**طراحی استاتیکی فنر**

در ابتدای کار فلوچارت مربوط به طراحی استاتیکی فنر در شکل (3-9) آورده شده است و در ادامه روند طراحی استاتیکی به صورت کامل ارائه شده است.

انتخاب قطر سیم فنر، d

انتخاب ماده سیم فنر و نوع فرآیند تولید آن

انتخاب مقاومت نهایی براي فنر مورد نظر

انتخاب نوع انتهای فنر

بله

استخراج خواص مکانیکی ماده

تعیین تغییر شکل y به ازای نیروی F

نیروی F

**انتخاب ضریب اطمینان تسلیم**

**انتخاب ضریب اطمینان عملکرد خطی،**

**استخراج رابطه بین تنش تسلیم پیچشی و مقاومت نهایی کششی از جدول**

محاسبه از رابطه

انتخاب یک مقدار اولیه برای C

محاسبه C از رابطه

مقایسه C(i) با C(i+1)

C(i+1)-C(i)<دقت مورد نظر

محاسبه قطر متوسط فنر از رابطه D=Cd D=Cd

**مقایسه پارامترهای دیگر از جمله**

**مقایسه مقادیر بدست آمده با محدودیتها**

خیر

**شکل 3-9- دیاگرام روند طراحی استاتیکی فنر [17]**

در روند طراحی دو راه همواره پیش روی طراح می باشد. 1- ابتدا جنس را انتخاب کند و سپس روند طراحی را ادامه دهد. 2- ابتدا مقاومت کششی نهایی دلخواهی را انتخاب کند و سپس روند طراحی را ادامه دهد و بعد از اتمام محاسبات جنس مناسب را برگزیند. روش دوم از لحاظ طراحی آسان­تر می باشد. بنابراین در اینجا برای طراحی فنر از روش دوم استفاده می­شود.

اولین تصمیمی که یک طراح باید اتخاذ کند، تصمیم در مورد نوع انتهای فنر مورد استفاده است. برای فنرهای فشاری چهار نوع انتهای فنر وجود دارد. انتهای بسته- سنگ خورده و بسته- سنگ نخورده متداول­ ترین انوع انتهای فنر فشاری می­باشند. در جدول 3-3 خصوصیات هندسی فنرهای فشاری با انتهاهای مختلف آمده است.

**جدول 3-3- فرمول های خصوصیات هندسی فنر فشاری [17]**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| تخت و سنگ خورده | تخت و سنگ نخورده | ساده و سنگ خورده | ساده و سنگ نخورده |  |
| $$N\_{a}+2$$ | $$N\_{a}+2$$ | $$N\_{a}$$ | $$N\_{a}$$ | $$N\_{t}$$ |
| $$dN\_{t}$$ | $$d(N\_{t}+1)$$ | $$dN\_{t}$$ | $$d(N\_{t}+1)$$ | $$L\_{s}$$ |
| $$\frac{L\_{o}-2d}{N\_{a}}$$ | $$\frac{L\_{o}-3d}{N\_{a}}$$ | $$\frac{L\_{o}}{N\_{a}+1}$$ | $$\frac{L\_{o}-d}{N\_{a}}$$ | $$P$$ |

مسئله مهم در طراحی فنرها تضمین عملکرد خطی آن می­باشد. فنر در دو حالت می­تواند عملکرد غیر خطی پیدا کند. یکی اینکه در اثر بارگذاری خستگی به مرور زمان سختی آن تغییر کند که فعلا مورد بحث ما در این قسمت نیست. در حالت دوم فشرده شدن بیش از اندازه فنر، باعث تماس حلقه های آن با هم شده و عملکرد فنر را غیر خطی می­کند. برای جلوگیری از تماس حلقه های فنر با هم در طول عملکرد آن، باید ماکزیمم نیرویی که به آن وارد می شود را محاسبه نموده و بررسی کرد که آیا فشردگی که این نیرو بوجود می آورد باعث این تماس می شود. به عنوان مثال اگر نیروی ماکزیممی که به فنر وارد می شود همان $F\_{1}$ باشد و فشردگی فنر ناشی از آن برابر $y\_{1}$ و همچنین اگر فشردگی لازم برای اینکه فنر را به طول مرده خود برساند برابر $y\_{s}$ باشد، در آن صورت به منظور عملکرد خطی فنر رابطه زیر بین دو مقدار $y\_{1}$ و $y\_{s}$ باید برقرار باشد:

$y\_{s}=\left(1+ξ\right)y \_{1 }$ (1-3)

در رابطه بالا مقدار $ξ$ را باید بزرگتر و یا مساوی با 15/0 در نظر گرفت. شکل 3-10 تعدادی از پارامترهای به کار رفته در روابط بالا و شکل 3-11 نحوه عملکرد غیر خطی فنر را نشان می دهد.



**شکل3-10- هندسه فنر فشاری [17]**

****

 **شکل3-11- نمودار عملکرد فنر فشاری [17]**

نیرویی که فنر را به طور کامل فشرده می کند، از رابطه زیر بدست می آید.

$F\_{s}=\left(1+ξ\right)F\_{max}$ (2-3)

که در آن $F\_{max}$، مقدار نیروی ماکزیمم است که به فنر اعمال می شود.

از طرفی برای فنری که عملکرد خطی دارد ضریب ثابت فنر را می توان به صورت زیر تعریف کرد:

$k=\frac{F\_{max}}{y\_{max}}$ (3-3)

که در آن $y\_{max}$، مقدار فشردگی بوجود آمده در اثر نیروی ماکزیمم می باشد.

طول آزاد فنر نیز از رابطه زیر بدست می آید:

$L\_{o}=L\_{s}+\frac{F\_{s}}{k}$ *(4-3)*

برای اینکه فنر فشاری بر اثر نیروی محوری و فشاری دچار کمانش نشود بایستی طول آزاد آن کوچکتر از طول بحرانی آن شود. طول بحرانی از رابطه زیر بدست می آید:

$\left(L\_{o}\right)\_{cr}=2/63\frac{D}{α }$ (5-3)

که در رابطه (5-3)، مقدار $α$ از جدول (3-4) بدست می آید. همان طور که در جدول (3-4) مشاهده می­شود، مقدار $α$ به نوع تکیه گاه های دو سر فنر فشاری بستگی دارد.

**جدول 3-4- مقدار** $α$ **برای حالتهای مختلف به منظور بدست آوردن طول بحرانی فنر [17]**

|  |
| --- |
|  وضع سر ثابت $α$ |
| فنر بین دو سطح تخت موازی سوار شده 5/0یک سر فنر فشاری روی سطح تخت عمود بر محور فنر است(محکم) و سر دیگر لولا 707/0 هر دو سر لولا 1یک سر آن محکم گرفته شده و سر دیگر آزاد 2 |

با توجه به گفته های بالا، یکی از مراحل طراحی استاتیکی فنر، تعیین مقدار $ξ$ است. با انتخاب جنس فنر رابطه بین تنش تسلیم برشی، $S\_{sy}$، و مقاومت نهایی کششی، $S\_{ut}$، تعیین می شود. در جدول (3-5) برای چند نمونه ماده رابطه بین تنش تسلیم برشی و مقاومت نهایی کششی آمده است. عملیات رفع وضعیت یا پیش تاب[[1]](#footnote-2) که در جدول (3-5) به آن اشاره شده، فرآیندی است که برای القای تنش های پسماند سودمند، به هنگام ساخت فنرهای فشاری بکار می رود. برای این کار فنر را بلندتر از اندازه لازم می سازند و سپس آنرا تا طول بسته آن می فشارند. این کار فنر را به طول آزاد و نهایی لازم در می آورد و چون مقاومت تسلیم پیچشی آن افزایش یافته است، تنش های پسماندی در آن القاء می شود که خلاف جهت تنش هایی است که به هنگام کار در آن بوجود می آید. فنرهایی که پیش تاب می شوند، باید چنان طراحی شوند که در جریان کار، 10 تا 30 در صد طول آزاد اولیه آن ها کاهش یابند. چنانچه تنش در طول بسته آن بزرگتر از 3/1 مقاومت تسلیم پیچشی آن باشد، ممکن است واپیچش رخ دهد. اگر این تنش خیلی کمتر از 1/1 مقاومت تسلیم آن باشد، وارسی طول آزاد حاصله مشکل خواهد شد. پیش تاب، مقاومت فنر را افزایش می دهد و بخصوص هنگامی که فنر برای ذخیره کردن انرژی بکار می رود، سودمند خواهد بود. با یک بار فشردن فنر تا طول صلب، 98 درصد و با سه بار فشردن فنر تا طول صلب، 5/99 درصد احتمال دارد که تغییر شکل دائمی در فنر اتفاق نیافتد. برای رسیدن به اینکه فنر به طور 100 درصد تغییر شکل دائمی ندهد می بایست این کار را به تعداد زیاد انجام دهیم. همچنین این عملیات حد دوام و عمر خستگی را افزایش می دهد. بنابراین برای ثابت ماندن طول، تضمین عملکرد خطی، افزایش حد دوام و عمر خستگی فنر، این عملیات برای طراحی فنر مورد نظر توصیه می شود [17].

رابطه نهایی که با استفاده از آن روند سعی و خطا را برای پیدا کردن ایندکس فنر پیاده می­کنیم به صورت زیر بدست می­آید:

$C=\frac{τ\_{s}πd^{2}\left(4C-3\right)}{8F\_{s}n\_{s}\left(4C+2\right)}$ (6-3)

**جدول 3-5- رابطه بین تنش تسلیم برشی،**$S\_{sy}$ **، و مقاومت نهایی کششی،**$S\_{ut}$**، برای مواد مختلف [17]**

|  |
| --- |
| جنس ${S\_{sy}}/{S\_{ut}}$ ${S\_{sy}}/{S\_{ut}}$ قبل از پیش تاب بعد از پیش تاب  |
| سیم موسیقی و فولاد کربن دار سرد کشیده 45/0 65/0فولاد کربن دار و کم آلیاژی آبداده و بازپخت شده 50/0 65/0فولاد ضد زنگ آستنیتی و آلیاژهای غیر آهنی 35/0 65/0 |

در رابطه بالا $n\_{s}$ ضریب اطمینان استاتیکی می باشد. بعد از طی مراحل بالا با انتخاب قطر سیم فنر،d، و با استفاده از رابطه (6-3)، یک روند سعی و خطا به منظور بدست آوردن مقدار قطر متوسط فنر طی خواهد شد**.** به این ترتیب با انتخاب رابطه (6-3) و انتخاب یک C اولیه، روند سعی و خطا شروع شده و تا همگرایی آن به دقت مورد نظر، ادامه پیدا می کند. بعد از بدست آوردن C، قطر متوسط حلقه فنر و تنش برشی ماکزیمم بوجود آمده در سیم فنر محاسبه خواهند شد. قطر بیرونی و درونی حلقه فنر را نیز می توان از رابطه های (7-3) و (8-3) به صورت زیر محاسبه کرد.

$OD=D+d$ (7-3)

$ID=D-d$(8-3)

رابطه بین تغییر مکان و نیرو را می توان با استفاده از قضیه ((کاستیگلیانو[[2]](#footnote-3))) بدست آورد. که با توجه به تعریف ضریب ثابت فنر رابطه زیر بدست می آید.

$k=\frac{d^{4}G}{8D^{3}N\_{a}}$ (9-3)

تعداد حلقه های فعال فنر از رابطه زیر بدست می آید:

$N\_{a}= \frac{Gd^{4}y\_{max}}{8D^{3}F\_{max}}$ (10-3)

در طراحی استاتیکی فنر، روند ارائه شده در بالا برای حالتهای زیادی و به دفعات مکرر باید انجام شود. نتایج مربوطه یادداشت و نتایجی را که در محدودیتهای ارائه شده در زیر صدق می کنند به عنوان جواب ممکن انتخاب می کنیم. محدودیتهایی که باید ارضاء شوند تا جواب بدست آمده قابل قبول باشد به صورت زیر است:

$ξ\geq 0/15$ (11-3)

$n\_{s}\geq 1/2$ (12-3)

$L\_{o}\leq \left(L\_{o}\right)\_{cr}$(13-3)

1. - Set Removed [↑](#footnote-ref-2)
2. - $Gastigliano$ [↑](#footnote-ref-3)