱۵ جفت دندان از آنها با هم درگیر شوند. با توجه به کم بودن زاویه‌ی مارپیچ^۹ و لزوم استفاده از مدل دوبعدی در تحلیل‌های تنش از این زاویه‌ی کوچک صرف‌نظر می‌کنیم. مشخصات رشته حفاری مطابق استاندارد API^[۱۶]، به صورت زیر است:

Class : New (مشخصات لوله حفاری)

Size and style : 5 IEU

Nominal weight : ۱۹,۵ lb/ft (۲۹,۰۵ kg/m)

NC 5° (مشخصات ابزار اتصال)

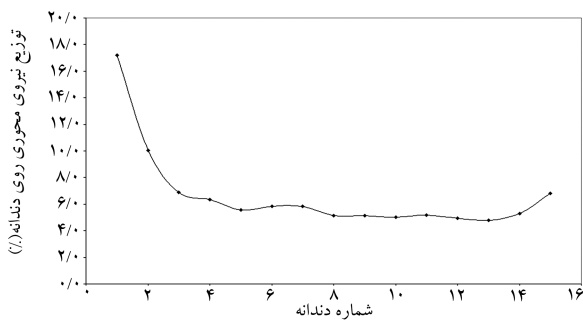
V = ۰,۰۳۸ R (Taper = ۲ in/ft) (پروفیل دندان‌های پیچ ابزار اتصال)

Young's modulus (E) = ۲۱۰ GPa (مشخصات ماده)

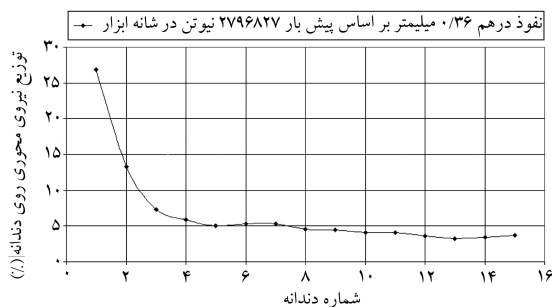
Poisson ratio (ν) = ۰,۳

Ultimate strength = ۹۶۵ MPa

Density (DENS) = ۷۸۵۰ kg/m^۳



شکل ۴. نحوه تقسیم بار محوری اعمال شده بر روی هر یک از دندانهای ابزار اتصال.



شکل ۵. نحوه تقسیم محوری پیش بار ایجاد شده در اثر اعمال پیش بار استاندارد.

در این شکل نیز مشاهده می شود در حالت اعمال پیش بار نیز عمده ی بار به وسیله ی اولین زوج دندانها تحمل می شود. با مقایسه ی شکل ۴ و ۵ مشاهده می شود که در اثر اعمال پیش بار نسبت به حالت اعمال بار محوری کششی، درصد بیشتری از بار به وسیله ی اولین زوج دندانها تحمل می شود.

۳.۴. نحوه ی تقسیم بار روی دندانهای ابزار اتصال بر اثر اعمال بارهای ترکیبی محوری و پیش بار

به منظور بررسی دقیق تر اثر پیش بار بر نحوه ی توزیع بار روی دندانهای ابزار اتصال در بارهای محوری کششی و فشاری، و از آن مهم تر هنگامی که بار خارجی متغیر است (مثل بارهای تناوبی که باعث خستگی در سازه می شوند)، پنج ترکیب مختلف دیگر از بارهای محوری با پیش بار و بدون پیش بار در جدول ۱ ارائه شده است که در اینجا مورد بررسی قرار می گیرد. این پنج نوع بارگذاری حالت های ۳ تا ۷ در جدول ۱ را تشکیل می دهند.

جدول ۱. حالات بارگذاری مختلف و نتایج به دست آمده برای هر یک در دندانها بحرانی بین.

تنش محلی دندانها بحرانی σ_c/σ_c^p [MPa]	$K_{ti} = \sigma_c/S_c$ $K_t^p = \sigma_c^p/S_c^p$	$\frac{\sum_{i=1}^{15} P_i}{P_i}$	تنش نامی در محل بحرانی (Sc) [Mpa]	بار دندانها محوری (Pc) [N]	ترکیب بار		شماره حالت بار
					پیش بار اولیه [N]	بار اعمالی [N]	
۲۸۰۳	۵,۰۱	۵,۸۲	۵۵۹,۵	۴۸۰۹۲۱	۰	۲۷۹۶۸۲۷	۱
۳۲۴۶	۵,۹۸	۳,۷۳	۵۵۹,۵	۷۵۰۲۹۳	۲۷۹۶۸۲۷	۰	۲
۳۶۳۹	۵,۶۰	۴,۲۸	۶۵۰,۴	۷۵۹۶۳۲	۲۷۹۶۸۲۷	۱۳۹۸۴۱۴	۳
۳۹۳۷	۵,۲۹	۴,۸۸	۷۴۳,۷	۷۶۲۳۳۶	۲۷۹۶۸۲۷	۲۷۹۶۸۲۷	۴
۳۰۵۲	۶,۵۱	۳,۱۶	۴۶۸,۵	۷۴۰۵۴۲	۲۷۹۶۸۲۷	-۱۳۹۸۴۱۴	۵
۲۷۵۸	۷,۳۰	۲,۵۸۵	۳۷۷,۷	۷۳۰۳۷۱	۲۷۹۶۸۲۷	-۲۷۹۶۸۲۷	۶
-۵۹۸,۶	۲,۸۶	۲۶,۶۵	-۲۰۹,۴۹	-۳۹۲۹۹	۰	-۲۷۹۶۸۲۷	۷

ضریب انبساط حرارتی صفر باشد. در این صورت با اعمال درجه حرارت خاصی به مدل، این بخش منبسط می شود و به سمت شانه ابزار اتصال بین حرکت می کند. این در حالی است که به دلیل وجود المانهای تماس، سطوح در این ناحیه بر روی یکدیگر فشرده خواهند شد. مزیت این روش نسبت به روش قبل این است که تحلیل در یک مرحله انجام می پذیرد. اعتبار این دو روش از آنجا حاصل می شود که به دلیل ضریب کشسانی بالای ماده ی سازنده ی ابزار اتصال (یعنی فولاد)، تغییر شکل اندک ماده ی ناحیه ی شانه ابزار اتصال باکس تنش بسیار بالایی در مدل ایجاد می کند، اما در نهایت هندسه ی مدل تغییر چندانی نخواهد کرد. میزان تغییر در هندسه ی مدل به حدی است که کاملاً قابل صرف نظر است و در نتایج هیچ گونه تأثیری نخواهد داشت.

۴. ارزیابی نتایج به دست آمده

به دلیل اهمیت بسیار زیاد پیش بار در رفتار اتصال، بررسی های خود را هم در حالت با پیش بار و هم در حالت بدون پیش بار انجام می دهیم. به این منظور، ۷ حالت بارگذاری مختلف در جدول ۱ ارائه شده است. نیروی ۲۷۹۶۸۲۷N نیروی است که استاندارد به عنوان پیش بار در ناحیه ی شانه یی این نوع ابزار اتصال پیشنهاد کرده است.

۱.۴. نحوه ی تقسیم بار روی دندانهای ابزار اتصال به ازاء بار محوری

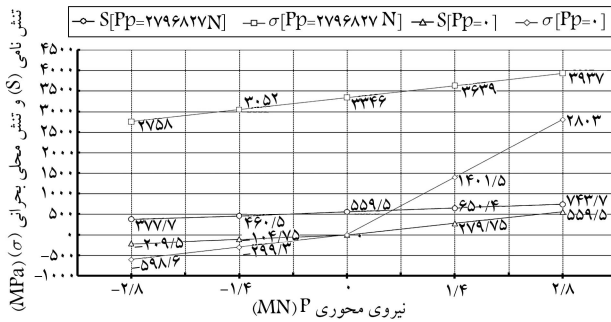
بارگذاری سازه در این مورد، مطابق حالت ۱ از جدول ۱ است. شکل ۴ نحوه ی تقسیم بار محوری اعمال شده بر روی دندانهای ابزار اتصال را نشان می دهد. چنانکه مشاهده می شود بیشترین درصد بار محوری (یعنی ۱۷٪ کل بار) به وسیله ی اولین جفت دندانها درگیر حمل می شود.

مطالعات پیشین نیز به نتایج مشابهی در این زمینه نایل آمده اند^[۱۴] که در یک اتصال پیچی NC۴۶ با ۱۳ دندانهای درگیر اولین دندانها حدود ۲۱٫۵٪ کل بار را تحمل می کند. ملاحظه می شود که غیر از دندانهای بحرانی، توزیع بار میان سایر دندانها تقریباً یکنواخت است.

۲.۴. نحوه ی تقسیم بار روی دندانهای ابزار اتصال در اثر اعمال

پیش بار خالص

در شکل ۵ نحوه ی تقسیم محوری پیش بار خالص اعمال شده (متناظر با ردیف دوم جدول ۱) بین ۱۵ دندانهای یک ابزار اتصال NC۵۰ نشان داده شده است. چنانکه



شکل ۷. تنش‌های نامی و موضعی در پایه‌ی دندان‌های بحرانی بین برحسب بار محوری اعمال شده.

موضعی (σ_c) در پایه‌ی دندان‌های بحرانی بین (اولین دندان‌ها از سمت شانه) برحسب بار محوری اعمال شده (اعم از کششی یا فشاری) نشان داده شده است. چنان‌که در این شکل مشاهده می‌شود، σ_c به‌ازاء هر نوع بار محوری اعمال شده به‌ابزار اتصال اعم از کششی یا فشاری، در اتصال با پیش‌بار اولیه بیشتر از اتصال بدون پیش‌بار است. در حالت بارگذاری فشاری ($p < 0$)، به‌ازاء تغییر بار p از صفر تا $2796827 -$ نیوتن، σ_c در اتصال بدون پیش‌بار از صفر تا $59876 -$ مگاپاسکال، و در اتصال با پیش‌بار از 3346 تا 2758 مگاپاسکال تغییر می‌کند. بنابراین در اتصال بدون پیش‌بار محدوده‌ی تغییرات تنش معادل با $59876 -$ مگاپاسکال، و در اتصال با پیش‌بار $588 -$ مگاپاسکال است که تقریباً معادل‌اند. بنابراین در حالت بار اعمالی فشاری با اعمال پیش‌بار اولیه به‌اتصال پیچی تغییر چندانی در محدوده تغییرات تنش موضعی در پایه‌ی دندان‌های بحرانی بین حاصل نمی‌شود اما سطح تنش میانه 1° بالا می‌رود. در حالت بارگذاری کششی ($p > 0$)، به‌ازاء تغییر بار p از صفر تا 2796827 نیوتن، σ_c در اتصال بدون پیش‌بار از صفر تا 2803 مگاپاسکال و در اتصال با پیش‌بار از 3346 تا 3937 مگاپاسکال تغییر می‌کند. بنابراین در اتصال بدون پیش‌بار محدوده‌ی تغییرات تنش معادل 2803 مگاپاسکال و در اتصال با پیش‌بار 591 مگاپاسکال است. لذا به‌رغم عدم تأثیر پیش‌بار در پایین آوردن محدوده‌ی تغییرات تنش (σ_c) اتصالات تحت بارگذاری فشاری، مشاهده می‌کنیم که پیش‌بار نقش عمده‌ی در کاهش محدوده‌ی تغییرات تنش (σ_c) اتصالات تحت بارگذاری کششی دارد.

چنان‌که در شکل ۷ مشاهده می‌شود، به‌محض این‌که بار محوری p از حالت فشاری به‌حالت کششی تغییر می‌کند در اتصال بدون پیش‌بار گرادین تغییرات σ_c نسبت به p به‌شدت افزایش می‌یابد. در حالتی‌که اتصال پیچی مورد نظر در محدوده‌ی بار $2796827 \sim 2796827 -$ نیوتن کار می‌کند، محدوده‌ی تغییرات تنش (σ_c) در اتصال با پیش‌بار نسبت به‌اتصال بدون پیش‌بار از 34016 مگاپاسکال به 1179 مگاپاسکال کاهش می‌یابد.

مسلماً دو اتصال تحت محدوده‌ی تغییرات بار اعمالی یکسان و محدوده‌ی تغییرات تنش بحرانی متفاوت، چنانچه تنش میانه در هر دو آنها به‌اندازه‌ی باشد که مطابق معیارهای تسلیم هیچ‌گاه اتصالات به‌تسلیم نرسند، دارای عمر یکسان نخواهند بود و اتصالاتی که محدوده‌ی تغییرات تنش بحرانی آن کم‌تر است، عمر بیشتری دارد.

۴.۴. محاسبه‌ی عمر خستگی

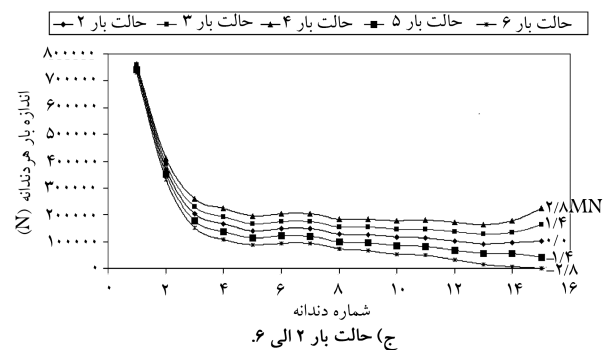
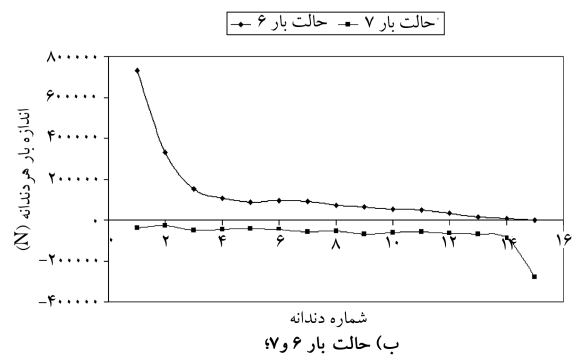
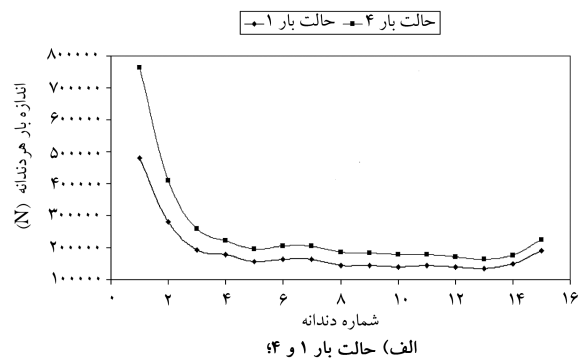
عمر خستگی با استفاده از رابطه‌ی ۳ محاسبه می‌شود: [۲۲]

$$\sigma_a = (\sigma'_F - \sigma_m) (2N_F)^b \quad (3)$$

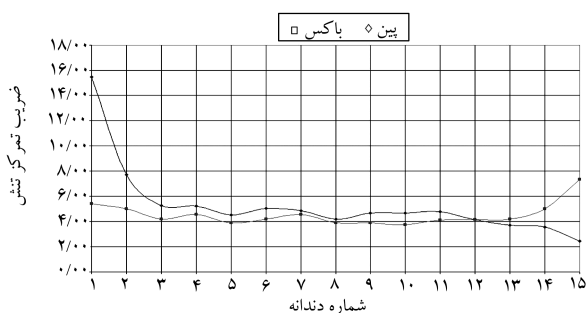
توزیع بارهای روی دندان‌ها برای تمامی ۷ حالت در شکل‌های ۶ الف، ۶ ب و ۶ ج نشان داده شده‌اند. در شکل‌های ۶ الف و ۶ ب مشاهده می‌شود که وجود یک پیش‌بار اولیه، سهم تحمل بار دندان‌های نزدیک شانه را بیشتر از دندان‌های دیگر بالا می‌برد؛ و بنابراین بیشترین افزایش بار در نزدیک‌ترین دندان‌ها به‌شانه اتفاق می‌افتد. در شکل ۶ ج هر پنج مدل پیش‌بار یکسان دارند اما بار محوری اعمال شده بر آنها متفاوت است. نکته‌ی جالب توجه این است که براساس شکل ۶ تغییر بار محوری اعمالی در یک اتصال دارای پیش‌بار اولیه تغییر چندانی در بار روی اولین جفت دندان‌ها ایجاد نمی‌کند.

در شکل ۶ ب مشاهده می‌شود که پیش‌بار حتی باعث تغییر جهت اعمال بار به‌دندان‌ها نیز شده است. این حقیقت که در یک اتصال پیش‌بارگذاری شده با تغییر بار محوری اعمالی (اعم از کششی یا فشاری) تغییر چندانی در بار اولین جفت دندان‌ها ایجاد نمی‌شود، از اهمیت بسیار زیادی در مسائل تحت بارگذاری تناوبی برخوردار است. این بدان مفهوم است که پیش‌بارگذاری باعث کاهش محدوده‌ی تغییرات تنش در مکان بحرانی اتصال پیچی شده است.

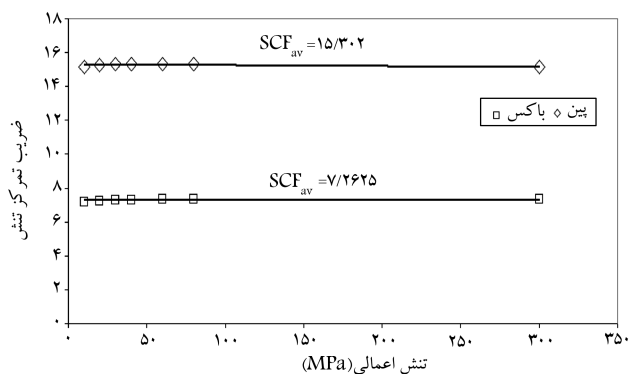
در شکل ۷، تنش‌های نامی (σ_c) - که طبق رابطه‌ی ۲ تعریف شده است - و



شکل ۶. نحوه‌ی توزیع بار روی دندان‌ها.



شکل ۹. نمودار تغییرات ضریب تمرکز تنش در پایه ۱۵ دندانه از بین و باکس تحت بار محوری بدون پیش‌بار (شماره‌گذاری دندانه‌های پیچ از طرف شانه ابزار اتصال انجام شده است).



شکل ۱۰. تغییرات ضریب تمرکز تنش در پایه‌ی اولین دندانه‌ی بین و آخرین دندانه‌ی باکس برحسب تغییرات بار محوری نامی اعمال شده بر مدل بدون پیش‌بار.

پایه‌ی سه دندانه‌ی آخر عموماً بیشتر از مقادیر ضریب تمرکز تنش در باکس است. در این نمودارها بیشترین ضریب تمرکز تنش در بین، ۱۵/۴ و در باکس ۷/۳ است. پیش‌تر محققین دیگر هم چنین نمودارهایی را ارائه کرده‌اند. [۱۴] آنان بیشترین ضریب تمرکز تنش در بین را ۱۵/۱ و در باکس ۷/۳ محاسبه کردند. محل این ضریب تمرکز تنش حداکثر در هر دو دسته نتایج یکسان به دست آمد. همچنین توزیع مقادیر در هر دو نمودار تقریباً یکسان است. البته نباید فراموش کنیم که نوع اتصالات مورد استفاده‌ی این محققین و تعداد دندانه‌های درگیر آنها با ما تفاوت دارد.

تغییرات ضریب تمرکز تنش در پایه‌ی اولین دندانه‌ی بین و آخرین دندانه‌ی باکس برحسب تغییرات بار محوری نامی اعمال شده بر مدل بدون پیش‌بار در شکل ۱۰ رسم شده است. چنان‌که مشاهده می‌شود ضریب تمرکز تنش در پایه‌ی اولین دندانه‌ی بین و آخرین دندانه‌ی باکس که هر دو جزء بحرانی‌ترین نقاط سازه هستند در یک اتصال پیچی بدون پیش‌بار به میزان بار محوری نامی اعمال شده بر سازه حساسیت ندارند و به‌ازاء تمامی مقادیر بار در هر دو سازه مقدار ثابتی برای ضریب تمرکز تنش به دست آمده است. بنابراین بار هرچه باشد ضریب تمرکز تنش ثابت می‌ماند و می‌توان به‌ازاء هر بار خارجی - کم یا زیاد - از یک ضریب تمرکز تنش استفاده کرد.

ب) نتایج مربوط به ضریب تمرکز تنش در پایه دندانه‌های پیچ با استفاده از تعریف جدید

در شکل ۱۱ تغییرات ضریب تمرکز تنش با تعریف جدید را در پایه‌ی اولین دندانه‌ی بین و آخرین دندانه‌ی باکس برحسب تغییرات بار محوری نامی اعمال شده بر مدل بدون پیش‌بار نشان می‌دهد. چنان‌که مشاهده می‌شود با استفاده از این تعریف نیز ضریب تمرکز تنش در یک اتصال پیچی بدون پیش‌بار به میزان بار محوری نامی

که در آن σ_a دامنه‌ی تغییرات تنش، σ_m تنش میانه، σ'_F تنش متناظر با واماندگی در اولین دوره، $2NF$ عمر و b توان مقاومت خستگی ماده هستند. با توجه به شکل ۷ محدوده‌ی تغییرات تنش‌های نامی در پایه‌ی دندانه‌ی بحرانی بین، بین (۵۵۹/۵ ~ ۲۰۹/۵-) مگاپاسکال برای حالت بدون پیش‌بار، و بین (۷۴۳/۷ ~ ۳۷۷/۷) مگاپاسکال برای حالت با اعمال پیش‌بار است. با استفاده از مقادیر ارائه‌شده‌ی موجود [۲۱]، برای $b = -0.92$ و $\sigma'_F = 1.95\sigma_u$ عمر خستگی به دست آمده برای دو حالت با پیش‌بار و بدون پیش‌بار به ترتیب معادل $10^{9.16}$ (حدود ۶۶۹۰ روز) و $10^{6.9}$ (حدود ۴۰ روز) به دست می‌آید. این بدان معناست که عمر خستگی ابزار اتصال با اعمال پیش‌بار حدود ۱۸۲ مرتبه بیشتر از حالتی است که پیش‌بار اعمال نمی‌شود.

۵.۴. نحوه‌ی توزیع بار روی هر یک از دندانه‌های ابزار اتصال

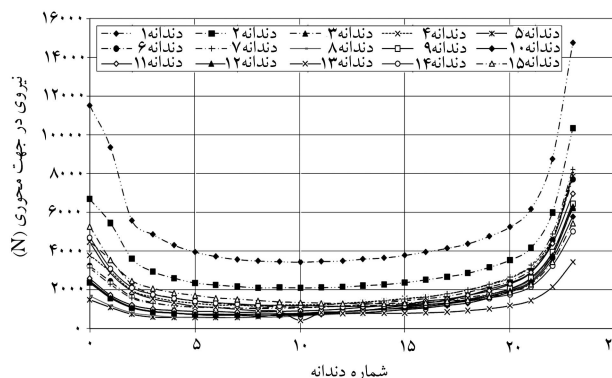
با اعمال تنشی معادل 220 مگاپاسکال به سطح مقطع پایینی لوله‌ی حفاری در ناحیه‌ی دور از آشفتگی‌های آن، جایی که لوله کم‌ترین ضخامت را دارد، نحوه‌ی توزیع بار روی هر یک از دندانه‌ها را بررسی می‌کنیم.

در شکل ۸، نحوه‌ی توزیع بار بر روی ۲۴ گره از هر دندانه از این نشان داده شده است. نقطه‌ی صفر پایین‌ترین نقطه‌ی تماس بین دو دندانه، و نقطه‌ی ۲۳ بالاترین نقطه‌ی تماس بین آنها را نشان می‌دهد. فاصله‌ی گره‌ها از هم ثابت و برابر 0.11232 میلی‌متر است. چنان‌که در این شکل مشاهده می‌شود بار حمل شده به وسیله‌ی هر دندانه دارای توزیعی است که در پایین و بالای دندانه به مقادیر بیشینه‌ی خود می‌رسد و در نقاط میانی دندانه تقریباً یکنواخت می‌شود. این نحوه‌ی توزیع بار می‌تواند دید خوبی نسبت به نحوه‌ی توزیع تنش‌های تماسی به ما بدهد. مطابق این شکل بحرانی‌ترین نقطه‌ی دندانه بالاترین نقطه‌ی تماس آن است.

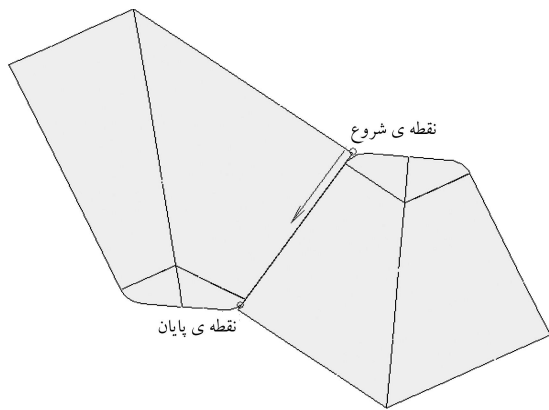
۶.۴. نتایج مربوط به ضریب تمرکز تنش در پایه‌ی دندانه‌های بین

الف) نتایج مربوط به ضریب تمرکز تنش در پایه‌ی دندانه‌های بین با استفاده از تعریف کلاسیک

در شکل ۹ نمودار تغییرات ضریب تمرکز تنش، تحت بار محوری بدون پیش‌بار در پایه‌ی ۱۵ دندانه از بین و باکس نشان داده شده است. چنان‌که مشاهده می‌شود بیشترین تمرکز تنش در پایه‌ی اولین دندانه از بین و آخرین دندانه از باکس از سمت شانه ابزار اتصال اتفاق می‌افتد. همچنین مقادیر ضریب تمرکز تنش در بین به جز در



شکل ۸. نحوه توزیع بار بر روی ۲۴ گره از هر دندانه از بین.



شکل ۱۳. شمای بحرانی ترین جفت دندانه‌ی اتصال پیچی مورد بررسی که به صورت مجزا از ابزار اتصال رسم شده است.

مقادیر تنش در این سطوح اهمیت پیدا می‌کنند. لذا باید همگرایی تنش را با ریزتر کردن تدریجی المان‌ها در این سطوح ثابت کنیم.

می‌دانیم که همگرایی جواب در روش اجزاء محدود با ریزتر کردن المان‌ها تضمین می‌شود، و همچنین به دلیل استفاده از توابع شکلی در تقریب مقادیر متغیر میدانی (در اینجا جابه‌جایی) در المان و استفاده از همین توابع شکلی در تقریب متغیرهای ثانویه (مانند تنش) درون المان، هرچا که تغییرات تنش نسبت به تغییر مکان زیاد باشد برای به دست آوردن جواب‌های بهتر برای مقادیر ثانویه نیاز به شبکه‌ی ریز داریم. مسئله‌ی تماس بین سطوح یکی از مسائلی است که در آن، در جاهایی که تماس بین دو جسم به یک‌باره قطع می‌شود، تنش به شدت تغییر می‌کند و بنابراین استفاده از شبکه‌ی ریز در این نواحی الزامی است. پاسخ‌گویی به این سؤال که تا چه حد شبکه‌ها باید ریز شوند، در مدل‌های پیچیده به سادگی امکان‌پذیر نیست، اما با استفاده از روش‌هایی - نظیر ریز کردن تدریجی المان‌ها در مدل‌های متوالی و مشاهده‌ی همگرایی جواب‌ها و با بررسی شیوه‌های تقریب خطا - می‌توان به این سؤال پاسخ داد. معیارهای کنترل صحت پاسخ تنش در سطوح تماسی عبارت‌اند از:

- همگرایی پاسخ تنش با ریزتر کردن تدریجی المان‌ها؛
- کم شدن اختلاف مقادیر گره‌ی و مقادیر المانی تنش؛
- عدم تغییرات سریع تنش در گره‌های یک المان؛
- شرط تعادل بردارهای تنش نرمال روی سطح تماس؛
- شرط عدم نفوذ در هم روی سطح تماس.

با استفاده از این پنج معیار به بررسی جواب‌های تنش در سطح تماس می‌پردازیم. بررسی روی سطح تماس اولین دندانه‌ی پین و باکس، که ضمناً بحرانی‌ترین جفت دندانه‌ی اتصال پیچی است، صورت می‌گیرد. این جفت دندانه در شکل ۱۳ نشان داده شده‌اند. سطح مشترک تماس در اینجا به وسیله‌ی یک خط نشان داده شده است. نقطه‌ی که با عنوان «نقطه‌ی شروع» نشان داده شده است نقطه‌ی صفر محور طول نمودارها است. بردار نشان داده شده به منظور قرارگیری نقاط مورد بررسی را نشان می‌دهد. نقطه‌ی که با عنوان «نقطه‌ی پایان» نشان داده شده است، آخرین نقطه‌ی است که در نمودارها مورد بررسی قرار می‌گیرد. مدل‌ها فقط تحت پیش‌بار قرار گرفته‌اند. چون عمده‌ترین بار بر روی ابزار اتصال همان پیش‌بار اولیه است و سایر بارها تغییرات اندکی در اثر این بار بر روی سازه ایجاد می‌کنند.

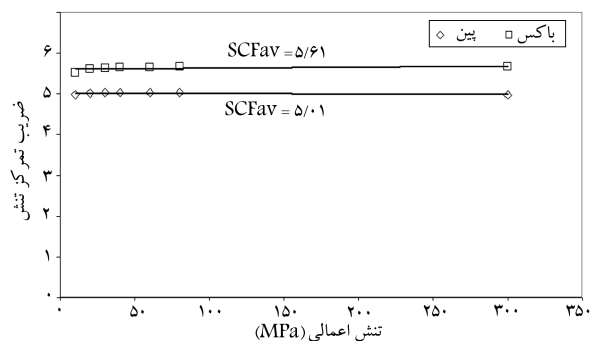
اعمال شده بر سازه حساسیت ندارد و به‌ازاء تمامی مقادیر بار در هر دو تعریف مقدار ثابتی برای ضریب تمرکز تنش به دست می‌آید.

باید توجه داشت که چون در تعریف جدید، مقدار تنش نامی (S_i) به مشخصات دندانه‌ی مورد نظر بستگی دارد و بنابراین برای تمامی دندانه‌ها یکسان نیست، بالاتر بودن یک ضریب تمرکز تنش در محل خاص نسبت به محل دیگر دلیلی بر بالاتر بودن تنش‌های بیشینه (σ_i) در آن ناحیه نسبت به ناحیه‌ی دیگر نیست. به همین دلیل بالاتر بودن ضریب تمرکز تنش‌ها در باکس نسبت به پین در این نمودار دلیلی بر بالاتر بودن تنش‌های موضعی بیشینه در باکس نسبت به پین نیست. لازم است یادآور شویم که عده‌ی نیز با استفاده از تعریف جدید و با تغییر بار محوری اعمال شده به‌ابزار اتصال پیچی خود مقدار ثابتی معادل ۵/۴ ارائه کردند.^[۱] شکل ۱۲ تغییرات ضریب تمرکز تنش بحرانی‌ترین دندانه پین را با اعمال پیش‌بار نسبت به تغییرات بار محوری نشان می‌دهد.

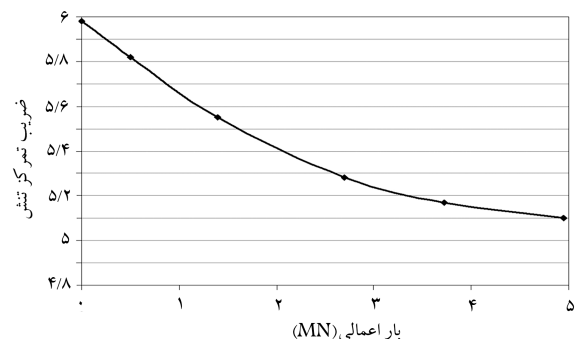
چنان که مشاهده می‌شود در صورت وجود پیش‌بار با افزایش بار محوری، مقدار ضریب تمرکز تنش کاهش قابل توجهی می‌یابد. این نکته از دیگر امتیازات اعمال پیش‌بار است، زیرا در حالتی که پیش‌بار نداشته‌ایم ضریب تمرکز تنش مقدار ثابتی بود.

ج) تحلیل تنش در سطوح تماس ناحیه پیچی ابزارهای اتصال و بررسی همگرایی جواب‌های تنش در آنها

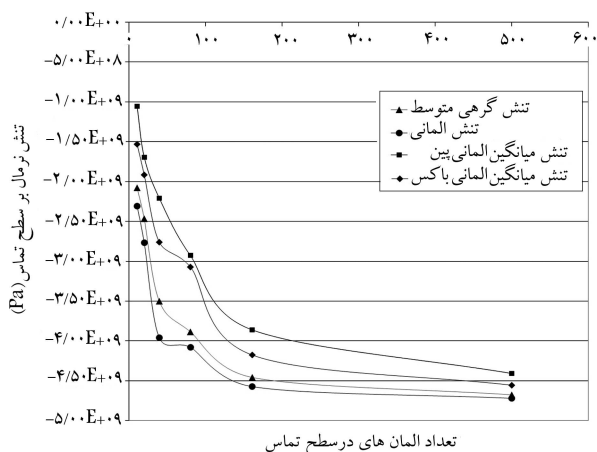
اگر چه به‌منظور بررسی تنش در پایه‌ی دندانه‌های پیچ و در مواردی که تنش در سطح تماس از اهمیت چندانی برخوردار نیست، نیازی به ریز کردن شبکه در این سطوح نیست. اما هنگامی که بخواهیم به بررسی تنش در سطوح تماس بپردازیم،



شکل ۱۱. تغییرات ضریب تمرکز تنش با تعریف جدید در پایه‌ی اولین دندانه‌ی پین و آخرین دندانه‌ی باکس برحسب تغییرات بار محوری نامی اعمال شده بر مدل بدون پیش‌بار.



شکل ۱۲. تغییرات ضریب تمرکز تنش با تعریف جدید در پایه‌ی اولین دندانه‌ی پین برحسب تغییرات بار محوری نامی اعمال شده بر مدل با پیش‌بار.



شکل ۱۵. نمودار مقادیر انواع مختلف تنش‌های نرمال بر سطح تماس برحسب تعداد المان‌های به‌کار رفته در سطح تماس.

میانگین مقادیر محاسبه شده برای تنش در گره‌های مربوط به المان مورد نظر است). چنان‌که در شکل ۱۵ مشاهده می‌شود مقادیر تمامی تنش‌ها با افزایش تعداد المان‌ها به مقدار خاصی همگرا می‌شود. همچنین افزایش تعداد المان‌های مجاور سطح تماس دندانه‌ها باعث نزدیک‌تر شدن مقادیر این تنش‌ها به یکدیگر می‌شود. یادآور می‌شود که متناسب با افزایش تعداد المان‌های روی سطح دندانه، المان‌های سایر نقاط دندانه نیز ریزتر می‌شوند.

۵. نتیجه‌گیری

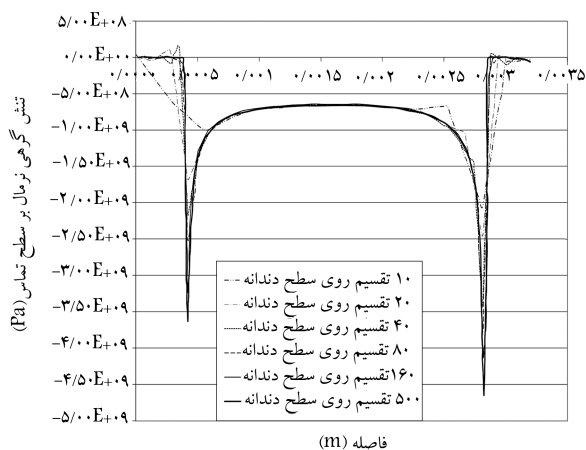
در تحقیق حاضر، درمورد ابزار اتصال پیچی لوله‌های حفاری در بارگذاری محوری تحت پیش‌بار، بدون پیش‌بار، و با استفاده از روش مدل‌سازی اجزاء محدود تحلیل تنش انجام گرفته، و ضرایب تمرکز تنش در این ابزار محاسبه شده که نتایج حاصله چنین جمع‌بندی و ارائه می‌شود:

- در بارگذاری کششی خالص و همچنین سازه‌ی تحت پیش‌بار خالص (برخلاف بارگذاری محوری فشاری) بیشترین بار به وسیله‌ی اولین جفت دندانه از سمت شانه ابزار اتصال تحمل می‌شود.
- بیشترین مقدار ضریب تمرکز تنش در پایه‌ی اولین دندانه‌ی پین و در پایه‌ی آخرین دندانه‌ی باکس است، و مقدار آن در پین بیشتر از باکس است.
- اعمال پیش‌بار باعث می‌شود با تغییر مقادیر بارهای محوری، بار روی دندانه‌ی بحرانی تغییر چندانی نکند.
- وجود پیش‌بار، ضمن افزایش تنش میانگین، باعث کاهش دامنه‌ی تغییرات تنش می‌شود. این امر به نوبه‌ی خود منجر به بهبود رفتار خستگی سازه می‌شود.
- در حالت بدون پیش‌بار ضریب تمرکز تنش ثابت بوده و به مقدار بار اعمالی بستگی ندارد، درحالی‌که در صورت وجود پیش‌بار مقدار ضریب تمرکز تنش با افزایش بار وارده کاهش می‌یابد.
- مقادیر تنش در سطوح تماس نسبت به اندازه‌ی المان‌های روی این سطوح بسیار حساس است. همگرایی پاسخ تنش روی سطوح تماس با ریزتر کردن تدریجی المان‌ها حاصل می‌شود. در این حالت ملاحظه شده که بیشینه‌ی تنش‌های تماسی روی سطح دندانه‌ی پیچ‌ها بسیار بزرگ هستند.

در اولین بررسی پیرامون تنش‌های روی سطح تماس، تنش‌های گرهی (میانگین مقادیر تنش در گره مورد نظر مربوط به تمامی المان‌های متصل به آن گره) را در نقاط مختلف سطح مشترک تماس که در شکل ۱۳ معرفی شد به‌ازاء تعداد شبکه‌های روی این سطح مورد بررسی قرار می‌دهیم. نمودار مربوط به این مقادیر در شکل ۱۴ رسم شده است.

ما در نمودارهای شکل ۱۴ معیار دوم - یعنی همگرایی جواب‌ها با ریزتر کردن المان‌ها - را مورد بررسی قرار می‌دهیم. مشاهده می‌شود که با تغییر تعداد تقسیمات روی سطح تماس در بخش‌های پایینی و بالایی دندانه تغییرات شدیدی در محاسبه‌ی تنش ایجاد شده، اما قسمت‌های میانی دندانه‌ها در مدل‌ها مقادیر نسبتاً یکسانی برای تنش ارائه داده‌اند. دلیل این رفتار، عدم تغییرات سریع تنش در این منطقه نسبت به موقعیت نقاط است. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که استفاده از شبکه‌ی خیلی ریز در منطقه‌ی میانی دندانه‌ها چندان الزامی نیست. گرادیان تنش بالا در نقاط بالایی و پایینی دندانه‌ها نیاز به شبکه‌ی ریز در این مناطق را تشدید می‌کند. چنان‌که در نمودارهای شکل ۱۴ مشاهده می‌شود، این مناطق نقاطی هستند که مقادیر تنش نیز در آنها بیشینه است. بنابراین در ادامه‌ی بررسی بر روی نواحی بیشینه‌ی تنش در پایین و بالای دندانه‌ها متمرکز می‌شویم و همگرایی این مقادیر را با ریزتر کردن شبکه مورد بررسی قرار می‌دهیم.

چنان‌که پیش‌تر نیز بیان شد، همگرایی مقادیر تنش‌های نرمال بر سطح تماس در قسمت‌های میانی دندانه‌ها بسیار سریع اتفاق می‌افتد و نیاز چندانی به شبکه‌ی ریز در این نواحی وجود ندارد؛ این مطلب را در تمامی نمودارهای شکل ۱۴ می‌توان به‌وضوح مشاهده کرد. اما آنچه که نیازمند بررسی بیشتر است، همگرایی مقادیر این تنش‌ها در بخش‌های بالایی و پایینی دندانه‌ها است که در آنها این مقادیر بیشینه‌اند و چنان‌که از نمودارهای شکل ۱۴ مشاهده می‌شود بسیار حساس به اندازه‌ی المان‌ها در این محل‌ها هستند. بررسی دقیق همگرایی این مقادیر را با رسم نمودارهای بیشترین تنش‌های نرمال بر سطح دندانه‌ها نسبت به تعداد المان‌های مجاور سطح تماس دندانه‌ها دنبال می‌کنیم. این نمودارها برای بیشینه‌ی تنش‌ها در جفت دندانه‌ی درگیر رسم می‌شوند. همگرایی سه نوع تنش مورد بررسی قرار می‌گیرد: نخست تنش‌های میانگین گرهی (که از میانگین‌گیری مقادیر تنش‌های به دست آمده در گره مورد نظر که بین چند المان مشترک است به دست می‌آید)؛ دوم تنش‌های المانی (که مقادیر تنش محاسبه شده در گره‌های المان مورد نظر است)؛ سوم تنش‌های میانگین المانی (که



شکل ۱۴. نمودار مربوط به مقادیر تنش‌های گرهی نرمال بر سطح تماس در نقاط مختلف آن به‌ازاء تعداد شبکه‌های روی این سطح.

پانویس

1. tool joints
2. fillet
3. shoulder
4. notch stress
5. mixed finite element-analogous method
6. node-to-node
7. American Petroleum Institute
8. contact
9. helix angle
10. mean stress

منابع

1. Hetenyi, M. "The distribution of stress in threaded connections", *Exp. Stress Anal.*, **5**(2), pp. 147-156 (1943).
2. Brown, A.P.C., and Hickson, C.W. "A photo-elastic study of stresses in screw threads", *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, pp. 605-608 (1952).
3. Birger, I.A. "Extending life of threaded joints by increasing thread root radius", *Russ. Engrg. J.*, **XLVIII**, pp. 50-52 (1968).
4. Pick, R.J., and Burns, D.J. "Finite element analysis of threaded end closures of thick-walled vessels", Report No. 71, Solid Mechanics Division, University of Waterloo, Waterloo, Ontario, Canada (1971).
5. Maruyama, K. "Stress analysis of a nut-bolt joint by the finite element method and the copper-electroplating method", *Bull. Jpn. Soc. Mech. Engrg.*, pp. 442-450 (1974).
6. Stromeyer, C.E. "Stress distribution in bolts and nuts", *Trans. Inst. Nav. Arch.*, **60**, pp. 112-121 (1918).
7. Den Hartog, J.P. "The mechanics of plate rotors for turbo-generators", *J. Appl. Mech.*, *ASME*, **51**(1), pp. 1-11 (1929).
8. Goodier, J.N. "The distribution of load in threads of screws", *J. Appl. Mech.*, **62**, pp. A10-A16 (1940).
9. Sopwith, D.G. "The distribution of load in screw threads", *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, pp. 373-383 (1948).
10. Heywood, R.B. "Tensile fillet stresses in loaded projections", *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, pp. 384-391 (1948).
11. Newport, A.; Topp, D.A., and Glinka, G. "The analysis of elastic stress distribution in threaded tether connections", *J. Strain Anal.*, **22**(4), pp. 229-235 (1987).
12. Glinka G.; Dover W.D., and Topp D.A. "Fatigue assessment of tethers", C135/86, IMechE, pp. 187-198 (1986).
13. Newport A., and Glinka G. "Concentration of cyclic stresses in preloaded threaded connections", *J. Engrg. Mech.*, **117**(6), pp. 1257-1273 (June 1991).
14. Tafreshi, A., and Dover, W.D. "Stress analysis of drillstring threaded connections using finite element method", *Int. J. Fatigue*, **15**(5), pp. 429-438 (1993).
15. Macdonald, K.A., and Deans, W.F. "Stress analysis of drillstring threaded connection using the finite element method", *Engrg. Failure Anal.*, **2**(1), pp. 1-30 (1995).
16. Tafreshi, A. "SIF evaluation and stress analysis of drillstring threaded joints", *Int. J. of Pressure Vessels and Pipig*, **76**, pp. 91-103 (1999).
17. Bahai, H. "A parametric model for axial and bending stress concentration factors in API drillstring threaded connectors", *Int. J. of Pressure Vessels and Pipig*, **78**, pp. 495-505 (2001).
18. Baryshnikov, A., and Baragetti, S. "Rotary shouldered thread connections: working limits under combined static loading", *J. Mech. Design*, **123**(9), pp. 456-463 (2001).
19. Griffin, R.C & et al. "Casing drilling drill collars eliminate down hole failures", Offshore Technology Conference, OTC 16596, pp. 1-7 (2004).
20. Placido, J.C.R. & et al "Fatigue analysis of aluminum drill pipes", *Material Research*, **8**(4), pp. 409-415 (2005).
21. API Standard, "Specification for drill pipes", API Spec. 5D, Fourth ed. (1999).
22. Rice, Richard C. SAE Fatigue Design Handbook, 3rd edition, warrendale, Pa. (1997).