بررسی اثر فرآیند ***Autofrettage*** بر عملکرد مخازن تحت فشار

علی ناصریان[۱]، سعید حدیدی مود [۲]
گروه مکانیک دانشکدة مهندسی دانشگاه فردوسی مشهد- صندوق پستی ۱۱۱۱-۹۱۷۷۵
hadidi@ferdowsi.um.ac.ir

چکیده
"*autofrettage*" یک فرآیند الاستیک- پلاستیک است که امکان استفاده مؤثرتر از مواد موجود و افزایش مقاومت مخازن جدار ضخیم را فراهم می‌آورد. در این پژوهش تأثیر *autofrettage* بر نحوة توزیع تنشها و جابجاییها و توانایی تحمل بار توسط یک مخزن فولادی استوانه‌ای شکل مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین فشارهای حداکثر و حداقل تسلیم سیلندر و فشار بهینه برای عملیات *autofrettage* استخراج شده است. تحلیلها با دو رهیافت عددی و تحلیلی و با در نظر گرفتن خاصیت کرنش سختی برای ماده صورت گرفته است.

واژه‌هاي كليدي: مخزن تحت فشار- ***autofrettage*** – کرنش سختی- حل المان محدود.

مقدمه

نیاز روزافزون صنایع به مخازن تحت فشار که دارای کاربردهای مختلفی، از جمله در نیروگاههای هسته‌ای، صنایع غذایی، نیروگاههای برق، صنایع نظامی و غیره می‌باشند؛ باعث تمرکز طراحان بر روی این بخش از مهندسی شده است. از طرفی لزوم کاهش قیمتها و استفادة بهینه از مواد، محققان را بر آن داشته که خود را محدود به روشهای مرسوم الاستیک نکرده و رهیافت الاستیک-پلاستیک که استفاده مؤثرتر از مواد موجود را امکان‌پذیر می‌سازد، مورد توجه قرار گیرد. "*autofrettage*" یک فرآیند الاستیک-پلاستیک شناخته شده است که موجب افزایش مقاومت مخازن جدار ضخیم و یا به عبارت دیگر افزایش تحمل فشار آنها می‌شود. با توجه به این موضوع برخی از صنایع با تکنولوژی بسیار پیشرفته استفاده از این فرآیند را قسمتی از پروسة تولید خود قرار داده‌اند. به عنوان مثال در سالهای اخیر، در تولید انبوه قسمتهای تزریق موتور دیزل فرآیند *autofrettage* به منظور افزایش طول عمر این قطعات مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱]. تحقیقات جدی در ارتباط با اثرات *autofrettage* بر روی سیلندرهای تحت فشار داخلی، در دهة ۱۹۵۰ آغاز شد [۲]. در عین حال تکنیک *autofrettage* توسط افرادی همچون منینگ *(Manning)* [۳]، چن *(Chen)* [۴]، شاوینگ *(xiaoying)* و گنگلینگ *(Gangling)* [۵] مورد بررسی قرار گرفته است.

اساس فرآیند *autofrettage* بر آن است که ابتدا سیلندر تحت تأثیر یک فشار داخلی قرار می‌گیرد؛ این فشار که

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد
۲- استادیار

فشار *autofrettage (Autofrettage Pressure)* نامیده می‌شود باعث تولید جریان پلاستیک در سطح داخلی سیلندر و توسعة آن در قسمتی از دیوارة سیلندر می‌شود. حذف این فشار موجب تولید تنشهای پسماند فشاری در ناحیه پلاستیک و تنشهای کششی در ناحیة الاستیک می‌شود. در نتیجه وقتی یک مخزن *autofrettage* شده تحت فشار کاری *(Working Pressure)* قرار می‌گیرد، این فشار باید قبل از ایجاد تنش کششی بر تنشهای پسماند فشاری موجود در مخزن غلبه کند و این موضوع باعث افزایش ظرفیت بارگذاری سیستم می‌گردد.

در تحقیق حاضر توزیع تنشها در سیلندر *autofrettage* نشده و اثر *autofrettage* بر توزیع تنشها و جابجاییها در سیلندر و نحوة افزایش حد تحمل سیلندر تحت فشار کاری مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین فشارهای حداکثر و حداقل پلاستیک شدن سیلندر و فشار بهینه برای عملیات *autofrettage* استخراج شده است. تحلیلها با دو رهیافت عددی و تحلیلی و با در نظر گرفتن خاصیت کرنش سختی برای ماده صورت گرفته است.

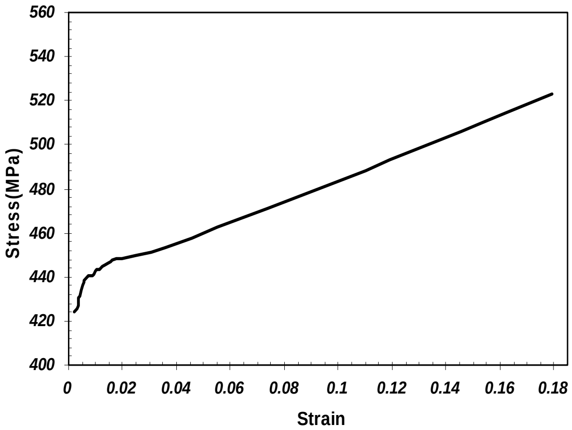
معرفی مدل مورد بررسی

با هدف مشاهدة اثر فرآیند *autofrettage* بر مخازن جدار ضخیم تحت فشار، مدل به صورت یک استوانه به طول ۲۵۰، قطر داخلی ٤٠٠ و ضخامت دیوارة ٥٠ میلیمتر انتخاب شد. این هندسه در حقیقت قسمت میانی یک مخزن استوانه‌ای شکل طویل با انتهای بسته است که به منظور مشاهدة بهتر اثر *autofrettage* و همچنین ایجاد هندسة ساده‌تر، برای کسب نتایج دقیق از حل تحلیلی، مناطق دور از دو انتهای آن مورد توجه قرار گرفته است. اثر انتهای بسته که منجر به تولید تنش طولی در استوانه می‌شود با استفاده از یک بار معادل، با توجه به رابطة (۳)، جایگزین گردید.

جنس سیلندر، فولاد *BS1501* [۶] با ترسیمة تنش-کرنش نمایش داده شده در شکل (۱) درنظر گرفته شد. همچنین ماده دارای مدول الاستیک(E) ۲۰۳/۸ گیگا پاسکال و تنش تسلیم(σ_y) ۴۲۴ مگا پاسکال می‌باشد.

حل تحلیلی

توزیع تنشها در سیلندر ***autofrettage*** شده: تنشهای ایجاد شده در سیلندر در اثر فشار داخلی P_i ، در محدودة الاستیک، از روابط زیر قابل محاسبه هستند [۷]:



شکل ۱- رفتار ناحیة پلاستیک مربوط به مادة مورد بررسی

$$\sigma_r = \frac{P_i}{k^2-1}\left(1-\frac{r_o^2}{r^2}\right) \tag{۱}$$

$$\sigma_\theta = \frac{P_i}{k^2-1}\left(1+\frac{r_o^2}{r^2}\right) \tag{۲}$$

$$\sigma_z = \frac{P_i}{k^2-1} \tag{۳}$$

در روابط فوق σ_r تنش شعاعی(*Radial Stress*)، σ_θ تنش محیطی(*Hoop Stress*)، σ_z تنش طولی(*Axial Stress*) ، r_o شعاع خارجی و k نسبت شعاع خارجی به شعاع داخلی ($k= r_o/ r_i$) سیلندر می‌باشد. همچنین در صورت اعمال فشار *autofrettage* و گسترش پیشانی تسلیم تا شعاع r_j ، توزیع تنشهای شعاعی و محیطی در ناحیه پلاستیک، با استفاده از معیار تسلیم فون میسز به شکل زیر خواهد بود:

$$\sigma_r = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}}\left(2\ln\frac{r}{r_j}+\frac{r_j^2}{r_o^2}-1\right) \tag{۴}$$

$$\sigma_\theta = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}}\left(2\ln\frac{r}{r_j}+\frac{r_j^2}{r_o^2}+1\right) \tag{۵}$$

لازم به ذکر است روابط مربوط به توزیع تنش شعاعی و محیطی برای مواد با خاصیت کرنش سختی *(strain hardened materials)* در مرجع [۵] آمده است. تنشهای پسماند ایجاد شده در شعاع r_j ، پس از حذف فشار

autofrettage (P_a)، با استفاده از معیار تسلیم ترسکا به صورت زیر بدست می‌آید [۸]:

$$\sigma'_r = \frac{\sigma_y}{2}\left(1-\frac{r_o^2}{r_j^2}\right)\left[\frac{r_j^2}{r_o^2}-\left(1-\frac{r_j^2}{r_o^2}+2\ln\frac{r_j}{r_i}\right)\frac{1}{k^2-1}\right] \quad (۶)$$

$$\sigma'_\theta = \frac{\sigma_y}{2}\left(1+\frac{r_o^2}{r_j^2}\right)\left[\frac{r_j^2}{r_o^2}-\left(1-\frac{r_j^2}{r_o^2}+2\ln\frac{r_j}{r_i}\right)\frac{1}{k^2-1}\right] \quad (۷)$$

$$\sigma'_z = \frac{\sigma_y}{2}\left[\frac{r_j^2}{r_o^2}-\left(1-\frac{r_j^2}{r_o^2}+2\ln\frac{r_j}{r_i}\right)\frac{1}{k^2-1}\right] \quad (۸)$$

جمع متناظر روابط (۱) تا (۳) و (٦) تا (۸) تنشهای نهایی ایجاد شده در شعاع r_j از سیلندر *autofrettage* شده را نتیجه می‌دهد:

$$\sigma_r^t = \sigma_r + \sigma'_r \quad (۹)$$

$$\sigma_\theta^t = \sigma_\theta + \sigma'_\theta \quad (۱۰)$$

$$\sigma_z^t = \sigma_z + \sigma'_z \quad (۱۱)$$

فشار ***autofrettage*** بهینه: تنش معادل بر اساس تئوریهای سوم(ترسکا) و چهارم(فون میسز) مقاومت مصالح به ترتیب به صورت روابط (۱۲) و (۱۳) تعریف می-شود [۸]:

$$\sigma_{eq}^{III} = \sigma_\theta - \sigma_r \quad (۱۲)$$

$$\sigma_{eq}^{IV} = \sqrt{\frac{1}{2}\left[(\sigma_\theta-\sigma_r)^2+(\sigma_r-\sigma_z)^2+(\sigma_z-\sigma_\theta)^2\right]} \quad (۱۳)$$

با جایگذاری $\sigma_z=(\sigma_\theta+\sigma_r)/2$ رابطة بین تئوری سوم و چهارم، حاصل می‌شود:

$$\sigma_{eq}^{IV} = \frac{\sqrt{3}}{2}\sigma_{eq}^{III} \quad (۱۴)$$

برای بدست آوردن مقدار بهینة r_j بر اساس تئوری سوم، کافیست روابط (۱۰) و (۱۱) در رابطة (۱۲) گذاشته و از عبارت حاصل نسبت به r_j مشتق گرفته شود؛ در اینصورت خواهیم داشت:

$$r_{jopt} = r_i \exp\left(\frac{P_i}{\sigma_y}\right) \quad (۱۵)$$

در شعاع $r=r_i$ ، σ_r برابر $-P_a$ است؛ بنابراین با توجه به رابطة (۴)، فشار *autofrettage* لازم برای توسعة تغییر شکل پلاستیک تا شعاع r_j ، بر اساس تئوری چهارم، برابر خواهد بود با:

$$P_a = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}}\left(2\ln\frac{r_j}{r_i}-\frac{r_j^2}{r_o^2}+1\right) \quad (۱۶)$$

با جایگذاری رابطة (۱۵) در عبارت فوق، فشار *autofrettage* بهینه را بر اساس تئوری چهارم، به شکل زیر می‌توان نوشت:

$$P_{aopt}^{IV} = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}}\left[1-\exp\left(\frac{\sqrt{3}P_w}{\sigma_y}\right)\ /k^2\right]+P_w \quad (۱۷)$$

این فشار بر اساس تئوری سوم، با توجه به رابطة (۱۴) به شکل زیر بدست می‌آید:

$$P_{aopt}^{III} = \frac{\sigma_y}{2}\left[1-\exp\left(\frac{2P_w}{\sigma_y}\right)\ /k^2\right]+P_w \quad (۱۸)$$

در روابط فوق P_w ، فشار کاری سیلندر است.

فشارهای حداقل و حداکثر برای وقوع تسلیم: با استفاده از روابط (۱) و (۲) و معیارهای تسلیم ترسکا و فون میسز، حداقل فشار داخلی که باعث بروز حالت پلاستیک در سیلندر می‌گردد، به ترتیب با روابط (۱۹) و (۲۰) قابل بیان است [۷]:

$$P_{y\min} = \frac{k^2-1}{2k^2}\cdot\sigma_y \quad (۱۹)$$

$$P_{y\min} = \frac{k^2-1}{\sqrt{3}k^2}\cdot\sigma_y \quad (۲۰)$$

اگر در رابطة (۱۵)، r_{jopt} را برابر r_o قرار دهیم، فشار داخلی لازم، P_{ymax} ، برای توسعة حالت پلاستیک در تمام ضخامت دیواره، بر اساس معیار ترسکا، بدست خواهد آمد:

$$P_{y\max} = \sigma_y \ln k \quad (۲۱)$$

با توجه به رابطة (۱۴)، این فشار را بر اساس معیار فون میسز به شکل زیر می‌توان نوشت:

$$P_{y\max} = \frac{2}{\sqrt{3}}\sigma_y \ln k \quad (۲۲)$$

شاوینگ*(xiaoying)* و گانگلینگ*(Gangling)* [۵]، برای مواد کرنش سخت، P_{ymin} و P_{ymax} را بر اساس معیار تسلیم فون میسز، به صورت زیر استخراج کرده‌اند:

$$P_{y\min} = \sigma_y\left[\frac{k^2-1}{\sqrt{3k^4+1}}\right] \quad (۲۳)$$

$$P_{y\max} = \frac{2}{\sqrt{3}}\sigma_y\left|\frac{\cos(\pi/2+\Phi_n)}{\cos(\Phi_a+\Phi_n)}\right|^{(3n^2+n)/(3n^2+1)} \times$$

$$exp\left[\frac{\sqrt{3}n(n-1)}{3n^2+1}\times(\Phi_a-\pi/2)\right]cos\,\Phi_a \qquad (۲٤)$$

n، توان کرنش در رابطة تنش-کرنش است و شاوینگ(*xiaoying*) و گانگلیگ(*Gangling*) فرض کردند بین تنش-کرنش رابطة زیر برقرار باشد:

$$\sigma = E\varepsilon\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_y}\right)^{n-1} \qquad (۲۵)$$

که در آن، ε_y برابر σ_y / E و σ و ε به ترتیب تنش و کرنش مؤثر بوده و بوسیلة آزمایش کشش ساده بدست می‌آیند. همچنین Φ_n و Φ_a از روابط زیر قابل محاسبه‌اند:

$$\Phi_n = cos^{-1}\frac{\sqrt{3}n}{\sqrt{3n^2+1}} \qquad (۲۶)$$

$$\frac{\sqrt{3}}{2}k^2 = sin(\pi/6+\Phi_a)\left|\frac{cos(\pi/2+\Phi_n)}{cos(\Phi_a+\Phi_n)}\right|^{(4n)/(3n^2+1)}\times$$

$$exp\left[\frac{\sqrt{3}(1-n^2)}{3n^2+1}\times(\pi/2-\Phi_a)\right] \qquad (۲۷)$$

برای مادة مورد بررسی، با توجه به ترسیمة تنش-کرنش، مقدار n برابر ۰/۰۳ بدست آمد؛ آنگاه با استفاده از روابط (۲۶) و (۲۷)، Φ_n و Φ_a به ترتیب برابر ۱/۵۱۸۹ و ۱/۳۶۷۵ محاسبه شدند.

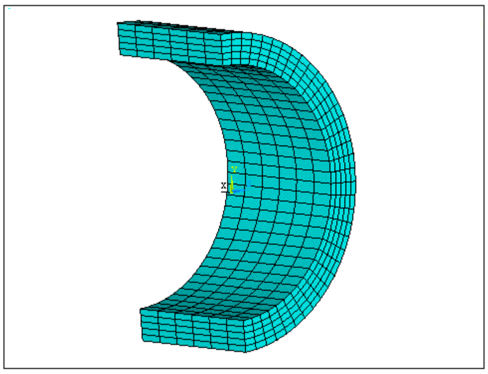
حل عددی

شبیه‌سازی عددی به روش اجزای محدود (*Finite Element Method*) و با استفاده از کد اجزای محدود *ANSYS* [۹] صورت گرفت.

به دلیل تقارن موجود در سیلندر، تنها نیمی از مدل معرفی شده در بخش ۱، در محیط نرم‌افزار ساخته شد. برای شبکه‌بندی مدل ساخته شده، المان *SOLID95* که یک المان ۲۰ گره‌ای سه بعدی است و قابلیت بکارگیری در تحلیلهای الاستیک-پلاستیک را دارا می‌باشد، مورد استفاده قرار گرفت. رفتار ماده بر اساس مدل سخت شوندگی چند خطة همسانگرد(*Multi linear isotropic Hardening*) و با استفاده از اطلاعات موجود از آزمایش کشش ساده، در نرم‌افزار شبیه‌سازی شد.

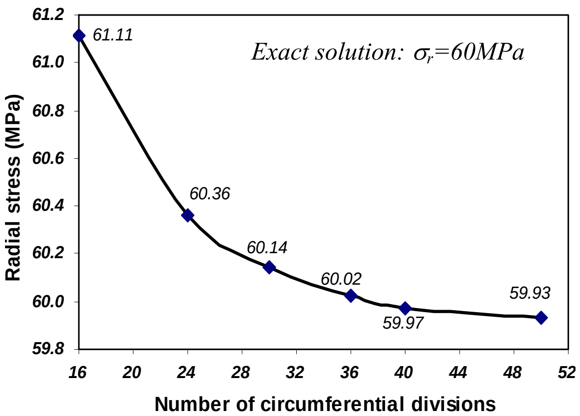
مش‌بندی مدل به این ترتیب انجام شد که نیم استوانه در راستای طولی به ۶ قسمت، در راستای ضخامت به ۵ و در محیط به ۳۶ بخش، تقسیم شد. شکل ۳ مدل پس از مش-بندی نمایش می‌دهد.

بارگذاری با اعمال فشار داخلی P_i بر روی سطوح داخلی و نیروی کشش معادل، با توجه به رابطة (۳)، بر روی دیواره-های جانبی نیم‌استوانه، صورت گرفت. با توجه به تقارن محوری مدل و صفر بودن مجموع تغییرمکانهای شعاعی برای دو گرة متناظر در دو سوی هر قطر، از قابلیت معادلات قیدی(*Constraint Equetions*) نرم‌فزار به منظور اعمال شرایط مرزی استفاده شد.



شکل ۲- مدل اجزاء محدود

شکل ۳ با هدف بررسی حساسیت به مش مدل، تأثیر تعداد تقسیمات محیطی بر جواب حاصله را (که در اینجا تنش شعاعی ایجاد شده در یک نقطه روی سطح داخلی سیلندر در اثر اعمال فشار نمونه P_i=۶۰*MPa* است) نمایش می-دهد. لازم به ذکر است نمودار مورد بحث بر اساس تعداد تقسیمات طولی ٦ و تعداد تقسیمات عرضی ٥ رسم شده است.



شکل ۳- نمودار حساسیت به مش برای مدل مورد بررسی

نتایج حل عددی

P_{ymax} و P_{ymin} : دو محدودهٔ فشار، شامل فشار داخلی لازم برای شروع جریان پلاستیک در سیلندر، P_{ymin} و حداقل فشاری که باعث توسعهٔ حالت پلاستیک در کل دیوارهٔ مخزن می‌شود، P_{ymax}، اهمیت فراوانی در یافتن بازهٔ مناسب برای فشار *autofrettage* دارد. فشارهای P_{ymin} و P_{ymax}، از طریق تغییر تدریجی فشار داخلی مخزن و بررسی وقوع کرنش پلاستیک در هر یک از گره‌های مدل، به ترتیب برابر ۸۹/۱ و ۱۰۸/۲ مگا پاسکال بدست آمد. در جدول ۱ با توجه به روابط (۱۹) تا (۲٤)، نتایج حل عددی برای P_{ymin} و P_{yma} با فشارهای بدست آمده از روشهای مختلف تحلیلی مقایسه شده است.

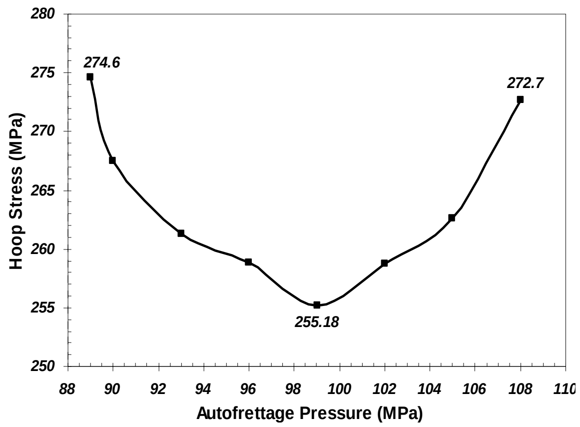
جدول ۱

	ترسکا	فون میسز	کرنش سختی	حل عددی
P_{ymin} (MPa)	۷۶/۳۲	۸۸/۱۳	۸۲/۶۰	۸۹/۱
P_{ymax} (MPa)	۹۴/۶۱	۱۰۹/۲۵	۹۹/۹۷	۱۰۸/۲

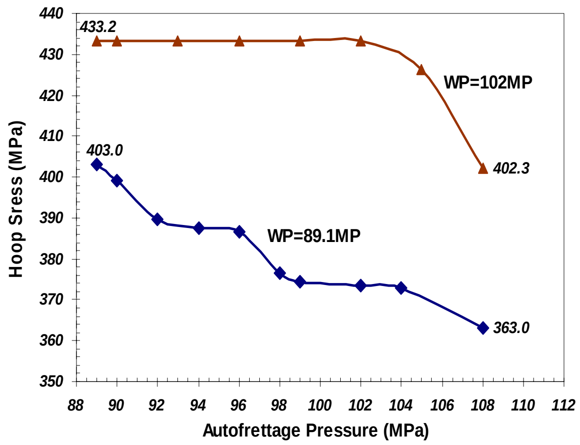
مشاهده می‌شود نتایج حل عددی با نتایج حل دقیق مدل کرنش سختی و معیار تسلیم فون میسز و بویژه معیار فون میسز تطابق خوبی دارد.

اثر ***autofrettage*** بر توزیع تنش در سیلندر: به منظور بررسی چگونگی اثر فشار *autofrettage* بر میزان افزایش تحمل بار توسط مخزن، برای سه فشار کاری $WP=۶۰MPa<P_{ymin}$، $WP=۸۹/۱MPa =P_{ymin}$ و $WP=۱۰۲MPa>P_{ymin}$، با تغییر فشار *autofrettage*، تنشهای ایجاد شده در سیلندر، در مراحل مختلف فرآیند، مورد بررسی قرار گرفت. شکل ۴ منحنی حداکثر تنش محیطی *(Hoop Stress)* ایجاد شده در اثر اعمال فشار کاری *(WP)* ۶۰ مگا پاسکال بر سیلندر *autofrettage* شده را در برابر تغییرات فشار *autofrettage (AP)* را که از نتایج حل عددی بدست آمده، نمایش می‌دهد. از بررسی این منحنی می‌توان دریافت که با افزایش AP از P_{ymin} تا حدود فشار ۹۹ مگا پاسکال سطح تنش کاهش یافته و از آن به بعد، افزایش فشار *autofrettage* نتیجهٔ معکوس خواهد داشت. بنابراین محدودهٔ مناسب برای فشار *autofrettage* را در حالت $WP< P_{ymin}$ ، می‌توان به صورت $P_{ymin}<AP\leq P$ که در آن P کوچکتر از P_{ymax} است، نمایش داد.

شکل ۵ به طور مشابه منحنی حداکثر تنش محیطی بر حسب فشار *autofrettage* را برای فشارهای کاری ۸۹/۱ و ۱۰۲ مگا پاسکال نمایش می‌دهد. مشاهده می‌شود که در حالت $WP=۸۹/۱MPa$ بر خلاف حالت $WP=۶۰Mpa$، با افزایش فشار *autofrettage*، بدون استثنا سطح تنش در مدل کاهش یافته و ماکزیمم کاهش به ازای فشار کاری $WP= P_{ymax}$ حاصل شده است. همچنین برای فشار کاری ۱۰۲ مگا پاسکال، با افزایش فشار *autofrettage* تا حدود فشار کاری، مقدار تنش ماکزیمم ایجاد شده در سیلندر تقریباً ثابت مانده و در حقیقت، در بازهٔ $Pymin<AP\leq WP$، *autofrettage* تأثیرمثبتی بر عملکرد سیستم ندارد. در محدودهٔ $AP>WP$، با افزایش فشار *autofrettage*، سطح تنش به تدریج در مدل کاهش می‌یابد و در این مورد نیز بهترین نتیجه در $AP= P_{ymax}$ بدست می‌آید.

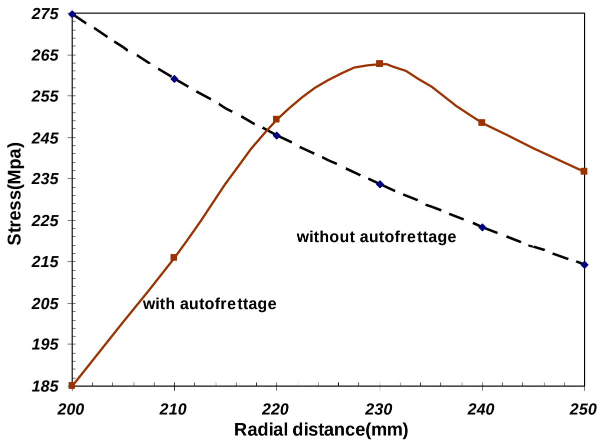


*شکل ۴- منحنی تنش محیطی در مقابل فشار **autofrettage** برای فشار کاری ۶۰ مگا پاسکال*



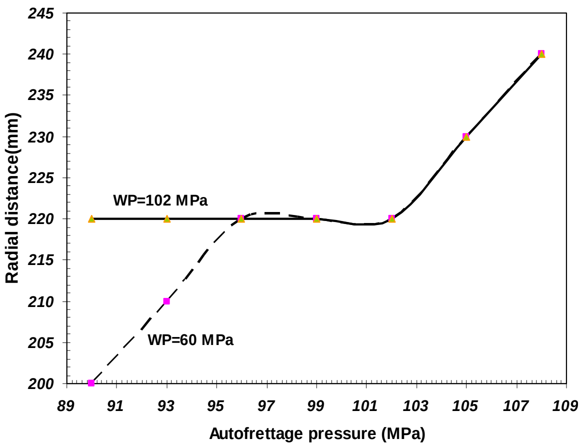
*شکل ۵- منحنی تنش محیطی در مقابل فشار **autofrettage** برای فشار کاری ۸۹/۱ و ۱۰۲ مگا پاسکال*

با بررسی شکلهای ۴ و ۵ می‌توان دریافت که بیشترین درصد کاهش میزان تنش حداکثر، مربوط به فشار کاری ۸۹/۱ (P_{ymin}) و فشار *autofrettage* ۱۰۸/۲ (P_{ymax}) مگا پاسکال، و برابر ۱۶/۷۵ درصد می‌باشد (برای فشارهای کاری ۶۰ و ۱۰۲مگا پاسکال، بیشترین میزان کاهش تنش ماکزیمم، به ترتیب، برابر ۱۳/۲ و ۵/۷ درصد می‌باشد) .
در شرایط معمول، انتظار می‌رود حداکثر تنش محیطی در سطح داخلی یک سیلندر رخ دهد؛ که روابط تحلیلی این موضوع را تأیید می‌کنند. اما برای یک فشار کاری معین، *autofrettage*، نه تنها مقدار تنش ماکزیمم ایجاد شده در سیلندر را کاهش می‌دهد، بلکه محل این ماکزیمم تنش نیز از سطح داخلی سیلندر به سوی سطح بیرونی آن جابجا می‌شود. شکل ۶ منحنی توزیع ماکزیمم تنش محیطی در ضخامت سیلندر را برای دو حالت بدون *autofrettage* (خط چین)و با *autofrettage* در فشار کاری ۶۰ و فشار *autofrettage* ۱۰۵ مگا پاسکال (خط تو پر)، نمایش می-دهد. همانگونه که مشاهده می‌شود در این حالت تنش محیطی ماکزیمم تقریباً درفاصلهٔ ۳۰میلیمتری از سطح داخلی سیلندر اتفاق افتاده است.



*شکل ۶- توزیع تنش محیطی ماکزیمم در ضخامت سیلندر برای دو حالت بدون **autofrettage** و با **autofrettage** در فشار کاری ٦۰ و فشار **autofrettage** ۱۰۵ مگا پاسکال*

موضوع تغییر محل ماکزیمم تنش محیطی در طول ضخامت سیلندر، در اثر *autofrettage* را می‌توان توسط منحنی‌های شکل ۷ مورد بررسی قرار داد. در این شکل تغییرات محل ماکزیمم تنش محیطی بر حسب مقادیر مختلف فشار *autofrettage* ، برای دو فشار کاری ۶۰ و ۱۰۲ مگا پاسکال رسم شده است. مشاهده می‌شود که در فشار کاری بزرگتر از فشار P_{ymin}، با افزایش فشار *autofrettage* تا حدود فشار کاری، ماکزیمم تنش در یک فاصلهٔ ثابت از سطح داخلی رخ می‌دهد و از آن نقطه به بعد شروع به حرکت به سمت سطح بیرونی سیلندر می‌نماید. به عنوان مثال برای فشار کاری ۱۰۲ مگا پاسکال، با افزایش فشار *autofrettage* تا حدود ۱۰۲ مگا پاسکال، تنش محیطی ماکزیمم تقریباً در شعاع ۲۲۰ میلیمتری ایجاد می‌شود و از این نقطه به بعد با افزایش فشار *autofrettage* تا ۱۰۸ مگا پاسکال، ماکزیمم تنش در حدود شعاع ۲۴۰ میلیمتری ایجاد می‌شود. نکتهٔ دیگری که از بررسی شکل ۷ می‌توان به آن اشاره کرد آن است که برای تمام فشارهای کاری بیشترین تغییرات در محل تنش محیطی ماکزیمم، به ازای فشارهای *autofrettage* بالا (محدودهٔ ۱۰۲ تا ۱۰۸ مگا پاسکال) روی می‌دهد؛ بطوریکه افزایش فشار *autofrettage* در دو محدودهٔ ۹۰ تا ۱۰۲ مگا پاسکال و ۱۰۲ تا ۱۰۸ مگا پاسکال، منجر به یک میزان تغییر در محل تنش محیطی ماکزیمم (حدوداً ۲۰ میلیمتر) شده است.

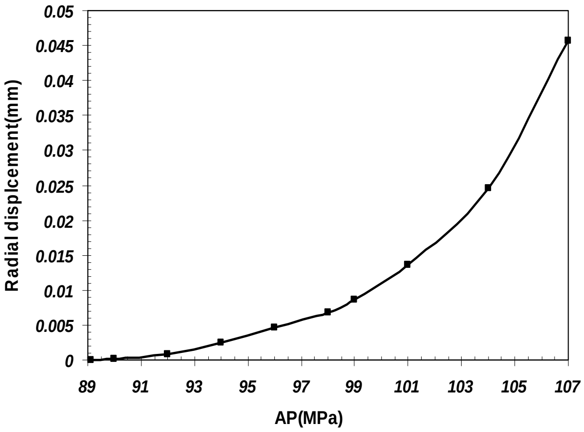


*شکل ۷- تغییرات محل ماکزیمم تنش محیطی بر حسب مقادیر مختلف فشار **autofrettage** ، برای دو فشار کاری ٦۰ و ۱۰۲ مگا پاسکال*

اثر ***autofrettage*** بر توزیع جابجاییها در سیلندر:

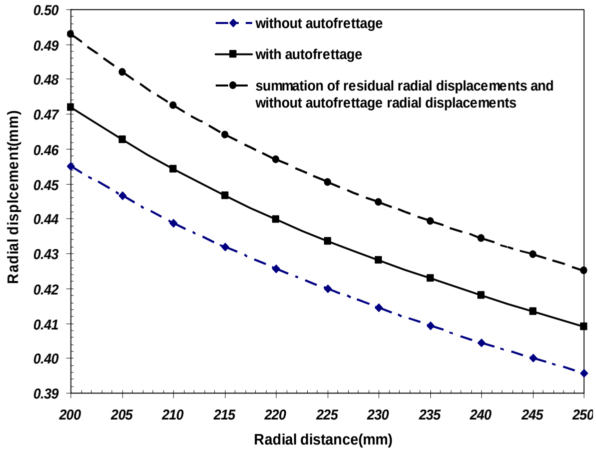
واضح است که در یک فشار کاری یکسان، فرآیند *autofrettage* باعث می‌شود افزایش شعاعی بیش از آنچه که در نمونهٔ *autofrettage* نشده انتظار می‌رود، در

سیلندر ایجاد گردد. علت این امر را می‌توان مربوط به تولید کرنشهای پسماند در انتهای عملیات بارگذاری و باربرداری *autofrettage* دانست. در شکل ۸ منحنی تغییرمکانهای شعاعی جایمانده از بارگذاری و باربرداری *autofrettage*، برای نقطه‌ای واقع بر سطح خارجی سیلندر در مقابل تغییرات فشار *autofrettage* رسم شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش فشار *autofrettage* تغییرمکانهای پسماند افزایش می‌یابد و بیشترین تغییرمکان پسماند مربوط به فشار ۱۰۷ مگا پاسکال و برابر ۰/۰٤٦ میلیمتر می‌باشد. برای سیلندر *autofrettage* شده‌ای که تحت فشار کاری کمتر از P_{ymin} بارگذاری شده است، تغییرمکان شعاع خارجی سیلندر، به سادگی از جمع جبری مقادیر ارائه شده در شکل ۸ با تغییرمکان ناشی از فشار کاری در حالت بدون *autofrettage* بدست می‌آید.



شکل ۸- منحنی تغییرمکانهای شعاعی جایمانده در مقابل تغییرات فشار ***autofrettage***

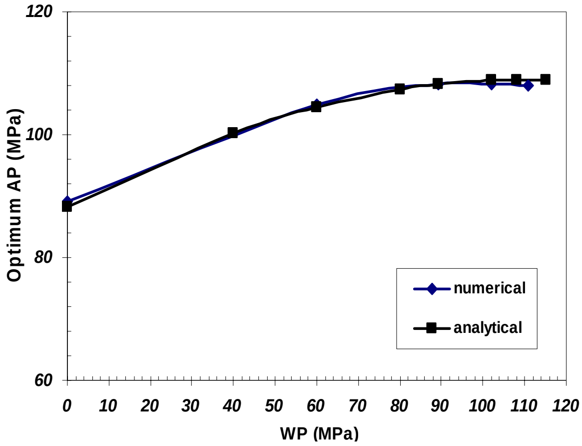
شکل ۹ منحنی توزیع تغییرمکانهای شعاعی در راستای ضخامت سیلندر برای فشار *autofrettage* ۱۰۵ و فشار کاری ۱۰۲ مگا پاسکال، *($WP>P_{ymin}$)* در دو حالت با و بدون *autofrettage* را نمایش می‌دهد. همچنین منحنی خطچین در این شکل، نشان دهندهٔ مجموع تغییر شعاع در اثر اعمال فشار کاری در حالت بدون *autofrettage* و تغییرشعاع پسماند ناشی از بارگذاری *autofrettage*، در هر نقطه، می‌باشد. از بررسی شکل ۹ می‌توان دریافت که اولاً تغییر شعاع ماکزیمم همواره در شعاع داخلی و تغییر شعاع مینیمم همواره در شعاع خارجی سیلندر روی می‌دهد؛ ثانیاً افزایش شعاع در سیلندر *autofrettage* نشده کمتر از افزایش شعاع در سیلندر *autofrettage* شده و افزایش شعاع در این حالت، به نوبهٔ خود کمتر از مجموع تغییر شعاع در اثر اعمال فشار کاری در حالت بدون *autofrettage* بعلاوهٔ تغییر شعاع پسماند ناشی از بارگذاری *autofrettage* است؛ که این مورد را می‌توان نتیجهٔ تولید کرنشهای پلاستیک در سیلندر، به دلیل بزرگ بودن فشار کاری، دانست.



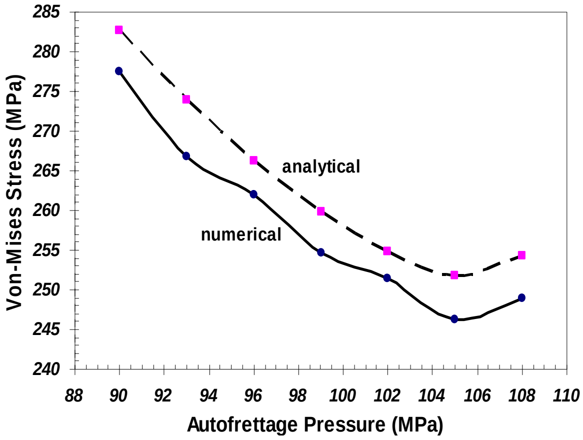
شکل ۹- توزیع تغییرمکانهای شعاعی در راستای ضخامت سیلندر برای فشار ***autofrettage*** *۱۰۵ و فشار کاری ۱۰۲ مگا پاسکال*

بهترین فشار *autofrettage*: محدودهٔ فشار *autofrettage* بهینه، برای فشارهای کاری کوچکتر از P_{ymin}، را می‌توان به صورت $P_{ymin}<P_{aopt}<P_{ymax}$ و برای فشارهای کاری بزرگتر از P_{ymin}، برابر P_{ymax} درنظر گرفت. این موضوع با بررسی شکل ۱۰، به سادگی قابل مشاهده است. در این شکل منحنی تغییرات فشار *autofrettage* بهینه بر حسب تغییرات فشار کاری با توجه به دو رهیافت عددی و تحلیلی رسم شده است (لازم به ذکر است نتایج بر اساس تنش معادل فون میسز ترسیم شده‌اند). برای نمونه، شکل ۱۱ مقادیر تنش فون میسز در فاصلهٔ r_j (شعاع تبادل مناطق الاستیک و پلاستیک در دیوارهٔ سیلندر به هنگام بارگذاری) از محور سیلندر را در مقابل تغییرات فشار *autofrettage*، برای فشار کاری ٦۰ مگا پاسکال، نمایش می‌دهد. منحنی تو پر در این شکل، نتایج حل عددی و منحنی خطچین حاصل از حل تحلیلی می‌باشد. برای فشار کاری ٦۰ مگا پاسکال مقدار P_{aopt}، بر اساس معیارهای فون میسز، با استفاده از رابطهٔ ۱۷، برابر ۱۰٤/۵ مگا پاسکال

محاسبه می‌شود. با توجه به شکل ۱۱ این فشار بر اساس حل عددی، تقریباً برابر ۱۰۵ مگا پاسکال بدست می‌آید؛ که نشان از همخوانی خوب نتایج حل عددی و تحلیلی دارد.



شکل ۱۰- منحنی تغییرات فشار **autofrettage** بهینه بر حسب تغییرات فشار کاری (حل عددی و تحلیلی)



شکل ۱۱- منحنی تغییرات تنش فون میسز در فاصلهٔ r_i از محور سیلندر در مقابل تغییرات فشار **autofrettage**، برای فشار کاری ۶۰ مگا پاسکال(حل عددی و تحلیلی)

بحث و نتیجه‌گیری

نتایج بدست آمده برای P_{ymin} و P_{ymax} حاصل از حل عددی با نتایج حل دقیق مدل کرنش سختی و معیار تسلیم فون میسز و بویژه معیار فون میسز تطابق خوبی نشان می‌دهد.

محدودهٔ مناسب برای فشار *autofrettage* را در حالت $WP< P_{ymin}$ ، می‌توان به صورت $P_{ymin}< AP \le P$ که در آن P کوچکتر از P_{ymax} است و برای حالت $WP>P_{ymin}$، به صورت $WP< AP \le P_{ymax}$ نمایش داد؛ در این حالت بیشترین کاهش سطح تنش توسط فشار *autofrettage* برابر P_{ymax} حاصل می‌شود. بیشترین درصد کاهش میزان تنش ماکزیمم، توسط فشار کاری برابر P_{ymin} و فشار *autofrettage* مساوی P_{ymax} بدست می‌آید.

برای یک فشار کاری معین، *autofrettage*، نه تنها مقدار تنش ماکزیمم ایجاد شده در سیلندر را کاهش می‌دهد، بلکه محل این ماکزیمم تنش نیز از سطح داخلی سیلندر به سوی سطح بیرونی آن جابجا می‌شود.

توزیع تنشها در سیلندر *autofrettage* شدهٔ تحت بارگذاری مجدد حاصل از حل عددی و تحلیلی دارای همخوانی قابل قبولی هستند.

فشار *autofrettage* بهینه با افزایش فشار کاری به سمت فشار P_{ymax} میل می‌کند. نتایج عددی و حل عددی در این مورد نیز همخوانی خوبی دارند.

مطالعات تکمیلی می‌تواند با بررسی اثر انواع دیگری از رفتارهای سخت‌شوندگی ماده مانند سخت‌شوندگی جنبشی *(Kinematic Hardening)* و همچنین بررسی مسأله با ضخامتهای متفاوت سیلندر، ادامه یابد.

مراجع

[1] R. Thumser, J.W. Bergmann, M. Vormwald, Residual stress fields and fatigue analysis of autofrettaged parts, International Journal of Pressure Vessels and Piping 79(2002) 113-117.

[2] R.S. Salzar, Influence of autofrettage on metal matrix composite reinforced gun barrels, Composites: Part B 30 (1999) 841–847.

[3] W.R.D. Manning, Trans. ASME, J. Pressure Vessels Technology 100(1978) 374-381.

[4] P.C.T Chen, Stress and deformation analysis of autofrettaged high pressure vessels, ASME special publication 110, PVP. ASME United Engineering Center, New york, 1986, pp.61-67.

[5] Zeng Xiaoying, Li Gangling, in Proceeding of 5th International conference on pressure vessel technology, vol. 1, ASME United Engineering Center, New york, 1984, pp.85-95.

[6] D. J. Smith, S. Hadidi, H. Fowler, The effect of warm pre-stressing on cleavage Fracture, Part 1: evaluation of experiments, Engineering Fracture Mechanics, vol. 71, issue 13-14, 2004, pp.2015-2032.

[7] A. C. Ugral & S. K. Fenster, Advanced Strength and Applied Elasticity, Secound SI Edition, Elsevier, 1987.

[8] R. Zhu, J. Yang, International Journal of Pressure Vessels and Piping 75(1998) 443-446.

[9] Ansys Structral Analysis Guide, PA: ANSYS Inc., Release 6.1, 2002.