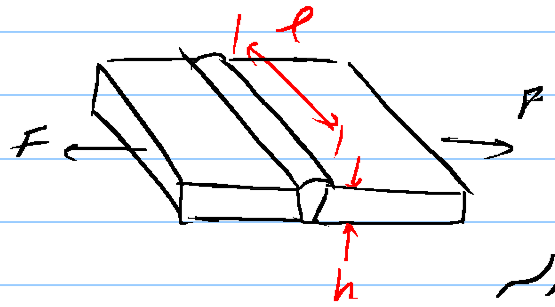
تحلیل استحکامی طراحی جوش



۱. سربه‌سر (تخت)

از آنجائیکه در جوش سر به سر هندسه

درز کاملاً مشخص است، تنش در مقطع جوش همانند تنش در درز خواهد بود

تنش - بارگذاری کششی:

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot l} n_{S.F.}$$

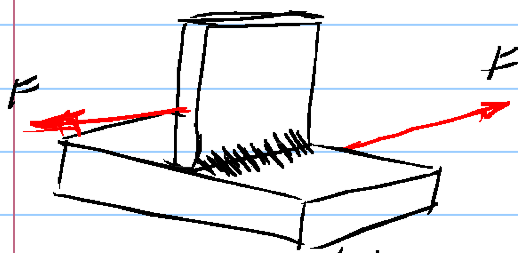
* در مورد ضریب اطمینان جوش:

از آنجائیکه جوش معمولاً توسط اپراتوران اجرا می‌شود احتمال وقوع

نقص و یا کیفیت پائین‌تر بالاست لذا ضریب اطمینان در جوش

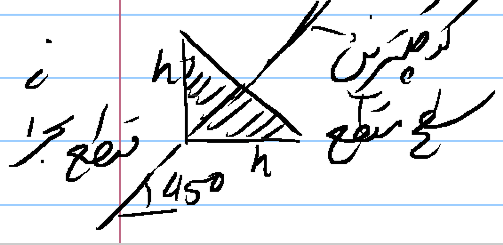
بزرگتر یا مساوی 3 در نظر گرفته می‌شود

۲. جوش گوشه‌ای



الف - بارگذاری محوری: استحکام

نیروی خط جوش محوری هستند



$$\tau_{max} = \frac{F}{l \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} h} n_{S.F.} = \frac{F}{0.707 h l} n_{SF}$$

l : مجموع طول خط جوش تحت بارگذاری مداوم

h : ارتفاع (قاعده) جوش

ب - بارگذاری عرضی (برشی

عمود بر امتداد خط جوش)

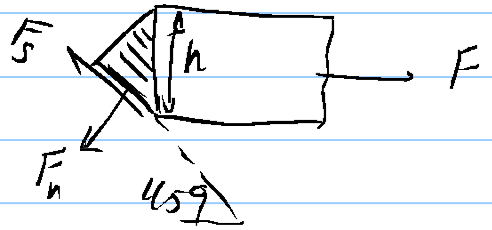
با توجه به پیچیدگی توزیع تنش واقعی امکان پذیر

آوردن رابطه ساده جهت تعیین تنش

برآورد تنش ماکزیمم وجود ندارد. لذا

با مراجعه به آزمایش این تنش که عمدتاً تنش برشی همپای در سطح 45° جوش

ایجاد می‌شود



$$F_n = \frac{F}{S} = \frac{\sqrt{2}}{2} F$$

$$\sigma = \tau = \frac{\frac{\sqrt{2}}{2} F}{l \frac{\sqrt{2}}{2} h} = \frac{F}{lh}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{F}{hl}\sqrt{\left(\frac{1}{2}\right)^2 + 1^2}$$

با استفاده از تئوری تنش برشی

$$= 1.12 \frac{F}{hl}$$

در عمل باید تنش کمی بیش از مقدار محاسبه شده در رابطه فوق است. این بدان دلیل است که جراب نمی تواند پاشنه جوش را کاملاً پر کند. از این رو رابطه تنش ماکزیمم را به صورت زیر تصحیح می کنیم

$$\tau_{max} = 1.414 \frac{F}{hl} n_{SF}$$

$$\cong \frac{F}{0.707 hl} n_{SF}$$

ضریب ۱.۴۱۴ در هر دو حالت بارگذاری عمودی و عرضی رابطه طراحی یکسان است.

استحکام جوش:

در جوش توسط الکترود، استحکام الکترود را بالاتر از استحکام قطعات انتخاب می کنیم تا نهایتاً استحکام جوش را براساس استحکام قطعه در نظر گیریم. گرچه برای استحکام اتصال مقدار دقیقتری توسط سازنده الکترود اعلام شده باشد

Table 9–3
Minimum Weld-Metal Properties

AWS Electrode Number*	Tensile Strength kpsi (MPa)	Yield Strength, kpsi (MPa)	Percent Elongation
E60xx	62 (427)	50 (345)	17–25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14–17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13–16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

*The American Welding Society (AWS) specification code numbering system for electrodes. This system uses an E prefixed to a four- or five-digit numbering system in which the first two or three digits designate the approximate tensile strength. The last digit includes variables in the welding technique, such as current supply. The next-to-last digit indicates the welding position, as, for example, flat, or vertical, or overhead. The complete set of specifications may be obtained from the AWS upon request.

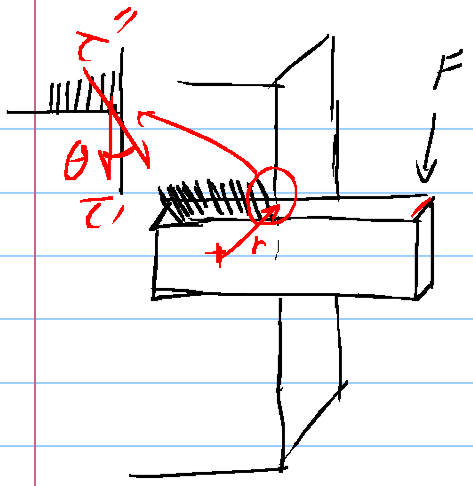
در طراحی، استحکام واقعی جوش تحت تاثیر نوع بارگذاری خواهد بود که اصطلاحاً استحکام مجاز نامیده می‌شود و از جدول زیر بدست می‌آید

نوع جوش	نوع بارگذاری	استحکام مجاز
	کشش (یا فشار)	$0.9S_y$
نفوذی	کشش	$0.6S_y$
	خمش فشار	$0.6S_y$
	برش	$\min(0.3S_y, 0.4S_{ut})$ ؟
ماهیچه‌ای	برش	$0.3S_{ut}$

* معمولاً فلز پایه (قطعه) نباید استحکامی (S_{ut}) کمتر از $0.3S_{ut}$ داشته باشد

* ارتفاع جوش از 0.7 نازکترین ورق در اتصال بیشتر نباشد
* ارتفاع جوش از مقدار بدست آمده از جدول زیر کمتر نباشد

ضخامت ورق	<6	$6-12$	$12-18$	$18-32$	$32-50$	$50-150$	>150
حداقل ارتفاع جوش	3	5	6	8	10	12	16



ج. برش ناشی از پیچش

مقطع جوش تحت بارگذاری زیر

1- τ' ناشی از برش مستقیم

2- τ'' ناشی از پیچش

1. برای τ' : $\tau' = \frac{F}{0.707\,h\,l}$ که h ارتفاع و l طول خط جوش است

2. برای τ'' از کتابهای پیچش مقاطع استفاده می‌کنیم $\tau'' = \frac{Tr}{J}$

r از G که مرکز هندسی مقطع جوش است حساب می‌شود

J را از جدول 1-9 کتاب بصورت زیر بدست می‌آوریم

$$J = 0.707\,h\,J_u$$

J_u ممان قطبی مقطع جوش با عرض واحد می‌باشد که از جدول بدست می‌آید

لذا : $\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2 + 2\tau'\tau''\cos\theta}$

θ زاویه بین τ' و τ'' بوده و از هندسه بدست می‌آید

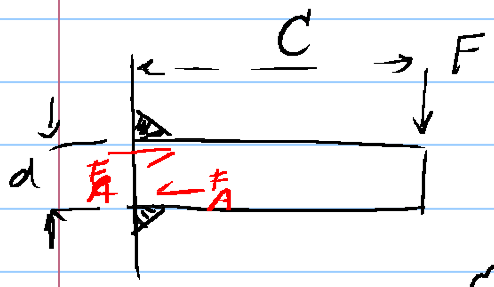
برای طراحی باید جایی که τ ماکزیمم می‌شود را بدست آوریم اما در اکثر

موارد ۱ و ۲ دوست ندارند هم ۲ برشی می‌شود و هم θ کوچک

($\cos\theta$ برشی) در نتیجه با کوچک به اینکه τ ثابت است،

τ و τ در یک نقطه ماکزیمم را می‌شوند یعنی

$$\tau_{max} = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2_{max} + 2\tau'\tau''_{max}\cos\theta_{max}}$$



د. خمش : (برش ناشی از خمش)

مثل حالت قبل بار F هم برش مستقیم

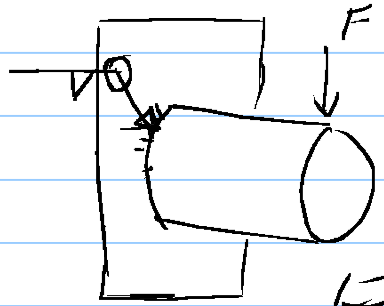
در مقطع می‌کند و هم برش ناشی از خمش

اثر مستقیم F ← (بارگذاری عرضی) ← $\tau_1 = \dfrac{F}{0.707h(2l)}$

اثر خمش F : $F_A \cdot d = F \cdot C \Rightarrow F_A = \dfrac{F.C}{d}$

از قبل ← $\tau_2 = \dfrac{F_A}{0.707hl} = \dfrac{F.C}{0.707hld}$

* معمولاً $\frac{C}{d}$ بزرگ و در نتیجه τ_2 از τ_1 خیلی بزرگتر است و می‌توان از τ_1 صرف نظر نمود

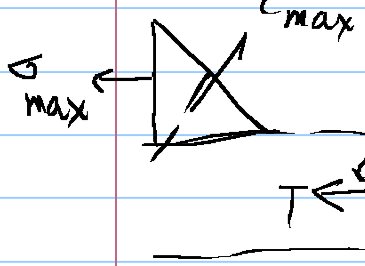


در حالت کلی فنرها ←

F_A را نمی‌توان با روابط ساده‌ای بدست آورد (ثابت نیست)

لذا از تشابه سازی با مسئله خمش و با کمک گرفتن از خمش میتوانیم σ_{max} را بدست آوریم

$$0.707\,\tau_{max} = \sigma_{max} = \frac{M \cdot d/2}{I}$$



* برای I از جدول 9-2 متکلد I_u را خوانده و :

$$I = h\, I_u$$

$d/2$: بیشترین فاصله از تار خنثی

M : گشتاور خمشی که به اتصال وارد می شود

بارگذاری خستگی در مقاطع جوشی :

برای تحلیل و طراحی جوش تحت بارگذاری خستگی از فرضیات زیر استفاده می کنیم

1. $S_e = 0.5 S_{ut}$ که S_{ut} استحکام کششی کمترین قطعه جوش است
2. K_a : سطح جوش را آهنگری (Forged) در نظر می گیریم
3. $K_b = 1$
4. $K_c = 0.59$

5. ضرایب تصحیح دیگر متناسب با شرایط

6. ضریب تمرکز تنش خستگی K_{fs} از جدول 9-5 کتاب

7. معیار شکست متداول Goodman و Gerber

فنر

- ذخیره انرژی مکانیکی

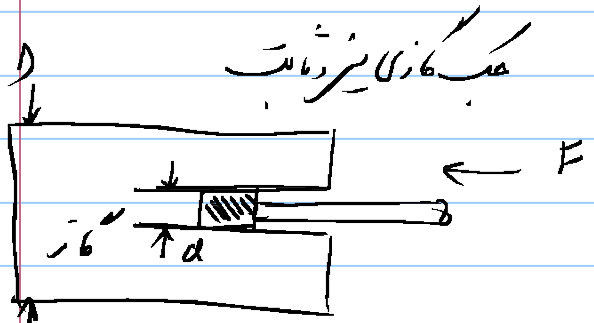
E

$F = \frac{dE}{d\Delta} = Const.$

Δ

- کاهش نیرو (ثابت یا متغیر)

- جذب یا کنترل ارتعاشات



* نیروی متغیر خطی

* نیروی متغیر غیرخطی

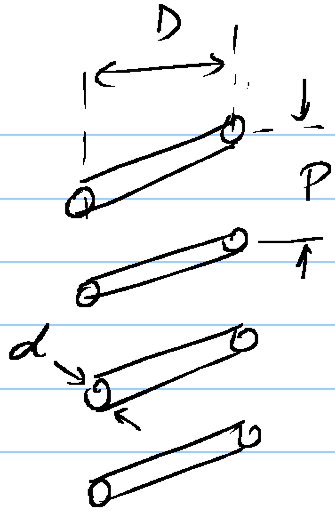
$\left(\frac{d}{D}\right)^2 = \frac{\pi d^2}{\pi D^2}$ تغییرات F متناسب با

خواهد بود

فنرهای متداول بر حسب نیرو:

۱. فشاری ←
۲. کششی ←
۳. پیچشی

ترمینولوژی فنرهای لول



D : قطر نامی - قطر فنر

d : قطر مفتول

P : گام

N_a : تعداد حلقه های فعال

N_t : تعداد کل حلقه ها

l_f : طول آزاد (بدون بار)

l_s : طول سرد

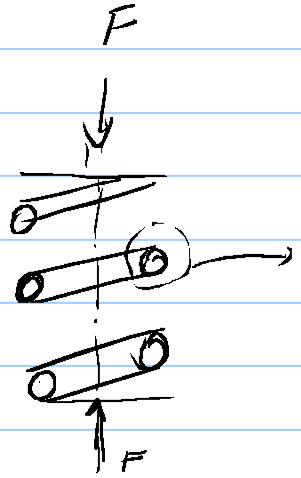
l : طول تحت بار

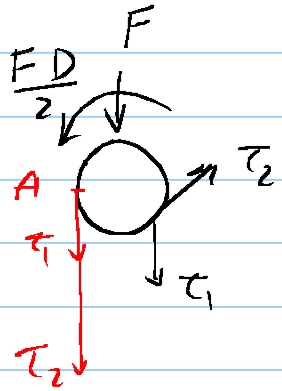
تحلیل فنرهای لول

۱. می سه بُعدی جهت اطمینان از استحکام

۲. می سه بُعدی

۱. می سه بُعدی در فنرهای لول





$$\tau_{max} = \tau_1 + \tau_2$$

$$= \frac{4F}{\pi d^2} + \frac{16T}{\pi d^3} \qquad \left(T = \frac{FD}{2}\right)$$

$$= \frac{8FD}{\pi d^3}\left(1 + \frac{1}{2}\frac{d}{D}\right)$$

* اندیس فنر $C = \frac{D}{d}$

* ضریب تنش برشی $K_s = 1 + \frac{1/2}{C}$

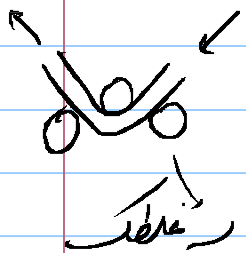
معمولاً در محاسبات تخمین تنش برشی بکار می‌رود اثر برش مستقیم از ضریب تنش برشی استفاده می‌شود. ضرایب تعدیل تنش برشی عبارتند از

ضریب وال (در محاسبات خستگی (کاهش می‌یابد استاتیک)) $K_W = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$

ضریب برگ اشتراسه (در محاسبات استاتیک) $K_B = \frac{4C+2}{4C-3}$

$$\tau = K \frac{8FD}{\pi d^3}$$

در محدوده اندیس فنر C : برای اکثر فنرها $6 < C < 12$



$C \geq 9$: فنر در سرد

$C \leq 9$: فنر گرم + عملیات حرارتی (سخت کاری)

* ضریب تمرکز تنش برای فنر در نظر نمی‌گیریم

انتخاب مواد فنری

معمولاً فنر از فولاد کربنی سخت ساخته می‌شود

$S_{ut} = 1000 - 1400$ Mpa

$S_y \simeq 0.75\, S_{ut}$, $S_{sy} = 0.577\, S_y \Rightarrow S_{sy} \simeq 0.45\, S_{ut}$ $(\geq T_{max})$

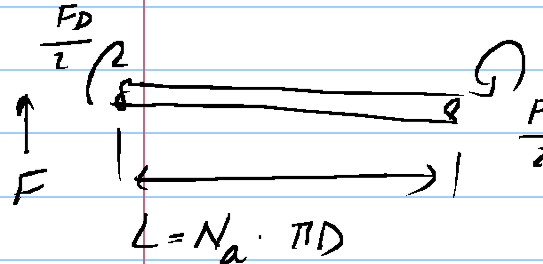
برای سیم S_{ut} از جدول 10.4 کتاب و رابطه $S_{ut} = \frac{A}{d^m}$

استفاده کنید (A و m را از جدول بدست آورید)

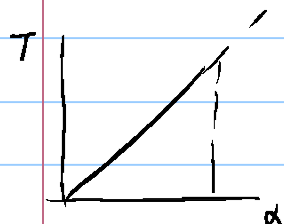
محاسبه ضریب سختی فنر لول

- روند محاسبه سختی یک انرژی مکانیکی و دوباره مشتق گیری خواهد بود
- از آنجایکه تمام مقاطع تحت برش خالص هستند فنر را لول

یک سیم تحت پیچش در نظر میگیریم



α : زاویه پیچش



انرژی کرنش = انرژی مکانیکی $= E_1 + E_2$

E_1 ناشی از پیچش

E_2 ناشی از برش

سیم

$$E_1 = \frac{1}{2} T \alpha = \frac{1}{2} T \left(\frac{TL}{GJ}\right)$$

$T = \frac{FD}{2}$, $L = N_a \pi D$

$J = \frac{\pi d^4}{32}$

$$\Rightarrow E_1 = \frac{4 F^2 D^3 N_a}{G d^4}$$

انرژی کرنشی ناشی از برش مستقیم : $E_2 = \frac{1}{2}\tau_1 \gamma_1 . \frac{L\pi d^2}{4}$ $\qquad \gamma = \tau/G$

(* برش مستقیم و کرنش ناشی از آن در کل مقطع یکنواخت فرض می‌شود)

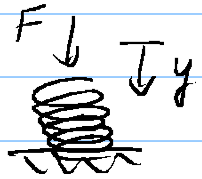
$$E_2 = \frac{2F^2 D\, Na}{Gd^2}$$

$$E = E_1 + E_2 = \frac{4F^2 D^3 Na}{Gd^4}\left(1 + \frac{1}{2C^2}\right)$$

ناشی از برش مستقیم

با توجه به اینکه $C > 12$ یا $C > 6$ ، $\frac{1}{2C^2}$ درصد ناچیزی است که می‌توان در محاسبات از آن صرف نظر کرد

$$E \sim E_1 = \frac{4F^2 D^3 Na}{Gd^4} \quad (1)$$



یادآوری : $U = \frac{1}{2} F . y .$

$$\left(y = \frac{F}{k}\right) \Rightarrow U = \frac{1}{2}\frac{F^2}{k} = \frac{F^2}{2k} \quad (2)$$

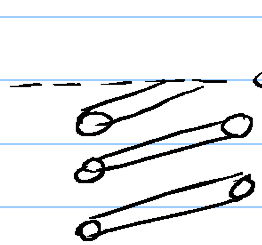
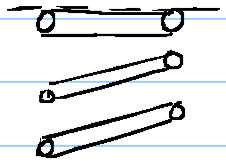
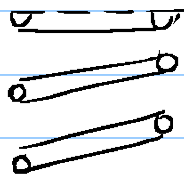
با مساوی قرار دادن (1) و (2) :

$$\frac{F^2}{2k} = \frac{4F^2 D^3 Na}{Gd^4}$$

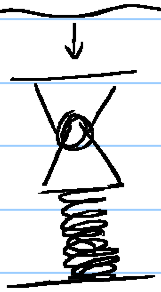
$$\Rightarrow k = \frac{Gd^4}{8D^3 Na}$$

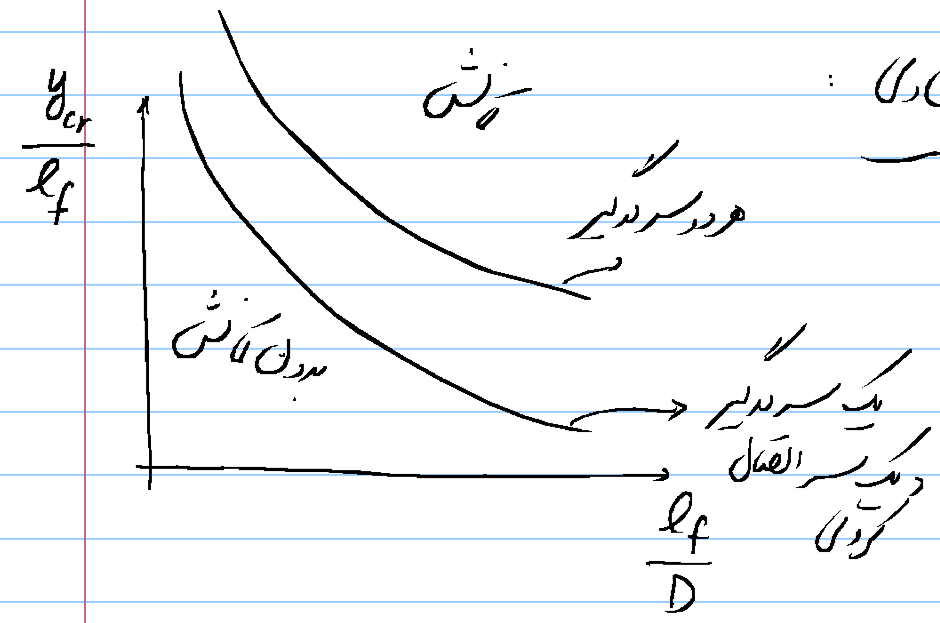
N_g : تعداد حلقه‌های نخال

در نرم‌های فشاری

		حلقه‌های غیر مؤثر	N_g / N_t	طول مرده	طول آزاد
۱. ساده		۰	N_t	$d\lceil N_t \rceil = d(N_t+1)$	$PN_a + d$
۲. ساده شکست خورده		۱	$N_t - 1$	$N_t \cdot d$	$P(N_a+1)$
۳. تکیه شده		۲	$N_t - 2$	$d(N_t+1)$	$PN_a + 3d$
۴. تکیه شده شکست خورده		۲	$N_t - 2$	dN_t	$PN_a + 2d$

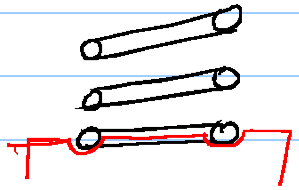
تحلیل کانش در ستون فشاری :





رابطه اویلر $\frac{\gamma_{cr}}{l_f} = C_1\left(1-\left(1-\frac{C_2}{\lambda_{eff}^2}\right)^{1/2}\right)$

$$C_1 = \frac{E}{2(E-G)},\quad C_2 = \frac{2\pi^2(E-G)}{2G+E},\quad \lambda_{eff} = \alpha\frac{l_f}{D}$$



برای α :

۱. هر دو گیردار $\alpha = 1/2$

۲. یک سر گیردار و سر دیگر لولا $\alpha = 0.7$

۳. هر دو لولا $\alpha = 1$

۴. یک سر گیردار و سر دیگر آزاد $\alpha = 2$

اگر در رابطه بالا جواب حقیقی برای γ_{cr} پیدا نشد این جواب نامیم جایی فنر قبل از کمانش است.

اگر جواب حقیقی برای γ_{cr} نداشته باشیم معنی آن این است که فنر کاملا ناپایدار است

$$1-\frac{C_2}{\lambda_{eff}^2} < 0 \Rightarrow \frac{C_2}{\lambda_{eff}^2} > 1 \Rightarrow l_f < \frac{\pi D}{\alpha}\left[\frac{2(E-G)}{2G+E}\right]^{1/2}$$

فنر پایدار است.

فرکانس طبیعی تیر

تیر بعنوان المانی که واحد سختی و جرم می باشد در برخی فرکانس ها دچار تشدید گشته و موج ارتعاشی با دامنه زیاد در آن به حرکت درمی آید که ممکن است باعث شکست تیر گردد.

تحلیل ارتعاشی تیر با توجه به گستردگی جرم در آن منجر به سهولت آمدن فرکانس های تشدید به صورت زیر می گردد:

$$\omega_{(rad/s)} = n\pi\sqrt{\frac{K_s}{m}}$$

فرکانس تشدید تیر ساده

$n = 1, 2, \dots$

$$\omega_{(Hz)} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{K_s}{m}}$$

(در صورتی که دو سر تیر ساده باشند یعنی تنها یک درجه آزادی برای حرکت داشته باشد)

$$\omega_{(Hz)} = \frac{1}{4}\sqrt{\frac{K_s}{m}}$$

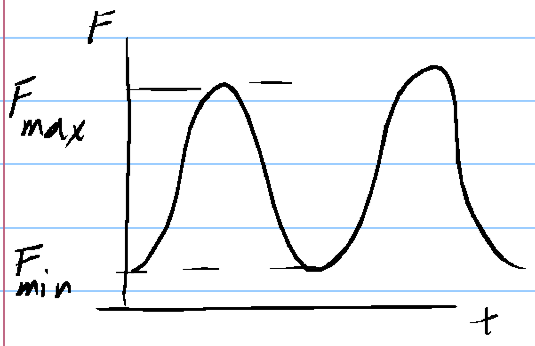
در صورتی که هر یک سر تیر ساده باشد

$$m = \frac{\pi d^2}{4}(\pi D N_a)\rho$$

جرم واحد حجم

* فرکانس کاری تیر باید 10-15 برابر فرکانس طبیعی آن باشد

بارگذاری دینامیکی فنر - خستگی

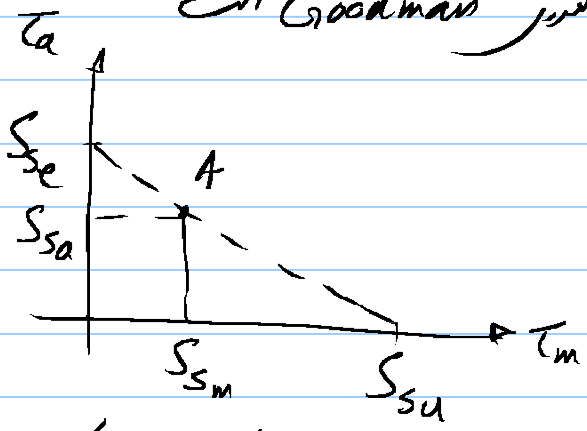


$$F_m = \frac{1}{2}(F_{min} + F_{max})$$

$$F_a = \frac{1}{2}(F_{max} - F_{min})$$

$$\tau_m = K_w \frac{8 F_m D}{\pi d^3}, \quad \tau_a = K_w \frac{8 F_a D}{\pi d^3}$$

تئوری شکست خستگی تحت تنش برشی در فنر، تئوری Goodman است.



در مورد S_{su} می‌توان از تقریب

$$S_{su} = 0.67 S_u$$

استفاده نمود

در مورد S_{se} اطلاعات جامعی وجود ندارد برای حل این مسئله از یک نقطه کمکی روی خط گودمن مانند نقطه A استفاده می‌شود ←

$$S_{se} = \frac{S_{su} S_{sa}}{S_{su} - S_{sm}}$$

برای نقطه A:

- فنر سیم تراشه نشده

$S_{sa} \simeq 241$ MPa

$S_{sm} \simeq 379$ "

- فنر سیم تراشه شده

$S_{sa} \simeq 398$ "

$S_{sm} \simeq 534$ "

* S_{se} که بهت آمده، اصلاح شده‌ی همان مستقیماً در تئوری کتاب از آن استفاده نمود

عملیاتی تعدیل روی فنر

۱. عملیات حرارتی (کوئنچ) ← برای افزایش استحکام (دانه ریزتر)

۲. شاتپینگ برای کاهش تنش پسماند

۳. ساچمه‌زنی (برای افزایش استحکام خستگی)

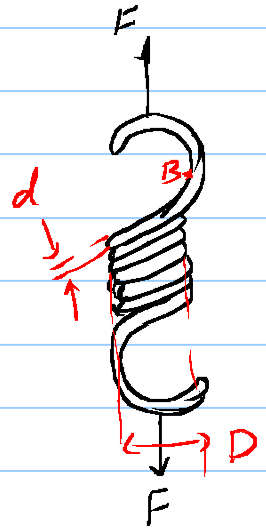
۴. ست ریموو (Set removal). برای جذب تغییر شکل پلاستیک و قرار دادن فنر در محدوده‌ی الاستیک

اول فنر را (با دو فنر کشش + کارگیم کشش) می‌بندیم، یکباری رد

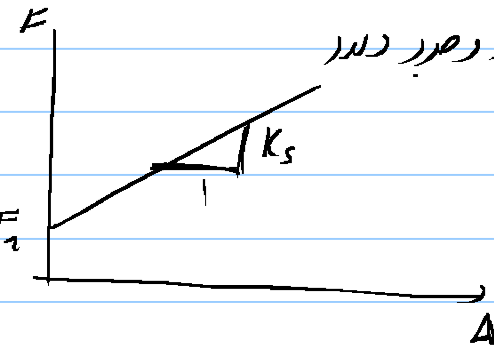
* جنس و قطر متوسط فنر در جداول 5-10، 3-10 کتاب *

فنرهای کشش:

معمولاً در فنرهای کشش مقداری پیش کشش یا



پیش بار وجود دارد

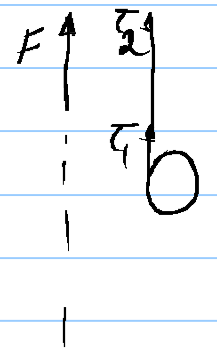


* برای ایجاد این پیش بار، سیم را در زمان ساخت فنر کمی حول خودش می‌پیچانیم.

کمپرسن : تنش در فنرکشی در دو نقطه ممکن است بحرانی شود

A : روی سطح داخلی حلقه‌ها (مانند فنر فشاری)

B : روی سطح داخلی حلقه در دورترین نقطه از امتداد F



A :

τ_2 تنش برشی

τ_1 تنش برشی مستقیم

تنش در این نقطه درست مانند فنر فشاری قابل محاسبه خواهد بود

$$\tau_A = K_A \frac{8FD}{\pi d^3} \qquad K_A = \frac{4C-1}{4(C-1)}, \quad C = \frac{D}{d}$$

(K_A ضریب تصحیح برشی در فنر کششی مقاومت از K_B و K_W است)

B : تنش نرمال ناشی از کشش و خمش داریم

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} + \frac{F\frac{D}{2}\cdot\frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{64}} = F\left(\frac{4}{\pi d^2} + \frac{16D}{\pi d^3}\right)$$

برای این حالت تنش نرمال ناشی از خمش با ضریب K اصلاح می‌شود

$$\sigma = F\left(\frac{4}{\pi d^2} + K\frac{16D}{\pi d^3}\right)$$

$$K = \frac{4C^2 - C - 1}{4C(C-1)}$$

K برحسب c افزایش است پس با کاهش C در دو سر فنر، احتمال شکست

در قلابهای دو سر فنر کاهش می یابد

با کاهش D،

C را کاهش داده ایم

بخشی فنرهای کشش : همانند فنرهای فشاری محاسبه می شود. اگرچه قلابهای دو سر فنر مطرح هستند

نیز یک سر درگیر و احد بخشی دارد، که با بخشی اصلی فنر سری است. اما چون معمولاً

بخشی اصلی فنر خیلی کوتاه است، از بخشی بخشی قلابها صرفنظر می شود

مثال :

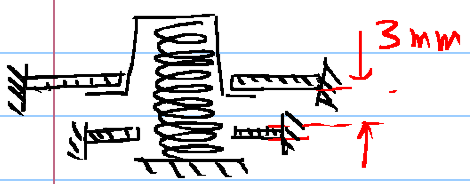
مطلوب است طراحی فنر زیر که های صفحه کلید یک ماشین

این فنر دارای پیش بار به مقدار $F_i = 50\ gf$،

تغییرات نیرو طی پائین آمدن دکمه 40٪ نیروی اولیه باشد $\Delta F = 0.4 F_i$

مقدار پائین آمدن $\Delta = 3\ mm$ و با 10٪ تغییر می تواند بیشتر یا طول برده برسد

سطح کلید یک ربع به ضلع 8 mm است.



حل :

طراحی فنر به معنی پیدا کردن D ، L_f ، d ، K ، N_a و پیش فشردگی لازم

① جنس : با توجه به ظرافت طراحی و تعداد بالای فنر از یک صفحه کمی (اگر یک فنر بشکند کل صفحه کمی باید تعویض کرد) از سیم مفتولی استفاده می‌کنیم :

$$G = 82.7\ GPa$$

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \longrightarrow \text{جدول } 10.4 \longrightarrow A = 2211,\ m = 0.145$$

② قطر سیم : قطر متعادل بصورت پیوسته نیست و براساس اندیس و جدول A-28 وجود دارد انتخاب می‌شود :

اندیس : $C = 10$ برای شروع ساخت فنر

چند حالت قطر متعادل را در نظر می‌گیریم

$$d = 0.1\ mm \longrightarrow \frac{D}{d} = 10 \longrightarrow D = 1\ mm$$

قطر سیم کم بوده و ممکن است منجر به کمانش فنر شود

$$d = 0.25\ mm \longrightarrow \frac{D}{d} \le 10 \longrightarrow D = \underline{2.5\ mm}$$

③ سختی

$$K = \frac{\Delta F}{\Delta l} = \frac{0.4\,(0.05 \times 10)}{3} = 0.067\ \frac{N}{mm}$$

$$K = \frac{Gd^4}{8D^3 N_a} \rightarrow N_a = \frac{Gd^4}{8KD^3} = 39$$

با فرض دو سر تخت برای فنر $N_t = N_a + 2 = 41$

$$l_s = N_t (0.25) = 41(0.25) = 10.25 \text{ mm}$$

با توجه به 3mm کورس حرکتی طول فنر به بیش از 14mm و ضخامت کیبورد در حدود 20-25 mm خواهد بود که زیاد است. برای کاهش حلقه‌ها (با ثابت نگه داشتن سختی) باید اندیس را زیاد کنیم (به عبارت دیگر D را زیاد کنیم)

$$C = 15 \rightarrow D = 15(0.25) = 3.75 \text{ mm} \quad (\text{L } 8\text{mm} \times 8\text{mm})$$

$$N_a = \frac{Gd^4}{8KD^3} = 11 \rightarrow l_s = (11+2)0.25 = 3.25 \text{ mm}$$

$$l_f \rightarrow l_1 \rightarrow l_2 \rightarrow l_s$$

l_1: بیش‌بار — l_2: طول فنر

$$l_2 - l_s = 0.1(3) = 0.3 \text{ mm} \rightarrow l_2 = 3.25 + 0.3 = 3.55 \text{ mm}$$

$$l_1 - l_2 = 3 \Rightarrow l_1 = 6.55 \text{ mm}$$

$$l_f - l_1 = \frac{0.05 \times 9}{0.067} = 7.46 \text{ mm} \Rightarrow l_f = 14 \text{ mm}$$

دوسرکت $l_f = PN_a + 3d \Rightarrow P = \frac{14 - 3(0.25)}{11} = 1.2 \text{ mm}$

④ تمرین : بارگذاری تندش

$\tau_{max} = K_w \frac{8FD}{\pi d^3}$ ، $K_w = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$ ← تنش برشی ماکزیمم در فنر

$C = 15$ ، $K_w = 1.09$ ، $F = k(l_f - l_2) = 0.067(14 - 3.55)$

$\tau_{max} = 466$ Mpa

$\tau_{min} = K_w \frac{8(0.05 \times g)D}{\pi d^3} = 333$ Mpa

$\Rightarrow \tau_a = 66.5$ Mpa, $\tau_m = 399.5$ Mpa

$S_{su} = 0.67 S_u$ ، $S_u = \frac{A}{d^m} = \frac{2211}{(0.25)^{0.145}} = 3775$ Mpa

$\Rightarrow S_{su} = 2529$ Mpa

نتایج تست - سایقه کشیده $\rightarrow$ $S_{su} = 398$

$S_{sm} = 534$

$\Rightarrow S_{se} = \frac{S_{su} S_{sa}}{S_{su} - S_{sa}} = 504.5$

Goodman $\frac{\tau_a}{S_{se}} + \frac{\tau_m}{S_{su}} = \frac{1}{n} \Rightarrow n = 3.45$

که ضریب اطمینان بسیار بالاتر

است ($1.2 < n < 1.4$ کوارت)

در مدتی که جاذبه ممکن است فنر به طول برده برسد. برای بررسی کنیم که این گلوله شکست است یک اتفاق نیافتد

$$\Delta l_{max} = l_f - l_s$$

$$= 14 - 3.25 = 10.75 \text{ mm} \rightarrow F_{max} = k \Delta l_{max} = 0.72 \text{ N}$$

$$\Rightarrow \tau = K_w \frac{8FD}{\pi d^3} = 455 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 0.45 S_u = 0.45(3775) = 1699 \text{ Mpa}$$

$$\Rightarrow F.S. = \frac{1699}{455} = 3.7$$

پاسخ (5)

$$L_f < \frac{\pi D}{\alpha} \sqrt{2 \frac{E-G}{2G+E}}$$

برای فنر با دو سر تخت و پرس $\rightarrow \alpha = 0.5 \Rightarrow \frac{\pi D}{\alpha} \sqrt{2 \frac{E-G}{2G+E}} = 19.4 \text{ mm}$

$$L_f = 14 < 19.4 \text{ mm}$$

فنر پایداری مطلق دارد.

(6) فرکانس طبیعی

$$f = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k}{m}} \qquad k = 0.067 \frac{N}{mm}$$

$$m = \frac{\pi d^2}{4} (\pi D N_a) \rho \qquad \rho = 7600 \frac{kg}{m^3}$$

$$m \simeq 5 \times 10^{-2} \text{ gr}$$

$$f = 581 \text{ Hz} \rightarrow$$ تقریباً از سرعت زاویه‌ای شفت